

# 齿轮传动设计手册

HANDBOOK OF GEAR DESIGN

朱孝录 主编



化学工业出版社  
工业装备与信息工程出版中心

· 北 京 ·

(京)新登字 039 号

**图书在版编目(CIP)数据**

齿轮传动设计手册(HANDBOOK OF GEAR DESIGN)/  
朱孝录主编. —北京:化学工业出版社, 2004.7  
ISBN 7-5025-5843-8

I. 齿… II. 朱… III. 齿轮传动-机械设计-技  
术手册 IV. TH132.41-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 077323 号

---

**齿轮传动设计手册**

HANDBOOK OF GEAR DESIGN

朱孝录 主编

责任编辑:张兴辉 周国庆

文字编辑:韩庆利

责任校对:李 林

封面设计:于 兵

\*

化 学 工 业 出 版 社 出版发行  
工业装备与信息工程出版中心  
(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)  
发行电话:(010) 64982530  
<http://www.cip.com.cn>

\*

新华书店北京发行所经销  
北京云浩印刷有限责任公司印刷  
三河市东柳装订厂装订

开本 787mm×1092mm 1/16 印张 78 $\frac{3}{4}$  彩插 2 字数 1987 千字

2005 年 1 月第 1 版 2005 年 1 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-5843-8/TH·212

定 价:168.00 元

---

**版权所有 违者必究**

该书如有缺页、倒页、脱页者,本社发行部负责退换

# 前 言

齿轮及其传动装置（以下简称齿轮）是机械工业中一大类重要的基础件。这类基础件的设计和制造质量直接影响机械工业的技术水平。齿轮的设计（构思与表达）是组织该类机械产品生产的依据和头道工序，因而是决定该产品技术性能和经济效益的重要环节。

一个好的、高效的齿轮产品设计，除了设计者要有好的创新构思和丰富的经验外，还必须有一册内容实用、可靠，标准新、资料全，查阅、携带方便的工具书。本手册正是为这种需求而编写的。

本手册有以下主要特色：

1. 立足于齿轮及其传动装置设计的全局，保证常规设计内容、资料的完整、正确和实用。

2. 采用最新（至2003年）的国际标准化组织（ISO）标准和我国国家标准（GB）及行业标准（JB）。

3. 将通用机械和重型机械齿轮（一般工业齿轮）的设计作为本手册的重点。例如，标准基本齿条齿廓（GB/T 1356—2001）、圆柱齿轮承载能力计算方法（ISO 9085：2002）、锥齿轮承载能力计算方法（ISO 10300：2001）和胶合承载能力计算方法（ISO/TR 13989：2000）（以上ISO标准我国均等同采用）等，都是按此要求编入手册的最新资料。

4. 补足一般机械设计手册中缺乏，而对提高齿轮设计和制造质量有很大影响的资料。例如，齿轮工程图样中技术要求的拟定和有关技术条件方面的内容，以及齿轮传动装置的艺术造型设计，均单独成章。使设计者在编写技术条件时，有据可查；在设计箱体时，考虑更为全面。

5. 齿轮技术是不断发展的，因此本手册除了编入常规设计资料外，也编入了一部分新的传动形式的设计资料，如点线啮合齿轮传动、分阶式渐开线齿轮传动和圆弧齿廓弧齿锥齿轮传动等，以开阔设计眼界。

本手册由朱孝录（北京科技大学）任主编。参加各章编写的人员如下：第1章，朱孝录；第2章，朱孝录、李威、王小群、邱丽芳（以上均为北京科技大学）、张民安（郑州机械研究所）、杨兴福（北京邮电大学）；第3章，张光辉（重庆大学）、樊智敏（青岛科技大学）、厉海样（武汉理工大学）；第4章，王铁（太原理工大学）；第5章，董学朱（中国农业大学）；第6章，沈蕴方（北京科技大学）；第7章，李力行、何卫东（以上均为大连交通大学）、李欣（美

国马里兰大学)、叶庆泰(上海交通大学);第8章,王培樵(西安重型机械研究所)、蒋玉滨(东风汽车制造厂);第9章,吴晓铃(郑州大学)、戚文正(郑州机械研究所);第10章,张照智、陈国民、顾敏(均为郑州机械研究所);第11章,朱孝录、顾淑媛(均为北京科技大学);第12章,陈键、洪华、赵军(均为北京科技大学)。参加审稿的有:秦大同、徐永年、沈水福、朱孝录、王培樵、张少名、钱振霞、王均荣、陈亚文。

本手册的编写,虽然编者作了最大的努力,但由于编者的能力和水平有限,因此手册中难免有遗漏甚至错误之处,敬希广大手册使用者不吝指正为盼。

**主编 朱孝录**

**2004. 4. 1**





图 12-1 一级圆柱齿轮减速器



图 12-2 立式圆柱齿轮减速器



图 12-3 二级圆柱齿轮减速器  
(江苏泰隆减速机股份有限公司)



图 12-4 减速器 (日本住友公司)



图 12-5 减速器 (意大利 BONFIGLIOLI 公司)



图 12-6 减速器 (美国 FALK 公司)



图 12-7 模块式圆锥齿轮通用减速器  
(南京高速齿轮箱厂)



图 12-8 圆锥齿轮减速器  
(美国 FALK 公司)



图 12-10 平行轴斜齿轮电动机减速器  
(德国 SEW 公司)

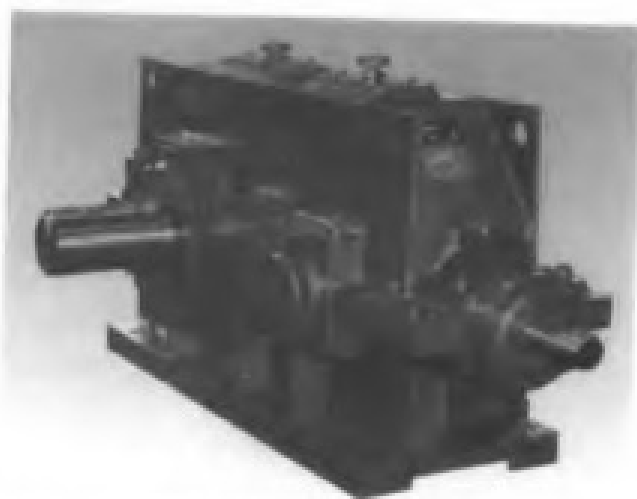


图 12-11 圆锥齿轮减速器 (南京高速齿轮箱厂)

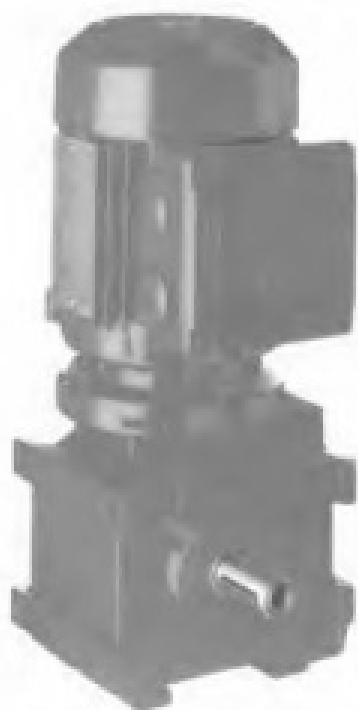


图 12-12 斜齿轮—蜗轮减速电机  
(德国 SEW 公司)



图 12-13 蜗轮蜗杆减速器 (德国 SEW 公司)



图 12-14 斜齿轮电动机减速器  
(德国 SEW 公司)

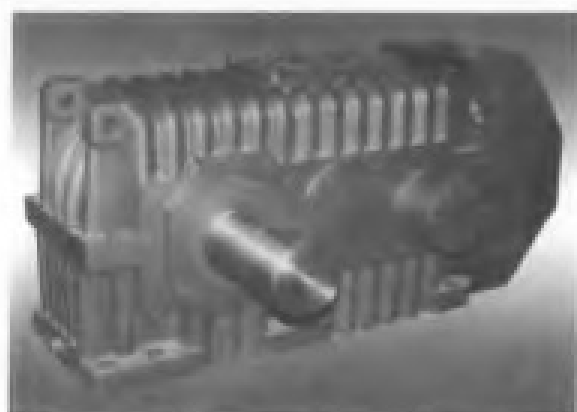


图 12-16 齿轮减速器 (德国 SEW 公司)

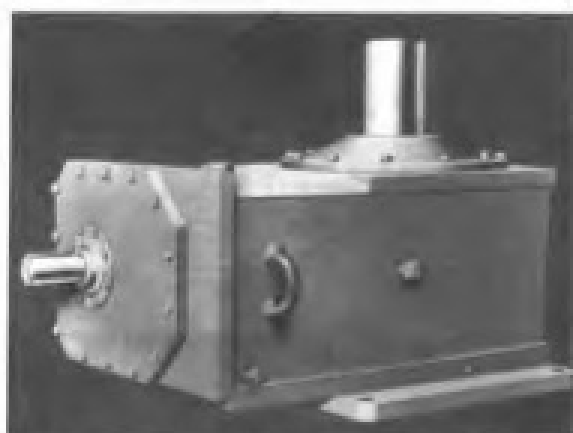


图 12-15 齿轮减速器 (美国 FALK 公司)



图 12-17 垂直输出轴减速器  
(德国 SEW 公司)



图 12-18 多级齿轮减速箱 (南京高速齿轮箱厂)

# 目 录

齿轮的几何要素代号标记法	1
旋转运动常用关系式	3
第 1 章 齿轮传动设计总论	4
1.1 齿轮传动的分类	4
1.2 各类齿轮传动的特点、性能和选用原则	5
1.2.1 各类齿轮传动的特点、性能和应用	5
1.2.2 齿轮传动类型的选用原则	7
1.3 齿轮传动与齿轮传动装置	8
1.4 外啮合齿轮传动与内啮合齿轮传动	10
1.5 齿轮轮齿加工	13
1.5.1 轮齿加工原理和方法	13
1.5.2 各种加工方法的应用范围及特点	15
1.6 影响齿轮承载能力诸因素的量级估计	17
1.7 安全系数的选择	20
1.8 齿轮传动设计步骤与设计任务书	21
1.8.1 传动装置的参数设计	21
1.8.2 齿轮传动设计任务书	22
1.9 齿轮及其传动装置的标准化	23
附录	24
参考文献	33
第 2 章 渐开线圆柱齿轮传动设计	34
2.1 基本齿廓及模数系列	39
2.1.1 通用机械和重型机械用圆柱齿轮标准基本齿条齿廓	39
2.1.2 通用机械和重型机械用圆柱齿轮模数	42
2.2 渐开线圆柱齿轮传动的几何尺寸和特性参数计算	42
2.2.1 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算	42
2.2.2 变位圆柱齿轮传动概述和变位系数的选择	46
2.2.3 外啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算	63
2.2.4 内啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算	67
2.2.5 渐开线圆柱齿轮的齿厚测量计算	76
2.2.6 渐开线圆柱齿轮传动几何尺寸计算实例	90
2.3 齿轮的损伤与失效	93
2.3.1 齿轮损伤、失效与齿轮设计	93

2.3.2	轮齿损伤和失效的形貌	94
2.3.3	诱发轮齿损伤和失效的主要原因	104
2.3.4	齿轮失效判据	106
2.4	渐开线圆柱齿轮承载能力计算	114
2.4.1	轮齿受力计算	114
2.4.2	齿轮传动设计参数的选择	114
2.4.3	齿轮材料选择概要	120
2.4.4	齿轮传动主要尺寸参数的初步确定	125
2.4.5	渐开线圆柱齿轮疲劳承载能力计算	127
2.4.6	在变载荷下工作的齿轮强度计算	167
2.4.7	齿轮静强度校核计算	170
2.4.8	开式齿轮强度计算的特点	171
2.5	渐开线齿轮齿面胶合能力计算	172
2.5.1	胶合承载能力校核计算基本公式	172
2.5.2	各计算参数确定	173
2.5.3	胶合承载能力计算示例	181
2.5.4	锥齿轮胶合承载能力的计算特点	184
2.6	圆柱齿轮的结构设计	185
2.7	高速齿轮传动及轮齿修形	192
2.7.1	高速齿轮传动设计特点	192
2.7.2	轮齿修形	199
2.8	齿轮精度设计	211
2.8.1	齿轮精度标准适用范围	212
2.8.2	齿轮偏差的定义及代号	212
2.8.3	齿轮精度等级及其选择	216
2.8.4	齿轮检验	218
2.8.5	齿轮坯	242
2.8.6	表面结构的影响	246
2.8.7	轴中心距和轴线平行度	248
2.8.8	轮齿接触斑点	250
2.8.9	侧隙	251
2.8.10	图样标注	256
2.8.11	采用 GB/T 10095.1 与 GB/T 10095.2 两项新标准应注意的问题	258
2.8.12	新旧标准的差异	261
附录	圆柱齿轮轮齿鼓形修形与齿端修缘量的指导值	265
	参考文献	266
<b>第3章</b>	<b>其他渐开线圆柱齿轮传动设计</b>	268
3.1	齿轮齿条传动	268
3.1.1	齿轮齿条传动特点	268
3.1.2	齿轮齿条传动的限制条件	269

3.1.3	齿轮齿条传动的几何尺寸计算 .....	270
3.1.4	齿条精度 .....	271
3.2	交错轴斜齿轮传动 .....	279
3.2.1	交错轴斜齿轮传动的原理 .....	280
3.2.2	交错轴斜齿轮传动的特点及最紧密啮合 .....	280
3.2.3	交错轴斜齿轮传动的重合度 .....	283
3.2.4	交错轴斜齿轮传动的设计及几何计算 .....	284
3.2.5	交错轴斜齿轮传动的干涉 .....	287
3.3	分阶式双渐开线齿轮传动 .....	288
3.3.1	双渐开线齿轮齿廓及其基本齿廓 .....	288
3.3.2	双渐开线齿轮传动的啮合特性 .....	290
3.3.3	双渐开线齿轮传动的几何尺寸计算 .....	293
3.3.4	双渐开线齿轮传动强度计算 .....	294
3.4	点线啮合齿轮传动 .....	295
3.4.1	点线啮合齿轮传动的类别、特点和应用 .....	295
3.4.2	点线啮合齿轮传动的几何尺寸计算 .....	296
3.4.3	点线啮合齿轮传动的参数选择及封闭图 .....	299
3.4.4	点线啮合齿轮传动的齿轮精度与公差 .....	303
3.4.5	点线啮合齿轮传动的齿轮零件工作图 .....	309
	参考文献 .....	309
<b>第4章</b>	<b>圆弧齿圆柱齿轮传动设计</b> .....	<b>310</b>
4.1	概述 .....	311
4.1.1	圆弧齿轮传动的特点 .....	311
4.1.2	圆弧齿轮传动的类型 .....	312
4.2	圆弧齿轮传动的原理及基本齿廓 .....	313
4.2.1	圆弧齿轮传动的基本原理与齿面方程 .....	313
4.2.2	单圆弧齿轮滚刀法面齿形 .....	315
4.2.3	双圆弧齿轮基本齿廓 .....	315
4.2.4	圆弧齿轮传动的啮合特性 .....	318
4.3	圆弧齿轮传动几何参数的设计计算 .....	320
4.3.1	模数系列 .....	320
4.3.2	圆弧齿轮传动的几何参数的设计计算 .....	320
4.4	圆弧齿轮传动的参数选择 .....	321
4.4.1	模数 $m_n$ 和齿数 $z_1$ .....	321
4.4.2	重合度 $\varepsilon_p$ .....	322
4.4.3	螺旋角 $\beta$ .....	322
4.4.4	齿宽系数 $\varphi_d$ .....	322
4.5	圆弧齿轮的损伤形式及其防止措施 .....	323
4.5.1	齿端崩角 .....	323
4.5.2	轮齿折断 .....	323

4.5.3	齿面疲劳点蚀 .....	323
4.5.4	齿面塑性变形 .....	324
4.5.5	齿面胶合 .....	324
4.5.6	齿面磨损 .....	324
4.6	圆弧齿轮传动的承载能力计算 .....	325
4.6.1	强度计算公式 .....	325
4.6.2	强度计算公式中各系数的确定方法 .....	326
4.7	圆弧齿轮的测量尺寸计算、精度和检验 .....	332
4.7.1	圆弧齿轮传动测量尺寸计算 .....	332
4.7.2	圆弧齿轮精度等级和传动侧隙 .....	335
4.7.3	齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号 .....	335
4.7.4	圆弧齿轮各项精度指标的分组和选用 .....	338
4.7.5	各检验项目的公差数值 .....	339
4.7.6	圆弧齿轮齿轮公差关系式与计算式 .....	344
4.8	圆弧齿轮图样标注及应注明的尺寸数据 .....	344
4.8.1	齿轮工作图中应标注的一般尺寸和数据参数 .....	344
4.8.2	齿轮精度等级和侧隙系数的标注方式 .....	345
4.9	设计计算实例 .....	345
	参考文献 .....	350
<b>第 5 章</b>	<b>锥齿轮和准双曲面齿轮传动设计</b> .....	<b>351</b>
5.1	概述 .....	356
5.1.1	锥齿轮及准双曲面齿轮的特点和用途 .....	356
5.1.2	节锥面、分锥面和齿面的形成 .....	356
5.1.3	锥齿轮的当量圆柱齿轮 .....	362
5.1.4	锥齿轮几何参数的名称 .....	363
5.1.5	锥齿轮和准双曲面齿轮的 3 种齿制 .....	365
5.2	锥齿轮及准双曲面齿轮主要参数的选择 .....	367
5.2.1	锥齿轮的基本齿廓 .....	367
5.2.2	锥齿轮的大端分度圆直径 .....	368
5.2.3	准双曲面齿轮的偏置距 $E$ .....	372
5.2.4	齿数、模数、齿宽和螺旋角 .....	372
5.2.5	齿的螺旋方向和准双曲面小齿轮的偏置 .....	376
5.3	直齿锥齿轮几何设计 .....	377
5.3.1	直齿锥齿轮的变位 .....	377
5.3.2	直齿锥齿轮主要参数初算 .....	378
5.3.3	直齿锥齿轮几何计算 .....	378
5.3.4	直齿锥齿轮的当量齿轮和重合度 .....	379
5.3.5	汽车差速器直齿锥齿轮 .....	381
5.4	格利森制弧齿锥齿轮几何设计 .....	382
5.4.1	弧齿锥齿轮的变位 .....	382



5.4.2	刀盘的名义直径 .....	384
5.4.3	弧齿锥齿轮的主要参数初算 .....	384
5.4.4	弧齿锥齿轮几何参数计算 .....	385
5.4.5	弧齿锥齿轮的当量齿轮和重合度 .....	386
5.5	ANSI/AGMA 2005-C96 锥齿轮的几何设计 .....	387
5.5.1	直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的变位 .....	388
5.5.2	齿高的收缩 .....	389
5.5.3	锥齿轮的最小和最大法向侧隙 .....	389
5.5.4	直齿、零度齿和弧齿锥齿轮主要参数初算 .....	390
5.5.5	直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的几何参数计算 .....	390
5.6	摆线齿锥齿轮几何设计 .....	392
5.6.1	变位系数的选择 .....	392
5.6.2	分锥角修正 .....	392
5.6.3	小轮齿顶变尖检查和小端齿顶倒坡 .....	393
5.6.4	刀盘干涉检查 .....	394
5.6.5	摆线齿锥齿轮主要参数初算 .....	395
5.6.6	摆线齿锥齿轮几何参数计算 .....	395
5.6.7	摆线齿锥齿轮的当量齿轮和重合度计算 .....	407
5.6.8	摆线齿锥齿轮的齿形系数和切向变位系数 .....	407
5.7	弧齿准双曲面齿轮几何设计 .....	408
5.7.1	弧齿准双曲面齿轮几何设计原理 .....	409
5.7.2	按格利森法设计弧齿准双曲面齿轮副 .....	415
5.7.3	按 ANSI/AGMA 2005-C96 法设计弧齿准双曲面齿轮副 .....	420
5.7.4	弧齿准双曲面齿轮的当量齿轮和重合度 .....	423
5.8	摆线齿准双曲面齿轮的几何设计 .....	425
5.8.1	摆线齿准双曲面齿轮几何设计原理 .....	426
5.8.2	摆线齿准双曲面齿轮主要参数初算 .....	433
5.8.3	摆线齿准双曲面齿轮几何计算 .....	434
5.8.4	摆线齿准双曲面齿轮的当量齿轮和重合度 .....	445
5.8.5	摆线齿准双曲面齿轮的齿形系数和切向变位系数 .....	446
5.9	锥齿轮承载能力计算方法 .....	447
5.9.1	锥齿轮的强度计算公式 .....	448
5.9.2	载荷及与其相关的系数 .....	449
5.9.3	接触强度计算的相关系数 .....	454
5.9.4	弯曲强度计算的相关系数 .....	455
5.10	直齿锥齿轮强度校核 .....	462
5.10.1	直齿锥齿轮强度校核的原始参数 .....	463
5.10.2	直齿锥齿轮的切向力及载荷系数 .....	464
5.10.3	直齿锥齿轮的齿面接触强度校核 .....	466
5.10.4	直齿锥齿轮弯曲强度校核 .....	467

5.10.5	直齿锥齿轮的胶合承载能力计算	469
5.11	弧齿锥齿轮的强度校核	472
5.11.1	按格利森法校核弧齿锥齿轮的强度	472
5.11.2	按 GB/T 10062 的 B2 与 C 混合法校核弧齿锥齿轮的强度	477
5.12	摆线齿锥齿轮的强度校核	484
5.12.1	摆线齿锥齿轮强度校核的原始参数	484
5.12.2	摆线齿锥齿轮的切向力载荷系数	485
5.12.3	摆线齿锥齿轮的接触强度校核	487
5.12.4	摆线齿锥齿轮的弯曲强度校核	489
5.12.5	摆线齿锥齿轮的胶合承载能力计算	490
5.13	弧齿准双曲面齿轮强度校核	492
5.13.1	按格利森法校核弧齿准双曲面齿轮的强度	493
5.13.2	按 GB/T 10062 的 B2 与 C 混合法校核弧齿准双曲面齿轮强度	501
5.14	摆线齿准双曲面齿轮的强度校核	508
5.14.1	摆线齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数	508
5.14.2	摆线齿准双曲面轮的切向力及载荷系数	509
5.14.3	摆线齿准双曲面齿轮的接触强度校核	511
5.14.4	摆线齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核	511
5.14.5	摆线齿准双曲面齿轮的胶合承载能力计算	511
5.15	锥齿轮的精度	518
5.15.1	锥齿轮精度标准 GB/T 11365—1989	518
5.15.2	美国的 AGMA 锥齿轮和准双曲面齿轮精度简介	530
5.16	曲线齿锥齿轮齿面接触区的调整	532
5.17	齿轮安装形式、齿轮及轴承受力计算	533
5.17.1	锥齿轮及准双曲面齿轮的安装形式	533
5.17.2	齿面受力分析和轴承受力分析	534
5.18	锥齿轮的结构和工作图	537
5.18.1	锥齿轮结构	537
5.18.2	锥齿轮和准双曲面齿轮的工作图	538
5.19	双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动	543
5.19.1	概述	543
5.19.2	双圆弧齿形弧齿锥齿轮基本齿廓和几何计算	543
5.19.3	双圆弧齿形弧齿锥齿轮的制造工艺	545
	参考文献	546
<b>第 6 章</b>	<b>蜗杆传动设计</b>	548
6.1	蜗杆传动的特点	550
6.1.1	蜗杆传动的组成	550
6.1.2	蜗杆传动的应用和特点	550
6.2	蜗杆传动的类型	550
6.3	蜗杆传动的传动比	551

6.4 蜗杆传动的效率 .....	552
6.4.1 蜗杆传动齿面间的相对滑动速度 .....	552
6.4.2 蜗杆传动的接触线和润滑角 .....	552
6.4.3 蜗杆传动的效率 .....	553
6.5 蜗杆传动的失效形式和选材原则 .....	555
6.5.1 失效形式 .....	555
6.5.2 选材原则 .....	555
6.6 普通圆柱蜗杆传动 .....	555
6.6.1 分类 .....	555
6.6.2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数 .....	557
6.6.3 普通圆柱蜗杆传动承载能力计算 .....	571
6.6.4 热平衡计算 .....	576
6.6.5 蜗杆和蜗轮的结构 .....	577
6.6.6 圆柱蜗杆传动的精度 .....	577
6.6.7 计算示例 1 .....	595
6.7 圆弧圆柱蜗杆传动 .....	598
6.7.1 圆弧圆柱蜗杆传动类型 .....	598
6.7.2 圆弧圆柱蜗杆传动特性 .....	599
6.7.3 轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动的几何参数和尺寸计算 .....	599
6.7.4 圆弧圆柱蜗杆传动承载能力计算 .....	610
6.7.5 计算示例 2 .....	611
6.8 直廓环面蜗杆传动 .....	612
6.8.1 直廓环面蜗杆传动的参数选择及几何尺寸计算 .....	612
6.8.2 直廓环面蜗杆的修形 .....	612
6.8.3 直廓环面蜗杆传动承载能力计算 .....	616
6.8.4 直廓环面蜗杆、蜗轮精度 .....	621
6.8.5 计算示例 3 .....	624
6.9 平面包络环面蜗杆传动 .....	624
6.9.1 平面一次包络环面蜗杆传动 .....	625
6.9.2 平面二次包络环面蜗杆传动 .....	631
6.9.3 计算示例 4 .....	654
参考文献 .....	655
<b>第 7 章 动轴轮系齿轮传动设计</b> .....	656
7.1 轮系概述 .....	659
7.1.1 轮系的分类及应用 .....	659
7.1.2 定轴轮系的传动比 .....	660
7.1.3 常用行星齿轮传动的传动形式与特点 .....	662
7.1.4 行星齿轮传动的传动比 .....	664
7.1.5 行星齿轮传动的效率 .....	667
7.2 渐开线齿轮行星传动 .....	668

7.2.1	主要参数的确定 .....	668
7.2.2	行星齿轮传动的受力分析 .....	695
7.2.3	行星传动齿轮强度计算要点 .....	698
7.2.4	行星齿轮传动的结构设计与计算 .....	702
7.2.5	少齿差行星齿轮传动 .....	727
7.3	摆线针轮传动 .....	766
7.3.1	概述 .....	766
7.3.2	摆线针轮传动的啮合原理 .....	769
7.3.3	摆线针轮行星传动的基本参数和几何尺寸计算 .....	784
7.3.4	摆线针轮行星传动的受力分析 .....	788
7.3.5	主要件的强度计算 .....	798
7.3.6	摆线针轮传动的优化设计 .....	800
7.3.7	摆线针轮行星传动的技术要求 .....	806
7.3.8	设计计算公式与示例 .....	813
7.3.9	主要零件的工作图 .....	815
7.3.10	大型摆线针轮行星传动的新结构简介 .....	820
7.3.11	RV 减速器 .....	821
7.3.12	双曲柄环板式针摆行星减速器 .....	856
7.4	谐波齿轮传动 .....	872
7.4.1	谐波齿轮传动的主要特点及其基本原理 .....	872
7.4.2	谐波齿轮传动的分类 .....	874
7.4.3	谐波齿轮传动的传动比计算 .....	874
7.4.4	谐波齿轮传动主要构件的结构形式 .....	877
7.4.5	谐波齿轮传动的设计计算与基本参数的确定 .....	880
7.4.6	谐波齿轮传动的效率、发热、润滑与增速 .....	893
7.4.7	传动装置的运动误差和频谱分析 .....	895
7.4.8	谐波齿轮传动的动态特性及其减振措施 .....	898
7.4.9	动力谐波齿轮传动工作过程中的跳齿问题 .....	899
	参考文献 .....	900
<b>第 8 章</b>	<b>减 (增) 速器设计 .....</b>	<b>903</b>
8.1	概述 .....	903
8.1.1	适用范围 .....	903
8.1.2	基础标准、特殊术语与定义 .....	904
8.1.3	发展趋势 .....	905
8.2	各类减 (增) 速器的设计程序、主参数 .....	905
8.2.1	一般单机设计程序 .....	905
8.2.2	标准系列减 (增) 速器设计程序 .....	906
8.2.3	设计原始条件、数据 .....	907
8.2.4	选型——传动类型、装配形式、安装形式 .....	907
8.2.5	减 (增) 速器的主参数 .....	915

8.3 渐开线圆柱齿轮减(增)速器设计 .....	924
8.3.1 选定性能水平——齿轮按性能分类 .....	924
8.3.2 齿轮参数初算 .....	925
8.3.3 齿轮结构设计 .....	937
8.3.4 初定轴直径、轴与齿轮的配合 .....	940
8.3.5 初选轴承型号、轴承配置与轴承偏心套 .....	943
8.3.6 机体、机盖与整机结构设计 .....	945
8.3.7 主要零部件强度校核 .....	949
8.4 减(增)速器附件 .....	960
8.5 机械功率计算 .....	966
8.5.1 机械功率的应用与计算依据 .....	966
8.5.2 计算公式 .....	967
8.5.3 机械功率的选用 .....	967
8.6 热功率的测定与计算 .....	972
8.6.1 热功率的试验测定 .....	972
8.6.2 热功率计算 .....	973
8.6.3 损耗功率(功率损失) $P_v$ 计算 .....	974
8.6.4 热散发功率 $P_Q$ 计算 .....	977
8.6.5 热功率的修正 .....	978
8.7 润滑、冷却、加热与密封 .....	980
8.7.1 润滑和冷却的方式 .....	980
8.7.2 加热器及其安装 .....	985
8.7.3 密封 .....	986
8.7.4 润滑油油品与选用 .....	988
8.8 出厂检验与试验 .....	988
8.8.1 整机出厂检验 .....	988
8.8.2 试验 .....	989
8.9 储运、安装、试运转、维护 .....	989
8.9.1 储藏、运输 .....	989
8.9.2 安装 .....	990
8.9.3 试运转 .....	990
8.9.4 使用维护 .....	990
8.10 通用标准、系列减速器及其选用 .....	991
8.10.1 圆柱齿轮减速器(摘自 JB/T 8853—2001) .....	991
8.10.2 模块式圆锥、圆柱齿轮减速器(摘自 JB/ZQ 6101—2002) .....	1009
8.10.3 NGW 型行星齿轮减速器(JB/T 6502—1993) .....	1030
8.10.4 圆弧圆柱蜗杆减速器(JB/T 7935—1999) .....	1048
参考文献 .....	1058
<b>第9章 齿轮传动装置的润滑设计</b> .....	1059
9.1 概述 .....	1059

9.1.1	齿轮润滑的特点及润滑剂的作用	1060
9.1.2	齿轮的润滑状态	1061
9.1.3	润滑对齿轮传动的影响及其策略	1062
9.2	齿轮润滑油(脂)和添加剂	1063
9.2.1	工业齿轮油的分类	1063
9.2.2	车辆齿轮油的分类	1068
9.2.3	工业齿轮油的规格标准	1070
9.2.4	车辆齿轮油的规格标准	1070
9.2.5	润滑油添加剂	1081
9.3	齿轮传动装置的润滑油选用方法	1087
9.3.1	选用齿轮润滑油应考虑的因素	1087
9.3.2	工业齿轮润滑油的使用要求	1088
9.3.3	工业闭式齿轮的润滑油选用方法(包括高速齿轮的润滑)	1089
9.3.4	蜗轮蜗杆传动的润滑油选用方法	1092
9.3.5	工业开式齿轮传动的润滑油(脂)选用方法	1093
9.3.6	车辆齿轮润滑油的选用方法	1095
9.3.7	齿轮润滑油的质量监控和换油指标	1096
9.4	齿轮传动装置的润滑方式	1100
9.4.1	油浴润滑	1100
9.4.2	循环喷油润滑	1101
9.4.3	油雾润滑	1102
9.4.4	离心润滑	1102
9.4.5	润滑脂润滑	1102
9.4.6	固体润滑	1103
附录		1103
参考文献		1108
<b>第10章</b>	<b>齿轮内在品质设计</b>	<b>1109</b>
10.1	齿轮内在品质设计总则	1109
10.1.1	齿轮受力状态及损坏特性	1109
10.1.2	齿轮疲劳强度与材料热处理质量等级	1112
10.1.3	硬齿面齿轮的应用	1119
10.2	齿轮材料的选择	1119
10.2.1	齿轮用钢材	1119
10.2.2	齿轮用铸铁	1140
10.2.3	齿轮用有色金属	1146
10.3	齿轮热处理工艺选择	1151
10.3.1	热处理冶金因素和工艺因素	1151
10.3.2	齿轮的热处理工艺选择	1157
10.4	齿轮热处理缺陷及质量控制	1178
10.4.1	齿轮热处理质量检验	1178

10.4.2 齿轮的热处理质量控制 .....	1179
参考文献 .....	1182
<b>第 11 章 齿轮传动工程图样中的技术要求和条件</b> .....	<b>1183</b>
11.1 概述 .....	1183
11.2 技术要求的内容和示例 .....	1184
11.2.1 齿轮零件工作图上的技术要求 .....	1184
11.2.2 齿轮传动装置装配图上的技术要求 .....	1184
11.2.3 齿轮技术要求示例 .....	1184
11.3 锻件的技术条件 .....	1185
11.3.1 锻件的技术条件和一般要求 .....	1185
11.3.2 锻件材料的化学成分 .....	1186
11.3.3 锻件的力学性能 .....	1187
11.3.4 验收、复验和重新热处理 .....	1188
11.3.5 有关齿轮毛坯制造的技术条件标准 .....	1188
11.4 锻钢件无损探伤技术条件 .....	1189
11.4.1 锻钢件无损探伤技术条件和一般要求 .....	1189
11.4.2 超声波探伤及其质量等级 .....	1189
11.4.3 磁粉探伤及其质量等级 .....	1191
11.4.4 渗透探伤及其质量等级 .....	1192
11.4.5 质量验收等级的选择 .....	1193
11.4.6 有关无损探伤的技术条件标准 .....	1194
11.5 热处理技术要求在零件工作图上的表示方法 .....	1194
11.5.1 表示方法的一般规定 .....	1194
11.5.2 正火、退火及淬火回火(含调质)零件的标注 .....	1195
11.5.3 表面淬火零件的标注 .....	1196
11.5.4 渗碳和碳氮共渗零件的标注 .....	1199
11.5.5 渗氮零件的标注 .....	1200
11.6 刚性转子的平衡与许用不平衡 .....	1202
11.6.1 转子的不平衡与平衡 .....	1202
11.6.2 不平衡及其校正 .....	1203
11.6.3 转子质量与许用不平衡量 .....	1204
11.6.4 平衡品质等级与工作转速和许用不平衡度的关系 .....	1205
11.6.5 平衡品质的确定 .....	1207
11.6.6 转子许用不平衡量向校正平面的分配 .....	1208
11.6.7 剩余不平衡量的确定 .....	1210
11.6.8 计算实例 .....	1210
11.6.9 转子平衡品质等级在图样上的标注方法 .....	1211
11.6.10 透平齿轮传动的平衡 .....	1212
11.7 齿轮装置的噪声验收规范 .....	1212
11.7.1 概述 .....	1212

11.7.2	声功率级的确定 .....	1213
11.7.3	辐射声压级的确定 .....	1222
11.7.4	声学环境 .....	1224
11.7.5	透平齿轮传动装置噪声声压级规范 .....	1225
11.7.6	德国 VDI 2159 标准中的噪声评价 .....	1225
11.8	齿轮装置的振动验收规范 .....	1226
11.8.1	机械振动中的位移、速度和加速度 .....	1226
11.8.2	振动测量方式和测量单位 .....	1227
11.8.3	齿轮装置试验条件 .....	1227
11.8.4	验收值 (等级) .....	1227
11.8.5	振动的主观评价 .....	1229
11.8.6	透平齿轮传动装置的振动规范 .....	1229
11.9	齿轮传动装置的清洁度 .....	1230
	参考文献 .....	1231
<b>第 12 章</b>	<b>齿轮传动装置的艺术造型设计</b> .....	<b>1232</b>
12.1	齿轮传动装置箱体设计基本要求 .....	1232
12.2	齿轮传动装置艺术造型设计的特殊性 .....	1233
12.3	齿轮传动装置造型设计的主要美学因素 .....	1234
12.3.1	齿轮传动装置形式美特征 .....	1234
12.3.2	构成形式美的因素 (形态、色彩、材质、结构) .....	1234
12.4	齿轮传动装置造型设计的评价标准 .....	1237
12.4.1	列项记分评价法 .....	1238
12.4.2	模糊评价法 .....	1239
12.5	齿轮传动装置造型设计的一般程序 .....	1240
12.6	齿轮传动装置造型设计实例 .....	1241
	参考文献 .....	1241



# 齿轮的几何要素代号标记法

1998 年, 国际标准化组织正式发布了 ISO 701 : 1998 International gear notation—Sybols for geometrical data 英文版标准, 我国等同采用这个标准, 只把标准名称改为《齿轮几何要素代号》。这个标准用来替代 GB/T 2821—1992《齿轮几何要素代号》。

ISO 701 : 1998 中给出的代号标准由主代号和下标两部分组成:

主代号——由单个基本字母组成 (见表 i);

下标——用来限定主代号 (见表 ii、表 iii 和表 iv)。

几何要素代号组合的主要规则如下。

- ① 代号由主代号组成。主代号可有一个或多个下标, 或有一个上标。
- ② 主代号可以是单独的大写字母或小写字母。字母应是拉丁文或斜体的希腊字母。
- ③ 数字下标为整数、小数或罗马数字。一个代号仅能有一个数字下标。
- ④ 所有下标均应标在同一直线上, 并低于主代号。
- ⑤ 划了线条的代号 (上面或下面划了线条), 除指数外的上标、前置下标、前置上标、二次下标、二次上标以及破折号均应避免使用。

作为下标的同一字母可以有不同的含义, 根据下标定义的符号而定。表 ii 给出了常用下标; 表 iii 给出了两个或三个字母的缩写下标; 表 iv 给出了数字下标。下标与主代号一起使用作为一个代号。

当使用一个以上的下标符号时, 推荐用表 v 给出的顺序。

表 vi 给出了齿轮几何要素代号示例。

表 i 主要几何要素代号

代号	意 义	代号	意 义
$a$	中心距	$u$	齿数比
$b$	齿宽	$W$	跨 $K$ 个齿的公法线长度
$c$	顶隙和根隙	$x$	径向变位系数
$d$	直径, 分度圆直径	$y$	中心距变动系数
$e$	齿槽宽	$z$	齿数
$g$	接触轨迹长度	$\alpha$	压力角
$h$	齿高 (全齿高、齿顶高、齿根高)	$\beta$	螺旋角
$i$	总传动比	$\gamma$	导程角
$j$	侧隙	$\delta$	锥角
$M$	量柱或量球的测量距	$\epsilon$	重合度
$m$	模数	$\eta$	槽宽半角
$p$	齿距, 导程	$\theta$	锥齿轮的齿形角
$q$	蜗杆的直径系数	$\rho$	曲率半径
$R$	锥距	$\Sigma$	轴交角
$r$	半径	$\Psi$	齿厚半角
$s$	齿厚		

表 II 主要下标

代 号	意 义	代 号	意 义	代 号	意 义
a	顶	n	法向	y	任意点
b	基圆	P	基本齿条齿廓	z	导程
e	外	r	半径的	$\alpha$	齿廓
f	根	t	端平面	$\beta$	螺旋方向上(齿向)
i	内	u	有效的	$\gamma$	总的
k	跨齿数	w	啮合状态		
m	平均	x	轴向		

表 III 缩写下标

下 标	意 义	下 标	意 义
act	实际的	min	最小的
max	最大的	pr	突台

表 IV 数字下标

下 标	意 义	下 标	意 义
0	刀具	3	标准齿轮
1	小轮	.....	其他齿轮
2	大轮		

表 V 下标顺序

下 标	意 义	下 标	意 义
a, b, m, f	圆柱或圆锥	n, r, t, x	平面或方向
e, i	外、内	max, min	缩写
pr	突起	0, 1, 2, 3, ...	齿轮

表 VI 代号示例

代 号	定 义	代 号	定 义
$u$	齿数比	$d_1$	小轮的分度圆直径
$m_n$	法向模数	$d_{w2}$	大轮的节圆直径
$\alpha_{wt}$	端面啮合角	$R_f$	大轮的锥距

## 旋转运动常用关系式

序号	参数名称	代号	单位	关系式	备 注
1	转速	$n$	r/min	$n=30\omega/\pi=60v/d\pi$	$\omega$ 见 3; $v$ 见 2
2	圆周速度	$v$	m/s	$v=\pi dn/60=\omega d/2$	$n$ 见 1; $\omega$ 见 3
3	角速度	$\omega$	$s^{-1}$	$\omega=2\pi n/60=\pi/9.549$	$n$ 见 1
4	转矩	$T$	N·m	$T=9.549P/n=1000P/\omega=F_t d/2$	$P$ 见 6; $n$ 见 1; $F_t$ 见 5; $\omega$ 见 3
5	圆周力	$F_t$	N	$F_t=1000P/v=2T/d$	$P$ 见 6; $v$ 见 2; $T$ 见 4
6	功率	$P$	kW	$P=T\omega/1000=F_t v/1000=Tn/9.549$	$\omega$ 见 3; $T$ 见 4; $F_t$ 见 5; $v$ 见 2; $n$ 见 1
7	加速度	$a$	m/s <sup>2</sup>	$a=\varepsilon d/2$	$\varepsilon$ 见 8
8	角加速度	$\varepsilon$	$s^{-2}$	$\varepsilon=2b/d$	$a$ 见 7
9	加速转矩	$T_a$	N·m	$T_a=J\varepsilon$	$J$ 见 12; $\varepsilon$ 见 8
10	加速功率	$P_a$	W	$P_a=J\varepsilon\omega$	$J$ 见 12; $\varepsilon$ 见 8; $\omega$ 见 3
11	质量(重量) <sup>①</sup>	$m$	kg	$m=\text{体积}\times\rho^{\text{②}}$	
12	转动惯量	$J$	kg·m <sup>2</sup>	$J=md^2/4$	$m$ 见 11
13	飞轮矩	$GD^2$	N·m <sup>2</sup>	$GD^2=4gJ$	$J$ 见 12
14	动能	$E_k$	J	$E_k=mv^2/2=J\omega^2/2=2\pi^2 J(n/60)^2$	$m$ 见 11; $J$ 见 12; $\omega$ 见 3; $v$ 见 2; $n$ 见 1
15	径向加速度	$a_r$	m/s <sup>2</sup>	$a_r=2v^2/d=\omega^2 d/2=2\pi^2 d(n/60)^2$	$v$ 见 2; $\omega$ 见 3; $n$ 见 1
16	离心力	$F_c$	N	$F_c=2mv^2/d=m\omega^2 d/2=2\pi^2 md(n/60)^2$	$m$ 见 11; $\omega$ 见 3; $n$ 见 1

① GB 3102.1~8--1993 规定:“重量”一词按照习惯仍可用于表示质量,但应注意全书统一,避免质量和重量交替使用的现象。

②  $\rho$  为密度:钢,  $\rho\approx 7.85\text{kg/dm}^3$ ; 青铜,  $\rho\approx 8.8\text{kg/dm}^3$ ; 铝合金,  $\rho\approx 2.7\text{kg/dm}^3$ 。

注:表中代号  $d$  是参考圆直径,单位为 m。 $g$  为重力加速度,  $g=9.81\text{m/s}^2$ 。

# 第 1 章 齿轮传动设计总论

齿轮传动具有传动比准确，可用的传动比、圆周速度和传递功率的范围都很大，以及传动效率高，使用寿命长，结构紧凑，工作可靠等一系列优点。因此，齿轮传动是各种机器中应用最广的机械传动形式之一；齿轮是机械工业中重要的基础件。

齿轮传动在使用上也受某些条件的限制：如制造工艺较复杂，成本较高，特别是高精度齿轮；是一种轮齿啮合传动，无过载自保护功能（同带传动比较）；中心距通常不能调整，并且可用的范围小（同带传动、链传动比较）；单纯的齿轮传动无法组成无级变速传动（同带传动、摩擦传动比较）；使用和维护的要求高。齿轮传动虽然存在这些局限性，但只要选用适当，考虑周到，齿轮传动总是不失为一种最可靠、最经济、用得最多的传动形式。

## 1.1 齿轮传动的分类

齿轮传动的种类很多，目前还没有一种统一的分类方法，图 1-1 所示的分类可供参考。

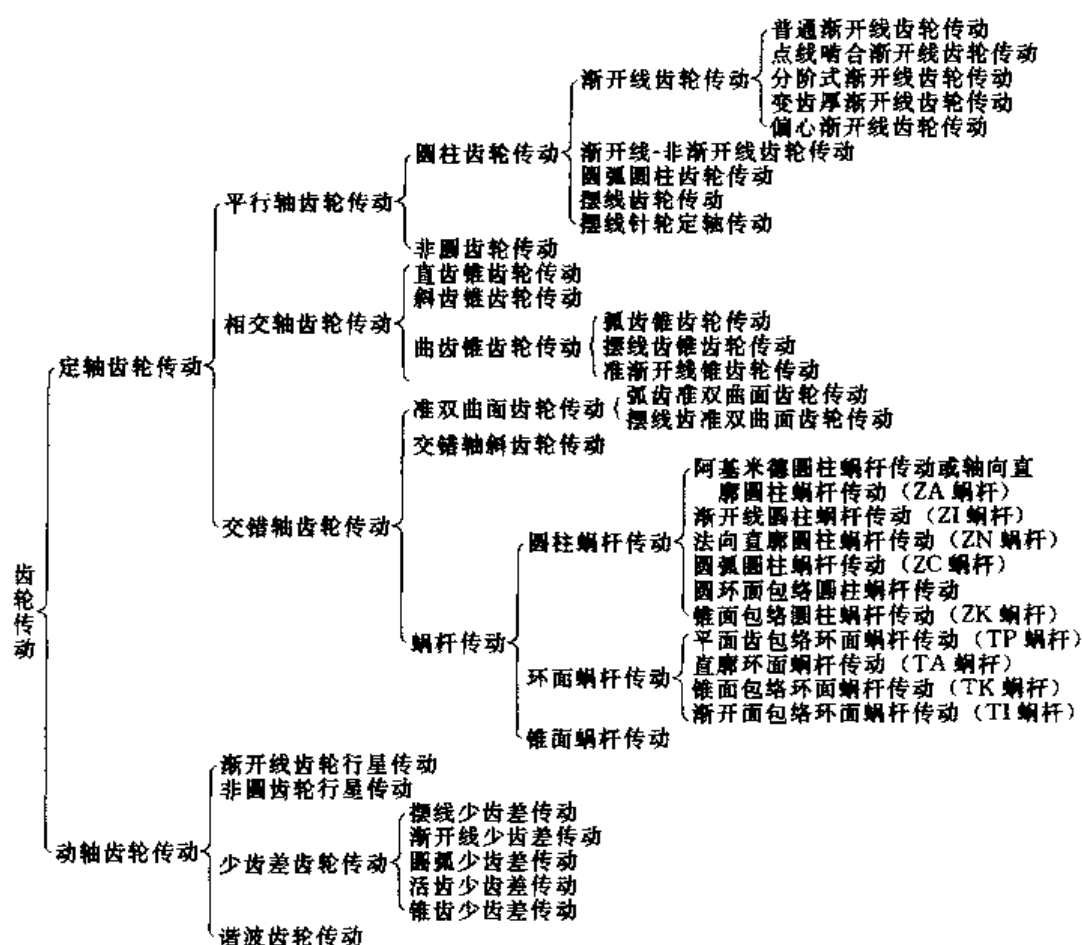


图 1-1 齿轮传动的分类

## 1.2 各类齿轮传动的特点、性能和选用原则

### 1.2.1 各类齿轮传动的特点、性能和应用

常用的齿轮传动形式的特点、性能和应用举例见表 1-1。

表 1-1 常用齿轮传动的特点、性能和应用举例

名 称	主 要 特 点	功率 $P$ kW	速度 $v$ /m·s <sup>-1</sup>	效率 $\eta$	单级传 动比 $i$	应用举例
渐开线圆柱齿轮传动	传动的功率和速度可以很大,效率高;对中心距的敏感性小;装配维修方便;可进行变位、修形、修缘和精密加工;易得到高质量的传动	已达 65 000, 一般 < 3 000	已达 210, 实验室已达 300	与制造精度有关,一般 0.97~0.99, 最高 0.995	一般软齿面 $\leq 7.1$ , 硬齿面 $\leq 6.3$ , 最大 10	可在绝大多数机器中使用,如机床、汽车、汽轮机、工程机械等
圆弧圆柱齿轮	单圆弧齿轮	已达 6 000	一般 < 100 最高 140	比渐开线齿轮稍高	大致与渐开线圆柱齿轮相同	轧钢机、矿井卷扬机、鼓风机、制氧机、压缩机增速器和汽轮机等
	双圆弧齿轮	已达 6 000		比渐开线齿轮稍高	大致与渐开线圆柱齿轮相同	轧钢机、矿井卷扬机、鼓风机、制氧机、压缩机增速器和汽轮机等
锥齿轮传动	直齿锥齿轮	已达 373	< 5	0.97~0.995	< 8	汽车、拖拉机和其他轴线相交的中低速传动
	斜齿锥齿轮	比直齿锥齿轮总重合度大,提高平稳性	比直齿锥齿轮稍大	比直齿锥齿轮高	0.97~0.995	
	曲线齿锥齿轮	比直齿锥齿轮传动平稳,噪声小,承载能力大;支承部分要考虑较大的轴向力和方向	已达 4 000, 一般 < 500	> 5,磨齿可达 50	0.97~0.995	汽车、拖拉机驱动桥、通用圆锥圆柱齿轮减速器
准双曲面齿轮传动	比曲线齿锥齿轮传动更平稳;利用偏置距增大小轮直径,因而可增加小轮刚性,实现两端支承,沿齿长方向有滑动,传动效率比直齿锥齿轮低	已达 1 000, 一般 < 300	< 30, 最大 50	0.90~0.98	< 10	广泛用于越野车、小客车和卡车,以提高或降低车辆重心;经特殊设计和加工,可代替蜗杆传动

续表

名 称		主要特点	功率 $P$ /kW	速度 $v$ /m·s <sup>-1</sup>	效率 $\eta$	单级传动比 $i$	应用举例
蜗 杆 传 动	普通圆柱蜗杆 (包括 ZA 型、ZI 型、ZN 型蜗杆)	传动比大, 运转平稳, 噪声小, 结构紧凑, 可实现自锁	<200	一般 <15	一般 0.7~0.9	一般 8~80	多用于中小载荷间歇运转的情况, 如轧钢机压下装置、慢动提升机等
	圆弧圆柱蜗杆 (ZC 蜗杆)	主平面共轭齿面为凹凸齿啮合, 接触线形状有利于形成油膜, 传动效率和承载能力均高于普通圆柱蜗杆传动	<200	一般 <15	比普通圆柱蜗杆高	8~80	可代替普通圆柱蜗杆传动
	环面蜗杆传动 (包括平面齿包络、锥面包络、渐开面包络和直廓环面蜗杆)	接触线和相对速度夹角接近于 90°, 有利于形成油膜, 接触齿数多, 当量曲率半径大, 其承载能力比普通圆柱蜗杆传动可以大 2~3 倍。但制造工艺要复杂一些	<4 500	一般 <15	比普通圆柱蜗杆高	5~100	轧钢机压下装置、各种提升机、转炉倾动装置、冷挤压机等
普通渐开线齿轮行星传动		体积小, 重量轻, 承载能力大, 效率高, 工作平稳、可靠, 但结构比较复杂, 制造成本较高	NGW 型, 一般 <6 500, 个别可达 10 <sup>5</sup>	高低速均可	与渐开圆柱齿轮大致相同	NGW 型 3~12	NGW 型主要用于冶金、矿山、起重运输等低速重载机械设备; 也用于压缩机、制氧机、船舶等高速大功率传动
少 齿 差 传 动	渐开线少齿差	结构简单, 齿轮加工容易, 价格较低, 但转臂轴承受径向力较大。能承受过载冲击的能力较强, 寿命较长	一般 ≤55, 最大达 100	一般高速轴 转速 ≤1 800 r/min	一般 0.8~0.9	10~100	起重、运输、轻工、化工、食品、农机、机床等机械
	摆线少齿差	多齿啮合, 承载能力高, 运转平稳, 故障少, 寿命长, 结构紧凑, 但制造成本较高。主要零部件加工精度要求高, 齿形检测困难, 大直径摆线轮加工困难	一般 <100, 最大达 220	一般高速轴 转速 ≤1 800 r/min	0.9~0.98	11~87	冶金、石油、化工、轻工、食品、纺织、工程、起重、运输等机械
	圆弧少齿差	其结构形式与摆线少齿差传动基本相同, 其特点在于: 行星轮的齿廓曲线改为凹圆弧, 它与针齿的曲率半径相差很小, 从而提高了接触强度	<30	一般高速轴 转速 ≤1 800 r/min		11~71	矿山运输、轻工、纺织、印染机械
	活齿少齿差	固定齿圈上的齿形制成圆弧或其他曲线, 行星轮上的各轮齿改用单个的活动构件 (如滚珠), 当主动偏心盘驱动时, 它们将在输出盘上的径向槽孔中活动, 形成输出轴运转	<18	一般高速轴 转速 ≤1 800 r/min	0.86~ 0.87	20~80	矿山、冶金机械

续表

名 称	主 要 特 点	功率 $P$ /kW	速度 $v$ /m·s <sup>-1</sup>	效率 $\eta$	单级传 动比 $i$	应用举例
谐波齿轮传动	传动比大、范围宽,元件少、体积小、重量轻;同时啮合的齿数多,故承载能力高;运动精度高、运转平稳、噪声低;传动效率也较高;柔轮的制造工艺较复杂	已达 370, 一般 < 50	一般高 速轴转速 $\leq 3\,000\text{r}/\text{min}$ , 最高 $10^5\text{r}/\text{min}$	0.7~0.9	一般 40~300, 已达 $1.25 \times 10^5$ (采用复波)	航空、航天飞行器,原子能、雷达系统,汽车、坦克、机床、医疗器械,光学机械精密传动,高压、高真空密封传动,工业机器人和无线电跟踪系统等
内齿行星齿轮传动(三环减速器)	可双轴或单轴输入;多对内外齿轮啮合,承载能力大,轴承寿命长;能得到大传动比;轴向尺寸小,径向尺寸大;三片内齿轮误差可相互补偿,整机精度高;还不能用于高速传动	已达 2 000	一般高 速轴转速 $\leq 1\,500$ r/min	0.94~0.96	11~99	冶金、起重运输机械,替代普通圆柱齿轮减速器

### 1.2.2 齿轮传动类型的选用原则

在选用齿轮传动类型时,原则上要考虑以下几方面的因素。

#### (1) 齿轮传动轴线的方位

在机器中,齿轮传动装置通常都位于动力机和工作机之间,因此齿轮传动输入、输出的轴线取决于动力机和工作机的轴线方位,即平面平行轴线、平面相交轴线或空间交错轴线。据此,就基本上确定了可选用的齿轮传动大类别:平行轴齿轮传动、相交轴齿轮传动或交错轴齿轮传动。

#### (2) 功率范围

各类齿轮传动都有各自合理的功率范围(见表 1-1),如圆柱齿轮传动传递的功率可达数万千瓦,而活齿少齿差齿轮传动目前的技术水平最多只能传递数十千瓦。不按合理的功率范围选用齿轮传动类型往往会出现许多技术上的困难,而且其经济性也很难保证。

#### (3) 传动比范围

单级齿轮传动的传动比范围差别很大(见表 1-1),这是由于齿轮传动结构条件不同所决定的,例如单级圆柱齿轮传动的传动比一般不大于 8,而单级谐波齿轮传动的传动比一般大于 50,最大可达 500。因此,如果要将圆柱齿轮传动应用到传动比要求等于 50 的机器中,只有采用二级圆柱齿轮传动才有可能;然而这样必然要增大齿轮传动装置的外廓尺寸。按合理的传动比范围来选用齿轮传动的类型是重要的。

#### (4) 速度

由于技术的进步,虽然各类齿轮传动的圆周速度(或转速)不断提高,但是受运转时振动、噪声、发热或制造精度等条件的限制,其合理的速度范围还是存在的(见表 1-1)。圆周速度 150m/s 左右的高速圆柱齿轮在制氧机、汽轮机和压缩机中已很常见,而其他种类的齿轮传动,如锥齿轮、少齿差齿轮传动的允许圆周速度要比前者低得多。因此,如要选用高速齿轮传动,则非圆柱齿轮莫属。

#### (5) 传动效率

对于小功率、间隙运转的齿轮传动，其传动效率的高低一般不太被人注意；但对于大功率、连续运转的齿轮传动，其传动效率对能源的消耗和运转费用的影响就举足轻重了。此外，传动效率低，传动装置的发热量就大，温度就高，这对齿轮传动装置的正常运转非常不利。蜗杆减速器和硬齿面齿轮减速器的热功率往往限制了齿轮传动装置承载能力的充分发挥。因此，传动效率的高低在选用齿轮传动装置时必须注意。

#### (6) 外廓尺寸（重量）

在相同的传动功率、速度和传动比的条件下，采用不同类型的齿轮传动装置，其外廓尺寸（重量）可以相差很大。单级的行星齿轮传动，由于有多对齿啮合传动，因此其外廓尺寸（重量）要比单级外啮合圆柱齿轮传动减小 30%~50%；面谐波齿轮传动也是各类齿轮传动中外廓尺寸（重量）较小的一种齿轮传动形式。

#### (7) 环境条件

齿轮传动是一种轮齿啮合传动，即使在理想的齿轮制造精度条件下，由于运转时不可避免的轮齿变形和轴、支承的变形的影响，齿轮传动仍会出现污染环境的振动和噪声。但是，各类齿轮传动由于结构上的特点，在相同的条件下，产生振动、噪声的强弱有很大的差别。例如锥齿轮传动和蜗杆传动同为角度传动，但在相同条件（功率、速度和传动比等）下，蜗杆传动要比锥齿轮传动安静得多。采用高精度的锥齿轮传动，虽然可以降低振动和噪声，但其经济性将大打折扣。

#### (8) 经济性

齿轮传动装置的初始费用主要决定于价格，这是在选用齿轮传动类型时必须考虑的经济因素。通常，结构简单、易于加工的齿轮传动类型其制造成本必然较低，如渐开线圆柱齿轮、直齿锥齿轮、普通圆柱蜗杆等。而动轴轮系齿轮传动，如行星齿轮传动、少齿差齿轮传动、谐波齿轮传动等，虽然具有一系列优点，但由于结构复杂，或要使用专用加工机床等，因而其制造费用必然较高。因此，在选用齿轮传动类型时，要仔细衡量技术指标和经济性指标的合理统一。

在实际的齿轮传动类型选用过程中，以上几方面要求都同时得到满足是不容易的，因为有些要求可能相互矛盾、相互制约。例如要求结构紧凑，外廓尺寸小，则选用动轴齿轮传动（行星齿轮传动、少齿差齿轮传动、谐波齿轮传动等）比较合适，但其制造费用要比定轴齿轮传动高得多。再如选用蜗杆传动能减少振动和噪声，制造费用也低，但其传动效率低，能源消耗大，日常运转费用高。因此，在选择齿轮传动类型时，要根据机器工况、技术要求，考虑技术、经济的合理性，对可能适用的多种齿轮传动类型，从以上各方面进行细致的分析对比，必要时还要进行优化计算处理，以期选择最佳的齿轮传动类型。

### 1.3 齿轮传动与齿轮传动装置

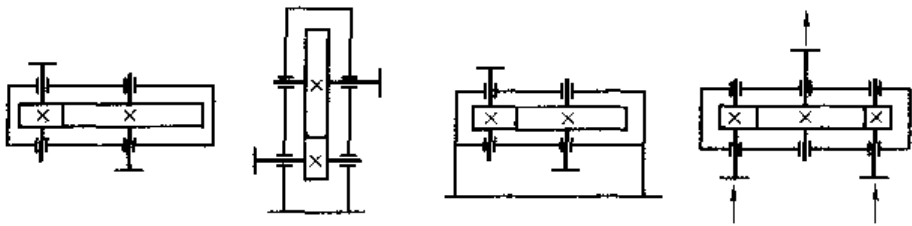
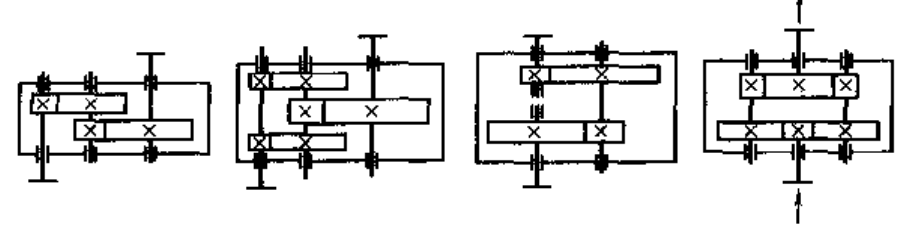
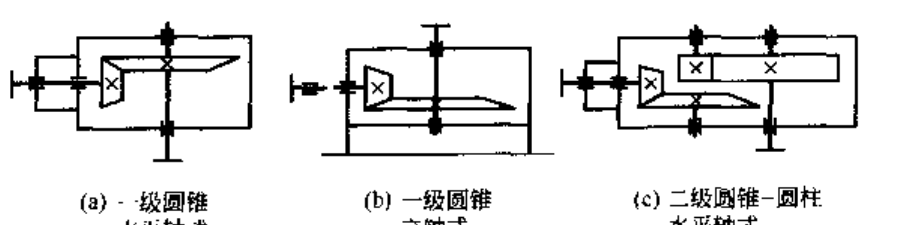
术语“齿轮传动”的定义是“利用齿轮传递运动和动力的传动方式”。既然是“方式”，就是一种概念性的非实体，而“齿轮传动”的产品化、实体化就成为不同类型的齿轮传动装置（增速器、减速器、变速器等，也可统称为齿轮箱），其中最常用的是齿轮减速器（圆柱齿轮减速器、锥齿轮减速器和蜗杆减速器）。由于减速器的齿轮传动件装在刚性较好且封闭

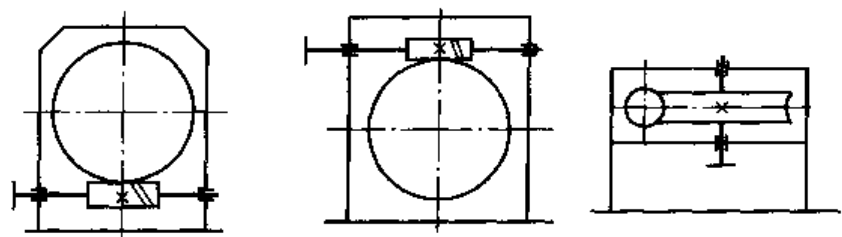
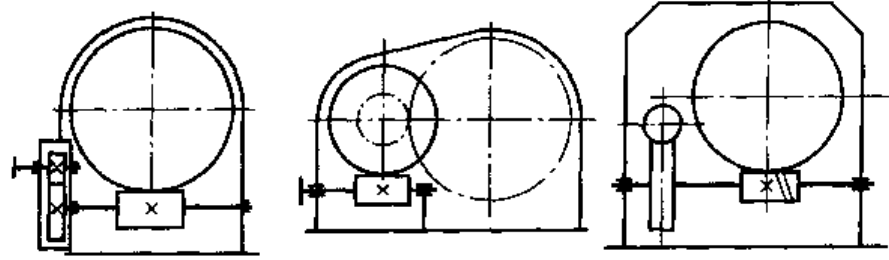
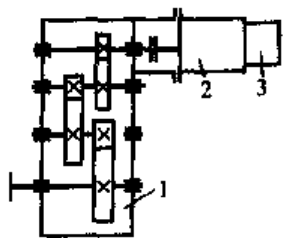


的箱体中，可以保证轴有较精确的位置、良好的润滑条件，因此齿轮传动的寿命和工作的可靠性就比较容易得到保证。

齿轮减速器的类型很多，常用的类型和特点见表 1-2。大部分的通用减速器、增速器都已有系列标准可供选用。在选用减速器时，必须比较不同类型减速器的传动效率、外廓尺寸、重量和价格等，只有经过仔细分析对比，才能选择比较满意的、经济适用的减速器。有关齿轮减速器的选用，可参阅文献 [3]。本手册将在第 8 章介绍减速器的设计方法和其他有关资料。

表 1-2 减速器的主要类型和特点

类型	机 构 简 图 和 特 点			
一级圆柱内齿轮减速器	 <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <span>(a) 水平轴卧式</span> <span>(b) 水平轴立式</span> <span>(c) 立轴式</span> <span>(d) 汇流式</span> </div>			
	<p>齿轮可用直齿、斜齿或人字齿，一般 <math>i &lt; 7</math>，大小功率、高低速传动均适用。制造精度易保证，传动效率高。汇流式常用于大功率设备，如水泥磨、船用减速器等</p>			
二级圆柱齿轮减速器	 <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <span>(a) 展开式</span> <span>(b) 分流式</span> <span>(c) 同轴式</span> <span>(d) 同轴分流式</span> </div>			
	<p>齿轮可用直齿、斜齿或人字齿，一般总传动比 <math>i = 7 \sim 50</math>，展开式结构简单，应用最广，但齿轮非对称布置，易产生轮齿偏载。分流式由于齿轮对称布置，一定程度上减轻了轮齿偏载，故适用于大功率的传动。同轴式的输入轴和输出轴在同一轴线上，缩小了减速器的长度，但轴向宽度有所增加，中间轴的刚度较差。同轴分流式由于功率分左右两股力流传递，减小了啮合轮齿上的载荷，并且输入轴和输出轴只受转矩作用，因此可缩小减速器的尺寸，但要有合适的均载机构</p>			
一级圆锥和二级圆锥圆柱齿轮减速器	 <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <span>(a) 一级圆锥 水平轴式</span> <span>(b) 一级圆锥 立轴式</span> <span>(c) 二级圆锥-圆柱 水平轴式</span> </div>			
	<p>圆锥齿轮可用直齿、斜齿和曲线齿，其传动比一般小于 5。圆柱齿轮可用直齿、斜齿。一般总传动比 <math>i = 6 \sim 10</math>。圆锥齿轮制造和装配较复杂，成本高。通常都将圆锥齿轮配置在高速级，以便减小圆锥齿轮的尺寸。用于要求输入轴与输出轴相互垂直的场合</p>			

类型	机 构 简 图 和 特 点	
一级蜗杆减速器	 <p>(a) 蜗杆下置式      (b) 蜗杆上置式      (c) 蜗杆侧置式</p> <p>蜗杆减速器结构简单、紧凑,但传动效率较低,适用于中小功率、间歇运转的场合。下置式对蜗杆和轴承的润滑和冷却都较好,但搅油损失较大,适用于蜗杆圆周速度 <math>v &lt; 5\text{m/s}</math> 的场合。上置式可用于 <math>v &gt; 5\text{m/s}</math> 的场合,但蜗杆轴承润滑不方便。侧置式的蜗轮轴是垂直的,能满足特殊的需要,但密封要求高</p>	
齿轮蜗杆和双蜗杆减速器	 <p>(a) 齿轮-蜗杆式      (b) 蜗杆-齿轮式      (c) 双蜗杆式</p> <p>这种减速器的结构复杂,但能得到较大的传动比,齿轮-蜗杆式、蜗杆-齿轮式传动比 <math>i = 60 \sim 90</math>; 双蜗杆的传动比可以更大,但传动效率低。齿轮-蜗杆式、蜗杆-齿轮式,齿轮置于高速级结构比较紧凑,蜗杆置于高速级则传动效率较高</p>	
行星类减速齿轮器	<p>这类减速器(包括普通行星齿轮减速器、各种少齿差减速器、谐波齿轮减速器和三环减速器等)可以做成单级、双级和多级的,其传动比范围大,结构紧凑,外形尺寸小,重量轻,承载能力大;但是结构复杂,制造精度要求高,装配和检修较困难,价格较高</p>	
三合一减速器	 <p>这种减速器集齿轮减速器1、电动机2和制动器3于一体,结构紧凑。采用特殊的异步电动机,在切断电源后,电动机能产生制动力矩,使机器迅速停转。减速器可制成三级、二级或垂直轴布置。常用于起重机的运行机构中</p>	
专用减速器	<p>专用减速器都是为满足某些行业机器特殊要求而设计制造的,因此其结构形式多种多样,没有定规,可以减速、增速、分流、汇流、水平、垂直等;传动比、传动功率和转速范围都有很大差别。一般都单件生产,因此其价格比成批生产的通用减速器高</p>	

## 1.4 外啮合齿轮传动与内啮合齿轮传动

外啮合齿轮传动是用得最多的齿轮传动形式;它适用于各种轴的位置(平行、相交、交错)、功率、转速和传动比。外啮合齿轮具有结构简单、加工容易、运转可靠、维护方便等

优点，但它同内啮合齿轮传动比较，其中心距（外廓尺寸）较大。

一对外啮合的齿轮运转时，两轴的转动方向相反，而内啮合齿轮轴的转动方向相同。内啮合齿轮传动内外两齿轮的螺旋角 $\beta$ 旋向相同。

在开式齿轮传动中，内齿圈轮缘对轮齿的啮合构成一个自我保护。内啮合齿轮副中，内齿轮的凹齿面同外齿轮的凸齿面接触，使接触处的综合曲率增大，提高了齿面的承载能力。通常采用调质钢（软齿面）做内齿圈，其承载能力就已经足够了。但是，内啮合齿轮传动也有一些局限性。例如：内齿圈的加工比较困难、工时耗费多（插齿）；仅在某些特殊的条件下才能磨内齿，高精度的内齿轮很少见；外齿轮的支承存在一些特殊的问题，很可能会出现悬臂的齿轮结构，这对传动非常不利。

内啮合齿轮副可以看作外啮合齿轮副的变型，其变化如下。

① 设想将外啮合齿轮副的大齿轮齿数增多，使其变为齿条（ $z_2 = \infty$ ， $d_2 = \infty$ ，如为斜齿轮，设右旋齿的 $\beta$ 角为正）。

② 然后，将齿轮副的中心距 $a$ 由正 $\infty$ 变至负 $\infty$ ，也就是将 $z_2$ 、 $d_2$ 、 $a$ 以及螺旋角 $\beta$ 的正负号予以改变。

③ 这时，分度圆与齿廓的曲率变成内曲率，曲率半径取负值。

根据以上的变化和采用的规定可见，只要把所有与内齿轮的齿数有关的量均取为负值，则由外齿轮副导出的几何计算式对内齿轮均适用。

对内齿轮，由齿根向齿顶的变位量定义为正变位量。其齿根圆半径仅仅由创成刀具的尺寸所决定，即

$$d_{f2} = 2a_0 - d_{a0} \quad (1-1)$$

式中  $a_0$ ——内齿轮与轮形切削刀具在最终切削时的中心距；

$d_{a0}$ ——轮形切削刀具的外径。

根据以上所述的定义，与外啮合相反，内齿轮的负变位意味着齿廓由基圆往外移。正因为如此，其齿面和齿根的承载能力都有所提高。因此，内啮合齿轮副的高变位并没有值得注意的缺点，而角变位只是提供了自由选择中心距的可能性。

内齿轮不会产生根切，但是同外啮合相比较，则存在大得多的啮合干涉的可能性。干涉计算详见本章 2.2.4。

通常，内啮合齿轮副的齿数 $z_2 > z_1$ ，因而其传动比 $i = -z_2/z_1$ （负号表示两齿轮的转向相同）。在现实的机器中，常采用 $z_1 = z_2$ ， $i = 1$ 的渐开线圆柱齿轮传动，这就是渐开线花键

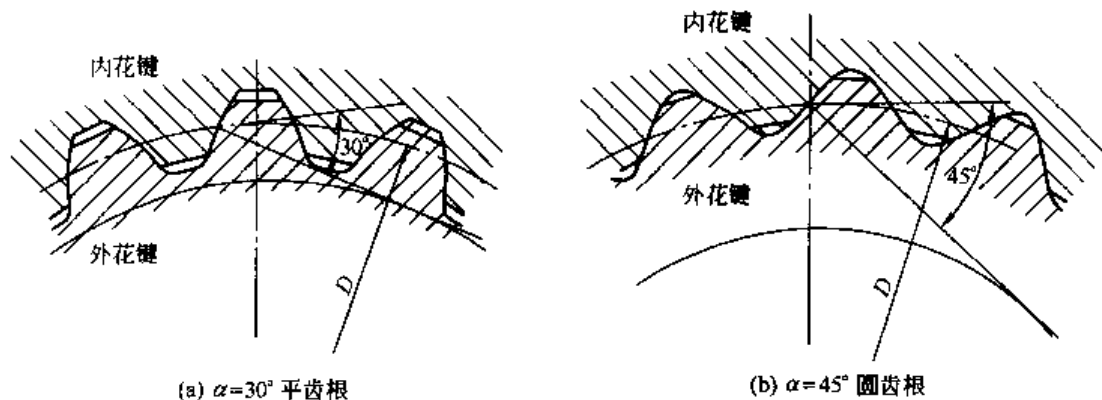


图 1-2 渐开线花键连接

(见图 1-2) 和齿轮联轴器 (见图 1-4); 两者的内齿轮和外齿轮同标准的内齿轮和外齿轮相比较, 除了几何参数稍有差别外, 其他均一致。

图 1-2 所示为不同压力角的渐开线花键连接。这种花键可以用制造齿轮的方法来加工, 工艺性能好, 制造精度也高, 易于定心, 强度大, 因而在轴与轮毂的连接中得到广泛的应用。同斜齿轮一样, 渐开线花键也可以制成斜齿的, 图 1-3 就是一种用在汽车变速箱中的斜齿渐开线花键实例。

用于两轴连接的齿轮联轴器如图 1-4 所示, 为补偿两轴连接时的误差, 外齿轮的齿高和

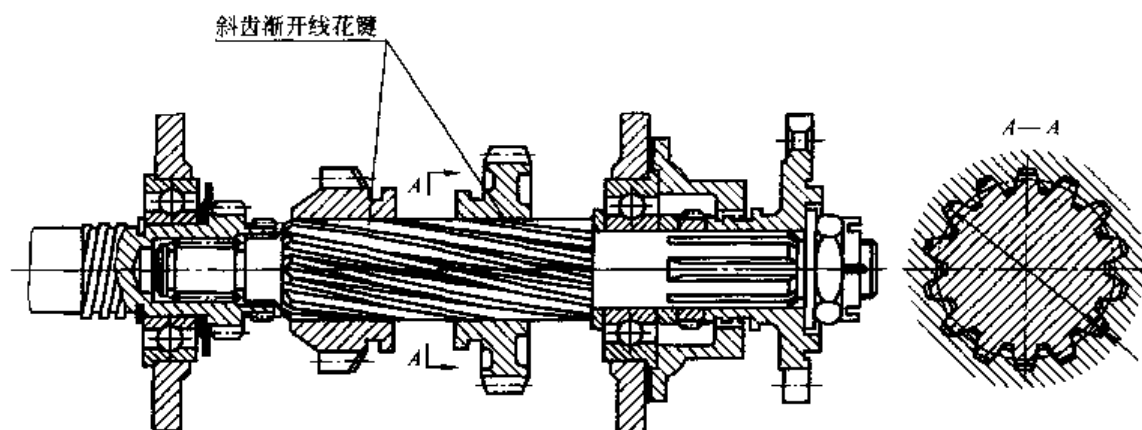


图 1-3 斜齿渐开线花键应用实例

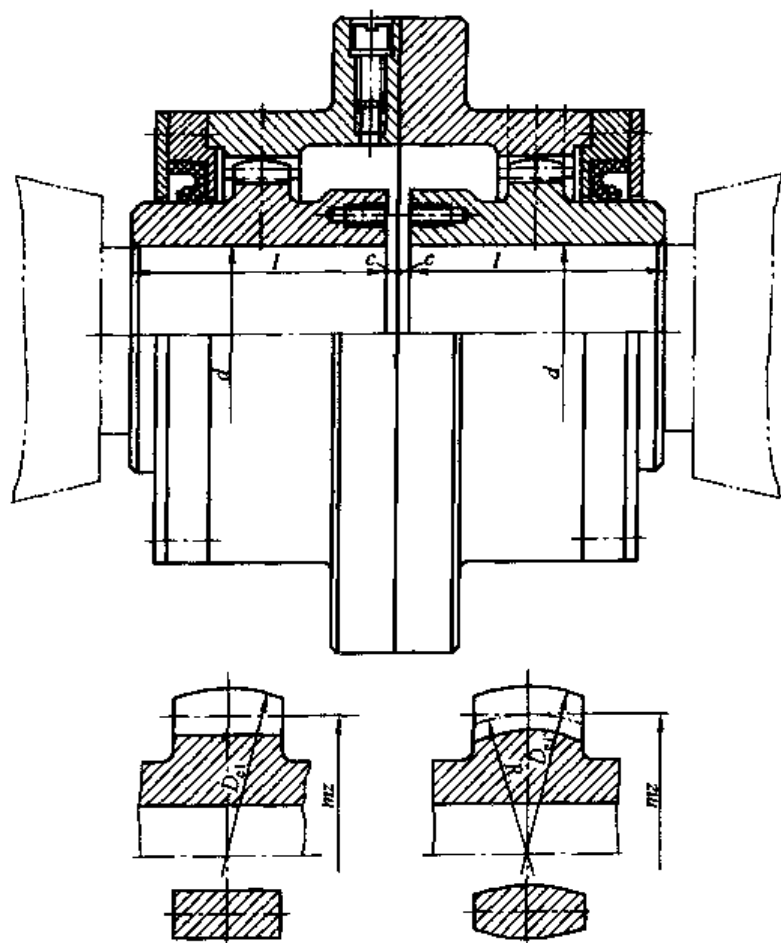


图 1-4 齿轮联轴器

齿向作适当的修形。

如果将渐开线花键和齿轮联轴器看作为传动比  $i=1$  的内啮合齿轮传动，应该还是比较恰当的。

## 1.5 齿轮轮齿加工


### 1.5.1 轮齿加工原理和方法

齿轮轮齿的加工原理和加工方法可分为三大类：滚切法、成形法和空间成形法。三类方法的具体实施见表 1-3。

表 1-3 齿轮加工方法概况

加工原理	图	加工方法
滚切法		① 连续滚切 ② 滚削、剃齿、精滚 ③ 滚齿 ④ 滚齿 ⑤ 分度滚磨 (Maag) ⑥ 分度滚磨 (BHS/Höller, Niles)
分度滚切法		
成形法		① 盘形铣刀成形磨削 ② 指状铣刀 ③ 拉削、冲压、冷拔 ④ 拉削、冲压、冷拔

续表

加工原理	图	加工方法
空间成形法		铸造 压铸 挤压 模锻(圆锥齿轮)

注：○往复插削运动；⊙连续进给；—往复范成运动；→连续范成运动；↺往复转动；↻连续转动； 刀具。

### 1.5.1.1 滚切法(包络切削法)

滚切法的刀具除了作切削运动(滚、插、铣、剃、磨等运动)和进给运动以外,还相对于被加工的齿轮  $Z_1$  作滚动(范成运动),其情况如同一个与  $Z_1$  啮合的齿轮  $Z_2$  (例如一个齿条)。因此,刀具必须相应地具有  $Z_2$  的齿廓形状,在极端的情况下,可以只具有  $Z_2$  的一个齿的齿廓形状。而  $Z_1$  的齿廓就是由刀具齿廓的包络而形成。滚切法的主要优点是:只要一把刀具,就可以加工出模数相同的任意齿数和任意变化量的齿轮。当分开加工左侧齿廓和右侧齿廓时,例如在用 Maag 机床磨削轮齿或加工锥齿轮时,甚至只用一把刀具,就可以在一定的模数范围内加工任意齿数的齿轮。

滚切法可分为连续滚切法和分度滚切法,各有不同特点。

#### (1) 连续滚切法

这种方法可以通过分度过程使范成运动连续进行。所用的刀具为刨齿刀、剃齿刀、滚齿刀,或用蜗杆形铣刀、蜗杆形剃刀,或蜗杆形砂轮。其优点是可以不间断地加工,不必一个齿一个齿进行分度。其缺点是啮合精度取决于昂贵的齿轮机床的中介齿轮、分度蜗轮和进给丝杠。因为这些传动件会产生周期性误差。

#### (2) 分度滚切法

这种方法的范成运动不再是连续的,而是往复的;刀具在完成范成过程之后就退出啮合,并在齿坯往前进给一个或若干个齿以后,以同样的方法进行下一个加工过程。其优点是刀具可以做得很简单、很精确(齿条形梳齿刀或直廓砂轮)。分齿精度不取决于刀具和转台的传动机构,而取决于分度机构的精度;分度误差也不会周期性出现。其缺点是由于回程和分度运动而使加工时间受到损失。

### 1.5.1.2 成形法

这种方法无范成运动;它采用具有齿槽轮廓形状的刀具,在其齿廓方向移动,刀具与齿轮沿整个轮廓线接触。因此所用的机床比滚切法的简单。

成形法可分为分度成形法和全齿成形法。

#### (1) 分度成形法

这种方法的成形刀具(盘形铣刀、指状铣刀、插齿刀、冲齿刀、拉齿刀或砂轮)切削或磨削齿槽,并在分度后加工下一个齿槽。其优点是刀具(单侧齿廓刀具或单齿刀具)相对比较简单,机床的精度与中介齿轮无关,而仅取决于分度机构。其缺点是一把刀具只能用于加工一种齿数和一种变位的齿廓,其他都是近似的。

#### (2) 全齿成形法

这种方法的整个齿轮可用一把冲齿刀,在一次切削或拉削过程中完成切齿工作。它是一

种制造小型外齿轮和内齿轮（拉削）的简单方法，非常适用于大量生产。其缺点是对每一种尺寸和齿形都要用昂贵的特殊刀具。

### 1.5.1.3 空间成形法

这种方法用一种具有齿轮形状的完整的空间阴模作模具。整个齿轮在这种模具中进行铸造、烧结、压制或压铸。它适用于用有色金属和塑料制造的小齿轮的大量生产。精密模锻钢齿轮以及冷挤压齿轮也属于这种方法。这种方法的缺点是模具的制造较困难（要考虑收缩），而且昂贵。

## 1.5.2 各种加工方法的应用范围及特点

### 1.5.2.1 滚铣法

这是一种最常用的轮齿加工方法。其刀具（滚刀）在原理上是一个有排屑槽的蜗杆，它在滚切过程中逐渐沿齿宽移动。在加工斜齿时，工作台要附加一个旋转运动（利用差动交换齿轮）。在精切时，齿廓每侧的切深最少为 0.2mm。

滚铣法的加工范围见表 1-4。

表 1-4 常用的齿轮轮齿加工方法应用范围

项 目	滚铣法	滚插法	滚刨法	成形铣削	拉齿法	分度滚磨法
齿轮尺寸/mm	$d_a=1.5\sim6\,000$	$d_a=1.5\sim3\,500$ $b\leq 420$	$d_a=20\sim6\,000$ $b\leq 840$	$d_a\leq 12\,000$ $b$ 可以很大	$d_a=5\sim 150$ 个别达 200	$d_a=10\sim 4\,600$
啮合形式	直、斜齿外啮合	直、斜齿外啮合和内啮合	直、斜齿外啮合	一般为直齿啮合，但也用于斜齿啮合	直齿外啮合	直、斜齿外啮合
模数 $m$ /mm	可达 40	可达 20	1~50	盘形铣刀：60 指状铣刀：25~80	1.25~5	0.2~35
齿数 $z$	最少齿数决定于滚切机床	对外啮合，任意； 对内啮合，要注意干涉	任意	任意	任意	任意，但要核对机床分度盘或变换齿轮的可用性
螺旋角 $\beta$	一般 $\leq 30^\circ$ ， 最大 $60^\circ$	决定于机床导螺杆和现有的轮形插刀	任意	$\leq 45^\circ$	$0^\circ$	通常 $\leq 45^\circ$
件数	任意	小量至成批	单件或小批	单件或少量	大量、成批	不宜成批、大量
齿轮结构	对越程长度有要求	不宜加工长轴上的齿轮。退刀槽可较窄	用直齿刀具加工斜齿轮时要有较大越程长度	对越程长度和刀具的切入、退出行程有要求	不能用于盲孔	对砂轮越程长度有要求

注： $d_a$ —齿顶圆直径； $b$ —齿宽。

在设计人字齿轮（双斜齿轮）时，要特别注意两齿圈之间的退刀槽宽度。

在加工人字齿轮时，为了使左右两边的斜齿的齿距累积误差的大小与分布相等（避免轴向振动），应当在开始切削的齿上做个记号，并在另外半边斜齿上在同样的地方开始铣切。为了使与之配对的齿轮能在轴向自动调节，必须使人字的顶脊（齿向线延长的交点）位于退

刀槽的中间。

#### 1.5.2.2 滚插法

这种方法的轮形插齿刀是具有铲磨的齿廓和铲磨的外圆的直齿或斜齿圆柱齿轮。铲磨相当于沿齿宽变化的变位。在滚切时，轮形插齿刀在齿向作往复的插削运动。由于切削长度和越程长度小，这种方法用于小宽度齿轮时特别经济。

滚插法的应用范围见表 1-4。

采用滚插法时，以下几点值得注意。

① 在刀具磨损（齿廓变位量发生变化）以后，当轮形插齿刀齿数与工件齿数都较多时，制成的齿根圆直径变化很少。但是如果齿数较少、大变位，以及加工内齿轮时，必须使轮形插齿刀与工件的啮合数据相配，或是使配对齿轮的齿顶高降低。

② 由轮形插齿刀创成的齿根圆角半径，通常都大于由滚刀加工的齿根圆角半径。但是在采用齿顶棱角只是略有倒圆的轮形插刀时，在齿根圆角处可能产生严重的刮痕。

③ 可采用有剃（磨）前凸起，能对齿顶倒棱，对齿顶棱角倒圆，以及能对齿顶修形的特殊插齿刀，但它们都比较昂贵，而且只用于较窄的齿数范围和较小的变位范围。

④ 由于在加工齿轮时有冲击载荷，因此最适宜于将轮坯牢固地夹紧在回转工作台上，其支承位置要尽量靠近齿轮，支承面与孔要在一次装卡中磨削。

#### 1.5.2.3 滚刨法

这种方法所用的刀具为直齿或斜齿齿条（刨齿梳刀），在其端面上磨有刀刃。在切齿时，工件沿刨齿梳刀滚动，而刨齿梳刀在滚动过程中沿齿廓方向作往复插削运动。这种方法的优点在于能采用简单、精确、价廉而又易于刃磨的刀具（在特殊情况下，它可以只由一个齿组成）。也可以用直齿刨齿梳刀加工斜齿圆柱齿轮。

滚刨法的加工范围见表 1-4。

#### 1.5.2.4 成形铣削

成形铣削用于工件件数少、模数大时，因为这时采用滚刀加工是不经济的。

成形铣削的应用范围见表 1-4。

成形铣削的一把成形铣刀通常可用于某一个齿数范围。这时，齿形相当于该范围的最少齿数的齿形；当齿数较多时，就会有齿顶修形和齿根修形。

成形铣削加工的齿轮精度大致为 GB/T 10095—1988 的 9 级或更低。因此，常将成形铣削用于粗加工。

#### 1.5.2.5 成形插削

在带分度装置的滚刨机和插键槽机上，可以用插刀采用逐齿分度法加工大模数（>10mm）的内齿轮。当齿轮较宽时，它有时是惟一可行的加工方法。

#### 1.5.2.6 拉齿

这种方法的拉刀从一个已加工好的坯中沿轴向拉过去，并在走刀过程中切制成内齿轮。由于拉刀昂贵，而且只能用于一种齿轮，因此只有在件数较多时使用才经济。

拉齿应用范围见表 1-4。

#### 1.5.2.7 剃齿

剃齿是一种精加齿轮的方法。剃齿时，剃齿刀与工件是一对无侧隙的交错轴斜齿轮啮合。盘形剃齿刀可看作是一个有切削刃和容屑槽的圆柱齿轮。两者运转（属非强制展成运动）时，沿螺旋线的切线方向就会产生相对滑动速度；这就是切削速度。



由于剃齿生产率高、剃齿质量好、刀具耐用度高,以及机床结构简单、调整方便,因此在成批生产的汽车、拖拉机和机床等齿轮加工中得到广泛的应用。

通常剃齿可提高齿轮精度 1~2 级,剃后齿轮精度达到 5~7 级。齿面粗糙度一般为  $R_a = 1.25 \sim 0.32 \mu\text{m}$ 。剃齿用于未经硬化齿廓的精加工。

由于对每一种齿轮都需要做专用的剃齿刀,因此剃齿加工用在大量生产时才经济。

#### 1.5.2.8 磨齿

磨齿常用于齿面硬化的齿轮,以消除热处理后的变形和提高齿轮精度等级。模数小于 1mm 的调质齿轮可以采用全齿磨削(滚磨)。

有三种不同的磨齿方法,分别如下。

① 分度滚磨 分度滚磨采用平面砂轮或锥形砂轮,用以在范成过程中精确模拟齿条形基本齿廓的形状。

分度滚磨的应用范围见表 1-4。

② 成形磨削 成形磨削的加工原理与成形铣削相同,只是盘形铣刀的位置被高速砂轮代替。目前在市场上只有少数几种型号的机床可用。成形磨削主要用于直齿或斜齿的外啮合和内啮合圆柱齿轮的加工。

③ 滚磨 滚磨的加工原理与滚铣相同。其刀具为直径 200~400mm 的高速蜗杆形砂轮,用来加工模数 0.25~7mm 的直齿或斜齿圆柱齿轮。齿轮直径 10~800mm,齿宽可达 400mm。

每一种模数需要有一把专用的蜗杆形砂轮。

在磨齿加工中,以下几点值得注意。

① 齿根的磨削台阶会大大降低齿根的弯曲强度,因此应尽可能采用剃(磨)前滚刀粗加工齿轮。如果没有这种滚刀,则应使磨削台阶尽可能位于高处,离开齿根  $30^\circ$  切线切点确定的危险截面。但是,也要使磨削台阶不与配对齿轮的齿顶棱边相接触。

② 在磨削中极有可能出现磨削烧伤,甚至磨削裂纹。这些齿面损伤都是在磨削条件(进给量、磨削速度、材料状态等)不良的情况下产生的。它们都会降低齿面的承载能力。

③ 轮齿的修形或鼓形齿的加工都可在磨削中完成,其措施是对砂轮做有目的修形,或有意识地控制范成运动。

④ 在磨削尺寸较大的渗碳淬火齿轮时,通常都要进行两次粗磨和一次精磨。粗磨时每次每侧齿廓的磨削量约为  $60 \mu\text{m}$ ,精磨时约为  $20 \sim 30 \mu\text{m}$ 。

#### 1.5.2.9 研齿

研齿是一种非机床加工的辅助工序。研齿时,配对的齿轮按正常的方式在齿轮箱中啮合,同时在齿面上加上研磨剂。只要研磨剂的颗粒、载荷、速度和研磨时间等搭配合适,就能非常有效地降低齿面的粗糙度。例如,对于铣削的齿轮,齿面的粗糙度大约可以从  $7 \mu\text{m}$  降到  $2 \mu\text{m}$ 。齿形误差和齿向误差也能部分地得到减少。例如,当模数较大时,齿形误差可以减少  $50 \sim 80 \mu\text{m}$ 。研齿特别适用于大型传动,但不适用于经过磨削的齿轮。对于重合度足够大的斜齿啮合,沿齿高得以均匀研齿。

## 1.6 影响齿轮承载能力诸因素的量级估计

齿轮传动设计的基本要求之一是使齿轮具有足够的承载能力。目前,对于齿面、齿根和

胶合的承载能力虽然有公认（标准）的计算方法，但是由于影响齿轮承载能力的因素（常用系数或参数表示）非常多，而且有些影响因素是相互矛盾、相互制约的，因此对于一个初步涉及齿轮设计的一般工程技术人员来说，要圆满完成齿轮传动设计方面可能存在一定的困难。

在 ISO 6336 : 1996 《渐开线圆柱直齿轮和斜齿轮承载能力计算方法》中明确指出：“ISO 6336 不是用来保证所安装的齿轮装置的性能，也不是一般工程人员都能使用的，而是为有经验的齿轮设计者提供的。这些设计者能够根据类似的设计经验合理地选择公式中的各系数值，并且清楚地了解这些系数对齿轮的影响。”在美国 ANSI/AGMA 2101-C 95 《渐开线圆柱直齿轮和斜齿轮强度基本计算方法及其主要系数确定》中，也有类似的说明。同时指出：“计算不同系数所需的知识和判断来自多年的设计、加工和齿轮装置运行经验的积累。”

对于缺乏经验的齿轮设计者来说，表 1-5～表 1-8 中的量化数据，对分析、确定各影响因素将会有帮助。

影响齿面（点蚀）承载能力（转矩、持久极限）诸因素的量级见表 1-5。

表 1-5 对点蚀承载能力（转矩，持久强度）影响诸因素的量级

	影 响 因 素	量 级
材料，表面	塑料：调质钢：钢——氮化：钢— 渗碳 粗糙度/调质钢铣削：研磨：磨削或剃齿 <sup>①</sup> 粗糙度/钢——氮化，铣削：（氮化前）磨削 <sup>①</sup> 调质钢磨削：调质钢磨削，另外再镀铜 <sup>①</sup> 渗碳硬化钢，磨削：渗碳硬化钢，磨削，另外再镀铜 <sup>①</sup> 调质钢，配对齿轮调质钢：调质钢，配对齿轮硬化和精磨 铸钢：轧制棒材：模锻	0.25 : 1 : 2 : 5 1 : 1.2 : 1.4 1 : 1.4 1 : 1.2 1 : 1.1 1 : 1.3 0.9 : 1 : 1.15
润滑剂，润滑油膜	名义黏度，矿物油，例如 $\nu_{50} = 1 : 2$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{调质钢}^{\text{①}} \\ \text{渗碳硬化钢}^{\text{①}} \end{array} \right.$ 工作黏度 $> 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ ；工作黏度 $< 10 \text{ mm}^2/\text{s}$ 矿物油：合成油 $\left\{ \begin{array}{l} \text{调质钢} \\ \text{渗碳硬化钢} \end{array} \right.$ 纯矿物油：含 EP 添加剂的矿物油 圆周速度 $v$ ： 4m/s : 10m/s : 40m/s <sup>①</sup> （调质、磨削齿轮）	1 : 1.1 1 : 1.05 1 : 8 1 : 2 1 : 1.3 1 : 1 0.95 : 1 : 1.1
啮合几何参数	非变位啮合：角变位啮合 $\left\{ \begin{array}{l} z_1 < 20 \text{ 时}^{\text{①}} \\ z_1 > 40 \text{ 时}^{\text{①}} \end{array} \right.$ 非变位啮合时的啮合角， $20^\circ : 28^\circ$ $\left\{ \begin{array}{l} z_1 < 20 \text{ 时}^{\text{①}} \\ z_1 > 40 \text{ 时}^{\text{①}} \end{array} \right.$ 标准齿高：高齿啮合 <sup>①</sup> 直齿啮合：斜齿啮合（ $\beta = 30^\circ$ ） 无齿廓修形（齿顶修形）的啮合：有齿廓修形（齿顶修形）的啮合	1 : 1.3 1 : 1.1 1 : 1.3 1 : 1.3 1 : 1.3 1 : 1.4 1 : 1.2

① 在试验中有时能观察到更强烈的影响。

影响齿根承载能力（持久强度）诸因素的数量级见表 1-6。

表 1-6 对齿根承载能力（持久强度）影响诸因素的数量级

影 响 因 素		量 级
材料、表面	塑料：调质钢：钢 氮化：钢 渗碳硬化	0.2 : 1 : 1.2 : 1.4
	粗糙度 调质钢, 铣削 ( $R_z=10\mu\text{m}$ ) : 调质钢, 铣削 ( $40\mu\text{m}$ )	1 : 0.9
	粗糙度 钢 渗碳硬化, 齿根磨削 ( $R_z=1\mu\text{m}$ ) : 铣削 ( $10\mu\text{m}$ ) : 铣削 ( $40\mu\text{m}$ )	1.05 : 1 : 0.95
	磨削缺口：未受损伤的圆角(渗碳硬化)	0.5 : 1
	磨削缺口：对磨削缺口进行喷丸(渗碳硬化)	1 : 1.3
	磨削缺口：对磨削缺口进行喷丸(调质钢)	1 : 1.1
	铸钢：轧制棒材：模锻	0.8 : 1 : 1.3
啮合几何参数	模数, 例如 $m=1:2$	1 : 2
	非变位啮合：角变位啮合 $\begin{cases} z_1 < 20 \text{ 时} \\ z_1 > 40 \text{ 时} \end{cases}$	1 : 1.1 1 : 1
	非变位啮合时的啮合角, $20^\circ : 28^\circ \begin{cases} z_1 < 20 \text{ 时} \\ z_1 > 40 \text{ 时} \end{cases}$	1 : 1.25 1 : 1.15
	直齿啮合：斜齿啮合 ( $\beta=17^\circ$ )	1 : 1.2
	刀具-齿顶圆角 $\rho_{a0}=0.25 : 0.40$	1 : 1.1

影响齿面胶合承载能力（转矩）诸因素的数量级见表 1-7。

表 1-7 对热胶合承载能力（转矩）影响诸因素的数量级

影 响 因 素		量 级
表面、材料	齿廓粗糙度 减少到 $1 : \frac{1}{1.6}$	1 : 2
	对磨削齿轮进行跑合	1 : 1.5
	材料, 硬化(奥氏体含量)	1 : 3
	齿廓磷化	1 : 1.4
	齿廓镀铜	1 : 2.8
	渗碳硬化 调质：氮化	1 : 1.2
润滑剂	EP 添加剂(当基础油的黏度相同时)	1 : 5
	名义黏度：将 $50^\circ\text{C}$ 时的名义黏度加倍 $\begin{cases} \text{纯矿物油} \\ \text{含添加剂的润滑油} \end{cases}$	1 : 1.5 1 : 1.15
	一般的抗氧化剂或抗腐蚀剂, 或用硅油作抗泡沫剂	1 : 1(即无影响)
	摩擦因数, 用聚醚油使摩擦因数减半	1 : 2.5
啮合几何参数	改变啮合几何参数(包括模数)	1 : 6
	在非变位或高变位啮合时进行齿顶修形	1 : 1.5
	在不等移距的角变位啮合时进行齿顶修形	1 : 2
	斜齿啮合 ( $\beta=30^\circ$ ) : 直齿啮合	1 : 1.3
工作条件	圆周速度	1 : 2.5
	(在采用深度脱蜡油时可达)	(1 : 8)
	油温, 降低 $20^\circ\text{C}$	1 : 1.18

影响齿面低速磨损承载能力诸因素的数量级见表 1-8。

表 1-8 对低速磨损寿命影响诸因素的量级

	影 响 因 素	量 级
材料, 表面	齿轮与齿轮采用同样的材料	
	渗碳硬化:火焰硬化	1:1
	渗碳硬化:气体氮化	1:1
	渗碳硬化:调质( $p_c=700\text{MPa}$ )	1:0.5
	调质:球墨铸铁( $\sigma_b=700\text{MPa}$ )	1:1
	硬度差达 50HV(硬化材料)	1:0.8
	齿轮与齿轮采用不同的材料	
	调质/调质:硬化/调质( $p_c=700\text{MPa}$ )	1:0.1
	硬化/调质:硬化/球墨铸铁	1:2.5
	调质后磨削:调质后铣削	
	润滑良好	1:0.3
	润滑不良	1:1
润滑剂	硬化后磨削:剃削后硬化	
	润滑良好	1:0.3
	润滑不良	1:1
	名义黏度:40℃的名义黏度加倍	1:3
	添加剂	1:1~1:3
	无润滑:有润滑(低于 0.2m/s)	
	齿轮副为硬化/硬化	1:20
	齿轮副为调质/调质	1:300
啮合 几何参数	高度变位啮合:角度变位啮合	1:1
	模数加倍	1:1.4
	齿顶修形	1:1.2

### 1.7 安全系数的选择

在齿轮传动装置的承载能力计算中, 选用合适的安全系数非常重要, 因为过大的安全系数将增大传动装置的外廓尺寸和重量, 提高了价格; 而过小的安全系数又可能带来意外的故障和危险性。

一个合适的安全系数应该是在合理的价格下能使装置满足给定的可靠性要求。

选择安全系数时，还要把齿轮传动装置放在整个设备中来考察。例如，在一架轧机中，有电动机、联轴器、齿轮传动装置、机架和轧辊等；各个环节的安全系数要相互协调，才能充分发挥轧机的生产能力。

估计齿轮传动安全系数时的主要依据如下。

- ① 齿轮箱中所有结构元件的加工精度与材料质量的预计离散性。
- ② 齿轮损伤失效所引起的后果。例如，轮齿弯曲折断引起的后果一般都比齿面疲劳（点蚀）引起的后果严重，特别在有人身安全的场合，如起重机、电梯等。
- ③ 有关装配、安装和使用条件的数据可靠性。
- ④ 计算方法的可靠性。

有关选择安全系数更详细的观点见表 1-9。各种齿轮传动承载能力计算的最小安全系数参考值, 见本手册各有关章节。

表 1-9 有关安全系数选择的观点

需要较高的安全系数	较小的安全系数已经足够
(1)对材料、热处理、尺寸与公差没有规范,或只有笼统的规范;对检验无明确规定	(1)对材料质量、热处理、尺寸与公差有详细的规范;有全面而可靠的检验
(2)制造厂没有名气或缺乏经验	(2)材料加工与热处理的质量稳定;结构尺寸在合适、正常的加工范围之内
(3)单件生产	(3)批量生产(经常进行质量检查),结构尺寸小
(4)试验的可能性受限制(空载运转试验)	(4)能进行全面试验(样机试验,满载试验),易于检查(可检查接触斑点,可以测量)
(5)有关运转条件、当量使用条件与维护的数据不可靠	(5)运转条件与当量使用条件能准确知道,并且有保证,例如能通过测量给出载荷图谱
(6)在传动路线中没有安全装置	(6)有可靠的安全装置,能防止齿轮传动过载
(7)防轮齿折断(通常是全面损伤)	(7)防点蚀与磨损(不会突然失效,其扩展可以预测)
(8)在损伤失效时有生命危险(例如航空与宇航的传动装置)	(8)防胶合(例如可通过选油来控制)
(9)运行中断的费用高(例如磨机或轧机的传动装置)	(9)损伤引起的后果有限(例如对于车辆齿轮),可以避免产生废品和发生严重的继发性损伤(例如通过连接在后面的制动器来避免)
(10)没有备件可用	(10)有备件可用
(11)与其他设备相比,价格相当可观	(11)与其他设备相比,价格较低
(12)修理困难	(12)修理简单
(13)估算性计算	(13)计算时精确地包括了所有影响量
(14)计算方法不太可靠(胶合、磨损)	(14)计算方法可靠(点蚀、轮齿折断)

## 1.8 齿轮传动设计步骤与设计任务书

齿轮传动装置设计一般应包括参数设计和结构设计两部分设计工作。但是,有些设计只作结构调整或结构改型,其许多基本参数事先都已确定(如中心距、齿宽、箱体尺寸等),这种情况就没有必要进行参数设计了。

如果不是上述情况,齿轮传动装置参数设计是必不可少的。

### 1.8.1 传动装置的参数设计

传动装置参数设计的一般步骤如下。

- ① 制订设计任务书,这是设计的出发点,详见下述。
- ② 选择传动装置的形式,详见本章 1.2。
- ③ 确定传动装置输入和输出轴的连接方式。
- ④ 确定总传动比,并把总传动比分配为各级传动比。
- ⑤ 根据经验或类比数据,初步确定各级传动的主要尺寸,如齿轮的直径、齿宽等。
- ⑥ 确定齿轮啮合参数(如模数、齿数、螺旋角、变位系数等)、啮合精度,以及材料、热处理和加工方法。
- ⑦ 按设计任务书要求设计传动装置及其重要的配件和附件。

⑧ 验算传动装置各结构零件的承载能力、变形或寿命。由于这种计算是根据设计草图的数据进行的, 因此比较精确。

⑨ 如果计算结果在某方面(如寿命、安全系数、可靠性等)不能满足要求, 则必须修改草图的设计参数(如材料、尺寸等), 并重新进行验算, 直到满足为止。

⑩ 如果各项要求都得到满足, 则可在参数设计的基础上进行更细致的最后设计工作。各种齿轮传动件的结构设计, 将在本手册各章中分别论述。

齿轮传动装置(减速器)的结构设计见第8章。

### 1.8.2 齿轮传动设计任务书

设计任务书是齿轮传动设计的最原始文件, 因此应尽可能地详细、明确。它除了给定传动装置的主要性能(功率、转速、总传动比等)外, 还应给出参数设计验算与结构设计所需的其他性能数据, 如机器的工作数据、加工数据、作用于传动装置的力、用户要求、润滑、环境条件等。

表1-10列出了一份典型的、比较完整的齿轮传动装置设计任务书。表中英文大写字母A、B、F等代表受到影响的参数或结构, 在实际的设计任务书中无此项内容。

表 1-10 齿轮传动装置设计任务书

附一张带有主要连接尺寸的草图	
1. 参数设计计算所需的主要性能	
(1) 输入-输出转速(传动比-恒定的或变挡的, 允许差); 转向: 恒定的或变化的	.....Z
(2) 工作机械与原动机的形式	.....B
(3) 用户对主要性能的要求: 传动形式(圆柱齿轮, 圆锥齿轮等等)、安装方式(标准、轴装或法兰式安装装置等), 其他要求(使用系数, 多原动机驱动, 飞轮, 输入、输出轴固定方向或左、右侧可选择)	.....B、F、K、V
(4) 工作机械相对原动机的位置(传动装置输入轴相对输出轴位置, 可变位置, 界限)传动形式与中心距	.....G
(5) 功率, 持续工作转矩, 工作机械与原动机的标称转矩, 最大转矩, 启动转矩等	.....B
2. 参数设计验算与结构设计所需要的其他性能	
2.1 工作数据	
(1) 机器启动次数	.....B
(2) 故障引起的后果(人身危险, 生产中断)	.....Z
(3) 原动机倾覆转矩, 启动转矩, 切断转矩, 运转中冲击的大小、次数以及持续时间, 峰值转矩, 危险转矩	.....B
(4) 每天的运转时间, 启动持续时间(%)	.....B
(5) 过载保护, 切断转矩	.....B
(6) 力流的换向(可逆运转)	.....Z
(7) 已有的载荷谱	.....B
2.2 加工数据	
(1) 材料选择方面的限制(可加工性, 供应时间)	
(2) 加工机床、加热炉尺寸和淬火设备对尺寸与重量的限制	.....F
(3) 可供使用的刀具	.....F
2.3 作用于传动装置的力	
(1) 作用于输入与输出轴上的轴向力(例如牙嵌离合器)	.....H, L, V
(2) 作用于箱体上的力	.....H, L
(3) 作用于输入与输出轴上的径向力(例如链轮、带轮)	.....H, L
(4) 返程闭锁	.....S

2.1 用户要求:规范、验收条件	
(1)输入与输出轴联轴器形式	……L,V
(2)计算规范(例如 ISO、GB、JB 和协会规范、工厂规范)	……Z
(3)输入与输出轴的轴端形式(锻造法兰——螺栓孔圆周尺寸,键或其他,用于连接工作的各种液压设施)	
(4)噪声,效率,试车方式	……V,H,F
(5)结构、设计(锻造,焊接压配齿圈;轴-轮毂连接;铸造,焊接箱体)	……H,Z
(6)安全规程	
(7)材料,热处理,加工方法	……F
(8)轴承形式,轴承配合	……L
(9)有关箱体、轴、附件(螺纹,密封,观察孔盖)的特殊规定	……H,L
(10)运输条件(重量、铁路限界、安装地位)	
2.5 润滑	
(1)加热	
(2)冷却(淡水,咸水,废水或空气,温度);集中或个别冷却	
(3)润滑剂可自由选择或有选用规范	
(4)由集中润滑装置供油(润滑剂,黏度,压力)或各传动装置独立润滑	
(5)传动装置的监控——集中监控(压力,流量,温度,测量;油面检验与磨损检验)	
2.6 环境,安装地点	
(1)安装地点(厅室、有顶盖、露天)	……A,S,K
(2)在安装装配、空间、重量、运输、污染、灰尘、外表异物、溅水、水蒸气方面的限制	……A,H,F
(3)整体刚性基础(例如钢底架、混凝土地基);与原动机或工作机械置于同一底座或分离的	……H
(4)温度(最高,最低),阳光照射	……K,S
2.7 其他	
(1)内侧涂漆,外侧涂漆	……K
(2)运输包装	
(3)备件储备	……Z
(4)箱体附件储备	……H
(5)回转振动计算要求	
(6)转矩与固体噪声测量部位	

注:对下列因素有影响:密封 A,使用系数 B,加工 F,传动形式 G,箱体结构 H,冷却与加热 K,轴承 L,润滑 S,啮合方式(直齿、斜齿、人字齿) V,许用应力 Z。

## 1.9 齿轮及其传动装置的标准化

在机械工程中,标准化的重要性和必要性是尽人皆知的。所谓标准,就是对重复性事物和概念所作的统一规定。它以科学、技术和实践经验的综合成果为基础,经有关方面协商一致,由主管机关批准,以特定形式发布,作为共同遵守的准则和依据。所谓标准化,就是在经济、技术、科学及管理等社会实践中,对重复性事物和概念,通过制定、实施标准,达到统一,以获得最佳秩序和社会效益的过程。

齿轮及其传动装置需要制订标准(国家标准或行业标准)的,主要有以下几方面。

① 齿轮及其传动装置产品的品种、规格、质量、等级或者安全、卫生要求。

② 齿轮及其传动装置产品的设计、生产、检验、包装、储存、运输、使用的方法,或者生产、储存、运输过程中的安全、卫生要求。

③ 有关齿轮及其传动装置的技术术语、符号、代号和制图方法。

④ 有关环境保护的各项技术要求和检验方法。

齿轮及其传动装置标准化的意义有以下几个方面。

① 把同类、同名零部件（如齿轮、减速器等）的大量不同型号和尺寸，合理地合并为有限的型号和尺寸，以使用最先进的方法组织大量生产，达到劳动量、材料用量和能源消耗最少，生产成本最低，质量最好的目的。

② 齿轮及其传动装置的技术条件和试验方法的标准化，有助于改进产品的质量，提高产品的承载能力和寿命。

③ 采用标准化的齿轮传动零部件，可以缩短新产品的设计、试制的时间，迅速适应市场的需求。

④ 在标准化已经受到全球认同的条件下，在产品中采用符合国际标准的齿轮传动零部件，为国际间的技术交流、产品贸易创造了良好的互信条件。国际标准是指国际标准化组织（ISO）、国际电工委员会（IEC）所制定的标准，以及 ISO 所出版的国际标准题内关键词索引（KWIC Index）中收集的其他国际组制定的标准等。只要符合国际标准的产品，都为这些组织参加国所认同。

⑤ 便于齿轮及其传动装置的维修和提高售后服务的质量。

此外，标准还意味着市场。现代企业对创新的追求已经不在于研发一两件新产品，而是创立一个新标准。一旦这个标准为市场所接受，这种产品就会成为一系列产品的规范，从而带来极佳的经济效益。

正因如此，齿轮及其传动装置的标准化受到机械工业部门的重视，设置了全国的齿轮标准化技术委员会，统抓齿轮及其传动装置的标准化工作，并与国际标准化组织（ISO）建立了直接的联系。

根据我国积极采用国际标准的政策，以及我国加入 WTO（世界贸易组织）后，为发展对外贸易的需要，凡是有关齿轮及其传动装置的国际标准（ISO），我国都根据具体情况以等同（idt）、等效（eqv）和非等效（neq）三种方式给予积极采用。目前，我国已批准发布的有关齿轮及其传动装置的国家标准（GB/T）有 50 多项，行业标准（JB/T）有 60 多项（见附录 1），基本上有了一个较完整的体系。

目前，国际标准化组织已发布的有关齿轮及其传动装置的 ISO 标准有 43 项（见附录 2），大部分已为我国等同或等效采用，而以等同采用居多。

某些工业先进国家（如美国、德国等）的标准，是这些国家工业生产实践经验的总结，因此也值得参考。附录 3 列出了美国有关齿轮及其传动装置（包括挠性联轴器）的 ANSI/AGMA 标准目录（现行标准 79 项）。这些标准可供齿轮设计和对外贸易时备查、参考。

## 附录

### 1. 齿轮及其传动装置国家标准和行业标准

GB/T 1356—2001 通用机械和重型机械用圆柱齿轮标准基本齿条齿廓

代替 GB 1356—1988

GB/T 1357—1987 渐开线圆柱齿轮模数

代替 GB 1357—1978



GB/T 1840--1989 圆弧圆柱齿轮模数  
代替 GB 1840—1980

GB/T 2362--1990 小模数渐开线圆柱齿轮基本齿廓  
代替 GB 2362 1980

GB/T 2363--1990 小模数渐开线圆柱齿轮精度  
代替 GB 2363 1980

GB/T 2821 1992 齿轮几何要素代号  
代替 GB 2821—1981

GB/T 3374--1992 齿轮基本术语  
代替 GB 3374—1982

GB/T 3480 1997 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法  
代替 GB 3480—1983

GB/T 3481- 1997 齿轮轮齿磨损和损伤术语  
代替 GB 3481 1983

GB/T 6404-- 1986 齿轮装置噪声声功率级测定方法

GB/T 6413—1986 渐开线圆柱齿轮 胶合承载能力计算方法

GB/T 6443—1986 渐开线圆柱齿轮图样上应注明的尺寸数据

GB/T 6467 2001 齿轮渐开线 样板  
代替 GB 6467- 1986

GB/T 6468—2001 齿轮螺旋线样板  
代替 GB 6468 1986

GB/T 8539--2000 齿轮材料及热处理质量检验的一般规定  
代替 GB 8539—1987

GB/T 8542—1987 透平齿轮传动装置技术条件

GB/T 8543—1987 验收试验中齿轮装置机械振动的测定

GB/T 10062 1988 锥齿轮承载能力计算方法

GB/T 10063—1988 通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法

GB/T 10085 1988 圆柱蜗杆传动基本参数

GB/T 10086-- 1988 圆柱蜗杆、蜗轮术语及代号

GB/T 10087—1988 圆柱蜗杆基本齿廓

GB/T 10088—1988 圆柱蜗杆模数和直径

GB/T 10089—1988 圆柱蜗杆、蜗轮精度

GB/T 10090—1988 圆柱齿轮减速器 基本参数

GB/T 10095.1—2001 渐开线圆柱齿轮 精度 第1部分：轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值  
代替 GB 10095—1988

GB/T 10095.2--2001 渐开线圆柱齿轮 精度 第2部分：径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值  
代替 GB 10095—1988

GB/T 10096 1988 齿条精度

GB/T 10107.1—1988 摆线针轮行星传动 基本术语

GB/T 10107.2- 1988 摆线针轮行星传动 图示方法

GB/T 10107.3—1988 摆线针轮行星传动 几何要素代号

GB/T 10224—1988 小模数锥齿轮基本齿廓

GB/T 10225 1988 小模数锥齿轮精度

GB/T 10226—1988 小模数圆柱蜗杆基本齿廓

- GB/T 10227-1988 小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度
- GB/T 11365—1989 锥齿轮和准双曲面齿轮 精度  
代替 JB 180—1960
- GB/T 11366-1989 行星传动基本术语
- GB/T 11367—1989 锥齿轮胶合承载能力计算方法
- GB/T 12368—1990 锥齿轮模数
- GB/T 12369—1990 直齿及斜齿锥齿轮基本齿廓
- GB/T 12370—1990 锥齿轮和准双曲面齿轮 术语
- GB/T 12371—1990 锥齿轮 图样上应注明的尺寸数据
- GB/T 13672—1992 齿轮胶合承载能力试验方法
- GB/T 13799—1992 双圆弧圆柱齿轮承载能力计算方法
- GB/T 13924—1992 渐开线圆柱齿轮精度检验规范
- GB/T 14229—1993 齿轮接触疲劳强度试验方法
- GB/T 14230—1993 齿轮弯曲疲劳强度试验方法
- GB/T 14231—1993 齿轮装置效率测定方法
- GB/T 15752—1995 圆弧圆柱齿轮基本术语
- GB/T 15753—1995 圆弧圆柱齿轮精度  
代替 JB 4021—1985
- GB/T 16848—1997 直廓环面蜗杆、蜗轮精度
- GB/T 17879—1999 齿轮 磨削后表面回火的浸蚀检验
- JB/T 2982—1994 摆线针轮减速机  
代替 JB 2982—1981
- JB/T 5076—1991 齿轮装置噪声评价
- JB/T 5077—1991 通用齿轮装置 形式试验方法
- JB/T 5078—1991 高速齿轮材料选择及热处理质量控制的一般规定
- JB/T 5288.1—1991 摆线针轮减速机 温升测定方法
- JB/T 5288.2—1991 摆线针轮减速机 清洁度测定方法
- JB/T 5288.3—1991 摆线针轮减速机 承载能力及传动效率测定方法
- JB/T 5664—1991 重载齿轮 失效判据
- JB/T 6077—1992 齿轮调质工艺及其质量控制
- JB/T 6078—1992 齿轮装置质量检验总则
- JB/T 6387—1992 轴装式圆弧圆柱蜗杆减速器
- JB/T 7342—1994 推杆减速器
- JB/T 7514—1994 高速渐开线圆柱齿轮箱
- JB/T 7516—1994 齿轮气体渗碳热处理工艺及其质量控制
- JB/T 7929—1999 齿轮传动装置清洁度  
代替 JB 7929—1995
- JB/T 7936—1999 直廓环面蜗杆减速器  
代替 JB 7936—1995
- JB/T 8809—1998 SWL 蜗轮螺杆升降机形式、参数与尺寸
- JB/T 8830—2001 高速渐开线圆柱齿轮和类似要求齿轮承载能力计算方法  
代替 JB 8830—1999
- JB/T 8831—2001 工业闭式齿轮的润滑油选用方法  
代替 JB 8831—1999

JB/T 9051 -1999 平面包络环面蜗杆减速器  
代替 ZB J19 021 -1989

JB/T 9171—1999 齿轮火焰及感应淬火工艺及其质量控制  
代替 ZB J17 004—1990

JB/T 9172 -1999 齿轮渗氮、氮碳共渗工艺及质量控制  
代替 ZB J17 001—1988

JB/T 9173- 1999 齿轮碳氮共渗工艺及质量控制  
代替 ZB J17 002—1988

JB/T 5558 · 1991 蜗杆减速器 加载试验方法

JB/T 5559 -1991 锥面包络圆柱蜗杆减速器

JB/T 5560 -1991 少齿数渐开线圆柱齿轮减速器

JB/T 5562 -1991 辊道电机减速器

JB/T 6120 1992 PF 行星齿轮减速器

JB/T 6121—1992 全封闭甘蔗压榨机减速器

JB/T 6124—1992 ZSJ-2800 减速器

JB/T 6135—1992 混合少齿差星轮变速器

JB/T 6502—1993 NGW 行星齿轮减速器

JB/T 6999—1993 双排直齿行星减速器

JB/T 7000—1997 同轴式圆柱齿轮减速器

JB/T 7007 · 1993 ZJY 型轴装式圆柱齿轮减速器

JB/T 7008—1993 ZC1 型双级蜗杆及齿轮蜗杆减速器

JB/T 7253—1994 摆线针轮减速机 噪声测定方法

JB/T 7254—1994 无级变速摆线针轮减速机

JB/T 7337 1994 轴装式减速器

JB/T 7344—1994 垂直出轴混合少齿差星轮减速器

JB/T 7345- 1994 NLQ 型行星齿轮减速器

JB/T 7681 1995 ZJ 系列行星齿轮减速器

JB/T 7847—1995 立式锥面包络圆柱蜗杆减速器

JB/T 7848—1995 立式圆弧圆柱蜗杆减速器

JB/T 7935—1999 圆弧圆柱蜗杆减速器

JB/T 8712—1998 星轮减速器

JB/T 8857 -2001 圆柱齿轮减速器

JB/T 8905.1—1999 起重机用三支点减速器

JB/T 8905.2—1999 起重机用底座式减速器

JB/T 8905.3 -1999 起重机用立式减速器

JB/T 8905.4—1999 起重机用套装式减速器

JB/T 9002—1999 运输机械用减速器

JB/T 9003—1999 起重机三合一减速器

JB/T 9043.1—1999 ZK 行星齿轮减速器

JB/T 9043.2 -1999 ZZ 行星齿轮减速器

JB/T 9050.1—1999 圆柱齿轮减速器 通用技术条件

JB/T 9050.2—1999 圆柱齿轮减速器 接触斑点测定方法

JB/T 9050.3—1999 圆柱齿轮减速器 加载试验方法

JB/T 9837 1999 拖拉机圆柱齿轮承载能力计算方法

JB/T 10172—2000 水泥磨用 D 型减速器

JB/T 10243—2001 KPTH 型减速器

JB/T 10244—2001 JPT 型减速器

## 2. 齿轮及其传动装置国际标准化组织 (ISO) 标准

ISO 53 : 1998 Cylindrical gears for general and heavy engineering—Standard basic rack tooth profile

ISO 54 : 1996 Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering—Modules

ISO 677 : 1976 Straight bevel gears for general engineering and heavy engineering—Basic rack

ISO 678 : 1976 Straight bevel gears for general engineering and heavy engineering—Modules and diametral pitches

ISO 701 : 1998 International gear notation—Symbols for geometrical data

ISO 1122-1 : 1998 Vocabulary of gear terms—

Part 1: Definitions related to geometry

Bilingual edition

Technical Corrigendum 1 : 1999 to ISO 1122-1 : 1998

ISO 1122-2 : 1999 Vocabulary of gear terms—

Part 2: Definitions related to worm gear geometry

ISO 1328-1 : 1995 Cylindrical gears—ISO system of accuracy—

Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth

ISO 1328-2 : 1997 Cylindrical gears—ISO system of accuracy—

Part 2: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information

ISO 1340 : 1976 Cylindrical gears—Information to be given to the manufacturer by the purchaser in order to obtain the gear required

ISO 1341 : 1976 Straight bevel gears—Information to be given to the manufacturer by the purchaser in order to obtain the gear required

ISO 2203 : 1973 Technical drawings—Conventional representation of gears

ISO 2490 : 1996 Single-start solid (monobloc) gear hobs with tenon drive or axial keyway, 1 to 40 module—Nominal dimensions

ISO/TR 4467 : 1982 Addendum modification of the teeth of cylindrical gears for speed-reducing and speed-increasing gear pairs

ISO 4468 : 1982 Gear hobs—Single start—Accuracy requirements

ISO 6336-1 : 1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears—

Part 1: Basic principles introduction and general influence factors

Technical Corrigendum 1 : 1998 to ISO 6336-1 : 1996

Technical Corrigendum 2 : 1999 to ISO 6336-1 : 1996

ISO 6336-2 : 1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears—

Part 2: Calculation of surface durability (pitting)

Technical Corrigendum 1 : 1998 to ISO 6336-2 : 1996

Technical Corrigendum 2 : 1999 to ISO 6336-2 : 1996

ISO 6336-3 : 1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears—

Part 3: Calculation of tooth bending strength

Technical Corrigendum 1 : 1999 to ISO 6336-3 : 1996

ISO 6336-5 : 1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears—

- Part 5: Strength and quality of materials
- ISO 8579-1 : 2002 Acceptance code for gears units  
Part 1: Test code for airborne sound
- ISO 8579-2 : 1993 Acceptance code for gears units—  
Part 2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing
- ISO 9083 : 2001 Calculation of load capacity of spur and helical gears—Application to marine gears
- ISO 9084 : 2000 Calculation of load capacity of spur and helical gears—Application to high speed gears and gears of similar requirements
- ISO 9085 : 2002 Calculation of load capacity of spur and helical gears— Application for industrial gears
- ISO/TR 10064-1 : 1992 Cylindrical gears --Code of inspection practice --  
Part 1: Inspection of corresponding flanks of gear teeth
- ISO/TR 10064-2 : 1996 Cylindrical gears—Code of inspection practice—  
Part 2: Inspection related to radial composite deviations, runout, tooth thickness and backlash  
Technical Corrigendum 1: 2001 to ISO/TR 10064-2 : 1996
- ISO/TR 10064-3 : 1996 Cylindrical gears—Code of inspection practice—  
Part 3: Recommendations relative to gear blanks, shaft centre distance and parallelism of axes
- ISO/TR 10064-4 : 1998 Cylindrical gears--Code of inspection practice—  
Part 4: Recommendations relative to surface texture and tooth contact pattern checking
- ISO 10300-1 : 2001 Calculation of load capacity of bevel gears—  
Part 1: Introduction and general influence factors
- ISO 10300-2 : 2001 Calculation of load capacity of bevel gears—  
Part 2: Calculation of surface durability (pitting)
- ISO 10300-3 : 2001 Calculation of load capacity of bevel gears--  
Part 3: Calculation of tooth root strength
- ISO 10347 : 1999 Worm gears—Geometry of worms—Name plates for worm gear units centre distances, information to be supplied to gear manufacturer by the purchaser
- ISO/TR 10495 : 1997 Cylindrical gears—Calculation of service life under variable loads— Conditions for cylindrical gears according to ISO 6336
- ISO 10825 : 1995 Gears—Wear and damage to gear teeth—Terminology  
bilingual edition
- ISO/TR 10828 : 1997 Worm gears—Geometry of worm profiles  
Technical Corrigendum 1 : 1998 to ISO/TR 10828 : 1997
- ISO/TR 13593 : 1999 Enclosed gear drives for industrial applications
- ISO 13691 : 2001 Petroleum and natural gas industries—High-speed special-purpose gear units
- ISO/TR 13989-1 : 2000 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears—  
Part 1: Flash temperature method
- ISO/TR 13989-2 : 2000 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears—  
Part 2: Integral temperature method
- ISO 14104 : 1995 Gears—Surface temper etch inspection after grinding
- ISO/TR 14179-1 : 2001 Gears—Thermal capacity—  
Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95 C sump temperature

ISO/TR 14179-2 : 2001 Gears—Thermal capacity --  
Part 2: Thermal load-carrying capacity

ISO 14635-1 : 2000 Gears—FZG test procedures—  
Part 1: FZG test method A/8, 3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils

### 3. 齿轮及其传动装置美国齿轮制造商协会 (AGMA) 标准 (即美国国家标准, ANSI)

#### (1) 现行标准

- ANSI/AGMA 217.01 Gear Scoring Design Guide for Aerospace Spur and Helical Power Gears
- ANSI/AGMA 299.01 Gear Sound Manual: Fundamentals of Sound as Related to Gears, Sources, Specifications, and Gear-Noise Control
- ANSI/AGMA 900-G00 Style Manual for the Preparation of Standards, Information Sheets and Editorial Manuals
- ANSI/AGMA 901-A92 Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears
- ANSI/AGMA 904-C96 Metric Usage
- ANSI/AGMA 908-B89 Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth
- ANSI/AGMA 910-C90 Formats for Fine-Pitch Gear Specification Data
- ANSI/AGMA 911-A94 Design Guidelines for Aerospace Gearing
- ANSI/AGMA 913-A98 Method for Specifying the Geometry of Spur and Helical Gears
- ANSI/AGMA 915-1-A02 Inspection Practices—  
Part 1: Cylindrical Gears—Tangential Measurements
- ANSI/AGMA 915-3-A99 Inspection Practices—Gear Blanks, Shaft Center Distance and Parallelism
- ANSI/AGMA 917-B97 Design Manual for Parallel Shaft Fine—Pitch Gearing
- ANSI/AGMA 918-A93 Numerical Examples Demonstrating the Procedures for Calculating Geometry Factors for Spur and Helical Gears
- ANSI/AGMA 920-A01 Materials for Plastic Gears
- ANSI/AGMA 921-A97 Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbine Generator Systems
- ANSI/AGMA 922-A96 Load Classification and Service Factors for Flexible Couplings
- ANSI/AGMA 923-A00 Metallurgical Specifications for Steel Gearing
- ANSI/AGMA 925-A03 Effect of Lubrication on Gear Surface Distress
- ANSI/AGMA 926-C99 Recommended Practice for Carburized Aerospace Gearing
- ANSI/AGMA 927-A01 Load Distribution Factors—Analytical Methods for Cylindrical Gears
- ANSI/AGMA 931-A02 Calibration of Gear Measuring Instruments and Their Application to the Inspection of Product Gears
- ANSI/AGMA 933-A03 Basic Gear Geometry
- ANSI/AGMA 1003-G93 Tooth Proportions for Fine—Pitch Spur and Helical Gears
- ANSI/AGMA 1006-A97 Tooth Proportions for Plastic Gears
- ANSI/AGMA 1010-E95 Appearance of Gear Teeth—Terminology of Wear and Failure
- ANSI/AGMA 1012-F90 Gear Nomenclature, Definitions of Terms with Symbols
- ANSI/AGMA 1102-A03 Tolerance Specification for Gear Hobs
- ANSI/AGMA 1106-A97 Tooth Proportions for Plastic Gears
- ANSI/AGMA 1328-1 Cylindrical Gears—ISO System of Accuracy—  
Part 1: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Corresponding Flanks of Gear Teeth
- ANSI/AGMA 1328-2 Cylindrical Gears—ISO System of Accuracy—  
Part 2: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Radial Composite

#### Deviations and Runout Information

- ANSI/AGMA 2000-A88 Gear Classification and Inspection Handbook—Tolerances and Measuring Methods for Unassembled Spur and Helical Gears (Including Metric Equivalents)
- ANSI/AGMA 2001—C95 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth
- ANSI/AGMA 2002-B88 Tooth Thickness Specification and Measurement
- ANSI/AGMA 2003-B97 Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth
- ANSI/AGMA 2004-B89 Gear Materials and Heat Treatment Manual
- ANSI/AGMA 2005-D03 Design Manual for Bevel Gears
- ANSI/AGMA 2007-C00 Surface Temper Etch Inspection After Grinding
- ANSI/AGMA 2008-C01 Assembling Bevel Gears
- ANSI/AGMA 2009-B01 Bevel Gear Classification, Tolerances, and Measuring Methods
- ANSI/AGMA 2010-A94 Measuring Instrument Calibration—  
Part 1, Involute Measurement
- ANSI/AGMA 2011-A98 Cylindrical Wormgearing Tolerance and Inspection Methods
- ANSI/AGMA 2015-1 A01 Accuracy Classification System Tangential Measurements for Cylindrical Gears  
Supplement Accuracy Classification  
to 2015/ System—Tangential
- ANSI/AGMA 915-1-A02 Measurement Tolerance Tables for Cylindrical Gears
- ANSI/AGMA 2101-C95 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric)
- ANSI/AGMA 2110-A94 Measuring Instrument Calibration—  
Part 1, Involute Measurement (Metric)
- ANSI/AGMA 2111-A98 Cylindrical Wormgearing Tolerance and Inspection Methods (Metric)
- ANSI/AGMA 2113-A97 Measuring Instrument Calibration, Gear Tooth Alignment
- ANSI/AGMA 2114-A98 Measuring Instrument Calibration, Gear Pitch and Runout Measurements
- ANSI/AGMA 6000-B96 Measurement of Linear Vibration on Gear Units
- ANSI/AGMA 6001-D97 Design and Selection of Components for Enclosed Gear Drives
- ANSI/AGMA 6002-B93 Design Guide for Vehicle Spur and Helical Gears
- ANSI/AGMA 6004-F88 Gear Power Rating for Cylindrical Grinding Mills, Kilns, Coolers and Dryers
- ANSI/AGMA 6005-B89 Power Rating for Helical and Herringbone Gearing for Rolling Mill Service
- ANSI/AGMA 6008-A98 Specifications for Powder Metallurgy Gears
- ANSI/AGMA 6009-A00 Standard for Gearmotor, Shaft Mounted and Screw Conveyor Drives
- ANSI/AGMA 6010-F97 Standard for Spur, Helical, Herringbone, and Bevel Enclosed Drives
- ANSI/AGMA 6011-H98 Specification for High Speed Helical Gear Units
- ANSI/AGMA 6022-C93 Design Manual for Cylindrical Wormgearing
- ANSI/AGMA 6023-A88 Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives
- ANSI/AGMA 6025-D98 Sound for Enclosed Helical, Herringbone and Spiral Bevel Gear Drives
- ANSI/AGMA 6032-A94 Standard for Marine Gear Units, Rating
- ANSI/AGMA 6033-B98 Materials for Marine Propulsion Gearing
- ANSI/AGMA 6034-B92 Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors
- ANSI/AGMA 6035-A02 Design, Rating and Application of Industrial Globoidal Wormgearing
- ANSI/AGMA 6109-A00 Standard for Gearmotor, Shaft Mounted and Screw Conveyor Drives (Metric)

ANSI/AGMA 6110-F97	Standard for Spur, Helical, Herringbone, and Bevel Enclosed Drives (Metric)
ANSI/AGMA 6123-A88	Design Manual for Enclosed Epicyclic Metric Module Gear Drives
ANSI/AGMA 6133-B98	Materials for Marine Propulsion Gearing (Metric)
ANSI/AGMA 6135-A02	Design, Rating and Application of Industrial Globoidal Wormgearing (Metric)
ANSI/AGMA 9000-C90	Flexible Couplings—Potential Unbalance Classification
ANSI/AGMA 9001-B97	Flexible Couplings—Lubrication
ANSI/AGMA 9002-A86	Bores and Keyways for Flexible Couplings (Inch Series)
ANSI/AGMA 9003-A91	Flexible Couplings—Keyless Fits
ANSI/AGMA 9004-A99	Flexible Couplings—Mass Elastic Properties and Other Characteristics
ANSI/AGMA 9005-E02	Industrial Gear Lubrication
ANSI/AGMA 9008-B00	Flexible Couplings Gear Type—Flange Dimensions, Inch Series
ANSI/AGMA 9009-D02	Flexible Couplings—Nomenclature for Flexible Couplings
ANSI/AGMA 10064-1	Cylindrical Gears—Code of Inspection Practice— Part 1: Inspection of Corresponding Flanks of Gear Teeth
ANSI/AGMA 10064-2	Cylindrical Gears—Code of Inspection Practice— Part 2: Inspection Related to Radial Composite Deviations, Runout, Tooth Thickness and Backlash

## (2) 已撤销的标准

ANSI/AGMA 标准号如下:

120.01、141.01、201.02、203.03、360.02、374.04、422.03、424.01、431.01、514.02、906-A94

## (3) 被替代的标准

被替代标准号 (ANSI/AGMA)	替代标准号 (ANSI/AGMA)	被替代标准号 (ANSI/AGMA)	替代标准号 (ANSI/AGMA)
110.04	1010-E95	260.02	6001-D97
114.02	910-C90	265.01	6001-D97
115.01	933-A03	271.03	420.04
118.01	906-A94	291.01	420.04
121.02	120.01	295.04	6025-D98
122.02	120.01	297.01	6025-D98
123.01	120.01	298.01	6025-D98
124.01	120.01	321.05	6004-F88
151.02	420.04	323.01	6005-B89
170.01	6002-B93	330.01	2005-C96
202.03	2005-C96	331.01	2008-C1
207.06	1003-G93	341.02	6022-C93
208.03	2005-96	342.02	6035-A02
209.04	2005-96	370.01	917-B97
210.02	218.01	390.03	390.03a & 2000-A88
211.02A	420.04	390.03a	2009-B01 & 2011-A98
212.02	2003-B97	411.02	911-A94
215.02	218.01 & 2003-B97	420.04	6010-F97
216.01	2003-B97	421.06	6011-H98
216.01A	420.04	423.01	420.04
218.01	2001-C95 & 908-B89	425.01	420.04
220.02	218.01	430.03	420.04
221.02A	420.04	440.04	6034-A87



被替代标准号 (ANSI/AGMA)	替代标准号 (ANSI/AGMA)	被替代标准号 (ANSI/AGMA)	替代标准号 (ANSI/AGMA)
222.02	2003-B97	441.04	6035-A02
223.01A	420.04	442.01	6035-A02
223.02	2003 B97	460.05	6019-E89
225.01	226.01	461.01	6035-A02
226.01	908-B89	480.06	6021-G89
230.01	2007-C00	481.01	6021-G89
231.52	2002 B88	510.03	9009-D02
234.01	390.03a	511.02	9002-A86
235.02	2000-A88	512.01	9002-A86
236.05	390.03a	513.01	9002-A86
237.01	390.03	515.02	9000-C90
239.01	2000-A88	516.01	9008-B00
239.01A	390.03a	600.01	904-B89
240.01	2004-B89	6017-E86	6035-A02
246.02A	926-A99	6019-E89	6009-A00
250.04	9005-E02	6021-G89	6009-A00
251.02	9005-E02	6030 C87	6035-A02
255.03	6001-D97		

#### (4) 被合并的标准

被合并标准号 (ANSI/AGMA)	合并标准号 (ANSI/AGMA)	被合并标准号 (ANSI/AGMA)	合并标准号 (ANSI/AGMA)
112.05	1012-F90	244.02	240.01
116.01	1012-F90	245.01	240.01
224.01	240.01	246.01	240.01
241.01	240.01	247.01	240.01
242.02	240.01	248.01	240.01
243.01	240.01	249.01	240.01
243.51	240.01	254.01	250.04
243.61	240.01	254.04	251.02
243.71	240.01	427.01	6011-H98

### 参 考 文 献

- 1 许洪基,陶燕光等主编. 齿轮手册. 上下册. 第2版. 北京:机械工业出版社,2001
- 2 朱孝录主编. 中国机械设计大典. 第4卷. 机械传动设计. 南昌:江西科学技术出版社,2002
- 3 朱孝录主编. 机械传动装置选用手册. 北京:机械工业出版社,1999
- 4 G. 尼曼, H. 温特尔著. 机械零件. 第2卷. 余梦生等译. 北京:机械工业出版社,1989
- 5 机械工程手册编委会编. 机械工程手册. 第6卷. 传动设计. 第2版. 机械工业出版社,1997
- 6 徐灏主编. 机械设计手册. 第4卷. 机械传动设计. 第2版. 北京:机械工业出版社,2000
- 7 朱孝录,郭中凯主编. 齿轮承载能力分析. 北京:高等教育出版社,1992
- 8 吴宗泽主编. 机械设计师手册. 上册. 北京:机械工业出版社,2002
- 9 机械标准目录总览编委会编. 机械标准目录总览. 北京:中国标准出版社,2002
- 10 Robert L Mott, Machine Elements in Mechanical Design. Third Edition. Prentice-Hall, Inc, 1999
- 11 全国科学技术名词审定委员会. 机械工程名词(一). 机械工程基础. 机械零件与传动. 北京:科学出版社,2001

## 第2章 渐开线圆柱齿轮传动设计

### 本章常用代号

#### 1. 齿轮几何尺寸计算

$a$ ——中心距, mm	$j_a$ ——法向侧隙, mm
$b$ ——齿宽, mm	$j_t$ ——圆周侧隙, mm
$c$ ——顶隙, mm	$k$ ——跨越齿数, 跨越槽数 (用于内齿轮)
$c_p$ ——标准基本齿条轮齿和相啮合标准基本齿条轮齿之间的顶隙, mm	$m$ ——模数, mm
$c^*$ ——顶隙系数	$m_n$ ——法向模数, mm
$d$ ——分度圆直径, mm	$m_t$ ——端面模数, mm
$d_1, (d_2)$ ——小轮(大轮)分度圆直径, mm	$m_x$ ——轴向模数, mm
$d_w(d')$ ——节圆直径, mm	$n$ ——转速, r/min
$d_a$ ——齿顶圆直径, mm	$p$ ——齿距, 分度圆齿距, mm
$d_b$ ——基圆直径, mm	$p_b$ ——基圆齿距, mm
$d_f$ ——齿顶圆直径, mm	$p_{ba}$ ——法向基圆齿距 (法向基节), mm
$e$ ——齿槽宽, mm	$p_{bt}$ ——端面基圆齿距 (端面基节, 基节), mm
$e_p$ ——标准基本齿条轮齿齿槽宽, mm	$p_a$ ——法向齿距, mm
$g_a$ ——端面啮合线长度, mm	$p_t$ ——端面齿距, mm
$h$ ——全齿高, mm	$p_x$ ——轴向齿距, mm
$h'$ ——工作齿高, mm	$r$ ——半径, 分度圆半径, mm
$h_a$ ——齿顶高, mm	$s$ ——齿厚, 分度圆齿厚, mm
$h_a^*$ ——齿顶高系数, mm	$\bar{s}$ ——弦齿厚, 分度圆弦齿厚, mm
$h_s$ ——弦齿高, mm	$s_a$ ——齿顶厚, mm
$h_{a0}$ ——刀具齿顶高, mm	$\bar{s}_c$ ——固定弦齿厚, mm
$h_{a0}^*$ ——刀具齿顶高系数	$s_n$ ——法向齿厚, mm
$\bar{h}_c$ ——固定弦齿高, mm	$s_t$ ——端面齿厚, mm
$h_f$ ——齿根高, mm	$s_0$ ——刀具齿厚, mm
$h_{f0}$ ——刀具齿根高, mm	$s_p$ ——标准基本齿条轮齿的齿厚, mm
$h_{ap}$ ——标准基本齿条轮齿齿顶高, mm	$T$ ——斜齿轮轮齿导程, mm
$h_{fp}$ ——标准基本齿条轮齿齿根高, mm	$u$ ——齿数比
$h_{fpp}$ ——标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度, mm	$u_{FP}$ ——挖根量, mm
$h_p$ ——标准基本齿条齿高, mm	$v$ ——线速度, 圆周速度, m/s
$h_{wp}$ ——标准基本齿条和相啮合标准基本齿条轮齿的有效高度, mm	$x$ ——径向变位系数
$i$ ——传动比	$x_t$ ——齿厚变位系数
$\text{inv}\alpha$ —— $\alpha$ 角的渐开线函数	$y$ ——中心距变动系数
$j$ ——侧隙, mm	$z$ ——齿数
	$z_1(z_2)$ ——小轮(大轮)齿数
	$z_0$ ——刀具齿数
	$z_a, z_v$ ——当量齿数

$P$ ——径节, 1/in  
 $W$ ——公法线长度, mm  
 $\alpha$ ——压力角, 齿形角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_w(\alpha')$ ——啮合角, 工作压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_a$ ——顶圆压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_n$ ——法向压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_t$ ——端面压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_y$ ——任意点  $y$  的压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_0$ ——刀具齿形角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_p$ ——标准基本齿条压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{FP}$ ——挖根角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta$ ——螺旋角, 分度圆螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta'$ ——节圆螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_b$ ——基圆螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\varepsilon$ ——重合度  
 $\varepsilon_a$ ——端面重合度  
 $\varepsilon_\beta$ ——纵向重合度  
 $\varepsilon_\gamma$ ——总重合度  
 $\eta$ ——槽宽半角, ( $^{\circ}$ )  
 $\rho$ ——曲率半径, mm  
 $\rho_f$ ——齿根过渡曲线半径, mm  
 $\rho_{red}$ ——当量半径, mm  
 $\rho_{FP}$ ——基本齿条的齿根圆角半径, mm  
 $\psi$ ——齿厚半角, ( $^{\circ}$ )  
 $\psi_b$ ——基圆齿厚半角, ( $^{\circ}$ )

## 2. 轮齿接触、弯曲承载能力计算

$b_p$ ——双斜齿齿轮单螺旋线部分的宽度, mm  
 $b_H$ ——计算齿面强度的齿宽, mm  
 $b_F$ ——计算齿根强度的齿宽, mm  
 $b_{red}$ ——减去齿端修缘后的齿宽, mm  
 $b_s$ ——辐板厚度  
 $c_\gamma$ ——单位齿宽啮合刚度的平均值, N/(mm· $\mu$ m)  
 $c'$ ——单对齿单位齿宽的最大轮齿刚度(单齿刚度), N/(mm· $\mu$ m)  
 $d_{an}$ ——当量直齿轮的顶圆直径, mm  
 $d_{bn}$ ——当量直齿轮的基圆直径, mm  
 $d_{en}$ ——当量直齿轮的单对齿啮合区外界点所在圆直径, mm  
 $d_w$ ——齿高中部直径, mm  
 $d_n$ ——当量直齿轮的分度圆直径, mm  
 $d_{sh}$ ——弯曲强度计算的名义轴径, mm  
 $d_{shu}$ ——空心轴的内径, mm  
 $f_{leff}$ ——有效齿廓的形状偏差,  $\mu$ m

$f_{fa}$ ——齿廓形状偏差(若公差符合 GB/T 10095.1—2001 规定, 也可用齿廓总偏差值  $F_a$  替代),  $\mu$ m  
 $f_{ma}$ ——因制造不精确引起的螺旋线偏差,  $\mu$ m  
 $f_{pd}$ ——端面基节偏差(根据 ISO 6336: 1996 采用 GB/T 10095.1—2001 规定的公差, 计算时可使用  $f_{pt}$  值),  $\mu$ m  
 $f_{pbefl}$ ——有效端面基节偏差,  $\mu$ m  
 $f_{sh}$ ——由弹性变形引起的螺旋线偏差,  $\mu$ m  
 $f_{H\beta}$ ——螺旋线倾斜偏差(不包括螺旋线形状偏差),  $\mu$ m  
 $h_{Fc}$ ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂, mm  
 $m_{red}$ ——齿轮副折合成到啮合线上单位齿宽的质量, kg/mm  
 $n_E$ ——临界转速, r/min  
 $n$ ——转速, r/min  
 $p_{bn}$ ——法面基节, mm  
 $p_{bt}$ ——端面基节, mm  
 $p_t$ ——刀具突出部分, mm  
 $q_s$ ——齿根圆角参数  
 $q_{ST}$ ——基准试验齿轮齿根圆角参数  
 $s_{Fn}$ ——危险截面处的齿根弦长, mm  
 $s_R$ ——轮缘厚度, mm  
 $s_{pr}$ ——残留的齿根圆角处挖根量, mm  
 $u$ ——齿数比,  $|u| = |z_2/z_1| \geq 1$   
 $v$ ——圆周线速度, m/s  
 $x_1(x_2)$ ——小轮(大轮)的变位系数  
 $y_l$ ——跑合量(齿距偏差),  $\mu$ m  
 $y_p$ ——跑合量(齿廓偏差),  $\mu$ m  
 $y_a$ ——齿轮副的跑合量,  $\mu$ m  
 $y_\beta$ ——跑合量(当量的啮合齿向偏差),  $\mu$ m  
 $z_a$ ——斜齿轮的当量齿数  
 $B$ ——双斜齿轮的总齿宽(包括退刀槽), mm  
 $C_s$ ——齿顶修缘量,  $\mu$ m  
 $C_{s0}$ ——因跑合而导致的齿顶修缘量,  $\mu$ m  
 $C_{v1}$ 、 $C_{v2}$ 、 $C_{v3}$ ——确定常数  $K$  的常数  
 $C_B$ ——基本齿条系数  
 $C_R$ ——齿坯系数

$C_p$ ——鼓形高度, mm  
 $C_{1\sim 9}$ ——确定  $q_s$  的常数  
 $E$ ——弹性模量, N/mm<sup>2</sup>; 计算  $Y_F$  的辅助值  
 $F_m$ ——分度圆柱上的平均端面力,  
 $F_m = F_t K_A K_V$   
 $F_t$ ——分度圆柱上的(名义)端面切向力, N  
 $F_{tH}$ ——分度圆柱上的决定性的端面力,  
 $F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$   
 $F_\beta$ ——螺旋线总偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_{\beta 0}$ ——初始当量啮合齿向误差(跑合前),  $\mu\text{m}$   
 $J_1 (J_2)$ ——小轮(大轮)单位齿宽的转动惯量, kg/mm  
 $K$ ——确定  $K_V$  的常数  
 $K_V$ ——动载系数  
 $K_A$ ——使用系数  
 $K_{Fa}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数  
 $K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数  
 $K_{H\alpha}$ ——接触强度计算的齿间载荷分配系数  
 $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数  
 $K_t$ ——啮合载荷系数  
 $N$ ——临界转速比  
 $N_L$ ——应力循环次数  
 $N_s$ ——主共振区的临界转速比  
 $M_1 (M_2)$ ——确定  $Z_B$ 、 $Z_D$  的辅助值  
 $P$ ——传递功率, kW  
 $R_a$ ——算术平均粗糙度(按照 ISO 4287: 1997 的规定),  $\mu\text{m}$   
 $R_z$ ——平均峰谷粗糙度(按照 ISO 4287: 1997 的规定),  $\mu\text{m}$   
 $R_{z10}$ ——齿轮副平均峰谷粗糙度,  $\mu\text{m}$   
 $S_F$ ——轮齿弯曲强度计算的安全系数  
 $S_H$ ——轮齿接触强度计算的安全系数  
 $S_{Fmin} (S_{Hmin})$ ——轮齿弯曲(接触)强度计算的最小安全系数  
 $T$ ——转矩, N·m  
 $Y_F$ ——齿形系数  
 $Y_N$ ——弯曲强度计算的寿命系数

$Y_{NT}$ ——在标准试验条件下弯曲强度计算的寿命系数  
 $Y_{RrelT}$ ——相对齿根表面状况系数  
 $Y_S$ ——应力修正系数  
 $Y_X$ ——弯曲强度计算的尺寸系数  
 $Y_\beta$ ——弯曲强度计算的螺旋角系数  
 $Y_{\delta relT}$ ——相对齿根圆角敏感系数  
 $Y_\epsilon$ ——弯曲强度计算的重合度系数  
 $Z_v$ ——速度系数  
 $Z_B (Z_D)$ ——小轮(大轮)单对齿啮合系数  
 $Z_E$ ——弹性系数,  $\sqrt{N/\text{mm}^2}$   
 $Z_H$ ——节点区域系数  
 $Z_L$ ——润滑剂系数  
 $Z_N$ ——接触强度计算的寿命系数  
 $Z_{NT}$ ——标准试验条件下接触强度的寿命系数  
 $Z_R$ ——影响接触强度的粗糙度系数  
 $Z_w$ ——齿面工作硬化系数  
 $Z_X$ ——接触强度计算的尺寸系数  
 $Z_\beta$ ——接触强度计算的螺旋角系数  
 $Z_\epsilon$ ——接触强度计算的重合度系数  
 $\alpha_m$ ——当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的压力角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_n$ ——法面压力角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_t$ ——端面压力角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_{Fm}$ ——当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的载荷作用角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_{Fa}$ ——圆柱齿轮基本齿条法向压力角, ( $^\circ$ )  
 $\beta (\beta_b)$ ——分度圆(基圆)柱上的螺旋角, ( $^\circ$ )  
 $\delta_{bth}$ ——齿宽载荷均匀分布条件下相啮轮齿的综合变形,  $\mu\text{m}$   
 $\epsilon_m$ ——当量齿轮的端面重合度  
 $\nu$ ——泊松比  
 $\rho_a$ ——刀具的顶圆半径, mm  
 $\rho_{FP}$ ——圆柱齿轮基本齿条的齿根圆半径, mm  
 $\rho_{rel}$ ——相对曲率半径, mm  
 $\rho_F$ ——危险截面处齿根圆角半径, mm  
 $\rho'$ ——滑动层厚度, mm  
 $\sigma_F$ ——齿根应力, MPa  
 $\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, MPa  
 $\sigma_{FG}$ ——齿根应力极限, MPa

$\sigma_{FP}$  — 许用齿根应力, MPa  
 $\sigma_{F0}$  — 计算齿根应力基本值, MPa  
 $\sigma_H$  — 计算齿面接触应力, MPa  
 $\sigma_{Hlim}$  — 试验齿轮接触疲劳极限, MPa  
 $\sigma_{H\alpha}$  — 修正的许用接触应力极限, MPa  
 $\sigma_{HP}$  — 许用接触应力, MPa  
 $\sigma_{H0}$  — 计算接触应力基本值, MPa  
 $\sigma_{0.2}$  — 0.2% 弹性极限应力, MPa  
 $x^*$  — 齿根圆角内相对应应力梯度,  $\text{mm}^{-1}$   
 $x_p^*$  — 平滑抛光试验件的相对应应力梯度,  $\text{mm}^{-1}$   
 $x_\gamma^*$  — 标准试验齿轮根部的相对应应力梯度,  $\text{mm}^{-1}$

### 3. 胶合承载能力计算

$a_v$  — 当量圆柱齿轮的中心距, mm  
 $b$  — 齿宽, 取小轮和大轮的较小者, mm  
 $b_{\text{eB}}$  — 胶合有效齿宽, mm  
 $c_v$  — 单位体积的比热容量,  $\text{N}/(\text{mm}^2 \cdot \text{K})$   
 $c'$  — 单对齿刚度,  $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$   
 $c_Y$  — 啮合刚度,  $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$   
 $d_{Na}$  — 有效齿顶圆直径, mm  
 $d_m$  — 齿宽中点直径, mm  
 $d_s$  — 当量交错轴斜齿轮的分度圆直径, mm  
 $d_v$  — 当量圆柱齿轮的分度圆直径, mm  
 $d_{va}$  — 当量圆柱齿轮的顶圆直径, mm  
 $d_{vb}$  — 当量圆柱齿轮的基圆直径, mm  
 $g_{a1} (g_{a2})$  — 小轮 (大轮) 啮合线的啮出部分, mm  
 $g_{t1} (g_{t2})$  — 小轮 (大轮) 啮合线的啮入部分, mm  
 $g^*$  — 滑动系数  
 $h_{\text{am}}$  — 准双曲面齿轮齿宽中点的齿顶高, mm  
 $m_{\text{mN}}$  — 准双曲面齿轮齿宽中点的法向模数, mm  
 $m_{\text{an}}$  — 当量交错轴斜齿轮的法向模数, mm  
 $n_p$  — 相啮齿轮数  
 $p_{\text{en}}$  — 法向基圆齿距, mm  
 $u_v$  — 当量圆柱齿轮的齿数比  
 $v_{11} (v_{12})$  — 准双曲面齿轮小轮 (大轮) 的切线速度, m/s  
 $v_{\text{gr1}}$  — 小轮齿顶最大滑动速度, m/s  
 $v_{\text{gs}}$  — 节点滑动速度, m/s  
 $v_{\text{tot}}$  — 锥齿轮齿宽中点在分度圆锥上的切

线速度, m/s  
 $v_{\Sigma v}$  — 节点切线速度的和, m/s  
 $w_{\text{Ht}}$  — 单位齿宽 (胶合计算用) 载荷,  $\text{N}/\text{mm}$   
 $z_v$  — 当量圆柱齿轮的齿数  
 $B_M$  — 热啮系数,  $\text{N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{1/2} \cdot \text{K})$   
 $C_s$  — 名义齿顶修缘量,  $\mu\text{m}$   
 $C_{\text{eff}}$  — 有效齿顶修缘量,  $\mu\text{m}$   
 $E$  — 弹性模数,  $\text{N}/\text{mm}^2$   
 $F_m$  — 在齿宽中点的分度圆锥上名义切向载荷, N  
 $F_n$  — 齿轮法向载荷, N  
 $F_t$  — 分度圆上的名义切向载荷, N  
 $K_A$  — 使用系数  
 $K_V$  — 动载系数  
 $K_{\text{Be}}$  — 胶合承载能力计算的齿间载荷分配系数  
 $K_{\text{Bp}}$  — 胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数  
 $K_{\text{By}}$  — 胶合承载能力计算的螺旋线载荷系数  
 $K_{\text{BpHr}}$  — 支承系数  
 $K_{\text{HpbHr}}$  — 支承系数  
 $L$  — 接触参数  
 $R_a$  — 算术平均粗糙度,  $\mu\text{m}$   
 $S_{\text{mtv}}$  — 胶合承载能力计算的安全系数  
 $S_{\text{amin}}$  — 胶合承载能力计算的最小安全系数  
 $T_1$  — 小轮的转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $T_{1T}$  — 试验小轮的胶合转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $X_{\text{BE}}$  — 小轮齿顶几何系数  
 $X_F$  — 跑合系数  
 $X_{\text{Ca}}$  — 齿顶修缘系数  
 $X_G$  — 双曲面齿轮的几何系数  
 $X_L$  — 润滑剂系数  
 $X_M$  — 热内系数  
 $X_Q$  — 啮入系数  
 $X_R$  — 粗糙度系数  
 $X_S$  — 润滑方式系数  
 $X_W$  — 焊合系数  
 $X_{WT}$  — 试验齿轮的焊合系数  
 $X_{\text{WrelT}}$  — 相对焊合系数  
 $X_{\text{mp}}$  — 啮合系数  
 $X_{\alpha}$  — 压力角系数  
 $X_z$  — 重合度系数  
 $\alpha_{\text{mn}}$  — 双曲面齿轮齿宽中点的法面压力角,  $(^\circ)$   
 $\alpha_{\text{an}}$  — 交错轴斜齿轮的法面压力角,  $(^\circ)$

$\alpha_{s1}$ ——交错轴斜齿轮的端面压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_i'$ ——端面啮合角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{v1}$ ——当量圆柱齿轮的端面压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_v$ ——任意角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_m$ ——双曲面齿轮齿宽中点在分度圆锥上的螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_s$ ——当量交错轴斜齿轮的螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta$ ——分度圆锥角, ( $^{\circ}$ )  
 $\epsilon_a$ ——啮出重合度  
 $\epsilon_i$ ——啮入重合度  
 $\epsilon_n$ ——当量交错轴斜齿轮法截面内的重合度  
 $\epsilon_1$ ——小齿轮齿顶高重合度  
 $\epsilon_2$ ——大齿轮齿顶高重合度  
 $\epsilon_{va}$ ——当量圆柱齿轮的端面重合度  
 $\epsilon_{v1}(\epsilon_{v2})$ ——当量圆柱小齿轮(大齿轮)的齿顶重合度  
 $\xi$ ——赫兹辅助系数  
 $\mu_{mc}$ ——平均摩擦因数  
 $\eta_{ol}$ ——油温下的动力黏度, mPa·s  
 $\lambda_M$ ——热导率, N/(s·K)  
 $\nu$ ——泊松比  
 $\nu_{40}$ ——40℃时油的运动黏度, mm<sup>2</sup>/s  
 $\rho_{E1}(\rho_{E2})$ ——小轮(大轮)齿顶处曲率半径, mm  
 $\rho_{Ca}$ ——节点处在法截面内的相对曲率半径, mm  
 $\rho_{n1}(\rho_{n2})$ ——节点处小轮(大轮)在法截面内的曲率半径, mm  
 $\rho_{redc}$ ——节点处相对曲率半径, mm  
 $\eta$ ——赫兹辅助系数  
 $\Theta_{hsE}$ ——忽视载荷分配时小轮齿顶的闪温, K  
 $\Theta_{flint}$ ——平均闪温, K  
 $\Theta_{flinth}$ ——双曲面齿轮平均闪温, K  
 $\Theta_{mt}$ ——积分温度, K  
 $\Theta_{intP}$ ——许用积分温度, K  
 $\Theta_{intS}$ ——胶合积分温度, K  
 $\Theta_{flaint}$ ——试验齿轮的平均闪温, K  
 $\Theta_{oil}$ ——油槽或喷射油温,  $^{\circ}\text{C}$   
 $\Theta_M$ ——本体温度,  $^{\circ}\text{C}$   
 $\Theta_{MT}$ ——试验齿轮本体温度,  $^{\circ}\text{C}$   
 $\phi$ ——当量交错轴斜齿轮轴交角, ( $^{\circ}$ )  
 $\Sigma$ ——当量交错轴斜齿轮交错角, ( $^{\circ}$ )  
 $\phi_c$ ——跑合系数  
 $\Gamma$ ——啮合线上的参数

#### 4. 圆柱齿轮精度

$a_i$ ——最小中心距, mm

$b$ ——齿宽, mm  
 $b_f$ ——切齿径向进刀公差,  $\mu\text{m}$   
 $d$ ——分度圆直径, mm  
 $f_a$ ——中心距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{fa}$ ——齿廓形状偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{fp}$ ——螺旋线形状偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{H\alpha}$ ——齿廓倾斜偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{Hp}$ ——螺旋线倾斜偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{pa}$ ——单个齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_i'$ ——一齿切向综合偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_i''$ ——一齿径向综合偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{x\alpha}$ ——轴线平面内的轴线平行度偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{x\beta}$ ——垂直平面上的轴线平行度偏差,  $\mu\text{m}$   
 $j_{ba}$ ——法向侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $j_{b\max}$ ——最大法向侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $j_{b\min}$ ——最小法向侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $j_{w\alpha}$ ——圆周侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $j_{w\max}$ ——最大圆周侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $j_{w\min}$ ——最小圆周侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $j_r$ ——径向侧隙,  $\mu\text{m}$   
 $m_n$ ——法向模数, mm  
 $n$ ——公差链中的链节数  
 $s_a$ ——法向齿厚, mm  
 $s_{\text{actual}}$ ——“实际齿厚”, mm  
 $s_{nc}$ ——法向弦齿厚, mm  
 $s_{\text{func}}$ ——“功能齿厚”, mm  
 $\alpha_n$ ——法向压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{wt}$ ——工作端面压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta$ ——螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_b$ ——基圆螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\epsilon_v$ ——总重合度  
 $\epsilon_{\beta}$ ——纵向重合度  
 $D_d$ ——基准面直径, mm  
 $D_M$ ——球或圆柱的尺寸, mm  
 $E_{ba\alpha}$ ——公法线长度上偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{ba\beta}$ ——公法线长度下偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{sna}$ ——齿厚上偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{sni}$ ——齿厚下偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{yas}$ ——跨球(圆柱)尺寸上偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{ysi}$ ——跨球(圆柱)尺寸下偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_p$ ——齿距累积总偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_{pk}$ ——齿距累积偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_i'$ ——切向综合总偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_i''$ ——径向综合总偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_r$ ——径向跳动,  $\mu\text{m}$   
 $F_a$ ——齿廓总偏差,  $\mu\text{m}$

$F_{\beta}$	螺旋线总偏差, $\mu\text{m}$	$L_c$	齿廓计值范围, mm
$K$	—系数	$L_{\beta}$	螺旋线计值范围, mm
$L$	—较大的轴承跨距, $\mu\text{m}$	$M_d$	—跨球(圆柱)尺寸, mm
$L_{AF}$	可用长度, mm	$R_a$	粗糙度轮廓的算术平均偏差, $\mu\text{m}$
$L_{AF}$	有效长度, mm	$R_z$	粗糙度轮廓的最大高度, $\mu\text{m}$

## 2.1 基本齿廓及模数系列

### 2.1.1 通用机械和重型机械用圆柱齿轮标准基本齿条齿廓

1998 年, 国际标准化组织发布了新的圆柱齿轮基本齿条齿廓标准 ISO 53: 1998 Cylindrical gears for general and heavy engineering—Standard basic tooth profile. 我国等同采用这个标准, 转化成为 GB/T 1356—2001《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓》国家标准, 以替代 GB/T 1356—1988《渐开线圆柱齿轮基本齿廓》标准。

GB/T 1356—2001 标准规定了通用机械和重型机械用渐开线圆柱齿轮(外齿或内齿)的标准基本齿条齿廓的几何参数。此标准齿廓没有考虑内齿轮齿高可能进行的修正, 因此内齿轮对不同情况应分别计算。标准中也不包括对刀具的定义, 但为了获得合适的齿廓, 可以根据标准基本齿条的齿廓来规定刀具的参数。

#### (1) 标准基本齿条齿廓

标准基本齿条齿廓是指基本齿条的法向截面齿廓, 基本齿条相当于齿数  $z=\infty$ , 直径  $d=\infty$  的外齿轮, 如图 2-1 所示。

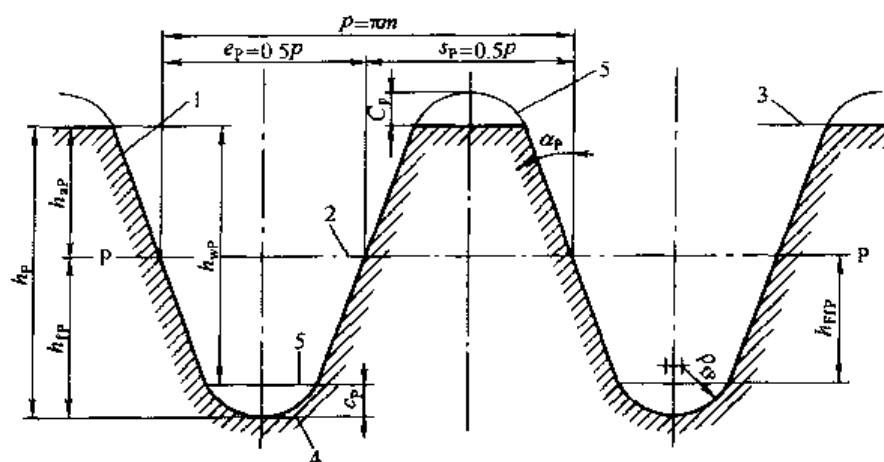


图 2-1 标准基本齿条齿廓和相啮标准基本齿条齿廓

1—标准基本齿条齿廓; 2—基准线; 3—齿顶线;  
4—齿根线; 5—相啮标准基本齿条齿廓

图 2-1 中的相啮标准齿条齿廓是指齿条齿廓在基准线 P—P 上对称于标准基本齿条齿廓, 且相对于标准基本齿条齿廓的半个齿距的齿廓(见图 2-1)。

图 2-1 中各代号的意义和单位列于表 2-1; 标准基本齿条齿廓的几何参数列于表 2-2。

表 2-1 代号和单位

符号	意义	单位
$c_p$	标准基本齿条轮齿与相啮标准基本齿条轮齿之间的顶隙	mm
$e_p$	标准基本齿条轮齿齿槽宽	mm

续表

符号	意 义	单位
$h_{aP}$	标准基本齿条轮齿齿顶高	mm
$h_{fP}$	标准基本齿条轮齿齿根高	mm
$h_{FP}$	标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度	mm
$h_P$	标准基本齿条的齿高	mm
$h_{wP}$	标准基本齿条和相啮标准基本齿条轮齿的有效高度	mm
$m$	模数	mm
$p$	齿距	mm
$s_P$	标准基本齿条轮齿的齿厚	mm
$u_{FP}$	挖根量	mm
$\alpha_{FP}$	挖根角	(°)
$\alpha_P$	压力角	(°)
$\rho_{FP}$	基本齿条的齿根圆角半径	mm

表 2-2 标准基本齿条齿廓的几何参数

项 目	标准基本齿条值	项 目	标准基本齿条值
$\alpha_P$	$20^\circ$	$h_{FP}$	$1.25m$
$h_{aP}$	$1m$	$\rho_{FP}$	$0.38m$
$c_P$	$0.25m$		

标准基本齿条齿廓的几何关系如下。

- ① 标准基本齿条齿廓的齿距为  $p = \pi m$ 。
- ② 在  $h_{aP}$  加  $h_{FP}$  的高度上齿廓的齿侧面为直线。
- ③ P—P 线上的齿厚等于齿槽宽，即齿距的一半。

$$s_P = e_P = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2} \quad (2-1)$$

式中代号意义见表 2-1。

- ④ 标准基本齿条齿廓的齿侧面与基准线的垂线之间的夹角为压力角  $\alpha_P$ 。
  - ⑤ 齿顶线和齿根线分别平行于基准线 P—P，且距 P—P 线之间距离分别为  $h_{aP}$  和  $h_{FP}$ 。
  - ⑥ 标准基本齿条齿廓和相啮标准基本齿条齿廓的有效齿高  $h_{wP}$  等于  $2h_{aP}$ 。
  - ⑦ 标准基本齿条齿廓的参数用 P—P 线作为基准。
  - ⑧ 标准基本齿条的齿根圆角半径  $\rho_{FP}$  由标准间隙  $c_P$  确定。
- 对于  $\alpha_P = 20^\circ$ ， $c_P \leq 0.295m$ ， $h_{FP} = 1m$  的基本齿条

$$\rho_{FP\max} = \frac{c_P}{1 - \sin \alpha_P} \quad (2-2)$$

式中  $\rho_{FP\max}$ ——基本齿条的最大齿根圆角半径；其他代号意义见表 2-1 和表 2-2。

对于  $\alpha_P = 20^\circ$ ， $0.295m < c_P \leq 0.396m$  的基本齿条

$$\rho_{FP\max} = \frac{(\pi m)/4 - h_{FP} \tan \alpha_P}{\tan[(90^\circ - \alpha_P)/2]} \quad (2-3)$$



式中代号的意义见表 2-1 和表 2-2。

基本齿条的最大齿根圆角半径  $\rho_{fpmax}$  的圆心在齿槽的中心线上。

实际齿根圆角（在有效齿廓以外）会随一些影响因素的不同而变化，如制造方法、齿廓修形、齿数等。

⑨ 标准基本齿条齿廓的参数  $c_F$ 、 $h_{aF}$ 、 $h_{fF}$  和  $h_{wF}$  也可以表示为模数的倍数，即相对于  $m=1\text{mm}$  时的值，可加一个星号表示，例如  $h_{fF}=h_{fF}^*m$ 。

(2) 不同使用场合下推荐的基本齿条齿廓

① 基本齿条齿廓几何参数和应用 在不同使用场合下推荐的基本齿条齿廓几何参数列于表 2-3。

表 2-3 基本齿条齿廓

项目代号	基本齿条齿廓类别			
	A	B	C	D
$\alpha_F$	$20^\circ$	$20^\circ$	$20^\circ$	$20^\circ$
$h_{aF}$	$1m$	$1m$	$1m$	$1m$
$c_F$	$0.25m$	$0.25m$	$0.25m$	$0.4m$
$h_{fF}$	$1.25m$	$1.25m$	$1.25m$	$1.4m$
$\rho_{fF}$	$0.38m$	$0.3m$	$0.25m$	$0.39m$

A 型标准基本齿条齿廓推荐用于传递大转矩的齿轮。

根据不同的使用要求可以使用替代的基本齿条齿廓（GB/T 1356—2001 提示的附录）。

B 型和 C 型基本齿条齿廓推荐用于普通的场合。用一些标准滚刀加工时，可以用 C 型。

D 型基本齿条齿廓的齿根圆角为单圆弧。当保持最大齿根圆角半径时，增大的齿根高（ $h_{fF}=1.4m$ ，齿根圆角半径  $\rho_{fF}=0.39m$ ）使得精加工刀具能在没有干涉的情况下工作。这种齿廓推荐用于高精度、传递大转矩的齿轮；齿廓精加工用磨齿或剃齿，并要小心避免齿根圆角处产生凹痕，凹痕会导致应力集中。

② 具有挖根的基本齿条齿廓 具有给定挖根量  $u_{FP}$  和挖根角  $\alpha_{FP}$  的基本齿条齿廓见图 2-2。这种齿廓用带凸台的刀具切齿并用磨齿或剃齿精加工齿轮。 $u_{FP}$  和  $\alpha_{FP}$  的值取决于一些影响因素，如加工方法等。

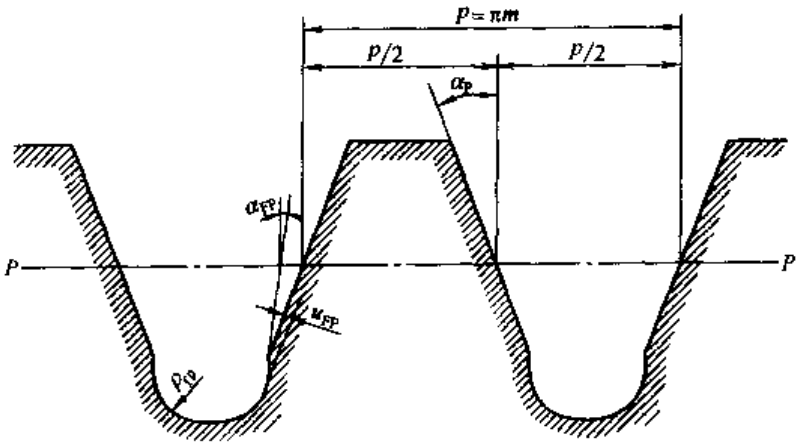


图 2-2 具有给定挖根量的基本齿条齿廓

## 2.1.2 通用机械和重型机械用圆柱齿轮模数

1996 年, 国际标准化组织发布了新的圆柱齿轮模数标准 ISO 54: 1996 Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering—Modules。我国等同采用这个标准, 转化成为 GB/T 1357—200×《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 模数》标准, 以替代 GB/T 1357—1987《渐开线圆柱齿轮模数》标准。

GB/T 1357—200×规定了通用机械和重型机械用直齿和斜齿圆柱齿轮的法向模数。

模数——齿距 (mm) 除以  $\pi$  的商, 或分度圆直径 (mm) 除以齿数的商。

法向模数定义在基本齿条 (见 GB/T 1356—2001) 的法截面上。

标准模数列于表 2-4, 表中给出的第 I 系列模数值应优先采用, 第 II 系列中的模数值 6.5 应避免使用。

表 2-4 模数

系 列		系 列		系 列	
I	II	I	II	I	II
1					
1.25	1.125	5	4.5	16	14
1.5	1.375	6	5.5	20	18
2	1.75		(6.5)	25	22
2.5	2.25	8	7	32	28
3	2.75	10	9	40	36
4	3.5	12	11	50	45

新标准与旧标准 GB/T 2821—1987 相比较, 有以下的变动。

① 删除了 GB/T 2821—1987 中  $m_n < 1$  的模数值, 其中第 I 系列有 0.1、0.12、0.15、0.2、0.25、0.3、0.4、0.5、0.6、0.8 等 10 个模数值, 第二系列有 0.35、0.7、0.9 等 3 个模数值。

② 删除了 GB/T 2812—1987 中模数值为 3.25 和 3.75 的两个模数。

③ 增加了模数值为 1.125 和 1.375 的两个模数。

④ 标准的适用范围为: 通用机械和重型机械用直齿和斜齿圆柱齿轮。

## 2.2 渐开线圆柱齿轮传动的几何尺寸和特性参数计算

### 2.2.1 标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

(1) 外啮合标准圆柱齿轮传动

外啮合标准圆柱齿轮传动如图 2-3 所示, 其几何尺寸计算公式列于表 2-5 中。

表 2-5 外啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)轮
模数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定, 并按表 2-4 取标准值	$m_n$ 取标准值, 确定方法同直齿轮 $m_t = m_n / \cos\beta$
齿数	$z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$

续表

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)轮
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值, 一般 $\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n$ 取标准值, 一般 $\alpha_n = 20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
分度圆柱螺旋角	$\beta$	$\beta = 0^\circ$	$\beta$ 按推荐值或按中心距条件确定, 一对斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大小相等, 方向相反
基圆柱螺旋角	$\beta_b$	$\beta_b = 0^\circ$	$\cos \beta_b = \cos \beta \cos \alpha_n / \cos \alpha_t$
齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 取标准值, 一般 $h_a^* = 1$	$h_{an}^*$ 取标准值, 一般 $h_{an}^* = 1$ $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$
顶隙系数	$c^*$	$c^*$ 取标准值, 一般 $c^* = 0.25$	$c_n^*$ 取标准值, 一般 $c_n^* = 0.25$ $c_t^* = c_n^* \cos \beta$
分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d = zm_t = z \frac{m_n}{\cos \beta}$
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_t$
齿距	$p$	$p = \pi m$	$p_n = \pi m_n, p_t = \pi m_t$
基圆齿距	$p_b$	$p_b = p \cos \alpha$	$p_{bt} = p_t \cos \alpha_t$
齿顶高	$h_a$	$h_a = h_a^* m$	$h_a = h_{an}^* m_n = h_{at}^* m_t$
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n = (h_{at}^* + c_t^*) m_t$
全齿高	$h$	$h = h_a + h_f$	
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$ $= (z + 2h_a^*) m$	$d_a = d + 2h_a$ $= \left( \frac{z}{\cos \beta} + 2h_{an}^* \right) m_n$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$ $= (z - 2h_a^* - 2c^*) m$	$d_f = d - 2h_f$ $= \left( \frac{z}{\cos \beta} - 2h_{an}^* - 2c_n^* \right) m_n$
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{z_1 + z_2}{2} m$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \frac{m_n}{\cos \beta}$
齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$	
齿顶压力角	$\alpha_a$	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	$\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d_a}$
端面重合度	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_w)]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_{wt}) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_{wt})]$
轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
当量齿数	$z_v$	$z_v = z$	$z_v = z / \cos^2 \beta_b \cos \beta$ $\approx z / \cos^3 \beta$

注: 下角标  $n$  表示斜齿轮的法向参数,  $t$  表示端面参数。

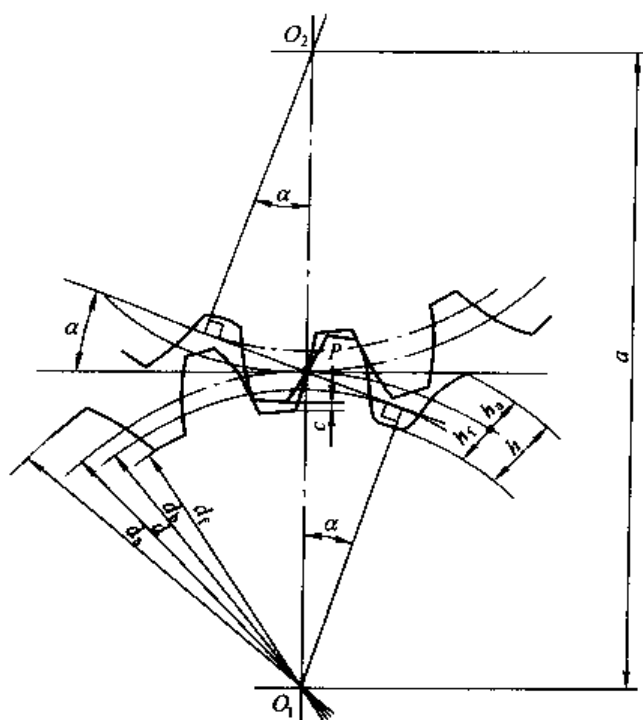


图 2-3 外啮合标准圆柱齿轮传动

## (2) 内啮合标准圆柱齿轮传动

内啮合标准圆柱齿轮传动如图 2-4 所示，其几何尺寸计算公式列于表 2-6 中。

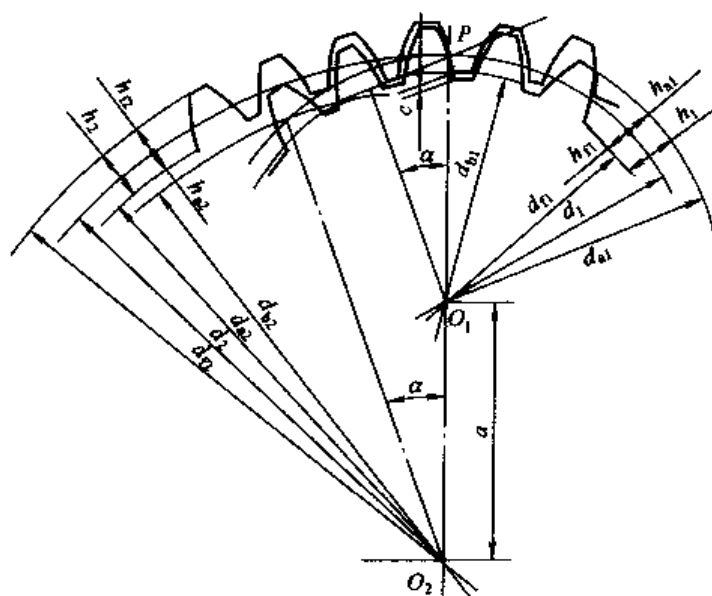


图 2-4 内啮合标准圆柱齿轮传动

表 2-6 内啮合标准圆柱齿轮传动几何尺寸计算

名 称	代号	直齿内齿轮	斜齿(人字齿)内齿轮
模数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定,并按表 2-4 取标准值	$m_n$ 取标准值,确定方法同直齿轮, $m_t = m_n / \cos \beta$
齿数	$z_1, z_2$	$z_2 \geq \frac{2h_a^*}{1 - \cos \alpha}$	$z_2 \geq \frac{2h_{an}^*}{1 - \cos \alpha_t}$

$z_1, z_2$  为避免齿廓重叠干涉,一般应使  $z_2 - z_1 > 10$

续表

名 称	代号	直齿内齿轮	斜齿(人字齿)内齿轮
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值, 一般 $\alpha=20^\circ$	$\alpha_n$ 取标准值, 一般 $\alpha_n=20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
分度圆螺旋角	$\beta$	$\beta=0^\circ$	$\beta$ 按推荐值或按中心距条件确定, 一对内啮合斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大小相等, 方向相同
齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 取标准值, 一般 $h_a^*=1$	$h_{an}^*$ 取标准值, 一般 $h_{an}^*=1$ $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$
顶隙系数	$c^*$	$c^*$ 取标准值, 一般 $c^*=0.25$	$c_n^*$ 取标准值, 一般 $c_n^*=0.25$ $c_t^* = c_n^* \cos \beta$
分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d = zm_t = z \frac{m_n}{\cos \beta}$
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_t$
全齿高	$h_2$	$h_2 = \frac{1}{2} (d_{f2} - d_{a2})$	
齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 - 2h_a^* m + \Delta d_s$ $h_a^*=1$ , 按上式计算 $d_{a2}$ 时, $z_1 \geq 22$ , 为避免过渡曲线干涉应将齿顶圆增大, 增大量为 $\Delta d_s = \frac{2h_a^{*2} m}{z_2 \tan^2 \alpha}$ $h_a^*=1, \alpha=20^\circ$ 时, $\Delta d_s = \frac{15.1m}{z_2}$	$d_{a2} = d_2 - 2h_{an}^* m_n + \Delta d_s$ $h_{an}^*=1$ , 按上式计算 $d_{a2}$ 时, $z_1 \geq 22$ , 为避免过渡曲线干涉应将齿顶圆增大, 增大量为 $\Delta d_s = \frac{2h_{an}^{*2} m_n \cos^3 \beta}{z_2 \tan^2 \alpha_n}$ $h_{an}^*=1, \alpha_n=20^\circ$ 时, $\Delta d_s = \frac{15.1m_n \cos^3 \beta}{z_2}$
齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^*)m$	$d_{f2} = d_2 + 2(h_{an}^* + c_n^*)m_n$
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2} (d_2 - d_1) = \frac{1}{2} (z_2 - z_1)m$	$a = \frac{1}{2} (d_2 - d_1) = \frac{1}{2} (z_2 - z_1) \frac{m_n}{\cos \beta}$
齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$	
齿顶压力角	$\alpha_s$	$\alpha_s = \arccos \frac{d_b}{d_s}$	$\alpha_{st} = \arccos \frac{d_b}{d_{st}}$
端面重合度	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{s1} - \tan \alpha_w) - z_2 (\tan \alpha_{s2} - \tan \alpha_w)]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{st1} - \tan \alpha_{wt}) - z_2 (\tan \alpha_{st2} - \tan \alpha_{wt})]$
轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
当量齿数	$z_v$	$z_v = z$	$z_v = z / \cos^2 \beta \cos \beta$ $\approx z / \cos^3 \beta$

注: 1. 同内齿轮相啮合的小齿轮的几何尺寸, 按表 2-5 计算。

2. 下角标  $n$  表示斜齿轮的法向参数,  $t$  表示端面参数。

## 2.2.2 变位圆柱齿轮传动概述和变位系数的选择

### (1) 变位齿轮传动的原理和分类

用展成法加工渐开线齿轮，当齿条刀具的中线与齿轮坯的分度圆相切时（见图 2-5 中的双点划线），加工出来的齿轮称为标准齿轮；若其他条件不变，仅改变刀具与齿轮坯的相对位置，使刀具的中线不再与齿轮坯的分度圆相切，这样加工出来的齿轮称为变位齿轮（见图 2-5 中的实线）。

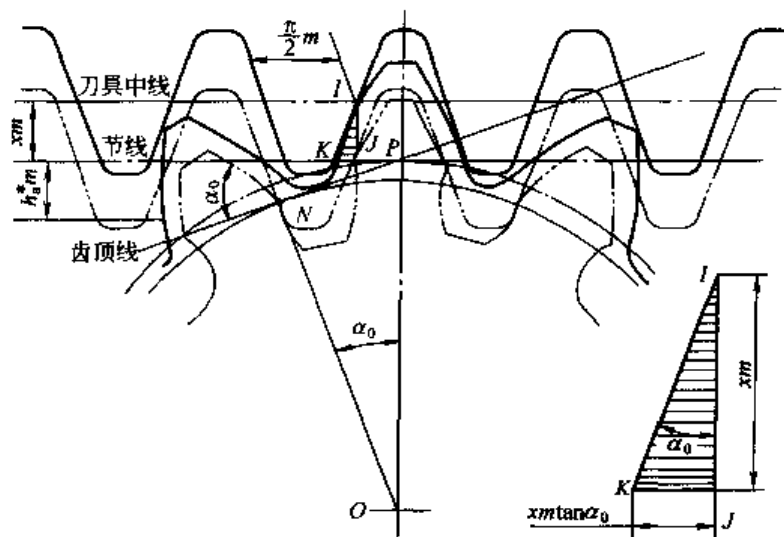


图 2-5 变位齿轮形成原理

齿条刀具中线与齿轮坯分度圆的距离称为变位量，用系数  $x$  与齿轮模数  $m$  的乘积  $xm$  表示， $x$  称为变位系数；当刀具由齿轮坯中心移远时， $x$  为正值 ( $x > 0$ )，这样加工出来的齿轮称为正变位齿轮（见图 2-5 中的实线齿轮）；当刀具移近齿轮坯中心时， $x$  为负值 ( $x < 0$ )，这样加工出来的齿轮称为负变位齿轮。改变刀具位置后加工出来的变位齿轮，与标准齿轮相比，由于基圆未变，故其齿廓曲线为相同的渐开线，只是正变位齿轮用曲率半径较大的一段渐开线，而负变位齿轮用曲率半径较小的一段渐开线（见图 2-6）。

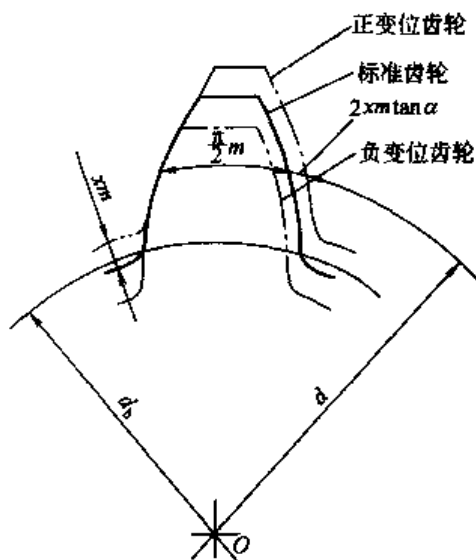


图 2-6 变位齿轮的齿形

正变位齿轮 ( $x > 0$ ) 的分度圆齿厚比标准齿轮增大  $2xm \tan \alpha$ ，齿根高减少  $xm$ ；负变位齿轮 ( $x < 0$ ) 分度圆齿厚比标准齿轮减薄，齿根高却增大（见图 2-5 和图 2-6）。

斜齿圆柱齿轮的变位，可用端面变位系数  $x_t$  或法向变位系数  $x_n$  表示， $x_t = x_n \cos \beta$ 。

一对变位齿轮啮合时，若小齿轮的齿数为  $z_1$ ，变位系数为  $x_1$ ；大齿轮的齿数为  $z_2$ ，变位系数为  $x_2$ ；则该对齿轮传动无侧隙啮合时的啮合角  $\alpha_w$  为

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan \alpha \quad (2-4)$$

式中  $\alpha$ ——齿轮分度圆压力角，即为刀具的齿形角，并且  $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ ，也可查表 2-7。

表 2-7 渐开线函数表 ( $\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha$ )

$\alpha$	0	差	1	差	2	差	3	差	4	差	5	差
$\alpha$	$\text{inv}\alpha$		$\text{inv}\alpha$		$\text{inv}\alpha$		$\text{inv}\alpha$		$\text{inv}\alpha$		$\text{inv}\alpha$	
0	0	8	0.000 001 772	91	0.000 014 2	3	0.000 047 9	8	0.000 113 6	15	0.000 222 2	22
1	0.000 000 000 008	58	0.000 001 863	93	0.000 014 5	4	0.000 048 7	8	0.000 115 1	14	0.000 224 4	23
2	0.000 000 000 066	154	0.000 001 956	96	0.000 014 9	4	0.000 049 5	8	0.000 116 5	15	0.000 226 7	22
3	0.000 000 000 22	31	0.000 002 052	99	0.000 015 3	4	0.000 050 3	9	0.000 118 0	14	0.000 228 9	23
4	0.000 000 000 53	50	0.000 002 151	103	0.000 015 7	3	0.000 051 2	8	0.000 119 4	15	0.000 231 2	23
5	0.000 000 001 03	74	0.000 002 254	105	0.000 016 0	4	0.000 052 0	9	0.000 120 9	15	0.000 233 5	23
6	0.000 000 001 77	1 04	0.000 002 359	109	0.000 016 4	4	0.000 052 9	8	0.000 122 4	15	0.000 235 8	24
7	0.000 000 002 81	1 39	0.000 002 468	112	0.000 016 8	4	0.000 053 7	9	0.000 123 9	15	0.000 238 2	23
8	0.000 000 004 20	1 78	0.000 002 580	116	0.000 017 2	4	0.000 054 6	9	0.000 125 4	15	0.000 240 5	24
9	0.000 000 005 98	2 22	0.000 002 696	119	0.000 017 6	4	0.000 055 5	8	0.000 126 9	16	0.000 242 9	23
10	0.000 000 008 20	2 72	0.000 002 815	122	0.000 018 0	5	0.000 056 3	9	0.000 128 5	15	0.000 245 2	24
11	0.000 000 010 92	3 26	0.000 002 937	126	0.000 018 5	4	0.000 057 2	9	0.000 130 0	16	0.000 247 6	24
12	0.000 000 014 18	3 85	0.000 003 063	129	0.000 018 9	4	0.000 058 1	10	0.000 131 6	16	0.000 250 0	24
13	0.000 000 018 03	4 48	0.000 003 192	133	0.000 019 3	5	0.000 059 1	9	0.000 133 2	15	0.000 252 4	25
14	0.000 000 022 51	5 18	0.000 003 325	137	0.000 019 8	4	0.000 060 0	9	0.000 134 7	16	0.000 254 9	24
15	0.000 000 027 69	5 92	0.000 003 462	140	0.000 020 2	5	0.000 060 9	10	0.000 136 3	17	0.000 257 3	25
16	0.000 000 033 61	6 70	0.000 003 602	144	0.000 020 7	4	0.000 061 9	9	0.000 138 0	16	0.000 259 8	24
17	0.000 000 040 31	7 54	0.000 003 764	148	0.000 021 1	5	0.000 062 8	10	0.000 139 6	16	0.000 262 2	25
18	0.000 000 047 85	8 43	0.000 003 894	152	0.000 021 6	4	0.000 063 8	9	0.000 141 2	17	0.000 264 7	26
19	0.000 000 056 28	9 36	0.000 004 046	156	0.000 022 0	5	0.000 064 7	10	0.000 142 9	16	0.000 267 3	25
20	0.000 000 065 64	10 34	0.000 004 202	159	0.000 022 5	5	0.000 065 7	10	0.000 144 5	17	0.000 269 8	25
21	0.000 000 075 98	11 38	0.000 004 361	164	0.000 023 0	5	0.000 066 7	10	0.000 146 2	17	0.000 272 3	26
22	0.000 000 087 36	12 47	0.000 004 525	167	0.000 023 5	5	0.000 067 7	10	0.000 147 9	17	0.000 274 9	26
23	0.000 000 099 83	13 59	0.000 004 692	172	0.000 024 0	5	0.000 068 7	11	0.000 149 6	17	0.000 277 5	26
24	0.000 000 113 42	14 78	0.000 004 864	176	0.000 024 5	5	0.000 069 8	10	0.000 151 3	17	0.000 280 1	26
25	0.000 000 128 20	16 01	0.000 005 040	180	0.000 025 0	6	0.000 070 8	10	0.000 153 0	18	0.000 282 7	26
26	0.000 000 144 21	17 29	0.000 005 220	184	0.000 025 6	5	0.000 071 8	11	0.000 154 8	17	0.000 285 3	26
27	0.000 000 161 50	18 61	0.000 005 404	189	0.000 026 1	5	0.000 072 9	10	0.000 156 5	18	0.000 287 9	27
28	0.000 000 180 11	20 00	0.000 005 593	193	0.000 026 6	6	0.000 073 9	11	0.000 158 3	18	0.000 290 6	27
29	0.000 000 200 11	21 42	0.000 005 786	197	0.000 027 2	5	0.000 075 0	11	0.000 160 1	18	0.000 293 3	26
30	0.000 000 221 53	22 90	0.000 005 983	202	0.000 027 7	6	0.000 076 1	11	0.000 161 9	18	0.000 295 9	27
31	0.000 000 244 43	24 43	0.000 006 185	206	0.000 028 3	5	0.000 077 2	11	0.000 163 7	18	0.000 298 6	28
32	0.000 000 268 86	26 00	0.000 006 391	210	0.000 028 8	6	0.000 078 3	11	0.000 165 5	19	0.000 301 4	27
33	0.000 000 294 86	27 63	0.000 006 601	216	0.000 029 4	6	0.000 079 4	11	0.000 167 4	18	0.000 304 1	28
34	0.000 000 322 49	29 31	0.000 006 817	220	0.000 030 0	6	0.000 080 5	12	0.000 169 2	19	0.000 306 9	27
35	0.000 000 351 8	31 0	0.000 007 037	224	0.000 030 6	6	0.000 081 7	11	0.000 171 1	18	0.000 309 6	28
36	0.000 000 382 8	32 8	0.000 007 261	229	0.000 031 2	6	0.000 082 8	12	0.000 172 9	19	0.000 312 4	28
37	0.000 000 415 6	34 6	0.000 007 490	235	0.000 031 8	6	0.000 084 0	11	0.000 174 8	19	0.000 315 2	28
38	0.000 000 450 2	36 5	0.000 007 725	239	0.000 032 4	6	0.000 085 1	12	0.000 176 7	20	0.000 318 0	29
39	0.000 000 486 7	38 4	0.000 007 964	243	0.000 033 0	6	0.000 086 3	12	0.000 178 7	19	0.000 320 9	28
40	0.000 000 525 1	40 4	0.000 008 207	249	0.000 033 6	7	0.000 087 5	12	0.000 180 6	19	0.000 323 7	29
41	0.000 000 565 5	42 4	0.000 008 456	254	0.000 034 3	6	0.000 088 7	12	0.000 182 5	20	0.000 326 6	29
42	0.000 000 607 9	44 5	0.000 008 710	259	0.000 034 9	7	0.000 089 9	12	0.000 184 5	20	0.000 329 5	29
43	0.000 000 652 4	46 5	0.000 008 969	263	0.000 035 6	6	0.000 091 1	13	0.000 186 5	20	0.000 332 4	29
44	0.000 000 698 9	48 8	0.000 009 232	269	0.000 036 2	7	0.000 092 4	12	0.000 188 5	20	0.000 335 3	30
45	0.000 000 747 7	51 0	0.000 009 501	275	0.000 036 9	7	0.000 093 6	13	0.000 190 5	20	0.000 338 3	29
46	0.000 000 798 7	53 2	0.000 009 776	279	0.000 037 6	6	0.000 094 9	12	0.000 192 5	20	0.000 341 2	30
47	0.000 000 851 9	55 5	0.000 010 055	285	0.000 038 2	7	0.000 096 1	13	0.000 194 5	20	0.000 344 2	30
48	0.000 000 907 4	57 9	0.000 010 340	289	0.000 038 9	7	0.000 097 4	13	0.000 196 5	21	0.000 347 2	30
49	0.000 000 965 3	60 4	0.000 010 629	296	0.000 039 6	7	0.000 098 7	13	0.000 198 6	21	0.000 350 2	30
50	0.000 001 025 7	62 7	0.000 010 925	301	0.000 040 3	8	0.000 100 0	13	0.000 200 7	21	0.000 353 2	31
51	0.000 001 088 4	65 3	0.000 011 226	306	0.000 041 1	7	0.000 101 3	13	0.000 202 8	21	0.000 356 3	30
52	0.000 001 153 7	67 9	0.000 011 532	312	0.000 041 8	7	0.000 102 6	14	0.000 204 9	21	0.000 359 3	31
53	0.000 001 221 6	70 5	0.000 011 844	317	0.000 042 5	8	0.000 104 0	13	0.000 207 0	21	0.000 362 4	31
54	0.000 001 292 1	73 1	0.000 012 161	323	0.000 043 3	7	0.000 105 3	14	0.000 209 1	22	0.000 365 5	31
55	0.000 001 365 2	75 8	0.000 012 484	328	0.000 044 0	8	0.000 106 7	13	0.000 211 3	21	0.000 368 6	32
56	0.000 001 441 0	78 6	0.000 012 812	335	0.000 044 8	7	0.000 108 0	14	0.000 213 4	22	0.000 371 8	31
57	0.000 001 519 6	81 4	0.000 013 147	340	0.000 045 5	8	0.000 109 4	14	0.000 215 6	22	0.000 374 9	32
58	0.000 001 601 0	84 2	0.000 013 487	346	0.000 046 3	8	0.000 110 8	14	0.000 217 8	22	0.000 378 1	32
59	0.000 001 686 2	87 2	0.000 013 833	351	0.000 047 1	8	0.000 112 2	14	0.000 220 0	22	0.000 381 3	32
60	0.000 001 772 4		0.000 014 184		0.000 047 9		0.000 113 6		0.000 222 2		0.000 384 5	

续表

$\alpha^\circ$	6		7		8		9		10		11		12	
	inva	差	inva	差	inva	差	inva	差	inva	差	inva	差	inva	差
0	• 000 384 5	32	• 000 611 5	44	• 000 914 5	58	• 001 304 8	73	• 001 794 1	90	• 002 394 1	110	• 003 117 1	131
1	• 000 387 7	32	• 000 615 9	44	• 000 920 3	57	• 001 312 1	74	• 001 803 1	91	• 002 405 1	110	• 003 130 2	132
2	• 000 390 9	33	• 000 620 3	45	• 000 926 0	58	• 001 319 5	73	• 001 812 2	91	• 002 416 1	111	• 003 143 4	132
3	• 000 394 2	33	• 000 624 8	44	• 000 931 8	59	• 001 326 8	74	• 001 821 3	92	• 002 427 2	111	• 003 156 6	133
4	• 000 397 5	33	• 000 629 2	45	• 000 937 7	58	• 001 334 2	74	• 001 830 5	92	• 002 438 3	112	• 003 169 9	133
5	• 000 400 8	33	• 000 633 7	45	• 000 943 5	59	• 001 341 6	75	• 001 839 7	92	• 002 449 5	112	• 003 183 2	134
6	• 000 404 1	33	• 000 638 2	45	• 000 949 4	59	• 001 349 1	75	• 001 848 9	92	• 002 460 7	112	• 003 196 6	134
7	• 000 407 4	34	• 000 642 7	46	• 000 955 3	59	• 001 356 6	75	• 001 858 1	93	• 002 471 9	112	• 003 210 0	134
8	• 000 410 8	33	• 000 647 3	45	• 000 961 2	60	• 001 364 1	75	• 001 867 4	93	• 002 483 1	113	• 003 223 4	135
9	• 000 414 1	34	• 000 651 8	46	• 000 967 2	60	• 001 371 6	76	• 001 876 7	93	• 002 494 4	113	• 003 236 9	135
10	• 000 417 5	34	• 000 656 4	46	• 000 973 2	60	• 001 379 2	76	• 001 886 0	94	• 002 505 7	114	• 003 250 4	135
11	• 000 420 9	35	• 000 661 0	47	• 000 979 2	60	• 001 386 8	76	• 001 895 4	94	• 002 517 1	114	• 003 263 9	136
12	• 000 424 4	34	• 000 665 7	46	• 000 985 2	61	• 001 394 4	76	• 001 904 8	94	• 002 528 5	114	• 003 277 5	136
13	• 000 427 8	35	• 000 670 3	47	• 000 991 3	60	• 001 402 0	77	• 001 914 2	95	• 002 539 9	114	• 003 291 1	137
14	• 000 431 3	34	• 000 675 0	47	• 000 997 3	61	• 001 409 7	77	• 001 923 7	95	• 002 551 3	115	• 003 304 8	137
15	• 000 434 7	35	• 000 679 7	47	• 001 003 4	62	• 001 417 4	77	• 001 933 2	95	• 002 562 8	116	• 003 318 5	137
16	• 000 438 2	35	• 000 684 4	48	• 001 009 6	61	• 001 425 1	78	• 001 942 7	96	• 002 574 4	115	• 003 332 2	138
17	• 000 441 7	36	• 000 689 2	47	• 001 015 7	62	• 001 432 9	78	• 001 952 3	96	• 002 585 9	116	• 003 346 0	138
18	• 000 445 3	35	• 000 693 9	48	• 001 021 9	62	• 001 440 7	78	• 001 961 9	96	• 002 597 5	116	• 003 359 8	138
19	• 000 448 8	36	• 000 698 7	48	• 001 028 1	62	• 001 448 5	78	• 001 971 5	97	• 002 609 1	117	• 003 373 0	139
20	• 000 452 4	36	• 000 703 5	48	• 001 034 3	63	• 001 456 3	79	• 001 981 2	97	• 002 620 8	117	• 003 387 5	139
21	• 000 456 0	36	• 000 708 3	49	• 001 040 6	63	• 001 464 2	79	• 001 990 9	97	• 002 632 5	118	• 003 401 4	140
22	• 000 459 6	36	• 000 713 2	49	• 001 046 9	63	• 001 472 1	79	• 002 000 6	97	• 002 644 3	117	• 003 415 4	140
23	• 000 463 2	37	• 000 718 1	49	• 001 053 2	63	• 001 480 0	80	• 002 010 3	98	• 002 656 0	118	• 003 429 4	140
24	• 000 466 9	37	• 000 723 0	49	• 001 059 5	64	• 001 488 0	80	• 002 020 1	98	• 002 667 8	119	• 003 443 4	141
25	• 000 470 6	37	• 000 727 9	49	• 001 065 9	63	• 001 496 0	80	• 002 029 9	99	• 002 679 7	119	• 003 457 5	141
26	• 000 474 3	37	• 000 732 8	50	• 001 072 2	64	• 001 504 0	80	• 002 039 8	98	• 002 691 6	119	• 003 471 6	142
27	• 000 478 0	37	• 000 737 8	50	• 001 078 6	65	• 001 512 0	81	• 002 049 6	100	• 002 703 5	119	• 003 485 8	142
28	• 000 481 7	37	• 000 742 8	50	• 001 085 1	64	• 001 520 1	81	• 002 059 6	99	• 002 715 4	120	• 003 500 0	142
29	• 000 485 4	38	• 000 747 8	50	• 001 091 5	65	• 001 528 2	81	• 002 069 5	100	• 002 727 4	120	• 003 514 2	143
30	• 000 489 2	38	• 000 752 8	51	• 001 098 0	65	• 001 536 3	82	• 002 079 5	100	• 002 739 4	121	• 003 528 5	143
31	• 000 493 0	38	• 000 757 9	50	• 001 104 5	66	• 001 544 5	82	• 002 089 5	100	• 002 751 5	121	• 003 542 8	144
32	• 000 496 8	38	• 000 762 9	51	• 001 111 1	65	• 001 552 7	82	• 002 099 5	101	• 002 763 6	121	• 003 557 2	144
33	• 000 500 6	39	• 000 768 0	52	• 001 117 6	66	• 001 560 9	82	• 002 109 6	101	• 002 775 7	122	• 003 571 6	144
34	• 000 504 5	38	• 000 773 2	51	• 001 124 2	66	• 001 569 1	83	• 002 119 7	101	• 002 787 9	122	• 003 586 0	145
35	• 000 508 3	39	• 000 778 3	52	• 001 130 8	67	• 001 577 4	83	• 002 129 8	102	• 002 800 1	122	• 003 600 5	145
36	• 000 512 2	39	• 000 783 5	52	• 001 137 5	66	• 001 585 7	84	• 002 140 0	102	• 002 812 3	123	• 003 615 0	146
37	• 000 516 1	39	• 000 788 7	52	• 001 144 1	67	• 001 594 1	83	• 002 150 2	103	• 002 824 6	123	• 003 629 6	146
38	• 000 520 0	40	• 000 793 9	52	• 001 150 8	67	• 001 602 4	84	• 002 160 5	102	• 002 836 9	124	• 003 644 1	147
39	• 000 524 0	40	• 000 799 1	53	• 001 157 5	68	• 001 610 8	85	• 002 170 7	103	• 002 849 3	123	• 003 658 8	147
40	• 000 528 0	39	• 000 804 4	52	• 001 164 3	68	• 001 619 3	84	• 002 181 0	104	• 002 861 6	125	• 003 673 5	147
41	• 000 531 9	40	• 000 809 6	54	• 001 171 1	68	• 001 627 7	85	• 002 191 4	103	• 002 874 1	124	• 003 688 2	147
42	• 000 535 9	41	• 000 815 0	53	• 001 177 9	68	• 001 636 2	85	• 002 201 7	104	• 002 886 5	125	• 003 702 9	148
43	• 000 540 0	40	• 000 820 3	53	• 001 184 7	68	• 001 644 7	86	• 002 212 1	105	• 002 899 0	125	• 003 717 7	148
44	• 000 544 0	41	• 000 825 6	54	• 001 191 5	69	• 001 653 3	85	• 002 222 6	104	• 002 911 5	126	• 003 732 5	149
45	• 000 548 1	41	• 000 831 0	54	• 001 198 4	69	• 001 661 8	86	• 002 233 0	105	• 002 924 1	126	• 003 747 4	149
46	• 000 552 2	41	• 000 836 4	54	• 001 205 3	69	• 001 670 4	87	• 002 243 5	106	• 002 936 7	127	• 003 762 3	150
47	• 000 556 3	41	• 000 841 8	55	• 001 212 2	70	• 001 679 1	86	• 002 254 1	105	• 002 949 4	126	• 003 777 3	150
48	• 000 560 4	42	• 000 847 3	54	• 001 219 2	70	• 001 687 7	87	• 002 264 6	106	• 002 962 0	127	• 003 792 3	150
49	• 000 564 5	42	• 000 852 7	55	• 001 223 2	70	• 001 696 4	87	• 002 275 2	107	• 002 974 7	128	• 003 807 3	151
50	• 000 568 7	42	• 000 858 2	56	• 001 233 2	70	• 001 705 1	88	• 002 285 9	106	• 002 987 5	128	• 003 822 4	151
51	• 000 572 9	42	• 000 863 8	55	• 001 240 2	71	• 001 713 9	88	• 002 296 5	108	• 003 000 3	128	• 003 837 5	152
52	• 000 577 1	42	• 000 869 3	56	• 001 247 3	71	• 001 722 7	88	• 002 307 3	107	• 003 013 1	129	• 003 852 7	152
53	• 000 581 3	43	• 000 874 9	56	• 001 254 4	71	• 001 731 5	88	• 002 318 0	108	• 003 026 0	129	• 003 867 9	152
54	• 000 585 6	42	• 000 880 5	56	• 001 261 5	72	• 001 740 3	89	• 002 328 8	108	• 003 038 9	129	• 003 883 1	153
55	• 000 589 8	43	• 000 886 1	56	• 001 268 7	71	• 001 749 2	89	• 002 339 6	108	• 003 051 8	130	• 003 898 4	153
56	• 000 594 1	44	• 000 891 7	57	• 001 275 8	72	• 001 758 1	90	• 002 350 4	109	• 003 064 8	130	• 003 913 7	154
57	• 000 598 5	43	• 000 897 4	57	• 001 283 0	73	• 001 767 1	89	• 002 361 3	109	• 003 077 8	130	• 003 929 1	154
58	• 000 602 8	43	• 000 903 1	57	• 001 290 3	72	• 001 776 0	90	• 002 372 2	109	• 003 090 8	131	• 003 944 5	154
59	• 000 607 1	44	• 000 908 8	57	• 001 297 5	73	• 001 785 0	91	• 002 383 1	110	• 003 103 9	132	• 003 959 9	155
60	• 000 611 5		• 000 914 5		• 001 304 8		• 001 794 1		• 002 394 1		• 003 117 1		• 003 975 4	



续表

$\alpha$	13		14		15		16		17		18	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 003 975 4	15 5	• 004 981 9	18 1	• 006 149 8	20 9	• 007 492 7	23 9	• 009 024 7	27 2	• 010 760 4	30 8
1	• 003 990 9	15 6	• 005 000 0	18 2	• 006 170 7	21 0	• 007 516 6	24 0	• 009 051 9	27 3	• 010 791 2	30 8
2	• 004 006 5	15 6	• 005 018 2	18 2	• 006 191 7	21 0	• 007 540 6	24 1	• 009 079 2	27 3	• 010 822 0	30 8
3	• 004 022 1	15 6	• 005 036 4	18 2	• 006 212 7	21 0	• 007 564 7	24 1	• 009 106 5	27 4	• 010 852 8	31 0
4	• 004 037 7	15 7	• 005 054 6	18 3	• 006 233 7	21 1	• 007 588 8	24 2	• 009 133 9	27 5	• 010 883 8	30 9
5	• 004 053 4	15 8	• 005 072 9	18 3	• 006 254 8	21 2	• 007 613 0	24 2	• 009 161 4	27 5	• 010 914 7	31 1
6	• 004 069 2	15 7	• 005 091 2	18 4	• 006 276 0	21 2	• 007 637 2	24 2	• 009 188 9	27 5	• 010 945 8	31 1
7	• 004 084 9	15 8	• 005 109 6	18 4	• 006 297 2	21 2	• 007 661 4	24 3	• 009 216 4	27 6	• 010 976 9	31 2
8	• 004 100 7	15 9	• 005 128 0	18 5	• 006 318 4	21 3	• 007 685 7	24 4	• 009 244 0	27 7	• 011 008 1	31 2
9	• 004 116 6	15 9	• 005 146 5	18 5	• 006 339 7	21 4	• 007 710 1	24 4	• 009 271 7	27 7	• 011 039 3	31 3
10	• 004 132 5	15 9	• 005 165 0	18 5	• 006 361 1	21 4	• 007 734 5	24 5	• 009 299 4	27 8	• 011 070 6	31 3
11	• 004 148 4	16 0	• 005 183 5	18 6	• 006 382 5	21 4	• 007 759 0	24 5	• 009 327 2	27 9	• 011 101 9	31 4
12	• 004 164 4	16 0	• 005 202 1	18 7	• 006 403 9	21 5	• 007 783 5	24 6	• 009 355 1	27 9	• 011 133 3	31 5
13	• 004 180 4	16 1	• 005 220 8	18 7	• 006 425 4	21 6	• 007 808 1	24 6	• 009 383 0	27 9	• 011 164 8	31 6
14	• 004 196 5	16 1	• 005 239 5	18 7	• 006 447 0	21 6	• 007 832 7	24 7	• 009 410 9	28 1	• 011 196 4	31 6
15	• 004 212 6	16 2	• 005 258 2	18 8	• 006 468 6	21 6	• 007 857 1	24 8	• 009 439 0	28 0	• 011 228 0	31 6
16	• 004 228 8	16 2	• 005 277 0	18 8	• 006 490 2	21 7	• 007 882 2	24 7	• 009 467 0	28 2	• 011 259 6	31 7
17	• 004 245 0	16 2	• 005 295 8	18 9	• 006 511 9	21 8	• 007 906 9	24 9	• 009 495 2	28 2	• 011 291 3	31 8
18	• 004 261 2	16 3	• 005 314 7	18 9	• 006 533 7	21 8	• 007 931 8	24 9	• 009 523 4	28 2	• 011 323 1	31 9
19	• 004 277 5	16 3	• 005 333 6	19 0	• 006 555 5	21 8	• 007 956 7	25 0	• 009 551 6	28 3	• 011 355 0	31 9
20	• 004 293 8	16 3	• 005 352 6	19 0	• 006 577 3	21 9	• 007 981 7	25 0	• 009 579 9	28 4	• 011 386 9	32 0
21	• 004 310 1	16 5	• 005 371 6	19 1	• 006 599 2	21 9	• 008 006 7	25 0	• 009 608 3	28 4	• 011 418 9	32 0
22	• 004 326 6	16 4	• 005 390 7	19 1	• 006 621 1	22 0	• 008 031 7	25 1	• 009 636 7	28 5	• 011 450 9	32 1
23	• 004 343 0	16 5	• 005 409 8	19 1	• 006 643 1	22 1	• 008 056 8	25 2	• 009 665 2	28 5	• 011 483 0	32 1
24	• 004 359 5	16 5	• 005 428 9	19 2	• 006 665 2	22 1	• 008 082 0	25 2	• 009 693 7	28 6	• 011 515 1	32 3
25	• 004 376 0	16 6	• 005 448 1	19 3	• 006 687 3	22 1	• 008 107 2	25 3	• 009 722 3	28 7	• 011 547 4	32 2
26	• 004 392 6	16 6	• 005 467 4	19 3	• 006 709 4	22 2	• 008 132 5	25 3	• 009 751 0	28 7	• 011 579 6	32 4
27	• 004 409 2	16 7	• 005 486 7	19 3	• 006 731 6	22 3	• 008 157 8	25 4	• 009 779 7	28 8	• 011 612 0	32 4
28	• 004 425 9	16 7	• 005 506 0	19 4	• 006 753 9	22 3	• 008 183 2	25 5	• 009 808 5	28 8	• 011 644 4	32 5
29	• 004 442 6	16 7	• 005 525 4	19 4	• 006 776 2	22 3	• 008 208 7	25 5	• 009 837 3	28 9	• 011 676 9	32 5
30	• 004 459 3	16 8	• 005 544 8	19 5	• 006 798 5	22 4	• 008 234 2	25 5	• 009 866 2	28 9	• 011 709 4	32 6
31	• 004 476 1	16 8	• 005 564 3	19 5	• 006 820 9	22 5	• 008 259 7	25 6	• 009 895 1	29 0	• 011 742 0	32 7
32	• 004 492 9	16 9	• 005 583 8	19 6	• 006 843 7	22 5	• 008 285 3	25 7	• 009 924 1	29 1	• 011 774 7	32 7
33	• 004 509 8	16 9	• 005 603 4	19 6	• 006 865 9	22 5	• 008 311 0	25 7	• 009 953 2	29 1	• 011 807 4	32 8
34	• 004 526 7	17 0	• 005 623 0	19 7	• 006 888 4	22 6	• 008 336 7	25 8	• 009 982 3	29 2	• 011 840 2	32 8
35	• 004 543 7	17 0	• 005 642 7	19 7	• 006 911 0	22 7	• 008 362 5	25 8	• 010 011 5	29 2	• 011 873 0	32 9
36	• 004 560 7	17 0	• 005 662 4	19 8	• 006 933 7	22 7	• 008 388 3	25 9	• 010 040 7	29 3	• 011 905 9	33 0
37	• 004 577 7	17 1	• 005 682 2	19 8	• 006 956 4	22 7	• 008 414 2	25 9	• 010 070 0	29 4	• 011 938 9	33 1
38	• 004 594 8	17 2	• 005 702 0	19 8	• 006 979 1	22 8	• 008 440 1	26 0	• 010 099 4	29 4	• 011 972 0	33 1
39	• 004 612 0	17 1	• 005 721 8	19 9	• 007 001 9	22 9	• 008 466 1	26 0	• 010 128 8	29 5	• 012 005 1	33 1
40	• 004 629 1	17 3	• 005 741 7	20 0	• 007 024 8	22 9	• 008 492 1	26 1	• 010 158 3	29 5	• 012 038 2	33 3
41	• 004 646 4	17 2	• 005 761 7	20 0	• 007 047 7	22 9	• 008 518 2	26 2	• 010 187 8	29 6	• 012 071 5	33 3
42	• 004 663 6	17 3	• 005 781 7	20 0	• 007 070 6	23 0	• 008 544 4	26 2	• 010 217 4	29 7	• 012 104 8	33 3
43	• 004 680 9	17 4	• 005 801 7	20 1	• 007 093 6	23 1	• 008 570 6	26 3	• 010 247 1	29 7	• 012 138 1	33 4
44	• 004 698 3	17 4	• 005 821 8	20 2	• 007 116 7	23 1	• 008 596 9	26 3	• 010 276 8	29 8	• 012 171 5	33 5
45	• 004 715 7	17 4	• 005 842 0	20 2	• 007 139 8	23 2	• 008 623 2	26 4	• 010 306 6	29 8	• 012 205 0	33 6
46	• 004 733 1	17 5	• 005 862 2	20 2	• 007 163 0	23 2	• 008 649 6	26 4	• 010 336 4	29 9	• 012 238 6	33 6
47	• 004 750 6	17 5	• 005 882 4	20 3	• 007 186 2	23 3	• 008 676 0	26 5	• 010 366 3	30 0	• 012 272 2	33 7
48	• 004 768 1	17 6	• 005 902 7	20 3	• 007 209 5	23 3	• 008 702 5	26 5	• 010 396 3	30 0	• 012 305 9	33 7
49	• 004 785 7	17 6	• 005 923 0	20 4	• 007 232 8	23 3	• 008 729 0	26 6	• 010 426 3	30 1	• 012 339 6	33 8
50	• 004 803 3	17 7	• 005 943 4	20 4	• 007 256 1	23 5	• 008 755 6	26 7	• 010 456 4	30 1	• 012 373 4	33 9
51	• 004 821 0	17 7	• 005 963 8	20 5	• 007 279 6	23 4	• 008 782 3	26 7	• 010 486 5	30 2	• 012 407 3	33 9
52	• 004 838 7	17 7	• 005 984 3	20 5	• 007 303 0	23 6	• 008 809 0	26 8	• 010 516 7	30 2	• 012 441 2	34 0
53	• 004 856 4	17 8	• 006 004 8	20 6	• 007 326 6	23 5	• 008 835 8	26 8	• 010 546 9	30 4	• 012 475 2	34 1
54	• 004 874 2	17 9	• 006 025 4	20 6	• 007 350 1	23 7	• 008 862 6	26 9	• 010 577 3	30 3	• 012 509 3	34 1
55	• 004 892 1	17 8	• 006 046 0	20 7	• 007 373 8	23 7	• 008 889 5	26 9	• 010 607 6	30 5	• 012 543 4	34 2
56	• 004 909 9	18 0	• 006 066 7	20 7	• 007 397 5	23 7	• 008 916 4	27 0	• 010 638 1	30 5	• 012 577 6	34 3
57	• 004 927 9	17 9	• 006 087 4	20 7	• 007 421 2	23 8	• 008 943 4	27 0	• 010 668 6	30 5	• 012 611 9	34 3
58	• 004 945 8	18 0	• 006 108 1	20 8	• 007 445 0	23 8	• 008 970 4	27 1	• 010 699 1	30 7	• 012 646 2	34 4
59	• 004 963 8	18 1	• 006 128 9	20 9	• 007 468 8	23 9	• 008 997 5	27 2	• 010 729 8	30 6	• 012 680 6	34 5
60	• 004 981 9		• 006 149 8		• 007 492 7		• 009 024 7		• 010 760 4		• 012 715 1	

续表

$\alpha$	19		20		21		22		23		24	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 012 715 1	34 5	• 014 904 4	38 5	• 017 344 9	42 9	• 020 053 8	47 5	• 023 049 1	52 4	• 026 349 7	57 7
1	• 012 749 6	34 6	• 014 943 0	38 6	• 017 387 8	43 0	• 020 101 3	47 6	• 023 101 5	52 6	• 026 407 4	57 8
2	• 012 784 2	34 6	• 014 981 6	38 7	• 017 430 8	43 0	• 020 148 9	47 7	• 023 151 1	52 6	• 026 465 2	57 9
3	• 012 818 8	34 7	• 015 020 3	38 8	• 017 473 8	43 1	• 020 196 6	47 8	• 023 206 7	52 7	• 026 523 1	57 9
4	• 012 853 5	34 8	• 015 059 1	38 8	• 017 516 9	43 2	• 020 244 4	47 8	• 023 259 4	52 8	• 026 581 0	58 1
5	• 012 888 3	34 9	• 015 097 9	39 0	• 017 560 1	43 3	• 020 292 2	47 9	• 023 312 2	52 9	• 026 639 1	58 2
6	• 012 923 2	34 9	• 015 136 9	38 0	• 017 603 4	43 4	• 020 340 1	48 0	• 023 365 1	53 0	• 026 697 3	58 2
7	• 012 958 1	35 0	• 015 175 8	39 1	• 017 646 8	43 4	• 020 388 1	48 1	• 023 418 1	53 0	• 026 755 5	58 4
8	• 012 993 1	35 0	• 015 214 9	39 1	• 017 690 2	43 5	• 020 436 2	48 2	• 023 471 1	53 1	• 026 813 9	58 4
9	• 013 028 1	35 1	• 015 254 0	39 2	• 017 733 7	43 6	• 020 484 4	48 2	• 023 524 2	53 3	• 026 872 3	58 5
10	• 013 063 2	35 2	• 015 293 2	39 3	• 017 777 3	43 6	• 020 532 6	48 3	• 023 577 5	53 3	• 026 930 8	58 6
11	• 013 098 4	35 2	• 015 332 5	39 4	• 017 820 0	43 7	• 020 580 9	48 4	• 023 630 8	53 4	• 026 989 4	58 7
12	• 013 133 6	35 3	• 015 371 9	39 4	• 017 864 6	43 8	• 020 629 3	48 5	• 023 684 2	53 4	• 027 048 1	58 8
13	• 013 168 9	35 4	• 015 411 3	39 4	• 017 908 4	43 9	• 020 677 8	48 6	• 023 737 6	53 6	• 027 106 9	58 9
14	• 013 204 3	35 5	• 015 450 7	39 6	• 017 952 3	44 0	• 020 726 4	48 6	• 023 791 2	53 7	• 027 165 8	59 0
15	• 013 239 8	35 5	• 015 490 3	39 6	• 017 996 3	44 0	• 020 775 0	48 8	• 023 844 9	53 7	• 027 224 8	59 1
16	• 013 275 3	35 5	• 015 529 9	39 7	• 018 040 3	44 1	• 020 823 8	48 8	• 023 898 6	53 8	• 027 283 9	59 1
17	• 013 310 8	35 7	• 015 569 6	39 8	• 018 084 4	44 2	• 020 872 6	48 9	• 023 952 4	53 9	• 027 343 0	59 3
18	• 013 346 5	35 7	• 015 609 4	39 8	• 018 128 6	44 2	• 020 921 5	48 9	• 024 006 3	54 0	• 027 402 3	59 4
19	• 013 382 2	35 8	• 015 649 2	39 9	• 018 172 8	44 4	• 020 970 4	49 1	• 024 060 3	54 1	• 027 461 7	59 4
20	• 013 418 0	35 8	• 015 689 1	40 0	• 018 217 2	44 4	• 021 019 5	49 1	• 024 114 4	54 2	• 027 521 1	59 5
21	• 013 453 8	35 9	• 015 729 1	40 1	• 018 261 6	44 5	• 021 068 6	49 2	• 024 168 6	54 2	• 027 580 6	59 7
22	• 013 489 7	36 0	• 015 769 2	40 1	• 018 306 1	44 5	• 021 117 8	49 3	• 024 222 8	54 4	• 027 640 3	59 7
23	• 013 525 7	36 0	• 015 809 3	40 2	• 018 350 6	44 7	• 021 167 1	49 4	• 024 277 2	54 4	• 027 700 0	59 8
24	• 013 561 7	36 1	• 015 849 5	40 3	• 018 395 3	44 7	• 021 216 5	49 5	• 024 331 6	54 5	• 027 759 8	59 9
25	• 013 597 8	36 2	• 015 889 8	40 3	• 018 440 0	44 8	• 021 266 0	49 5	• 024 386 1	54 6	• 027 819 7	60 0
26	• 013 634 0	36 2	• 015 930 1	40 4	• 018 484 8	44 8	• 021 315 5	49 6	• 024 440 7	54 7	• 027 879 7	60 1
27	• 013 670 2	36 3	• 015 970 5	40 5	• 018 529 6	45 0	• 021 365 1	49 7	• 024 495 4	54 8	• 027 939 8	60 1
28	• 013 706 5	36 4	• 016 011 0	40 6	• 018 574 6	45 0	• 021 414 8	49 8	• 024 550 2	54 8	• 027 999 9	60 3
29	• 013 742 9	36 5	• 016 051 6	40 6	• 018 619 6	45 1	• 021 464 6	49 9	• 024 605 0	55 0	• 028 060 2	60 4
30	• 013 779 4	36 5	• 016 092 2	40 7	• 018 664 7	45 2	• 021 514 5	49 9	• 024 660 0	55 0	• 028 120 6	60 4
31	• 013 815 9	36 6	• 016 132 9	40 8	• 018 709 9	45 2	• 021 564 4	50 1	• 024 715 0	55 2	• 028 181 0	60 6
32	• 013 852 5	36 6	• 016 173 7	40 8	• 018 755 1	45 3	• 021 614 5	50 1	• 024 770 2	55 2	• 028 241 6	60 6
33	• 013 889 1	36 7	• 016 214 5	40 9	• 018 800 4	45 4	• 021 664 6	50 2	• 024 825 4	55 3	• 028 302 2	60 8
34	• 013 925 8	36 8	• 016 255 4	41 0	• 018 845 8	45 5	• 021 714 8	50 3	• 024 880 7	55 4	• 028 363 0	60 8
35	• 013 962 6	36 8	• 016 296 4	41 1	• 018 891 3	45 6	• 021 765 1	50 3	• 024 936 1	55 5	• 028 423 8	60 9
36	• 013 999 4	37 0	• 016 337 5	41 1	• 018 936 9	45 6	• 021 815 4	50 5	• 024 991 6	55 5	• 028 484 7	61 1
37	• 014 036 4	37 0	• 016 378 6	41 2	• 018 982 5	45 7	• 021 865 9	50 5	• 025 047 1	55 7	• 028 545 8	61 1
38	• 014 073 4	37 0	• 016 419 8	41 3	• 019 028 2	45 8	• 021 916 4	50 6	• 025 102 8	55 7	• 028 606 9	61 2
39	• 014 110 4	37 1	• 016 461 1	41 3	• 019 074 0	45 9	• 021 967 0	50 7	• 025 158 5	55 8	• 028 668 1	61 3
40	• 014 147 5	37 2	• 016 502 4	41 5	• 019 119 9	46 0	• 022 017 7	50 8	• 025 214 3	56 0	• 028 729 4	61 4
41	• 014 184 7	37 3	• 016 543 9	41 5	• 019 165 9	46 0	• 022 068 5	50 8	• 025 270 3	56 0	• 028 790 8	61 5
42	• 014 222 0	37 3	• 016 585 4	41 5	• 019 211 9	46 1	• 022 119 3	51 0	• 025 326 3	56 1	• 028 852 3	61 6
43	• 014 259 3	37 4	• 016 626 9	41 7	• 019 258 0	46 2	• 022 170 3	51 0	• 025 382 4	56 2	• 028 913 9	61 6
44	• 014 296 7	37 5	• 016 668 6	41 7	• 019 304 2	46 2	• 022 221 3	51 1	• 025 438 6	56 2	• 028 975 5	61 8
45	• 014 334 2	37 5	• 016 710 3	41 8	• 019 350 4	46 4	• 022 272 4	51 2	• 025 494 8	56 4	• 029 037 3	61 9
46	• 014 371 7	37 6	• 016 752 1	41 8	• 019 396 8	46 4	• 022 323 6	51 3	• 025 551 2	56 4	• 029 099 2	62 0
47	• 014 409 3	37 7	• 016 793 9	42 0	• 019 443 2	46 5	• 022 374 9	51 3	• 025 607 6	56 6	• 029 161 2	62 0
48	• 014 447 0	37 7	• 016 835 9	42 0	• 019 489 7	46 6	• 022 426 2	51 5	• 025 664 2	56 6	• 029 223 2	62 2
49	• 014 484 7	37 8	• 016 877 9	42 1	• 019 530 3	46 6	• 022 477 7	51 5	• 025 720 8	56 7	• 029 285 4	62 2
50	• 014 522 5	37 9	• 016 920 0	42 1	• 019 582 9	46 7	• 022 529 2	51 6	• 025 777 5	56 8	• 029 347 6	62 4
51	• 014 560 4	37 9	• 016 962 1	42 3	• 019 629 6	46 9	• 022 580 8	51 7	• 025 834 3	56 9	• 029 410 0	62 4
52	• 014 598 3	38 0	• 017 004 4	42 3	• 019 676 5	46 8	• 022 632 5	51 8	• 025 891 2	57 0	• 029 472 4	62 5
53	• 014 636 3	38 1	• 017 046 7	42 4	• 019 723 3	47 0	• 022 684 3	51 8	• 025 948 2	57 1	• 029 534 9	62 7
54	• 014 674 4	38 2	• 017 089 1	42 4	• 019 770 3	47 1	• 022 736 1	52 0	• 026 005 3	57 2	• 029 597 6	62 7
55	• 014 712 6	38 2	• 017 131 5	42 5	• 019 817 4	47 1	• 022 788 1	52 0	• 026 062 5	57 2	• 029 660 3	62 8
56	• 014 750 8	38 3	• 017 174 0	42 6	• 019 864 5	47 2	• 022 840 1	52 1	• 026 119 7	57 4	• 029 723 1	62 9
57	• 014 789 1	38 4	• 017 216 6	42 7	• 019 911 7	47 3	• 022 892 2	52 2	• 026 177 1	57 4	• 029 786 0	63 0
58	• 014 827 5	38 4	• 017 259 3	42 8	• 019 959 0	47 3	• 022 944 4	52 3	• 026 234 5	57 5	• 029 849 0	63 1
59	• 014 865 9	38 5	• 017 302 1	42 8	• 020 006 3	47 5	• 022 996 7	52 4	• 026 292 0	57 7	• 029 912 1	63 2
60	• 014 904 4		• 017 344 9		• 020 053 8		• 023 049 1		• 026 349 7		• 029 975 3	

续表

$\alpha$	25		26		27		28		28		30	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 029 975 5	63 3	• 033 947 0	69 2	• 038 286 6	75 5	• 043 017 2	82 3	• 048 163 6	89 4	• 053 751 5	97 0
1	• 030 038 6	63 1	• 034 016 2	69 4	• 038 362 1	75 7	• 043 099 5	82 4	• 048 253 0	89 6	• 053 848 5	97 2
2	• 030 102 0	63 5	• 034 085 6	69 4	• 038 437 8	75 8	• 043 181 9	82 6	• 048 342 6	89 7	• 053 945 7	97 3
3	• 030 165 5	63 6	• 034 155 0	69 6	• 038 513 6	75 9	• 043 264 5	82 6	• 048 432 3	89 8	• 054 043 0	97 4
4	• 030 229 1	63 7	• 034 224 6	69 6	• 038 589 5	76 0	• 043 347 1	82 8	• 048 522 1	89 9	• 054 140 4	97 5
5	• 030 292 8	63 8	• 034 294 2	69 8	• 038 665 5	76 1	• 043 429 9	82 9	• 048 612 0	90 0	• 054 237 9	97 7
6	• 030 356 6	63 9	• 034 364 0	69 9	• 038 741 6	76 3	• 043 512 8	82 9	• 048 702 0	90 2	• 054 335 6	97 8
7	• 030 420 5	63 9	• 034 433 9	69 9	• 038 817 9	76 3	• 043 595 7	83 2	• 048 792 2	90 3	• 054 433 4	98 0
8	• 030 484 1	64 1	• 034 503 8	70 1	• 038 894 2	76 4	• 043 678 9	83 2	• 048 882 5	90 5	• 054 531 1	98 1
9	• 030 548 5	64 2	• 034 573 9	70 2	• 038 970 6	76 6	• 043 762 1	83 3	• 048 973 0	90 5	• 054 629 5	98 2
10	• 030 612 7	64 2	• 034 644 1	70 3	• 039 047 2	76 7	• 043 845 1	83 5	• 049 063 5	90 7	• 054 727 7	98 3
11	• 030 676 9	64 4	• 034 714 4	70 3	• 039 123 9	76 7	• 043 928 9	83 5	• 049 154 2	90 8	• 054 826 0	98 5
12	• 030 741 3	64 5	• 034 784 7	70 5	• 039 200 6	76 9	• 044 012 4	83 7	• 049 245 0	90 9	• 054 924 5	98 6
13	• 030 805 8	64 5	• 034 855 2	70 6	• 039 277 5	77 0	• 044 096 1	83 8	• 049 335 9	91 0	• 055 023 1	98 7
14	• 030 870 3	64 7	• 034 925 8	70 7	• 039 354 5	77 1	• 044 179 9	84 0	• 049 426 9	91 2	• 055 121 8	98 9
15	• 030 935 0	64 7	• 034 996 5	70 8	• 039 431 6	77 2	• 044 263 9	84 0	• 049 518 1	91 3	• 055 220 7	99 0
16	• 030 999 7	64 9	• 035 067 3	70 9	• 039 508 8	77 4	• 044 347 9	84 2	• 049 609 4	91 4	• 055 319 7	99 1
17	• 031 064 6	64 9	• 035 138 2	71 0	• 039 586 2	77 4	• 044 432 1	84 2	• 049 700 8	91 6	• 055 418 8	99 3
18	• 031 129 5	65 1	• 035 209 2	71 1	• 039 663 6	77 5	• 044 516 3	84 4	• 049 792 4	91 6	• 055 518 1	99 4
19	• 031 194 6	65 1	• 035 280 3	71 2	• 039 741 1	77 7	• 044 600 7	84 6	• 049 884 0	91 8	• 055 617 5	99 5
20	• 031 259 7	65 3	• 035 351 5	71 3	• 039 818 8	77 8	• 044 685 3	84 6	• 049 975 8	91 9	• 055 717 0	99 6
21	• 031 325 0	65 3	• 035 422 8	71 4	• 039 896 6	77 9	• 044 769 9	84 7	• 050 067 7	92 1	• 055 816 6	99 8
22	• 031 390 3	65 4	• 035 494 2	71 6	• 039 974 5	77 9	• 044 854 6	84 9	• 050 159 8	92 1	• 055 916 4	100 0
23	• 031 455 7	65 6	• 035 565 8	71 6	• 040 052 4	78 2	• 044 939 5	85 0	• 050 251 9	92 3	• 056 016 4	100 0
24	• 031 521 3	65 6	• 035 637 4	71 7	• 040 130 6	78 2	• 045 024 5	85 1	• 050 344 2	92 5	• 056 116 4	100 2
25	• 031 586 9	65 8	• 035 709 1	71 9	• 040 208 8	78 3	• 045 109 6	85 2	• 050 436 7	92 5	• 056 216 6	100 3
26	• 031 652 7	65 8	• 035 781 0	71 9	• 040 287 1	78 4	• 045 194 8	85 3	• 050 529 2	92 7	• 056 316 9	100 5
27	• 031 718 5	65 9	• 035 852 9	72 0	• 040 365 5	78 6	• 045 280 1	85 5	• 050 621 9	92 8	• 056 417 4	100 6
28	• 031 784 4	66 0	• 035 924 9	72 2	• 040 444 1	78 6	• 045 365 6	85 6	• 050 714 7	92 9	• 056 518 0	100 7
29	• 031 850 4	66 2	• 035 997 1	72 3	• 040 522 7	78 8	• 045 451 2	85 7	• 050 807 6	93 0	• 056 618 7	100 9
30	• 031 916 6	66 2	• 036 069 4	72 3	• 040 601 5	78 9	• 045 536 9	85 8	• 050 900 6	93 2	• 056 719 6	101 0
31	• 031 982 8	66 3	• 036 141 7	75 5	• 040 680 4	79 0	• 045 622 7	85 9	• 050 993 8	93 3	• 056 820 6	101 1
32	• 032 049 1	66 5	• 036 214 2	72 6	• 040 759 4	79 1	• 045 708 6	86 1	• 051 087 1	93 5	• 056 921 7	101 3
33	• 032 115 6	66 5	• 036 286 8	72 6	• 040 838 5	79 2	• 045 794 7	86 1	• 051 180 6	93 5	• 057 023 0	101 4
34	• 032 182 1	66 6	• 036 359 4	72 8	• 040 917 7	79 3	• 045 880 8	86 3	• 051 274 1	93 7	• 057 124 4	101 5
35	• 032 248 7	66 7	• 036 432 2	72 9	• 040 997 0	79 5	• 045 967 1	86 4	• 051 367 8	93 8	• 057 225 9	101 7
36	• 032 315 4	66 9	• 036 505 1	73 0	• 041 076 5	79 6	• 046 053 5	86 6	• 051 461 6	93 9	• 057 327 6	101 8
37	• 032 382 3	66 9	• 036 578 1	73 1	• 041 156 1	79 6	• 046 140 1	86 6	• 051 555 5	94 1	• 057 429 4	101 9
38	• 032 449 2	67 0	• 036 651 2	73 2	• 041 235 7	79 8	• 046 226 7	86 8	• 051 649 6	94 2	• 057 531 3	102 1
39	• 032 516 2	67 1	• 036 724 4	73 3	• 041 315 5	79 9	• 046 313 5	86 9	• 051 743 8	94 3	• 057 633 4	102 2
40	• 032 583 3	67 3	• 036 797 7	73 5	• 041 395 4	80 0	• 046 400 4	87 0	• 051 838 1	94 5	• 057 735 6	102 4
41	• 032 650 6	67 3	• 036 871 2	73 5	• 041 475 4	80 1	• 046 487 4	87 1	• 051 932 6	94 5	• 057 838 0	102 5
42	• 032 717 9	67 4	• 036 944 7	73 6	• 041 555 5	80 3	• 046 574 5	87 3	• 052 027 1	94 7	• 057 940 5	102 6
43	• 032 785 3	67 5	• 037 018 3	73 8	• 041 635 8	80 3	• 046 661 8	87 3	• 052 121 8	94 9	• 058 043 1	102 7
44	• 032 852 8	67 7	• 037 092 1	73 8	• 041 716 1	80 5	• 046 749 1	87 5	• 052 216 7	94 9	• 058 145 8	102 9
45	• 032 920 5	67 7	• 037 165 9	74 0	• 041 796 6	80 6	• 046 836 6	87 6	• 052 311 6	95 1	• 058 248 7	103 1
46	• 032 988 2	67 8	• 037 239 9	74 0	• 041 877 2	80 7	• 046 924 2	87 8	• 052 406 7	95 2	• 058 351 8	103 1
47	• 033 056 0	67 9	• 037 313 9	74 2	• 041 957 9	80 8	• 047 012 0	87 8	• 052 501 9	95 4	• 058 454 9	103 3
48	• 033 123 9	68 1	• 037 388 1	74 3	• 042 038 7	80 9	• 047 099 8	88 0	• 052 597 3	95 5	• 058 558 2	103 5
49	• 033 192 0	68 1	• 037 462 4	74 4	• 042 119 6	81 0	• 047 187 8	88 1	• 052 692 8	95 6	• 058 661 7	103 5
50	• 033 260 1	68 2	• 037 536 8	74 5	• 042 200 6	81 2	• 047 275 9	88 2	• 052 788 4	95 7	• 058 765 2	103 8
51	• 033 328 3	68 4	• 037 611 3	74 6	• 042 281 8	81 2	• 047 364 1	88 4	• 052 884 1	95 9	• 058 869 0	103 8
52	• 033 396 7	68 4	• 037 685 9	74 7	• 042 363 0	81 4	• 047 452 5	88 4	• 052 980 0	95 9	• 058 972 8	104 0
53	• 033 465 1	68 5	• 037 760 6	74 8	• 042 444 4	81 5	• 047 540 9	88 6	• 053 075 9	96 2	• 059 076 8	104 1
54	• 033 533 6	68 7	• 037 835 4	74 9	• 042 525 9	81 6	• 047 629 5	88 7	• 053 172 1	96 2	• 059 180 9	104 3
55	• 033 602 3	68 7	• 037 910 3	75 0	• 042 607 5	81 7	• 047 718 2	88 8	• 053 268 3	96 4	• 059 285 2	104 4
56	• 033 671 0	68 8	• 037 985 3	75 2	• 042 689 2	81 8	• 047 807 0	89 0	• 053 364 7	96 5	• 059 389 6	104 5
57	• 033 739 8	69 0	• 038 060 5	75 2	• 042 771 0	82 0	• 047 896 0	89 1	• 053 461 2	96 6	• 059 494 1	104 7
58	• 033 808 8	69 0	• 038 135 7	75 4	• 042 853 0	82 1	• 047 985 1	89 2	• 053 557 8	96 8	• 059 598 8	104 8
59	• 033 877 8	69 2	• 038 211 1	75 5	• 042 935 1	82 1	• 048 071 3	89 3	• 053 654 6	96 9	• 059 703 6	105 0
60	• 033 947 0		• 038 286 6		• 043 017 2		• 048 163 6		• 053 751 5		• 059 808 6	

续表

$\alpha$	31		32		33		34		35		36	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 059 808 6	105 0	• 066 364 0	113 6	• 073 448 9	122 8	• 081 096 6	132 4	• 089 342 3	142 7	• 098 224 0	153 6
1	• 059 913 6	105 3	• 066 477 6	113 9	• 073 571 7	122 9	• 081 229 0	132 6	• 089 485 0	142 9	• 098 377 6	153 9
2	• 060 018 9	105 3	• 066 591 5	113 9	• 073 694 6	123 1	• 081 361 6	132 7	• 089 627 9	143 1	• 098 531 5	154 0
3	• 060 124 2	105 5	• 066 705 4	114 1	• 073 817 7	123 2	• 081 494 3	133 0	• 089 771 0	143 2	• 098 685 5	154 2
4	• 060 229 7	105 7	• 066 819 5	114 2	• 073 940 9	123 4	• 081 627 3	133 1	• 089 914 2	143 4	• 098 839 7	154 4
5	• 060 335 4	105 8	• 066 933 7	114 4	• 074 064 3	123 5	• 081 760 4	133 2	• 090 057 6	143 6	• 098 994 1	154 6
6	• 060 441 2	105 9	• 067 048 1	114 6	• 074 187 8	123 7	• 081 893 6	133 5	• 090 201 2	143 8	• 099 148 7	154 8
7	• 060 547 1	106 1	• 067 162 7	114 7	• 074 311 5	123 9	• 082 027 1	133 5	• 090 345 0	143 9	• 099 303 5	154 9
8	• 060 653 2	106 2	• 067 277 4	114 8	• 074 435 4	124 0	• 082 160 6	133 8	• 090 488 9	144 1	• 099 458 4	155 2
9	• 060 759 4	106 3	• 067 392 2	115 0	• 074 559 4	124 1	• 082 294 4	133 9	• 090 633 0	144 4	• 099 616 6	155 3
10	• 060 865 7	106 5	• 067 507 2	115 1	• 074 683 5	124 4	• 082 428 3	134 1	• 090 777 4	144 4	• 099 768 9	155 6
11	• 060 972 2	106 6	• 067 622 3	115 3	• 074 807 9	124 5	• 082 562 4	134 3	• 090 921 8	144 7	• 099 924 5	155 7
12	• 061 078 8	106 8	• 067 737 6	115 4	• 074 932 4	124 6	• 082 696 7	134 4	• 091 066 5	144 8	• 100 080 2	155 9
13	• 061 185 6	106 9	• 067 853 0	115 6	• 075 057 0	124 8	• 082 831 1	134 6	• 091 211 3	145 1	• 100 236 1	156 1
14	• 061 292 5	107 0	• 067 968 6	115 7	• 075 181 8	125 0	• 082 965 7	134 8	• 091 356 4	145 2	• 100 392 2	156 3
15	• 061 399 5	107 2	• 068 084 3	115 9	• 075 306 8	125 1	• 083 100 5	134 9	• 091 501 6	145 3	• 100 548 5	156 5
16	• 061 506 7	107 3	• 068 200 2	116 0	• 075 431 9	125 2	• 083 235 4	135 1	• 091 646 9	145 6	• 100 705 0	156 6
17	• 061 614 0	107 5	• 068 316 2	116 2	• 075 557 1	125 5	• 083 370 5	135 3	• 091 792 5	145 7	• 100 861 6	156 9
18	• 061 721 5	107 6	• 068 432 4	116 3	• 075 682 6	125 6	• 083 505 8	135 5	• 091 938 2	146 0	• 101 018 5	157 1
19	• 061 829 1	107 7	• 068 548 7	116 5	• 075 808 2	125 7	• 083 641 3	135 6	• 092 084 2	146 1	• 101 175 6	157 2
20	• 061 936 8	107 9	• 068 665 2	116 6	• 075 933 9	125 0	• 083 770 9	135 8	• 092 230 3	146 2	• 101 332 8	157 5
21	• 062 044 7	108 0	• 068 781 8	116 8	• 076 050 8	126 1	• 083 912 7	135 9	• 092 370 5	146 5	• 101 490 3	157 6
22	• 062 152 7	108 2	• 068 898 6	116 9	• 076 185 9	126 2	• 084 048 6	136 1	• 092 523 0	146 6	• 101 647 9	157 8
23	• 062 260 9	108 3	• 069 015 5	117 1	• 076 312 1	126 4	• 084 184 7	136 3	• 092 669 6	146 9	• 101 805 7	158 0
24	• 062 369 2	108 5	• 069 132 6	117 3	• 076 438 5	126 6	• 084 321 0	136 5	• 092 816 5	147 0	• 101 963 7	158 3
25	• 062 477 7	108 6	• 069 249 9	117 3	• 076 565 1	126 7	• 084 457 5	136 6	• 092 963 5	147 1	• 102 122 0	158 4
26	• 062 586 3	108 7	• 069 367 2	117 6	• 076 691 8	126 9	• 084 594 1	136 8	• 093 110 6	147 4	• 102 280 4	158 5
27	• 062 695 0	108 9	• 069 484 8	117 6	• 076 818 7	127 0	• 084 730 9	137 0	• 093 258 0	147 5	• 102 438 9	158 8
28	• 062 803 9	109 0	• 069 602 4	117 9	• 076 945 7	127 2	• 084 867 9	137 2	• 093 405 5	147 8	• 102 597 7	159 0
29	• 062 912 9	109 2	• 069 720 3	118 0	• 077 072 9	127 4	• 085 005 1	137 3	• 093 553 3	147 9	• 102 756 7	159 2
30	• 063 022 1	109 3	• 069 838 3	118 1	• 077 200 3	127 5	• 085 142 4	137 5	• 093 701 2	148 1	• 102 915 9	159 4
31	• 063 131 4	109 4	• 069 956 4	118 3	• 077 327 8	127 7	• 085 279 9	137 6	• 093 849 3	148 3	• 103 075 3	159 5
32	• 063 240 8	109 6	• 070 074 7	118 4	• 077 455 5	127 8	• 085 417 5	137 8	• 093 997 6	148 4	• 103 234 8	159 8
33	• 063 350 4	109 8	• 070 193 1	118 6	• 077 583 3	128 0	• 085 555 3	138 0	• 094 146 0	148 6	• 103 394 6	160 9
34	• 063 460 2	109 8	• 070 311 7	118 7	• 077 711 3	128 2	• 085 693 3	138 2	• 094 294 6	148 9	• 103 554 5	160 2
35	• 063 570 0	110 1	• 070 430 4	118 9	• 077 839 5	128 3	• 085 831 5	138 4	• 094 443 5	149 0	• 103 714 7	160 3
36	• 063 680 1	110 1	• 070 549 3	119 1	• 077 967 8	128 5	• 085 969 9	138 5	• 094 592 5	149 2	• 103 875 0	160 6
37	• 063 790 2	110 3	• 070 668 4	119 2	• 078 096 8	128 6	• 086 108 4	138 7	• 094 741 7	149 3	• 104 035 0	160 7
38	• 063 900 5	110 5	• 070 787 6	119 3	• 078 224 9	128 8	• 086 247 1	138 8	• 094 891 0	149 6	• 104 196 3	160 9
39	• 064 011 0	110 6	• 070 906 9	119 6	• 078 353 7	129 0	• 086 385 9	139 1	• 095 040 6	149 7	• 104 357 2	161 2
40	• 064 121 6	110 7	• 071 026 5	119 6	• 078 482 7	129 1	• 086 525 0	139 2	• 095 190 3	149 9	• 104 518 4	161 3
41	• 064 232 3	110 9	• 071 146 1	119 8	• 078 611 8	129 3	• 086 664 2	139 4	• 095 340 2	150 2	• 104 679 7	161 5
42	• 064 343 2	111 0	• 071 265 9	120 0	• 078 741 1	129 5	• 086 803 6	139 5	• 095 490 4	150 2	• 104 841 2	161 7
43	• 064 454 2	111 2	• 071 385 9	120 1	• 078 870 6	129 6	• 086 943 1	139 8	• 095 640 6	150 5	• 105 002 9	161 9
44	• 064 565 4	111 3	• 071 506 0	120 3	• 079 000 2	129 8	• 087 082 9	139 9	• 095 791 1	150 7	• 105 164 8	162 1
45	• 064 676 7	111 5	• 071 626 3	120 4	• 079 130 0	130 0	• 087 222 8	140 0	• 095 941 8	150 8	• 105 326 9	162 3
46	• 064 788 2	111 6	• 071 746 7	120 6	• 079 260 0	130 1	• 087 362 8	140 3	• 096 092 6	151 1	• 105 489 2	162 5
47	• 064 899 8	111 8	• 071 867 3	120 7	• 079 390 1	130 3	• 087 503 1	140 4	• 096 243 7	151 2	• 105 651 7	162 7
48	• 065 011 6	111 9	• 071 988 0	120 9	• 079 520 4	130 4	• 087 643 5	140 6	• 096 394 9	151 4	• 105 814 4	162 9
49	• 065 123 5	112 0	• 072 108 9	121 1	• 079 650 8	130 6	• 087 784 1	140 8	• 096 546 3	151 6	• 105 977 3	163 1
50	• 065 235 5	112 2	• 072 230 0	121 2	• 079 781 4	130 8	• 087 924 9	141 0	• 096 697 9	151 7	• 106 140 4	163 3
51	• 065 347 7	112 3	• 072 351 2	121 3	• 079 912 2	130 9	• 088 065 9	141 1	• 096 849 6	152 0	• 106 303 7	163 5
52	• 065 460 0	112 5	• 072 472 5	121 5	• 080 043 1	131 1	• 088 207 0	141 3	• 097 001 6	152 1	• 106 467 2	163 7
53	• 065 572 5	112 6	• 072 594 0	121 7	• 080 174 2	131 3	• 088 348 3	141 5	• 097 153 7	152 4	• 106 630 9	163 8
54	• 065 685 1	112 8	• 072 715 7	121 8	• 080 305 5	131 4	• 088 489 8	141 6	• 097 306 1	152 5	• 106 794 7	164 1
55	• 065 797 9	112 9	• 072 837 5	122 0	• 080 436 9	131 6	• 088 631 4	141 8	• 097 458 6	152 7	• 106 958 8	164 3
56	• 065 910 8	113 1	• 072 959 5	122 1	• 080 568 5	131 8	• 088 773 2	142 0	• 097 611 3	152 9	• 107 123 1	164 5
57	• 066 023 9	113 2	• 073 081 6	122 3	• 080 700 3	131 9	• 088 915 2	142 2	• 097 764 2	153 1	• 107 287 6	164 7
58	• 066 137 1	113 4	• 073 203 9	122 4	• 080 832 2	132 1	• 089 057 4	142 4	• 097 917 3	153 2	• 107 452 3	164 9
59	• 066 250 5	113 5	• 073 326 3	122 6	• 080 964 3	132 3	• 089 199 8	142 5	• 098 070 5	153 5	• 107 617 2	165 0
60	• 066 364 0		• 073 448 9		• 081 096 6		• 089 342 3		• 098 224 0		• 107 782 2	

续表

$\alpha$	37		38		39		40		41		42	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 107 782 2	165 3	• 118 060 5	177 7	• 129 105 6	190 9	• 140 967 9	205 0	• 153 701 7	220 0	• 167 365 8	235 9
1	• 107 947 5	165 5	• 118 238 2	177 9	• 129 296 5	191 1	• 141 172 9	205 1	• 153 921 7	220 2	• 167 601 7	236 3
2	• 108 113 0	165 7	• 118 416 1	178 1	• 129 487 6	191 3	• 141 378 0	205 5	• 154 141 9	220 4	• 167 838 0	236 5
3	• 108 278 7	165 8	• 118 594 2	178 3	• 129 678 9	191 5	• 141 583 5	205 6	• 154 362 3	220 8	• 168 071 5	236 8
4	• 108 444 5	166 1	• 118 772 5	178 5	• 129 870 4	191 8	• 141 789 1	205 9	• 154 583 1	220 9	• 168 311 3	237 1
5	• 108 610 6	166 3	• 118 951 0	178 7	• 130 062 2	192 0	• 141 995 0	206 2	• 154 804 0	221 3	• 168 548 4	237 3
6	• 108 776 9	166 5	• 119 129 7	179 0	• 130 254 2	192 2	• 142 201 2	206 4	• 155 025 3	221 5	• 168 785 7	237 7
7	• 108 943 4	166 7	• 119 308 7	179 1	• 130 446 4	192 5	• 142 407 6	206 6	• 155 246 8	221 7	• 169 023 4	237 9
8	• 109 110 1	166 9	• 119 487 8	179 1	• 130 638 9	192 7	• 142 611 2	206 9	• 155 468 5	222 0	• 169 261 3	238 1
9	• 109 277 0	167 1	• 119 667 2	179 6	• 130 831 6	192 9	• 142 821 1	207 1	• 155 690 5	222 3	• 169 499 1	238 5
10	• 109 444 1	167 2	• 119 846 8	179 8	• 131 024 5	193 2	• 143 028 2	207 3	• 155 912 8	222 6	• 169 737 9	238 8
11	• 109 611 3	167 5	• 120 026 6	180 0	• 131 217 7	193 3	• 143 235 5	207 7	• 156 135 4	222 8	• 169 976 7	239 0
12	• 109 778 8	167 7	• 120 206 6	180 3	• 131 411 0	193 6	• 143 443 2	207 8	• 156 358 2	223 0	• 170 215 7	239 3
13	• 109 946 5	167 9	• 120 386 9	180 4	• 131 604 6	193 9	• 143 651 0	208 1	• 156 581 2	223 4	• 170 455 0	239 6
14	• 110 114 4	168 1	• 120 567 3	180 7	• 131 798 5	194 0	• 143 859 1	208 4	• 156 804 6	223 5	• 170 694 6	239 8
15	• 110 282 5	168 3	• 120 748 0	180 9	• 131 992 5	194 3	• 144 067 5	208 6	• 157 028 1	223 9	• 170 934 4	240 2
16	• 110 450 8	168 5	• 120 928 9	181 1	• 132 186 8	194 6	• 144 276 1	208 8	• 157 252 0	224 1	• 171 174 6	240 4
17	• 110 619 3	168 7	• 121 110 0	181 3	• 132 381 4	194 7	• 144 484 9	209 1	• 157 476 1	224 4	• 171 415 0	240 7
18	• 110 788 0	169 0	• 121 291 3	181 5	• 132 576 1	195 0	• 144 694 0	209 3	• 157 700 5	224 6	• 171 655 7	241 0
19	• 110 957 0	169 1	• 121 472 8	181 8	• 132 771 1	195 2	• 144 903 3	209 6	• 157 925 1	224 9	• 171 896 7	241 3
20	• 111 126 1	169 3	• 121 654 6	182 0	• 132 966 3	195 5	• 145 112 9	209 8	• 158 150 0	225 2	• 172 138 0	241 5
21	• 111 295 4	169 5	• 121 836 6	182 2	• 133 161 8	195 7	• 145 322 7	210 1	• 158 375 2	225 4	• 172 379 5	241 9
22	• 111 464 9	169 8	• 122 018 8	182 4	• 133 357 5	195 9	• 145 532 8	210 3	• 158 600 6	225 7	• 172 621 4	242 1
23	• 111 634 7	169 9	• 122 201 2	182 6	• 133 553 4	196 1	• 145 743 1	210 6	• 158 826 3	226 0	• 172 863 5	242 4
24	• 111 804 6	170 1	• 121 383 8	182 8	• 133 749 5	196 4	• 145 953 7	210 8	• 159 052 3	226 2	• 173 105 9	242 7
25	• 111 974 7	170 4	• 122 566 6	183 1	• 133 945 9	196 6	• 146 164 5	211 1	• 159 278 5	226 5	• 173 348 6	242 9
26	• 112 145 1	170 5	• 122 749 7	183 3	• 134 142 5	196 9	• 146 375 6	211 3	• 159 505 0	226 8	• 173 591 5	243 3
27	• 112 315 6	170 8	• 122 933 0	183 5	• 134 339 4	197 1	• 146 586 9	211 6	• 159 731 8	227 0	• 173 834 8	243 5
28	• 112 486 4	171 0	• 123 116 5	183 7	• 134 536 5	197 3	• 146 798 5	211 8	• 159 958 8	227 3	• 174 078 3	243 8
29	• 112 657 4	171 1	• 123 300 2	184 0	• 134 733 8	197 5	• 147 010 3	212 0	• 160 186 1	227 5	• 174 322 1	244 1
30	• 112 828 5	171 4	• 123 484 2	184 1	• 134 931 3	197 8	• 147 222 3	212 3	• 160 413 6	227 8	• 174 566 2	244 4
31	• 112 999 9	171 6	• 123 668 3	184 4	• 135 129 1	198 0	• 147 434 6	212 6	• 160 641 4	228 1	• 174 810 6	244 7
32	• 113 171 5	171 8	• 123 852 7	184 6	• 135 327 1	198 3	• 147 647 2	212 8	• 160 869 5	228 4	• 175 055 3	245 0
33	• 113 343 3	172 0	• 124 037 3	184 8	• 135 525 4	198 5	• 147 860 0	213 1	• 161 097 9	228 6	• 175 300 3	245 2
34	• 113 515 3	172 2	• 124 222 1	185 1	• 135 723 9	198 7	• 148 073 1	213 3	• 161 326 5	228 9	• 175 545 5	245 6
35	• 113 687 5	172 4	• 124 407 2	185 2	• 135 922 6	199 0	• 148 286 4	213 6	• 161 555 4	229 2	• 175 791 1	245 8
36	• 113 859 9	172 6	• 124 592 4	185 5	• 136 121 6	199 2	• 148 500 0	213 8	• 161 784 6	229 4	• 176 036 9	246 1
37	• 114 032 5	172 8	• 124 777 9	185 7	• 136 320 8	199 4	• 148 713 8	214 1	• 162 014 0	229 7	• 176 283 0	246 4
38	• 114 205 3	173 1	• 124 963 6	185 9	• 136 520 2	199 7	• 148 927 9	214 3	• 162 243 7	230 0	• 176 529 4	246 7
39	• 114 378 4	173 2	• 125 149 5	186 2	• 136 719 9	199 9	• 149 142 2	214 6	• 162 473 7	230 2	• 176 776 1	246 9
40	• 114 551 6	173 4	• 125 335 7	186 4	• 136 919 8	200 1	• 149 356 8	214 8	• 162 703 9	230 5	• 177 023 0	247 3
41	• 114 725 0	173 7	• 125 522 1	186 5	• 137 119 9	200 4	• 149 571 6	215 1	• 162 934 4	230 8	• 177 270 3	247 5
42	• 114 898 7	173 9	• 125 708 6	186 9	• 137 320 3	200 6	• 149 786 7	215 3	• 163 165 2	231 0	• 177 517 8	247 9
43	• 115 072 6	174 1	• 125 895 5	187 0	• 137 520 9	200 9	• 150 002 0	215 6	• 163 396 2	231 4	• 177 765 7	248 1
44	• 115 246 7	174 2	• 126 082 5	187 3	• 137 721 8	201 0	• 150 217 6	215 9	• 163 627 6	231 6	• 178 013 8	248 4
45	• 115 420 9	174 5	• 126 269 8	187 4	• 137 922 8	201 4	• 150 433 5	216 0	• 163 859 2	231 8	• 178 262 2	248 7
46	• 115 595 4	174 7	• 126 457 2	187 8	• 138 124 2	201 5	• 150 649 5	216 4	• 164 091 0	232 2	• 178 510 9	249 1
47	• 115 770 1	175 0	• 126 645 0	187 9	• 138 325 7	201 8	• 150 865 9	216 6	• 164 323 2	232 4	• 178 760 0	249 2
48	• 115 945 1	175 1	• 126 832 9	188 1	• 138 527 5	202 1	• 151 082 5	216 9	• 164 555 6	232 6	• 179 009 2	249 6
49	• 116 120 2	175 3	• 127 021 0	188 4	• 138 729 6	202 3	• 151 299 4	217 1	• 164 788 2	233 0	• 179 258 8	249 9
50	• 116 295 5	175 6	• 127 209 4	188 6	• 138 931 9	202 5	• 151 510 5	217 4	• 165 021 2	233 2	• 179 508 7	250 2
51	• 116 471 1	175 7	• 127 398 0	188 9	• 139 134 4	202 8	• 151 733 9	217 6	• 165 254 4	233 5	• 179 758 9	250 4
52	• 116 646 8	176 0	• 127 586 9	189 0	• 139 337 2	203 0	• 151 951 5	217 9	• 165 487 9	233 8	• 180 009 3	250 8
53	• 116 822 8	176 2	• 127 775 9	189 3	• 139 540 2	203 2	• 152 169 4	218 1	• 165 721 7	234 0	• 180 260 1	251 0
54	• 116 999 0	176 4	• 127 965 2	189 5	• 139 743 4	203 5	• 152 387 5	218 4	• 165 955 7	234 4	• 180 511 1	251 3
55	• 117 175 4	176 6	• 128 154 7	189 7	• 139 946 9	203 7	• 152 605 9	218 7	• 166 190 1	234 6	• 180 762 4	251 7
56	• 117 352 0	176 8	• 128 344 4	190 0	• 140 150 6	204 0	• 152 824 6	218 9	• 166 424 6	234 9	• 181 014 1	251 9
57	• 117 528 8	177 0	• 128 534 4	190 2	• 140 354 6	204 2	• 153 043 5	219 1	• 166 659 5	235 1	• 181 266 0	252 2
58	• 117 705 8	177 3	• 128 724 6	190 4	• 140 558 8	204 4	• 153 262 6	219 5	• 166 894 6	235 5	• 181 518 2	252 5
59	• 117 883 1	177 4	• 128 915 0	190 6	• 140 763 2	204 7	• 153 482 1	219 6	• 167 130 1	235 7	• 181 770 7	252 8
60	• 118 060 5		• 129 105 6		• 140 967 9		• 153 701 7		• 167 365 8		• 182 023 5	

续表

$\alpha$	43		44		45		46		47		48	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	182 023 5	253 1	197 743 9	271 4	214 601 8	291 1	232 678 9	312 1	252 064 0	334 7	272 854 5	359 0
1	182 276 6	253 4	198 015 3	271 8	214 892 9	291 4	232 991 0	312 4	252 398 7	335 1	273 213 5	359 4
2	182 530 0	253 7	198 287 1	272 0	215 184 2	291 7	233 303 4	312 9	252 733 8	335 5	273 572 9	359 9
3	182 783 7	254 0	198 559 1	272 4	215 476 0	292 1	233 616 3	313 2	253 069 3	335 8	273 932 8	360 2
4	183 037 7	254 3	198 831 5	272 7	215 768 1	292 4	233 929 5	313 5	253 405 1	336 3	273 293 0	360 7
5	183 292 0	254 5	199 104 2	273 0	216 060 5	292 8	234 243 0	314 0	253 741 4	336 7	274 653 7	361 2
6	183 546 5	254 9	199 377 2	273 3	216 353 3	293 1	234 557 0	314 3	254 078 1	337 0	275 014 9	361 5
7	183 801 4	255 2	199 650 5	273 7	216 646 4	293 4	234 871 3	314 6	254 415 1	337 5	275 376 4	361 9
8	184 056 6	255 5	199 924 2	274 0	216 939 8	293 8	235 185 9	315 0	254 752 6	337 8	275 738 3	362 4
9	184 312 1	255 7	200 198 2	274 3	217 233 6	294 1	235 500 9	315 5	255 090 4	338 3	276 100 7	362 8
10	184 567 8	256 1	200 472 5	274 6	217 527 7	294 5	235 816 4	315 7	255 428 7	338 6	276 463 5	363 3
11	184 823 9	256 4	200 747 1	274 9	217 822 2	294 8	236 132 1	316 1	255 767 3	339 1	276 826 8	363 6
12	185 080 3	256 6	201 022 0	275 2	218 117 0	295 1	236 448 2	316 5	256 106 4	339 4	277 190 4	364 1
13	185 336 9	257 0	201 297 2	275 6	218 412 1	295 5	236 764 7	316 9	256 445 8	339 8	277 554 5	364 5
14	185 593 9	257 3	201 572 8	275 9	218 707 6	295 9	237 081 6	317 2	256 785 6	340 2	277 919 0	365 0
15	185 851 2	257 5	201 848 7	276 2	219 003 5	296 1	237 398 8	317 7	257 125 8	340 6	278 384 0	365 3
16	186 108 7	257 9	202 124 9	276 5	219 299 6	296 6	237 716 5	317 9	257 466 4	341 1	278 649 3	365 9
17	186 366 6	258 2	202 401 4	276 9	219 596 2	296 8	238 034 4	318 4	257 807 5	341 4	279 015 2	366 2
18	186 624 8	258 4	202 678 3	277 1	219 893 0	297 3	238 352 8	318 7	258 148 9	341 8	279 381 4	366 6
19	186 883 2	258 8	202 955 4	277 5	220 190 3	297 5	238 671 5	319 1	258 490 7	342 2	279 748 0	367 1
20	187 142 0	259 1	203 232 9	277 9	220 487 8	297 9	238 990 6	319 5	258 832 9	342 6	280 115 1	367 5
21	187 401 1	259 3	203 510 8	278 1	220 785 7	298 3	239 310 1	319 8	259 175 5	343 0	280 482 6	368 0
22	187 660 4	259 7	203 788 9	278 5	221 084 0	298 6	239 629 9	320 2	259 518 5	343 4	280 850 6	368 3
23	187 920 1	260 0	204 067 4	278 8	221 382 6	298 9	239 950 1	320 6	259 861 9	343 9	281 218 9	368 8
24	188 180 1	260 3	204 346 2	279 1	221 681 5	299 4	240 270 7	320 9	260 205 8	344 2	281 587 7	369 3
25	188 440 4	260 6	204 625 3	279 4	221 980 9	299 6	240 591 6	321 4	260 550 0	344 6	281 957 0	369 7
26	188 701 0	260 8	204 904 7	279 8	222 280 5	300 0	240 913 0	321 7	260 894 6	345 0	282 326 7	370 1
27	188 961 8	261 2	205 184 5	280 1	222 580 5	300 3	241 234 7	322 0	261 239 6	345 4	282 696 8	370 5
28	189 223 0	261 5	205 464 6	280 4	222 880 8	300 7	241 556 7	322 5	261 585 0	345 9	283 067 3	371 0
29	189 484 5	261 8	205 745 0	280 7	223 181 5	301 1	241 879 2	322 8	261 930 9	346 2	283 438 3	371 4
30	189 746 3	262 1	206 025 7	281 1	223 482 6	301 4	242 202 0	323 2	262 277 1	346 6	283 809 7	371 8
31	190 008 4	262 5	206 306 8	281 4	223 784 0	301 7	242 525 2	323 6	262 623 7	347 1	284 181 5	372 3
32	190 270 9	262 7	206 588 2	281 7	224 085 7	302 1	242 848 8	324 0	262 970 8	347 4	284 553 8	372 8
33	190 533 6	263 0	206 869 9	282 1	224 387 8	302 5	243 172 8	324 3	263 318 2	347 9	284 926 6	373 1
34	190 796 6	263 3	207 152 0	282 4	224 690 3	302 8	243 497 1	324 7	263 666 1	348 2	285 299 7	373 6
35	191 059 9	263 7	207 434 4	282 7	224 993 1	303 1	243 821 8	325 1	264 014 3	348 7	285 673 3	374 0
36	191 323 6	263 9	207 717 1	283 0	225 296 2	303 6	244 146 9	325 5	264 363 0	349 1	286 047 3	374 5
37	191 587 5	264 3	208 000 1	283 4	225 599 8	303 8	244 472 4	325 8	264 712 1	349 5	286 421 8	374 9
38	191 851 8	264 5	208 283 5	283 7	225 903 6	304 2	244 798 2	326 3	265 061 6	349 9	286 796 7	375 4
39	192 116 3	264 9	208 567 2	284 0	226 207 8	304 6	245 124 5	326 6	265 411 5	350 3	287 172 1	375 8
40	192 381 2	265 2	208 851 2	284 4	226 512 4	304 9	245 451 1	327 0	265 761 8	350 7	287 547 9	376 2
41	192 646 4	265 5	209 135 6	284 7	226 817 3	305 3	245 778 1	327 4	266 112 5	351 1	287 924 1	376 7
42	192 911 9	265 8	209 420 3	285 0	227 122 6	305 6	246 105 5	327 7	266 463 6	351 6	288 300 8	377 1
43	193 177 7	266 1	209 705 3	285 4	227 428 2	306 0	246 433 2	328 2	266 815 1	352 0	288 677 9	377 6
44	193 443 8	266 4	209 990 7	285 7	227 734 2	306 4	246 761 4	328 5	267 167 1	352 3	289 055 5	377 9
45	193 710 2	266 7	210 276 4	286 0	228 040 6	306 7	247 089 9	328 9	267 519 4	352 8	289 433 4	378 5
46	193 976 9	267 1	210 562 4	286 4	228 347 3	307 1	247 418 8	329 3	267 872 2	353 2	289 811 9	378 9
47	194 244 0	267 3	210 848 8	286 6	228 654 4	307 4	247 748 1	329 7	268 225 4	353 6	290 190 8	379 3
48	194 511 3	267 7	211 135 4	287 1	228 961 8	307 7	248 077 8	330 0	268 579 0	354 0	290 570 1	379 8
49	194 779 0	267 9	211 422 5	287 3	229 269 5	308 2	248 407 8	330 4	268 933 0	354 4	290 949 9	380 2
50	195 046 9	268 3	211 709 8	287 7	229 577 7	308 5	248 738 2	330 9	269 287 4	354 8	291 330 1	380 7
51	195 315 2	268 6	211 997 5	288 0	229 886 2	308 8	249 069 1	331 2	269 642 2	355 3	291 710 8	381 1
52	195 583 8	268 9	212 285 5	288 4	230 195 0	309 2	249 400 3	331 6	269 997 5	355 6	292 091 9	381 6
53	195 852 7	269 3	212 573 9	288 7	230 504 2	309 6	249 731 9	332 0	270 353 1	356 1	292 473 5	382 0
54	196 122 0	269 5	212 862 6	289 0	230 813 8	310 0	250 063 9	332 4	270 709 2	356 5	292 855 5	382 5
55	196 391 5	269 8	213 151 6	289 4	231 123 8	310 3	250 396 3	332 7	271 065 7	356 9	293 238 0	382 9
56	196 661 3	270 2	213 441 0	289 7	231 434 1	310 6	250 729 0	333 2	271 422 6	357 4	293 620 9	383 4
57	196 931 5	270 5	213 730 7	290 0	231 744 7	311 0	251 062 2	333 5	271 780 0	357 7	294 004 3	383 8
58	197 202 0	270 8	214 020 7	290 4	232 055 7	311 4	251 395 7	333 9	272 137 7	358 2	294 388 1	384 3
59	197 472 8	271 1	214 311 1	290 7	232 367 1	311 8	251 729 6	334 4	272 495 9	358 6	294 772 4	384 7
60	197 743 9		214 601 8		232 678 9		252 064 0		272 854 5		295 157 1	



续表

$\alpha$	49		50		51		52		53		54	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 295 157 1	385 1	• 319 080 0	413 3	• 344 779 2	443 9	• 372 370 4	476 8	• 402 020 3	512 6	• 433 904 1	551 4
1	• 295 542 2	385 7	• 319 502 3	413 9	• 345 223 1	444 4	• 372 847 2	477 5	• 402 532 9	513 2	• 434 455 5	552 1
2	• 295 927 9	386 1	• 319 916 2	414 4	• 345 667 5	444 9	• 373 324 7	477 9	• 403 046 1	513 8	• 435 007 6	552 8
3	• 296 314 0	386 5	• 320 330 6	414 8	• 346 112 4	445 4	• 373 802 6	478 6	• 403 559 9	514 5	• 435 560 4	553 4
4	• 296 700 5	387 0	• 320 745 4	415 4	• 346 557 8	446 0	• 374 281 2	479 1	• 404 074 4	515 0	• 436 113 8	554 1
5	• 297 087 5	387 4	• 321 160 8	415 8	• 347 003 8	446 5	• 374 760 3	479 7	• 404 589 4	515 7	• 436 667 9	554 8
6	• 297 474 9	387 9	• 321 576 6	416 4	• 347 450 3	447 1	• 375 240 0	480 3	• 405 105 1	516 3	• 437 222 7	555 5
7	• 297 862 8	388 4	• 321 993 0	416 8	• 347 897 4	447 5	• 375 720 3	480 9	• 405 621 4	517 0	• 437 778 2	556 1
8	• 298 251 2	388 8	• 322 409 8	417 3	• 348 344 9	448 1	• 376 201 2	481 4	• 406 138 4	517 5	• 438 334 3	556 8
9	• 298 640 0	389 3	• 322 827 1	417 8	• 348 793 0	448 7	• 376 682 6	482 0	• 406 655 9	518 3	• 438 891 1	557 6
10	• 299 029 3	389 7	• 323 244 9	418 3	• 349 241 7	449 2	• 377 164 6	482 6	• 407 174 2	518 8	• 439 448 7	558 2
11	• 299 419 0	390 2	• 323 663 2	418 8	• 349 690 9	449 7	• 377 647 2	483 2	• 407 693 0	519 4	• 440 006 9	558 8
12	• 299 809 2	390 6	• 324 082 0	419 3	• 350 140 6	450 2	• 378 130 4	483 7	• 408 212 4	520 1	• 440 565 7	559 6
13	• 300 199 8	391 1	• 324 501 3	419 8	• 350 590 8	450 8	• 378 614 1	484 4	• 408 732 5	520 7	• 441 125 3	560 3
14	• 300 590 9	391 6	• 324 921 1	420 3	• 351 041 6	451 3	• 379 098 5	484 9	• 409 253 2	521 4	• 441 685 6	560 9
15	• 300 982 5	392 0	• 325 341 4	420 7	• 351 492 9	451 9	• 379 583 4	485 5	• 409 774 6	522 0	• 442 246 5	561 6
16	• 301 374 5	392 5	• 325 762 1	421 3	• 351 944 8	452 4	• 380 068 9	486 1	• 410 296 6	522 6	• 442 808 1	562 4
17	• 301 767 0	392 9	• 326 183 4	421 8	• 352 397 2	452 9	• 380 555 0	486 6	• 410 819 2	523 2	• 443 370 5	563 0
18	• 302 159 9	393 4	• 326 605 2	422 3	• 352 850 1	453 5	• 381 041 6	487 3	• 411 342 4	523 9	• 443 933 5	563 7
19	• 302 553 3	393 9	• 327 027 5	422 8	• 353 303 6	454 0	• 381 528 9	487 8	• 411 866 3	524 5	• 444 497 2	564 4
20	• 302 947 2	394 4	• 327 450 3	423 3	• 353 757 6	454 6	• 382 016 7	488 4	• 412 390 8	525 2	• 445 061 6	565 1
21	• 303 341 6	394 8	• 327 873 6	423 7	• 354 212 2	455 1	• 382 505 1	489 0	• 412 916 0	525 8	• 445 626 7	565 8
22	• 303 736 4	395 2	• 328 297 3	424 3	• 354 667 3	455 6	• 382 994 1	489 6	• 413 441 8	526 4	• 446 192 5	566 4
23	• 304 131 6	395 8	• 328 721 6	424 8	• 355 122 9	456 2	• 383 483 7	490 2	• 413 968 2	527 1	• 446 758 9	567 2
24	• 304 527 4	396 2	• 329 146 4	425 3	• 355 579 1	456 8	• 383 973 9	490 8	• 414 495 3	527 8	• 447 326 1	567 9
25	• 304 923 6	396 6	• 329 571 7	425 8	• 356 035 9	457 2	• 384 464 7	491 4	• 415 023 1	528 3	• 447 894 0	568 6
26	• 305 320 2	397 2	• 329 997 5	426 3	• 356 493 1	457 9	• 384 956 1	492 0	• 415 551 4	529 0	• 448 462 6	569 2
27	• 305 717 4	397 6	• 330 423 8	426 8	• 356 951 0	458 3	• 385 448 1	492 5	• 416 080 4	529 6	• 449 031 8	570 0
28	• 306 115 0	398 1	• 330 850 6	427 3	• 357 409 3	459 0	• 385 940 6	493 2	• 416 610 0	530 4	• 449 601 8	570 7
29	• 306 513 1	398 5	• 331 277 9	427 8	• 357 868 3	459 4	• 386 433 8	493 7	• 417 140 4	530 9	• 450 172 5	571 4
30	• 306 911 6	399 0	• 331 705 7	428 4	• 358 327 7	460 0	• 386 927 5	494 3	• 417 671 3	531 6	• 450 743 9	572 0
31	• 307 310 6	399 5	• 332 134 1	428 8	• 358 787 7	460 6	• 387 421 8	495 0	• 418 202 9	532 2	• 451 315 9	572 8
32	• 307 710 1	399 9	• 332 562 9	429 3	• 359 248 3	461 1	• 387 916 8	495 5	• 418 735 1	532 9	• 451 888 7	573 5
33	• 308 110 0	400 5	• 332 992 2	429 9	• 359 709 4	461 7	• 388 412 3	496 2	• 419 268 0	533 5	• 452 462 2	574 2
34	• 308 510 5	400 8	• 333 422 1	430 3	• 360 171 1	462 2	• 388 908 5	496 7	• 419 801 5	534 2	• 453 036 4	574 9
35	• 308 911 3	401 4	• 333 852 4	430 9	• 360 633 3	462 8	• 389 405 2	497 3	• 420 335 7	534 8	• 453 611 3	575 6
36	• 309 312 7	401 9	• 334 283 3	431 4	• 361 096 1	463 3	• 389 902 5	498 0	• 420 870 5	535 5	• 454 186 9	576 4
37	• 309 714 6	402 3	• 334 714 7	431 9	• 361 559 4	463 9	• 390 400 5	498 5	• 421 406 0	536 1	• 454 763 3	577 0
38	• 310 116 9	402 8	• 335 146 6	432 4	• 362 023 3	464 4	• 390 899 0	499 1	• 421 942 1	536 8	• 455 340 3	577 7
39	• 310 519 7	403 2	• 335 579 0	432 9	• 362 487 7	465 1	• 391 398 1	499 8	• 422 478 9	537 5	• 455 918 0	578 5
40	• 310 922 9	403 8	• 336 011 9	433 5	• 362 952 8	465 5	• 391 897 9	500 3	• 423 016 4	538 1	• 456 496 5	579 2
41	• 311 326 7	404 2	• 336 445 4	433 9	• 363 418 3	466 1	• 392 398 2	500 9	• 423 554 5	538 7	• 457 075 7	579 8
42	• 311 730 9	404 7	• 336 879 3	434 5	• 363 884 4	466 6	• 392 899 1	501 6	• 424 093 2	539 4	• 457 655 5	580 6
43	• 312 135 6	405 2	• 337 313 8	435 0	• 364 351 0	467 3	• 393 400 7	502 1	• 424 632 6	540 1	• 458 236 1	581 4
44	• 312 540 8	405 6	• 337 748 8	435 5	• 364 818 3	467 8	• 393 902 8	502 8	• 425 172 7	540 7	• 458 817 5	582 0
45	• 312 946 4	406 1	• 338 184 3	436 0	• 365 286 1	468 3	• 394 405 6	503 3	• 425 713 4	541 4	• 459 399 5	582 8
46	• 313 352 5	406 7	• 338 620 3	436 5	• 365 754 4	468 9	• 394 908 9	504 0	• 426 254 8	542 1	• 459 982 3	583 5
47	• 313 759 2	407 0	• 339 056 8	437 1	• 366 223 3	469 5	• 395 412 9	504 6	• 426 796 9	542 7	• 460 565 8	584 1
48	• 314 166 2	407 6	• 339 493 9	437 6	• 366 692 8	470 0	• 395 917 5	505 2	• 427 339 6	543 4	• 461 149 9	585 0
49	• 314 573 8	408 0	• 339 931 5	438 0	• 367 162 8	470 6	• 396 422 7	505 8	• 427 883 0	544 0	• 461 734 9	585 6
50	• 314 981 8	408 6	• 340 369 5	438 7	• 367 633 4	471 2	• 396 928 5	506 4	• 428 427 0	544 7	• 462 320 5	586 4
51	• 315 390 4	409 0	• 340 808 2	439 1	• 368 104 6	471 7	• 397 434 9	507 0	• 428 971 7	545 4	• 462 906 9	587 1
52	• 315 799 4	409 5	• 341 247 3	439 7	• 368 576 3	472 2	• 397 941 9	507 7	• 429 517 1	546 0	• 463 494 0	587 8
53	• 316 208 9	410 0	• 341 687 0	440 1	• 369 048 5	472 9	• 398 449 6	508 2	• 430 063 1	546 7	• 464 081 8	588 5
54	• 316 618 9	410 5	• 342 127 1	440 7	• 369 521 4	473 4	• 398 957 8	508 9	• 430 609 8	547 4	• 464 670 3	589 3
55	• 317 029 4	410 9	• 342 567 8	441 3	• 369 994 8	474 0	• 399 466 7	509 5	• 431 157 2	548 0	• 465 259 6	590 0
56	• 317 440 3	411 4	• 343 009 1	441 7	• 370 468 8	474 5	• 399 976 2	510 1	• 431 705 2	548 7	• 465 849 6	590 7
57	• 317 851 7	411 9	• 343 450 8	442 3	• 370 943 3	475 2	• 400 486 3	510 7	• 432 253 9	549 4	• 466 440 3	591 5
58	• 318 263 6	412 5	• 343 893 1	442 8	• 371 418 5	475 7	• 400 997 0	511 4	• 432 803 3	550 1	• 467 031 8	592 2
59	• 318 676 1	412 9	• 344 335 9	443 3	• 371 894 2	476 2	• 401 508 4	511 9	• 433 353 4	550 7	• 467 624 0	592 9
60	• 319 089 0		• 344 779 2		• 372 370 4		• 402 020 3		• 433 904 1		• 468 216 9	

续表

$\alpha$	55		56		57		58		59		60	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
0	• 468 216 9	593 7	• 505 176 6	639 7	• 545 027 3	690 2	• 588 043 6	745 4	• 634 535 2	806 3	• 684 853 3	873 2
1	• 468 810 6	594 4	• 505 816 3	640 6	• 545 717 5	691 1	• 588 789 0	746 5	• 635 341 5	807 3	• 685 726 5	874 5
2	• 469 405 0	595 1	• 506 456 9	641 4	• 546 408 6	691 9	• 589 535 5	747 4	• 636 148 8	808 3	• 686 601 0	875 5
3	• 470 000 1	595 9	• 507 098 3	642 2	• 547 100 5	692 8	• 590 282 9	748 3	• 636 957 1	809 5	• 687 476 5	876 8
4	• 470 596 0	596 6	• 507 740 5	643 0	• 547 793 3	693 7	• 591 031 2	749 4	• 637 766 6	810 5	• 688 353 3	878 0
5	• 471 192 6	597 4	• 508 383 5	643 8	• 548 487 0	694 7	• 591 780 6	750 3	• 638 577 1	811 6	• 689 231 3	879 1
6	• 471 790 0	598 1	• 509 027 3	644 6	• 549 181 7	695 4	• 592 530 9	751 3	• 639 388 7	812 6	• 690 110 4	880 4
7	• 472 388 1	598 8	• 509 671 9	645 4	• 549 877 1	696 4	• 593 282 2	752 2	• 640 201 3	813 7	• 690 990 8	881 5
8	• 472 986 9	599 6	• 510 317 3	646 2	• 550 573 5	697 3	• 594 034 4	753 3	• 641 015 0	814 8	• 691 872 3	882 6
9	• 473 586 5	600 3	• 510 963 5	647 1	• 551 270 8	698 1	• 594 787 7	754 2	• 641 829 8	815 9	• 692 754 9	884 0
10	• 474 186 8	601 1	• 511 610 6	647 9	• 551 968 9	699 1	• 595 541 9	755 2	• 642 645 7	817 0	• 693 638 9	885 0
11	• 474 787 9	601 8	• 512 258 5	648 6	• 552 068 0	699 9	• 596 297 1	756 2	• 643 462 7	818 0	• 694 523 9	886 3
12	• 475 389 7	602 5	• 512 907 1	649 5	• 553 367 9	700 8	• 597 053 3	757 1	• 644 280 7	819 1	• 695 410 2	887 5
13	• 475 992 2	603 4	• 513 556 6	650 3	• 554 068 7	701 8	• 597 810 4	758 2	• 645 099 8	820 2	• 696 297 7	888 7
14	• 476 595 6	604 0	• 514 206 9	651 2	• 554 770 5	702 6	• 598 568 6	759 1	• 645 920 0	821 3	• 697 186 4	889 8
15	• 477 199 6	604 8	• 514 858 1	651 9	• 555 473 1	703 5	• 599 327 7	760 1	• 646 741 3	822 4	• 698 076 2	891 1
16	• 477 804 4	605 6	• 515 510 0	652 8	• 556 176 6	704 5	• 600 087 8	761 2	• 647 563 7	823 5	• 698 967 3	892 3
17	• 478 410 0	606 3	• 516 162 8	653 6	• 556 881 1	705 3	• 600 849 0	762 0	• 648 387 2	824 5	• 699 859 6	893 5
18	• 479 016 3	607 1	• 516 816 4	654 4	• 557 586 4	706 3	• 601 611 0	763 1	• 649 211 7	825 7	• 700 753 1	894 7
19	• 479 623 4	607 8	• 517 470 8	655 2	• 558 292 7	707 1	• 602 374 1	764 1	• 650 037 4	826 7	• 701 647 8	895 9
20	• 480 231 2	608 6	• 518 126 0	656 1	• 558 999 8	708 1	• 603 138 2	765 1	• 650 864 1	827 9	• 702 543 7	897 1
21	• 480 839 8	609 4	• 518 782 1	656 9	• 559 707 9	708 9	• 603 903 3	766 1	• 651 692 0	828 9	• 703 440 8	898 4
22	• 481 449 2	610 1	• 519 439 0	657 7	• 560 416 8	709 9	• 604 669 4	767 0	• 652 520 9	830 0	• 704 339 2	899 5
23	• 482 059 3	610 8	• 520 096 7	658 6	• 561 126 7	710 7	• 605 436 4	768 1	• 653 350 9	831 2	• 705 238 7	900 8
24	• 482 670 1	611 6	• 520 755 3	659 4	• 561 837 4	711 7	• 606 204 5	769 1	• 654 182 1	832 2	• 706 139 5	902 0
25	• 483 281 7	612 4	• 521 414 7	660 2	• 562 549 1	712 6	• 606 973 6	770 1	• 655 014 3	833 4	• 707 041 5	903 2
26	• 483 894 1	613 2	• 522 074 9	661 1	• 563 261 7	713 5	• 607 743 7	771 1	• 655 847 7	834 4	• 707 944 7	904 4
27	• 484 507 3	613 9	• 522 736 0	661 8	• 563 975 2	714 4	• 608 514 8	772 0	• 656 682 1	835 6	• 708 849 1	905 7
28	• 485 121 2	614 7	• 523 397 8	662 8	• 564 689 6	715 4	• 609 286 8	773 2	• 657 517 7	836 7	• 709 754 8	906 9
29	• 485 735 9	615 4	• 524 060 6	663 6	• 565 405 0	716 3	• 610 060 0	774 1	• 658 354 4	837 8	• 710 661 7	908 1
30	• 486 351 3	616 2	• 524 724 2	664 4	• 566 121 3	717 1	• 610 834 1	775 1	• 659 192 2	838 9	• 711 569 8	909 4
31	• 486 967 5	617 0	• 525 388 6	665 2	• 566 838 4	718 2	• 611 609 2	776 2	• 660 031 1	840 1	• 712 479 2	910 6
32	• 487 584 5	617 7	• 526 053 8	666 1	• 567 556 6	719 0	• 612 385 4	777 1	• 660 871 2	841 1	• 713 389 8	911 8
33	• 488 202 2	618 5	• 526 719 9	666 9	• 568 275 6	719 9	• 613 162 5	778 2	• 661 712 3	842 3	• 714 301 6	913 1
34	• 488 820 7	619 3	• 527 386 8	667 8	• 568 995 5	720 9	• 613 940 7	779 1	• 662 554 6	843 4	• 715 214 7	914 3
35	• 489 440 0	620 1	• 528 054 6	668 7	• 569 716 4	721 8	• 614 719 8	780 3	• 663 398 0	844 5	• 716 129 0	915 6
36	• 490 060 1	620 8	• 528 723 3	669 4	• 570 438 2	722 8	• 615 500 1	781 2	• 664 242 5	845 7	• 717 044 6	916 8
37	• 490 680 9	621 6	• 529 392 7	670 3	• 571 161 0	723 6	• 616 281 3	782 2	• 665 088 2	846 7	• 717 961 4	918 0
38	• 491 302 5	622 4	• 530 063 0	671 2	• 571 884 6	724 6	• 617 063 5	783 3	• 665 934 9	847 9	• 718 879 4	919 3
39	• 491 924 9	623 2	• 530 734 2	672 0	• 572 609 2	725 6	• 617 846 8	784 3	• 666 782 8	849 1	• 719 798 7	920 6
40	• 492 548 1	624 0	• 531 406 2	672 9	• 573 334 8	726 4	• 618 631 1	785 3	• 667 631 9	850 1	• 720 719 3	921 8
41	• 493 172 1	624 7	• 532 079 1	673 7	• 574 061 2	727 4	• 619 416 4	786 4	• 668 482 0	851 3	• 721 641 1	923 1
42	• 493 796 8	625 5	• 532 752 8	674 6	• 574 788 6	728 3	• 620 202 8	787 4	• 669 333 3	852 5	• 722 564 2	924 3
43	• 494 422 3	626 3	• 533 427 4	675 4	• 575 516 9	729 3	• 620 990 2	788 4	• 670 185 8	853 6	• 723 488 5	925 6
44	• 495 048 6	627 1	• 534 102 8	676 3	• 576 246 2	730 2	• 621 778 6	789 5	• 671 039 4	854 7	• 724 414 1	926 9
45	• 495 675 7	627 8	• 534 779 1	677 2	• 576 976 4	731 2	• 622 568 1	790 4	• 671 894 1	855 8	• 725 341 0	928 1
46	• 496 303 5	628 7	• 535 456 3	678 0	• 577 707 6	732 1	• 623 358 5	791 6	• 672 749 9	857 1	• 726 269 1	929 4
47	• 496 932 2	629 4	• 536 134 3	678 9	• 578 439 7	733 1	• 624 150 1	792 6	• 673 607 0	858 1	• 727 198 5	930 6
48	• 497 561 6	630 2	• 536 813 2	679 7	• 579 172 8	733 9	• 624 942 7	793 6	• 674 465 1	859 3	• 728 129 1	932 0
49	• 498 191 8	631 0	• 537 492 9	680 6	• 579 906 7	735 0	• 625 736 3	794 6	• 675 324 4	860 5	• 729 061 1	933 2
50	• 498 822 8	631 8	• 538 173 5	681 5	• 580 641 7	735 9	• 626 530 9	795 7	• 676 184 9	861 6	• 729 994 3	934 5
51	• 499 454 6	632 6	• 538 855 0	682 3	• 581 377 6	736 8	• 627 326 6	796 8	• 677 045 5	862 8	• 730 928 8	935 7
52	• 500 087 2	633 4	• 539 537 3	683 2	• 582 114 4	737 8	• 628 123 4	797 8	• 677 909 3	863 9	• 731 864 5	937 1
53	• 500 720 6	634 2	• 540 220 5	684 0	• 582 852 2	738 7	• 628 921 2	798 8	• 678 773 2	865 1	• 732 801 6	938 3
54	• 501 354 8	635 0	• 540 904 5	685 0	• 583 590 9	739 8	• 629 720 0	799 9	• 679 638 3	866 3	• 733 739 9	939 6



续表

$\alpha$	55		56		57		58		59		60	
	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差	inv $\alpha$	差
55	• 501 989 8	635 7	• 541 589 5	685 8	• 584 330 7	740 6	• 630 519 9	810 1	• 680 504 6	867 4	• 734 679 5	940 9
56	• 502 625 5	636 6	• 542 275 3	686 7	• 585 071 3	741 6	• 631 320 9	802 0	• 681 372 0	868 5	• 735 620 4	942 2
57	• 503 262 1	637 3	• 542 962 0	687 5	• 585 812 9	742 6	• 632 122 9	803 0	• 682 240 5	869 7	• 736 562 6	943 4
58	• 503 899 4	638 2	• 543 649 5	688 5	• 586 555 5	743 6	• 632 925 9	804 2	• 683 110 2	871 0	• 737 506 0	944 9
59	• 504 537 6	639 0	• 544 338 0	689 3	• 587 299 1	744 5	• 633 730 1	805 1	• 683 981 2	872 1	• 738 450 9	946 0
60	• 505 176 6		• 545 027 3		• 588 043 6		• 634 535 2		• 684 853 3		• 739 396 9	

注: 1. 查  $\text{inv}25^{\circ}01'25''$  的值, 可查上表  $25^{\circ}01'$  和  $25^{\circ}02'$ , 得 0.030 038 6 和 0.030 102 0, 差值为 634, 即 0.000 063 4, 所以得  $\text{inv}25^{\circ}01'25'' = 0.030 038 6 + 25 \times 0.000 063 4 / 60 = 0.030 065 0$ 。

2. 如  $\text{inv}\alpha = 0.015 699 1$ , 则查上表 0.015 699 1 可得  $20^{\circ}20'$ , 其差为 0.000 010 0, 则  $0.000 010 0 \times 60 / 0.000 040 0 = 15$ , 所以  $\alpha = 20^{\circ}20'15''$ 。

该对齿轮传动的中心距  $a'$  为

$$a' = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (2-5)$$

其中心距变动系数  $y$  (见表 2-8 正传动与负传动的图) 为

$$y = \frac{1}{2} (z_1 + z_2) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) \quad (2-6)$$

根据总变位系数  $x_\Sigma = (x_1 + x_2)$  的不同, 可将齿轮传动分成零传动 (标准齿轮传动和高度变位齿轮传动)、正传动和负传动三种类型, 后两种齿轮传动又称为角度变位齿轮传动, 见表 2-8。

表 2-8 变位齿轮传动的分类和特点

名 称	代 号	传 动 类 型			
		零传动 $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$		角度变位齿轮传动 $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$	
		标准齿轮传动 $x_\Sigma = x_1 = x_2 = 0$	高度变位齿轮传动 即 $x_1 = -x_2$	正传动 $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$	负传动 $x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0$
分度圆直径	$d$	$d = zm$			
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$			
分度圆齿距	$p$	$p = \pi m$			
中心距	$a$	$a' = a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$		$a' > a$	$a' < a$
啮合角	$\alpha_w$	$\alpha_w = \alpha$		$\alpha_w > \alpha$	$\alpha_w < \alpha$

续表

节圆直径	$d_w$	$d_w = d$	$d_w > d$	$d_w < d$
分度圆齿厚	$s$	$s = \frac{1}{2} \pi m$	$s = \frac{1}{2} \pi m + 2x m \tan \alpha$ 当 $x > 0, s > \frac{1}{2} \pi m; x < 0, s < \frac{1}{2} \pi m$	
齿顶厚	$s_a$	$s_a = d_0 \left( \frac{\pi}{2z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right)$	$x > 0, s_a$ 减小; $x < 0, s_a$ 增大	
齿根厚	$s_f$	小齿轮齿根较薄	$x > 0$ , 齿根增厚; $x < 0$ , 齿根变薄	
齿顶高	$h_a$	$h_a = h_a^* m$	$x > 0, h_a > h_a^* m; x < 0, h_a < h_a^* m$	
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^*) m$	$x > 0, h_f < (h_a^* + c^*) m; x < 0, h_f > (h_a^* + c^*) m$	
全齿高	$h$	$h = (2h_a^* + c^*) m$	$h = (2h_a^* + c^*) m$	保证标准径向间隙时略减即 $h < (2h_a^* + c^*) m$
重合度	$\varepsilon$	一般可保证 $\varepsilon$ 大于许用值	略减小	减小 增大
滑动率	$\eta$	小齿轮齿根有较大的 $\eta_{1\max}$	$\eta_{1\max}$ 减小, 可使 $\eta_{1\max} = \eta_{2\max}$	
几何压力系数	$\psi$	小齿轮齿根有较大的 $\psi_{1\max}$	$\psi_{1\max}$ 减小, 可使 $\psi_{1\max} = \psi_{2\max}$	
效率		正常	提高	提高 降低
齿数限制		$z_1$ 和 $z_2$ 均大于 $z_{\min}$	$z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}$	$z_1 + z_2$ 可小于 $2z_{\min}$ $z_1 + z_2 > 2z_{\min}$

## (2) 变位齿轮传动的应用

① 在传动比一定的条件下, 可使小齿轮齿数  $z_1 < z_{\min}$ , 从而减小齿轮传动的结构尺寸, 减轻机构质量。

② 当小齿轮的齿数  $z_1 < z_{\min}$  时, 可以采用正变位避免根切, 提高齿根的弯曲强度。

③ 采用正传动时, 由于齿廓曲率半径增大, 故可以提高齿面的接触强度。

④ 采用正传动, 并适当分配变位系数  $x_1$ 、 $x_2$ , 使两齿轮的最大滑动率相等时, 既可降低齿面接触应力, 又可降低齿面间的滑动率以提高齿轮的抗胶合和耐磨损能力。

⑤ 齿数不变的情况下, 啮合角不同, 可得到不同的中心距, 以达到配凑中心距的目的。

⑥ 修复被磨损的旧齿轮, 齿轮传动中, 小齿轮磨损较重, 大齿轮磨损较轻, 可以利用负变位把大齿轮齿面磨损部分切去再使用, 重配一个正变位小齿轮, 节约修配时所需材料与加工费。

因此, 在一定的条件下, 选用变位对齿轮传动是有利的, 但变位齿轮必须成对设计、制造和使用, 它的互换性是极差的。

## (3) 变位系数的选择

① 变位系数选择的基本原则 对于在不同工作条件下的齿轮传动, 可根据其材料及热

处理的情况以及对传动质量指标的不同要求,正确选择变位系数,以达到提高齿轮传动承载能力和充分发挥变位齿轮的优越性的目的。变位系数选择的一般原则见表 2-9。

表 2-9 变位系数选择的原则

传动类型	一般选择原则	
润滑良好的闭式齿轮传动	当齿轮表面的硬度不高时(<350HBS),即对于齿面未经渗碳、渗氮、表面淬火等硬化处理的齿轮,齿面疲劳点蚀或剥蚀为主要的失效形式。这时应选择尽可能大的总变位系数 $x_{\Sigma}$ ,即尽量增大啮合角 $\alpha_w$ ,以增大啮合节点处齿廓的综合曲率半径,减少接触应力,提高接触强度与疲劳寿命	当齿轮表面硬度较高时(>350HBS),常因齿根疲劳裂纹的扩展造成轮齿折断而使传动失效,这时选择变位系数应使齿轮的齿根弯曲强度尽量增大,并尽量使相啮合的两齿轮具有相近的弯曲强度
开式齿轮传动	以齿面磨损或轮齿折断为主要失效形式的开式齿轮,应选择总变位系数 $x_{\Sigma}$ 尽可能大的正变位齿轮,并适当分配变位系数,使两轮齿根处的最大滑动率相等,减小最大滑动率,提高耐磨损能力;增大齿根厚度,提高轮齿的弯曲强度	
重载齿轮传动	齿面易产生点蚀胶合破坏,除了要选择合适的润滑油黏度,或采用含有添加剂的活性润滑油等措施外,应用变位齿轮时,应尽量增大传动的啮合角 $\alpha_w$ (即增大总变位系数 $x_{\Sigma}$ ),并适当分配变位系数,使最大滑动率接近相等,这样可以增大齿面的综合曲率半径,减小齿面接触应力,还可以减小最大滑动率以提高齿轮的抗胶合能力	
高精度齿轮传动	精度高于 7 级的重载齿轮传动,为了减小节点处齿面的压力,可适当选择变位系数,使节点位于两对齿啮合区,减少每对啮合轮齿上的载荷,提高承载能力	
斜齿圆柱齿轮传动	可采用高度变位或角度变位,而实际上多采用标准齿轮传动。利用角度变位,可以增加齿面的综合曲率半径,有利于提高斜齿轮的接触强度。当 $x_1$ 和 $x_2$ 均大于零时,使大小齿轮齿厚增加,可提高轮齿的弯曲强度,这对硬齿面齿轮极为有利。但变位系数过大时,又会使啮合轮齿的接触线过分地缩短,反而降低其承载能力。有时为了配凑中心距而采用变位齿轮时,可按当量齿数 $z_v (=z/\cos^3\beta)$ ,仍用直齿圆柱齿轮变位系数的选择方法来确定变位系数	

② 变位系数选择的限制条件 表 2-10 列出了六项条件,设计时可检验变位量是否恰当和合理。若超出这些限制条件,应考虑调整两啮合齿轮的变位量。

表 2-10 变位系数选择的限制条件

项 目	计 算 式
保证齿轮加工时不根切的最少齿数	齿条型刀具加工 $z_{\min} = \frac{2h_{a0}^* \cos\beta}{\sin^2\alpha_t}$ 插齿刀加工 $z_{\min} = \sqrt{z_0^2 + \frac{4h_{a0}^*}{\sin^2\alpha_0}(z_0 + h_{a0}^*)} - z_0$
被切齿轮齿数小于最少齿数时的最小变位系数	齿条型刀具加工 $x_{\min} = \frac{h_a^*(z_{\min} - z)}{z_{\min}}$ 插齿刀加工 $x_{\min} = 0.5 \left[ \sqrt{(z_0 + zh_{a0}^*)^2 + (z^2 + 2zz_0)\cos^2\alpha} - (z_0 + z) \right]$
保证轮齿的齿顶厚度	$s_a = d_a \left( \frac{\pi + 4x \tan\alpha}{2z} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_a \right)$
保证传动的重合度	$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_w) \pm z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_w)]$

项 目	计 算 式
保证啮合时两齿轮互不干涉	$\text{对小齿轮 } \tan \alpha_w - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_w) \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha}$ $\text{对大齿轮 } \tan \alpha_w - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w) \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha}$
轮齿不发生顶切的最多齿数	$z_{\max} = \frac{z_0^2 \sin^2 \alpha - 4h_a^{*2}}{4h_a^* - 2z_0 \sin^2 \alpha}$

注：1.  $z_0$ 、 $h_a^*$ 、 $\alpha_0$  分别为插齿刀的齿数、齿顶高系数和压力角， $\alpha_0 = 20^\circ$ 。

2. 计算直齿轮时， $\beta = 0^\circ$ ，并以  $h_a^*$  替代  $h_{a0}^*$ ，以  $\alpha$  替代  $\alpha_0$ 。

3. 齿顶压力角  $\alpha_a = \arccos(d_b/d_a)$ ， $\text{inv} \alpha_a = \tan \alpha_a - \alpha_a$ 。对于标准齿轮，齿顶厚一般均可满足  $s_a \geq (0.25 \sim 0.4)m$  的要求。

4. 齿轮传动的重合度一般要求  $\epsilon > 1.1 \sim 1.2$ 。“+”的十号用于外啮合传动，一号用于内啮合传动。

5. 通常用齿条型刀具加工的外齿轮是不会产生顶切现象的，而用插齿刀加工时有顶切可能，故需计算其允许的最多齿数。

对于不同齿形角  $\alpha$  和齿顶高系数  $h_a^*$ 、 $z_{\min}$  和  $x_{\min}$  值列于表 2-11。

表 2-11 最小齿数  $z_{\min}$  及最小变位系数  $x_{\min}$

$\alpha$	$20^\circ$	$20^\circ$	$14.5^\circ$	$15^\circ$	$25^\circ$
$h_a^*$	1	0.8	1	1	1
$z_{\min}$	17	14	32	30	12
$x_{\min}$	$\frac{17-x}{17}$	$\frac{14-x}{17.5}$	$\frac{32-x}{32}$	$\frac{30-x}{30}$	$\frac{12-x}{12}$

当  $h_a^* = 1$ 、 $\alpha = 20^\circ$  时，对于不同的插齿刀齿数  $z_0$ ，其  $z_{\max}$  值见表 2-12。

表 2-12 不发生顶切的最多齿数

$z_0$	10	11	12	13	14	15	16	17
$z_{\max}$	5	7	11	16	26	45	101	$\infty$

#### (4) 外啮合圆柱齿轮传动变位系数的选择方法

① 利用线图选择变位系数 图 2-7 所示为用于齿条形刀具加工外齿轮的选择变位数线图，它是由哈尔滨工业大学提出的变位系数选择方法，经比较，它优于目前所用的其他种类的线图法。本线图用于小齿轮齿数  $z_1 \geq 12$ 。其右侧部分线图的横坐标表示一对啮合齿轮的齿数和  $z_x$ ，纵坐标表示总变位系数  $x_x$ ，图中阴影线以内为许用区，许用区内各射线为同一啮合角（如  $19^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $\dots$ 、 $24^\circ$ 、 $25^\circ$  等）时总变位系数  $x_x$  与齿数和  $z_x$  的函数关系。应用时，可根据所设计的一对齿轮的齿数和  $z_x$  的大小及其他具体要求，在该线图的许用区内选择总变位系数  $x_x$ 。对于同一  $z_x$ ，当所选的  $x_x$  越大（即啮合角  $\alpha_w$  越大）时，其传动的重合度  $\epsilon$  就越小（即越接近  $\epsilon = 1.2$ ）。

在确定总变位系数  $x_x$  之后，再按照该线图左侧的五条斜线分配变位系数  $x_1$  和  $x_2$ 。该部分线图的纵坐标仍表示总变位系数  $x_x$ ，而横坐标则表示小齿轮  $z_1$  的变位系数  $x_1$ （从坐标原点  $O$  向左  $x_1$  为正值，反之为负值）。根据  $x_x$  及齿数比  $u = z_2/z_1$ ，即可确定  $x_1$ ，从而得  $x_2 = x_x - x_1$ 。



按此线图选取并分配变位系数,可以保证:

- a. 齿轮加工时不根切 (在根切限制线上选取  $x_z$ , 也能保证齿廓工作段不根切);
- b. 齿顶厚  $s_a \geq 0.4m$  (个别情况下  $s_a < 0.4m$ , 但大于  $0.25m$ );
- c. 重合度  $\epsilon \geq 1.2$  (在线图上方边界线上选取  $x_z$ , 也只有少数情况  $\epsilon = 1.1 \sim 1.2$ );
- d. 齿轮啮合不干涉;
- e. 两齿轮最大滑动率接近或相等 ( $\eta_1 \approx \eta_2$ );

f. 在模数限制线 (图中  $m=6.5, m=7, \dots, m=10$  等线) 下方选取变位系数时, 用标准滚刀加工该模数的齿轮不会产生不完全切削现象。若使用非标准的滚刀时, 可按下式核算滚刀螺纹部分长度  $l$  是否够用, 即

$$l \geq d_a \sin(\alpha_a - \alpha) + \pi m / 2$$

式中  $d_a$ ——被加工齿轮的齿顶圆直径;

$\alpha_a$ ——被加工齿轮的齿顶压力角;

$\alpha$ ——被加工齿轮的分度圆压力角。

**例 1** 已知某变速箱中的一对齿轮,  $z_1=21, z_2=33, m=2.5\text{mm}, \alpha=20^\circ, h_a^*=1$ , 中心距  $a'=70\text{mm}$ , 试确定变位系数。

**解** (1) 根据给定的中心距  $a'$ , 求啮合角  $\alpha_w$ ;

$$\cos \alpha_w = \frac{m}{2a'}(z_1 + z_2) \cos \alpha = 2.5 \times (21 + 33) \times 0.93969262 / (2 \times 70) = 0.9061322$$

所以  $\alpha_w = 25^\circ 1' 25''$

(2) 在图 2-7 中, 由  $O$  点按  $\alpha_w = 25^\circ 1' 25''$  作射线, 与  $z_z = z_1 + z_2 = 21 + 33 = 54$  处向上引的垂线相交于  $A_1$  点,  $A_1$  点的坐标值即为所求的变位系数  $x_z$  (见图中例 1,  $x_z = 1.125$ ),  $A_1$  点在线图的许用区内, 故可用。

或根据求得的  $\alpha_w$  按无侧隙啮合方程式 (2-4) 来计算, 即

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan \alpha$$

所以  $x_z = (x_1 + x_2) = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha)$

(3) 根据齿数比  $u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{33}{21} = 1.57$ , 故应按线图左侧的斜线②分配变位系数  $x_1$ 。自  $A_1$  点作水平线与斜线②交于  $C_1$  点,  $C_1$  点的横坐标  $x_1$  即为所求的  $x_1$  值, 图中的  $x_1 = 0.55$ 。故  $x_2 = x_z - x_1 = 1.125 - 0.55 = 0.575$ 。

**例 2** 一对齿轮的齿数  $z_1=17, z_2=100, \alpha=20^\circ, h_a^*=1$ , 要求尽可能地提高接触强度, 试选择变位系数。

**解** 为提高接触强度, 应按最大啮合角选取总变位系数  $x_z$ 。在图 2-7 中, 自  $z_z = z_1 + z_2 = 17 + 100 = 117$  处向上引垂线, 与线图的上边界交于  $A_2$  点,  $A_2$  点处的啮合角值, 即为  $z_z = 117$  的最大许用啮合角。

$A_2$  点的纵坐标值即为所求的总变位系数  $x_z = 2.54$  (若须圆整中心距, 可以适当调整总变位系数)。

由于齿数比  $u = z_2/z_1 = 100/17 = 5.9 > 3.0$ , 故应按斜线⑤分配变位系数。自  $A_2$  点作水

平线与斜线⑤交于  $C_2$  点, 则  $C_2$  点的横坐标即为  $x_1$ , 得  $x_1 = 0.77$ 。

故  $x_2 = x_{\Sigma} - x_1 = 2.54 - 0.77 = 1.77$ 。

例 3 已知齿轮的齿数  $z_1 = 16$ ,  $z_2 = 28$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ , 试确定高度变位系数。

解 高度变位时, 啮合角  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ , 总变位系数  $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$ , 变位系数  $x_1$  可按齿数比  $u$  的大小, 由图 2-7 左侧的五条斜线与  $x_{\Sigma} = 0$  的水平线 (即横坐标轴) 的交点来确定。

齿数比  $u = z_2/z_1 = \frac{28}{16} = 1.75$ , 故应按斜线③与横坐标轴的交点来确定  $x_1$ , 得

$$x_1 = 0.23$$

故  $x_2 = x_{\Sigma} - x_1 = 0 - 0.23 = -0.23$

## ② 其他选用变位系数的方法

a. 利用“封闭图”选择变位系数 “封闭图”是按照给定的齿数 ( $z_1$  和  $z_2$ ) 及齿形参数 ( $h_a^*$  和  $\alpha$ ), 根据上述选择变位系数的限制条件以及一些传动质量指标的要求而绘制的曲线图。利用它可以根据齿轮传动的不同要求, 综合地考虑各种性能指标, 比较合理地选择变位系数。封闭图比较直观, 使用也很方便, 但是, 要有大量的封闭图才能满足一般工程设计的需要, 这是该方法的主要缺点。利用“封闭图”选择变位系数的具体方法可查阅参考文献 [3]。

b. DIN 方法 DIN 是德国标准的简称, 德国标准 (DIN870) 中选择变位系数的方法是古茨巴赫 (Kutzbach) 法, 主要是考虑到根切问题, 但未注意到尽量提高强度、寿命、耐磨损及抗胶合能力等, 所以也不能进一步发挥齿轮工作的潜力, DIN3992 和 DIN3995 分别是外啮合圆柱齿轮的变位和外啮合 05 变位直齿轮, 具体方法可查阅参考文献 [3]。

## 2.2.3 外啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

### (1) 外啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算见表 2-13。

表 2-13 外啮合变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)轮
模数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定, 并按表 2-4 取标准值	$m_n$ 取标准值, 确定方法同直齿轮 $m_t = m_n / \cos\beta$
齿数	$z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值, 一般 $\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n$ 取标准值, 一般 $\alpha_n = 20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 取标准值, 一般 $h_a^* = 1$	$h_{an}^*$ 取标准值, 一般 $h_{an}^* = 1$ $h_{at}^* = h_{an}^* \cos\beta$
顶隙系数	$c^*$	$c^*$ 取标准值, 一般 $c^* = 0.25$	$c_n^*$ 取标准值, 一般 $c_n^* = 0.25$ $c_t^* = c_n^* \cos\beta$
分度圆柱螺旋角	$\beta$	$\beta = 0^\circ$	$\beta$ 按推荐值或按中心距条件确定, 一对斜齿圆柱齿轮的螺旋角大小相等, 方向相反, 一般 $\beta < 25^\circ$

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)轮
啮合角	$\alpha_w$	$\cos \alpha_w = \frac{a}{a'} \cos \alpha$ $\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha$	$\cos \alpha_{w1} = \frac{a}{a'} \cos \alpha_1$ $\operatorname{inv} \alpha_{w1} = \frac{2(x_{n1} + x_{n2})}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_1$
未变位时中心距	$a$	$a = \frac{z_1 + z_2}{2} m$	$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m_n}{\cos \beta}$
中心距	$a'$	$a' = a + ym$	$a' = a + y_n m_n$
中心距变动系数	$y$ 或 $y_n$	$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right)$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n} = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \left( \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_{w1}} - 1 \right)$
总变位系数	$x_z$ 或 $x_{nZ}$	$x_z = x_1 + x_2$ $x_z = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)$	$x_{nZ} = x_{n1} + x_{n2}$ $x_{nZ} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_{w1} - \operatorname{inv} \alpha_1)$
变位系数分配	$x_1, x_2$	可根据齿数比 $u (= z_2/z_1)$ 的大小利用线图 2-7 选取	$x_{n1} = x_1, x_{n2} = x_2, x_{t1} = x_{n1} \cos \beta, x_{t2} = x_{n2} \cos \beta$ 按当量齿数 $z_v = z/\cos^3 \beta$ 的大小用直齿轮选取变位系数的方法选取
齿高变动系数	$\Delta y$ 或 $\Delta y_n$	$\Delta y = x_z - y$	$\Delta y_n = x_{nZ} - y_n$
齿数比	$u$	$u = z_2/z_1$	
分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d = zm_t = z \frac{m_n}{\cos \beta}$
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_1$
节圆直径	$d_w$	$d_{w1} = 2a'/(u+1)$ $d_{w2} = ud_{w1}$	
齿顶高	$h_a$	$h_a = (h_a^* + x - \Delta y)m$	$h_a = (h_{an}^* + x_n - \Delta y_n)m_n$
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^* - x)m$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^* - x_n)m_n$
全齿高	$h$	$h = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2}$	
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$	
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$	
齿顶压力角	$\alpha_a$	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_b}{d_{a1}}$
当量齿数	$z_v$	$z_v = z$	$z_v = z/\cos^2 \beta_0 \cos \beta$ $\approx z/\cos^3 \beta$
端面重合度	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_w)]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_{wt}) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_{wt})]$
轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$



续表

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)轮
滑动率	$\eta$	$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_a}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan \alpha_w - \tan \alpha_{a2}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right)$	$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_{w1}}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan \alpha_{w1} - \tan \alpha_{a2}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right)$
		$\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan \alpha_w - \tan \alpha_{a1}} \times (u+1)$	$\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_{w1}}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan \alpha_{w1} - \tan \alpha_{a1}} \times (u+1)$

注: 1. 下角标  $n$  表示斜齿轮的法向参数,  $t$  表示端面参数。2. 表中的变位系数  $x$ 、 $x_n$  值应带正负号;  $\Delta y$ 、 $\Delta y_n$  永为正值, 计算高度变位圆柱齿轮几何尺寸时, 公式中的  $\Delta y$  或  $\Delta y_n$ ,  $y$  或  $y_n$  均为零。

## (2) 外啮合高度变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算实例

例 1  $z_1=16$ ,  $z_2=28$ ,  $m=2\text{mm}$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $h_a^*=1$ ,  $c^*=0.25$ ,  $a'=44\text{mm}$ , 设计这一对外啮合直齿圆柱齿轮传动 (见表 2-14)。

表 2-14 外啮合高度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算实例

名 称	代号	计 算 公 式	计 算 值	
			齿 轮 1	齿 轮 2
模数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定, 并按表 2-4 取标准值	$m=2\text{mm}$	
齿数	$z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$	$z_1=16$	$z_2=28$
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ 取标准值, 一般 $\alpha=20^\circ$	$\alpha=20^\circ$	
齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 取标准值, 一般 $h_a^*=1$	$h_a^*=1$	
顶隙系数	$c^*$	$c^*$ 取标准值, 一般 $c^*=0.25$	$c^*=0.25$	
分度圆螺旋角	$\beta$	$\beta=0^\circ$	$\beta=0^\circ$	
未变位时中心距	$a$	$a = \frac{z_1 + z_2}{2} m$	$44\text{mm}$	
中心距	$a'$	$a' = a + ym$	$a'=44\text{mm}$ , 所以 $a'=a$	
啮合角	$\alpha_w$	$\cos \alpha_w = \frac{a}{a'} \cos \alpha$	$\alpha_w=20^\circ$	
中心距变动系数	$y$ 或 $y_n$	$y = \frac{a' - a}{m}$	$y=0$	
总变位系数	$x_z$ 或 $x_{n\Sigma}$	$x_z = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha)$	$x_z=0$	
变位系数分配	$x_1, x_2$	可根据齿数比 $u (=z_2/z_1)$ 的大小利用线图 2-7 选取	$x_1=0.23$	$x_2=-0.23$
			见本章 2.2.2 中例 3 (因给定中心距等于标准中心距, 必须取高度变位)	
齿高变动系数	$\Delta y$ 或 $\Delta y_n$	$\Delta y = x_z - y$	$\Delta y=0$	
齿数比	$u$	$u = z_2/z_1$	$u=28/16=1.75$	
分度圆直径	$d$	$d = zm$	$d_1=32\text{mm}$	$d_2=56\text{mm}$
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$	$d_{b1}=30.070\text{mm}$	$d_{b2}=52.623\text{mm}$

续表

名 称	代号	计 算 公 式	计 算 值	
			齿 轮 1	齿 轮 2
节圆直径	$d_w$	$d_{w1} = 2a'/(u+1)$ $d_{w2} = ud_{w1}$	$d_{w1} = 32\text{mm} = d_1$	$d_{w2} = 56\text{mm} = d_2$
齿顶高	$h_a$	$h_a = (h_a^* + x - \Delta y)m$	$h_{a1} = 2.460\text{mm}$	$h_{a2} = 1.540\text{mm}$
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_a^* + c^* - x)m$	2.040mm	2.960mm
全齿高	$h$	$h = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2}$	4.500mm	
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$	36.920mm	59.080mm
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$	27.920mm	50.080mm
齿顶压力角	$\alpha_a$	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	35.465 631 2°	27.037 712 0°
端面重合度	$\epsilon_a$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_w) + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_w)]$	$\epsilon_a = 1.540$	
轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	0	
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a$	1.540	
滑动率	$\eta$	$\eta_1 = \frac{\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_w}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)\tan\alpha_w - \tan\alpha_{a2}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right)$ $\eta_2 = \frac{\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_w}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)\tan\alpha_w - \tan\alpha_{a1}} \times (u+1)$	3.734	3.321

## (3) 外啮合角度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算举例

外啮合角度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算,当中心距给定时见表 2-15,当中心距未给定时见表 2-16。

表 2-15 外啮合角度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算步骤(中心距给定时)

参数名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 轮
已知: $z_1, z_2, m(m_n), \beta, \alpha_w$ , 滚齿加工。求: $x_\Sigma(x_{n\Sigma})$ 和 $\Delta y_n(\Delta y_n)$			
非变位中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m$	$a = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1 + z_2)$
中心距变为系数	$y$ 或 $y_n$	$y = \frac{a' - a}{m}$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n}$
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ, \alpha_t = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$
啮合角	$\alpha_w(\alpha_{wt})$	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a'}\cos\alpha\right)$	$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a}{a'}\cos\alpha_t\right)$
总变为系数	$x_\Sigma(x_{n\Sigma})$	$x_\Sigma = x_1 + x_2$ $x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2\tan\alpha}(\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha)$	$x_{n\Sigma} = x_{n1} + x_{n2}$ $x_{n\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2\tan\alpha}(\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t)$

续表

参数名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 轮
变位系数分配	$x_1, x_2$	可根据齿数比 $u(=z_2/z_1)$ 的大小利用线图 2-7 选取	$x_{n1}=x_1, x_{n2}=x_2, x_{11}=x_{n1}\cos\beta, x_{12}=x_{n2}\cos\beta$ 按当量齿数 $z_v=z/\cos^3\beta$ 的大小用直齿轮选取变位系数的方法选取
齿高变动系数	$\Delta y$ 或 $\Delta y_n$	$\Delta y=x_\Sigma-y$	$\Delta y_n=x_{n\Sigma}-y_n$

其余主要几何尺寸计算公式见表 2-13。

表 2-16 外啮合角度变位圆柱齿轮传动几何尺寸计算步骤 (中心距未给定时)

参数名称	代号	直 齿 轮	斜 齿 轮
已知: $z_1, z_2, m(m_n), \beta, x_\Sigma(x_{n\Sigma})$ , 滚齿加工。求: $a'$ 和 $\Delta y_n(\Delta y_n)$			
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha=20^\circ$	$\alpha_n=20^\circ, \alpha_t=\arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$
啮合角	$\alpha_w(\alpha_{wt})$	$\text{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1+x_2)}{z_1+z_2} \tan \alpha + \text{inv} \alpha$	$\text{inv} \alpha_{wt} = \frac{2(x_{n1}+x_{n2})}{z_1+z_2} \tan \alpha_n + \text{inv} \alpha_n$
中心距变动系数	$y$ 或 $y_n$	$y = \frac{z_1+z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right)$	$y_n = \frac{z_1+z_2}{2 \cos \beta} \left( \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{wt}} - 1 \right)$
中心距	$a'$	$a' = a + ym$	$a' = a + y_n m_n$
齿高变动系数	$\Delta y$ 或 $\Delta y_n$	$\Delta y = x_\Sigma - y$	$\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n$

其余主要几何尺寸计算公式见表 2-13。

## 2.2.4 内啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

### (1) 内齿轮加工中的顶切

内齿轮加工时可能发生展成顶切及径向切入顶切的现象。

① 展成顶切 加工齿轮时, 当齿轮的齿顶圆与啮合线的交点超过插齿刀基圆与啮合线的切点  $N_0$  时, 产生展成顶切, 见图 2-8, 为避免上述现象, 须满足下列条件, 即

$$N_2 B_2 \geq N_2 N_0 \quad (2-7)$$

根据上述条件可得

$$\frac{z_{02}}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{a2}}{\tan \alpha_{w02}} \quad (2-8)$$

式中  $z_{02}$ ——加工内齿轮 2 的插齿刀齿数;

$\alpha_{a2}$ ——内齿轮 2 的齿顶压力角。

用刃磨至原始截面 (即  $x_{02}=0$ ) 的插齿刀加工标准内齿轮时 ( $\alpha_{w02}=\alpha$ ), 不产生展成顶切现象的插齿刀最少齿数  $z_{0\min}$  见表 2-17。

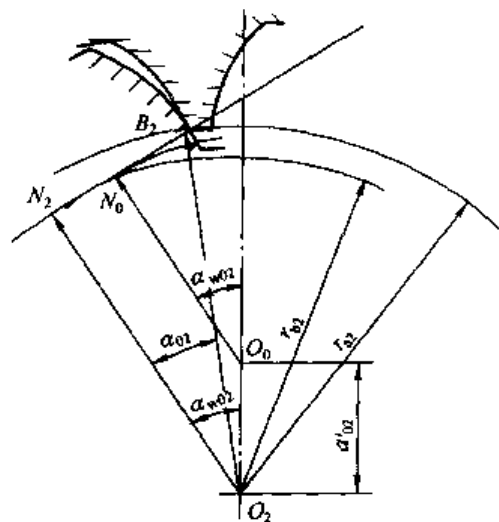


图 2-8 内齿轮的展成顶切

表 2-17 加工标准内齿轮时, 不产生展成顶切的插齿刀最少齿数  $z_{0\min}$

( $x_2=0, x_{02}=0, \alpha=20^\circ$ )

插齿刀最少齿数 $z_{0\min}$		29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14
齿顶高 系数	$h_a^*=1$	34	35	36	37	38~ 39	40~ 41	42~ 45	46~ 52	53~ 63	64~ 85	86~ 160	$\geq 160$				
	$h_a^*=0.8$						27	—	28	29	30~ 31	32~ 34	35~ 40	41~ 50	51~ 76	77~ 269	$\geq 270$

在少齿差内啮合传动中,通常采用  $x_2 \geq 0$ 。当  $x_2 - x_{02} = 0$  时,  $\alpha_{w02} = \alpha$ ; 由于  $x_2 > 0$ , 使  $r_{a2}$  增大,  $\overline{N_2 B_2}$  的长度增大, 则不容易发生顶切, 这时的  $z_{0min}$  值可比表 2-17 中的值更小。当  $x_2 - x_{02} < 0$  时,  $\alpha_{w02} < \alpha$ ; 若  $x_2 \geq 0$ , 则由式 (2-8) 可知, 这时的  $z_{0min}$  值将比表 2-17 中的值

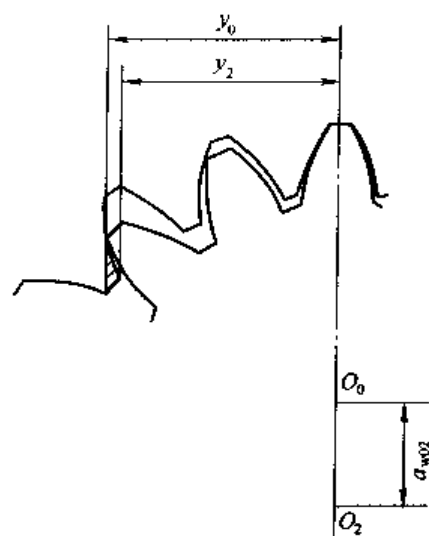


图 2-9 内齿轮的切入顶切

小。当  $x_2 - x_{02} > 0$  时,  $\alpha_{w02} > \alpha$ ; 若  $x_{02} \geq 0$ , 由计算得知,  $z_{0min}$  值比表 2-17 中的值小。若  $x_{02} < 0$ , 由计算得知, 所要求的  $z_{0min}$  值比表 2-17 中的值大。当压力角  $\alpha = 20^\circ$  时, 如  $x_{02} < 0$ ,  $x_2 \geq 0$ , 选择插齿刀齿数时可根据齿顶高系数  $h_a^*$  的不同, 参考表 2-18 和表 2-19 选取, 只要插齿刀的齿数不小于表中所要求的插齿刀最小齿数  $z_{0min}$ , 内齿轮就不会产生展成顶切。

综上所述, 当  $x_2 \geq 0$  时, 不论插齿刀的变位系数为正值或负值, 只要插齿刀齿数  $z_0$  不小于表 2-18 和表 2-19 中所要求的插齿刀最小齿数, 内齿轮就不会发生展成顶切现象。

② 径向切入顶切 加工内齿轮时, 插齿刀在逐渐切入毛坯的同时, 与齿轮还有展成运动。设插齿刀刀尖到中心线的距离为  $y_0$ ; 内齿轮齿顶到中心线的距离为  $y_2$ , 如图 2-9 所示, 则不会产生径向切入顶切现象的条件为

$$y_0 < y_2 \quad \text{或} \quad (y_2 - y_0)_{\min} \geq 0 \quad (2-9)$$

径向切入顶切与齿数差  $(z_2 - z_0)$  有关,  $(z_2 - z_0)$  的差值越小越容易产生径向切入顶切。如减少插齿刀齿数或增加内齿轮的变位系数, 可避免这类顶切。

表 2-20 给出了不同插齿刀切制内齿轮时, 不产生径向切入顶切现象的内齿轮的最少齿数  $z_{2min}$ 。

表 2-18 加工内齿轮不产生展成顶切的插齿刀最少齿数  $z_{0min}$

$$(x_2 - x_{02} \geq 0, h_a^* = 0.8, \alpha = 20^\circ)$$

$x_{02}$	0								-0.105							
$x_2$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
$z_{0min}$	内齿轮齿数 $z_2$															
10					20~35	20~53	20~74	20~97					20~27	20~39	20~53	20~69
11				20~28	36~52	54~79	75~100	98~100				20, 21	28~36	40~52	54~71	70~100
12				29~48	53~89	80~100						22~30	37~50	53~73	72~98	
13			20~27	49~100	90~100							31~44	51~75	74~100	99~100	
14			28~100									20~28	45~78	76~100		
15	$\geq 77$	$\geq 39$										29~94	79~100			
16	51~76	28~38								$\geq 57$	$\geq 95$					
17	41~50	24~27								$\geq 67$	29~56					
18	35~40	22, 23								47~66	23~28					
19	32~34	21								39~46	21, 22					
20	30, 31									34~38						
21	29									31~33						
22	28									30						
23	—									29						
24	27									28						
25										27						

$x_{02}$	-0.263								-0.315							
$x_2$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4
$z_{0min}$	内齿轮齿数 $z_2$															
10					20~21	20~30	20~39	20~49					20	20~28	20~36	20~46
11					22~27	31~37	40~48	50~60					21~25	29~34	37~44	47~56
12				20~22	28~34	38~47	49~61	62~77				20~21	26~31	35~42	45~55	57~69
13				23~28	35~43	48~60	62~78	78~98				22~26	32~39	43~53	56~69	70~86
14				29~37	44~57	61~79	79~100	99~100				27~33	40~50	54~88	70~88	87~100
15		20~26	38~52	58~79	80~100					20~23	34~44	51~66	69~90	89~100		
16		27~40	53~79	80~100						24~33	45~61	67~92	91~100			
17		41~77	80~100							34~51	62~95	93~100				
18		78~100								52~100	96~100					
19	$\geq 94$	$\geq 22$								$\geq 23$						
20	31~93								$\geq 77$	22						
21	39~50								16~76							
22	34~38								36~45							
23	31~33								32~35							
24	29, 30								29~31							
25	28								28							

注：1. 此表是按内齿轮齿顶圆公式， $d_{a2}=m(z_2-2h_a^*+2x_2)$  作出的。

2. 当设计内齿轮齿顶圆直径应用  $d_{a2}=m(z_2-2h_a^*+2x_2-2\Delta y)$  计算时，内齿轮齿顶高比用注 1 公式计算的高  $\Delta y m$ 。即内齿轮的实际齿顶高系数应为  $(h_a^*+\Delta y)$ ，则查此表时所采用的齿顶高系数应等于或略大于内齿轮的实际齿顶高系数。例如，一内齿轮  $h_a^*=0.8$ ，计算得  $\Delta y=0.1316$ ，其实际齿顶高系数  $h_a^*+\Delta y=0.9316$ ，则应按  $h_a^*=1$  查表 2-19 有关数值。

表 2-19 加工内齿轮不产生展成顶切的插齿刀最少齿数  $z_{0min}$

$$(x_2 - x_{02} \geq 0, h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ)$$

$x_{02}$	0								-0.105							
$x_2$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
$z_{0min}$	内齿轮齿数 $z_2$															
10						20~23	20~33	20~43						20	20~28	20~37
11						24~29	34~41	44~55						21~25	29~35	38~45
12				20~24	30~38	42~54	56~71						20, 21	26~31	36~43	46~56
13				25~32	39~51	55~72	72~95						22~26	32~39	44~54	57~70
14			20	33~45	52~71	73~100	96~100						27~34	40~51	55~70	71~90
15			21~32	46~70	72~100					20~23	35~45	52~68	71~93	91~100		
16			33~64	71~100						24~34	46~64	69~98	94~100			
17			65~100							35~54	65~100	97~100				
18		$\geq 95$	$\geq 27$							55~100						
19	$\geq 86$	53~94	22~26							$\geq 23$						
20	64~85	41~52							$\geq 69$	22						
21	53~63	35~40							$\geq 79$	44~68						
22	46~52	32~34							60~78	36~43						
23	42~45	30, 31							56~59	32~35						
24	40, 41	28, 29							45~49	29~31						
25	38, 39								41~44	28						
26	37								39, 40							
27	36								37, 38							
28	35								36							
29	34								35							
30									—							
31									34							

续表

$x_{02}$	-0.263								-0.315							
$x_2$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
$z_{0min}$	内齿轮齿数 $z_2$															
10							20~24	20~30							20~23	20~29
11							20~22	25~29	31~37					20, 21	24~27	30~35
12							23~26	30~34	38~44					22~25	28~33	36~41
13					20~22	27~31	35~41	45~53					20, 21	26~30	34~39	42~49
14					23~27	32~38	42~50	54~64					22~25	31~36	40~46	50~58
15					28~33	39~47	51~62	65~78					26~31	37~43	47~56	59~70
16			20~25	34~41	48~58	63~77	79~97				20~23	32~38	44~52	57~69	71~86	
17			26~32	42~52	59~75	78~98	98~100				24~29	39~47	53~65	70~86	87~100	
18			33~43	53~70	76~100	99~100					30~38	48~60	66~84	87~100		
19			44~62	71~100							39~51	61~81	85~100			
20		22~38	63~100							20~30	52~74	82~100				
21		39~100								31~55	75~100					
22		$\geq 89$								56~100						
23	$\geq 98$	40~88							$\geq 56$							
24	65~97	32~39							$\geq 87$	34~55						
25	52~64	29~31							61~86	29~33						
26	45~51	28							49~60	28						
27	41~44								43~48							
28	39, 40								40~42							
29	37, 38								37~39							
30	36								36							
31	35								35							
32	34								34							

注：1. 此表是按内齿轮齿顶圆公式， $d_{a2}=m(z_2-2h_a^*+2x_2)$  作出的。

2. 当设计内齿轮齿顶圆直径应用  $d_{a2}=m(z_2-2h_a^*+2x_2-2\Delta y)$  计算时，内齿轮齿顶高比用注 1 公式计算的高  $\Delta y m$ ，即内齿轮的实际齿顶高系数应为  $(h_a^*+\Delta y)$ ，则查此表时所采用的齿顶高系数应等于或略大于内齿轮的实际齿顶高系数。例如，一内齿轮  $h_a^*=0.8$ ，计算得  $\Delta y=0.1316$ ，其实际齿顶高系数  $h_a^*+\Delta y=0.9316$ ，则应按  $h_a^*=1$  查表 2-19 有关数值。

表 2-20 新直齿插齿刀的基本参数和被加工内齿轮不产生径向切入顶切的最少齿数  $z_{1min}$ 

插齿刀形式	插齿刀分度圆直径 $d_0/mm$	模数 $m/mm$	插齿刀齿数 $z_0$	插齿刀变位系数 $x_0$	插齿刀齿顶圆直径 $d_{a0}/mm$	插齿刀齿高系数 $h_{a0}^*$	$x_2$									
							0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	
							$z_{2min}$									
盘形直齿插齿刀 碗形直齿插齿刀	76	1	76	0.630	79.76	1.25	115	107	101	96	91	87	84	81	79	
	75	1.25	60	0.582	79.58		96	89	83	78	74	70	67	65	62	
	75	1.5	50	0.503	80.26		83	76	71	66	62	59	57	54	52	
	75.25	1.75	43	0.464	81.24		74	68	62	58	54	51	49	47	45	
	76	2	38	0.420	82.68		68	61	56	52	49	46	44	42	40	
	76.5	2.25	34	0.261	83.30	1.3	59	54	49	45	43	40	39	37	36	
	75	2.5	30	0.230	82.41		54	49	44	41	38	34	34	33	31	
	77	2.75	28	0.224	85.37		52	47	42	39	36	34	33	31	30	
	75	3	25	0.167	83.81		48	43	38	35	33	31	29	28	26	
	78	3.25	24	0.149	87.42		46	41	37	34	31	29	28	27	25	
77	3.5	22	0.126	86.98	44	39	35	31	29	27	26	25	23			
盘形直齿插齿刀	75	3.75	20	0.105	85.55	1.3	41	36	32	29	27	25	24	22	21	
	76	4	19	0.105	87.24		40	35	31	28	26	24	23	21	20	
	76.5	4.25	18	0.107	88.46		39	34	30	27	25	23	22	20	19	
	76.5	4.5	17	0.104	89.15		38	33	29	26	24	22	21	19	18	

续表

插齿刀形式	插齿刀分度圆直径 $d_0$ mm	模数 $m$ /mm	插齿刀齿数 $z_0$	插齿刀变位系数 $x_0$	插齿刀顶圆直径 $d_{s0}$ mm	插齿刀齿高系数 $h_{s0}$	$x_2$									
							0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	
							$z_{2min}$									
盘形直齿插齿刀	100	1	100	1.060	104.6	1.25	156	147	139	132	125	118	114	110	105	
	100	1.25	80	0.842	105.22		126	118	111	105	99	94	91	87	83	
	102	1.5	68	0.736	107.96		110	102	95	89	85	80	77	74	71	
	101.5	1.75	58	0.661	108.19		96	89	83	77	73	69	66	63	61	
	100	2	50	0.578	107.31		85	78	72	67	63	60	57	55	52	
	101.25	2.25	45	0.528	109.29		78	71	66	61	57	54	52	49	47	
	100	2.5	40	0.442	108.46		70	64	59	54	51	48	46	44	42	
	99	2.75	36	0.401	108.36	1.3	65	58	53	49	47	44	42	40	38	
	102	3	34	0.337	111.28		60	54	50	46	44	41	39	37	35	
	100.75	3.25	31	0.275	110.99		56	50	46	42	40	37	36	34	33	
	98	3.5	28	0.231	108.72		54	46	42	39	37	34	33	31	30	
	101.25	3.75	27	0.180	112.34		49	44	40	37	35	33	31	30	28	
	100	4	25	0.168	111.74		47	42	38	35	33	31	29	28	26	
	99	4.5	22	0.105	111.65		42	38	34	31	29	27	26	24	23	
	100	5	20	0.105	114.05		40	36	32	29	27	25	24	22	21	
	104.5	5.5	19	0.105	119.96		39	35	31	28	26	24	23	21	20	
	102	6	17	0.105	118.86		37	33	29	26	24	22	21	20	18	
	104	6.5	16	0.105	122.27		36	32	28	25	23	21	20	18	17	
锥柄直齿插齿刀	25	1.25	20	0.106	28.39	1.25	40	35	32	29	26	25	24	22	21	
	27	1.5	18	0.103	31.06		38	33	30	27	24	23	22	20	19	
	26.25	1.75	15	0.104	30.99		35	30	26	23	21	20	19	17	16	
	26	2	13	0.085	31.34		34	28	24	21	19	17	17	15	14	
	27	2.25	12	0.083	33.0		32	27	23	20	18	16	16	14	13	
	25	2.5	10	0.042	31.46		30	25	21	18	16	14	14	12	11	
	27.5	2.75	10	0.037	34.58		30	25	21	18	16	14	14	12	11	

注：表中数值是按新插齿刀和内齿轮齿顶圆直径  $d_{s2} = d_2 - 2m(h_{s0} - x_2)$  计算而得。若用旧插齿刀或内齿轮齿顶圆直径加大  $\Delta d_s = \frac{15.1}{z_2}m$  时，表中数值是更安全的。

## (2) 内啮合传动中的轮齿干涉

一对内啮合齿轮传动，可能产生以下两类干涉现象。

① 过渡曲线干涉 一对内啮合齿轮传动时，如一齿轮的齿顶与另一齿轮齿根的非渐开线部分接触，则产生过渡曲线干涉。设一对内啮合轮  $z_1$ 、 $z_2$ ，齿廓上过渡曲线起始点为  $C_1$  及  $C_2$ ，这对齿轮齿顶圆与啮合线的交点为  $B_1$ 、 $B_2$ ，如图 2-10 所示。为避免内齿轮的过渡曲线干涉，则应使过渡曲线起始点  $C_2$  的压力角  $\alpha_{C2}$  大于或等于齿廓工作部分终止点  $B_1$  的压力角  $\alpha_{B1}$ ；为避免小齿轮过渡曲线干涉，则应使小齿轮齿廓工作部分起始点的压力角  $\alpha_{B2}$  大于或等于齿廓过渡曲线起始点的压力角  $\alpha_{C1}$ ，即避免过渡曲线干涉的条件为

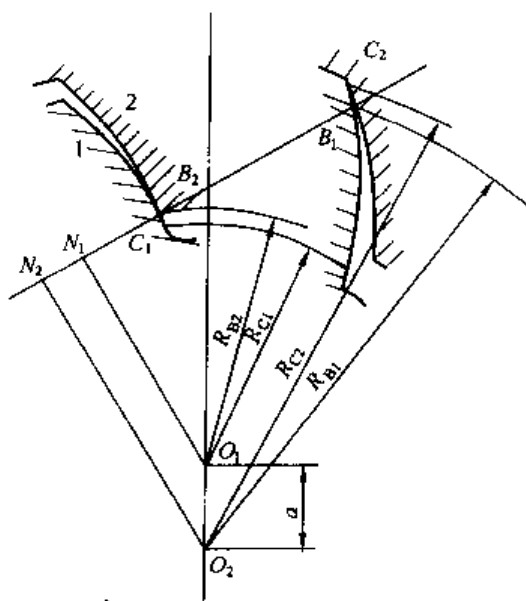


图 2-10 内啮合齿轮过渡曲线干涉

$$\alpha_{c2} \geq \alpha_{B1}; \alpha_{B2} \geq \alpha_{c1} \quad (2-10)$$

由上述条件可得避免内齿轮根部过渡曲线干涉的验算公式为

$$z_{02} \tan \alpha_{a02} + (z_2 - z_{02}) \tan \alpha_{w02} \geq z_1 \tan \alpha_{a1} + (z_2 - z_1) \tan \alpha_w \quad (2-11)$$

避免小齿轮根部过渡曲线干涉的验算公式为:

当小齿轮是用插齿刀加工时

$$z_2 \tan \alpha_{a2} + (z_2 - z_1) \tan \alpha_w \geq (z_1 + z_{01}) \tan \alpha_{w01} - z_{01} \tan \alpha_{a01} \quad (2-12)$$

当小齿轮是用齿条刀具加工时

$$z_2 \tan \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan \alpha_w \geq z_1 \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha} \quad (2-13)$$

式中  $z_{01}, z_{02}$ ——加工齿轮 1 及齿轮 2 时的插齿轮刀齿数;

$\alpha_{w01}, \alpha_{w02}$ ——加工齿轮 1 及齿轮 2 时的啮合角;

$\alpha_{a01}, \alpha_{a02}$ ——加工齿轮 1 及齿轮 2 时的插齿刀的齿顶压力角。

对内齿轮: 当  $z_2$  和  $z_1$  一定时, 插齿刀齿数  $z_0$  越少, 越容易产生过渡曲线干涉; 当  $z_2$  和  $z_0$  一定时,  $z_1$  越小, 越不容易产生过渡曲线干涉。

对小齿轮: 过渡曲线干涉的可能性随小齿轮齿数  $z_1$  的增多而增大; 为避免小齿轮过渡曲线干涉, 可增大内齿轮的齿顶圆半径。

② 齿廓重叠干涉 一对内啮合齿轮传动, 如齿数差  $(z_2 - z_1)$  较小时, 可能产生不在啮合区域的齿廓发生相互重叠的现象, 即产生齿廓重叠干涉。

设两齿轮的齿顶圆相交于  $L_1$  点, 当两齿轮的齿顶转到  $L_1$  点后, 轮齿应完全脱离啮合。如当轮 1 齿顶到达  $L_1$  点时, 轮 2 齿顶已到达  $L_2$  点, 这时两齿轮不会产生干涉, 如图 2-11 所示; 反之, 轮 1 齿顶到达  $L_1$  点, 而轮 2 齿顶上的  $L_2$  点尚未到达  $L_1$  点 (即在  $L_1$  点右方), 则两渐开线将相交, 产生重叠干涉。

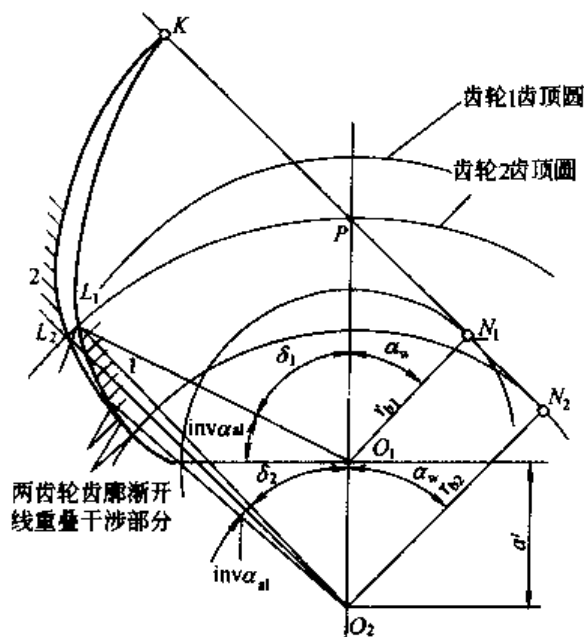


图 2-11 齿廓重叠干涉

不产生重叠干涉的条件是  $\angle L_2 O_2 P \geq \angle L_1 O_2 P$

(2-14)

由上述条件可得不产生重叠干涉的验算公式为

$$[z_1 (\delta_1 + \text{inv} \alpha_{a1}) - z_2 (\delta_2 + \text{inv} \alpha_{a2}) + \text{inv} \alpha_w (z_2 - z_1)] \geq 0 \quad (2-15)$$

式中  $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ ——齿轮 1、2 的齿顶压力角;

$\alpha_w$ ——啮合角。

根据余弦定理可求得  $\delta_1, \delta_2$  角为

$$\cos \delta_1 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a'^2}{2r_{a1}a'}$$



$$\cos \delta_2 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 + a'^2}{2r_{a2}a'}$$

式中  $a'$  —— 中心距；

$r_{a1}$  —— 齿轮 1 的齿顶圆半径；

$r_{a2}$  —— 齿轮 2 的齿顶圆半径。

根据计算表明，当两齿轮的齿数差  $(z_2 - z_1)$  越小时，产生内廓重叠干涉的可能性越大，对  $\alpha = 20^\circ$ ， $h_a^* = 1$  的标准内啮合传动，当  $(z_2 - z_1)$  大于表 2-21 中的  $(z_2 - z_1)_{\min}$  时，不会产生重叠干涉。如  $(z_2 - z_1) < (z_2 - z_1)_{\min}$  的内啮合传动，为避免重叠干涉，则可增大内齿轮的变位系数  $x_2$ ，并选取适当的变位系数差  $(x_2 - x_1)$ ，使传动的啮合角  $\alpha_w$  增大， $(z_2 - z_1)$  越小时，要求其啮合角  $\alpha_w$  越大。

表 2-21 不产生重叠干涉的条件

$z_2$	34~77	78~200	$z_2$	22~32	33~200
$(z_2 - z_1)_{\min}$			$(z_2 - z_1)_{\min}$		
当 $d_{a2} = d_2 - 2m_n$ 时	9	8	当 $d_{a2} = d_2 - 2m_n + \frac{15.1m_n \cos^4 \beta}{z_2}$ 时	7	8

### (3) 内啮合圆柱齿轮变位系数的选择原则

① 变位对内啮合齿轮强度的影响 采用  $(x_2 - x_1) > 0$  的内啮合齿轮传动，可以提高齿面接触强度，但由于内啮合是凸齿面与凹齿面接触，接触强度已较高，因此，提高内啮合齿轮承载能力的主要障碍往往不是接触强度不够。

对内齿轮进行变位，可提高其弯曲强度，但内齿轮的弯曲强度不仅与其齿数  $z_2$  和变位系数  $x_2$  有关，还与插齿刀齿数  $z_0$  有关。当  $z_0 > 18$  时，变位系数  $x_2$  越大，弯曲强度越低，此时宜用负变位或小的正变位；当  $z_0 < 18$  时，变位系数越大，弯曲强度越高，此时宜用正变位。

由表 2-17 知，加工标准内齿轮时， $z_0$  不得小于 18，若要用  $z_0 < 18$  的插齿刀加工内齿轮以提高其弯曲强度，就需增大内齿轮的变位系数  $x_2$  才能避免展成顶切现象。

② 变位对顶切、干涉和重合度的影响 由于内啮合齿轮的变位并不能向外啮合齿轮那样显著的提高强度，通常，内啮合齿轮变位多是为了避免加工时的顶切或啮合时的干涉。

正变位内齿轮可以避免展成顶切和径向切入顶切，采用  $(x_2 - x_1) > 0$  的正传动内啮合，可以避免过渡曲线干涉和重叠干涉，但重合度将减小。

为综合考虑内啮合传动的各种限制条件，最好利用内啮合“封闭图”来选择变位系数，但由于篇幅所限，本手册不能给出内啮合的“封闭图”，设计时可按照前述加工内齿轮时顶切的限制条件和啮合时干涉的限制条件，初步选择变位系数，然后验算啮合时的两种干涉及重合度  $\epsilon$ 。

### (4) 内啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算

内啮合变位齿轮传动亦有高度变位及角度变位之分。高度变位传动中， $x_1 - x_2 \neq 0$ ，内齿轮分度圆的齿轮槽宽，等于外齿轮分度圆的齿厚，两齿轮的节圆与分度圆重合，两轮中心距等于标准中心距  $a = \frac{m}{2}(z_2 - z_1)$ ，啮合角  $\alpha_w = \alpha$ （分度圆压力角）。角度变位传动可分为正传动及负传动，正传动中，内齿轮的变位系数大于外齿轮的变位系数， $x_1 - x_2 > 0$ ，两齿轮

节圆与分度圆不重合, 两轮中心距  $a' >$  标准中心距  $a$ , 啮合角  $\alpha_w >$  分度圆压力角  $\alpha$ ; 负传动中,  $x_2 - x_1 < 0$ ,  $a' < a$ ,  $\alpha_w < \alpha$ 。

在 K-H-V 型行星传动中大多采用角度变位传动中的正传动。

内啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算见表 2-22。

表 2-22 内啮合变位圆柱齿轮几何尺寸计算

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)齿轮
模数	$m$	$m$ 由强度计算或结构设计确定, 并按表 2-4 取标准值	$m_n$ 取标准值, 确定方法同直齿轮 $m_t = m_n / \cos\beta$
齿数	$z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$	设计时选定 $z_1, z_2$ , 当量齿数 $z_v \approx z / \cos^3\beta$
齿数比	$u$	式中 $z_1$ ——外齿轮齿数; $z_2$ ——内齿轮齿数	$u = z_2 / z_1$
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha$ (取标准值)	$\alpha_t = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$ ; $\alpha_n = \alpha$ (取标准值)
齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*$ 取标准值, 一般 $h_a^* = 1$	$h_{an}^*$ 取标准值, 一般 $h_{an}^* = 1$ $h_{at}^* = h_{an}^* \cos\beta$
顶隙系数	$c^*$	$c^*$ 取标准值, 一般 $c^* = 0.25$	$c_n^*$ 取标准值, 一般 $c_n^* = 0.25$ $c_t^* = c_n^* \cos\beta$
分度圆柱螺旋角	$\beta$	$\beta = 0^\circ$	$\beta$ 按推荐值或按中心距条件确定, 一对斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大小相等, 方向相同, 一般 $\beta < 25^\circ$
未变位时的中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}m(z_2 - z_1)$	$a = \frac{1}{2}(d_2 - d_1) = \frac{1}{2}m_t(z_2 - z_1)$
中心距变动系数	$y$	$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_2 - z_1}{2} \left( \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - 1 \right)$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n} = \frac{z_2 - z_1}{2\cos\beta} \left( \frac{\cos\alpha_t}{2\cos\alpha_{wt}} - 1 \right)$
中心距	$a'$	$a' = a + ym$	$a' = a + y_n m_n$
齿高变动系数	$\Delta y$ 或 $\Delta y_n$	$\Delta y = x_2 - y$	$\Delta y_n = x_{n2} - y_n$
啮合角	$\alpha_w$	$\cos\alpha_w = \frac{m}{2a}(z_2 - z_1)\cos\alpha$ $\text{inv}\alpha_w = \frac{2(z_2 - z_1)}{z_2 - z_1} \tan\alpha + \text{inv}\alpha$	$\cos\alpha_{wt} = \frac{m_n}{2a} \times \frac{\cos\alpha_t}{\cos\beta} (z_2 - z_1)$ $\text{inv}\alpha_{wt} = \frac{2(z_{n2} - z_{n1})}{z_2 - z_1} \tan\alpha_n + \text{inv}\alpha_t$
总变位系数	$x_2, x_{n2}$	$x_2 = x_2 - x_1 = \frac{z_2 - z_1}{2\tan\alpha} (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha)$	$x_{n2} = x_{n2} - x_{n1} = \frac{z_2 - z_1}{2\tan\alpha_n} (\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t)$ $x_{t2} = x_{n2} \cos\beta$
变位系数的分配	$x_1, x_2$ $x_{n1}, x_{n2}$	按变位系数选择原则适当分配, 然后再验算	
插内齿轮时的啮合角	$\alpha_{w02}, \alpha_{wt02}$	$\text{inv}\alpha_{w02} = \text{inv}\alpha + \frac{2(x_2 - x_{02})}{z_2 - z_{02}} \tan\alpha$	$\text{inv}\alpha_{wt02} = \text{inv}\alpha_t + \frac{2(x_{n2} - x_{02})}{z_2 - z_{02}} \tan\alpha_n$
插内齿轮时的中心距	$a_{02}$	$a_{02} = \frac{m}{2}(z_2 - z_{02}) \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w02}}$	$a_{02} = \frac{m_n}{2\cos\beta} (z_2 - z_{02}) \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt02}}$
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1, d_2 = mz_2$	$d_1 = m_t z_1 = m_n z_1 / \cos\beta$ $d_2 = m_t z_2 = m_n z_2 / \cos\beta$
节圆直径	$d_w$	$d_{w1} = 2a' / (u - 1), d_{w2} = u d_{w1}$	

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)齿轮
齿根圆直径		小齿轮用滚刀加工时 $d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$ 小齿轮用插齿刀加工时 $d_{f1} = 2a_{o1} - d_{a1}$ 其中 $a_{o1} = \frac{(z_1 + z_{o1})m}{2} \times \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wo1}}$ $\text{inv}\alpha_{wo1} = \text{inv}\alpha + \frac{2(x_1 + x_{o1})\tan\alpha}{z_1 + z_{o1}}$ $d_{a01} = m(z_{o1} + 2h_{a01} + 2x_{o1})$ $d_{f2} = d_{a02} + 2a_{o2}$ $d_{a02} = m(z_{o2} + 2h_{a02} + 2x_{o2})$ 对于新插齿刀, $h_{a02}$ 和 $x_{o2}$ 可查表 2-20 对于旧插齿刀, 可量得 $d_{a0}$ , 设计时可取 $x_{o2} = 0$	小齿轮用滚刀加工时 $d_{f1} = d_1 - 2(h_{an}^* + c_n^* - x_n)m_n$ 小齿轮用插齿刀加工时 $d_{f1} = 2a_{o1} - d_{a01}$ 其中 $a_{o1} = \frac{(z_1 + z_{o1})m_n}{2\cos\beta} \times \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wo1}}$ $\text{inv}\alpha_{wo1} = \text{inv}\alpha_t + \frac{2(x_{n1} + x_{no1})\tan\alpha_n}{z_1 + z_{o1}}$ $d_{f2} = d_{a02} + 2a_{o2}$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c^* m$ $d_{a2} = d_{f1} + 2a' + 2c^* m$	$d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c_n^* m_n$ $d_{a2} = d_{f1} + 2a' + 2c_n^* m_n$
校核重合度及插齿时的顶切和啮合时的干涉			
小齿轮、内齿轮及插齿刀的齿顶压力角	$\alpha_{a1}$ , $\alpha_{a2}$ , $\alpha_{a02}$	$\cos\alpha_{a1} = d_1 \cos\alpha / d_{a1}$ $\cos\alpha_{a2} = d_2 \cos\alpha / d_{a2}$ $\cos\alpha_{a02} = m z_{o2} \cos\alpha / d_{a02}$	$\cos\alpha_{a1} = d_1 \cos\alpha_t / d_{a1}$ $\cos\alpha_{a2} = d_2 \cos\alpha_t / d_{a2}$ $\cos\alpha_{a02} = m_t z_{o2} \cos\alpha_t / d_{a02}$ $d_{a02} = m_t(z_{o2} + 2h_{a02} + 2x_{o2})$
端面重合度	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_w) - z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_w)]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1t} - \tan\alpha_{wt}) - z_2(\tan\alpha_{a2t} - \tan\alpha_{wt})]$
轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = b \sin\beta / \pi m_n$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$
校核内齿轮加工时, 是否产生范成顶切		保证 $\frac{z_{o2}}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan\alpha_{a2}}{\tan\alpha_{wo2}}$ 对标准内齿轮和正变位内齿轮, 若插齿刀齿数 $z_{o2}$ 大于表 2-18 或表 2-19 中的相应的数值, 可不必校核	保证 $\frac{z_{o2}}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan\alpha_{a2}}{\tan\alpha_{wo2}}$
校核插内齿轮时, 是否产生径向切入顶切		查表 2-20 中对应于 $z_o$ 及 $x_o$ 的 $z_{2min}$ , 如 $z_2$ 大于 $z_{2min}$ , 即不会产生径向切入顶切	
校验过渡曲线干涉		避免内齿轮齿根干涉的条件 $z_{o2} \tan\alpha_{a02} + (z_2 - z_{o2}) \tan\alpha_{wo2} \geq z_1 \tan\alpha_{a1} + (z_2 - z_1) \tan\alpha_w$ 避免小齿轮齿根干涉的条件 (1) 当小齿轮用插齿刀加工时 $z_2 \tan\alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan\alpha_w \geq (z_1 + z_{o1}) \tan\alpha_{wo1} - z_{o1} \tan\alpha_{a01}$ (2) 当小齿轮用滚刀加工时 $z_2 \tan\alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan\alpha_w \geq z_1 \tan\alpha_t - \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha}$	避免内齿轮齿根干涉的条件 $z_1 \tan\alpha_{a1} + (z_2 - z_1) \tan\alpha_w \leq (z_2 - z_{o2}) \tan\alpha_{wo2} + z_{o2} \tan\alpha_{a02}$ 避免小齿轮齿根干涉的条件 (1) 当小齿轮用插齿刀加工时 $z_2 \tan\alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan\alpha_{wt} \geq (z_1 + z_{o1}) \tan\alpha_{wo1} - z_{o1} \tan\alpha_{a01}$ (2) 当小齿轮用滚刀加工时 $z_2 \tan\alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan\alpha_{wt} \geq z_1 \tan\alpha_t - \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha}$

名 称	代号	直 齿 轮	斜齿(人字齿)齿轮
校验重叠干涉		不产生重叠干涉的条件 $z_1(\delta_1 + \text{inv}\alpha_{a1}) - z_2(\delta_2 + \text{inv}\alpha_{a2}) + \text{inv}\alpha_w(z_2 - z_1) \geq 0$ $\cos\delta_1 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a'^2}{2r_{a1}a'}$ $\cos\delta_2 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 + a'^2}{2r_{a2}a'}$	不产生重叠干涉的条件 $z_1(\delta_1 + \text{inv}\alpha_{a1}) - z_2(\delta_2 + \text{inv}\alpha_{a2}) + \text{inv}\alpha_w(z_2 - z_1) \geq 0$ $\cos\delta_1 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a'^2}{2r_{a1}a'}$ $\cos\delta_2 = \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 + a'^2}{2r_{a2}a'}$
校验小齿轮齿顶厚度	$s_{a1}$	$s_{a1} = d_{a1} \left[ \frac{\pi + 4x_1 \tan\alpha}{2z_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a1} \right]$ 当 $\alpha = 20^\circ$ $s_{a1} = d_{a1} \left[ \frac{1}{z_1} (1.5708 + 0.72794x_1) + 0.014904 - \text{inv}\alpha_{a1} \right]$ $s_{a1}$ 应大于 $0.25m$ (正火调质钢) 或大于 $0.4m$ (淬火热钢)	$s_{a1} = d_{a1} \left[ \frac{\pi + 4x_{n1} \tan\alpha_n}{2z_1} + \text{inv}\alpha_1 - \text{inv}\alpha_{a1} \right]$ $s_{a1}$ 应大于 $0.25m$ (正火调质钢) 或大于 $0.4m$ (淬火热钢)

注：下角标 n 表示斜齿轮的法向参数，t 表示端面参数。

### 2.2.5 渐开线圆柱齿轮的齿厚测量计算

齿轮传动设计时，是按无侧隙啮合计算的，而实际齿轮传动时，考虑到润滑油膜和传动零件的温度变化，又要求齿轮侧面留有一定的间隙。为控制间隙的大小，在中心距一定时，主要是控制齿厚减薄量，齿轮加工中，也用测量齿厚来控制切削深度。常用的测量齿厚方法有：公法线长度  $W_k$ ，量柱（球）测量跨距  $M$ ，分度圆弦齿厚  $\bar{s}$ ，固定弦齿厚  $\bar{s}_f$ 。

#### (1) 公法线长度

如图 2-12 所示，卡尺卡爪跨  $k$  个轮齿与不同侧齿廓相切于  $A$ 、 $B$  两点，线段  $AB$  即为两侧齿廓的公共法线，故称为公法线，用  $W_k$  表示。

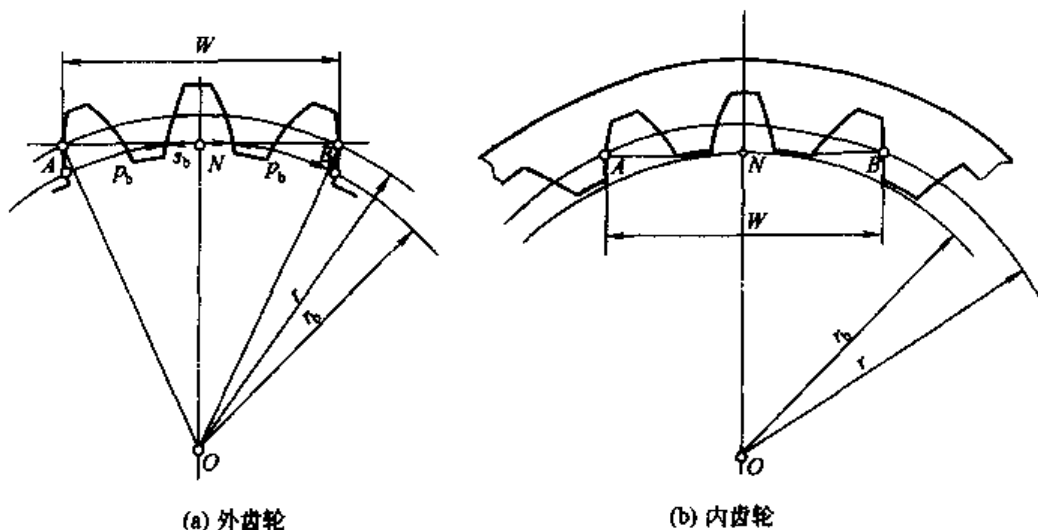


图 2-12 公法线长度的测量

测量公法线不用齿顶圆做定位基准，测量方便，精度较高，还可放宽对齿顶圆的精度要求，故广泛应用于各种外齿轮的测量。但对齿宽  $b < W_n \sin\beta$  的斜齿轮（ $W_n$  是法向公法线长度）和受量具尺寸限制的大型齿轮不适用。

公法线长度和跨测齿数计算式（内、外齿轮）见表 2-23。

表 2-23 公法线长度和跨测齿数计算式（内、外齿轮）

项目名称、代号		直 齿 轮	斜 齿 轮
标准 齿轮	跨测齿数或内齿 轮齿槽数 $k$	$k = \frac{\pi}{180^\circ} z + 0.5$	$k = \frac{z_s}{180^\circ} z' + 0.5$
	公法线长度 $W(W_s)$	$W = W^* m$ $W^* = \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha]$	$W_s = W^* m$ $W^* = \cos \alpha_s [\pi(k-0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha_s]$
变位 齿轮	跨测齿数或内齿 轮齿槽数 $k$	$k = \frac{z}{180^\circ} \arccos \left( \frac{z \cos \alpha}{z + 2x} \right) + 0.5$ $k$ 也可根据齿数 $z$ 及变位系数 $x$ 的大小, 从 图 2-13 中查得	$k = \frac{z_s}{180^\circ} \arccos \left( \frac{z_s \cos \alpha_s}{z_s + 2x_s} \right) + 0.5$ $x_s = x / \cos^2 \beta$ $k$ 也可以根据 $z_s$ 的整数部分和 $x_s$ 的大小, 从 图 2-13 中查得
	公法线长度 $W(W_s)$	$W = (W^* + \Delta W^*) m$ $W^* = \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z \operatorname{inv} \alpha]$ $\Delta W^* = 2x \sin \alpha$	$W_s = (W^* + \Delta W^*) m_s$ $W^* = \cos \alpha_s [\pi(k-0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha_s]$ $\Delta W^* = 2x_s \sin \alpha_s$

注: 1.  $k$  值按四舍五入取整数。

2.  $z' = z \frac{\operatorname{inv} \alpha_s}{\operatorname{inv} \alpha}$ ,  $\frac{\operatorname{inv} \alpha_s}{\operatorname{inv} \alpha}$  的值可根据螺旋角  $\beta$  的大小查表 2-27。

3. 对于直齿轮, 当  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 1 \text{ mm}$  时,  $W^*$  值也可根据跨齿数的多少, 从表 2-24 中查得,  $\Delta W^*$  值可从表 2-25 中查得。

4. 对于斜齿轮, 当  $\alpha_s = 20^\circ$  时,  $W^*$  值可按  $z'$  的整数部分从表 2-24 中查得,  $z'$  值的小数部分的公法线长度可从表 2-25 中查得。

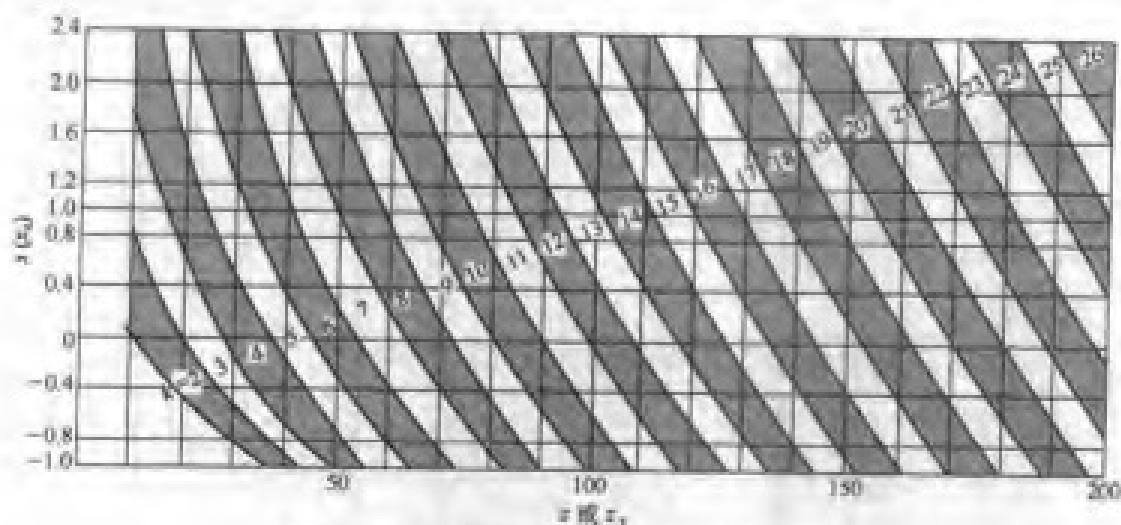


图 2-13 测量公法线长度跨齿数  $k$  ( $\alpha_s = \alpha = 20^\circ$ )

表 2-24 跨  $k$  齿的公法线长度

$$W_k^* = \cos \alpha [\pi(k-0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha]$$

( $\alpha = \alpha_s = 20^\circ$ ,  $m = m_s = 1 \text{ mm}$ )

$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$
7	2	4.526	12	2	4.596	14	3	7.576
8	2	4.540		3	7.548		2	4.638
9	2	4.554	13	2	4.610	15	3	7.590
10	2	4.568		3	7.562		2	4.652
11	2	4.582	14	2	4.624	16	3	7.604

续表

$z'$	$k$	$W_k$	$z'$	$k$	$W_k$	$z'$	$k$	$W_k$
17	2	4.666	34	6	16.713	48	6	16.909
	3	7.618		4	10.823		7	19.861
	4	10.571		5	13.775		8	22.813
18	3	7.632	35	6	46.727	49	5	13.971
	4	10.585		4	10.837		6	16.923
19	3	7.646		5	13.789		7	19.875
	4	10.599	36	6	16.741		8	22.827
20	2	4.708		4	10.851	50	5	13.985
	3	7.660		5	13.803		6	16.937
	4	10.613	37	6	16.755		7	19.889
21	2	4.722		4	10.865	51	8	22.841
	3	7.674		5	13.817		5	13.999
	4	10.627	38	6	16.769		6	16.951
22	2	4.736		4	10.879	52	7	19.903
	3	7.688		5	13.831		8	22.855
	4	10.641	39	6	16.783	53	5	14.013
23	3	7.702		7	19.735		6	16.966
	4	10.655	40	4	10.893		7	19.917
24	3	7.716		5	13.845	54	8	22.869
	4	10.669		6	16.797		5	14.027
	5	13.621	41	7	19.749		6	16.979
25	3	7.730		4	10.907	55	7	19.931
	4	10.683		5	13.859		8	22.883
	5	13.635	42	6	16.811	56	5	14.041
26	3	7.744		7	19.763		6	16.993
	4	10.697	43	4	10.921		7	19.945
	5	13.649		5	13.873	57	8	22.897
27	3	7.758		6	16.825		9	25.849
	4	10.711	44	7	19.777	58	6	17.007
	5	13.663		4	10.935		7	19.959
28	3	7.772		5	13.887	59	8	22.911
	4	10.725	45	6	16.839		9	25.863
	5	13.677		7	19.791	60	6	17.021
29	3	7.786	46	4	10.949		7	19.973
	4	10.739		5	13.901	61	8	22.925
	5	13.691		6	16.853		9	25.877
30	3	7.800	47	7	19.805	62	6	17.035
	4	10.753		5	13.915		7	19.987
	5	13.705	48	6	16.867		8	22.939
31	3	7.814		7	19.819	63	9	25.891
	4	10.767		8	22.771	64	6	17.049
	5	13.719	49	5	13.929		7	20.001
32	3	7.828		6	16.881		8	22.953
	4	10.781	50	7	19.833	65	9	25.905
	5	13.733		8	22.785	66	6	17.063
33	3	7.842		5	13.943		7	20.015
	4	10.795	51	6	16.895		8	22.967
	5	13.747		7	19.847	67	9	25.919
34	4	10.809		8	22.799		6	17.077
	5	13.761	52	9	25.751		7	20.029

续表

$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$
60	8	22.981	71	8	23.135	82	9	26.242
	9	25.933		9	26.087		10	29.194
	10	28.886		10	29.040		11	32.146
61	6	17.091	72	11	31.992	83	12	35.098
	7	20.043		7	20.197		9	26.256
	8	22.995		8	23.149		10	29.208
	9	25.947		9	26.101		11	32.160
62	10	28.900	73	10	29.054	84	12	35.112
	6	17.105		11	32.006		13	38.064
	7	20.057		8	23.163		9	26.270
	8	23.009		9	26.115		10	29.222
	9	25.961		10	29.068		11	32.174
63	10	28.914	74	11	32.020	85	12	35.126
	6	17.119		8	23.177		13	38.078
	7	20.071		9	26.129		9	26.284
	8	23.023		10	29.082		10	29.236
	9	25.975		11	32.034		11	32.188
64	10	28.928	75	8	23.191	86	12	35.140
	7	20.085		9	26.144		13	38.092
	8	23.037		10	29.096		9	26.298
	9	25.989		11	32.048		10	29.250
65	10	28.942	76	12	35.000	87	11	32.202
	7	20.099		8	23.205		12	35.154
	8	23.051		9	26.158		13	38.106
	9	26.003		10	29.110	88	9	26.312
66	10	28.956	77	11	32.062		10	29.264
	7	20.113		12	35.014		11	32.216
	8	23.065		8	23.219		12	35.168
	9	26.017		9	26.172	89	13	38.120
67	10	28.970	78	10	29.124		9	26.326
	7	20.127		11	32.076		10	29.278
	8	23.079		12	35.028		11	32.230
	9	26.031	79	8	23.233		12	35.182
68	10	28.984		9	26.186	90	13	38.134
	7	20.141		10	29.138		9	26.340
	8	23.093		11	32.090		10	29.292
	9	26.045		12	35.042		11	32.244
	10	28.998	80	8	23.247		12	35.196
69	11	31.950		9	26.200		13	38.148
	7	20.155		10	29.152	91	9	26.354
	8	23.107		11	32.104		10	29.306
	9	26.059		12	35.056		11	32.258
	10	29.012	81	9	26.214		12	35.210
70	11	31.964		10	29.166		13	38.162
	7	20.169		11	32.118	92	10	29.320
	8	23.121		12	35.070		11	32.272
	9	26.073		9	26.228		12	35.224
	10	29.026		10	29.180		13	38.176
71	11	31.978		11	32.132		14	41.128
	7	20.183		12	35.084		10	29.334

续表

$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$	$z'$	$k$	$W_k^*$
92	11	32.286	104	12	35.406	116	13	38.526
	12	35.238		13	38.358		14	41.478
	13	38.190		14	41.310		15	44.430
	14	41.142		15	44.262		16	47.382
93	10	29.348	105	11	32.468	117	13	38.540
	11	32.300		12	35.420		14	41.492
	12	35.252		13	38.372		15	44.444
	13	38.204		14	41.324		16	47.396
	14	41.156		15	44.276		17	50.348
94	10	29.362	106	11	32.482	118	13	38.554
	11	32.314		12	35.434		14	41.506
	12	35.266		13	38.386		15	44.458
	13	38.218		14	41.338		16	47.410
	14	41.170		15	44.290		17	50.362
95	10	29.376	108	11	32.510	119	13	38.568
	11	32.328		12	35.462		14	41.520
	12	35.280		13	38.414		15	44.472
	13	38.232		14	41.366		16	47.424
	14	41.148		15	44.318		17	50.376
96	10	29.390	110	12	35.490	120	13	38.582
	11	32.342		13	38.442		14	41.534
	12	35.294		14	41.394		15	44.486
	13	38.246		15	44.346		16	47.438
	14	41.198		16	47.298		17	50.390
97	10	29.404	111	12	35.504	121	13	38.596
	11	32.356		13	38.456		14	41.548
	12	35.308		14	41.408		15	44.500
	13	38.260		15	44.360		16	47.453
	14	41.212		16	47.312		17	50.405
98	10	29.418	112	12	35.518	122	13	38.610
	11	32.370		13	38.470		14	41.562
	12	35.322		14	41.422		15	44.514
	13	38.274		15	44.374		16	47.467
	14	41.226		16	47.326		17	50.419
99	10	29.432	113	12	35.532	123	13	38.624
	11	32.384		13	38.484		14	41.576
	12	35.336		14	41.436		15	44.528
	13	38.288		15	44.388		16	47.481
	14	41.240		16	47.340		17	50.433
100	11	32.398	114	12	35.546	124	13	38.638
	12	35.350		13	38.498		14	41.590
	13	38.302		14	41.450		15	44.542
	14	41.254		15	44.402		16	47.495
	15	44.206		16	47.354		17	50.447
102	11	32.426	115	12	35.560	125	14	41.604
	12	35.378		13	38.512		15	44.556
	13	38.330		14	41.464		16	47.509
	14	41.282		15	44.416		17	50.461
	15	44.234		16	47.368		18	53.413
104	11	32.454	116	12	35.574	126	14	41.618



续表

$z$	$k$	$W_k^*$	$z$	$k$	$W_k^*$	$z$	$k$	$W_k^*$
126	15	44.570	138	16	47.691	148	17	50.783
	16	47.523		17	50.643		18	53.735
	17	50.475		18	53.595		19	56.687
	18	53.427		19	56.547		20	59.639
127	11	41.632	139	15	44.753	150	17	50.811
	15	44.585		16	47.705		18	53.763
	16	47.537		17	50.657		19	56.715
	17	50.489		18	53.609		20	59.667
	18	53.441		19	56.561		21	62.619
128	11	41.646	140	15	44.767	152	17	50.839
	15	44.598		16	47.719		18	53.791
	16	47.551		17	50.671		19	56.743
	17	50.503		18	53.623		20	59.695
	18	53.455		19	56.575		21	62.648
129	14	41.650	141	15	44.781	153	17	50.853
	15	44.612		16	47.733		18	53.805
	16	47.565		17	50.685		19	56.757
	17	50.517		18	53.637		20	59.709
	18	53.469		19	56.589		21	62.662
130	14	41.674	142	15	44.795	151	17	50.867
	15	44.626		16	47.747		18	53.819
	16	47.579		17	50.699		19	56.771
	17	50.531		18	53.651		20	59.723
	18	53.483		19	56.603		21	62.676
132	14	41.702	143	15	44.809	155	17	50.881
	15	44.654		16	47.761		18	53.833
	16	47.607		17	50.713		19	56.785
	17	50.559		18	53.665		20	59.737
	18	53.511		19	56.617		21	62.690
133	14	41.716	144	16	47.775	156	17	50.895
	15	44.668		17	50.727		18	53.847
	16	47.621		18	53.679		19	56.799
	17	50.573		19	56.631		20	59.751
	18	53.525		20	59.583		21	62.704
134	15	44.682	145	16	47.789	157	17	50.909
	16	47.635		17	50.741		18	53.861
	17	50.587		18	53.693		19	56.813
	18	53.539		19	56.645		20	59.765
	19	56.491		20	59.597		21	62.718
135	15	44.697	146	16	47.803	158	17	50.923
	16	47.649		17	50.755		18	53.875
	17	50.601		18	53.707		19	56.827
	18	53.553		19	56.659		20	59.779
	19	56.505		20	59.611		21	62.732
136	15	44.711	147	16	47.817	159	18	53.889
	16	47.663		17	50.769		19	56.841
	17	50.615		18	53.721		20	59.793
	18	53.567		19	56.673		21	62.746
	19	56.519		20	59.625		22	65.698
138	15	44.739	148	16	47.831	160	18	53.903

续表

$z'$	$k$	$W_k'$	$z'$	$k$	$W_k'$	$z'$	$k$	$W_k'$
160	19	56.855	166	22	65.769	174	21	62.956
	20	59.807		19	56.967		22	65.908
	21	62.760		20	59.919		23	68.860
	22	65.712		21	62.872	175	19	57.065
161	18	53.917	168	22	65.824		20	60.018
	19	56.869		23	68.776		21	62.970
	20	59.821		19	56.981		22	65.922
	21	62.774		20	59.933		23	68.874
162	22	65.726	169	21	62.886	176	20	60.032
	18	53.931		22	65.838		21	62.984
	19	56.883		23	68.796		22	65.936
	20	59.835		19	56.995		23	68.888
164	21	62.788	170	20	59.947		24	71.840
	22	65.740		21	62.900	177	20	60.046
	18	53.959		22	65.852		21	62.998
	19	56.911		23	68.804		22	65.950
165	20	59.863	171	19	57.009		23	68.002
	21	62.816		20	59.962		24	71.854
	22	65.768		21	62.914	178	20	60.060
	18	53.973		22	65.866		21	63.012
166	19	56.925	172	23	68.818		22	65.964
	20	59.877		19	57.023		23	68.916
	21	62.830		20	59.976		24	71.868
	22	65.782		21	62.928	180	20	60.088
166	18	53.987	174	22	65.880		21	63.040
	19	56.939		23	68.832		22	65.992
	20	59.891		19	57.051		23	68.944
	21	62.844		20	60.004		24	71.896

注: 1.  $W_k'$  为  $m=1\text{mm}$  时的公法线长度; 当  $m \neq 1\text{mm}$  时, 其公法线长度  $W_k = W_k' m$ 。

2. 对直齿轮, 表中  $z'=z$ ; 对斜齿轮,  $z'=z \frac{\text{inv}\alpha_s}{\text{inv}20^\circ}$  (比值  $\frac{\text{inv}\alpha_s}{\text{inv}20^\circ}$  见表 2-27)。按此式算出的  $z'$  后面有小数部分时, 其整数部分公法线值查本表, 而小数部分的公法线长度, 利用表 2-25, 按插入法进行补偿计算。

表 2-25 假想齿数  $z'$  尾数部分公法线长度计算表(  $m_n=1\text{mm}$ ,  $\alpha=20^\circ$  )

$z'$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.000 0	0.000 1	0.000 3	0.000 4	0.000 6	0.000 7	0.000 8	0.001 0	0.001 1	0.001 3
0.1	0.001 4	0.001 5	0.001 7	0.001 8	0.002 0	0.002 1	0.002 2	0.002 4	0.002 5	0.002 7
0.2	0.002 8	0.002 9	0.003 1	0.003 2	0.003 4	0.003 5	0.003 6	0.003 8	0.003 9	0.004 1
0.3	0.004 2	0.004 3	0.004 5	0.004 6	0.004 8	0.004 9	0.005 0	0.005 2	0.005 3	0.005 5
0.4	0.005 6	0.005 7	0.005 9	0.006 0	0.006 2	0.006 3	0.006 4	0.006 6	0.006 7	0.006 9
0.5	0.007 0	0.007 1	0.007 3	0.007 4	0.007 6	0.007 7	0.007 8	0.008 0	0.008 1	0.008 3
0.6	0.008 4	0.008 5	0.008 7	0.008 8	0.009 0	0.009 1	0.009 2	0.009 4	0.009 5	0.009 7
0.7	0.009 8	0.009 9	0.010 1	0.010 2	0.010 4	0.010 5	0.010 6	0.010 8	0.010 9	0.011 1
0.8	0.011 2	0.011 3	0.011 5	0.011 6	0.011 8	0.011 9	0.012 0	0.012 2	0.012 3	0.012 5
0.9	0.012 6	0.012 7	0.012 9	0.013 0	0.013 2	0.013 3	0.013 4	0.013 6	0.013 7	0.013 9

表 2-26 变位齿轮公法线长度附加量

$$\Delta W^* = 2x_n m_n \sin \alpha_n$$

$$(m_n = 1\text{mm}, \alpha_n = 20^\circ)$$

$x'$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.000 0	0.006 8	0.013 7	0.020 5	0.027 4	0.034 2	0.041 0	0.047 9	0.054 7	0.061 6
0.1	0.058 1	0.075 2	0.082 1	0.088 9	0.095 8	0.102 6	0.109 4	0.116 3	0.123 1	0.130 0
0.2	0.136 8	0.143 6	0.150 5	0.157 3	0.164 2	0.171 0	0.177 9	0.184 7	0.191 5	0.198 4
0.3	0.205 2	0.212 1	0.218 9	0.225 7	0.232 6	0.239 4	0.246 3	0.253 1	0.259 9	0.266 8
0.4	0.273 6	0.280 5	0.287 3	0.294 1	0.301 0	0.307 8	0.314 7	0.321 5	0.328 3	0.335 2
0.5	0.342 0	0.348 9	0.355 7	0.362 5	0.369 4	0.376 2	0.383 1	0.389 9	0.396 7	0.403 6
0.6	0.410 4	0.417 3	0.424 1	0.430 9	0.437 8	0.444 6	0.451 5	0.458 3	0.465 1	0.472 0
0.7	0.478 8	0.485 7	0.492 5	0.499 3	0.506 2	0.513 0	0.519 9	0.526 7	0.533 6	0.540 4
0.8	0.517 2	0.554 1	0.560 9	0.567 8	0.574 6	0.581 4	0.588 3	0.595 1	0.602 0	0.608 8
0.9	0.615 6	0.622 5	0.629 3	0.636 2	0.643 0	0.649 8	0.656 7	0.663 5	0.670 4	0.677 2
1.0	0.681 0	0.690 9	0.697 7	0.704 6	0.711 4	0.718 2	0.725 1	0.731 9	0.738 8	0.745 6
1.1	0.752 4	0.759 3	0.766 1	0.773 0	0.779 8	0.786 6	0.793 5	0.800 3	0.807 2	0.811 0
1.2	0.820 8	0.827 7	0.834 5	0.841 4	0.848 2	0.855 1	0.861 9	0.868 7	0.875 6	0.882 4
1.3	0.889 3	0.896 1	0.902 9	0.909 8	0.916 6	0.923 5	0.930 3	0.937 1	0.944 0	0.950 8
1.4	0.957 7	0.964 5	0.971 3	0.978 2	0.985 0	0.991 9	0.998 7	1.005 5	1.012 4	1.019 2
1.5	1.026 1	1.032 9	1.039 7	1.046 6	1.053 4	1.060 3	1.067 1	1.073 9	1.080 8	1.087 6
1.6	1.094 5	1.101 3	1.108 1	1.115 0	1.121 8	1.128 7	1.135 5	1.142 3	1.149 2	1.156 0
1.7	1.162 9	1.169 7	1.176 5	1.183 4	1.190 2	1.197 1	1.203 9	1.210 8	1.217 6	1.224 4
1.8	1.231 3	1.238 1	1.245 0	1.251 8	1.258 6	1.265 5	1.272 3	1.279 2	1.286 0	1.292 8
1.9	1.299 7	1.306 5	1.313 4	1.320 2	1.327 0	1.333 9	1.340 7	1.347 6	1.354 4	1.361 2

表 2-27 系数  $\frac{\text{inv} \alpha_t}{\text{inv} \alpha_n}$  ( $\alpha_n = 20^\circ$ )

$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_t}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_t}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_t}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_t}{\text{inv} \alpha_n}$
0.00°	1.000 000	1.50°	1.000 980	3.00°	1.003 925	4.50°	1.008 857
0.10°	1.000 004	1.60°	1.001 115	3.10°	1.004 192	4.60°	1.009 258
0.20°	1.000 017	1.70°	1.001 258	3.20°	1.004 467	4.70°	1.009 667
0.30°	1.000 039	1.80°	1.001 411	3.30°	1.004 752	4.80°	1.010 085
0.40°	1.000 070	1.90°	1.001 572	3.40°	1.005 045	4.90°	1.010 512
0.50°	1.000 109	2.00°	1.001 742	3.50°	1.005 347	5.00°	1.010 949
0.60°	1.000 157	2.10°	1.001 921	3.60°	1.005 653	5.10°	1.011 394
0.70°	1.000 213	2.20°	1.002 109	3.70°	1.005 978	5.20°	1.011 848
0.80°	1.000 278	2.30°	1.002 305	3.80°	1.006 307	5.30°	1.012 312
0.90°	1.000 352	2.40°	1.002 510	3.90°	1.006 644	5.40°	1.012 785
1.00°	1.000 435	2.50°	1.002 724	4.00°	1.006 991	5.50°	1.013 266
1.10°	1.000 527	2.60°	1.002 946	4.10°	1.007 346	5.60°	1.013 757
1.20°	1.000 627	2.70°	1.003 178	4.20°	1.007 711	5.70°	1.014 257
1.30°	1.000 736	2.80°	1.003 418	4.30°	1.008 084	5.80°	1.014 766
1.40°	1.000 853	2.90°	1.003 667	4.40°	1.008 466	5.90°	1.015 284

续表

$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_t}{\text{inv}\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_t}{\text{inv}\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_t}{\text{inv}\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_t}{\text{inv}\alpha_n}$
6.00°	1.015 812	10.00°	1.044 670	14.00°	1.089 829	18.00°	1.153 729
6.10°	1.016 348	10.10°	1.045 592	14.10°	1.091 186	18.10°	1.155 616
6.20°	1.016 894	10.20°	1.046 525	14.20°	1.092 554	18.20°	1.157 497
6.30°	1.017 449	10.30°	1.047 467	14.30°	1.093 934	18.30°	1.159 392
6.40°	1.018 014	10.40°	1.048 420	14.40°	1.095 326	18.40°	1.161 302
6.50°	1.018 587	10.50°	1.049 383	14.50°	1.096 730	18.50°	1.163 225
6.60°	1.019 170	10.60°	1.050 356	14.60°	1.098 146	18.60°	1.165 163
6.70°	1.019 763	10.70°	1.051 340	14.70°	1.099 574	18.70°	1.167 116
6.80°	1.020 364	10.80°	1.052 334	14.80°	1.101 014	18.80°	1.169 082
6.90°	1.020 975	10.90°	1.053 339	14.90°	1.102 466	18.90°	1.171 064
7.00°	1.021 595	11.00°	1.054 353	15.00°	1.103 930	19.00°	1.173 060
7.10°	1.022 225	11.10°	1.055 379	15.10°	1.105 406	19.10°	1.175 070
7.20°	1.022 864	11.20°	1.056 414	15.20°	1.106 894	19.20°	1.177 095
7.30°	1.023 513	11.30°	1.057 461	15.30°	1.108 395	19.30°	1.179 135
7.40°	1.024 170	11.40°	1.058 518	15.40°	1.109 907	19.40°	1.181 190
7.50°	1.024 838	11.50°	1.059 585	15.50°	1.111 433	19.50°	1.183 260
7.60°	1.025 515	11.60°	1.060 663	15.60°	1.112 970	19.60°	1.185 345
7.70°	1.026 201	11.70°	1.061 752	15.70°	1.114 520	19.70°	1.187 445
7.80°	1.026 897	11.80°	1.062 852	15.80°	1.116 083	19.80°	1.189 560
7.90°	1.027 603	11.90°	1.063 962	15.90°	1.117 658	19.90°	1.191 691
8.00°	1.028 318	12.00°	1.065 083	16.00°	1.119 246	20.00°	1.193 837
8.10°	1.029 043	12.10°	1.066 215	16.10°	1.120 847	20.10°	1.195 998
8.20°	1.029 777	12.20°	1.067 357	16.20°	1.122 460	20.20°	1.198 175
8.30°	1.030 521	12.30°	1.068 511	16.30°	1.124 086	20.30°	1.200 367
8.40°	1.031 275	12.40°	1.069 676	16.40°	1.125 725	20.40°	1.202 575
8.50°	1.032 038	12.50°	1.070 851	16.50°	1.127 377	20.50°	1.204 799
8.60°	1.032 811	12.60°	1.072 038	16.60°	1.129 042	20.60°	1.207 039
8.70°	1.033 594	12.70°	1.073 235	16.70°	1.130 720	20.70°	1.209 295
8.80°	1.034 386	12.80°	1.074 444	16.80°	1.132 411	20.80°	1.211 567
8.90°	1.035 189	12.90°	1.075 664	16.90°	1.134 115	20.90°	1.213 855
9.00°	1.036 001	13.00°	1.076 895	17.00°	1.135 833	21.00°	1.216 159
9.10°	1.036 823	13.10°	1.078 137	17.10°	1.137 564	21.10°	1.218 479
9.20°	1.037 655	13.20°	1.079 390	17.20°	1.139 308	21.20°	1.220 816
9.30°	1.038 497	13.30°	1.080 655	17.30°	1.141 065	21.30°	1.223 169
9.40°	1.039 349	13.40°	1.081 931	17.40°	1.142 836	21.40°	1.225 539
9.50°	1.040 211	13.50°	1.083 219	17.50°	1.144 621	21.50°	1.227 925
9.60°	1.041 083	13.60°	1.084 518	17.60°	1.146 419	21.60°	1.230 329
9.70°	1.041 964	13.70°	1.085 828	17.70°	1.148 231	21.70°	1.232 749
9.80°	1.042 856	13.80°	1.087 150	17.80°	1.150 056	21.80°	1.235 186
9.90°	1.043 758	13.90°	1.088 484	17.90°	1.151 896	21.90°	1.237 640

续表

$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv} \alpha_1}{\text{inv} \alpha_n}$
22.00°	1.240 111	26.00°	1.354 249	30.00°	1.503 820	34.00°	1.699 880
22.10°	1.242 600	26.10°	1.357 518	30.10°	1.508 100	34.10°	1.705 503
22.20°	1.245 106	26.20°	1.360 810	30.20°	1.512 409	34.20°	1.711 166
22.30°	1.247 629	26.30°	1.364 124	30.30°	1.516 747	34.30°	1.716 867
22.40°	1.250 170	26.40°	1.367 460	30.40°	1.521 115	34.40°	1.722 609
22.50°	1.252 728	26.50°	1.370 819	30.50°	1.525 512	34.50°	1.728 390
22.60°	1.255 305	26.60°	1.374 200	30.60°	1.529 939	34.60°	1.734 211
22.70°	1.257 899	26.70°	1.377 604	30.70°	1.534 396	34.70°	1.740 073
22.80°	1.260 511	26.80°	1.381 032	30.80°	1.538 883	34.80°	1.745 977
22.90°	1.263 111	26.90°	1.384 482	30.90°	1.543 401	34.90°	1.751 921
23.00°	1.265 789	27.00°	1.387 956	31.00°	1.547 950	35.00°	1.757 907
23.10°	1.268 455	27.10°	1.391 453	31.10°	1.552 529	35.10°	1.763 935
23.20°	1.271 140	27.20°	1.394 974	31.20°	1.557 140	35.20°	1.770 005
23.30°	1.273 844	27.30°	1.398 519	31.30°	1.561 782	35.30°	1.776 117
23.40°	1.276 566	27.40°	1.402 087	31.40°	1.566 455	35.40°	1.782 273
23.50°	1.279 306	27.50°	1.405 680	31.50°	1.571 161	35.50°	1.788 472
23.60°	1.282 066	27.60°	1.409 297	31.60°	1.575 899	35.60°	1.794 714
23.70°	1.284 844	27.70°	1.412 938	31.70°	1.580 669	35.70°	1.801 001
23.80°	1.287 642	27.80°	1.416 604	31.80°	1.585 471	35.80°	1.807 332
23.90°	1.290 458	27.90°	1.420 294	31.90°	1.590 306	35.90°	1.813 707
24.00°	1.293 294	28.00°	1.424 010	32.00°	1.595 175	36.00°	1.820 128
24.10°	1.296 149	28.10°	1.427 750	32.10°	1.600 076	36.10°	1.826 594
24.20°	1.299 024	28.20°	1.431 516	32.20°	1.605 012	36.20°	1.833 105
24.30°	1.301 919	28.30°	1.435 307	32.30°	1.609 981	36.30°	1.839 663
24.40°	1.304 833	28.40°	1.439 124	32.40°	1.614 984	36.40°	1.846 268
24.50°	1.307 767	28.50°	1.442 967	32.50°	1.620 021	36.50°	1.852 919
24.60°	1.310 721	28.60°	1.446 835	32.60°	1.625 093	36.60°	1.859 617
24.70°	1.313 695	28.70°	1.450 730	32.70°	1.630 200	36.70°	1.866 364
24.80°	1.316 690	28.80°	1.454 650	32.80°	1.635 342	36.80°	1.873 158
24.90°	1.319 704	28.90°	1.458 598	32.90°	1.640 519	36.90°	1.880 001
25.00°	1.322 740	29.00°	1.462 572	33.00°	1.645 732	37.00°	1.886 893
25.10°	1.325 795	29.10°	1.466 573	33.10°	1.650 980	37.10°	1.893 834
25.20°	1.328 872	29.20°	1.470 601	33.20°	1.656 265	37.20°	1.900 824
25.30°	1.331 970	29.30°	1.474 656	33.30°	1.661 587	37.30°	1.907 865
25.40°	1.335 088	29.40°	1.478 738	33.40°	1.666 945	37.40°	1.914 956
25.50°	1.338 228	29.50°	1.482 848	33.50°	1.672 340	37.50°	1.922 098
25.60°	1.341 389	29.60°	1.486 986	33.60°	1.677 772	37.60°	1.929 292
25.70°	1.344 571	29.70°	1.491 152	33.70°	1.683 242	37.70°	1.936 537
25.80°	1.347 775	29.80°	1.495 346	33.80°	1.688 750	37.80°	1.943 835
25.90°	1.351 001	29.90°	1.499 569	33.90°	1.694 296	37.90°	1.951 185

续表

$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}\alpha_n}$	$\beta$	$\frac{\text{inv}\alpha_1}{\text{inv}\alpha_n}$
38.00°	1.958 588	40.50°	2.162 335	43.00°	2.407 844	45.50°	2.705 798
38.10°	1.966 045	40.60°	2.171 292	43.10°	2.418 674	45.60°	2.718 994
38.20°	1.973 556	40.70°	2.180 316	43.20°	2.429 588	45.70°	2.732 296
38.30°	1.981 122	40.80°	2.189 408	43.30°	2.440 587	45.80°	2.745 707
38.40°	1.988 742	40.90°	2.198 567	43.40°	2.451 671	45.90°	2.759 226
38.50°	1.996 418	41.00°	2.207 796	43.50°	2.462 843	46.00°	2.772 856
38.60°	2.004 149	41.10°	2.217 094	43.60°	2.474 102	46.10°	2.786 598
38.70°	2.011 937	41.20°	2.226 463	43.70°	2.485 449	46.20°	2.800 451
38.80°	2.019 782	41.30°	2.235 902	43.80°	2.496 885	46.30°	2.814 419
38.90°	2.027 684	41.40°	2.245 413	43.90°	2.508 411	46.40°	2.828 501
39.00°	2.035 644	41.50°	2.254 995	44.00°	2.520 028	46.50°	2.842 699
39.10°	2.043 663	41.60°	2.264 650	44.10°	2.531 737	46.60°	2.857 014
39.20°	2.051 740	41.70°	2.274 379	44.20°	2.543 538	46.70°	2.871 447
39.30°	2.059 876	41.80°	2.284 182	44.30°	2.555 433	46.80°	2.886 000
39.40°	2.068 073	41.90°	2.294 059	44.40°	2.567 422	46.90°	2.900 673
39.50°	2.076 329	42.00°	2.304 012	44.50°	2.579 507	47.00°	2.915 468
39.60°	2.084 647	42.10°	2.314 041	44.60°	2.591 687	47.10°	2.930 386
39.70°	2.093 026	42.20°	2.324 147	44.70°	2.603 965	47.20°	2.945 429
39.80°	2.101 467	42.30°	2.334 330	44.80°	2.616 341	47.30°	2.960 597
39.90°	2.109 970	42.40°	2.344 592	44.90°	2.628 816	47.40°	2.975 892
40.00°	2.118 537	42.50°	2.354 932	45.00°	2.641 390	47.50°	2.991 315
40.10°	2.127 167	42.60°	2.365 352	45.10°	2.654 066	47.60°	3.006 868
40.20°	2.135 862	42.70°	2.375 853	45.20°	2.666 844	47.70°	3.022 551
40.30°	2.144 621	42.80°	2.386 434	45.30°	2.679 724	47.80°	3.038 367
40.40°	2.153 445	42.90°	2.397 098	45.40°	2.692 709	47.90°	3.054 316

## (2) 量柱(球)测量跨距

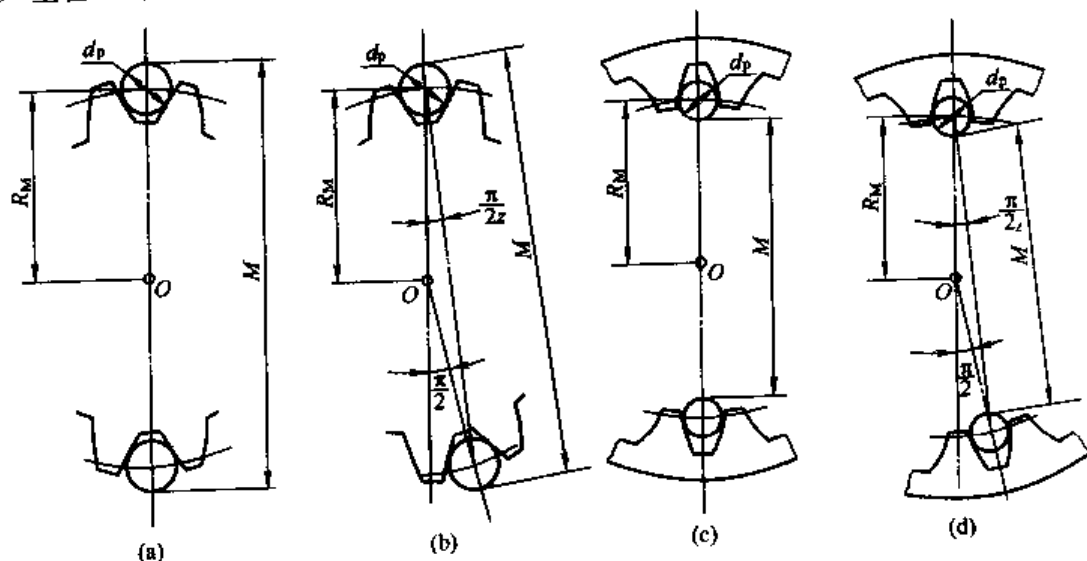


图 2-14 量柱(球)跨距的测量

将两量柱（球）放入沿直径相对的两齿槽中，测量两量柱（球）外侧面〔对外齿轮，见图 2-14（a）、（b）〕或内侧面〔对于内齿轮，见图 2-14（c）、（d）〕间的距离  $M$  值，用以控制齿轮的齿厚。

测量跨距  $M$  值，不用齿顶圆做定位基准，方法简单，测量结果较准确。本方法多用于内齿轮或小模数齿轮的测量中，但对大型齿轮测量不方便。

量柱（球）测量跨距计算式（内、外齿轮）见表 2-28。

表 2-28 量柱（球）测量距（内、外齿轮）

项目名称、代号			直 齿 轮	斜 齿 轮
标准 齿 轮	量柱（球） 直径 $d_p$	外齿轮	按 $z$ 查图 2-15	按 $z$ 、查图 2-15
		内齿轮	$d_p = 1.65m$	$d_p = 1.65m_n$
	量柱（球）中心所在圆的 压力角 $\alpha_M$		$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{mz \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z}$	$\text{inv} \alpha_{Mt} = \text{inv} \alpha_t \pm \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha_n} \mp \frac{\pi}{2z}$
	量柱（球） 测量距 $M$	偶数齿	$M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_p$	$M = \frac{m_t z \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Mt}} \pm d_p$
		奇数齿	$M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	$M = \frac{m_t z \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Mt}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$
变位 齿 轮	量柱（球） 直径 $d_p$	外齿轮	按 $z$ 和 $x$ 查图 2-15	按 $z$ 、和 $x_n$ 查图 2-15
		内齿轮	$d_p = 1.65m$	$d_p = 1.65m_n$
	量柱（球）中心所在圆的 压力角 $\alpha_M$		$\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha \pm \frac{d_p}{mz \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}$	$\text{inv} \alpha_{Mt} = \text{inv} \alpha_t \pm \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha_n} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z}$
	量柱（球） 测量距 $M$	偶数齿	$M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_p$	$M = \frac{m_t z \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Mt}} \pm d_p$
		奇数齿	$M = \frac{mz \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$	$M = \frac{m_t z \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Mt}} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p$

注：1. 有“±”或“∓”号处，上面符号用于外齿轮，下面符号用于内齿轮。

2. 将上表确定的  $d_p$  值圆整成圆柱（或球）的标准值，以便采用标准的圆柱（或球）来测量。

3. 直齿轮可以使用圆柱或球来测量，斜齿轮只能使用球来测量。

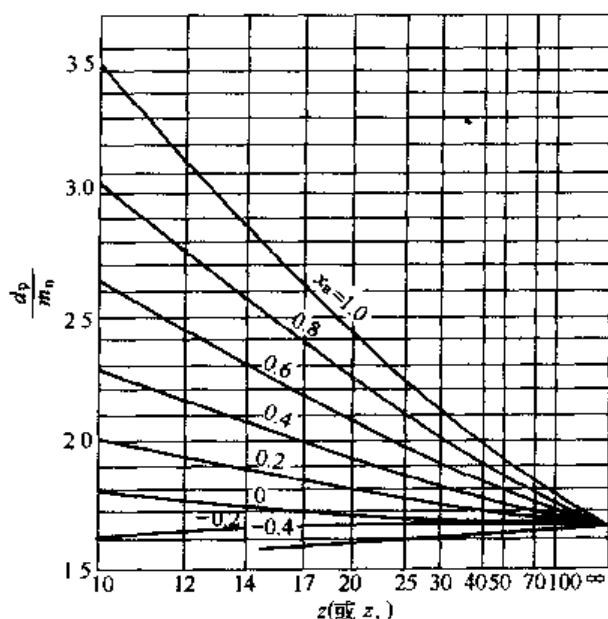


图 2-15 测量外齿轮用的圆柱（球）直径  $d_p/m_n$  ( $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ )

### (3) 分度圆弦齿厚

分度圆弦齿厚即为轮齿的分度圆弧齿厚所对应的弦长，用  $\bar{s}$  表示，其对应的弦齿高用  $\bar{h}$  表示，见图 2-16。

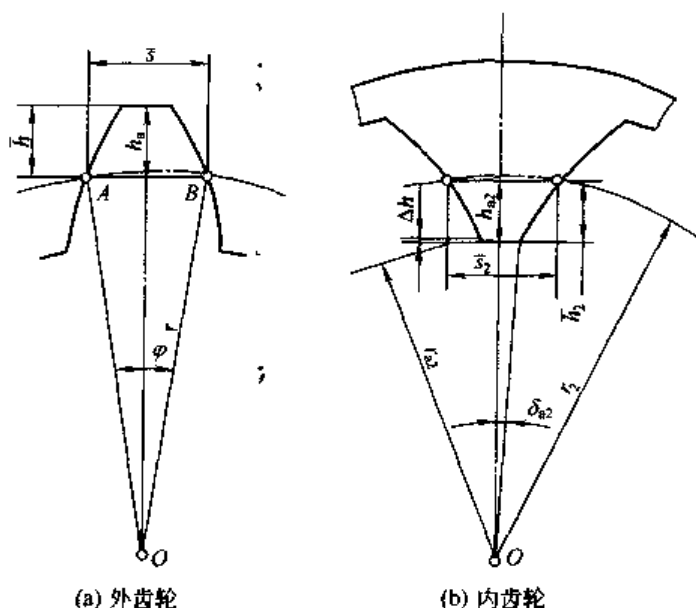


图 2-16 分度圆弦齿厚的测量

测量分度圆弦齿厚以齿顶圆为定位基准，对齿顶圆的尺寸精度要求高。齿数较少时测量方便。常用于大型齿轮和精度要求不高的小型齿轮测量。

分度圆弦齿厚测量的计算式（内、外齿轮）见表 2-29。

表 2-29 分度圆弦齿厚（内、外齿轮）

项目名称、代号		直 齿 轮	斜 齿 轮
标准 齿 轮	外齿轮	$\bar{h} = h_a + \frac{mz}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z} \right)$	$\bar{h}_n = h_a + \frac{m_n z_v}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z_v} \right)$
	内齿轮	$\bar{h}_2 = h_{a2} - \frac{mz_2}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z_2} \right) + \Delta h_2$ 式中 $\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \alpha_{a2}$	$\bar{h}_{n2} = h_{a2} - \frac{m_n z_{v2}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z_{v2}} \right) + \Delta h_2$ 式中 $\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 + \text{inv} \alpha_{a2}$
	分度圆弦齿厚 $\bar{s}$ ( $\bar{s}_n$ )	$\bar{s} = mz \sin \frac{\pi}{2z}$	$\bar{s}_n = m_n z_v \sin \frac{\pi}{2z_v}$
变位 齿 轮	外齿轮	$\bar{h} = h_a + \frac{mz}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z} \right) \right]$	$\bar{h}_n = h_a + \frac{m_n z_v}{2} \times \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_v} + \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z_v} \right) \right]$
	内齿轮	$\bar{h}_2 = h_{a2} - \frac{mz_2}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_2} - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} \right) \right] + \Delta h_2$ 式中 $\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha - \frac{2x_2 \tan \alpha}{z_2} + \text{inv} \alpha_{a2}$	$\bar{h}_{n2} = h_{a2} - \frac{m_n z_{v2}}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_{v2}} - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_{v2}} \right) \right] + \Delta h_2$ 式中 $\Delta h_2 = \frac{d_{a2}}{2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2z_2} - \text{inv} \alpha_1 - \frac{2x_{n2} \tan \alpha_1}{z_2} + \text{inv} \alpha_{a2}$
	分度圆弦齿厚 $\bar{s}$ ( $\bar{s}_n$ )	$\bar{s} = mz \sin \left( \frac{\pi}{2z} \pm \frac{2x \tan \alpha}{z} \right)$	$\bar{s}_n = m_n z_v \sin \left( \frac{\pi}{2z_v} \pm \frac{2x_n \tan \alpha_n}{z_v} \right)$

注：1. 计算式中有“±”号处，“+”号用于外齿轮，“-”号用于内齿轮。

2. 式中  $z_v$  是斜齿轮的当量齿数， $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ 。



#### (4) 固定弦齿厚

固定弦齿厚是指齿轮的轮齿与基本齿廓对称相切时，两切点间的距离，如图 2-17 中的线段  $AB$ ，用  $\bar{s}_c$  表示，其对应的弦齿高用  $\bar{h}_c$  表示。

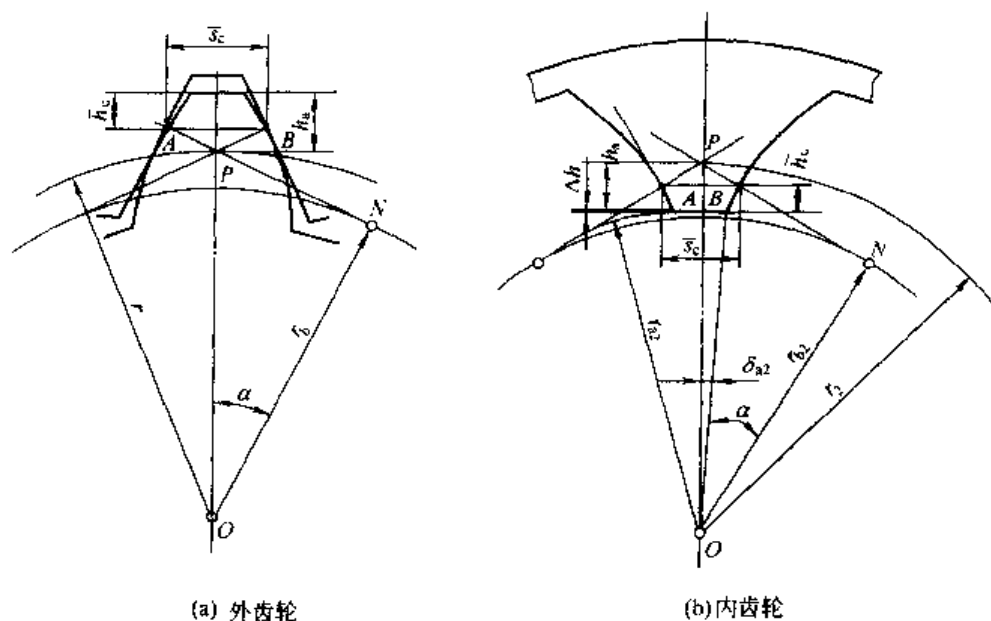


图 2-17 固定弦齿厚的测量

当齿轮的模数  $m$ 、压力角  $\alpha$  和变位系数  $x$  一定时，不论齿轮的齿数  $z$  为多少，其固定弦  $\bar{s}_c$  的长度都固定不变，从而得名“固定弦”。

测量固定弦齿厚也用齿顶圆作为定位基准，故对齿顶圆直径及其径向圆跳动均应规定较严格的公差。本方法多用于大型齿轮的测量中。

固定弦齿厚测量的计算式（内、外齿轮）见表 2-30。

表 2-30 固定弦齿厚（内、外齿轮）

项目名称、代号		直 齿 轮	斜 齿 轮
标准 齿 轮	固定弦齿 高 $\bar{h}_c$	外齿轮 $\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{8} \pi m \sin^2 \alpha$	固定弦齿厚指法向固定弦齿 厚，应用左边公式时，应以法向参 数 $m_n, \alpha_n, x_n$ 代替公式中的 $m, \alpha, x$
		内齿轮 $\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{8} \pi m \sin^2 \alpha + \Delta h$ $\Delta h = \frac{1}{2} d_{a2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2 z_2} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \alpha_{a2}$	
	固定弦齿厚 $\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = \frac{1}{2} \pi m \cos^2 \alpha$	
变位 齿 轮	固定弦齿 高 $\bar{h}_c$	外齿轮 $\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{2} \bar{s}_c \tan \alpha$ 或 $\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{8} \pi m \sin^2 \alpha - x m \sin^2 \alpha$	
		内齿轮 $\bar{h}_c = h_a - \frac{1}{8} \pi m \sin^2 \alpha + x_2 m \sin^2 \alpha + \Delta h$ $\Delta h = \frac{1}{2} d_{a2} (1 - \cos \delta_{a2})$ $\delta_{a2} = \frac{\pi}{2 z_2} - \text{inv} \alpha - \frac{2 x_2 \tan \alpha}{z_2} + \text{inv} \alpha_{a2}$	
	固定弦齿厚 $\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m \left( \frac{\pi}{2} \pm 2 x \tan \alpha \right) \cos^2 \alpha$	

注：1. 计算式中有“±”号处，“+”号用于外齿轮，“-”号用于内齿轮。

## 2.2.6 渐开线圆柱齿轮传动几何尺寸计算实例

外啮合角度变位斜齿圆柱齿轮传动几何尺寸计算实例见表 2-31。

表 2-31 外啮合角度变位斜齿圆柱齿轮传动几何尺寸计算实例

名 称	代号	斜齿(人字齿)轮	已知 $m_n = 2\text{mm}$ , $z_1 = 20$ , $z_2 = 63$ , $\alpha_n = 20^\circ$ , $\beta = 12^\circ$ , $a' = 85\text{mm}$ , $h_{an}^* = 1$ , $c_n^* = 0.25$ , $b = 35\text{mm}$ 设计一对外啮合斜齿圆柱齿轮传动
模数	$m$	$m_n$ 取标准值, 确定方法同直齿轮 $m_t = m_n / \cos\beta$	$m_n = 2\text{mm}$ $m_t = 2 / \cos 12^\circ = 2.0447\text{mm}$
分度圆螺旋角	$\beta$	$\beta$ 按推荐值或按中心距条件确定, 一对斜齿(人字齿)圆柱齿轮的螺旋角大小相等, 方向相反, 一般 $\beta < 25^\circ$	$\beta = 12^\circ$
分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha_n$ 取标准值, 一般 $\alpha_n = 20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$\alpha_n = 20^\circ$ $\alpha_t = \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ} = \arctan 0.3721 = 20.4103118^\circ$
齿顶高系数	$h_a^*$	$h_{an}^*$ 取标准值 $h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$	$h_{an}^* = 1$ $h_{at}^* = 1 \times \cos 12^\circ = 0.978$
顶隙系数	$c^*$	$c_n^*$ 取标准值 $c_t^* = c_n^* \cos \beta$	$c_n^* = 0.25$ $c_t^* = 0.25 \times \cos 12^\circ = 0.245$
当量齿数	$z_v$	$z_v = z / \cos^3 \beta$ $\approx z / \cos^3 \beta$	$z_{v1} \approx 20 / \cos^3 12^\circ = 21.37$ $z_{v2} \approx 63 / \cos^3 12^\circ = 67.32$
未变位时中心距	$a$	$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \times \frac{m_n}{\cos \beta}$	$a = \frac{20 + 63}{2} \times \frac{2}{\cos 12^\circ} = 84.854\text{mm}$
中心距	$a'$	$a' = a + y_n m_n$	$a' = 85\text{mm}$
中心距变动系数	$y_n$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n}$	$y_n = \frac{85 - 84.854}{2} = 0.073$
啮合角	$\alpha_{wt}$	$\cos \alpha_{wt} = \frac{a}{a'} \cos \alpha_t$	$\cos \alpha_{wt} = \frac{84.854}{85} \cos 20.4103118^\circ = 0.9356094$ $\alpha_{wt} = 20.6731805^\circ$
总变位系数	$x_{n\Sigma}$	$x_{n\Sigma} = x_{n1} + x_{n2}$ $x_{n\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} (\text{inv} \alpha_{wt} - \text{inv} \alpha_n)$	$x_{n\Sigma} = \frac{20 + 63}{2 \tan 20^\circ} (\text{inv} 20.6731805^\circ - \text{inv} 20.4103118^\circ)$ $= 114.02 \times (0.01651 - 0.01587)$ $= 0.073$
变位系数分配	$x_1, x_2$	$x_{n1} = x_1, x_{n2} = x_2, x_{t1} = x_{n1} \cos \beta, x_{t2} = x_{n2} \cos \beta$ 按当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$ 的大小用直齿轮选取变位系数的方法选取	$x_{n1} = 0.40, x_{n2} = -0.33$ $x_{t1} = x_{n1} \cos \beta = 0.39$ $x_{t2} = x_{n2} \cos \beta = -0.32$

名 称	代号	斜齿(人字齿)轮	已知 $m_n = 2\text{mm}$ , $z_1 = 20$ , $z_2 = 63$ , $\alpha_n = 20^\circ$ , $\beta = 12^\circ$ , $a' = 85\text{mm}$ , $h_{an}^* = 1$ , $c_n^* = 0.25$ , $b = 35\text{mm}$ 设计 对外啮合斜齿圆柱齿轮传动
齿廓变动系数	$\Delta y_n$	$\Delta y_n = x_{n\Sigma} - y_n$	$\Delta y_1 = 0.073 - 0.073 = 0$
齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$	$u = 3.15$
分度圆直径	$d$	$d = z m_n / \cos \beta$	$d_1 = z_1 m_n / \cos 12^\circ = 40.894\text{mm}$ $d_2 = z_2 m_n / \cos 12^\circ = 128.815\text{mm}$
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha_n$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_n = 40.8936 \times \cos 20.4103188^\circ$ $= 38.3264\text{mm}$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_n = 128.8149 \times \cos 20.4103188^\circ$ $= 120.7281\text{mm}$
节圆直径	$d_w$	$d_{w1} = 2a' / (u + 1)$ $d_{w2} = u d_{w1}$	$d_{w1} = 2 \times 85 / (3.15 + 1) = 40.964\text{mm}$ $d_{w2} = 3.15 \times 40.9639 = 129.036\text{mm}$
齿顶高	$h_a$	$h_a = (h_{an}^* + x_n - \Delta y_n) m_n$	$h_{a1} = (1 + 0.40 - 0) \times 2 = 2.8\text{mm}$ $h_{a2} = (1 + 0.33 - 0) \times 2 = 1.34\text{mm}$
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^* - x_n) m_n$	$h_{f1} = (1 + 0.25 - 0.40) \times 2 = 1.7\text{mm}$ $h_{f2} = (1 + 0.25 + 0.33) \times 2 = 3.16\text{mm}$
全齿高	$h$	$h = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2}$	$h = 2.8 + 1.7 = 1.34 + 3.16 = 4.5\text{mm}$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 40.8936 + 2 \times 2.8$ $= 46.494\text{mm}$ $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 128.8149 + 2 \times 1.34$ $= 131.495\text{mm}$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 40.8936 - 2 \times 1.7$ $= 37.494\text{mm}$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 128.8149 - 2 \times 3.16$ $= 122.495\text{mm}$
齿顶压力角	$\alpha_a$	$\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{38.3264}{46.4936}$ $= 34.4786578^\circ$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{120.7281}{131.4949}$ $= 23.3472293^\circ$

续表

名 称	代号	斜齿(人字齿)轮	已知 $m_n = 2\text{mm}$ , $z_1 = 20$ , $z_2 = 63$ , $\alpha_n = 20^\circ$ , $\beta = 12^\circ$ , $a' = 85\text{mm}$ , $h_{an}^* = 1$ , $c_n^* = 0.25$ , $b = 35\text{mm}$ 设计一对外啮合斜齿圆柱齿轮传动
端面重合度	$\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha_{wt}) + z_2 (\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha_{wt})]$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [20 \times (\tan 34.478\,657\,8^\circ - \tan 20.673\,180\,5^\circ) + 63 \times (\tan 23.347\,229\,3^\circ - \tan 20.673\,180\,5^\circ)] = 1.529$
轴向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = b \sin\beta / \pi m_n$	$\epsilon_\beta = 35 \times \sin 12^\circ / 2\pi = 1.158$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$	$\epsilon_\gamma = 2.687$
滑动率	$\eta$	$\eta_1 = \frac{\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha_{wt}}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan\alpha_{wt} - \tan\alpha_{at2}} \times \left(\frac{u+1}{u}\right)$ $\eta_2 = \frac{\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha_{wt}}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan\alpha_{wt} - \tan\alpha_{at1}} \times (u+1)$	$\eta_1 = \frac{\tan 23.347\,229\,3^\circ - \tan 20.673\,180\,5^\circ}{\left(1 + \frac{20}{63}\right) \tan 20.673\,180\,5^\circ - \tan 23.347\,229\,3^\circ} \times \left(\frac{3.15+1}{3.15}\right) = 1.093$ $\eta_2 = \frac{\tan 34.478\,657\,8^\circ - \tan 20.673\,180\,5^\circ}{\left(1 + \frac{63}{20}\right) \tan 20.673\,180\,5^\circ - \tan 34.478\,657\,8^\circ} \times (3.15+1) = 1.460$

齿厚测量尺寸的计算

公法线长度和跨测齿数	跨测齿数	$k = \frac{z_v}{180} \arccos\left(\frac{z_v \cos\alpha_n}{z_v + 2x_n}\right) + 0.5$ $z_v = z / \cos^3\beta$ $k$ 也可以根据 $z_v$ 的整数部分和 $x_n$ 的大小,从图 2-13 中查得	根据 $z_{v1} \approx 21$ , $x_{n1} = 0.40$ ,从图 2-13 中查得 $k=3$ ; 根据 $z_{v2} \approx 67$ , $x_{n2} = -0.33$ ,从图 2-13 中查得 $k=7$
	公法线长度	$W_n = (W^* + \Delta W^*) m_n$ $W^* = \cos\alpha_n [\pi(k-0.5) + z' \text{inv}\alpha_n]$ $\Delta W^* = 2x_n \sin\alpha_n$	$z'_1 = 20 \times \frac{\text{inv}20.410^\circ}{\text{inv}20^\circ} = 21.300\,6$ $W_1^* = \cos 20^\circ [\pi(3-0.5) + 21.300\,6 \times \text{inv}20^\circ] = 7.678\,7$ $\Delta W_1^* = 2 \times 0.40 \times \sin 20^\circ = 0.273\,6$ $W_{n1} = (7.678\,7 + 0.273\,6) \times 2 = 15.904\,6\text{mm}$ $z'_2 = 63 \times \frac{\text{inv}20.410^\circ}{\text{inv}20^\circ} = 67.097\,0$ $W_2^* = \cos 20^\circ [\pi(7-0.5) + 67.097\,0 \times \text{inv}20^\circ] = 20.128\,6$ $\Delta W_2^* = -2 \times 0.33 \times \sin 20^\circ = -0.225\,7$ $W_{n2} = (20.128\,6 - 0.225\,7) \times 2 = 39.805\,8\text{mm}$

## 2.3 齿轮的损伤与失效

### 2.3.1 齿轮损伤、失效与齿轮设计

齿轮在制造和使用过程中,都可能受到不同程度的损伤,当损伤达到某一极限度时,齿轮就可能失效。齿轮失效可以分为轮体失效和轮齿失效两大类。由于轮体失效在一般的情况下很少出现,因此齿轮失效通常是指轮齿失效。轮齿失效,就是齿轮在运转过程中,由于某种原因,使轮齿在尺寸、形状、材料性能或运转品质等方面发生改变而不能正常地完成规定的任务。齿轮设计者的任务就是根据不同的使用要求(如载荷、寿命、振动和噪声等),考虑现有的条件(如材料、制造和价格等),设计出性能良好、能在使用期限内不失效的齿轮。

众所周知,齿轮承载能力计算(齿面接触疲劳、齿根弯曲疲劳和齿面胶合)的出发点就是轮齿的失效(齿面点蚀、轮齿折断和齿面胶合),因此,齿轮设计者对轮齿的损伤和失效应该有全面的了解。

齿轮在制造和使用过程中,有多种损伤和失效形式。在 GB/T 3481—1997《齿轮轮齿磨损和损伤术语》(idt ISO 10825:1995)中,将轮齿的损伤和失效分成6类和多种具体形式(如下所列),并给出了相应的术语和定义。这对于用来辨别和记录齿轮的形貌、运转过程中齿轮的状况和技术交流都十分重要。

GB/T 3481—1997 中给出的术语条目如下。

#### ① 齿面耗损的迹象

a. 滑动磨损:跑合磨损(中等磨损、磨光)、磨料磨损、过度磨损、中等擦伤、严重擦伤、干涉磨损。

b. 腐蚀:化学腐蚀、微动腐蚀、鳞蚀。

c. 过热。

d. 侵蚀:气蚀、冲蚀。

e. 电蚀。

#### ② 胶合。

③ 永久变形 压痕、塑性变形(滚压塑变、锤击塑变)、起皱、起脊、飞边。

④ 齿面疲劳 点蚀(初期点蚀、扩展性点蚀、微点蚀)、片蚀、剥落、表层压碎。

⑤ 裂缝和裂纹 淬火裂纹、磨削裂纹、疲劳裂纹。

⑥ 轮齿折断 过载折断(脆性断裂、韧性断裂、半脆性断裂)、轮齿剪断、抹断、疲劳折断(弯曲疲劳折断、齿端折断)。

以上的轮齿损伤和失效形式,有些是在齿轮制造过程中产生的,如淬火裂纹和磨削裂纹等;有些是在运转过程中产生的,如磨损、胶合、点蚀等。这些损伤形式的出现,并不意味着齿轮寿命的终结,齿轮仍然可以继续运转。但是,有些是最终失效,如轮齿折断等,这种失效一旦发生齿轮只能停止运转。这是一种非常危险的轮齿失效形式,在齿轮设计时应充分注意。

齿轮传动设计的主要任务之一就是要保证齿轮在规定的使用寿命内不发生任何形式的失效。为此,根据不同类别的齿轮和它的失效形式,制订了相应的齿轮承载能力计算方法标准,见表 2-32。从表 2-32 中可见,目前只有齿面接触强度(点蚀)、齿根弯曲强度和齿面胶

合的承载能力计算标准可以引用；其他的失效形式，如齿面磨损、剥落、电蚀等尚无成熟的承载能力计算标准可以引用。但可以预期，随着科技的发展和齿轮研究的深入，新的齿轮承载能力计算标准将会逐步出现。

表 2-32 轮齿主要失效形式和相应的承载能力计算标准

齿轮传动类别	轮齿失效形式	相应的承载能力计算标准
一般闭式软齿面钢齿轮	齿面点蚀(主要) 轮齿折断	齿面接触疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085) 齿根弯曲疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085)
一般闭式硬齿面(渗碳淬火、表面硬化)钢齿轮	轮齿折断(主要) 齿面点蚀、剥落	齿根弯曲疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085) 齿面接触疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085)
一般闭式中硬齿面钢齿轮	齿面点蚀 轮齿折断	齿面接触疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085) 齿根弯曲疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085)
高速重载钢齿轮	齿面胶合(主要) 齿面点蚀 轮齿折断	抗胶合能力(GB/Z 6413)(ISO/TR 13989) 齿面接触疲劳(JB/T 8830)(ISO 9084) 齿根弯曲疲劳(JB/T 8830)(ISO 9084)
灰铸铁齿轮	轮齿折断(主要) 齿面点蚀	齿根弯曲疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085) 齿面接触疲劳(GB/T 3480)(ISO 6336;ISO 9085)
开式齿轮	齿面磨损 磨损后轮齿折断	目前暂无公认的磨损寿命计算方法,通常按考虑磨损后的轮齿计算弯曲强度
受短时过载的齿轮	齿面塑性变形和压碎 齿根塑性变形和折断	齿面静强度(GB/T 3480) 齿根静强度(GB/T 3480)

注：1. 球墨铸铁齿轮可按相同硬度的钢齿轮考虑。

2. 表中注明的“主要”失效形式，是在一般情况下会发生的。

## 2.3.2 轮齿损伤和失效的形貌

### 2.3.2.1 齿面损耗迹象

在动力齿轮传动中，由于各种原因，轮齿表面的损耗是不可避免的。以下是几种主要的齿面损耗形式。

#### (1) 滑动磨损 (sliding wear)

滑动磨损是两个表面作相对滑动时出现的材料移失。

① 正常磨损 (normal wear) 这种磨损发生在齿轮运转寿命的早期阶段，齿面的机加工痕迹磨失，常呈光亮状态，因此常称为跑合磨损 (running-in wear)，磨光和中等磨损都属于正常磨损类型。

磨光 (polishing) 是一种非常缓慢的磨合，两接触齿面的凹凸不平逐渐被磨去，因此产生光滑如镜面的齿面。磨光对改善齿轮的运转性能有好的作用。图 2-18 所示为汽车差速器锥齿轮齿面磨光的形貌。图 2-19 所示为圆柱齿轮齿面磨光实例。

中等磨损 (moderate wear) 齿面的特征是：上齿面和下齿面都有金属移失，在节曲面附近出现一条连续的条带，如图 2-20 所示。在寿命以内的正常磨损并不影响齿轮的使用。

② 磨料磨损 (abrasive wear) 磨料磨损是指由于悬浮或混在润滑剂中的坚硬微粒（如金属碎屑、锈蚀物、砂粒、研磨粉等），在齿面啮合相对运动中，使齿面材料移失或错位。有时齿面上嵌入坚硬的微粒，也会造成磨料磨损。磨料磨损的结果是使轮齿失去渐开线齿形而失效。图 2-21 所示为磨料磨损的实例：小齿轮正反齿面因磨料磨损而使齿形变尖；轮齿的有效齿面是光滑的，但由于相啮合齿面上嵌入坚硬微粒而使齿面出现径向划痕。



图 2-18 汽车差速器锥齿轮齿面磨光

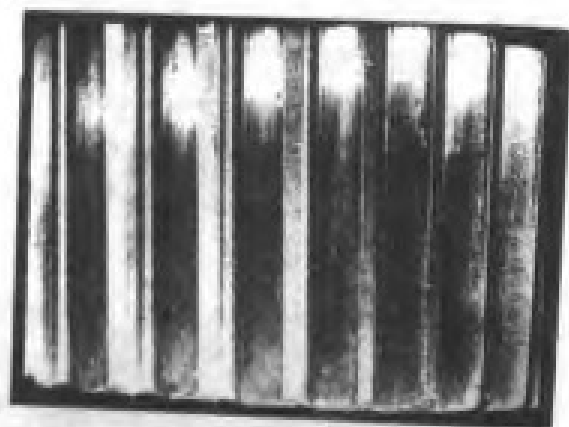


图 2-19 减速器圆柱齿轮齿面磨光

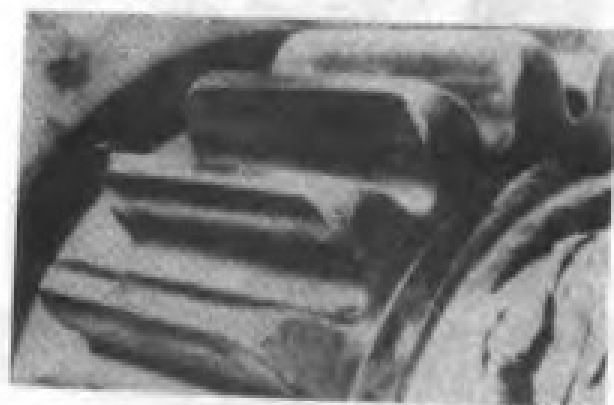


图 2-20 中等磨损的小齿轮齿面

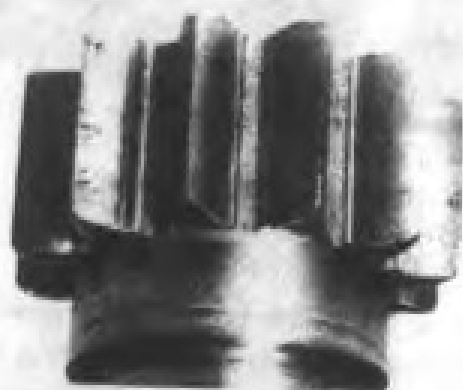


图 2-21 小齿轮磨料磨损

③ 过度磨损 (excessive wear) 过度磨损的形貌类似于中等磨损或磨料磨损, 其特征是磨损速度较快, 从而使齿轮副达不到设计寿命。图 2-22 所示为小齿轮正反齿面由于磨料磨损而出现的过度磨损。

④ 中等擦伤 (moderate scratching, scoring) 在齿面滑动方向上出现间隔不均匀、长短不一的细微沟槽, 这就是中等擦伤的形貌特征。图 2-23 所示为中等擦伤的实例, 从图中可以看到轮齿齿面顶部的细微沟槽。

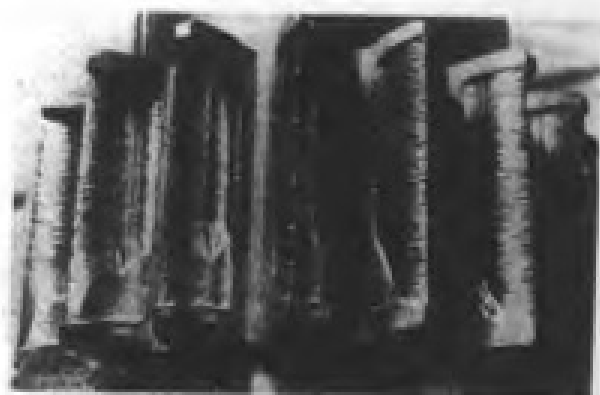


图 2-22 小齿轮齿面的过度磨损

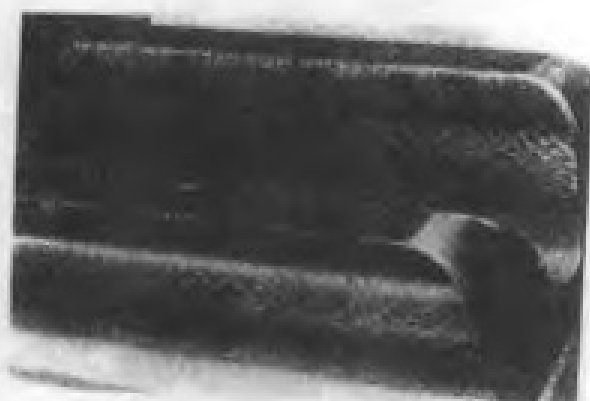


图 2-23 轮齿齿面顶部的中等擦伤

⑤ 严重擦伤 (severe scratching) 严重擦伤是磨料磨损的一种形式。其特点是: 在齿面滑动方向出现直线型沟槽, 这些沟槽光滑, 类似于“起脊”产生的沟槽, 但它是由啮合齿

面本身的凹凸不平或其间嵌入的坚硬微粒划伤所致。图 2-24 所示为齿面严重擦伤实例。在工作节曲面附近的齿面磨损不太严重。

⑤ 干涉磨损 (interference wear) 轮齿的干涉磨损是由于一个齿轮齿顶, 或另一个齿轮齿根的材料过多引起的 (当载荷过大, 轮齿变形剧增也可能引起轮齿的干涉磨损), 其结果是刮去和磨去两齿轮轮齿齿顶和齿根的材料, 使齿根部挖出沟槽, 齿顶部滚圆, 如图 2-25 所示。

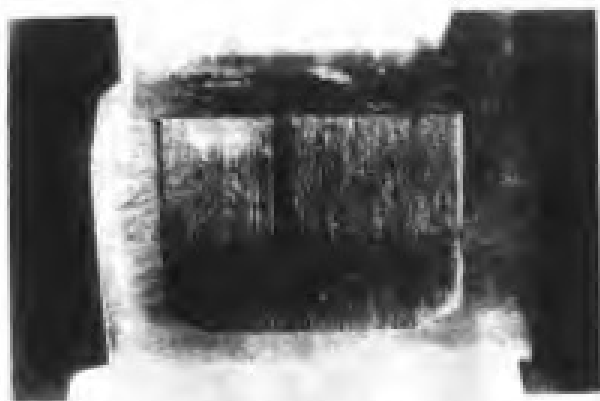


图 2-24 齿面的严重擦伤



图 2-25 轮齿根部的干涉磨损

## (2) 腐蚀 (corrosion)

① 化学腐蚀 (chemical corrosion) 化学腐蚀是由化学作用引起的齿面剥蚀, 其一般形貌是在整个齿面布满微小凹痕和晶界被氧化。在齿的工作齿面有时可看到红棕色锈迹。图 2-26 所示为由于化学侵蚀而导致齿面大面积腐蚀的实例。这种性质的损伤可以一直延续下去, 直到齿轮报废。

② 微动腐蚀 (fretting corrosion) 微动腐蚀是由于两啮合齿面作反复微小运动而产生的一种齿面损伤。这种损伤使两齿面间产生细微的红棕色氧化微粒。这些微粒滞留在接触区域内成为磨粒, 因而加速了齿面的损坏进程。

非运转状态的齿轮装置, 如果受到结构振动的作用, 如齿轮装置在运输过程中受到振动, 齿轮也可能出现微动腐蚀。

图 2-27 所示为齿轮联轴器的内齿轮齿面上微动腐蚀的实例。

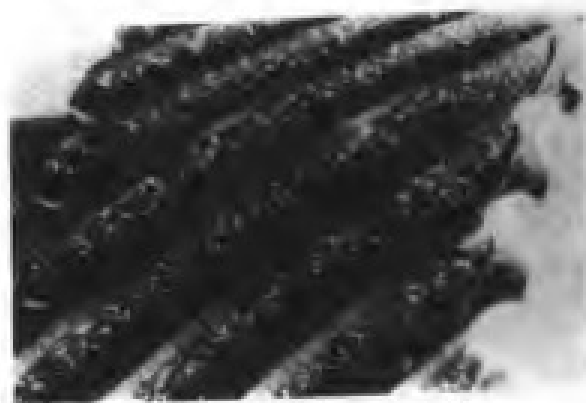


图 2-26 齿面的化学腐蚀形貌

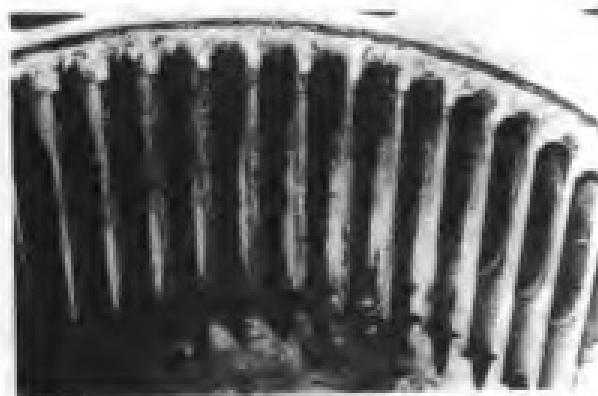


图 2-27 齿轮联轴器内齿轮的微动腐蚀

③ 鳞蚀 (scaling) 由于热处理过程中的氧化作用, 在齿面上会产生一些不规则的凹凸面, 齿轮负载运转时, 最初是由齿面上凸起部分传递动力。这些凸起面很快就呈现出金属的



光泽。这就是齿面鳞蚀的特征。

图 2-28 所示为斜齿圆柱齿轮齿面鳞蚀的形貌。

### (3) 过热 (overheating)

齿轮传动如果润滑不适当,或者齿侧间隙过小,都会使齿面温度过高而造成过热损伤。在后一种情况下,轮齿的工作齿面和非工作齿面都有承受重载的痕迹,齿面出现回火色,也常看到胶合区和塑性变形。图 2-29 所示为齿轮运转中突然严重过载而产生的过热损伤。



图 2-28 齿面鳞蚀



图 2-29 严重过载而产生的齿面过热损伤

### (4) 侵蚀 (erosion)

① 气蚀 (cavitation erosion) 当有高频振动,或润滑剂混有水、空气或其他气体时,齿面可能出现气蚀损伤。这时齿面呈现出均匀分布的局部凹痕,轮齿的整个齿面好像经喷砂处理过一样,如图 2-30 所示。

② 冲蚀 (hydraulic erosion) 冲蚀是由于喷射液体,或含空气或细小微粒的液体的冲击作用而在齿面上出现的一种侵蚀损伤。图 2-31 所示为高速齿轮齿面顶部出现的冲蚀,其部位与润滑剂喷嘴的方向一致。



图 2-30 齿面气蚀损伤

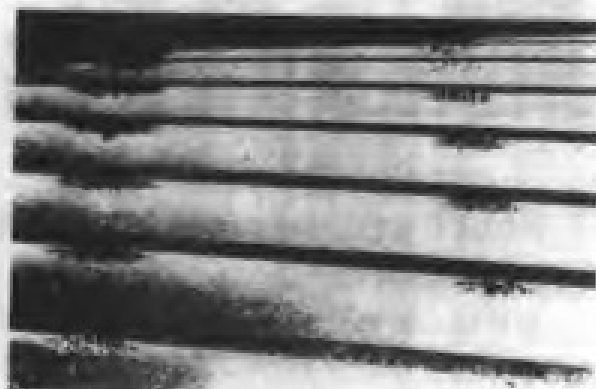


图 2-31 高速齿轮齿面的冲蚀

### (5) 电蚀 (electric erosion)

由于齿轮啮合齿面间发出的电弧或电火花的侵蚀作用,使轮齿齿面上形成许多边缘比较光滑的小弧坑,这就是电蚀。有时,齿面会出现较大面积的灼伤,其边缘呈现出回火色。

图 2-32 所示为由于小电流引起的电蚀形貌。图 2-33 所示为由于大电流引起的电蚀形貌。



图 2-32 小电流引起的齿面电蚀

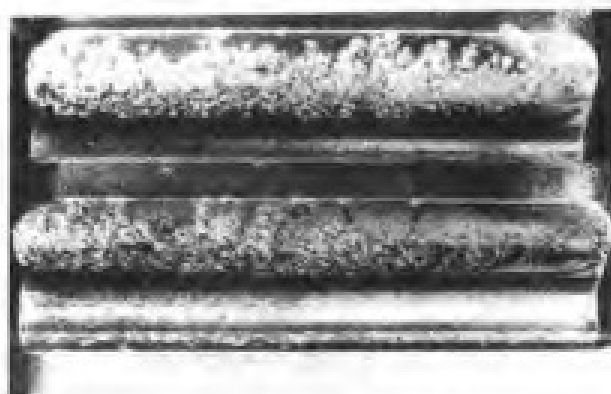


图 2-33 大电流引起的严重齿面电蚀

### 2.3.2.2 胶合 (scuffing)

轮齿的胶合是由于齿面上不平的峰谷在接触（油膜破裂）时产生局部高压，使其熔焊在一起，而后随着齿面的相对运动促使结点发生塑性变形和破裂，导致齿面材料的损失和迁移。胶合的特征形貌是在齿面滑动方向出现不同程度的划痕（胶合线）。此划痕的粗糙程度随轻度胶合至严重胶合而变化。

通常，在齿顶或齿根部位的小面积胶合可自行恢复正常，并不影响齿轮的正常使用。图 2-34 所示为磨齿小齿轮齿面顶部的轻微胶合形貌。

图 2-35 所示为弧齿锥齿轮齿面顶部的局部胶合形貌。如果引发胶合的机制不再发生，这类损伤往往也可自行恢复正常。

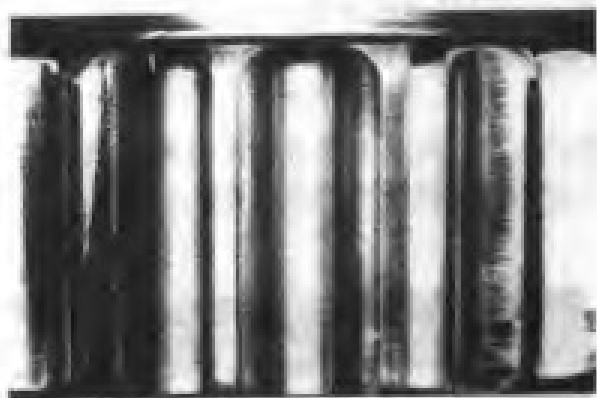


图 2-34 磨齿齿面的轻微胶合



图 2-35 弧齿锥齿轮齿面的局部胶合

弧齿锥齿轮齿面严重胶合形貌如图 2-36 所示。这种损伤会引起传动装置温度升高，振动，噪声加大而使齿轮报废。

在低速、脂润滑条件下运转的齿轮齿面也可能出现严重胶合，如图 2-37 所示。这类损伤通常称为“冷胶合”。

### 2.3.2.3 齿面疲劳

齿轮在运转过程中，受到周期性变化的接触应力作用，当接触应力超过一定值时，就会在齿面上产生微小的疲劳裂纹。此疲劳裂纹不断扩展、延伸，最终使小块金属脱落，形成不同形状的小凹坑。齿面金属移失并出现凹坑是齿面疲劳损伤的特征形貌。这类损伤属于疲劳损伤，不属于磨损。

根据凹坑形状和起因不同，齿面疲劳有点蚀、片蚀、剥落和表层压碎几种损伤形式。

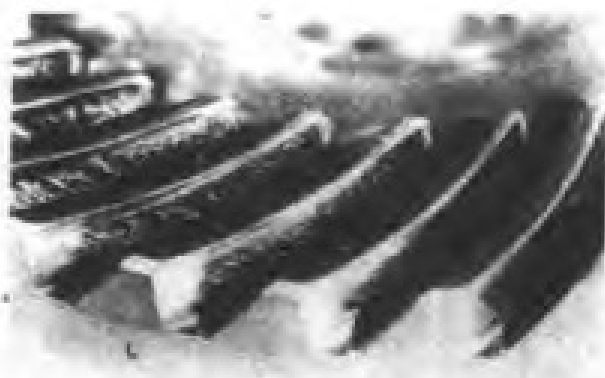


图 2-36 弧齿锥齿轮齿面严重胶合

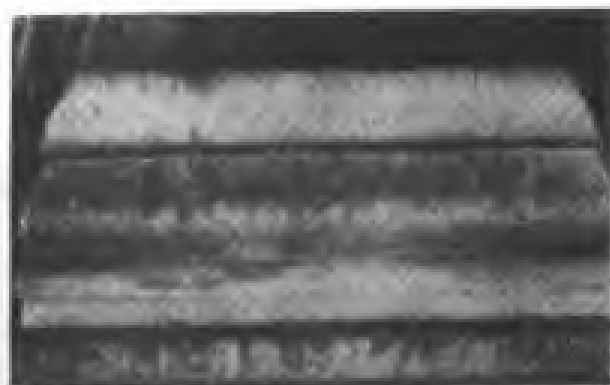


图 2-37 低速齿轮齿面的冷胶合

### (1) 点蚀 (pitting)

这是一种滚动接触或滚动与滑动混合接触的齿面疲劳现象。点蚀损伤的齿面呈现散布的麻点状。根据点蚀程度的不同，又可分为以下几种点蚀。

① 初期点蚀 (initial pitting) 齿面初期点蚀的小蚀坑很浅，其起因是齿面凹凸不平的接触，接触点的接触应力过大。通常随着点蚀的作用，凸出部分被消除后，齿面载荷便重新分布，点蚀就不再进一步发生。初期点蚀常见于齿轮运转的初期阶段，甚至在低于额定载荷下跑合时也会发生。图 2-38 所示为大齿轮齿面的初期点蚀。点蚀坑集中在齿的一端，说明齿轮传动有齿向偏载现象。

② 扩展性点蚀 (progressive pitting) 在一般的齿轮传动装置中，齿面上出现上述不扩展的初期点蚀，并不影响齿轮的正常使用；但是，如果齿面出现扩展性点蚀（破坏性点蚀），破坏了齿面的正确形状，齿轮将很快失效。扩展性点蚀一般首先出现在靠近节曲面的下齿面上，点蚀坑较大、较深，并有不断扩展的趋势；有时虽然会有一些间断的抑制，但随后又进一步扩展，直至连成一片，最后可能导致齿轮失效。图 2-39 所示为调质齿轮齿面上的扩展性点蚀，靠近节曲面附近的点蚀坑较大，较小的点蚀坑在下齿面。



图 2-38 齿面的初期点蚀



图 2-39 调质齿轮的扩展性点蚀

齿轮承载能力计算方法（如 GB/T 3480）中的接触疲劳强度计算的出发点，就是要防止齿面出现扩展性点蚀。

③ 微点蚀 (micropitting) 在齿面承受重载、油膜很薄的条件下运转的齿轮，其齿面可能出现微点蚀损伤。损伤面经放大后可见密密麻麻成片的微小蚀坑或微小裂纹，如图 2-40 所示。渗碳齿轮下齿面均匀分布的高密度微小蚀坑如图 2-41 所示。

### (2) 片蚀 (flake pitting) 与剥落 (spalling)

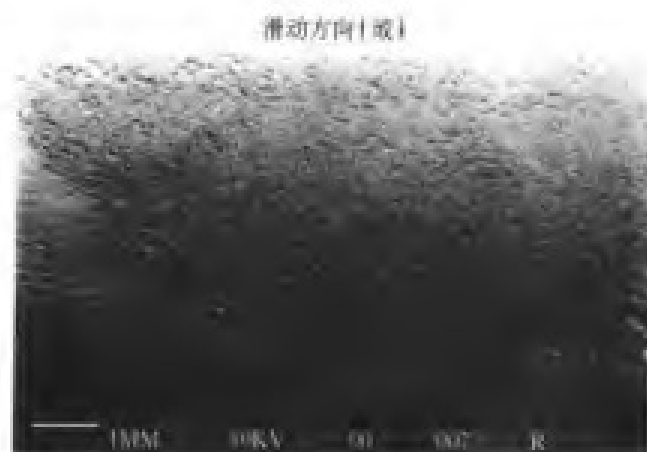


图 2-40 在低放大倍数显微镜下齿面的微点蚀

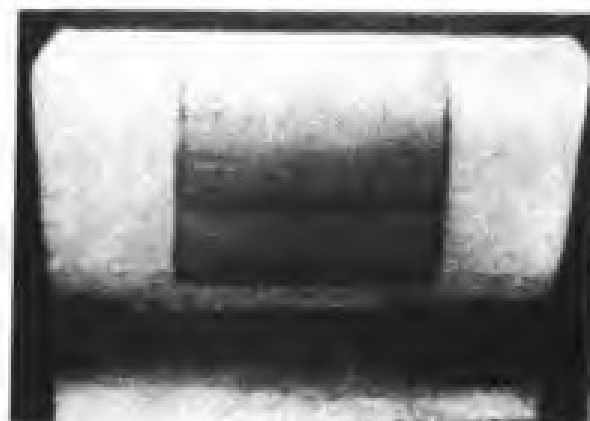


图 2-41 渗碳淬火齿轮下齿面的微点蚀

片蚀的特征是齿面材料有较大面积的薄碎片脱落，使齿面出现似倒三角形深度大致相同的浅坑。图 2-42 所示为调质齿轮（有较太鼓形量）因严重过载而产生的齿面片蚀。

术语剥落有时也可用来代替术语片蚀，但剥落特别用来表示脱落的碎片厚于齿面硬化层，且形状不规则类似于片蚀的损伤。40Cr 钢硬齿面齿轮齿面的剥落如图 2-43 所示。

片蚀和剥落的主裂纹通常发生在与齿面平行的次表层；随着裂纹的扩展，裂纹上部的金属就会碎裂脱落，形成蚀坑。



图 2-42 调质齿轮齿面片蚀



图 2-43 硬齿面齿轮齿面剥落

### (3) 表层压碎 (case crushing)

表层压碎常发生在齿面硬化的齿轮上，其裂纹通常在表层与心部的过渡区扩展，致使大块表层材料碎片脱落。这是一种严重的剥落形式。图 2-44 所示为一个表面硬化弧齿锥齿轮齿面的表层压碎。在轮齿上可以看到许多与小齿轮齿面接触线方向一致的裂纹。一齿面上有大量材料脱落，形成一个大凹坑。



图 2-44 表面硬化的弧齿锥齿轮的齿面表层压碎

### 2.3.2.4 裂纹

轮齿裂纹是齿轮的损伤形式之一。根据产生裂纹的原因不同，常见的轮齿裂纹可分为以下几种。

#### (1) 淬火裂纹 (hardening cracks; quench

cracks)

由于齿轮热处理不当,使轮齿产生过大的内应力,从而引发轮齿淬火裂纹。由火焰或感应淬火的局部硬化轮齿表面,比全齿廓硬化的轮齿表面或调质齿轮的轮齿表面更容易出现这种形式的损伤。有时淬火裂纹只有经过一段时期后,或在磨齿加工时才逐渐显示出来。图 2-45 所示为齿轮齿顶出现的淬火裂纹。这种裂纹通常都出现在图示的部位。

### (2) 磨削裂纹 (grinding cracks)

由于热处理工艺或磨削工艺的不恰当等复杂原因,使轮齿经磨削后齿面产生磨削裂纹。这种裂纹不很深,大致互相平行,通常垂直于磨轮轨迹,或呈龟裂形。磨削裂纹用肉眼观察不易发现,需用磁粉探伤或用 5% 硝酸乙醇腐蚀液浸蚀后才能发现 (见 GB/T 17879—1999)。图 2-46 所示为硬齿面齿轮经磨齿后齿面出现的磨削裂纹。



图 2-45 轮齿顶部的淬火裂纹



图 2-46 硬齿面齿轮的磨削裂纹

### (3) 疲劳裂纹 (fatigue cracks)

在齿轮运转时,轮齿的弯曲应力和接触应力都属于交变应力。当应力超过极限应力值,并达一定的循环次数时,材料就可能出现疲劳现象——疲劳裂纹。常见的疲劳裂纹有齿根疲劳裂纹和齿面疲劳裂纹。

图 2-47 所示为齿根疲劳裂纹,裂纹位于齿根过渡曲面处,呈弧形弯曲状。

图 2-48 所示为齿面接触疲劳裂纹。这些裂纹的扩展、连接,最终造成齿面金属材料的脱落——点蚀或片蚀。



图 2-47 齿根弯曲疲劳裂纹

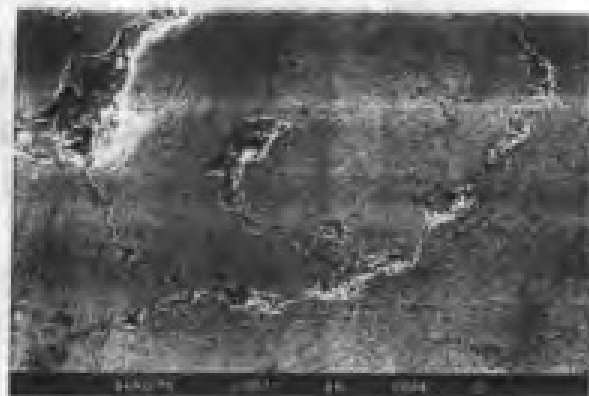


图 2-48 齿面的接触疲劳裂纹

此外, 齿轮轮坯锻造有缺陷, 轮缘厚度不足, 轮体焊接质量差等, 都可能使齿轮出现不同的裂纹。

### 2.3.2.5 轮齿折断 (tooth breakage)

轮齿折断是一种危险性很大的最终失效形式, 它可以细分为以下几种。

#### (1) 过载折断 (overload breakage)

轮齿受到一次或很少几次严重过载时, 就可能发生过载折断。过载折断的断口一般都在齿根部位。断口比较平直, 并且具有很粗糙的特征。图 2-49 中左侧断齿就是过载断齿, 它是因右侧齿疲劳折断后产生轮齿冲击引发的。根据过载断口面的微观形貌, 其断口可分三种类型, 即脆性断裂、韧性断裂和半脆性断裂, 详见 GB/T 3481—1997。

#### (2) 轮齿剪断 (tooth shear)

当齿轮的材料强度相对较低, 而受到的一次过载相当严重时, 其齿根部位可能发生剪断失效。轮齿剪断的断口面类似于机加工过表面, 这是这种断口的特征。图 2-50 所示为轮齿右侧齿面受严重过载时发生的轮齿剪断。



图 2-49 轮齿的过载折断和疲劳折断

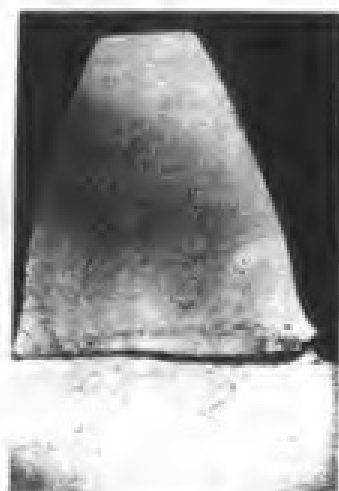


图 2-50 轮齿剪断

如果轮齿的断裂都先从轮齿整体塑性变形开始, 最后断裂, 这就称之为抹断 (smeared fracture)。

#### (3) 疲劳折断 (fatigue breakage)

轮齿经高循环次数载荷的作用, 在齿根部位产生疲劳裂纹, 导致轮齿疲劳折断。疲劳折断的断口分为疲劳断口面和最终 (静断) 断口面两个不同区域。在疲劳区内看不到塑性变形的痕迹, 断口较平滑, 无光泽; 而最终断口面的形貌与过载的相似, 比较粗糙。图 2-51 所示为轮齿疲劳折断的典型形貌。从轮齿端面看, 轮齿疲劳折断的齿根断裂线比过载折断的弯曲。图 2-49 所示齿轮的右侧断齿是疲劳折断, 而左侧断齿是过载 (冲击) 折断, 两者齿根的断裂线有明显的不同。

对于斜齿轮或严重偏载的直齿轮, 疲劳折断可能发生在齿的端部。图 2-52 所示的齿轮, 由于严重偏载造成齿端折断 (tooth end breakage); 在偏载区齿面上还有破坏性点蚀和剥落损伤。

#### (4) 随机折断 (random breakage)

轮齿的折断通常都发生在齿根部位, 即使是齿端折断, 其疲劳源仍在齿根部位。但是某些偶然因素 (例如齿面点蚀、剥落等产生的应力集中和材料的缺陷等) 的作用, 就可能造成

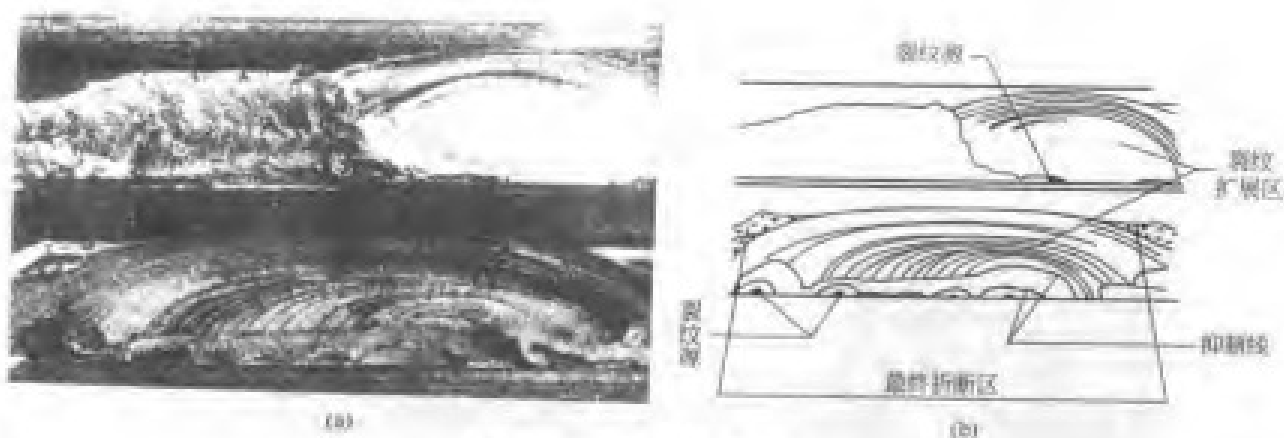


图 2-51 两个轮齿的疲劳折断

轮齿的随机折断（随机断裂）。球墨铸铁齿轮因节曲面附近出现严重点蚀引起的随机折断如图 2-53 所示。随机折断也属于疲劳折断，其断口形状与一般疲劳断齿相似，但断裂面一般都不在齿根，有一定的随机性。在 GB/T 3481—1997 中未收纳此术语，其实随机断裂是常见的。

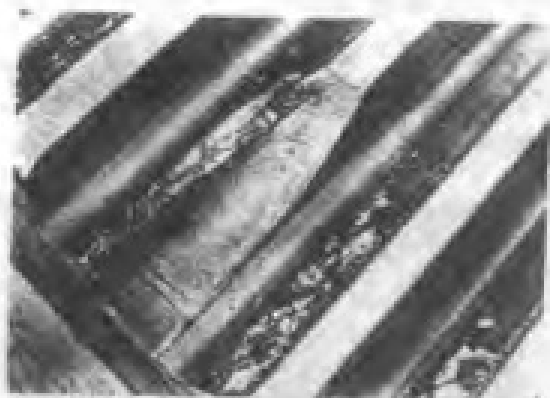


图 2-52 轮齿齿端折断



图 2-53 球墨铸铁齿轮的随机（齿根部）折断

### 2.3.2.6 永久变形 (permanent deformations)

轮齿的永久变形可以发生在齿面上，也可以是整个齿体发生永久变形，其诱因都是轮齿受过大载荷造成的。轮齿的永久变形有以下几种主要的损伤形式。

#### (1) 压痕 (indentation)

齿轮运转过程中，如果有较大的外来物进入齿轮啮合区，就可能造成轮齿的压痕损伤。图 2-54 所示为金属物进入啮合区产生的轮齿压痕实例。

#### (2) 塑性变形 (plastic deformation)

轮齿的塑性变形是一种卸去施加的载荷后不能恢复的变形。轮齿的塑性变形可分两大类：齿体塑变和齿面塑变。前者是由于齿体材料的应力超过弹性极限所致（使轮齿失去正确的几何形状）；后者除了高应力外还与轮齿啮合时的摩擦条件有关（摩擦使齿面材料流动）。

常见的齿面塑性变形有以下几种。

① 滚压塑变 (plastic deformation by rolling) 在软齿面齿轮传动中，可以经常看到滚压塑变，其特征是：主动齿轮节圆柱附近齿面的材料流向齿根和齿顶，从而在齿面上产生沟槽，并在齿根和齿顶出现飞边；而从动齿轮齿面上相应的材料向节圆柱面附近流动，从而齿面上出现隆起。使齿面金属材料流动的主要原因是轮齿啮合时的摩擦力作用。图 2-55 所示

为——从动齿轮齿面出现的滚压塑变，在节圆柱面附近的齿面隆起（山脊状）清晰可见。

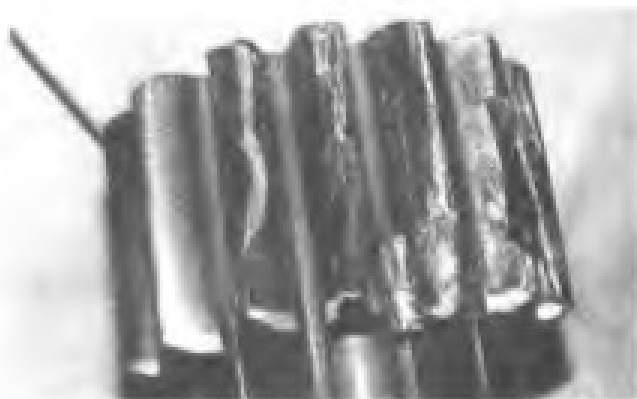


图 2-54 轮齿压痕损伤

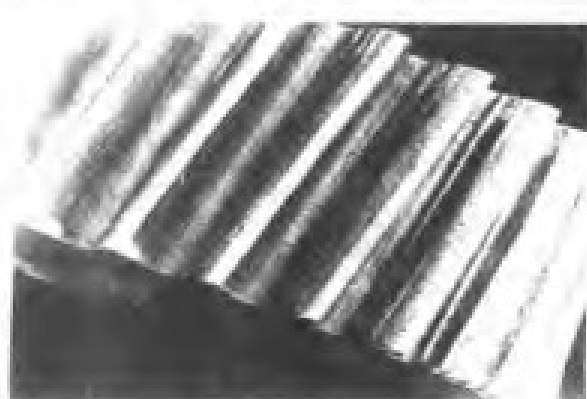


图 2-55 从动齿轮齿面的滚压塑变

② 轮齿锤击塑变 (plastic deformation by tooth hammer) 这是一种由于轮齿锤击作用产生的齿面塑性变形，其特征是在齿面上易看到浅沟槽，此沟槽与轮齿啮合的接触线方向一致。图 2-56 所示为内齿轮齿面上的轮齿锤击塑变实例。

③ 起皱 (ripping) 起皱是一种齿面上垂直于滑动方向的微小皱纹。这些皱纹本身也是波状的，而不是直的，看上去其形状如同风吹沙土，水冲泥浆一样，只是尺寸微小得多。起皱损伤多发生在高度抛光的齿面上，其产生的原因与齿轮运转时润滑不良、齿面间的黏附滑动有关。图 2-57 所示为小齿轮右端载荷最大处的起皱现象。

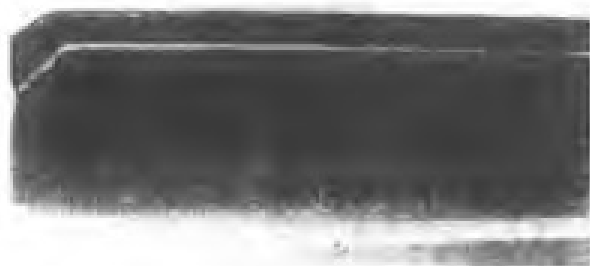


图 2-56 内齿轮齿面的锤击塑变

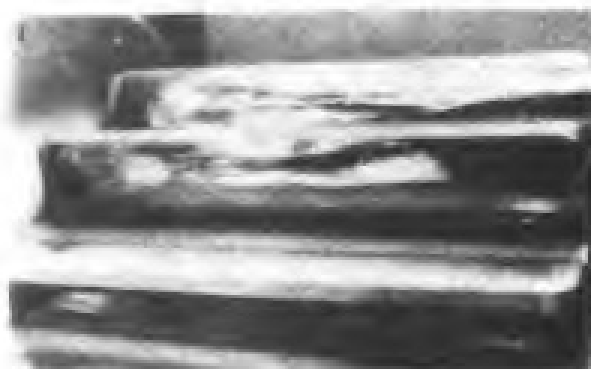


图 2-57 齿轮齿面起皱

④ 起脊 (ridging) 在齿轮齿面上由于塑性变形，有时是由于磨损，而形成明显的隆起和沟槽。这种损伤常见于在轮齿接触线方向上有一显著的滑动分量的低速齿轮齿面上，如蜗杆传动和准双曲面齿轮传动等。通常起脊产生于低硬度齿面上，但如果接触应力较高，也会产生于高硬度的齿面上，如车辆驱动桥上用的硬齿面准双曲面齿轮。弧齿锥齿轮工作齿面上的起脊如图 2-58 所示。

⑤ 飞边 (burrs) 轮齿在高摩擦、重载荷作用下，或由于齿面胶合的作用，在轮齿边缘形成粗糙且常为尖锐的凸出外延部分，这就是飞边损伤。蜗杆齿面顶部的飞边如图 2-59 所示。这种飞边是压力和沿工作齿面滑动而产生的塑性变形所致。

### 2.3.3 诱发轮齿损伤和失效的主要原因

由于齿轮工况不同，材质各异，环境条件也有差别，因此产生上述轮齿损伤和失效的诱因往往很复杂，但从以下几方面进行分析、查找。

#### (1) 设计方面的失误





图 2-58 弧齿锥齿轮齿面的起脊损伤



图 2-59 蜗杆齿顶部的飞边

① 对作用在轮齿上的载荷估计不足 轮齿上所受的载荷一般可分为三部分。

a. 名义载荷 可视为齿轮传递的名义功率。

b. 外部动载荷 它取决于原动机、从动机的特性、轴和联轴器系统的质量、刚度以及运行状态。

c. 内部动载荷 这是由于齿轮本身制造误差、轮齿刚度等因素产生的载荷。

精确确定轮齿上的载荷非常困难，较好的办法是进行实测或对传动系统进行全面分析。但是，这种复杂的方法也不是处处可以采用的，因此在齿轮的设计中，对载荷估计不足是常见的。

② 齿轮传动装置结构设计不合理 例如轴承安装方式或安装位置不合适，轴或齿轮箱的刚度太差，密封不可靠，箱体散热面积不足等，都可能导致轮齿不同形式的损伤和失效。

③ 确定齿轮参数不合适 例如齿轮的模数、齿宽系数、侧隙、顶隙、齿根圆角、齿廓修缘、齿向修形、变位系数和螺旋角等确定得不合适，从而影响齿轮的寿命。例如齿宽（齿宽系数）过大，即使是精确制造的齿轮副，也会因轴和箱体、轴承的变形而使齿轮出现严重偏载现象；过分的齿廓修缘会使齿轮传动的重合度减少，从而达到降低噪声的目的。

④ 齿轮材料选用不合适 齿轮材料的种类、牌号应根据齿轮的具体应用条件来选定。例如，大模数的调质齿轮就应选用淬透性好的材料，否则轮齿上下齿面的硬度就不可能一致；选用 45 钢来做调质齿轮也是一种不合适的选择，因为调质后的黑白组织滚切加工的性能很差，齿面很粗糙，非常容易产生点蚀。此外，大小齿轮不同材料的匹配也很重要，合适的匹配可以减少齿面胶合的危险性。

⑤ 润滑系统设计有误 齿轮装置的润滑方法、润滑剂的性能和油量等处理不好，会使齿面产生胶合、过热和过度磨损等损伤和失效。

## （2）材料和热加工方面的失误

齿轮材料化学成分和力学性能不合格，内部有缺陷等是诱发齿轮失效的重要原因之一。齿轮材料的热加工是指毛坯的锻造和齿轮的热处理。其常见的失误有：金相组织不良，齿面或齿心的硬度不合适，硬化层的深度不适当，表面有严重的脱碳和晶界氧化现象，残余应力不良，有热处理裂纹等。研究表明，渗碳淬火齿轮齿根表面的脱碳和晶界氧化（齿根不磨齿），将使齿根部出现极为不利的残余拉应力，其许用弯曲极限应力可能降低 40% 以上，而这种肉眼看不见的失误往往被人们所忽视。

## （3）机械加工方面的失误

① 轮齿的尺寸、形状不良 齿根圆角、齿顶齿端倒角加工不良，齿厚、齿廓修缘、齿

向修形不到位等是常见的机加工方面的失误。例如，硬齿面齿轮齿面磨削加工造成的齿根磨削台阶，将在齿根的危险部位，产生大的应力集中，从而削弱了轮齿的弯曲强度。

② 轮齿加工精度不足 齿向误差太大会引起齿轮的齿向偏载；齿距偏差、齿形误差会引起齿高方向接触不良，动载荷加大；而齿面粗糙度过大易引发点蚀或胶合失效。

#### (4) 装配方面的失误

轮齿接触检查不严，轴承间隙未调整好，齿轮啮合间隙过小又未发现，装配后齿轮箱的清洁度未能达标，装配时的故障排除不彻底等，都可能诱发轮齿不同形式的损伤和失效。

#### (5) 使用和维护方面的失误

超载、超速运转，润滑油错号、油量不足，油中水分、杂质含量过多，不定期检查和检修，对异常情况（如振动噪声增加、漏油等）未及时处理等，都可能造成齿轮运转故障。

在齿轮失效分析中，应根据具体的轮齿损伤和失效形式，进行深入的现场调查和细致的检测，来查明齿轮损伤和失效的直接原因；只有对影响轮齿损伤和失效的因素进行全面的分析和衡量，并作科学、缜密的推断，才能提出相应的改进措施。

### 2.3.4 齿轮失效判据

齿轮在运转过程中受到一定程度的损伤，往往是不可避免的。除了航天、航空和某些特殊的高速齿轮外，一般的工业齿轮都允许齿轮在工作过程中有一定程度的损伤，也就是说有损伤的齿轮不一定马上报废。例如齿面出现磨损或点蚀损伤，只要损伤不十分严重，齿轮的运转质量可能有所降低，但仍能正常工作。然而当损伤累积到某一程度时，齿轮的运转质量大幅度降低（如振动、噪声急剧增大），运转的可靠性不能保证，这时齿轮只能报废。这其中确定损伤的“某一程度”，就是齿轮的失效判据（报废标准）。

常用的失效判据有两类：一类是试验齿轮失效判据；另一类是产品齿轮失效判据。

#### (1) 试验齿轮失效判据

这种失效判据用于齿轮的承载能力（齿面接触疲劳、齿根弯曲疲劳、胶合）试验中，用来确定试验齿轮的终止试验条件（齿轮寿命终结）。齿轮设计中使用的极限应力  $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{Flim}$  等就是根据此失效判据确定试验齿轮寿命，从而推断出齿轮的极限应力具体值。

① 齿轮弯曲疲劳和接触疲劳试验失效判据 在 GB/T 3480—1997 (eqv ISO 6336: 1996)《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》中规定：试验齿轮的轮齿折断即为齿轮工作寿命的终结。因此，轮齿折断就是齿根弯曲疲劳试验的失效判据。试验是在标准运转条件下进行的，具体的条件如下：

螺旋角	$\beta=0$ ( $Y_\beta=1$ )
模数	$m=3\sim5\text{mm}$ ( $Y_x=1$ )
应力修正系数	$Y_{ST}=2$
齿根圆角参数	$q_s=2.5$ ( $Y_{relT}=1$ )
齿根圆角表面粗糙度	$R_a=10\mu\text{m}$ ( $Y_{relT}=1$ )
齿轮精度等级	4~7 级 (GB/T 10095—1988)
基本齿廓	按 GB/T 1356—1987
齿宽	$b=10\sim50\text{mm}$
载荷系数	$K_A=K_V=K_{F\beta}=K_{Fa}=1$

GB/T 3480—1997 规定，齿轮接触疲劳强度试验的失效判据用齿面点蚀面积率来表示。

对于齿面非硬化的齿轮副，其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的 2%，或单齿占 4%。

对于齿面硬化的齿轮副，其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的 0.5%，或者对单齿占 4%。

试验是在标准运转条件下进行的，具体条件如下：

- 中心距  $a=100\text{mm}$
- 螺旋角  $\beta=D\left(Z_{\beta}=1\right)$
- 模数  $m=3\sim 5\text{mm}$
- 齿面粗糙度  $R_x=3\mu\text{m}\left(R_z=1\right)$
- 圆周线速度  $v=10\text{m/s}\left(Z_v=1\right)$
- 润滑剂黏度  $\nu_{50}=100\text{mm}^2/\text{s}\left(Z_L=1\right)$
- 相啮合齿轮的材料 相同  $\left(Z_w=1\right)$
- 齿轮精度等级 4~6 级  $\left(\text{GB/T } 10095-1988\right)$
- 载荷系数  $K_A=K_V=K_{H\beta}=K_{H\alpha}=1$

② 齿轮胶合试验失效判据 齿轮的抗胶合承载能力也是通过试验确定的（见 GB/T 13672 1992《齿轮胶合承载能力试验方法》），但是胶合损伤是突发的，而不是疲劳的结果，因此胶合的失效判据的确定有其特殊性（见下述）。

③ 用于胶合试验的封闭式齿轮试验机如图 2-60 所示。此标准试验机也可用于齿轮接触疲劳和弯曲疲劳试验。

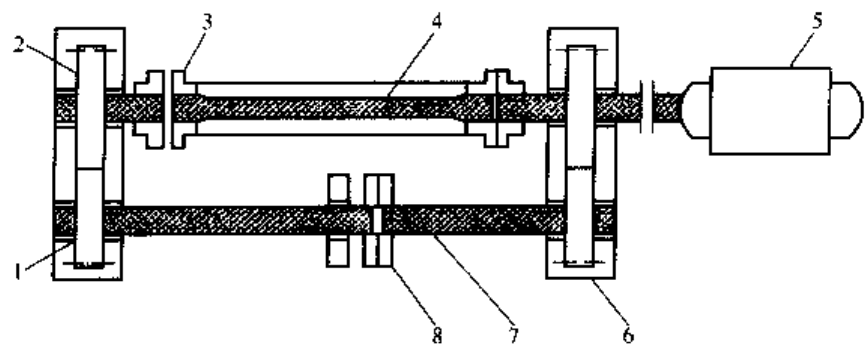


图 2 60 封闭式齿轮试验机简图

- 1—小试验齿轮；2—大试验齿轮；3—扭矩测量联轴器；4—弹性轴；
- 5—驱动电机；6—驱动（陪试）齿轮箱；7—刚性轴；8—加载联轴器

胶合试验常用的“ A ”型试验齿轮的参数列于表 2-33。

表 2-33 “ A ”型试验齿轮的参数

名 称	符 号	数 值	单 位
齿宽	$b$	20	mm
齿数 小齿轮 大齿轮	$z_1$	16	
	$z_2$	24	
模数	$m$	4.5	mm
齿形角	$\alpha$	20	(°)
啮合角	$\alpha'$	22°26'20"	(°)
变位系数 小齿轮 大齿轮	$x_1$	0.853 2	
	$x_2$	-0.5	
节圆直径 小齿轮 大齿轮	$d_1'$	73.2	mm
	$d_2'$	109.8	

续表

名 称	符 号	数 值	单 位
顶圆直径 小齿轮 大齿轮	$d_{a1}$	88.50	mm
	$d_{a2}$	112.32	
节圆线速度	$v$	0.003 83π	m/s
小齿轮齿顶啮合长度	$g_{a1}$	14.550	mm
大齿轮齿顶啮合长度	$g_{a2}$	3.104	mm
最大滑动速度 小齿轮 大齿轮	$v_{\max 1}$	0.66π	m/s
	$v_{\max 2}$	0.11π	
齿顶圆上的接触应力 小齿轮 大齿轮	$\sigma_{Hs1}$	$18.7 \sqrt{F_n}$	MPa
	$\sigma_{Hs2}$	$15.5 \sqrt{F_n}$	
齿面粗糙度	$R_a$	0.32~0.63	μm

试验时将试验齿轮装进试验齿轮箱中，加进润滑油，使齿轮处于油浴润滑状态，然后对齿面逐级加载（见表 2-34），每加一级载荷试验齿轮恒速运转 15min，并控制油温。每一级载荷运转结束后，对试验小齿轮齿面进行检查和评定，同时记录齿面出现的损伤形貌。

表 2-34 载荷级

载 荷 级	小试验齿轮上的 名义转矩 $T_1$  N·m	试验齿轮的 齿面法向力 $F_n$  N	计算接触应力 $\sigma_H$  /MPa	各级载荷结束 时完成的总功 $J$  MJ	加载联轴器上的载荷 ( $H$ 、 $K$ 和 $W$ 数值见制造厂的使用说明书)  /kgf
1	3.33	99.10	146	0.69	$H_1$
2	13.70	407.00	295	3.49	$H_2$
3	35.30	1 044.00	474	10.64	$H_2 + K$
4	60.80	1 800.00	621	23.10	$H_2 + K + W_1$
5	94.10	2 786.00	773	42.40	$H_2 + K + W_1 + W_2$
6	135.30	4 007.00	927	70.20	$H_2 + K + W_1 + W_2 + W_3$
7	183.10	5 435.00	1 080	107.80	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_4$
8	239.30	7 080.00	1 232	156.80	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_5$
9	302.00	8 949.00	1 386	218.70	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_6$
10	372.60	11 029.00	1 538	295.20	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_7$
11	450.10	13 343.00	1 691	387.60	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_8$
12	534.50	15 826.00	1 841	497.30	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_9$

注：1kgf=9.806 65N。

表 2-35 和图 2-61~图 2-67 可用来评定齿面损伤的程度。

表 2-35 齿面形貌变化及其损伤形式

齿面形貌及损伤形式	齿面损伤情况与特征
轻微磨损	目测直接观察出比新齿面光滑。特征：齿面磨纹逐渐光滑，粗糙度逐渐减小
轻微胶合	在齿面的滑动方向出现细微线痕。特征：细微线痕不一定都延伸到齿顶，齿面粗糙度无改变
中等胶合	中等胶合沿齿面的滑动方向呈线状或带状，有轻、中、深程度之分。特征：擦伤的沟槽延伸到齿顶，齿面粗糙度比原始交叉磨纹增大
破坏性胶合	破坏性胶合呈线状、带状、大面积或全齿面胶合。特征：胶合处形貌发暗，粗糙度比原始的交叉磨纹大而深，原始交叉磨纹消失

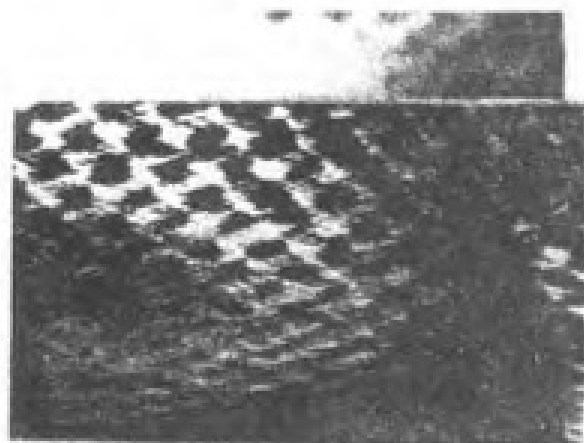


图 2-61 原始齿面

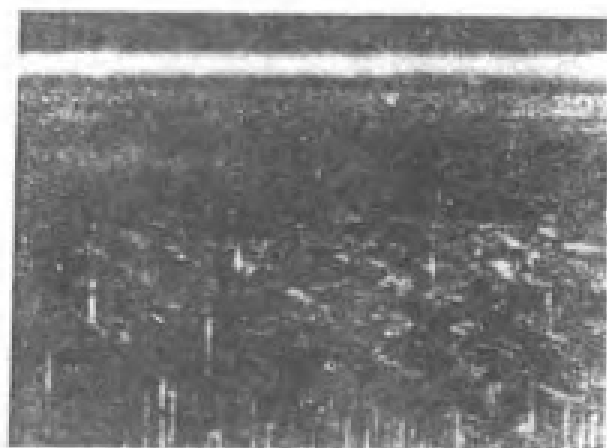


图 2-62 轻微胶合

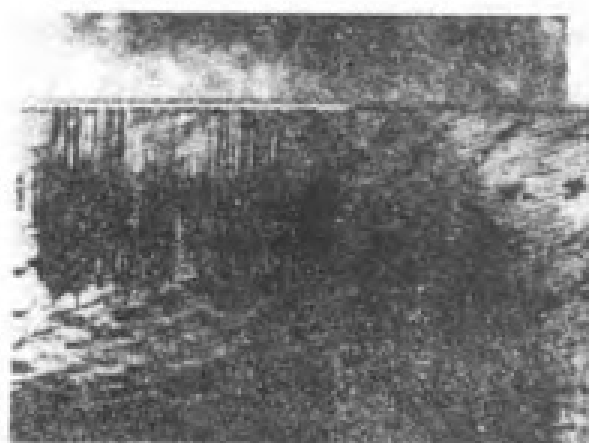


图 2-63 中等胶合带

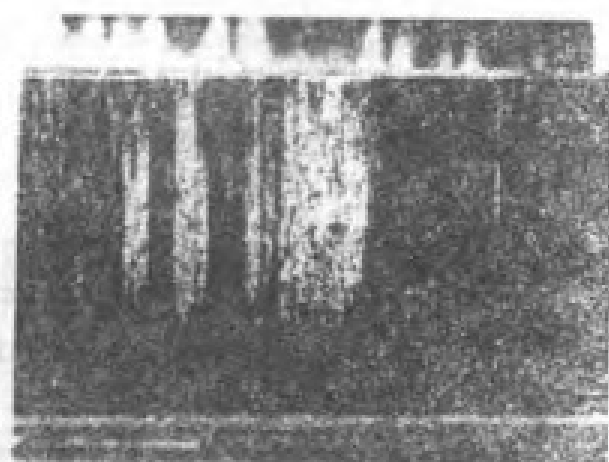


图 2-64 中等胶合带与破坏性胶合带

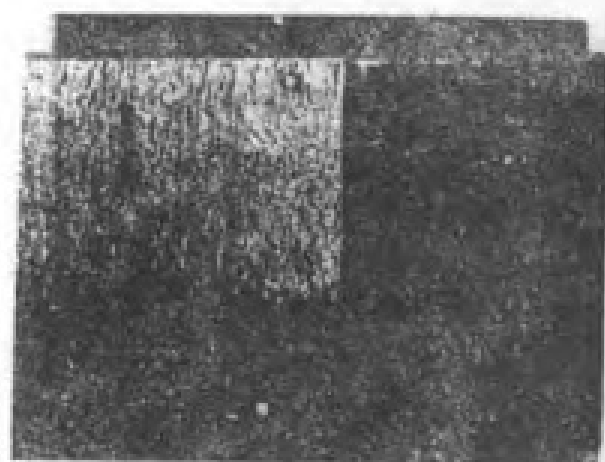


图 2-65 大面积破坏性胶合

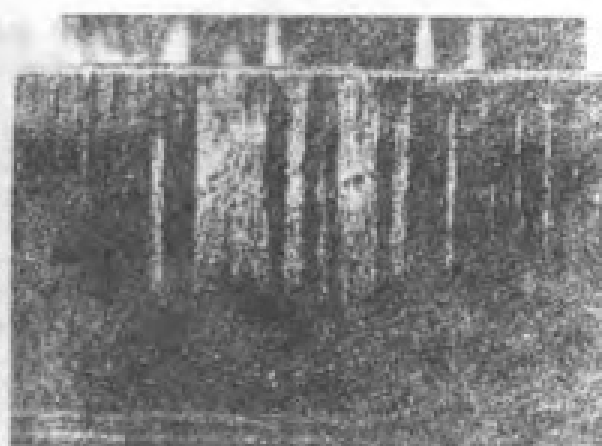


图 2-66 全齿面中等胶合与破坏性胶合

齿轮胶合承载能力以胶合失效载荷级来评定。胶合失效载荷级是指从轻微磨损进入中等胶合和破坏性胶合的载荷级。

在给定的载荷级（例如 10 级）运转后，如果小试验齿轮齿面上出现中等胶合或破坏性胶合损伤（见图 2-63～图 2-67），且其 16 个齿的齿面上的中等胶合和破坏性胶合相加总和的

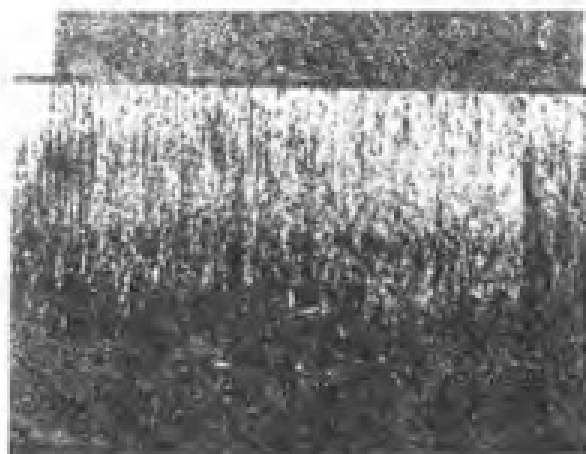


图 2-67 全齿面破坏性胶合

宽度等于或大于一个齿面宽度，则该级（10级）就作为胶合失效载荷级。由此可见胶合的失效判据要比齿面接触疲劳和齿根弯曲疲劳的失效判据复杂得多。

### （2）产品齿轮失效判据

以上所述的试验齿轮失效判据只能用于齿轮试验，而不适用于不同行业、不同工况的实际产品齿轮。对于实际的产品齿轮（如汽车齿轮、航空齿轮、机床齿轮、船舶齿轮等），情况要比试验齿轮复杂得多，因为它们工况不同、运转品质和可靠程度要求不同……，因此不可

能制订出一个各行业、各工况都通用的产品齿轮失效判据。可行的办法是根据各行业的实际情况，通过大量的调查研究、分析计算和经验的总结，制订出符合本行业实际的齿轮失效判据。

以下介绍我国行业标准 JB/T 5664—1991《重载齿轮 失效判据》的主要内容，从中可以了解实际产品齿轮失效判据的基本内容。

应该指出，制订实际产品齿轮失效判据的主要依据是本行业齿轮的使用经验。正因为如此，这种齿轮失效判据会随着使用经验的不断丰富而不断修改完善。

① 标准的适用范围和重载齿轮的分类 JB/T 5664—1991 标准规定了  $v \leq 20\text{m/s}$  的重载齿轮的磨损、点蚀、剥落、胶合、塑性变形、折断与裂纹的失效判据。此失效判据主要用于判别经运转并已出现损伤的重载齿轮是否达到失效的程度，以便及时预防重大事故，准备备件。也可用于产品可靠性的评定。

重载齿轮的分类见表 2-36。不同类别的重载齿轮其失效判据的松紧程度应有所不同。

表 2-36 重载齿轮的分类

重载齿轮分类		说 明
代 号	类 别	
I	一般设备	齿轮失效仅引起单台设备停产，如开式传动齿轮、矿山破碎机齿轮等
II	重要设备	齿轮失效引起机组、生产线或全厂停产，设备损坏，如球磨、烧结、冶金、化工、轻工机械齿轮等
III	高安全要求设备	齿轮失效引起设备、人身事故，如起重设备、载人电梯齿轮等

② 齿面磨损失效判据 齿面磨损损伤可有多种形式，通常可将 GB/T 3481—1997 中所论述的齿面耗损的迹象（如滑动磨损、腐蚀、侵蚀等）都归入齿面磨损这一类中。齿面磨损最显著的特征是齿厚的减薄，据此有两种可用的磨损失效判据。

a. 磨损比率法 无论何种磨损形式，其齿根两侧磨损量之和  $\Delta S$  (mm) 与齿轮模数  $m_n$  (mm) 的百分比值  $M$  ( $M = \Delta S/m_n$ ) 达到或超过表 2-37 所列指标，则该齿轮应判为失效。

表 2-37 齿面磨损失效判据

重载齿轮分类	$M$	
	$v < 10 \text{ m/s}$	$10 \text{ m/s} \leq v \leq 20 \text{ m/s}$
I	40	30
II	30	20
III	15	10

检测的轮齿应是损伤最严重的轮齿，而且有一个轮齿的损伤检测结果达到失效指标，即可作为判定齿轮失效的充分判据。

轮齿磨损量的测量可采用精度  $0.02\text{mm}$  以上的齿厚游标卡尺，以齿顶定位，测量齿根磨损前的  $S$ 、磨损后的厚度  $S'$  及高度  $h'$ ，见图 2-68。磨损量按下式计算，即

$$\Delta S = S - S'$$

齿根危险截面处的圆角半径  $\rho'_f$  可用样板测量。

轮齿磨损量也可用精度  $0.02\text{mm}$  以上的游标卡尺，从齿轮端面测量  $S$ 、 $S'$  和  $h'$ ，见图 2-69。

根据测量所得的不同齿高的齿厚，描绘磨损后的齿形，如图 2-69 所示。

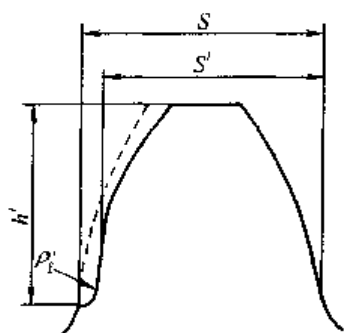


图 2-68 用齿厚游标卡尺测量磨损量

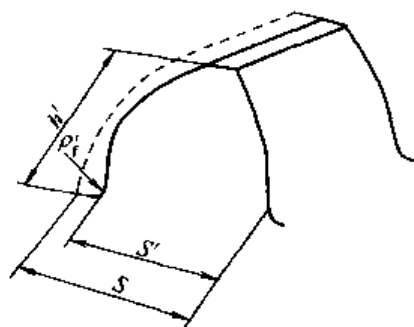


图 2-69 用游标卡尺测量磨损量

b. 弯曲强度计算法 轮齿磨损后，其弯曲强度将降低，因此可以按 GB/T 3480—1997 中轮齿弯曲强度计算方法及实测的磨损后齿轮的各参数，计算轮齿磨损后的弯曲强度安全系数  $S'_F$ ，如果

$$S'_F < S_{F\min} \quad (2-16)$$

则应判定齿轮失效。

式 (2-16) 中  $S_{F\min}$  是 JB/T 5664 规定的判别齿轮失效的最小齿根弯曲强度安全系数：

对 I 类重载齿轮  $S_{F\min} = 1$

对 II 类重载齿轮  $S_{F\min} = 1.2$

对 III 类重载齿轮  $S_{F\min} = 1.4$

以上①、②两种方法等效，优先采用①法。

③ 齿面胶合失效判据 齿面胶合损伤主要表现在齿面胶合的面积和胶合沟痕的深度上。据此，齿面胶合面积与工作齿面面积的比率  $\omega$  及胶合沟痕的深度与模数的比率  $\delta$ ，达到或超过表 2-38 规定的指标，则该齿轮应被判为失效。

表 2-38 齿轮胶合失效判据/%

重载齿轮分类	$v < 10\text{m/s}$		$v \geq 10 \sim 20\text{m/s}$	
	$\omega$	$\delta$	$\omega$	$\delta$
I、II	30	15	20	10
III	20	10		

④ 齿面疲劳失效判据 齿面疲劳主要是指齿面点蚀和剥落损伤。有两种可供选用的齿面疲劳失效判据。

a. 损伤比率法 定义齿面点蚀面积与轮齿工作齿面面积的比率为  $\alpha$ ；20%以上点蚀坑的最大尺寸与模数值的比率为  $\beta$ ；20%以上的点蚀坑的最大深度与模数值的比率为  $\gamma$ 。则对于第 I 类重载齿轮，点蚀或剥落达到或超过表 2-39 中两组指标的任一组；对于第 II、III 类重载齿轮点蚀、剥落达到或超过表 2-39 中的各自一组指标，该齿轮应被判为失效。

表 2-39 齿面点蚀、剥落损伤指标/%

重载齿轮分类	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	
			$v < 10\text{m/s}$	$10\text{m/s} \leq v \leq 20\text{m/s}$
I	55	20	30	20
	40	40	35	30
II	50	30	25	20
III	50	20	15	10

注：1. 点蚀坑深度包括微裂深度和齿面磨损厚度。

2. 当点蚀坑深达到表中值，其他指标尚未达到表中值，应建立该齿轮的档案，跟踪观测。

点蚀、剥落损伤面积的大小可仿照 GB/T 10095 测量齿面接触斑点的方法进行测量。

点蚀、剥落坑深度一般用深度游标卡尺直接测量。当点蚀或剥落坑底部有微裂或溃碎不能直接测量到坑底实际深度时，可用刮刀或手电钻平顶钻头清除溃碎和微裂层后，再用深度游标卡尺测量深度。当有点蚀又有磨损时，点蚀、剥落坑深度应加上磨损量。

b. 接触强度计算法 根据实测齿面未点蚀的当量齿宽  $b'$ ，按下列简化式计算齿面接触应力

$$\sigma_H = \frac{686}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_1(u+1)}{b'i}} \quad (\text{MPa}) \quad (2-17)$$

式中  $d_{w1}$ ——小齿轮节圆直径，mm；

$T_1$ ——小齿轮轴输入工作转矩，N·mm；

$u$ ——齿数比， $u = z_2/z_1$ ；

$b'$ ——实测齿面未点蚀、剥落的当量齿宽，mm，

$$b' = \frac{(1-\alpha)A}{h} \quad (2-18)$$

$\alpha$ ——齿面点蚀、剥落面积与工作齿面面积的比率，mm<sup>2</sup>；

$A$ ——轮齿工作齿面面积，mm<sup>2</sup>；

$h$ ——轮齿工作齿高，mm。



取齿面许用接触应力

$$\sigma_{HPet} = 2H_{HB} \quad (\text{MPa}) \quad (2-19)$$

或 
$$\sigma_{HPet} = 18H_{HRC} \quad (\text{MPa}) \quad (2-20)$$

式中  $H_{HB}$  调质齿轮齿面的实测布氏硬度值, HBS;

$H_{HRC}$  硬化齿轮齿面的实测洛氏硬度值, HRC。

①、②两种判别方法之一判定失效, 该齿应判为失效。

⑤ 轮齿折断或裂纹失效判据 轮齿折断或裂纹达到或超过表 2-40 中所列指标之一, 该齿轮应被判为失效。

表 2-40 轮齿折断、裂纹失效判据

重载齿轮类别	折 断	裂 纹
I、II	$\geq$ 齿宽的 1/4	$\geq$ 齿宽的 1/6
III	$\geq$ 齿宽的 1/5	$\geq$ 齿宽的 1/8

对于 I、II 类斜齿、双斜齿齿轮, 如果轮齿折断发生在齿高中线以上时, 其折断指标可增为大于或等于齿宽的 1/3, 裂纹可增为大于或等于齿宽的 1/4。

对于齿上的裂纹部分应设法除掉; 裂纹的尖端应进行钝化处理, 以防止裂纹的进一步扩展。

⑥ 轮齿塑性变形失效判据 轮齿塑性变形造成齿面的峰或谷, 比理论齿形高于或低于该齿轮模数的 20%, 该齿轮应判为失效。

测量离齿顶不同高度的齿厚, 描绘出塑性变形后的齿形, 并与理论齿形相比较, 以确定塑变量。测量的方法、工具与前述测量轮齿磨损相同。

⑦ 齿轮运转动态品质失效判据 齿轮任何一种损伤, 均引起传动噪声和振动的变化、齿轮传动噪声和振动的剧增 (动态品质劣化), 是齿轮严重损伤的表征, 因此噪声和振动值可以作为齿轮动态品质失效判据。

a. 重载齿轮不论何种形式损伤, 如果其传动的功噪比  $N_d$  小于启用时功噪比 10dB (A) 时, 应检查齿轮的损伤, 并按相应的失效判据, 判定齿轮是否失效。

$$N_d = 10 \lg \left( \frac{P}{N} \right) \quad (2-21)$$

式中  $P$ ——齿轮副传递的功率, W;

$N$ ——齿轮传动的噪声功率, W,

$$N = 10^{L_{PA}/10} N_0 \quad (\text{W}) \quad (2-22)$$

$N_0$ ——基准声功率,  $N_0 = 10^{-12}$ , W;

$L_{PA}$ ——齿轮传动的声功率级, dB (A),

按 GB/T 6404 测量, 详见 11.7 节。

b. 重载齿轮不论何种损伤形式, 测量齿轮箱体的振动速度 (速度评价值) VR 值达到或超过启用时测量的 VR 值的 1.6 倍时, 应检

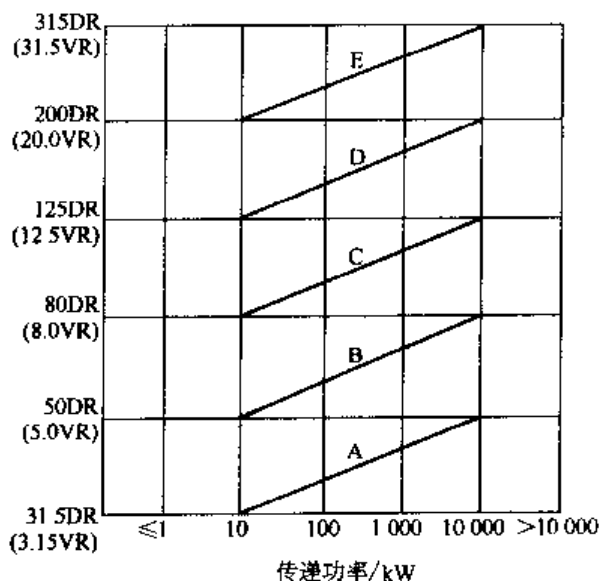


图 2-70 齿轮传动装置振动主观评价值

查齿轮的损伤，并按相应的失效判据判定齿轮是否失效。

可用于重载齿轮传动的振动主观评价价值见图 2-70。图中 VR 是速度评价价值；DR 是位移评价价值，详见 11.8 节。不同质量等级和应用领域见表 2-41。

表 2-41 振动质量等级及应用领域

质量等级	应用领域	质量等级	应用领域
A	海军舰船的齿轮装置等	D	低速球磨机的齿轮装置等
B	高速(>3 600r/min)齿轮装置	E	重载齿轮失效判据
C	工业、商船的齿轮装置等		

## 2.4 渐开线圆柱齿轮承载能力计算

### 2.4.1 轮齿受力计算

渐开线圆柱齿轮轮齿上所受的作用力可用表 2-42 所列的算式计算。

表 2-42 圆柱齿轮轮齿上的作用力计算

作用力或转矩	直 齿 轮	斜 齿 轮	人 字 齿 轮
转矩 $T/\text{N} \cdot \text{m}$	$T = 9\,549 \frac{P}{n}$ 式中 $P$ ——齿轮传递的功率, kW $n$ ——齿轮的转速, r/min		
分度圆上的切向力 $F_t/\text{N}$	$F_t = 2\,000 \frac{T}{d}$ 式中 $d$ ——分度圆直径, mm 主动轮 $F_t$ 的方向与节点线速度方向相反; 从动轮 $F_t$ 的方向与节点线速度方向相同		
径向力 $F_r/\text{N}$	$F_r = F_t \tan \alpha_n$ 方向指向齿轮轴心	$F_r = F_t \tan \alpha_t = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ 方向指向齿轮轴心	
轴向力 $F_a/\text{N}$	$F_a = 0$	$F_a = F_t \tan \beta$ $F_a$ 的方向决定于齿轮轮的倾斜方向、齿轮转向和主动还是从动	$F_a$ 相互抵消, 轴承上不受轴向力作用
法向力 $F_{bn}/\text{N}$	$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n}$ $F_{bn}$ 沿啮合线方向指向齿面	$F_{bn} = F_t / \cos \alpha_n \cos \beta$ $F_{bn}$ 沿啮合法线方向指向齿面	

注: 1. 表中算式可通用于大(用下角标 2)小(用下角标 1)齿轮; 计算作用力时通常都忽略传动效率的影响。

2. 将表中的  $d$  用节圆直径  $d_w$  代入, 即可计算得到节圆上的作用力  $F_t'$ 、 $F_r'$ 、 $F_a'$  和  $F_{bn}'$ 。

3. 表中算式可用于齿轮齿条传动的作用力计算, 但应以  $T_1$ 、 $d_1$  代入算式。

### 2.4.2 齿轮传动设计参数的选择

(1) 压力角(分度圆压力角)  $\alpha_p$  的选择

压力角  $\alpha_p = 20^\circ$ , 这是标准基本齿条的标准值(见表 2-2); 但对于某些特定的齿轮设计来说并不是最佳值。大压力角 ( $\alpha_p > 20^\circ$ ) 和小压力角 ( $\alpha_p < 20^\circ$ ) 齿轮的特点和应用见表 2-43。

表 2-43 大、小压力角齿轮的特点和应用

项目	大压力角(25°、27°、28°、30°)	小压力角(14.5°、15°、16°、18°)
优点	(1) 齿根厚度和渐开线部分的曲率半径增大, 齿轮的接触强度和齿根强度都有所提高 (2) 齿面滑动速度减小, 不易发生胶合 (3) 避免根切的最少齿数减少	(1) 重合度增大, 轮齿的刚度减小, 对降低动载荷和噪声有利 (2) 齿顶圆齿厚增大, 正变位的范围增大 (3) 轴承上所受的载荷减小
缺点	(1) 齿的刚度增大, 重合度减小, 不利于减小动载荷和噪声 (2) 齿顶圆的齿厚减小, 缩小了正变位的范围 (3) 轴承上所受的载荷增大 (4) 齿根过渡曲线的长度和曲率半径减小, 应力集中系数增大	(1) 齿轮的接触强度和弯曲强度有所降低 (2) 避免根切的最少齿数增多 (3) 齿面滑动速度增大, 易发生胶合
应用	主要应用于车辆(26°、27°)、船用柴油机(25°)、轧钢机(25°)、航空发动机(22.5°~28°)和矿山机械(25°)中	主要应用于透平机(14.5°、15°、15.5°、16°)、汽车(14.5°~20°)、高速齿轮装置(14.5°~20°)中

从表 2-43 可见, 大压力角有利于齿轮的强度(接触、弯曲和胶合), 而小压力角有利于齿轮的动态特性(噪声和动载荷), 因此  $\alpha_p = 20^\circ$  的标准值其实是一个强度和动态特性的折中值。因此, 根据各种齿轮使用条件、加工条件等, 选用更合理的压力角、齿顶高系数、过渡圆角半径的组合, 是设计高性能齿轮的有效措施之一。

### (2) 齿顶高系数 $h_a^*$ 的选择

目前, 国内外标准都毫无例外地规定齿轮的齿顶高  $h_a = 1m$  (见表 2-43), 即齿顶高系数  $h_a^* = 1$ 。一般的齿轮设计取此标准值即可, 但是要了解, 这也是一个折中值。因为如果能根据不同齿轮的使用条件和其他要求, 适当地改变  $h_a^*$  值, 即采用长齿 ( $h_a^* > 1$ ) 或短齿 ( $h_a^* < 1$ ), 就可能设计出性能更好的齿轮传动。长齿和短齿齿轮的特点和应用见表 2-44。

表 2-44 长齿和短齿齿轮的特点和应用

项目	长齿( $h_a^* = 1.1, 1.2, 1.3$ )	短齿( $h_a^* = 0.8, 0.9$ )
优点	(1) 重合度增大, 可达 2 以上, 轮齿刚性减小, 齿面接触强度和齿根弯曲强度都有所提高, 特别是在 $\alpha_p$ 小、 $\epsilon > 2$ 时 (2) 能降低齿轮的振动和噪声(齿轮精度要有保证), 增加运转的平稳性	(1) 齿形系数 $Y_F$ 较小, 有利于齿根弯曲强度 (2) 齿顶滑动速度小, 不易发生胶合 (3) 不根切的最少齿数减少 (4) 增加齿根圆角半径, 减小齿根应力集中系数
缺点	(1) 齿顶滑动速度增大, 易发生胶合 (2) 在采用全圆弧形齿根时, 齿根过渡曲线半径和齿顶间隙系数 $c^*$ 将减小 (3) 齿顶易变尖, 正变位范围减小 (4) 不根切的最少齿数增加	(1) 重合度减小, 轮齿刚度增大, 对降低齿轮噪声, 增加运转平稳性不利 (2) 目前, 短齿有被淘汰的趋势
应用	主要应用于重载齿轮传动和要求运转平稳性好、噪声小的齿轮传动中	主要应用于淬火、精度较低、压力角较大和容易发生胶合的齿轮传动中

### (3) 齿根圆角半径 $\rho_{fp}$ 的选择

GB/T 1356—2001 规定: 标准基本齿条的齿根圆角半径  $\rho_{fp} = 0.38m$  (见表 2-2), 此外还有其他的  $\rho_{fp}$  值 (0.3m、0.25m 和 0.39m) 可供选择 (见表 2-3)。

齿根圆角半径  $\rho_{fp}$  值的大小, 影响齿根过渡曲线的形状。当用齿条形刀具切削齿轮的过渡曲线时, 刀具圆角圆弧的中心在毛坯上所描绘的是延伸渐开线的等距曲线, 其距离为刀具圆角半径。该等距曲线的曲率半径是连续变化的, 它与齿根圆连接点处的曲率半径最小, 而与渐开线连接点处的曲率半径最大。因此  $\rho_{fp}$  值的大小会影响齿轮的齿形系数和齿根的应力集中系数 ( $\rho_{fp}$  加大, 应力集中系数减小), 从而影响齿轮的齿根弯曲强度。

采用大的  $\rho_{fp}$  值不仅提高了齿根的弯曲强度, 而且提高了切齿刀具的耐久性。此外, 齿顶间隙也增大了 ( $c_p = 0.4m$ , 见表 2-3), 所以便于采用齿面磨削或过渡圆角处的强化处理 (例如滚压、喷丸等)。因此, 对于渗碳淬火齿轮采用大的  $\rho_{fp}$  值是非常有利的 (齿根过渡曲线处不磨削为佳)。但是, 因为全齿高增加了 ( $h = 2.4m$ , 表 2-3), 从齿顶载荷线与中心线的交点至危险截面的距离增大, 这是一个缺点。

研究表明, 齿轮的齿根强度与基本齿条的齿根圆角半径  $\rho_{fp}$ 、压力角  $\alpha_p$  以及齿顶高系数  $h_a^*$  有密切的关系; 采用  $\rho_{fp}$ 、 $\alpha_p$  和  $h_a^*$  三者的合理组合, 有可能设计出承载能力很好的齿轮传动。

#### (4) 模数 $m$ 的选择

在齿轮设计中, 齿轮的模数取决于齿轮轮齿的弯曲承载能力计算。一般认为, 只要轮齿的弯曲强度满足, 齿轮的模数取得小一点较好。这对于减小齿轮副的滑动率, 减小轮齿切削量, 增大重合度都有好处。但是, 小模数齿轮如果制造质量没有保证, 就会增大轮齿折断的危险性, 因此在要求安全可靠、速度不高的场合, 选用较大的模数是可取的。

模数的大小对齿轮传动的噪声有不同的影响。在精度高的齿轮传动中, 模数越大, 噪声越小, 这是在分度圆直径不变 (齿数减少) 的条件下, 单位时间啮合的冲击次数减少的缘故。但是, 在低精度齿轮或载荷较大时, 由于轮齿变形使有效误差增大, 则得出相反的结果, 这是模数大的齿轮, 啮合开始时从动齿轮的齿顶冲击速度大的缘故。

此外, 模数增大, 齿顶滑动速度也增大, 容易引起胶合。因此易胶合的齿轮传动 (如高速齿轮), 不宜选用大模数。

目前, 选择模数常用的经验数据如下:

对于平稳载荷, 可取  $m = (0.007 \sim 0.01)a$ ;

对于中等冲击, 可取  $m = (0.01 \sim 0.015)a$ ;

对于较大冲击, 可取  $m = (0.015 \sim 0.02)a$ 。

式中,  $a$  是齿轮传动的中心距, mm。

对于硬齿面齿轮、开式齿轮和铸铁齿轮取大值。

通常, 齿轮的模数应取标准值 (见表 2-4)。

对于动力传动, 齿轮的模数最好不小于 2mm。

#### (5) 齿数 $z$ 的选择

齿数的选择应与模数确定统一考虑。对于尺寸一定的齿轮, 增加齿数减小模数, 可以增大重合度, 改善传动的平稳性, 因此在满足轮齿弯曲强度的条件下, 齿数以选择多一点为好。此外, 还要注意以下几点。

① 通常取大小齿轮的齿数和  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 100 \sim 200$ 。对于载荷变动的齿轮传动和开式齿轮传动, 最好使  $z_2$  与  $z_1$  互为质数。如果齿数比不允许, 也应该使齿数的公约数尽可能小一些, 可取 2 或 3。

② 当齿数为超过 100 的质数, 以及一般在  $z > 200$  时, 切齿加工的交换齿轮和分度盘可

能受到限制, 因此必须检验加工方面的可能性。

③ 齿轮的齿数要选成和刀具齿数 (滚刀齿数和剃齿刀齿数) 没有公约数的齿数。

④ 从切齿加工费用方面来看: 采用滚齿和刨齿时, 齿数多比齿数少合算 (切削体积较小); 在采用分度法磨齿时, 则齿数少比较合算 (分度时间短)。但在齿数少于 20 时, 在一般情况下, 由于轮齿硬化变形较大, 所需磨削余量也大, 因此往往也不太有利。

齿轮齿数的推荐值有不少经验数据和研究结果可供选用时参考, 表 2-45 和表 2-46 是两种小齿轮齿数  $z_1$  的推荐值。表 2-46 中齿数范围的最大值为齿根强度和齿面强度相等的值, 最小值为避免根切或使变位量不太大的值。

表 2-45 常用小齿轮齿数  $z_1$

材料、热处理		齿数比 $u$			
		1	2	4	8
调质钢	<230HBS	32~60	29~55	25~50	22~45
	>300HBS	30~50	27~45	23~40	20~35
铸铁		26~45	23~40	21~35	18~30
渗氮		24~40	21~35	19~31	16~26
渗碳或表面硬化		21~32	19~29	16~25	14~22

注: 1. 当  $n < 1000 \text{ r/min}$  时取下限, 当  $n > 3000 \text{ r/min}$  时取上限。

2. 载荷平稳、无冲击时, 可取上限。

表 2-46 小齿轮齿数  $z_1$  推荐值

轮齿硬度	齿数比 $u$	齿数 $z_1$
200~210HBS	1~1.9	19~60
	2~3.9	19~50
	4~8	19~45
30~38HRC	1~1.9	19~45
	2~3.9	19~38
	4~8	19~35
58~63HRC	1~1.9	19~30
	2~3.9	17~26
	4~8	15~24

#### (6) 传动比 $i$ (齿数比 $u$ ) 的选择

一般的减速齿轮传动, 齿数比  $u =$  传动比  $i$ 。对于单级减速传动可取  $i \leq 6$ , 有时可取到 8。对于开式齿轮传动或手动的齿轮传动, 传动比还可取大一些 (8~12), 但极限值为 18。

在多级的齿轮传动中, 各级传动比的分配与传动装置整体强度、外廓尺寸和润滑条件等有密切关系。一般说来, 高速级 (转矩小) 选用较大的传动比比较有利, 详见第 8 章。

#### (7) 螺旋角 $\beta$ 的选择

齿轮的螺旋角  $\beta$  增大, 对齿轮传动有以下诸项影响。

① 齿面综合曲率半径增大, 对提高齿面接触强度有利。表 2-47 列出一种试验研究的结果。

② 增加了纵向重合度  $\epsilon_\beta$  值, 对提高传动平稳性和降低噪声有利。

③ 齿根的弯曲强度也有所提高 (见表 2-47); 但  $\beta > 15^\circ$  后,  $\beta$  角对齿根强度影响不大。

表 2-47 螺旋角大小与齿轮相对强度

螺旋角 $\beta$	$0^\circ$	$5^\circ$	$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$	$30^\circ$	$35^\circ$	$40^\circ$	$45^\circ$
齿根强度	1.0	1.200	1.285	1.330	1.354	1.362	1.364	1.362	1.350	1.340
齿面强度	1.0	1.115	1.220	1.315	1.400	1.470	1.540	1.600	1.660	1.710

④ 轴承所受的轴向力增大, 易使轴发生倾斜。

⑤ 齿面的温升将增加, 对齿面胶合不利。

⑥ 齿轮的端面重合度将减小。

在选定  $\beta$  角时要考虑轮齿制造工艺上的一些问题, 举例如下。

采用滚铣法加工齿轮时,  $\beta$  可以任意选择, 根据机床的不同,  $\beta_{\max} = 45^\circ \sim 60^\circ$ , 通常  $\beta_{\max} \approx 30^\circ$ 。超过这个值就要求用特殊的铣刀 (剖面为锥形)。

采用磨齿法精加工齿轮时,  $\beta$  可以任意, 通常  $\beta_{\max} = 45^\circ$ , 有时只能  $35^\circ$ 。

采用插齿法加工齿轮时, 选择  $\beta$  必须核对一下所需要的轮形插齿刀和机床导螺杆是否是现成的。

采用剃齿法加工齿轮时, 应考虑到轮坯与刀具有  $7^\circ \sim 8^\circ$  的轴角。

在选择  $\beta$  时, 还要校核重合度:

当  $v \leq 20 \text{ m/s}$  时,  $\epsilon_\beta \geq 1.0$ ,  $\epsilon_\gamma \geq 2.2$ ;

当  $v \geq 40 \text{ m/s}$  时,  $\epsilon_\beta \geq 1.2$ ,  $\epsilon_\gamma \geq 2.6$ 。

对于人字齿轮, 大多数情况下  $\beta = 20^\circ \sim 30^\circ$ , 个别情况可达  $40^\circ \sim 45^\circ$ 。

在多级的齿轮传动装置中, 应综合考虑上述斜齿轮的优缺点, 来选择各级齿轮的  $\beta$  角, 例如, 对于三级减速传动装置,  $\beta$  角选择如下。

第一级 (高速级), 可取较大的  $\beta$  值,  $\beta = 10^\circ \sim 15^\circ$ 。因为高速级对齿轮的噪声有决定性的影响; 而转矩较小, 轴承所受的轴向力也小。

第二级 (中间级), 通常取  $\beta = 8^\circ \sim 12^\circ$ 。

第三级 (低速级), 一般就没有必要采用斜齿轮, 采用直齿轮即可。因为低速级转速低, 轮齿啮合频率也低, 噪声不大; 但转矩大, 如果采用斜齿轮, 轴承上所受的轴向力就比较大了。

#### (8) 齿宽 $b$ 和齿宽系数 $\phi_d$ ( $\phi_m$ 、 $\phi_a$ ) 的选择

齿宽  $b$  是决定齿轮承载能力大小的主要尺寸之一。 $b$  取大值, 则承载能力提高; 但是如果齿轮传动的误差和变形处理不当的话, 也会造成齿向载荷分布不均 (偏载), 降低了齿轮的使用寿命。

对于传递动力的齿轮装置, 应给定一个最小齿宽  $b_{\min}$ , 以保证齿轮在轴向具有足够的刚度。对于斜齿轮, 齿宽  $b$  还是保证一定纵向重合度  $\epsilon_\beta$  [ $= b \sin \beta / (\pi m)$ ] 的参数之一。最小齿宽一般可取  $b_{\min} = 6m$  (或  $6m_n$ )。

研究表明, 在高速齿轮中, 如果增大齿宽, 齿槽中的空气在单位时间内容积的变化大, 因而压出空气的速度大, 所以噪声也增大。此外, 增大齿宽对齿面胶合不利, 这是大齿宽齿轮冷却效果较差的缘故。

在齿轮设计中, 常用三个齿宽系数来表示相对齿宽, 即

$$\phi_m = b/m; \quad \phi_d = b/d_1; \quad \phi_a = b/a$$

三者的关系为

$$\phi_m = 0.5(i \pm 1)\phi_a z_1 = \phi_d z_1$$

式中, “—”号用于内啮合。其中  $\phi_d$  是最常用的齿宽系数。 $\phi_a$  用于具有给定中心距的标准齿轮传动装置的设计比较方便。 $\phi_m$  常用于齿轮弯曲强度的估算。从上式可以看出, 如果规定一个  $\phi_d$  值, 则传动比  $i$  越小,  $\phi_a$  就可取得越大; 因此在设计二级齿轮装置时, 低速级 (传动比较小) 的  $\phi_a$  可选择得比高速级 (传动比较大) 的大。

齿宽系数的选择同齿轮、轴承的布置有关, 典型的三种布置形式 (对称布置、非对称布置和悬臂布置) 如图 2-71 所示。

齿宽系数  $\phi_d$  的最大值和推荐值见表 2-48。文献 [9] 给出了固定于刚性基础上的圆柱齿

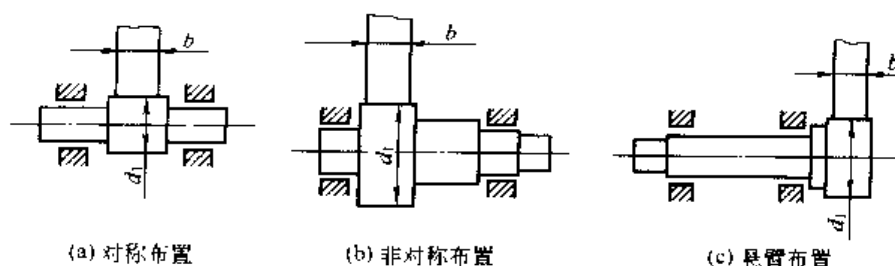


图 2-71 三种典型的布置形式

轮传动  $\phi_d$  的最大值，见表 2-49。

表 2-48 齿宽系数  $\phi_d$  的最大值和推荐值

支承和小齿轮的布置	载荷情况	$\phi_d$ 的最大值		$\phi_d$ 的推荐值	
		工作齿面硬度			
		一对齿轮或其中 一个齿轮 $\leq 350\text{HBS}$	两个齿轮都 $> 350\text{HBS}$	一对齿轮或其中 一个齿轮 $\leq 350\text{HBS}$	两个齿轮都 $> 350\text{HBS}$
对称布置(支承靠近 齿轮) [图 2-71(a)]	变动较小	1.8(2.4)	1.1(1.4)	0.8~1.4	0.4~0.9
	变动较大	1.4(1.9)	0.9(1.2)		
非对称布置 [图 2-71(b)]	变动较小	1.4(1.9)	0.9(1.2)	结构刚性很大时(如两级减速器的 低速级) 0.6~1.2   0.3~0.6	
	变动较大	1.15(1.65)	0.7(1.1)	结构刚性较小时 0.4~0.8   0.2~0.4	
悬臂布置 [图 2-71(c)]	变动较小	0.8	0.55		
	变动较大	0.6	0.4		

注：表中括号内的数值用于人字齿轮，其齿宽  $b$  应为两半人字齿圈宽度之和。

表 2-49 固定于刚性基础的圆柱齿轮  $\phi_d$  最大值

支承和齿轮布置	条 件	$\phi_d (=b/d_1)$
对称布置 [图 2-71(a)]	正火, 硬度 $\leq 180\text{HBS}$ 调质, 硬度 $\geq 200\text{HBS}$ 渗碳或表面硬化 渗氮 双斜齿(人字齿)啮合( $B/d_1 = \phi_d$ )	$\leq 1.6$
非对称布置 [图 2-71(b)]		$\leq 1.4$
悬臂布置 [图 2-71(c)]		$\leq 1.1$
		$\leq 0.8$
		上述值的 1.8 倍
		对称布置 $\phi_d$ 值的 80%
		对称布置 $\phi_d$ 值的 50%
轧机齿轮座, $i=1$ , 两齿轮尺寸相同		对称布置 $\phi_d$ 值的 120%

注：钢制轻型结构取表中值的 60% 左右；经齿向修形的齿轮， $\phi_d$  可取较大值。

齿宽系数  $\phi_d (=b/a)$  的最大值  $\phi_{d\max}$  可参考以下推荐数据选用。

固定在刚性地基上的齿轮传动装置：

调质齿轮,  $\phi_{smax}=0.5$  (极限 0.7)

渗碳或表面淬火齿轮,  $\phi_{smax}=0.4$  (极限 0.5)

渗氮齿轮,  $\phi_{smax}=0.3$  (极限 0.45)

固定在钢架上的轻型齿轮传动装置,  $\phi_{smax}$  可取上述值的 60% 左右。

通用减速器常取  $\phi_s=0.4$ 。其标准值有: 0.2、0.25、0.3、0.4、0.5、0.6、0.8、1.0、1.2。

变速箱换挡齿轮常取  $\phi_s=0.12\sim0.15$ 。

开式齿轮常取  $\phi_s=0.1\sim0.3$ 。

对于齿宽系数  $\phi_m (=b/m)$ , 一般取  $\phi_m=8\sim25$ , 重载低速齿轮传动可取较大值。变速箱滑动齿轮取  $\phi_m=4\sim8$ 。

### 2.4.3 齿轮材料选择概要

齿轮的材料对齿轮的承载能力和制造成本影响很大, 关于齿轮材料的全面介绍详见第 10 章。本节简述齿轮材料选择注意要点。

① 齿轮的材料应满足齿轮的使用性能要求、制造工艺要求和经济性要求。其基本点是: 在保证齿轮技术性能的前提下, 力争最低的产品周期成本 (即齿轮制造成本与在规定的寿命期限内维修、更换零件, 停机损失等附加成本之和)。

② 齿轮的应用范围很广, 功能各异, 因此对于某种应用领域的齿轮, 要从功能要求 (如传递运动为主、传递动力为主、降低噪声为主等)、件数来确定材料的种类和齿轮的制造方法 (见表 2-50)。

表 2-50 根据应用领域、功能要求和件数确定齿轮材料种类和制造方法

组别	功能要求条件	应用范围(示例)	制造方法	材料热处理
1	传递运动	小型设备	大量生产 压铸	锌, 黄铜, 铝合金, 热塑性塑料
	材料费用低	办公用机械	挤压, 冷拔, 压制	易切削钢, Al-Zn-Cu 塑性合金
	加工费用低 (低噪声) 件数非常多	玩具	冲压, 烧结	结构钢, 烧结金属
2	传递运动 载荷小 低噪声 件数, 中等数量	仪器, 量具, 计数器, 控制与导向设备	成批生产 滚铣, 插齿	结构钢, 易切削钢, 铜塑性合金, 铝塑性合金, 层压材料, 热塑性塑料
	附加条件		大量生产	
	材料费用低 加工费用低 件数多	家用器械, 办公用机械, 音响设备	烧结 挤压, 冷拔, 压制 压铸	见第 1 组 见第 1 组 见第 1 组
3	有时受重载	小型机床(钻床, 拧螺栓机等)	成批生产 滚铣, 插齿	直接硬化的渗碳钢
	小功率, 结构尺寸小 费用低 件数多	小型输送机		用于表面硬化的非合金钢(必要时用合金钢)



续表

组别	功能要求条件	应用范围(示例)	制 造 方 法	材料热处理
1	传递运动 单件,件数少	农业机械,小型运输设备	滚铣、成形铣	库存材料:结构钢,优质钢
5	精确地传递运动	大型控制设备,雷达旋转齿圈	单件生产 滚铣,插齿	调质合金钢(渗氮或碳氮共渗)
	磨损小 件数少		研磨或磨削	非合金或合金调质钢,旋转硬化(火焰硬化或感应硬化)
6	承载能力高,结构尺寸小	小轿车齿轮箱	大量生产 滚铣,插齿	细晶粒合金渗碳钢(直接硬化)
	费用低 件数非常多 齿轮直径 $\leq 150\text{mm}$		剃齿(或轧制)	低合金调质钢(碳氮共渗)
	件数多 齿轮直径 $\leq 400\text{mm}$ 其他同上	载重汽车齿轮箱,农用拖拉机齿轮箱	成批生产 滚铣,插齿等 剃齿(必要时在硬化后磨削)	合金渗碳钢(简单硬化,直接硬化)
7	承载能力最高,结构尺寸小 轻型结构 可靠性高 应力小,耐热性好 其他同上	飞机齿轮传动,火箭齿轮传动	小批量生产 滚铣,插齿等(在硬化后)磨削 滚铣,插齿等	合金渗碳钢(简单硬化或二次硬化) 钛合金(渗氮)
8	可靠性高,圆周速度大	透平齿轮传动,船用齿轮传动	单件生产或小批量生产 滚铣,(在渗氮前)剃齿或(在渗碳硬化后)磨削	合金调质钢 无铅渗氮钢 合金渗碳钢
9	直径大,载荷大 转速低 单件	水泥磨旋转齿圈,大型挖土机,起重机,转炉	单件生产 滚铣,成形铣	合金铸钢,合金调质钢(轧制,锻压) 必要时逐齿硬化(火焰硬化或感应硬化)

③ 调质齿轮用钢必须具有所需的淬透性,以保证齿轮经调质后从齿顶到齿根有良好的力学性能,这样才能满足齿轮的承载能力和使用寿命的要求。因此,必须按齿轮的尺寸与强度要求合理选用调质齿轮用钢,表 2-51 的推荐可供参考。

我国调质与调质表淬齿轮用钢主要以 Cr、Mn、Si 为基础元素来保证钢的强度与淬透性,重要的齿轮加 Ni 以提高韧性及低温韧性,Mo、V、Ti 为添加元素以细化晶粒,降低回火脆性。

根据淬透性和力学性能的差别,可将调质钢分为三个档次。

低档钢:如 45、40Cr、35SiMn、42SiMn、45Mn2、40CrV 等。

中档钢:如 35CrMo、40CrMnMo、42CrMo、40CrNi、38SiMnMo、42MnMoV 等。

高档钢:如 34CrNi3Mo、40CrNi2Mo、30CrMn2MoB、37SiMn2MoV、50SiMnMoV 等。

表 2-51 调质、中硬调质齿轮用钢号 (推荐)

截面尺寸/mm		齿轮设计要求的齿面硬度和 $\sigma_b$				
		180~210HBS	210~237HBS	237~263HBS	263~291HBS	294~326HBS
		600~700MPa	700~800MPa	800~900MPa	900~1 000MPa	1 000~1 100MPa
圆柱 齿轮 直径	<60	35SiMn 40Cr	35SiMn <sup>①</sup> 40Cr, 35CrMo	40Cr 35CrMo	40Cr <sup>②</sup> , 35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo
	>60~120	40Cr <sup>②</sup> , 35CrMo 40CrMnMo	40Cr <sup>②</sup> , 35CrMo 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo
	>120~180	35CrMo <sup>③</sup> , 40Cr <sup>②</sup> 40CrMnMo	35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	37SiMn2MoV
	>180~250	35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
	>250~300	35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
盘形 齿轮 齿宽	<20	35SiMn 40Cr	35SiMn <sup>①</sup> 40Cr	35SiMn <sup>②</sup> , 10Cr 35CrMo	40Cr <sup>②</sup> 35CrMo	40Cr <sup>③</sup> , 35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo
	>20~70	35SiMn <sup>③</sup> , 40Cr <sup>③</sup> 35CrMo	40Cr <sup>③</sup> , 35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo
	>70~120	40Cr <sup>③</sup> 35CrMo	35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
	>120~170	35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV
	>170~200	35CrMo <sup>③</sup> 40CrMnMo	40CrMnMo 40CrNi2Mo	40CrNi2Mo 34CrNi3Mo	34CrNi3Mo 37SiMn2MoV	37SiMn2MoV

① 表示水淬。

注：本表摘自《重载调质表面淬火齿轮和中硬齿面齿轮用钢系列研究》课题的研究报告（郑州机械研究所、北京科技大学）。

从钢材价格来看，Ni、Cr 元素含量高的材料比较昂贵；Si、Mn 钢相对便宜一些；其他合金元素量低的钢材最便宜。如果将上述低档钢的相对价格定为 1，则三个档次钢材的价格比约为

低档钢：中档钢：高档钢=1：1.4：2

Ni、Cr 元素含量高的钢材，如 34CrNi3Mo、40CrNi 等再将相对价格乘以 1.5。

④ 我国的渗碳齿轮用钢，大致上可分为两个档次。

中低档：如 20Cr、20CrMnTi、20CrMnMo、20CrMo、25MnTiB 等，主要用于汽车变速箱、分动箱、驱动桥、机床变速箱、起重、运输、矿山和通用机械的齿轮传动中。

高档：基本上是 CrNi（+ Mo）系钢材，如 12Cr2Ni4、20Cr2Ni4、20CrNi3、20CrNi2Mo、20Cr2Mn2Mo、15CrNi3Mo、17CrNiMo6 等，主要用于汽轮发电机、工业汽轮机、燃气轮机、高速鼓风机、透平压缩机等的高速齿轮，以及重要的轧机齿轮、采煤机齿轮和坦克齿轮等。

齿轮材料的档次影响渗碳淬火齿轮的承载能力，此外还有许多因素对承载能力影响很大，如表层含碳量、表面硬度和硬化曲线、渗碳硬化层的深度、心部硬度、表层脱碳、晶界氧化和晶粒尺寸等，都会影响齿轮的承载能力，详见第 10 章。

⑤ 铸铁齿轮同钢齿轮相比，具有成本低、切削性能好、耐磨性强、噪声低等优点，但也有承载能力低、对冲击敏感等缺点。

灰铸铁强度低、塑性差，目前已很少用于制造齿轮。球墨铸铁具有较高的强度和一定的韧性和塑性，其齿面承载能力可与高强度调质钢相比，但其齿根承载能力要小一些。球墨铸铁的耐磨性、耐腐蚀性与抗胶合能力随石墨含量的增加而提高，其齿面承载能力随珠光体含量的增加而提高。表面粗糙度对形成点蚀的影响要比钢小。在切齿后进行等温淬火的球铁（QT 1200-1）齿轮（贝氏体球铁齿轮），可以获得较高齿面强度。

铸钢主要用来制造大尺寸的齿轮，铸钢齿轮在费用上要比锻钢齿轮经济。铸造齿轮由于可能存在铸造应力、内部缺陷、气孔和不均匀性，因此它的强度（极限应力）值比锻钢齿轮低。至于缺口敏感性，铸钢则位于锻钢和灰铸铁之间。铸造齿轮的另一个缺点是一旦在加工中发现有不可弥补的铸造缺陷时，就会有延期交货的可能，因此要选择经验丰富的铸造厂制造齿轮铸坯。对于单件生产的一般齿轮，最好不采用铸钢材料；一次生产三件以上铸钢齿轮，在经济上才比较合理。

⑥ 齿轮除了采用上述材料外，还可采用铜合金、铝合金、烧结金属、热塑性塑料和层压材料等。这些材料一般都用在特定的领域，满足齿轮的特殊要求（见表 2-49）。

⑦ 齿轮传动的大小齿轮工作齿面硬度配对对齿轮副的寿命影响很大。在选择齿轮材料和确定齿轮副工作齿面硬度时，表 2-52 的应用实例可供参考。

表 2-52 齿轮副工作齿面硬度组合及应用实例

硬度组合类型	齿轮种类	热 处 理		两齿轮齿面硬度差	工作齿面硬度举例		应用场合
		小齿轮	大齿轮		小齿轮硬度 $H_{1min} \sim H_{1max}$	大齿轮硬度 $H_{2min} \sim H_{2max}$	
软齿面 $H_1 \leq 350\text{HBS}$ $H_2 \leq 350\text{HBS}$	直齿	调质	正火 调质 调质 调质	$(20 \sim 30) \geq H_{1min} - H_{2max} > 10$	240~270HBS 260~290HBS 280~310HBS 300~330HBS	180~220HBS 220~240HBS 240~260HBS 260~280HBS	用于一般的传动装置和重载中低速固定式传动装置中
	斜齿及人字齿	调质	正火 正火 调质 调质	$H_{1min} - H_{2max} \geq (40 \sim 50)$	240~270HBS 260~290HBS 270~300HBS 300~330HBS	160~190HBS 180~210HBS 200~230HBS 230~260HBS	
软硬组合齿面 $H_1 > 350\text{HBS}$ $H_2 \leq 350\text{HBS}$	斜齿及人字齿	表面淬火 渗碳	调质 调质	两齿面硬度差很大	45~50HRC 56~62HRC	200~230HBS 230~260HBS 270~300HBS 300~330HBS	
硬齿面 $H_1 > 350\text{HBS}$ $H_2 > 350\text{HBS}$	直齿、斜齿、人字齿	表面淬火 渗碳	表面淬火	两齿面硬度大致相同	45~50HRC 56~62HRC	45~50HRC 56~62HRC	用于尺寸要求较小、寿命和承载能力要求较高的传动装置中

注：1. 表中  $H_1$ 、 $H_2$  代表小齿轮和大齿轮的齿面硬度。

2. 重要齿轮的表面淬火，应采用高频或中频感应淬火；模数大时应采用沿齿间加热淬火。表面淬火齿轮齿根底部的硬化层深度见图 2-72。

3. 普通滚刀和插刀所能切削的齿面硬度一般不应超过 300HBS；如采用硬质合金滚刀，并有机床性能的保证，则可切削大于 300HBS 的硬齿面齿轮。

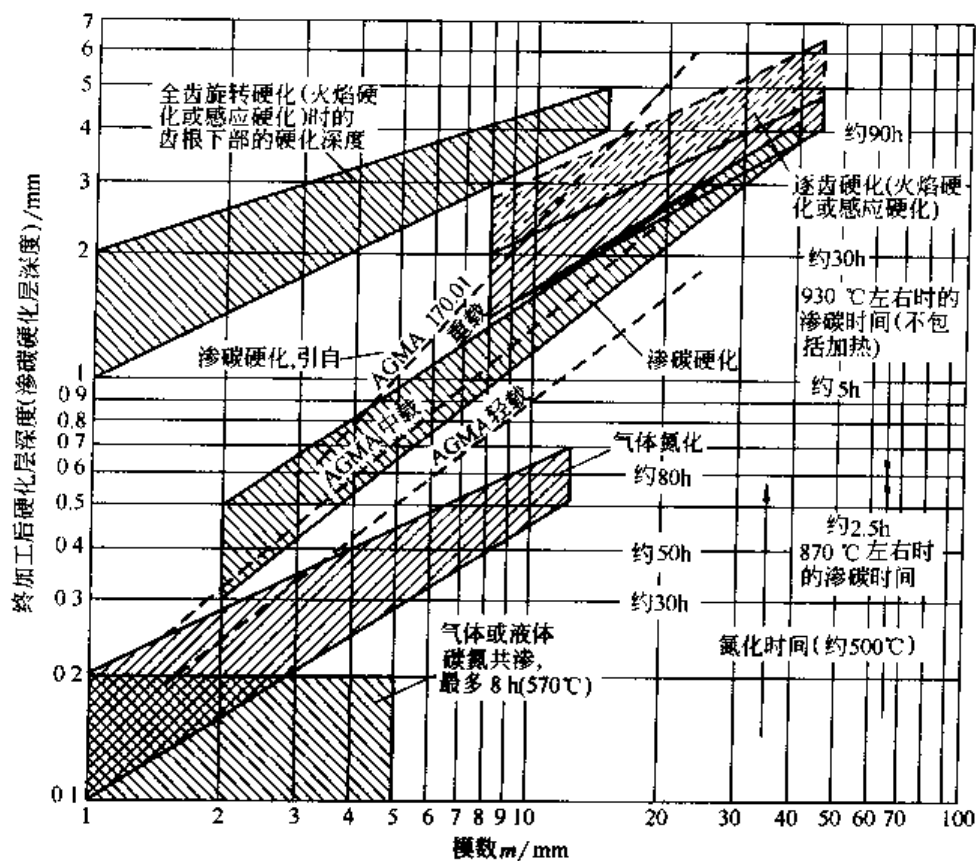


图 2-72 渗碳硬化层深度的概略值

为了提高抗胶合的性能,大小齿轮采用不同牌号的钢材来制造较好。

由于调质的珠光体组织使切齿加工时齿面粗糙度增大,极易产生点蚀,因此 45 钢不宜调质使用(正火使用较好)。

⑧ 过去 20 多年来,我国的大学和研究单位曾经对国产齿轮材料的疲劳极限应力  $\sigma_{Hlim}$  和  $\sigma_{Flim}$  进行了较大规模的试验研究,获得了可靠度  $R=0.99$  时的  $S-N$  曲线表达式,即

$$\sigma^m N_L = C$$

式中  $\sigma$ ——齿面接触应力  $\sigma_H$  或齿根弯曲应力  $\sigma_F$ , MPa;

$N_L$ ——应力循环次数;

$m$ ——试验指数;

$C$ ——试验常数。

试验得到  $m$ 、 $C$  值和规定的循环基数(按 GB/T 3480)下的齿面接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  和齿根弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$  值见表 2-53 和表 2-54。这些数据可供齿轮设计时参考;但要注意:试验得到的  $\sigma_{Flim}$  值大都偏低,因此引用此数据时要慎重;而  $\sigma_{Hlim}$  值与 ISO 6336 给出的值基本一致。

表 2-53 不同材料的齿面接触疲劳试验数据<sup>[10]</sup>

序号	齿轮材料	热处理	齿面硬度	试验点数	可靠度 $R=0.99$ 时的		
					$m$	$C$	$\sigma_{Hlim}/\text{MPa}$
1	钒钛球铁 <sup>①</sup>	等温淬火	318HBS	26	15.247	$2.185 \times 10^{52}$	847
2	38SiMnMo	调质	250HBS	60	5.747	$1.885 \times 10^{23}$	693

续表

序号	齿轮材料	热处理	齿面硬度	试验点数	可靠度 $R=0.99$ 时的		
					$m$	$C$	$\sigma_{lim}$ MPa
3	40Cr	调质	270HBS	17	0.82	$1.53 \times 10^{20}$	600
4	35CrMo	调质	270HBS	16	8.33	$1.415 \times 10^{22}$	658
5	40CrNi2Mo	调质	330HBS	20	8.87	$2.15 \times 10^{23}$	776
6	20CrMnMo	渗碳淬火	60~62HRC	30	10.29	$3.68 \times 10^{24}$	1572
7	20Cr2Ni4	渗碳淬火	58~62HRC	22	13.2	$1.07 \times 10^{24}$	1352
8	20CrNi2Mo	渗碳淬火	58~62HRC	21	11.0	$2.355 \times 10^{22}$	1415
9	15CrNi3Mo	渗碳淬火	58~62HRC	23	13.0	$1.97 \times 10^{26}$	1326
10	17CrNiMo6	渗碳淬火	58~62HRC	20	13.3	$1.03 \times 10^{26}$	1497
11	25Cr2MoV	离子氮化	760HV5	24	23.8	$1.82 \times 10^{24}$	1618
12	16NCD13 <sup>①</sup>	渗碳淬火	59~62HRC	33	13.38	$1.25 \times 10^{25}$	1475

① 含 0.111%Ti, 0.04%Mg, 0.067%RE, 0.38%V。

② 16NCD13 是用于航空齿轮的法国牌号材料。

表 2-54 不同材料的齿根弯曲疲劳试验数据

序号	齿轮材料	热处理	齿面硬度	试验点数	可靠度 $R=0.99$ 时的		
					$m$	$C$	$\sigma_{lim}$ MPa
1	钒钼球铁 <sup>①</sup>	等温淬火	320HBS	20	2.934	$5.570 \times 10^{12}$	137
2	35CrMo	调质	250~280HBS	31	5.061	$1.848 \times 10^{18}$	213.5
3	40Cr	调质	250~280HBS	30	4.240	$1.970 \times 10^{16}$	206.7
4	40CrNi2Mo	调质	320HBS	26	4.720	$7.013 \times 10^{17}$	256.3
5	15CrNi3Mo	渗碳淬火	58~62HRC	25	10.625	$7.646 \times 10^{20}$	379.7
6	17CrNiMo6	渗碳淬火	58~62HRC	27	4.445	$4.317 \times 10^{16}$	323.6
7	20CrNi2Mo	渗碳淬火	57~60HRC	33	4.525	$1.089 \times 10^{17}$	215.6
8	20Cr2Ni4	渗碳淬火	58~62HRC	29	6.678	$6.048 \times 10^{22}$	276.3
9	20CrMnMo	渗碳淬火	55HRC	26	6.921	$7.192 \times 10^{23}$	329.4
10	25Cr2MoV	离子渗氮 (渗层 0.62)	766HV5	30	7.278	$5.436 \times 10^{24}$	322.5
11	25Cr2MoV	离子渗氮 (渗层 0.4)	750HV5	30	4.670	$2.972 \times 10^{17}$	226.2
12	25Cr2MoV	离子渗氮渗硫	54~56HRC	12	7.321	$4.085 \times 10^{25}$	410.7

① 含 0.111%Ti, 0.04%Mg, 0.067%RE, 0.38%V。

#### 2.4.4 齿轮传动主要尺寸参数的初步确定

在设计齿轮传动时,通常都要有一定的已知条件,例如:

- ① 输入和输出转速(或传动比)、转向(恒定的或变化的);
- ② 传递的功率,或持续工作转矩、工作机械和原动机的额定转矩,最大转矩,启动转矩,和载荷谱等;
- ③ 工作机械和原动机的种类,使用条件,相对位置和尺寸限制等;
- ④ 用户对传动形式、安装方式、运输条件和使用寿命方面的要求;

⑤ 生产批量, 制造条件和经济性方面的事先考虑等。

齿轮承载能力计算所需的更详细的已知条件见表 1-10。

根据这些已知条件来计算齿轮传动的承载能力, 只有齿轮传动的主要尺寸参数 (模数  $m$ 、中心距  $a$  或小齿轮分度圆直径  $d_1$ 、齿宽等) 确定后才有可能。这是因为齿轮承载能力计算式中的许多系数, 都取决于齿轮的尺寸参数。

齿轮传动的主要尺寸可采用多种方法来确定, 如类比法 (详见文献 [9])、结构尺寸要求法等。这些方法都需要相当多的经验和条件才能运用; 在缺乏相应的经验和条件时, 可采用齿轮设计的简化公式来初步确定齿轮传动的主要尺寸参数。下列计算中心距  $a$  或小齿轮分度圆直径  $d_1$  和模数  $m$  的公式, 可用来确定渐开线 (直齿、斜齿和人字齿) 圆柱齿轮 (外啮合、内啮合) 的主要尺寸参数。

按齿面接触强度计算

$$a = J_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K T_1}{\phi_a u \sigma_{HP}^2}} \quad (2-23)$$

或

$$d_1 = J_d \sqrt[3]{\frac{K T_1}{\phi_d \sigma_{HP}^2} \times \frac{u \pm 1}{u}} \quad (2-24)$$

按齿根弯曲强度计算

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{K T_1}{\phi_m z_1} \times \frac{Y_{FS}}{\sigma_{FP}}} \quad (2-25)$$

式中 “+”、“-”——分别用于外啮合、内啮合齿轮传动;

$a$ ——齿轮传动中心距, mm;

$d_1$ ——小齿轮分度圆直径, mm;

$m$ ——端面模数, 对斜齿轮和人字齿轮为法向模数, mm;

$T_1$ ——小齿轮的额定转矩, N·m;

$z_1$ ——小齿轮的齿数, 可按表 2-44 或表 2-45 选用;

$\phi_a, \phi_d, \phi_m$ ——齿宽系数, 可按表 2-47、表 2-48 和本章 2.4.4 的有关经验数据选用;

$\sigma_{HP}$ ——许用接触应力, MPa,  $\sigma_{HP} = 0.9 \sigma_{Hlim}$ , 取大小齿轮中的小值代入以上公式计算;

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, MPa, 查图 2-80;

$\sigma_{FP}$ ——许用弯曲应力, MPa;

轮齿单向受力,  $\sigma_{FP} = 1.6 \sigma_{Flim}$ ;

轮齿双向受力,  $\sigma_{FP} = 1.2 \sigma_{Flim}$ ;

$\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, 大小齿轮分别查图 2-80;

$Y_{FS}$ ——力作用于齿顶时的复合齿形系数, 按大小齿轮实际齿数分别查图 2-78, 或图 2-79;

$K$ ——载荷系数, 常取  $K = 1.2 \sim 2.2$  (原动机输出转矩均匀, 工作机载荷平稳, 齿宽系数小, 轴承对称布置, 轴刚性大, 齿轮精度高, 圆周速度低时取小值; 反之取大值);

$J_a, J_d$ ——计算系数, 按表 2-55 查取。

表 2-55 齿面接触强度计算系数

齿轮材料	小齿轮	钢			球墨铸铁		灰铸铁
	大齿轮	钢	球墨铸铁	灰铸铁	球墨铸铁	灰铸铁	灰铸铁
计算系数	$J_s$	180	166	435	453	422	401
	$J_d$	761	738	689	718	670	636

注：1. 表中的钢材料包括铸钢。

2. 本表适用于  $\beta=0^\circ\sim 15^\circ$  的直齿轮和斜齿轮；对于  $\beta=25^\circ\sim 35^\circ$  的人字齿轮，表中的  $J_s$  和  $J_d$  分别乘 0.93。

## 2.4.5 渐开线圆柱齿轮疲劳承载能力计算

### 2.4.5.1 概述

#### (1) 圆柱齿轮承载能力计算方法概况

齿轮传动承载能力计算是齿轮传动设计的最基本内容之一，国内外的机械工程界都非常重视齿轮承载能力计算方法的标准化。近二十多年来国内外曾经发布过多种版本的计算方法标准。1980 年，德国发布了 DIN 3990，同时国际标准化组织发布了提案稿 ISO/DP 6336：1980。在这两个标准的基础上，经过深入分析和研究后，我国制定、发布了 GB 3480—1983《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》。1986 年，德国发布了新的 DIN 3990—1986；英国发布了 BS 436—1986；前苏联发布了 ГОСТ 21354—1987。ISO 于 1989~1991 年间先后提出了 ISO/DIS 6336 各个部分，经修改后又在 1993 年正式提出了 ISO 6336：1993 标准送审稿。美国也在发布了新的计算标准 AGMA 218.01—82 后仅一年即组织修订，尔后发布了新标准，更名为 AGMA 2001—B88；1993 年又进行了修订，于 1996 年初发布了 AGMA 2001—C95（英制版）和 AGMA 2101—C95（SI 单位制版）。前后历经提案（DP）、草案（DIS）阶段达二十多年之久的 ISO 圆柱齿轮承载能力计算方法，于 1996 年发布了正式标准 ISO 6336：1996。

根据我国积极推进等同采用或等效采用国际标准和国外先进标准的原则，1997 年，我国正式发布了等效采用 ISO 6336：1996 的渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法国家标准 GB/T 3480—1997（代替 GB 3480—1983）。

ISO 6336：1996 和 GB/T 3480—1997 是齿轮承载能力计算的母标准，它适用范围较广，因此标准的内容多，计算复杂。为了简化计算，根据各专业的特点，ISO 先后又制定了多种专业的齿轮承载能力计算标准，如 ISO 9084：2000（高速齿轮）和 ISO 9083：2001（船舶齿轮）等。2002 年 ISO 发布了应用于一般工业的渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法标准——ISO 9085：2002。我国已决定等同采用这个标准，正式的 GB/T 标准尚未发布。这是目前最新的齿轮承载能力计算方法标准。

本节内容主要摘自 ISO 9085：2002 Calculation of load capacity of spur and helical gears—Application for industrial gears。但是，为了适应某些要求不高的齿轮传动的计算，在本节中也给出了一些简化算式或线图，这些资料虽然不是 ISO 9085：2002 的内容，但都摘自 GB/T 3480—1987。

#### (2) ISO 9085：2002 标准的应用范围

应用范围如下。

##### ① 齿轮类型

a. 外齿和内齿渐开线直齿、斜齿及双斜齿齿轮。

b. 对于双斜齿轮, 假定总的切向载荷在两条螺旋线间均匀分布; 如果由于外部施加的轴向力使螺旋线间载荷不同, 则将两条螺旋线处理为两个并联的单斜齿齿轮。

## ② 速度范围

a. 高速轴转速  $n_1 \leq 3\,600 \text{ r/min}$ 。更高的转速, 可采用 ISO 9084 : 2000 或 JB/T 8830- 2001。

b. 工作转速低于临界转速范围。

c. 在齿轮节圆线速度  $v < 1 \text{ m/s}$  时, 齿轮承载能力通常受磨损的限制。

## ③ 齿轮精度、重合度和螺旋角

a. 齿轮精度: 高于 10 级 (GB/T 10095.1~.2- 2001)。

b. 重合度:  $1.2 < \epsilon_a < 1.9$ 。

c. 螺旋角:  $\beta \leq 30^\circ$ 。

## ④ 齿轮装置类别

a. 为用户专门设计的齿轮装置, 设计时其运行条件是已知的或被规定的。

b. 产品目录所列的闭式齿轮装置, 设计时实际载荷和运行条件并不完全知道, 因此按名义载荷进行计算。

## ⑤ 齿轮结构

a. 要求齿根以下最小轮缘厚度 (见表 2-114)  $s_R \geq 3.5 m_n$ 。

b. 要求带孔的小齿轮的  $s_R/d_1 \geq 0.2$ 。

⑥ 应用 本标准所述的方法主要用于校核计算, 但借助于迭代法, 它也可用于确定齿轮传动的许用载荷。

## (3) 校核计算的输入数据

齿轮承载能力校核计算所需的输入 (已知) 数据如下。

① 齿轮参数  $a$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $m_n$ 、 $d_1$ 、 $d_{a1}$ 、 $d_{a2}$ 、 $b$  ( $b_H$ 、 $b_F$ )、 $x_1$ 、 $x_2$ 、 $\alpha_n$ 、 $\beta$ 、 $\epsilon_a$ 、 $\epsilon_\beta$  和齿轮结构尺寸。

$b$ ——齿宽。

$b_H$ ——在齿轮节圆柱上的宽度 (对双斜齿齿轮,  $b_H = 2b_\beta$ ,  $b_\beta$  是单螺旋线部分的宽度)。当  $b_H$  大于与它相啮齿轮的齿宽时,  $b_H$  应使用较小的齿宽, 并扣除齿端的倒棱或倒圆。在齿宽方向接触不良时, 应使用接触齿宽的长度。此齿宽  $b_H$  用于齿面接触强度的计算。

$b_F$ ——在齿轮齿根圆柱上的齿宽 (对双斜齿齿轮,  $b_F = 2b_\beta$ )。当  $b_F$  大于与它相啮合齿轮的齿宽时,  $b_F$  应使用较小齿轮齿宽加一个长度, 该长度不超过一个模数 (每端延伸部分)。此齿宽  $b_F$  用于齿根弯曲强度的计算。

② 基本齿条齿廓 压力角  $\alpha_p$ 、齿顶高  $h_{ap}$ 、顶隙  $c_p$ 、齿根高  $h_{fp}$ 、齿根圆角半径  $\rho_{fp}$ 。

## ③ 设计与制造数据

a.  $C_{a1}$ 、 $C_{a2}$ 、 $f_{pb}$ 、 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$ 、 $R_{a1}$ 、 $R_{a2}$ 、 $R_{d1}$ 、 $R_{d2}$  以及螺旋线修形尺寸。

b. 材料、硬度与热处理的详细资料。

c. 齿轮精度等级以及轮齿最后加工工艺 (滚、插、刨、剃、磨、研磨等)。

④ 功率、载荷数据 齿轮运转时的  $P$  或  $T$  或  $F_t$ 、 $n_1$ 、 $v_1$ , 以及动力机和工作机的情况; 过载与振动产生的外部作用力。

⑤ 润滑方式及润滑剂资料。



2.1.5.2 轮齿疲劳强度校核计算公式

已知齿轮的尺寸、载荷、材料及使用条件,计算齿轮的承载能力,是一种精确的校核计算。齿轮齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度计算公式见表 2-56。

表 2-56 齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度校核计算公式

项 目	齿面接触疲劳强度		齿根弯曲疲劳强度	
强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ 或 $S_H \geq S_{H \min}$		$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ 或 $S_F \geq S_{F \min}$	
计算应力 MPa	小齿轮	$\sigma_H = Z_H Z_{H1} Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_H} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	ISO9085 推荐方法	$\sigma_F = \frac{F_t}{b_F m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} Y_F Y_S Y_\beta$
	大齿轮	$\sigma_H = Z_H Z_{H2} Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_H} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	简化方法	$\sigma_F = \frac{F_t}{b_F m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon$
许用应力 MPa	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT}}{S_{H \min}} Z_L Z_V Z_R Z_X$		$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F \min}} Y_{\beta rel T} Y_{R rel T} Y_X$	
安全系数	$S_H = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT}}{\sigma_H} Z_L Z_V Z_R Z_X$		$S_F = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT}}{\sigma_F} Y_{\beta rel T} Y_{R rel T} Y_X$	

注:表中“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

表 2-56 中各代号的含义、单位和所代表值的确定方法见表 2-57。

表 2-57 表 2-56 中各代号意义、单位及确定方法

类 别	代 号	意 义	单 位	确 定 方 法
基 本 参 数	$\sigma_H$	计算接触应力	MPa	表 2-56
	$\sigma_F$	计算弯曲应力	MPa	表 2-56
	$\sigma_{HP}$	许用接触应力	MPa	表 2-56
	$\sigma_{FP}$	许用弯曲应力	MPa	表 2-56
	$S_H$	接触疲劳强度计算安全系数		表 2-56
	$S_F$	弯曲疲劳强度计算安全系数		表 2-56
	$S_{H \min}$	接触疲劳强度最小安全系数		表 2-91
	$S_{F \min}$	弯曲疲劳强度最小安全系数		表 2-91
	$F_t$	分度圆上的名义切向力	N	
	$d_1$	小齿轮分度圆直径	mm	
	$b_{H\beta}$ ①	接触疲劳强度计算齿宽	mm	
	$b_{F\beta}$ ②	弯曲疲劳强度计算齿宽	mm	
	$m_n$	法向模数	mm	
修 正 载 荷 的 系 数	$u$	齿数比, $u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1$		
	$\sigma_{H \lim}$	试验齿轮接触疲劳极限	MPa	图 2-80
	$\sigma_{F \lim}$	试验齿轮弯曲疲劳极限	MPa	图 2-80
	$K_A$	使用系数		表 2-58
	$K_V$	动载系数		表 2-61
修 正 载 荷 的 系 数	$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数		表 2-70
	$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数		式(2-26)
	$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数		表 2-77
	$K_{Fa}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数		表 2-77

续表

类 别	代 号	意 义	单 位	确 定 方 法
计算接触疲劳强度的系数	$Z_B$	小齿轮的单对齿啮合系数	$\sqrt{\text{MPa}}$	表 2-80
	$Z_D$	大齿轮的单对齿啮合系数		表 2-80
	$Z_H$	节点区域系数		式(2-27)
	$Z_E$	材料弹性系数		表 2-81
	$Z_\epsilon$	接触疲劳强度计算的重合度系数		表 2-82
	$Z_\beta$	接触疲劳强度计算的螺旋角系数		式(2-28)
	$Z_L$	润滑剂系数		表 2-88
	$Z_v$	速度系数		表 2-88
	$Z_R$	粗糙度系数		表 2-88
	$Z_{NT}$	接触疲劳强度计算的寿命系数		表 2-87、图 2-81
	$Z_W$	齿面工作硬化系数		表 2-90
	$Z_X$	接触疲劳强度计算的尺寸系数		
计算弯曲疲劳强度的系数	$Y_F$	齿形系数		表 2-84、表 2-85
	$Y_S$	应力修正系数		式(2-29)
	$Y_{FS}$	复合齿形系数		图 2-78、图 2-79
	$Y_\beta$	弯曲疲劳强度计算的螺旋角系数		表 2-86
	$Y_\epsilon$	弯曲疲劳强度计算的重合度系数		式(2-30)
	$Y_{NT}$	弯曲疲劳强度计算的寿命系数		表 2-92、图 2-82
	$Y_X$	弯曲疲劳强度计算的尺寸系数		表 2-95
	$Y_{\text{Rel1}}$	相对齿根圆角敏感系数		式(2-31)、式(2-32)
	$Y_{\text{RelT}}$	相对齿根圆角表面状况系数		
	$Y_{ST}$	应力修正系数		$Y_{ST}=2$

①  $b_H$  为齿轮节圆柱上的宽度 (对双斜齿轮,  $b_H = b_B$ ,  $b_B$  为双斜齿轮单螺旋线部分的齿宽), 取相啮合齿轮中较窄者。

②  $b_F$  为齿轮齿根圆柱上的宽度 (对双斜齿轮,  $b_H = b_B$ ), 取相啮合齿轮中较窄者加一个不超过一个模数的长度, 如有修形或修缘时, 应按实际情况减小  $b_F$  值。

#### 2.4.5.3 修正载荷的系数

##### (1) 使用系数 $K_A$

为了补偿由于外部因素而引起的齿轮载荷的增加, 用  $K_A$  来调节名义载荷  $F_t$ 。这种附加的力很大程度上取决于动力机或从动机的特性, 也依赖于轴和联轴器在内的系统的质量和刚性。

使用系数  $K_A$  可通过精密测量和对系统的综合分析或根据应用现场的可靠使用经验确定。如果无法实现, 可参考表 2-58 选取。其中动力和工作机的工作特性示例可参考表 2-59 和表 2-60。

表 2-58 使用系数  $K_A$

动力机 工作特性	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微冲击	中等冲击	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75
轻微冲击	1.10	1.35	1.60	1.85
中等冲击	1.25	1.50	1.75	2.00
严重冲击	1.50	1.75	2.00	2.25 或更大

注: 1. 表中数据主要适用于在非共振区运行的工业齿轮。

2. 当外部机械与齿轮装置之间挠性连接时,  $K_A$  的取值可以适当减小。

3. 在某些使用场合  $K_A$  的值会比表中的值高得多 (甚至高达 10)。载荷相对稳定的传动如果运行中有非正常重载、大启动转矩、间歇使用或严重的反复冲击负荷, 应当核算其静强度和有限寿命下的承载能力。

表 2-59 动力机工作特性

工作特性	动力机
均匀平稳	电动机(如直流电动机)、平稳运行的 <sup>①</sup> 蒸汽机(启动转矩很小,启动不频繁)
轻微冲击	蒸汽轮机、燃气轮机、液压马达或电动机(具有大的、频繁的启动转矩) <sup>②</sup>
中等冲击	多缸内燃机
严重冲击	单缸内燃机

① 可根据振动试验或类似设备确定。

② 考虑到瞬时过载的影响,应当核算内轮有限寿命下的承载能力和静强度。

表 2-60 工作机的工作特性

工作特性	工作机
均匀平稳	载荷平稳的发电机,载荷平稳的带式或板式输送机,螺杆输送机,轻型升降机,包装机械,机床进给机械,通风机,轻型离心机,离心泵,用于轻质液体或均匀密度物料的搅拌机、混料机、剪切机,压力机,冲压机 <sup>①</sup> ;立式传动装置和往复移动齿轮装置 <sup>②</sup>
轻微冲击	载荷非均匀平稳的带式或板式输送机,机床主传动装置,重型升降机,起重机回转齿轮装置,工业或矿山用风机,重型离心机,离心泵,黏性介质和非均匀密度物料的搅拌机,混料机,多缸活塞泵,给水泵,通用挤压机、压延机,回转窑,轧机,铅带轧机,线材和棒材轧机 <sup>③</sup>
中等冲击	橡胶挤压机,连续工作的橡胶和塑料混料机,轻型球磨机,木工机械(锯片和车床),钢坯轧机 <sup>④⑤</sup> ,提升装置,单缸活塞泵
严重冲击	挖掘机(斗轮驱动、斗链驱动、筛分驱动),挖土机,重型球磨机,橡胶压轧机,破碎机(石料、矿石),铸造机械,重型给水泵,钻机,压砖机,卸载机,落砂机,带材冷轧机 <sup>⑥⑦</sup> ,压坯轧,轧碎机

① 额定载荷为最大转矩。

② 额定载荷为最大启动转矩。

③ 额定载荷为最大轧制转矩。

④ 转矩受限流器限制。

⑤ 带钢的频繁开裂会导致  $K_A$  上升到 2.0。

表 2-61 动载荷系数  $K_v$  的计算公式

运行 转速 区间	临界 转速 比 $N$	对运行的齿轮 装置的要求	$K_v$ 计算公式	备 注
亚临 界区	$N \leq N_s$	多数通用齿轮在 此区工作	$K_v = NK + 1 =$ $N(C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_k) + 1$	在 $N=1/2$ 与 $1/3$ 可能存在共振, $K_v$ 大大超过计算值,直内轮尤其,应 修改设计。在 $N=1/4, N=1/5$ 等时 的共振影响很小

注:1. 表中算式均将每一对齿轮副按单级传动处理,略去多级传动的其他各级的影响。非刚性连接的同轴齿轮,可这样简化,否则按表 2-65 第 2 类型处理。

2. 亚临界区中,当  $(F_t K_A / b) < 100 \text{ N/mm}$  时,  $N_s = 0.5 + 0.35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{b \times 100}}$  (主共振转速比下限);当  $(F_t K_A / b) \geq 100 \text{ N/mm}$  时,  $N_s = 0.85$ 。

3. 表中代号如下:

$N$  — 临界转速比,见表 2-62;

$C_{v1}$  — 考虑齿距偏差的影响系数,见表 2-64;

$C_{v2}$  — 考虑齿廓偏差的影响系数,见表 2-64;

$C_{v3}$  — 考虑啮合刚度周期性变化的影响系数,见表 2-64;

$B_p, B_f, B_k$  — 分别考虑齿距偏差、齿形误差与轮齿缘线对动载荷影响的无量纲参数,见表 2-66。

## (2) 动载系数 $K_v$

动载荷系数反映了齿轮精度、运转速度对内部附加动载荷的影响。其主要影响因素为：基节及齿形误差；节线速度；转动件的惯性和刚度；轮齿载荷；齿轮啮合刚度在啮合中的变化；跑合效果；润滑油特性；轴承及箱体支承刚度及动平衡精度等。

动载荷系数可由实测得出，如不能得到，可由以下两种方法确定。

① ISO 9085：2002 推荐的方法 ISO 9085：2002 推荐的动载荷系数计算公式见表 2-61。

表 2-62 临界转速比

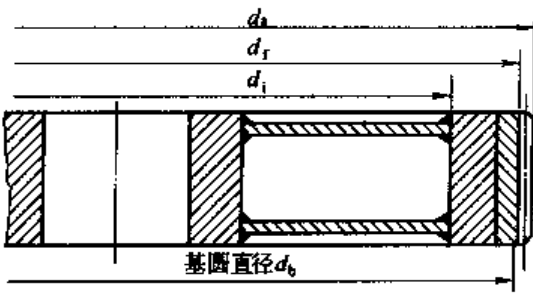
项 目	单 位	计算公式或图示	备 注
临界转速比 $N$		$N = \frac{n_1}{n_{F1}}$	
临界转速 $n_{F1}$	r/min	$n_{F1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_r}{m_{red}}}$	$m_{red}$ ——齿轮副的诱导质量，即每个齿轮的单位齿宽质量的诱导质量，与其基圆半径或啮合线有关；对行星齿轮和其他较特殊的齿轮 $m_{red}$ 见表 2-63 表 2-65 $n_1$ ——小轮转速，r/min $z_1$ ——小轮齿数 $c_r$ ——轮齿啮合刚度，MPa/(mm·μm)，见表 2-68 $\rho_1, \rho_2$ ——小轮、大轮的材料密度，kg/mm <sup>3</sup>
齿轮副诱导质量 $m_{red}$	kg/mm	$m_{red} = \frac{J_1^* J_2^*}{J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2}$	
小、大齿轮的单位齿宽的转动惯量 $J_{1,2}^*$	kg·mm	$J_1^* = \frac{\pi}{32} \rho_1 (1 - q_1^4) d_{m1}^4$ $J_2^* = \frac{\pi}{32} \rho_2 (1 - q_2^4) d_{m2}^4$	
轮缘内腔直径比 $q$		$q_1 = d_{i1} / d_{m1}$ $q_2 = d_{i2} / d_{m2}$	
小、大轮齿高中部直径 $d_{m1}, d_{m2}$	mm	$d_{m1} = (d_{a1} + d_{f1}) / 2$ $d_{m2} = (d_{a2} + d_{f2}) / 2$	
齿轮结构参数	mm		$r_{b1}, r_{b2}$ ——小轮、大轮的基圆半径，mm $d_{i1}, d_{i2}$ ——小轮、大轮的内腔直径 $d_{a1}, d_{a2}$ ——小轮、大轮的顶圆直径，mm $d_{f1}, d_{f2}$ ——小轮、大轮的根圆直径，mm

表 2-63 行星传动齿轮的诱导质量  $m_{red}$

齿 轮 组 合	$m_{red}$ 计算公式或提示	备 注
太阳轮和行星轮	$m_{red} = \frac{J_{pla}^* J_{sun}^*}{(\rho J_{pla}^* r_{bsun}^2) + (J_{sun}^* r_{bpla}^2)}$ $r_{bsun} = 0.5 d_{bsun}$ $r_{bpla} = 0.5 d_{bpla}$	$J_{sun}^*, J_{pla}^*$ ——分别为太阳轮与一个行星轮单位齿宽的转动惯量，kg·mm <sup>2</sup> /mm；可按表 2-62 计算
行星轮和固定内齿圈	$m_{red} = \frac{J_{pla}^*}{r_{bpla}}$	

续表

齿 轮 组 合	$m_{red}$ 计算公式或提示	备 注
行星轮和转动内齿圈	<p>内齿圈的当量质量按外内轮即表 2-62 处理;行星轮的诱导质量可按式 <math>m_{red} = \frac{J_{pln}^*}{r_{bpln}}</math> 计算;有若干行星轮时可按单个行星轮分别计算</p>	<p><math>p</math> - 计算轮系中行星轮的个数  <math>d_{hsur}, d_{hpln}</math> --- 分别为太阳轮与行星轮基圆直径</p>

注:关于行星齿轮装置,计算  $F_t$  等于作用在太阳轮上的总切向力除以行星轮的个数。

表 2-64  $C_v$  系数值

系数代号 \ 总重合度	$1 < \epsilon_\gamma \leq 2$	$\epsilon_\gamma > 2$
$C_{v1}$	0.32	0.32
$C_{v2}$	0.31	$\frac{0.57}{\epsilon_\gamma - 0.3}$
$C_{v3}$	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_\gamma - 1.56}$

表 2-65 较特殊结构形式的齿轮的诱导质量  $m_{red}$

齿轮结构形式	计算公式或提示	备 注
1 轴齿轮的轴径近似等于 齿轮中部的直径	轴齿轮的高扭转刚度在很大程度上由轴的质量来补偿,因此,共振速度可用常规方法,即用小齿轮(齿轮部分)的质量与法向啮合刚度 $c_\gamma$ 计算	
2 两个刚性连接的同轴齿轮	仅计入较大齿轮的质量	
3 两个小齿轮驱动一个大 齿轮	对啮合可分开考虑,即:第一个小轮与大轮构成的齿轮副;第二个小轮与大轮构成的齿轮副	此时大轮的质量一般比小齿轮的质量大很多
4 中间轮	$m_{red} = \frac{2}{\left[ \frac{r_{b1}^2}{J_1^*} + \frac{2r_{b2}^2}{J_2^*} + \frac{r_{b3}^2}{J_3^*} \right]}$ <p>啮合刚度  <math>c_\gamma = 0.5(c_{\gamma 1,2} + c_{\gamma 2,3})</math></p>	如果中间轮明显大于主动轮和从动轮或主动轮和从动轮明显小于其他两轮时, $K_v$ 按单个啮合副分别计算,即:主动轮与中间轮组合;中间轮与从动轮组合;根据以上计算的 $m_{red}$ 值代入表 2-62 的计算式中,以确定临界速度

注:  $J_1^*, J_2^*, J_3^*$  --- 小轮、中间轮和大轮单位齿宽的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{mm}^2/\text{mm}$ ;

$c_{\gamma 1,2}$  --- 主动轮与中间轮副的啮合刚度;

$c_{\gamma 2,3}$  --- 中间轮与从动轮副的啮合刚度 ( $c_\gamma$  的确定见表 2-68)。

表 2-66 系数  $B_p, B_f, B_k$  的计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
$B_p$	$B_p = \frac{c' f_{pbeff}}{(F_t K_A)/b}$	考虑齿距偏差的影响
$B_f$	$B_f = \frac{c' f_{feff}}{(F_t K_A)/b}$	考虑齿形偏差的影响
$B_k$	$B_k = \left  1 - \frac{c' C_k}{(F_t K_A)/b} \right $	考虑齿轮修缘的影响

续表

项 目	计 算 公 式	备 注
设计齿廓修形量 $C_a/\mu\text{m}$	在设计齿轮时确定	在轮齿啮入与啮出处, 没有说明齿廓修形量时, 由 $C_{ay}$ 值代替
跑合得到的齿顶磨合量 $C_{ay}/\mu\text{m}$	$C_{ay} = \frac{1}{18} \left[ \frac{\sigma_{H \lim}}{97} - 18.45 \right]^2 + 1.5$	当小轮与大轮的材料不同时, $C_{ay1}$ 与 $C_{ay2}$ 要分别计算, 且 $C_{ay} = 0.5(C_{ay1} + C_{ay2})$
有效基节偏差 $f_{p\text{eff}}$	$f_{p\text{eff}} = f_{pb1} - y_{p1}$ 或 $f_{p\text{eff}} = f_{pb2} - y_{p2}$	$f_{p\text{eff}}$ 跑合后的值, 取两种计算方法中的较大值; $f_{pb}$ 可用 $f_{pt}$ 代替
有效齿廓形状偏差 $f_{f\text{eff}}$	$f_{f\text{eff}} = f_{fa1} - y_{f1}$ 或 $f_{f\text{eff}} = f_{fa2} - y_{f2}$	$f_{f\text{eff}}$ 跑合后的值, 取两种计算方法中的较大值; $f_{fa}$ 可用 $f_{pt}$ 代替

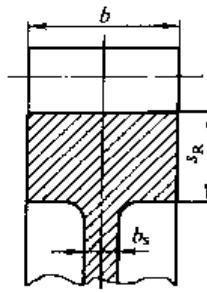
注:  $c'$ ——单对齿啮合刚度,  $\text{N}/\text{mm} \cdot \mu\text{m}$ ; 见表 2-68; $y_p$ ——跑合量 (齿廓偏差), 见表 2-67; $y_f$ ——跑合量 (齿距偏差), 见表 2-67。表 2-67 跑合量  $y_p$ 、 $y_f$  的计算式

钢, 铸钢, 珠光体或贝氏体球墨铸铁, 珠光体可锻铸铁	$y_p = \frac{160}{\sigma_{H \lim}} f_{pb}$ $y_f = \frac{160}{\sigma_{H \lim}} f_{fa}$	$\sigma_{H \lim}$ ——齿轮接触疲劳极限, MPa $f_{pb}$ ——基节偏差, $\mu\text{m}$ ; 当大、小轮材料不同时, 其齿廓跑合量可取为两种材料齿轮副跑合量的平均值可用 $f_{pt}$ 代替 $f_{fa}$ ——齿廓形状偏差, $\mu\text{m}$ ; 如果公差符合 GB/T 10095.1—2001 规定, 也可用齿廓总偏差 $F$ 替代
灰铸铁, 铁素体球墨铸铁	$y_p = 0.275 f_{pb}$ $y_f = 0.275 f_{fa}$	
渗碳淬火钢, 火焰或感应淬火处理的钢与球墨铸铁, 氮化钢, 调质与表面硬化钢	$y_p = 0.075 f_{pb}$ $y_f = 0.075 f_{fa}$	

单对齿啮合刚度  $c'$  和啮合刚度  $c_y$  值, 见表 2-68。表 2-68  $c'$  和  $c_y$  的计算公式

项 目	计 算 公 式		备 注
啮合刚度 $c_y/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	ISO 6336—1:1996 方法	$x_1 \geq x_2$ 和 $-0.5 \leq x_1 + x_2 \leq 2$ $c_y = c'(0.75x_1 + 0.25)$	使一对或几对无偏差啮合的轮齿在 1mm 齿宽上产生 $1\mu\text{m}$ 变形量所需的啮合线上的载荷。是啮合中所有轮齿刚度的平均值
	简化方法 <sup>①</sup>	$c_y = 20$	
单对齿刚度 $c'/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	ISO 6336—1:1996 方法	$\frac{K_A F_t}{b} \geq 100 \text{ N}/\text{mm}$	直齿轮副一对轮齿的最大刚度。它大致等于单对齿啮合状态下一对轮齿的最大刚度。斜齿轮是在垂直于一对轮齿的螺旋线方向上的最大刚度
		$\frac{K_A F_t}{b} < 100 \text{ N}/\text{mm}$	
	简化方法 <sup>②</sup>	$c' = 14$	

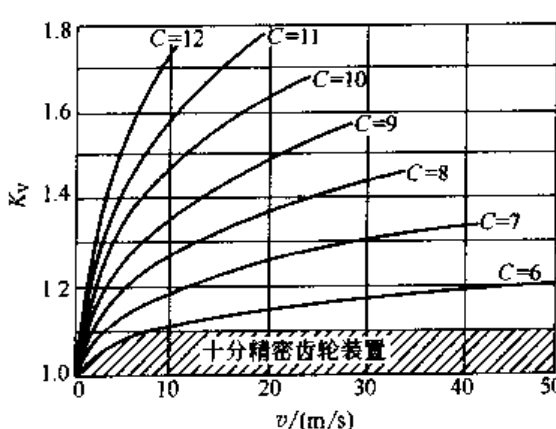
续表

项 目	计 算 公 式	备 注
轮环结构系数 $C_R$	$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{(R/5m_n)^3}}$ 当 $b_s/b < 0.2$ 时, 取 $b_s/b = 0.2$ ; 当 $b_s/b > 1.2$ 时, 取 $b_s/b = 1.2$ 。 对于由实心的圆盘形轮坯制成的齿轮 $C_R = 1$	
基本齿条系数 $C_{\alpha}$	$C_{\alpha} = \left[ 1 + 0.5 \left( 1.2 - \frac{h_{fp}}{m_n} \right) \right] [1 - 0.02(20^\circ - \alpha_{Fn})]$	$h_{fp}$ 为圆柱齿轮基本齿条齿顶高; $\alpha_{Fn}$ 为圆柱齿轮基本齿条法向压力角
单对齿刚度的理论值 $c'_{th}/N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}$	$c'_{th} = \frac{1}{q}$	
齿轮柔度的最小值 $q'/mm \cdot \mu m N^{-1}$	$q' = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635x_1 - 0.11654x_1^2 \mp 0.00193x_2 \mp 0.24188 \frac{x_2}{z_{n2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2$	$x_1, x_2$ 分别为小、大齿轮的变位系数; $z_{n1}, z_{n2}$ 分别为小、大齿轮的当量齿数
小、大轮的当量齿数 $z_{n1}, z_{n2}$	$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}, z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$ 对于内齿轮 $z_{n2} = \infty$	

① 简化方法使用条件: 基本齿廓符合 GB/T 1356—2001、 $\beta \leq 30^\circ$ 、 $1.2 < \varepsilon_\alpha < 1.9$ 、 $\frac{K_A E}{b} \geq 100 N/mm$  的钢制刚性盘状齿轮。

② 简化方法  $K_v$  的简化计算方法的计算公式见表 2-69。

表 2-69  $K_v$  的简化计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
传动精度系数 $C$	$C = -0.5048 \ln(z) - 1.144 \ln(m_n) + 2.852 \ln(f_{p1}) + 3.32$	先用 $z_1, f_{p1}$ 代入计算, 再用 $z_2, f_{p2}$ 代入计算, 取其中较大值, $C$ 应圆整成整数
$K_v$ 值	<div> <math>C \leq 5</math> 的高精度齿轮  <math>K_v = 1.0 \sim 1.1</math> </div> <div> <math>C \geq 6</math> 的一般精度齿轮   </div>	齿轮具有良好的安装和对中精度以及合适的润滑条件  按齿轮副节圆线速度 $v(m/s)$ 和传动精度系数 $C$ 查左图确定 $K_v$

### (3) 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

齿向载荷分布系数是考虑沿齿宽上载荷分布不均匀的影响,用以修正轮齿应力。 $K_{H\beta}$ 应根据跑合后总的啮合齿向误差计算,它包含以下两部分。

① 系统误差 因轴的变形引起的啮合齿向误差,由  $f_{sh}$  表示,而且主要是由小齿轮轴变形引起的。

② 随机误差 因制造误差引起的啮合齿向误差,由  $f_{ma}$  表示。由制造引起的实际啮合齿向误差的方向和数量是不能计算的,只是用制造公差限制其范围(这与齿轮精度等级有关)。

螺旋线修形与鼓形修形的应用包括以下内容。

螺旋线修形是导程修形,它用于调正系统误差。理论上应用螺旋线修形是可行的,对特定的载荷可与计算的变形精确一致。所以可消除  $f_{sh}$  对  $K_{H\beta}$  的影响。但变载荷时,  $f_{sh}$  对  $K_{H\beta}$  的影响就很复杂。

鼓形修形是导程修形,它是针对啮合齿向误差的随机成分的最好防御策略。因  $f_{ma}$  可以在任一方向上,鼓形修形应对称于齿宽中部。

齿向载荷系数  $K_{H\beta}$  可用以下两种方法计算确定。

① ISO 9085:2002 推荐方法 ISO 9085:2002 推荐方法的齿向载荷系数  $K_{H\beta}$  的计算见表 2-70。

表 2-70  $K_{H\beta}$  计算公式

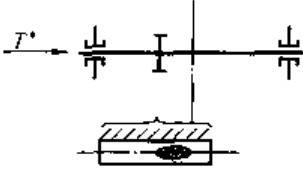
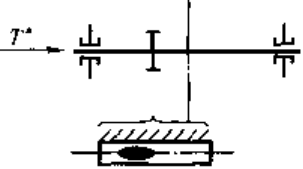
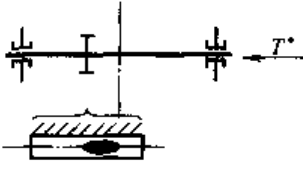
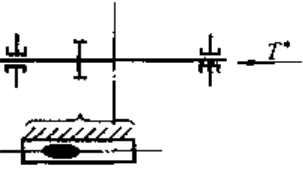
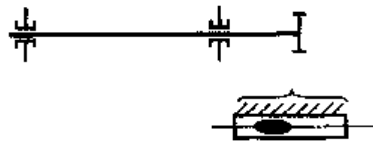
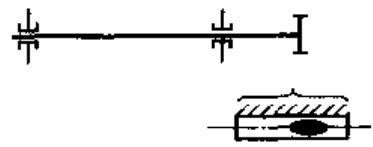
项 目		计 算 公 式	备 注
齿向载荷系数 $K_{H\beta}$		$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta\gamma} c_{\gamma}}{2F_m/b}$	
$(F_m/b)/N \cdot mm^{-1}$	$(F_t K_A K_V)/b > 100$	$F_m/b = (F_t K_A K_V)/b$	$B_1, B_2$ ——公式常数,见表 2-73 $f_{ma}$ ——因制造误差产生的啮合齿向误差, $f_{ma} = f_{H\beta}$ $f_{H\beta}$ ——齿轮的螺旋线倾斜偏差 $f_{H\beta s}$ ——5 级精度齿轮的螺旋线倾斜极限偏差 $K', s, l$ , 见表 2-72 $b_B$ ——单边螺旋线的宽度, $b = 2b_B$ $y_{\beta}$ ——跑合量, 见表 2-74 $d_{sh}$ ——小齿轮弯曲变形当量直径 $c_{\gamma}$ ——啮合刚度, 见表 2-68
	$(F_t K_A K_V)/b \leq 100$	$F_m/b = 100$	
跑合后的啮合齿向误差 $F_{\beta\gamma}/\mu m$		$F_{\beta\gamma} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	
跑合前的啮合齿向误差 $F_{\beta x}/\mu m$	对于没有检验接触斑点位置的齿轮副	$F_{\beta x} = 1.33B_1 f_{sh} + B_2 f_{ma}$ (1)	
	对于检验有良好接触斑点的齿轮副	$F_{\beta x} =  1.33B_1 f_{sh} - f_{H\beta s} $ (2)	
	具有适当螺旋线修形与鼓形修形的齿轮副	$F_{\beta x} = \frac{b}{d_1} (1.75 + \frac{b}{l}) f_{ma}$ , 此时 $y_{\beta} = 0$ (3)	
当量啮合齿向误差 $f_{sh}/\mu m$	对直齿轮与单斜齿轮	$f_{sh} = 0.023 \frac{F_m}{b}$ $\left[ \left  1 + K' \frac{l_s}{d_1^2} \left( \frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right  + 0.3 \right] \left( \frac{b}{d_1} \right)^2$	
	双斜齿轮	$f_{sh} = 0.046 \frac{F_m}{b}$ $\left[ \left  1.5 + K' \frac{l_s}{d_1^2} \left( \frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right  + 0.3 \right] \left( \frac{b_B}{d_1} \right)^2$	

注: 1. 采用本法计算的  $K_{H\beta}$  值大于 2.0 时, 通常真实的数值将小于此值。然而, 若  $K_{H\beta}$  的计算值大于 1.5 时, 应重新考虑设计(例如增加轴的刚度, 改变轴承的位置, 改善螺旋线的精度等)。

2. 按接触斑点确定  $F_{\beta x}$  的规则见表 2-71。



表 2-71 按接触斑点确定  $F_{\beta\kappa}$  的规则

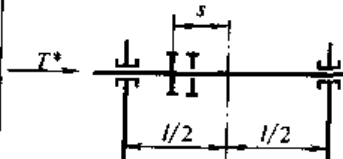
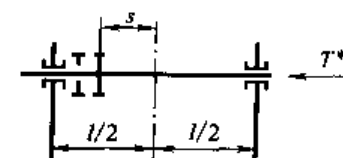
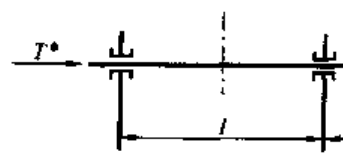
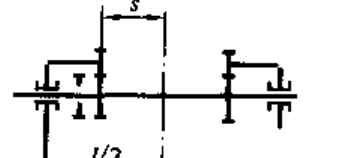
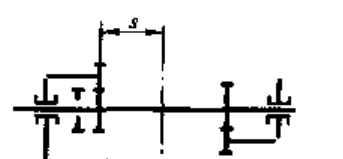
图	接触斑点位置	$F_{\beta\kappa}$
(a)	接触斑点接近轴承跨距的中点 	按表 2-70 中式(2)确定 $F_{\beta\kappa}$ (补偿)
(b)	接触斑点偏离轴承跨距的中点 	按表 2-70 中式(1)确定 (叠加)
(c)	接触斑点接近轴承跨距的中点 	按表 2-70 中式(1)确定 $ K' ls/d_1^2(d_1/d_{sh})^4 \leq B^*$ (叠加) 按表 2-70 中式(2)确定 $ K' ls/d_1^2(d_1/d_{sh})^4 > B^*$ (补偿)
(d)	接触斑点偏离轴承跨距的中点 	按表 2-70 中式(1)确定 $ K' ls/d_1^2(d_1/d_{sh})^4 \geq B^* - 0.3$ (叠加) 按表 2-70 中式(2)确定 $ K' ls/d_1^2(d_1/d_{sh})^4 < B^* - 0.3$ (补偿)
(e)	接触斑点偏移向轴承 	按表 2-70 中式(1)确定 (叠加)
(f)	接触斑点偏离轴承 	按表 2-70 中式(2)确定 $F_{\beta\kappa}$ (补偿)

注：1. 图 (a) ~ 图 (d) 是小轮在轴承间的最常见布置；图 (e) ~ 图 (f) 小轮悬臂布置。

2.  $T^*$  是输入或输出转矩端，与旋转方向无关。

3.  $B^*$  对于直齿与单斜齿轮为 1；对于双斜齿轮为 1.5。尖峰载荷密度出现在靠近转矩端的螺旋线上。

表 2-72 计算  $f_{sh}$  的代用常数  $K'$ 、 $s$ 、 $l$ 

系数 $K'$		图	布置结构示意图
刚性	非刚性		
0.48	0.8	(a)	 $s/l < 0.3$
-0.48	-0.8	(b)	 $s/l < 0.3$
1.33	1.33	(c)	 $s/l < 0.5$
-0.36	-0.6	(d)	 $s/l < 0.3$
-0.6	-1.0	(e)	 $s/l < 0.3$

注：1.  $T^*$  是输入或输出转矩端，与旋转方向无关。

2. 虚线表示双斜齿齿轮变形量较小的半边中点位置。

3. 根据安装在两轴承之间的双斜齿轮的退刀槽直径来确定  $f_{sh}$ 。

4. 当  $d_1/d_{sh} \geq 1.15$  时为刚性；当  $d_1/d_{sh} < 1.15$  时为非刚性；而且，当小轮沿轴和滑键滑动装配或类似的装配为非刚性，当正常热压配合时也为非刚性。

 表 2-73  $B_1$ 、 $B_2$  系数值

序号	螺旋线修形		$B_1$	$B_2$
	类型	量值		
1	无	—	1	1
2	仅作中央鼓形修形（齿轮的结构刚度使得 $f_{sh}$ 可忽略，或螺旋线修形使齿中部变形得到补偿）	$C_p = 0.5 f_{ma}$	1	0.5

续表

序号	螺旋线修形		$B_1$	$B_2$
	类 型	量 值		
3	仅作中央鼓形修形	$C_\beta = 0.5(f_{mn} + f_{sb})$	0.5	0.5
4	仅作螺旋线修形	计算的修正形状符合分析的转矩	0.1 <sup>②</sup>	1.0
5	螺旋线修形加中央鼓形修形	序号 2 + 序号 4	0.1 <sup>②</sup>	0.5

① 主要应用在非变载荷条件的场合。

② 适用于有充分制造经验的齿轮，否则使用较高的值。

表 2-74 跑合量  $y_\beta$  计算公式

齿 轮 材 料	跑合量 $y_\beta/\mu\text{m}$	使用范围及限制条件	备 注
钢、铸钢，珠光体或贝氏体球墨铸铁，珠光体黑色可锻铸铁	$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{H\lim}} F_{\beta x}$	$y_\beta \leq F_{\beta x}$ ；当 $v \leq 5\text{m/s}$ ，没有限制；当 $5\text{m/s} < v \leq 10\text{m/s}$ ，上限为 $y_\beta = 25\ 600/\sigma_{H\lim}$ ，相当于 $F_{\beta x} = 80\mu\text{m}$ ；当 $v > 10\text{m/s}$ ，上限为 $y_\beta = 12\ 800/\sigma_{H\lim}$ ，相当于 $F_{\beta x} = 40\mu\text{m}$	$\sigma_{H\lim}$ 齿轮接触疲劳极限值，MPa。当大、小轮材料不同时分别确定 $y_{\beta 1}$ 、 $y_{\beta 2}$ $y_\beta = \frac{y_{\beta 1} + y_{\beta 2}}{2}$
灰铸铁，铁素体球墨铸铁	$y_\beta = 0.55 F_{\beta x}$	当 $v \leq 5\text{m/s}$ ，没有限制； $5\text{m/s} < v \leq 10\text{m/s}$ ，上限为 $y_\beta = 45\mu\text{m}$ ，相当于 $F_{\beta x} = 80\mu\text{m}$ ；当 $v > 10\text{m/s}$ ，上限为 $y_\beta = 22\mu\text{m}$ ，相当于 $F_{\beta x} = 40\mu\text{m}$	
渗碳淬火钢，火焰或感应淬火处理的钢与球墨铸铁，氮化钢，调质与表面硬化钢	$y_\beta = 0.15 F_{\beta x}$	上限 $y_\beta = 6\mu\text{m}$ ，相当于 $F_{\beta x} = 40\mu\text{m}$	

② 简化方法 在一般的计算中，可采用表 2-75、表 2-76 的计算方法，该方法适用于：调质齿轮  $400\text{N/mm} \leq F_t/b \leq 1\ 000\text{N/mm}$ ，齿轮精度 5~8 级；硬齿面齿轮  $800\text{N/mm} \leq F_t/b \leq 1\ 500\text{N/mm}$ ，齿轮精度 5~6 级；刚性结构和刚性支承，齿宽  $b = 50 \sim 400\text{mm}$ 、齿宽与齿高比  $b/h = 3 \sim 12$ ；齿宽系数  $\phi_d < 2$ （调质齿轮）、 $\phi_d < 1.5$ （硬齿面齿轮）；齿向不修形。

表 2-75 软齿面齿轮  $K_{H\beta}$  的简化计算公式

是否调整	精度等级	结构布局及限制条件		
		对称支承 $\frac{s}{l} < 0.1$ (表 2-72)	非对称支承 $0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$ (表 2-72)	悬臂支承 $\frac{s}{l} < 0.3$ (表 2-72)
装配时不作检验调整	5	$1.14 + 0.18\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b$ (a)	式(a) + 0.108 $\phi_d^4$	式(a) + 1.206 $\phi_d^4$
	6	$1.15 + 0.18\phi_d^2 + 3 \times 10^{-4}b$ (b)	式(b) + 0.108 $\phi_d^4$	式(b) + 1.206 $\phi_d^4$
	7	$1.17 + 0.18\phi_d^2 + 4.7 \times 10^{-4}b$ (c)	式(c) + 0.108 $\phi_d^4$	式(c) + 1.206 $\phi_d^4$
	8	$1.23 + 0.18\phi_d^2 + 6.1 \times 10^{-4}b$ (d)	式(d) + 0.108 $\phi_d^4$	式(d) + 1.206 $\phi_d^4$

续表

是否调整	精度等级	结构布局及限制条件		
		对称支承 $\frac{s}{l} < 0.1$ (表 2-72)	非对称支承 $0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$ (表 2-72)	悬臂支承 $\frac{s}{l} < 0.3$ (表 2-72)
装配时 检验调 整或 对研 跑合	5	$1.10 + 0.18\phi_d^2 + 1.2 \times 10^{-4}b$ (e)	式(e) + $0.108\phi_d^4$	式(e) + $1.206\phi_d^4$
	6	$1.11 + 0.18\phi_d^2 + 1.5 \times 10^{-4}b$ (f)	式(f) + $0.108\phi_d^4$	式(f) + $1.206\phi_d^4$
	7	$1.12 + 0.18\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b$ (g)	式(g) + $0.108\phi_d^4$	式(g) + $1.206\phi_d^4$
	8	$1.15 + 0.18\phi_d^2 + 3.1 \times 10^{-4}b$ (h)	式(h) + $0.108\phi_d^4$	式(h) + $1.206\phi_d^4$

注: 1. 经过齿向修形的齿轮, 可取  $K_{H\beta} = 1.2 \sim 1.3$ 。

2. 表中精度等级属第Ⅲ公差组。

表 2-76 硬齿面齿轮  $K_{H\beta}$  的简化计算公式

是否调整	精度等级	限制条件	结构布局及限制条件		
			对称支承 $\frac{s}{l} < 0.1$ (表 2-72)	非对称支承 $0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$ (表 2-72)	悬臂支承 $\frac{s}{l} < 0.3$ (表 2-72)
装配时 不作检 验调 整	5	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.09 + 0.26\phi_d^2 + 2 \times 10^{-4}b$ (a)	式(a) + $0.156\phi_d^4$	式(a) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.05 + 0.31\phi_d^2 + 2.3 \times 10^{-4}b$ (b)	式(b) + $0.186\phi_d^4$	式(b) + $2.077\phi_d^4$
	6	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.09 + 0.26\phi_d^2 + 3.3 \times 10^{-4}b$ (c)	式(c) + $0.156\phi_d^4$	式(c) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.05 + 0.31\phi_d^2 + 3.8 \times 10^{-4}b$ (d)	式(d) + $0.186\phi_d^4$	式(d) + $2.077\phi_d^4$
装配时 检验调 整或 对研 跑合	5	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.05 + 0.26\phi_d^2 + 10^{-4}b$ (e)	式(e) + $0.156\phi_d^4$	式(e) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$0.99 + 0.31\phi_d^2 + 1.2 \times 10^{-4}b$ (f)	式(f) + $0.186\phi_d^4$	式(f) + $2.077\phi_d^4$
	6	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.05 + 0.26\phi_d^2 + 1.6 \times 10^{-4}b$ (g)	式(g) + $0.156\phi_d^4$	式(g) + $1.742\phi_d^4$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.0 + 0.31\phi_d^2 + 1.9 \times 10^{-4}b$ (h)	式(h) + $0.186\phi_d^4$	式(h) + $2.077\phi_d^4$

注: 1. 经过齿向修形的齿轮, 可取  $K_{H\beta} = 1.2 \sim 1.3$ 。

2. 表中精度等级属第Ⅲ公差组。

(4) 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$ ① ISO 9085 : 2002 推荐方法 齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$  可由下式确定, 即

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad (2-26)$$

式中  $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数。

若  $b/h \geq 3$ , 则  $N_F = \frac{1}{1+h/b+(h/b)^2}$

若  $b/h < 3$ , 则  $N_F = 0.6923$

式中  $b$  ——齿宽;

$h$  ——从齿顶到齿根的轮齿高度,  $h = (d_a - d_f)/2$ 。

② 简化方法 在一般的计算中, 可取  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ ,  $K_{H\beta}$  采用表 2-75 或表 2-76 的计算方法。

(5) 接触强度计算的齿间载荷分配系数  $K_{Ha}$

齿间载荷分配系数是考虑同时啮合的各对轮齿之间载荷分配不均匀对齿面接触强度和齿根弯曲强度的影响。影响齿间载荷分配系数的主要因素有: 轮齿受载变形、制造误差、齿廓修形和跑合效果。接触强度计算的齿间载荷分配系数  $K_{Ha}$  可用下列两种方法确定。

① ISO 9085: 2002 推荐方法 ISO 9085: 2002 推荐方法的  $K_{Ha}$  值可按表 2-77 确定。

表 2-77  $K_{Ha}$ 、 $K_{Fa}$  的计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
齿间载荷分配系数 $K_{Ha}$	$K_{Ha} = K_{Fa} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left[ 0.9 + 0.4 \frac{c_\gamma (f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b} \right]$	$\varepsilon_\gamma$ ——总重合度 $c_\gamma$ ——啮合刚度, 见表 2-68 $f_{pb}$ ——基节偏差, $\mu\text{m}$ ; 通常以大齿轮的基节偏差计算; 当有适宜的修缘时, 按此值的一半计算; 可用 $f_{pt}$ 代替 $y_a$ ——齿廓跑合量, $\mu\text{m}$ ; 见表 2-78; $Z_e$ ——接触强度的重合度系数, 见表 2-82 $Y_\sigma$ ——弯曲强度的重合度系数, 见式 (2-30)
	$K_{Ha} = K_{Fa} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \times \frac{c_\gamma (f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b}$	
计算 $K_{Ha}$ 时的切向力 $F_{tH}/\text{N}$	$F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$	
限制条件	若 $K_{Ha} > \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_a Z_e^2}$ , 取 $K_{Ha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_a Z_e^2}$ 若 $K_{Ha} < 1.0$ , 取 $K_{Ha} = 1$	
限制条件	若 $K_{Fa} > \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_a Y_\sigma^2}$ , 取 $K_{Fa} = \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_a Y_\sigma^2}$ 若 $K_{Fa} < 1.0$ , 取 $K_{Fa} = 1$	

表 2-78 齿廓跑合量

项 目	计 算 公 式	备 注
钢、铸钢, 珠光体或贝氏体球墨铸铁, 珠光体黑色可锻铸铁	$y_a = \frac{160}{\sigma_{H\lim}} f_{pb}$	$\sigma_{H\lim}$ ——齿轮接触疲劳极限值, MPa
灰铸铁, 铁素体球墨铸铁	$y_a = 0.275 f_{pb}$	

续表

项 目	计 算 公 式		备 注
渗碳淬火钢,火焰或感应淬火处理的钢与球墨铸铁,氮化钢,调质与表面硬化钢	$y_a = 0.075 f_{pb}$	上限 $y_a = 3 \mu\text{m}$ , 相当于 $f_{pb} = 40 \mu\text{m}$	$f_{pb}$ ——基节偏差,可用 $f_{pt}$ 代替 当大、小轮材料不同时,其齿廓跑合量可取为两种材料齿轮副跑合量的平均值

注:1.  $y_a$  值是在运转初期由于跑合使初始基节偏差减少的量。

2.  $y_a$  不考虑作为生产过程中一部分的控制手段(例如研磨)而跑到到任意程度的余量。在考虑齿轮质量时,应考虑这种调整。

② 简化方法 在一般的计算中,可采用表 2-79 的  $K_{Ha}$  值,此表适用于:基本齿廓符合 GB/T 1356—2001 的工业齿轮,钢制的内、外啮合直齿轮和  $\beta \leq 30^\circ$  的斜齿轮,单位齿宽载荷  $F_t/b \geq 350 \text{N/mm}$ 。

表 2-79 齿间载荷分配系数  $K_{Ha}$ 、 $K_{Fa}$ 

$K_A F_t/b$		$\geq 100\text{N/mm}$						$< 100\text{N/mm}$	
精度等级		5	6	7	8	9	10	11~12	6级及更低
硬齿面 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	$1/Z_t^2 \geq 1.2$			
	$K_{Fa}$					$1/Y_t^2 \geq 1.2$			
硬齿面 斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha/\cos^2\beta_b \geq 1.4$			
	$K_{Fa}$								
非硬齿面 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0			1.1	1.2	$1/Z_t^2 \geq 1.2$		
	$K_{Fa}$						$1/Y_t^2 \geq 1.2$		
非硬齿面 斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha/\cos^2\beta_b \geq 1.4$		
	$K_{Fa}$								

注:1. 经修形的 6 级或高精度硬齿面齿轮,取  $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$ 。

2. 表中  $\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b$  的计算值如大于  $\frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_\epsilon}$ , 则取  $K_{Fa} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_\epsilon}$ 。

3. 表中  $Z_\epsilon$ 、 $Y_\epsilon$ , 分别见图 2-74 及式 (2-30)。

4. 如果硬齿面和软齿面相啮合的齿轮副,齿间载荷分配系数取平均值。

5. 如果大小齿轮精度不同,则按精度等级较低的取  $K_{Ha}$ 、 $K_{Fa}$  值。

#### (6) 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{Fa}$

弯曲强度计算的齿间载荷分配系数  $K_{Fa}$  可用下列两种方法确定。

① ISO 9085:2002 推荐方法 ISO 9085:2002 推荐方法的  $K_{Fa}$  值可按表 2-77 确定。

② 简化方法 在一般的计算中,可采用表 2-79 的计算方法。

#### 2.4.5.4 计算齿面接触应力的系数

##### (1) 单对齿啮合系数

小齿轮单对齿啮合系数  $Z_B$  和大齿轮单对齿啮合系数  $Z_D$  是把小、大齿轮在节点处啮合的接触应力, 折算为小、大齿轮在单对齿啮合区内界点处啮合的接触应力的系数, 计算方法见表 2-80。

表 2-80  $Z_B$  和  $Z_D$  的计算公式

项 目	计 算 公 式			备 注
直 齿 轮	$Z_B$	当 $M_1 > 1$ , 取 $Z_B = M_1$ ; 当 $M_1 \leq 1$ , 取 $Z_B = 1.0$		$d_{a1}$ 、 $d_{a2}$ 、 $d_{b1}$ 、 $d_{b2}$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 分别为小轮、大轮的齿顶圆、基圆直径和齿数 $\alpha_{wt}$ 为端面节圆啮合角, ( $^\circ$ ) $\epsilon_a$ 为端面重合度
	$Z_D$	当 $M_2 > 1$ , 取 $Z_D = M_2$ ; 当 $M_2 \leq 1$ , 取 $Z_D = 1.0$		
斜 齿 轮	$Z_B$	$\epsilon_\beta \geq 1$	$Z_B = 1$	
		$\epsilon_\beta < 1$	由直齿轮与 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮传动之间线性插值确定; $Z_B = M_1 - \epsilon_\beta(M_1 - 1)$ ; $Z_B \geq 1$	
	$Z_D$	$\epsilon_\beta \geq 1$	$Z_D = 1$	
		$\epsilon_\beta < 1$	由直齿轮与 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮传动之间线性插值确定; $Z_D = M_2 - \epsilon_\beta(M_2 - 1)$ ; $Z_D \geq 1$	
直齿轮参数 $M_1$	$M_1 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right] \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_a - 1) \frac{2\pi}{z_2}\right]}}$			
直齿轮参数 $M_2$	$M_2 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right] \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_a - 1) \frac{2\pi}{z_1}\right]}}$			

## (2) 节点区域系数 $Z_H$

节点区域系数  $Z_H$  是考虑节点齿廓曲率对赫兹应力的影响, 并将分度圆上的切向力转换为节圆上的法向力。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{wt}}} \quad (2-27)$$

式中  $\alpha_t$  ——端面分度圆压力角, ( $^\circ$ );

$\beta_b$  ——基圆螺旋角, ( $^\circ$ );

$\alpha_{wt}$  ——端面啮合角, ( $^\circ$ )。

当  $\alpha_n = 20^\circ$  时, 节点区域系数  $Z_H$  也可按图 2-73 查取; 图中, “+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合。

## (3) 弹性系数 $Z_E$

弹性系数  $Z_E$  是考虑材料特性  $E$  (弹性模量) 与  $\nu$  (泊松比) 对接触应力影响的系数。弹性系数  $Z_E$  见表 2-81。

## (4) 接触强度计算的重合度系数 $Z_\epsilon$

重合度系数  $Z_\epsilon$  是考虑端面重合度与纵向重合度对圆柱齿轮齿面承载能力影响的系数。 $Z_\epsilon$  可按表 2-82 计算, 或查图 2-74。

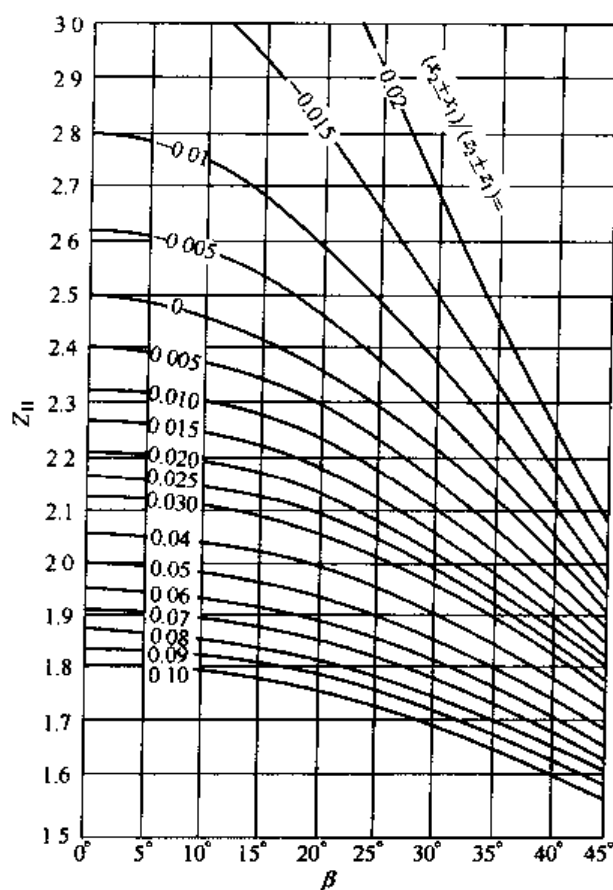


图 2-73  $\alpha_n=20^\circ$  的节点区域系数  $Z_H$

表 2-81 弹性系数  $Z_E$

齿 轮 1			齿 轮 2			$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$
材料	弹性模量 $E/\text{MPa}$	泊松比 $\nu$	材料	弹性模量 $E/\text{MPa}$	泊松比 $\nu$	
钢	206 000	0.3	钢	206 000	0.3	189.8
			铸钢	202 000		188.9
			球墨铸铁	173 000		181.4
			可锻铸铁	170 000		180.5
			灰铸铁	118 000~126 000		162.0~165.4
铸钢	202 000		铸钢	202 000		188.0
			球墨铸铁	173 000		180.5
			可锻铸铁	170 000		179.7
			灰铸铁	118 000		161.4
球墨铸铁	173 000		球墨铸铁	173 000		173.9
			可锻铸铁	170 000		173.2
			灰铸铁	118 000		156.6
可锻铸铁	170 000		可锻铸铁	170 000		172.4
			灰铸铁	118 000		156.1
灰铸铁	118 000~126 000		灰铸铁	118 000		143.7~146.0



表 2-82 重合度系数  $Z_\epsilon$

齿轮种类	直齿轮	斜 齿 轮	
		$\epsilon_\beta < 1$	$\epsilon_\beta \geq 1$
$Z_\epsilon$ 值	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}}$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}(1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$

注:  $\epsilon_\alpha$  为端面重合度,  $\epsilon_\beta$  为纵向重合度, 见表 2-83。

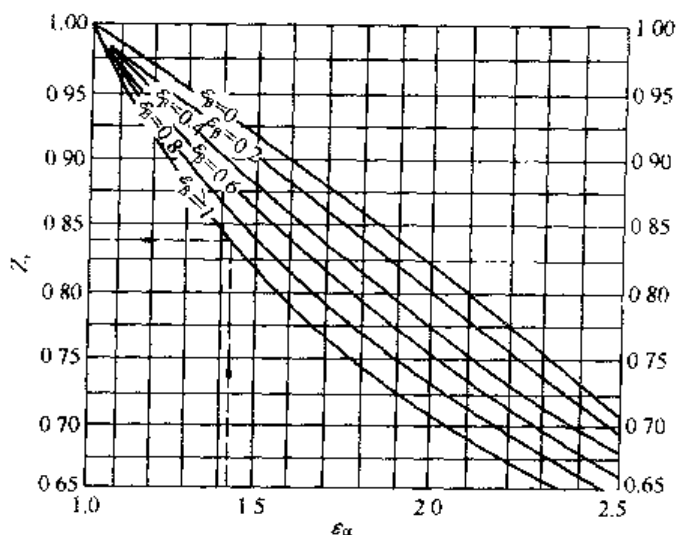


图 2-74 重合度系数  $Z_\epsilon$

表 2-83 重合度  $\epsilon_\alpha$ 、 $\epsilon_\beta$ 、 $\epsilon_\gamma$  计算式

项 目	计 算 公 式	备 注
端面重合度 $\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2} \frac{[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}] - a \sin \alpha_w}{m_t \pi \cos \alpha_w}$	外啮合取正号, 内啮合取负号; 此式啮合线长度被小轮与大轮的顶圆有效限时才有效, 而在被挖根齿廓限时是不适用的
纵向重合度 $\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \frac{b_H \sin \beta}{\pi m_n}$	$b_H$ —— 接触强度计算的齿宽
总重合度 $\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$	

#### (5) 螺旋角系数 $Z_\beta$

螺旋角系数  $Z_\beta$  是考虑螺旋角对齿面接触应力的影响。  $Z_\beta$  可按下式计算或查图 2-75。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2-28)$$

式中  $\beta$  —— 分度圆螺旋角, ( $^\circ$ )。

#### 2.4.5.5 计算齿根弯曲应力的系数

##### (1) 齿形系数 $Y_F$ 和应力修正系数 $Y_S$

① ISO 9085: 2002 推荐计算  $Y_F$  和  $Y_S$  的方法 齿形系数  $Y_F$  和应力修正系数  $Y_S$  用

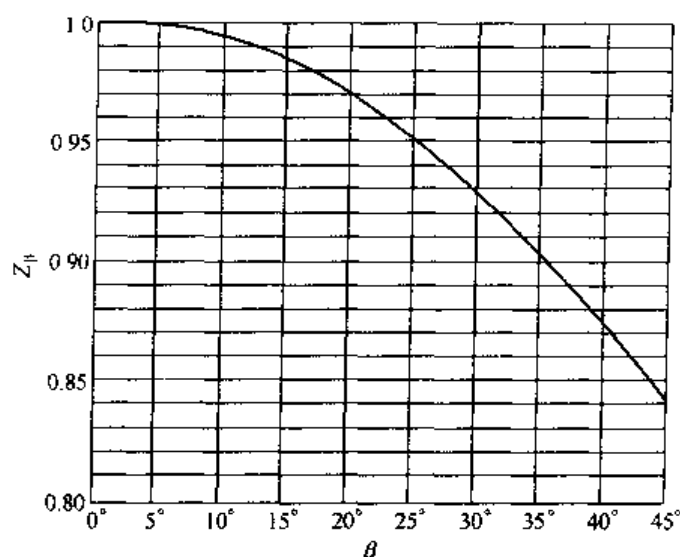


图 2-75 螺旋角系数  $Z_\beta$

于考虑齿形对名义弯曲应力的影响。大小齿轮的  $Y_F$  与  $Y_S$  分别确定； $Y_F$  与  $Y_S$  必须联用。

a. 外齿轮的齿形系数  $Y_F$  当齿顶有倒圆或倒棱时，需用“有效顶圆直径” $d_{Ne}$ 来代替计算式中的顶圆直径  $d_a$ ； $d_{Ne}$ 是靠近顶圆柱面包容可用齿廓极限的圆的直径。齿形系数  $Y_F$  可由表 2-84 中的算式计算。

表 2-84 有关外齿轮齿形系数  $Y_F$  的算式

序号	名 称	代号	公 式	备 注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	$E$	$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \tan \alpha_n + \frac{s_{pe}}{\cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fp}}{(1 - \sin \alpha_n) \cos \alpha_n}$	$h_{fp}$ ——基本齿廓齿根高 $\rho_{fp}$ ——基本齿廓齿根圆角 $s_{pe} = p_r - q$ (见图 2-77)
2	辅助值	$G$	$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x$	$x$ ——法向变位系数
3	基圆螺旋角	$\beta_b$	$\beta_b = \arccos [\sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}]$	
4	当量齿数	$z_n$	$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^2 \beta}$	
5	辅助值	$H$	$H = \frac{2}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	
6	辅助角	$\theta$	$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H$	用 $\theta = \frac{\pi}{6}$ 作为式右边的初始值 $\theta$ ，再继续迭代，直到函数收敛
7	危险截面法向弦齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right)$	$s_{Fn}$ 见图 2-76

续表

序号	名 称	代号	公 式	备 注
8	30°切点处 曲率半径与 模数之比	$\frac{\rho_F}{m_n}$	$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_W}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos\theta(z_n \cos^2\theta - 2G)}$	$\rho_F$ 见图 2-76
9	当量直齿 轮的端面重 合度	$\epsilon_{en}$	$\epsilon_{en} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2\beta_b}$	
10	当量直齿 轮的分度圆 直径	$d_n$	$d_n = \frac{d}{\cos^2\beta_b} = m_n z_n$	
11	当量直齿 轮的基圆 直径	$d_{bn}$	$d_{bn} = d_r \cos\alpha_n$	
12	当量直齿 轮的顶圆 直径	$d_{an}$	$d_{an} = d_n + d_s - d$	$d_s$ ——齿顶圆直径 $d$ ——分度圆直径
13	当量直齿 轮的单对齿 啮合区外界 点所在圆 直径	$d_{en}$	$d_{en} = 2\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \pm \pi m_n \cos\alpha_n (\epsilon_{an} - 1)\right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2}$	对外啮合取“-”号 对内啮合取“+”号
14	当量直齿 轮单对齿啮 合区外界点 处的压力角	$\alpha_{en}$	$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right)$	
15	确定 $\alpha_{Fen}$ 的辅助角	$\gamma_e$	$\gamma_e = \frac{1}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan\alpha_n \right) + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{en}$	$\alpha_{Fen}$ 见图 2-76
16	当量直齿 轮单对齿啮 合区外界点 处的载荷作 用角	$\alpha_{Fen}$	$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e$	
17	弯曲力臂 与模数之比	$\frac{h_{Fe}}{m_n}$	$\frac{h_{Fe}}{m_n} = 0.5 \left[ (\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \tan\alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos\theta} + \frac{\rho_F}{m_n} \right]$	$h_{Fe}$ 见图 2-76
18	齿形系数	$Y_F$	$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cos\alpha_{Fen}}{\left(\frac{r_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos\alpha_n}$	

注：表中长度单位为 mm，角度单位为 rad。

b. 内齿轮的齿形系数  $Y_F$  设定用一个特殊齿条的齿形系数值近似地替代内齿轮的齿形系数。该齿条的齿廓是基本齿条齿廓的一种改型，它能展成内齿轮的精确配对齿轮的法向齿廓（包括齿顶圆和齿根圆），齿顶载荷角为  $\alpha_n$ 。齿形系数  $Y_F$  可由表 2-85 中的算式计算。

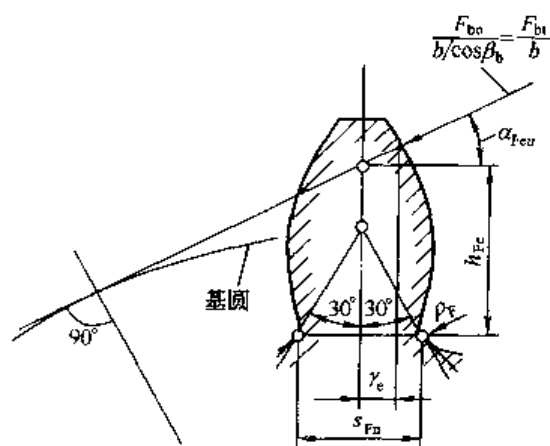


图 2-76 影响外齿轮齿形系数的各参数

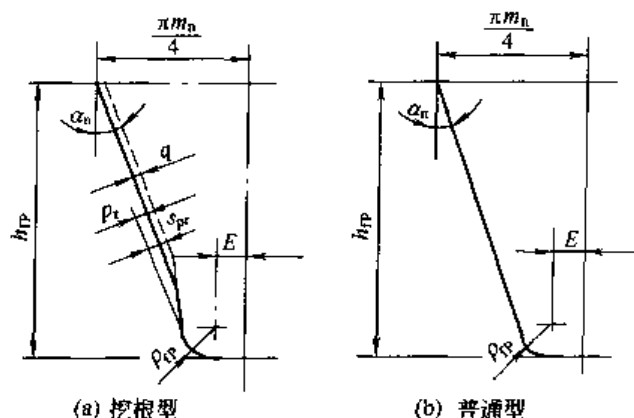


图 2-77 刀具基本齿廓尺寸

表 2-85 有关内齿轮的齿形系数  $Y_F$  的算式

序号	名 称	代号	算 式	备 注
1	当量内齿轮分度圆直径	$d_{n2}$	$d_{n2} = \frac{d_2}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	$d_2$ ——内齿轮分度圆直径
2	当量内齿轮齿根圆直径	$d_{fn2}$	$d_{fn2} = d_{n2} + d_{f2} - d_2$	$d_{f2}$ ——内齿轮齿根圆直径
3	当量直齿轮的单对齿啮合区外界点所在圆直径	$d_{en2}$	$d_{en2} = 2 \sqrt{\left[ \sqrt{\left( \frac{d_{m2}}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{be2}}{2} \right)^2} + \pi m_n \cos \alpha_n (\epsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left( \frac{d_{bm2}}{2} \right)^2}$	
4	当量内齿轮齿根高	$h_{fn2}$	$h_{fn2} = \frac{d_{fn2} - d_{n2}}{2}$	
5	内齿轮齿根过渡圆角半径	$\rho_{F2}$	当 $\rho_{F2}$ 已知时取已知值; 当 $\rho_{F2}$ 未知时取为 $0.15m_n$	
6	刀具圆角半径	$\rho_{FP2}$	当齿轮型插齿刀顶端 $\rho_{FP2}$ 已知时取已知值; 当 $\rho_{FP2}$ 未知时取 $\rho_{FP2} \approx \rho_F$	
7	危险截面弦齿厚与模数之比	$\frac{S_{Fn2}}{m_n}$	$2 \left( \frac{\pi}{4} + \frac{h_{fn2} - \rho_{FP2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{FP2} - s_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{FP2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right)$	$s_{pr} = p_t - q$ 见图 2-77
8	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fn2}}{m_n}$	$\frac{d_{fn2} - d_{en2}}{2m_n} - \left[ \frac{\pi}{4} - \left( \frac{d_{fn2} - d_{en2}}{2m_n} - \frac{h_{fn2}}{m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{FP2}}{m_n} \left( 1 - \sin \frac{\pi}{6} \right)$	
9	齿形系数	$Y_F$	$Y_F = \frac{6h_{Fn2}}{m_n} / \left( \frac{s_{Fn2}}{m_n} \right)^2$	

注: 表中长度单位为 mm, 角度单位为 rad.

c. 应力修正系数  $Y_S$   $Y_S$  为考虑齿根过渡圆角处的应力集中效应, 及除弯曲应力外其他应力对齿根的影响。 $Y_S$  可用下式计算, 该公式在  $1 \leq q_s \leq 8$  范围内有效。

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s^{[1/(1.21 + 2.3/L)]} \quad (2-29a)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad (2-29b)$$

式中  $L$  ——齿根危险截面处齿弦厚与弯曲力臂的比值,  $L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}}$ ;

$s_{Fn}$  ——齿根危险截面齿厚, 对外齿轮用表 2-84 中的序号 7 的公式计算, 对内齿轮用表 2-85 中的序号 7 的公式计算;

$h_{Fe}$  ——弯曲力臂, 对外齿轮用表 2-84 中的序号 17 的公式计算, 内齿轮用表 2-85 中的序号 8 公式计算;

$q_s$  ——齿根圆角参数;

$\rho_F$  ——危险截面处的曲率半径。对外齿轮用表 2-84 中的序号 8 公式计算, 内齿轮用表 2-85 中的序号 5 的方法确定。

② 简化方法 将  $Y_F$  和  $Y_S$  综合为复合齿形系数  $Y_{FS}$ , 对于外齿轮, 根据齿数  $z$  (斜齿轮为当量齿数  $z_n$ )、变位系数  $x$ , 按图 2-78 或图 2-79 查取。对于内齿轮的  $Y_{FS}$  用替代齿条 ( $z = \infty$ ) 的参数来确定, 当  $\rho_{f0}/m_n = 0.15$ ,  $h_{a0}/m_n = 1.0$ ,  $h_{f0}/m_n = 1.25$  时,  $Y_{FS} = 5.44$ 。计算时, 复合齿形系数  $Y_{FS}$  应与重合度系数  $Y_e$  联合使用。

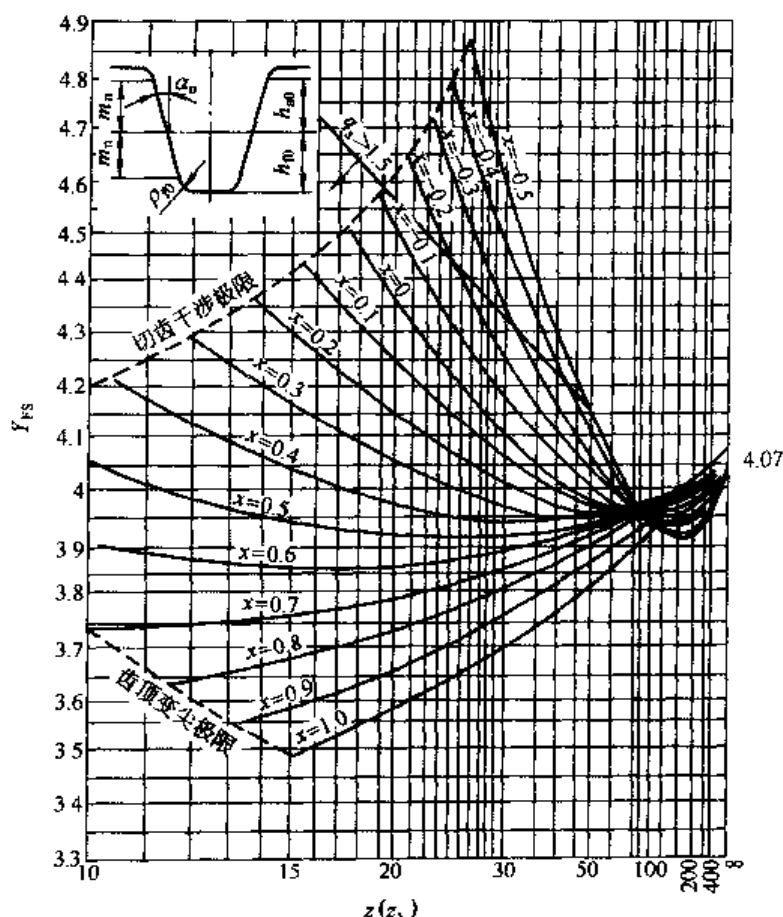


图 2-78 外齿轮复合齿形系数

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{a0}/m_n = 1$ ;  $h_{f0}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{f0}/m_n = 0.38$

## (2) 螺旋角系数 $Y_\beta$

将当量直齿轮的齿根应力 (计算的原始值) 通过螺旋角系数  $Y_\beta$  转换成相应斜齿轮的齿根应力, 用此方法考虑斜齿轮接触线倾斜的影响 (齿根应力减小)。螺旋角系数  $Y_\beta$  的值可由表 2-86 确定。

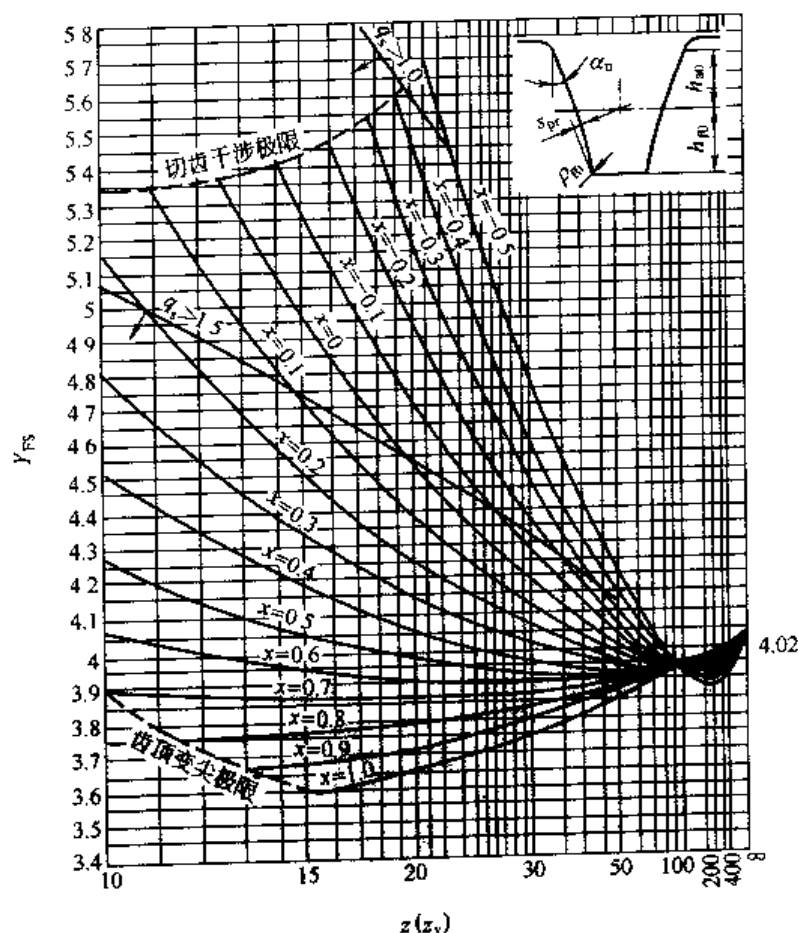


图 2-79 外齿轮复合齿形系数

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.0$ ;  $h_{f0}/m_n = 1.4$ ;  $\rho_{f0} = 0.4$ ;  $s_{pr} = 0.02m_n$

表 2-86 螺旋角系数  $Y_\beta$  的计算式

限制条件	计算式	限制条件	计算式
$\epsilon_\beta > 1$ 与 $\beta \leq 30^\circ$	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ}$	$\epsilon_\beta \leq 1$ 与 $\beta \leq 30^\circ$	$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$
$\epsilon_\beta > 1$ 与 $\beta > 30^\circ$	$Y_\beta = 0.75$	$\epsilon_\beta \leq 1$ 与 $\beta > 30^\circ$	$Y_\beta = 1 - 0.25\epsilon_\beta$

(3) 重合度系数  $Y_\epsilon$

重合度系数  $Y_\epsilon$  是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区外界点的系数。 $Y_\epsilon$  可由下式计算。

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{an}} \quad (2-30)$$

式中  $\epsilon_{an}$ ——当量齿轮的端面重合度,  $\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_n}$ 。

计算时, 重合度系数  $Y_\epsilon$  应与复合齿形系数  $Y_{FS}$  联合使用。

#### 2.4.5.6 试验齿轮疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$ 、 $\sigma_{F \lim}$

GB/T 8539—2000 给出了常用齿轮材料、热处理以及齿轮质量对接触疲劳极限  $\sigma_{H \lim}$  及弯曲疲劳极限  $\sigma_{F \lim}$  的影响的有关资料,  $\sigma_{H \lim}$ 、 $\sigma_{F \lim}$  由标准试验齿轮的试验结果获得, 见图 2-80。其失效概率为 1%, 应力循环基数  $N_c$  分别见图 2-81 及图 2-82。

在极限应力图中, 给出了代表材料质量等级的 4 条 (有些为 3 条) 线, 对材料与热处理的要求见 GB/T 8539—2000 (见第 10 章)。ML、MQ、ME 与 MX 的含义如下:

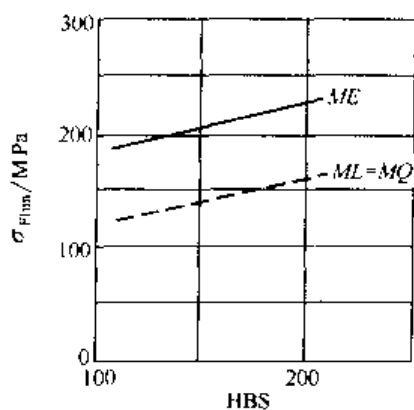
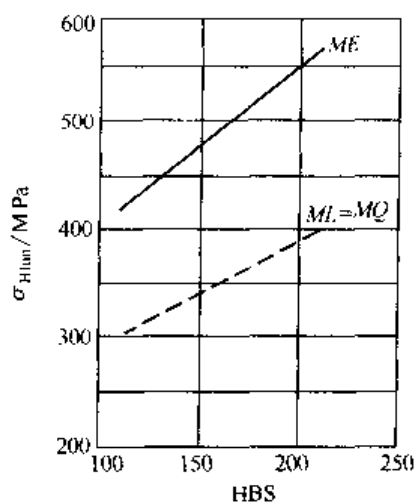
ML 齿轮材料质量达到最低要求时的疲劳极限取值线；

MQ 齿轮材料质量达到中等要求时的疲劳极限取值线，此要求是有经验的工业齿轮制造者以合理的生产成本能达到的；

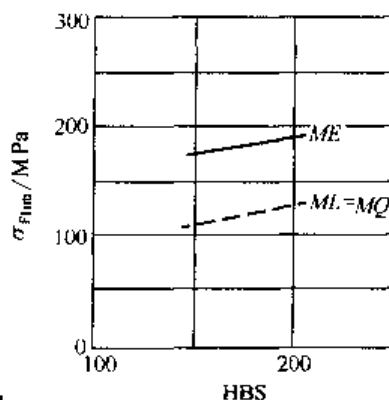
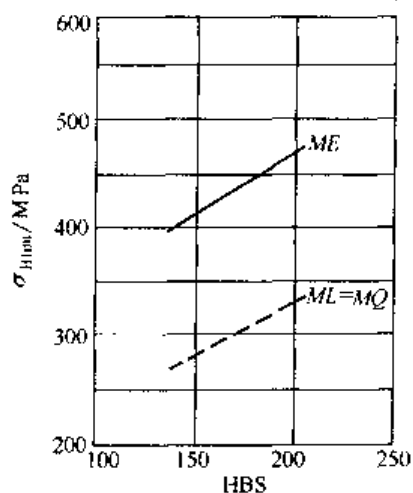
ME 齿轮材料质量达到很高要求时的疲劳极限取值线。这种要求只有在具备高水平的制造过程可控能力时才能达到；

MX 一对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的取值线。

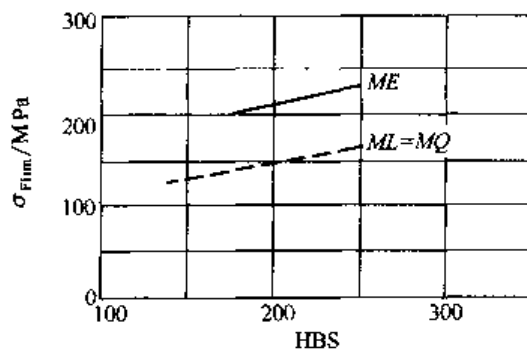
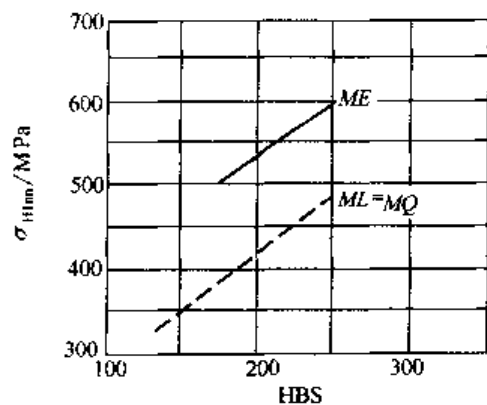
除非另有协议，一般工业齿轮选用材料质量等级 MQ，并建议在齿轮零件工作图中，注明齿轮内在质量级别。



(a) 正火处理的结构钢

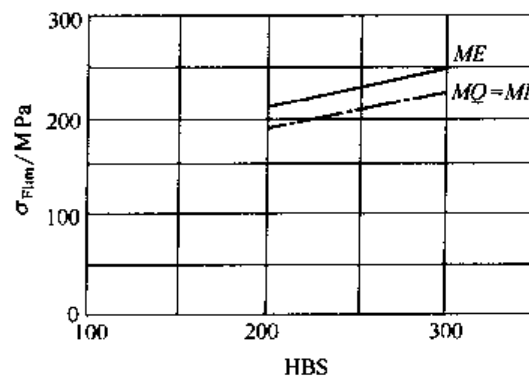
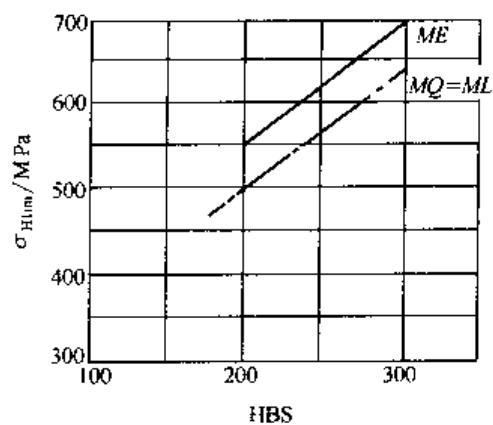


(b) 铸钢

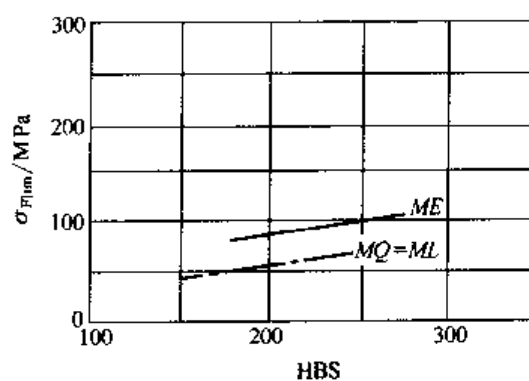
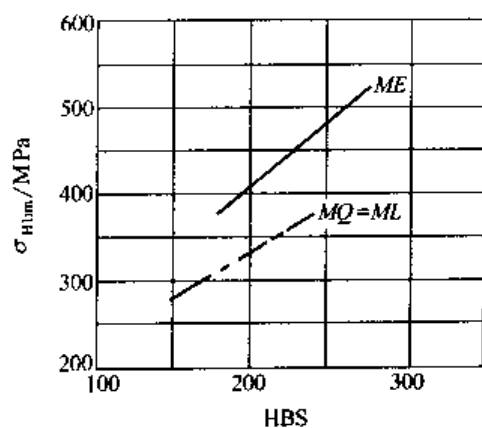


(c) 可锻铸铁

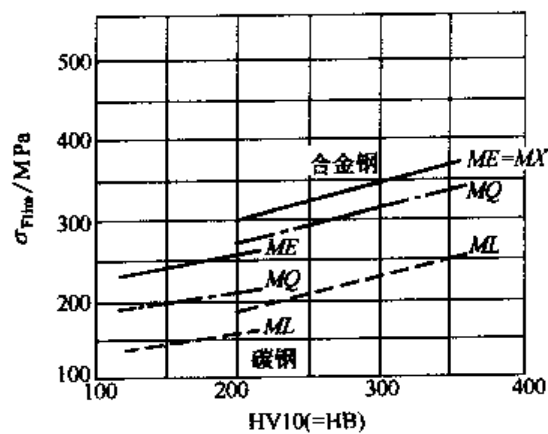
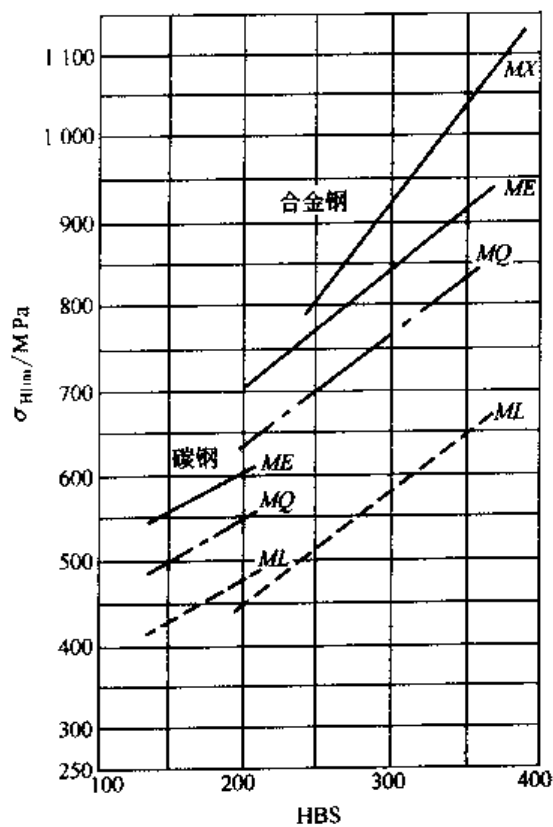
图 2-80



(d) 球墨铸铁

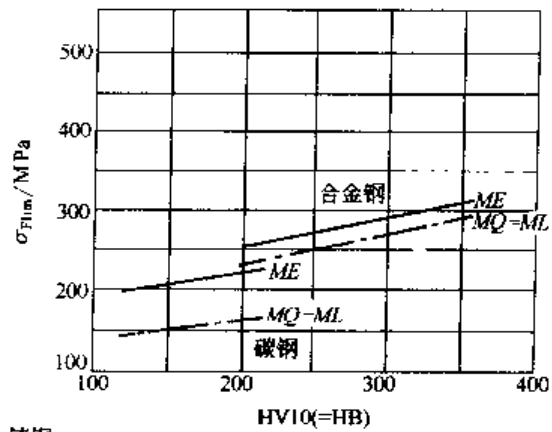
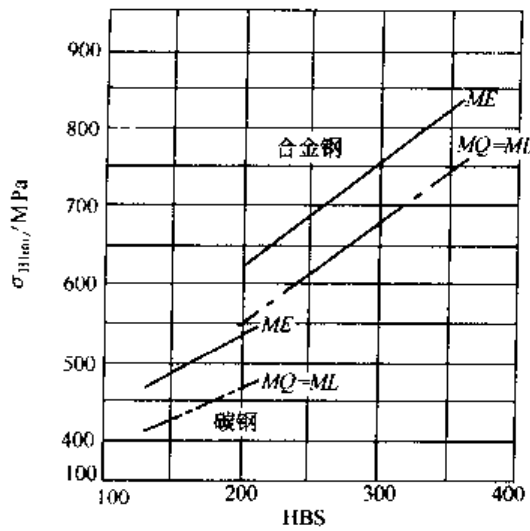


(e) 灰铸铁

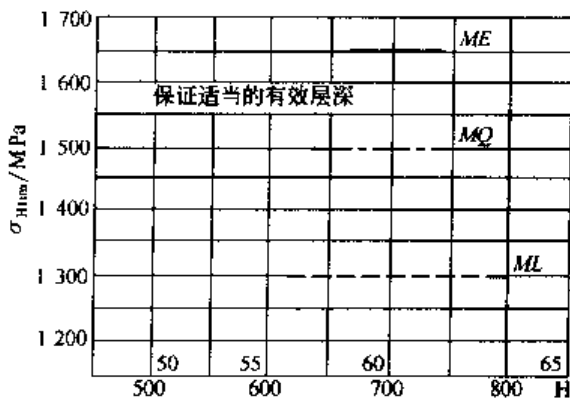


(f) 调质钢

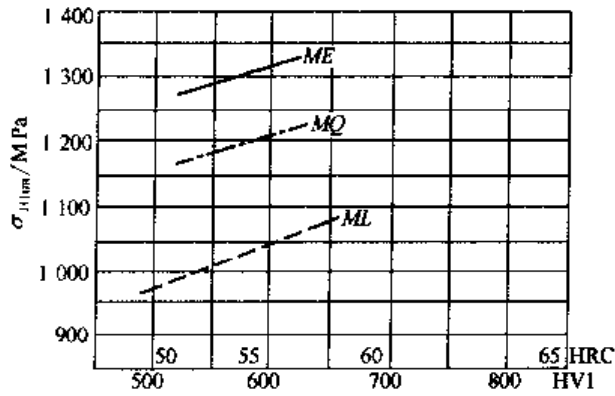
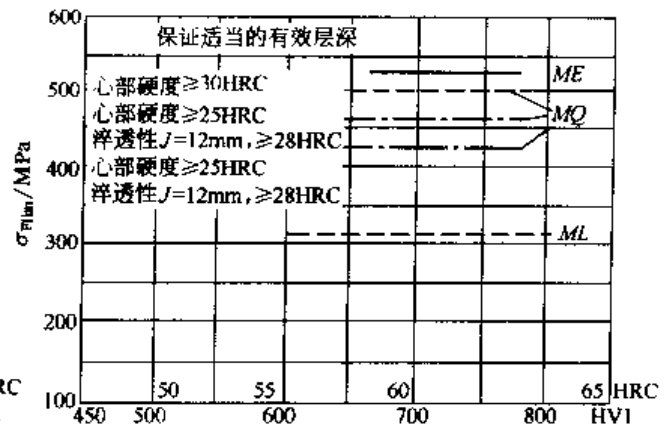




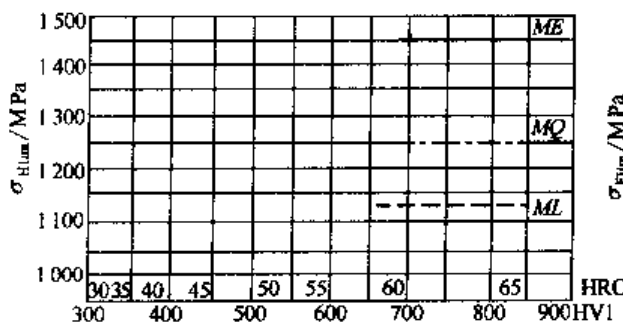
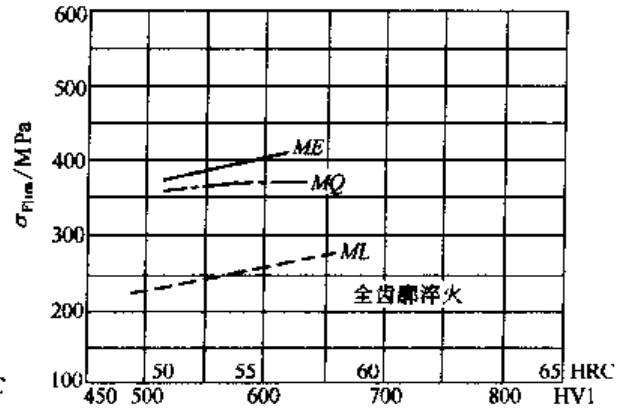
(g) 铸钢



(h) 渗碳淬火钢

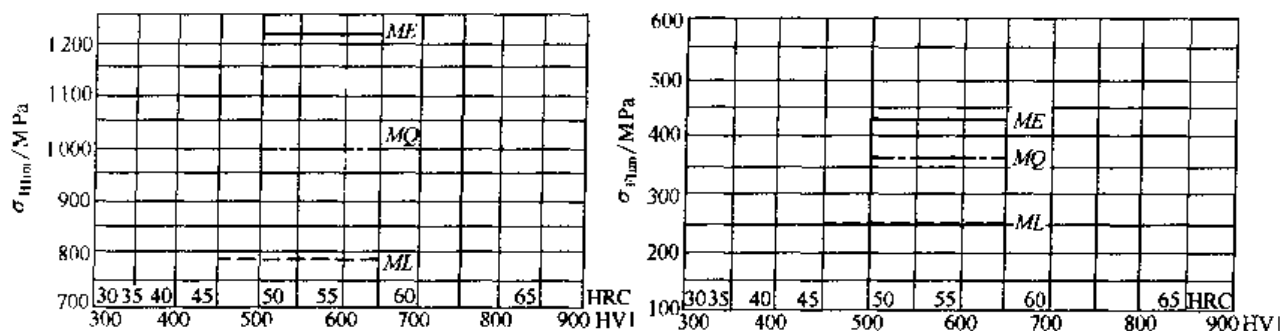


(i) 表面硬化钢

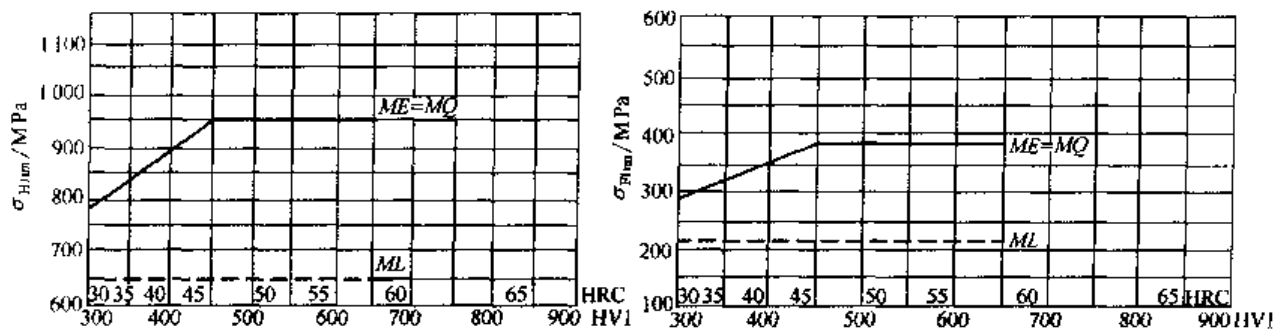


(j) 调质-气体渗氮处理的渗氮钢 (不含铝)

图 2-80



(k) 调质-气体渗氮处理的调质钢



(l) 调质或正火-碳氮共渗处理的调质钢

图 2-80 试验齿轮接触疲劳极限  $\sigma_{H\lim}$  及弯曲疲劳极限  $\sigma_{F\lim}$

#### 2.4.5.7 计算齿轮接触疲劳许用应力的系数

##### (1) 接触强度计算的寿命系数 $Z_{NT}$

接触强度计算的寿命系数  $Z_{NT}$  见表 2-87, 也可由图 2-81 选取。

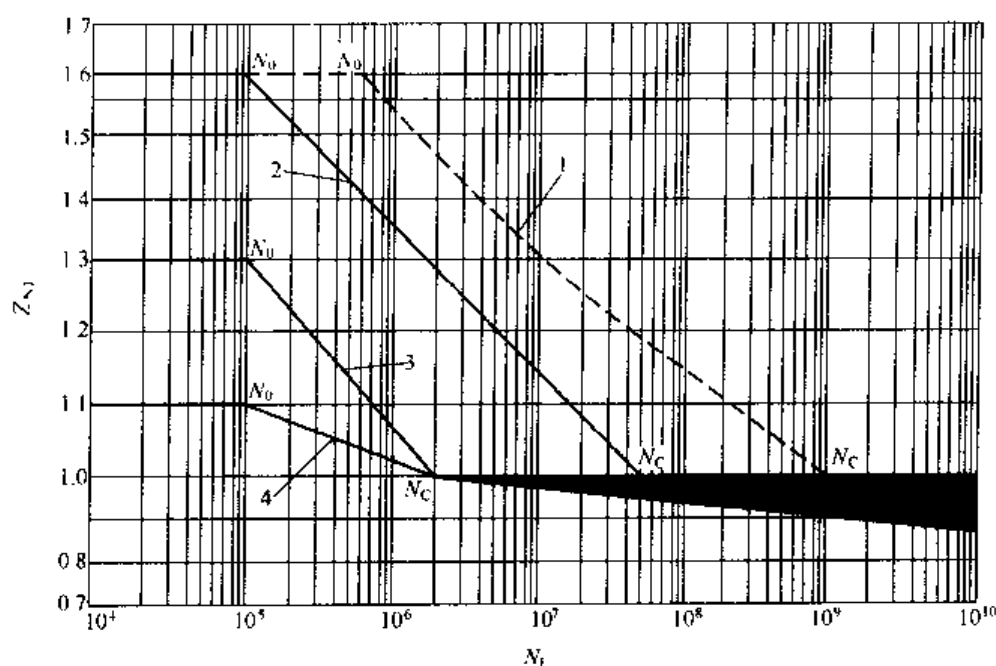
表 2-87 接触强度计算的寿命系数  $Z_{NT}$

材 料	载荷循环系数 $N_L$	寿命系数 $Z_{NT}$
允许一定程度点蚀: 结构钢, 调质钢, 球墨铸铁 (珠光体, 贝氏体), 火焰或感应淬火的钢, 珠光体可锻铸铁, 渗碳淬火的渗碳钢	$N_L \leq 6 \times 10^5$ (静态)	1.6
	$N_L = 10^7$	1.3
	$N_L = 10^9$ (基准)	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME, MX: 1.0 <sup>①</sup>
		MQ: 0.92
		ML: 0.85
不允许有点蚀: 结构钢, 调质钢, 球墨铸铁 (珠光体, 贝氏体), 火焰或感应淬火的钢, 珠光体可锻铸铁, 渗碳淬火的渗碳钢	$N_L \leq 10^5$ (静态)	1.6
	$N_L = 5 \times 10^7$ (基准)	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME: 1.0 <sup>①</sup>
		MQ: 0.92
		ML: 0.85
灰铸铁, 球墨铸铁 (铁素体), 渗氮处理的渗氮钢, 调质钢和渗碳钢	$N_L \leq 10^5$ (静态)	1.3
	$N_L = 2 \times 10^6$ (基准)	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME: 1.0 <sup>①</sup>
		MQ: 0.92
		ML: 0.85

续表

材 料	载荷循环系数 $N_L$	寿命系数 $Z_{NL}$
碳氮共渗处理的调质钢和渗碳钢	$N_L \leq 10$ (静态)	1.1
	$N_L = 2 \sim 10^6$ (基准)	1.0
	$N_L = 10^6$	$ME: 1.01$
		$MQ: 0.92$
		$ML: 0.85$

(1) 建议最佳润滑、制造与试验。

图 2-81 接触强度计算的寿命系数  $Z_{NL}$ 

- 1—允许有一定程度点蚀：结构钢，调质钢，球墨铸铁（珠光体，贝氏体），火焰或感应淬火的钢，珠光体可锻铸铁，渗碳淬火的渗碳钢；  
 2—不允许有点蚀：结构钢，调质钢，球墨铸铁（珠光体，贝氏体），火焰或感应淬火的钢，珠光体可锻铸铁，渗碳淬火的渗碳钢；  
 3 灰铸铁，球墨铸铁（铁素体），渗氮处理的渗氮钢、调质钢和渗碳钢；  
 4 碳氮共渗处理的调质钢和渗碳钢

(2) 润滑油膜形成的影响系数  $Z_L$ 、 $Z_v$ 、 $Z_R$ 

$Z_L$  是考虑润滑剂名义黏度的影响， $Z_v$  是考虑齿面速度的影响， $Z_R$  是考虑表面粗糙度对啮合区润滑油膜形成的影响。 $Z_L$ 、 $Z_v$  和  $Z_R$  的乘积可由表 2-88 查得。

表 2-88  $Z_L Z_v Z_R$  的值

计算类型	加工工艺及齿面粗糙度 $R_{a10}$	$(Z_L Z_v Z_R)$
基准强度与长寿命时	研磨、磨削或剃齿轮齿 ( $R_{a10} > 4\mu m$ )	0.92
	滚削、插削或刨削的齿轮与 $R_{a10} \leq 4\mu m$ 磨削或剃削加工的轮齿啮合	0.92
	$R_{a10} \leq 4\mu m$ 的磨削或剃削齿轮传动	1.0
	不符合以上三种情况或经滚削、插削或刨削的齿轮	0.85
静强度	各种加工方法	1.0

由于齿轮零件图中惯常标注  $R_a$ ，因而列出  $R_a$  与  $R_{a10}$  对比，见表 2-89，供参考。

表 2-89  $R_a$  与  $R_{a10}$  对比 (参照)

$R_a/\mu\text{m}$	0.01	0.02	0.04	0.08	0.16	0.32	0.63	1.25	2.5
$R_{a10}/\mu\text{m}$	0.05	0.1	0.2	0.4	0.8	1.6	3.2	6.3	10

(3) 齿面工作硬化系数  $Z_w$ 

齿面工作硬化系数是考虑由钢 (结构钢, 调质钢) 制大齿轮与比大齿轮更硬 ( $\approx 200\text{HBS}$  或更多) 并具有光滑齿面 ( $R_a \leq 6\mu\text{m}$ , 不包括磨损的影响) 的小齿轮相啮合, 而使大齿轮齿面接触强度提高的系数。 $Z_w$  可由表 2-90 计算获得。

表 2-90 齿面工作硬化系数  $Z_w$ 

齿面硬度 HBS	计算公式	备 注
$<130$	$Z_w = 1.2$	HB——齿轮副中较软齿轮齿面布氏硬度
130~470	$Z_w = 1.2 - \frac{HB-130}{1700}$	
$>470$	$Z_w = 1.0$	

(4) 尺寸系数  $Z_x$ 

$Z_x$  是考虑尺寸的增大使疲劳损伤的应力水平降低的尺寸效应因素。

对于调质齿轮和相对于轮齿尺寸、曲率半径有足够渗层深度的表面硬化齿轮, 尺寸系数  $Z_x$  取 1.0。

(5) 最小安全系数  $S_{H\min}$ 

如果供需双方没有其他协议, 一般采用最小安全系数  $S_{H\min} = 1.0$ ; 当有不同可靠度要求时, 可按表 2-91 查取。

表 2-91 最小安全系数  $S_{F\min}$ 、 $S_{H\min}$  参考值

使用要求	失效概率	使用场合	$S_{F\min}$	$S_{H\min}$
高可靠度	1/10 000	特殊工作条件下要求可靠度很高的齿轮	2.00	1.50~1.60
较高可靠度	1/1 000	长期连续运转和较长的维修间隔; 设计寿命虽不长, 但可靠性要求较高, 一旦失效可能造成严重的经济损失或安全事故	1.6	1.25~1.30
一般可靠度	1/100	通用齿轮和多数工业用齿轮, 对设计寿命和可靠度有一定要求	1.25	1.00~1.10
低可靠度	1/10	齿轮设计寿命不长, 易于更换的不重要齿轮; 或者设计寿命虽不短, 但对可靠度要求不高	1.00	0.85

注: 1. 在经过使用验证或对材料强度、载荷工况及制造精度拥有较准确的数据时, 可取表中  $S_{H\min}$  的下限值。

2. 一般齿轮传动不推荐采用低可靠度的安全系数值。

3. 在采用可靠度的  $S_{H\min} (=0.85)$  时, 可能在点蚀前先出现齿面塑性变形。

## 2.4.5.8 计算齿轮弯曲疲劳许用应力的系数

### (1) 弯曲强度计算的寿命系数 $Y_{NT}$

弯曲强度计算的寿命系数  $Y_{NT}$  可由表 2-92 计算确定, 也可由图 2-82 选取。

表 2-92 弯曲强度计算的寿命系数  $Y_{NT}$

材 料	载荷循环系数 $N_L$	寿命系数 $Y_{NT}$
$\sigma_b \sim 800\text{MPa}$ 的钢; 调质钢; 球墨铸铁(珠光体, 贝氏体); 珠光体可锻铸铁	$N_L = 10^1$ (静态)	2.5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	$ME, MX; 1.0^{\text{①}}$
		$MQ; 0.92$
		$ML; 0.85$
渗碳淬火的渗碳钢; 全齿廓火焰淬火或感应淬火的钢和球墨铸铁	$N_L \leq 10^3$ (静态)	2.5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	$ME; 1.0^{\text{②}}$
		$MQ; 0.92$
		$ML; 0.85$
$\sigma_b \geq 800\text{MPa}$ 的钢和铸钢; 渗氮处理的渗氮钢; 球墨铸铁(铁素体); 灰铸铁; 渗氮处理的调质钢和表面硬化钢	$N_L \leq 10^3$ (静态)	1.6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	$ME; 1.0^{\text{②}}$
		$MQ; 0.92$
		$ML; 0.85$
氮碳共渗的调质钢和渗碳钢	$N_L \leq 10^3$ (静态)	1.1
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	$ME; 1.0^{\text{③}}$
		$MQ; 0.92$
		$ML; 0.85$

① 建议最佳润滑、制造与试验。

### (2) 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$

$Y_{\sigma_{relT}}$  近似地表示齿根圆角区域的应力集中程度, 可用以下两种方法确定

#### ① ISO 9085: 2002 推荐的方法

a. 持久寿命的  $Y_{\sigma_{relT}}$  可用下式计算, 即

$$Y_{\sigma_{relT}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' x^*}}{1 + \sqrt{\rho' x_T^*}} \quad (2-31a)$$

$$x^* = \frac{1}{5} (1 + 2q_s) \quad (2-31b)$$

式中  $\rho'$ ——材料滑移层厚度, mm, 见表 2-93;

$x^*$ ——齿根圆内相对应力梯度;

$x_T^*$ ——标准试验齿轮根部的相对应力梯度, 其值用  $q_{sT} = 2.5$  替代  $q_s$  代入式 (2-31b) 中求得;

$q_s$ ——齿根圆角参数, 按式 (2-29b) 计算确定。

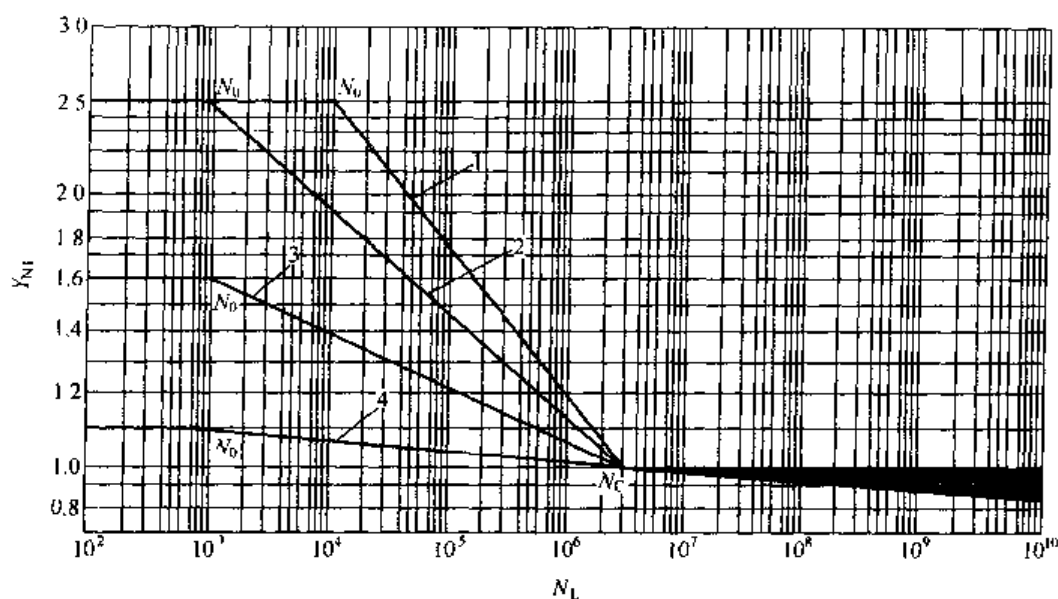


图 2-82 弯曲强度计算的寿命系数  $Y_{NI}$

- 1-  $\sigma_b < 800$  的调质钢、球墨铸铁（珠光体、贝氏体）、珠光体可锻铸铁；
- 2- 渗碳淬火的渗碳钢、全齿廓火焰或感应淬火的钢、球墨铸铁；
- 3-  $\sigma_b \geq 800$  MPa 的钢和特钢；渗氮处理的渗氮钢；球墨铸铁（铁素体）；灰铸铁；渗氮处理的调质钢与表面硬化钢；
- 4- 碳氮共渗处理的调质钢和渗碳钢

表 2-93 不同材料的滑移层厚度  $\rho'$

序 号	材 料	$\rho' / \text{mm}$
1	灰铸铁: $\sigma_b = 150 \text{ MPa}$	0.312 4
2	灰铸铁, 球墨铸铁(铁素体), $\sigma_b = 300 \text{ MPa}$	0.309 5
3	渗氮钢渗氮, 调质与表面硬化钢渗氮: 全部硬化	0.100 5
4	钢: $\sigma_s = 300 \text{ MPa}$	0.083 3
5	钢: $\sigma_s = 400 \text{ MPa}$	0.044 5
6	调质钢, 珠光体可锻铸铁, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体): $\sigma_s \approx 500 \text{ MPa}$	0.028 1
7	调质钢, 珠光体可锻铸铁, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体): $\sigma_s \approx 600 \text{ MPa}$	0.019 4
8	调质钢, 珠光体可锻铸铁, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体): $\sigma_s \approx 800 \text{ MPa}$	0.006 4
9	调质钢, 珠光体可锻铸铁, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体): $\sigma_s \approx 1\,000 \text{ MPa}$	0.001 4
10	表面硬化钢, 火焰或感应淬火钢与球墨铸铁: 齿根全部硬化	0.003 0

b. 有限寿命的  $Y_{\delta \text{rel}T}$  可在持久寿命应力  $Y_{\delta \text{rel}T}$  与静强度的  $Y_{\delta \text{rel}T}$  之间用线性插值得取。

$$Y_{\delta \text{rel}T} = Y_{\delta \text{rel}TC} + \frac{\lg(N_L/N_C)}{\lg(N_0/N_C)} (Y_{\delta \text{rel}T0} - Y_{\delta \text{rel}TC}) \quad (2-32)$$

式中  $Y_{\delta \text{rel}TC}$ 、 $Y_{\delta \text{rel}T0}$ ——持久寿命相对齿根圆角敏感系数和静强度相对齿根圆角敏感系数；

$N_C$ 、 $N_0$ ——见  $N_L$  图 2-82。

静强度相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta \text{rel}T}$  的确定见表 2-94。

表 2-94 静强度相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\text{relT}}$ 

材 料	计 算 公 式	备 注
有较好屈服强度的钢( $\sigma_b \geq 800 \text{ MPa}$ )	$Y_{\text{relT}} = \frac{1+0.93(Y_s-1)\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1+0.93\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}$	$Y_s$ — 应力修正系数; $\sigma_s$ — 屈服强度, MPa
调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、 铸铁	$Y_{\text{relT}} = \frac{1+0.82(Y_s-1)\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1+0.82\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_{0.2}}}}$	$\sigma_{0.2}$ — 发生残余变形 0.2% 时的 条件屈服强度, MPa
渗碳淬火钢、火焰或感应淬火钢与球 墨铸铁(齿根全部硬化)	$Y_{\text{relT}} = 0.44Y_s + 0.12$	以产生初始裂纹时的应力为极限应力
渗氮处理的氮化钢、调质钢与表面硬化钢	$Y_{\text{relT}} = 0.20Y_s + 0.60$	以产生初始裂纹时的应力为极限应力
灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)	$Y_{\text{relT}} = 1.0$	以产生初始裂纹时的应力为极限应力

② 简化方法 可取  $Y_{\text{relT}} = 1.0$ 。

(3) 相对齿根表面状况系数  $Y_{\text{relT}}$

相对齿根表面状况系数  $Y_{\text{relT}}$  用于考虑齿根表面状况对齿根应力的影响, 主要取决于齿根圆角处的表面粗糙度。

① 基准(有限寿命)应力与长寿命应力的  $Y_{\text{relT}}$  对于所有材料, 当  $R_z \leq 16 \mu\text{m}$  时,  $Y_{\text{relT}} = 1.0$ ; 当  $R_z > 16 \mu\text{m}$  时,  $Y_{\text{relT}} = 0.9$ 。

② 静强度的  $Y_{\text{relT}}$  对于所有材料  $Y_{\text{relT}}$  与齿根圆角粗糙度无关, 取  $Y_{\text{relT}} = 1.0$ 。

(4) 弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_X$

$Y_X$  用以考虑尺寸大小对材料强度的影响。

计算弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_X$  可按表 2-95 确定。

表 2-95 弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_X$ 

材 料	循 环 次 数	法向模数/mm	尺寸系数 $Y_X$
$\sigma_b < 800\text{MPa}$ 的钢, 铸铁, 调质钢	$3 \times 10^5$	$m_n \leq 5$	$Y_X = 1.0$
球墨铸铁(珠光体、贝氏体)		$5 < m_n < 30$	$Y_X = 1.03 - 0.006m_n$
珠光体可锻铸铁		$m_n \geq 30$	$Y_X = 0.85$
表面硬化钢, 火焰或感应淬火钢(根部全部淬硬)		$m_n \leq 5$	$Y_X = 1.0$
渗氮钢渗氮处理		$5 < m_n < 30$	$Y_X = 1.05 - 0.01m_n$
调质与表面硬化钢渗氮处理		$m_n \geq 25$	$Y_X = 0.8$
调质与表面硬化钢氮碳共渗处理		$m_n \leq 5$	$Y_X = 1.0$
球墨铸铁		$5 < m_n < 30$	$Y_X = 1.075 - 0.015m_n$
		$m_n \geq 25$	$Y_X = 0.7$
所有材料	静态	—	$Y_X = 1.0$

(5) 应力修正系数  $Y_{\text{ST}}$

通常取试验齿轮的应力修正系数  $Y_{\text{ST}} = 2$ 。

(6) 弯曲强度计算的最小安全系数  $S_{\text{Fmin}}$

如果供需双方没有其他协议, 可取弯曲强度的最小安全系数  $S_{\text{Fmin}} = 1.2$ , 当有不同可靠度要求时, 可按表 2-91 查取。

### 2.4.5.9 齿轮承载能力计算示例

一轻型圆锥-圆柱齿轮减速器，其简图如图 2-83 所示，验算第二级圆柱斜齿轮。其基本齿廓符合 GB/T 1356—2001，电机驱动，载荷基本平稳，连续运转，单向工作，要求工作寿命为 10 年，每年工作 260 天，每天两班制工作。小齿轮为轴齿轮（弯曲强度计算的名义轴径  $d_{ah}=30\text{mm}$ ），大齿轮为实心齿轮，一般可靠度要求，齿轮箱装配时经检验调整，选用 N220 号中负荷齿轮油，油池润滑， $\nu_{40}=2.2\times 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$ 。其他参数见表 2-96 及表 2-31，按 ISO 9085：2002 推荐的方法及简化方法验算强度，分别见表 2-97 及表 2-98。

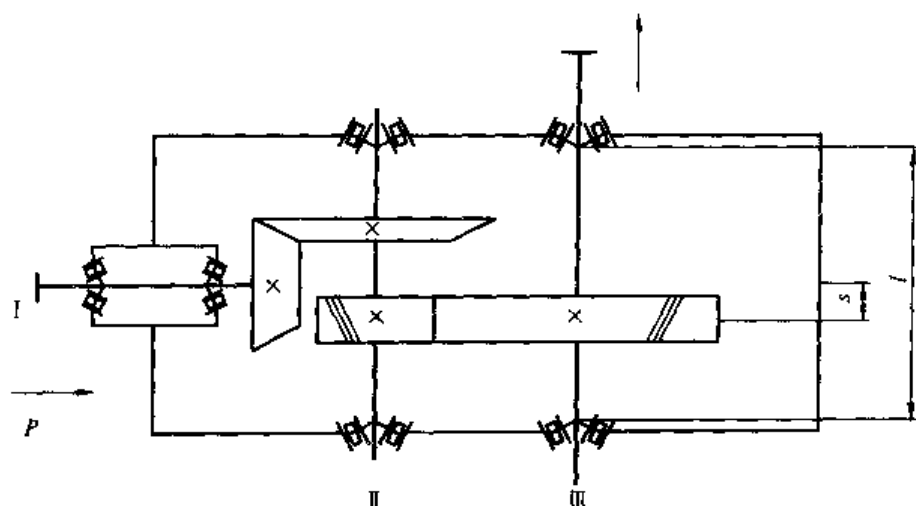


图 2-83 轻型圆锥-圆柱齿轮减速器

表 2-96 圆柱斜齿轮设计参数

序号	名 称	代 号	单 位	算 例
1	传递功率	$P$	kW	7.5
2	小轮转速	$n_1$	r/min	1 088
3	小齿轮材料及热处理			17CrNiMoA 渗碳淬火
4	大齿轮材料及热处理			17CrNiMoA 渗碳淬火
5	齿面硬度			54~62HRC
6	精度等级			6JL-GB/T 10095—1998
7	模数	$m_n$	mm	2
8	法面压力角	$\alpha_n$	(°)	20
9	齿顶高系数	$h_{an}^*$	(°)	1
10	径向间隙系数	$c_n^*$		0.25
11	端面压力角	$\alpha_t$		20.410 311 8
12	螺旋角	$\beta$	(°)	12
13	基圆螺旋角	$\beta_b$	(°)	11.266 518 8(11°15'59")
14	中心距	$a$	mm	85
15	齿宽	$b_F=b_H$	mm	35
16	齿数	$z_1/z_2$		20/63
17	法向变位系数	$x_{n1}/x_{n2}$		0.40/-0.33
18	支点距离	$l$	mm	150
19	齿宽中点位置	$s$	mm	30
20	齿距极限偏差	$f_{pt1}/f_{pt2}$	$\mu\text{m}$	7/8.5



续表

序号	名 称	代 号	单 位	算 例
21	基节极限偏差	$f_{pb1}/f_{pb2}$	$\mu\text{m}$	6/7
22	螺旋线倾斜极限偏差	$f_{H\beta 1}/f_{H\beta 2}$	$\mu\text{m}$	8.0/9.0
23	螺旋线公差	$F_{\beta 1}/F_{\beta 2}$	$\mu\text{m}$	11/13
24	齿廓公差	$F_{\alpha 1}/F_{\alpha 2}$	$\mu\text{m}$	7.5/10
25	齿距累积公差	$F_{p1}/F_{p2}$	$\mu\text{m}$	20/35
26	齿面粗糙度	$R_{a101}/R_{a102}$	$\mu\text{m}$	3.2/3.2
27	齿根表面粗糙度	$R_{a101}/R_{a102}$	$\mu\text{m}$	10/10
28	齿廓形状偏差	$f_{fa1}/f_{fa2}$	$\mu\text{m}$	5.5/7.5

表 2-97 ISO 9085: 2002 推荐的方法

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
1. 确定计算载荷					
1	名义切向载荷	$F_t$	N	$F_t = \frac{2000}{d_1} \left( 9545 \frac{P_1}{n_1} \right)$	3 218
2	使用系数	$K_A$		表 2-58	1.35
(1) 动载系数 $K_v$					
3	齿轮齿高中部直径	$d_m$	mm	$d_m = (d_a + d_f)/2$	41.994 126.995
4	齿轮的轮缘内腔直径比	$q$		$q = d_i/d_m$	0 0
5	齿轮的单位齿宽的转动惯量	$J^*$	kg·mm	$J^* = \frac{\pi}{32} \rho (1 - q^4) d_m^4$	2.111 201.629
6	齿轮副诱导质量	$m_{red}$	kg/mm	$m_{red} = \frac{J_1^* J_2^*}{J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2}$	$5.87 \times 10^{-4}$
7	啮合刚度	$c_T$	N/(mm·μm)	表 2-68	20
8	临界转速	$n_{E1}$	r/min	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_T}{m_{red}}}$	28 100.41
9	临界转速比	$N$		$N = \frac{n_1}{n_{E1}}$	0.038 7
10	系数	$C_{v1}$		表 2-64	0.32
11	系数	$C_{v2}$		表 2-64	0.249
12	系数	$C_{v3}$		表 2-64	0.093
13	齿廓偏差跑合量	$y_p$	μm	$y_p = y_a = 0.075 f_{pb}$	0.45 0.52
14	有效基节偏差	$f_{pb\text{eff}}$	μm	$f_{pb\text{eff}} = f_{pb} - y_p$	5.55 6.48
15	齿距偏差跑合量	$y_f$	μm	$y_f = 0.075 f_{fk}$	0.41 0.56
16	有效齿廓形状偏差	$f_{f\text{eff}}$	μm	$f_{f\text{eff}} = f_a - y_f$	5.087 5 6.937 5
17	单对齿刚度	$c'$	N/(mm·μm)	表 2-68	14

续表

序号	名称	代号	单位	计算公式及说明	算例
(1) 动载系数 $K_V$					
18	系数	$B_p$		$B_p = \frac{c' f_{p\text{eff}}}{(F_t K_A)/b}$	0.731
19	系数	$B_t$		$B_t = \frac{c' f_{t\text{eff}}}{(F_t K_A)/b}$	0.782
20	系数	$B_k$		$B_k = \left  1 - \frac{c' C_s}{(F_t K_A)/b} \right $	0.775
21	动载系数	$K_V$		$K_V = N(C_{v1} B_p + C_{v2} B_t + C_{v3} B_k) + 1$	1.019
(2) 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$					
22		$F_m/b$	N/mm	$F_m/b = (F_t K_A K_V)/b$	126.48
23	当量啮合齿向误差	$f_{sh}$	$\mu\text{m}$	$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0.023 \left[ \left  1 + K' \frac{t_s}{d_1^2} \left( \frac{d_1}{d_{sh}} \right)^1 - 0.3 \right  + 0.3 \right] \left( \frac{b}{d_1} \right)^2$	0.316
24	系数	$B_1$		表 2-73	1
25	系数	$B_2$		表 2-73	1
26	跑合前的啮合齿向误差	$F_{\beta x}$	$\mu\text{m}$	$F_{\beta x} = (1.33 B_1 f_{sh} - f_{H\beta 0})$	5.580
27	跑合量	$B_p$	$\mu\text{m}$	$y_{\beta} = 0.15 F_{\beta x}$	0.837
28	跑合后的啮合齿向误差	$F_{\beta y}$	$\mu\text{m}$	$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	4.743
29	啮合刚度	$c_T$	$\frac{\text{N}}{(\text{mm} \cdot \mu\text{m})}$	表 2-68	20
30	齿向载荷系数	$K_{H\beta}$		$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} c_T}{2 F_m/b}$	1.375
(3) 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$					
31	系数	$N_F$		$N_F = \frac{1}{1 + h/b + (h/b)^2}$	0.873
32	齿向载荷分布系数	$K_{F\beta}$		$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$	1.311
(4) 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$					
33	齿廓跑合量	$y_a$	$\mu\text{m}$	$y_a = 0.075 f_{pb}$	0.525
34	计算 $K_{H\alpha}$ 时的切向力	$F_{tH}$	N	$F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$	6086.9
35	接触强度计算的齿间载荷系数	$K_{H\alpha}$		$K_{H\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_T - 1)}{\epsilon_T}} \times \frac{c_T (f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b}$	1.054
36	弯曲强度计算的齿间载荷系数	$K_{F\alpha}$		$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$	1.054
2. 接触强度计算					
37	小齿轮单对齿啮合系数	$Z_B$		表 2-80	1
38	大齿轮单对齿啮合系数	$Z_D$		表 2-80	1

续表

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
2. 接触强度计算					
39	节点区域系数	$Z_H$		$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_0}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{wt}}}$	2.133
40	弹性系数	$Z_E$		表 2-81	189.8
41	重合度系数	$Z_\epsilon$		$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$	0.809
42	螺旋角系数	$Z_\beta$		$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	0.989
43	计算应力	$\sigma_{H1}$	MPa	$\sigma_{H1} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_{H1}} \left( \frac{u+1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$ $\sigma_{H2} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_{H1}} \left( \frac{u+1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	895.2 895.2
44	接触疲劳极限	$\sigma_{Hlim}$	MPa	图 2-80 按 MQ 级选用	1500 1500
45	寿命	$N$		$N = 8 \times 260 \times 16 \times 60 \times n$	$0.22 \times 10^{10}$ $0.69 \times 10^3$
46	寿命系数	$Z_{NT}$		图 2-81	0.92 0.94
47	润滑油膜形成的影响系数	$Z_L$ $Z_V$ $Z_R$		表 2-88	0.92 0.92
48	齿面工作硬化系数	$Z_W$		表 2-90	1.0
49	尺寸系数	$Z_X$			1.0
50	最小安全系数	$S_{Hmin}$			1.0
51	安全系数			$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{NT}}{\sigma_{H1}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$ $S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{NT}}{\sigma_{H2}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$	1.42 1.45

接触强度满足要求

## 3. 弯曲强度计算

(1) 齿形系数  $Y_F$ 

52	基本齿廓齿根高	$h_{fp}$		图 2-76	2.5 2.5
53	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	$E$	mm	$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \tan \alpha_n + \frac{s_{fp}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n}$	0.1287 0.1287
54	辅助值	$G$		$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x$	-0.47 -1.20
55	辅助值	$H$		$H = \frac{2}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	-0.9062 -1.0024
56	辅助角	$\theta$	弧度	$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H$	0.8554 0.9523

续表

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
(1) 齿形系数 $Y_F$					
57	危险截面法向弦齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$		$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_F}{m_n} \right)$	2.174 3 2.136 0
58	30°切点处曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_n}$		$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{FP}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos\theta(z_n \cos^2\theta - 2G)}$	0.446 2 0.578 4
59	当量直齿轮的单对齿啮合区外界点所在圆直径	$d_{en}$		$d_{en} = 2\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \cdot \pi m_n \cos\alpha_n (E_{an} - 1)\right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2}$	44.841 6 134.760 0
60	当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的压力角	$\alpha_{en}$	(°)	$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right)$	26.103 3 20.146 1
61	确定 $\alpha_{Fen}$ 的辅助角	$\gamma_e$	rad	$\gamma_e = \frac{1}{z_n} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan\alpha_n \right) + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{en}$	0.066 4 0.019 5
62	当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的载荷作用角	$\alpha_{Fen}$	rad	$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e$	0.394 4 0.332 1
63	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fe}}{m_n}$		$\frac{h_{Fe}}{m_n} = 0.5 \left[ (\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \tan\alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos\theta} + \frac{\rho_{FP}}{m_n} \right]$	0.929 3 1.178 7
64	齿形系数	$Y_F$		$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cos\alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos\alpha_n}$	1.158 7 1.559 5
(2) 应力修正系数 $Y_S$					
65	齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值	$L$		$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}}$	2.339 7 1.812 2
66	齿根圆角参数	$q_s$		$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}$	2.436 5 1.846 5
67	应力修正系数	$Y_S$		$Y_S = (1.2 + 0.13L) q_s^{[1/(1.21 + 2.3/L)]}$	2.257 7 1.838 6
68	螺旋角系数	$Y_\beta$		$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ}$	0.9
69	计算应力	$\sigma_F$	MPa	$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} Y_F Y_S Y_\beta$	205.8 219.9
70	弯曲疲劳极限	$\sigma_{Flim}$	MPa	图 2-80, 按 MQ 级选用	420
71	寿命系数	$Y_{NT}$		图 2-82	0.92 0.93

续表

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
(3) 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\text{arell}}$					
72	材料滑移层厚度	$\rho$	mm	表 2-93	0.003 0
73	齿根圆内相对力梯度	$x'$	mm <sup>-1</sup>	$x' = \frac{1}{5}(1+2q_s)$	1.342 0 1.324 8
74	标准试验齿轮部的相对应力梯度	$x_i'$	mm <sup>-1</sup>		1.2
75	相对齿根圆角敏感系数	$Y_{\text{arell}}$		$Y_{\text{arell}} = \frac{Y_s}{Y_{\text{st}}} \frac{1 + \sqrt{\frac{\rho}{x_i'}}}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{x_i'}}$	1.003 2 1.003 2
76	相对齿根表面状况系数	$Y_{\text{RelT}}$			1.0
77	弯曲强度计算的尺寸系数	$Y_X$		表 2-95	1.0
78	应力修正系数	$Y_{\text{St}}$			2
79	弯曲强度的最小安全系数	$S_{\text{Fmin}}$			1.2
80	弯曲强度安全数	$S_F$		$S_F = \frac{\sigma_{\text{Flm}} Y_{\text{St}} Y_{\text{NT}}}{\sigma_F} Y_{\text{arell}} Y_{\text{RelT}} Y_X$	3.76 3.56
弯曲强度满足要求					

表 2-98 简化方法

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
(1) 确定计算载荷					
1	名义切向载荷	$F_t$	N	$F_t = \frac{2000}{d_1} \left( 9545 \frac{P_1}{n_1} \right)$	3 218
2	使用系数	$K_A$		表 2-58	1.35
3	传动精度系数	$C$		$C = -0.5048 \ln(z) - 1.144 \ln(m_n) + 2.852 \ln(f_{\text{pr}}) + 3.32$	7
4	动载系数	$K_V$		表 2-69	1.1
5	齿向载荷分布系数	$K_{F\beta}$ $K_{H\beta}$		$1.05 + 0.26 \phi_{\beta} + 1.6 \times 10^{-4} b + 0.156 \phi_{\beta}$ 表 2-76	1.33
6	齿间载荷分配系数	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$		表 2-79	1.1
(2) 接触强度计算					
7	小齿轮单对齿啮合系数	$Z_H$		表 2-80	1
8	大齿轮单对齿啮合系数	$Z_D$		表 2-80	1
9	节点区域系数	$Z_H$		图 2-73	2.45
10	弹性系数	$Z_E$		表 2-81	189.8

续表

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
(2)接触强度计算					
11	重合度系数	$Z_{\epsilon}$		$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha}}}$	0.809
12	螺旋角系数	$Z_{\beta}$		$Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta}$	0.989
13	计算应力	$\sigma_H$	MPa	$\sigma_{H1} = Z_B Z_H Z_E Z_{\epsilon} Z_{\beta} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_H} \left( \frac{u+1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	951
				$\sigma_{H2} = Z_D Z_H Z_E Z_{\epsilon} Z_{\beta} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_H} \left( \frac{u+1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	951
14	接触疲劳极限	$\sigma_{Hlim}$	MPa	图 2-80, 按 MQ 级选用	1 500 1 500
15	寿命	$N$		$N = 8 \times 250 \times 16 \times 60 \times n$	$0.22 \times 10^{10}$ $0.69 \times 10^9$
16	寿命系数	$Z_{NT}$		图 2-81	0.92 0.94
17	润滑油膜形成的影响系数	$Z_L$ $Z_V$ $Z_R$		表 2-88	0.92
18	齿面工作硬化系数	$Z_w$		表 2-90	1.0
19	尺寸系数	$Z_X$			1.0
20	最小安全系数	$S_{Hmin}$			1.0
21	安全系数			$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{NT}}{\sigma_{H1}} Z_L Z_V Z_R Z_w Z_X$	1.38
				$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{NT}}{\sigma_{H2}} Z_L Z_V Z_R Z_w Z_X$	1.41
接触强度满足要求					
(3)弯曲强度计算					
22	复合齿形系数	$Y_{FS}$		图 2-78	3.96 3.96
23	重合度系数	$Y_{\epsilon}$		$Y_{\epsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{\alpha n}}$	0.722
24	螺旋角系数	$Y_{\beta}$		$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120^\circ}$	0.9
25	计算应力	$\sigma_F$	MPa	$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\epsilon}$	257 257.6
26	弯曲疲劳极限	$\sigma_{Fbm}$	MPa	图 2-80, 按 MQ 级选用	420 420
27	寿命系数	$Y_{NT}$		表 2-92	0.92 0.93
28	相对齿根圆角敏感系数	$Y_{relT}$			1.0
29	相对齿根表面状况系数	$Y_{RelT}$			1.0

续表

序号	名 称	代号	单位	计算公式及说明	算 例
(3) 弯曲强度计算					
30	弯曲强度计算的尺寸系数	$Y_N$		表 2-95	1.0
31	应力修正系数	$Y_{ST}$			2
32	弯曲强度的最小安全系数	$S_{Fmin}$			1.2
33	弯曲强度安全系数	$S_F$		$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_N}{\sigma_F} Y_{RelT} Y_{RelT} Y_N$	3.01 3.03
弯曲强度满足要求					

注：在表的右侧第 1 列各栏中，如有两个数据，则上者为小齿轮，下者为大齿轮。

由此计算示例可看出，简化计算与精确计算还是有差别的。在本例中，接触疲劳强度安全系数两种计算方法的差别约为 2.8%；弯曲疲劳强度安全系数两种计算方法的差别约为 15%~19%。小、大齿轮的零件工作图见图 2-139 和图 2-140。

#### 2.4.6 在变载荷下工作的齿轮强度计算

齿轮传动通常都是在变动载荷下运转的。此变动载荷如果缺乏载荷图谱可用时，可近似地用常规的方法，即用名义载荷乘以使用系数  $K_A$  来确定计算载荷（如前所述）。如果通过测试，已整理出齿轮的变动载荷图谱（如图 2-84 所示），则可利用 Palmgram-Miner 定则，来校核齿轮的疲劳强度。这时，可取  $K_A=1$ 。

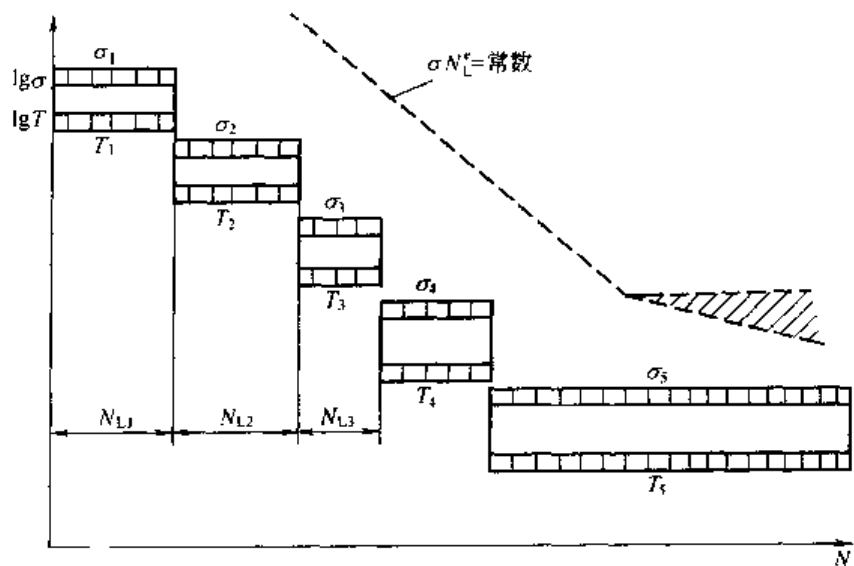


图 2-84 工作载荷图谱示意

在 ISO 6336—1996 和 ISO 9085 : 2002 都推荐用 ISO/TR 10495 中给出的方法来计算在变动载荷下齿轮的安全系数（即 GB/T 3480—1997 中的附录 B）。

##### (1) ISO/TR 10495 的计算方法

根据 Palmgram-Miner 定则假定：齿轮在一系列不同的重复应力水平下工作所造成疲劳累积损伤度，等于每一个应力水平的应力循环次数与材料应力-循环次数特性线（S-N 曲线）上该应力水平对应的循环次数的比值之和，如式（2-34）所示。为了偏于安全，这里所谓的每一应力水平应取每一应力水平区间中的最大应力值。例如，在第  $i$  级应力水平下工作的循

环次数为  $N_{Li}$ ，该应力水平所对应的  $S-N$  曲线上的应力循环次数为  $N_i$ ， $i=1, 2, 3\cdots$ （见图 2-84），则在第  $i$  级应力水平下的疲劳损伤度为

$$U_i = N_{Li} / N_i \quad (2-33)$$

而齿轮总的疲劳累积损伤度为

$$U = \sum U_i = \sum (N_{Li} / N_i) \quad (2-34)$$

为了保证齿轮强度的安全系数  $S \geq 1.0$ ，则要求

$$U \leq 1.0 \quad (2-35)$$

各应力水平区间的齿轮接触应力  $\sigma_{HL}$  和弯曲应力  $\sigma_{FL}$  分别按式 (2-36) 和式 (2-37) 计算（大小齿轮应分别计算）。

$$\sigma_{HL} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_{BD} \sqrt{\frac{2000 T_L u + 1}{d_1^3 b} \frac{1}{u} K_{VL} K_{H\beta L} K_{HaL}} \quad (2-36)$$

$$\sigma_{FL} = \frac{2000 T_L}{d_1 b m_n} Y_F Y_S Y_\beta K_{VL} K_{F\beta L} K_{FaL} \quad (2-37)$$

式中  $T_L$ ——应力水平区间内最大的小轮转矩， $N \cdot m$ ；

$u$ ——齿数比， $u = z_2 / z_1 \geq 1$ ；

$d_1$ ——小齿轮分度圆直径， $mm$ ；

$b$ ——工作齿宽， $mm$ ；

$Z_{BD}$ ——单对齿啮合系数  $Z_B$  与  $Z_D$  中之大值者，按本章 2.4.5 规定取值。

$K_{VL}$ 、 $K_{H\beta L}$ 、 $K_{F\beta L}$ 、 $K_{HaL}$ 、 $K_{FaL}$  是指在  $T_L$  转矩下的  $K_V$ 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 、 $K_{Ha}$ 、 $K_{Fa}$  值。各系数  $K$ 、 $Z$ 、 $Y$  的定义和取值见 2.4.5 节。

在齿轮的  $S-N$  曲线上（见图 2-84），有

$$\sigma_{1n} = \sigma_{2n} \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^e \quad (2-38)$$

式中  $\sigma_{1n}$ 、 $\sigma_{2n}$ —— $S-N$  曲线上点 1、点 2 处的应力， $MPa$ ；

$N_1$ 、 $N_2$ —— $S-N$  曲线上点 1、点 2 处的应力循环数；

$e$ ——材料指数，

$$\text{对接触强度} \quad e = 1/2p \quad (2-39)$$

$$\text{对弯曲强度} \quad e = 1/p \quad (2-40)$$

$p$  是齿轮材料疲劳曲线指数，见表 2-99。

据此，在变动载荷下工作，且有工作载荷谱可以引用时，齿轮的强度安全系数  $S$  可按下式计算，即

$$S = 1/U^e \quad (2-41)$$

具体来说：

$$\text{对齿面接触强度} \quad S_H = 1/U^{1/(2p)} \quad (2-42)$$

$$\text{对齿根弯曲强度} \quad S_F = 1/U^{1/p} \quad (2-43)$$



表 2-99 材料疲劳曲线指数  $p$ 

计算类别	材料及其热处理	工作循环次数 $N_L$	$p$
接触强度	结构钢;	$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$	6.77
	调质钢;	$10^7 < N_L \leq 10^8$	8.78
	球墨铸铁(珠光体、贝氏体);	$10^9 < N_L \leq 10^{10}$	7.08
	珠光体可锻铸铁;	$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$	6.61
	渗碳淬火的渗碳钢;		16.30
	感应淬火或火焰淬火的钢、球墨铸铁	$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	16.30
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体);	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	5.71
弯曲强度	渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	26.20
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	15.72
		$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	26.20
	球墨铸铁(珠光体、贝氏体);	$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^5$	6.23
	珠光体可锻铸铁;	$3 \times 10^5 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	调质钢		49.91
	渗碳淬火的渗碳钢;	$10^5 < N_L \leq 3 \times 10^6$	8.74
	火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体);	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	17.03
	结构钢;	$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢		84.00
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	84.00
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91

为了保证齿轮能安全工作,需满足

$$S_H \geq S_{Hmin} \quad (2-44)$$

和

$$S_F \geq S_{Fmin} \quad (2-45)$$

式中  $S_{Hmin}$  和  $S_{Fmin}$ ——接触强度和弯曲强度的最小安全系数,可按表 2-91 取值。

## (2) 简单计算方法

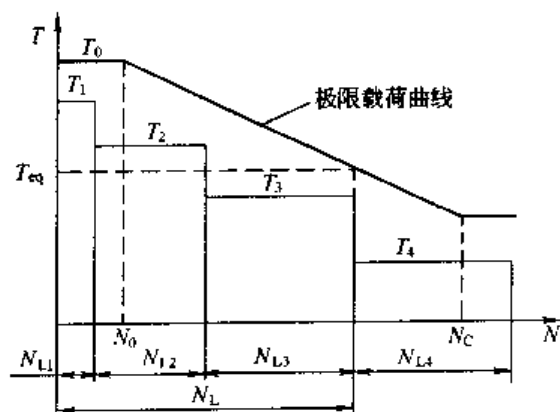
这种算法是利用 Palmgram-Miner 定则计算出变动载荷(转矩)的当量转矩  $T_{eq}$ , 以此  $T_{eq}$  代替名义转矩  $T$  来校核齿轮的疲劳强度。这是一种非标准的简单算法。

设变动载荷图谱如图 2-85 所示。图中齿轮的转矩为  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ 、 $\dots$ , 其相应的应力循环数为  $N_{L1}$ 、 $N_{L2}$ 、 $N_{L3}$ 、 $\dots$ 。在计算中,其应力明显小于疲劳极限的转矩(如  $T_4$ )可略去不计,则图 2-84 计算用的应力循环次数(齿轮寿命)为

$$N_L = N_{L1} + N_{L2} + N_{L3} \quad (2-46)$$

齿轮的当量载荷为

$$T_{eq} = \left( \frac{N_{L1} T_1^p + N_{L2} T_2^p + N_{L3} T_3^p}{N_L} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (2-47)$$



(2-47) 图 2-85 工作载荷谱与极限载荷曲线(对数坐标)

式中  $p$ ——材料的试验指数,是指极限载荷曲线(见图 2-84)从  $N_0$  到  $N_C$  之间直线(即有限寿命段)斜率的倒数。

常用齿轮材料的  $p$  值列于表 2-100 中。

在计算  $T_{eq}$  时,如果  $N_L < N_0$ , 则取  $N_L = N_0$ ; 如果  $N_L > N_C$  时, 则取  $N_L = N_C$ 。

将式 (2-47) 计算得的  $T_{eq}$  替换  $K_A T_1$  代入表 2-55 中的算式计算  $\sigma_H$  和  $\sigma_F$ , 并用式 (2-46) 计算所得的  $N_L$  查寿命系数  $Z_{NT}$  (见图 2-81) 和  $Y_{Nf}$  (见图 2-82), 即可进行强度校核。

表 2-100 材料试验指数  $p$

计算类别	材料及其热处理		$N_0$	$N_C$	$p^{\text{①}}$
接触强度	结构钢; 调质钢; 球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 渗碳淬火的渗碳钢; 感应淬火或火焰淬火的钢、球墨铸铁	允许有--定 点蚀	$6 \times 10^4$	$3 \times 10^{8.3}$	6.77
		不允许出现 点蚀	$10^5$	$5 \times 10^7$	6.61
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢		$10^5$	$2 \times 10^6$	5.71
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢		$10^5$	$2 \times 10^6$	15.72
弯曲强度	球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 调质钢		$10^4$	$3 \times 10^6$	6.23
	渗碳淬火的渗碳钢; 火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁		$10^4$	$3 \times 10^6$	8.74
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 结构钢; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢		$10^3$	$3 \times 10^6$	17.03
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢		$10^3$	$3 \times 10^6$	84.00

① 按寿命系数曲线(图 2-81),  $N_C$  应为  $10^9$ , 此处作了偏向安全的简化。

② 不考虑寿命系数小于 1 的  $p$  值。

#### 2.4.7 齿轮静强度校核计算

当齿轮工作可能出现短时间、少次数(不大于表 2-100 中规定的  $N_0$  值)的超过额定工况的大载荷(如使用大启动转矩电机, 在运行中出现异常的重载荷或有重复性的中等甚至严重冲击)时, 齿轮传动应进行静强度核算。

##### (1) 载荷的确定

应取载荷谱中或实测的最大载荷来确定计算切向力。当无上述数据可用时, 可取预期的最大载荷  $T_{\max}$  (如启动转矩、堵转转矩、短路或其他最大过载转矩)为静强度计算载荷。

计算切向力按下式计算, 即

$$F_{\text{cal}} = \frac{2\,000 T_{\max}}{d} \quad (2-48)$$

式中  $F_{\text{cal}}$ ——计算切向力, N;

$d$ ——齿轮分度圆直径, mm;

$T_{\max}$ ——齿轮传递的最大转矩, N·m。

## (2) 静强度校核公式

齿轮静强度校核公式列于表 2-101。

表 2-101 齿轮静强度校核计算公式

项 目	齿面接触静强度	齿根弯曲静强度
强度条件	$\sigma_{Hst} \leq \sigma_{HPst}$ 或 $S_{Hst} \geq S_{Hminst}$	$\sigma_{Fst} \leq \sigma_{FPst}$ 或 $S_{Fst} \geq S_{Fminst}$
最大计算应力, MPa	$\sigma_{Hst} = Z_H Z_F Z_\epsilon Z_\beta Z_{BD} \sqrt{\frac{F_{cal}}{d_1 b} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} K_V K_{H\beta} K_{H2}$	$\sigma_{Fst} = K_V K_{F\beta} K_{Fa} \frac{F_{cal}}{b m_0} Y_{Fa} Y_\epsilon Y_\beta$
许用应力, MPa	$\sigma_{HPst} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hminst}} Z_W$	$\sigma_{FPst} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta rel T}}{S_{Fminst}}$
安全系数	$S_{Hst} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{\sigma_{HPst}} Z_W$	$S_{Fst} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{\sigma_{Fst}} Y_{\delta rel T}$

注：式中“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合。

## (3) 各参数的确定

寿命系数  $Z_{NT}$  取不同材料齿轮接触强度计算的最大值（相当于图 2-81 中的 1.1、1.3 和 1.6）。

寿命系数  $Y_{NT}$  取不同材料齿轮弯曲强度计算的最大值（相当于图 2-82 中的 1.15、1.6 和 2.5）。

静强度计算的相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta rel T}$ ，可查表 2-94 确定。

齿轮接触和弯曲静强度计算的最小安全系数  $S_{Hminst}$ 、 $S_{Fminst}$  可参考表 2-91 选用。

表 2-101 各算式中的其他参数和系数的确定与齿轮疲劳强度校核计算相同，但要注意以下几点：

- ① 因已按最大载荷计算，所以表 2-101 式中已无  $K_A$  值（即取  $K_A = 1$ ）；
- ② 对在启动或堵转时产生的最大载荷或低速工况，可取  $K_V = 1$ ；
- ③ 在计算齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$  时，应取单位齿宽载荷  $w_m = K_V F_{cal}/b$ 。

## 2.4.8 开式齿轮强度计算的特点

开式齿轮一般都应用于运转速度较低、工作条件较恶劣的场合，其润滑条件和封盖条件都较差，轮齿之间根本不能形成完整的油膜，磨粒磨损也不可避免。因此，开式齿轮的主要损伤形式是磨损，而最终失效形式是轮齿齿厚减薄导致轮齿折断。

按理说，开式齿轮应计算磨损寿命来确定其承载能力；但是由于影响磨损寿命的因素错综复杂，研究也不够深入，因此至今尚无公认的磨损寿命计算方法。目前采用的是一种经验的方法，即计算轮齿磨损后的弯曲强度来保证开式齿轮的承载能力。这是一种比较粗糙的条件性计算。计算时，可根据齿厚允许磨损量的指标（决定于各行业的设备维修规范和经验），由表 2-102 查得磨损系数  $K_m$ ，再将此  $K_m$  值乘在表 2-56 中的计算弯曲应力  $\sigma_F$  中，即可进行强度校核计算。对于一般性的设计计算，可利用式 (2-25)，在  $\sigma_{FP}$  上除以系数  $K_m$  来计算所需的模数  $m$ 。

表 2-102 磨损系数  $K_m$

允许磨损的齿厚占原齿厚的百分数/%	$K_m$	允许磨损的齿厚占原齿厚的百分数/%	$K_m$
10	1.25	25	1.80
15	1.40	30	2.00
20	1.60		

在某些行业标准中规定了齿轮磨损量的失效判据。例如,在 JB/T 5664—1991《重载齿轮失效判据》中,规定轮齿齿根两侧磨损量之和  $\Delta s(\text{mm})$  与齿轮模数  $m_n(\text{mm})$  的百分比值  $M(=\Delta s/m_n)$  达到或超过规定的指标(见表 2-37),则该齿轮应被判为失效。类似的数据可作为确定磨损系数  $K_m$  的参考。

由于开式齿轮的磨损速度较大,润滑油楔的作用也不明显,因此不易产生点蚀。在一般情况下,开式齿轮传动只计算轮齿弯曲强度即可;对某些低速重载的开式齿轮,除计算轮齿弯曲强度外,也可进行齿面接触强度计算,其目的是限制接触应力  $\sigma_H$ ,以减缓磨损速度。由于  $\sigma_H$  与磨损速度之间的关系还研究得不充分,因此这种计算只能是经验性的。通常在选用齿面疲劳极限应力  $\sigma_{Hlim}$  时,应提高 5%~10%。

此外,在开式齿轮传动参数选择方面尚需注意以下几点。

- ① 开式齿轮的齿数比  $u$ , 允许选用较大值,有时可达 8~12。
- ② 可选用较少的齿数、较大的模数(一般取  $m \approx 0.02a$ ),以增大齿厚,提高轮齿的弯曲强度;并使大小齿轮的齿数  $z_2$  与  $z_1$  互为质数,以提高轮齿的耐磨损能力。
- ③ 由于开式齿轮传动制造和安装精度都较低,因此为了减小沿齿向的载荷分布不均匀,其齿宽系数不能太大,通常取  $\phi_d = 0.3 \sim 0.5$ ,或  $\phi_s = 0.1 \sim 0.3$ 。

## 2.5 渐开线齿轮齿面胶合能力计算

齿轮齿面胶合承载能力计算方法,我国将有两个标准,即:GB/Z 6413.2—2003《圆柱齿轮、锥齿轮和双曲面齿轮胶合承载能力计算方法 第1部分:闪温法》(idt ISO/TR 13989.1:2000)和 GB/Z 6413.2—2003《圆柱齿轮、锥齿轮和双曲面齿轮胶合承载能力计算方法 第2部分:积分温度法》(idt ISO/TR 13989.2:2000)。这两个计算方法标准,都用来防止齿轮传动由于齿面载荷和滑动速度引起的高温导致润滑油膜破裂所造成的胶合(热胶合)。本节采用积分温度法,即以齿面本体温度与加权后的各啮合瞬时温升的积分平均值之和作为计算齿面温度,然后与发生胶合时的试验结果或统计结果在同样条件下确定出的齿面温度相比较来评定设计齿轮的胶合承载能力。

### 2.5.1 胶合承载能力校核计算基本公式

齿面胶合承载能力校核计算的基本公式列于表 2-103,轮齿的载荷分配和沿啮合线的温度分布见图 2-86。

表 2-103 胶合承载能力校核计算公式

项 目	校核计算基本公式	项 目	校核计算基本公式
计算准则	$\frac{\Theta_{intS}}{\Theta_{int}} \geq S_{Smin}$ 或 $S_{intS} = \frac{\Theta_{intS}}{\Theta_{int}} \geq S_{Smin}$	胶合温度	$\Theta_{intS} = \Theta_{MT} + X_{wrelT} C_2 \Theta_{flamT}$
积分温度	$\Theta_{int} = \Theta_M + C_2 \Theta_{flamT}$		

注:  $\Theta_{intS}$ —胶合积分温度(容许积分温度), K;

$\Theta_{int}$ —积分温度, K;

$S_{Smin}$ —胶合承载能力计算的最小安全系数,由表 2-104 确定;

$S_{intS}$ —胶合承载能力计算的安全系数,由式(2-49)计算;

$\Theta_M$ —本体温度, °C; 由式(2-53)计算;

$C_2$ —由实验得出的加权系数,对于直齿轮与斜齿轮,  $C_2 = 1.5$ ;

$\Theta_{flamT}$ —平均闪温, °C; 由式(2-51)计算;

$\Theta_{MT}$ —试验本体温度, °C; 由式(2-77)计算;

$X_{wrelT}$ —相对焊合系数,由式(2-76)计算;

$\Theta_{flamT}$ —试验齿轮平均闪温, K; 由式(2-78)计算。

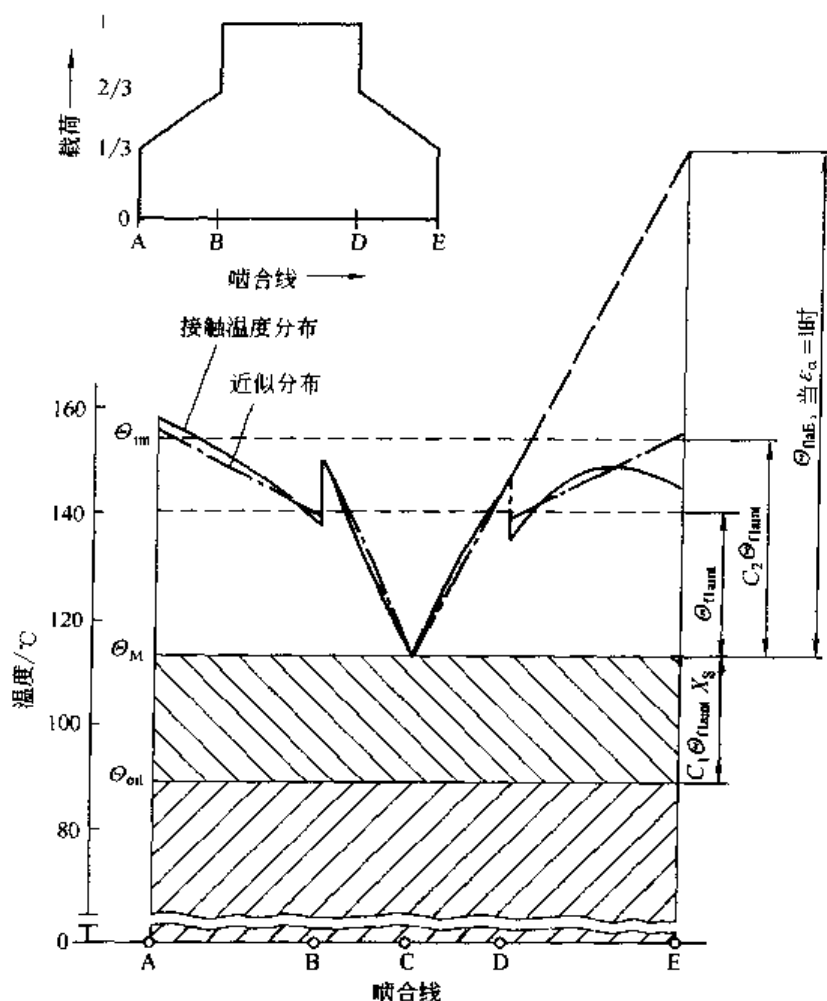


图 2-86  $1.0 \leq \epsilon_{\alpha} < 2.0$  时的载荷与温度分布

## 2.5.2 各计算参数确定

### (1) 胶合承载能力计算的安全系数 $S_{\text{intS}}$

当假设中的不确定性与不精确度不能排除时，有必要引入安全系数  $S_{\text{intS}}$ 。必须指出，胶合承载能力计算的安全系数与温度有关，用它乘以齿轮的转矩，并不能使积分温度  $\theta_{\text{int}}$  与胶合积分温度  $\theta_{\text{intS}}$  达到相同的数值。

$$S_{\text{intS}} = \frac{\theta_{\text{intS}}}{\theta_{\text{int}}} \geq S_{\text{Scum}} \quad (2-49)$$

最小安全系数可查表 2-104 确定。

表 2-104 最小安全系数  $S_{\text{Scum}}$

类 别	$S_{\text{Scum}}$	备 注
高胶合危险	$S_{\text{Scum}} < 1$	
中等胶合危险	$1 \leq S_{\text{Scum}} \leq 2$	影响因素有齿面粗糙度、跑合效果、载荷系数和润滑油的承载能力等
低胶合危险	$S_{\text{Scum}} > 2$	

### (2) 积分温度 $\theta_{\text{int}}$

积分温度是指齿面本体温度与加权后的各啮合点瞬间温升的积分平均值之和作为计算齿面温度，即积分温度。积分温度可用下式计算，即

$$\Theta_{\text{int}} = \Theta_M + C_2 \Theta_{\text{flint}} \quad (2-50)$$

$$\Theta_{\text{flint}} = \Theta_{\text{flaE}} X_e \quad (2-51)$$

式中  $\Theta_{\text{flint}}$ ——积分平均温升，是指齿面各啮合点瞬时温升沿啮合线的积分平均值；

$\Theta_{\text{flaE}}$ ——假定载荷全部作用在小齿轮齿顶 E 点时该点的瞬时温升，℃；由式 (2-52) 确定；

$X_e$ ——重合度系数，由表 2-110 中的公式计算。

(3) 小轮齿顶的闪温  $\Theta_{\text{flaE}}$

$$\Theta_{\text{flaE}} = \mu_{\text{mc}} X_M X_{\text{BE}} X_{\alpha\beta} \frac{(K_{\text{By}} w_{\text{Bt}})^{0.75} v^{0.5}}{|a|^{0.25}} \times \frac{X_E}{X_Q X_{\text{Ca}}} \quad (2-52)$$

式中  $\mu_{\text{mc}}$ ——平均摩擦因数，由式 (2-55) 计算；

$X_M$ ——热闪系数，由式 (2-62) 计算；

$X_{\text{BE}}$ ——小轮齿顶系数，由式 (2-69) 计算；

$X_{\alpha\beta}$ ——压力角系数，由式 (2-67) 计算；

$K_{\text{By}}$ ——胶合承载能力计算的螺旋线系数， $K_{\text{By}}$  的值可按图 2-87 查取，也可按表 2-105 中的公式计算；

$w_{\text{Bt}}$ ——单位齿宽载荷，N/mm；由式 (2-58) 计算；

$v$ ——分度圆线速度，m/s；

$a$ ——中心距，mm；

$X_E$ ——跑合系数，由式 (2-61) 计算；

$X_Q$ ——啮入系数，由表 2-108 中的公式计算；

$X_{\text{Ca}}$ ——齿顶修缘系数，可从图 2-88 查取，也可由式 (2-74) 计算。

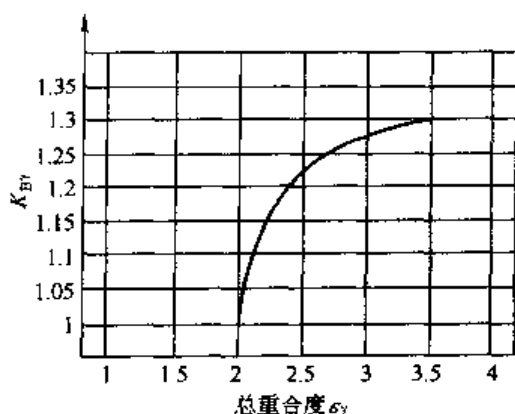


图 2-87 螺旋线载荷系数  $K_{\text{By}}$

表 2-105 螺旋线载荷系数  $K_{\text{By}}$

件	计算公式
$\epsilon_\gamma \leq 2$	$K_{\text{By}} = 1$
$2 < \epsilon_\gamma \leq 3.5$	$K_{\text{By}} = 1 + 0.2 \sqrt{(\epsilon_\gamma - 2)(5 - \epsilon_\gamma)}$
$\epsilon_\gamma \geq 3.5$	$K_{\text{By}} = 1.3$

(4) 本体温度  $\Theta_M$

本体温度  $\Theta_M$  是指即将进入啮合时的齿面温度。本体温度的近似值是油温（根据文献 [6] 的方法 C）沿啮合线上闪温的平均值的部分和所组成。

$$\Theta_{\text{M-C}} = \Theta_{\text{oil}} + C_1 X_{\text{mp}} \Theta_{\text{flint}} X_S \quad (2-53)$$

$$X_{\text{mp}} = \frac{1 + n_p}{2} \quad (2-54)$$

式中  $\Theta_{\text{oil}}$ ——工作油温，℃；

$C_1$ ——加权系数，根据试验结果，取  $C_1 = 0.7$ ；

$X_{np}$ ——啮合系数；

$n_p$ ——同时啮合的齿轮的数量；

$X_s$ ——润滑方式系数，用来考虑润滑方式对传热的影响，由试验得出：喷油润滑  $X_s=1.2$ ；油浴润滑  $X_s=1.0$ ；对于将齿轮浸没油中  $X_s=0.2$ 。

(5) 平均摩擦因数  $\mu_{mc}$

平均摩擦因数  $\mu_{mc}$  是指齿廓各啮合点处的摩擦因数的平均值，可由测量得到或由式 (2-55) 估算出，即

$$\mu_{mc} = 0.045 \left( \frac{w_{Bt} K_{By}}{v_{\Sigma C} \rho_{redC}} \right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} X_R X_L \quad (2-55)$$

式中  $v_{\Sigma C}$ ——节点切线速度的和，m/s；

$$v_{\Sigma C} = 2v \tan \alpha'_t \cos \alpha_t \quad (2-56)$$

$\alpha'_t$ ——端面啮合角，(°)；

$\alpha_t$ ——端面压力角，(°)；

$\eta_{oil}$ ——油温下的动力黏度，mPa·s；

$\rho_{redC}$ ——节点处相对曲率半径，mm，

$$\rho_{redC} = \frac{u}{(1+u)^2 \alpha} \frac{\sin \alpha'_t}{\cos \beta_b} \quad (2-57)$$

$u$ ——齿数比；

$\alpha$ ——压力角 (°)；

$\beta_b$ ——基圆螺旋角 (°)；

$w_{Bt}$ ——单位齿轮载荷，N/mm，是考虑了工况、齿轮加工和安装误差等引起的动载、齿向载荷分布和齿间载荷分配影响后的单位齿宽的圆周力，

$$w_{Bt} = K_A K_V K_{B\theta} K_{B\alpha} \frac{F_t}{b} \quad (2-58)$$

$K_A$ ——使用系数；

$K_V$ ——动载系数；

$K_{B\theta}$ ——胶合承载能力计算的齿向载荷系数， $K_{B\theta} = K_{H\theta}$ ；

$K_{B\alpha}$ ——胶合承载能力计算的齿间载荷系数， $K_{B\alpha} = K_{H\alpha}$ ；

$F_t$ ——分度圆上名义切向载荷，N；

$b$ ——齿宽，取小轮或大轮的较小值，mm；

$X_R$ ——粗糙度系数，

$$X_R = 2.2 (R_s / \rho_{redC})^{0.25} \quad (2-59)$$

$$R_s = 0.5 (R_{s1} + R_{s2}) \quad (2-60)$$

$R_s$ ——算术平均粗糙度， $\mu\text{m}$ ；

$R_{s1}$ 、 $R_{s2}$ ——小轮与大轮在加工过的新齿面上测量的齿面粗糙度值；

$X_L$ ——润滑剂系数，由表 2-106 查出。

表 2-106 润滑剂系数  $X_L$ 

润 滑 剂	$X_L$	润 滑 剂	$X_L$
矿物油	$X_L = 1.0$	水溶性聚(乙)二醇	$X_L = 0.6$
聚 $\alpha$ 烯族烃	$X_L = 0.8$	牵引液体	$X_L = 1.5$
非水溶性聚(乙)二醇	$X_L = 0.7$	磷酸酯体	$X_L = 1.3$

(6) 跑合系数  $X_E$ 

现有的计算方法是假定齿轮已经过了较好的跑合。实际上, 胶合损伤经常发生在运转开始时的几个小时内。研究表明, 与适当跑合好的齿面相比, 新加工的齿面的承载能力为  $1/4 \sim 1/3$ , 这要用一个跑合系数  $X_E$  加以考虑, 即

$$X_E = 1 + (1 - \phi_E) \frac{30R_a}{\rho_{redC}} \quad (2-61)$$

式中,  $\phi_E = 1$ , 充分跑合 (对于渗碳淬火与磨削过的齿轮, 如果  $R_{a_{run-in}} = 0.6R_{a_{new}}$  则可认为已充分跑合);  $\phi_E = 0$ , 新加工的。

(7) 热闪系数  $X_M$ 

热闪系数  $X_M$  是考虑材料特性 (弹性模量  $E$ 、泊松比  $\nu$ 、热接触系数  $B_M$ ) 和两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度的影响的系数, 反映小轮与大轮的材料特性对闪温的影响。

啮合线上任意点 (符号  $y$ ) 热闪系数  $X_M$  由式 (2-62) 计算。

$$X_M = \left[ \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \right]^{0.25} \frac{\sqrt{1+\Gamma} + \sqrt{1-\frac{\Gamma}{u}}}{B_{M1} \sqrt{1+\Gamma} + B_{M2} \sqrt{1-\frac{\Gamma}{u}}} \quad (2-62)$$

$$\Gamma = \frac{\tan \alpha_y}{\tan \alpha_i} - 1 \quad (2-63)$$

式中  $\nu_1$ 、 $\nu_2$ ——小轮、大轮材料的泊松比;

$E_1$ 、 $E_2$ ——小轮、大轮材料的弹性模量;

$\Gamma$ ——啮合线上的参数;

$B_{M1}$ 、 $B_{M2}$ ——小轮、大轮材料的热啮系数, 由式 (2-65) 计算;

$\alpha_y$ ——任意角, ( $^\circ$ )。

当大、小齿轮的弹性模量、泊松比、热接触系数相同时, 可用以下简化公式计算, 即

$$X_M = \frac{E^{0.25}}{(1-\nu^2)^{0.25} B_M} \quad (2-64)$$

其中热啮系数

$$B_M = \sqrt{\lambda_M c_V} \quad (2-65)$$

对于表面硬化钢, 热导率  $\lambda_M = 50 \text{ N}/(\text{s} \cdot \text{K})$ , 单位体积的比热容  $c_V = 3.8 \text{ N}/(\text{mm}^2 \cdot \text{K})$ , 弹性模量  $E = 206\,000 \text{ N}/\text{mm}^2$  及泊松比  $\nu = 0.3$ , 其热闪系数可取为

$$X_{MS} = 50.0 \text{ K} \cdot \text{N}^{0.75} \cdot \text{s}^{0.5} \text{ m}^{-0.5} \cdot \text{mm} \quad (2-66)$$



至于其他材料的特征值参见文献 [27]。

#### (8) 压力角系数 $X_{\alpha\beta}$

压力角系数  $X_{\alpha\beta}$  是用以考虑将分度圆上的载荷与切线速度转换到节圆上系数。

方法 A: 系数  $X_{\alpha\beta-A}$

$$X_{\alpha\beta-A} = 1.22 \frac{\sin^{0.25} \alpha'_1 \cos^{0.75} \alpha_n \cos^{0.25} \beta}{\cos^{0.5} \alpha'_1 \cos^{0.5} \alpha_1} \quad (2-67)$$

方法 B: 表 2-107 表示具有压力角为  $\alpha_n = 20^\circ$  的标准齿条的压力角系数值, 标准啮合角  $\alpha'_1$  与螺旋角  $\beta$  的常用范围。

表 2-107 方法 B: 系数  $X_{\alpha\beta-B}$

$\alpha'_1$	$\beta=0^\circ$	$\beta=10^\circ$	$\beta=20^\circ$	$\beta=30^\circ$
$19^\circ$	0.963	0.960	0.951	0.938
$20^\circ$	0.978	0.975	0.966	0.952
$21^\circ$	0.992	0.989	0.981	0.966
$22^\circ$	1.007	1.004	0.995	0.981
$23^\circ$	1.021	1.018	1.009	0.995
$24^\circ$	1.035	1.032	1.023	1.008
$25^\circ$	1.049	1.046	1.037	1.012

对于法向压力角为  $20^\circ$  的齿轮, 作为近似考虑, 其压力角系数可近似取为

$$X_{\alpha\beta-B} = 1 \quad (2-68)$$

#### (9) 小轮齿顶几何系数 $X_{BE}$

几何系数  $X_{BE}$  是考虑小齿轮齿顶 E 点处的几何参数对赫兹应力和滑动速度影响的系数, 它是齿数比  $u$  与小轮齿顶 E 点处曲率半径  $\rho_E$  的函数。

$$X_{BE} = 0.51 \sqrt{\frac{|z_2|}{z_2}} (u+1) \times \frac{\sqrt{\rho_{E1}} - \sqrt{\frac{\rho_{E2}}{u}}}{(\rho_{E1} + \rho_{E2})^{0.25}} \quad (2-69)$$

$$\rho_{E1} = 0.5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \quad (2-70)$$

$$\rho_{E2} = a \sin \alpha'_1 - \rho_{E1} \quad (2-71)$$

式中  $d_{a1}$ ——小齿轮顶圆直径, mm;

$d_{b1}$ ——小齿轮基圆直径, mm。

对于内啮合齿轮, 齿数  $z_2$ 、齿数比  $u$ 、中心距  $a$  以及所有的直径必须用负值代入。

#### (10) 啮入系数 $X_Q$

啮入系数  $X_Q$  是考虑滑动速度较大的从动轮齿顶啮入冲击载荷的影响的系数, 可用啮入重合度  $\epsilon_f$  与啮出重合度  $\epsilon_s$  之比的函数来表示。

首先利用式 (2-72) 和式 (2-73) 求得小齿轮齿顶重合度  $\epsilon_1$  和大齿轮齿顶重合度  $\epsilon_2$ , 然后再从表 2-108 中查得  $X_Q$  值。

$$\epsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha'_1 \right] \quad (2-72)$$

$$\epsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha'_t \right] \quad (2-73)$$

式中  $d_{a2}$ ——大齿轮顶圆直径, mm;  
 $d_{b2}$ ——大齿轮基圆直径, mm。

表 2-108 啮入系数  $X_Q$

驱动方式	啮出、啮入重合度	啮出、啮入重合度的比较	$X_Q$
小齿轮驱动大齿轮	$\epsilon_f = \epsilon_2, \epsilon_a = \epsilon_1$	$\epsilon_f \leq 1.5\epsilon_a$	1.00
		$1.5\epsilon_a < \epsilon_f \leq 3\epsilon_a$	$1.40 - \frac{4}{15} \times \frac{\epsilon_f}{\epsilon_a}$
		$\epsilon_f \geq 3\epsilon_a$	0.60
大齿轮驱动小齿轮	$\epsilon_f = \epsilon_1, \epsilon_a = \epsilon_2$	$\epsilon_f \leq 1.5\epsilon_a$	1.00
		$1.5\epsilon_a < \epsilon_f \leq 3\epsilon_a$	$1.40 - \frac{4}{15} \times \frac{\epsilon_f}{\epsilon_a}$
		$\epsilon_f \geq 3\epsilon_a$	0.60

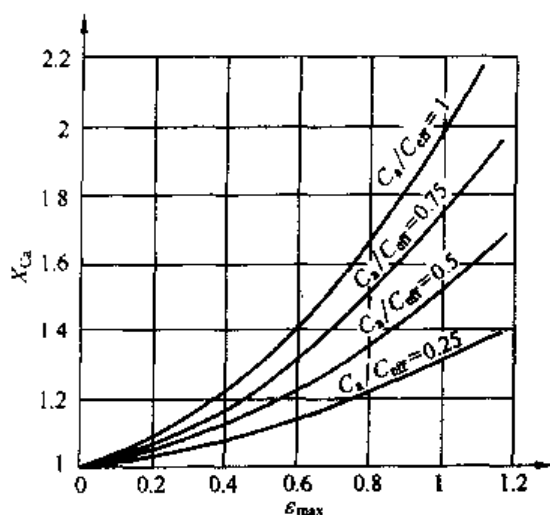


图 2-88 由试验数据得出的齿顶修缘系数

当齿顶被倒棱或倒圆时, 顶圆直径  $d_a$  必须用啮出开始点的有效顶圆直径  $d_{Na}$  来代替。

#### (11) 齿顶修缘系数 $X_{Ga}$

受载轮齿的弹性变形在滑动较大的齿顶处会产生高的冲击载荷。齿顶修缘系数  $X_{Ga}$  考虑了齿廓修形对这种载荷的影响。 $X_{Ga}$  是一个相对的齿顶修缘系数, 它取决于相对于因弹性变形引起的有效齿顶修缘量  $C_{eff}$  的齿顶实际修缘量  $C_a$ , 见图 2-88。

$X_{Ga}$  值可根据齿顶重合度  $\epsilon_1$  和  $\epsilon_2$  中的最大值和计算用齿顶修缘量  $C_a$  从图 2-88 中查取。计算用修缘量  $C_a$  由表 2-109 查取。

表 2-109 名义齿顶修缘量

驱动方式	齿顶重合度 $\epsilon$	条 件	$C_a$	备 注
小轮驱动大轮	$\epsilon_1 > 1.5\epsilon_2$	$C_{a1} \leq C_{eff}$	$C_a = C_{a1}$	$\epsilon_1, \epsilon_2$ ——小轮、大轮的齿顶重合度 $C_{a1}, C_{a2}$ ——小轮、大轮的实际齿顶修缘量(法向值), $\mu m$ ; 当相啮合的轮齿有修根时, 应取修缘量与修根量之和 $C_{eff}$ ——有效齿顶修缘量, 用以补偿单对齿啮合时轮齿的弹性变形
		$C_{a1} > C_{eff}$	$C_a = C_{eff}$	
	$\epsilon_1 \leq 1.5\epsilon_2$	$C_{a2} \leq C_{eff}$	$C_a = C_{a2}$	
		$C_{a2} > C_{eff}$	$C_a = C_{eff}$	
大轮驱动小轮	$\epsilon_1 > (2/3)\epsilon_2$	$C_{a1} \leq C_{eff}$	$C_a = C_{a1}$	
		$C_{a1} > C_{eff}$	$C_a = C_{eff}$	
	$\epsilon_1 < (2/3)\epsilon_2$	$C_{a2} \leq C_{eff}$	$C_a = C_{a2}$	
		$C_{a2} > C_{eff}$	$C_a = C_{eff}$	

$X_{Ca}$  也可按下式近似计算, 即

$$X_{Ca} = 1 + \left[ 0.06 + 0.18 \left( \frac{C_a}{C_{eff}} \right) \right] \varepsilon_{\max} + \left[ 0.02 + 0.69 \left( \frac{C_a}{C_{eff}} \right) \right] \varepsilon_{\max}^2 \quad (2-74)$$

$$C_{eff} = \frac{K_A F_t}{b c_y} \quad (2-75)$$

式中  $\varepsilon_{\max}$  ——  $\varepsilon_1$  或  $\varepsilon_2$  中的最大值;

$\varepsilon_1$ 、 $\varepsilon_2$  —— 由式 (2-72)、式 (2-73) 计算;

$C_{eff}$  —— 有效齿顶修缘量,  $\mu\text{m}$ ; 以补偿单对齿啮合时轮齿的弹性变形;

$c_y$  —— 啮合刚度,  $\frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$ ; 直齿轮用单对齿刚度  $c'$  代替  $c_y$ 。

上述的齿顶修缘量适用于 GB/T 10095.1 6 级或更好的齿轮。对于低精度齿轮, 规定  $X_{Ca}$  等于 1, 也可参见 GB/T 3480。

(12) 重合度系数  $X_\epsilon$

重合度系数  $X_\epsilon$  是将假定载荷全部作用于小齿轮齿顶时的局部瞬时温升  $\Theta_{flae}$  折算成沿啮合线的积分平均温升  $\Theta_{flint}$  的系数。

$X_\epsilon$  的值按表 2-110 中的公式计算。

表 2-110 重合度系数  $X_\epsilon$

条 件	计 算 公 式	备 注
$\varepsilon_a < 1, \varepsilon_1 < 1, \varepsilon_2 < 1$	$X_\epsilon = \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} \times (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)$	$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ 见式 (2-72) 和式 (2-73) $\varepsilon_a = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$
$1 \leq \varepsilon_a < 2, \varepsilon_1 < 1, \varepsilon_2 < 1$	$X_\epsilon = \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} \times [0.70(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) - 0.22\varepsilon_a + 0.52 - 0.60\varepsilon_1 \varepsilon_2]$	
$1 \leq \varepsilon_a < 2, \varepsilon_1 \geq 1, \varepsilon_2 < 1$	$X_\epsilon = \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} \times (0.18\varepsilon_1^2 + 0.70\varepsilon_2^2 + 0.82\varepsilon_1 - 0.52\varepsilon_2 - 0.30\varepsilon_1 \varepsilon_2)$	
$1 \leq \varepsilon_a < 2, \varepsilon_1 < 1, \varepsilon_2 \geq 1$	$X_\epsilon = \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} \times (0.70\varepsilon_1^2 + 0.18\varepsilon_2^2 - 0.52\varepsilon_1 + 0.82\varepsilon_2 - 0.30\varepsilon_1 \varepsilon_2)$	
$2 \leq \varepsilon_a < 3, \varepsilon_1 \geq \varepsilon_2$	$X_\epsilon = \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} \times (0.44\varepsilon_1^2 + 0.59\varepsilon_2^2 + 0.30\varepsilon_1 - 0.30\varepsilon_2 - 0.15\varepsilon_1 \varepsilon_2)$	
$2 \leq \varepsilon_a < 3, \varepsilon_1 < \varepsilon_2$	$X_\epsilon = \frac{1}{2\varepsilon_a \varepsilon_1} \times (0.59\varepsilon_1^2 + 0.44\varepsilon_2^2 - 0.30\varepsilon_1 + 0.30\varepsilon_2 - 0.15\varepsilon_1 \varepsilon_2)$	

表 2-110 中的公式是在假定载荷及温度沿啮合线呈线性分布的前提下建立的 (见图 2-86), 这是一种近似处理。这种方法的可能误差不会超过 5%, 且偏于安全。

(13) 相对焊合系数  $X_{wrelT}$

相对焊合系数  $X_{wrelT}$  是考虑热处理或表面处理对胶合积分温度影响的一个经验性系数。它是一个相对比值, 由不同材料及表面处理的试验齿轮与标准试验齿轮进行对比试验得出, 其值可由下式计算, 即

$$X_{wrelT} = \frac{X_w}{X_{wT}} \quad (2-76)$$

式中, 对于 FZG 齿轮试验, Ryder 齿轮试验以及 FZG L-42 试验,  $X_{wT} = 1$ ;  $X_w$  为实际

齿轮材料的焊合系数，见表 2-111。

表 2-111 焊合系数  $X_w$

齿轮材料及表面处理		$X_w$
调质硬化钢		1.00
磷化钢		1.25
镀铜钢		1.50
液体与气体渗氮钢		1.50
表面渗碳钢	平均奥氏体含量少于 10%	1.15
	平均奥氏体含量 10%~20%	1.00
	平均奥氏体含量少于 >20%~30%	0.85
奥氏体钢(不锈钢)		0.45

(14) 试验齿轮的本体温度  $\Theta_{MT}$  和积分平均温升  $\Theta_{flintT}$

试验齿轮的本体温度  $\Theta_{MT}$  和积分平均温升  $\Theta_{flintT}$  可根据齿轮试验的数据，用本体温度  $\Theta_M$  公式 (2-53) 和积分平均温升  $\Theta_{flint}$  公式 (2-52) 计算得到。

当油品的承载能力是按照 SY 2619—1984《润滑剂承载能力测定法》的 FZG (A/8.3/90) 试验时，则  $\Theta_{MT}$  和  $\Theta_{flintT}$  与载荷的关系曲线如图 2-89 所示。此时， $\Theta_{MT}$  和  $\Theta_{flintT}$  的值可根

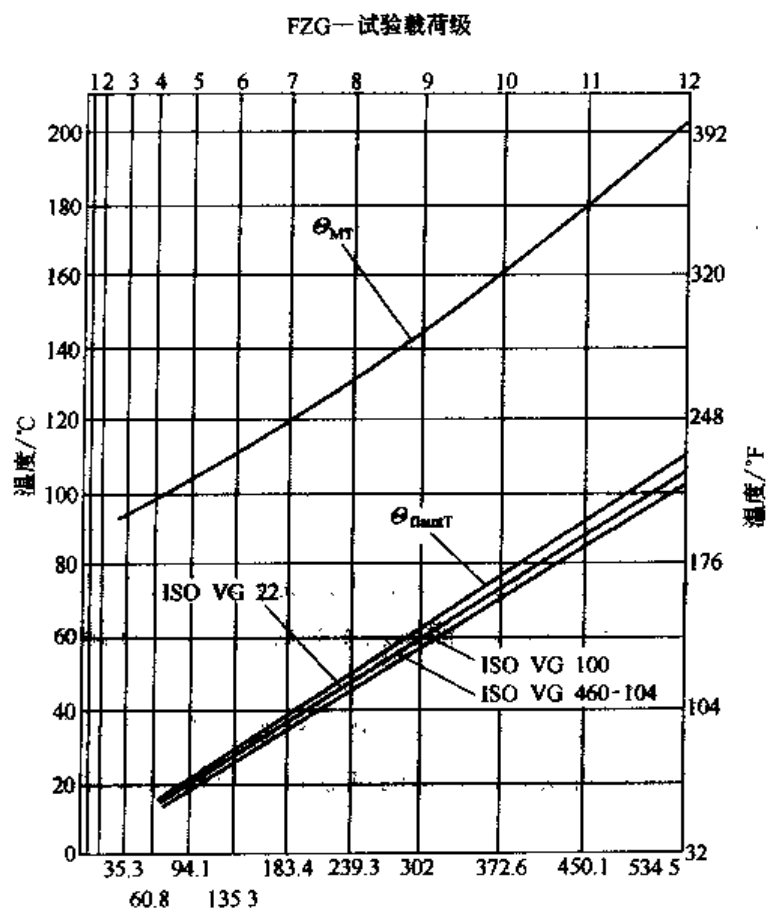


图 2-89 FZG (A/8.3/90)  
试验齿轮的本体温度和积分平均温升

据设计齿轮所选用的润滑油的黏度  $\nu_{40}$  和 FZG 胶合承载级从图 2-89 中查取, 或由式 (2-77) 和式 (2-78) 计算。

$$\Theta_{M1} = 80 + 0.23 T_{1T} X_1 \quad (2-77)$$

$$\Theta_{flantT} = 0.2 T_{1T} \left( \frac{100}{\nu_{40}} \right)^{0.02} X_1 \quad (2-78)$$

$$T_{1T} = 3.726 (\text{FZG 载荷级})^2 \quad (2-79)$$

式中  $T_{1T}$  —— FZG 胶合载荷级相应的试验齿轮的小齿轮转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ; 见图 2-89;

$\nu_{40}$  —— 润滑油在  $40^\circ\text{C}$  时的名义运动黏度,  $\text{mm}^2/\text{s}$ 。

常用油品的 FZG 胶合载荷级见表 2-112。

表 2-112 常用油品的 FZG 胶合载荷级

油 类	机械油 液压油	汽轮机油	工业用 齿轮油	轧钢机油	汽缸油	柴油机油	航空用 齿轮油	准双曲面 齿轮油
FZG 胶合 载荷 级	矿物油	2~4	3~5	5~7	6~8	6~8	6~8	5~8
	加极压 抗磨添 加剂矿 物油	5~8	6~9	中极压 >9 全极压 >9				>12
	高性能 合成油	9~11	10~12	>12			8~11	

注: 油品的胶合载荷级随原油产地、生产厂家的不同而有所不同, 应以油品生产厂家提供的指标为准, 重要场合应经专门实验确定。

### 2.5.3 胶合承载能力计算示例

某透平机组第二级增速用高速齿轮箱, 用同步电机驱动, 输入功率为  $P=3\,300\text{kW}$ , 输入转速  $n_2=7\,200\text{r/min}$ , 工作机械为单向运转, 离心压缩机, 增速器单级传动, 齿数比  $u=1.611$ 。主要几何参数如下:  $a=250\text{mm}$ ,  $m_n=3.5\text{mm}$ ,  $z_1=54$ ,  $z_2=87$ ,  $\beta=9^\circ14'55''$ ,  $b=140\text{mm}$ ,  $x_{a1}=0$ ,  $x_{a2}=0$ , 跨距  $l=270\text{mm}$ , 偏距  $s=0$ , 齿廓符合 GB/T 1356—1988。

大、小齿轮选用 20CrNi4MoA, 渗碳淬火, 齿面硬度  $58\sim62\text{HRC}$ , 磨齿, 精度 5-GB/T 10095—1988, 齿面粗糙度  $R_{a1}=R_{a2}=3.2\mu\text{m}$ , 齿根表面粗糙度  $R_{a1}=R_{a2}=10\mu\text{m}$ 。

大、小齿轮设计修缘量  $C_{a1}=C_{a2}=30\mu\text{m}$ , 齿轮箱装配后进行运转试验, 选用 HU20 透平油, 喷油润滑,  $\nu_{50}=2\times10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$ , 运行温度不超过  $50^\circ\text{C}$ , 胶合承载能力 FZG7 级。

齿轮疲劳强度和弯曲强度的计算见文献[2], 计算中的有关参数分别为  $\epsilon_\gamma=3.812$ ,  $K_A=1.375$ ,  $K_V=1.156$ ,  $K_{B\beta}=1.307$ ,  $K_{B\alpha}=1.046\,9$ ,  $c_\gamma=22.932$ ,  $F_t=28\,372.61\text{N}$ ,  $d_{a1}=198.489\text{mm}$ ,  $d_{a2}=315.51\text{mm}$ ,  $d_{b1}=179.662\text{mm}$ ,  $d_{b2}=289.457\text{mm}$ ,  $\epsilon_\gamma=3.812$ ,  $u=z_2/z_1=87/54=1.611$ ,  $v=116.306\text{m/s}$ ,  $\alpha'_t=20.242\,16^\circ$ ,  $\beta_b=8.686\,4^\circ$ 。

① 螺旋线系数 由于  $\epsilon_\gamma>3.5$ , 所以取  $K_{B\gamma}=1.3$ 。

② 单位齿宽载荷

$$w_{Bt} = K_A K_V K_{B\beta} K_{B\alpha} \frac{F_t}{b} = 1.375 \times 1.156 \times 1.307 \times 1.046\,9 \times \frac{28\,372.61}{140}$$

$$= 440.77\text{N/mm}$$

③ 平均摩擦因数

50℃时油的动力黏度  $\eta_{oil} = \nu_{50} \rho = 20 \times 0.84 = 16.8 \text{ mPa} \cdot \text{s}$

$$v_{\Sigma C} = 2v \sin \alpha'_t = 2 \times 116.306 \times \sin 20.24216^\circ = 80.4811 \text{ m/s}$$

$$\rho_{redC} = \frac{u}{(1+u)^2} \frac{\sin \alpha'_t}{\cos \beta_b} = \frac{1.611}{(1+1.611)^2} \times 250 \times \frac{\sin 20.24216^\circ}{\cos 8.6864^\circ} = 20.677 \text{ mm}$$

$$R_s = R_{s1} = R_{s2} = \frac{R_t}{6} = \frac{3.2}{6} = 0.53 \mu\text{m}$$

$$X_R = 2.2 \left( \frac{R_s}{\rho_{redC}} \right)^{0.25} = 2.2 \left( \frac{0.53}{20.677} \right)^{0.25} = 0.8803$$

取  $X_L = 1.0$

$$\begin{aligned} \mu_{mc} &= 0.045 \left( \frac{w_{Bt} K_{Bt}}{v_{\Sigma C} \rho_{redC}} \right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} X_R X_L \\ &= 0.045 \left( \frac{440.77 \times 1.3}{80.4811 \times 20.677} \right)^{0.2} \times 16.8^{-0.05} \times 0.8803 \times 1.0 = 0.0278 \end{aligned}$$

④ 热闪系数  $X_M$

$$X_M = 50 \text{ KN}^{-0.75} \text{ s}^{0.5} \text{ m}^{-0.5} \text{ mm}$$

⑤ 小轮齿顶几何系数  $X_{BE}$

$$\rho_{E1} = 0.5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} = 0.5 \sqrt{198.489^2 - 179.662^2} = 42.188 \text{ mm}$$

$$\rho_{E2} = a \times \sin \alpha'_t - \rho_{E1} = 250 \times \sin 20.24216^\circ - 42.188 = 44.309 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} X_{BE} &= 0.51 \sqrt{\frac{|z_2|}{z_2} (u+1)} \times \frac{\sqrt{\rho_{E1}} - \sqrt{\frac{\rho_{E2}}{u}}}{(\rho_{E1} + \rho_{E2})^{0.25}} \\ &= 0.51 \sqrt{\frac{87}{87} (1.611+1)} \times \frac{\sqrt{42.188} - \sqrt{\frac{44.309}{1.611}}}{(42.188 + 44.309)^{0.25}} = 0.1568 \end{aligned}$$

⑥ 啮入系数  $X_Q$

$$\epsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha'_t \right] = \frac{54}{2\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{198.489}{179.662} \right)^2 - 1} - \tan 20.24216^\circ \right] = 0.8674$$

$$\epsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha'_t \right] = \frac{87}{2\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{315.51}{289.457} \right)^2 - 1} - \tan 20.24216^\circ \right] = 0.9$$

由于  $\epsilon_2 < 1.5\epsilon_1$ , 所以取  $X_Q = 1.0$

⑦ 齿顶修缘系数  $X_{Ca}$

$$C_{a1} = C_{a2} = 30 \mu\text{m}$$

$$C_{eff} = \frac{K_A F_t}{bc_y} = \frac{1.375 \times 28372.61}{140 \times 22.932} = 12.152 \mu\text{m}$$

$$\epsilon_{max} = \max\{\epsilon_1, \epsilon_2\} = \max\{0.8674, 0.90\} = 0.90$$

由于  $C_{a1} > C_{eff}$ ,  $C_{a2} > C_{eff}$ , 根据表 2-109 取  $C_s = C_{eff} = 12.152 \mu\text{m}$

$$\begin{aligned} X_{cs} &= 1 + \left[ 0.06 + 0.18 \left( \frac{C_s}{C_{eff}} \right) \right] \epsilon_{\max} + \left[ 0.02 + 0.69 \left( \frac{C_s}{C_{eff}} \right) \right] \epsilon_{\max}^2 \\ &= 1 + \left[ 0.06 + 0.18 \left( \frac{12.152}{12.152} \right) \right] 0.9 + \left[ 0.02 + 0.69 \left( \frac{12.152}{12.152} \right) \right] \times 0.9^2 \\ &= 1.7911 \end{aligned}$$

⑧ 重合度系数  $X_\epsilon$

$$\epsilon_a = \epsilon_1 + \epsilon_2 = 0.8674 + 0.9 = 1.7674$$

根据表 2-110 中的公式计算  $X_\epsilon$

$$\begin{aligned} X_\epsilon &= \frac{1}{2\epsilon_a\epsilon_1} [0.70(\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - 0.22\epsilon_a + 0.52 - 0.60\epsilon_1\epsilon_2] \\ &= \frac{1}{2 \times 1.7674 \times 0.8674} \times [0.70 \times (0.8674^2 + 0.9^2) - 0.22 \times 1.7674 + \\ &\quad 0.52 - 0.60 \times 0.8674 \times 0.9] \\ &= 0.2467 \end{aligned}$$

⑨ 材料焊合系数  $X_{w1} = 1.0$   $X_{wref1} = 1$

⑩ 试验齿轮的本体温度  $\Theta_{MT}$  和积分平均温升  $\Theta_{flint}$  按 FZG7 级

$$T_{1T} = 3.726 \times (\text{FZG 载荷级})^2 = 3.726 \times 7^2 = 182.574$$

$$\Theta_{MT} = 80 + 0.23 T_{1T} X_L = 80 + 0.23 \times 182.574 \times 1 = 121.992^\circ\text{C}$$

$$\Theta_{flintT} = 0.2 T_{1T} \left( \frac{100}{\nu_{40}} \right)^{0.02} X_L = 0.2 \times 182.574 \times \left[ \frac{100}{\left( \frac{20 \times 134}{80} \right)} \right]^{0.02} \times 1.0 = 37.322^\circ\text{C}$$

⑪ 润滑方式系数 喷油润滑时,  $X_S = 1.2$ 。

⑫ 积分温度 E 点瞬时温升。

为了便于比较, 取压力角系数  $X_{\alpha p} = 1.0$ , 跑合系数  $X_E = 1.0$ , 啮合系数  $X_{mp} = 1.0$ 。

$$\begin{aligned} \Theta_{flaE} &= \mu_{mc} X_M X_{BE} X_{\alpha p} \frac{(K_{By} w_{Bt})^{0.75} v^{0.5}}{|a|^{0.25}} \times \frac{X_E}{X_Q X_{Ca}} \\ &= 0.0278 \times 50 \times 0.1568 \times 1.0 \times \frac{(1.3 \times 573)^{0.75} 116.306^{0.5}}{250^{0.25}} \times \frac{1.0}{1.0 \times 1.7911} \\ &= 47.058^\circ\text{C} \end{aligned}$$

积分平均温升  $\Theta_{flint} = \Theta_{flaE} X_\epsilon = 47.058 \times 0.2467 = 11.6092^\circ\text{C}$

本体温度  $\Theta_M = \Theta_{oil} + C_1 X_{mp} \Theta_{flint} X_S = 50 + 0.7 \times 1.0 \times 11.6092 \times 1.2 = 59.7517^\circ\text{C}$

积分温度  $\Theta_{int} = \Theta_M + C_2 \times \Theta_{flint} = 59.7517 + 1.5 \times 11.6092 = 77.1655^\circ\text{C}$

⑬ 胶合温度

$$\Theta_{\text{intS}} = \Theta_{\text{MT}} + X_{\text{wrelT}} \times C_2 \times \Theta_{\text{flintT}} = (121.992 + 1.0 \times 1.5 \times 37.322) = 177.975^\circ\text{C}$$

$$\textcircled{14} \text{ 安全系数} \quad S_{\text{intS}} = \frac{\Theta_{\text{intS}}}{\Theta_{\text{int}}} = \frac{177.975}{77.1655} = 2.3064$$

由表 2-103, 取  $S_{\text{Smin}} = 1.8$ ,  $S_{\text{intS}} > S_{\text{Smin}}$ 。满足胶合承载能力要求。

#### 2.5.4 锥齿轮胶合承载能力的计算特点

计算时, 用锥齿轮中点直径确定的当量圆柱齿轮来近似锥齿轮 (当量圆柱齿轮的计算见 GB/T 10062.1)。对于替代锥齿轮的当量圆柱齿轮 (按锥齿轮端面内中心点直径确定) 的胶合承载能力计算过程同圆柱齿轮胶合承载能力计算方法 (1)~(14), 其中有以下 7 处需要修改。

① 小轮齿顶处的闪温  $\Theta_{\text{laE}}$  参见本章 2.5.2 (3), 并采用下列替换:

在式 (2-52) 中, 用  $a_v$  带代替  $a$ ,  $v_{\text{mt}}$  代替  $v$ ;

在式 (2-58) 中, 用  $F_{\text{mt}}$  代替  $F_t$ ,  $b_{\text{eB}}$  代替  $b$ 。

其中  $a_v$  ——当量圆柱齿轮的当量中心距, mm;

$v_{\text{mt}}$  ——锥齿轮齿宽中点在分度圆锥上的切线速度, m/s;

$F_{\text{mt}}$  ——在齿宽中点的分度圆锥上名义切向载荷, N;

$b_{\text{eB}}$  ——胶合有效齿宽, mm, 考虑了锥齿轮的鼓形, 由下式计算

$$b_{\text{eB}} = 0.85b_2 \quad (2-80)$$

$b_2$  ——小轮与大轮的公用齿宽, mm;

系数  $K_A$ 、 $K_V$ 、 $K_{\text{Bp}} = K_{\text{H}\beta}$  以及  $K_{\text{Ba}} = K_{\text{H}\alpha}$  应按 GB/T 10062.1 确定。  $K_{\text{By}} = 1$ 。

② 平均摩擦因数  $\mu_{\text{mc}}$  参见本章 2.5.2 (5), 并采用下列替换:

在式 (2-58) 中, 用  $F_{\text{mt}}$  代替  $F_t$ ,  $b_{\text{eB}}$  代替  $b$ ;

对于一般锥齿轮设计情况  $\alpha'_i = \alpha_{vi}$ , 即

$$x_1 = x_2$$

$$v_{\Sigma C} = 2v_{\text{mt}} \sin \alpha_{vi} \quad (2-81)$$

$$K_{\text{By}} = 1$$

式中  $\alpha_{vi}$  ——当量圆柱齿轮的端面压力角, ( $^\circ$ )。

③ 压力角系数  $X_{\alpha\text{p}}$  参见本章 2.5.2 (8), 方法 A 为:

对于一般锥齿轮设计的情况  $\alpha'_i = \alpha_{vi}$ , 即

$$x_1 = -x_2$$

$$X_{\alpha\text{p}-A} = 1.22 \frac{\sin^{0.25} \alpha_a}{\cos^{0.75} \alpha_{vi}} \quad (2-82)$$

方法 B 见本章 2.5.2 (8)。

④ 小轮齿顶几何系数  $X_{\text{BE}}$  参见本章 2.5.2 (9), 并采用下列替换:

在式 (2-69) 中, 用  $u_v$  代替  $u$ ;

在式 (2-70) 中, 用  $d_{v\text{a}1}$  代替  $d_{a1}$ ,  $d_{v\text{b}1}$  代替  $d_{b1}$ ;

在式 (2-71) 中,  $\alpha_{vi}$  代替  $\alpha'_i$ 。



其中  $u$ ——当量圆柱齿轮的齿数比；

$d_{vhl}$ ——小齿轮当量圆柱齿轮的顶圆直径，mm；

$d_{vbl}$ ——小齿轮当量圆柱齿轮的基圆直径，mm；

⑤ 啮入系数  $X_Q$  见本章 2.5.2 (10)，并采用下列替换：

在表 2-108、式 (2-72) 和式 (2-73) 中，用  $\epsilon_{v1}$  代替  $\epsilon_1$ ， $\epsilon_{v2}$  代替  $\epsilon_2$ ；

在式 (2-72) 和式 (2-73) 中，用  $d_{va1,2}$  代替  $d_{a1,2}$ ， $d_{vbl,2}$  代替  $d_{vb1,2}$ ， $\alpha_{v1}$  代替  $\alpha'_1$ ， $z_{v1,2}$  代替  $z_{1,2}$ 。

其中  $\epsilon_{v1}$ ——当量小圆柱齿轮的齿顶重合度；

$\epsilon_{v2}$ ——当量大圆柱齿轮的齿顶重合度；

$d_{vh}$ ——当量圆柱齿轮的顶圆直径，mm；

$d_{vb}$ ——当量圆柱齿轮的基圆直径，mm；

$z$ ——当量圆柱齿轮的齿数。

⑥ 齿顶修缘系数  $X_{ca}$  见本章 2.5.2 (11)，并采用下列替换：

在式 (2-74) 中，用  $\epsilon_{vmax}$  代替  $\epsilon_{max}$ ， $\epsilon_{vmax}$  是  $\epsilon_{v1}$  或  $\epsilon_{v2}$  中的最大值。

假定齿轮与齿根的修缘量被选为运行条件下的最佳值（满负荷接触斑点刚好扩展到齿顶而没有聚集现象），于是应用以下的近似方法，即

$$C_a = C_{eff} \text{ 和 } \frac{C_a}{C_{eff}} = 1 \quad (2-83)$$

⑦ 重合度系数  $X_\epsilon$  见本章 2.5.2 (12)，在表 2-110 中的公式中及其有效的条件下，采用下列替换：

用  $\epsilon_{va}$  代替  $\epsilon_\epsilon$ ， $\epsilon_{v1}$  代替  $\epsilon_1$ ， $\epsilon_{v2}$  代替  $\epsilon_2$ 。

其中  $\epsilon_{va}$ ——当量圆柱齿轮的端面重合度。

## 2.6 圆柱齿轮的结构设计

齿轮的结构与齿轮的尺寸、毛坯、材料、加工方法、热处理工艺、使用要求、数量，以及可供使用的加工和热处理设备有关。因此，在设计齿轮的具体结构时，要综合考虑以上诸因素，使齿轮的结构既满足使用性能要求，又具有良好的经济性。

### (1) 齿轮轮坯结构形式的选择

齿轮轮坯的结构形式主要取决于齿轮的尺寸、加工方法和轮坯的数量，表 2-113 可供选择齿轮轮坯结构形式时参考。

表 2-113 齿轮轮坯结构的选择

$d_a$ /mm	$b$ /mm	轮坯结构形式	加工	件数
<500	<150	齿轮轴、单辐板齿轮	模锻	成批（如车辆齿轮）
<700	<150	齿轮轴、实心轮、单辐板齿轮	由锻成的圆料车削 <sup>①</sup>	单件、小批
700~1200	>150 ≤25m	单辐板、实心轮	自由锻	单件、小批
>700	>80	单辐板或多辐板 <sup>②</sup>	焊接	单件、小批

续表

$d_s/\text{mm}$	$b/\text{mm}$	轮坯结构形式	加工	件数
允许的任何尺寸		单辐板或多辐板	铸造 <sup>①</sup>	至少3件,小批
$>700$	$>150$	过盈压装齿圈 <sup>④</sup>		单件
$>1000$	$>150$	螺栓连接齿圈 <sup>⑤</sup>		单件

① 当不考虑采用焊接和自由锻时。

② 斜齿轮 ( $\beta < 10^\circ$ ) 齿宽  $b$  可达 600mm。

③ 由于铸件的缺陷而补做轮坯的可能性大, 易增大加工费用和拖延交货时间。

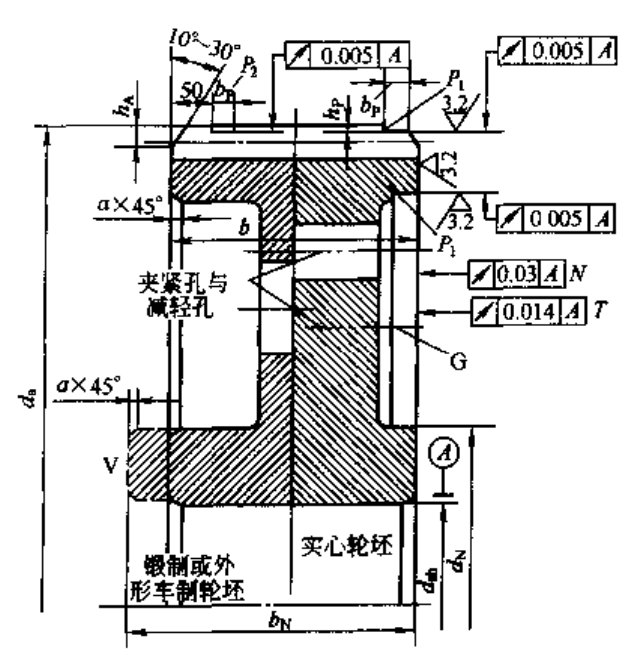
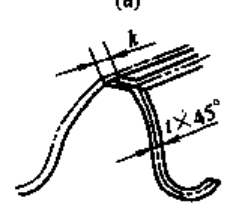
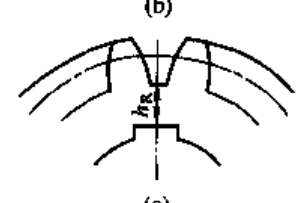
④ 用于齿圈材料难以焊接的场合。

⑤ 用于需要避免由过盈引起的应力, 或缺少压装设备和经验, 或焊接困难的场合。

## (2) 齿轮结构尺寸通用数据

齿轮结构有多种形式 (见表 2-113), 尺寸各异, 但有些尺寸数据是各种齿轮结构通用的, 详见表 2-114。这些数据大部分是设计、使用经验的汇集。

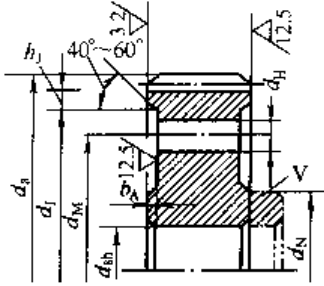
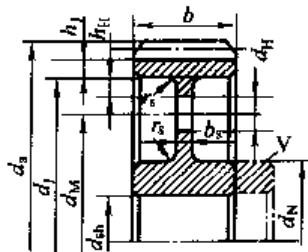
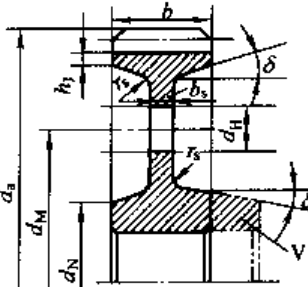
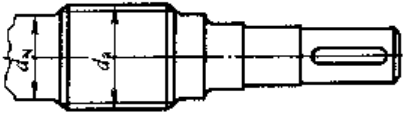
表 2-114 齿轮结构尺寸通用数据

齿 轮 结 构 图	尺寸数据和说明												
 <p>(a)</p>  <p>(b)</p>  <p>(c)</p>	<p>(1) 为了消除轮齿端部的载荷, <math>b &gt; 100\text{mm}</math> 时, <math>h_A \approx m</math>; <math>b &lt; 10\text{mm}</math> 时, <math>h_A = 1 + 0.1m</math></p> <p>(2) 齿轮基准面 <math>P_1</math> 适用于不能装在轴上或心轴上切齿的齿轮 (约从直径 700mm 起), <math>h_p \approx 0.1m</math>, <math>b_p = 10\text{mm}</math>; <math>b &gt; 500\text{mm}</math> 时, 用两个基准面 <math>P_1</math>、<math>P_2</math></p> <p>(3) 端面跳动 <math>N</math> 用于 <math>v \leq 25\text{m/s}</math>, <math>T</math> 用于 <math>v &gt; 25\text{m/s}</math></p> <p>(4) 用于搬运、夹紧和减轻质量的孔:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>d_s/\text{mm}</math></th><th>孔数 <math>n</math></th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>&lt;300</math></td><td>用轴孔装卡</td></tr> <tr> <td>300~500</td><td>4</td></tr> <tr> <td>500~1500</td><td>5</td></tr> <tr> <td>1500~3000</td><td>6</td></tr> <tr> <td><math>&gt;3000</math></td><td>8</td></tr> </tbody> </table> <p>高速齿轮没有上述诸孔, 实心轮质量大于 15kg 时, 采用搬运螺纹孔 <math>G</math></p> <p>(5) 轮毂直径 <math>d_n = (1.2 \sim 1.6)d_{sh}</math>, <math>d_n</math> 大时取小值; 轮毂宽度 <math>b_n \geq d_{sh}</math>, 而且 <math>b_n \geq d_s/6</math>; 应避免轮毂凸出部 <math>V</math></p> <p>(6) 为了防止搬运时损坏齿轮, 取边缘倒角:</p> $a \approx 0.5 + 0.01d_{sh}$ $k \approx 0.2 + 0.045m$ $r \approx 3k$ <p>对于渗氮齿轮, 棱角处圆角半径约等于 <math>k</math> 或 <math>r</math> (用于飞机齿轮)</p> <p>(7) 轮毂剩余厚度:</p> <p>不淬火或渗氮 <math>h_R &gt; 2.5m</math></p> <p>渗碳、火焰或感应淬火 <math>h_R &gt; 3.5m</math></p> <p>火焰或感应回火淬火 <math>h_R &gt; 6m</math></p>	$d_s/\text{mm}$	孔数 $n$	$<300$	用轴孔装卡	300~500	4	500~1500	5	1500~3000	6	$>3000$	8
$d_s/\text{mm}$	孔数 $n$												
$<300$	用轴孔装卡												
300~500	4												
500~1500	5												
1500~3000	6												
$>3000$	8												

### (3) 锻造齿轮结构尺寸

锻造齿轮结构及尺寸数据见表 2-115。

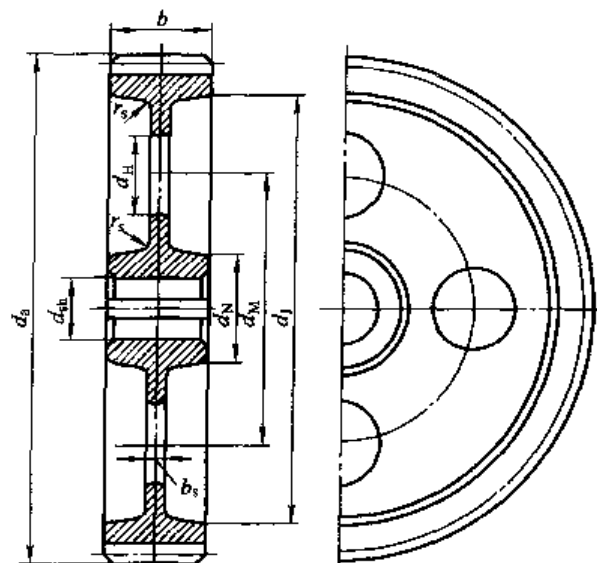
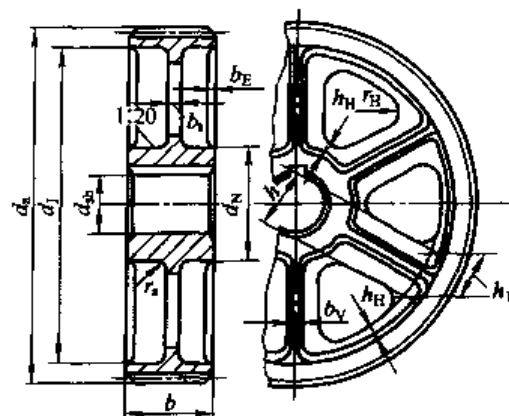
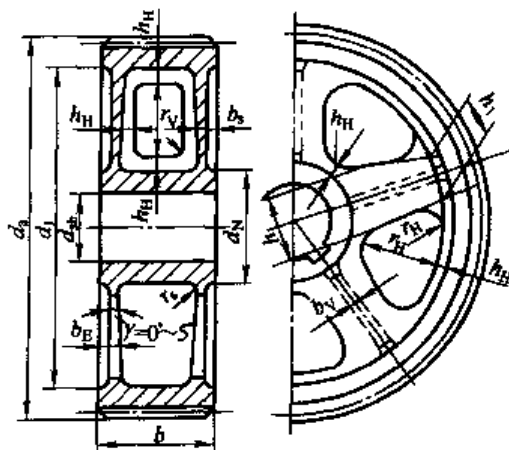
表 2-115 锻造齿轮结构及尺寸

内轮结构图	尺寸数据和说明
 <p>(a) 普通结构</p>	<p>(1) 如无重量限制和无快速改变转向时,对中小尺寸齿轮是最经济的结构</p> <p>(2) 应避免轮毂凸出部分 V</p> <p>(3) 当 <math>d_j - d_N &gt; 25\text{mm}</math> 时,单端面车光;对于实心轮则两端面均车光</p> <p>(4) <math>h_j \geq 3\text{mm}</math>, <math>b_A = 0.5 + 0.1m \leq 2\text{mm}</math>, <math>d_M \approx 0.55(d_N + d_j)</math>, <math>d_H \approx d_s/20 \geq 30\text{mm}</math>, 孔壁间距离 <math>\geq 0.8d_H</math></p> <p>(5) 孔数 <math>n</math> 和 <math>d_N</math> 见表 2-114</p>
 <p>(b) 轻型结构</p>	<p>(1) 用于飞机和其他飞行器上</p> <p>(2) <math>d_H = (0.1 \sim 0.2)d_s</math>, <math>h_j = h_R \geq 1\text{mm}</math>, <math>r_s \approx t</math>, <math>b_s = 1.5m + 0.1b</math>, <math>d_M \approx 0.55(d_N + d_j)</math></p> <p>(3) <math>h_R</math>、孔数 <math>n</math>、<math>t</math> 见表 2-114</p>
 <p>(c) 模锻或自由锻</p>	<p>(1) <math>h_j \approx h_R</math>, <math>d_H = (0.1 \sim 0.2)d_s</math>, <math>d_M \approx 0.55(d_N + d_j)</math>, <math>b_s = 2m + 0.15b &gt; 15\text{mm}</math>, <math>r_s = (0.5 \sim 1.3)b_s</math></p> <p>(2) <math>\delta = 5^\circ \sim 10^\circ</math>, 模锻深度大时取大值</p> <p>(3) <math>h_R</math> 和孔数 <math>n</math> 见表 2-114</p>
 <p>(d) 齿轮轴</p>	<p>当 <math>h_R</math> 小于表 2-114 所列数据或 <math>d_s &lt; 2d_N</math> 时,应将齿轮做成齿轮轴</p>

### (4) 铸造齿轮结构尺寸

铸造齿轮结构及尺寸见表 2-116。由于铸造易产生缺陷,因此补做轮坯的可能性大,易增大制造费用和拖延交货时间。对于仅为 1~2 件的铸造轮坯,要注意其模型的费用,可能用焊接轮坯更为合算。铸造轮坯主要用于载荷较小、尺寸较大、形状复杂的齿轮。

表 2-116 铸造齿轮结构及尺寸

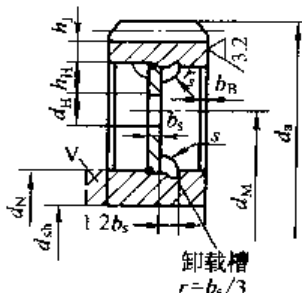
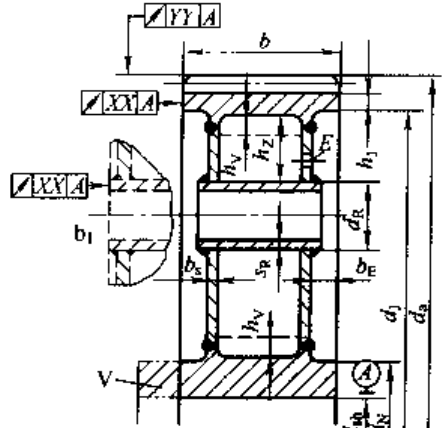
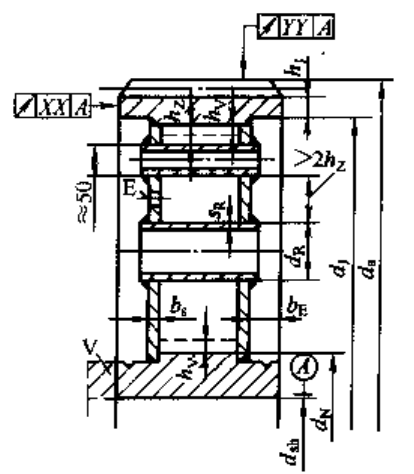
齿 轮 结 构 图	尺 寸 数 据 和 说 明
 <p>(a) 单辐板</p>	<p>(1) 用于 <math>d_a \leq 400\text{mm}</math>, <math>b \leq 120\text{mm}</math> 时</p> <p>(2) 轮毂、齿圈拔模斜度 <math>(1:10) \sim (1:20)</math></p> <p>(3) <math>d_i = d_a - 10m</math>, <math>r_s &gt; 10\text{mm}</math>, <math>d_H = 0.25(d_i - d_N)</math>, <math>d_M = 0.5(d_i + d_N)</math>, <math>d_N = 1.6d_{sh}</math> (铸钢), <math>d_N = 1.8d_{sh}</math> (铸铁)</p> <p>(4) 孔数 <math>n</math> 见表 2-114</p>
 <p>(b) 单辐板(十字筋)</p>	<p>(1) 用于 <math>d_a &lt; 1000\text{mm}</math>, <math>b &lt; 200\text{mm}</math>, <math>m &lt; 25\text{mm}</math> 时</p> <p>(2) 轮毂、齿圈拔模斜度 <math>(1:10) \sim (1:20)</math></p> <p>(3) <math>d_i = d_a - 10m</math>, <math>r_s &gt; 10\text{mm}</math>, <math>h = (0.8 \sim 1.0)d_{sh}</math>, <math>r_H &gt; 0.4h</math>, <math>h_1 = (0.7 \sim 0.8)h</math>, <math>b_E \approx (0.15 \sim 0.2)h</math>, <math>b_s = (0.15 \sim 0.2)b</math>, <math>b_V = (0.7 \sim 0.8)b_s</math>, <math>h_H = (0.15 \sim 0.2)d_{sh}</math>, <math>d_N = 1.6d_{sh}</math> (铸钢), <math>d_N = 1.8d_{sh}</math> (铸铁)</p>
 <p>(c) 双辐板</p>	<p>(1) 用于 <math>d_a &gt; 1000\text{mm}</math>, <math>b &gt; 200\text{mm}</math> 时</p> <p>(2) <math>d_N</math>、<math>d_i</math>、<math>h</math>、<math>h_1</math>、<math>b_E</math>、<math>b_V</math>、<math>r_s</math>、<math>r_H</math> 同单辐板轮(十字筋)</p> <p>(3) <math>b_s = (0.12 \sim 0.15)b</math>, <math>b_H = (0.1 \sim 0.18)d_{sh}</math>, <math>r_V \approx r_s</math>, <math>h_H = (0.1 \sim 0.18)d_{sh}</math></p>

### (5) 焊接齿轮结构尺寸

单件生产的大尺寸齿轮, 采用焊接齿轮结构通常都是很合理的, 但要求进行仔细的退火处理和焊缝检查, 以避免过大的内应力和焊接缺陷。目前, 焊接齿轮已有取代大尺寸铸造齿轮和其他结构大尺寸齿轮的趋势。

焊接齿轮的结构和尺寸见表 2-117。

表 2-117 焊接齿轮结构及尺寸

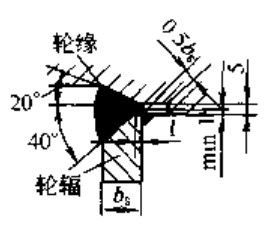
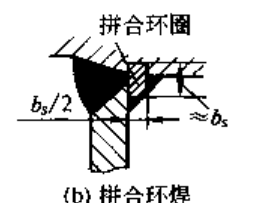
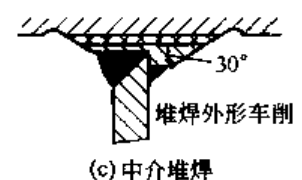
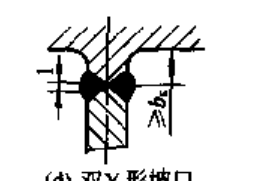
齿轮结构图	尺寸数据和说明
 <p>(a) 单辐板</p>	<p>(1) <math>b_s \approx 0.012d_s + (5 \sim 10)\text{mm}</math>; 如精加工夹紧有困难, <math>b_s</math> 可取更大值</p> <p>(2) 若 <math>\beta &lt; 10^\circ</math>, 则无侧面肋板; 若 <math>\beta &gt; 10^\circ</math>, 则有侧面肋板。肋板厚为 <math>0.6b_s</math>, <math>b_H \approx 1.5b_s</math>, <math>r_s = 1.5b_s \geq 10\text{mm}</math>。当 <math>10^\circ &lt; \beta &lt; 20^\circ</math> 时, 肋板数 = 孔数; 当 <math>\beta &gt; 20^\circ</math> 时, 肋板数 = 孔数 <math>\times 2</math></p>
 <p>(b) 双辐板(单管)</p>	<p>(1) 用于 <math>d_s &lt; 2000\text{mm}</math> 的齿轮</p> <p>(2) <math>b_s \approx 0.008d_s + (5 \sim 10)\text{mm}</math>, <math>b_H = b_s/7</math>, <math>h_Z &gt; 40\text{mm}</math>, <math>d_R = (0.12 \sim 0.20)(d_J - d_N) \geq 50\text{mm}</math>, <math>s_R = (0.3 \sim 0.5)b_s</math>。管间加强肋厚约为 <math>0.8b_s</math>, <math>h_V \approx 2b_s</math>, <math>r_s</math> 和肋板数按单辐板确定</p> <p>(3) E 是通气孔, 直径约为 <math>6\text{mm}</math>, 在热处理后焊死, 或用螺塞封住</p> <p>(4) 结构形式 <math>b_1</math> 用在轮毂前凸或内端时</p>
 <p>(c) 双辐板(双管)</p>	<p>(1) 用于 <math>d_s &gt; 2000\text{mm}</math> 的齿轮</p> <p>(2) <math>h_Z \approx 40\text{mm}</math>, 尽可能小</p> <p>(3) 其余尺寸与双辐板(单管)相同</p> <p>(4) 齿圈附近的小管用于穿过夹紧螺栓; 较大的管则用于穿过夹板</p> <p>(5) 三辐板结构用于 <math>b &gt; 1500\text{mm}</math> 的齿轮</p>

注: 1. 焊缝坡口形式根据应力及加工条件确定, 见表 2-118。

2.  $h_f = h_H$  按表 2-114(c) 确定;  $d_H$ 、 $d_N$ 、 $h_H$  按表 2-115(b) 确定。

3. 孔或管数  $n$  按表 2-114(a) 确定。

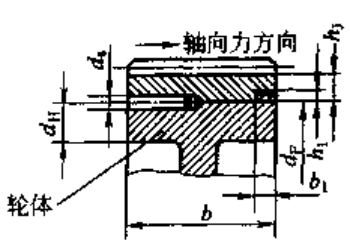
表 2-118 辐板的焊口结构

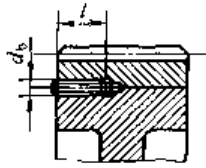
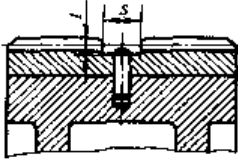
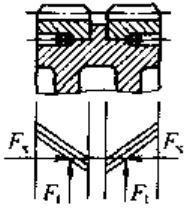
焊口结构图	说 明
 <p>(a) 角焊</p>	用于轮缘材料可焊性好、载荷小、损伤危险性不严重(安全度要求不高)的齿轮
 <p>(b) 拼合环焊</p>	用途同上。轮缘厚度可减小 5mm。当安全系数要求高时不适用。焊接受到最大预热温度 300~400℃ 的限制
 <p>(c) 中介堆焊</p>	用于含碳量较高或高合金成分、高强度的轮缘材料(如 35、45、35CrMo、42CrMo、40CrNiMo 等钢) 采用中介材料 用于载荷较大的齿轮
 <p>(d) 双Y形坡口</p>	缺口效应小,可焊性及可检验性好(X射线穿透性)。较(a)、(b)、(c)结构价贵。用于载荷较大的齿轮

## (6) 过盈压配齿轮结构尺寸

过盈压配齿轮结构及尺寸见表 2-119。齿轮轮体可用铸造或用结构钢焊接制成,成本较低,适用于齿圈材料难于焊接的场合 ( $\sigma_b \geq 1300\text{MPa}$ )。这种齿轮结构要注意防止打滑和由过盈引起的附加应力。如有可能,最好采用焊接齿轮。

表 2-119 过盈压配齿圈的连接形式

齿 轮 结 构 图	说明和尺寸数据
 <p>(a)</p>	<p>用于单向受力的直齿和斜齿轮。轴向力由凸缘承受。圆柱销连接稍有 过盈</p> $d_s \approx 0.006d_a + 10\text{mm} \geq 15\text{mm}$ <p>销钉数 <math>\approx 0.006d_s + 3</math>, 并验算强度</p> $\delta_1 = \frac{a}{z_\Sigma} (3 + 2b/a + 0.01z_\Sigma) \sqrt{z_\Sigma/100} \geq 15\text{mm}$ $\delta_H = (1 + 0.5b/a) \delta_1 \quad \text{mm}$ <p>式中 <math>a</math>——齿轮副中心距, mm;  <math>z_\Sigma</math>——齿轮副齿数和  <math>b_1 = 0.5\delta_1, k_1 = 0.2\delta_1</math>          铸造轮体采用表 2-116 结构尺寸          焊接轮体采用表 2-117 结构尺寸</p>

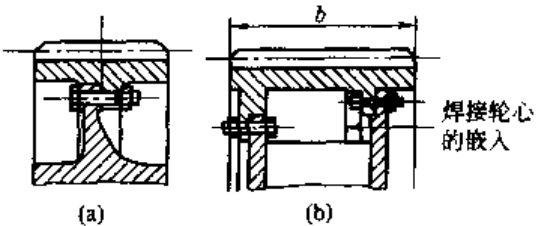
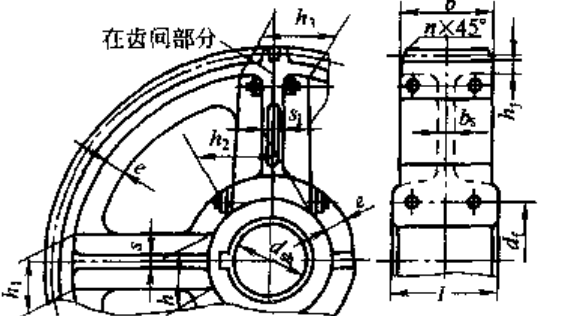
齿轮结构图	说明和尺寸数据
 <p>(b)</p>	<p>用于轮体和齿圈可切削件大致相同, 轴向力较小的场合</p> <p><math>d_b \approx (0.05 \sim 0.1) d_{ch}</math>, <math>d_{ch}</math> — 齿轮孔径</p> <p><math>l \approx 3d_b</math></p> <p>其他尺寸同(a)</p>
 <p>(c)</p>	<p>用于整体式双斜齿齿圈, 用冲毛的方法防止销钉松脱(不能用焊接防松脱)。槽宽概略值: 当 <math>m=3\text{mm}</math> 时, <math>s \approx 15m</math>; 当 <math>m=8\text{mm}</math> 时, <math>s \approx 10m</math>; 当 <math>m=15\text{mm}</math> 时, <math>s \approx 6m</math>。 <math>l \approx</math> 齿高 <math>h+0.1m</math>。详见参考文献[12]</p>
 <p>(d)</p>	<p>分离式齿圈结构, 比整体式经济性好。用销钉防滑, 用冲毛的方法防止销钉松脱。齿圈的两轴向力应相对消。主要用于 <math>B &gt; 300\text{mm}</math> 的齿轮</p>

注: 齿圈与铸铁轮心的配合(直径  $d_F$ ) 推荐采用 H7/s6 或 H7/u7, 并验算过盈配合的连接强度。

### (7) 螺栓连接齿轮结构

在需要避免由过盈引起的附加应力, 或焊接困难, 或缺少压装设备时(例如渗碳淬火齿圈), 可采用螺栓连接齿轮结构(见表 2-120)。这种齿轮结构较复杂, 价较高, 其螺栓接面对齿轮轮体声传导有阻尼作用。如条件允许, 最好采用焊接齿轮。

表 2-120 螺栓连接的齿轮结构

齿轮结构图	说明和尺寸数据
 <p>(a) 常用结构</p> <p>(b) 仅用于 <math>b &gt; 500\text{mm}</math> 的齿轮</p> <p>焊接轮心的嵌入</p>	<p>轮毅与齿圈间要有定位面。螺栓孔应铰制。支承面应平整, 螺栓直径和螺栓数目按强度计算确定</p>
 <p>在齿间部分</p>	<p>当齿轮尺寸很大(一般 <math>d_a &gt; 2000\text{mm}</math>, <math>b \geq 600\text{mm}</math>) 难于整体运输, 或齿轮不能轴向装人时, 可用这种剖分齿轮</p> <p>轮辐数和齿数应取偶数</p> <p>连接螺栓直径 <math>= 0.11d_{ch} + (5 \sim 8)\text{mm}</math></p> <p><math>d_1 = 1.8d_{ch}</math>, <math>1.5d_{ch} &gt; l \geq b</math>, <math>h_j = (4 \sim 5)m_i</math>, <math>h = 0.8d_{ch}</math>, <math>h_1 = 0.8h</math>, <math>h_2 = (1.4 \sim 1.5)h</math>, <math>h_3 = 0.8h_2</math>, <math>b_s = 0.2b</math>, <math>s = 0.8b_s</math>, <math>s_1 = 0.75s</math>, <math>e = 1.5h_j</math>, <math>n = 0.5m_n</math></p>

### (8) 特殊的齿轮结构

在设计小齿轮轴结构时,为了减小齿向载荷分布不均(偏载),应该尽量增大直径,减小长度。当小齿轮的直径较小,并在轴承间非对称布置时,可以使轴的直径等于小齿轮顶圆的直径[见图 2-90(a)],也可以使轴径大于小齿轮的顶圆直径。此时,由于有滚切开始与终止部分,因而轴的总长度可能增加。如果使轴径等于小齿轮的分度圆直径[见图 2-90(b)]或齿根圆直径[见图 2-90(c)]时,则总长度将减小。齿轮轴的直径小于轴承的直径是不可取的[见图 2-90(d)]。但是,当小齿轮位于轴承中间的对称位置时,过大的增加轴的直径是不适当的。这是由于轴的弯曲刚度增加,会使减轻偏载的效果降低。

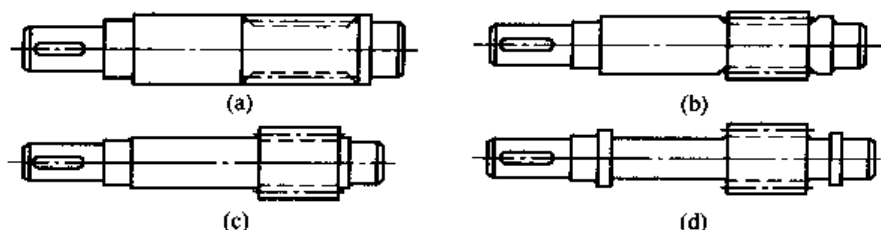


图 2-90 齿轮轴的结构

为了使直齿圆柱齿轮齿向载荷分布均匀,可以采用特殊的齿轮轮辐、轮缘结构,图 2-91(a)、(b) 所示为其二例。

在有载荷集中的部位上,采用一些特殊的结构,使轮齿容易变形,也能改善齿向载荷分布,如图 2-92(a)~(e) 所示。图 2-92(a) 是在齿上开孔;图 2-92(b) 是在两齿中间的轮缘上开孔;图 2-92(c) 是在轮缘端面上切制和轮齿同心的沟槽;图 2-92(d) 是在端面附近增大齿高;图 2-92(e) 是在端面附近减小轮缘厚度。但是要注意,上述各种结构都是在增加容易变形程度的同时,降低了轮齿的强度。因此,只有在轮齿弯曲强度足够的条件下才可以采用。

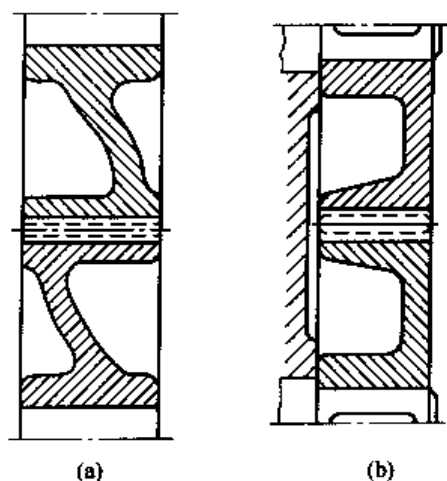


图 2-91 减小偏载的轮辐结构

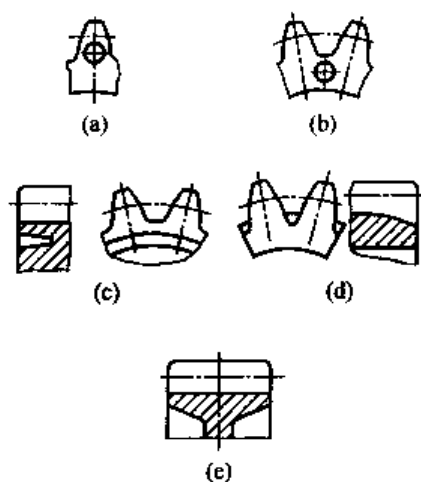


图 2-92 减小偏载的轮缘结构

## 2.7 高速齿轮传动及轮齿修形

### 2.7.1 高速齿轮传动设计特点

高速齿轮传动广泛应用在各工业部门的透平机组、压缩机组、高速线材精轧机组、制氧



机组、风机和泵类等机组中，但什么是高速齿轮传动，目前还没有统一的定义。通常可将齿轮节圆线速度  $v > 40\text{m/s}$ （有的为  $v \geq 25\text{m/s}$ ， $n \geq 3\,600\text{r/min}$ ）的称为高速齿轮传动。

高速齿轮具有如下特点。

① 齿轮的圆周速度高，如燃汽轮机透平齿轮的圆周速度  $v$  一般为  $70 \sim 120\text{m/s}$ ，有时达  $150 \sim 200\text{m/s}$ ，个别可达  $300\text{m/s}$ 。

② 转速高，一般高速轴转速  $n > 3\,000\text{r/min}$ ，大多数为  $5\,000 \sim 20\,000\text{r/min}$ ，个别达  $100\,000\text{r/min}$ 。

③ 传递功率大，一般是数千至数万千瓦，最高已达  $10^5\text{kW}$ 。

④ 要求高的可靠度、长期持续运转，寿命长，如可靠度 99% 以上，寿命  $10^5\text{h}$  以上。

⑤ 要求运转平稳、噪声低、振动小。

⑥ 要求效率高，通常单级在 98% 以上。

⑦ 多用动压滑动轴承， $p_m v$  值高。

⑧ 其他特殊要求，如发电机透平齿轮设计应考虑发电机短路时力矩增大 7~10 倍的特殊工况。

由于高速齿轮传动圆周速度高、转速高、功率大，并要求长期持续运转，因此要求齿轮传动具有高的可靠度、运转平稳、噪声振动小。为了满足这些基本的要求，在齿轮传动的设计上要采取一系列措施，主要有以下几个方面。

（1）采用高精度齿轮

只有采用高精度齿轮才能保证高速齿轮传动运转平稳、噪声振动小。高速齿轮要求的精度随圆周速度的增加而提高，推荐的齿轮精度等级见表 2-121。

表 2-121 推荐的高速齿轮精度等级

齿轮节圆线速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	齿轮精度等级 (GB/T 10095-1988)	齿轮节圆线速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	齿轮精度等级 (GB/T 10095-1988)
$\leq 50$	6	110~150	4~5
50~110	5	$> 150$	高于 4 级

一般轮齿需要进行弹性变形修形，当  $v > 100\text{m/s}$  时尚需热变形修形，详见本章 2.7.2。

高速齿轮工作时齿面温度可高达  $100^\circ\text{C}$  以上，为了补偿热变形及齿侧能进入足够的润滑油及时移走啮合产生的热量，通常采用  $(0.06 \sim 0.12) m_n$  的较大侧隙。

（2）选用优质高强度合金钢和严格的热处理工艺

齿轮的材料和热处理质量对高速齿轮的承载能力和寿命至关重要。在 JB/T 5078—1991《高速齿轮材料选择及热处理质量控制的一般规定》中提出选择高速齿轮材料时应综合考虑以下各点。

① 材料的化学成分、力学性能及机械加工性能。

② 应根据高速齿轮的工作条件、热处理工艺（调质或表面硬化处理）确定所用钢号。

③ 对承受重载荷并有冲击的高速齿轮，应选用镍、铬、钼钢或镍钼钢。

④ 高速齿轮应采用能保证淬透性的结构钢。

⑤ 高速齿轮的材料应具有较高的纯度及尺寸稳定性。

⑥ 材料的经济合理性。

表 2-122 所列为高速齿轮大小齿轮材料配对和热处理实例。

表 2-122 高速齿轮大小齿轮材料配对和热处理实例

小 齿 轮		大 齿 轮		小 齿 轮		大 齿 轮	
材料牌号	热处理	材料牌号	热处理	材料牌号	热处理	材料牌号	热处理
25Cr2MoV	调质	35CrMo	调质	20CrMnMo	渗碳淬火	34CrNi3Mo	调质
34CrNi3Mo	调质	25Cr2MoV	调质	20Cr2Ni4	渗碳淬火	20Cr2Ni4	渗碳淬火
30Cr2Ni2WV	调质	34CrNi3Mo	调质	30Cr2Ni2WV	渗氮	30Cr2Ni2WV	渗氮
25Cr2MoV	渗氮	35CrMo	调质	30Cr2Ni2WV	渗氮	34CrNi3Mo	调质

制造高速齿轮的原材料必须经过退火或正火处理,使组织均匀、力学性能符合要求,同时改善加工性能。

### (3) 合理选用齿轮参数

① 压力角  $\alpha_n$  在高速齿轮传动中,过去常采用  $14.5^\circ$ 、 $15^\circ$  和  $16^\circ$  的压力角,目的是使重合度增大,对改善传动平稳性有利;但小压力角会降低轮齿的弯曲强度。因此,目前大多采用  $20^\circ$  的标准压力角。对某些硬齿面齿轮,可取  $\alpha_n = 22.5^\circ \sim 25^\circ$ ,以提高轮齿的弯曲强度。

② 模数与齿数 从原则上说,高速齿轮在轮齿抗弯强度满足的条件下,应尽量选用较小的模数、较多的齿数,以增加齿轮传动运转的平稳性,降低噪声,减小滑动率,提高齿轮的抗胶合能力。表 2-123 所列为高速齿轮传动推荐的模数和齿数范围。

表 2-123 高速齿轮传动推荐的模数和齿数范围

传动功率/kW	模数/mm	推 荐 齿 数
<3 000	2~6	一般 $z_1 \geq 28$ ,透平齿轮 $z_1 > 30$ 。应尽量使 $z_1$ 和 $z_2$ 互为质数
3 000~6 000	5~7	
6 000~10 000	6~10	

③ 齿宽系数  $\phi_d$  在高速齿轮传动中,通常都取较大的齿宽系数  $\phi_d (=b/d_1)$ ,以减小齿轮直径,降低圆周速度。对于轴承对称分布的高度齿轮传动, $\phi_d$  的推荐值见表 2-124。过大的  $\phi_d$  会导致载荷沿齿向分布不均匀。

表 2-124 高速齿轮传动  $\phi_d$  的推荐值

齿面条件	单斜齿 $\phi_d$	人字齿 $\phi_d = B/d_1$
软齿面	1.5~1.8	2.0~2.4
硬齿面	1.3~1.4	1.6~1.9

注:1. 表中齿宽  $B$  为包括退刀槽在内的全齿宽。

2. 对于软硬齿面组合的齿轮传动,其  $\phi_d$  可取软齿面  $\phi_d$  的下限值。

④ 重合度  $\epsilon_\alpha$ 、 $\epsilon_\beta$  和螺旋角  $\beta$  高速齿轮传动通常要求端面重合度  $\epsilon_\alpha \geq 1.3$ ;面纵向重合度  $\epsilon_\beta$  与螺旋角  $\beta$  有直接关系。增大  $\beta$  角会使  $\epsilon_\beta$  增加,对传动平稳性有利,但轴向力也增大,对轴承不利(单斜齿)。同时,过大的  $\beta$ ,使齿面滑动增大,提高齿面温升;在齿轮加工中也会存在一些困难(如机床刚性不足等)。在设计高速齿轮时,以下数据可供参考:对单斜齿,当要求  $\epsilon_\beta \geq 2.2$  时,取  $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ ;对人字齿,当要求半齿宽的  $\epsilon_\beta \geq 3.3$  时,取  $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ 。

⑤ 变位系数  $x_n$  在高速齿轮传动中采用变位齿轮的目的与普通传动齿轮一样,也是为了提高齿轮的承载能力(齿面疲劳、齿根弯曲、齿面胶合等)和改善齿轮的传动质量(振

动、噪声等)。因此,高速齿轮传动变位系数  $x_n$  的选择原则和方法基本上与普通齿轮相同,详见参考文献 [1] 和本章 2.2。

#### (4) 采用齿廓和齿向修形

高速齿轮传动的啮合频率高达  $50 \sim 10\,000\text{Hz}$ ,轴系和箱体中存在复杂的弹性变形,传动件还存在热变形,因此只有采用轮齿的齿廓修形和齿向修形才能使运转平稳,使沿齿向载荷分布均匀,提高传动质量。高速齿轮的修形是一种专门的技术,详见本章 2.7.2。

#### (5) 进行较可靠的齿轮承载能力计算

高速齿轮传动往往是机组的关键组成部分,因此要求进行较可靠的承载能力计算,以保证齿轮传动的强度和寿命。高速齿轮的承载能力计算包括计算齿面接触、齿根弯曲和齿面胶合强度三部分。其中齿面接触强度可按 JB/T 8830—1999 或 GB/T 3480—1997 规定的一般方法计算,胶合强度可按 ISO/TR 13989-1 或 ISO/TR 13989-2:2000 (见本章 2.5 节)规定的方法计算,也可按国外其他方法计算。需要指出的有以下几点。

① 齿轮的额定功率、使用系数和最小安全系数等主要技术参数通常应由用户和制造厂双方在合同中规定。

对于由原动机直接驱动的齿轮装置,通常把原动机的最大功率作为齿轮的额定功率。对于位于两个从动设备之间的齿轮装置,正常和非正常运行方式都要考虑,其额定功率不低于下列两项中之较大者:所带动设备最大功率的 110%;按被驱动设备之间正常的功率消耗来分摊驱动机的最大功率。如果在不到最高转速时出现最大扭矩,则依此扭矩作为确定齿轮尺寸的依据。

最小使用系数  $K_A$  见表 2-125。

表 2-125 高速齿轮的最小使用系数  $K_A$

工 作 机 械		原 动 机		
		电 动 机	汽轮机、燃气轮机	内燃机(多缸)
鼓风机	离心式	1.4	1.6	1.7
	罗茨式	1.7	1.7	2.0
压缩机	离心式	1.2~1.4	1.4~1.6	1.6~1.7
	轴流式	1.4	1.6	1.7
	往复式(多缸)	1.7	1.7	2.0
风扇	离心式、强制通风	1.4	1.6	1.7
	吸入式通风、工况通风	1.7	2.0	2.2
发电机和励磁机	基本负荷、连续负荷	1.1	1.1	1.3
	尖峰负荷	1.3	1.3	1.7
泵	一般离心泵	1.3	1.5	1.7
	锅炉给水离心泵	1.7	2.0	—
	锅炉除垢离心泵	2.0	2.0	—
	热油离心泵	1.5	1.7	—
	管线离心泵	1.5	1.7	2.0
	水厂离心泵	1.5	1.7	2.0
	疏浚泥浆离心泵	2.0	2.4	2.5
	多缸往复泵、罗茨泵	1.7	1.7	2.0
	轴流泵、齿轮泵、滑片泵	1.5	1.5	1.8

续表

工 作 机 械		原 动 机		
		电 动 机	汽轮机、燃气轮机	内燃机(多缸)
造纸机械	约当机、净化机	1.5	1.5	
	造纸机主轴	1.3	1.3	
	造纸机分段驱动,打浆机	1.5		
制糖机械	切甘蔗刀	1.5	1.5	1.8
	捣碎机	1.5	1.7	2.0
	轧糖机	1.7	1.7	2.0

最小安全系数可按 GB/T 3480—1997 失效概率 $\leq 1/1\ 000$ 时的规定,取  $S_{Hmin}=1.3$ ,  $S_{Fmin}=1.6$ 。

② 胶合承载能力校核是高速齿轮必不可少的设计步骤。

③ 提高高速齿轮强度常用的主要工艺措施有:

全圆弧齿根圆滑过渡和齿根喷丸强化可有效地提高齿根的弯曲强度;

齿面镀铜(或镀银)可有效地提高齿面抗初期胶合的能力;

轮齿修形可有效地减少轮齿误差、受载变形所引起的角速度脉动变化而产生的冲击和噪声,使载荷沿齿宽均布。

④ 高速齿轮常根据齿面接触载荷系数  $K$  来衡量载荷大小或估算尺寸。

$$K = \frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u} \quad (2-84)$$

式中  $K$ ——齿面接触载荷系数,初步设计计算的  $K$  值见表 2-126, MPa;

$F_t$ ——端面分度圆上的额定圆周力, N;

$b$ ——工作齿宽,指一对齿轮中的较小齿宽, mm;

$d_1$ ——小齿轮分度圆直径, mm;

$u$ ——齿数比,  $u = z_2/z_1$ 。

表 2-126 初步设计计算的  $K$  值

应 用	钢制齿轮最低硬度		小齿轮循环次数	精 度	$K/\text{MPa}$
	小齿轮	大齿轮			
燃气轮机驱动发电机	225HBS	210HBS	$10^{10}$	高	0.69
	335HBS	300HBS			1.04
	58HRC	58HRC			2.76
内燃机驱动压缩机	225HBS	210HBS	$10^9$	高	0.48
	335HBS	300HBS			0.76
	58HRC	58HRC			2.07
宇航斜齿轮(单级)	60HRC	60HRC	$10^9$	高	5.86
宇航直齿轮(行星)	60HRC	60HRC	$10^9$	高	4.14

#### (6) 应有良好的动力学特性

高速齿轮传动装置如果没有良好的动力学特性,其后果将十分严重。因此,在设计高速齿轮时,通常都要进行转子的横向临界转速分析,以避免工作转速频率与轴的横向自由振动固有频率相重合——共振。此外,所有回转件和联轴器装到轴上后,都要进行动平衡试验。

① 一般应进行转子的横向临界转速分析,工作转速应避开临界转速,通常要求:

对刚性轴 
$$n \leq 0.8 n_{k1}$$

对挠性轴 
$$1.4 n_{k1} < n < 0.7 n_{k2}$$

式中  $n$ ——工作转速, r/min;

$n_{k1}$ 、 $n_{k2}$ ——一阶、二阶临界转速, r/min。

若临界转速不满足,可用改变轴承参数(改变刚度、阻尼系数)或轴的刚度来调整。

② 所有回转件和联轴器组装到轴上后一起作多面动平衡。作用在任一轴颈上允许最大的不平衡力不得超过折合到该轴颈上质量的10%,每个轴颈上允许的最大残余不平衡量  $U_{\max}$  按 ISO 1940G1 级由式(2-85)计算,即

$$U_{\max} = \frac{10\,000}{n} m \quad (2-85)$$

式中  $U_{\max}$ ——残余不平衡量, g·mm;

$m$ ——折合到轴颈上的质量, kg;

$n$ ——最高连续转速, r/min。

对转速高、质量小的齿轮转子,其残余不平衡量可由供需双方商定。

#### (7) 轴承设计特点

目前国外的某些高速齿轮箱,采用高精度的滚动轴承代替一般的滑动轴承,使设计和加工趋于简化,但这方面尚需积累经验。

① 径向滑动轴承 高速齿轮的径向滑动轴承轴径圆周速度较高,一般  $v=40\sim 60\text{m/s}$ ,最高可达  $90\text{m/s}$  以上,由于有径向力,轴承比压  $p_m=1.0\sim 2.5\text{MPa}$ ,最大  $4\text{MPa}$  以上,因此  $p_m v$  值可达  $100\sim 300\text{N}\cdot\text{m}/\text{mm}^2\cdot\text{s}$ ,且载荷随工况条件变化较大。

常用的径向滑动轴承的形式见图 2-93。

高速齿轮较少采用多油叶轴承而较多采用多油楔轴承。

椭圆轴承、三油叶轴承、多油楔轴承、错位轴承等,即使在空转时,轴心相对于承载瓦也有较大的偏心率,故稳定性好。稳定性越高的轴承,通常承载能力越低,转子通过临界转速时的振幅也越大。各类轴承按稳定性提高的方向的排序大致为:圆柱轴承、椭圆轴承、错位轴承、三油楔轴承、可倾瓦轴承。而共振振幅也大致按此序由小到大排列。在稳定性可以满足的情况下,设计时应尽量减少油楔或油叶的个数,以降低制造成本。

滑动轴承的设计除控制最小油膜厚度、润滑油流量和温升等参数外,还必须计算出确定转子的临界转速要用到的轴承油膜的 8 个刚度和阻尼动力特性系数。

② 推力滑动轴承 推力轴承主要承受斜齿轮产生的轴向力和某些外部轴向力(如电动机磁场定心力、齿形联轴器的轴向力等)。其结构有斜平面和可倾(见图 2-95)两种形式。斜平面推力轴承常采用和径向轴承作成一体的结构(见图 2-94)。

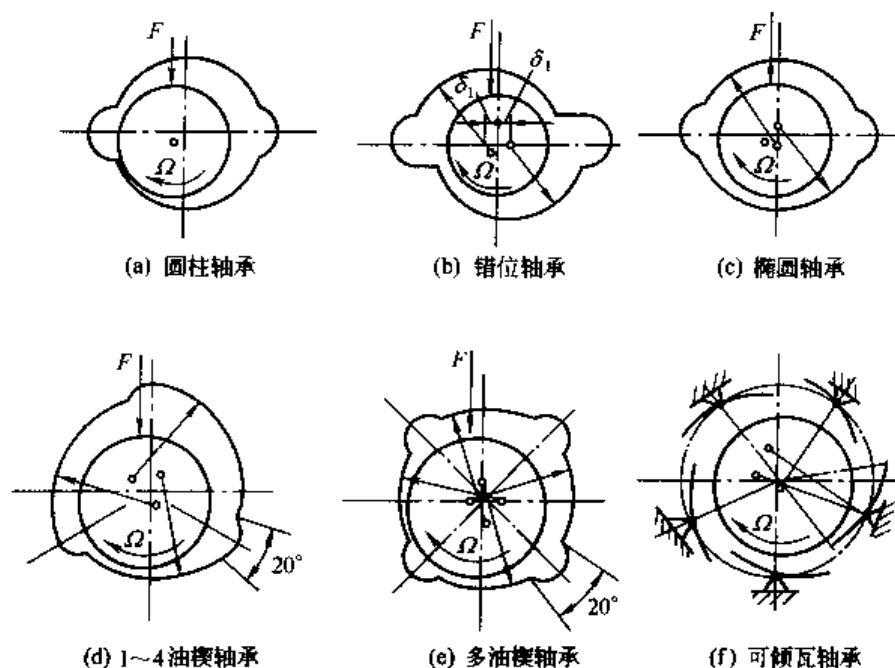


图 2-93 常用径向滑动轴承形式

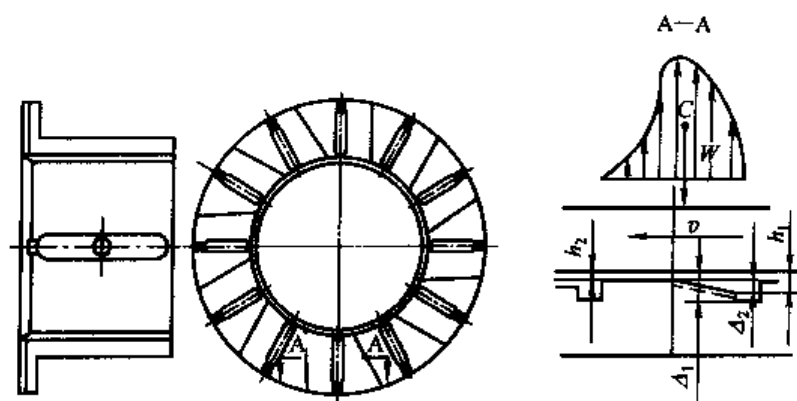


图 2-94 斜平面推力轴承

设计推力轴承，必须两个方向都具有止推能力。对于特定场合应考虑速度、润滑油及润滑油温，其工作载荷不应超过该轴承最大许用载荷的 50%。载荷应考虑所有工况，联轴器传递的轴向力应和内部推力相叠加。

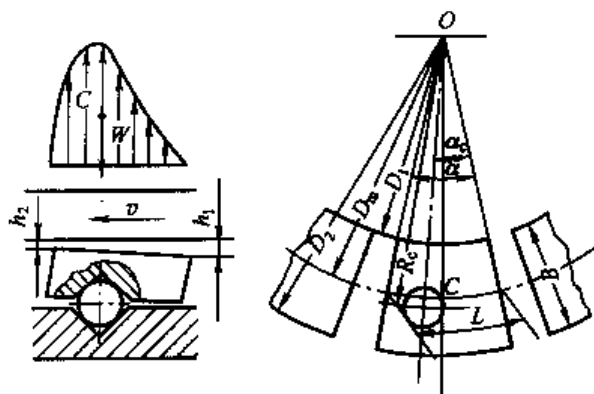


图 2-95 可倾瓦推力轴承

a. 齿轮与单面驱动的电动机转子（轴向无定位）用刚性联轴器连接时，外力等于电动机的最大磁场定心力。没规定最大磁场定心力时，可按齿轮额定功率乘以 1.5N/kW 的计算值。

b. 齿形联轴器的外力至少等于  $0.25T/d$  (N)。其中  $T$  为最大转矩， $N \cdot m$ ； $d$  为联轴器轴径， $m$ 。

c. 膜片联轴器的外力按制造厂允许的最大偏转角计算。

d. 参数范围。高速齿轮用滑动轴承参数的常用范围见表 2-127。

表 2-127 滑动轴承参数的常用范围

项 目		比压 MPa	最小油膜厚度 mm	轴承最高温度 ℃	轴颈圆周速度 /m·s <sup>-1</sup>	轴承间隙 mm
径向轴承	正常值	0.7~2.5	0.02~0.06	报警 115	≤50	0.0012~0.002
	极限值	3.1	0.013	停机 125		
推力轴承	正常值	0.35~0.10	0.02~0.05	报警 115	≤75	实际间隙 0.5~0.65mm
	极限值	1.6	0.013	停机 125		

#### (8) 振动和噪声

振动和噪声是评定高速齿轮运转质量的主要指标。振动可按测振幅、速度或加速度中的任一种方法在最高连续转速或用户规定的其他转速下在靠近每个轴承的轴的任一平面内测量，其双振幅不得超过下式的计算值 ( $\mu\text{m}$ ) 或  $50\mu\text{m}$ ，取两值之较小者。

$$A = 25.4 \sqrt{\frac{12\,000}{n_m}} + 6.35 \sqrt{\frac{12\,000}{n_m}} \quad (2-86)$$

式中，第一项为振幅值， $\mu\text{m}$ ；第二项为跳动值， $\mu\text{m}$ 。跳动值如小于  $6\mu\text{m}$ ，取  $6\mu\text{m}$ 。 $n_m$  为最高连续转速，r/min。

对于驱动机处于脱扣转速（一般为最高转速的 105%~110%）下的振动值不应超过上述值与  $13\mu\text{m}$  之和。

若在轴承箱上测量，其双幅值由用户与制造厂双方商定。

#### 2.7.2 轮齿修形

齿轮传动由于受制造和安装误差、齿轮弹性变形及热变形等因素的影响，在啮合过程中不可避免地会产生冲击、振动和偏载，从而导致齿轮早期失效的概率增大。生产实践和理论研究表明，仅仅靠提高齿轮的制造和安装精度来满足日益增长的对齿轮的高性能要求是远远不够的，而且会大大增加齿轮传动的制造成本。对渐开线圆柱齿轮的齿廓和齿向进行适当的修形，对改善其运转性能、提高其承载能力、延长其使用寿命有着明显的效果。

##### (1) 齿轮的弹性变形修形

齿轮装置在传递功率时，由于受载荷的作用，各个零部件都会产生程度不同的弹性变形，其中包括轮齿、轮体、箱体、轴承等的变形。尤其与齿轮相关的弹性变形，如轮齿变形和轮体变形，会引起齿轮的齿廓和齿向的畸变，使齿轮在啮合过程中产生冲击、振动和偏载。近年来，在高参数齿轮装置中，广泛采用了“轮齿修形”技术，减少了由轮齿受载变形和制造误差引起的啮合冲击，改善了齿面的润滑状态并获得较为均匀的载荷分布，有效地提高了轮齿的啮合性能和承载能力。

齿轮修形一般包括齿廓修形和齿向修形两部分。

1) 齿廓修形 齿轮传递动力时，轮齿部犹如承受动载荷的悬臂梁，这种动载荷是由于以下原因引起的：同时啮合齿数不同，轮齿啮合刚性周期性地变化，从而导致轮齿弹性变形量的变化；由于温升将导致齿轮基圆直径增大（一般小齿轮比大齿轮温升高），产生基

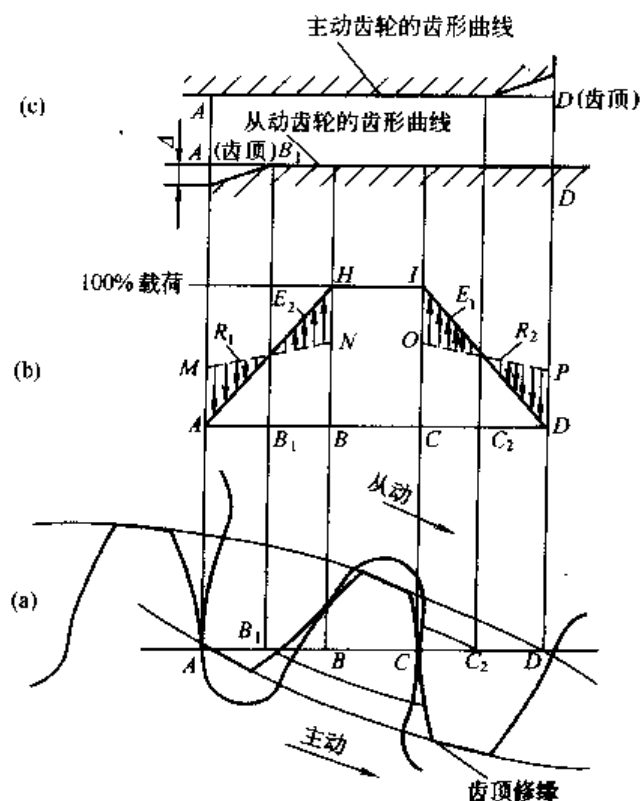


图 2-96 轮齿啮合过程中载荷分布和齿廓修形

均匀并有明显的突变现象，但由于在啮合点上受齿面接触变形、齿的剪切变形和弯曲变形的影响，使载荷变化得到缓和，实际载荷分布为  $AMNHIOPD$  [见图 2-96(b)]。整个啮合过程中轮齿承担载荷的比例大致为：A 点为 40%；从两对齿啮合过渡到一对齿啮合的过渡点 B 为 60%；然后急剧转入一对齿啮合的 BC 段，达到 100%，最后至 D 点为 40%。

由上述分析可知，在啮合过程中轮齿的载荷分配有明显的突变现象，相应地，轮齿的弹性变形也随之改变。由于轮齿的弹性变形及制造误差，标准的渐开线齿轮在啮入时发生啮合干涉。

齿廓修形就是将一对相啮轮齿上发生干涉的齿面部分适当削去一部分，即对靠近齿顶的一部分进行修形，也称为修缘，如图 2-96(c) 所示。通过齿廓修形后，使轮齿载荷按图 2-96(b) 中的  $AHID$  规律分配。这样轮齿在进入啮合点 A 处正好相接触，载荷从 M 值降为零，然后逐渐增加至 H 点达 100% 载荷。在 CD 段，载荷由 100% 逐渐下降，最后到 D 点为零。

② 齿廓弹性变形计算 轮齿由于受到载荷作用，会产生一定的弹性变形。它包括轮齿的接触变形、弯曲变形、剪切变形和齿根变形等。该变形量与轮齿所受载荷的大小以及轮齿啮合刚度等因素有关。可按式 (2-98) 近似计算，即

$$\delta_s = \frac{w_t}{c_t} \quad (2-87)$$

式中  $\delta_s$ ——齿廓弹性变形量， $\mu\text{m}$ ；

$w_t$ ——单位齿宽载荷， $\text{N/mm}$ ， $w_t = F_t/b$ ；

节偏差；制造时的齿轮齿距误差与安装时的中心距偏差等。由于存在这些误差，实际啮合点并非总是处于啮合线上，被动齿轮的运动滞后于主动齿轮的运动，其瞬时速度差异将造成啮合干涉和冲击，从而产生振动和噪声。因此为减少啮合干涉和冲击，改善齿面的润滑状态，必须对高速齿轮进行齿廓修形。实际工作中，为了减少修形工作量、降低成本，一般将啮合齿轮的变形量都集中反映在小齿轮上，仅对小齿轮进行修形。

① 齿廓的弹性变形修形原理 图 2-96(a) 所示为一对齿轮的啮合过程。随着齿轮旋转，轮齿沿啮合线进入啮合，啮合起始点为 A，啮出点为 D，啮合线 ABCD 为轮齿参加啮合的一个周期。其中 AB 段和 CD 段是由两对轮齿同时啮合区域，而 BC 段为一对轮齿啮合区域，因此轮齿在啮合过程中载荷分配显得不



$F_t$ —— 齿轮分度圆上切向力, N;

$b$ —— 齿轮有效宽度, mm;

$c_\gamma$ —— 轮齿啮合刚度, N/mm $\cdot\mu\text{m}$ ; 对基本齿廓符合 GB/T 1356—2001, 齿圈和轮辐刚性较大的外啮合齿轮, 在中等载荷作用下, 其轮齿啮合刚度可近似地取  $c_\gamma = 20\text{N/mm}\cdot\mu\text{m}$ , 其详细计算可参见本章 2.4.5 或 GB/T 3480—1997 有关内容。

式 (2-87) 计算出的变形量可作为计算齿廓修形量的一部分。在确定具体的齿廓修形量时, 还要考虑齿轮精度 (基节误差、齿廓误差等) 的影响。

③ 齿廓弹性变形修形量的确定 齿廓弹性变形修形量主要取决于轮齿受载产生的变形量和制造误差等因素。目前, 各国各公司都有自己的经验计算公式和标准。在实际应用中, 还要考虑实践经验、工艺条件和实现的方便等因素。齿廓修形推荐以下三种方式。

a. 方式一 小齿轮齿顶减薄、大齿轮齿廓不修形只进行齿顶倒圆 (见图 2-97)。此法较简单, 适用于齿轮圆周速度低于 100m/s 的情况。

b. 方式二 大、小齿轮齿顶均修薄 (图 2-98), 适用  $v > 100\text{m/s}$ 、功率  $P > 2000\text{kW}$  的情况。

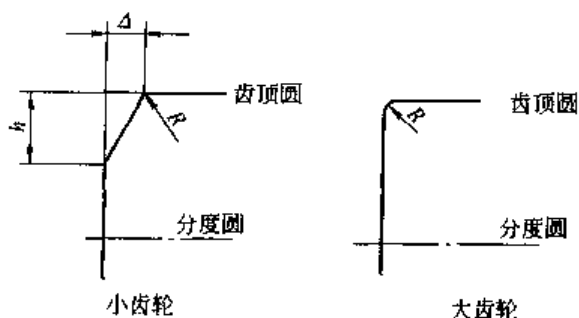


图 2-97 齿形修形方式之一

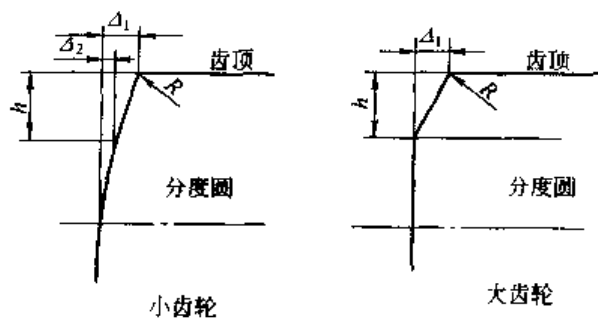


图 2-98 齿形修形方式之二

c. 方式三 小齿轮齿顶和齿根都修形, 大齿轮不修形 (见图 2-99), 可用于任何情况。

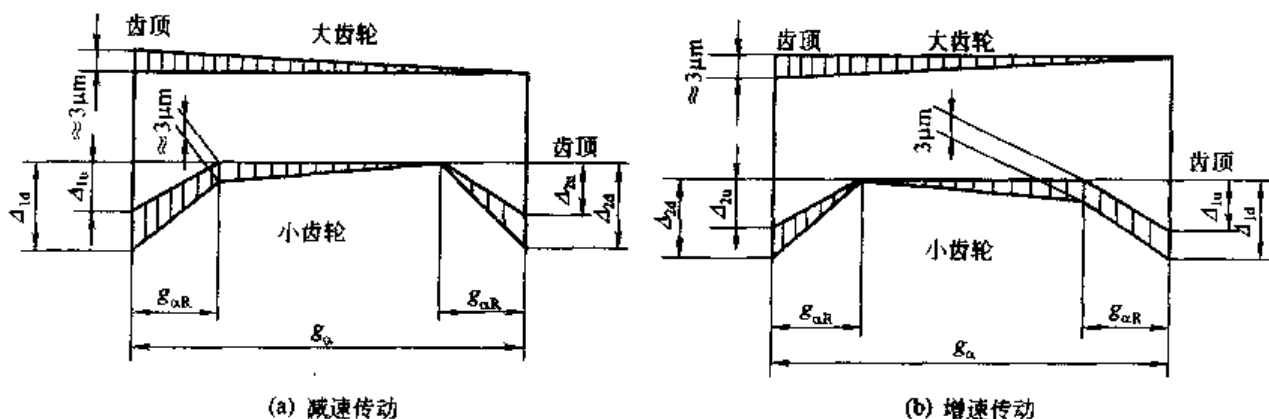


图 2-99 齿形修形方式之三

在图 2-97~图 2-99 中,  $h = 0.4m_n \pm 0.05m_n$ ,  $g_a = p_{bt}\epsilon_a$ ,  $p_{bt}$  是端面基节,  $g_{aR} = (g_a - p_{bt})/2$ , 即保留一个基节长度不修, 当轴向重合度较大时,  $g_{aR}$  值也可取大些。

齿形修整量  $\Delta$  主要由轮齿受载产生的弹性变形和制造产生的基节偏差决定。增、减速传动的修形量及齿形公差带方向亦有所不同 (主动轮基节稍大有利)。考虑实践经验及加工方便, 各国各公司都有自己的经验计算公式及标准。采取滚剃切齿工艺时, 齿形修形量可按

规定在刀具基本齿廓上确定；硬齿面齿轮的修形量可在磨齿机上通过修形机构来实现。各种方式的修形量推荐分别按表 2-128、表 2-129、表 2-130 选取。

表 2-128 方式一的齿形修形量 /mm

$m_n$	1.5~2	2~5	5~10
$\Delta$	0.010~0.015	0.015~0.025	0.025~0.040
$R$	0.25	0.50	0.75

表 2-129 方式二的齿形修形量 /mm

$m_n$	3~5	5~8
$\Delta_1$	0.015~0.025	0.025~0.035
$\Delta_2$	0.005~0.010	0.0075~0.0125
$R$	0.50	0.75

表 2-130 方式三的齿形修形量 / $\mu\text{m}$

齿轮类型	$\Delta_{1a}$	$\Delta_{1d}$	$\Delta_{2a}$	$\Delta_{2d}$
直齿轮	$7.5+0.05w_t$	$15+0.05w_t$	$0.05w_t$	$7.5+0.05w_t$
斜齿轮	$5+0.04w_t$	$12.5+0.04w_t$	$0.04w_t$	$3.5+0.04w_t$

2) 齿向修形 齿轮传递动力时，由于作用力的影响齿轮轴将产生弯曲、扭转等弹性变形，由于温升的影响斜齿轮螺旋角将发生改变；制造时由于齿轮材质的不均匀将导致齿轮热后变形不稳定，产生齿向误差；安装时齿轮副轴线存在平行度误差等。这些误差使轮齿载荷不能均匀地分布于整个齿宽，而是偏载于一端，从而出现局部早期点蚀或胶合，甚至造成轮齿折断，失去了增加齿宽提高承载力的意义。因此为获得较为均匀的齿向载荷分布，必须对高速、重载的宽斜齿（直齿）齿轮进行齿向修形。

① 齿向的弹性变形修形原理 在高精度斜齿轮加工中，常采用配磨工艺来补偿制造和安装误差产生的螺旋线偏差，以保证在常温状态下齿轮沿齿宽方向均匀接触。但齿轮由于传

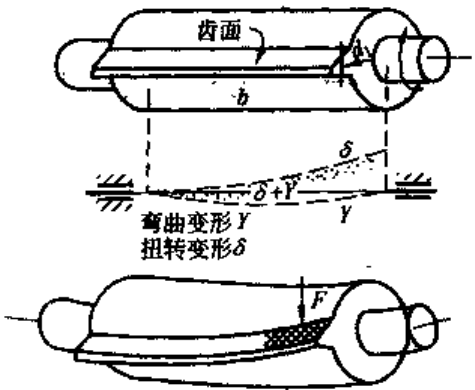


图 2-100 图齿轮受力后的接触情况

递功率而使轮齿产生变形，其中包括轮体的弯曲变形、扭转变形、剪切变形及齿面接触变形等，使轮齿的螺旋线发生畸变。因此空载条件下沿齿宽方向均匀接触的状态被破坏了，造成齿轮偏一端接触（见图 2-100），使载荷沿齿宽分布不均匀，出现偏载现象，降低了齿轮的承载能力，严重时将影响齿轮正常地工作。

齿轮的齿向弹性变形修形就是根据轮齿受力后产生的变形，将轮齿齿面螺旋线按预定变形规律进行修整，以获得较为均匀的齿向载荷分布。

② 齿向弹性变形计算 齿向弹性变形计算是假定载荷沿齿宽均匀分布的条件下，计算轮齿受载后所引起的齿轮轴在齿宽范围内的最大相对变形量。

齿轮在载荷作用下会发生弯曲变形、扭转变形和剪切变形等（由于剪切变形影响甚微，

可忽略不计), 其计算可按材料力学方法计算。

单斜齿齿轮的弹性变形曲线见图 2-101。

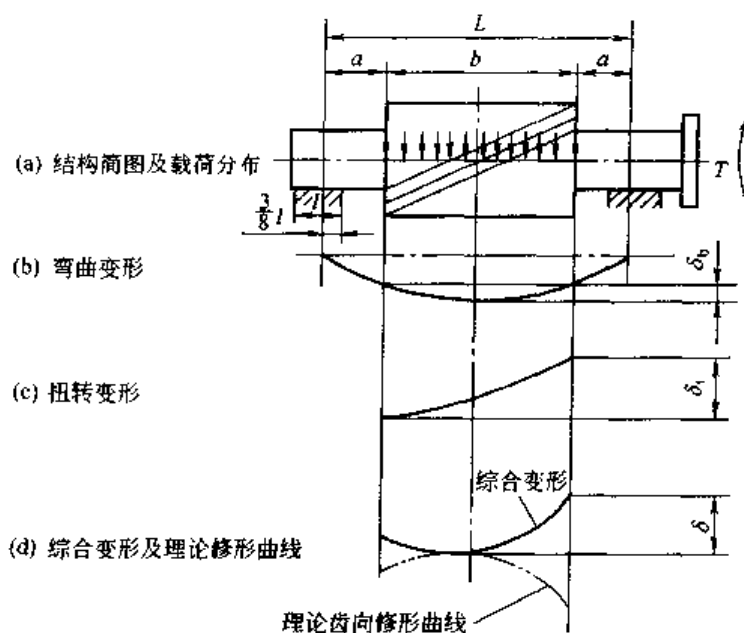


图 2-101 单斜齿齿轮的弹性变形曲线

人字齿齿轮的弹性变形曲线见图 2-102。

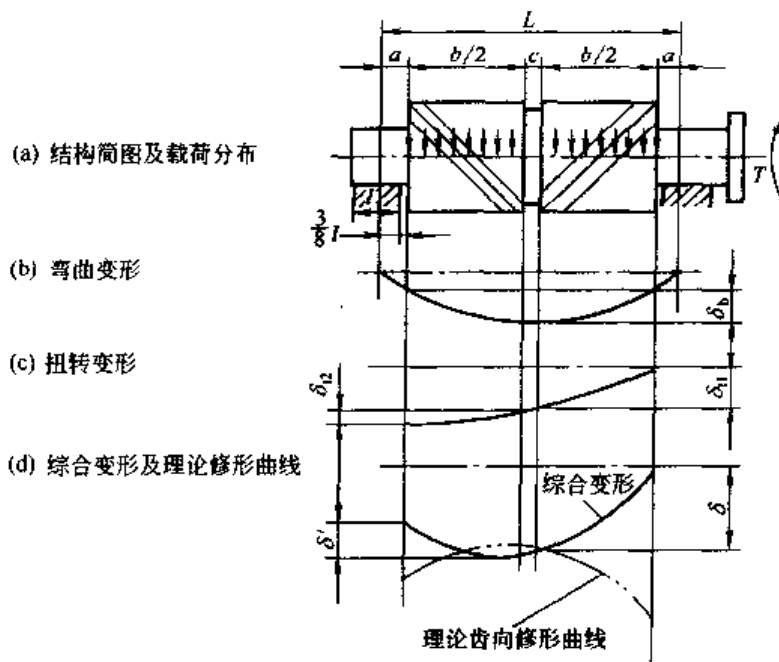


图 2-102 人字齿齿轮的弹性变形曲线

a. 单斜齿齿轮的弯曲变形计算 如图 2-101 对称安装的单斜齿齿轮, 其齿宽范围内的最大相对弯曲变形为

$$\delta_b = \phi_d^3 K_i K_r w_t \frac{12\eta - 7}{6\pi E} \quad (2-88)$$

式中  $\delta_b$  —— 弯曲变形量, mm;

$w_t$  —— 单位齿宽载荷, N/mm;

$\phi_d$ ——宽径比,  $\phi_d = b/d_1$ ;

$b$ ——齿轮有效宽度, mm;

$d_1$ ——齿轮分度圆直径, mm;

$K_i$ ——考虑齿轮内孔影响的系数,  $K_i = [1 - (d_i/d_1)^4] - 1$ ;

$d_i$ ——齿轮内孔直径, mm;

$K_r$ ——考虑径向力影响的系数,  $K_r = 1/\cos^2 \alpha_i$ ;

$\eta$ ——轴承跨距和齿宽的比值,  $\eta = L/b$ ;

$L$ ——轴承跨距, mm;

$E$ ——齿轮材料的弹性模量, 对于钢制齿轮, 可取  $E = 2.06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ 。

b. 人字齿齿轮的弯曲变形计算 如图 2-102 对称安装的人字齿齿轮, 其齿宽范围内的最大相对弯曲变形为

$$\delta_b = \frac{\phi_d^4 K_i K_r}{6\pi E} w_t [12\eta(1+2\bar{c}) - 24\bar{c}(1+\bar{c}) - 7] \quad (2-89)$$

$$\bar{c} = \frac{c}{b}$$

式中  $c$ ——退刀槽宽度, mm。

c. 单斜齿齿轮的扭转变形计算 假定载荷均匀分布, 齿宽范围内的最大相对扭转变形为

$$\delta_t = 4\phi_d^2 K_i \frac{w_t}{\pi G} \quad (2-90)$$

式中  $\delta_t$ ——扭转变形量, mm;

$G$ ——切变模量, 对于钢制齿轮, 一般取  $G = 7.95 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ 。

d. 人字齿齿轮的扭转变形计算 对于人字齿轮的齿向修形, 要分别计算转矩输入端和自由端两半人字齿齿宽范围内的最大相对扭转变形。

转矩输入端半人字齿齿宽范围内的最大相对扭转变形为

$$\delta_{t1} = 3\phi_d^2 K_i w_t / (\pi G) \quad (2-91)$$

式中  $\delta_{t1}$ ——联轴器端半人字齿的扭转变形量, mm。

自由端的半人字齿齿宽范围内的最大相对扭转变形为

$$\delta_{t2} = \phi_d^2 K_i w_t / (\pi G) \quad (2-92)$$

式中  $\delta_{t2}$ ——自由端半人字齿的扭转变形量, mm。

e. 单斜齿齿轮的综合变形 单斜齿齿轮的综合变形为其弯曲变形与扭转变形合成后的综合变形。对于确定弹性变形修形量而言, 就是要求出综合变形在齿宽范围内的最大相对值, 即总变形量, 其值可用下式求之, 即

$$\delta = \delta_b + \delta_t \quad (2-93)$$

式中  $\delta$ ——单斜齿齿轮的总变形量, mm。

单斜齿齿轮的理论齿向修形曲线见图 2-101。它和其综合变形曲线刚好形成反对称。

齿轮的综合变形也可借助图 2-103 近似计算。这样, 不必先分别计算其弯曲变形和扭转

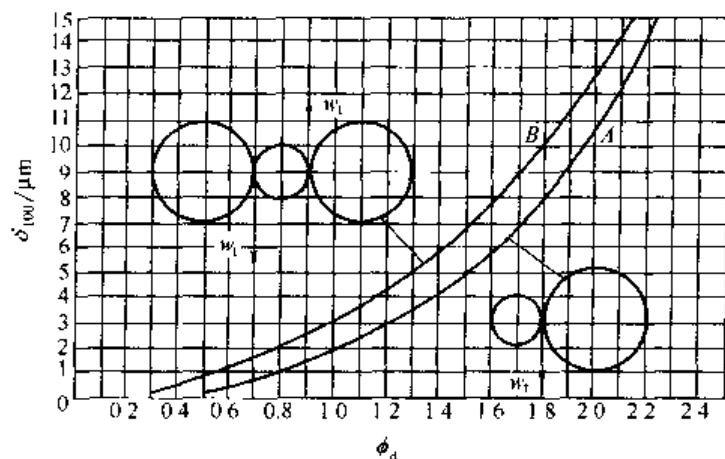


图 2-103 综合变形曲线

变形，借助图中曲线可直接计算其总变形。图中曲线 A 表示小齿轮和一个大齿轮啮合（曲线 B 表示小齿轮和两个呈  $180^\circ$  布置的大齿轮啮合）、小齿轮为对称安装、轴承跨距与齿宽之比为  $\eta=1.7$ 、单位齿宽载荷  $w_1=100\text{N/mm}$ （对于曲线 B， $w_1$  为单个啮合处的单位齿宽载荷）时的总变形。对于实际载荷，轴齿轮的总变形量为

$$\delta=\delta_{100}w_1/100 \quad (2-94)$$

式中  $\delta$ ——小齿轮的总变形量， $\mu\text{m}$ ；

$\delta_{100}$ ——在单位齿宽载荷  $w_1=100\text{N/mm}$  作用下的综合变形量， $\mu\text{m}$ 。

f. 人字齿齿轮的综合变形 对于人字齿齿轮，要分别计算转矩输入端和自由端两半人字齿齿宽范围内的综合变形，其最大相对值即为其总变形量。

转矩输入端的总变形量可按下式计算，即

$$\delta=\delta_b+\delta_u \quad (2-95)$$

式中  $\delta$ ——转矩输入端的总变形量， $\text{mm}$ 。

自由端的总变形量可按下式计算，即

$$\delta'=\delta_b-\delta_{12} \quad (2-96)$$

式中  $\delta'$ ——自由端的总变形量， $\text{mm}$ 。

人字齿齿轮的理论曲线见图 2-102(d)。它和其综合变形曲线在两半人字齿齿宽范围内各自形成反对称。其两半人字的修形量分别按式 (2-95) 和式 (2-96) 选取。在实际确定齿向修形量时，两半人字齿的修形量一般都取转矩输入端的总变形量作为实际的齿向修形量，其值可按式 (2-95) 计算。

③ 齿向修形形式及弹性变形量的确定 齿向修形通常只修小齿轮，有三种方式：

- 齿端倒坡（见图 2-104）；
- 鼓形齿（见图 2-105）；
- 齿向修形+两端倒坡（见图 2-106）。

第一、二种方式适用于  $v<100\text{m/s}$ 、热变形小的情况。第三种方式适用于  $v\geq 100\text{m/s}$  的情况。

第一、二种方式的修形量只按弹性变形量计算， $0.013\text{mm}\leq\Delta\leq 0.035\text{mm}$ ， $l=0.25b$ ；

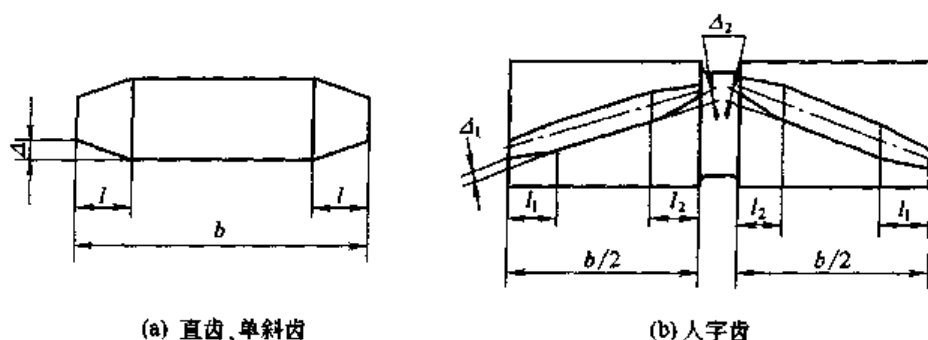


图 2-104 齿端倒坡

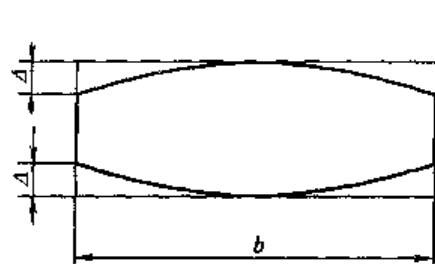


图 2-105 鼓形齿

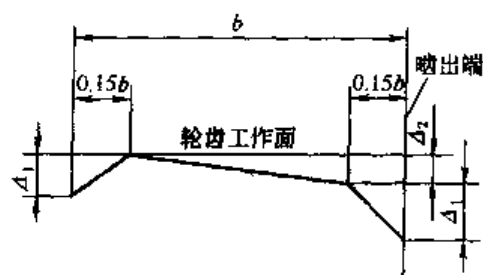


图 2-106 齿向修形+两端倒坡

$\Delta_1 = \Delta$ ,  $\Delta_2 = 0.000\,04b$ ,  $l_1 = 0.15b$ ,  $l_2 = 0.1b$ 。

第三种方式的修形量,  $\Delta_1 \leq 0.03\text{mm}$ , 按弹性变形量计算;  $\Delta_2 \leq 0.02\text{mm}$ , 按热变形量计算。

表 2-131 是  $v=100\sim 125\text{m/s}$  小齿轮热变形量  $\Delta_2$  的推荐值。表 2-132 是对  $v \geq 125\text{m/s}$ , 功率  $P \geq 2\,000\text{kW}$ 、模数  $3\sim 8\text{mm}$ 、宽径比  $\phi_d$  大于 1 的  $\Delta_1$ 、 $\Delta_2$  的推荐值, 此类齿轮一般只修小齿轮的工作面。

表 2-131  $v=100\sim 125\text{m/s}$  的小齿轮热变形量  $\Delta_2$  /mm

$d_1$ $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	100	150	200	250	300
95	0.0023	0.0035	0.0047	0.0058	0.0070
105	0.0029	0.0043	0.0058	0.0072	0.0087
115	0.0036	0.0053	0.0071	0.0089	0.0107
125	0.0048	0.0072	0.0096	0.0121	0.0145

表 2-132  $v \geq 125\text{m/s}$  的小齿轮的修形量  $\Delta_1$ 、 $\Delta_2$  /mm

$d_1$	100	150	200	250	300
$\Delta_1$	0.015~0.025				
$\Delta_2$	0.010	0.013	0.015	0.018	0.020

## (2) 齿轮的热变形修形

渐开线圆柱齿轮传动在工作时, 啮合齿面间和轴承中都会因摩擦面产生热, 从而引起齿轮的热变形。由于一般齿轮传动的热变形非常小, 对齿轮的运行影响不大, 因此可不予考虑。但是, 对于高速齿轮传动, 尤其是单斜齿的高速齿轮传动, 由于传递的功率大、产生的

热量多, 热变形的影响必须适当考虑。本节所述内容主要指的是高速单斜齿的热变形修形。

1) 高速齿轮的热变形机理 高速齿轮运转时, 由齿轮副、轴系、轴承、箱体等组成了一个热平衡系统。在这个系统中, 由高速旋转齿轮的齿面滑动摩擦和滚动摩擦造成的齿轮啮合损失、高速齿轮轴在滑动轴承内转动引起的润滑油膜的剪切摩擦损失、轮齿对空气的搅动损失、斜齿轮轮齿进入啮合造成的高速油气混合体的流动与齿面的摩擦损失等, 都将转化为大量的热能, 这些热能通过传导、对流及辐射等形式分布在齿轮箱内, 与润滑油的内部冷却和空气的外部冷却结合在一起, 形成处于平衡状态的高速齿轮的不均匀的温度场。

在影响高速齿轮不均匀温度场的诸因素中, 最主要的因素是齿轮进入啮合时造成的沿齿轮轴向高速流动的油气混合体与齿面摩擦产生的热。由于斜齿轮的啮合作用(形成泵效应), 喷入齿轮齿槽中的压力油与箱体里的空气组成的油气混合体, 从齿轮的啮入端被挤向啮出端, 形成高速流动的油气流。这种油气流的流动速度就是斜齿轮的轴向啮合速度。对于螺旋角为  $8^{\circ} \sim 15^{\circ}$  的高速齿轮来说, 其油气流的速度远大于齿轮的节圆线速度, 约为节圆线速度的  $3 \sim 7$  倍。对于节圆线速度大于  $100\text{m/s}$  的单斜齿轮来说, 这种油气流的速度就会达到声速的 2 倍以上。

2) 高速齿轮齿向温度分布 根据郑州机械研究所的高速齿轮测温试验得出的高速齿轮沿齿向的温度分布情况如图 2-107 所示。从图中可以看出, 从啮入端到啮出端温度逐渐升高, 在啮入端的大约半个齿宽范围内, 温度变化缓慢, 在啮出端的半个齿宽内, 温度变化较大。在距啮出端面约  $1/6$  个齿宽处, 温度基本达到最大值。对于不同的工况, 齿向温度分布特征都相同, 只是随着齿轮节圆线速度的增加, 齿向温度分布不均匀程度增大。对于直径  $200\text{mm}$ 、螺旋角  $12^{\circ}$ 、齿宽  $130\text{mm}$  的齿轮, 在正常润滑油流量的情况下, 节圆线速度为  $110\text{m/s}$  时, 齿向温差约为  $12.5^{\circ}\text{C}$ , 线速度为  $120\text{m/s}$ 、 $130\text{m/s}$  时温差分别约为  $14^{\circ}\text{C}$ 、 $17^{\circ}\text{C}$ , 而当线速度达到  $140\text{m/s}$ 、 $150\text{m/s}$  时温差分别约为  $27.5^{\circ}\text{C}$ 、 $35^{\circ}\text{C}$ 。在润滑油流量低于正常值  $20\%$  左右的情况下, 齿轮整体温度升高, 齿向温差增大, 在  $150\text{m/s}$  时温差可达  $41^{\circ}\text{C}$ 。

轮齿温度与节圆线速度的关系如图 2-108。从图中可以看出齿轮轮齿温度与节圆线速度成正比关系, 温度随齿轮线速度的增加而升高。

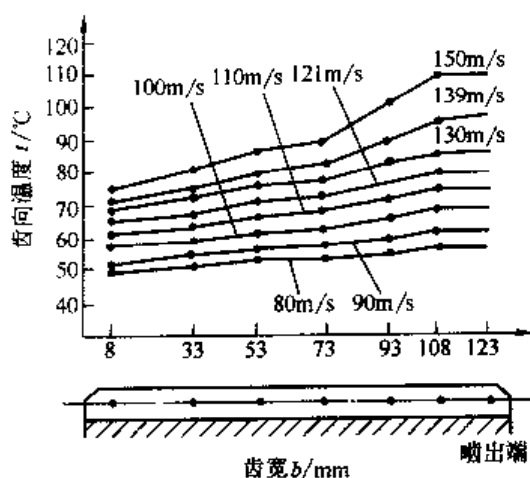


图 2-107 齿轮齿向温度分布

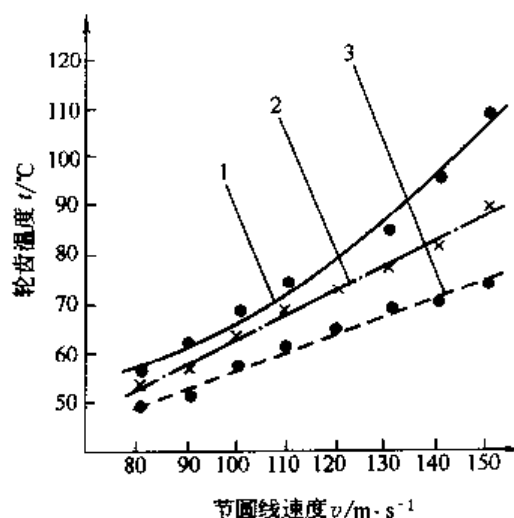


图 2-108 齿轮温度与节圆线速度的关系

1—啮出端温度; 2—轮齿中部温度; 3—啮入端温度

3) 高速齿轮的热变形修形计算 要进行高速齿轮的热变形修形计算, 首先要了解其温度场的分布。此处结合测温试验, 组出一个工程上能够应用的简化的近似计算方法。

要对齿轮温度场的分布进行近似计算, 需先作如下假设: 把高速旋转着的齿轮看成是处于稳定温度场中的匀质圆柱体, 沿齿轮外圆柱面有一个均匀分布的热源, 同时把齿轮的热导率看成常数, 温度沿圆周方向的变化等于零。另外把齿轮沿轴向垂直于齿轮轴线切成许多个薄圆盘, 在每个薄圆盘上认为温度在轴向不发生变化, 即认为齿轮温度场的分布仅与齿轮的半径有关。

由工程热传学知道, 满足以上假设条件的齿轮的温度分布为

$$t = t_c + (t_s - t_c) r^2 / r_s^2 \quad (2-97)$$

式中  $t$ ——齿轮半径  $r$  处的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_c$ ——齿轮轴心处的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_s$ ——齿轮外圆处的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$r$ ——齿轮任一点的半径,  $\text{mm}$ ;

$r_s$ ——齿轮外圆半径,  $\text{mm}$ 。

在前述的假设条件下, 可以认为齿轮的热应力和热变形是相对于齿轮轴线对称的。由弹性理论得知, 轴对称温度分布圆盘的径向热变形量的表达式为

$$u = (1 + \nu) \frac{\xi}{r} \int_0^r t r dr + (1 - \nu) \xi \frac{r}{r_s^2} \int_0^{r_s} t r dr \quad (2-98)$$

式中  $u$ ——齿轮半径  $r$  上的径向热变形,  $\text{mm}$ ;

$\nu$ ——材料的泊松比;

$\xi$ ——材料的线膨胀系数,  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。

根据以上假设和上述两个公式可以推导出计算高速齿轮齿向热变形修形量的计算的公式, 即

$$\Delta\delta = 0.5 \xi \lambda r_1 (t_{sh} + t_{ch} - t_{sl} - t_{cl}) \sin \alpha_t \quad (2-99)$$

式中  $\Delta\delta$ ——齿向热变形修形量,  $\text{mm}$ ;

$r_1$ ——分度圆半径,  $\text{mm}$ ;

$\lambda$ ——热变形修形系数;

$t_{sh}$ ——齿向温度最高点处的外表面温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{ch}$ ——齿向温度最高点处的轴心温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{sl}$ ——齿向温度最低点处的外表面温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{cl}$ ——齿向温度最低点处的轴心温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha_t$ ——端面压力角,  $(^{\circ})$ 。

根据试验结果与工业现场的应用经验, 同时参考国内外的有关修形方面的资料, 认为修正系数  $\lambda$  取 0.75 比较合适, 利用上述公式计算出的热变形修形量见表 2-133。

4) 高速齿轮热变形修形量的确定 高速齿轮的热变形主要对轮齿齿向产生影响, 对齿廓影响很小。因此, 热变形修形主要是对齿向修形。试验表明, 对于节圆线速度低于  $100\text{m/s}$  的齿轮, 齿向温度差异很小, 可不予考虑, 对于线速度高于  $100\text{m/s}$  的齿轮, 应考虑热变形的影响。



表 2-133 高速齿轮齿向热变形修形量  $\Delta\delta$ 

线速度 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	小齿轮直径 $/\text{mm}$				
	100	150	200	250	300
100	0.002	0.003	0.005	0.006	0.007
110	0.003	0.005	0.007	0.008	0.010
120	0.004	0.006	0.008	0.010	0.013
130	0.005	0.007	0.009	0.012	0.015
140	0.006	0.008	0.011	0.014	0.017
150	0.007	0.010	0.013	0.017	0.020

① 齿廓修形量的确定 高速齿轮齿廓修形通常采用图 2-109 的方式。考虑到大小齿轮温度差异对基节的影响, 对齿廓未修形部分的公差带加以控制, 以提高齿轮的运转性能。

② 齿向修形量的确定 高速齿轮齿向修形量通常采用图 2-110 的方式。其中  $\Delta_2$  主要是考虑热变形的影响  $\Delta_2 = \Delta\delta$ 。修形曲线简化成一条以啮入端为起始点的斜直线。 $\Delta_1$  主要考虑弹性变形的影响, 按式 (2-93) 计算, 且  $0.013\text{mm} \leq \Delta_1 \leq 0.035\text{mm}$ 。

$\Delta\delta$  可按式 (2-99) 进行计算。在实际应用中, 由于式 (2-99) 中的参数计算起来很困难, 因此可参考表 2-133 中的数据来确定  $\Delta\delta$ 。

③ 修形示例 一对增速齿轮副, 最大传递功率  $P=8400\text{kW}$ ,  $n_2/n_1=3987/10664\text{r/min}$ , 模数  $m_n=6\text{mm}$ , 螺旋角  $\beta=11^\circ 28' 40''$ , 小齿轮分度圆直径  $d_1=244.9\text{mm}$ , 齿宽  $b=280\text{mm}$ , 单位齿宽载荷  $w_t=219\text{N/mm}$ , 节圆线速度  $v=136.7\text{m/s}$ , 支撑跨距  $L=640\text{mm}$ 。

齿廓修形采用图 2-109(b) 方式, 因齿轮节圆线速度高于  $100\text{m/s}$ , 所以齿向修形曲线应为图 2-110 的形式。

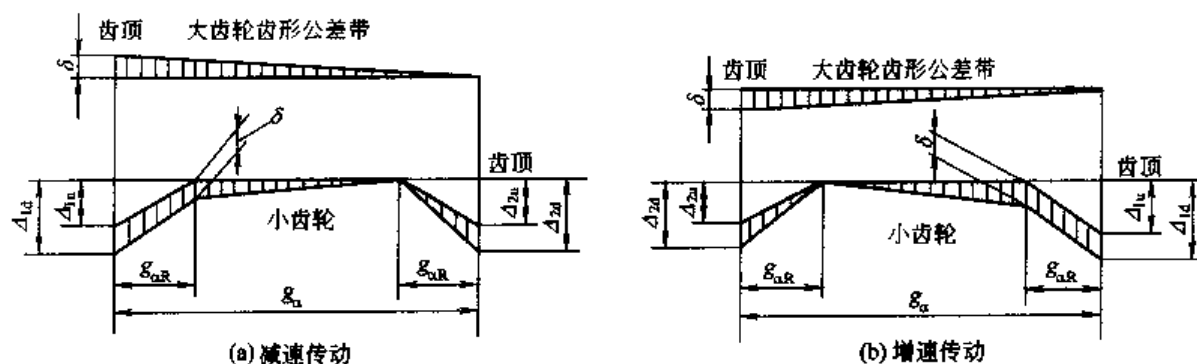


图 2-109 高速齿轮齿廓修形曲线

( $\delta=0.003\text{mm}$ , 其余各量同图 2-99)

齿廓修形量的确定:

根据表 2-130,

$$\Delta_{1u} = 5 + 0.04w_t = 13.76\mu\text{m}$$

$$\Delta_{1d} = 12.5 + 0.04w_t = 21.76\mu\text{m}$$

$$\Delta_{2u} = 0.04w_t = 8.76\mu\text{m}$$

$$\Delta_{2d} = 3.5 + 0.04w_t = 16.26\mu\text{m}$$

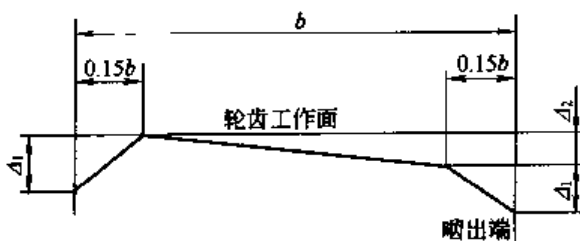


图 2-110 高速齿轮齿向修形曲线

齿廓修形曲线如图 2-111(a) 所示。

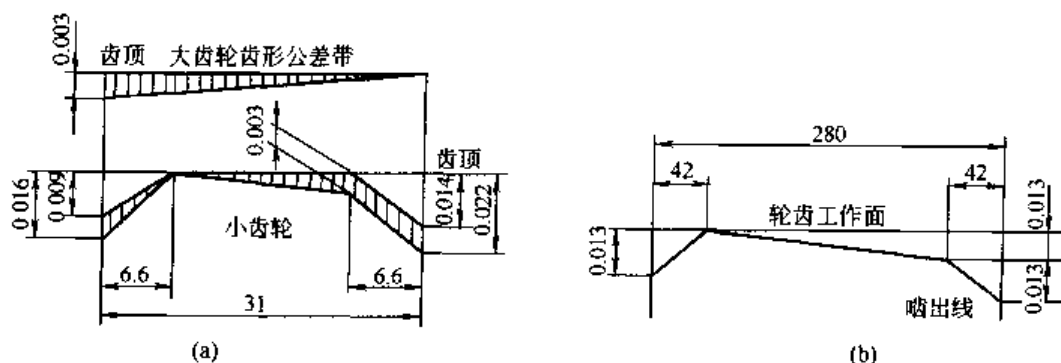


图 2-111 齿向修形曲线

齿向修形量的确定：根据式 (2-88)

$$\delta_b = \phi_d^4 K_f K_r w_t (12\eta - 7) / 6\pi E = 0.002 \text{ mm}$$

根据式 (2-90)

$$\delta_t = 4\phi_d^2 K_f w_t / \pi G = 0.0045 \text{ mm}$$

根据式 (2-93)

$$\delta = \delta_b + \delta_t = 0.0065 \text{ mm}$$

因  $\delta < 0.013 \text{ mm}$ ，取  $\Delta_1 = 0.013 \text{ mm}$

根据小齿轮直径和线速度查表 2-132，选取  $\Delta_2 = 0.013 \text{ mm}$ 。

齿向修形曲线如图 2-111(b) 所示。

### (3) 齿轮修形工艺

齿轮修形工艺可分为两类：一是机械修形；二是电化学修形。

1) 机械修形工艺 机械修形方法主要有以下几种。

① 普通修形 对刀具进行特殊修磨即可实现剃齿修缘，也可修鼓。在精滚时采用修形滚刀滚齿。修形滚刀本身修形是用靠模法在滚刀加工中实现的。修形量由修形滚刀标准决定。滚切修形比较简便，不需要磨齿机，无需调整计算，但是局限性较大，只适用于一般精度等级的齿轮。

② 在碟形双砂轮卧式磨齿机上用  $0^\circ$  磨削法修形 采用  $0^\circ$  磨削法修形，砂轮安装位置如图 2-112 所示。图中表明磨削角（即砂轮磨削平面与铅垂面夹角，也就是安装角）为  $0^\circ$ 。这种方法是根据修形量专门设计的修形模板，使砂轮在一定时间内相对于齿面作沿砂轮轴线方向的附加运动而实现的。修形机构通过精密的液压传动控制这一附加运动。这种方法修形精度高，操作简便，但是生产率低，加工成本高。

③ 在碟形双砂轮卧式磨齿机上改变滚圆盘修形 可以把修形齿形看作是由 3 段不同齿形角的渐开线组成：中部是基本渐开线，顶部是齿顶修缘渐开线，根部是修根渐开线。在碟形双砂轮卧式磨齿机上，改变滚刀圆盘直径法磨削修缘、修根齿形的齿轮，砂轮安装位置如图 2-113。

其磨削顺序是首先磨削基本渐开线齿形，应安装  $d_{gr}$  尺寸的滚动圆盘（如系斜齿轮则应安装  $d_{gr\beta}$  尺寸的滚动圆盘，磨削螺旋角按  $\beta_g$  调整）；其次，再磨削齿顶修缘渐开线齿形，应安装  $d_{g\Delta r}$  尺寸的滚动圆盘（如系斜齿轮则应安装  $d_{g\Delta r\beta}$  尺寸的滚动圆盘，磨削螺旋角按  $\beta_{\Delta g}$  调

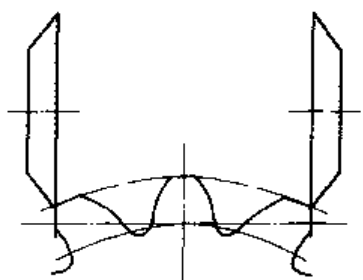


图 2-112 0°磨削法修形砂轮安装位置

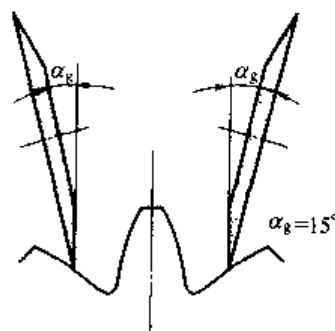


图 2-113 改变滚圆盘直径方法修形及砂轮安装位置

整)；最后磨削修根渐开线齿形，应安装  $d_{gBr}$  尺寸的滚动圆盘（如系斜齿轮则应安装  $d_{g\beta Br}$  尺寸的滚动圆盘，磨削螺旋角按  $\beta_{Br}$  调整）。此法的优点是无须设计制造修缘、修根凸轮片，而只需改变滚圆盘直径，就能磨出符合要求的修缘、修根齿轮，也适用于无修形机构的锥面砂轮磨齿机。但是磨齿操作繁琐，生产率低，磨削一个修缘、修根齿形需 3 次调整滚圆盘直径，只适于单件、小批量生产。

④ 数控修形 其原理是以大齿轮的齿向为基准，通过共轭副在跑合架上的啮合，测量装置可测得齿向误差，误差值经计算机换算成小齿轮的修形最后，再经自控系统指挥铣头进行加工。

2) 电化学及电化学机械修形工艺 电化学加工的基本原理是基于电解过程的阳极溶解原理，将被加工零件作为阳极放置于电解液中，通以直流电后零件表面金属发生阳极溶解而被去除，达到电化学加工的目的。用电化学方法进行齿轮修形时，齿轮磨齿后置于包容件（修形内齿轮）内，并一同放入电解槽中，包容件接阴极，齿轮接阳极。溶液温度在  $70 \sim 80^\circ\text{C}$ ，输入电流经一段时间后，齿轮产生修形。

齿轮电化学修形工艺与机械修形相比有如下特点：齿轮电化学修形工艺不受工件硬度和外形结构的限制，所需设备简单，成本低，加工效率高；齿轮电化学修形无机械力作用，故加工后无加工变形及残余应力，表面质量好，而且能同时去除飞边和毛刺等，达到光整加工的目的；齿轮电化学修形可同时提高齿形精度，增加抗胶合能力和使用寿命；可对锥齿轮、多联齿轮及特殊结构的齿轮进行修形，工艺适应性强。电化学齿轮修形具有加工成本低，可加工结构形状复杂、齿面硬度高的各种齿轮，便于批量生产，是一种实用、高效、经济的加工方法。但是需要制造包容件，齿轮容易受溶液腐蚀，尺寸大小受电解槽的限制，适合于中小直径的齿轮。

齿轮齿面修形部位、修形量和修形曲线应针对各种不同的需求和具体对象，有目标地展开工作。随着科学技术的发展和计算机的广泛应用，齿轮修形朝着系统优化和三维综合修形的方向深入，这些新进展正处在不断深化和完善过程中。

## 2.8 齿轮精度设计

设计齿轮时，必须按照使用要求确定其精度等级。国家颁布了 GB/T 10095.1 与 GB/T 10095.2 两项渐开线圆柱齿轮精度标准和配套使用的有关检验实施规范的 4 项指导性技术文件，共同组成了一个渐开线圆柱齿轮精度的标准体系，见表 2-134。

表 2-134 齿轮精度标准体系的构成

序号	项 目	名 称	采用 ISO 标准程度及文件号
1	GB/T 10095.1—2001	渐开线圆柱齿轮 精度 第 1 部分: 轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值	等同采用 ISO 1328-1:1997
2	GB/T 10095.2—2001	渐开线圆柱齿轮 精度 第 2 部分: 径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值	等同采用 ISO 1328-2:1997
3	GB/Z 18620.1—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 1 部分: 轮齿同侧齿面的检验	等同采用 ISO/TR 10064-1:1992
4	GB/Z 18620.2—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 2 部分: 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验	等同采用 ISO/TR 10064-2:1996
5	GB/Z 18620.3—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 3 部分: 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度	等同采用 ISO/TR 10064-3:1996
6	GB/Z 18620.4—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 4 部分: 表面结构和轮齿接触斑点的检验	等同采用 ISO/TR 10064-4:1998

## 2.8.1 齿轮精度标准适用范围

### (1) 适用范围

GB/T 10095.1 和 GB/T 10095.2 适用于基本齿廓符合 GB/T 1356《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓》规定的单个渐开线圆柱齿轮。

GB/T 10095.1 对法向模数  $m_n \geq 0.5 \sim 70\text{mm}$ 、分度圆直径  $d \geq 5 \sim 10\,000\text{mm}$ 、齿宽  $b \geq 4 \sim 1\,000\text{mm}$  的单个渐开线圆柱齿轮规定了轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值。

GB/T 10095.2 对法向模数  $m_n \geq 0.2 \sim 10\text{mm}$ 、分度圆直径  $d \geq 5 \sim 1\,000\text{mm}$  的单个渐开线圆柱齿轮规定了径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值。

上述两项标准不适用于渐开线圆柱齿轮副。

### (2) 使用要求

使用 GB/T 10095.1 的各方, 应十分熟悉 GB/Z 18620.1《圆柱齿轮 检验实施规范 第 1 部分: 轮齿同侧齿面的检验》所叙述的检验方法和步骤。如不使用上述方法和技术而采用 GB/T 10095.1 规定的允许值是不适宜的。

## 2.8.2 齿轮偏差的定义及代号

齿轮各项偏差的定义及代号见表 2-135。

表 2-135 齿轮偏差定义及代号

序号	名 称	代号	定 义	标 准 号
1	齿距偏差			GB/T 10095.1
1.1	单个齿距偏差	$f_{pt}$	在端平面上, 在接近齿高中部的一个与齿轮轴线同心的圆上, 实际齿距与理论齿距的代数差(见图 2-114)	
	单个齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$		
1.2	齿距累积偏差	$F_{pk}$	任意 $k$ 个齿距的实际弧长与理论弧长的代数差(见图 2-114)。理论上它等于这 $k$ 个齿距的各单个齿距偏差的代数和	
	齿距累积极限偏差	$\pm F_{pk}$		

续表

序号	名 称	代号	定 义	标 准 号	
1.3	齿距累积总偏差 齿距累积总公差	$F_p$ $F_p$	齿轮同侧齿面任意弧段( $k-1$ 至 $k-z$ )内的最大齿距累积偏差。它表现为齿距累积偏差曲线的总幅值	GB/T 10095.1	
2	齿廓偏差		实际齿廓偏离设计齿廓的量,该量在端平面内沿垂直于渐开线齿廓的方向计值	GB/T 10095.1	
2.1	齿廓总偏差 齿廓总公差	$F_a$ $F_a$	在计值范围( $L_a$ )内,包容实际齿廓迹线的两条设计齿廓迹线间的距离[见图 2-115(a)]	GB/T 10095.1	
2.2	齿廓形状偏差 齿廓形状公差	$f_{fa}$ $f_{fa}$	在计值范围( $L_a$ )内,包容实际齿廓迹线的两条与平均齿廓迹线完全相同的曲线间的距离,且两条曲线与平均齿廓迹线的距离为常数[见图 2-115(b)]		
2.3	齿廓倾斜偏差 齿廓倾斜极限偏差	$f_{H\alpha}$ $\pm f_{H\alpha}$	在计值范围( $L_a$ )的两端与平均齿廓迹线相交的两条设计齿廓迹线间的距离[见图 2-115(c)]		
3	螺旋线偏差		在端面基圆切线方向上测得的实际螺旋线偏离设计螺旋线的量		GB/T 10095.1
3.1	螺旋线总偏差 螺旋线总公差	$F_\beta$ $F_\beta$	在计值范围( $L_\beta$ )内,包容实际螺旋线迹线的两条设计螺旋线迹线间的距离[见图 2-116(a)]		
3.2	螺旋线形状偏差 螺旋线形状公差	$f_{f\beta}$ $f_{f\beta}$	在计值范围( $L_\beta$ )内,包容实际螺旋线迹线的两条与平均螺旋线迹线完全相同的曲线间的距离,且两条曲线与平均螺旋线迹线的距离为常数[见图 2-116(b)]		
3.3	螺旋线倾斜偏差 螺旋线倾斜极限偏差	$f_{H\beta}$ $\pm f_{H\beta}$	在计值范围( $L_\beta$ )的两端与平均螺旋线迹线相交的设计螺旋线迹线间的距离[见图 2-116(c)]		
4	切向综合偏差		被测齿轮与测量齿轮单面啮合检验时,被测齿轮一转内,齿轮分度圆上实际圆周位移与理论圆周位移的最大差值(见图 2-117)	GB/T 10095.1	
4.1	切向综合总偏差 切向综合总公差	$F'_t$ $F'_t$			
4.2	一齿切向综合偏差 一齿切向综合公差	$F'_t$ $F'_t$			在一个齿距内的切向综合偏差(见图 2-117)
5	径向综合偏差		在径向(双面)综合检验时,产品齿轮的左、右齿面同时与测量齿轮接触,并转过一整圆时,出现的中心距最大值和最小值之差(见图 2-118)	GB/T 10095.2	
5.1	径向综合总偏差 径向综合总公差	$F''_r$ $F''_r$			
5.2	一齿径向综合偏差 一齿径向综合公差	$f''_r$ $f''_r$			当产品齿轮啮合一整圆时,对应一个齿距( $360^\circ/z$ )的径向综合偏差值(见图 2-118)
6	径向跳动 径向跳动公差	$F_r$ $F_r$			测头(球形、圆柱形、砧形)相继置于每个齿槽内时,从它到齿轮轴线的最大和最小径向距离之差。检查中,测头在近似齿高中部与左右齿面接触(见图 2-119)

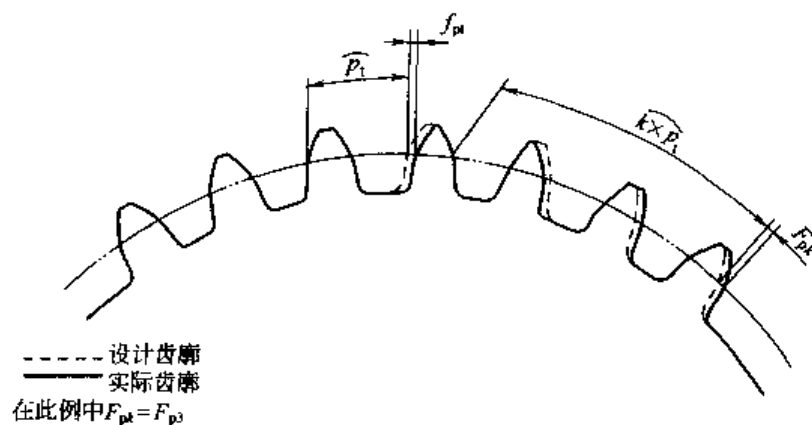


图 2-114 齿距偏差与齿距累积偏差

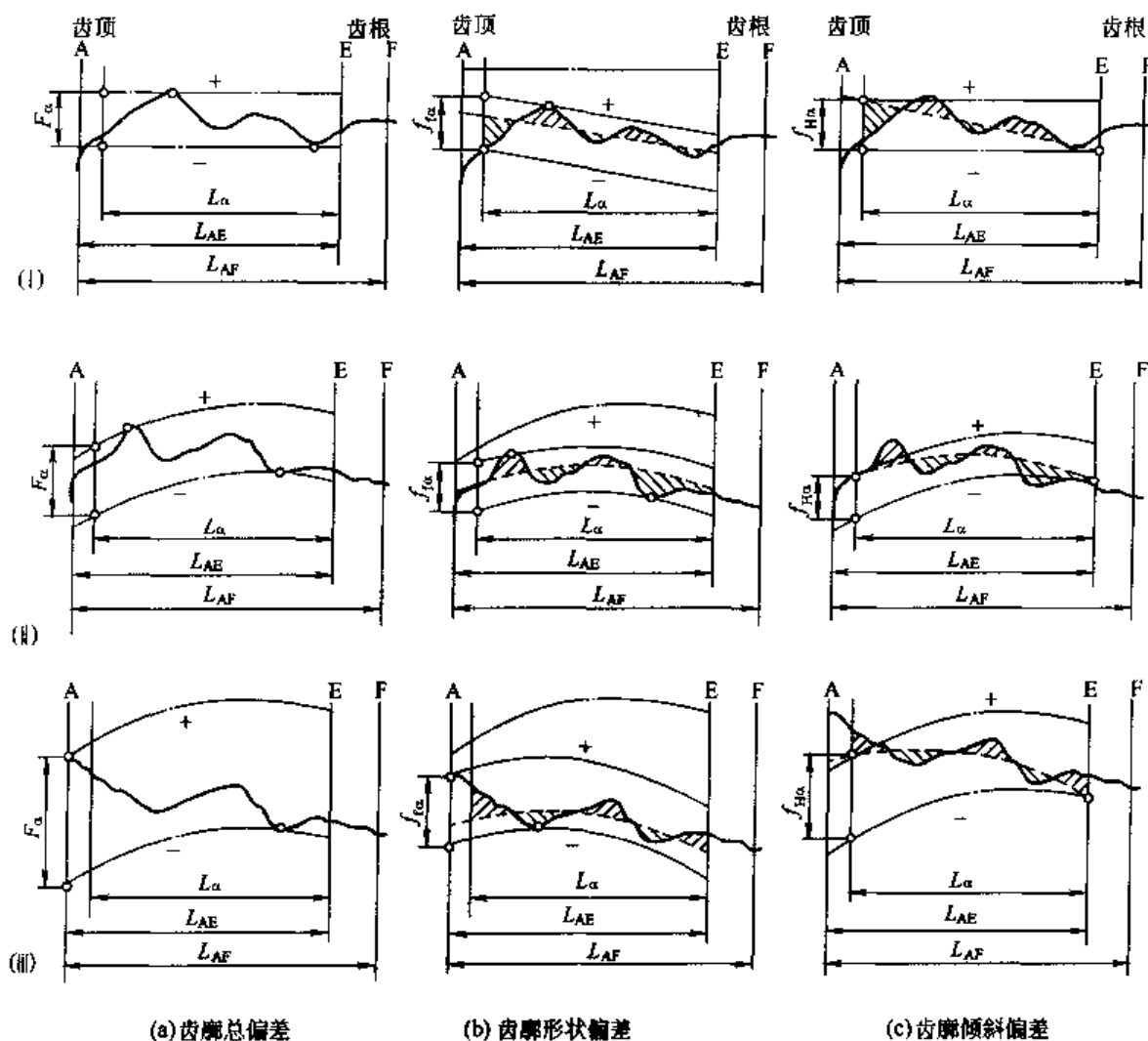


图 2-115 齿廓偏差

$L_{AF}$ —可用长度;  $L_{AE}$ —有效长度;  $L_a$ —齿廓计值范围

点划线—设计齿廓; 粗实线—实际齿廓; 虚线—平均齿廓

- (I) 设计齿廓: 未修形的渐开线 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差;  
 (II) 设计齿廓: 修形的渐开线 (举例) 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差;  
 (III) 设计齿廓: 修形的渐开线 (举例) 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体外的正偏差

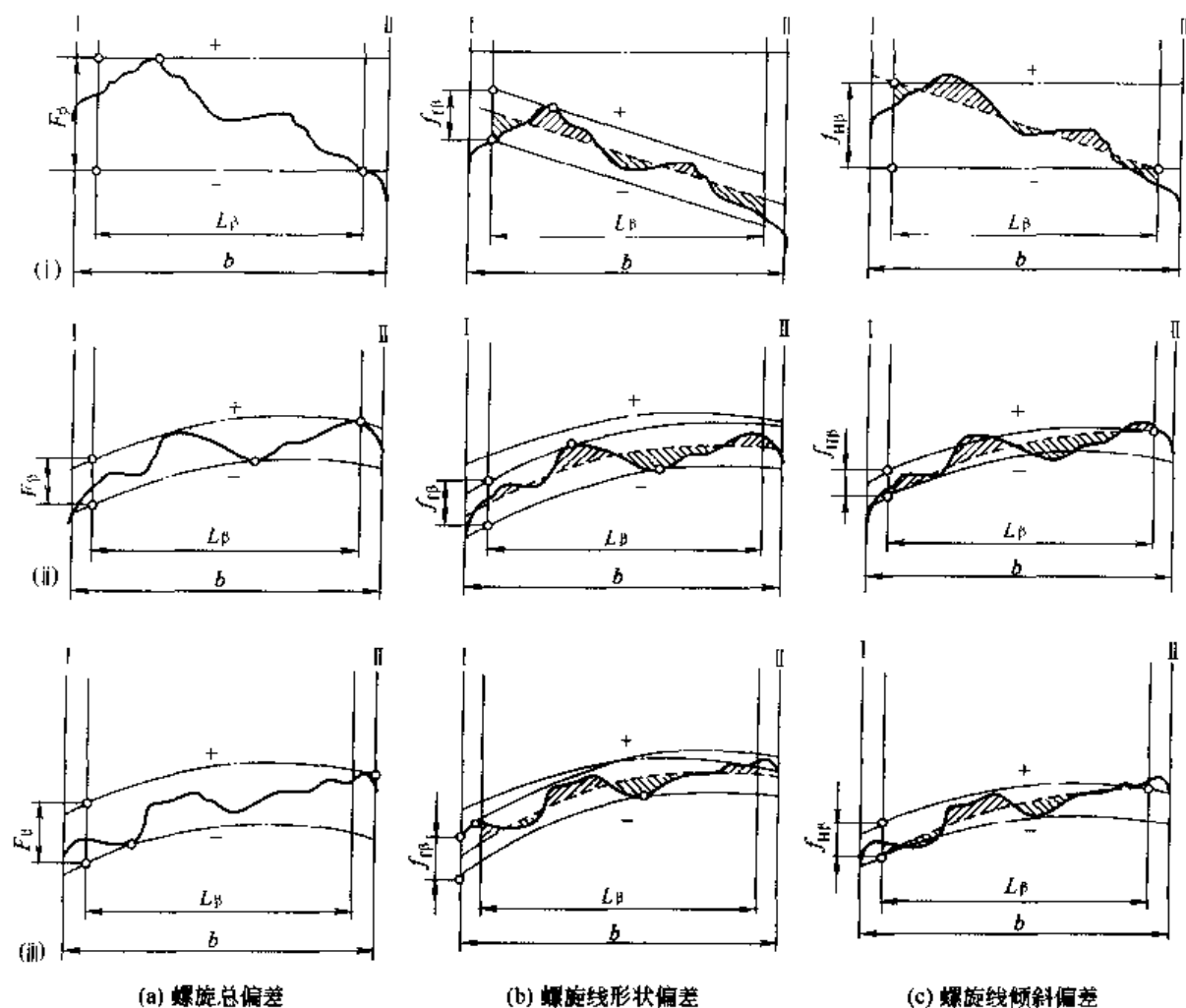


图 2-116 螺旋线偏差

$b$ —齿轮螺旋线长度（与齿宽成正比）； $L_\beta$ —螺旋线计值范围

点划线—设计螺旋线；粗实线—实际螺旋线；虚线—平均螺旋线

- (i) 设计螺旋线：未修形的螺旋线 实际螺旋线：在减薄区内具有偏向体内的负偏差  
 (ii) 设计螺旋线：修形的螺旋线（举例） 实际螺旋线：在减薄区内具有偏向体内的负偏差  
 (iii) 设计螺旋线：修形的螺旋线（举例） 实际螺旋线：在减薄区内具有偏向体外的正偏差

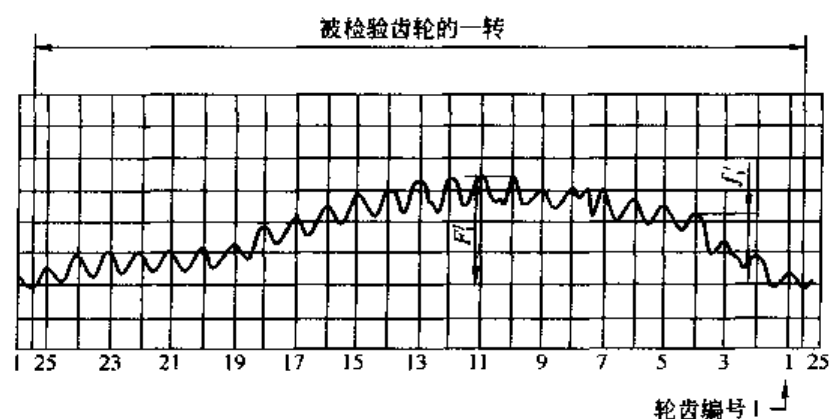


图 2-117 切向综合偏差

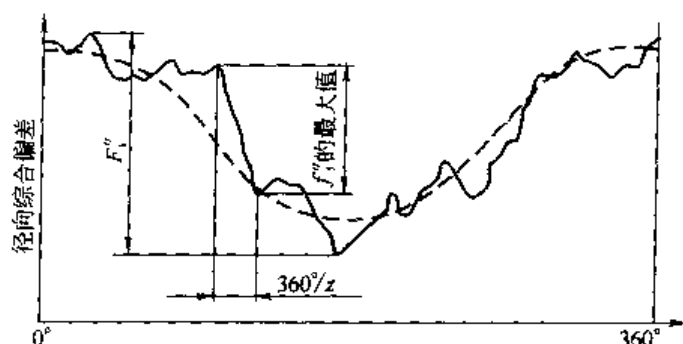


图 2-118 径向综合偏差

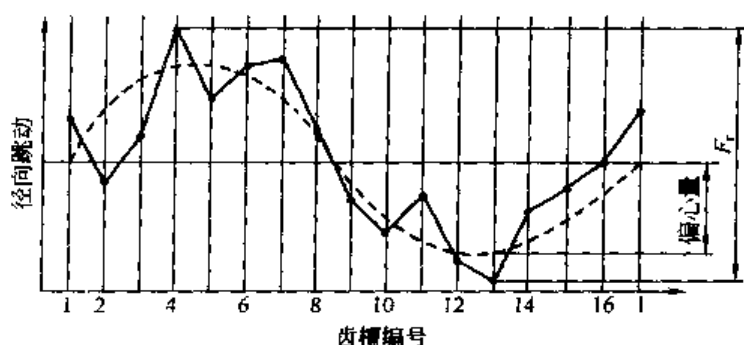


图 2-119 一个齿轮 (16 齿) 的径向跳动

### 2.8.3 齿轮精度等级及其选择

#### (1) 精度等级

① GB/T 10095.1 对单个渐开线圆柱齿轮规定了 13 个精度等级, 按 0~12 数序由高到低顺序排列, 其中 0 级精度最高, 12 级精度最低。

② GB/T 10095.2 对单个渐开线圆柱齿轮的径向综合偏差 ( $F''_r$ 、 $f''_r$ ) 规定了 4~12 共 9 个精度等级, 其中 4 级精度最高, 12 级精度最低。

0~2 级精度的齿轮要求非常高, 各项偏差的公差很小, 是有待发展的精度等级。通常, 将 3~5 级称为高精度等级, 6~8 级称为中等精度等级, 9~12 级称为低精度等级。

#### (2) 精度等级的选择

① 一般情况下, 在给定的技术文件中, 如所要求的齿轮精度为 GB/T 10095.1 (或 GB/T 10095.2) 的某个精度等级, 则齿距偏差、齿廓偏差、螺旋线偏差 (或径向综合偏差、径向跳动) 的公差均按该精度等级。然而, 按协议, 对工作齿面和非工作齿面可规定不同的精度等级, 或对于不同的偏差项目可规定不同的精度等级。另外, 也可仅对工作齿面规定所要求的精度等级。

② 径向综合偏差不一定与 GB/T 10095.1 中的偏差项目选用相同的精度等级。

③ 选择齿轮精度时, 必须根据其用途、工作条件等来确定。即必须考虑齿轮的工作速度、传递功率、工作的持续时间、振动、噪声和使用寿命等方面的要求。精度等级的选用, 一般有下列两种方法。

##### a. 计算法。

(a) 如果已知传动链末端元件的传动精度要求, 则可按传动链误差的传递规律, 分配各级齿轮副的传动精度要求, 确定齿轮的精度等级。



(b) 根据传动装置所允许的机械振动,用“机械动力学”和“机械振动学”的理论在确定装置的动态特性过程中确定齿轮的精度要求。

(c) 根据齿轮承载能力的要求,适当确定齿轮精度的要求。

b. 经验法(表格法)。

原有的传动装置设计具有成熟经验时,新设计的齿轮传动可以参照采用相似的精度等级。目前采用的主要是表格法。表 2-136 为各类机械传动中所应用的齿轮精度等级;表 2-137 为各精度等级齿轮的适用范围。

表 2-136 各类机械传动中所应用的齿轮精度等级

产品类型	精度等级	产品类型	精度等级	产品类型	精度等级
测量齿轮	2~5	轻型汽车	5~8	轧钢机	6~10
涡轮机齿轮	3~6	载重汽车	6~9	矿用绞车	6~10
金属切削机床	3~8	航空发动机	4~8	起重机械	7~10
内燃机车	6~7	拖拉机	6~9	农业机械	8~11
汽车底盘	5~8	通用减速器	6~9		

表 2-137 各精度等级齿轮的适用范围

精度等级	工作条件与适用范围	圆周速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$		齿面的最后加工
		直齿	斜齿	
3	用于最平稳且无噪声的极高速度下工作的齿轮;特别精密的分度机构齿轮;特别精密机械中的齿轮;控制机构齿轮;检测 5、6 级的测量齿轮	>50	>75	特精密的磨齿和珩磨;用精密滚刀滚齿或单边剃齿后的大多数不经淬火的齿轮
4	用于精密分度机构的齿轮;特别精密机械中的齿轮;高速涡轮机齿轮;控制机构齿轮;检测 7 级的测量齿轮	>40	>70	精密磨齿;大多数用精密滚刀滚齿和珩齿或单边剃齿
5	用于高平稳且低噪声的高速传动中的齿轮;精密机构中的齿轮;涡轮机传动的齿轮;检测 8、9 级的测量齿轮 重要的航空、船用齿轮箱齿轮	>20	>40	精密磨齿;大多数用精密滚刀加工,进而研齿或剃齿
6	用于高速下平稳工作,需要高效率及低噪声的齿轮;航空、汽车用齿轮;读数装置中的精密齿轮;机床传动链齿轮;机床传动齿轮	到 15	到 30	精密磨齿或剃齿
7	在中速或大功率下工作的齿轮;机床变速箱进给齿轮;减速器齿轮;起重机齿轮;汽车以及读数装置中的齿轮	到 10	到 15	无需热处理的齿轮,用精确刀具加工 对于淬硬齿轮必须精整加工(磨齿、研齿、珩磨)
8	一般机器中无特殊精度要求的齿轮;机床变速齿轮;汽车制造业中不重要齿轮;冶金、起重机械齿轮;通用减速器的齿轮;农业机械中的重要齿轮	到 6	到 10	滚、插齿均可,不用磨齿;必要时剃齿或研齿
9	用于不提出精度要求的粗糙工作的齿轮;因结构上考虑,受载低于计算载荷的传动用齿轮;低速不重要工作机械的动力齿轮;农机齿轮	到 2	到 4	不需要特殊的精加工工序

#### 2.8.4 齿轮检验

指导性技术文件 GB/Z 18620.1 是渐开线圆柱齿轮轮齿同侧齿面的检验实施规范,即齿距、齿廓、螺旋线等偏差和切向综合偏差的检验实施规范,作为 GB/T 10095.1 的补充,它提供了齿轮检测方法和测量结果分析方面的建议。

指导性技术文件 GB/Z 18620.2 是渐开线圆柱齿轮的径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验实施规范,即涉及双面接触的测量方法和测量结果的分析并补充了 GB/T 10095.2。

齿轮各项偏差的检验,需要多种测量仪器。首先必须保证齿轮实际工作的轴线与测量过程中的回转轴线重合。

测量齿轮所有偏差项目,如单个齿距、齿距累积、齿廓、螺旋线、切向和径向综合偏差、径向跳动、表面粗糙度等,既没有必要,同时也不经济。因为其中有些偏差对于特定齿轮的功能并没有明显影响。另外,有些测量项目可以代替别的一些项目,例如切向综合偏差检验能代替齿距偏差的检验,径向综合偏差检验能代替径向跳动的检验等。

##### (1) 齿距偏差 ( $f_{pt}$ 、 $F_{pk}$ 、 $F_p$ ) 的检验

① 除另有规定外,齿距偏差均在接近齿高和齿宽中部的位置测量。 $f_{pt}$ 需对每个轮齿的两侧齿面都进行测量。当齿宽大于 250mm 时,应增加两个测量部位,即在各距齿宽每侧约 15% 的齿宽处测量。

② 除另有规定外, $F_{pk}$ 值被限定在不大于  $1/8$  的圆周上评定。 $F_{pk}$ 适用于齿距  $k$  为 2 到小于  $\pi/8$  的范围。通常,检验  $F_{pz/8}$  值就足够了。如果对于特殊的应用场合(如高速齿轮)还需检验较小的弧段并规定相应的齿距数  $k$ 。

##### (2) 齿廓偏差 ( $F_a$ 、 $f_{ia}$ 、 $f_{Ha}$ ) 的检验

###### ① 有关定义的说明

a. 齿廓偏差 应在齿轮端面内沿垂直于渐开线齿廓的方向计值。如果在齿面的法向测量,应将测量值除以  $\cos\beta_b$  后再与公差值进行比较。

b. 设计齿廓 是指符合设计规定的端面齿廓。它可以是修正的理论渐开线,包括修缘齿廓、凸齿廓等。

c. 平均齿廓 被测齿面的平均齿廓是设计齿廓迹线的纵坐标减去一条斜直线的纵坐标后得到的一条迹线。这条斜直线使得在计值范围 ( $L_a$ ) 内实际齿廓迹线偏差对平均齿廓迹线偏差的平方和为最小。因此,需要用“最小二乘法”确定平均齿廓迹线的位置和倾斜。

平均齿廓是用于确定  $f_{ia}$  [见图 2-115(b)] 和  $f_{Ha}$  [见图 2-115(c)] 的一条辅助齿廓迹线。

d. 可用长度 ( $L_{AF}$ ) 等于两条端面基圆切线长度之差。一条从基圆到可用齿廓的外界限点,另一条是从基圆到可用齿廓的内界限点。

依据设计,可用长度外界限点被齿顶、齿顶倒棱或齿顶倒圆的起始点(点 A)限定,在朝齿根方向,可用长度的内界限点被齿根圆角或挖根的起始点(点 F)所限定。

e. 有效长度 ( $L_{AE}$ ) 可用长度对应于有效齿廓的那部分。对于齿顶, $L_{AE}$ 有与可用长度同样的限定(A点)。对于齿根,有效长度延伸到与之配对齿轮有效啮合的终止点 E (即有效齿廓的起始点)。如不知道配对齿轮,则 E 点为与基本齿条相啮合的有效齿廓的

起始点。

f. 齿廓计值范围 ( $L_a$ ) 可用长度中的一部分, 在  $L_a$  内应遵照规定精度等级的公差。除另有规定外, 其长度等于从 E 点开始延伸到有效长度  $L_{\text{AE}}$  的 92% (见图 2-115)。

对于  $L_{\text{AE}}$  剩余的 8%, 即靠近齿顶处的  $L_{\text{AF}}$  与  $L_a$  之差的区段, 齿廓总偏差和齿廓形状偏差按下列规则计算:

(a) 使偏差量增加的偏向齿体外的正偏差, 必须计入偏差值;

(b) 除另有规定外, 对于负偏差, 其公差为计值范围  $L_a$  规定公差的 3 倍。

齿轮设计者应确保适用的齿廓计值范围。

### ② 检验要求

a. 齿廓偏差 应在齿宽中部位置测量, 当齿宽大于 250mm 时, 应增加两个测量部位, 即在各距齿宽每侧约 15% 的齿宽处测量。除另有规定外, 应至少测三个轮齿的两侧齿面, 这三个轮齿应取在沿齿轮圆周近似三等分位置处。

b.  $f_{\text{ta}}$ 、 $f_{\text{Ha}}$  不是标准的必检项目, 但它是十分有用的参数。需要时, 应在供需协议中予以规定。

### (3) 螺旋线偏差 ( $F_{\beta}$ 、 $f_{\beta}$ 、 $f_{\text{H}\beta}$ ) 的检验

#### ① 有关定义的说明

a. 螺旋线偏差 是在端面基圆切线方向测量的实际螺旋线与设计螺旋线之间的差值, 如果偏差是在齿面的法向测量, 则应除以  $\cos\beta$  换算成端面的偏差量, 然后才能与公差值比较。

b. 迹线长度 与齿轮的齿宽成正比的长度, 不包括轮齿倒角或圆角。

c. 螺旋线计值范围 ( $L_{\beta}$ ) 除另有规定外,  $L_{\beta}$  等于迹线长度在其两端各减去齿宽的 5% 或一个模数的长度, 取两个数值中较小的值。

齿轮设计者应确保适用的螺旋线计值范围。

在两端缩减的区段中, 按下述规则评定螺旋线总偏差和螺旋线形状偏差:

(a) 使偏差量增加的偏向齿体外的正偏差, 必须计入偏差值;

(b) 除另有规定外, 对于负偏差, 其公差为计值范围  $L_{\beta}$  规定公差的 3 倍。

d. 设计螺旋线 与设计规定一致的螺旋线。它可以是修正的圆柱螺旋线, 包括鼓形线, 齿端修薄及其他修形曲线。

e. 被测齿面的平均螺旋线 它是从设计螺旋线迹线的纵坐标减去一条斜直线的纵坐标后得到的一条迹线, 这条斜直线使得在计值范围内实际螺旋线迹线对平均螺旋线迹线之偏差的平方和为最小。因此, 需用“最小二乘法”确定平均螺旋线迹线的位置和倾斜。

平均螺旋线是用来确定  $f_{\beta}$  [见图 2-116(b)] 和  $f_{\text{H}\beta}$  [见图 2-116(c)] 的一条辅助螺旋线。

### ② 检验要求

a. 螺旋线偏差 应在沿齿轮圆周均布的不少于 3 个轮齿的两侧面的齿高中部测量。

b.  $f_{\beta}$ 、 $f_{\text{H}\beta}$  不是标准的必检项目, 但它是十分有用的参数。需要时, 应在供需协议中予以规定。

### (4) 切向综合偏差 ( $F'_t$ 、 $f'_t$ ) 的检验

①  $F'_t$ 、 $f'_t$  是标准的检验项目, 但不是必须检验的项目。

② “测量齿轮”的精度影响测量结果, 其精度至少比被测齿轮的精度高 4 级。否则, 须考虑测量齿轮的制造精度所带来的影响。

检验时,可用齿条、蜗杆、测头等测量元件代替“测量齿轮”,但应在协议中予以规定。

③ 检验时,被测齿轮与测量齿轮处于公称中心距,并施予很轻的载荷,以较低的速度保证齿面接触保持单面啮合状态,直到获得一整圈的偏差曲线图为止。

④ 总重合度  $\varepsilon_\gamma$  影响  $f'_i$  的测量。当被测齿轮和测量齿轮的齿宽不同时,按较小的齿宽计算  $\varepsilon_\gamma$ 。

如果对轮齿的齿廓和螺旋线进行了较大的修形,检测时  $\varepsilon_\gamma$  和系数  $k$  会受到较大的影响。在评定测量结果时,需考虑这些因素。在这种情况下,需对检验条件和记录曲线的评定规定专门的协议。

#### (5) 径向综合偏差 ( $F''_i$ 、 $f''_i$ ) 的检验

① 检验时,测量齿轮应在“有效长度  $L_{AE}$ ”上与产品齿轮(被测齿轮)保持双面啮合。应特别注意测量齿轮的精度和参数设计,如应有足够的啮合深度,使其与产品齿轮的整个实际有效齿廓接触,而不应与非有效部分或齿根部接触。

② 当检验精密齿轮时,供需双方应协商所用测量齿轮的精度和测量步骤。

③ 标准在其附录中给出的公差值,可直接用于直齿轮。对于斜齿轮,因纵向垂合度  $\varepsilon_\beta$  影响径向测量结果,故按供需双方的协议来使用。当用于斜齿轮时,其测量齿轮的齿宽应使与产品齿轮啮合时的  $\varepsilon_\beta$  小于或等于 0.5。

#### (6) 径向跳动 ( $F_r$ ) 的检验

检验时,应按定义将测头(球形、圆柱形及砧形)在齿轮旋转时逐齿放置在齿槽中,并与齿的两侧齿面接触。测量时,测头的直径应选择得使其接触到齿深的中间部位,并应置于齿宽中部。砧形测头的尺寸应选择得使其在齿槽中大致在分度圆的位置接触两齿面。

#### (7) 检验项目的确定

标准没有规定齿轮的公差组和检验组。对产品齿轮可采用两种不同的检验形式来评定和验收其制造质量。一种检验形式是综合检验,另一种是单项检验,但两种检验形式不能同时采用。

① 综合检验 其检验项目有:  $F''_i$  与  $f''_i$ 。

② 单项检验 按照齿轮的使用要求,可选择下列检验组中的一组来评定和验收齿轮精度:

- a.  $f_{pt}$ 、 $F_p$ 、 $F_a$ 、 $F_\beta$ 、 $F_r$ ;
- b.  $f_{pt}$ 、 $F_{pt}$ 、 $F_p$ 、 $F_a$ 、 $F_\beta$ 、 $F_r$ ;
- c.  $f_{pt}$  与  $F_r$  (仅用于 10~12 级)。

#### (8) 齿轮的公差与极限偏差

齿轮的单个齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$ 、齿距累积总公差  $F_p$ 、齿廓总公差  $F_a$ 、齿廓形状公差  $f_{fa}$ 、齿廓倾斜极限偏差  $\pm f_{H\alpha}$ 、螺旋线总公差  $F_\beta$ 、螺旋线形状公差  $f_{H\beta}$ 、螺旋线倾斜极限偏差  $\pm f_{H\beta}$ 、一齿切向综合公差  $f'_i$  (测量一齿切向综合偏差  $f'_i$  时,其值受总重合度  $\varepsilon_\gamma$  影响、故标准给出了  $f'_i/k$  值)、径向综合总公差  $F''_i$ 、一齿径向综合公差  $f''_i$ 、径向跳动公差  $F_r$  等数值,见表 2-138~表 2-148。

齿轮的齿距累积极限偏差  $\pm F_{pt}$ 、切向综合总公差  $F'_i$  应按表 2-149 中的公差计算式或关系式计算。

表 2-138 单个齿距极限偏差士  $f_{pt}$ 

分度圆直径 $d/mm$	模数 $m/mm$	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$\pm f_{pt}/\mu m$												
$5 \leq d < 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0
$20 \leq d < 50$	$0.5 < m \leq 2$	0.9	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$6 < m \leq 10$	1.2	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
$50 \leq d < 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	52.0	73.0
	$6 < m \leq 10$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0
	$10 < m \leq 16$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$16 < m \leq 25$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0
$125 \leq d < 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
	$6 < m \leq 10$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	61.0	90.0
	$10 < m \leq 16$	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	107.0
	$16 < m \leq 25$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0
	$25 < m \leq 40$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	121.0	171.0
$280 \leq d < 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0
	$6 < m \leq 10$	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0
	$10 < m \leq 16$	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0
	$16 < m \leq 25$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0
	$25 < m \leq 40$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	180.0
	$40 < m \leq 70$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0	126.0	178.0	252.0
$560 \leq d < 1000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.4	2.0	2.9	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.5	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0
	$6 < m \leq 10$	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0
	$10 < m \leq 16$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0
	$16 < m \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0
	$25 < m \leq 40$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0	131.0	185.0	262.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$\pm f_{pt}/\mu\text{m}$												
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2 \leq m \leq 3.5$	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	103.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0
	$6 < m \leq 10$	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0
	$10 < m \leq 16$	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	136.0
	$16 < m \leq 25$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0
	$25 < m \leq 40$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	100.0	142.0	201.0
	$40 < m \leq 70$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	193.0	273.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$3.5 < m \leq 6$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0
	$6 < m \leq 10$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	132.0
	$10 < m \leq 16$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	74.0	105.0	149.0
	$16 < m \leq 25$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0
	$25 < m \leq 40$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	107.0	151.0	213.0
	$40 < m \leq 70$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	202.0	286.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$6 < m \leq 10$	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0
	$10 < m \leq 16$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0
	$16 < m \leq 25$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	95.0	134.0	189.0
	$25 < m \leq 40$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	162.0	229.0
	$40 < m \leq 70$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	151.0	213.0	301.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$6 < m \leq 10$	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0	167.0
	$10 < m \leq 16$	2.9	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0
	$16 < m \leq 25$	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0
	$25 < m \leq 40$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	226.0	320.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$10 < m \leq 16$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	142.0	201.0
	$16 < m \leq 25$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	226.0
	$25 < m \leq 40$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0	188.0	266.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0	119.0	169.0	239.0	338.0
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$10 < m \leq 16$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0
	$16 < m \leq 25$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0	242.0
	$25 < m \leq 40$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0	199.0	281.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	177.0	250.0	353.0

表 2-139 齿距累积总公差  $F_p$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_p/\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	11.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0
	$6 < m \leq 10$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0	131.0	185.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	220.0
	$6 < m \leq 10$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0	231.0
	$10 < m \leq 16$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$16 < m \leq 25$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	138.0	195.0	276.0
	$2 < m \leq 3.5$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0	282.0
	$3.5 < m \leq 6$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	288.0
	$6 < m \leq 10$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0	211.0	299.0
	$10 < m \leq 16$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0	316.0
	$16 < m \leq 25$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0	341.0
	$25 < m \leq 40$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0	269.0	380.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	64.0	91.0	129.0	182.0	257.0	364.0
	$2 < m \leq 3.5$	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	185.0	261.0	370.0
	$3.5 < m \leq 6$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0	188.0	266.0	376.0
	$6 < m \leq 10$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	193.0	274.0	387.0
	$10 < m \leq 16$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	202.0	285.0	404.0
	$16 < m \leq 25$	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	151.0	214.0	303.0	428.0
	$25 < m \leq 40$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0	165.0	234.0	331.0	468.0
	$40 < m \leq 70$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	95.0	135.0	191.0	270.0	382.0	540.0
$560 < d \leq 1\,000$	$0.5 \leq m \leq 2$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	235.0	332.0	469.0
	$2 < m \leq 3.5$	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0	238.0	336.0	475.0
	$3.5 < m \leq 6$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0	341.0	482.0
	$6 < m \leq 10$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	246.0	348.0	492.0
	$10 < m \leq 16$	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0	254.0	360.0	509.0
	$16 < m \leq 25$	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0	378.0	534.0
	$25 < m \leq 40$	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0	287.0	405.0	573.0
	$40 < m \leq 70$	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0	228.0	323.0	457.0	646.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_p/\mu\text{m}$												
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2 \leq m \leq 3.5$	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	209.0	296.0	418.0	591.0
	$3.5 < m \leq 6$	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0	211.0	299.0	423.0	598.0
	$6 < m \leq 10$	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	152.0	215.0	304.0	430.0	608.0
	$10 < m \leq 16$	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	156.0	221.0	313.0	442.0	625.0
	$16 < m \leq 25$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	163.0	230.0	325.0	460.0	650.0
	$25 < m \leq 40$	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	244.0	345.0	488.0	690.0
	$40 < m \leq 70$	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0	269.0	381.0	539.0	762.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$3.5 \leq m \leq 6$	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0	182.0	257.0	364.0	514.0	727.0
	$6 < m \leq 10$	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0	261.0	369.0	522.0	738.0
	$10 < m \leq 16$	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0	377.0	534.0	755.0
	$16 < m \leq 25$	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	138.0	195.0	276.0	390.0	551.0	780.0
	$25 < m \leq 40$	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	145.0	205.0	290.0	409.0	579.0	819.0
	$40 < m \leq 70$	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	158.0	223.0	315.0	446.0	603.0	891.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$6 \leq m \leq 10$	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0	318.0	450.0	637.0	901.0
	$10 < m \leq 16$	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0	229.0	324.0	459.0	649.0	917.0
	$16 < m \leq 25$	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0	167.0	236.0	333.0	471.0	666.0	942.0
	$25 < m \leq 40$	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0	245.0	347.0	491.0	694.0	982.0
	$40 < m \leq 70$	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	264.0	373.0	525.0	745.0	1\,054.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$6 < m \leq 10$	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	194.0	274.0	387.0	548.0	775.0	1\,095.0
	$10 < m \leq 16$	17.0	25.0	35.0	49.0	69.0	98.0	139.0	197.0	278.0	393.0	556.0	786.0	1\,112.0
	$16 < m \leq 25$	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	100.0	142.0	201.0	284.0	402.0	568.0	804.0	1\,137.0
	$25 < m \leq 40$	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0	294.0	416.0	588.0	832.0	1\,176.0
	$40 < m \leq 70$	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	221.0	312.0	441.0	624.0	883.0	1\,249.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$10 \leq m \leq 16$	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0	230.0	325.0	459.0	650.0	919.0	1\,299.0
	$16 < m \leq 25$	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	234.0	331.0	468.0	662.0	936.0	1\,324.0
	$25 < m \leq 40$	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0	241.0	341.0	482.0	682.0	964.0	1\,364.0
	$40 < m \leq 70$	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	254.0	359.0	508.0	718.0	1\,015.0	1\,436.0
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$10 \leq m \leq 16$	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	182.0	258.0	365.0	516.0	730.0	1\,032.0	1\,460.0
	$16 < m \leq 25$	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	131.0	186.0	262.0	371.0	525.0	742.0	1\,050.0	1\,485.0
	$25 < m \leq 40$	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	191.0	269.0	381.0	539.0	762.0	1\,078.0	1\,524.0
	$40 < m \leq 70$	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0	200.0	282.0	399.0	564.0	798.0	1\,129.0	1\,596.0



表 2-140 齿廓总公差  $F_a$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_a/\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0
	$6 < m \leq 10$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.0	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$6 < m \leq 10$	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0
	$10 < m \leq 16$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	159.0
	$16 < m \leq 25$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.2	1.7	2.4	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0	119.0
	$6 < m \leq 10$	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0
	$10 < m \leq 16$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0
	$16 < m \leq 25$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$25 < m \leq 40$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0	246.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0
	$6 < m \leq 10$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$10 < m \leq 16$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0
	$16 < m \leq 25$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0	219.0
	$25 < m \leq 40$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	185.0	261.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	227.0	321.0
$560 < d \leq 1\,000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$6 < m \leq 10$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	177.0
	$10 < m \leq 16$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	145.0	205.0
	$16 < m \leq 25$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0	238.0
	$25 < m \leq 40$	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	140.0	198.0	280.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	170.0	240.0	339.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_{\sigma}/\mu\text{m}$												
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2 \leq m \leq 3.5$	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0
	$6 < m \leq 10$	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	139.0	197.0
	$10 < m \leq 16$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0
	$16 < m \leq 25$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	258.0
	$25 < m \leq 40$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0	254.0	360.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$3.5 \leq m \leq 6$	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0
	$6 < m \leq 10$	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	220.0
	$10 < m \leq 16$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$16 < m \leq 25$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0	281.0
	$25 < m \leq 40$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0	228.0	323.0
	$40 < m \leq 70$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0	271.0	383.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$6 \leq m \leq 10$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0	249.0
	$10 < m \leq 16$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	138.0	196.0	277.0
	$16 < m \leq 25$	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	110.0	155.0	219.0	310.0
	$25 < m \leq 40$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0	249.0	351.0
	$40 < m \leq 70$	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	206.0	291.0	411.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$6 \leq m \leq 10$	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0	200.0	283.0
	$10 < m \leq 16$	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0	220.0	311.0
	$16 < m \leq 25$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	243.0	344.0
	$25 < m \leq 40$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0	386.0
	$40 < m \leq 70$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	158.0	223.0	315.0	445.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$10 \leq m \leq 16$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	243.0	344.0
	$16 < m \leq 25$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	113.0	189.0	267.0	377.0
	$25 < m \leq 40$	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	209.0	296.0	419.0
	$40 < m \leq 70$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	169.0	239.0	338.0	478.0
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$10 \leq m \leq 16$	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	263.0	372.0
	$16 < m \leq 25$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0	287.0	405.0
	$25 < m \leq 40$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0	316.0	447.0
	$40 < m \leq 70$	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0	358.0	507.0

表 2-141 齿廓形状公差  $f_{te}$ 

分度圆直径 $d'$ mm	模数 $m$ mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{te}$ $\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.6	0.9	1.3	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.7	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0
	$6 < m \leq 10$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0
	$6 < m \leq 10$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0
	$10 < m \leq 16$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0
	$16 < m \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0
	$6 < m \leq 10$	1.7	2.4	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0
	$10 < m \leq 16$	2.1	2.9	4.0	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
	$16 < m \leq 25$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$25 < m \leq 40$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0
	$6 < m \leq 10$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0
	$10 < m \leq 16$	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	145.0
	$16 < m \leq 25$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0
	$25 < m \leq 40$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	144.0	203.0
	$40 < m \leq 70$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	177.0	250.0
$560 < d \leq 1000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.4	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0
	$6 < m \leq 10$	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0
	$10 < m \leq 16$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	159.0
	$16 < m \leq 25$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	185.0
	$25 < m \leq 40$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	217.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	187.0	264.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{\text{te}}/\mu\text{m}$												
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2 \leq m \leq 3.5$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.5	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0
	$6 < m \leq 10$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0
	$10 < m \leq 16$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	124.0	175.0
	$16 < m \leq 25$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	142.0	201.0
	$25 < m \leq 40$	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	117.0	165.0	233.0
	$40 < m \leq 70$	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	140.0	198.0	280.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$3.5 \leq m \leq 6$	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	152.0
	$6 < m \leq 10$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0
	$10 < m \leq 16$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0
	$16 < m \leq 25$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$25 < m \leq 40$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0	251.0
	$40 < m \leq 70$	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	74.0	105.0	149.0	210.0	297.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$6 \leq m \leq 10$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0
	$10 < m \leq 16$	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0	214.0
	$16 < m \leq 25$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	170.0	240.0
	$25 < m \leq 40$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	160.0	226.0	320.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$6 \leq m \leq 10$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	155.0	219.0
	$10 < m \leq 16$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0
	$16 < m \leq 25$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0
	$25 < m \leq 40$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	299.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	122.0	173.0	245.0	346.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$10 \leq m \leq 16$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	188.0	266.0
	$16 < m \leq 25$	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0	207.0	292.0
	$25 < m \leq 40$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0	230.0	325.0
	$40 < m \leq 70$	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	131.0	186.0	263.0	371.0
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$10 \leq m \leq 16$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	288.0
	$16 < m \leq 25$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0	314.0
	$25 < m \leq 40$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	173.0	245.0	347.0
	$40 < m \leq 70$	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0	278.0	393.0

表 2-142 齿廓倾斜极限偏差  $f_{H\alpha}$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$\pm f_{H\alpha}/\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.5	0.7	1.0	1.5	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.7	1.0	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.6	0.8	1.2	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.0	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0
	$6 < m \leq 10$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.7	0.9	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.9	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$6 < m \leq 10$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0
	$10 < m \leq 16$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$16 < m \leq 25$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	86.0	121.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0
	$6 < m \leq 10$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0
	$10 < m \leq 16$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$16 < m \leq 25$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0
	$25 < m \leq 40$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	155.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.2	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0
	$6 < m \leq 10$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$10 < m \leq 16$	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0
	$16 < m \leq 25$	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	138.0
	$25 < m \leq 40$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0
	$40 < m \leq 70$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	202.0
$560 < d \leq 1000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.5	2.2	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0
	$6 < m \leq 10$	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0
	$10 < m \leq 16$	2.0	2.9	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	129.0
	$16 < m \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0
	$25 < m \leq 40$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	176.0
	$40 < m \leq 70$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$\pm f_{H\alpha}/\mu\text{m}$												
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2 \leq m \leq 3.5$	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.7	2.4	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0
	$6 < m \leq 10$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0
	$10 < m \leq 16$	2.2	3.1	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	142.0
	$16 < m \leq 25$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0
	$25 < m \leq 40$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	95.0	134.0	189.0
	$40 < m \leq 70$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	227.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$3.5 \leq m \leq 6$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0
	$6 < m \leq 10$	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	139.0
	$10 < m \leq 16$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	157.0
	$16 < m \leq 25$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	126.0	178.0
	$25 < m \leq 40$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$40 < m \leq 70$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0	241.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$6 \leq m \leq 10$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$10 < m \leq 16$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0
	$16 < m \leq 25$	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	139.0	196.0
	$25 < m \leq 40$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	157.0	222.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$6 \leq m \leq 10$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0
	$10 < m \leq 16$	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0
	$16 < m \leq 25$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$25 < m \leq 40$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	244.0
	$40 < m \leq 70$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0	281.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$10 \leq m \leq 16$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$16 < m \leq 25$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0	119.0	169.0	239.0
	$25 < m \leq 40$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	132.0	187.0	265.0
	$40 < m \leq 70$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0	302.0
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$10 \leq m \leq 16$	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0	167.0	236.0
	$16 < m \leq 25$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	128.0	181.0	257.0
	$25 < m \leq 40$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0	200.0	283.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	226.0	320.0

表 2-143 螺旋线总公差  $F_t$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	齿宽 $b/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_{\beta}/\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	1.1	1.5	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0
	$10 < b \leq 20$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$20 < b \leq 40$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0
	$40 < b \leq 80$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$10 < b \leq 20$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$20 < b \leq 40$	1.4	2.0	2.9	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0
	$80 < b \leq 160$	2.0	2.9	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0
	$10 < b \leq 20$	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0
	$20 < b \leq 40$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	95.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0
	$80 < b \leq 160$	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0
	$160 < b \leq 250$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$250 < b \leq 400$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0
$125 < d \leq 280$	$4 \leq b \leq 10$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$10 < b \leq 20$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0
	$20 < b \leq 40$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0
	$40 < b \leq 80$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	117.0
	$80 < b \leq 160$	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	69.0	98.0	139.0
	$160 < b \leq 250$	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0
	$250 < b \leq 400$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0
	$400 < b \leq 650$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0	224.0
$280 < d \leq 560$	$10 \leq b \leq 20$	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0
	$20 < b \leq 40$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$40 < b \leq 80$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	124.0
	$80 < b \leq 160$	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	52.0	73.0	103.0	146.0
	$160 < b \leq 250$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0
	$250 < b \leq 400$	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0
	$400 < b \leq 650$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0	231.0
	$650 < b \leq 1000$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	272.0
$560 < d \leq 1000$	$10 \leq b \leq 20$	1.6	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	74.0	105.0
	$20 < b \leq 40$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0
	$40 < b \leq 80$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	齿宽 $b/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_p/\mu\text{m}$												
$560 < d \leq 1\,000$	$80 < b \leq 160$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	154.0
	$160 < b \leq 250$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0
	$250 < b \leq 400$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	205.0
	$400 < b \leq 650$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	169.0	239.0
	$650 < b \leq 1\,000$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0	199.0	281.0
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$20 < b \leq 40$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	126.0
	$40 < b \leq 80$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0
	$80 < b \leq 160$	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0
	$160 < b \leq 250$	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0
	$250 < b \leq 400$	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0	215.0
	$400 < b \leq 650$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0	249.0
	$650 < b \leq 1\,000$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	205.0	290.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$20 < b \leq 40$	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0
	$40 < b \leq 80$	2.4	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0
	$80 < b \leq 160$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0
	$160 < b \leq 250$	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0
	$250 < b \leq 400$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	112.0	159.0	225.0
	$400 < b \leq 650$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0
	$650 < b \leq 1\,000$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$40 < b \leq 80$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0
	$80 < b \leq 160$	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	187.0
	$160 < b \leq 250$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0
	$250 < b \leq 400$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0	238.0
	$400 < b \leq 650$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0
	$650 < b \leq 1\,000$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	157.0	222.0	314.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$80 < b \leq 160$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0
	$160 < b \leq 250$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	114.0	161.0	228.0
	$250 < b \leq 400$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0
	$400 < b \leq 650$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	203.0	288.0
	$650 < b \leq 1\,000$	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0	233.0	329.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$80 < b \leq 160$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$160 < b \leq 250$	3.8	5.5	7.5	11.0	16.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	121.0	171.0	242.0
	$250 < b \leq 400$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0	268.0
	$400 < b \leq 650$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0	303.0
	$650 < b \leq 1\,000$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	243.0	344.0



续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	齿宽 $b/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_p/\mu\text{m}$												
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$80 \leq b \leq 160$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0	163.0	230.0
	$160 < b \leq 250$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	128.0	181.0	255.0
	$250 < b \leq 400$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0	281.0
	$400 < b \leq 650$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0	315.0
	$650 < b \leq 1\,000$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	89.0	126.0	178.0	252.0	357.0

表 2-144 螺旋线形状公差  $f_{\beta}$  和螺旋线倾斜极限偏差  $f_{\beta\beta}$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	齿宽 $b/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{\beta}, f_{\beta\beta}/\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.1	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0
	$10 < b \leq 20$	0.9	1.2	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0
	$20 < b \leq 40$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0
	$40 < b \leq 80$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$10 < b \leq 20$	0.9	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
	$20 < b \leq 40$	1.0	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0
	$40 < b \leq 80$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0
	$80 < b \leq 160$	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0
	$10 < b \leq 20$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0
	$20 < b \leq 40$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$40 < b \leq 80$	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
	$80 < b \leq 160$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
	$160 < b \leq 250$	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0
	$250 < b \leq 400$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	132.0
$125 < d \leq 280$	$4 \leq b \leq 10$	0.9	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
	$10 < b \leq 20$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0
	$20 < b \leq 40$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$40 < b \leq 80$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0
	$80 < b \leq 160$	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0
	$160 < b \leq 250$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0
	$250 < b \leq 400$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0
	$400 < b \leq 650$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	160.0
$280 < d \leq 560$	$10 \leq b \leq 20$	1.1	1.5	2.2	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	齿宽 $b/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{\text{ts}} \cdot f_{\text{H}\beta} / \mu\text{m}$												
$280 < d \leq 560$	$20 < b \leq 40$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0
	$40 < b \leq 80$	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0
	$80 < b \leq 160$	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	104.0
	$160 < b \leq 250$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0
	$250 < b \leq 400$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0
	$400 < b \leq 650$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0
	$650 < b \leq 1000$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0
$560 < d \leq 1000$	$10 < b \leq 20$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0
	$20 < b \leq 40$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0
	$40 < b \leq 80$	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0
	$80 < b \leq 160$	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0
	$160 < b \leq 250$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	128.0
	$250 < b \leq 400$	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0
	$400 < b \leq 650$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0
$1000 < d \leq 1600$	$650 < b \leq 1000$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	142.0	200.0
	$20 < b \leq 40$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	89.0
	$40 < b \leq 80$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$80 < b \leq 160$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0
	$160 < b \leq 250$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0
	$250 < b \leq 400$	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0
	$400 < b \leq 650$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0
$1600 < d \leq 2500$	$650 < b \leq 1000$	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0	207.0
	$20 < b \leq 40$	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$80 < b \leq 160$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	124.0
	$160 < b \leq 250$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0
	$250 < b \leq 400$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0
	$400 < b \leq 650$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0
$2500 < d \leq 4000$	$650 < b \leq 1000$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0
	$40 < b \leq 80$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0
	$80 < b \leq 160$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
	$160 < b \leq 250$	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0
	$250 < b \leq 400$	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	169.0
	$400 < b \leq 650$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	193.0
	$650 < b \leq 1000$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0

续表

分度圆直径 $d$ mm	内宽 $b$ mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_{ip} \cdot f_{Hg} / \mu m$												
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$80 \leq b \leq 160$	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	144.0
	$160 < b \leq 250$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0
	$250 < b \leq 400$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0
	$400 < b \leq 650$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0	165.0	234.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$80 \leq b \leq 160$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$160 < b \leq 250$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0
	$250 < b \leq 400$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0
	$400 < b \leq 650$	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0	215.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	86.0	122.0	173.0	244.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$80 \leq b \leq 160$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0	163.0
	$160 < b \leq 250$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	128.0	181.0
	$250 < b \leq 400$	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0
	$400 < b \leq 650$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0	224.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0

表 2-145 比值  $f'_i/K$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$(f_i'/K)/\mu\text{m}$												
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0	182.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0
	$6 < m \leq 10$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0	251.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	115.0	162.0	229.0
	$6 < m \leq 10$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	263.0
	$10 < m \leq 16$	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0	308.0
	$16 < m \leq 25$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	259.0	366.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	247.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$(f' / K) / \mu\text{m}$												
$125 < d \leq 280$	$6 < m \leq 10$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0	281.0
	$10 < m \leq 16$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0	231.0	326.0
	$16 < m \leq 25$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0	384.0
	$25 < m \leq 40$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0	233.0	329.0	465.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	246.0
	$3.5 < m \leq 6$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	271.0
	$6 < m \leq 10$	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0	216.0	305.0
	$10 < m \leq 16$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0	350.0
	$16 < m \leq 25$	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	289.0	408.0
	$25 < m \leq 40$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	86.0	122.0	173.0	245.0	346.0	489.0
	$40 < m \leq 70$	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0	220.0	311.0	439.0	621.0
$560 < d \leq 1\,000$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	247.0
	$2 < m \leq 3.5$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0	275.0
	$3.5 < m \leq 6$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0
	$6 < m \leq 10$	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	118.0	167.0	236.0	334.0
	$10 < m \leq 16$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	95.0	134.0	189.0	268.0	379.0
	$16 < m \leq 25$	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	154.0	218.0	309.0	437.0
	$25 < m \leq 40$	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	129.0	183.0	259.0	366.0	518.0
	$40 < m \leq 70$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	163.0	230.0	325.0	460.0	650.0
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2 \leq m \leq 3.5$	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0	307.0
	$3.5 < m \leq 6$	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	235.0	332.0
	$6 < m \leq 10$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	259.0	366.0
	$10 < m \leq 16$	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	205.0	290.0	410.0
	$16 < m \leq 25$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	234.0	331.0	468.0
	$25 < m \leq 40$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0	275.0	389.0	550.0
	$40 < m \leq 70$	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0	341.0	482.0	682.0
$1\,600 < d \leq 2\,500$	$3.5 \leq m \leq 6$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0	367.0
	$6 < m \leq 10$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	142.0	200.0	283.0	401.0
	$10 < m \leq 16$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	158.0	223.0	315.0	446.0
	$16 < m \leq 25$	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0	126.0	178.0	252.0	356.0	504.0
	$25 < m \leq 40$	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0	207.0	292.0	413.0	585.0
	$40 < m \leq 70$	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0	358.0	507.0	717.0
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$6 \leq m \leq 10$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	223.0	315.0	445.0
	$10 < m \leq 16$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	122.0	173.0	245.0	346.0	490.0

续表

分度圆直径 $d/\text{mm}$	模数 $m/\text{mm}$	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$(f_1'/K)/\mu\text{m}$												
$2\,500 < d \leq 4\,000$	$16 < m \leq 25$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	194.0	274.0	387.0	548.0
	$25 < m \leq 40$	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0	315.0	445.0	629.0
	$40 < m \leq 70$	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0	269.0	381.0	538.0	761.0
$4\,000 < d \leq 6\,000$	$6 \leq m \leq 10$	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	176.0	249.0	352.0	498.0
	$10 < m \leq 16$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	271.0	384.0	543.0
	$16 < m \leq 25$	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0	425.0	601.0
	$25 < m \leq 40$	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0	241.0	341.0	482.0	682.0
	$40 < m \leq 70$	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	288.0	407.0	576.0	814.0
$6\,000 < d \leq 8\,000$	$10 \leq m \leq 16$	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	210.0	297.0	420.0	594.0
	$16 < m \leq 25$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0	163.0	230.0	326.0	461.0	652.0
	$25 < m \leq 40$	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0	366.0	518.0	733.0
	$40 < m \leq 70$	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0	216.0	306.0	432.0	612.0	865.0
$8\,000 < d \leq 10\,000$	$10 \leq m \leq 16$	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0	319.0	451.0	637.0
	$16 < m \leq 25$	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0	246.0	348.0	492.0	695.0
	$25 < m \leq 40$	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0	275.0	388.0	549.0	777.0
	$40 < m \leq 70$	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	114.0	161.0	227.0	321.0	454.0	642.0	909.0

表 2-146 径向综合总公差  $F_r''$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	法向模数 $m_n/\text{mm}$	精度等级									
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	
		$F_r''/\mu\text{m}$									
$5 \leq d \leq 20$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120	
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	8.0	12	16	23	33	46	66	93	131	
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	9.0	12	18	25	35	50	70	100	141	
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	10	14	19	27	38	54	76	108	153	
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	11	16	22	32	45	63	89	126	179	
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	14	20	28	39	56	79	112	158	223	
$20 < d \leq 50$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	9.0	13	19	26	37	52	74	105	148	
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	10	14	20	28	40	56	80	113	160	
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	11	15	21	30	42	60	85	120	169	
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	11	16	23	32	45	64	91	128	181	
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	13	18	26	37	52	73	103	146	207	
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	16	22	31	44	63	89	126	178	251	
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	20	28	39	56	79	111	157	222	314	
	$6.0 < m_n \leq 10$	26	37	52	74	104	147	209	295	417	
$50 < d \leq 125$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	12	16	23	33	46	66	93	131	185	
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	12	17	25	35	49	70	98	139	197	

分度圆直径 $d/\text{mm}$	法向模数 $m_n/\text{mm}$	精度等级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F''/\mu\text{m}$								
$50 < d \leq 125$	$0.8 < m_n \leq 1.0$	13	18	26	36	52	73	103	146	206
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	14	19	27	39	55	77	109	154	218
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	15	22	31	43	61	86	122	173	244
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	18	25	36	51	72	102	144	204	288
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	22	31	44	62	88	124	176	248	351
	$6.0 < m_n \leq 10$	28	40	57	80	114	161	227	321	454
$125 < d \leq 280$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	15	21	30	42	60	85	120	170	240
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	16	22	31	44	63	89	126	178	252
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	16	23	33	46	65	92	131	185	261
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	17	24	34	48	68	97	137	193	273
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	19	26	37	53	75	106	149	211	299
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	21	30	43	61	86	121	172	243	343
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	25	36	51	72	102	144	203	287	406
	$6.0 < m_n \leq 10$	32	45	64	90	127	180	255	360	509
$280 < d \leq 560$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	19	28	39	55	78	110	156	220	311
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	20	29	40	57	81	114	161	228	323
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	21	29	42	59	83	117	166	235	332
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	22	30	43	61	86	122	172	243	344
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	23	33	46	65	92	131	185	262	370
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	26	37	52	73	104	146	207	293	414
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	30	42	60	84	119	169	239	337	477
	$6.0 < m_n \leq 10$	36	51	73	103	145	205	290	410	580
$560 < d \leq 1\,000$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	25	35	50	70	99	140	198	280	396
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	25	36	51	72	102	144	204	288	408
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	26	37	52	74	104	148	209	295	417
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	27	38	54	76	107	152	215	304	429
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	28	40	57	80	114	161	228	322	455
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	31	44	62	88	125	177	250	353	499
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	35	50	70	99	141	199	281	398	562
	$6.0 < m_n \leq 10$	42	59	83	118	166	235	333	471	665

表 2-147 一齿径向综合总公差  $f_i''$ 

分度圆直径 $d/\text{mm}$	法向模数 $m_n/\text{mm}$	精度等级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f_i''/\mu\text{m}$								
$5 \leq d \leq 20$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.0	2.0	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	39
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	50

分度圆直径 $d/\text{mm}$	法向模数 $m_n/\text{mm}$	精度等级								
		1	5	6	7	8	9	10	11	12
		$f''/\mu\text{m}$								
$5 \leq d \leq 20$	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	74
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	115
$20 < d \leq 50$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	51
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	43	61	87	123	174
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	190	269
$50 < d \leq 125$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	28	36	51
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	87	123	174
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	191	269
$125 < d \leq 280$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.5	7.5	11	15	21
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	32
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	29	41
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	26	36	52
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	87	124	175
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	191	270
$280 < d \leq 560$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23	32
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21	29	41
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.5	4.5	6.5	9.0	13	18	26	37	52
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	5.0	6.5	9.5	13	19	27	38	54	76
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	29	41	59	83	117
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	88	124	175
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	68	96	135	191	271
$560 < d \leq 1\,000$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	6.0	8.5	12	17	24	33
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.5	7.5	11	15	21	30	42
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	5.0	7.0	9.5	14	19	27	38	54	77
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	30	42	59	83	118
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	16	22	31	44	62	88	125	176
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	68	96	136	192	272

表 2-148 径向跳动公差  $F_r$ 

分度圆直径 $d/mm$	法向模数 $m_n/mm$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_r/\mu m$												
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	1.5	2.5	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	51	72	102
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	1.5	2.5	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75	106
$20 < d \leq 50$	$0.5 < m_n \leq 2.0$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23	32	46	65	92	130
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	2.0	3.0	4.0	6.0	8.5	12	17	24	34	47	67	95	134
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	2.0	3.0	4.5	6.0	8.5	12	17	25	35	49	70	99	139
	$6.0 < m_n \leq 10$	2.5	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	52	74	105	148
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21	29	42	59	83	118	167
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	21	30	43	61	86	121	171
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	31	44	62	88	125	176
	$6.0 < m_n \leq 10$	3.0	4.0	6.0	8.0	12	16	23	33	46	65	92	131	185
	$10 < m_n \leq 16$	3.0	4.5	6.0	9.0	12	18	25	35	50	70	99	140	198
	$16 < m_n \leq 25$	3.5	5.0	7.0	9.5	14	19	27	39	55	77	109	154	218
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	39	55	78	110	156	221
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40	56	80	113	159	225
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	3.5	5.0	7.0	10	14	20	29	41	58	82	115	163	231
	$6.0 < m_n \leq 10$	3.5	5.5	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120	169	239
	$10 < m_n \leq 16$	4.0	5.5	8.0	11	16	22	32	45	63	89	126	179	252
	$16 < m_n \leq 25$	4.5	6.0	8.5	12	17	24	34	48	68	96	136	193	272
	$25 < m_n \leq 40$	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	54	76	107	152	215	304
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	4.5	6.5	9.0	13	18	26	36	51	73	103	146	206	291
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	4.5	6.5	9.0	13	18	26	37	52	74	105	148	209	296
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75	106	150	213	301
	$6.0 < m_n \leq 10$	5.0	7.0	9.5	14	19	27	39	55	77	109	155	219	310
	$10 < m_n \leq 16$	5.0	7.0	10	14	20	29	40	57	81	114	161	228	323
	$16 < m_n \leq 25$	5.5	7.5	11	15	21	30	43	61	86	121	171	242	343
	$25 < m_n \leq 40$	6.0	8.5	12	17	23	33	47	66	94	132	187	265	374
	$40 < m_n \leq 70$	7.0	9.5	14	19	27	38	54	76	108	153	216	306	432
$560 < d \leq 1\,000$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	6.0	8.5	12	17	23	33	47	66	94	133	188	266	376
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	6.0	8.5	12	17	24	34	48	67	95	134	190	269	380
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	6.0	8.5	12	17	24	34	48	68	96	136	193	272	385
	$6.0 < m_n \leq 10$	6.0	8.5	12	17	25	35	49	70	98	139	197	279	394
	$10 < m_n \leq 16$	6.5	9.0	13	18	25	36	51	72	102	144	204	288	407
	$16 < m_n \leq 25$	6.5	9.5	13	19	27	38	53	76	107	151	214	302	427
	$25 < m_n \leq 40$	7.0	10	14	20	29	41	57	81	115	162	229	324	459
	$40 < m_n \leq 70$	8.0	11	16	23	32	46	65	91	129	183	258	365	517
$1\,000 < d \leq 1\,600$	$2.0 \leq m_n \leq 3.5$	7.5	10	15	21	30	42	59	84	118	167	236	334	473
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120	169	239	338	478
	$6.0 < m_n \leq 10$	7.5	11	15	22	30	43	61	86	122	172	243	344	487
	$10 < m_n \leq 16$	8.0	11	16	22	31	44	63	88	125	177	250	354	500
	$16 < m_n \leq 25$	8.0	11	16	23	33	46	65	92	130	184	260	368	520



续表

分度圆直径 $d, \text{mm}$	法向模数 $m_n, \text{mm}$	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$F_r, \mu\text{m}$												
$1000 < d \leq 1600$	$25 < m_n \leq 40$	8.5	12	17	24	34	49	69	98	138	195	276	390	552
	$40 < m_n \leq 70$	9.5	13	19	27	38	54	76	108	152	215	305	431	609
$1600 < d \leq 2500$	$3.5 \leq m_n \leq 6.0$	9.0	13	18	26	36	51	73	103	145	206	291	411	582
	$6.0 < m_n \leq 10$	9.0	13	18	26	37	52	74	104	148	209	295	417	590
	$10 < m_n \leq 16$	9.5	13	19	27	38	53	75	107	151	213	302	427	604
	$16 < m_n \leq 25$	9.5	14	19	28	39	55	78	110	156	220	312	441	624
	$25 < m_n \leq 40$	10	14	20	29	41	58	82	116	164	232	328	463	655
	$40 < m_n \leq 70$	11	16	22	32	45	63	89	126	178	252	357	504	713
$2500 < d \leq 4000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	11	16	23	32	45	64	90	127	180	255	360	510	721
	$10 < m_n \leq 16$	11	16	23	32	46	65	92	130	183	259	367	519	734
	$16 < m_n \leq 25$	12	17	24	33	47	67	94	133	188	267	377	533	754
	$25 < m_n \leq 40$	12	17	25	35	49	69	98	139	196	278	393	555	785
	$40 < m_n \leq 70$	13	19	26	37	53	75	105	149	211	298	422	596	843
$4000 < d \leq 6000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	14	19	27	39	55	77	110	155	219	310	438	620	876
	$10 < m_n \leq 16$	14	20	28	39	56	79	111	157	222	315	445	629	890
	$16 < m_n \leq 25$	14	20	28	40	57	80	114	161	227	322	455	643	910
	$25 < m_n \leq 40$	15	21	29	42	59	83	118	166	235	333	471	665	941
	$40 < m_n \leq 70$	16	22	31	44	62	88	125	177	250	353	499	706	999
$6000 < d \leq 8000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	16	23	32	45	64	91	128	181	257	363	513	726	1026
	$10 < m_n \leq 16$	16	23	32	46	65	92	130	184	260	367	520	735	1039
	$16 < m_n \leq 25$	17	23	33	47	66	94	132	187	265	375	530	749	1059
	$25 < m_n \leq 40$	17	24	34	48	68	96	136	193	273	386	545	771	1091
	$40 < m_n \leq 70$	18	25	36	51	72	102	144	203	287	406	574	812	1149
$8000 < d \leq 10000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	18	26	36	51	72	102	144	204	289	408	577	816	1154
	$10 < m_n \leq 16$	18	26	36	52	73	103	146	206	292	413	584	826	1168
	$16 < m_n \leq 25$	19	26	37	52	74	105	148	210	297	420	594	840	1188
	$25 < m_n \leq 40$	19	27	38	54	76	108	152	216	305	431	610	862	1219
	$40 < m_n \leq 70$	20	28	40	56	80	113	160	226	319	451	639	903	1277

表 2-149 5 级精度齿轮公差计算式

项目代号	计 算 式	级间公比 $\varphi$	项目代号	计 算 式	级间公比 $\varphi$
$\pm f_{pt}$	$0.3(m_n + 0.4\sqrt{d}) + 4$	$\sqrt{2}$	$F'_i$	$F_p + f'_i$	$\sqrt{2}$
$\Delta F_{pk}$	$f_{pt} + 1.6\sqrt{(k-1)m_n}$		$f'_i$	$k(4.3 + f_{pt} + F_p) - k(9 + 0.3m_n + 3.2\sqrt{m_n} + 0.34\sqrt{d})$ 当 $\epsilon_r < 4$ 时, $k = 0.2\left(\frac{\epsilon_r + 4}{\epsilon_r}\right)$ 当 $\epsilon_r \geq 4$ 时, $k = 0.4$	
$F_p$	$0.3m_n + 1.25\sqrt{d} + 7$		$F'_i$	$F_i + f'_i = 3.2m_n + 1.01\sqrt{d} + 6.4$	
$F_e$	$3.2\sqrt{m_n} + 0.22\sqrt{d} + 0.7$		$f'_i$	$2.96m_n + 0.01\sqrt{d} + 0.8$	
$f_{to}$	$2.5\sqrt{m_n} + 0.17\sqrt{d} + 0.5$		$F_r$	$0.8F_p = 0.24m_n + 1.0\sqrt{d} + 5.6$	
$\Delta f_{to}$	$2\sqrt{m_n} + 0.14\sqrt{d} + 0.5$				
$F_\beta$	$0.1\sqrt{d} + 0.63\sqrt{b} + 4.2$				
$f_{tp} - f_{tsp}$	$0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 3$				

### 2.8.5 齿轮坯

齿轮坯是指在轮齿加工前供制造齿轮用的工件。齿轮坯的尺寸偏差和形状位置偏差都直接影响齿轮的加工和检验，影响轮齿接触和运行。

GB/Z 18620.3 对齿轮坯推荐了相关数值和要求。

#### (1) 术语和定义

有关齿轮坯的术语和定义见表 2-150。

表 2-150 齿轮坯术语和定义

术 语	定 义
工作安装面	用来安装齿轮的面
工作轴线	齿轮工作时绕其旋转的轴线,由工作安装面的中心确定。工作轴线只有考虑整个齿轮组件时才有意义
基准面	用来确定基准轴线的面
基准轴线	由基准面的中心确定,齿轮依此轴线来确定齿轮的细节,特别是确定齿距、齿廓和螺旋线的公差
制造安装面	齿轮制造或检验时用来安装齿轮的面

#### (2) 齿轮坯精度

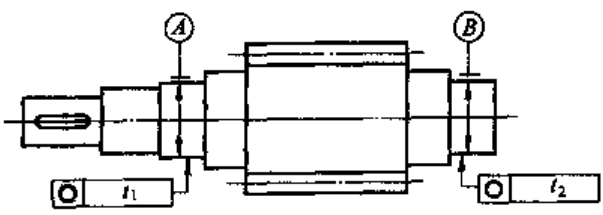
齿轮坯精度涉及对基准轴线与相关的安装面的选择及其制造公差。测量时,齿轮的旋转轴线(基准轴线)若有改变,则齿廓偏差,相邻齿距偏差的测量数值也将会改变。因此,在齿轮图样上必须把规定公差的基准轴线明确表示出来,并标明对齿轮坯的技术要求。

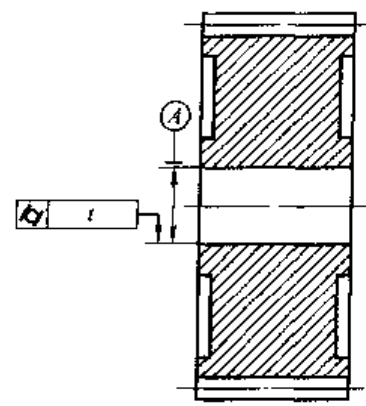
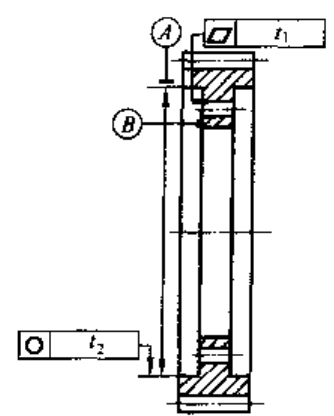
① 基准轴线与工作轴线间的关系 基准轴线是制造者(或检验者)用于对单个零件确定轮齿几何形状的轴线,设计者应确保其精确地确定,使齿轮相应于工作轴线的技术要求得到满足。通常使基准轴线与工作轴线重合,即将安装面作为基准面。

一般情况下,先确定一个基准轴线,然后将其他的所有轴线(包括工作轴线及可能的一些制造轴线)用适当的公差与之联系。此时,应考虑公差链中所增加的链环的影响。

② 基准轴线的确定方法 一个零件的基准轴线是用基准面来确定的。它可用三种基本方法来确定,见表 2-151。

表 2-151 确定基准轴线方法

序号	说 明	图 示
1	用两个“短的”圆柱或圆锥形基准面上设定的两个圆的圆心来确定轴线上的两点	 <p>注: (A) 和 (B) 是预定的轴承安装表面</p>

序号	说 明	图 示
2	用一个“长的”圆柱或圆锥形的面来同时确定轴线的位置和方向。孔的轴线可以用与之相匹配正确地装配的工作心轴的轴线来代表	
3	轴线的位置用一个“短的”圆柱形基准面上的一个圆的圆心来确定,而其方向则用垂直于轴线的基准端面来确定	

设计时,如果采用序号 1 或序号 3 的方法,其圆柱或圆锥形基准面必须在轴向很短,以保证它们自己不会单独确定另一条轴线。在序号 3 的方法中,基准面的直径应该越大越好。

在一个与小齿轮做成一体的轴上,常常有一段安装大齿轮的地方,此安装面的公差数值必须选择得与大齿轮的技术要求相适应。

③ 中心孔的应用 在制造和检验与轴做成一体的小齿轮时,最常用也是最满意的方法,是将该零件安置于两端的顶尖上。这样,两个中心孔就确定了它的基准轴线,齿轮公差及(轴承)安装面的公差均须相对此轴线来规定(见图 2-120)。显然,安装面相对于中心孔的跳动必须规定很紧的公差。

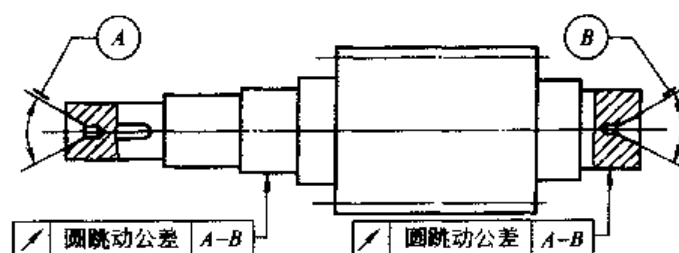


图 2-120 由中心孔确定基准轴线

须注意中心孔 60°接触角内应对准成一直线。

④ 基准面的形状公差 基准面的精度要求取决于以下几方面。

a. 齿轮的精度。要求基准面的形状误差的极限值应大大小于单个轮齿的公差值。

b. 基准面的相对位置。一般来说, 跨距相对于齿轮分度圆直径的比例越大, 给定的公差可以越松。

这些基准面的精度要求, 必须在零件图上予以规定。

根据确定轴线基准面方法的不同, 表 2-152 对基准面的圆度、圆柱度和平面度规定了公差数值, 使用时公差应减至能经济制造的最小值。

表 2-152 基准与安装面的形状公差

确定轴线的基准面	公差项目		
	圆 度	圆 柱 度	平 面 度
两个“短的”圆柱或圆锥形基准面	$0.04(L/b)F_p$ 或 $0.1F_p$ 取两者中之小值		
一个“长的”圆柱或圆锥形基准面		$0.04(L/b)F_p$ 或 $0.1F_p$ 取两者中之小值	
一个“短的”圆柱面和一个端面	$0.06F_p$		$0.06(D_d/b)F_p$

注: 1. 齿轮坯的公差应减至能经济地制造的最小值。

2.  $L$ —较大的轴承跨距;  $D_d$ —基准面直径;  $b$ —齿宽。

⑤ 工作及制造安装面的形状公差 工作及制造安装面的形状公差, 不应大于表 2-152 中规定的公差。

⑥ 工作轴线的跳动公差 当基准轴线与工作轴线不重合时, 则工作安装面相对于基准轴线的跳动必须标注在齿轮图样上予以控制。跳动公差应不大于表 2-153 中规定的数值。

表 2-153 安装面的跳动公差

确定轴线的基准面	跳动量(总的指示幅度)	
	径 向	轴 向
仅指圆柱或圆锥形基准面	$0.15(L/b)F_p$ 或 $0.3F_p$ 取两者中之大值	
一个圆柱基准面和一个端面基准面	$0.3F_p$	$0.2(D_d/b)F_p$

注: 齿轮坯的公差应减至能经济地制造的最小值。

⑦ 齿轮切削和检验时使用的安装面 齿轮在切削和检验过程中, 安装齿轮时应使旋转的实际轴线与图样上规定的基准轴线重合。表 2-153 中规定了这些面的跳动公差。

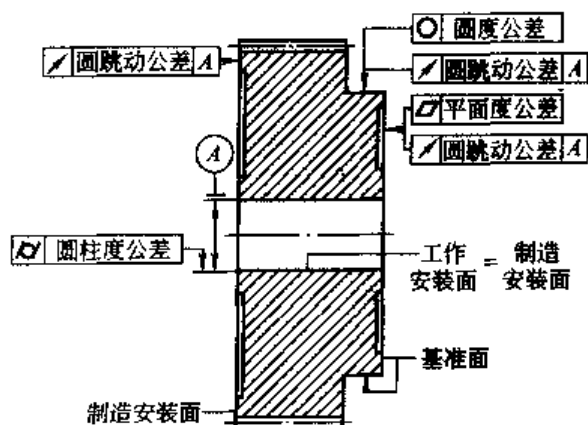


图 2-121 高精度齿轮带有基准面

对大批生产的齿轮, 在制造齿轮坯的控制过程中, 应采用精确的膨胀式心轴以齿轮坯的轴线定位, 用适当的夹具支承齿轮坯, 使其跳动限定在规定的范围内。同时, 还需要选用高质量的切齿机床进行加工并检查首件。

对高精度齿轮, 必须设置专用的基准面(见图 2-121)。对特高精度的齿轮, 加工前需先装在轴上, 此时, 轴颈可用作基准面。

⑧ 齿顶圆柱面 应对齿顶圆直径选择合适的公差, 以保证有最小的设计重合度,

并具有足够的齿顶间隙。如果将齿顶圆柱面作为基准面，除了上述数值仍可用作尺寸公差外，其形状公差应不大于表 2-152 所规定的相关数值。

⑨ 公差组合 当基准轴线与工作轴线重合时，或可直接以工作轴线来规定公差时，可直接应用表 2 153 的公差。当不是上述情形时，则两者之间存在着公差链，此时需要把表 2 152 和表 2 153 中的单个公差数值适当减小。减小的程度取决于该公差链排列，一般大致与  $n$ （公差链中的链节数）的平方根成正比。

⑩ 齿轮其他的安装面 在一个与小齿轮作成一体的轴上，常有一段用来安装一个大齿轮。这时，大齿轮安装面的公差应妥善考虑大齿轮的质量要求后选择。常用的办法是相对于已定的基准轴线规定其允许的跳动量。

⑪ 基准面 轴向和径向基准面应加工得与齿轮坯的实际轴孔、轴颈和肩部完全同轴（见图 2-122）。当在机床上精加工时，或安装在检测仪上，以及最后在使用中安装时，用它们可以进行找正。对于更高精度的工件，基准面还须进行校正，标明其跳动的高点的位置和量值，以控制高精度齿轮的要求。

对于中等精度的齿轮，部分齿顶圆柱面可用来作为径向基准面，而轴向位置则可用齿轮切削时的安装面进行校核。

⑫ 制造和测量时的安装面 为保证切齿和测量后误差的精度，提出以下考虑安装面的意见。

a. 切齿和检验中使用的安装面如图 2-123 和图 2-124 给出的安装图例。即实际旋转轴线与图样规定的基准轴线越接近越好。

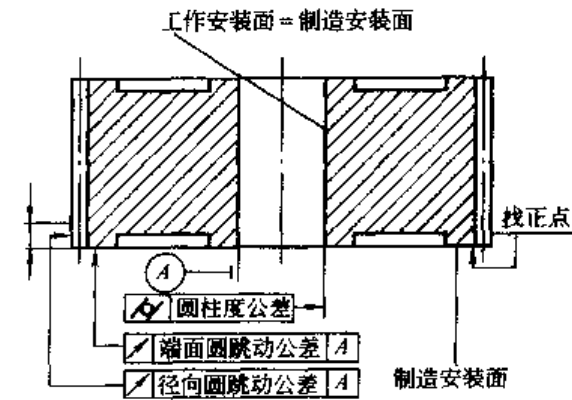


图 2-123 切削齿时齿轮安装的示例

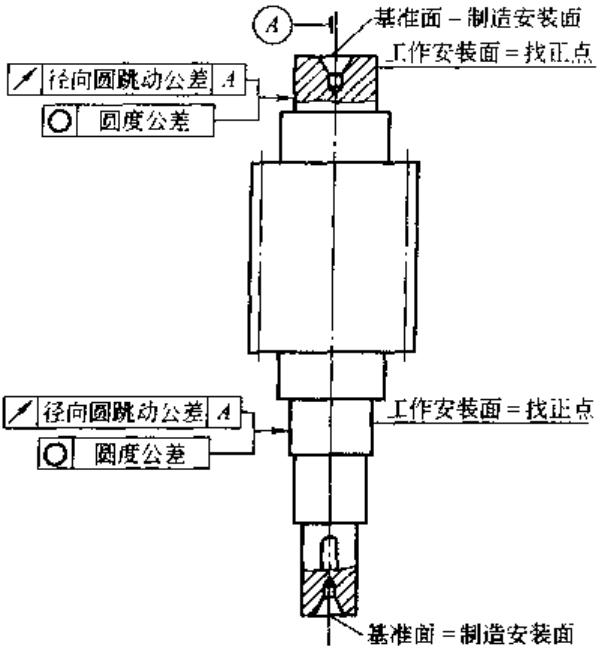


图 2-122 切削齿时轴齿轮的安装示例

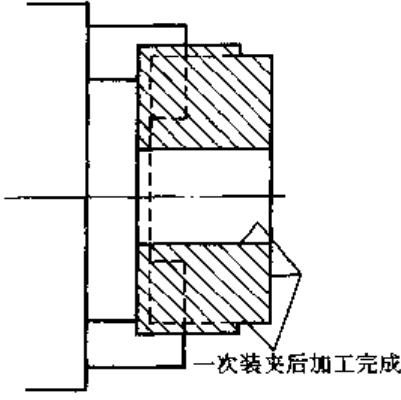


图 2-124 在一次装夹后加工的几个面

b. 建议将加工内孔、切齿的安装面和齿顶面上用来校核径向跳动的那部分在一次装夹中完成，见图 2-124。

⑬ 齿轮坯公差应用举例 为表明公差的应用,图 2-125 给出了关于图 2-122 和图 2-123 的两个实例。

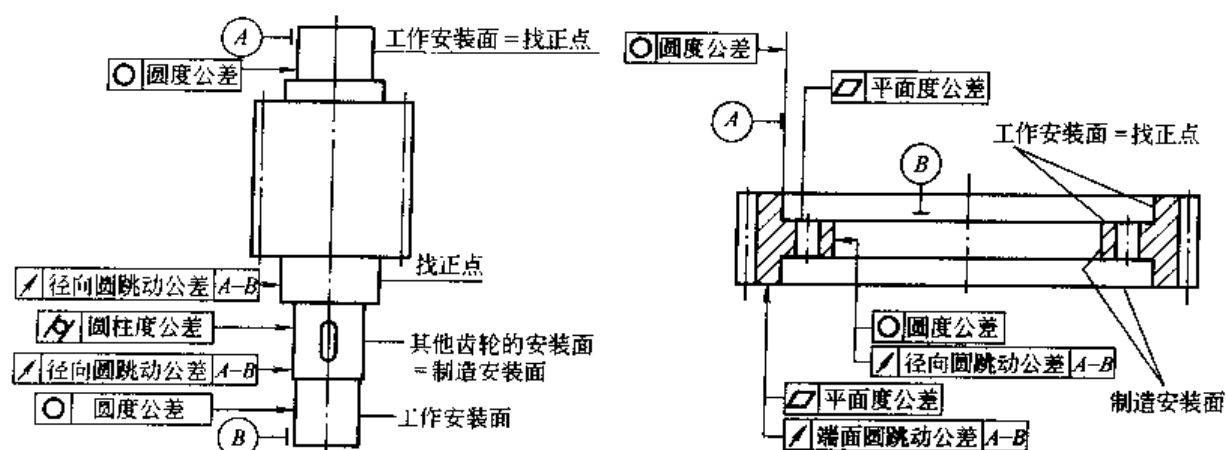


图 2-125 齿坯公差应用示例

### 2.8.6 表面结构的影响

表面结构是表面粗糙度、表面波纹度、表面缺陷、表面几何形状的总称。即表面结构包括表面粗糙度、表面波纹度、表面缺陷、表面几何形状等表面特性。

表面粗糙度是指加工表面上具有较小间距和峰谷所组成的微观几何形状特性。它主要是由所采用的加工方法形成的,如在切削过程中工件表面上的刀具痕迹以及切削撕裂时的材料塑性变形等。表面波纹度是粗糙度叠加在上面的那个表面特征成分。它可能由机床或工件的挠曲、振动、颤动、形成材料应变的各种原因以及其他一些外部影响等因素引起。

表面结构的形成直接影响着机械零件的功能,如摩擦磨损、疲劳强度、接触刚度、冲击强度、密封性能、振动和噪声、金属表面镀涂以及外观质量等,直接关系机械产品的使用性能和工作寿命。因此,根据零件的功能要求、加工设备和加工方法合理选用结构特性参数及其数值是至关重要的。

试验研究和使用经验表明,在表面结构等级和齿轮承载能力状况存在一定关系。GB/T 3480 叙述了表面粗糙度对轮齿点蚀和弯曲强度的影响,ISO/TR 13989 论述了粗糙度对胶合的影响。

同粗糙度一样,波纹度和表面结构的其他特征也会影响材料的表面抗疲劳能力。因此,当需要高性能和可靠性时,要细心地记录未滤波的轮廓来反映轮齿表面结构。

GB/Z 18620.4 没有推荐适用于特定用途的表面粗糙度、波纹度的等级和表面加工纹理的形状或类型,也未鉴别这种表面不平度的成因。文件强调:在规定轮齿表面结构的特征极限之前,齿轮设计师和工程师们应熟悉有关的国家标准和这方面的参考文献。

#### (1) 表面结构对齿轮功能的影响

在试验研究和使用经验的基础上,将受表面结构影响的轮齿功能特性分为三类:传动精度(噪声和振动);表面承载能力(如点蚀、胶合和磨损);弯曲强度(齿根过渡曲面状况)。

##### ① 对传动精度的影响 表面结构的两个主要特征是粗糙度和波纹度。

表面波纹度或齿面波纹度会引起传动误差,这种影响依赖波纹的纹理相对于瞬时接触线和接触线的方向。如果波纹的纹理平行于瞬时接触线或接触区(垂直于接触迹线),齿轮啮合时会出现一个高的刺耳声(高于啮合频率的古怪的谐波成分)。

在少数情况下, 表面粗糙度会使齿轮噪声产生差异 (光滑的齿面与粗糙的齿面比较), 一般它对齿轮啮合频率的噪声及其谐波成分不产生影响。

② 对承载能力的影响 轮齿表面结构可在两个大致的方面影响轮齿耐久性: 齿面劣化和轮齿折断。

a. 齿面劣化 齿面劣化有磨损、胶合或擦伤和点蚀等。齿廓上的表面粗糙度和波纹度与此有关。表面结构、温度和润滑剂决定影响齿面耐久性的弹性流体动力 (EHD) 膜的厚度。

b. 弯曲强度 轮齿折断可能是疲劳 (高循环应力) 的结果, 表面结构是影响齿根过渡区应力的一个因素。

## (2) 齿面粗糙度

齿面粗糙度对齿轮的工作性能和使用寿命有重要影响, 设计者可根据有关参数的影响选取适当数值。

① 图样上应标注的数据 设计者应按齿轮加工要求, 在图样上标注出完工状态的齿面粗糙度的数据, 见图 2-126(a) 和 (b)。

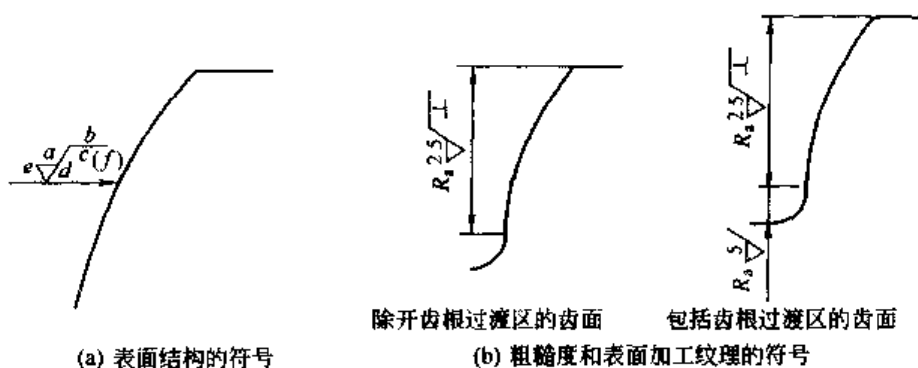


图 2-126 表面粗糙度符号

$a$ — $R_a$  或  $R_z$ ,  $\mu m$ ;  $b$ —加工方法、表面处理等;  $c$ —取样长度;  $d$ —加工纹理方向;  
 $e$ —加工余量;  $f$ —粗糙度的其他数值 (括号内)

② 参数值 GB/Z 18620.4 给定的参数值, 应优先从表 2-154 或表 2-155 中给出的范围中选择。无论是  $R_a$  还是  $R_z$  都可用作一种判断依据, 但两者不应在同一部分使用。GB/T 10095.1~2 规定的齿轮精度等级和表 2-154、表 2-155 中的齿面粗糙度等级之间没有直接的关系, 也不与特定的制造工艺相对应。

表 2-154 粗糙度轮廓的算术平均偏差  $R_a$  的推荐极限值

/ $\mu m$

等 级	$R_a$			等 级	$R_z$		
	模数/mm				模数/mm		
	$m < 6$	$6 \leq m \leq 25$	$m > 25$		$m < 6$	$6 \leq m \leq 25$	$m > 25$
1		0.04		7	1.25	1.6	2.0
2		0.08		8	2.0	2.5	3.2
3		0.16		9	3.2	4.0	5.0
4		0.32		10	5.0	6.3	8.0
5	0.5	0.63	0.80	11	10.0	12.5	16
6	0.8	1.00	1.25	12	20	25	32

表 2-155 粗糙度轮廓的最大高度  $R_a$  的推荐极限值/ $\mu\text{m}$ 

等 级	$R_a$			等 级	$R_z$		
	模数/mm				模数/mm		
	$m < 6$	$6 \leq m \leq 25$	$m > 25$		$m < 6$	$6 \leq m \leq 25$	$m > 25$
1		0.25		7	8.0	10.0	12.5
2		0.50		8	12.5	16	20
3		1.0		9	20	25	32
4		2.0		10	32	40	50
5	3.2	4.0	5.0	11	63	80	100
6	5.0	6.3	8.0	12	125	160	200

另外,有关参考资料推荐了 4~9 级精度齿轮齿面粗糙度的参数值,见表 2-156。

表 2-156 齿面粗糙度

/ $\mu\text{m}$ 

齿轮精度等级	4		5		6		7		8		9	
齿面	硬	软	硬	软	硬	软	硬	软	硬	软	硬	软
齿面粗糙度 $R_a$	$\leq 0.4$	$\leq 0.8$	$\leq 1.6$	$\leq 0.8$	$< 1.6$	$\leq 1.6$	$\leq 3.2$	$\leq 6.3$	$\leq 3.2$	$\leq 6.3$	$\leq 3.2$	$\leq 6.3$

### 2.8.7 轴中心距和轴线平行度

设计者应对中心距  $a$  和轴线的平行度两项偏差选择适当的公差。公差值的选择应按其使用要求能保证相啮合轮齿间的侧隙和齿长方向正确接触。

#### (1) 轴中心距

中心距公差是指设计者规定的允许偏差,公称中心距是在考虑了最小侧隙及两齿轮的齿顶和其相啮合的非渐开线齿廓齿根部分的干涉后确定的。

当齿轮只是单向承载运转而不经常反转时,最大侧隙的控制不是一个重要的考虑因素,此时中心距允许偏差主要取决于重合度的考虑。

在控制运动用的齿轮中,其侧隙必须控制;若轮齿上的负载常常反向时,对中心距的公差必须很仔细地考虑下列因素:

- ① 轴、箱体和轴承的偏斜;
- ② 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不一致;
- ③ 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的位移和倾斜;
- ④ 安装误差;
- ⑤ 轴承跳动;
- ⑥ 温度的影响(随箱体和齿轮零件间的温度、中心距和材料不同而变化);
- ⑦ 旋转件的离心伸胀;
- ⑧ 其他因素,例如润滑剂污染的允许程度及非金属齿轮材料的胀缩。

GB/Z 18620.3 没有推荐中心距公差,设计者可以借鉴某些成熟产品的设计经验来确定中心距公差,也可参照表 2-157 中的齿轮副中心距极限偏差数值。

#### (2) 轴线平行度

GB/Z 18620.3 对轴线平行度提供了推荐数值,该数值不应认为是严格的质量准则,而是对钢制或铁制的齿轮在商订相互的协议时,作为一个指导。



表 2-157 中心距极限偏差 $\pm f_s$ 值/ $\mu\text{m}$ 

齿轮精度等级			1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
$f_s$			$\frac{1}{2}\text{IT}4$	$\frac{1}{2}\text{IT}6$	$\frac{1}{2}\text{IT}7$	$\frac{1}{2}\text{IT}8$	$\frac{1}{2}\text{IT}9$	$\frac{1}{2}\text{IT}11$
齿 轮 副 的 中 心 距 / mm	大于	到	2	4.5	7.5	11	18	45
	6	10						
	10	18	2.5	5.5	9	13.5	21.5	55
	18	30	3	6.5	10.5	16.5	26	65
	30	50	3.5	8	12.5	19.5	31	80
	50	80	4	9.5	15	28	37	90
	80	120	5	11	17.5	27	43.5	110
	120	180	6	12.5	20	31.5	50	125
	180	250	7	14.5	23	36	57.5	145
	250	315	8	16	26	40.5	65	160
	315	400	9	18	28.5	44.5	70	180
	400	500	10	20	31.5	48.5	77.5	200
	500	630	11	22	35	55	87	220
	630	800	12.5	25	40	62	100	250
	800	1 000	14.5	28	45	70	115	280
	1 000	1 250	17	33	52	82	130	330
	1 250	1 600	20	39	62	97	155	390
	1 600	2 000	24	46	75	115	185	460
	2 000	2 500	28.5	50	87	149	220	550
	2 500	3 150	34.5	67.5	105	165	270	676

注：本表引自 GB 10095—1988，齿轮精度等级为其第Ⅱ公差组精度等级。

由于轴线平行度偏差与其向量的方向有关，所以规定有“轴线平面内的偏差” $f_{\Sigma\delta}$ 和“垂直平面上的偏差” $f_{\Sigma\beta}$ （见图 2-127）。

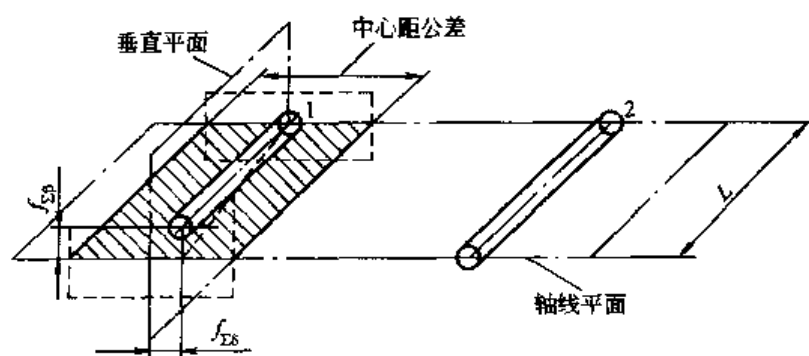


图 2-127 轴线平行度偏差

轴线平面内的偏差 $f_{\Sigma\delta}$ 是在两轴线的公共平面上测量的。该公共平面是用两轴的轴承跨距中较长的一个 $L$ 和另一根轴上的一个轴承来确定的。“垂直平面上的偏差” $f_{\Sigma\beta}$ 是在与轴线公共平面相垂直的“交错轴平面”上测量的。

每项平行度偏差是以与有关轴轴承间距  $L$  (“轴承中间距”  $L$ ) 相关连的值表示。

轴线平面内的轴线偏差将影响螺旋线啮合偏差, 它的影响是工作压力角的正弦函数, 而垂直平面上的轴线偏差的影响是工作压力角的余弦函数。可见, 垂直平面上的偏差所导致的啮合偏差将比同样大小的轴线平面内偏差导致的啮合偏差大 2~3 倍。

轴线平行度公差的最大推荐值如下。

- ① 轴线平面内的轴线平行度公差的最大推荐值为

$$f_{\Sigma\delta} = 2f_{\Sigma\beta} \quad (2-100)$$

- ② 垂直平面上的轴线平行度公差的最大推荐值为

$$f_{\Sigma\beta} = 0.5 \left( \frac{L}{b} \right) F_{\beta} \quad (2-101)$$

### 2.8.8 轮齿接触斑点

GB/Z 18620.4 提供了齿轮轮齿接触斑点的检测方法, 对获得与分析接触斑点的方法进行解释, 还给出对齿轮精度估计的指导。

检验产品齿轮副在其箱体内啮合所产生的接触斑点, 可评估轮齿间载荷分布。产品齿轮和测量齿轮的接触斑点, 可用于评估装配后齿轮螺旋线和齿廓精度。

#### (1) 检测条件

产品齿轮和测量齿轮在轻载下的轮齿齿面接触斑点, 可以从安装在机架上的两相啮合的齿轮得到, 但两轴线的平行度在产品齿轮齿宽上要小于 0.005mm, 并且测量齿轮的齿宽也不小于产品齿轮的齿宽。相配的产品齿轮副的接触斑点, 也可在相啮合的机架上得到, 但用于获得轻载接触斑点所施加的载荷, 应能恰好保证被测齿面保持稳定的接触。

用于检验用的印痕涂料有: 装配工用蓝色印痕涂料和其他专用涂料, 涂层厚度为 0.006~0.012mm。

通常, 用勾画草图、照片、录像等形式记录接触斑点, 或用透明胶带覆盖其上, 然后撕下贴在白纸上保存备查。

对完成轮齿接触斑点检测工作的人员, 应训练正确操作, 并定期检查他们的效果以确保操作效能的一致性。

#### (2) 接触斑点的判断

接触斑点可以给出齿长方向配合不准确的程度, 包括齿长方向的不准确配合和波纹度, 也可以给出齿廓不准确的程度, 必须强调的是作出的任何结论都带有主观性, 只能是近似的并且依赖于有关人员的经验。

- ① 与测量齿轮相啮合的接触斑点 图 2-128~图 2-131 所示的是产品齿轮与测量齿轮对

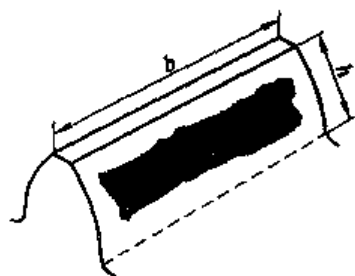


图 2-128 典型的规范: 接触近似为齿宽  $b$  的 80%、有效齿面高度  $h$  的 70%, 齿端修薄

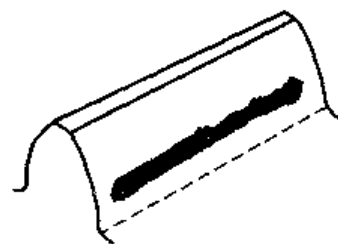


图 2-129 齿长方向配合正确, 有齿廓偏差

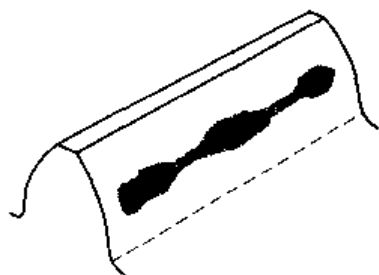


图 2-130 波纹度

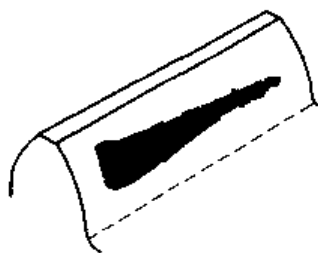


图 2-131 有螺旋线偏差, 齿廓正确, 有齿端修薄

滚产生的典型的接触斑点示意图。

② 齿轮精度和接触斑点 图 2-132 和表 2-158、表 2-159 给出了在齿轮装配后（空载）检测时，所预计的齿轮精度等级和接触斑点分布之间关系的一般指示，但不能理解为证明齿轮精度等级的替代方法。实际的接触斑点不一定与图 2-132 中所示的一致，在啮合机架上所获得的齿轮检查结果应当是相似的。

图 2-132 和表 2-158、表 2-159 对齿廓和螺旋线修形的齿面是不适用的。

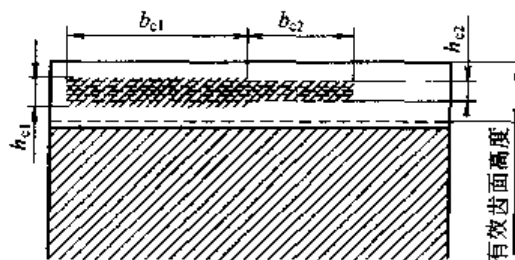


图 2-132 接触斑点分布的示意

表 2-158 斜齿轮装配后的接触斑点

精度等级按 GB/T 10095	$b_{c1}$ 占齿宽的	$h_{c1}$ 占有有效齿面高度的	$b_{c2}$ 占齿宽的	$h_{c2}$ 占有有效齿面高度的
4 级及更高	50%	50%	40%	30%
5 和 6	45%	40%	35%	20%
7 和 8	35%	40%	35%	20%
9~12	25%	40%	25%	20%

表 2-159 直齿轮装配后的接触斑点

精度等级按 GB/T 10095	$b_{c1}$ 占齿宽的	$h_{c1}$ 占有有效齿面高度的	$b_{c2}$ 占齿宽的	$h_{c2}$ 占有有效齿面高度的
4 级及更高	50%	70%	40%	50%
5 和 6	45%	50%	35%	30%
7 和 8	35%	50%	35%	30%
9~12	25%	50%	25%	30%

## 2.8.9 侧隙

GB/Z 18620.2 给出了渐开线圆柱齿轮侧隙的检验实施规范，并在附录中提供了齿轮啮合时选择齿厚公差和最小侧隙的方法及其建议的数值。

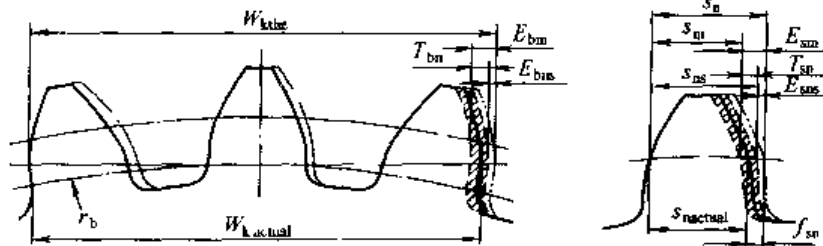
### (1) 定义

有关齿厚、侧隙的术语及定义见表 2-160。

表 2-160 术语及定义

术 语	定 义
公称齿厚	<p>在分度圆柱上法向平面的“公称齿厚 <math>s_n</math>”是指齿厚理论值，该齿轮与具有理论齿厚的相配齿轮在基本中心距之下无侧隙啮合。公称齿厚可用下列公式计算，即</p> <p>对外齿轮 <math>s_n = m_n \left[ \frac{\pi}{2} + 2 \tan \alpha_n x \right]</math></p> <p>对内齿轮 <math>s_n = m_n \left[ \frac{\pi}{2} - 2 \tan \alpha_n x \right]</math></p> <p>对斜齿轮，<math>s_n</math> 值应在法向平面内测量</p>

术 语	定 义
齿厚的“最大和最小极限”	齿厚的“最大和最小极限” $s_{\max}$ 和 $s_{\min}$ 是指齿厚的两个极端的允许尺寸,齿厚的实际尺寸应该位于这两个极端尺寸之间(含极端尺寸),见图 2-133
齿厚的极限偏差	齿厚上偏差和下偏差( $E_{\max}$ 和 $E_{\min}$ )统称齿厚的极限偏差。见图 2-133 $E_{\max} = s_{\max} - s_0$ $E_{\min} = s_{\min} - s_0$
齿厚公差	齿厚公差 $T_{\text{th}}$ 是指齿厚上偏差与下偏差之差 $T_{\text{th}} = E_{\max} - E_{\min}$
实际齿厚	实际齿厚 $s_{\text{actual}}$ 是指通过测量确定的齿厚
功能齿厚	功能齿厚 $s_{\text{func}}$ 是指用经标定的测量齿轮在径向综合(双面)啮合测试所得到的最大齿厚值 这种测量包含了齿廓、螺旋线、齿距等要素偏差的综合影响,类似于最大实体状态的概念,它绝不可超过设计齿厚
实效齿厚	齿轮的“实效齿厚”是指测量所得的齿厚加上轮齿各要素偏差及安装所产生的综合影响的量,类似于“功能齿厚”的含义 这是最终包容条件,包含了所有的影响因素,这些影响因素确定最大实体状态时,必须予以考虑 相配齿轮的要素偏差,在啮合的不同角度位置时,可能产生叠加的影响,也可能产生相互抵消的影响,想把个别的轮齿要素偏差从“实效齿厚”中区分出来,是不可能做到的
侧隙	侧隙是两个相配齿轮的工作齿面相接触时,在两个非工作齿面之间所形成的间隙,如图 2-134 所示 注:图 2-134 是按最紧中心距位置绘制的,如中心距有所增加,则侧隙也将增大,最大实效齿厚(最小侧隙)由于轮齿各要素偏差的综合影响以及安装的影响,与测量齿厚的量是不相同的,类似于功能齿厚,这是最终包容条件,它包含了所有影响因素,这些影响因素在确定最大实体状态时,必须予以考虑 通常,在稳定的工作状态下的侧隙(工作侧隙)与齿轮在静态条件下安装于箱体内测得的侧隙(装配侧隙)是不相同的(小于它)
圆周侧隙	圆周侧隙 $j_w$ (见图 2-135)是当固定两相啮合齿轮中的一个,另一个齿轮所能转过的节圆弧长的最大值
法向侧隙	法向侧隙 $j_{\text{bn}}$ (见图 2-135)是当两个齿轮的工作齿面互相接触时,其非工作齿面之间的最短距离。它与圆周侧隙 $j_w$ 的关系,按下面的公式表示,即 $j_{\text{bn}} = j_w \cos \alpha_w \cos \beta_b$
径向侧隙	径向侧隙 $j_r$ (见图 2-135)将两个相配齿轮的中心距缩小,直到左侧和右侧齿面都接触时,这个缩小的量为径向侧隙,即 $j_r = \frac{j_w}{2 \tan \alpha_w}$
最小侧隙	最小侧隙 $j_{\text{wmin}}$ 是节圆上的最小圆周侧隙,即当具有最大允许实效齿厚的轮齿与也具有最大允许实效齿厚相配轮齿相啮合时,在静态条件下在最紧允许中心距时的圆周侧隙(见图 2-134) 所谓最紧中心距,对外齿轮来说是指最小的工作中心距,而对内齿轮来说是指最大的工作中心距
最大侧隙	最大侧隙 $j_{\text{wmax}}$ 是节圆上的最大圆周侧隙,即当具有最小允许实效齿厚的轮齿与也具有最小允许实效齿厚相配轮齿相啮合时,在静态条件下在最大允许中心距时的圆周侧隙(图 2-134)



在基圆柱上的法平面内

图 2-133 公法线长度和齿厚的允许偏差

$s_n$ —公称齿厚;  $s_{n1}$ —齿厚的最小极限;  $s_{n2}$ —齿厚的最大极限;  $s_{nactual}$ —实际齿厚;  $E_{sm1}$ —齿厚允许的下偏差;  
 $E_{sm2}$ —齿厚允许的上偏差;  $f_{sn}$ —齿厚偏差;  $T_{sn}$ —齿厚公差,  $T_{sn} = E_{sm2} - E_{sm1}$

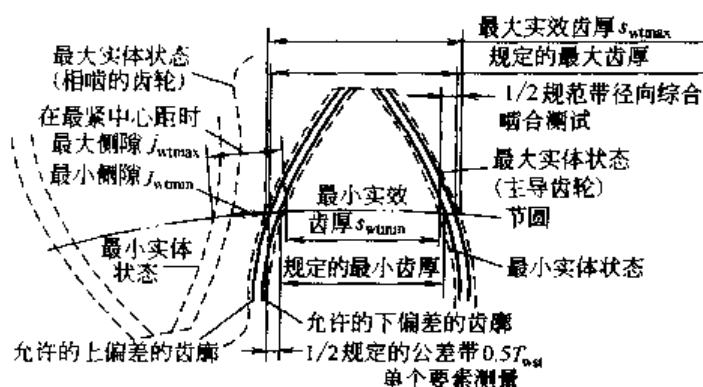


图 2-134 端平面上齿厚

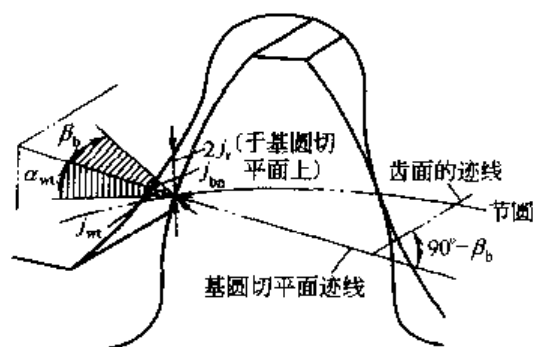


图 2-135 圆周侧隙  $j_w$ 、法向侧隙  $j_{bn}$  与径向侧隙  $j_r$  之间的关系

## (2) 侧隙及其计算

在一对装配好的齿轮副中,侧隙  $j$  是在两工作齿面接触时,在两非工作齿面间的间隙,它是在节圆上齿槽宽度超过轮齿齿厚的量。侧隙可以在法平面上或沿啮合线(见图 2-136)测量,但应在端平面上或啮合平面(基圆切平面)上计算和确定。

侧隙受一对齿轮运行时的中心距以及每个齿轮的实际齿厚所控制。运行时还因速度、温度、载荷等的变化而变化。在静态可测量的条件下,必须要有足够的侧隙,以保证在带载荷运行最不利的工作条件下仍有足够的侧隙。

最小侧隙  $j_{bmin}$  受下列因素影响:

- ① 箱体、轴和轴承的偏斜;
- ② 因箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轴线的不对准和歪斜;
- ③ 安装误差,如轴的偏心;
- ④ 轴承径向跳动;
- ⑤ 温度影响(由箱体与齿轮零件的温差,中心距和材料差异所致);
- ⑥ 旋转零件的离心胀大;



图 2-136 用塞尺测量侧隙(法向平面)

⑦ 其他因素，如由于润滑剂的污染以及非金属齿轮材料的熔胀。

表 2-161 列出了对中模数齿轮传动装置推荐的最小侧隙。这些传动装置是用黑色金属齿轮和箱体制造的，工作时节圆线速度小于 15m/s，其箱体、轴和轴承都采用常用商业制造公差。

表 2-161 对于中、大模数齿轮最小法向侧隙  $j_{b\min}$  的推荐数据 /mm

$m_n$	最小中心距 $a_i$					
	50	100	200	400	800	1 600
1.5	0.09	0.11	—	—	—	—
2	0.10	0.12	0.15	—	—	—
3	0.12	0.14	0.17	0.24	—	—
5	—	0.18	0.21	0.28	—	—
8	—	0.24	0.27	0.34	0.47	—
12	—	—	0.35	0.42	0.55	—
18	—	—	—	0.54	0.67	0.94

表中的数值，也可用下式计算，即

$$j_{b\min} = \frac{2}{3}(0.06 + 0.0005 |a_i| + 0.03m_n) \quad (2-102)$$

$$j_{bn} = |(E_{sns1} + E_{sns2})| \cos \alpha_n \quad (2-103)$$

如果  $E_{sns1} = E_{sns2}$ ，则  $j_{bn} = 2E_{sns} \cos \alpha_n$ ，小齿轮和大齿轮的切削深度和根部间隙相等，且重合度为最大。

### (3) 齿厚偏差

齿厚偏差是指实际齿厚与公称齿厚之差（对于斜齿轮系指法向齿厚）。为了获得齿轮副最小侧隙，必须对齿厚削薄。其最小削薄量（即齿厚上偏差）可以通过计算求得。

① 齿厚上偏差  $E_{sns}$  齿厚上偏差除了取决于最小侧隙外，还要考虑齿轮和齿轮副的加工和安装误差的影响。例如中心距的下偏差（ $-f_a$ ），轴线平行度（ $f_{\Sigma\beta}$ 、 $f_{\Sigma\delta}$ ）、基节偏差（ $-f_{pb}$ ）、螺旋线总偏差（ $F_\beta$ ）等。

其关系式为

$$E_{sns1} + E_{sns2} = -2f_a \tan \alpha_n - \frac{j_{b\min} + J_n}{\cos \alpha_n} \quad (2-104)$$

式中  $E_{sns1}$ 、 $E_{sns2}$ ——小齿轮与大齿轮的齿厚上偏差；

$f_a$ ——中心距偏差；

$J_n$ ——齿轮和齿轮副的加工和安装误差对侧隙减小的补偿量。

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2F_\beta^2 + (f_{\Sigma\delta} \sin \alpha_n)^2 + (f_{\Sigma\beta} \cos \alpha_n)^2} \quad (2-105)$$

式中  $f_{pb1}$ 、 $f_{pb2}$ ——小齿轮与大齿轮的基节偏差；

$F_\beta$ ——螺旋线总公差；

$f_{\Sigma\beta}$ 、 $f_{\Sigma\delta}$ ——齿轮副轴线平行度公差；

$\alpha_n$ ——法向压力角。

求出两个齿轮的齿厚上偏差之和后，便可将此值分配给大齿轮和小齿轮。分配方法有等

值分配和不等值分配两种。

等值分配即  $E_{sns1} = E_{sns2}$ ，则

$$E_{sns} = -f_a \tan \alpha_n - (j_{ba\min} + J_n) / 2 \cos \alpha_n \quad (2-106)$$

不等值分配可使小齿轮的减薄量小些，大齿轮的减薄量大些，以期使小齿轮的强度和大齿轮的强度匹配。在进行齿轮承载能力计算时，必须验证一下加工后的齿厚是否变薄，如果  $|E_{sns}/m_n| > 0.05$ ，则在任何情况下变薄现象都会出现。

② 齿厚公差  $T_{sn}$  齿厚公差的选择，基本上与轮齿的精度无关。在很多应用场合，允许用较宽的齿厚公差或工作侧隙。这样做不会影响齿轮的性能和承载能力，却可以获得较经济的制造成本。除非十分必要，不应选择很紧的齿厚公差。如果出于工作运行的原因必须控制最大侧隙时，则须对各影响因素仔细研究，对有关齿轮的精度等级、中心距公差和测量方法予以仔细地规定。

当设计者在无经验的情况下，可参考式 (2-107) 来计算齿厚公差，即

$$T_{sn} = (\sqrt{F_r^2 + b_r^2}) \times 2 \tan \alpha_n \quad (2-107)$$

式中  $F_r$ ——径向跳动公差；

$b_r$ ——切齿径向进刀公差，可按表 2-162 选用。

表 2-162  $b_r$  切齿径向进刀公差

齿轮精度等级	4	5	6	7	8	9
$b_r$	1.26IT7	IT8	1.26IT8	IT9	1.26IT9	IT10

③ 齿厚下偏差  $E_{sni}$  齿厚下偏差等于齿厚上偏差减去齿厚公差，即

$$E_{sni} = E_{sns} - T_{sn}$$

④ 齿厚偏差代用项目

a. 公法线长度偏差 当齿厚有减薄量时，公法线长度也变小。因此，齿厚偏差也可用公法线长度偏差  $E_{bn}$  代替。

公法线长度偏差是指公法线的实际长度与公称长度之差。GB/Z 18620.2 给出了齿厚极限偏差与公法线长度极限偏差的关系式。

公法线长度上偏差

$$E_{bns} = E_{sns} \cos \alpha_n \quad (2-108)$$

公法线长度下偏差

$$E_{bni} = E_{sni} \cos \alpha_n \quad (2-109)$$

公法线测量对内齿轮是不适用的。另外对斜齿轮而言，公法线测量受齿轮齿宽的限制，只有满足下式条件时才可能。

$$b > 1.015 W_k \sin \beta_b \quad (2-110)$$

b. 跨球（圆柱）尺寸偏差 当斜齿轮的齿宽太窄或内齿轮，不允许作公法线测量时，可以用间接地检验齿厚的方法，即把两个球或圆柱（销子）置于尽可能在直径上相对的齿槽内（见图 2-137），然后测量跨球（圆柱）尺寸。

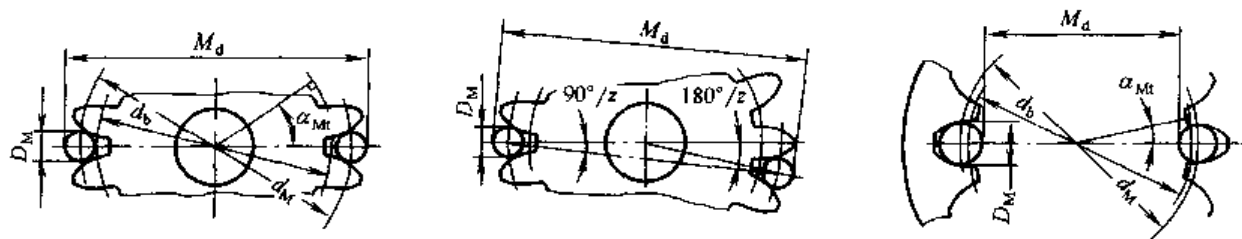


图 2 137 直齿轮的跨球（圆柱）尺寸  $M_d$

GB/Z 18620.2 给出了齿厚极限偏差与跨球（圆柱）尺寸极限偏差的关系式。

偶数齿时：

跨球（圆柱）尺寸上偏差

$$E_{yus} \approx E_{sns} \cos \alpha_t / \sin \alpha_{Mt} \cos \beta_b \quad (2-111)$$

跨球（圆柱）尺寸下偏差

$$E_{ynl} \approx E_{sni} \cos \alpha_t / \sin \alpha_{Mt} \cos \beta_b \quad (2-112)$$

奇数齿时：

跨球（圆柱）尺寸上偏差

$$E_{yus} \approx E_{sns} \frac{\cos \alpha_t}{\sin \alpha_{Mt} \cos \beta_b} \cos \left[ \frac{90}{z} \right] \quad (2-113)$$

跨球（圆柱）尺寸下偏差

$$E_{ynl} \approx E_{sni} \frac{\cos \alpha_t}{\sin \alpha_{Mt} \cos \beta_b} \cos \left[ \frac{90}{z} \right] \quad (2-114)$$

式中  $\alpha_{Mt}$ ——工作端面压力角。

## 2.8.10 图样标注

(1) 齿轮图样上应注明的尺寸数据

齿轮图样是进行加工、检验和安装的重要原始依据，是组织生产和全面质量管理的必不可少的技术文件。

齿轮图样反映了设计师为保证产品性能要求，对齿轮制造质量所提出的技术要求。设计师在齿轮图样上除了标注材料和热处理质量，还应按照 GB/T 6443—1986《渐开线圆柱齿轮图样上注明的尺寸数据》的规定，进行尺寸数据的标注。

① 需要在图样上标注的一般尺寸数据

- a. 顶圆直径及其公差；
- b. 分度圆直径；
- c. 齿宽；
- d. 孔（或轴）径及其公差；
- e. 定位面及其要求；
- f. 齿轮表面粗糙度。

② 需要用表格列出的数据

- a. 法向模数；
- b. 齿数；
- c. 基本齿廓（符合 GB/T 1356—2001《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿



条齿廓》时仅注明齿形角，不符合时则应以图样详述其特性)；

d. 齿顶高系数；

e. 螺旋角；

f. 螺旋方向；

g. 径向变位系数；

h. 齿厚：公称值及其上、下偏差（法向齿厚公称值及其上、下偏差，或公法线长度及其上、下偏差，或跨球尺寸及其上、下偏差）；

i. 精度等级；

j. 齿轮副中心距及其极限偏差；

k. 配对齿轮的图号及其齿数；

l. 检验项目代号及其公差（或极限偏差）值。

③ 其他数据 根据齿轮的具体形状及其技术要求，还应给出其他一切在加工和测量时所必需的数据。例如：

a. 对带轴的小齿轮以及轴或孔不作定心基准的大齿轮，在切齿前作定心检查用的表面应规定其最大径向跳动量；

b. 为检验轮齿的加工精度，对某些齿轮还需指出其他一些技术参数（如基圆直径、接触线长度等），或其他用作检验用的尺寸参数的形位公差（如齿顶圆柱面）；

c. 当采用设计齿廓，或设计螺旋线时应以图样详述其参数。

④ 参数表 图样上的参数表一般应放在图样的右上角。参数表中列出的参数项目可根据需要增减，检验项目根据功能要求从 GB/T 10095.1 或 GB/T 10095.2 中选取。图样中的技术要求一般放在图的右下角。见图 2-138。

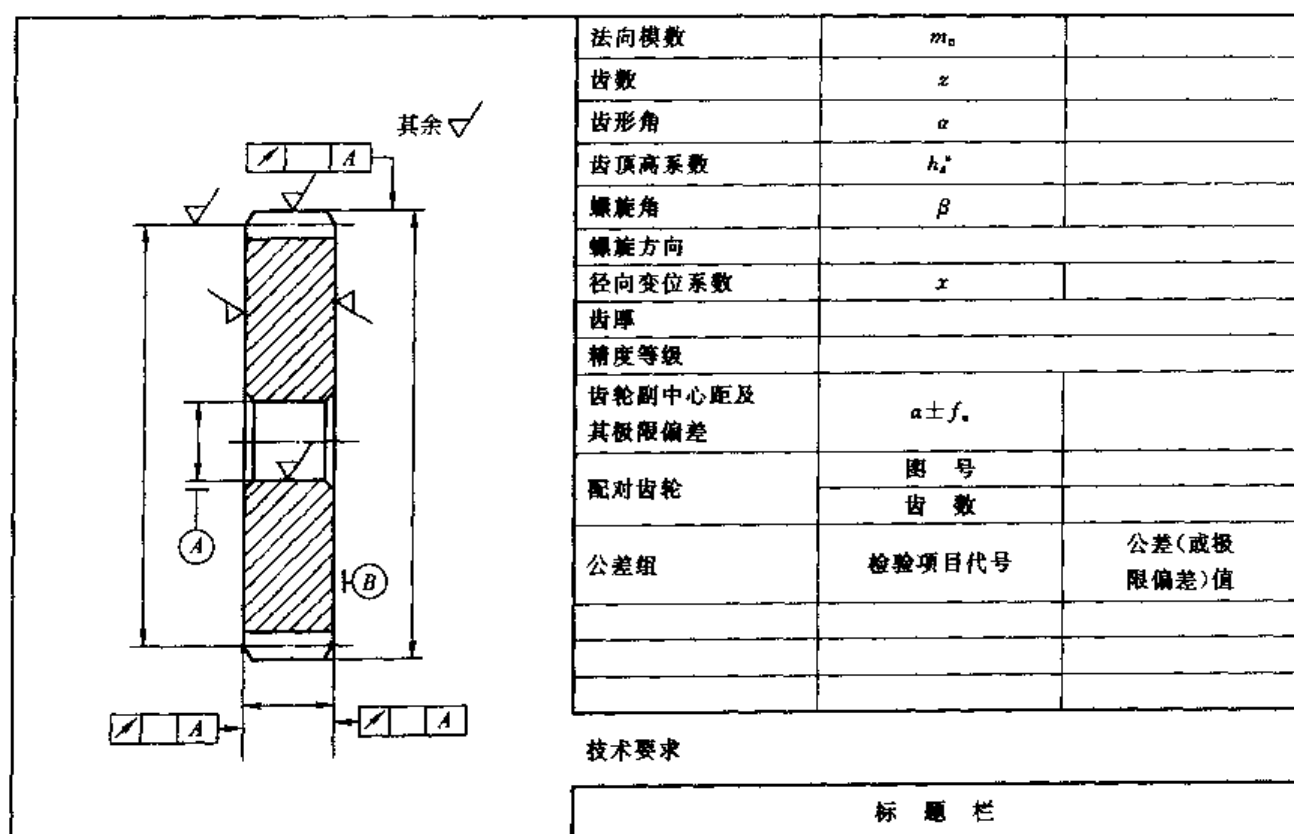


图 2-138 图样中参数表和技术要求的位置

## (2) 图样标注

关于齿轮精度等级在图样上的标注,新标准未作规定,它规定了在技术文件需叙述齿轮精度等级时,应注明 GB/T 10095.1 或 GB/T 10095.2。

为此,关于齿轮精度等级的标注建议如下。

① 若齿轮的各检验项目同为某一精度等级时,可标注精度等级和标准号。如齿轮各检验项目同为 7 级,则标注为

7 GB/T 10095.1—2001 或 7 GB/T 10095.2—2001

② 若齿轮各检验项目的精度等级不同时,如齿廓总偏差  $F_a$  为 6 级,单个齿距偏差  $f_{pt}$ 、齿距累积总偏差  $F_p$ 、螺旋线总偏差  $F_\beta$  均为 7 级,则标注为

6( $F_a$ ),7( $f_{pt}$ 、 $F_p$ 、 $F_\beta$ ) GB/T 10095.1—2001

图 2-139 和图 2-140 是齿轮零件工作图的例子。此齿轮副的承载能力计算和几何尺寸计算见本章 2.4.5.9 和 2.2.6。

## 2.8.11 采用 GB/T 10095.1 与 GB/T 10095.2 两项新标准应注意的问题

### (1) 关于小模数齿轮

对于  $m_n < 1\text{mm}$  的渐开线圆柱齿轮,原国家标准局于 1990 年 9 月发布了 GB/T 2363—1990《小模数渐开线圆柱齿轮精度》,该标准对小模数齿轮规定了 16 项误差项目(其中 4 项是控制齿轮副侧隙的项目),并推荐了 5 项齿轮传动误差。

新标准与 GB/T 2363,在  $m_n \geq 0.2 \sim 1\text{mm}$  的范围内共有 10 个模数交叉,即  $m_n = 0.2\text{mm}, 0.25\text{mm}, 0.3\text{mm}, (0.35\text{mm}), 0.4\text{mm}, 0.5\text{mm}, 0.6\text{mm}, (0.7\text{mm}), 0.8\text{mm}, (0.9\text{mm})$ (括号内模数为第二系列)。对上述模数的齿轮采用哪项标准来评定和检验齿轮精度,需由采购方和供货方协商确定。

### (2) 齿轮质量的评定和验收

齿轮制造质量的评定和验收,可以采用单项检验或综合检验,但两种检验方法不能同时使用。因此,必须在齿轮图样或订货协议中明确注明 GB/T 10095.1 或 GB/T 10095.2。

### (3) 精度等级

① 供需双方的协议中应明确检验项目的精度等级要求。按 GB/T 10095.1 的规定,可以对不同的检验项目规定不同的精度等级。

② 齿轮工作面和非工作面的精度等级一般情况下是相同的,但也可不相同。

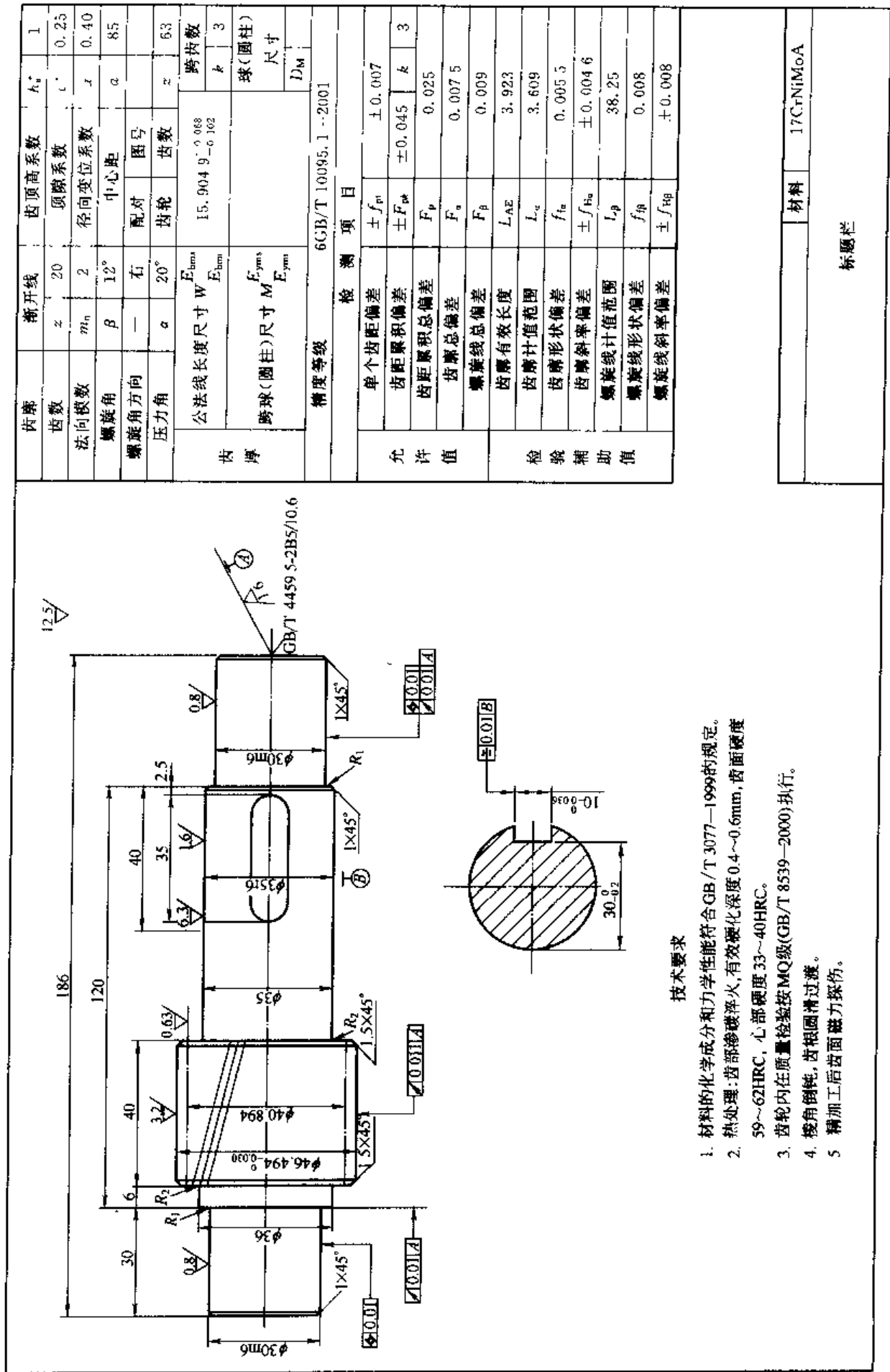
### (4) 检验项目

GB/T 10095.1 规定:切向综合偏差 ( $F'_t$ 、 $f'_t$ ),齿廓形状和倾斜偏差 ( $f_{\alpha}$ 、 $f_{H\alpha}$ ),螺旋线形状和倾斜偏差 ( $f_{\beta}$ 、 $f_{H\beta}$ ) 不是标准的必检项目。若需检验,则应在协议中明确规定。若检验切向综合偏差,还应就测量元件(测量齿轮、蜗杆、测头)的设计、使用以及偏差值的评定、检测费用等达成协议。

### (5) 测量齿轮

测量齿轮的精度影响切向综合偏差的测量结果,测量齿轮应至少比被测齿轮高 4 级精度。否则,必须考虑由此带来的影响。

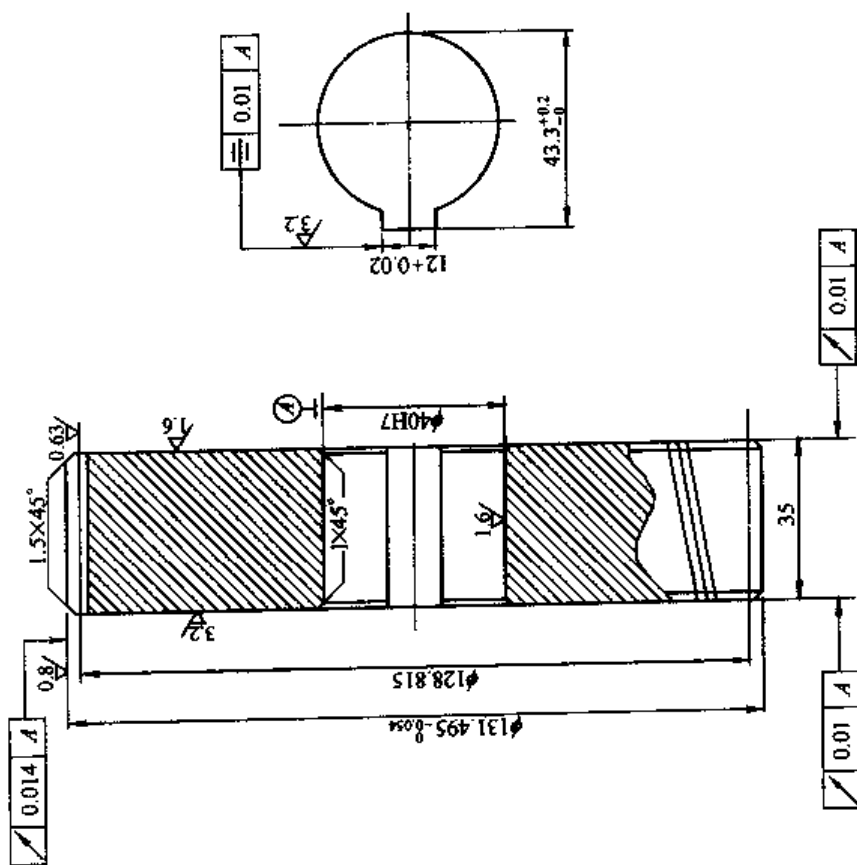
在检验径向综合偏差 ( $F''_r$ 、 $f''_r$ ) 时,同样必须十分重视测量齿轮的精度和设计,特别是检测时的啮合角影响测量结果,测量齿轮应有足够的啮合深度,使其能与被测齿轮的整个有效齿廓接触,但不应与非有效部分或根部接触。当测量斜齿轮时,其测量齿轮的齿宽应设计得使其与被测齿轮检验时的纵向重合度  $\epsilon_\beta \leq 0.5$ 。



### 技术要求

1. 材料的化学成分和力学性能符合 GB/T 3077—1999 的规定。
2. 热处理: 齿部渗碳淬火, 有效硬化深度  $0.4 \sim 0.6 \text{ mm}$ , 齿面硬度  $59 \sim 62 \text{ HRC}$ , 心部硬度  $33 \sim 40 \text{ HRC}$ 。
3. 齿轮内在质量检验按 MQ 级 (GB/T 8539—2000) 执行。
4. 棱角倒钝, 齿根圆滑过渡。
5. 精加工后齿面磁力探伤。

图 2-139 小齿轮 (齿轮轴) 零件工作图



1. 材料的化学成分和力学性能符合 GB/T 3077—1999 的规定。
2. 热处理: 齿部渗碳淬火, 有效硬化深度  $0.4 \sim 0.6 \text{ mm}$ , 齿面硬度  $59 \sim 62 \text{ HRC}$ , 心部硬度  $33 \sim 40 \text{ HRC}$ 。
3. 齿轮内在质量检验按 MQ 级 (GB/T 8539—2000) 执行。
4. 齿根圆清过渡, 棱角倒钝。
5. 精加工后齿面磁力探伤。

齿廓	渐开线	齿顶高系数	$h_a^*$	1	
齿数	$z$	顶隙系数	$c^*$	0.25	
法向模数	$m_n$	径向变位系数	$x$	-0.33	
螺旋角	$\beta$	中心距	$a$	85	
螺旋角方向	—	配对	图号		
压力角	$\alpha$	20°	齿数	20	
齿 厚	公法线长度尺寸 $W$		$E_{\text{mas}}$ $E_{\text{hes}}$	跨齿数	
	跨球(圆柱)尺寸 $M$		$39.8058_{-0.122}^{+0.082}$	$k$	7
				球(圆柱)尺寸	
精度等级 6GB/T 10095.1—2001					
允 许 值	检 测 项 目				
	单个齿距偏差	$\pm f_{pt}$	$\pm 0.0084$		
	齿距累积偏差	$\pm F_{at}$	$\pm 0.063$	$k$ 7	
	齿距累积总偏差	$F_p$	0.045		
	齿廓总偏差	$F_o$	0.010		
	螺旋线总偏差	$F_{\beta}$	0.010		
检 验 辅 助 值	齿廓有效长度	$L_{\Delta E}$	3.196		
	齿廓正值范围	$L_a$	2.940		
	齿廓形状偏差	$f_{ta}$	0.0075		
	齿廓斜率偏差	$\pm f_{H\alpha}$	$\pm 0.006$		
	螺旋线正值范围	$L_{\beta}$	33.25		
	螺旋线形状偏差	$f_{H\beta}$	0.009		
	螺旋线斜率偏差	$\pm f_{H\beta}$	$\pm 0.009$		

材料	17CrNiMoA
标题栏	

图 2-140 大齿轮零件工作图

当用被测齿轮与测量齿轮产生的轮齿接触斑点评估装配后的螺旋线和齿廓偏差精度时,测量齿轮的齿宽应大于或等于被测齿轮的齿宽。

#### (6) 偏差的测量位置

若无其他规定,齿距偏差( $f_{pt}$ 、 $F_{pt}$ 、 $F_p$ )、齿廓偏差、螺旋线偏差均在接近齿高中部,齿宽中部的位置测量,齿廓和螺旋线应至少在圆周大约均布的三个轮齿的两侧齿面测量, $f_{pt}$ 则需对每个轮齿的两侧面都进行测量。

测量中所涉及的测量温度、仪器的检定与校准、测量元件的选择、测量的不确定度等应执行 GB/T 13924-1992《渐开线圆柱齿轮精度检验规范》的规定。

#### (7) 齿廓和螺旋线偏差计值范围

齿轮设计者应保证齿廓和螺旋线计值范围对于应用是完全足够的,对于 $L_{AE}$ 剩下的8%和齿宽两端缩减的区域,若无协议时,应按标准的规定来评定 $F_a$ 、 $f_{ta}$ 、 $F_\beta$ 、 $f_{t\beta}$ 。

#### (8) 径向综合偏差的公差数表

GB/T 10095.2 给出的 $F''_r$ 、 $f''_r$ 公差数表,仅用于供需双方协商一致时。直齿轮可直接使用以确定其精度等级;对斜齿轮,应使测量齿轮的齿宽与被测齿轮啮合时的 $\varepsilon_\beta \leq 0.5$ 。

#### (9) 径向跳动公差

GB/T 10095.2 给出的 $F_r$ 公差数表,仅用于供需双方协商一致时。

#### (10) 新旧标准的过渡

在比较新旧标准间的差异(见表 2-163)之后可以看出:由于各项偏差的公差计算式、分级公比以及齿轮参数( $m_n$ 、 $d$ 、 $b$ )尺寸分段的不同,新旧标准的精度等级并不一一对应,在常用的规格参数中,单个齿距偏差:径向跳动的允许值压缩较大;齿廓和螺旋线偏差的允许值有所放松。为此,建议由旧标准向新标准过渡时,可大致采用“级套级”的办法,即在图样上将旧标准号改为新标准号,而精度等级的标注不变。

### 2.8.12 新旧标准的差异

新旧标准的差异见表 2-163。

表 2-163 新旧标准的差异

序 号	新 标 准	旧 标 准
1	组成 GB/T 10095.1—2001 GB/T 10095.2—2001 GB/Z 18620.1—2002 GB/Z 18620.2—2002 GB/Z 18620.3—2002 GB/Z 18620.4—2002	GB 10095 -1988
2	采用 ISO 标准程度 等同采用 ISO 20 世纪 90 年代标准(见表 2-134)	等效采用 ISO 1328 : 1975
3	适用范围 基本齿廓符合 GB/T 1356—2001 规定的单个渐开线圆柱齿轮: GB/T 10095.1 对 $m_n \geq 0.5 \sim 70\text{mm}$ , $d \geq 5 \sim 10\,000\text{mm}$ , $b \geq 4 \sim 1\,000\text{mm}$ 的齿轮规定了公差; GB/T 10095.2 对 $m_n \geq 0.2 \sim 10\text{mm}$ , $d \geq 5 \sim 1\,000\text{mm}$ 的齿轮规定了公差	基本齿廓符合 GB 1356—1988 规定的平行轴传动的渐开线圆柱齿轮及齿轮副; 对 $m_n \geq 1 \sim 40\text{mm}$ , $d$ 至 $4\,000\text{mm}$ , $b$ 至 $630\text{mm}$ 的齿轮规定了公差

续表

序 号	新 标 准	旧 标 准
4	偏差项目及代号	
1.1	单个齿距偏差 $f_{pt}$ 单个齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$	齿距偏差 $\Delta f_{pt}$ 齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$
4.2	齿距累积偏差 $F_{pk}$ 齿距累积极限偏差 $\pm F_{pk}$	$k$ 个齿距累积误差 $\Delta F_{pk}$ $k$ 个齿距累积公差 $F_{pk}$
4.3	齿距累积总偏差 $F_p$ 齿距累积总公差 $F_p$	齿距累积误差 $\Delta F_p$ 齿距累积公差 $F_p$
4.4	齿廓总偏差 $F_a$ 齿廓总公差 $F_a$	齿形误差 $\Delta f_i$ 齿形公差 $f_i$
4.5	齿廓形状偏差 $f_{fa}$ 齿廓形状公差 $f_{fa}$	
4.6	齿廓倾斜偏差 $f_{H\alpha}$ 齿廓倾斜极限偏差 $\pm f_{H\alpha}$	
4.7	螺旋线总偏差 $F_\beta$ 螺旋线总公差 $F_\beta$	齿向误差 $\Delta F_\beta$ 齿向公差 $F_\beta$
4.8	螺旋线形状偏差 $f_{H\beta}$ 螺旋线形状公差 $f_{H\beta}$	
4.9	螺旋线倾斜偏差 $f_{H\beta}$ 螺旋线倾斜极限偏差 $\pm f_{H\beta}$	
4.10	切向综合总偏差 $F'_i$ 切向综合总公差 $F'_i$	切向综合误差 $\Delta F'_i$ 切向综合公差 $F'_i$
4.11	一齿切向综合偏差 $f'_i$ 一齿切向综合公差 $f'_i$	一齿切向综合误差 $\Delta f'_i$ 一齿切向综合公差 $f'_i$
4.12	径向综合总偏差 $F''_i$ 径向综合总公差 $F''_i$	径向综合误差 $\Delta F''_i$ 径向综合公差 $F''_i$
4.13	一齿径向综合偏差 $f''_i$ 一齿径向综合公差 $f''_i$	一齿径向综合误差 $\Delta f''_i$ 一齿径向综合公差 $f''_i$
4.14	径向跳动 $F_r$ 径向跳动公差 $F_r$	齿圈径向跳动 $\Delta F_r$ 齿圈径向跳动公差 $F_r$
4.15		基节偏差 $\Delta f_{pb}$ 基节极限偏差 $\pm f_{pb}$
4.16		公法线长度变动 $\Delta F_w$ 公法线长度变动公差 $F_w$
4.17		接触线误差 $\Delta F_b$ 接触线公差 $F_b$
4.18		轴向齿距偏差 $\Delta F_{px}$ 轴向齿距极限偏差 $\pm F_{px}$
4.19		螺旋线波度误差 $\Delta f_{H\beta}$ 螺旋线波度公差 $f_{H\beta}$

序 号	新 标 准	旧 标 准
4.20	齿厚偏差 $E_{sn}$ 齿厚上偏差 $E_{sns}$ 齿厚下偏差 $E_{sni}$ 齿厚公差 $T_{sn}$ (见 GB/Z 18620.2, 未推荐数值)	齿厚偏差 $\Delta E_s$ 齿厚上偏差 $E_{ss}$ 齿厚下偏差 $E_{si}$ 齿厚公差 $T_s$ (规定了 14 个代号)
4.21	公法线长度偏差 $E_{bn}$ 公法线长度上偏差 $E_{bns}$ $E_{bns} = E_{sns} \cos \alpha_n$ 公法线长度下偏差 $E_{bni}$ $E_{bni} = E_{sni} \cos \alpha$ 公法线长度公差 $T_{bn}$ $T_{bn} = T_{sn} \cos \alpha$ (见 GB/Z 18620.2)	公法线平均长度偏差 $\Delta E_{wn}$ 公法线平均长度上偏差 $E_{wns}$ $E_{wns} = E_{ss} \cos \alpha - 0.72 F_r \sin \alpha$ 公法线平均长度下偏差 $E_{wni}$  公法线平均长度公差 $T_{wn}$ $T_{wn} = T_s \cos \alpha - 1.44 F_r \sin \alpha$
4.22	传动总偏差 $F'$ (仅有代号, 见 GB/Z 18620.1)	齿轮副的切向综合偏差 $\Delta F'_{ic}$ 齿轮副的切向综合公差 $F'_{ic}$
4.23	一齿传动偏差 $f'$ (仅有代号, 见 GB/Z 18620.1)	齿轮副的一齿切向综合误差 $\Delta f'_{ic}$ 齿轮副的一齿切向综合公差 $f'_{ic}$
4.24	轮齿接触斑点(见 GB/Z 18620.4)	齿轮副的接触斑点
4.25	侧隙 $j$	齿轮副的侧隙
4.25.1	圆周侧隙 $j_{wt}$ 最小圆周侧隙 $j_{wtmin}$ 最大圆周侧隙 $j_{wtmax}$	圆周侧隙 $j_t$ 最小圆周侧隙 $j_{tmin}$ 最大圆周侧隙 $j_{tmax}$
4.25.2	法向侧隙 $j_{bn}$ 最小法向侧隙 $j_{bnmin}$ 最大法向侧隙 $j_{bnmax}$ (GB/Z 18620.2 推荐了 $j_{bnmin}$ 计算式及数值表)	法向侧隙 $j_n$ 最小法向侧隙 $j_{nmin}$ 最大法向侧隙 $j_{nmax}$ ( $j_{nmin}$ 由设计者确定)
4.25.3	径向侧隙 $j_r$	
4.26	中心距偏差 (见 GB/Z 18620.3, 没有推荐极限偏差数值, 仅有说明)	齿轮副的中心距偏差 $\Delta f_o$ 齿轮副的中心距极限偏差 $\pm f_o$
4.27	轴线平行度(见 GB/Z 18620.3)	轴线的平行度误差
4.27.1	轴线平面内的偏差 $f_{\Sigma\beta}$ 推荐的最大值: $f_{\Sigma\beta} = \left(\frac{L}{b}\right) F_\beta$	$x$ 方向的轴线平行度误差 $\Delta f_x$ $x$ 方向的轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$
4.27.2	垂直平面上的偏差 $f_{\Sigma\beta}$ 推荐的最大值: $f_{\Sigma\beta} = 0.5 \left(\frac{L}{b}\right) F_\beta$	$y$ 方向的轴线平行度误差 $\Delta f_y$ $y$ 方向的轴线平行度公差 $f_y = 0.5 F_\beta$

序 号	新 标 准	旧 标 准
5	精度等级	
	<p>GB/T 10095.1 对单个齿轮轮齿同侧齿面偏差规定了从 0~12 级共 13 个精度等级;</p> <p>GB/T 10095.2 对单个齿轮的径向综合偏差规定了从 4~12 级共 9 个精度等级;对径向跳动规定了从 0~12 级共 13 个精度等级;</p> <p>GB/T 10095.1 规定:按协议,对工作和非工作齿面可规定不同的精度等级,或对不同的偏差项目规定不同的精度等级。另外,也可仅对工作齿面规定所要求的精度等级,对各项偏差的测量位置、点数及仪器的重复精度作了规定</p>	<p>对齿轮和齿轮副规定了从 1~12 级共 12 个精度等级;</p> <p>齿轮的各项公差和极限偏差分成三个公差组;根据使用要求的不同,允许各公差组选用不同的精度等级,但在同一公差组内,各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级</p>
6	齿轮坯	
	GB/Z 18620.3 对齿轮坯,推荐了基准与安装面的形位公差,安装面的跳动公差	在附录中,补充规定了齿坯公差
7	齿轮检验与公差	
7.1	齿轮检验	
	<p>GB/T 10095.1 规定:<math>F'_i, f'_i, f_{t0}, f_{H0}, f_{\beta}, f_{H\beta}</math>不是必检项目;</p> <p>GB/Z 18620.1 规定:在检验中,没有必要也不经济测量全部轮齿要素的偏差</p>	根据齿轮副的使用要求和生产规模,在各公差组中,选定检验组来检定和验收齿轮精度
7.2	<p>齿轮公差</p> <p><math>F'_i, f'_i, \pm F_{pk}</math>按公差关系式或计算式求出,其他项目均给出了公差表</p>	$F'_i, f'_i, f_{\beta}, F_{pk}, F_b, F'_{ic}, f'_{ic}$ 按公差关系式或计算式求出,其他项目均给出公差表
7.3	<p>尺寸参数分段</p> <p>模数 <math>m_n</math></p> <p>0.5/2/3.5/6/10/16/25/40/70</p> <p>(<math>F'_i, f'_i</math>)0.2/0.5/0.8/1.0/1.5/2.5/4/6/10</p> <p>分度圆直径 <math>d</math></p> <p>5/20/50/125/280/560/1 000/1 600/2 500/4 000/6 000/8 000/10 000</p> <p>齿宽 <math>b</math></p> <p>4/10/20/40/80/160/250/400/560/1 000</p>	<p>1/3.5/6.3/10/16/25/40</p> <p><math>\leq 125/400/800/1 600/2 500/4 000</math></p> <p><math>\leq 40/100/160/250/400/630</math></p>
7.4	<p>级间公比 <math>\varphi</math></p> <p>各精度等级采用相同的公比</p>	<p>高精度等级采用较大的级间公比</p> <p>低精度等级采用较小的级间公比</p>
8	<p>表面结构</p> <p>GB/Z 18620.4 对轮齿表面粗糙度推荐了 <math>R_a, R_z</math> 数表</p>	
9	图样标注	在齿轮零件图上应标注齿轮的精度等级和齿厚极限偏差的字母代号



## 附录 圆柱齿轮轮齿鼓形修形与齿端修缘量的指导值

本附录摘自 ISO 9085: 2002《渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法——工业齿轮应用》。

设计良好的鼓形修形和齿端修缘对齿轮齿宽上载荷分布十分有利。在零件工作图上确定修形量时, 应该基于对齿轮的变形与制造偏差的认真考虑。如果变形较大, 应将螺旋角修正叠加在鼓形修形与齿端修缘上, 但首先应将螺旋线修形设计好。

### (1) 鼓形量 $C_\beta$

从经验中得出以下非强性的规则, 达到可接受的载荷分布所需的鼓形量  $C_\beta$  (见图 2-141) 按以下方法确定。

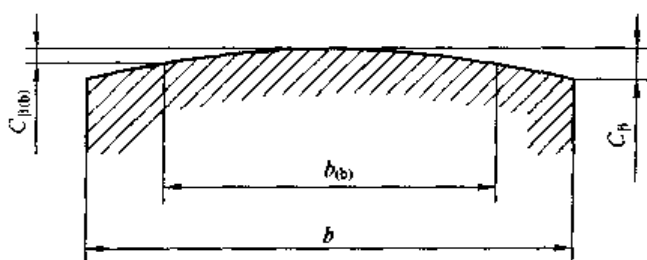


图 2-141 鼓形量  $C_{\beta(b)}$  与宽度  $b(b)$

在  $10\mu\text{m} \leq C_\beta \leq 40\mu\text{m}$ , 加上制造公差  $5 \sim 10\mu\text{m}$  的条件下, 如果轮齿不修形,  $b_{\text{cat}}/b$  值会大于 1, 设  $C_\beta \approx 0.5 F_{\beta\text{xcv}}$ 。

为避免齿端过载, 取鼓形量

$$C_\beta = 0.5(f_{\text{sh}} + f_{\text{H}\beta}) \quad (2-115)$$

以上式中  $b_{\text{cat}}$ ——计算齿宽, mm;

$F_{\beta\text{xcv}}$ ——当量啮合齿向误差,  $\mu\text{m}$ ;

$f_{\text{sh}}$ ——由弹性变形引起的螺旋线偏差,  $\mu\text{m}$ ;

$f_{\text{H}\beta}$ ——螺旋线倾斜偏差 (不包括螺旋线形状偏差),  $\mu\text{m}$ 。

在实际应用中, 当齿轮的结构刚度使得  $f_{\text{sh}}$  可以忽略, 或者当螺旋线修形使齿宽中部的变形得到补偿时, 可按下式计算  $C_\beta$ , 即

$$C_\beta = 0.5 f_{\text{H}\beta} \quad (2-116)$$

在  $10\mu\text{m} \leq C_\beta \leq 25\mu\text{m}$ , 加上  $5 \sim 10\mu\text{m}$  的制造公差条件下, 对于高精度高可靠度的高速齿轮, 其  $C_\beta$  取上述计算值的  $60\% \sim 70\%$  已经足够。

### (2) 齿端修缘量 $C_{I(II)}$

① A 法 本方法基于对未修缘内轮副当量啮合齿向误差  $F_{\beta\text{xcv}}$  值的假设。

a. 齿端修缘量  $C_{I(II)}$  齿端修缘量见图 2-142。

对调质齿轮: 设  $C_{I(II)} \approx F_{\beta\text{xcv}}$ , 再加上制造公差  $5 \sim 10\mu\text{m}$ , 则齿端修形量可近似地用下式计算, 即

$$C_{I(II)} = f_{\text{sh}} + 1.5 f_{\text{H}\beta} \quad (2-117)$$

对表面硬化与渗氮齿轮: 设  $C_{I(II)} \approx 0.5 F_{\beta\text{xcv}}$ , 再加上制造公差  $5 \sim 10\mu\text{m}$ , 则齿端修形

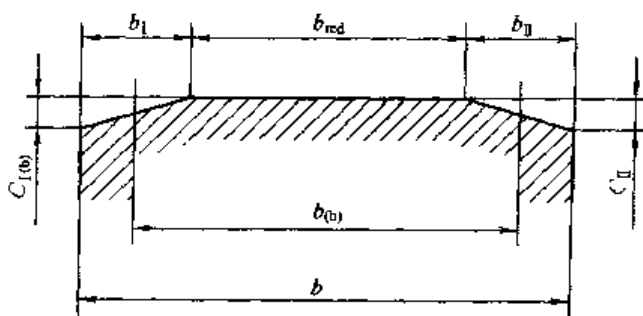


图 2-142 齿端修缘量  $C_{I(II)}$  与宽度  $b_{(b)}$

量可近似地用下式计算，即

$$C_{I(II)} = 0.5(f_{sh} + 1.5f_{H\beta}) + 1.5f_{H\beta} \quad (2-118)$$

当齿轮的结构刚度使得  $f_{sh}$  可以忽略，或者当螺旋线修形使齿宽中部的变形得到补偿时，则可按式 (2-116) 计算修缘量。

对于高精度高可靠度的高速齿轮，其  $C_{I(II)}$  取上述计算值的 60%~70% 即可。

b. 齿端修缘的宽度  $b_{I(II)}$  齿端修缘的宽度见图 2-142 所示。

当载荷近似恒定和齿轮圆周线速度较高时，取  $b_{I(II)}$  为  $(0.1b)$  或  $(1.0m)$  两者中较小者。

对于变载荷，齿轮圆周线速度为低、中速时，可取非修缘齿宽（见图 2-2）

$$b_{red} = (0.5 \sim 0.7)b \quad (2-119)$$

② B 法 本方法基于假定沿齿宽载荷均匀分布条件下相啮合轮齿的综合变形  $\delta_{bth}$ 。

$$\delta_{bth} = F_m / (bc_Y) = F_t K_A K_V / (bc_Y) \quad (2-120)$$

式中  $F_m$ ——端面内分度圆上平均计算切向力，N；

$F_t$ ——端面内分度圆上名义切向力，N；

$K_A$ ——使用系数；

$K_V$ ——动载系数；

$c_Y$ ——啮合刚度，N/(mm·μm)。

对于高精度高可靠度的高速齿轮，齿端修缘量和修缘宽度可用以下算式确定，即

$$C_{I(II)} = (2 \sim 3)\delta_{bth} \quad (2-121)$$

$$b_{red} = (0.8 \sim 0.9)b \quad (2-122)$$

对于精度较差的齿轮

$$C_{I(II)} = (3 \sim 4)\delta_{bth} \quad (2-123)$$

$$b_{red} = (0.7 \sim 0.8)b \quad (2-124)$$

## 参 考 文 献

- 1 许洪基，陶燕光等主编，齿轮手册，上册，第2版，北京：机械工业出版社，2001
- 2 朱孝录主编，中国机械设计大典，第4卷，机械传动设计，南昌：江西科学技术出版社，2002

- 3 朱景梓, 张展等编. 渐开线齿轮变位系数的选择. 北京: 人民教育出版社, 1982
- 1 朱孝录, 鄂中凯主编. 齿轮承载能力分析. 北京: 高等教育出版社, 1992
- 5 GB/T 20000.1-2000 (idt ISO 9085: 2002) 渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法 工业齿轮应用
- 6 GB/T 10062.1~.2-2003 (idt ISO 10300: 2001) 锥齿轮承载能力计算方法
- 7 JB/T 5664-1991 重载齿轮 失效判据
- 8 GB/T 3481-1997 齿轮轮齿磨损和损伤术语
- 9 G. 尼曼, H. 温特尔等著. 机械零件. 第2卷. 余梦生等译. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 10 朱孝录. 齿轮材料的接触疲劳强度. 机械传动, 1994 (3): 34~37
- 11 谈嘉祯. 国产材料齿轮的弯曲疲劳强度. 机械传动, 1996 (2) 增刊: 19~20
- 12 徐源主编. 机械设计手册. 第4卷. 机械传动设计. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 13 张民安主编. 机械工业标准应用问答丛书. 圆柱齿轮精度. 北京: 中国标准出版社, 2002
- 14 GB/T 10095.1-2001 渐开线圆柱齿轮 精度 第1部分: 轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值
- 15 GB/T 10095.2-2001 渐开线圆柱齿轮 精度 第2部分: 径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值
- 16 GB/Z 18620.1-2002 圆柱齿轮 检验实施规范 第1部分: 轮齿同侧齿面的检验
- 17 GB/Z 18620.2-2002 圆柱齿轮 检验实施规范 第2部分: 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验
- 18 GB/Z 18620.3-2002 圆柱齿轮 检验实施规范 第3部分: 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度
- 19 GB/Z 18620.4-2002 圆柱齿轮 检验实施规范 第4部分: 表面结构和轮齿接触斑点的检验
- 20 吴宗泽主编. 机械零件设计手册. 北京: 机械工业出版社, 2004
- 21 Michaelis, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. Diss. TU München 1987
- 22 DIN 51354, FZG-Zahnrad-Verspannungsprüfmaschine, Prüfverfahren A/8.3/90 für Schmierole
- 23 Federal Test Method Std. No. 791 B, Method 6508.1: Load Carrying Capacity of Lubricating Oils (Ryder Gear Machine)
- 24 Winter, H., Michaelis, K., Funck, G. Der FZG-Ryder-Fre test für Flugturbinenschmierstoffe. Tribologie ~ Schmierungstechnik 35 (1988) H. 1, S. 30~37
- 25 Michaelis, K. Fre tragfähigkeit für Hochleistungs-Hypoidgetriebe Schmierstoffe. Mineralo ltechnik 23 (1978) Nr. 13, S. 1~24
- 26 Collenberg, H. F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. Diss. TU München 1991
- 27 Dubel. Taschenbuch für den Maschinenbau, 16. Auflage, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo (1987)
- 28 Lechner, G. Die freß-Grenzlast bei Stirnradern aus Stahl. Diss. TH München 1966
- 29 Ishikawa, J., Hayashi, K., Yokoyama, M. Surface Temperature and Scoring Resistance of heavy-Duty Gears. Inst. Of Technology, Tokyo 1972
- 30 Grekousis, R., Michailidis, Th. Näherungsgleichungen zur Nach-Und Entwurfsrechnung der Punktber hrung nach Hertz. Konstruktion 33 (1981)

## 第3章 其他渐开线圆柱齿轮传动设计

### 本章常用代号

$l_a^*$ ——双渐开线齿轮齿顶过渡圆弧齿顶高度系数	$\alpha_d$ ——双渐开线齿轮齿根部分的压力角, 齿形角, ( $^\circ$ )
$l_d^*$ ——双渐开线齿轮齿顶过渡圆弧齿根高度系数	$\alpha_{a11}$ ——小齿轮的齿顶圆端面压力角, ( $^\circ$ )
$y_a^*$ ——双渐开线齿轮齿顶切向变位系数	$\alpha_{a12}$ ——大齿轮的齿顶圆端面压力角, ( $^\circ$ )
$y_d^*$ ——双渐开线齿轮齿根切向变位系数	$\rho_r$ ——齿根过渡曲线半径, mm
$D_n$ ——小齿轮齿顶旋动曲线与大齿轮过渡曲线的干涉量, mm	$\rho_a$ ——齿腰过渡曲线半径, mm
$Y_D$ ——双渐开线齿轮齿根弯曲强度增强系数	$\epsilon_s$ ——双渐开线齿轮由于分阶损失掉的重合度
$Z_D$ ——滚刀头数	$\epsilon_e$ ——端面重合度
$\alpha_a$ ——双渐开线齿轮齿顶部分的压力角, 齿形角, ( $^\circ$ )	$\epsilon_p$ ——轴向重合度
	$\epsilon_\gamma$ ——总重合度

本章的内容包括齿轮齿条传动、交错轴斜齿轮传动、分阶式双渐开线齿轮传动和点线啮合齿轮传动的原理、特性和设计。这四种齿轮传动的齿廓均为渐开线, 后两种是近年来提出的新型渐开线齿轮传动。

### 3.1 齿轮齿条传动

#### 3.1.1 齿轮齿条传动特点

齿轮与齿条传动如图 3-1 所示, 齿轮作回转运动, 齿条作直线运动, 齿条可以看作一个齿数无穷多的齿轮的一部分, 这时齿轮的各圆均变为直线, 作为齿廓曲线的渐开线也变为直线。齿条直线运动的速度  $v$  与齿轮分度圆直径  $d$ 、转速  $n$  之间的关系为

$$v = \frac{\pi d n}{60} \quad (\text{mm/s})$$

式中  $d$ ——齿轮分度圆直径, mm;

$n$ ——齿轮转速, r/min。

其啮合线  $N_1N_2$  与齿轮的基圆相切于  $N_1$ , 由于齿条的基圆为无穷大, 所以啮合线与齿条基圆的切点  $N_2$  在无穷远处。

齿轮与齿条啮合时, 不论是否标准安装 (齿轮与齿条标准安装即齿轮的分度圆与齿条的分度线相切), 其啮合角  $\alpha'$  恒等于齿轮分度圆压力角  $\alpha$ , 也等于齿条的齿形角; 齿轮的节

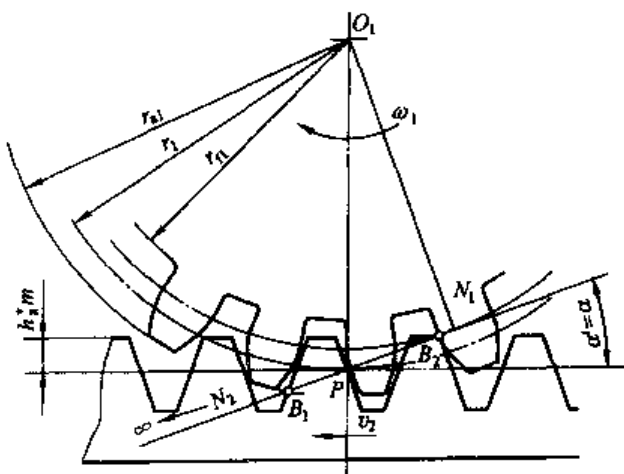


图 3-1 齿轮与齿条传动

圆也恒与分度圆重合。只是在非标准安装时, 齿条的节线与其分度线不再重合。

齿轮与齿条正确啮合条件是基圆齿距相等, 齿条的基圆齿距是其两相邻齿廓同侧直线的垂直距离, 即  $p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$ 。

齿轮与齿条的实际啮合线为  $B_1 B_2$  (见图 3-1), 即齿条齿顶线及齿轮齿顶圆与啮合线  $N_1 N_2$  的交点  $B_2$  及  $B_1$  之间的长度。

### 3.1.2 齿轮齿条传动的限制条件

#### (1) 齿轮与齿条加工中的根切及顶切

① 齿条用铣刀加工, 齿轮用滚刀加工时 若加工标准齿轮, 则应选用合适的齿数, 以避免产生根切; 若用变位齿轮, 则应根据齿数的多少选择合适的变位系数, 以避免齿顶变尖或发生根切。

② 齿轮用滚刀加工, 而齿条用插齿刀加工时 当用齿数过少 ( $z_0 < 17$ ) 的插齿刀, 加工  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$  的齿条时, 齿条可能产生顶切现象。避免齿条顶切的条件: 应使顶切量  $\Delta h \leq 0$ 。

$$\Delta h = m(h_a^* \cos \beta - 0.5 z_0 \sin^2 \alpha_t - x_0) / \cos \beta \quad (3-1)$$

$$x_0 = \frac{r_{a0}}{m} - \frac{z_0 + 2h_{a0}^*}{2 \cos \beta}$$

式中  $h_{a0}^*$ ,  $h_a^*$  ——加工齿条的插齿刀及齿轮齿顶高系数;

$r_{a0}$  ——插齿刀的齿顶圆半径;

$\alpha_t$  ——齿轮分度圆端面压力角。

#### (2) 齿条啮合传动中的干涉

当齿条与齿数较小的小齿轮啮合时, 发生干涉的现象最为显著。

① 齿轮齿顶与齿条齿根的干涉 如齿轮用滚刀加工, 齿条用插齿刀加工, 当这两者啮合时, 齿条上过渡曲线起始点  $C$  (见图 3-2) 至齿条齿顶线的高度  $y_0$  若小于齿条齿根部实际啮合点  $B_1$  至齿条齿顶线的高度  $y$  时, 齿轮齿顶与齿条齿根将产生干涉。当  $\frac{z_1}{z_0} \geq 3$  时应进行此项验算。避免这种干涉的条件为  $y_0 \geq y$ 。

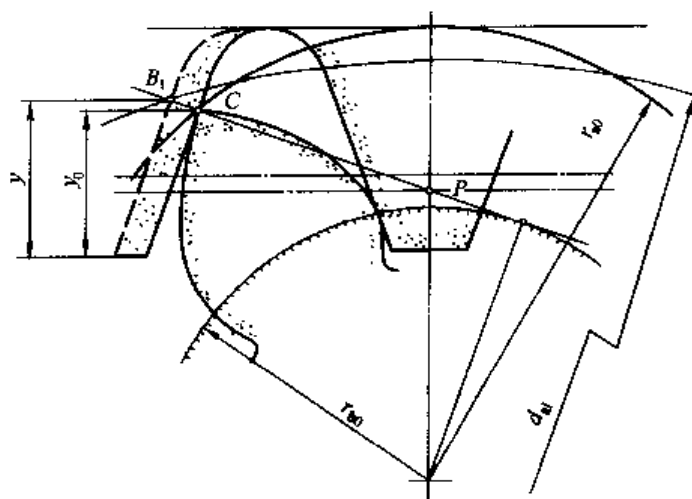


图 3-2 齿轮齿顶与齿条齿根的干涉

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= r_{a0} \cos(\alpha_{a0} - \alpha) + m h_a^* - m x_0 - r_0 \\ y &= r_{a1} \cos(\alpha_{a1} - \alpha) + m h_a^* - m x_1 - r_1 \end{aligned} \right\} \quad (3-2)$$

式中  $\alpha_{a0}$ ,  $\alpha_{a1}$  ——加工齿条的插齿刀及与齿条啮合的齿轮的齿顶压力角;

$r_{a0}, r_{a1}$ ——插齿刀及齿轮的齿顶圆半径;

$r_0, r_1$ ——插齿刀及齿轮的分度圆半径;

$x_0, x_1$ ——插齿刀及齿轮的变位系数。

② 齿条齿顶与齿轮齿根的干涉 如齿轮  $z_1$  用插齿刀加工, 若齿轮上过渡曲线起始点  $C$

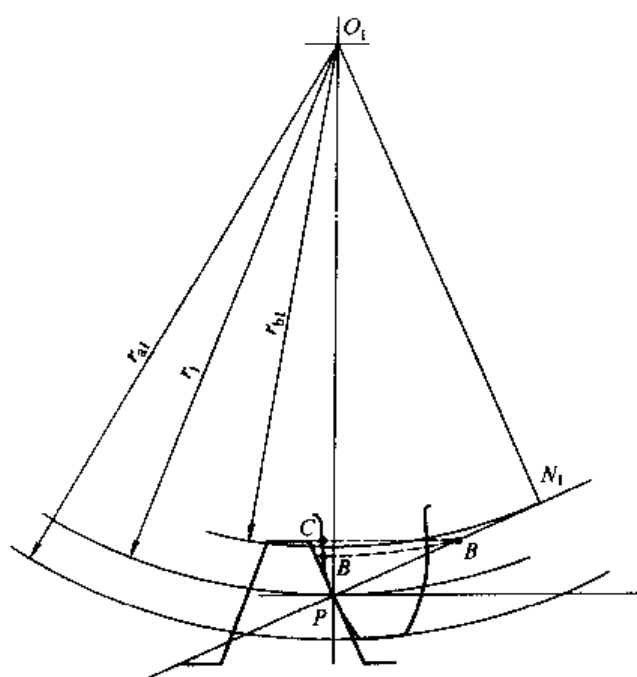


图 3-3 齿条齿顶与齿轮齿根的干涉

处的压力角  $\alpha_c$  大于齿条与齿轮啮合起始点  $B$  的压力角  $\alpha_B$ , 则齿条的齿顶与齿轮的齿根产生干涉 (见图 3-3)。为避免干涉应满足条件:  $\alpha_B \geq \alpha_c$ 。据此可得齿条齿顶与齿轮齿根不产生干涉的校验公式为

$$\tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha} \geq \tan \alpha_{01}' + \frac{z_0}{z_1} (\tan \alpha_{01}' - \tan \alpha_{a0}') \quad (3-3)$$

式中  $\alpha_{01}'$ ——加工齿轮 1 时的啮合角;

$\alpha_{a0}'$ ——插齿刀的齿顶压力角。

当齿轮用齿数较小的插齿刀加工时就会产生此种干涉。为此应避免所设计的小齿轮仅能由插齿刀加工的情况。

就根切现象而言, 用齿条插刀加工而不发生根切的标准齿轮的最小齿数, 比用齿轮插刀加工的为大, 故为稳妥起见, 在一般设计时, 常采用前者。

### 3.1.3 齿轮齿条传动的几何尺寸计算

齿轮与齿条传动的尺寸计算见表 3-1。

表 3-1 齿轮齿条传动的几何尺寸计算及实例

项 目 名 称		计算公式及代号	数 值
原 始 数 据			
齿轮齿数		$z_1$	21
模数(GB/T 1375—200×)		$m$	4mm
螺旋角		$\beta$	0°
基本齿廓 (GB/T 1356—2001)	压力角	$\alpha$	20°
	齿顶高系数	$h_a^*$	1
	顶隙系数	$c^*$	0.25
	齿根圆角半径系数	$\rho_f^*$	0.38
齿轮变位系数		要求耐磨条件较好时 $x_1$ 可按表 3-2 选取	取 $x_1 = 0.418$
齿 宽	齿 轮	$b_1$	$b_1 = 45\text{mm}$
	齿 条	$b_2$	$b_2 = 40\text{mm}$
齿条基准面 <sup>①</sup> 至齿顶高的距离		$J$	$J = 36\text{mm}$
齿条长度		$L$	$L = 500\text{mm}$
主 要 几 何 参 数 计 算			
序号	项 目 名 称	计算公式及代号	数 值
1	齿轮分度圆直径	$d_1 = mz_1 / \cos \beta$	84mm

续表

序号	项 目 名 称		计算公式及代号	数 值
2	齿顶高	齿轮	$h_{a1} = (h_{a1}^* + x_1)m$	5.672mm
		齿条	$h_{a2} = h_{a2}^* m$	4mm
3	齿根高	齿轮	$h_{f1} = (h_{f1}^* - c^* - x_1)m$	3.328mm
		齿条	$h_{f2} = (h_{f2}^* + c^*)m$	5mm
4	齿高	齿轮	$h = h_a + h_f$	9mm
		齿条		9mm
5	齿轮中心到齿条中线的距离		$H = \frac{d_1}{2} + x_1 m$	13.672mm
6	齿距		$p_n = \pi m$	12.566mm
7	齿条齿数		$z_2 = \frac{L}{p_n} + 0.5$ , 取整数	40
8	齿条切齿部分精确长度		$L = (z_2 + 0.5)p_n$	496.357mm
齿 条 的 齿 厚 测 量 计 算 <sup>②</sup>				
9	齿条中线弦齿厚		$\bar{s} = 0.5\pi m$	6.283mm
10	齿条中线弦齿高		$\bar{h}_s = m$	4mm
11	量柱直径		$D \approx 1.7m$	6.585mm
12	齿条基面至量柱表面的测量距		$M = J + 0.5D(1 + \sin\alpha + 1) - \lfloor \pi / (4\tan\alpha) + 1 \rfloor m$	36.289mm

① 基准面是用于确定齿条分度线与齿线位置的平面。

② 小齿轮的齿厚测量计算从略。

齿条传动变位系数  $x_1$  值的选择见表 3-2。

表 3-2 齿条传动变位系数  $x_1$  值的选择 (要求耐磨条件较好)

$z_1$	10	12	15	20	25	30	40
$x_1$	0.61	0.56	0.5	0.43	0.37	0.33	0.28

注:  $x_1$  的中间值可按内插法确定。

3.1.4 齿条精度

本节简要介绍 GB/T 10096—1988 齿条精度。

标准规定了齿条及齿条副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、齿条与齿条副的公差与检验、侧隙和图样标注。

标准适用于齿条及由直齿或斜齿圆柱齿轮与齿条组成的齿条副。齿条的法向模数由 1~40mm, 齿条的工作宽度到 630mm。基本齿廓按 GB/T 1356。

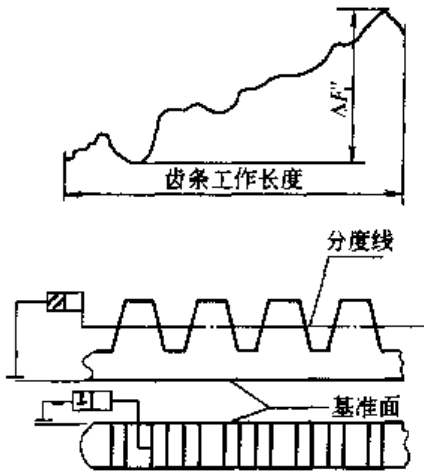
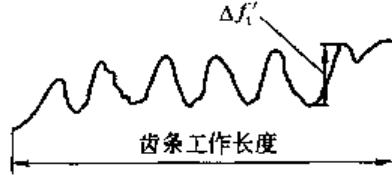
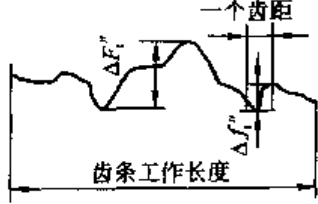
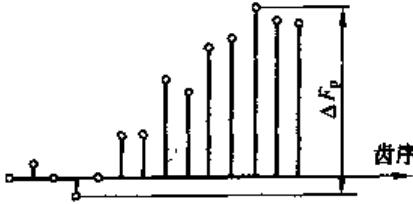
(1) 齿条、齿条副及侧隙的定义和代号 (见表 3-3)

(2) 精度等级

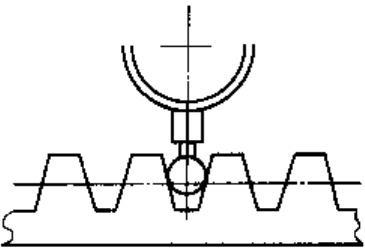
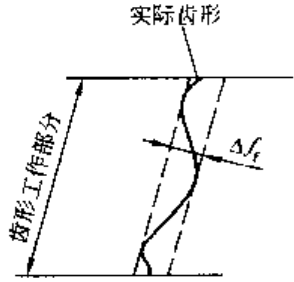
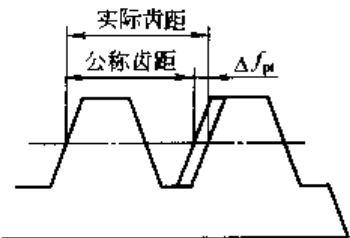
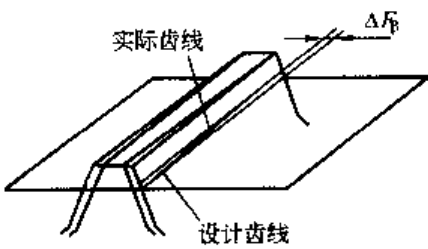
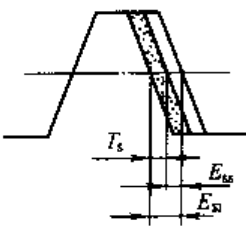
标准对齿条及齿条副规定 12 个精度等级, 第 1 级精度等级最高, 第 12 级精度等级最低。其中第 1 级与第 2 级精度预定为将来的发展精度, 其公差与偏差未列出。

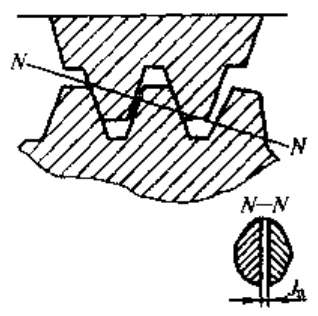
齿条的各项公差与极限偏差分成三个公差组。根据不同的使用要求, 允许各公差组选用不同的精度等级, 但在同一公差组内, 各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。各检查组的公差与极限偏差项目见表 3-4。


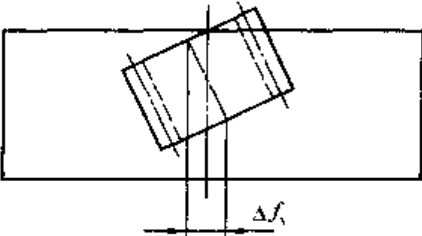
表 3-3 齿条、齿条副及侧隙的定义和代号

名 称 与 代 号	定 义
<p>切向综合误差 <math>\Delta F'_t</math></p> 	<p>当齿轮轴线与齿条基准面<sup>①</sup>在公称位置上,被测齿条与理想精确测量齿轮单面啮合时,被测齿条沿其分度线在工作长度内平移的实际值与公称值之差的总幅度值</p>
<p>切向综合公差 <math>F'_t</math></p> <p>齿切向综合误差 <math>\Delta f'_t</math></p>  <p>齿切向综合公差 <math>f'_t</math></p>	<p>当齿轮轴线与齿条基准面在公称位置上,被测齿条与理想精确的测量齿轮单面啮合时,被测齿条沿其分度线在工作长度内平移一个齿距的实际值与公称值之差的最大幅度值</p>
<p>径向综合误差 <math>\Delta F''_r</math></p>  <p>齿向综合公差 <math>F''_r</math></p>	<p>被测齿条与理想精确的测量齿轮双面啮合时,在工作长度内(在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段),被测齿条基准面到理想精确的测量齿轮中心之间距离的最大变动量</p>
<p>齿径向综合误差 <math>\Delta f''_r</math></p> <p>齿径向综合公差 <math>f''_r</math></p>	<p>被测齿条与理想精确的测量齿轮双面啮合时,齿条移动一个齿距(在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段),被测齿条基准面至理想精确齿轮中心之间距离的最大变动量</p>
<p>齿距累积误差 <math>\Delta F_p</math></p>  <p>齿距累积公差 <math>F_p</math></p>	<p>在齿条的分度线上,任意两个同侧齿廓间实际齿距与公称齿距之差的最大绝对值(在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段来确定)</p>



名 称 与 代 号	定 义
齿槽跳动 $\Delta F_r$ 	从齿槽等宽处到齿条基准面距离的最大差值(在齿条上取不超过 50 个齿距的任意一段来确定)
齿槽跳动公差 $F_r$ 齿形误差 $\Delta f_t$ 	在法截面(垂直于齿向的截面)上,齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的距离
齿形公差 $f_t$ 齿距偏差 $\Delta f_p$ 	在齿条分度线上,实际齿距与公称齿距之差
齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$ 齿向偏差 $\Delta F_\beta$ 	在齿条分度面上,有效齿宽范围内,包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离
齿向公差 $F_\beta$ 齿厚偏差 $\Delta E_s$  齿厚极限偏差 上偏差 $E_{ss}$ 下偏差 $E_{sn}$ 公差 $T_s$	在分度面上,齿厚实际值与公称值之差 对于斜齿条,指法向齿厚

名 称 与 代 号	定 义
齿条副的切向综合误差 $\Delta F'_{ic}$	安装好的齿条副,在工作长度内,齿条沿分度线平移的实际值与公称值之差的总幅度值
齿条副的切向综合公差 $F'_{ic}$	安装好的齿条副,在工作长度内,齿条沿分度线平移一个齿距的实际值与公称值之差的总幅度值
齿条副的一齿切向综合公差 $f'_{ic}$	
齿条副的接触斑点	<p>装配好的齿条副,在轻微的制动下,运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹</p> <p>接触痕迹的大小在齿面上用百分数计算</p> <p>沿齿线方向,接触痕迹长度 <math>b''</math> (扣除超过模数值的断开部分 <math>c</math>) 与工作长度 <math>b'</math> 之比的百分数。即 <math>\frac{b''-c}{b'} \times 100\%</math></p> <p>沿齿高方向,接触痕迹的平均高度 <math>h''</math> 与工作高度 <math>h'</math> 之比的百分数。即 <math>\frac{h''}{h'} \times 100\%</math></p>
齿条副的侧隙 圆周侧隙 $j_t$	<p>装配好的齿条副,齿条固定不动时,齿轮的圆周晃动量。以分度圆上弧长计算</p>
法向侧隙 $j_n$    最小圆周侧隙 $j_{tmin}$ 最大圆周侧隙 $j_{tmax}$ 最小法向侧隙 $j_{nmin}$ 最大法向侧隙 $j_{nmax}$	<p>装配好的齿条副,当工作齿面接触时,非工作齿面间的最小距离</p> $j_n = j_t \cos \beta \cos \alpha$

名 称 与 代 号	定 义
轴线的平行度误差 $\Delta f_x$ 	安装好的齿条副, 齿轮的旋转轴线对齿条基准面的平行度误差 在等于内轮齿宽的长度上测量
轴线的平行度公差 $f_x$	
轴线垂直度误差 $\Delta f_y$ 	安装好的齿条副, 齿轮的旋转轴线在齿条端截面上的投影对齿条端截面的垂直度 在等于齿轮有效齿宽的长度上测量
轴线垂直度公差 $f_y$	
安装距偏差 $\Delta f_z$  安装距极限偏差 $\pm f_z$	安装好的齿条副, 齿轮轴线到齿条基准面的实际距离 $l_z$ 与公称距离之差

① 基准面是用于确定齿条分度线与齿线位置的平面。

表 3-4 齿条与齿条副的公差与检验项目

齿 条	公 差 组					
	I		II		III	
	检验组	公差或偏差	检验组	公差或偏差	检验组	公差或偏差
条	$\Delta F'_t$	$F'_t = F_p + f_t$	$\Delta f'_t$	$f'_t$ (见表 3-8)	$\Delta F_p$	$F_p$ (见表 3-12)
	$\Delta F_p$	$F_p$ (见表 3-5)	$\Delta f_{pt}$ 与 $\Delta f_t$	$f_t$ (见表 3-11)		
	$\Delta F'_r$	$F'_r$ (见表 3-6)	$\Delta f'_r$	$f'_r$ (见表 3-9)		
	$\Delta F_r$	$F_r$ (见表 3-7)	$\Delta f_{pt}^R$	$f_{pt}$ (见表 3-10)		
齿 条 副	检验项目	$\Delta F'_c$	$\Delta f'_c$	接触斑点 <sup>②</sup>	$\Delta f_x, \Delta f_y$	侧隙
	公差	$F'_c = F'_d + F'_g$	$f'_c =  f_{pt1}  +  f_{pt2} $ <sup>④</sup>	见表 3-13	$f_x, f_y$ (见表 3-14)	

① 用于 9~12 级精度。

② 若接触斑点的精度确有保证时, 则齿条副中齿轮与齿条的第 III 公差组可不予检验。

③  $F'_d$ ——齿轮的切向综合误差。

$F'_g$ ——齿条的切向综合误差。当齿条与齿轮的齿数比为不大于 3 的整数, 且采用选配时,  $F'_g$  应比计算式压缩 25% 左右。

④  $f_{pt1}$ ——齿轮的齿距极限偏差。

$f_{pt2}$ ——齿条的齿距极限偏差, 见表 3-10。

表 3-5 齿距累积公差  $F_p$  值/ $\mu\text{m}$ 

精度等级	法向模数 $m_n/\text{mm}$	齿 条 长 度/ $\text{mm}$								
		$\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 160$	$>160\sim 315$	$>315\sim 630$	$>630\sim 1000$	$>1000\sim 1600$	$>1600\sim 2500$
3	$\geq 1\sim 10$	6	6.5	7	10	13	18	24	35	50
4	$\geq 1\sim 10$	10	11	12	15	20	30	40	55	75
5	$\geq 1\sim 16$	15	17	20	24	35	50	60	75	95
6	$\geq 1\sim 16$	24	27	30	40	55	75	95	120	135
7	$\geq 1\sim 25$	35	40	45	55	75	110	135	170	200
8	$\geq 1\sim 25$	50	56	63	75	105	150	190	240	280
9	$\geq 1\sim 40$	70	80	90	106	150	212	265	335	400
10	$\geq 1\sim 40$	95	110	125	150	210	300	375	475	550
11	$\geq 1\sim 40$	132	160	170	212	280	425	530	670	750
12	$\geq 1\sim 40$	190	212	240	300	400	600	710	900	1000

表 3-6 径向综合公差  $F_r'$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n/\text{mm}$	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1\sim 3.5$	—	14	22	38	50	70	105	150	210	300
$\geq 3.5\sim 6.3$	—	20	32	50	70	105	150	200	300	420
$\geq 6.3\sim 10$	—	24	38	60	80	120	170	240	350	480
$\geq 10\sim 16$	—	32	50	75	105	150	200	300	420	600

表 3-7 齿槽跳动公差  $F_t$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n/\text{mm}$	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1\sim 3.5$	6	7	14	24	32	45	65	90	130	180
$>3.5\sim 6.3$	8	13	21	34	45	65	90	130	180	260
$>6.3\sim 10$	9	15	24	38	55	75	105	150	220	300
$>10\sim 16$	11	18	30	45	63	90	130	180	260	370
$>16\sim 25$	14	24	36	56	90	112	160	220	320	460
$>25\sim 40$	17	28	45	71	100	140	200	300	420	600

表 3-8 一齿切向综合公差  $f_t'$  值/ $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n/\text{mm}$	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1\sim 3.5$	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	170
$>3.5\sim 6.3$	8	12	19	30	45	63	90	125	170	240
$>6.3\sim 10$	9	14	22	36	50	70	100	140	190	265
$>10\sim 16$	12	19	30	45	63	90	125	170	240	340
$>16\sim 25$	14	22	36	56	80	112	160	220	300	425
$>25\sim 40$	20	30	45	71	95	132	190	265	360	530

表 3-9 一齿径向综合公差  $f_r'$  值 $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n/\text{mm}$	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$		5	8	11	19	28	40	55	80	110
$> 3.5 \sim 6.3$	--	7.5	12	19	26	40	55	75	110	155
$> 6.3 \sim 10$	--	9	14	22	30	45	60	90	125	170
$> 10 \sim 16$		12	18	28	40	55	75	110	155	210

表 3-10 齿距极限偏差  $\pm f_{pt}$  值 $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n/\text{mm}$	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	2.5	4	6	10	14	20	28	40	56	80
$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	85	112
$> 6.3 \sim 10$	4	6	10	16	22	32	45	63	90	125
$> 10 \sim 16$	5.5	9	13	20	28	40	56	80	112	160
$> 16 \sim 25$	6	10	16	22	35	50	71	100	140	200
$> 25 \sim 40$	9	13	20	28	40	63	90	125	180	250

表 3-11 齿形公差  $f_t$  值 $\mu\text{m}$ 

法向模数 $m_n/\text{mm}$	精 度 等 级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	3	5	7.5	12	18	25	35	50	70	100
$> 3.5 \sim 6.3$	4.5	7	10	17	24	34	48	63	90	130
$> 6.3 \sim 10$	5	8	12	20	28	40	55	75	110	150
$> 10 \sim 16$	7	10	16	25	35	50	70	95	132	190
$> 16 \sim 25$	8	12	20	32	45	63	90	125	170	240
$> 25 \sim 40$	10	16	25	40	56	71	100	140	190	265

表 3-12 齿距累积公差  $F_t$  值 $\mu\text{m}$ 

精度等级	法向模数 $m_n/\text{mm}$	有 效 齿 宽 $b/\text{mm}$					
		$\sim 40$	$> 40 \sim 100$	$> 100 \sim 160$	$> 160 \sim 250$	$> 250 \sim 400$	$> 400 \sim 630$
3	$\geq 1 \sim 10$	4.5	6	8	10	12	14
4	$\geq 1 \sim 10$	5.5	8	10	12	14	17
5	$\geq 1 \sim 16$	7	10	12	14	18	22
6	$\geq 1 \sim 16$	9	12	16	20	24	28
7	$\geq 1 \sim 25$	11	16	20	24	28	34
8	$\geq 1 \sim 25$	18	25	32	38	45	55
9	$\geq 1 \sim 40$	28	40	50	60	75	90
10	$\geq 1 \sim 40$	45	65	80	105	120	140
11	$\geq 1 \sim 40$	71	100	125	160	190	220
12	$\geq 1 \sim 40$	112	160	200	240	300	360

表 3-13 接触斑点

接触斑点	精 度 等 级						
	3	4	5	6	7	8	9
按高度不小于	65	60	55	50	45	30	20
按长度不小于	95	90	80	70	60	40	25

表 3-14 公差  $f_x$ 、 $f_y$ 

$x$ 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	$F_\beta$ (见表 3-12)
$y$ 方向轴线垂直度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_\beta$	

## (3) 齿条与齿条副的公差与检验

根据齿条副的使用要求和生产规模, 在各公差组中, 选定检查组来检定和验收齿条的精度, 或按订货协议来检定和验收齿条。

齿轮副的精度要求包括齿条副的切向综合误差  $\Delta F'_{ic}$ 、齿条副的一齿切向综合误差  $\Delta f'_{ic}$ 、齿条副的接触斑点大小及侧隙要求。如这四方面要求均能满足, 则此齿条副即为合格。齿条副中, 齿轮与齿条的精度等级允许不同, 通常齿轮精度不低于齿条精度。采用修形齿面的齿条副或有特殊要求的齿条副, 接触斑点精度可以自定。

## (4) 侧隙

齿条副的侧隙要求, 应根据工作条作用最大极限侧隙  $j_{\max}$  (或  $j_{\max}$ ) 与最小极限侧隙  $j_{\min}$  (或  $j_{\min}$ ) 来规定。齿厚极限偏差的上偏差  $E_s$  及下偏差  $E_s$  的代号和数值与圆柱齿轮副相同。测量齿条副侧隙时的安装距极限偏差  $\pm f_s$  见表 3-15。齿条工作平面粗糙度  $R_a$  参考值见表 3-16。

表 3-15 安装距极限偏差  $\pm f_s$ / $\mu\text{m}$ 

第 II 公差组精度等级			3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
$f_s$			$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT11$
齿条副的安装距	大于	到					
	18	30	6.5	10.5	16.5	26	65
	30	50	8	12.5	19.5	31	80
	50	80	9.5	15	23	37	90
	80	120	11	17.5	27	43.5	110
	120	180	12.5	20	31.5	50	125
	180	250	14.5	23	36	57.5	145
	250	315	16	26	40.5	65	160
	315	400	18	28.5	44.5	70	180
	400	500	20	31.5	48.5	77.5	200
	500	630	22	35	55	87	220
	630	800	25	40	62	100	250
	800	1 000	28	45	70	115	280
	1 000	1 250	33	52	82	130	330
	1 250	1 600	39	62	97	155	390
	1 600	2 000	45	75	115	185	460

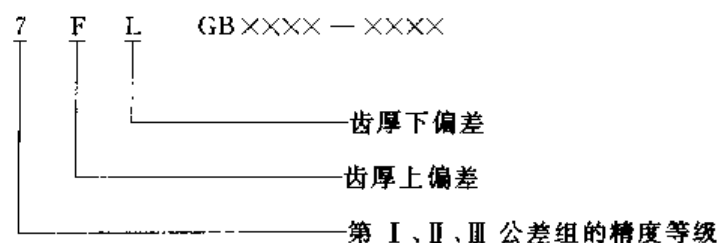
表 3-16 齿条的粗糙度  $R_a$  值

位 置	精 度 等 级						示 意 图
	5	6	7	8	9	10	
齿顶面	0.8	0.8	1.6	3.2	6.3	12.5	
基准面	0.8	0.8	0.8	1.6	3.2	6.5	
工作齿面	0.8	0.8	0.8	1.6	3.2	6.5	

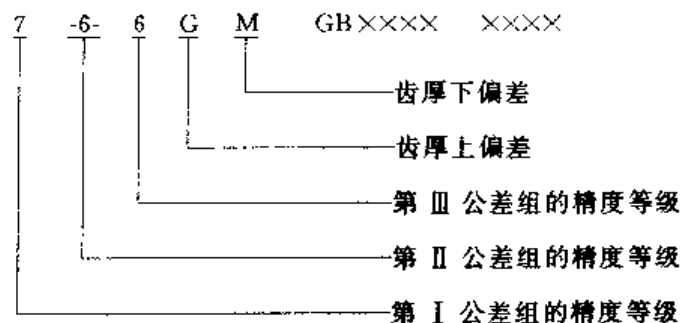
### (5) 图样标注

在齿条零件图上应标注齿条的精度等级和齿厚极限偏差的字母代号或齿厚极限偏差值。标注示例如下。

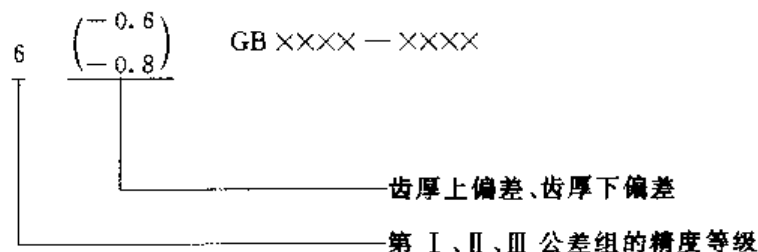
① 齿条的三个公差组精度为 7 级，其齿厚上偏差为 F，下偏差为 L。



② 齿条第 I 公差组精度为 7 级，第 II 公差组精度为 6 级，第 III 公差组精度为 6 级，其齿厚上偏差为 G，齿厚下偏差为 M。



③ 齿条的三个公差组精度同为 6 级，其齿厚上偏差为  $-600\mu\text{m}$ ，下偏差为  $-800\mu\text{m}$ 。



## 3.2 交错轴斜齿轮传动

交错轴斜齿轮传动（过去称为螺旋齿轮传动）是用来传递空间两交错轴之间的运动的。就单个齿轮来说，它们都是渐开线斜齿圆柱齿轮。

交错轴斜齿轮传动属于点接触，点接触与齿向方向的相对滑动是其承载能力低和功率损耗较高的原因。因此，这种齿轮副不宜用于高速大功率的传动，通常仅用于传递运动或载荷不大的辅助传动中。在采用剃齿的精加工齿轮工艺中，作为剃齿刀的工具齿轮同被加工齿轮的啮合，是交错轴渐开线斜齿轮啮合的一个有趣的实例。

### 3.2.1 交错轴斜齿轮传动的原理

交错轴之间的回转运动，既可用两条螺旋线方向相同的斜齿圆柱齿轮，也可用两条螺旋线方向不同的斜齿圆柱齿轮来传递。当两个斜齿圆柱齿轮的螺旋线方向不同时，它们的螺旋角不相等，否则该传动就成为传递两平行轴之间运动的斜齿轮传动了。特殊情况下，交错轴斜齿轮传动中的一个齿轮可以是直齿轮。

为研究方便，这里引入一个假想的“公共齿条”来研究交错轴斜齿轮传动，公共齿条与两齿轮的啮合就属于斜齿轮与斜齿条的啮合，这样，可以把交错轴斜齿轮的空间啮合问题，简化成为两对斜齿条与斜齿轮的平面啮合问题。

图 3-4 所示为一对交错轴斜齿轮传动，两交错轴在平行于两轴平面上的投影之间的夹角  $\Sigma$  称为两轴的交错角。

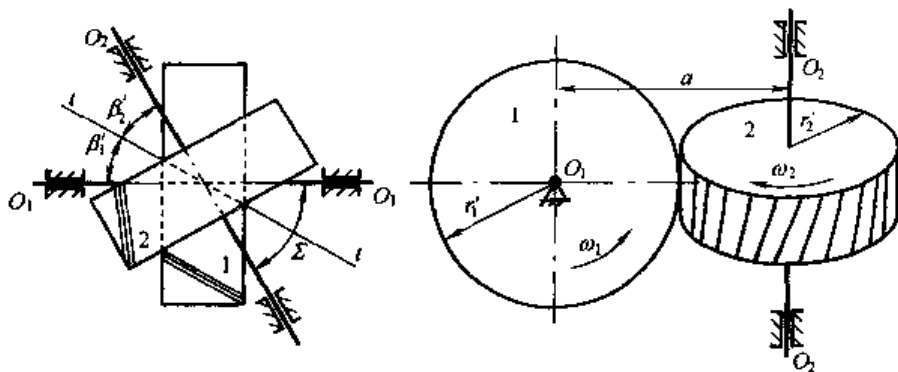


图 3-4 交错轴斜齿轮传动

在交错轴斜齿轮传动中，两轴交错角  $\Sigma$  的关系为

$$\Sigma = \beta_1' + \beta_2' \quad (3-4)$$

$\beta_1'$ 、 $\beta_2'$  分别为齿轮 1、2 的节圆柱上螺旋线的螺旋角，两轮的螺旋角方向既可以相同，也可以相反，旋向相同时，它们的符号相同，相反时，它们的符号相反；它们的大小可以相等，也可以不等。若  $\beta_1 = -\beta_2$ ，则  $\Sigma = 0$ ，这时该传动就成为传递两平行轴之间的斜齿轮传动了。

从动轮的转动方向与螺旋角的方向有关。如图 3-5 (a) 所示，设齿轮 1 为主动轮，齿轮 2 为从动轮， $tt$  为两轮轮齿在啮合点处的公切线，两轮在节点  $P$  处的速度分别为  $v_{P1}$  及  $v_{P2}$ ，其方向如图所示。两轮接触点处轮 2 的速度为

$$v_{P2} = v_{P1} + v_{P2P1} \quad (3-5)$$

$v_{P2P1}$  为两齿廓啮合点沿齿向方向的相对速度。由  $v_{P2}$  的方向即可确定从动轮的转向。图 3-5 (b) 中， $\omega_1$  方向与图 3-5 (a) 方向相同，但两图中齿轮螺旋角的旋向相反，所以  $v_{P2}$  的方向在两图中相反， $\omega_2$  也相反。

### 3.2.2 交错轴斜齿轮传动的特点及最紧密啮合

#### (1) 交错轴斜齿轮传动的特点



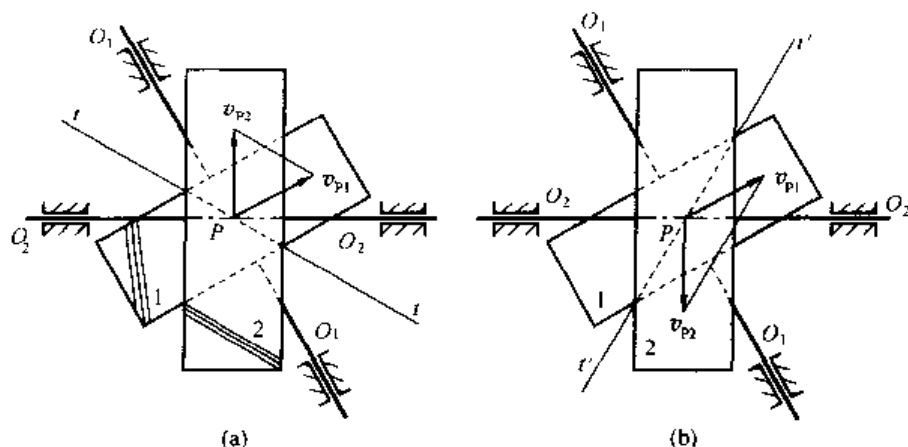


图 3-5 交错轴斜齿轮传动从动轮转向

① 正确啮合条件 一对交错轴斜齿轮传动，两轮的螺旋角与两轴交错角之间除满足式 (3-4) 的关系外，由于两轮的轮齿是在法面内相啮合的，所以说交错轴斜齿轮的正确啮合条件为两齿轮的法面基节相等，即

$$p_{bn1} = p_{bn2} \quad (3-6)$$

由前知，交错轴斜齿轮的正确啮合条件也可以表示为

$$m_{n1} \cos \alpha_{n1} = m_{n2} \cos \alpha_{n2}$$

由于  $m_n$  和  $\alpha_n$  都已标准化，故满足上式的条件为

$$m_{n1} = m_{n2} = m_n, \quad \alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha_n \quad (3-7)$$

法面模数  $m_n$  和法面压力角  $\alpha_n$  均为标准值。但对交错轴斜齿轮传动来说，由于两轮的螺旋角不一定相等，所以其端面模数  $m_t$  及端面压力角  $\alpha_t$  也不一定相等，这点与斜齿轮传动不同。

② 传动比  $i_{12}$  交错轴斜齿轮传动的传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1/r_1'}{v_2/r_2'} = \frac{r_2' \cos \beta_2'}{r_1' \cos \beta_1'} = \frac{r_{b2} \cos \beta_{b2}}{r_{b1} \cos \beta_{b1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3-8)$$

式中  $r_1', r_2'$ ——齿轮 1、2 的节圆半径；

$r_{b1}, r_{b2}$ ——齿轮 1、2 的基圆半径；

$\beta_{b1}, \beta_{b2}$ ——齿轮 1、2 的基圆螺旋角。

由上式可见，交错轴斜齿轮传动的传动比只与两齿轮的基圆半径和基圆柱上螺旋线的螺旋角有关，而它们都是定值，可得结论：交错轴斜齿轮传动的中心距与轴交角改变时并不影响传动比。因此，交错轴斜齿轮传动不但具有中心距的“可分性”，而且具有轴交角的“可变性”。交错轴斜齿轮传动的上述特性，使传动比不受中心距和轴交角误差的影响，使变位齿轮的加工（例如用滚刀加工）除了可用改变刀具与工件间的中心距这一方法外，还可以用改变轴交角的方法，或两种方法并用。

交错轴斜齿轮传动的传动比的大小是由两轮的节圆直径和螺旋角两个参数确定的，这不同于斜齿轮传动。

③ 齿数比  $u$  交错轴斜齿轮传动的齿数比不等于分度圆直径比，即

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} \quad (3-9)$$

④ 中心距  $a$  交错轴斜齿轮无侧隙啮合时的中心距  $a$  是两轮轴线交错角  $\Sigma$  的函数。交错轴斜齿轮传动无侧隙啮合时的中心距为

$$a = \frac{m_n}{2} \times \frac{\cos \alpha_n}{\sin \alpha_n} [2(x_{n1} + x_{n2}) \tan \alpha_n + z_1 (\text{inv} \alpha_{t1} + \alpha'_{t1}) + z_2 (\text{inv} \alpha_{t2} + \alpha'_{t2})] \quad (3-10)$$

式中  $\alpha_n$  —— 齿轮法向压力角；

$\alpha'_n$  —— 公共齿条的法向压力角，它与齿轮的分度圆压力角不等。

又已知，斜齿条的齿斜角（齿条齿向和齿轮轴线间的夹角）等于斜齿轮节圆柱上螺旋线的螺旋角  $\beta'$ ，它和法向压力角  $\alpha_n$ 、端面压力角  $\alpha'_t$  之间的关系为

$$\tan \alpha'_n = \tan \alpha'_t \cos \beta'$$

或

$$\cos \alpha'_n = \frac{\sin \beta_t}{\sin \beta'}$$

$\beta'$ 、 $\alpha'_n$  和  $\alpha'_t$  都是轴交角  $\Sigma$  的函数， $\Sigma$  确定后， $\beta'$ 、 $\alpha'_n$ 、 $\alpha'_t$  就被确定，公共齿条也就被确定。

假设轴交角  $\Sigma$  保持不变，则  $\beta'$  不变，两齿轮的节圆半径  $r'$  也不变，此时如果改变中心距  $a$ ，两节圆柱只是变更其相对位置而已。另一方面，假使中心距  $a$  保持不变，而只改变轴交角  $\Sigma$ ，则  $\beta'$ 、 $r'$  都改变，即两节圆柱的大小改变。从上述两方面可知，交错轴斜齿轮啮合时两节圆柱并不一定相切，可能是分开或相交的。

对两节圆柱相切的交错轴斜齿轮啮合，称为常规啮合或正常啮合，这时  $a = r'_1 + r'_2$ ， $\Sigma = \beta'_1 + \beta'_2$ ，对两分度圆相切的交错轴斜齿轮啮合，称为标准啮合，此时  $a = r_1 + r_2$ ， $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$ 。

## (2) 最紧密啮合

为了减小结构尺寸，下面求交错轴斜齿轮传动中心距的极小值。

将公式 (3-10) 两端对  $\sin \alpha'_n$  求导得

$$\frac{da}{d \sin \alpha'_n} = \frac{m_n}{2} \times \frac{\cos \alpha_n}{\sin^2 \alpha'_n} \left[ \sin \alpha'_n \left( z_1 \frac{d \alpha'_{t1}}{d \sin \alpha'_n} + z_2 \frac{d \alpha'_{t2}}{d \sin \alpha'_n} \right) - 2(x_{n1} + x_{n2}) \tan \alpha_n - z_1 (\text{inv} \alpha_{t1} + \alpha'_{t1}) - z_2 (\text{inv} \alpha_{t2} + \alpha'_{t2}) \right]$$

对上式化简并整理得

$$\frac{da}{d \sin \alpha'_n} = \frac{1}{\sin \alpha'_n} (r'_1 + r'_2 - a)$$

令上式等于零，得中心距的最小值  $a_{\min}$  为

$$a_{\min} = r'_1 + r'_2 \quad (3-11)$$

即交错轴斜齿轮变位传动时，当两齿轮节圆柱相切时，中心距最小，称此情况为最紧密啮合。由于这种啮合的结构尺寸小，重合度大，因此设计时尽量采用这种传动。

### 3.2.3 交错轴斜齿轮传动的重合度

图 3-6 所示为一对交错轴斜齿轮的啮合传动。公共齿条与齿轮 1、2 的啮合平面分别为  $F_1$ 、 $F_2$ ，两齿轮与公共齿条啮合时各有一条接触线，分别在  $F_1$  和  $F_2$  上，这两接触线交于一点，这个点称为接触点，在啮合过程中，接触点所形成的轨迹称为啮合面。两斜齿轮对公共齿条各有一啮合平面，如图 3-6 所示的平面  $F_1$ 、 $F_2$ 。接触点必在接触线上，接触线必在接触面上，接触线必与两齿轮基圆相切，其切点为  $N_1$ 、 $N_2$ ，两齿轮齿顶圆柱面与啮合线相交于  $B'_1$  和  $B'_2$ ，交点间距离  $B'_1B'_2$  即两齿轮从接触到分离啮合点在啮合线上所走过的距离，即为实际啮合线。

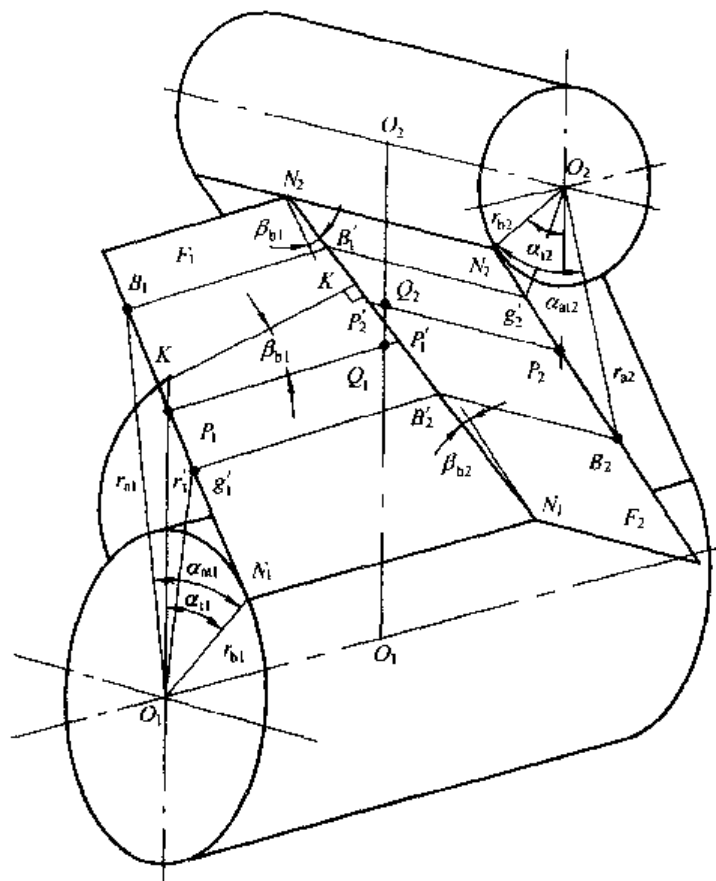


图 3-6 交错轴斜齿轮传动的啮合参数

为保证交错轴斜齿轮的连续传动，实际啮合线  $B'_1B'_2$  的长度必须大于齿轮的法面基节  $p_{bn}$ ，即保证重合度  $\epsilon = \frac{B'_1B'_2}{p_{bn}} \geq 1$ 。

交错轴斜齿轮的重合度  $\epsilon$  为

$$\epsilon = \frac{B'_1B'_2}{p_{bn}} = \frac{B'_1B'_2}{\pi m_n \cos \alpha_n} \quad (3-12)$$

由图 3-6 可见

$$B'_1B'_2 = N_1B'_1 + N_2B'_2 - N_1N_2$$

$$N_1B'_1 = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\cos \beta_{b1}}$$

$$N_2B'_2 = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos \beta_{b2}}$$

$$N_1 N_2 = \frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha'_{i1} - r_{b2} \cos \alpha'_{i2})$$

所以

$$\varepsilon = \frac{1}{\pi m_n \cos \alpha_n} \left[ \frac{\sqrt{r_{s1}^2 - r_{b1}^2}}{\cos \beta_{b1}} + \frac{\sqrt{r_{s2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos \beta_{b2}} - \frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha'_{i1} - r_{b2} \cos \alpha'_{i2}) \right] \quad (3-13)$$

由式 (3-12) 可知, 当  $B'_1 B'_2$  最大时,  $\varepsilon$  最大, 利用对  $B'_1 B'_2$  求最大值的方法, 可求出当中心距一定时, 正常啮合 (即最紧密啮合) 条件下, 啮合线长度  $B'_1 B'_2$  最长, 也就是重合度  $\varepsilon$  最大。

### 3.2.4 交错轴斜齿轮传动的设计及几何计算

如前所述, 设计交错轴斜齿轮传动时, 一般应采用正常啮合, 以获得较小的中心距和较大的重合度。

由式 (3-10) 得交错轴斜齿轮传动正常啮合的条件为

$$x_{n1} + x_{n2} = \frac{1}{2 \tan \alpha_n} [z_1 (\text{inv} \alpha'_{i1} - \text{inv} \alpha_{i1}) + z_2 (\text{inv} \alpha'_{i2} - \text{inv} \alpha_{i2})] = 0 \quad (3-14)$$

有以下三种情况:

① 若  $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$ , 实现最紧密啮合时,  $x_{n1} + x_{n2} = 0$ 。如果  $x_{n1} = x_{n2} = 0$ , 此时为标准交错轴斜齿轮传动, 如果  $x_{n1} = -x_{n2}$ , 此时为高度变位交错轴斜齿轮传动;

② 若  $\Sigma < \beta_1 + \beta_2$ , 实现最紧密啮合时,  $x_{n1} + x_{n2} < 0$ ;

③ 若  $\Sigma > \beta_1 + \beta_2$ , 实现最紧密啮合时,  $x_{n1} + x_{n2} > 0$ 。

所以, 设计交错轴斜齿轮传动时, 如果希望两齿轮正变位, 则在选取分度圆螺旋角时, 应使两者之和  $\beta_1 + \beta_2$  略小于交错角  $\Sigma$ , 但这时重合度将会有所减小。

#### (1) 螺旋角的选择

设计时, 应先选取两斜齿轮的分度圆螺旋角  $\beta_1$  和  $\beta_2$ , 这样计算比较简便。若预先规定两齿轮的变位系数  $x_1$  和  $x_2$ , 然后再求  $\beta_1$  和  $\beta_2$ , 计算将很麻烦。

从实现运动的观点看, 齿轮的分度圆螺旋角  $\beta_1$  和  $\beta_2$ , 可以任意选择, 只有保证  $\beta_1 + \beta_2 \approx \Sigma$  即可。但是, 从便于加工的观点看, 取  $\beta_1 = \beta_1$  为好, 这样可以用相同的差动挂轮和刀架安装角加工两齿轮。

螺旋角对齿轮的尺寸和重量有直接的影响, 为减小齿轮的体积或重量, 可建立目标函数, 用计算机进行优化设计求出或迭代求解。在宽度选定的情况下, 为减小齿轮体积,  $\beta_1$  和  $\beta_2$  可以按  $F = \pi d_1^2 + \pi d_2^2$  为最小值的条件下确定。函数  $F$  的极小值, 在  $\Sigma_0 = \beta_1 + \beta_2$  的条件下, 可由下式求解  $\beta_1$ , 即

$$\left( \frac{z_2}{z_1} \right)^2 \times \frac{\tan(\Sigma_0 - \beta_1)}{\cos^2(\Sigma_0 - \beta_1)} - \frac{\tan \beta_1}{\cos^2 \beta_1} = 0 \quad (3-15)$$

式中  $\Sigma_0$ ——接近或等于  $\Sigma$  的预选值。

例 设  $z_1 = 24$ ,  $z_2 = 35$ ,  $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 60^\circ$ , 两齿轮齿宽均取为 10mm, 试按齿轮重量最轻的原则选择  $\beta_1$  和  $\beta_2$ 。

解 将  $\Sigma_0 = \Sigma = 60^\circ$  及  $z_1$ 、 $z_2$  的值代入式 (3-15), 得

$$\left( \frac{35}{24} \right)^2 \times \frac{\tan(60^\circ - \beta_1)}{\cos^2(60^\circ - \beta_1)} - \frac{\tan \beta_1}{\cos^2 \beta_1} = 0$$

解上述超越方程, 得

$$\beta_1 = 36.1753^\circ, \quad \beta_2 = 23.8247^\circ$$

(2) 给定中心距、 $\Sigma = 90^\circ$  的标准交错轴斜齿轮传动的几何尺寸计算

在  $\Sigma = 90^\circ$  的交错轴斜齿轮传动中, 式 (3-15) 又可写成

$$\beta_1 = \arctan \sqrt{\frac{z_2}{z_1}} \quad (3-16)$$

根据齿数比  $u$ , 查表 3-17 得计算系数  $k'$ 。由已知中心距  $a$ 、模数  $m$  及计算系数  $k'$ , 求得初步计算齿数

$$z_1' = \frac{a}{m} k' \quad (3-17)$$

表 3-17 计算系数  $k'$

$u$	$k'$	$u$	$k'$
1	0.707	3	0.370
1.25	0.627	3.25	0.350
1.5	0.596	3.5	0.333
1.75	0.521	3.75	0.317
2	0.481	4	0.303
2.25	0.447	4.5	0.278
2.5	0.418	5	0.257
2.75	0.392		

按上式求出  $z_1'$  后, 应向较小值将其圆整到整数, 圆整后的计算系数  $k$  为

$$k = \frac{z_1' m}{a} \quad (3-18)$$

交错轴斜齿轮传动中齿轮的尺寸可以用斜齿轮的公式来计算, 但应注意两齿轮有不同螺旋角, 因而其端面参数  $m_t$ 、 $\alpha_t$ 、 $h_{at}^*$  等也是不同的。其几何尺寸计算详见表 3-18。

表 3-18 标准交错轴斜齿轮传动几何计算及实例

序号	名称	代号及单位	计算公式	算例
$a = 100\text{mm}, \Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ 已知参数: $m_n = 2\text{mm}, u = 3, x_1 = x_2 = 0$ $\alpha_n = 20^\circ, h_{an}^* = 1, c^* = 0.25$				
1	计算系数	$k'$	根据 $u$ 值查表 3-17	$k' = 0.37$
2	齿数	$z_{1,2}$	$z_1' = \frac{a}{m} k'$ 计算后圆整到较小值 $z_1$ $z_2 = z_1 u$	$z_1' = \frac{100}{2} \times 0.37 = 18.5$ 取整数 $z_1 = 18, z_2 = 3 \times 18 = 54$
3	圆整后计算系数	$k$	$k = \frac{z_1 m}{a}$	$k = \frac{18 \times 2}{100} = 0.36$
4	分度圆柱上螺旋角	$\beta_{1,2}$	先根据式 (3-16) 计算出 $\beta_1$ , 然后按式 $k = \frac{2 \sin \beta_1}{u + \tan \beta_1}$ 用试算法求 $\beta_1, \beta_2 = 90^\circ - \beta_1$	根据式 (3-16) 算出 $\beta_1 = 55^\circ 15' 50''$ 当 $\beta_1 = 55^\circ$ 时, $k = 0.3699$ 当 $\beta_1 = 60^\circ$ 时, $k = 0.3660$ 当 $\beta_1 = 65^\circ$ 时, $k = 0.3523$ 用内插法得: $\beta_1 = 62.6817^\circ$ $\beta_2 = 90^\circ - 62.6817^\circ = 27.3183^\circ$

续表

序号	名称	代号及单位	计算公式	算例
5	实际中心距	$a'/\text{mm}$	$a' = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\cos\beta_2} \right)$	$a' = \frac{2}{2} \left( \frac{18}{\cos 62.6817^\circ} + \frac{54}{\cos 27.3183^\circ} \right)$ $= 99.9999$
6	齿轮端面分度圆压力角	$\alpha_{t1,2}$	$\alpha_{t1,2} = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}}$	$\alpha_{t1} = \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos 62.6817^\circ} = 38.41718^\circ$ $\alpha_{t2} = \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos 27.3183^\circ} = 22.27691^\circ$
7	分度圆半径	$r_{1,2}/\text{mm}$	$r_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{2 \cos \beta_{1,2}}$	$r_1 = \frac{2 \times 18}{2 \cos 62.6817^\circ} = 30.2213$ $r_2 = \frac{2 \times 54}{2 \cos 27.3183^\circ} = 60.7786$
8	齿顶圆半径	$r_{a1,2}/\text{mm}$	$r_{a1,2} = r_{1,2} + h_a^* m_n$	$r_{a1} = 30.2213 + 1 \times 2 = 32.2213$ $r_{a2} = 60.7786 + 1 \times 2 = 62.7786$
9	齿轮宽度	$b_{1,2}/\text{mm}$	$b_{1,2} \approx (2 \sim 3) \pi m_n \sin \beta_{1,2}$	$b_1 = 3 \times \pi \times 2 \sin 62.6817^\circ \approx 17$ $b_2 = 3 \times \pi \times 2 \sin 27.3183^\circ \approx 9$
10	端面分度圆弧齿厚	$s_{t1,2}/\text{mm}$	$s_{t1,2} = \frac{\pi m_n}{2 \cos \beta_{1,2}}$	$s_{t1} = \frac{\pi \times 2}{2 \cos 62.6817^\circ} = 6.8454$ $s_{t2} = \frac{\pi \times 2}{2 \cos 27.3183^\circ} = 3.5359$

## (3) 变位交错轴斜齿轮传动的几何尺寸计算

变位交错轴斜齿轮传动的几何尺寸计算及实例见表 3-19。

表 3-19 变位交错轴斜齿轮传动的几何尺寸计算及实例

序号	名称	代号及单位	计算公式	算例
1	轴交角	$\Sigma$	$\Sigma = \beta_1 + \beta_2$ (螺旋方向相同) $\Sigma =  \beta_1 - \beta_2 $ (螺旋方向相反) 式中 $\beta'$ ——节圆柱螺旋角	$z_1 = 17, z_2 = 50, \alpha_n = 20^\circ, m_n = 2\text{mm},$ $\Sigma = 60^\circ, h_a^* = 1, c^* = 0.25$ 要求设计一对 $x_{n1,2} > 0$ 正常啮合的交错轴斜齿轮传动
2	分度圆螺旋角	$\beta_{1,2}$	为便于加工,取 $\beta_1 = \beta_2$	为满足 $x_{n1,2} > 0$ ,选 $\beta_1 + \beta_2 < \Sigma$ ,同时为便于加工,取 $\beta_1 = \beta_2$ ,这里取 (均 $\beta_1 = \beta_2 = 29.50^\circ$ 为左旋)
3	端面分度圆压力角	$\alpha_{t1,2}$	$\alpha_{t1,2} = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}}$ 式中 $\alpha_n$ ——法向齿形角	$\alpha_{t1} = \alpha_{t2} = \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos 29.5^\circ} = 22.69398^\circ$
4	基圆柱螺旋角	$\beta_{b1,2}$	$\beta_{b1,2} = \arctan(\tan \beta_{1,2} \cos \alpha_{t1,2})$	$\beta_{b1} = \beta_{b2} = \arctan(\tan 29.5^\circ \cos 22.69398^\circ)$ $= 27.563202^\circ$
5	节圆柱螺旋角	$\beta'_{1,2}$	$\beta'_1 = \arctan \frac{k \sin \Sigma}{1 + k \cos \Sigma}$ $\beta'_2 = \arctan \frac{\sin \Sigma}{k + \cos \Sigma}$ 式中 $k$ ——圆整后计算系数, $k = \frac{\sin \beta'_1}{\sin \beta'_2} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} = \frac{\sin \beta_{b1}}{\sin \beta_{b2}}$	因为 $k = \frac{\sin \beta_{b1}}{\sin \beta_{b2}} = 1$ 所以 $\beta'_1 = \beta'_2 = \arctan \frac{\sin 60^\circ}{1 + \cos 60^\circ} = 30^\circ$
6	齿条法向齿形角	$\alpha'_n$	$\alpha'_n = \arccos \frac{\sin \beta_{b1,2}}{\sin \beta'_{1,2}}$	$\alpha'_n = \arccos \frac{\sin 27.5632^\circ}{\sin 30^\circ} = 22.263162^\circ$

续表

序号	名称	代号及单位	计算公式	算 例
7	齿轮端面节圆压力角	$\alpha'_{1,2}$	$\alpha'_{1,2} = \arccos \frac{\tan \beta_{1,2}}{\tan \beta_{1,2}}$	$\alpha'_{11} = \alpha'_{12} = \arccos \frac{\tan 27.5632^\circ}{\tan 30^\circ} = 25.300576^\circ$
8	变位系数之和	$x_{n1} + x_{n2}$	$x_{n1} + x_{n2} = \frac{1}{2 \tan \alpha_n} [z_1 (\text{inv} \alpha'_{11} - \text{inv} \alpha_{11}) + z_2 (\text{inv} \alpha'_{12} - \text{inv} \alpha_{12})]$	$x_{n1} + x_{n2} = \frac{1}{2 \tan 20^\circ} [17 (\text{inv} 25.30^\circ - \text{inv} 22.694^\circ) + 50 (\text{inv} 25.30^\circ - \text{inv} 22.694^\circ)] = 0.8312$ 这里取 $x_{n1} = 0.4$ , 则 $x_{n2} = 0.4312$
9	公共齿条的法向模数	$m'_n / \text{mm}$	$m'_n = m_n \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha'_n}$ 式中 $m_n$ ——齿轮法向模数	$m'_n = 2 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22.263^\circ} = 2.030770$
10	节圆半径	$r'_{1,2} / \text{mm}$	$r'_{1,2} = \frac{m'_n z_{1,2}}{2 \cos \beta'_{1,2}}$	$r'_1 = \frac{2.0307 \times 17}{2 \cos 30^\circ} = 19.931914$ $r'_2 = \frac{2.0307 \times 50}{2 \cos 30^\circ} = 58.623276$
11	最小中心距	$a_{\min} / \text{mm}$	$a_{\min} = r'_1 + r'_2$	正常啮合时中心距 $a = a_{\min}$ $a_{\min} = 19.931914 + 58.623276 = 78.555190$
12	分度圆半径	$r_{1,2} / \text{mm}$	$r_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{2 \cos \beta_{1,2}}$	$r_1 = \frac{2 \times 17}{2 \cos 29.5^\circ} = 19.53224$ $r_2 = \frac{2 \times 50}{2 \cos 29.5^\circ} = 57.44777$
13	基圆半径	$r_{b1,2} / \text{mm}$	$r_{b1,2} = r_{1,2} \cos \alpha_{1,2}$	$r_{b1} = 19.53224 \cos 22.6939^\circ = 18.02003$ $r_{b2} = 57.44777 \cos 22.6939^\circ = 53.00011$
14	齿根圆半径	$r_{f1,2} / \text{mm}$	$r_{f1,2} = r_{1,2} - m_n (h_a^* + c^* - x_{n1,2})$	$r_{f1} = 19.53224 - 2(1 + 0.25 - 0.4) = 17.83224$ $r_{f2} = 57.44777 - 2(1 + 0.25 - 0.4) = 55.74777$
15	齿顶圆半径	$r_{a1,2} / \text{mm}$	$r_{a1} = a - r_{f2} - c^* m_n$ $r_{a2} = a - r_{f1} - c^* m_n$	$r_{a1} = 78.55519 - 55.74777 - 0.25 \times 2 = 23.30742$ $r_{a2} = 78.55519 - 17.83224 - 0.25 \times 2 = 60.22295$
16	有效齿宽	$b_{a1,2} / \text{mm}$	$b_{a1} = B_1 B_2 \sin \beta_{b1}$ $b_{a2} = B_1 B_2 \sin \beta_{b2}$ 式中 $B_1 B_2$ ——实际啮合线长度 $B_1 B_2 = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\cos \beta_{b1}} + \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos \beta_{b2}}$ $\frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha'_{11} - r_{b2} \cos \alpha'_{12})$	$B_1 B_2 = \frac{\sqrt{22.245^2 - 18.02^2}}{\cos 27.56^\circ} + \frac{\sqrt{60.223^2 - 53^2}}{\cos 27.563^\circ}$ $\frac{1}{\sin 22.263^\circ} (78.555 - 18.02 \cos 25.30^\circ - 53 \cos 25.30^\circ) = 9.10216$ $b_{a1} = 9.10216 \sin 27.5632^\circ = 4.211812$ $b_{a2} = 9.10216 \sin 27.5632^\circ = 4.211812$ 为保证充分啮合, 实际齿宽应大于有效齿宽, 故两齿轮的齿宽 $b$ 取 10mm
17	重合度	$\epsilon$	$\epsilon = \frac{B_1 B_2}{\pi m_n \cos \alpha_n}$	$\epsilon = \frac{9.102}{\pi \times 2 \cos 20^\circ} = 1.542$

### 3.2.5 交错轴斜齿轮传动的干涉

与平行轴渐开线齿轮一样, 所谓交错轴斜齿轮的干涉, 是指一齿轮的齿顶与相啮合齿轮齿根过渡曲线部分接触。图 3-7 为交错斜齿轮的啮合平面。在啮合线  $N_1 N_2$  上,  $B_1 B_2$  是实际啮合线。点  $G_2$  是齿轮端面渐开线与过渡曲线的连接点  $G_2$  在啮合线  $N_1 N_2$  上位置 (即齿轮 2 渐开线起始点进入啮合位置)。齿轮 1 的齿顶与齿轮 2 齿根过渡曲线不产生干涉的条件为

$$N_2 B_1 \geq N_2 G_2 \quad (3-19)$$

其中  $N_2 G_2 = \frac{N_2 G_{21}}{\cos \beta_{b2}}$

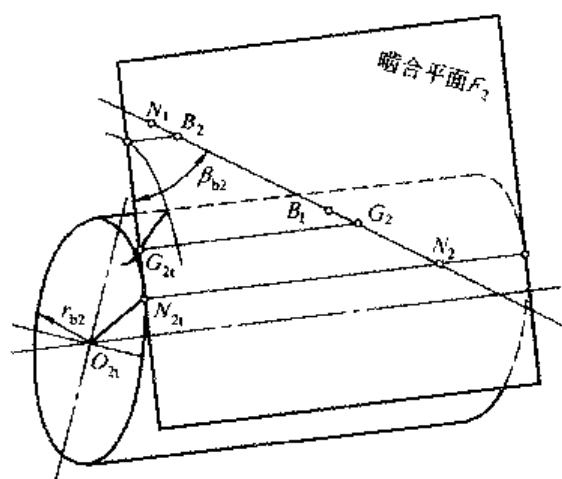


图 3-7 交错轴斜齿轮的啮合平面

因此, 齿轮 1 的齿顶与齿轮 2 的齿根过渡曲线不产生干涉的条件为

$$\frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha'_{t1} - r_{b2} \cos \alpha'_{t2}) - \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\cos \beta_{b1}} \geq \frac{m_n}{\cos \beta_{b2}} \left( \frac{z_2 \sin \alpha_{t2}}{2 \cos \beta_2} - \frac{h_a^* - x_{n2}}{\sin \alpha_{t2}} \right) \quad (3-20)$$

同理齿轮 2 的齿顶与齿轮 1 的齿根过渡曲线不产生干涉的条件为

$$\frac{1}{\sin \alpha_n} (a - r_{b1} \cos \alpha'_{t1} - r_{b2} \cos \alpha'_{t2}) - \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{\cos \beta_{b2}} \geq \frac{m_n}{\cos \beta_{b1}} \left( \frac{z_1 \sin \alpha_{t1}}{2 \cos \beta_1} - \frac{h_a^* - x_{n1}}{\sin \alpha_{t1}} \right) \quad (3-21)$$

### 3.3 分阶式双渐开线齿轮传动

就啮合制而言, 渐开线齿轮属于线啮合制, 圆弧齿轮属于点啮合制。分阶式双渐开线齿轮是综合了渐开线齿轮和双圆弧齿轮优点的一种新型齿轮。这种齿轮的齿廓由两段相错的渐开线中间以一段过渡曲线连接而成, 其齿顶与齿根两渐开线齿廓呈阶梯式分布。由于该齿轮的齿根厚度比普通渐开线齿轮的齿根厚, 并且节点附近不接触, 因此, 其轮齿弯曲强度和接触强度都提高, 此外, 这种齿轮的工艺性比圆弧齿轮好。分阶式双渐开线齿轮常简称双渐开线齿轮。

分阶式双渐开线齿轮齿廓参数的选择, 与其他齿轮的齿廓参数选择的基本原则相同。即由各参数确定的齿廓, 应保证轮齿有较高的弯曲强度和接触强度, 最好符合等强度齿廓的设计原则; 轮齿在啮合时, 要求传动平稳, 无齿廓干涉现象; 齿廓形状要力求简单以便于制造等。目前, 双渐开线齿轮齿廓及弯曲强度、接触强度计算还没有国家标准。通过对双渐开线齿轮三维弯曲、接触有限元分析、计算及弯曲疲劳强度试验和光弹试验研究, 建立其弯曲、接触及齿腰、齿根等强度优化数学模型, 对其齿廓参数进行综合优化设计, 给出了双渐开线齿轮推荐齿廓及弯曲强度、接触强度设计计算公式。

#### 3.3.1 双渐开线齿轮齿廓及其基本齿廓

由斜齿圆柱齿轮齿面的形成原理可知, 斜齿圆柱齿轮齿廓在端截面内为渐开线, 由于斜齿轮轮齿齿面是渐开螺旋面, 故在垂直于轮齿螺旋线方向, 即法截面上, 其齿廓则不是渐开线。因为双渐开线齿轮必须做成斜齿轮, 所以其端面齿廓与法面齿廓不同。图 3-8 所示为双渐开线齿轮端面齿廓, 其中虚线部分为普通渐开线齿轮端面齿廓。由图可见, 渐开线齿轮左侧齿廓由齿根过渡曲线  $a'b'$  及渐开线  $b'c'$  组成, 而双渐开线齿轮的左侧齿廓则由齿根过渡曲线  $ab$ 、下齿面渐开线  $bc$ 、齿腰过渡曲线  $cd$  和上齿面渐开线  $de$  组成。双渐开线齿轮上下两工作齿廓由齿腰过渡曲线  $cd$  连接,

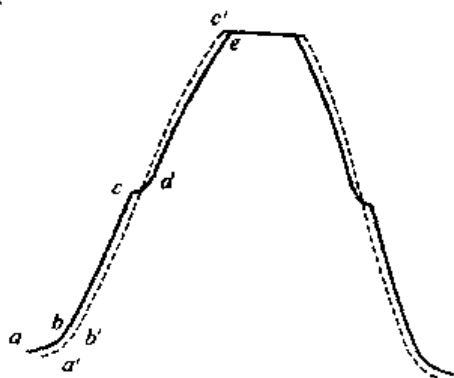


图 3-8 双渐开线齿轮齿廓



其中  $cd$  与上齿面在  $d$  点相切、与下齿面在  $c$  点相交。与渐开线齿轮齿廓相比,把双渐开线齿轮轮齿齿厚增大称为切向正变位,反之称为切向负变位,由图 3-8 可知,双渐开线齿轮的齿根和齿顶分别发生了切向正变位和切向负变位。

假想的,与齿轮共轭啮合的齿条,称为该齿轮的基本齿条。双渐开线圆柱齿轮的基本齿廓为其基本齿条的法向齿廓。图 3-9 所示为双渐开线齿轮的基本齿廓,基本齿廓由齿根圆弧  $AB$ 、齿根直线  $BC$ 、半径为  $\rho_g$  的齿腰过渡圆弧  $CD$  及齿顶直线  $DE$  组成。半径为  $\rho_t$  的齿根圆弧与齿根直线  $BC$  相切于  $B$  点,齿腰过渡圆弧  $CD$  与直线  $DE$  相切于  $D$  点、与直线  $BC$  相交于  $C$  点。

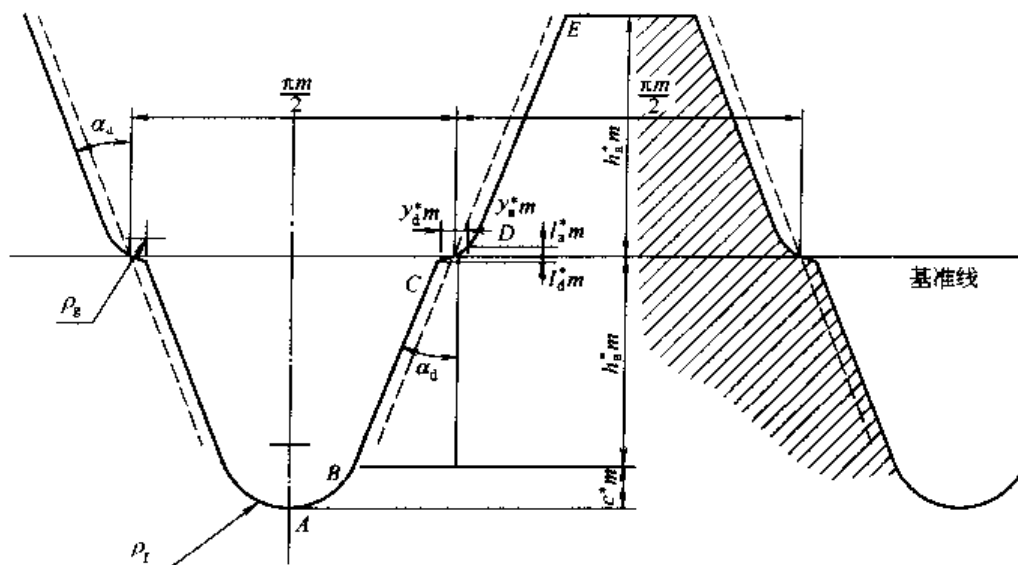


图 3-9 双渐开线齿轮基本齿廓

$\alpha_a, \alpha_d$  齿顶、齿根部分的齿形角;  $y_a^*, y_d^*$  齿顶、齿根切向变位系数;  
 $l_a^*, l_d^*$  齿腰过渡圆弧齿顶、齿根高度系数;  $\rho_g, \rho_t$  齿腰、齿根过渡圆弧半径;  
 $h_a^*, c^*$  齿顶高系数、顶隙系数

$\alpha_a, \alpha_d, y_a^*, y_d^*, l_a^*, l_d^*$  是双渐开线齿轮不同于普通渐开线齿轮的六个基本齿廓参数,是其特征量,也是研究双渐开线齿轮的核心所在。

由图 3-9 几何关系可得

$$\left. \begin{aligned} \rho_t &= \frac{\pi m - 4y_d - 4h_a \tan \alpha_d}{4 \cos \alpha_d} = \rho_t^* m \\ \rho_g &= \frac{(a_1^2 + b_1^2)m}{2(b_1 \cos \alpha_a - a_1 \sin \alpha_a)} = \rho_g^* m \end{aligned} \right\} \quad (3-22)$$

$$y_d = y_d^* m$$

$$h_a = h_a^* m$$

$$a_1 = l_a^* + l_d^*$$

$$b_1 = y_a^* + y_d^* + l_a^* \tan \alpha_a + l_d^* \tan \alpha_d$$

由双渐开线齿轮的基本齿廓可知,其独立的齿廓参数包括:  $\alpha_a, \alpha_d, y_a^*, y_d^*, l_a^*, l_d^*, h_a^*, c^*$ , 参考标准渐开线齿轮的齿廓参数,通常取  $h_a^* = 1, c^* = 0.25$ 。

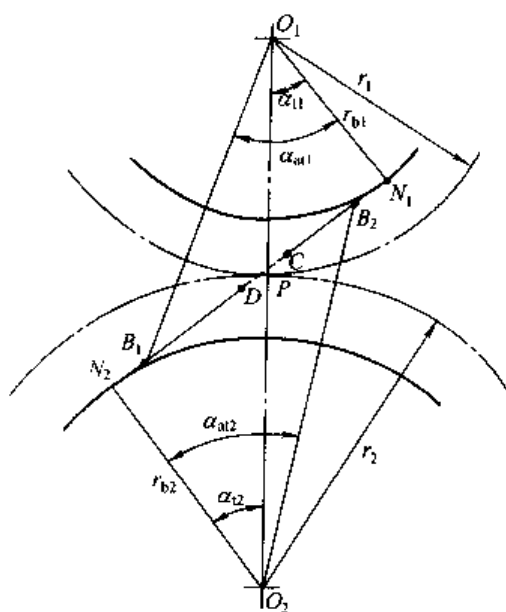


图 3-10 双渐开线齿轮传动啮合线  
 $B_1, B_2$ —齿轮 1、2 的齿顶圆与啮合线的交点；  
 $\alpha_{at1}, \alpha_{at2}$ —齿轮 1、2 的齿顶圆端面压力角；  
 $r_1, r_2$ —齿轮 1、2 的节圆半径

图 3-10 为双渐开线齿轮端面内啮合示意图，齿轮在节点  $P$  附近分阶， $C, D$  为间断点。双渐开线齿轮的端面重合度  $\epsilon_a$  为端面实际啮合线长度与端面基节  $p_{bt}$  的比值。

$$\epsilon_a = \frac{l_{DB1}}{p_{bt1}} + \frac{l_{CB2}}{p_{bt2}} = \frac{l_{PB1} - l_{PD}}{p_{bt1}} + \frac{l_{PB2} - l_{PC}}{p_{bt2}}$$

由图 3-10 几何关系可推得

$$\begin{aligned} \epsilon_a &= \frac{r_{b1}(\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha_{t1}) - l_a/\sin\alpha_{t1}}{\pi m_{t1} \cos\alpha_{t1}} + \frac{r_{b2}(\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha_{t2}) - l_d/\sin\alpha_{t2}}{\pi m_{t2} \cos\alpha_{t2}} \\ &= \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha_{t1}) + z_2(\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha_{t2})] - \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{4l'_a \cos\beta}{\sin 2\alpha_{t1}} + \frac{4l'_d \cos\beta}{\sin 2\alpha_{t2}} \right] \end{aligned} \quad (3-23)$$

$$\tan\alpha_{t1} = \frac{\tan\alpha_a}{\cos\beta}$$

$$\tan\alpha_{t2} = \frac{\tan\alpha_d}{\cos\beta}$$

$$\alpha_{at1} = a \cos\left(\frac{r_{b1}}{r_{a1}}\right)$$

$$\alpha_{at2} = a \cos\left(\frac{r_{b2}}{r_{a2}}\right)$$

$$r_{a1} = r_1 + h_a^* m_n$$

$$r_{a2} = r_2 + h_a^* m_n$$

### 3.3.2 双渐开线齿轮传动的啮合特性

双渐开线齿轮作为一种新的齿轮传动形式，既有渐开线斜齿轮、分阶式双圆弧齿轮的共性，又有其自身的诸多特性，它兼有二者的优点，同时又克服了它们各自存在的缺点。研究表明，该种齿轮具有良好的应用前景。

#### (1) 重合度及最小齿宽条件

一对渐开线齿轮正确啮合条件是它们的法节或基圆齿距相等，要使齿轮平稳或均匀地传动，必须符合正确啮合条件。但是仅两齿轮的法节相等还不能保证连续平稳地传动，还必须满足端面重合度  $\epsilon_a \geq 1$ ，保证在啮合传动过程中，至少有一对齿轮轮齿啮合，以免发生脱齿现象。双渐开线齿轮由于在节点附近分阶，节点前后不参与啮合，为保证连续、平稳啮合传动，必须做成斜齿轮，由纵向重合度来保证传动的连续性。

$$\epsilon_v = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{4l_s^* \cos\beta}{\sin 2\alpha_{s1}} + \frac{4l_d^* \cos\beta}{\sin 2\alpha_{s2}} \right] = \frac{2\cos\beta}{\pi} \left[ \frac{l_s^*}{\sin 2\alpha_{s1}} + \frac{l_d^*}{\sin 2\alpha_{s2}} \right] \quad (3-24)$$

式中  $\epsilon_v$  双渐开线齿轮由于分阶损失掉的重合度。

由式 (3-23)、式 (3-24) 可知, 影响双渐开线齿轮端面重合度的参数有:  $z_1, z_2, h_a^*, \beta, \alpha_s, \alpha_d, l_s^*, l_d^*$ , 且  $\epsilon_s$  越小,  $\epsilon_v$  就越大。可以看出, 齿形角  $\alpha_s, \alpha_d$  越小, 齿腰高度系数  $l_s^*$  及  $l_d^*$  越大, 损失的端面重合度  $\epsilon_v$  就越大。为了减小由于齿腰分阶损失的端面重合度, 就应减小齿腰高度系数  $l^*$  及增大齿形角  $\alpha$ , 这在双渐开线齿轮齿廓参数选择及优化设计中应引起广泛注意。

双渐开线齿轮的纵向重合度为

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_{bx}} = \frac{b \tan \beta_b}{p_{bt}} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (3-25)$$

由式 (3-25) 可见, 双渐开线齿轮纵向重合度的表达式与渐开线斜齿轮的完全一致。

由式 (3-23)、式 (3-25) 得双渐开线齿轮的总重合度为

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_s + \epsilon_\beta = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{s1} - \tan \alpha_{t1}) + z_2 (\tan \alpha_{s2} - \tan \alpha_{t2})] - \frac{2}{\pi} \left( \frac{l_s^* \cos \beta}{\sin 2\alpha_{s1}} + \frac{l_d^* \cos \beta}{\sin 2\alpha_{s2}} \right) + \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (3-26)$$

由于双渐开线齿轮在节点附近分阶, 使其端面重合度受到损失, 为保证双渐开线齿轮连续传动, 须满足  $\epsilon_\beta \geq \epsilon_v$ , 即

$$\frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \geq \frac{2}{\pi} \left( \frac{l_s^* \cos \beta}{\sin 2\alpha_{s1}} + \frac{l_d^* \cos \beta}{\sin 2\alpha_{s2}} \right)$$

由此得出分阶式双渐开线齿轮连续啮合传动的最小齿宽为

$$b_{\min} = \frac{2m_n}{\tan \beta} \left( \frac{l_s^*}{\sin 2\alpha_{s1}} + \frac{l_d^*}{\sin 2\alpha_{s2}} \right) \quad (3-27)$$

## (2) 正确啮合条件

为具有代表性, 取双渐开线齿轮的齿顶与齿根分度圆压力角  $\alpha_s, \alpha_d$  及齿腰切向变位系数  $y_s^*, y_d^*$  均不相等, 研究其正确啮合条件。

由啮合理论知, 一对渐开线齿轮正确啮合条件是两齿轮的法面基节相等, 双渐开线齿轮亦如此, 即

$$p_{bn1} = p_{bn2} \quad (3-28)$$

上式可表示为

$$\left. \begin{aligned} m_{n1} \cos \alpha_{s1} &= m_{n2} \cos \alpha_{d2} \\ m_{n1} \cos \alpha_{d1} &= m_{n2} \cos \alpha_{s2} \end{aligned} \right\} \quad (3-29)$$

由式 (3-29) 可知, 一对双渐开线齿轮, 只要保证其中一个齿轮的模数与其齿顶 (根) 分度圆压力角余弦的乘积和另一个齿轮的模数与其齿根 (顶) 分度圆压力角乘积相等, 就可啮合。为使双渐开线齿轮参数不至于过多、过乱, 满足式 (3-29) 的条件为

$$\left. \begin{aligned} m_{n1} &= m_{n2} = m_n \\ \alpha_{n1} &= \alpha_{d2} = \alpha_s \\ \alpha_{d1} &= \alpha_{s1} = \alpha_d \end{aligned} \right\} \quad (3-30)$$

同时由式 (3-28) 可得

$$\begin{aligned}\frac{\pi m_n}{2} - 2y_{a1}^* m_n + \frac{\pi m_n}{2} + 2y_{d2}^* m_n &= \pi m_n \\ \frac{\pi m_n}{2} - 2y_{d1}^* m_n + \frac{\pi m_n}{2} + 2y_{a2}^* m_n &= \pi m_n\end{aligned}$$

满足上式的条件为

$$\left. \begin{aligned}y_{a1}^* &= y_{d2}^* = y_a^* \\ y_{d1}^* &= y_{a2}^* = y_d^*\end{aligned} \right\} \quad (3-31)$$

由于双渐开线齿轮在齿腰附近分阶、节点附近齿面不参与啮合, 为了保证其连续平稳传动, 必须做成斜齿。因此必须满足以下条件

$$\beta_1 = -\beta_2 = \beta \quad (3-32)$$

即要保证双渐开线齿轮正确啮合传动, 大小齿轮的螺旋角必须大小相等、方向相反。

式 (3-30)、式 (3-31) 及式 (3-32) 组成双渐开线齿轮正确啮合条件。

当轮齿的齿顶和齿根压力角不等时, 一对齿轮副的两个齿轮必须各自用一把滚刀加工。同时考虑该齿轮的一般性应用, 为了减少多制造一把刀具的麻烦和费用, 建议取双渐开线齿轮基本齿廓参数:  $\alpha_a = \alpha_d = \alpha$ ,  $l_a^* = l_d^* = l^*$ ,  $y_a^* = y_d^* = y^*$ 。

以双渐开线齿轮三维弯曲、接触有限元分析、计算及强度试验研究为基础, 建立其弯曲、接触及齿腰、齿根等强度优化数学模型, 对其齿廓参数进行综合优化设计, 得到  $m_n = 3\text{mm}$  时齿廓参数优化结果为:  $\alpha_a = \alpha_d = \alpha = 20^\circ$ ,  $l_a^* = l_d^* = l^* = 0.04$ ,  $y_a^* = y_d^* = y^* = 0.08$ 。

### (3) 变位齿轮传动——无侧隙啮合方程式

双渐开线齿轮传动的啮合角与变位系数  $x$  之间的关系, 是双渐开线变位齿轮设计计算时应该首先研究的问题。双渐开线齿轮的齿厚和齿槽宽是随着变位系数的不同而变化的, 所以变位系数不同时, 一对齿轮无侧隙啮合时的中心距和啮合角  $\alpha'_{a1}$ 、 $\alpha'_{a2}$  也将不同, 下面建立它们之间的关系。

双渐开线变位齿轮啮合过程中, 两齿轮的节圆 (半径为  $r'_1$ 、 $r'_2$ ) 作无滑动的纯滚动, 因此, 两齿轮的节圆齿距应该相等, 即  $p'_1 = p'_2 = p'$ 。

为了保证两齿轮作无侧隙啮合, 一个齿轮的节圆齿厚  $s'_1$  必须等于另一齿轮的节圆齿槽宽  $e'_2$ , 同时一对啮合齿轮的节圆齿距应该相等, 即

$$\begin{aligned}p'_{1a} &= p'_{2d} = s'_{1a} + e'_{1a} = s'_{2d} + e'_{2d} = p'_1 \\ p'_{1d} &= p'_{2a} = s'_{1d} + e'_{1d} = s'_{2a} + e'_{2a} = p'_2\end{aligned}$$

所以

$$\left. \begin{aligned}p'_1 &= s'_{1a} + s'_{2d} \\ p'_2 &= s'_{2a} + s'_{1d}\end{aligned} \right\} \quad (3-33)$$

式 (3-33) 为双渐开线变位齿轮的无侧隙啮合条件。

整理、化简后得双渐开线齿轮无侧隙啮合方程式为

$$\left. \begin{aligned}\text{inv}\alpha'_{a1} &= \text{inv}\alpha_{a1} + \frac{2(x_1 + x_2)}{(z_1 + z_2)} \tan\alpha_{a1} \\ \text{inv}\alpha'_{a2} &= \text{inv}\alpha_{a2} + \frac{2(x_1 + x_2)}{(z_1 + z_2)} \tan\alpha_{a2}\end{aligned} \right\} \quad (3-34)$$

### (4) 齿廓干涉及根切

由于双渐开线齿轮在齿腰处分阶, 其基本齿廓既不同于渐开线齿轮亦不同于双圆弧齿轮, 设计不合理必将影响滚刀的寿命、被加工齿轮工作齿廓的长度、齿轮的精度、承载能力等, 甚至引起齿轮轮齿啮合干涉。

齿廓干涉, 将引起齿面严重摩擦或卡死。对双渐开线齿轮, 由于齿腰过渡部分不参与啮合, 往往容易被忽视, 但事实上, 当齿廓参数设计不当时, 就会造成齿腰过渡部分的干涉。在双渐开线齿轮基本齿廓上, 由于齿腰过渡圆弧与齿根直线相交, 也将引起应力集中和切齿时“过切”现象发生。

由于双渐开线齿轮可采用齿顶、齿根不同压力角及齿顶、齿根不同的切向变位置, 选择合理的齿廓参数, 可使不产生根切的极限齿数降低而同时又不出现齿顶变尖, 避免了根切和齿顶变尖同时发生的现象。

### 3.3.3 双渐开线齿轮传动的几何尺寸计算

双渐开线齿轮传动的几何尺寸计算公式见表 3-20。

表 3-20 双渐开线齿轮传动的几何尺寸计算公式

序 号	名 称	代 号	计 算 公 式
1	模数	$m$	$m_n$ 取标准值(同渐开线圆柱齿轮)
2	齿数	$z_1, z_2$	$z_1, z_2$
3	分度圆螺旋角	$\beta$	$\beta$ 按推荐的值或按中心距等条件确定
4	分度圆压力角	$\alpha_n, \alpha_d$	$\alpha_n, \alpha_d$
5	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_{an}^*$ (取标准值), $h_{ad}^* = h_{an}^* \cos \beta$
6	顶隙系数	$c^*$	$c_n^*$ (取标准值), $c_d^* = c_n^* \cos \beta$
7	分度圆直径	$d$	$d = zm, z = \frac{m_n}{\cos \beta}$
8	分度圆端面压力角	$\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$	$\alpha_{a1} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right), \alpha_{a2} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right)$
9	基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_{a1}, d_{b2} = d_2 \cos \alpha_{a2}$
10	齿距	$p$	$p_n = \pi m_n$
11	齿顶高	$h_a$	$h_a = h_{an}^* m_n = h_{ad}^* m_d$
12	齿根高	$h_f$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n = (h_{ad}^* + c_d^*) m_d$
13	齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a = (z / \cos \beta + 2h_{an}^*) m_n$
14	齿顶圆端面压力角	$\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$	$\alpha_{a1} = \arctan\left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}}\right), \alpha_{a2} = \arctan\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right)$
15	齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f = (z / \cos \beta - 2h_{an}^* - 2c_n^*) m_n$
16	中心距	$a$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta}$
17	齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$
18	端面重合度	$\epsilon_a$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_{f1}) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_{f2})] - \epsilon_s$
19	损失掉的重合度	$\epsilon_s$	$\epsilon_s = \frac{2 \cos \beta}{\pi} \left( \frac{l_a^*}{\sin 2\alpha_{a1}} + \frac{l_f^*}{\sin 2\alpha_{a2}} \right)$
20	纵向重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n$
21	总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$
22	当量齿数	$z_v$	$z_v = z / \cos^3 \beta, \cos \beta \approx z / \cos^3 \beta$

注: 1. 表中所说的标准值是指渐开线齿轮的标准值。

2. 双渐开线齿轮齿顶、齿根部分的压力角不等时, 同一齿轮有两个基圆。

### 3.3.4 双渐开线齿轮传动强度计算

齿轮的承载能力主要受弯曲强度和接触强度的限制。设齿面上作用一载荷力  $P$ ，则接触应力正比于  $\sqrt{P}$ ，而弯曲应力正比于  $P$ 。当载荷增加时，弯曲应力比接触应力增长快得多。国际上，动力传动齿轮装置正沿着小型化方向发展，为达到齿轮装置小型化的目的，提高现有渐开线齿轮的承载能力，各国普遍采用硬齿面技术，提高硬度以缩小装置的尺寸，也可以应用以双圆弧齿轮为代表的特殊齿廓。双圆弧齿轮的应用，将原来渐开线齿轮外啮合传动的凸齿对凸齿的啮合传动，变为凸对凹接触，相对曲率半径增大，同时齿轮轮齿齿根的厚度也增加，提高了齿轮轮齿齿面的接触强度和齿根弯曲强度。但如前所述，由于圆弧齿轮制造工艺性较差以及对中心距变动的敏感性，使得圆弧齿轮的应用不如硬齿面渐开线齿轮那样广泛。渐开线齿轮传动，采用中硬或硬齿面齿轮替代传统的软齿面齿轮，通过发展各种热处理方法，如渗碳淬火、碳氮共渗等，提高了齿面表面质量；通过改进工艺方法，如采用各种磨齿工艺、珩齿工艺，提高齿轮精度，有效地提高了齿轮传动质量。渐开线中硬或硬齿面齿轮，虽然齿轮轮齿齿面接触强度提高较大，但弯曲强度依然是个薄弱环节，其承载能力和弯曲疲劳寿命还有待提高。

双渐开线齿轮其工作齿廓仍旧是渐开线，全面继承了渐开线齿轮的良好工艺性和动力学特性；另外，这种齿轮齿根厚度增厚，节点附近不接触，避开了接触应力的峰值区域，接触强度相对提高，综合了渐开线和双圆弧齿轮的优点，其轮齿弯曲强度和齿面接触强度都提高。建议双渐开线齿轮应用于硬齿面齿轮传动中。

根据双渐开线齿轮自身的特点，通过对双渐开线齿轮三维弯曲、接触有限元分析、计算及强度试验研究，初步提出适用于双渐开线齿轮的弯曲应力、接触应力计算公式。

#### (1) 轮齿的受力分析

双渐开线齿轮传动中，作用于齿面上的法向载荷  $F_n$ 。同斜齿轮传动一样，仍垂直于齿面。力  $F_n$  可沿齿轮的轴向、径向及周向分解成三个相互垂直的分力。其受力分析可沿用普通渐开线斜齿轮传动的公式。

#### (2) 齿根弯曲疲劳强度计算

在高频疲劳强度试验机上进行的软、硬齿面齿轮的弯曲疲劳强度试验，结果表明双渐开线齿轮的弯曲强度明显提高，当齿厚变位系数为 0.08 时，与普通渐开线齿轮相比，双渐开线齿轮的弯曲强度大约提高了 30%。轮齿破坏形式为齿根折断，截面为折截面，基本位于 30°切线点附近。因此，可以用 30°切线法确定双渐开线齿轮危险截面所在位置，这些也被光弹实验所验证。综合理论分析、强度实验结果，建议双渐开线齿轮弯曲应力计算公式仍旧采用普通渐开线斜齿轮弯曲应力计算公式，考虑到双渐开线齿轮弯曲强度提高 30%~50%，故在普通渐开线斜齿轮许用齿根应力计算公式中再乘一个齿根弯曲强度增强系数  $Y_D$ ，取  $Y_D = 1.3 \sim 1.5$ ，增强系数  $Y_D$  主要随切向变位系数  $y^*$  而变化。双渐开线齿轮弯曲强度校核计算公式见表 3-21。

表 3-21 双渐开线齿轮弯曲强度校核计算公式

强度条件	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$
齿根应力的基本值 $\sigma_{F0}$ /MPa	$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta$
计算齿根应力 $\sigma_F$ /MPa	$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}$
许用齿根应力 $\sigma_{FP}$ /MPa	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\beta rel T} Y_{Rrel T} Y_D$

注：表中的代号意义和各系数意义及取值同第 2 章。

### (3) 齿面接触疲劳强度计算

双渐开线齿轮齿面接触疲劳强度的原始公式仍来源于赫兹公式,把赫兹应力作为齿面接触应力的计算基础,用来评价接触强度。应力分析及试验表明,在不考虑齿轮润滑性能的情况下,双渐开线齿轮在节点附近不接触,避开了接触应力的峰值区域,接触强度相对提高。建议双渐开线齿轮齿面接触强度计算可采用普通渐开线斜齿轮接触强度计算公式(见表3-22)。

表 3-22 双渐开线齿轮接触强度校核计算公式

强 度 条 件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$
计算接触应力的基本值 $\sigma_{H0}/\text{MPa}$	$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}}$
计算接触应力 $\sigma_H/\text{MPa}$	$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$
许用接触应力 $\sigma_{HP}/\text{MPa}$	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_1 Z_2 Z_R Z_W Z_\lambda}{S_{Hmin}}$

注:表中的代号意义和各系数意义及取值同第2章。

## 3.4 点线啮合齿轮传动

### 3.4.1 点线啮合齿轮传动的类别、特点和应用

齿轮从啮合性质来分,一般分为两大类,一类为线啮合齿轮传动,如渐开线齿轮、摆线齿轮,它们啮合时的接触线是一条直线或曲线[见图3-11(a)]。渐开线齿轮由于制造简单而在工业上普遍应用,因而在齿轮中占有主导地位,但是渐开线齿轮传动大部分的应用为凸齿廓与凸齿廓相啮合,接触应力大,承载能力较低。在20世纪50年代从前苏联引进了圆弧齿轮传动技术,圆弧齿轮是一对凹凸齿廓的啮合传动,它是点啮合齿轮传动,它们啮合时的接触线是一个点,受载变形后为一个面接触[见图3-11(b)],接触应力小,承载能力大,但制造比较麻烦,需要专用滚刀,面当中心距有误差时,承载能力下降。

点线啮合齿轮传动的小齿轮是一个变位的渐开线短齿齿轮(斜齿),大齿轮的上齿部为渐开线的凸齿齿廓,下齿部为过渡曲线的凹齿齿廓(斜齿)。因此,在啮合传动时既有接触线为直线的线啮合,又同时存在凹凸齿廓接触的点啮合,故称为点线啮合齿轮传动,如图3-11(c)所示。



图 3-11 三种齿轮的接触状态

#### (1) 点线啮合齿轮传动的类型

点线啮合齿轮传动可以制成三种形式。

① 单点线啮合齿轮传动 小齿轮为一个变位的渐开线短齿,大齿轮的上部为渐开线凸齿廓,下齿部为过渡曲线的凹齿廓,大小齿轮(斜齿或直齿)组成单点线啮合齿轮传动,如图3-12所示。

② 双点线啮合齿轮传动 大小齿轮齿高的一半为渐开线凸齿廓，另一半为过渡曲线的凹齿廓，大小齿轮啮合时形成双点啮合与线啮合，因此称双点线啮合齿轮（直齿或斜齿）传动，如图 3-13 所示。

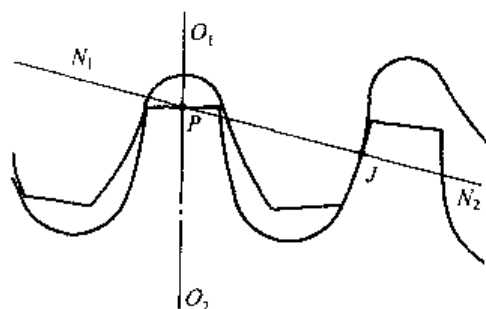


图 3-12 单点线啮合齿轮传动

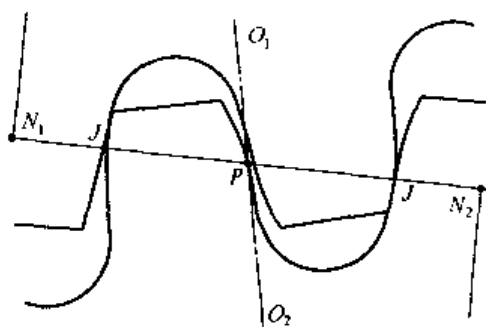


图 3-13 双点线啮合齿轮传动

③ 少齿数点线啮合齿轮传动 这种传动的小齿轮最少齿数可以达 2~3 齿，因而其传动比可以很大，如图 3-14 所示。

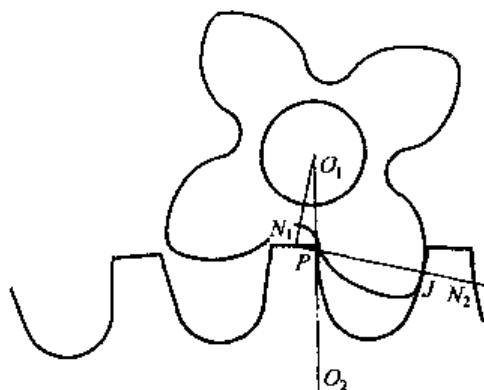


图 3-14 少齿数点线啮合齿轮传动

(2) 点线啮合齿轮传动的特点

以上几种点线啮合齿轮传动具有以下特点。

① 制造简单 点线啮合齿轮可用普通渐开线齿轮滚刀在滚齿机上滚切而成，并可在磨齿机上磨齿，因此一般的机械加工厂均能制造。

② 有可分性 点线啮合齿轮传动与普通渐开线齿轮传动一样，具有可分性，因此中心距的制造误差不会影响瞬时传动比和接触线的位置。

③ 跑合性能好，磨损小 齿轮略加跑合就可达到较理想的齿面接触状态，而在正常运转时，磨损较小。

④ 强度高，寿命长 承载能力试验表明，软齿面及中硬齿面点线啮合齿轮传动的齿面接触强度比普通渐开线齿轮传动提高 1~2 倍，弯曲强度提高 15% 左右。其硬齿面点线啮合齿轮减速箱比渐开线硬齿面减速箱承载功率提高约 50% 左右。同渐开线齿轮相比，在相同条件下寿命长。

⑤ 噪声低 实验与实践应用表明，点线啮合齿轮传动的噪声要比渐开线齿轮传动的噪声低得多，甚至低 5~10dB (A)，并且随着载荷的增加，噪声还要下降 2~3dB (A)。

⑥ 可制成各种齿面硬度的齿轮 点线啮合齿轮传动可采用软齿面、中硬齿面或硬齿面齿轮，其承载能力和精度要求的适应性强。

(3) 点线啮合齿轮传动的应用

点线啮合齿轮已广泛用于冶金、矿山、起重、运输、化工等行业的减速器以及柴油机的定时齿轮传动中。目前已开发出 DNK、DQJ、DZQ 三个中硬齿面系列减速器齿轮模数  $m_n = 1 \sim 28\text{mm}$ ，中心距  $a = 48 \sim 1000\text{mm}$ （单级），功率  $P = 0.14 \sim 1000\text{kW}$ ，已有数百台减速器在 100~200 个单位使用。

### 3.4.2 点线啮合齿轮传动的几何尺寸计算

(1) 单点线啮合齿轮传动的几何尺寸计算

单点线啮合齿轮传动的主要几何尺寸计算 见表 3-23。



表 3-23 单点线啮合齿轮传动的几何尺寸计算

名 称	代 号	计 算 式
法向模数	$m_n$	由强度计算或结构设计确定,并按表 2-4 取值
压力角	$\alpha_n$	$\alpha_n = 20^\circ$ (根据需要可选其他压力角)
分度圆柱螺旋角	$\beta$	取 $\beta = 8^\circ \sim 30^\circ$ 具体值可按表 3-26 选取
分度圆直径	$d$	$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$
端面压力角	$\alpha_t$	$\alpha_t = \arctan \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$
基圆直径	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha_t$
理论中心距	$a$	$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$
实际中心距	$a'$	$a' = \frac{m_n (z_1 + z_2) \cos \alpha_n}{2 \cos \beta \cos \alpha_t}$ 或按已知值确定
端面啮合角	$\alpha'_t$	$\alpha'_t = \arccos \left( \frac{a \cos \alpha_t}{a'} \right)$
小齿轮顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} \leq 2 \left[ a' - \frac{d_2}{2} + (1 - x_{n2}) m_n \right]$
大齿轮顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} \leq 2 \sqrt{\left( \frac{d_{b2}}{2} \right)^2 + \left[ a' \sin \alpha'_t - \frac{m_n}{\sin \alpha_t} (x_{n1} - x_{n1 \min}) \right]^2}$
总变位系数	$x_{n\Sigma}$	$x_{n\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_n} (\text{inv} \alpha'_t - \text{inv} \alpha_t)$
小齿轮变位系数	$x_{n1}$	$x_{n1} = x_{n\Sigma} - x_{n2}$
小齿轮最小变位系数	$x_{n1 \min}$	$x_{n1 \min} = 1 - \frac{z_1 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta}$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2(1.25 - x_n) m_n$
全齿高	$h$	$h = \frac{d_a - d_f}{2}$
分度圆齿厚	$s$	$s = \frac{m_n}{\cos \beta} \left( \frac{\pi}{2} + 2 x_n \tan \alpha_n \right)$
顶圆齿厚	$s_a$	$s_a = r_a \left[ \frac{s}{r} - 2(\text{inv} \alpha_a - \text{inv} \alpha_t) \right]$

### (2) 单点线啮合齿轮传动测量尺寸计算

单点线啮合齿轮分别对小齿轮与大齿轮进行测量。小齿轮是一个渐开线变位短齿,可以用测量渐开线齿轮的方法进行测量,对于中小模数齿轮的测量用公法线长度较好,齿顶圆不作为基准,对齿顶圆的制造精度可以降低,但齿宽  $b > W_n \sin \beta$ , 由于小齿轮是一个短齿且变位系数较大,要卡的齿要求在齿廓的中部,必须考虑齿顶降低系数,否则就容易卡到齿的顶部。对于大模数和受量具尺寸限制的齿轮则可采用分度圆齿厚和固定弦齿厚进行测量,但对齿顶圆的尺寸精度要求高,计算公式列于表 3-24。大齿轮为一个负变位的齿轮,渐开线部分较短,公法线无法测量,因此只能测量齿顶螺旋线的法向距离,称之为法线长度。因为以齿顶作为测量基准,所以齿顶圆的尺寸精度要求高;计算公式列于表 3-24。

### (3) 计算实例

点线啮合齿轮的设计计算已有完整的程序,可将齿轮箱中的普通渐开线齿轮在中心距和

表 3-24 单点线啮合齿轮测量尺寸计算

小 齿 轮	公法线长度	跨齿数 $k$ 公法线长度 $W_n$	$k = \frac{z_1}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{\left(1 + \frac{2x_{n1} - \Delta y}{z_1} \cos \beta\right)^2 - \cos^2 \alpha_t}}{\cos \alpha_t \cos^2 \beta} - \frac{2x_{n1} \tan \alpha_n - \text{inv} \alpha_t}{z_1} \right] + 0.5$ $\Delta y = x_{n\Sigma} - y, y = \frac{a' - a}{m_n}$ $W_n = m_n (\cos \alpha_n [\pi(k - 0.5) + z_1 \text{inv} \alpha_t] + 2x_{n1} \sin \alpha_n)$
	分度圆 弦齿厚	分度圆弦齿高 $\bar{h}_{n1}$ 分度圆弦齿厚 $\bar{s}_{n1}$	$\bar{h}_{n1} = h_{a1} + \frac{m_n z_{1v}}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2z_{1v}} + \frac{2x_{n1} \tan \alpha_n}{z_{1v}} \right) \right]$ $\bar{s}_{n1} = m_n z_{1v} \sin \left( \frac{\pi}{2z_{1v}} + \frac{2x_{n1} \tan \alpha_n}{z_{1v}} \right)$ $z_{1v} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$
	固定弦齿厚	固定弦齿高 $\bar{h}_c$ 固定弦齿厚 $\bar{s}_{cn}$	$\bar{h}_c = \frac{d_{a1} - d_1}{2} - \frac{\bar{s}_{cn} \tan \alpha_n}{2}$ $\bar{s}_{cn} = m_n \cos^2 \alpha_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x_{n1} \tan \alpha_n \right)$
大 齿 轮	跨齿数		$k = \frac{z_2}{10} + 0.6$
	法线长度	$W_n$	$W_n = \frac{2r_{a2} \sin^2 \alpha_s}{\sin \alpha}$ $\alpha = \arctan(\tan \alpha_s \cos \beta_{s2})$ $\alpha_s = \frac{\varphi_s}{2} \quad \varphi_s: \text{用迭代法求解}$ $\varphi_s = \varphi_{s1} - \frac{(\varphi_{s1} - \theta_{s2}) + \tan^2 \beta_{s2} \sin \varphi_{s1}}{1 + \tan^2 \beta_{s2} \cos \varphi_{s1}}$ <p>初取 <math>\varphi_{s0} = \theta_{s2} \sin^2 \beta_{s2}</math></p> $\beta_{s2} = \arctan \left( \tan \beta \frac{r_{s2}}{r_2} \right)$ $\theta_{s2} = \frac{t_s}{r_{s2}}$ $t_s = (k - 1) p_{s2} + S_{s2}$ $p_{s2} = \frac{2\pi r_{s2}}{z_2}$ $\cos \alpha_{s2} = \frac{r_2 \cos \alpha_1}{r_{s2}}$

传动比不变的条件下,全部更换成点线啮合齿轮,以提高齿轮箱的承载能力和降低齿轮箱的噪声。也可以按承载能力要求设计齿轮传动的中心距和各部分几何尺寸。表 3-25 列出计算实例。

表 3-25 普通渐开线齿轮改为点线啮合齿轮的实例

名 称	代 号	普通渐开线齿轮		点线啮合齿轮	
		小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
中心距/mm	$a$	316		316	
齿数	$z$	16	87	16	90
传动比	$i$	5.437		5.625	
法向模数/mm	$m_n$	6		6	
螺旋角	$\beta$	12°		14°44'32"	
变位系数	$x_n$	0.269 1	-0.253	0.417 7	-2.21
顶圆直径/mm	$d_a$	113.374	542.625	111.8	538
分度圆直径/mm	$d$	98.144	533.662	99.268	558.382
齿高	$h$	$2.25m_n$	$2.25m_n$	$1.87m_n$	$1.76m_n$

### 3.4.3 点线啮合齿轮传动的参数选择及封闭图

点线啮合齿轮传动的参数选择比渐开线齿轮传动复杂,各参数之间有密切关系,又相互制约。主要的参数有:法向模数  $m_n$ 、齿数  $z$ 、端面重合度  $\epsilon_\alpha$ 、纵向重合度  $\epsilon_\beta$ 、齿宽系数  $\phi_d$  或  $\phi_a$  以及变位系数  $x_2$  (或  $x_1$ ) 和分度圆柱螺旋角  $\beta$ 。其中  $x_2$  和  $\beta$  必须从封闭图中选取。

#### (1) 基本齿廓和模数系列

点线啮合齿轮的基本齿廓和模数系列与普通渐开线齿轮完全相同,详见第2章2.1表2-4。由于齿轮使用场合的不同,以及使用要求的不同,可将表2-2中的某些参数作适当变动,以非标准齿廓来满足某些特殊要求,例如:

- ① 提高弯曲强度和接触强度可以采用大齿形角 ( $22.5^\circ, 25^\circ$ );
- ② 为了减小刚度、降低噪声、增大重合度可采用高齿 (如取  $h_a^* = 1.2$ )。

#### (2) 模数 $m_n$ 的选择

齿轮的模数  $m_n$  取决定于齿轮轮齿的弯曲承载能力计算。只要轮齿的弯曲强度满足,齿轮的模数取得小一点较好。

通常可取  $m_n = (0.01 \sim 0.03)a$ 。式中  $a$  为中心距。对于大中心距、载荷平稳、工作连续的传动,  $m_n$  可取较小值。对于小中心距、载荷不稳、间断工作的传动,  $m_n$  可取较大值。对于高速传动,为了增加传动的平稳性,  $m_n$  可取较小值。对于轧钢机人字齿轮座等有尖峰载荷的场合,可取  $(0.025 \sim 0.04)a$ 。所取的  $m_n$  应取标准值 (见表2-4)。在一般情况下  $m_n = 0.02a$ 。

#### (3) 齿数的选择

点线啮合齿轮的最少齿数可取到  $z_{\min} = 2 \sim 4$ ,一般为了滚齿加工方便,可取  $z_1 \geq 8$ 。磨齿加工随磨齿机磨削最少齿数而定,一般可取  $z_1 \geq 11$ 。

#### (4) 重合度

通常取点线啮合齿轮传动的总重合度  $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \geq 1.25$ ,最好使  $\epsilon_\gamma \geq 2.25$ 。轴向重合度  $\epsilon_\beta \geq 1$ 。若要求噪声特别低时,可使  $\epsilon_\alpha \geq 2$ 。

#### (5) 齿宽系数

对于通用齿轮箱通常取  $\phi_d = b/a$ ,其标准值有:0.2、0.25、0.3、0.35、0.4、0.45、0.5、0.6。对于中硬齿面与硬齿面通用齿轮箱,通常可取齿宽系数  $\phi_d = 0.35$ ;对于软齿面通用齿轮箱可取  $\phi_d = 0.4$ 。若要采用  $\phi_d = \frac{b}{d_1}$  时,则  $\phi_d = 0.5(1+i)\phi_a$ 。

#### (6) 螺旋角 $\beta$ 的选择

螺旋角  $\beta$  的选择比较复杂,它与大齿轮的变位系数  $x_2$  有关,必须与封闭图配合选取,在不同的  $\beta$ 、 $x_2$  下就可以得到不同的尺寸,以至于影响到齿轮强度的大小和磨损的程度。一般来说螺旋角  $\beta$  大些,则可增加纵向重合度,对传动平稳性有利,但轴向力增大。通常  $\beta = 8^\circ \sim 30^\circ$  的范围内选取。对于多级传动,应使低速级的螺旋角  $\beta$  小于高速级的螺旋角  $\beta$ ,这样就可使低速级的轴向力不至于过大。

当传动比  $i$  较大,齿轮的直径相差很大,齿轮分别在两台滚齿机上加工大小齿轮时 (或在两台滚齿机上粗、精加工齿轮时),螺旋角  $\beta$  的选择,还必须考虑两台滚齿机加工出来的齿轮螺旋角  $\beta$  的误差尽可能小或相等,这样就能保证齿向误差,使齿长方向的接触好。如果按表3-26选取螺旋角,则能保证两台滚齿机的差动挂轮,搭配成相同的螺旋角或误差最小,在箱体平行度保证的情况下,齿长方向接触可达100%。部分滚齿机的差动挂轮  $i_{\Delta}$  的计算参见表3-27。

表 3-26 螺旋角  $\beta$  与  $k$  值

$k$	$\beta$	$k$	$\beta$	$k$	$\beta$
40	7°13'09"	82	55'42"	124	55'37"
41	24'02"	83	15°06'53"	125	23°07'21"
42	34'56"	84	18'04"	126	19'06"
43	45'50"	85	29'17"	127	30'52"
44	56'44"	86	40'29"	128	42'40"
45	8°07'38"	87	51'43"	129	54'28"
46	18'33"	88	16°02'57"	130	24°06'17"
47	27'28"	89	14'11"	131	18'08"
48	40'23"	90	25'27"	132	29'59"
49	51'19"	91	36'42"	133	41'52"
50	9°02'15"	92	47'59"	134	53'46"
51	13'11"	93	59'16"	135	25°05'41"
52	24'08"	94	17°10'34"	136	17'37"
53	35'05"	95	21'53"	137	29'34"
54	46'02"	96	33'12"	138	41'33"
55	57'	97	44'32"	139	53'32"
56	10°07'58"	98	55'53"	140	26°05'33"
57	18'56"	99	18°07'14"	141	17'35"
58	29'55"	100	18'36"	142	29'39"
59	40'54"	101	29'59"	143	41'44"
60	51'54"	102	41'23"	144	53'50"
61	11°02'54"	103	52'47"	145	27°05'57"
62	13'54"	104	19°04'13"	146	18'05"
63	24'55"	105	15'39"	147	30'15"
64	35'57"	106	27'05"	148	42'27"
65	46'58"	107	38'33"	149	54'39"
66	58'01"	108	50'01"	150	28°06'53"
67	12°09'03"	109	20°01'31"	151	19'09"
68	20'06"	110	13'01"	152	31'25"
69	31'10"	111	24'32"	153	43'35"
70	42'14"	112	36'04"	154	56'03"
71	53'18"	113	47'36"	155	29°08'24"
72	13°04'23"	114	59'10"	156	20'47"
73	15'29"	115	21°10'44"	157	33'11"
74	26'35"	116	22'20"	158	45'37"
75	37'41"	117	33'56"	159	58'04"
76	48'48"	118	45'33"	160	30°10'33"
77	59'56"	119	57'12"	161	23'03"
78	14°11'04"	120	22°08'51"	162	35'35"
79	22'13"	121	20'31"	163	48'09"
80	33'22"	122	32'12"		
81	44'32"	123	43'54"		

表 3-27 差动挂轮  $i_k$  的计算

机床型号	原差动挂轮计算公式 $i_k$	"k"值差动挂轮计算公式 $i_k$
y38, y38A	$\frac{7.95775 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{25}{m_n} \times \frac{\sin \beta}{z_D \pi}$	$\frac{k}{40 m_n z_D}$
yz3132, YA3180 Yw3180	$\frac{6 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{1376}{73} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{172}{73} \times \frac{k}{125 m_n z_D}$
y38-1	$\frac{6.96301 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{175}{8} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{7}{8} \times \frac{k}{40 m_n z_D}$
y3180	$\frac{6.9320827 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{196}{9} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{49}{9} \times \frac{k}{250 m_n z_D}$
y3125	$\frac{9.8145319 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{185}{6} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{37}{6} \times \frac{k}{200 m_n z_D}$
y3180H, yB3180H, y3150E ym3180H, yB3150E 等	$\frac{9 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{820}{29} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{41}{29} \times \frac{k}{50 m_n z_D}$
Y3150	$\frac{8.355615 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{105}{4} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{21}{4} \times \frac{k}{200 m_n z_D}$
yM31200H	$\frac{7 \sin \beta}{m_n z_D} = 22 \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{11}{500} \times \frac{k}{m_n z_D}$
yBA3132	$\frac{6 \sin \beta}{12 m_n z_D} = \frac{355}{226} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{71}{226} \times \frac{k}{200 m_n z_D}$
yBA3120	$\frac{3 \sin \beta}{m_n z_D} = \frac{688}{73} \times \frac{\sin \beta}{m_n z_D \pi}$	$\frac{86}{73} \times \frac{k}{125 m_n z_D}$

注:  $z_D$  为滚刀头数。

例 已知  $m_n=6$ ,  $\beta=14^\circ 44' 32''$ ,  $k=81$ , y38A 滚齿机上加工, 滚刀头数  $z_D=1$ , 试计算 y38A 差动挂轮。若大齿轮在 y3180H 上加工, 试计算 y3180H 差动挂轮。

解 由表 3-27 知 y38A 的  $i_k = \frac{k}{40 m_n z_D} = \frac{81}{40 \times 6 \times 1} = \frac{27}{80}$ , 然后将  $\frac{27}{80}$  分解成  $\frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$  的挂轮数值。

Y3180H 的  $i_k = \frac{41}{29} \times \frac{k}{50 m_n z_D} = \frac{41}{29} \times \frac{81}{50 \times 6 \times 1} = \frac{41 \times 27}{29 \times 100} = \frac{1107}{2902}$ , 然后将  $\frac{1107}{2902}$  分解成  $\frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$  的挂轮数值, 就可保证二台机床加工出来的螺旋角  $\beta$  一致。

#### (7) 封闭图的制定

渐开线齿轮变位系数选择的封闭图, 它是 1954 年前苏联学者 B. A. 加夫里连科 (B. A. гавриленко) 首先提出, 后经鲍洛托夫斯卡娅 (Т. П. болотовская) 等人完善, 解决了变位系数与许多影响因素之间的关系。但是点线啮合齿轮不能采用该封闭图, 因为它所得的变位系数不在该封闭图之内, 因此必须创立自己选择参数的封闭图。点线啮合齿轮大部分做成斜齿, 也可以做成直齿。做成直齿时其参数选择比较简单, 齿轮齿数决定后只与  $x_2$  有关, 是一种单因素变量。而做成斜齿轮时, 参数的选择就非常复杂, 它与  $\beta$  和  $x_2$  有关。要解决这个问题, 最好的办法就是采用封闭图选择, 这样才能正确、直观地选择合理的参数。如果参数选择不当, 甚至会产生严重干涉, 以致无法正常工作, 或者齿厚太薄造成齿轮强度不足, 大量计算表明封闭图与中心距  $a$ 、模数  $m$  无关, 而主要与齿数  $z_1$ 、 $z_2$  和刀具的参数有

关。当刀具参数一定时，只与一对齿轮  $z_1$ 、 $z_2$  有关。不同的  $z_1$ 、 $z_2$  就有不同的封闭图。

① 封闭图中各曲线的意义 封闭图其横坐标为  $x_2$ ，纵坐标为  $\beta$ ，典型的封闭图如图3-15所示。它由如下曲线组成。

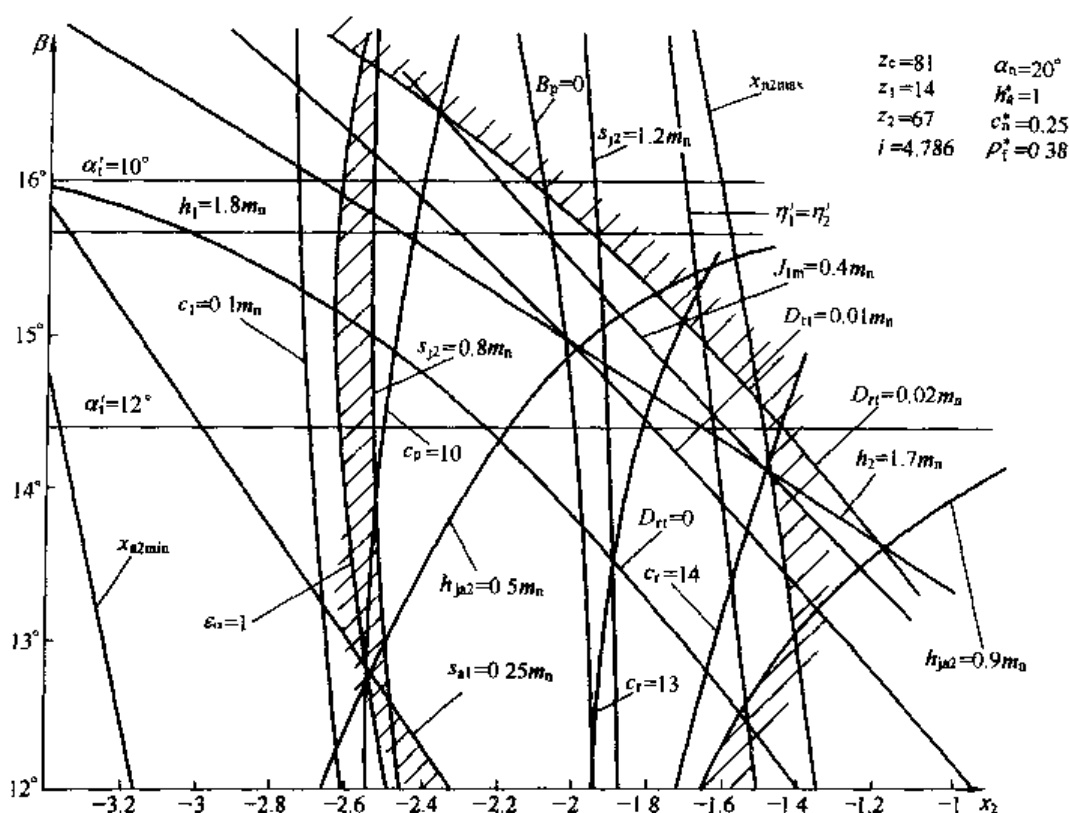


图 3-15 典型的封闭图

a.  $x_{n2max}$ ——大齿轮的最大变位系数，即小齿轮根切限制曲线。

$$x_{n2max} = x_{n\Sigma} - x_{n1min}$$

式中  $x_{n1min}$ ——小齿轮不发生根切最小变位系数。

b.  $x_{n2min}$ ——小齿轮根切限制曲线。

c.  $s_{a1}$ ——小齿轮齿顶厚限制曲线， $s_{a1} = 0, 0.25m_n$ 。

d.  $c_1 = 0, 0.1m_n$ ——大齿轮齿顶与小齿轮齿根间隙为 0 或  $0.1m_n$  时的限制曲线。

e.  $s_{j2}$ ——大齿轮上的渐开线与过渡曲线相交处 J 点的齿厚  $s_{j2} = 0.8m_n, 1.2m_n$ 。

f.  $D_{n1}$ ——小齿轮齿顶旋动曲线与大齿轮过渡曲线的干涉量  $D_{n1} = 0, 0.01m_n, 0.02m_n$ 。

g.  $B_p = 0$ ——大齿轮顶圆通过节点与小齿轮相啮合（称节点啮合）。

当  $r_{a1} > O_1P$   $r_{a2} < O_2P$ ，则为节点后啮合；

当  $r_{a1} > O_2P$   $r_{a2} > O_2P$ ，则为节点前后啮合；

当  $r_{a1} > O_1P$   $r_{a2} = O_2P$ ，则为节点啮合。

h.  $J_{1m}$ ——大齿轮的 J 点与小齿轮啮合时的啮合弧长  $J_{1m} = 0.4m_n$ 。

i.  $\epsilon_\alpha$ ——端面重合度， $\epsilon_\alpha = 1, 1.2$ 。

j.  $h_{j2}$ ——大齿轮上渐开线部分的高度  $h_{j2} = 0.5m_n, 0.9m_n$ 。

k.  $\alpha'_1$ ——大齿轮与小齿轮啮合时的端面啮合角  $\alpha'_1 = 10^\circ, 12^\circ, 14^\circ$ 。

l.  $h_1$ ——小齿轮的全齿高  $h_1 = 1.6m_n, 1.8m_n$ ，它与  $x_2$  无关，只与  $\beta$  有关，为水平直线。

m.  $h_2$  — 大齿轮的全齿高  $h_2 = 1.6m_n, 1.7m_n, 1.8m_n$ 。

n.  $c_r$  — 大小齿轮啮合时的综合刚度。

o.  $c_p$  — 大小齿轮啮合时的单齿刚度。

p.  $\eta'_1 - \eta'_2$  — 大小齿轮滑动率相等曲线。

在封闭图中, 随着齿数的改变, 各曲线随之而变, 上述曲线不一定都能显示出来, 但均有主要曲线, 有时只有部分曲线。

### ② 参数选择的范围

a. 大小齿轮不能发生根切:  $x_2 > x_{n2min}, x_2 < x_{n2max}$ 。

b. 小齿轮齿顶不发生变尖, 大齿轮必须有一定的齿厚:  $s_{a1} > 0$  或  $0.25m_n, s_{j2} \geq 0.8m_n$ 。

c. 大齿轮齿顶必须与小齿轮齿根有一定的间隙:  $c_1 > 0$  或  $0.1m_n$ 。

d. 小齿轮齿顶旋动曲线不能与大齿轮过渡曲线干涉量过大:  $D_{n1} < 0.01m_n$  或  $0.02m_n$ 。

e. 大齿轮上渐开线的高度不能太高:  $h_{n2} \leq 0.9m_n$ 。

由于参数选择的范围确定, 则通常有 5~6 条曲线就组成封闭图, 在图中又表示了点线啮合齿轮啮合的性质 (如接触弧长、重合度、刚度等)。因而其选择的范围就很大, 灵活性很好。

### ③ 封闭图中参数对性能的影响

a.  $\beta$  一定时, “ $-x_2$ ” 减小, 则:

$\epsilon_a$  增大;  $s_{j2}$  增大; 弯曲强度增大; 接触强度增大; 干涉量  $D_n$  增大; 啮合弧长  $J_{lm}$  增大; 大齿轮上渐开线部分增大; 综合刚度  $c_r$  增大; 由节点后啮合变为节点前后啮合; 啮合角  $\alpha'_1$  不变; 小齿轮齿高  $h_1$  不变; 大齿轮齿高  $h_2$  减小。

b. “ $-x_2$ ” 一定时,  $\beta$  减小, 则:

啮合角  $\alpha'_1$  增大; 接触强度增大; 大齿轮上渐开线部分增大; 综合刚度  $c_r$  略有增大; 小齿轮齿高  $h_1$  增大; 大齿轮齿高  $h_2$  增大;  $\epsilon_a$  基本不变;  $s_{j2}$  基本不变; 弯曲强度减小; 干涉量  $D_n$  减小; 啮合弧长  $J_{lm}$  减小。

### ④ 封闭图的变态

例如, 刀具圆角半径系数  $\rho_f^*$  的改变。

$\rho_f^*$  —— 滚刀圆角半径系数, 通常滚刀的圆角半径  $\rho_f^* = 0.38$ 。实际刀具的圆角半径  $\rho_f^* = 0.3$ 。

当  $\rho_f^*$  下降时, 往往出现在模数较小的滚刀, 以及硬齿面的刮齿与磨齿中, 图形的改变如图 3-16 所示, 通常干涉量曲线  $D_n$  上移, 当  $c_r$  与  $D_n$  相同的情况下,  $\beta \uparrow, \alpha'_1 \downarrow, \epsilon_r \uparrow$ 。

## 3.4.4 点线啮合齿轮传动的齿轮精度与公差

点线啮合齿轮, 其小齿轮是一个渐开线变位的短齿, 大齿轮上齿部为渐开线凸齿齿廓, 下齿部为过渡曲线凹齿齿廓, 并且是用渐开线齿轮滚刀加工, 因此目前可参照渐开线齿轮公差, 其凹齿部分又像圆弧齿轮, 故部分内容又可参照圆弧齿轮公差。

### (1) 齿轮

齿轮副误差和侧隙的定义和代号: 与渐开线齿轮相同, 参第 2 章 2.8.2。

### (2) 精度等级及其选择

点线啮合齿轮的精度等级与渐开线齿轮一样, 分为运动精度、工作平稳性精度、接触精度和齿侧间隙四部分; 点线啮合齿轮的精度目前常用的一般为 5~8 级, 前三种精度, 允许在同一齿轮上采用不同的等级, 例如标准齿轮减速器中的齿轮, 属于中、低速重载齿轮, 以接触精度为主, 常用 7 级, 其他精度可低于 7 级。精度等级的选择可按表 3-28。

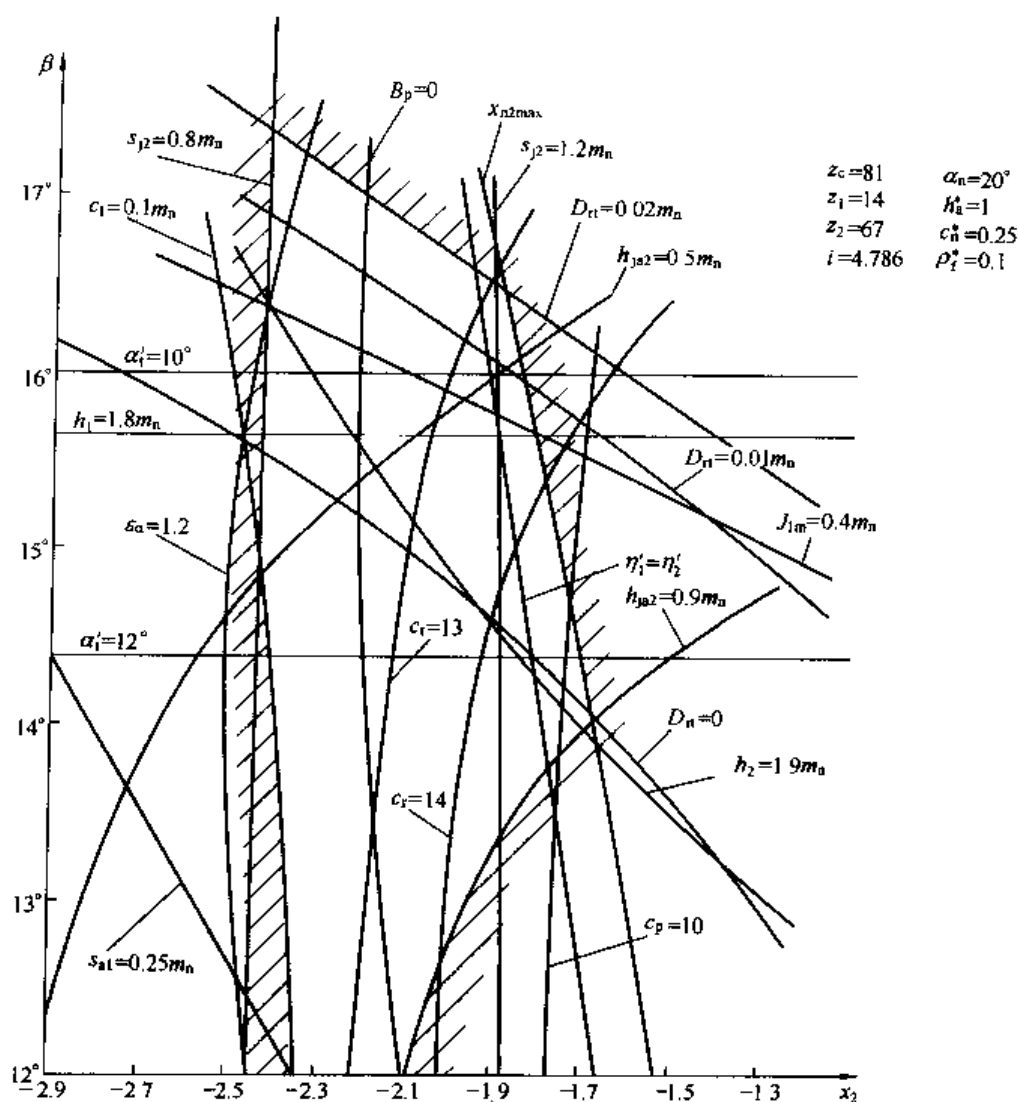


图 3-16 典型的封闭图

表 3-28 按工作情况和圆周速度选择精度等级

精度等级	加工方法	工作情况	圆周速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
6 级	用磨齿或剃齿加工方法	高速齿轮传动, 航空和汽车高速齿轮	$\leq 30$
7 级	用高精度滚刀在精密滚齿机上加工, 或剃齿、淬硬齿轮必须磨齿	用于中等速度的工业齿轮, 重要的车辆齿轮、轧钢机、减速器、机床、汽车等的齿轮	$\leq 20$
8 级	用普通滚刀在滚齿机上加工	普通机器制造中不要求精度很高的齿轮, 标准系列减速器, 起重、矿山、冶金设备、轧钢机齿轮等	$\leq 12$

### (3) 侧隙

点线啮合齿轮的侧隙不按精度等级规定。安装时必须有足够的间隙, 用于存储润滑油, 形成油膜抵消温升和制造的影响以及防止齿轮卡死, 在表 3-29 中列出了推荐的最少侧隙。侧隙的大小可以用公法线长度偏差、齿厚偏差和法线长度偏差来获得, 另外中心距对间隙也有影响, 安装后用压铅法或测量圆周侧隙来检查。公法线长度及法线长度极限偏差推荐值列于表 3-30、表 3-31 中。



表 3-29 推荐的最小侧隙  $j_{min}$ 

中心距 $a$ mm	$\leq 80$	$>80$ ~125	$>125$ ~180	$>180$ ~250	$>250$ ~315	$>315$ ~400	$>400$ ~500	$>500$ ~630	$>630$ ~800	$>800$ ~1 000	$>1 000$ ~1 250
$j_{min}$ $\mu m$	120	150	175	200	225	250	275	305	350	390	460

注：对于钢和铸铁内轮传动，当齿轮与壳体的温差为 25℃ 时，不会由于发热而卡死。

表 3-30 点线啮合小齿轮公法线长度极限偏差参考值

 $\mu m$ 

II 组精度	分度圆直径 mm	偏差名称	法 向 模 数 mm				
			$>1 \sim 3.5$	$>3.5 \sim 6.3$	$>6.3 \sim 10$	$>10 \sim 16$	$>16 \sim 25$
7	$<80$	$E_{bma}$	-112	-118	-120		
		$E_{bmi}$	-168	175	-180		
	$>80 \sim 125$	$E_{bms}$	-120	-144	-155	-170	
		$E_{bmi}$	-180	216	-230	-250	
	$>125 \sim 180$	$E_{bms}$	-150	-170	-190	-210	-240
		$E_{bmi}$	240	-270	-300	-330	-370
	$>180 \sim 250$	$E_{bms}$	-150	-170	-190	-210	-240
		$E_{bmi}$	-240	-270	-300	-330	-370
	$>250 \sim 315$	$E_{bms}$	-160	-200	-210	-230	-260
		$E_{bmi}$	-256	-320	-330	-360	-395
	$>315 \sim 400$	$E_{bms}$	-180	-200	-210	-230	-260
		$E_{bmi}$	-300	-320	-330	-360	395
8	$<80$	$E_{bms}$	-120	-150	-168		
		$E_{bmi}$	-200	-250	-280		
	$>80 \sim 125$	$E_{bms}$	-120	-150	-168	-190	
		$E_{bmi}$	-200	-250	-280	-310	
	$>125 \sim 180$	$E_{bms}$	-170	-180	-200	-220	-270
		$E_{bmi}$	-265	-300	-330	-360	-420
	$>180 \sim 250$	$E_{bms}$	-170	-180	-200	-220	-270
		$E_{bmi}$	-265	-300	-330	-360	-420
	$>250 \sim 315$	$E_{bms}$	-190	-220	-240	-250	-300
		$E_{bmi}$	-290	-350	-390	-410	-470
	$>315 \sim 400$	$E_{bms}$	-200	-220	-240	-250	-300
		$E_{bmi}$	-300	-350	-390	-410	-470
	$>400 \sim 500$	$E_{bms}$	-250	-280	-300	-310	-378
		$E_{bmi}$	-400	-440	-480	-500	-578
	$>500 \sim 630$	$E_{bms}$		-280	-300	-310	-378
		$E_{bmi}$		-440	-480	-500	-578
	$>630 \sim 800$	$E_{bms}$		-320	-340	-360	-400
		$E_{bmi}$		-520	-560	-590	-640

表 3-31 点线啮合大齿轮法线长度极限偏差参考值

/μm

II 组精度	分度圆直径 /mm	偏差名称	法 向 模 数/mm				
			>1~3.5	>3.5~6.3	>6.3~10	>10~16	>16~25
7	<80	$E_{bms}$	-80	-82	-85		
		$E_{bmi}$	-120	-122	-130		
	>80~125	$E_{bms}$	-80	-82	-85		
		$E_{bmi}$	-120	-122	-130		
	>120~180	$E_{bms}$	-115	-118	-120	-130	-135
		$E_{bmi}$	-185	-198	-208	-230	-250
	>180~250	$E_{bms}$	-115	-118	-120	-130	-135
		$E_{bmi}$	-185	-198	-208	-230	-250
	>250~315	$E_{bms}$	-128	-132	-138	-150	-162
		$E_{bmi}$	-208	-217	-228	-250	-287
	>315~400	$E_{bms}$	-128	-132	-138	-150	-162
		$E_{bmi}$	-208	-217	-228	-250	-287
	>400~500	$E_{bms}$	-145	-150	-188	-200	-216
		$E_{bmi}$	-235	-245	-275	-305	-346
	>500~630	$E_{bms}$	-145	-150	-188	-200	-216
		$E_{bmi}$	-235	-245	-275	-305	-346
	>630~800	$E_{bms}$	-145	-150	-188	-200	-216
		$E_{bmi}$	-235	-245	-275	-305	-346
	>800~1 000	$E_{bms}$		-160	-200	-230	-260
		$E_{bmi}$		-275	-320	-360	-400
8	<80	$E_{bms}$	-90	-100	-112		
		$E_{bmi}$	-140	-150	-168		
	>80~125	$E_{bms}$	-90	-100	-112		
		$E_{bmi}$	-140	-150	-168		
	>125~180	$E_{bms}$	-120	-125	-128	-144	-150
		$E_{bmi}$	-200	-225	-238	-264	-280
	>180~250	$E_{bms}$	-120	-125	-128	-144	-150
		$E_{bmi}$	-200	-225	-238	-264	-280
	>250~315	$E_{bms}$	-132	-140	-144	-160	-180
		$E_{bmi}$	-220	-250	-262	-285	-320
	>315~400	$E_{bms}$	-132	-140	-144	-160	-180
		$E_{bmi}$	-220	-250	-262	-285	-320
	>400~500	$E_{bms}$	-160	-170	-200	-210	-230
		$E_{bmi}$	-265	-285	-325	-345	-380
	>500~630	$E_{bms}$	-160	-170	-200	-210	-230
		$E_{bmi}$	-265	-285	-325	-345	-380
	>630~800	$E_{bms}$	-160	-170	-200	-210	-230
		$E_{bmi}$	-265	-285	-325	-345	-380
	>800~1 000	$E_{bms}$		-190	-210	-220	-250
		$E_{bmi}$		-315	-345	-380	-430
	>1 000~1 250	$E_{bms}$			-250	-280	-300
		$E_{bmi}$			-410	-460	-500
	>1 250~1 600	$E_{bms}$			-270	-300	-320
		$E_{bmi}$			-430	-480	-520
	>1 600~2 000	$E_{bms}$			-300	-320	-340
		$E_{bmi}$			-460	-500	-540

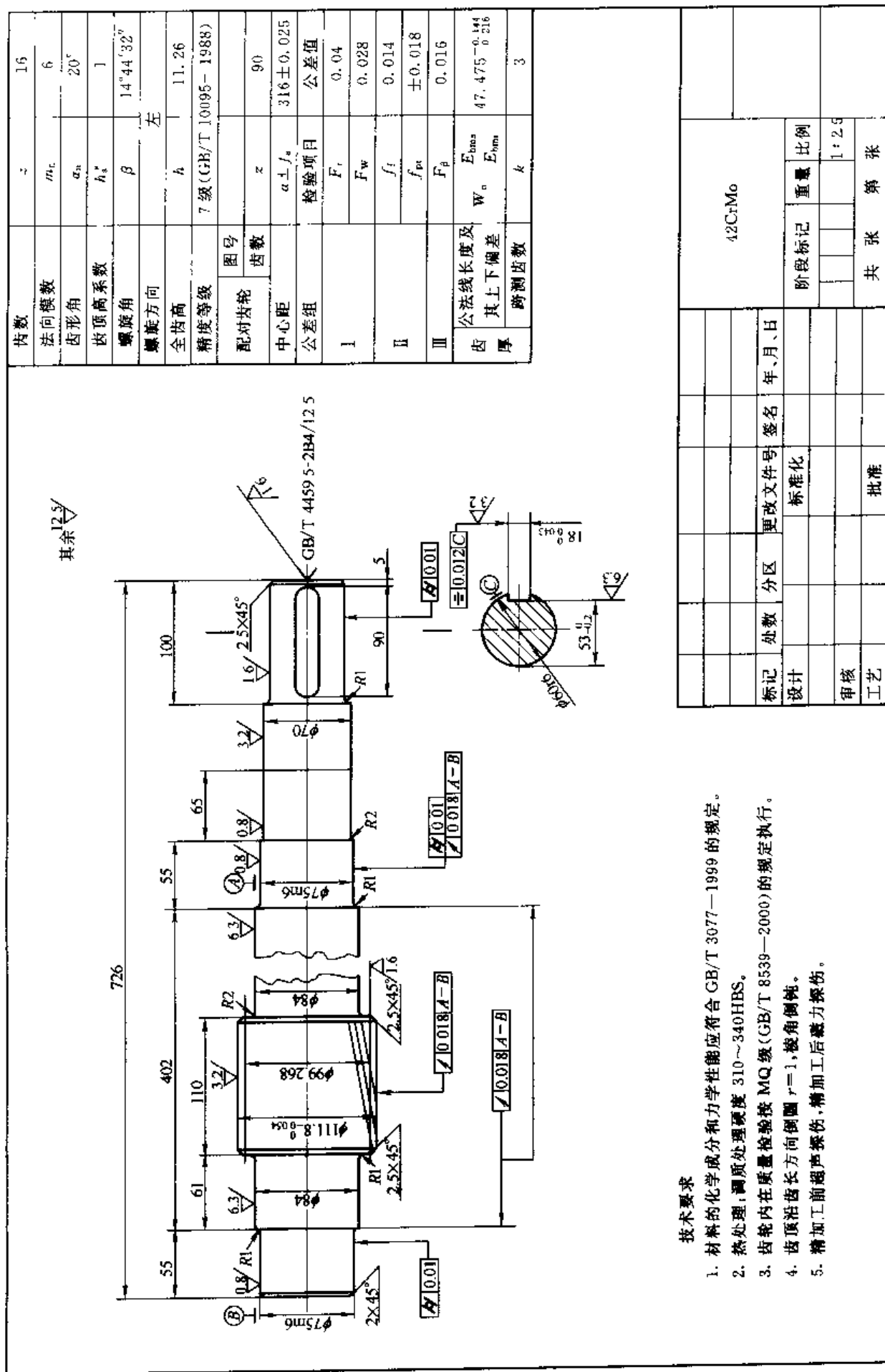


图 3-17 小齿轮零件工作图

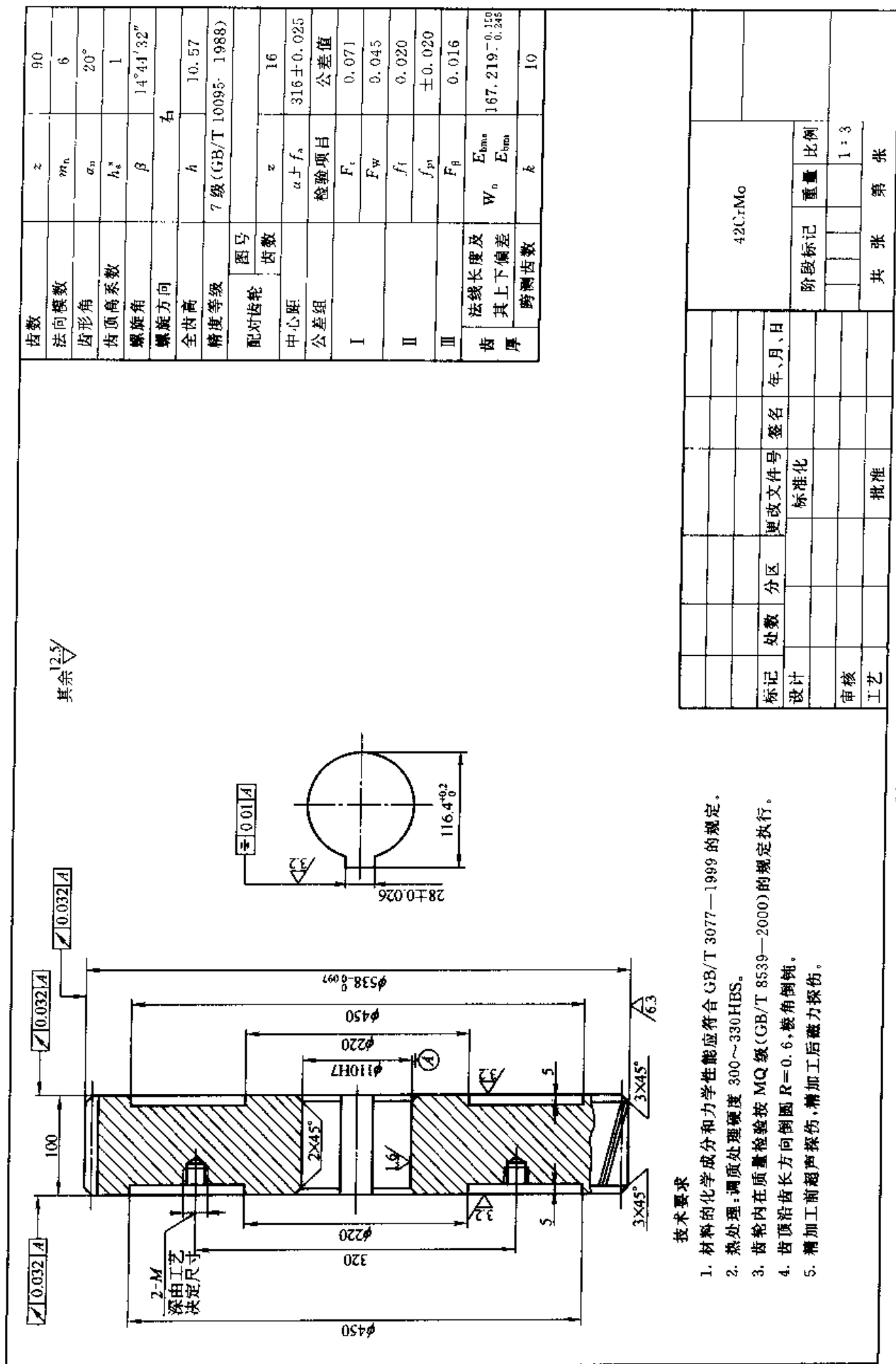


图 3-18 大齿轮零件工作图

精度等级及侧隙的标注示例如下。

若点线啮合齿轮传动，按工作条件要求，运动精度选 8 级，工作平稳性精度选 7 级，接触精度选 7 级，则标注为

级 8-7-7 GB/T 10095 1988

若精度均选为 7 级，则标注为

级 7 GB/T 10095 -1988

#### (4) 接触斑点

点线啮合齿轮的接触斑点见表 3-32。

表 3-32 点线啮合齿轮接触斑点

接 触 斑 点	精 度 等 级	
	7 级	8 级
按齿高(不小于)	40%	35%
按齿长(不小于)	70%	60%

#### (5) 齿坯精度

##### ① 齿顶圆直径公差

a. 小齿轮齿顶圆公差 可参照渐开线圆柱齿轮要求选取。

b. 大齿轮齿顶圆公差 6、7、8 级按 IT8。

② 齿坯外圆径向跳动与端面跳动 可参照渐开线圆柱齿轮要求选取。

### 3.4.5 点线啮合齿轮传动的齿轮零件工作图

小齿轮零件工作图，见图 3-17。大齿轮零件工作图，见图 3-18。

## 参 考 文 献

- 1 张光辉, 许洪斌, 龙慧. 分阶式双渐开线齿轮. 机械工程学报, 1995, 31 (6): 47~52
- 2 樊智敏, 张光辉. 分阶式双渐开线齿轮啮合特性分析. 机械工程学报, 2002, 38 (9): 73~76
- 3 许洪斌, 张光辉. 分阶式双渐开线齿轮的光弹试验与弯曲强度试验研究. 机械工程学报, 2002, 36 (8): 39~42
- 4 郭克强. 渐开线变位齿轮传动. 北京: 高等教育出版社, 1985
- 5 李华敏, 韩元奎, 王知行. 渐开线齿轮的几何原理与计算. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 6 齿轮手册编委会编. 齿轮手册. 第 3 篇. 其它渐开线齿轮传动. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2002
- 7 姜耕华等主编. 机械传动设计手册 (上册). 第 3 篇. 齿轮与齿轮传动. 北京: 煤炭工业出版社, 1991
- 8 成大先主编. 机械设计. 第 3 卷. 第 4 版. 北京: 化学工业出版社, 2002
- 9 朱孝录主编. 中国机械设计大典. 第 4 卷. 机械传动设计. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002
- 10 厉海祥等. 渐开线点啮合齿轮传动. 齿轮, 1986 (5)
- 11 厉海祥等. 渐开线点啮合齿轮的试验研究. 齿轮, 1990 (3)
- 12 厉海祥. 低噪声、高强度齿廓的研制——点线啮合齿轮传动. 机械科学与技术, 1994 (增刊)
- 13 厉海祥. 用于机械立窑的点线啮合齿轮减速器. 水泥技术, 1995. 5
- 14 厉海祥. ZQDX 点线啮合圆柱齿轮减速器系列的研制. 中国机械工程, 1996, 7 卷 (专刊)
- 15 Li Haixing. A New Type off Meshing Transmission in Cranc or Transport Machinery-Point-Line Meshing Gear Transmission. ICMH/ICDP'99
- 16 Zhang Yuchuan. Analysis of Bending Strength on Point-Line Meshing Gear Transmission. ICMH/ICFP'99

## 第4章 圆弧齿圆柱齿轮传动设计

### 本章常用代号

$a$ ——中心距, mm	$E_1$ ——小齿轮材料弹性模量, MPa
$b$ ——齿宽, mm	$E_2$ ——大齿轮材料弹性模量, MPa
$d$ ——直径, 节圆直径, mm	$F$ ——力、圆周力, N
$d_a$ ——齿顶圆直径, mm	$F_r$ ——径向力, N
$d_f$ ——齿根圆直径, mm	$F_x$ ——轴向力, N
$e_f$ ——凹齿接触点外槽宽, mm	$F_n$ ——法向力, N
$h$ ——全齿高, mm	$F_t$ ——端面节圆上的圆周力, N
$h_a$ ——齿顶高, mm	$H$ ——弦齿深, mm
$h_f$ ——齿根高, mm	$K_A$ ——使用系数
$\bar{h}$ ——弦齿高, mm	$K_H$ ——接触迹间载荷分配系数
$i$ ——传动比	$K_{H2}$ ——接触强度计算的接触迹内载荷分布系数
$j$ ——侧隙	$K_{F2}$ ——弯曲强度计算的接触迹内载荷分布系数
$k$ ——公法线跨齿数	$K_v$ ——动载系数
$l_a$ ——凸齿齿廓圆心偏移量, mm	$K_{\Delta\epsilon}$ ——接触迹系数
$l_f$ ——凹齿齿廓圆心偏移量, mm	$L$ ——分度圆弧长, mm
$m$ ——模数, mm	$L_F$ ——齿面波度的波长, mm
$n$ ——转速, r/min	$L_f$ ——齿根圆斜径, mm
$p$ ——齿距、螺旋参数, mm	$N_L$ ——应力循环次数
$p_x$ ——轴向齿距, mm	$N_e$ ——当量应力循环次数
$q_{TA}$ ——同一齿上两个接触点间的轴向距离, mm	$P_1$ ——小齿轮的名义功率, kW
$r$ ——齿轮节圆半径, mm	$S$ ——弦齿厚, mm
$r_f$ ——齿顶连接圆弧半径, mm	$S_H$ ——接触强度的计算安全系数
$r_g$ ——凹齿齿根圆弧半径, mm	$S_{Hmin}$ ——接触强度的最小安全系数
$s$ ——齿厚, mm	$S_F$ ——弯曲强度的计算安全系数
$\bar{s}_a$ ——凸齿接触点处齿厚, mm	$S_{Fmin}$ ——弯曲强度的最小安全系数
$s_a$ ——凸齿节圆齿厚, mm	$T$ ——扭矩, N·mm
$s_f$ ——凹齿节圆齿厚, mm	$W$ ——公法线长度, mm
$\bar{s}$ ——弦齿厚, mm	$X_a$ ——凸齿齿廓圆心移距量, mm
$t$ ——时间、温度	$X_f$ ——凹齿齿廓圆心移距量, mm
$u$ ——齿数比	$Y_E$ ——弯曲强度计算的弹性系数, $(MPa)^{0.14}$
$v$ ——圆周速度, m/s	$Y_{End}$ ——齿端系数
$v_a$ ——轴向滚动速度, m/s	$Y_F$ ——齿形系数
$v_c$ ——相对滑动速度, m/s	$Y_N$ ——弯曲强度计算的寿命系数
$z$ ——齿数	$Y_a$ ——弯曲强度计算的齿数比系数
$z_v$ ——当量齿数	$Y_\beta$ ——弯曲强度计算的螺旋角系数
$E$ ——综合弹性模量, MPa	$Y_X$ ——尺寸系数

$Z_\epsilon$ ——接触弧长系数	$\epsilon_{n2}$ ——多对齿啮合系数
$Z_F$ ——接触强度计算的弹性系数, $(\text{MPa})^{0.5}$	$\varphi_d$ ——齿宽系数
$Z_L$ ——润滑剂系数	$\mu_k$ ——纵向重合度的整数部分
$Z_N$ ——接触强度计算的寿命系数	$\nu$ ——黏度, $\text{mm}^2/\text{s}$
$Z_u$ ——接触强度计算的齿数比系数	$\nu_1, \nu_2$ ——小齿轮、大齿轮的泊松比
$Z_v$ ——速度系数	$\sigma_F$ ——计算弯曲应力, MPa
$Z_\beta$ ——接触强度计算的螺旋角系数	$\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, MPa
$\alpha_s$ ——端面压力角, $(^\circ)$	$\sigma_{FP}$ ——许用弯曲应力, MPa
$\alpha$ ——压力角, $(^\circ)$	$\sigma_H$ ——计算接触应力, MPa
$\alpha_0$ ——名义压力角, $(^\circ)$	$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, MPa
$\alpha_n$ ——齿顶压力角, $(^\circ)$	$\sigma_{HP}$ ——许用接触应力, MPa
$\beta$ ——螺旋角, $(^\circ)$	$\rho$ ——曲率半径, mm
$\delta_1$ ——凸齿工艺角, $(^\circ)$	$\rho_n$ ——相对曲率半径, mm
$\delta_2$ ——凹齿工艺角, $(^\circ)$	$\rho_a$ ——凸齿齿廓圆弧半径, mm
$\epsilon_a$ ——端面重合度	$\rho_f$ ——凹齿齿廓圆弧半径, mm
$\epsilon_\beta$ ——纵向重合度	$\omega$ ——角速度
$\epsilon_\gamma$ ——总重合度	$\Delta S$ ——齿端修薄量, mm
$\epsilon_{\gamma nd}$ ——多点接触系数	$\Delta \epsilon$ ——纵向重合度的尾数部分

## 4.1 概述

圆弧齿圆柱齿轮（简称圆弧齿轮）是一种斜齿圆柱齿轮传动，其基本齿条的法向（或端面）可用齿廓为圆弧（或近似于圆弧的某种曲线）。圆弧齿轮有单圆弧齿轮和双圆弧齿轮两类，单圆弧齿轮是其基本齿条的法向（或端面）可用齿廓为一段圆弧（或近似于圆弧的某种曲线），一般小齿轮为凸弧，大齿轮为凹弧；

双圆弧齿轮的基本齿条的法向（或端面）可用齿廓为两段圆弧（或近似于圆弧的某种曲线）所组成；其上半齿廓为凸弧，下半齿廓为凹弧。圆弧齿轮副是由一对相啮合的圆弧齿轮组成的平行轴齿轮副。在传动时，一个齿轮的凸圆弧齿廓与另一个齿轮的凹圆弧齿廓相啮合，参见图 4-1。圆弧齿轮传动作为一种圆柱齿轮传动形式，具有承载能力高，生产成本低，制造工艺简单，使用寿命长等优点。目前，圆弧齿轮传动（主要是双圆弧齿轮）已在我国的石油、矿山、起重运输、冶金、通用减速器等低速重载齿轮传动和透平压缩、制氧、鼓风机等高速齿轮传动中得到了比较广泛的应用。

目前圆弧齿轮传动在我国是以中硬齿面和软齿面传动应用为主，与此同时渗碳淬火刮削和碳氮共渗的硬齿面齿轮传动在生产中也有所应用。

### 4.1.1 圆弧齿轮传动的特点

圆弧齿轮传动的主要特点如下。

① 圆弧齿轮的齿廓是凸凹啮合，有较大的综合曲率半径，因此有很高的接触强度。

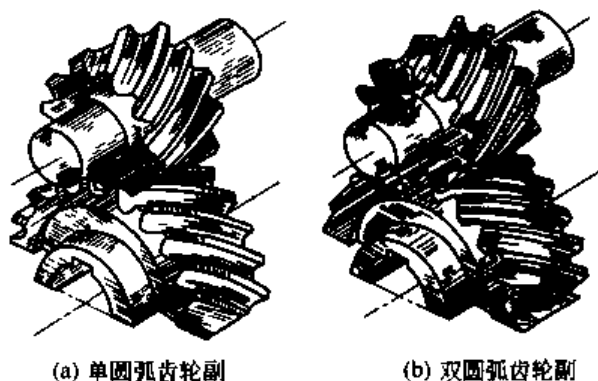


图 4-1 圆弧齿轮副

特别是分阶式双圆弧齿轮传动,其齿根的厚度较大,轮齿的弯曲强度比单圆弧齿轮提高许多。

② 圆弧齿轮的主要齿形参数设计灵活,如齿廓半径、齿高、齿腰和齿根的厚度等可按强度要求和应用要求进行调节,从而设计出满足不同应用要求的齿轮传动形式。

③ 圆弧齿轮传动是一种点啮合传动,在满负荷工作前,必须要经过跑合磨损,使理论上的点接触经跑合和承载变形后成为局部的面接触。只有经过充分跑合的圆弧齿轮副才能具有较高的承载能力和较长的使用寿命。在运转过程中,齿廓曲线上各点的相对滑动速度近似相等,齿面磨损均匀,齿面的正常磨损无损于齿形精度,并且圆弧齿轮的跑合工艺可起到装配后的对研精加工的作用。

④ 圆弧齿轮传动的啮合过程中,接触区域以较高的滚动速度沿齿宽方向移动,其移动速度比齿轮的圆周速度大许多,容易形成弹流润滑油膜,使齿面间的摩擦损耗降低,齿面磨损减小,传动效率提高。

⑤ 圆弧齿轮传动的端面齿廓属于非共轭齿廓,中心距变动误差和切齿深误差可影响齿面的接触点位置。当误差过大时,会破坏正常啮合,影响齿轮副的承载能力。因此在加工和安装时,要严格保证切齿深度和中心距的安装精度。

#### 4.1.2 圆弧齿轮传动的类型

一般情况下,为了避免齿形干涉,设计制造时,使圆弧齿轮的凸齿位于节圆以外,凹齿位于节圆以内。当满足轴的强度和刚度要求时,圆弧齿轮的齿数可以做得很少。

从齿形上划分,圆弧齿轮传动分为单圆弧齿轮传动和双圆弧齿轮传动两种,如图4-2所示。当基本齿条法面内的工作齿廓曲线只有一段圆弧(凸弧或者凹弧)组成时,经过包络运动所形成的斜齿圆柱齿轮称为单圆弧齿轮。单圆弧齿轮传动中只有一对齿廓曲线参与啮合,所以在同一轮齿上只有一条接触迹线。为了提高小齿轮的强度,一般将小齿轮做成凸齿,大齿轮做成凹齿,大、小齿轮需要分别用两把滚刀加工。

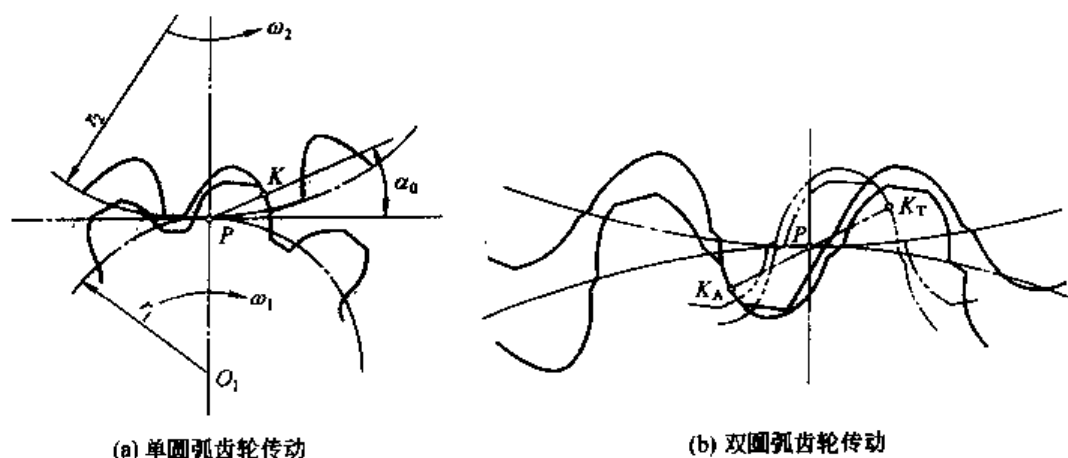


图4-2 圆弧齿轮的齿面接触与啮合简图

当基本齿条法面内的工作齿廓是由上半部分为凸弧、下半部分为凹弧的曲线构成时,经过包络运动所形成的斜齿圆柱齿轮称为双圆弧齿轮。可以把双圆弧齿轮的齿廓看作是将单圆弧齿轮的凸、凹齿廓组合在一个轮齿上形成的。齿顶部分的齿廓为凸齿,齿根部分的齿廓为凹齿。在啮合过程中,同一轮齿上存在两条接触迹线。同时参与啮合的点数较单圆弧齿轮传动增加一倍,其承载能力比单圆弧齿轮传动有更大的提高。所以目前双圆弧齿轮传动已基本



取代了单圆弧齿轮传动。

## 4.2 圆弧齿轮传动的原理及基本齿廓

### 4.2.1 圆弧齿轮传动的基本原理与齿面方程

圆弧齿轮是指用在法面内工作齿廓为圆弧的基本齿条经过包络运动所形成的斜齿圆柱齿轮。这种平行轴圆柱齿轮传动是一种轴向共轭、点接触齿轮传动，即圆弧齿轮传动在轮齿啮合的每一个瞬间均为点接触。这些瞬时接触点分别在两个齿轮齿面上的集合形成了一对共轭螺旋线，称为接触螺旋线（亦称接触迹线），而这些瞬时接触点在固定空间的轨迹是一条与传动轴线平行的直线，称为啮合线，如图 4-3 所示。

由圆弧齿轮传动在端截面内的啮合简图（见图 4-4）的描述可知，圆弧齿轮的凸齿齿廓在啮合点  $K$  处的曲率中心为  $O_s$ （对于 GB/T 12759—1991 齿形， $O_s$  位于节圆上），其凹齿齿廓在啮合点  $K$  处的曲率中心为  $O_t$ 。为了降低对加工和装配误差的敏感性，一般情况下，在啮合点  $K$  处，凹齿齿廓的曲率半径  $\rho_t$  要稍大于凸齿齿廓的曲率半径  $\rho_s$ 。由 Willis 定理可知，在啮合点  $K$  处两齿面的公法线必须通过节点  $P$ ，即  $KO_sPO_t$  共线。当凸齿齿轮转过角度  $\Delta\varphi_1$  时，凹齿齿轮也以一定的传动比转过  $\Delta\varphi_2$ ，这时该端面内两齿廓之间出现间隙而脱离啮合，而在另一端面内产生新的啮合点。由此可见，圆弧齿轮传动的端面重合度等于零。为了保证连续传动，圆弧齿轮传动必须是斜齿轮传动，其纵向重合度（简称重合度）必须大于 1。因此，圆弧齿轮传动实现定传动比的条件是：相啮合齿廓不发生干涉，螺旋角大小相等而方向相反，模数相等，重合度大于 1。

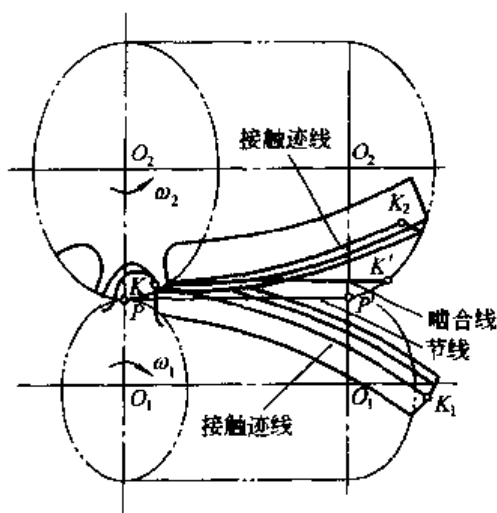


图 4-3 圆弧齿轮传动的啮合线和接触迹线

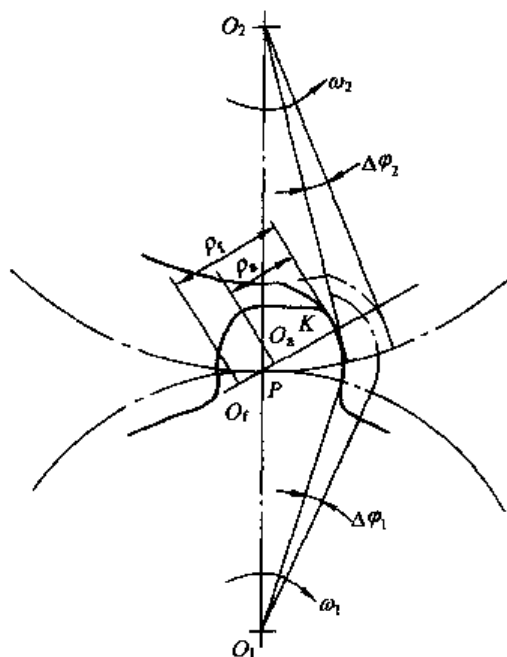


图 4-4 圆弧齿轮传动的端面啮合简图

圆弧齿轮的齿面方程是计算齿轮测量尺寸和齿面诱导主曲率半径的基础。圆弧齿轮的齿面是其基本齿条在相对运动中的包络面，所以圆弧齿轮的齿面方程可根据基本齿条齿形及其相对运动关系求得。

设  $[O_n - x_n, y_n, z_n]$  为与基本齿条法面固连的坐标系， $[O - x, y, z]$  为与齿轮固连

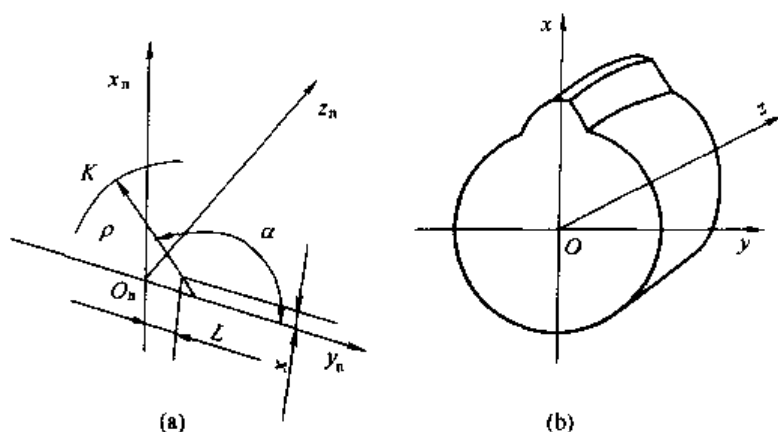


图 4-5 圆弧齿轮齿面方程的坐标系

的坐标系 (如图 4-5 所示), 则由法面齿廓为圆弧的基本齿条所产生的圆弧齿轮齿面方程为

$$\left. \begin{aligned} x &= (\rho \sin \alpha + x + r) \cos \varphi - (\rho \sin \alpha + x) \cot \alpha \cos \beta \sin \varphi \\ y &= (\rho \sin \alpha + x + r) \sin \varphi + (\rho \sin \alpha + x) \cot \alpha \cos \beta \sin \varphi \\ z &= p \varphi + x \cot \alpha \cos \beta \cot \beta - \rho \cos \alpha \sin \beta - \frac{L}{\sin \beta} \end{aligned} \right\} \quad (4-1)$$

式中  $\rho$  ——基本齿廓的圆弧半径;

$\alpha$  ——压力角参数 (基本齿廓上一点和其圆心连线与  $y_n$  轴正向的夹角, 从  $y_n$  轴正方向开始, 逆时针方向为正值);

$x$  ——齿廓圆心在  $x_n$  轴上的坐标值;

$r$  ——齿轮节圆半径;

$\varphi$  ——转角参数;

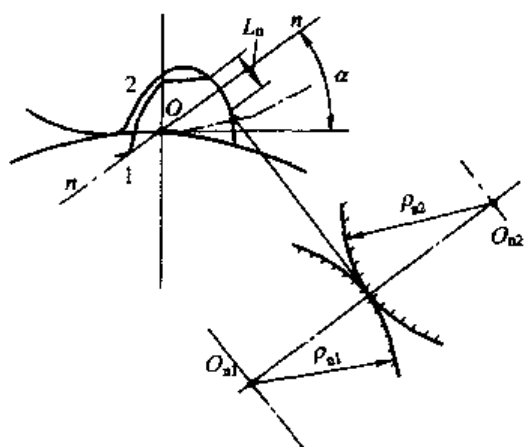
$\beta$  ——齿轮节圆螺旋角, 对右旋齿轮取正值, 左旋齿轮取负值;

$p$  ——螺旋参数;

$L$  ——齿廓圆心在  $y_n$  轴上的坐标值。

理论上圆弧齿轮传动在每一瞬时均为点接触, 但经过跑合后, 在啮合点处凸、凹齿廓的

曲率半径趋于相等, 导致两齿面的法向齿廓沿齿高方向呈线接触, 则在该方向的诱导主曲率为零 (见图 4-6)。而在垂直于瞬时接触线  $L_n$  方向的截面 ( $n-n$ ) 内, 这时另一个方向的诱导主曲率半径可应用微分几何理论和上述的齿面方程近似计算为



$$\rho_n = \frac{\rho_{n1} \rho_{n2}}{\rho_{n1} + \rho_{n2}} = \frac{au}{(1+u)^2 \sin \alpha \sin^2 \beta} \quad (4-2)$$

式中  $u$  ——齿数比,  $u = z_1/z_2$ ;

$a$  ——齿轮传动的中心距。

图 4-6 跑合后圆弧齿轮传动的齿面接触情况

经过良好跑合的圆弧齿轮传动的诱导曲率半

径比渐开线齿轮传动的诱导曲率半径大得多, 且当其受载变形后, 线接触变为局部的面接触, 使得齿面接触应力大幅度下降, 承载能力大为提高。但这一切必须以良好的跑合为前

提。所以，圆弧齿轮的跑合对其承载能力的提高具有十分重要的意义。

4.2.2 单圆弧齿轮滚刀法面齿形

我国原机械工业部在 1967 年颁布了单圆弧齿轮滚刀的齿形标准——JB 929—1967《圆弧齿轮滚刀法面齿形的标准》。此标准规定了单圆弧齿轮滚刀法面齿形及其参数。加工凸齿的滚刀法面齿形见图 4-7 (a)，加工凹齿的滚刀法面齿形见图 4-7 (b)，滚刀的法面齿形参数和接触点处侧隙见表 4-1。图表中的参数名称和代号参照 GB/T 12759—1991《双圆弧圆柱齿轮基本齿廓》，作了适当的调整。

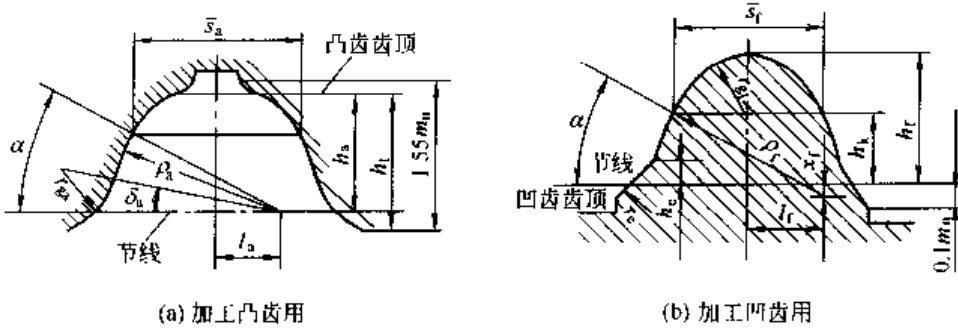


图 4-7 单圆弧齿轮滚刀法面齿形

表 4-1 单圆弧齿轮滚刀法面齿形参数 (根据 JB 929—1967)

参 数 名 称	代 号	加工凸齿	加工凹齿	
		$m_n = 2 \sim 30 \text{ mm}$	$m_n = 2 \sim 6 \text{ mm}$	$m_n = 7 \sim 30 \text{ mm}$
压力角	$\alpha$	$30^\circ$	$30^\circ$	
接触点到节线距离	$h_k$	$0.75m_n$	$0.75m_n$	
全齿高	$h$	$h_1 = 1.5m_n$	$h_2 = 1.36m_n$	
齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = 1.2m_n$	$h_{a2} = 0$	
齿根高	$h_f$	$h_{f1} = 0.3m_n$	$h_{f2} = 1.36m_n$	
齿廓圆弧半径	$\rho_s, \rho_t$	$\rho_s = 1.5m_n$	$\rho_f = 1.65m_n$	$\rho_f = 1.55m_n + 0.6$
齿廓圆心移距量	$x_s, x_t$	$x_s = 0$	$x_f = 0.075m_n$	$x_f = 0.025m_n + 0.3$
齿廓圆心偏移量	$l_s, l_t$	$l_s = 0.529m_n$	$l_f = 0.6289m_n$	$l_f = 0.5523m_n + 0.5196$
接触点处齿厚	$\bar{s}_s, \bar{s}_t$	$\bar{s}_s = 1.54m_n$	$\bar{s}_f = 1.5416m_n$	$\bar{s}_f = 1.5616m_n$
接触点处槽宽	$\bar{e}_s, \bar{e}_t$	$\bar{e}_s = 1.6016m_n$	$\bar{e}_f = 1.60m_n$	$\bar{e}_f = 1.58m_n$
接触点处侧隙	$j$	—	$0.06m_n$	$0.04m_n$
凸齿工艺角	$\delta_s$	$8^\circ 47' 34''$	—	
凹齿齿顶倒角	$\gamma_c$	—	$30^\circ$	
凹齿齿顶倒角高度	$h_c$	—	$0.25m_n$	
齿根圆弧半径	$r_g$	$0.6248m_n$	$0.6227m_n$	$\frac{2.935m_n + 0.9}{2}$
				$\frac{l_f^2}{2(0.165m_n + 0.3)}$

注：本标准已于 1994 年废止，但考虑到有一些工厂仍在生产此齿形生产单圆弧齿轮，在此列出相关参数供查阅。

4.2.3 双圆弧齿轮基本齿廓

我国使用的双圆弧齿轮的基本齿廓是分阶式双圆弧齿廓。其基本齿廓是将凸、凹齿廓进行切向变位，凸凹齿之间用过渡圆弧相连，呈现台阶形，从而加大了齿根厚度。这种齿廓啮

合时, 非工作齿面间形成较大的空隙, 既避免了非工作齿面的接触, 又增加了保存齿面润滑油的空间, 同时, 加大的齿根厚度, 可提高圆弧齿轮的弯曲强度。

我国在 1991 年颁布了 GB/T 12759—1991《双圆弧圆柱齿轮基本齿廓》标准。标准中规定的基本齿廓是指基本齿条在法平面内的齿廓, 见图 4-8。该标准适用于法向模数为 1.5~50mm 的双圆弧圆柱齿轮传动, 其基本齿廓齿形参数见表 4-2, 双圆弧圆柱齿轮的啮合侧隙见表 4-3。侧隙是由基本齿廓决定的。

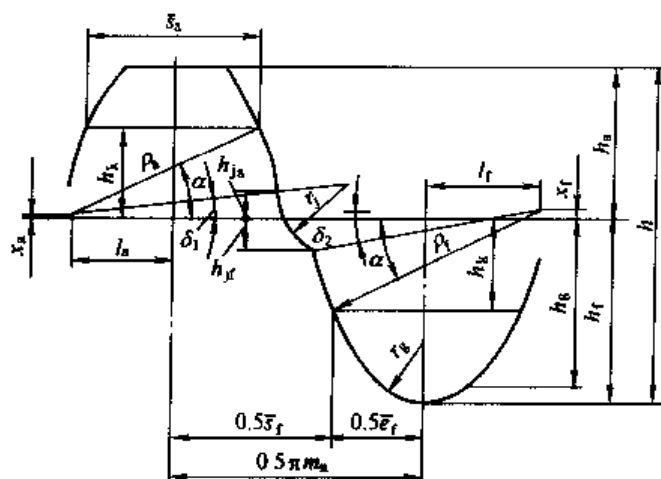


图 4-8 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

表 4-2 双圆弧齿轮基本齿廓参数 (根据 GB/T 12759—1991)

序号	参数名称	代号	法向模数 $m_n/\text{mm}$					
			1.5~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
1	压力角	$\alpha_0$	24°	24°	24°	24°	24°	24°
2	全齿高	$h^*$	2	2	2	2	2	2
3	齿顶高	$h_a^*$	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
4	齿根高	$h_f^*$	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
5	凸齿齿廓圆弧半径	$\rho_a^*$	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
6	凹齿齿廓圆弧半径	$\rho_f^*$	1.420	1.410	1.395	1.380	1.360	1.340
7	凸齿齿廓圆心移距量	$x_a^*$	0.016 3	0.016 3	0.016 3	0.016 3	0.016 3	0.016 3
8	凹齿齿廓圆心移距量	$x_f^*$	0.032 5	0.028 5	0.022 4	0.016 3	0.008 1	0.000 0
9	凸齿齿廓圆心偏移量	$l_a^*$	0.628 9	0.628 9	0.628 9	0.628 9	0.628 9	0.628 9
10	凹齿齿廓圆心偏移量	$l_f^*$	0.708 6	0.699 4	0.695 7	0.682 0	0.663 8	0.645 5
11	凸齿接触点处弦齿厚	$\overline{s}_a^*$	1.117 3	1.117 3	1.117 3	1.117 3	1.117 3	1.117 3
12	接触点到节线的距离	$h_{\Sigma}^*$	0.545 0	0.545 0	0.545 0	0.545 0	0.545 0	0.545 0
13	过渡圆弧和凸齿圆弧的切点到节线的距离	$h_{ja}^*$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
14	过渡圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离	$h_{jf}^*$	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
15	凹齿接触点处槽宽	$\overline{e}_f^*$	1.177 3	1.177 3	1.157 3	1.157 3	1.157 3	1.157 3
16	凹齿接触点处弦齿厚	$\overline{s}_f^*$	1.964 3	1.964 3	1.984 3	1.984 3	1.984 3	1.984 3

续表

序号	参数名称	代号	法向模数 $m_n$ / mm					
			1.5~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
17	凸齿工艺角	$\delta_1$	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"
18	凹齿工艺角	$\delta_2$	9°25'31"	9°19'30"	9°10'21"	9°0'59"	8°48'11"	8°35'01"
19	过渡圆弧半径	$r_1^*$	0.504 9	0.504 3	0.488 4	0.487 7	0.486 8	0.485 8
20	齿根圆弧半径	$r_f^*$	0.403 0	0.400 4	0.371 0	0.366 3	0.359 5	0.352 0
21	齿根圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离	$h_f^*$	1.018 6	1.016 8	1.023 6	1.021 0	1.017 6	1.014 5

注：表中带\*号的尺寸参数，是指该尺寸与法向模数的比值，例如： $h^* = h/m_n$ ， $\rho_f^* = \rho_f/m_n$ 等。

表 4-3 双圆弧齿轮传动的侧隙（根据 GB/T 12759—1991 附录）

法向模数 $m_n$ / mm	1.5~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32	>32~50
侧隙 $j$ / mm	$0.06m_n$	$0.06m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$

通常根据 GB/T 12759—1991 确定的双圆弧齿轮基本齿廓用作软齿面 ( $\leq 320\text{HB}$ ) 和中硬齿面 ( $\geq 320 \sim 350\text{HB}$ )，在高速传动中 (线速度  $v > 50\text{m/s}$ ) 也有做成硬齿面 ( $\geq 58\text{HRC}$ ) 的。由于齿高的增加，弯曲强度约成平方降低；齿面硬度增加，齿面接触强度约成平方增加。因此，对中、低速齿轮传动，采用硬齿面双圆弧齿轮，其齿面接触强度大幅度增加，能传递更大的转矩。为了相应提高硬齿面双圆弧齿轮的弯曲强度，使其接触强度与弯曲强度相匹配，就需要降低双圆弧齿轮齿形的齿高，因此出现了超短齿硬齿面双圆弧齿轮。表 4-4 是太原理工大学齿轮研究所提出的并且在冶金机械、石油机械和煤矿机械中得到应用的超短齿硬齿面双圆弧齿轮齿廓参数，其齿形齿廓简图与 GB/T 12759—1991 相似，参见图 4-8。

表 4-4 FSPH-79 型超短齿双圆弧齿轮基本齿廓参数

序号	参数名称	代号	法向模数 $m_n$ / mm			
			2~6	>6~10	>10~16	>16~32
1	压力角	$\alpha_0$	30°	30°	30°	30°
2	全齿高	$h^*$	1.45	1.45	1.45	1.45
3	齿顶高	$h_a^*$	0.65	0.65	0.65	0.65
4	齿根高	$h_f^*$	0.8	0.8	0.8	0.8
5	凸齿齿廓圆弧半径	$\rho_a^*$	0.75	0.75	0.75	0.75
6	凹齿齿廓圆弧半径	$\rho_i^*$	0.90	0.87	0.85	0.84
7	凸齿齿廓圆心移距量	$x_a^*$	0.035	0.03	0.025	0.022 5
8	凹齿齿廓圆心移距量	$x_i^*$	0.04	0.03	0.025	0.022 5
9	凸齿齿廓圆心偏移量	$l_a^*$	0.093 7	0.090 0	0.084 0	0.074 8
10	凹齿齿廓圆心偏移量	$l_i$	0.193 6	0.169 0	0.105 7	0.132 7
11	凸齿接触点处弦齿厚	$\overline{s_a^*}$	1.111 6	1.119 0	1.131 0	1.149 5
12	凹齿接触点处槽宽	$\overline{e_i^*}$	1.171 6	1.169 0	1.171 0	1.189 5
13	接触点到接节线的距离	$h_k^*$	0.41	0.405	0.4	0.397 5

续表

序号	参 数 名 称	代号	法向模数 $m_n$ , mm			
			2~6	>6~10	>10~16	>16~32
14	凸齿工艺角	$\delta_1$	$6^\circ 30'$	$6^\circ 30'$	$6^\circ 30'$	$6^\circ 30'$
15	凹齿工艺角	$\delta_2$	$10^\circ$	$10^\circ$	$10^\circ$	$10^\circ$
16	过渡圆弧半径	$r_f^*$	0.277 3	0.269 5	0.247 1	0.247 1
17	齿根圆弧半径	$r_a^*$	0.557 6	0.493 2	0.383 6	0.328 0
18	侧隙	$j^*$	0.06	0.05	0.04	0.04

注：表中带\*号的尺寸参数，是指该尺寸与法向模数的比值，例如： $h^* = h/m_n$ ； $\rho_a^* = \rho_a/m_n$ 等。

#### 4.2.4 圆弧齿轮传动的啮合特性

由于圆弧齿轮传动的端面重合度为零，其啮合传动的连续性主要依靠纵向重合度（简称重合度）来保证。在圆弧齿轮的啮合过程中其接触点数和啮合齿对数是变化的，同时，重合度和接触点数直接影响其传动的平稳性和承载能力。

##### (1) 重合度与接触点数

重合度是指轮齿从开始接触到脱离接触，齿轮转过的角度和一个齿距所对应的转角之比。单圆弧齿轮传动的重合度为：

$$\epsilon_p = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (4-3)$$

式中  $b$ ——有效齿宽（不包括齿端修薄宽度），人字齿轮是有效半齿宽；

$p_x$ ——轴向齿距。

由于单圆弧齿轮传动的轮齿齿面只有一条接触迹线，在啮合过程中，齿面上最少同时接触点数等于  $\epsilon_p$  的整数部分。

圆弧齿轮传动的重合度也可由整数部分  $\mu_e$  和尾数部分  $\Delta\epsilon$  来表示，即

$$\epsilon_p = \mu_e + \Delta\epsilon$$

双圆弧齿轮的同一轮齿上有两段工作齿廓（凸齿廓和凹齿廓），当一对齿轮副啮合时，在凸齿面和凹齿面上都可能有接触点在移动，啮合情况比较复杂。当分析双圆弧齿轮传动的啮合特性时，不仅要计算其重合度，还要计算同时接触点数和同时啮合齿对数。这两个参数不仅与有效齿宽和轴向齿距有关，而且还与同一齿面上凸齿和凹齿两接触点之间的轴向距离  $q_{TA}$  有关。 $q_{TA}$  的计算公式为

$$q_{TA} = \frac{0.5\pi m_n - 0.5j + 2l_s + 2x_s \cot \alpha}{\sin \beta} - 2 \left( \rho_s + \frac{x_s}{\sin \alpha} \right) \cos \alpha \sin \beta \quad (4-4)$$

由于双圆弧齿轮传动的两条接触迹线上的接触点不是同步进入啮合和脱离啮合，因此用多点接触系数来度量圆弧齿轮一个齿距的转角中各个接触点数在转角中的相对比率；用多对齿啮合系数来度量圆弧齿轮一个齿距的转角中各对啮合齿对数的相对比率。

双圆弧齿轮传动在啮合过程中，齿面接触点数和轮齿啮合对数的变化情况，可按表 4-5 和表 4-6 中的公式计算。表中的  $n$  是指有效齿宽  $b$  中含轴向齿距  $p_x$  的整倍数， $b = np_x + \Delta b$ ， $\Delta b$  为齿宽尾数。

表 4-5 多点接触系数计算

名 称	代 号	公 式 及 判 别 式		
		当 $\Delta b \leq p_x - q_{TA}$ 时	当 $p_x - q_{TA} < \Delta b < q_{TA}$ 时	当 $\Delta b \geq q_{TA}$ 时
2n 点接触系数	$\epsilon_{2nd}$	$1 - \frac{2\Delta b}{p_x}$	$\frac{q_{TA} - \Delta b}{p_x}$	—
(2n+1)点接触系数	$\epsilon_{(2n+1)d}$	$\frac{2\Delta b}{p_x}$	$2 - \frac{2q_{TA}}{p_x}$	$2 - \frac{2\Delta b}{p_x}$
(2n+2)点接触系数	$\epsilon_{2(n+2)d}$	—	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1$	$\frac{2\Delta b}{p_x} - 1$

表 4-6 多对齿啮合系数计算

名 称	代 号	公 式 及 判 别 式	
		当 $\Delta b \leq p_x - q_{TA}$ 时	当 $\Delta b > p_x - q_{TA}$ 时
n 对内啮合系数	$\epsilon_{nz}$	$1 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$	—
(n+1)对齿啮合系数	$\epsilon_{(n+1)z}$	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$	$2 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$
(n+2)对齿啮合系数	$\epsilon_{(n+2)z}$	—	$\frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1$

尽管双圆弧齿轮传动在啮合过程中的接触点数和啮合齿对数是按周期变化的,但在强度计算中,为了计算安全,只按最少同时接触点数并考虑受重合度尾数影响的接触迹系数之和来分配每个接触点所承受的载荷。

由于双圆弧齿轮传动有两条接触迹线,所以,当有效齿宽  $b$  小于轴向齿距  $p_x$  而大于  $q_{TA}$  时,齿轮仍可连续传动。即保证双圆弧齿轮传动连续啮合的基本条件是:  $b \geq q_{TA}$ ,但从轮齿强度和传动平稳性方面考虑,建议  $b > p_x$ 。

双圆弧齿轮的一个轮齿从凸齿(或凹齿)开始进入啮合,到凹齿(或凸齿)接触点脱离啮合,接触点在空间沿轴向总移动量为  $(b + q_{TA})$ 。故根据重合度的定义,双圆弧齿轮的总重合度为

$$\epsilon_\gamma = \frac{b + q_{TA}}{p_x} = \epsilon_\beta + \lambda \quad (4-5)$$

式中  $\lambda$ ——接触点距离系数,  $\lambda = \frac{q_{TA}}{p_x}$ 。

## (2) 满足给定条件下齿宽的确定

由上节可知,齿宽的大小直接影响啮合时的同时接触点数和轮齿对数的多少。表 4-7 给出了根据啮合时最少啮合齿对数和最少接触点数,来选择齿宽的范围。

表 4-7 满足接触点数和啮合齿对数要求的齿宽  $b$  的选择范围

啮合时最少啮合齿对数和接触点数	齿宽 $b$ 的选择范围
实现至少 $n$ 对齿, 2n 点啮合	$np_x \leq b < (n+1)p_x - q_{TA}$
实现至少 $(n+1)$ 对齿, 2n 点啮合	$(n+1)p_x - q_{TA} < b < np_x + q_{TA}$
实现至少 $(n+1)$ 对齿, $(2n+1)$ 点啮合	$np_x + q_{TA} \leq b < (n+1)p_x$

实际设计中,最好根据上述边界条件,在增加齿宽不多的情况下,得到尽可能多的啮合

齿对数和接触点数,以提高齿轮的实际承载能力。但为了降低圆弧齿轮的齿端应力和端面效应,设计齿宽时还须考虑齿宽尾数  $\Delta b$  对齿轮强度的影响。

### 4.3 圆弧齿轮传动几何参数的设计计算

圆弧齿轮传动的几何参数和尺寸计算与渐开线齿轮传动的几何参数和尺寸计算基本相同,只是在重合度计算中略有差别。

#### 4.3.1 模数系列

GB/T 1840—1989 规定了适用于单圆弧和双圆弧齿轮的模数系列(见表 4-8),表中的模数是指法向模数。选用时应优先采用第一系列。

表 4-8 圆弧齿轮模数系列(根据 GB/T 1840—1989)

第一系列	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
第二系列		2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9	14	18	22	28	36	45		

#### 4.3.2 圆弧齿轮传动的几何参数的设计计算

在圆弧齿轮传动设计计算中,首先要确定其基本几何参数和啮合参数,如中心距、法向模数、齿数、螺旋角、齿宽、重合度和齿轮的其他几何参数。

圆弧齿轮传动的几何参数和啮合参数计算方法见表 4-9。

表 4-9 圆弧齿轮传动的几何参数和啮合参数计算方法

参数名称	代号	计 算 公 式	
		单 圆 弧 齿 轮	双 圆 弧 齿 轮
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$ 由强度计算或结构设计确定	
法向模数	$m_n$	$\frac{m_n}{a} = 0.01 \sim 0.02$ (特殊用途可达 0.04) 由弯曲强度计算或结构设计确定,并按表 4-7 取标准值	
齿数和	$z_\Sigma$	$z_\Sigma = \frac{2a\cos\beta}{m_n}$ 按初选螺旋角 $\beta$ 计算 $\beta = 10^\circ \sim 20^\circ$ (单斜齿); $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ (人字齿)	
齿数	$z$	小齿轮 $z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+i} = \frac{2a\cos\beta}{(1+i)m_n}$ 大齿轮 $z_2 = iz_1$ 按给定传动比 $i \geq 1$ 计算,齿数取整数	
齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$ 校验传动比误差	
齿宽	$b$	单斜齿 $b = \phi_a a$ , 齿宽系数 $\phi_a = 0.4 \sim 0.8$ 人字齿 $b = \phi_a a$ , $\phi_a = 0.3 \sim 0.6$ (单边)	
螺旋角	$\beta$	$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$ (精确到秒以下)	
重合度	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_z} = \frac{b\sin\beta}{\pi m_n}$ 式中 $b$ ——有效齿宽(不计齿端修薄宽度)	
同一齿廓凸齿和凹齿两接触点间的轴向距离	$q_{TA}$	$q_{TA} = \frac{0.5(\pi m_n - j) + 2(l_s + x_s \cot\alpha)}{\sin\beta}$ $2\left(\rho_s + \frac{x_s}{\sin\alpha}\right) \cos\alpha \sin\beta$	



续表

参数名称	代号	计 算 公 式	
		单 圆 弧 齿 轮	双 圆 弧 齿 轮
接触点距离系数	$\lambda$		$\lambda = q_{TA} / p_x$
总重合度	$\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\beta + \lambda$ (当 $\epsilon_\beta \geq \lambda$ )
分度圆直径	$d$	小齿轮 $d_1 = \frac{2az_1}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$	大齿轮 $d_2 = \frac{2az_2}{z_1 + z_2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
齿顶高	$h_a$	凸齿 $h_{a1} = 1.2m_n$ 凹齿 $h_{a2} = 0$	$h_a = 0.9m_n$
齿根高	$h_f$	凸齿 $h_{f1} = 0.3m_n$ 凹齿 $h_{f2} = 1.36m_n$	$h_f = 1.1m_n$
全齿高	$h$	凸齿 $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 1.5m_n$ 凹齿 $h_2 = h_{f2} = 1.36m_n$	$h = h_a + h_f = 2m_n$
齿顶圆直径	$d_a$	凸齿轮 $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ 凹齿轮 $d_{a2} = d_2$	小齿轮 $d_{a1} = d_1 + 2h_a$ 大齿轮 $d_{a2} = d_2 + 2h_a$
齿根圆直径	$d_f$	凸齿 $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ 凹齿 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	小齿轮 $d_{f1} = d_1 - 2h_f$ 大齿轮 $d_{f2} = d_2 - 2h_f$
齿端修薄量和修薄宽度(沿齿宽方向)	$\Delta S$ $\Delta L$	$\Delta S = (0.01 \sim 0.04)m_n$ 只修啮入端 $\Delta L = \Delta \epsilon p_x$ 两端修薄 $\Delta L = \frac{1}{2}\epsilon p_x$ $\epsilon_\beta \geq 3$ 时小齿轮齿端须修薄,有效齿宽应保证有足够的接触点数	

#### 4.4 圆弧齿轮传动的参数选择

圆弧齿轮传动基本参数(模数  $m_n$ 、齿数  $z$ 、重合度  $\epsilon_\beta$ 、螺旋角  $\beta$ 、齿宽系数  $\varphi_a$  等)对其承载能力和传动质量均有很大的影响,必须慎重选择。这些基本参数之间有密切联系,相互制约。在设计时,可根据具体工作要求,利用计算机技术合理地、优化地选配。这些参数之间有以下基本关系,即

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} \quad (4-6)$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = \mu_t + \Delta \epsilon \quad (4-7)$$

$$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \quad (4-8)$$

$$\varphi_a = \frac{b}{a} = \frac{2\pi \epsilon_\beta}{(z_1 + z_2) \tan \beta} \quad (4-9)$$

##### 4.4.1 模数 $m_n$ 和齿数 $z_1$

当齿轮几何尺寸(直径和齿宽)不变时,增大齿轮的模数,可提高轮齿的抗弯强度。但模数增大,会减少重合度,使传动的平稳性降低;并且还会增大齿面间的相对滑动速度,降低传动效率,使发生胶合的概率加大。故通常在满足轮齿抗弯强度的条件下,应选用较小

模数。

对通用减速器,可取  $m_n = (0.01 \sim 0.02)a$ 。其中,对工作平稳、连续运转、中心距较大的设计,可取较小值;反之,应取较大值。对特殊情况,如轧机齿轮机座类,可取  $m_n = (0.025 \sim 0.04)a$ ,并按表 4-8 圆整。

圆弧齿轮的最少齿数不受根切的限制。它主要取决于齿轮轴的刚度和强度以及轴承的尺寸大小。通常,对中低速圆弧齿轮传动,小齿轮齿数常采用 10~35 齿;为了增加重合度,提高传动的平稳性,高速圆弧齿轮传动常取较多齿数和较小模数。若为增大传动比并保证轴的强度和刚度,必须使用少齿数时,可采用超短齿系列的齿形。

#### 4.4.2 重合度 $\epsilon_\beta$

圆弧齿轮传动的重合度由整数部分  $\mu_\epsilon$  和尾数部分  $\Delta\epsilon$  组成:  $\epsilon_\beta = \mu_\epsilon + \Delta\epsilon$ 。其重合度的整数部分通常采用  $\mu_\epsilon = 1 \sim 6$ 。对高精度、大螺旋角的人字齿轮和带推力盘类的单斜齿齿轮传动,  $\mu_\epsilon$  可取较大值。重合度尾数部分通常取  $\Delta\epsilon = 0.25 \sim 0.4$ 。

为提高圆弧齿轮传动的平稳性和承载能力,在保证加工精度和安装精度以及齿面接触精度的条件下,尽量选取较大的重合度。对中、低速圆弧齿轮传动,常取  $\epsilon_\beta \geq 2$ ,对高速齿轮传动采用多齿数、小模数来增加重合度。

由圆弧齿轮传动的啮合特性可知,圆弧齿轮的重合度尾数对传动的平稳性影响较大。当  $\Delta\epsilon$  取得太小,接触迹进入或脱离齿面时,轮齿端部应力过大,容易引起齿端崩角,不利于平稳传动。但当  $\Delta\epsilon > 0.4$  以后,应力减小缓慢,齿宽增加对应力的减小作用不明显,反而浪费材料,增加空间。对采用齿端修薄的齿轮副,其重合度尾数和修薄宽度要一并考虑,保证修薄后的有效齿宽不小于  $\mu_\epsilon p_x$ 。

#### 4.4.3 螺旋角 $\beta$

在其他参数不变时,圆弧齿轮传动的螺旋角在其齿面相对曲率半径中起主要作用,它直接影响齿而上沿齿长方向的瞬时接触迹的宽度。增大螺旋角,其相对曲率半径减小,瞬时接触迹宽度减小,轴承的轴向力增加,接触应力增大。当齿宽一定时,增大螺旋角可增加重合度,有利于平稳传动。但当圆弧齿轮的圆周速度不变时,增大螺旋角,齿面的滚动速度减小,不利于动压润滑油膜的形成。故选取螺旋角时,应综合考虑重合度、轮齿强度和轴向力等因素。通常推荐圆弧齿轮传动螺旋角的选用范围如下。

单斜齿  $\beta = 10^\circ \sim 20^\circ$

人字齿  $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$

#### 4.4.4 齿宽系数 $\phi_a$

圆弧齿轮的齿宽系数直接影响轮齿齿向载荷的分布和齿轮的几何尺寸。在齿轮参数选择设计时,应根据齿轮传动类型、载荷特性、重合度、螺旋角、轮齿加工精度、结构布局和系统刚度等因素综合选取。

加大齿宽可减小直径、降低圆周速度、减小传动副的径向尺寸。但齿宽系数过大,可能导致小齿轮刚性差、变形大、在齿宽上造成偏载,不能保证接触精度。通常圆弧齿轮的齿宽系数可按下列原则选取。

单斜齿  $\phi_a = 0.4 \sim 0.8$

人字齿  $\phi_a = 0.3 \sim 0.6$  (单侧)

在设计时,可先初定齿宽系数,再用表 4-9 中的公式调整齿数、螺旋角和重合度;反之亦然。

## 4.5 圆弧齿轮的损伤形式及其防止措施

圆弧齿轮传动的主要损伤形式有：齿端崩角、轮齿折断、齿面疲劳点蚀、齿面塑性变形、齿面胶合和齿面磨损等。具体产生何种损伤形式与齿轮传动的设计参数、齿轮材料的选择和硬度配对、加工精度、热处理质量、端部是否修薄、装配和跑合质量、润滑状况以及使用工况等有关。

### 4.5.1 齿端崩角

齿端崩角大多发生在主动轮的啮入端或工作齿面与端面成锐角的部分，既可能发生在齿根部，也可能发生在齿腰部。由于圆弧齿轮传动均是斜齿轮传动，当轮齿进入啮合时，接触迹首先出现在端部。因端部以外没有轮齿来分担作用于轮齿端部的载荷，致使轮齿端部的齿根和齿腰应力增大，产生齿端效应，严重时导致齿端崩角。

为防止或减少圆弧齿轮传动中的崩角，除提高加工精度、增加齿轮轴的刚度外，最有效的措施是把主动齿轮的轮齿啮入端修薄。修薄量见表 4-9，对高精度齿轮取较小值，低精度齿轮取较大值；对大模数齿轮取较小值，小模数齿轮取较大值。修薄长度（齿宽方向） $\Delta L = \Delta \epsilon p_x$ （ $\Delta \epsilon$  为重合度的小数部分， $p_x = \pi m_x / \sin \beta$ ），当两端修薄时， $\Delta L = 0.5 \Delta \epsilon p_x$ ，此时  $\Delta \epsilon$  应取较大值。要求修薄后的有效齿宽  $b \geq (\epsilon_p - \Delta \epsilon) p_x$ 。

从工艺上防止齿端崩角的最简单方法是采用齿端大倒角，但这种方法实际上减少了有效齿宽，并且不能削减啮入冲击。

对大螺旋角齿轮，锐角端的强度削弱较严重，更易产生崩角，故此类情况必须进行齿端修薄。

对大重合度圆弧齿轮传动（重合度大于 3），虽然接触迹数目增加，但齿端应力减小并不显著，特殊情况下，齿端应力大于轮齿中部应力，也易产生崩角，故此类情况须进行齿端修薄。

对高速圆弧齿轮传动，为提高其运动的平稳性，必须进行齿端修薄处理。

对没有进行齿端修薄处理的齿轮传动，为了提高其在端面处的强度也可采用在装配时，有意识地进行齿轮轴向错位，让出部分主动轮的啮入端，以减少或避免齿端效应。

### 4.5.2 轮齿折断

圆弧齿轮传动是点啮合传动，齿面所承受的载荷集中在有限宽度的瞬时接触区上，弯曲应力较大。当制造质量较好、齿轮材料适中、经过充分的跑合后再承载运行时，圆弧齿轮的轮齿多数是由于疲劳折断面失效。当重合度较小时，齿宽中部在啮合过程中，同时工作的瞬时接触点数和瞬时啮合齿对数最少，应力较大，故常在齿宽中部发生轮齿折断。当重合度尾数较小时，齿端也有较大应力，断口可能延伸到轮齿端部。另外，当材料或热处理有缺陷、或齿轮有其他损伤（如点蚀、胶合等）、或有严重的过载或冲击，也可能引起轮齿的折断。

在不增加齿轮几何尺寸的条件下，加大模数和螺旋角可提高轮齿的弯曲强度。也可采用短齿制（即降低全齿高，增大轮齿厚度）的设计来提高圆弧齿轮传动的弯曲强度。

### 4.5.3 齿面疲劳点蚀

虽然圆弧齿轮传动的综合曲率半径大、接触强度较高，但若安装、跑合、使用不当时，也可能产生齿面疲劳点蚀。

在使用初期或在跑合过程中，由于齿面的粗糙凸起部分的应力较大或在圆弧齿轮由“点”接触向“面”接触扩展过程中的接触应力超过齿面的疲劳极限会产生早期的疲劳点蚀。

但随着跑合或运行时间增加,齿面接触面积扩大、接触应力减小,点蚀不再扩大。这种点蚀称为非进展性点蚀,它不影响齿轮传动的正常运转,并可能随齿面的跑合磨损而消失。

在经过一段时间运转,齿面的接触应力仍超过其接触疲劳极限时,随着运转时间的延伸,点蚀的面积扩大、数量增多,进而连成大片的剥落区域,引起冲击、振动和噪声增大,最后导致失效,这种点蚀称为进展性点蚀。并且这些点蚀坑常会成为弯曲疲劳源,导致不规则的断齿。

圆弧齿轮齿面疲劳点蚀产生的主要原因有:

- ① 轮齿的硬度偏低,热处理质量差;
- ② 未经跑合或跑合不充分,就进行满负荷运行,或长期超负荷运行;
- ③ 制造或装配误差较大,使齿面初始接触迹位置偏离理论接触迹位置较多或出现偏载,经跑合后仍不能使啮合齿面良好地贴合,使实际应力超过许用值;
- ④ 润滑油选用不合理,影响了油膜的形成。

防止或减少齿面点蚀发生的主要措施有:

- ① 提高圆弧齿轮传动的齿面硬度,采用中硬齿面或硬齿面,改进热处理工艺;
- ② 采用适当的跑合工艺,提高跑合效果,减少早期点蚀的产生;
- ③ 选用合适的润滑油,如采用极压性高黏度齿轮润滑油。

在相同的工况条件下,圆弧齿轮传动的润滑油黏度可选得比渐开线齿轮传动的高一些,在低速重载齿轮传动中,多采用 N320、N400 和 N460 极压工业齿轮油,在高速齿轮传动中多采用 32 号和 46 号汽轮机油(详见第 9 章 9.3)。

#### 4.5.4 齿面塑性变形

齿面塑性变形是软齿面圆弧齿轮传动中所产生的一种损伤形式。由于圆弧齿轮传动的齿面间的摩擦力沿齿廓曲线的切线方向,当齿面硬度较低,在过载或冲击载荷的作用下,若齿面润滑不良,致使齿面间的摩擦力增大,齿面应力超过其抗剪屈服极限,齿面金属将沿摩擦力方向流动,形成齿顶飞边,影响轮齿的正常传动,产生较大的振动和噪声。

避免齿面塑性变形的措施有提高齿面硬度、加强润滑效果等。

#### 4.5.5 齿面胶合

圆弧齿轮传动作为点啮合传动,当齿轮副的制造质量差或跑合不充分就满载运行时,局部接触应力很大,齿面温度升高,润滑油膜遭到破坏,就会使得啮合齿面间的金属直接接触,发生黏着,使金属从齿面上撕落下来,从而产生胶合现象。特别是对于大模数齿轮传动,齿廓半径差较大,齿面不易跑合,导致局部应力加大,而且齿面的相对滑动速度和由此而产生的摩擦发热也大,此时发生胶合的概率较高。

为了防止齿面胶合,首先应保证齿轮副的加工制造质量、安装精度及其进行充分的跑合,其次是选用极压齿轮润滑油和高黏度的润滑油,以保证齿轮副的充分润滑。对大模数齿轮或硬齿面齿轮,适当减小基本齿廓的半径差以改善跑合性能。在齿轮副材料的选择上,齿轮副分别选用不同的材料,降低材料间的可焊性和黏着性。

#### 4.5.6 齿面磨损

圆弧齿轮的齿面磨损常发生在低速重载开式齿轮传动或软齿面齿轮传动中。其磨损分两类:跑合磨损和工作磨损。

跑合磨损是圆弧齿轮传动必须经历的一个过程。因为圆弧齿轮副理论上是点接触,只有通过跑合磨损将点接触扩展为面接触,圆弧齿轮才能发挥其优势。而且由于圆弧齿轮沿齿高

各点的滑动速度近似相等（与渐开线齿轮不同），所以跑合磨损中沿齿高的磨损均匀，这样既扩大了接触面积，又提高了齿轮精度，因此圆弧齿轮具有良好的跑合性能。在跑合初期，为了加速跑合，在确保不发生胶合的条件下，采用低速、重载和低黏度油润滑。跑合完成后，接触面积增大，接触应力减小，同时采用高黏度油润滑，有利于润滑油膜的形成，齿面的磨损量就会急剧减少。

在正常工作条件下，圆弧齿轮副的工作磨损速度很慢，由于磨损引起失效的情况很少。但若润滑不良，齿面硬度较低，特别是在开式重载齿轮传动中，严重的工作磨损可使齿厚减薄，导致断齿。

减缓工作磨损的方法是，改善润滑条件，增加齿面硬度。

4.6 圆弧齿轮传动的承载能力计算

圆弧齿轮的承载能力计算主要包括弯曲强度计算和接触强度计算两部分。

4.6.1 强度计算公式

双圆弧齿轮齿面接触强和双圆弧齿轮轮齿根弯曲强度计算公式列于表 4-10。表 4-10 中各代号的意义、单位和所代表值的确定方法见表 4-11。

表 4-10 双圆弧齿轮强度计算公式（根据 GB/T 13799 1992）

项 目	齿面接触疲劳强度	齿根弯曲疲劳强度
强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ 或 $S_H \geq S_{Hmin}$	$\sigma_F \leq \sigma_{FF}$ 或 $S_F \geq S_{Fmin}$
计算应力/MPa	$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H\beta}}{2\mu_e + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha}{z_1 m_n^{2.19}}$	$\sigma_F = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F\beta}}{2\mu_e + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}}$
校核小齿轮分度圆直径/mm	$d_1 \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{H\beta}}{2\mu_e + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha}{m_n^{1.19} \cos\beta \sigma_{HP}}$	
校核法向模数/mm		$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_I K_{F\beta}}{2\mu_e + K_{\Delta\epsilon}} \right)^{1/3} \left( \frac{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 \sigma_{FF}} \right)^{1/0.86}$
校核小齿轮名义转矩/N·mm	$T_1 \leq \frac{2\mu_e + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_I K_{H\beta}} \left( \frac{z_1 m_n^{2.19} \sigma_{HP}}{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha} \right)^{1/0.73}$	$T_1 \leq \frac{2\mu_e + K_{\Delta\epsilon}}{K_A K_V K_I K_{F\beta}} m_n^3 \left( \frac{z_1 \sigma_{FF}}{Y_E Y_u Y_\beta Y_F Y_{End}} \right)^{1/0.86}$
许用应力/MPa	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V / S_{Hmin}$	$\sigma_{FF} = \sigma_{Flim} Y_N Y_X / S_{Fmin}$
安全系数	$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V / \sigma_H$	$S_F = \sigma_{Flim} Y_N Y_X / \sigma_F$

注：对人字齿轮传动， $T_1$  是名义转矩的一半， $\mu_e$  和  $K_{\Delta\epsilon}$  应按单侧齿宽计算。

表 4-11 表 4-10 中各代号的意义、单位和所代表值的确定方法

类 别	代 号	意 义	单 位	确定方法
基 本 参 数	$\sigma_H$	计算接触应力	MPa	表 4-10
	$\sigma_F$	计算弯曲应力	MPa	表 4-10
	$\sigma_{HP}$	许用接触应力	MPa	表 4-10
	$\sigma_{FF}$	许用弯曲应力	MPa	表 4-10
	$S_H$	接触疲劳强度计算安全系数		表 4-10
	$S_F$	弯曲疲劳强度计算安全系数		表 4-10
	$S_{Hmin}$	接触疲劳强度的最小安全系数		表 4-15
	$S_{Fmin}$	弯曲疲劳强度的最小安全系数		表 4-15

续表

类 别	代 号	意 义	单 位	确定方法
基本参数	$T_1$	小齿轮名义转矩	$\text{N} \cdot \text{mm}$	式(4-10)
	$d_1$	小齿轮分度圆直径	mm	
	$m_n$	法向模数	mm	
	$\beta$	齿轮螺旋角	(°)	
	$z_1$	小齿轮齿数		
	$\mu_e$	重合度整数部分		式(4-7)
	$\sigma_{Hlim}$	试验齿轮的接触疲劳极限	MPa	图(4-15)
	$\sigma_{Flim}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	MPa	图(4-16)
修正载荷的系数	$K_A$	使用系数		表 4-12
	$K_V$	动载荷系数		图 4-9
	$K_f$	接触迹间载荷分配系数		图 4-10
	$K_{H2}$	接触强度计算的接触迹内载荷分布系数		表 4-13
	$K_{F2}$	弯曲强度计算的接触迹内载荷分布系数		表 4-14
	$K_{\Delta\epsilon}$	接触迹系数		图 4-11
修正计算应力的系数	$Z_E$	接触强度计算的材料弹性系数	$(\text{MPa})^{0.27}$	表 4-14
	$Y_E$	弯曲强度计算的材料弹性系数	$(\text{MPa})^{0.14}$	表 4-14
	$Z_v$	接触强度计算的齿数比系数		式(4-11)
	$Y_v$	弯曲强度计算的齿数比系数		式(4-12)
	$Z_\beta$	接触强度计算的螺旋角系数		式(4-13)
	$Y_\beta$	弯曲强度计算的螺旋角系数		式(4-14)
	$Z_\epsilon$	接触弧长系数		图 4-12
	$Y_F$	齿形系数		图 4-13
	$Y_{End}$	齿端系数		图 4-14
修正疲劳极限的系数	$Z_N$	接触强度计算的寿命系数		图 4-17
	$Y_N$	弯曲强度计算的寿命系数		图 4-18
	$Z_L$	接触强度计算的润滑剂系数		图 4-19
	$Z_v$	接触强度计算的速度系数		图 4-20
	$Y_X$	弯曲强度计算的尺寸系数		图 4-21

#### 4.6.2 强度计算公式中各系数的确定方法

双圆弧齿轮强度计算公式中各系数的确定方法参照 GB/T 13799—1992, 本节对可用公式计算的系数均只列出计算公式, 以提高计算精度。

(1) 小齿轮名义转矩  $T_1$  (对人字齿轮, 以名义转矩的一半计算)

$$T_1 = 9\,549 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (4-10)$$

式中  $P_1$ ——小齿轮传递的名义功率, kW;

$n_1$ ——小齿轮转速, r/min。

(2) 使用系数  $K_A$

使用系数是考虑由于外部因素引起齿轮啮合中附加动载荷影响的系数。这种外部附加动载荷取决于原动机和工作机的特性、轴和联轴器系统的质量和刚度以及运行状况。使用系数最好通过实测或对传动系统的全面分析来确定。若缺乏这类资料时, 可参考表 4-12 查取。

表 4-12 使用系数  $K_A$ 

原动机工作特性及其示例		工作机工作特性及其示例			
		均匀平稳	轻微振动	中等振动	强烈振动
		如发电机、均匀传动的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、通风机、轻型离心机、离心泵、离心式空气压缩机	如不均匀传动的带式输送机或板式输送机、起重机回转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、离心式空气压缩机	如轻型球磨机、提升装置、轧机、橡胶挤压机、单缸活塞泵、叶瓣式鼓风机、糖业机械	如挖掘机、重型球磨机、钢坯初轧机、旋转钻机、挖泥机、压坯机、破碎机、污水处理用离心泵、泥浆泵
均匀平稳	如电动机、均匀转动的蒸汽机、燃气轮机	1.0	1.25	1.50	$\geq 1.75$
轻微振动	如蒸汽轮机、燃气轮机、经常启动的大电动机	1.10	1.35	1.60	$\geq 1.85$
中等振动	如多缸内燃机	1.25	1.50	1.75	$\geq 2.00$
强烈振动	如单缸内燃机	1.50	1.75	2.00	$\geq 2.25$

注：1. 表中数值仅适用于在非共振区运行的齿轮装置。

2. 对于增速传动，根据经验建议取表值的 1.1 倍。

3. 对外部机械与齿轮装置之间有挠性件连接时，通常  $K_A$  值可适当减小。

### (3) 动载荷系数 $K_v$

动载荷系数是考虑轮齿接触迹在啮合过程中的冲击和由此引起齿轮副的振动所产生的内部附加动载荷对齿面接触应力和齿根弯曲应力的影响系数。 $K_v$  值可根据齿轮的圆周速度及平稳性精度（第 II 公差组精度）由图 4-9 查取。

### (4) 接触迹间载荷分配系数 $K_H$

接触迹间载荷分配系数是考虑由于齿向及齿距误差、轮齿和轴系受载变形后沿齿宽方向在各接触迹之间载荷分配不均匀的影响系数。

$K_H$  值可根据齿宽系数、齿面硬度、布置形式由图 4-10 查取。对人字齿轮取单侧齿宽。

### (5) 接触迹内载荷分布系数 $K_{H2}$ （接触）、 $K_{F2}$ （弯曲）

接触迹内载荷分布系数是考虑由于齿面接触迹位置沿齿高的偏移而引起应力分布状态变化对强度的影响系数。计算接触强度所用的接触迹内载荷分布系数  $K_{H2}$  和计算弯曲强度所用的接触迹内载荷分布系数  $K_{F2}$  可按接触精度（第 III 公差组精度）由表 4-13 查取。

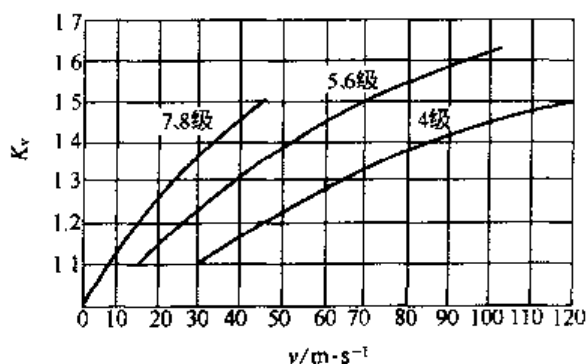
图 4-9 动载系数  $K_v$ 

表 4-13 接触迹内载荷分布系数

精度等级	4	5	6	7	8
$K_{H2}$	1.05	1.15	1.23	1.39	1.49
$K_{F2}$	1.05	1.08		1.10	

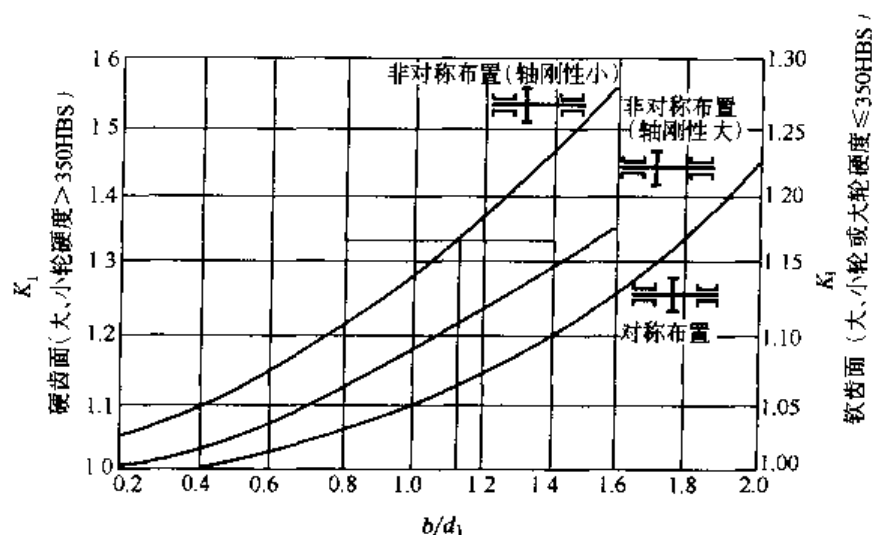


图 4-10 接触迹间载荷可配系数  $K_1$

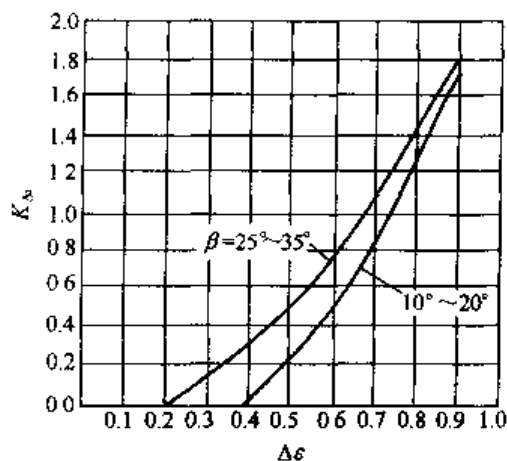


图 4-11 接触迹系数  $K_{\Delta\epsilon}$

#### (6) 接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon}$

接触迹系数是考虑重合度尾数  $\Delta\epsilon$  对齿轮的接触应力和弯曲应力的影响系数。 $K_{\Delta\epsilon}$  值可按  $\Delta\epsilon$  和螺旋角  $\beta$  由图 4-11 查取。当齿端修薄时, 应根据有效齿长部分的  $\Delta\epsilon$  来查图 (当  $20^\circ < \beta < 25^\circ$  时, 采用插值法查取)。若  $\Delta\epsilon$  按推荐值选取、且进行齿端修薄时,  $K_{\Delta\epsilon} = 0$ 。

#### (7) 弹性系数 $Z_E$ (接触)、 $Y_E$ (弯曲)

弹性系数是考虑材料的弹性模量  $E$  及泊松比  $\nu$  对齿轮应力影响的系数。其值可按表 4-14 查取。

表 4-14 弹性系数

符号	单位	锻钢-锻钢	锻钢-铸钢	锻钢-球墨铸铁	其他材料
$Z_E$	$(\text{MPa})^{0.27}$	31.346	31.263	30.584	$1.123E^{0.27}$
$Y_E$	$(\text{MPa})^{0.14}$	2.079	2.076	2.053	$0.370E^{0.14}$

注: 表中  $E$  的计算式为

$$E = 2 / \left( \frac{1+\nu_1}{E_1} + \frac{1+\nu_2}{E_2} \right)$$

式中  $E_1, E_2, \nu_1, \nu_2$ ——配对齿轮 1 和齿轮 2 的材料弹性模量和泊松比。

#### (8) 齿数比系数 $Z_u$ (接触)、 $Y_u$ (弯曲)

齿数比是考虑到不同的齿数比 (具有不同的齿面相对曲率半径) 对轮齿应力的影响系数。其值可按式计算得出, 即

$$Z_u = \left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.27} \quad (4-11)$$

$$Y_u = \left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.14} \quad (4-12)$$



(9) 螺旋角系数  $Z_\beta$  (接触)、 $Y_\beta$  (弯曲)

螺旋角系数是考虑由于螺旋角变化而导致齿面相对曲率半径发生变化时, 对轮齿应力影响的系数。其值可按下式计算得出, 即

$$Z_\beta = (\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.27} \quad (4-13)$$

$$Y_\beta = (\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.14} \quad (4-14)$$

(10) 接触弧长系数  $Z_\alpha$

接触弧长系数是考虑齿面接触弧的有效工作长度对齿面接触应力影响的系数。当齿数比不等于 1 时, 一个齿轮的上齿面和下齿面的接触弧长并不相同, 所以接触弧长系数应取两个齿轮的平均值, 即  $Z_\alpha = 0.5(Z_{\alpha 1} + Z_{\alpha 2})$ ,  $Z_{\alpha 1}$  和  $Z_{\alpha 2}$  的值可按齿轮的当量齿数  $z_{v1}$  和  $z_{v2}$  ( $z_v = z / \cos^3 \beta$ ) 分别查图 4-12。

(11) 齿形系数  $Y_F$

齿形系数是考虑到轮齿几何形状对轮齿弯曲应力影响的系数, 并已考虑了齿根应力集中的影响。对于 GB/T 12759—1991 齿形,  $Y_F$  值可根据当量齿数  $z_v$  分别从图 4-13 中查取。

(12) 齿端系数  $Y_{\text{End}}$

齿端系数是考虑接触迹在轮齿端部时, 端面以外没有材料来承担载荷, 以致端部齿根应力增大的影响系数。对于未进行齿端修薄的齿轮,  $Y_{\text{End}}$  值可根据重合度  $\epsilon_\beta$  和齿轮螺旋角  $\beta$  由图 4-14 中查取。对于齿端修薄的齿轮,  $Y_{\text{End}} = 1$ 。若齿轮螺旋角  $\beta$  不是图 4-14 中所列值时, 可用插值法查取。

(13) 试验齿轮的疲劳极限  $\sigma_{\text{Hlim}}$ 、 $\sigma_{\text{Flim}}$

疲劳极限是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后, 齿面和齿根保持不损伤时的极限应力。它是由齿轮的负荷运转试验或经验统计数据获得。当缺乏这类资料数据时, 可参考图 4-15 和图 4-16, 根据齿轮的材料种类和齿面硬度取值。

当材料、工艺和热处理性能良好时, 可在区域图的上半部取值, 否则在下半部取值, 一般取中间偏下值。对

于正、反向传动的齿轮或受对称双向弯曲的齿轮 (如中间轮) 应将图中查得的  $\sigma_{\text{Flim}}$  值乘以 0.7。

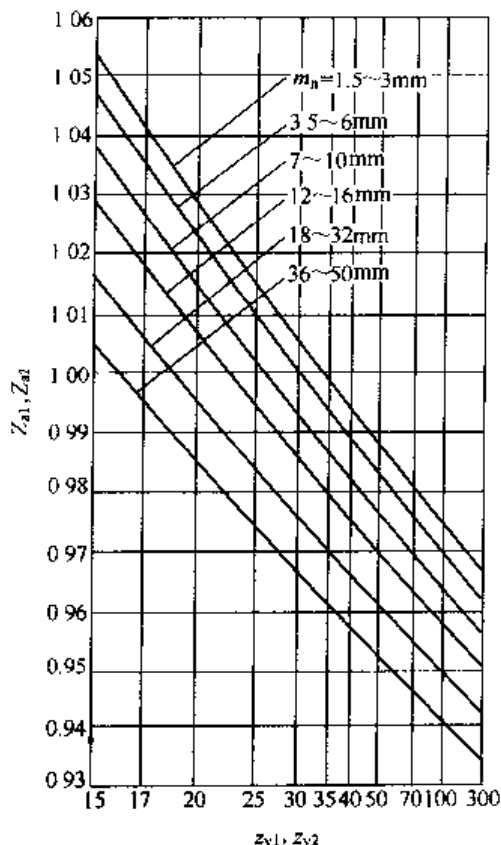


图 4-12 接触弧长系数  $Z_\alpha$

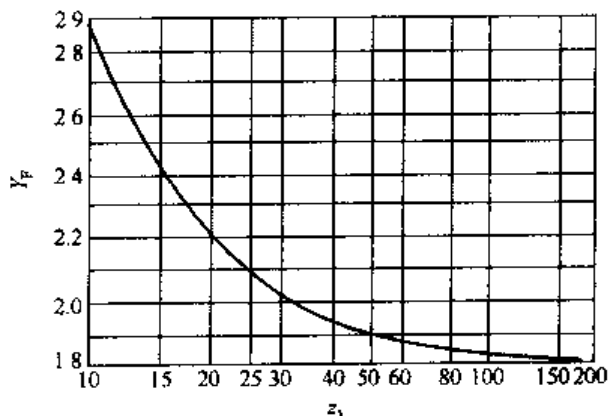


图 4-13 齿形系数  $Y_F$

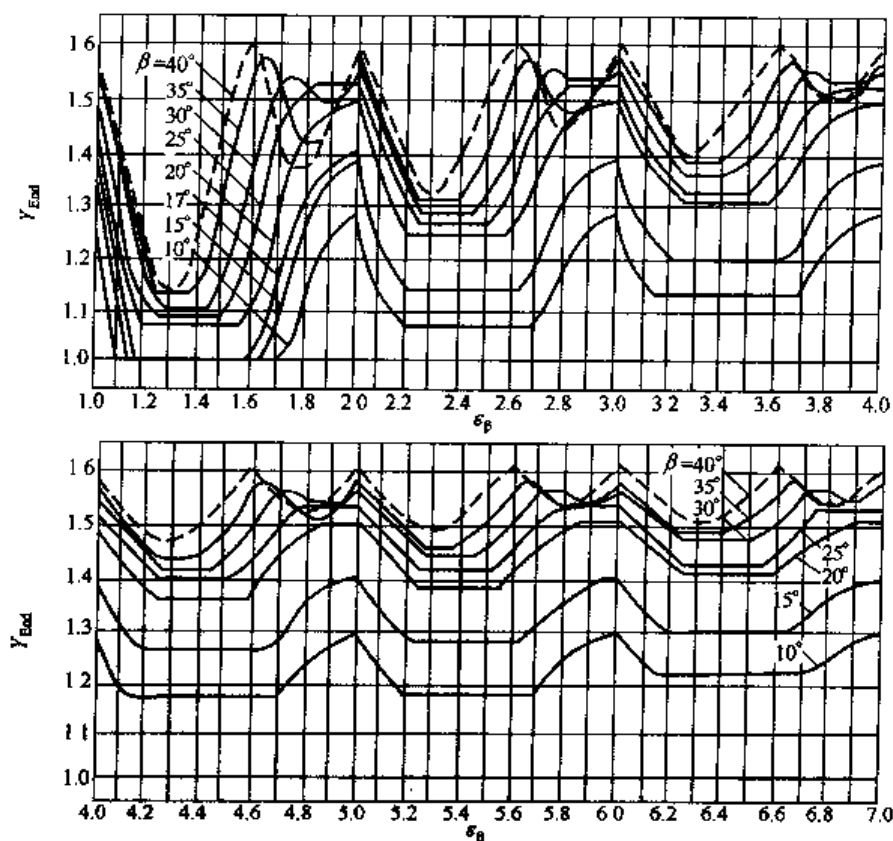


图 4-14 齿端系数  $Y_{End}$

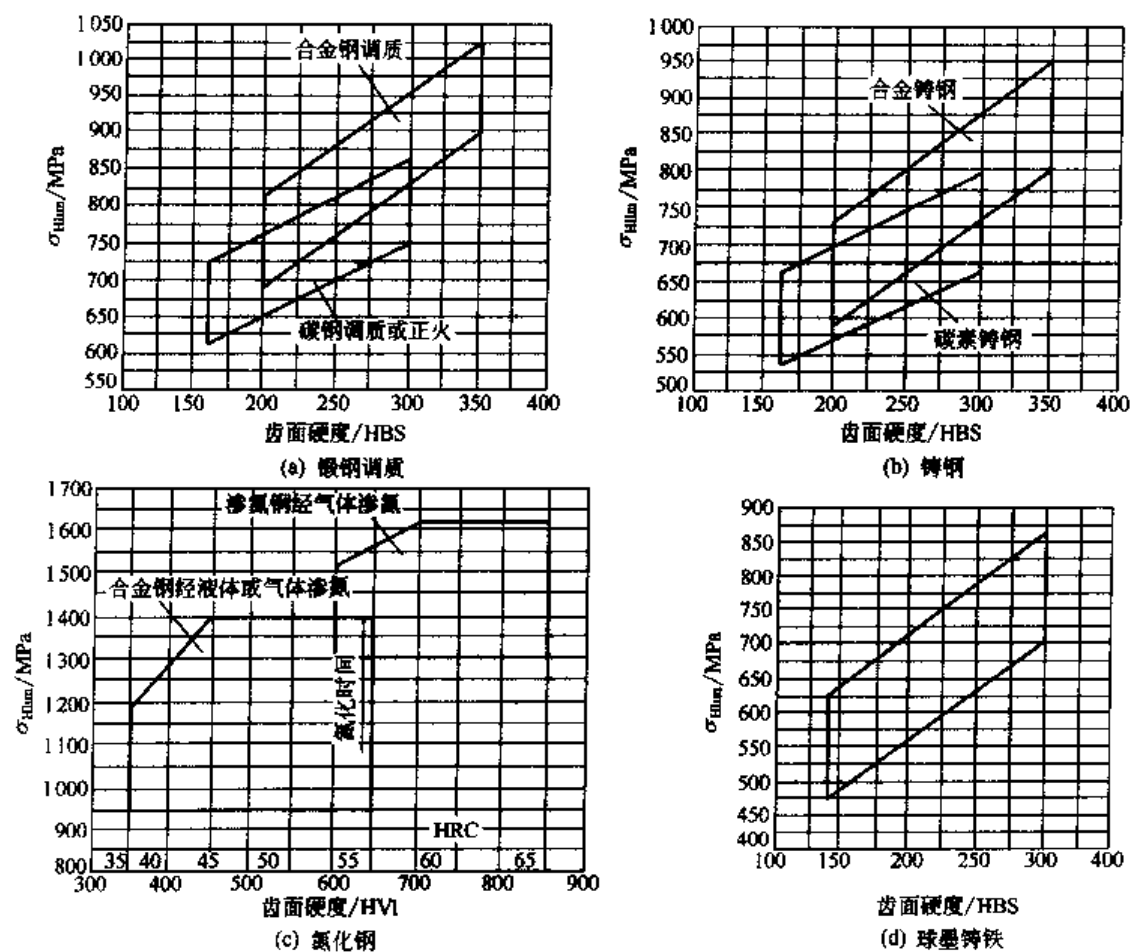


图 4-15 接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$

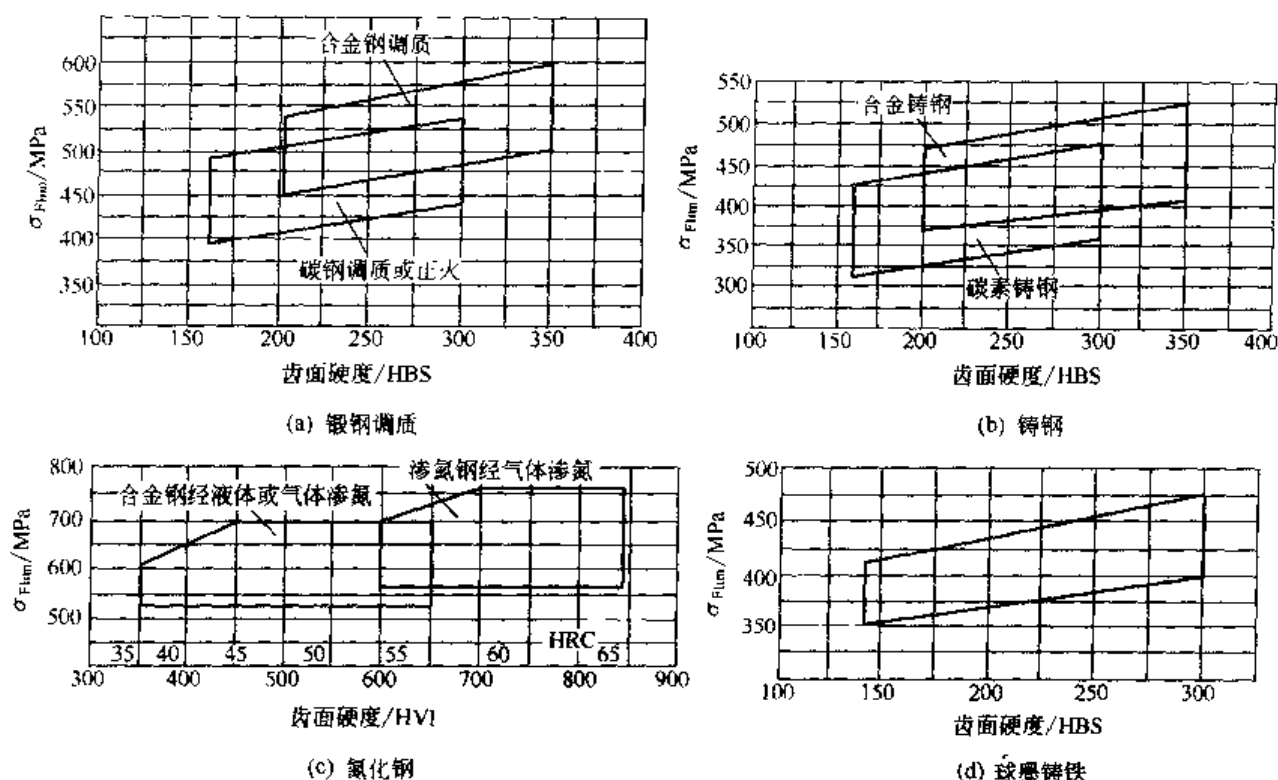


图 4-16 弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

#### (14) 寿命系数 $Z_N$ (接触)、 $Y_N$ (弯曲)

寿命系数是考虑当所设计的齿轮只要求有限寿命 (弯曲  $N_L < 3 \times 10^6$ , 接触  $N_L < 2 \times 10^6 \sim 10^9$ ) 时, 齿轮的许用应力可以提高的系数。此时可根据应力循环次数  $N_L$  由图 4-17 或图 4-18 中查取。对于在变载荷下工作的齿轮, 在已知载荷图时, 应根据当量循环次数  $N_e$  查取。

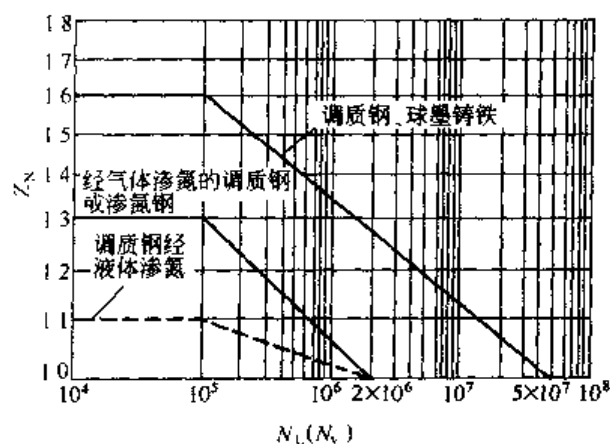


图 4-17 接触强度计算的寿命系数  $Z_N$

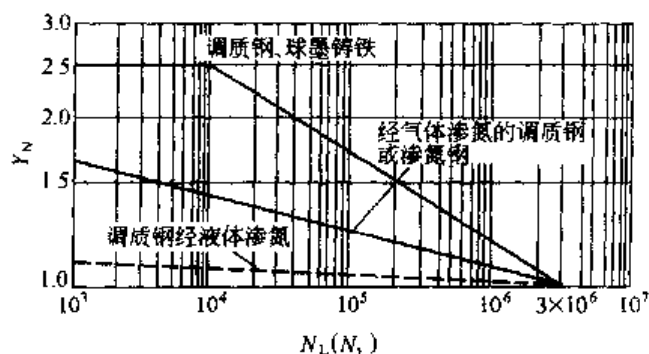


图 4-18 弯曲强度计算的寿命系数  $Y_N$

#### (15) 润滑剂系数 $Z_L$

润滑剂系数是考虑计算齿轮副所用润滑油的种类及黏度对齿面接触强度影响的系数。 $Z_L$  值按图 4-19 查取。

#### (16) 速度系数 $Z_v$

速度系数是考虑齿面间相对速度对齿面接触应力影响的系数。其值可按齿面间相对滚动速度  $v_g$  查图 4-20。齿面间相对滚动速度  $v_g = v/\tan\beta$ ,  $v$  为齿轮的分度圆线速度。

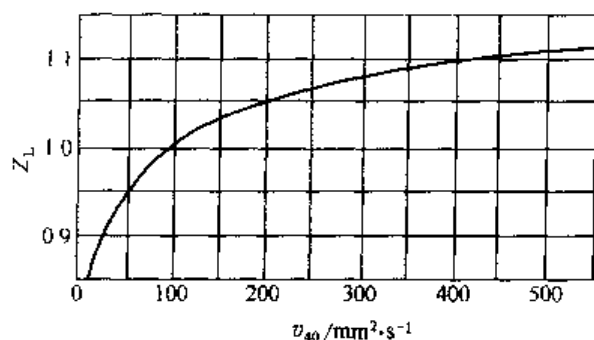


图 4-19 润滑剂系数  $Z_L$

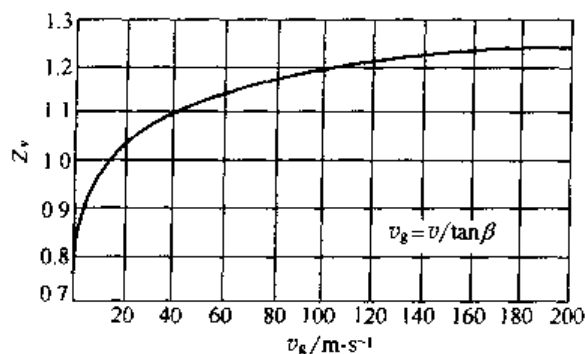


图 4-20 速度系数  $Z_v$

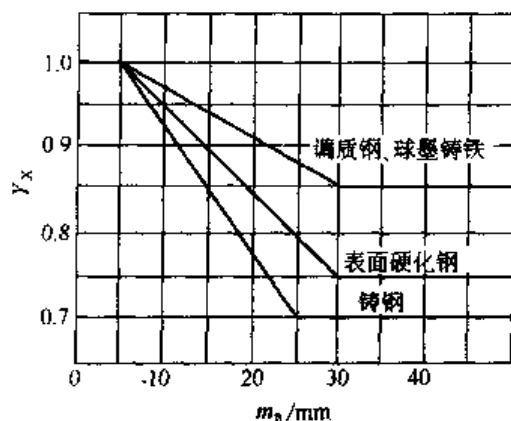


图 4-21 尺寸系数  $Y_x$

#### (17) 尺寸系数 $Y_x$

尺寸系数是考虑实际齿轮模数大于试验齿轮模数而使齿轮弯曲疲劳极限应力降低的影响系数。其值可根据齿轮的材料和模数查图 4-21。

静强度计算时，不计尺寸系数，即  $Y_x = 1$ 。

#### (18) 最小安全系数 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$

圆弧齿轮强度计算的最小安全系数  $S_{Hmin}$ （接触）、 $S_{Fmin}$ （弯曲）的选取可以参照表 4-15。

对于重要的圆弧齿轮传动或动力参数掌握不够准确或质量不够稳定的齿轮传动，可取更大的安全系数。有关单位可根据实践经验和不同产品的

具体条件，规定自己的最小安全系数。

表 4-15 最小安全系数  $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$  参考值

接触强度计算的最小安全系数	弯曲强度计算的最小安全系数
$S_{Hmin} \geq 1.3$	$S_{Fmin} \geq 1.6$

## 4.7 圆弧齿轮的测量尺寸计算、精度和检验

圆弧齿轮传动的测量尺寸计算、精度和检验测量均是在试验和套用渐开线齿轮的基础上发展起来的。为了节省篇幅，本章重点介绍涉及圆弧齿轮传动本身特点的内容，对套用渐开线齿轮部分可参照第 2 章。

### 4.7.1 圆弧齿轮传动测量尺寸计算

当前在圆弧齿轮的加工过程中，主要是通过测量齿根圆直径（或斜径）、公法线长度、弦齿深、弦齿厚的尺寸参数来控制圆弧齿轮的加工质量。由于计算机技术的迅速发展，本节重点介绍相关测量尺寸的精确计算方法。

#### (1) 齿根圆和齿根圆斜径

当加工的齿数  $z$  为偶数齿时，可直接测量其齿根圆直径  $d_f$ （计算公式见表 4-8）。当加工的齿数  $z$  为奇数齿时，只能测量其齿根圆斜径  $L_f$ 。齿根圆斜径的计算公式为

$$L_t = d_t \cos \frac{90^\circ}{z} \quad (4-15)$$

## (2) 公法线长度

圆弧齿轮公法线长度是圆弧齿轮加工中常用的检测项目。对单圆弧齿轮需要分别测量凸齿和凹齿（凹齿需用凸弧形测头）的公法线长度；而对双圆弧齿轮只需测量其凸齿的公法线长度。

① 理论跨齿数计算 当分别对凸齿和凹齿计算公法线长度时，也需分别计算凸齿和凹齿的跨齿数，并将计算出的跨齿数进行圆整。

测量凸齿公法线时的跨齿数  $k_s$  的计算公式为

$$k_s = \frac{z}{\pi} \left[ \alpha_s + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_s \right] + \frac{2}{\pi} \left[ l_s^* + x_s^* \frac{\cot \alpha_0}{\cos \beta} \right] + 1 \quad (4-16)$$

测量凹齿公法线时的跨齿数  $k_t$  的计算公式为

$$k_t = \frac{z}{\pi} \left[ \alpha_s + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_s \right] - \frac{2}{\pi} \left[ l_t^* + x_t^* \frac{\cot \alpha_0}{\cos \beta} \right] + 1 \quad (4-17)$$

式中  $x_s^*$  ——凸齿齿廓圆心移距量系数；

$x_t^*$  ——凹齿齿廓圆心移距量系数；

$l_s^*$  ——凸齿齿廓圆心偏移量系数；

$l_t^*$  ——凹齿齿廓圆心偏移量系数；

$\beta$  ——齿轮螺旋角；

$\alpha_0$  ——为名义压力角。

实际跨齿数  $k$  为  $k_s$  或  $k_t$  的圆整值。

测点压力角  $\alpha_s$  由下列方程解出，即

$$(\alpha_s - \Phi_s) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta \sin 2\alpha_s + \frac{2x^* \cot \alpha_0}{z \cos \beta} = 0 \quad (4-18)$$

式中转角  $\Phi_s$  为

$$\Phi_s = \frac{1}{z} (\pi k + 2l^*) \quad (4-19)$$

为了便于求解，加快收敛速度，推荐  $\alpha_s$  初值取  $\alpha_{s0} = \arctan \left( \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta} \right)$ 。

上述方程通常可用迭代法求解，逐步迭代到误差范围内为止。

② 公法线长度计算 公法线长度为

$$W = m_n \left[ r^* \sqrt{2(1 - \cos 2\alpha_s) + \cot^2 \beta \left( 2\alpha_s - 2\Phi_s + \frac{4x^* \cot \alpha_0}{z \cos \beta} \right)^2} \pm 2 \left( \rho^* \pm \frac{x^*}{\sin \alpha} \right) \right] \quad (4-20)$$

式中  $r^*$  ——分度圆半径系数， $r^* = r/m_n$ ；

$x^*$  ——齿廓圆心移距量系数，对于凸齿  $x^* = x_s/m_n$ ，对于凹齿  $x^* = x_t/m_n$ ；

$\rho^*$  ——齿廓圆弧半径系数，对于凸齿  $\rho^* = \rho_s/m_n$ ，取十号；对于凹齿  $\rho^* = \rho_t/m_n$ ，取一号。

## (3) 弦齿深

当齿轮直径较大、测量齿根圆或公法线长度较困难时,可采用测量弦齿深的方法来控制圆弧齿轮的切齿深度以保证加工质量。

圆弧齿轮弦齿深的计算公式为

$$H=h-r_a(1-\cos\theta) \quad (4-21)$$

$$(\theta-\theta_s)+\frac{1}{2}\tan^2\beta_s\sin 2\theta=0 \quad (4-22)$$

$$\beta_s=\arctan\left(\frac{r_s}{r\cot\beta}\right) \quad (4-23)$$

式中  $h$  ——全齿高;

$r_a$  ——齿顶圆半径;

$\theta$  ——转角;

$\beta_s$  ——齿顶螺旋角。

求解下列方程可以得到齿顶压力角  $\alpha_s$ :

$$(\rho\sin\alpha_s+x+r)^2+(\rho\cos\alpha_s+x\cot\alpha_s)^2\cos^2\beta-r_s^2=0 \quad (4-24)$$

$$X_s=\rho\sin\alpha_s+x+r \quad (4-25)$$

$$Y_s=(\rho\sin\alpha_s+x\cot\alpha_s)\cos\beta \quad (4-26)$$

$$Z_s=-(\rho\sin\alpha_s\sin\beta-x\cot\alpha_s\cos\beta\cot\beta-l/\sin\beta) \quad (4-27)$$

$$\varphi=\arctan(Y_s/X_s) \quad (4-28)$$

$$\theta_s=\varphi+Z_s/(r\cot\beta) \quad (4-29)$$

在凸齿和凹齿弦齿深的计算中涉及有关齿形参数  $\rho$ 、 $x$ 、 $l$  时要分别代入相应的凸齿和凹齿的齿形参数:  $\rho_c$  (凸齿齿廓圆弧半径)、 $\rho_f$  (凹齿齿廓圆弧半径)、 $x_c$  (凸齿齿廓圆心移距量)、 $x_f$  (凹齿齿廓圆心移距量)、 $l_c$  (凸齿齿廓圆心偏移量)、 $l_f$  (凹齿齿廓圆心偏移量)。

由于弦齿深的测量是以齿顶圆为基准,当齿顶圆有误差时,应对弦齿深的测量尺寸也做相应调整补偿,即

测量弦齿深=计算弦齿深-齿顶误差

$$\text{齿顶误差}=\frac{\text{实际齿顶圆直径}-\text{理论齿顶圆直径}}{2}$$

#### (4) 弦齿厚

对大直径或大模数圆弧齿轮,也可用齿厚卡尺测量其弦齿厚。通常选取齿面上理论接触迹线上的点作为测量点,并把该点处的弦齿厚作为计算值。

圆弧齿轮的弦齿厚为

$$S=\frac{m_a z}{\sin\beta}\sqrt{\sin^2\theta\tan^2\beta_0+(\theta-\theta')^2} \quad (4-30)$$

对应的测量弦齿高为

$$\bar{h}=r+h_s-Y_s\frac{\cos\theta}{\sin\varphi} \quad (4-31)$$

式中, 转角  $\theta$  可由下述方程求出, 即

$$(\theta - \theta_s) + \frac{1}{2} \tan^2 \beta_0 \sin 2\theta = 0 \quad (4-32)$$

测点螺旋角  $\beta_0$  为

$$\beta_0 = \arctan \left( \frac{2Y_s \sin \beta}{m_n z \sin \varphi} \right) \quad (4-33)$$

其他参数的计算与弦齿深的计算相同。

同样由于弦齿厚和弦齿高的测量是以齿顶圆为基准, 当齿顶圆有误差时, 应对弦齿高的测量尺寸也做相应调整补偿, 即

$$\text{测量弦齿高} = \text{计算弦齿高} - \text{齿顶误差}$$

#### (5) 齿面波度的波长

齿面波度与加工齿轮的滚齿机床的分度蜗轮的误差有关, 在平常加工中不做测量。但齿面波度影响圆弧齿轮的动态传动性能, 故对高速齿轮传动或有特殊精度要求的齿轮, 需进行齿面波度的波长测量。测量时, 沿齿面法向计值。

齿面波度的波长的计算公式为

$$L_p = \frac{\pi d}{z_k \sin \beta} = \frac{2\pi m_n z}{z_w \sin 2\beta} \quad (4-34)$$

式中  $d$  ——被测齿轮的分度圆直径;

$z_w$  ——滚齿机分度蜗轮齿数;

$z$  ——被测齿轮的齿数。

#### 4.7.2 圆弧齿轮精度等级和传动侧隙

本节内容主要摘自 GB/T 15753—1995《圆弧齿圆柱齿轮精度》。此标准适用于平行轴传动的圆弧齿轮及其齿轮副, 齿轮的基本齿廓符合 GB/T 12759—1991 和 JB/T 1929—1967 的规定, 齿轮模数符合 GB/T 1840—1989 的规定, 法向模数等于 1.5~40mm, 分度圆直径到 4 000mm, 有效齿宽到 630mm。对法向模数、分度圆直径和有效齿宽超出此限制的, 可参照极限偏差及公差与几何关系式计算得出。对不是 GB/T 12750—1991 和 JB/T 1929—1967 齿廓的圆弧齿轮的设计可参照、套用此标准的相应数据。

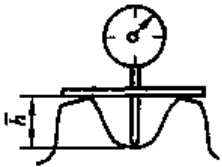
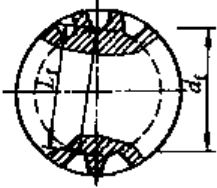
圆弧齿轮和齿轮副的精度等级从高到低分为 5 个精度等级 (4 级、5 级、6 级、7 级、8 级)。按照误差的特性及它们对传动性能的主要影响, 将圆弧齿轮的各项公差和极限偏差分为三个组 (I、II、III 公差组)。根据使用的要求不同, 允许各公差组选用不同的精度等级; 但在同一公差组内, 各项公差与极限偏差应取相同的精度等级。

圆弧齿轮传动的侧隙由基准齿形决定 (见表 4-1 和表 4-3), 不能依靠加工时刀具的径向变位和改变中心距的偏差来获得各种侧隙的配合。若对齿轮副的侧隙有特殊要求, 可设计专用滚刀或在加工时用滚刀切向移位来改变侧隙。对齿轮副的侧隙无特殊要求时, 可不检查侧隙数据, 只要求齿轮副能灵活转动即可。

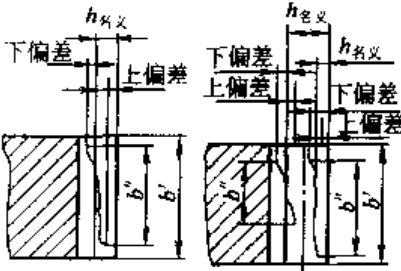
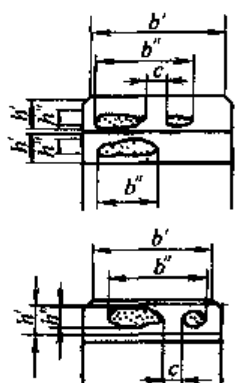
#### 4.7.3 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号 (见表 4-16)

本节的定义和代号与第 2 章渐开线齿轮的相关部分大致相同, 故在定义图形中只列出与渐开线齿轮不同的图形, 如弦齿深偏差、齿根圆直径偏差、齿轮副的接触迹线、齿轮副接触斑点等。

表 4-16 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号 (摘自 GB/T 15753—1995)

序号	名 称	代号	定 义
1	切向综合误差 切向综合公差	$\Delta F'_t$ $F'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与公称转角之差的总幅度值,以分度圆弧长计值
2	一齿切向综合误差 一齿切向综合公差	$\Delta f'_t$ $f'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与公称转角之差的最大幅度值,以分度圆弧长计值
3	齿距累积误差 $k$ 个齿距累积误差 齿距累积公差 $k$ 个齿距累积公差	$\Delta F_p$ $\Delta F_{pk}$ $F_p$ $F_{pk}$	在检查圆 <sup>①</sup> 上任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大值 在检查圆上, $k$ 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大值, $k$ 为2到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数
4	齿圈径向跳动 齿圈径向跳动公差	$\Delta F_r$ $F_r$	在齿轮一转范围内,测头在齿槽内,与凸齿或凹齿中部双面接触,测头相对于齿轮轴线的最大变动量
5	公法线长度变动 公法线长度变动公差	$\Delta F_w$ $F_w$	在齿轮一转范围内,实际公法线长度最大值与最小值之差 $\Delta F_w = W_{\max} - W_{\min}$
6	齿距偏差 齿距极限偏差	$\Delta f_{pt}$ $\pm f_{pt}$	在检查圆上,实际齿距与公称齿距之差 采用相对测量法时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
7	齿向误差  一个轴向齿距内的齿向误差  齿向公差  一个轴向齿距内的齿向公差	$\Delta F_\beta$  $\Delta f_\beta$  $F_\beta$  $f_\beta$	在检查圆柱上,在有效齿宽范围内(端部倒角部分除外),包容实际齿向线的两条最近的设计齿线之间的端面距离 在有效齿宽中,任一轴向齿距范围内,包容实际齿线的两条最近的设计齿线之间的端面距离 设计齿线可以是修正的圆柱螺旋线,包括齿端修薄及其修形曲线 齿宽两端的齿向误差只允许逐渐偏向齿体内
8	轴向齿距偏差  一个轴向齿距偏差  轴向齿距极限偏差 一个轴向齿距极限偏差	$\Delta F_{px}$  $\Delta f_{px}$  $\pm F_{px}$  $\pm f_{px}$	在有效齿宽范围内,与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上,任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差,沿齿面法线方向计值 在有效齿宽范围内,与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上,任一轴向齿距内,两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差,沿齿面法线方向计值
9	螺旋线波度误差 螺旋线波度公差	$\Delta f_{lp}$ $f_{lp}$	在有效齿宽范围内,凸齿或凹齿中部实际齿线波纹的最大波幅。沿齿面法线方向计值
10	弦齿深偏差    弦齿深极限偏差	$\Delta E_b$    $\pm E_b$	在齿轮一侧内,实际弦齿深减去实际外圆直径偏差后与公称弦齿深之差 在法面中测量
11	齿根圆直径偏差    齿根圆直径极限偏差	$\Delta E_{df}$    $\pm E_{df}$	齿根圆直径实际尺寸和公称尺寸之差,对于奇数齿可用齿根圆斜径代替



序号	名 称	代号	定 义
12	齿厚偏差 齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	$\Delta E_s$ $E_{ss}$ $E_{si}$ $T_s$	接触点所在圆柱面上, 法向齿厚实际值与公称值之差
13	公法线长度偏差 公法线长度极限偏差 上偏差 下偏差 公差	$\Delta E_w$ $E_{ws}$ $E_{wi}$ $T_w$	在齿轮一周内, 公法线实际长度值与公称值之差
14	齿轮副的切向综合误差 齿轮副的切向综合公差	$\Delta F'_{ic}$ $F'_{ic}$	在设计中心距下安装好的齿轮副, 在啮合转动足够多的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值; 以分度圆弧长计值
15	齿轮副的一齿切向综合误差 齿轮副的一齿切向综合公差	$\Delta f'_{ic}$ $f'_{ic}$	安装好的齿轮副, 在啮合足够多的转数内, 一个齿轮相对于另一个齿轮, 一个齿距的实际转角与公称转角之差的总幅度值; 以分度圆弧长计值
16	接触迹线位置偏差  接触迹线沿齿宽分布的长度		装配好的齿轮副, 跑合之前, 着色检验, 在轻微制动下, 齿面实际接触迹线偏离名义接触迹线的高度 对于双圆弧齿轮 凸齿: $h_{名义} = 0.355m_n$ 凹齿: $h_{名义} = 1.445m_n$ 对于单圆弧齿轮 凸齿: $h_{名义} = 0.45m_n$ 凹齿: $h_{名义} = 0.75m_n$ 沿齿长方向, 接触迹线的长度 $b''$ 与工作长度 $b'$ 之比, 即 $\frac{b''}{b'} \times 100\%$
17	齿轮副的接触斑点 		装配好的齿轮副, 经空载检验, 在名义接触迹线位置附近齿面上的接触擦亮痕迹 接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算 沿齿长方向, 接触痕迹的长度 $b''$ (扣除超过模数值的断开部分 $c$ ) 与工作长度 $b'$ 之比的百分数, 即 $\frac{b''-c}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向, 接触痕迹的平均高度 $h''$ 与工作高度 $h'$ 之比的百分数, 即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$
18	齿轮副的侧隙 圆周侧隙 法向侧隙 最大极限侧隙 最小极限侧隙	$j$ $j_n$ $j_{\max}$ $j_{\min}$ $j_{\min}$	装配好的齿轮副, 当一个齿轮固定时, 另一个齿轮的圆周晃动量。以接触点所在圆的弧长计值 装配好的齿轮副, 当工作齿面接触时, 非工作齿面之间的最小距离
19	齿轮副的中心距偏差 齿轮副的中心距极限偏差	$\Delta f_a$ $\pm f_a$	在齿轮副的齿宽中间平面内, 实际中心距与公称中心距之差

序号	名 称	代号	定 义
20	轴线的平行度误差		一对齿轮的轴线在其基准平面[H]上投影的平行度误差;在等于齿宽的长度上测量
	x 方向轴线的平行度误差	$\Delta f_x$	
	y 方向轴线的平行度误差	$\Delta f_y$	一对齿轮的轴线,在垂直于基准平面,并且平行于基准轴线的平面
	x 方向轴线的平行度公差	$f_x$	[V]上投影的平行度误差;在等于齿宽的长度上测量
	y 方向轴线的平行度公差	$f_y$	注:包含基准线,并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面,称为基准平面;两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线

① 检查圆是指凸齿或凹齿中部与分度圆同心的圆。

② 工作长度  $b'$  是指全齿长扣除小齿轮两端修薄长度。

#### 4.7.4 圆弧齿轮各项精度指标的分组和选用

圆弧齿轮传动的检验项目分级和推荐的检验组合见表 4-17。

选择圆弧齿轮副各级精度时可根据圆弧齿轮传动的工作情况和圆周速度由表 4-18 查出。

表 4-17 圆弧齿轮公差分组及推荐检验组项目 (参照 GB/T 15753—1995)

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性及其影响	推荐的检查组项目及说明
I	$F'_d, F_p(F_{pk}), F_r, F_w$	以齿轮一转为期误差;主要影响传递运动的准确性和低频的振动、噪声	$F'_d$ 目前尚无圆弧齿轮专用量仪 $F_p(F_{pk})$ 推荐用 $F_p$ , $F_{pk}$ 仅在必要时加检 $F_r$ 和 $F_w$ 用于低精度齿轮,当其中一项超差时,应按 $F_p$ 鉴定验收
II	$f'_t, f_{pt}, f_{\beta}(f_{px}), f_{\eta}$	在齿轮一周内,多次周期性重复出现的误差,影响传动的平稳性和高频的振动、噪声	$f'_t$ 目前尚无圆弧齿轮专用量 推荐用 $f_{px}$ 与 $f_{\beta}$ (或 $f_{px}$ );对于 6 级或高于 6 级的齿轮,检验 $f_{pt}$ 时,推荐加检 $f_{\eta}$
III	$F_{\beta}, F_{px}, E_{dt}, E_h(E_w, E_s)$	齿向误差、轴向齿距偏差,主要影响载荷沿齿向分布的均匀性 齿形的径向位置误差,影响齿高方向的接触部位和承载能力	推荐用 $F_{\beta}$ 与 $E_{dt}$ (或 $E_h$ ),或用 $F_{px}$ 与 $E_{dt}$ (或 $E_h$ ),必要时加检 $E_w$ 或 $E_s$
内齿轮副	$F'_{ic}, f'_{ic}$ 接触迹线位置偏差、 接触斑点及齿侧间隙	综合性误差,影响工作平稳性和承载能力 注:接触迹线位置偏差和接触斑点是圆弧齿轮传动的重要检查项目	可用传动误差测量仪检查 $F'_{ic}$ 和 $f'_{ic}$ 跑合前必须检查接触迹线位置和侧隙,合格后进行跑合。跑合后检查接触斑点

表 4-18 圆弧齿轮的精度等级选用

精度等级	加 工 方 法	工 作 情 况	圆周速度/ $m \cdot s^{-1}$
4 级 (超精密级)	理想级别,目前尚无成熟的加工方法	要求传动很平稳、振动和噪声很小,如大功率高速齿轮、标准齿轮等	$>120$
5 级 (精密级)	用高精度滚刀在周期误差较小的高精度滚齿机上滚齿,装配后进行研磨跑合	要求传动很平稳、振动和噪声小、速度高及齿面负荷系数大的齿轮,如高速透平齿轮等	$\leq 120$
6 级 (高精度级)	在精密滚齿机上用高精度滚刀滚齿。齿面硬化处理后,进行刮削或齿面珩齿,装配后进行研磨跑合	要求工作平稳、振动和噪声较小、速度较高及齿面负荷系数较大的齿轮,如透平齿轮、鼓风机齿轮、航空齿轮等	$\leq 100$
7 级 (较高精度级)	用较高精度滚刀在较高精度的滚齿机上滚齿,齿面硬化处理后,进行刮削或齿面珩齿,装配后进行研磨跑合	速度较高的中等载荷齿轮或中等速度的重载齿轮,如船用齿轮、提升机齿轮、轧机齿轮等	$\leq 25$
8 级 (普通精度级)	在普通滚齿机上用滚刀滚齿	一般用途的齿轮,如起重机齿轮、抽油机齿轮和标准减速器齿轮等	$\leq 10$

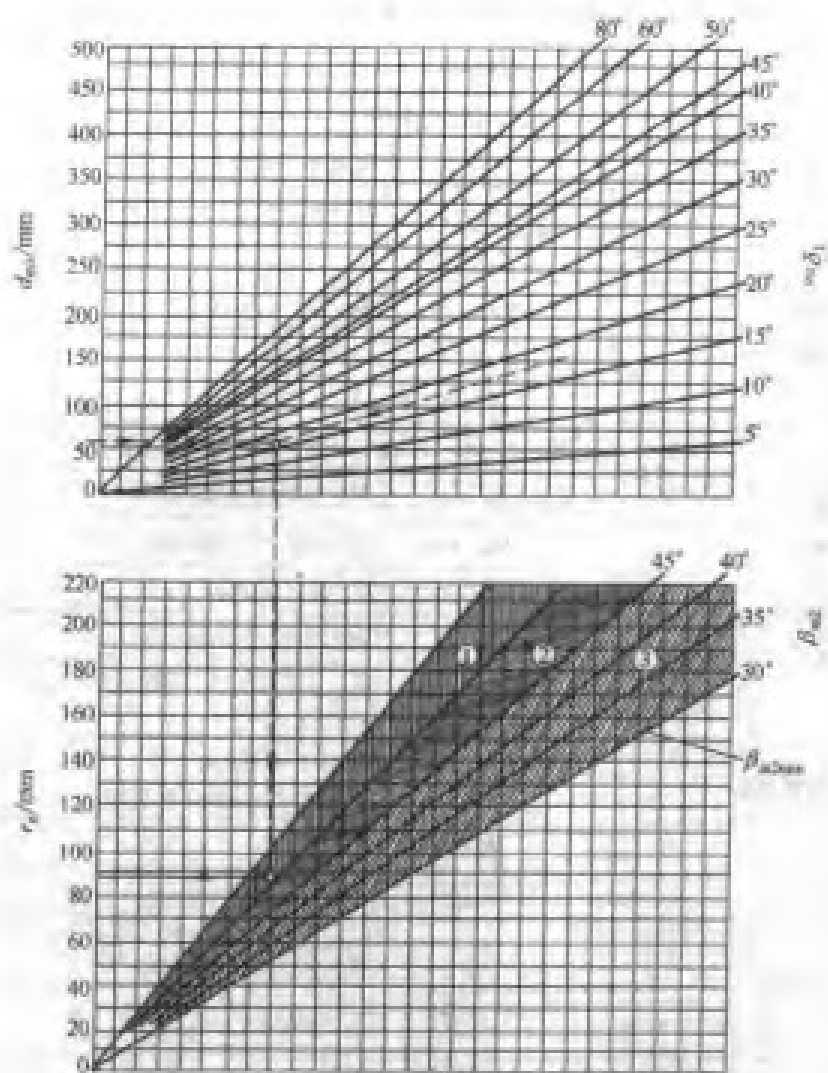


图 5-40 选择奥利康刀盘名义半径的线图

表 5-25 奥利康刀盘参数系列

模数范围	$m_n = 1.5 \sim 4.5$		$m_n = 4.5 \sim 8.5$		$m_n = 5 \sim 10$	
刀齿尺寸	$H \times B = 9 \times 7.5$		$H \times B = 17.5 \times 13.5$		$H \times B = 30 \times 16$	
刀盘参数	刀盘代号 $\alpha_0 - r_0$	$R_{\text{ad}}$	刀盘代号 $\alpha_0 - r_0$	$R_{\text{ad}}$	刀盘代号 $\alpha_0 - r_0$	$R_{\text{ad}}$
	FS 5-39 <sup>①</sup>	119	FS 5-62 <sup>②</sup>	124	(FSS 9-133)	
	FS 7-49	119	FS 7-88	124	FSS 11-160	116
	FS 11-74	119	FS 9-110	109	FSS 13-181	116
	FS 13-88	119	FS 11-140	109		
			FS 13-160	109		
			(FS 13-181)			
刀盘数量	8 套 16 个		10 套 20 个		4 套 8 个	

① 模数范围  $m_n = (1.5 \sim 3.75) \text{mm}$ 。

② 模数范围  $m_n = (4.5 \sim 7.5) \text{mm}$ 。

## (2) 摆线齿锥齿轮几何参数计算

① 节锥面参数、冠轮参数计算及齿面刮伤和槽底留埂检查 见表 5-26。

续表

精度等级	L/mm					
	>1 000~1 600	>1 600~2 500	>2 500~3 150	>3 150~4 000	>4 000~5 000	>5 000~7 200
4	40	45	56	63	71	80
5	63	71	90	100	112	125
6	100	112	140	160	180	200
7	140	160	200	224	250	280
8	200	224	280	315	355	400

注: 1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表;查  $F_p$  时, 取  $L = \frac{1}{2} \pi d = \frac{\pi m_n z}{2 \cos \beta}$ ;查  $F_{pk}$  时, 取  $L = \frac{k \pi m_n}{\cos \beta}$  ( $k$  为 2 到小于  $z/2$  的整数)。2. 除特殊情况外, 对于  $F_{pk}$ ,  $k$  值规定取为小于  $z/6$  或  $z/8$  的最大整数。表 4-22 齿圈径向跳动公差  $F_r$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数/mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8
—	125	1.5~3.5	9	14	22	36	50
		>3.5~6.3	11	16	28	45	63
		>6.3~10	13	20	32	50	71
		>10~16	—	22	36	56	80
125	400	1.5~3.5	10	16	25	40	56
		>3.5~6.3	13	18	32	50	71
		>6.3~10	14	22	36	56	80
		>10~16	16	25	40	63	90
		>16~25	20	32	50	80	112
400	800	1.5~3.5	11	18	28	45	63
		>3.5~6.3	13	20	32	50	71
		>6.3~10	14	22	36	56	80
		>10~16	18	28	45	71	100
		>16~25	22	36	56	90	125
		>25~40	28	45	71	112	160
800	1 600	>3.5~6.3	14	22	36	56	80
		>6.3~10	16	25	40	63	90
		>10~16	18	28	45	71	100
		>16~25	22	36	56	90	125
		>25~40	28	45	71	112	160
1 600	2 500	>6.3~10	18	28	45	71	100
		>10~16	20	32	50	80	112
		>16~25	25	40	63	100	140
		>25~40	32	50	80	125	180
2 500	4 000	>10~16	22	36	56	90	125
		>16~25	25	40	63	100	140
		>25~40	32	50	80	125	180

表 4-23 齿距极限偏差  $f_{pt}$  值 $\mu\text{m}$ 

分度圆直径/mm		法向模数 mm	精 度 等 级				
大于	到		4	5	6	7	8
	125	2~3.5	4	6	10	14	20
		>3.5~6.3	5	8	13	18	25
		>6.3~10	5.5	9	14	20	28
		>10~16		10	16	22	32
125	100	2~3.5	1.5	7	11	16	22
		>3.5~6.3	5.5	9	14	20	28
		>6.3~10	6	10	16	22	32
		>10~16	7	11	18	25	36
		>16~25	9	14	22	32	45
400	800	2~3.5	5	8	13	18	25
		>3.5~6.3	5.5	9	14	20	28
		>6.3~10	7	10	18	25	36
		>10~16	8	11	20	28	40
		>16~25	10	13	25	36	50
		>25~40	13	16	32	—	63
800	1 600	>3.5~6.3	6	10	16	22	32
		>6.3~10	7	11	18	25	36
		>10~16	8	13	20	28	40
		>16~25	10	16	25	36	50
		>25~40	13	20	32	45	63
1 600	2 500	>6.3~10	8	13	20	28	40
		>10~16	9	14	22	32	45
		>16~25	11	18	28	40	56
		>25~40	14	22	36	50	71
2 500	4 000	>10~16	10	16	25	36	50
		>16~25	11	18	28	40	56
		>25~40	14	22	36	50	71

表 4-24 公法线长度变动公差  $F_{\alpha}$  $\mu\text{m}$ 

精度等级	分 度 圆 直 径/mm					
	$\leq 125$	>125~400	>400~800	>800~1 600	>1 600~2 500	>2 500~4 000
4	8	10	12	16	18	25
5	12	16	20	25	28	40
6	20	25	32	40	45	63
7	28	36	45	56	71	90
8	40	50	63	80	100	125

表 4-25 齿向公差  $F_{\beta}$  (一个轴向齿距内齿向公差  $f_{\beta}$ ) $\mu\text{m}$ 

精度等级	齿轮宽度(轴向齿距)/mm					
	$\leq 40$	>40~100	>100~160	>160~250	>250~400	>400~630
4	5.5	8	10	12	14	17
5	7	10	12	16	18	22
6	9	12	16	19	24	28
7	11	16	20	24	28	34
8	18	25	32	38	45	55

注：一个轴向齿距内齿向公差按轴向齿距查表。

表 4-26 轴线平行度公差

$x$ 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	$F_\beta$ 的取值见表 4-25
$y$ 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_\beta$	

表 4-27 弦齿深极限偏差  $\pm E_b$ 

/μm

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精度等级			分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精度等级		
大于	到		4	5,6	7,8	大于	到		4	5,6	7,8
—	50	1.5~3.5	10	12	15	320	500	>16~32	—	—	57
		>3.5~6.3	12	15	19			1.5~3.5	18	23	—
50	80	1.5~3.5	11	14	17	500	800	>3.5~6.3	27	26	30
		>3.5~6.3	13	16	20			>6.3~10	23	28	34
		>6.3~10	15	19	24			>10~16	—	—	42
		>10~16	—	—	—			>16~32	—	—	57
80	120	1.5~3.5	12	15	18	800	1 250	>3.5~6.3	—	—	34
		>3.5~6.3	14	18	21			>6.3~10	23	28	38
		>6.3~10	17	21	26			>10~16	25	31	45
		>10~16	—	—	32			>16~32	—	—	60
120	200	1.5~3.5	13	16	21	1 250	2 000	>3.5~6.3	25	31	38
		>3.5~6.3	15	19	23			>6.3~10	27	34	42
		>6.3~10	18	23	27			>10~16	—	—	49
		>10~16	—	—	34			>16~32	—	—	68
200	320	1.5~3.5	15	18	23	2 000	3 150	>3.5~6.3	27	34	—
		>3.5~6.3	17	21	26			>6.3~10	30	38	45
		>6.3~10	21	24	30			>10~16	—	—	53
		>10~16	—	—	36			>16~32	—	—	68
320	500	1.5~3.5	17	21	24	3 150	4 000	>3.5~6.3	30	38	—
		>3.5~6.3	18	23	27			>6.3~10	36	45	49
		>6.3~10	21	26	32			>10~16	—	—	57
		>10~16	—	—	38			>16~32	—	—	75

注：对于单圆弧齿轮，弦齿深极限偏差取  $\pm E_b/0.75$ 。表 4-28 齿根圆直径极限偏差  $\pm E_{fr}$ 

/μm

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精度等级			分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精度等级		
大于	到		4	5,6	7,8	大于	到		4	5,6	7,8
—	50	1.5~3.5	15	19	23	200	320	1.5~3.5	24	30	38
		>3.5~6.3	19	24	30			>3.5~6.3	29	36	42
50	80	1.5~3.5	17	21	26			>6.3~10	34	42	53
		>3.5~6.3	21	26	33			>10~16	—	—	64
		>6.3~10	27	34	42			>16~32	—	—	94
80	120	1.5~3.5	19	24	29	320	500	1.5~3.5	27	34	42
		>3.5~6.3	23	28	36			>3.5~6.3	32	39	50
		>6.3~10	29	36	45			>6.3~10	38	48	57
		>10~16	—	—	57			>10~16	—	—	68
120	200	1.5~3.5	22	27	33	500	800	>16~32	—	—	98
		>3.5~6.3	26	32	38			1.5~3.5	32	39	—
		>6.3~10	32	39	49			>3.5~6.3	36	45	53
		>10~16	—	—	60			>6.3~10	41	51	60
—	—	>16~32	—	—	90	—	—	>10~16	—	—	75

续表

分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级			分度圆直径/mm		法向模数 /mm	精 度 等 级		
大于	到		4	5,6	7,8	大于	到		4	5,6	7,8
500	800	>16~32		—	105	1 250	2 000	>16~32	—	—	120
800	1 250	>3.5~6.3	41	51	60	2 000	3 150	>6.3~10	60	75	105 135
		>6.3~10	46	57	68			>10~16	—	—	
		>10~16	—	—	83			>16~32	—	—	
		>16~32	—	—	113			>10~16	—	—	
1 250	2 000	>6.3~10	48	60	75	3 150	4 000	>16~32	—	—	120
		>10~16	—	—	90			>16~32	—	—	150

注：对于单圆弧齿轮，齿根圆直径极限偏差取 $\pm E_{df}/0.75$ 。表 4-29 公法线长度变动公差  $F_w$ 

/μm

精度等级	分 度 圆 直 径/mm					
	≤125	>125~400	>400~800	>800~1 600	>1 600~2 500	>2 500~4 000
1	8	10	12	16	18	25
5	12	16	20	25	28	40
6	20	25	32	40	45	63
7	28	36	45	56	71	90
8	40	50	63	80	100	125

表 4-30 接触迹线长度和位置偏差

齿轮类型及检验项目			齿 轮 精 度 等 级			
			4	5,6		7,8
双圆 弧 齿 轮	接触迹线位置偏差		$\pm 0.11m_n$	$\pm 0.15m_n$		$\pm 0.18m_n$
	按齿长不少于工作齿长 /%	第一条	95	90	90	85
		第二条	75	70	60	50
						80
单圆弧 齿 轮	接触迹线位置偏差		$\pm 0.15m_n$	$\pm 0.20m_n$		$\pm 0.25m_n$
	按齿长不少于工作齿长/%		95	90		85

表 4-31 接触斑点

/%

齿轮类型及检验项目			齿 轮 精 度 等 级				
			4	5	6	7	8
双圆 弧 齿 轮	按齿高不少于工作齿高		60	55	50	45	40
	按齿长不少于工作齿长	第一条	95	95	90	85	80
		第二条	90	85	80	70	60
单圆弧 齿 轮	按齿高不少于工作齿高		60	55	50	45	40
	按齿长不少于工作齿长		95	95	90	85	80

注：对于齿面硬度 $\geq 300\text{HBS}$ 的齿轮副，其接触斑点沿齿高方向应 $\geq 0.3m_n$ 。

当查阅圆弧齿轮各项公差需注意以下几点：

- ① 圆弧齿轮的精度等级现只取 4、5、6、7、8 五个等级；
- ② 查圆弧齿轮的  $f_p$  值，要用有效齿宽来代替标注齿宽；
- ③ 由于圆弧齿轮的加工主要是以齿坯的端面和顶圆为加工基准，因此对齿坯的精度要

求要高一些。

#### 4.7.6 圆弧齿轮公差关系式与计算式

当圆弧齿轮的几何尺寸（分度圆直径、法向模数、中心距或有效齿宽等）不在上述的公差表中时，或为了使用计算机计算方便时，可采用齿轮公差关系式与计算式来计算相应的公差值（见表 4-32 和表 4-33）。

表 4-32 齿轮公差关系式与计算式（根据 GB/T 15753—1995）

公差项目	关系式	公差项目	关系式
切向综合公差	$F'_t = F_p + f_p$	一齿切向综合公差	$f'_t = 0.6(f_{pt} + f_p)$
螺旋线波度公差	$f_{\beta} = f'_t \cos \beta$	轴向齿距极限偏差	$F_{px} = F_p$
一个轴向齿距偏差	$f_{px} - f_p$	中心距极限偏差	$f_s = 0.5(IT6, IT7, IT8)$
公法线长度极限偏差	$E_{ws} = -2 \sin \alpha (-E_h)$ $E_{wi} = -2 \sin \alpha (+E_h)$	齿厚极限偏差	$E_{s1} = -2 \tan \alpha (-E_h)$ $E_{s2} = -2 \tan \alpha (+E_h)$
公法线长度公差	$T_w = E_{ws} - E_{wi}$	齿厚公差	$T_s = E_{s2} - E_{s1}$

表 4-33 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式（GB/T 15753—1995）

精度等级	$F_p$		$F_r$		$F_w$		$f_{pt}$		$F_{\beta}$		$E_h$			$E_{df}$	
	$A\sqrt{L}+C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$ $B=0.25A$		$B\sqrt{d} + C$		$Am_n + B\sqrt{d} + C$ $B=0.25A$		$A\sqrt{b} + C$		$Am_o + B\sqrt[3]{d} + C$			$Am_n + B\sqrt[3]{d}$	
	A	C	A	C	B	C	A	C	A	C	A	B	C	A	B
4	1.0	2.5	0.56	7.1	0.34	5.4	0.25	3.15	0.63	3.15	0.72	1.44	2.16	1.44	2.88
5	1.6	4	0.90	11.2	0.54	8.7	0.40	5	0.80	4	0.9	1.8	2.7	1.8	3.6
6	2.5	6.3	1.40	18	0.87	14	0.63	8	1	5					
7	3.55	9	2.24	28	1.22	19.4	0.90	11.2	1.25	6.3	1.125	2.25	3.375	2.25	4.5
8	5	12.5	3.15	40	1.7	27	1.25	16	2	10					

注：d 为齿轮分度圆直径；b 为轮齿宽度；L 为分度圆弧长。

别外，齿轮副的切向综合公差  $F'_{tc}$  等于两齿轮的切向综合公差  $F'_t$  之和。当两齿轮的齿数比为不大于 3 的整数且采用选配时， $F'_{tc}$  可比计算值压缩 25% 或更多。

## 4.8 圆弧齿轮图样标注及应注明的尺寸数据

### 4.8.1 齿轮工作图中应标注的一般尺寸和数据参数

通常，在齿轮加工工艺图中应标注：齿顶圆直径及其公差，分度圆直径、齿根圆直径（或齿根斜径）及其公差，齿宽、孔（或轴）径及其公差，定位面（或轴径）及其要求，轮齿表面粗糙度等。

在齿轮工作图的表格框中应列出：法向模数、齿数、基本齿廓（标准代号或齿形名称）、压力角、螺旋角、精度等级、齿轮副中心距及其极限偏差、配对齿轮图号及齿数、检验项目代号及其公差（或极限偏差）值等。

在齿轮工作图中还应列出：根据齿轮的具体形状和技术要求，给出其他一切在齿轮加工和测量时所必须的数据；对于轴齿轮以及轴、孔不作为定心基准的大齿轮，在切齿前，作定



心检查用的表面最大径向跳动量必须规定；给出必要的技术条件；当采用非标设计齿形和设计齿线形状时，应用图样详述其参数。

标注图例见本章 4.9 节设计计算实例附图。

#### 4.8.2 齿轮精度等级和侧隙系数的标注方式

① 三个公差组的精度相同，采用标准齿形的滚刀时，可不标注侧隙系数。如 7 级精度的标注方式为

7 GB/T 15753—1995

② 三个公差组的精度不同，对侧隙有特殊要求时，可标注侧隙系数（如  $j_n = 0.10m_n$ ）。精度等级的第一、第二和第三个数字分别表示第 I、第 II 和第 III 公差组的精度等级，第四个数字为非标准侧隙，其标注为

7-6-6 (0.10) GB/T 15753—1995

### 4.9 设计计算实例

为了更好地使用户掌握圆弧齿轮的几何参数设计和齿轮接触和弯曲强度的计算，用下列计算设计实例进一步介绍如何确定齿轮参数、分析啮合特性和进行强度校核。

某煤矿用减速器，输入功率  $P = 75\text{kW}$ ，第二级采用 GB/T 12759—1991 型双圆弧齿轮传动，第二级输入转速  $n_1 = 487\text{r/min}$ ，齿数比  $u = 2.842$ ；采用 N460 极压齿轮油油浴润滑，齿轮精度为 7 级，要求使用寿命 5 年，每年工作 300 天，每天三班连续工作，由电机驱动，载荷有轻微振动。试设计并校核该对圆弧齿轮副。

在下列校核计算中，表 4-34 列出了双圆弧齿轮强度校核的原始参数以及主要参数初算，表 4-35 是按齿根弯曲强度初定模数，表 4-36 是确定设计齿轮的参数和计算接触系数与啮合系数的计算，表 4-37 是按齿面接触强度进行验算，表 4-38 是按齿根弯曲强度进行的验算。

表 4-34 双圆弧齿轮强度校核的原始参数与主要参数初算

序号	名 称	符号和单位	计算公式与说明	算 例	
				大齿轮	小齿轮
1	传递功率	$P/\text{kW}$		75	
2	小轮转速	$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$		487	
3	齿数比	$u$		2.842 3	
4	齿轮材料选择			40Cr	42CrMo
5	热处理后齿轮硬度	HBS	调质处理	240	260
6	试验齿轮的接触疲劳极限	$\sigma_{H\lim}/\text{MPa}$		790	820
7	试验齿轮的弯曲疲劳极限	$\sigma_{F\lim}/\text{MPa}$		500	508
8	齿轮齿数		$z_2 = z_1 u$	54	19
9	齿轮螺旋角	$\beta/(^{\circ})$	初选	17	
10	齿宽系数	$\varphi_a$		0.4	
11	重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \varphi_a (z_1 + z_2) \tan \beta$	1.420 83	
12	初选重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \mu_e + \Delta\epsilon$	2.3	
13	重合度整数部分	$\mu_e$		2	
14	重合度小数部分	$\Delta\epsilon$		0.3	

表 4-35 按齿根弯曲强度初定模数

序号	名 称	符号和单位	计算公式与说明	算 例	
				大齿轮	小齿轮
1	暂定载荷系数	$K$	$K = K_A K_V K_F K_{F2}$	1.3	
2	小齿轮名义转矩	$T_1 / \text{N} \cdot \text{mm}$	$T_1 = 954.9 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$	1 470 585.216	
3	接触迹系数	$K_{\Delta\sigma}$	查图 4-11	0	
4	弹性系数	$Y_E / \text{MPa}^{0.14}$	查表 4-14	2.079	
5	齿数比系数	$Y_\epsilon$	式(4-12)	1.043 11	
6	螺旋角系数	$Y_\beta$	式(4-14)	0.704 28	
7	当量齿数	$z_v$	$z_v = z / \cos^3 \beta$	61.74	21.72
8	齿形系数	$Y_F$	查图 4-13	1.87	2.17
9	齿端系数	$Y_{\text{End}}$	查图 4-14	1.14	
10	寿命系数	$Y_N$	根据图 4-18 暂取	1.0	
11	尺寸系数	$Y_X$	根据图 4-21 暂取	1.0	
12	最小安全系数	$S_{\text{Fmin}}$	查表 4-15 暂取	1.7	
13	许用应力	$\sigma_{\text{FP}} / \text{MPa}$	$\sigma_{\text{FP}} = \sigma_{\text{Flim}} Y_N Y_X / S_{\text{Fmin}}$	294.12	
14	计算法向模数	$m_n / \text{mm}$	$m_n \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_F K_{F2}}{2 \mu_k + K_{\Delta\sigma}} \right)^{1/3} \left( \frac{Y_E Y_\epsilon Y_\beta Y_F Y_{\text{End}}}{z_1 \sigma_{\text{FP}}} \right)^{1.2.58}$	4.723 3	
15	取定法向模数	$m_n / \text{mm}$	根据系列化和安全性选取	6	

表 4-36 确定设计齿轮的参数和计算接触系数与啮合系数

序号	名 称	符号和单位	计算公式与说明	算 例	
				大齿轮	小齿轮
1	计算中心距	$a / \text{mm}$	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	229.006 5	
2	中心距	$a / \text{mm}$	按系列化取整	230	
3	齿轮螺旋角	$\beta / (^\circ)$	$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$	$17^\circ 47' 30''$	
4	节圆直径	$d / \text{mm}$	$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$	119.726	340.274
5	计算齿宽	$b / \text{mm}$	$b = \frac{\epsilon_H \pi m_n}{\sin \beta}$	141.885	
6	齿宽	$b / \text{mm}$	根据系列化原则圆整	140	
7	轴向齿距	$p_x / \text{mm}$	$p_x = \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$	61.689	
8	同一齿上两个接触点间的轴向距离	$q_{\text{TA}} / \text{mm}$	根据式(4-4)	52.099	
9	剩余齿宽	$\Delta b / \text{mm}$	$\Delta b = b - n p_x$	16.622	
10	四点接触系数	$\epsilon_{4d}$	$\epsilon_{4d} = \frac{q_{\text{TA}} - \Delta b}{p_x}$	0.575 1	
11	五点接触系数	$\epsilon_{5d}$	$\epsilon_{5d} = 2 - \frac{2q_{\text{TA}}}{p_x}$	0.310 9	

续表

序号	名 称	符号和单位	计算公式与说明	算 例	
				大齿轮	小齿轮
12	六点接触系数	$\epsilon_{6d}$	$\epsilon_{6d} = \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1$	0.114 0	
13	三对齿啮合系数	$\epsilon_{3d}$	$\epsilon_{3d} = 2 - \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x}$	0.886 0	
14	四对齿啮合系数	$\epsilon_{4d}$	$\epsilon_{4d} = \frac{q_{TA} + \Delta b}{p_x} - 1$	0.114 0	

以上说明此对齿轮副在一个转角的啮合范围内, 有 57.51% 的时间为四点接触, 31.09% 的时间为五点接触, 11.408% 的时间为六点接触; 88.60% 的时间为三对齿啮合, 11.40% 的时间为四对齿啮合。

表 4-37 齿面接触强度验算

序号	名 称	符号和单位	计算公式与说明	算 例	
				大齿轮	小齿轮
1	齿轮线速度	$v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$	3.053	
2	使用系数	$K_A$	查表 4-12	1.35	
3	动载系数	$K_V$	查图 4-9	1.04	
4	接触迹间载荷分配系数	$K_I$	查图 4-10	1.109	
5	重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$	2.269 4	
6	重合度整数部分	$\mu_\epsilon$	$\epsilon_\beta = \mu_\epsilon + \Delta \epsilon$	2	
7	重合度小数部分	$\Delta \epsilon$		0.269 4	
8	接触迹系数	$K_{\Delta\epsilon}$	查图 4-11	0	
9	接触迹内载荷分配系数	$K_{H2}$	查表 4-13	1.39	
10	弹性系数	$Z_E/\text{MPa}^{0.27}$	查表 4-14	31.346	
11	齿数比系数	$Z_u$	式(4-11)	1.085	
12	螺旋角系数	$Z_\beta$	式(4-13)	0.520	
13	寿命系数	$Z_N$	根据图 4-17	1	1
14	润滑剂系数	$Z_L$	查图 4-19	1.085	
15	齿面间滚动速度	$v_g/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_g = v/\tan \beta$	9.513 7	
16	速度系数	$Z_v$	根据图 4-20	0.96	
17	齿面计算接触应力	$\sigma_H/\text{MPa}$	根据表 4-10 中公式计算	373.794	
18	最小安全系数	$S_{Fmin}$	查表 4-15	1.3	
19	安全系数	$S_H$	$S_H = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_v / \sigma_H$	2.192	

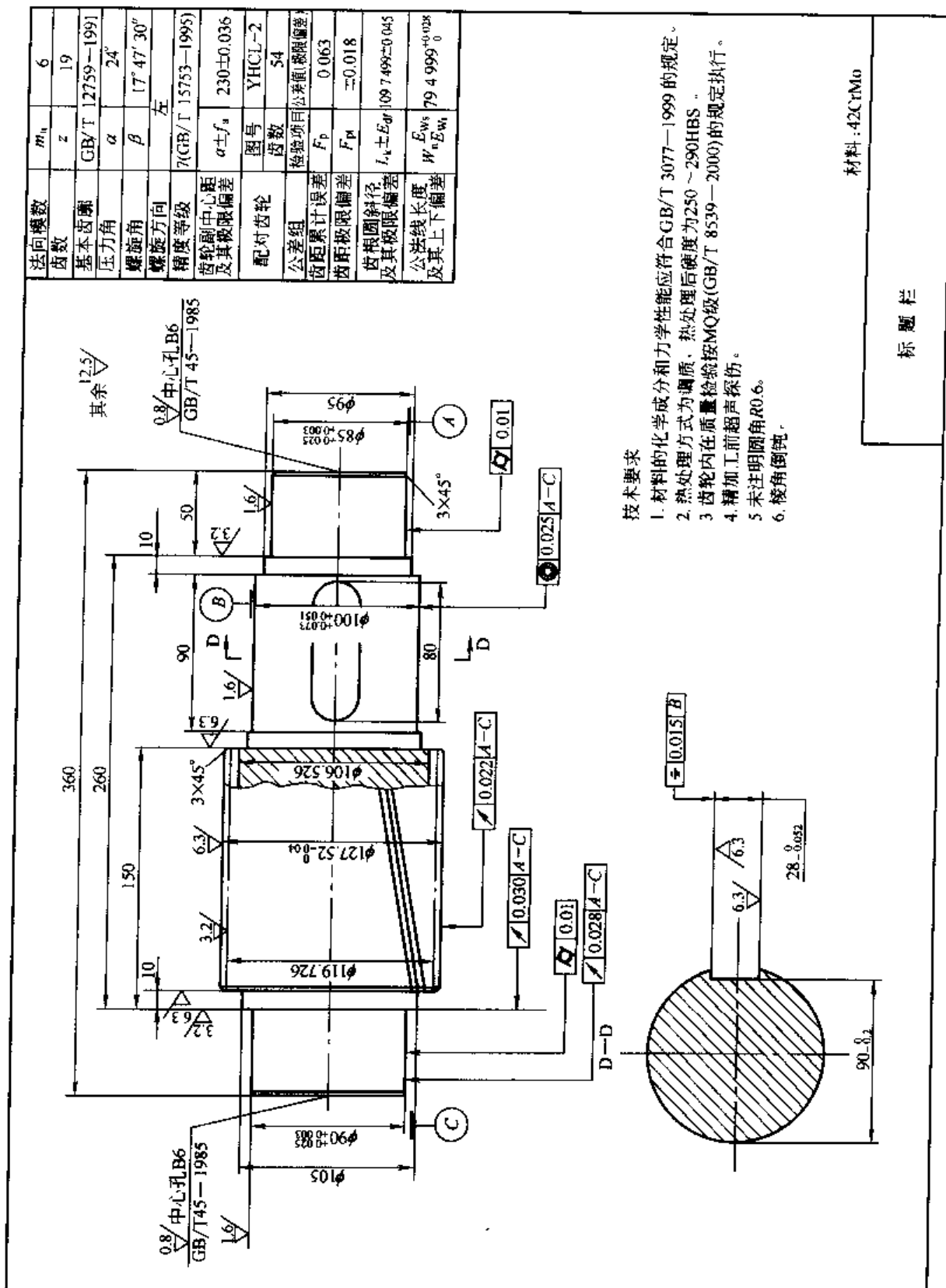
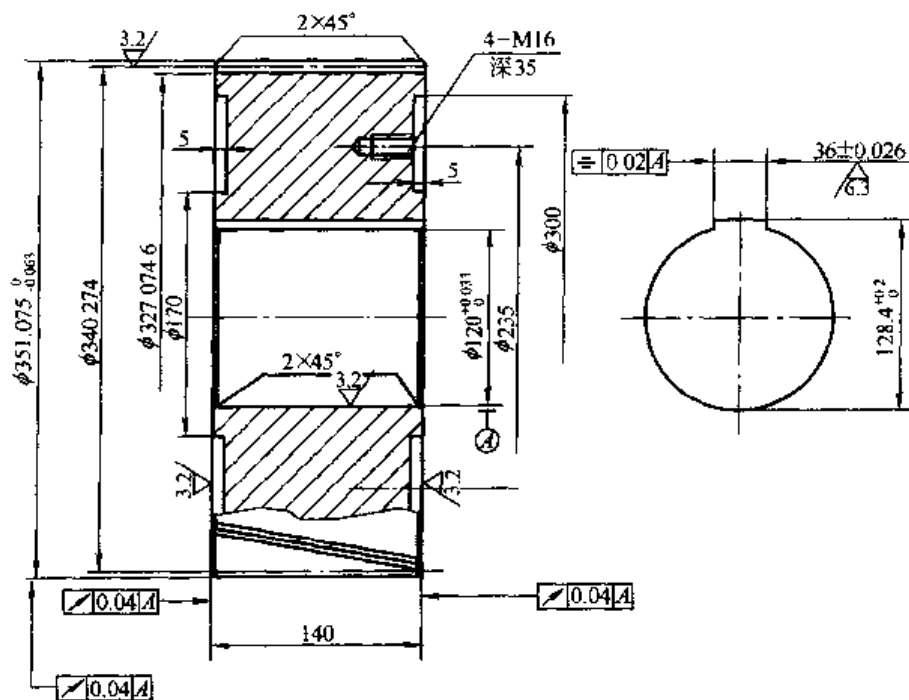


图 4-22 齿轮轴

其余  $\sqrt{12.5}$

法向模数	$m_n$	6
齿数	$z$	54
基本齿廓	GB/T 12759--1991	
压力角	$\alpha$	24°
螺旋角	$\beta$	17°47'30"
螺旋方向	右	
精度等级	7(GB/T 15753--1995)	
齿轮副中心距及其极限偏差	$a \pm f_a$	230 ± 0.036
配对齿轮	图号	YCHC 1
	齿数	19
公差组	检验项目	公差组(极限偏差)值
齿距累计误差	$F_p$	0.090
齿距极限偏差	$F_{pt}$	±0.020
齿根圆直径及其极限偏差	$d_f \pm E_{df}$	327.074 6 - 0.050
公法线长度及其上下偏差	$W_{n_{vs}}^{E_{vs}}$	79.499 9 <sub>v</sub> <sup>+0.036</sup>



#### 技术要求

1. 热处理后硬度 230~250HBS。
2. 材料的化学成分和力学性能符合 GB/T 3077-1999。
3. 齿轮内在质量检验按 MQ 级(GB/T 8539-2000)的规定执行。
4. 精加工前超声探伤。
5. 棱角倒钝。

材料:40Cr

标 题 栏

图 4-23 齿轮

表 4-38 齿根弯曲强度验算

序号	名 称	符号和单位	计算公式与说明	算 例	
				大齿轮	小齿轮
1	接触迹内载荷分配系数	$K_{F2}$	查表 4-13	1.10	
2	弹性系数	$Y_E/\text{MPa}^{0.14}$	查表 4-14	2.079	
3	齿数比系数	$Y_d$	式(4-12)	1.043	
4	螺旋角系数	$Y_\beta$	式(4-14)	0.713	
5	齿形系数	$Y_F$	查图 4-13	1.87	2.17
6	齿端系数	$Y_{\text{End}}$	查图 4-14	1.17	
7	小齿轮计算弯曲应力	$\sigma_{F1}/\text{MPa}$	根据表 4-10 中公式计算	197.85	
8	大齿轮计算弯曲应力	$\sigma_{F2}/\text{MPa}$	$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$	170.81	
9	寿命系数	$Y_N$	根据图 4-18	1	1
10	尺寸系数	$Y_X$	根据图 4-21	0.99	0.99
11	最小安全系数	$S_{\text{Fmin}}$	查表 4-15	1.6	
12	安全系数	$S$	$S_F = \sigma_{\text{Fim}} Y_N Y_X / \sigma_F$	2.91	2.55

由表 4-37 和表 4-38 可知, 此项设计满足齿面接触强度和轮齿弯曲强度的要求。  
这对齿轮的零件工作图见图 4-22 和图 4-23。

### 参 考 文 献

- 1 邵家辉主编. 圆弧齿轮. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1994
- 2 陈湛闻主编. 圆弧圆柱齿轮传动. 北京: 高等教育出版社, 1995
- 3 王铁, 邵家辉. 双圆弧齿轮弹流膜厚形成的研究. 太原工业大学学报, 1990, (2): 8~14
- 4 王铁, 邵家辉. 圆弧齿轮精度及测量尺寸的 CAD. 矿山机械, 1991 (6): 30~32
- 5 王铁, 邵家辉, 蒋志伟, 武宝林. 双圆弧齿轮动态特性的试验研究. 太原工业大学学报, 1993, (1): 82~85
- 6 王铁, 李进宝, 樊智敏, 邵家辉. 双圆弧齿轮传动计算机辅助设计系统. 机械与电子, 1993, (2): 14~16
- 7 王铁, 邵家辉, 陈永康. 超短齿硬齿面双圆弧齿轮传动的强度计算和应用. 机械传动, 1993, (3): 12~15
- 8 王铁, 孙恒五, 蒋志伟. 双圆弧齿轮副的跑合机理. 机械传动, 1997, (2): 79~80
- 9 王铁, 武宝林, 邵家辉. 双圆弧齿轮在刮板输送机中的应用. 机械传动, 2000, (4): 41~43
- 10 张静, 王铁. 双圆弧齿轮齿形参数的模糊优化. 太原理工大学学报, 2002, (2): 118~120

## 第5章 锥齿轮和准双曲面齿轮传动设计

### 本章常用代号

#### 1. 齿轮几何计算

$a_e$ ——端面当量齿轮中心距, mm	$\bar{h}_a$ ——大端分度圆弦齿高, mm
$a_{vn}$ ——法面当量齿轮中心距, mm	$h_{ar}(h_s)$ ——大端齿顶高, mm
$b$ ——齿宽, mm	$h_{am}$ ——参考点齿顶高, mm
$b_1$ ——小轮齿宽, mm	$\bar{h}_{am}$ ——参考点分度圆弦齿高, mm
$b_2$ ——大轮齿宽, mm	$h_{a0}$ ——冠轮齿顶高, mm
$b_{a1}$ ——小轮顶锥齿宽, mm	$h_a(h)$ ——大端全齿高, mm
$b_k$ ——倒坡齿宽, mm	$h'_e(h')$ ——大端工作齿高, mm
$b_x$ ——轴向齿宽, mm	$h_f$ ——齿根高, mm
$c$ ——齿顶间隙, mm	$h_{Fa}$ ——弯曲力臂, mm
$c^*$ ——顶隙系数	$h_{fe}(h_f)$ ——大端齿根高, mm
$d_{ae}(d_a)$ ——大端顶圆直径, mm	$h_{ft}$ ——小轮小端齿根高, mm
$d_{a1}$ ——小端顶圆直径, mm	$h_{fm}$ ——参考点齿根高, mm
$d_{a1k1}$ ——倒坡后小轮小端顶圆直径, mm	$h_m$ ——参考点全齿高, mm
$d_e(d)$ ——大端分度圆直径, mm	$h'_m$ ——参考点工作齿高, mm
$d'_e$ ——大端节圆直径, mm	$h_{w0}$ ——刀齿节点高, mm
$d_{en}$ ——参考点分度圆直径, mm	$i_{12}$ ——传动比
$d'_m$ ——参考点节圆直径, mm	$i'_{12}$ ——当量 $90^\circ$ 传动比
$d_v$ ——端面当量齿轮分度圆直径, mm	$\text{inv}\alpha$ —— $\alpha$ 的渐开线函数, rad
$d_{va}$ ——端面当量齿轮顶圆直径, mm	$j_n$ ——法向齿侧间隙, mm
$d_{van}$ ——法面当量齿轮顶圆直径, mm	$j_{n\max}$ ——最大法向齿侧间隙, mm
$d_{van1}$ ——小轮小端法面当量齿轮顶圆直径, mm	$j_{n\min}$ ——最小法向齿侧间隙, mm
$d_{vb}$ ——端面当量齿轮基圆直径, mm	$k_h$ ——工作齿高系数
$d_{vbn}$ ——法面当量齿轮基圆直径, mm	$k_a$ ——大轮齿顶高系数
$d_{vn}$ ——法面当量齿轮分度圆直径, mm	$k_\beta$ ——齿高收缩系数
$d_z$ ——小轮小端轴颈的直径, mm	$m$ ——模数、大端模数, mm
$e_f$ ——齿槽底宽, mm	$m_{en}$ ——大端法向模数, mm
$g_{va}$ ——端面当量齿轮啮合线有效长度, mm	$m_{et}(m_t)$ ——大端端面模数, mm
$g_{van}$ ——法面当量齿轮啮合线有效长度, mm	$m_n$ ——小端法向模数, mm
$h$ ——全齿高, mm	$m_m$ ——参考点模数, mm
$h_a$ ——齿顶高, mm	$m_{mn}(m_n)$ ——参考点法向模数, mm
$h_a^*$ ——齿顶高系数	$m_{en}$ ——参考点端面模数, mm
	$m_o$ ——刀齿模数, mm

$n$ ——转速, r/min  
 $p$ ——大端齿距, mm  
 $p_{\text{m}}$ ——参考点分度圆齿距, mm  
 $p_{\text{m0}}$ ——参考点法向齿距, mm  
 $p_{\text{ch}}$ ——端面当量齿轮基圆齿距, mm  
 $q_{\text{p}}$ ——刀位角, ( $^{\circ}$ )  
 $r_{\text{f}}$ ——小端分度圆半径, mm  
 $r_{\text{ft}}$ ——小轮小端节圆半径, mm  
 $r_{\text{m}}$ ——参考点分度圆半径, mm  
 $r_{\text{o}}$ ——刀盘名义半径, mm  
 $r_{\text{oa}}$ ——内刀顶圆半径, mm  
 $r_{\text{p}}$ ——冠轮分度圆半径, mm  
 $s$ ——大端分度圆齿厚, mm  
 $\bar{s}$ ——大端分度圆弦齿厚, mm  
 $s_{\text{m1}}$ ——小轮小端法向齿顶厚, mm  
 $s_{\text{am1}}$ ——小轮参考点法向齿顶厚, mm  
 $s_{\text{a0}}$ ——刀顶宽, mm  
 $s_{\text{Fa}}$ ——危险截面齿厚, mm  
 $s_{\text{m}}$ ——参考点分度圆弧齿厚, mm  
 $s_{\text{mn}}$ ——参考点法向弧齿厚, mm  
 $\bar{s}_{\text{mn}}$ ——参考点法向弦齿厚, mm  
 $u$ ——齿数比  
 $u_{\text{v}}$ ——端面当量齿轮齿数比  
 $x$ ——高变位系数  
 $x_{\text{t}}$ ——切向变位系数  
 $x_{\text{1min}}$ ——小轮最小高变位系数  
 $z$ ——齿数  
 $z_0$ ——刀齿组数  
 $z_{\text{p}}$ ——冠轮齿数  
 $z_{\text{v}}$ ——端面当量齿数  
 $z_{\text{m}}$ ——法面当量齿数  
 $z_{\text{m1}}$ ——小轮小端法面当量齿轮齿数  
 $z_{\text{m}\Sigma}$ ——法面当量齿轮齿数和  
 $A$ ——安装距, mm  
 $A_{\text{s}}$ ——冠顶距, mm  
 $A_{\text{m}}$ ——参考点分度圆心至公垂线的距离, mm  
 $A_0$ ——轮冠距, mm  
 $A_{\text{t}}$ ——小轮轴向安装基面至小端轴颈端面的距离, mm  
 $E$ ——偏置距, mm  
 $E_{\text{b}}$ ——滚圆半径, mm  
 $E_{\text{x}}$ ——刀位, mm  
 $E_{\text{y}}$ ——基圆半径, mm

$R$ ——锥距, 大端锥距, mm  
 $R_{\text{c}}$ ——大端分度锥距, mm  
 $R_{\text{cp}}(R_{\text{c}})$ ——冠轮大端锥距, mm  
 $R_{\text{f}}$ ——小端分度锥距, mm  
 $R_{\text{fp}}(R_{\text{f}})$ ——冠轮小端锥距, mm  
 $R_{\text{m}}$ ——参考点锥距, mm  
 $R_{\text{mp}}$ ——冠轮参考点锥距, mm  
 $R_{\text{v}}$ ——刮伤起始点锥距, mm  
 $R_{\text{v}}$ ——法截面内最大齿槽宽处的锥距, mm  
 $T$ ——转矩, N·m  
 $Y_{\text{Fa}}$ ——齿形系数  
 $Z_{\text{a}}$ ——顶锥顶至公垂线的距离, mm  
 $Z_{\text{f}}$ ——根锥顶至公垂线的距离, mm  
 $Z_0$ ——分锥顶至公垂线的距离, mm  
 $\alpha$ ——齿形角, 压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{c}}$ ——非工作面刀具齿形角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{Fan}}$ ——法向载荷作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{Fi}}$ ——工作面载荷作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{Fc}}$ ——非工作面载荷作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{f}}$ ——工作面刀具齿形角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{n}}$ ——法向压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha'_{\text{o}}$ ——法面当量齿轮啮合角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{ne}}$ ——非工作面法向压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{ni}}$ ——工作面法向压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_0$ ——极限压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{van}}$ ——法面当量齿轮齿顶压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{van0}}$ ——小端齿顶法向压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha_{\text{vt}}$ ——端面当量齿轮压力角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{c}}$ ——大端螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{f}}$ ——小端螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{12}}$ ——两轮小端螺旋角之差, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{m}}(\beta)$ ——螺旋角, 参考点螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{m1}}(\beta_1)$ ——小轮螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{m2}}(\beta_2)$ ——大轮螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{m12}}(\beta_{12})$ ——两轮参考点螺旋角差值, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{p}}$ ——冠轮参考点螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\beta_{\text{vb}}$ ——端面当量齿轮基圆螺旋角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta$ ——分锥角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta'$ ——节锥角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta_{\text{s}}$ ——顶锥角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta_{\text{ak}}$ ——小轮倒坡后的顶锥角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta_{\text{f}}$ ——根锥角, ( $^{\circ}$ )  
 $\delta_{\text{f1}}$ ——小轮小端分锥角, ( $^{\circ}$ )



$\delta$  ——刀内方向角, ( $^{\circ}$ )  
 $\varepsilon$  ——大轮偏离角, ( $^{\circ}$ )  
 $\varepsilon_s$  ——小端大轮偏离角, ( $^{\circ}$ )  
 $\varepsilon_{va}$  ——端面当量齿轮端面重合度  
 $\varepsilon_{var}$  ——法面当量齿轮重合度  
 $\varepsilon_{vp}$  ——端面当量齿轮纵向重合度  
 $\varepsilon_{\Sigma}$  ——总重合度  
 $\zeta_{ik}$  ——小轮齿顶大轮齿根滑动率之和  
 $\zeta_{rk}$  ——小轮齿根大轮齿顶滑动率之和  
 $\zeta_{iu}$  ——小轮齿顶大轮齿根滑动系数之和  
 $\zeta_{ru}$  ——小轮齿根大轮齿顶滑动系数之和  
 $\gamma$  ——小轮偏离角, ( $^{\circ}$ )  
 $\eta_s$  ——齿顶滑动率  
 $\eta_r$  ——齿根滑动率  
 $\eta_s$  ——小端小轮偏离角, ( $^{\circ}$ )  
 $\theta_s$  ——齿顶角, ( $^{\circ}$ )  
 $\theta_r$  ——齿根角, ( $^{\circ}$ )  
 $\kappa_p$  ——极限法曲率,  $\text{mm}^{-1}$   
 $\kappa_0$  ——参考点冠轮齿线曲率,  $\text{mm}^{-1}$   
 $\lambda$  ——冠轮转角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_A$  ——啮入总作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_{Aa}$  ——啮入端面作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_{Ap}$  ——啮入纵向作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_b$  ——啮出总作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_{Fa}$  ——啮出端面作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_{Fp}$  ——啮出纵向作用角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_1$  ——刨齿机的小轮齿角, ( $^{\circ}$ )  
 $\lambda_2$  ——刨齿机的大轮齿角, ( $^{\circ}$ )  
 $\rho_{a0}$  ——刀尖圆角半径,  $\text{mm}$   
 $\rho_F$  —— $30^{\circ}$ 切线点处齿廓曲率半径,  $\text{mm}$   
 $\psi_{an}$  ——参考点法面当量齿轮齿顶厚半角, ( $^{\circ}$ )  
 $\psi_{an0}$  ——小端法面当量齿轮齿顶厚半角,  $\text{rad}$   
 $\psi_m$  ——参考点法面当量齿轮分度圆齿厚半角,  $\text{rad}$   
 $\psi_{m0}$  ——小端法面当量齿轮分度圆齿厚半角,  $\text{rad}$   
 $\Delta b_t$  ——小轮两端齿宽加宽值,  $\text{mm}$   
 $\Delta E$  ——偏置距计算误差,  $\text{mm}$   
 $\Delta i_{12}$  ——传动比误差百分比  
 $\Delta s_j$  ——考虑侧隙时齿厚减薄量,  $\text{mm}$   
 $\Delta \delta$  ——分锥角修正量, ( $^{\circ}$ )  
 $\Delta \rho$  ——曲率半径差,  $\text{mm}$   
 $\Sigma$  ——轴交角, ( $^{\circ}$ )  
 $\Sigma \theta_0$  ——双重收缩时齿根角之和, ( $^{\circ}$ )

$\Sigma \theta_t$  ——非标准收缩时齿根角之和, ( $^{\circ}$ )  
 $\Sigma \theta_s$  ——标准收缩时齿根角之和, ( $^{\circ}$ )  
 $\Sigma \theta_{\Sigma}$  ——倾斜齿根线收缩时齿根角之和, ( $^{\circ}$ )

## 2. 齿轮承载能力计算

$b_e (b_{eB})$  ——有效齿宽,  $\text{mm}$   
 $b_e^*$  ——有效齿宽系数  
 $b_{ec}$  ——计算有效齿宽,  $\text{mm}$   
 $c'$  ——单对齿刚度,  $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$   
 $c_r$  ——轮齿啮合刚度,  $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$   
 $d_{an}$  ——当量交错轴斜齿轮顶圆直径,  $\text{mm}$   
 $d_{ab}$  ——当量交错轴斜齿轮基圆直径,  $\text{mm}$   
 $d_f$  ——当量交错轴斜齿轮分度圆直径,  $\text{mm}$   
 $f_{pelt}$  ——有效齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $g'$  ——滑动系数  
 $g_{an}$  ——法面当量齿轮啮出啮合线长,  $\text{mm}$   
 $g_{tr}$  ——法面当量齿轮啮入啮合线长,  $\text{mm}$   
 $g_{val}$  ——小轮啮出啮合线长,  $\text{mm}$   
 $g_{val}$  ——大轮啮出啮合线长,  $\text{mm}$   
 $h_N$  ——弯曲力臂,  $\text{mm}$   
 $l_{bm}$  ——齿面中点接触线长,  $\text{mm}$   
 $m_{redx}$  ——诱导质量,  $\text{kg}/\text{mm}$   
 $m_{sn}$  ——当量交错轴斜齿轮法向模数,  $\text{mm}$   
 $n_{F1}$  ——共振转速,  $\text{r}/\text{min}$   
 $n_p$  ——与小齿轮啮合的大齿轮数量  
 $p_{en}$  ——当量交错轴斜齿轮法向基圆齿距,  $\text{mm}$   
 $r_{mf}$  ——齿根圆角半径,  $\text{mm}$   
 $r_{myu}$  ——载荷作用点的半径,  $\text{mm}$   
 $s_N$  ——危险截面齿厚之半,  $\text{mm}$   
 $v_{ct}$  ——分度锥大端切线速度,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{ctmax}$  —— $v_{ct}$  许用最大值,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{gs}$  ——参考点滑动速度,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{gyl}$  ——小轮齿顶最大滑动速度,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{m1} (v_i)$  ——参考点切线速度,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{\Sigma c}$  ——参考点切线速度之和,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{\Sigma h}$  ——齿高方向的速度和,  $\text{m}/\text{s}$   
 $v_{\Sigma s}$  ——齿长方向的速度和,  $\text{m}/\text{s}$   
 $W_{B1}$  ——单位齿宽的载荷,  $\text{N}/\text{mm}$   
 $y_a$  ——轮齿跑合量,  $\mu\text{m}$   
 $C$  ——相当于 GB/T 10095.1 的精度等级  
 $C_1$  ——考虑热交换条件的加权系数  
 $C_2$  ——加权系数  
 $C_b$  ——齿轮啮合刚度修正系数之二  
 $C_t$  ——齿轮啮合刚度修正系数之一

$C_H$ ——准双曲面齿轮加权系数  
 $E$ ——材料的弹性模量, MPa  
 $F_{mt}$ ——参考点切向力, N  
 $F_n$ ——轮齿参考点的法向载荷, N  
 $K_A$ ——使用系数  
 $K_{H\alpha}$ ——胶合承载能力计算的齿间载荷系数  
 $K_{H\beta}$ ——胶合承载能力计算的齿向载荷系数  
 $K_{H\beta-be}$ ——胶合承载能力计算的装配条件系数  
 $K_{H\gamma}$ ——胶合承载能力计算的螺旋线系数  
 $K_{H\alpha}$ ——齿线曲率系数  
 $K_{Fa}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷系数  
 $K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷系数  
 $K_{Ha}$ ——接触强度计算的齿间载荷系数  
 $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷系数  
 $K_{H\beta-be}$ ——接触强度计算的装配条件系数  
 $K_v$ ——动载系数  
 $L$ ——接触参数  
 $N$ ——无量纲基准速度  
 $N_L$ ——应力循环次数  
 $P$ ——功率, kW  
 $R_a$ ——相配齿面粗糙度平均值,  $\mu m$   
 $R_z$ ——齿面粗糙度,  $\mu m$   
 $S_F$ ——弯曲强度计算安全系数  
 $S_{Fmin}$ ——许用弯曲强度最小安全系数  
 $S_{FZG}$ ——FZG 试验 A/8.3/90 的载荷级  
 $S_H$ ——接触强度计算安全系数  
 $S_{Hmin}$ ——许用接触强度最小安全系数  
 $S_{intS}$ ——胶合承载能力计算安全系数  
 $S_{smto}$ ——胶合最小安全系数  
 $T_{IT}$ ——试验小齿轮的胶合转矩, N·m  
 $X_{\beta\epsilon}$ ——小轮齿顶几何系数  
 $X_{Ca}$ ——齿顶修缘系数  
 $X_E$ ——跑合系数  
 $X_G$ ——几何系数  
 $X_L$ ——润滑剂系数  
 $X_{op}$ ——啮合系数  
 $X_M$ ——热闪系数  
 $X_Q$ ——啮入系数  
 $X_R$ ——粗糙度系数  
 $X_S$ ——润滑方式系数  
 $X_w$ ——制作齿轮的焊合系数  
 $X_{wrelT}$ ——相对焊合系数  
 $X_{WT}$ ——试验齿轮的焊合系数

$X_{\alpha\beta}$ ——压力角系数  
 $X_{\epsilon}$ ——重合度系数  
 $Y$ ——齿形系数  
 $Y_A$ ——锥齿轮修正系数  
 $Y_f$ ——应力修正系数  
 $Y_i$ ——惯性系数  
 $Y_J$ ——锥齿轮弯曲强度几何系数  
 $Y_K$ ——锥齿轮系数 (B1 法), 含应力修正系数的齿形系数 (B2 法)  
 $Y_{LS}$ ——载荷分配系数  
 $Y_{NT}$ ——弯曲疲劳寿命系数  
 $Y_{RelT}$ ——相对齿根表面状况系数  
 $Y_{Se}$ ——应力修正系数  
 $Y_{ST}$ ——试验齿轮应力修正系数  
 $Y_X$ ——尺寸系数  
 $Y_{\epsilon}$ ——重合度系数  
 $Y_{arelT}$ ——相对齿根圆角敏感系数  
 $Z_E$ ——弹性系数,  $\sqrt{MPa}$   
 $Z_H$ ——节点区域系数  
 $Z_K$ ——锥齿轮系数  
 $Z_L$ ——润滑剂系数  
 $Z_{LS}$ ——接触强度计算的载荷分配系数  
 $Z_{LVR}$ ——润滑油膜形成系数  
 $Z_{M-B}$ ——中点区域系数  
 $Z_{NT}$ ——接触疲劳寿命系数  
 $Z_R$ ——粗糙度系数  
 $Z_v$ ——速度系数  
 $Z_w$ ——工作硬化系数  
 $Z_X$ ——尺寸系数  
 $Z_{\beta}$ ——螺旋角系数  
 $\alpha_a$ ——齿顶压力角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_{Pa}$ ——直齿锥齿轮载荷作用角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_b$ ——法向载荷作用角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_L$ ——载荷作用点的法向压力角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_{sa}$ ——当量交错轴斜齿轮法向压力角, ( $^\circ$ )  
 $\alpha_{st}$ ——当量交错轴斜齿轮端面压力角, ( $^\circ$ )  
 $\beta_s$ ——当量交错轴斜齿轮螺旋角, ( $^\circ$ )  
 $\beta_{sb}$ ——当量交错轴斜齿轮基圆螺旋角, ( $^\circ$ )  
 $\epsilon_a$ ——啮出重合度  
 $\epsilon_f$ ——啮入重合度  
 $\epsilon_{n1}$ ——当量圆柱齿轮小轮齿顶法面重合度  
 $\epsilon_{n2}$ ——当量圆柱齿轮大轮齿顶法面重合度  
 $\epsilon_n$ ——当量齿轮法面重合度

$\epsilon_N$ ——载荷分配率  
 $\epsilon_v$ ——齿顶重合度  
 $\eta$ ——赫兹辅助系数  
 $\eta_{ul}$ ——工作油温下油的动力黏度,  $\text{mPa} \cdot \text{s}$   
 $\theta$ ——赫兹辅助角, ( $^\circ$ )  
 $\theta_{\text{HSE}}$ ——小轮齿顶闪温, K  
 $\theta_{\text{Hmt}}$ ——平均闪温, K  
 $\theta_{\text{fla1nth}}$ ——准双曲面齿轮平均闪温, K  
 $\theta_{\text{flmnt1}}$ ——试验齿轮平均闪温, K  
 $\theta_{\text{int}}$ ——积分温度, K  
 $\theta_{\text{mtb}}$ ——胶合积分温度, K  
 $\theta_M$ ——本体温度,  $^\circ\text{C}$   
 $\theta_{\text{MT}}$ ——试验本体温度,  $^\circ\text{C}$   
 $\theta_{\text{oil}}$ ——油池温度,  $^\circ\text{C}$   
 $\mu_{\text{mc}}$ ——平均摩擦系数  
 $\nu$ ——材料的泊松比  
 $\nu_{40}$ ——40 $^\circ\text{C}$ 时润滑油的名义运动黏度,  $\text{mm}^2/\text{s}$   
 $\nu_{50}$ ——50 $^\circ\text{C}$ 时润滑油的名义运动黏度,  $\text{mm}^2/\text{s}$   
 $\xi$ ——赫兹辅助系数  
 $\xi_b$ ——载荷作用点的法向齿厚半角, ( $^\circ$ )  
 $\rho$ ——材料密度,  $\text{kg}/\text{mm}^3$   
 $\rho'$ ——材料滑移层厚度, mm  
 $\rho_{\text{cn}}$ ——法向齿廓相对曲率半径, mm  
 $\rho_E$ ——齿顶处曲率半径, mm  
 $\rho_F$ ——法面当量齿轮齿廓危险截面点曲率半径, mm  
 $\rho_a$ ——法向齿廓曲率半径, mm  
 $\rho_{\text{red}}(\rho_{\text{rwh}})$ ——相对曲率半径, mm  
 $\sigma_{\text{Flu}}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限, MPa  
 $\sigma_{\text{F0}}$ ——齿根应力基本值, MPa  
 $\sigma_{\text{Hlim}}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, MPa  
 $\sigma_{\text{H0}}$ ——齿面接触应力基本值, MPa  
 $\varphi$ ——假想压力滚柱的轴交角, ( $^\circ$ )  
 $\psi_a$ ——直齿锥齿轮齿顶圆齿厚半角, ( $^\circ$ )  
 $\Delta r_{y0}$ ——分度圆至载荷作用点的距离, mm  
 $\Sigma_s$ ——当量交错轴斜齿轮轴交角, ( $^\circ$ )  
**3. 锥齿轮精度**  
 $f_a$ ——齿轮副轴间距极限偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{\text{AM}}$ ——安装距极限偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_c$ ——齿形相对误差的公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_i$ ——一齿切向综合公差,  $\mu\text{m}$

$f'_{ic}$ ——齿轮副一齿切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_{iz}$ ——一齿轴交角综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_{izc}$ ——齿轮副一齿轴交角综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{\text{pt}}$ ——齿距极限偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_{ik}$ ——周期公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_{ikc}$ ——齿轮副周期误差的公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_{isc}$ ——齿轮副齿频周期误差的公差,  $\mu\text{m}$   
 $E_s$ ——齿厚下偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{ss}$ ——齿厚上偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{\Delta}$ ——最大法向侧隙的制造误差补偿部分,  $\mu\text{m}$   
 $E_z$ ——轴交角极限偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F'_i$ ——切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F'_{ic}$ ——齿轮副的切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F'_{iz}$ ——轴交角综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F'_{izc}$ ——齿轮副轴交角综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_p$ ——齿距累积公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_{pk}$ —— $k$ 个齿距累积公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_r$ ——齿圈跳动公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_{\eta}$ ——齿轮副侧隙变动公差,  $\mu\text{m}$   
 $T_z$ ——齿厚公差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f_s$ ——齿轮副轴间距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f_{\text{AM}}$ ——齿圈轴向位移,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f_c$ ——齿形相对误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_i$ ——一齿切向综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_{ic}$ ——齿轮副一齿切向综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_{iz}$ ——一齿轴交角综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_{izc}$ ——齿轮副一齿轴交角综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f_{\text{pt}}$ ——齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_{ik}$ ——周期误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_{ikc}$ ——齿轮副周期误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta f'_{isc}$ ——齿轮副齿频周期误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta E_s$ ——齿厚偏差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta E_z$ ——齿轮副轴交角偏差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F'_i$ ——切向综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F'_{ic}$ ——齿轮副切向综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F'_{iz}$ ——轴交角综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F'_{izc}$ ——齿轮副轴交角综合误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F_p$ ——齿距累积误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F_{pk}$ —— $k$ 个齿距累积误差,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F_r$ ——齿圈跳动,  $\mu\text{m}$   
 $\Delta F_{\eta}$ ——齿轮副侧隙变动量,  $\mu\text{m}$

## 5.1 概述

### 5.1.1 锥齿轮及准双曲面齿轮的特点和用途

#### (1) 锥齿轮传动

锥齿轮用于传递相交轴之间的运动和动力（见图 5-1）。无特殊要求时，取轴交角  $\Sigma=90^\circ$ 。按齿线的形状可以分为直齿、斜齿和曲线齿；曲线齿又分为弧齿、长幅外摆线齿（简称摆线齿）和准渐开线齿。斜齿虽然重合度较直齿略大，但对误差仍十分敏感，逐渐被曲线齿代替。用锥滚刀铣准渐开线锥齿轮，由于刀具复杂、难于控制齿面接触区等原因，应用较少，我国未引进过这类铣齿机。

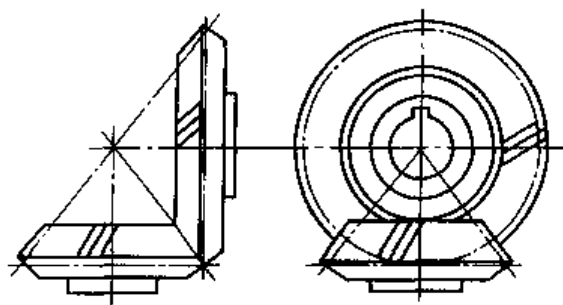


图 5-1 锥齿轮传动

摆线齿锥齿轮采用等高齿，沿分度锥母线各点处齿高不变；直齿、斜齿及弧齿锥齿轮采用收缩齿，从齿的大端（外端）沿分度锥母线到齿的小端（内端），齿高逐渐降低。

直齿锥齿轮轴向力较小，支承系统比较简单，但重合度小，对误差又比较敏感，噪声大。一般用于圆周速度  $v < 5\text{m/s}$  的传动，如汽车差速器和重型机械齿轮。

与直齿和斜齿锥齿轮比较，曲线齿锥齿轮重合度大，接触点处齿面的相对法曲率半径大；齿面接触区易控制；对误差不太敏感。因而，承载能力高，传动平稳，噪声低。一般用于  $v > 5\text{m/s}$  的传动，如各种车辆、拖拉机和直升机的中央传动。

与直齿和斜齿锥齿轮比较，曲线齿锥齿轮重合度大，接触点处齿面的相对法曲率半径大；齿面接触区易控制；对误差不太敏感。因而，承载能力高，传动平稳，噪声低。一般用于  $v > 5\text{m/s}$  的传动，如各种车辆、拖拉机和直升机的中央传动。

参考点（一般为齿宽中点）螺旋角  $\beta=0^\circ$  的锥齿轮称为零度齿轮，具有轴向力较小、易于控制接触区和对误差不太敏感等特点，用于取代直齿锥齿轮，而又不需对支承系统作较大改动的情况。

#### (2) 准双曲面齿轮传动

准双曲面齿轮用于传递交错轴之间的运动和动力（见图 5-2），无特殊要求时取轴交角  $\Sigma=90^\circ$ 。按齿线和齿高分为弧齿收缩齿和长幅外摆线等高齿。

小轮偏置可达到下面目的：

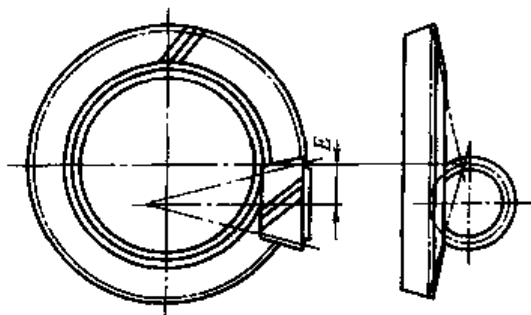


图 5-2 准双曲面齿轮传动

① 传动比  $i_{12}$  较大时，可增大小轮直径，便于实现跨装支承，从而增大小轮的刚度和强度；

② 小轮下偏，车辆重心下降，可以减小振动，增加轿车的舒适性；

③ 小轮上偏可以提高越野车通过障碍的能力。

小轮偏置使相接触两齿面间的相对滑动较大，需要选用极压润滑油，减少齿面的磨损和防止胶合。准双曲面齿轮多用于汽车后桥的减速传动。

(3) 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的分类、特点和用途（见表 5-1）

### 5.1.2 节锥面、分锥面和齿面的形成

#### (1) 锥齿轮的节锥面和分锥面

相交轴两锥齿轮的相对运动，是绕过两轴线交点的相对转动轴的转动，将相对转动轴分

表 5-1 锥齿轮及准双曲面齿轮传动的分类、特点和用途

齿轮 类型	齿轮特点	传动效率/%	最大 传动比	最大圆周速度 $v$ /m·s <sup>-1</sup>	用 途	齿形加工方法		生产率	机床特点及加工的最大尺寸			
									国产机床		国外机床	
									$d$ /mm	$m$ /mm	$d'$ /mm	$m'$ /mm
直 齿	齿线为直线,并 相交于节锥顶;收 缩齿	97~99.5	8	$v < 5$ 或转速 $< 1000$ (r/min); 磨齿 后可用于高速( $v < 50$ )	轻负荷或低速重 载传动  汽车差速器  重型齿轮	展成法	刨齿	低	800	20	886	20
			双刀盘铣齿				较高	320	10	406	10.2	
			圆拉				很高	150	齿深 14.8	152	齿深 14.9	
			靠模法刨齿				低	1 600	30			
斜 齿	齿线为斜线,并 相切于一圆;收 缩齿	97~99.5	8	$v < 5$	不易控制齿面接 触区,对误差敏感, 逐渐被曲线齿取代	展成法	刨齿(用刨刀夹 角中线可偏移的刨 齿机)	低	只能用刨刀夹角中线可偏移的刨齿机加工			
锥 齿 轮	弧齿锥齿轮;圆 弧齿线;收缩齿	97~99.5	10	$v > 5$ 或转速 $> 1000$ r/min; 磨齿后 可用于 $v > 40$	速度较高的各种 机械  各种车辆  速度较高的各种 机械  各种车辆	展成法	间歇分齿铣齿法 (用于全展成法的两 齿轮和半展成法的 小齿轮)	高	1 600	30	2 540	42.3
			成形法拉齿(用于 半展成法的大齿轮)				很高	500	12	660	齿深 31.75	
			连续分度法铣齿 (用于全展成法的两 齿轮和半展成法的 小齿轮)				高			680	13	
			连续分度切入法 无展成齿(用于半 展成法的大轮)				很高	—	—	680	13	
曲 线 齿	摆线齿锥齿轮; 长幅外摆线齿线; 等高点				特别适用于精度 较高的重型齿轮	展成法 ("克"制)	连续分度法铣齿	高	—	—	2 000	35

续表

续表

齿轮类型	齿轮特点	传动效率/%	最大传动比	最大圆周速度 $v$ /m·s <sup>-1</sup>	用途	齿形加工方法	生产效率	机床特点及加工的最大尺寸						
								国产机床		国外机床				
								d/mm	m/mm	d/mm	m/mm			
曲线齿锥齿轮	零度齿轮; 参考点处 $\beta=0$ 的曲线齿锥齿轮	97~99.5	10	$v \approx 5$ , 磨齿后可达 $v=50$	用于取代直齿锥齿轮而保持原支承结构不变的情况	展成法	弧齿用间歇分齿法、摆线齿用连续分度法铣齿	高	铣齿机与 $\beta \neq 0$ 的曲线齿锥齿轮的相同					
准双曲面齿轮	弧齿准双曲面齿轮; 圆弧齿线; 双重收缩; 小轮偏置	90~98	10	可达 $v \approx 30$	各种车辆	展成法	间歇分齿法铣齿(用于全展成法的两齿轮和半展成法的小齿轮)	高	多为中模数准双曲面齿轮, 所用加工机床与曲线齿锥齿轮可调整直齿轮位的铣齿机相同					
						成形法	成形法拉齿(用于半展成法的大齿轮)	很高						
	摆线齿准双曲面齿轮; 长幅外面齿线; 等高摆线齿线; 等高齿; 小轮偏置		10			展成法 ("奥"制)	连续分度法铣齿(用于全展成法两齿轮和半展成法小齿轮)	高						
						切入法 ("奥"制)	连续分度切入法无展成铣齿(用于半展成法大齿轮)	很高						
						展成法 ("克"制)	连续分度法铣齿	高						

别绕两轮轴线回转，形成一对相切于该轴的圆锥瞬轴面。齿轮转动时，这对瞬轴面作纯滚动，因而又称为节锥面。节锥面几何参数之间存在如下关系

$$u = i_{12} = z_2 / z_1 = d_2' / d_1' = \sin \delta_2' / \sin \delta_1'$$

$$\Sigma = \delta_1' + \delta_2'$$

$$\beta_m = \beta_{m1} = \beta_{m2}$$

式中  $u$  ——齿数比；

$i_{12}$  ——传动比；

$z_1, z_2$  ——轮 1 和轮 2 的齿数；

$d_1', d_2'$  ——轮 1 和轮 2 节圆直径；

$\delta_1', \delta_2'$  ——轮 1 和轮 2 节锥角；

$\beta_m$  ——参考点螺旋角；一般取大轮齿宽中点为参考点；弧齿锥齿轮略去下角“m”，代号为  $\beta$ 。

现有锥齿轮一般用高变位制，无修正时分锥角  $\delta_1$  和  $\delta_2$  分别等于节锥角  $\delta_1'$  和  $\delta_2'$ ；分度圆直径  $d_1$  和  $d_2$  分别等于节圆直径  $d_1'$  和  $d_2'$ 。

摆线齿锥齿轮采用跨装支承的小齿轮，为避免切坏小端轴颈，有时需要在保证参考点分度圆直径与节圆直径相等的条件下，将小轮分锥角减小  $\Delta\delta$ ，大轮分锥角增大  $\Delta\delta$ ，即  $\delta_1 = \delta_1' - \Delta\delta$ ， $\delta_2 = \delta_2' + \Delta\delta$ 。

## (2) 准双曲面齿轮的瞬轴面和分锥面

交错轴齿轮的相对运动为绕相对转动滑动轴的转动和沿该轴移动。此轴与两轮轴线的公垂线正交；分别绕两齿轮轴线回转时，得到一对单叶双曲面，称为瞬轴面。以瞬轴面为基础设计准双曲面齿轮有以下缺点：齿数比  $u$  大时，小轮直径小，刚度和强度差；大轮直径较大，总体结构不紧凑；轮坯做成单叶双曲面，形状复杂难加工。通常以一对圆锥面代替单叶双曲面作为分度曲面，因而这种齿轮被称为准双曲面齿轮。

图 5-3 所示为准双曲面齿轮分锥面的形成。 $O_1$  和  $O_2$  为两轮轴线公垂线垂足，轴间最短

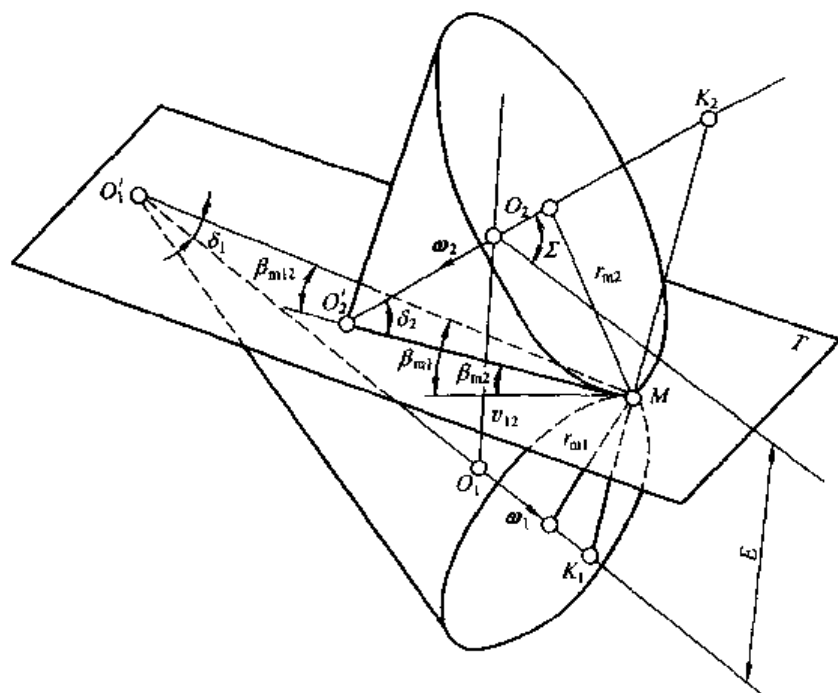


图 5-3 准双曲面齿轮分锥面的形成

距离  $E = \overline{O_1 O_2}$  称为偏置距。小轮轴线在与其平行且过大轮轴线的平面内的投影线与大轮轴线的夹角  $\Sigma$  称为轴交角。取参考点  $M$ ，过点  $M$  可作惟一的直线  $K_1 K_2$  与两轴线分别交于  $K_1$  和  $K_2$ ；过点  $M$  作垂直于  $K_1 K_2$  的分度平面  $T$ ， $T$  平面与两轮轴线交于  $O'_1$  和  $O'_2$ ；以  $\overline{O'_1 M}$  和  $\overline{O'_2 M}$  为母线分别绕两轮轴线回转，形成小轮和大轮的分锥面，它们相切于参考点  $M$ ，并与分度平面  $T$  分别沿  $\overline{O'_1 M}$  和  $\overline{O'_2 M}$  相切。 $\overline{O'_1 M}$  和  $\overline{O'_2 M}$  与轮 1 和轮 2 轴线的夹角为分锥角  $\delta_1$  和  $\delta_2$ ；点  $M$  到两轮轴线的距离为分度圆半径  $r_{m1}$  和  $r_{m2}$ 。以分锥面为摩擦轮，可以取代单叶双曲面，按给定的传动比运动，不同之处是分度锥面相切于参考点  $M$ ，而不是相对转动滑动轴。两齿面参考点的相对速度  $v_{12}$  在分度平面  $T$  上，若使两轮齿线在参考点  $M$  处与相对速度  $v_{12}$  相切、两齿面有相同的压力角，则两齿面在参考点共轭。 $v_{12}$  与两轮分锥母线的夹角分别为两轮在参考点处齿线的螺旋角  $\beta_{m1}$  和  $\beta_{m2}$ 。由齿面在参考点处的共轭条件，得到  $\Sigma$ 、 $E$ 、 $u$  及分锥面 6 个几何参数  $r_{m1}$ 、 $r_{m2}$ 、 $\delta_1$ 、 $\delta_2$ 、 $\beta_{m1}$  和  $\beta_{m2}$  之间的 3 个关系式（详见准双曲面齿轮几何设计），是准双曲面齿轮设计的基本公式。

以分锥面代替单叶双曲面瞬轴面作为确定齿轮尺寸的基础，其优点是：增大了小轮直径，从而使齿轮的刚度和强度增大；结构紧凑；轮坯形状简单，便于制造。

### (3) 齿面的形成

精度要求较低的锥齿轮可用成形法和仿形法加工。对精度有一定要求的锥齿轮和准双曲面齿轮一般用展成法（又称范成法或滚切法）加工，即：由一个作为刀具的产形轮与轮坯作切齿啮合；以刀刃作切削运动形成的产形面包络出被加工齿面。

#### ① 产形轮的分类

a. 冠轮 分锥角为  $90^\circ$ ，分度曲面为平面的产形轮称为冠轮。用于加工等高齿，例如克林根贝尔格摆线齿锥齿轮 [见图 5-4 (a)]，刀具轴线与冠轮轴线平行，刀顶面与轮坯根锥面相切；用于加工收缩齿，刨齿时需要按齿根角调整刨刀移动方向，铣齿时需倾斜刀轴，使刀顶面与轮坯根锥面相切 [见图 5-4 (b)]。

b. 平顶产形轮 按齿根角调整刨刀或使铣刀轴倾斜，不仅使机床复杂化，而且降低了

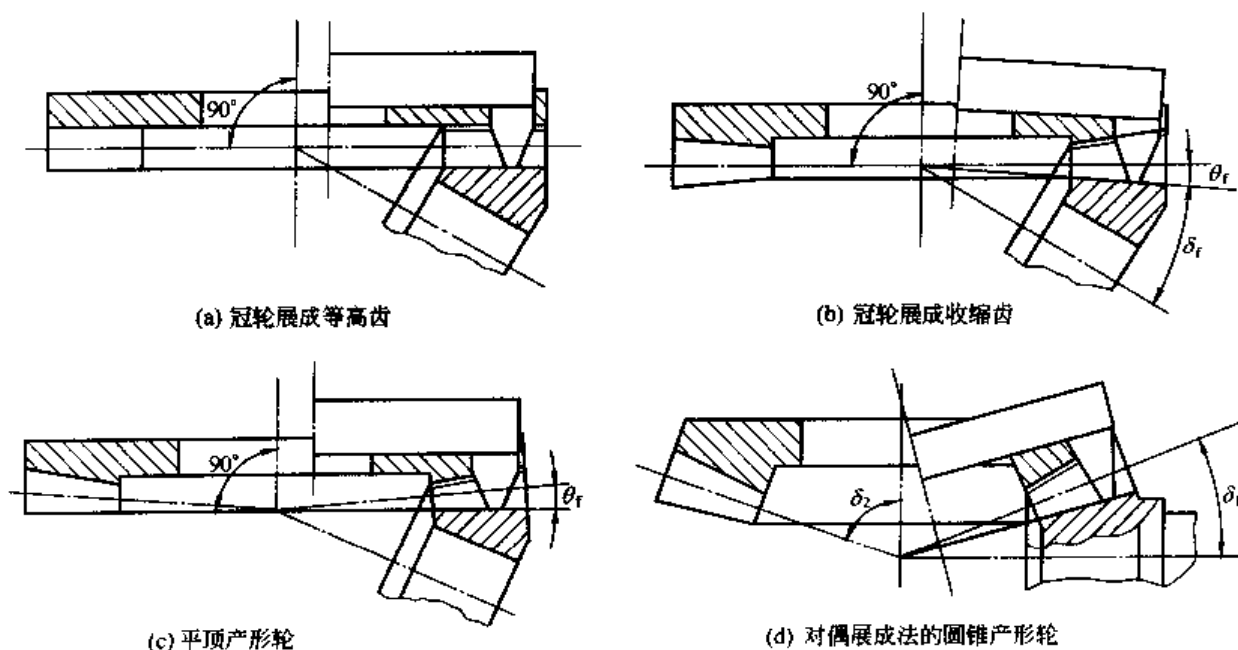


图 5-4 常用的产形轮



机床刚度。采用平顶产形轮, 可使刀顶面与轮坯根锥面相切, 此时产形轮顶面为平面, 分度曲面为锥面, 分锥角  $\delta_p = 90^\circ - \theta_l$  ( $\theta_l$  为轮坯齿根角), 如图 5-4 (c) 所示。平顶产形轮使铣齿机结构简单、刚性好, 但铣齿调整计算复杂化。

c. 对偶展成法的圆锥产形轮 半展成齿轮副的大轮用成形法或连续分度切入法无展成加工, 小轮则用对偶法展成, 产形轮是一个与配对大齿轮相似的圆锥产形轮。对偶法展成小轮时, 轮坯安装角接近零度, 产形轮的分锥角接近大轮的分锥角。为使刀顶面与轮坯根锥相切, 铣齿机的刀倾角必须很大 [见图 5-4 (d)]。

② 产形轮齿线 锥齿轮和准双曲面齿轮按冠轮齿线形状分类。常用的直线刀刃相对于冠轮的切削运动形成的轨迹曲面为冠轮产形面  $\Sigma_p$ ; 产形面  $\Sigma_p$  与分度平面的交线为冠轮齿线。按冠轮齿线把锥齿轮和准双曲面齿轮分成 5 种齿形。

a. 直齿 刀刃作直线运动, 产形轮的直齿线通过冠轮中心, 加工出直齿锥齿轮 [见图 5-5 (a)]。

b. 斜齿 刀刃作直线运动, 冠轮直齿线切于分度平面上与冠轮同心的一个圆, 加工出斜齿锥齿轮 [见图 5-5 (b)]。

c. 弧齿 铣刀盘直线刀刃形成的刃锥面与冠轮分度平面的交线为圆弧齿线, 加工出弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮 [见图 5-5 (c)]。

d. 长幅外摆线齿 如图 5-5 (d) 和图 5-6 所示, 铣刀盘除自转之外, 刀盘上半径为  $E_b$  的滚圆在冠轮半径为  $E_g$  的基圆上作纯滚动, 刀刃上半径为  $r_0$  ( $r_0 > E_b$ ) 的一点在冠轮分度平面上形成长幅外摆线齿形。奥利康铣齿机和克林根贝尔格 AMK 系列铣齿机, 按此原理加工出长幅外摆线齿 (简称摆线齿) 锥齿轮和准双曲面齿轮。

e. 准渐开线齿 如图 5-5 (e) 所示, 锥滚刀除自转之外相对于冠轮运动, 刀刃在其分度平面上形成准渐开线齿。克林根贝尔格 AFK 系列铣齿机, 用锥滚刀加工出准渐开线锥齿轮。由于锥滚刀制作复杂, 且难于控制被加工齿轮的接触区, 该公司近年来转向生产 AMK 系列摆线齿锥齿轮铣齿机。

平顶产形轮和圆锥产形轮的分度曲面为锥面, 产形轮分度锥面齿线变异, 对此在几何设计和铣齿调整计算时需要加以考虑, 但不影响按以上 5 种齿线命名和分类。

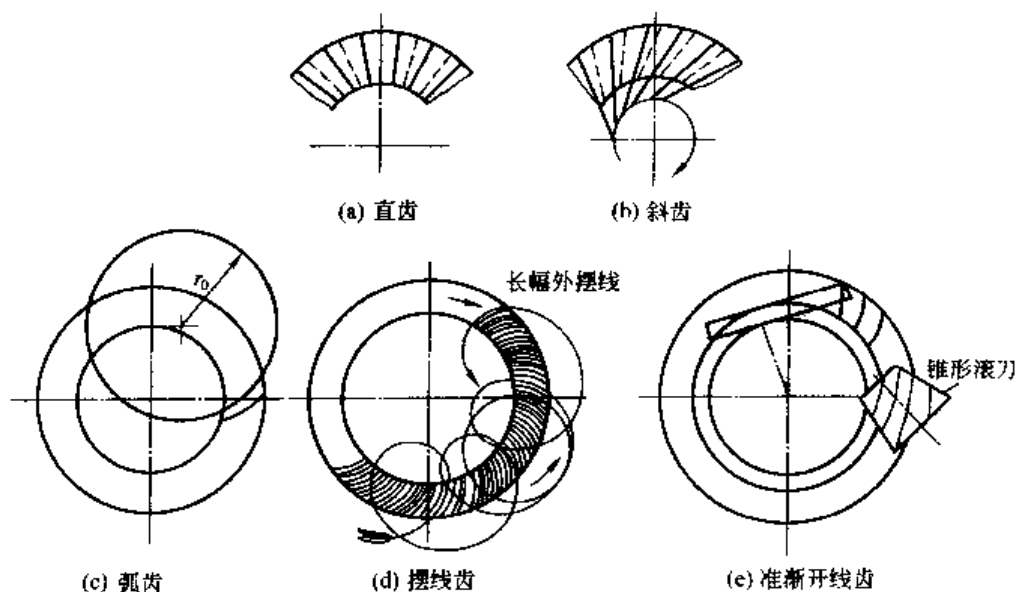


图 5-5 按产形轮齿线分类的主要齿形

### ③ 铣齿时的分齿法

a. 间歇分齿法 加工每一轮齿时, 刀具切入; 展成切齿; 加工完一齿后刀具与轮坯脱离、摇台返回; 分齿。然后刀具再次切入加工另一齿。直齿、斜齿、弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮都用间歇分齿法刨齿或铣齿。其特点是: 刨刀或铣刀的切削运动与切齿啮合的展成运动无关。可以根据需要提高或降低切削速度; 间歇分齿法便于磨齿。

b. 连续分度法 用于摆线齿和准渐开线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的加工。图 5-6 为摆线齿的形成: 刀盘有  $z_0$  组刀齿 (图中  $z_0=3$ ), 每组至少有加工齿凹面的外刀“e”和加工齿凸面的内刀“i”两个刀齿 (加工软齿面时还有中刀); 刀盘转过 1 组齿, 冠轮和轮坯各转过 1 个齿, 图中“1”、“2”和“3”为冠轮的齿, 即轮坯的齿槽。连续分度的特点是节省了间歇分齿的辅助时间, 但刀盘的转速与轮坯的转速有关, 受到约束。

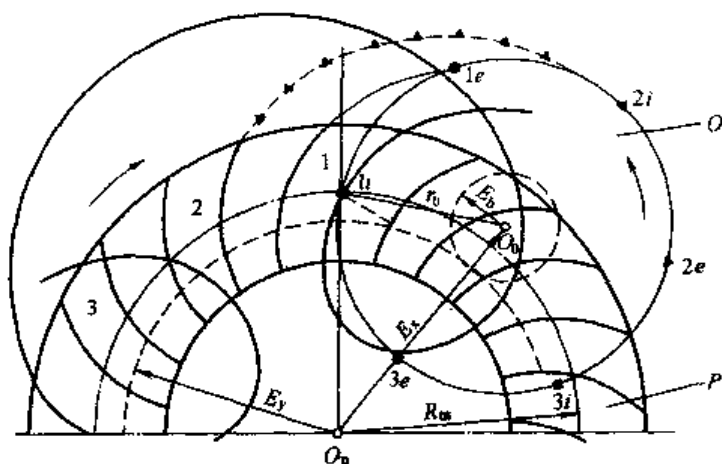


图 5-6 摆线齿锥齿轮连续分度法铣齿示意

O—刀具; P—产形轮

### 5.1.3 锥齿轮的当量圆柱齿轮

圆锥齿轮空间啮合理论比较复杂, 在误差允许范围内引入当量圆柱齿轮概念可以把问题简化。当量齿轮可用于成形刀具的选取、重合度计算、轮齿根切和变尖的计算及轮齿的强度计算。

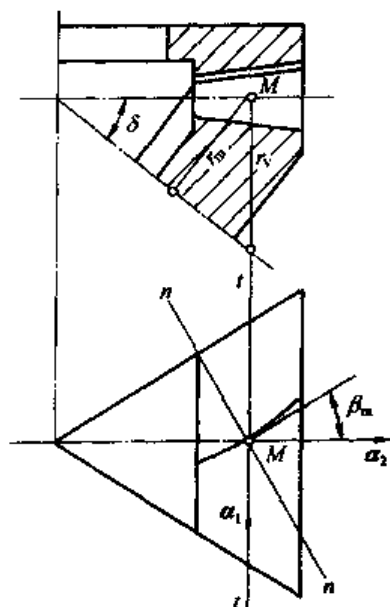


图 5-7 锥齿轮的端面和法面当量齿轮

#### (1) 端面当量齿轮

图 5-7 为由冠轮展成齿数为  $z$ 、分锥角为  $\delta$  的锥齿轮。在参考点  $M$  处齿轮的分度圆半径为  $r_m$ , 螺旋角为  $\beta_m$ 。过参考点  $M$ , 沿分度圆切线方向作法截面  $t-t$ , 在  $t-t$  截面内, 冠轮分度平面的截线为直线, 产形面的截线近似于直线, 得到一个产形齿条。齿轮分度锥面的截线为二次曲线, 在点  $M$  处的曲率半径:  $r_v = r_m / \cos \delta$ 。以  $r_v$  为分度圆半径可得到一个螺旋角为  $\beta_m$  的斜齿圆柱齿轮, 其齿廓与渐开线近似, 称为端面当量齿轮。端面当量齿数为

$$z_v = z / \cos \delta$$

#### (2) 法面当量齿轮

图 5-7 中过参考点  $M$  作齿线法向的法截面  $n-n$ , 在  $n-n$  截面内, 冠轮分度平面的截线为直线, 产形面的截线也是直线, 得到一个直线齿廓

的产形齿条。过点  $M$  垂直于直母线的  $t-t$  方向和直母线方向是分度锥面的主方向, 其主曲率分别为  $K_1=1/r_v$  和  $K_2=0$ , 齿轮分度锥面沿  $n-n$  方向法截线在点  $M$  处的曲率半径  $r_{vn}=r_v/\cos^2\beta_m=r_m/(\cos\delta\cos^2\beta_m)$ 。以  $r_{vn}$  为分度圆半径得到一个直齿圆柱齿轮, 其齿廓与渐开线近似, 称之为法面当量齿轮。法面当量齿数为

$$z_{vn}=z/(\cos\delta\cos^3\beta_m)$$

文献中见到, 在垂直于端面当量齿轮接触线的法截面内得到锥齿轮的法面当量齿轮。法面当量齿数可由下式求得

$$z_{vn}=z_v/(\cos\beta_m\cos^2\beta_{vb})=z/(\cos\delta\cos\beta_m\cos^2\beta_{vb})$$

式中  $\beta_{vb}$ ——端面当量齿轮的基圆螺旋角,  $\beta_{vb}=\arcsin(\sin\beta_m\cos\alpha_n)$ 。

以上两种计算公式  $z_{vn}$  值不同, 但都是近似值, 无本质差别, 可沿用各齿制的习惯用法。

### (3) 球面渐开线

沿用圆柱齿轮渐开线齿廓形成方法, 以锥距  $R$  为周边圆半径的平面在基锥上作纯滚动时, 周边圆上一点在半径为  $R$  的球面上的轨迹为球面渐开线。球面渐开线齿轮可以传递等速比运动。但不同锥距为半径的同心球上, 球面渐开线齿廓不相同, 因此既不可能用成形刀具精加工, 又不可能以同一刀刃形成冠轮的产形面精确加工, 工艺性较差。

### (4) “8”字啮合 (Octoid) 锥齿轮

用冠轮展成锥齿轮时, 垂直于节锥母线的平面与切齿啮合面的交线呈“8”字形。若相配两齿轮的齿根角  $\theta_f$  相等, 则可使两齿轮的切齿啮合面重合, 得到线接触的“8”字啮合锥齿轮。以平顶产形轮展成, 或虽由冠轮展成, 但齿根角不相等, 得到的是非共轭齿面。

## 5.1.4 锥齿轮几何参数的名称

### (1) 锥齿轮主要尺寸的名称

锥齿轮主要尺寸的名称和代号见图 5-8。两齿轮的节锥顶与两轴线交点重合; 分锥角无修正时, 分度锥面与节锥面重合。等顶隙要求顶锥母线与相配齿轮的根锥母线平行。锥齿轮的大端分度锥距  $R$  (简称锥距) 确定齿轮的轮廓尺寸。

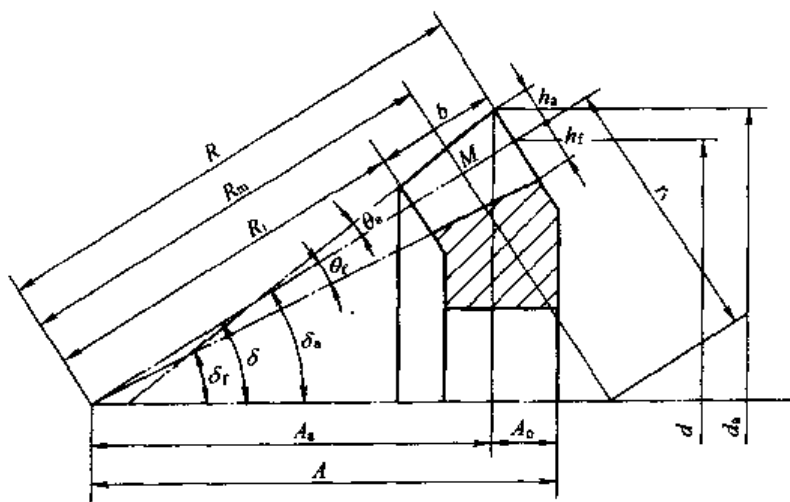


图 5-8 锥齿轮各参数名称与代号

$R$ —大端锥距;  $R_f$ —小端锥距;  $R_m$ —参考点锥距;  $r_v$ —参考点背锥距;  $A$ —安装距;  $A_a$ —冠顶距;  
 $A_o$ —轮冠距;  $b$ —齿宽;  $h_a$ —齿顶高;  $h_f$ —齿根高;  $\theta_a$ —齿顶角;  $\theta_f$ —齿根角;  $d_a$ —大端齿顶圆直径;  
 $d$ —大端分度圆直径;  $\delta_a$ —顶锥角;  $\delta$ —分锥角;  $\delta_f$ —根锥角

由齿的大端沿分度锥母线到齿的小端，齿轮的螺旋角、齿厚、收缩齿的齿高都逐渐减小。在分度锥母线上取参考点  $M$ （一般为齿宽中点），参考锥距为  $R_m$ 。

直齿、格利森制弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的分度圆直径和模数以及直齿和弧齿锥齿轮的齿高，一般以大端为基准，在参数代号右侧加下角“e”，不致引起混乱时可略去下角“e”。美国标准 ANSI/AGMA 2005-C96 以及摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮则以参考点  $M$  处的法向模数  $m_n$  为基准值。锥齿轮和准双曲面齿轮取参考点螺旋角  $\beta_m$  为名义值，不致引起混乱时可略去下角“m”。

锥齿轮的模数、齿厚、齿距、分度圆、节圆、端面和法面的定义与渐开线圆柱齿轮的相同，齿高则在垂直于分度锥母线的截面内度量。需要说明计算点的位置在齿的大端、参考点或小端，因为参数值与锥距有关。

等高齿沿分锥母线齿高不变； $\theta_s = \theta_f = 0$ ； $\delta_s = \delta_f = \delta$ 。

准双曲面齿轮与锥齿轮相似的部分，参数名称和代号与锥齿轮的相同。由于小轮偏置，准双曲面齿轮副的图形与锥齿轮的不同，详见几何设计部分。

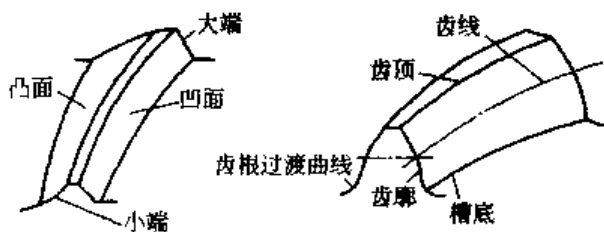
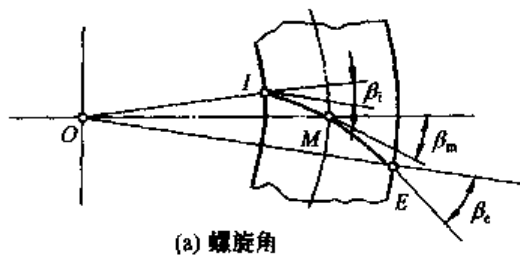


图 5-9 轮齿各部分名称

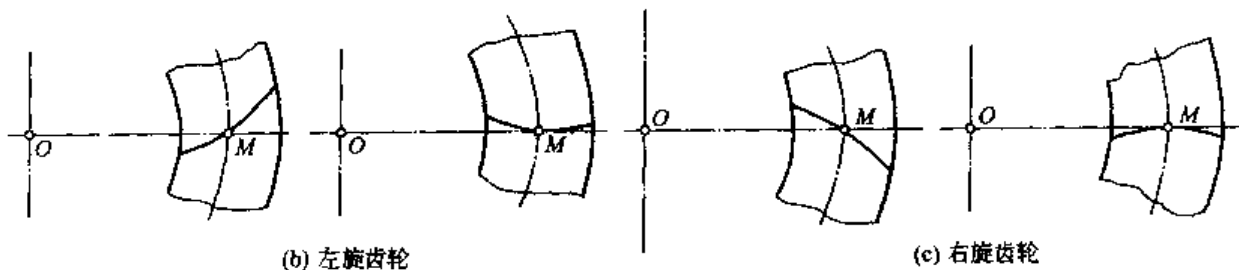
## (2) 锥齿轮专用的术语和定义

① 轮齿各部分名称 图 5-9 所示为齿的大端（外端）、小端（内端）、齿的凸面和凹面。齿顶、槽底和齿根过渡曲面的定义则与圆柱齿轮的相同。

② 齿的螺旋角和螺旋方向 分锥齿线任一点的切线与过该点分锥母线的夹角为该点的螺旋角，齿的大端和小端螺旋角分别为  $\beta_s$  和  $\beta_f$  [见图 5-10 (a)]，参考点螺旋角为  $\beta_m$ （或  $\beta$ ）。螺旋方向按下面方法确定：面对齿轮顶锥面观察，自齿宽中点到大端齿线的旋向逆时针为左旋 [见图 5-10 (b)]；齿线的旋向顺时针为右旋 [见图 5-10 (c)]。



(a) 螺旋角



(b) 左旋齿轮

(c) 右旋齿轮

图 5-10 齿的螺旋角和螺旋方向

③ 齿高类型 齿高类型分为收缩齿和等高齿 [见图 5-11 (c)]。收缩齿又分非等顶隙收缩齿 [见图 5-11 (a)] 和等顶隙收缩齿 [见图 5-11 (b)]。等顶隙收缩齿允许齿的小端有较大的齿根圆角，对刀齿寿命和齿轮强度都有利。双重收缩齿 [见图 5-11 (d)] 的目的在于

修正沿齿长方向齿厚的收缩，以便能用较大刀顶宽的粗切刀，但此法使齿高方向的收缩加剧。另一种倾斜齿根线收缩齿，介于一般收缩齿和双重收缩齿之间，它避免了双重收缩齿可能导致的齿高过度收缩和一般收缩齿可能导致的齿厚过度收缩。

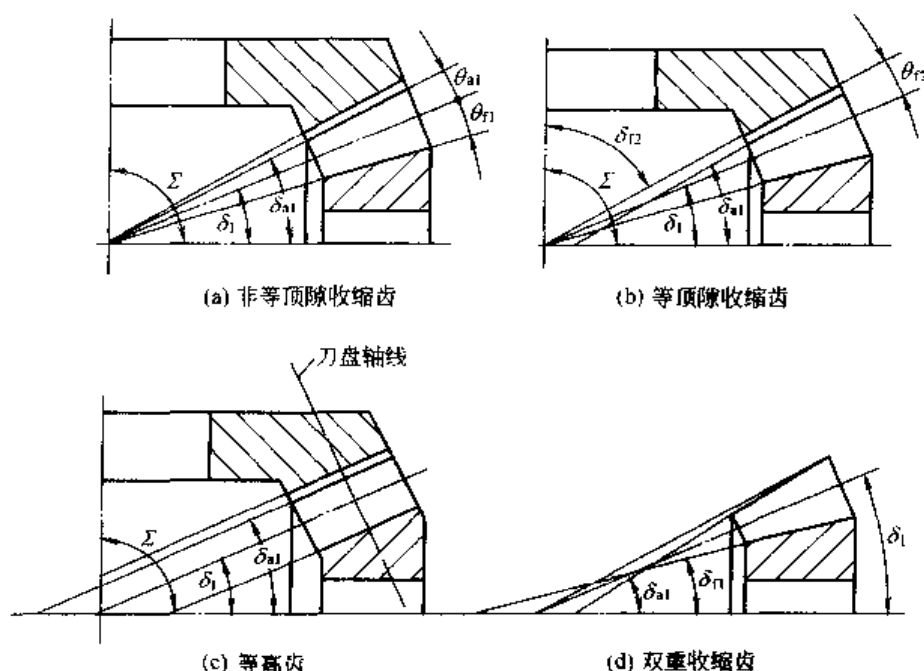


图 5-11 齿高类型

④ 安装距和轮冠距 安装距  $A$  为锥齿轮和准双曲面齿轮由轴向安装基面到锥齿轮的两轴线交点或准双曲面齿轮两轴线公垂线垂足的距离，用以控制齿轮的轴向位置；轮冠距  $A_0 = A - A_s$ ，用以控制轮齿与轴向安装基面之间的位置， $A_s$  为大端齿顶圆中心到两轮轴线交点或两轮轴线公垂线垂足的距离。

### 5.1.5 锥齿轮和准双曲面齿轮的 3 种齿制

#### (1) 弧齿锥齿轮与格里森制

多年来我国一直生产弧齿锥齿轮铣齿机及其配套设备，能满足一般工业要求。美国格里森 (Gleason) 公司是弧齿锥齿轮铣齿机著名厂家，其产品销售世界各地，格里森制几何设计、强度计算和切齿调整算法被各国广泛采用。

格里森制采用圆弧收缩齿，以端铣刀的直线刀刃由切削运动形成的刃锥面为产形面，用间歇分齿法展成锥齿轮和准双曲面齿轮。切削运动与展成运动无关，可用拉齿法加工半展成齿轮副的大轮，提高生产率；便于用砂轮磨齿提高加工精度。由于只能用间歇分齿法加工，增加了辅助时间。大批量生产时，大齿轮用双面法铣齿，一次加工出齿槽的两面；按大轮齿面用单面法配切小轮的凸面和凹面。

#### (2) 摆线齿锥齿轮的两种齿制

生产摆线齿锥齿轮铣齿机的厂家有瑞士原奥利康 (Oerlikon) 公司和德国克林根贝尔格 (Klingelnberg) 公司，分别形成奥利康制 (简称“奥”制) 和克林根贝尔格制 (简称“克”制) 几何设计、强度计算和切齿调整算法。其共同特点是：轮齿为长幅外摆线等高齿；采用连续分度双面法铣齿，又称端面滚齿法铣齿，节约了分齿的辅助时间。但刀盘转速和轮坯转速有关，受到约束。

“奥”制与“克”制之间有以下主要差别。

### ① 铣齿机的主要差别

a. 铣齿机的结构不同 “奥”制铣齿机有刀倾机构, 通过改变刀倾角控制齿面接触区的大小和形状; S17 和 S27 等型铣齿机有较大刀倾角, 可用对偶法展成半展成齿轮副的小齿轮。“克”制铣齿机无刀倾机构。

b. 铣齿机的规格不同 “克”制有小型铣齿机 FK41C, 加工的最小法向模数  $m_n = 0.2\text{mm}$ , 也有大型铣齿机 AMK1602, 加工的最大法向模数  $m_n = 35\text{mm}$ , 齿轮最大外径  $d_{ae2} = 2\,000\text{mm}$ 。“奥”制铣刀盘模数范围  $m_n = 1.5 \sim 13\text{mm}$ , 齿轮最大外径  $d_{ae2} = 680\text{mm}$ 。

### ② 铣刀盘的主要差别

a. 铣刀盘结构不同 “克”制采用双层刀盘, 通过调整外刀与内刀回转中心偏距和增大外刀半径, 来控制配对两轮接触齿面的相对法曲率, 在保证齿厚的条件下得到要求的接触区。图 5-12 为克林根贝尔格双层刀盘。装有内刀齿的内刀盘 2 固定在铣齿机主轴 1 上; 装有外刀齿的外刀盘 3 通过十字滑块 4、5 和 6 与铣齿机主轴 1 连接, 外刀盘既可以与内刀盘同步回转, 又可以调整其内外刀盘回转轴心之间的偏距  $E_{xz}$ , 以便控制齿面的接触区。“奥”制内外刀齿装在整体刀盘上, 其回转中心重合, 不可调。

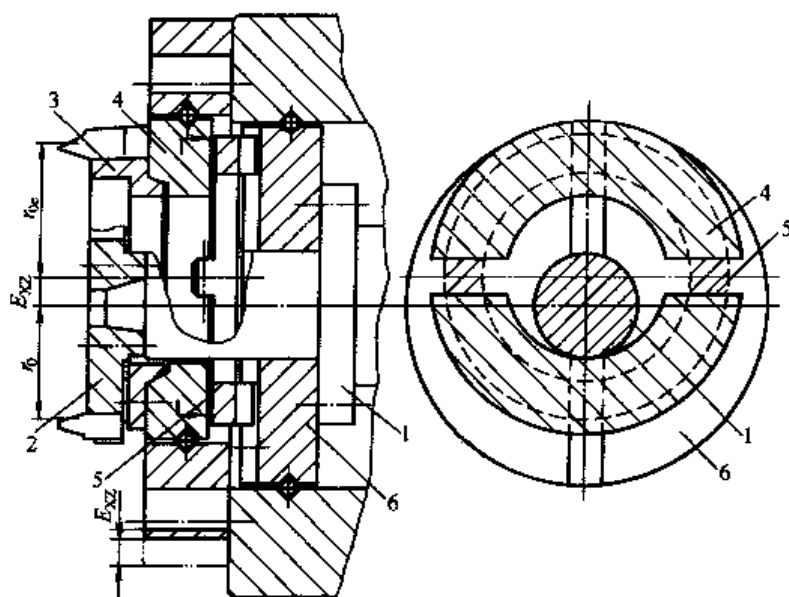


图 5-12 克林根贝尔格双层铣刀盘

b. 刀盘的规格不同 两种齿制刀盘系列标准的刀盘名义半径  $r_0$  和刀齿组数  $z_0$  都不相同。“克”制常用刀齿组数  $z_0 = 5$ , 刀盘名义半径  $r_0 = 135 \sim 260\text{mm}$ , 最大可达  $r_0 = 450\text{mm}$ 。“奥”制 FS 系列刀盘:  $r_0 = 39 \sim 181\text{mm}$ ;  $m_n = 1.5 \sim 8.5\text{mm}$ ;  $z_0 = 5 \sim 13$ 。FSS 系列刀盘:  $r_0 = 160 \sim 181\text{mm}$ ;  $m_n = 5 \sim 10\text{mm}$ ;  $z_0 = 11 \sim 13$ 。

③ 加工方法不同 “奥”制一般用刀倾全展成法 (Spiroflex 法) 加工; 当传动比  $i_{12} \geq 3$  或大轮分锥角  $\delta_2 \geq 60^\circ$  时可以用刀倾半展成法 (Spirac 法) 加工。在“奥”制铣齿机上不能进行硬齿面刮削。“克”制铣齿机只能用全展成法加工, 但其中某些铣齿机 (例如 AMK635、AMK852、AMK855 和 AMK1602 等) 允许进行硬齿面刮削。

④ 使用场合不同 “奥”制铣齿刀盘刀齿组数多、传动比较大时可用半展成法加工, 生产效率较高, 但刀具齿形角与刀倾角有关, 难于标准化, 比较适用于大批量生产的汽车行业, 不适用于小模数齿轮和重型齿轮。“克”制 FK41C 铣齿机适用于加工小模数齿轮; AMK1602 等铣齿机特别适合于重型齿轮的硬齿面刮削。由于刀轴不倾斜, 刀具齿形角便于

标准化,对单件小批生产十分有利。

(3) 计算机数控 (CNC) 技术使 3 种齿制铣齿机趋同

3 种齿制是由生产曲线齿锥齿轮铣齿机 3 厂家根据其铣齿机和刀具的特点制定的,在发展过程中 3 种齿制取长补短互有渗透。如两种摆线齿锥齿轮齿制采用了相同的基本齿廓;“奥”制铣齿机采用了回转式刀倾机构等。但 3 种齿制仍自成一体,采用的计算方法甚至参数代号都各不相同,使用户感到十分不便。

使用 CNC 技术,格利森公司于 1986 年开发的 G MAXX2010 铣齿机、奥利康公司开发的 S25 和 S35 以及 OERLIKON C22 和 C28 等型号铣齿机,既可以加工弧齿锥齿轮,又可以加工摆线齿锥齿轮,使 3 种齿制的铣齿机趋同。CNC 铣齿机结构十分简单,无疑使机床的刚度增加,可以提高加工效率和精度。但是目前 CNC 铣齿机的价格十分昂贵,使既能满足要求又比较便宜的非数控铣齿机仍占有相当高的份额。显然随着 CNC 铣齿机的广泛使用,基于传统铣齿机的 3 种齿制会有较大变革。

5.2 锥齿轮及准双曲面齿轮主要参数的选择

几何设计时,需要根据要求的传动比  $i_{12}$ 、传递的功率  $P_1$  和主动轮的转速  $n_1$ ,选定齿轮传动的一些参数,其中包括:在传动比允许误差范围内的齿数比  $u$ ;对传动总体尺寸起决定作用的小轮或大轮大端分度圆直径;确定两轮相对位置的轴交角和准双曲面齿轮的偏置距;影响齿轮强度的齿数、模数、齿宽和螺旋角;决定轮齿尺寸的基本齿廓;改善传动质量的高变位系数、切向变位系数和齿侧间隙;根据齿轮旋转方向确定的齿轮螺旋方向和准双曲面小齿轮的偏置方向;铣齿刀盘的名义半径和刀齿组数等参数。格利森、克林根贝尔格和奥利康公司对锥齿轮和准双曲面齿轮主要参数的选择各有推荐。其中各齿制特有的部分,如刀盘参数、高变位系数、切向变位系数及齿侧间隙等分别在齿轮设计部分介绍。本节主要介绍有共同规律可以互补的部分。

5.2.1 锥齿轮的基本齿廓

(1) GB/T 12369—1990 直齿及斜齿锥齿轮的基本齿廓

在齿轮大端法面内取基本齿廓(见图 5-13 和表 5-2)。

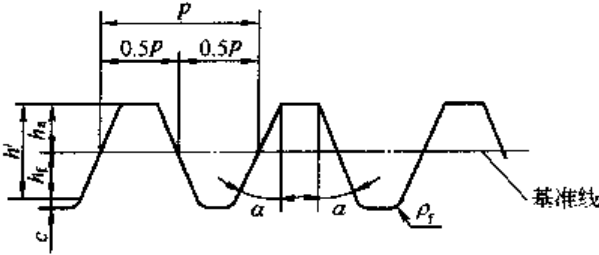


图 5-13 直齿及斜齿锥齿轮的基本齿廓

表 5-2 直齿及斜齿锥齿轮基本齿廓的参数

名 称	代号	数 值	说 明
齿形角	$\alpha$	$20^\circ$	指齿面法截面值
齿顶高	$h_a$	$m_n$	$m_n$ 为斜齿的大端法向模数
工作齿高	$h'$	$2m_n$	
齿距	$p$	$\pi m_n / \cos \beta$	基准线上同侧齿廓间的距离, $\beta$ 为斜齿的螺旋角
顶隙	$c$	$0.2m_n$	
齿根圆角半径	$\rho_f$	$0.3m_n$	

- 注: 1. 适用于大端端面模数  $m \geq 1\text{mm}$  (直齿锥齿轮  $m = m_n$ ) 的通用及重型机械。  
2. 与齿高有关的各参数按大端法向模数计算。  
3. 需要修缘时,原则上只修齿顶,其最大值在齿高方向为  $0.6m_n$ ,在齿厚方向为  $0.02m_n$ 。  
4.  $\alpha = 20^\circ$  为基本齿形角,根据需要允许采用  $\alpha = 14^\circ 30'$  或  $\alpha = 25^\circ$ 。  
5. 齿根圆角半径应尽量大些,啮合条件允许时可取  $\rho_f = 0.35m_n$ 。

为了方便引入齿顶高系数  $h_a^*$  和顶隙系数  $c^*$ 。对于直齿锥齿轮:  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.2$ ;  $h_a = h_a^* m$ ,  $h' = 2h_a^* m$ ,  $c = c^* m$ 。

(2) ANSI/AGMA 2005-C96 的基本齿廓参数 美国标准在齿的参考点  $M$  处 (一般为齿宽中点) 法截面内取基本齿廓。

① 直齿锥齿轮  $\alpha = 20^\circ$  (允许用  $\alpha = 25^\circ$ );  $z_1 \geq 12$  时,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ ;  $h_{ma} = h_a^* m_m$ ,  $h'_m = 2h_a^* m_m$ ,  $c = c^* m_m$ ,  $m_m$  为参考点模数。

② 零度弧齿锥齿轮 法向齿形角  $\alpha_n = 22^\circ 30'$  (允许用  $\alpha_n = 25^\circ$ );  $z \geq 13$  时,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ ;  $h_{ma} = h_a^* m_n$ ,  $h'_m = 2h_a^* m_n$ ,  $c = c^* m_n$ ,  $m_n$  为参考点法向模数。

③ 弧齿锥齿轮  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $z_1 < 12$  时可用大一些的  $\alpha_n$  值。  $h_{ma} = h_a^* m_n$ ,  $c = c^* m_n$ ,  $h'_m = 2h_a^* m_n$ 。  $m_n$  为参考点法向模数,  $h_a^*$  见表 5-3,  $c^* = 0.25h_a^*$ 。

表 5-3 弧齿锥齿轮的  $h_a^*$

小轮齿数 $z_1$	齿顶高系数 $h_a^*$	小轮齿数 $z_1$	齿顶高系数 $h_a^*$
$\geq 12$	1.000 0	8	0.947 5
11	0.997 5	7	0.917 5
10	0.987 5	6	0.882 5
9	0.970 0		

### (3) 格利森制

锥齿轮基本齿廓参数国内厂家仍用旧格利森制, 按大端端面模数计算轮齿尺寸。

① 直齿锥齿轮  $\alpha = 20^\circ$  (允许用  $14^\circ 30'$  或  $25^\circ$ )  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.188$ ;  $h_a = h_a^* m$ ,  $h' = 2h_a^* m$ ,  $c = c^* m + 0.05\text{mm}$ ,  $m$  为大端模数。短齿:  $h_a^* = 0.8$ ,  $c^* = 0.188$ ,  $\alpha = 22^\circ 30'$ 。

② 零度弧齿锥齿轮  $\alpha_n = 20^\circ$  (允许用  $22^\circ 30'$  和  $25^\circ$ ),  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.188$ ;  $h_a = h_a^* m_t$ ,  $h' = 2h_a^* m_t$ ,  $c = c^* m_t + 0.05\text{mm}$ ,  $m_t$  为大端端面模数。

③ 弧齿锥齿轮  $\alpha_n = 20^\circ$  (允许用  $14^\circ 30'$  和  $16^\circ$ ),  $h_a^* = 0.85$ ,  $c^* = 0.188$ ;  $h_a = h_a^* m_t$ ,  $h' = 2h_a^* m_t$ ,  $c = c^* m_t$ ,  $m_t$  为大端端面模数。

### (4) 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮

$\alpha_n = 20^\circ$ , 准双曲面齿轮平均齿形角  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0.25$ ;  $h_a = h_a^* m_n$ ,  $h' = 2h_a^* m_n$ ,  $c = c^* m_n$ ,  $m_n$  为参考点法向模数。

一般齿形角  $\alpha = 20^\circ$  (曲线齿为  $\alpha_n$ )。增大齿形角可增加轮齿强度, 采用较少齿数, 但是齿顶易变尖; 齿底槽宽变窄, 刀顶宽受到限制; 端面重合度减小, 不利于传动的平稳性。减小齿形角则端面重合度增大, 有利于平稳传动, 但强度较差, 易根切。

旧格利森制按大端端面模数  $m_t$  确定轮齿尺寸。而 ANSI/AGMA 2005-C96 则在参考点法截面内取基本齿廓, 优点是: 基本齿廓的截面与强度计算的截面一致; 刀齿主要尺寸由参考点法向模数  $m_n$  和法向齿形角  $\alpha_n$  确定, 与螺旋角  $\beta$  无关。

旧格利森制弧齿锥齿轮的齿顶高系数  $h_a^* = 0.85$ ,  $c^* = 0.188$ , 是定值, 而 ANSI/AGMA 2005-C96 中, 当  $z \leq 11$  时,  $h_a^*$  和  $c^*$  值随  $z_1$  的减小而减小。

## 5.2.2 锥齿轮的大端分度圆直径

### (1) 一般工业用弧齿锥齿轮

ANSI/AGMA 2005-C96 和格利森制, 根据齿数比  $u = z_2/z_1$  和小轮转矩  $T_1$ , 按接触强度和弯曲强度由图 5-14 和图 5-15 分别确定小齿轮大端分度圆直径, 取其中较大者为初值  $d_{10}$ 。



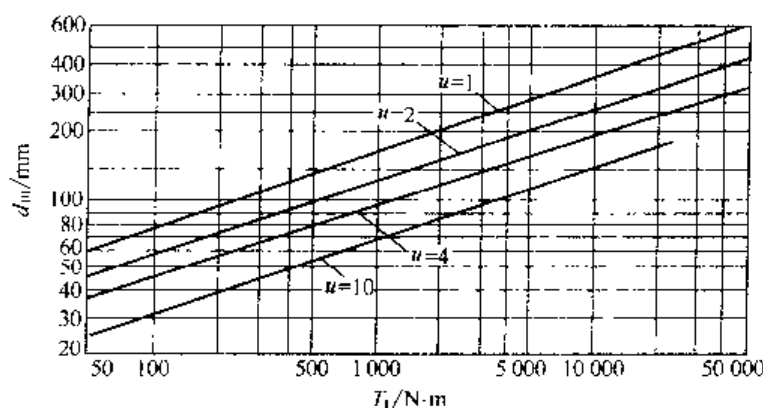


图 5-14 根据接触强度确定小轮分度圆直径

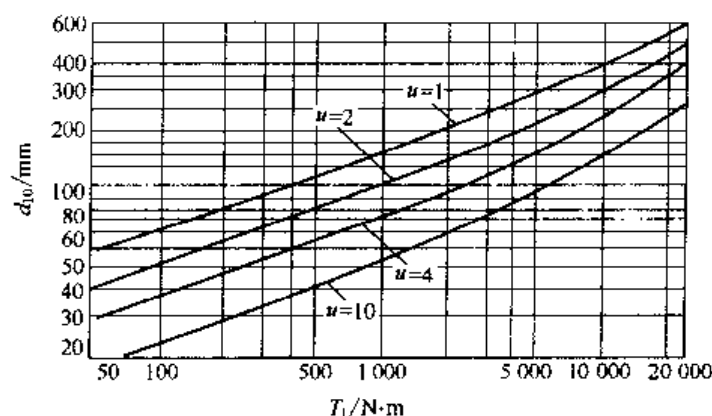


图 5-15 根据弯曲强度确定小轮分度圆直径

由线图确定初值  $d_{10}$  时需要注意以下几点。

① 两线图是按渗碳钢、齿面硬度为 55HRC 的正交弧齿锥齿轮绘制的。当齿轮材料与齿面硬度与此不相符时，需要将  $d_{10}$  乘以由表 5-4 查得的材料与硬度修正系数。

表 5-4 材料与硬度修正系数

大 齿 轮		小 齿 轮		材料与硬度 修正系数
材 料	硬 度	材 料	硬 度	
钢(表面硬化处理)	$\geq 58\text{HRC}$	钢(表面硬化处理)	$\geq 60\text{HRC}$	0.85
钢(表面硬化处理)	$\geq 55\text{HRC}$	钢(表面硬化处理)	$\geq 55\text{HRC}$	1.00
钢(火焰淬火)	$\geq 50\text{HRC}$	钢(表面硬化处理)	$\geq 55\text{HRC}$	1.05
钢(火焰淬火)	$\geq 50\text{HRC}$	钢(火焰淬火)	375~425HB	1.05
钢(油淬火)	375~425HB	钢(油淬火)	$\geq 55\text{HRC}$	1.20
钢(热处理)	250~300HB	钢(表面硬化处理)	$\geq 55\text{HRC}$	1.45
钢(热处理)	210~245HB	钢(表面硬化处理)	$\geq 55\text{HRC}$	1.45
铸铁	—	钢(表面硬化处理)	$\geq 50\text{HRC}$	1.95
铸铁	—	钢(火焰淬火)	160~200HB	2.00
铸铁	—	钢(退火)	—	2.10
铸铁	—	铸铁	—	3.10

② 确定  $T_1$  时应注意小齿轮的峰值载荷。在预期的齿轮寿命内，若峰值载荷总循环数超过  $10^7$  次，则取峰值载荷为  $T_1$  值；若峰值载荷少于  $10^7$  次，则将峰值载荷的一半与持续载荷的最大值比较，取其中大者为  $T_1$  值。

③ 直齿和零度齿锥齿轮的小轮直径应稍大，由图 5-14 按接触强度查得  $d_{10}$  值，零度齿

轮应乘以 1.3；鼓形直齿锥齿轮应乘以 1.2；表面硬化处理并经磨齿的弧齿锥齿轮应乘以 0.8。将求得的  $d_{10}$  值与由图 5-15 按弯曲强度查得的  $d_{10}$  值比较，取两者中较大者。

④ 承受不变载荷的齿轮，按弯曲强度确定  $d_{10}$  时，由图 5-15 查得的  $d_{10}$  值偏大，有振动的工况下乘 0.7，无振动时乘以 0.6。

⑤ 汽车、航空和船舶齿轮，不能用图 5-14 和图 5-15。

(2) 汽车用弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮

格利森制弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮用于车辆时，按齿数比  $u$  和大轮持续转矩  $T_2$ ，由图 5-16 和图 5-17 确定大轮大端分度圆直径初值  $d_{20}$ 。

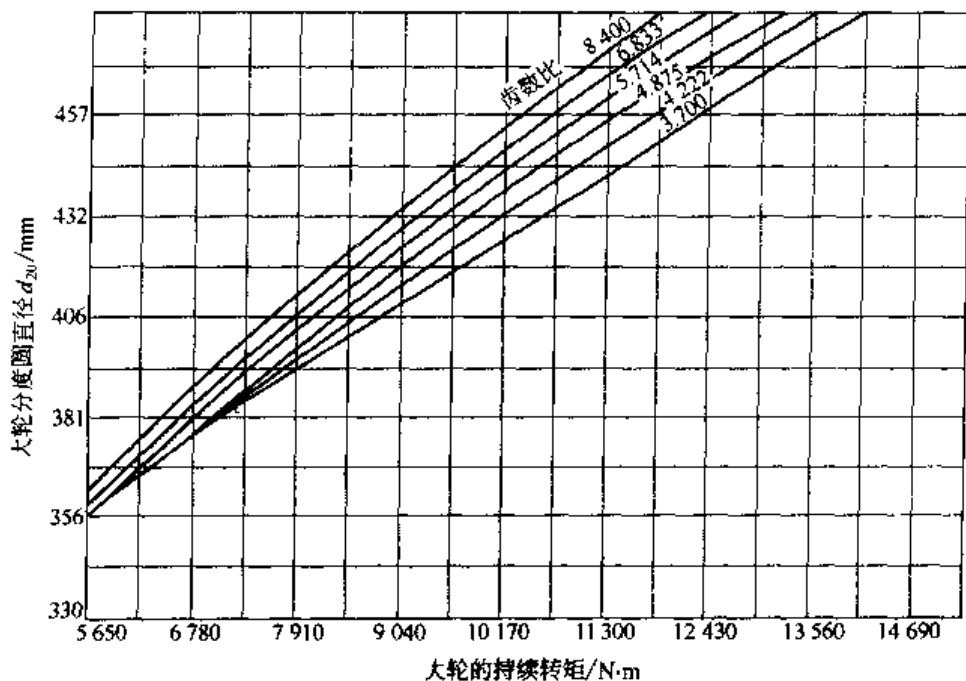


图 5-16 弧齿锥齿轮大轮大端分度圆直径

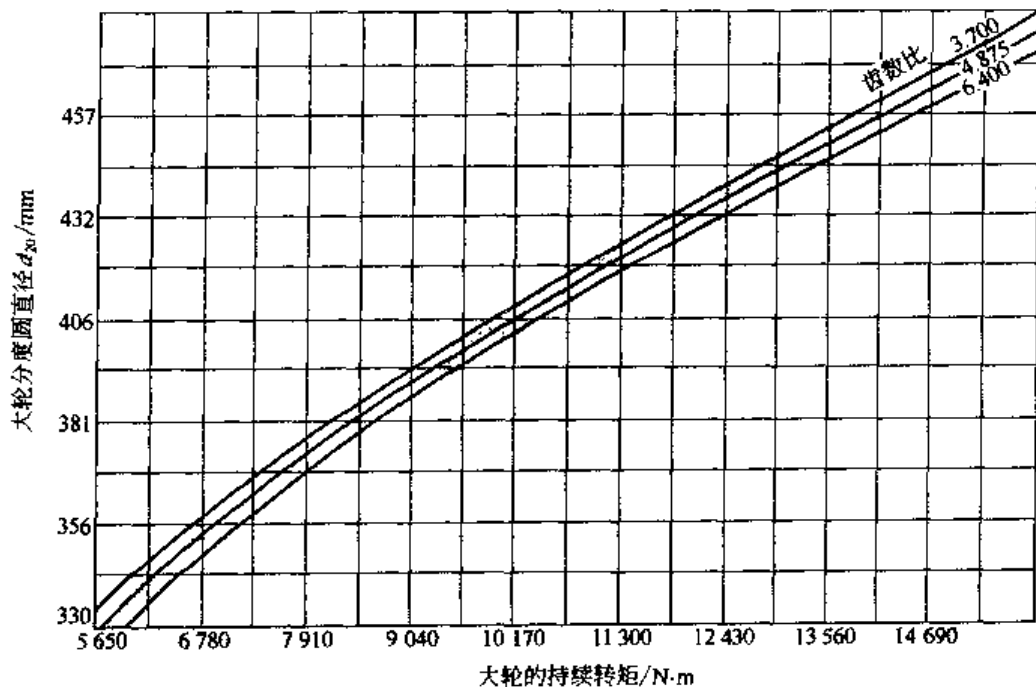


图 5-17 弧齿准双曲面齿轮大轮大端分度圆直径

图 5-16 按  $\beta=35^\circ$ ,  $\alpha_s=22^\circ30'$ , 大轮齿宽  $b_2=0.28R$ , 小轮齿宽  $b_1=0.32R$  绘成 ( $R$  为大端锥距)。

图 5-17 按小轮螺旋角  $\beta_1=50^\circ$ , 平均齿形角  $\varphi=22^\circ30'$ ,  $b_2=0.28R_a$ ,  $b_1=1.12b_2$ , 偏置距  $E=0.11d_a$  绘成。

### (3) 克林根贝尔格摆线齿锥齿轮

“克”制摆线齿锥齿轮, 按下式计算大轮大端节圆直径

$$(d'_{a2})^{2.5} = 1000 T_1 \left( \frac{n^2}{a^2 + 1} \right) \sqrt[5]{n_1}$$

式中  $d'_{a2}$ ——大轮大端节圆直径, mm;

$T_1$ ——小轮转矩, N·m;

$n_1$ ——小轮转速, r/min。

将小轮分锥角减小、大轮分锥角加大相同的  $\Delta\delta$  值时, 需要由  $d'_{a2}$  和  $\Delta\delta$  换算出大轮大端分度圆直径  $d_a$ ,  $\Delta\delta=0$  时,  $d_a=d'_{a2}$ 。

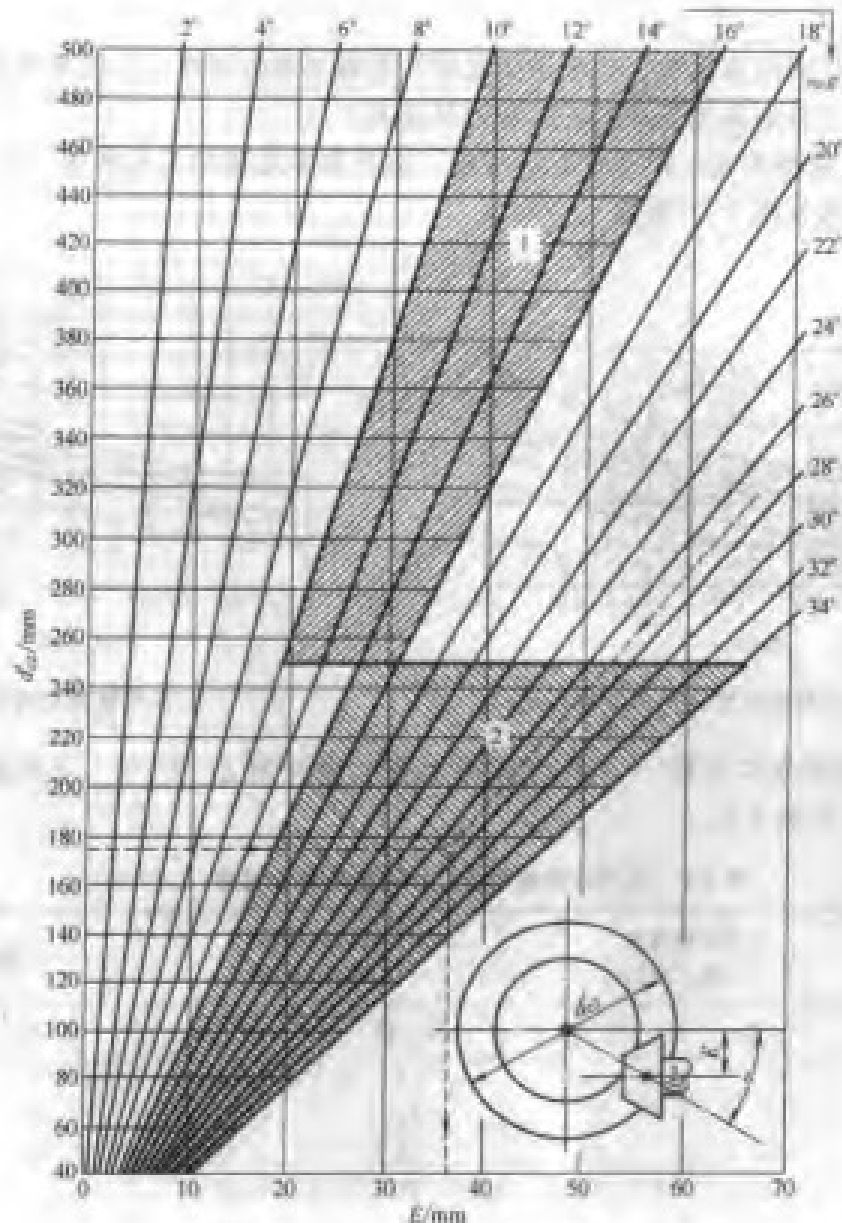


图 5-18  $d_a$ ,  $E$  和  $\epsilon$  之间的关系

### 5.2.3 准双曲面齿轮的偏置距 $E$

偏置距  $E$  值见表 5-5。 $E$ 、大轮大端分度圆直径  $d_{e2}$  和大轮偏离角  $\epsilon$  之间存在一定关系。图 5-18 中奥利康制推荐, 所选  $E$  值的对应角  $\epsilon$  应在以下范围内: 重载汽车  $\epsilon=10^{\circ}\sim 16^{\circ}$  (图中“1”区); 轿车,  $\epsilon=14^{\circ}\sim 34^{\circ}$  (图中“2”区)。 $\epsilon$  值详见准双曲面齿轮几何设计。

表 5-5 准双曲面齿轮的偏置距

用 途	齿 制	
	格利森制弧齿	奥利康制摆线齿
轿车、轻型车及一般工业用	$E \leq 0.4R_{e2}$ 或 $E \leq 0.2d_{e2}$	$E = (0.15 \sim 0.25)d_{e2}$
载重车、拖拉机及铁路机车	$E \leq 0.2R_{e2}$ 或 $E \leq 0.1d_{e2}$	$E = (0.10 \sim 0.15)d_{e2}$

注:  $R_{e2}$  为大轮大端锥距。

### 5.2.4 齿数、模数、齿宽和螺旋角

#### (1) 齿数

在齿轮尺寸相同的情况下, 齿数少又无根切有利于弯曲强度; 齿数多有利于接触强度和传动的平稳性, 但会增加轮齿加工工时和刀具成本。

① 一般工业用锥齿轮 轴交角  $\Sigma=90^{\circ}$  时, 直齿和零度齿的小轮按图 5-19 选齿数; 弧齿锥齿轮的小轮齿数按图 5-20 取值。

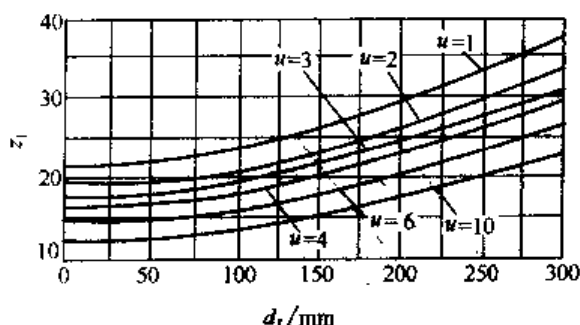


图 5-19 直齿和零度锥齿轮的小轮齿数

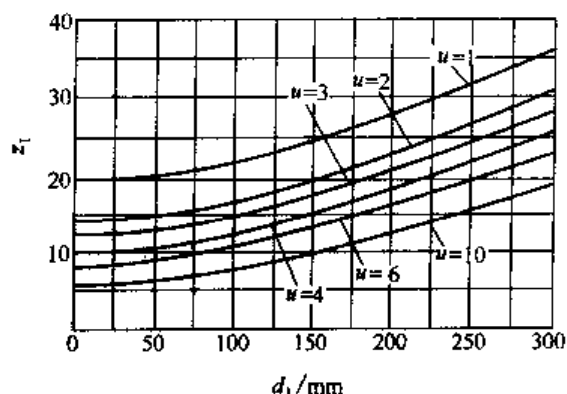


图 5-20 弧齿锥齿轮的小轮齿数

② 格利森制的最少齿数 一般工业用锥齿轮, 轴交角  $\Sigma=90^{\circ}$  时, 不同齿形角和齿数比的齿轮最少齿数见表 5-6。

表 5-6 不同齿形角和齿数比的齿轮最少齿数 ( $\Sigma=90^{\circ}$ )

压力角	直齿锥齿轮 (一般工业用)		弧齿锥齿轮 (一般工业用)		零度锥齿轮	
	小 轮	大 轮	小 轮	大 轮	小 轮	大 轮
20° (标准)	16	16	17	17	17	17
	15	17	16	18	16	20
	14	20	15	19	15	25
	13	30	14	20		
			13	22		
			12	26		

续表

压力角	直齿锥齿轮 (一般工业用)		弧齿锥齿轮 (一般工业用)		零度锥齿轮	
	小 轮	大 轮	小 轮	大 轮	小 轮	大 轮
14.5°	29	29	28	28	不 用	
	28	29	27	29		
	27	31	26	30		
	26	35	25	32		
	25	40	24	33		
	24	57	23	36		
			22	40		
			21	42		
			20	50		
			19	70		
16°	不 用		24	24	不 用	
			23	25		
			22	26		
			21	27		
			20	29		
			19	31		
			18	36		
			17	45		
			16	59		
22.5°	13	13	14	14	14	14
25°	12	12	12	12	13	13

汽车弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮最少齿数见表 5-7。

表 5-7 汽车弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮小轮最少齿数

传动比	小齿轮齿数	允许范围	传动比	小齿轮齿数	允许范围
1.5~1.75 <sup>①</sup>	14	12~16	4.0~4.5	9	8~10
1.75~2.00 <sup>①</sup>	13	11~15	4.5~5.0	8	7~9
2.0~2.5 <sup>①</sup>	11	10~13	5.0~6.0	7	6~8
2.5~3.0 <sup>①</sup>	10	9~11	6.0~7.5	6	5~7
3.0~3.5	10	9~11	7.5~10.0	5	5~6
3.5~4.0	10	9~11			

① 传动比 1.5~3.0 间只能用展成法加工。

③ ANSI/AGMA 2005-C96 中弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的小轮最少齿数 见表 5-8。

表 5-8 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮小轮最少齿数 (摘自 ANSI/AGMA 2005-C96)

传 动 比	小齿轮最少齿数	传 动 比	小齿轮最少齿数
1.00~1.50	13	3.50~4.00	9
1.50~1.75	12	4.00~4.50	8
1.75~2.00	11	4.50~5.00	7
2.00~2.50	10	5.00~6.00	6
2.50~3.00	9	6.00~7.50	5
3.00~3.50	9	7.50~10.00	5

④ 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮小轮齿数  $z_{\min}=5$ ,  $z_1>8$  时传动质量较好。锥齿轮和准双曲面齿轮分别按表 5-23 和表 5-54 算出  $z_1$  值加以圆整。

由小轮齿数和要求的传动比  $i_{120}$ , 算出大轮齿数  $z_2$  加以圆整, 齿数比  $u$  与要求的传动比  $i_{120}$  之差应在允许范围内。两齿轮齿数尽可能无公因数。

### (2) 模数

由大轮 (或小轮) 大端分度圆直径和齿数  $z_2$  (或  $z_1$ ) 求出大端端面模数。直齿锥齿轮需按 GB/T 12368—1990 标准值 (见表 5-9) 加以圆整。

表 5-9 锥齿轮模数 (GB/T 12368—1990)

												/mm
0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
1	1.125	1.25	1.375	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5
3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	8	9	10	11	12
14	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	45	50

### (3) 齿宽

① 格利森制齿宽 直齿锥齿轮的齿宽  $b \leq 0.3R$  和  $b \leq 10m_t$ ; 零度齿轮的齿宽  $b \leq 0.25R$ ; 弧齿锥齿轮齿宽  $b \leq 0.3R$  和  $b \leq 10m_t$ ; 准双曲面齿轮大轮齿宽  $b_2 \leq 0.3R_{e2}$  和  $b_2 \leq 10m_{t2}$ 。

② ANSI/AGMA 2005-C96 推荐的齿宽 弧齿锥齿轮轴交角  $\Sigma = 90^\circ$  时, 根据传动比  $i_{12}$  和小轮大端分度圆直径  $d_{e1}$  按图 5-21 确定齿宽  $b$ 。图 5-21 是按  $b = 0.3R$  绘制的。 $\Sigma < 90^\circ$  时  $b$  略大于图 5-21 所得值;  $\Sigma > 90^\circ$  时,  $b$  略小于图 5-21 所得值。通常  $b \leq 0.3R$  和  $b \leq m_{et}$ 。

零度齿轮齿宽等于图 5-21 所得值乘以 0.83, 并且  $b \leq 0.25R_e$ 。

准双曲面齿轮以大轮齿宽  $b_2$  为基准, 通常小轮齿宽大于大轮齿宽, 详见几何设计。

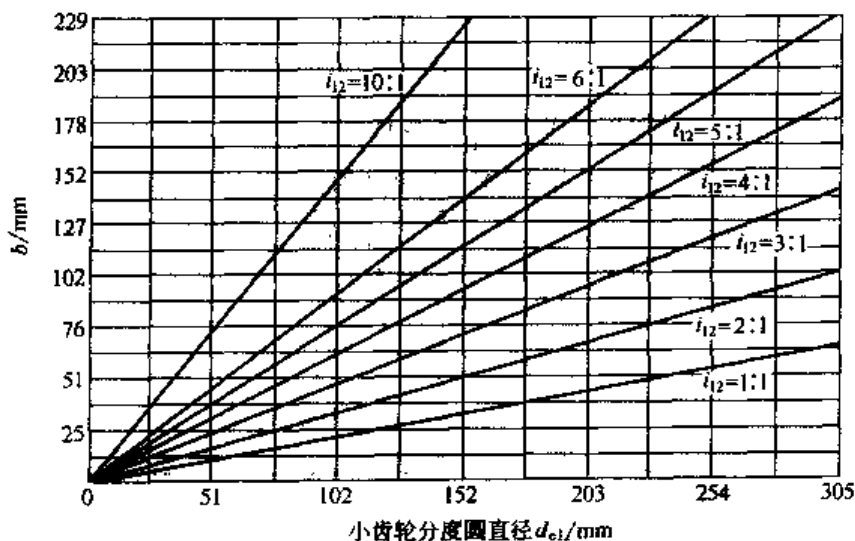


图 5-21 轴交角  $\Sigma = 90^\circ$  的弧齿锥齿轮齿宽

③ 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的齿宽和法向模数 齿宽  $b$  (或  $b_2$ ) 和参考点法向模数  $m_n$  值由表 5-10 查得。与弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮不同之处是根据齿宽  $b$  (或  $b_2$ ) 确定参考点法向模数  $m_n$  值。

表 5-10 摆线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的齿宽和模数

		/mm
传动类型	齿宽 $b$ 和大轮齿宽 $b_2$	法向模数 $m_n$
锥齿轮	轻载和中载 $b = (0.2 \sim 0.29)R'_e$	硬齿面重载齿轮 $m_n = (0.1 \sim 0.14)b$
	重载 $b = (0.29 \sim 0.33)R'_e$	调质钢软齿面 $m_n = (0.083 \sim 0.1)b$
准双曲面齿轮	$b_2 \approx 0.29R'_{e2}$	$m_n \approx 0.1b_2$

注:  $R'_e$  和  $R'_{e2}$  为按  $d'_{e2}$  和初值  $u_0 = i_{120}$  求得的大轮大端节锥母线长度。

在大轮大端锥距确定的情况下，齿太宽无助于齿的强度和耐久性的增加，因为偏载到齿的小端时齿易损坏。此外，小端齿底槽宽过窄，难于加工。

(4) 螺旋角

齿参考点的螺旋角  $\beta_m$ ，根据要求的纵向重合度  $\epsilon_\beta$  和允许的轴向力确定。螺旋角大传动平稳，但轴向力大。

① 格利森制推荐的螺旋角 一般工业用弧齿锥齿轮  $\beta \approx 35^\circ$ 。汽车和航空用的弧齿锥齿轮可参照表 5-11 选取，纵向重合度至少应为  $\epsilon_\beta \approx 1.25$ 。 $\epsilon_\beta$  与  $b$ 、 $m_t$  和  $\beta$  有关，可由图 5-22 查得。图中线图按  $b=0.3R$  绘制。弧齿准双曲面齿轮小轮参考点的螺旋角：轿车  $\beta_1 \approx 50^\circ$ ；载重汽车  $\beta_1 \approx 45^\circ$ 。

表 5-11 汽车、拖拉机及航空工业用螺旋角

用 途	螺旋角 $\beta/(^\circ)$		
	弧齿锥齿轮	准双曲面小齿轮	
汽车	载重汽车	30~45	约 45 <sup>①</sup>
	小客车	35~40	约 50
拖拉机	农业用	25~35	
	工业用	25~35	
	工程用	0~20	
航空工业	直升机传动	30~45	
	发动机辅助传动	0~20	

① 合理的螺旋角，可在准双曲面齿轮计算中由传动比及偏置距与大轮大端分度圆直径的比值算出。

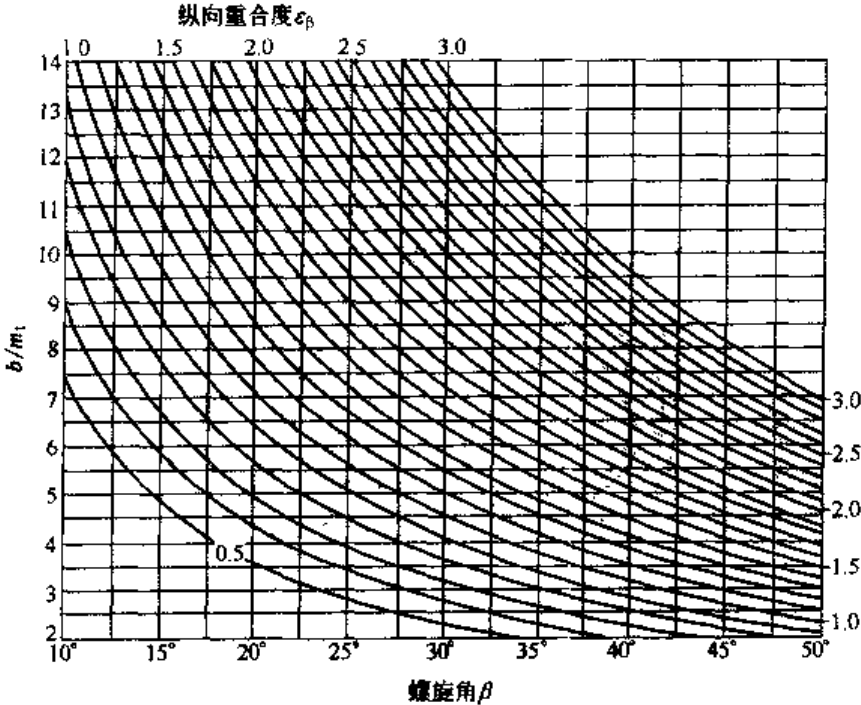


图 5-22 弧齿锥齿轮的纵向重合度  $\epsilon_\beta$

② ANSI/AGMA 2005-C96 选择螺旋角的原则 通常所选螺旋角应使弧齿锥齿轮的纵向重合度  $\epsilon_\beta \approx 2$ ；对于速度高要求传动平稳低噪声的传动，所选螺旋角最好使  $\epsilon_\beta > 2$ ，不过  $\epsilon_\beta < 2$  也是允许的。 $\epsilon_\beta$  值仍由图 5-22 查得。弧齿准双曲面小齿轮的螺旋角  $\beta_1 (^\circ)$ ，由下式求得

$$\beta_1 = 25 + 5\sqrt{(z_2/z_1) + 90E/d_2}$$

③ 摆线齿锥齿轮的螺旋角 “克”制推荐  $\beta_m = 30^\circ \sim 35^\circ$ ；“奥”制推荐，轴承能承受较大轴向力的情况可增至  $\beta_m \approx 40^\circ$ 。

④ 摆线齿准双曲面大齿轮螺旋角 在大轮齿面参考点处  $\beta_{m2} \approx 30^\circ$ 。

## 5.2.5 齿的螺旋方向和准双曲面小齿轮的偏置

### (1) 曲线齿锥齿轮齿的螺旋方向选择

齿轮正反转所承受的载荷一般不同，持续承受较大载荷的齿面称为工作面，承受较小载荷的面称为非工作面。主动轮的凹面与从动轮的凸面啮合时，两轮的轴向力均指向各自的大端，齿侧间隙有增大的趋势，轮齿不会卡死，作为工作面比较安全。相反，主动轮的凸面与从动轮凹面啮合时，轴向力指向齿轮各自的小端，侧隙有减小趋势，轮齿有卡死的危险，只能作为非工作面。

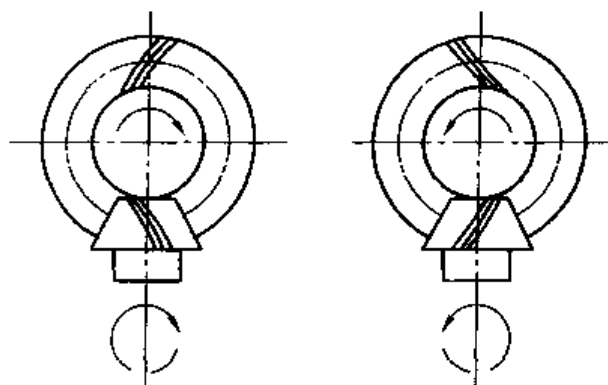


图 5-23 主动小锥齿轮的旋转方向和齿的螺旋方向

一般小齿轮为主动轮，小轮凹面大轮凸面为工作面，根据小轮的旋转方向确定齿的螺旋方向。如图 5-23 所示，小轮从大端看、大轮从正面（小端）看均为逆时针转动时，取小轮右旋大轮左旋；顺时针转动时，取小轮左旋大轮右旋。

### (2) 准双曲面齿轮的螺旋方向和小轮偏置方向

通常小齿轮为主动齿轮，小轮凹面、大轮凸面为工作面。两轮螺旋方向相反时啮合效率高。参考点螺旋角  $\beta_{m1} > \beta_{m2}$ ，可以增大小齿轮直径，增加其刚度和强度。

如图 5-24 所示，小轮从大端看，大轮从正面（小端）看均为顺时针转动时，取小轮螺旋方向为左旋（称为左旋传动），大轮右旋；小轮右置时下偏，见图 5-24 (a)，左置时偏置方向见图 5-24 (b)。大小轮均逆时针转动时，取小轮右旋（称为右旋传动），大轮左旋；小轮右置时上偏，见图 5-24 (d)，左置时偏置方向见图 5-24 (c)。

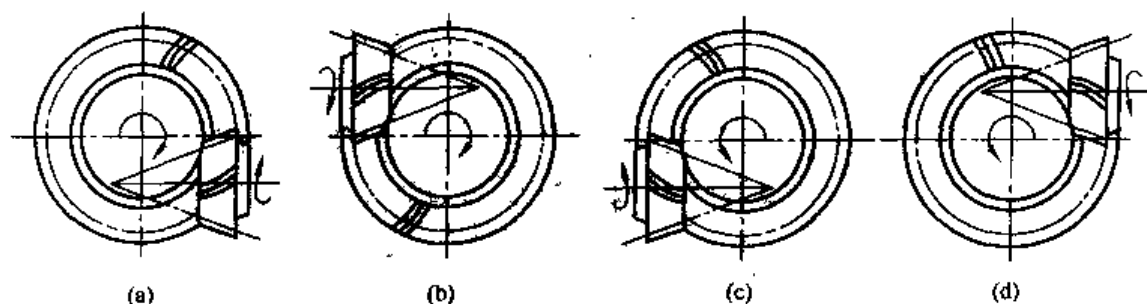


图 5-24 准双曲面齿轮的螺旋方向和小轮偏置方向

小轮偏置方向根据工作需要确定，例如轿车要求小轮下偏，可以降低重心，增加舒适性。通常先确定小轮偏置方向，再由小轮的旋转方向确定其螺旋方向。

奥利康制齿轮，大小轮刀盘不同，而齿的螺旋方向不同时刀盘又不同，相同的刀盘名义半径  $r_0$  和刀齿组数  $z_0$ ，需要 4 把刀盘。在保证主动齿轮凹面为工作面的条件下，通过齿轮旋转方向和螺旋方向的组合，尽可能只用左旋小轮和右旋大轮，把刀盘数量减少一半。



## 5.3 直齿锥齿轮几何设计

直齿锥齿轮用于圆周速度  $v < 5\text{m/s}$  的低速相交轴传动。其特点是：便于制作；轴向力较小，支承系统简单，甚至可以用滑动轴承，可以减少安装空间。但不用鼓形齿时，齿面接触区窄而长，对误差敏感，圆周速度高时产生较大噪声。

直齿锥齿轮的基本齿廓见 GB/T 12369—1990（见图 5-13 及表 5-2），大端模数系列标准值可由 GB/T 12368—1990（见表 5-9）查得。

车辆差速器中，直齿锥齿轮用于行星齿轮和半轴齿轮，由于受到空间限制，其行星轮齿数可少到 10；一般采用鼓形齿；大量生产时用圆拉法或精锻法加工齿轮。其几何设计与一般直齿锥齿轮传动不同，用圆拉法加工时，需按圆拉直齿锥齿轮标准系列选定参数和进行计算。

### 5.3.1 直齿锥齿轮的变位

GB/T 12369—1990 基本齿廓的参数（ $\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 1$  和  $c^* = 0.2$ ）与格利森制  $\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 1$  和  $c^* = 0.188$  时的参数接近，可按格利森制选择变位系数和检验轮齿是否根切。

#### (1) 切向变位系数

切向变位的目的是使两齿轮的弯曲强度接近，通常使小轮分度圆弧齿厚增大、大轮分度圆弧齿厚减小相同数值；小轮正变位，切向变位系数  $x_{t1} > 0$ ，大轮负变位  $x_{t2} = -x_{t1}$ 。当  $\alpha = 20^\circ$ ， $\Sigma = 90^\circ$ ， $z_1 \geq 13$  时，根据小轮齿数  $z_1$  和齿数比  $u$ ，由图 5-25 查得小齿轮的切向变位系数  $x_{t1}$ 。

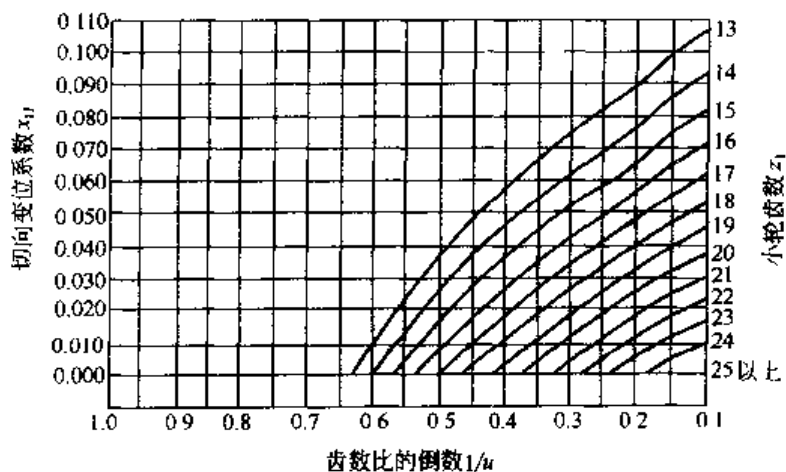


图 5-25  $\alpha = 20^\circ$ ， $\Sigma = 90^\circ$  时的小齿轮切向变位系数

#### (2) 高变位系数

高变位的目的是使小轮避免根切；使两轮齿面磨损均匀。小轮正变位，高变位系数  $x_1 > 0$ ，大轮负变位  $x_2 = -x_1$ 。当  $\alpha = 20^\circ$ ， $z_1 \geq 13$  时，按下式计算小轮高变位系数，即

$$x_1 = 0.46[1 - \cos\delta_2 / (u \cos\delta_1)]$$

式中  $\delta_1$ ， $\delta_2$  ——轮 1 和轮 2 分度锥角。

#### (3) 无根切的最大齿根角

用齿形角与齿轮压力角相同、刀顶棱边未倒圆的刨刀展成齿轮时，无根切最大齿根角

(°) 按下式计算，即

$$\theta_{\max} = \frac{180}{\pi} \left[ \frac{(1 + 4 \tan^2 \delta \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha)^{0.5} - 1}{2 \tan \delta \cos^2 \alpha} \right] \quad (5-1)$$

式中  $\delta$  —— 齿轮的分锥角。

### 5.3.2 直齿锥齿轮主要参数初算

直齿锥齿轮主要参数初算见表 5-12。

表 5-12 直齿锥齿轮主要参数初算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算例
1	轴交角	$\Sigma/(^{\circ})$		90
2	齿数比初值	$u_0, i_{120}$	$u_0 = i_{120} = n_1/n_2$	3.125
3	小轮转矩	$T_1/N \cdot m$		114
4	小轮大端分度圆直径初值	$d_{10}/mm$	$\Sigma = 90^{\circ}, \alpha = 20^{\circ}$ 时由图 5-14 和图 5-15 查得, 取其中较大值	55
5	小轮齿数	$z_1$	由图 5-19 查得	19
6	大轮齿数	$z_2$	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	59
7	齿数比	$u$	$u = z_2/z_1$	3.105
8	模数	$m'/mm$	$m' = d_{10}/z_1$	2.895
		$m/mm$	圆整到表 5-9 中的标准值	3
9	小轮分度锥角	$\delta_1/(^{\circ})$	$\Sigma \leq 90^{\circ}$ 时 $\delta_1 = \arctan \left( \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \right)$ $\Sigma > 90^{\circ}$ 时 $\delta_1 = \arctan \left[ \frac{\sin(180^{\circ} - \Sigma)}{u - \cos(180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	17.850
10	锥距	$R/mm$	$R = 0.5 m z_1 / \sin \delta_1$	92.976
11	齿宽	$b/mm$	取 $b = 0.3R$ 和 $b = 10m$ 中小者	28

注:  $n_1$  为小轮转速;  $n_2$  为大轮转速。

### 5.3.3 直齿锥齿轮几何计算

(1) 直齿锥齿轮几何计算 (见表 5-13)

表 5-13 直齿锥齿轮的几何计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
原 始 参 数					
1	齿数	$z_i$	见表 5-12(5)、(6)	19	59
2	大端模数	$m/\text{mm}$	见表 5-12(8)	3	
3	齿宽	$b/\text{mm}$	见表 5-12(11)	28	
4	齿顶高系数	$h_a^*$	见表 5-2, GB/T 12369—1990	1	
5	顶隙系数	$c^*$	见表 5-2, GB/T 12369—1990	0.2	
6	压力角	$\alpha/(\circ)$	见表 5-2, GB/T 12369—1990	20	
7	轴交角	$\Sigma/(\circ)$	见表 5-12(1)	90	
8	高变位系数	$x_i$	$x_1 = 0.46[1 - \cos\delta_2 / (u \cos\delta_1)]$ ; $x_2 = -x_1$	0.41	-0.41
9	切向变位系数	$x_{ti}$	$x_{t1}$ 见图 5-25; $x_{t2} = -x_{t1}$	0.015	-0.015

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
几何参数计算					
10	大端分度圆直径	$d_e/\text{mm}$	$d_e = mz_e$	57	177
11	分锥角	$\delta_i/(^{\circ})$	$\delta_i$ 见表 5-12(9); $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	17.850	72.150
12	大端锥距	$R/\text{mm}$	见表 5-12(10)	92.976	
13	大端齿距	$p_e/\text{mm}$	$p_e = \pi m$	9.425	
14	大端齿顶高	$h_{ae}/\text{mm}$	$h_{ae} = m(h_a' \pm x_1)$	4.23	1.77
15	大端齿根高	$h_{fe}/\text{mm}$	$h_{fe} = m(h_a' + c' \mp x_1)$	2.37	4.83
16	大端全齿高	$h_e/\text{mm}$	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$	6.60	
17	齿根角	$\theta_{fi}/(^{\circ})$	$\theta_{fi} = \arctan(h_{fe}/R)$	1.460	2.973
18	无根切许用最大齿根角	$\theta_{fi\max}/(^{\circ})$	$\theta_{fi\max} = 180 \sqrt{[1 + 4 \tan^2 \delta_i \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha]^{0.5} - 1} / (2 \pi \tan \delta_i \cos^2 \alpha)$	2.136	12.877
19	齿顶角	$\theta_{ai}/(^{\circ})$	不等顶隙收缩 $\theta_{ai} = \arctan(h_{ae}/R)$		
			等顶隙收缩 $\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1}$	2.973	1.460
20	顶锥角	$\delta_{ai}/(^{\circ})$	$\delta_{ai} = \delta_i + \theta_{ai}$	20.824	73.610
21	根锥角	$\delta_{fi}/(^{\circ})$	$\delta_{fi} = \delta_i - \theta_{fi}$	16.391	69.176
22	大端齿顶圆直径	$d_{ae}/\text{mm}$	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta_i$	65.053	178.085
23	冠顶距	$A_{ae}/\text{mm}$	$A_{ae} = R \cos \delta_i - h_{ae} \sin \delta_i$	87.203	26.815
24	大端分度圆弦齿厚	$s_e/\text{mm}$	$s_e = m(\pi/2 \pm 2x_1 \tan \alpha \pm x_{t1})$	5.653	3.772
25	大端分度圆弦齿厚	$\bar{s}_e/\text{mm}$	$\bar{s}_e = s_e - s_e^2/(6d_e^2)$	5.643	3.772
26	大端分度圆弦齿高	$\bar{h}_{ae}/\text{mm}$	$\bar{h}_{ae} = h_{ae} + s_e^2 \cos \delta_i / (4d_e)$	4.363	1.776
27	刨齿机的齿角	$\lambda_i/(^{\circ})$	$\lambda_i \approx 180(s_e/2 + h_{fe} \tan \alpha) / (\pi R)$	2.273	2.456

## (2) 表 5-13 的说明

① 代号下标“i”: 小轮  $i=1$ ; 大轮  $i=2$ 。② 标准和高变位直齿锥齿轮传动, 节锥角等于分锥角, 即  $\delta'_1 = \delta_1$ ,  $\delta'_2 = \delta_2$ 。

③ 直齿锥齿轮以齿的大端为计算基准, 模数、锥距、分度圆直径、齿距、齿高以及齿厚等参数均按大端计算, 各代号中略去表示大端的下标“e”。

④ 表 5-13 的公式中只给出小轮的高变位系数  $x_1$  和切向变位系数  $x_{t1}$ ; 式中双符号项, 小轮取上面符号, 大轮取下面符号; 标准传动齿轮代入  $x_1 = 0$ 。⑤ 当  $\theta_{f1} > \theta_{f1\max}$  时, 小轮根切。应适当增大  $x_1$  值, 但同时还应保证  $\theta_{f2} < \theta_{f2\max}$ 。⑥ 表 5-13 (19) 中  $\theta_{ai}$  角, 等顶隙收缩时可取较大的刀顶圆角半径, 有利于增加轮齿的弯曲强度和延长刀具寿命。⑦ 表 5-13 (27),  $\lambda$  为调整刨齿机用的齿角。

⑧ 图 5-26 为直齿锥齿轮的几何尺寸。

## 5.3.4 直齿锥齿轮的当量齿轮和重合度

## (1) 当量齿轮和重合度计算

直齿锥齿轮的重合度计算和强度计算, 可简化为过参考点  $M$  (齿宽中点) 垂直于节锥

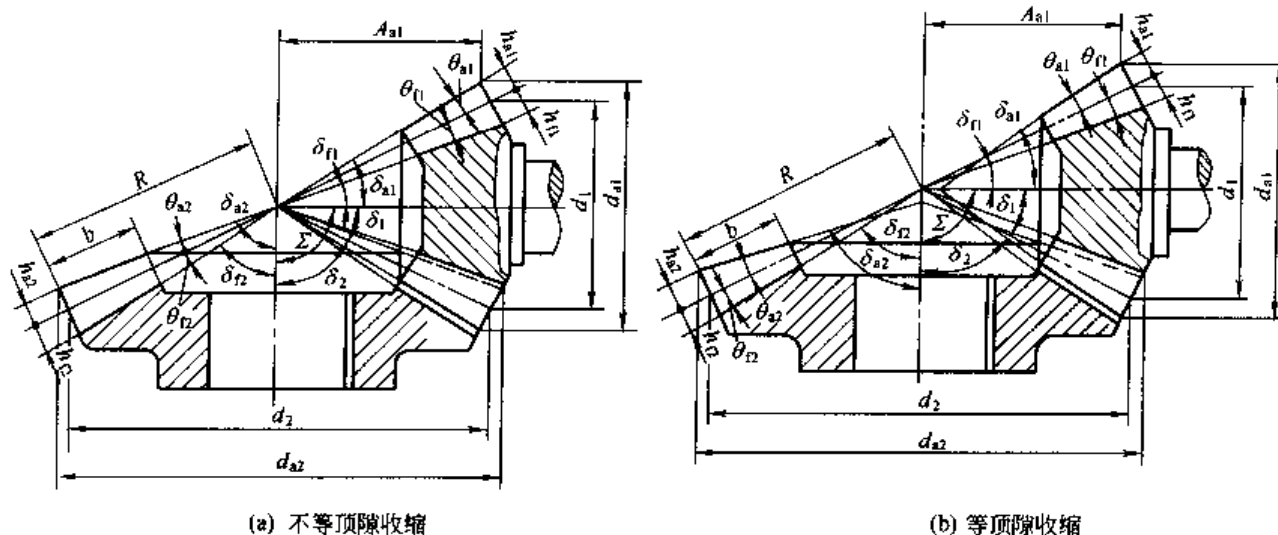


图 5-26 直齿锥齿轮的几何尺寸

母线（即两轮分度锥母线）的截面内当量直齿圆柱齿轮的重合度计算和强度计算。

表 5-14 为直齿锥齿轮的当量齿轮几何参数和重合度计算。以参考点  $M$  为基准的各参数代号中引入下标“m”；在当量齿轮各参数代号中引入下标“v”。

表 5-14 直齿锥齿轮的当量齿轮几何计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1	参考点锥距	$R_m/\text{mm}$	$R_m = R - 0.5b$	78.976	
2	参考点模数	$m_m/\text{mm}$	$m_m = mR_m/R$	2.548	
3	参考点分度圆直径	$d_m/\text{mm}$	$d_m = d_i - b \sin \delta_i$	48.417	150.348
4	参考点齿顶高	$h_{am}/\text{mm}$	$h_{am} = h_a R_m/R$	3.593	1.503
5	参考点齿根高	$h_{fm}/\text{mm}$	$h_{fm} = h_f R_m/R$	2.013	4.102
6	参考点分度圆弧齿厚	$s_m/\text{mm}$	$s_m = s_i R_m/R$	4.801	3.204
7	当量齿轮齿数	$z_v$	$z_v = z_i / \cos \delta_i$	19.961	192.476
8	当量齿轮齿数比	$u_v$	$u_v = z_{v2}/z_{v1}$	9.643	
9	当量齿轮分度圆直径	$d_v/\text{mm}$	$d_v = d_m / \cos \delta_i$	50.866	490.481
10	当量齿轮中心距	$a_v/\text{mm}$	$a_v = (d_{v1} + d_{v2})/2$	270.674	
11	当量齿轮齿顶圆直径	$d_{va}/\text{mm}$	$d_{va} = d_v + 2h_{am}$	58.052	493.488
12	当量齿轮基圆直径	$d_{vb}/\text{mm}$	$d_{vb} = d_v \cos \alpha$	47.798	460.902
13	当量齿轮啮合线有效长度	$g_{ve}/\text{mm}$	$g_{ve} = 0.5[(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)^{0.5} + (d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)^{0.5}] - a_v \sin \alpha$	12.073	
14	当量齿轮基圆齿距	$p_{vb}/\text{mm}$	$p_{vb} = p R_m \cos \alpha / R$	7.523	
15	当量齿轮端面重合度	$\epsilon_{va}$	$\epsilon_{va} = g_{ve} / p_{vb}$	1.605	
16	刀具齿顶高	$h_{a0}/\text{mm}$	$h_{a0} = m_m (h_a^* + c^*)$	3.058	
17	刀尖圆角半径	$\rho_{a0}/\text{mm}$	按表 5-15 选取	0.7	

(2) 表 5-14 的说明

① 表 5-14 (15) 中得到的当量齿轮的端面重合度为直齿锥齿轮的总重合度，即  $\epsilon_{v\gamma} = \epsilon_{va}$ 。

② 表 5-14 (17) 中刀尖圆角半径  $\rho_{a0}$ ，可根据 JB/T 9990.1—1999，按模数  $m$ ，由表 5-15 选取。

表 5-15 刨刀尖圆角半径

mm

模数 $m$	刀尖圆角半径 $\rho_{a0}$	模数 $m$	刀尖圆角半径 $\rho_{a0}$	模数 $m$	刀尖圆角半径 $\rho_{a0}$
1~1.25	0.30	5~5.5	1.50	11	3.30
1.375~1.75	0.40	6~6.5	1.80	12	3.60
2~2.25	0.60	7	2.10	14	4.20
2.5~2.75	0.75	8	2.40	16	4.80
3~3.25	0.90	9	2.70	18	5.40
3.5~3.75	1.00	10	3.00	20	6.00
4~4.5	1.20				

### 5.3.5 汽车差速器直齿锥齿轮

(1) 展成的汽车差速器直齿锥齿轮计算

展成的汽车差速器直齿锥齿轮仍可用表 5-13 计算，但有以下不同之处。

① 差速器直齿锥齿轮推荐的齿数范围 小齿轮  $z_1 \geq 10$ ；大齿轮  $z_2 = 14 \sim 25$ 。

② 齿顶高系数  $h_a^* = 0.8$ 。

③ 顶隙系数  $c^* = 0.188$ ；齿顶间隙  $c = c^* m + 0.05 \text{mm}$ 。

④ 压力角 基本压力角  $\alpha = 22^\circ 30'$ ；需要用较大压力角时取  $\alpha = 25^\circ$ 。

⑤ 高变位系数  $x_1 = 0.37(1 - 1/u^2)$ ； $x_2 = -x_1$ 。

⑥ 切向变位系数 当  $\alpha = 22^\circ 30'$  时按图 5-27 选取小轮切向变位系数  $x_{t1}$ ； $\alpha = 25^\circ$  时按图 5-28 选取  $x_{t1}$ 。 $x_{t2} = -x_{t1}$ 。

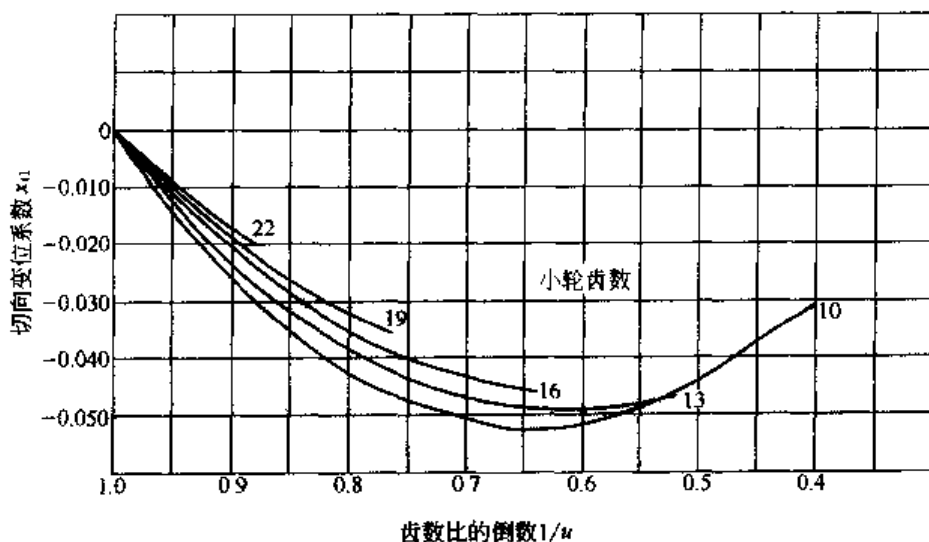


图 5-27  $\alpha = 22^\circ 30'$  时展成直齿小锥齿轮的  $x_{t1}$

⑦ 齿宽 齿宽应小于大端锥距的  $1/3$ ，即  $b < R/3$ 。

在  $z_1 < 10$ 、 $z_2 < 14$  和  $\alpha < 22^\circ 30'$  这 3 种情况下，差速器直齿锥齿轮不能用上述方法计算，必须特殊设计。

(2) 圆拉加工的差速器直齿锥齿轮系列

大批量生产时，可用圆盘拉刀拉削汽车差速器直齿锥齿轮，每一种齿轮都需要耗费许多时间计算轮坯、圆盘拉刀和机床调整参数。为节省生产准备时间，根据汽车差速器传动比和

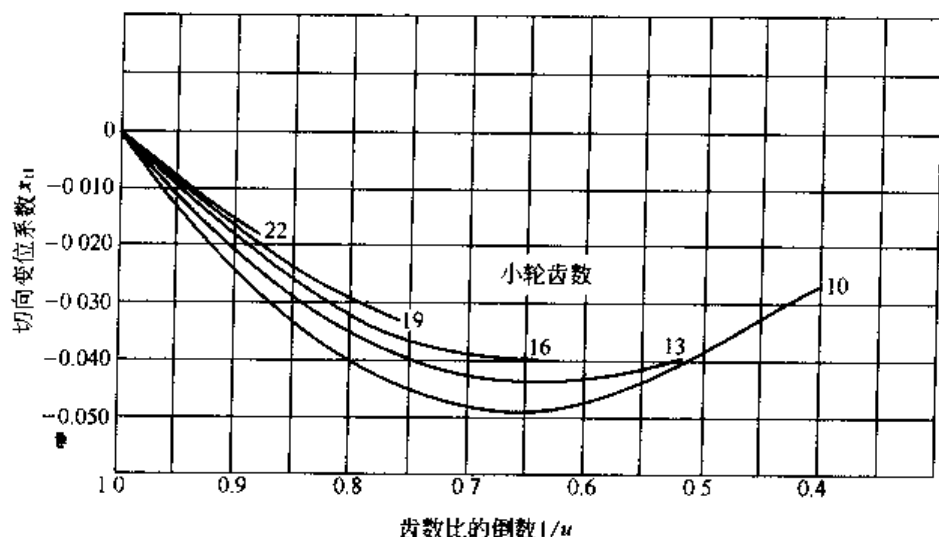


图 5-28  $\alpha=25^\circ$  时展成直齿小锥齿轮的  $x_u$

尺寸范围,把圆拉差速器直齿锥齿轮系列化。

① 差速器直齿锥齿轮传动比系列,  $z_1/z_2 = 10/14$ 、 $10/15$ 、 $10/16$ 、 $10/17$ 、 $10/18$ 、 $10/19$ 和  $10/20$ 。

② 5 套标准圆拉刀可加工直齿锥齿轮大端锥距范围  $R=32.5\sim 55\text{mm}$ 。

③ 圆拉直齿锥齿轮的顶锥顶、根锥顶不与分锥顶重合;圆拉大小直齿锥齿轮的小端面必须做成与齿轮轴线垂直的平面,不能用一般直齿锥齿轮坯。

## 5.4 格利森制弧齿锥齿轮几何设计

弧齿锥齿轮传动平稳、噪声低、承载能力高于直齿锥齿轮;便于控制和调整齿面接触区,对误差和变形不太敏感,接触质量良好。用于圆周速度  $v>5\text{m/s}$  的相交轴齿轮传动。制作弧齿锥齿轮需要铣齿机、滚动检验机和磨刀机等专用设备以及专用的铣刀盘,这些设备在我国已进行专业化生产。国外弧齿锥齿轮铣齿机著名厂家为美国格利森公司,弧齿锥齿轮广泛采用格利森制。

我国未制定弧齿锥齿轮基本齿廓标准,各厂家多沿用格利森制。本节按格利森制进行弧齿锥齿轮的几何设计。

弧齿锥齿轮采用收缩齿。通常轴交角  $\Sigma=90^\circ$ ,有特殊要求时允许  $\Sigma\neq 90^\circ$ ;常用螺旋角  $\beta=35^\circ$ 。 $\beta=0^\circ$ 称为零度齿轮,其受力情况与直齿锥齿轮接近,轴向力不大,但较直齿易控制和便于调整齿面接触区,对安装误差和变形不如直齿敏感,传动平稳。在不改变传动装置总体结构的情况下用零度齿代换直齿可提高传动质量。

### 5.4.1 弧齿锥齿轮的变位

#### (1) 切向变位系数

切向变位的目的是使相配两齿轮的弯曲强度接近。

① 弧齿锥齿轮 图 5-29 所示为  $\alpha_n=20^\circ$ 、 $\beta=35^\circ$  弧齿锥齿轮的切向变位系数线图。横坐标为  $1/i'_{12}$ ,当量  $90^\circ$  传动比  $i'_{12}=[z_2\cos\delta_1/(z_1\cos\delta_2)]^{0.5}$ ,当  $\Sigma=90^\circ$  时横坐标为  $1/i_{12}$ ;纵坐标为小轮切向变位系数  $x_{t1}$ 。

② 零度齿轮 图 5-30 为  $\alpha_n=20^\circ$  零度齿轮的切向变位系数。

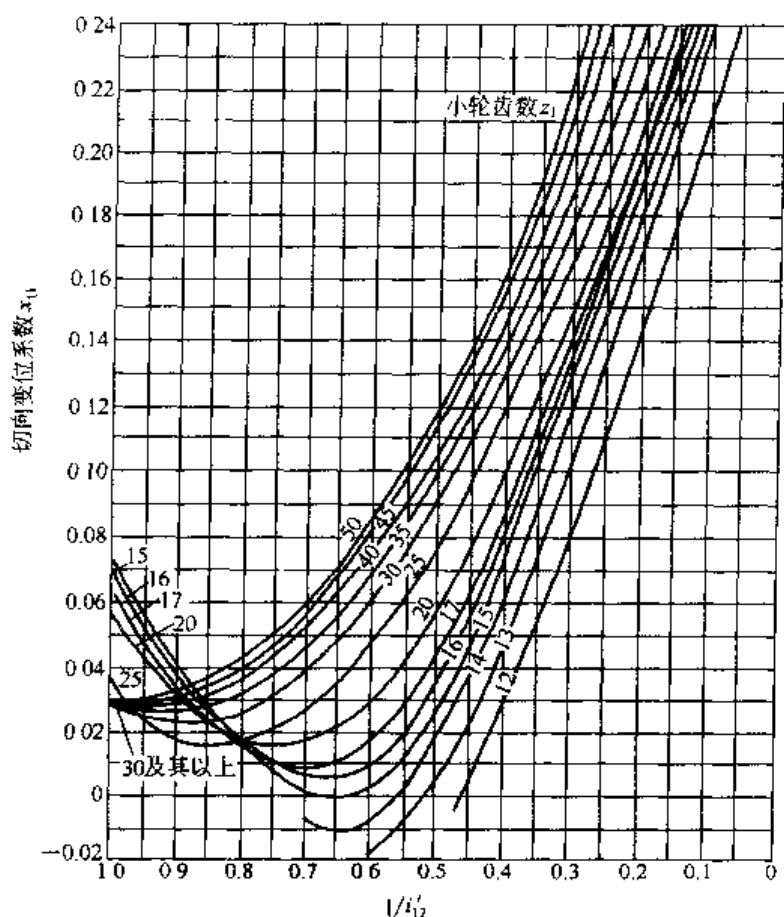


图 5-29 弧齿锥齿轮切向变位系数 ( $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $\beta = 35^\circ$ )

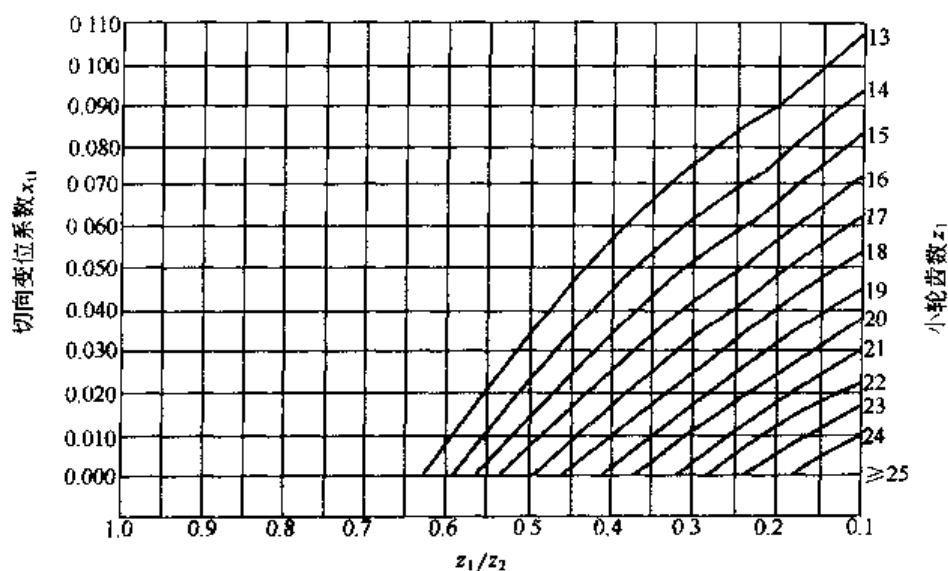


图 5-30 零度弧齿锥齿轮的切向变位系数 ( $\alpha_n = 20^\circ$ )

## (2) 大轮的齿顶高

格利森制弧齿锥齿轮，直接给出大轮齿顶高，其效用与给出高变位系数相同，目的是避免小轮根切和使相配两轮齿面的磨损接近。

### ① 弧齿锥齿轮

$$h_{a2} = m_1 \left( 0.46 + \frac{0.39 z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$$

## ② 零度弧齿锥齿轮

$$h_{a2} = m_1 \left( 0.54 + \frac{0.46 z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$$

### 5.4.2 刀盘的名义直径

弧齿锥齿轮几何设计时不需要给出刀盘名义直径,但强度校核时需要知道此值。常用的刀盘名义直径  $d_0$  (in) 系列为: 3.5、4.5、5、6、7.5、9、12、16 和 18。 $\beta \neq 0^\circ$  的弧齿锥齿轮,一般取刀盘名义半径  $r_0$  等于或略小于齿轮的大端锥距。 $\beta = 0^\circ$  的零度齿轮,接齿宽由表 5-16 选定刀盘名义直径。

表 5-16 零度齿轮的刀盘名义直径

齿宽 $b/\text{mm}$	刀盘名义直径 $d_0/\text{in}$	齿宽 $b/\text{mm}$	刀盘名义直径 $d_0/\text{in}$
7.94~12.70	3.5	34.92~47.62	12
12.70~23.81	6	47.62~63.50	16
23.81~34.92	9		

注: 1in=25.4mm。

### 5.4.3 弧齿锥齿轮的主要参数初算

一般工业用弧齿锥齿轮,先确定小轮大端分度圆直径初值  $d_{10}$ ,而汽车弧齿锥齿轮则先确定大轮大端分度圆直径初值  $d_{20}$ ,主要参数初算的原始参数与计算顺序略有不同,详见表 5-17。

表 5-17 弧齿锥齿轮主要参数初算

序号	名 称		代号/单位	计算公式和说明	算例	
1	原始参数	轴交角		$\Sigma/(^{\circ})$	90	
2		齿数比初值		$u_0$	$u_0 = i_{120}$	3.05
3		小轮转矩	工业用	$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$		850
		大轮转矩	汽车	$T_2/\text{N} \cdot \text{m}$		
4	小轮大端分度圆直径初值		工业用	$d_{10}/\text{mm}$	由图 5-14 和图 5-15 查得	123.30
	大轮大端分度圆直径初值		汽车	$d_{20}/\text{mm}$	由图 5-16 查得	
5	小轮齿数		工业用	$z_1$	由表 5-6 和图 5-20 查得	15
			汽车		由表 5-7 查得	
6	大轮齿数			$z_2$	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	46
7	大端端面模数		工业用	$m_t/\text{mm}$	$m_t = d_{10}/z_1$	8.220 0
			汽车		$m_t = d_{20}/z_2$	
8	小轮分锥角		$\Sigma \leq 90^{\circ}$	$\delta_1/(^{\circ})$	$\delta_1 = \arctan \left( \frac{\sin \Sigma}{z_2/z_1 + \cos \Sigma} \right)$	18.060 5
			$\Sigma > 90^{\circ}$		$\delta_1 = \arctan \left[ \frac{\sin(180^{\circ} - \Sigma)}{z_2/z_1 - \cos(180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	
9	大端锥距		工业用	$R/\text{mm}$	$R = 0.5 d_{10} / \sin \delta_1$	198.857 8
			汽车		$R = 0.5 d_{20} / \sin(\Sigma - \delta_1)$	
10	齿宽		$\beta \neq 0^{\circ}$	$b/\text{mm}$	取 0.3R 和 $10m_t$ 中小者	57.150 0
			$\beta = 0^{\circ}$		$b = 0.25R$	
11	螺旋角			$\beta/(^{\circ})$	见表 5-11, 保证 $\epsilon_{\beta} \geq 1.25$ , $\epsilon_{\beta}$ 由图 5-22 查得	35



### 5.4.4 弧齿锥齿轮几何参数计算

(1) 弧齿锥齿轮几何参数计算 (见表 5-18)

表 5-18 弧齿锥齿轮几何参数计算

序号	名 称		代号/单位	计算公式和说明	算 例	
					小齿轮	大齿轮
原 始 参 数						
1	齿数		$z_i$	见表 5-17(5)、(6)	15	46
2	大端端面模数		$m_t/\text{mm}$	见表 5-17(7)	8.22	
3	齿宽		$b/\text{mm}$	见表 5-17(10)	57.15	
4	齿顶高系数	$\beta \neq 0^\circ$	$h_a^*$	0.85	0.85	
		$\beta = 0^\circ$		1.00		
5	顶隙系数		$c^*$	0.188	0.188	
6	法向压力角		$\alpha_n/(\circ)$	20	20	
7	工作齿高		$h'/\text{mm}$	$h' = 2h_a^* m_t$	13.974 0	
8	轴交角		$\Sigma/(\circ)$	见表 5-17(1)	90	
9	切向变位系数		$x_{ti}$	由图 5-29 和图 5-30 线图查得	0.12	-0.12
10	螺旋角		$\beta/(\circ)$	见表 5-17(11)	35	
11	螺旋方向			由图 5-23 按主动轮转向确定	左旋	右旋
几何参数计算						
12	大端分度圆直径		$d_t/\text{mm}$	$d_t = m_t z_i$	123.300 0	378.120 0
13	分锥角		$\delta_i/(\circ)$	$\delta_1$ 见表 5-17(8) $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	18.060 5	71.939 5
14	大端锥距		$R/\text{mm}$	见表 5-17(9)	198.857 8	
15	大端齿距		$p/\text{mm}$	$p = \pi m_t$	25.823 9	
16	大轮齿顶高	$\beta \neq 0^\circ$	$h_{a2}/\text{mm}$	$h_{a2} = m_t \left( 0.46 + \frac{0.39z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$		4.122 1
		$\beta = 0^\circ$		$h_{a2} = m_t \left( 0.54 + \frac{0.46z_1 \cos \delta_2}{z_2 \cos \delta_1} \right)$		
17	小轮齿顶高		$h_{a1}/\text{mm}$	$h_{a1} = h' - h_{a2}$	9.851 9	
18	齿顶间隙		$c/\text{mm}$	$c = c^* m_t$	1.545 4	
19	全齿高	$\beta \neq 0^\circ$	$h/\text{mm}$	$h = h' + c$	15.519 4	
		$\beta = 0^\circ$		$h = h' + c + 0.05$		
20	齿根高		$h_f/\text{mm}$	$h_f = h - h_{a1}$	5.667 5	11.397 3
21	齿根角	$\beta \neq 0^\circ$	$\theta_{fi}/(\circ)$	$\theta_{f1} = \arctan(h_{f1}/R)$	1.632 5	3.280 3
		$\beta = 0^\circ$		$\theta_{f1} = \arctan(h_{f1}/R) + \Delta\theta_{f1}$		
22	顶锥角		$\delta_{a1}/(\circ)$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$	21.340 8	73.572 0
23	根锥角		$\delta_{f1}/(\circ)$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	16.428 0	68.659 2
24	顶圆直径		$d_{at}/\text{mm}$	$d_{at} = d_t + 2h_{a1} \cos \delta_1$	142.033 0	380.675 9
25	冠顶距		$A_{at}/\text{mm}$	$A_{at} = R \cos \delta_1 - h_{a1} \sin \delta_1$	186.005 7	57.731 0
26	大端理论弧齿厚		$s_t/\text{mm}$	$s_2 = p/2 - (h_{a1} - h_{a2}) \tan \alpha_n / \cos \beta - x_{t1} m_t$ $s_1 = p - s_2$	16.444 3	9.379 6

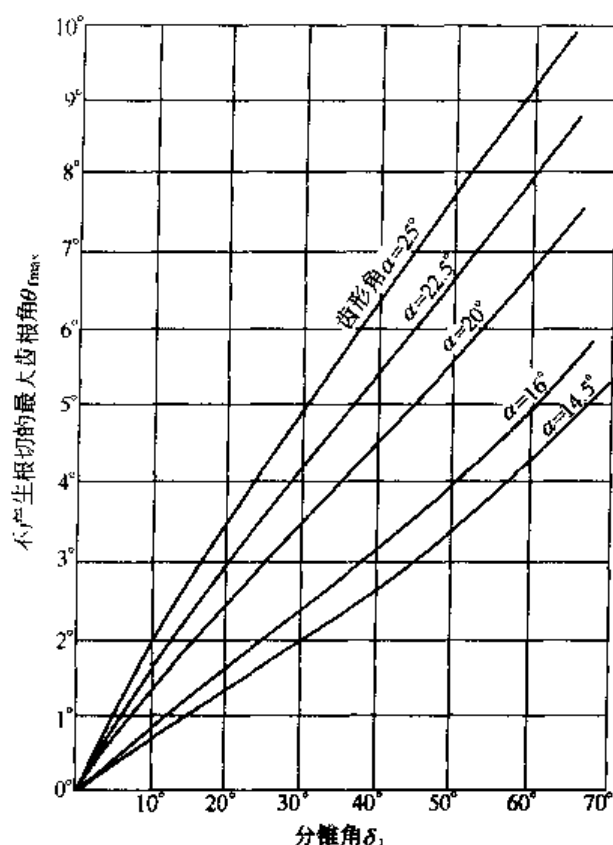


图 5-31 许用最大齿根角

(2) 表 5-18 的说明

① 本表适用于正交和  $\Sigma \neq 90^\circ$  的弧齿锥齿轮和零度齿轮 ( $\beta = 0^\circ$ ) 的几何参数计算。

② 下标 “i”: 小齿轮  $i = 1$ ; 大齿轮  $i = 2$ 。

③ 采用高变位制, 节锥角等于分锥角, 即  $\delta'_1 = \delta_1$ ,  $\delta'_2 = \delta_2$ 。

④ 以大端为计算基准, 模数、锥距、分度圆直径、齿距、齿高以及齿厚均按大端计算, 各代号中略去表示大端的下标 “e”; 螺旋角则按参考点  $M$  (齿圈中点) 计算, 略去表示参考点的下标 “m”。

⑤ 本表中直接给出大轮齿顶高, 取代给出高变位系数; 计算公式中只出现小轮切向变位系数  $x_{a1}$ , 以  $x_{a2} = -x_{a1}$  代换了大轮切向变位系数。

⑥ 图 5-31 所示为不产生根切的最大齿根角  $\theta_{\max}$  线, 求得的齿根角  $\theta_{fi}$  应小于  $\theta_{\max}$ 。

⑦ 表 5-18 (21) 中  $\beta = 0^\circ$ ,  $\alpha_n = 20^\circ$  时, 齿根角修正量  $\Delta\theta_f$  ( $^\circ$ ) 由下式求得

$$\Delta\theta_f = \frac{111.13}{z_p} - \frac{25.20}{b} \sqrt{\frac{m_1}{z_p(\tan\delta_1 + \tan\delta_2)}} - \frac{5.93}{z_p m_1}$$

$$z_p = z_2 / \sin\delta_2$$

#### 5.4.5 弧齿锥齿轮的当量齿轮和重合度

弧齿锥齿的重合度计算和强度计算, 可简化为参考点  $M$  (齿宽中点) 处端面当量齿轮和法面当量齿轮的重合度计算和强度计算。过参考点  $M$  垂直于节锥母线的截面内, 得到一对当量斜齿渐开线圆柱齿轮, 称之为端面当量齿轮; 过参考点  $M$  齿线的法截面内, 得到一对当量直齿渐开线圆柱齿轮, 称为法面当量齿轮。

表 5-19 列出弧齿锥齿轮的当量齿轮几何参数和重合度计算。以参考点  $M$  为基准的各参数代号 (除螺旋角  $\beta$  和法向模数  $m_n$  之外) 引入下标 “m”, 在当量齿轮各参数代号中引入下标 “v”。

表 5-19 弧齿锥齿轮的当量齿轮参数和重合度计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
参考点 $M$ 处齿轮的参数					
1	参考点锥距	$R_m/\text{mm}$	$R_m=R-0.5b$	170.282 8	
2	参考点端面模数	$m_{mt}/\text{mm}$	$m_{mt}=m_t R_m/R$	7.038 8	
3	参考点法向模数	$m_{mn}/\text{mm}$	$m_{mn}=m_{mt}\cos\beta$	5.765 9	
4	参考点分度圆直径	$d_{mi}/\text{mm}$	$d_{mi}=d_t R_m/R$	105.582 3	323.785 8

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
参考点 M 处齿轮的参数					
5	参考点齿顶高	$h_{amf}/\text{mm}$	$h_{amf}=h_{af}R_m/R$	8.436 2	3.529 8
6	参考点齿根高	$h_{tmi}/\text{mm}$	$h_{tmi}=h_{bf}R_m/R$	4.853 1	9.759 6
7	参考点分度圆法向弧齿厚	$s_{mni}/\text{mm}$	$s_{mni}=s_iR_m\cos\delta_i/R$	11.534 7	6.579 3
端面当量齿轮参数					
8	端面当量齿数	$z_{v1}$	$z_{v1}=z_1/\cos\delta_1$	15.777 4	148.377 0
9	端面当量齿数比	$u_v$	$u_v=z_{v2}/z_{v1}$	9.404 4	
10	端面当量齿轮分度圆直径	$d_{v1}/\text{mm}$	$d_{v1}=d_{m1}/\cos\delta_1$	111.054 0	1 044.399 6
11	端面当量齿轮中心距	$a_v/\text{mm}$	$a_v=0.5(d_{v1}+d_{v2})$	577.726 8	
12	端面当量齿轮顶圆直径	$d_{vai}/\text{mm}$	$d_{vai}=d_{v1}+2h_{ami}$	127.926 4	1 051.459 2
13	端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb}/(^{\circ})$	$\beta_{vb}=\arcsin(\sin\beta\cos\alpha_n)$	32.614 6	
14	端面当量齿轮压力角	$\alpha_{v1}/(^{\circ})$	$\alpha_{v1}=\arctan(\tan\alpha_n/\cos\beta)$	23.956 8	
15	端面当量齿轮基圆直径	$d_{vbi}/\text{mm}$	$d_{vbi}=d_{v1}\cos\alpha_{v1}$	101.486 9	954.426 5
16	端面当量齿轮基圆齿距	$p_{vb}/\text{mm}$	$p_{vb}=\pi m_{ni}\cos\alpha_{v1}$	20.208 0	
17	端面当量齿轮啮合线有效长	$g_{va}/\text{mm}$	$g_{va}=\frac{1}{2}[(d_{vai}^2-d_{vbi}^2)^{0.5}+(d_{va2}^2-d_{vb2}^2)^{0.5}]-a_v\sin\alpha_{v1}$	24.944 3	
18	端面当量齿轮的端面重合度	$\varepsilon_{va}$	$\varepsilon_{va}=g_{va}/p_{vb}$	1.234 4	
19	端面当量齿轮的纵向重合度	$\varepsilon_{vp}$	$\varepsilon_{vp}=b\tan\beta/(\pi m_{ni})$	1.809 6	
20	总重合度	$\varepsilon_{v\gamma}$	$\varepsilon_{v\gamma}=(\varepsilon_{va}^2+\varepsilon_{vp}^2)^{0.5}$	2.190 5	
法面当量齿轮参数					
21	法面当量齿轮齿数	$z_{vn1}/\text{mm}$	$z_{vn1}=z_{v1}/\cos^3\beta$	28.704 0	269.943 6
22	法面当量齿轮分度圆直径	$d_{vni}/\text{mm}$	$d_{vni}=d_{vi}/\cos^2\beta$	165.502 7	1 556.458 9
23	法面当量齿轮中心距	$a_{vn}/\text{mm}$	$a_{vn}=(d_{vn1}+d_{vn2})/2$	860.980 8	
24	法面当量齿轮顶圆直径	$d_{vani}/\text{mm}$	$d_{vani}=d_{vni}+2h_{ami}$	182.375 1	1 563.518 5
25	法面当量齿轮基圆直径	$d_{vbn1}/\text{mm}$	$d_{vbn1}=d_{vni}\cos\alpha_n$	155.521 7	1 462.592 9
26	法面当量齿轮啮合线有效长	$g_{van}/\text{mm}$	$g_{van}=\frac{1}{2}[(d_{vani}^2-d_{vbn1}^2)^{0.5}+(d_{van2}^2-d_{vbn2}^2)^{0.5}]-a_{vn}\sin\alpha_n$	29.475 6	
27	法面当量齿轮重合度	$\varepsilon_{van}$	$\varepsilon_{van}=\varepsilon_{va}/\cos^2\beta_{vb}$	1.739 8	
28	刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	$\beta=0^{\circ}$ 时,查表 5-16 计算得 $\beta\neq 0^{\circ}$ 时,一般取 $r_0$ 值接近或略小于 $R$ 值	152.4	
29	刀尖圆角半径	$\rho_{di}/\text{mm}$	$\rho_{di}=(0.12\sim 0.24)m_i$	1.5	2.0

## 5.5 ANSI/AGMA 2005-C96 锥齿轮的几何设计

美国国家标准 ANSI/AGMA 2005-C96 中直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的参数选择和计算方法与我国一直沿用至今的旧格利森制相比已有所改进,主要不同之处在于:

① 在齿线参考点  $M$  (一般为齿宽中点) 处的法截面内取基本齿廓, 按齿顶高系数  $h_a^*$ 、顶隙系数  $c^*$  和参考点法向模数  $m_n$  计算齿高;

② 弧齿锥齿轮齿数较少时 ( $z_1 < 12$ ), 随着小轮齿数  $z_1$  减少, 减小齿顶高系数  $h_a^*$  和顶隙系数  $c^*$ ;

③ 高变位系数  $x_1$  及切向变位系数  $x_{t1}$  与旧格利森制有所不同。

### 5.5.1 直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的变位

#### (1) 切向变位系数 $x_{t1}$

切向变位将小轮的法向齿厚增大和大轮的法向齿厚减小相同数值  $\Delta s_{mn} = x_{t1} m_n$ , 使相配两齿轮的弯曲强度接近。小齿轮的切向变位系数  $x_{t1}$  按下式计算, 即

$$x_{t1} = -0.088 + 0.092i_{12} - 0.004i_{12}^2 + 0.0016(z_1 - 30)(i_{12} - 1) \quad (5-2)$$

大轮的切向变位系数  $x_{t2} = -x_{t1}$ 。

$x_{t1}$  值也可以根据小轮齿数  $z_1$  和传动比  $i_{12}$  由图 5-32 查得。

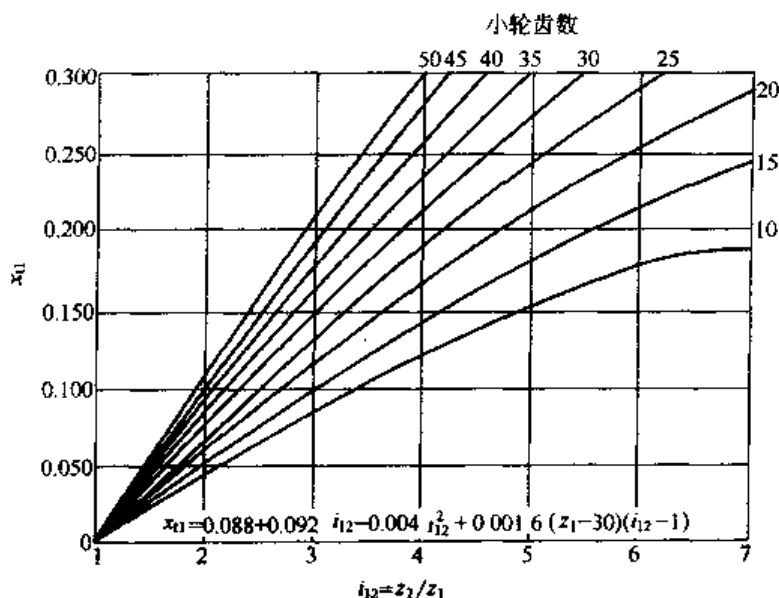


图 5-32 小齿轮切向变位系数  $x_{t1}$

#### (2) 大齿轮参考点的齿顶高系数 $k_s$

与基本齿廓齿顶高系数  $h_a^*$  不同的是, 大齿轮参考点齿顶高系数  $k_s$  是用以确定齿轮的高变位系数的。由大齿轮齿顶高  $h_{ma2} = k_s h' = 2k_s h_a^* m_n$  和  $h_{ma2} = m_n (h_a^* - x_1)$  可得到小轮高变位系数

$$x_1 = h_a^* (1 - 2k_s)$$

$k_s$  值用于保证小齿轮无根切和相配两齿轮齿面磨损均匀, 其值可由表 5-20 查得。

表 5-20 大轮参考点齿顶高系数  $k_s$

齿轮类型	小轮齿数 $z_1$	大轮参考点齿顶高系数 $k_s$	齿轮类型	小轮齿数 $z_1$	大轮参考点齿顶高系数 $k_s$
直齿锥齿轮	$\geq 12$	$0.210 + 0.290/i_{12}^2$	弧齿锥齿轮	10	$0.175 + 0.260/i_{12}^2$
零度齿轮	$\geq 13$	$0.210 + 0.290/i_{12}^2$		9	$0.145 + 0.235/i_{12}^2$
弧齿锥齿轮	$\geq 12$	$0.210 + 0.290/i_{12}^2$		8	$0.130 + 0.195/i_{12}^2$
	11	$0.210 + 0.280/i_{12}^2$		7	$0.110 + 0.160/i_{12}^2$
				6	$0.100 + 0.115/i_{12}^2$

表 5-20 中,  $i'_{12}$  为  $\Sigma \neq 90^\circ$  时的当量  $90^\circ$  传动比, 即

$$i'_{12} = [z_2 \cos \delta_1 / (z_1 \cos \delta_2)]^{0.5}$$

### 5.5.2 齿高的收缩

#### (1) 齿高标准收缩

齿高标准收缩时, 其相配两轮齿根角之和  $\Sigma\theta_s (^\circ)$  由下式求得

$$\Sigma\theta_s = \arctan(h_{fm1}/R_m) + \arctan(h_{fm2}/R_m)$$

#### (2) 齿高非标准收缩

弧齿锥齿轮的大齿轮一般用双面法加工, 齿槽底等宽, 齿高标准收缩时, 有时会使大轮齿厚过度收缩, 相配小齿轮的小端齿槽过窄, 粗切刀具刀顶很窄, 寿命低。为使大轮齿厚收缩适当、增加小轮小端槽宽, 可采用双重收缩, 此时齿根角之和, 即

$$\Sigma\theta_D = \frac{90m_{et}}{R_e \tan \alpha_n \cos \beta} \left( 1 - \frac{R_m \sin \beta}{r_0} \right)$$

式中  $r_0$  ——铣刀盘名义半径。

双重收缩有时又会导至齿高过度收缩, 此时采用介于标准收缩和双重收缩之间的折中办法——倾斜齿根线收缩, 其齿根角之和  $\Sigma\theta_{sk} (^\circ)$  由下式求得

$$\Sigma\theta_{sk} = 1.3 \Sigma\theta_s$$

齿根角之和  $\Sigma\theta_f$  应取  $\Sigma\theta_D$  和  $\Sigma\theta_{sk}$  之间的较小值, 即

$$\Sigma\theta_f = \min(\Sigma\theta_D, \Sigma\theta_{sk})$$

齿轮的齿根角按下面的公式计算。

#### ① 标准收缩时的齿根角

$$\theta_{f1} = \arctan(h_{fm1}/R_m)$$

$$\theta_{f2} = \Sigma\theta_s - \theta_{f1}$$

#### ② 非标准收缩时的齿根角

$$\theta_{f1} = h_{am2} \Sigma\theta_f / h'_m$$

$$\theta_{f2} = \Sigma\theta_f - \theta_{f1}$$

### 5.5.3 锥齿轮的最小和最大法向侧隙

锥齿轮的最小和最大法向侧隙见表 5-21。

表 5-21 锥齿轮的法向齿侧间隙 (大端度量)

/mm

大端端面模数 $m_{et}$	法向侧隙 $j_{\min} \sim j_{\max}$		大端端面模数 $m_{et}$	法向侧隙 $j_{\min} \sim j_{\max}$	
	AGMA 4~9 级	AGMA 10~13 级		AGMA 4~9 级	AGMA 10~13 级
1.00~1.25	0.05~0.08	0.03~0.05	5.00~6.00	0.20~0.41	0.15~0.20
1.25~1.50	0.05~0.10	0.03~0.05	6.00~8.00	0.25~0.46	0.20~0.28
1.50~2.00	0.08~0.13	0.05~0.10	8.00~10.00	0.33~0.56	0.25~0.33
2.00~2.50	0.08~0.13	0.05~0.10	10.00~12.00	0.41~0.66	0.30~0.41
2.50~3.00	0.10~0.20	0.08~0.13	12.00~16.00	0.51~0.81	0.38~0.51
3.00~4.00	0.13~0.25	0.10~0.15	16.00~20.00	0.69~1.07	0.51~0.66
4.00~5.00	0.15~0.33	0.13~0.18	20.00~25.00	0.81~1.17	0.61~0.76

按大端端面模数  $m_{et}$  和齿轮精度等级, 由表 5-21 查得大端法向侧隙最小和最大值。AGMA 精度等级规定 13 级精度最高, 4 级精度最低。

### 5.5.4 直齿、零度齿和弧齿锥齿轮主要参数初算

锥齿轮主要参数的选择和初算顺序与表 5-12 (用于直齿) 和表 5-17 (用于弧齿和零度齿) 相似。本算例为弧齿锥齿轮, 对其初算与表 5-17 不同之处作如下说明。

① 表 5-17 (3、4) ANSI/AGMA 2005-C96 规定根据小轮转矩  $T_1$  和齿数  $z_1$ , 按图 5-14 和图 5-15 查得  $d_{10}$  值, 取其中大者为小轮大端分度圆直径初值。

② 表 5-17 (5) 小轮齿数  $z_1$  由表 5-8 和图 5-20 查得。

③ 表 5-17 (10) 由图 5-21 取齿宽  $b$  值, 要求  $b \leq 0.3R_e$  和  $b \leq 10m_{et}$  值。

④ 表 5-17 (11) 所取螺旋角  $\beta$  值, 应使纵向重合度  $\varepsilon_\beta \approx 2.0$ 。 $\varepsilon_\beta$  值由图 5-22 查得。

本算例的各初值与表 5-17 的相同。

### 5.5.5 直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的几何参数计算

(1) 几何参数计算 (见表 5-22)

表 5-22 直齿、零度齿和弧齿锥齿轮几何参数计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
原 始 参 数					
1	轴交角	$\Sigma/(^{\circ})$	见表 5-12(1)或表 5-17(1)	90	
2	齿数	$z_i$	见表 5-12(5、6)或表 5-17(5、6)	15	46
3	大端端面模数	$m_m/\text{mm}$	见表 5-12(8)或表 5-17(7)	8.22	
4	齿宽	$b/\text{mm}$	见表 5-12(11)或表 5-17(10)	57.15	
5	齿顶高系数	$h_a^*$	直齿和零度齿: $h_a^* = 1$ 弧齿: $z_1 \geq 12$ 时 $h_a^* = 1$ $z_1 < 12$ 时见表 5-3	1	
6	顶隙系数	$c^*$	直齿和零度齿: $c^* = 0.25$ 弧齿: $c^* = 0.25h_a^*$	0.25	
7	法向压力角	$\alpha_n/(^{\circ})$	直齿: $\alpha_n = \alpha = 20^{\circ}$ (或 $\alpha = 25^{\circ}$ ) 零度齿: $\alpha_n = 22^{\circ}30'$ (或 $\alpha_n = 25^{\circ}$ ) 弧齿: $\alpha_n = 20^{\circ}$	20	
8	传动比	$i_{12}$	$i_{12} = z_2/z_1$	3.066 7	
9	切向变位系数	$x_{t1}$	$x_{t1} = -0.088 + 0.092i_{12} - 0.004i_{12}^2 + 0.0016(z_1 - 30)(i_{12} - 1)$ 或由线图 5-32 查得	0.106 9	
10	大端度量的法向齿侧间隙	$j_n/\text{mm}$	由表 5-21 查得	0.33	
11	螺旋角	$\beta/(^{\circ})$	见表 5-17(11)	35	
12	螺旋方向		由图 5-23 按主动轮转向确定	左旋	右旋
13	刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	零度齿轮: 查表 5-16 计算得 弧齿: $r_0$ 接近或略小于 $R_e$ 值	152.4	
几何参数计算					
14	大端分度圆直径	$d_m/\text{mm}$	$d_m = m_m z_i$	123.300	378.12
15	分锥角	$\delta_i/(^{\circ})$	$\delta_1$ 见表 5-12(9)或表 5-17(8) $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	18.060 5	71.939 5
16	大端锥距	$R_e/\text{mm}$	见表 5-12(10)或表 5-17(9)	198.857 8	
17	参考点锥距	$R_m/\text{mm}$	$R_m = R_e - 0.5b$	170.282 8	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
几何参数计算					
18	参考点端面模数	$m_{mt}/\text{mm}$	$m_{mt}=m_e R_{mt}/R_e$	7.038 8	
19	参考点法向模数	$m_n/\text{mm}$	$m_n=m_{mt}\cos\beta$	5.765 9	
20	参考点分度圆内距	$p_m/\text{mm}$	$p_m=\pi m_{mt}$	22.113 1	
21	参考点工作齿高	$h'_{m}/\text{mm}$	$h'_{m}=2h'_a m_n$	11.531 7	
22	顶隙	$c/\text{mm}$	$c=0.25h'_a m_n$	1.441 5	
23	参考点全齿高	$h_m/\text{mm}$	$h_m=h'_{m}+c$	12.973 2	
24	参考点分度圆直径	$d_{mt}/\text{mm}$	$d_{mt}=m_{mt} z_i$	105.582 3	323.785 8
25	当量 90° 的传动比	$i'_{12}$	$i'_{12}=[z_2\cos\delta_1/(z_1\cos\delta_2)]^{0.5}$	3.036 67	
26	参考点大轮齿顶高系数	$k_a$	由表 5-20 公式计算		0.240 8
27	参考点齿顶高	$h_{am1}/\text{mm}$	$h_{am1}=h'_m-h_{a22}, h_{am2}=k_a h'_m$	8.754 5	2.777 3
28	参考点齿根高	$h_{fm1}/\text{mm}$	$h_{fm1}=h_n-h_{am1}, h_{fm2}=h_m-h_{am2}$	4.218 7	10.195 9
29	标准收缩时齿根角之和	$\Sigma\theta_s/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_s=\arctan\left(\frac{h_{fm1}}{R_{m1}}\right)+\arctan\left(\frac{h_{fm2}}{R_{m2}}\right)$	4.845 8	
30	双重收缩时齿根角之和	$\Sigma\theta_D/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_D=\frac{90m_{e1}}{R_e\tan\alpha_n\cos\beta}\left(1-\frac{R_m\sin\beta}{r_0}\right)$	4.481 1	
31	倾斜齿根线收缩时齿根角之和	$\Sigma\theta_{sk}/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_{sk}=1.3\Sigma\theta_s$	6.299 5	
32	非标准收缩时齿根角之和	$\Sigma\theta_f/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_f=\min(\Sigma\theta_D, \Sigma\theta_{sk})$	4.481 1	
33	齿根角	$\theta_{fi}/(^{\circ})$	标准收缩 $\theta_{f1}=\arctan(h_{fm1}/R_m), \theta_{f2}=\Sigma\theta_s-\theta_{f1}$ 非标准收缩 $\theta_{f1}=h_{am2}\Sigma\theta_f/h'_m, \theta_{f2}=\Sigma\theta_f-\theta_{f1}$	1.079 2	3.401 9
34	顶锥角	$\delta_{a1}/(^{\circ})$	$\delta_{a1}=\delta_1+\theta_{f2}, \delta_{a2}=\delta_2+\theta_{f1}$	21.462 3	73.018 7
35	根锥角	$\delta_{f1}/(^{\circ})$	$\delta_{f1}=\delta_1-\theta_{f1}, \delta_{f2}=\delta_2-\theta_{f2}$	16.981 3	68.537 7
36	大端齿顶高	$h_{ae1}/\text{mm}$	$h_{ae1}=h_{am1}+0.5b\tan\theta_{f2}$ $h_{ae2}=h_{am2}+0.5b\tan\theta_{f1}$	10.453 1	3.315 6
37	大端齿根高	$h_{fe1}/\text{mm}$	$h_{fe1}=h_{fm1}+0.5b\tan\theta_{f1}$	4.757 0	11.894 5
38	大端工作齿高	$h'_e/\text{mm}$	$h'_e=h_{ae1}-h_{ae2}$	13.768 7	
39	大端全齿高	$h_e/\text{mm}$	$h_e=h_{ae1}+h_{fe1}$	15.210 1	
40	大端顶圆直径	$d_{ae1}/\text{mm}$	$d_{ae1}=d_{e1}+2h_{ae1}\cos\delta_{a1}$	143.176 1	380.175 8
41	冠顶距	$A_{at}/\text{mm}$	$A_{at}=R_e\cos\delta_{a1}-h_{ae1}\sin\delta_{a1}$	185.819 3	58.497 8
42	参考点无侧隙理论法向弧齿厚	$s_{mn1}/\text{mm}$	$s_{mn2}=0.5p_m\cos\beta-(h_{am1}-h_{am2})\tan\alpha_n-x_{11}m_n$ $s_{mn1}=p_m\cos\beta-s_{mn2}$	11.849 0	6.265 0
43	大端螺旋角	$\beta_e/(^{\circ})$	$\beta_e=\arcsin\left(\frac{2R_m r_0\sin\beta-R_m^2+R_e^2}{2R_e r_0}\right)$	41.696 5	
44	参考点法向弦齿厚	$\bar{s}_{mn1}/\text{mm}$	$\bar{s}_{mn1}=s_{mn1}-\left(\frac{s_{mn1}^2}{6d_{mt}^2}\right)-0.5j_n$ $\left(\frac{R_{m1}/R_e}{\cos\alpha_n\cos\beta/\cos\beta_e}\right)$	11.687 1	6.127 6
45	参考点弦齿高	$\bar{h}_{am1}/\text{mm}$	$\bar{h}_{am1}=h_{am1}+0.25s_{mn1}^2\cos\delta_{a1}/d_{mt}$	9.070 5	2.786 7

(2) 表 5-22 的说明

① 表 5-22 用于直齿、零度齿和弧齿锥齿轮的几何参数计算 用于直齿时:  $m_{et} = m$ ,  $\beta = \beta_n = 0^\circ$ ,  $\alpha_n = \alpha$ 。用于零度齿时:  $\beta = 0^\circ$ 。

② 表 5-22 (25)  $i'_{12}$  为  $\Sigma \neq 90^\circ$  锥齿轮副的当量  $90^\circ$  的传动比。

③ 表 5-22 (32) 非标准收缩时取  $\Sigma\theta_b$  和  $\Sigma\theta_k$  两者中较小值为相配两齿轮齿根角之和。

## 5.6 摆线齿锥齿轮几何设计

摆线齿锥齿轮分克林根贝尔格制和奥利康制两种, 有两套设计方法。两种齿制的共同点是: 采用连续分度双面铣齿法; “克”制冠轮齿线为长幅外摆线, “奥”制由于刀倾产形面齿线变异, 但仍与长幅外摆线近似; 两种齿制的基本齿廓的参数相同。以这些共同点为基础, 可选两者中较好的方法形成一套统一的设计方法。但两齿制所用的铣齿机不同; 铣齿刀具的结构及参数不同; 选择变位系数的准则不同。在统一的设计方法中, 必须考虑到这些不同之处, 才能保持两种齿制的特点。

### 5.6.1 变位系数的选择

(1) 滑动率

沿用渐开线圆柱齿轮的公式, 计算锥齿轮参考点法面当量齿轮的滑动率。两轮齿顶滑动率  $\eta_{a1}$  和  $\eta_{a2}$  由下面公式求得

$$\eta_{a1,2} = \frac{z_{v\Sigma}(\tan\alpha_{van1,2} - \tan\alpha_n)}{z_{v\Sigma} \tan\alpha_{van1,2}}$$

$$z_{v\Sigma} = z_{v1} + z_{v2}$$

下标“1, 2”和“2, 1”, “1”表示小齿轮 1, “2”表示大齿轮 2; 求  $\eta_{a1}$  用前面下标, 求  $\eta_{a2}$  用后面下标。

两轮齿根滑动率  $\eta_{f1}$  和  $\eta_{f2}$  由下面公式求得

$$\eta_{f1,2} = \frac{z_{v\Sigma}(\tan\alpha_n - \tan\alpha_{van2,1})}{z_{v\Sigma} \tan\alpha_n - z_{v2,1} \tan\alpha_{van2,1}}$$

上面各式中  $z_{v1}$  和  $z_{v2}$  为轮 1 和轮 2 参考点处的法面当量齿轮齿数。 $\alpha_{van1}$  和  $\alpha_{van2}$  为两法面当量齿轮齿顶压力角。

(2) “克”制高变位系数选择准则

为使相配两轮齿面磨损均匀, 齿顶和齿根的滑动率绝对值之和相等, 即

$$\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |\eta_{f1}| \quad (5-3)$$

(3) “奥”制高变位系数选择准则

小轮接触频率比大轮的大  $u$  倍, “奥”制将式 (5-3) 修正后得到高变位系数选择的准则为

$$u\eta_{a1} + |\eta_{f2}| = \eta_{a2} + |u\eta_{f1}| \quad (5-4)$$

(4) 变位系数的选择

① 高变位系数的选择 通常给出小齿轮高变位系数的初值  $x_1 = 0.5$ , “克”制按式 (5-3)、“奥”制按式 (5-4) 迭代求解  $x_1$  的终值。一般按“奥”制求得的  $x_1$  值比“克”制的大。

② 切向变位系数的选择 通常给出小齿轮切向变位系数  $x_{t1} = 0.1$ , 按两轮齿形系数  $Y_{Fa}$  (详见本章第 5.6.8 节) 相等迭代求解  $x_{t1}$  值。

### 5.6.2 分锥角修正

小轮小端无轴颈时, 小轮分锥角等于节锥角, 即  $\delta_1 = \delta'_1$ 。小轮跨装支承时, 需要检查铣



刀盘是否会切坏小轮小端轴颈。由设计草图给出小轮小端轴颈的直径  $d_z$  和小轮轴向安装基面到小端轴颈端面的距离  $A_z$ 。由图 5-33 求得小轮分锥角许用最大值  $\delta_{1\max}$ ，即

$$\delta_{1\max} = \arctan(\overline{BC}/\overline{AC})$$

式中  $\overline{BC} = (d_{m1} - d_z)/2 - m_n(h_a^* + c^* - x_1 + 0.03)/\cos\delta_1'$

$$\overline{AC} = A_z + A_{m1} - A_1$$

$$A_{m1} = 0.5d_{m1}/\tan\delta_1'$$

当小轮节锥角  $\delta_1' \leq \delta_{1\max}$  时不修正，取  $\delta_1 =$

$\delta_1'$ ， $\delta_2 = \delta_2'$ 。当  $\delta_1' > \delta_{1\max}$  时，保持参考点分度圆直径  $d_{m1}$  不变，修正分锥角，修正量为

$$\Delta\delta = \delta_1' - \delta_{1\max}$$

将小轮分锥角减小  $\Delta\delta$ ，大轮分锥角增大  $\Delta\delta$ ，即  $\delta_1 = \delta_1' - \Delta\delta$ ， $\delta_2 = \delta_2' + \Delta\delta$ 。修正后两齿轮的分锥和参考点的分锥距如图 5-34 所示。“克”制规定分锥角允许修正范围为  $\pm 4^\circ$ 。

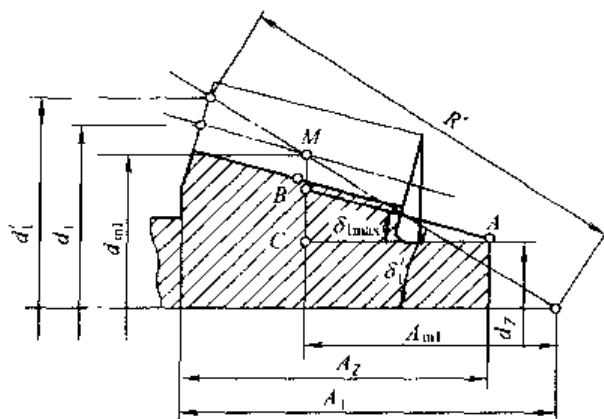


图 5-33 分锥角修正

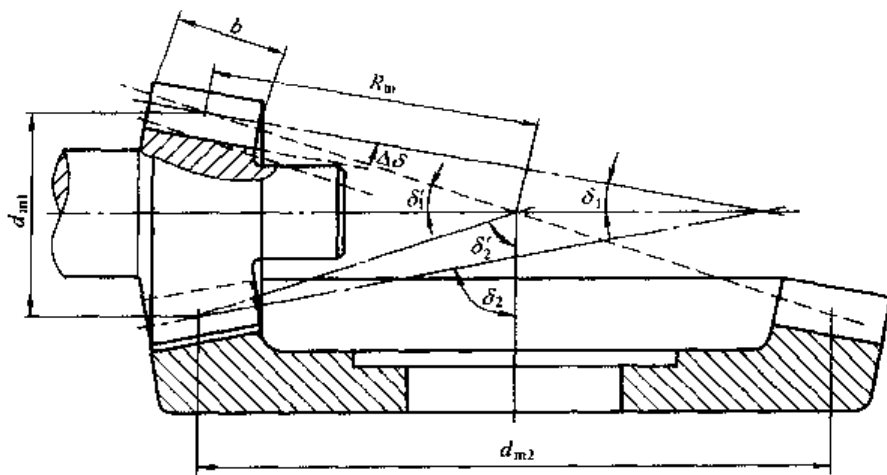


图 5-34 修正后两轮的分锥和分锥距  $R_m$

### 5.6.3 小轮齿顶变尖检查和小端齿顶倒坡

#### (1) 小轮小端齿顶厚许用最小值

几何设计时，需要算出小轮小端法面当量齿轮齿顶压力角  $\alpha_{van1}$  和齿顶厚半角  $\phi_{van1}$ ，从而求得小轮小端法面当量齿轮齿顶厚  $s_{a1}$ 。摆线齿锥齿轮两种齿制对  $s_{a1}$  允许最小值如下。

$$\text{“克”制} \quad s_{a1} \geq 0.3m_n$$

$$\text{“奥”制} \quad s_{a1} \geq 0.2m_n$$

#### (2) 小轮小端齿顶倒坡

当  $s_{a1} < 0.3m_n$  (或  $0.2m_n$ ) 时小轮齿顶变尖，需要在小轮顶锥小端倒坡，切去齿顶变尖部分，形成双顶锥面。

首先求出  $s_{a1} = 0.3m_n$  时小轮小端法面当量齿轮的顶圆直径

$$d_{vak} = d_{van1} - 2m_n K$$

$$K = \sum_{j=1}^n K_j$$

$j$  为迭代次数,  $j=1$  时  $K_j=0$ ,  $d_{vak}=d_{vanil}$ ;  $j>1$  时, 由图 5-36 得到

$$K_j = \frac{0.3 - s_{ak}/m_n}{2 \tan(\alpha_{vak} - \psi_{vak})}$$

$$\alpha_{vak} = \arccos(m_n z_{vni1} \cos \alpha_n / d_{vak})$$

$$\psi_{vak} = \psi_{vni1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{vak}$$

$$s_{vak} = \psi_{vak} d_{vak}$$

迭代求解  $d_{vak}$  值时, 要求  $\Delta s_{ni1} = s_{ak} - 0.3m_n > 0$  或  $|\Delta s_{ni1}| > 10^{-3} \text{ mm}$ 。

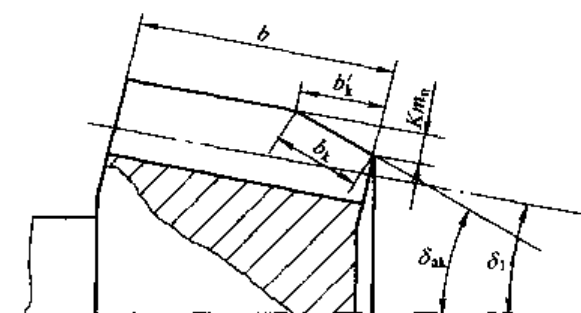


图 5-35 小轮小端齿顶倒坡

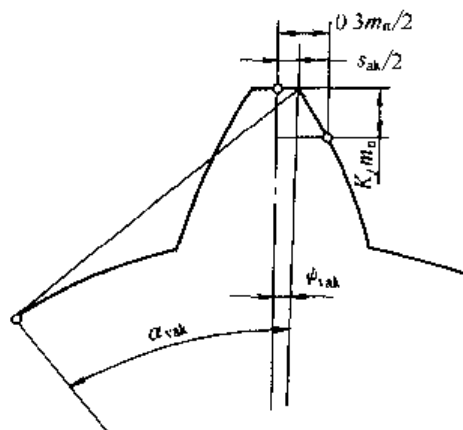


图 5-36 小轮小端顶圆半径减小量  $K, m_n$

然后, 按比例关系求得从齿的小端沿顶锥母线到齿顶厚为  $0.3m_n$  处的距离  $b'_k$ , 即

$$b'_k \approx \frac{b(0.3m_n - s_{ni1})}{2(s_{ni1} - s_{ni1})}$$

式中  $s_{ni1}$ ——参考点锥距为  $R_m$  处法面当量小齿轮的齿顶厚。

由图 5-35 求得倒坡顶锥角

$$\delta_{ak} = \delta_1 + \arctan(Km_n/b'_k)$$

倒坡宽度

$$b_k = b'_k / \cos(\delta_{ak} - \delta_1)$$

#### 5.6.4 刀盘干涉检查

对等高摆线齿锥齿轮, 当大轮的分锥角较大、采用的刀盘名义半径又比较小时, 会产生刀盘干涉, 即一组刀齿加工齿槽时, 其他组刀齿切坏了齿轮的顶锥面 (如图 5-37 中 E 区发生刀盘干涉)。刀盘干涉又称为二次切削。

图 5-37 所示, 取大齿轮坯与冠轮切齿啮合起始位置、刀盘切入齿的大端, 作为刀盘干涉的检查位置。由起始位置到产形面与齿面在参考点 M 啮合, 产形轮转过  $\lambda$  角。近似地取大端端面压力角  $\alpha_{et} \approx \alpha_n$ , 则  $\lambda$  值可由下式求得

$$\lambda = \frac{1}{R_c} [(h_{a0} + x_1 m_n - 0.5b \sin \Delta \delta) \cot \alpha_n + h_{a0} \tan \alpha_n]$$

式中  $h_{a0} = (h_a^* + c^*) m_n$

刀顶面扩大后与齿轮顶锥面分别相交于顶锥面大端的点 E 和小端的点 I。在刀顶面上取坐标系  $\sigma(O'_p; x, y)$ , 原点  $O'_p$  在冠轮轴线上,  $O'_p y$  坐标轴和冠轮轴线所在平面过参考点 M。

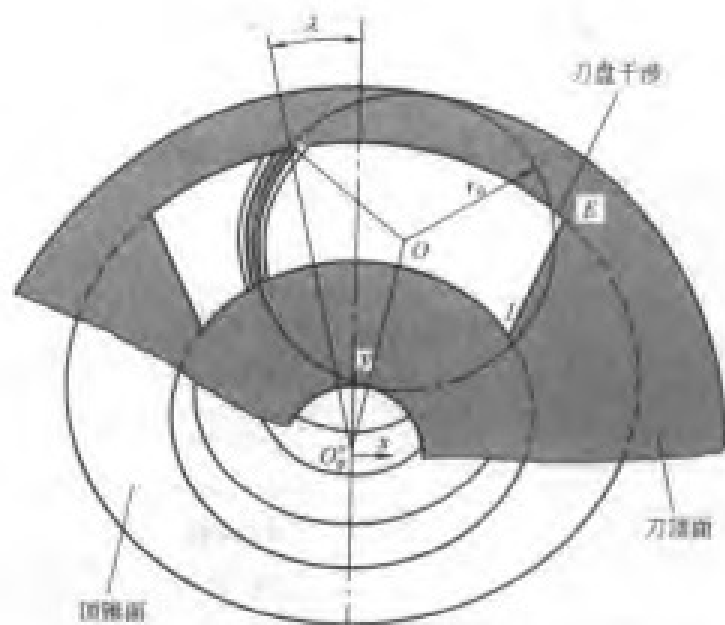


图 5-37 刀盘干涉检查示意

刀盘中心  $O$  的坐标为

$$x_0 = E_k \sin(q_k - \lambda)$$

$$y_0 = E_k \cos(q_k - \lambda)$$

刀位  $E_k$  和  $q_k$  值由表 5-26 求得。分度锥距为  $R_k$  处，刀顶面与齿轮顶锥面交点  $K$  的坐标为

$$x_k = [2h(R_k \tan \delta_2 + h_{ad} - \Delta h) - (h / \cos \delta_2)^2]^{1/2}$$

$$y_k = R_k - h \tan \delta_2$$

式中  $\Delta h = R_k \tan \Delta \delta$

点  $O$  到  $K$  之间的距离为

$$\overline{OK} = [(x_0 - x_k)^2 + (y_0 - y_k)^2]^{1/2}$$

对于大端点  $E$ ，在上面各式中以“ $E$ ”代“ $K$ ”，以下标“ $e$ ”代下标“ $k$ ”；对于小端点  $I$ ，以“ $I$ ”代“ $K$ ”，以下标“ $i$ ”代下标“ $k$ ”。

不发生刀盘干涉（二次切削）的条件为

$$\overline{OE} < (r_d + h_{ad} \tan \alpha_d)$$

$$\overline{OI} < (r_d + h_{ad} \tan \alpha_d)$$

对于“奥”制锥齿轮，切齿调整计算时需要考虑到刀盘干涉对刀倾角的限制。

### 5.6.5 摆线齿锥齿轮主要参数初算

本节摆线齿锥齿轮几何设计方法，适用于奥利康和克林根贝尔格两种齿制。算例大轮大端节圆直径  $d'_{ad} = 760 \text{mm}$  超过了“奥”制铣齿机许用范围，只能用“克”制。齿轮的主要参数初算见表 5-23。

### 5.6.6 摆线齿锥齿轮几何参数计算

(1) 几何参数计算的原始参数

① 原始参数表 摆线齿锥齿轮几何参数计算的原始参数见表 5-24。

② 表 5-24 的说明。

表 5-23 摆线齿锥齿轮主要参数初算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	原始参数	轴交角	$\Sigma/(^{\circ})$	90
2		传动比和齿数比理论值	$i_{120}, u_0$	6
3		主动小齿轮转速	$n_1/r \cdot \min^{-1}$	1 000
4		主动小齿轮转矩	$T_1/N \cdot m$	5 000
5	大轮大端节圆直径	$d'_{e2}/mm$	$\Sigma=90^{\circ}$ 时 $(d'_{e2})^{2.8} \approx 1\,000 T_1 \left( \frac{u_0^3}{1+u_0^2} \right)^{5/n_1}$	759.340 3 取 760
6	大轮节锥角初值	$\delta'_{20}/(^{\circ})$	$\Sigma \leq 90^{\circ}$ 时 $\delta'_{20} = \arctan \left( \frac{\sin \Sigma}{1/u_0 + \cos \Sigma} \right)$ $\Sigma > 90^{\circ}$ 时 $\delta'_{20} = \arctan \left[ \frac{\sin(180^{\circ} - \Sigma)}{1/u_0 - \cos(180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	80.537 7
7	大轮大端节锥距初值	$R'_{e0}/mm$	$R'_{e0} = 0.5 d'_{e2} / \sin \delta'_{20}$	385.241 6
8	齿宽	$b/mm$	轻载、中载传动 $b = (0.2 \sim 0.29) R'_{e0}$ 重载传动 $b = (0.29 \sim 0.33) R'_{e0}$	110
9	参考点法向模数	$m_n/mm$	硬齿面重载齿轮 $m_n = (0.1 \sim 0.14) b$ 调质钢软齿面齿轮 $m_n = (0.083 \sim 0.1) b$	10.5
10	参考点螺旋角初值	$\beta_{m0}/(^{\circ})$	一般 $\beta_{m0} = 30^{\circ} \sim 45^{\circ}$	35
11	小轮齿数	$z_1$	$z_1 \approx \frac{(d'_{e2} - b \sin \delta'_{20}) \cos \beta_{m0}}{u_0 m_n}$ 加以圆整, $z_1 \geq 5$	8.471 取 9
12	大轮齿数	$z_2$	$z_2 = u_0 z_1$ , 加以圆整	54
13	齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$	6
14	传动比误差百分比	$\Delta i_{12}$	$\Delta i_{12} = 100(u - u_0) / u_0$	0
15	大轮节锥角	$\delta'_2/(^{\circ})$	$\Sigma \leq 90^{\circ}$ $\delta'_2 = \arctan \left( \frac{\sin \Sigma}{1/u + \cos \Sigma} \right)$ $\Sigma > 90^{\circ}$ $\delta'_2 = \arctan \left[ \frac{\sin(180^{\circ} - \Sigma)}{1/u - \cos(180^{\circ} - \Sigma)} \right]$	80.537 7
16	参考点螺旋角	$\beta_m/(^{\circ})$	$\beta_m = \arccos \left( \frac{z_1 u m_n}{d'_{e2} - b \sin \delta'_2} \right)$	29.506 0

表 5-24 摆线齿锥齿轮几何参数计算的原始参数

序号	名 称	代号/单位	说 明	算 例
1	大轮大端节圆直径	$d'_{e2}/mm$	见表 5-23(5)	760
2	轴交角	$\Sigma/(^{\circ})$	见表 5-23(1)	90
3	齿宽	$b/mm$	见表 5-23(8)	110
4	参考点螺旋角	$\beta_m/(^{\circ})$	见表 5-23(16)	29.506 0

续表

序号	名 称	代号/单位	说 明	算 例
5	参考点法向模数	$m_n/\text{mm}$	见表 5-23(9)	10.5
6	小轮齿数	$z_1$	见表 5-23(11)	9
7	大轮齿数	$z_2$	见表 5-23(12)	54
8	齿数比	$u$	见表 5-23(13)	6
9	法向压力角	$\alpha_n/(\circ)$	$\alpha_n = 20$	20
10	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	1
11	顶隙系数	$c^*$	$c^* = 0.25$	0.25
12	法向齿侧间隙	$j_n/\text{mm}$	$j_n \approx 0.05 + 0.03m_n$	0.3
13	小轮螺旋方向		按图 5-23 选取	左旋
14	大轮螺旋方向		按图 5-23 选取	右旋
15	分锥角修正量	$\Delta\delta/(\circ)$	初值 $\Delta\delta = 0$ , 由表 5-28(20) 得终值	0
16	铣齿机型号			AMK852

## 克林根贝尔格制

17 <sub>K</sub>	铣刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	取 $m_0 \approx m_n$ , 根据铣齿机型号按图 5-38 和图 5-39 选取	210
18 <sub>K</sub>	刀齿组数	$z_0$		5
19 <sub>K</sub>	刀齿模数	$m_0/\text{mm}$		10
20 <sub>K</sub>	小轮高变位系数	$x_1$	初值 $x_1 = 0.5$ , 由表 5-28 得终值	0.54
21 <sub>K</sub>	小轮切向变位系数	$x_{t1}$	初值 $x_{t1} = 0.1$ , 由表 5-35 迭代得终值	0.034

## 奥 利 康 制

17 <sub>O</sub>	铣刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	按图 5-40 和表 5-25 选取	
18 <sub>O</sub>	刀齿组数	$z_0$		
19 <sub>O</sub>	刀齿节点高度	$h_{w0}/\text{mm}$		
20 <sub>O</sub>	小轮高变位系数	$x_1$	初值 $x_1 = 0.5$ , 由表 5-28(23) 得终值	
21 <sub>O</sub>	小轮切向变位系数	$x_{t1}$	初值 $x_{t1} = 0.1$ , 由表 5-35 迭代得终值	

a. 摆线齿锥齿轮的两种齿制, 刀盘参数和变位系数必须分别选择或计算。序号的下标“K”和“O”分别表示“克”制和“奥”制。

b. 表 5-24 (17<sub>K</sub>~19<sub>K</sub>) 由图 5-38 和图 5-39, 按齿轮参考点法向模数  $m_n$ 、铣齿机型号选定刀盘名义半径  $r_0$ 、刀齿组数  $z_0$  和刀齿模数  $m_0$ 。图中粗实线为标准范围, 粗点线为扩展范围。所选刀齿模数  $m_0$  应接近参考点法向模数  $m_n$ 。

c. 表 5-24 (17<sub>O</sub>~19<sub>O</sub>) 由图 5-40 和表 5-25, 根据参考点法向模数  $m_n$  选择刀盘参数  $r_0$ 、 $z_0$  和刀齿节点高  $h_{w0}$ 。

表 5-25 中,  $m_n$ 、刀齿高 (刀槽深方向)  $H$ , 刀齿宽 (刀槽宽方向)  $B$ 、 $r_0$  和刀齿节点高  $h_{w0}$  的单位均为 mm。刀盘类型分 FS 和 FSS 两种系列。每种  $z_0$ - $r_0$  组合有一套加工左旋小齿轮和右旋大齿轮的刀盘, 一套加工右旋小齿轮和左旋大齿轮的刀盘, 即两套 4 个刀盘。

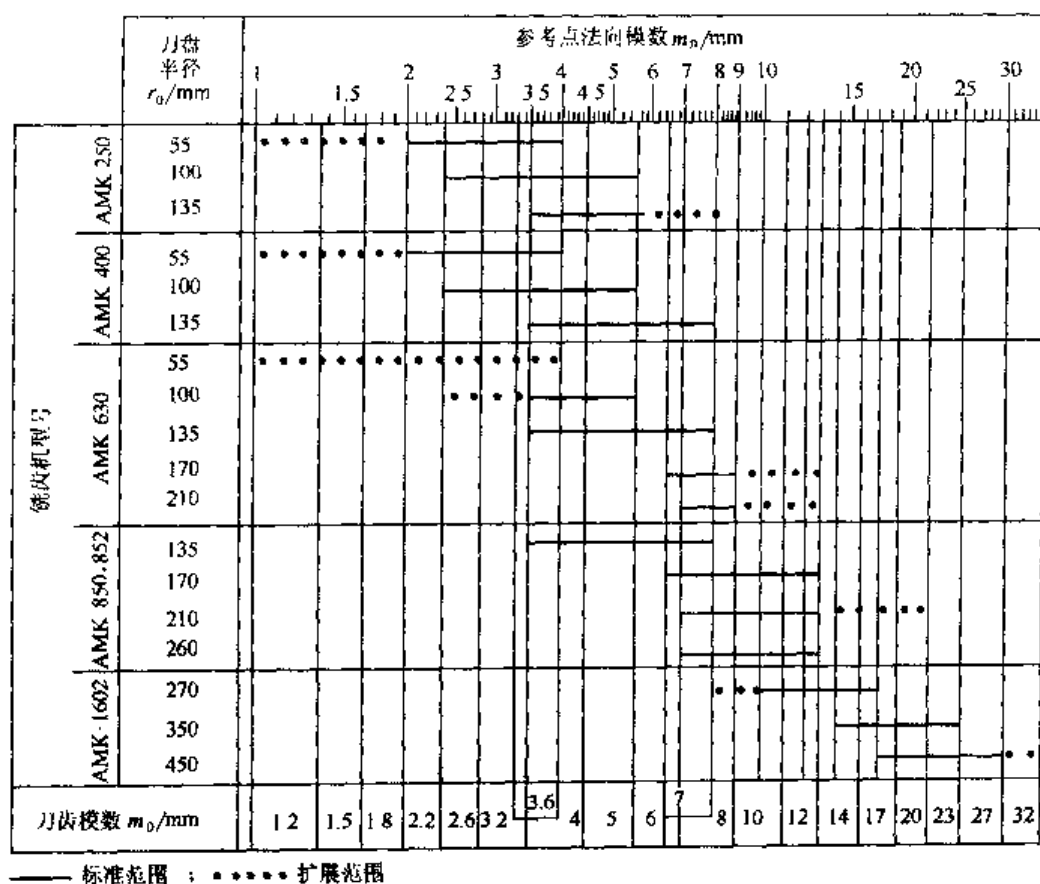


图 5-38 克林根贝尔格刀盘  $r_0$ 、 $z_0$  和  $m_0$  值选择范围之一

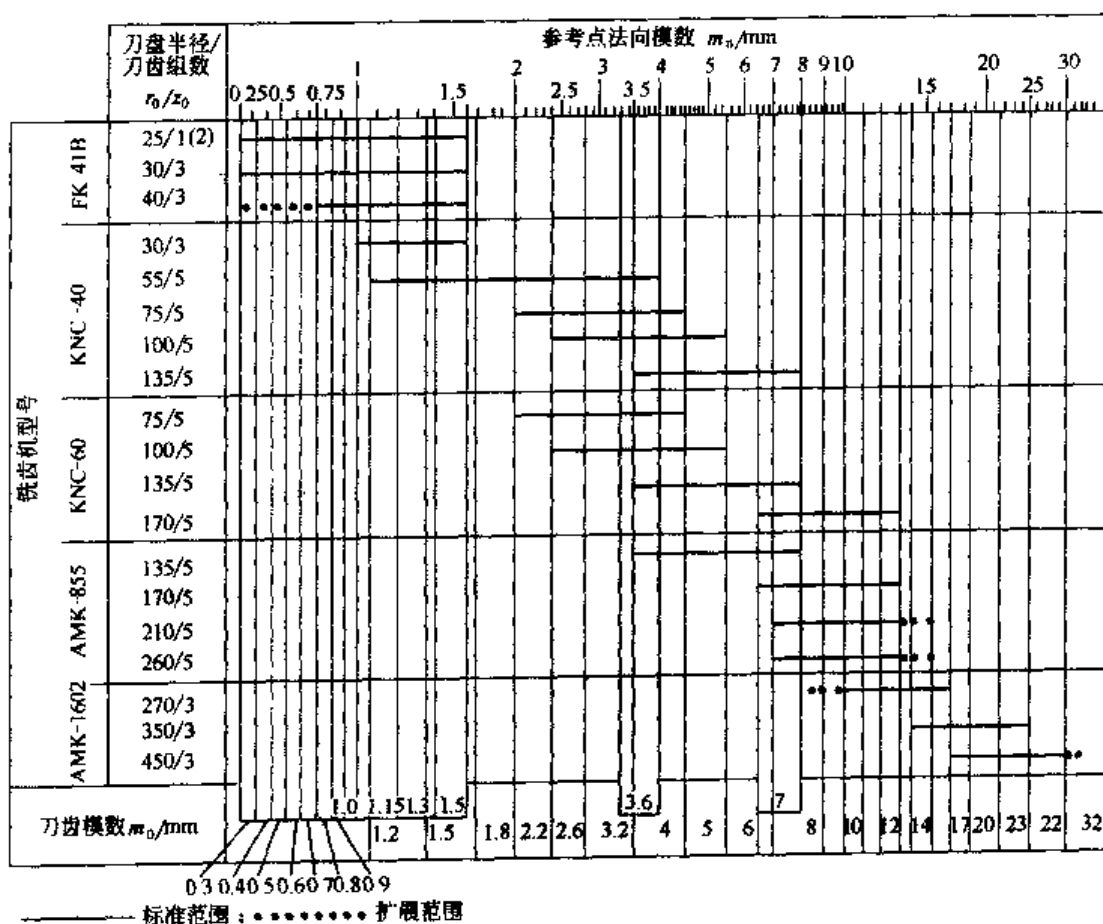


图 5-39 克林根贝尔格刀盘  $r_0$ 、 $z_0$  和  $m_0$  值选择范围之二

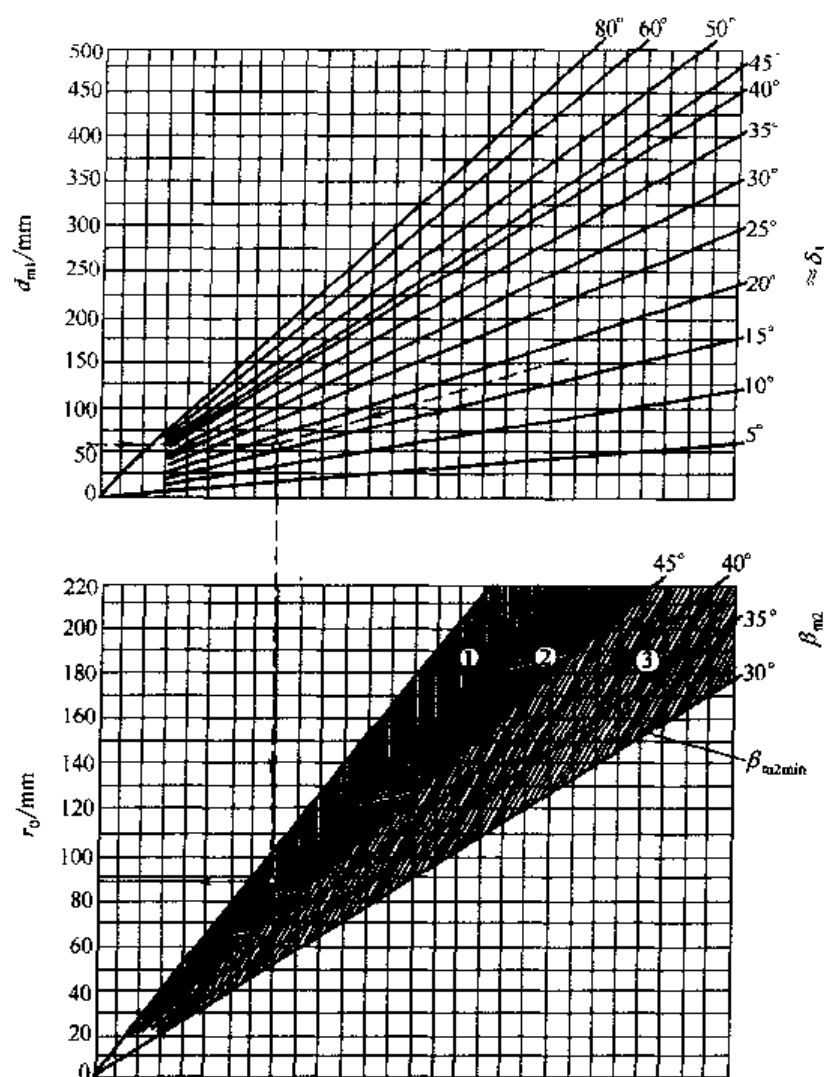


图 5-40 选择奥利康刀盘名义半径的线图

表 5-25 奥利康刀盘参数系列

模数范围	$m_n=1.5\sim4.5$		$m_n=4.5\sim8.5$		$m_n=5\sim10$	
刀齿尺寸	$H\times B=9\times7.5$		$H\times B=17.5\times13.5$		$H\times B=20\times16$	
刀盘参数	刀盘代号 $z_0-r_0$	$h_{w0}$	刀盘代号 $z_0-r_0$	$h_{w0}$	刀盘代号 $z_0-r_0$	$h_{w0}$
	FS 5-39 <sup>①</sup>	119	FS 5-62 <sup>②</sup>	124	(FSS 9-132)	
	FS 7-49	119	FS 7-88	124	FSS 11-160	116
	FS 11-74	119	FS 9-110	109	FSS 13-181	116
	FS 13-88	119	FS 11-140 FS 13-160 (FS 13-181)	109		
刀盘数量	8 套 16 个		10 套 20 个		4 套 8 个	

① 模数范围  $m_n=(1.5\sim3.75)\text{mm}$ 。

② 模数范围  $m_n=(4.5\sim7.5)\text{mm}$ 。

## (2) 摆线齿锥齿轮几何参数计算

① 节锥面参数、冠轮参数计算及齿面刮伤和槽底留埂检查 见表 5-26。

表 5-26 节锥面参数、冠轮参数计算及齿面刮伤和槽底圆顶检查

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
节锥面参数				
1	大轮节锥角	$\delta'_2/(\circ)$	见表 5-23(15)	80.537 678
2	小轮节锥角	$\delta'_1/(\circ)$	$\delta'_1 = \Sigma - \delta'_2$	9.462 322
3	小轮大端节圆直径	$d'_{e1}/\text{mm}$	$d'_{e1} = d'_{e2}/u$	126.666 667
4	小轮参考点节圆直径	$d'_{m1}/\text{mm}$	$d'_{m1} = m_n z_1 / \cos \beta_m$	108.582 778
5	大轮参考点节圆直径	$d'_{m2}/\text{mm}$	$d'_{m2} = m_n z_2 / \cos \beta_m$	651.496 668
冠 轮 参 数				
6	冠轮齿数	$z_p$	$z_p = z_2 \cos \Delta \delta / \sin \delta'_2$	54.744 863
7	冠轮大端锥距	$R_e/\text{mm}$	$R_e = 0.5 d'_{e2} \cos \Delta \delta / \sin \delta'_2$	385.241 627
8	冠轮参考点锥距	$R_{mp}/\text{mm}$	$R_{mp} = R_e - 0.5 b \cos \Delta \delta$	330.241 627
9	冠轮小端锥距	$R_i/\text{mm}$	$R_i = R_e - b \cos \Delta \delta$	275.241 627
10	刀齿方向角	$\delta_0/(\circ)$	$\delta_0 = \arcsin(0.5 m_n z_0 / r_0)$	7.180 756
11	刀位	$E_x/\text{mm}$	$E_x = [R_{mp}^2 + r_0^2 - 2 R_{mp} r_0 \sin(\beta_m - \delta_0)]^{0.5}$	316.972 821
12	刀位值适用范围检查		$E_{x\min} \leq E_x \leq E_{x\max}$ $E_{x\min}$ 和 $E_{x\max}$ 值见表 5-27	$0 < 316.97 < 400$
大小端法向模数				
13	基圆半径	$E_y/\text{mm}$	$E_y = E_x / (1 + z_0 / z_p)$	290.445 618
14		$q_e/(\circ)$	$q_e = \arccos\left(\frac{R_e^2 + E_x^2 - r_0^2}{2 R_e E_x}\right)$	33.016 853
15		$q_i/(\circ)$	$q_i = \arccos\left(\frac{R_i^2 + E_x^2 - r_0^2}{2 R_i E_x}\right)$	40.778 389
16	大端螺旋角	$\beta_e/(\circ)$	$\beta_e = \arctan\left(\frac{R_e - E_y \cos q_e}{E_y \sin q_e}\right)$	41.840 115
17	小端螺旋角	$\beta_i/(\circ)$	$\beta_i = \arctan\left(\frac{R_i - E_y \cos q_i}{E_y \sin q_i}\right)$	16.253 227
18	大端法向模数	$m_{en}/\text{mm}$	$m_{en} = 2 R_e \cos \beta_e / z_p$	10.485 314
19	小端法向模数	$m_{in}/\text{mm}$	$m_{in} = 2 R_i \cos \beta_i / z_p$	9.653 558
20	大小端模数检验	mm	$m_{en} \geq m_n$	10.49 $\approx$ 10.5
			$m_{en} > m_{in}$	10.49 $>$ 9.65
小端刮伤和槽底圆顶检查				
21	法截面内最大齿槽宽处的锥距	$R_y/\text{mm}$	$R_y = \sqrt{\left(\frac{z_p - z_0}{z_p + z_0}\right) E_x^2 + r_0^2}$	357.428 265
22	冠轮齿顶高	$h_{a0}/\text{mm}$	$h_{a0} = m_n (h_a^* + c^*)$	13.125
23		$H_w/\text{mm}$	$H_w = x_{t1} m_n + 2 h_{a0} \tan \alpha_n$	9.911 219
24	在 $R_y$ 处	$e_{fy1}/\text{mm}$	$e_{fy1} = \pi E_y / z_p - H_w$	6.756 315
		$e_{fy2}/\text{mm}$	$e_{fy2} = e_{fy1} + 2 x_{t1} m_n$	7.470 315
25	在 $R_e$ 处	$e_{fe1}/\text{mm}$	$e_{fe1} = \pi m_{en} / 2 - H_w$	6.559 074
		$e_{fe2}/\text{mm}$	$e_{fe2} = e_{fe1} + 2 x_{t1} m_n$	7.273 074
26	在 $R_i$ 处	$e_{fi1}/\text{mm}$	$e_{fi1} = \pi m_{in} / 2 - H_w$	5.252 554
		$e_{fi2}/\text{mm}$	$e_{fi2} = e_{fi1} + 2 x_{t1} m_n$	5.966 554



续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小端刮伤和槽底留埂检查				
27	刀顶宽	$s_{a0}/\text{mm}$	对于“克”制 $\alpha_n=20^\circ$ 的万能刀齿 $s_{a0}=0.344m_0$	3.44
28	小端齿面无刮伤检查	mm	$(e_{fn})_{\min} \geq s_{a0} > 0.2m_r$	$5.25 > 3.44 > 2.1$
29	齿槽底不留埂检查	mm	$(e_{fn})_{\max} < 3.0s_{a0} < 3.0(e_{fn})_{\min}$	$7.47 < 10.32 < 15.75$
小端刮伤起始点的锥距(允许略有刮伤时计算)				
30	刮伤起始点锥距	$R_v/\text{mm}$	$R_v = \frac{z_p}{\pi \cos \beta} (s_{a0} + x_{t1} m_n + 2h_{a0} \tan \alpha_n)$ 取初值 $\beta = \beta_1$ 迭代求解	
31		$q_v/^\circ$	$q_v = \arccos \left( \frac{R_v^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_v E_x} \right)$	
32	$R_v$ 处的螺旋角	$\beta_v/^\circ$	$\beta_v = \arctan \left( \frac{R_v - E_y \cos q_v}{E_y \sin q_v} \right)$	

表 5-26 说明如下。

a. 表 5-26 (12) 刀位  $E_x$  必须在铣齿机允许范围内。克林根贝尔格不同型号铣齿机刀位最小值  $E_{x\min}$  和最大值  $E_{x\max}$  见表 5-27。

表 5-27 克林根贝尔格铣齿机刀位许用范围

/mm

机床型号	FK 41B	AMK 250	AMK 400	AMK 630/650	KNC 40/60	AMK 850/852	AMK 855	AMK 1602
$E_{x\max}$	70	150	250	280	290	400	460	900
$E_{x\min}$	0	0	0	0	0	0	0	250

b. 表 5-26 (20) 检查齿小端和大端法向模数, 保证  $m_{en} \geq m_n$  和  $m_{en} \geq m_{in}$ 、由齿大端到齿小端齿厚正常收缩, 而不是小端齿厚大于大端齿厚的反收缩。

c. 表 5-26 (28)  $s_{a0} \leq (e_{fn})_{\min}$  时无刮伤, 不需计算  $R_v$  值。 $s_{a0} > (e_{fn})_{\min}$  时, 齿的小端有刮伤, 若允许齿小端略有刮伤, 须根据  $s_{a0}$  值, 取初值  $\beta_v = \beta_1$ , 迭代求解刮伤起始点锥距  $R_v$ , 以保证有足够的工作齿面。

② 高变位系数、分锥角修正量、齿高及分锥角 见表 5-28。

表 5-28 高变位系数、分度锥角修正量、齿高及分度锥角

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
高变位系数				
1	端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb}/^\circ$	$\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_m \cos \alpha_n)$	27.568 777
2	法面当量小齿轮齿数	$z_{vn1}$	$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_{vb} \cos \beta_m \cos \delta_1'}$	13.341 571
3	法面当量大齿轮齿数	$z_{vn2}$	$z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos^2 \beta_{vb} \cos \beta_m \cos \delta_2'}$	480.296 559
4	高变位系数	$x_1$	$x_1 = 0.5$ (初值)	0.544 576
5	法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van1}/^\circ$	$\alpha_{van1} = \arccos \left[ \frac{z_{vn1} \cos \alpha_n}{z_{vn1} + 2(h_a^* + x_1)} \right]$	40.268 758
6	法面当量大齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van2}/^\circ$	$\alpha_{van2} = \arccos \left[ \frac{z_{vn2} \cos \alpha_n}{z_{vn2} + 2(h_a^* - x_1)} \right]$	20.295 875

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
高变位系数				
7	小轮齿顶滑动率	$\eta_{a1}$	$\eta_{a1} = \frac{(z_{v1} + z_{v2})(\tan\alpha_{van1} - \tan\alpha_n)}{z_{v2} \tan\alpha_{van1}}$	0.586 189
8	大轮齿顶滑动率	$\eta_{a2}$	$\eta_{a2} = \frac{(z_{v1} + z_{v2})(\tan\alpha_{van2} - \tan\alpha_n)}{z_{v1} \tan\alpha_{van2}}$	0.586 185
9	小轮齿根滑动率	$\eta_{f1}$	$\eta_{f1} = \frac{(z_{v1} + z_{v2})(\tan\alpha_n - \tan\alpha_{van2})}{(z_{v1} + z_{v2})\tan\alpha_n - z_{v2} \tan\alpha_{van2}}$	-1.416 541
10	大轮齿根滑动率	$\eta_{f2}$	$\eta_{f2} = \frac{(z_{v1} + z_{v2})(\tan\alpha_n - \tan\alpha_{van1})}{(z_{v1} + z_{v2})\tan\alpha_n - z_{v1} \tan\alpha_{van1}}$	-1.416 564
克林根贝尔格制				
11 <sub>K</sub>	小轮齿顶大轮齿根滑动率之和	$\zeta_{1K}$	$\zeta_{1K} = \eta_{a1} +  \eta_{f2} $	2.002 753
12 <sub>K</sub>	小轮齿根大轮齿顶滑动率之和	$\zeta_{2K}$	$\zeta_{2K} =  \eta_{f1}  + \eta_{a2}$	2.002 726
13 <sub>K</sub>	“克”制等滑动率	$\Delta\zeta_K$	$\Delta\zeta_K =  \zeta_{1K} - \zeta_{2K}  < 10^{-4}$	$2.68 \times 10^{-5}$
奥 利 康 制				
11 <sub>O</sub>	小轮齿顶大轮齿根滑动系数之和	$\zeta_{1O}$	$\zeta_{1O} = u\eta_{a1} +  \eta_{f2} $	
12 <sub>O</sub>	大轮齿顶小轮齿根滑动系数之和	$\zeta_{2O}$	$\zeta_{2O} = \eta_{a2} +  u\eta_{f1} $	
13 <sub>O</sub>	“奥”制等滑动系数	$\Delta\zeta_O$	$\Delta\zeta_O =  \zeta_{1O} - \zeta_{2O}  < 10^{-4}$	
14 <sub>O</sub>	高变位系数取值	$x_1$	按表 5-28(4)取终值	0.54
分锥角修正(小轮小端无轴颈时不修正)				
15	小轮小端轴颈的直径	$d_z/\text{mm}$	由设计图取值	
16	小轮轴向安装基面至小端轴颈端面的距离	$A_z/\text{mm}$	由设计图取值	
17	小轮安装距	$A_1/\text{mm}$	由设计图取值	
18	两轴线交点至小轮参考点分度圆心的距离	$A_{m1}/\text{mm}$	$A_{m1} = 0.5d'_{m1}/\tan\delta'_1$	
19	小轮许用最大分锥角	$\delta_{1\max}/(^{\circ})$	$\delta_{1\max} = \arctan[(d'_{m1} - d_z)/2 - m_n (h_a^* + c^* - x_1 + 0.03)/\cos\delta'_1]/(A_z + A_{m1} - A_1)$	
20	分锥角修正量	$\Delta\delta/(^{\circ})$	$\Delta\delta = \delta'_1 - \delta_{1\max}$ 小端无轴颈或 $\Delta\delta < 0$ 时, 取 $\Delta\delta = 0$	0
小轮根切校核				
21	小轮小端法面当量齿轮齿数	$z_{v11}$	$z_{v11} = \frac{z_1}{(1 - \sin^2\beta \cos^2\alpha_n) \cos\beta \cos\delta'_1}$	10.210 232
22	小轮最小高变位系数	$x_{1\min}$	奥利康制 $x_{1\min} = 0.833m_n h_a^*/m_{1n} - 0.5z_{v11} \sin^2\alpha_n - 0.5b \tan\Delta\delta/m_n$	0.550 956
			克林根贝尔格制 $x_{1\min} = 1.1h_a^* - 0.5m_n z_{v11} \sin^2\alpha_n / m_n - 0.5b \sin\Delta\delta/m_n$	
23	小轮高变位系数终值	$x_1$	当 $x_{1\min} \leq x_1$ 时, $x_1$ 值不变 当 $x_{1\min} > x_1$ 时, 取 $x_1 = x_{1\min}$	0.54

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
齿高和分锥角				
24	小轮齿顶高	$h_{a1}/\text{mm}$	$h_{a1} = m_n(h_a^* + x_1)$	16.17
25	大轮齿顶高	$h_{a2}/\text{mm}$	$h_{a2} = m_n(h_a^* - x_1)$	4.83
26	全齿高	$h/\text{mm}$	$h = m_n(2h_a^* + c^*)$	23.625
27	小轮分锥角	$\delta_1/(^{\circ})$	$\delta_1 = \delta_1' - \Delta\delta$	9.462 322
28	大轮分锥角	$\delta_2/(^{\circ})$	$\delta_2 = \delta_2' + \Delta\delta$	80.537 678

表 5-28 说明如下。

- a. 表 5-28 (14) 算例按“克”制计算得  $x_1 = 0.544 57$ ；按“奥”制计算得  $x_1 = 0.661 93$ 。一般按“奥”制求得的  $x_1$  值大于“克”制的  $x_1$  值。
- b. 表 5-28 (20) 小端无轴颈或  $\Delta\delta < 0$  时，取  $\Delta\delta = 0$ ，不需要修正两齿轮的分锥角。
- c. 表 5-28 (22) 按“克”制求得  $x_{1\min} = 0.551$ ，偏安全；按“奥”制求得  $x_{1\min} = 0.309$ 。
- ③ 小轮齿顶变尖检查及齿顶倒坡 见表 5-29。

表 5-29 小轮齿顶变尖检查及齿顶倒坡

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮小端齿顶变尖检查				
1	小轮小端法面当量齿轮顶圆直径	$d_{van1}/\text{mm}$	$d_{van1} = m_n z_{vni1} + 2(h_a^* + x_1)m_n + b \sin \Delta\delta / 2$	130.905 068
2	小轮小端齿顶法向压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos(m_n z_{vni1} \cos \alpha_n / d_{van1})$	44.964 703
3	小轮小端法向节圆齿厚半角	$\phi_{vni1}/\text{rad}$	$\phi_{vni1} = \{ \pi/2 + m_n [x_1 + 2 \tan \alpha_n (x_1 + 0.5 b \sin \Delta\delta / m_n)] / m_n \} / z_{vni1}$	0.199 342
4	小轮小端法向齿顶厚半角	$\phi_{van1}/\text{rad}$	$\phi_{van1} = \phi_{vni1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{van1}$	$2.60 \times 10^{-4}$
5	小轮小端法向齿顶厚	$s_{a1}/\text{mm}$	$s_{a1} = \phi_{van1} d_{van1}$	$3.406 3 \times 10^{-2}$
6	小轮小端齿顶变尖检查		$s_{a1} \geq 0.3m_n$ 当 $s_{a1} < 0.3m_n$ 时，小轮小端齿顶倒坡	$3.4 \times 10^{-2} < 3.15$
小轮小端齿顶倒坡 ( $s_{a1} < 0.3m_n$ 时)				
7		$K$	$K = 0$ (初值)	0
8	倒坡后小轮小端顶圆直径	$d_{vak}/\text{mm}$	$d_{vak} = d_{van1} - 2m_n K$	127.663 598
9		$\alpha_{vak}/(^{\circ})$	$\alpha_{vak} = \arccos(m_n z_{vni1} \cos \alpha_n / d_{vak})$	43.488 938
10		$\phi_{vak}/\text{rad}$	$\phi_{vak} = \phi_{vni1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{vak}$	0.024 674
11		$s_{ak}/\text{mm}$	$s_{ak} = \phi_{vak} d_{vak}$	3.150 000
12		$\Delta s_{a1}/\text{mm}$	$\Delta s_{a1} = s_{ak} - 0.3m_n$	0
13			$\Delta s_{a1} > 0$ 或 $ \Delta s_{a1}  \leq 10^{-3}$ ，执行(15)	$0 \leq 10^{-3}$
14		$K$	$\Delta s_{a1} < 0$ 并且 $ \Delta s_{a1}  > 10^{-3}$ 时， $K \leftarrow K + \frac{0.3 - s_{ak}/m_n}{2 \tan(\alpha_{vak} - \phi_{vak})}$ 返回(8)	0.154 356

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮小端齿顶倒坡 ( $s_{a1} < 0.3m_n$ 时)				
15	参考点法面当量小齿轮顶圆直径	$d_{van1}/\text{mm}$	$d_{van1} = m_n z_{v1} + 2m_n(h_a^* + x_1)$	172.426 496
16	参考点法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos(m_n z_{v1} \cos \alpha_n / d_{van1})$	40.231 098
17	参考点法面当量小轮分度圆齿厚半角	$\phi_{v1}/\text{rad}$	$\phi_{v1} = (\pi/2 + x_1 + 2x_1 \tan \alpha_n) / z_{v1}$	0.149 749
18	参考点法面当量小轮齿顶厚半角	$\phi_{van1}/\text{rad}$	$\phi_{van1} = \phi_{v1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{van1}$	0.020 822
19	参考点法面当量小轮齿顶厚	$s_{am1}/\text{mm}$	$s_{am1} = \phi_{van1} d_{van1}$	3.590 261
20	倒坡后小轮齿顶宽减少量	$b'_k/\text{mm}$	$b'_k = \frac{b(0.3m_n - s_{a1})}{2(s_{am1} - s_{a1})}$	48.190 940
21	小轮倒坡部分的顶锥角	$\delta_{ak}/(^{\circ})$	$\delta_{ak} = \delta_1 + \arctan(Km_n/b'_k)$	11.388 541
22	倒坡宽度	$b_k/\text{mm}$	$b_k = b'_k / \cos(\delta_{ak} - \delta_1)$	48.218 164

表 5-29 说明如下。

a. 表 5-29 (6) “奥”制规定小轮小端法向齿顶厚  $s_{a1} \geq 0.2m_n$ ；“克”制规定  $s_{a1} \geq 0.3m_n$ ，比较安全。

b. 表 5-29 (7~22) 当  $s_{a1}$  小于许用值时，小轮小端齿顶必须倒坡，将变尖部分切去。由表中相关公式求出倒坡宽度  $b_k$  和倒坡部分的顶锥角  $\delta_{ak}$ 。

④ 刀盘干涉检查 见表 5-30。

表 5-30 刀盘干涉检查

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1		$\Delta h/\text{mm}$	$\Delta h = R_m \tan \Delta \delta$	0
2		$\lambda/(^{\circ})$	$\lambda = \frac{180}{\pi R_e} [(h_{a0} + x_1 m_n - 0.5b \sin \Delta \delta) / \tan \alpha_0 + h_{a0} \tan \alpha_n]$	8.390 567
3	切入时刀盘中心横坐标	$x_0/\text{mm}$	$x_0 = E_x \sin(q_e - \lambda)$	132.081 904
4	切入时刀盘中心纵坐标	$y_0/\text{mm}$	$y_0 = E_x \cos(q_e - \lambda)$	288.142 569
5	刀顶面与顶锥面交点 E 的横坐标	$x_e/\text{mm}$	$x_e = [2h(R_e \tan \delta_2 + h_{a2} - \Delta h) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$	297.981 569
6	刀顶面与顶锥面交点 E 的纵坐标	$y_e/\text{mm}$	$y_e = R_e - h \tan \delta_2$	243.491 627
7	刀顶面与顶锥面交点 I 的横坐标	$x_i/\text{mm}$	$x_i = [2h(R_i \tan \delta_2 + h_{a2} - \Delta h) - (h / \cos \delta_2)^2]^{0.5}$	240.016 699
8	刀顶面与顶锥面交点 I 的纵坐标	$y_i/\text{mm}$	$y_i = R_i - h \tan \delta_2$	133.491 627
9	距离 $\overline{OE}$	$\overline{OE}/\text{mm}$	$\overline{OE} = [(x_e - x_0)^2 + (y_e - y_0)^2]^{0.5}$	171.803 392
10	距离 $\overline{OI}$	$\overline{OI}/\text{mm}$	$\overline{OI} = [(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2]^{0.5}$	188.591 712
11	刀盘无干涉的条件	mm	$\overline{OE} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_n$	171.80 < 214.78
			$\overline{OI} < r_0 + h_{a0} \tan \alpha_n$	188.59 < 214.78

若发生刀盘干涉，则需加大刀盘半径重算。“奥”制的刀盘干涉还与刀倾角有关，切齿调整时必须考虑到刀盘干涉对刀倾角的限制。

⑤ 齿轮尺寸 见表 5-31。

表 5-31 摆线齿锥齿轮的几何尺寸

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮大端顶圆直径	$d_{ae1}/\text{mm}$	$d_{ae1} = d'_{e1} + (2h_{a1} - b\sin\Delta\delta)\cos\delta_1$	158.566 646
2	大轮大端顶圆直径	$d_{ae2}/\text{mm}$	$d_{ae2} = d'_{e2} + (2h_{a2} + b\sin\Delta\delta)\cos\delta_2$	761.588 094
3	分度锥齿宽	$b_s/\text{mm}$	$b_s = b\cos\Delta\delta$	110
4	倒坡前小轮小端顶圆直径	$d_{a1}/\text{mm}$	$d_{a1} = d_{ae1} - 2b_s\sin\delta_1$	122.398 869
5	倒坡后小轮小端顶圆直径	$d_{ak1}/\text{mm}$	$d_{ak1} = d_{a1} - 2Km_n\cos\delta_1$	119.201 498
6	大轮小端顶圆直径	$d_{a2}/\text{mm}$	$d_{a2} = d_{ae2} - 2b_s\sin\delta_2$	544.581 431
7	小轮节锥顶至大端节圆心的距离	$A'_{e1}/\text{mm}$	$A'_{e1} = 0.5d'_{e1}/\tan\delta'_1$	380.000 000
8	大轮节锥顶至大端节圆心的距离	$A'_{e2}/\text{mm}$	$A'_{e2} = 0.5d'_{e2}/\tan\delta'_2$	63.333 333
9	无倒坡小轮轴向齿宽	$b_{x1}/\text{mm}$	$b_{x1} = b_s\cos\delta_1$	108.503 332
10	倒坡后小轮轴向齿宽	$b_{xk}/\text{mm}$	$b_{xk} = b_{x1} - Km_n\sin\delta_1$	108.236 884
11	大轮轴向齿宽	$b_{x2}/\text{mm}$	$b_{x2} = b_s\cos\delta_2$	18.083 889
12	小轮冠顶距	$A_{a1}/\text{mm}$	$A_{a1} = A'_{e1} - (h_{a1} - 0.5b\sin\Delta\delta)\sin\delta_1$	377.341 669
13	大轮冠顶距	$A_{a2}/\text{mm}$	$A_{a2} = A'_{e2} - (h_{a2} + 0.5b\sin\Delta\delta)\sin\delta_2$	58.569 054
14	小轮安装距	$A_1/\text{mm}$	由设计图确定	
15	大轮安装距	$A_2/\text{mm}$	由设计图确定	
16	小轮轮冠距	$A_{o1}/\text{mm}$	$A_{o1} = A_1 - A_{a1}$	$A_1 - 377.341 7$
17	大轮轮冠距	$A_{o2}/\text{mm}$	$A_{o2} = A_2 - A_{a2}$	$A_2 - 58.569 1$
18	小轮参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{mn1}/\text{mm}$	$s_{mn1} = m_n(\pi/2 + 2x_1\tan\alpha_n + x_{t1}) - j_n/2$	20.827 784
19	大轮参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{mn2}/\text{mm}$	$s_{mn2} = m_n(\pi/2 - 2x_2\tan\alpha_n - x_{t2}) - j_n/2$	11.858 939

## (3) 摆线齿锥齿轮的几何参数和图形

① 摆线齿锥齿轮的几何参数 见表 5-32。

表 5-32 摆线齿锥齿轮几何参数

序号	名 称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算例	表号和序号	算例	表号和序号
1	齿数	$z_1, z_2$	9	表 5-24(6)	54	表 5-24(7)
2	轴交角	$\Sigma$	$90^\circ$			表 5-24(2)
3	参考点法向模数	$m_n/\text{mm}$	10.5			表 5-24(5)
4	齿宽	$b/\text{mm}$	110			表 5-24(3)
5	螺旋方向		左旋	表 5-24(13)	右旋	表 5-24(14)
6	螺旋角	$\beta_m$	$29^\circ 30' 22''$			表 5-24(4)
7	法向压力角	$\alpha_n$	$20^\circ$			表 5-24(9)
8	齿顶高系数	$h_a^*$	1			表 5-24(10)
9	顶隙系数	$c^*$	0.25			表 5-24(11)
10	齿侧间隙	$j_n/\text{mm}$	0.3			表 5-24(12)
11	高变位系数	$x_1, x_2$	0.54	表 5-24(20 <sub>K</sub> )	-0.54	
12	切向变位系数	$x_{t1}, x_{t2}$	0.034	表 5-24(21 <sub>K</sub> )	-0.034	
13	分锥角修正量	$\Delta\delta$	0	表 5-24(15)	0	

续表

序号	名 称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算例	表号和序号	算例	表号和序号
14	大端节圆直径	$d'_{e1}, d'_{e2}/\text{mm}$	126.67	表 5-26(3)	760	表 5-24(1)
15	大端理论顶圆直径	$d_{ae1}, d_{ae2}/\text{mm}$	158.57	表 5-31(1)	761.59	表 5-31(2)
16	小端理论顶圆直径	$d_{aik1}, d_{aik2}/\text{mm}$	119.20	表 5-31(5)	544.58	表 5-31(6)
17	小轮倒坡顶锥角	$\delta_{ik}$	$11^{\circ}23'19''$	表 5-29(21)		
18	小轮倒坡宽	$b_k/\text{mm}$	48.22	表 5-29(22)		
19	节锥角	$\delta'_1, \delta'_2$	$9^{\circ}27'44''$	表 5-26(2)	$80^{\circ}32'16''$	表 5-26(1)
20	分锥角	$\delta_1, \delta_2$	$9^{\circ}27'44''$	表 5-28(27)	$80^{\circ}32'16''$	表 5-28(28)
21	齿顶高	$h_{a1}, h_{a2}/\text{mm}$	16.17	表 5-28(24)	4.83	表 5-28(25)
22	全齿高	$h/\text{mm}$	23.63		表 5-28(26)	
23	参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{mn1}, s_{mn2}/\text{mm}$	20.83	表 5-31(18)	11.86	表 5-31(19)
24	安装距	$A_1, A_2/\text{mm}$		表 5-31(14)		表 5-31(15)
25	轮冠距	$A_{o1}, A_{o2}/\text{mm}$	$A_1 - 377.34$	表 5-31(16)	$A_2 - 58.57$	表 5-31(17)

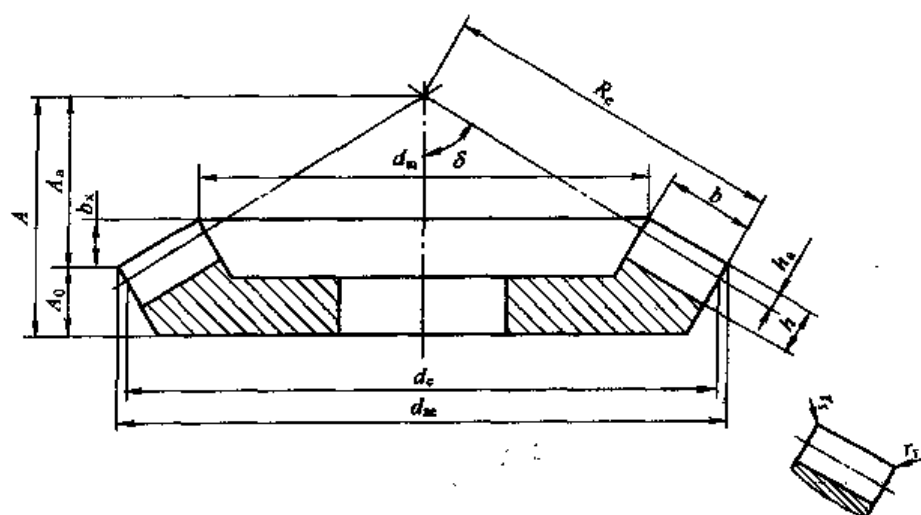


图 5-41 不修正分锥角、齿顶无倒坡时的摆线齿锥齿轮

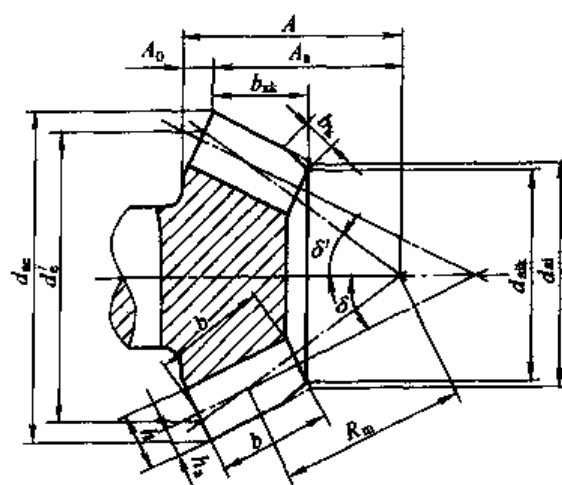


图 5-42 修正分锥角、小端齿顶倒坡时的摆线齿锥齿轮

## ② 摆线齿锥齿轮的图形及主要尺寸

a. 不修正分锥角、小端齿顶无倒坡时，摆线齿锥齿轮的图形及主要尺寸见图 5-41。

b. 修正分锥角、小端齿顶倒坡时，摆线齿锥齿轮的图形及主要尺寸见图 5-42。

c. 齿两端的圆角半径  $r$ ，由表 5-33 查得。

表 5-33 齿端圆角半径 /mm

$m_n$	1~2	2~3.5	3.5~5	5~6	6~7	7~9
$r_t$	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
$m_n$	9~10	10~13	13~14	14~16	16~19	19~25
$r_t$	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0

### 5.6.7 摆线齿锥齿轮的当量齿轮和重合度计算

锥齿轮的重合度计算和强度计算,可简化为端面当量齿轮和法面当量齿轮的重合度计算和强度计算。表 5-34 为摆线齿锥齿轮当量齿轮参数和重合度计算。表 5-34 中,凡参考点  $M$  处的参数引入下标“m”(参考点法向模数  $m_n$  除外);端面当量齿轮的代号中引入下标“v”;法面当量齿轮代号中引入下标“vn”。刀顶圆角半径系数  $\rho_{a0}^* = 0.3$  ;“克”制刀顶圆角半径  $\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$  ;“奥”制  $\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$  。

表 5-34 摆线齿锥齿轮的当量齿轮参数和重合度计算

序号	名 称	代号 单位	计 算 公 式	算 例	
				小 轮	大 轮
1	大端端面模数	$m_e$ mm	$m_e = d_e' / z$	14.071 071	
2	参考点端面模数	$m_m$ mm	$m_m = m_e R_n / R_i$	12.061 758	
3	参考点分度圆直径	$d_m$ mm	$d_m = m_e z_i \cos \beta_m$	108.582 778	651.195 668
4	参考点齿根高	$h_{fi}$ mm	$h_{fi} = m_n (h_a^* + c^* \mp x_i)$	7.455	18.795
端面当量齿轮参数					
5	端面当量齿数	$z_v$	$z_v = z_i / \cos \delta_i'$	9.124 144	328.169 177
6	端面当量齿数比	$u_v$	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	36	
7	端面当量齿轮分度圆直径	$d_{vi}$ mm	$d_{vi} = d_m / \cos \delta_i'$	110.080 542	3 962.899 5
8	端面当量齿轮中心距	$a_v$ mm	$a_v = 0.5 (d_{v1} + d_{v2})$	2 036.190 0	
9	端面当量齿轮顶圆直径	$d_{vdi}$ mm	$d_{vdi} = d_{vi} + 2h_{di}$	142.420 542	3 972.559 5
10	端面当量齿轮压力角	$\alpha_{vi} / (^\circ)$	$\alpha_{vi} = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta_m)$	22.695 197	
11	端面当量齿轮基圆直径	$d_{vbi}$ mm	$d_{vbi} = d_{vi} \cos \alpha_{vi}$	101.557 054	3 656.053 9
12	端面当量齿轮基圆齿距	$p_{vb}$ mm	$p_{vb} = \pi m_m \cos \alpha_{vi}$	34.967 763	
13	端面当量齿轮啮合线有效长度	$g_{va}$ mm	$g_{va} = 0.5 [(d_{vdi}^2 - d_{vbi}^2)^{0.5} + (d_{vdi}^2 - d_{vbi}^2)^{0.5}] - a_v \sin \alpha_{vi}$	41.120 938	
14	端面当量齿轮的端面重合度	$\epsilon_{va}$	$\epsilon_{va} = g_{va} / p_{vb}$	1.175 967	
15	端面当量齿轮的纵向重合度	$\epsilon_{vp}$	$\epsilon_{vp} = b \sin \beta_m / (\pi m_n)$	1.642 379	
16	总重合度	$\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{vp}^2)^{0.5}$	2.019 977	
法面当量齿轮参数					
17	法面当量齿轮分度圆直径	$d_{vni}$ mm	$d_{vni} = z_{vi} m_n$	140.086 459	5 043.113 8
18	法面当量齿轮中心距	$a_{vn}$ mm	$a_{vn} = 0.5 (d_{vn1} + d_{vn2})$	2 591.600 2	
19	法面当量齿轮顶圆直径	$d_{vndi}$ mm	$d_{vndi} = d_{vni} + 2h_{di}$	172.426 459	5 052.773 8
20	法面当量齿轮根圆直径	$d_{vnbi}$ mm	$d_{vnbi} = d_{vni} - 2h_{fi}$	125.176 459	5 005.523 8
21	法面当量齿轮基圆直径	$d_{vbn1}$ mm	$d_{vbn1} = d_{vni} \cos \alpha_n$	131.638 246	4 738.976 8
22	法面当量齿轮啮合线有效长度	$g_{van}$ mm	$g_{van} = 0.5 [(d_{vndi}^2 - d_{vbn1}^2)^{0.5} + (d_{vndi}^2 - d_{vbn1}^2)^{0.5}] - a_{vn} \sin \alpha_n$	45.748 052	
23	法面当量齿轮重合度	$\epsilon_{van}$	$\epsilon_{van} = g_{van} / p_{bn}$	1.496 511	
24	刀尖圆角半径	$\rho_{a0}$ mm	$\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$ 或 $\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$	3	

### 5.6.8 摆线齿锥齿轮的齿形系数和切向变位系数

(1) 齿形系数 本章采用 GB/T 10062-2003 中的 B1 法计算齿形系数(见表 5-35),该标准沿用渐开线圆柱齿轮齿顶加载  $30^\circ$ 切线法计算摆线齿锥齿轮的法面当量齿轮齿形系数。

表 5-35 摆线齿锥齿轮齿形系数计算

序号	名 称	代号/单位	计 算 公 式	算 例	
				小 轮	大 轮
1		$E/\text{mm}$	$E = (\pi/4 \pm x_{t1}/2) m_n - h_{a0} \tan \alpha_n - \rho_{a0} (1 - \sin \alpha_n) / \cos \alpha_n$	1.190 449	1.547 449
2		$G$	$G = \rho_{a0}/m_n - h_{a0}/m_n \pm x_1$	-0.424 286	-1.504 286
3		$H$	$H = \frac{2}{z_{vm}} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	-0.828 719	-1.041 270
4		$\theta/\text{rad}$	$\theta = 2G \tan \theta / z_{vm} - H$	0.767 369	1.030 820
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_{vm} \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right)$	2.168 907	2.302 938
6	30°切线切点处齿廓曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_n}$	$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{a0}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{vm} \cos^2 \theta - 2G)}$	0.350 178	0.353 451
7	齿顶法向压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos(d_{b1}/d_{van1})$	40.231 098	20.298 817
8	法向顶圆齿厚半角	$\phi_{van1}/(^{\circ})$	$\phi_{van1} = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{1}{z_{vi1}} \left[ \frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha_n + x_{t1}) \right] + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{van1} \right\}$	1.193 012	0.096 204
9	法向载荷作用角	$\alpha_{Fan1}/(^{\circ})$	$\alpha_{Fan1} = \alpha_{van1} - \phi_{van1}$	39.038 087	20.202 614
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{z_{vm}}{2} \left[ \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fan}} - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0.5 \left( \frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{G}{\cos \theta} \right)$	2.096 579	1.949 045
11	齿形系数	$Y_{Fa}$	$Y_{Fa} = \frac{6 \left( \frac{h_{Fa}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fan}}{\left( \frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$	2.210 468	2.202 148

注：1. 序号 1 和 8 式中双符号项，上面符号适用于小齿轮，下面符号适用于大齿轮。

2. 序号 4 式中  $\theta$  (rad) 值需要迭代求解，取初值  $\theta = \pi/6$ 。

(2) 切向变位系数 由表 5-24 给出切向变位系数  $x_{t1}$  初值，按两齿轮齿形系数  $Y_{Fa1} = Y_{Fa2}$  迭代求解  $x_{t1}$  的终值，以保证相配两齿轮的弯曲强度接近。为简便起见，可先由表 5-35 的公式迭代求解  $x_{t1}$  的终值，然后再修正表 5-26 (23~32)、表 5-31 (18~19) 中与  $x_{t1}$  值相关的参数。

## 5.7 弧齿准双曲面齿轮几何设计

准双曲面齿轮副的小轮偏置，与锥齿轮比较：在大轮尺寸相同的情况下，小轮直径增大，两轮均可采用跨装支承，从而增加了齿轮的刚度和强度，传动比大时效果更明显；小轮下偏可以降低车辆重心，增加舒适性；但齿面间的相对滑动较大，需要采用极压润滑油，以防止齿面的胶合和减少磨损。

多年来国内外一直采用美国格利森制的方法进行弧齿准双曲面齿轮几何设计。近年颁布的美国国家标准 ANSI/AGMA 2005-C96 中弧齿准双曲面齿轮几何设计与旧格利森制有以下几点不同：设计方法扩展为适用于  $\Sigma \neq 90^{\circ}$  的弧齿准双曲面齿轮传动；基本齿廓平均齿形角  $\alpha$  有所改变；参考点工作齿高系数和顶隙数值略有改变；大轮参考点齿顶高系数略有改



变：引入了切向变位。

格利森制和 ANSI/AGMA 2005-C96 标准关于弧齿准双曲面齿轮的设计思想相同，多年生产使用效果良好，本节仍旧采用。然而无论格利森计算卡或 ANSI/AGMA 2005 C96 中的计算公式，都沿袭了早年的计算方法，比较繁杂而又零乱，用户不易把握住问题的核心，而且不便于电算，需要加以改造。本节作了以下改进：利用简明的新计算公式计算  $\Sigma \neq 90^\circ$  的弧齿准双曲面齿轮传动的几何参数；将原有设计中一些近似而又不十分简便的公式换成精确公式；将比较零乱而不便于掌握的两种计算方法，改造成一有机整体；改造后的计算方法便于电算。

本节分别列出格利森制和 ANSI/AGMA 2005-C96 中的一些经过实践检验的数据供用户选用。

### 5.7.1 弧齿准双曲面齿轮几何设计原理

#### (1) 分度锥面几何参数

① 保证相配两齿面在参考点共轭 确定相配两轮相对位置的参数为轴交角  $\Sigma$  和偏置距  $E$ ；确定相配两轮相对运动参数为传动比  $i_{12} = z_2/z_1$ 。给定参考点  $M$ ，过该点可以得到一对分度锥面（见图 5-3），它们由参考点的分度圆半径  $r_{m1}$  和  $r_{m2}$ ，分锥角  $\delta_1$  和  $\delta_2$ ，参考点螺旋角  $\beta_1$  和  $\beta_2$  等 6 个参数确定。

表 5 42 初算求得： $\Sigma$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $E$ 、 $\beta_1$ 、 $d_2$  和  $b_2$ ；初值  $\delta_{20}$  和  $\epsilon_0$ 。暂取外层迭代初值  $\delta_2 = \delta_{20}$  得到

$$r_{m2} = (d_2 - b_2 \sin \delta_2) / 2 \quad (5-5)$$

为便于迭代求解引入辅助参数大轮偏离角  $\epsilon$ 。根据两齿面在参考点  $M$  共轭条件得到下面 3 个公式，即

$$\delta_1 = \arcsin(\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2) \quad (5-6)$$

$$\beta_{12} = \arcsin(\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1) \quad (5-7)$$

$$r_{m1} = z_1 r_{m2} \cos \beta_2 / (z_2 \cos \beta_1) \quad (5-8)$$

以  $\epsilon = \epsilon_0$  为内层迭代初值，由上 3 式求得  $\delta_1$ 、 $\beta_{12}$ 、 $\beta_2 = \beta_1 - \beta_{12}$  和  $r_{m1}$ 。迭代计算误差为

$$\Delta E = \frac{\sin \beta_{12}}{\sin \Sigma} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) - E \quad (5-9)$$

当  $|\Delta E| \leq 10^{-6}$  时，内层迭代结束，否则按下式算出  $\epsilon$  的新值为

$$\epsilon = \arcsin \left( \frac{E}{r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1} \right) \quad (5-10)$$

进行下一次计算。

内层迭代求得的分度锥面几何参数，可以保证两轮相配齿面在参考点共轭（相配两齿而相切于点  $M$ ，在该点处瞬时传动比  $i_{12} = z_2/z_1$ ），但不能保证齿的工作面与非工作面啮合对称。

② 保证齿的两面啮合对称 曲线齿准双曲面齿轮，主动齿轮（一般为小齿轮）以齿的凹面与从动齿轮凸面为承受较大载荷的工作面，代号为“i”；主动轮的凸面和从动轮的凹面为承受较小载荷的非工作面，代号为“e”。所谓齿的两面啮合对称，指的是一个齿的两面，接触区的位置、尺寸和形状相同。经证明，齿的两面啮合对称必须满足以下 3 个条件。

a. 参考点处工作面“i”的压力角

$$\alpha_{ni} = \alpha + \alpha_0 \quad (5-11)$$

非工作面“e”的压力角

$$\alpha_{ne} = \alpha - \alpha_0 \quad (5-12)$$

式中  $\alpha_0 = \arctan(-a_0/b_0)$

$\alpha$  为基本齿廓齿形角平均值;  $\alpha_0$  为极限压力角;  $a_0$  和  $b_0$  的计算公式见表 5-45 (10、11)。通常  $\alpha_0 < 0$ ,  $\alpha_{ni} < \alpha_{ne}$ 。齿轮基本齿廓的齿形角应等于或接近对应的理论压力角, 即加工大齿轮的内刀齿形角  $\alpha_i \approx \alpha_{ni}$ , 外刀齿形角  $\alpha_e \approx \alpha_{ne}$ 。

b. 参考点处大轮齿两面齿线的平均曲率  $\kappa_0$  等于极限法曲率  $\kappa_{jv}$ , 即

$$\kappa_0 = \kappa_{jv} \quad (5-13)$$

对于成形法加工的大齿轮  $\kappa_0 = 1/r_0$  ( $r_0$  为刀盘名义半径), 对于展成法加工的大齿轮, 格利森制也近似地取  $\kappa_0 \approx 1/r_0$ 。选定初值  $\delta_2 = \delta_{20}$  时, 不能保证  $\kappa_0 = \kappa_{jv}$ , 曲率半径的差值为

$$\Delta\rho = 1/\kappa_{jv} - r_0 \quad (5-14)$$

式中

$$\kappa_{jv} = \frac{\cos\alpha_0}{\sin\beta_{12}} \left( \frac{\sin\delta_1 \cos\beta_2}{r_{m1}} - \frac{\sin\delta_2 \cos\beta_1}{r_{m2}} \right) - e_0 W \sin\alpha_0 \quad (5-15)$$

式中  $e_0$  和  $W$  的计算公式见表 5-45 (13、14)。

c. 参考点处大轮齿两面沿齿线方向的短程挠率相等, 即

$$\tau_{v1} = \tau_{v2}$$

对于成形法加工的大齿轮  $\tau_{v1} = \tau_{v2}$ ; 对于展成法加工的大齿轮,  $\tau_{v1} \approx \tau_{v2}$ 。此条件与准双曲面齿轮副分度锥面的几何参数无关, 而且自然地得到保证。

极限压力角  $\alpha_0$  和极限法曲率  $\kappa_{jv}$  与准双曲面齿轮副的几何参数有关, 而刀盘半径  $r_0$  是根据大轮大端分度圆直径  $d_2$  选定的标准值。通常给定初值  $\delta = \delta_{20}$ , 要求  $\Delta\rho \approx 0$ , 通过迭代求解  $\delta_2$  的终值, 从而确定了准双曲面齿轮副分度锥面几何参数的终值。

根据承受载荷的情况选定基本齿廓平均齿形角  $\alpha$ , 由分度锥面几何参数求得极限压力角  $\alpha_0$ , 从而得到基本齿廓工作面和非工作面的齿形角 (即法向压力角)  $\alpha_{ni}$  和  $\alpha_{ne}$ 。最后确定加工大轮凸面内刀齿形角  $\alpha_i$  和加工大轮凹面外刀齿形角  $\alpha_e$ 。

③ 分度锥面几何参数计算框图 如图 5-43 所示, 取  $\delta_2 = \delta_{20}$  为外层迭代初值; 先以  $\epsilon = \epsilon_0$  为内层迭代初值, 当  $|\Delta E| \leq 10^{-6}$  时得到  $\epsilon$  的终值, 算出  $\delta_1$ 、 $\beta_{12}$ 、 $\beta_2$  和  $r_{m1}$  以及  $\alpha_0$  和  $\kappa_{jv}$ 。当  $|\Delta\rho| \leq 5 \times 10^{-4}$  时得到  $\delta_2$  的终值。

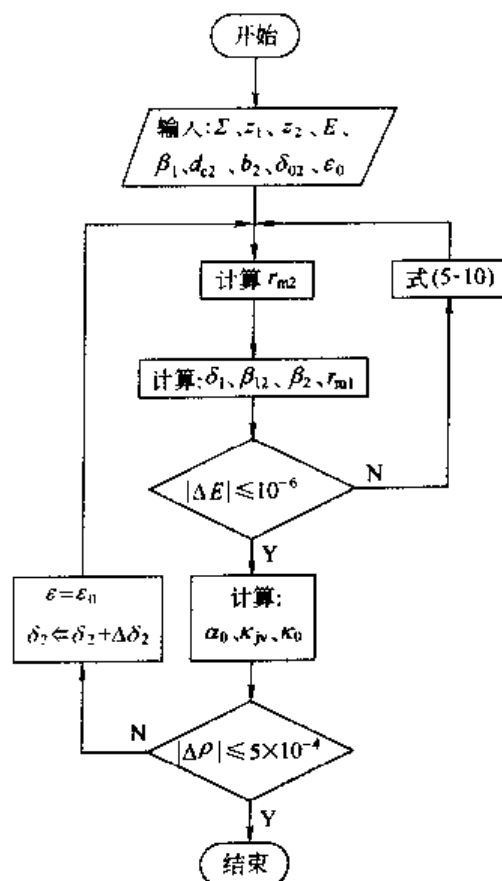


图 5-43 分度锥面几何参数计算框图

外层迭代后的分度锥面参数，既保证两齿面在参考点共轭，又保证一个齿的两面啮合对称。

(2) 基本齿廓参数

格利森制和 ANSI/AGMA 2005-C95 中，均在参考点法面取基本齿廓，但其参数略有不同。

① 格利森制基本齿廓参数

a. 基本齿廓平均齿形角  $\alpha$  准双曲面齿轮基本齿廓两侧齿形角不同，其平均齿形角  $\alpha$  按表 5-36 选取。

表 5-36 基本齿廓平均齿形角  $\alpha$

用 途		$\alpha (^{\circ})$
一般工业用	$z_1 \geq 8$	21.25
	$z_1 < 8$	22.5
载重汽车、拖拉机		22.5
轿车		19

b. 工作齿高系数  $k_h$  见表 5-37。

表 5-37 参考点工作齿高系数  $k_h$

小轮齿数 $z_1$	工作齿高系数 $k_h$		小轮齿数 $z_1$	工作齿高系数 $k_h$	
	轿 车	普通用途		轿 车	普通用途
6	—	3.5	10	4.0	3.9
7	—	3.6	11	4.1	4.0
8	3.8	3.7	$\geq 12$	4.2	4.0
9	3.9	3.8			

大轮参考点工作齿高

$$h'_{m2} = k_h m_n / 2$$

换算成基本齿廓的齿顶高系数

$$h_a^* = 0.25k_h$$

c. 齿顶间隙

$$c = 0.15h'_{m2} + 0.05\text{mm}$$

换算成顶隙系数

$$c^* = 0.075k_h = 0.3h_a^*$$

② ANSI/AGMA 2005-C96 基本齿廓参数

a. 基本齿廓平均齿形角 一般用  $\alpha = 20^{\circ}$ 。轻载传动用  $\alpha = 18^{\circ}$ ，重载传动用  $\alpha = 22.5^{\circ}$  或  $25^{\circ}$ 。与旧格利森制相比：保留了  $22.5^{\circ}$ ；取消了  $19^{\circ}$  和  $21.5^{\circ}$ ；新增加了  $18^{\circ}$  和  $20^{\circ}$ 。

b. 参考点工作齿高系数  $k_h$  见表 5-38。

表 5-38 参考点工作齿高系数  $k_h$

小轮齿数 $z_1$	工作齿高系数 $k_h$	小轮齿数 $z_1$	工作齿高系数 $k_h$
$\geq 11$	1.0	8	3.7
10	3.9	7	3.6
9	3.8	6	3.5

表 5-38 的  $k_h$  值与表 5-37 旧格利森制普通用途的  $k_h$  值相同。

### c. 齿顶间隙

$$c = 0.125 h_{m2}' = 0.0625 k_h m_n$$

换算成基本齿廓的顶隙系数

$$c^* = 0.0625 k_h = 0.25 h_a^*$$

### (3) 变位系数

① 格利森制的变位系数 格利森制给出大轮齿顶高系数，其效用与给出小齿轮高变位系数相同。表 5-39 中给出  $z_1 \geq 21$  时展成法加工的大齿轮齿顶高系数  $k_a$ ；表 5-40 中给出  $z_1 < 21$  且  $z_2/z_1 > 2$  时的  $k_a$  值。

表 5-39 大轮参考点齿顶高系数  $k_a$  ( $z_1 \geq 21$ )

$z_1/z_2$	$k_a$	$z_1/z_2$	$k_a$
1.0	0.500	0.6	0.375
0.9	0.450	0.5	0.350
0.8	0.425	0.4	0.325
0.7	0.400	0.3	0.300

表 5-40 大轮参考点齿顶高系数 ( $z_1 < 21$  且  $z_2/z_1 > 2$ )

小轮齿数 $z_1$	$k_a$	小轮齿数 $z_1$	$k_a$
6	0.110	8	0.150
7	0.130	9~12	0.170

大轮参考点齿顶高

$$h_{am2} = k_a h_{m2}' = k_a k_h m_n / 2$$

换算成小轮高变位系数

$$x_1 = k_h (0.25 - 0.5 k_a)$$

旧格利森制中准双曲面齿轮无切向变位，取  $x_{t1} = 0$ 。

### ② ANSI/AGMA 2005-C96 中的变位系数

a. 大轮参考点齿顶高系数 见表 5-41。

表 5-41 大轮参考点齿顶高系数  $k_a$

小轮齿数 $z_1$	$k_a$	小轮齿数 $z_1$	$k_a$
$\geq 12$	$0.210 + 0.290/i_{12}'^2$	8	$0.130 + 0.195/i_{12}'^2$
11	$0.210 + 0.280/i_{12}'^2$	7	$0.110 + 0.160/i_{12}'^2$
10	$0.175 + 0.260/i_{12}'^2$	6	$0.100 + 0.115/i_{12}'^2$
9	$0.145 + 0.235/i_{12}'^2$		

表 5-41 中  $\Sigma \neq 90^\circ$  的当量  $90^\circ$  传动比  $i_{12}'$  由下式求得

$$i_{12}' = \left\{ \left[ \frac{\sin \Sigma - \cos \Sigma}{\tan (\Sigma - \delta_2)} \right] \frac{\cos \delta_1 \cos \eta}{\cos \delta_2} \right\}^{0.5}$$

式中  $\eta$ ——小轮偏离角，由下式求得

$$\sin \eta = \sin \beta_{12} \cos \delta_2 / \sin \Sigma$$

b. 小轮的切向变位系数  $x_{t1}$  由式 (5-2) 求得或由图 5-32 查得。

#### (4) 齿高的收缩

##### ① 格里森制齿高的收缩

###### a. 标准收缩

大轮齿根角  $\theta_{f2} = \arctan(h_{fm2}/R_{m2})$  (5-16)

标准收缩两轮齿根角之和

$$\Sigma\theta_s = \arctan(h_{fm2}/R_{m2}) + \theta_{f2} \quad (5-17)$$

小轮齿根角  $\theta_{f1} = \Sigma\theta_s - \theta_{f2}$  (5-18)

b. 非标准收缩 标准收缩有时会导致大轮齿厚收缩过大、小轮小端齿槽过窄、刀顶窄、寿命短。需要采取非标准收缩，其中之一是齿高双重收缩。

双重收缩齿根角之和

$$\Sigma\theta_D = \frac{176}{z_2 \tan\alpha} \left( \frac{\sin\delta_2}{\cos\beta_2} - \frac{r_{m2} \tan\beta_2}{r_0} \right)$$

双重收缩有时又会引起齿高过度收缩，可以采取一种介于标准收缩与双重收缩之间的倾斜齿根线收缩。旧格里森制按下面公式确定其齿高收缩系数：

$z_1 < 12$  时， $k_g = 0.02z_1 + 1.06$ ；

$z_1 \geq 12$  时， $k_g = 1.3$ 。

倾斜齿根线收缩齿根角之和

$$\Sigma\theta_{sk} = k_g \Sigma\theta_s$$

非标准收缩取  $\Sigma\theta_D$  和  $\Sigma\theta_{sk}$  中小者为齿根角之和，即

$$\Sigma\theta_f = \min(\Sigma\theta_D, \Sigma\theta_{sk})$$

大轮齿顶角

$$\theta_{a2} = k_s \Sigma\theta_f$$

大轮齿根角

$$\theta_{f2} = \Sigma\theta_f - \theta_{a2}$$

##### ② ANSI/AGMA 2005-C96 中的齿高收缩

a. 标准收缩 齿根角  $\theta_{f1}$ 、 $\theta_{f2}$  及两轮齿根角之和  $\Sigma\theta_s$  为

$$\theta_{f1,2} = \arctan(h_{fm1,2}/R_{m2})$$

$$\Sigma\theta_s = \theta_{f1} + \theta_{f2}$$

b. 非标准收缩

双重收缩齿根角之和

$$\Sigma\theta_D = \frac{90m_{a2}}{R_2 \tan\alpha \cos\beta_2} \left( 1 - \frac{R_{m2} \sin\beta_2}{r_0} \right)$$

倾斜齿根线收缩齿根角之和

$$\Sigma\theta_{sk} = 1.3 \Sigma\theta_s$$

非标准收缩齿根角之和

$$\Sigma\theta_f = \min(\Sigma\theta_D, \Sigma\theta_{sk})$$

小轮齿根角

$$\theta_{f1} = h_{am2} \Sigma\theta_f / h'_m$$

大轮齿根角

$$\theta_{f2} = \Sigma\theta_f - \theta_{f1}$$

### (5) 轮坯尺寸

求得分度锥面几何参数、大轮齿顶角、齿根角和齿高，根据大端锥距和分度圆直径，可以很方便地算出大齿轮的全部尺寸。根据大齿轮尺寸和等顶隙啮合，可以确定小齿轮的尺寸。

① 小齿轮的顶锥角  $\delta_{a1}$  和根锥角  $\delta_{f1}$  小齿轮的顶锥面应与无顶隙时的大轮根锥面相切；根据等距共轭曲面原理，过大轮参考点  $M$  作一对与大轮根锥面等距及与小轮顶锥面等距的锥面，求得大轮等距锥面的偏离角  $\epsilon_f$ ，从而求得小轮等距锥面的顶锥角  $\delta_{a1}$ ，此即为小轮的顶锥角。同理，小轮无顶隙的根锥面应与大轮顶锥面相切，过参考点  $M$  作一对它们的等距共轭曲面，求出大轮等距锥面的偏离角  $\epsilon_a$  和小轮根锥角  $\delta_{f1}$ 。上述各参数的计算公式详见表 5-47 (1~11)。

② 小轮大端顶圆直径和齿宽 图 5-44 上部为准双曲面齿轮副的分度平面  $T$ ， $\overline{O_1M}$  为小轮分度锥母线； $\overline{O_2M}$  为大轮分度锥母线。将两轮的分度锥面展开在分度平面上。如果准双曲面齿轮副为线接触，可求得啮合面与分度平面的交线；该交线过点  $M$  处的切线与  $\overline{O_2M}$  的夹角为  $\theta_m$ ，可由下式求得

$$\theta_m = \arctan \left( \frac{\eta_z \cos \beta_1}{\sin \beta_{12} \cos \beta_2} - \tan \beta_2 \right)$$

$$\eta_z = \frac{1}{b_0} \left[ \frac{\cos \alpha_{ni} (\cos \alpha_0 / r_0 - \kappa_{jv})}{W \sin (\alpha_{ni} - \alpha_0)} + e_0 \right]$$

式中

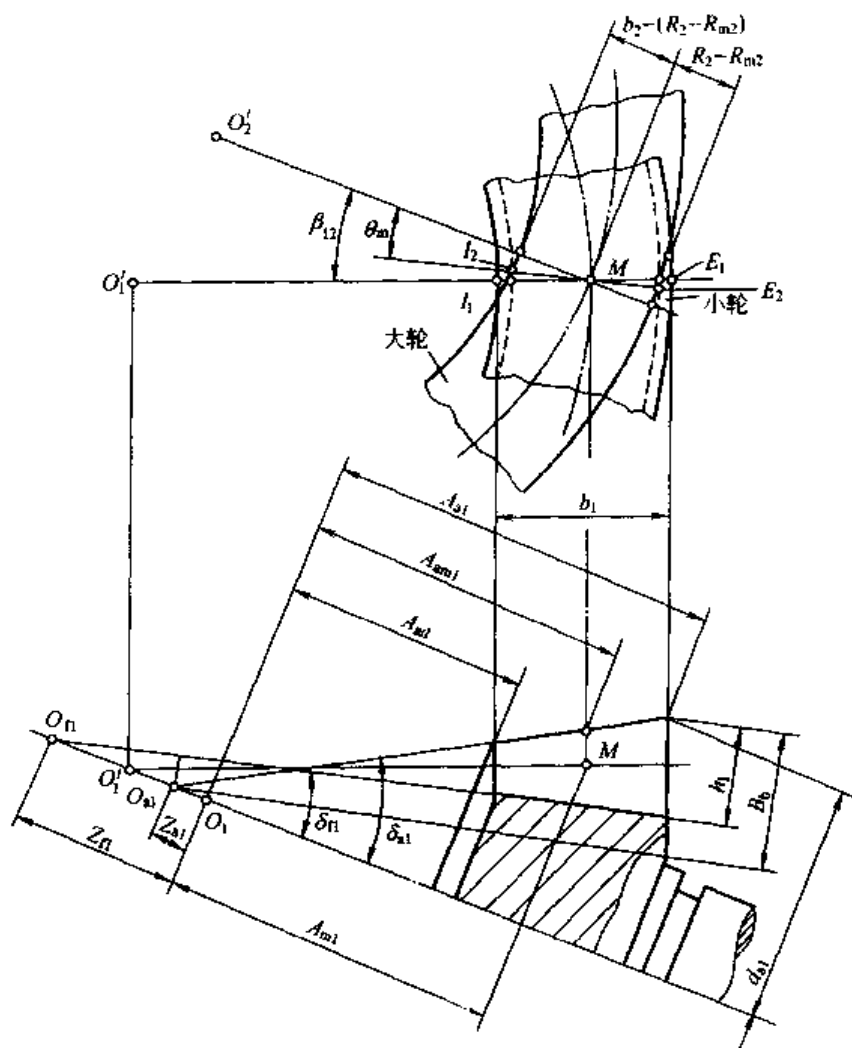


图 5-44 小轮顶圆直径和齿宽的确定

此切线与展开在  $\Gamma$  面上的大轮分度锥面两端分别交于点  $I_2$  和  $E_2$ 。为充分利用大轮齿宽,小轮展开在  $\Gamma$  面上的分度锥面应包容  $I_2$  和  $E_2$  两点;并从两端略加宽相同值  $\Delta b_1$ ,在  $\overline{O_1M}$  直线上得到  $I_1$  和  $E_1$  两点。由图 5-44 中的几何关系可得到

$$A_{a1} = A_{am1} + \frac{(R_2 - R_{m2}) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos \delta_{a1}}{\cos \theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_1)} + \Delta b_1$$

$$A_{a1} = A_{am1} - \frac{(R_{m2} - R_2 + b_2) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos \delta_{a1}}{\cos \theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_1)} - \Delta b_1$$

式中

$$A_{am1} = A_{m1} - h_{am1} \sin \delta_{a1}$$

$$h_{am1} = h_{m2} \quad c$$

$$A_{m1} = l(\sin \delta_1 + \sin \delta_2 \cos \Sigma) / \sin^2 \Sigma - r_{m1} \tan \delta_1$$

$$l = r_{m1} / \cos \delta_1 + r_{m2} / \cos \delta_2$$

$$\Delta b_1 = h'_{m2} (1 - z_1 / z_2) \sin \epsilon_f$$

小轮轴向齿宽

$$b_{a1} = A_{a1} - A_{m1}$$

小轮顶锥齿宽

$$b_{a1} = b_{x1} / \cos \delta_{a1}$$

小轮大端顶圆直径

$$d_{a1} = 2(Z_{a1} + A_{a1}) \tan \delta_{a1}$$

小轮大端全齿高(垂直于根锥母线度量)

$$h_1 = (Z_{a1} + A_{a1}) \sin(\delta_{a1} - \delta_{11}) / \cos \delta_{a1} - (Z_{11} - Z_{a1}) \sin \delta_{11}$$

## 5.7.2 按格利森法设计弧齿准双曲面齿轮副

(1) 齿轮主要参数初算(见表 5-42)

表 5-42 弧齿准双曲面齿轮主要参数初算

序号	名 称		代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	原始参数	轴交角	$\Sigma / (^{\circ})$		90
2		齿数比初值	$u_0$	$u_0 = i_{120}$	3.9
3		大轮转矩	$T_2 / \text{N} \cdot \text{m}$		470
4	大轮大端分度圆直径		$d_{20} / \text{mm}$	由图 5-17 查得	205
5	偏置距		$E / \text{mm}$	轿车, $E \leq 0.2d_2$	34
				载重车, $E \approx 0.1d_2$	
6	小轮齿数		$z_1$	$z_1 \geq 6$ , 参考表 5-7 选取	11
7	大轮齿数		$z_2$	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	43
8	齿数比		$u$	$u = z_2 / z_1$	3.909 1
9	传动比差值的百分比		$\Delta i_{12}$	$\Delta i_{12} = (u - u_0) / u_0 \times 100$	0.233 3
10	大轮大端端面模数		$m_{22} / \text{mm}$	$m_{22} = d_2 / z_2$	4.769 4
11	小轮参考点螺旋角		$\beta_1 / (^{\circ})$	轿车: $\beta_1 = 50^{\circ}$	50
				载重汽车: $\beta_1 = 45^{\circ}$	
12	大轮分锥角初值		$\delta_{20} / (^{\circ})$	$\delta_{20} = \arctan[z_2 / (1.2z_1)]$	72.934 7
13	大轮分度锥大端锥距初值		$R_{20} / \text{mm}$	$R_{20} = 0.5d_2 / \sin \delta_{20}$	107.220 8
14	大轮齿宽		$b_2 / \text{mm}$	在 $b_2 \leq 0.3R_{20}$ 和 $b_2 \leq 10m_{22}$ 中取小值	30
15	大轮偏离角初值		$\epsilon_0 / (^{\circ})$	$\epsilon_0 = \arcsin(2E / d_2)$	19.372 4

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
16	大轮工作齿高系数	$k_h$	由表 5-37 查得	4.1
17	大轮齿顶高系数	$k_a$	由表 5-39 和表 5-40 查得	0.17
18	刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	由表 5-43 查得	95.25
19	齿形角平均值	$\alpha/(^{\circ})$	由表 5-36 查得	19
20	最小法向齿侧间隙	$j_{\min}/\text{mm}$	由表 5-44 查得	0.15
21	最大法向齿侧间隙	$j_{\max}/\text{mm}$		0.20
22	小轮螺旋方向		由图 5-24 按主动轮转向确定	左旋
23	大轮螺旋方向		由图 5-24 按主动轮转向确定	右旋

表 5-42 说明如下。

① 表 5-42 (2)  $i_{120}$  为要求的传动比。

② 表 5-42 (6~9) 两轮齿数尽可能无公因数；实际传动比  $i_{12} = u$ ，与要求的传动比  $i_{120}$  的偏差值  $\Delta i_{12}$  应在允许范围内。

③ 表 5-42 (18) 刀盘名义半径  $r_0$  根据大轮分度圆直径由表 5-43 查得。

表 5-43 刀盘名义半径 /mm

大轮大端分度圆直径 $d_2$	刀盘半径 $r_0$	大轮大端分度圆直径 $d_2$	刀盘半径 $r_0$
75~135	44.450	165~285	95.25
100~170	57.150	195~345	114.30
110~190	63.500	260~455	152.40
130~230	76.200	350~610	203.20
135~240	79.375	455~800	266.70

④ 表 5-42 (20、21) 法向齿侧最小和最大间隙，根据大轮大端端面模数  $m_{t2}$  由表 5-44 查得。

表 5-44 法向齿侧间隙 /mm

$m_{t2}$	$j_{\min} \sim j_{\max}$	$m_{t2}$	$j_{\min} \sim j_{\max}$
2.5	0.05~0.10	9	0.20~0.28
4.5	0.10~0.15	12	0.30~0.40
6	0.15~0.20	25	0.50~.75

(2) 弧齿准双曲面齿轮分锥面参数计算 (见表 5-45)

表 5-45 弧齿准双曲面齿轮分锥面参数计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	大轮分锥角初值	$\delta_2/(^{\circ})$	$\delta_2 = \delta_{20}$	72.937 4
2	大轮参考点分度圆半径	$r_{a2}/\text{mm}$	$r_{a2} = 0.5(d_2 - b_2 \sin \delta_2)$	88.223 744
3	大轮偏离角初值	$\varepsilon/(^{\circ})$	$\varepsilon = \varepsilon_0$	19.372 4
4	小轮分锥角	$\delta_1/(^{\circ})$	$\delta_1 = \arcsin(\cos \varepsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)$	16.729 087
5	两轮参考点螺旋角差值	$\beta_{12}/(^{\circ})$	$\beta_{12} = \arcsin(\sin \varepsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1)$	21.220 500



续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
6	大轮参考点螺旋角	$\beta_2$ (°)	$\beta_2 = \beta_1 + \beta_1$	28.779 500
7	小轮参考点分度圆半径	$r_{m1}$ /mm	$r_{m1} = z_1 r_m \cos \beta_1$ ( $z_2 \cos \beta_2$ )	30.773 984
8	偏置距计算误差	$\Delta E$ /mm	$\Delta E = \sin \beta_1 [(r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1)]$ $\sin \Sigma - F$ 当 $ \Delta E  \leq 10^{-4}$ 时, 执行(10)	$-2.12 \times 10^{-7}$
9	人轮偏离角终值	$\varepsilon$ (°)	$\varepsilon = \arcsin [E (r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2$ $\cos \delta_1)]$ 返回(4)	20.281 865
10		$a_0$ /mm	$a_0 = r_{m1} \sin \beta_1 \sin \delta_2 + r_{m2} \sin \beta_2 \sin \delta_1$	10.210 660
11		$b_0$ /mm	$b_0 = \cos \beta_2 (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1)$	87.564 296
12	极限压力角	$\alpha_0$ / (°)	$\alpha_0 = \arctan(-a_0/b_0)$	-6.651 085
13		$e_0$ /mm	$e_0 = \sin \beta_2 (r_{m1} \cos \delta_2 \tan \beta_2 + r_{m2} \cos \delta_1$ $\tan \beta_1)$	38.323 530
14		$W$ /mm <sup>-2</sup>	$W = \cos \beta_1 \cos \beta_2 / (r_{m1} r_{m2} \sin^2 \beta_{12})$	$1.583 9 \times 10^{-4}$
15	极限法曲率	$\kappa_{1v}$ /mm <sup>-1</sup>	$\kappa_{1v} = \cos \alpha_0 (\sin \delta_1 \cos \beta_2 / r_{m1} - \sin \delta_2$ $\cos \beta_1 / r_{m2}) / \sin \beta_{12} - e_0 W \sin \alpha_0$	$1.049 9 \times 10^{-2}$
16	曲率半径差	$\Delta \rho$ /mm	$\Delta \rho = 1/\kappa_{1v} - r_0$ 当 $ \Delta \rho  \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 执行表 5-46 计算	$-1.62 \times 10^{-4}$
17	大轮分锥角终值	$\delta_2$ / (°)	$\delta_2 \leftarrow \delta_2 + \Delta \delta_2$ 返回(2)	72.129 1

## (3) 弧齿准双曲面齿轮副大轮几何尺寸 (见表 5-46)

表 5-46 弧齿准双曲面齿轮副大轮几何尺寸

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	参考点法向模数	$m_n$ /mm	$m_n = 2r_{m2} \cos \beta_2 / z_2$	3.596 570
2	大轮大端分锥距	$R_2$ /mm	$R_2 = 0.5 d_2 / \sin \delta_2$	107.696 305
3	大轮参考点分锥距	$R_{m2}$ /mm	$R_{m2} = r_{m2} / \sin \delta_2$	92.696 305
4	大轮小端分锥距	$R_{12}$ /mm	$R_{12} = R_2 - b_2$	77.696 305
5	大轮参考点工作齿高	$h'_{m2}$ /mm	$h'_{m2} = k_h m_n / 2$	7.372 969
6	大轮参考点齿顶高	$h_{am2}$ /mm	$h_{am2} = k_a h'_{m2}$	1.253 405
7	大轮参考点齿根高	$h_{fm2}$ /mm	$h_{fm2} = (1.15 - k_a) h'_{m2} + 0.05$	7.275 509
8	标准收缩齿根角之和	$\Sigma \theta_s$ / (°)	$\Sigma \theta_s = \arctan(h_{am2} / R_{m2}) +$ $\arctan(h_{fm2} / R_{m2})$	5.262 492
9	双重收缩齿根角之和	$\Sigma \theta_D$ / (°)	$\Sigma \theta_D = 176 (\sin \delta_2 / \cos \beta_2 - r_{m2} \tan \beta_2 /$ $r_0) \cdot (z_2 \tan \alpha)$	6.860 103
10	齿高收缩系数	$k_g$	$z_1 < 12$ 时, $k_g = 0.02 z_1 + 1.06$ $z_1 \geq 12$ 时, $k_g = 1.3$	1.28
11	倾斜齿根线收缩齿根角之和	$\Sigma \theta_{sk}$ / (°)	$\Sigma \theta_{sk} = k_g \Sigma \theta_s$	6.735 990
12	非标准收缩齿根角之和	$\Sigma \theta_t$ / (°)	$\Sigma \theta_t = \min(\Sigma \theta_{sk}, \Sigma \theta_D)$	6.735 990

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
13	大轮齿顶角	$\theta_{a2}/(^{\circ})$	标准收缩, $\theta_{a2} = \arctan(h_{am2}/R_{m2})$	1.145 118
			非标准收缩, $\theta_{a2} = k_n \Sigma \theta_1$	
14	大轮齿根角	$\theta_{f2}/(^{\circ})$	标准收缩, $\theta_{f2} = \Sigma \theta_1 - \theta_{a2}$	5.590 872
			非标准收缩, $\theta_{f2} = \Sigma \theta_1 - \theta_{a2}$	
15	大轮大端齿顶高	$h_{a2}/\text{mm}$	$h_{a2} = h_{am2} + (R_2 - R_{m2}) \sin \theta_{a2}$	1.553 176
16	大轮大端齿根高	$h_{f2}/\text{mm}$	$h_{f2} = h_{fm2} + (R_2 - R_{m2}) \sin \theta_{f2}$	8.736 871
17	大轮大端全齿高	$h_2/\text{mm}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	10.290 050
18	齿顶间隙	$c/\text{mm}$	$c = 0.15 h'_{m2} \pm 0.05$	1.155 945
19	大轮顶锥角	$\delta_{a2}/(^{\circ})$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	73.274 218
20	大轮根锥角	$\delta_{f2}/(^{\circ})$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	66.538 228
21	大轮大端顶圆直径	$d_{a2}/\text{mm}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2$	205.953 256
22		$l/\text{mm}$	$l = r_{m1}/\cos \delta_1 + r_{m2}/\cos \delta_2$	319.626 443
23	大轮参考点分度圆心至公垂线的距离	$A_{m2}/\text{mm}$	$A_{m2} = l(\sin \delta_2 + \sin \delta_1 \cos \Sigma)/\sin^2 \Sigma - r_{m2} \tan \delta_2$	30.583 555
24	大轮分锥顶至公垂线的距离	$Z_{02}/\text{mm}$	$Z_{02} = r_{m2} \tan \delta_2 - A_{m2}$	-2.137 536
25	大轮大端顶圆心至公垂线的距离	$A_{a2}/\text{mm}$	$A_{a2} = A_{m2} + (R_2 - R_{m2}) \cos \delta_2 - h_{a2} \sin \delta_2$	33.708 418
26	大轮顶锥顶至公垂线的距离	$Z_{a2}/\text{mm}$	$Z_{a2} = Z_{02} - (R_{m2} \sin \theta_{a2} - h_{am2} \cos \theta_{a2})/\sin \delta_{a2}$	-2.763 372
27	大轮根锥顶至公垂线的距离	$Z_{f2}/\text{mm}$	$Z_{f2} = Z_{02} + (R_{m2} \sin \theta_{f2} - h_{fm2} \cos \theta_{f2})/\sin \delta_{f2}$	-0.186 238

注:  $Z_{02}$ 、 $Z_{a2}$  和  $Z_{f2}$  为负值, 表示大轮分度锥顶、顶锥顶和根锥顶在大轮与轴线公垂线之间。

## (4) 弧齿准双曲面齿轮副小轮几何尺寸 (见表 5-47)

表 5-47 弧齿准双曲面齿轮副小轮几何尺寸

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1		$Q_1/\text{mm}$	$Q_1 = R_{m2} \cos \theta_{f2} / \cos \delta_{f2} - Z_{02}$	233.855 056
2		$\varepsilon_{f1}/(^{\circ})$	$\varepsilon_{f1} = \arctan[E/(Q_1 \tan \Sigma)]$ 当 $\Sigma = 90^{\circ}$ 时 $\varepsilon_{f1} = 0$	0
3		$\varepsilon_{f2}/(^{\circ})$	$\varepsilon_{f2} = \arcsin(E \tan \delta_{f2} \cos \varepsilon_{f1} / Q_1)$	19.571 523
4		$\varepsilon_f/(^{\circ})$	$\varepsilon_f = \varepsilon_{f1} + \varepsilon_{f2}$	19.571 523
5	小轮顶锥角	$\delta_{a1}/(^{\circ})$	$\delta_{a1} = \arcsin(\cos \delta_{f2} \cos \varepsilon_f \sin \Sigma - \sin \delta_{f2} \cos \Sigma)$	22.032 617
6	小轮顶锥顶至公垂线的距离	$Z_{a1}/\text{mm}$	$Z_{a1} = (E \sin \varepsilon_f \cos \delta_{f2} - Z_{f2} \sin \delta_{f2} - c) / \sin \delta_{a1}$	9.461 813
7		$Q_a/\text{mm}$	$Q_a = R_{a2} \cos \theta_{a2} / \cos \delta_{a2} - Z_{02}$	324.168 577
8		$\varepsilon_{a1}/(^{\circ})$	$\varepsilon_{a1} = \arctan[E/(Q_a \tan \Sigma)]$ 当 $\Sigma = 90^{\circ}$ 时, $\varepsilon_{a1} = 0$	0
9		$\varepsilon_{a2}/(^{\circ})$	$\varepsilon_{a2} = \arcsin(E \tan \delta_{a2} \cos \varepsilon_{a1} / Q_a)$	20.427 685

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例
10		$\epsilon_a$ (°)	$\epsilon_a = \epsilon_{a_1} + \epsilon_{a_2}$	20.427 683
11	小轮根锥角	$\delta_{f1}$ (°)	$\delta_{f1} = \arcsin(\cos\delta_{a2} \cos\epsilon_a \sin\Sigma - \sin\delta_{a1} \cos\Sigma)$	15.616 016
12	小轮根锥顶至公垂线的距离	$Z_{f1}$ mm	$Z_{f1} = (E \sin\epsilon_a \cos\delta_{a2} - Z_{a2} \sin\delta_{a2} - c) \sin\delta_{f1}$	18.189 903
13		$\eta$	$\eta = \frac{1}{b_n}$ $\left[ \frac{\cos(\alpha + \alpha_0)(\cos\theta_m r_0 - r_{0n})}{W \sin\alpha} + e_0 \right]$	0.436 133
14		$\theta_m$ (°)	$\theta_m = \arctan\left(\frac{\eta \cos\beta_2}{\sin\beta_{12} \cos\beta_1} - \tan\beta_2\right)$	18.488 557
15	小轮参考点分度圆心至公垂线的距离	$A_{m1}$ mm	$A_{m1} = l(\sin\delta_{f1} + \sin\delta_{f2} \cos\Sigma) \sin^2\Sigma - r_{m1} \tan\delta_{f1}$	82.753 757
16	小轮参考点齿顶高	$h_{am1}$ mm	$h_{am1} = h_{m1} - c$	6.119 564
17	小轮参考点齿根高	$h_{fm1}$ /mm	$h_{fm1} = h_{am2} + c$	2.409 350
18		$A_{am1}$ /mm	$A_{am1} = A_{m1} - h_{am1} \sin\delta_{a1}$	80.158 098
19	小轮大端顶圆心至公垂线的距离	$A_{a1}$ 'mm	$A_{a1} = A_{am1} + (R_1 - R_{m2}) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos\delta_{a1} / [\cos\theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_{f1})] + h'_{m2} \sin\theta_m (1 - z_1' / z_2')$	97.003 671
20	小轮小端顶圆心至公垂线的距离	$A_{a1}$ 'mm	$A_{a1} = A_{am1} - (b_2 + R_{m2} - R_2) \cos(\beta_{12} - \theta_m) \cos\delta_{a1} / [\cos\theta_m \cos(\delta_{a1} - \delta_{f1})] - h'_{m2} \sin\theta_m (1 - z_1' / z_2')$	63.912 523
21	小轮轴向齿宽	$b_{x1}$ 'mm	$b_{x1} = A_{a1} - A_{m1}$	33.091 150
22	小轮顶锥齿宽	$b_{a1}$ 'mm	$b_{a1} = b_{x1} \cos\delta_{a1}$	35.698 172
23	小轮大端顶圆直径	$d_{a1}$ 'mm	$d_{a1} = 2(Z_{a1} + A_{a1}) \tan\delta_{a1}$	86.170 735
24	小轮大端全齿高(垂直于根锥方向度量)	$h_1$ /mm	$h_1 = (Z_{a1} + A_{a1}) \sin(\delta_{a1} - \delta_{f1}) / \cos\delta_{a1} - (Z_{f1} - Z_{a1}) \sin\delta_{f1}$	10.421 962

注:  $Z_{a1}$  和  $Z_{f1}$  为正, 表示小轮顶锥顶和根锥顶在小轮与公垂线之外侧。

(5) 弧齿准双曲面齿轮副的几何参数表 (见表 5-48)

表 5-48 弧齿准双曲面齿轮副的几何参数

序号	名 称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算例	表号和序号	算例	表号和序号
1	齿数	$z_1, z_2$	11	表 5-42(6)	43	表 5-42(7)
2	轴交角	$\Sigma$ (°)	90			表 5-42(1)
3	大轮大端端面模数	$m_{d2}$ /mm			4.767 4	表 5-42(10)
4	平均齿形角	$\alpha$ (°)	19			表 5-42(19)
5	偏置距	$E$ /mm	34			表 5-42(5)
6	大轮大端分度圆直径	$d_2$ 'mm			205	表 5-42(1)
7	小轮轴向齿宽	$b_{x1}$ 'mm	33.09	表 5-47(21)		

续表

序号	名 称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算例	表号和序号	算例	表号和序号
8	大轮齿宽	$b_2/\text{mm}$			30	表 5-42(14)
9	螺旋方向		左旋	表 5-42(22)	右旋	表 5-42(23)
10	螺旋角	$\beta_1, \beta_2$	$50^\circ$	表 5-42(11)	$28^\circ 46' 46''$	表 5-45(6)
11	分锥角	$\delta_1, \delta_2$	$16^\circ 43' 45''$	表 5-45(4)	$72^\circ 7' 45''$	表 5-45(17)
12	顶锥角	$\delta_{a1}, \delta_{a2}$	$22^\circ 1' 57''$	表 5-47(5)	$73^\circ 16' 27''$	表 5-46(19)
13	根锥角	$\delta_{f1}, \delta_{f2}$	$15^\circ 38' 46''$	表 5-47(11)	$66^\circ 32' 18''$	表 5-46(20)
14	大端顶圆理论直径	$d_{a1}, d_{a2}/\text{mm}$	86.17	表 5-47(23)	205.95	表 5-46(21)
15	大端顶圆心至两轴公垂线的距离	$A_{a1}, A_{a2}/\text{mm}$	97.00	表 5-47(19)	33.71	表 5-46(25)
16	分锥顶距	$Z_{o2}/\text{mm}$			-2.14	表 5-46(24)
17	顶锥顶距	$Z_{a1}, Z_{a2}/\text{mm}$	9.46	表 5-47(6)	-2.76	表 5-46(26)
18	根锥顶距	$Z_{f1}, Z_{f2}/\text{mm}$	18.19	表 5-47(12)	-0.19	表 5-46(27)
19	大轮大端齿顶高	$h_{a2}/\text{mm}$			1.55	表 5-46(15)
20	大轮大端全齿高	$h_2/\text{mm}$			10.29	表 5-46(17)
21	法向齿侧最小间隙	$j_{\min}/\text{mm}$	0.15			表 5-42(20)
22	法向齿侧最大间隙	$j_{\max}/\text{mm}$	0.20			表 5-42(21)

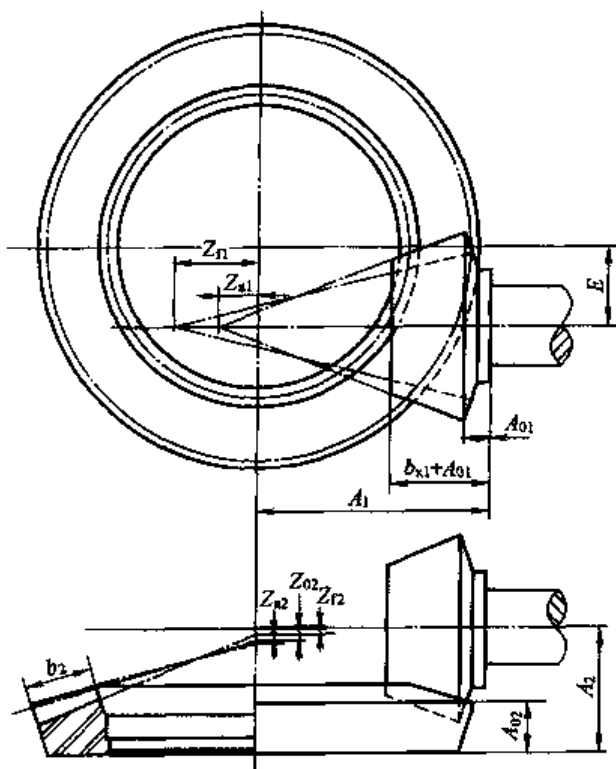
图 5-45  $\Sigma=90^\circ$  的弧齿准双曲面齿轮副的图形

图 5-45 所示为  $\Sigma=90^\circ$  的弧齿准双曲面齿轮的图形和主要尺寸。

### 5.7.3 按 ANSI/AGMA 2005-C96 法设计弧齿准双曲面齿轮副

(1) 弧齿准双曲面齿轮主要参数初算

可以利用表 5-42 进行准双曲面齿轮副主要参数初算,但其中与旧格里森制有不同之处,说明如下。

① 表 5-42 (6) 小轮最少齿数见表 5-8,非汽车用齿轮小轮齿数  $z_1$  值可参考图 5-20 取值。

② 表 5-42 (11) 小轮参考点螺旋角  $\beta_1$  ( $^\circ$ ) 按下式计算并加以圆整,即

$$\beta_1 = 25 + 5(z_2/z_1)^{0.5} + 90E/d_2$$

③ 表 5-42 (14) 大轮齿宽  $b_2$  参考图 5-21 选取,应使  $b_2 \leq 0.3R_2$  和  $b_2 \leq 10m_{t2}$ 。

④ 表 5-42 (16) 参考点工作齿高系数  $k_h$  按表 5-38 取值。本算例  $k_h=4.0$ 。

⑤ 表 5-42 (17)  $k_a$  由表 5-41 中的公式计算,但式中当量  $90^\circ$  传动比  $i'_{12}$  值与分度锥面参数有关,在大轮几何尺寸计算时确定。

⑥ 表 5-42 (19) 通常  $\alpha=20^\circ$ , 轻载传动  $\alpha=18^\circ$ , 重载传动  $\alpha=22.5^\circ$  或  $\alpha=25^\circ$ 。本算例取  $\alpha=20^\circ$ 。

⑦ 表 5-42 (20) 大端度量的法向齿侧最小间隙  $j_{nmn}$  由表 5-21 查得, 本算例取  $j_n=0.15\text{mm}$ 。

本算例除  $k_h$ 、 $k_a$ 、 $\alpha$  和  $j_{nmn}$  之外, 其余参数取值与表 5-42 的相同。

(2) 弧齿准双曲面齿轮分度锥面参数

计算公式和算例计算值与表 5-45 相同。

(3) 弧齿准双曲面齿轮副大轮几何尺寸计算 (见表 5-49)

表 5-49 弧齿准双曲面齿轮副大轮几何尺寸 (按 ANSI/AGMA 2005-C96)

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮凹面大轮凸面法向压力角	$\alpha_{n1}/(^{\circ})$	$\alpha_{n1}=\alpha+\alpha_0$	13.348 915
2	小轮凸面大轮凹面法向压力角	$\alpha_{n2}/(^{\circ})$	$\alpha_{n2}=\alpha-\alpha_0$	26.651 085
3	参考点法向模数	$m_n/\text{mm}$	$m_n=2r_{m2}\cos\beta_2/z_2$	3.596 570
4	大轮大端分锥距	$R_2/\text{mm}$	$R_2=0.5d_2/\sin\delta_2$	107.696 305
5	大轮参考点分锥距	$R_{m2}/\text{mm}$	$R_{m2}=r_{m2}/\sin\delta_2$	92.696 305
6	大轮小端分锥距	$R_{a2}/\text{mm}$	$R_{a2}=R_2-b_2$	77.696 305
7	小轮偏离角	$\eta/(^{\circ})$	$\eta=\arcsin(\sin\beta_2\cos\delta_2/\sin\Sigma)$	6.377 304
8	当量 90° 传动比	$i'_{12}$	$i'_{12}=\left\{\left[\frac{\sin\Sigma-\cos\Sigma}{\tan(\Sigma-\delta_2)}\right]\frac{\cos\delta_1\cos\eta}{\cos\delta_2}\right\}^{0.5}$	3.101 444
9	参考点工作齿高系数	$k_h$	由表 5-38, 根据 $z_1$ 值查得	4
10	大轮齿顶高系数	$k_a$	查表 5-41, 根据 $z_1$ 值由公式计算	0.239 1
11	参考点工作齿高	$h'_m/\text{mm}$	$h'_m=k_h m_n/2$	7.193 140
12	参考点大轮齿顶高	$h_{am2}/\text{mm}$	$h_{am2}=k_a h'_m$	1.719 946
13	参考点小轮齿顶高	$h_{am1}/\text{mm}$	$h_{am1}=h'_m-h_{am2}$	5.473 194
14	齿顶间隙	$c/\text{mm}$	$c=0.125h'_m$	0.899 143
15	参考点全齿高	$h_m/\text{mm}$	$h_m=h'_m+c$	8.092 283
16	参考点小轮齿根高	$h_{fm1}/\text{mm}$	$h_{fm1}=h_m-h_{am1}$	2.619 088
17	参考点大轮齿根高	$h_{fm2}/\text{mm}$	$h_{fm2}=h_m-h_{am2}$	6.372 337
18	标准收缩两轮齿根角之和	$\Sigma\theta_s/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_s=\arctan(h_{fm1}/R_{m2})+\arctan(h_{fm2}/R_{m2})$	5.551 001
19	双重收缩两轮齿根角之和	$\Sigma\theta_D/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_D=\frac{90m_{12}}{R_2\tan\alpha\cos\beta_2}\left(1-\frac{R_{m2}\sin\beta_2}{r_0}\right)$	6.637 377
20	倾斜齿根线收缩两轮齿根角之和	$\Sigma\theta_{sk}/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_{sk}=1.3\Sigma\theta_s$	7.216 301
21	非标准收缩两轮齿根角之和	$\Sigma\theta_f/(^{\circ})$	$\Sigma\theta_f=\min(\Sigma\theta_D, \Sigma\theta_{sk})$	6.637 377
22	大轮齿顶角	$\theta_{a2}/(^{\circ})$	标准收缩, $\theta_{a2}=\arctan(h_{am2}/R_{m2})$ 非标准收缩, $\theta_{a2}=h_{am2}\Sigma\theta_f/h'_m$	1.587 058
23	大轮齿根角	$\theta_{f2}/(^{\circ})$	标准收缩, $\theta_{f2}=\Sigma\theta_s-\theta_{a2}$ 非标准收缩, $\theta_{f2}=\Sigma\theta_f-\theta_{a2}$	5.050 319
24	大轮大端齿顶高	$h_{a2}/\text{mm}$	$h_{a2}=h_{am2}+(R_2-R_{m2})\sin\theta_{a2}$	2.135 384
25	大轮大端齿根高	$h_{f2}/\text{mm}$	$h_{f2}=h_{fm2}+(R_2-R_{m2})\sin\theta_{f2}$	7.692 796

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
26	大轮大端齿全高	$h_2/\text{mm}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$	9.828 180
27	大轮大端工作齿高	$h_2'/\text{mm}$	$h_2' = h_2 - c$	8.929 037
28	大轮顶锥角	$\delta_{a2}/(^{\circ})$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	73.716 158
29	大轮根锥角	$\delta_{f2}/(^{\circ})$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	67.078 781
30	大轮大端顶圆直径	$d_{a2}/\text{mm}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}\cos\delta_2$	206.310 584
31		$l/\text{mm}$	$l = r_{m1}/\cos\delta_1 + r_{m2}/\cos\delta_2$	319.626 443
32	大轮参考点分度圆心至公垂线的距离	$A_{m2}/\text{mm}$	$A_{m2} = l(\sin\delta_2 + \sin\delta_1\cos\Sigma)\sin\Sigma - r_{m2}\tan\delta_2$	30.583 555
33	大轮分锥顶至公垂线的距离	$Z_{02}/\text{mm}$	$Z_{02} = r_{m2}/\tan\delta_2 - A_{m2}$	-2.137 536
34	大轮大端顶圆心至公垂线的距离	$A_{a2}/\text{mm}$	$A_{a2} = A_{m2} + (R_2 - R_{m2})\cos\delta_2 - h_{a2}\sin\delta_2$	33.151 302
35	大轮顶锥顶至公垂线的距离	$Z_{a2}/\text{mm}$	$Z_{a2} = Z_{02} - (R_{a2}\sin\theta_{a2} - h_{a2}\cos\theta_{a2})/\sin\delta_{a2}$	-3.020 993
36	大轮根锥顶至公垂线的距离	$Z_{f2}/\text{mm}$	$Z_{f2} = Z_{a2} + (R_{m2}\sin\theta_{f2} - h_{f2}\cos\theta_{f2})/\sin\delta_{f2}$	-1.053 097

## (4) 弧齿准双曲面齿轮副小轮几何尺寸

计算公式与表 5-47 相同, 计算结果见表 5-50。

表 5-50 弧齿准双曲面齿轮副小轮几何尺寸

序号	代号/单位	算 例	序号	代号/单位	算 例
1	$Q_1/\text{mm}$	239.222 816	13	$\eta$	0.436 212
2	$\varepsilon_{11}/(^{\circ})$	0	14	$\theta_{m1}/(^{\circ})$	18.496 839
3	$\varepsilon_{12}/(^{\circ})$	19.640 307	15	$A_{m1}/\text{mm}$	82.753 757
4	$\varepsilon_1/(^{\circ})$	19.640 307	16	$h_{am1}/\text{mm}$	5.473 194
5	$\delta_{a1}/(^{\circ})$	21.518 799	17	$h_{fm1}/\text{mm}$	2.519 088
6	$Z_{a1}/\text{mm}$	12.326 839	18	$A_{am1}/\text{mm}$	80.746 154
7	$Q_2/\text{mm}$	332.601 375	19	$A_{a1}/\text{mm}$	97.294 680
8	$\varepsilon_{a1}/(^{\circ})$	0	20	$A_{a11}/\text{mm}$	64.197 440
9	$\varepsilon_{a2}/(^{\circ})$	20.484 058	21	$b_{a1}/\text{mm}$	33.097 427
10	$\varepsilon_a/(^{\circ})$	20.484 058	22	$b_{a1} \cdot \text{mm}$	35.577 260
11	$\delta_{f1}/(^{\circ})$	15.228 340	23	$d_{a1}/\text{mm}$	86.445 384
12	$Z_{f1}/\text{mm}$	20.318 034	24	$h_1/\text{mm}$	10.812 034

## (5) 弧齿准双曲面齿轮法向弦齿厚和弦齿高 (见表 5-51)

## (6) 弧齿准双曲面齿轮副小轮根切检查

近似取大轮小端分锥角  $\delta_{12} \approx \delta_2$ , 算出大轮小端的螺旋角  $\beta_{12}$  和小端分度圆半径  $r_{12}$ , 从而得到小轮小端的分锥角  $\delta_{11}$ 、螺旋角  $\beta_{11}$  和分度圆半径  $r_{11}$ 。求出小轮小端端面压力角  $\alpha_{t1}$ 。把小轮小端端而当量齿轮的齿廓近似地视为渐开线, 求小轮齿的小端无根切的许用齿根高  $h_{f1\max}$ , 当齿轮小端齿根高  $h_{f1} < h_{f1\max}$  时, 小轮无根切。

表 5-51 弧齿准双曲面齿轮参考点法向弦齿厚和弦齿高

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	大轮参考点法向齿距	$p_{mn}/\text{mm}$	$p_{mn} = \pi m_n$	11.298 958
2	小轮切向变位系数	$x_{t1}/\text{mm}$	$x_{t1} = -0.088 + 0.092z_{12} - 0.004z_{12}^2 + 0.0016(z_1 - 30)(z_{12} - 1)$	0.122 076
3	小轮大端分度圆直径	$d_1/\text{mm}$	$d_1 = d_{m1} + b_{a1} \sin \delta_1$	71.788 766
4	大轮参考点分度圆法向齿厚	$s_{mn2}/\text{mm}$	$s_{mn2} = 0.5 p_{mn} - (h_{an1} - h_{an2}) \tan \alpha - x_{t1} m_n$	3.844 353
5	小轮参考点分度圆法向齿厚	$s_{mn1}/\text{mm}$	$s_{mn1} = p_{mn} - s_{mn2}$	7.454 605
6	大轮大端螺旋角	$\beta_2/(\circ)$	$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{2R_{m2} r_0 \sin \beta_1 - R_{m2}^2 + R_2^2}{2R_2 r_0} \right)$	34.117 938
7	考虑侧隙时齿厚减薄量	$\Delta s_1/\text{mm}$	$\Delta s_1 = 0.5 j_n R_{m2} \cos \beta_2 / (R_2 \cos \alpha \cos \beta_2)$	0.064 888
8	小轮参考点法向弦齿厚	$\bar{s}_{mn1}/\text{mm}$	$\bar{s}_{mn1} = s_{mn1} - s_{mn1}^3 / (6d_{m1}^2) - \Delta s_1$	7.371 491
9	大轮参考点法向弦齿厚	$\bar{s}_{mn2}/\text{mm}$	$\bar{s}_{mn2} = s_{mn2} - s_{mn2}^3 / (6d_{m2}^2) - \Delta s_1$	3.779 161
10	小轮参考点弦齿高	$h_{an1}/\text{mm}$	$h_{an1} = h_{an1} + 0.25 s_{mn1}^2 \cos \delta_1 / d_{m1}$	5.689 364
11	大轮参考点弦齿高	$\bar{h}_{an2}/\text{mm}$	$\bar{h}_{an2} = h_{an2} + 0.25 s_{mn2}^2 \cos \delta_2 / d_{m2}$	1.726 372

表 5-52 为轴交角  $\Sigma = 90^\circ$  时, 弧齿准双曲面齿轮副小轮根切检查的计算公式和算例计算值。

表 5-52 弧齿准双曲面齿轮副小轮根切检查

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	大轮小端螺旋角	$\beta_2/(\circ)$	$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{2R_m r_0 \sin \beta_1 - R_{m2}^2 + R_2^2}{2R_2 r_0} \right)$	23.684 797
2	大轮小端分度圆半径	$r_{12}/\text{mm}$	$r_{12} = R_2 \sin \delta_2$	73.947 488
3	大轮小端分度圆心至公垂线的距离	$A_{12}/\text{mm}$	$A_{12} = A_{m2} - 0.5 b_2 \cos \delta_2$	25.980 455
4	小端大轮偏离角	$\epsilon_1/(\circ)$	$\epsilon_1 = \arcsin [E / (r_{12} + A_{12} \tan \delta_2)]$	24.393 455
5	小轮小端分锥角	$\delta_{11}/(\circ)$	$\delta_{11} = \arcsin (\cos \delta_2 \cos \epsilon_1)$	16.229 110
6	小端螺旋角之差	$\beta_{12}/(\circ)$	$\beta_{12} = \arcsin (\sin \epsilon_1 / \cos \delta_{11})$	25.476 491
7	小轮小端螺旋角	$\beta_{11}/(\circ)$	$\beta_{11} = \beta_2 + \beta_{12}$	49.161 287
8	小端小轮偏离角	$\eta/(\circ)$	$\eta = \arcsin (\tan \epsilon_1 \tan \delta_{11})$	7.585 104
9	小轮小端分度圆半径	$r_{11}/\text{mm}$	$r_{11} = A_{12} / \cos \eta$	26.209 794
10	小轮小端端面压力角	$\alpha_{q1}/\text{mm}$	$\alpha_{q1} = \arctan [\tan (\alpha + \alpha_0) / \cos \beta_{11}]$	19.944 263
11	小轮小端许用最大齿根高	$h_{f1\max}/\text{mm}$	$h_{f1\max} = r_{11} \sin^2 \alpha_{q1} / \cos \delta_{11}$	3.176 158
12	小轮小端齿根高	$h_{f1}/\text{mm}$	$h_{f1} = h_{fm1} - (b_2 - R_2 + R_{m2}) \cos (\beta_{12} - \theta_m) \tan \theta_{a2} / \cos \theta_m$	2.181 348
13	小轮小端根切检查		$h_{f1} < h_{f1\max}$ 时无根切	2.18 < 3.18

#### 5.7.4 弧齿准双曲面齿轮的当量齿轮和重合度

##### (1) 准双曲面齿轮的当量齿轮参数计算特点

准双曲面齿轮强度计算和重合度计算, 用到端面当量齿轮和法面当量齿轮, 与锥齿轮不同之处如下。

① 由于啮合不对称, 需要对法面当量齿轮的啮合角进行修正, 即

$$\alpha'_{ni} = \alpha_i - \alpha_0$$

$$\alpha'_{ne} = \alpha_e + \alpha_0$$

下标“i”表示工作面(主动小轮的凹面, 从动大轮的凸面); 下标“e”表示非工作面(小轮凸面和大轮凹面)。 $\alpha'_{ni}$ 和 $\alpha'_{ne}$ 分别为工作面和非工作面的啮合角; $\alpha_i$ 和 $\alpha_e$ 分别为基本齿廓工作面和非工作面的齿形角。如果基本齿廓齿形角等于理论压力角, 即 $\alpha_i = \alpha_{ni}$ ,  $\alpha_e = \alpha_{ne}$ , 则 $\alpha'_{ni} = \alpha'_{ne} = \alpha$ , 否则需要分别对“i”面和“e”面的某些参数进行计算。

② 过参考点M, 相配两齿轮的端面不重合, 进行接触强度和弯曲强度计算时, 这里采用克林根贝尔格标准KN 3030中的近似方法: 在过参考点M垂直于大轮分锥母线的端面内计算端面当量齿轮。此时大轮的参数不变, 按下面方法确定假想小轮的参数。

a. 假想小轮分锥角

$$\delta_{01} = \Sigma - \delta_2$$

b. 假想小轮参考点螺旋角

$$\beta_{01} = \beta_0$$

c. 假想小轮参考点分度圆直径

$$d_{m01} = 2r_{m2} \sin \delta_{01} / \sin \delta_2$$

d. 假想小轮齿数

$$z_{01} = d_{m01} \cos \beta_{01} / m_n$$

(2) 准双曲面齿轮的当量齿轮参数和重合度计算 (见表 5-53)

表 5-53 弧齿准双曲面齿轮当量齿轮参数和重合度计算

序号	名 称		代号/单位	计算公式和说明	算 例	
					小齿轮	大齿轮
1	分度锥刀具齿形角	i	$\alpha_i/({}^\circ)$	$\alpha_i \approx \alpha_{ni} = \alpha + \alpha_0$	12.348 915	
		e	$\alpha_e/({}^\circ)$	$\alpha_e \approx \alpha_{ne} = \alpha - \alpha_0$	25.651 085	
2	法面当量齿轮啮合角	i	$\alpha'_n/({}^\circ)$	$\alpha'_n = \alpha_i - \alpha_0$	19	
		e		$\alpha'_n = \alpha_e + \alpha_0$	19	
3	小轮参考点端面模数		$m_{m01}/\text{mm}$	$m_{m01} = m_n / \cos \beta_1$	5.595 270	
4	大轮参考点端面模数		$m_{m02}/\text{mm}$	$m_{m02} = m_n / \cos \beta_2$		4.103 430
法面当量齿轮参数						
5	法面当量齿轮齿数		$z_{vni}$	$z_{vni} = z_i / (\cos \delta_i \cos^3 \beta_n)$	43.248 532	208.106 126
6	法面当量齿轮分度圆直径		$d_{vni}/\text{mm}$	$d_{vni} = m_n z_{vni}$	155.546 378	748.468 278
7	法面当量齿轮中心距		$a_{vn}/\text{mm}$	$a_{vn} = 0.5(d_{v01} + d_{v02})$	452.007 328	
8	法面当量齿轮顶圆直径		$d_{vni}/\text{mm}$	$d_{vni} = d_{vni} + 2h_{ani}$	167.785 506	750.975 088
9	法面当量齿轮根圆直径		$d_{vni}/\text{mm}$	$d_{vni} = d_{vni} - 2h_{ani}$	150.727 678	733.917 259
10	法面当量齿轮基圆直径	i	$d_{vni}/\text{mm}$	$d_{vni} = d_{vni} \cos \alpha'_n$	147.071 990	707.690 660
		e			147.071 990	707.690 660
11	法面当量齿轮啮合线有效长度	i	$g_{van}/\text{mm}$	$g_{van} = 0.5[(d_{vni}^2 - d_{vni}^2)^{0.5} + (d_{vni}^2 - d_{vni}^2)^{0.5}] - a_{vn} \sin \alpha'_n$	18.855 552	
		e			18.855 552	



续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
法面当量齿轮参数					
12	法面当量齿轮重合度	i	$\epsilon_{vn}$	$\epsilon_{vn} = g_{van} / (\pi m_n \cos \alpha_n')$	
		e		1.764 943	
13	刀尖圆角半径	$\rho_{a0} / \text{mm}$	$\rho_{a0} = (0.12 \sim 0.24) m_{n2}$	0.6	1.2
接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮参数					
14	假想小齿轮分度锥角	$\delta_{01} / (^{\circ})$	$\delta_{01} = \Sigma - \delta_2$	17.870 9	
15	假想小齿轮参考点螺旋角	$\beta_{01} / (^{\circ})$	$\beta_{01} = \beta_2$	28.779 500	
16	假想小齿轮参考点分度圆直径	$d_{m01} / \text{mm}$	$d_{m01} = 2r_{m2} \sin \delta_{01} / \sin \delta_2$	56.892 037	
17	假想小齿轮齿数	$z_{01}$	$z_{01} = d_{m01} \cos \beta_{01} / m_n$	13.864 5	
18	大齿轮与假想小齿轮齿数比	$u'$	$u' = z_2 / z_{01}$	3.101 444	
19	端面当量齿数	$z_{v1}$	$z_{v1} = z_{01} / \cos \delta_{01}; z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$	14.567 378	140.122 989
20	端面当量齿数比	$u_v$	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	9.618 957	
21	端面当量齿轮分度圆直径	$d_{v1} / \text{mm}$	$d_{v1} = d_{m01} / \cos \delta_{01}; d_{v2} = 2r_{m2} / \cos \delta_2$	59.776 216	574.984 870
22	端面当量齿轮中心距	$a_v / \text{mm}$	$a_v = 0.5(d_{v1} + d_{v2})$	317.380 543	
23	端面当量齿轮顶圆直径	$d_{vai} / \text{mm}$	$d_{vai} = d_{vi} + 2h_{aiv}$	72.015 345	577.491 679
24	端面当量齿轮端面压力角	i	$\alpha'_{v1} / (^{\circ})$	$\alpha'_{v1} = \arctan(\tan \alpha_n' / \cos \beta_2)$	
		e		21.447 543	
25	端面当量齿轮基圆螺旋角	i	$\beta_{vb} / (^{\circ})$	$\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_2 \cos \alpha_n')$	
		e		27.078 484	
26	端面当量齿轮基圆直径	i	$d_{vbi} / \text{mm}$	55.636 877	535.168 737
		e		55.636 877	535.168 737
27	端面当量齿轮基圆齿距	i	$p_{vb} / \text{mm}$	$p_{vb} = \pi m_{n2} \cos \alpha'_{v1}$	
		e		11.998 618	
重 合 度					
28	端面当量齿轮端面重合度	i	$\epsilon_{va}$	$\epsilon_{va} = \epsilon_{vn} \cos^2 \beta_{vb}$	
		e		1.399 218	
29	纵向重合度	$\epsilon_{\alpha\beta}$	$\epsilon_{\alpha\beta} = b_2 \sin \beta_2 / (\pi m_n)$	1.278 277	
30	总重合度	i	$\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{\alpha\beta}^2)^{0.5}$	
		e		1.895 205	

注：小轮取  $\rho_{a0} = 0.12m_{n2}$ ，大轮取  $\rho_{a0} = 0.24m_{n2}$ ；对于强度十分重要的齿轮，刀尖圆角半径应取实际值。

## 5.8 摆线齿准双曲面齿轮的几何设计

摆线齿准双曲面齿轮与弧齿准双曲面齿轮同属一类，具有相同的特点和性能，差别仅在于前者为长幅外摆线等高齿，后者为弧齿收缩齿，但两者采用不同的几何设计方法。摆线齿准双曲面齿轮，根据铣齿机和铣齿刀具不同又分两种齿制：奥利康制采用 CDS (Controlled

Disk System) 软件进行几何设计; 克林根贝尔格制, 按该公司的 KN 3029 标准进行几何设计。两种设计方法差别很大, 而且都存在一些缺点和不足之处, 例如, 对准双曲面齿轮啮合不对称认识不清, 两者均未引入极限法曲率概念; 数学模型缺乏严格的理论支持; 采用近似的几何设计及切齿调整计算方法, 难以对齿面接触区预控。

摆线齿准双曲面齿轮两种齿制的共同点是: 采用连续分度双面铣齿法; 冠轮齿线为长幅外摆线。本节以这些共同点为基础, 选两齿制中较好的方法, 对其缺点和不足之处加以改进, 形成一种适用于两种齿制统一的摆线齿准双曲面齿轮几何设计新方法。但在这种新方法中也考虑到两种齿制的铣齿机不同、刀具结构及参数不同等特点。

### 5.8.1 摆线齿准双曲面齿轮几何设计原理

#### (1) 分度锥面几何参数计算

① 保证相配两齿面在参考点共轭 与弧齿准双曲面齿轮分度锥面几何计算相似, 根据齿面在参考点  $M$  共轭条件, 在轴交角  $\Sigma$ 、偏置距  $E$ 、传动比  $i_{12}$  以及参考点分度圆半径  $r_{m1}$  和  $r_{m2}$ 、分锥角  $\delta_1$  和  $\delta_2$ 、参考点螺旋角  $\beta_{m1}$  和  $\beta_{m2}$  等 9 个参数中, 存在 3 个关系式。不同之处是, 摆线齿准双曲面齿轮给出大轮参考点螺旋角  $\beta_{m2}$ , 而不是  $\beta_{m1}$ , 计算公式略有区别。

由表 5-45 初算求得  $\Sigma$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $E$ 、 $\beta_{m2}$ 、大轮大端分度圆直径  $d_{e2}$  和  $b_2$ ; 初值  $\delta_{20}$  和  $\epsilon_0$ 。暂取外层迭代初值  $\delta_2 = \delta_{20}$ ; 内层迭代初值  $\epsilon = \epsilon_0$ 。由式 (5-5) ~ 式 (5-7) 求得  $r_{m2}$ 、 $\delta_1$  和  $\beta_{m12}$  (即式中  $\beta_{12}$ )。小轮参考点的螺旋角

$$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \beta_{m12} \quad (5-19)$$

由式 (5-8) 求得  $r_{m1}$ 。由式 (5-9) 求得迭代计算误差  $\Delta E$ 。当  $|\Delta E| \leq 10^{-6}$  时, 内层迭代结束, 否则按式 (5-10) 算出  $\epsilon$  的新值进行下一次计算。

内层迭代求得的分度锥面几何参数, 可保证两齿面在参考点共轭, 但不能保证齿的工作面与非工作面啮合对称。

② 保证齿的两面啮合对称 准双曲面齿轮工作面“i” (小轮凹面, 大轮凸面) 与非工作面“e” (小轮凸面, 大轮凹面) 对称条件 (见 5.7.1 节) 与极限压力角  $\alpha_0$  和极限法曲率  $\kappa_{iv}$  有关, 而且要求大轮齿两面参考点处沿齿线方向的短程挠率  $\tau_{vi} = \tau_{ve}$ 。算例表明, 无论用展成法或连续分度无展成切入法加工都能得到  $\tau_{vi} \approx \tau_{ve}$ , 而  $\alpha_0$  和  $\kappa_{iv}$  值则与分度锥面几何参数有关, 必须在几何设计时加以考虑。

a. 齿面参考点的压力角 参考点处工作面“i”的压力角  $\alpha_{ni} = \alpha + \alpha_0$ ;

参考点处非工作面“e”的压力角  $\alpha_{ne} = \alpha - \alpha_0$ 。

加工“克”制摆线齿准双曲面齿轮时, 刀轴不倾斜, 刀具齿形角即为被加工齿轮的基本齿廓的齿形角。加工大轮凸面的内刀和加工小轮凹面外刀齿形角  $\alpha_i$  应等于或接近  $\alpha_{ni}$ ; 加工大轮凹面的外刀和加工小轮凸面内刀齿形角  $\alpha_e$  应等于或接近  $\alpha_{ne}$ 。

加工“奥”制准双曲面齿轮时, 需要根据  $\alpha_{ni}$ 、 $\alpha_{ne}$  值以及刀倾角和对产形轮分锥角的修正, 计算刀具齿形角。

b. 全展成法冠轮的参数和冠轮齿线曲率 全展成法以冠轮  $p$  的产形面  $\Sigma_4$  展成小轮 1 的齿面  $\Sigma_1$ ; 冠轮  $p$  的产形面  $\Sigma_3$  展成齿轮 2 的齿面  $\Sigma_2$ 。保证齿轮 1 和 2 啮合对称的条件为: 冠轮  $p$  分别与齿轮 1、2 切齿啮合的极限压力角  $\alpha_{01}$  和  $\alpha_{02}$  等于齿轮 1 与 2 啮合的极限压力角  $\alpha_0$ , 即

$$\alpha_{01} = \alpha_{02} = \alpha_0 \quad (5-20)$$

冠轮  $p$  分别与齿轮 1、2 切齿啮合的极限法曲率  $\kappa_{p1}$ 、 $\kappa_{p2}$  及齿轮 1 与 2 啮合的极限法曲率  $\kappa_{v1}$

等于冠轮参考点齿线曲率  $\kappa_0$ ，即

$$\kappa_{jv1} = \kappa_{jv2} = \kappa_{jv} = \kappa_0 \quad (5-21)$$

由  $\alpha_{n2} = \alpha_0$  和  $\kappa_{jv2} = \kappa_{jv}$  求得冠轮参考点的螺旋角  $\beta_p$  和冠轮分度圆半径  $r_p$ ，即

$$\beta_p = \beta_{p2} + \beta_{m2} \quad (5-22)$$

$$r_p = R_{m0} = \frac{r_{m2} \sin \beta_{m2}}{\tan \alpha_0 \cos \beta_{p2} \cos \delta_2 + \sin \beta_p \sin \delta_2} \quad (5-23)$$

$$\beta_{p2} = \arctan \left[ \frac{-\tan \alpha_0 \cos^3 \beta_{m2}}{\tan \delta_2 - \frac{\kappa_{jv} r_{m2} \sin \beta_{m2}}{\cos \alpha_0 \cos \delta_2} + \tan \alpha_0 \sin^3 \beta_{m2}} \right] \quad (5-24)$$

根据式 (5-21) 中  $\kappa_{jv} = \kappa_0$  迭代求解分度锥面几何参数。 $\kappa_0$  值由表 5-56 (18~30) 求得。

c. 半展成法加工的齿两面啮合对称条件 半展成法的大轮用连续分度无展成切入法加工，大轮齿面为刀刃相对于大轮坯切削运动的轨迹曲面。小轮由与大轮相似的圆锥产形轮用对偶法展成。齿两面啮合对称的条件为

$$\kappa_{jv} = \kappa'_0 \approx \kappa_0 \quad (5-25)$$

$\kappa'_0$  为大轮齿两面参考点处齿线曲率平均值。这里采用与弧齿准双曲面齿轮相似的方法，将大轮分锥面展开到分度平面上，得到一个平面当量齿轮，取  $R_{mp} = r_p = R_{m2}$  ( $R_{m2}$  为大轮参考点锥距) 和  $\beta_p = \beta_{m2}$ ，利用求冠轮齿线曲率的公式计算  $\kappa_0$  值 [见表 5-57 (18~30)]。

采用本节的方法计算分度锥面几何参数，两种齿制都可保证齿面在参考点共轭；“克”制冠轮齿线为长幅外摆线，可保证两齿面啮合对称；“奥”制由于刀倾和产形轮分锥角修正，齿线变异，齿的两面接触区略有差别，但接触质量良好。

③ 分度锥面几何参数计算框图 与图 5-43 相似，不同之处是给出  $\beta_{m2}$  而不是  $\beta_{m1}$ 。由内层迭代求得  $\delta_1$ 、 $\beta_{m12}$ 、 $\beta_{m1}$ 、 $r_{m1}$ 、 $\alpha_0$ 、 $\kappa_{jv}$ 、 $r_p$ 、 $\beta_p$  和  $\kappa_0$ ；由外层迭代求得  $\delta_2$  以及其他各参数的终值。

## (2) 小轮齿宽

图 5-46 所示，冠轮分度平面过参考点  $M$  沿直线  $\overline{MO_1'}$  和  $\overline{MO_2'}$  与两齿轮分度锥面相切。 $O_1'$

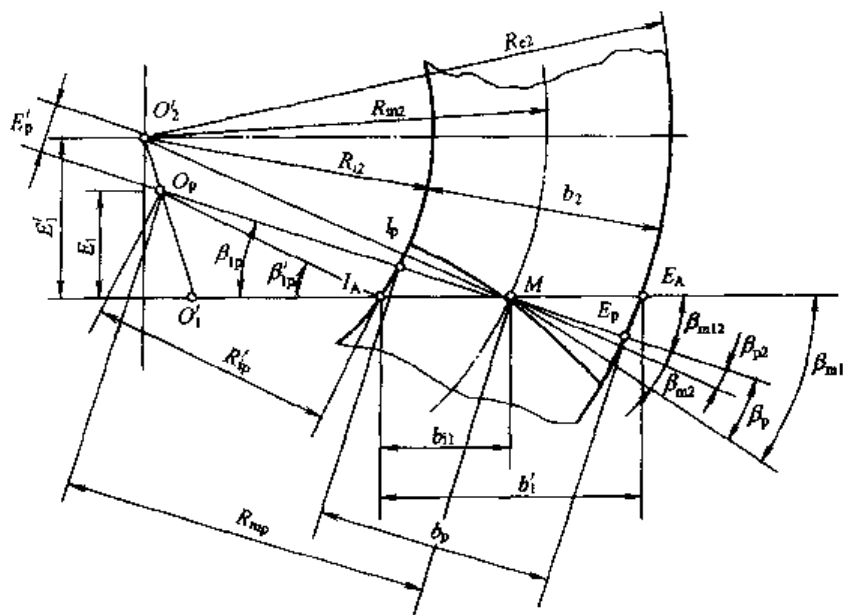


图 5-46 小轮齿宽的确定

和  $O'_2$  分别为两轮分度锥顶,  $O_p$  为冠轮回转轴心。根据大轮参考点锥距  $R_{m2}$  和大轮齿宽  $b_2$ , 确定大轮大小端锥距  $R_{e2}$  和  $R_{i2}$ 。将大轮分度锥面展开在冠轮分度平面上, 其大小端圆周与分度平面母线交于点  $E_p$  和  $I_p$ ; 与小轮分度锥母线交于点  $E_A$  和  $I_A$ 。

冠轮齿宽

$$b_p = \overline{E_p I_p} = (R_{e2}^2 - E_p'^2)^{0.5} - (R_{i2}^2 - E_p'^2)^{0.5} \quad (5-26)$$

式中  $E_p' = R_{m2} \sin \beta_{p2}$

参考点  $M$  到冠轮小端的宽度

$$b_p = \overline{M I_p} = (R_{m2}^2 - E_p'^2)^{0.5} - (R_{i2}^2 - E_p'^2)^{0.5} \quad (5-27)$$

小轮沿分度锥母线的理论宽度

$$b_1' = \overline{E_A I_A} = (R_{e2}^2 - E_1'^2)^{0.5} - (R_{i2}^2 - E_1'^2)^{0.5} \quad (5-28)$$

式中  $E_1' = R_{m2} \sin \beta_{m12}$

应将小轮适当加宽, 小轮分度锥面齿宽

$$b_1 \approx b_1' + 3m_n \tan \beta_{m12} \quad (5-29)$$

### (3) 高变位系数

采用高变位的目的是使小轮避免根切, 此外应使两齿轮的齿面磨损均匀。

CDS 软件计算结果表明, “奥”制准双曲面齿轮选择高变位系数的准则与“奥”制锥齿轮的相同。KN 3029 标准中未给出“克”制准双曲面齿轮高变位系数选择方法。按本章的方法比较容易计算法面当量齿轮齿顶和齿根的滑动率, 建议按“克”制锥齿轮的准则选择高变位系数。

#### ① “奥”制高变位系数选择准则

$$u \eta_{a1} + |\eta_{t2}| = \eta_{a2} + u |\eta_{t1}|$$

求  $x_1$  值的迭代计算公式见表 5-59 (1~12) 和 (13<sub>0</sub>~17<sub>0</sub>)。

#### ② “克”制高变位系数选择的准则

$$\eta_{a1} + |\eta_{t2}| = \eta_{a2} + |\eta_{t1}|$$

求  $x_1$  值的迭代计算公式见表 5-59 (1~12) 和 (13<sub>K</sub>~17<sub>K</sub>)。

#### ③ 小轮无根切最小变位系数 由小轮易根切的小端来确定小轮无根切最小变位系数。

图 5-46 所示, 冠轮小端与小轮小端对应的  $I_p'$  处的节圆半径

$$R_{ip}' = [(R_{mp} \cos \beta_{1p} - b_{11})^2 + E_1'^2]^{0.5}$$

式中  $E_1' = R_{mp} \sin \beta_{1p}$

$$\beta_{1p} = \beta_{m1} - \beta_p$$

求出冠轮上点  $I_p'$  处的螺旋角  $\beta_p'$  [见表 5-59 (20)] 和小轮小端螺旋角  $\beta_{11}'$  [见表 5-59 (22)]

之后, 由下式求得小轮小端节圆半径

$$r_{11}' = z_1 R_{ip}' \cos \beta_p' / (z_p \cos \beta_{11}')$$

由冠轮上点  $I_p'$  处的参数  $R_{ip}'$ 、 $\beta_p'$ 、 $\delta_p = 90^\circ$  及小轮对应接触点处的参数  $r_{11}'$ 、 $\beta_{11}'$  和  $\delta_1$ , 确定小轮小端的极限压力角  $\alpha_0'$ , 即

$$\alpha_0' = \arctan \left( \frac{R_{ip}' \sin \beta_p' \sin \delta_1 - r_{11}' \sin \beta_{11}'}{R_{ip}' \cos \delta_1 \cos \beta_{11}'} \right)$$

式中  $\beta_{11p}' = \beta_{11}' - \beta_p'$

小轮小端点  $I_A$  处法面当量齿轮工作面和非工作面的啮合角分别为

$$\alpha'_{H1} = \alpha_1 - \alpha'_0$$

$$\alpha'_{H2} = \alpha_2 + \alpha'_0$$

按  $\alpha'_{H1}$  和  $\alpha'_{H2}$  中数值小者计算无根切的最小变位系数较安全, 取

$$\alpha'_{\min} = \min(\alpha'_{H1}, \alpha'_{H2})$$

根据小轮小端锥距  $R_{d1}$  和分度锥角  $\delta_1$  求得小端分度圆半径

$$r_{d1} = R_{d1} \sin \delta_1$$

通常节圆半径  $r'_H$  与分度圆半径  $r_d$  不相等, 切齿啮合时小轮小端法面当量齿轮节圆与分度圆的分离值为

$$\Delta r = (r'_{H1} - r_{d1}) \cos \delta_1$$

小轮小端法面当量齿轮的齿数

$$z_{vH1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta'_{H1})$$

小轮小端法向模数

$$m_{n1} = 2r'_{H1} \cos \beta'_{H1} / z_1$$

a. “奥”制小轮无根切最小变位系数

$$x_{1\min} = 0.833h^*_a - z_{vH1} \sin^2 \alpha'_{\min} / 2 + (r'_{H1} - r_{d1}) \cos \delta_1 / m_n$$

b. “克”制小轮无根切最小变位系数

$$x_{1\min} = 1.1h^*_a - z_{vH1} m_{n1} \sin^2 \alpha'_{\min} / (2m_n) + (r'_{H1} - r_{d1}) \cos \delta_1 / m_n$$

(4) 小轮分锥角许用最大值

小轮采用跨装支承时, 需要检查铣刀盘是否会切坏小轮小端轴颈。用与本章 5.6.2 类似的方法求得小轮分锥角许用最大值  $\delta_{1\max}$ , 即

$$\delta_{1\max} = \arctan(\overline{BC} / \overline{AC})$$

式中  $\overline{BC} = 0.5(d_{m1} - d_t) - m_n(h^*_a + c^* - x_1 + 0.03) / \cos \delta_1$

$$\overline{AC} = A_2 + A_{m1} - A_1$$

$$A_{m1} = \frac{L}{\sin^2 \Sigma} (\sin \delta_1 + \sin \delta_2 \cos \Sigma) - r_{m1} \tan \delta_1$$

$$l = r_{m1} / \cos \delta_1 + r_{m2} / \cos \delta_2$$

$A_1$  ——小轮安装距;

$d_t$  ——小轮小端轴颈的直径;

$A_2$  ——由小轮轴向安装基面到小端轴颈端面的距离。

小轮无轴颈时不用算  $\delta_{1\max}$  值。当  $\delta_1 < \delta_{1\max}$  时, 不需要修正  $\delta_1$  值。当  $\delta_1 > \delta_{1\max}$  值时, 必须改变原始参数重新计算  $\delta_1$  值, 使其符合要求。

(5) 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡

小轮小端齿顶厚  $s_{a1}$  的计算方法与锥齿轮类似, 但准双曲面齿轮齿两面压力角不相等, 计算中取基本齿廓齿形角平均值, 由表 5-61 (1~5) 计算小齿轮小端法向齿顶厚  $s_{a1}$ 。要求  $s_{a1} \geq 0.3m_n$ 。当  $s_{a1} < 0.3m_n$  时, 小轮齿顶变尖, 必须对小轮小端齿顶倒坡, 切去齿顶变尖的薄弱部分。用与锥齿轮类似的方法, 由表 5-61 (7~22) 计算小轮小端倒坡部分的顶锥角  $\delta_{sk}$  和倒坡宽度  $b_k$ 。

(6) 刀盘干涉检查

当大轮分度锥角较大而刀盘半径又比较小时, 会因刀盘干涉产生二次切削铣坏大轮顶锥

面本节的计算公式适用于无刀倾铣齿的情况，如克林根贝尔格制大齿轮的刀盘干涉检查。对于奥利康制的大齿轮，只用于刀盘干涉的初步检查。由于刀倾角对刀盘干涉有影响，铣齿调整计算时，还需要根据刀倾角对刀盘干涉进行复查。

冠轮转角为  $\lambda$ ，对于冠轮的每一位置，刀顶面与大齿轮坯顶锥面有一条交线  $\Gamma_s$ ，与图 5-37 类似，若此线在内刀顶圆内，则刀盘无干涉。与加工锥齿轮副的大轮不同之处是，不仅要检查切齿啮合的啮入开始位置，而且要检查切齿啮合啮出终止位置是否会产生刀盘干涉。

图 5-47 所示，上图为大轮坯，下图为冠轮分度平面。  $O_p$  为冠轮轴心，  $M$  为冠轮齿面参考点。取右旋直角坐标系  $\sigma_p (O_p, i_p, j_p, k_p)$  与冠轮固连。图 5-47 所示为冠轮参考点  $M$  处于切齿啮合位置，其转角  $\lambda=0$ 。大齿轮于大端切齿啮合开始，至齿的小端切齿啮合终止。由表 5-62 (20) 求得冠轮啮入开始转角  $\lambda_A$  和啮出终止转角  $\lambda_E$ 。

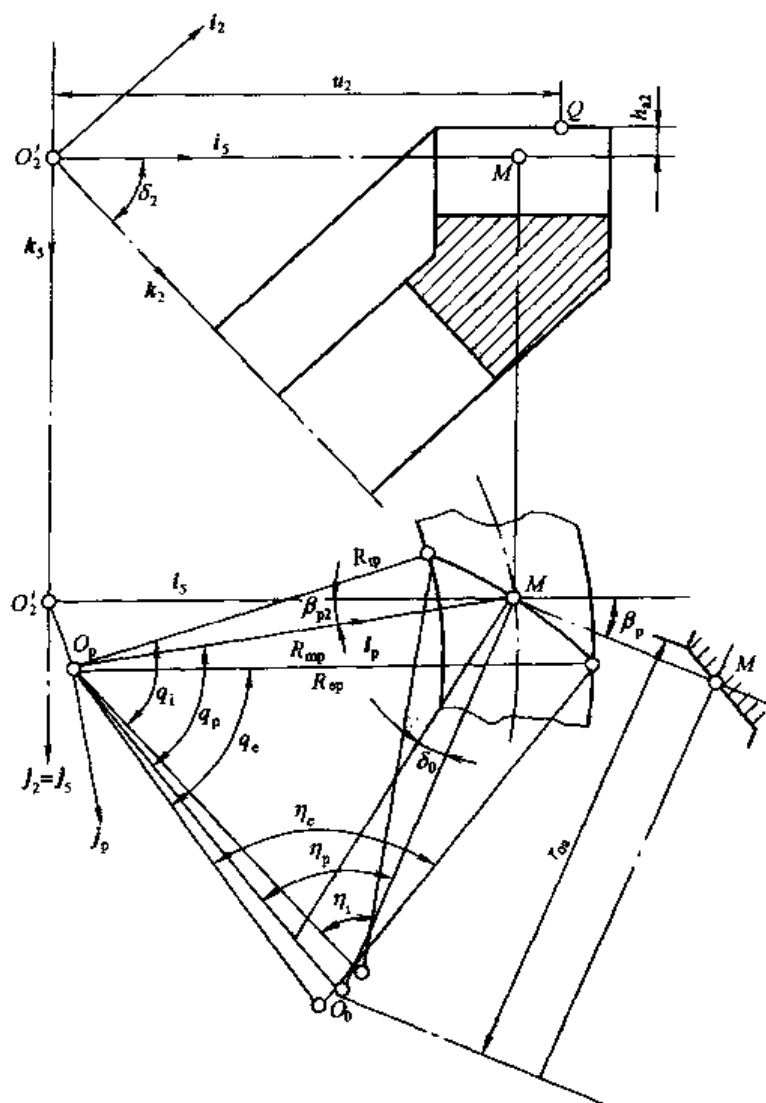


图 5-47 准双曲面大齿轮刀盘干涉检查

冠轮转角为  $\lambda$  时，刀顶面与大齿轮顶锥面交线  $\Gamma_s$  在  $\sigma_p$  里的坐标  $x_p^*$  和  $y_p^*$  由以下两式求得

$$\begin{aligned} x_p^* &= x_s \cos(\lambda - \beta_{p2}) + y_s \sin(\lambda - \beta_{p2}) \\ y_p^* &= -x_s \sin(\lambda - \beta_{p2}) + y_s \cos(\lambda - \beta_{p2}) \end{aligned}$$

由表 5-62 (14~19) 求得  $x_s$  和  $y_s$  值。通常刀盘干涉发生在大齿轮的大端或小端，分别令  $u=R_{e2}$  和  $u=R_{i2}$ ，可以求得  $\Gamma_s$  上大端点  $E$  和小端点  $I$  的坐标值。

冠轮啮入开始位置取  $\lambda = \lambda_A$ ，得到起始位置刀顶面与大轮顶锥面的交线  $\Gamma_{sA}$  以及大小端的交点  $E_A$  和  $I_A$ 。冠轮啮出终止位置取  $\lambda = \lambda_E$ ，得到终止位置的  $\Gamma_{sE}$  及点  $E_E$  和  $I_E$ 。

由刀盘轴心到  $\Gamma_s$  上任一点  $K$  的距离  $r_{sk}$  由下式求得

$$r_{sk} = [(x_p^* - E_x \cos q_p)^2 + (y_p^* - E_x \sin q_p)^2]^{0.5}$$

式中  $E_x$  ——刀位，由表 5-56 (24) 求得；

$q_p$  ——刀位， $q_p = \beta_p + \Delta_p$ ；

$\beta_p$  ——由表 5-56 (19) 求得；

$\Delta_p$  ——由表 5-56 (25) 求得。

加工大轮凸面的内刀刀顶半径为

$$r_{0s} = r_0 + 1.25m_0 \tan \alpha_1$$

式中  $\alpha_1$  ——加工大轮凸面的内刀齿形角。

刀盘无干涉的条件为

$$r_{sk} < r_{0s}$$

一般只须检查切齿啮合起始位置  $\Gamma_{sA}$  上的点  $E_A$  和点  $I_A$ 、终止位置  $\Gamma_{sE}$  上点  $E_E$  和点  $I_E$  等 4 个点是否有刀盘干涉即可。

#### (7) 齿形系数

几何设计阶段，需要确定小轮的切向变位系数  $x_{t1}$ （大轮的  $x_{t2} = -x_{t1}$ ）。确定  $x_{t1}$  的准则是，相配两法面当量齿轮工作面“i”的齿形系数相等。ISO 10300 标准中无准双曲面齿轮强度计算。本节以克林根贝尔格标准 KN 3029 为基础，经过改进，提出摆线齿准双曲面齿轮齿形系数计算方法。原理与 ISO 10300 中锥齿轮弯曲强度计算 B1 法一致，仍采用法面当量齿轮齿顶加载  $30^\circ$  切线法，但计算方法略有改变，采用近似公式避免了内层迭代。

准双曲面齿轮的齿两侧面压力角不相同，经修正后，工作面“i”和非工作面“e”的啮合角  $\alpha'_{ni}$  和  $\alpha'_{ne}$  也不一定相等，因此需要分别计算两齿轮、齿的两侧面的齿形系数。

图 5-48 所示，由冠轮法截面齿条的直线齿廓展成法面当量齿轮齿廓。KN 3029 标准中考虑到啮合不对称，不用齿形角  $\alpha_i$  和  $\alpha_e$ ，面用啮合角  $\alpha'_{ni}$  和  $\alpha'_{ne}$  确定切齿啮合线的位置。图 5-48 中齿轮齿廓危险截面点  $T_e$  与冠轮齿廓齿顶圆弧处于啮合位置， $r_{vn}$  为法面当量齿轮分度圆半径， $P_T$  为瞬心。齿轮齿廓上点  $A$  是冠轮直线齿廓上点  $A_p$  的对应共轭点。当齿面以点  $A$  与产形面于点  $A_p$  接触时， $A$  为瞬心。由点  $A_p$  到点  $T_e$  啮合时，冠轮齿廓相对于法面当量齿轮中心转过  $\varphi_a + \varphi_b$  角。

作齿两侧分度圆齿厚的划分线，当  $\alpha_i \neq \alpha_e$  时，由划分线确定的两侧齿顶厚半角  $\psi_{vani}$  和  $\psi_{vane}$  不相等；危险截面点  $T_e$  和  $T_i$  处两条  $30^\circ$  切线的交点与法面当量齿轮中心连线也不与划分线重合，它们的夹角为  $\Delta\gamma$ 。

取右旋直角坐标系  $Oxy$ ， $x$  轴与  $\overline{OP_T}$  重合，在  $Oxy$  里危险截面点  $T_e$  的坐标由以下两式求得

$$x = r_{vn} - I - \rho_{s0} \sin \theta$$

$$y = \varphi_b r_{vn} + \rho_{s0} \cos \theta$$

式中

$$I = h_{s0} - \rho_{s0} \mp x_1 m_n$$

$$\theta = \varphi_k + \varphi_b$$

$$(5-30)$$

$$\varphi_b = I / (r_{vn} \tan \theta)$$

$$(5-31)$$

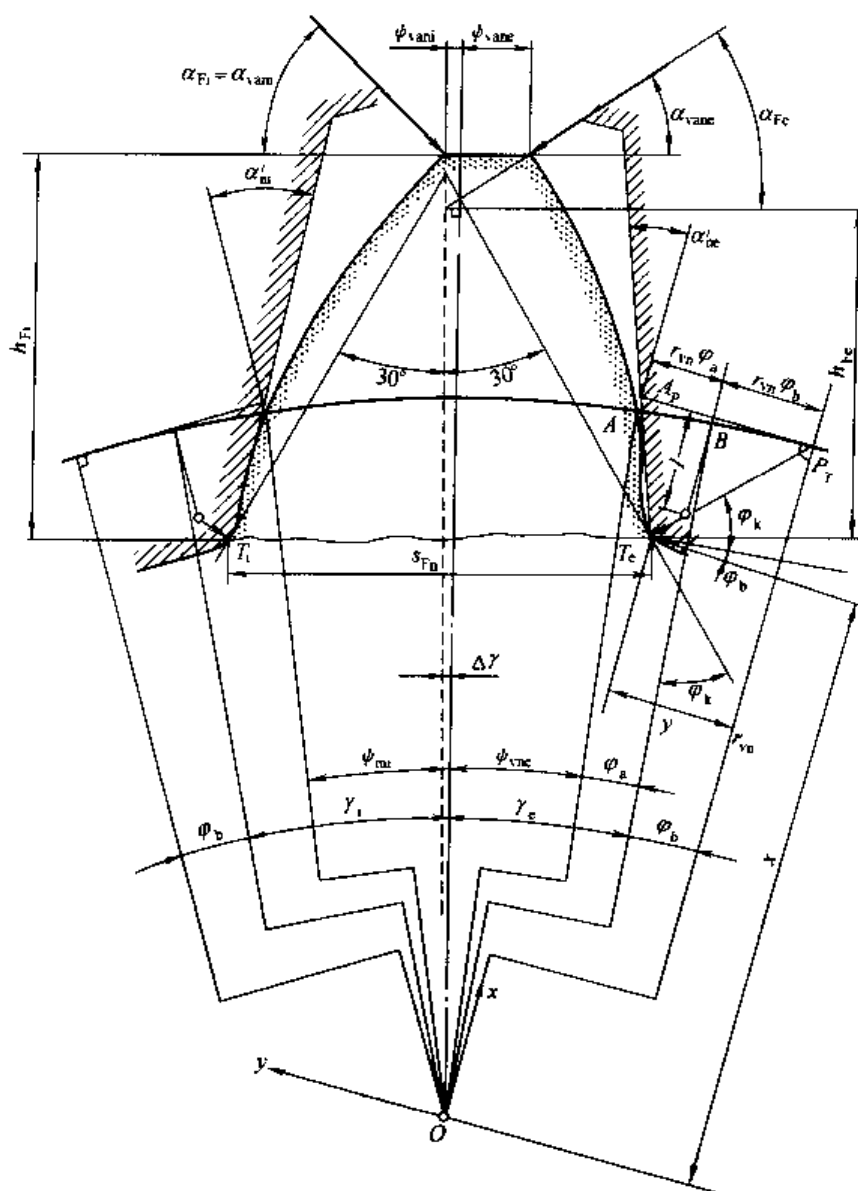


图 5-48 法面当量齿轮危险截面齿厚  $s_{Fn}$  和弯曲力臂  $h_F$

$$\varphi_k = \gamma_m + 30^\circ$$

$$\gamma_m = 0.5(\gamma_i + \gamma_e)$$

$$\gamma_{i,e} = \psi_{vi} + \varphi_a$$

$$\psi_{vi} = 0.5m_n[0.5\pi \pm (2x_i \tan \alpha'_{ai,e} + x_{ti})]/r_{vi}$$

$$\varphi_a = (I \tan \alpha'_n + \rho_{a0}) / (r_{vi} \cos \alpha'_n)$$

上面各式中双符号项，小轮用上面符号，大轮用下面符号。 $\alpha_{i,e}$ 为基本齿廓齿形角， $\alpha'_n$ 为啮合角。工作面“i”代入 $\alpha_i$ 和 $\alpha'_{ai}$ ；非工作面“e”代入 $\alpha_e$ 和 $\alpha'_{ae}$ 。

$\theta$ 值可由式(5-30)和式(5-31)迭代求解，但由于 $\varphi_b$ 值较小，可以近似地取 $\varphi_b \approx \tan \varphi_b$ ，由式(5-31)求得 $\varphi_k$ 值，即

$$\varphi_b = \{ [0.5(I/r_{vm} + 1) \tan \varphi_k]^2 + I/r_{vm} \}^{0.5} - 0.5(I/r_{vm} + 1) \tan \varphi_k$$

然后由式(5-30)求得 $\theta$ 值。

由图 5-48 得到危险截面齿厚

$$s_{Fn} = 2[x \sin(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi) - y \cos(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi)]$$



弯曲力臂

$$h_F = r_{v1} \cos \alpha_{F1,e} / \cos \alpha_{F1,e} - y \sin(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi) - x \cos(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi)$$

式中  $\alpha_{F1,e}$  ——工作面“i”和非工作面“e”的载荷作用角, 由表 5-66 (12~15) 求得。

齿形系数

$$Y_F = \frac{6(h_F/m_n) \cos \alpha_{F1,e}}{(s_{Fn}/m_n)^2 \cos \alpha_{n1,e}}$$

(8) 齿廓危险截面点的曲率半径

冠轮法截面齿条的半径为  $\rho_{a0}$  的刀刃齿顶圆角展成法面当量齿轮的齿根过渡曲线, 齿廓危险截面点的曲率半径为  $\rho_F$ 。

由齿轮啮合原理可推导出

$$-1/\rho_{a0} + 1/\rho_F = N_b^2/\psi_b$$

式中  $N_b = I/[\rho_{a0} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)]$

$$\psi_b = -\rho_{a0} N_b [1 + N_b + d_{v1} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)/(2\rho_{a0} N_b)]$$

由以上三式得到法面当量齿轮齿廓危险截面点曲率半径

$$\rho_F = \rho_{a0} / \{1 - N_b/[1 + N_b + d_{v1} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)/(2\rho_{a0} N_b)]\}$$

## 5.8.2 摆线齿准双曲面齿轮主要参数初算

(1) 齿轮主要参数初算表 (见表 5-54)

表 5-54 摆线齿准双曲面齿轮主要参数初算

序号	名 称		代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	原始参数	轴交角	$\Sigma/(^{\circ})$		90
2		齿数比理论值	$u_0, i_{120}$		4.1
3		小轮转速	$n_1/r \cdot \min^{-1}$		875
4		大轮转矩	$T_1/N \cdot m$		250
5	大轮大端分度圆直径		$d_{e2}/mm$		200
6	偏置距		$E/mm$	轿车: $E = (0.15 \sim 0.25)d_{e2}$ 载重汽车: $E = (0.1 \sim 0.15)d_{e2}$	20
7	大轮偏离角初值		$\varepsilon_0/(^{\circ})$	$\varepsilon_0 = \arcsin(2E/d_{e2}) \leq 1.4u_0 - 20/u_0 + 18.6$	11.537 0
8	大轮大端分度锥距初值		$R_{e20}/mm$	$R_{e20} = \frac{d_{e2} \sqrt{u_0^2 + 1}}{2u_0 \cos \varepsilon_0}$	105.054 0
9	大轮齿宽		$b_2/mm$	$b_2 \approx 0.29R_{e20}$	30
10	大轮参考点螺旋角		$\beta_{m2}/(^{\circ})$	$\beta_{m2} \approx 30^{\circ}$	37.134 444
11	参考点法向模数初值		$m_{n0}/mm$	$m_{n0} \approx 0.1b_2$	3
12	大轮分度锥角初值		$\delta_{20}/(^{\circ})$	$\delta_{20} = \arcsin\left(\frac{u_0 \cos \varepsilon_0}{\sqrt{u_0^2 + 1}}\right)$	72.155 467
13	小轮齿数		$z_1$	$z_1 = \frac{(d_{e2} - b_2 \sin \delta_{20}) \cos \beta_{m2}}{u_0 m_{n0}}$ (圆整)	11.112 0 取 10
14	大轮齿数		$z_2$	$z_2 = u_0 z_1$ (圆整)	41
15	齿数比		$u$	$u = z_2/z_1$	4.1
16	传动比误差百分比		$\Delta i_{12}$	$\Delta i_{12} = \left(\frac{u - u_0}{u_0}\right) \times 100$	0

(2) 表 5-54 的说明

a. 表 5-54~表 5-56 适用于奥利康制和克林根贝尔格制摆线齿准双曲面齿轮。

b. 表 5-54 选用了现有算例, 个别单数与推荐值不符, 如  $E$  值偏小;  $\beta_{m2}$  值未圆整。新设计不受限制时, 应在推荐范围内取值。

c. 表 5-54 (5) 文献中未见到关于摆线齿准双曲面齿轮副大轮大端分度圆直径  $d_{e2}$  的推荐值, 可参考同类产品和弧齿准双曲面齿轮推荐值取值。

d. 表 5-54 (13~16) 两轮齿数尽可能无公因数; 实际传动比  $i_{12} = u$  与要求的传动比  $i_{120}$  的偏差值应在允许范围内。

### 5.8.3 摆线齿准双曲面齿轮几何计算

(1) 摆线齿准双曲面齿轮几何参数计算的原始参数 (见表 5-55)

表 5-55 摆线齿准双曲面齿轮几何计算的原始参数

序号	名 称	代号/单位	说 明	算 例
1	轴交角	$\Sigma/(^{\circ})$	见表 5-54(1)	90
2	偏置距	$E/\text{mm}$	见表 5-54(6)	20
3	小轮齿数	$z_1$	见表 5-54(13)	10
4	大轮齿数	$z_2$	见表 5-54(14)	41
5	大轮大端分度圆直径	$d_{e2}/\text{mm}$	见表 5-54(5)	200
6	大轮齿宽	$b_2/\text{mm}$	见表 5-54(9)	30
7	大轮参考点螺旋角	$\beta_{m2}/(^{\circ})$	见表 5-54(10)	37.134 444
8	基本齿廓平均齿形角	$\alpha/(^{\circ})$	$\alpha=20^{\circ}$	20
9	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^*=1$	1
10	顶隙系数	$c^*$	$c^*=0.25$	0.25
11	法向齿侧间隙	$j_n/\text{mm}$	$j_n=0.05+0.03m_n$	0.15
12	小轮螺旋方向		由图 5-24 按主动轮旋向确定	左旋
13	大轮螺旋方向		由图 5-24 按主动轮旋向确定	右旋
14	铣齿机型号			Sl7
15	大轮分度锥角初值	$\delta_{20}/(^{\circ})$	见表 5-54(12)	72.155 467
16	大轮偏离角初值	$\epsilon_0/(^{\circ})$	见表 5-54(7)	11.537 0

#### 奥 利 康 制

17 <sub>O</sub>	刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	根据 $m_{n0}$ 值按图 5-40 和表 5-25 选取	88
18 <sub>O</sub>	刀齿组数	$z_0$		13
19 <sub>O</sub>	刀齿节点高	$h_{n0}/\text{mm}$		119
20 <sub>O</sub>	小轮高变位系数	$x_1$	初值 $x_1=0.5$ , 由表 5-59(33) 得终值	0.4
21 <sub>O</sub>	小轮切向变位系数	$x_{t1}$	初值 $x_{t1}=0.1$ , 由表 5-66 迭代得终值	0.010 4

#### 克 林 根 贝 尔 格 制

17 <sub>K</sub>	刀盘名义半径	$r_0/\text{mm}$	取 $m_0 \approx m_n$ , 根据铣齿机型号按图 5-38 和图 5-39 选取	
18 <sub>K</sub>	刀齿组数	$z_0$		
19 <sub>K</sub>	刀齿模数	$m_0/\text{mm}$		
20 <sub>K</sub>	小轮高变位系数	$x_1$	初值 $x_1=0.5$ , 由表 5-59(33) 得终值	
21 <sub>K</sub>	小轮切向变位系数	$x_{t1}$	初值 $x_{t1}=0.1$ , 由表 5-66 迭代得终值	

表 5-55 的说明如下。

a. 摆线齿准双曲面齿轮两种齿制, 刀盘参数和变位系数必须分别选择或计算, 序号下标“O”和“K”分别表示“奥”制和“克”制。

b. 表 5-55 (17<sub>O</sub>~19<sub>O</sub>) 由图 5-40 和表 5-25, 根据参考点法向模数  $m_n$  选择  $r_o$ 、 $z_o$  和  $h_{w0}$ 。

c. 表 5-55 (17<sub>K</sub>~19<sub>K</sub>) 由图 5-38 和图 5-39, 按参考点法向模数  $m_n$  和铣齿机型号, 选定  $r_o$ 、 $z_o$  和刀齿模数  $m_o$ 。图中实线为标准范围, 粗点线为扩展范围。所选  $m_o$  值应接近  $m_n$  值。

## (2) 摆线齿准双曲面齿轮分度锥面参数计算

① 全展成准双曲面齿轮计算 表 5-56 适用于“奥”制和“克”制全展成摆线齿准双曲面齿轮分度锥面几何参数计算。

表 5-56 全展成摆线齿准双曲面齿轮分锥面和冠轮参数计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	大轮分锥角初值	$\delta_2 / (^\circ)$	$\delta_2 = \delta_{20}$	72.155 467
2	大轮参考点分度圆半径	$r_{m2} / \text{mm}$	$r_{m2} = 0.5(d_{e2} - b_2 \sin \delta_2)$	85.735 221
3	参考点法向模数	$m_n / \text{mm}$	$m_n = 2r_{m2} \cos \beta_{m2} / z_2$	3.334 143
4	刀齿方向角	$\delta_0 / (^\circ)$	$\delta_0 = \arcsin[m_n z_0 / (2r_0)]$	14.257 013
5	大轮偏离角初值	$\epsilon / (^\circ)$	$\epsilon = \epsilon_0$ (初值)	11.537
6	小轮分锥角	$\delta_1 / (^\circ)$	$\delta_1 = \arcsin(\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)$	17.588 496
7	参考点螺旋角差值	$\beta_{m12} / (^\circ)$	$\beta_{m12} = \arcsin(\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1)$	12.876 109
8	小轮参考点螺旋角	$\beta_{m1} / (^\circ)$	$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \beta_{m12}$	50.010 553
9	小轮参考点分度圆半径	$r_{m1} / \text{mm}$	$r_{m1} = z_1 r_{m2} \cos \beta_{m2} / (z_2 \cos \beta_{m1})$	25.940 723
10	偏置距计算误差	$\Delta E / \text{mm}$	$\Delta E = \sin \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) / \sin \Sigma - E$ 当 $ \Delta E  \leq 10^{-6}$ 时, 执行(12)	$-3.8 \times 10^{-7}$
11	大轮偏离角终值	$\epsilon / (^\circ)$	$\epsilon = \arcsin[E / (r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1)]$ 返回(6)	12.264 560
12		$a_0 / \text{mm}$	$a_0 = r_{m1} \sin \beta_{m1} \sin \delta_2 - r_{m2} \sin \beta_{m2} \sin \delta_1$	3.260 726
13		$b_0 / \text{mm}$	$b_0 = \cos \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1)$	87.492 214
14	极限压力角	$\alpha_0 / (^\circ)$	$\alpha_0 = \arctan(-a_0 / b_0)$	-2.134 354
15		$e_0 / \text{mm}$	$e_0 = \sin \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 \tan \beta_{m2} + r_{m2} \cos \delta_1 \tan \beta_{m1})$	23.066 450
16		$w / \text{mm}^{-2}$	$w = \cos \beta_{m1} \cos \beta_{m2} / (r_{m1} r_{m2} \sin^2 \beta_{m12})$	$4.638 837 \times 10^{-3}$
17	极限法曲率	$\kappa_{jv} / \text{mm}^{-1}$	$\kappa_{jv} = \cos \alpha_0 (\sin \delta_1 \cos \beta_{m2} / r_{m1} - \sin \delta_2 \cos \beta_{m1} / r_{m2}) / \sin \beta_{m12} - e_0 w \sin \alpha_0$	$1.366 388 \times 10^{-2}$
18	冠轮与大轮参考点螺旋角之差	$\beta_{p2} / (^\circ)$	$\beta_{p2} = \arctan \left\{ -\tan \alpha_0 \cos^3 \beta_{m2} / \left[ \tan \delta_2 - \frac{\kappa_{jv} r_{m2} \sin \beta_{m2}}{\cos \alpha_0 \cos \delta_2} + \tan \alpha_0 \sin^3 \beta_{m2} \right] \right\}$	1.389 429
19	冠轮参考点螺旋角	$\beta_p / (^\circ)$	$\beta_p = \beta_{p2} + \beta_{m2}$	38.523 873
20	冠轮锥距、分度圆半径	$R_{mp}, r_p / \text{mm}$	$R_{mp} = r_p = r_{m2} \sin \beta_{m2} / (\tan \alpha_0 \cos \beta_{p2} \cos \delta_2 + \sin \beta_p \sin \delta_2)$	89.115 159

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
21		$\beta_{1p}/(^{\circ})$	$\beta_{1p} = \beta_{m1} - \beta_p$	11.486 680
22		$E_1/\text{mm}$	$E_1 = r_p \sin \beta_{1p}$	17.746 404
23		$E_2/\text{mm}$	$E_2 = -r_p \sin \beta_{p2}$	-2.160 840
24	刀位	$E_x/\text{mm}$	$E_x = [r_p^2 + r_0^2 - 2r_p r_0 \sin(\beta_p - \delta_0)]^{0.5}$	96.122 211
25		$\Delta_p/(^{\circ})$	$\Delta_p = \arcsin[(r_0 \cos \delta_0 - r_p \sin \beta_p)/E_x]$	18.051 229
26	冠轮齿数	$z_p$	$z_p = 2r_p \cos \beta_p / m_n$	41.821 319
27		$i_{p0}$	$i_{p0} = z_0 / z_p$	0.310 846
28	刀盘滚圆半径	$E_b/\text{mm}$	$E_b = E_x i_{p0} / (1 + i_{p0})$	22.793 847
29		$r_{cb}/\text{mm}$	$r_{cb} = r_0 \cos \delta_0 - E_b \sin \Delta_p$	78.226 602
30	参考点冠轮齿线曲率	$\kappa_0/\text{mm}^{-1}$	$\kappa_0 = \frac{1}{r_{cb}} \left[ 1 + \frac{E_b \sin \Delta_p}{r_{cb}(1 + i_{p0})} \right]$	$1.366\,388 \times 10^{-2}$
31	参考点冠轮齿线曲率 半径与极限法曲率 半径之差	$\Delta\rho/\text{mm}$	$\Delta\rho = 1/\kappa_0 - 1/\kappa_{1p}$ $ \Delta\rho  > 5 \times 10^{-4}$ 时, $\delta_2 \leftarrow \delta_2 + \Delta\delta_2$ 返回(2)	$-1.7 \times 10^{-6}$
32	大轮分度锥角终值	$\delta_2/(^{\circ})$	$ \Delta\rho  \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 外层迭代结束	71.986 797
33	工作面理论压力角	$\alpha_m/(^{\circ})$	$\alpha_m = \alpha + \alpha_0$	17.865 646
34	非工作面理论压力角	$\alpha_{ne}/(^{\circ})$	$\alpha_{ne} = \alpha - \alpha_0$	22.134 354

注: 刀位  $E_x$  应在所用铣齿机的许用范围内。

② 半展成准双曲面齿轮计算 表 5-57 适用于奥利康制半展成 (Spirac) 摆线齿准双曲面齿轮计算。

表 5-57 奥利康制半展成准双曲面齿轮分锥面参数计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	大轮分锥角初值	$\delta_2/(^{\circ})$	$\delta_2 = \delta_{20}$	72.155 461
2	大轮参考点分度圆半径	$r_{m2}/\text{mm}$	$r_{m2} = 0.5(d_{e2} - b_2 \sin \delta_2)$	85.737 332
3	参考点法向模数	$m_n/\text{mm}$	$m_n = 2r_{m2} \cos \beta_{m2} / z_2$	3.334 225
4	刀齿方向角	$\delta_0/(^{\circ})$	$\delta_0 = \arcsin[m_n z_0 / (2r_0)]$	14.257 372
5	大轮偏离角初值	$\epsilon/(^{\circ})$	$\epsilon = \epsilon_0$	11.537 0
6	小轮分锥角	$\delta_1/(^{\circ})$	$\delta_1 = \arcsin(\cos \epsilon \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2)$	17.614 035
7	参考点螺旋角差值	$\beta_{m12}/(^{\circ})$	$\beta_{m12} = \arcsin(\sin \epsilon \sin \Sigma / \cos \delta_1)$	12.875 842
8	小轮参考点螺旋角	$\beta_{m1}/(^{\circ})$	$\beta_{m1} = \beta_{m2} + \beta_{m12}$	50.010 286
9	小轮参考点分度圆半径	$r_{m1}/\text{mm}$	$r_{m1} = z_1 r_{m2} \cos \beta_{m2} / (z_2 \cos \beta_{m1})$	25.941 218
10	偏置距计算误差	$\Delta E/\text{mm}$	$\Delta E = \sin \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1) / \sin \Sigma - E$ 当 $ \Delta E  \leq 10^{-6}$ 时, 执行(12)	$-3.8 \times 10^{-7}$
11	大轮偏离角终值	$\epsilon/(^{\circ})$	$\epsilon = \arcsin[E / (r_{m2} + r_{m1} \cos \delta_2 / \cos \delta_1)]$ 返回(6)	12.262 546
12		$a_0/\text{mm}$	$a_0 = r_{m1} \sin \beta_{m1} \sin \delta_2 - r_{m2} \sin \beta_{m2} \sin \delta_1$	3.235 839
13		$b_0/\text{mm}$	$b_0 = \cos \beta_{m12} (r_{m1} \cos \delta_2 + r_{m2} \cos \delta_1)$	87.494 088

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例
14	极限压力角	$\alpha_0 / (^\circ)$	$\alpha_0 = \arctan(-a_0/b_0)$	-2.118 034
15		$u' / \text{mm}^{-1}$	$u' = \cos\beta_{m1} \cos\beta_{m2} (r_{m1} r_{m2} \sin^2\beta_{m12})$	$4.638\ 8 \times 10^{-3}$
16		$e_0 / \text{mm}$	$e_0 = \sin\beta_{m1} (r_{m1} \cos\delta_2 \tan\beta_{m1} + r_{m2} \cos\delta_1 \tan\beta_{m1})$	23.065 159
17	极限法曲率	$\kappa_0' / \text{mm}^{-1}$	$\kappa_0' = \cos\alpha_0 (\sin\delta_1 \cos\beta_{m1} r_{m1} - \sin\delta_2 \cos\beta_{m1} r_{m2}) - \sin\beta_{m12} - e_0 u' \sin\alpha_0$	$1.369\ 661 \times 10^{-2}$
18	大轮参考点锥距	$R_{m2} / \text{mm}$	$R_{m2} = r_{m2} / \sin\delta_2$	90.169 662
19	冠轮锥距、分度圆半径	$R_{mp}, r_p / \text{mm}$	$R_{mp} = r_p = R_m$	90.169 662
20	冠轮参考点螺旋角	$\beta_p / (^\circ)$	$\beta_p = \beta_{m1}$	37.134 444
21		$\beta_{lp} / (^\circ)$	$\beta_{lp} = \beta_{m12}$	12.875 842
22		$E_1 / \text{mm}$	$E_1 = R_{mp} \sin\beta_{lp}$	20.093 327
23		$E_2 / \text{mm}$	$E_2 = R_{mp} \sin(\beta_p - \beta_{m12})$	0
24	刀位	$E_x / \text{mm}$	$E_x = [R_{mp}^2 - r_0^2 - 2R_{mp} r_0 \sin(\beta_p - \delta_0)]^{0.5}$	98.514 342
25		$\Delta_p / (^\circ)$	$\Delta_p = \arcsin[(r_0 \cos\delta_0 - R_{mp} \sin\beta_p)/E_x]$	18.252 524
26		$z_p$	$z_p = 2r_p \cos\beta_p / m_n$	43.119 561
27		$i_{p0}$	$i_{p0} = z_0 / z_p$	0.301 487
28	刀盘滚圆半径	$E_b / \text{mm}$	$E_b = i_{p0} E_x (1 + i_{p0})$	22.820 678
29		$r_{cb} / \text{mm}$	$r_{cb} = r_0 \cos\delta_0 - E_b \sin\Delta_p$	78.141 967
30	参考点冠轮内曲线曲率	$\kappa_0' / \text{mm}^{-1}$	$\kappa_0' = \frac{1}{r_{cb}} \left[ 1 + \frac{E_b \sin\Delta_p}{r_{cb} (1 + i_{p0})} \right]$	$1.369\ 661 \times 10^{-2}$
31	参考点冠轮齿线曲率半径与极限法曲率半径之差	$\Delta\rho / \text{mm}$	$\Delta\rho = 1/\kappa_0' - 1/\kappa_p$ $ \Delta\rho  > 5 \times 10^{-4}$ 时, $\delta_2 \leftarrow \delta_2 + \Delta\delta_2$ 返回(2)	$-1.9 \times 10^{-5}$
32	大轮分度锥角终值	$\delta_2 / (^\circ)$	$ \Delta\rho  \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 外层迭代结束	71.960 741
33	工作面理论压力角	$\alpha_{n1} / (^\circ)$	$\alpha_{n1} = \alpha + \alpha_0$	17.881 966
34	非工作面理论压力角	$\alpha_{n2} / (^\circ)$	$\alpha_{n2} = \alpha - \alpha_0$	22.118 034

注: 刀位  $E_x$  应在所用铣齿机许用范围之内。

## (3) 齿面刮伤、齿底留埂检查及小轮齿宽计算 (见表 5-58)

表 5-58 大小端模数、齿面刮伤、齿底留埂检查及小轮齿宽

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
冠 轮 参 数				
1	基圆半径	$E_g / \text{mm}$	$E_g = E_x - E_b$	73.328 364
2	大轮参考点锥距	$R_{m2} / \text{mm}$	$R_{m2} = r_{m2} / \sin\delta_2$	90.154 098
3	大轮小端锥距	$R_{l2} / \text{mm}$	$R_{l2} = R_{m2} - 0.5b_2$	75.154 098
4	大轮大端锥距	$R_{e2} / \text{mm}$	$R_{e2} = R_{m2} + 0.5b_2$	105.154 098
5		$E_p' / \text{mm}$	$E_p' = R_{m2} \sin\beta_{p2}$	2.186 032
6	冠轮齿宽	$b_p / \text{mm}$	$b_p = (R_{e2}^2 - E_p'^2)^{0.5} - (R_{l2}^2 - E_p'^2)^{0.5}$	30.009 075

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
冠 轮 参 数				
7	冠轮参考点至小端齿宽	$b_p/\text{mm}$	$b_p = (R_{m2}^2 - E_p'^2)^{0.5} - (R_{m2}^2 - E_p'^2)^{0.5}$	15.005 293
8	冠轮小端锥距	$R_p/\text{mm}$	$R_p = R_{mp} - b_p$	74.109 867
9	冠轮大端锥距	$R_{cp}/\text{mm}$	$R_{cp} = R_p + b_p$	104.118 941
10		$q_e/(\circ)$	$q_e = \arccos\left(\frac{R_{cp}^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_{cp}E_x}\right)$	51.952 844
11		$q_i/(\circ)$	$q_i = \arccos\left(\frac{R_p^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R_pE_x}\right)$	60.628 876
12	冠轮大端螺旋角	$\beta_e/(\circ)$	$\beta_e = \arctan\left(\frac{R_{cp} - E_y \cos q_e}{E_y \sin q_e}\right)$	45.579 255
13	冠轮小端螺旋角	$\beta_i/(\circ)$	$\beta_i = \arctan\left(\frac{R_p - E_y \cos q_i}{E_y \sin q_i}\right)$	30.833 841
14	冠轮大端法向模数	$m_{en}/\text{mm}$	$m_{en} = 2R_{cp} \cos \beta_e / z_p$	3.485 071
15	冠轮小端法向模数	$m_{in}/\text{mm}$	$m_{in} = 2R_p \cos \beta_i / z_p$	3.043 184
16	大小端法向模数检查		要求 $m_{en} \geq m_n$	3.49 > 3.33
			要求 $m_{en} > m_{in}$	3.49 > 3.04
小端齿面刮伤和齿槽底留埂检查				
17	工作面基本齿廓齿形角	$\alpha_i/(\circ)$	“奥”制 $\alpha_i = \alpha_{oi}$ ; “克”制 $\alpha_i \approx \alpha_{ni}$	17.865 646
18	非工作面基本齿廓齿形角	$\alpha_e/(\circ)$	“奥”制 $\alpha_e = \alpha_{oe}$ ; “克”制 $\alpha_e \approx \alpha_{ne}$	22.134 354
19	冠轮最大法向齿槽宽处的锥距	$R_{yp}/\text{mm}$	$R_{yp} = \left[ \frac{(z_p - z_0)}{(z_p + z_0)} E_x^2 + r_0^2 \right]^{0.5}$	112.256 356 > $R_{cp}$
20	冠轮齿顶高	$h_{a0}/\text{mm}$	$h_{a0} = m_n (h_a^* + c^*)$	4.167 679
21		$H_w/\text{mm}$	$H_w = x_{t1} m_n + h_{a0} (\tan \alpha_i + \tan \alpha_e)$	3.073 270
22		$e_{iny1}/\text{mm}$	$e_{iny1} = \pi E_y / z_p - H_w$	2.435 113
		$e_{iny2}/\text{mm}$	$e_{iny2} = e_{iny1} + 2x_{t1} m_n$	2.504 463
23		$e_{fel1}/\text{mm}$	$e_{fel1} = \pi m_{en} / 2 - H_w$	2.401 067
		$e_{fel2}/\text{mm}$	$e_{fel2} = e_{fel1} + 2x_{t1} m_n$	2.470 417
24		$e_{fi1}/\text{mm}$	$e_{fi1} = \pi m_{in} / 2 - H_w$	1.706 952
		$e_{fi2}/\text{mm}$	$e_{fi2} = e_{fi1} + 2x_{t1} m_n$	1.776 302
25	小端齿面无刮伤检查		$(e_{fn})_{\min} > 0.344 m_n > 0.2 m_n$	1.71 > 1.15 > 0.67
26	齿槽底不留埂检查		$(e_{fn})_{\max} < 3 \times 0.344 m_n < 3.0 (e_{fn})_{\min}$	2.50 < 3.45 < 5.13
小轮的齿宽和锥距				
27		$E'_1/\text{mm}$	$E'_1 = R_{m2} \sin \beta_{m12}$	20.090 268
28	冠轮分度平面上的小轮齿宽	$b'_1/\text{mm}$	$b'_1 = (R_{m2}^2 - E'_1'^2)^{0.5} - (R_{m2}^2 - E'_1'^2)^{0.5}$	30.798 024
29	小轮参考点至小端有效齿宽	$b_{i1}/\text{mm}$	$b_{i1} = (R_{m2}^2 - E'_1'^2)^{0.5} - (R_{m2}^2 - E'_1'^2)^{0.5}$	15.468 046
30	小轮齿宽	$b_1/\text{mm}$	$b_1 \approx b'_1 + 3m_n \tan \beta_{m12}$	取 33
31	小轮两端齿宽加宽值	$\Delta b_1/\text{mm}$	$\Delta b_1 = 0.5(b_1 - b'_1)$	1.100 099
32	小轮参考点锥距	$R_{m1}/\text{mm}$	$R_{m1} = r_{m1} / \sin \delta_1$	85.845 696
33	小轮小端有效锥距	$R_{i1}/\text{mm}$	$R_{i1} = R_{m1} - b_{i1}$	70.377 650
34	小轮大端有效锥距	$R_{e1}/\text{mm}$	$R_{e1} = R_{i1} + b'_1$	101.175 674

表 5-58~表 5-65 适用于两种齿制的全展成和半展成准双曲面齿轮。

(4) 高变位系数计算和根切校核 (见表 5-59)

表 5-59 高变位系数计算和根切校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
高变位系数				
1	小轮端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb1}/(^{\circ})$	$\beta_{b1} = \arcsin(\sin\beta_{m1}\cos\alpha)$	46.050 976
2	大轮端面当量齿轮基圆螺旋角	$\beta_{vb2}/(^{\circ})$	$\beta_{b2} = \arcsin(\sin\beta_{m2}\cos\alpha)$	34.560 807
3	小轮法面当量齿轮齿数	$z_{vn1}$	$z_{vn1} = z_1 / (\cos^2\beta_{b1}\cos\beta_{m1}\cos\delta_1)$	33.890 566
4	大轮法面当量齿轮齿数	$z_{vn2}$	$z_{vn2} = z_2 / (\cos^2\beta_{b2}\cos\beta_{m2}\cos\delta_2)$	245.223 244
5	法面当量齿轮齿数和	$z_{vn\Sigma}$	$z_{vn\Sigma} = z_{vn1} + z_{vn2}$	279.113 809
6	高变位系数初值	$x'_1$	$x'_1 = 0.5$	0.5
7	法面当量小齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos\left[\frac{z_{vn1}\cos\alpha}{z_{vn1} + 2(h_a^* + x'_1)}\right]$	29.683 693
8	法面当量大齿轮齿顶压力角	$\alpha_{van2}/(^{\circ})$	$\alpha_{van2} = \arccos\left[\frac{z_{vn2}\cos\alpha}{z_{vn2} + 2(h_a^* + x'_1)}\right]$	20.773 503
9	小轮齿顶滑动率	$\eta_{a1}$	$\eta_{a1} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha_{van1} - \tan\alpha)}{z_{vn2}\tan\alpha_{van1}}$	0.411 426
10	大轮齿顶滑动率	$\eta_{a2}$	$\eta_{a2} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha_{van2} - \tan\alpha)}{z_{vn1}\tan\alpha_{van2}}$	0.333 590
11	小轮齿根滑动率	$\eta_{f1}$	$\eta_{f1} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha - \tan\alpha_{van2})}{z_{vn2}\tan\alpha - z_{vn1}\tan\alpha_{van2}}$	-0.500 577
12	大轮齿根滑动率	$\eta_{f2}$	$\eta_{f2} = \frac{z_{vn\Sigma}(\tan\alpha - \tan\alpha_{van1})}{z_{vn2}\tan\alpha - z_{vn1}\tan\alpha_{van1}}$	-0.699 022
奥 利 康 制				
13 <sub>O</sub>	大轮齿顶小轮齿根滑动系数之和	$\xi_{2O}$	$\xi_{2O} = \eta_{a2} + u \eta_{f1} $	2.385 955
14 <sub>O</sub>	小轮齿顶大轮齿根滑动系数之和	$\xi_{1O}$	$\xi_{1O} = u\eta_{a1} +  \eta_{f2} $	2.385 870
15 <sub>O</sub>		$\Delta\xi_O$	$\Delta\xi_O = \xi_{2O} - \xi_{1O}$ $ \Delta\xi_O  \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 执行(18)	$8.52 \times 10^{-5}$
16 <sub>O</sub>		$\Delta x'_1$	$\Delta x'_1 = (\xi_{2O} - \xi_{1O})\sin\alpha$	$-1.731 1 \times 10^{-4}$
17 <sub>O</sub>	高变位系数计算值	$x'_1$	$x'_1 \leftarrow x'_1(1 + \Delta x'_1)$ , 转向(7)	0.383 287
克林根贝尔格制				
13 <sub>K</sub>	大轮齿顶小轮齿根滑动率之和	$\xi_{2K}$	$\xi_{2K} = \eta_{a2} -  \eta_{f1} $	
14 <sub>K</sub>	小轮齿顶大轮齿根滑动率之和	$\xi_{1K}$	$\xi_{1K} = \eta_{a1} +  \eta_{f2} $	
15 <sub>K</sub>		$\Delta\xi_K$	$\Delta\xi_K = \xi_{2K} - \xi_{1K}$ $ \Delta\xi_K  \leq 5 \times 10^{-4}$ 时, 执行(18)	
16 <sub>K</sub>		$\Delta x'_1$	$\Delta x'_1 = (\xi_{2K} - \xi_{1K})\sin\alpha$	
17 <sub>K</sub>	高变位系数计算值	$x'_1$	$x'_1 \leftarrow x'_1(1 + \Delta x'_1)$ , 转向(7)	
小轮小端无根切最小变位系数				
18	小轮小端对应点冠轮锥距	$R'_{ip}/\text{mm}$	$R'_{ip} = [(R_{mp}\cos\beta_{p1} - b_{n1})^2 + E_1^2]^{0.5}$	74.021 042
19		$q'_1/(^{\circ})$	$q'_1 = \arccos\left(\frac{R_{ip}'^2 + E_x^2 - r_0^2}{2R'_{ip}E_x}\right)$	60.650 969
20	小轮小端对应点冠轮螺旋角	$\beta'_p/(^{\circ})$	$\beta'_p = \arctan\left(\frac{R'_{ip} - E_y\cos q'_1}{E_y\sin q'_1}\right)$	30.785 930

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮小端无根切最小变位系数				
21	小轮与冠轮小端螺旋角之差	$\beta'_{1p}/(^{\circ})$	$\beta'_{1p} = \arcsin(E_1/R'_{1p})$	13.871 673
22	小轮小端螺旋角	$\beta'_1/(^{\circ})$	$\beta'_1 = \beta_p + \beta'_{1p}$	44.657 603
23	小轮小端节圆半径	$r'_{11}/\text{mm}$	$r'_{11} = z: R'_{1p} \cos \beta'_{1p} / (z_p \cos \beta'_1)$	21.376 128
24	小轮切齿啮合小端极限压力角	$\alpha'_0/(^{\circ})$	$\alpha'_0 = \arctan[(R'_{1p} \sin \beta'_{1p} \sin \delta_1 - r'_{11} \sin \beta'_1) / (R'_{1p} \cos \delta_1 \cos \beta'_{1p})]$	-2.988 402
25	小轮小端工作面切齿啮合角	$\alpha'_{11}/(^{\circ})$	$\alpha'_{11} = \alpha_1 - \alpha'_0$	20.854 047
26	小轮小端非工作面切齿啮合角	$\alpha'_{1e}/(^{\circ})$	$\alpha'_{1e} = \alpha_e + \alpha'_0$	19.145 953
27	小轮小端最小切齿啮合角	$\alpha'_{\min}/(^{\circ})$	$\alpha'_{\min} = \min(\alpha'_{11}, \alpha'_{1e})$	19.145 953
28	小轮小端法面当量齿轮齿数	$z_{vnl}$	$z_{vnl} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta'_1)$	29.147 273
29	小轮小端分度圆半径	$r_{11}/\text{mm}$	$r_{11} = R_{11} \sin \delta_1$	21.266 612
30	小轮小端法向模数	$m_{n1}/\text{mm}$	$m_{n1} = 2r'_{11} \cos \beta'_1 / z_1$	3.041 052
奥 利 康 制				
31 <sub>O</sub>	小端齿顶高系数	$h_{at}^*$	$h_{at}^* = m_n h_a^* / m_{n1}$	1.096 378
32 <sub>O</sub>	小轮无根切最小变位系数	$x_{1\min}$	$x_{1\min} = 0.833 h_{at}^* - z_{vnl} \sin^2 \alpha'_{\min} / 2 + (r'_{11} - r_{11}) \cos \delta_1 / m_n$	-0.623 064
克林根贝尔格制				
31 <sub>K</sub>	小轮无根切最小变位系数	$x_{1\min}$	$x_{1\min} = 1.1 h_{at}^* - z_{vnl} m_{n1} \sin^2 \alpha'_{\min} / (2m_n) + (r'_{11} - r_{11}) \cos \delta_1 / m_n$	
33	小轮高变位系数取值	$x_1$	当 $x_{1\min} < x'_1$ 时, $x_1 \approx x'_1$ 当 $x_{1\min} > x'_1$ 时, $x_1 \approx x_{1\min}$	0.4

表 5-59 的说明如下。

- ① 表 5-59 (13<sub>O</sub>~17<sub>O</sub>) 用于“奥”制准双曲面齿轮高变位系数计算。
- ② 表 5-59 (13<sub>K</sub>~17<sub>K</sub>) 用于“克”制摆线齿准双曲面齿轮高变位系数计算。
- ③ 表 5-59 (33) 根据无根切最小变位系数  $x_{1\min}$  最后选定高变位系数  $x_1$  值。
- (5) 小轮分锥角检查和齿高计算 (见表 5-60)

表 5-60 小轮分锥角检查和齿高计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮许用最大分度锥角				
1	小轮小端轴颈的直径	$d_2/\text{mm}$	由设计图取值	
2	小轮轴向安装基面至小端轴颈端面的距离	$A_2/\text{mm}$	由设计图取值	
3	小轮安装距	$A_1/\text{mm}$	由设计图取值	
4		$l/\text{mm}$	$l = r_{m1} / \cos \delta_1 + r_{m2} / \cos \delta_2$	304.461 272
5	小轮参考点分度圆心至两轴线公垂线的距离	$A_{m1}/\text{mm}$	$A_{m1} = l(\sin \delta_1 + \sin \delta_2 \cos \Sigma) / \sin^2 \Sigma - r_{m1} \tan \delta_1$	83.778 499
6	小轮许用最大分锥角	$\delta_{1\max}/(^{\circ})$	$\delta_{1\max} = \arctan \{ [0.5(d_{m1} - d_2) - m_n(h_a^* + c^* - x_1 + 0.03) / \cos \delta_1] / (A_2 + A_{m1} - A_1) \}$	



续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮许用最大分度锥角				
7	小轮分锥角检查		当 $\delta_1 \leq \delta_{1max}$ 时勿需修正 $\delta_1$ 值, 否则需调整原始参数	
齿顶高、齿根高和全齿高				
8	小轮齿顶高	$h_{a1}/\text{mm}$	$h_{a1} = m_n(h_a^* + x_1)$	4.667 800
9	大轮齿顶高	$h_{a2}/\text{mm}$	$h_{a2} = m_n(h_a^* - x_1)$	2.000 486
10	小轮齿根高	$h_{f1}/\text{mm}$	$h_{f1} = m_n(h_f^* + c^* - x_1)$	2.834 022
11	大轮齿根高	$h_{f2}/\text{mm}$	$h_{f2} = m_n(h_f^* - c^* + x_1)$	5.501 336
12	全齿高	$h/\text{mm}$	$h = m_n(2h_a^* + c^*)$	7.501 822

小轮悬臂支承、小端无轴颈时, 不需要检查分锥角。采用跨装支承小轮小端有轴颈时, 若  $\delta_1 > \delta_{1max}$ , 需要重选原始参数计算, 以免铣坏小端轴颈。

(6) 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡 (见表 5-61)

表 5-61 小轮齿顶变尖检查和齿顶倒坡

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮齿顶变尖检查				
1	小轮小端法面当量齿轮齿顶圆直径	$d_{van1}/\text{mm}$	$d_{van1} = m_{n1}z_{vn1} + 2[m_n(h_a^* + x_1) - (r_{i1}' - r_{i1})\cos\delta_1]$	97.765 194
2	小轮小端齿顶压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos[m_{n1}z_{vn1}\cos\alpha/d_{van1}]$	31.573 609
3	小轮小端法面当量齿轮节圆齿厚半角	$\phi_{vn1}/\text{rad}$	$\phi_{vn1} = \frac{1}{z_{vn1}} \left\{ \frac{\pi}{2} - \frac{m_n x_1}{m_{n1}} + \frac{2\tan\alpha}{m_{n1}} \times [m_n r_{i1} - (r_{i1}' - r_{i1})\cos\delta_1] \right\}$	$6.437\ 818 \times 10^{-2}$
4	小轮小端法面当量齿轮齿顶厚半角	$\phi_{van1}/\text{rad}$	$\phi_{van1} = \phi_{vn1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{van1}$	$1.577\ 665 \times 10^{-2}$
5	小轮小端法向齿顶厚	$s_{a1}/\text{mm}$	$s_{a1} = \phi_{van1} d_{van1}$	1.542 408
6	小轮齿顶变尖检查		$s_{a1} \geq 0.3m_n$ 当 $s_{a1} < 0.3m_n$ 时, 小轮小端需要倒坡	$1.54 > 1.00$
小轮小端齿顶倒坡 ( $s_{a1} < 0.3m_n$ 时)				
7		$K$	$K = 0$ (初值)	
8	倒坡后小轮小端顶圆直径	$d_{vak}/\text{mm}$	$d_{vak} = d_{van1} - 2m_n K$	
9		$\alpha_{vak}/(^{\circ})$	$\alpha_{vak} = \arccos(m_{n1}z_{vn1}\cos\alpha/d_{vak})$	
10		$\phi_{vak}/(^{\circ})$	$\phi_{vak} = \phi_{vn1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{vak}$	
11		$s_{ak}/\text{mm}$	$s_{ak} = \phi_{vak} d_{vak}$	
12		$\Delta s_{a1}/\text{mm}$	$\Delta s_{a1} = s_{ak} - 0.3m_n$	
13			$\Delta s_{a1} > 0$ 或 $ \Delta s_{a1}  \leq 10^{-3}$ , 执行(15)	
14		$K$	$\Delta s_{a1} < 0$ 并且 $ \Delta s_{a1}  > 10^{-3}$ 时, $K \leftarrow K + \frac{0.3 - s_{ak}/m_n}{2\tan(\alpha_{vak} - \phi_{vak})}$ , 返回(8)	
15	参考点法面当量小齿轮顶圆直径	$d_{ven1}/\text{mm}$	$d_{ven1} = m_n z_{vn1} + 2m_n(h_a^* + x_1)$	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
小轮小端齿顶倒坡( $s_{a1} < 0.3m_n$ 时)				
16	参考点法面当量啮轮内顶压力角	$\alpha_{van1}/(^{\circ})$	$\alpha_{van1} = \arccos(m_n z_{vnl} \cos \alpha / d_{van1})$	
17	参考点法面当量小齿轮分度圆齿厚半角	$\psi_{vnl}/\text{rad}$	$\psi_{vnl} = (\pi/2 + x_{t1} + 2x_1 \tan \alpha) / z_{vnl}$	
18	参考点法面当量小齿轮齿顶厚半角	$\psi_{van1}/\text{rad}$	$\psi_{van1} = \psi_{vnl} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{van1}$	
19	参考点法面当量小齿轮齿顶厚	$s_{an1}/\text{mm}$	$s_{an1} = \psi_{van1} d_{van1}$	
20	倒坡后小轮齿顶宽减少量	$b'_k/\text{mm}$	$b'_k = b_{t1} (0.3m_n - s_{a1}) / (s_{an1} - s_{a1})$	
21	小轮倒坡部分的顶锥角	$\delta_{ak}/(^{\circ})$	$\delta_{ak} = \delta_1 + \arctan(Km_n/b'_k)$	
22	倒坡宽度	$b_k/\text{mm}$	$b_k = b'_k / \cos(\delta_{ak} - \delta_1)$	

表 5-61 的说明如下。

① 表 5-61 (6) 小轮小端法向齿顶厚  $s_{a1} < 0.3m_n$  时, 齿顶变尖, 需要在小端倒坡, 切去齿顶变尖部位。

② 表 5-61 (7~22) 小轮需要倒坡时, 计算出倒坡部分的顶锥角  $\delta_{ak}$  和倒坡宽度  $b_k$ 。

(7) 刀盘干涉检查 (见表 5-62)

表 5-62 刀盘干涉检查

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				齿大端	齿小端
1	冠轮内刀端面齿形角	$\alpha_0/(^{\circ})$	$\alpha_0 = \arctan(\tan \alpha_{n1} / \cos \beta_0)$	22.391 756	
2	刀位角	$q_0/(^{\circ})$	$q_0 = \beta_0 + \Delta_p$	56.575 102	
3		$x_0/\text{mm}$	$x_0 = R_{m2} - R_{mp} \cos \beta_{p2}$	1.065 141	
4		$y_0/\text{mm}$	$y_0 = R_{mp} \sin \beta_{p2}$	2.160 841	
5		$\eta_c/(^{\circ})$	$\eta_c = \arccos\left(\frac{E_x^2 + r_0^2 - R_{mp}^2}{2E_x r_0}\right)$	68.709 380	
6		$\eta_p/(^{\circ})$	$\eta_p = \arccos\left(\frac{E_x^2 + r_0^2 - R_{mp}^2}{2E_x r_0}\right)$	57.691 757	
7		$\eta_t/(^{\circ})$	$\eta_t = \arccos\left(\frac{E_x^2 + r_0^2 - R_{mp}^2}{2E_x r_0}\right)$	47.214 988	
8	啮入纵向作用角	$\lambda_{Ap}/(^{\circ})$	$\lambda_{Ap} = q_p - q_c + (\eta_c - \eta_p) z_0 / z_p$	8.047 045	
9	啮出纵向作用角	$\lambda_{Ep}/(^{\circ})$	$\lambda_{Ep} = q_t - q_p + (\eta_p - \eta_t) z_0 / z_p$	7.310 438	
10	啮入端面作用角	$\lambda_{Ac}/(^{\circ})$	$\lambda_{Ac} = 180h_{a2} / (\pi R_{mp} \sin \alpha_0 \cos \alpha_0)$	3.651 731	
11	啮出端面作用角	$\lambda_{Ec}/(^{\circ})$	$\lambda_{Ec} = 180h_{t2} / (\pi R_{mp} \sin \alpha_0 \cos \alpha_0)$	10.042 258	
12	啮入总作用角	$\lambda_A/(^{\circ})$	$\lambda_A = \lambda_{Ap} + \lambda_{Ac}$	11.698 775	
13	啮出总作用角	$\lambda_E/(^{\circ})$	$\lambda_E = \lambda_{Ep} + \lambda_{Ec}$	17.352 696	
14	大齿轮分度锥母线长	$u_2/\text{mm}$	$u_2 = R_{e2}(\text{大端}) ; u = R_{e2}(\text{小端})$	105.154 098	75.154 098
15		$x_s/\text{mm}$	$x_s = u_2 \sin \delta_2 + h_{a2} \cos \delta_2$	100.618 622	72.089 064
16		$z_s/\text{mm}$	$z_s = u_2 \cos \delta_2 - h_{a2} \sin \delta_2$	30.615 015	21.337 931
17		$\varphi/(^{\circ})$	$\varphi = \arccos[(z_s \sin \delta_2 - h_{t2}) / (x_s \cos \delta_2)]$	40.632 725	48.433 956

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				齿大端	齿小端
18		$r_5$ /mm	$x_5 = x_n \sin \delta_2 \cos \varphi + z_n \cos \delta_2 - x_n$	81.018 814	51.018 814
19		$y_5$ /mm	$y_5 = r_5 \sin \varphi - y_n$	63.362 789	51.775 570
20	冠轮啮入转角	$\lambda$ /°	$\lambda = -(\lambda_A + 1)$	-15.698 775	
	冠轮啮出转角		$\lambda = \lambda_E + 1$	21.352 696	
21	起始点横坐标	$x_p^*$ /mm	$x_p^* = x_5 \cos(\lambda - \beta_{p1}) + y_5 \sin(\lambda - \beta_{p2})$	58.823 372	33.552 593
	终止点横坐标			97.783 704	65.630 275
22	起始点纵坐标	$y_p^*$ /mm	$y_p^* = x_5 \sin(\lambda - \beta_{p1}) + y_5 \cos(\lambda - \beta_{p2})$	84.372 401	64.481 419
	终止点纵坐标			31.894 175	31.215 750
23	起始点到刀轴心的距离	$r_{ak}$ /mm	$r_{ak} = [(x_p^* - E_x \cos q_p)^2 + (y_p^* - E_x \sin q_p)^2]^{0.5}$	7.191 822	24.980 698
	终止点到刀轴心的距离			65.924 402	50.593 902
24	内刀顶半径	$r_{0a}$ /mm	$r_{0a} = r_0 + 1.25 m_0 \tan \alpha_n$	89.313 365	
25	起始位置刀盘干涉检查		无刀盘干涉条件 $r_{ak} < r_{0a}$	7.19 < 89.34	24.98 < 89.34
	终止位置刀盘干涉检查			65.92 < 89.34	50.59 < 89.34

需要对切齿啮合起始位置齿的大小端和终止位置齿的大小端作刀盘干涉检查。若发生刀盘干涉需要加大刀盘半径重算。

(8) 摆线齿准双曲面齿轮的几何尺寸 (见表 5-63)

表 5-63 摆线齿准双曲面齿轮的几何尺寸

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮大端分度圆直径	$d_{e1}$ /mm	$d_{e1} = 2r_{m1} + 2(b_1 - b_{d1} - \Delta b_1) \sin \delta_1$	61.863 219
2	小轮大端顶圆直径	$d_{ae1}$ /mm	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{a1} \cos \delta_1$	70.762 392
3	大轮大端顶圆直径	$d_{ae2}$ /mm	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{a2} \cos \delta_2$	201.237 245
4	小轮小端顶圆直径	$d_{a1}$ /mm	$d_{a1} = d_{ae1} - 2b_1 \sin \delta_1$	50.767 546
5	大轮小端顶圆直径	$d_{a2}$ /mm	$d_{a2} = d_{ae2} - 2b_2 \sin \delta_2$	144.178 128
6	大轮参考点分度圆心至两轴线公垂线的距离	$A_{m2}$ /mm	$A_{m2} = l(\sin \delta_2 + \sin \delta_1 \cos \Sigma) / \sin^2 \Sigma - r_{m2} \tan \delta_2$	25.879 057
7	小轮大端分度圆心至两轴线公垂线的距离	$A_{e1}$ /mm	$A_{e1} = A_{m1} + (b_1 - b_{d1} - \Delta b_1) \cos \delta_1$	99.522 734
8	大轮大端分度圆心至两轴线公垂线的距离	$A_{e2}$ /mm	$A_{e2} = A_{m2} + 0.5b_2 \cos \delta_2$	30.517 599
9	小轮无倒坡时的轴向齿宽	$b_{x1}$ /mm	$b_{x1} = b_1 \cos \delta_1$	31.537 842
10	小轮倒坡后的轴向齿宽	$b_{xk}$ /mm	$b_{xk} = b_{x1} - K m_n \sin \delta_1$	
11	大轮轴向齿宽	$b_{x2}$ /mm	$b_{x2} = b_2 \cos \delta_2$	9.277 084
12	小轮大端顶圆心至两轴线公垂线的距离	$A_{a1}$ /mm	$A_{a1} = A_{e1} - h_{a1} \sin \delta_1$	98.112 225
13	大轮大端顶圆心至两轴线公垂线的距离	$A_{a2}$ /mm	$A_{a2} = A_{e2} - h_{a2} \sin \delta_2$	28.615 166

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
14	小轮安装距	$A_1/\text{mm}$	由设计图确定	
15	大轮安装距	$A_2/\text{mm}$	由设计图确定	
16	小轮轮冠距	$A_{01}/\text{mm}$	$A_{01} = A_1 - A_{a1}$	$A_1 - 98.11$
17	大轮轮冠距	$A_{02}/\text{mm}$	$A_{02} = A_2 - A_{a2}$	$A_2 - 28.62$
18	小轮参考点分度圆法向弧齿厚	$s_{mn1}/\text{mm}$	$s_{mn1} = m_n [\pi/2 + x_1 (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_c) + x_{c1}] - j_n/2$	6.169 285
19	大轮参考点分度圆法向弧齿厚	$s_{mn2}/\text{mm}$	$s_{mn2} = m_n [\pi/2 - x_2 (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_c) - x_{c2}] - j_n/2$	4.155 234

## (9) 摆线齿准双曲面齿轮的几何参数表和图形

① 摆线齿准双曲面齿轮的几何参数 见表 5-64。

表 5-64 摆线齿准双曲面齿轮副的几何参数

序号	名 称	代号/单位	小 齿 轮		大 齿 轮	
			算例	表号和序号	算例	表号和序号
1	齿数	$z_1, z_2$	10	表 5-55(3)	41	表 5-55(4)
2	轴交角	$\Sigma$	$90^\circ$			表 5-55(1)
3	参考点法向模数	$m_n/\text{mm}$	3.334 1			表 5-56(3)
4	偏置距	$E/\text{mm}$	20			表 5-55(2)
5	齿宽	$b_1, b_2/\text{mm}$	33	表 5-58(30)	30	表 5-55(6)
6	螺旋方向		左旋	表 5-55(12)	右旋	表 5-55(13)
7	螺旋角	$\beta_{m1}, \beta_{m2}$	$50^\circ 0' 38''$	表 5-56(8)	$37^\circ 8' 4''$	表 5-55(7)
8	基本齿廓齿形角平均值	$\alpha$	$20^\circ$			表 5-55(8)
9	齿顶高系数	$h_a^*$	1			表 5-55(9)
10	顶隙系数	$c^*$	0.25			表 5-55(10)
11	法向齿侧间隙	$j_n/\text{mm}$	0.15			表 5-55(11)
12	高变位系数	$x_1, x_2$	0.4	表 5-55(20 <sub>0</sub> )	-0.4	
13	切向变位系数	$x_{t1}, x_{t2}$	0.010 4	表 5-55(21 <sub>0</sub> )	-0.010 4	
14	大端分度圆直径	$d_{e1}, d_{e2}/\text{mm}$	61.86	表 5-63(1)	200	表 5-55(5)
15	大端顶圆理论直径	$d_{ae1}, d_{ae2}/\text{mm}$	70.76	表 5-63(2)	201.24	表 5-63(3)
16	小端顶圆理论直径	$d_{ai1}, d_{ai2}/\text{mm}$	50.77	表 5-63(4)	144.18	表 5-63(5)
17	小轮倒坡顶锥角	$\delta_{ak}$		表 5-61(21)		
18	小轮倒坡宽	$b_{ak}$		表 5-61(22)		
19	分度锥角	$\delta_1, \delta_2$	$17^\circ 35' 19''$	表 5-56(6)	$71^\circ 59' 12''$	表 5-56(32)
20	齿顶高	$h_{a1}, h_{a2}/\text{mm}$	4.67	表 5-60(8)	2.00	表 5-60(9)
21	全齿高	$h/\text{mm}$	7.50			表 5-60(12)
22	参考点法向分度圆弧齿厚	$s_{mn1}, s_{mn2}/\text{mm}$	6.17	表 5-63(18)	4.16	表 5-63(19)
23	安装距	$A_1, A_2/\text{mm}$		表 5-63(14)		表 5-63(15)
24	轮冠距	$A_{01}, A_{02}/\text{mm}$	$A_1 - 98.11$	表 5-63(16)	$A_2 - 28.62$	表 5-63(17)

② 摆线齿准双曲面齿轮的图形和主要尺寸 见图 5-19。

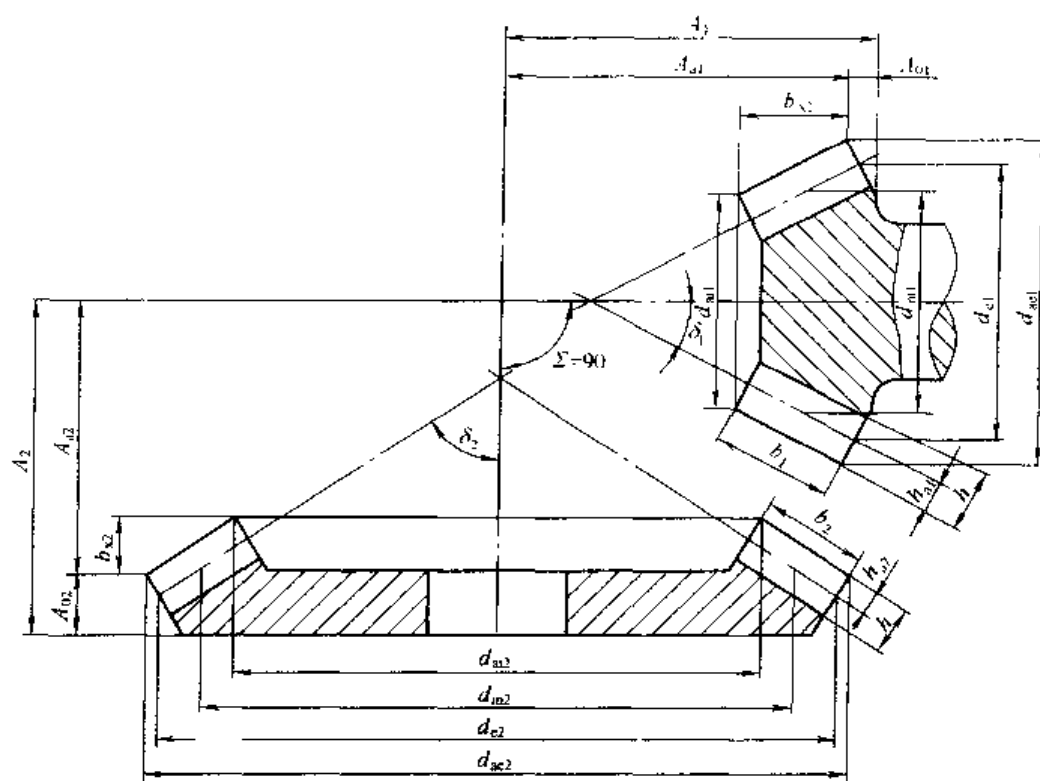


图 5-49 摆线齿准双曲面齿轮的图形

#### 5.8.4 摆线齿准双曲面齿轮的当量齿轮和重合度

准双曲面齿轮重合度计算和强度计算, 需要用到法面当量齿轮和端面当量齿轮, 计算方法详见 5.7.4 节, 计算公式见表 5-65。

表 S-65 摆线齿准双曲面齿轮的当量齿轮参数和重合度

序号	名 称		代号/单位	计 算 公 式	算 例	
					小齿轮	大齿轮
1	法面当量齿轮啮合角	i 面	$\alpha_n'(^{\circ})$	$\alpha_n' = \alpha_s - \alpha_0$	20	
		e 面		$\alpha_n' = \alpha_e + \alpha_0$	20	
2	大轮大端端面模数		$m_{e12}/\text{mm}$	$m_{e12} = d_{e2}'/z_2$		1.878 049
3	小轮参考点端面模数		$m_{en1}/\text{mm}$	$m_{en1} = m_n' \cos \beta_{en1}$	5.188 145	
4	大轮参考点端面模数		$m_{en2}/\text{mm}$	$m_{en2} = m_n' / \cos \beta_{en2}$		4.182 206
法面当量齿轮						
5	法面当量齿轮分度圆直径		$d_{vn}/\text{mm}$	$d_{vn} = m_n z_{vn}$	112.995 994	817.609 370
6	法面当量齿轮中心距		$a_{vn}/\text{mm}$	$a_{vn} = (d_{vn1} + d_{vn2})/2$	465.302 862	
7	法面当量齿轮顶圆直径		$d_{vna}/\text{mm}$	$d_{vna} = d_{vn} + 2h_a$	122.331 594	821.610 342
8	法面当量齿轮根圆直径		$d_{vfa}/\text{mm}$	$d_{vfa} = d_{vn} - 2h_f$	107.327 950	806.606 698
9	法面当量齿轮基圆直径	i 面	$d_{vbn}/\text{mm}$	$d_{vbn} = d_{vn} \cos \alpha_n'$	106.181 502	768.301 491
		e 面			106.181 502	768.301 491
10	法面当量齿轮啮合线有效长度	i 面	$g_{van}/\text{mm}$	$g_{van} = 0.5[(d_{an1}^2 - d_{bn1}^2)^{0.5} + (d_{an2}^2 - d_{bn2}^2)^{0.5}] - a_{vn} \sin \alpha_n'$	16.796 622	
		e 面			16.796 622	

续表

序号	名 称	代号/单位	计 算 公 式	算 例	
				小齿轮	大齿轮
法面当量齿轮					
11	法面当量齿轮重合度	i 面	$\epsilon_{va} = \frac{B_{va}}{\pi m_n \cos \alpha_n}$	1.706 483	
		e 面		1.706 483	
12	刀尖圆角半径		$\rho_{a0} = \rho_{a0}^* m_n$ , 取 $\rho_{a0}^* = 0.3$	1	
接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮					
13	假想小内轮分锥角	$\delta_{01}/(^{\circ})$	$\delta_{01} = \Sigma - \delta_2$	18.013 203	
14	假想小齿轮参考点螺旋角	$\beta_{m01}/(^{\circ})$	$\beta_{m01} = \beta_{m2}$	37.134 444	
15	假想小齿轮参考点分度圆直径	$d_{m01}/\text{mm}$	$d_{m01} = 2r_{m2} \sin \delta_{01} / \sin \delta_2$	55.757 811	
16	假想小齿轮齿数	$z_{01}$	$z_{01} = d_{m01} \cos \beta_{m01} / m_n$	13.332 154	
17	大轮与假想小齿轮齿数比	$u'$	$u' = z_2 / z_{01}$	3.075 272	
18	端面当量齿数	$z_{v1}$	$z_{v1} = z_{01} / \cos \delta_{01}; z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$	14.019 306	132.584 760
19	端面当量齿轮齿数比	$u_v$	$u_v = z_{v2} / z_{v1}$	9.457 298	
20	端面当量齿轮分度圆直径	$d_{v1}/\text{mm}$	$d_{v1} = d_{m01} / \cos \delta_{01}; d_{v2} = d_{m2} / \cos \delta_2$	58.631 624	554.496 766
21	端面当量齿轮中心距	$a_v/\text{mm}$	$a_v = (d_{v1} + d_{v2}) / 2$	306.564 195	
22	端面当量齿轮顶圆直径	$d_{va}/\text{mm}$	$d_{va} = d_{v1} + 2h_{a1}$	67.967 223	558.497 738
23	端面当量齿轮压力角	i 面	$\alpha'_{v1}/(^{\circ})$ $\alpha'_{v1} = \arctan(\tan \alpha_n' / \cos \beta_{m2})$	24.539 004	
		e 面		24.539 004	
24	端面当量齿轮基圆螺旋角	i 面	$\beta_{vb}/(^{\circ})$ $\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_{m2} \cos \alpha_n')$	34.560 807	
		e 面		34.560 807	
25	端面当量齿轮基圆直径	i 面	$d_{vb1}/\text{mm}$ $d_{vb1} = d_{v1} \cos \alpha'_{v1}$	53.335 943	504.413 930
		e 面		53.335 943	504.413 930
26	端面当量齿轮基圆齿距	i 面	$p_{vb}/\text{mm}$ $p_{vb} = \pi m_{n2} \cos \alpha'_{v1}$	11.952 076	
		e 面		11.952 076	
重合度					
27	端面当量齿轮重合度	i 面	$\epsilon_{va}$ $\epsilon_{va} = \epsilon_{va} \cos^2 \beta_{vb}$	1.157 325	
		e 面		1.157 325	
28	纵向重合度	$\epsilon_{v\beta}$	$\epsilon_{v\beta} = b_2 \sin \beta_{m2} / (\pi m_n)$	1.729 017	
29	总重合度	i 面	$\epsilon_{\gamma} = (\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{v\beta}^2)^{0.5}$	2.080 601	
		e 面		2.080 601	

### 5.8.5 摆线齿准双曲面齿轮的齿形系数和切向变位系数

#### (1) 齿形系数

表 5-66 为准双曲面齿轮的齿形系数计算, 用于轮齿的弯曲强度计算。公式中的双符号项, 小轮取上面符号, 大轮取下面符号。

#### (2) 切向变位系数计算

表 5-55 给出切向变位系数初值  $x_u = 0.1$ , 按两齿轮工作面“i”(主动小轮凹面, 大轮凸面)齿形系数相等, 即  $Y_{Fa1} = Y_{Fa2}$ , 由表 5-66 迭代求解  $x_{i1}$  值。然后修正表 5-58 (21~26)、表 5-61 和表 5-63 (18、19) 中与  $x_u$  相关的参数。

表 5-66 摆线齿准双曲面齿轮的齿形系数计算

序号	名 称	代号·单位	计 算 公 式	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1		$I'$	$I' = h_{a0}/m_n - \rho_{a0}/m_n \pm x_1$	0.550 073	1.350 073
2	法面当量齿轮齿厚半角	i 面	$\psi_{vn}/(^{\circ})$ $\psi_{vn} = \frac{180}{\pi z_{vn}} \left[ \frac{\pi}{2} \pm (2x_2 \tan \alpha_{n,c} + x_{t1}) \right]$	3.109 136	0.304 333
		e 面		3.223 323	0.288 552
3		i 面	$\varphi_n/(^{\circ})$ $\varphi_n = \frac{360(I' \sin \alpha_n' + \rho_{a0}/m_n)}{\pi z_{vn} \cos \alpha_n}$	1.756 160	0.378 772
		e 面		1.756 160	0.378 772
4		i 面	$\gamma/(^{\circ})$ $\gamma = \psi_{vn} + \varphi_n$	4.865 296	0.683 105
		e 面		4.979 483	0.667 324
5		$\Delta\gamma/(^{\circ})$	$\Delta\gamma = 0.5(\gamma_i - \gamma_e)$	-0.057 094	$7.8905 \times 10^{-3}$
6		$\gamma_m/(^{\circ})$	$\gamma_m = 0.5(\gamma_i + \gamma_e)$	4.922 389	0.675 214
7		$\varphi_k/(^{\circ})$	$\varphi_k = \gamma_m + 30^{\circ}$	34.922 389	30.675 214
8		$\varphi_b/\text{rad}$	$\varphi_b = \left\{ \left[ \left( 1 + \frac{2I'}{z_{vn}} \right) \frac{\tan \varphi_k}{2} \right]^2 + \frac{2I'}{z_{vn}} \right\}^{0.5} - \left( 1 + \frac{2I'}{z_{vn}} \right) \frac{\tan \varphi_k}{2}$	0.042 524	0.017 831
9		$y'$	$y' = 0.5 z_{vn} \varphi_b + \rho_{a0} \cos(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)/m_n$	0.958 974	2.441 424
10		$x'$	$x' = 0.5 z_{vn} - I' - \rho_{a0} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)/m_n$	16.213 210	121.103 960
11	危险截面齿厚与模数比	$s'_{Fn}$	$s'_{Fn} = 2[x' \sin(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi) - y' \cos(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi)]$	2.251 117	2.291 299
12	法面当量齿轮齿顶压力角	i 面	$\alpha_{van}/(^{\circ})$ $\alpha_{van} = \arccos \left[ \frac{z_{vn} \cos \alpha_n'}{z_{vn} + 2(h_a^* \pm x_1)} \right]$	29.775 140	20.753 005
		e 面		29.775 140	20.753 005
13	法面当量齿轮齿顶厚半角	i 面	$\psi_{van}/(^{\circ})$ $\psi_{van} = \psi_{vn} + \frac{180}{\pi} (\text{inv} \alpha_n' - \text{inv} \alpha_{van})$	0.957 638	0.200 431
		e 面		1.071 825	0.184 650
14	工作面载荷作用角	$\alpha_{Fi}/(^{\circ})$	$\alpha_{Fi} = \alpha_{van} - \psi_{van} - \Delta\gamma$	28.874 596	20.544 683
15	非工作面载荷作用角	$\alpha_{Fe}/(^{\circ})$	$\alpha_{Fe} = \alpha_{van} - \psi_{van} + \Delta\gamma$	28.646 222	20.576 245
16	弯曲力臂与模数之比	i 面	$h'_F$ $h'_F = \frac{z_{vn} \cos \alpha_n'}{2 \cos \alpha_{Fi,e}} - y' \sin(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi) - x' \cos(\gamma_m + 180\varphi_b/\pi)$	1.981 517	1.919 766
		e 面		1.941 780	1.945 192
17	齿形系数	i 面	$Y_{Fa}$ $Y_{Fa} = \frac{bh'_F \cos \alpha_{Fi,e}}{(s'_F)^2 \cos \alpha_n}$	2.186 311	2.186 306
		e 面		2.147 159	2.214 804

## 5.9 锥齿轮承载能力计算方法

我国颁布的 GB/T 10062—2003 锥齿轮承载能力计算方法，与 ISO 10300—2001 相对应，适用于直齿、斜齿、零度齿和曲线齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度计算；GB/Z 6413—2003 圆柱齿轮、锥齿轮和准双曲面齿轮胶合承载能力计算方法；第 2 部分积分温度法，与 ISO/TR 13989.2：2000 相对应。本章用 GB/T 10062 和 GB/Z 6413—2003 的方法计算锥齿

轮的承载能力。GB/T 10062 中尚缺准双曲面齿轮接触强度和弯曲强度计算方法。

美国国家标准 ANSI/AGMA 2003-B97 适用于展成直齿、零度齿和弧齿锥齿轮接触强度和弯曲强度计算。其中弯曲强度几何系数的计算方法和线图被引入 ISO 10300-3, 用于 B2 与 C 混合法计算锥齿轮的弯曲强度。但其中仍缺准双曲面齿轮强度计算方法。

格利森法利用几何系数线图计算弧齿准双曲面齿轮的接触强度和弯曲强度。这些线图是按平均齿形角  $\alpha$  为  $19^\circ$  和  $22.5^\circ$  绘制的, 已不能满足 ANSI/AGMA 2005-C96 中  $\alpha$  为  $18^\circ$ 、 $20^\circ$  和  $25^\circ$  的要求。

克林根贝尔格齿制的摆线齿锥齿轮承载能力计算标准 KN 3030, 既可用于摆线齿锥齿轮, 又可用于摆线齿准双曲面齿轮承载能力计算。其中锥齿轮的接触强度和弯曲强度的计算方法与 ISO 10300 接近, 而胶合承载能力计算方法则与 ISO/TR 13989-2 接近。

本章除采用 KN 3030 中准双曲面齿轮接触强度和弯曲强度计算中的端面当量齿轮计算方法之外, 鉴于 KN 3030 中接触强度和弯曲强度计算方法与 ISO 10300 接近, 因而以 ISO 10300 作为锥齿轮和准双曲面齿轮接触强度和弯曲强度统一计算方法。建议按 ISO 10300 的 B1 法或 B2 与 C 混合法计算准双曲面齿轮的接触强度和弯曲强度, 通过实践逐步加以完善。准双曲面齿轮的胶合承载能力则用 GB/Z 6413—2003 进行计算。本章中仍保留了格利森线图法, 在有线图可查的情况下, 这种方法是简便的。

本节对 GB/T 10062—2003 作简介, 并列出了计算不同类型齿轮时共用的公式和图表。关于 GB/Z 6413—2003 的介绍见第 2 章 2.5, 关于其中用于锥齿轮和准双曲面齿轮的不同公式, 详见表 5-84、表 5-100、表 5-110 和表 5-111。

### 5.9.1 锥齿轮的强度计算公式

#### (1) 齿面接触强度计算

##### ① 接触应力 (MPa)

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$$

式中  $\sigma_{HP}$ ——许用接触应力, MPa;

$K_{H\beta}, K_{H\alpha}, K_A, K_V$ ——影响  $\sigma_H$  值的载荷系数 (见本章 5.9.2);

$\sigma_{H0}$ ——接触应力的基本值, MPa。

$$\sigma_{H0} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}}} \left( \frac{u_v + 1}{u_v} \right)$$

式中

$u_v$ ——端面当量齿轮齿数比,  $u_v = u \cos \delta_1 / \cos \delta_2$ ;

$F_{mt}$ ——参考点 (齿宽中点) 分度圆周切向力, N;

$d_{v1}$ ——端面当量小齿轮分度圆直径, mm;

$Z_{M-B}, Z_H, Z_E, Z_{LS}, Z_{\beta}, Z_K$ ——影响  $\sigma_{H0}$  的各系数 (见本章 5.9.3);

$l_{bm}$ ——轮齿中点接触线长度, mm。

当  $\epsilon_{vp} < 1$  时

$$l_{bm} = \frac{b \epsilon_{va}}{\epsilon_{vy}^2 \cos \beta_{vb}} \sqrt{\epsilon_{vy}^2 - [(2 - \epsilon_{va})(1 - \epsilon_{vp})]^2}$$

当  $\epsilon_{vy} \geq 1$  时

$$l_{bm} = b \epsilon_{va} / (\epsilon_{vy} \cos \beta_{vb})$$

##### ② 许用接触应力

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W / S_{Hmin}$$



式中  $\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, MPa; 与材料、热处理和齿面硬度有关 (见第 2 章);

$S_{Hmin}$ ——接触强度最小安全系数, 与要求的失效率有关 (见 GB/T 3480 或本书第 2 章);

$Z_{N1}, Z_N, Z_L, Z_K, Z_V, Z_W$ ——影响  $\sigma_{HP}$  值的各系数 (见 5.9.3)。

$\sigma_{Hlim}$  与  $S_{Hmin}$  的取值方法与渐开线圆柱齿轮相同, 见 GB/T 3480。

### ③ 接触强度的计算安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{N1} Z_N Z_L Z_K Z_V Z_W}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \geq S_{Hmin}$$

## (2) 轮齿弯曲强度计算

### ① 齿根应力

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FF}$$

式中  $\sigma_{FF}$ ——许用齿根应力, MPa;

$K_{F\beta}, K_{F\alpha}, K_A, K_V$ ——影响  $\sigma_F$  的载荷系数 (见本章 5.9.2);

$\sigma_{F0}$ ——齿根应力基本值, MPa, 可用 B1 法和 B2 法计算。

#### a. B1 法齿根应力基本值 $\sigma_{F0-B1}$

$$\sigma_{F0-B1} = \frac{F_{mt}}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_K Y_{LS}$$

$Y_{Fa}, Y_{Sa}, Y_\epsilon, Y_K, Y_{LS}$  为影响  $\sigma_{F0-B1}$  值的系数 (见本章 5.9.4)。

#### b. B2 法齿根应力基本值 $\sigma_{F0-B2}$

$$\sigma_{F0-B2} = \frac{F_{mt} m_{mr} Y_A}{bm_{et}^2 Y_J}$$

式中  $m_{mr}$ ——参考点端面模数, mm;

$m_{et}$ ——大端端面模数, mm, 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮略去下标 “e”, 记为  $m_t$ ;

$Y_J$ ——弯曲强度计算几何系数 (格利森法代号为 J);

$Y_A$ ——B2 法的校正系数, 目的在于使以 ISO 6336 为基础的 B1 法和利用格利森  $Y_J$  系数的 B2 法计算结果一致, 系数  $Y_J$  和  $Y_A$  见本章 5.9.4。

### ② 许用齿根应力

$$\sigma_{FF} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X / S_{Fmin}$$

式中  $\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限, MPa;

$S_{Fmin}$ ——弯曲强度最小安全系数;

$Y_{ST}, Y_{NT}, Y_{\delta relT}, Y_{RrelT}, Y_X$ ——影响  $\sigma_{FF}$  值的各系数 (见 5.9.4)。

$\sigma_{Flim}$  和  $S_{Fmin}$  的取值方法与渐开线圆柱齿轮相同 (见第 2 章, GB/T 3480)。

### ③ 弯曲强度的计算安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \geq S_{Fmin}$$

## 5.9.2 载荷及与其相关的系数

### (1) 名义切向力和参考点的线速度

#### ① 参考点的名义切向力 $F_{mt}$ (N)

$$F_{mt1,2} = 2000 T_{1,2} / d_{mt,2}$$

式中  $T_{1,2}$ ——轮 1 或轮 2 的名义转矩, N·m,  $T_{1,2} = 9549 P / n_{1,2}$ ;

$P$  —— 所传递功率, kW;

$n_{1,2}$  —— 轮 1 或轮 2 的转速, r/min。

② 参考点的切线速度  $v_{mt}$  (m/s)

$$v_{m1,2} = d_{m1,2} n_{1,2} / 19\,098$$

(2) 使用系数  $K_A$

使用系数  $K_A$  考虑到齿轮啮合过程中外部因素引起的过载对承载能力的影响。取值方法与渐开线圆柱齿轮相同 (见第 2 章, GB/T 3480)。

(3) 动载系数  $K_V$

动载系数  $K_V$  是考虑齿轮本身啮合振动产生的内部附加动载荷对齿轮承载能力的影响。

① B 法的动载系数  $K_{V-B}$

a. 无量纲的基准速度

$$N = n_1 / n_{E1}$$

式中  $n_{E1}$  —— 共振转速, r/min,

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{redx}}};$$

$c_\gamma$  —— 齿轮的啮合刚度, N/(mm · μm),

$$c_\gamma = c_{\gamma 0} C_F C_b;$$

$c_{\gamma 0}$  —— 平均条件下的轮齿啮合刚度, 可采用 20N/(mm · μm) 值;

$C_F, C_b$  —— 对非平均条件下的修正系数:

$$F_{kb} = F_{mt} K_A / b_e \geq 100 \text{ N/mm 时, } C_F = 1;$$

$$F_{kb} < 100 \text{ N/mm 时, } C_F = F_{kb} / 100;$$

$$b_e^* = b_e / b > 0.85 \text{ 时, } C_b = 1;$$

$$b_e^* \leq 0.85 \text{ 时, } C_b = b_e^* / 0.85$$

$b_e$  —— 有效工作齿宽, 根据 KN 3030, 通常取  $b_e^* = 0.85$ 。

$m_{redx}$  —— 两齿轮的诱导质量, kg/mm, 即转化到端面当量齿轮啮合线上单位齿宽的质

$$\text{量, } m_{redx} = \frac{\pi \rho d_{m1}^2}{8 \cos^2 \alpha_n} \left( \frac{u^2}{1+u^2} \right);$$

$\alpha_n$  —— 法面当量齿轮啮合角;

$\rho$  —— 密度, 钢制齿轮  $\rho = 7.86 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ 。

b. B 法动载系数计算公式

按 B 法, 动载系数与由无量纲的基准速度确定的运行速度区间有关, 计算公式见表 5-67。

表 5-67 B 法动载系数计算公式

运行速度区间	无量纲的基准速度 $N$	$K_{V-B}$ 计算公式
亚临界区	$N \leq 0.75$	$K_{V-B} = N [B_p (C_{V1} + C_{V2}) + C_{V3}] + 1$
主共振区	$0.75 < N \leq 1.25$	$K_{V-B} = B_p (C_{V1} + C_{V2}) + C_{V4} + 1$
超临界区	$N \geq 1.5$	$K_{V-B} = B_p (C_{V5} + C_{V6}) + C_{V7}$
中间区	$1.25 < N < 1.5$	$K_{V-B} = K_{V-B(N=1.5)} + \frac{K_{V-B(N=1.25)} - K_{V-B(N=1.5)}}{0.25} (1.5 - N)$

表 5-67 中的  $B_p$  按下式计算

$$B_p = b f_{peff} c' / (F_{mt} K_A)$$

式中  $c'$ ——单对齿刚度,  $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ ,

$$c' = c'_0 C_F C_b;$$

$c'_0$ ——平均条件下的单对齿刚度, 可采用  $c'_0 = 14 \text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ ;

$f_{\text{peff}}$ ——有效齿距偏差,  $\mu\text{m}$ ,

$$f_{\text{peff}} = f_{\text{pt}} + y_p;$$

$f_{\text{pt}}$ ——齿廓中点齿距极限偏差,  $\mu\text{m}$ , 可根据精度等级由 GB/T 11365—1989 查得, 也可按下式计算, 即  $f_{\text{pt}} = A_p(m_n + 0.25\sqrt{d_{m2}}) + C_p$ ,  $A_p$  和  $C_p$  值根据精度等级由表 5-68 查得。

表 5-68  $A_p$  和  $C_p$  值

精度等级(GB/T 11365—1989)	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$A_p$	0.25	0.4	0.63	0.9	1.25	1.8	2.5	3.55	5
$C_p$	3.15	5	8	11.2	16	22.4	31.5	45	63

$y_p \approx y_a$ ,  $y_a$  为跑合量, 按表 5-69 计算。

表 5-69 齿轮跑合量  $y_a$

齿轮材料	齿轮跑合量/ $\mu\text{m}$	限制条件	
		圆周切线速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	跑合量最大值/ $\mu\text{m}$
调质钢	$y_a = 160 f_{\text{pt}} / \sigma_{\text{Hlim}}$	$v_{\text{mt}} \leq 5$ $5 < v_{\text{mt}} \leq 10$ $v_{\text{mt}} > 10$	不限 $y_a \leq 12\,800 / \sigma_{\text{Hlim}}$ $y_a \leq 6\,400 / \sigma_{\text{Hlim}}$
灰铸铁	$y_a = 0.275 f_{\text{pt}}$	$v_{\text{mt}} \leq 5$ $5 < v_{\text{mt}} \leq 10$ $v_{\text{mt}} > 10$	不限 $y_a \leq 22$ $y_a \leq 11$
渗碳淬火钢、渗氮钢	$y_a = 0.075 f_{\text{pt}}$	不限	$y_a \leq 3$
两齿轮材料不同	$y_a = 0.5(y_{a1} + y_{a2})$	$y_{a1}$ 按齿轮 1 材料确定 $y_{a2}$ 按齿轮 2 材料确定	

表 5-67 公式中的  $C_{v1} \sim C_{v7}$  由表 5-70 查得。

表 5-70 系数  $C_{v1} \sim C_{v7}$

系数	影响因素	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$	$\epsilon_{v\gamma} > 2$
$C_{v1}$	齿距偏差影响系数	0.32	0.32
$C_{v2}$	齿廓偏差影响系数	0.34	$\frac{0.57}{\epsilon_{v\gamma} - 0.3}$
$C_{v3}$	啮合刚度周期变化量的影响系数	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_{v\gamma} - 1.56}$
$C_{v4}$	考虑由啮合刚度周期变化量所激励的扭振的影响系数	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\gamma} - 1.44}$
$C_{v5}$	超临界区内齿距偏差影响系数	0.47	0.47
$C_{v6}$	超临界区内齿廓偏差影响系数	0.47	$\frac{0.12}{\epsilon_{v\gamma} - 1.74}$
		$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2.5$ $\epsilon_{v\gamma} > 2.5$
$C_{v7}$	啮合刚度变化轮齿变形产生的分力的影响系数	0.75	$0.125\sin[\pi(\epsilon_{v\gamma} - 2)] + 0.875$ 1.0

② C 法的动载系数  $K_{V-C}$

a. 以代号 C 表示 GB/T 10095.1 精度等级。当  $C \leq 5$  时,  $K_{V-C} = 1.0 \sim 1.1$ , 取值偏大或偏小则须根据使用经验和实际能达到的精度来确定。

b.  $6 \leq C \leq 9$  时

$$K_{V-C} = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200v_{et}}} \right)^B$$

$$v_{et} = v_{mt} d_{e1,2} / d_{m1,2}$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(C - 5.0)^{0.667}$$

式中  $v_{et}$ ——分度锥大端切线速度, m/s。

给出精度等级, 按 GB/T 11365—1989 确定  $f_{pt}$  值后, 由下式换算和圆整成 GB/T 10095.1 的精度等级 C 值, 即

$$C = -0.5048 \ln(z) - 1.144 \ln(m_n) + 2.852 \ln(f_{pt}) + 3.32$$

式中  $z$ ——小轮或大轮齿数, 用计算得 C 值大的齿数。

精度等级为 C 时, 分度锥大端切线速度的最大值  $v_{etmax}$  (m/s) 由下式求得

$$v_{etmax} = [A + (14 - C)]^2 / 200$$

(4) 齿向载荷系数  $K_{H\beta}$  和  $K_{F\beta}$

齿向载荷分布受到轮齿的鼓形量、失配修形量和受力后产生变形的影响。

在接触强度计算中,  $K_{H\beta}$  为单位齿宽最大载荷与平均载荷之比。在弯曲强度计算中,  $K_{F\beta}$  为最大齿根应力与平均齿根应力之比。

在 GB/T 10062 中, 未给出 B 法  $K_{H\beta}$  和  $K_{F\beta}$  系数的计算公式和取值方法。在 KN3030 标准中,  $K_{H\beta}$  和  $K_{F\beta}$  的取值与 GB/T 10062 中 C 法相同。建议 B 法  $K_{H\beta}$  和  $K_{F\beta}$  两系数取值与 C 法相同。

① 接触强度计算的  $K_{H\beta}$

$b_e^* > 0.85$  时,  $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta-be}$ 。

$b_e^* \leq 0.85$  时,  $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta-be} (0.85 / b_e^*)$

上面两式不能用于无鼓形量的齿轮。式中装配系数  $K_{H\beta-be}$  按表 5-71 选取。

表 5-71 装配系数  $K_{H\beta-be}$

接触区检验的条件	大小轮装配条件		
	两轮均双支承跨装	一轮双支承跨装	两轮均悬臂安装
每对齿轮都装到箱体座孔中满载检验	1.00	1.00	1.00
每对齿轮都在轻载下检验	1.05	1.10	1.25
齿轮副抽样满载检验	1.20	1.32	1.50

② 弯曲强度计算的  $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F0}$$

$K_{F0}$  为齿线的曲率系数, 与齿线曲率和螺旋角有关, 按下面公式计算。

a. 曲线齿锥齿轮

$$K_{F0} = 0.211(r_0 / R_m)^2 + 0.789$$

$$q=0.279/\lg(\sin\beta_m)$$

式中  $r_f$ ——刀盘名义半径, mm;

$R_m$ ——参考点分度锥距, mm。

若  $K_{F0}$  的计算值大于 1.15, 取  $K_{F0}=1.15$ ; 若  $K_{F0}$  计算值小于 1.0, 取  $K_{F0}=1.0$ 。

b. 直齿和零度锥齿轮  $K_{F0}=1$ 。

(5) 齿间载荷系数  $K_{Ha}$  和  $K_{Fa}$ 。

$K_{Ha}$  和  $K_{Fa}$  是考虑同时啮合各对轮齿间载荷分配不均匀的系数。若干对齿啮合时, 总切向力的分配与齿轮的精度等级和总切向力数值有关。 $K_{Ha}$  用于接触强度计算;  $K_{Fa}$  用于弯曲强度计算。

① B 法的  $K_{Ha-B}$  和  $K_{Fa-B}$

a. 锥齿轮的端面当量齿轮总重合度  $\epsilon_{vy} \leq 2$  时

$$K_{Ha-B} = K_{Fa-B} = \frac{\epsilon_{vy}}{2} \left[ 0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b} \right]$$

$$F_{mH} = F_m K_A K_V K_{H\beta}$$

式中  $c_y$ ——啮合刚度, 其近似值为  $c_y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ ;

$f_{pt}$ ——为两齿轮中齿距极限偏差的最大值,  $\mu\text{m}$ ;

$y_a$ ——跑合留量,  $\mu\text{m}$ 。

b. 锥齿轮的端面当量齿轮总重合度  $\epsilon_{vy} > 2$  时

$$K_{Ha-B} = K_{Fa-B} = 0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{vy} - 1)}{\epsilon_{vy}}}$$

c.  $K_{Ha-B}$  和  $K_{Fa-B}$  的界限

当  $K_{Ha-B} < 1$  时, 取  $K_{Ha}=1$ ;  $K_{Fa-B} < 1$  时, 取  $K_{Fa}=1$ 。

$K_{H\max} = \epsilon_{vy}/(\epsilon_{va} Z_{LS}^2)$ ,  $Z_{LS}$  见本章 5.9.3 节;  $K_{F\max} = \epsilon_{vy}/(\epsilon_{va} Y_\epsilon)$ ,  $Y_\epsilon$  见本章 5.9.4 节。

当  $K_{Ha} > K_{H\max}$  时, 取  $K_{Ha} = K_{H\max}$ ;  $K_{Fa} > K_{F\max}$  时, 取  $K_{Fa} = K_{F\max}$ 。

② C 法的  $K_{Ha-C}$  和  $K_{Fa-C}$  按表 5-72, 根据 GB/T 10095.1 的齿轮精度等级 C 选取  $K_{Ha-C}$  和  $K_{Fa-C}$  值。

表 5-72 C 法的齿间载荷系数  $K_{Ha-C}$  和  $K_{Fa-C}$

载荷比 $F_{kb}$			$\geq 100\text{N/mm}$							$< 100\text{N/mm}$
GB/T 10095.1 的齿轮精度等级 C			6 级和 6 级以上	7	8	9	10	11	12	所有精度等级
硬 齿 面	直齿锥齿轮	$K_{Ha} \cdot C$	1.0		1.1	1.2	取 $1/Z_{LS}^2$ 和 1.2 中的较大值			
		$K_{Fa} \cdot C$					取 $1/Y_\epsilon$ 和 1.2 中的较大值			
	曲线齿锥齿轮	$K_{Ha} \cdot C$	1.0	1.1	1.2	1.4	取 $\epsilon_{van}$ 和 1.4 中的较大值			
		$K_{Fa} \cdot C$								
软 齿 面	直齿锥齿轮	$K_{Ha} \cdot C$	1.0		1.1	1.2	取 $1/Z_{LS}^2$ 和 1.2 中的较大值			
		$K_{Fa} \cdot C$					取 $1/Y_\epsilon$ 和 1.2 中的较大值			
	曲线齿锥齿轮	$K_{Ha} \cdot C$	1.0	1.1	1.2	1.4	取 $\epsilon_{van}$ 和 1.4 中的较大值			
		$K_{Fa} \cdot C$								

注:  $\epsilon_{v\alpha n}$  为法面当量齿轮重合度。

### 5.9.3 接触强度计算的相关系数

(1) 影响齿面接触应力基本值的系数

① 节点区域系数  $Z_H$   $Z_H$  考虑了节点处齿廓曲率对接触应力的影响。

$$Z_H = 2\sqrt{\cos\beta_{vb}/\sin 2\alpha_{vt}}$$

式中  $\beta_{vb}$ ——端面当量齿轮的基圆螺旋角；

$\alpha_{vt}$ ——端面当量齿轮的端面压力角。

② 中点区域系数  $Z_{M-B}$   $Z_{M-B}$  把节点的  $Z_H$ ，也就是把节点的接触应力折算到小轮单对齿啮合内界点 B 和中点 M 之间载荷作用点处的系数

$$Z_{M-B} = \frac{\tan\alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right]\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$$

式中的  $F_1$  和  $F_2$  按表 5-73 中的公式计算。

表 5-73 计算中点区域系数所用的  $F_1$  和  $F_2$

$\epsilon_{vb}$	$F_1$	$F_2$
$\epsilon_{vb} = 0$	2	$2(\epsilon_{va} - 1)$
$0 < \epsilon_{vb} < 1$	$2 + (\epsilon_{va} - 2)\epsilon_{vb}$	$2\epsilon_{va} - 2 + (2 - \epsilon_{va})\epsilon_{vb}$
$\epsilon_{vb} > 1$	$\epsilon_{va}$	$\epsilon_{va}$

③ 弹性系数  $Z_E (\sqrt{\text{MPa}})$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

对于钢材：弹性模量  $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ ；泊松比  $\nu = 0.3$ 。

④ 载荷分配系数  $Z_{LS}$  考虑到载荷在两对齿或多对齿之间分配。

当  $\epsilon_{vy} \leq 2$  时， $Z_{LS} = 1$ 。

当  $\epsilon_{vy} > 2$  和  $\epsilon_{vb} > 1$  时， $Z_{LS} = \left\{ 1 + 2[1 - (2/\epsilon_{vy})^{1.5}] \sqrt{1 - 4/\epsilon_{vy}^2} \right\}^{-0.5}$ 。

⑤ 螺旋角系数  $Z_\beta$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_m}$$

⑥ 锥齿轮系数  $Z_K$

$$Z_K = 0.8$$

(2) 影响许用接触应力的系数

① 尺寸系数  $Z_X$

$$Z_X = 1$$

② 润滑油膜影响系数  $Z_L$ 、 $Z_v$  和  $Z_R$  一对齿轮中两轮材料硬度不同时按软材料硬度取值。

a. B 法的  $Z_L$ 、 $Z_v$  和  $Z_R$  润滑剂系数  $Z_L$

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$$

或者

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1.2 + 80/\nu_{30})^2}$$

式中  $C_{ZL} = 0.08 \left( \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) + 0.83$

$\sigma_{Hlim} < 850 \text{ MPa}$  时, 以  $850 \text{ MPa}$  计;  $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ MPa}$  时, 以  $1200 \text{ Pa}$  计。

$\nu_{10}$  和  $\nu_{30}$  分别为在  $40^\circ\text{C}$  和  $50^\circ\text{C}$  时润滑油的名义运动黏度, 单位为  $\text{mm}^2/\text{s}$ 。

速度系数  $Z_v$

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1 - C_{Zv})}{(0.8 + 32/u_{rel})^{0.5}}$$

式中  $C_{Zv} = 0.08 \left( \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) + 0.85$

$\sigma_{Hlim}$  的取值与计算  $C_{ZL}$  时相同。

粗糙度系数  $Z_R$

$$Z_R = (3/R_{Z10})^{C_{ZR}}$$

式中  $R_{Z10} = 0.5(R_{Z1} + R_{Z2})\sqrt[3]{10/\rho_{red}}$

$$\rho_{red} = \frac{a_v \sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_b} \left[ \frac{u_v}{(1 + u_v)^2} \right]$$

$$C_{ZR} = 0.12 + (1000 - \sigma_{Hlim})/5000$$

$R_{Z1}$ ,  $R_{Z2}$ ——小轮和大轮齿面微观不平度十点平均高度,  $\mu\text{m}$ , 若粗糙度以齿面轮廓算术平均值  $R_a$  给出, 可近似取  $R_z \approx 6R_a$ 。

$a_v$ ——参考点端面当量齿轮中心距,  $\text{mm}$ ;

$\rho_{red}$ ——相对曲率半径,  $\text{mm}$ 。

计算  $C_{ZR}$  时,  $\sigma_{Hlim}$  取值与计算  $C_{ZL}$  时相同。

b. C 法的  $Z_{LVR} = Z_L Z_v Z_R$

调质钢铰齿的齿轮:  $Z_{LVR} = 0.85$ 。

铣齿后研齿的齿轮:  $Z_{LVR} = 0.92$ 。

淬硬后磨齿或硬齿面刮削的齿轮:

$R_{Z10} \leq 4\mu\text{m}$  时,  $Z_{LVR} = 1.0$ ;

$R_{Z10} > 4\mu\text{m}$  时,  $Z_{LVR} = 0.92$ 。

若不能满足上面条件, 则按 B 法分别求  $Z_L$ 、 $Z_v$  和  $Z_R$ 。

③ 工作硬化系数  $Z_w$

$$Z_w = 1.2 - (\text{HB} - 130)/1700$$

式中 HB——齿轮副中较软齿轮齿面的布氏硬度值。

当  $\text{HB} < 130$  时,  $Z_w = 1.2$ ;  $\text{HB} > 470$  时  $Z_w = 1$ , 否则按上式计算  $Z_w$  值。

④ 接触强度寿命系数 (见表 5-74)

#### 5.9.4 弯曲强度计算的相关系数

##### 5.9.4.1 影响齿根应力基本值的系数

(1) 按 B 法计算

表 5-74 接触强度寿命系数  $Z_{NT}$ 

材料及热处理		载荷循环次数 $N_L$	寿命系数 $Z_{NT}$
结构钢 ( $\sigma_b < 800\text{MPa}$ )、调质钢 ( $\sigma_b \geq 800\text{MPa}$ )、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)、可锻铸铁 (珠光体)、渗碳淬火钢、火焰淬火和感应淬火钢	允许一定点蚀	$N_L \leq 6 \times 10^5$ , 静强度	1.6
		$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$ , 持久寿命	$1.3 \times (10^7 / N_L)^{0.0738}$
		$10^7 < N_L \leq 10^9$ , 持久寿命	$(10^9 / N_L)^{0.057}$
		$10^9 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(10^9 / N_L)^{0.0706}$
		$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命	0.85
结构钢 ( $\sigma_b < 800\text{MPa}$ )、调质钢 ( $\sigma_b \geq 800\text{MPa}$ )、球墨铸铁 (珠光体、贝氏体)、可锻铸铁 (珠光体)、渗碳淬火钢、火焰淬火钢和感应淬火钢	不允许点蚀	$N_L \leq 10^5$ , 静强度	1.6
		$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$ , 持久寿命	$(5 \times 10^7 / N_L)^{0.0756}$
		$5 \times 10^7 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(5 \times 10^7 / N_L)^{0.0306}$
		$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命	0.85
		润滑、材料和制造俱佳, 有使用经验	1.0
灰铸铁、球墨铸铁 (铁素体)、渗氮处理的渗氮钢和调质钢		$N_L \leq 10^5$ , 静强度	1.3
		$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$ , 持久寿命	$(2 \times 10^6 / N_L)^{0.0875}$
		$2 \times 10^6 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(2 \times 10^6 / N_L)^{0.0191}$
		$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命	0.85
		润滑、材料和制造俱佳, 有使用经验	1.0
氮碳共渗处理的调质钢		$N_L \leq 10^5$ , 静强度	1.1
		$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$ , 持久寿命	$(2 \times 10^6 / N_L)^{0.0318}$
		$2 \times 10^6 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(2 \times 10^6 / N_L)^{0.0191}$
		$N_L = 10^{10}$	0.85
		润滑、材料和制造俱佳, 有使用经验	1.0

① 齿形系数  $Y_F$ 。按  $30^\circ$  切线法确定危险截面, 取齿顶加载法, 在齿的受拉侧只考虑弯曲应力。

a. 展成法加工成齿轮的齿形系数 (见表 5-75)

表 5-75 展成法加工成齿轮的齿形系数

序号	名称	代号/单位	计算公式和说明
1		$E/\text{mm}$	$E = (\frac{\pi}{4} \pm \frac{x_{11}}{2}) m_n + h_{a0} \tan \alpha_n - [\rho_{a0}(1 - \sin \alpha_n) - s_{pr}] / \cos \alpha_n$
2		$G$	$G = \rho_{a0} / m_n - h_{a0} / m_n \pm x_1$
3		$H$	$H = 2(\pi/2 - E/m_n) / z_{vn} - \pi/3$
4		$\theta/\text{rad}$	$\theta = 2G \tan \theta / z_{vn} - H$
5	危险截面弦齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_{vn} \sin(\frac{\pi}{3} - \theta) + \sqrt{3}(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{a0}}{m_n})$
6	危险截面处齿根圆角半径与模数比	$\frac{\rho_F}{m_n}$	$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{a0}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{vn} \cos^2 \theta - 2G)}$
7	齿顶法向压力角	$\alpha_{an}/(^{\circ})$	$\alpha_{an} = \arccos(d_{vn}/d_{va})$
8	法向齿顶圆齿厚半角	$\psi_{ha}/(^{\circ})$	$\psi_{ha} = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{1}{z_{vn}} \left[ \frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha_n + x_{11}) \right] + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{an} \right\}$



续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明
9	法向载荷作用角	$\alpha_{Fan} / (^{\circ})$	$\alpha_{Fan} = \alpha_n + \psi_{an}$
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{s_{v2}}{2} \left[ \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fan}} - \cos \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0.5 \left( \frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{i}{\cos \theta} \right)$
11	齿形系数	$Y_{Fa}$	$Y_{Fa} = \frac{6 \left( \frac{h_{Fa}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fan}}{\left( \frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$

注：1. 双符号项，小轮 1 用上面符号，大轮 2 用下面符号。

2.  $x_{11}$  为切向变位系数代号（见 GB/T 2821—1992），在 ISO 10300-1 中代号为  $x_{sm}$ ，两者之间的关系为  $x_{11} = 2x_{sm}$ 。

3.  $s_{pr}$  为考虑刀顶部的凸台，不带凸台的刀具，计算  $E$  的公式中  $s_{pr} = 0$ 。

4. 迭代求解  $\theta$  值时，取初值  $\theta = \pi/6$ 。

b. 成形法加工成齿轮的齿形系数 半展成锥齿轮副，以直线刀刃用成形法加工大齿轮 2，其齿形系数可由下面公式计算。

(a)  $30^{\circ}$  切线切点处齿廓曲率半径  $\rho_{T2}$  (mm)

$$\rho_{T2} = \rho_{a02}$$

$\rho_{a02}$  为大轮刀顶圆角半径。

(b) 危险截面齿厚  $s_{Fn2}$  (mm)

$$s_{Fn2} = \pi m_n - 2E - 2\rho_{a02} \cos 30^{\circ}$$

式中  $E$  按表 5-75 的公式计算。

(c) 弯曲力臂  $h_{Fa2}$  (mm)

$$h_{Fa2} = h_{a02} - \rho_{a02}/2 + h_a^* m_n - \left( \frac{\pi}{4} + \frac{x_{11}}{2} - h_a^* \tan \alpha_n \right) m_n \tan \alpha_n$$

(d) 齿形系数  $Y_{Fa2}$

$$Y_{Fa2} = (6h_{Fa2}/m_n) / (s_{Fn2}/m_n)^2$$

② 应力修正系数  $Y_{Sa}$

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_s) q_s \left( \frac{1}{1.21 + 0.13L_s} \right)$$

式中  $L_s = s_{Fn}/h_{Fa}$

$$q_s = s_{Fn}/(2\rho_F) \quad (5-32)$$

$Y_{Sa}$  计算公式适用于  $1 \leq q_s < 8$ 。

③ 重合度系数  $Y_\epsilon$   $Y_\epsilon$  是将载荷作用于齿顶时的齿根应力，换算成载荷作用于单对齿啮合区上界点时的齿根应力的系数。

a.  $\epsilon_{vp} = 0$

$$Y_\epsilon = 0.25 + 0.75/\epsilon_{va} \geq 0.625$$

b.  $0 < \epsilon_{vp} \leq 1$

$$Y_\epsilon = 0.25 + 0.75/\epsilon_{va} - \epsilon_{vp}(0.75/\epsilon_{va} - 0.375) \geq 0.625$$

c.  $\epsilon_{vp} > 1$

$$Y_\epsilon = 0.625$$

④ 锥齿轮系数  $Y_K$

$$Y_K = \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_{bm}}{2b} \right)^2 \frac{b}{l'_{bm}}$$

$$l'_{bm} = l_{bm} \cos \beta_{vb}$$

⑤ 载荷分配系数  $Y_{LS}$

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2$$

(2) B2 法弯曲强度计算的系数  $Y_J$  和  $Y_A$

① 锥齿轮弯曲强度计算几何系数  $Y_J$

$$Y_J = \frac{2r_{my0} b_{ce} m_{mt} Y_K}{d_v b m_{et} \epsilon_N Y_i}$$

a. 载荷作用点的端面半径  $r_{my0}$  (mm)  $r_{my0}$  为参考点端面当量齿轮的载荷作用点半径。

(a) 椭圆接触区中心至接触线的距离  $y_J$  (mm) 弧齿锥齿轮:

$\epsilon_{v\gamma} \leq 2.0$  时

$$y_J = p_{vb} \cos \beta_{vb} - g_\gamma / 2$$

$$g_\gamma = [(g_{van} \cos^2 \beta_{vb})^2 + (b \sin \beta_{vb})^2]^{0.5}$$

$\epsilon_{v\gamma} > 2.0$  时

$$y_J = 0$$

静载直齿锥齿轮和零度锥齿轮 (齿顶加载):

$$y_J = g_\gamma / 2$$

(b) 最大弯曲应力的载荷的作用点 参考点处的法截面内, 从节点到最大弯曲应力载荷作用点的距离  $y_3$  (mm) 由下面公式求得。

弧齿锥齿轮

$$y_3 = g_{van} / 2 + (g_{van}^2 y_J \cos^2 \beta_{vb} \pm b g_{van} g_J K' \sin \beta_{vb}) / g_\gamma^2$$

$$K' = (z_2 - z_1) / (3.2 z_2 + 4 z_1)$$

$$g_J = (g_\gamma^2 - 4 y_J^2)^{0.5}$$

式中, 两轮凹面用“+”号; 两轮凸面用“-”号。

直齿和零度锥齿轮

$$y_3 = g_{van} / 2 + g_{van}^2 y_J / g_\gamma^2$$

(c)  $g''_0$  (mm) 弧齿锥齿轮

$$g''_0 = b (g_{van} g_J K' \cos^2 \beta_{vb} \mp b y_J \sin \beta_{vb}) / g_\gamma^2$$

式中, 齿的凹面用“-”符号, 齿的凸面用“+”符号。

直齿和零度锥齿轮

$$g''_0 = b g_{van} g_J K' / g_\gamma^2$$

(d) 法向载荷作用角  $\alpha_h$  (°)

$$\alpha_h = \alpha_L - \xi_h$$

$$\tan \alpha_{L1,2} = \frac{y_{31,2} + a_{vn} \sin \alpha_n - 0.5 (d_{van2,1}^2 - d_{vbn2,1}^2)^{0.5}}{0.5 d_{vbn1,2}}$$

$$\xi_h = \frac{180}{\pi} \left( \frac{s_{mn}}{a_{vn}} - \operatorname{inv} \alpha_L + \operatorname{inv} \alpha_n \right)$$

式中  $\alpha_{L1,2}$ ——载荷作用点的法向压力角, ( $^{\circ}$ );

$\xi_b$ ——法面当量齿轮载荷作用点齿厚半角, ( $^{\circ}$ );

$a_{vn}$ ——法面当量齿轮中心距, mm;

$s_{mn}$ ——参考点法向分度圆齿厚, mm。

下标“1, 2”和“2, 1”, 1表示小轮参数, 2表示大轮参数; 计算  $\alpha_{L1}$  时用前面下标, 计算  $\alpha_{L2}$  时用后面下标。

(e) 分度圆至载荷作用点的距离  $\Delta r_{y0}$  (mm)

$$\Delta r_{y0} = 0.5(d_{vb1}/\cos\alpha_b - d_{vn})$$

(f) 载荷作用点半径  $r_{my0}$  (mm)

$$r_{my0} = 0.5d_v[(R_m + g''_0)/R_m] + \Delta r_{y0}$$

b. 含应力修正的齿形系数  $Y_K$

(a) 危险截面齿厚之半 (mm)

$$s_N = 0.5d_{vn}\sin\xi - \rho_{a0}\cos\tau - g_{zb} \quad (5-33)$$

$$\tau = \arctan(g_{za}/g_{zb})$$

$$g_{za} = g_{yb}\cos\xi - g_{xb}\sin\xi$$

$$g_{zb} = g_{yb}\sin\xi + g_{xb}\cos\xi$$

$$g_{xb} = g_{f0} - g_0$$

$$g_{yb} = h_{tm} - \rho_{a0}$$

$$\xi = 360g_{f0}/(\pi d_{vn}) \quad (5-34)$$

(b) 弯曲力臂  $h_N$  (mm)

$$h_N = \Delta r_{y0} + 0.5d_{vn}(1 - \cos\xi) + \rho_{a0}\sin\tau + g_{za} \quad (5-35)$$

(c)  $s_N$  和  $h_N$  的迭代求解 给出初值

$$g_{f0} = g_0 + g_{yb}$$

$$g_0 = 0.5s_{mn} + h_{tm}\tan\alpha_n + \rho_{a0}\left(\frac{1 - \sin\alpha_n}{\cos\alpha_n}\right)$$

由式 (5-34) 求出  $\xi$  之后, 由式 (5-33) 和式 (5-35) 求得  $s_N$  和  $h_N$ , 要求

$$s_N/(h_N\tan\tau) = 2.0 \pm 0.001 \quad (5-36)$$

当不满足式 (5-36) 要求时, 进行下一次计算, 取

$$g_{f0(2)} = g_{f0(1)} + \Delta g_{f0}$$

通常可取  $\Delta g_{f0} \approx 0.005m_{et}$ , 有时须根据实际计算情况对  $\Delta g_{f0}$  值加以调整。

(d) 齿形系数  $Y$

$$Y = \frac{2}{3} \left[ \frac{1}{m_{et} \left( \frac{1}{x_N} - \frac{\tan\alpha_b}{3s_N} \right)} \right]$$

式中  $x_N$ ——轮齿强度系数,  $x_N = s_N^2/h_N$ 。

(e) 应力集中和应力修正系数  $Y_f$

$$Y_f = L + \left(\frac{2s_N}{r_{mf}}\right)^M \left(\frac{2s_N}{h_N}\right)^O$$

$$L = 0.325\,454\,5 - 0.007\,272\,7\alpha_n$$

$$M = 0.331\,818\,2 - 0.009\,090\,9\alpha_n$$

$$O = 0.268\,181\,8 + 0.009\,090\,9\alpha_n$$

$$r_{mf} = \frac{(h_{fm} - \rho_{a0})^2}{0.5d_{va} + h_{fm} - \rho_{a0}} + \rho_{a0}$$

式中  $\alpha_n$ ——法向压力角, ( $^\circ$ );

$r_{mf}$ ——齿根圆弧半径, mm。

(f) 含应力修正的齿形系数  $Y_K$

$$Y_K = Y/Y_f$$

c. 载荷分配率  $\epsilon_N$

(a) 弧齿锥齿轮

$$\epsilon_N = g_J^3/g_J'^3$$

式中

$$g_J'^3 = g_J^3 + \sum_{k=1}^z [g_J^2 - 4kp_{vb}\cos\beta_{vb}(kp_{vb}\cos\beta_{vb} + 2y_J)]^{3/2} + \sum_{k=1}^y [g_J^2 - 4kp_{vb}\cos\beta_{vb}(kp_{vb}\cos\beta_{vb} - 2y_J)]^{3/2}$$

上式展开后各项均应为实数 (即根号内为正值), 略去虚数项。大多数情况下  $x$  和  $y$  不大于 2。

(b) 承受静载荷的直齿和零度锥齿轮

$$\epsilon_N = 1.0$$

d. 惯性系数  $Y_i$

(a)  $\epsilon_{vy} < 2.0$  时,  $Y_i = 2/\epsilon_{vy}$

(b)  $\epsilon_{vy} \geq 2.0$  时,  $Y_i = 1.0$

e. 计算有效齿宽  $b_{ce}$  (mm)

$$b_{ce} = h_N \cos\beta_m \left[ \arctan\left(\frac{\Delta b_i}{h_N}\right) + \arctan\left(\frac{\Delta b_e}{h_N}\right) \right] \frac{\pi}{180} + g_K$$

式中  $g_K = bg_{van}g_J \cos^2\beta_{vb}/g_J^2$

$$\Delta b'_i = (b - g_K)/(2\cos\beta_m) + g''_0/\cos\beta_m$$

$$\Delta b'_e = (b - g_K)/(2\cos\beta_m) - g''_0/\cos\beta_m$$

$\Delta b'_i$  为小端增量,  $\Delta b'_e$  为大端增量。

当  $\Delta b'_i > 0$  和  $\Delta b'_e > 0$  时:  $\Delta b_i = \Delta b'_i$ ;  $\Delta b_e = \Delta b'_e$ 。

当  $\Delta b'_i > 0$  和  $\Delta b'_e < 0$  时:  $\Delta b_i = (b - g_K)/\cos\beta_m$ ;  $\Delta b_e = 0$ 。

当  $\Delta b'_i < 0$  和  $\Delta b'_e > 0$  时:  $\Delta b_i = 0$ ;  $\Delta b_e = (b - g_K)/\cos\beta_m$ 。

② 锥齿轮的修正系数 引入修正系数  $Y_A$  的目的是使 B2 法计算得到齿根应力基本值与 B1 法一致, 以便能够用 ISO 6336 第 3 部分的计算方法。

a. 修正系数  $Y_A$  的近似值 按  $m_n=5\text{mm}$ , 标准值  $\alpha_n=20^\circ$  和  $\beta_m=35^\circ$ , 对  $z_1 \geq 15$ 、材料为渗碳淬火钢的齿轮进行计算, 得到  $Y_A$  的近似值

$$Y_A=1.2$$

b. 修正系数  $Y_A$  的计算公式 B1 法的弯曲强度计算以 ISO 6336 第 3 部分的方法为基础。B2 法以格利森法为基础, 主要差别在于 B2 法不仅考虑到齿的受拉侧的弯曲应力, 而且还考虑到压缩应力。除此之外, 应力修正系数也不相同。为使 B2 法计算结果与 B1 法一致, 修正系数可按下式计算

$$Y_A=\frac{Y_t}{2.3[1-s_N\tan\alpha_h/(3h_N)]}$$

5.9.4.2 影响许用齿根应力的系数

(1) 相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta\text{relT}}$

① B1 法

$$Y_{\delta\text{relT}}=(1+\sqrt{\rho'x^*})/(1+\sqrt{\rho'_1x_1^*})$$

$$x^*=(1+2q_s)/5$$

$$x_1^*=1.2$$

式中  $q_s$  — 齿根圆角参数 [见式 (5-32)];  
 $\rho'$ ——材料滑移层厚度 (见表 5-76), mm。

表 5-76 材料滑移层厚度  $\rho'$

序号	材 料	材料强度 $\sigma_b/\text{MPa}$	材料滑移层 厚度 $\rho'/\text{mm}$	序号	材 料	材料强度 $\sigma_b/\text{MPa}$	材料滑移层 厚度 $\rho'/\text{mm}$
1	灰铸铁	150	0.314 2	6	调质钢	500	0.028 1
2	灰铸铁及球墨铸铁	300	0.309 5	7	调质钢	600	0.019 4
3	气体或液体渗氮调质钢		0.100 5	8	调质钢	800	0.006 4
4	结构钢	300	0.083 3	9	调质钢	1 000	0.001 4
5	结构钢	400	0.044 5	10	渗碳淬火钢		0.003 0

② B2 法 此法用于工业用齿轮已经够精确。  
 $q_s \geq 1.5$  时,  $Y_{\delta\text{relT}}=1.0$ ;  $q_s > 2.5$  时, 此式得到的结果偏安全。  
 $q_s < 1.5$  时,  $Y_{\delta\text{relT}}=0.95$ 。

(2) 相对齿根表面状况系数  $Y_{\text{RelT}}$

① B1 法 B1 法的  $Y_{\text{RelT}}$  值按表 5-77 中的公式计算。

表 5-77 B1 法  $Y_{\text{RelT}}$  的推荐值或计算公式

材 料	$R_z < 1\mu\text{m}$	$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$
调质钢或渗碳淬火钢	$Y_{\text{RelT}}=1.12$	$Y_{\text{RelT}}=1.674-0.529(R_z+1)^{0.1}$
结构钢	$Y_{\text{RelT}}=1.07$	$Y_{\text{RelT}}=5.306-4.203(R_z+1)^{0.01}$
灰铸铁与渗氮钢	$Y_{\text{RelT}}=1.025$	$Y_{\text{RelT}}=4.299-3.259(R_z+1)^{0.005}$

② B2 法 齿根的  $R_z \leq 16\mu\text{m}$  时,  $Y_{\text{RelT}}=1.0$ ; 当  $R_z < 10\mu\text{m}$  时, 此式得到的结果偏安全。

(3) 尺寸系数  $Y_X$

$Y_X$  可按表 5-78 的公式计算和取值。

表 5-78 尺寸系数  $Y_x$  的计算公式和取值范围

材 料	$Y_x$ 的计算公式	$Y_x$ 的取值范围
结构钢、调质钢、球墨铸铁和珠光体可锻铸铁	$Y_x = 1.03 - 0.006m_n$	$0.85 \leq Y_x \leq 1.0$
表面硬化钢	$Y_x = 1.05 - 0.01m_n$	$0.80 \leq Y_x \leq 1.0$
灰铸铁	$Y_x = 1.075 - 0.015m_n$	$0.70 \leq Y_x \leq 1.0$

(4) 试验齿轮应力修正系数  $Y_{ST}$

按 GB/T 3480—1997 选取  $\sigma_{Flim}$  时,  $Y_{ST} = 2$ 。

(5) 弯曲疲劳寿命系数  $Y_{NT}$  (见表 5-79)

表 5-79 弯曲疲劳寿命系数  $Y_{NT}$ 

材料及热处理	载荷循环次数 $N_L$	寿命系数 $Y_{NT}$
调质钢( $\sigma_b \geq 800\text{MPa}$ )、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、可锻铸铁(珠光体)	$N_L \leq 10^3$ , 静强度	2.5
	$10^3 < N_L < 3 \times 10^6$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$
	$N_L = 3 \times 10^6$ , 持久寿命	1.0
	$3 \times 10^6 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$
	$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命 材料与制造俱佳, 有使用经验	0.85 1.0
渗碳淬火钢、火焰或感应淬火钢、球墨铸铁	$N_L \leq 10^3$ , 静强度	2.5
	$10^3 < N_L < 3 \times 10^6$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.115}$
	$N_L = 3 \times 10^6$ , 持久寿命	1.0
	$3 \times 10^6 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$
	$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命 材料与制造俱佳, 有使用经验	0.85 1.0
结构钢( $\sigma_b < 800\text{MPa}$ )、渗氮处理的渗氮钢、灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)	$N_L = 10^3$ , 静强度	1.6
	$10^3 < N_L < 3 \times 10^6$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.05}$
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$3 \times 10^6 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$
	$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命 材料与制造俱佳, 有使用经验	0.85 1.0
氮碳共渗处理的调质钢	$N_L \leq 10^3$ , 静强度	1.1
	$10^3 < N_L < 3 \times 10^6$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.012}$
	$N_L = 3 \times 10^6$ , 持久寿命	1.0
	$3 \times 10^6 < N_L < 10^{10}$ , 持久寿命	$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$
	$N_L = 10^{10}$ , 持久寿命 材料与制造俱佳, 有使用经验	0.85 1.0

## 5.10 直齿锥齿轮强度校核

推荐采用 GB/T 10062—2003 的 B1 法对直齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度进行校核;

用 GB/Z 6413—2003 积分温度法进行胶合承载能力计算。在强度校核之先, 应按本章 5.3 表 5-12~表 5-14 进行直齿锥齿轮的几何设计。本节算例的几何参数与本章 5.3 相同。

### 5.10.1 直齿锥齿轮强度校核的原始参数

(1) 强度校核原始参数表 (见表 5-80)

表 5-80 直齿锥齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称		代号/单位	算 例
1	传递功率		$P/\text{kW}$	
2	小轮转矩		$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	114
3	小轮转速		$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 000
4	有效齿宽系数		$b_*$	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮		20Cr, 渗碳淬火
6		大轮		
7	齿面硬度	小轮		58HRC
8		大轮		
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{Hlim1}/\text{MPa}$	1 370
10		大轮	$\sigma_{Hlim2}/\text{MPa}$	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{Flim1}/\text{MPa}$	380
12		大轮	$\sigma_{Flim2}/\text{MPa}$	
13	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	$7.86 \times 10^{-6}$
14		大轮	$\rho_2/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	
15	材料的弹性模量	小轮	$E_1/\text{MPa}$	$2.06 \times 10^5$
16		大轮	$E_2/\text{MPa}$	
17	材料的泊松比	小轮	$\nu_1$	0.3
18		大轮	$\nu_2$	
19	齿轮的精度等级			GB 11365—1989, 7 级
20	齿面粗糙度	小轮	$R_{a1}/\mu\text{m}$	6.3
21		大轮	$R_{a2}/\mu\text{m}$	
22	润滑油			100 (GB/T 5903—1995)
23	40℃ 时润滑油的名义运动黏度		$\nu_{40}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	100
24	使用场合			金属切削机床
25	使用寿命		/h	5 000 ( $N_{L1}=3 \times 10^8, N_{L2}=9.7 \times 10^7$ )

(2) 表 5-80 的说明

① 表 5-80 (1~3) 若给出传递功率  $P$  (kW) 和小轮转速  $n_1$  (r/min), 可由本章 5.9.2 的公式算出小轮转矩  $T_1$  (N·m)。

② 表 5-80 (4)  $b_*$  为有效齿宽与齿宽之比, 一般应用鼓形齿, 取  $b_*=0.85$ 。

③ 表 5-80 (9~12) 根据齿轮材料、热处理和齿面硬度, 由 GB/T 3480—1997 “渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法” (见本书第 2 章) 查得  $\sigma_{Hlim}$  和  $\sigma_{Flim}$  值。

④ 表 5-80 (20、21) 若给出齿面粗糙度为  $R_a$  时, 可近似地求得  $R_z \approx 6R_a$ 。

## 5.10.2 直齿锥齿轮的切向力及载荷系数

(1) 切向力及载荷系数计算表 (见表 5-81)

表 5-81 直齿锥齿轮的切向力及载荷系数

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮转矩	$T_1 / (\text{N} \cdot \text{m})$	见表 5-80(2)	114
2	参考点切向力	$F_{mt} / \text{N}$	$F_{mt} = 2000 T_1 / d_{m1}$	4 709.078
3	参考点切线速度	$v_{mt} / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{mt} = d_{m1} n_1 / 19\,098$	2.535 193
4	使用系数	$K_A$	根据工况按本书第 2 章的方法选取	1.25
动载荷系数 $K_v$				
5	有效齿宽	$b_e / \text{mm}$	$b_e = b_e^* b$	23.8
6		$F_{kb} / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$F_{kb} = F_{mt} K_A / b_e$	247.325 5
7	齿轮啮合刚度修正系数之一	$C_F$	$F_{kb} \geq 100$ 时, $C_F = 1$ $F_{kb} < 100$ 时, $C_F = F_{kb} / 100$	1
8	齿轮啮合刚度修正系数之二	$C_b$	$b_e^* \geq 0.85$ 时, $C_b = 1$ $b_e^* < 0.85$ 时, $C_b = b_e^* / 0.85$	1
9	轮齿的啮合刚度	$c_Y / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c_Y = 20 C_F C_b$	20
10	单对齿刚度	$c' / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c' = 14 C_F C_b$	14
11	诱导质量	$m_{redx} / \text{kg} \cdot \text{mm}^{-1}$	$m_{redx} = \frac{\pi \rho d_{m1}^2}{8 \cos^3 \alpha} \left( \frac{u^2}{1+u^2} \right)$	0.007 424
12	共振转速	$n_{E1} / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{redx}}}$	26 085.86
13	无量纲的基准速度	$N$	$N = n_1 / n_{E1}$	0.038 335
14		$A_p$	根据齿轮精度等级由表 5-68 查得	0.9
15		$C_p$		11.2
16	齿距极限偏差	$f_{pt} / \mu\text{m}$	$f_{pt} = A_p (m_m + 0.25 \sqrt{d_{m2}}) + C_p$	15.25
17	轮齿跑合量	$y_a / \mu\text{m}$	两质钢, $y_a = 160 f_{pt} / \sigma_{Hlim}$ 灰铸铁, $y_a = 0.275 f_{pt}$ 渗碳淬火钢和渗氮钢, $y_a = 0.075 f_{pt}$ 两种不同材料, $y_a = (y_{a1} + y_{a2}) / 2$	1.218 923
18	有效齿距偏差	$f_{pett} / \mu\text{m}$	$f_{pett} = f_{pt} - y_a$	15.033 389
19		$B_p$	$B_p = b f_{pett} c' / (F_{mt} K_A)$	1.001 145
20	$N \leq 1.25$ 时的 $C_{v1}$ 和 $C_{v2}$	$C_{v1}$	$C_{v1} = 0.32$	0.32
21		$C_{v2}$	$1 < \varepsilon_{va} \leq 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$ $\varepsilon_{va} > 2$ 时, $C_{v2} = 0.57 / (\varepsilon_{va} - 0.3)$	0.34
22	$N \leq 0.75$ 时的 $C_{v3}$	$C_{v3}$	$1 < \varepsilon_{va} \leq 2$ 时, $C_{v3} = 0.23$ $\varepsilon_{va} > 2$ 时, $C_{v3} = 0.096 / (\varepsilon_{va} - 1.56)$	0.23
23			$1 < \varepsilon_{va} \leq 2$ 时, $C_{v4} = 0.9$ $\varepsilon_{va} > 2$ 时, $C_{v4} = (0.57 - 0.05 \varepsilon_{va}) / (\varepsilon_{va} - 1.44)$	



续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
动载荷系数 $K_V$				
24	$N \geq 1.5$ 时的 $C_{v5}$ 、 $C_{v6}$ 和 $C_{v7}$	$C_{v5}$	$C_{v5} = 0.17$	
25		$C_{v6}$	$1 < \epsilon_{va} \leq 2$ 时, $C_{v6} = 0.47$	
			$\epsilon_{va} > 2$ 时, $C_{v6} = 0.12 / (\epsilon_{va} - 1.74)$	
26		$C_{v7}$	$1 < \epsilon_{va} \leq 1.5$ 时, $C_{v7} = 0.75$	
			$1.5 < \epsilon_{va} \leq 2.5$ 时, $C_{v7} = 0.125 \sin[\pi(\epsilon_{va} - 2)] + 0.875$	
			$\epsilon_{va} > 2.5$ 时, $C_{v7} = 1.0$	
27	动载系数	$K_V$	$N \leq 0.75$ 时, $K_V = N[B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3}] + 1$ $0.75 < N \leq 1.25$ 时, $K_V = B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1$ $N \geq 1.5$ 时, $K_V = B_p(C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7}$ $1.25 < N < 1.5$ 时, $K_V = K_{V(N=1.5)} + \frac{K_{V(N=1.25)} - K_{V(N=1.5)}}{0.25}(1.5 - N)$	1.034 147
齿向载荷系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 以及 $Z_{LS}$ 和 $Y_\epsilon$				
28	装配系数	$K_{H\beta-be}$	根据装配条件和接触区检验条件, 按表 5-71 选取	1.1
29	接触强度计算的齿向载荷系数	$K_{H\beta}$	$b_c^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta-be}$ $b_c^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta-be} / b_c^*$	1.65
30	齿线曲率系数	$K_{F0}$	$K_{F0} = 1$	1
31	弯曲强度计算的齿向载荷系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F0}$	1.65
32	接触强度计算的载荷分配系数	$Z_{LS}$	$Z_{LS} = 1$	1
33	重合度系数	$Y_\epsilon$	$Y_\epsilon = 0.25 + 0.75 / \epsilon_{va} \geq 0.625$	0.717 334
齿间载荷系数 $K_{Ha}$ 和 $K_{Fa}$				
34		$F_{mH}/N$	$F_{mH} = F_{m1} K_A K_V K_{H\beta}$	10 044.126
35	接触强度计算的齿间载荷系数	$K_{Ha}$	$\epsilon_{va} \leq 2$ 时, $K_{Ha} = \frac{\epsilon_{va}}{2} \left[ 0.9 + \frac{0.4c_T(f_{pt} - y_a)}{F_{mH/b}} \right]$ $\epsilon_{va} > 2$ 时, $K_{Ha} = 0.9 + \frac{0.4c_T(f_{pt} - y_a)}{F_{mH/b}} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{va} - 1)}{\epsilon_{va}}}$	0.991 208
36	弯曲强度计算的齿间载荷系数	$K_{Fa}$	$K_{Fa} = K_{Ha}$	0.991 208
37		$K_{H\alpha max}$	$K_{H\alpha max} = 1 / Z_{LS}^2$	1

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
齿间载荷系数 $K_{Ha}$ 和 $K_{Fa}$				
38		$K_{Fa\max}$	$K_{Fa\max} = 1/Y_1$	1.394 051
39		$K_{Ha}$	当 $K_{Ha} < 1$ 时, 取 $K_{Ha} = 1$ 当 $K_{Ha} > K_{Ha\max}$ 时, 取 $K_{Ha} = K_{Ha\max}$	1
40		$K_{Fa}$	当 $K_{Fa} < 1$ 时, 取 $K_{Fa} = 1$ 当 $K_{Fa} > K_{Fa\max}$ 时, 取 $K_{Fa} = K_{Fa\max}$	1

(2) 表 5-81 的说明

① 表 5-81 (16) 按参考点模数  $m_m$  和大轮参考点分度圆直径  $d_{m2}$  计算齿距极限偏差。

② 表 5-81 (17) 齿轮跑合量受圆周切线速度的限制, 详见表 5-69。

③ 表 5-81 (20~27) 根据不同的无量纲的基准速度  $N$  值, 用不同的公式计算  $K_v$  值。**5.10.3 直齿锥齿轮的齿面接触强度校核 (见表 5-82)**

表 5-82 中计算  $C_{ZL}$ 、 $C_{ZV}$  和  $C_{ZR}$  时,  $\sigma_{H\lim} < 800\text{MPa}$ , 则取  $\sigma_{H\lim} = 850\text{MPa}$ ;  $\sigma_{H\lim} > 1\,200\text{MPa}$  时, 则取  $\sigma_{H\lim} = 1\,200\text{MPa}$ 。

表 5-82 直齿锥齿轮的齿面接触强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	节点区域系数	$Z_H$	$Z_H = 2(1/\sin 2\alpha)^{0.5}$	2.494 573
2		$F_1$	$F_1 = 2$	2
3		$F_2$	$F_2 = 2(e_{va} - 1)$	1.209 692
4	中点区域系数	$Z_{M-B}$	$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{v1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{v2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$	0.987 357
5	弹性系数	$Z_E / \sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	$Z_\beta$	$Z_\beta = 1$	1
7	锥齿轮系数	$Z_K$	$Z_K = 0.8$	0.8
8	尺寸系数	$Z_X$	$Z_X = 1$	1
9		$C_{ZL}$	$C_{ZL} = 0.08 \left( \frac{\sigma_{H\lim} - 850}{350} \right) + 0.83$	0.91
10	润滑剂系数	$Z_L$	$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1-C_{ZL})}{(1.2+134/\nu_{40})^2}$	0.965 800
11		$C_{ZV}$	$C_{ZV} = 0.08 \left( \frac{\sigma_{H\lim} - 850}{350} \right) + 0.85$	0.93
12	速度系数	$Z_v$	$Z_v = C_{ZV} + \frac{2(1-C_{ZV})}{(0.8+32/\nu_{100})^{0.5}}$	0.968 213
13	小轮齿面微观不平度	$R_{a1} / \mu\text{m}$	$R_{a1} \approx 6R_{a1}$	6.3
14	大轮齿面微观不平度	$R_{a2} / \mu\text{m}$	$R_{a2} \approx 6R_{a2}$	6.3

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例
15	相对曲率半径	$\rho_{red}$ mm	$\rho_{red} = u, a, \sin \alpha (1 + u_v)^2$	7.881 230
16		$R_{z10}$	$R_{z10} = 0.5(R_z + R_z) \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}}$	6.820 390
17		$C_{ZR}$	$C_{ZR} = 0.12 \cdot (1\ 000 - \sigma_{H,lim}) / 5\ 000$	0.08
18	粗糙度系数	$Z_R$	$Z_R = (3 \cdot R_{z10})^{C_{ZR}}$	0.936 408
19	工作硬化系数	$Z_W$	HB < 130 时, $Z_W = 1.2$	1
			HB > 470 时, $Z_W = 1$	
			$130 \leq \text{HB} \leq 470$ 时, $Z_W = 1.2 - (\text{HB} - 130) / 1\ 700$	
20	接触疲劳寿命系数	$Z_{NT}$	由表 5-74 查得 $Z_{NT} = (10^6 / N_1)^{0.037}$	1.07
21	齿面中点接触线长	$l_{bm}$ mm	$l_{bm} = 2b\sqrt{\epsilon_{\alpha} - 1} \epsilon_{\alpha}$	27.137 953
22	齿面接触应力基本值	$\sigma_{H0}$ MPa	$\sigma_{H0} = Z_M Z_B Z_H Z_E Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}(u_v + 1)}{d_v l_{bm} u_v}}$	725.732 5
23	接触强度计算安全系数	$S_H$	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_L Z_V Z_R Z_W}{\sigma_{H0} (K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha})^{0.5}}$	1.211
24	许用接触强度最小安全系数	$S_{Hmin}$	根据要求的失效率由第 2 章查得	1

#### 5.10.4 直齿锥齿轮弯曲强度校核

(1) 弯曲强度校核表 (见表 5-83)

表 5-83 直齿锥齿轮的弯曲强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1		$E/\text{mm}$	$E = (\pi/4 \pm x_{t1}/2) m_m - h_{a0} \tan \alpha - \rho_{a0} (1 - \sin \alpha) / \cos \alpha$	0.379 156	0.417 380
2		$G$	$G = \rho_{a0} / m_m - h_{a0} / m_m \pm x_1$	-0.515 304	-1.335 304
3		$H$	$H = (\pi - 2E / m_m) / z_{v1} - \pi / 3$	-0.904 718	-1.032 577
4		$\theta/\text{rad}$	$\theta = 2G \tan \theta / z_{v1} - H$	0.846 374	1.010 463
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_F}{m_m}$	$\frac{s_F}{m_m} = z_{v1} \sin \left( \frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left( \frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{a0}}{m_m} \right)$	2.159 141	2.241 413
6	30°切线切点处齿廓曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_m}$	$\frac{\rho_F}{m_m} = \frac{\rho_{a0}}{m_m} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{v1} \cos^2 \theta - 2G)}$	0.356 495	0.392 336
7	齿顶压力角	$\alpha_a / (^\circ)$	$\alpha_a = \arccos (d_{vb1} / d_{vb2})$	34.576 412	20.938 137
8	齿顶圆齿厚半角	$\psi_a / (^\circ)$	$\psi_a = \frac{180}{\pi} \left\{ \frac{1}{z_{v1}} \left[ \frac{\pi}{2} \pm (2x_1 \tan \alpha + x_{t1}) \right] \pm \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right\}$	1.348 019	0.243 537
9	载荷作用角	$\alpha_{Fa} / (^\circ)$	$\alpha_{Fa} = \alpha_a - \psi_a$	33.228 393	20.694 600

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_m}$	$\frac{h_{Fa}}{m_m}=0.5z_v[\cos\alpha/\cos\alpha_{Fa}-\cos(\pi/3-\theta)]+0.5(\rho_{a0}/m_m-G/\cos\theta)$	1.958 027	1.892 164
11	齿形系数	$Y_{Fa}$	$Y_{Fa}=\frac{6(h_{Fa}/m_m)\cos\alpha_{Fa}}{(s_F/m_m)^2\cos\alpha}$	2.243 285	2.249 644
12		$L_s$	$L_s=s_F/h_{Fa}$	1.102 710	1.184 576
13		$q_s$	$q_s=0.5s_F/\rho_F$	3.028 283	2.856 497
14	应力修正系数	$Y_{Sa}$	$Y_{Sa}=(1.2+0.13L_s)q_s\left(\frac{1}{1.21+2.3L_s}\right)$	1.880 157	1.889 086
15		$l'_{bm}/\text{mm}$	$l'_{bm}=l_{bm}$	27.137 953	
16	锥齿轮系数	$Y_K$	$Y_K=\frac{b}{l'_{bm}}\left(\frac{1}{2}+\frac{l'_{bm}}{2b}\right)^2$	1.000 244	
17	载荷分配系数	$Y_{LS}$	$Y_{LS}=Z_{LS}^2$	1	
18	齿根应力基本值	$\sigma_{F0}/\text{MPa}$	$\sigma_{F0}=\frac{F_{mt}}{bm_m}Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\epsilon Y_K$	199.728 9	201.245 3
19	材料滑移层厚度	$\rho'/\text{mm}$	由表 5-76 查得	0.003	
20		$x^*$	$x^*=(1+2q_s)/5$	1.411 313	1.342 599
21	相对齿根圆角敏感系数	$Y_{\text{relT}}$	$Y_{\text{relT}}=(1+\sqrt{\rho'x^*})/(1+\sqrt{1.2\rho'})$	1.004 782	1.003 269
相对齿根表面状况系数					
22	调质钢与渗碳淬火钢	$Y_{\text{relT}}$	$R_z<1\mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}}=1.12$	1.024 202	
	$1\mu\text{m}\leq R_z\leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}}=1.674-0.529(R_z+1)^{0.1}$				
23	结构钢		$R_z<1\mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}}=1.07$		
	$1\mu\text{m}\leq R_z\leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}}=5.306-4.203(R_z+1)^{0.01}$				
24	灰铸铁渗氮钢		$R_z<1\mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{relT}}=1.025$		
	$1\mu\text{m}\leq R_z\leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{relT}}=4.299-3.259(R_z+1)^{0.005}$				
尺寸系数					
25	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	$Y_X$	$Y_X=1.03-0.006m_m$ $0.85\leq Y_X\leq 1.0$	$Y_X=1.0245 17$ 取 $Y_X=1$	
26	表面硬化钢		$Y_X=1.05-0.010m_m$ $0.80\leq Y_X\leq 1.0$		
27	灰铸铁		$Y_X=1.075-0.015m_m$ $0.70\leq Y_X\leq 1.0$		

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
尺寸系数					
28	试验齿轮应力修正系数	$Y_{ST}$	$Y_{ST}=2.0$	2.0	
29	弯曲疲劳寿命系数	$Y_{NT}$	由表 5-79 查得, $Y_{NT}=(3 \times 10^6 / N_1)^{0.02}$	0.912	0.933
30	弯曲强度计算安全系数	$S_F$	$S_F=\frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{SrelT} Y_{Srel\sigma} Y_X}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\sigma}}$	1.674	1.697
31	许用弯曲强度最小安全系数	$S_{Fmin}$	根据要求的失效率由第 2 章查得	1.25	

(2) 表 5-83 的说明

① 表 5-83 的公式中双符号项 小轮用上面符号, 大轮用下面符号。

② 表 5-83 (4)  $\theta$  值须迭代求解, 初值可取  $\theta=\pi/6\text{rad}$ 。

### 5.10.5 直齿锥齿轮的胶合承载能力计算

(1) 胶合承载能力计算表 (见表 5-84)

表 5-84 直齿锥齿轮的胶合承载能力计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
与当量齿轮相关的参数				
1	节点切线速度之和	$v_{\Sigma c}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{\Sigma c}=2v_{\text{int}} \cdot \sin \alpha$	1.734 2
2	节点处的相对曲率半径	$\rho_{\text{redc}}/\text{mm}$	$\rho_{\text{redc}}=a_v \sin \alpha \left[ \frac{u_v}{(1+u_v)^2} \right]$	7.881 0
3	小轮啮出啮合线长	$g_{v1}/\text{mm}$	$g_{v1,2}=0.5[(d_{a1,2}^2-d_{b1,2}^2)^{0.5}-(d_{a1,2}^2-d_{b1,2}^2)^{0.5}]$	7.773 4
4	大轮啮出啮合线长	$g_{v2}/\text{mm}$		4.299 3
5	小轮齿顶重合度	$\varepsilon_{v1}$	$\varepsilon_{v1,2}=g_{v1,2}/p_{vb}$	1.033 3
6	大轮齿顶重合度	$\varepsilon_{v2}$		0.571 5
7	重合度	$\varepsilon_{av}$	$\varepsilon_{av}=\varepsilon_{v1}+\varepsilon_{v2}$	1.604 8
胶合承载能力计算				
8	40℃ 时润滑油的运动黏度	$\nu_{40}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	已知 $\nu_{50}$ 时, $\nu_{40}=134\nu_{50}/80$	100
9	润滑油的密度	$\rho/\text{kg} \cdot \text{dm}^{-3}$	$\rho \approx 1$	1
10	润滑方式		油浴润滑	
11	油池温度	$\theta_{ol}/^\circ\text{C}$	给定	90
12	齿向载荷系数	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta}=K_{H\beta}$	1.65
13	齿间载荷系数	$K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha}=K_{H\alpha}$	0.991 2
14	螺旋线系数	$K_{B\gamma}$	$K_{B\gamma}=1$	1
15	润滑剂系数	$X_L$	矿物油, $X_L=1$	1
16	相配齿面粗糙度平均值	$R_a/\mu\text{m}$	$R_a=(R_{a1}+R_{a2})/12$	1.05
17	粗糙度系数	$X_R$	$X_R=2.2(R_a/\rho_{\text{redc}})^{0.25}$	1.329 2
18	工作油温下油的动力黏度	$\eta_{ol}/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	$\eta_{ol}=\nu_{40}(40/\theta_{ol})^{2.85}$	9.914 7

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
胶合承载力计算				
19	有效宽度	$b_{cB}/\text{mm}$	$b_{cB}=0.85b_2$	23.8
20	单位齿宽的载荷	$W_{Bt}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$W_{Bt}=K_A K_V K_{B\beta} K_{B\alpha} F_{mt}/b_{cB}$	418.289 3
21	平均摩擦系数	$\mu_{mc}$	$\mu_{mc}=0.045 \left( \frac{W_{Bt} K_{B\gamma}}{U_{Sc} \rho_{redc}} \right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} X_R X_L$	0.105 7
22		$\Phi_E$	充分跑合, $\Phi_E=1$	1
			新加工, $\Phi_E=0$	
23	跑合系数	$X_F$	$X_F=1+30R_a(1-\Phi_F)/\rho_{redc}$	1
24	热闪系数	$X_M$	对于表面硬化钢, $X_M=50$	50
25	压力角系数	$X_{\alpha p}$	$X_{\alpha p}=1.22 \sin^{0.25} \alpha / \cos^{0.75} \alpha$	0.977 5
26	小轮齿顶处曲率半径	$\rho_{E1}/\text{mm}$	$\rho_{E1}=0.5(a_{va1}^2 - a_{vb1}^2)^{0.5}$	16.472 6
27	大轮齿顶处曲率半径	$\rho_{E2}/\text{mm}$	$\rho_{E2}=\alpha \sin \alpha - \rho_{E1}$	76.103 4
28	小轮齿顶几何系数	$X_{BE}$	$X_{BE}=0.51(1+u_v)^{0.5} \left[ \rho_{E1}^{0.5} - \left( \frac{\rho_{E2}}{u_v} \right)^{0.5} \right] / (\rho_{E1} \rho_{E2})^{0.25}$	0.349 3
29	啮入重合度	$\epsilon_1$	小轮主动, $\epsilon_1=\epsilon_{v2}$	0.571 5
30	啮出重合度	$\epsilon_2$	小轮主动, $\epsilon_2=\epsilon_{v1}$	1.033 3
31	啮入系数	$X_Q$	$\epsilon_1/\epsilon_2 \leq 1.5, X_Q=1$	1
			$1.5 < \epsilon_1/\epsilon_2 < 3, X_Q=1.4-4\epsilon_1/(15\epsilon_2)$	
			$\epsilon_1/\epsilon_2 \geq 3, X_Q=0.6$	
32		$\epsilon_{vmax}$	$\epsilon_{vmax}=\max(\epsilon_{v1}, \epsilon_{v2})$	1.033 3
33	齿顶修缘系数	$X_{Ca}$	$C_a/C_{eff}=1$ $X_{Ca}=1+[0.06+0.18(C_a/C_{eff})]\epsilon_{vmax}+[0.02+0.69(C_a/C_{eff})]\epsilon_{vmax}^2$	2.006 0
34	重合度系数	$X_\epsilon$	$\epsilon_{va} < 1, \epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} < 1$ $X_\epsilon = (\epsilon_{v1}^2 + \epsilon_{v2}^2) / (2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$1 \leq \epsilon_{va} < 2, \epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} < 1$ $X_\epsilon = [0.7(\epsilon_{v1}^2 + \epsilon_{v2}^2) + 0.22\epsilon_{v2} + 0.52 - 0.6\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}] / (2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$1 \leq \epsilon_{va} < 2, \epsilon_{v1} \geq 1, \epsilon_{v2} < 1$ $X_\epsilon = (0.18\epsilon_{v1}^2 + 0.7\epsilon_{v2}^2 + 0.82\epsilon_{v1} - 0.52\epsilon_{v2} - 0.3\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}) / (2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	0.239 3
			$1 \leq \epsilon_{va} < 2, \epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} \geq 1$ $X_\epsilon = (0.7\epsilon_{v1}^2 + 0.18\epsilon_{v2}^2 - 0.52\epsilon_{v1} + 0.82\epsilon_{v2} - 0.3\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}) / (2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$2 \leq \epsilon_{va} < 3, \epsilon_{v1} \geq \epsilon_{v2}$ $X_\epsilon = (0.44\epsilon_{v1}^2 + 0.59\epsilon_{v2}^2 + 0.3\epsilon_{v1} - 0.3\epsilon_{v2} - 0.15\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}) / (2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$2 \leq \epsilon_{va} < 3, \epsilon_{v1} < \epsilon_{v2}$ $X_\epsilon = (0.59\epsilon_{v1}^2 + 0.44\epsilon_{v2}^2 - 0.3\epsilon_{v1} + 0.3\epsilon_{v2} - 0.15\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}) / (2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
胶合承载能力计算				
35	小轮齿顶的闪温	$\theta_{flsE}/K$	$\theta_{flsE} = \mu_{mc} X_M X_{RE} X_{a\beta} X_E (K_{By} W_{Br})^{0.75} v_{mt}^{0.5} / (\alpha_1^{0.25} X_Q X_{Ls})$	32.669 7
36	平均闪温	$\theta_{flsnt}/K$	$\theta_{flsnt} = \theta_{flsE} X_e$	7.819 4
37	润滑方式系数	$X_S$	喷油润滑, $X_S = 1.2$	1
			油浴润滑, $X_S = 1.0$	
			齿轮浸没油中, $X_S = 0.2$	
38	与小轮啮合的大齿轮数量	$n_p$		1
39	啮合系数	$X_{mp}$	$X_{mp} = (1 + n_p) / 2$	1
40	考虑热交换条件的加权系数	$C_1$	$C_1 = 0.7$	0.7
41	本体温度	$\theta_M/^\circ C$	$\theta_M = \theta_{oil} + C_1 X_{mp} X_S \theta_{flsnt}$	95.473 6
42	加权系数	$C_2$	$C_2 = 1.5$	1.5
43	积分温度	$\theta_{int}/K$	$\theta_{int} = \theta_M + C_2 \theta_{flsnt}$	107.020 8
44	FZG 试验 A/8.3/90 的载荷级	$S_{FZG}$	根据油品由表 5-85 查得	8
45	试验齿轮的胶合转矩	$T_{1T}/N \cdot m$	$T_{1T} = 3.726 (S_{FZG})^2$	238.464
46	试验本体温度	$\theta_{MT}/^\circ C$	$\theta_{MT} = 80 + 0.23 T_{1T} X_L$	134.846 7
47	试验齿轮的平均闪温	$\theta_{flsntT}/K$	$\theta_{flsntT} = 0.2 X_L T_{1T} \left( \frac{100}{v_{40}} \right)^{0.02}$	47.692 8
48	制作齿轮的焊合系数	$X_w$	根据齿轮材料和热处理由表 5-86 查得	1
49	试验齿轮的焊合系数	$X_{wT}$	对于 FZG 齿轮试验, $X_{wT} = 1$	1
50	相对焊合系数	$X_{wrelT}$	$X_{wrelT} = X_{wT}$	1
51	加权系数	$C_2$	$C_2 = 1.5$	1.5
52	胶合积分温度	$\theta_{intS}/K$	$\theta_{intS} = \theta_{MT} + X_{wrelT} C_2 \theta_{flsntT}$	206.385 9
53	胶合承载能力计算安全系数	$S_{intS}$	$S_{intS} = \theta_{intS} / \theta_{int}$	1.93
54	胶合最小安全系数	$S_{Smin}$	$S_{Smin} < 1$ , 高胶合危险 $1 \leq S_{Smin} \leq 2$ , 中胶合危险 $S_{Smin} > 2$ , 低胶合危险	

(2) 表 5-84 的说明

① 表 5-84 (22) 对于渗碳淬火磨削过的齿轮, 如果  $R_{arun-in} = 0.6 R_{anew}$ , 则可确认为已充分跑合。 $R_{arun-in}$  为跑合后齿面粗糙度;  $R_{anew}$  为新加工齿轮的齿面粗糙度。

② 表 5-84 (44) 油品 FZG 试验的胶合载荷级  $S_{FZG}$  由表 5-85 查得。

③ 表 5-84 (48) 焊合系数  $X_w$  由表 5-86 查得。

表 5-85 常用油品的 FZG 胶合载荷级

油	类	机械油 液压油	汽轮机油	工业用 齿轮油	轧钢机油	汽缸油	柴油机油	航空用 齿轮油	准双曲面 齿轮油
FZG 胶合 载荷级 $S_{FZG}$	矿物油	2~4	3~5	5~7	6~8	6~8	6~8	5~8	
	加极压抗磨添 加剂矿物油	5~8	6~9	中极压>9 全极压>11					>12
	高性能合成油	9~11	10~12	>12				8~11	

注：油品的胶合载荷级随源油产地、生产厂家不同而有所不同，应以生产厂家提供的指标为准，重要场合应经专门试验测定。

表 5-86 焊合系数  $X_w$ 

齿 轮 材 料	$X_w$	齿 轮 材 料	$X_w$
调质硬化钢	1.00	表面渗碳钢	
磷化钢	1.25	平均奥氏体含量少于 10%	1.15
镀铜钢	1.50	平均奥氏体含量 10%~20%	1.00
		平均奥氏体含量大于 20%~30%	0.85
液体与汽体渗氮钢	1.50	奥氏体钢(不锈钢)	0.45

## 5.11 弧齿锥齿轮的强度校核

格利森法利用接触强度几何系数  $I$  和弯曲强度几何系数  $J$  的线图，只需算出弧齿锥齿轮副的主要参数，不进行几何计算即可校核接触强度和弯曲强度，使强度校核变得十分简便。建议用于从线图上能找到  $I$ 、 $J$  值和对强度计算精度要求不高的场合。这种方法不足之处是  $I$ 、 $J$  线图有限。

本节利用 GB/T 10062-2003 中 B2 与 C 混合法，校核弧齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度，特别适用于  $I$ 、 $J$  值无线图可查的情况。对强度计算要求较高时，可先用格利森法初算，再用 B2 与 C 混合法复核。

本节用 GB/Z 6413—2003 积分温度法进行弧齿锥齿轮的胶合承载能力计算。

在强度校核之先，应按本章 5.4 节中表 5-17 至表 5-19 进行弧齿锥齿轮的几何设计。本节算例的几何参数与本章 5.4 的相同。

### 5.11.1 按格利森法校核弧齿锥齿轮的强度

将格利森弧齿锥齿轮强度计算的参数和系数代号换成 GB/T 10062 的代号，并对个别系数作适当变化之后得到强度校核公式。

#### (1) 接触强度校核

##### ① 齿面的接触应力 $\sigma_H$ (MPa)

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} Z_X Z_R} \sqrt{\frac{3000 T_{1\max}}{b d_1^3 I}} \sqrt{\frac{T_1}{T_{1\max}}} \quad (5-37)$$

式中  $T_{1\max}$ ——小轮最大转矩，N·m；

$T_1$ ——小轮工作转矩，N·m；

$b$ ——齿宽，取两轮齿宽中较小值，mm；



$d_1$  ——小轮大端分度圆直径, mm;

$I$  齿面接触强度几何系数, 由图 5-50 和图 5-51 根据两轮齿数用插值法求得; 各图适用于轴交角  $\Sigma=90^\circ$ , 齿宽  $b \leq 10m_t$  且  $0.25R \leq b \leq 0.3R$  的情况。

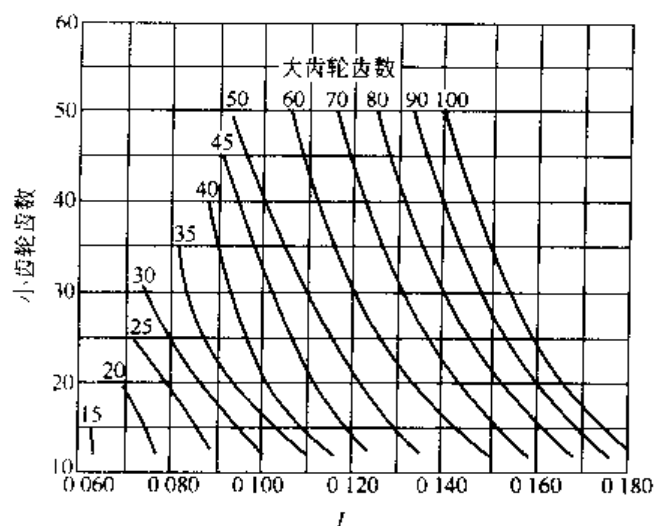


图 5-50 弧齿锥齿轮接触强度几何系数  $I$   
( $\Sigma=90^\circ$ ,  $\alpha_n=20^\circ$ ,  $\beta=35^\circ$ )

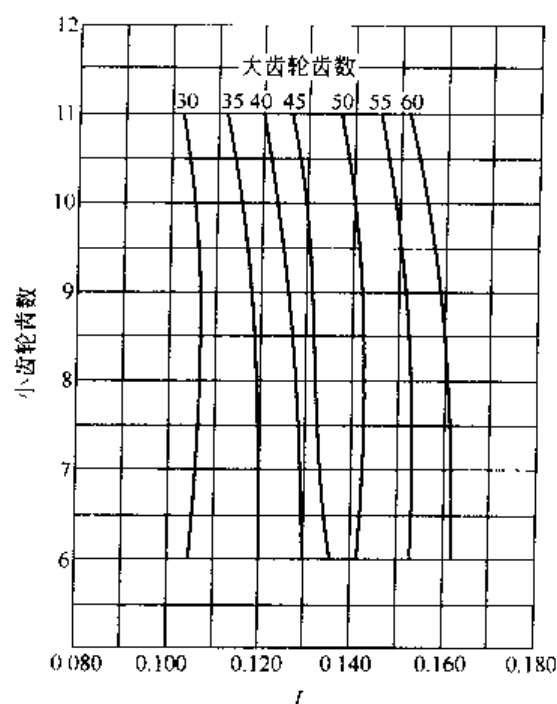


图 5-51 汽车弧齿锥齿轮接触强度几何系数  $I$   
( $\Sigma=90^\circ$ ,  $\alpha_n=20^\circ$ ,  $\beta=35^\circ$ )

## ② 接触强度计算安全系数

$$S_H = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W / (\sigma_H Z_\beta) \quad (5-38)$$

式中  $\sigma_{Hlim}$  接触疲劳极限, MPa; 根据齿轮材料、热处理条件和齿面硬度, 由表 5-87 查得。

表 5-87 试验齿轮齿面接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$

材 料	热 处 理	齿面最低硬度		$\sigma_{Hlim}/\text{MPa}$
		HBS	HRC	
钢	渗碳, 表面淬硬		$\geq 60$ $\geq 55$	1 724 1 379
	火焰或高频表面淬硬		$\geq 50$	1 310
	渗氮		$\geq 60$	1 103
	调质	$\geq 400$ $\geq 300$ $\geq 180$		1 310 931 655
铸铁		$\geq 200$ $\geq 175$		448 345 207

③ 各系数的确定 各系数的代号虽与 GB/T 10062 的相同, 但除个别之外, 其数值不相同。

a.  $Z_E(\sqrt{\text{MPa}})$  弹性系数。由本章 5.9.3 的公式求得; 与格里森公式中的弹性系数  $C_p$  存在如下关系:  $C_p = Z_E \sqrt{1.5}$ 。

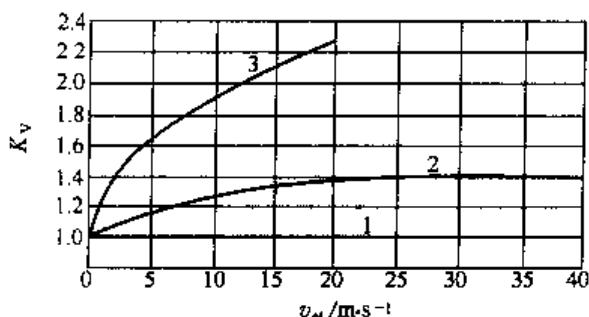


图 5-52 动载系数  $K_v$   
 $v_{et}$ —大端分度圆圆周速度

b.  $K_A$  使用系数。按工况由第 2 章查得。格里森公式中的冲击系数  $C_o = K_A$ ; 而使用系数则除冲击系数  $C_o$  之外还包括寿命系数和安全系数。

c.  $K_v$  动载系数。接触质量好、精度较高的锥齿轮取  $K_v = 1$ ; 精度较低的弧齿锥齿轮由图 5-52 曲线 2 取值; 精度较低的零度锥齿轮按该图曲线 3 取值。格里森公式中动载系数为  $C_v$ ,  $C_v = 1/K_v$ 。

d.  $K_{H\beta}$  载荷分布系数。由表 5-88 选取。

表 5-88 载荷分布系数

应 用	两轮均跨装支承	其中一轮跨装支承	两轮均悬臂支承
一般应用	1.00~1.10	1.10~1.25	1.25~1.40
汽车	1.00~1.10	1.10~1.25	—
航空	1.00~1.25	1.10~1.40	1.25~1.50

e.  $Z_x$  尺寸系数。此系数反映材料的淬硬性与其尺寸的关系, 无可靠的经验数据时, 一般取  $Z_x = 1$ 。

f.  $Z_R$  表面状态系数, 取决于齿面的加工方法, 如铣、研和磨所确定的齿面粗糙度以及喷丸、镀铜等处理。制造精良, 而缺乏试验数据时, 取  $Z_R = 1.0$ 。

g.  $Z_w$  工作硬化系数, 取决于传动比和配对齿轮的相对硬度, 当两轮材料不同, 且齿数比  $u > 8$  时计及  $Z_w$ , 否则取  $Z_w = 1$ 。

h.  $Z_\theta$  温度系数。正常条件下  $Z_\theta = 1$ 。对于渗碳淬火钢, 且油池温度  $\theta = 71 \sim 149^\circ\text{C}$  时

$$Z_\theta = (273 + \theta) / 344$$

i.  $Z_{NT}$  接触强度寿命系数, 由图 5-53 线图取值。

j.  $S_{Hmin}$  接触强度最小安全系数按表 5-89 选取。

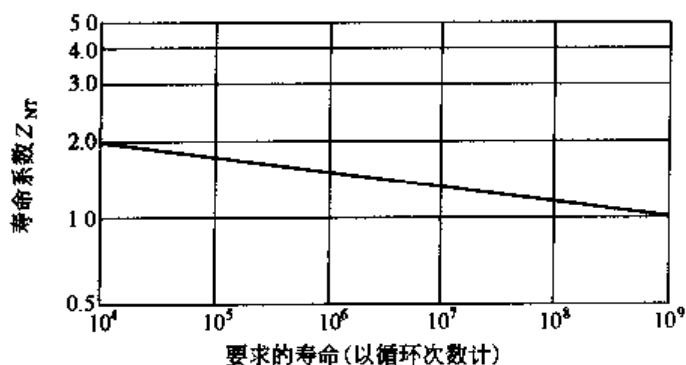


图 5-53 接触强度寿命系数

表 5-89 接触强度最小安全系数  $S_{Hmin}$

使用要求	$S_{Hmin}$
最安全	$\geq 1.25$
失效率低于 1/100	1.0
失效率低于 1/3	0.8

## (2) 弯曲强度校核

### ① 齿根应力 $\sigma_F$ (MPa)

$$\sigma_F = K_A K_V K_{F\beta} Y_X \left( \frac{F_t}{b m_t J} \right) \quad (5-39)$$

式中  $F_t$  —— 齿轮大端切向力, N,

$$F_t = 2\,000 T_1 / d_1 \quad (5-40)$$

$m_t$  —— 齿轮大端端面模数, mm;

$J$  —— 弯曲强度几何系数, 由图 5-54 和图 5-55 根据齿数用插值法分别求得两轮的  $J$  值; 各线图适用于轴交角  $\Sigma = 90^\circ$ , 齿宽  $b \leq 10m_t$  和  $0.3R \geq b \geq 0.25R$ , 图中曲线按刀顶圆角半径  $\rho_{a0} = 0.12m_t$  和配对两齿轮等应力的齿厚确定。

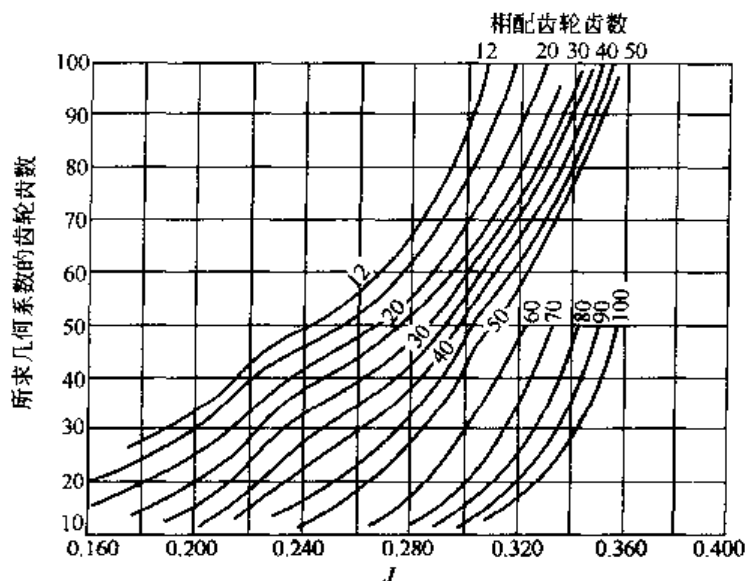


图 5-54 弧齿锥齿轮弯曲强度几何系数  $J$

( $\Sigma = 90^\circ$ ,  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $\beta = 35^\circ$ )

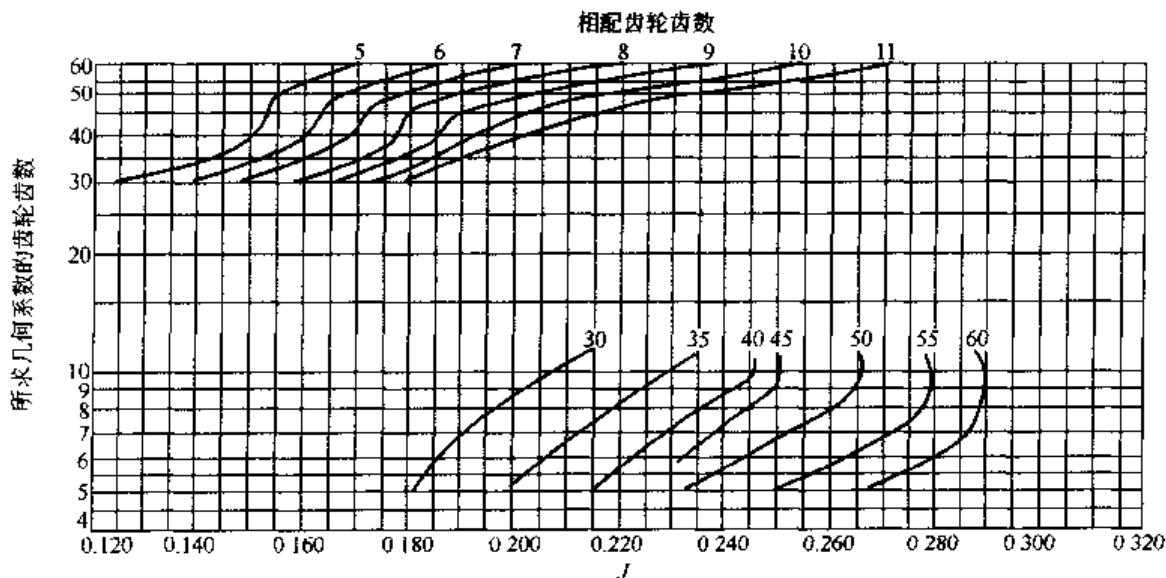


图 5-55 汽车弧齿锥齿轮弯曲强度几何系数  $J$

( $\Sigma = 90^\circ$ ,  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $\beta = 35^\circ$ )

### ② 弯曲强度计算安全系数

$$S_F = \sigma_{Flim} Y_{NT} / (\sigma_F Y_\theta) > S_{Fmin} \quad (5-41)$$

式中  $\sigma_{Flim}$  ——齿根弯曲疲劳极限, MPa; 根据齿轮材料、热处理条件和齿面硬度由表 5-90 查得。

表 5-90 试验齿轮齿根弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

材 料	热 处 理	齿面硬度		$\sigma_{Flim} / \text{MPa}$
		HB	HRC	
钢	渗碳, 表面淬硬	557~625	$\geq 55$	206.89
	火焰或高频表面淬硬	450~550	$\geq 50$	93.10
	渗氮	—	—	151.72
	调质	$\geq 450$		172.41
		$\geq 300$		131.03
		$\geq 180$		93.10
	正火	$\geq 140$		75.86
铸铁		$\geq 200$		48.27
		$\geq 175$		31.72
		—		18.62

③ 各系数的确定  $K_A$  和  $K_V$  与接触强度校核相同;  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ ,  $Y_\theta = Z_\theta$ 。

a.  $Y_X$  尺寸系数。  $m_t > 1.58\text{mm}$ , 取  $Y_X = (25.4/m_t)^{0.25}$ ;  $m_t \leq 1.58\text{mm}$  时, 取  $Y_X = 0.5$ 。

b.  $Y_{NT}$  弯曲强度寿命系数。当循环次数  $N_L \geq 6 \times 10^6$  时取  $Y_{NT} = 1$ 。否则  $Y_{NT}$  由图 5-56 曲线取值。

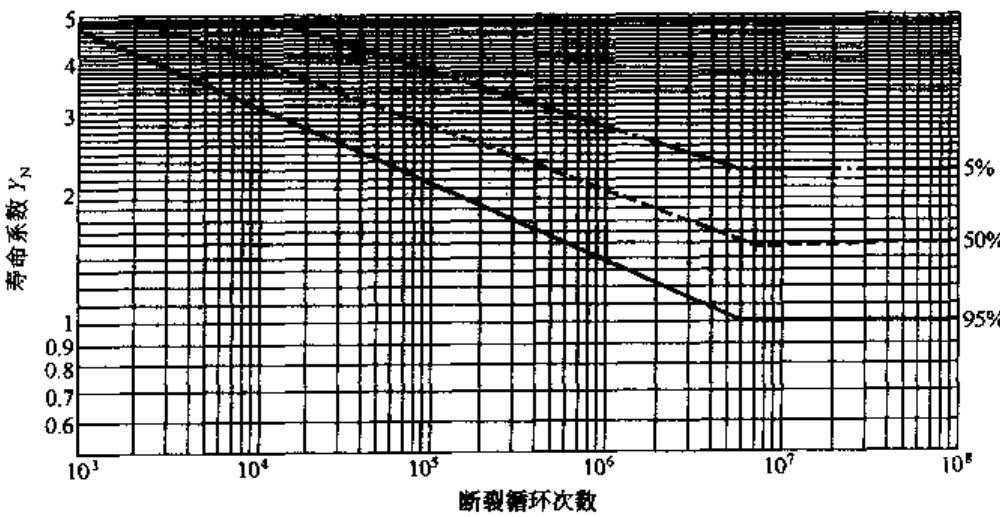


图 5-56 弯曲强度寿命系数

c.  $S_{Fmin}$  弯曲强度最小安全系数。按表 5-91 选取。

表 5-91 弯曲强度最小安全系数  $S_{Fmin}$

使用要求	$S_{Fmin}$
最安全	$\geq 2.0$
失效率低于 1/100	1.0
失效率低于 1/3	0.8

### (3) 强度校核算例

① 已知条件  $T_1 = T_{1\max} = 850 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 46$ ,  $\Sigma = 90^\circ$ ,  $b = 57.15 \text{ mm}$ ,  $m_1 = 8.22 \text{ mm}$ ;  $d_1 = 123.3 \text{ mm}$ 。

弧齿锥齿轮材料为 20CrMnMo; 渗碳淬火; 齿面硬度为 58~63HRC; 要求油池温度低于 70℃; 齿轮副用于冶金机械; 使用寿命为 5 000h; 失效率为 1/1 000; 小轮转速  $n_1 = 1 000 \text{ r/min}$ 。

#### ② 接触强度校核

a. 由表 5-87 取  $\sigma_{H\lim} = 1 724 \text{ MPa}$ 。

b. 根据工况取  $K_A = 1.25$ 。

c. 由图 5-52, 取  $K_V = 1.2$ 。

d. 小轮悬臂、大轮跨装。由表 5-88, 取  $K_{H\beta} = K_{\beta} = 1.2$ 。

e. 取  $Z_\lambda = Z_R = Z_W = Z_\beta = Y_\beta = 1$

f. 小轮使用寿命期间的循环次数

$$N_L = 5 000 \times 60 \times 1 000 = 3 \times 10^8$$

g. 根据  $N_L$  值由图 5-53 得到  $Z_{NT} = 1.08$ 。

h. 根据  $\Sigma$ 、 $\beta$ 、 $\alpha_n$ 、 $z_1$  和  $z_2$  由图 5-50 查得接触强度几何系数

$$I = 0.119 + (0.129 - 0.119) \times 1/5 = 0.121$$

i. 由本章 5.9.3 节的公式求得  $Z_E = 189.81 \sqrt{\text{MPa}}$ 。

j. 根据允许的失效率, 由表 5-89 和表 5-91 取  $S_{H\min} = S_{F\min} = 1.0$ 。

k. 将相关各参数和系数代入式 (5-37) 得到齿面接触应力  $\sigma_H = 1 255.20 \text{ MPa}$ 。

l. 将相关各参数和系数代入式 (5-38) 得到接触强度计算安全系数  $S_H = 1.48 > 1.0$ 。

#### ③ 弯曲强度校核

a. 齿轮大端切向力 由式 (5-40) 得到

$$F_t = 13 787.51 \text{ N}$$

b. 由表 5-90 取  $\sigma_{F\lim} = 206.89 \text{ MPa}$ 。

c. 尺寸系数  $Y_X = (25.4/8.22)^{-0.25} = 0.754$ 。

d. 根据  $N_L$  值, 由图 5-56 查得  $Y_{NT} = 1$ 。

e. 根据  $\Sigma$ 、 $\beta$ 、 $\alpha_n$ 、 $z_1$  和  $z_2$ , 由图 5-54 查得小轮和大轮的弯曲强度几何系数

$$J_1 = 0.239 + (0.255 - 0.239) \times 1/5 = 0.242$$

$$J_2 = 0.241$$

f. 齿根应力  $\sigma_F$ 。由于  $J_1 \approx J_2$ , 两轮齿根应力  $\sigma_{F1} \approx \sigma_{F2}$ , 可取  $\sigma_F = \sigma_{F2}$ 。将相关参数代入式 (5-39) 得到  $\sigma_F = 164.40 \text{ MPa}$ 。

g. 弯曲强度计算安全系数。由式 (5-41) 得到  $S_F = 1.26 > 1.0$ 。

### 5.11.2 按 GB/T 10062 的 B2 与 C 混合法校核弧齿锥齿轮的强度

(1) 弧齿锥齿轮强度校核的原始参数 (见表 5-92)

表 5-92 的说明与表 5-80 的相同。

表 5-92 弧齿锥齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称		代号/单位	算 例
1	传递功率		$P/\text{kW}$	
2	小轮转矩		$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	850
3	小轮转速		$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 000
4	有效齿宽系数		$b_*$	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮		20CrMnMo, 渗碳淬火
6		大轮		
7	齿面硬度	小轮		58~63HRC
8		大轮		
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{Hlim1}/\text{MPa}$	1 500
10		大轮	$\sigma_{Hlim2}/\text{MPa}$	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{Flim1}/\text{MPa}$	500
12		大轮	$\sigma_{Flim2}/\text{MPa}$	
13	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	$7.86 \times 10^{-6}$
14		大轮	$\rho_2/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	
15	材料的弹性模量	小轮	$E_1/\text{MPa}$	$2.06 \times 10^5$
16		大轮	$E_2/\text{MPa}$	
17	材料的泊松比	小轮	$\nu_1$	0.3
18		大轮	$\nu_2$	
19	齿轮的精度等级			GB/T 11365—1989, 7 级
20	齿面粗糙度	小轮	$R_{a1}/\mu\text{m}$	9.6
21		大轮	$R_{a2}/\mu\text{m}$	
22	润滑油			100(GB/T 5903—1995)
23	40℃时润滑油的运动黏度		$\nu_{40}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	100
24	使用场合			冶金机械
25	使用寿命		/h	5 000( $N_L = 3 \times 10^8$ )

(2) 弧齿锥齿轮的切向力和载荷系数 (见表 5-93)

(3) 弧齿锥齿轮的接触强度校核 (见表 5-94)

(4) 弧齿锥齿轮的弯曲强度校核

① 弯曲强度校核表 (见表 5-95)

② 表 5-95 的说明

a. 需要分别对两个齿轮的每一齿侧面计算其齿根应力基本值  $\sigma_{F0}$ 。表 5-95 的公式中双符号项, 齿的凹面 (以“凹”字表示) 取上面符号; 齿的凸面 (以“凸”字表示) 取下面符号。大轮凸面和小轮凹面为工作面“i”; 大轮凹面和小轮凸面为非工作面“e”。对于大轮为主动件的增速传动, 大轮凹面和小轮凸面为工作面。

b. 表 5-95 (7) 下标“1, 2”和“2, 1”中, “1”表示小轮, “2”表示大轮; 计算  $\alpha_{L1}$  时用前面下标, 计算  $\alpha_{L2}$  时用后面下标。

表 5-93 弧齿锥齿轮的切向力和载荷系数

序号	名 称		代号·单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮转矩		$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	见表 5-92(2)	850
2	参考点切向力		$F_{mt}/\text{N}$	$F_{mt}=2\,000T_1/d_{m1}$	16 101.18
3	参考点切线速度		$v_{mt}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{mt}=d_{m1}n_1/19\,098$	5.528 4
4	分度锥大端切线速度		$v_{et}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{et}=v_{mt}d_1/d_{m1}$	6.456 1
5	使用系数		$K_A$	根据上况按第 2 章的方法选取	1.25
6			$F_{kb}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$F_{kb}=F_{mt}K_A/(b_e^*b)$	414.316 8
7			$A_p$	根据齿轮的精度等级由表 5-68 查得	0.9
8			$C_p$		11.2
9	齿距极限偏差		$f_{pt}/\mu\text{m}$	$f_{pt}=A_p(m_{mt}\cos\beta+0.25\sqrt{d_{m2}})+C_p$	20.438 0
10	相当于 GB/T 10095.1 的精度等级		$C$	$C=-0.504\,8I_n(z_2)-1.144I_n(m_{mt}\cos\beta)+2.852I_n(f_{pt})+3.32(\text{圆整})$	8
11	$C \leq 5$ 时的动载系数		$K_V$	$K_V=1.0 \sim 1.1$	
12			$B$	$B=0.25(C-5.0)^{0.667}$	0.520 2
13			$A$	$A=50+56(1+B)$	76.868 8
14	$v_{et}$ 许用最大值		$v_{etmax}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{etmax}=[A+(14-C)]^2/200$	34.336 2
15	$C > 5$ 时的动载系数		$K_V$	$K_V=\left(\frac{A}{A+\sqrt{200v_{et}}}\right)^{-B}$	1.220 8
16	装配条件系数		$K_{H\beta-be}$	根据装配条件由表 5-71 查得	1.1
17	接触强度计算的齿向载荷系数		$K_{H\beta}$	$b_e^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta}=1.5K_{H\beta-be}$	
				$b_e^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta}=1.275K_{H\beta-be}/b_e^*$	1.65
18			$q$	$q=0.279/\lg(\sin\beta)$	-1.155 7
19			$K_{F0}$	$K_{F0}=0.211(r_0/R_m)^q+0.789$	1.028 9
20	弯曲强度计算的齿向载荷系数		$K_{F\beta}$	$K_{F\beta}=K_{H\beta}/K_{F0}$	1.603 7
21	硬齿面	接触强度计算的齿间载荷系数 $F_{kb} \geq 100\text{N/mm}$ $C \leq 9$	$K_{Ha}$	$C \leq 6$ 时, $K_{Ha}=1$	
				$C=7$ 时, $K_{Ha}=1.1$	
				$C=8$ 时, $K_{Ha}=1.2$	1.2
				$C=9$ 时, $K_{Ha}=1.4$	
	齿面	$F_{kb} < 100\text{N/mm}$ 或 $C > 9$		$K_{Ha}=\varepsilon_{van} > 1.4$	
				$C \leq 7$ 时, $K_{Ha}=1.0$	
	软齿面	$F_{kb} \geq 100\text{N/mm}$ $C \leq 10$		$C=8$ 时, $K_{Ha}=1.1$	
				$C=9$ 时, $K_{Ha}=1.2$	
				$C=10$ 时, $K_{Ha}=1.4$	
				$K_{Ha}=\varepsilon_{van} > 1.4$	
齿面	$F_{kb} < 100\text{N/mm}$ 或 $C > 10$				
22	弯曲强度齿间载荷系数		$K_{Fa}$	$K_{Fa}=K_{Ha}$	1.2

表 5-94 弧齿锥齿轮的接触强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	节点区域系数	$Z_H$	$Z_H = 2(\cos\beta_{vb}/\sin 2\alpha_{v1})^{0.5}$	2.130 7
2		$F_1$	$\epsilon_{vp} = 0, F_1 = 2$	1.234 4
			$0 < \epsilon_{vp} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\epsilon_{va} - 2)\epsilon_{vp}$	
			$\epsilon_{vp} > 1$ 时, $F_1 = \epsilon_{va}$	
3		$F_2$	$\epsilon_{vp} = 0, F_2 = 2(\epsilon_{va} - 1)$	1.234 4
			$0 < \epsilon_{vp} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\epsilon_{va} - 2 + (2 - \epsilon_{va})\epsilon_{vp}$	
			$\epsilon_{vp} > 1, F_2 = \epsilon_{va}$	
4	中点区域系数	$Z_{M-B}$	$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha_{v1}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$	0.951 3
5	弹性系数	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	$Z_\beta$	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	0.905 1
7	接触强度计算的载荷分配系数	$Z_{LS}$	$\epsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $Z_{LS} = 1$ $\epsilon_{v\gamma} > 2$ 和 $\epsilon_{vp} > 1$ 时 $Z_{LS} = \{1 + 2[1 - (2/\epsilon_{v\gamma})^{1.5}]\sqrt{1 - 4/\epsilon_{v\gamma}^2}\}^{-0.5}$	0.951 7
8	锥齿轮系数	$Z_K$	$Z_K = 0.8$	0.8
9	尺寸系数	$Z_X$	$Z_X = 1$	1
10	润滑油膜形成系数	$Z_{LVR}$	调质钢铣齿, $Z_{LVR} = 0.85$ 铣齿后研齿, $Z_{LVR} = 0.92$ 淬硬磨齿或刮削 $R_{a10} \leq 4\mu\text{m}$ 时, $Z_{LVR} = 1$ $R_{a10} > 4\mu\text{m}$ 时, $Z_{LVR} = 0.92$	0.92
11	工作硬化系数	$Z_W$	$\text{HB} < 130, Z_W = 1.2$ $\text{HB} > 470, Z_W = 1.0$ $130 \leq \text{HB} \leq 470, Z_W = 1.2 - (\text{HB} - 130)/1700$	1
12	接触疲劳寿命系数	$Z_{NT}$	由表 5-74, 查得 $Z_{NT} = (10^9/N_L)^{0.037}$	1.071 0
13	齿中点接触线长度	$l_{bm}/\text{mm}$	$\epsilon_{vp} < 1, l_{bm} = \frac{b\epsilon_{va}}{\epsilon_{v\gamma}^2 \cos \beta_{vb}} \sqrt{\epsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \epsilon_{va})(1 - \epsilon_{vp})]^2}$ $\epsilon_{vp} \geq 1, l_{bm} = b\epsilon_{va}/(\epsilon_{v\gamma} \cos \beta_{vb})$	38.234 4
14	齿面计算接触应力基本值	$\sigma_{H0}/\text{MPa}$	$\sigma_{H0} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}(u_v + 1)}{d_{v1} l_{bm} u_v}}$	543.051 3
15	接触强度计算安全系数	$S_H$	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_{LVR} Z_W}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.565 8
16	接触强度最小安全系数	$S_{Hmin}$	根据要求的失效率由第 2 章查得	1



表 5-95 弧齿锥齿轮的弯曲强度校核

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1		$g_{\gamma}$ mm	$g_{\gamma} = (g_{\gamma a}^2 \cos^4 \beta_{\gamma h} + b^2 \sin^2 \beta_{\gamma h})^{0.5}$	37.231 3	
2		$y_J$ mm	$\epsilon_{\gamma} \leq 2$ 时, $y_J = p_{\gamma} \cos \beta_{\gamma b} / g_{\gamma} - 2$ $\epsilon_{\gamma} > 0$ 时, $y_J = 0$	0	
3		$K'$	$K' = (z_1 + z_2) (3.2 z_2 - 1 z_1)$	0.149 6	
4		$g_J$ mm	$g_J = (g_{\gamma}^2 - 4 y_J^2)^{0.5}$	37.231 3	
5		凹	$y_A = g_{\gamma a}^2 + (g_{\gamma a}^2 y_J \cos^2 \beta_{\gamma h} + b g_{\gamma a} g_J K' \sin \beta_{\gamma b}) / g_{\gamma}^2$	18.386 3	
		凸		11.089 3	
6		凹	$g_0'' = b(g_{\gamma a} g_J K' \cos \beta_{\gamma b} + b y_J \sin \beta_{\gamma b}) / g_{\gamma}^2$	4.802 8	
		凸		4.802 8	
7	载荷作用点的 法向压力角	凹	$\tan \alpha_{L1,2} = [y_A + a_{L1} \sin \alpha_n - 0.5(d_{bn2,1}^2 - d_{bn2,1}^2)^{0.5} + 0.5 d_{vbn1,2}]$	25.168 1	19.935 0
		凸		20.608 5	19.428 2
8	载荷作用点的 法向齿厚半角	凹	$\xi_{hi} = 180(S_{mn} d_{vni} - \text{inv} \alpha_{L1} + \text{inv} \alpha_n) / \pi$	3.092 9	0.250 4
		凸		3.909 9	0.315 6
9	法向载荷作 用角	凹	$\alpha_{hi} = \alpha_{L1} - \xi_{hi}$	22.075 2	19.684 2
		凸		16.698 6	19.112 5
10	分度圆至载荷 作用点的距离	凹	$\Delta r_{yoi} = 0.5(d_{vbi} \cos \alpha_{bi} - d_{vbi})$	1.161 0	-1.546 1
		凸		-1.566 9	4.270 3
11	载荷作用点的 半径	凹	$r_{myoi} = 0.5 d_{vi} (R_m + g_0'') / R_m + \Delta r_{yoi}$	58.254 1	535.382 1
		凸		55.526 2	532.657 9
12		$g_{ybi}$ mm	$g_{ybi} = h_{fai} - \rho_{xoi}$	3.353 1	7.759 6
13		$g_{oi}$ mm	$g_{oi} = 0.5 S_{b,oi} + h_{fai} \tan \alpha_o + \rho_{xoi} (1 - \sin \alpha_n) / \cos \alpha_n$	8.584 0	8.242 3
14		凹	$g_{foi} = g_{oi} + g_{ybi}$ (初值)	12.589 1	24.232 9
		凸		10.935 2	18.821 5
15		凹	$g_{xbi} = g_{foi} - g_{oi}$	1.005 1	15.990 6
		凸		2.351 2	10.579 2
16		凹	$\xi_i = 360 g_{foi} / (\pi d_{vni})$	8.716 5	1.784 1
		凸		7.751 4	1.385 7
17		凹	$g_{zi} = g_{ybi} \cos \xi_i - g_{xbi} \sin \xi_i$	2.707 4	7.258 0
		凸		3.014 1	7.501 5
18		凹	$g_{zbi} = g_{ybi} \sin \xi_i + g_{xbi} \cos \xi_i$	4.467 0	16.224 5
		凸		2.772 5	10.763 8
19		凹	$\tau_i = \arctan(g_{zi} / g_{zbi})$	31.219 8	24.101 3
		凸		47.390 4	34.873 4
20	危险截面齿厚 之半	凹	$S_{Ni} = 0.5 d_{vni} \sin \xi_i - \rho_{xoi} \cos \tau_i - g_{zbi}$	6.790 9	6.178 9
		凸		7.115 4	6.415 0

续表

序号	名 称		代号/单位	计算公式和说明	算 例	
					小齿轮	大齿轮
21	弯曲力臂	凹	$h_{N1}/\text{mm}$	$h_{N1} = \Delta r_{y01} + 0.5d_{v01}(1 - \cos\xi_1) + \rho_{a01} \sin\tau_1 + g_{x01}$	5.601 7	6.905 9
		凸			3.272 6	4.602 3
22		凹	$S_{hvi}$	$S_{hvi} = S_{N1}/(h_{N1} \tan\tau_1) - 2$	$1.79 \times 10^{-4}$	$7.11 \times 10^{-5}$
		凸			$2.57 \times 10^{-6}$	$4.83 \times 10^{-5}$
23		凹	$g_{foi}/\text{mm}$	当 $ S_{hvi}  < 10^{-3}$ 时, 执行(24) 否则 $g_{foi(2)} = g_{foi(1)} + \Delta g_i$ , 返回(15)	12.589 1	21.232 9
		凸			10.935 2	18.821 5
24		凹	$x_{N1}/\text{mm}$	$x_{N1} = S_{N1}^2/h_{N1}$	8.232 6	5.528 4
		凸			15.470 5	8.941 8
25	齿形系数	凹	$Y$	$Y = \frac{2}{3} \left\{ \frac{1}{m_1 [1/x_{N1} - \tan\alpha_{b1}/(3S_{N1})]} \right\}$	0.798 6	0.501 9
		凸			1.603 3	0.864 4
26			$L$	$L = 0.325\,454\,5 - 0.007\,272\,7a_n$	0.18	
27			$M$	$M = 0.331\,818\,2 - 0.009\,090\,9a_n$	0.15	
28			$O$	$O = 0.268\,181\,8 + 0.009\,090\,9a_n$	0.45	
29	齿根圆角半径		$r_{mh}/\text{mm}$	$r_{mh} = (h_{f01} - \rho_{a01})^2 / (0.5d_{v01} + h_{f01} - \rho_{a01}) + \rho_{a01}$	1.630 6	2.076 6
30	应力修正系数	凹	$Y_f$	$Y_f = L + \left( \frac{2S_{N1}}{r_{mh}} \right)^M \left( \frac{2S_{N1}}{h_{N1}} \right)^O$	2.227 3	1.877 9
		凸			2.861 5	2.264 5
31	含应力修正系数的齿形系数	凹	$Y_K$	$Y_K = Y/Y_f$	0.358 6	0.267 3
		凸			0.560 3	0.381 7
32			$g_j'^3/\text{mm}^3$	$g_j'^3 = g_j^3 + \sum_{i=1}^x [g_j^2 - 4kp_{vb} \cos\beta_{vb} (kp_{vb} \cos\beta_{vb} + 2y_j)]^{3/2} + \sum_{k=1}^y [g_j^2 - 4kp_{vb} \cos\beta_{vb} (kp_{vb} \cos\beta_{vb} - 2y_j)]^{3/2}$	58 460.17	
33	载荷分配率		$\epsilon_N$	$\epsilon_N = g_j^3/g_j'^3$	0.882 8	
34	惯性系数		$Y_i$	$\epsilon_{v\gamma} < 2.0$ 时, $Y_i = 2/\epsilon_{v\gamma}$		
				$\epsilon_{v\gamma} \geq 2.0$ 时, $Y_i = 1$	1	
35			$g_k/\text{mm}$	$g_k = bg_{ven}g_j \cos^2\beta_{vb}/g_j^2$	32.101 1	
36			$\Delta b'_i/\text{mm}$	$\Delta b'_i = (b - g_k)/(2\cos\beta) + g''_0/\cos\beta$	21.152 6	
37			$\Delta b'_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e = (b - g_k)/(2\cos\beta) - g''_0/\cos\beta$	9.426 4	
38			$\Delta b_i/\text{mm}$	$\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$ , 则 $\Delta b_i = \Delta b'_i$	21.152 6	
				$\Delta b'_i > 0$ 和 $\Delta b'_e < 0$ , 则 $\Delta b_i = (b - g_k)/\cos\beta$		
				$\Delta b'_i < 0$ 和 $\Delta b'_e > 0$ , 则 $\Delta b_i = 0$		
39			$\Delta b_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e > 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$ , 则 $\Delta b_e = \Delta b'_e$	9.426 4	
				$\Delta b'_e > 0$ 和 $\Delta b'_i < 0$ , 则 $\Delta b_e = (b - g_k)/\cos\beta$		
				$\Delta b'_e < 0$ 和 $\Delta b'_i > 0$ , 则 $\Delta b_e = 0$		
40	有效齿宽	凹	$b_{ce}/\text{mm}$	$b_{ce} = h_{N1} \cos\beta [\arctan(\Delta b_i/h_{N1}) + \arctan(\Delta b_e/h_{N1})] \pi/180 + g_k$	42.868 5	44.511 0
		凸			39.215 7	41.424 9

续表

序号	名 称		代号 单位	计算公式和说明	算 例	
					小齿轮	大齿轮
41	锥齿轮弯曲强度几何系数	凹	$Y_J$	$Y_J = \frac{Y_K}{\epsilon_N Y_l} \times \frac{2r_{m\gamma\alpha}}{d_{v1}} \times \frac{b_{cc} m_{mt}}{b m_t}$	0.274 5	0.206 9
		凸			0.374 1	0.273 7
42	锥齿轮修正系数	凹	$Y_A$	$Y_A = \frac{Y_t}{2.3[1 - S_{Nt} \tan \alpha_{ht} / (3h_{Nt})]^2}$	1.158 2	0.914 0
		凸			1.589 8	1.173 5
43	齿根应力基本值	凹	$\sigma_{Fe}$ /MPa	$\sigma_{Fe} = \frac{F_{mt} m_{mt}}{b m_t^2} \times \frac{Y_A}{Y_J}$	123.814 3	129.649 1
		凸			124.741 3	125.832 9
44	相对齿根圆角敏感性系数		$Y_{\text{relT}}$	$Y_{\text{relT}} = 1.0$	1.0	
45	相对齿根表面状况系数		$Y_{\text{RelT}}$	$R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{RelT}} = 1.12$	1.004 1	
	调质钢与渗碳淬火钢			$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{RelT}} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1}$		
	结构钢			$R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{RelT}} = 1.07$		
				$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{RelT}} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{0.01}$		
	灰铸铁渗氮钢			$R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{RelT}} = 1.025$		
				$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{RelT}} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.005}$		
46	尺寸系数		$Y_X$	$Y_X = 1.03 - 0.006 m_{mo}$ $0.85 \leq Y_X \leq 1.0$	0.992 3	
	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁			$Y_X = 1.05 - 0.01 m_{mn}$ $0.80 \leq Y_X \leq 1.0$		
	表面硬化钢			$Y_X = 1.075 - 0.015 m_{mn}$ $0.7 \leq Y_X \leq 1.0$		
	灰铸铁					
47	试验齿轮应力修正系数		$Y_{ST}$	$Y_{ST} = 2.0$	2.0	
48	弯曲疲劳寿命系数		$Y_{NT}$	由表 5-79 查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.912 0	
49	弯曲强度计算安全系数	凹	$S_F$	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\text{relT}} Y_{\text{RelT}} Y_X}{\sigma_{Fe} K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa}}$	2.499	2.386
		凸			2.481	2.459
50	许用弯曲强度最小安全系数		$S_{Fmin}$	根据要求的失效率由第 2 章查得	1	

c. 表 5-95 (14~23) 给出  $g_{fol}$  的初值, 迭代求解  $s_N$  和  $h_N$  值。一般可取  $\Delta g_t = 0.005 m_t$ , 但应根据具体情况进行调整。

d. 表 5-95 (32) 展开后各项均应为实数, 略去虚数项。一般情况下  $x$  和  $y$  不大于 2。

e. 表 5-95 (49) 通常工作面“j”(小轮凹面, 大轮凸面) 受力大, 应对小轮凹面和大轮凸面进行强度校核。

(5) 弧齿锥齿轮的胶合承载能力计算

曲线齿锥齿轮的胶合承载能力计算方法相同, 建议用积分温度法进行计算, 可用本章 5.12.5 节、表 5-100 的公式进行计算。

油品的 FZG 胶合载荷级  $S_{FZG}=8$ , 油池温度  $\theta_{oil}=70^{\circ}\text{C}$ , 采用油浴润滑。

计算结果: 积分温度  $\theta_{int}=109.54\text{K}$ ; 胶合积分温度  $\theta_{intS}=206.39\text{K}$ ; 胶合承载能力计算安全系数  $S_{intS}=1.88$ 。

5.12 摆线齿锥齿轮的强度校核

推荐采用 GB/T 10062 的 B1 法对摆线齿锥齿轮的接触强度和弯曲强度进行校核。利用 GB/Z 6413—2003 积分温度法进行摆线齿锥齿轮的承载能力计算。

在强度校核之前先按本章 5.6 中表 5-23~表 5-35 进行摆线齿锥齿轮的几何设计。本节算例的几何参数与本章 5.6 的相同。

5.12.1 摆线齿锥齿轮强度校核的原始参数

摆线齿锥齿轮强度校核的原始参数见表 5-96。

表 5-96 的说明与表 5-80 的相同。

表 5-96 摆线齿锥齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称	代号/单位	算 例
1	传递功率	$P/\text{kW}$	
2	小轮转矩	$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	5 000
3	小轮转速	$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 000
4	有效齿宽系数	$b_e^*$	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮	20CrMnTi, 渗碳淬火
6		大轮	
7	齿面硬度	小轮	58~63HRC
8		大轮	
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{Hlim1}/\text{MPa}$
10		大轮	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{Flim1}/\text{MPa}$
12		大轮	
13	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
14		大轮	
15	材料的弹性模量	小轮	$E_1/\text{MPa}$
16		大轮	
17	材料的泊松比	小轮	$\nu_1$
18		大轮	
19	齿轮的精度等级		GB/T 11365—1989, 7 级
20	齿面粗糙度	小轮	$R_{a1}/\mu\text{m}$
21		大轮	

续表

序号	名 称	代号·单位	算 例
22	润滑油		100(GB/T 5903—1995)
23	40℃时润滑油的运动黏度	$\nu_{40} \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	100
24	使用场合		冶金机械
25	使用寿命	h	5 000( $N_{H1}=3 \times 10^8$ , $N_{L1}=5 \times 10^7$ )

### 5.12.2 摆线齿锥齿轮的切向力及载荷系数

摆线齿锥齿轮的切向力及载荷系数见表 5-97。

表 5-97 的说明与表 5-81 的相同。

表 5-97 摆线齿锥齿轮的切向力及载荷系数

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮转矩	$T_1 / \text{N} \cdot \text{m}$	见表 5-96(2)	5 000
2	参考点切向力	$F_m / \text{N}$	$F_m = 2\,000 T_1 / d_m$	92 095.636
3	参考点切线速度	$v_m / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_m = d_m n_1 / 19\,098$	5.685 558
4	使用系数	$K_A$	根据工况按第 2 章选取	1.25
动载荷系数 $K_V$				
5	有效齿宽	$b_e$	$b_e = b_e^* b$	93.5
6		$F_{kb} / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$F_{kb} = F_m K_A / b_e$	1 231.223 1
7	齿轮啮合刚度修正系数之一	$C_F$	$F_{kb} \geq 100$ 时, $C_F = 1$ $F_{kb} < 100$ 时, $C_F = F_{kb} / 100$	1
8	齿轮啮合刚度修正系数之二	$C_b$	$b_e^* \geq 0.85$ 时, $C_b = 1$ $b_e^* < 0.85$ 时, $C_b = b_e^* / 0.85$	1
9	轮齿啮合刚度	$c_T / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c_T = 20 C_F C_b$	20
10	单对齿刚度	$c' / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c' = 14 C_T C_b$	14
11	诱导质量	$m_{redx} / \text{kg} \cdot \text{mm}^{-1}$	$m_{redx} = \frac{\pi \rho d_{m1}^2}{8 \cos^2 \alpha_n} \left( \frac{u^2}{1+u^2} \right)$	0.040 099
12	共振转速	$n_{E1} / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_T}{m_{redx}}}$	23 696.114 2
13	无量纲的基准速度	$N$	$N = n_1 / n_{E1}$	0.042 201
14		$A_p$	根据齿轮精度等级由表 5-68 查得	0.9
15		$C_p$		11.2
16	齿距极限偏差	$f_{pt} / \mu\text{m}$	$f_{pt} = A_p (m_n + 0.25 \sqrt{d_{m2}}) + C_p$	26.39
17	轮齿跑合量	$y_a / \mu\text{m}$	调质钢, $y_a = 160 f_{pt} / \sigma_{Hlim}$	
			灰铸铁, $y_a = 0.275 f_{pt}$	
			淬火钢和渗氮钢, $y_a = 0.075 f_{pt}$	1.979 475
			两种不同材料, $y_a = (y_{a1} + y_{a2}) / 2$	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
18	有效齿距偏差	$f_{\text{pelt}}/\mu\text{m}$	$f_{\text{pelt}} = f_{\text{p1}} - y_a$	24.413 523
19		$B_p$	$B_p = b f_{\text{pelt}} c' / (F_{\text{mt}} K_A)$	0.326 589
20		$C_{v1}$	$C_{v1} = 0.32$	0.32
21	$N \leq 1.25$ 时的 $C_{v1}$ 和 $C_{v2}$	$C_{v2}$	$1 < \varepsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$ $\varepsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v2} = 0.57 / (\varepsilon_{v\gamma} - 0.3)$	0.331 400
22	$N \leq 0.75$ 时的 $C_{v3}$	$C_{v3}$	$1 < \varepsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v3} = 0.23$ $\varepsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v3} = 0.096 / (\varepsilon_{v\gamma} - 1.56)$	0.208 706
23	$0.75 < N \leq 1.25$ 时的 $C_{v4}$	$C_{v4}$	$1 < \varepsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v4} = 0.9$ $\varepsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v4} = (0.57 - 0.05\varepsilon_{v\gamma}) / (\varepsilon_{v\gamma} - 1.44)$	
24		$C_{v5}$	$C_{v5} = 0.47$	
25		$C_{v6}$	$1 < \varepsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $C_{v6} = 0.47$ $\varepsilon_{v\gamma} > 2$ 时, $C_{v6} = 0.12 / (\varepsilon_{v\gamma} - 1.74)$	
26	$N \geq 1.5$ 时的 $C_{v5}$ 、 $C_{v6}$ 和 $C_{v7}$	$C_{v7}$	$1 < \varepsilon_{v\gamma} \leq 1.5$ 时, $C_{v7} = 0.75$ $1.5 < \varepsilon_{v\gamma} \leq 2.5$ 时, $C_{v7} = 0.125 \sin[\pi(\varepsilon_{v\gamma} - 2)] + 0.875$ $\varepsilon_{v\gamma} > 2.5$ 时, $C_{v7} = 1.0$	
27	动载系数	$K_V$	$N \leq 0.75$ 时, $K_V = N[B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3}] + 1$ $0.75 < N \leq 1.25$ 时, $K_V = B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1$ $N \geq 1.5$ 时, $K_V = B_p(C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7}$ $1.25 < N < 1.5$ 时, $K_V = K_{V(N-1.5)} + \frac{K_{V(N=1.25)} - K_{V(N=1.5)}}{0.25} (1.5 - N)$	1.017 785
齿向载荷系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 以及 $Z_{LS}$ 和 $Y_\epsilon$				
28	装配系数	$K_{H\beta-be}$	根据装配条件和接触区检验条件, 按表 5-71 选取	1.1
29	接触强度计算的齿向载荷系数	$K_{H\beta}$	$b_e^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta-be}$ $b_e^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta-be} / b_e^*$	1.65
30		$q$	$q = 0.279 / \lg(\sin \beta_m)$	-0.907 080
31	齿锥齿轮的 $K_{F0}$	$K_{F0}$	$K_{F0} = 0.211(r_0/R_m)^q + 0.789$	1.107 146
32	弯曲强度计算的齿向载荷系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F0}$	1.490 319
33	接触强度计算的荷分配系数	$Z_{LS}$	$\varepsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $Z_{LS} = 1$ $\varepsilon_{v\gamma} > 2$ 和 $\varepsilon_{v\beta} > 1$ 时 $Z_{LS} = \{1 + 2[1 - (2/\varepsilon_{v\gamma})^{1.5}] \sqrt{1 - 4/\varepsilon_{v\gamma}^2}\}^{-0.5}$	0.997 930

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
34	重合度系数	$Y_{\epsilon}$	$\epsilon_{\alpha\beta} = 0$ 时, $Y_{\epsilon} = 0.25 + 0.75/\epsilon_{\alpha\beta}$ $\geq 0.625$	0.625
			$0 < \epsilon_{\alpha\beta} \leq 1$ 时 $Y_{\epsilon} = 0.25 + 0.75 \cdot \epsilon_{\alpha\beta} - \epsilon_{\alpha\beta}$ $(0.75 \cdot \epsilon_{\alpha\beta} - 0.375) \geq 0.625$	
			$\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时, $Y_{\epsilon} = 0.625$	
齿间载荷系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{Fa}$				
35		$F_{mH}/N$	$F_{mH} = F_{m1} K_A K_V K_{H\beta}$	193 325.550
36	接触强度计算的齿间载荷系数	$K_{H\alpha}$	$\epsilon_{\alpha\beta} \leq 2$ 时, $K_{H\alpha} =$ $\frac{\epsilon_{\alpha\beta}}{2} \left[ 0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b} \right]$ $\epsilon_{\alpha\beta} > 2$ 时, $K_{H\alpha} = 0.9 + \frac{0.4c_y(f_{pt} - y_a)}{F_{mH}/b}$ $\sqrt{\frac{2(\epsilon_{\alpha\beta} - 1)}{\epsilon_{\alpha\beta}}}$	1.011676
37	弯曲强度计算的齿间载荷系数	$K_{Fa}$	$K_{Fa} = K_{H\alpha}$	1.011 676
38		$K_{H\alpha\max}$	$K_{H\alpha\max} = \epsilon_{\alpha\beta} / (Z_{LS}^2 \epsilon_{\alpha\beta})$	1.724 847
39		$K_{Fa\max}$	$K_{Fa\max} = \epsilon_{\alpha\beta} / (Y_{\epsilon} \epsilon_{\alpha\beta})$	2.748 345
40		$K_{H\alpha}$	当 $K_{H\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{H\alpha} = 1$ 当 $K_{H\alpha} > K_{H\alpha\max}$ 时, 取 $K_{H\alpha} = K_{H\alpha\max}$	
41		$K_{Fa}$	当 $K_{Fa} < 1$ 时, 取 $K_{Fa} = 1$ 当 $K_{Fa} > K_{Fa\max}$ 时, 取 $K_{Fa} = K_{Fa\max}$	

### 5.12.3 摆线齿锥齿轮的接触强度校核

摆线齿锥齿轮齿面接触强度校核见表 5 98。

表 5-98 摆线齿锥齿轮的齿面接触强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	节点区域系数	$Z_H$	$Z_H = 2(\cos\beta_{vb} / \sin 2\alpha_{vt})^{0.5}$	2.231 755
2		$F_1$	$\epsilon_{\alpha\beta} = 0, F_1 = 2$	1.175 967
			$0 < \epsilon_{\alpha\beta} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\epsilon_{\alpha\beta} - 2)\epsilon_{\alpha\beta}$	
			$\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时, $F_1 = \epsilon_{\alpha\beta}$	
3		$F_2$	$\epsilon_{\alpha\beta} = 0, F_2 = 2(\epsilon_{\alpha\beta} - 1)$	1.175 967
			$0 < \epsilon_{\alpha\beta} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\epsilon_{\alpha\beta} - 2 + (2 - \epsilon_{\alpha\beta})\epsilon_{\alpha\beta}$	
			$\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时, $F_2 = \epsilon_{\alpha\beta}$	
4	中点区域系数	$Z_{M-B}$	$Z_{M-B} =$ $\frac{\tan\alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$	0.854 971

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
5	弹性系数	$Z_E / \sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	$Z_\beta$	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$	0.932 901
7	锥齿轮系数	$Z_K$	$Z_K = 0.8$	0.8
8	尺寸系数	$Z_X$	$Z_X = 1$	1
9		$C_{ZL}$	$C_{ZL} = 0.08 \left( \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) + 0.83$	0.91
10	润滑剂系数	$Z_L$	$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1-C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$	0.965 800
11		$C_{ZV}$	$C_{ZV} = 0.08 \left( \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) + 0.85$	0.93
12	速度系数	$Z_v$	$Z_v = C_{ZV} + \frac{2(1-C_{ZV})}{(0.8 + 32/v_{int})^{0.5}}$	0.985 218
13	小轮齿面微观不平度	$R_{a1} / \mu\text{m}$	$R_{a1} \approx 6R_{z1}$	9.6
14	大轮齿面微观不平度	$R_{a2} / \mu\text{m}$	$R_{a2} \approx 6R_{z2}$	9.6
15	相对曲率半径	$\rho_{red} / \text{mm}$	$\rho_{red} = u_v a_v \sin \alpha_n / [\cos \beta_v (1 + u_v)^2]$	23.308 737
16		$R_{z10}$	$R_{z10} = 0.5(R_{z1} + R_{z2}) \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$	7.240 440
17		$C_{ZR}$	$C_{ZR} = 0.12 + (1000 - \sigma_{Hlim}) / 5000$	0.08
18	粗糙度系数	$Z_R$	$Z_R = (3/R_{z10})^{C_{ZR}}$	0.931 941
19	工作硬化系数	$Z_W$	HB < 130 时, $Z_W = 1.2$	1.0
			HB > 470 时, $Z_W = 1$	
			$130 \leq \text{HB} \leq 470$ 时, $Z_W = 1.2 - (\text{HB} - 130) / 1700$	
20	接触疲劳寿命系数	$Z_{NT}$	由表 5-74 查得 $Z_{NT} = (10^6/N_L)^{0.057}$	1.07
21	齿中点接触线长度	$l_{bm} / \text{mm}$	$\epsilon_{vp} < 1, l_{bm} = \frac{b \epsilon_{va}}{\epsilon_{v\gamma}^2 \cos \beta_{vb}} \sqrt{\epsilon_{v\gamma}^2 - [(2 - \epsilon_{va})(1 - \epsilon_{vp})]^2}$	72.241 099
			$\epsilon_{vp} \geq 1, l_{bm} = b \epsilon_{va} / (\epsilon_{v\gamma} \cos \beta_{vb})$	
22	齿面计算接触应力基本值	$\sigma_{H0} / \text{MPa}$	$\sigma_{H0} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}(u_v + 1)}{d_v l_{bm} u_v}}$	930.611 586
23	接触强度计算安全系数	$S_H$	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_L Z_v Z_R Z_W}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.084 449
24	许用接触强度最小安全系数	$S_{Hmin}$	根据要求的失效概率由第 2 章查得	1

计算  $C_{ZL}$ 、 $C_{ZV}$  和  $C_{ZR}$  时,  $\sigma_{Hlim}$  的取值方法与表 5-82 相同。



### 5.12.4 摆线齿锥齿轮的弯曲强度校核

摆线齿锥齿轮的弯曲强度校核见表 5-99。

表 5-99 摆线齿锥齿轮的弯曲强度校核

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1	齿形系数	$Y_{Fa}$	见表 5-35(11)	2.210 468	2.202 148
2		$L_s$	$L_s = s_{Fn} / h_{ks}$	1.034 449	1.181 572
3		$q_s$	$q_s = 0.5 s_{Fn} / \rho_F$	3.096 859	3.257 786
4	应力修正系数	$Y_{Sa}$	$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13 L_s) q_s \left( \frac{1}{1 + 2.3 L_s} \right)$	1.854 792	1.967 823
5		$l'_{bm}$ mm	$l'_{bm} = l_{bm} \cos \beta_{ab}$	61.038 550	
6	锥齿轮系数	$Y_K$	$Y_K = b(0.5 + 0.5 l'_{bm} / b)^2 / l'_{bm}$	1.074 971	
7	载荷分配系数	$Y_{LS}$	$Y_{LS} = Z_{LS}^2$	0.995 865	
8	齿根应力基本值	$\sigma_{F0}$	$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_K Y_{LS}$	218.732 8	231.188 9
9	材料滑移层厚度	$\rho' / \text{mm}$	由表 5-76 查得	0.003	
10		$x^*$	$x^* = (1 + 2q_s) / 5$	1.438 743	1.503 115
11	相对齿根圆角敏感系数	$Y_{RelT}$	$Y_{RelT} = (1 + \sqrt{\rho' x^*}) / (1 + \sqrt{1.2 \rho'})$	1.005 375	1.006 747
相对齿根表面状况系数					
12	调质钢与渗碳淬火钢	$Y_{RelT}$	$R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.12$	1.004 137	
	$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.674 - 0.529 (R_z + 1)^{0.1}$				
13	结构钢		$R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.07$		
	$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 5.306 - 4.203 (R_z + 1)^{0.01}$				
14	灰铸铁渗氮钢		$R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.025$		
	$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 4.299 - 3.259 (R_z + 1)^{0.005}$				
尺寸系数					
15	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	$Y_X$	$Y_X = 1.03 - 0.006 m_n$ $0.85 \leq Y_X \leq 1.0$	0.945 000	
16	表面硬化钢		$Y_X = 1.05 - 0.01 m_n$ $0.80 \leq Y_X \leq 1.0$		
17	灰铸铁		$Y_X = 1.075 - 0.015 m_n$ $0.70 \leq Y_X \leq 1.0$		
18	试验齿轮应力修正系数	$Y_{ST}$	$Y_{ST} = 2$	2	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
19	弯曲疲劳寿命系数	$Y_{NT}$	由表 5-79 查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_1)^{0.02}$	0.912	0.945
20	弯曲强度的计算安全系数	$S_F$	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drc} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	1.576 014	1.547 163
21	许用弯曲强度最小安全系数	$S_{Fmin}$	根据要求的失效概率由第 2 章查得	1	

### 5.12.5 摆线齿锥齿轮的胶合承载能力计算

摆线齿锥齿轮的胶合承载能力计算见表 5-100。

表 5-100 的说明与表 5-84 的相同。

表 5-100 摆线齿锥齿轮的胶合承载能力计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
与端面当量齿轮相关的参数				
1	节点切线速度之和	$v_{\Sigma c} / m \cdot s^{-1}$	$v_{\Sigma c} = 2v_{m1} \sin \alpha_{vt}$	4.387 3
2	节点处的相对曲率半径	$\rho_{predc} / mm$	$\rho_{predc} = \frac{a_v \sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_{vb}} \left[ \frac{u_v}{(1+u_v)^2} \right]$	23.308 7
3	小轮啮出啮合线长	$g_{v1} / mm$	$g_{v1,2} = 0.5 [(d_{va1,2}^2 - d_{vb1,2}^2)^{0.5} - (d_{v1,2}^2 - d_{vb1,2}^2)^{0.5}]$	28.688 3
4	大轮啮出啮合线长	$g_{v2} / mm$		12.432 7
5	小轮齿顶重合度	$\epsilon_{v1}$	$\epsilon_{v1,2} = g_{v1,2} / p_{vb}$	0.820 4
6	大轮齿顶重合度	$\epsilon_{v2}$		0.355 5
7	端面重合度	$\epsilon_{va}$	$\epsilon_{va} = \epsilon_{v1} + \epsilon_{v2}$	1.175 9
胶合承载能力计算				
8	40℃ 时润滑油的运动黏度	$\nu_{40} / mm^2 \cdot s^{-1}$	已知 $\nu_{50}$ 时, $\nu_{40} = 134\nu_{50} / 80$	100
9	润滑油的密度	$\rho / kg \cdot dm^{-3}$	$\rho \approx 1$	1
10	润滑方式		油浴润滑	
11	油池温度	$\theta_{oil} / ^\circ C$	给定	90
12	齿向载荷系数	$K_{B\beta}$	$K_{B\beta} = K_{H\beta}$	1.65
13	齿间载荷系数	$K_{Ba}$	$K_{Ba} = K_{Ha}$	1.011 7
14	螺旋线系数	$K_{B\gamma}$	$K_{B\gamma} = 1$	1
15	润滑剂系数	$X_L$	矿物油, $X_L = 1$	1
16	相配齿面粗糙度平均值	$R_a / \mu m$	$R_a = (R_{a1} + R_{a2}) / 12$	1.6
17	粗糙度系数	$X_R$	$X_R = 2.2(R_a / \rho_{predc})^{0.25}$	1.126 1
18	工作油温下油的动力黏度	$\eta_{oil} / mPa \cdot s$	$\eta_{oil} = \rho \nu_{40} (40 / \theta_{oil})^{2.85}$	9.914 7
19	有效齿宽	$b_{eB} / mm$	$b_{eB} = 0.85b_2$	93.5
20	单位齿宽的载荷	$W_{Bk} / N \cdot mm^{-1}$	$W_{Bk} = K_A K_V K_{B\beta} K_{Ba} F_{m1} / b_{eB}$	2 091.80

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
21	平均摩擦系数	$\mu_{mc}$	$\mu_{mc} = 0.045 \left( \frac{W_{Br} K_{Br}}{v_{Zc} \rho_{redc}} \right)^{0.7} \eta_{oil}^{0.05} X_R X_L$	0.082 6
22		$\Phi_E$	充分跑合, $\Phi_E = 1$	1
			新加工, $\Phi_E = 0$	
23	跑合系数	$X_E$	$X_E = 1 + 30 R_a (1 - \Phi_E) \cdot \rho_{redc}$	1
24	热闪系数	$X_M$	对于表面硬化钢, $X_M = 50$	50
25	压力角系数	$X_{\alpha\beta}$	$X_{\alpha\beta} = 1.22 \sin^{0.25} \alpha_D \cdot \cos^{0.75} \alpha_{v1}$	0.991 1
26	小轮齿顶处曲率半径	$\rho_{E1}/\text{mm}$	$\rho_{E1} = 0.5(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{0.5}$	49.924 4
27	大轮齿顶处曲率半径	$\rho_{E2}/\text{mm}$	$\rho_{E2} = a_v \sin \alpha_{v1} - \rho_{E1}$	735.811 9
28	小轮齿顶几何系数	$X_{BE}$	$X_{BE} = 0.51(1 + u_v)^{0.5} \left[ \frac{u_v^{0.5}}{\rho_{E1}^{0.5}} - \left( \frac{\rho_{E2}}{u_v} \right)^{0.5} \right] / (\rho_{E1} \rho_{E2})^{0.25}$	0.570 2
29	啮入重合度	$\epsilon_f$	小轮主动, $\epsilon_f = \epsilon_{v2}$	0.355 5
30	啮出重合度	$\epsilon_a$	小轮主动, $\epsilon_a = \epsilon_{v1}$	0.820 4
31	啮入系数	$X_Q$	$\epsilon_f/\epsilon_a \leq 1.5, X_Q = 1$	1
			$1.5 < \epsilon_f/\epsilon_a < 3, X_Q = 1.4 - 4\epsilon_f/(15\epsilon_a)$	
			$\epsilon_f/\epsilon_a \geq 3, X_Q = 0.6$	
32		$\epsilon_{vmax}$	$\epsilon_{vmax} = \max(\epsilon_{v1}, \epsilon_{v2})$	0.820 4
33	齿顶修缘系数	$X_{Ca}$	$C_a/C_{eff} = 1$ $X_{Ca} = 1 + [0.06 + 0.18(C_a/C_{eff})]\epsilon_{vmax} + [0.02 + 0.69(C_a/C_{eff})]\epsilon_{vmax}^2$	1.674 8
34	重合度系数	$X_\epsilon$	$\epsilon_{va} < 1, \epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} < 1$ $X_\epsilon = (\epsilon_{v1}^2 + \epsilon_{v2}^2)/(2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	0.334 7
			$1 \leq \epsilon_{va} < 2, \epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} < 1$ $X_\epsilon = [0.7(\epsilon_{v1}^2 + \epsilon_{v2}^2) - 0.22\epsilon_{va} + 0.52 - 0.6\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}]/(2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$1 \leq \epsilon_{va} < 2, \epsilon_{v1} \geq 1, \epsilon_{v2} < 1$ $X_\epsilon = (0.18\epsilon_{v1}^2 + 0.7\epsilon_{v2}^2 + 0.82\epsilon_{v1} - 0.52\epsilon_{v2} - 0.3\epsilon_{v1}\epsilon_{v2})/(2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$1 \leq \epsilon_{va} < 2, \epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} \geq 1$ $X_\epsilon = (0.7\epsilon_{v1}^2 + 0.18\epsilon_{v2}^2 - 0.52\epsilon_{v1} + 0.82\epsilon_{v2} - 0.3\epsilon_{v1}\epsilon_{v2})/(2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$2 \leq \epsilon_{va} < 3, \epsilon_{v1} \geq \epsilon_{v2}$ $X_\epsilon = (0.44\epsilon_{v1}^2 + 0.59\epsilon_{v2}^2 + 0.3\epsilon_{v1} - 0.3\epsilon_{v2} - 0.15\epsilon_{v1}\epsilon_{v2})/(2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	
			$2 \leq \epsilon_{va} < 3, \epsilon_{v1} < \epsilon_{v2}$ $X_\epsilon = (0.59\epsilon_{v1}^2 + 0.44\epsilon_{v2}^2 - 0.3\epsilon_{v1} + 0.3\epsilon_{v2} - 0.15\epsilon_{v1}\epsilon_{v2})/(2\epsilon_{va}\epsilon_{v1})$	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
35	小轮齿顶的闪温	$\theta_{flaE}/K$	$\theta_{flaE} = \mu_{mc} X_M X_{BE} X_{a\beta} X_E (K_{B\gamma} W_{Rt})^{0.75} \times v_{mt}^{0.5} / (a_v^{0.35} X_Q X_{Cs})$	153.060 8
36	平均闪温	$\theta_{flamt}/K$	$\theta_{flamt} = \theta_{flaE} X_e$	51.236 7
37	润滑方式系数	$X_S$	喷油润滑, $X_S = 1.2$	1
			油浴润滑, $X_S = 1$	
			齿轮浸没油中, $X_S = 0.2$	
38	与小轮啮合的大齿轮数量	$n_p$		1
39	啮合系数	$X_{mp}$	$X_{mp} = (1 + n_p) / 2$	1
40	考虑热交换条件的加权系数	$C_1$	$C_1 = 0.7$	0.7
41	本体温度	$\theta_M/^\circ C$	$\theta_M = \theta_{oil} + C_1 X_{mp} X_S \theta_{flamt}$	125.865 7
42	加权系数	$C_2$	$C_2 = 1.5$	1.5
43	积分温度	$\theta_{int}/K$	$\theta_{int} = \theta_M + C_2 \theta_{flamt}$	202.720 8
44	FZG 试验 A/8.3/90 的载荷级	$S_{FZG}$	根据油品由表 5-85 查得	10
45	试验齿轮的胶合转矩	$T_{IT}/N \cdot m$	$T_{IT} = 3.726 (S_{FZG})^2$	372.6
46	试验本体温度	$\theta_{MT}/^\circ C$	$\theta_{MT} = 80 + 0.23 T_{IT} X_L$	165.698
47	试验齿轮的平均闪温	$\theta_{flamtT}/K$	$\theta_{flamtT} = 0.2 X_L T_{IT} \left( \frac{100}{\nu_{40}} \right)^{0.02}$	74.52
48	制作齿轮的焊合系数	$X_W$	根据齿轮材料和热处理由表 5-86 查得	1
49	试验齿轮的焊合系数	$X_{WT}$	对于 FZG 齿轮试验, $X_{WT} = 1$	1
50	相对焊合系数	$X_{WrelT}$	$X_{WrelT} = X_W / X_{WT}$	1
51	加权系数	$C_2$	$C_2 = 1.5$	1.5
52	胶合积分温度	$\theta_{intS}/K$	$\theta_{intS} = \theta_{MT} + X_{WrelT} C_2 \theta_{flamtT}$	277.478
53	胶合承载能力计算安全系数	$S_{intS}$	$S_{intS} = \theta_{intS} / \theta_{int}$	1.37
54	胶合最小安全系数	$S_{Smin}$	$S_{Smin} < 1$ , 高胶合危险 $1 \leq S_{Smin} \leq 2$ , 中胶合危险 $S_{Smin} > 2$ , 低胶合危险	

### 5.13 弧齿准双曲面齿轮强度校核

本节以格利森法为主, 利用接触强度几何系数  $I$  和弯曲强度几何系数  $J'_1$  及  $J_2$ , 对弧

齿准双曲面齿轮进行强度校核。不足之处是线图只适用于平均齿形角  $\alpha$  为  $19^\circ$  和  $22.5^\circ$  的传动。

为对无  $I$ 、 $J_1$  和  $J_2$  线图的传动进行强度计算，本节参照克林根贝尔格标准 KN 3030 和 KN 3029 的方法，计算准双曲面齿轮用于接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮；直接采用计算公式与 KN 3030 接近的 ISO 10300（与 GB/T 10062 对应）标准校核弧齿准双曲面齿轮的接触强度和弯曲强度。

本节用 GB/Z 6413—2003 积分温度法，计算弧齿准双曲面齿轮的胶合承载能力。

强度校核之前，应按本章 5.7 表 5-42～表 5-47 和表 5-53 进行弧齿准双曲面齿轮几何设计。本节算例几何参数与 5.7 节格利森制弧齿准双曲面齿轮算例的相同。

### 5.13.1 按格利森法校核弧齿准双曲面齿轮的强度

将格利森弧齿准双曲面齿轮强度计算公式中参数和系数的代号换成 GB/T 10062 的代号，并对个别参数作适当变化之后得到强度校核公式。

#### (1) 接触强度校核

##### ① 齿面的接触应力 $\sigma_H$ (MPa)

$$\sigma_H = \frac{Z_E z_2}{z_1} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} Z_X Z_R} \sqrt{\frac{3000 T_{1\max}}{b_2 d_2^2 I}} \sqrt{\frac{T_1}{T_{1\max}}} \quad (5-42)$$

式中  $b_2$ ——大轮齿宽，mm；

$d_2$ ——大轮大端分度圆直径，mm；

$T_{1\max}$ ——小轮最大转矩，N·m；

$T_1$ ——小轮工作转矩，N·m；

$I$ ——齿面接触强度几何系数，由图 5-57～图 5-62 根据齿轮齿数用插值法确定。

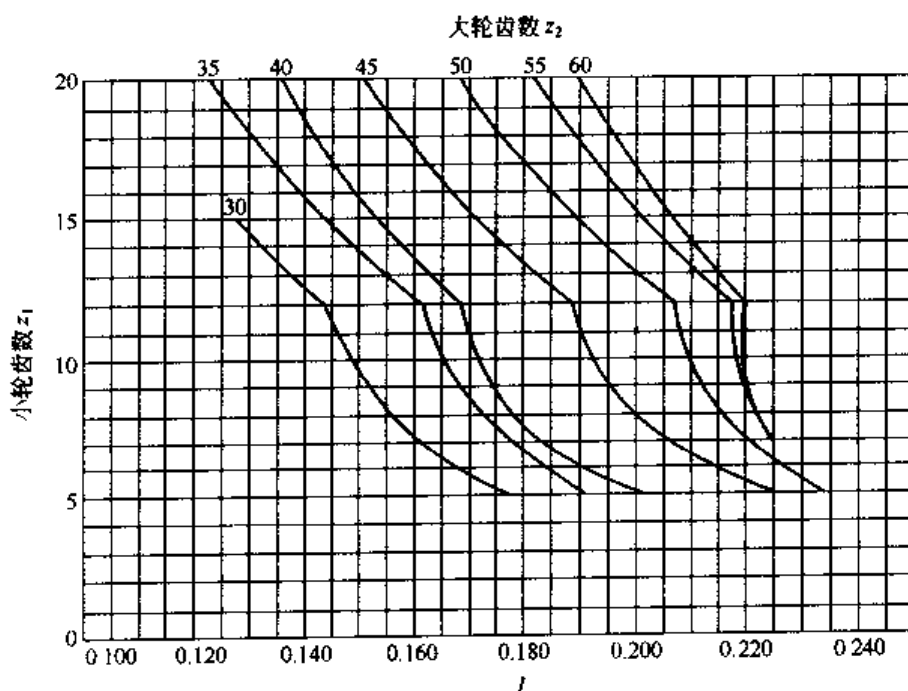


图 5-57 准双曲面齿轮齿面接触强度几何系数  $I$   
( $\alpha=19^\circ$ ,  $E/d_2=0.10$ )

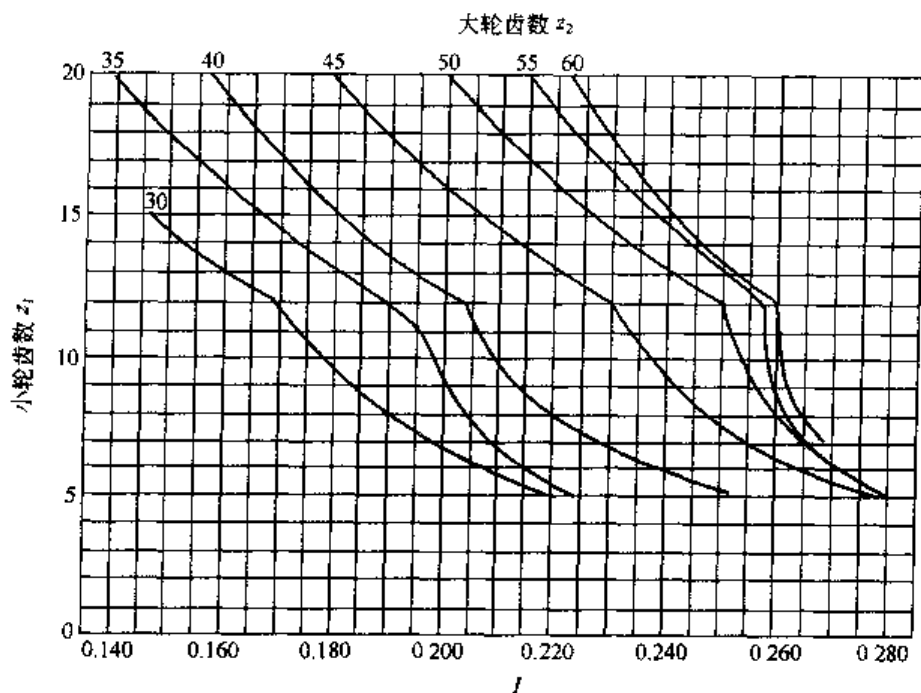


图 5-58 准双曲面齿轮齿面接触强度几何系数  $I$   
( $\alpha=19^\circ$ ,  $E/d_2=0.15$ )

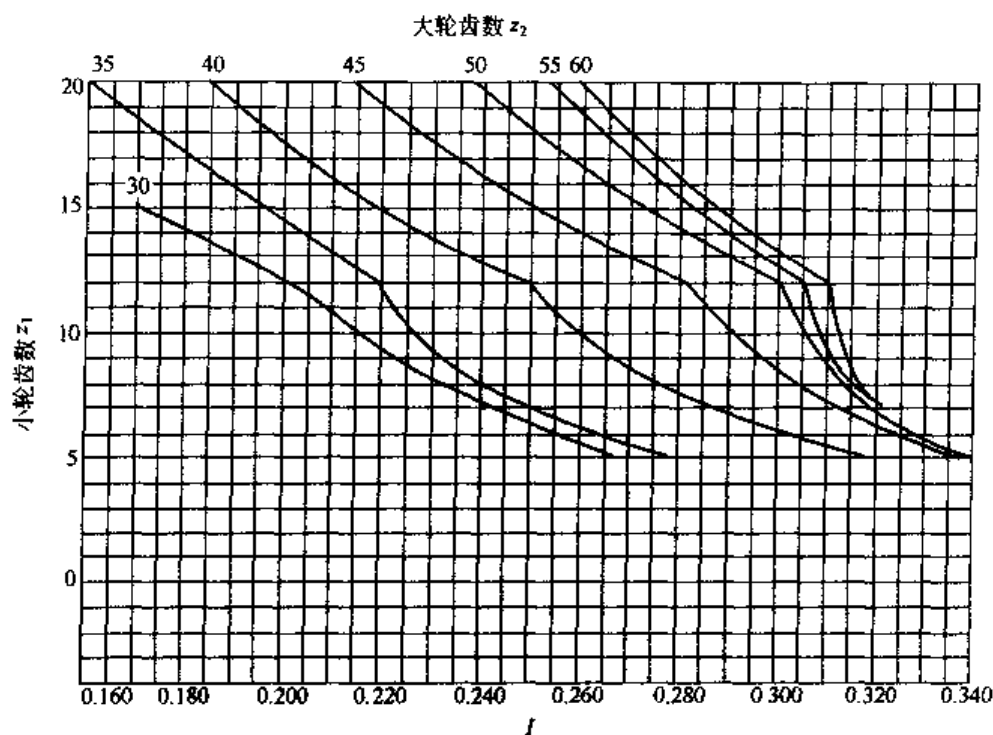


图 5-59 准双曲面齿轮齿面接触强度几何系数  $I$   
( $\alpha=19^\circ$ ,  $E/d_2=0.20$ )

## ② 接触强度计算安全系数

$$S_H = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W / (\sigma_H Z_\theta) > S_{Hmin} \quad (5-43)$$

式中  $\sigma_{Hlim}$ ——接触疲劳极限, MPa; 根据材料、热处理和齿面硬度, 由表 5-101 查得。

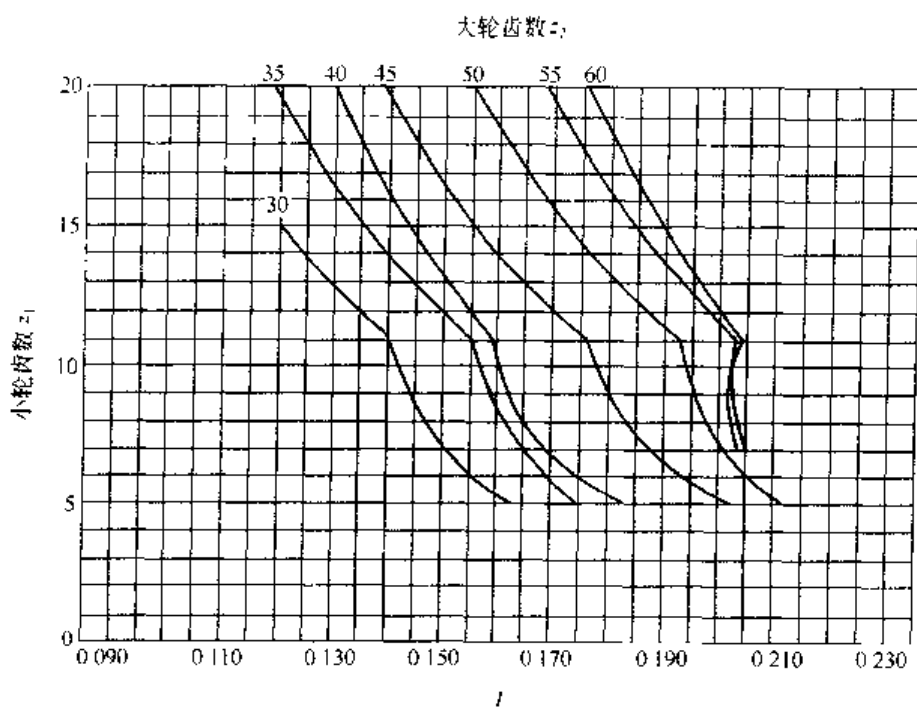


图 5-60 准双曲面齿轮齿面接触强度几何系数  $I$

( $\alpha=22.5^\circ$ ,  $E/d_2=0.10$ )

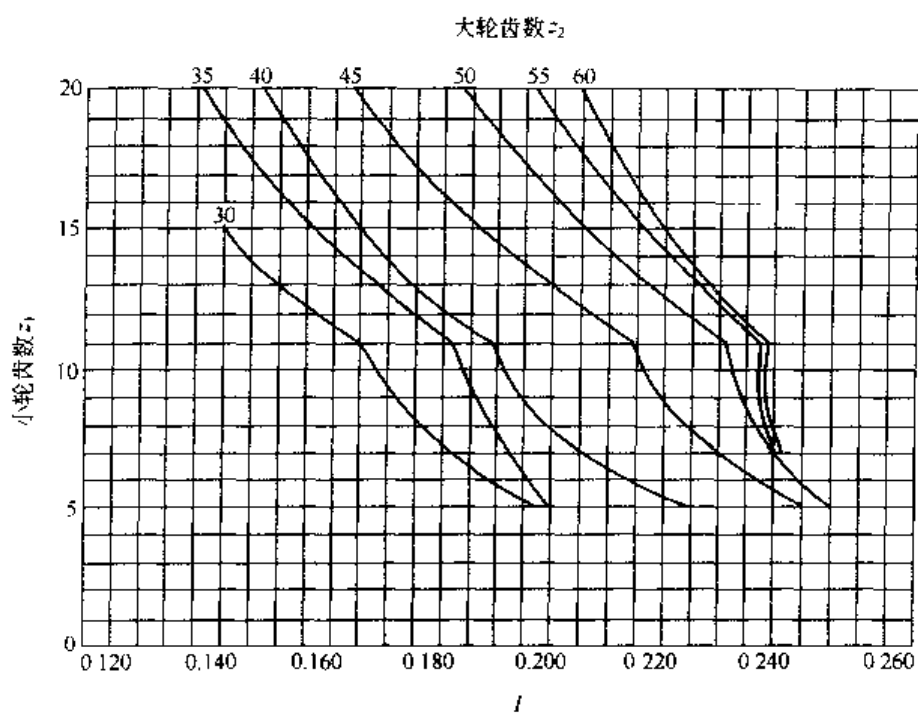


图 5-61 准双曲面齿轮齿面接触强度几何系数  $I$

( $\alpha=22.5^\circ$ ,  $E/d_2=0.15$ )

③ 各系数的确定 与弧齿锥齿轮接触强度校核相同。

(2) 弯曲强度校核

① 齿根应力 (MPa)

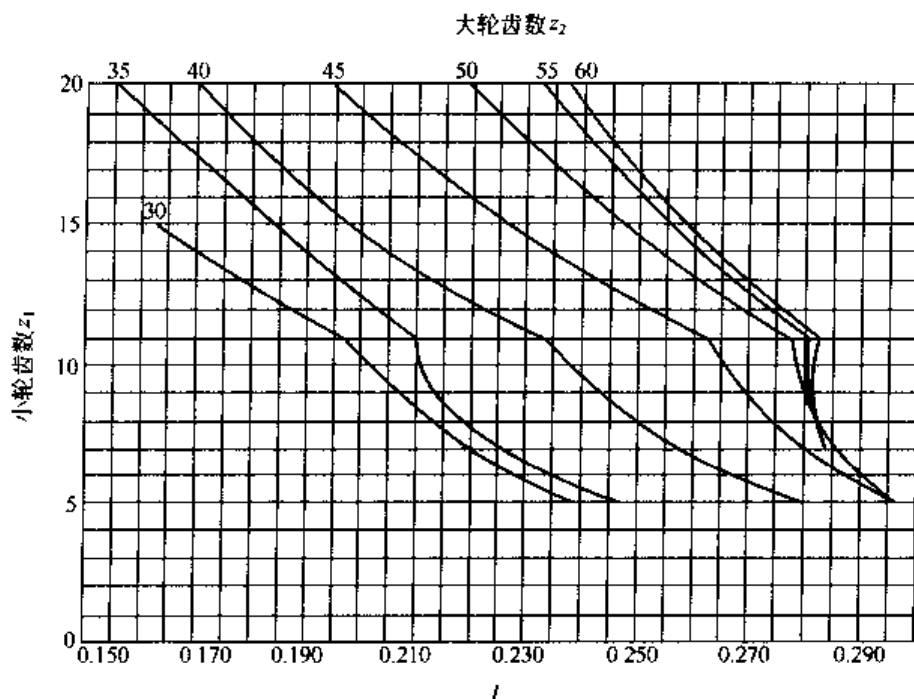


图 5-62 准双曲面齿轮齿面接触强度几何系数  $J$

( $\alpha = 22.5^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.20$ )

表 5-101 接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  和齿根弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$

材 料	热 处 理	齿 面 硬 度		$\sigma_{Hlim}/\text{MPa}$	$\sigma_{Flim}/\text{MPa}$
		/HB	/HRC		
钢	渗碳淬火		$\geq 60$	1 724	206.89
			$\geq 55$	1 379	189.65
	火焰或感应淬火		$\geq 50$	1 310	93.10
	渗氮	心部 $\geq 300$	$\geq 60$	1 103	151.72
	调质	$\geq 440$		1 310	172.41
		$\geq 300$		931	131.03
		$\geq 180$		655	93.10

$$\sigma_{F2} = K_A K_V K_{F\beta} Y_X \left( \frac{2\,000 T_1 z_2}{b_2 d_2 m_{i2} J_2 z_1} \right) \quad (5-44)$$

$$\sigma_{F1} = K_A K_V K_{F\beta} Y_X \left( \frac{2\,000 T_1 z_2}{b_2 d_2 m_{i2} J'_1 z_1} \right) \quad (5-45)$$

$$J'_1 = J_1 b_1 / b_2$$

式中  $\sigma_{F1}$ ,  $\sigma_{F2}$ ——小轮和大轮齿根应力, MPa;

$m_{i2}$ ——大轮大端端面模数, mm;

$b_1$ ——小轮齿宽, mm;

$J_1$ ,  $J_2$ ——分别为小轮和大轮弯曲强度几何系数;

$J'_1$ ——修正后的小轮弯曲强度几何系数。

由图 5-63~图 5-68, 根据齿轮齿数用插值法确定  $J'_1$  和  $J_2$  值。



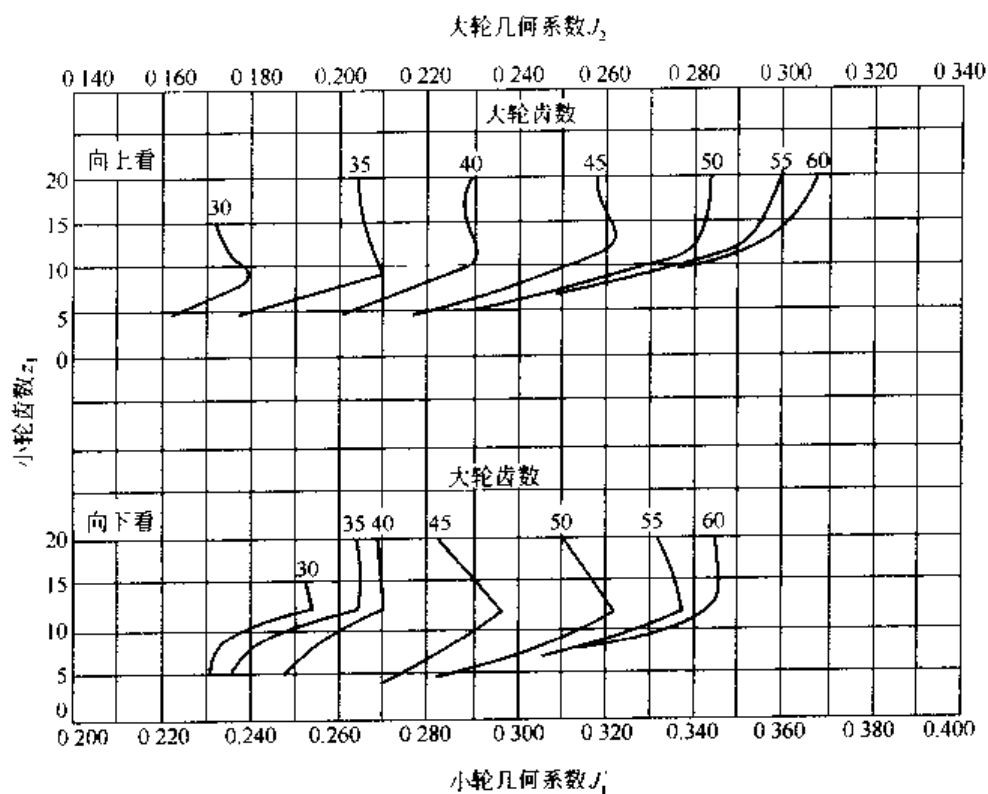


图 5-63 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数  $J_1'$  和  $J_2$

( $\alpha=19^\circ$ ,  $E/d_2 \approx 0.10$ )

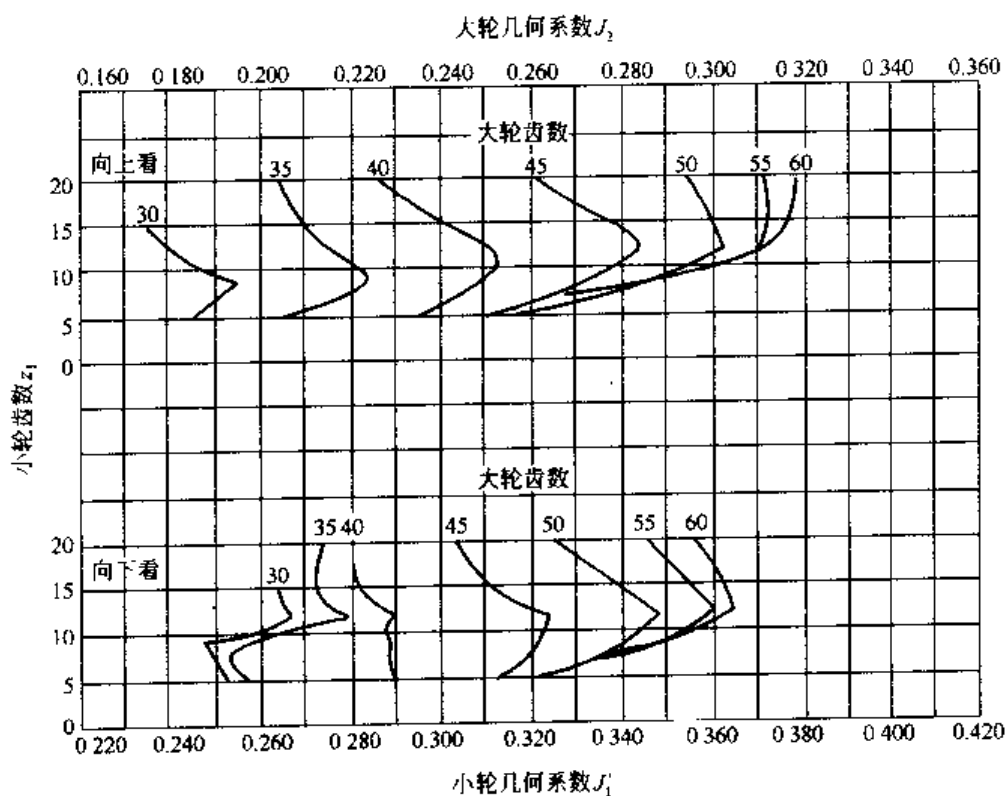


图 5-64 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数  $J_1'$  和  $J_2$

( $\alpha=19^\circ$ ,  $E/d_2=0.15$ )

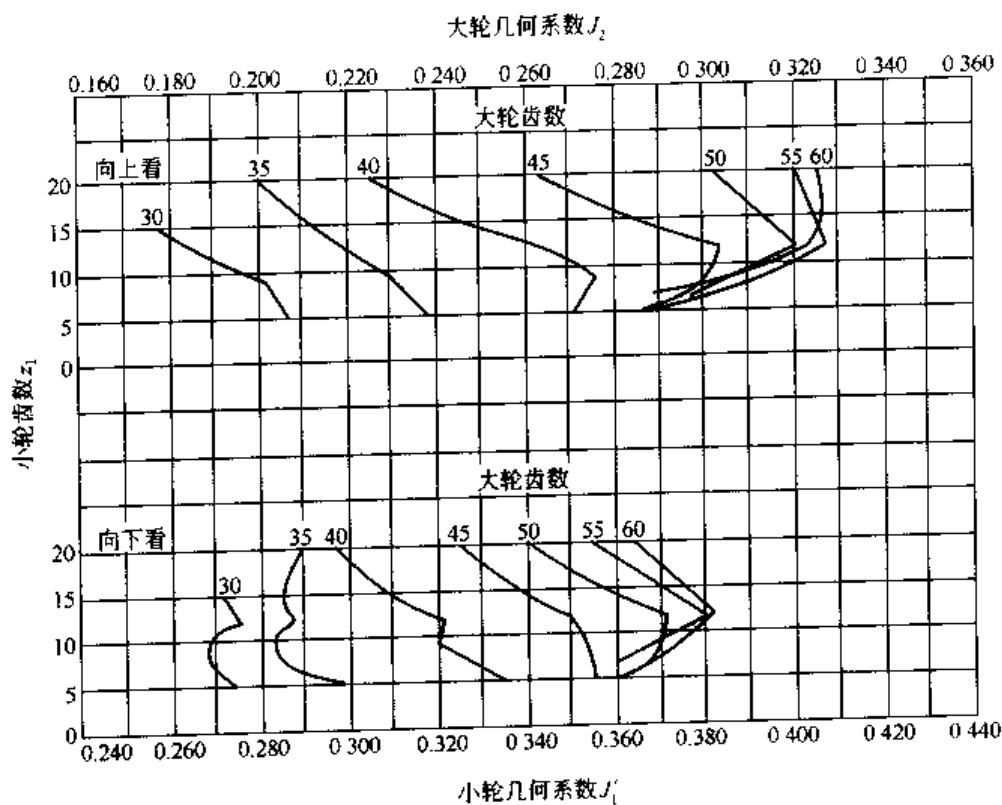


图 5-65 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数  $J_1'$  和  $J_2$   
( $\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.20$ )

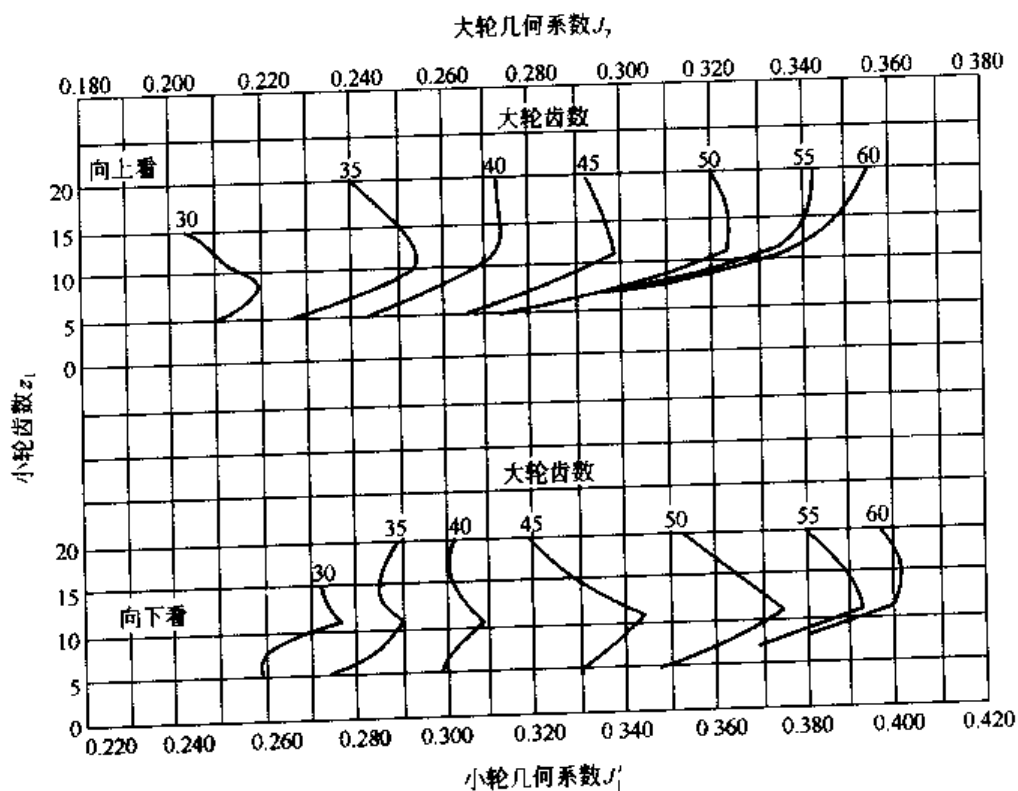


图 5-66 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数  $J_1'$  和  $J_2$   
( $\alpha = 22.5^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.10$ )

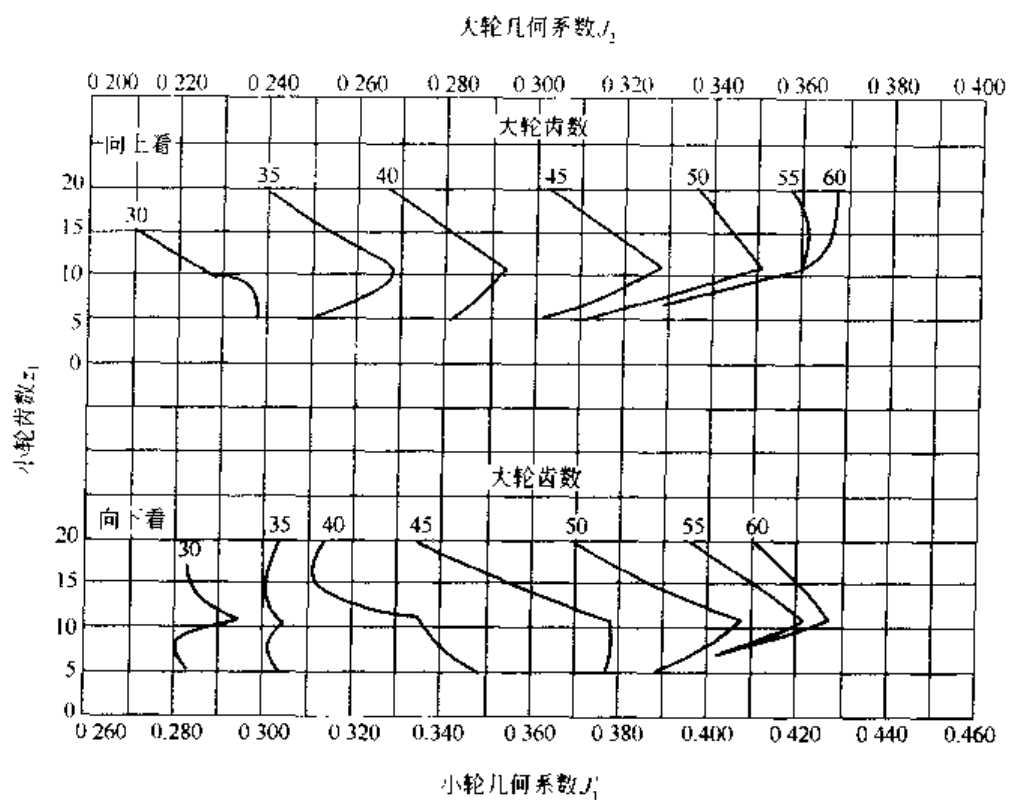


图 5-67 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数  $J_1'$  和  $J_2$

( $\alpha=22.5^\circ$ ,  $E/d_2=0.15$ )

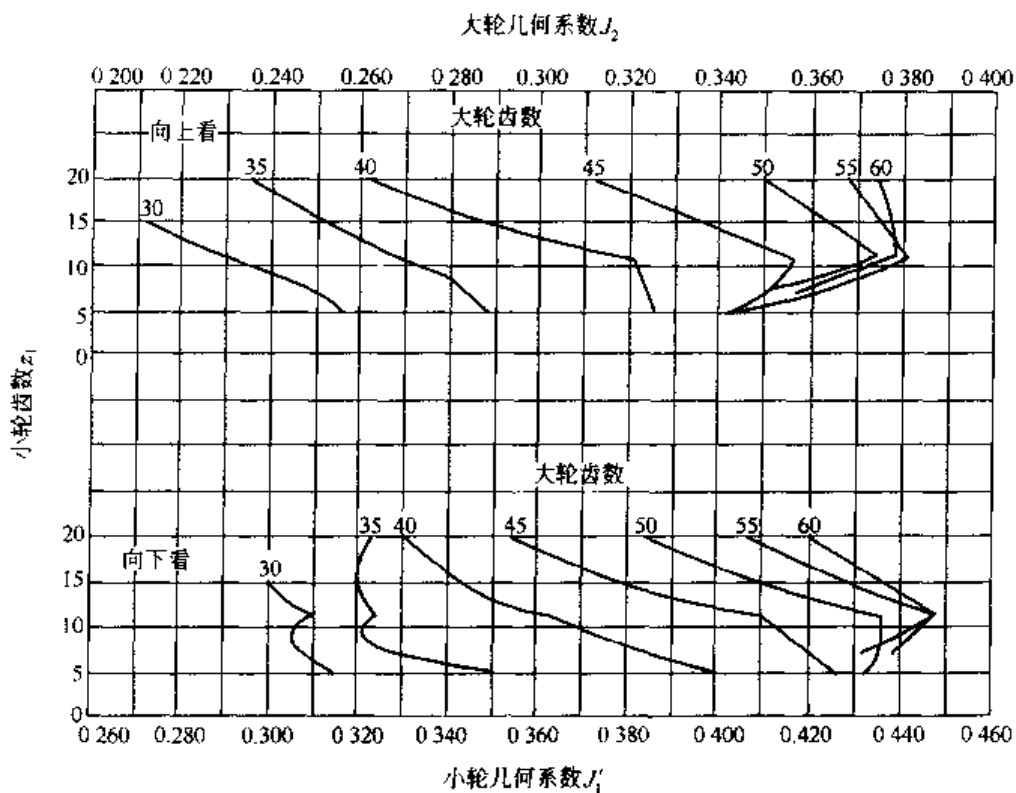


图 5-68 准双曲面齿轮弯曲强度几何系数  $J_1'$  和  $J_2$

( $\alpha=22.5^\circ$ ,  $E/d_2=0.20$ )

每一线图中,上部曲线给出  $J_2$  值;下部曲线给出  $J'_1$  值。绘制各线图时所取参数如下:  
 $b_2=0.155d_2$ ;  $\beta_1=25^\circ+5^\circ\sqrt{z_2/z_1}+90^\circ E/d_2$ ; 大轮刀尖圆角半径  $\rho_{a02}=0.24m_1$ ; 小轮刀尖圆角半径  $\rho_{a01}=0.12m_1$ ; 小轮刀盘直径  $d_0=0.85d_2$ ; 大轮与小轮的弯曲强度平衡。

## ② 弯曲强度计算安全系数

$$S_F = \sigma_{Flim} Y_{NT} / (\sigma_F Y_\theta) \geq S_{Fmin} \quad (5-46)$$

式中  $\sigma_{Flim}$ ——齿根弯曲疲劳极限, MPa; 根据齿轮材料、热处理条件和齿面硬度, 由表 5-101 查得。

③ 各系数的确定 与弧齿锥齿轮弯曲强度校核相同。

## (3) 弧齿准双曲面齿轮强度校核算例

① 已知条件  $T_1 = T_{imax} = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$ ;  $z_1 = 11$ ;  $z_2 = 43$ ;  $\Sigma = 90^\circ$ ;  $E = 34 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 205 \text{ mm}$ ,  $m_{12} = 4.7674 \text{ mm}$ ;  $b_2 = 30 \text{ mm}$ ;  $\alpha = 19^\circ$ ;  $\beta_1 = 50^\circ$ ; 大轮刀盘半径  $r_0 = 95.25 \text{ mm}$ 。

齿轮材料为 20CrMnMo; 渗碳淬火; 齿面硬度为 58~63HRC; 要求油池温度低于  $90^\circ\text{C}$ ; 齿轮副用于汽车; 使用寿命 5 000h; 失效率 1/100; 小轮转速  $n_1 = 1\,000 \text{ r/min}$ 。

## ② 接触强度校核

- 由表 5-101 取  $\sigma_{Hlim} = 1\,724 \text{ MPa}$ ;
- 根据工况由第 2 章取  $K_A = 1.25$ ;
- 由图 5-52, 取  $K_V = 1.2$ ;
- 小轮悬臂、大轮跨装。由表 5-88, 取  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.2$ ;
- $Z_\theta = Y_\theta = (273 + 90)/344 = 1.0552$ ;
- 取  $Z_X = Z_R = Z_W = 1$ ;
- 小轮使用寿命期间的循环次数

$$N_L = 5\,000 \times 60 \times 1\,000 = 3 \times 10^8$$

- 根据  $N_L$  值, 由图 5-53 查得  $Z_{NT} = 1.08$ ;
- $\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.1659$ ;
- $\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.15$  时, 由图 5-58 查得

$$I_a = 0.205 + (0.232 - 0.205) \times 3/5 = 0.2212$$

$\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.20$  时, 由图 5-59 查得

$$I_b = 0.254 + (0.286 - 0.254) \times 3/5 = 0.2732$$

$\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.1659$  时

$$I = 0.2212 + (0.2732 - 0.2212) \times 0.0159/0.05 = 0.2377$$

- 由本章 5.9.3 的公式求得  $Z_E = 189.81 \sqrt{\text{MPa}}$ ;
- 根据允许的失效率, 由表 5-89 和表 5-91 取  $S_{Hmin} = S_{Fmin} = 1$
- 齿面接触应力。由式 (5-42) 得  $\sigma_H = 1\,091.07 \text{ MPa}$ ;
- 接触强度计算安全系数。由式 (5-43) 得到  $S_H = 1.62 > 1.0$ 。

## ③ 弯曲强度校核

- 由表 5-101 取  $\sigma_{Flim} = 206.89 \text{ MPa}$ 。

- b. 尺寸系数  $Y_A = (25.4/4.7674)^{0.23} = 0.658$
- c. 根据  $N_L$  值, 由图 5-56 得到  $Y_{N1} = 1$ 。
- d. 当  $\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.15$  时由图 5-64 查得

$$J'_{1a} = 0.289 + (0.323 - 0.289) \times 3/5 = 0.3094$$

$$J_{2a} = 0.252 + (0.282 - 0.252) \times 3/5 = 0.2700$$

当  $\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.20$  时由图 5-65 查得

$$J'_{1b} = 0.321 + (0.351 - 0.321) \times 3/5 = 0.3390$$

$$J_{2b} = 0.270 + (0.303 - 0.271) \times 3/5 = 0.2890$$

当  $\alpha = 19^\circ$ ,  $E/d_2 = 0.1659$  时

$$J'_1 = 0.3094 + (0.3390 - 0.3094) \times 0.0159/0.05 = 0.319$$

$$J_2 = 0.270 + (0.2890 - 0.2700) \times 0.0159/0.05 = 0.276$$

- e. 齿根应力  $\sigma_F$ 。由式 (5-45) 和式 (5-44) 得:  $\sigma_{F1} = 118.81\text{MPa}$ ;  $\sigma_{F2} = 137.32\text{MPa}$ 。
- f. 弯曲强度计算安全系数。由式 (5-46) 得:  $S_{F1} = 1.68$ ;  $S_{F2} = 1.43$ 。

### 5.13.2 按 GB/T 10062 的 B2 与 C 混合法校核弧齿准双曲面齿轮强度

(1) 弧齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数 (见表 5-102)

表 5-102 的说明与表 5-80 相同。

表 5-102 弧齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称		代号/单位	算 例
1	传递功率		$P/\text{kW}$	
2	小轮转矩		$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	120
3	小轮转速		$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 000
4	有效齿宽系数		$b_a^*$	0.85
5	齿轮材料及热处理	小轮		20CrMnMo, 渗碳淬火
6		大轮		
7	齿面硬度	小轮		58~63HRC
8		大轮		
9	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{Hlim1}/\text{MPa}$	1 500
10		大轮	$\sigma_{Hlim2}/\text{MPa}$	
11	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{Flim1}/\text{MPa}$	500
12		大轮	$\sigma_{Flim2}/\text{MPa}$	
13	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	$7.86 \times 10^{-5}$
14		大轮	$\rho_2/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	
15	材料的弹性模量	小轮	$E_1/\text{MPa}$	$2.06 \times 10^5$
16		大轮	$E_2/\text{MPa}$	
17	材料的泊松比	小轮	$\nu_1$	0.3
18		大轮	$\nu_2$	

续表

序号	名 称	代号/单位	算 例
19	齿轮精度等级		GB/T 11365-1989 7 级
20	齿面粗糙度	小轮 $R_{a1}/\mu\text{m}$	9.6
21		大轮 $R_{a2}/\mu\text{m}$	
22	润滑油		80W/90 GL 4
23	50℃时润滑油的运动黏度	$\nu_{70}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	50
24	使用场合		车辆
25	使用寿命	/h	5 000

(2) 弧齿准双曲面齿轮的切向力和载荷系数 (见表 5-103)

表 5-103 (22) 的说明:  $K_{F0} > 1.15$  时取  $K_{F0} = 1.15$ ;  $K_{F0} < 1.0$  时取  $K_{F0} = 1.0$ 。

表 5-103 弧齿准双曲面齿轮的切向力和载荷系数

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮转速	$n_1/r \cdot \text{min}^{-1}$	见表 5-102(3)	1 000
2	小轮转矩	$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	见表 5-102(2)	120
3	大轮转速	$n_2/r \cdot \text{min}^{-1}$	$n_2 = n_1 z_1 / z_2$	255.814 0
4	大轮转矩	$T_2/\text{N} \cdot \text{m}$	$T_2 = T_1 z_2 / z_1$	469.090 9
5	大轮参考点切向力	$F_{m12}/\text{N}$	$F_{m12} = 2\,000 T_2 / d_{m2}$	5 317.059 6
6	小轮参考点切线速度	$v_{m1}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{m1} = d_{m1} n_1 / 19\,098$	3.222 7
7	小轮分度锥大端切线速度	$v_{e1}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{e1} = v_{m1} / 0.8$	4.028 4
8	使用系数	$K_A$	根据工况按第 2 章的方法选取	1.25
9		$F_{kb}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$F_{kb} = F_{m12} K_A / (b_e^* b_e)$	260.640 2
10		$A_p$	根据齿轮精度等级由表 5-68 查得	0.9
11		$C_p$		11.2
12	齿距极限偏差	$f_{pt}/\mu\text{m}$	$f_{pt} = A_p (m_n + 0.25\sqrt{d_{m2}}) + C_p$	17.425 8
13	相当于 GB/T 10095.1 的精度等级	$C$	$C = -0.504 \, 8 \ln(z_2) - 1.144 \ln(m_n) + 2.852 \ln(f_{pt}) + 3.32$ (圆整)	8.107 9 取 $C=8$
14	$C \leq 5$ 时的动载系数	$K_v$	$K_v = 1.0 \sim 1.1$	
15		$B$	$B = 0.25(C - 5.0)^{0.667}$	0.520 2
16		$A$	$A = 50 + 56(1 - B)$	76.868 8
17	$v_{e1}$ 许用最大值	$v_{e1\max}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{e1\max} = [A + (14 - C)]^2 / 200$	34.336 2
18	$C > 5$ 时的动载系数	$K_v$	$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200 v_{e1}}} \right)^{-B}$	1.177 6
19	装配条件系数	$K_{H\beta-be}$	根据装配条件由表 5-71 查得	1.1
20	接触强度计算的齿向载荷系数	$K_{H\beta}$	$b_e^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta-be}$	1.65
			$b_e^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta-be} / b_e^*$	
21		$q$	$q = 0.279 / \lg(\sin \beta_2)$	-0.878 9

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例
22		$K_{f0}$	$K_{f0} = 0.211(r_k R_{m0})^4 - 0.789$	1
23	弯曲强度计算的齿向载荷系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta} \cdot K_{F0}$	1.65
24	硬 齿 面 接触强度计算的齿间载荷系数 $F_{kb} \geq 100\text{N/mm}$ 或 $C \leq 9$	$K_{Ha}$	$C \leq 6$ 时, $K_{Ha} = 1$	1.2
			$C = 7$ 时, $K_{Ha} = 1.1$	
			$C = 8$ 时, $K_{Ha} = 1.2$	
			$C = 9$ 时, $K_{Ha} = 1.4$	
	软 齿 面 $F_{kb} < 100\text{N/mm}$ 或 $C > 9$		$K_{Ha} = \varepsilon_{\alpha m} > 1.4$	
			$C \leq 7$ 时, $K_{Ha} = 1$	
			$C = 8$ 时, $K_{Ha} = 1.1$	
			$C = 9$ 时, $K_{Ha} = 1.2$	
	面 $F_{kb} < 100\text{N/mm}$ 或 $C > 10$		$C = 10$ 时, $K_{Ha} = 1.4$	
			$K_{Ha} = \varepsilon_{\alpha m} > 1.4$	
25	弯曲强度计算的齿间载荷系数	$K_{Fa}$	$K_{Fa} = K_{Ha}$	1.2

(3) 弧齿准双曲面齿轮的接触强度校核 (见表 5-104)

计算  $C_{ZL}$ 、 $C_{ZV}$  和  $C_{ZR}$  时,  $\sigma_{Hlim}$  的取值方法与表 5-82 相同。

表 5-104 弧齿准双曲面齿轮的接触强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	节点区域系数	$Z_H$	$Z_H = 2(\cos\beta_b / \sin 2\alpha_{v1})^{0.5}$	2.287 5
2		$F_1$	$\varepsilon_{v\beta} > 1$ 时, $F_1 = \varepsilon_{v\alpha}$	1.399 2
			$0 \leq \varepsilon_{v\beta} \leq 1$ 时, $F_1 = 2 + (\varepsilon_{v\alpha} - 2)\varepsilon_{v\beta}$	
3		$F_2$	$\varepsilon_{v\beta} > 1$ 时, $F_2 = \varepsilon_{v\alpha}$	1.399 2
			$0 \leq \varepsilon_{v\beta} \leq 1$ 时, $F_2 = 2\varepsilon_{v\alpha} - 2 + (2 - \varepsilon_{v\alpha})\varepsilon_{v\beta}$	
4	中点区域系数	$Z_{M-B}$	$Z_{M-B} = \frac{\tan\alpha_{v1}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{v1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{v2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1} - \frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$	0.890 6
5	弹性系数	$Z_E / \sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$	189.811 7
6	螺旋角系数	$Z_\beta$	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_b}$	0.936 2
7	接触强度计算的载荷分布系数	$Z_{LS}$	$\varepsilon_{v\gamma} \leq 2$ 时, $Z_{LS} = 1$	1
			$\varepsilon_{v\gamma} > 2$ 和 $\varepsilon_{v\beta} > 1$ 时, $Z_{LS} = \{1 + 2[1 - (2/\varepsilon_{v\gamma})^{1.5}]\sqrt{1 - 4/\varepsilon_{v\gamma}^2}\}^{-0.5}$	
8	锥齿轮系数	$Z_K$	$Z_K = 0.8$	0.8
9	尺寸系数	$Z_X$	$Z_X = 1.0$	1.0

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
10	润滑油膜形成系数	$Z_{LVR}$	调质钢铣齿, $Z_{LVR} = 0.85$	0.92
			铣齿后研齿, $Z_{LVR} = 0.92$	
			淬硬磨齿	
			或刮削	
11	工作硬化系数	$Z_W$	$HB < 130, Z_W = 1.2$	1.0
			$HB > 470, Z_W = 1.0$	
			$130 \leq HB \leq 470, Z_W = 1.2 - (HB - 130)/1700$	
12	接触疲劳寿命系数	$Z_{NT}$	由表 5-74 查得 $Z_{NT} = (10^9/N_L)^{0.057}$	1.071 0
13	齿中点接触线长度	$l_{bm}/mm$	$\epsilon_{\gamma\beta} < 1, l_{bm} =$ $\frac{b_2 \epsilon_{\gamma\beta}}{\epsilon_{\gamma\gamma}^2 \cos \beta_{\gamma\beta}} \sqrt{\epsilon_{\gamma\gamma}^2 - [(2 - \epsilon_{\gamma\beta})(1 - \epsilon_{\gamma\beta})]^2}$	24.875 3
			$\epsilon_{\gamma\beta} \geq 1, l_{bm} = b_2 \epsilon_{\gamma\beta} / (\epsilon_{\gamma\gamma} \cos \beta_{\gamma\beta})$	
14	齿面接触应力基本值	$\sigma_{H0}/MPa$	$\sigma_{H0} = Z_M - R Z_H Z_F Z_L Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt2}}{d_{v1} l_{bm}} \times \frac{u_v + 1}{u_v}}$	575.426 3
15	接触强度计算安全系数	$S_H$	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_X Z_{LVR} Z_W}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.50
16	接触强度最小安全系数	$S_{Hmin}$	根据要求的失效率由第 2 章查得	1.0

## (4) 弧齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核 (见表 5-105)

表 5-105 的说明与表 5-95 的相同, 但须将序号作如下改变: 表 5-95 (7) 改为表 5-105 (8); 表 5-95 (14~23) 改为表 5-105 (15~24); 表 5-95 (32) 改为表 5-105 (33); 表 5-95 (49) 改为表 5-105 (50)。

表 5-105 弧齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1	参考点法向弧齿厚	$S_{mn1}/mm$	$S_{mn1} = \pi m_n / 2 + (2h_{am1} - h'_{m2}) \tan \alpha$	7.325 0	3.973 9
2		$g_\gamma/mm$	$g_\gamma = (g_{\gamma en}^2 \cos^4 \beta_{\gamma\beta} + b_2^2 \sin^2 \beta_{\gamma\beta})^{0.5}$	20.247 2	
3		$y_j/mm$	$\epsilon_{\gamma\gamma} \leq 2$ 时, $y_j = p_{vb} \cos \beta_{\gamma\beta} - g_\gamma / 2$ $\epsilon_{\gamma\gamma} > 2$ 时, $y_j = 0$	0.559 8	
4		$K'$	$K' = (z_2 - z_1) / (3.2z_2 + 4z_1)$	0.176 2	
5		$g_j/mm$	$g_j = (g_\gamma^2 - 4y_j^2)^{0.5}$	20.216 2	
6		$y_3/mm$	$y_3 = g_{\gamma en} / 2 + (g_{\gamma en}^2 y_j \cos^2 \beta_{\gamma\beta} \pm b_2 g_{\gamma en} g_j K' \sin \beta_{\gamma\beta}) / g_\gamma^2$	12.050 2	
				7.575 1	
7		$g_o''/mm$	$g_o'' = b_2 (g_{\gamma en} g_j K' \cos^2 \beta_{\gamma\beta} \mp b_2 y_j \sin \beta_{\gamma\beta}) / g_\gamma^2$	3.337 5	
				4.456 3	
8	载荷作用点的法向压力角	$\alpha_{L1}/(^{\circ})$	$\tan \alpha_{L1,2} = [y_3 + a_{vn} \sin \alpha_n' - 0.5 (d_{van2,1}^2 - d_{bn2,1}^2)^{0.5}] / (0.5 d_{van1,2})$	24.539 5	18.563 4
				21.588 8	17.909 7



续表

序号	名 称		代号 单位	计算公式和说明	算 例	
					小齿轮	大齿轮
9	载荷作用点的 法向齿厚半角	凹	$\xi_{hi}/(^{\circ})$	$\xi_{hi}=180(S_{mm}/d_{vci}-\text{inv}\alpha_1+\text{inv}\alpha_n)\pi$	1.807 3	0.354 7
		凸			2.343 5	0.425 7
10	法向载荷作 用角	凹	$\alpha_{hi}/(^{\circ})$	$\alpha_{hi}=\alpha_{11}-\xi_{hi}$	22.732 2	18.208 7
		凸			19.245 1	17.484 1
11	分度圆至载荷 作用点的距离	凹	$\Delta r_{yoi}/\text{mm}$	$\Delta r_{yoi}=0.5(d_{vbi}/\cos\alpha_{hi}-d_{vci})$	1.956 1	-1.735 8
		凸			0.115 6	-3.249 5
12	载荷作用点的 半径	凹	$r_{myoi}/\text{mm}$	$r_{myoi}=0.5d_v(R_{m2}+g_v'')/R_{m1}+\Delta r_{yoi}$	32.920 3	296.107 6
		凸			31.440 5	298.064 0
13			$g_{vbi}/\text{mm}$	$g_{vbi}=h_{t02}-\rho_{a02}$	1.809 4	6.075 5
14			$g_{oi}/\text{mm}$	$g_{oi}=0.5S_{mm}+h_{tmi}\tan\alpha_n'+\rho_{a01}(1-\sin\alpha_n')/\cos\alpha_n'$	4.920 1	5.348 1
15		凹	$g_{toi}/\text{mm}$	$g_{toi}=g_{oi}+g_{ybi}$ (初值)	7.741 3	17.868 1
		凸			6.652 5	14.535 1
16		凹	$g_{zbi}/\text{mm}$	$g_{zbi}=g_{toi}-g_{oi}$	2.821 2	12.520 0
		凸			1.732 4	9.187 0
17		凹	$\xi_i/(^{\circ})$	$\xi_i=360g_{toi}/(\pi d_{vm})$	5.703 0	2.735 6
		凸			4.900 9	2.225 3
18		凹	$g_{zi}/\text{mm}$	$g_{zi}=g_{ybi}\cos\xi_i-g_{zbi}\sin\xi_i$	1.520 1	5.471 0
		凸			1.654 8	5.714 2
19		凹	$g_{zbi}/\text{mm}$	$g_{zbi}=g_{ybi}\sin\xi_i+g_{zbi}\cos\xi_i$	2.987 0	12.795 7
		凸			1.880 6	9.416 0
20		凹	$\tau_i/(^{\circ})$	$\tau_i=\arctan(g_{zi}/g_{zbi})$	26.971 4	23.150 0
		凸			41.344 5	31.251 9
21	危险截面齿厚 之半	凹	$S_{Ni}/\text{mm}$	$S_{Ni}=0.5d_{vm}\sin\xi_i-\rho_{a01}\cos\tau_i-g_{zbi}$	4.206 7	3.962 2
		凸			4.313 3	4.089 6
22	弯曲力臂	凹	$h_{Ni}/\text{mm}$	$h_{Ni}=\Delta r_{yoi}+0.5d_{vm}(1-\cos\xi_i)+\rho_{a01}\sin\tau_i+g_{zi}$	4.133 3	4.633 5
		凸			2.451 1	3.369 5
23		凹	$S_{bvi}/\text{mm}$	$S_{bvi}=S_{Ni}/(h_{Ni}\tan\tau_i)-2$	$-3.56\times 10^{-5}$	$-5.75\times 10^{-6}$
		凸			$-5.00\times 10^{-5}$	$-1.15\times 10^{-5}$
24		凹	$g_{toi}/\text{mm}$	当 $ S_{bvi} <10^{-3}$ 时,执行(25) 否则 $g_{toi(2)}=g_{toi(1)}+\Delta g_i$ ,返回(16)	7.741 3	17.868 1
		凸			6.652 5	14.535 1
25		凹	$x_{Ni}/\text{mm}$	$x_{Ni}=S_{Ni}^2/h_{Ni}$	4.281 4	3.388 2
		凸			7.590 3	4.963 6
26	齿形系数	凹	Y	$Y=\frac{2}{3}\left\{\frac{1}{m_{12}[1/x_{Ni}-\tan\alpha_{hi}/(3S_{Ni})]}\right\}$	0.697 9	0.522 8
		凸			1.334 8	0.795 5
27			L	$L=0.3254545-0.0072727\alpha_n'$	0.187 273	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
28		$M$	$M=0.331\ 818\ 2-0.009\ 090\ 9\alpha_n'$	0.159 091	
29		$O$	$O=0.268\ 181\ 8+0.009\ 090\ 9\alpha_n'$	0.140 909	
30	齿根圆角半径	$r_{mf}/\text{mm}$	$r_{mf}=(h_{fwi}-\rho_{\text{res}})^2/(0.5d_{vwi}+h_{fwi}-\rho_{\text{res}})+\rho_{\text{res}}$	0.641 1	1.297 1
31	应力修正系数	凹 凸	$Y_f=L+\left(\frac{2S_{Nt}}{r_{mf}}\right)^M\left(\frac{2S_{Nt}}{h_{Ni}}\right)^O$	2.247 8	1.876 9
				2.820 9	2.169 0
32	含应力修正系数的齿形系数	凹 凸	$Y_K=Y/Y_f$	0.310 5	0.278 5
				0.473 2	0.366 8
33		$g_j^3/\text{mm}^3$	$g_j^3=g_j^3+\sum_{k=1}^4[g_j^2-4kp_{vb}\cos\beta_{vb}(kp_{vb}\cos\beta_{vb}+2y_j)]^{3/2}+\sum_{k=1}^3[g_j^2-4kp_{vb}\cos\beta_{vb}(kp_{vb}\cos\beta_{vb}-2y_j)]^{3/2}$	8 262.27	
34	载荷分配率	$\epsilon_N$	$\epsilon_N=g_j^3/g_j^3$	1.0	
35	惯性系数	$Y_i$	$\epsilon_{vY}<2.0$ 时, $Y_i=2/\epsilon_{vY}$	1.055 3	
			$\epsilon_{vY}\geq 2.0$ 时, $Y_i=1$		
36		$g_k/\text{mm}$	$g_k=b_2g_{vwi}g_j\cos^2\beta_{vb}/g_j^2$	22.114 9	
37		凹 凸	$\Delta b'_i=(b_2-g_k)/(2\cos\beta_2)+g_o''/\cos\beta_2$	8.306 0	
				9.582 5	
38		凹 凸	$\Delta b'_e=(b_2-g_k)/(2\cos\beta_2)-g_o''/\cos\beta_2$	0.690 3	
				-0.586 2	
39		凹	$\Delta b_i/\text{mm}$	$\Delta b'_i>0$ 和 $\Delta b'_e>0$ , 则 $\Delta b_i=\Delta b'_i$	
		凸			
		凹		$\Delta b'_i>0$ 和 $\Delta b'_e<0$ , 则 $\Delta b_i=(b_2-g_k)/\cos\beta_2$	
		凸		8.996 3	
		凹		$\Delta b'_i<0$ 和 $\Delta b'_e>0$ , 则 $\Delta b_i=0$	
40		凸	$\Delta b_e/\text{mm}$	$\Delta b'_e>0$ 和 $\Delta b'_i>0$ , 则 $\Delta b_e=\Delta b'_e$	
		凹			
		凹		$\Delta b'_e>0$ 和 $\Delta b'_i<0$ , 则 $\Delta b_e=(b_2-g_k)/\cos\beta_2$	
		凸			
		凹		$\Delta b'_e<0$ 和 $\Delta b'_i>0$ , 则 $\Delta b_e=0$	
41	有效齿宽	凹 凸	$b_{ce}=h_{Ni}\cos\beta_2[\arctan(\Delta b_i/h_{Ni})+\arctan(\Delta b_e/h_{Ni})]\pi/180+g_k$	26.732 2	27.028 2
				24.918 0	25.695 5
42	准双曲面齿轮弯曲强度几何系数	凹 凸	$Y_j=\frac{Y_K}{\epsilon_N Y_i}\times\frac{2r_{myn}}{d_{vi}}\times\frac{b_{ce}m_{u2}}{b_2m_{u2}}$	0.248 5	0.210 8
				0.337 2	0.265 7

续表

序号	名 称		代号 单位	计算公式和说明	算 例	
					小齿轮	大齿轮
13	准双曲面齿轮 修正系数	<div><div>凹</div><div>凸</div></div>	$Y_A$	$Y_A = \frac{Y_F}{2.3[1 - S_N \tan \alpha_{b0} (3h_N)]}$	1.1392 1.542 3	0.900 5 1.080 8
11	齿根应力基 本值	<div><div>凹</div><div>凸</div></div>	$\sigma_{F0}$ MPa	$\sigma_{F0} = \frac{F_{m1} m_{int2}}{b m_{F0}^2} \sqrt{\frac{Y_A}{Y_F}}$	146.681 6 146.352 3	136.662 3 130.186 1
15	相对齿根圆角敏感 性系数		$Y_{SrelT}$	$Y_{SrelT} = 1.0$	1.0	
46	相对齿根表面状况 系数		$Y_{RrelT}$	$R_z < 1\mu\text{m}$ 时, $Y_{RrelT} = 1.2$	1.001 1	
	调质钢与渗碳淬 火钢	$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{RrelT} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1}$				
	结构钢	$R_z < 1\mu\text{m}$ 时, $Y_{RrelT} = 1.07$				
		$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{RrelT} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{0.01}$				
	灰铸铁	$R_z < 1\mu\text{m}$ 时, $Y_{RrelT} = 1.025$				
		$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{RrelT} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.005}$				
47	尺寸系数		$Y_X$	$Y_X = 1.03 - 0.006m_n$ $0.85 \leq Y_X \leq 1.0$	1.0	
	结构钢、调质钢、球 墨铸铁、珠光体可锻 铸铁					
	表面硬化钢			$Y_X = 1.05 - 0.01m_n$ $0.80 \leq Y_X \leq 1.0$		
	灰铸铁			$Y_X = 1.075 - 0.015m_n$ $0.7 \leq Y_X \leq 1.0$		
48	试验齿轮应力修正 系数		$Y_{ST}$	$Y_{ST} = 2.0$	2.0	
49	弯曲疲劳寿命系数		$Y_{NT}$	由表 5-79 查得, $Y_{NT} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.912 0	
50	弯曲强度计算 安全系数	<div><div>凹</div><div>凸</div></div>	$S_F$	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\sigma}}$	2.142 0	2.299 0
		2.146 8			2.413 4	
51	许用弯曲强度最小 安全系数		$S_{Fmin}$	根据要求的失效率由第 2 章查得	1.0	

## (5) 弧齿准双曲面齿轮的胶合承载能力计算

建议采用积分温度法计算,可采用本章 5.14.5 节表 5-110 和表 5-111 的公式进行计算。

油品的 FZG 胶合载荷级  $S_{FZG} = 12$ , 油池温度  $\theta_{oil} = 90^\circ\text{C}$ , 采用油浴润滑。

计算结果: 积分温度  $\theta_{int} = 146.52\text{K}$ ; 胶合积分温度  $\theta_{intS} = 364.94\text{K}$ ; 胶合承载能力计算安全系数  $S_{intS} = 2.49$ 。

### 5.14 摆线齿准双曲面齿轮的强度校核

参考克林根贝尔格标准 KN 3030 和 KN 3029 的方法, 计算准双曲面齿轮用于接触强度和弯曲强度计算的端面当量齿轮参数; 利用 GB/T 10062 的 B1 法校核摆线齿准双曲面齿轮的接触强度和弯曲强度。

利用 GB/Z 6413—2003 (与 ISO/TR 13989-2 对应) 标准, 先求出用于胶合承载能力计算的当量交错轴斜齿轮副的参数, 然后进行胶合承载能力计算。

强度校核之先, 应按本章 5.8 中表 5-54~表 5-66 进行摆线齿准双曲面齿轮几何设计。本节算例的几何参数与本章 5.8 算例的相同。

#### 5.14.1 摆线齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数

摆线齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数见表 5-106。

表 5-106 的说明与表 5-80 的相同。

表 5-106 摆线齿准双曲面齿轮强度校核的原始参数

序号	名 称		代号/单位	算 例
1	传递功率		$P/\text{kW}$	
2	小轮转矩		$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	250
3	大轮转矩		$T_2/\text{N} \cdot \text{m}$	1 025
4	小轮转速		$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	875
5	大轮转速		$n_2/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	213.414 6
6	大轮有效齿宽系数		$b_c^*$	0.85
7	齿轮材料及热处理	小轮		20CrMnMo, 渗碳淬火
8		大轮		
9	齿面硬度	小轮		58~63HRC
10		大轮		
11	试验齿轮的接触疲劳极限	小轮	$\sigma_{Hlim1}/\text{MPa}$	1 500
12		大轮	$\sigma_{Hlim2}/\text{MPa}$	
13	试验齿轮的弯曲疲劳极限	小轮	$\sigma_{Flim1}/\text{MPa}$	500
14		大轮	$\sigma_{Flim2}/\text{MPa}$	
15	齿轮材料的密度	小轮	$\rho_1/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	$7.86 \times 10^{-6}$
16		大轮	$\rho_2/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	
17	材料的弹性模量	小轮	$E_1/\text{MPa}$	$2.06 \times 10^5$
18		大轮	$E_2/\text{MPa}$	
19	材料的泊松比	小轮	$\nu_1$	0.3
20		大轮	$\nu_2$	
21	齿轮的精度等级			GB/T 11365—1989, 7 级
22	齿面粗糙度	小轮	$R_{a1}/\mu\text{m}$	9.6
23		大轮	$R_{a2}/\mu\text{m}$	

续表

序号	名 称	代号、单位	算 例
24	润滑油		80W/90 GL-4
25	50℃时润滑油的运动黏度	$\nu_{50}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}$	50
26	使用场合		车辆
27	使用寿命	$t_h$	$\{5\ 000(N_{H1}-2.625 \times 10^6; N_{H2}-6.402 \times 10^6)\}$

### 5.14.2 摆线齿准双曲面轮的切向力及载荷系数

摆线齿准双曲面齿轮的切向力及载荷系数见表 5-107。

表 5-107 摆线齿准双曲面齿轮的切向力及载荷系数

序号	名 称	代号、单位	计算公式和说明	算 例
1	小轮转速	$n_1/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	见表 5-20(4)	875
2	小轮转矩	$T_1/\text{N} \cdot \text{m}$	见表 5-20(2)	250
3	大轮转速	$n_2/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	$n_2 = n_1 z_1 / z_2$	213.111 6
4	大轮转矩	$T_2/\text{N} \cdot \text{m}$	$T_2 = T_1 n_1 / n_2$	1 025
5	大轮参考点切向力	$F_{m12}/\text{N}$	$F_{m12} = 1\ 000 T_2 / r_{m2}$	11 955.413 3
6	小轮参考点切线速度	$v_{m1}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v_{m1} = 2 r_{m1} n_1 / 19\ 098$	2.377 017
7	使用系数	$K_A$	根据工况按第 2 章的方法选取	1.4
动载系数 $K_V$				
8	大轮有效齿宽	$b_e/\text{mm}$	$b_e = b_e^* b_2$	25.5
9		$F_{kb}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$F_{kb} = F_{m12} K_A / b_e$	656.375 6
10	齿轮啮合刚度修正系数 之一	$C_F$	$F_{kb} \geq 100$ 时, $C_F = 1$ $F_{kb} < 100$ 时, $C_F = F_{kb} / 100$	1
11	齿轮啮合刚度修正系数 之二	$C_b$	$b_e^* \geq 0.85$ 时, $C_b = 1$ $b_e^* < 0.85$ 时, $C_b = b_e^* / 0.85$	1
12	轮齿啮合刚度	$c_Y/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c_Y = 20 C_F C_b$	20
13	单对齿刚度	$c'/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$c' = 14 C_F C_b$	14
14	诱导质量	$m_{\text{redx}}/\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1}$	$m_{\text{redx}} = \frac{\pi \rho d_{b1}^2}{8 \cos^2 \alpha} \left( \frac{u'^2}{1+u'^2} \right)$	$9.828\ 1 \times 10^{-4}$
15	轮 1 共振转速	$n_{E1}/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_{01}} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{\text{redx}}}}$	32 311.055 8
16	无量纲的基准速度	$N$	$N = n_1 / n_{E1}$	$2.708\ 051 \times 10^{-2}$
17		$A_p$	根据精度等级由表 5-68 查得	0.9
18		$C_p$	根据精度等级由表 5-68 查得	11.2
19	齿距极限偏差	$f_{pt}/\mu\text{m}$	$f_{pt} = A_p (m_n + 0.25 \sqrt{2 r_{m2}}) + C_p$	17.147 030
20	轮齿跑合量	$y_a/\mu\text{m}$	调质钢, $y_a = 160 f_{pt} / \sigma_{H\text{lim}}$	
			灰铸铁, $y_a = 0.275 f_{pt}$	
			淬火钢和渗氮钢, $y_a = 0.075 f_{pt}$	1.286 027
			两种不同材料, $y_a = 0.5(y_{a1} + y_{a2})$	
21	有效齿距偏差	$f_{\text{peff}}/\mu\text{m}$	$f_{\text{peff}} = f_{pt} - y_a$	15.861 003

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
22		$B_p$	$B_p = b_2 f_{\text{peff}} L' / (F_{m2} K_A)$	0.398 004
23		$C_{v1}$	$C_{v1} = 0.32$	0.32
24	$N \leq 1.25$ 时的 $C_{v1}$ 和 $C_{v2}$	$C_{v2}$	$1 < \varepsilon_{v1} \leq 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$	
			i 面 $\varepsilon_{v1} > 2$ 时, $C_{v2} = 0.57 / (\varepsilon_{v1} - 0.3)$	0.320 117
			e 面	0.320 117
25	$N \leq 0.75$ 时的 $C_{v3}$	$C_{v3}$	$1 < \varepsilon_{v1} \leq 2$ 时, $C_{v3} = 0.23$	
			i 面 $\varepsilon_{v1} > 2$ 时, $C_{v3} = 0.096 / (\varepsilon_{v1} - 1.56)$	0.184 402
			e 面	0.184 402
26	$0.75 < N \leq 1.25$ 时的 $C_{v4}$	$C_{v4}$	$1 < \varepsilon_{v1} \leq 2$ 时, $C_{v4} = 0.9$	
			i 面 $\varepsilon_{v1} > 2$ 时, $C_{v4} = (0.57 - 0.05\varepsilon_{v1}) / (\varepsilon_{v1} - 1.44)$	
			e 面	
27		$C_{v5}$	$C_{v5} = 0.47$	
28	$N \geq 1.5$ 时的 $C_{v5}$ 、 $C_{v6}$ 和 $C_{v7}$	$C_{v6}$	$1 < \varepsilon_{v1} \leq 2$ 时, $C_{v6} = 0.47$	
			i 面 $\varepsilon_{v1} > 2$ 时, $C_{v6} = 0.12 / (\varepsilon_{v1} - 1.74)$	
			e 面	
29		$C_{v7}$	$1 < \varepsilon_{v1} \leq 1.5$ 时, $C_{v7} = 0.75$	
			i 面 $1.5 < \varepsilon_{v1} \leq 2.5$ 时, $C_{v7} = 0.125 \sin[\pi(\varepsilon_{v1} - 2)] + 0.875$	
			e 面 $\varepsilon_{v1} > 2.5$ 时, $C_{v7} = 1.0$	
30	动载系数	$K_v$	i 面 $N \leq 0.75$ 时, $K_v = N[B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v3}] + 1$	1.011 893
			e 面	1.011 893
			i 面 $0.75 < N \leq 1.25$ 时, $K_v = B_p(C_{v1} + C_{v2}) + C_{v4} + 1$	
			e 面	
			i 面 $N \geq 1.5$ 时, $K_v = B_p(C_{v5} + C_{v6}) + C_{v7}$	
			e 面 $1.25 < N < 1.5$ 时, $K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.25)} - K_{v(N=1.5)}}{0.25} (1.5 - N)$	

齿向载荷系数  $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$  以及  $Z_{\Sigma}$  和  $Y_e$ 

31	装配系数	$K_{H\beta-be}$	根据装配条件和接触区检验条件,按表 5-71 选取	1.1
32	接触强度计算的齿向载荷系数	$K_{H\beta}$	$b_e^* > 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta-be}$	
			$b_e^* \leq 0.85$ 时, $K_{H\beta} = 1.275 K_{H\beta-be} / b_e^*$	1.65
33		$q$	$q = 0.279 / \lg(\sin \beta_{m2})$	-1.272 880
34		$K_{F0}$	$K_{F0} = 0.211(r_0/R_{m2})^2 + 0.789$	1.006 596
35	弯曲强度计算的齿向载荷系数	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta} / K_{F0}$	1.639 188

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明		算 例
36	接触强度计算的载荷分配系数	$Z_{LS}$	$\epsilon_{vy} \leq 2$ 时, $Z_{LS} = 1$		
			i 面	$\epsilon_{vy} > 2$ 和 $\epsilon_{vp} > 1$ 时, $Z_{LS} = (1 + 2$	0.984 507
			e 面	$\{1 - (2 \epsilon_{vy})^{1.5}\} \sqrt{1 - 4/\epsilon_{vy}^2} \}^{0.5}$	0.984 507
37	重合度系数	$Y_\epsilon$	当 $\epsilon_{vp} > 1$ 时, $Y_\epsilon = 0.625$		0.625
			i 面	$0 < \epsilon_{vp} \leq 1$ 时, $Y_\epsilon = 0.25 + 0.75 /$	
			e 面	$\epsilon_{va} - \epsilon_{vp} (0.75/\epsilon_{va} - 0.375)$ $\geq 0.625$	
齿间载荷系数 $K_{Ha}$ 和 $K_{Fa}$					
38		$F_{mH}, N$	i 面	$F_{mH} = F_{m12} K_A K_V K_{H\beta}$	27 915.453 3
			e 面		27 945.453 3
39	接触强度计算的齿间载荷系数	$K_{Ha}$	i 面	$\epsilon_{vy} \leq 2$ 时, $K_{Ha} =$	
			e 面	$\frac{\epsilon_{vy}}{2} \left[ 0.9 + \frac{0.1c_r(f_{p1} - y_a)}{F_{mH}/b_2} \right]$	
			i 面	$\epsilon_{vy} > 2$ 时, $K_{Ha} =$	1.038 830
			e 面	$0.9 + \frac{0.1c_r(f_{p1} - y_a)}{F_{mH}/b_2} \sqrt{\frac{2(\epsilon_{vy} - 1)}{\epsilon_{vy}}}$	1.038 830
40	弯曲强度计算的齿间载荷系数	$K_{Fa}$	i 面	$K_{Fa} = K_{Ha}$	1.038 830
			e 面		1.038 830
41		$K_{H\alpha max}$	i 面	$K_{H\alpha max} = \epsilon_{vy} / (Z_{LS}^2 \epsilon_{va})$	1.854 795
			e 面		1.854 795
42		$K_{Fa max}$	i 面	$K_{Fa max} = \epsilon_{vy} / (Y_\epsilon \epsilon_{va})$	2.876 428
			e 面		2.876 428
43		$K_{H\alpha}$	i 面	当 $K_{H\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{H\alpha} = 1$	
			e 面	当 $K_{H\alpha} > K_{H\alpha max}$ 时, 取 $K_{H\alpha} = K_{H\alpha max}$	
44		$K_{Fa}$	i 面	当 $K_{Fa} < 1$ 时, 取 $K_{Fa} = 1$	
			e 面	当 $K_{Fa} > K_{Fa max}$ 时, 取 $K_{Fa} = K_{Fa max}$	

### 5.14.3 摆线齿准双曲面齿轮的接触强度校核

摆线齿准双曲面齿轮的齿面接触强度校核见表 5-108。

计算  $C_{ZL}$ 、 $C_{2V}$  和  $C_{ZR}$  时,  $\sigma_{Hlim}$  的取值方法与表 5-82 相同。

### 5.14.4 摆线齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核

摆线齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核见表 5-109。

### 5.14.5 摆线齿准双曲面齿轮的胶合承载能力计算

(1) 当量交错轴斜齿轮副参数 (见表 5-110)

(2) 摆线齿准双曲面齿轮胶合承载能力计算 (见表 5-111)

表 5-111 的说明与表 5-84 相同。

表 5-108 摆线齿准双曲面齿轮的齿面接触强度校核

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明		算 例
1	节点区域系数	$Z_H$	i 面	$Z_H=2(\cos\beta_{vb}/\sin2\alpha'_{v1})^{0.5}$	2.087 958
			e 面		2.087 958
2		$F_1$	i 面	$0<\varepsilon_{v\beta}\leq 1$ 时, $F_1=2+(\varepsilon_{va}-2)\varepsilon_{v\beta}$	
			e 面		
			i 面	$\varepsilon_{v\beta}>1$ 时, $F_1=\varepsilon_{va}$	1.157 325
			e 面		1.157 325
3		$F_2$	i 面	$0<\varepsilon_{v\beta}\leq 1$ 时, $F_2=2\varepsilon_{va}-2+(2-\varepsilon_{va})\varepsilon_{v\beta}$	
			e 面		
			i 面	$\varepsilon_{v\beta}>1$ 时, $F_2=\varepsilon_{va}$	1.157 325
			e 面		1.157 325
4	中点区域系数	$Z_{M-B}$	i 面	$Z_{M-B}=$	0.936 568
			e 面	$\frac{\tan\alpha'_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2-1}-\frac{\pi F_1}{z_{v1}}\right]}\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2-1}-\frac{\pi F_2}{z_{v2}}\right]}}$	0.936 568
5	弹性系数	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	$Z_E=\sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$		189.811 7
6	螺旋角系数	$Z_\beta$	$Z_\beta=\sqrt{\cos\beta_{m2}}$		0.892 872
7	锥齿轮系数	$Z_K$	$Z_K=0.8$		0.8
8	尺寸系数	$Z_X$	$Z_X=1$		1
9		$C_{ZL}$	$C_{ZL}=0.08\left(\frac{\sigma_{Hlim}-850}{350}\right)+0.83$		0.91
10	润滑剂系数	$Z_L$	$Z_L=C_{ZL}+\frac{4(1-C_{ZL})}{(1.2+80/\nu_{50})^2}$		0.955 918
11		$C_{ZV}$	$C_{ZV}=0.08\left(\frac{\sigma_{Hlim}-850}{350}\right)+0.85$		0.93
12	速度系数	$Z_v$	$Z_v=C_{ZV}+\frac{2(1-C_{ZV})}{(0.8+32/\nu_{mt1})^{0.5}}$		0.967 071
13	小轮齿面微观不平度	$R_{a1}/\mu\text{m}$	$R_{a1}\approx 6R_{a1}$		9.6
14	大轮齿面微观不平度	$R_{a2}/\mu\text{m}$	$R_{a2}\approx 6R_{a2}$		9.6
15	相对曲率半径	$\rho_{red}/\text{mm}$	i 面	$\rho_{red}=\frac{a_v\sin\alpha'_{vt}}{\cos\beta_{vb}}\frac{u_v}{(1+u_v)^2}$	13.370 513
			e 面		13.370 513
16		$R_{z10}$	i 面	$R_{z10}=0.5(R_{a1}+R_{a2})\sqrt[3]{(10/\rho_{red})}$	8.714 087
			e 面		8.714 087
17		$C_{ZR}$	$C_{ZR}=0.12+(1\,000-\sigma_{Hlim})/5\,000$		0.08
18	粗糙度系数	$Z_R$	i 面	$Z_R=(3/R_{z10})^{C_{ZR}}$	0.918 231
			e 面		0.918 231



续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明		算 例
19	工作硬化系数	$Z_w$	HB<130 时, $Z_w=1.2$		1
			HB>470 时, $Z_w=1$		
			$130 \leq \text{HB} \leq 470$ 时, $Z_w=1.2-(\text{HB}-130)/1700$		
20	接触疲劳寿命系数	$Z_{N1}$	由表 5-74 查得, $Z_{N1}=(10^6/N_1)^{0.057}$		1.079 219
21	齿中点接触线长度	$l_{bm}$ /mm	i 面	$\epsilon_{\gamma\beta}<1$ 时, $l_{bm}=$	
			e 面	$\frac{b\epsilon_{\gamma\alpha}}{\epsilon_{\gamma\gamma}^2 \cos\beta_{\gamma b}} \sqrt{\epsilon_{\gamma\gamma}^2 - [(2-\epsilon_{\gamma\alpha})(1-\epsilon_{\gamma\beta})]^{-2}}$	
			i 面	$\epsilon_{\gamma\beta} \geq 1$ 时, $l_{bm}=b\epsilon_{\gamma\alpha} \cdot (\epsilon_{\gamma\gamma} \cos\beta_{\gamma b})$	20.263 348
			e 面		20.263 348
22	齿面计算接触应力基本值	$\sigma_{H0}$ /MPa	i 面	$\sigma_{H0}=Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt2}(u_\gamma+1)}{d_{v1} l_{bm} u_\gamma}}$	870.700 5
			e 面		870.700 5
23	接触强度计算安全系数	$S_H$	i 面	$S_H=\frac{\sigma_{Hbm} Z_{NT} Z_X Z_L Z_\beta Z_R Z_w}{\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$	1.013
			e 面		1.013
24	许用接触强度最小安全系数	$S_{Hmin}$	根据要求的失效概率由第 2 章查得		1

表 5-109 摆线齿准双曲面齿轮的弯曲强度校核

序号	名 称	代号·单位	计算公式和说明		算 例	
					小齿轮	大齿轮
1	齿形系数	$Y_{Fa}$	i 面	见表 5-66(17)	2.186 311	2.186 306
			e 面		2.147 159	2.214 804
2		$N_b$	$N_b = I' m_n / [\rho_{b0} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi)]$		3.023 286	8.566 623
3	法面当量齿轮齿廓危险截面点曲率半径	$\rho_F/\text{mm}$	$\rho_F = \rho_{b0} / \{1 - N_b / [1 + N_b + d_{vni} \sin(\varphi_k + 180\varphi_b/\pi) / (2\rho_{b0} N_b)]\}$		1.245 064	1.328 540
4		$q_s$	$q_s = s'_{F0} m_n / (2\rho_F)$		3.003 943	2.884 913
5		$L_\alpha$	i 面	$L_\alpha = s'_{Fn} / h'_F$	1.142 572	1.190 588
			e 面		1.142 572	1.190 588
6	应力修正系数	$Y_{Sa}$	i 面	$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_\alpha) q_s (\frac{1}{1.21 + 2.3L_\alpha})$	1.897 035	1.898 112
			e 面		1.897 035	1.898 112
7		$l'_{bm}/\text{mm}$	i 面	$l'_{bm} = l_{bm} \cos\beta_b$	16.687 366	
			e 面		16.687 366	
8	锥齿轮系数	$Y_K$	i 面	$Y_K = (0.5 + 0.5l'_{bm}/b)^2 b/l'_{bm}$	1.088 503	
			e 面		1.088 503	
9	载荷分配系数	$Y_{LS}$	i 面	$Y_{LS} = Z_{LS}^2$	0.969 254	
			e 面		0.969 254	
10	齿根应力基本值	$\sigma_{F0}/\text{MPa}$	i 面	$\sigma_{F0} = \frac{F_{m2}}{b_2 m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_K Y_{LS}$	326.884 0	327.068 9
			e 面		321.030 2	331.332 2
11	材料滑移层厚度	$\rho'/\text{mm}$	由表 5-76 查得		0.003	

续表

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
12		$x^*$	$x^* = (1 + 2q_s)/5$	1.401 577	1.353 965
13	相对齿根圆角敏感系数	$Y_{\text{relT}}$	$Y_{\text{relT}} = (1 + \sqrt{\rho' x^*}) / (1 + \sqrt{1.2\rho'})$	1.004 570	1.003 521
相对齿根表面状况系数					
14	调质钢与渗碳淬火钢	$Y_{\text{RelT}}$	$R_z < 1\mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{RelT}} = 1.12$	1.004 137	1.004 137
			$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{RelT}} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1}$		
15	结构钢		$R_z < 1\mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{RelT}} = 1.07$		
			$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{RelT}} = 5.306 - 4.203(R_z + 0.1)^{0.01}$		
16	灰铸铁渗氮钢		$R_z < 1\mu\text{m}$ 时, $Y_{\text{RelT}} = 1.025$		
			$1\mu\text{m} \leq R_z \leq 40\mu\text{m}$ 时 $Y_{\text{RelT}} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.005}$		
尺寸系数					
17	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	$Y_X$	$Y_X = 1.03 - 0.006m_n$ $0.85 \leq Y_X \leq 1.0$	1	
18	表面硬化钢		$Y_X = 1.05 - 0.01m_n$ $0.80 \leq Y_X \leq 1.0$		
19	灰铸铁		$Y_X = 1.075 - 0.015m_n$ $0.70 \leq Y_X \leq 1.0$		
20	试验齿轮应力修正系数	$Y_{\text{ST}}$	$Y_{\text{ST}} = 2$	2	
21	弯曲疲劳寿命系数	$Y_{\text{NT}}$	由表 5-79 查得, $Y_{\text{NT}} = (3 \times 10^6 / N_L)^{0.02}$	0.914 450	0.940 624
22	弯曲强度的计算安全系数	$S_F$	i 面	1.170	1.201
			e 面		
23	许用弯曲强度最小安全系数	$S_{\text{Fmin}}$	根据要求的失效概率由第 2 章查得	1	

表 5-110 准双曲面齿轮的当量交错轴斜齿轮副参数

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
1	螺旋角	$\beta_{s1,2}/(^{\circ})$	$\beta_{s1,2} = \beta_{m1,2}$	50.010 553	37.134 44
2	法向压力角	$\alpha_{an}/(^{\circ})$	$\alpha_{an} = \alpha_n$	20	
3	轴交错角	$\Sigma_s/(^{\circ})$	$\Sigma_s = \beta_{m1} - \beta_{m2}$	12.876 109	
4	端面压力角	$\alpha_{st1,2}/(^{\circ})$	$\alpha_{st1,2} = \arctan(\tan\alpha_{an} / \cos\beta_{s1,2})$	29.525 545	24.539 004
5	基圆螺旋角	$\beta_{sb1,2}/(^{\circ})$	$\beta_{sb1,2} = \arcsin(\sin\beta_{s1,2} \cos\alpha_{an})$	46.050 976	34.560 807

续表

序号	名 称	代号 单位	计算公式和说明	算 例	
				小齿轮	大齿轮
6	分度圆直径	$d_{s1,2}$ mm	$d_{s1,2} = d_{n1,2} \cos \delta_{1,2}$	54.425 777	554.496 767
7	顶圆直径	$d_{sa1,2}$ mm	$d_{sa1,2} = d_{s1,2} + 2h_{aen1,2}$	63.761 377	558.497 739
8	基圆直径	$d_{sb1,2}$ mm	$d_{sb1,2} = d_{s1,2} \cos \alpha_{s1,2}$	47.357 831	504.113 932
9	假想压力滚柱的轴交角	$\varphi$ (°)	$\varphi = \arctan(\tan \beta_{s1} \sin \alpha_n) + \arctan(\tan \beta_{s2} \sin \alpha_n)$	36.703 546	
10	法向模数	$m_{sn}$ mm	$m_{sn} = m_n$	3.334 143	
11	法向基圆齿距	$p_{en}$ mm	$p_{en} = \pi m_{sn} \cos \alpha_{sn}$	9.842 828	
12	法向齿廓曲率半径	$\rho_{n1,2}$ mm	$\rho_{n1,2} = 0.5 d_{s1,2} \sin^2 \alpha_{s1,2} / \sin \alpha_{sn}$	19.323 453	139.819 437
13	法向齿廓相对法曲率半径	$\rho_{en}$ mm	$\rho_{en} = \rho_{n1} \rho_{n2} / (\rho_{n1} + \rho_{n2})$	16.977 160	
14	小齿轮的切线速度	$v_{t1}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{t1} = \pi d_{s1} n_1 / 60 000$	2.376 943	
15	大齿轮的切线速度	$v_{t2}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{t2} = v_{t1} \cos \beta_{s1} / \cos \beta_{s2}$		1.916 073
16	齿长方向的速度和	$v_{\Sigma s}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{\Sigma s} = v_{t1} (\sin \beta_{s1} + \sin \beta_{s2} \cos \beta_{s1} / \cos \beta_{s2})$	2.977 834	
17	齿高方向的速度和	$v_{\Sigma h}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{\Sigma h} = 2 v_{t1} \cos \beta_{s1} \sin \alpha_{sc}$	1.044 895	
18	参考点切线速度之和	$v_{\Sigma c}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{\Sigma c} = (v_{\Sigma s}^2 + v_{\Sigma h}^2)^{0.5}$	3.155 836	
19	参考点滑动速度	$v_{gs}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{gs} = v_{t1} \sin \Sigma_s / \cos \beta_{s2}$	0.664 416	
20	小轮啮出啮合线长	$g_{a1}$ mm	$g_{a1} = 0.5 [(d_{sa1}^2 - d_{sb1}^2)^{0.5} - (d_{a1}^2 - d_{sb1}^2)^{0.5}] / \cos \beta_{sb1}$	11.434 869	
21	大轮啮入啮合线长	$g_{in2}$ mm	$g_{in2} = g_{a1}$	11.434 869	
22	大轮啮出啮合线长	$g_{a2}$ mm	$g_{a2} = 0.5 [(d_{sa2}^2 - d_{sb2}^2)^{0.5} - (d_{a2}^2 - d_{sb2}^2)^{0.5}] / \cos \beta_{sb2}$	5.751 824	
23	小轮啮入啮合线长	$g_{in1}$ mm	$g_{in1} = g_{a2}$	5.751 824	
24		$v_{g1}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{g1} = 2 v_{t1} g_{a1} \cos \beta_{sb1} / d_{s1}$	0.693 180	
25		$v_{g2}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{g2} = 2 v_{t2} g_{a2} \cos \beta_{sb2} / d_{s2}$		0.065 080
26		$\gamma_{1,2}$ (°)	$\gamma_{1,2} = \arctan(\sin \alpha_{sn} \tan \beta_{s1,2})$	22.183 485	14.520 061
27		$v_{g\phi 1}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{g\phi 1} = v_{g1} \cos \gamma_1 + v_{g2} \cos \gamma_2$	0.704 872	
28		$v_{g\phi 2}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{g\phi 2} = v_{g2} + v_{g1} \sin \gamma_1 - v_{g2} \sin \gamma_2$		0.909 826
29	小轮齿顶最大滑动速度	$v_{g\gamma 1}$ m · s <sup>-1</sup>	$v_{g\gamma 1} = (v_{g\phi 1}^2 + v_{g\phi 2}^2)^{0.5}$	1.150 925	
30	当量齿轮齿顶法面重合度	$\epsilon_{n1,2}$	$\epsilon_{n1,2} = g_{a1,2} / p_{en}$	1.161 746	0.584 367
31	当量齿轮法面重合度	$\epsilon_n$	$\epsilon_n = \epsilon_{n1} + \epsilon_{n2}$	1.746 113	

表 5-111 摆线齿准双曲面齿轮胶合承载能力计算

序号	名 称	代号/单位	计算公式和说明	算 例
1	40℃ 时润滑油的运动黏度	$\nu_{40}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	已知 $\nu_{50}$ 时, $\nu_{40} = 134\nu_{50}/80$	83.75
2	润滑油的密度	$\rho/\text{kg} \cdot \text{dm}^{-3}$	$\rho \approx 1$	1
3	润滑方式		油浴润滑	
4	油池温度	$\theta_{\text{oil}}/^\circ\text{C}$	给定	90
5	轮齿参考点的法向载荷	$F_n/\text{N}$	$F_n = 2000T_1/(d_{m1}\cos\alpha_n\cos\beta_{m1})$	15958.79
6	装配系数	$K_{B\beta-\text{be}}$	$K_{B\beta-\text{be}} = K_{H\beta-\text{be}}$	1.1
7	齿向载荷系数	$K_{B\beta}$	$K_{B\beta} = 1.5K_{B\beta-\text{be}}$	1.65
8	螺旋线系数	$K_{B\gamma}$	$K_{B\gamma} = 1$	1
9	齿间载荷系数	$K_{B\epsilon}$	用于计算 $\mu_{\text{mc}}$ 时, $K_{B\epsilon} \approx 2/K_{B\gamma}$	2
10	润滑剂系数	$X_L$	矿物油, $X_L = 1$	1
11	相配齿面粗糙度平均值	$R_a/\mu\text{m}$	$R_a = (R_{a1} + R_{a2})/2$	1.6
12	粗糙度系数	$X_R$	$X_R = 2.2(R_a/\rho_{\text{cn}})^{0.25}$	1.2190
13	工作油温下油的动力黏度	$\eta_{\text{oil}}/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	$\eta_{\text{oil}} = \rho\nu_{40}(40/\theta_{\text{oil}})^{2.85}$	8.3036
14	有效齿宽	$b_{\text{eff}}/\text{mm}$	$b_{\text{eff}} = 0.85b_2$	25.5
15	单位齿宽的法向载荷	$W_{Bt}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$W_{Bt} = K_A K_V K_{B\beta} K_{B\epsilon} F_n / (b_{\text{eff}}/\cos\beta_{\text{ob2}})$	2409.42
16	平均摩擦系数	$\mu_{\text{mc}}$	$\mu_{\text{mc}} = 0.045 \left( \frac{W_{Bt} K_{B\gamma}}{v_{\Sigma} \rho_{\text{cn}}} \right)^{0.2} \eta_{\text{oil}}^{0.05} X_R X_L$	0.1056
17		$\Phi_E$	充分跑合, $\Phi_E = 1$ ; 新加工 $\Phi_E = 0$	1
18	跑合系数	$X_E$	$X_E = 1 + 30R_a(1 - \Phi_E)/\rho_{\text{cn}}$	1
19	赫兹辅助角		$\cos\theta = \rho_{\text{cn}} \left( \frac{1}{\rho_{n1}^2} + \frac{1}{\rho_{n2}^2} + \frac{2\cos 2\varphi}{\rho_{n1}\rho_{n2}} \right)^{0.5}$	0.9206
		$\theta/(\circ)$		22.9807
20		$k_1$	$k_1 = \ln(1 - \cos\theta)$	-2.5337
21	赫兹辅助系数 $\xi$	$\xi$	$0 \leq \cos\theta < 0.949$ $\ln\xi = k_1/(-1.53 + 0.333k_1 + 0.0467k_1^2)$	3.3929
22	赫兹辅助系数 $\eta$	$\eta$	$\ln\eta = k_1/(1.525 - 0.86k_1 - 0.0993k_1^2)$	0.4377
23		$\xi$	$0.949 \leq \cos\theta < 1$ $\ln\xi = (-0.4567 - 0.4446k_1 + 0.1238k_1^2)^{0.5}$	
24		$\eta$	$\ln\eta = -0.333 + 0.2037k_1 + 0.0012k_1^2$	
25	接触参数	$L$	$L = 2\xi^2\eta/3$	3.3591
26	几何系数	$X_G$	$X_G = (\sin\Sigma_s/\cos\beta_{\Sigma}) (1/\rho_{\text{cn}})^{0.5} / [(L\sin\beta_{n1})^{0.5} + (L\cos\beta_{n1}\tan\beta_{\Sigma})^{0.5}]$	0.0235
27	啮入重合度	$\epsilon_i$	小轮主动时, $\epsilon_i = \epsilon_{n2}$	0.5844
28	啮出重合度	$\epsilon_o$	小轮主动时, $\epsilon_o = \epsilon_{n1}$	1.1617

续表

序号	名 称	代号·单位	计算公式和说明	算 例
29	啮入系数	$X_Q$	$\varepsilon_f \cdot \varepsilon_a \leq 1.5, X_Q = 1$	1
			$1.5 < \varepsilon_f \cdot \varepsilon_a < 3, X_Q = 1.4 - 4\varepsilon_f / (15\varepsilon_a)$	
			$\varepsilon_f \cdot \varepsilon_a > 3, X_Q = 0.6$	
30		$\varepsilon_{n\max}$	$\varepsilon_{n\max} = \max(\varepsilon_n, \varepsilon_{nL})$	1.161 7
31	齿顶修缘系数	$X_{Ca}$	$C_a / C_{eff} = 1$ $X_{Ca} = 1 + [0.06 + 0.18(C_a / C_{eff})] \varepsilon_{n\max} + [0.02 + 0.69(C_a / C_{eff})] \varepsilon_{n\max}^2$	2.237 1
32	滑动系数	$g^*$	$g^* = (g_{an1}^2 + g_{an2}^2) / (g_{an1}^2 + g_{an1} g_{an2})$	0.833 7
33	重合度系数	$X_\varepsilon$	$X_\varepsilon = \{1 + 0.5g^*[(v_{g1} / v_{g2}) - 1]\} / \sqrt{\varepsilon_n}$	0.987 8
34	准双曲面齿轮平均闪温	$\theta_{flanch} / K$	$\theta_{flanch} = 110 (F_p K_A K_{Hp} v_{il})^{0.5} \mu_{mc} X_E X_G X_\varepsilon / (X_Q X_{Ca})$	35.741 5
35	润滑方式系数	$X_S$	喷油润滑, $X_S = 1.2$	
			油浴润滑, $X_S = 1.0$	1
36	与小轮啮合的大齿轮数量	$n_p$		1
37	啮合系数	$X_{mp}$	$X_{mp} = (1 + n_p) / 2$	1
38	考虑热交换条件的加权系数	$C_1$	$C_1 = 0.7$	0.7
39	本体温度	$\theta_M / ^\circ C$	$\theta_M = \theta_{col} + C_1 X_{mp} X_S \theta_{flanch}$	115.0190
40	准双曲面齿轮加权系数	$C_H$	$C_H = 1.8$	1.8
41	积分温度	$\theta_{int} / K$	$\theta_{int} = \theta_M + C_H \theta_{flanch}$	179.353 7
42	FZG 试验 A/8.3/90 的载荷级	$S_{FZG}$	根据油品由表 5-85 选取	12
43	试验小齿轮的胶合转矩	$T_{1T} / N \cdot m$	$T_{1T} = 3.726 (S_{FZG})^2$	536.544
44	试验本体温度	$\theta_{MT} / ^\circ C$	$\theta_{MT} \approx 80 + 0.23 T_{1T} X_L$	203.405 1
45	试验齿轮的平均闪温	$\theta_{flanchT} / K$	$\theta_{flanchT} = 0.2 X_L T_{1T} \left( \frac{100}{v_{40}} \right)^{0.02}$	107.690 1
46	制作齿轮的焊合系数	$X_W$	根据齿轮材料和热处理由表 5-86 查得	1
47	试验齿轮的焊合系数	$X_{WT}$	对于 FZG 齿轮试验, $X_{WT} = 1$	1
48	相对焊合系数	$X_{WrelT}$	$X_{WrelT} = X_W / X_{WT}$	1
49	加权系数	$C_2$	$C_2 = 1.5$	1.5
50	胶合积分温度	$\theta_{intS} / K$	$\theta_{intS} = \theta_{MT} + X_{WrelT} C_2 \theta_{flanchT}$	364.940 2
51	胶合承载能力计算安全系数	$S_{intS}$	$S_{intS} = \theta_{intS} / \theta_{int}$	2.03
52	胶合承载能力最小安全系数	$S_{Smin}$	$S_{Smin} < 1$ , 高胶合危险	
			$1 \leq S_{Smin} \leq 2$ , 中胶合危险	
			$S_{Smin} > 2$ , 低胶合危险	

## 5.15 锥齿轮的精度

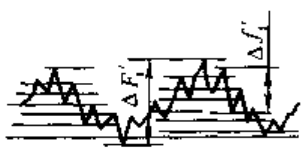
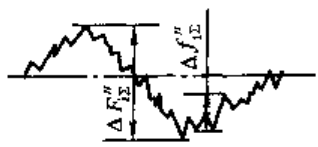
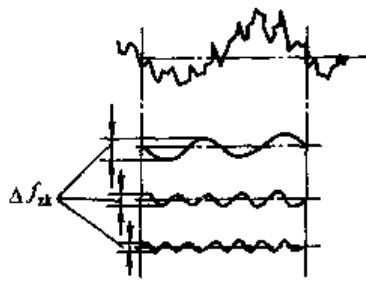
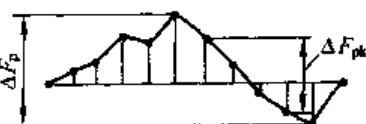
这里主要介绍我国颁布的锥齿轮精度标准 GB/T 11365—1989。对美国 ANSI/AGMA 2005 C96 中与锥齿轮精度相关的内容作简单介绍。

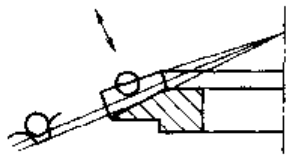
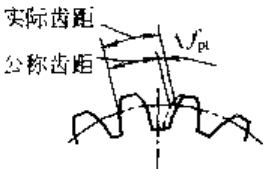
### 5.15.1 锥齿轮精度标准 GB/T 11365—1989

GB/T 11365—1989 适用于  $m_n \geq 1\text{mm}$  的直齿、斜齿曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮。

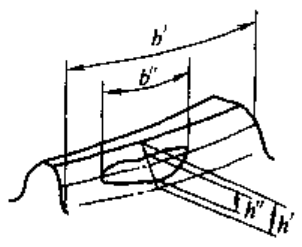
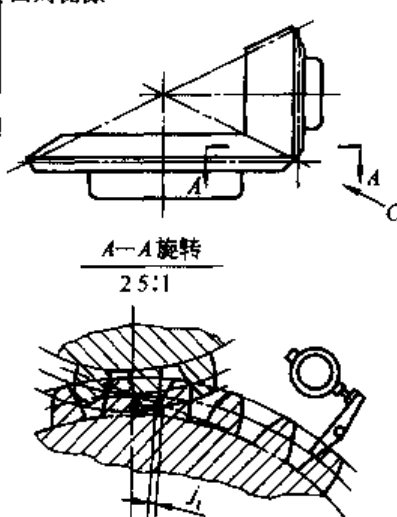
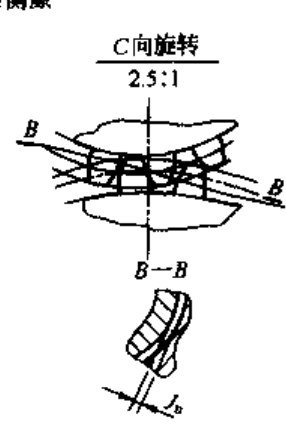
(1) 误差项目、接触区和侧隙的名称、代号和定义 (见表 5-112)

表 5-112 锥齿轮和齿轮副误差项目、接触斑点和侧隙的名称、代号和定义

序号	名 称	代号	定 义
1	切向综合误差	$\Delta F'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,被测齿轮一转内,实际转角与理论转角之差的总幅度值,以齿宽中点分度圆弧长计
		$F'_t$	
2	一齿切向综合误差	$\Delta f'_t$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,被测齿轮一齿距角内,实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
	一齿切向综合公差	$f'_t$	
3	轴交角综合误差	$\Delta F''_{\Sigma}$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,被测齿轮一转内,齿轮副轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
		$F''_{\Sigma}$	
4	一齿轴交角综合误差	$\Delta f''_{\Sigma}$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,被测齿轮一齿距角内,齿轮副轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
	一齿轴交角综合公差	$f''_{\Sigma}$	
5	周期误差	$\Delta f'_{pk}$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,被测齿轮一转内,二次(包括二次)以上各次谐波的总幅度值
		$f'_{pk}$	
6	齿距累积误差	$\Delta F_p$	在中点分度圆 <sup>①</sup> 上,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
		$F_p$	
	齿距累积公差		

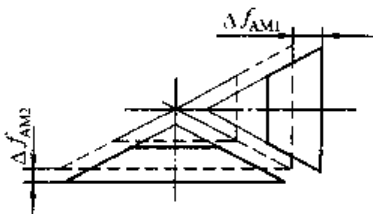
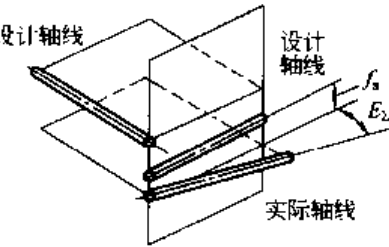
序号	名 称	代号	定 义
7	$k$ 个齿距累积误差 $k$ 个齿距累积公差	$\Delta F_{pk}$ $F_{pk}$	在中点分度圆 <sup>①</sup> 上, $k$ 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值。 $k$ 为 2 到小于 $z/2$ 的整数
8	内圈跳动  齿圈跳动公差	$\Delta F_r$ $F_r$	内轮 转范围内, 测头在内槽内与齿面中部双面接触时, 沿分锥法向相对齿轮轴线的最大变动量
9	齿距偏差  齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_{pt}$ $\tau f_{pt}$ $-f_{pt}$	在中点分度圆 <sup>①</sup> 上, 实际齿距与公称齿距之差
10	齿形相对误差 齿形相对误差的公差	$\Delta f_c$ $f_c$	齿轮绕工艺轴线旋转时, 各轮齿实际齿面相对于基准实际齿面传递运动的转角之差, 以齿宽中点处线值计
11	齿厚偏差 齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	$\Delta E_s$ $E_{sa}$ $E_{sn}$ $T_s$	齿宽中点法向弦齿厚的实际值与公称值之差
12	齿轮副切向综合误差 齿轮副切向综合公差	$\Delta F'_{ic}$ $F'_{ic}$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时, 在转动的整周期 <sup>②</sup> 内, 一个齿轮相对另一个齿轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
13	齿轮副一齿切向综合误差 齿轮副一齿切向综合公差	$\Delta f'_{ic}$ $f'_{ic}$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时, 在一齿距角内, 一个齿轮相对另一个齿轮的实际转角与理论转角之差的最大值, 在整周期 <sup>②</sup> 内取值, 以齿宽中点分度圆弧长计
14	齿轮副轴交角综合误差 齿轮副轴交角综合公差	$\Delta F''_{izc}$ $F''_{izc}$	齿轮副在分锥顶点重合条件下双面啮合时, 在转动的整周期 <sup>②</sup> 内, 轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
15	齿轮副一齿轴交角综合误差 齿轮副一齿轴交角综合公差	$\Delta f''_{izc}$ $f''_{izc}$	齿轮副在分锥顶点重合条件下双面啮合时, 在一齿距角内, 轴交角的最大变动量。在整周期 <sup>②</sup> 内取值, 以齿宽中点处线值计
16	齿轮副周期误差 齿轮副周期误差的公差	$\Delta f'_{ikc}$ $f'_{ikc}$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时, 在大轮 1 转范围内, 二次以上 (包括二次) 各次谐波总幅度值

续表

序号	名 称	代号	定 义
17	齿轮副齿频周期误差 齿轮副齿频周期误差的公差	$\Delta f'_{uc}$ $f'_{uc}$	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时,以齿数为频率的谐波的总幅度值
18	接触斑点 		安装好的齿轮副(或被测齿轮与测量齿轮)在轻微力的制动下运转后,在齿轮工作齿面上得到的接触痕迹 接触斑点包括形状、位置、大小三方面的要求 接触痕迹的大小按百分比确定 沿齿长方向为接触痕迹长度 $b''$ 与工作长度 $b'$ 之比,即 $\frac{b''}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向为接触痕迹高度 $h''$ 与接触痕迹中部的工作齿高 $h'$ 之比,即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$
19	齿轮副侧隙 圆周侧隙  A—A 旋转 2.5:1 法向侧隙  C向旋转 2.5:1 B—B 最大圆周侧隙 最小圆周侧隙 最大法向侧隙 最小法向侧隙	$j_t$ $j_n$ $j_{tmax}$ $j_{tmin}$ $j_{nmax}$ $j_{nmin}$	齿轮副按规定的位置安装后,其中一个齿轮固定时,另一个齿轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的齿宽中点分度圆弧长  齿轮副按规定的位置安装后,工作齿面接触时,非工作齿面间的最小距离。以齿宽中点处计  $j_n = j_t \cos \beta \cos \alpha$



续表

序号	名 称	代号	定 义
20	内齿轮侧隙变动量	$\Delta F_{vj}$	齿轮副按规定的位置安装后,在转动的整周期 <sup>②</sup> 内,法向侧隙的最大值与最小值之差
	齿轮副侧隙变动公差	$F_{vj}$	
21	齿圈轴向位移	$\Delta f_{AM}$	齿轮装配后,齿圈相对于滚动检查机上确定的最佳啮合位置的轴向位移量
			
	齿圈轴向位移极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{AM}$ $-f_{AM}$	
22	齿轮副轴间距偏差	$\Delta f_a$	齿轮副实际轴间距与公称轴间距之差
			
	齿轮副轴间距极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_a$ $-f_a$	
23	齿轮副轴交角偏差	$\Delta E_z$	齿轮副实际轴交角与公称轴交角之差。以齿宽中点处线值计
	齿轮副轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	$+E_z$ $-E_z$	

① 允许在齿面中部测量。

② 齿轮副转动整周期按下式计算,即

$$n_2 = \frac{z_1}{X}$$

式中  $n_2$ ——大轮转数; $z_1$ ——小轮齿数; $X$ ——大小轮齿数的最大公约数。

## (2) 精度等级

标准设置 12 个精度等级,1 级精度最高,12 级最低。限于目前锥齿轮加工水平,1~3 级暂不规定具体数值。受篇幅所限,本章只给出常用的 5~10 级精度的部分公差表,且对外径和中点锥距的尺寸作了限制。

根据齿轮的圆周速度、传递功率、运动精确性和传动平稳性等工作条件,按类比法或通过计算,选定锥齿轮的精度等级。

### (3) 公差组和检验组

各误差项目按其特性及对齿轮传动性能的影响分成 3 个公差组。第 I 组主要影响运动精度, 第 II 组主要影响工作的平稳性; 第 III 组主要影响接触质量。允许各公差组选用不同的精度等级, 但配对两齿轮的精度等级必须一致。各公差组中, 又分适用不同精度等级的检验组。根据齿轮的精度等级、批量的大小和检验条件, 选一适当的检验组, 评定齿轮及齿轮副的精度等级。各公差组及检验组的划分详见表 5-113。

表 5-113 公差组、检验组及其适用的精度等级

公差组	检验对象	检 验 组		适用的精度等级	备 注
		公差与极限偏差项目	代号		
第 I 公差组	齿轮	切向综合公差	$F'_t$	4~8	
		轴交角综合公差	$F''_{\Sigma}$	7~12	对斜齿、曲线齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿距累积公差与 $k$ 个齿距累积公差	$F_p$ 与 $F_{pk}$	4~6	
		齿距累积公差	$F_p$	7~8	
		齿圈跳动公差	$F_r$	7~12	其中 7~8 级用于分度圆直径大于 1 600mm
	齿轮副	齿轮副切向综合公差	$F'_{tc}$	4~8	
		齿轮副轴交角综合公差	$F''_{\Sigma c}$	7~12	对于斜齿、曲线齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿轮副侧隙变动公差	$F_{\alpha}$	9~12	
第 II 公差组	齿轮	一齿切向综合公差	$f'_t$	4~12	
		一齿轴交角综合公差	$f''_{\Sigma}$	7~12	对于斜齿、曲线齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿距极限偏差与齿形相对误差的公差	$f_{pt}$ 与 $f_c$	4~6	
		周期公差	$f'_{tk}$	4~8	纵向重合度 $\epsilon_{\beta}$ 大于界限值
		齿距极限偏差	$f_{pt}$	7~12	
	齿轮副	齿轮副一齿切向综合公差	$f'_{tc}$	4~8	
		齿轮副一齿轴交角综合公差	$f''_{\Sigma c}$	7~12	对于斜齿、曲线齿锥齿轮用于 9~12 级
		齿轮副周期误差的公差	$f'_{tkc}$	4~8	纵向重合度 $\epsilon_{\beta}$ 大于界限值
		齿轮副齿频周期误差的公差	$f'_{\Delta c}$	4~8	纵向重合度 $\epsilon_{\beta}$ 小于界限值
第 III 公差组	齿轮	接触斑点		4~12	
	齿轮副	接触斑点		4~12	

注: 1. 纵向重合度  $\epsilon_{\beta}$  的界限值: 第 II 公差组精度 4~6 级时为 1.35; 6~7 级时为 1.55; 8 级时为 2.0。

2. 第 III 公差组中齿轮的接触斑点, 是指批量互换中被测工件齿轮与测量母轮对滚时, 得到的接触印痕。

### (4) 圆锥齿轮齿坯公差

锥齿轮加工、检验和装配时的定位基准面应尽量一致, 并在图样上标明。齿坯公差见表 5-114~表 5-116。

表 5-114 齿坯尺寸公差

精度等级	5	6	7	8	9	10
轴径尺寸公差	IT5		IT6		IT7	
孔径尺寸公差	IT6		IT7		IT8	
外径尺寸极限偏差	IT8				IT9	

注: 1. IT 为标准公差。

2. 当三个公差组精度等级不同时, 按最高精度等级确定公差值。

表 5-115 圆锥齿轮齿坯顶锥母线跳动和基准端面跳动公差

/μm

外径或基准端面 直径/mm		顶锥母线跳动公差(按外径查)			基准端面跳动公差(按基准端面直径查)		
		精 度 等 级 <sup>①</sup>					
大于	到	5~6	7~8	9~10	5~6	7~8	9~10
	30	15	25	50	6	10	15
30	50	20	30	60	8	12	20
50	120	25	40	80	10	15	25
120	250	30	50	100	12	20	30
250	500	40	60	120	15	25	40
500	800	50	80	150	20	30	50
800	1 250	60	100	200	25	40	60
1 250	2 000	80	120	250	30	50	80

① 当三个公差组精度等级不同时, 按最高精度等级确定公差值。

表 5-116 圆锥齿坯轮冠距和顶锥角极限偏差

中点法向模数/mm	轮冠距极限偏差/μm	顶锥角极限偏差/(°)
≤1.2	0	+15
	-50	0
>1.2~10	0	+8
	-75	0
>10	0	+8
	-100	0

### (5) 圆锥齿轮副的法向侧隙

圆锥齿轮副的最小法向侧隙设置 a、b、c、d、e 和 h 6 种, a 最大, h 为零。法向侧隙原则上与精度等级无关, 但精度低的齿轮副不宜用较小的法向侧隙。按表 5-117 确定最小法向侧隙  $j_{\min}$ 。然后按表 5-118 和表 5-123 查取  $E_{s1}$  和  $\pm E_s$  值。有特殊需要  $j_{\min}$  不按表 5-117 确定时, 用插值法由表 5-118 和表 5-123 确定  $E_{s1}$  和  $\pm E_s$ 。

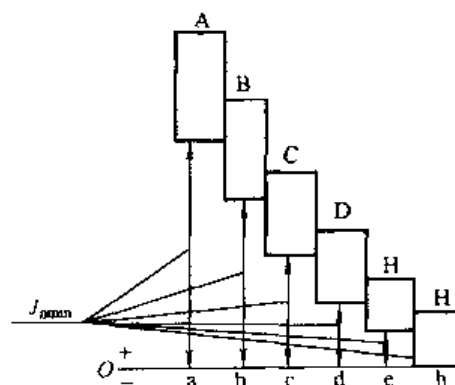
#### 最大法向侧隙

$$j_{\max} = (|E_{s1}| + E_{s2} + T_{v1} + T_{v2} + E_{s\Delta 1} + E_{s\Delta 2}) \cos \alpha_n$$

$E_{s\Delta}$  为制造误差的补偿部分, 由表 5-120 查取。

$T_v$  为齿厚公差, 按表 5-119 查取。

齿轮副的法向侧隙公差分 A、B、C、D 和 H 5 图 5-69 最小法向侧隙与公差种类的对应



种, 与最小法向侧隙的对应关系如图 5-69 所示。

表 5-117 圆锥齿轮副最小法向侧隙  $j_{\min}$  / $\mu\text{m}$

中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类					
大于	到	小于	到	h	e	d	c	b	a
—	50	—	15	0	15	22	36	58	90
		15	25	0	21	33	52	84	130
		25	—	0	25	39	62	100	160
50	100	—	15	0	21	33	52	84	130
		15	25	0	25	39	62	100	160
		25	—	0	30	46	74	120	190
100	200	—	15	0	25	39	62	100	160
		15	25	0	35	54	87	140	220
		25	—	0	40	63	100	160	250
200	400	—	15	0	30	46	74	120	190
		15	25	0	46	72	115	185	290
		25	—	0	52	81	130	210	320
400	800	—	15	0	40	63	100	160	250
		15	25	0	57	89	140	230	360
		25	—	0	70	110	175	280	440

表 5-118 圆锥齿轮齿厚上偏差  $E_{\text{sa}}$  值 / $\mu\text{m}$

基 本 值	中点法 向模数 /mm	中点分度圆直径/mm								
		≤125			>125~400			>400~800		
		分 锥 角/(°)								
		≤20	>20 ~45	>45	≤20	>20 ~45	>45	≤20	>20 ~45	>45
		≥1~3.5	-20	-20	-22	-28	-32	-30	-36	-50
>3.5~6.3	-22	-22	-25	-32	-32	-30	-38	-55	-45	
>6.3~10	-25	-25	-28	-36	-36	-34	-40	-55	-50	
>10~16	-28	-28	-30	-36	-38	-36	-48	-60	-55	
>16~25	—	—	—	-40	-40	-40	-50	-65	-60	
系 数	最小法向侧隙种类		第Ⅱ公差组精度等级							
			5~6	7	8	9	10			
	h	0.9	1.0	—	—	—				
	e	1.45	1.6	—	—	—				
	d	1.8	2.0	2.2	—	—				
	c	2.4	2.7	3.0	3.2	—				
	b	3.4	3.8	4.2	4.6	4.9				
	a	5.0	5.5	6.0	6.6	7.0				

注:  $E_{\text{sa}}$  值由基本值栏查出的数值乘上系数得出。

表 5-119 圆锥齿轮齿厚公差  $T_{\text{s}}$  / $\mu\text{m}$

齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类				
大于	到	H	D	C	B	A
—	8	21	25	30	40	52
8	10	22	28	34	45	55
10	12	24	30	36	48	60
12	16	26	32	40	52	65

续表

齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类				
大于	到	H	D	C	B	A
16	20	28	36	45	58	75
20	25	32	42	52	65	85
25	32	38	48	60	75	95
32	40	42	55	70	85	110
40	50	50	65	80	100	130
50	60	60	75	95	120	150
60	80	70	90	110	130	180
80	100	90	110	140	170	220
100	125	110	130	170	200	260
125	160	130	160	200	250	320
160	200	160	200	260	320	400
200	250	200	250	320	380	500
250	320	240	300	400	480	630

表 5-120 圆锥齿轮副最大法向侧隙  $j_{\max}$  的制造误差补偿部分  $E_{sa}$  值/ $\mu\text{m}$ 

第 1 公差组精度等级	中点法向模数/mm	中点分度圆直径/mm											
		≤125			>125~400			>400~800			>800~1 600		
		分 锥 角/(°)											
		≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45
4~6	≥1~3.5	18	18	20	25	28	28	32	45	40	—	—	—
	>3.5~6.3	20	20	22	28	28	28	34	50	40	67	75	72
	>6.3~10	22	22	25	32	32	30	36	50	45	72	80	75
	>10~16	25	25	28	32	34	32	45	55	50	72	90	75
	>16~25	—	—	—	36	36	36	45	56	45	72	90	85
7	≥1~3.5	20	20	22	28	32	30	36	50	45	—	—	—
	>3.5~6.3	22	22	25	32	22	30	38	55	45	75	85	80
	>6.3~10	25	25	28	36	36	34	40	55	50	80	90	85
	>10~16	28	28	30	36	38	36	48	60	55	80	100	85
	>16~25	—	—	—	40	40	40	50	65	60	80	100	95
8	≥1~3.5	22	22	24	30	36	32	40	55	50	—	—	—
	>3.5~6.3	24	24	28	36	36	32	42	60	50	80	90	85
	>6.3~10	28	28	30	40	40	38	45	60	55	85	100	95
	>10~16	30	30	32	40	42	40	55	65	60	85	110	95
	>16~25	—	—	—	45	45	45	55	72	65	85	110	105
9	≥1~3.5	24	24	25	32	38	36	45	65	55	—	—	—
	≥3.5~6.3	25	25	30	38	38	36	45	65	55	90	100	95
	>6.3~10	30	30	32	45	45	40	48	65	60	95	110	100
	>10~16	32	32	36	45	45	45	48	70	65	95	120	100
	>16~25	—	—	—	48	48	48	60	75	70	95	120	115
10	≥1~3.5	25	25	28	36	42	40	48	65	60	—	—	—
	>3.5~6.3	28	28	32	42	42	40	50	70	60	95	110	105
	>6.3~10	32	32	36	48	48	45	50	70	65	105	115	110
	>10~16	36	36	40	48	50	48	60	80	70	105	130	110
	>16~25	—	—	—	50	50	50	65	85	80	105	130	125

表 5-121 圆锥齿轮安装距极限偏差  $f_{AM}$ 

中点 锥距 /mm		分锥角 /(°)	精 度 等 级																		/μm
			5			6			7			8			9			10			
大 于		大 到	中 点 法 向 模 数/mm																		
			≥ 1~3.5 3.5	> 3.5~6.3 6.3	> 6.3~10 10	> 10~16 16	> 16~25 25	> 25~32 32	> 32~40 40	> 40~50 50	> 50~63 63	> 63~80 80	> 80~105 105	> 105~125 125	> 125~160 160	> 160~200 200	> 200~250 250	> 250~315 315	> 315~400 400	> 400~500 500	
—	50	20	20	9	5	—	14	8	—	20	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
			45	7.5	4.2	—	12	6.7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
			45	—	3	1.7	—	5	2.8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
50	100	20	20	30	16	11	8	48	26	17	13	67	38	24	18	—	—	—	—	—	
			45	25	14	9	7.1	40	22	15	11	56	32	21	16	—	—	—	—	—	
			45	—	10.5	6	3.8	3	17	9.5	6	4.5	24	13	8.5	6.7	—	—	—	—	
100	200	20	20	60	36	24	16	105	60	38	28	150	80	53	40	30	200	120	75	56	
			45	50	50	20	14	90	50	32	24	130	71	45	34	26	180	100	63	48	
			45	—	21	13	8.5	5.6	38	21	13	10	53	30	19	14	11	75	40	26	20
200	400	20	20	130	80	53	36	240	130	85	60	340	180	120	85	67	480	250	170	120	
			45	110	67	45	30	200	105	71	50	280	150	100	71	56	400	210	140	100	
			45	—	48	28	18	12	85	45	30	21	120	63	40	30	22	170	90	60	42
400	800	20	20	300	180	110	75	530	280	186	130	750	400	250	180	140	1050	560	360	260	
			45	250	160	95	63	450	240	150	110	630	340	210	160	120	900	480	300	220	
			45	—	105	63	40	26	190	100	63	45	270	140	90	67	50	380	200	125	90

注：对于修形齿轮允许采用低一级的  $f_{AM}$  值， $\alpha \neq 20^\circ$  时，表中数值乘以  $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

### (6) 齿轮的安装精度

为保证齿轮副在要求的相对位置正确啮合：圆锥齿轮规定了安装距极限偏差 $\pm \Delta f_{AM}$ （见表 5-121）、轴间距极限偏差 $\pm f_s$ （见表 5-122）和轴交角极限偏差 $\pm E_s$ （见表 5-123）。

表 5-122 圆锥齿轮副轴间距极限偏差 $\pm f_s$   $\mu m$

中点锥距 mm		精 度 等 级					
大于	到	5	6	7	8	9	10
-	50	10	12	18	28	36	67
50	100	12	15	20	30	45	75
100	200	15	18	25	36	55	90
200	400	18	25	30	45	75	120
400	800	25	30	36	60	90	150

注：对纵向修形齿轮允许采用低一级的 $\pm f_s$ 值。

表 5-123 圆锥齿轮副轴交角极限偏差 $\pm E_s$   $''$

中点锥距 mm		小轮分锥角 ( $^\circ$ )		最小法向侧隙种类				
大于	到	大于	到	$h, e$	$d$	$c$	$b$	$a$
	50	-	15	7.5	11	18	30	45
		15	25	10	16	26	42	63
		25	-	12	19	30	50	80
50	100	-	15	10	16	26	42	63
		15	25	12	19	30	50	80
		25	-	15	22	32	60	95
100	200	-	15	12	19	30	50	80
		15	25	17	26	45	71	110
		25	-	20	32	50	80	125
200	400	-	15	15	22	32	60	95
		15	25	24	36	56	90	140
		25	-	26	40	63	100	160
400	800	-	15	20	32	50	80	125
		15	25	28	45	71	110	180
		25	-	34	56	85	140	220

注：当 $\alpha=20^\circ$ 时，表中数值乘以 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

### (7) 接触斑点

根据齿轮的用途、承受载荷的大小、轮齿的刚性以及齿线形状特点，可参考表 5-124，由设计者自行规定接触斑点的形状、位置和大小。

表 5-124 圆锥齿轮副接触斑点

精度等级	5	6~7	8~9	10
沿齿长方向/%	60~80	50~70	35~65	25~55
沿齿高方向/%	65~85	55~75	40~70	30~60

注：表中数值用于齿面修形的齿轮，对不修形齿轮，其接触斑点大小不小于其平均值。

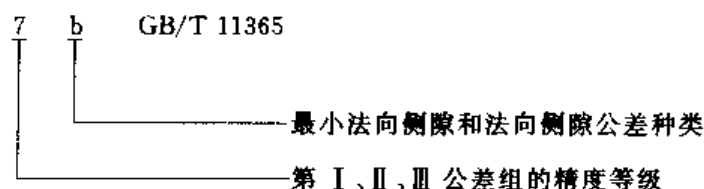
### (8) 公差数值

标准中以公差数值表和公差关系式的形式规定了各检验项目的公差数值，除本节已列出的之外，详见 GB/T 11365—1989。

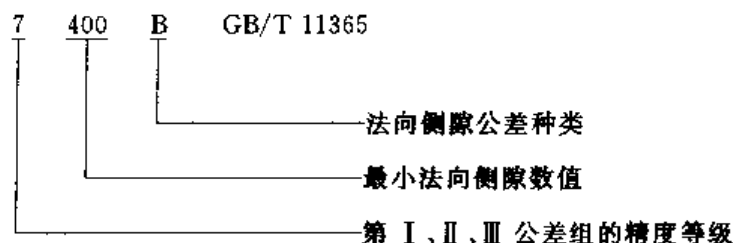
### (9) 圆锥齿轮图样

① 图样标注 在圆锥齿轮工作图上应标注齿轮的精度等级和最小法向侧隙种类及法向侧隙公差种类的代号，举例如下。

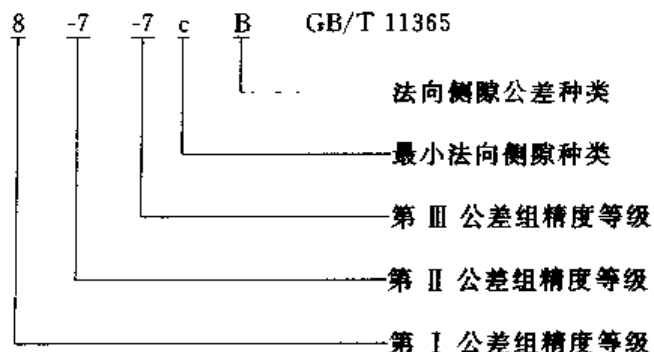
a. 齿轮的三个公差组精度同为 7 级，最小法向侧隙种类为 b，法向侧隙公差种类为 B：



b. 齿轮的三个公差组精度同为 7 级，最小法向侧隙为  $400\mu\text{m}$ ，法向侧隙公差种类为 B：



c. 齿轮的第 I 公差组精度为 8 级，第 II、III 公差组精度为 7 级，最小法向侧隙种类为 c，法向侧隙公差种类为 B：



② 圆锥齿轮工作图上应注明的尺寸数据 需在图样上标注的一般尺寸数据为：齿顶圆直径及其公差，齿宽，顶锥角及其公差，背锥角，孔（轴）的直径及其公差，定位面，从分锥（或节锥）顶点至定位面的距离（安装距）及其公差，从齿尖（或称齿冠）至定位面的距离（轮冠距）及其公差，从前锥端面至定位面的距离，齿面粗糙度。



需用表格列出的数据及参数有：模数（一般为大端端面模数），齿数，基本齿廓，分度圆直径，分锥角，根锥角，锥距，螺旋角及螺旋方向，高变位系数，切向变位系数，测量齿厚及其公差，测量齿高，精度等级，接触斑点，全齿高，轴交角，侧隙，配对齿轮齿数，配对齿轮图号，检查项目代号及其公差组。

圆锥齿轮图样示例见图 5-70。

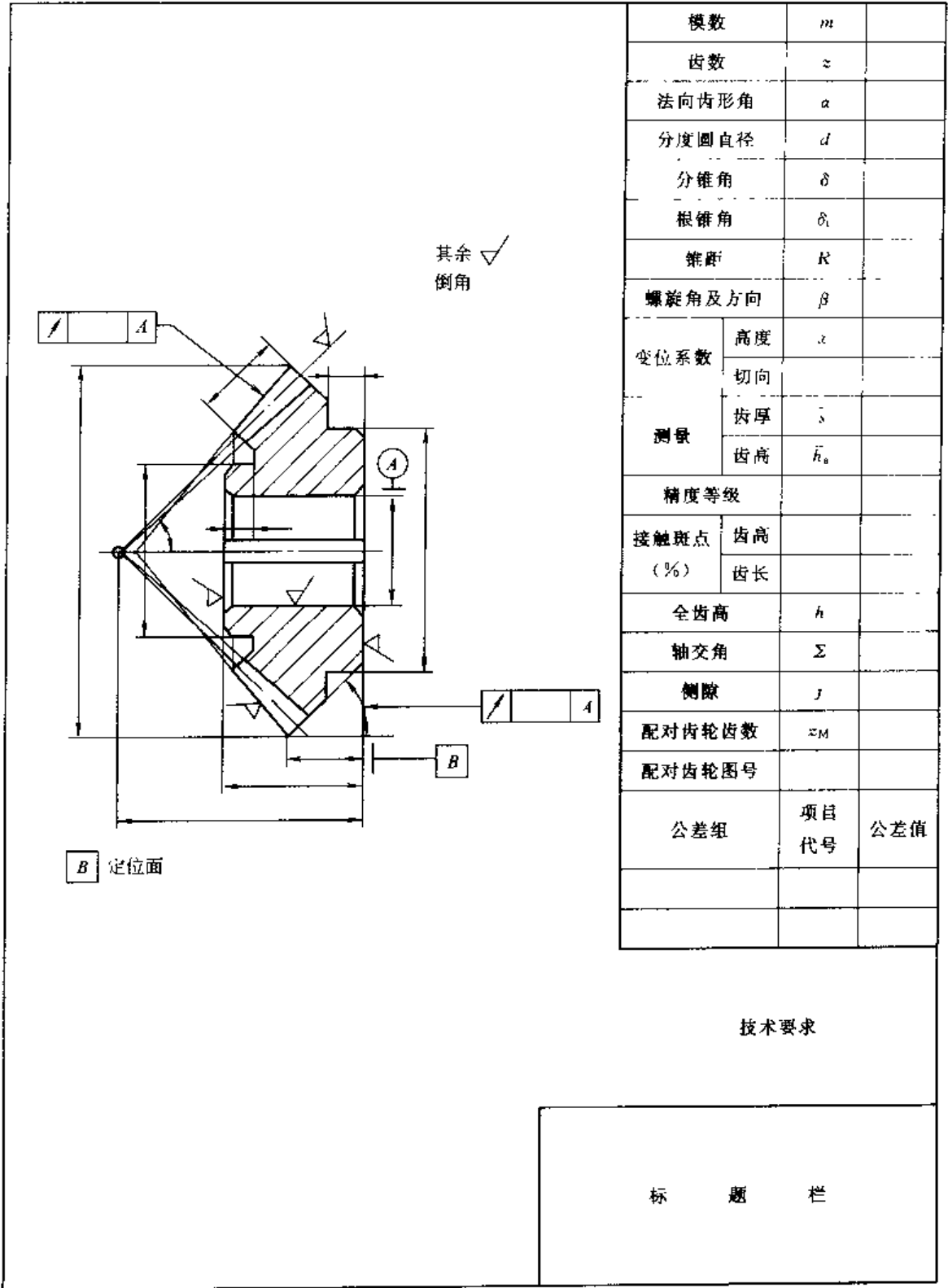


图 5 70 圆锥齿轮图样示例

### 5.15.2 美国的 AGMA 锥齿轮和准双曲面齿轮精度简介

AGMA 锥齿轮标准中把精度分为 13 级，级数越高精度越高。主要检测项目为径向跳动、齿距及齿距累积误差等单项精度。对不同的精度等级给出了推荐的法向侧隙（见表 5-21）。对于齿坯给出了外径公差、轮冠距公差、顶锥角及背锥角公差。

#### (1) 锥齿轮及准双曲面齿轮精度等级的适用范围

一般用于航空的齿轮精度为 13 级；汽车方面，小轿车齿轮 11 级，载重车和大客车齿轮为 10 级，牵引车齿轮为 9 级；差速器齿轮为 8 级；铁道机车齿轮为 11 级；船舶方面，气垫船、水翼船齿轮为 13 级，舷外发动机和小型推进器齿轮为 10 级。

(2) 外径、轮冠距、顶锥角及背锥角公差（见表 5-125，摘自 ANSI/AGMA 2005-C96）

表 5-125 轮坯公差 /mm

模数 /mm	公差/mm		公差/(°)	
	外径	轮冠距	顶锥角	背锥角
$\geq 10$	+0.00 -0.30	+0.00 -0.10	+8 -0	+15 -15
10~1.25	+0.00 -0.13	+0.00 -0.08	+8 -0	+15 -15
1.25~0.5	+0.00 -0.10	+0.00 -0.05	+15 -0	+30 -30
0.5~0.3	+0.00 -0.08	+0.000 -0.030	+30 -0	+60 -60
$\leq 0.3$	+0.00 -0.05	+0.000 -0.030	+40 -0	+60 -60

注：外径及轮冠距只能在轮坯的轮冠处没有倒圆角的情况下测量。通常在倒圆角之前检查，因为在精加工的齿轮上基准点已不存在。

#### (3) 锥齿轮孔和轴颈公差（见表 5-126，摘自 ANSI/AGMA 2005-C96）

表 5-126 孔及轴颈公差 /mm

孔及轴颈 名义直径	AGMA12~13 级高精度齿轮		AGMA10~11 级精密齿轮		AGMA3~9 级一般齿轮	
	轴 颈	孔	轴 颈	孔	轴 颈	孔
$\leq 25$	-0.005	+0.005	-0.013	+0.013	-0.03	+0.03
25~100	-0.008	+0.008	-0.013	+0.013	-0.03	+0.03
100~250	-0.013	+0.013	-0.025	+0.025	-0.05	+0.05
250~500			-0.025	+0.025	-0.08	+0.08
$\geq 500$			-0.05	+0.05	-0.10	+0.10

图 5-71 为轴齿轮， $D$  为齿轮外径， $C$  为轮冠距，图中规定了各定位面允许的跳动量。

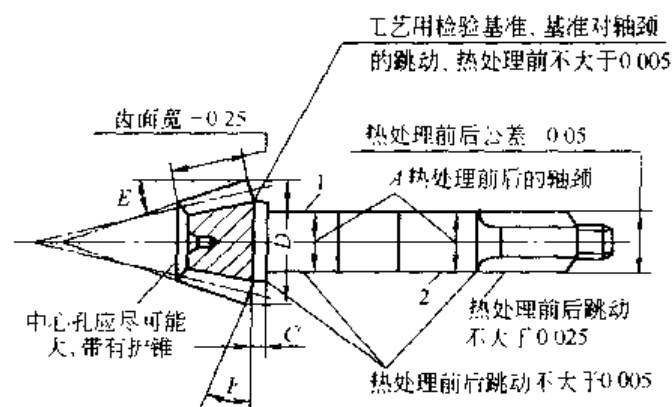


图 5-71 锥齿轮轴的轮坯公差

图 5-72 规定了扁平环形齿轮各定位面的跳动量。无凸缘的环形齿轮在平板上检验定位端面的不平度时, 外端 X 处与内端 Y 处的要求不同, 塞尺通过的最大厚度见表 5-127。

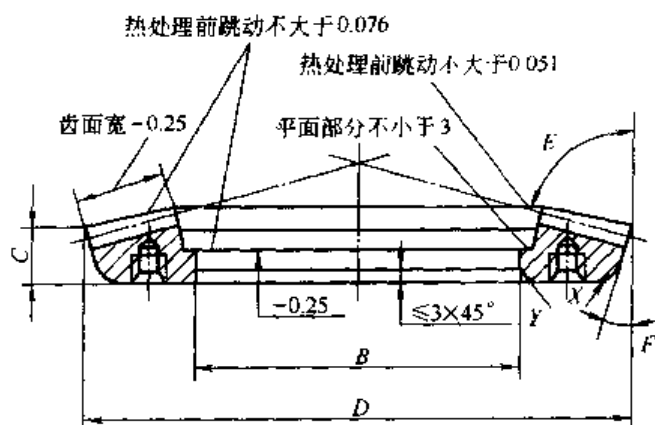


图 5-72 无凸缘环形齿轮的轮坯公差

表 5-127 塞尺通过的最大厚度

序号	热处理前后	齿轮直径 mm	检验部位	塞尺通过的最大厚度 μm	检验部位	塞尺通过的最大厚度 μm
1	热处理前		X 处	25	Y 处	25
2	热处理后	φ150~200		25		51
3		φ200~250		38		76
4		φ250~300		51		102
5		φ300~450		76		127
6		φ450 以上		按上述比例增加		按上述比例增加

#### (4) 常用生产检验方法

目前国内外广泛采用滚动检验机上成对检验锥齿轮的方法, 按理论安装距、偏置距和轴交角安装齿轮, 制动施以轻载, 检验齿轮副齿面接触区、噪声、齿侧间隙及其变化量。

## 5.16 曲线齿锥齿轮齿面接触区的调整

制造和装配误差, 会使齿面接触区的位置、大小和形状以及齿侧间隙不符合要求。对于曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮, 由于加工时采用失配修形, 预控齿面的局部接触区, 使齿面对误差和变形有自适应能力。当误差不是很大时, 可以通过增减垫片调整两齿轮的安装距  $A_1$  和  $A_2$ , 使齿面接触区和侧隙符合要求。

通常设计者必须向装配和维修人员提供曲线齿锥齿轮接触区调整图, 即改变安装距时, 接触印痕在齿面上的移动规律。一般在汽车和拖拉机说明书中, 厂家向用户提供中央传动曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮的安装距调整图, 供保养和维修时使用。

维修时齿面接触区和侧隙的调整与安装新齿轮副时略有不同, 因为此时齿面和支承系统已有磨损, 齿面接触区和法向侧隙对安装距的增减及调整量的要求会不同, 甚至相互矛盾, 此时应以保证齿面接触区良好为主, 但要注意到法向侧隙不能太小。

### (1) 曲线齿锥齿轮齿面接触区的调整


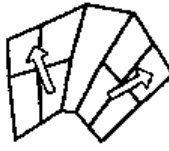
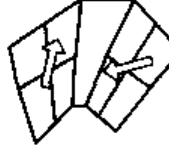
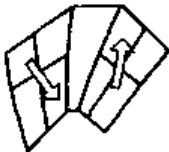

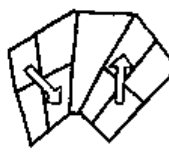
① 接触区沿齿高方向的移动规律 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮, 无论齿的凹面或凸面, 改变安装距时, 接触印痕沿齿高方向的移动规律相同: 增大安装距, 即  $A_{i+}$  时 ( $i=1, 2$ ; “1”表示小齿轮, “2”表示大齿轮; “+”表示增大安装距), 接触区移向被调齿轮齿根。通常在大轮齿面上拓齿面接触印痕。调小轮  $A_{1+}$  时, 接触印痕移向小轮齿根、大轮齿顶; 调大轮  $A_{2+}$  时, 接触印痕移向大轮齿根。

调小轮安装距时, 接触印痕沿齿高的移动比调大轮时效果明显。

② 接触区沿齿长方向的移动 接触区在齿面上沿齿长的移动方向除与安装距的增减有关之外, 还与许多因素有关, 其中包括: 调大齿轮或小齿轮; 齿的凸面或凹面; 齿轮副的传动比  $i_{12}$ ; 螺旋角  $\beta$  值以及参考点 (一般为齿宽中点) 锥距与铣刀盘名义半径之比  $R_m/r_0$ 。影响因素很多, 而且与齿轮和铣刀的参数有关, 比较复杂, 最可靠的方法是根据滚动检验机上试验结果, 给出曲线齿锥齿轮副的安装距调整图形。

③ 接触区在大轮齿面上的移动规律 文献 [16] 对传动比  $i_{12} > 2$  的各种不同型号拖拉机和汽车中央传动曲线齿锥齿轮副进行了大量试验, 得到表 5-128 所示接触印痕在大轮齿面上的移动规律。

表 5-128 曲线齿锥齿轮改变安装距时接触印痕在大轮齿面上的移动方向

类别	名 称	增大小轮安装距 $A_{1+}$ ( $A_2$ 不变)	增大大轮安装距 $A_{2+}$ ( $A_1$ 不变)	$A_{1+}, A_{2-}$ (法向侧隙不变)
1	弧齿锥齿轮 $\beta \approx 35^\circ$			
2	零度和小螺旋角 弧齿锥齿轮			

续表




类别	名 称	增大小轮安装距 $A_1+$ ( $A_2$ 不变)	增大大轮安装距 $A_2+$ ( $A_1$ 不变)	$A_1+$ 、 $A_2+$ (法向侧隙不变)
$\beta$	摆线齿锥齿轮 $\beta_m \approx 35^\circ$			

表 5-128 中绘出了大轮齿的凸面和凹面。改变安装距时, 接触印痕通常同时沿齿高和齿长方向移动, 箭头表示接触印痕的移动方向。例如  $\beta \approx 35^\circ$  的弧齿锥齿轮, 增大小轮安装距 ( $A_1+$ )、大轮安装距不变 ( $A_2$  不变) 时, 大轮凸面接触印痕移向大端齿顶; 大轮凹面接触印痕移向小端齿顶。

零度和小螺旋角 ( $\beta < 10^\circ$ ) 弧齿锥齿轮与  $\beta \approx 35^\circ$  的弧齿锥齿轮, 由于螺旋角差异较大, 增大小轮安装距 ( $A_1+$ ) 时, 接触印痕沿齿长移动方向不同, 但沿齿高移动方向是相同的。

$\beta \approx 35^\circ$  的弧齿锥齿轮和摆线齿锥齿轮, 前者的  $R_m/r_o = 0.8 \sim 0.9$ , 后者的刀盘半径较小,  $R_m/r_o \geq 1$ , 由于  $R_m/r_o$  的差异两者接触印痕沿齿长的移动方向不同, 但沿齿高的移动方向是相同的。

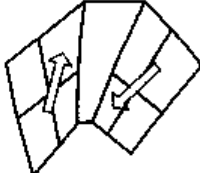
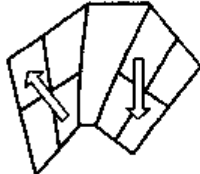
传动比  $i_{12} > 2$  时, 调小轮安装距对齿侧间隙的影响较调大轮的小。若要求侧隙不变, 必然是增大一齿轮的安装距, 同时减小与之相配的另一齿轮的安装, 其中小齿轮安装距调整量较大, 因此接触印痕的移动方向与单调小轮安装距时相同。

装配和维修曲线齿锥齿轮副时, 可根据接触印痕在大轮齿面上的实际位置, 参考表 5-128 中给出的接触印痕移动规律, 通过增大或减小垫片厚度调整安装距, 使接触印痕移到要求的位置。

## (2) 弧齿准双曲面齿轮齿面接触区的调整

表 5-129 所示为弧齿准双曲面齿轮增大小轮或大轮的安装距时, 接触印痕在大轮齿面上的移动方向。

表 5-129 弧齿准双曲面齿轮增大安装距时接触印痕在大轮齿面上的移动方向

增大小轮安装距 $A_1+$ ( $A_2$ 不变)	增大大轮安装距 $A_2+$ ( $A_1$ 不变)
	

装配或维修弧齿准双曲面齿轮副时, 根据大轮齿面接触印痕的实际位置, 按表 5-129 中图示接触印痕移动方向, 通过增减垫片改变安装距, 把接触印痕调到要求的位置。

## 5.17 齿轮安装形式、齿轮及轴承受力计算

### 5.17.1 锥齿轮及准双曲面齿轮的安装形式

#### (1) 悬臂式安装 (见图 5-73)

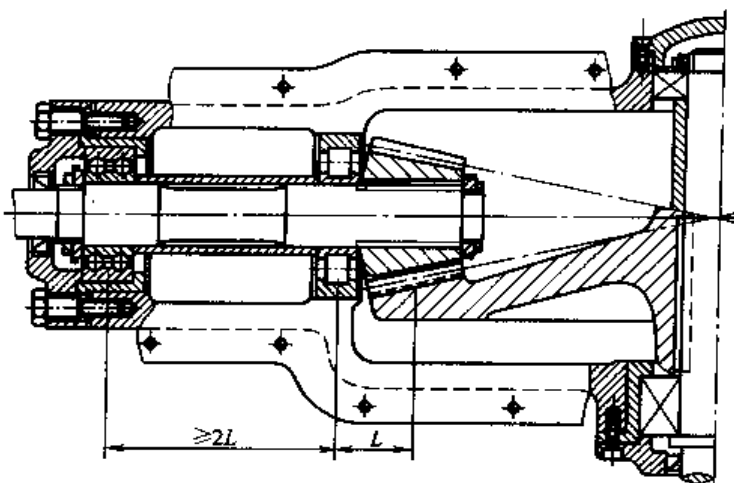


图 5-73 悬臂式安装

悬臂式安装用于刚性较好、转矩较小的场合，如小客车、轻型载重汽车及齿轮刚性较好的载重汽车。要求悬臂式安装小轮两轴承之间的距离大于 2 倍悬臂长度。悬臂长度指的是前轴承中心至小轮齿宽中点的轴向距离，见图 5-73。

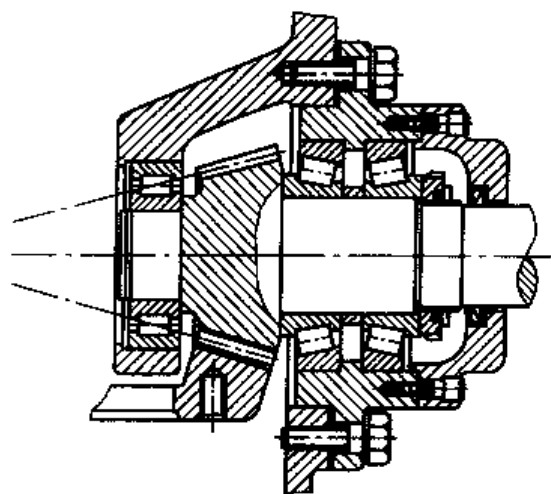


图 5-74 双支承跨装

#### (2) 双支承跨装 (见图 5-74)

双支承跨装，小轮沿齿宽两侧都有轴颈支承，可以减少小齿轮轴的变形，提高齿轮的承载能力。要求齿轮箱体有足够的空间，小齿轮小端轴颈切齿时无干涉。

### 5.17.2 齿面受力分析和轴承受力分析

#### (1) 锥齿轮和准双曲面齿轮齿面受力分析

作用在齿面参考点  $M$  的法向力可分解为圆周力  $F_{mt}$ ，其方向与主动轮圆周速度方向相反，与从动轮圆周速度方向相同；径向力  $F_{mr}$ ，指向齿轮轴心为正，离开齿轮轴心为负；轴向力  $F_{mx}$ ，指向齿轮大端为正，指向齿轮小端为负。

##### ① 圆周力 $F_{mt}$

$$F_{mt} = \frac{2000 T_i}{d_{mi}} \quad (i=1, 2)$$

$$T_i = 9549 P / n_i$$

式中  $T_i$  —— 齿轮  $i$  (小齿轮  $i=1$ ，大齿轮  $i=2$ ) 的转矩， $N \cdot m$ ；

$P$  —— 所传递的功率， $kW$ ；

$n_i$  —— 齿轮  $i$  的转速， $r/min$ 。

② 径向力  $F_{mri}$  见表 5-130。

③ 轴向力  $F_{mxi}$  见表 5-130。

表 5-130 中  $\alpha_n$  为压力角，工作面“i”，即主动齿轮的凹面，从动齿轮的凸面，代入  $\alpha_n = \alpha_n$ ；非工作面，即主动齿轮凸面，从动齿轮凹面，代入  $\alpha_n = \alpha_{nc}$ 。

#### (2) 悬臂式安装轴承受力分析

表 5-130 齿轮  $i$  ( $i=1, 2$ ) 上的径向力和轴向力

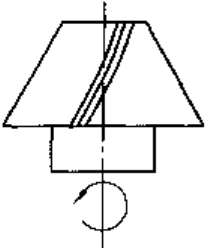
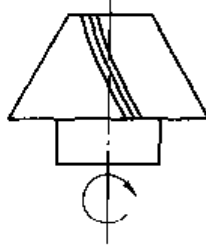
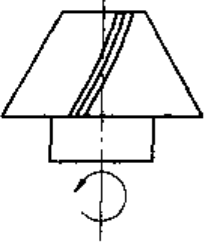
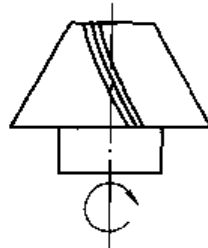
受力齿面		凹 面		凸 面	
图 形					
		右 旋	左 旋	右 旋	左 旋
螺旋方向	主动轮	逆时针	顺时针		
	从动轮			逆时针	顺时针
径向力		$F_{mr1} = F_{mt1} \left( \frac{\tan \alpha_n \cos \delta_1}{\cos \beta_{m1}} - \tan \beta_{m1} \sin \delta_1 \right)$		$F_{mr2} = F_{mt2} \left( \frac{\tan \alpha_n \cos \delta_2}{\cos \beta_{m2}} + \tan \beta_{m2} \sin \delta_2 \right)$	
轴向力		$F_{mx1} = F_{mt1} \left( \frac{\tan \alpha_n \sin \delta_1}{\cos \beta_{m1}} + \tan \beta_{m1} \cos \delta_1 \right)$		$F_{mx2} = F_{mt2} \left( \frac{\tan \alpha_n \sin \delta_2}{\cos \beta_{m2}} - \tan \beta_{m2} \cos \delta_2 \right)$	

图 5-75 所示为悬臂式安装齿轮  $i$  (小齿轮  $i=1$ , 大齿轮  $i=2$ ),  $L$  为参考点 (齿宽中点) 到轴承 A 中间的轴向距离,  $M$  为前后轴承中心之间的轴向距离。

$$L = H - J_i \quad (i=1, 2)$$

式中  $H$  —— 相配齿轮轴心线到轴承 A 中心的距离。

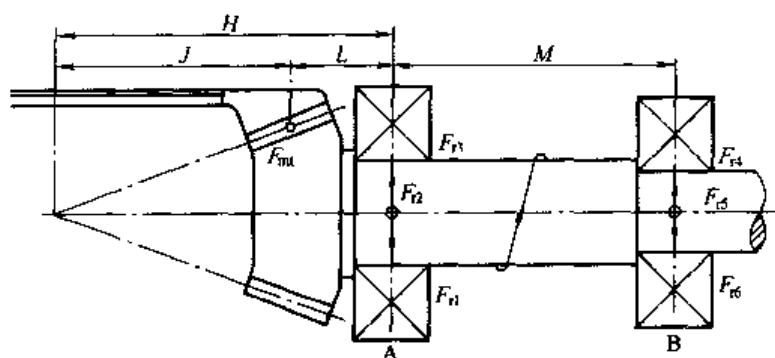


图 5-75 悬臂式安装轴承 A、B 的作用力

对于小齿轮

$$J_1 = 0.5 d_{m2} \cos \epsilon_1$$

式中  $\epsilon_1 = \arctan (\tan \beta_{m12} \sin \delta_{12})$

对于大齿轮

$$J_2 = 0.5 d_{m1}$$

式中  $d_{mi}$  —— 齿轮  $i$  的参考点分度圆直径。

① 作用在轴承 A 上的总径向力

$$F_{rA} = \sqrt{F_{r2}^2 + (F_{r1} - F_{r3})^2}$$

式中  $F_{r1} = F_{m1}(L+M)/M$

$F_{r2} = F_{m1}(L+M)/M$

$F_{r3} = 0.5d_{m1}F_{m1}/M$

② 作用在轴承 B 上的总径向力

$$F_{rB} = \sqrt{F_{r5}^2 + (F_{r4} - F_{r6})^2}$$

式中  $F_{r4} = F_{m1}L/M$

$F_{r5} = F_{m1}L/M$

$F_{r6} = 0.5d_{m1}F_{m1}/M$

(3) 双支承跨装的轴承受力分析

图 5-76 为双支承跨装的齿轮  $i$ 。N 为参考点到轴承 C 中心的轴向距离，K 为参考点到轴承 D 中心的轴向距离。

$$K = G - J, \quad (i=1, 2)$$

式中 G——相配齿轮轴线到轴承 D 中心的轴向距离。

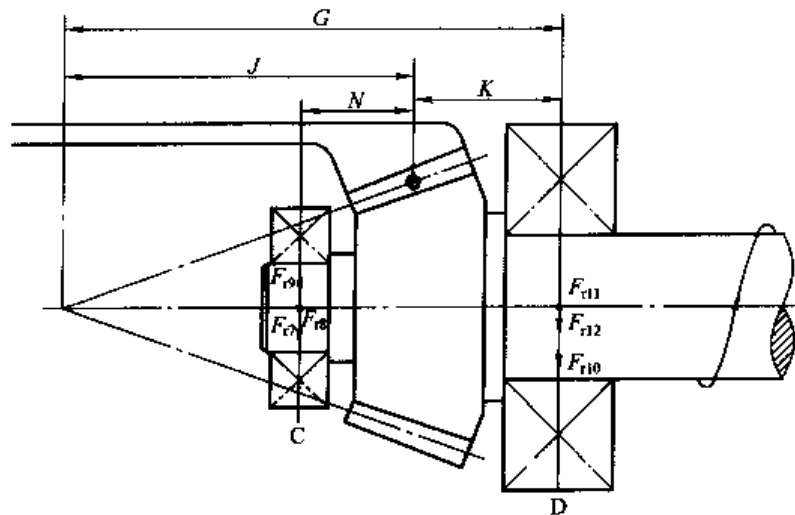


图 5-76 双支承跨装轴承 C、D 的作用力

① 作用在轴承 C 上的总径向力

$$F_{rc} = \sqrt{F_{r8}^2 + (F_{r7} - F_{r9})^2}$$

式中  $F_{r7} = F_{m1}K/(N+K)$

$F_{r8} = F_{m1}K/(N+K)$

$F_{r9} = 0.5d_{m1}F_{m1}/(N+K)$

② 作用在轴承 D 上的总径向力

$$F_{rD} = \sqrt{F_{r11}^2 + (F_{r10} + F_{r12})^2}$$

式中  $F_{r10} = F_{m1}N/(N+K)$

$F_{r11} = F_{m1}N/(N+K)$



$$F_{r12} = 0.5 d_m F_{mx} / (N + K)$$

## 5.18 锥齿轮的结构和工作图

### 5.18.1 锥齿轮结构

#### (1) 直齿锥齿轮结构

① 锻造齿轮和轴齿轮(见图 5-77) 齿轮小端齿槽底离键槽的距离(最小壁厚)  $X < (1.6 \sim 2)m$  时( $m$  为大端模数), 齿轮与轴做成整体[见图 5-77 (a)]。

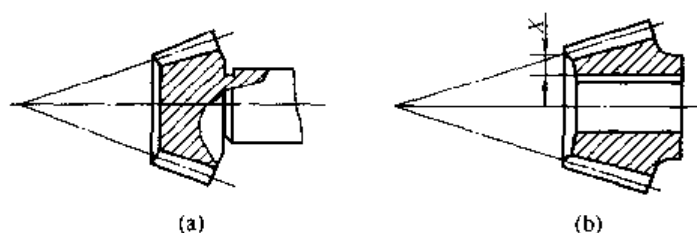


图 5-77 锻造锥齿轮和轴锥齿轮

②  $d_s \leq 500\text{mm}$  的锻造锥齿轮(见图 5-78)

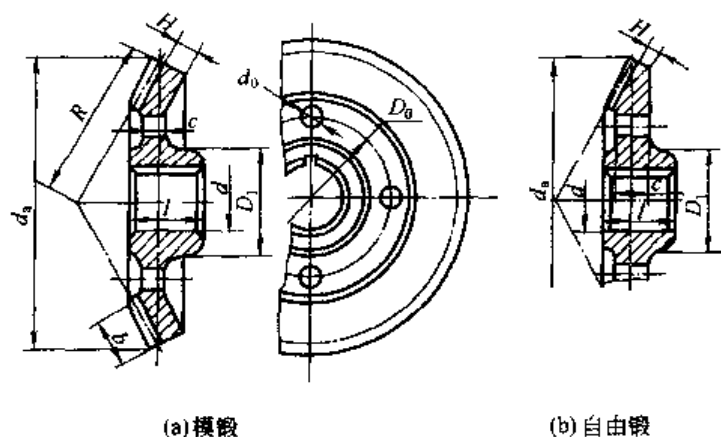
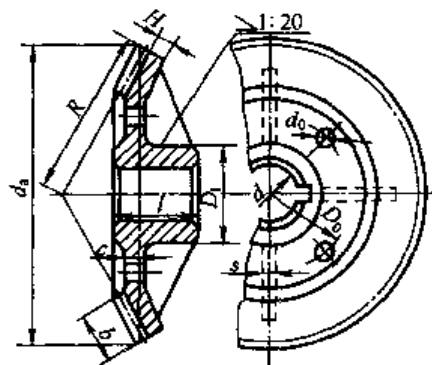


图 5-78  $d_s \leq 500\text{mm}$  的锻造锥齿轮

图 5-78 (a) 所示为模锻, 图 5-78 (b) 所示为自由锻。 $d$  为内孔直径。图中其余尺寸为:  $D_1 = 1.6d$ ;  $l = (1 \sim 1.2)d$ ;  $H = (3 \sim 4)m$ , 但不小于 10mm;  $c = (0.1 \sim 0.17)R$  ( $R$  为大端锥距);  $D_0$  和  $d_0$  按结构而定。

③  $d_s > 300\text{mm}$  的铸造锥齿轮(见图 5-79) 图 5-79 中  $d$  为内孔直径, 其余尺寸为  $D_1 = 1.6d$  (铸钢),  $D_1 = 1.8d$  (铸铁);  $l = (1 \sim 1.2)d$ ;  $H = (3 \sim 4)m$ , 但不小于 10mm;  $c = (0.1 \sim 0.17)R$ , 但不小于 10mm;  $s = 0.8c$ , 但不小于 10mm;  $D_0$  和  $d_0$  按结构而定。



#### (2) 曲线齿锥齿轮结构

曲线齿锥齿轮结构主要有整体式和环形式两种。整体式多用于小锥齿轮(见图 5-77)。若整体式开孔后轮毂壁厚不够可做成轴锥齿轮。

#### ① 锥齿轮的几种环形结构

a. 无辐板式（见图 5-80 和图 5-81） 热处理变形小，适用于直径大于 180mm 的大齿轮。齿轮与轮毂为动配合和过渡配合，用细牙螺钉（见图 5-80 和图 5-81）、铆钉或螺栓（见图 5-82）固定在一起。

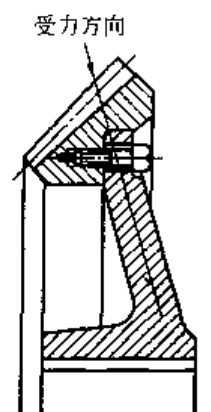


图 5-80 无辐板型环形齿轮之一

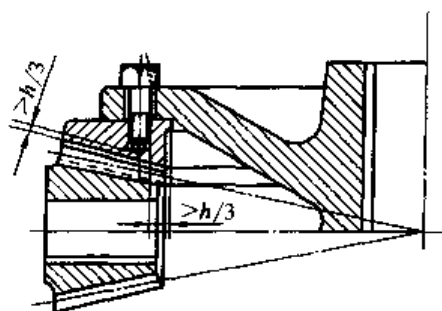


图 5-81 无辐板型环形齿轮之二

b. 扩孔式环形齿轮（见图 5-83） 常用于分度锥角接近  $45^\circ$  的齿轮。

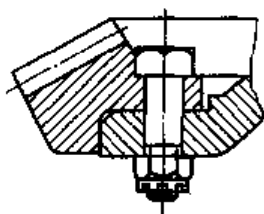


图 5-82 用铰光孔螺栓及槽形螺母固紧的环形齿轮

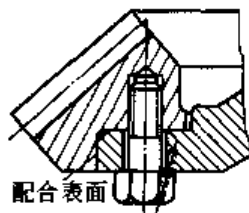


图 5-83 扩孔式环形齿轮的配合

c. 有辐板的环形齿轮（见图 5-84）。

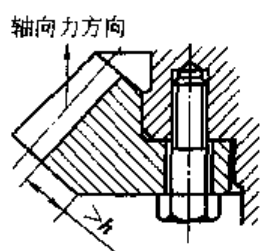


图 5-84 有辐板的环形齿轮

## ② 锥齿轮环形结构设计注意事项

- 为减少变形，辐板方向应与受力方向一致（见图 5-80）。
- 轴向力作用在轮毂或辐板上，而不是紧固螺钉上。
- 为使齿轮有足够刚性，以利于提高加工精度和效率，尽量不用小安装孔和薄辐板；孔两端凸台最好做成锥形而不用加强筋。

d. 齿轮基准面要与孔垂直，而且尽可能大。当分度圆直径为轮毂直径的 2.5 倍以上时，应设辅助支承面（见图 5-85），以增加切齿时齿轮的刚性。

e. 齿根下方的壁厚应大于全齿高  $h$ （见图 5-84）。无凸缘的环形齿轮，螺孔与齿根之间的距离应不小于全齿高的  $1/3$ （见图 5-81）。

f. 辐板厚度一般取  $(0.1 \sim 0.17) R$ 。

## 5.18.2 锥齿轮和准双曲面齿轮的工作图

### (1) 锥齿轮工作图的内容

在齿轮几何计算、强度校核以及齿轮副的装配图设计完成之后，需要绘制供制造用的齿

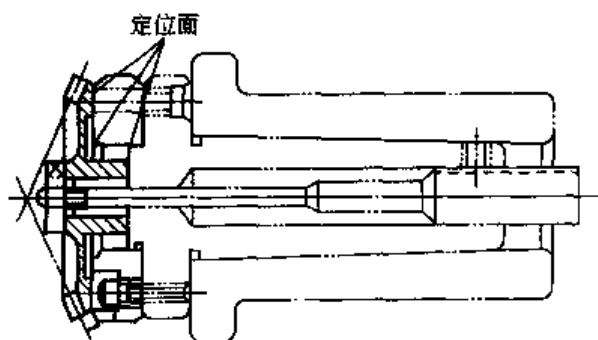


图 5-85 带有辅助支承端面的锥齿轮



技术要求:

1. 锻件硬度 156~207HB, 材料 20CrMnTi。
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火, 有效硬化层深 1.0~1.4mm, 表面硬度 58~64HRC, 心部硬度 33~48HRC。
3. B 端面应平整, 铣齿前精磨, 热处理后不平度外端不大于 0.10mm, 内端不大于 0.2mm (用厚薄规检查)。
4. 去尖角毛刺。
5. 成品须经磷化处理, 层厚 0.005~0.01mm。

齿轮基本参数

1	齿数	40
2	大端端面模数	8.0169
3	压力角	20°
4	大端分度圆直径	320.675
5	中点螺旋角	33°37'
6	螺旋方向	右
7	齿顶高	2.45
8	全齿高	13.183
9	分锥大端法向弦齿厚 弦齿高	5.944 2.515
10	配对 机上检验时	齿法向侧隙极限偏差 齿侧间隙变动量 噪声声强级 接触斑点 0.15~0.35 0.15 按标准 按标准
11		刀盘直径 304.8
12		齿表面粗糙度 $R_a 3.2 \mu m$
13		相啮合齿轮 零件号及齿数 $\times \times - / 6$

其余 50°

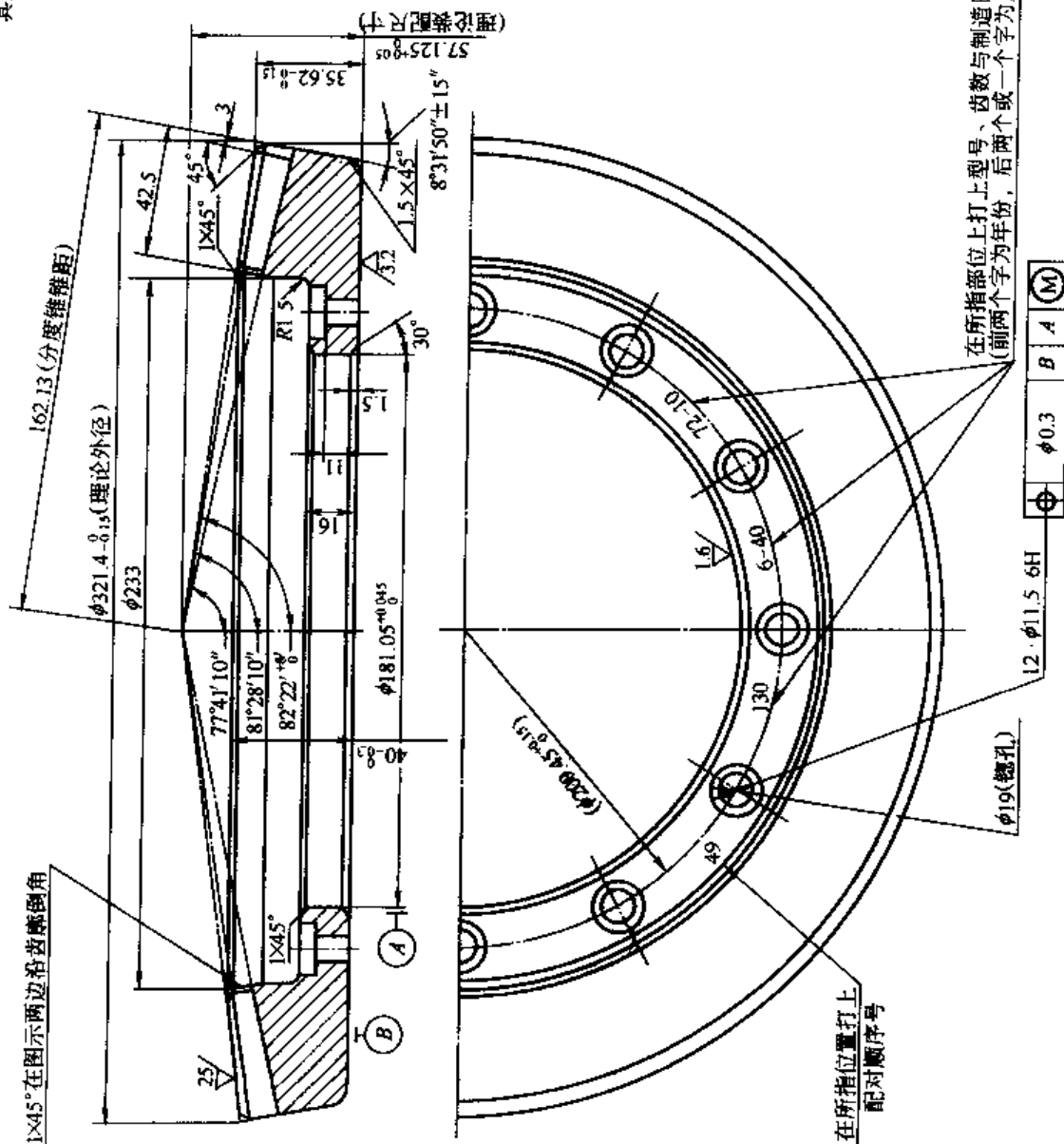
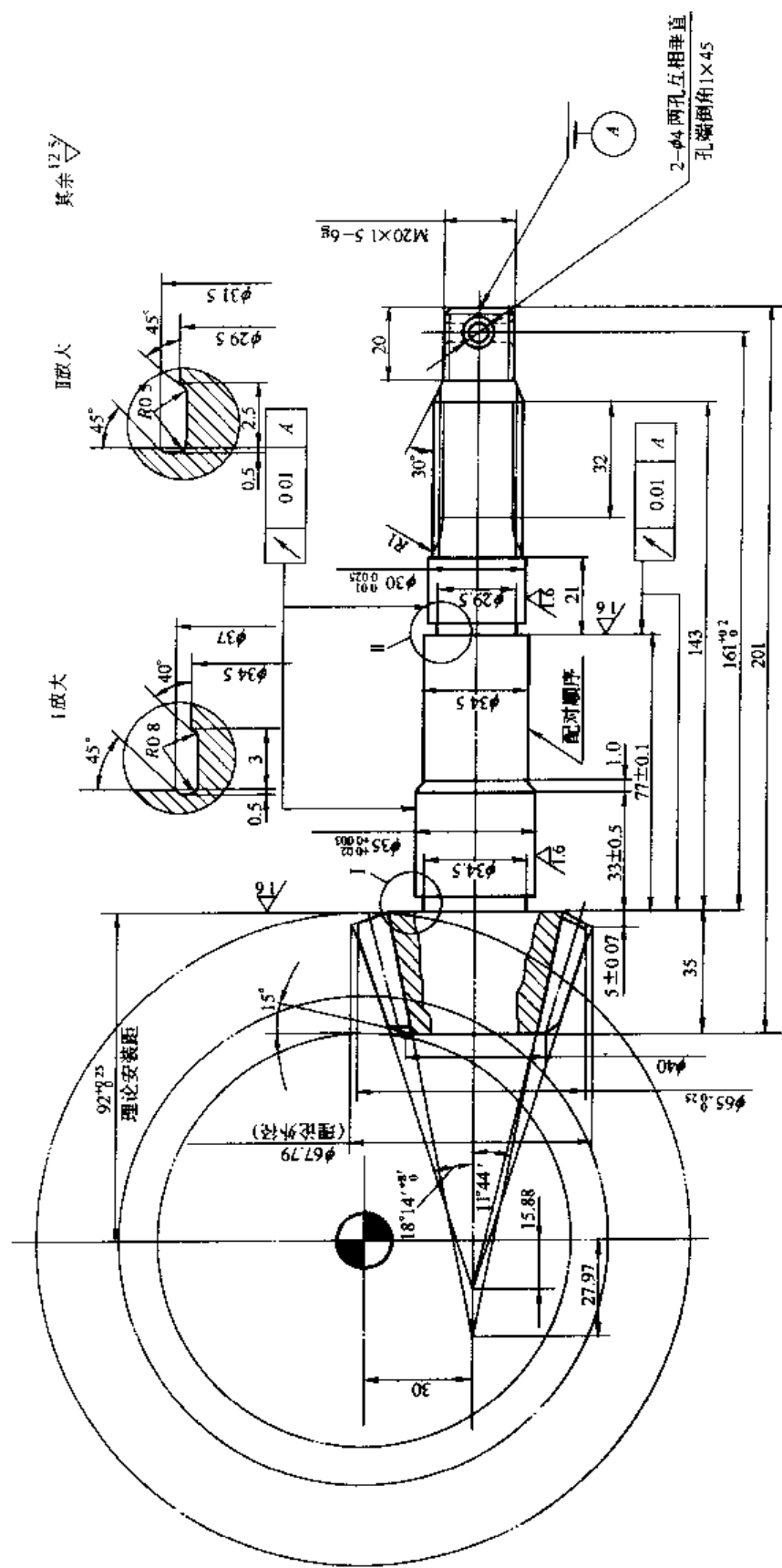


图 5-87 从动弧齿锥齿轮



#### 技术要求:

1. 锻件硬度 156~207HB, 材料 20CrMnTi。
2. 热处理: 渗碳淬硬、回火, 有效硬化层深 1.0~1.4mm, 表面硬度 58~64HRC, 心部及花键硬度 33~48HRC, 螺旋部分硬度不大于 38HRC。
3. 法向齿根最小圆角半径 R1.5mm。
4. 去尖角毛刺。
5. 成品经磷化处理, 层厚 0.005~0.01mm。

#### 齿轮基本参数

1	齿数	8	分锥大端法向弦齿厚	弦齿高
2	大端端面模数	9	在配对机上检验时	齿法向侧隙极限偏差
3	压力角	19°	噪声及接触斑点	齿侧间隙变动量
4	大端分度圆直径	—		按标准
5	中点螺旋角	50°24′		
6	螺旋方向	左	刀盘直径	190, 5
7	齿顶高	—	齿表面粗糙度	Ra1.6μm
8	全齿高	—	相啮合齿轮零件号及齿数	× / 37

图 5-88 弧齿准双曲面主动齿轮

1. 锻件硬度 156~207HBS; 材料 20CrMnTi。

2. 热处理: 渗碳淬硬、回火, 有效硬化层深 $1.0\sim 1.4\text{mm}$ 。

表面硬度 58~64HRC, 心部硬度 33~48HRC。

3. B 端面热处理前磨削, 对孔  $\phi 12^{+0.035}_{-0}$  轴线端跳不大于 0.03mm, 热处理后平面度不大于 0.08mm (厚薄规检查)。

4. 磨孔时, 以节锥定位调整端面 B, 跳动不大于 0.05mm。

5. 法向齿根圆角半径最小值为  $R_{1.5\text{mm}}$ 。

6. 去尖角毛刺。

7. 成品须经磷化处理, 层厚  $0.005 \sim 0.01 \text{ mm}$ 。

### 齿轮基本参数

1	齿数	37
2	大端端面模数	4.919
3	压力角	19°
4	大端分度圆直径	182
5	中点螺旋角	28°47'
6	螺旋方向	右
7	齿顶高	1.27
8	全齿高	9.57
9	分锥大端法向弧齿厚	--
10	配对 机上检 验时	齿法向侧隙极限偏差 齿侧间隙变动量 噪声及接触斑点
		0.15~0.25 0.08 按标准
11	刀盘直径	190.5
12	齿表面粗糙度	$R_a 1.6 \mu m$
13	相啮合齿轮 零件号及齿数	$\times \times - / 8$

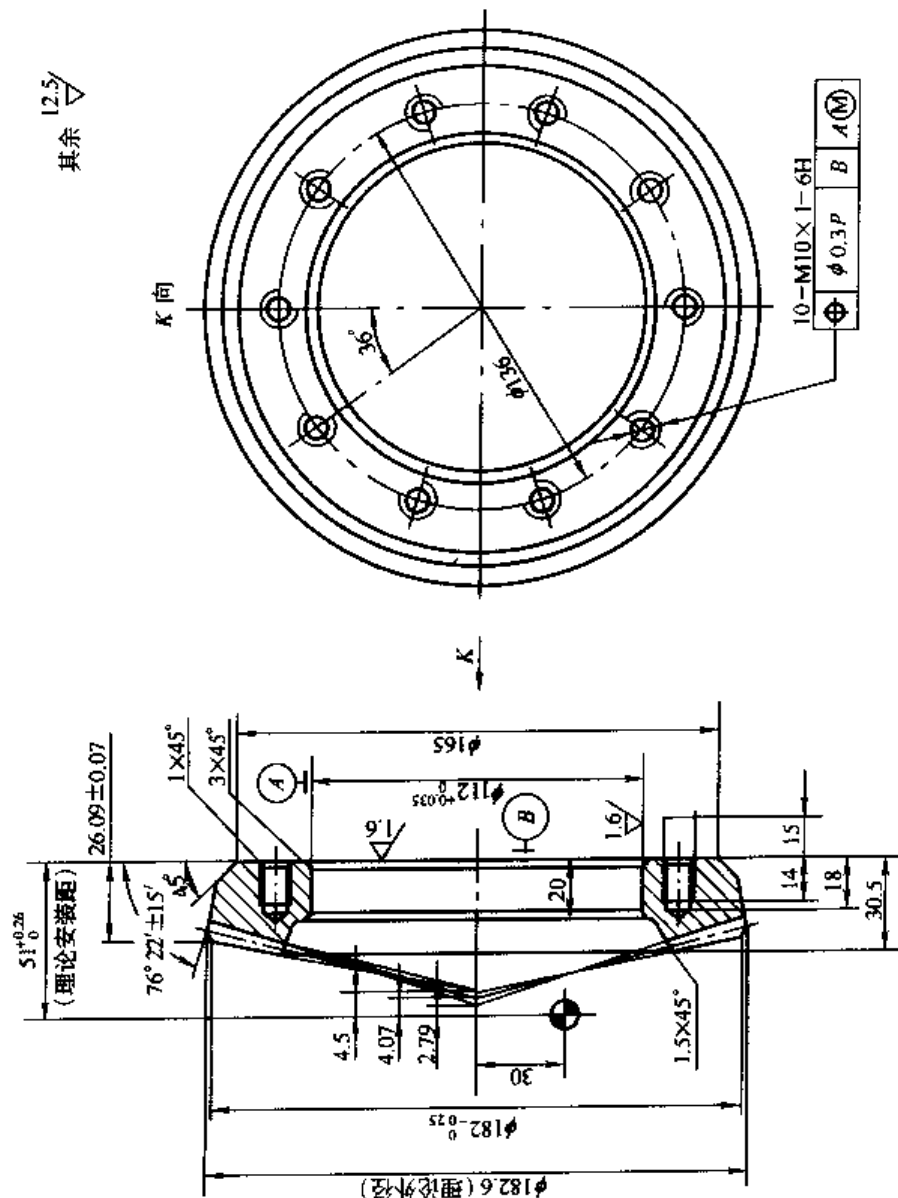


图 5-89 弧齿准双曲面从动齿轮

轮工作图。不同齿制的锥齿轮或准双曲面齿轮的结构和工作图大体相同,差别主要在齿部。工作图应包含以下内容:

- ① 齿轮材料牌号及热处理技术要求;
  - ② 齿轮的结构尺寸及其公差、形位公差和表面粗糙度;
  - ③ 齿轮的基本参数和数据;
  - ④ 齿轮的精度和轮坯公差。
- (2) 弧齿锥齿轮工作图 (见图 5-86 和图 5-87)
- (3) 弧齿准双曲面齿轮的工作图 (见图 5-88 和图 5-89)

## 5.19 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动<sup>①</sup>

### 5.19.1 概述

双圆弧齿形弧齿锥齿轮 (简称双圆弧锥齿轮) 传动是一种新型圆锥齿轮传动形式。我国的这种锥齿轮传动,在齿形方面采用短齿型的分阶式双圆弧齿形,在齿高方面采用的是等高齿形,在轮齿任意法截面内具有完全相同的齿形,采用平面齿轮原理加工,可形成点接触共轭齿面,在任一瞬时均能保持固定的传动比,具有承载能力高,机床调整方便、计算简单,制造工艺简单,使用寿命长等优点。它成功地采用碳氮共渗的工艺实现了硬齿面双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动在矿用减速器中的应用。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的几何参数计算和强度计算与格利森制等高齿的弧齿锥齿轮传动计算相似,许多计算方法和公式是从这种弧齿锥齿轮传动借鉴过来的。它采用的是将格利森制等高齿的弧齿锥齿轮传动的齿形改为双圆弧齿形。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的主要特点如下。

① 由于双圆弧齿轮的主要齿形参数设计灵活,如齿廓半径、齿高、齿腰和齿根的厚度等可按强度要求和应用要求进行调节,从而设计出满足不同应用要求的圆锥齿轮传动形式。

② 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动是一种点啮合传动,其齿廓是凸凹啮合,有较大的综合曲率半径,因此有很高的接触强度。当采用分阶式双圆弧齿形时,其齿根的厚度较大,轮齿的弯曲强度可提高许多。

③ 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动采用内端法面模数进行设计,这样可保证内端轮齿具有足够的弯曲强度。当采用单面切削法加工时,其轮齿由内端到外端的齿形分布均是由短齿型向超短齿型逐步过渡,这样当合理选择重合度时可适当利用轮齿外端的粗厚部分,提高锥齿轮的承载能力和使用寿命。

④ 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动采用同一铣刀盘就可加工出一对啮合的双圆弧齿形弧齿锥齿轮,利用弧齿锥齿轮加工机床进行加工,其加工调整简单方便,计算工作量少。

### 5.19.2 双圆弧齿形弧齿锥齿轮基本齿廓和几何计算

(1) 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的基本齿廓

其基本齿廓采用太原理工大学齿轮研究所 (原太原工学院齿轮研究室) 在 1978 年设计了 FSH 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓,其基本齿廓是指基本齿条在法平面内的齿廓,见图 5-90。其基本齿廓齿形参数见表 5-131。

① 本节编写人:王铁 (太原理工大学)。

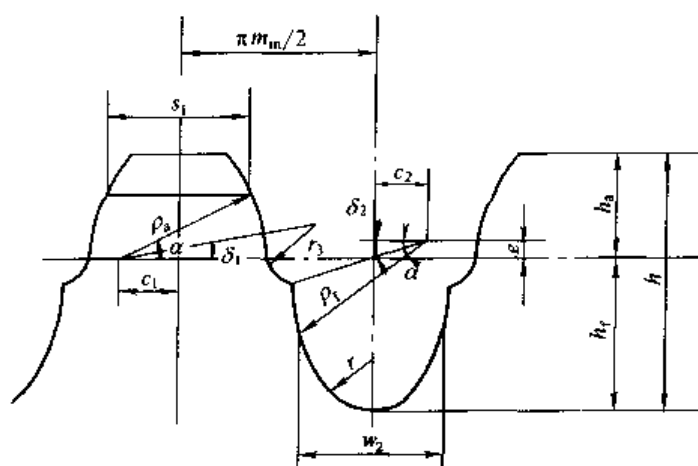


图 5-90 FSH 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

表 5-131 FSH 双圆弧齿轮基本齿廓参数

序号	参数名称	代号	参数值	序号	参数名称	代号	参数值
1	压力角	$\alpha$	$25^\circ$	10	凹齿齿廓圆心移距量	$e^*$	0.059 17
2	全齿高	$h^*$	1.8	11	凸齿齿廓圆心偏移量	$c_1^*$	0.5123
3	齿顶高	$h_a^*$	0.8	12	凹齿齿廓圆心偏移量	$c_2^*$	0.6159
4	齿根高	$h_f^*$	1	13	径向间隙	$c^*$	0.2
5	凸齿齿廓圆弧半径	$\rho_s^*$	1.18	14	接触点处齿侧间隙	$c_s^*$	0.05
6	凹齿齿廓圆弧半径	$\rho_t^*$	1.32	15	接触点处凸齿厚	$\overline{s_1^*}$	1.114 29
7	凸凹齿廓圆弧半径差	$\Delta\rho^*$	0.14	16	接触点处凹齿槽宽	$\overline{w_2^*}$	1.164 29
8	凸齿工艺角	$\delta_1$	$7^\circ 18' 54''$	17	凸凹齿廓过渡圆弧半径	$r_s^*$	0.42
9	凹齿工艺角	$\delta_2$	$10^\circ$	18	凹齿齿根过渡圆弧半径	$r^*$	0.462 43

注：表中带\*号的尺寸参数，是指该尺寸与法向模数的比值。例如， $h^* = h/m_n$ ； $r_1^* = r_1/m_n$ 等。

## (2) 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的几何参数和啮合参数

双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的几何参数和啮合参数计算方法见表 5-132。

表 5-132 双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的几何参数和啮合参数

参数名称	代号	计算公式
中点法向模数	$m_n$	由弯曲强度计算或结构设计确定，并取标准值
齿数	$z$	小齿轮 $z_1$ 大齿轮 $z_2 = iz_1$ 按给定传动比 $i \geq 1$ 计算，齿数取整数
齿数比	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$ ，校验传动比误差
分度锥角	$\delta$	小齿轮 $\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$ 大齿轮 $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
齿宽	$b$	$b \approx 0.3R_c$
平顶齿轮齿数	$z_c$	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
中点锥距	$R_m$	$R_m = \frac{m_n z_c}{2 \cos \beta}$ ，由强度计算或结构设计确定
中点螺旋角	$\beta$	一般取 $35^\circ$ ，要满足 $\epsilon_\beta > 1.25$



参数名称	代号	计算公式
重合度	$\epsilon_\beta$	$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_s} - \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$ 式中 $b$ 有效齿宽(不计齿端修薄宽度)
同一齿廓凸齿和凹齿两接触点间的轴向距离	$q_{TA}$	$q_{TA} = \frac{0.5(\pi m_n - c_y) + 2c_1}{\sin \beta} - 2\rho_a \cos \alpha \sin \beta$
大端锥距	$R_e$	$R_e = R_m + 0.5b$
小端锥距	$R_i$	$R_i = R_m - 0.5b$
大端端面模数	$m_{et}$	$m_{et} = \frac{2R_e}{z_c}$
小端端面模数	$m_{it}$	$m_{it} = \frac{2R_i}{z_c}$
中点分度圆直径	$d$	小齿轮 $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ 大齿轮 $d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
齿顶高	$h_a$	$h_a = h_a^* m_n$
齿根高	$h_f$	$h_f = h_f^* m_n$
全齿高	$h$	$h = h_a + h_f$
大端分度圆直径	$d_e$	小齿轮 $d_{e1} = m_{e1} z_1$ 大齿轮 $d_{e2} = m_{e2} z_2$
小端分度圆直径	$d_i$	小齿轮 $d_{i1} = m_{i1} z_1$ 大齿轮 $d_{i2} = m_{i2} z_2$
大端齿顶圆直径	$d_{ae}$	小齿轮 $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_a \cos \delta_1$ 大齿轮 $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_a \cos \delta_2$
大端齿根圆直径	$d_{fe}$	小齿轮 $d_{fe1} = d_{i1} - 2h_f \cos \delta_1$ 大齿轮 $d_{fe2} = d_{i2} - 2h_f \cos \delta_2$
锥顶到大端顶圆平面距离	$B$	小齿轮 $B_1 = R_e \cos \delta - h_a \sin \delta_1$ 大齿轮 $B_2 = R_e \cos \delta - h_a \sin \delta_2$
大端螺旋角	$\beta_e$	$\beta_e = \arcsin \left[ \frac{R_m \sin \beta}{R_e} + \left( \frac{R_e}{R_m} - \frac{R_m}{R_e} \right) \frac{R_m}{d_0} \right]$
小端螺旋角	$\beta_i$	$\beta_i = \arcsin \left[ \frac{R_m \sin \beta}{R_i} + \left( \frac{R_i}{R_m} - \frac{R_m}{R_i} \right) \frac{R_m}{d_0} \right]$
刀盘公称直径	$d_0$	

关于双圆弧齿形弧齿锥齿轮传动的啮合特性计算请参见圆弧齿圆柱齿轮相关部分的计算。在设计时可通过适当的选取重合度,使得轮齿至少在小端接触时实现双齿对啮合,通过恰当地利用轮齿大端粗厚部分来提高轮齿的弯曲强度,进而实现等强度设计要求。

### 5.19.3 双圆弧齿形弧齿锥齿轮的制造工艺

双圆弧齿形弧齿锥齿轮的制造工艺与格利森制的弧齿锥齿轮的制造工艺相似。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮采用刀齿为双圆弧齿廓的铣刀盘加工。为了使刀齿顶点直径及刀刃刃磨后的齿形保持不变,刀齿侧刃后面应铲磨成以刀齿齿形曲线为母线,刀盘轴线为螺旋轴的螺旋曲面;为了改善刀齿切削条件,减少刀齿的切削宽度以便于磨制前角。刀齿一般做成半齿形的内外刀齿,齿形对称配置与铣刀盘公称直径的内外两侧。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮加工的关键在于刀齿双圆弧齿形的铲磨。在铲磨齿形时,铣刀盘内外刀齿在轴截面内的齿形所组合成的工作齿廓应保持与选定的基本齿廓相一致,尤其要保证内外刀齿凸凹齿齿廓接触点半径与设计计算值的一致性,以确保由其加工的双圆弧弧齿锥齿轮的传动质量。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮是利用双圆弧齿廓平面产形冠轮与锥齿轮相啮合原理在弧齿锥齿

轮铣齿机上使用双面精切刀盘采用单面切削法进行加工的,因为单面切削法可使切出的齿面具有理想的轮齿外形,并可获得满意的接触区。这种加工方法的范成过程与格里森制的弧齿锥齿轮有所不同,格里森制的弧齿锥齿轮的齿面是齿形角为压力角的直线切削刃的包络面,而双圆弧齿形弧齿锥齿轮的齿面是在范成过程中刀齿齿形在节平面内的圆弧中心重合于瞬时回转轴时瞬时成形,在啮合过程中瞬时成形的接触线从齿的一端逐渐移向另一端形成齿面。

机床调整可根据双圆弧齿形弧齿锥齿轮的齿形特点制定相应的切削法计算卡。在加工时为了控制齿厚,需要及时测量双圆弧齿形弧齿锥齿轮大端理论接触点法向弦齿厚和弦齿高,因此需要根据基本参数和加工方法建立齿厚测量计算卡,并通过锥齿轮对滚试验机检查双圆弧齿形弧齿锥齿轮的啮合区位置。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮的加工需要根据其齿形特点制定单面切削法的计算卡,这是它与格里森制的弧齿锥齿轮的明显区别之一。

双圆弧齿形弧齿锥齿轮加工的单面切削法的齿厚测量计算卡需要根据基本齿廓参数、加工方法以及锥齿轮的几何设计来确定。

## 参 考 文 献

- 1 机械工程手册编辑委员会. 机械工程手册. 第6卷. 传动设计. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 齿轮制造手册编辑委员会. 齿轮制造手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 3 齿轮手册编委会. 齿轮手册. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 4 中国机械设计大典编委会. 中国机械设计大典. 第4卷. 机械传动设计. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002
- 5 现代机械传动手册编委会. 现代机械传动手册. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 2002
- 6 北京齿轮厂编. 螺旋锥齿轮. 北京: 科技出版社, 1974
- 7 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1989
- 8 吴序堂. 齿轮啮合原理. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 9 朱孝录, 鄂中凯主编. 齿轮承载能力分析. 北京: 高等教育出版社, 1992
- 10 董学朱. 齿轮啮合理论基础. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 11 董学朱. 摆线齿锥齿轮及准双曲面齿轮设计和制造. 北京: 机械工业出版社, 2003
- 12 北京齿轮厂编译. 格里森锥齿轮技术资料译文集. 第二分册. 格里森锥齿轮设计及计算. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 13 北京齿轮厂编译. 格里森锥齿轮技术资料译文集. 第三分册. 格里森锥齿轮强度分析及计算. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 14 天津齿轮机床研究所编译. 格里森锥齿轮技术资料译文集. 第六分册. 格里森锥齿轮的检验及安装. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 15 董学朱. 准双曲面齿轮切齿调整计算法的改进 (一)、(二). 齿轮, 1985, 9 (6): 1~4; 1986, 10 (1): 40~43
- 16 董学朱, 陈济勤, 马光业, 董荣臣. 拖拉机螺旋锥齿轮接触印痕试验研究. 农业机械学报, 1982, 13 (2): 42~52
- 17 董学朱. 延伸外摆线锥齿轮失配研究. 北京农业工程大学学报, 1993, 13 (4): 72~80
- 18 董学朱. 延伸外摆线锥齿轮切齿调整计算法的改进. 机械传动, 1997, 21 (4): 41~47
- 19 董学朱. 延伸外摆线准双曲面齿轮几何参数计算法的改进. 机械传动, 1998, 20 (2): 9~13
- 20 董学朱. 延伸外摆线准双曲面齿轮几何设计和切齿调整计算新方法. 机械传动, 1999, 23 (4): 16~20
- 21 董学朱. 摆线齿锥齿轮连续分齿法铣齿原理的研究. 机械传动, 1999, 23 (2): 29~30
- 22 Gleason Works. Straight Bevel Gear Design. Rochester, N. Y., USA, 1972
- 23 Gleason Works. Spiral Bevel Gear System. Rochester, N. Y., USA, 1964
- 24 Gleason Works. Zerol Bevel Gear System. Rochester, N. Y., USA, 1965
- 25 Gleason Works. Method for Designing Hypoid Gear Blanks. Rochester, N. Y., USA, 1971
- 26 Gleason Works. Bending Stresses in Bevel Gear Teeth. Rochester, N. Y., USA, 1965
- 27 Gleason Works. Surface Durability Pitting Formulas for Bevel Gear Teeth. Rochester, N. Y., USA, 1966

- 28 Gleason Works, Bending and Contact Stresses in Hypoid Gear Teeth, Rochester, N. Y., USA, 1971
- 29 Stadtfeld H. J. Oerlikon Bevel and Hypoid Gears, Oerlikon Bührle AG, 1991
- 30 Klingelnberg Standards KN 3028, Lssue No. 3
- 31 Klingelnberg-Standards KN 3029, Lssue No. 1028
- 32 Klingelnberg Workstandards KN3030, Edition. No. 11
- 33 ISO 10300 2001 Calculation of Load Capacity of Bevel Gears
- 34 ANSI AGMA 2005-C96 Design Manual for Bevel Gears
- 35 ANSI AGMA 2003-B97 Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth
- 36 李进宝, 樊智敏, 王铁, 邵家辉, 双圆弧弧齿锥齿轮传动特性及应用研究, 中国机械工程, 1995 (5): 166~167
- 37 李进宝, 邵家辉, 王铁, 双圆弧圆锥圆柱齿轮减速器试验研究, 中国机械工程, 1994, (5): 42~43
- 38 Li Jinbao, Wangtie, Shao Jiahui, Study on Double Circular Arc Profile Spiral Bevel Gear Transmission, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1995, (1): 71~74

## 第6章 蜗杆传动设计

### 本章常用代号

#### 1. 几何尺寸计算

$a$ ——中心距, mm	$m_n$ ——法向模数, mm
$a_o$ ——磨削修形蜗杆的工艺中心距, mm	$m_x$ ——轴向模数, mm
$b_1$ ——蜗杆齿宽, mm	$n_1$ ——蜗杆转数, r/min
$b_2$ ——蜗轮齿宽, mm	$n_2$ ——蜗轮转数, r/min
$c$ ——顶隙, mm	$p$ ——蜗杆螺旋参数
$d_1$ ——蜗杆分度圆直径, mm	$p_x$ ——蜗杆轴向齿距, mm
$d_2$ ——蜗轮分度圆直径, mm	$p_z$ ——蜗杆导程, mm
$d_{w1}$ ——蜗杆节圆直径, mm	$q$ ——蜗杆直径系数
$d_{w2}$ ——蜗轮节圆直径, mm	$r_{a2}$ ——蜗杆咽喉母圆半径, mm
$d_{a1}$ ——蜗杆齿顶圆直径, mm	$s_c$ ——环面蜗杆边齿齿顶厚, mm
$d_{a2}$ ——蜗轮齿顶圆(喉圆)直径, mm	$\bar{s}_{h1}$ ——蜗杆法向弦齿厚, mm
$d_b$ ——成形圆(主基圆)直径, mm	$\bar{s}_{h2}$ ——蜗轮法向弦齿厚, mm
$d_{b1}$ ——渐开线蜗杆基圆直径, mm	$s_o$ ——蜗杆法向齿厚, mm
$d_{e2}$ ——蜗轮顶圆(外圆)直径, mm	$s_t$ ——蜗轮齿厚, mm
$d_{e1}$ ——蜗杆最大齿顶圆(环面蜗杆)直径, mm	$s_x$ ——蜗杆轴向齿厚, mm
$d_{ef1}$ ——蜗杆最大齿根圆(环面蜗杆)直径, mm	$u$ ——齿数比
$d_{f1}$ ——蜗杆齿根圆直径, mm	$u_s$ ——滑动速度, m/s
$d_{f2}$ ——蜗轮齿根圆直径, mm	$x_z$ ——蜗轮变位系数
$d_{m2}$ ——蜗轮中圆直径, mm	$y$ ——蜗轮齿数增量系数
$e_1$ ——蜗杆螺牙入口修形量, mm	$z_0$ ——工艺齿数
$e_0$ ——蜗杆螺牙出口修形量, mm	$z_1$ ——蜗杆头数
$h_{a1}$ ——蜗杆齿顶高, mm	$z_2$ ——蜗轮齿数
$h_{a2}$ ——蜗轮齿顶高, mm	$z'$ ——蜗杆包围蜗轮齿数
$\bar{h}_{a1}$ ——蜗杆齿厚测齿高, mm	$R_{a1}$ ——蜗杆齿顶圆弧半径, mm
$\bar{h}_{a2}$ ——蜗轮齿厚测齿高, mm	$R_{f1}$ ——蜗杆齿根圆弧半径, mm
$h_{f1}$ ——蜗杆齿根高, mm	$\alpha$ ——齿形角, ( $^\circ$ )
$h_{f2}$ ——蜗轮齿根高, mm	$\alpha_n$ ——蜗杆法向齿形角, ( $^\circ$ )
$i$ ——传动比	$\beta$ ——母平面倾角, ( $^\circ$ )
$i_0$ ——磨削修形蜗杆的工艺传动比	$\beta_1$ ——蜗杆分度圆柱螺旋角, ( $^\circ$ )
$j$ ——齿侧间隙, mm	$\beta_2$ ——蜗轮分度圆柱螺旋角, ( $^\circ$ )
$m$ ——模数, mm	$\gamma$ ——蜗杆分度圆柱导程角, ( $^\circ$ )
	$\gamma_b$ ——渐开线蜗杆基圆柱导程角, ( $^\circ$ )
	$\delta$ ——润滑角, ( $^\circ$ )

$\eta$  机械效率  
 $\theta$  蜗轮齿宽角, ( $^{\circ}$ )  
 $\theta_1$  平面二次包络的蜗杆转角, ( $^{\circ}$ )  
 $\theta_2$  平面二次包络的蜗轮转角, ( $^{\circ}$ )  
 $\rho$  齿廓曲率半径, mm  
 $\tau$  齿距角, ( $^{\circ}$ )  
 $\psi_1$  蜗杆转角, ( $^{\circ}$ )  
 $\psi_2$  蜗轮转角, ( $^{\circ}$ )  
 $\psi_b$  工作半角, ( $^{\circ}$ )  
 $\psi_s$  工作起始角, ( $^{\circ}$ )  
 $\Delta$  蜗杆肩带宽度, mm  
 2. 承载能力计算  
 $t_r$  润滑油温度,  $^{\circ}\text{C}$   
 $t_h$  环境温度,  $^{\circ}\text{C}$   
 $A$  传动装置的散热面积,  $\text{m}^2$   
 $E$  弹性模量, MPa  
 $F_n$  法向力, N  
 $F_{r1}$  蜗杆径向力, N  
 $F_{t2}$  蜗轮径向力, N  
 $F_{n1}$  蜗杆圆周力, N  
 $F_{t2}$  蜗轮圆周力, N  
 $F_{x1}$  蜗杆轴向力, N  
 $F_{x2}$  蜗轮轴向力, N  
 $I$  蜗杆中央部分惯性矩,  $\text{mm}^4$   
 $K$  载荷系数  
 $K_1$  动载荷系数; 启动频率系数  
 $K_2$  啮合质量系数  
 $K_3$  小时载荷率系数  
 $K_4$  环境温度系数  
 $K_5$  工作情况系数  
 $K_6$  风扇系数  
 $K_A$  使用系数  
 $K_{gt}$  几何参数 (ZC)  
 $K_p$  平均散热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$   
 $K_t$  载荷系数 (ZC)  
 $L$  蜗杆两端支承点距离, mm  
 $N$  应力循环系数  
 $P_1$  输入功率, W  
 $P_{1w}$  实际输入功率, W  
 $P_Q$  箱体表面散出的热量, W  
 $P_V$  传动中损耗的功率, W  
 $T_1$  蜗杆轴传递的转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $T_2$  蜗轮轴传递的转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $T_{2w}$  实际输出转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$   
 $Y_2$  蜗轮齿形系数  
 $Y_N$  寿命系数  
 $Z_N$  寿命系数

$Z_s$  滑动速度影响因素  
 $\sigma_{\text{HBP}}$  蜗轮材料的许用弯曲应力, MPa  
 $\sigma_{\text{FP}}$  计算的许用弯曲应力, MPa  
 $\sigma_{\text{HBP}}$  蜗轮材料的许用接触应力, MPa  
 $\sigma_{\text{HP}}$  计算的许用接触应力, MPa

### 3. 精度检测

#### (1) 用于圆柱蜗杆传动

$f_a$  中心距极限偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{ti}$  蜗杆齿形公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{t2}$  蜗轮齿形公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_b$  蜗杆一转螺旋线公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{bl}$  蜗杆螺旋线公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'$  蜗轮一齿切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f''$  蜗轮一齿径向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f'_{ic}$  传动切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{p1}$  蜗轮齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{pa}$  蜗杆轴向齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{paL}$  蜗杆轴向齿距累积公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_r$  蜗杆齿槽径向跳动公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_x$  蜗杆副的中间平面极限偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{\Sigma}$  蜗杆副轴交角偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{s1}$  蜗杆齿厚偏差,  $\mu\text{m}$   
 $E_{s2}$  蜗轮齿厚偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F'_i$  蜗轮切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F''_i$  蜗轮径向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F'_{ic}$  传动切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_p$  蜗轮齿距累积公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_{pk}$  蜗轮  $k$  个齿距累积公差,  $\mu\text{m}$   
 $F_r$  齿轮齿圈径向跳动公差,  $\mu\text{m}$   
 $T_{s1}$  蜗杆齿厚公差,  $\mu\text{m}$   
 $T_{s2}$  蜗轮齿厚公差,  $\mu\text{m}$

#### (2) 用于环面蜗杆传动

$f_{ti}$  蜗杆齿形公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{t2}$  蜗轮齿形公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_b$  蜗杆一转螺旋线公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{bl}, f_{bl}$  蜗杆螺旋线公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_x, f'_{ic}$  蜗杆副的一齿切向综合公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{p1}, f_{pa}$  蜗杆圆周齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{p2}, f_{pt}$  蜗轮齿距偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_r$  蜗杆径向跳动公差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{x1}$  蜗杆副的蜗杆中间 (喉) 平面偏差,  $\mu\text{m}$   
 $f_{x2}$  蜗杆副的蜗轮中间 (喉) 平面偏差,  $\mu\text{m}$   
 $F_y$  传动中蜗杆轴心线的歪斜度,  $\mu\text{m}$

$f_{x1}$ ——蜗杆分度公差,  $\mu\text{m}$

$j, j_1$ ——圆周侧隙,  $\mu\text{m}$

$j_n$ ——法向侧隙,  $\mu\text{m}$

$E_{s1}$ ——蜗杆法向弦齿厚偏差,  $\mu\text{m}$

$E_{s2}$ ——蜗轮法向弦齿厚偏差,  $\mu\text{m}$

$F_{ic}, F_{ic}'$ ——蜗杆副的切向综合公差,  $\mu\text{m}$

$F_{p1}, F_{p2}$ ——蜗轮齿距累积公差,  $\mu\text{m}$

$F_r, F_{r2}$ ——蜗轮齿圈径向跳动公差,  $\mu\text{m}$

$T_{s1}$ ——蜗杆齿厚公差,  $\mu\text{m}$

$T_{s2}$ ——蜗轮齿厚公差,  $\mu\text{m}$

#### 4. 其他

ZA——阿基米德圆柱蜗杆传动

ZN——法向直廓圆柱蜗杆传动

ZI——渐开线圆柱蜗杆传动

ZK——锥面包络圆柱蜗杆传动

ZC——圆弧圆柱蜗杆传动

TA——直廓环面蜗杆传动

TP——平面包络环面蜗杆传动

TI——渐开面包络环面蜗杆传动

TK——锥面包络环面蜗杆传动

## 6.1 蜗杆传动的特点

### 6.1.1 蜗杆传动的组成

蜗杆传动是由蜗杆和蜗轮两构件组成的运动副。其中直径较小而螺旋角较大的构件称为蜗杆, 直径较大而螺旋角较小的构件称为蜗轮。蜗杆传动用于传递两空间交错轴之间的运动和动力, 一般其交错轴之间的交错角 $\Sigma=90^\circ$  (见图 6-1)。若两轮的螺旋角 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ 的旋向 (左旋或右旋) 相同, 则 $\Sigma=|\beta_1|+|\beta_2|$ , 相反, 则 $\Sigma=|\beta_1|-|\beta_2|$ 。

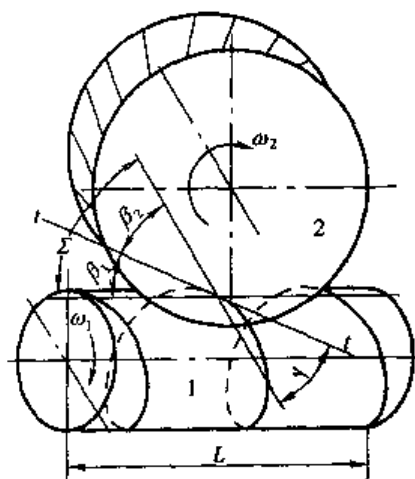


图 6-1 蜗杆传动

1—蜗杆; 2—蜗轮

### 6.1.2 蜗杆传动的应用和特点

蜗杆传动的应用范围是由其传动性质决定, 其特点有: ①传动比大, 结构紧凑; ②传动平稳, 振动和噪声小; ③传动效率较低, 以致发热和温升较高。所以蜗杆传动应用于传递功率不大和非连续运转的场合。

近几十年来, 由于新型蜗杆传动的不断出现, 传动效率有所提高, 故其应用范围亦不断扩展, 如大功率的轧机压下装置和连续传动的拉丝机上都有应用且效果良好。

## 6.2 蜗杆传动的类型

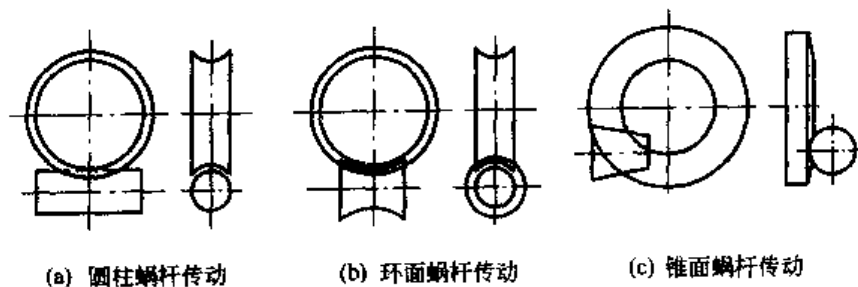
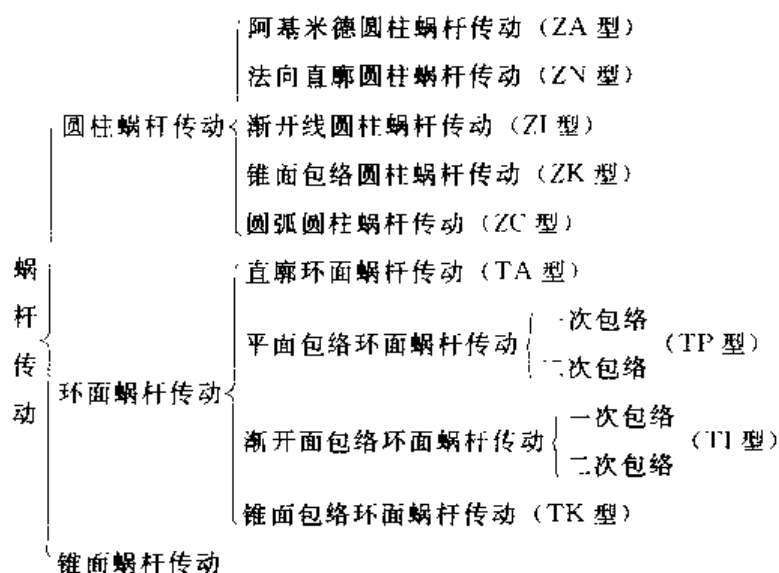


图 6-2 蜗杆传动的类型

根据蜗杆分度曲面的形状, 蜗杆传动可以分成圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动和锥面蜗杆传动三大类 (见图 6-2)。如果再按其齿廓形状及形成原理, 又可进一步细分如下:



### 6.3 蜗杆传动的传动比

传动比

$$i = n_{\text{主动}} / n_{\text{从动}} \quad (6-1)$$

蜗杆主动时为减速运动

$$i = n_1 / n_2 > 1$$

蜗轮主动时为增速运动

$$i = n_2 / n_1 < 1$$

式中  $n_1$ ——蜗杆转速, r/min;

$n_2$ ——蜗轮转速, r/min。

当蜗轮为主动用于增速传动时, 其传动效率极低, 故通常很少应用。蜗杆传动中最常用的是以蜗杆为主动时的减速传动场合, 尤其是在需要较大减速比时, 更能发挥其结构紧凑的优越性。

蜗杆传动用于动力传动时, 可取  $i = 5 \sim 80$ , 传力很小而主要用于传递运动时, 可取  $i$  到 500 或更大。表 6-1 给出了  $i$  的公称值, 可参考选用。

表 6-1 传动比  $i$  的公称值 (摘自 GB/T 10085 1988)

$i$ 的公称值	5	7.5	(10)	12.5	15	(20)	25
	30	(40)	50	60	70	(80)	

注: 括弧内是基本值, 应优先采用。

蜗杆传动的传动比用蜗杆头数  $z_1$  和蜗轮齿数  $z_2$  表示为

$$i = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \quad (6-2)$$

蜗杆头数一般取  $z_1 = 1 \sim 4$ 。头数少易于加工但效率低, 故一般在大传动比或要求自锁

的情况下,  $z_1$  取小值。此外  $z_1$  亦可取至 10, 或略大于 10。

蜗轮齿数一般可在  $25 \leq z_2 \leq 80$  范围内选取, 取小值时要注意根切或干涉, 取大值时要注意轮齿是否有足够的弯曲强度。

## 6.4 蜗杆传动的效率

### 6.4.1 蜗杆传动齿面间的相对滑动速度

蜗杆传动的齿面间具有较大的相对滑动速度  $v_s$ , 它对蜗杆传动的效率影响很大,  $v_s$  值可由下式求出。

蜗杆分度圆相对滑动速度  $v_s$

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma} \quad (\text{m/s}) \quad (6-3)$$

蜗杆节圆相对滑动速度  $v'_s$

$$v'_s = \frac{v'_1}{\cos \gamma'} = \frac{\pi d'_1 n_1}{6 \times 10^4 \cos \gamma'} \quad (\text{m/s}) \quad (6-4)$$

式中  $d_1, d'_1$  ——蜗杆分度圆和节圆直径, mm;

$\gamma, \gamma'$  ——蜗杆分度圆和节圆导程角;

$v_1, v'_1$  ——蜗杆分度圆和节圆线速度, m/s;

$n_1$  ——蜗杆转速, r/min。

### 6.4.2 蜗杆传动的接触线和润滑角

蜗杆传动中不同的类型有不同的齿形, 因此其接触线也各不相同 (见图 6-3)。

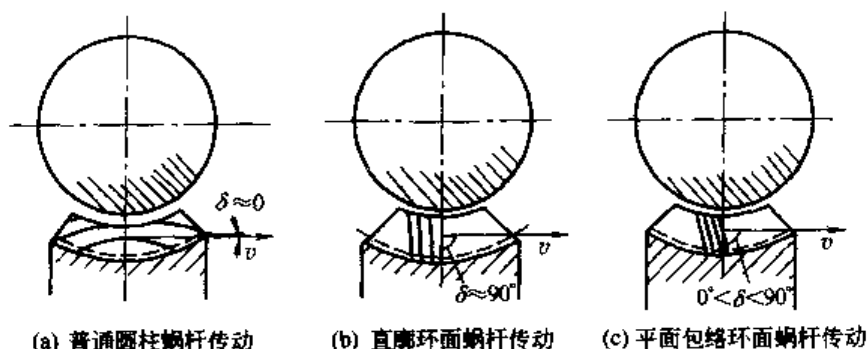


图 6-3 蜗杆传动的接触线和润滑角

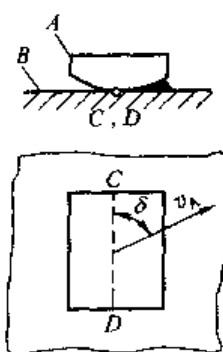


图 6-4 润滑角  $\delta$

润滑角为两物体接触线的切线与相对滑动速度间的夹角  $\delta$  (见图 6-4)。润滑角的大小对传动效率和承载能力的影响很大, 当具有较大的润滑角时, 有足够的相对滑动速度能使两物体的接触面间形成动压油膜而得到良好的润滑状态, 以减少其磨损和提高传动效率。

在普通圆柱蜗杆传动中, 其润滑角  $\delta \approx 0$  [见图 6-3(a)], 故其齿面磨损亦较严重, 传动效率也较低, 由此引起的发热而导致齿面间胶合。但是在环面蜗杆传动中, 其润滑角  $\delta$  都比较大 [见图 6-3(b)、(c)], 这时大的相对滑动速度反而有利于形成动压油膜, 以致减轻齿面磨损和提高传动效率。



### 6.4.3 蜗杆传动的效率

蜗杆传动的功率损失应包括啮合损失、轴承损失和搅油损失三部分，故其总效率  $\eta$  应为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (6-5)$$

式中  $\eta_3$  — 轴承效率，对每对滚动轴承可取  $\eta_3 = 0.99 \sim 0.995$ ，滑动轴承可取  $\eta_3 = 0.97 \sim 0.98$ ；

$\eta_2$  — 搅油效率，近似可取  $\eta_2 = 0.96 \sim 0.99$ ；

$\eta_1$  — 齿面啮合效率。

蜗杆与蜗轮齿面间由于摩擦而损失的功率是比较大的，这也是使蜗杆传动效率低的主要因素，理论上  $\eta_1$  可用下式计算。

蜗杆主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho)} \quad (6-6)$$

蜗轮主动时

$$\eta_1 = \frac{\tan(\gamma - \rho)}{\tan \gamma} \quad (6-7)$$

式中  $\gamma$  — 蜗杆分度圆柱或节圆柱导程角；

$\rho$  — 啮合摩擦角。

啮合摩擦角可由啮合摩擦因数  $\mu$  导出，即

$$\rho = \arctan \mu \quad (6-8)$$

$\mu$  值受诸多因素影响，例如接触线、润滑角、润滑油、滑动速度、材料匹配、加工和装精度以及热处理状况等。此外，还受运转中的随机因素影响。因此，无论在理论上和工程上都难以确定其精确值。通常在初步设计时根据相对滑动速度  $v$ ，在表 6-2 中取一近似值。

表 6-2 普通圆柱蜗杆传动的摩擦因数和摩擦角

蜗轮材料	锡 青 铜		无锡青铜	灰铸铁和球墨铸铁	
蜗杆齿面硬度	>45HRC	其 他	>45HRC	>45HRC	其 他
滑动速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$\mu$	$\mu$	$\mu$	$\mu$	$\mu$
	$\rho$	$\rho$	$\rho$	$\rho$	$\rho$
0.01	0.11 6°17'	0.12 6°51'	0.18 10°12'	0.18 10°12'	0.19 10°45'
0.05	0.09 5°09'	0.1 5°43'	0.14 7°58'	0.14 7°58'	0.16 9°05'
0.10	0.08 4°34'	0.09 5°09'	0.17 7°24'	0.13 7°24'	0.14 7°58'
0.25	0.065 3°43'	0.075 4°17'	0.10 5°43'	0.10 5°43'	0.012 6°51'
0.50	0.055 3°09'	0.065 3°43'	0.08 5°09'	0.08 5°09'	0.10 5°43'

续表

蜗轮材料	锡 青 铜		无锡青铜	灰铸铁和球墨铸铁	
蜗杆齿面硬度	>45HRC	其 他	>45HRC	>45HRC	其 他
滑动速度/(m·s <sup>-1</sup> )	$\mu$	$\mu$	$\mu$	$\mu$	$\mu$
	$\rho$	$\rho$	$\rho$	$\rho$	$\rho$
1.0	0.045 2°35'	0.055 3°09'	0.07 4°00'	0.07 4°00'	0.09 5°09'
1.5	0.04 2°17'	0.05 2°52'	0.065 3°43'	0.065 3°43'	0.08 4°34'
2.0	0.035 2°00'	0.045 2°35'	0.055 3°09'	0.055 3°09'	0.07 4°00'
2.5	0.03 1°43'	0.035 2°00'	0.05 2°52'		
3.0	0.028 1°36'	0.031 1°47'	0.045 2°35'		
4	0.024 1°22'	0.029 1°40'	0.04 2°17'		
5	0.022 1°16'	0.026 1°29'	0.035 2°00'		
8	0.018 1°02'	0.024 1°22'	0.03 1°43'		
10	0.016 0°55'	0.02 1°09'			
15	0.014 0°48'				
24	0.013 0°45'				

啮合效率是影响蜗杆传动总效率的主要因素。而啮合效率  $\eta_1$  除与摩擦因数  $\mu$  (或摩擦角  $\rho$ ) 有关外, 蜗杆的导程角  $\gamma$  更起主要影响,  $\eta_1$  随  $\gamma$  的增大而提高, 但也有极值。对式 (6-6) 微分取极值, 得  $\gamma = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$ , 即  $\gamma$  在  $40^\circ$  左右时  $\eta_1$  值最大。但当  $\gamma > 30^\circ$  后,  $\eta_1$  的增长率就不显著, 故要求效率高时通常取  $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$ 。 $\gamma$  的选取要视蜗杆的头数  $z_1$  及加工可能性而定, 多头蜗杆的  $\gamma$  大, 效率高, 但加工比较困难。导程角  $\gamma$  小则  $\eta_1$  随之降低, 当  $\gamma < \rho$  时, 机构自锁, 这时  $\eta_1 < 0.5$ 。但应注意机器不应依靠自锁蜗杆传动作制动装置, 因其在动力冲击下自锁性是不可靠的, 必须另设其他制动装置方妥。综上所述, 摩擦因数和导程角是影响啮合效率  $\eta_1$  的关键因素。因此, 在蜗杆传动设计中, 蜗杆头数的确定、材料的配对、润滑方式和润滑油的选择是很重要的。

设计时, 在传动尺寸未确定之前蜗杆传动的总效率  $\eta$  可按表 6-3 估计。

表 6-3 蜗杆传动总效率  $\eta$  的近似值

蜗杆头数 $z_1$	1	2	3	4
总效率 $\eta$	0.7~0.75	0.75~0.85	0.82~0.9	0.87~0.95

注: 普通圆柱蜗杆传动取较低值, 环面蜗杆传动取较高值。

应该指出, 蜗杆传动效率的实际值, 只有通过台架加载实验才能得到较为精确值。

## 6.5 蜗杆传动的失效形式和选材原则

### 6.5.1 失效形式

蜗杆传动的失效形式与齿轮传动类似, 亦有齿面的点蚀、磨损、胶合以及蜗轮轮齿的折断等形式。其中以啮合齿面的点蚀及蜗轮齿面磨损最为常见, 此外胶合亦时有发生。上述失效的出现, 主要是由于啮合齿面间相对滑动速度较大, 尤其在圆柱蜗杆传动中润滑角  $\delta$  过小, 形成不了动压油膜, 以致啮合效率低而温升高所引起。此外由于蜗杆刚度不足或制造与安装误差等因素也会导致上述失效形式的出现。蜗轮轮齿的折断多由于轮齿磨损后齿厚减薄过量, 以及安装误差大引起严重偏载所产生。总之, 由于蜗杆齿形结构及所用材料的力学性能比蜗轮轮齿的好, 因此蜗轮轮齿是两者中的薄弱环节。

如果在设计时合理选择传动类型和参数, 选择合适的材料组合, 再配以良好的润滑方式及散热措施, 选用抗磨和抗胶合的润滑油, 提高加工和安装精度等, 则上述失效情况可以得到改善而延长使用寿命。

### 6.5.2 选材原则

由于蜗杆传动啮合摩擦较大、蜗轮滚刀难以精确铲背及形状尺寸误差等原因, 以致加工出的蜗轮齿面很难与相配的蜗杆齿面完全达到符合理论要求的共轭状态。因此蜗杆与蜗轮齿在材料组合上既要有耐磨性又要有良好的跑合性能。

蜗杆材料一般用合金钢或优质碳钢制成, 蜗杆齿面经渗碳、淬火或渗氮等热处理而获得较高的硬度, 其硬度一般在  $35 \sim 55\text{HRC}$  之间, 但亦有  $60\text{HRC}$  以上的。

用于做蜗轮齿圈的材料以锡青铜最为理想, 在加工工艺上以离心铸造的力学性能最好, 其次是用金属模浇铸, 尽量不用砂模浇铸。

在相对滑动速度  $v_s \leq 4\text{m/s}$  的场合, 亦可用铝铁青铜铸成, 它的缺点是跑合性能和胶合性能较差。在  $v_s \leq 2\text{m/s}$  而不甚重要的场合, 亦可用灰铸铁或球墨铸铁铸成, 而后者比前者较好。材料详细的力学性能请参阅本章 6.6.3。

## 6.6 普通圆柱蜗杆传动

### 6.6.1 分类

蜗杆传动中, 蜗轮与蜗杆齿的共轭面决定于蜗杆的齿形, 所以通常以蜗杆齿形进行分类。

根据成形方法 (体现在加工方法中) 和成形母面 (加工刀具的刃面) 的不同, 普通圆柱蜗杆传动大致可有下列四种类型 (GB/T 10086—1988)。

(1) 阿基米德圆柱蜗杆传动——ZA 型 (见图 6-5)

这类蜗杆传动的特点如下。

① 端面为阿基米德螺旋线, 轴截面内的轴向齿廓为直线, 齿面为阿基米德螺旋面。

② 蜗轮齿在中间平面内为渐开线齿廓, 因此, 阿

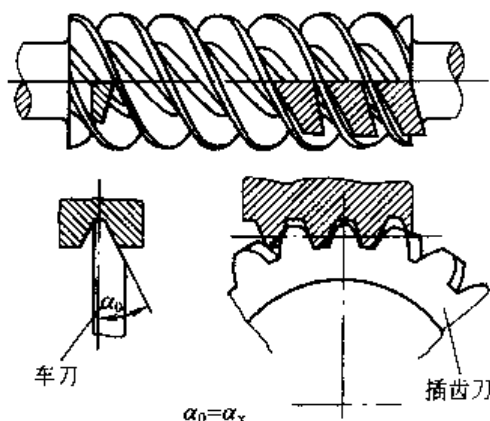


图 6-5 阿基米德圆柱蜗杆

基米德蜗杆传动在中间平面内相当于齿条与斜齿圆柱齿轮啮合。

③ 蜗杆齿面难于精确磨削，故难以采用硬齿面。因此用蜗轮滚刀加工的蜗轮齿面精度不高，以致承载能力和效率都较低。

## (2) 法向直廓蜗杆传动——ZN 型 (见图 6-6)

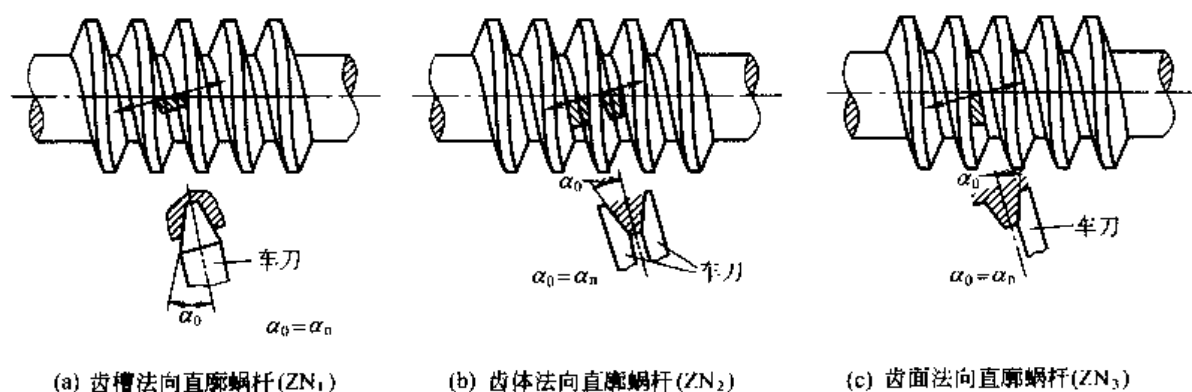


图 6-6 法向直廓蜗杆

这类蜗杆由于加工时刀具所处位置的不同，又有下述三种情况。

① 齿槽法向直廓蜗杆 (ZN<sub>1</sub> 蜗杆) ——垂直于过齿槽中点与分度圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的法平面上，齿廓为直线的圆柱蜗杆 [见图 6-6(a)]。

② 齿体法向直廓蜗杆 (ZN<sub>2</sub> 蜗杆) ——垂直于过齿厚中点与分度圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的法平面上，齿廓为直线的圆柱蜗杆 [见图 6-6(b)]。

③ 齿面法向直廓蜗杆 (ZN<sub>3</sub> 蜗杆) ——垂直于分度圆柱螺旋线的法平面上，齿廓为直线的圆柱蜗杆 [见图 6-6(c)]。

这类蜗杆传动的特点是：由于刀具法向放置，故易于加工导程角大的多头蜗杆（三头以上或  $\gamma > 15^\circ$ ），但由于磨削困难而难以得到精确的蜗轮滚刀，以致影响了蜗轮的齿面精度。

## (3) 渐开线圆柱蜗杆传动——ZI 型 (见图 6-7)

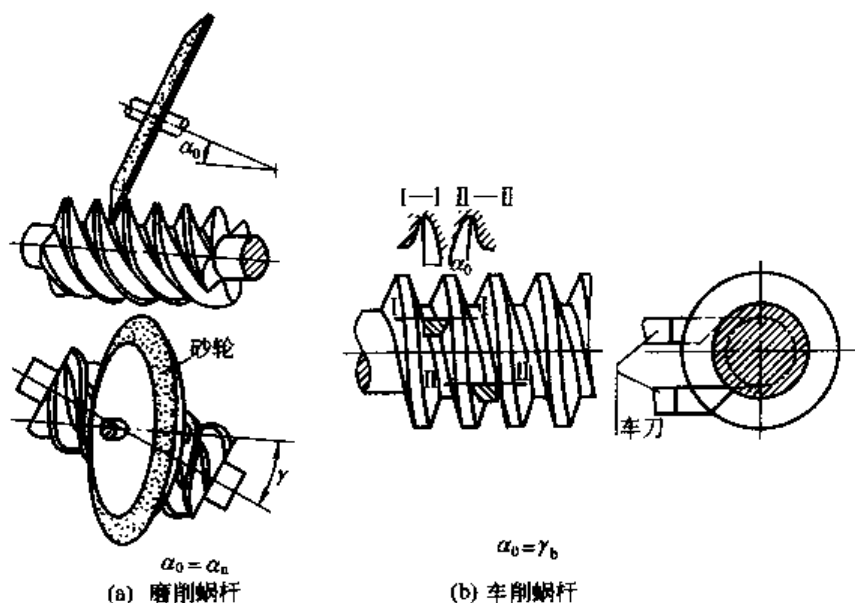


图 6-7 渐开线蜗杆

这类蜗杆传动的特点如下。

① 蜗杆端面为渐开线，齿面为渐开线螺旋面，在基圆柱的轴向截面内，齿廓的一侧为

直线, 另一侧为曲线。

② 可精确磨削加工, 故蜗杆可采用硬齿面, 同时可以得到较精确的蜗轮滚刀而提高蜗轮齿面精度, 啮合性能较好, 一般可用于较大载荷和较大速度的场合, 亦可用于长期连续传动的场合。

(4) 锥面包络圆柱蜗杆传动——ZK 型 (见图 6-8)

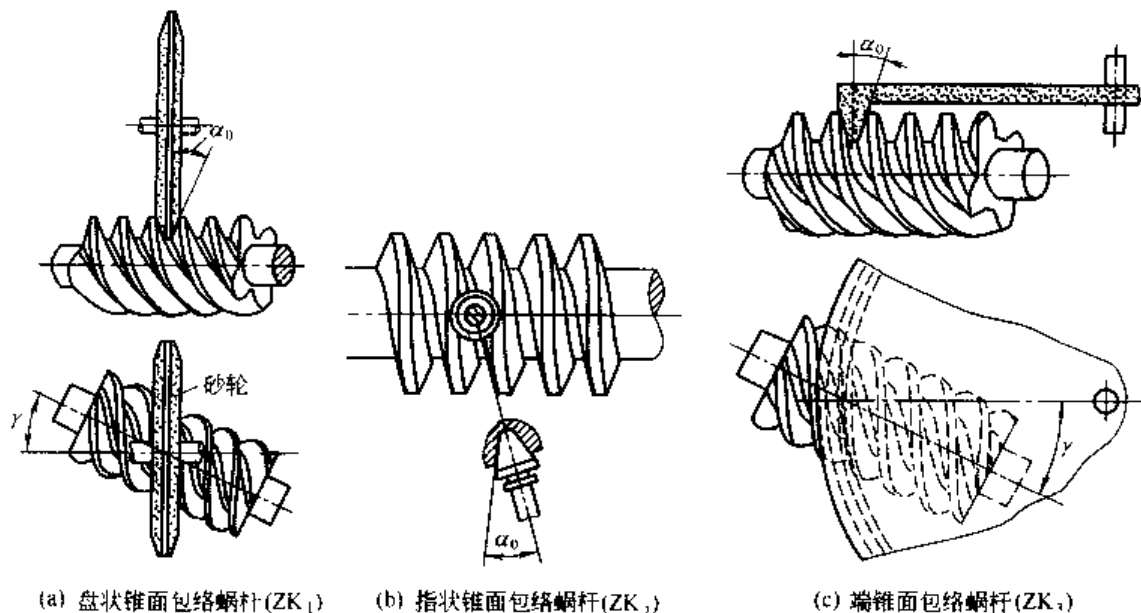


图 6-8 锥面包络蜗杆

这类蜗杆加工时由于刀具的不同, 又有下述三种情况。

① 盘状锥面包络蜗杆 (ZK<sub>1</sub> 蜗杆) 是由盘状锥形刀具的锥面包络面成的蜗杆。其轴线与刀具轴线之间的交错角等于分度圆柱导程角 [见图 6-8(a)]。

② 指状锥面包络蜗杆 (ZK<sub>2</sub> 蜗杆) 是由指状铣刀的锥面包络而成的蜗杆, 其轴线与刀具轴线直角相交 [见图 6-8(b)]。

③ 端锥面包络蜗杆 (ZK<sub>3</sub> 蜗杆) 是由端部呈蝶状锥形刀具的锥面包络而成的蜗杆。其轴线与刀具轴线交错垂直 [见图 6-8(c)]。

这类蜗杆传动的特点如下。

① 蜗杆齿面是由锥面盘状铣刀或砂轮包络而成的螺旋面是非线性的, 齿廓在各个截面内均为曲线形状。

② 齿形曲线的形状与刀盘的直径有关, 因此加工时要求对刀盘直径作严格控制。但是在加工时刀具难免磨损, 因而加大了加工难度。

③ 一般用于导程角较大的场合效果较好。

### 6.6.2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数

#### (1) 基本齿廓

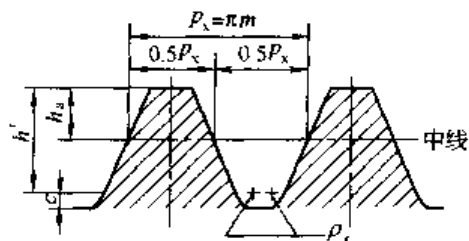
圆柱蜗杆基本齿廓的尺寸参数是指蜗杆轴平面内的参数, 其值在 GB/T 10087—1988 已有规定 (见表 6-4)。

表 6-4 适用于轴交角  $\Sigma=90^\circ$ , 模数  $m \geq 1\text{mm}$ , 齿形角  $\alpha=20^\circ$  的圆柱蜗杆传动。

#### (2) 中心距 $a$

● ZA 蜗杆是指轴向齿形角  $\alpha_x=20^\circ$ ; ZN、ZI、ZK 蜗杆均指法向齿形角  $\alpha_n=20^\circ$

表 6-4 圆柱蜗杆基本齿廓



- (1) 齿顶高  $h_a = 1m$ , 工作齿高  $h' = 2m$ ;  
 采用短齿时,  $h_a = 0.8m$ ,  $h' = 1.6m$ 。  
 (2) 轴向齿距  $p_x = \pi m$ 。中线(是指蜗杆的轴平面与分度圆柱面的交线)上的齿厚和齿槽宽相等。  
 (3) 顶隙  $c = 0.2m$ , 必要时允许减小到  $0.15m$  或增大至  $0.35m$ 。  
 (4) 齿根圆角半径  $\rho_f = 0.3m$ , 必要时允许减小到  $0.2m$  或增大至  $0.4m$ , 也允许加工成单圆弧。  
 (5) 允许齿顶倒圆, 但圆角半径不大于  $0.2m$ 。

中心距  $a$  的标准值见表 6-5。

表 6-5 圆柱蜗杆传动中心距  $a$  的标准值 (摘自 GB/T 10085—1988) /mm

40	50	63	80	100	125	160	(180)	200
(225)	250	(280)	315	(355)	400	(450)	500	

注: 括号中的数字尽可能不采用。

### (3) 模数 $m$

对于  $\Sigma = 90^\circ$  的蜗杆传动, 蜗杆轴向齿距  $p_x$  应与蜗轮端面齿距  $p_z$  相等。因此蜗杆的轴向模数  $m_x$  和蜗轮端面模数  $m_z$  相等, 均以  $m$  表示, 蜗杆模数  $m$  标准值列于表 6-6 中。

表 6-6 蜗杆模数  $m$  标准值 (摘自 GB/T 10088—1988) /mm

第一系列	1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3
	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	
第二系列	1.5	3	3.5	4.5	5.5	6	7	12	14

注: 优先采用第一系列。

### (4) 蜗杆分度圆直径 $d_1$

为了限制加工蜗轮齿的蜗杆滚刀数不致过多, 蜗杆滚刀可由专业厂精确制造, 因此将蜗杆分度圆直径  $d_1$  标准化。

蜗杆分度圆直径  $d_1$  标准值见表 6-7。

表 6-7 蜗杆分度圆直径  $d_1$  标准值 (摘自 GB/T 10088—1988) /mm

	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.4
第一系列	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140
	160	180	200	224	250	280	315	355	400							
第二系列	6	7.5	8.5	15	30	38	48	53	60	67	75	95	106	118	132	144
	170	190	300													

注: 优先采用第一系列。

### (5) 蜗杆直径系数 $q$

蜗杆直径系数  $q$  是蜗杆分度圆直径  $d_1$  与模数  $m$  的比值。同时也可以导出是蜗杆头数  $z_1$  与导程角  $\gamma$  正切的比值, 即

$$q = d_1 / m = z_1 / \tan \gamma \quad (6-9)$$

式中  $d_1$ ——蜗杆分度圆直径, mm;

$m$  —— 蜗杆模数, mm;

$z_1$  —— 蜗杆头数;

$\gamma$  —— 蜗杆导程角。

当蜗杆的分度圆直径和模数选定后,  $q$  值也就确定了。但在设计蜗杆传动时, 考虑到蜗杆的强度和刚度往往先选定  $m$  和  $q$ 。显然  $q$  值大  $d_1$  值也大, 提高了蜗杆的强度和刚度。但是  $q$  值大  $\gamma$  值小了, 降低了传动效率。因此一般在保证蜗杆强度和刚度的前提下, 使  $q$  值尽量小些。表 6-8 列出了  $m$ 、 $z_1$ 、 $q$  等几何参数间的关系, 供设计者参考选用。

表 6-8 蜗杆的基本尺寸和参数 (摘自 GB/T 10085—1998)

模数 $m$ mm	轴向齿距 $p_x$ mm	分度圆直径 $d_1$ mm	头数 $z_1$	直径系数 $q$	齿顶圆 直径 $d_{a1}$ mm	齿根圆 直径 $d_{f1}$ mm	分度圆柱导程角 $\gamma$	说明
1	3.141	18	1	18.000	20	15.6	3°10'47"	自锁
1.25	3.927	20	1	16.000	22.5	17	3°34'35"	自锁
		22.4	1	17.920	24.9	19.4	3°11'38"	
1.6	5.027	20	1	12.500	23.2	16.16	4°34'26"	
			2				9°05'25"	
			4				17°44'41"	
		28	1	17.500	31.2	24.16	3°16'14"	自锁
2	6.283	(18)	1	9.000	22	13.2	6°20'25"	
			2				12°31'44"	
			4				23°57'45"	
		22.4	1	11.200	26.4	17.6	5°06'08"	
			2				10°07'29"	
			4				19°39'14"	
			6				28°10'43"	
		(28)	1	14.000	32	23.2	4°05'08"	
			2				8°07'48"	
			4				15°56'43"	
		35.5	1	17.750	39.5	30.7	3°13'28"	自锁
2.5	7.854	(22.4)	1	8.960	27.4	16.4	6°22'06"	
			2				12°34'59"	
			4				24°03'26"	
		28	1	11.200	33	22	5°06'08"	
			2				10°07'29"	
			4				19°39'14"	
			6				28°10'43"	
		(35.5)	1	14.200	40.5	29.5	4°01'42"	
			2				8°01'02"	
			4				15°43'55"	
		45	1	18.000	50	39	3°10'47"	自锁

续表

模数 $m$ /mm	轴向齿距 $p_x$ /mm	分度圆直径 $d_f$ /mm	头数 $z_1$	直径系数 $q$	齿顶圆 直径 $d_{a1}$ /mm	齿根圆 直径 $d_{f1}$ /mm	分度圆柱导程角 $\gamma$	说明
3.15	9.896	(28)	1	8.889	34.3	20.4	6°25'08"	
			2				12°40'49"	
			4				24°13'40"	
		35.5	1	11.270	41.8	27.9	5°04'15"	
			2				10°03'48"	
			4				19°32'29"	
			6				28°01'50"	
		(45)	1	14.286	51.3	37.4	4°00'15"	
			2				7°58'11"	
			4				15°38'32"	
		56	1	17.778	62.3	48.4	3°13'10"	自锁
4	12.566	(31.5)	1	7.875	39.5	21.9	7°14'13"	
			2				14°15'00"	
			4				26°55'40"	
		40	1	10.000	48	30.4	5°42'38"	
			2				11°18'36"	
			4				21°48'05"	
			6				30°57'50"	
		(50)	1	12.500	58	40.4	4°34'26"	
			2				9°05'25"	
			4				17°44'41"	
		71	1	17.750	79	61.4	3°13'28"	自锁
5	15.708	(40)	1	8.000	50	28	7°07'30"	
			2				14°02'10"	
			4				26°33'54"	
		50	1	10.000	60	38	5°42'38"	
			2				11°18'36"	
			4				21°48'05"	
			6				30°57'50"	
		(63)	1	12.600	73	51	4°32'16"	
			2				9°01'10"	
			4				17°36'15"	
		90	1	18.000	100	78	3°10'17"	自锁



续表

模数 $m$ mm	轴向齿距 $p_x$ mm	分度圆直径 $d_1$ mm	头数 $z_1$	直径系数 $q$	齿顶圆 直径 $d_{a1}$ mm	齿根圆 直径 $d_{f1}$ mm	分度圆柱导程角 $\gamma$	说明
6.3	19.792	(50)	1	7.936	62.6	34.9	$7^{\circ}10'53''$	
			2				$14^{\circ}08'39''$	
			4				$26^{\circ}44'53''$	
		63	1	10.000	75.6	47.9	$5^{\circ}42'38''$	
			2				$11^{\circ}18'36''$	
			4				$21^{\circ}48'05''$	
			6				$30^{\circ}57'50''$	
		(80)	1	12.698	92.6	64.8	$4^{\circ}30'10''$	
			2				$8^{\circ}57'02''$	
			4				$17^{\circ}29'01''$	
		112	1	17.778	121.6	96.9	$3^{\circ}13'10''$	自锁
8	25.133	(63)	1	7.875	79	43.8	$7^{\circ}14'13''$	
			2				$14^{\circ}15'00''$	
			4				$26^{\circ}53'10''$	
		80	1	10.000	96	60.8	$5^{\circ}42'38''$	
			2				$11^{\circ}18'36''$	
			4				$21^{\circ}48'05''$	
			6				$30^{\circ}57'50''$	
		(100)	1	12.500	116	80.8	$4^{\circ}34'26''$	
			2				$9^{\circ}05'25''$	
			4				$17^{\circ}44'41''$	
		140	1	17.500	156	120.8	$3^{\circ}16'14''$	自锁
10	31.416	(71)	1	7.100	91	47	$8^{\circ}01'02''$	
			2				$15^{\circ}43'55''$	
			4				$29^{\circ}23'46''$	
		90	1	9.000	110	66	$6^{\circ}20'25''$	
			2				$12^{\circ}31'44''$	
			4				$23^{\circ}57'45''$	
			6				$33^{\circ}41'24''$	
		(112)	1	11.200	132	88	$5^{\circ}06'08''$	
			2				$10^{\circ}07'29''$	
			4				$19^{\circ}39'14''$	
		160	1	16.000	180	136	$3^{\circ}34'35''$	

续表

模数 $m$ /mm	轴向齿距 $p_x$ /mm	分度圆直径 $d_1$ /mm	头数 $z_1$	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ /mm	齿根圆直径 $d_{f1}$ /mm	分度圆柱导程角 $\gamma$	说明
12.5	39.270	(90)	1	7.200	115	60	7°50'26"	
			2				15°31'27"	
			4				29°03'17"	
		112	1	8.950	137	82	6°22'06"	
			2				12°34'59"	
			4				24°03'26"	
		(140)	1	11.200	165	110	5°06'08"	
			2				10°07'29"	
			4				19°39'14"	
		200	1	16.000	225	170	3°34'35"	
16	50.265	(112)	1	7.000	144	73.6	8°07'48"	
			2				15°56'43"	
			4				29°44'42"	
		140	1	8.750	172	101.6	6°31'11"	
			2				12°52'30"	
			4				24°34'02"	
		(180)	1	11.250	212	144.6	5°04'47"	
			2				10°04'50"	
			4				19°34'23"	
		250	1	15.625	282	211.6	3°39'43"	
20	62.832	(140)	1	7.000	180	92	8°07'48"	
			2				15°56'43"	
			4				29°44'42"	
		160	1	8.000	200	112	7°07'30"	
			2				14°02'10"	
			4				26°33'54"	
		(224)	1	11.200	264	176	5°06'08"	
			2				10°07'29"	
			4				19°39'14"	
		315	1	15.750	355	267	3°37'59"	
25	78.540	(180)	1	7.200	230	120	7°54'26"	
			2				15°31'27"	
			4				27°03'17"	
		200	1	8.000	250	140	7°07'30"	
			2				14°02'10"	
			4				26°33'54"	

模数 $m$ mm	轴向齿距 $p_x$ mm	分度圆直径 $d$ mm	头数 $z_1$	直径系数 $q$	齿顶圆 直径 $d_{a1}$ mm	齿根圆 直径 $d_{f1}$ mm	分度圆柱导程角 $\gamma$	说明
25	78.540	(280)	1	11.200	330	220	$5^{\circ}06'08''$	
			2				$10^{\circ}07'29''$	
			4				$19^{\circ}39'11''$	
		400	1	16.000	450	340	$3^{\circ}34'35''$	

注：1. 括号中的数字尽可能不采用。

2. 本表中所指的自锁是导程角  $\gamma$  小于  $3^{\circ}30'$  的圆柱蜗杆。

#### (6) 蜗杆传动的变位

蜗杆传动变位的目的主要是凑配中心距和避免蜗轮齿的根切。为了有利于蜗杆滚刀的标准化，因此只对蜗轮进行变位切削，在变位后的蜗杆传动中，蜗杆上的节圆与分度圆不重合，而蜗轮的节圆与分度圆是重合的。其啮合情况见图 6-9。

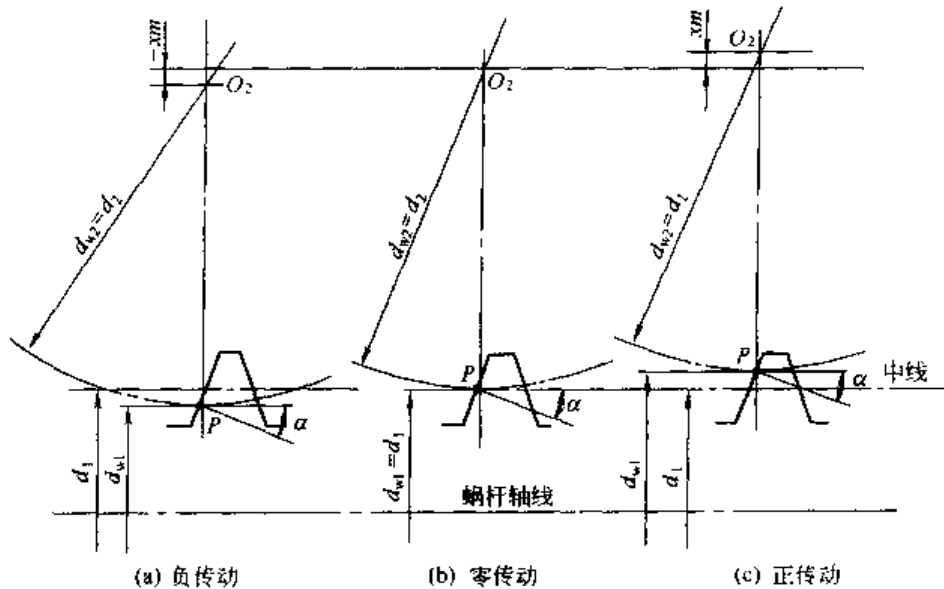


图 6-9 蜗杆传动的变位

蜗轮的变位系数不宜过大或过小。过大会使蜗轮齿顶厚减薄甚至变尖，过小又难以避免根切，一般在  $-0.7 < x_2 < 0.8$  范围内。

#### (7) 圆柱蜗杆、蜗轮参数的匹配和标记方法

圆柱蜗杆、蜗轮参数的匹配列于表 6-9。表中所列参数的匹配关系，适用于采用本标准规定中心距的 ZA、ZN、ZI 和 ZK 蜗杆传动。

标记内容包括蜗杆、蜗轮和蜗杆传动。

##### ① 蜗杆的标记方法为

蜗杆类型  $m \times d_1$  旋向  $z_1 \times a_n - d_0$

各符号表示如下：

蜗杆类型—ZA、ZI、ZN、ZK；

$m$ ——模数，mm；

$d_1$ ——蜗杆分度圆直径，mm；

表 6-9 圆柱蜗杆、蜗轮参数的匹配 (摘自 GB/T 10085—1998)

中心距 $a$ /mm	传动比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
40	4.83	2	22.4	6	29	-0.100	
	7.25	2	22.4	4	29	-0.100	
	9.5 <sup>①</sup>	1.6	20	4	38	-0.250	
	—	—	—	—	—	—	
	14.5	2	22.4	2	29	-0.100	
	19 <sup>①</sup>	1.6	20	2	38	-0.250	
	29	2	22.4	1	29	-0.100	
	38 <sup>①</sup>	1.6	20	1	38	-0.250	
	49	1.25	20	1	49	-0.500	
	62	1	18	1	62	0.000	自锁
50	4.83	2.5	28	6	29	-0.100	
	7.25	2.5	28	4	29	-0.100	
	9.75 <sup>①</sup>	2	22.4	4	39	-0.100	
	12.75	1.6	20	4	51	-0.500	
	14.5	2.5	28	2	29	-0.100	
	19.5 <sup>①</sup>	2	22.4	2	39	-0.100	
	25.5	1.6	20	2	51	-0.500	
	29	2.5	28	1	29	-0.100	
	39 <sup>①</sup>	2	22.4	1	39	-0.100	
	51	1.6	20	1	51	-0.500	
	62	1.25	22.4	1	62	+0.040	自锁
	—	—	—	—	—	—	
	82 <sup>①</sup>	1	18	1	82	0.000	自锁
63	4.83	3.15	35.5	6	29	-0.134 9	
	7.25	3.15	35.5	4	29	-0.134 9	
	9.75 <sup>①</sup>	2.5	28	4	39	+0.100	
	12.75	2	22.4	4	51	+0.400	
	14.5	3.15	35.5	2	29	-0.134 9	
	19.5 <sup>①</sup>	2.5	28	2	39	+0.100	
	25.5	2	22.4	2	51	+0.400	
	29	3.15	35.5	1	29	-0.134 9	
	39 <sup>①</sup>	2.5	28	1	39	+0.100	
	51	2	22.4	1	51	+0.400	
	61	1.6	28	1	61	+0.125	自锁
	67	1.6	20	1	67	-0.375	
	82 <sup>①</sup>	1.25	22.4	1	82	+0.440	自锁

续表

中心距 $a$ mm	传动比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
80	5.17	4	40	6	31	-0.500	
	7.75	4	40	4	31	-0.500	
	9.75 <sup>⓪</sup>	3.15	35.5	4	39	+0.261 9	
	13.25	2.5	28	4	53	-0.100	
	15.5	4	40	2	31	-0.500	
	19.5 <sup>⓪</sup>	3.15	35.5	2	39	+0.261 9	
	26.5	2.5	28	2	53	-0.100	
	31	4	40	1	31	-0.500	
	39 <sup>⓪</sup>	3.15	35.5	1	39	+0.261 9	
	53	2.5	28	1	53	-0.100	
	62	2	35.5	1	62	+0.125	自锁
	69	2	22.4	1	69	-0.100	
	82 <sup>⓪</sup>	1.6	28	1	82	+0.250	自锁
100	5.17	5	50	6	31	-0.500	
	7.75	5	50	4	31	-0.500	
	10.25 <sup>⓪</sup>	4	40	4	41	-0.500	
	13.25	3.15	35.5	4	53	-0.388 9	
	15.5	5	50	2	31	-0.500	
	20.5 <sup>⓪</sup>	4	40	2	41	-0.500	
	26.5	3.15	35.5	2	53	-0.388 9	
	31	5	50	1	31	-0.500	
	41 <sup>⓪</sup>	4	40	1	41	-0.500	
	53	3.15	35.5	1	53	-0.388 9	
	62	2.5	45	1	62	0.000	自锁
	70	2.5	28	1	70	-0.600	
	82 <sup>⓪</sup>	2	35.5	1	82	+0.125	自锁
125	5.17	6.3	63	6	31	-0.658 7	
	7.75	6.3	63	4	31	-0.658 7	
	10.25 <sup>⓪</sup>	5	50	4	41	-0.500	
	12.75	4	40	4	51	+0.750	
	15.5	6.3	63	2	31	-0.658 7	
	20.5 <sup>⓪</sup>	5	50	2	41	-0.500	
	25.5	4	40	2	51	+0.750	
	31	6.3	63	1	31	-0.658 7	
	41 <sup>⓪</sup>	5	50	1	41	-0.500	
	51	4	40	1	51	+0.750	

续表

中心距 $a$ /mm	传动比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
125	62	3.15	56	1	62	-0.206 3	自锁
	69	3.15	35.5	1	69	-0.452 4	
	82 <sup>Ⓓ</sup>	2.5	45	1	82	0.000	自锁
160	5.17	8	80	6	31	-0.500	
	7.75	8	80	4	31	-0.500	
	10.25 <sup>Ⓓ</sup>	6.3	63	4	41	-0.103 2	
	13.25	5	50	4	53	+0.500	
	15.5	8	80	2	31	-0.500	
	20.5 <sup>Ⓓ</sup>	6.3	63	2	41	-0.103 2	
	26.5	5	50	2	53	+0.500	
	31	8	80	1	31	-0.500	
	41 <sup>Ⓓ</sup>	6.3	63	1	41	-0.103 2	
	53	5	50	1	53	+0.500	
	62	4	71	1	62	+0.125	自锁
	70	4	40	1	70	0.000	
	83 <sup>Ⓓ</sup>	3.15	56	1	83	+0.404 8	自锁
	—	—	—	—	—	—	
	7.25	10	71	4	29	-0.050	
180	9.5 <sup>Ⓓ</sup>	8	63	4	38	-0.437 5	
	12	6.3	63	4	48	-0.428 6	
	15.25	5	50	4	61	+0.500	
	19 <sup>Ⓓ</sup>	8	63	2	38	-0.437 5	
	24	6.3	63	2	48	-0.428 6	
	30.5	5	50	2	61	+0.500	
	38 <sup>Ⓓ</sup>	8	63	1	38	-0.437 5	
	48	6.3	63	1	48	-0.428 6	
	61	5	50	1	61	+0.500	
	71	4	71	1	71	+0.625	自锁
	80 <sup>Ⓓ</sup>	4	40	1	80	0.000	
	—	—	—	—	—	—	
200	5.17	10	90	6	31	0.000	
	7.75	10	90	4	31	0.000	
	10.25 <sup>Ⓓ</sup>	8	80	4	41	-0.500	
	13.25	6.3	63	4	53	+0.246	
	15.5	10	90	2	31	0.000	
	20.5 <sup>Ⓓ</sup>	8	80	2	41	-0.500	
	26.5	6.3	63	2	53	+0.246	

续表

中心距 $a$ mm	传动比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
200	31	10	90	1	31	0.000	自锁
	41 <sup>Ⓛ</sup>	8	80	1	41	-0.500	
	53	6.3	63	1	53	-0.246	
	62	5	90	1	62	0.000	
	70	5	50	1	70	0.000	
	82 <sup>Ⓓ</sup>	4	71	1	82	+0.125	
225	7.25	12.5	90	4	29	-0.100	自锁
	9.5 <sup>Ⓐ</sup>	10	71	1	38	-0.050	
	11.75	8	80	4	17	-0.375	
	15.25	6.3	63	4	61	+0.214 3	
	19.5 <sup>Ⓛ</sup>	10	71	2	38	-0.050	
	23.5	8	80	2	47	-0.375	
	30.5	6.3	63	2	61	+0.214 3	
	38 <sup>Ⓐ</sup>	10	71	1	38	-0.050	
	47	8	80	1	47	-0.375	
	61	6.3	63	1	61	+0.214 3	
	71	5	90	1	71	+0.500	
	80 <sup>Ⓛ</sup>	5	50	1	80	0.000	
250	7.75	12.5	112	4	31	+0.020	自锁
	10.25 <sup>Ⓢ</sup>	10	90	4	41	0.000	
	13	8	80	4	52	+0.250	
	15.5	12.5	112	2	31	+0.020	
	20.5 <sup>Ⓢ</sup>	10	90	2	41	0.000	
	26	8	80	2	52	+0.250	
	31	12.5	112	1	31	+0.020	
	41 <sup>Ⓢ</sup>	10	90	1	41	0.000	
	52	8	80	1	52	+0.250	
	61	6.3	112	1	61	+0.293 7	
	70	6.3	63	1	70	-0.317 5	
	81 <sup>Ⓢ</sup>	5	90	1	81	+0.500	
280	7.25	16	112	4	29	-0.500	自锁
	9.5 <sup>Ⓢ</sup>	12.5	90	4	38	-0.200	
	12	10	90	4	48	-0.500	
	15.25	8	80	4	61	-0.500	
	19 <sup>Ⓛ</sup>	12.5	90	2	38	-0.200	
	24	10	90	2	48	-0.500	

续表

中心距 $a$ /mm	传动比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
280	30.5	8	80	2	61	-0.500	自锁
	38 <sup>Ⓓ</sup>	12.5	90	1	38	-0.200	
	48	10	90	1	48	-0.500	
	61	8	80	1	61	-0.500	
	71	6.3	112	1	71	+0.055 6	
	80 <sup>Ⓓ</sup>	6.3	63	1	80	-0.555 6	
315	7.75	16	140	4	31	-0.187 5	自锁
	10.25 <sup>Ⓓ</sup>	12.5	112	4	41	+0.220	
	13.25	10	90	4	53	+0.500	
	15.5	16	140	2	31	-0.187 5	
	20.5 <sup>Ⓓ</sup>	12.5	112	2	41	+0.220	
	26.5	10	90	2	53	+0.500	
	31	16	140	1	31	-0.187 5	
	41 <sup>Ⓓ</sup>	12.5	112	1	41	+0.220	
	53	10	90	1	53	+0.500	
	61	8	140	1	61	+0.125	
	69	8	80	1	69	-0.125	
	82 <sup>Ⓓ</sup>	6.3	112	1	82	+0.111 1	
355	7.25	20	140	4	29	-0.250	自锁
	9.5 <sup>Ⓓ</sup>	16	112	4	38	-0.312 5	
	12.25	12.5	112	4	49	-0.580	
	15.25	10	90	4	61	+0.500	
	19 <sup>Ⓓ</sup>	16	112	2	38	-0.312 5	
	24.5	12.5	112	2	49	-0.580	
	30.5	10	90	2	61	+0.500	
	38 <sup>Ⓓ</sup>	16	112	1	38	-0.312 5	
	49	12.5	112	1	49	-0.580	
	61	10	90	1	61	+0.500	
	71	8	140	1	71	+0.125	
	79 <sup>Ⓓ</sup>	8	80	1	79	-0.125	
400	7.75	20	160	4	31	+0.500	
	10.25 <sup>Ⓓ</sup>	16	140	4	41	+0.125	
	13.5	12.5	112	4	54	+0.520	
	15.5	20	160	2	31	+0.500	
	20.5 <sup>Ⓓ</sup>	16	140	2	41	+0.125	
	27	12.5	112	2	54	+0.520	



续表

中心距 $a$ 'mm	传动比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ 'mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	说明
400	31	20	160	1	31	+0.050	自锁
	41 <sup>①</sup>	16	140	1	41	+0.125	
	54	12.5	112	1	54	+0.520	
	63	10	160	1	63	+0.500	
	71	10	90	1	71	0.000	
	82 <sup>②</sup>	8	140	1	82	+0.250	
450	7.25	25	180	4	29	-0.100	
	9.75 <sup>①</sup>	20	140	4	39	-0.500	
	12.25	16	112	4	49	+0.125	
	15.75	12.5	112	4	63	+0.020	
	19.5 <sup>①</sup>	20	140	2	39	-0.500	
	24.5	16	112	2	49	+0.125	
	31.5	12.5	112	2	63	+0.020	
	39 <sup>①</sup>	20	140	1	39	-0.500	
	49	16	112	1	49	+0.125	
	63	12.5	112	1	63	+0.020	
	73	10	160	1	73	+0.500	
	81 <sup>①</sup>	10	90	1	81	0.000	
500	7.75	25	200	4	31	+0.500	
	10.25 <sup>①</sup>	20	160	4	41	+0.500	
	13.25	16	140	4	53	+0.375	
	15.5	25	200	2	31	+0.500	
	20.5 <sup>①</sup>	20	160	2	41	+0.500	
	26.5	16	140	2	53	+0.375	
	31	25	200	1	31	+0.500	
	41 <sup>①</sup>	20	160	1	41	+0.500	
	53	16	140	1	53	+0.375	
	63	12.5	200	1	63	+0.500	
	71	12.5	112	1	71	+0.020	
	83 <sup>②</sup>	10	160	1	83	+0.500	

① 为基本传动比。

注：本表中所指的自锁，只有在静止状态和无振动时才能保证。

旋向——右旋 R、左旋 L；

 $z_1$ ——头数； $\alpha_n$ ——齿形角（当  $\alpha_n = 20^\circ$  时可省略不记）； $d_0$ ——刀具直径（只当 ZK 时才有此项，其他类型无此项），mm。

② 蜗轮的标记方法为

蜗轮蜗杆类型  $m \times z_2$

$z_2$  ——蜗轮齿数。

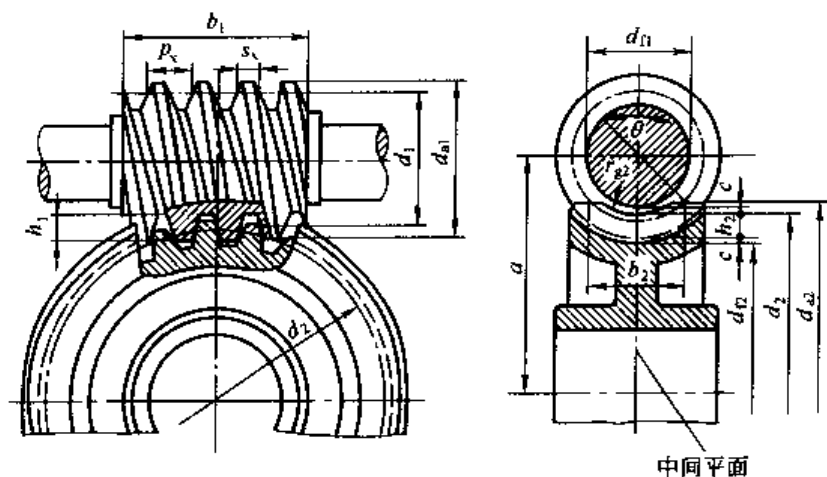
③ 蜗杆传动标记为

蜗杆传动类型  $m \times d_1$  旋向  $z_1 \times a_n - d_0 / z_2$

(8) 普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算

轴交角  $\Sigma = 90^\circ$  的圆柱蜗杆传动的基本几何尺寸计算公式列于表 6-10。

表 6-10 普通圆柱蜗杆传动基本几何关系式 (摘自 GB/T 10085 1988)



序号	名 称	代号	关 系 式	示例 1
1	中心距	$a$	$a = (d_1 + d_2 + 2x_2 m) / 2$	180mm
2	蜗杆头数	$z_1$	由实际需要确定	2
3	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = i z_1$	61
4	齿形角	$\alpha$	$\alpha_s = 20^\circ$ 或 $\alpha_n = 20^\circ$	$20^\circ$
5	模数	$m$	$m = m_s = \frac{m_n}{\cos \gamma}$	5mm
6	传动比	$i$	$i = n_1 / n_2$	30.5
7	齿数比	$u$	$u = z_2 / z_1$ 当蜗杆主动时, $i = u$	61/2
8	蜗轮变位系数	$x_2$	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{d_1 + d_2}{2m}$	0.5
9	蜗杆直径系数	$q$	$q = d_1 / m$	10
10	蜗杆轴向齿距	$p_x$	$p_x = \pi m$	15.7mm
11	蜗杆导程	$p_s$	$p_s = \pi m z_1$	31.4mm
12	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 = m q$	50mm
13	蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	60mm
14	蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2(h_a^* m + c)$	38mm
15	顶隙	$c$	$c = c^* m$	1mm
16	渐开线蜗杆基圆直径	$d_{b1}$	$d_{b1} = d_1 \tan \gamma / \tan \gamma_b = m z_1 / \tan \gamma_b$	23.72mm

续表

序号	名 称	代号	关 系 式	示例 1
17	蜗杆齿顶高	$h_{a1}$	$h_{a1} = h_a^* \cdot m = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_1)$	5mm
18	蜗杆齿根高	$h_{f1}$	$h_{f1} = (h_a^* + c^*)m = \frac{1}{2}(d_1 - d_{f1})$	6mm
19	蜗杆齿高	$h_1$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1})$	11mm
20	蜗杆导程角	$\gamma$	$\tan \gamma = m z_1 / d_1 = z_1 / q$	$11^\circ 18' 36''$
21	渐开线蜗杆基圆导程角	$\gamma_b$	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos \alpha_1$	$22^\circ 51' 13''$
22	蜗杆齿宽	$b_1$	$z_1 = 1, 2$ 时 $b_1 \geq (12 + 0.1 z_2)m$ $z_1 = 3, 4$ 时 $b_1 \geq (13 + 0.1 z_2)m$	95mm
23	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = m z_2 = 2a - d_1 - 2r_c m$	305mm
24	蜗轮喉圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	320mm
25	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	298mm
26	蜗轮齿顶高	$h_{a2}$	$h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_2) = m(h_a^* + x_2)$	7.5mm
27	蜗轮齿根高	$h_{f2}$	$h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) = m(h_a^* - x_2 + c^*)$	3.5mm
28	蜗轮齿高	$h_2$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2})$	11mm
29	蜗轮咽喉母圆半径	$r_{a2}$	$r_{a2} = a - \frac{1}{2}d_{a2}$	20mm
30	蜗轮齿宽	$b_2$	$b_2 \geq 0.65d_{a1}$	10mm
31	蜗轮齿宽角	$\theta$	$\theta = 2\arcsin\left(\frac{b_2}{d_1}\right)$	$98^\circ 55'$
32	蜗杆轴向齿厚	$s_x$	$s_x = \frac{1}{2}\pi m$	7.85mm
33	蜗杆法向齿厚	$s_n$	$s_n = s_x \cos \gamma$	7.70mm
34	蜗轮齿厚	$s_t$	按蜗杆节圆处轴向齿槽宽 $e'_x$ 确定	
35	蜗杆节圆直径	$d_{w1}$	$d_{w1} = d_1 + 2x_2 m = m(q + 2x_2)$	55mm
36	蜗轮节圆直径	$d_{w2}$	$d_{w2} = d_2$	305mm

注：表中示例 1 的数值见本章 6.6.7 计算示例 1。

常用的  $z_1$ 、 $q$  与  $\gamma$  的对应值列于表 6-11。表 6-11  $z_1$ 、 $q$  与  $\gamma$  的对应值

$z_1$	$q$					$z_1$	$q$				
	16	12	10	9	8		16	12	10	9	8
1	$3^\circ 34' 35''$	$4^\circ 45' 49''$	$5^\circ 42' 38''$	$6^\circ 20' 25''$	$7^\circ 07' 30''$	3	$10^\circ 37' 11''$	$14^\circ 02' 10''$	$16^\circ 41' 57''$	$18^\circ 26' 06''$	$20^\circ 33' 22''$
2	$7^\circ 07' 30''$	$9^\circ 27' 44''$	$11^\circ 18' 36''$	$12^\circ 31' 44''$	$14^\circ 02' 10''$	4	$14^\circ 02' 10''$	$18^\circ 26' 06''$	$21^\circ 48' 05''$	$23^\circ 57' 45''$	$26^\circ 33' 54''$

### 6.6.3 普通圆柱蜗杆传动承载能力计算

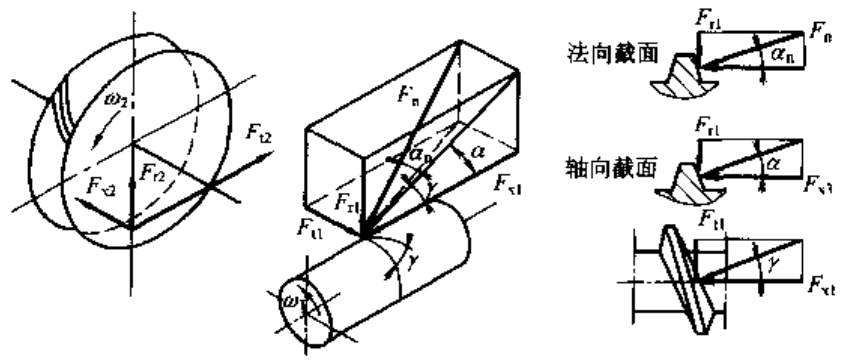
蜗杆传动的主要失效形式有蜗轮齿面的点蚀、胶合和磨损。此外在轮齿的弯曲强度不足时，也会产生轮齿折断而失效。所以在设计其承载能力时要进行蜗轮轮齿的接触强度和弯曲强度的计算。至于防止齿面的胶合和磨损主要由选材、润滑（包括润滑方式和润滑油）、控

制温升（热平衡计算）等方法来实现。再者，蜗杆轴的刚度对啮合性能和强度也会产生较大的影响，所以也必须进行验算。

### (1) 蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析与斜齿轮传动类似，齿面上的法向力可以分解成三个互相垂直的分力——圆周力  $F_t$ 、轴向力  $F_x$  和径向力  $F_r$ ，其计算式列于表 6-12。

表 6-12 蜗杆传动力的计算公式



名 称	单位	计 算 公 式	名 称	单位	计 算 公 式
蜗杆圆周力 $F_{t1}$ 蜗轮轴向力 $F_{x2}$	N	$F_{t1} = -F_{x2} = \frac{2T_1}{d_1}$	法向力 $F_n$	N	$F_n = \frac{F_{x1}}{\cos\gamma \cos\alpha_n}$
蜗杆轴向力 $F_{x1}$ 蜗轮圆周力 $F_{t2}$	N	$F_{x1} = F_{t2} = -\frac{2T_2}{d_2}$	蜗杆轴传递的 转矩 $T_1$	N·m	$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$ $P_1$ ——输入功率, kW $n_1$ ——蜗杆转速, r/min
蜗杆径向力 $F_{r1}$ 蜗轮径向力 $F_{r2}$	N	$F_{r1} = -F_{r2} \approx -F_{t2} \tan\alpha_x$	蜗轮轴传递的 转矩 $T_2$	N·m	$T_2 = T_1 i \eta$ 式中 $\eta$ ——传动效率

### (2) 蜗杆传动强度计算

蜗杆传动强度计算公式列于表 6-13。表中参数的含义及选取和计算方法如下。

表 6-13 蜗杆传动的强度和刚度计算公式

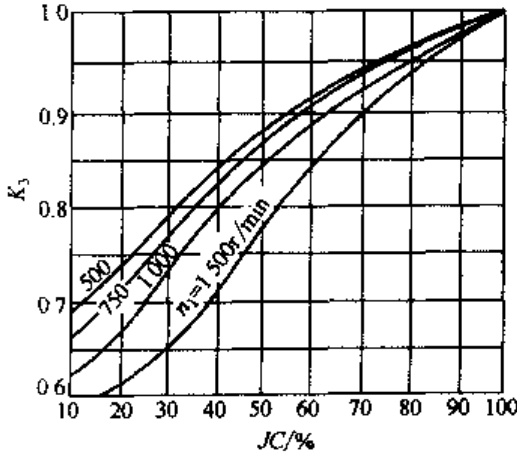


图 6-10 小时载荷率系数  $K_s$

注：小时载荷率  $JC = \frac{\text{每小时载荷工作时间}(\text{min})}{60(\text{min})} \times 100\%$

小时载荷率以每小时工作最长时间计算，当  $JC < 15\%$  时按  $15\%$  计算；连续工作 1h，取  $JC = 100\%$ ；转向频繁改变时，取工作时间之和。

项 目	计 算 公 式	校 核 公 式
接触强度计算 / MPa	$m\sqrt[3]{q} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{z_2\sigma_{HP}}\right)^2 KT_2}$	$\sigma_H = \frac{15150}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq \sigma_{HP}$
弯曲强度计算 / MPa	$m\sqrt[3]{q} \geq \sqrt{\frac{2000KT_2}{z_2\gamma_2\sigma_{FP}\cos\gamma}}$	$\sigma_F = \frac{2000KT_2}{d_1 \cdot d_2 m Y_2 \cos\gamma} \leq \sigma_{FP}$
刚度验算 / mm	$\gamma_1 = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} L^3}{48EI} \leq 0.0025d_1$	

# ① 载荷系数 $K$

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 \quad (6-10)$$

- 式中  $K_1$ ——动载荷系数  $v_2 \leq 3\text{m/s}$  时  $K_1 = 1$ ,  $v_2 > 3\text{m/s}$  时  $K_1 = 1.1 \sim 1.2$ ;  
 $K_2$ ——啮合质量系数,  $K_2 = 0.95 \sim 1.2$ , 蜗杆、蜗轮精度高于 8 级, 啮合部位符合技术要求时取低值;  
 $K_3$ ——小时载荷率系数, 由图 6-10 查取;  
 $K_4$ ——环境温度系数, 由表 6-14 查取;  
 $K_5$ ——工作情况系数, 由表 6-15 查取;  
 $K_6$ ——风扇系数, 由图 6-11 查取。

表 6-14 环境温度系数  $K_4$

蜗杆转速 (r·min <sup>-1</sup> )	环境温度/℃				
	0~25	25~30	30~35	35~40	40~45
1500	1.00	1.09	1.18	1.52	1.87
1000	1.00	1.08	1.16	1.46	1.78
750	1.00	1.07	1.13	1.37	1.62
500	1.00	1.05	1.09	1.18	1.36

表 6-15 工作情况系数  $K_5$

载荷性质	均匀、 无冲击	不均匀、 小冲击	不均匀、 大冲击
起动次数/h <sup>-1</sup>	<25	25~50	>50
起动载荷	小	较大	大
$K_5$	1.0	1.15	1.2

在初步设计时可取  $K = 1.1 \sim 1.4$ , 验算时再精确计算。

② 许用接触应力  $\sigma_{HP}$  虽然主要是计算蜗轮齿的强度, 但它与蜗杆齿的表面硬度有较大的关系, 表 6-16 给出了蜗杆的常用材料、热处理方法和齿面硬度, 供设计时选用。

表 6-16 蜗杆常用材料

材 料	热处理	硬 度	材 料	热处理	硬 度
45(用于不重要的或低速传动)	调质	220~250HBS	20Cr、20Mn2B、20MnVB、 20CrMnTi、20SiMnVB(用于高 速重载或冲击较大和精度要求 较高的传动)	渗碳淬火	56~63HRC
45、40Cr、35SiMn、42SiMn、 37SiMo2MoV、38SiMnMo(用于 重载或较重要的传动)	表面淬火	45~55HRC			

对于  $N < 10^7$  时含锡青铜蜗轮的许用接触应力为

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HbP} Z_s Z_N \quad (6-11)$$

式中  $\sigma_{HbP}$ ——蜗轮材料的许用接触应力, MPa, 见表 6-17 及表 6-18;

$Z_s$ ——滑动速度影响系数, 由图 6-12 查取;

$Z_N$ ——寿命系数, 由图 6-13 查取。

$N$ ——应力循环次数, 载荷稳定时

$$\text{接触} \quad N_H = 60 \sum n_i t_i \left( \frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^4 \quad (6-12)$$

$$\text{弯曲} \quad N_F = 60 \sum n_i t_i \left( \frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^8 \quad (6-13)$$

式中  $n_i$ ——蜗轮在不同载荷下的转速, r/min;

$t_i$ ——蜗轮在不同载荷下的工作时间, h;

$T_{2t}$ ——蜗轮在不同载荷下的转矩,  $N \cdot m$ ;

$T_{2max}$ ——蜗轮传递最大转矩,  $N \cdot m$ 。

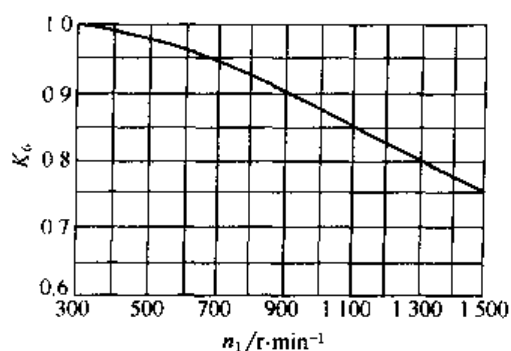


图 6-11 风阻系数  $K_6$

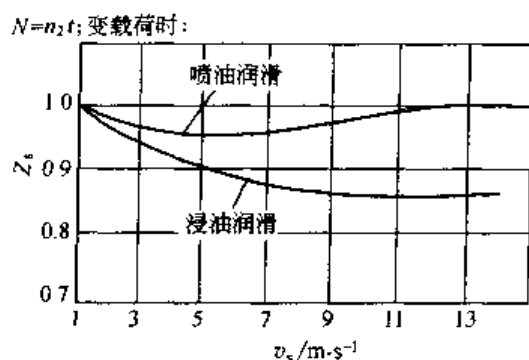


图 6-12 滑动“速度”影响系数  $Z_s$

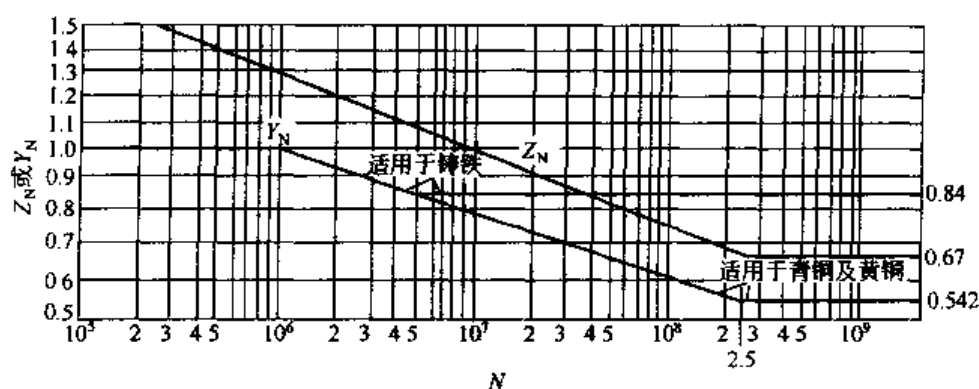


图 6-13 寿命系数  $Z_N$

表 6-17  $N=10^7$  时的含锡蜗轮材料的许用接触应力  $\sigma_{HBP}$

蜗轮材料	铸造方法	适用的滑动速度 $v_s/m \cdot s^{-1}$	力学性能 $\sigma_{HBP}/MPa$			
			$\sigma_s/MPa$	$\sigma_b/MPa$	蜗杆齿面硬度	
					<350HBS	>45HRC
ZCuSn10Pb1	砂 模	$\leq 12$	137	220	180	200
	金属模	$\leq 25$	196	310	200	220
ZCuSn5Pb5Zn5	砂 模	$\leq 10$	78	200	110	125
	金属模	$\leq 12$			135	150

注: 无锡青铜、黄铜及铸铁的许用接触应力  $\sigma_{HBP}$  见表 6-18。

表 6-18 无锡青铜、黄铜及铸铁的许用接触应力  $\sigma_{HBP}$  /MPa

蜗 轮 材 料	蜗 杆 材 料	滑动速度 $v_s/m \cdot s^{-1}$							
		0.25	0.5	1	2	3	4	6	8
ZCuAl10Fe3, ZCuAl10Fe3Mn2	钢经淬火①	—	245	225	210	180	160	115	90
ZCuZn38Mn2Pb2	钢经淬火①	—	210	200	180	150	130	95	75
HT200, HT150(=120~150HBS)	渗碳钢	160	130	115	90	—	—	—	—
HT150(=120~150HBS)	调质或淬火钢	140	110	90	90	—	—	—	—

① 如未经淬火, 其  $\sigma_{HBP}$  值需降低 20%。

③ 许用弯曲应力  $\sigma_{FP}$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FHP} Y_N \quad (6-14)$$

$N=10^6$  时蜗轮材料的许用弯曲应力  $\sigma_{FbP}$  由表 6-19 查取。 $Y_N$  为寿命系数, 由图 6-13 查取。

④ 蜗轮齿形系数  $Y_2$  由表 6-20 查取。

⑤ 蜗杆中央部分惯性矩  $I$

$$I = \frac{\pi d_h^4}{64} \quad (\text{mm}^4)$$

式中  $E$ ——弹性模数, MPa;

$L$ ——蜗杆两端支承点距离, mm。

通过初步强度计算求得  $m\sqrt[3]{q}$  值后, 可参考表 6-21 确定  $m$  和  $q$  值。

表 6-19  $N=10^6$  时蜗轮材料的许用弯曲应力  $\sigma_{FbP}$

材料组	蜗轮材料	铸造方法	适用的滑动速度 $v_s/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	力学性能		$\sigma_{FbP}/\text{MPa}$	
				$\sigma_s/\text{MPa}$	$\sigma_b/\text{MPa}$	一侧受载	两侧受载
锡青铜	ZCuSn10Pb1	砂 模	$\leq 12$	130	220	50	30
		金属模	$\leq 25$	170	310	70	40
	ZCuSn5Pb5Zn5	砂 模	$\leq 10$	90	200	32	24
		金属模	$\leq 12$			40	28
铝青铜	ZCuAl10Fe3	砂 模	$\leq 10$	180	490	80	63
		金属模		200	540	90	80
	ZCuAl10Fe3Mn2	砂 模	$\leq 10$		490	—	—
		金属模			540	100	90
锰黄铜	ZCuZn38Mn2Pb2	砂 模	$\leq 10$	—	245	60	55
		金属模			345	—	—
铸铁	HT150	砂 模	$\leq 2$	—	150	40	25
	HT200	砂 模	$\leq 2 \sim 5$	—	200	47	30
	HT250	砂 模	$\leq 2 \sim 5$	—	250	55	35

表 6-20 蜗轮齿形系数  $Y_2$

$z_2$	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$Y_2$	0.220	0.242	0.270	0.282	0.300	0.311	0.326	0.338	0.346
$z_2$	19	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_2$	0.355	0.362	0.376	0.389	0.398	0.403	0.410	0.424	0.431
$z_2$	45	50	60	70	80	90	100	150	200
$Y_2$	0.441	0.446	0.455	0.461	0.467	0.472	0.476	0.483	0.490

表 6-21  $m$ 、 $q$  和  $m\sqrt[3]{q}$  值

$m/\text{mm}$	$q$	$m\sqrt[3]{q}$	$m/\text{mm}$	$q$	$m\sqrt[3]{q}$	$m/\text{mm}$	$q$	$m\sqrt[3]{q}$
2	10	4.31	(3)	10	6.46	(3.5)	10	7.54
	12	4.58		12	6.87		12	8.01
	16	5.04		16	7.56			
2.5	10	5.39	3.15	10	6.79	4	10	8.62
	12	5.72		12	7.21		12	9.16
	16	6.3		16	7.94		16	10.08

续表

$m/\text{mm}$	$q$	$m\sqrt[3]{q}$	$m/\text{mm}$	$q$	$m\sqrt[3]{q}$	$m/\text{mm}$	$q$	$m\sqrt[3]{q}$
(4.5)	10	9.69	(7)	9	14.6	12.5	8	25
	12	10.3		10	15.1		10	26.9
5	9	10.4		12	16.0	(14)	8	28
	10	10.8	8	8	16		10	30.2
	12	11.45		9	16.6	16	9	33.3
(5.5)	9	11.4	10	10	17.2		10	34.5
	10	11.8		12	20.8	20	8	40
	12	12.6	(12)	9	21.5		9	41.6
(6)	9	12.5		10	22.9			
	10	12.9		12	25.0			
	12	13.7			25.9			
6.3	9	13.1			27.4			
	10	13.6						
	12	14.4						

注：在本表中，模数  $m$  根据 GB/T 10088--1988 选取，括号内为第二系列。

#### 6.6.4 热平衡计算

热平衡计算就是要求蜗杆传动装置在允许的温升范围内将过多的热量全部散发出去，以保证蜗杆传动的温度在控制范围内。

传动工作中损耗的功率

$$P_v = P_1(1 - \eta) \quad (6-15)$$

式中  $P_1$ ——输入功率，W；

$\eta$ ——蜗杆传动效率。

自然通风下，箱体表面散出的热量  $P_Q$ ，以功率计为

$$P_Q = K_p A (t_r - t_h) \quad (6-16)$$

式中  $K_p$ ——平均散热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，一般在  $K_p = 8 \sim 18 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  范围内选取，工作环境利于散热可取较大值，否则取较小值；

$A$ ——传动装置的散热面积， $\text{m}^2$ ，计算时可按长方体表面积计算，但对于散热条件较差（如箱底）及凸缘、散热片表面积，可只算其表面积的 50%；

$t_r$ ——润滑油温度， $^{\circ}\text{C}$ ，一般不超过  $80^{\circ}\text{C}$ ；

$t_h$ ——环境温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

当  $P_Q \geq P_v$  时，即满足热平衡条件。如果不满足，可考虑采用如图 6-14 所示的冷却装置。

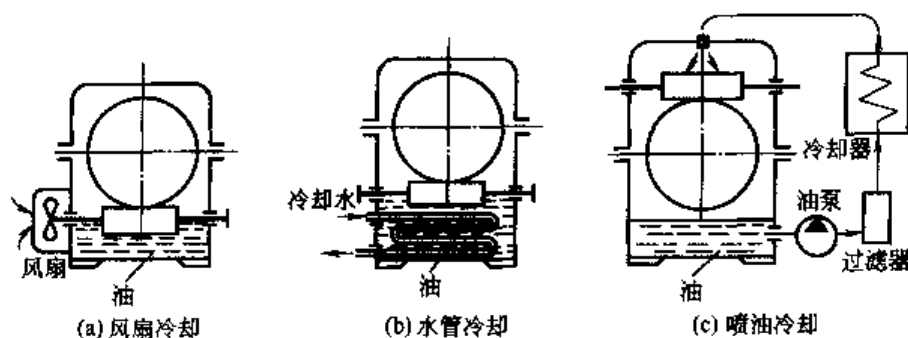


图 6-14 蜗杆传动的冷却装置



### 6.6.5 蜗杆和蜗轮的结构

蜗杆一般与轴做成一体,称为蜗杆轴[见图6-15(a)],当蜗杆直径较大且与蜗杆轴所用材料不同时,可做成装配式结构[见图6-15(b)]。

蜗轮的结构有整体式[见图6-15(c)]和组合式[见图6-15(d)]。

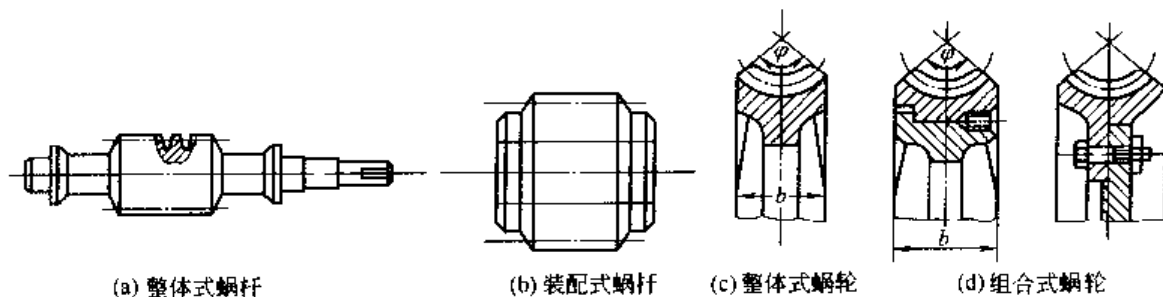


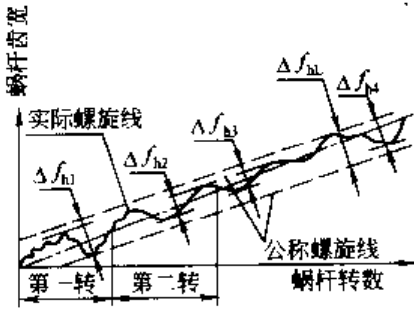
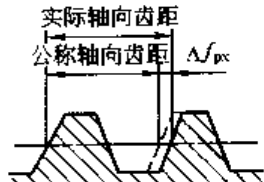
图 6-15 蜗杆和蜗轮的结构

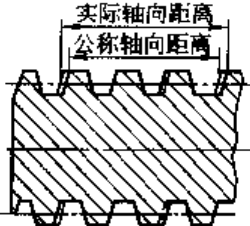
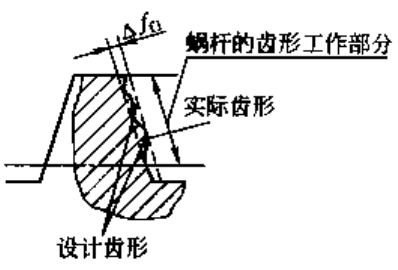
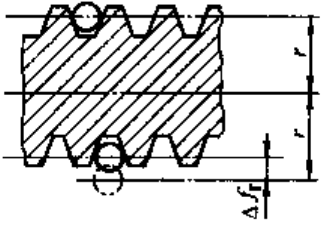
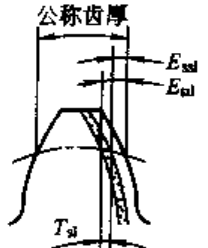
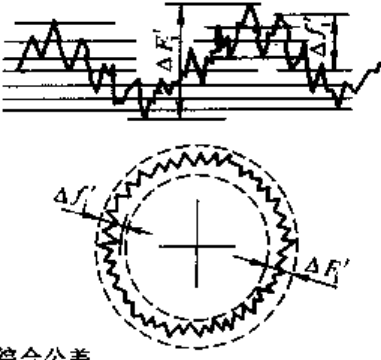
### 6.6.6 圆柱蜗杆传动的精度

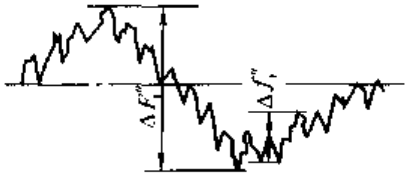
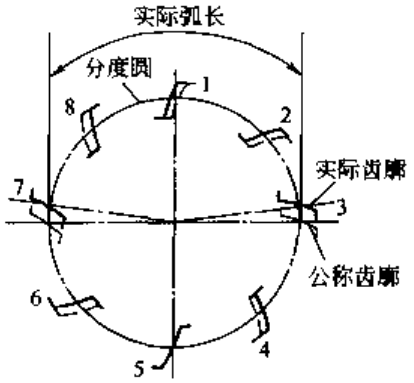
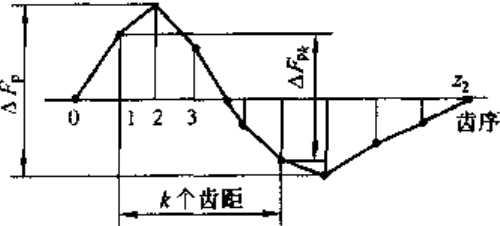
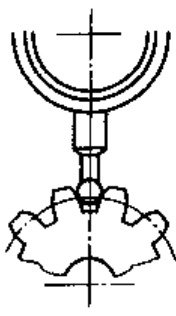
GB/T 100089—1988《圆柱蜗杆、蜗轮精度》规定了圆柱蜗杆、蜗轮精度。其适用范围为轴交角 $\Sigma=90^\circ$ ,模数 $m \geq 1\text{mm}$ ,蜗杆分度圆直径 $d_1 \leq 400\text{mm}$ ,蜗轮分度圆直径 $d_2 \leq 4\,000\text{mm}$ 的圆柱蜗杆、蜗轮及其传动。

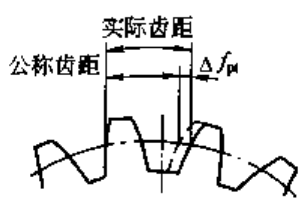
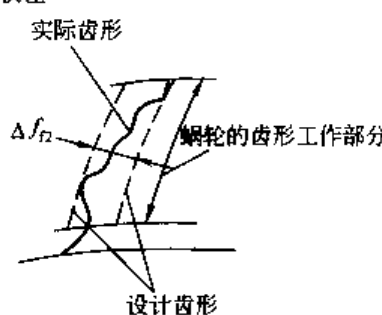
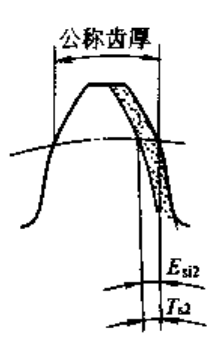
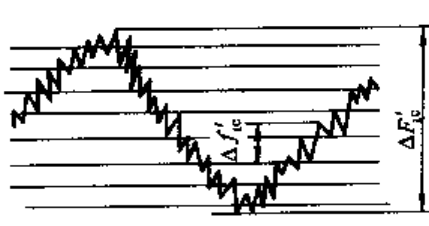
(1) 术语、定义和代号(见表6-22)。

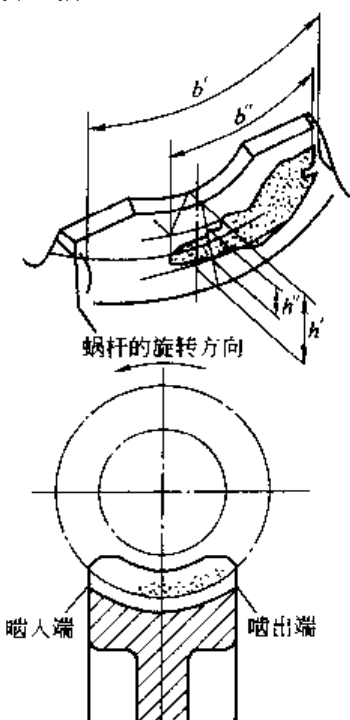
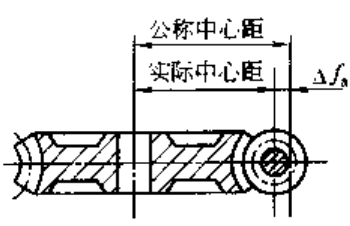
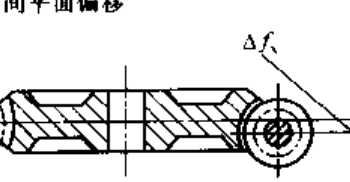
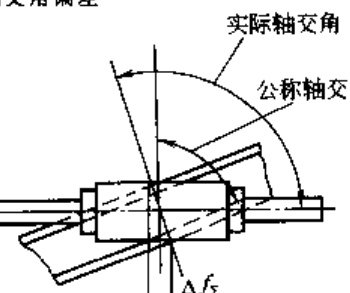
表 6-22 蜗杆、蜗轮的误差以及传动和侧隙的定义代号

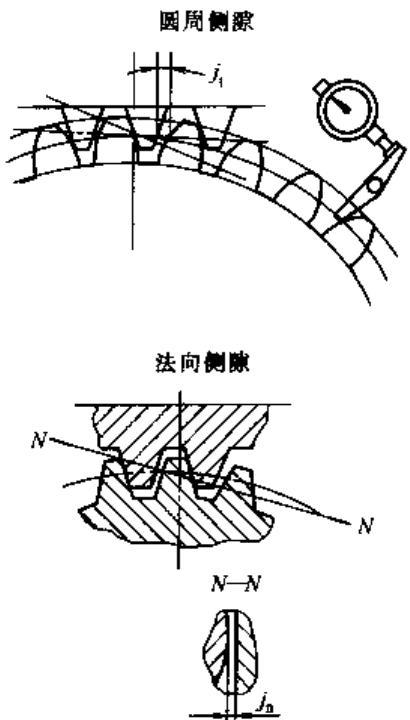
序号	名 称	代 号	定 义
1	蜗杆螺旋线误差  蜗杆螺旋线公差	$\Delta f_{hL}$  $f_{hL}$	在蜗杆、轮齿的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,蜗杆分度圆柱面 <sup>①</sup> 上,包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离
2	蜗杆一转螺旋线误差 蜗杆一转螺旋线公差	$\Delta f_h$  $f_h$	在蜗杆轮齿的一转范围内,蜗杆分度圆柱面 <sup>①</sup> 上,包容实际螺旋线的最近两条理论螺旋线间的法向距离
3	蜗杆轴向齿距偏差  蜗杆轴向齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_{px}$  $+f_{px}$ $-f_{px}$	在蜗杆轴向截面上实际齿距与公称齿距之差

序号	名 称	代 号	定 义
4	蜗杆轴向齿距累积误差  蜗杆轴向齿距累积公差	$\Delta f_{pxL}$          $f_{pxL}$	在蜗杆轴向截面上的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,任意两个同侧齿面间实际轴向距离与公称轴向距离之差的最大绝对值
5	蜗杆齿形误差  蜗杆齿形公差	$\Delta f_n$          $f_n$	在蜗杆轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离 当两条设计齿形线为非等距离的曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离
6	蜗杆齿槽径向跳动  蜗杆齿槽径向跳动公差	$\Delta f_r$          $f_r$	在蜗杆任意一转范围内,测头在齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗杆轴线的径向最大变动量
7	蜗杆齿厚偏差  蜗杆齿厚极限偏差 蜗杆齿厚公差	$\Delta E_{s1}$          $E_{ssl}$ $E_{sl}$ $T_{s1}$	在蜗杆分度圆柱上,法向齿厚的实际值与公称值之差
8	蜗轮切向综合误差  蜗轮切向综合公差	$\Delta F'_i$          $F'_i$	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆 <sup>②</sup> 在公称轴线位置上单面啮合时,在被测蜗轮一转范围内实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计

序号	名 称	代 号	定 义
9	蜗轮一齿切向综合误差  蜗轮一齿切向综合公差	$\Delta f'_t$  $f'_t$	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆 <sup>①</sup> 在公称轴线位置上单面啮合时,在被测蜗轮一齿距角范围内实际转角与理论转角之差的最大幅度值,以分度圆弧长计
10	蜗轮径向综合误差   蜗轮径向综合公差	$\Delta F_r''$  $F_r''$	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一转范围内,双啮中心距的最大变动量
11	蜗轮一齿径向综合误差  蜗轮一齿径向综合公差	$\Delta f_r''$  $f_r''$	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一齿距角范围内双啮中心距的最大变动量
12	蜗轮齿距累积误差   蜗轮齿距累积公差	$\Delta F_p$  $F_p$	在蜗轮分度圆上 <sup>②</sup> ,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的绝对值
13	蜗轮 $k$ 个齿距累积误差   蜗轮 $k$ 个齿距累积公差	$\Delta F_{pk}$  $F_{pk}$	在蜗轮分度圆上 <sup>②</sup> , $k$ 个齿距内同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的绝对值  $k$ 为 2 到小于 $\frac{1}{2}z_2$ 的整数
14	蜗轮齿圈径向跳动   蜗轮齿圈径向跳动公差	$\Delta F_r$  $F_r$	在蜗轮一转范围内,测头在靠近中间平面的齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗轮轴线径向距离的最大变动量

序号	名 称	代 号	定 义
15	蜗轮齿距偏差  蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮齿距公差	$\Delta f_{pt}$  $+f_{pt}$ $-f_{pt}$  $f_{pt}$	在蜗轮分度圆上 <sup>①</sup> , 实际齿距与公称齿距之差 用相对法测量时, 公称齿距是指所有实际齿距的平均值
16	蜗轮齿形误差  蜗轮齿形公差	$\Delta f_{fz}$       $f_{fz}$	在蜗轮轮齿给定截面上的齿形工作部分内, 包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离 当两条设计齿形线为非等距离曲线时, 应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离
17	蜗轮齿厚偏差  蜗轮齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮齿厚公差	$\Delta E_{s2}$    $E_{ss2}$ $E_{sa2}$ $T_{s2}$	在蜗轮中间平面上, 分度圆齿厚的实际值与公称值之差
18	蜗杆副的切向综合误差  蜗杆副的切向综合公差	$\Delta F'_{ic}$   $F'_{ic}$	安装好的蜗杆副啮合转动时, 在蜗轮和蜗杆相对位置变化的一个整周期内, 蜗轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以蜗轮分度圆弧长计
19	蜗杆副的一齿切向综合误差 蜗杆副的一齿切向综合公差	$\Delta f'_{ic}$  $f'_{ic}$	安装好的蜗杆副啮合转动时, 在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值。以蜗轮分度圆弧长计

序号	名 称	代 号	定 义
20	蜗杆副的接触斑点 		<p>安装好的蜗杆副中,在轻微力的制动下,蜗杆与蜗轮啮合运转后,在蜗轮齿面上分布的接触痕迹。接触斑点以接触面积大小、形状和分布位置表示</p> <p>接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定</p> <p>(1)沿齿长方向——接触痕迹的长度 <math>b''</math> 与工作长度 <math>b'</math> 之比的百分数,即 <math>b''/b' \times 100\%</math></p> <p>(2)沿齿高方向——接触痕迹的平均高度 <math>h''</math> 与工作高度 <math>h'</math> 之比的百分数,即 <math>h''/h' \times 100\%</math></p> <p>接触形状以齿面接触痕迹总的几何形状的状态确定</p> <p>接触位置以接触痕迹离齿面啮入、啮出端或齿顶、齿根的位置确定</p>
21	蜗杆副的中心距偏差  蜗杆副的中心距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_s$  $+f_s$ $-f_s$	<p>在安装好的蜗杆副中间平面内,实际中心距与公称中心距之差</p>
22	蜗杆副的中间平面偏移  蜗杆副的中间平面极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_x$  $+f_x$ $-f_x$	<p>在安装好的蜗杆副中,蜗轮中间平面与传动中间平面之间的距离</p>
23	蜗杆副的轴交角偏差  蜗杆副的轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta f_z$  $+f_z$ $-f_z$	<p>在安装好的蜗杆副中,实际轴交角与公称轴交角之差</p> <p>偏差值按蜗轮齿宽确定,以其线性值计</p>

序号	名 称	代 号	定 义
24	蜗杆副的侧隙  圆周侧隙 $j_t$ 法向侧隙 $j_n$ 最小圆周侧隙 $j_{tmin}$ 最大圆周侧隙 $j_{tmax}$ 最小法向侧隙 $j_{nmin}$ 最大法向侧隙 $j_{nmax}$		在安装好的蜗杆副中,蜗杆固定不动时,蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长  在安装好的蜗杆副中,蜗杆和蜗轮的工作齿面接触时,两非工作齿面间的最小距离

① 允许在靠近蜗杆分度圆柱的同轴圆柱面上检验。

② 允许用配对蜗杆代替测量蜗杆进行检验。这时,也即为蜗杆副的误差。

③ 允许在靠近中间平面的齿高中部进行测量。

④ 在确定接触痕迹长度  $b''$  时,应扣除超过模数值的断开部分。

## (2) 精度等级

对蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定了 12 个精度等级;1 级精度最高、12 级精度最低。并按照公差的特性对传动性能的主要保证作用,将蜗杆、蜗轮和传动的公差(或极限偏差)分成三个公差组(见表 6-23)。

表 6-23 圆柱蜗杆传动的公差组

公 差 组		代 号	备 注
第 I 公差组(保证运动的准确性)	蜗杆:		
	蜗轮:切向综合公差	$F'_t$	式(6-17)
	径向综合公差	$F''_r$	表 6-29
	齿距累积公差	$F_p$	表 6-27
	$k$ 个齿距累积公差	$F_{pk}$	表 6-27
	齿圈径向跳动公差	$F_r$	表 6-28
	传动:传动切向综合公差	$F'_{tc}$	式(6-19)

续表

公差组		代 号	备 注
第Ⅱ公差组(保证传动的平稳性)	蜗杆:一转螺旋线公差	$f_b$	表 6-25
	螺旋线公差	$f_{bt}$	表 6-25
	轴向齿距极限偏差	$f_{px}$	表 6-25
	轴向齿距累积公差	$f_{pxL}$	表 6-25
	齿槽径向跳动公差	$f_r$	表 6-26
	蜗轮:一齿切向综合公差	$f'_i$	式(6-18)
	- 齿径向综合公差	$f''_i$	表 6-30
	齿距极限偏差	$f_{pt}$	表 6-31
第Ⅲ公差组(保证载荷分布均匀性)	传动:切向综合公差	$f'_u$	式(6-20)
	蜗杆:齿形公差	$f_n$	表 6-25
	蜗轮:齿形公差	$f_{t2}$	表 6-32
	传动:接触斑点		表 6-33
	中心距极限偏差	$f_a$	表 6-34
	轴交角极限偏差	$f_z$	表 6-35
	中间平面极限偏差	$f_x$	表 6-36

根据使用要求不同,允许各公差组选用不同的精度等级组合,但在同一公差组中,各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

蜗杆与配对蜗轮的精度等级一般取成相同,但也允许取成不同。对有特殊要求的蜗杆传动除  $F'_i$ 、 $F''_i$ 、 $f'_i$ 、 $f_r$  外,其蜗杆、蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不同。

### (3) 蜗杆、蜗轮的检验与公差

根据蜗杆传动的工作要求和生产规模,在各公差组中选定一个检验组来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度(见表 6-24),当检验组中有两项或两项以上公差或极限偏差时,应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。当蜗杆副的接触斑点有要求时,蜗轮的齿形误差  $\Delta f_{t2}$  可进行检验。

表 6-24 圆柱蜗杆和蜗轮的检验组

公差组	蜗杆检验组	蜗轮检验组	公差组	蜗杆检验组	蜗轮检验组
第Ⅰ公差组		$F'_i$ $F_p, F_{pt}$ $F_p$ (用于 5~12 级) $F_r$ (用于 9~12 级) $F''_i$ (用于 7~12 级)	第Ⅱ公差组	$f_n, f_{bt}$ (用于单头蜗杆) $f_{px}, f_{bt}$ (用于多头蜗杆) $f_{px}, f_{pt}, f_r$ $f_{pt}, f_{ptL}$ (用于 7~9 级) $f_{pt}$ (用于 10~12 级)	$f_i$ $f'_i$ (用于 7~12 级) $f_{pt}$ (用于 5~12 级)
			第Ⅲ公差组	$f_n$	$f_{t2}$ 接触斑点(此时可不检验 $f_{t2}$ )

对于各精度等级,蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或极限偏差见表 6-23。蜗轮的  $F'_i$ 、 $f'_i$  值按下列关系式计算确定,即

$$F'_i = F_p + f_{t2} \quad (6-17)$$

$$f'_i = 0.6(f_{pt} + f_{t2}) \quad (6-18)$$

标准中规定的公差值是以蜗杆、蜗轮的工作轴线为测量的基准轴线。当实际测量基准不

符合规定时, 应从测量结果中消除因基准不同所带来的影响。

当基本蜗杆齿形角  $\alpha$  不等于  $20^\circ$  时, 则  $f_i$ 、 $F_i$ 、 $F'_i$  和  $f'_i$  应乘以系数  $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

#### (4) 传动的检验与公差

蜗杆传动的精度主要以蜗杆副切向综合误差  $\Delta F'_{ic}$ 、蜗杆副一齿切向综合误差  $\Delta f'_{ic}$  和蜗杆副接触斑点的形状、分布位置与面积大小来评定。

对 5 级精度以下 (含 5 级) 的传动, 允许用  $\Delta F_i$  和  $\Delta f'_i$  来代替  $\Delta F'_{ic}$ 、 $\Delta f'_{ic}$  的检验, 或以蜗杆、蜗轮相应公差组的检验组中最低结果来评定传动的第 I、II 公差组的精度等级。

对不可调中心距的蜗杆传动, 应检验  $\Delta f_a$ 、 $\Delta f_x$ 、 $\Delta f_z$  和接触斑点, 各值见表 6-33~表 6-36。

$F'_{ic}$  和  $f'_{ic}$  值按下列关系式确定, 即

$$F'_{ic} = F_p + f'_{ic} \quad (6-19)$$

$$f'_{ic} = 0.7(f'_i + f'_b) \quad (6-20)$$

进行  $\Delta F'_{ic}$  和  $f'_{ic}$  和接触斑点检验的蜗杆传动, 允许相应的第 I、II、III 公差组的蜗杆、蜗轮检验组和  $\Delta f_a$ 、 $\Delta f_x$ 、 $\Delta f_z$  中任意一项误差超差。

#### (5) 蜗杆传动的侧隙

将最小侧隙种类分为八种: a、b、c、d、e、f、g 和 h, 其值以 a 为最大、依次减小, h 为零 (见图 6-16)。侧隙种类与精度等级无关。

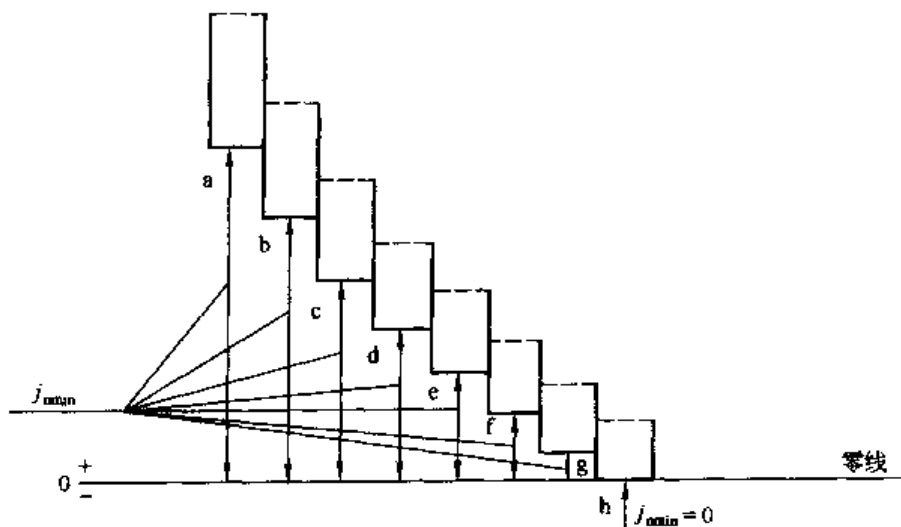


图 6-16 侧隙种类

蜗杆传动的侧隙要求, 应根据工作条件和使用要求用侧隙种类的代号表示。各种侧隙的最小法向侧隙  $j_{min}$  值列于表 6-37。

传动的最小法向侧隙由蜗杆齿厚的减薄量来保证, 即取蜗杆齿厚上偏差  $E_{s1} = -(j_{min} / \cos \alpha_n + E_{s2})$ , 齿厚下偏差  $E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$ ,  $E_{s2}$  为制造误差的补偿部分。最大法向侧隙由蜗杆、蜗轮齿厚公差  $T_{s1}$ 、 $T_{s2}$  确定, 蜗轮齿厚上偏差  $E_{s2} = 0$ , 下偏差  $E_{s2} = -T_{s2}$ 。对各精度等级的  $T_{s1}$ 、 $E_{s2}$  和  $T_{s2}$  值分别列于表 6-38~表 6-40。

对可调中心距传动或不要求互换的传动, 其蜗轮的齿厚公差可不作规定, 蜗杆齿厚的上、下偏差由设计者按需要确定。

对各种侧隙种类的侧隙规范数值是蜗杆传动在  $20^\circ\text{C}$  时的情况, 未计入传动发热和传动



弹性变形的影响。

(6) 齿坯公差及各公差、极限偏差的关系式

蜗杆、蜗轮齿坯的尺寸、形状公差见表 6-41a。

基准面的径向和端面跳动公差见表 6-41b。

各精度等级的极限偏差和公差与蜗杆、蜗轮几何参数的关系式见表 6-42 和表 6-43。

超出本标准规定几何参数范围的蜗杆、蜗轮及传动，允许按表 6-42~表 6-44 所列的关系式计算确定。

对于齿坯的要求：蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致，并应在相应的零件工作图上标注。

表 6-25 蜗杆的公差和极限偏差  $f_k$ 、 $f_{bl}$ 、 $f_{pk}$ 、 $f_{pL}$ 、 $f_n$  值

/μm

代 号	模数 $m$ mm	精 度 等 级					
		1	5	6	7	8	9
$f_k$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	14	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	9	14	20	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	18	25	—	—
	$> 10 \sim 16$	9	15	21	32	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	32	45	—	—
$f_{bl}$	$\geq 1 \sim 3.5$	9	14	22	32	—	—
	$> 3.5 \sim 6.3$	11	17	28	40	—	—
	$> 6.3 \sim 10$	14	22	36	50	—	—
	$> 10 \sim 16$	18	32	45	63	—	—
	$> 16 \sim 25$	—	—	63	90	—	—
$\pm f_{pk}$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.8	7.5	11	14	20
	$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	6.3	9	14	20	25
	$> 6.3 \sim 10$	4.8	7.5	12	17	25	32
	$> 10 \sim 16$	6.3	10	16	22	32	46
	$> 16 \sim 25$	—	—	22	32	45	63
$f_{pL}$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	8.5	13	18	25	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.7	10	16	24	34	48
	$> 6.3 \sim 10$	8.5	13	21	32	45	63
	$> 10 \sim 16$	11	17	28	40	56	80
	$> 16 \sim 25$	—	—	40	53	75	100
$f_n$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	16	22	32
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	9	14	22	32	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.5	12	19	28	40	53
	$> 10 \sim 16$	11	16	25	36	53	75
	$> 16 \sim 25$	—	—	36	53	75	100

表 6-26 蜗杆齿槽径向跳动公差  $f_r$  值

/μm

分度圆直径 $d_1$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 10$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	11	14	20	28
$> 10 \sim 18$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.1	12	15	21	29
$> 18 \sim 31.5$	$\geq 1 \sim 6.3$	4.8	7.5	12	16	22	30
$> 31.5 \sim 50$	$\geq 1 \sim 10$	5.0	8.0	13	17	23	32
$> 50 \sim 80$	$\geq 1 \sim 16$	5.6	9.0	14	18	25	36

续表

分度圆直径 $d_1$ /mm	模数 $m$ /mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9
>80~125	$\geq 1 \sim 16$	6.3	10	16	20	28	40
>125~180	$\geq 1 \sim 25$	7.5	12	18	25	32	45
>180~250	$\geq 1 \sim 25$	8.5	14	22	28	40	53
>250~315	$\geq 1 \sim 25$	10	16	25	32	45	63
>315~400	$\geq 1 \sim 25$	11.5	18	28	36	53	71

表 6-27 蜗轮齿距累积公差  $F_p$  及  $k$  个齿距累积公差  $F_{pk}$  值

/μm

分度圆弧长 $L$ /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 11.2$	4.5	7	11	16	22	32
>11.2~20	6	10	16	22	32	45
>20~32	8	12	20	28	40	56
>32~50	9	14	22	32	45	63
>50~80	10	16	25	36	50	71
>80~160	12	20	32	45	63	90
>160~315	18	28	45	63	90	125
>315~630	25	40	63	90	125	180
>630~1 000	32	50	80	112	160	224
>1 000~1 600	40	63	100	140	200	280
>1 600~2 500	45	71	112	160	224	315
>2 500~3 150	56	90	140	200	280	400
>3 150~4 000	63	100	160	224	315	450
>4 000~5 000	71	112	180	250	355	500
>5 000~6 300	80	125	200	280	400	560

注: 1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长  $L$  查表: 查  $F_p$  时, 取  $L = \frac{1}{2} \pi d_2 = \frac{1}{2} \pi m z_2$ ; 查  $F_{pk}$  时, 取  $L = k \pi m$  ( $k$  为 2 到小于  $z_2/2$  的整数)。

2. 除特殊情况外, 对于  $F_{pk}$ ,  $k$  值规定取为小于  $z_2/6$  的最大整数。

表 6-28 蜗轮齿圈径向跳动公差  $F_r$  值

/μm

分度圆直径 $d_2$ /mm	模数 $m$ /mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	3.0	4.5	7.0	11	18	28	40	50	63	80	100	125
	>3.5~6.3	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	63	80	100	125	160
	>6.3~10	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
>125~400	$\geq 1 \sim 3.5$	3.6	5.0	8	13	20	32	45	56	71	90	112	140
	>3.5~6.3	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
	>6.3~10	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	>10~16	5.0	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
>400~800	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	>3.5~6.3	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	>6.3~10	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	>10~16	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	>16~25	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400

续表

分度圆直径 $d_1$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>800~1600	$\geq 1\sim 3.5$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$>3.5\sim 6.3$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$>6.3\sim 10$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$>10\sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$>16\sim 25$	9.0	11	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
>1600~2500	$\geq 1\sim 3.5$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$>3.5\sim 6.3$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$>6.3\sim 10$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$>10\sim 16$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$>16\sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450
>2500~4000	$\geq 1\sim 3.5$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$>3.5\sim 6.3$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$>6.3\sim 10$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$>10\sim 16$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
	$>16\sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450

表 6-29 蜗轮径向综合公差  $F_{ri}'$  值

/μm

分度圆直径 $d_2$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	56	71	90
	$>3.5\sim 6.3$	—	—	—	71	90	112
	$>6.3\sim 10$	—	—	—	80	100	125
>125~400	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	63	80	100
	$>3.5\sim 6.3$	—	—	—	80	100	125
	$>6.3\sim 10$	—	—	—	90	112	140
	$>10\sim 16$	—	—	—	100	125	160
>400~800	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	90	112	140
	$>3.5\sim 6.3$	—	—	—	100	125	160
	$>6.3\sim 10$	—	—	—	112	140	180
	$>10\sim 16$	—	—	—	140	180	224
	$>16\sim 25$	—	—	—	180	224	280
>800~1600	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	100	125	160
	$>3.5\sim 6.3$	—	—	—	112	140	180
	$>6.3\sim 10$	—	—	—	125	160	200
	$>10\sim 16$	—	—	—	140	180	224
	$>16\sim 25$	—	—	—	180	224	280
>1600~2500	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	112	140	180
	$>3.5\sim 6.3$	—	—	—	125	160	200
	$>6.3\sim 10$	—	—	—	140	180	224
	$>10\sim 16$	—	—	—	160	200	250
	$>16\sim 25$	—	—	—	200	250	315
>2500~4000	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	125	160	200
	$>3.5\sim 6.3$	—	—	—	140	180	224
	$>6.3\sim 10$	—	—	—	160	200	250
	$>10\sim 16$	—	—	—	180	224	280
	$>16\sim 25$	—	—	—	200	250	315

表 6-30 蜗轮一齿径向综合公差  $f_{r1}'$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	20	28	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	25	36	45
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	28	40	50
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	22	32	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	40	50
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	32	45	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	36	50	63
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	25	36	45
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	28	40	50
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	32	45	56
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	40	56	71
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	71	90
$> 800 \sim 1\,600$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	28	40	50
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	32	45	56
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	36	50	63
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	40	56	71
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	50	71	90
$> 1\,600 \sim 2\,500$	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	32	45	56
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	36	50	63
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	40	56	71
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	45	63	80
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	56	80	100
	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	36	50	63
	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	40	56	71
	$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	45	63	80
	$> 10 \sim 16$	—	—	—	50	71	90
	$> 16 \sim 25$	—	—	—	56	80	100

表 6-31 蜗轮齿距极限偏差 ( $\pm f_{pt}$ ) 的  $f_{pt}$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2$ /mm	模数 $m$ /mm	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.0	6	10	14	20	28
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.0	8	13	18	25	36
	$> 6.3 \sim 10$	5.5	9	14	20	28	40
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	7	11	16	22	32
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 6.3 \sim 10$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	25	36	50
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.0	8	13	18	25	36
	$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36	50
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50	71
$> 800 \sim 1\,600$	$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9	14	20	28	40
	$> 3.5 \sim 6.3$	6.0	10	16	22	32	45
	$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36	50
	$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40	56
	$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50	71

续表

分度圆直径 $d_2$ 'mm	模数 $m$ mm	精 度 等 级					
		1	5	6	7	8	9
>1 600~2 500	$\geq 1 \sim 3.5$	6.0	10	16	22	32	45
	$>3.5 \sim 6.3$	7.0	11	18	25	36	50
	$>6.3 \sim 10$	8.0	13	20	28	40	56
	$>10 \sim 16$	9.0	14	22	32	45	63
	$>16 \sim 25$	11	18	28	40	56	80
>2 500~4 000	$\geq 1 \sim 3.5$	7.0	11	18	25	36	50
	$>3.5 \sim 6.3$	8.0	13	20	28	40	56
	$>6.3 \sim 10$	9.0	14	22	32	45	63
	$>10 \sim 16$	10	16	25	36	50	71
	$>16 \sim 25$	11	18	28	40	56	80

表 6-32 蜗轮齿形公差  $f_n$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_2$ 'mm	模数 $m$ mm	精 度 等 级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	4.8	6	8	11	14	22
	$>3.5 \sim 6.3$	5.3	7	10	14	20	32
	$>6.3 \sim 10$	6.0	8	12	17	22	36
>125~400	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	7	9	13	18	28
	$>3.5 \sim 6.3$	6.0	8	11	16	22	36
	$>6.3 \sim 10$	6.5	9	13	19	28	45
	$>10 \sim 16$	7.5	11	16	22	32	50
>400~800	$\geq 1 \sim 3.5$	6.5	9	12	17	25	40
	$>3.5 \sim 6.3$	7.0	10	14	20	28	45
	$>6.3 \sim 10$	7.5	11	16	24	36	56
	$>10 \sim 16$	9.0	13	18	26	40	63
	$>16 \sim 25$	10.5	16	24	36	56	90
>800~1 600	$\geq 1 \sim 3.5$	8.0	11	17	24	36	56
	$>3.5 \sim 6.3$	9.0	13	18	28	40	63
	$>6.3 \sim 10$	9.5	14	20	30	45	71
	$>10 \sim 16$	10.5	15	22	34	50	80
	$>16 \sim 25$	12	19	28	42	63	100
>1 600~2 500	$\geq 1 \sim 3.5$	11	16	24	36	50	80
	$>3.5 \sim 6.3$	11.5	17	25	38	56	90
	$>6.3 \sim 10$	12	18	28	40	63	100
	$>10 \sim 16$	13	20	30	45	71	112
	$>16 \sim 25$	15	22	36	53	80	125
>2 500~4 000	$\geq 1 \sim 3.5$	14	21	32	50	71	112
	$>3.5 \sim 6.3$	15	22	34	53	80	125
	$>6.3 \sim 10$	16	24	36	56	90	140
	$>10 \sim 16$	17	25	38	60	90	140
	$>16 \sim 25$	19	28	45	67	100	160

表 6-33 传动接触斑点的要求

精度等级	接触面积的百分比/%		接 触 形 状	接 触 位 置
	沿齿高不小于	沿齿长不小于		
1 和 2	75	70	接触斑点在齿高方向无断缺, 不允许成带状条纹	接触斑点痕迹的分布位置趋近齿面中部, 允许略偏于啮入端。在齿顶和啮入、啮出端的棱边处不允许接触
3 和 4	70	65		
5 和 6	65	60		
7 和 8	55	50	不作要求	接触斑点痕迹应偏于啮出端, 但不允许在齿顶和啮入、啮出端的棱边接触
9 和 10	45	40		
11 和 12	30	30		

注: 1. 采用修形齿面的蜗杆传动, 接触斑点的要求可不受本标准规定的限制。

2. 配对蜗轮、蜗杆作为蜗杆副在检查仪上检验接触面积时, 应将表值增加 5%。

表 6-34 传动中心距极限偏差 ( $\pm f_a$ ) 的  $f_a$  值

/μm

传动中心距 $a$ /mm	精度等级						传动中心距 $a$ /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9		4	5	6	7	8	9
$\leq 30$	11	17	26	42			$> 400 \sim 500$	32	50	78	125		
$> 30 \sim 50$	13	20	31	50			$> 500 \sim 630$	35	55	87	140		
$> 50 \sim 80$	15	23	37	60			$> 630 \sim 800$	40	62	100	160		
$> 80 \sim 120$	18	27	44	70			$> 800 \sim 1\,000$	45	70	115	180		
$> 120 \sim 180$	20	32	50	80			$> 1\,000 \sim 1\,250$	52	82	130	210		
$> 180 \sim 250$	23	36	58	92			$> 1\,250 \sim 1\,600$	62	97	155	250		
$> 250 \sim 315$	26	40	65	105			$> 1\,600 \sim 2\,000$	75	115	185	300		
$> 315 \sim 400$	28	45	70	115			$> 2\,000 \sim 2\,500$	87	140	220	350		

表 6-35 传动轴交角极限偏差 ( $\pm f_x$ ) 的  $f_x$  值

/μm

蜗轮齿宽 $b_2$ /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 30$	6	8	10	12	17	24
$> 30 \sim 50$	7.1	9	11	14	19	28
$> 50 \sim 80$	8	10	13	16	22	32
$> 80 \sim 120$	9	12	15	19	24	36
$> 120 \sim 180$	11	14	17	22	28	42
$> 180 \sim 250$	13	16	20	25	32	48
$> 250$	—	—	22	28	36	53

表 6-36 传动中间平面极限偏移 ( $\pm f_s$ ) 的  $f_s$  值

/μm

传动中心距 $a$ /mm	精度等级						传动中心距 $a$ /mm	精度等级					
	4	5	6	7	8	9		4	5	6	7	8	9
$\leq 30$	9	14	21	34			$> 400 \sim 500$	26	40	63	100		
$> 30 \sim 50$	10.5	16	25	40			$> 500 \sim 630$	28	44	70	112		
$> 50 \sim 80$	12	18.5	30	48			$> 630 \sim 800$	32	50	80	130		
$> 80 \sim 120$	14.5	22	36	56			$> 800 \sim 1\,000$	36	56	92	145		
$> 120 \sim 180$	16	27	40	64			$> 1\,000 \sim 1\,250$	42	66	105	170		
$> 180 \sim 250$	18.5	29	47	74			$> 1\,250 \sim 1\,600$	50	78	125	200		
$> 250 \sim 315$	21	32	52	85			$> 1\,600 \sim 2\,000$	60	92	150	240		
$> 315 \sim 400$	23	36	56	92			$> 2\,000 \sim 2\,500$	70	112	180	280		

表 6-37 传动的最小法向侧隙  $j_{\min}$  值

$\mu\text{m}$

传动中心距 $a$ mm	侧 隙 种 类							
	h	g	f	e	d	c	b	a
$\leq 30$	0	9	13	21	33	52	81	130
$>30 \sim 50$	0	11	16	25	39	62	100	160
$>50 \sim 80$	0	13	19	30	46	74	120	190
$>80 \sim 120$	0	15	22	35	54	87	140	220
$>120 \sim 180$	0	18	25	40	63	100	160	270
$>180 \sim 250$	0	20	29	46	72	115	185	290
$>250 \sim 315$	0	23	32	52	81	130	210	320
$>315 \sim 400$	0	25	36	57	89	140	230	350
$>400 \sim 500$	0	27	40	63	97	155	250	400
$>500 \sim 630$	0	30	44	70	110	175	280	440
$>630 \sim 800$	0	35	50	80	125	200	320	500
$>800 \sim 1\,000$	0	40	56	90	140	230	360	560
$>1\,000 \sim 1\,250$	0	46	66	105	165	260	420	660
$>1\,250 \sim 1\,600$	0	54	78	125	195	310	500	780
$>1\,600 \sim 2\,000$	0	65	92	150	230	370	600	920
$>2\,000 \sim 2\,500$	0	77	110	175	280	440	700	1\,100

注：1. 传动的最小圆周侧隙

$$j_{\min} \approx j_{\min} (\cos \gamma' \cos \alpha_n)$$

式中  $\gamma'$  —— 蜗杆节圆柱导程角；

$\alpha_n$  —— 蜗杆法向齿形角。

2. 本表按标准温度  $20^\circ\text{C}$  考虑，如温度较高可适当考虑线膨胀因素。

3. 最大法向侧隙  $j_{\max}$  见表 6-14。

表 6-38 蜗杆齿厚公差  $T_{\text{th}}$  值

$\mu\text{m}$

模数 $m$ mm	精 度 等 级					
	1	3	6	7	8	9
$\geq 1 \sim 3.5$	25	30	36	45	53	67
$> 3.5 \sim 6.3$	32	38	47	58	71	90
$> 6.3 \sim 10$	40	48	60	74	90	110
$> 10 \sim 16$	50	60	80	95	120	150
$> 16 \sim 25$		85	110	130	160	200

注：1. 精度等级按蜗杆第 II 公差组确定。

2. 对传动最大法向侧隙  $j_{\max}$  无要求时，允许蜗杆齿厚公差  $T_{\text{th}}$  增大，最大不超过两倍。

表 6-39 蜗杆齿厚上偏差 ( $E_{sa}$ ) 中的误差补偿部分  $E_s$  值

$i_{\mu m}$

模数 $m$ /mm		传 动 中 心 距 $a$ /mm																
		$\leq 30$	$>30$ ~50	$>50$ ~80	$>80$ ~120	$>120$ ~180	$>180$ ~250	$>250$ ~315	$>315$ ~400	$>400$ ~500	$>500$ ~630	$>630$ ~800	$>800$ ~1 000	$>1 000$ ~1 250	$>1 250$ ~1 600	$>1 600$ ~2 000	$>2 000$ ~2 500	
4	$\geq 1 \sim 3.5$	15	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	46	53	63	75	90	
	$>3.5 \sim 6.3$	16	18	19	22	24	26	30	32	36	38	42	48	56	63	75	90	
	$>6.3 \sim 10$	19	20	22	24	25	28	30	32	36	38	45	50	56	65	80	90	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	28	30	32	32	36	38	40	45	50	56	65	80	90	
5	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	32	36	40	45	48	51	56	63	71	85	100	115	140	
	$>3.5 \sim 6.3$	28	28	30	36	38	40	45	50	53	58	65	75	85	100	120	140	
	$>6.3 \sim 10$	—	—	—	38	40	45	48	50	56	60	68	75	85	100	120	145	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	—	45	48	50	56	60	65	71	80	90	105	120	145	
6	$\geq 1 \sim 3.5$	30	30	32	36	40	45	48	50	56	60	65	75	85	100	120	140	
	$>3.5 \sim 6.3$	32	36	38	40	45	48	50	56	60	63	70	75	90	100	120	140	
	$>6.3 \sim 10$	42	45	45	48	50	52	56	60	63	68	75	80	90	105	120	145	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	58	60	63	65	68	71	75	80	85	95	110	125	150	
7	$\geq 1 \sim 3.5$	45	48	50	56	60	71	75	80	85	90	95	100	110	120	135	160	
	$>3.5 \sim 6.3$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	95	100	120	135	160	190	225	
	$>6.3 \sim 10$	60	63	65	71	75	80	85	90	95	105	115	130	140	165	195	225	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	80	85	90	95	100	105	110	125	135	150	170	200	230	
8	$\geq 1 \sim 3.5$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	105	120	135	160	190	225	
	$>3.5 \sim 6.3$	68	71	75	78	80	85	90	95	100	110	120	130	145	170	195	230	
	$>6.3 \sim 10$	80	85	90	90	95	100	100	105	110	120	130	140	150	175	200	235	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	110	115	115	120	125	130	135	140	155	165	185	210	240	
9	$\geq 1 \sim 3.5$	75	80	90	95	100	110	120	130	140	155	170	180	190	210	230	260	
	$>3.5 \sim 6.3$	90	95	100	105	110	120	130	140	150	160	180	190	220	260	310	360	
	$>6.3 \sim 10$	110	115	120	125	130	140	145	155	160	170	190	210	235	270	320	370	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	160	165	170	180	185	190	200	220	230	255	290	335	380	
	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	215	220	225	230	235	245	255	270	290	320	360	400	
	$>3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	$>6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	$>10 \sim 16$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

注：精度等级按蜗杆第Ⅱ公差组确定。



表 6-40 蜗轮齿厚公差  $T_{sa}$  值/ $\mu\text{m}$ 

分度圆直径 $d_f$ /mm	模数 $m$ mm	精度等级					
		4	5	6	7	8	9
$\leq 125$	$\geq 1 \sim 3.5$	45	56	71	90	110	130
	$> 3.5 \sim 6.3$	48	63	85	110	130	160
	$> 6.3 \sim 10$	50	67	90	120	140	170
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	48	60	80	100	120	140
	$> 3.5 \sim 6.3$	50	67	90	120	140	170
	$> 6.3 \sim 10$	56	71	100	130	160	190
	$> 10 \sim 16$	—	80	110	140	170	210
	$> 16 \sim 25$	—	—	130	170	210	260
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	48	63	85	110	130	160
	$> 3.5 \sim 6.3$	50	67	90	120	140	170
	$> 6.3 \sim 10$	56	71	100	130	160	190
	$> 10 \sim 16$	—	85	120	160	190	230
	$> 16 \sim 25$	—	—	140	190	230	290
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	50	67	90	120	140	170
	$> 3.5 \sim 6.3$	56	71	100	130	160	190
	$> 6.3 \sim 10$	60	80	110	140	170	210
	$> 10 \sim 16$	—	85	120	160	190	230
	$> 16 \sim 25$	—	—	140	190	230	290
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	56	71	100	130	160	190
	$> 3.5 \sim 6.3$	60	80	110	140	170	210
	$> 6.3 \sim 10$	63	85	120	160	190	230
	$> 10 \sim 16$	—	90	130	170	210	260
	$> 16 \sim 25$	—	—	160	210	260	320
$> 2500 \sim 4000$	$\geq 1 \sim 3.5$	60	80	110	140	170	210
	$> 3.5 \sim 6.3$	63	85	120	160	190	230
	$> 6.3 \sim 10$	67	90	130	170	210	260
	$> 10 \sim 16$	—	100	140	190	230	290
	$> 16 \sim 25$	—	—	160	210	260	320

注：1. 精度等级按蜗轮第 II 公差组确定。

2. 在最小法向侧隙能保证的条件下， $T_{sa}$  公差带允许采用对称分布。

表 6-41a 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

精度等级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7
轴	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7	IT7
齿顶圆直径公差		IT6		IT7		IT8		IT9		IT11		IT11	

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定公差。

2. 当齿顶圆不作测量齿厚基准时，尺寸公差按 IT11 确定，但不得大于 0.1mm。

3. IT 为标准公差，按 GB/T 1800.3—1998 的规定确定。

表 6-41b 蜗杆、蜗轮齿坯基准面径向和端面跳动公差

/ $\mu\text{m}$ 

基准面直径 $d$ /mm	精度等级					
	1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
$\leq 31.5$	1.2	2.8	4	7	10	10
$> 31.5 \sim 63$	1.6	4	6	10	16	18
$> 63 \sim 125$	2.2	5.5	8.5	14	22	22
$> 125 \sim 400$	2.8	7	11	18	28	28
$> 400 \sim 800$	3.6	9	14	22	36	36
$> 800 \sim 1600$	5.0	12	20	32	50	50
$> 1600 \sim 2500$	7.0	18	28	45	71	71
$> 2500 \sim 4000$	10	25	40	63	100	100

注：1. 当三个公差组的精度等级不同时，按最高精度等级确定。

2. 当以齿顶圆作为测量基准时，也即为蜗杆、蜗轮的齿坯基准面。

表 6-42 极限偏差和公差与蜗杆几何参数的关系式

精度等级	$f_h$		$f_{hl}$		$\pm f_{px}$		$f_{pxL}$		$f_r$		$f_{rl}$		$T_{d1}$	
	$f_h = Am + C$		$f_{hl} = Am + C$		$f_{px} = Am + C$		$f_{pxL} = Am + C$		$f_r = Ad_1 + C$		$f_{rl} = Am + C$		$T_{d1} = Am + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.110	0.8	0.22	1.64	0.08	0.56	0.132	1.02	0.005	1.0	0.13	0.80	1.23	8.9
2	0.180	1.32	0.364	2.62	0.12	0.92	0.212	1.63	0.007	1.52	0.21	1.33	1.5	11.1
3	0.284	2.09	0.575	4.15	0.19	1.45	0.335	2.55	0.011	2.4	0.34	2.1	1.9	13.9
4	0.45	3.3	0.91	6.56	0.3	2.28	0.53	4.03	0.018	3.8	0.53	3.3	2.4	17.3
5	0.72	5.2	1.44	10.4	0.48	3.6	0.84	6.38	0.028	6.0	0.84	5.2	3.0	21.6
6	1.14	8.2	2.28	16.5	0.76	5.7	1.33	10.1	0.044	9.5	1.33	8.2	3.8	27
7	1.6	11.5	3.2	23.1	1.08	8.2	1.88	14.3	0.063	13.4	1.88	11.8	4.7	33.8
8	—	—	—	—	1.51	11.4	2.64	20	0.088	18.8	2.64	16.3	5.9	42.2
9	—	—	—	—	2.10	16	3.8	28	0.124	26.4	3.69	22.8	7.3	52.8
10	—	—	—	—	3.0	22.4	—	—	0.172	36.9	5.2	32	10.2	73.8
11	—	—	—	—	4.2	31	—	—	0.21	52	7.21	44.8	14.4	103.4
12	—	—	—	—	5.8	44	—	—	0.34	72	10.2	63	20.1	144.7

注：采用代号： $m$ ——蜗杆轴向模数，mm； $d_1$ ——蜗杆分度圆直径，mm。

表 6-43 极限偏差和公差与蜗轮几何参数的关系式

精度等级	$F_p$ (或 $F_{pk}$ )		$F_r$		$F'_r$		$\pm f_{pt}$		$f'_i$		$f_{t2}$		$\pm f_z$	
	$F_p = B\sqrt{L} + C$		$F_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$F'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f_{pt} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f'_i = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f_{t2} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.0125A$		$f_z = B\sqrt{b_2} + C$	
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	C
1	0.25	0.63	0.224	2.8	—	—	0.063	0.8	—	—	0.063	2	—	—
2	0.40	1	0.355	4.5	—	—	0.10	1.25	—	—	0.10	2.5	—	—
3	0.63	1.6	0.56	7.1	—	—	0.16	2	—	—	0.16	3.15	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	—	—	0.25	3.15	—	—	0.25	4	0.63	3.2
5	1.6	4	1.40	18	—	—	0.40	5	—	—	0.40	5	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	—	—	0.63	8	—	—	0.63	6.3	1	5
7	3.55	9	3.15	40	4.5	56	0.90	11.2	1.25	16	1	8	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	5.6	71	1.25	16	1.8	22.4	1.6	10	1.8	8
9	7.1	18	5	63	7.1	90	1.8	22.4	2.24	28	2.5	16	2.5	11.2
10	10	25	6.3	80	9.0	112	2.5	31.5	2.8	35.5	4	25	3.55	16
11	14	35.5	8	100	11.2	140	3.55	45	3.55	45	6.3	40	5	22.4
12	20	50	10	125	14.0	180	5	63	4.5	56	10	63	7.1	31.5

注：1. 采用代号： $m$ ——模数，mm； $d_2$ ——蜗轮分度圆直径，mm； $L$ ——蜗轮分度圆弧长，mm； $b_2$ ——蜗轮齿宽，mm。

2.  $d_2 \leq 100\text{mm}$  的  $F_r$ 、 $F'_r$  公差按表中所列关系式再乘以 0.8 确定。

表 6-44 极限偏差或公差间的相关关系式

序号	代号	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$f_p$	$\frac{1}{2}\text{IT4}$	$\frac{1}{2}\text{IT5}$	$\frac{1}{2}\text{IT6}$	$\frac{1}{2}\text{IT7}$	$\frac{1}{2}\text{IT8}$	$\frac{1}{2}\text{IT9}$	$\frac{1}{2}\text{IT10}$	$\frac{1}{2}\text{IT11}$				

序号	代号	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	$f_{\alpha}$	0.8 $f_t$											
3	$f_{mm}$	h(IT), g(IT5), f(IT6), e(IT7), d(IT8), c(IT9), b(IT10), a(IT11)											
4	$f_{inv}$	$(E_{s1} + T_{s1} + T_{s2} \cos \gamma') \cos \alpha_n - 2 \sin \alpha_n \sqrt{\frac{1}{4} F_t'^2 + f_{ps}^2}$											
5	$f_{\alpha'}$	$\approx f_{\alpha} \cos \gamma' \cos \alpha_n$											
6	$E_{s1}$	$-(f_{mm} \cos \alpha_n + F_{s\Delta})$											
7	$F_{s\Delta}$	$\sqrt{f_{\alpha}^2 + 10 f_{ps}^2}$											
8	$T_{s2}$	$1.3 F_t - 25$											

注: 采用代号:  $\gamma'$  — 蜗杆节圆柱导程角;  $\alpha_n$  — 蜗杆法向齿形角; IT — 标准公差。

### 6.6.7 计算示例 1

设计某小功率机器中减速器的蜗杆传动, 已知蜗杆转速  $n_1 = 1460 \text{ r/min}$ , 蜗轮转速  $n_2 = 48 \text{ r/min}$ , 蜗轮轴转矩  $T_2 = 450 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 工作平稳, 预期寿命  $h = 8000 \text{ h}$ , 允许  $n_2$  有  $\pm 5\%$  的误差, 用 ZA 型蜗杆传动。

解 (1) 初步计算

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1460}{48} = 30.42$$

允许  $i = 28.9 \sim 31.9$  范围内

选  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = 60$ , 则  $i = 30$

选蜗杆材质 40Cr, 齿面淬火硬度大于 45HRC, 蜗轮圈材质 ZCuSn10Pb1 金属模铸造, 在表 6-17 中查得  $\sigma_{HBP} = 220 \text{ MPa}$ 。

由式 (6-11) 计算其许用接触应力

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HBP} Z_s Z_N$$

估计  $v_s \approx 5 \text{ m/s}$ ,  $Z_s = 0.9$  (图 6-12 中浸油润滑)

$$N = 60 \frac{n_1}{i} h = 60 \times \frac{1460}{30} \times 8000 = 2.34 \times 10^7$$

从图 6-13 中查得当  $N = 2.34 \times 10^7$  时,  $Z_N \approx 0.85$

所以  $\sigma_{HP} = 220 \times 0.9 \times 0.85 = 168 \text{ MPa}$

机器工作平稳取  $K = 1.1$

由表 6-13 得计算式

$$\begin{aligned} m \sqrt[3]{q} &= \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{z_2 \sigma_{HP}}\right)^2 K T_2} \\ &= \sqrt[3]{\left(\frac{15150}{60 \times 168}\right)^2 \times 1.1 \times 450} = 10.38 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 6-21 查得  $m = 5 \text{ mm}$ ,  $q = 9$ , 再由表 6-8 确定下列各参数:

$a = 180 \text{ mm}$ ,  $i = 30.5$ ,  $m = 5 \text{ mm}$ ,  $q = 10$ ,  $d_1 = 50 \text{ mm}$ ,  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = 61$ ,  $x_2 = +0.5$ ,  $d_2 = 305 \text{ mm}$ ,  $\gamma = 11^\circ 18' 36''$ ,  $v_s = 3.9 \text{ m/s}$  (小于估计值, 趋于安全)。

(2) 接触强度验算

确定 K 值

$v=3.9\text{m/s}$        $K_1=1.1$   
 取 7 级精度       $K_2=1.1$   
 取  $JC=100\%$        $K_3=1$  (见图 6-10)  
 取  $30^\circ\text{C}$        $K_4=1.1$  (见表 6-14)  
 工作稳定       $K_5=1$  (见表 6-15)  
 风扇冷却       $K_6=0.75$  (见图 6-11)

$$K=K_1K_2K_3K_4K_5K_6=1.1\times1.1\times1\times1.1\times1\times0.75\approx1$$

$$\sigma_H = \frac{15150}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} = \frac{15150}{305} \sqrt{\frac{1\times450}{50}} \text{MPa}$$

$$=149\text{MPa} < \sigma_{HP} = 168\text{MPa}$$

接触强度足够。

### (3) 弯曲强度验算

确定  $Y_2$  及  $\sigma_{FP}$ ：

$$Y_2=0.455 \text{ (见表 6-20)}$$

$$Y_N=0.71 \text{ (见图 6-13)}$$

$$\sigma_{FPb}=70\text{MPa} \text{ (表 6-19)}$$

$$\sigma_{FP}=\sigma_{FPb}Y_N=70\times0.71=49.7\text{MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{2000KT_2}{d_1d_2mY_2\cos\gamma} = \frac{2000\times1\times450}{50\times305\times5\times0.455\cos11^\circ18'36''}$$

$$=26.5\text{MPa} < 49.7\text{MPa}$$

弯曲强度足够。

### (4) 蜗杆、蜗轮及蜗杆传动的公差或极限偏差列于表 6-45 (采用 7 级精度)

表 6-45 蜗杆、蜗轮及传动的公差或极限偏差

对象	项目名称	代号	公差或极限偏差/ $\mu\text{m}$	说 明
蜗 杆	螺旋线公差	$f_{hl}$	40	按表 6-25
	一转螺旋线公差	$f_h$	20	按表 6-25
	轴向齿距极限偏差	$\pm f_{px}$	$\pm 14$	按表 6-25
	轴向齿距累积公差	$f_{pxL}$	24	按表 6-25
	齿槽径向跳动公差	$f_r$	17	按表 6-26
	齿形公差	$f_n$	22	按表 6-25
	齿厚上偏差	$E_{s1}$	-110.5	$E_{s1} = -(j_{\text{mm}}/\cos\alpha_n + E_{s\Delta})$
	齿厚公差	$T_{s1}$	56	按表 6-38
	齿厚下偏差	$E_{s1L}$	-166.5	$E_{s1L} = E_{s1} - T_{s1}$
蜗 轮	切向综合公差	$F_i'$	106	$F_i' = F_p + f_{i2}$
	径向综合公差	$F_r''$	71	按表 6-29
	齿距累积公差	$F_p$	90	按表 6-27
	齿圈径向跳动公差	$F_r$	56	按表 6-28
	一齿切向综合公差	$f_i'$	21.6	$f_i' = 0.5(f_{p1} + f_{i2})$
	一齿径向综合公差	$f_r''$	28	按表 6-30
	齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	$\pm 20$	按表 6-31
	齿形公差	$f_{i2}$	16	按表 6-32
	齿厚极限偏差	$E_{s2}$	-120	$E_{s2} = 0, E_{s2L} = -T_{s2}$
	齿厚公差	$T_{s2}$	120	按表 6-40

续表

对象	项目名称	代号	公差或极限偏差 $\mu\text{m}$	说 明
传 动	传动切向综合公差	$F'_{te}$	119	$F'_{te} = F_p + f'_{te}$
	传动一齿切向综合公差	$f'_{te}$	29	$f'_{te} = 0.7(f'_t + f'_b)$
	接触斑点	沿齿高	$>55\%$	按表 6-33
		沿齿长	$>50\%$	
	中心距极限偏差	$\pm f_a$	$\pm 50$	按表 6-34
	中间平面极限偏差	$\pm f_x$	$\pm 40$	按表 6-36
	轴交角极限偏差	$\pm f_\Sigma$	$\pm 14$	按表 6-35
	最小法向侧隙	$f_{\min}$	40	按表 6-37

(5) 蜗杆工作图 (见图 6-17), 蜗轮工作图 (见图 6-18)

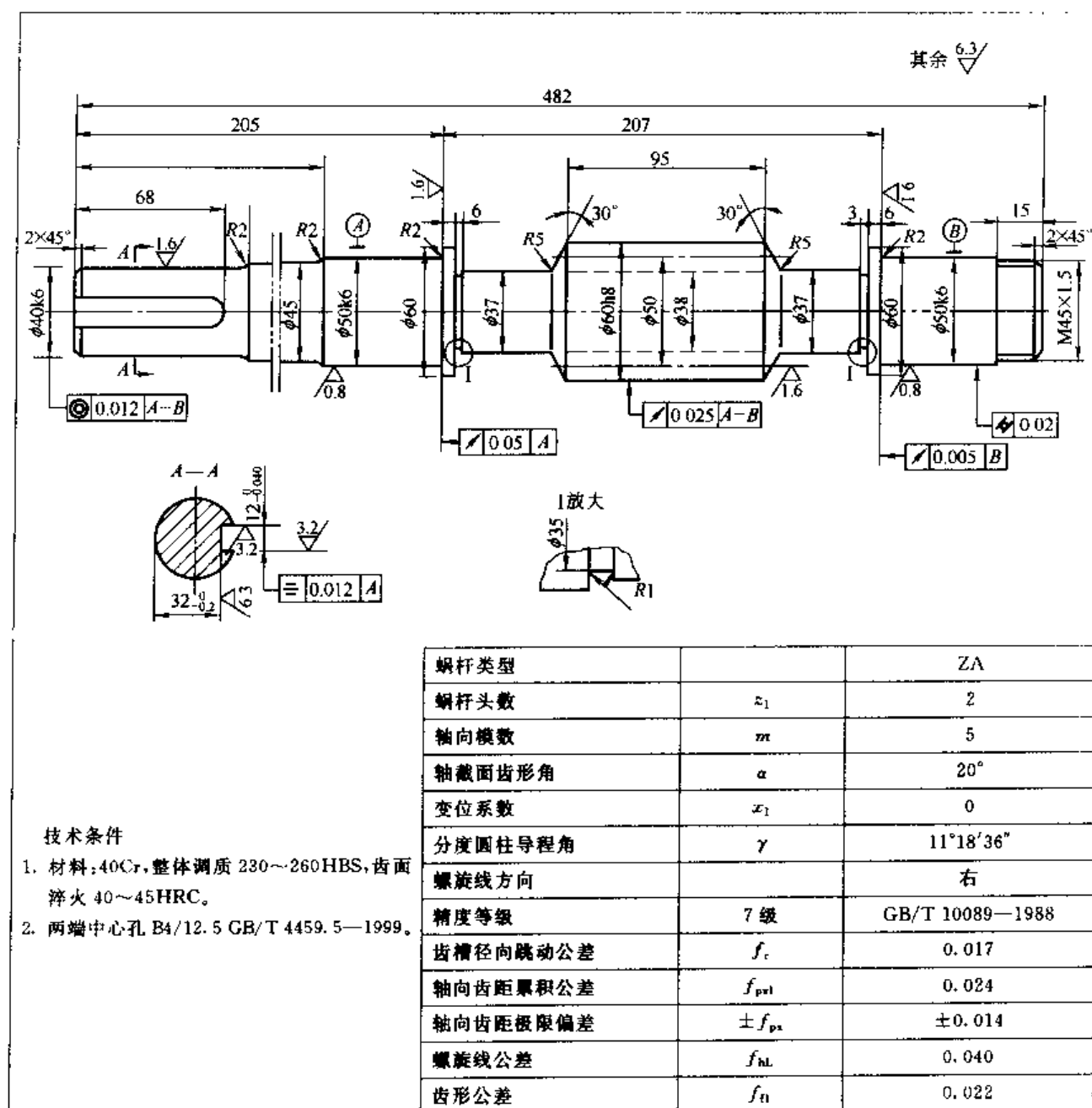
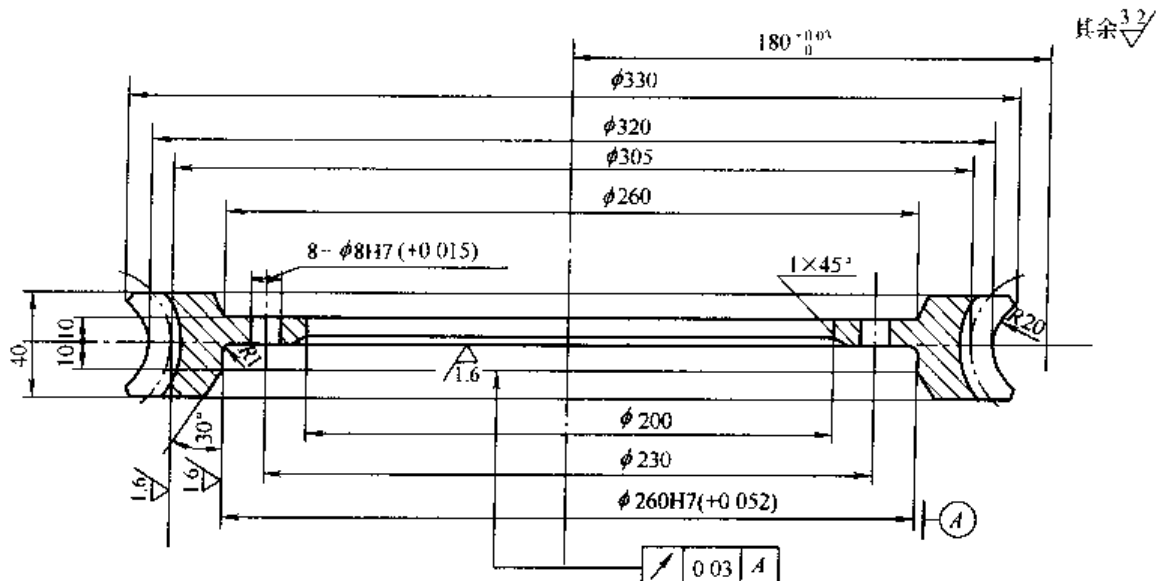


图 6-17 蜗杆工作图



#### 技术条件

1. 材料: ZCuSn10Pb1 金属模铸造。
2. 齿圈与轮毂装配后再进行精加工及切齿。

齿数	$z$	61
端面模数	$m$	5
轴截面齿形角	$\alpha$	$20^\circ$
变位系数	$x_z$	0.5
分度圆螺旋角	$\gamma$	$11^\circ 18' 36''$
螺旋线方向		右
精度等级	7 级	GB/T 10089—1988
齿距累积公差	$F_p$	0.09
齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	$\pm 0.02$
齿形公差	$f_{t2}$	0.016

图 6-18 蜗轮工作图

## 6.7 圆弧圆柱蜗杆传动

齿面是母面为圆环面包络而成的圆柱蜗杆,称为圆弧圆柱蜗杆。通常蜗杆齿面为凹面,其齿面的铲形曲面(母面)为圆环面的外表而。这种蜗杆与其共轭的蜗轮组成圆弧圆柱蜗杆传动。

圆弧圆柱蜗杆传动可分为圆环面包络圆柱蜗杆传动和轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动两大类。

### 6.7.1 圆弧圆柱蜗杆传动类型

#### (1) 圆弧面包络圆柱蜗杆传动

①  $ZC_1$  蜗杆传动 蜗杆齿面是圆环面砂轮(砂轮轴平面上刀具铲形线是圆环面母面上的一段圆弧)与蜗杆作相对螺旋运动时砂轮曲面族的包络面。砂轮轴线与蜗杆轴线的轴交角等于蜗杆分度圆柱导程角  $\gamma$ , 砂轮与蜗杆的瞬时接触线为空间曲线。这种蜗杆齿形的形成如图 6-19 所示。

②  $ZC_2$  蜗杆传动 这种传动与  $ZC_1$  蜗杆传动不同的是砂轮轴线与蜗杆轴线的轴交角为某一角度  $\gamma_0$ , 砂轮与蜗杆的瞬时接触线与砂轮的轴向齿廓为互相重合的平面曲线圆柱蜗杆。这种蜗杆齿形的形成如图 6-20 所示。

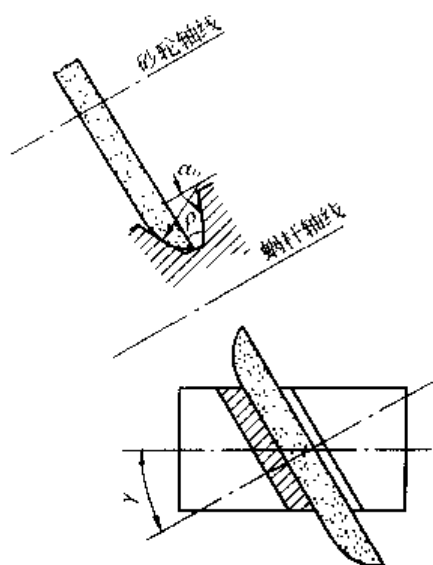


图 6-19 ZC<sub>1</sub> 蜗杆的加工

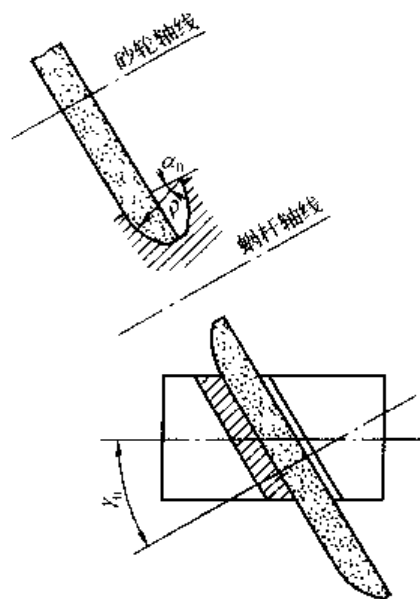


图 6-20 ZC<sub>2</sub> 蜗杆的加工

## (2) 轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动 (ZC<sub>3</sub>)

蜗杆齿面是由蜗杆轴平面上一段圆弧绕蜗杆轴线作相对螺旋运动形成。蜗杆齿面是凸圆弧车刀刀刃的轨迹面，车刀刀刃置于蜗杆轴平面上，这种蜗杆齿形的形成如图 6-21 所示。

### 6.7.2 圆弧圆柱蜗杆传动特性

① 蜗杆传动的瞬时接触线方向与相对速度方向的夹角（润滑角）较大，在齿面间形成动压油膜而利于齿面间的润滑，因此减轻了齿面的磨损，提高了传动效率。

② 蜗杆和蜗轮两共轭齿面是凹凸啮合，当量曲率小，因而提高了齿的接触强度。又在蜗杆强度不减弱的情况下，蜗轮齿根厚增加，而提高了齿的弯曲强度。总的效果是提高了蜗杆传动的承载能力。

### 6.7.3 轴向圆弧齿圆柱蜗杆传动的几何参数和尺寸计算

#### (1) 基本齿廓 (见图 6-22)

基本齿廓的几何参数可按下述原则和推荐范围选取。

① 齿廓曲率半径  $\rho$   $\rho$  值的大小直接影响接触线形状、啮合区大小和综合曲率半径大小。因此直接影响到啮合性能和承载能力。考虑上述因素推荐  $\rho$  值范围为： $\rho = (5 \sim 5.5)m$ 。

$$\left. \begin{array}{l} \text{通常} \quad z_1 = 1 \sim 2 \text{ 时, } \rho = 5m \\ \quad \quad z_1 = 4 \text{ 时, } \rho = 5.5m \end{array} \right\} \quad (6-21)$$

② 齿形角  $\alpha_{x1}$  齿形角  $\alpha_{x1}$  推荐  $\alpha_{x1} = 20^\circ \sim 24^\circ$ ，通常取  $\alpha_{x1} = 23^\circ$ 。

③ 变位系数  $x$  变位系数对蜗杆传动的啮合性能和承载能力影响较大，并可以避免根切和蜗轮齿顶变尖。综合考虑后推荐  $x$  值范围为： $x = 0.5 \sim 1.5$ 。

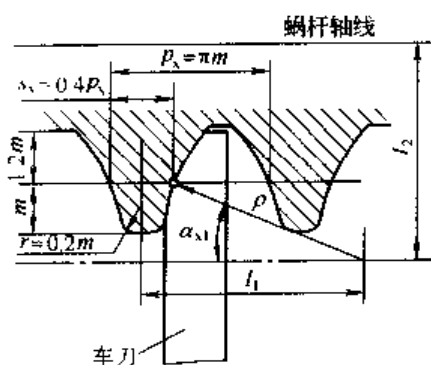


图 6-22 基本齿廓

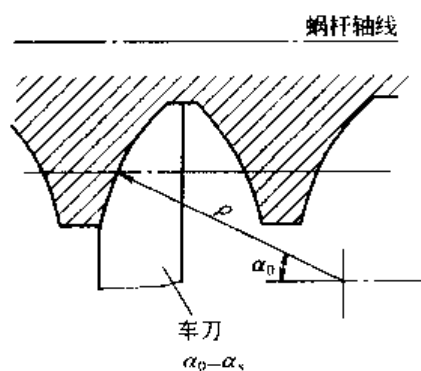


图 6-21 ZC<sub>3</sub> 蜗杆的加工

通常

$$\left. \begin{array}{l} z_1 > 2 \text{ 时, 取 } x = 0.7 \sim 1.2 \\ z_1 \leq 2 \text{ 时, 取 } x = 1 \sim 1.5 \end{array} \right\} \quad (6-22)$$

#### ④ 圆弧中心坐标值

$$l_1 = \rho \cos \alpha_{x1} + \frac{1}{2} s_x \quad (6-23)$$

$$l_2 = \rho \sin \alpha_{x1} + \frac{1}{2} d_1 \quad (6-24)$$

#### (2) 几何尺寸计算公式

几何尺寸计算公式见表 6-46。

表 6-46 几何尺寸计算公式

序号	名 称	代 号	公 式	示例 2
1	中心距	$a$	$a = \frac{1}{2} m (q + z_2 + 2x_2)$	250mm
2	传动比	$i$	$i = z_2 / z_1$	31
3	蜗杆头数	$z_1$	根据需要确定	1
4	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = i z_1$	31
5	模数	$m$	$m = p_x / \pi$	12mm
6	蜗杆直径系数	$q$	$q = d_1 / m$	9.5
7	蜗轮变位系数	$x_2$	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{q + z_2}{2}$	0.583
8	蜗杆轴向齿形角	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ \sim 24^\circ$ , 通常取 $\alpha = 23^\circ$	$23^\circ$
9	齿顶高系数	$h_a^*$	$h_a^* = 1$	1
10	顶隙系数	$c^*$	$c^* = 0.2$	0.2
11	蜗杆齿顶高	$h_{a1}$	$h_{a1} = h_a^* m = m$	12mm
12	蜗杆齿根高	$h_{f1}$	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = 1.2m$	14.4mm
13	顶隙	$c$	$c = c^* m = 0.2m$	2.4mm
14	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 = m q$	114mm
15	蜗杆节圆直径	$d_{w1}$	$d_{w1} = m (q + 2x_2)$	128mm
16	蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2m$	138mm
17	蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$	85.2mm
18	蜗杆分度圆柱导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{m z_1}{d_1} = \arctan \frac{z_1}{q}$	$6^\circ 32'$
19	蜗杆法向模数	$m_n$	$m_n = m \cos \gamma$	11.93mm
20	蜗杆导程	$p_z$	$p_z = z_1 p_x$	37.7mm
21	蜗杆轴向齿距	$p_x$	$p_x = \pi m$	37.7mm
22	蜗杆螺旋参数	$p$	$p = p_x / 2\pi = m z_1 / 2$	6
23	蜗杆轴向齿厚	$s_x$	$s_x = 0.4\pi m$	15.08mm
24	蜗杆法向齿厚	$s_n$	$s_n = s_x \cos \gamma = 0.4\pi m \cos \gamma$	15mm



续表

序号	名 称	代 号	公 式	示例 2
25	蜗轮内顶高	$h_{a2}$	$h_{a2} = m(h_a^* + x_2)$	19mm
26	蜗轮齿根高	$h_{f2}$	$h_{f2} = m(h_a^* + c^* - x_2)$	7.4mm
27	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = mz_2$	372mm
28	蜗轮节圆直径	$d_{w2}$	$d_{w2} = d_2 - mz_2$	372mm
29	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2)$	410mm
30	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2)$	357.2mm
31	蜗轮外圆直径	$d_{e2}$	$d_{e2} \leq d_{a2} + (0.8 \sim 1)m$ (取整)	420mm
32	蜗轮齿宽	$b_2$	$b_2 = (0.67 \sim 0.7)d_{a1}$ (取整)	95mm
33	蜗杆齿宽 对磨削蜗杆 $b_1$ 加长量 $m < 6$ 20mm $m = 7 \sim 9$ 30mm $m = 10 \sim 14$ 40mm $m = 16 \sim 25$ 50mm	$b_1 \geq$	当 $x_2 < 1, z_1 = 1, 2$ 时 $(12.5 + 0.1z_2)m$ ; 当 $x_2 \geq 1, z_1 = 1, 2$ 时 $(13 + 0.1z_2)m$ ; 当 $x_2 < 1, z_1 = 3, 4$ 时 $(13.5 + 0.1z_2)m$ ; 当 $x_2 \geq 1, z_1 = 3, 4$ 时 $(14 + 0.1z_2)m$	188mm

注：表中示例 2 的数值见本章 6.7.5 计算示例 2。

## (3) 几何参数搭配推荐值

几何参数搭配推荐值见表 6-47。

表 6-47 ZC<sub>3</sub> 蜗杆蜗轮啮合参数搭配 (JB/Z 149—1978) 及 (JB 2318—1979)

中心距 $a$ /mm	传动比 代号	公称传动 比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆 直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	齿廓圆弧 半径 $\rho$ /mm	变位系数 $x_2$	蜗轮齿数 $z_2$	实际传动 比 $i_0$
80	1	8	3.5	44	4	20	1.071	31	7.75
	2	10			3	19			10.33
	4	16			2	18			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	3	38	3	16	0.833	39	13
	5	20			2	15			19.5
	8	40			1				39
	6	25	2.5	32	2	13	0.60	50	26
	9	50			1				50
100	1	8	4.5	52	4	25	0.944	31	7.75
	2	10			3	24			10.33
	4	16			2	23			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	4	44	3	21	0.5	38	12.67
	5	20			2	20			19
	8	40			1				38
	6	25	3	38	2	15	1	52	26
	9	50			1				52

续表

中心距 $a$ mm	传动比 代号	公称传动 比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆 直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	齿廓圆弧 半径 $\rho$ /mm	变位系数 $x_2$	蜗轮齿数 $z_2$	实际传动 比 $i_0$
125	1	8	5.5	62	4	30	0.591	33	8.25
	2	10	6	63	3	32	0.583	30	10
	4	16	5.5	62	2	28	0.591	33	16.5
	7	31.5			1				33
	3	12.5	5	55	3	26	0.5	38	12.67
	5	20	4.5	52	2	23	1	42	21
	8	40			1				42
	6	25	4	44	2	20	0.75	50	25
	9	50			1				60
160	1	8	7	76	4	39	0.929	33	8.25
	2	10	8	80	3	42	0.5	29	9.67
	4	16	7	76	2	35	0.929	33	16.5
	7	31.5			1				33
	3	12.5	6	74	3	32	1	39	13
	5	20		63	2	30	0.917	41	20.5
	8	40			1				41
	6	25		55	2	25	1	51	25.5
	9	50	5		51				
200	1	8	9	90	4	50	0.722	33	8.25
	2	10	10	98	3	53	0.6	29	9.67
	4	16	9	90	2	45	0.722	33	16.5
	7	31.5			1				33
	3	12.5	8	80	3	42	0.5	39	13
	5	20			2	40			19.5
	8	40			1				39
	6	20	8	74	2	30	1.167	52	26
	9	50			1				52
250	1	8	12	114	4	66	0.583	31	7.75
	2	10			3	64			10.33
	4	16			2	60			15.5
	7	31.5			1	31			
	3	12.5	10	98	3	53	0.6	39	13
	5	20			2	50			19.5
	8	40			1	39			
	6	25	8	80	2	40	0.75	51	25.5
	9	50			1				51
280	1	8	14	126	4	77	0.5	30	7.5
	2	10			3	74			10
	4	16			2	70			15
	7	31.5			1	30			
	3	12.5	11	112	3	58	0.864	39	13
	5	20			2	55			19.5
	8	40			1	39			
	6	25	9	90	2	45	0.611	51	25.5
	9	50			1				51

续表

中心距 $a$ mm	传动比 代号	公称传动 比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆 直径 $d_1$ mm	蜗杆头数 $z_1$	齿廓圆弧 半径 $\rho$ mm	变位系数 $x_2$	蜗轮齿数 $z_2$	实际传动 比 $i_v$
320	1	8	16	128	1	88	0.5	31	7.75
	2	10			3	85			10.33
	4	16			2	80			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	12	132	3	64	1.167	40	13.33
	5	20		114	2	60	0.917	42	21
	8	40			1				42
	6	25	10	98	2	50	1.1	52	26
	9	50			1				52
360	1	8	18	144	4	99	0.5	31	7.75
	2	10			3	95			10.33
	4	16			2	90			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	14	126	3	74	1.071	39	13
	5	20			2	70	0.714	41	20.5
	8	40			1				41
	6	25	12	114	2	60	0.75	49	21.5
	9	50			1				49
400	1	8	20	160	4	110	0.6	31	7.75
	2	10			3	106			10.33
	4	16			2	100			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	16	144	3	85	1	39	13
	5	20			2	80			19.5
	8	40			1				39
	6	25	14	126	2	70	0.571	47	23.5
	9	50			1				47
450	1	8	22	170	4	121	1.091	31	7.75
	2	10			3	117			10.33
	4	16			2	110			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	18	168	3	95	0.833	39	13
	5	20		144	2	90	0.5	41	20.5
	8	40			1				41
	6	25	14	144	2	70	1	52	26
	9	50			1				52
500	1	8	25	180	4	138	0.7	31	7.75
	2	10			3	133			10.33
	4	16			2	125			15.5
	7	31.5			1				31
	3	12.5	20	180	3	106	1	39	13
	5	20		156	2	100	0.6	41	20.5
	8	40			1				41
	6	25	16	144	2	80	0.75	52	26
	9	50			1				52

(4) ZC<sub>1</sub> 蜗杆传动的基本参数和参数匹配

ZC<sub>1</sub> 蜗杆传动的基本参数和参数匹配分别见表 6-48 和表 6-49。

表 6-48 ZC<sub>1</sub> 蜗杆基本尺寸和参数 (GB/T 9147—1988)

模数 $m$ /mm	分度圆直径 $d_1$ /mm	头数 $z_1$	轴向齿距 $p_x$ /mm	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ /mm	齿根圆直径 $d_{f1}$ /mm	分度圆柱导程角 $\gamma$
2	26	1	6.283	13	29.6	21.824	4°23'55"
		2					8°44'46"
2.25	26.5	1	7.068	11.778	30.6	21.744	4°51'11"
2.5	26	1	7.854	10.4	30.6	20.664	5°29'32"
		2					10°53'8"
	30	3		12	34.6	24.664	14°2'11"
		1					4°45'49"
		2					9°27'44"
2.75	32.6	1	8.639	11.818	37.6	26.584	4°50'12"
3	32	1	9.425	10.667	37.6	25.504	5°21'21"
		2					10°37'11"
		3					15°42'31"
	30.4	4	9.425	10.133	36	23.904	21°32'28"
3.2	36.6	1	10.053	11.438	43	29.176	4°59'48"
		2					9°55'7"
		3					14°41'50"
3.5	39	1	10.996	11.143	46	30.880	5°7'41"
3.6	35.4	4	11.310	9.833	42	27.744	22°8'8"
		5					26°57'8"
3.8	38.4	1	11.938	10.105	46	29.584	5°39'6"
		2					11°11'43"
		3					16°32'5"
4	44	1	12.566	11	52	34.720	5°11'40"
		2					10°18'17"
		3					15°15'18"
4.4	47.2	1	13.823	10.727	56	36.992	5°19'33"
		2					10°33'40"
4.5	43.6	4	14.137	9.689	52	33.856	22°25'58"
		5					27°17'45"
4.8	46.4	1	15.080	9.667	56	35.264	5°54'21"
		2					11°41'22"
		3					17°14'29"
5	55	1	15.708	11	65	43.4	5°11'40"
5.2	54.6	1	16.336	10.5	65	42.536	5°26'25"
		2					10°47'4"
		3					15°56'43"

续表

模数 $m$ 'mm	分度圆直径 $d_f$ 'mm	头数 $z$	轴向齿距 $p_x$ 'mm	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ 'mm	齿根圆直径 $d_{f1}$ 'mm	分度圆柱导程角 $\gamma$
5.6	58.8	1	17.593	10.5	70	45.808	5°26'25"
		2					10°47'3"
5.8	49.4	4	18.221	8.517	60	37.104	25°9'23"
		5					30°24'53"
6.2	57.6	1	19.478	9.290	70	43.216	6°8'37"
		2					12°8'57"
		3					17°53'16"
6.5	67	1	20.420	10.308	80	51.920	5°32'28"
		2					10°58'50"
		3					16°13'38"
7.1	70.8	1	22.305	9.972	85	54.328	5°43'36"
		2					11°20'28"
7.3	61.8	4	22.934	8.466	75	46.488	25°17'25"
		5					30°31'0"
7.8	69.4	1	24.504	8.897	85	51.304	6°24'46"
		2					12°40'7"
		3					18°37'58"
7.9	82.2	1	24.819	10.405	98	63.872	5°29'23"
8.2	78.6	1	25.761	9.585	95	59.576	5°57'21"
		2					11°47'9"
		3					17°22'14"
9	84	1	28.274	9.333	102	63.120	6°6'56"
		2					12°5'41"
9.1	91.8	1	28.589	10.088	110	70.688	5°39'40"
9.2	80.6	3	28.902	8.761	99	59.256	18°54'10"
9.5	73	4	29.845	7.684	90	53.280	27°29'57"
		5					33°3'5"
10	82	1	31.416	8.2	102	58.8	6°57'11"
		2					13°42'25"
		3					20°5'43"
10.5	99	1	32.986	9.429	120	74.640	6°3'15"
		2					11°58'34"
		3					17°39'0"
11.5	107	1	36.128	9.304	130	80.320	6°8'4"
		2					12°7'53"
11.8	93.5	4	37.070	7.924	115	68.56	26°47'6"
		5					32°15'9"

续表

模数 $m$ /mm	分度圆直径 $d_1$ /mm	头数 $z_1$	轴向齿距 $p_x$ /mm	直径系数 $q$	齿顶圆直径 $d_{a1}$ /mm	齿根圆直径 $d_{f1}$ /mm	分度圆柱导程角 $\gamma$
12.5	105	1	39.270	8.4	130	76	$6^{\circ}47'20''$
		2					$13^{\circ}23'33''$
		3					$19^{\circ}39'14''$
13	119	1	40.841	9.154	145	88.84	$6^{\circ}14'4''$
		2					$12^{\circ}19'29''$
		3					$18^{\circ}8'44''$
14.5	127	1	45.553	8.759	156	93.36	$6^{\circ}30'18''$
		2					$12^{\circ}51'46''$
15	141	4	47.124	7.4	138	79.68	$28^{\circ}23'35''$
		5					$34^{\circ}2'45''$
16	124	1	50.266	7.75	156	86.88	$7^{\circ}21'9''$
		2					$14^{\circ}28'13''$
		3					$21^{\circ}9'41''$
	165	1		10.313	197	127.88	$5^{\circ}32'19''$
		2					$10^{\circ}58'32''$
18	136	1	56.549	7.556	172	94.24	$7^{\circ}32'22''$
		2					$14^{\circ}49'35''$
		3					$21^{\circ}39'22''$
19	141	4	59.69	7.421	175	101.56	$28^{\circ}19'30''$
		5					$33^{\circ}53'14''$
20	148	1	62.832	7.4	188	101.6	$7^{\circ}41'46''$
		2					$15^{\circ}7'26''$
		3					$22^{\circ}4'4''$
	165	4		8.25	199	125.56	$25^{\circ}51'59''$
		6					$36^{\circ}1'39''$
22	160	1	69.115	7.273	204	108.96	$7^{\circ}49'44''$
		3					$22^{\circ}24'58''$
24	172	1	75.398	7.167	220	116.32	$7^{\circ}56'36''$

表 6-49 ZC<sub>1</sub> 蜗杆蜗轮啮合参数搭配 (GB/T 9147—1988)

中心距 $a$ /mm	公称传动比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_0$
63	5	3.6	35.4	5	24	0.583	4.8
	6.3	3.6	35.4	4	25	0.083	6.25
	8	3	30.4	4	31	0.433	7.75
	10	3	32	3	31	0.167	10.33
	12.5	2.5	30	3	38	0.2	12.67
	16	3	32	2	31	0.167	15.5
	20	2.5	26	2	39	0.5	19.5
	25	2	26	2	49	0.5	24.5
	31.5	3	32	1	31	0.167	31

续表

中心距 $a$ mm	公称传动比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ , mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_0$
63	10	2.5	26	1	39	0.5	39
	50	2	26	1	49	0.5	49
80	5	1.5	13.6	5	24	0.933	4.8
	6.3	1.5	13.6	4	25	0.433	6.25
	8	3.6	35.4	4	33	0.806	8.25
	10	3.8	38.1	3	31	0.5	10.33
	12.5	3.2	36.6	3	37	0.781	12.33
	16	3.8	38.4	2	31	0.5	15.5
	20	3	32	2	41	0.833	20.5
	25	2.5	30	2	51	0.5	25.5
	31.5	3.8	38.1	1	31	0.5	31
	40	3	32	1	41	0.833	41
	50	2.5	30	1	51	0.5	51
	63	2.25	26.5	1	59	0.167	59
100	5	5.8	49.4	5	24	0.983	4.8
	6.3	5.8	49.4	4	25	0.483	6.25
	8	4.5	43.6	4	33	0.878	8.25
	10	4.8	46.4	3	31	0.5	10.33
	12.5	4	44	3	37	1	12.33
	16	4.8	46.4	2	31	0.5	15.5
	20	3.8	38.1	2	41	0.763	20.5
	25	3.2	36.6	2	49	1.031	24.5
	31.5	4.8	46.4	1	31	0.5	31
	40	3.8	38.4	1	41	0.763	41
	50	3.2	36.6	1	50	0.531	50
	63	2.75	32.5	1	60	0.455	60
125	5	7.3	61.8	5	24	0.890	4.8
	6.3	7.3	61.8	4	25	0.390	6.25
	8	5.8	49.4	4	33	0.793	8.25
	10	6.2	57.6	3	31	0.016	10.33
	12.5	5.2	54.6	3	37	0.288	12.33
	16	6.2	57.6	2	31	0.016	15.5
	20	1.8	46.4	2	41	0.708	20.5
	25	4	44	2	51	0.250	25.5
	31.5	6.2	57.6	1	30	0.516	30
	40	4.8	46.4	1	41	0.708	41
	50	4	44	1	50	0.750	50
	63	3.5	39	1	59	0.643	59
140	6.3	7.3	61.8	5	29	0.445	5.8
	8	7.3	61.8	4	29	0.445	7.25
	10	6.5	67	3	31	0.885	10.33
	12.5	6.2	57.6	3	35	0.435	11.67
	16	6.5	67	2	31	0.885	15.5
	20	5.6	58.8	2	39	0.250	19.5
	25	4.4	47.2	2	51	0.955	25.5
	31.5	6.5	67	1	31	0.885	31
	40	5.6	58.8	1	39	0.250	39
	50	4.4	47.2	1	51	0.955	51
	63	4	44	1	58	0.5	58

续表

中心距 $a$ /mm	公称传动比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_0$
160	5	9.5	73	5	24	1	4.8
	6.3	9.5	73	4	25	0.5	6.25
	8	7.3	61.8	4	34	0.685	8.5
	10	7.8	69.4	3	31	0.564	10.33
	12.5	6.5	67	3	37	0.962	12.33
	16	7.8	69.4	2	31	0.564	15.5
	20	6.2	57.6	2	41	0.661	20.5
	25	5.2	54.6	2	49	1.019	24.5
	31.5	7.8	69.4	1	31	0.564	31
	40	6.2	57.6	1	41	0.661	41
	50	5.2	54.6	1	50	0.519	50
	63	4.4	47.2	1	61	0.5	61
180	6.3	9.5	73	5	29	0.605	5.8
	8	9.5	73	4	29	0.605	7.25
	10	9.2	80.6	3	29	0.685	9.67
	12.5	7.8	69.4	3	36	0.628	12
	16	8.2	78.6	2	33	0.659	16.5
	20	7.1	70.8	2	39	0.866	19.5
	25	5.6	58.8	2	52	0.893	26
	31.5	8.2	78.6	1	33	0.659	33
	40	7.1	70.8	1	40	0.366	40
	50	5.6	58.8	1	52	0.893	52
	63	5	55	1	60	0.5	60
200	5	11.8	93.5	5	24	0.987	4.8
	6.3	11.8	93.5	4	25	0.487	6.25
	8	9.5	73	4	33	0.711	8.25
	10	10	82	3	31	0.4	10.33
	12.5	8.2	78.6	3	38	0.598	12.67
	16	10	82	2	31	0.4	15.5
	20	7.8	69.4	2	41	0.692	20.5
	25	6.5	67	2	51	0.115	25.5
	31.5	10	82	1	31	0.4	31
	40	7.8	69.4	1	41	0.692	41
	50	6.5	67	1	50	0.615	50
	63	5.6	58.8	1	60	0.464	60
225	6.3	11.8	93.5	5	29	0.606	5.8
	8	11.8	93.5	4	29	0.606	7.25
	10	10.5	99	3	32	0.714	10.67
	12.5	10	82	3	36	0.4	12
	16	10.5	99	2	32	0.714	16
	20	9	84	2	39	0.833	19.5
	25	7.1	70.8	2	52	0.704	26
	31.5	10.5	99	1	32	0.714	32
	40	9	84	1	40	0.333	40
	50	7.1	70.8	1	52	0.704	52
	63	6.5	67	1	58	0.462	58



续表

中心距 $a$ mm	公称传动比 $i$	模数 $m$ mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_0$
250	5	15	111	5	24	0.967	4.8
	6.3	15	111	4	25	0.467	6.25
	8	11.8	93.5	4	33	0.724	8.25
	10	12.5	105	3	31	0.3	10.33
	12.5	10.5	99	3	37	0.595	12.33
	16	12.5	105	2	31	0.3	15.5
	20	10	82	2	41	0.4	20.5
	25	8.2	78.6	2	51	0.195	25.5
	31.5	12.5	105	1	31	0.3	31
	40	10	82	1	41	0.4	41
	50	8.2	78.6	1	50	0.695	50
	63	7.1	70.8	1	59	0.725	59
280	6.3	15	111	5	29	0.467	5.8
	8	15	111	4	29	0.467	7.25
	10	13	119	3	32	0.962	10.67
	12.5	12.5	105	3	36	0.2	12
	16	13	119	2	32	0.962	16
	20	11.5	107	2	39	0.196	19.5
	25	9	84	2	51	0.944	25.5
	31.5	13	119	1	32	0.962	32
	40	11.5	107	1	39	0.196	39
	50	9	84	1	51	0.944	51
	63	7.9	82.2	1	59	0.741	59
315	5	19	141	5	24	0.868	4.8
	6.3	19	141	4	25	0.368	6.25
	8	15	111	4	33	0.8	8.25
	10	16	124	3	31	0.3125	10.33
	12.5	13	119	3	38	0.654	12.67
	16	16	124	2	31	0.3125	15.5
	20	12.5	105	2	41	0.5	20.5
	25	10.5	99	2	49	0.786	24.5
	31.5	16	124	1	31	0.3125	31
	40	12.5	105	1	41	0.5	41
	50	10.5	99	1	50	0.286	50
	63	9.1	91.8	1	59	0.071	59
355	6.3	19	141	5	29	0.474	5.8
	8	19	141	4	29	0.474	7.25
	10	18	136	3	31	0.444	10.33
	12.5	16	124	3	35	0.8125	11.67
	16	18	136	2	31	0.444	15.5
	20	14.5	127	2	39	0.603	19.5
	25	11.5	107	2	51	0.717	25.5
	31.5	18	136	1	31	0.444	31
	40	14.5	127	1	39	0.603	39
	50	11.5	107	1	51	0.717	51
	63	10.5	99	1	58	0.095	58

续表

中心距 $a$ /mm	公称传动比 $i$	模数 $m$ /mm	蜗杆分度圆直径 $d_1$ /mm	蜗杆头数 $z_1$	蜗轮齿数 $z_2$	蜗轮变位系数 $x_2$	实际传动比 $i_0$
400	5	20	165	6	31	0.375	5.17
	6.3	19	141	5	33	0.842	6.6
	8	19	141	4	33	0.842	8.25
	10	20	148	3	31	0.8	10.33
	12.5	18	136	3	35	0.944	11.67
	16	20	148	2	31	0.8	15.5
	20	16	124	2	41	0.625	20.5
	25	13	119	2	51	0.692	25.5
	31.5	20	118	1	31	0.8	31
	40	16	124	1	41	0.625	41
	50	13	119	1	51	0.692	51
	63	11.5	107	1	59	0.631	59
450	8	19	141	5	39	0.474	7.8
	10	19	141	4	39	0.474	9.75
	12.5	20	148	3	37	0.3	12.33
	16	16	124	3	47	0.75	15.67
	20	18	136	2	41	0.722	20.5
	25	14.5	127	2	52	0.655	26
	31.5	22	160	1	32	0.818	32
	40	18	136	1	41	0.722	41
	50	14.5	127	1	52	0.655	52
	63	13	119	1	59	0.538	59
500	6.3	20	165	6	41	0.375	6.83
	10	20	165	4	41	0.375	10.25
	12.5	22	160	3	37	0.591	12.33
	16	18	136	3	47	0.5	15.67
	20	20	148	2	41	0.8	20.5
	25	16	165	2	51	0.594	25.5
	31.5	24	172	1	33	0.75	33
	40	20	148	1	41	0.8	41
	50	16	162	1	51	0.594	51
	63	14.5	127	1	59	0.604	59

#### 6.7.4 圆弧圆柱蜗杆传动承载能力计算

其承载能力计算与普通圆柱蜗杆传动基本相同,但由于其轮齿的弯曲强度远高于齿面接触强度,故通常只计算接触强度。计算公式如下,即

设计公式

$$a > 222 \sqrt[3]{\frac{KK_z T_2}{\sigma_{HP}^2 K_{RL}}} \quad (6-25)$$

验算公式

$$\sigma_H = 3300 \sqrt{\frac{KK_z T_2}{a^3 K_{RL}}} \leq \sigma_{HP} \quad (6-26)$$

式中  $K$ ——载荷系数,见本章 6.6.3 (2);

$K_z$ ——齿数系数,见图 6-23;

$K_{RL}$ ——几何参数系数,见图 6-24;

$T_2$ ——蜗轮轴转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$\sigma_{\text{HP}}$ ——蜗轮材料的许用接触应力, 见式 (6-11);

$a$ ——中心距,  $\text{mm}$ 。

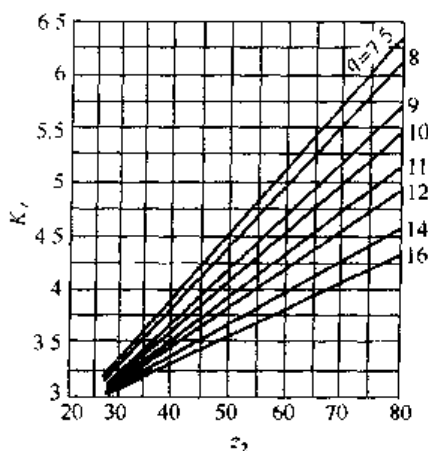


图 6-23 齿数系数

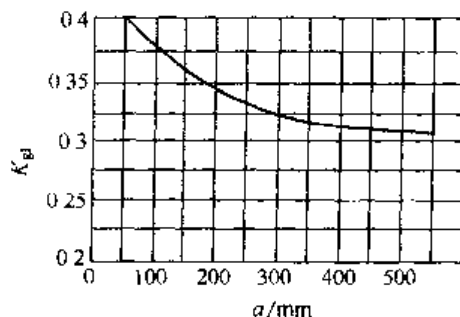


图 6-24 几何参数系数

### 6.7.5 计算示例 2

试设计一蜗杆减速器中的蜗杆传动, 设蜗杆传动拟采用  $\text{ZC}_3$  型齿圆柱蜗杆。已知  $n_1 = 970 \text{ r/min}$ ,  $n_2 = 30 \text{ r/min}$ ,  $i$  允许  $\pm 5\%$  的误差,  $T_2 = 480 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 工作平稳, 预期寿命  $10\,000 \text{ h}$ 。

解 初步计算

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{970}{30} = 32.3 \text{ 允许范围 } 30.7 \leq i \leq 33.9$$

选  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 31$

则  $i = 31$

选蜗杆材料为 40Cr, 淬火, 齿面硬度  $> 45 \text{ HRC}$ 。

蜗轮材料为  $\text{ZCuAl10Fe3}$ , 在表 6-18 中查得  $\sigma_{\text{HBP}} = 90 \text{ MPa}$  (估计  $v_s \leq 8 \text{ m/s}$ )。由式 (6-11) 计算其许用接触应力

$$\sigma_{\text{HP}} = \sigma_{\text{HBP}} Z_s Z_N$$

在图 6-12 中, 根据  $v_s \leq 8 \text{ m/s}$  得

$$Z_s = 0.85$$

$$\text{根据 } N = 60 \frac{n_1}{i} h = \frac{970}{31} \times 60 \times 10\,000 = 1.88 \times 10^7$$

在图 6-13 中查得  $Z_N = 0.92$ 。因此

$$\sigma_{\text{HP}} = 90 \times 0.85 \times 0.92 \text{ MPa} = 70.4 \text{ MPa}$$

机器工作平稳, 取  $K = 1.1$ 。由图 6-23 和图 6-24 得

$$K_f = 3.2, K_{\text{gl}} = 0.33$$

由式 (6-25) 计算中心距  $a$

$$a > 222 \sqrt[3]{\frac{K K_f T_2}{\sigma_{\text{HP}}^2 K_{\text{gl}}}} = 222 \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 3.2 \times 480}{70.4^2 \times 0.33}} = 224.5 \text{ mm}$$

由表 6-47 确定各主要参数为  $a = 250 \text{ mm}$ ,  $i = 31$ ,  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 31$ ,  $m = 12 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 114 \text{ mm}$

$x_2 = +0.583$ ,  $\rho = 60 \text{ mm}$ , 计算得  $v_s = 5.8 \text{ m/s} < 8 \text{ m/s}$ 。

所选参数裕度较大, 不再验算, 所有几何尺寸列于表 6-46。

## 6.8 直廓环面蜗杆传动

当环面蜗杆轴线平面内的原始型齿廓为直线的蜗杆,称为直廓环面蜗杆(TA蜗杆)。

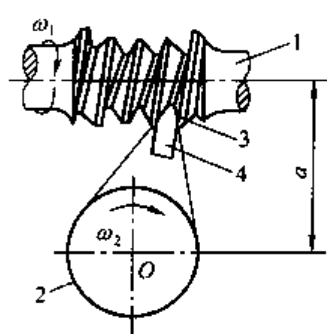


图 6-25 直廓环面蜗杆的加工图

1—蜗杆; 2—成形圆;  
3—刀刃; 4—车刀

这种蜗杆与由这种蜗杆滚刀加工的蜗轮啮合的蜗杆传动,称为直廓环面蜗杆传动。

直廓环面蜗杆的形成原理是: 一个与蜗杆轴线位于同一平面内的直线(形成蜗杆齿面的母线)与一个相距蜗杆轴线为中心距的圆(成形圆)相切且固结,当成形圆绕自身圆心作等角速回转运动,同时又围绕蜗杆轴线作等角速旋转,这样母线在空间所作出的轨迹曲面,就是直廓环面蜗杆的原始齿面,这样形成的蜗杆齿廓称为原始型齿廓,这种蜗杆称为原始型直廓环面蜗杆。根据它的成形原理的加工方法如图 6-25 所示。车刀的直线刀刃 3(母线)与成形圆 2 相切且固结,车刀随成形圆一起以等角速度  $\omega_2$  回转的同时,蜗杆以等角速度  $\omega_1$  回转而切出了原始型直廓环面蜗杆的螺旋齿面。

与普通圆柱蜗杆传动相比,它的特点是: 包容齿数多(即重合度大),有双瞬时接触线且润滑角大、综合曲率半径大。因此,承载能力可以达到相同中心距普通圆柱蜗杆传动的 1.5~3 倍。由于齿面有良好的润滑条件而减少了啮合损失,因此,传动效率也高。但是有蜗杆齿面难以磨削、制造工艺比较复杂和精度不高的缺点。

由于原始型在蜗轮齿面中央有棱线接触,影响其啮合质量和承载能力,因此在实际中应用较少。为了克服上述缺点,于是在原始型加工的基础上,将加工工艺参数加以改变而得到修正型的蜗杆齿形,这样的蜗杆传动有更大的啮合区、润滑好和改善安装条件等优点。所以,其啮合性能、传动效率和承载能力都得到提高。图 6-26 所示为原始型、变位异速修形和抛物线修形三种接触线分布情况。从接触线数、接触线分布(图中 1、2、3 是接触线顺序)和齿面啮合区大小等差别,显然修正型比原始型的优越。

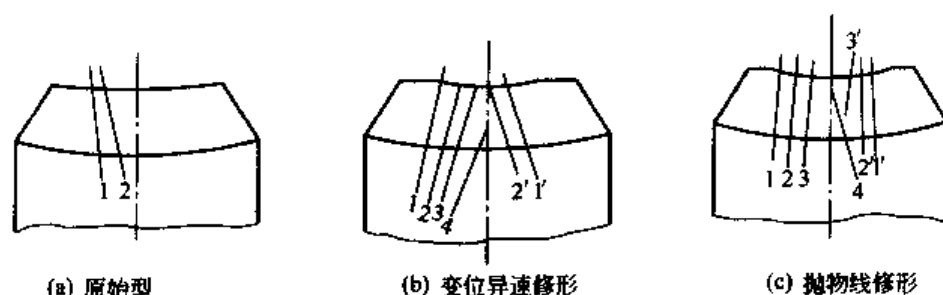


图 6-26 原始型与修正型接触线分布

### 6.8.1 直廓环面蜗杆传动的参数选择及几何尺寸计算

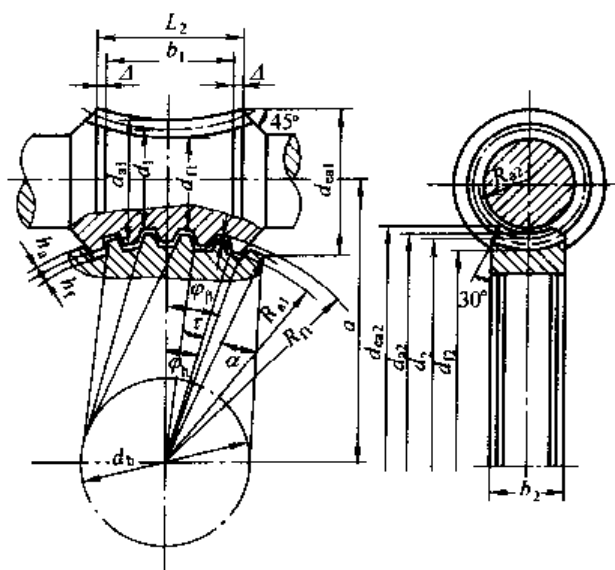
首先应该根据承载能力的要求确定中心距  $a$ , 然后按表 6-50 中所列顺序计算几何尺寸。

### 6.8.2 直廓环面蜗杆的修形

#### (1) 倒坡修形

倒坡修形是最简单的一种修形方法,它是将环面蜗杆的螺旋齿面的两端出、入口处减薄

表 6-50 直廓环面蜗杆传动几何尺寸计算公式



序 号	名 称	代 号	公 式 及 说 明	示例 3
1	中心距	$a$	按承载能力确定	200mm
2	传动比	$i$	按使用要求确定	40
3	蜗杆头数	$z_1$	按 $i$ 和使用要求确定	1
4	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = iz_1$	40
5	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 \approx 0.68a^{0.875}$ (圆整)	70mm
6	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = 2a - d_1$	330mm
7	蜗轮端面模数	$m_t$	$m_t = d_2 / z_2$	8.25mm
8	径向间隙	$c$	$c = 0.2m_t$	1.65mm
9	齿顶高	$h_a$	$h_a = 0.75m_t$	6.19mm
10	齿根高	$h_f$	$h_f = h_a + c$	7.84mm
11	蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	82.38mm
12	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	342.38mm
13	蜗杆齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	54.32mm
14	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	314.32mm
15	蜗杆齿根圆弧半径	$R_n$	$R_n = a - 0.5d_n$	172.84mm
16	蜗杆齿顶圆弧半径	$R_{a1}$	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$	151.81mm
17	蜗杆喉部分度圆导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{d_2}{d_1 i}$	$6^\circ 43' 18''$
18	齿距角	$\tau$	$\tau = 360^\circ / z_2$	$9^\circ$
19	成形圆直径	$d_b$	$d_b = (0.63 \sim 0.7)a$ (圆整)	130mm
20	蜗轮分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$	$23^\circ 11' 59''$
21	蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	$z' = \frac{z_2}{10} + 0.5$	4.5
22	蜗杆包围蜗轮的工作半角	$\psi_n$	$\psi_n = 0.5\tau(z' - 0.45)$	$18^\circ 13' 30''$

续表

序 号	名 称	代 号	公 式 及 说 明	示例 3
23	工作起始角	$\psi_s$	$\psi_s = \alpha - \psi_h$	$4^{\circ}58'29''$
24	蜗杆工作部分长度	$b_1$	$b_1 = d_2 \sin \psi_h$	103mm
25	蜗杆最大齿顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = 2[a - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	114.38mm
26	蜗杆最大齿根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = 2[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	70.02mm
27	蜗杆外径处肩带宽度	$\Delta$	$\Delta = m_1$	8mm
28	蜗轮齿冠圆半径	$R_{a2}$	$R_{a2} = 0.53d_{f1}$	29mm
29	蜗杆螺牙入口修形量	$e_1$	$e_1 = (0.0003 + 0.000034i)a$	0.332mm
30	蜗杆螺牙出口修形量	$e_0$	$e_0 = 0.16e_1$	0.053mm
31	蜗杆法向弦齿厚	$\bar{s}_{h1}$	$\bar{s}_{h1} = \left[ d_1 \sin 0.225\pi - 2e_1 \left( 0.3 - \frac{56.7}{\psi_h \pi} \right)^2 \right] \cos \gamma$	11.63mm
32	蜗轮法面弦齿厚	$\bar{s}_{h2}$	$\bar{s}_{h2} = d_2 \sin 0.275\pi \cos \gamma$	14.15mm
33	齿厚测齿高	蜗杆	$\bar{h}_{a1} = h_a - d_2 \sin^2 \left( \frac{\gamma}{8} \right)$	6.06mm
		蜗轮	$\bar{h}_{a2} = h_a + d_2 \sin^2 \left( \frac{\gamma}{8} \right)$	6.32mm

注：表中示例3的数值见本章6.8.5计算示例3。

(见图 6-27)。倒坡的工艺要求是齿面上无棱的光滑过渡，修形量见表 6-51。倒坡修形主要是避免安装时发生干涉和使出、入口可以平稳过渡，对改善啮合性能作用不大，所以通常用在大中心距的传动中。

表 6-51 倒坡修形量

/mm

中心距 $a$	80	100	125	160	200	250	315
修形量	0.15~0.25	0.17~0.28	0.19~0.32	0.24~0.40	0.3~0.5	0.32~0.56	0.36~0.63
中心距 $a$	400	500	630	800	1000	1250	1600
修形量	0.40~0.71	0.45~0.80	0.59~0.9	0.63~1.00	0.80~1.25	1.00~1.60	1.25~2.00

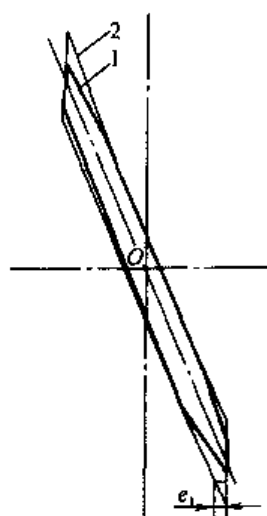


图 6-27 倒坡修形

1—修形后蜗杆螺旋线；  
2—原始型蜗杆螺旋线

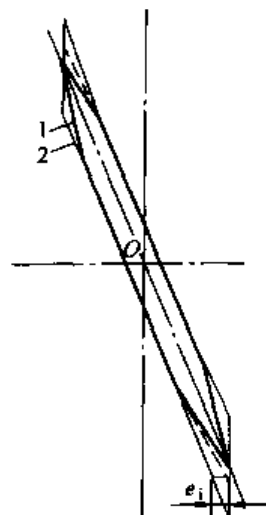


图 6-28 抛物线修形

1—修形后蜗杆螺旋线；  
2—原始型蜗杆螺旋线

## (2) 抛物线修形

抛物线修形 (图 6-28) 是一种变速比修形, 变速比  $i_2$  的计算公式为

$$i_2 = \frac{1}{u} + 2C_1 C_3 (C_2 - C_3 \psi_1) \quad (6-27)$$

式中  $u$  —— 齿数比; 齿数比恒为  $u = \text{大轮齿数} / \text{小轮齿数}$ ,  $\geq 1$ , 故减速时  $u = i$ , 增速时  $u \neq i$ 。

$$C_1 = \frac{2e_1}{d_2 \psi_h^2} (e_1, \psi_h \text{ 见表 6-50})$$

$$C_2 = 0.3\psi_h + 0.7a$$

$$C_3 = 0.7 \frac{1}{i}$$

## (3) 变参数修形

进行抛物线修形蜗杆加工时, 需要采用专门机构才能实现。因此一般多用近似抛物线修形的变参数修形。这种修形方法简便易行, 不需在加工环面蜗杆的机床上增添专门机构, 只需在加工时将  $a$ 、 $u$ 、 $d_b$  改变为  $a_0$ 、 $u_0$ 、 $d_{b0}$ , 其参数计算见表 6-52。

表 6-52 直廓环面蜗杆变参数修形计算公式

序 号	名 称	代 号	公 式	示例 3
1	变参数修形传动比	$i_0$	$i_0 = \frac{id_2}{d_2 - 50e_1} = \frac{z_2}{z_1}$	42
2	传动比增量系数	$K_1$	$K_1 = \frac{i_0 - i}{i_0}$	0.048
3	变参数修形中心距	$a_0$	$a_0 = a + \frac{K_1 d_2}{1.9 - 2K_1}$	208.78mm
4	变参数修形成形圆直径	$d_{b0}$	$d_{b0} = d_b$	130mm
			$d_{b0} = d_b + 2(a_0 - a) \sin \alpha$	
5	蜗杆螺旋入口修缘量	$e_1'$	$e_1' = 0.6e_1$	0.2mm
6	修缘长度相应角度值	$\psi_x$	$\psi_x = \psi_h - 0.6\tau$	$12^\circ 49' 30''$
7	入口修缘时中心距增量	$\Delta_{a0}$	$\Delta_{a0} = \frac{e_1'}{\tan(\alpha - \psi_x) - \tan(\alpha - \psi_h)}$	2.08mm
8	入口修缘时, 被加工面向出口的轴向偏移量	$\Delta_m$	$\Delta_m = \Delta_{a0} \tan(\alpha - \psi_x)$	0.393mm
9	蜗杆齿根圆半径	$R_{f10}$	$R_{f10} = a_0 - 0.5d_{f1}$	181.62mm
10	蜗杆齿顶圆半径	$R_{a10}$	$R_{a10} = a_0 - 0.5d_{a1}$	167.59mm

注: 采用与蜗杆基本一致的滚刀加工蜗轮时, 取  $d_{b0} = d_b$ ; 采用双飞刀加蜗轮时, 飞刀的基圆取  $d_{b0}$ , 而加工蜗杆基圆应取增大值。

## (4) 高次方修形

高次方修形是在考虑蜗杆综合啮合性能和弹性变形、热变形、加工误差、装配误差等因素后提出优于前述各方法的一种修形方法。经过理论分析和试验研究已求得一个七次方修形方程, 它能适应各种修形曲线的要求, 对不同中心距和速比的蜗杆传动, 提供较为理想的修形曲线。但是在加工上必须用数控装置才行, 其计算也需用计算机进行才可。

高次方修形方程为

$$\Delta_y = f(\phi_x) = A_0 + A_1 \phi_x + A_2 \phi_x^2 + A_3 \phi_x^3 + A_4 \phi_x^4 + A_5 \phi_x^5 + A_6 \phi_x^6 + A_7 \phi_x^7 \quad (6-28)$$

式中, 系数  $A_0 \sim A_7$  可用标准程序确定。

### 6.8.3 直廓环面蜗杆传动承载能力计算

直廓环面蜗杆传动的承载能力计算采用功率表法, 表 6-53 是 GB/T 9148—1988 规定的直廓环面蜗杆传动的额定输入功率  $P_1$  和额定输出转矩  $T_2$ 。应用该功率表时, 可用下式计算输入功率  $P_{1c}$  和输出转矩  $T_{2c}$ 。

表 6-53 额定输入功率  $P_1$  和额定输出转矩  $T_2$

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	功率转矩代号	中 心 距/mm										
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500
			额定输入功率/kW 额定输出转矩/N·m										
10	1500	$P_1$	11.5	20.8	35.4	65.5	111.0	145.0	190.0	248.0	329.0	431.0	526.0
		$T_2$	665	1220	2100	3840	6660	8670	11380	14900	19720	26450	32260
	1000	$P_1$	9.2	16.8	28.9	53.7	92.3	122.0	161.0	213.0	283.0	369.0	464.0
		$T_2$	790	1460	2530	4660	8190	10800	14290	18910	25080	33470	42080
	750	$P_1$	8.0	14.8	25.6	47.8	82.9	110.0	147.0	196.0	260.0	338.0	433.0
		$T_2$	910	1700	2960	5490	9740	12910	17300	23030	30500	40590	51990
	500	$P_1$	6.1	11.6	20.5	38.7	68.1	90.7	122.0	163.0	217.0	284.0	367.0
		$T_2$	1040	1970	3520	6600	11870	15800	21260	28390	37740	50550	65350
	300	$P_1$	4.2	8.1	14.6	28.1	50.8	68.5	93.3	126.0	169.0	223.0	289.0
		$T_2$	1170	2250	4140	7890	14570	19670	26770	36160	48470	65360	84880
12.5	1500	$P_1$	10.6	19.4	33.0	58.3	99.4	130.0	171.0	223.0	293.0	384.0	475.0
		$T_2$	725	1330	2290	4050	7060	9210	12110	15830	20760	27830	34440
	1000	$P_1$	8.4	15.6	26.8	44.7	82.2	109.0	145.0	191.0	253.0	330.0	418.0
		$T_2$	845	1580	2740	4890	8620	11420	15190	20010	26490	35330	44800
	750	$P_1$	7.3	13.6	23.7	42.4	73.6	97.5	131.0	175.0	232.0	303.0	389.0
		$T_2$	970	1820	3210	5740	10210	13540	18170	24250	32140	42920	55170
	500	$P_1$	5.5	10.5	18.7	34.1	60.2	80.4	108.0	145.0	193.0	253.0	327.0
		$T_2$	1100	2090	3760	6870	12400	16540	22290	29830	39670	53200	68850
	300	$P_1$	3.7	7.2	13.1	24.6	44.5	60.2	82.2	111.0	149.0	198.0	257.0
		$T_2$	1200	2320	4290	8050	14920	20190	27540	37310	50100	67750	88130
14	1500	$P_1$	9.3	17.3	29.4	51.8	88.3	115.0	151.0	197.0	260.0	342.0	419.0
		$T_2$	705	1300	2250	3970	6910	9000	11810	15440	20360	27380	33560
	1000	$P_1$	7.4	13.9	23.9	42.5	73.2	97.0	129.0	169.0	224.0	294.0	370.0
		$T_2$	830	1550	2710	4810	8470	11220	14890	19580	25910	34740	43730
	750	$P_1$	6.4	12.2	21.1	37.8	65.6	87.0	117.0	155.0	206.0	269.0	345.0
		$T_2$	950	1800	3170	5650	10050	13310	17850	23780	31530	42040	53940
	500	$P_1$	4.9	9.4	16.8	30.5	53.8	71.7	96.5	129.0	172.0	225.0	291.0
		$T_2$	1080	2070	3710	6770	12220	16280	21910	29280	38960	52230	67560



续表

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ $r \cdot \min^{-1}$	功率转矩代号	中 心 距 mm										
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500
			额定输入功率/kW 额定输出转矩/N·m										
11	300	$P_1$	3.3	6.5	11.8	22.1	40.0	54.0	73.6	99.5	133.0	176.0	229.0
		$T_2$	1 170	2 280	4 210	7 880	14 600	19 720	26 870	36 330	48 760	65 880	85 610
16	1 500	$P_1$	8.1	11.8	25.2	45.6	78.0	102.0	134.0	175.0	230.0	301.0	390.0
		$T_2$	690	1 250	2 170	4 130	7 210	9 440	12 430	16 230	21 240	28 430	36 860
	1 000	$P_1$	6.5	11.9	20.7	37.3	64.1	85.0	114.0	150.0	198.0	259.0	334.0
		$T_2$	815	1 490	2 630	4 990	8 790	11 630	15 560	20 510	27 020	36 210	46 650
	750	$P_1$	5.7	10.5	18.2	33.1	57.6	76.4	103.0	137.0	182.0	237.0	306.0
		$T_2$	940	1 710	3 050	5 850	10 400	13 820	18 540	24 750	32 840	43 910	56 530
	500	$P_1$	4.3	8.2	11.5	26.6	47.1	62.8	84.7	113.0	151.0	198.0	256.0
		$T_2$	1 070	2 020	3 620	6 980	12 610	16 850	22 720	30 420	40 480	54 360	68 970
	300	$P_1$	2.9	5.7	10.3	19.1	34.7	46.9	64.1	86.9	117.0	155.0	201.0
		$T_2$	1 160	2 240	4 130	8 050	14 950	20 250	27 660	37 490	50 390	68 260	88 870
18	1 500	$P_1$	7.4	13.5	23.0	41.7	71.5	93.6	124.0	162.0	211.0	275.0	357.0
		$T_2$	705	1 270	2 210	4 180	7 340	9 600	12 700	16 580	21 620	28 830	37 460
	1 000	$P_1$	6.0	10.8	18.8	34.1	58.9	77.7	104.0	138.0	181.0	237.0	306.0
		$T_2$	845	1 510	2 660	5 050	8 920	11 760	15 750	20 900	27 400	36 760	47 420
	750	$P_1$	5.1	9.5	16.6	30.2	52.6	69.7	93.7	125.0	166.0	217.0	280.0
		$T_2$	950	1 760	3 100	5 920	10 550	13 980	18 810	25 110	33 320	44 640	57 500
	500	$P_1$	3.9	7.4	13.2	24.2	42.9	57.2	77.3	104.0	138.0	181.0	234.0
		$T_2$	1 070	2 040	3 660	7 030	12 760	17 020	23 000	30 820	41 020	55 150	71 380
	300	$P_1$	2.6	5.1	9.3	17.3	31.4	42.6	58.3	79.1	106.0	141.0	184.0
		$T_2$	1 150	2 220	4 100	7 970	14 860	20 110	27 530	37 360	50 250	68 230	88 860
20	1 500	$P_1$	6.4	11.9	20.3	35.9	61.2	79.9	105.0	137.0	180.0	237.0	292.0
		$T_2$	700	1 300	2 250	3 980	6 950	9 070	11 910	15 540	20 450	27 510	33 890
	1 000	$P_1$	5.1	9.6	16.5	29.4	50.7	66.7	88.8	118.0	156.0	203.0	257.0
		$T_2$	825	1 550	2 700	4 810	8 490	11 180	14 880	19 730	26 130	34 860	41 120
	750	$P_1$	4.4	8.4	14.6	26.1	45.4	60.2	80.7	108.0	143.0	186.0	239.0
		$T_2$	940	1 790	3 160	5 650	10 060	13 350	17 900	23 860	31 650	42 290	54 300
	500	$P_1$	3.4	6.5	11.6	21.1	37.2	49.6	66.8	89.3	119.0	156.0	202.0
		$T_2$	1 070	2 060	3 700	6 760	12 230	16 300	21 950	29 350	39 060	52 450	67 870
	300	$P_1$	2.3	4.5	8.1	15.2	27.5	37.2	50.8	68.7	92.3	122.0	158.0
		$T_2$	1 140	2 230	4 130	7 730	14 380	19 420	26 500	35 850	48 150	65 190	84 770
22.4	1 500	$P_1$	6.1	11.1	18.9	33.4	57.1	74.6	98.4	128.0	168.0	220.0	285.0
		$T_2$	730	1 310	2 270	4 020	7 040	9 190	12 120	15 800	20 700	27 740	35 920

续表

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	功率转矩代号	中 心 距/mm										
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500
			额定输入功率/kW 额定输出转矩/N·m										
22.4	1000	$P_1$	4.7	8.8	15.2	27.3	47.2	62.2	82.9	110.0	145.0	190.0	245.0
		$T_2$	830	1540	2710	4840	8590	11320	15090	20060	26390	35350	45580
	750	$P_1$	4.1	7.8	13.5	24.3	42.2	56.0	75.2	100.0	133.0	174.0	224.0
		$T_2$	960	1800	3190	5690	10150	13470	18100	24120	32000	42780	55070
	500	$P_1$	3.1	6.0	10.7	19.5	34.5	46.1	62.2	83.1	111.0	145.0	188.0
		$T_2$	1080	2060	3720	6800	12300	16420	22170	29640	39450	52960	68580
25	300	$P_1$	2.1	4.1	7.5	14.0	25.5	34.4	47.1	63.7	85.7	113.0	147.0
		$T_2$	1150	2220	4130	7740	14400	19480	26640	36050	48460	65650	85490
	1500	$P_1$	5.7	10.4	17.7	31.3	53.5	70.1	92.4	121.0	158.0	206.0	268.0
		$T_2$	740	1340	2320	4100	7180	9400	12390	16190	21150	28270	36730
	1000	$P_1$	4.5	8.2	14.3	25.5	41.1	58.3	77.6	103.0	136.0	178.0	230.0
		$T_2$	860	1570	2770	4930	8740	11510	15360	20390	26850	36070	46590
28	750	$P_1$	3.9	7.2	12.6	22.7	39.4	52.4	70.3	93.8	125.0	163.0	210.0
		$T_2$	980	1830	3230	5800	10330	13710	18410	24580	32630	43700	56290
	500	$P_1$	2.9	5.6	10.0	18.2	32.2	43.0	58.0	77.8	104.0	136.0	176.0
		$T_2$	1090	2090	3770	6900	12500	16700	22530	30180	40190	54030	69960
	300	$P_1$	2.0	3.8	6.9	13.0	23.7	32.1	43.8	59.5	80.0	106.0	138.0
		$T_2$	1160	2240	4170	7830	14580	19760	26990	36620	49250	66850	87070
31.5	1500	$P_1$	5.2	9.4	16.1	28.5	49.0	64.2	84.9	111.0	145.0	188.0	244.0
		$T_2$	740	1330	2310	4100	7200	9430	12490	16310	21250	28310	36760
	1000	$P_1$	4.1	7.5	13.0	23.2	40.3	53.2	71.1	94.1	125.0	162.0	210.0
		$T_2$	855	1560	2750	4920	8740	11540	15420	20400	27040	35990	46670
	750	$P_1$	3.5	6.6	11.5	20.6	36.0	47.7	64.2	85.7	114.0	149.0	192.0
		$T_2$	960	1810	3210	5780	10330	13690	18410	24590	32640	43810	56460
31.5	500	$P_1$	2.6	5.0	9.0	16.5	29.3	39.1	52.9	70.9	94.4	124.0	161.0
		$T_2$	1060	2040	3690	6770	12310	16430	22220	29780	39660	53420	69150
	300	$P_1$	1.8	3.4	6.3	11.8	21.5	29.1	39.8	54.0	72.7	96.4	126.0
		$T_2$	1120	2190	4060	7630	14270	19330	26460	35940	48360	65810	85740
	1500	$P_1$	4.2	7.7	13.1	25.6	44.0	57.6	76.4	99.9	130.0	169.0	218.0
		$T_2$	660	1200	2070	4100	7220	9480	12560	16420	21400	28390	36760
31.5	1000	$P_1$	3.3	6.2	10.7	20.8	36.1	47.7	63.7	84.4	121.0	145.0	188.0
		$T_2$	765	1420	2490	4930	8760	11580	15470	20490	29370	36130	46860
	750	$P_1$	2.9	5.5	9.5	18.4	32.2	42.7	57.4	76.6	102.0	133.0	172.0
		$T_2$	890	1660	2910	5770	10320	13680	18410	24580	32670	43880	56650

续表

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ $r \cdot \min$	功率转矩代号	中 心 距 $\cdot \text{mm}$										
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500
			额定输入功率 kW 额定输出转矩 $N \cdot m$										
31.5	500	$P_1$	2.2	4.3	7.5	14.7	26.1	31.9	47.3	63.4	84.5	111.0	141.0
		$T_2$	980	1 860	3 350	6 630	12 100	16 170	21 880	29 340	39 130	52 740	68 350
	300	$P_1$	1.5	2.9	5.4	10.4	19.0	25.8	35.4	48.1	64.8	86.0	112.0
		$T_2$	1 070	2 060	3 800	7 540	14 120	19 140	26 330	35 660	48 100	65 520	85 500
35.5	1 500	$P_1$	3.8	7.0	11.9	23.1	39.7	52.2	69.4	90.8	118.0	153.0	198.0
		$T_2$	660	1 200	2 070	4 070	7 180	9 440	12 530	16 420	21 370	28 280	36 610
	1 000	$P_1$	3.0	5.6	9.7	18.7	32.5	43.1	57.7	76.4	101.0	132.0	170.0
		$T_2$	770	1 420	2 480	4 850	8 650	11 470	15 360	20 340	26 910	35 920	46 450
	750	$P_1$	2.6	4.9	8.6	16.6	29.0	38.5	51.8	69.2	92.0	121.0	156.0
		$T_2$	880	1 650	2 900	5 700	10 220	13 560	18 270	24 390	32 440	43 600	56 540
	500	$P_1$	2.0	3.8	6.8	13.2	23.5	31.4	42.6	57.2	76.3	100.0	130.0
		$T_2$	970	1 840	3 320	6 550	11 950	15 980	21 660	29 060	38 770	52 300	68 030
	300	$P_1$	1.4	2.6	4.8	9.4	17.1	23.2	31.8	43.2	58.4	77.5	101.0
		$T_2$	1 030	2 000	3 690	7 280	13 680	18 570	25 490	34 670	46 800	63 870	83 660
40	1 500	$P_1$	3.3	6.1	10.4	18.4	31.5	41.1	54.1	70.6	92.7	122.0	151.0
		$T_2$	640	1 200	2 070	3 660	6 410	8 370	11 010	14 360	18 870	25 410	31 420
	1 000	$P_1$	2.6	4.9	8.5	15.1	26.1	34.3	45.7	60.4	79.8	105.0	133.0
		$T_2$	740	1 420	2 480	4 410	7 840	10 310	13 710	18 120	23 950	32 300	40 980
	750	$P_1$	2.3	4.3	7.5	13.4	23.3	30.9	41.5	55.3	73.4	95.9	123.0
		$T_2$	860	1 640	2 890	5 170	9 250	12 270	16 450	21 930	29 120	39 020	50 170
	500	$P_1$	1.7	3.3	5.9	10.8	19.1	25.5	34.3	45.9	61.1	80.1	104.0
		$T_2$	940	1 820	3 290	6 010	10 910	14 550	19 610	26 220	34 910	47 040	60 880
	300	$P_1$	1.2	2.3	4.2	7.8	14.1	19.1	26.1	35.3	47.4	62.6	81.5
		$T_2$	1 000	1 960	3 630	6 800	12 710	17 180	23 450	31 730	42 650	58 000	75 460
45	1 500	$P_1$	3.1	5.7	9.7	17.1	29.3	38.3	50.5	65.8	86.2	113.0	146.0
		$T_2$	650	1 190	2 050	3 630	6 370	8 330	11 000	14 330	18 750	25 180	32 660
	1 000	$P_1$	2.4	4.5	7.8	13.9	24.1	31.8	42.5	56.1	74.1	97.0	126.0
		$T_2$	745	1 380	2 440	4 360	7 710	10 230	13 660	18 040	23 820	31 980	41 510
	750	$P_1$	2.1	4.0	6.9	12.4	21.6	28.6	38.5	51.3	68.1	89.0	115.0
		$T_2$	860	1 610	2 850	5 120	9 150	12 140	16 320	21 760	28 880	38 740	49 900
	500	$P_1$	1.6	3.1	5.5	10.0	17.6	23.6	31.8	42.5	56.6	74.3	96.2
		$T_2$	950	1 810	3 280	6 000	10 920	14 570	19 680	26 310	35 040	47 220	61 160
	300	$P_1$	1.1	2.1	3.8	7.2	13.0	17.6	24.1	32.6	43.8	57.9	75.5
		$T_2$	980	1 910	3 550	6 660	12 470	16 880	23 080	31 260	42 040	57 230	74 560

续表

公称传动比:	输入转速 $n_1$ $r \cdot \min^{-1}$	功率转矩代号	中 心 距/mm										
			100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500
			额定输入功率/kW 额定输出转矩/N·m										
50	1500	$P_1$	2.9	5.3	9.0	15.9	27.3	35.8	47.2	61.7	80.6	105.0	137.0
		$T_2$	650	1190	2060	3630	6390	8370	11040	14340	18850	25240	32810
	1000	$P_1$	2.3	4.2	7.3	13.0	22.5	29.7	39.6	52.5	69.2	90.4	117.0
		$T_2$	750	1390	2460	4350	7750	10230	13660	18090	23840	32000	41430
	750	$P_1$	2.0	3.7	6.4	11.6	20.1	26.7	35.8	47.9	63.6	83.2	107.0
		$T_2$	850	1610	2850	5120	9150	12150	16320	21800	28940	38910	50150
	500	$P_1$	1.5	2.8	5.1	9.3	16.4	21.9	29.6	39.7	52.8	69.3	89.8
		$T_2$	940	1800	3260	5990	10900	14560	19650	26330	35070	47340	61320
	300	$P_1$	1.0	1.9	3.5	6.6	12.0	16.3	22.3	30.3	40.8	54.0	70.3
		$T_2$	970	1890	3520	6620	12400	16800	22960	31160	41930	57210	74560
56	1500	$P_1$	2.6	4.8	8.2	14.5	24.9	32.6	43.2	56.4	73.5	95.5	124.0
		$T_2$	640	1170	2040	3600	6360	8330	11030	14420	18780	25080	32540
	1000	$P_1$	2.1	3.8	6.6	11.8	20.5	27.0	36.1	47.8	62.9	82.3	107.0
		$T_2$	745	1370	2410	4300	7680	10130	13540	17940	23620	31750	41270
	750	$P_1$	1.8	3.3	5.8	10.5	18.3	24.2	32.6	43.5	57.7	75.7	97.6
		$T_2$	840	1580	2810	5060	9070	12020	16190	21610	28690	38670	49850
	500	$P_1$	1.4	2.6	4.6	8.4	14.9	19.8	26.8	36.0	47.9	63.0	81.6
		$T_2$	930	1760	3210	5890	10770	14380	19440	26070	34720	46960	60800
	300	$P_1$	0.9	1.7	3.2	6.0	10.9	14.7	20.2	27.4	36.9	48.9	63.8
		$T_2$	940	1840	3440	6470	12170	16480	22590	30670	41310	56490	73630
63	1500	$P_1$	—	—	—	12.9	22.2	29.2	38.7	50.6	65.9	85.3	110.0
		$T_2$	—	—	—	3630	6420	8420	11160	14600	19030	25300	32730
	1000	$P_1$	—	—	—	10.5	18.2	24.1	32.2	42.6	56.3	73.4	94.8
		$T_2$	—	—	—	4340	7710	10200	13660	18080	23880	32000	41370
	750	$P_1$	—	—	—	9.3	16.3	21.6	29.0	38.7	51.5	67.5	87.2
		$T_2$	—	—	—	5080	9120	12100	16290	21750	28910	38960	50320
	500	$P_1$	—	—	—	7.4	13.2	17.6	23.9	32.0	42.7	56.1	72.7
		$T_2$	—	—	—	5900	10790	14460	19520	26190	34930	47260	61240
	300	$P_1$	—	—	—	5.3	9.6	13.0	17.9	24.3	32.8	43.5	56.7
		$T_2$	—	—	—	6440	12120	16440	22560	30660	41360	56620	73900

注: 1. 表内数值为工况系数  $K_A=1.0$  时的额定承载能力。

2. 启动时或运转中的尖峰负荷允许取表内数值的 2.5 倍。

$$P_{C1} = P_{w1} K_A \quad (6-29)$$

$$T_{C2} = T_{w2} K_A \quad (6-30)$$

式中  $P_{w1}$  — 原动机输入功率或实际输入功率, kW;

$T_{w2}$  — 工作机输入转矩或蜗轮轴实际输出转矩, N·m;

$K_A$  — 工作情况系数, 见表 6-54。

表 6-54 所列数值的蜗轮齿圈材料为锡青铜, 如用其他材料时应适当调整, 如采用铝铁青铜时, 建议将计算结果乘以 1.1~1.3; 采用铸铁时乘以 1.8~2.5。

表 6-54 工作情况系数  $K_A$

原 动 机	载 荷 性 质	每日工作时间/h				
		$\leq 0.5$	$>0.5 \sim 1$	$>1 \sim 2$	$>2 \sim 10$	$>10 \sim 24$
电动机	均匀、轻微冲击	0.80	0.90	1.00	1.20	1.30
	中等冲击	0.90	1.00	1.20	1.30	1.50
	强冲击	1.10	1.20	1.30	1.50	1.75
多缸发动机	均匀、轻微冲击	0.90	1.05	1.15	1.40	1.50
	中等冲击	1.05	1.15	1.40	1.50	1.75
	强冲击	1.25	1.40	1.50	1.75	2.00
单缸发动机	均匀、轻微冲击	0.95	1.10	1.20	1.45	1.55
	中等冲击	1.10	1.20	1.45	1.55	1.80
	强冲击	1.30	1.45	1.55	1.80	2.10

#### 6.8.4 直廓环面蜗杆、蜗轮精度

直廓环面蜗杆传动精度已制定国家标准 GB/T 16848—1997。

标准中对直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆副规定了 6、7、8 三个精度等级, 6 级最高, 8 级最低。

按照公差特性对传动性能所起到的主要保证作用, 将蜗杆、蜗轮和蜗杆副的公差或极限偏差分为下面三个公差组。

第 I 公差组

蜗轮:  $F_p$ 、 $F_r$

蜗杆副:  $\Delta F_{ic}$

第 II 公差组

蜗杆:  $f_b$ 、 $f_{hl}$ 、 $f_{px}$ 、 $f_{pxL}$ 、 $f_r$

蜗轮:  $f_{pt}$

蜗杆副:  $\Delta f'_{ic}$

第 III 公差组

蜗杆:  $f_{\Omega}$

蜗轮:  $f_{\Omega}$

蜗杆副: 接触斑点、 $f_a$ 、 $f_{\Sigma}$ 、 $f_{x1}$ 、 $f_{x2}$

根据使用要求不同, 允许各公差组选用不同的公差等级组合, 但在同一公差组中, 各项公差或极限偏差应保持相同的精度等级。

根据蜗杆传动的工作要求和生产规模,在各公差组中选定一个检验组来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度。当检验组中有两项或两项以上的误差时,应以检验组中最低的一项精度来评定蜗杆、蜗轮的精度等级。

第 I 公差组的检验组

蜗轮:  $\Delta F_p$ ,  $\Delta F_r$

第 II 公差组的检验组

蜗杆:  $\Delta f_{hl}$ 、 $\Delta f_{ht}$  (用于单头蜗杆);

$\Delta f_{dl}$  (用于多头蜗杆)

$\Delta f_{px}$ 、 $\Delta f_{pxL}$ 、 $\Delta f_r$

$\Delta f_{px}$ 、 $\Delta f_{pxL}$

蜗轮:  $\Delta f_{pt}$

第 III 公差组的检验组

蜗杆:  $\Delta f_{H1}$

蜗轮:  $\Delta f_{H2}$

当蜗杆副的接触斑点有要求时,蜗轮的齿形误差  $\Delta f_{H2}$  可以不进行检验。

蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差见表 6-55。蜗杆副公差及极限偏差见表 6-56。主基圆半径误差的定义和公差见表 6-57。蜗杆蜗轮齿坯公差见表 6-58。

表 6-55 蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差

/μm

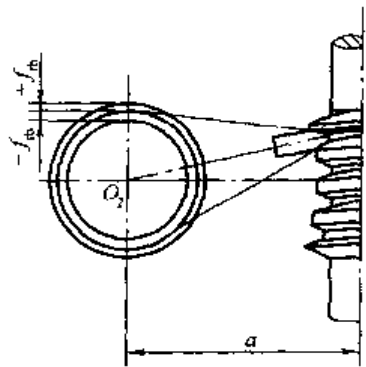
序号	名 称		代号	中 心 距/mm											
				80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
				精 度 等 级											
				6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆螺旋线公差		$f_{bl}$	34	51	68	51	68	85	68	102	119	127	153	187
2	蜗杆一转螺旋线公差		$f_h$	15	22	30	21	30	37	30	45	53	45	60	68
3	蜗杆分 度误差	$z_2/z_1 \neq \text{整数}$	$f_{d1}$	20	30	40	28	40	50	40	60	70	60	80	90
		$z_2/z_1 \neq \text{整数}$		25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
4	蜗杆圆周齿距极限偏差		$f_{px}$	±10	±15	±20	±14	±20	±25	±20	±30	±35	±30	±40	±45
5	蜗杆圆周齿距累积公差		$f_{pxL}$	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110
6	蜗杆齿形公差		$f_{H1}$	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75
7	蜗杆径向跳动公差		$f_r$	10	15	25	15	20	30	20	25	35	25	35	50
8	蜗杆法向弦齿厚上偏差		$E_{sa1}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	蜗杆法向弦齿 厚下偏差	双向回转	$E_{sa1}$	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		单向回转		70	100	150	120	200	300	180	200	400	280	350	450
10	蜗轮齿距累积公差		$F_p$	67	90	125	90	135	202	135	180	247	180	270	360
11	蜗轮齿圈径向跳动公差		$F_r$	40	56	71	50	71	90	63	90	112	80	112	140
12	蜗轮齿距极限偏差		$\pm f_{pt}$	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80
13	蜗轮齿形公差		$f_{H2}$	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75
14	蜗轮法向弦齿厚上偏差		$E_{sa2}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	蜗轮法向弦齿厚下偏差		$E_{sa2}$	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400

表 6-56 蜗杆副公差及极限偏差

 $\mu\text{m}$ 

序号	名 称	代号	中 心 距 mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精 度 等 级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆副的切向综合公差	$F_t'$	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	$f_{ti}'$	18	27	35	27	35	45	35	55	63	67	80	100
3	蜗杆副的中心距极限偏移	$f_a$	+20 -10	+25 -15	+60 -30	+30 -20	+50 -30	+100 -50	+15 -25	+75 -45	+120 -75	+65 -35	+100 -60	+150 -100
4	蜗杆副的蜗杆中间平面偏移	$f_{d1}$	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120
5	蜗杆副的蜗轮中间平面偏移	$f_{d2}$	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300
6	蜗杆副的轴交角极限偏差	$f_z$	±15	±20	±30	±20	±30	±45	±30	±45	±65	±40	±60	±80
7	蜗杆副的圆周侧隙	$j_t$	250			380			530			750		
8	蜗杆副的最小圆周侧隙	$j_{tmin}$	95			130			190			250		
9	蜗轮齿面接触斑点/%		在理论接触区上 按高度 不小于85(6级)80(7级)70(8级) 按宽度 不小于80(6级)70(7级)60(8级)											
10	蜗杆齿面接触斑点 %		在工作长度上不小于 80(6级)70(7级)60(8级) 工作面入口可接触较重,两端修缘部分不应接触											

表 6-57 主基圆半径误差的定义和公差

名 称	代 号	定 义
主基圆半径误差	$\Delta f_{rb}$	加工蜗杆时,刀具的主基圆半径的实际值与公称值之差
	$\pm f_{rb}$	
主基圆半径公差		

名 称	代 号	中 心 距/mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
		精 度 等 级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
主基圆半径公差	$f_{br}/\mu\text{m}$	20	30	45	25	40	60	35	55	80	50	80	120

表 6-58 蜗杆蜗轮齿坯公差

/μm

序号	名 称	中 心 距/mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
		精 度 等 级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆基准轴颈径向跳动公差	12	15	30	15	20	35	20	27	48	25	35	55
3	蜗杆两定位端面的跳动公差	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
4	蜗杆喉部径向跳动公差	15	20	25	20	25	27	27	35	45	35	45	60
5	蜗杆基准端面的跳动公差	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度公差	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

### 6.8.5 计算示例 3

某机械设备中的减速装置拟用直廓环面蜗杆传动。已知：输入功率  $P_{w1}=10\text{kW}$ ，蜗杆转速  $n_1=1\,000\text{r/min}$ ，传动比  $i=40$ ，蜗杆材料采用 40Cr，淬火，硬度 50HRC，蜗轮圈材料采用 ZCuSn10Pb1，中等冲击载荷，每日工作 8h，且连续运转。

解 (1) 计算实际输入功率

由表 6-54 查得  $K_A=1.3$ ，则由式 (6-29) 得

$$P_{C1}=P_{w1}K_A=10\times 1.3=13\text{kW}$$

查表 6-53 得  $a=200\text{mm}$ ， $n_1=1\,000\text{r/min}$ ， $i=40$  时  $P_1=15.1\text{kW}>P_{C1}$ ，机械强度足够。

(2) 几何尺寸计算

计算结果列于表 6-50 中示例 3。

(3) 计算滑动速度  $v_s$ 。

$$v_s=\frac{\pi d_1 n_1}{6\times 10^4 \cos\gamma}=\frac{\pi\times 70\times 1\,000}{6\times 10^4 \times \cos 6^\circ 43' 18''}=3.7\text{m/s}$$

(4) 变参数修形计算

列于表 6-52 中示例 3。

## 6.9 平面包络环面蜗杆传动

平面包络环面蜗杆是包络环面蜗杆的齿面时，所采用的母面是一个平面。图 6-29 所示为平面包络环面蜗杆齿面的形成原理，构件 3 上的平面  $t$  就是母面，它与主基圆 2 相切并固结，在  $\omega_1$  与  $\omega_2$  的相对运动中形成蜗杆齿面。从形成原理可知，能够完全按照展成原理去加工出高硬度、高精度和低粗糙度的蜗杆齿面。

平面包络环面蜗杆传动可分为平面一次包络环面蜗杆传动和平面二次包络环面蜗杆传动两种。由于平面一次包络环面蜗杆传动易于精密加工（一齿运动误差可达到小于  $1''$  的精度），因此，多用于精密分度机构中（如滚齿机中的分度蜗杆副）。平面二次包络环面蜗杆传动的承载能力高，故多用于重载或高速的动力传动中。目前平面包络环面蜗杆传动已广泛应



用于我国的机械设备中。

### 6.9.1 平面一次包络环面蜗杆传动

用平面作为原始母面包络出的蜗杆齿面，与原始母面作为齿面的蜗轮匹配的蜗杆传动，称为平面一次包络环面蜗杆传动。蜗轮可以是直齿，也可以是斜齿。

#### (1) 坐标设置

如图 6-30 所示，坐标系  $O_1-x_1, y_1, z_1$  和  $O_n-x_n, y_n, z_n$  分别为蜗杆与蜗轮的静坐标系； $O_1-x_1, y_1, z_1$  和  $O_2-x_2, y_2, z_2$  分别为固结在蜗杆与蜗轮上的动坐标系； $O_3-x_3, y_3, z_3$  为原始母面（蜗轮齿面）上的动坐标系。图中  $\phi_1$  和  $\phi_2$  分别为蜗杆和蜗轮的转角， $\beta$  为平面的倾角。

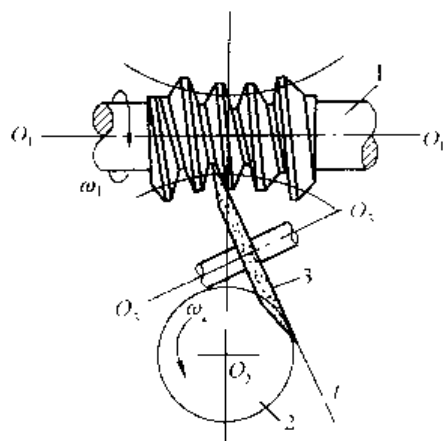


图 6-29 平面包络环面蜗杆齿面的形成  
1- 环面蜗杆；2- 主基圆；3- 平面砂轮

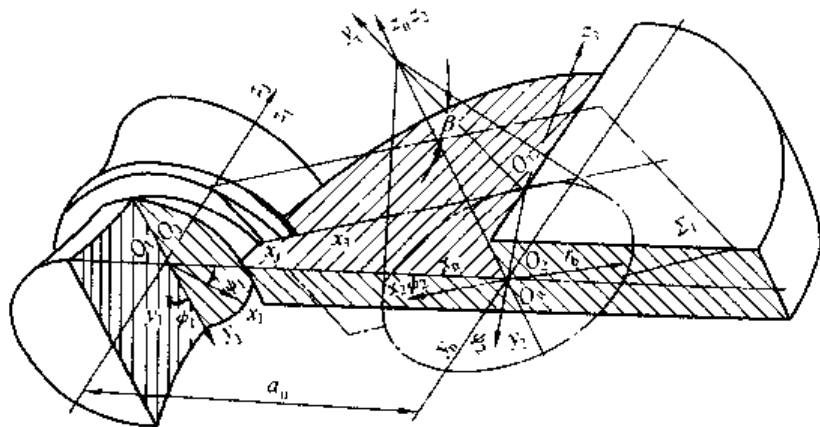


图 6-30 坐标系设置

#### (2) 母面上的接触线

母面上的接触线就是平面一次包络蜗杆传动蜗轮齿面上的接触线。齿面上接触线的分布和走向直接影响到瞬时啮合齿的对数（重合度）、润滑角的大小和啮合区的范围。因此，对蜗杆传动的性能、承载能力和传动效率有较大的影响。

传动比  $i$ 、主基圆直径  $d_0$  和母平面倾角  $\beta$  对接触线都有影响。但  $i$  受减速要求的限制， $d_0$  受压力角  $\alpha$  大小的限制，没有太多的自由选择余地，只有  $\beta$  角在设计时可以自由选取的范围比较大一些。因此一般用选取合适的  $\beta$  角来得到较优的接触线分布图像。

图 6-31 表示了同参数的蜗杆传动，不同  $\beta$  角时的接触线分布情况。

当  $\beta=0^\circ$  时，齿面上不存在第一条接触线，第二条接触线大部分时间也不在齿面上。因此蜗杆螺旋齿面在入口处有一圈多齿没有参加啮合，实际上包容齿数在  $z'=4\sim 5$  范围内，但润滑角比较大。

当  $\beta=4^\circ$  时，包容齿数在  $z'=4\sim 5$  范围内，蜗轮齿面上的啮合区比  $\beta=0^\circ$  时大些。

当  $\beta=8^\circ$  时，全部接触线进入齿面，但接触线有交叉点，在交叉点处蜗轮齿面产生二次磨损，且蜗轮齿面上的啮合区呈三角形面积较小。

当  $\beta=12^\circ$  时，全部接触线进入齿面，蜗轮齿面上啮合区在中间平面右侧且区域较大。

从接触线分布变化情况可以判断，取  $\beta$  角略大于  $12^\circ$  比较理想。如果取得过大则第一条接触线又到齿面外了，不但减少了包容齿数且缩小了蜗轮齿面的啮合区了。

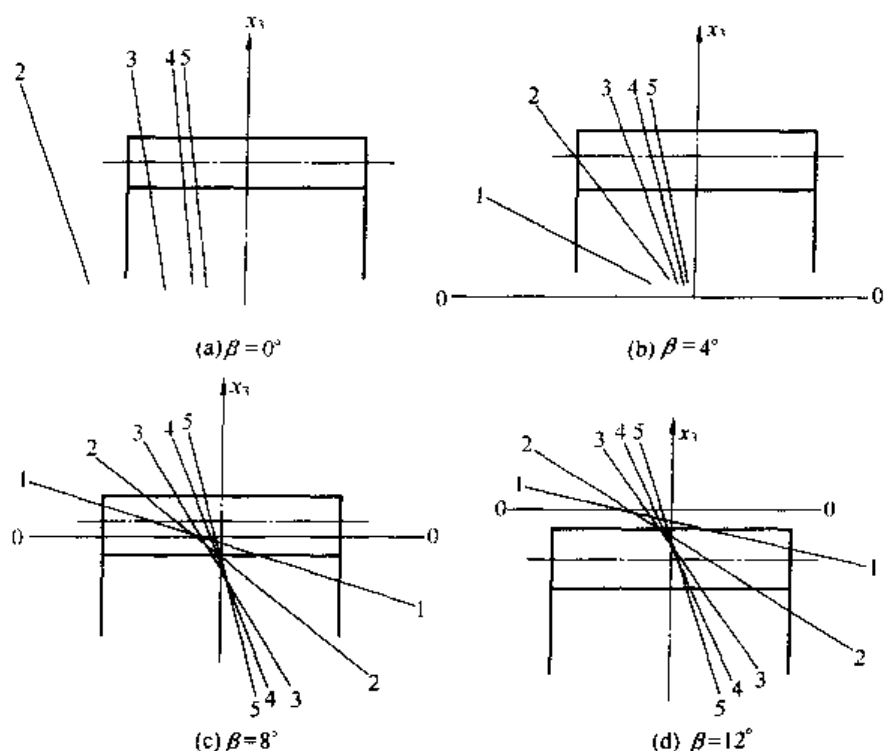


图 6-31 不同  $\beta$  角时接触线分布

1 啮入端接触线；2~4 1~5 之间的接触线；5—啮出端接触线

### (3) 母面上接触线的包络线——二界曲线 $\Gamma_2$

母面上的接触线存在一条包络线，这条包络线称为二界曲线  $\Gamma_2$ ，如图 6-32 所示。 $\Gamma_2$  与各条接触线切于点  $0'$ 、 $1'$ 、 $\dots$ 、 $5'$ ，很显然只有  $\Gamma_2$  线的右侧才是啮合区（工作区），左侧是非啮合区（非工作区）。所以可以由二界曲线  $\Gamma_2$  所在的位置来看出接触线的分布规律和啮合区的大小。此外它是沟通平面一次包络和二次包络的一个重要因素。

### (4) 蜗杆齿面上接触线的包络线——一界曲线 $\Gamma_1$

蜗杆齿面在光线照射下，有时可以在齿面上看到一条由入口顶部逐渐沿蜗杆轴向根部收缩的空间螺旋线，这条螺旋线就是蜗杆齿面上接触线的包络线，即是一界曲线  $\Gamma_1$ （见图 6-33）。一界曲线  $\Gamma_1$  将蜗杆齿面分成啮合区（工作区）和非啮合区（非工作区）两部分。设计的理

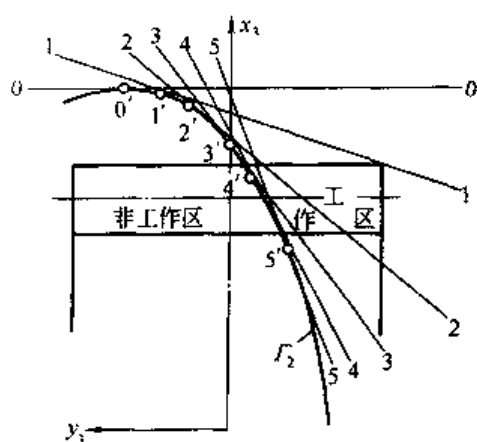


图 6-32 母面上接触线的包络线——二界曲线  $\Gamma_2$

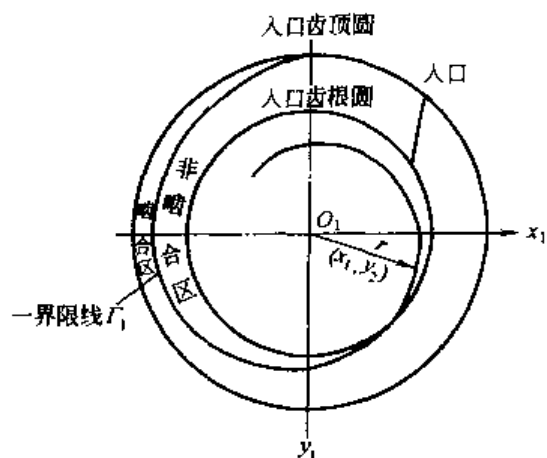


图 6-33 蜗杆齿面上接触线的包络线——一界曲线  $\Gamma_1$

想状态是在入口处  $I_1$  线即处于齿根圆以下, 这样蜗杆的全部齿面都是参与啮合的工作区。在设计时为了控制  $I_1$  线的位置, 可以将  $I_1$  线处理成平面曲线而得到一条啮合区判别线 (见图 6-34), 图中  $PQ$  左侧部分是非啮合区, 右侧部分是啮合区。

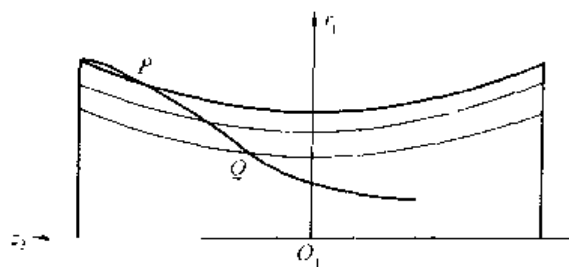


图 6-34 啮合区判别线

影响啮合区判别线 (即  $I_1$  曲线) 位置的因素有传动比  $i$ 、基圆半径  $r_b$ 、蜗杆分度圆直径  $d_1$  和母面倾角  $\beta$  等。

① 传动比  $i$  对比图 6-35 三条啮合区判别线, 可以看出传动比  $i$  对非啮合区大小的影响。其他条件相同时, 传动比  $i$  越小, 则蜗杆齿面上的非工作区越大, 所以在设计小传动比的蜗杆传动时, 要注意用其他参数来控制非工作区的大小。

② 基圆半径  $r_b$  基圆半径  $r_b$  取大些比较有利, 但考虑到压力角不宜过大, 所以用  $r_b$  值来控制非工作区的大小, 效果不显著。

③ 蜗杆分度圆直径  $d_1$  显然, 蜗杆分度圆直径  $d_1$  取大些, 齿面相对于判别线位置就比较高, 对减小蜗杆齿面的非工作区是有利的。

④ 母平面倾角  $\beta$  综观上述三个参数有的是已确定的工艺参数, 有的能调节值的范围很小而影响有限。而只有角  $\beta$  可调节值的范围比较大且影响也大。图 6-36 所示为同参数的蜗杆副,  $\beta=0^\circ$  时, 几乎有  $1/3$  的齿面是非啮合区; 而  $\beta=12^\circ$  时, 就没有非啮合区了。

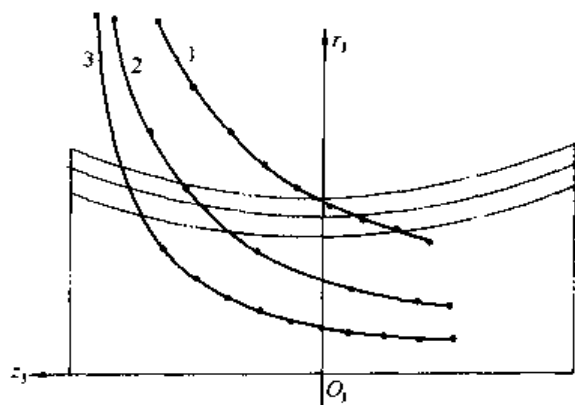


图 6-35 不同  $i$  时的啮合区判别线

1— $i=12.5$ ; 2— $i=25$ ; 3— $i=50$

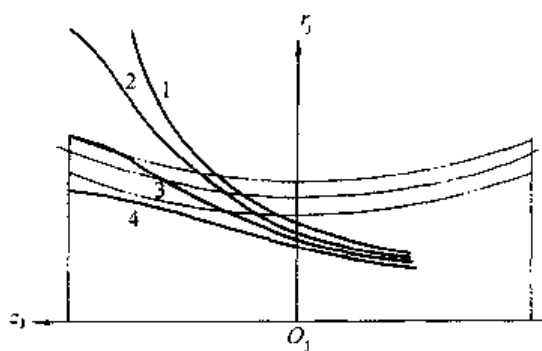


图 6-36 不同  $\beta$  的啮合区判别线

1— $\beta=0^\circ$ ; 2— $\beta=4^\circ$ ; 3— $\beta=8^\circ$ ; 4— $\beta=12^\circ$

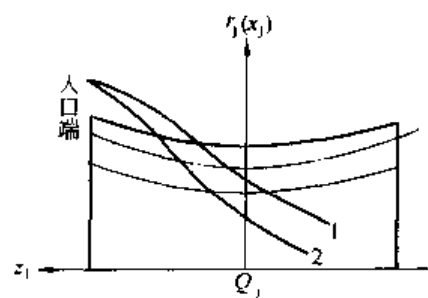


图 6-37 啮合区判别线和根切判别线

1—啮合区判别线; 2—根切判别线

#### (5) 蜗杆齿面的根切

一般情况下, 蜗杆齿面的根切产生在非啮合区内, 根切在齿面上的位置或范围可以用根切判别线来确定。如图 6-37 所示, 线 1 是啮合区判别线, 在该线左侧的蜗杆齿面是非啮合区; 线 2 是根切判别线, 在该线左侧的蜗杆齿面是根切区。

影响根切区大小的因素有: 传动比  $i$ 、主基圆半径  $r_b$ 、分度圆直径  $d_1$  和母平面倾角  $\beta$ 。其中除了传动比  $i$  越小根切越严重外, 影响比较大的是母平面倾角  $\beta$ , 如图

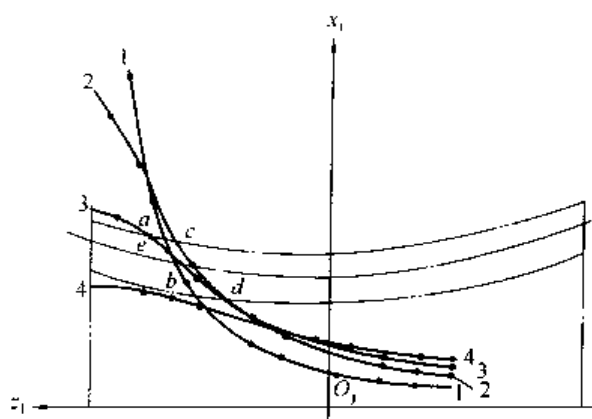


图 6-38 不同  $\beta$  值的根切判别线

1— $\beta=0^\circ$ ; 2— $\beta=4^\circ$ ; 3— $\beta=8^\circ$ ; 4— $\beta=12^\circ$

6-38所示, 在蜗杆传动各参数相同的情况下,  $\beta=12^\circ$ 时蜗杆齿面上就没有根切区了。在蜗杆齿面上刚好没有根切时的  $\beta$  值, 称为  $\beta$  的临界值, 以  $\beta_{\text{临界}}$  表示。

#### (6) 蜗杆轴向齿厚

蜗杆轴平面上齿廓的厚度称为蜗杆轴向齿厚 (见图 6-39)。蜗杆轴向齿厚是变化的, 两端边齿最薄, 喉部最厚; 在齿高方向顶部薄, 根部厚。所以设计时只要保证边齿的齿顶厚  $s_e$  满足要求即可。对于平面一次包络要求  $s_e \geq 1.5m_t$ ; 对于平面二次包络由于需要做加工蜗轮的滚刀, 所以要求  $s_e \geq 0.2m_t$ 。

影响齿厚的因素数较多, 但主要是传动比  $i$  和母平面倾角  $\beta$ 。传动比  $i$  越小、母平面倾角  $\beta$  越大的齿顶厚越薄, 严重时可能变尖。因此, 这与减少非啮合区和避免根切的要求互相矛盾, 所以母平面倾角  $\beta$  的选取要适当, 有时为了采取较大的  $\beta$  角而又要保证边齿的齿顶厚, 这时可以将车削蜗杆毛坯的中心距加大  $\Delta a$ , 以降低边齿齿高 (见图 6-40)。

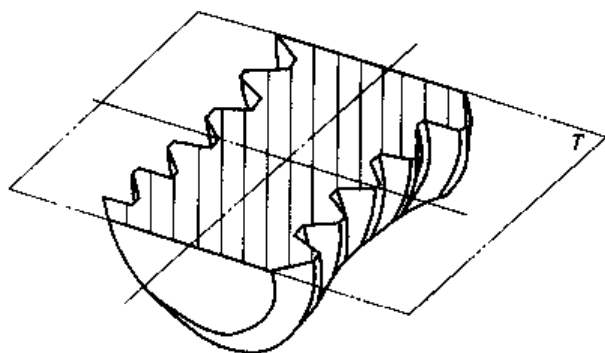


图 6-39 蜗杆轴向截面

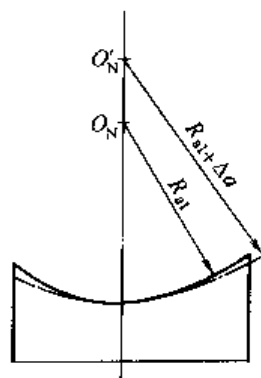


图 6-40 降低边齿高

#### (7) 公式汇集

以下计算公式用的坐标系见图 6-30, 式中各符号意义如下:

$i_0$ ——次包络传动比;

$r_0$ ——主基圆半径;

$a_0$ ——次包络中心距;

$\beta$ ——母平面倾角;

$\psi_2$ ——母平面转角;

$\psi_1$ ——蜗杆转角,  $\psi_1 = i_0 \psi_2$ ;

$\delta$ ——润滑角;

$s_t$ ——蜗杆任意圆上齿厚;

$h_\Delta$ ——边齿齿顶高降低量;

$R_{a1}$ ——蜗杆齿顶圆弧半径;

$\Delta$ ——蜗杆工作部分长度;

$K$ ——诱导曲率;

$R_w$  ——蜗杆任意圆圆弧半径。

① 母面上接触线

$$\left. \begin{aligned} x_3 \left( -\frac{1}{i_0} - \tan\beta \cos\psi_2 \right) + y_3 \sec\beta \sin\psi_2 + \tan\beta (a_0 - r_b \sin\psi_2) &= 0 \\ z_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6-31)$$

② 二界曲线  $\Gamma_2$

$$\left. \begin{aligned} x_3^2 (1 - k^2) - 2x_3 a_0 k - k' \left( \frac{y_3}{\sin\beta} - r_b \right)^2 + a_0^2 k^2 &= 0 \\ z_3 &= 0 \\ (k &= i_0 \tan\beta) \end{aligned} \right\} \quad (6-32)$$

③ 润滑角  $\delta$

$$K_1 = \frac{\frac{1}{i_0} \cos\beta + \sin\beta \cos\psi_2}{\sin\psi_2} \quad (6-33)$$

$$K_2 = \frac{x_3 (i_0 \cos\beta \cos\psi_2 - \sin\beta) - i_0 \cos\beta (a_0 - r_b \sin\psi_2)}{y_3 (-i_0 \cos\beta \cos\psi_2 + \sin\beta) - r_b} \quad (6-34)$$

$$\tan\delta = \frac{K_2 - K_1}{1 + K_1 K_2} \quad (6-35)$$

④ 一界曲线  $\Gamma_1$

$$\left. \begin{aligned} -x_1 \sin\psi_2 - y_1 \tan\beta + z_1 \cos\psi_2 + a_0 \sin\psi_2 - r_b &= 0 \\ x_1 (\cos\psi_2 + i_0 \tan\beta) - y_1 i_0 \sin\psi_2 + z_1 \sin\psi_2 - a_0 \cos\psi_2 &= 0 \\ x_1 (i_0^2 \sin\psi_2 + \sin\psi_2) + y_1 (2i_0 \cos\psi_2 + i_0^2 \tan\beta) - z_1 \cos\psi_2 - a_0 \sin\psi_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6-36)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{啮合区判别线 } |r_1 z_1|, r_1 &= \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \\ \text{根切判别线 } |x_1 z_1| \end{aligned} \right\} \quad (6-37)$$

⑤ 边齿齿顶厚 由于边齿齿顶厚最薄，因此只需核验边齿齿顶厚是否满足齿厚要求即可。

边齿齿顶厚  $s_c$  计算式和计算方法为

$$\left. \begin{aligned} A_1 x'_1 + C_1 z'_1 &= E_1 \\ A_2 x'_1 + C_2 z'_1 &= E_2 \end{aligned} \right\} \quad (6-38)$$

式中  $A_1 = \tan\beta(\psi_1 - \psi'_1) + \cos(\psi_1 - \psi'_1) \sin\psi_2$

$C_1 = -\cos\psi_2$

$E_1 = a_0 \sin\psi_2 - r_b$

$A_2 = \cos(\psi_1 - \psi'_1) \cos\psi_2 - i_0 \sin(\psi_2 - \psi'_1)$

$\sin\psi_2 + i_0 \tan\beta \cos(\psi_1 - \psi'_1)$

$C_2 = \sin\psi_2$

$E_2 = a_0 \cos\psi_2$

$\psi_1 = i_0 \psi_2$

$$\psi'_1 = i_0 \left( \alpha + 57.3 \frac{s_1}{d_2} \right)$$

求边齿齿厚时  $\psi'_1 = i_0 \psi_1$

将一定间隔的连续不断的  $\psi_2$  代入式 (6-38) 中, 可以求出一系列的齿面坐标值  $\{x'_1, z'_1\}$ , 将得到的一系列坐标值代入下式, 即

$$(a_0 - x'_1)^2 + z'^2_1 = R_{11}^2 \quad (6-39)$$

式中  $R_{11}$ ——欲求齿厚的所在圆弧半径。

例如求蜗杆的齿顶厚, 则  $R_{11} = R_{a1}$ 。满足式 (6-39) 的  $\{x'_1, z'_1\}$  值即是一侧齿面齿顶的坐标值, 现假设这一侧齿面为 A 面, 其坐标值为  $Ax'_1$  和  $Az'_1$ 。

求另一侧齿面 B 的坐标值, 只需将式 (6-38) 中的  $\psi_2$  用  $\psi_2 - 2 \left( \alpha + 57.3 \frac{s_1}{d_2} \right)$  值代入即可, 然后取满足式 (6-39) 的  $Bx'_1$  和  $Bz'_1$  值。

最后将  $Ax'_1$ 、 $Az'_1$ 、 $Bx'_1$  和  $Bz'_1$  代入下式, 即

$$s_1 = \sqrt{(Ax'_1 - Bx'_1)^2 + (Az'_1 - Bz'_1)^2} \quad (6-40)$$

式中  $s_1$ ——所求的蜗杆齿厚。

⑥ 降低边齿高的中心距加大量 图 6-40 中的中心距加大量  $\Delta a$  计算式为

$$\Delta a = \frac{R_{a1} h_\Delta + \frac{1}{2} h_\Delta^2}{R_{a1} - (R_{a1} + h_\Delta) \cos \phi_F} \quad (6-41)$$

$$\phi_F = \frac{b_1}{2(R_{a1} + h_\Delta)} \quad (6-42)$$

⑦ 诱导曲率

$$K = \frac{(AB_1 - A_1 B)^2 + (BC_1 - B_1 C)^2 + (CA_1 - C_1 A)^2}{D(A^2 + B^2 + C^2)^{3/2}} \quad (6-43)$$

式中  $A = \cos \phi_1 \sin \psi'_2 + \tan \beta \sin \phi_1$

$B = -\sin \phi_1 \sin \psi'_2 + \tan \beta \cos \phi_1$

$C = -\cos \psi_2$

$A_1 = -\sin \phi_1 \sin \psi_2 + \tan \beta \cos \psi_2 + \frac{1}{i_0} \cos \phi_1 \cos \psi_2$

$B_1 = -\cos \phi_1 \sin \psi_2 - \tan \beta \sin \phi_1 - \frac{1}{i_0} \sin \phi_1 \cos \psi_2$

$C_1 = \frac{1}{i_0} \sin \psi_2$

$D = D_1 + D_2 + D_3 + D_4$

$D_1 = -\left( \sin \psi_2 \cos \phi_1 + \frac{1}{i_0} \sin \psi_2 \cos \phi_1 + \tan \beta \sin \phi_1 + \frac{2}{i_0} \sin \phi_1 \cos \psi_2 \right)$

$D_2 = \sin \phi_1 \sin \psi_2 \left( 1 + \frac{1}{i_0} \right) - \tan \beta \cos \phi_1 - \frac{2}{i_0} \cos \phi_1 \cos \psi_2$

$D_3 = \frac{1}{i_0^2} \cos \psi_2$

$$D_1 = \frac{1}{i_1'} a_0 \sin \psi_2$$

### 6.9.2 平面二次包络环面蜗杆传动

通过第一次包络过程可以形成平面包络环面蜗杆的齿面。如果将这个蜗杆齿面作为母面包络出另一与之相共轭的蜗轮齿面，这就是第二次包络过程，这样所组成的蜗杆传动，就是平面二次包络环面蜗杆传动。在加工中就是将第一次用平面砂轮磨削出的蜗杆做成滚刀，再用此滚刀加工出蜗轮齿面。

在第二次包络过程中，中心距  $a$  与传动比  $i$  必须与所设计的减速器参数一致。但是，在第一次包络蜗杆齿面时的中心距和传动比可以是  $a_0$  和  $i_0$ ，一般取  $a_0 > a$  和  $i_0 > i$ ，在设计和加工时常采用蜗轮齿数增量系数  $y$  来表示，即

$$y = \frac{z_0 - z_2}{z_2} \quad (6-44)$$

式中  $z_2$  —— 蜗轮实际齿数；

$z_0$  —— 在第一次包络过程中，采用的蜗轮齿数，也称为工艺齿数。

这时

$$i_0 = i(y+1) \quad (6-45)$$

$$a_0 = a + \frac{d_2}{2} y \quad (6-46)$$

式中  $d_2$  —— 蜗轮分度圆直径。

由  $y=0$  和  $y \neq 0$  平面二次包络环面蜗杆传动，又可分为典型传动和修形传动两类。

平面二次包络的第二次包络的坐标设置如图 6-41 所示。 $S_1$  和  $S_0$  为静坐标； $S_1$  和  $S_2$  为动坐标； $\theta_1$  为蜗杆转角； $\theta_2$  为蜗轮转角。

#### (1) 二次啮合区

在第二次包络过程中，以蜗杆齿面为母面包络得的蜗轮齿面，这时蜗轮齿面将有两部分组成：一部分是在一次包络过程中含接触线的部分，也就是一次包络中的啮合区，称为一次啮合区；另一部分是在二次包络过程中的新接触线形成的蜗轮齿面，称为二次啮合区。一次啮合区中的瞬时接触线称为一次线，二次啮合区中的瞬时接触线称为二次线。所以平面二次包络环面蜗杆传动在齿面上同时有两条瞬时接触线，这也是提高承载能力的一个重要因素。

#### (2) 接触方程和接触线分析

① 接触线方程 在坐标系  $S_2$ —— $x_2$ 、 $y_2$ 、 $z_2$  中的接触线方程为

$$\left. \begin{aligned} A_{21}x_2 + B_{21}y_2 + C_{21}z_2 &= E_{21} \\ A_{22}x_2 + B_{22}y_2 + C_{22}z_2 &= E_{22} \\ A_{23}x_2 + B_{23}y_2 + C_{23}z_2 &= E_{23} \end{aligned} \right\} \quad (6-47)$$

式中  $A_{21} = -\sin \psi_2 \cos \theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) - \tan \beta \cos \theta_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) + \cos \psi_2 \sin \theta_2$

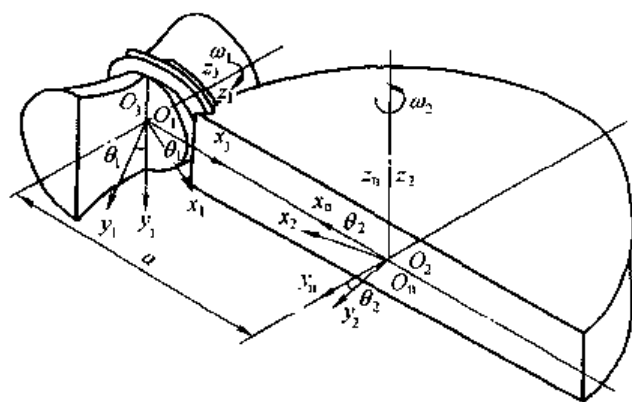


图 6-41 二次包络坐标设置

$$B_{21} = \sin\psi_2 \sin\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta \sin\theta_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) + \cos\psi_2 \cos\theta_2$$

$$C_{21} = \sin\psi_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta \cos(\psi_1 - \theta_1)$$

$$E_{21} = -a[\sin\psi_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta \sin(\psi_1 - \theta_1)] + a_0 \sin\psi_2 - r_b$$

$$A_{22} = \sin\psi_2 \cos\theta_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta \cos\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) - \frac{1}{i_0} [\sin\psi_2 \sin\theta_2 + \cos\psi_2 \cos\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1)]$$

$$B_{22} = -\sin\psi_2 \sin\theta_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta \sin\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) - \frac{1}{i_0} [\sin\psi_2 \cos\theta_2 - \cos\psi_2 \sin\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1)]$$

$$C_{22} = \sin\psi_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta \sin(\psi_1 - \theta_1) + \frac{1}{i_0} \cos\psi_2 \sin(\psi_1 - \theta_1)$$

$$E_{22} = a[\sin\psi_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta \cos(\psi_1 - \theta_1) - \frac{1}{i_0} \cos\psi_2 \cos(\psi_1 - \theta_1)] + \frac{1}{i_0} a_0 \cos\psi_2$$

$$A_{23} = B_{21} - i[\sin\psi_2 \cos\theta_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta \cos\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1)]$$

$$B_{23} = -A_{21} + i[\sin\psi_2 \sin\theta_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta \sin\theta_2 \cos(\psi_1 - \theta_1)]$$

$$C_{23} = -i[\sin\psi_2 \cos(\psi_1 - \theta_1) + \tan\beta \sin(\psi_1 - \theta_1)]$$

$$E_{23} = -ai[\sin\psi_2 \sin(\psi_1 - \theta_1) - \tan\beta \cos(\psi_1 - \theta_1)]$$

$a_0$ ,  $a$ ——一次包络的中心距和二次包络的中心距;

$i_0$ ,  $i$ ——一次包络的传动比和二次包络的传动比;

$\psi_1$ ,  $\psi_2$ ——一次包络时蜗杆和蜗轮的转角, 对于典型传动  $\psi_1 = i\psi_2$ , 对于修形传动  $\psi_1 = i_0\psi_2$ ;

$\theta_1$ ,  $\theta_2$ ——二次包络时蜗杆和蜗轮的转角, 对于典型传动和修形传动均是  $\theta_1 = i\theta_2$ ;

$\beta$ ——一次包络时母平面的倾角。

## ② 接触线的计算

a. 在“二次包络”传动中,  $\theta$  是运动参数, 给定一个  $\theta_2$  值后, 代入式 (6-47) 中就能计算该瞬时接触线, 一般  $\theta_2$  值可以从起始角开始, 然后每隔一个蜗轮齿距给一个值, 直到工作角为止。

b. 在接触线公式中,  $\psi$  值的性质是几何参数。所以当确定了一个  $\theta$  值后, 必须给出一系列的  $\psi$  ( $\psi_1$  和  $\psi_2$ ) 值, 求得一系列的点, 这些点的集合就是一条接触线。

c. 对于修形传动, 计算得到的接触线, 或是一根多段空间曲线有两段通过齿面, 或是其中一段两次通过齿面。总之, 每一瞬时在齿面上两条接触线, 称为“双线接触”。

对于典型传动, 也有“双线接触”, 但是上面计算所得只是其中一条新接触线 (二次线)。

d. 对于典型传动, 当  $\psi_1 = \theta_1$  时, 式 (6-47) 中的第二式与第三式是等价的, 这时相当于平面一次包络的接触线方程。所以, 这时可以得到一条与“一次包络”传动完全相同的接触线, 这条接触线就是一次线。

## ③ 接触线分析

a. 典型传动接触线分析。在“二次包络”传动中, 有些二次接触线在理论计算后虽能画出, 但实际上并不存在, 称为“虚接触”。

在典型传动中, 母面倾角  $\beta$  对接触线的影响比较大, 图 6-42 所示为较小  $\beta$  值时的接触线分布, 在  $x_2$  轴左侧是“一次线”, 右侧是“二次线”。在“二次线”中, 在齿面上只存在



1、2、3 三条接触线，而 4、5、6 三条接触线在齿面以外实际上并不存在而是“虚接触”。所以，从蜗杆上接触线变化示意图上可以看出，从喉部附近到啮出端并无双线接触（见图 6-13）。图 6-44 所示为小  $\beta$  值的蜗轮齿面。

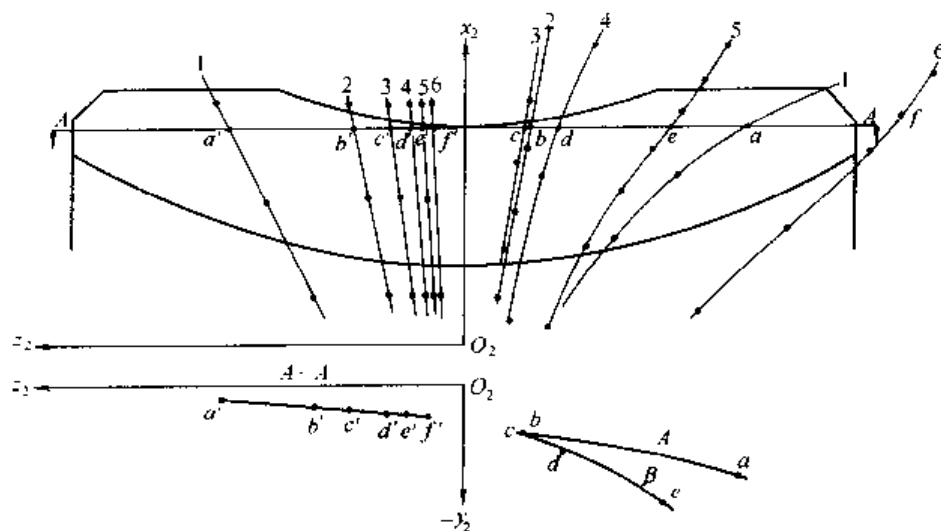


图 6-42 较小  $\beta$  值时的接触线分布

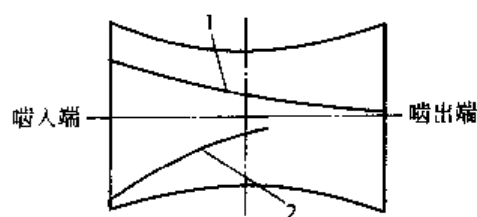


图 6-43 蜗杆上接触线变化示意

1 一次线；2 二次线

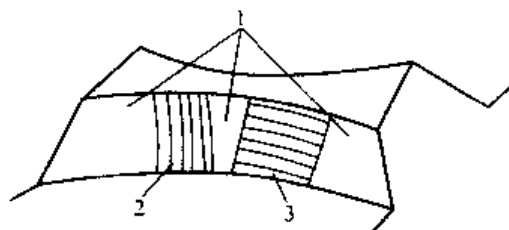


图 6-44 小  $\beta$  值的蜗轮齿面

1—非啮合区；2—一次接触区；3 二次接触区

图 6-45 所示为较大  $\beta$  值时的接触线分布，这时“一次线”在  $x_2$  轴的右侧，左侧的接触

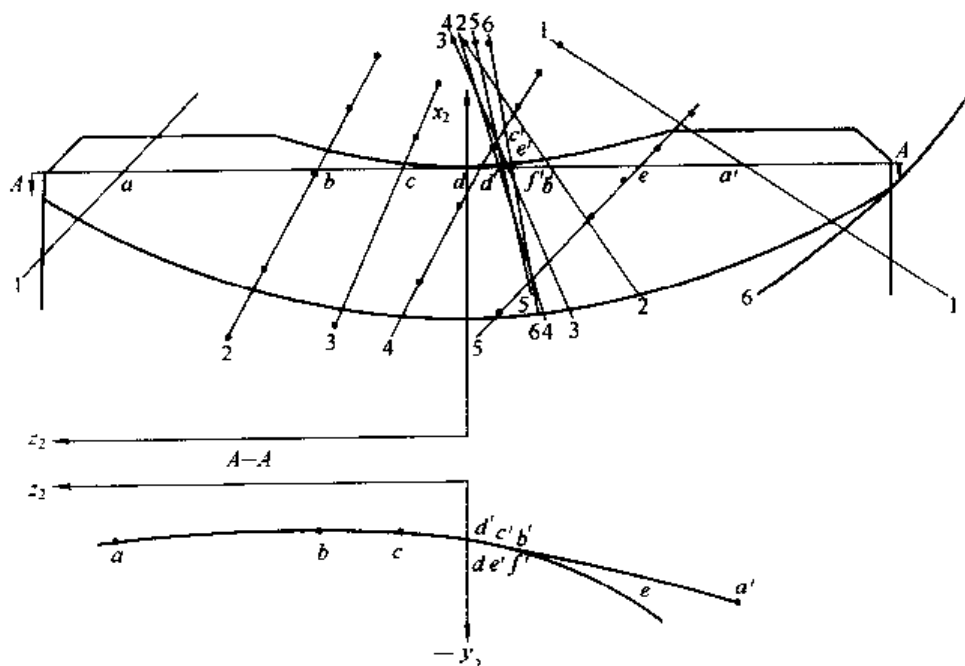


图 6-45 较大  $\beta$  值时的接触线分布

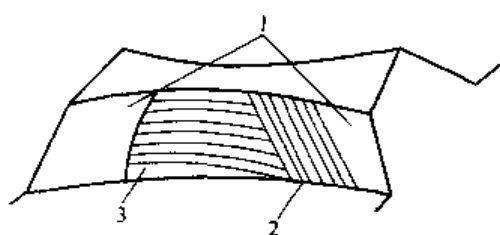


图 6-46 大  $\beta$  值的蜗轮齿面

1 - 非啮合区; 2 - 一次接触区; 3 - 二次接触区

线是“二次线”，除“一次线”在齿面上有些交叉点外，不存在“虚接触”，齿面在“一次线”和“二次线”间也没有非啮合区（见图 6-46）。

综上分析，在设计时母平面倾角  $\beta$  值取大些比较有利，但要注意勿使边齿齿顶过薄。

b. 修形传动接触线分析。图 6-47 所示为其他参数都相同，只是齿数增墨系数  $y$  不同时的接触线分布。它的特点是一段接触线两次经过齿面而形成双线接触，当  $y$  越大时，齿面上的接触越少且越平缓，以致润滑角  $\delta$  亦越小，这对齿面润滑及轮齿强度是不利的，从理论上讲，当  $y \rightarrow \infty$  时则又回到圆柱蜗杆传动的接触线情况了。

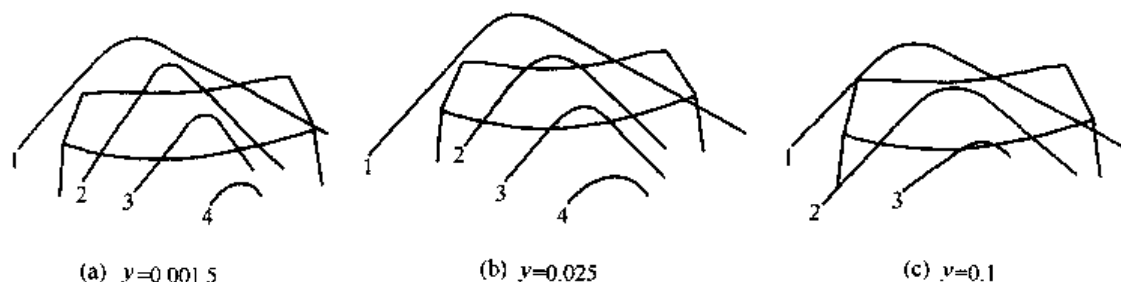
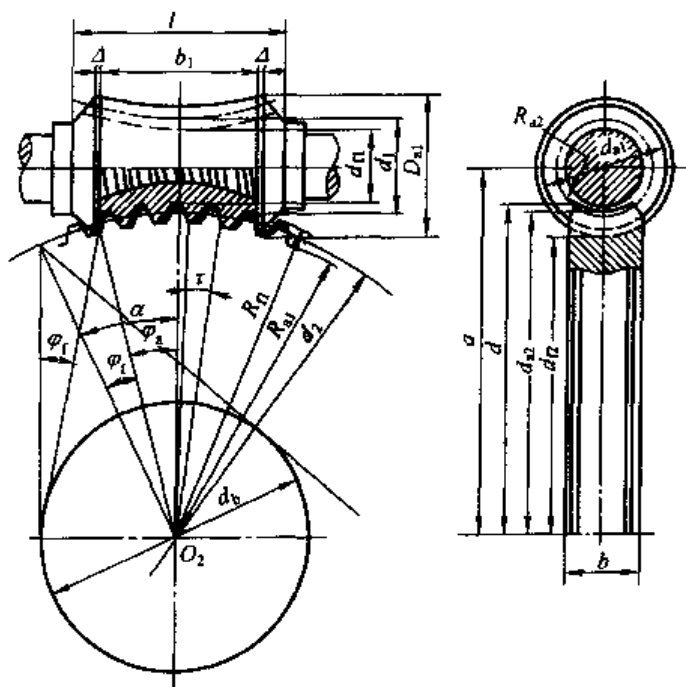


图 6-47 修形传动的接触线

### (3) 设计计算时参数选择和几何尺寸计算

参数选择及其说明和几何尺寸计算公式全列于表 6-59。

表 6-59 平面二次包络环面蜗杆传动几何尺寸计算公式



序号	名称	代号	公式及说明	示例 4
1	中心距	$a$	根据强度要求确定	250mm
2	传动比	$i$	$i = z_2 / z_1$	40

续表

序 号	名 称	代 号	公 式 及 说 明	示 例 1
3	蜗杆头数	$z_1$	根据使用要求确定	1
4	蜗轮齿数	$z_2$	$z_2 = iz_1$	40
5	蜗杆分度圆直径	$d_1$	$d_1 = k_1 a$ $i > 20 \quad k_1 = 0.33 \sim 0.38$ $i > 10 \quad k_1 = 0.36 \sim 0.42$ $i \leq 10 \quad k_1 = 0.4 \sim 0.50$ 计算结果圆整	82mm
6	蜗轮分度圆直径	$d_2$	$d_2 = 2a - d_1$	418mm
7	蜗轮端面模数	$m_t$	$m_t = d_2 / z_2$	10.45mm
8	齿顶高	$h_a$	$h_a = 0.7m_t$	7.32mm
9	齿根高	$h_f$	$h_f = 0.9m_t$	9.4mm
10	全齿高	$h$	$h = 1.6m_t$	16.72mm
11	蜗杆根圆直径	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	63.2mm
12	蜗杆顶圆直径	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	96.64mm
13	齿顶间隙	$c$	$c = 0.2m_t$	2.08mm
14	蜗杆齿根圆弧半径	$R_{f1}$	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$	218.4mm
15	蜗杆齿顶圆弧半径	$R_{a1}$	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$	201.68mm
16	蜗轮齿顶圆直径	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$	432.64mm
17	蜗轮齿根圆直径	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$	399.2mm
18	蜗杆喉部分度圆导程角	$\gamma$	$\gamma = \arctan \frac{d_2}{1d_1}$	$7^\circ 15' 45''$
19	齿距角	$\tau$	$\tau = 360^\circ / z_2$	$9^\circ$
20	主基圆直径	$d_b$	$d_b = k_b a$ 圆整 $k_b = 0.5 \sim 0.67$ 一般 $k_b = 0.63$ ; 小传动比可取较小值	158mm
21	蜗轮分度圆压力角	$\alpha$	$\alpha = \arcsin \frac{d_b}{d_2}$ $\alpha = 20^\circ \sim 25^\circ$	$22^\circ 12' 33''$
22	蜗杆包围蜗轮齿数	$z'$	$z' \leq \frac{z_2}{10} + 0.5$	4.5
23	蜗杆包围蜗轮的工作半角	$\psi_h$	$\psi_h = 0.5\tau(z' - 0.45)$	$18^\circ 13' 30''$
24	工作起始角	$\psi_b$	$\psi_b = \alpha - \psi_h$	$3^\circ 59' 25''$
25	蜗轮齿宽	$b_2$	$b_2 = (0.9 \sim 1)d_{f1}$	60mm
26	蜗杆工作部分长度	$b_1$	$b_1 = d_2 \sin \psi_h$	130mm
27	蜗杆外径处磨带宽度	$\Delta$	$\Delta = m_t$	10mm
28	蜗杆最大齿顶圆直径	$d_{ca1}$	$d_{ca1} = 2[a - \sqrt{R_{a1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	118.16mm
29	蜗杆最大齿根圆直径	$d_{cf1}$	$d_{cf1} = 2[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5b_1)^2}]$	83mm
30	蜗轮分度圆齿距	$p_{t2}$	$p_{t2} = \pi m_t$	32.83mm

续表

序 号	名 称	代 号	公式及说明	示例 4
31	齿侧间隙	$j$	按机械设备特性确定	0.4mm
32	蜗轮分度圆齿厚	$s_2$	$i > 10 \quad s_2 = 0.55 p_{t2}$ $i \leq 10 \quad s_2 = p_{t2} - s_1 - j$	18mm
33	蜗杆分度圆齿厚	$s_1$	$i > 10 \quad s_1 = p_{t2} - s_2 - j$ $i \leq 10 \quad s_1 = k_s p_{t2}$ $z_1 < 4 \quad k_s \approx 0.45$ $z_1 = 4 \quad k_s = 0.46$ $z_1 = 5 \quad k_s = 0.47$ $z_1 = 6 \quad k_s = 0.48$ $z_1 = 8 \quad k_s = 0.49$	14.43mm
34	母平面倾角	$\beta$	平面一次包络 直齿 $\beta = 0$ 斜齿 $\beta = \gamma + (1^\circ \sim 3^\circ)$ 平面二次包络 $\tan \beta = \frac{\cos(\alpha + \Delta) \frac{r_2^2}{a} \cos \alpha}{\cos(\alpha + \Delta) - \frac{r_2^2}{a} \cos \alpha} \times \frac{1}{i}$ $i > 30 \quad \Delta = 8^\circ; i < 30 \quad \Delta = 6^\circ;$ $i < 10 \quad \Delta = 1^\circ \sim 4^\circ \text{ 或 } \Delta = (0.1 \sim 0.2)i$	$11^\circ$
35	蜗杆法向弦齿厚	$\bar{s}_{n1}$	$\bar{s}_{n1} = s_1 \cos \gamma$	14.3mm
36	蜗轮法向弦齿厚	$\bar{s}_{n2}$	$\bar{s}_{n2} = s_2 \cos \gamma$	17.86mm
37	蜗轮齿冠圆弧半径	$R_{a2}$	$R_{a2} = 0.53 d_{f1}$	33.5mm
38	齿厚测齿高	蜗杆	$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5 d_2 [1 - \cos \arcsin(s_1/d_2)]$	7.19mm
		蜗轮	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5 d_2 [1 - \cos \arcsin(s_2/d_2)]$	7.51mm
39	蜗杆修缘值	入口端	修缘值 修缘长度 $e_1$ $E_1$	$e_1 = 0.3 \sim 1$ $E_1 = (1/4 \sim 1) p_{t2}$ (不计算出值)
		出口端	修缘值 修缘长度 $e_0$ $E_0$	$e_0 = 0.2 \sim 0.8$ $E_0 = (1/3 \sim 1) p_{t2}$ (不计算出值)

注：表中示例 4 的值见本章 6.9.3 计算示例 4。

## (4) 蜗杆齿顶厚度的验算

平面包络弧面蜗杆传动中，蜗杆最小的齿顶厚是两端边齿。所以，只验算边齿齿顶厚  $s_e$  即可。一般要求  $s_e \geq 0.15 m_t$ 。

表 6-60 中列出在设计时常用参数的齿顶厚系数，每格中上面的数据为齿顶高系数是 0.95 时蜗杆边齿厚齿顶系数，若以  $(s'_e)_{0.95}$  表示，则其齿顶厚  $s_e$  为

$$s_e = (s'_e)_{0.95} m_t \quad (6-48)$$

例如一蜗杆传动的参数为  $m_t = 3.36 \text{ mm}$ ， $i = 50$ ， $\Delta = 0.1i$ ， $z_1 = 1$ ， $k_1 = 0.32$ ， $k_b = 0.63$ ， $\psi_t = 3^\circ$  时，求齿顶高系数为 0.95 时蜗杆边齿齿顶厚。

由上述参数，从表 6-60 中查得  $(s'_e)_{0.95} = 0.393$ ，所以蜗杆边齿齿顶厚  $s_e$  为

$$s_e = 0.393 \times 3.36 = 1.32 \text{ mm}$$

表 6-60 齿顶厚系数

$\frac{f}{z_1}$	$\Delta$	$k_F = 0.65$						$k_L = 0.67$					
		$k_1$	$\psi_1 (^\circ)$				$k_2$	$\psi_2 (^\circ)$					
			$\psi$	1	3	5		7	0	1	3	5	7
15 3	0.1 <sub>r</sub>	0.34	-	0.094 0.336	0.204 0.324	0.287 0.344	0.32	-	-	-	0.050 0.318	0.153 0.337	
			0.36	-	0.135 0.335	0.236 0.324		0.311 0.344	0.31	-	-	-	0.096 0.346
		0.40		-	0.194 0.337	0.280 0.326	0.342 0.318	0.36		-	-	0.019 0.358	0.132 0.346
	0.15 <sub>r</sub>	0.34	-	0.024 0.343	0.141 0.331	0.235 0.321	0.32		-	-	-	-	0.084 0.345
			0.36	-	0.074 0.341	0.185 0.329		0.267 0.320	0.34	-	-	-	0.027 0.353
		0.40		-	-	-	-	0.36		-	-	-	0.072 0.352
	0.2 <sub>r</sub>	0.34	-	-	0.037 0.338	0.171 0.328	0.32		-	-	-	-	0.094 0.354
			0.36	-	0.003 0.348	0.124 0.336		0.211 0.326	0.34	-	-	-	-
		0.40		-	0.092 0.346	0.195 0.335	0.270 0.327	0.36		-	-	-	0.001 0.359
20 2	0.1 <sub>i</sub>	0.32	-	0.058 0.279	0.178 0.269	0.267 0.260	0.32		-	-	0.072 0.287	0.171 0.277	0.245 0.270
			0.34	0.032 0.284	0.102 0.278	0.213 0.268		0.295 0.259	0.354 0.253	0.34	-	-	0.112 0.286
		0.36		0.071 0.284	0.137 0.278	0.241 0.268	0.316 0.260	0.369 0.254	0.36		-	0.027 0.297	0.112 0.287
	0.15 <sub>i</sub>	0.32	-	-	0.105 0.275	0.204 0.266	0.279 0.258	0.32		-	-	-	0.100 0.284
			0.34	-	0.028 0.284	0.151 0.273	0.241 0.265		0.308 0.258	0.34	-	-	0.039 0.292
		0.36		0.001 0.289	0.073 0.283	0.187 0.273	0.270 0.265	0.331 0.258	0.36		-	-	0.080 0.292
	0.2 <sub>i</sub>	0.32	-	-	0.014 0.283	0.125 0.273	0.210 0.266	0.32		-	-	-	0.001 0.292
			0.34	-	-	0.073 0.280	0.175 0.271		0.251 0.264	0.34	-	-	-
		0.36		-	-	0.120 0.279	0.213 0.270	0.282 0.263	0.36		-	-	0.002 0.298

续表

$\frac{t}{\varepsilon_1}$	$\Delta$	$k_b = 0.63$						$k_b = 0.67$					
		$k_1$	$\psi_2 / (^\circ)$					$k_1$	$\psi_2 / (^\circ)$				
			0	1	3	5	7		0	1	3	5	7
$\frac{25}{2}$	0.1i	0.32	0.051	0.129	0.250	0.336	0.396	0.32	—	0.012	0.147	0.243	0.311
			0.332	0.325	0.313	0.304	0.296		—	0.347	0.335	0.325	0.317
		0.34	0.094	0.168	0.280	0.358	0.412	0.34	—	0.055	0.181	0.268	0.330
			0.332	0.325	0.314	0.305	0.298		—	0.348	0.335	0.326	0.319
		0.36	0.129	0.198	0.303	0.374	0.423	0.36	0.012	0.090	0.207	0.287	0.342
			0.333	0.327	0.316	0.307	0.301		0.356	0.349	0.338	0.329	0.322
	0.15i	0.32	—	0.023	0.161	0.261	0.334	0.32	—	—	0.043	0.156	0.238
			—	0.334	0.322	0.312	0.304		—	—	0.344	0.333	0.325
		0.34	—	0.077	0.205	0.295	0.360	0.34	—	—	0.093	0.195	0.269
			—	0.333	0.321	0.312	0.304		—	—	0.343	0.334	0.326
		0.36	0.041	0.119	0.238	0.321	0.379	0.36	—	—	0.131	0.225	0.291
			0.340	0.333	0.322	0.313	0.306		—	—	0.345	0.335	0.328
$\frac{31.5}{2}$	0.2i	0.32	—	—	0.043	0.161	0.248	0.32	—	—	—	0.037	0.137
			—	—	0.332	0.321	0.313		—	—	—	0.344	0.335
		0.34	—	—	0.105	0.211	0.289	0.34	—	—	—	0.096	0.185
			—	—	0.330	0.320	0.312		—	—	—	0.343	0.334
		0.36	—	0.017	0.153	0.250	0.319	0.36	—	—	0.031	0.141	0.221
			—	0.341	0.329	0.320	0.313		—	—	0.353	0.343	0.335
	0.1i	0.32	0.085	0.171	0.297	0.382	0.439	0.32	—	0.052	0.194	0.290	0.356
			0.395	0.387	0.374	0.363	0.356		—	0.413	0.100	0.389	0.381
		0.34	0.127	0.207	0.325	0.401	0.452	0.34	0.004	0.094	0.226	0.313	0.371
			0.396	0.388	0.376	0.366	0.359		0.424	0.416	0.402	0.392	0.385
		0.36	0.159	0.236	0.345	0.415	0.460	0.36	0.041	0.127	0.250	0.329	0.381
			0.399	0.391	0.379	0.370	0.364		0.427	0.419	0.406	0.397	0.390
	0.15i	0.32	—	0.030	0.182	0.288	0.362	0.32	—	—	0.059	0.179	0.264
			—	0.398	0.385	0.374	0.365		—	—	0.412	0.400	0.392
		0.34	—	0.087	0.227	0.323	0.388	0.34	—	—	0.112	0.220	0.295
			—	0.398	0.386	0.375	0.367		—	—	0.412	0.402	0.394
		0.36	0.043	0.132	0.262	0.349	0.407	0.36	—	0.005	0.152	0.251	0.318
			0.408	0.400	0.387	0.378	0.370		—	0.429	0.415	0.405	0.398
	0.2i	0.32	—	—	0.013	0.146	0.241	0.32	—	—	—	0.008	0.120
			—	—	0.399	0.387	0.378		—	—	—	0.416	0.406
		0.34	—	—	0.086	0.206	0.290	0.34	—	—	—	0.080	0.178
			—	—	0.398	0.386	0.378		—	—	—	0.415	0.406
		0.36	—	—	0.143	0.251	0.326	0.36	—	—	0.010	0.134	0.221
			—	—	0.398	0.387	0.379		—	—	0.427	0.416	0.408

续表

$\frac{l}{\lambda}$	$\Delta$	$k_h=0.63$						$k_h=0.67$					
		$k_1$	$\phi_2 (^{\circ})$					$k_1$	$\phi_2 (^{\circ})$				
			0	1	3	5	7		0	1	3	5	7
$\frac{40}{l}$	0.1 $\epsilon$	0.32	0.228	0.286	0.371	0.426	0.463	0.32	0.126	0.191	0.286	0.348	0.389
			0.250	0.215	0.237	0.232	0.228		0.266	0.261	0.253	0.248	0.244
		0.34	0.253	0.308	0.387	0.437	0.469	0.34	0.155	0.216	0.304	0.360	0.396
	0.251		0.247	0.239	0.234	0.231	0.268		0.264	0.256	0.251	0.247	
	0.36	0.271	0.324	0.398	0.443	0.471	0.36	0.176	0.234	0.316	0.367	0.400	
		0.254	0.249	0.242	0.238	0.234		0.271	0.267	0.259	0.254	0.251	
	0.15 $\epsilon$	0.32	0.097	0.167	0.274	0.346	0.396	0.32	—	0.050	0.170	0.253	0.310
			0.258	0.253	0.245	0.239	0.234		—	0.271	0.262	0.256	0.251
		0.34	0.141	0.207	0.306	0.371	0.415	0.34	0.023	0.097	0.208	0.282	0.332
0.258	0.254		0.256	0.240	0.236	0.276	0.271		0.263	0.257	0.253		
0.2 $\epsilon$	0.32	—	—	0.108	0.206	0.277	0.32	—	—	—	0.081	0.164	
		—	—	0.256	0.250	0.244		—	—	—	0.268	0.262	
	0.34	—	0.046	0.171	0.258	0.320	0.34	—	—	0.044	0.145	0.217	
—		0.264	0.255	0.249	0.244	—		—	0.274	0.267	0.262		
0.36	0.32	0.025	0.102	0.218	0.297	0.351	0.36	—	—	0.101	0.191	0.254	
		0.269	0.261	0.256	0.250	0.245		—	—	0.275	0.268	0.263	
	$\frac{50}{l}$	0.1 $\epsilon$	0.32	0.232	0.300	0.393	0.450	0.486	0.32	0.125	0.200	0.305	0.370
0.300				0.294	0.285	0.279	0.275	0.321		0.315	0.306	0.300	0.295
0.34			0.259	0.324	0.410	0.461	0.492	0.34	0.156	0.228	0.325	0.383	0.419
		0.303	0.297	0.289	0.283	0.279	0.324		0.318	0.309	0.303	0.299	
0.36		0.280	0.341	0.421	0.467	0.494	0.36	0.180	0.248	0.339	0.391	0.442	
		0.306	0.301	0.293	0.288	0.284		0.328	0.322	0.314	0.308	0.305	
0.15 $\epsilon$		0.32	0.032	0.119	0.248	0.333	0.391	0.32	—	—	0.129	0.228	0.295
			0.313	0.307	0.297	0.290	0.285		—	—	0.319	0.311	0.306
		0.34	0.091	0.173	0.291	0.367	0.416	0.34	—	0.047	0.182	0.269	0.327
0.313	0.307		0.298	0.291	0.287	—	0.330		0.320	0.313	0.308		
0.2 $\epsilon$	0.32	0.135	0.213	0.322	0.390	0.433	0.36	0.008	0.096	0.220	0.298	0.348	
		0.316	0.310	0.301	0.295	0.290		0.338	0.332	0.323	0.316	0.311	
	0.36	0.32	—	—	—	0.069	0.165	0.32	—	—	—	—	0.004
—			—	—	0.309	0.302	—		—	—	—	0.327	
0.34		—	—	0.046	0.163	0.245	0.34	—	—	—	0.009	0.108	
	—	—	0.315	0.307	0.301	—		—	—	0.331	0.324		
0.36	0.32	—	—	0.126	0.229	0.300	0.36	—	—	—	0.095	0.179	
		—	—	0.314	0.307	0.301		—	—	—	0.330	0.325	

续表

$\frac{r}{z_1}$	$\Delta$	$k_h=0.63$						$k_h=0.67$					
		$k_1$	$\psi_1/^\circ$					$k_1$	$\psi_2/^\circ$				
			0	1	3	5	7		0	1	3	5	7
63 i	0.1i	0.32	0.200	0.283	0.392	0.456	0.495	0.32	0.080	0.173	0.298	0.372	0.417
			0.366	0.360	0.350	0.343	0.338		0.393	0.386	0.375	0.368	0.363
		0.34	0.234	0.313	0.411	0.470	0.503	0.34	0.121	0.209	0.324	0.389	0.428
			0.370	0.364	0.354	0.348	0.344		0.397	0.390	0.380	0.373	0.368
		0.36	0.260	0.335	0.428	0.478	0.506	0.36	0.152	0.236	0.342	0.399	0.433
			0.375	0.369	0.360	0.353	0.350		0.402	0.396	0.385	0.380	0.375
	0.15i	0.32			0.132	0.248	0.325	0.32	—			0.107	0.201
					0.369	0.360	0.354					0.389	0.381
		0.34	—	0.049	0.207	0.307	0.372	0.34			0.066	0.185	0.263
				0.381	0.379	0.362	0.356				0.398	0.389	0.383
		0.36	0.011	0.117	0.261	0.349	0.404	0.36	—		0.134	0.238	0.305
			0.391	0.383	0.272	0.365	0.360				0.400	0.392	0.387
	0.2i	0.32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		0.34	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		0.36	—	—	—	—	0.068 0.384	—	—	—	—	—	—

注: 1. “—”表示齿顶已变尖。

2.  $\psi_2$  可以用作确定工作起始角的参考。

每格中下面的数据为齿顶高每变化 1mm (增加或减少) 以  $m_t$  为函数的齿顶厚变化系数, 以  $s'_\Delta$  表示, 设齿顶高系数为  $x$ , 则这时的齿顶厚系数  $(s'_e)_x$  为

$$(s'_e)_x = (s'_e)_{0.95} + s'_\Delta m_t (0.95 - x) \quad (6-49)$$

例如仍取上例, 求当  $x=0.7$  时蜗杆边齿齿顶厚。

查表得  $(s'_e)_{0.95}=0.393$ ,  $s'_\Delta=0.285$ , 由此得到

$$(s'_e)_{0.7} = 0.393 + 0.285 \times 3.36(0.95 - 0.7) = 0.6324$$

所以齿顶厚  $s_e$  为

$$s_e = 0.6324 \times 3.36 = 2.12\text{mm}$$

一般在测量中并没有边齿齿顶厚项目, 只是在设计时用以边齿齿顶厚是否满足  $s_e \geq 0.15m_t$ , 所以, 当设计参数与表中所列参数不一致时, 可以由影响因素用插入法或估计一近似值来查表。

#### (5) 平面二次包络环面蜗杆传动承载能力计算

目前环面蜗杆传动的承载能力计算一般利用功率表来确定基本参数。表 6-61 列出工作载荷平稳, 每天工作 8h, 每小时启动次数不大于 10 次, 启动转矩为额定转矩的 2.5 倍, 小时负荷率  $JC=100\%$ , 环境温度为  $20^\circ\text{C}$  时的额定输入功率  $P_1$  及额定输出转矩  $T_2$ 。当设计情况不一致时, 输入功率  $P_1$  或输出转矩  $T_2$  可计算如下 (GB/T 16444—1996)。



表 6-61 平面二次包络环面蜗杆传动功率

公称传 动比 <i>i</i>	输入转 速 <i>n</i> /r·min <sup>-1</sup>	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			额定输入功率 <i>P</i> <sub>1</sub> /kW 额定输出转矩 <i>T</i> <sub>2</sub> /N·m																	
10	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	6.71	11.5	19.7	25.9	35.7	47.5	61.2	81.4	105	138	183	245	261	347				
		<i>T</i> <sub>2</sub>	384	666	1141	1516	2093	2811	3626	4870	6280	8343	11087	14795	15787	20979				
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	6.20	10.6	18.2	23.9	33.0	43.9	56.6	75.2	97.0	127	169	226	241	320	413	543	722	963
		<i>T</i> <sub>2</sub>	533	923	1581	2102	2901	3897	5025	6749	8703	11563	15366	20505	21881	29076	37495	49291	65499	87198
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	5.22	8.94	15.3	20.1	27.8	36.9	47.6	63.3	81.6	107	143	190	203	270	348	457	608	811
		<i>T</i> <sub>2</sub>	591	1019	1755	2333	3220	4326	5579	7494	9664	12842	17064	22772	24300	32290	41640	54740	72740	97071
12.5	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	4.20	7.20	12.3	16.2	22.1	29.7	38.3	50.9	65.7	86.3	115	153	163	217	280	368	489	652
		<i>T</i> <sub>2</sub>	697	1202	2071	2754	3801	5107	6586	8849	11412	15167	20145	26896	28700	38137	49181	64653	85913	114649
	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	5.88	10.1	17.3	22.7	31.3	41.7	53.7	71.4	92.0	121	161	215	229	304	392			
		<i>T</i> <sub>2</sub>	417	722	1237	1645	2270	3066	3954	5311	6849	9100	12092	16137	17220	22882	29508			
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	5.26	9.00	15.4	20.3	28.0	37.2	48.0	63.8	82.2	108	144	192	205	272	351	461	612	817
		<i>T</i> <sub>2</sub>	558	968	1658	2204	3042	4109	5298	7117	9178	12194	16204	21624	23074	30661	39540	51980	69072	92176
14	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	4.31	7.39	12.7	16.7	23.0	30.5	39.4	52.3	67.5	88.7	118	157	168	223	288	378	503	671
		<i>T</i> <sub>2</sub>	604	1041	1794	2386	3293	4448	5737	7665	9884	13135	17454	23292	24854	33027	42591	55993	74401	99287
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	123	128	170	220	289	384	512
		<i>T</i> <sub>2</sub>	676	1166	2009	2672	3688	4956	6392	8589	11076	14722	19563	25819	27857	37018	47737	62755	83390	111283
	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	5.45	9.34	16.0	21.0	29.0	38.6	49.8	66.1	85.3	112	149	199	212	282	361	478		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	430	745	1277	1688	2330	3165	4082	5483	7070	9395	12484	16660	17777	23623	30463	40047		
14	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	4.90	8.40	14.4	18.9	26.1	34.7	44.8	59.5	76.7	101	134	179	191	254	327	430	571	762
		<i>T</i> <sub>2</sub>	580	1005	1723	2277	3143	4269	5506	7396	9537	12673	16840	22472	23980	31865	41092	54020	71783	95793
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	4.00	6.85	11.7	15.4	21.3	28.3	36.5	48.5	62.6	82.3	109	146	156	207	267	351	466	622
		<i>T</i> <sub>2</sub>	620	1075	1853	2464	3401	4544	5860	7917	10209	13568	18029	24060	25674	34116	43995	57836	76854	102560
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	3.06	5.24	8.98	11.8	16.3	21.7	27.9	37.1	47.8	62.9	83.6	112	119	158	204	268	356	476
		<i>T</i> <sub>2</sub>	695	1205	2078	2761	3814	5097	6572	8833	11391	15143	20122	26852	28653	38075	49101	64548	85773	114463

公称传 动比 $i$	输入转 速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
额定输入功率 $P_1$ /kW 额定输出转矩 $T_2$ /N·m																				
16	1 500	$P_1$	4.98	8.54	14.6	19.2	26.5	35.3	45.5	60.4	77.9	102	136	182	194	258	332	437		
		$T_2$	446	774	1 326	1 763	2 433	3 233	4 169	5 663	7 303	9 706	12 897	17 211	18 365	24 441	31 470	41 372		
	1 000	$P_1$	4.51	7.73	13.2	17.4	24.0	31.9	41.2	54.7	70.6	92.8	123	165	176	233	301	395	525	701
		$T_2$	606	1 051	1 801	2 394	3 305	4 391	5 663	7 692	9 920	13 183	17 517	23 377	24 945	33 147	42 746	56 194	74 604	99 648
	750	$P_1$	3.65	6.25	10.7	14.1	19.4	25.8	33.3	44.3	57.1	75.0	99.7	133	142	189	243	320	425	567
		$T_2$	643	1 108	1 920	2 553	3 524	4 735	6 106	8 114	10 464	14 062	18 685	24 935	26 608	35 357	45 595	59 940	79 650	106 292
18	500	$P_1$	2.62	4.84	8.29	10.9	15.0	20.0	25.8	34.3	44.2	58.1	77.2	103	110	146	188	248	329	439
		$T_2$	725	1 250	2 154	2 865	3 954	5 316	6 855	9 214	11 881	15 797	20 991	28 013	29 892	39 721	52 223	67 338	89 480	119 410
	1 500	$P_1$	4.59	7.86	13.5	17.7	24.4	32.5	41.9	55.7	71.8	94.4	125	167	179	237	306	402		
		$T_2$	460	793	1 359	1 817	2 508	3 351	4 321	5 742	7 405	9 951	13 223	17 646	18 829	25 021	32 266	42 417		
	1 000	$P_1$	3.92	6.72	11.5	15.1	20.9	27.8	35.8	47.6	61.4	80.7	107	143	153	203	262	344	457	610
		$T_2$	587	1 017	1 742	2 316	3 197	4 296	5 540	7 362	9 493	12 757	16 952	22 623	24 140	32 078	41 367	54 381	72 263	96 434
20	750	$P_1$	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		$T_2$	646	1 113	1 929	2 565	3 540	4 785	6 170	8 246	10 633	13 978	18 574	24 787	26 743	35 537	45 827	60 245	80 055	106 832
	500	$P_1$	2.51	4.30	7.37	9.69	13.4	17.8	22.9	30.5	39.3	51.6	68.6	91.6	97.7	130	167	220	292	390
		$T_2$	716	1 235	2 128	2 831	3 908	5 254	6 776	9 109	11 746	15 620	20 756	27 698	29 556	39 275	50 647	66 582	88 475	118 068
	1 500	$P_1$	4.20	7.19	12.3	16.2	22.4	29.7	38.3	50.9	65.7	86.3	115	153	163	217	280	368		
		$T_2$	462	797	1 365	1 815	2 505	3 386	4 367	5 835	7 524	9 882	13 144	17 541	18 925	25 148	32 431	42 634		
20	1 000	$P_1$	3.61	6.18	10.6	13.9	19.2	25.5	32.9	43.8	56.5	74.2	98.6	132	140	187	241	316	420	561
		$T_2$	593	1 021	1 761	2 341	3 231	4 367	5 632	7 525	9 704	12 757	16 952	22 623	24 408	32 434	41 826	54 985	73 086	97 505
	750	$P_1$	2.98	5.11	8.75	11.5	15.9	21.1	27.2	36.2	46.6	61.3	81.5	109	116	154	199	261	347	463
		$T_2$	641	1 106	1 917	2 549	3 519	4 783	6 168	8 243	10 629	14 052	18 672	24 918	26 598	35 332	45 563	59 898	79 594	106 217
	500	$P_1$	2.31	3.97	6.79	8.93	12.3	16.4	21.1	28.1	36.2	47.6	63.2	84.4	90.1	120	154	203	270	360
		$T_2$	725	1 250	2 154	2 866	3 956	5 320	6 860	9 223	11 894	15 817	21 018	28 049	29 930	39 772	51 289	67 425	89 596	119 564

续表

公称传 动比 <i>i</i>	输入转 速 <i>n</i> /r·min <sup>-1</sup>	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			额定输入功率 <i>P</i> <sub>1</sub> /kW 额定输出转矩 <i>T</i> <sub>2</sub> /N·m																	
22.4	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	3.84	6.59	11.3	14.8	20.5	27.2	35.1	46.6	60.1	79.1	105	140	150	199	256	337		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	496	808	1384	1841	2541	3435	4429	5919	7633	10147	13483	17993	19200	25514	32902	43253		
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	3.29	5.65	9.67	12.7	17.6	23.3	30.1	40.0	51.5	67.8	90.0	120	128	170	220	289	384	512
		<i>T</i> <sub>2</sub>	599	1039	1780	2367	3267	4416	5695	7610	9813	13046	17336	23134	24686	32803	42302	55611	73897	98611
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.75	4.70	8.06	10.6	14.6	19.1	25.1	33.3	43.0	56.5	75.0	100	107	142	183	241	320	427
		<i>T</i> <sub>2</sub>	654	1134	1943	2584	3567	4851	6256	8360	10781	14334	19048	25419	27121	36043	46480	61103	81195	108353
25	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.12	3.63	6.22	8.18	11.3	15.0	19.3	25.7	33.1	43.6	57.9	77.2	82.4	110	141	186	247	329
		<i>T</i> <sub>2</sub>	729	1258	2155	2868	3959	5325	6867	9234	11908	15935	21174	28257	30857	41004	52878	69513	92371	123268
	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	3.45	5.91	10.1	13.3	18.4	24.4	31.5	41.9	54.0	71.0	94.3	126	134	178	230	303		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	467	810	1387	1845	2546	3423	4414	5898	7606	10056	13363	17832	19028	25285	32607	42866		
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.94	5.04	8.64	11.4	15.7	20.8	26.9	35.7	46.0	60.5	80.4	107	114	152	196	258	343	457
		<i>T</i> <sub>2</sub>	590	1023	1773	2358	3255	4376	5643	7541	9724	12856	17083	22797	24326	32325	41685	54809	72819	97176
28	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.51	4.30	7.37	9.69	13.4	17.8	22.9	30.5	39.3	51.6	68.6	91.6	97.7	130	167	220	292	390
		<i>T</i> <sub>2</sub>	663	1143	1971	2622	3619	4865	6274	8434	10876	14463	19218	25646	27367	36365	46896	61650	81921	109323
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
		<i>T</i> <sub>2</sub>	710	1225	2112	2811	3880	5187	6689	9052	11991	15716	20883	27869	29738	39516	50959	66991	89019	118795
	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	3.10	5.31	91.0	12.0	16.5	21.9	28.3	37.6	48.7	63.7	84.7	113	121	160	207	272		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	453	786	1354	1791	2472	3324	4287	5763	7432	9940	13209	17627	18810	24995	32232	42373		
28	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.71	4.64	7.95	10.4	14.4	19.2	24.7	32.8	42.3	55.7	74.0	98.7	105	140	180	237	315	421
		<i>T</i> <sub>2</sub>	593	1023	1764	2346	3239	4355	5616	7550	9737	13023	17306	23094	24613	32746	42229	55514	73768	98443
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.27	3.90	6.68	8.78	12.1	16.1	20.8	27.6	35.6	46.8	62.2	83.0	88.5	118	152	199	265	354
		<i>T</i> <sub>2</sub>	657	1133	1953	2589	3587	4823	6220	8364	10786	14346	19063	25439	27146	36072	46517	61152	81260	108441
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.80	3.09	5.30	6.96	9.61	12.8	16.5	21.9	28.2	37.1	49.3	65.8	70.2	93.3	120	158	210	280
		<i>T</i> <sub>2</sub>	743	1281	2196	2905	4010	5397	6959	9365	12077	16174	21192	28681	30601	40668	52444	68943	91613	122257

公称传 动比 <i>i</i>	输入转 速 <i>n</i> /r·min <sup>-1</sup>	功率 转矩	中 心 距/mm																	
			80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
额定输入功率 <i>P</i> <sub>1</sub> /kW 额定输出转矩 <i>T</i> <sub>2</sub> /N·m																				
31.5	1 500	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.78	4.77	8.18	10.7	14.8	19.7	25.4	33.8	43.6	57.3	76.1	102	108	144	186	244		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	447	770	1 328	1 768	2 440	3 282	4 232	5 691	7 339	9 763	12 974	17 313	18 475	24 550	31 658	41 618		
	1 000	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.43	4.17	7.14	9.39	13.0	17.2	22.2	29.5	38.0	50.0	66.5	88.7	91.6	126	162	213	283	378
		<i>T</i> <sub>2</sub>	585	1 009	1 740	2 315	3 196	4 299	5 543	7 455	9 614	12 789	16 994	22 678	24 199	32 156	41 468	54 514	72 440	96 670
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.80	3.09	5.30	6.96	9.61	12.8	16.5	21.9	28.2	37.1	49.3	65.8	70.2	93.3	120	158	210	280
		<i>T</i> <sub>2</sub>	572	986	1 700	2 263	3 123	4 201	5 418	7 287	9 397	12 502	16 613	22 170	23 657	31 436	40 539	53 293	70 818	94 505
35.5	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.57	2.69	4.61	6.06	8.36	11.1	14.3	19.0	24.5	32.3	42.9	57.2	61.1	81.1	105	138	183	244
		<i>T</i> <sub>2</sub>	708	1 221	2 106	2 787	3 847	5 146	6 636	8 932	11 519	15 337	20 380	27 196	29 021	38 563	49 730	65 376	86 873	115 930
	1 500	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.43	4.17	7.14	9.39	13.0	17.2	22.2	29.5	38.0	50.0	66.5	88.7	94.6	126	162	213		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	431	744	1 283	1 697	2 343	3 152	4 065	5 468	7 051	9 439	12 543	16 738	17 861	23 734	30 606	40 235		
	1 000	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.20	3.76	6.45	8.48	11.7	15.6	20.0	26.6	34.4	45.2	60.0	80.1	85.5	114	146	193	256	341
		<i>T</i> <sub>2</sub>	584	1 008	1 738	2 299	3 174	4 270	5 507	7 408	9 553	12 788	16 993	22 677	24 198	32 155	41 466	54 512	72 437	96 666
40	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
		<i>T</i> <sub>2</sub>	655	1 130	1 949	2 595	3 582	4 820	6 216	8 363	10 784	14 352	19 072	25 451	27 158	36 089	46 539	61 180	81 298	108 490
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.49	2.55	4.38	5.75	7.94	10.6	13.6	18.1	23.3	30.6	40.7	54.4	58.0	77.1	99.4	131	174	232
		<i>T</i> <sub>2</sub>	738	1 273	2 196	2 906	4 011	5 402	6 966	9 318	12 016	16 108	21 405	28 565	30 481	40 503	52 232	68 665	91 243	121 762
	1 500	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.27	3.90	6.68	8.78	12.1	16.1	20.8	27.6	35.6	46.8	62.2	83.0	88.5	118	152	199	265	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	440	759	1 310	1 744	2 408	3 240	4 178	5 623	7 251	9 651	12 825	17 115	18 263	24 268	31 295	41 141	54 669	
45	1 000	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.88	3.23	5.53	7.27	10.0	13.3	17.2	22.8	29.5	38.7	51.5	68.7	73.3	97.4	126	165	219	293
		<i>T</i> <sub>2</sub>	547	943	1 626	2 165	2 989	4 022	5 187	6 980	9 001	11 981	15 920	21 246	22 671	30 125	38 849	51 071	67 864	90 564
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.65	2.82	4.84	6.36	8.78	11.7	15.0	20.0	25.8	33.9	45.0	60.1	64.1	85.2	110	144	192	256
		<i>T</i> <sub>2</sub>	629	1 085	1 872	2 494	3 442	4 633	5 975	8 041	10 370	13 805	18 345	24 481	26 123	34 712	44 764	58 847	78 198	104 354
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.22	2.08	3.57	4.69	6.48	8.61	11.1	14.8	19.0	25.0	33.2	44.3	47.3	62.9	81.1	107	142	189
		<i>T</i> <sub>2</sub>	659	1 138	1 964	2 617	3 613	4 867	6 276	8 452	10 900	14 520	19 295	25 748	27 475	36 510	47 082	61 895	82 247	109 758
1 500	<i>P</i> <sub>1</sub>	2.04	3.49	5.99	7.87	10.9	14.4	18.6	24.7	31.9	41.9	55.7	74.4	79.4	105	136	179	238		
	<i>T</i> <sub>2</sub>	435	751	1 304	1 737	2 397	3 227	4 161	5 600	7 222	9 614	12 776	17 019	18 193	24 175	31 175	40 983	54 159		
45	1 000	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.76	3.02	5.18	6.81	9.40	12.5	16.1	21.4	27.6	36.3	48.2	64.4	68.7	91.3	118	155	206	274
		<i>T</i> <sub>2</sub>	565	975	1 693	2 293	3 112	4 189	5 401	7 270	9 375	12 480	16 584	22 131	23 615	31 381	40 468	53 199	70 692	94 338

续表

公称传动比 <i>i</i>	输入转速 <i>n</i> /r·min <sup>-1</sup>	功率 转矩	中心距, mm																		
			80	100	125	140	150	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			额定输入功率 <i>P</i> <sub>1</sub> /kW 额定输出转矩 <i>T</i> <sub>2</sub> /N·m																		
45	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.57	2.69	4.61	6.06	8.36	11.1	14.3	19.0	24.5	32.3	42.9	57.2	61.1	81.1	105	138	183	244	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	661	1140	1966	2602	3592	4837	6238	8343	10759	14237	18918	25246	26939	37797	46163	60686	80641	107615	
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.29	2.22	3.80	5.00	6.90	9.16	11.8	15.7	20.2	26.6	35.4	47.2	50.1	66.9	86.3	113	151	201	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	773	1334	2303	3069	4238	5712	7364	9852	12705	17046	22651	30227	32255	42861	55272	72661	96551	128819	
50	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.84	3.16	5.41	7.12	9.82	13.1	16.8	22.4	28.8	37.9	50.4	67.2	71.7	95.3	123	162	217		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	428	744	1275	1699	2345	3157	4072	5182	7069	9414	12510	16694	17811	23671	30525	40129	53324		
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.61	2.76	4.72	6.21	8.57	11.4	14.7	19.5	25.2	33.1	43.9	58.6	62.6	83.2	107	141	187	250	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	560	974	1668	2223	3068	4132	5328	7173	9250	12318	16369	21844	23309	30971	39943	52509	69776	93115	
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.33	2.28	3.92	5.15	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	611	1055	1820	2425	3347	4508	5814	7828	10095	13446	17867	23843	25442	33808	43598	57315	76161	101636	
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.02	1.74	2.99	3.94	5.43	7.22	9.31	12.4	16.0	21.0	27.9	37.2	39.7	52.7	68.0	89.4	119	159	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	662	1143	1973	2631	3632	4895	6313	8507	10970	14622	19430	25920	27668	36766	47412	62328	82823	110226	
56	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.69	2.89	4.95	6.51	8.99	11.9	15.4	20.5	26.4	34.7	46.1	61.5	65.6	87.2	112	148	196		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	430	747	1280	1706	2355	3172	4090	5471	7150	9523	12654	16887	18019	23941	30878	40592	53940		
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.45	2.49	4.26	5.69	7.73	10.3	13.2	17.6	22.7	29.8	39.7	52.9	56.5	75.9	96.8	127	169	226	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	555	964	1652	2202	3039	4094	5279	7062	9228	12291	16332	21794	23257	30905	39854	52393	69620	92907	
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.33	2.28	3.92	5.14	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	670	1157	1996	2661	3673	4948	6381	8595	11083	14766	19621	24184	27940	37128	47879	62942	83639	111615	
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.10	1.88	3.22	4.24	5.85	7.78	10.0	13.3	17.2	22.6	30.0	40.1	42.7	56.8	73.2	95.3	128	171	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	787	1359	2345	3106	4287	5780	7453	10118	13018	17274	22954	30634	32686	43434	56011	73633	97845	130572	
63	1500	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.49	2.55	4.38	5.75	7.91	10.6	13.6	18.1	23.3	30.7	40.7	54.1	58.0	77.1	99.4	131	171		
		<i>T</i> <sub>2</sub>	118	727	1246	1661	2293	3090	3984	5367	6921	9221	12254	16352	17449	23187	29901	39308	52234		
	1000	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.33	2.28	3.92	5.15	7.10	9.44	12.2	16.2	20.9	27.4	36.4	48.6	51.9	69.0	88.9	117	155	207	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	562	976	1673	2230	3078	4147	5317	7203	9289	12376	16416	21916	23419	31119	40130	52756	70193	93531	
	750	<i>P</i> <sub>1</sub>	1.22	2.08	3.57	4.69	6.48	8.61	11.1	14.8	19.9	25.0	33.2	44.3	47.3	62.9	81.1	107	142	189	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	673	1162	2005	2673	3690	4972	6412	8638	11279	14845	19726	26321	28090	37327	48135	63279	81087	112213	
	500	<i>P</i> <sub>1</sub>	0.82	1.41	2.42	3.18	4.39	5.83	7.52	9.99	12.9	16.9	22.5	30.0	32.1	42.6	54.9	72.2	96.0	128	
		<i>T</i> <sub>2</sub>	644	1112	1921	2563	3538	4771	6133	8297	10699	14289	18961	25303	27000	35879	46268	60824	80825	107859	

机械功率

$$P_1 \geq P_{1w} K_A K_1 \text{ 或 } T_2 \geq T_{2w} K_A K_1 \quad (6-50)$$

热功率  $P_1 \geq P_{1w} K_2 K_3 K_4$  或

$$T_2 \geq T_{2w} K_2 K_3 K_4 \quad (6-51)$$

式中  $P_{1w}$ ——实际输入功率, kW;

$T_{2w}$ ——实际输出转矩, N·m;

$K_A$ ——使用系数, 见表 6-62;

$K_1$ ——启动频率系数, 见表 6-63;

$K_2$ ——冷却方式系数, 见表 6-64;

$K_3$ ——小时载荷率系数, 见表 6-65;

$K_4$ ——环境温度系数, 见表 6-66。

表 6-62 使用系数  $K_A$

原 动 机	载荷性质 (工作机特性)	每日工作时间/h				
		≤0.5	>0.5~1	>1~2	>2~10	>10
		$K_A$				
电动机、汽轮机、燃气轮机(启动转矩小, 偶然作用)	均匀	0.6	0.7	0.9	1.0	1.2
	轻度冲击	0.8	0.9	1.0	1.2	1.3
	中等冲击	0.9	1.0	1.2	1.3	1.5
	强烈冲击	1.1	1.2	1.3	1.5	1.75
汽轮机、燃气轮机、液动机或电动机(启动转矩大, 经常作用)	均匀	0.7	0.8	1.0	1.1	1.3
	轻度冲击	0.9	1.0	1.1	1.3	1.4
	中等冲击	1.0	1.1	1.3	1.4	1.6
	强烈冲击	1.1	1.3	1.4	1.6	1.9
多缸内燃机	均匀	0.8	0.9	1.1	1.3	1.4
	轻度冲击	1.0	1.1	1.3	1.4	1.5
	中等冲击	1.1	1.3	1.4	1.5	1.8
	强烈冲击	1.3	1.4	1.5	1.8	2.0
单缸内燃机	均匀	0.9	1.1	1.3	1.4	1.6
	轻度冲击	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8
	中等冲击	1.3	1.4	1.6	1.8	2
	强烈冲击	1.4	1.6	1.8	2.0	>2.0

表 6-63 启动频率系数  $K_1$

每小时启动次数	≤10	>10~60	>60~400
启动频率系数 $K_1$	1	1.1	1.2

表 6-64 冷却方式系数  $K_2$

冷却方式	中心距 $a$ /mm	蜗杆转速 $n_1/r \cdot \min^{-1}$			
		1500	1000	750	500
		冷却方式系数 $K_2$			
自然冷却 (无风扇)	80	1	1	1	1
	100~225	1.37	1.59	1.59	1.33
	250~710	1.51	1.85	1.89	1.78
风扇冷却	80~710	1			

表 6-65 小时载荷率系数  $K_3$ 

小时负荷率 $JC\%$	100	80	60	40	20
小时负荷率系数 $K_3$	1	0.95	0.88	0.77	0.6

注:  $JC = \frac{1\text{h内负荷作用时间}(\text{min})}{60} \times 100\%$ ,  $JC < 20\%$ 按 20%计。

表 6-66 环境温度系数  $K_4$ 

环境温度 $^{\circ}\text{C}$	0~10	10~20	20~30	30~40	40~50
环境温度系数 $K_4$	0.89	1	1.14	1.33	1.6

传动效率可参考表 6-67。

表 6-67 平面二次包络环面蜗杆传动效率

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ $r \cdot \text{min}^{-1}$	中 心 距 $\text{mm}$									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280~710
		传动效率 $\eta\%$									
10	1500	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95
	1000	90	91	91	92	92	93	93	94	94	95
	750	89	89.5	90	91	91	92	92	93	93	94
	500	87	87.5	88	89	89	90	90	91	91	92
12.5	1500	89	90	90	91	91	92.5	92.5	93.5	93.5	94.5
	1000	89	90	90	91	91	92.5	92.5	93.5	93.5	94.5
	750	88	88.5	89	90	90	91.5	91.5	92	92	93
	500	86	86.5	87	88	88	89	89	90	90	91
14	1500	88.5	89.5	89.5	91	91	92	92	93	93	94
	1000	88.5	89.5	89.5	91	91	92	92	93	93	94
	750	87	88	88.5	89.5	89.5	91	91	91.5	91.5	92.5
	500	85	86	86.5	87.5	87.5	88	88	89	89	90
16	1500	88	89	89	90	90	91	91	92	92	93
	1000	88	89	89	90	90	91	91	92	92	93
	750	86.5	87	88	89	89	90	90	91	91	92
	500	84	84.5	85	86	86	87	87	88	88	89
18	1500	87.5	88	88	89.5	89.5	90	90	91	91	92
	1000	87	88	88	89	89	90	90	91	91	92
	750	85.5	86	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	500	83	83.5	84	85	85	86	86	87	87	88
20	1500	86.5	87	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	1000	86	86.5	87	88	88	89.5	89.5	90	90	91
	750	84.5	85	86	87	87	89	89	89.5	89.5	90
	500	82	82.5	83	84	84	85	85	86	86	87
22.1	1500	85.5	86	86	87	87	88.5	88.5	89	89	90
	1000	85	86	86	87	87	88.5	88.5	89	89	90
	750	83.5	84.5	84.5	85.5	85.5	87.5	87.5	88	88	89
	500	80.5	81	81	82	82	83	83	84	84	85.5

续表

公称传动 比 $i$	输入转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	中 心 距/mm									
		80	100	125	140	160	180	200	225	250	280~710
		传动效率 $\eta$ /%									
25	1 500	85	86	86	87	87	88	88	88.5	88.5	89
	1 000	84	85	86	87	87	88	88	88.5	88.5	89
	750	83	83.5	84	85	85	86	86	87	87	88
	500	79	79.5	80	81	81	81.5	81.5	83	84	85
28	1 500	82.5	83	83.5	84	84	85	85	86	86	87.5
	1 000	82	82.5	83	84	84	85	85	86	86	87.5
	750	81	81.5	82	83	83	84	84	85	85	86
	500	77	77.5	77.5	78	78	79	79	80	80	81.5
31.5	1 500	80	80.5	81	82	82	83	83	84	84	85
	1 000	80	80.5	81	82	82	83	83	84	84	85
	750	79	79.5	80	81	81	82	82	83	83	84
	500	75	75.5	76	76.5	76.5	77	77	78	78	79
35.5	1 500	78.5	79	79.5	80	80	81	81	82	82	83.5
	1 000	78.5	79	79.5	80	80	81	81	82	82	83.5
	750	77	77.5	78	79	79	80	80	81	81	82
	500	73	73.5	74	74.5	74.5	75.5	75.5	76	76	77.5
40	1 500	76	76.5	77	78	78	79	79	80	80	81
	1 000	76	76.5	77	78	78	79	79	80	80	81
	750	75	75.5	76	77	77	78	78	79	79	80
	500	71	71.5	72	73	73	74	74	75	75	76
45	1 500	74.5	75	76	77	77	78	78	79	79	80
	1 000	74.5	75	76	77	77	78	78	79	79	80
	750	73.5	74	74.5	75	75	76	76	76.5	76.5	77
	500	69.5	70	70.5	71.5	71.5	72.5	72.5	73	73	74.5
50	1 500	73	74	74	75	75	76	76	77	77	78
	1 000	73	74	74	75	75	76	76	77	77	78
	750	72	72.5	73	74	74	75	75	76	76	77
	500	68	68.5	69	70	70	71	71	72	72	73
56	1 500	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75	76	77
	1 000	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75	76	77
	750	70.5	71	71.5	72.5	72.5	73.5	73.5	74.5	74.5	75.5
	500	67	67.5	68	68.5	68.5	69.5	69.5	71	71	71.5
63	1 500	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	1 000	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	750	69	69.5	70	71	71	72	72	73	73	74
	500	65	65.5	66	67	67	68	68	69	69	70



# (6) 平面二次包络环面蜗杆传动精度

平面二次包络环面蜗杆传动精度已制订国家标准 GB/T 16445 --1996。

标准根据使用要求对蜗杆、蜗轮和蜗杆副规定了 6、7、8 三个精度等级。

按公差特性对传动性能所起的主要保证作用, 将蜗杆、蜗轮和蜗杆副的公差或极限偏差分成三个公差组 (各代号意义见表 6-68)。

## 第 I 公差组

蜗杆:  $F_{p1}$

蜗轮:  $F_{p2}$ 、 $F_{p2}$

蜗杆副:  $F_{\alpha}$

## 第 II 公差组

蜗杆:  $f_{p1}$ 、 $f_{x1}$ 、 $f_{h1}$

蜗轮:  $f_{p2}$

蜗杆副:  $f_{\alpha}$

## 第 III 公差组

蜗杆: —

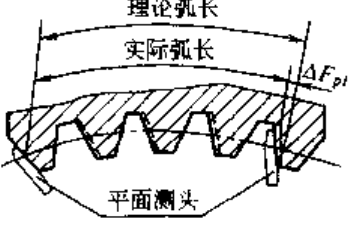
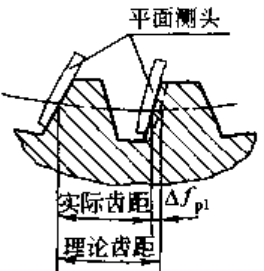
蜗轮:

蜗杆副: 接触斑点、 $f_{\alpha}$ 、 $f_{x2}$ 、 $f_{h2}$

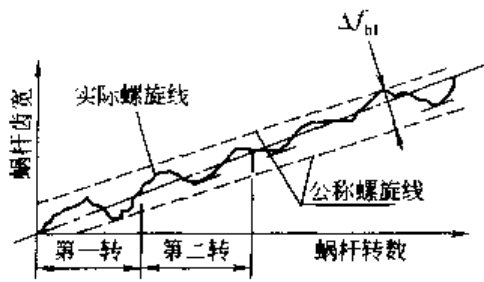
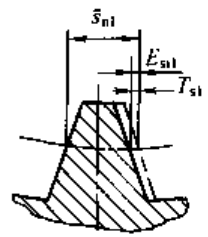
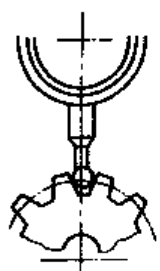
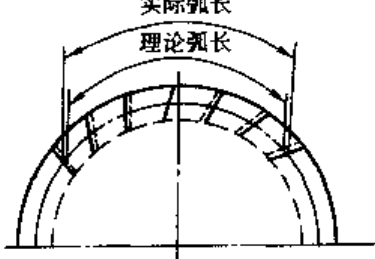
根据使用要求不同, 允许将各公差组选用不同的精度等级组合, 但在同一公差组中, 各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

蜗杆、蜗轮误差的定义及代号见表 6-68。蜗杆副误差的定义及代号见表 6-69。蜗杆公差及极限偏差见表 6-70。蜗轮公差及极限偏差见表 6-71。蜗杆副公差及极限偏差见表 6-72。蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差见表 6-73。

表 6-68 蜗杆蜗轮误差的定义及代号

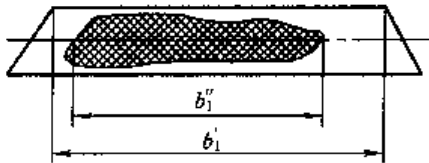
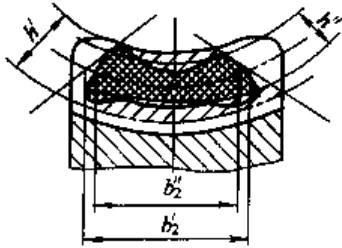
类别	序号	名 称	代号	定 义
蜗杆精度	1	<p>蜗杆圆周齿距累积误差</p>  <p>蜗杆圆周齿距累积公差</p>	$\Delta F_{p1}$  $F_{p1}$	用平面测头绕蜗轮轴线作圆弧测量时, 在蜗杆有效螺纹长度内 (不包含修缘部分), 同侧齿面实际距离与公称距离之差的最大绝对值
	2	<p>蜗杆圆周齿距偏差</p>  <p>蜗杆圆周齿距极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$\Delta f_{p1}$  $+f_{p1}$ $-f_{p1}$	用平面测头绕蜗轮轴线作圆弧测量时, 蜗杆相邻齿面间的实际距离与公称距离之差

续表

类别	序号	名 称	代号	定 义
蜗杆精度	3	蜗杆分度误差 蜗杆分度公差	$\Delta f_{n1}$ $f_{n1}$	在垂直于蜗杆轴线的平面内,蜗杆每条螺纹的等分性误差,以喉平面上计算圆的弧长表示
	1	蜗杆螺旋线误差  蜗杆螺旋线公差	$\Delta f_{h1}$ $f_{h1}$	在蜗杆轮齿的工作齿宽范围内(两端不完整齿部分除外),蜗杆分度圆环面上包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离
	5	蜗杆法向弦齿厚偏差  蜗杆法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗杆齿厚公差	$\Delta E_{n1}$  $E_{sn1}$ $E_{sn1}$ $T_{st}$	蜗杆喉部法向截面上实际弦齿厚与公称弦齿厚之差
蜗轮精度	6	蜗轮齿圈径向跳动  蜗轮齿圈径向跳动公差	$\Delta F_{r2}$  $F_{r2}$	蜗轮齿槽相对蜗轮旋转轴线距离的变动量,在蜗轮中间平面测量
	7	蜗轮被包围齿数内齿距累积误差  蜗轮齿距累积公差	$\Delta F_{p2}$  $F_{p2}$	在蜗轮计算圆上,被蜗杆包围齿数内,任意两个同名齿侧面实际弧长与公称弧长之差的绝对值



续表

类别	序号	名 称	代号	定 义
蜗杆副精度	5	传动中蜗杆轴心线的歪斜度 轴心线歪斜度公差	$\Delta f_y$ $f_y$	在装配好的蜗杆副中, 蜗杆和蜗轮的轴心线相交角度之差, 在蜗杆齿宽长度一半上以长度单位测量
	6	接触斑点 蜗杆齿面接触斑点  蜗轮齿面接触斑点 		<p>装配好的蜗杆副并经加载运转后, 在蜗杆齿面与蜗轮齿面上分布的接触痕迹</p> <p>接触斑点的大小按接触痕迹的百分比计算确定</p> <p>(1) 沿齿长方向——接触痕迹的长度与齿面理论长度之比的百分数</p> <p>即</p> <p>蜗杆: <math>b_1''/b_1 \times 100\%</math></p> <p>蜗轮: <math>b_2''/b_2 \times 100\%</math></p> <p>(2) 沿齿高方向——按蜗轮接触痕迹的平均高度 <math>h''</math> 与工作高度 <math>h'</math> 之比的百分数</p> <p>即</p> <p><math>h''/h' \times 100\%</math></p>
	7	蜗杆副的侧隙 圆周侧隙 法向侧隙	$j_t$ $j_n$	<p>在安装好的蜗杆副中, 蜗杆固定不动时, 蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的计算圆弧长</p> <p>在安装好的蜗杆副中, 蜗杆和蜗轮的工作齿面接触时, 两非工作齿面间的最小距离</p>

注: 在计算蜗杆螺旋面理论长度  $b_1$  时, 应将不完整部分的出口和入口及入口处的修缘长度减去。

表 6-70 蜗杆公差及极限偏差

/ $\mu\text{m}$ 

序号	名 称		代号	中 心 距/mm											
				$\geq 80 \sim 160$			$> 160 \sim 315$			$> 315 \sim 630$			$> 630 \sim 1250$		
				精 度 等 级											
				6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆圆周齿距累积公差		$F_{p1}$	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110
2	蜗杆圆周齿距极限偏差		$\pm f_{p1}$	$\pm 10$	$\pm 15$	$\pm 20$	$\pm 14$	$\pm 20$	$\pm 25$	$\pm 20$	$\pm 30$	$\pm 35$	$\pm 30$	$\pm 40$	$\pm 45$
3	蜗杆分度公差	$z_2/z_1 = \text{整数}$	$f_{d1}$	10	15	20	14	20	25	20	30	35	30	40	45
		$z_2/z_1 = \text{分数}$		25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
4	蜗杆螺旋线误差的公差		$f_{h1}$	28	40	—	36	50	—	45	63	—	63	90	—
5	蜗杆法向弦齿厚公差	双向回转	$T_{s1}$	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		单向回转		70	100	150	120	200	300	180	280	400	280	350	450

表 6-71 蜗轮公差及极限偏差

 $\mu\text{m}$ 

序号	名 称	代号	中 心 距 mm											
			$\geq 80 \sim 160$			$> 160 \sim 315$			$> 315 \sim 630$			$> 630 \sim 1250$		
			精 度 等 级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗轮齿圈径向跳动公差	$F_{rc}$	15	20	30	20	30	40	25	40	60	35	55	80
2	蜗轮齿距累积公差	$F_{p2}$	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80
3	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{p2}$	$\pm 13$	$\pm 18$	$\pm 25$	$\pm 18$	$\pm 25$	$\pm 36$	$\pm 20$	$\pm 28$	$\pm 40$	$\pm 26$	$\pm 36$	$\pm 50$
4	蜗轮法向弦齿厚公差	$T_{s2}$	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400

表 6-72 蜗杆副公差及极限偏差

 $\mu\text{m}$ 

序号	名 称	代号	中 心 距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精 度 等 级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆副的切向综合公差	$F_{rc}$	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	$f_w$	40	63	80	60	75	110	70	100	140	100	140	200
3	中心距极限偏差	$+f_a$	+20	+25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+150
		$-f_a$	10	15	30	20	30	50	25	45	75	35	60	100
4	蜗杆喉平面极限偏差	$+f_{x1}$ $-f_{x1}$	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120
	蜗轮喉平面极限偏差	$+f_{x2}$ $-f_{x2}$	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300
5	轴心线歪斜度公差	$f_s$	15	20	30	20	30	45	30	45	65	40	60	80
6	蜗杆齿面接触斑点/%		在工作长度上不小于 85(6级), 80(7级), 70(8级); 工作面入口可接触较重, 两端修缘部分不应接触											
	蜗轮齿面接触斑点/%		在理论接触区上按高度不小于 85(6级), 80(7级), 70(8级); 按宽度不小于 80(6级), 70(7级), 60(8级)											
7	圆周侧隙	最小保证侧隙	$j_{\min}$	95			130			190			250	
		标准保证侧隙	$j$	250			380			530			750	

表 6-73 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

 $\mu\text{m}$ 

序号	名 称	代号	中 心 距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
			精 度 等 级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆喉部外圆直径公差	$t_1$	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆喉部径向跳动公差	$t_2$	12	15	30	15	20	35	20	27	40	25	35	50
3	蜗杆两基准端面的跳动公差	$t_3$	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
4	蜗杆喉平面至基准端面距离公差	$t_4$	±50	±75	±100	±75	±100	±130	±100	±130	±180	±130	±180	±200

续表

序号	名 称	代号	中 心 距 mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
			精 度 等 级											
			6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
5	蜗轮基准端面的跳动公差	$t_5$	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度公差	$t_6$	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	$t_7$	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

### 6.9.3 计算示例 4

某设备中的蜗杆传动,拟采用平面二次包络环面蜗杆传动,已知蜗轮轴输出转矩  $T_{2w} = 7\,000\text{N} \cdot \text{m}$ ,电动机直接联接蜗杆轴  $n_1 = 700\text{r/min}$ ,每天工作 8h,启动频繁,轻度冲击,风扇冷却,并要求  $i = 40$ ,试设计该蜗杆传动。

解 (1) 确定中心距  $a$

由式 (6-50) 计算实际转矩  $T_2$

$$T_2 \geq T_{2w} K_A K_1$$

取  $K_A = 1.3$  (见表 6-62)

$K_1 = 1.1$  (见表 6-63)

$$T_2 \geq 7\,000 \times 1.3 \times 1.1 = 10\,010\text{N} \cdot \text{m}$$

由式 (6-51) 验算热功率

$$T_2 \geq T_{2w} K_2 K_3 K_4$$

取  $K_2 = 1$  (见表 6-64)

$K_3 = 1$  (见表 6-65)

$K_4 = 1.14$  (见表 6-66)

$$T_2 \geq 7\,000 \times 1 \times 1.14 \times 1 = 7\,980\text{N} \cdot \text{m}$$

由表 6-61 选取  $a = 250\text{mm}$

(2) 几何尺寸计算

参数选择和几何尺寸计算见表 6-59 中示例 4。

(3) 接触线图 (见图 6-48)

(4) 啮合区和根切判别

由图 (6-49) 中啮合区判别线  $\Gamma'_1$  可知蜗杆齿面上没有非啮合区,所以也没有根切区。

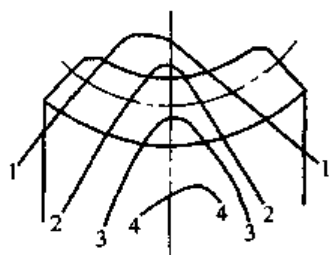


图 6-48 接触线图

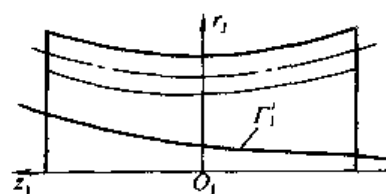


图 6-49 啮合区判别线  $\Gamma'_1$

(5) 边齿齿顶厚验算

该蜗杆传动已知

$$\frac{i}{z_1} = \frac{40}{1}, K_b = \frac{d_b}{a} = \frac{158}{250} = 0.632, K_i = \frac{d_i}{a} = \frac{82}{250} = 0.328$$

$$\Delta = 8^\circ = 0.2i \quad \phi_1 = \phi_2 = 3^\circ 59' 25''$$

由表 6-60 用插入法计算得

$$(s'_e)_{0.92} = 0.185 > 0.15$$

计算至此已知边齿齿顶厚已满足要求, 因为实际的齿顶高系数为 0.7, 所以  $(s'_e)_{0.92} > (s'_e)_{0.95}$ 。

## 参 考 文 献

- 1 机械设计手册编委会. 机械设计手册. 第 6 卷. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 2 中国机械设计大典编委会. 中国机械设计大典. 第 4 卷. 机械传动设计. 江西: 科学技术出版社, 2002
- 3 齿轮手册编委会. 齿轮手册. 第 6 篇. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 4 徐灏主编. 机械设计手册. 第 4 卷. 机械传动设计. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 5 成大先主编. 机械设计手册. 第 3 卷. 第 4 版. 北京: 化学工业出版社, 2002
- 6 沈蕴方, 容尔谦等. 空间啮合原理及 SG-71 型蜗轮副. 北京: 冶金工业出版社, 1983
- 7 王树人, 封增祺, 刘平娟等. 圆弧圆柱蜗杆传动啮合原理的数值计算. 天津大学学报, 1983, (4)
- 8 吴大任, 骆家舜. 齿轮啮合原理. 北京: 科学出版社, 1985
- 9 [日] 酒井高南, 牧充. 交错轴齿轮中的第二次作用的研究. 张光辉译. 美国机械工程师协会机械学会和国际齿轮装置传动会议论文, 1972

## 第7章 动轴轮系齿轮传动设计

### 本章常用代号

#### 1. 几何要素代号与参数

##### (1) 渐开线齿轮行星传动部分

- $a$ ——中心距, mm
- $a'$ ——实际中心距, mm
- $h$ ——滑块式输出机构中滑块与滑槽的接触宽度, mm
- $i_{1k}$ ——定轴轮系中, 齿轮 1 与齿轮  $k$  之间的总传动比
- $i_{ab}^H$ ——行星传动中转化机构的传动比
- $i_{ac}^b$ ——角标  $a$ 、 $e$ 、 $b$  为行星传动中的三个构件, 以  $b$  为固定件时,  $a$  与  $e$  之间的传动比
- $l$ ——基本件浮动用的齿轮联轴器中齿套的长度, mm
- $n_H$ ——行星架转速, r/min
- $n_w$ ——行星轮个数
- $r_1$ ——齿轮联轴器中齿向圆弧半径, mm
- $r_2$ ——齿轮联轴器中鼓形圆弧半径, mm
- $r_{tw}$ ——销孔输出机构或浮动盘输出机构中柱销套外圆半径, mm
- $r_{sw}$ ——销孔输出机构或浮动盘输出机构中销轴半径, mm
- $s_s$ ——齿顶厚, mm
- $x_t$ ——零齿差中齿轮的切向变位系数
- $z_D$ ——少齿差行星传动中的齿数差
- $z_O$ ——插齿刀的齿数
- $A$ ——齿轮联轴器中齿轮的鼓形量, mm
- $D$ ——滑块式输出机构中滑块外圆直径, mm
- $G_s$ ——齿廓重叠干涉验算值,  $G_s$  应大于 0
- $R_w$ ——销孔输出机构或浮动盘输出机构中销轴中心圆半径, mm
- $\alpha'$ ——啮合角
- $\alpha_s$ ——齿顶圆压力角

##### (2) 摆线针轮行星传动部分

- $b_c$ ——摆线轮的齿宽, mm
- $d_{sc}$ ——摆线轮顶圆直径, mm
- $d_c'$ ——摆线轮节圆直径, mm
- $d_{tc}$ ——摆线轮根圆直径, mm
- $d_g$ ——形成摆线的发生圆 (滚圆) 直径, mm
- $d_p$ ——针齿中心圆直径, mm
- $d_p'$ ——针轮节圆直径, mm
- $d_{ip}$ ——针齿套外径, mm
- $d_{rw}$ ——销孔输出机构的柱销套外圆直径, mm
- $d_{sp}$ ——针齿销直径, mm
- $d_{sw}$ ——销孔输出机构的柱销直径, mm
- $d_w$ ——销孔输出机构的柱销孔直径, mm
- $i_{12}$ ——双曲柄环板式针摆行星传动的传动比, 1 为输入的曲柄, 2 为输出的摆线轮
- $i_{16}$ ——RV 传动的传动比, 1 为输入的中心轮, 6 为输出轴
- $p$ ——节圆齿距, mm
- $z_c$ ——摆线轮齿数
- $z_p$ ——针轮齿数
- $z_p'$ ——两齿差传动中针轮的实际齿数
- $z_T$ ——摆线针轮传动中同时啮合传力的齿数
- $z_w$ ——销孔输出机构的柱销孔数
- $D_w$ ——输出机构的柱销孔中心圆直径, mm
- $K_1$ ——变幅 (短幅或长幅) 系数
- $K_2$ ——针径系数
- $\delta$ ——摆线轮齿形的转角修形量, ( $^\circ$ )
- $\rho$ ——摆线轮实际齿廓曲线的曲率半径, mm
- $\rho_0$ ——摆线轮理论齿廓曲线的曲率半



径, mm  
 $| \rho_c |_{\min}$  外凸齿廓的最小曲率半径, mm  
 $\varphi_{HP}$  摆线针轮传动中的啮合相位角  
 $\Delta_j$  径向间隙, mm  
 $\Delta r_p$  摆线轮齿形的移距修形量, mm  
 $\Delta r_m$  摆线轮齿形的等距修形量, mm  
 $\Delta(\varphi)_i$  由于齿形修形在法线方向产生的初始间隙, mm  
 $\Delta$  实际摆线轮柱销孔直径与理论柱销孔直径之差,  $\Delta_g > 0$ , mm  
 $\Delta W_i$  由于  $\Delta$  的存在使柱销套与实际柱销孔之间沿法线方向产生的初始间隙, mm

### (3) 谐波齿轮传动部分

$d$  波高, mm  
 $d_G$  刚轮分度圆直径, mm  
 $d_{Ga}$  刚轮的顶圆直径, mm  
 $d_{Gi}$  刚轮的根圆直径, mm  
 $d_k$  柔轮分度圆直径, mm  
 $d_{ka}$  柔轮的顶圆直径, mm  
 $d_{ki}$  柔轮的根圆直径, mm  
 $n$  波数  
 $r_m$  变形前柔轮中性层半径, mm  
 $x_R, x_G$  采用  $20^\circ$  或  $30^\circ$  标准小模数刀具用移距变位方法加工时柔轮和刚轮的变位系数  
 $z_G$  刚轮齿数  
 $z_R$  柔轮齿数  
 $z_\Sigma$  谐波齿轮传动中同时啮合的齿数  
 $\phi$  刚轮压力角  
 $\phi_i$  柔轮压力角

## 2. 效率、受力和强度计算方面的参数

### (1) 渐开线齿轮行星传动部分

$p_{\max}$  滑块式输出机构中承压面上最大压强, MPa  
 $F$  渐开线行星传动齿轮之间的作用力 (沿法向), N  
 $F_0$  零齿差传动中轮齿之间的作用力, N  
 $F_r$  轮齿之间径向力, N  
 $F_t$  轮齿之间切向圆周力, N  
 $F_k$  转臂轴承受力, N  
 $K_\epsilon$  载荷不均匀系数 (衡量各行星轮间均载的程度)  
 $K_{cH}$  用于接触强度计算时的载荷不均

匀系数

$K_{cF}$  用于弯曲强度计算时的载荷不均

匀系数

$K_v$  动载系数

$K_\beta$  齿向载荷分布系数

$L_h$  转臂轴承的寿命, h

$N$  行星传动的应力循环次数 (根据齿轮相对于行星架的转速确定)

$S_{\min}$  最小安全系数

$T_1$  行星传动中小齿轮的转矩, N·m

$Z_v$  速度系数

$\varphi^H$  转化机构中各对齿轮啮合损失系数的总和

$\eta$  传动效率

$\eta_{ac}^b$  行星传动中, 以  $b$  为固定件时, 主动件  $a$  与从动件  $e$  之间的啮合效率

$\eta_{iiv}^b$  渐开线少齿差行星传动中行星机构的啮合效率

$\eta_{WHV}^b$  渐开线少齿差行星传动中输出机构的效率

$\sigma_c$  联轴器中齿侧的挤压应力, MPa

$\sigma_F$  输出机构中销轴的弯曲应力, MPa

$\sigma_H$  联轴器中用鼓形齿时的接触应力, MPa

### (2) 摆线针轮行星传动部分

$f_{\max}$  针齿销在  $F_{\max}$  作用下于力作用点处的弯曲变形, mm

$\theta$  针齿销在支点处的转角, rad

$\eta_{rs}$  RV 传动的啮合效率

$\eta_l^H$  RV 传动中渐开线行星传动转化机构的啮合效率

$\eta_p^H$  RV 传动中摆线针轮行星传动转化机构的啮合效率

$\eta_{Hb}^V$  双曲柄环板式针摆行星传动的啮合效率

$\eta_{Vb}^H$  双曲柄环板式针摆行星传动中一对摆线针轮传动的啮合效率

$\sigma_w$  输出机构中柱销的弯曲应力, MPa

$\mu$  材料的泊松比

$\sigma_{H\max}$  最大接触应力, 即用  $\left(\frac{F_t}{\rho_{\Sigma}}\right)_{\max}$  求得的齿面接触应力, MPa

$\sigma_t$  ——针齿销的弯曲应力, MPa  
 $\sum \Delta \theta$  ——机器人用 RV 传动各部分弹性变形引起输出轴转角的总和  
 $f_{wmax}$  ——输出机构的柱销在  $Q_{max}$  作用下于受力点处的弯曲变形, mm  
 $W_{max}$  ——摆线轮与针齿在  $F_{max}$  作用下沿接触点公法线方向上的接触变形, mm  
 $W_{wmax}$  ——输出机构的柱销套与摆线轮上柱销孔在  $Q_{max}$  作用下沿接触点公法线方向上的接触变形, mm  
 $W_t$  ——RV 传动中, 摆线轮与针齿啮合处的接触变形, mm  
 $W_{c1}$  ——RV 传动中, 半埋在针齿壳的针齿与针齿壳上销孔之间的接触变形, mm  
 $W_i$  ——RV 传动中, 第  $i$  对受力齿总的接触变形, mm  
 $E$  ——材料的弹性模量, MPa  
 $F$  ——单片摆线轮上传力诸齿啮合力的合力, N  
 $F_i$  ——传力的诸齿中作用在第  $i$  个针齿上的力, N  
 $F_{max}$  ——传力的诸齿中受力最大齿的受力, N  
 $F_r$  ——摆线针轮传动中转臂轴承的受力, N  
 $F_A, F_B, F_C$  ——RV 传动中三个曲柄作用在一个摆线轮上的力, N  
 $F_D, F_E, F_F$  ——三个曲柄作用在另一个摆线轮上的力, N  
 $F_B, F_C$  ——双曲柄双环板式针摆传动中, 一个环板上的两个转臂轴承的受力, N  
 $F_W, F_C$  ——另一个环板上的两个转臂轴承的受力, N  
 $F_A, F_A'$  ——双曲柄环板式针摆传动中, 一个曲柄上的两个支撑轴承的受力, N  
 $F_D, F_D'$  ——另一个曲柄上的两个支撑轴承的受力, N  
 $F_a, F_b$  ——双曲柄环板式针摆传动中, 输出轴上的两个支撑轴承的受力, N  
 $K$  ——机器人用 RV 传动的刚度, N ·

$m/(^\circ)$   
 $L$  ——针齿销支点的跨距, mm  
 $Q_i$  ——输出机构中传力的柱销中第  $i$  个柱销套与摆线轮上销孔之间的作用力, N  
 $Q_{max}$  ——传力的柱销中受力最大的柱销套与摆线轮上销孔之间的作用力, N  
 $T_c$  ——传给一个摆线轮的转矩, N · m  
 $\delta_{max}$  ——受力最大的一对齿在  $F_{max}$  作用下的总变形 ( $W_{max} + f_{max}$ ), mm  
 (3) 谐波齿轮传动部分  
 $t$  ——谐波传动的温升  
 $u_b$  ——柔轮的最大径向变形量, mm  
 $K_d$  ——动载系数  
 $K_M$  ——受载时柔轮形状畸变引起的应力增长系数  
 $K_\sigma$  ——切应力分布不均匀系数  
 $K_\sigma, K_\tau$  ——分别为正应力和切应力的有效应力集中系数  
 $\eta$  ——谐波齿轮传动的啮合效率  
 $\eta_{el}$  ——考虑柔轮弹性变形引起的功率损失时的效率值  
 $\eta_{e2}$  ——啮合力作用下波发生器产生摩擦损失时的效率值  
 $\sigma_a, \sigma_m$  ——柔轮处于变应力状态, 分别表示正应力的应力幅和平均应力, MPa  
 $\sigma_z$  ——柔轮弯矩  $M_z$  引起的沿母线方向的正应力, MPa  
 $\sigma_\varphi$  ——柔轮弯矩  $M_\varphi$  引起的周向正应力, MPa  
 $\tau_a, \tau_m$  ——分别表示切应力的应力幅和平均应力, MPa  
 $\tau_M$  ——作用在柔轮上的转矩  $T$  所产生的切应力, MPa

### 3. 误差和精度方面的参数

#### (1) 渐开线齿轮行星传动部分

$e_a$  ——太阳轮偏心误差, mm  
 $e_b$  ——内齿轮偏心误差, mm  
 $e_c$  ——行星轮偏心误差, mm  
 $e_H$  ——行星架偏心误差, mm  
 $e_T$  ——行星架上行星轮轴孔中心的切向位移, mm  
 $\pm f_i$  ——行星架上各行星轮轴孔与行星架

	基准轴线的中心距极限偏差, mm	$\delta\Delta r_p$	移距修形量的误差, mm
$f_1$	相邻行星轮轴孔距偏差, mm	$\delta\Delta r_{\text{等}}$	等距修形量的误差, mm
$f'_s, f'_l$	行星轮轴孔对行星架基准轴线的平行度公差, $\mu\text{m}$	$\Delta\varphi_{\Sigma}$	机器人用 RV 传动的总回差, (')
$f_{\text{min}}$	最小侧隙, mm	$\Delta\varphi_{12}$	RV 传动中渐开线齿轮传动部分引起输出轴的回差, (')
$F$	行星齿轮传动的浮动量, mm	$\Delta\varphi_{23}$	RV 传动中摆线针轮传动部分引起输出轴的回差, (')
$V^H$	内轮相对于行星架的圆周速度 (用以确定齿轮的精度等级), m/s	$\Delta\varphi_1$	轴承游隙引起输出轴的回差, (')
$\Delta f_1$	各孔距偏差 $f_{1i}$ 间相互差值 (即相邻两孔实测弦距的相对误差), mm	$\Delta\beta$	RV 传动中摆线轮相对于输出轴的角度误差, (")
(2) 摆线针轮行星传动部分		$\Delta\phi$	机器人用 RV 传动的传动误差, (')
$S_i$	影响回差的诸因素对回差影响的敏感性指数	$\Delta\phi_s$	小周期因素引起的传动误差, (')
$\delta_1$	表示摆线轮上的销孔相邻孔距差的公差, 也表示摆线轮齿廓齿距差的公差, 也表示针齿销孔相邻孔距差的公差, 也表示输出轴的销孔相邻孔距差的公差, 它们的值各不相同, 由查表确定, mm	$\Delta\phi_h$	大周期因素引起的传动误差, (')
$\delta_{1\Sigma}$	摆线轮上销孔距累积误差的公差, 也表示摆线轮齿廓周节累积误差的公差, 也表示针齿销孔距累积误差的公差, 也表示输出轴的销孔距累积误差的公差, 它们的值各不相同, 由查表确定, mm	$\Delta_1$	RV 传动中, 行星架三孔相对于行星架支承大轴承安装基准位置误差, mm
$\delta_e$	摆线轮齿顶圆径向圆跳动的公差, mm	$\Delta_2$	RV 传动中, 行星架支承大轴承径向圆跳动误差, mm
$\delta_a, \delta_b$	输出轴销孔的轴线对于轴承配合的两轴颈轴线的平行度	(3) 谐波齿轮传动部分	
$\delta r_p$	针齿中心圆半径的误差, mm	$e_1$	波发生器轴的径向圆跳动, $\mu\text{m}$
$\delta r_{fp}$	针齿销半径的误差, mm	$e_2$	波发生器轴承的径向圆跳动, $\mu\text{m}$
$\delta_j$	针齿销与针齿销孔的配合间隙, mm	$e_3$	波发生器轴承的径向游隙, $\mu\text{m}$
$\delta_a$	偏心距 $a$ 的误差, mm	$e_4$	波发生器廓形误差, $\mu\text{m}$
		$e_5$	柔性轴承的径向圆跳动, $\mu\text{m}$
		$e_6$	柔性轴承的径向游隙, $\mu\text{m}$
		$e_k$	柔性轴承中的钢球 (或滚子) 的径向圆跳动, $\mu\text{m}$
		$E_1$	刚轮、柔轮的安装误差, $\mu\text{m}$
		$\Delta\varphi''$	谐波齿轮传动的传动误差, (")
		$\Delta e_1$	齿圈的径向圆跳动, $\mu\text{m}$
		$\Delta\varphi_{\Sigma}$	范成误差, $\mu\text{m}$
		$\Delta z_1$	基节偏差, $\mu\text{m}$
		$\Delta\rho_{r2}$	波发生器凸轮 (或凸轮孔) 的多棱度, $\mu\text{m}$

## 7.1 轮系概述

### 7.1.1 轮系的分类及应用

用一系列互相啮合的齿轮将主动轴的运动传到从动轴, 这种多齿轮的传动装置称为轮系。轮系分为两大类。

定轴线轮系 (简称定轴轮系)——在传动时, 轮系中的全部齿轮轴线位置都固定。

动轴线轮系 (也称周转轮系)——在传动时, 轮系中有一个或一个以上的齿轮轴线绕位置

固定的几何轴线回转。其中, 只有一个自由度的轮系称为行星轮系, 有两个自由度的轮系称为差动轮系, 见图 7-1。如将 a 轮 (或 b 轮) 固定 [见图 7-1 (a) 或 (b)], 当 b 轮 (或 a 轮) 转动时, c 轮除绕  $O_H$  轴自转外, 其轴线  $O_H$  还绕  $O$  轴公转的轮系称行星轮系。若 a、b 轮及构件 H 皆不固定 (可以旋转) 的是差动轮系 [见图 7-1 (c)]。差动轮系可用于速度的合成 (如滚齿机的差动机构) 或速度的分解 (如汽车的差动机构)。如将差动轮系两个起始构件用附加的齿轮连接起来成为一个起始构件, 这个轮系称为封闭式差动轮系, 如图 7-2 是由一个差动轮系 1、2、3、H 和一个定轴轮系 1'、4、4'、3' 组成。封闭式差动轮系只有一个自由度。

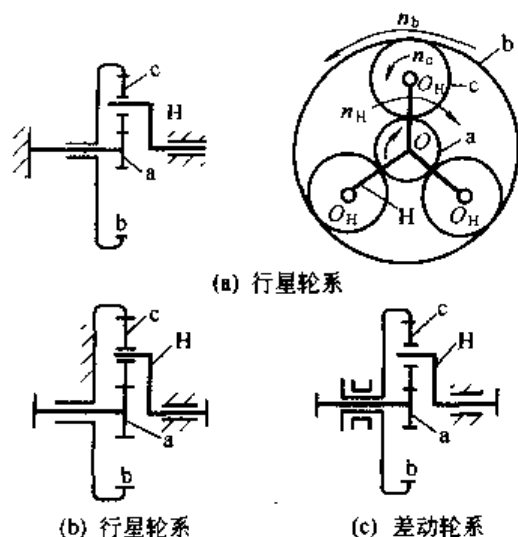


图 7-1 轮系的分类

a—太阳轮, b—内齿轮, c—行星轮; H—行星架 (也称转臂)

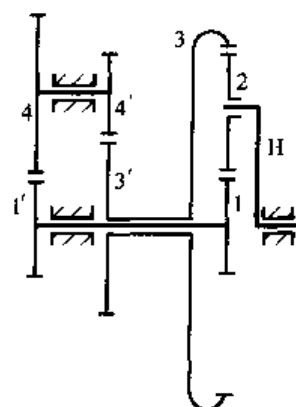


图 7-2 封闭式差动轮系

行星轮系与差动轮系统称行星传动。行星传动可根据采用的基本构件不同分类。基本构件是指可围绕定轴线转动或固定, 在工作时承受外力矩的构件。这些构件的转动轴线称为主轴线。根据基本构件的组成, 行星传动分为: 2K-H、3K 和 K-H-V 三种 (见表 7-1)。例如, 图 7-1 的基本构件是齿轮 a、b 和转臂 H, 故它属于 2K-H 传动。

基本构件的代号: K——中心轮; H——转臂; V——输出轴。

行星传动还可按齿轮啮合方式划分为 NGW 型、NW 型、NN 型、WW 型、NGWN 型、N 型和 ZUWGW 型等。

代表类型的字母含义为: N——内啮合; W——外啮合; G——公用的行星轮; ZU——锥齿轮。

图 7-1 (b) 为 NGW 型行星传动, 是最常见的一种。我国已制定了 NGW 型行星齿轮减速器标准 (JB/T 6502—1993), 并已成批生产。这种减速器比普通定轴轮系圆柱齿轮减速器的体积减小  $1/2 \sim 1/4$ , 效率可达 98%~99%。

行星传动与定轴轮系相比, 具有体积小、重量轻、传动比范围大、效率高 (需选型得当) 和工作平稳等优点, 同时差动轮系还可以用于速度的合成与分解或用于变速传动, 所以行星传动的应用日益广泛。但缺点是结构较复杂、制造精度要求较高、制造安装较困难。在实际应用上, 有的轮系既包含定轴轮系, 又包含行星传动, 则形成了混合轮系。

### 7.1.2 定轴轮系的传动比

在一轮系中, 其第一主动轮的角速度与最末从动轮的角速度之比称为这个轮系的传

动比。

如图 7-3 (a) 所示, 在一对外啮合的齿轮中, 其两轮的回转方向相反, 传动比为负, 即

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (7-1)$$

式中  $n_1, n_2$  —— 齿轮 1 和齿轮 2 的转速;

$z_1, z_2$  —— 齿轮 1 和齿轮 2 的齿数。

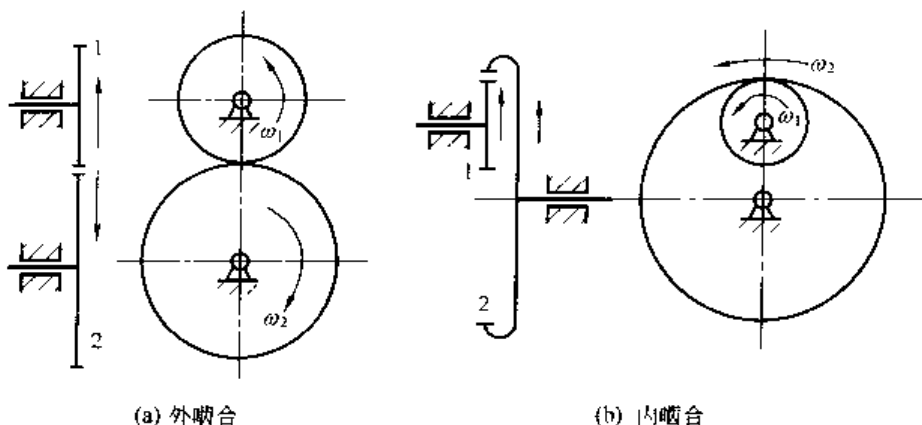


图 7-3 一对齿轮啮合

反之, 如图 7-3 (b) 所示, 在一对内啮合的齿轮中, 其两轮的回转方向相同, 传动比为正, 即

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (7-2)$$

传动比的正负也可用箭头表示, 两轮箭头的方向相反, 如图 7-3 (a) 所示, 则传动比为负; 两轮箭头的方向相同, 如图 7-3 (b) 所示, 则传动比为正。

同样, 一个轮系中, 如其第一主动轮和最末从动轮的回转方向相同, 其传动比为正; 反之为负。

定轴轮系如图 7-4 所示, 齿轮 1 和齿轮  $k$  之间的总传动比  $i_{1k}$ , 应等于各级传动比的乘积, 即

$$i_{1k} = i_{12} i_{23} \cdots i_{(k-1)k}$$

如令  $n_1, n_k$  分别为齿轮 1 和齿轮  $k$  的转速, 则有

$$i_{1k} = \frac{n_1}{n_k} = (-1)^m \frac{z_2 z_3 \cdots z_k}{z_1 z_2' \cdots z_{(k-1)'}} = (-1)^m \times \frac{\text{在 } 1 \sim k \text{ 间各从动轮齿数的连乘积}}{\text{在 } 1 \sim k \text{ 间各主动轮齿数的连乘积}} \quad (7-3)$$

式中  $m$  —— 该轮系中外啮合齿轮的对数。

定轴轮系可由圆柱齿轮、圆锥齿轮及其他各种齿轮组成, 包括平行轴间及不平行轴间传动的齿轮。如图 7-5 所示为圆锥齿轮所组成的定轴轮系。这种轮系的总传动比也可用其各对齿轮传动比的乘积表示, 但应注意由圆锥齿轮所组成的定轴轮系, 其最末轮的回转方向必须用画箭头的方法而不能用  $(-1)^m$  来决定, 否则会发生错误。如图 7-5 (b) 与图 7-5 (c) 两图所示的轮系, 其齿轮的数目和外啮合的数目相同, 但由于两图齿轮排列的不同, 使两图的

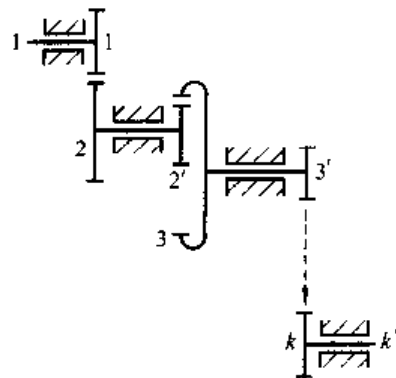


图 7-4 定轴轮系

轮 1 沿同一方向回转时, 轮 3 的回转方向却不同。如果圆锥齿轮所组成的定轴轮系, 其第一轮的轴和最末轮的轴不平行 [如图 7-5 (a)], 则其传动比的符号没有意义; 反之, 如第一轮的轴和最末轮的轴平行, 箭头指向相同者, 其传动比为正, 否则为负。

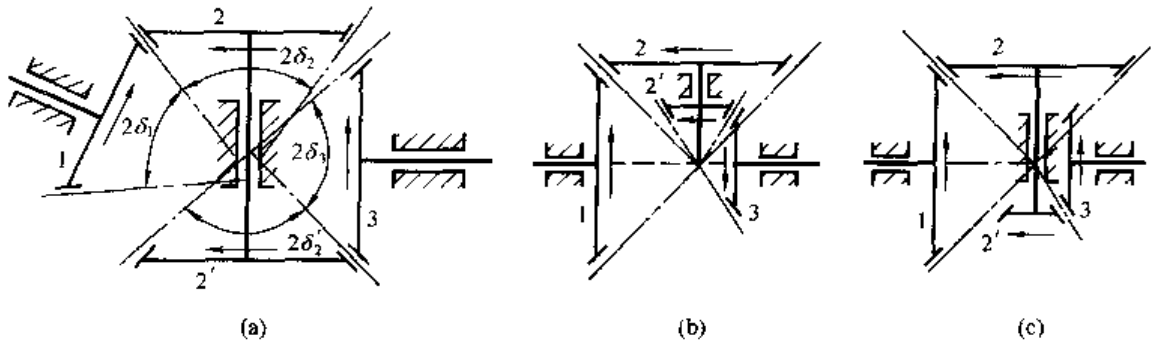


图 7-5 圆锥齿轮定轴轮系

### 7.1.3 常用行星齿轮传动的传动形式与特点

常用行星齿轮传动的传动形式与特点见表 7-1。

表 7-1 常用行星齿轮传动的传动形式与特点

序号	传动形式		简 图	概 略 值				特 点
	按基本构件分类	按啮合方式分类		传 动 比		效率	最大功率/kW	
				范围	推荐值			
1	2K-H (负号机构)	NGW		1.13~13.7	$i_{bH} = 2.7 \sim 9$	0.97~0.99	不限	效率高,体积小,重量轻,结构简单,制造方便,传递功率范围大,轴向尺寸小,可用于各种工作条件,在机械传动中应用最广。但单级传动比范围较小
2	2K-H (负号机构)	NW		1~50	$i_{bH} = 7 \sim 21$			效率高,外形尺寸比NGW型小,传动比范围较NGW型大,可用于各种工作条件。但双联齿轮制造、安装都很复杂,故 $ i_{bH}  \leq 7$ 时不宜采用
3	2K-H (正号机构)	WW		从1.2~几千		随 $ i $ 增加而下降	$\leq 15$	传动比范围大,但外形尺寸及重量较大,效率很低,制造困难,一般不用于动力传动。当行星架从动时, $ i $ 从某一数值起会发生自锁
4	3K	NGWN		$\leq 500$	$i_{bc} = 20 \sim 100$	随 $i_{bc}$ 增加而下降	$\leq 96$	结构紧凑,体积小,传动比范围大,但效率低于NGW型,工艺性差,适用于中小功率或短期工作的情况

续表

序号	传动形式		简图	概 略 值				特 点
	按基本构件分类	按啮合方式分类		传 动 比		效率	最大功率 kW	
				范围	推荐值			
5	K-H V	N		7~100		0.8~0.94	≤45	传动比范围较大, 结构紧凑, 体积及重量小, 但效率比 NGW 型低, 且内啮合变位后径向力较大, 使轴承径向载荷加大, 适用于小功率或短期工作的情况
6	2K H (正号机构)	NN		≤1700	一个行星轮时: $i_{Hb} = 30 \sim 100$ 三个行星轮时: $i_{Ha} < 30$	随传动比增加而下降	≤30	传动比范围大, 效率比 WW 型高, 但仍然较低, 适用于短期工作。当行星架从动时, 传动比从某一数值起会发生自锁
7	2K H (锥齿轮负号机构)	ZU-WGW		$i_{Hb} = 1 \sim 2$		0.950~0.930	≤60	一般用作差速器
8	双级 2K-H	双级 NGW		≤160	$i_{Hb} = 10 \sim 60$	0.94~0.97	已达2400	由 NGW 型串联。传动比范围大, 并具有 NGW 型特点
9	2K-V			50~300		0.75~0.95	≤45	由于输入级设有一个外啮合行星传动, 故其传动比较 N 型更大
10	K-H			10~100		0.92~0.96	大、中、小功率皆适用	是各类少齿差传动中效率最高、传动转矩最大的一种

注: 1. 为了表示方便起见, 简图中未画出固定件, 概略值栏内除注明外, 应为某一构件固定时的数值。

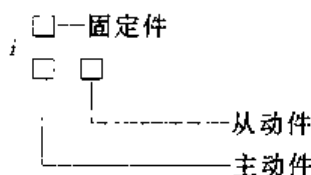
2. 传动形式栏内的“正号”、“负号”机构, 是指转臂 H 固定时, 主动和从动齿轮旋转方向相同时为正号机构, 反之为负号机构。

3. 表中所列效率是包括啮合效率、轴承效率和润滑油搅动飞溅效率等在内的传动效率, 啮合效率的计算方法见表 7-2。

4. 传动比代号的说明见本章 7.1.4。

#### 7.1.4 行星齿轮传动的传动比

行星齿轮传动的传动比代号含义如下：



例如， $i_{aH}^b$  表示当 b 件固定时主动件 a 对从动件 H 的传动比。

行星传动的传动比计算多采用转化机构法。所谓转化机构就是给整个行星齿轮传动机构加上一个  $-n_H$  转速 ( $n_H$  为行星架转速)，使整个机构相当于行星架不动的定轴轮系。这样用计算定轴轮系的传动比公式计算转化机构的传动比，然后再计算行星齿轮传动的传动比。

转化机构的传动比计算公式为

$$i_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = (-1)^m \times \frac{\text{转化机构在 a、b 间各从动轮齿数的连乘积}}{\text{转化机构在 a、b 间各主动轮齿数的连乘积}} \quad (7-4)$$

同理，如果给予整个传动机构（参见表 7-1 中序号为 4 的简图）以某构件（a 或 e）大小相等、方向相反的转速时，可将式（7-4）扩大为

$$i_{be}^a = \frac{n_b - n_a}{n_e - n_a} \quad (7-5)$$

或

$$i_{ba}^e = \frac{n_b - n_e}{n_a - n_e} \quad (7-6)$$

式（7-5）和式（7-6）相加便导出普遍计算式为

$$i_{be}^a = 1 - i_{ba}^e \quad (7-7)$$

式（7-4）中的  $m$  表示 a、b 间外啮合齿轮的对数。式（7-4）~式（7-6）中的  $n_a$ 、 $n_b$ 、 $n_e$  分别代表行星齿轮传动中的构件 a、b、e 的转速。

**例 1** 求齿轮 b 固定时 NGW 型行星齿轮传动的传动比  $i_{aH}^b$  的计算式（简图见表 7-1）。

**解** 由式（7-4）得

$$i_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = (-1)^1 \frac{z_b z_c}{z_c z_a} = -\frac{z_b}{z_a}$$

由式（7-7）得

$$i_{aH}^b = 1 - i_{ab}^H = 1 + \frac{z_b}{z_a}$$

**例 2** 求齿轮 b 固定时，NGWN 型行星齿轮传动的传动比  $i_{ac}^b$ （简图见表 7-1）。

**解** 由式（7-5）得

$$i_{ac}^b = \frac{n_a - n_b}{n_c - n_b} = \frac{n_a - n_b}{n_H - n_b} \times \frac{n_H - n_b}{n_c - n_b} = i_{aH}^b i_{Hc}^b$$

由式（7-7）及式（7-4）得



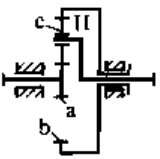
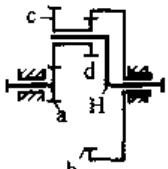
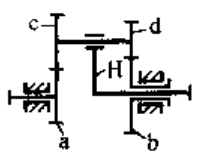
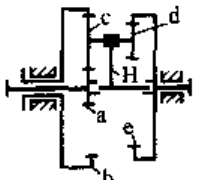
$$i_{ac}^b = \frac{i_{aH}^b}{i_{eH}^b} = \frac{1 - i_{ab}^H}{1 - i_{eb}^H} = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_a z_b}{z_c z_e}}$$

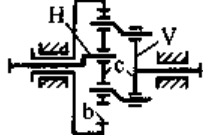
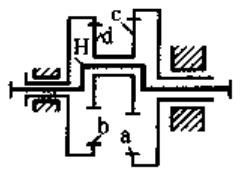
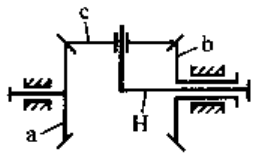
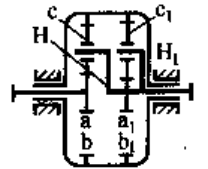
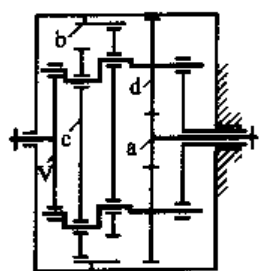
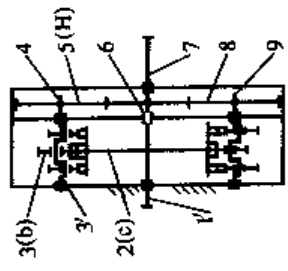
在进行齿轮强度和行星轮轴承寿命计算时,需用行星轮相对行星架的转速,其相对转速通过转化机构求得。例如,NGW型行星齿轮传动,行星轮相对于行星架的转速  $n_c - n_H$  由下式求得

$$i_{ac}^H = \frac{n_a - n_H}{n_c - n_H} = -\frac{z_c}{z_a}$$

各类行星齿轮传动的传动比计算公式见表 7-2。

表 7-2 常用行星齿轮传动的传动比和啮合效率计算公式

序号	传动形式		简 图	传动比计算公式	啮合效率计算公式
	按基本构件分类	按啮合方式分类			
1	2K-H (负号机构)	NGW		$i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ $i_{bH}^a = 1 + \frac{z_a}{z_b}$ $i_{ab}^H = -\frac{z_b}{z_a}$	$\eta_{aH}^b = \eta_{bH}^a = 1 - \frac{\varphi^H}{1 +  i_{ba}^H }$ $\eta_{bH}^a = \eta_{aH}^b = 1 - \frac{\varphi^H}{1 +  i_{ab}^H }$
2	2K-H (负号机构)	NW		$i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b z_c}{z_a z_d}$ $i_{bH}^a = 1 + \frac{z_a z_d}{z_c z_b}$ $i_{ab}^H = -\frac{z_b z_c}{z_d z_a}$	$\eta_{aH}^b = \eta_{bH}^a = 1 - \varphi^H$ 可查图 7-6
3	2K-H (正号机构)	WW		$i_{Ha}^b = \frac{z_a z_d}{z_c z_d - z_b z_a}$ $i_{Hb}^a = \frac{z_b z_c}{z_b z_c - z_a z_d}$ $i_{ab}^H = \frac{z_b z_c}{z_a z_d}$	当 $i_{ab}^H > 1$ $\eta_{Ha}^b = \frac{1 - \varphi^H}{1 +  i_{Ha}^b  \varphi^H}$ 当 $0 < i_{ab}^H < 1$ $\eta_{Ha}^b = \frac{1}{1 +  i_{Ha}^b - 1  \varphi^H}$ 可查图 7-7
4	3K	NGWN		$i_{ac}^b = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_b z_d}{z_c z_e}}$ $i_{ab}^H = -\frac{z_b}{z_a}$ $i_{cb}^H = \frac{z_b z_d}{z_c z_e}$	当 $d_b > d_e$ $\eta_{ac}^b = \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{ac}^b}{1 - i_{ab}^H} - 1 \right  \varphi_{cb}^H}$ 当 $d_b < d_e$ $\eta_{ac}^b = \frac{0.98}{1 + \left  \frac{i_{ac}^b}{1 - i_{ab}^H} \right  \varphi_{cb}^H}$ 可查图 7-9

序号	传动形式		简图	传动比计算公式	啮合效率计算公式
	按基本构件分类	按啮合方式分类			
5	K-H-V	N		$i_{HV}^b = -\frac{z_c}{z_b - z_c}$ $i_{Hb}^V = \frac{z_b}{z_b - z_c}$ $i_{cb}^H = \frac{z_b}{z_c}$	$\eta_{HV}^b = \frac{1 - \varphi^H}{1 +  i_{HV}^b  \varphi^H}$
6	2K-H (正号机构)	NN		$i_{Ha}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_c z_b}{z_a z_d}}$ $i_{Hb}^a = \frac{1}{1 - \frac{z_a z_d}{z_b z_c}}$ $i_{ah}^H = \frac{z_b z_c}{z_d z_a}$	<p>当 <math>i_{ah}^H &gt; 1</math></p> $\eta_{Ha}^b = \frac{1 - \varphi^H}{1 +  i_{Ha}^b  \varphi^H}$ <p>当 <math>0 &lt; i_{ah}^H &lt; 1</math></p> $\eta_{Ha}^b = \frac{1}{1 +  i_{Ha}^b - 1  \varphi^H}$ <p>可查图 7-8</p>
7	2K H (锥齿轮负号机构)	ZUWGW		$i_{ab} = \frac{2n_H - n_b}{n_b}$	$\eta_{H ab} = 1 - \frac{1}{1 + \eta_{ab}^H} \times \frac{1 - i_{ab}^H}{1 + i_{ab}^H} \varphi_{ab}^H$
8	双级 2K-H	双级 NGW		$i_{aH_1}^b = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) \times \left(1 + \frac{z_{b1}}{z_{a1}}\right)$	$\eta_{aH_1}^b = \eta_{aH}^b \times \eta_{a_1 H_1}^{b_1}$ <p><math>\eta_{aH}^b, \eta_{a_1 H_1}^{b_1}</math> 按 NGW 型求之</p>
9	2K-V 型			$i_{cV}^b = \frac{z_d z_b}{z_a (z_b - z_c)} + 1$	见本章 7.3.11
10	K-H 型			$i_{Hc} = -\frac{z_c}{z_b - z_c}$	见本章 7.3.12

行星齿轮传动作差动机构时, 式 (7-4) ~ 式 (7-7) 仍是计算传动比的基础。例如, NGW 型差动齿轮传动, 当 a 轮及 b 轮分别以  $n_a$  及  $n_b$  转速转动时, 行星架转速  $n_H$  可用下述

方法求得。

由式 (7-5) 求得

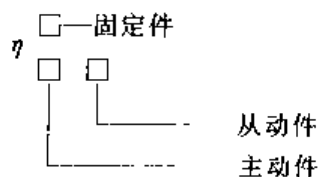
$$i_{Ha}^b = \frac{n_H - n_b}{n_a - n_b}$$

整理得

$$n_H = n_a i_{Ha}^b + n_b (1 - i_{Ha}^b) = n_a i_{Ha}^b + n_b i_{Hb}^a \quad (7-8)$$

### 7.1.5 行星齿轮传动的效率

行星齿轮传动效率代号含义如下：



行星齿轮传动效率主要由啮合效率、轴承效率和润滑油搅动飞溅效率组成。只考虑啮合损失时，NGW、NW、WW、NGWN、N、NN、ZUWGW、双级 NGW 型行星传动的效率计算公式见表 7-2。NGW 及 NW 型的效率曲线见图 7-6。WW 型的效率曲线见图 7-7。NN 型及 NGWN 型行星齿轮减速器的效率曲线分别见图 7-8 和图 7-9。

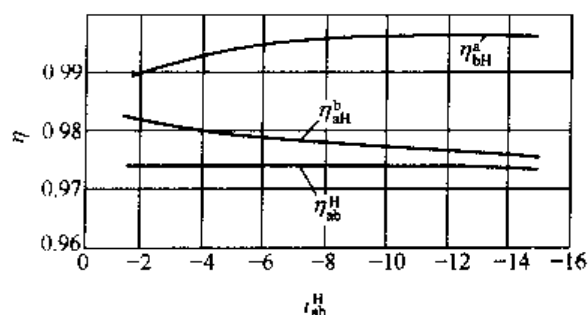


图 7-6 NGW 及 NW 型效率曲线  
( $\varphi^H = 0.025$  作出)

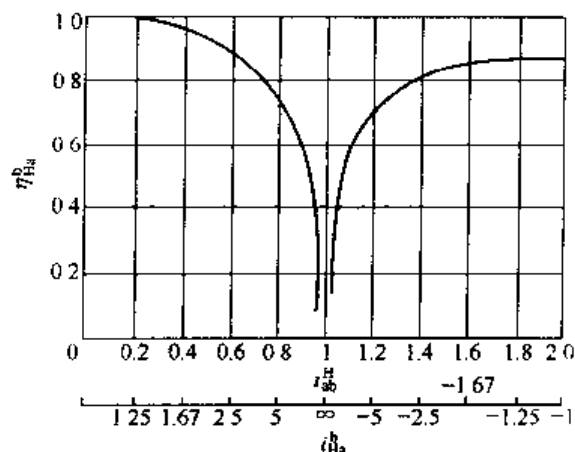
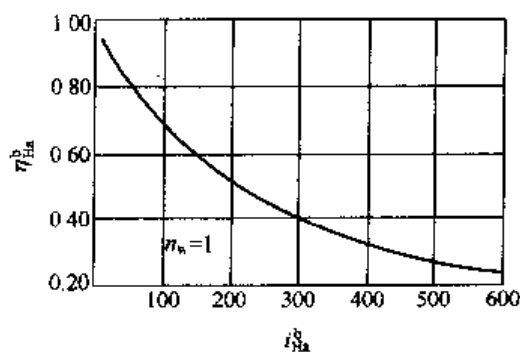
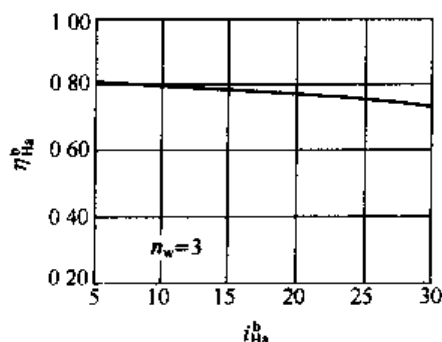


图 7-7 WW 型效率曲线  
( $\varphi^H = 0.06$  作出)



(a) 行星轮数目  $n_w = 1$



(b) 行星轮数目  $n_w = 3$

图 7-8 NN 型效率曲线

( $f = 0.12$  并考虑行星轮轴承摩擦因数  $\mu = 0.006$  作出)

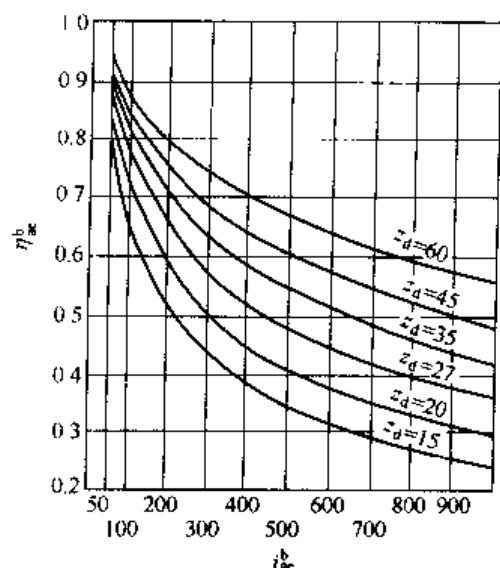


图 7-9 NGWN 型效率曲线  
( $f=0.12$ ,  $\mu=0.006$  作出)

为便于实用通常按下式计算, 即

$$\varphi_l = 2.3f \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$$

在 NGWN 型中的  $\varphi_{bc}^H = \varphi_{bc}^H + \varphi_{de}^H$ 。

## 7.2 渐开线齿轮行星传动

### 7.2.1 主要参数的确定

主要是齿数及行星轮数的确定

(1) 齿数及行星轮数应满足的条件

行星传动中, 齿轮的齿数及行星轮数应满足下述条件。

① 传动比条件 保证实现给定的传动比, 传动比的计算公式见表 7-2。

② 同心条件 保证中心轮和行星架轴线重合条件下的正确啮合, 为此各对啮合齿轮间的中心距必须相等。例如图 7-10 中, 当中心轮和行星架轴线重合, 为保证行星轮  $c$  与两个中心轮  $a$ 、 $b$  同时正确啮合, 就要求外啮合齿轮  $a$ - $c$  的中心距等于内啮合齿轮  $b$ - $c$  的中心距, 即此时同心条件为

$$a_{ac} = a_{bc}$$

对于非变位或高度变位传动, 即

$$\frac{m}{2}(z_a + z_c) = \frac{m}{2}(z_b - z_c)$$

由此得

$$z_b = (z_a + 2z_c) \text{ 或 } z_c = \frac{z_b - z_a}{2} \quad (7-10)$$

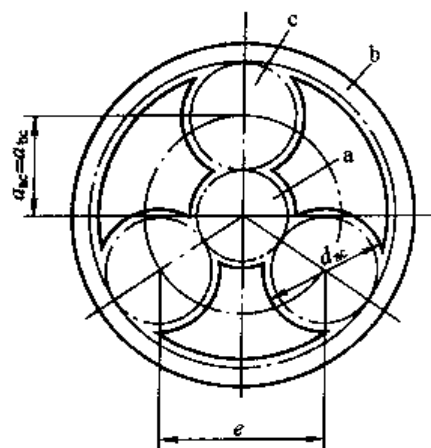


图 7-10 同心与邻接条件

表 7-2 中  $\varphi^H$  为转化机构中各对齿轮啮合损失系数的总和,  $\varphi^H = \sum \varphi_i$

$$\varphi_i = f \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \frac{\pi}{2} K_\epsilon$$

式中  $f$ ——齿面间滑动摩擦因数, NGW、NW 型取  $f=0.05 \sim 0.1$ , 齿面跑合好的传动取小值; WW、NGWN 型取  $f=0.1 \sim 0.12$ ;

$z_1, z_2$ ——齿轮副的齿数, 内啮合时  $z_2$  表示内齿轮齿数, “+”用于外啮合, “-”用于内啮合;

$K_\epsilon$ ——与重合度  $\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 = l_1/t_1 + l_2/t_1$  (此处  $l_1$  与  $l_2$  分别表示接近与远离节点啮合段在啮合线上所占的长度,  $t_1$  表示基节) 及  $\epsilon_1, \epsilon_2$  大小有关的系数。

式 (7-10) 表明, 为保证同心条件, 两中心轮的齿数  $z_a$  和  $z_b$  必须同时为偶数或奇数, 否则行星轮齿数  $z_c$  不可能为整数。

对于角度变位传动, 应为

$$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha'_{iac}} = \frac{z_b + z_c}{\cos \alpha'_{ibc}} \quad (7-11)$$

式中  $\alpha'_{iac}$  ——中心轮 a 与行星轮 c 的啮合角;

$\alpha'_{ibc}$  ——中心轮 b 与行星轮 c 的啮合角。

设计时, 外啮合宜用大啮合角, 通常取啮合角  $\alpha'_{iac} = 24^\circ \sim 27^\circ$ ; 内啮合由于接触齿面当量曲率半径较大, 且内齿轮齿根弯曲强度较高, 故啮合角可降低些, 通常取啮合角  $\alpha'_{ibc} = 17^\circ 30' \sim 21^\circ$ 。

③ 装配条件 保证各行星轮能均布地安装于两中心齿轮之间。为此, 各轮齿数与行星轮个数  $n_w$  必须满足装配条件, 否则, 当第一个行星轮装入啮合位置后, 其他几个行星轮装不进去。为建立装配条件, 以图 7-11 所示的单排行星轮 ( $n_w = 3$ ) 为例介绍装配过程: 相邻两个行星轮所夹中心角等于  $\frac{2\pi}{n_w}$ , 设行星轮的齿数为偶数, 当两中心轮的轮齿中线同时位于 A—A 线上时, 行星轮便可装入。然后, 固定中心轮 b, 将行星架 H 由位置 I 转到位置 II, 转角  $\varphi_H = \frac{2\pi}{n_w}$ , 而中心轮 a 相应转过  $\varphi_a$  角, 其某一轮齿中线应正好转到 A—A 线上, 仍与中心轮 b 的轮齿相对, 这时第二个行星轮才能装入啮合位置。为此,  $\varphi_a$  角必须等于中心轮 a 转过 C 个 (整数) 齿所对的中心角, 即

$$\varphi_a = C \frac{2\pi}{z_a}$$

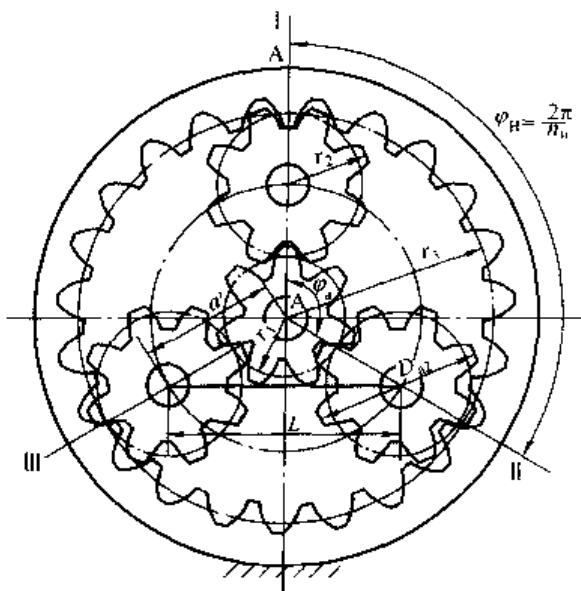


图 7-11 单排 2K-H 行星传动的配齿计算

式中  $\frac{2\pi}{z_a}$  ——中心轮 a 转过一个齿距所对的中心角。

显然, 当中心轮 a 与行星架 H 由位置 I 转到位置 II 时, 该轮系的传动比  $i_{aH}$  为

$$i_{aH} = \frac{n_a}{n_H} = \frac{\varphi_a}{\varphi_H} = 1 + \frac{z_b}{z_a}$$

将  $\varphi_a$  和  $\varphi_H$  代入上式, 得

$$\frac{\frac{2\pi C}{z_a}}{\frac{2\pi}{n_w}} = 1 + \frac{z_b}{z_a}$$

经整理后得

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = C (\text{整数}) \quad (7-12)$$

因此, 单排 2K-H 行星传动的装配条件是: 两中心轮的齿数之和应为行星轮数目的整数倍。

因为  $i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ , 即  $z_b = (i_{aH}^b - 1)z_a$ , 代入式 (7-12) 得

$$\frac{i_{aH}^b z_a}{n_w} = C \quad (7-13)$$

对行星轮的齿数为奇数时, 证明方法和结论相同。

④ 邻接条件 保证相邻两行星轮的齿顶不相碰, 如图 7-10 所示, 即

$$2a' \sin \frac{180^\circ}{n_w} > d_{ac} \quad (7-14)$$

式中  $d_{ac}$ ——行星轮的齿顶圆直径。

行星轮齿顶间的最小间隙取决于制造精度, 一般可取  $0.5m$  (mm),  $m$  为模数。当计算结果不满足邻接条件时, 可减少行星轮数目  $n_w$  或增加中心轮齿数  $z_a$ 。常用行星齿轮传动的行星轮数目与其传动比范围见表 7-3。

表 7-3 行星轮数目与传动比范围的关系

行星轮数目 $n_w$	传 动 比 范 围			
	NGW( $i_{aH}^b$ )	NGWN	NW( $i_{aH}^b$ )	WW( $i_{aH}^b$ )
3	2.1~13.7	$\frac{z_c}{z_d} \times \frac{m_c}{m_d} < 1$ 时	1.55~21	-7.35~0.88
4	2.1~6.5	$i_{ac}^b = -\infty \sim 2.2$	1.55~9.9	-3.40~0.77
5	2.1~4.7	$\frac{z_c}{z_d} > 1$ 时	1.55~7.1	-2.40~0.70
6	2.1~3.9	$i_{ac}^b = 4.7 \sim +\infty$	1.55~5.9	-1.98~0.66
8	2.1~3.2	(与行星轮数目无关)	1.55~4.8	-1.61~0.61
10	2.1~2.8		1.55~4.3	-1.44~0.59
12	2.1~2.6		1.55~4.0	-1.34~0.57

注: 表中数值为在良好设计条件下, 单级传动比可能达到的范围。在一般设计中, 传动比若接近极限值时, 通常需要进行邻接条件的验算。

例 1  $\phi 3.5m$  卷扬机减速用双级直齿 2K-H (NGW 型) 行星传动 (表 7-1 序号 8 图), 给定第一级传动比  $i_1 = 5.53$ , 第二级传动比  $i_2 = 4$ , 选择第一级  $z_{a1} = 32$ ,  $z_{c1} = 56$ ,  $z_{b1} = 145$ ,  $m = 6mm$ ,  $x_{a1} = 0.31$ ,  $x_{c1} = 0.21$ ,  $x_{b1} = 0.21$ ,  $\Delta y_1 = 0.02$ , 第二级  $z_{a2} = 30$ ,  $z_{c2} = 30$ ,  $z_{b2} = 90$ ,  $m = 10mm$ ,  $x_{a2} = 0$ ,  $x_{c2} = 0$ ,  $x_{b2} = 0$ ,  $\Delta y_2 = 0$ , 试验算配齿条件。

解

1. 传动比条件

由表 7-2 得

$$\text{第一级} \quad i_{a_1 H_1}^{b_1} = \left(1 + \frac{z_{b1}}{z_{a1}}\right) = 1 + \frac{145}{32} = 5.53$$

$$\text{第二级} \quad i_{a_2 H_2}^{b_2} = \left(1 + \frac{z_{b2}}{z_{a2}}\right) = 1 + \frac{90}{30} = 4$$

2. 同心条件

由式 (7-11) 得

$$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha'_{tac}} = \frac{z_b - z_c}{\cos \alpha'_{tbc}}$$

第一级

$$y_1 = x_{a1} + x_{c1} \quad \Delta y_1 = 0.31 + 0.21 - 0.02 = 0.5$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha'_{tac} &= \frac{a}{a'} \cos 20^\circ = \frac{0.5m(z_{a1} + z_{c1})}{0.5m(z_{a1} + z_{c1}) + y_1 m} \times \cos 20^\circ \\ &= \frac{0.5 \times 6 \times (32 + 56)}{0.5 \times 6 \times (32 + 56) + 0.5 \times 6} \times 0.93969 \\ &= 0.92913 \\ \cos \alpha'_{tbc} &= \cos 20^\circ = 0.93969 \end{aligned}$$

因而有

$$\begin{aligned} \frac{z_{a1} + z_{c1}}{\cos \alpha'_{tac}} &= \frac{32 + 56}{0.92913} = 94.712 \\ \frac{z_{b1} - z_{c1}}{\cos \alpha'_{tbc}} &= \frac{145 - 56}{0.93969} = 94.712 \end{aligned}$$

所以

$$\frac{z_{a1} + z_{c1}}{\cos \alpha'_{tac}} = \frac{z_{b1} - z_{c1}}{\cos \alpha'_{tbc}} \quad \text{即满足同心条件。}$$

第二级

$$x_{a2} = x_{c2} = x_{b2} = 0 \quad \text{是标准齿轮}$$

因

$$\begin{aligned} z_{c2} &= 30 \\ \frac{z_{b2} - z_{a2}}{2} &= \frac{90 - 30}{2} = 30 \end{aligned}$$

所以

$$z_{c2} = \frac{z_{b2} - z_{a2}}{2} \quad \text{即满足同心条件}$$

### 3. 装配条件

由式 (7-12) 得

第一级

$$\frac{z_{a1} + z_{b1}}{n_w} = \frac{32 + 145}{3} = \frac{177}{3} = 59 \quad \text{为整数}$$

第二级

$$\frac{z_{a2} + z_{b2}}{n_w} = \frac{30 + 90}{3} = \frac{120}{3} = 40 \quad \text{为整数}$$

所以满足装配条件

### 4. 邻接条件

由式 (7-14) 得

第一级

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m_1(z_{c1} + 2h_a^* + 2x_{c1} - 2\Delta y_1) \\ &= 6 \times (56 + 2 \times 1.0 + 2 \times 0.21 - 2 \times 0.02) \\ &= 350.28 \text{ mm} \\ 2a'_1 \sin &= \frac{180^\circ}{n_w} = 2 \times [0.5m_1(z_{a1} + z_{c1}) + y_1 m_1] \sin \frac{180^\circ}{n_w} \\ &= 2 \times [0.5 \times 6 \times (32 + 56) + 0.5 \times 6] \sin \frac{180^\circ}{3} \\ &= 462.46 \text{ mm} > d_{a1} \quad \text{即满足邻接条件} \end{aligned}$$

第二级

$$d_{a2} = m_2(z_{c2} + 2h_a^*) = 10 \times (30 + 2 \times 1.0) = 320 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
2a_3' \sin \frac{180^\circ}{n_w} &= 2 \times 0.5 m_2 (z_{a2} + z_{c2}) \sin \frac{180^\circ}{n_w} \\
&= 2 \times 0.5 \times 10 \times (30 + 30) \sin \frac{180^\circ}{3} \\
&= 519.62 \text{ mm} > d_{ac2} \text{ 即满足邻接条件}
\end{aligned}$$

即所选齿数均能满足配齿条件。

对于双排 2K-H (NW、WW、NN 型) 及 3K (NGWN 型) 行星传动, 传动比条件见表 7-1, 同心条件见表 7-4, 装配条件和邻接条件见表 7-5。

表 7-4 双排 2K-H 和 3K 行星传动的同心条件

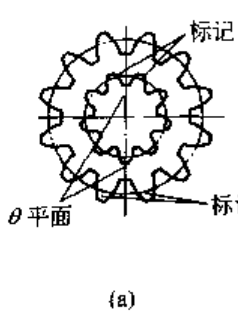
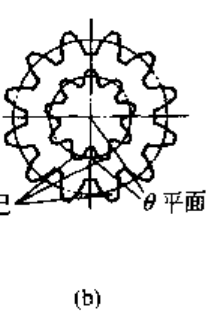
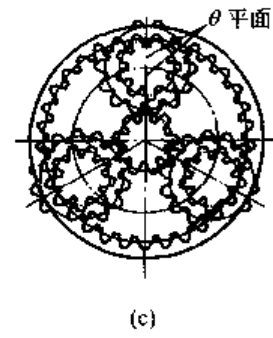
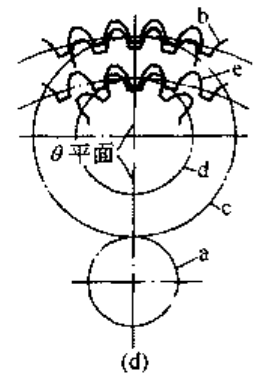
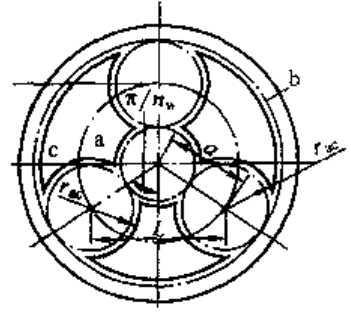
序号	传动形式		同心条件		附注
	按基本构件分类	按啮合方式分类	非变位或高度变位传动 $a'_{tac} = a'_{tbc}$ $a'_{tbc} = a'_{ted}$ 或 $a'_{tac} = a'_{tbc} = a'_{ted}$	角度变位传动 $a'_{tac} \neq a'_{tbc}$ 或 $a'_{tbc} \neq a'_{ted}$ 或 $a'_{tac} \neq a'_{tbc} \neq a'_{ted}$	
1	2K-H	NGW	$z_a + 2z_c = z_b$	$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{tac}} = \frac{z_b - z_c}{\cos \alpha_{tbc}}$	—
2	2K-H	NW	$z_a + z_c = z_b - z_d$	$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{tac}} = \frac{z_b - z_d}{\cos \alpha_{tbd}}$	当 $\beta = 0$ 和 $m_{t(a)} = m_{t(b)}$ 时
			$(z_a + z_c) m_{t(a)} = (z_b - z_d) m_{t(b)}$	$m_{t(a)} \frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{tac}} = m_{t(b)} \frac{z_b - z_d}{\cos \alpha_{tbd}}$	当 $\beta = 0$ 和 $m_{t(a)} \neq m_{t(b)}$ 时
			$(z_a + z_c) m_{t(a)} = (z_b - z_d) m_{t(b)}$	$m_{t(a)} (z_a + z_c) \frac{\cos \alpha_{tac}}{\cos \alpha_{tbc}} = m_{t(b)} (z_b - z_d) \frac{\cos \alpha_{tbd}}{\cos \alpha_{ted}}$	当 $\beta_a \neq 0$ 和 $\beta_b = 0$ 时
3	2K-H	NN	$z_b - z_d = z_a - z_c$	$\frac{z_b - z_d}{\cos \alpha_{tbd}} = \frac{z_a - z_c}{\cos \alpha_{tac}}$	当 $\beta = 0$ 和 $m_{t(b)} = m_{t(a)}$ 时
			$(z_b - z_d) m_{t(b)} = (z_a - z_c) m_{t(a)}$	$m_{t(b)} \frac{z_b - z_d}{\cos \alpha_{tbd}} = m_{t(a)} \frac{z_a - z_c}{\cos \alpha_{tac}}$	当 $\beta = 0$ 和 $m_{t(b)} \neq m_{t(a)}$ 时
4	3K	NGWN	$z_a + 2z_c = z_b$ $z_b - z_c = z_e - z_d$	$\frac{z_a + z_c}{\cos \alpha_{tac}} = \frac{z_b - z_c}{\cos \alpha_{tbc}} = \frac{z_e - z_d}{\cos \alpha_{ted}}$	当 $\beta = 0$ 和 $m_{t(a)} = m_{t(e)}$ 时
			$z_a + 2z_c = z_b$ $(z_b - z_c) m_{t(a)} = (z_e - z_d) m_{t(e)}$	$\frac{(z_a + z_c) m_{t(a)}}{\cos \alpha_{tac}} = \frac{(z_b - z_c) m_{t(a)}}{\cos \alpha_{tbc}} = \frac{(z_e - z_d) m_{t(e)}}{\cos \alpha_{ted}}$	当 $\beta = 0$ 和 $m_{t(a)} \neq m_{t(e)}$ 时

注:  $\alpha'_{tac}$  为  $a-c$  啮合的端面啮合角;  $\alpha'_{tbd}$  为  $b-d$  啮合的端面啮合角;  $\alpha'_{tbc}$  为  $b-c$  啮合的端面啮合角;  $\alpha'_{ted}$  为  $c-d$  啮合的端面啮合角;  $m_{t(a)}$ 、 $m_{t(b)}$ 、 $m_{t(e)}$  分别为  $a-c$ 、 $b-c$  (或  $b-d$ ) 和  $c-d$  啮合的端面模数。

设计行星传动, 齿数及行星轮数的确定除满足上述四个条件外, 还需满足其他一些附加条件。例如, 高速重载的行星传动, 为了工作平稳, 各啮合齿轮的齿数之间, 应没有公约数。大于 100 的质数齿 (如 101, 103...) 的齿轮尽量少用, 因加工时切齿机床调整较难。用插齿刀或剃齿刀加工齿轮时, 任一齿轮的齿数不应是插齿刀或剃齿刀齿数的整倍数。此外, 如齿轮的齿面硬度小于 350HBS, 承载能力主要由轮齿的接触强度所决定, 其中心轮尽可能选择较多的齿数, 推荐  $z_{1\min} \geq 17$ ; 齿面硬度大于 350HBS, 承载能力主要由轮齿弯曲强度



表 7-5 行星齿轮传动齿轮齿数确定的条件

条 件	传 动 形 式			
	NGW	NGWN	WW	NW
装 配 条 件	保证各行星轮能均布地安装于两中心齿轮之间,并且与两个中心轮啮合良好没有错位现象			
	<p>为了简化计算和装配,应使太阳轮与内齿轮的齿数和等于行星轮数目的整数倍,即</p> $\frac{z_a + z_b}{n_w} = \text{整数}$ <p>或</p> $\frac{z_a - z_b}{n_w} = \text{整数}$	<p>(1)通常取中心轮齿数 <math>z_a, z_b</math> 和 <math>z_c</math> 或 <math>(z_a + z_b)</math> 及 <math>z_d</math> 均为行星轮数目 <math>n_w</math> 的整数倍</p> <p>此时双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置应这样确定: <math>c</math> 轮和 <math>d</math> 轮各有一个齿槽的对称线须位于同一个轴平面(<math>\theta</math>平面)内,两齿槽的对称线可在行星轮轴线的同侧[见图(b)]或两侧[见图(a)]。装配情况见图(d)</p> <p>(2)亦可按右栏内 NW 型传动的公式计算。此时 <math>z_b</math> 应以 <math>z_c</math> 代</p>	<p>若双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置是在安装时确定的(安装时可以调整),则行星传动的齿轮齿数不受本条件限制,满足其他条件即可</p> <p>若双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置是在制造时确定的(如同一坯料切出),则必须满足以下条件</p> <p>(1)当中心轮 <math>z_a, z_b</math> 为 <math>n_w</math> 的整数倍时(此时计算和装配最简单),双联行星齿轮的两个齿轮的相对位置应该使 <math>c</math> 轮和 <math>d</math> 轮各有一个齿槽的对称线位于同一个轴平面(<math>\theta</math>平面)内。对 NW 型传动,应位于行星轮轴线的两侧[见图(a)],装配情况见图 c。对 WW 型传动,应位于行星轮轴线的同侧[见图(b)]</p> <p>(2)当一个或二个中心轮的齿数非 <math>n_w</math> 的整数倍时</p> <p>WW 传动: <math>\frac{z_a + z_b}{n_w} + \left(1 + \frac{z_d}{z_c}\right) \left(E_A \pm n - \frac{z_a}{n_w}\right) = \text{整数}</math></p> <p>NW 传动: <math>\frac{z_a - z_b}{n_w} + \left(1 - \frac{z_d}{z_c}\right) \left(E_A \pm n - \frac{z_a}{n_w}\right) = \text{整数}</math></p> <p>式中 <math>E_A, n</math> ——整数</p> <p>当 <math>\frac{z_a}{n_w} = \text{整数}</math> 时, <math>E_A = \frac{z_a}{n_w}, n</math> 从 1、2、3...中选取</p> <p>当 <math>\frac{z_a}{n_w} \neq \text{整数}</math> 时, <math>E_A</math> 为稍大于 <math>\frac{z_a}{n_w}</math> 的整数, <math>n</math> 从 1、2、3...中选取</p>	
	 <p>(a)</p>	 <p>(b)</p>	 <p>(c)</p>	 <p>(d)</p>
邻 接 条 件	必须保证相邻两行星轮互不相碰,并留有大于 0.5mm 的间隙,即行星轮齿顶圆半径之和小于其中心距,如图所示			
	$2r_{ac} < L \text{ 或 } d_{ac} < 2a \sin \frac{\pi}{n_w}$ <p>式中 <math>r_{ac}, d_{ac}</math> ——行星轮齿顶圆半径和直径,当行星轮为双联齿轮时,应取其中之大值</p>			

所决定, 则应选择较少的齿数, 推荐  $z_{1\min} \geq 12$ 。而小齿轮的最大齿数  $z_{1\max}$  应保证齿轮有足够的弯曲强度, 图 7-12 所示为根据接触与弯曲等强度条件推荐的  $z_{1\max}$  值, 图中硬度值是大齿轮的最低硬度, 小齿轮的硬度等于或大于大齿轮的硬度, 硬度 200HBS、300HBS、45HRC 是整体热处理的硬度, 60HRC 是轮齿表面硬度。

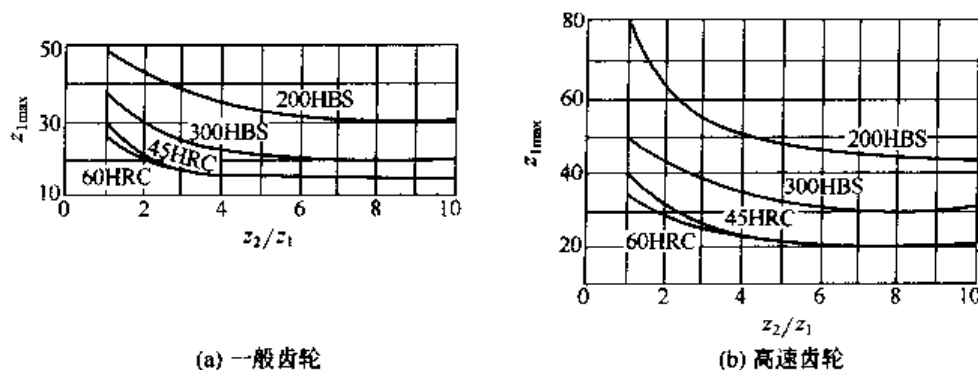


图 7-12 小齿轮的最大齿数  $z_{1\max}$

## (2) 配齿方法

### ① NGW 型传动的配齿方法

a. 计算法 其配齿步骤如下。

(a) 根据表 7-3 选取适合传动比要求的行星轮数目  $n_w$ 。

(b) 确定  $z_a$ 。

对于非变位或高度变位传动

$$\frac{i_{aH}^b z_a}{n_w} = C$$

根据  $i_{aH}^b$  并适当调整, 使  $C$  等于整数, 求出  $z_a$ 。

等角变位

$$\frac{i_{aH}^b z_a}{n_w} = C$$

根据  $i_{aH}^b$  并适当调整, 使  $C$  等于整数, 求出  $z_a$ 。

(c)  $z_b = C n_w - z_a$ 。

(d)  $z_c = \frac{1}{2}(z_b - z_a)$ 。

当采用不等角变位 ( $\alpha'_{tac} > \alpha'_{tbc}$ ) 时, 应将算出的  $z_c$  减去 0~2 齿, 以适应变位的需要。此时计算所得的  $z_c$  可以不是整数, 而在减少齿数时去掉该小数。

(e) 必要时验算邻接条件。

b. 查表法 由表 7-6 查取。

② NGWN 型传动的配齿方法 对于 NGWN 型传动, 由于配齿较 NGW 难, 通常取  $z_a$ 、 $z_b$ 、 $z_c$  为行星轮数目的整数倍, 而且各齿轮的模数均相等。在 NGWN 传动中, 除要求输入轴和输出轴的回转方向相反而采用  $z_b < z_c$  外, 一般推荐用  $z_b > z_c$ , 因同样条件下, 后者比前者承载能力大, 且  $i_{ac}^b \leq 100$  时, 齿轮圆周速度和行星架转速皆略有降低。

在最大齿数相同的条件下, 当  $z_c = z_a$  时, 能获得较大的传动比, 且制造方便, 减少装配误差, 使各行星轮之间载荷分配均匀。另外, 相啮合的齿轮齿数间没有公因数的可能性会

表 7-6 NGW 型行星齿轮传动的齿数组合

$i=2.8$											
$n_w=3$				$n_w=4$				$n_w=5$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
32	13	58	2.8125	33	13	58	2.7879	32	13	58	2.8125
41	16	73	2.7805	37	15	67	2.8108	39	16	71	2.8205
43	17	77	2.7907	43	17	77	2.7907	43	17	77	2.7907
47	19	85	2.8085	46	19	85	2.8085	45	19	84	2.8261
49	20	89	2.8763	53	21	95	2.7925	64	26	116	2.8125
58	23	104	2.7931	59	23	105	2.7797	71	29	129	2.8169
62	25	112	* 2.8065	67	27	121	2.8060	79	31	141	2.7848
65	26	117	* 2.8000	71	29	129	2.8169	89	36	161	2.8090
73	29	131	2.7945	79	31	141	2.7848	104	41	186	2.7885
75	30	135	* 2.8000	81	33	147	2.8148	118	47	212	2.7966
77	31	139	2.8052	89	35	* 159	2.7865	121	49	219	2.8099
92	37	166	2.8043	97	39	175	2.8041	132	53	238	2.8030
118	47	212	2.7966	121	49	219	2.8099	146	59	264	2.8082
				123	49	221	2.7967	154	61	276	2.7922
				141	57	255	2.8085	161	64	289	2.7950
				153	61	275	2.7971	168	67	302	2.7976
$i=3.15$											
$n_w=3$				$n_w=4$				$n_w=5$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
25	14	53	3.1200	23	13	49	3.1304	22	13	48	3.1818
29	16	61	3.1034	29	17	63	3.1724	29	16	61	3.1034
31	18	67	3.1613	33	19	71	3.1515	31	18	67	3.1613
32	19	70	3.1875	37	21	79	3.1351	37	21	79	3.1351
35	20	75	* 3.1429	41	23	87	3.1220	41	24	89	3.1707
37	21	79	3.1351	43	25	93	3.1628	35	20	75	* 3.1429
40	23	86	3.1500	53	31	115	3.1698	54	31	116	3.1481
44	25	94	3.1364	67	39	145	3.1642	55	32	119	3.1636
53	31	115	3.1698	71	41	153	3.1549	67	38	143	* 3.1343
55	32	119	3.1636	75	43	161	3.1467	79	46	171	3.1646
67	38	143	3.1343	79	45	169	3.1392	86	49	184	3.1395
70	41	152	3.1714	81	47	175	3.1605	89	51	191	3.6461
74	43	160	3.1622	85	49	183	3.1529	92	53	198	3.1522
82	47	176	3.1463	97	55	207	3.1340	98	57	212	3.1633
86	49	184	3.1395	121	69	259	3.1405	121	59	269	3.1405
97	56	209	3.1546	123	71	265	3.1545	83	47	177	3.1325
$i=3.55$											
$n_w=3$				$n_w=4$				$n_w=5$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
22	17	56	3.5455	23	17	57	3.4783	23	17	57	3.4783
25	19	63	* 3.5200	25	19	62	3.5260	24	19	62	3.5833
29	22	73	3.5172	29	23	75	3.5862	26	20	66	* 3.5385
32	25	82	3.5625	33	25	83	3.5152	27	21	69	* 3.5556
37	29	95	3.5675	37	29	95	3.5676	29	22	73	3.5172
41	32	105	* 3.5609	45	35	115	* 3.5556	31	24	79	3.5484
46	35	116	3.5217	47	37	121	3.5745	36	28	92	* 3.5556

续表

 $i=3.55$ 

$n_w=3$				$n_w=4$				$n_w=5$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
47	37	121	3.574 5	53	41	135	3.547 2	37	28	93	3.513 5
48	37	122	* 3.541 7	55	43	141	3.563 6	43	33	100	2.534 9
49	38	125	3.551 0	61	47	155	3.541 0	46	35	116	3.521 7
52	41	134	3.576 9	69	53	175	3.536 2	48	37	122	3.541 7
56	43	142	3.535 7	73	57	187	3.561 6	54	41	136	3.518 5
61	47	155	3.541 0	77	59	195	3.532 5	73	57	187	3.561 6
73	56	185	3.534 2	79	61	201	3.544 3	76	59	194	3.552 6
76	59	194	3.552 6	83	65	213	3.566 3	79	61	201	3.544 3
86	67	220	3.558 1	87	67	221	3.540 2	82	63	208	3.536 6

 $i=4$ 

$n_w=3$				$n_w=4$				$n_w=5$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
20	19	58	3.900 0	23	22	67	3.913 0	18	17	52	3.888 9
22	23	68	4.090 9	25	27	79	4.160 0	22	23	68	4.090 9
23	22	67	3.913 0	27	29	85	4.148 1	23	22	67	3.913 0
26	25	76	3.923 1	29	31	91	4.137 9	24	25	74	4.083 3
28	27	82	3.928 6	31	33	97	4.129 0	26	25	76	3.923 1
29	28	85	3.931 0	33	32	97	3.939 4	28	27	82	3.928 6
32	31	94	3.937 5	37	39	115	4.108 1	29	31	91	4.137 9
38	37	112	3.947 4	39	41	121	4.102 6	31	33	97	4.129 0
44	43	130	3.954 5	43	45	133	4.093 0	33	32	97	3.939 4
47	49	145	4.085 1	45	46	137	4.044 4	38	37	112	3.947 4
50	49	148	3.960 0	47	49	145	4.085 1	39	41	121	4.102 6
56	55	166	3.964 3	49	50	149	4.040 8	48	47	142	3.958 3
59	58	175	3.966 1	55	57	169	4.072 7	41	40	121	3.951 2
62	61	184	3.967 7	57	59	172	4.070 2	58	57	172	3.965 5
68	67	202	3.970 6	61	63	187	4.065 6	63	62	187	3.968 3
74	73	220	3.973 0	67	69	205	4.059 7	68	67	202	3.970 6

 $i=4.5$  $i=5$ 

$n_w=3$				$n_w=4$				$n_w=3$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
17	22	61	4.588 2	17	21	59	4.470 6	16	23	62	4.875 0
19	23	65	4.421 1	19	23	65	4.421 1	17	25	67	4.941 2
23	28	79	4.434 8	21	26	73	4.476 2	19	29	77	5.052 6
25	32	89	4.560 0	23	29	81	4.521 7	20	31	82	5.100 0
26	33	92	4.538 5	25	31	87	4.480 0	23	34	91	4.956 5
28	35	98	4.500	27	34	95	4.518 4	28	41	110	4.928 6
31	39	109	4.516 1	33	41	115	4.484 8	31	47	125	5.032 3
35	43	121	4.457 1	35	43	121	4.457 1	40	59	158	4.950 0
37	45	127	4.432 4	41	51	143	4.487 8	44	67	178	5.045 5
41	52	145	4.536 6	47	59	165	4.510 6	47	70	187	4.978 7
52	65	182	4.500 0	49	61	171	4.489 8	52	77	206	4.961 5
53	67	187	4.528 3	50	62	174	4.480 0	55	83	221	5.018 2
59	73	205	4.474 6	53	67	187	4.528 3	56	85	226	5.035 7
61	77	215	4.524 6	59	73	205	4.474 6	59	88	235	4.983 1
68	85	238	4.500 0	61	77	215	4.524 6	64	95	254	4.968 8
71	88	247	4.478 9	71	89	249	4.507 0	65	97	259	4.984 6

续表

$i=5$				$i=5.6$				$i=6.3$			
$n_w=4$				$n_w=3$				$n_w=3$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$
17	25	67	4.941 2	13	23	59	5.538 5	13	29	71	6.461 5
19	29	77	5.052 6	14	25	64	5.571 4	14	31	76	6.428 6
21	31	83	4.957 4	16	29	74	5.625 0	16	35	86	6.385 0
23	35	93	5.043 5	17	31	79	5.647 1	17	37	91	6.352 9
25	37	99	4.960 0	19	35	89	5.681 2	19	41	101	6.315 8
29	43	115	4.965 5	20	37	94	5.700 0	20	43	106	6.300 0
31	47	125	5.032 3	22	41	104	5.727 3	22	47	116	6.272 7
35	53	141	5.078 6	29	52	133	5.586 2	23	49	121	6.260 9
37	55	147	4.973 0	31	56	143	5.612 9	25	54	133	6.320 0
47	71	189	5.071 3	40	71	182	5.550 0	26	55	136	6.230 8
49	73	195	4.979 6	41	73	187	5.561 0	28	59	146	6.214 3
51	77	205	5.019 6	44	79	202	5.590 9	31	66	163	6.258 1
55	83	221	5.018 2	46	83	212	5.608 7	35	76	187	6.342 9
59	89	237	5.016 0	47	85	217	5.617 0	37	80	197	6.324 3
63	95	253	5.015 9	50	91	232	5.640 0	41	88	217	6.292 7
65	97	259	4.984 6	52	95	242	5.653 8	47	100	247	6.255 3
$i=7.1$				$i=8$				$i=9$			
$n_w=3$				$n_w=3$				$n_w=3$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$
13	32	77	6.923 1	13	38	89	7.846 2	14	49	112	9.000 0
14	37	88	7.285 7	14	43	100	8.142 9	16	56	128	* 9.000 0
16	41	98	7.125 0	16	47	110	7.875 0	17	58	133	8.823 6
17	43	103	7.058 8	17	49	115	7.764 7	19	68	155	9.157 9
19	50	119	7.263 2	17	52	121	8.117 6	20	70	160	* 9.000 0
20	51	122	7.100 0	20	61	142	8.100 0	22	77	176	9.000 0
22	56	134	* 7.090 9	22	65	152	7.909 1	23	82	187	9.130 4
23	58	139	7.043 5	26	79	184	8.076 9	25	89	203	9.120 0
26	67	160	7.153 8	28	83	194	7.928 6	26	91	208	9.000 0
28	71	170	7.071 4	29	88	205	8.069 0	88	98	224	* 9.000 0
29	73	* 175	7.034 5	31	92	215	7.935 5	29	102	233	9.034 5
33	91	217	7.200 0	32	97	226	8.062 5	31	108	247	8.967 7
38	97	232	7.105 3	34	101	236	7.941 2	32	112	256	* 9.000 0
41	106	253	7.170 7	35	106	247	8.057 1	34	119	272	9.000 0
46	119	284	7.173 9	40	119	278	7.950 0	35	121	277	8.914 3
47	121	289	7.148 9	41	124	289	8.048 8	37	128	293	8.918 9
$i=10$				$i=11.2$				$i=12.5$			
$n_w=3$				$n_w=3$				$n_w=3$			
$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$t_{aH}^b$
13	53	119	10.153 8	14	61	136	10.714 3	13	71	155	12.923 1
14	58	130	10.285 7	16	71	158	10.875 0	14	73	160	12.428 6
16	65	146	10.125 0	16	74	164	* 11.250 0	16	83	182	12.375 0
17	67	151	9.882 4	17	76	169	10.941 2	16	86	188	* 12.750 0
19	77	173	10.105 3	17	79	175	11.294 1	17	88	193	12.352 9
20	79	178	9.900 0	19	86	191	11.052 6	19	98	215	12.315 8
22	89	200	10.090 9	20	91	202	11.100 0	20	106	232	* 12.600 0

续表

$i=10$				$i=11.2$				$i=12.5$			
$n_w=3$				$n_w=3$				$n_w=3$			
$z_a$	$z_r$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_c$	$z_b$	$i_{aH}^b$
23	91	205	9.913 0	22	101	224	11.181 8	22	116	254	* 12.545 5
25	98	221	9.840 0	23	106	235	11.217 4	23	118	259	12.260 9
26	103	232	9.923 1	26	121	268	11.307 7	23	121	265	12.521 7
28	113	254	10.071 4	28	125	278	10.928 6	25	131	287	12.480 0
29	115	259	9.931 0	28	128	284	* 11.142 9	26	135	298	12.461 5
29	118	265	10.137 9	29	130	289	10.965 5	26	139	304	12.692 3
31	122	275	9.871 0	29	133	295	11.172 4	28	147	322	* 12.500 0
32	130	292	* 10.125 0	31	143	317	11.225 8	29	153	335	12.551 7
34	144	302	* 9.882 4					31	163	257	12.516 1

注: 1. 表中齿数满足装配条件、同心条件和邻接条件, 且  $\frac{z_a}{z_c}$ 、 $\frac{z_b}{z_c}$ 、 $\frac{z_a}{n_w}$  及  $\frac{z_b}{n_w}$  无公因数 (带 “\*” 者除外), 以利提高传动平稳性。

2. 本表可直接用于非变位、高变位和等角变位 ( $\alpha'_{ac} = \alpha'_{cb}$ )。当采用不等角的角变位 ( $\alpha'_{ac} > \alpha'_{cb}$ ) 时, 应将表中的  $z_c$  值适当减少 1~2 齿, 以适应变位需要。

3. 当齿数少于 17 且不允许根切时, 应进行变位。

4. 表中  $i$  为名义传动比, 其所对应的不同齿数组合应根据齿轮强度条件选择。

5.  $i_{aH}^b$  为实际传动比。

比  $z_c \neq z_d$  小, 因而提高了传动平稳性。但存在着变位困难 (尤其是  $n_w$  较大时) 的缺点, 计算所得的齿数好用否, 常须在变位计算后才能定。

a. 算法 按上述情况确定齿数之间的关系后, 按表 7-9 计算。

例 2 已知  $i_{ac}^b = 88$ ,  $z_c \neq z_d$ ,  $z_b > z_c$ , 试分配 NGWN 型行星传动的齿数。

解 1. 选取  $n_w = 3$

2. 按  $i_{ac}^b$  查表 7-7, 选取  $A=7$ ,  $K=50$

表 7-7 A、K 值 ( $K = \sqrt{(A-1)^2 + 4A i_{ac}^b}$ )

	$i_{ac}^b < 30$	$i_{ac}^b = 30 \sim < 50$	$i_{ac}^b = 50 \sim < 70$	$i_{ac}^b = 70 \sim < 90$
A	$\frac{i_{ac}^b}{K}$			
3	$\frac{* 12, 26, 666.6}{16, 18}$	$\frac{* 33, 40}{20, 22}$	$\frac{56}{26}$	$\frac{74.666.6, * 85}{30, 32}$
4	$\frac{22, * 27}{19, 21}$	$\frac{32.5, 45}{23, 27}$	$\frac{* 52, 59.5}{29, 31}$	$\frac{76, * 85}{35, 37}$
5	$\frac{19.2, 28}{20, 24}$	$\frac{38.4}{28}$	$\frac{50.4, * 57, 64}{32, 34, 36}$	$\frac{79.2}{40}$
6	$\frac{17.333.3, 25}{21, 25}$	$\frac{34, 43.333.3}{29, 33}$	$\frac{56, 49}{37, 41}$	$\frac{* 76, 83.333.3}{43, 45}$
7	$\frac{22.857}{26}$	$\frac{30.857, 40, * 45}{30, 34, 36}$	$\frac{50.285.7, 61.714.3}{38, 42}$	$\frac{74.285.7, * 81, 88}{46, 48, 50}$
8	$\frac{21.25, 28.5}{37, 31}$	$\frac{36.75, 46}{35, 39}$	$\frac{56.25, 67.5}{43, 47}$	$\frac{79.75}{51}$

续表

	$i_{ac}^b < 30$	$i_{ac}^b = 30 \sim < 50$	$i_{ac}^b = 50 \sim < 70$	$i_{ac}^b = 70 \sim < 90$
A	$\frac{i_{ac}^b}{K}$			
9	$\frac{20}{28}, \frac{26.666\ 6}{32}$	$\frac{34.222\ 2}{36}, \frac{42.666\ 6}{40}$	$\frac{52}{44}, \frac{57}{46}, \frac{62.222\ 2}{48}$	$\frac{73.333\ 3}{52}, \frac{85.333\ 3}{56}$
10	$\frac{19}{29}, \frac{25.2}{33}$	$\frac{32.2}{37}, \frac{40}{41}, \frac{48.6}{45}$	$\frac{58}{49}, \frac{63}{51}, \frac{68.2}{53}$	$\frac{79.2}{57}, \frac{85}{59}$
11	$\frac{21}{32}, \frac{24}{34}$	$\frac{30.545\ 4}{38}, \frac{37.818\ 2}{42}, \frac{45.818\ 2}{46}$	$\frac{54.515\ 5}{50}, \frac{64}{54}, \frac{69}{56}$	$\frac{74.181\ 8}{58}, \frac{85.090\ 9}{62}$
12	$\frac{23}{35}, \frac{26}{37}, \frac{29.166\ 6}{39}$	$\frac{36}{43}, \frac{43.5}{47}$	$\frac{51.666\ 6}{51}, \frac{56}{53}, \frac{60.5}{55}$	$\frac{70}{59}, \frac{80.166\ 6}{63}$
13	$\frac{22.153\ 8}{36}, \frac{25}{38}, \frac{28}{40}$	$\frac{31.461\ 3}{44}, \frac{41.538\ 5}{48}, \frac{49.2308}{52}$	$\frac{57.538\ 4}{56}, \frac{66.461\ 5}{60}$	$\frac{76}{64}, \frac{86.153\ 8}{68}$
14	$\frac{21.428\ 5}{37}, \frac{27}{41}$	$\frac{30}{43}, \frac{33.142\ 9}{45}, \frac{39.857\ 1}{49}, \frac{47.142\ 8}{53}$	$\frac{55}{57}, \frac{63.428\ 6}{61}$	$\frac{72.428\ 5}{65}, \frac{82}{69}, \frac{87}{71}$
15	$\frac{20.8}{38}, \frac{26.133\ 3}{42}, \frac{29}{44}$	$\frac{32}{46}, \frac{38.4}{50}, \frac{45.333\ 3}{54}$	$\frac{52.8}{58}, \frac{60.8}{62}, \frac{69.333\ 3}{66}$	$\frac{78.4}{70}, \frac{88}{74}$
16	$\frac{20.25}{39}, \frac{25.375}{43}$	$\frac{31}{47}, \frac{34}{49}, \frac{37.125}{51}, \frac{43.75}{55}$	$\frac{50.875}{59}, \frac{58.5}{63}, \frac{66.625}{67}$	$\frac{57.25}{71}, \frac{84.375}{75}$
17	$\frac{19.764\ 7}{40}, \frac{24.705\ 8}{44}$	$\frac{30.117\ 6}{48}, \frac{36}{52}, \frac{42.352\ 9}{56}, \frac{49.176\ 5}{60}$	$\frac{56.470\ 6}{64}, \frac{64.235\ 3}{68}$	$\frac{72.470\ 6}{72}, \frac{81.176\ 5}{76}$
18	$\frac{19.333}{41}, \frac{24.111}{45}, \frac{29.333\ 3}{49}$	$\frac{35}{53}, \frac{38}{55}, \frac{41.111\ 1}{57}, \frac{47.666\ 6}{61}$	$\frac{54.666\ 6}{62}, \frac{62.111\ 1}{69}, \frac{66}{71}$	$\frac{70}{73}, \frac{78.333\ 3}{77}, \frac{87.111\ 1}{81}$
19	$\frac{23.578\ 9}{46}, \frac{28.631\ 6}{50}$	$\frac{34.105\ 3}{54}, \frac{37}{56}, \frac{40}{58}, \frac{46.315\ 8}{62}$	$\frac{53.052\ 6}{66}, \frac{60.210\ 5}{70}, \frac{67.789\ 5}{74}$	$\frac{75.789\ 5}{78}, \frac{84.210\ 5}{82}$
20	$\frac{23.1}{47}, \frac{28}{51}$	$\frac{33.3}{55}, \frac{39}{59}, \frac{42}{61}, \frac{45.1}{63}$	$\frac{51.6}{67}, \frac{55}{69}, \frac{58.5}{71}, \frac{65.8}{75}$	$\frac{73.5}{79}, \frac{81.6}{83}$
A	$i_{ac}^b = 90 \sim < 110$	$i_{ac}^b = 110 \sim < 130$	$i_{ac}^b = 130 \sim < 150$	$i_{ac}^b = 150 \sim < 170$
A	$\frac{i_{ac}^b}{K}$			
3	$\frac{96}{34}$	$\frac{120}{38}$	$\frac{146.666\ 6}{42}$	$\frac{176}{46}, \frac{208}{50}$
4	$\frac{91.5}{39}$	$\frac{115}{43}$	$\frac{137.5}{47}$	$\frac{162}{51}, \frac{188.5}{55}$
5	$\frac{96}{44}, \frac{105}{46}$	$\frac{114.4}{48}$	$\frac{134.1}{52}$	$\frac{156}{56}, \frac{179.2}{60}, \frac{204}{64}$

续表

A	$i_{ac}^b = 90 \sim < 110$	$i_{ac}^b = 110 \sim < 130$	$i_{ac}^b = 130 \sim < 150$	$i_{ac}^b = 150 \sim < 170$	$i_{ac}^b \geq 170$
	$\frac{i_{ac}^b}{K}$				
6	$\frac{91}{47}, \frac{99}{49}$	$\frac{116}{53}, \frac{134.3}{57}$		$\frac{154}{61}$	$\frac{175}{65}, \frac{197.333}{69}$
7	$\frac{102.857}{54}$	$\frac{118.857}{58}$	$\frac{136}{62}, \frac{145}{64}$	$\frac{154.285}{66}$	$\frac{173.714}{70}, \frac{194.285}{74}$
8	$\frac{93}{35}, \frac{100}{57}, \frac{107.25}{59}$	$\frac{122.5}{63}$	$\frac{138.75}{67}$	$\frac{156}{71}, \frac{168}{73}$	$\frac{174.25}{75}, \frac{193.5}{79}$
9	$\frac{98.222}{60}, \frac{105}{62}$	$\frac{112}{64}, \frac{126.666}{68}$	$\frac{142.222}{72}$	$\frac{158.666}{76}$	$\frac{176}{80}, \frac{185}{82}, \frac{194.2}{84}$
10	$\frac{91}{61}, \frac{103.6}{65}$	$\frac{117}{69}$	$\frac{131.2}{73}, \frac{146.2}{77}$	$\frac{162}{81}$	$\frac{178.6}{85}, \frac{196}{89}$
11	$\frac{96.727}{66}, \frac{109.090}{70}$	$\frac{122.181}{74}, \frac{129}{76}$	$\frac{136}{78}$	$\frac{150.545}{82}, \frac{165.818}{86}$	$\frac{181.818}{90}, \frac{198.545}{94}$
12	$\frac{91}{67}, \frac{102.5}{71}$	$\frac{114.666}{75}, \frac{127.5}{79}$	$\frac{141}{83}, \frac{148}{85}$	$\frac{155.16}{87}$	$\frac{170}{90}, \frac{185}{95}, \frac{201.666}{99}$
13	$\frac{96.923}{72}, \frac{108.307}{76}$	$\frac{120.307}{80}$	$\frac{132.923}{84}, \frac{146.153}{88}$	$\frac{160}{92}$	$\frac{174.461}{96}, \frac{189.538}{100}$
14	$\frac{92.142}{73}, \frac{102.857}{77}$	$\frac{114.142}{81}, \frac{126}{85}$	$\frac{138.428}{89}$	$\frac{151.428}{93}, \frac{165}{97}$	$\frac{179.142}{101}, \frac{193.857}{105}$
15	$\frac{93}{76}, \frac{98.133}{78}, \frac{108.8}{82}$	$\frac{120}{86}$	$\frac{131.733}{90}, \frac{144}{94}$	$\frac{156.8}{98}$	$\frac{170.133}{102}, \frac{177}{104}, \frac{184}{106}, \frac{198.4}{110}$
16	$\frac{94}{79}, \frac{99}{81}, \frac{104.125}{83}$	$\frac{114.75}{87}, \frac{125.875}{91}$	$\frac{137.5}{95}, \frac{146.625}{99}$	$\frac{162.25}{103}$	$\frac{175.375}{107}, \frac{189}{111}, \frac{196}{113}$
17	$\frac{90.352}{80}, \frac{100}{84}, \frac{105}{86}$	$\frac{110.117}{88}, \frac{120.705}{92}$	$\frac{131.764}{96}, \frac{143.294}{100}$	$\frac{155.294}{104}, \frac{167.764}{108}$	$\frac{180.705}{112}, \frac{194.117}{116}$
18	$\frac{96.333}{85}, \frac{106}{89}$	$\frac{111}{91}, \frac{116.111}{93}, \frac{126.666}{97}$	$\frac{137.666}{101}, \frac{149.111}{105}$	$\frac{155}{107}, \frac{161}{109}$	$\frac{173.333}{113}, \frac{186.111}{117}, \frac{199.333}{121}$
19	$\frac{93.052}{86}, \frac{102.315}{90}$	$\frac{112}{94}, \frac{122.105}{98}, \frac{117}{96}$	$\frac{132.631}{102}, \frac{143.578}{106}$	$\frac{154.947}{110}, \frac{166.736}{114}$	$\frac{178.947}{118}, \frac{191.578}{122}, \frac{204.631}{126}$
20	$\frac{90.1}{87}, \frac{99}{91}, \frac{108.3}{95}$	$\frac{118}{99}, \frac{123}{101}, \frac{128.1}{103}$	$\frac{138.6}{107}, \frac{144}{109}, \frac{149.5}{111}$	$\frac{160.8}{115}$	$\frac{172.5}{119}, \frac{184.6}{123}, \frac{197.1}{127}$

注：1. 表中不带“.”者或带有“.”、且 $n_w$ 为偶数时，其A、K值可用于变位或不变位传动。当采用角变位时，须使 $z_c$ 、 $z_d$ 分别增加或减少1个齿，可避免相啮合齿轮齿数间具有公因数，但传动比将有变化。

2. 表中带有“.”、且 $n_w$ 为奇数时，其A、K值仅用于角变位传动，以取消齿数尾数为0.5部分。



表 7-8 A、K' 值 ( $K' = \sqrt{(A \cdot 1)^2 + 4Ae^b}$ )

	$i_{ac}^h = 30$	$i_{ac}^h = 30 \sim < 50$	$i_{ac}^h = 50 \sim < 70$	$i_{ac}^h = 70 \sim < 90$	
A	$\frac{i_{ac}^b}{K'}$				
3	$\frac{20}{16}, \frac{25.67}{18}$	$\frac{32}{20}, \frac{39}{22}, \frac{46.6666}{21}$	$\frac{55}{26}, \frac{64}{28}$	$\frac{84}{32}$	
4	$\frac{21}{19}, \frac{26}{21}$	$\frac{37.5}{25}, \frac{44}{27}$	$\frac{51}{29}, \frac{66.5}{33}$	$\frac{75}{35}, \frac{84}{37}$	
5	$\frac{22.1}{22}, \frac{27}{24}$	$\frac{32}{26}, \frac{43.2}{30}$	$\frac{56}{34}$	$\frac{70.4}{38}, \frac{86.4}{42}$	
6	$\frac{20}{23}, \frac{28.3333}{27}$	$\frac{33}{29}, \frac{38}{31}, \frac{49}{35}$	$\frac{61.3333}{39}$	$\frac{75}{43}$	
7	$\frac{25.714}{28}$	$\frac{34.286}{32}, \frac{39}{34}, \frac{44}{36}$	$\frac{51.857}{40}, \frac{66.857}{44}$	$\frac{80}{48}, \frac{87}{50}$	
8	$\frac{23.75}{29}$	$\frac{31.5}{33}, \frac{40.25}{37}, \frac{45}{39}$	$\frac{50}{41}, \frac{60.75}{45}$	$\frac{72.5}{49}, \frac{85.25}{53}$	
9	$\frac{22.2222}{30}, \frac{29.3333}{34}$	$\frac{37.3333}{38}, \frac{46.2222}{42}$	$\frac{51}{44}, \frac{56}{46}, \frac{66.6666}{50}$	$\frac{78.2222}{54}$	
10	$\frac{21}{31}, \frac{27.6}{35}$	$\frac{35}{39}, \frac{43.2}{43}$	$\frac{52.2}{47}, \frac{62}{51}$	$\frac{72.6}{55}, \frac{84}{59}$	
11	$\frac{20}{32}, \frac{26.182}{36}$	$\frac{33.091}{40}, \frac{40.727}{44}, \frac{49.091}{48}$	$\frac{58.182}{52}, \frac{68}{56}$	$\frac{78.545}{60}, \frac{89.818}{64}$	
12	$\frac{25}{37}$	$\frac{31}{41}, \frac{35}{43}, \frac{38.6666}{45}, \frac{46.5}{49}$	$\frac{55}{53}, \frac{64.1666}{57}, \frac{69}{59}$	$\frac{74}{61}, \frac{89.5}{65}$	
13	$\frac{24}{38}, \frac{27}{40}$	$\frac{30.1538}{42}, \frac{36.923}{46}, \frac{44.3077}{50}$	$\frac{52.3077}{54}, \frac{60.923}{58}$	$\frac{70.154}{62}, \frac{80}{66}$	
14	$\frac{23.143}{34}, \frac{26}{41}, \frac{29}{43}$	$\frac{35.4285}{47}, \frac{42.429}{51}$	$\frac{50}{55}, \frac{54}{57}, \frac{58.143}{59}, \frac{66.857}{63}$	$\frac{76.143}{67}, \frac{81}{69}, \frac{86}{71}$	
15	$\frac{22.4}{40}, \frac{28}{44}$	$\frac{34.1333}{48}, \frac{31}{46}, \frac{40.8}{52}, \frac{48}{56}$	$\frac{55.7333}{60}, \frac{64}{64}$	$\frac{72.8}{68}, \frac{82.1333}{72}, \frac{87}{74}$	
16	$\frac{21.75}{41}, \frac{27.125}{45}$	$\frac{30}{47}, \frac{33}{49}, \frac{39.375}{53}, \frac{46.25}{57}$	$\frac{53.625}{61}, \frac{61.5}{65}, \frac{69.875}{69}$	$\frac{78.75}{73}, \frac{88.125}{77}$	
17	$\frac{21.176}{42}, \frac{26.353}{46}$	$\frac{32}{50}, \frac{38.114}{54}, \frac{44.706}{58}$	$\frac{51.765}{62}, \frac{29.294}{66}, \frac{67.294}{70}$	$\frac{75.765}{74}, \frac{84.706}{78}$	
18	$\frac{20.6666}{43}, \frac{25.6666}{47}$	$\frac{31.1111}{51}, \frac{34}{53}, \frac{37}{55}, \frac{43.3333}{59}$	$\frac{50.1111}{63}, \frac{57.3333}{67}, \frac{65}{71}, \frac{69}{73}$	$\frac{73.1111}{75}, \frac{81.6666}{79}$	
19	$\frac{20.2105}{44}, \frac{25.0526}{52}$	$\frac{36}{56}, \frac{39}{58}, \frac{42.1053}{60}, \frac{48.6316}{64}$	$\frac{55.5789}{68}, \frac{62.9474}{74}$	$\frac{70.7368}{70}, \frac{78.9474}{80}, \frac{87.5789}{84}$	
20	$\frac{24.5}{49}, \frac{27}{51}, \frac{29.6}{53}$	$\frac{35.1}{57}, \frac{38}{59}, \frac{41}{61}, \frac{47.3}{65}$	$\frac{54}{69}, \frac{61.1}{73}, \frac{68.6}{77}$	$\frac{76.5}{81}, \frac{84.8}{85}$	
A	$i_{ac}^b = 90 \sim < 110$	$i_{ac}^b = 110 \sim < 130$	$i_{ac}^b = 130 \sim < 150$	$i_{ac}^b = 150 \sim < 170$	$i_{ac}^b \geq 170$
	$\frac{i_{ac}^b}{K'}$				
3	$\frac{106.6666}{36}$		$\frac{132}{40}$	$\frac{160}{44}$	$\frac{190.667}{48}$
4	$\frac{130.5}{41}$	$\frac{125}{45}$	$\frac{148.5}{49}$		$\frac{174}{53}, \frac{201.5}{57}$
5	$\frac{104}{46}$	$\frac{123.2}{50}$	$\frac{144}{54}$	$\frac{166.4}{58}$	$\frac{190.4}{62}$
6	$\frac{90}{47}, \frac{98}{49}, \frac{106.3333}{51}$	$\frac{115}{53}, \frac{124}{55}$	$\frac{143}{59}$	$\frac{163.3333}{63}$	$\frac{185}{67}$

续表

A	$i_{ac}^b = 90 \sim < 110$	$i_{ac}^b = 110 \sim < 130$	$i_{ac}^b = 130 \sim < 150$	$i_{ac}^b = 150 \sim < 170$	$i_{ac}^b \geq 170$
	$\frac{i_{ac}^b}{K'}$				
7	$\frac{94.286}{52}, \frac{109.714}{56}$	$\frac{126.286}{60}$	$\frac{135}{62}, \frac{144}{64}$	$\frac{162.857}{68}$	$\frac{182.857}{72}$
8	$\frac{92}{55}, \frac{99}{57}$	$\frac{113.75}{61}, \frac{129.5}{65}$	$\frac{146.25}{69}$	$\frac{155}{71}, \frac{164}{73}$	$\frac{182.75}{77}$
9	$\frac{90.666}{58}, \frac{104}{62}$	$\frac{114}{64}, \frac{118.222}{66}$	$\frac{133.333}{70}, \frac{149.333}{74}$	$\frac{166.222}{78}$	$\frac{175}{80}, \frac{184}{82}$
10	$\frac{90}{61}, \frac{96.2}{63}, \frac{109.2}{67}$	$\frac{116}{69}, \frac{123}{71}$	$\frac{137.5}{75}$	$\frac{153}{79}, \frac{161}{81}, \frac{169.2}{83}$	$\frac{186.2}{87}$
11	$\frac{101.818}{68}$	$\frac{114.545}{72}, \frac{128}{76}$	$\frac{135}{78}, \frac{142.18}{80}$	$\frac{157.091}{84}$	$\frac{172.727}{88}, \frac{189.09}{92}$
12	$\frac{95.666}{69}, \frac{107.5}{73}$	$\frac{120}{77}$	$\frac{133.666}{81}, \frac{147}{85}$	$\frac{161.5}{89}, \frac{169}{91}$	$\frac{176.666}{93}, \frac{192}{97}$
13	$\frac{90.461}{70}, \frac{101.538}{74}$	$\frac{113.231}{78}, \frac{125.538}{82}$	$\frac{138.462}{86}$	$\frac{152}{90}, \frac{166.154}{94}$	$\frac{188.538}{100}$
14	$\frac{96.428}{75}, \frac{107.428}{79}$	$\frac{122.571}{83}$	$\frac{131.143}{87}, \frac{143.857}{91}$	$\frac{157.143}{95}$	$\frac{171}{99}, \frac{185.429}{103}$
15	$\frac{92}{76}, \frac{102.4}{80}$	$\frac{113.333}{84}, \frac{119}{85}, \frac{124.8}{88}$	$\frac{136.8}{92}, \frac{149.333}{96}$	$\frac{162.4}{100}$	$\frac{176}{104}, \frac{190.133}{108}$
16	$\frac{93}{79}, \frac{98}{81}, \frac{108.375}{85}$	$\frac{119.25}{89}$	$\frac{130.625}{93}, \frac{142.5}{97}$	$\frac{154.875}{101}, \frac{167.75}{105}$	$\frac{118.125}{109}, \frac{195}{113}$
17	$\frac{94.118}{82}, \frac{104}{86}$	$\frac{114.353}{90}, \frac{125.176}{94}$	$\frac{136.471}{98}, \frac{148.235}{102}$	$\frac{160.471}{106}$	$\frac{173.176}{110}, \frac{186.353}{114}, \frac{200}{118}$
18	$\frac{90.666}{83}, \frac{100.111}{87}, \frac{105}{89}$	$\frac{110}{91}, \frac{120.333}{95}$	$\frac{131.111}{99}, \frac{142.333}{103}$	$\frac{154}{107}, \frac{166.111}{111}$	$\frac{178.666}{115}, \frac{191.666}{119}$
19	$\frac{96.631}{88}, \frac{106.105}{92}$	$\frac{111}{94}, \frac{116}{96}, \frac{126.316}{100}$	$\frac{137.053}{104}, \frac{148.211}{108}$	$\frac{159.789}{112}$	$\frac{171.789}{116}, \frac{184.211}{120}, \frac{197.053}{124}$
20	$\frac{93.5}{89}, \frac{98}{91}, \frac{102.6}{93}$	$\frac{112.1}{97}, \frac{117}{99}, \frac{122}{101}$	$\frac{132.3}{105}, \frac{143}{109}$	$\frac{154.1}{113}, \frac{165.6}{117}$	$\frac{177.5}{121}, \frac{189.8}{125}$

注：1. 表中不带“·”者或带有“·”，且  $n_w$  为偶数时，其  $A$ 、 $K'$  值可用于变位或不变位传动。当采用角变位时，须使  $z_c$ 、 $z_d$  分别增加或减少 1 个齿，可避免相啮合齿轮齿数间具有公因数，但传动比将有变化。

2. 表中带有“·”，且  $n_w$  为奇数时，其  $A$ 、 $K'$  值仅用于角变位传动，以取消齿数为 0.5 部分。

表 7-9 NGWN 型传动齿数的计算

初选	$z_c \neq z_d$		$z_c = z_d$	
	$z_b > z_c$	$z_b < z_c$	$z_b > z_c$	$z_b < z_c$
计 算	$B = \frac{1}{2}(A+1+K)$ 式中 $A$ 、 $K$ 查表 7-7	$B = \frac{1}{2}(A+1+K')$ 式中 $A$ 、 $K'$ 查表 7-8	$B = \frac{1}{2}(1-A+K')$ 式中 $A$ 、 $K'$ 查表 7-8	$B = \frac{1}{2}(1-A+K)$ 式中 $A$ 、 $K$ 查表 7-7
	$z_a = An_w$ $z_b = Bn_w$ $z_c = \frac{1}{2}(z_b - z_a)$		$z_a = An_w$ $z_b = Bn_w$ $z_c = \frac{1}{2}(z_b - z_a) - C'$ $C'$ 按表 7-10 选取	
	$z_d = z_c - n_w$ $z_e = z_b - n_w$	$z_d = z_c + n_w$ $z_e = z_b + n_w$	$z_c = z_b - n_w$	$z_e = z_b + n_w$

续表

初选	$z_1 \neq z_d$		$z_1 = z_d$	
	$z_b > z_c$	$z_b < z_c$	$z_b > z_c$	$z_b < z_c$
说明	(1) 各齿轮的端面模数应相同 (2) 必要时验算邻接条件		(1) 各齿轮的端面模数应相同 (2) 验算邻接条件 (3) 必须采用角变位传动以满足同心条件, 为使变位系数不致过大, 行星轮数不宜过多, 最好不超过 4	

表 7-10  $C'$  值

$n_w$	2	3	4
$z_b > z_c$	0.5~1.5	0.5~2.5	1~3
$z_b < z_c$	-1~0.5	-1~1	-2~1

## 3. 计算齿数

$$B = \frac{1}{2}(A+1+K) = \frac{1}{2}(7+1+50) = 29$$

$$z_a = An_w = 7 \times 3 = 21$$

$$z_b = Bn_w = 29 \times 3 = 87$$

$$z_c = \frac{1}{2}(z_b - z_a) = \frac{1}{2}(87 - 21) = 33$$

$$z_d = z_c - n_w = 33 - 3 = 30$$

$$z_e = z_b - n_w = 87 - 3 = 84$$

## 4. 校核邻接条件

$$d_{ac} = m(z_c + 2) = m(33 + 2) = 35m$$

$$2a \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 \times \frac{m}{2} (21 + 33) \sin \frac{\pi}{3} = 46.8m$$

所以

$$d_{ac} < 2a \sin \frac{\pi}{n_w}$$

所选齿数可用。

b. 查表法 当  $n_w = 3$  时, 各齿轮齿数可查表 7-11。表 7-11  $n_w = 3$  的 NGWN 型行星传动的齿数组合

$i_{ac}^b$	齿 数					$i_{ac}^b$	齿 数				
	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_e$	$z_d$		$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_e$	$z_d$
11.78	21	72	60	25	13	15.79	15	66	54	26	14
12.51	21	72	60	26	14	15.80	18	81	66	32	17
13.22*	18	60	51	21	12	16.40	15	60	51	22	13
13.45	21	84	69	31	16	16.43*	21	81	69	30	18
13.48*	21	75	63	27	15	16.49	21	72	63	25	16
14.52	21	78	66	28	16	16.82	21	90	75	35	20
15.00*	18	72	60	27	15	16.87*	18	84	69	33	18
15.00	18	81	66	31	16	16.89*	18	66	57	24	15
15.08*	21	87	72	33	18	17.10*	15	69	57	27	15
15.27	18	63	54	23	14	17.10	18	75	63	29	17

续表

$i_{ac}^b$	齿 数					$i_{ac}^b$	齿 数				
	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$z_e$		$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$z_e$
17.17	15	78	63	31	16	22.23	15	66	57	26	17
17.47	12	63	51	25	13	22.57	18	75	66	28	19
17.50*	12	54	45	21	12	22.67*	12	60	51	24	15
17.52	21	72	63	26	17	22.83	21	102	87	41	26
17.55	21	84	72	31	19	22.86*	21	81	72	30	21
17.61	15	60	51	23	14	22.91	18	105	87	43	25
17.83*	21	93	78	36	21	22.94	18	63	57	22	16
17.96	18	87	72	34	19	23.04*	15	87	72	36	21
18.00*	15	87	45	18	12	23.10*	12	78	63	33	18
18.11	15	51	63	32	17	23.14*	21	93	81	36	24
18.31	18	69	60	25	16	23.19	21	114	96	46	28
18.33*	18	78	66	30	18	23.24	12	69	57	29	17
18.45	15	72	60	28	16	23.38	12	51	45	19	13
18.46	21	84	72	32	20	23.39	18	87	75	34	22
18.85	18	87	72	35	20	23.40*	18	96	81	39	21
18.86*	21	75	66	27	18	23.72	15	78	66	32	20
18.87	21	96	81	37	22	23.80*	15	57	51	21	15
19.19	15	72	60	29	17	23.82	18	105	87	44	26
19.20*	15	63	54	24	15	23.89	18	75	66	29	20
19.28	12	57	48	22	13	24.00*	15	69	60	27	18
19.33*	21	105	87	42	24	24.00*	21	105	90	42	27
19.36*	15	81	66	33	18	24.05	21	114	96	47	29
19.48	18	69	60	26	17	24.43	15	90	75	37	22
19.61	18	81	69	31	19	24.46	21	96	84	37	25
19.64*	21	87	75	33	21	24.54	18	87	75	35	25
19.71	21	96	81	38	23	24.67	12	63	54	25	16
19.98	15	54	48	19	13	24.67	12	81	66	34	19
20.00*	18	90	75	36	21	24.67	18	99	84	40	25
20.24	21	78	89	28	19	25.00*	12	72	60	30	18
20.25*	12	66	54	27	15	25.00*	18	108	90	45	27
20.32	21	108	90	43	25	25.14*	21	117	99	48	30
20.65	18	81	69	32	20	25.19	21	108	93	43	28
20.74	12	57	48	23	14	25.29*	15	81	69	33	21
20.80*	21	99	84	39	24	25.40	12	51	45	20	14
20.85	15	66	57	25	16	25.55	21	96	84	38	26
20.86	21	90	78	34	22	25.56*	18	78	69	30	21
21.00*	12	48	42	18	12	25.58	15	90	75	38	23
21.00*	15	75	63	30	18	25.64	21	84	75	32	23
21.00*	18	72	54	21	15	25.73	18	99	84	41	26
21.00*	18	60	63	27	18	25.91	21	72	66	25	19
21.12	21	108	90	44	26	25.94	12	81	66	35	20
21.19	18	93	78	37	22	26.00*	18	90	78	36	24
21.68	15	84	69	35	20	26.05	15	60	54	22	16
21.86	21	90	78	35	23	26.18	21	108	93	44	29
21.90	12	69	57	28	16	26.26	21	120	102	49	31
21.92	21	102	87	40	25	26.67*	18	66	60	24	18
22.00*	18	84	72	33	21	26.82	12	75	63	31	19
22.14*	21	111	93	45	27	26.90*	21	99	87	39	27
22.15	18	93	78	38	23	26.93	15	84	72	34	22

续表

$\frac{h}{t_{ac}}$	齿 数					$\frac{h}{t_{ac}}$	齿 数				
	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$z_e$		$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$z_e$
27.04*	15	93	78	39	24	32.11	21	120	105	49	31
27.07*	18	102	87	42	27	32.51	21	108	96	43	31
27.18	21	120	102	50	32	32.53	18	111	96	46	31
27.19	18	111	93	17	29	32.97	15	102	87	43	28
27.24*	21	87	78	33	24	33.00*	18	72	66	27	21
27.28	18	81	72	31	22	33.06	12	57	51	23	17
27.38	15	72	63	29	20	33.07	15	78	69	32	23
27.43*	21	111	96	45	30	33.25	15	90	78	38	26
27.50	18	93	81	37	25	33.31	18	99	87	41	29
27.53	21	72	66	26	20	33.57	21	120	105	50	35
27.60*	12	84	69	36	21	33.77	21	96	87	37	28
27.97	15	60	54	23	17	33.91	12	81	69	35	23
27.99*	12	54	48	21	15	35.00*	12	72	63	30	21
28.32	12	75	63	32	20	35.00*	18	102	90	42	30
28.34	21	102	90	40	28	35.10	15	66	60	26	20
28.43	18	105	90	43	28	35.10*	15	93	81	39	27
28.44*	18	114	96	48	30	35.20*	15	81	72	33	24
28.51	15	96	81	40	25	35.20*	18	114	99	48	33
28.59*	12	66	57	27	18	35.28	21	96	87	38	29
28.70	21	114	99	46	31	35.36*	21	111	99	45	33
28.73	18	81	72	32	23	35.40	18	75	69	28	22
28.83	18	69	63	25	19	35.71*	21	81	75	30	24
29.33*	15	75	66	30	21	35.92*	18	90	81	36	27
29.52	21	102	90	41	29	36.00*	12	84	72	36	24
29.57	18	105	90	44	29	36.00*	12	60	54	24	18
29.57*	21	75	69	27	21	36.75	18	117	102	49	34
29.72*	18	117	99	49	31	36.96	21	114	102	46	34
29.76	21	114	99	47	32	37.14*	21	99	90	39	30
30.00*	15	87	75	36	24	37.40	15	84	75	34	25
30.25*	12	78	66	33	21	37.46	18	75	69	29	23
30.27	21	90	81	35	26	37.80*	15	69	63	27	21
30.40*	15	63	57	24	18	38.03	18	93	84	37	28
30.44*	18	96	84	39	27	38.06	18	117	102	50	35
30.55*	18	84	75	33	24	38.33	21	114	102	47	35
30.89	18	69	63	26	20	38.40*	15	51	48	18	15
30.72	12	57	51	22	16	38.72	21	102	93	40	31
30.73	12	69	60	28	19	39.56	12	75	66	32	23
31.00*	18	108	93	45	30	39.67*	18	120	105	51	36
31.00*	21	105	93	42	30	39.76	18	93	84	38	29
31.35	15	78	69	31	22	40.00*	18	78	72	30	24
31.36*	15	99	84	42	27	40.00*	18	108	96	45	33
31.50	15	48	45	16	13	40.00	21	84	78	32	26
31.61	21	117	102	48	33	40.00*	21	117	105	48	36
31.68	21	78	72	28	22	40.60	15	72	66	28	22
31.95	18	99	87	40	28	40.60*	15	99	87	42	30
32.00*	21	93	84	36	27	40.68	21	102	93	41	32
32.11*	18	120	102	51	33	41.60*	15	87	78	36	27
32.24	12	81	69	34	22	41.70	21	120	108	49	37

续表

$\frac{b}{l_{ac}}$	齿 数					$\frac{b}{l_{ac}}$	齿 数				
	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$z_e$		$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$z_e$
41.72	12	63	57	26	20	57.57	21	72	69	26	23
41.84	18	111	99	46	34	57.57*	21	99	93	39	33
41.89*	18	96	87	39	30	58.74	12	75	69	31	25
42.17*	12	78	69	33	24	59.08	18	93	87	37	31
42.43*	21	87	81	33	27	59.15	21	120	111	50	41
42.45	15	54	51	19	16	59.50*	12	54	51	21	18
42.62	18	81	75	31	25	59.65	18	111	102	47	38
42.63	15	102	90	43	31	60.46	21	102	96	40	34
42.67*	21	105	96	42	33	61.28	15	84	78	35	29
43.16	21	120	108	50	38	61.71*	21	75	72	27	24
43.98	15	90	81	37	28	61.78	18	93	87	38	32
44.33*	18	60	57	21	18	62.22*	18	114	105	18	39
44.38	15	102	90	44	32	64.00*	15	63	60	24	21
44.90	18	81	75	32	26	64.29	18	69	66	26	23
45.00*	12	48	45	18	15	64.80*	15	87	81	36	30
45.00*	12	66	60	27	21	64.85	18	117	108	49	40
45.07	21	90	84	34	28	65.00*	18	96	90	39	33
45.33*	18	114	102	48	36	65.06	12	57	54	22	19
45.95	18	99	90	41	32	66.00*	12	78	72	33	27
46.00	15	54	51	20	17	66.00	21	78	75	28	25
46.00*	15	75	69	30	24	66.00*	21	105	99	42	36
46.04	15	90	81	38	29	68.41	15	90	84	37	31
47.17	12	81	72	35	26	69.00*	18	72	69	27	24
47.67*	18	84	78	33	27	69.09	21	108	102	43	37
48.22*	18	102	93	42	33	69.75	21	78	75	29	26
48.29	18	63	60	22	19	69.89*	18	120	111	51	42
48.40	12	69	63	28	22	70.08	12	81	75	34	28
48.53*	15	93	84	39	30	71.22	18	99	93	41	35
48.57*	21	111	102	45	36	71.79	21	108	102	44	38
49.71*	21	93	87	36	30	73.71	15	66	63	26	23
50.00*	12	84	75	36	27	73.87	18	75	72	28	25
50.40*	15	57	54	21	18	74.28*	21	81	78	30	27
50.52	18	87	81	34	28	74.67*	18	102	96	42	36
50.55	18	105	96	43	34	75.00*	21	111	105	45	39
51.00*	18	120	108	51	39	75.40*	15	93	87	39	33
51.09	15	96	87	40	31	76.00*	12	60	57	24	21
51.75	18	63	60	23	20	78.00*	12	84	78	36	30
52.57	18	105	96	44	35	78.17	18	75	72	29	26
52.61	21	114	105	47	38	78.28	21	114	108	46	40
54.20	12	51	48	20	17	79.17	15	96	90	40	34
54.86*	21	117	108	48	39	79.20*	15	69	66	27	24
55.00*	12	72	66	30	24	81.33	18	105	99	44	38
55.00	15	60	57	22	19	82.24	12	63	60	25	22
55.00*	15	81	75	33	27	83.33*	18	78	75	30	27
55.00*	18	108	99	45	36	84.57*	21	117	111	48	42
56.00*	15	99	90	42	33	84.89	15	72	69	28	25
56.00*	18	66	63	24	21	86.80*	15	99	93	42	36
56.00*	18	90	84	36	30	88.00*	21	87	84	33	30

续表

$i_{ac}^h$	齿 数					$i_{ac}^h$	齿 数				
	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$			$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	
88.04	21	120	111	49	10	137.50*	12	78	75	33	30
88.76	18	111	105	16	43	141.02	18	99	96	40	37
91.50*	12	66	63	27	24	141.71	15	90	87	37	34
91.67	15	102	96	11	38	142.23	21	108	105	43	40
96.00*	15	75	72	30	27	145.76	12	81	78	34	31
96.00*	18	114	108	48	42	147.03	18	99	96	41	38
99.00*	18	84	81	33	30	147.81	21	108	105	44	41
101.41	12	69	66	28	25	148.34	15	90	87	38	35
102.23	15	78	75	31	28	153.31	12	81	78	35	32
102.86*	21	93	90	36	33	154.00*	18	102	99	42	39
103.34	18	117	111	50	44	151.28*	21	111	108	45	42
104.78	18	87	84	34	31	156.00*	15	93	90	39	36
107.66	12	69	66	29	26	160.90	21	111	111	46	43
107.67*	18	120	114	51	45	161.13	18	105	102	43	40
107.82	15	78	75	32	29	162.00*	12	84	81	36	33
108.31	21	96	93	37	34	163.86	15	96	93	40	37
109.93	18	87	84	35	32	166.85	21	114	111	47	44
113.16	21	96	93	38	35	167.58	18	105	102	44	41
114.10*	15	81	78	33	30	171.01	15	96	93	41	38
115.00*	12	72	69	30	27	173.71	21	117	114	48	45
116.00*	18	90	87	36	33	175.00*	18	108	105	45	42
118.86*	21	99	96	39	36	179.20*	15	99	96	42	39
121.17	15	84	81	34	31	180.72	21	120	117	49	46
122.23	18	93	90	37	34	182.58	18	111	108	46	43
122.59	12	75	72	31	28	187.04	21	120	117	50	47
124.70	21	102	99	40	37	187.60	15	102	99	43	40
127.28	15	84	81	35	32	189.47	18	111	108	47	44
127.82	18	93	90	38	35	195.27	15	102	99	44	41
129.49	12	75	72	82	29	197.33*	18	114	111	48	45
129.91	21	102	99	41	38	205.37	18	117	114	49	46
134.33*	18	96	93	39	36	212.27	18	117	114	50	47
134.40*	15	97	84	36	33	221.00*	18	120	117	51	48
136.00*	21	105	102	42	39						

注：1. 本表适用于各齿轮端面模数相等且  $n_w=3$  的行星齿轮传动。表中个别组的  $z_a$ 、 $z_b$  及  $z_c$  也同时是 2 的倍数，这些齿数组合可适用于  $n_w=2$  的行星传动。

2. 表中有“\*”者适用于变位传动和非变位传动，无“\*”者仅适用于角变位传动。

3. 本表全部采用  $z_c > z_d$ 、 $z_b > z_a$  及  $z_c > z_a$ ， $z_b - z_c = z_c - z_d$ 。

4. 当齿数少于 17 且不允许根切时，应进行变位。

5. 表中同一个  $i_{ac}^h$  而对应  $n$  个齿数组合时，则应根据齿轮强度选择。

③ NW 型传动的配齿方法 NW 型传动通常取  $z_a$ 、 $z_b$  为行星轮数目的整数倍。最常见的传动方式是 b 轮固定，a 轮主动，行星架输出。为了获得较大的传动比和较小的外形尺寸，应选择  $z_a$ 、 $z_d$  皆小于  $z_c$ 。但从强度观点看， $z_c$  与  $z_d$  相差越小越接近等强度。综合考虑上述情况，一般取  $z_d = z_c - (3 \sim 8)$ 。按表 7-2 及表 7-4、表 7-5 试凑各齿轮齿数，以满足传动比、同心、装配和邻接条件。为了减少计算麻烦，亦可直接由表 7-12 选取。

在 NW 型传动中，若所有齿轮的模数及齿形角相同，且  $z_a + z_c = z_b - z_d$  时，由同心条件知  $\alpha'_{mc} = \alpha'_{bd}$ ，为了提高齿轮承载能力，可使两啮合角稍大于  $20^\circ$ ，以便使 a 及 d 两齿轮正变位。选择齿数时使  $z_a + z_c < z_b - z_d$ ，增大  $\alpha'_{mc}$  和  $\alpha'_{bd}$ ，有利于提高传动的承载能力。

表 7-12  $n_w=3$  的 NW 型行星传动的齿数组合

$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$
7.000	21	68	28	14	7.475	15	84	37	32	* 8.057	15	57	26	14
7.000	12	54	24	18	* 7.482	21	99	44	32	8.065	21	102	48	33
7.000	18	60	27	15	* 7.500	21	78	35	20	* 8.069	18	90	41	29
7.000	18	81	36	27	7.500	15	90	39	36	8.088	21	90	43	26
7.041	21	111	48	42	7.500	21	84	39	24	8.125	12	57	27	18
7.045	21	114	49	44	7.500	18	78	36	24	* 8.134	21	102	47	32
7.053	21	105	46	38	* 7.514	15	90	38	35	8.143	18	75	36	21
* 7.055	21	87	38	26	7.538	15	75	34	26	* 8.165	15	63	29	17
* 7.058	18	81	35	26	7.552	18	96	43	35	8.171	18	108	49	41
* 7.059	21	111	47	41	7.563	12	45	21	12	8.178	18	114	51	45
7.071	21	102	45	36	7.567	21	93	43	29	8.179	18	105	48	39
* 7.088	12	54	23	17	7.576	18	93	42	33	* 8.215	18	105	47	38
7.097	15	78	34	29	7.578	18	111	42	45	* 8.216	18	69	32	17
* 7.106	21	102	44	35	* 7.587	18	111	47	44	8.229	15	69	33	21
7.109	15	84	36	33	* 7.594	18	78	35	23	8.233	15	93	42	36
7.111	15	75	33	27	* 7.609	21	84	38	23	8.242	15	96	43	38
7.111	18	66	30	18	* 7.620	18	93	41	32	8.251	21	96	46	29
* 7.118	15	60	26	17	7.632	21	108	40	38	* 8.263	15	93	41	35
* 7.125	15	84	35	32	7.667	18	60	28	14	* 8.265	12	57	26	17
7.143	21	96	43	32	7.667	18	87	40	29	8.273	18	96	45	33
* 7.154	15	75	32	26	7.686	18	66	31	17	8.280	15	84	39	30
7.159	18	75	34	23	* 7.714	21	105	47	35	* 8.292	18	75	35	20
* 7.190	18	60	26	14	* 7.758	21	90	41	26	8.313	18	81	39	24
7.200	15	69	31	23	7.769	12	45	20	13	8.328	12	75	34	29
7.200	21	93	42	30	7.777	21	99	46	32	* 8.333	18	96	44	32
7.205	21	81	37	23	7.800	18	72	34	20	8.333	12	72	33	27
7.222	18	96	42	36	7.800	12	51	24	15	* 8.338	15	84	38	29
7.224	18	99	43	38	7.820	15	60	31	20	* 8.360	15	69	32	20
* 7.248	18	96	41	35	7.856	12	69	31	26	8.364	12	81	36	33
7.250	18	90	40	32	7.857	15	90	40	35	* 8.383	12	81	35	32
7.250	18	105	45	42	7.857	18	108	48	42	8.400	15	78	37	26
* 7.255	18	66	29	17	7.867	18	111	49	44	8.413	12	66	31	23
* 7.260	18	105	44	41	7.871	21	78	37	20	8.414	18	90	43	29
* 7.261	21	93	41	29	* 7.878	18	108	47	41	* 8.435	18	81	38	23
7.283	18	87	39	30	* 7.888	15	87	38	32	8.438	21	102	49	32
7.286	18	72	33	21	7.890	15	81	37	29	8.485	18	114	52	44
7.286	21	72	33	18	* 7.897	12	75	32	29	8.488	18	111	51	42
7.286	15	66	30	21	7.905	15	96	41	38	8.500	12	63	30	21
7.317	21	111	49	41	7.915	18	117	50	47	8.519	18	87	42	27
7.330	21	108	48	39	* 7.936	21	96	44	29	* 8.520	18	111	50	41
* 7.361	21	108	47	38	7.943	18	93	43	32	8.522	18	105	49	38
7.367	21	78	36	21	7.957	21	84	40	23	8.543	21	99	48	30
7.374	21	87	40	26	7.971	18	78	37	23	8.556	18	102	48	36
* 7.380	15	66	29	20	* 7.982	12	51	23	14	8.600	15	57	28	14
7.384	21	102	46	35	8.000	21	105	49	35	* 8.609	15	75	35	23
7.404	18	81	37	26	* 8.000	15	78	35	26	* 8.610	18	102	47	35
* 7.413	12	69	29	26	* 8.000	15	63	30	18	* 8.613	12	63	29	20
7.429	15	54	25	14	8.000	18	90	42	30	8.617	15	93	43	35
7.429	21	99	45	33	8.028	18	69	33	18	* 8.622	18	87	41	26



续表

$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$
8.636	15	90	42	33	9.500	12	69	34	23	* 12.610	12	81	43	25
* 8.640	21	99	47	29	* 9.529	12	60	29	17	12.667	18	105	58	29
8.659	15	63	31	17	9.533	18	96	48	30	12.688	15	102	55	32
8.667	18	69	34	17	* 9.591	15	78	38	23	* 12.786	21	99	55	22
* 8.688	15	90	41	32	9.600	15	87	43	29	12.867	12	93	49	32
8.708	18	75	37	20	9.643	12	66	33	21	12.880	12	81	44	25
8.724	15	84	40	29	9.644	18	96	47	29	* 13.115	12	84	45	26
8.750	18	93	45	30	9.667	18	105	52	35	13.248	21	102	58	23
8.800	15	81	39	27	9.711	15	84	42	27	13.284	15	102	56	31
8.800	12	73	36	30	9.758	18	102	51	33	13.292	18	105	59	28
8.805	12	81	37	32	9.800	15	66	34	17	* 13.460	21	102	59	23
8.821	18	111	52	41	* 9.800	12	66	32	20	13.517	15	99	55	29
8.824	12	57	28	17	* 9.831	15	84	41	26	13.641	18	102	58	26
8.826	18	81	40	23	9.846	18	90	46	26	* 13.650	15	102	55	31
8.835	21	93	46	26	* 9.854	18	102	50	32	13.672	12	90	49	29
* 8.839	18	93	44	29	* 9.880	15	72	37	20	13.688	15	105	58	32
* 8.845	12	78	35	29	* 9.894	12	75	37	26	* 13.805	21	102	58	22
8.846	12	72	34	26	10.000	12	54	28	14	13.880	12	84	46	25
8.846	18	108	51	39	10.043	15	78	40	23	13.897	15	111	61	35
* 8.892	15	81	38	26	10.118	12	60	31	17	14.000	12	96	52	32
* 8.895	18	108	50	38	10.310	12	81	40	29	* 14.097	15	105	58	31
8.906	12	69	33	24	* 10.512	15	99	49	34	* 14.147	18	102	58	25
8.933	18	102	49	35	10.625	12	63	33	18	14.200	15	99	56	28
8.965	21	99	49	29	10.706	15	99	50	34	* 14.276	15	111	61	34
8.994	18	87	43	26	* 10.838	15	105	52	37	14.323	15	105	59	31
* 9.000	12	69	32	23	10.857	12	69	36	21	14.373	18	102	59	25
9.000	18	99	48	33	* 10.882	12	63	32	17	14.494	15	111	62	34
9.063	15	90	43	32	10.884	12	81	41	28	14.500	12	99	54	33
9.067	15	66	33	18	11.000	12	78	40	26	14.600	15	102	58	29
9.100	12	54	27	15	11.027	15	105	53	37	* 14.630	18	99	57	23
9.120	15	87	42	30	11.103	15	102	52	35	14.663	12	87	19	26
9.138	12	63	31	20	* 11.349	18	105	55	31	14.686	18	105	61	26
9.195	18	93	46	29	11.400	15	102	52	34	* 15.086	15	102	58	28
* 9.200	15	87	41	29	11.500	12	63	34	17	15.329	15	102	59	28
9.211	18	108	52	38	11.538	18	105	56	31	15.467	18	105	62	25
9.229	15	72	36	21	* 11.552	18	102	54	29	15.723	15	99	58	26
9.264	18	105	51	36	11.600	15	102	53	34	15.724	15	105	61	29
* 9.282	15	66	32	17	11.638	12	69	37	20	15.800	15	111	64	32
9.293	12	78	37	29	11.725	15	99	52	32	15.849	12	111	61	38
9.308	15	81	40	26	11.747	18	102	55	29	16.029	18	102	61	23
9.323	18	90	45	27	11.880	21	102	56	25	* 16.250	15	105	61	28
9.330	12	60	30	18	* 12.071	15	99	52	31	* 16.250	12	111	61	37
* 9.333	18	105	50	35	* 12.131	18	102	55	28	* 16.277	15	111	64	31
9.333	12	75	36	27	12.163	12	81	43	26	* 16.312	15	99	58	25
* 9.357	12	54	26	14	12.273	21	99	55	23	16.500	15	105	62	28
* 9.400	15	72	35	20	12.284	15	99	53	31	16.500	12	111	62	27
* 9.413	12	75	35	26	12.333	18	102	56	28	16.516	15	111	65	31
9.422	18	99	49	32	12.371	12	90	47	31	16.712	18	102	61	22
9.450	15	78	39	24	12.500	12	87	46	29	16.954	15	102	61	26
* 9.462	18	90	44	26	12.529	15	105	56	34	17.232	18	105	64	23

续表

$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$	$i_{aH}^b$	$z_a$	$z_b$	$z_c$	$z_d$
* 17.457	15	108	64	28	* 18.179	12	111	65	35	* 19.518	12	102	61	28
* 17.592	15	102	61	25	18.231	15	105	64	26	19.821	12	102	62	28
17.714	15	108	65	28	* 18.333	15	108	65	27	20.367	12	111	67	32
17.864	15	102	62	25	* 18.412	12	111	64	34	* 20.992	12	111	67	31
17.914	12	111	64	35	* 18.707	15	111	67	28	21.290	12	111	68	31
18.097	15	111	67	29	18.879	12	102	61	29	21.923	12	102	64	26

注: 1. 本表  $z_a$  及  $z_b$  都是 3 的倍数, 适用于  $n_w=3$  的行星传动。个别组的  $z_a$ 、 $z_b$  也同时是 2 的倍数, 也可适用于  $n_w=2$  的行星传动。

2. 带 “·” 记号者  $z_a+z_c \neq z_b-z_d$ , 用于角变位传动; 不带 “·” 者  $z_a+z_c = z_b-z_d$ , 可用于变位或非变位传动。

3. 当齿数小于 17 且不允许根切时, 应进行变位。

4. 表中同一个  $i_{aH}^b$  而对应有几个齿数组组合时, 则应根据齿轮强度选择。

5. 表中齿数系按模数  $m_{1a} = m_{1b}$  条件列出。

### (3) 行星传动中的齿轮变位

在渐开线齿轮行星传动中, 合理采用变位齿轮可提高啮合传动质量和承载能力; 在传动比得到保证的条件下获得正确的中心距; 在保证装配及同心等条件下, 使齿数的选择具有较多的自由。常用圆柱齿轮行星传动的齿轮变位选择参见表 7-13。

表 7-13 变位齿轮与变位系数的选择

传动形式	高度变位 (主要用于消除根切和平衡大小齿轮强度)	角变位 (主要用于更灵活选择齿轮齿数、 提高承载能力及改善啮合特性)
NGW (2K-H)	<p>(1) <math>i_{aH}^b &lt; 4</math> 太阳轮负变位, 行星轮和内齿轮正变位 即: <math>-x_{na} = x_{nc} = x_{nb}</math> <math>x_{na}</math> 和 <math>x_{nc}</math> 按第 2 章的方法选择</p> <p>(2) <math>i_{aH}^b \geq 4</math> 太阳轮正变位, 行星轮和内齿轮负变位, 即 <math>x_{na} = -x_{nc} = -x_{nb}</math> <math>x_{na}</math> 和 <math>x_{nc}</math> 按第 2 章的方法选择</p>	<p>(1) 不等角变位 应用较广。通常使啮合角在下列范围 外啮合 <math>\alpha'_{tac} = 24^\circ \sim 27^\circ</math> (个别甚至达 <math>29^\circ 50'</math>) 内啮合 <math>\alpha'_{tcb} = 17^\circ \sim 21^\circ</math> 这样可以显著提高外啮合的承载能力。根据初选齿数, 利用图 7-13 预计啮合角大小 (初定啮合角于上述范围内), 然后计算出 <math>x_{nac}</math>、<math>x_{ncb}</math>, 最后按第 2 章的方法分配变位系数</p> <p>(2) 等角变位 各齿轮齿数关系不变, 即 <math>z_a + z_c = z_b - z_d</math>, 变位系数之间的关系为 <math>x_{nb} = 2x_{nc} + x_{na}</math>。变位系数大小以齿轮不产生根切为准。总变位系数不能过大, 否则影响内齿轮弯曲强度。通常取啮合角 <math>\alpha'_{tac} = \alpha'_{tcb} = 22^\circ</math></p>
NGWN (3K)	<p>(1) 内齿轮 e 及行星轮 d 采用正变位, 即 <math>x_{nd} = x_{ne}</math></p> <p>(2) 当 <math>z_a &lt; z_c</math> 时 如果 <math>z_a &lt; 17</math>, 太阳轮 a 采用正变位, 行星轮 c 与内齿轮 b 采用负变位, 即 <math>x_{na} = -x_{nc} = -x_{nb}</math> 如果 <math>z_a &gt; 17</math>, 太阳轮无根切危险时, 因行星轮受力较大, 行星轮不宜采用负变位, 故不宜采用高变位传动</p> <p>(3) 当 <math>z_a &gt; z_c</math> 时 太阳轮 a 负变位, 行星轮 c 及内齿轮 b 正变位, 即 <math>-x_{na} = x_{nc} = x_{nb}</math></p> <p>(4) <math>x_{na}</math> 和 <math>x_{nc}</math> 按第 2 章的方法选择</p>	<p>(1) <math>z_a + z_c = z_b - z_d = z_c - z_d</math> 由于未变位时的中心距 <math>a_{dac} = a_{dcb} = a_{dde}</math>, 啮合角 <math>\alpha'_{tac} = \alpha'_{tcb} = \alpha'_{tde}</math>。因此可采用非变位传动, 亦可采用等角变位</p> <p>(2) <math>z_a + z_c &lt; z_b - z_d = z_c - z_d</math> 由于未变位时的中心距 <math>a_{dac} &lt; a_{dcb} = a_{dde}</math>, 则当 <math>z_b &gt; z_c</math> 时, 建议取中心距 <math>a = a_{dcb} = a_{dde}</math>。于是, <math>a_{dac} &lt; a</math>, 则 a-c 传动即可实现 <math>x_{nac} &gt; 0</math> 的变位。根据初选齿数, 利用图 7-13 预计啮合角大小, 然后计算出各对啮合副变位系数和。最后按第 2 章的方法分配变位系数 当 <math>z_a &lt; z_c</math> 时, c-b 传动和 d-e 传动都不必变位</p> <p>(3) <math>z_a + z_c &gt; z_b - z_d = z_c - z_d</math> 由于未变位时的中心距 <math>a_{dac} &gt; a_{dcb} = a_{dde}</math>, 此时不可避免要使内齿轮正变位, 而降低内齿轮弯曲强度 (在 NGWN 传动中, 由于内啮合副承担比外啮合副大得多的圆周力, 故不宜使内齿轮正变位, 仅在必要时, 可取较小的变位系数), 因此一般较少用于重载传动。建议中心距 <math>a = a_{dac} - (0.3 \sim 0.5)(a_{dac} - a_{dcb})</math>。同样用图 7-13 预计啮合角大小, 并确定各啮合副变位系数和, 再按第 2 章的方法分配变位系数</p>

传动形式	高度变位 (主要用于消除根切和平衡大小内轮强度)	角变位 (主要用于更灵活选择齿轮齿数、 提高承载能力及改善啮合特性)
NW	(1) 内齿轮 b 及行星轮 d 采用正变位, 即 $x_b = x_{bh}$ (2) $z_b < z_c$ 时, 太阳轮 a 正变位, 行星轮 c 负变位, 即 $x_{ac} = -x_{bc}$ (3) $z_b > z_c$ 时, 太阳轮 a 负变位, 行星轮 c 正变位, 即 $-x_{ac} = x_{bc}$ (4) $x_{ba}$ 和 $x_{dc}$ 按第 2 章的方法选择	一般情况下, $x_{\Sigma ab} > 0$ , 取 $\alpha'_{tac} = 22^\circ \sim 27^\circ$ 当 $z_c < z_d$ 时: 即 $x_{\Sigma ab} \leq 0$ , 取 $\alpha'_{tab} = 17^\circ \sim 20^\circ$ 当 $z_c > z_d$ 时: 则 $x_{\Sigma ab} \approx 0$ , 取 $\alpha'_{tab} = 20^\circ$ 用图 7-13 预计啮合角大小, 确定各齿轮啮合副变位系数和, 然后按第 2 章的方法分配变位系数

注: 1. 表中数值均指各传动形式中齿轮模数相同。

2. 对直齿轮, 可将表中代号的下角 n 或 t 去掉。

例 3 求  $j=1.043$  的 NGW 型行星齿轮传动的啮合角  $\alpha'_{tac}$ 、 $\alpha'_{tcb}$ 。

解 见图 7-13, 在横坐标上取  $j=1.043$  之①点, 由①点向上引垂线, 可在此垂线上取无数点作为  $\alpha'_{tac}$  与  $\alpha'_{tcb}$  的组合, 如 1 点 ( $\alpha'_{tac} = 23^\circ 30'$ 、 $\alpha'_{tcb} = 17^\circ$ ), ..., 6 点 ( $\alpha'_{tac} = 26^\circ 30'$ 、 $\alpha'_{tcb} = 21^\circ$ ), 从中选取比较适用的啮合角组合, 如 2~5 之间各点。

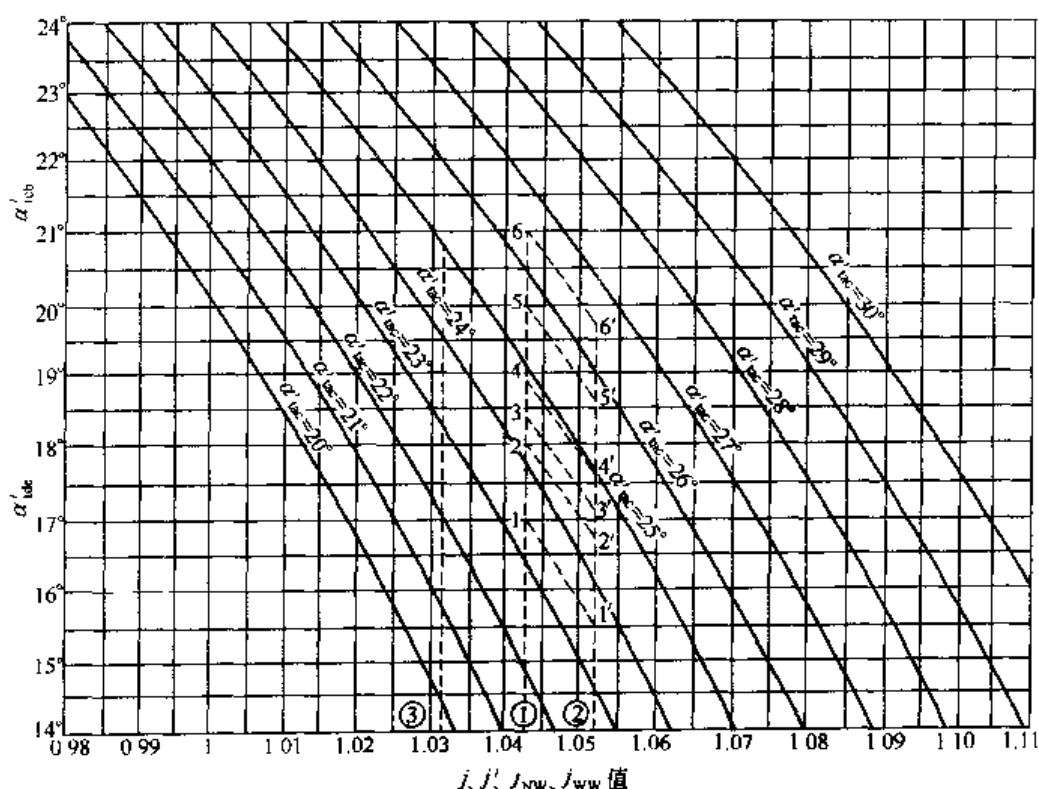


图 7-13 变位传动的端面啮合角

注: 1.  $j = \frac{z_b - z_c}{z_a + z_c}$  (用于 NGW 型);  $j' = \frac{z_c - z_d}{z_a + z_c}$  (连同  $j$  用于 NGWN 型);  $j_{NW} = \frac{z_b - z_d}{z_a + z_c}$  (用于

NW 型);  $j_{WW} = \frac{z_b + z_d}{z_a + z_c}$  (用于 WW 型)。

2. 对直齿轮可将代号中的下角 t 去掉。

例 4 求  $j=1.043$ 、 $j'=1.052$  的 NGWN 型行星齿轮传动的各啮合角组合。

解 见图 7-13, 先按  $j$  值及  $j'$  值由①点和②点分别作垂线, ①点的垂线上, 1,

2, …… , 6 的对应点为②点垂线上的 1', 2', …… , 6'。从而得啮合角组合, 如 1—1' ( $\alpha'_{tac} = 23^\circ 30'$ 、 $\alpha'_{tcb} = 17^\circ$ 、 $\alpha'_{tde} = 15^\circ 20'$ ) …… 6—6' ( $\alpha'_{tac} = 26^\circ 30'$ 、 $\alpha'_{tcb} = 21^\circ$ 、 $\alpha'_{tde} = 19^\circ 45'$ ) 等无数个啮合角组合, 从中选取比较合适的啮合角组合, 如可选  $\alpha'_{tac} = 26^\circ$ 、 $\alpha'_{tcb} = 20^\circ 25'$ 、 $\alpha'_{tde} = 19^\circ$  的啮合角组合。

**例 5** 求  $j_{NW} = 1.031$  的 NW 型行星齿轮传动的啮合角组合。

**解** 见图 7-13, 按  $j_{NW}$  值在横坐标上找到③点, 由③点向上作垂线, 从垂线上无数点中选取比较合适的啮合角组合, 如  $\alpha'_{tac} = 24^\circ 15'$ 、 $\alpha'_{tde} = 20^\circ$  的一点。

#### (4) 确定齿数和变位系数的计算例题

**例 6** 已知 NGW 型行星齿轮传动  $i_{aH}^b = 6$ , 行星轮数  $n_w = 3$ , 直齿圆柱齿轮模数  $m = 4$ , 试计算各齿轮齿数及啮合角  $\alpha'_{ac} > \alpha'_{cb}$  时行星传动的中心距、各齿轮副的中心距变动系数、啮合角和各齿轮的变位系数。

**解**

计 算 项 目	计算方法和结果(长度单位:mm)	说 明
确 定 齿 数		
计算和选取 $z_a$	$\frac{i_{aH}^b z_a}{n_w} = C$ , 即 $\frac{6z_a}{3} = C$ , 取 $z_a = 17$ (此时 $C = 34$ )	尽可能取质数, 并使 $\frac{z_a}{n_w} \neq$ 整数
计算 $z_b$	$z_b = Cn_w - z_a = z_a(i_{aH}^b - 1) = 17 \times (6 - 1) = 85$	尽可能使 $\frac{z_b}{n_w} \neq$ 整数
计算并初选 $z_c$	$z_c = \frac{1}{2}(z_b - z_a) = \frac{1}{2}(85 - 17) = 34$ 为适应变位需要, 初选 $z_c = 33$	尽可能使 $\frac{z_b}{z_c}$ 及 $\frac{z_a}{z_c}$ 无公约数
预计啮合角 $\alpha'_{ac}$ 及 $\alpha'_{cb}$	由图 7-13 按 $j = \frac{z_b - z_c}{z_a + z_c} = \frac{85 - 33}{17 + 33} = 1.04$ 预计 $\alpha'_{ac} \approx 24^\circ 30'$ 、 $\alpha'_{cb} \approx 19^\circ$	使 $\alpha'_{ac} = 24^\circ \sim 26^\circ$ , $\alpha'_{cb} = 18^\circ \sim 20^\circ$
a-c 传 动 计 算		
计算未变位时的中心距 $a_{dac}$	$a_{dac} = \frac{m}{2}(z_a + z_c) = \frac{4}{2}(17 + 33) = 100$	
初算中心距变动系数 $y'_{ac}$	$y'_{ac} = \frac{z_a + z_c}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{ac}} - 1 \right) = \frac{17 + 33}{2} \left( \frac{\cos 20^\circ}{\cos 24^\circ 30'} - 1 \right) = 0.817$	
计算中心距并取圆整值	$a = m \left( \frac{z_a + z_c}{2} + y'_{ac} \right) = 4 \left( \frac{17 + 33}{2} + 0.817 \right) = 103.268$ , 即 $a = 103$	
实际中心距变动系数 $y_{ac}$	$y_{ac} = \frac{a - a_{dac}}{m} = \frac{103 - 100}{4} = 0.75$	
计算啮合角 $\alpha'_{ac}$	$\cos \alpha'_{ac} = \frac{a_{dac}}{a} \cos \alpha = \frac{100}{103} \cos 20^\circ = 0.912\ 323$ $\alpha'_{ac} = 24^\circ 10' 18''$	
计算总变位系数 $x_{\Sigma ac}$	$x_{\Sigma ac} = (x_a + x_c) \frac{\text{inv} \alpha'_{ac} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} = (17 + 33) \frac{\text{inv} 24^\circ 10' 18'' - \text{inv} 20^\circ}{2 \tan 20^\circ} = 0.827$	
校核 $x_{\Sigma ac}$	按第 2 章有关内容, 此 $x_{\Sigma ac}$ 有利于提高接触强度及弯曲强度, 可用	
分配变位系数	按第 2 章的方法分配得 $x_a = 0.437$ , $x_c = 0.39$	

续表

计 算 项 目	计算方法和结果(长度单位:mm)	说 明
c-b 传 动 计 算		
计算未变位时的 中心距 $a_{dcb}$	$a_{dcb} = \frac{m}{2}(z_b - z_c) = \frac{4}{2}(85 - 33) = 104$	
计算中心距变动 系数 $y_{cb}$	$y_{cb} = \frac{a - a_{dcb}}{m} = \frac{103 - 104}{1} = -0.25$	
计算啮合角 $\alpha'_{cb}$	$\cos \alpha'_{cb} = \frac{a_{dcb}}{a} \cos \alpha = \frac{104}{103} \cos 20^\circ = 0.9488^\circ, \alpha'_{cb} = 18^\circ 24' 39''$	
计算总变位系 数 $x_{\Sigma cb}$	$x_{\Sigma cb} = (x_b - x_c) \frac{\text{inv} \alpha'_{cb} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} = (85 - 33) \frac{\text{inv} 18^\circ 24' 39'' - \text{inv} 20^\circ}{2 \tan 20^\circ} = -0.241$	
计算 $x_b$	$x_b = x_{\Sigma cb} + x_c = -0.241 + 0.39 = 0.149$	

例 7 已知用于轻载传动的 NGWN 型直齿圆柱齿轮行星传动,  $i_{ac}^b = 28.83$ , 行星轮数  $n_w = 3$ , 齿轮模数为  $m = 2$ , 试确定各齿轮齿数及计算角变位传动的中心距, 中心距变动系数, 啮合角和变位系数。

解

计 算 项 目	计算方法和结果(长度单位:mm)	说 明
确定齿数	由表 7-11 查出 $i_{ac}^b = 28.83$ 的各齿轮齿数: $z_a = 18, z_b = 69, z_c = 63, z_d = 25, z_d = 19$	
预计啮合角	由图 7-13 按 $j = \frac{z_b - z_c}{z_a + z_c} = \frac{69 - 25}{18 + 25} = 1.023$ , $j' = \frac{z_c - z_d}{z_a + z_c} = \frac{63 - 19}{18 + 25} = 1.023$ , 从可能的啮合角组合中选取 $\alpha'_{ac} \approx 23^\circ 15'$ , $\alpha'_{cb} = \alpha'_{dc} \approx 20^\circ$	

## a-c 传 动 计 算

计算未变位时的 中心距 $a_{dac}$	$a_{dac} = \frac{m}{2}(z_a + z_c) = \frac{2}{2}(18 + 25) = 43$	
计算并圆整中心 距 $a$	$a = \frac{m}{2}(z_a + z_c) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{ac}} = \frac{2}{2}(18 + 25) \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23^\circ 15'} = 43.978$ , 取 $a = 44$	
计算中心距变动 系数 $y_{ac}$	$y_{ac} = \frac{a - a_{dac}}{m} = \frac{44 - 43}{2} = 0.5$	
计算啮合角 $\alpha'_{ac}$	$\cos \alpha'_{ac} = \frac{a_{dac}}{a} \cos \alpha = \frac{43}{44} \cos 20^\circ = 0.91834, \alpha'_{ac} = 23^\circ 18' 58''$	
计算总变位系 数 $x_{\Sigma ac}$	$x_{\Sigma ac} = (x_a + x_c) \frac{\text{inv} \alpha'_{ac} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} = (18 + 25) \frac{\text{inv} 23^\circ 18' 58'' - \text{inv} 20^\circ}{2 \tan 20^\circ} = 0.54$	
校核 $x_{\Sigma ac}$	按第 2 章有关内容, 此 $x_{\Sigma ac}$ 综合性能好, 可用	如传动性能不好, 应重选啮合角
分配变位系数	按第 2 章的方法分配得 $x_a = 0.29, x_c = 0.25$	

## c-b 传 动 计 算

计算未变位时的 中心距 $a_{dcb}$	$a_{dcb} = \frac{m}{2}(z_b - z_c) = \frac{2}{2}(69 - 25) = 44$	
计算中心距变动 系数 $y_{cb}$	$y_{cb} = \frac{a - a_{dcb}}{m} = \frac{44 - 44}{2} = 0$	
计算啮合角 $\alpha'_{cb}$	$\alpha'_{cb} = 20^\circ$	
计算变位系数	$x_{\Sigma cb} = 0, x_b = x_{\Sigma cb} + x_c = 0.25$	

续表

计 算 项 目	计算方法和结果(长度单位:mm)	说 明
d-e 传 动 计 算		
计算未变位时的中心距 $a_{dce}$	$a_{dce} = \frac{m}{2}(z_c + z_d) = \frac{2}{2}(63 + 19) = 44$	
计算中心距分离系数 $y_{de}$	$y_{de} = \frac{a - a_{dce}}{m} = \frac{44 - 44}{2} = 0$	
计算啮合角 $\alpha'_{de}$	$\alpha'_{de} = 20^\circ$	
计算变位系数	$x_{zde} = 0$ , 取 $x_d = x_c = 0$	

例 8 已知 NW 型行星齿轮传动的直齿圆柱齿轮  $m=4$ ,  $z_a=18$ ,  $z_b=99$ ,  $z_c=47$ ,  $z_d=32$ ,  $n_w=3$ , 试计算传动的中心距, 中心距变动系数, 啮合角及各齿轮的变位系数。

解

计 算 项 目	计算方法和结果(长度单位:mm)	说 明
预计啮合角	由图 7-13 按 $j = \frac{z_b - z_d}{z_a + z_c} = \frac{99 - 32}{18 + 47} = 1.031$ 选取 $\alpha'_{db} = 20^\circ$ , $\alpha'_{ac} \approx 24^\circ 15'$	
a-c 传 动 计 算		
计算未变位时的中心距 $a_{dac}$	$a_{dac} = \frac{m}{2}(z_a + z_c) = \frac{4}{2}(18 + 47) = 130$	
计算中心距 $a$	因为 $\alpha'_{db} = 20^\circ$ 所以 $a = a_{adb} = \frac{m}{2}(z_b + z_d) = \frac{4}{2}(99 + 32) = 134$	
计算中心距变动系数 $y_{ac}$	$y_{ac} = \frac{a - a_{dac}}{m} = \frac{134 - 130}{4} = 1$	
计算啮合角 $\alpha'_{ac}$	$\cos \alpha'_{ac} = \frac{a_{dac}}{a} \cos \alpha = \frac{130}{134} \cos 20^\circ = 0.91164$ $\alpha'_{ac} = 24^\circ 16'$	
计算总变位系数 $x_{zac}$	$x_{zac} = (z_a + z_c) \frac{\text{inv} \alpha'_{ac} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} = (18 + 47) \frac{\text{inv} 24^\circ 16' - \text{inv} 20^\circ}{2 \tan 20^\circ} = 1.105$	
校核 $x_{zac}$	按第 2 章的有关内容此 $x_{zac}$ 可用	
分配变位系数	按第 2 章的方法分配得 $x_a = 0.525$ , $x_c = 0.58$	
d-b 传 动 计 算		
计算变位系数	因为 $\alpha'_{db} = 20^\circ$ , 所以 $x_{zdb} = 0$ 选取 $x_b = x_d = 0.3$	为了使 $x_b$ 不太大, 故应使 $x_d$ 不太大

### (5) 多级行星齿轮传动的传动比分配

多级行星齿轮传动的传动比分配原则是各级传动之间等强度, 并希望获得最小的外廓尺寸。对于两级 NGW 型行星齿轮传动, 欲使径向尺寸最小, 可使低速级内齿轮分度圆直径  $d_{bII}$  与高速级内齿轮分度圆直径  $d_{bI}$  之比接近于 1, 通常令  $d_{aII}/d_{bI} = 1 \sim 1.2$ 。

两级 NGW 型行星齿轮传动的传动比分配可利用图 7-14, 图中  $i_1$  和  $i$  分别为高速级及总的传动比,  $E$  可按式计算, 即

$$E = AB^3 \quad (7-15)$$

$$B = \frac{d_{bII}}{d_{bI}}$$

$$A = \frac{n_{wII} \varphi_{dII} K_{cI} K_{vI} K_{H\beta I} Z_N^2 Z_{wII}^2 \sigma_{HlimII}}{n_{wI} \varphi_{dI} K_{cII} K_{vII} K_{H\beta II} Z_N^2 Z_{wI}^2 \sigma_{HlimI}}$$

式中  $n_w$  ——行星轮数目；

$\varphi_d$  ——齿宽系数；

$K_c$  ——载荷不均匀系数，见表 7-18；

$K_v$  ——动载系数；

$K_{H\beta}$  ——接触强度的齿向载荷分布系数；

$Z_N$  ——接触强度的寿命系数；

$Z_w$  ——工作硬化系数；

$\sigma_{Hlim}$  ——计算齿轮接触疲劳极限，取值查第 2 章有关内容。

下角标 I 和 II 分别表示高速级和低速级。

$K_v$ 、 $K_{H\beta}$ 、 $Z_N$  的比值，可用类比法进行试凑，或取三项比值的乘积  $\left( \frac{K_{vI} K_{H\beta I} Z_{NI}^2}{K_{vII} K_{H\beta II} Z_{NII}^2} \right)$  等

于 1.8~2。如全部齿轮硬度 > 350HB，可取

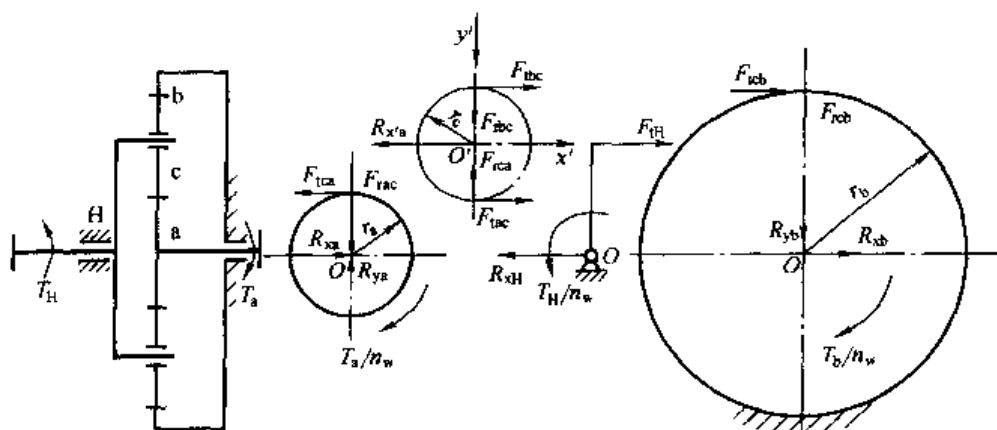
$$\frac{Z_{wII}^2}{Z_{wI}^2} = 1$$

如算得  $E$  值大于 6，取  $E=6$ 。

## 7.2.2 行星齿轮传动的受力分析

行星齿轮传动的主要受力构件有中心轮、行星轮、行星架、轴及轴承等。为进行齿轮和轴的强度计算以及轴承的寿命计算，需对行星传动各构件进行受力分析。当行星轮数目为  $n_w$ ，假定各套行星轮载荷均匀，只需分析其中任一套行星轮与中心轮的组合即可，通常略去摩擦力和重量的影响。各构件在输入转矩作用下传力时都平衡，构件间的作用力等于反作用力。NGW、NGWN、NW 型直齿或人字齿轮行星传动的受力分析列于表 7-14~表 7-16。

表 7-14 NGW 型行星齿轮传动受力分析



项 目	太阳轮 a	行星轮 c	行星架 H	内齿轮 b
圆周力	$F_{tca} = \frac{1000 T_a}{n_w r_a}$	$F_{tac} = F_{tca} \approx F_{tbc}$	$F_{tH} = R_{x'} c \approx 2 F_{tac}$	$F_{tcb} = F_{tbc} \approx F_{tca}$
径向力	$F_{rca} = F_{tca} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rac} = F_{tac} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \approx F_{rbc}$	$R_{y'} H \approx 0$	$F_{rcb} = F_{rbc}$

续表

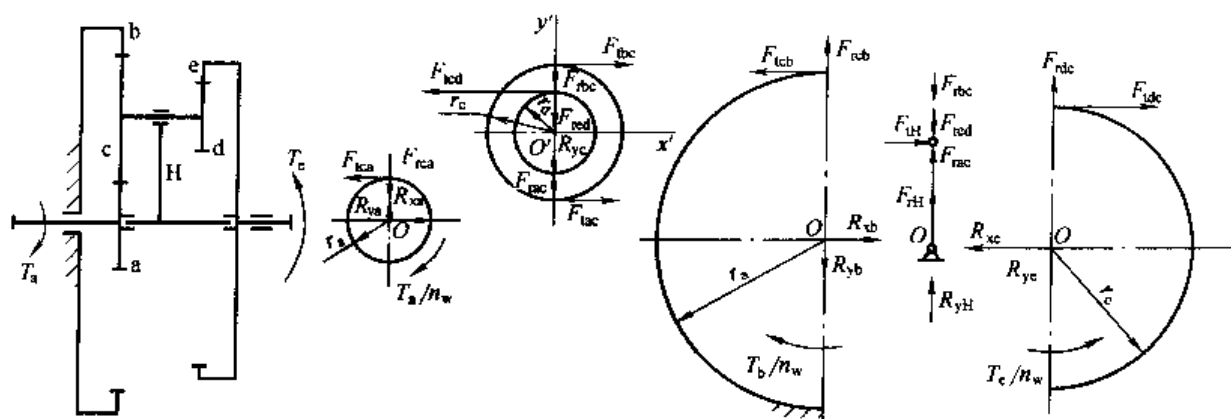
项 目	太阳轮 a	行星轮 c	行星架 H	内齿轮 b
单个行星轮, 作用在轴上或行星轮轴上的力	$R_{Ha} = F_{ta}$ $R_{ya} = F_{ra}$	$R_{xc} \approx 2F_{tc}$ $R_{yc} \approx 0$	$R_{xH} - F_{tH} \approx 2F_{ta}$ $R_{yH} \approx 0$	$R_{xb} = F_{tc}$ $R_{yb} = F_{rc}$
各行星轮作用在轴上的总力及转矩	$\sum R_{xa} = 0$ $\sum R_{ya} = 0$ $T_a = \frac{F_{ta} r_a n_w}{1000}$	$\sum R_{xc} = 0$ $\sum R_{yc} = 0$ 对行星轮轴 ( $O'$ 轴) 的转矩 $T_{O'} = 0$	$\sum R_{xH} = 0$ $\sum R_{yH} = 0$ $T_H = -T_a \frac{z_b}{z_a}$	$\sum R_{xb} = 0$ $\sum R_{yb} = 0$ $T_b = T_a \frac{z_b}{z_a}$

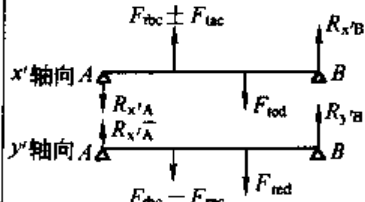
注: 1. 表中公式适用于行星轮数目  $n_w \geq 2$  的直齿或人字齿轮行星传动。对  $n_w = 1$  的传动, 则  $\sum R_{xa} = R_{xa}$ ,  $\sum R_{ya} = R_{ya}$ ,  $\sum R_{xc} = R_{xc}$ ,  $\sum R_{xH} = R_{xH}$ ,  $\sum R_{xb} = R_{xb}$ ,  $\sum R_{yb} = R_{yb}$ 。

2. 式中  $\alpha_n$  为法面压力角,  $\beta$  为分度圆上的螺旋角,  $r_a$  为太阳轮分度圆半径。

3. 转矩单位为  $N \cdot m$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力单位为  $N$ 。

表 7-15 NGWN 型行星齿轮传动受力分析



项 目	太阳轮 a	行 星 轮		内齿轮 b	内齿轮 c	行星架 H
		c 轮	d 轮			
圆周力	$F_{ta} = \frac{1000 T_a}{r_a n_w}$	$F_{tc} = F_{ta}$ $F_{tb} = F_{td} \mp F_{tc}$ $= F_{td} \mp F_{ta}$	$F_{td} = F_{tb} \pm F_{tc}$	$F_{tb} = F_{tc}$	$F_{td} = \frac{1000 T_a z_b^b}{r_c n_w}$	$F_{tH} = 0$
径向力	$F_{ra} = F_{ta} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rc} = F_{ra}$ $F_{rb} = F_{tc} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rd} = F_{td} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rb} = F_{tc} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rd} = F_{td} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rH} = F_{tb} + F_{rd} - F_{ra}$
单个行星轮, 作用在轴上或行星轮轴上的力	$R_{xa} = F_{ta}$ $R_{ya} = F_{ra}$	对行星轮轴: 		$R_{xb} = F_{tc}$ $R_{yb} = F_{rb}$	$R_{xc} = F_{td}$ $R_{yc} = F_{rd}$	$R_{xH} = 0$ $R_{yH} = F_{tH}$



续表

项 目	太阳轮 a	行 星 轮		内齿轮 b	内齿轮 c	行星架 H
		c 轮	d 轮			
各行星轮作用在轴上的总力及转矩	$\sum R_{x_A} = 0$	$\sum R_{x_{cd}} = 0$		$\sum R_{xb} = 0$	$\sum R_{xc} = 0$	$\sum R_{xH} = 0$
	$\sum R_{y_A} = 0$	$\sum R_{y_{cd}} = 0$		$\sum R_{yb} = 0$	$\sum R_{yc} = 0$	$\sum R_{yH} = 0$
	$T_a = \frac{F_{tca} r_a n_w}{1000}$	对行星轮轴(O'轴)转矩: $T_{O'} = 0$		$F_t = T_a (i_{ac}^b - 1)$	$T_c = -T_a i_{ac}^b$	$T_H = 0$

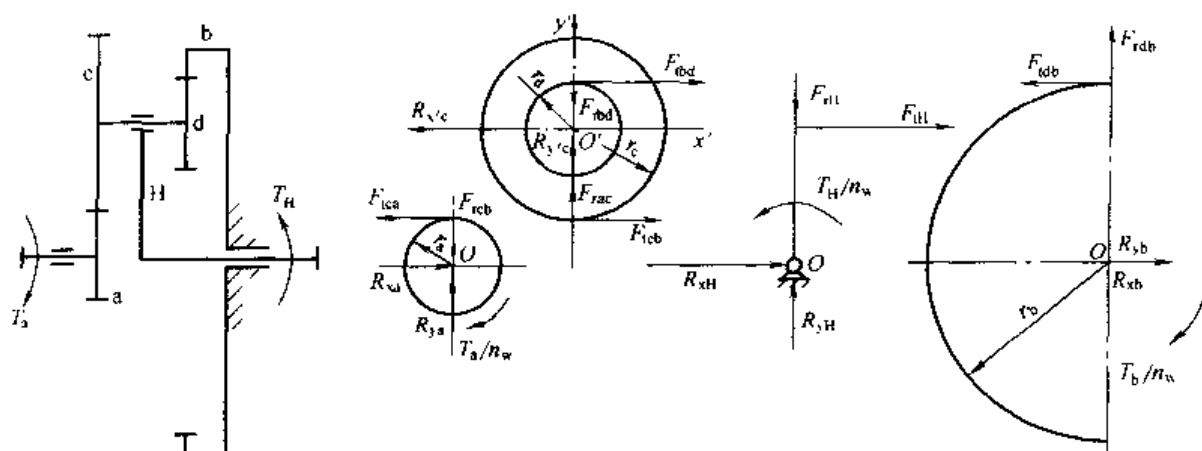
注: 1. 表中公式适用于 a 轮输入、b 轮固定、c 轮输出、行星轮数目  $n_w \geq 2$  的直齿或人字齿轮行星传动。

2. 式中  $\alpha_n$  为法面压力角,  $\beta$  为分度圆上的螺旋角, 各公式未计入效率的影响。

3.  $i_{ac}^b$  应带正负号。当  $i_{ac}^b < 0$  时,  $n_s$  与  $n_c$  转向相反,  $F_{tcd}$ 、 $F_{tbc}$ 、 $F_{rcb}$ 、 $F_{dbc}$  方向与图示方向相反。式中“+”、“-”符号, 上面用于  $i_{ac}^b > 0$ , 下面用于  $i_{ac}^b < 0$ 。

4. 转矩单位为  $N \cdot m$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力单位为  $N$ 。

表 7-16 NW 型行星齿轮传动受力分析



项 目	太阳轮 a	行星轮 c	行星轮 d	行星架 H	内齿轮 b
圆周力	$F_{tca} = \frac{1000 T_a}{n_w r_a}$	$F_{tac} = F_{tca}$	$F_{tbd} = F_{tca} \frac{z_c}{z_d}$	$F_{tH} = R_{x'c}$ $= F_{tac} + F_{tbd}$	$F_{tdb} = F_{tbd}$
径向力	$F_{rca} = F_{tca} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rac} = F_{rca}$	$F_{rtd} = F_{tbd} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$F_{rH} = R_{yc}$ $= F_{rbd} - F_{rac}$	$F_{rdb} = F_{rbd}$
单个行星轮作用在轴上或行星轮轴上的力	$R_{xA} = F_{tca}$ $R_{yA} = F_{rca}$	对行星轮轴: 		$R_{xH} = F_{tH}$ $R_{yH} = R_{yH}$	$R_{xb} = F_{tdb}$ $R_{yb} = F_{rdb}$
各行星轮作用在轴上的总力及转矩	$\sum R_x = 0$ $\sum R_y = 0$ $T_a = \frac{F_{tca} r_a n_w}{1000}$	$\sum R_{x_{cd}} = 0$ $\sum R_{y_{cd}} = 0$ 对 O' 轴转矩, $T_{O'} = 0$		$\sum R_{xH} = 0$ $\sum R_{yH} = 0$ $T_H = -T_a i_{aH}^b$	$\sum R_{xb} = 0$ $\sum R_{yb} = 0$ $T_b = T_a (i_{aH}^b - 1)$

注: 1. 表中公式适用于行星轮数目  $n_w \geq 2$  的直齿或人字齿轮行星传动。

2. 式中  $\alpha_n$  为法面压力角,  $\beta$  为分度圆上的螺旋角,  $r_a$  为太阳轮分度圆半径。

3. 转矩单位为  $N \cdot m$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力单位为  $N$ 。

在计算行星轮轴承受载时, 在中低速条件下可按表中公式计算。在高速时, 要考虑行星轮在公转时产生的离心力, 它作为径向力作用在轴承上。

$$F_{\pi} = Ga \left( \frac{\pi n_H}{30} \right)^2 \quad (\text{N}) \quad (7-16)$$

式中  $G$ ——行星轮质量, kg;

$n_H$ ——行星架转速, r/min;

$a$ ——齿轮传动的中心距, m。

### 7.2.3 行星传动齿轮强度计算要点

各种形式的行星传动皆可分解为相互啮合的几对齿轮副, 其齿轮强度计算可引用定轴线齿轮传动的计算公式, 但必须考虑行星传动的结构特点(多行星轮)和运动特点(行星轮既自转又公转等)。在一般条件下, NGW 型行星齿轮传动, 其承载能力主要取决于外啮合。因而首先计算外啮合的齿轮强度。但对于太阳轮和行星轮的轮齿为渗碳淬火、磨削加工, 而内齿圈为调质处理、插齿加工的行星传动, 内齿轮也应进行强度校核。NGWN 型传动中, 各级齿轮常取相同的模数, 故承载能力一般取决于低速级齿轮。行星齿轮传动通常要求有较大的传动比和较小的径向尺寸, 所以要选择齿数较多, 模数较小的齿轮, 在这种情况下, 应先进行弯曲强度计算。由于行星传动的特点, 在计算中, 对以下几方面应予以考虑。

(1) 小齿轮转矩  $T_1$  及圆周力  $F_t$  (见表 7-17)

表 7-17 小齿轮转矩  $T_1$  及圆周力  $F_t$  的计算公式

传动形式	转 矩 $T_1$					圆周力 $F_t$	
	a-c 传动		c-b 传动	d-b 传动			d-e 传动
	$z_a \leq z_c$	$z_a > z_c$		$z_d \leq z_b$	$z_d > z_b$		
NGW NW WW	$\frac{T_a}{n_w} K_c$		$\frac{T_a}{n_w} K_c \frac{z_c}{z_a}$	$\frac{T_a}{n_w} K_c \frac{z_c z_b}{z_a z_b}$		$F_t = \frac{2\,000 T_1}{d_1}$	
NGWN	$\frac{T_a}{n_w} K_c$	$\frac{T_a}{n_w} K_c \frac{z_c}{z_a}$	$\frac{T_a (i_{bc}^{ab} - 1)}{n_w} K_c \frac{z_c}{z_b}$		$\frac{T_a i_{bc}^{ab} \eta_{ac}^b}{n_w} K_c \frac{z_d}{z_r}$		

注: 1.  $T_1$  是各传动中小齿轮所传递的转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;  $d_1$  是各传动中小齿轮的分度圆直径, mm;  $T_a$  是 a 轮的转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ; 效率  $\eta_{ac}$  见表 7-2; 载荷不均匀系数  $K_c$  见表 7-18 或表 7-19。

2. 表中各传动形式的传动简图见表 7-1。

表 7-18 NGW、NW、WW 型行星齿轮传动载荷不均匀系数  $K_c$

传 动 情 况  $K_c$	I			II		III		
	传动中无浮动构件			传动中有一个或两个基本构件浮动		杠杆连动均载机构		
	普通齿轮	内齿轮制成柔性结构, 且不压紧在箱体	一年内轮齿减薄超过 $30\mu\text{m}$	齿轮精度为六级或高于六级或齿轮转速低于 $300\text{r/min}$	齿轮精度低于六级或齿轮转速超过 $300\text{r/min}$	两行星轮连动机构	三行星轮连动机构	四行星轮连动机构
$K_{cH}$	图 7-15 (a)、(c)	$1 + (K'_{cH} - 1)0.5$	1	1	1.1	1.05~1.1	1.1~1.15	1.1~1.15
$K_{cF}$	图 7-15 (b)、(d)	$1 + (K'_{cF} - 1)0.7$	1	1	1.15	1.05~1.1	1.1~1.15	1.1~1.15

注: 1. 传动情况 I 及 II 适用于行星轮数  $n_w = 3$  的传动; 传动情况 I 也适用于  $n_w = 2$  的传动。

2.  $K_{cH}$  用于接触强度计算,  $K_{cF}$  用于弯曲强度计算。

3.  $K'_{cH}$  及  $K'_{cF}$  由图 7-15 中查得。

4. 所有查得的  $K_c$  值大于 2 时, 取  $K_c = 2$ 。

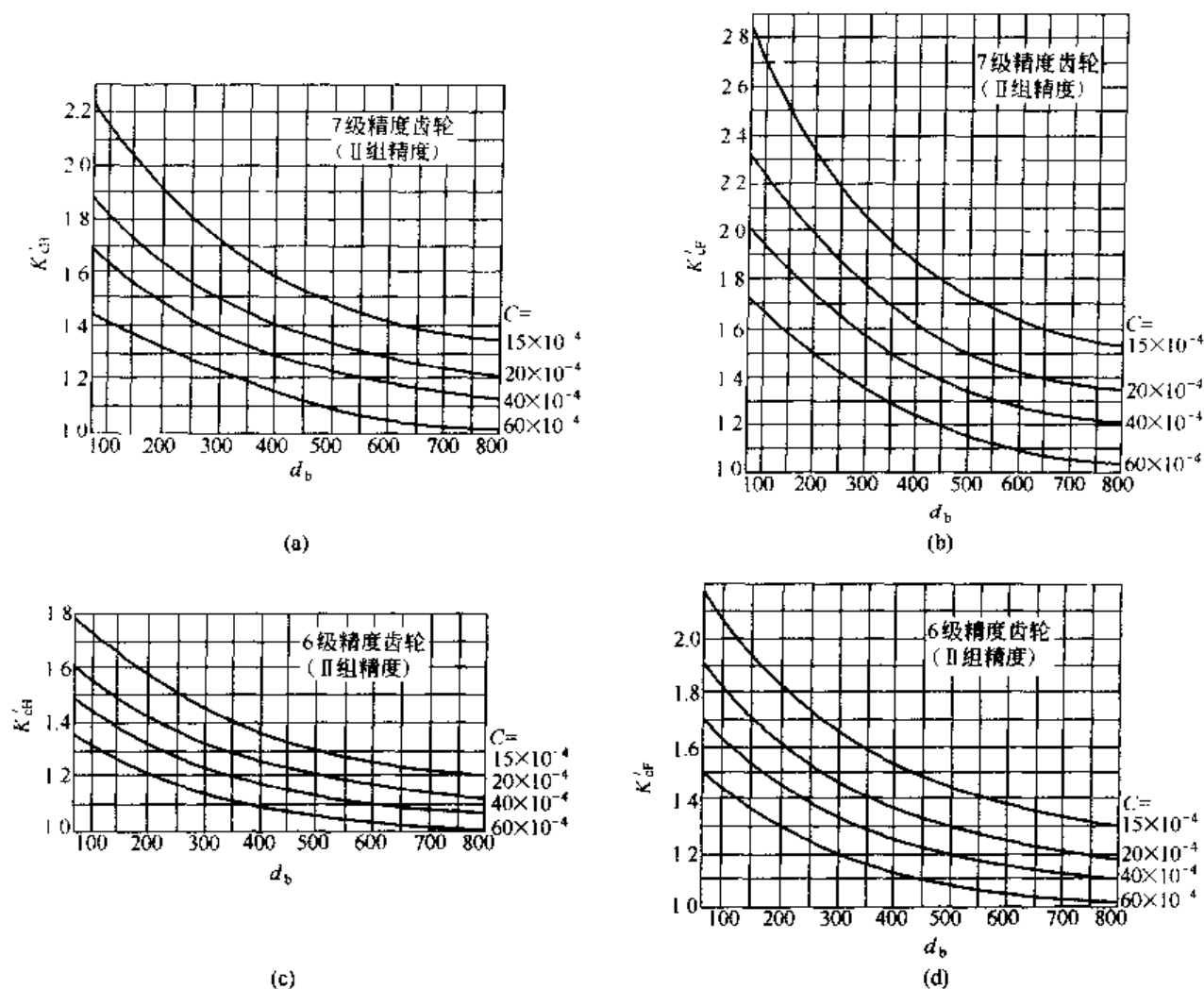


图 7-15 NGW、NW、WW 传动中无浮动构件用普通齿轮时的载荷不均匀系数

$$C = \frac{2T_a}{\varphi d_a^3} \left( 1 + \frac{z_a}{z_c} \right) \quad (\text{MPa})$$

$d_b$ —内齿轮分度圆直径, mm;  $d_a$ —太阳轮分度圆直径, mm

表 7-19  $n_w=3$  的 NGWN 型行星齿轮传动载荷不均匀系数  $K_c$

传动情况 $K_c$	两个基本 构件浮动	e 轮 浮 动		b 轮 浮 动	
		$d_a > d_c$	$d_a < d_c$	$d_a > d_c$	$d_a < d_c$
$K_{cHb}$	1	$1 + (K_{cFa} - 1) \frac{2}{3}$			
$K_{cFa}$	1	2~2.5(齿轮为 6 级精度时取低值, 8 级精度时取高值, 7 级精度时取平均值)			
$K_{cHb}$	I	$1 + 0.5(K_{cHa} - 1) \times \frac{z_b}{z_a \cdot i_{ab}^2}$	$1 + (K_{cHa} - 1) \times \frac{z_b}{z_a \cdot i_{ab}^2}$	1	
$K_{cFb}$		$1 + 0.5(K_{cFa} - 1) \times \frac{z_b}{z_a \cdot i_{ab}^2}$	$1 + (K_{cFa} - 1) \times \frac{z_b}{z_a \cdot i_{ab}^2}$		

续表

传动情况 $K_c$	两个基本 构件浮动	e 轮 浮 动		b 轮 浮 动	
		$d_a > d_c$	$d_a < d_c$	$d_d > d_c$	$d_d < d_c$
$K_{rHr}$	1	1		$1 + (K_{cHa} - 1) \times \frac{z_e z_c}{z_a z_d  i_{be}^b }$	$1 + 0.5(K_{cHb} - 1) \times \frac{z_e z_c}{z_a z_d  i_{be}^b }$
$K_{cFr}$				$1 + (K_{cFa} - 1) \times \frac{z_e z_c}{z_a z_d  i_{be}^b }$	$1 + 0.5(K_{cFb} - 1) \times \frac{z_e z_c}{z_a z_d  i_{be}^b }$

注: 1. 除  $K_{cFa}$  外, 若求得  $K_c$  值大于 2, 则取  $K_c = 2$ 。

2.  $K_{cH}$  用于接触强度计算,  $K_{cF}$  用于弯曲强度计算。角标 a、b、e 分别代表 a、b、e 轮。

### (2) 应力循环次数

行星齿轮传动的应力循环次数应根据齿轮相对于行星架的转速确定。当载荷恒定时, 应力循环次数  $N$  见表 7-20。

表 7-20 应力循环次数  $N$

项 目	计 算 公 式	说 明
太阳轮 a	$N_a = 60(n_a - n_H)n_w t$	$n_a, n_b, n_e$ —— 中心轮 a、b、e 的转速, r/min $n_c, n_d$ —— 行星轮 c、d 的转速, r/min $n_H$ —— 行星架 H 的转速, r/min $n_w$ —— 行星轮数目 $t$ —— 齿轮同侧齿面总工作时间, h
太阳轮 b	$N_b = 60(n_b - n_H)n_w t$	
太阳轮 e	$N_e = 60(n_e - n_H)n_w t$	
行星轮 c	$N_c = 60(n_c - n_H)t$	
行星轮 d	$N_d = 60(n_d - n_H)t$	

注: 1. 单向或双向回传的 NGW 及 NGWN 型传动, 齿面接触强度计算时,  $N_c = 30(n_c - n_H) \left[ 1 + \left( \frac{z_a}{z_b} \right)^3 \right] t$ 。

2. 对于承受交变载荷的行星传动, 应将  $N_a$ 、 $N_b$ 、 $N_c$  及  $N_e$  各式中的  $t$  用  $0.5t$  代替 (但 NGW 型及 NGWN 型的  $N_c$  计算式中的  $t$  不变)。

### (3) 动载系数 $K_v$ 和速度系数 $Z_v$

动载系数  $K_v$  和速度系数  $Z_v$  应按齿轮相对于行星架的圆周速度  $v^H = \frac{\pi d' (n - n_H)}{60 \times 1000}$  (m/s)

查第 2 章有关内容。

中心轮 a、b、e 和行星轮 c、d 相对于行星架 H 的圆周速度  $v^H$  分别为

$$v_a^H = \frac{\pi d'_a (n_a - n_H)}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (7-17)$$

$$v_b^H = \frac{\pi d'_b (n_b - n_H)}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (7-18)$$

$$v_e^H = \frac{\pi d'_e (n_e - n_H)}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (7-19)$$

$$v_c^H = \frac{\pi d'_c (n_c - n_H)}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (7-20)$$

$$v_d^H = \frac{\pi d'_d (n_d - n_H)}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (7-21)$$

式中  $d'_a, d'_b, d'_c, d'_e, d'_d$ ——中心轮 a、b、e 和行星轮 c、d 的节圆直径, mm。

#### (4) 齿向载荷分布系数 $K_\beta$

对于不重要的行星齿轮传动, 齿轮强度计算中的齿向载荷分布系数  $K_\beta$  可用第 2 章的有关方法确定; 对于重要的行星齿轮传动, 应考虑行星传动的特点, 用下述方法确定。

计算接触强度时

$$K_{H\beta} = 1 + (\theta_{Hb} - 1) \mu_H \mu_{He} \quad (7-22a)$$

计算弯曲强度时

$$K_{F\beta} = 1 + (\theta_{Fb} - 1) \mu_F \mu_{Fe} \quad (7-22b)$$

式中  $\mu_H, \mu_F$ ——齿轮相对于行星架的圆周速度  $v^H$  及大齿轮齿面硬度  $HB_2$  对  $K_{H\beta}$  及  $K_{F\beta}$  的影响系数, 见图 7-16;

$\theta_{Hb}, \theta_{Fb}$ ——齿宽和行星轮数目对  $K_{H\beta}$  和  $K_{F\beta}$  的影响系数; 对于圆柱外啮合直齿轮及  $\beta=28^\circ \sim 33^\circ$  的人字齿  $\theta_{Hb}$  由图 7-17 (a) 查取; 对于内啮合、直齿传动一般取  $\theta_{Hb}=1$ ; 内外啮合的  $\theta_{Fb}$  根据  $\theta_{Hb}$  由图 7-17 (b) 查取;

$\mu_{He}, \mu_{Fe}$ ——与均载机构有关的系数, 对空间静定机构, 取  $\mu_{He}=0.6 \sim 0.8$ ,  $\mu_{Fe}=0.8 \sim 0.9$ , 其他非静定机构  $\mu_{He}=\mu_{Fe}=1$ 。

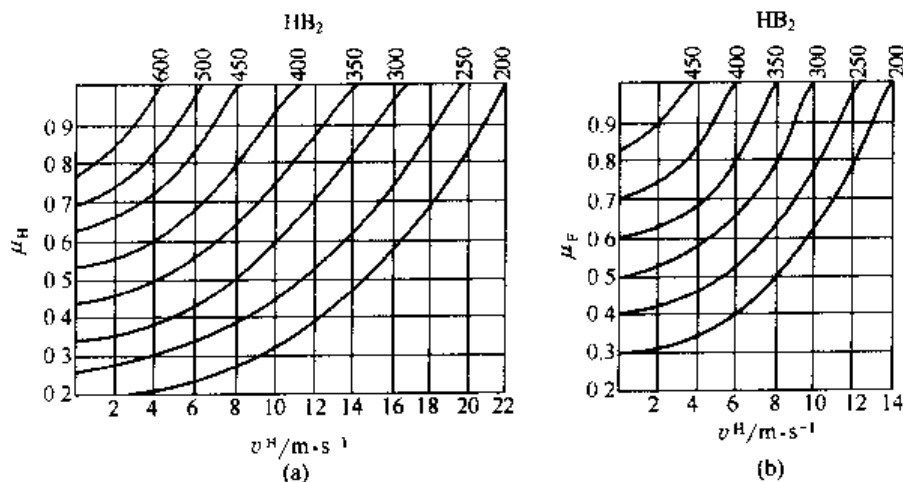


图 7-16 确定  $\mu_H$  及  $\mu_F$  的线图

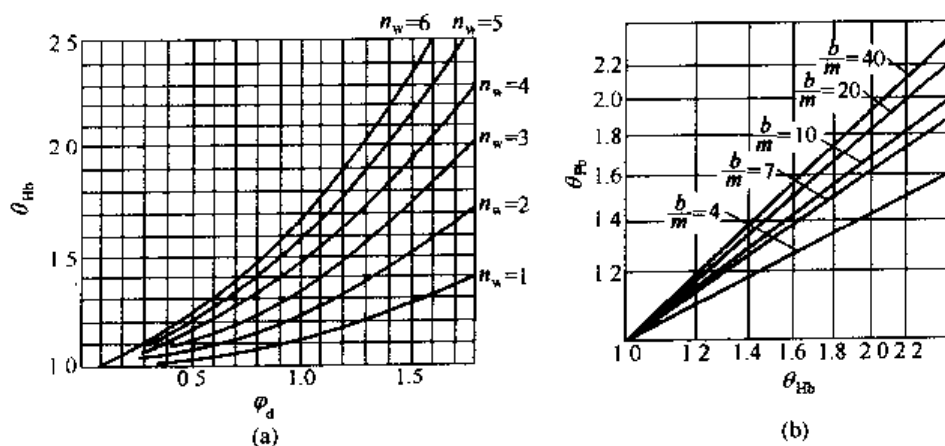


图 7-17 确定  $\theta_{Hb}$ 、 $\theta_{Fb}$  的线图

如果 NGW 型和 NW 型行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比值小于或等于 1 时, 可取  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ 。

#### (5) 疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$ 值和 $\sigma_{Flim}$ 值的选取

试验齿轮的疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  和  $\sigma_{Flim}$  值按第 2 章的有关内容选取, 但在选取时应做如下考虑和修正。

虽然在理论计算中行星传动的内啮合的承载能力一般比外啮合的高, 但试验和工业使用情况表明, 内啮合传动的接触强度往往低于计算结果。因此, 在进行内啮合传动的接触强度计算时, 应将选取的  $\sigma_{Hlim}$  值适当降低。建议:  $2 \leq \frac{z_b}{z_c} \leq 4$  时, 降低 8%;  $z_b < 2z_c$  时, 降低 16%;  $z_b > 4z_c$  时, 可以不降低。

对于 NGW 型传动, 工作中无论是否有双向运转, 其行星轮齿根均承受交变载荷, 故弯曲强度应按对称循环考虑。对于单向运转的传动, 应将选取的  $\sigma_{Flim}$  值乘以 0.7; 双向运转的传动, 应乘以 0.7~0.9。

#### (6) 最小安全系数 $S_{min}$

计算接触强度和弯曲强度时的最小安全系数  $S_{Hmin}$  和  $S_{Fmin}$ , 在一般可靠度的行星传动中,  $S_{Hmin} = 1.12$ ,  $S_{Fmin} = 1.25$ ; 在较高可靠度的行星传动中,  $S_{Hmin} = 1.25$ ,  $S_{Fmin} = 1.6$ 。

### 7.2.4 行星齿轮传动的结构设计与计算

#### (1) 行星齿轮传动的均载

为了充分发挥行星齿轮传动的优点, 应采用能够补偿制造误差, 使各行星轮均匀分担载荷的均载机构。

均载机构可降低载荷不均匀系数, 提高承载能力, 降低噪声, 提高运转平稳性和可靠性, 降低齿轮制造精度等优点而被广泛采用。

为了衡量均载的效果, 引入载荷不均匀系数  $K_c$ 。

$$K_c = \frac{P_{max}}{P'} = \frac{T_{max}}{T'}$$

$$P' = \frac{P}{n_w}$$

$$T' = \frac{T}{n_w}$$

式中  $P$  ——行星齿轮传动传递的功率;

$T$  ——行星齿轮传动传递的转矩;

$n_w$  ——行星齿轮的数目;

$P'$  ——行星轮传递的平均功率;

$T'$  ——行星轮传递的平均转矩;

$P_{max}$  ——某行星轮传递的最大功率;

$T_{max}$  ——某行星轮传递的最大转矩。

$K_c$  值越小, 均载效果越好。

① 均载方法的分类 使行星轮间载荷分配均匀的方法有多种。主要靠机械方法实现均载的系统, 其结构类型可分为静定系统和静不定系统两种。

a. 静定系统 是通过系统中附加的自由度实现均载。构件调位均载法即属于均载的静定系统, 当行星轮间出现不均载时, 构件根据受力的不同在附加自由度的范围内相应地调节位置 (调位) 实现均载。

在静定系统中，由于基本构件浮动的均载机构具有结构简单、均载效果好等优点，这种机构已成为均载机构的主要和常用形式。

b. 静不定系统

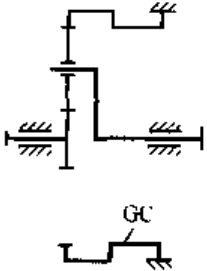
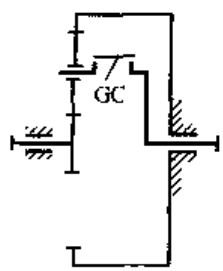
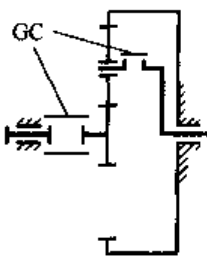
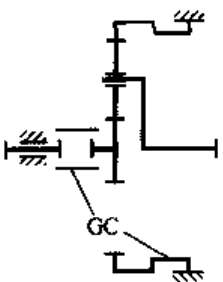
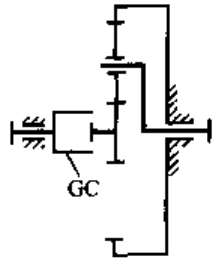
(a) 完全刚性系统 完全依靠构件的高精度来保持均载，这种方法很不经济，很少采用。但在制造精度较高的情况下，合理地利用各受力零件的柔性和轴承间隙，从而简化结构，使高精度的制造费用得到补偿。

(b) 采用弹性结构的均载方法 主要是利用弹性构件的弹性变形使各行星轮均匀分担载荷。

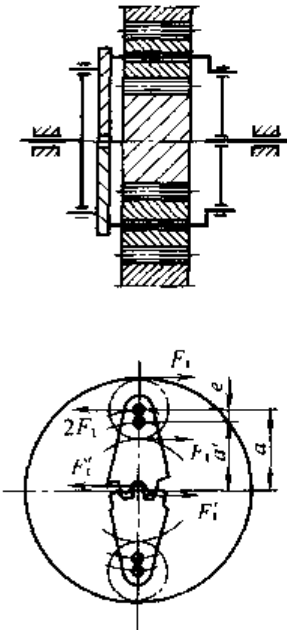
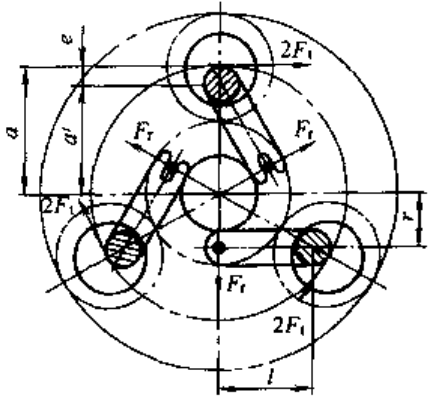
均载机构的形式很多，常用均载机构的形式与特点，见表 7-21。

表 7-21 均载机构的形式与特点

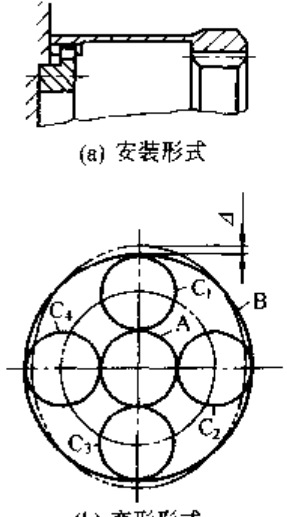
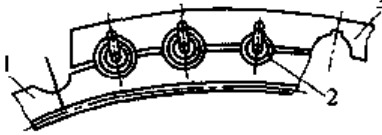
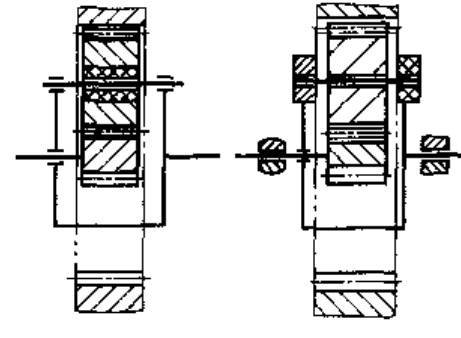
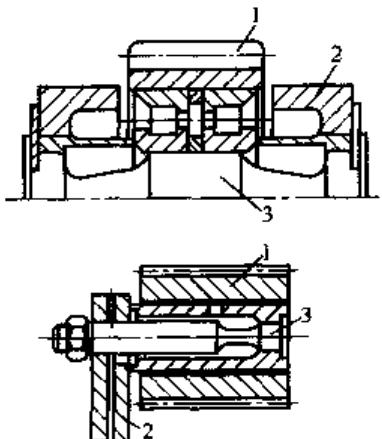
形式	简 图	载荷不均 匀系数 $K_c$	特 点
基本 构件 浮动 的 均 载 机 构			<p>主要适用于三个行星轮的行星齿轮传动。它是靠基本构件(太阳轮、内齿轮或行星架)没有固定的径向支承,在受力不平衡的条件下能够做径向游动(又称浮动),以使各行星轮均匀分担载荷,均载机构工作原理如左图所示。由于基本构件的浮动,使三个基本构件上所承受的三种力 <math>2F</math>、<math>F_{na}</math>、<math>F_{nb}</math> 各自形成力的封闭等边三角形(即形成三角形的各力相等),而达到均载的目的。由于制造误差,实际上,不是等边三角形而是近似等边三角形的封闭图,为此引入了考虑实际情况的载荷不均匀系数 <math>K_c</math>。基本构件浮动的最常用方法是采用双联齿轮联轴器。一般有一个基本构件浮动,即可起到均载作用,采用二个基本构件浮动时,效果更好</p>
太阳 轮 浮 动	<p>GC—齿轮联轴器</p>	1.1~1.15	<p>太阳轮通过双联齿轮联轴器与高速轴连接。太阳轮质量小,惯性小,浮动灵敏,机构简单,容易制造,通用性强,广泛用于中低速工作情况。其结构见图 7-22、图 7-23</p>

形式	简 图	载荷不均 匀系数 $K_v$	特 点
内 齿 轮 浮 动		1.1~1.2	内齿轮通过双联齿轮联轴器与机体相连接。轴向尺寸较小,但由于浮动作尺寸大,质量大,加工不方便,浮动灵敏性差。由于结构关系 NGWN 行星齿轮传动常用之。其结构见图 7-26
行 星 架 浮 动		1.15~1.2	行星架通过双联齿轮联轴器与低速轴相连接,从而行星架可浮动。NGW 型传动中,由于行星架受力较大(二倍圆周力),有利于浮动。行星架浮动不要支承,可简化结构,尤其利于多级行星齿轮传动(见图 7-23),但由于行星架自身质量大,速度高会产生较大离心力,影响浮动效果,所以用于速度不高处
太 阳 轮 与 行 星 架 同 时 浮 动		1.05~1.2	是太阳轮浮动与行星架浮动的组合。浮动效果比单独浮动效果好,常用于多级行星齿轮传动。常为三级减速器的中间级的浮动机构
太 阳 轮 和 内 齿 轮 同 时 浮 动		1.05~1.15	是太阳轮与内齿轮浮动的组合。浮动效果好,噪声小,工作可靠,常用于高速重载行星齿轮传动。其结构见图 7-25
无 多 余 约 束 浮 动		1.05~1.1	太阳轮利用单联齿轮联轴器进行浮动,而在行星轮中设置一个球面调心轴承,使机构中无多余约束。浮动效果好,结构简单,a-c 传动沿齿向载荷分布比较均匀。但由于行星轮内只能装设一个轴承,所以行星轮直径较小时,轴承尺寸较小,寿命较短。其结构见图 7-24



形式	简 图	载荷不均 匀系数 $K$	特 点
行星轮调位的均载机构	<p>原理</p> <p>借杠杆联锁机构使行星轮浮动,达到均载目的。均载效果好,但结构复杂。为了提高灵敏度,偏心轴用滚针轴承支承,使整个传动的轴承数量增多。行星轮轴承必须装在行星轮内,故对小传动比的机构,由于行星轮较小,采用该均载机构受到的轴承寿命的限制。一般宜用于中低速传动</p>		
	<p>两行星轮杠杆连动均载机构</p>  $e = \frac{a}{30} \quad F_1' = 2F_1 \frac{e}{a}$	<p>1.05~1.1</p>	<p>行星轮对称安装,在两行星轮的偏心轴上,分别固定一对互相啮合的扇形齿轮(相当于连杆),浮动效果好,灵敏度高</p> <p>当二行星轮受载均匀时,二扇形齿轮间受力相等,处于平衡状态,没有相对运动</p> <p>当二个行星轮受载不均匀时,受力较大的行星轮将带动扇形齿轮绕其本身轴线转动,并通过它带动另一个扇形齿轮反方向转动,使行星轮载荷重新分配,直到载荷均衡为止</p>
	<p>三行星轮杠杆连动均载机构</p>  $a' = a - e \quad r = 0.5a'$ $e = \frac{a'}{20} \quad F_r = \frac{2F_1 e}{a' \cos 30^\circ}$	<p>1.1~1.15</p>	<p>平衡杆的一端与行星轮的偏心轴固接,另一端与浮动环活动连接。只有当6个啮合点所受的力大小相等时该均载机构处于平衡状态,各构件间没有相对运动。当载荷不均匀时,作用在浮动环上的三个径向力 <math>F_r</math> 便不互等,三个圆周力亦不互等,浮动环产生移动和转动,直至三力平衡为止</p>

形式	简 图	载荷不均 匀系数 $K_a$	特 点
行星轮 调位的 均载机构	<p>(a)</p> <p>(b)</p>	1.1~1.15	<p>平衡原理与三行星轮连动机构相似。四个偏心轴的偏心方向对称地位于行星轮之内或外。图(a)所示平衡杆端部支承在十字浮动盘上;图(b)中连杆支承在圆形浮动环上,通过各件连动调整,以达到均载目的</p>
		<p>1.05~1.1 (齿轮精度为 5~6级) 1.3~1.5 (齿轮精度 为8级)</p>	<p>在行星轮与行星轴承之间装置一浮动的中间轮,中间轮与行星轮孔之间留有径向间隙,并向其中注入油液。传动装置工作时,行星轮与中间轮以同向同速转动,而且承受方向相同的载荷。两轮在转动时,在它们的径向间隙中形成厚油膜,油膜厚度比普通滑动轴承的油膜厚度大得多。借助厚油膜的弹性使各行星轮均载。这种浮动均载方法对行星轮数目无限制,均载效果好,结构十分简单紧凑,质量轻,效率高,安装方便,成本低,减振性能好,工作平稳,往往可以不用弹性接手</p>

形式	简 图	载荷不均 匀系数 $K_v$	特 点
原理	通过弹性元件的弹性变形补偿制造、安装误差,使各行星轮均匀分担载荷。但各弹性件变形程度不同,从而影响载荷分配均匀。载荷不均匀系数与弹性元件的刚度、制造误差成正比		
行星轮本身的弹性变形	 <p>(a) 安装形式</p> <p>(b) 变形形式</p>		<p>采用薄壁内齿轮,靠齿轮薄壁的弹性变形以达到均载的目的。减振性能好,行星轮数目可大于3,零件数量少,但制造精度要求高,悬臂的长度、壁厚和柔性要设计合理,否则影响均载效果,使齿向载荷集中。图 7-27 采用了薄壁内齿轮、细长柔性轴的太阳轮和中空轴支承的行星轮结构,以尽可能地增加各基本构件的弹性</p>
弹性销法	 <p>1—内齿轮;2 弹性销;3—机体</p>		<p>内齿轮通过弹性销与机体固定,弹性销由多层弹簧圈组成,沿齿宽方向可连装几段弹性销。这种结构径向尺寸小,有较好的缓冲减振性能。其结构见图 7-28</p>
弹性件支承行星轮	 <p>(a) (b)</p>		<p>在行星轮孔与行星轴之间[见图(a)]或行星轮轴与行星架之间[见图(b)]安装非金属(如尼龙类)的弹性衬套。结构简单、缓冲性能好,行星轮数可大于3。但非金属弹性衬套有老化和热膨胀等缺点,不能承受较大离心力</p>
柔性轴支承行星轮	 <p>1—行星轮;2—行星架;3—柔性轴</p>		<p>利用行星轮轴较大的变形来调节各行星轮之间的载荷分布,克服了用非金属材料制成的弹性元件的缺点,扩大了使用范围</p>

## ② 均载方法的评价与选择

### a. 评价与选择的基本原则

(a) 良好的均载性能，浮动构件的质量要轻、受力要大（例如 NGW 型传动中行星轮受力最大，为 2 倍圆周力），受力大则浮动灵敏。此外，浮动构件应能以较小的位移量即可补偿制造误差（例如 NGW 型传动中，行星轮和行星架在均载时移动量较小）。

(b) 良好的运动学和动力学性能，即均载机构的效率要高，并具有缓冲和减振性能等。

(c) 良好的工艺性和经济性，即结构尺寸小、质量轻、机构简单、对各构件的精度无过高要求，使用可靠而费用低。

(d) 适应传动的总体布局。

b. 载荷不均匀系数  $K_c$ 。用  $K_c$  作为衡量均载效果的指标， $K_c$  的定义是：某行星轮传递的最大载荷（功率或转矩）与均布载荷时行星轮理论载荷（功率或转矩）之比。各种均载方法的  $K_c$  的概略值见表 7-21。表中的  $K_c$  值多以 NGW 型传动的实验数据（个别的为类比推算数据）列入。实验齿轮的精度为 7 级或 8 级。

c. 各种方法对主要构件的精度要求 对主要构件的精度要求是评价各种调位均载方法的重要指标。由运动学分析得知，各种误差要求不同构件具有不同的调位位移量。为了便于比较，调位构件位移量大于误差值者可以认为在该构件调位时要求该误差值要小。如果前者小于后者，则认为误差值可大些。两者接近相等，则认为要求中等。各种方法对主要构件的精度要求（用对误差值的要求表示）见表 7-22。

表 7-22 各种调位方法对主要构件精度的要求

误差 调位方法	偏心距 $e$	太阳轮名义 偏心误差 $E_1$	行星轮名义 偏心误差 $E_2$	内齿轮的名义 偏心误差 $E_3$	行星架的名义 偏心误差 $E_4$	备 注
中心轮浮动 调位	小	中	小	中	小	最大位移量不超过误差值的 2.5 倍
行星架浮动 调位	大	大	小	大	中	最大位移量不超过误差值的 1.4 倍
行星轮连动摆 动调位	大	大	大	大	中	齿爪连动法最小位移约为误差值的一半
行星轮的轴向 调位	小	小	小	小	小	位移量为误差值的 2.3~11 倍
行星轮油膜浮 动调位	大	大	大	大	中	

注：除轴向调位法用于 NW 型传动外，其他各法按 NGW 型传动确定对误差值的要求。

各种误差值常代表一系列误差，在分析误差和确定各构件公差时应注意。例如固定在机架上的内齿轮的名义偏心误差  $E_3$ ，它有内齿轮本身偏心误差，也包含内齿轮座孔偏心误差等；再如行星轮名义偏心误差  $E_2$ ，除本身误差外也包含行星轴和行星轴承的偏心误差；又如固定轴线的太阳轮名义偏心误差  $E_1$ ，除本身误差外，又包含太阳轮支承系统的偏心误差。

d. 各种调位均载法的动力学性能 作为评价调位均载法的重要指标的动力学性能应包

括下列内容。

(a) 调位力的大小。

(b) 调位构件及其连动构件在调位时产生的惯性力大小。

(c) 调位的机械效率 (显然调位件的连动构件越多机械效率越低)。以 NGW 型传动为例, 显然行星轮轴心的调位力  $F_c = 2F$  (是齿轮啮合圆周力  $F$  的两倍) 大于中心轮的调位力  $F_1$  (是各齿轮副的啮合力的向量合成力), 所以从调位力的大小看, 用行星轮调位较好。考虑到机械效率  $\eta$ , 实际的调位力  $F_s$ , 应当是  $F_s = F_c \eta$  或  $F_s = F_1 \eta$ 。行星轮杠杆连动摆动调位均载法的  $\eta = 0.98$ ; 行星轮油膜浮动调位法  $\eta > 0.99$ ; 基本构件浮动调位法  $\eta > 0.99$  (太阳轮浮动时的效率大于行星架浮动时的效率)。除行星轮轴向调位法的  $\eta$  较低外, 其他方法的  $\eta$  皆较高, 故对调位影响较小。

基本构件浮动调位法中, 浮动构件的质量由小到大的顺序为太阳轮、内齿轮、行星架。构件误差  $\Delta$ 、 $e$ 、 $E_1$ 、 $E_2$ 、 $E_3$  和  $E_4$  对基本构件的浮动频率影响相同, 对浮动构件轴心运动轨迹的影响基本相同 (见表 7-23), 对浮动量的影响则不同, 中心轮的浮动量约为行星架浮动量的 1.4~1.88 倍。由实验可知, 基本构件中心的浮动轨迹为近似圆, 故可按圆周运动计算其惯性力。质量很小的太阳轮的惯性力最小; 至于内齿轮、行星架的惯性力, 只需将浮动行星架系统的质量和 1.4~1.88 倍的浮动内齿轮系统的质量相比较, 就可以知道。在一般情况下, 浮动行星架的惯性力较大。行星轮连动摆动调位法中, 由于行星轮的质量小, 位移量不大, 故惯性力较小, 但还应当考虑连动装置的综合惯性力, 因此, 可以认为这种方法的惯性力大于太阳轮浮动调位时的惯性力, 但小于行星架浮动调位时的惯性力。行星轮油膜浮动调位法的惯性力是最小的。

表 7-23 NGW 型传动浮动基本构件轴线的运动轨迹与频率

构件误差符号	轴线运动轨迹与频率		
	浮动太阳轮	浮动内齿轮	浮动行星架
行星架上, 行星轴孔中心的径向 (中心距) 误差 $\Delta a$	轨迹为半径等于浮动量的圆, 频率等于行星架转速		
行星架上行星轴孔中心的切向位移 $e$			
太阳轮偏心误差 $E_1$	轨迹为半径等于浮动量的圆, 频率等于太阳轮转速		
行星轮偏心误差 $E_2$	轨迹为长度等于 2 倍浮动量的直线 (相对于行星架), 频率等于行星架转速		轨迹为长度等于 2 倍浮动量的直线, 频率等于行星架转速
内齿轮偏心误差 $E_3$	轨迹为半径等于浮动量的圆, 频率等于行星架转速		
行星架偏心误差 $E_4$			

③ 行星轮油膜浮动均载理论 油膜浮动调位均载方法是行星轮调位均载方法中的最佳方法。它更具有结构简单紧凑、质量轻、效率高 (双级效率超过 0.96)、成本低、安装方便、减振性能好、工作平稳、均载效果好等优点。

a. 行星轴载荷与行星轮啮合齿面的浮动值的关系 由于行星架上行星轴孔分度误差的切向分量和行星轮的偏心误差严重影响均载, 故首先研究上述误差与行星轴载荷之间的关系。

设静载荷下的无限宽滑动轴承基本方程式适用于本情况, 则按雷诺方程式可得

$$W = \frac{6\mu v L e}{(2+e^2)(1-e^2)} \sqrt{4e^2 + \pi^2(1-e^2)} \left(\frac{r}{c}\right)^2 \quad (7-23)$$

$$F_m = 6\pi\mu n \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{e \sqrt{4e^2 + \pi^2(1-e^2)}}{(2+e^2)(1-e^2)} \quad (7-24)$$

$$\tan\varphi = \frac{\pi \sqrt{1-e^2}}{e} \quad (7-25)$$

式中  $W$  ——轴承载荷, N;

$F_m$  ——单位面积的轴承载荷, N/cm<sup>2</sup>;

$r$  ——轴颈半径, cm;

$c$  ——轴承游隙, cm;

$L$  ——轴承宽度, cm;

$\mu$  ——油的黏度, N·s/cm<sup>2</sup>;

$e$  ——偏心率;

$\varphi$  ——偏心率角, rad;

$v$  ——轴颈圆周速度, cm/s;

$n$  ——行星轮转速, r/min。

由式 (7-23) ~ 式 (7-25) 和图 7-18 可以看出, 当轴承载荷  $F_m$  增加时, 最小油膜厚度点  $Q$  逐渐接近  $Q'$  点, 此时行星轮中心  $O'$  便近似地沿以  $c$  为直径的半圆周轨迹移动 (如图 7-19 所示)。即行星轮中心  $O'$  随着齿面啮合力的增加向着与  $F_m$  方向相反的  $O''$  移动, 浮动量在  $F_m$  方向上的投影为  $\overline{P'P''}$ 。

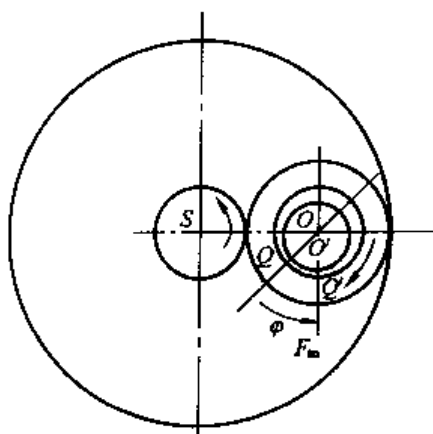


图 7-18 最小油膜厚度点  $Q$

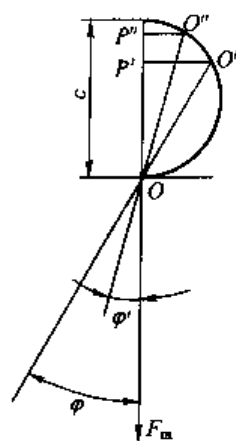


图 7-19 行星轮中心移动轨迹

设与行星轮啮合的内齿轮不动, 则行星轮中心  $O'$  移动  $\overline{P'P''}$  距离时, 它与太阳轮的啮合齿面便移动  $2\overline{P'P''}$  距离。

由下列公式可以看出  $\overline{OP'}$  是  $e$  的函数

$$\overline{OP'} = \overline{OO'} \cos\varphi = c \cos\varphi = \frac{2ce^2}{\sqrt{4e^2 - \pi^2 e^2 + \pi^2}} \quad (7-26)$$

由式 (7-24) 看出  $F_m$  也是  $e$  的函数, 于是可求行星轮中心的浮动量 (值)  $E$

$$E = -\frac{\partial \overline{OP}'}{\partial F_m} = -\frac{\partial \overline{OP}'}{\partial e} \cdot \frac{\partial F_m}{\partial e} \quad (\text{cm}^3/\text{N})$$

由式 (7-26) 可得

$$\frac{\partial \overline{OP}'}{\partial e} = 2ce \frac{4e^2 - \pi^2 e^2 + 2\pi^2}{(4e^2 - \pi^2 e^2 + \pi^2)^{3/2}} \quad (7-27)$$

由式 (7-24) 得

$$-\frac{\partial F_m}{\partial e} = 6\pi\mu n \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{2(4-\pi^2)e^6 + 3\pi^2 e^4 + (16-3\pi^2)e^2 + 2\pi^2}{\sqrt{(4-\pi^2)e^2 + \pi^2}(-e^4 - e^2 + 2)^2} \quad (7-28)$$

所以 
$$E = -\frac{\partial \overline{OP}'}{\partial e} \cdot \frac{\partial F_m}{\partial e} = \frac{c}{3\pi\mu n} \left(\frac{c}{r}\right)^2 \times$$

$$\frac{e\{(4-\pi^2)e^2 + 2\pi^2\}(-e^4 - e^2 + 2)^2}{\{(4-\pi^2)e^2 + \pi^2\}\{2(4-\pi^2)e^6 + 3\pi^2 e^4 + (16-3\pi^2)e^2 + 2\pi^2\}} \quad (7-29)$$

行星轮节圆啮合齿面的浮动量为  $2E$ 。

b. 安装中间轮可以增加行星轮的浮动量 将滑动轴承的理论用于解决中间轮与行星轮之间的相对运动, 分析行星轮的浮动量, 现将轴承体回转与不回转的两种工作状态进行对比, 图 7-20 中 (a)、(b) 两图分别为轴承体不回转和回转两种工作状态, 前者称为一般滑动轴承, 后者称为共转轴承 (即将中间轮理解为轴承)。

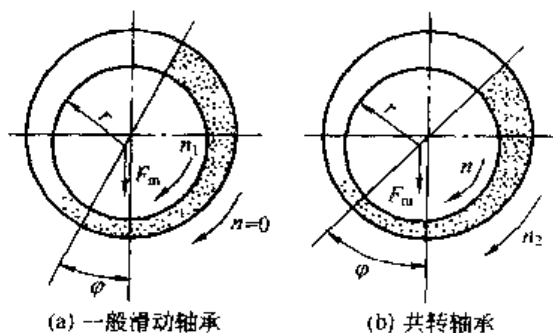


图 7-20 两种轴承工作状态

设两种状态下的偏心率、轴承径向间隙分别为  $e_a$ 、 $e_b$  和  $c_a$ 、 $c_b$ , 图 (b) 状况下轴颈及轴承的圆周速度分别为  $v_1$  和  $v_2$ , 则当图 (a) 状况下的  $F_m$ 、 $\tan\varphi$  可用式 (7-24) 和式 (7-25) 计算时, 图 (b) 状况就可用下式表达, 即

$$W = \frac{6\mu(v_1 + v_2)L e_b}{(2 + e_b^2)(1 - e_b^2)} \left(\frac{r}{c_b}\right)^2 \sqrt{4e_b^2 + \pi^2(1 - e_b^2)} \quad (7-30)$$

故

$$F_m = 6\pi\mu(n_1 + n_2) \left(\frac{r}{c_b}\right)^2 \frac{e_b \sqrt{4e_b^2 + \pi^2(1 - e_b^2)}}{(2 + e_b^2)(1 - e_b^2)} \quad (7-31)$$

当轴和轴承同向同速回转时, 即  $v_1 = v_2$  时, 上式变为

$$F_m = 12\pi\mu n_1 \left(\frac{r}{c_b}\right)^2 \frac{e_b \sqrt{4e_b^2 + \pi^2(1 - e_b^2)}}{(2 + e_b^2)(1 - e_b^2)} \quad (7-32)$$

而轴的浮动量  $E_b$  为

$$E_b = \frac{c_b}{6\pi\mu n_1} \left(\frac{c_b}{r}\right)^2 \times \frac{e_b\{(4-\pi^2)e_b^2 + 2\pi^2\}(-e_b^4 - e_b^2 + 2)^2}{\{(4-\pi^2)e_b^2 + \pi^2\}\{2(4-\pi^2)e_b^6 + 3\pi^2 e_b^4 + (16-3\pi^2)e_b^2 + 2\pi^2\}} \quad (7-33)$$

当图 7-20 (a)、(b) 两图中轴承的载荷容量相等时, 两轴承的特性系数也相等, 同时与图 (a)、(b) 两者特性系数最大值相对应的  $e$  值也相等, 如式 (7-29) 和式 (7-33) 所示。

故两种情况的特性系数  $S_a$  与  $S_b$  相等且等于最大值  $S_{\alpha}$  时,  $e_a = e_b = e$ , 即

$$\frac{\mu n_1}{F_m} \left( \frac{r}{c_a} \right)^2 = \frac{\mu(n_1 + n_2)}{F_m} \left( \frac{r}{c_b} \right)^2$$

所以

$$c_b = \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1}} c_a \quad (7-34)$$

上式说明在载荷容量相同时, 轴颈与轴承一起回转可以给定更大的径向游隙。

为了求浮动量, 令

$$f(e) = \frac{e\{(4 - \pi^2)e^2 + 2\pi^2\}(-e^4 - e^2 + 2)^2}{\{(4 - \pi^2)e^2 + \pi^2\}\{2(4 - \pi^2)e^6 + 3\pi^2e^4 + (16 - 3\pi^2)e^2 + 2\pi^2\}}$$

由式 (7-29) 可得

$$E_a = \frac{c_a}{3\pi\mu n_1} \left( \frac{c_a}{r} \right)^2 f(e) \quad (7-35a)$$

$$E_b = \frac{c_b}{3\pi\mu(n_1 + n_2)} \left( \frac{c_b}{r} \right)^2 f(e) \quad (7-35b)$$

将式 (7-34) 代入式 (7-35b) 得

$$E_b = \frac{c_a}{3\pi\mu n_1} \left( \frac{c_a}{r} \right)^2 \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1}} f(e) = \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1}} E_a \quad (7-36)$$

由式 (7-36) 可知, 轴颈与轴承一起回转可使浮动量增加, 其值为轴承不回转时浮动量的  $\sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1}}$  倍。当  $n_1 = n_2$ , 即两者等速同向回转时, 其值为轴承不回转时浮动量的  $\sqrt{2}$  倍。

④ 行星齿轮传动的浮动量计算 分析和计算浮动量的目的在于验证所选择的均载机构是否能满足浮动量要求, 设计与结构是否合理, 或根据已知的浮动量确定各零件尺寸极限偏差。零件尺寸偏差引起浮动件的位移, 位移量就是要求浮动件应该达到的浮动量。

NGW 型行星齿轮传动各零件尺寸极限偏差对浮动量的要求见表 7-24, 其他形式的行星齿轮传动亦可参考该表。如 NGWN 型传动中, a、c、b 轮和行星架 H 相当于 NGW 型传动, 可直接使用表中公式, 但需另外考虑 d、e 轮的制造误差对浮动量的要求。

表 7-24 NGW 型行星齿轮传动对浮动量的要求

名 称	项 目	太阳轮或内齿轮浮动	行星架浮动
零件尺寸极限偏差对浮动量的要求	行星架上行星轮轴孔中心的切向位移 $e_T$	$E_{iT} = \frac{4}{3} e_T \cos \alpha'$	$E_{iT} = \frac{2}{3} e_T$
	太阳轮偏心误差 $e_a$	$E_{ia} = e_a$	$E_{Ha} = \frac{e_a}{2 \cos \alpha'}$
	行星轮偏心误差 $e_c$	$E_{ic} = \frac{8}{3} e_c \cos \alpha'$	$E_{Hc} = \frac{4}{3} e_c$
	内齿轮偏心误差 $e_b$	$E_{ib} = e_b$	$E_{Hb} = \frac{e_b}{2 \cos \alpha'}$
	行星架偏心误差 $e_H$	$E_{iH} = 2e_H \cos \alpha'$	$E_{HH} = e_H$



续表

名 称	项 目	太阳轮或内齿轮浮动	行星架浮动
装 配 时 对 浮 动 量 的 要 求	最大浮动量	$E_{\max} = E_{z1} + E_{z2} + E_{zc} + E_{ab} + E_{zH}$	$E_{H\max} = E_{HT} + E_{Ha} + E_{Hc} + E_{Hb} + E_{HH}$
	平方和浮动量	$E_r = E_{z1}^2 + E_{z2}^2 + E_{zc}^2 + E_{ab}^2 + E_{zH}^2$	$E_H = E_{HT}^2 + E_{Hb}^2 + E_{Hc}^2 + E_{Hb}^2 + E_{HH}^2$

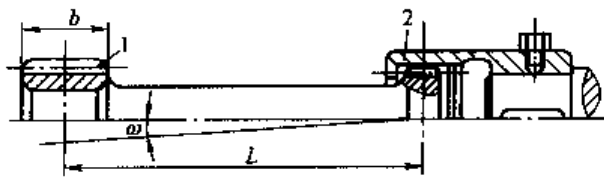
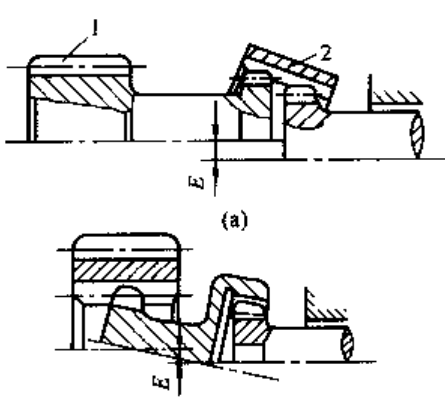
注：1. “最大浮动量”是指各项误差均处于最不利的情况下所要求的浮动量，它可以通过增加浮动齿套的长度予以满足，但由于增大了轴向尺寸，很不经济。故在大量生产中，考虑到各项误差均处于最不利的情况的概率并不大，因此应当按平方和浮动量计算。

2.  $e$  值可根据本章 7.2.4 (6) 中行星架中心距极限偏差  $f_a$  和各行星轮轴孔的相邻孔距公差  $f_L$  利用几何关系求得。

从表 7-24 中可知，行星轮偏心误差在最不利的情况下对浮动量影响极大，故在成批生产中应选取质量及偏心误差相近的行星轮进行分组，并做出标记，在装配时使各行星轮的偏心方向与各自的中心线（行星架中心与行星轮轴孔中心的连线）成相同的角度，使行星轮偏心误差的影响基本抵消。此时表中值可改为  $E_{zc} = \frac{4}{3}e_c \cos \alpha'$ ， $E_{Hc} = \frac{2}{3}e_c$ 。若将一组行星轮一块在滚齿机上加工，并做出标记，完成以后工序时，不必测量偏心即可均衡地装在行星架上。此时， $E_{zc} = 0$ ； $E_{Hc} = 0$ 。

⑤ 齿轮联轴器的设计与计算 在行星齿轮传动中，广泛使用齿轮联轴器来保证浮动机构中的浮动件，在受力不平衡时产生位移，以使各行星轮之间载荷分布均匀。齿轮联轴器可分为单联和双联齿轮联轴器两种，见表 7-25。

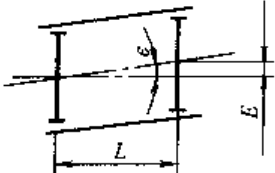
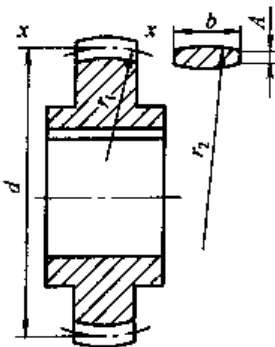
表 7-25 齿轮联轴器的类型

名 称	简 图	特 点
单联齿轮联轴器	 <p>1—浮动齿轮；2—内齿轮</p>	<p>内齿套固定不动，浮动齿轮只能偏转一个角度，因而会引起载荷沿齿宽方向分布不均匀，为改善这种状况，需有较大的轴向尺寸，推荐 <math>L/b &gt; 4</math>。</p> <p>为了减小轴向尺寸常用于无多余约束浮动机构中</p>
双联齿轮联轴器	 <p>1—浮动齿轮；2—内齿轮</p>	<p>内齿套浮动，因此浮动齿轮可以平行位移，保证了啮合齿轮的载荷沿齿宽均匀分布。如果太阳轮直径较大，可以制成如图 (b) 所示的结构，这样既可减小轴向尺寸，又可减小浮动件的质量</p>

注：为便于外齿轮在内齿套中转动，外齿轮齿顶常沿齿向做成圆弧形，或采用鼓形齿轮。

a. 齿轮联轴器的几何计算 齿轮联轴器的齿形为渐开线，有直齿和鼓形齿二种。鼓形齿允许有较大的轴线歪斜角，并具有载荷分配均匀和承载能力高等优点，因此，应用日趋广泛。有关几何计算见表 7-26。

表 7-26 齿轮联轴器的几何计算

项 目	代号	计 算 公 式 及 说 明	
齿形角	$\alpha$	$\alpha=20^\circ$	
齿顶高系数	$h_a^*$	外齿轮 $h_a^*=1.0$ 内齿轮 $h_a^*=0.8$	
齿顶圆直径	$d_a$	外齿轮 $d_{a1}=d+2h_a^*m=(z+2)m$ 内齿轮 $d_{a2}=d-2h_a^*m=(z-1.6)m$	
齿根圆直径	$d_f$	外齿轮 $d_{f1}=d-2.5m$ 内齿轮 $d_{f2}=d+2m$	
内宽系数	$\varphi_d$	内齿轮浮动用齿轮联轴器 $\varphi_d=\frac{b}{d}=0.02\sim0.03$ 太阳轮浮动用齿轮联轴器 $\varphi_d=\frac{b}{d}=0.2\sim0.3$	
齿套长度	$L$	$L\geq\frac{E}{\sin\omega}$ <p>式中 <math>E</math>——行星齿轮传动需要的浮动量,mm  <math>\omega</math>——联轴器允许的最大歪斜角,一般直齿 <math>\omega=30'</math>,鼓形齿 <math>\omega=1^\circ30'\sim2^\circ</math>,最大达 <math>3^\circ</math></p>	
齿向圆弧半径	$r_1$	当 $b<0.2d$ 时, $r_1\approx0.17d$ ; 当 $b>0.2d$ 时, $r_1$ 可适当增大	
鼓形量	$A$	$A=\frac{be}{2}$ <p>式中 <math>e</math>——单位长度的径向位移量, <math>e=\frac{E}{L}</math></p>	
鼓形圆弧半径	$r_2$	$r_2=\frac{b^2}{8A}$	

注：多数齿轮联轴器是以外径定心，即外齿轮的齿顶圆直径等于内齿轮的根径。配合为  $\frac{F9}{h8}$  或  $\frac{F8}{h7}$ 。在高速行星传动中，所有浮动构件的联轴器与标准的不同。齿形角可在  $\alpha=20^\circ\sim30^\circ$  范围内变化，而齿顶高系数  $h_a^*=1\sim0.5$ 。以外齿顶圆  $d$  定心，当与刚性齿形连接时，按  $\frac{H7}{g6}$  配合；与薄壁零件（内啮合齿轮轮缘，连接套）连接时，按  $\frac{H7}{f7}$  配合。

图 7-21 所示为联轴器齿数和分度圆直径及所选模数之间关系的概略值。

轮齿间的侧隙，取决于连接零件许可的位移和轴线的倾斜度及制造、安装精度。对刚性

零件上加工的联轴器，侧隙的概值约取  $0.05m$  ( $m$  为模数)，对薄壁柔性零件上加工的联轴器，约取  $0.08m$ 。

#### b. 齿轮联轴器的强度计算

(a) 轮齿的切应力 假设轮齿是在节圆线上发生剪切，则切应力为

$$\tau = \frac{2000TK_c K_A K_m}{dzbs_c K_N} \leq \tau_P \quad (7-37)$$

式中  $K_c$  —— 载荷不均匀系数，一般  $K_c = 2$ ，当制造精度不高时， $K_c = 3$ ；

$K_A$  —— 工况系数（使用系数），见表 2-58；

$K_m$  —— 轮齿载荷分布系数，见表 7-29；

$d$  —— 节圆直径，mm；

$z$  —— 齿数；

$b$  —— 齿宽，mm；

$s_c$  —— 节圆上弦齿厚  $s_c \approx \frac{\pi d}{2z}$ ，mm；

$K_N$  —— 寿命系数见表 7-28，根据加载循环次数而定，通常每开动和停止一次，才标为一个加载循环；

$\tau_P$  —— 许用剪切应力，MPa，见表 7-27。

(b) 轮齿挤压应力 作用在直齿齿侧的挤压应力为

$$\sigma_c = \frac{2000TK_c K_A K_m}{dzbhK_w} \leq \sigma_{cP} \quad (7-38)$$

式中  $h$  —— 轮齿接触径向高度，mm；

$\sigma_{cP}$  —— 许用挤压应力，MPa，见表 7-27；

$K_w$  —— 轮齿磨损寿命系数，见表 7-28，根据齿轮转速而定。

其他代号意义同前。

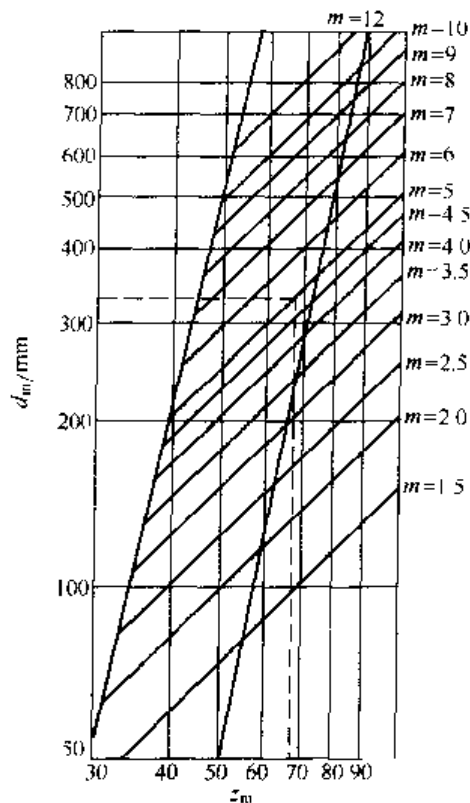


图 7-21 选择模数  $m$ 、直径  $d_m$ 、齿数  $z_m$  的概值  
(推荐的  $m$ 、 $d_m$ 、 $z_m$  组合位于虚线划出的范围内)

表 7-27 许用应力  $\tau_P$ 、 $\sigma_{cP}$  和  $\sigma_{HP}$

材 料	硬 度		许用切应力 $\tau_P$ /MPa	许用挤压应力	
	HBS	HRC		直齿 $\sigma_{cP}$ /MPa	鼓形齿 $\sigma_{HP}$ /MPa
钢	160~200		140	10.5	42
钢	230~260		210	14	56
钢	302~351	33~38	230	21	84
表面淬火钢		48~53	280	23	84
渗碳淬火钢		58~63	350	35	140
整体淬火钢		42~46	315		

表 7-28 寿命系数  $K_N$ 、 $K_w$ 

循环次数	疲劳寿命系数 $K_N$		磨损寿命系数 $K_w$
	单向传动	双向传动	
$1 \times 10^3$	1.8	1.8	
$1 \times 10^4$	1.0	1.0	4
$1 \times 10^5$	0.5	0.4	2.8
$1 \times 10^6$	0.4	0.3	2.0
$1 \times 10^7$	0.3	0.2	1.4
$1 \times 10^8$			1.0
$1 \times 10^9$			0.7
$1 \times 10^{10}$			0.5

表 7-29 轮齿载荷分布系数  $K_H$ 

单位长度 径向位移量 /mm·mm <sup>-1</sup>	齿宽/mm			
	120	250	500	1 000
0.001	1	1	1	1.5
0.002	1	1	1.5	2
0.004	1	1.3	2	2.5
0.008	1.5	2	2.5	3

当齿轮联轴器为鼓形齿且具有足够的鼓形量时,能保持一定的接触宽度,此时不能用式(7-38)计算,须用赫兹公式计算,即

$$\sigma_H = 1900 \frac{K_A}{K_w} \sqrt{\frac{2000T}{dzhr_2}} \leq \sigma_{HP} \quad (7-39)$$

式中  $r_2$  ——鼓形圆弧半径, mm;

$\sigma_{HP}$  ——许用接触应力, MPa, 见表 7-27。

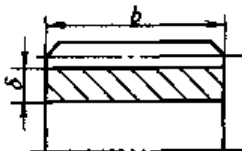

其他代号意义同前。

(c) 内齿套的环向应力(破断应力) 通常内齿套的厚度  $\delta \geq 3m$  ( $m$  为模数) 时可不进行验算。

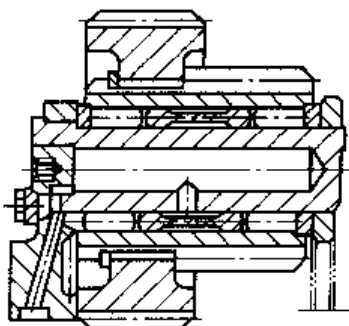
## (2) 行星轮的结构

行星轮的结构根据传动形式、传动比大小、轴承类型及轴承的安装形式而定。行星轮的轴承在行星传动中,是属于受载最重的支承。在一般用途的中低速传动中,行星轮轴承多用滚动轴承。在长期运行的大功率固定式装置行星传动及船舶行星传动中,常采用滑动轴承,此外在径向尺寸受到限制或速度很高,从而滚动轴承的寿命不足时,也常采用滑动轴承。常用行星轮结构列于表 7-30。

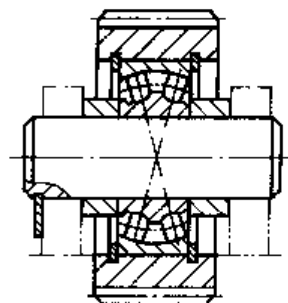
表 7-30 行星轮结构

<p>应保证行星轮轮缘厚度 <math>\delta &gt; 3m</math>, 否则须进行强度或刚度校核</p> <p>在一般情况下,行星轮齿宽与直径的比为 <math>\varphi_d = 0.5 \sim 0.7</math>, 硬齿面取较小值,即 <math>\varphi_d = 0.5</math></p> <p>为使行星轮内孔配合直径加工方便,切齿简单,制造精度易保证,应采用行星轮内孔无台肩结构</p> 	<p>整体双联齿轮断面急剧变化处会引起应力集中,须使 <math>\delta \geq (3 \sim 4)m</math>, 必要时应进行强度校核</p> <p>整体双联齿轮的小齿圈不能磨齿</p> 
---	--

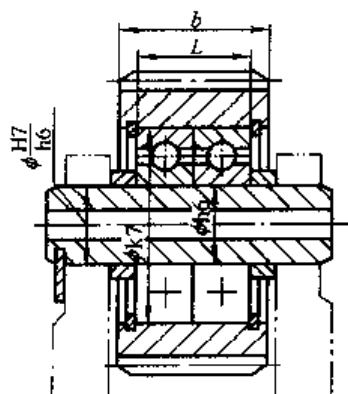
如果双联行星轮需要磨齿时,须设计成装配式。两行星轮的精确位置用定位销定位或从工艺上来保证。大齿轮磨齿前,应牢固地固定在已加工完的小齿轮上,再进行磨齿



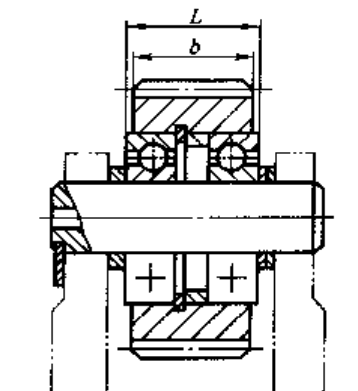
采用无多余约束浮动机构时,行星轮内设置一个球面调心轴承,可使 a-c 传动的载荷沿齿宽均匀分布



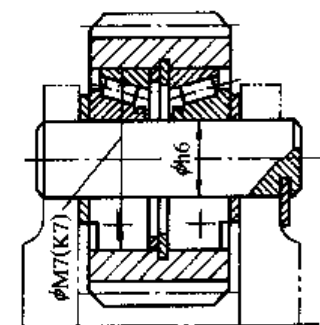
为使结构紧凑、简单和便于安装,轴承装入行星轮内,弹簧挡圈装在轴承外侧。由于轴承距离较近,当两个轴承原始径向间隙不同时,会引起较大的轴承倾斜,使齿轮载荷集中



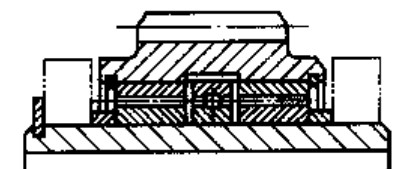
轴承装在行星轮内,弹簧挡圈装在轴承内侧,因而增大了轴承间距,减小了行星轮倾斜。但拆卸轴承比较复杂



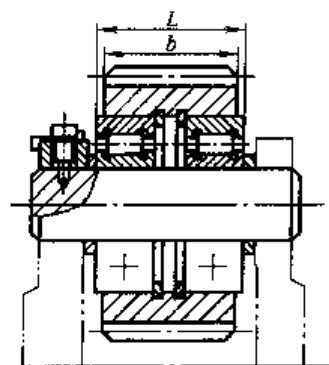
向心推力滚柱轴承可提高行星轮支承寿命,轴承轴向间隙用垫片调节,在两轴承间装有间隔环,易于拆卸



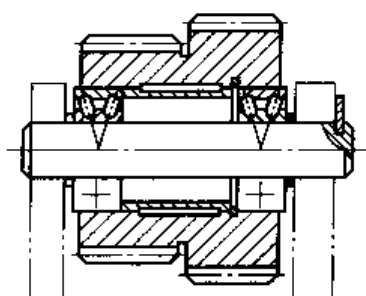
行星轮的径向尺寸受限制时,可采用滚针轴承。行星轮的轴向固定用单列向心球轴承,该轴承不承受径向载荷



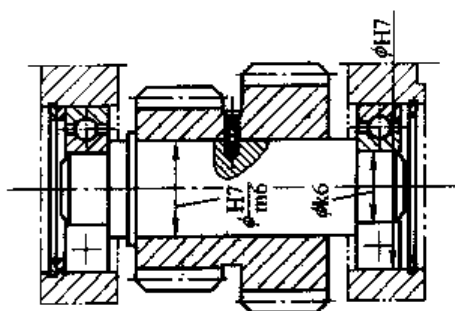
当载荷较大时,可采用滚柱轴承



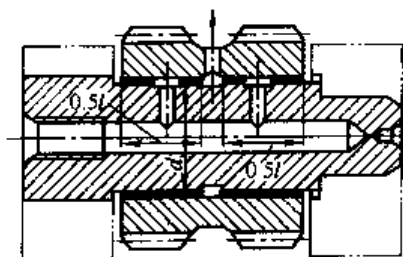
当载荷较大,用单列向心球轴承承载能力不足时,可采用双列向心球面滚子轴承



由于双联行星轮结构会产生较大力矩,故使行星轮轴线倾斜而产生载荷集中。为了减少载荷集中,可将轴承安装在行星架上,以得到最大的轴承间距,由于行星轮轴不承受转矩,故齿轮和轴可用短键或销钉连接



在高速重载行星齿轮传动中,常因滚动轴承极限转速和承载能力的限制而采用滑动轴承,并用压力油润滑。为使行星轮有可靠的基准孔和减摩材料层的应力不变,通常将减摩材料浇在行星轮轴表面上。当  $l/d > 1$  时,可以做成双轴承式以提高承载能力并使载荷均匀分布。高速传动用双联齿轮结构的轴承推荐用轴瓦并安装在行星架上



### (3) 行星架的结构与计算

行星架的类型有双壁整体式、双壁分开式和单壁式三种。可采用铸造、锻造和焊接等方法制造行星架。

① 行星架的结构 行星架的结构列于表 7-31。

② 行星架的变形计算 行星架是行星传动中较复杂的零件,要精确考虑各种结构特点对行星架变形的影响,可用有限元法进行计算,工作量较大。按最一般的行星架简化计算模型,进行变形计算的方法,可参见文献 [4]。

### (4) 柔性轮缘的强度校核计算

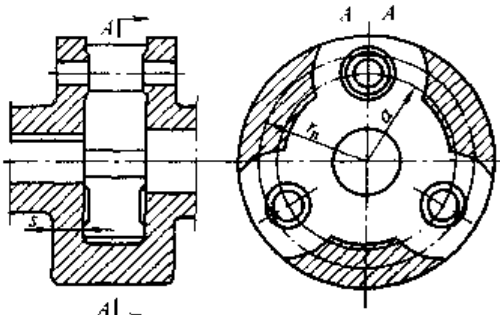
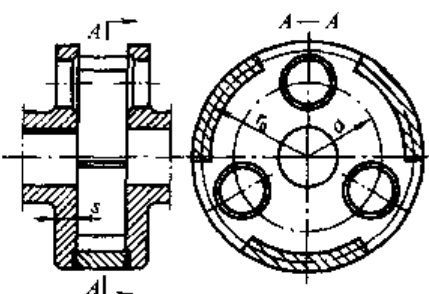
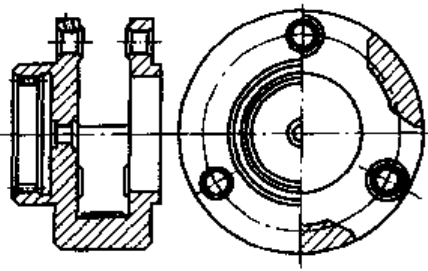
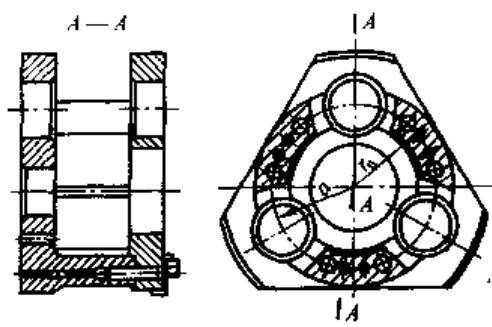
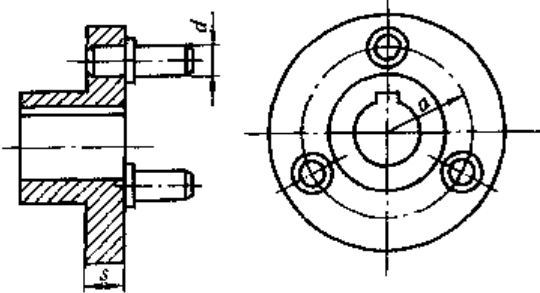
在行星齿轮传动中,浮动中心轮和行星轮有时可做成柔性轮缘的结构。这种柔性轮缘如设计合理,则有利于行星轮间载荷均匀分配,而且能降低啮合时的动载荷。

柔性轮缘的强度计算参见文献 [4]。

### (5) 行星齿轮减速器整体结构

见图 7-22~图 7-28。

表 7-31 行星架结构

名称	简 图	特 点
双壁整体式	 <p>(a) 整体铸造结构</p>  <p>(b) 焊接结构</p>  <p>(c) 带内套的整体铸造结构</p>	<p>如果行星轮较大,其中可以安装轴承时,应采用这种结构</p> <p>这种行星架的主要特点是受载后的变形较小,即刚性较好。这一特点有利于行星轮上载荷沿齿宽方向的均匀分布,减小振动和噪声。为了保证刚度,通常取壁厚 <math>s = (0.16 \sim 0.28)a</math></p> <p>NGW、NW、WW 型传动的行星架传递转矩,通常选用铸钢材料,如 ZG45、ZG55</p> <p>NGWN 型传动的行星架不传递转矩,通常选用铸铁,如 HT200、QT600。铸造后均需热处理,消除内应力</p>
双壁分开式		<p>当行星轮轴承安装在行星架上时,为了满足装配需要,常采用这种结构。一般为锻制或铸造。结构较复杂,刚性较差</p>
单壁式		<p>结构简单,装配方便,轴向尺寸小。但由于行星轮轴呈悬臂状态,受力情况不好,刚性差,并需校验行星轮轴与行星架孔配合长度及过盈量。另外,轴承必须装在行星轮内,当行星轮较小时,比较困难。一般用于中小功率传动。推荐壁厚 <math>s = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}\right)a</math></p>

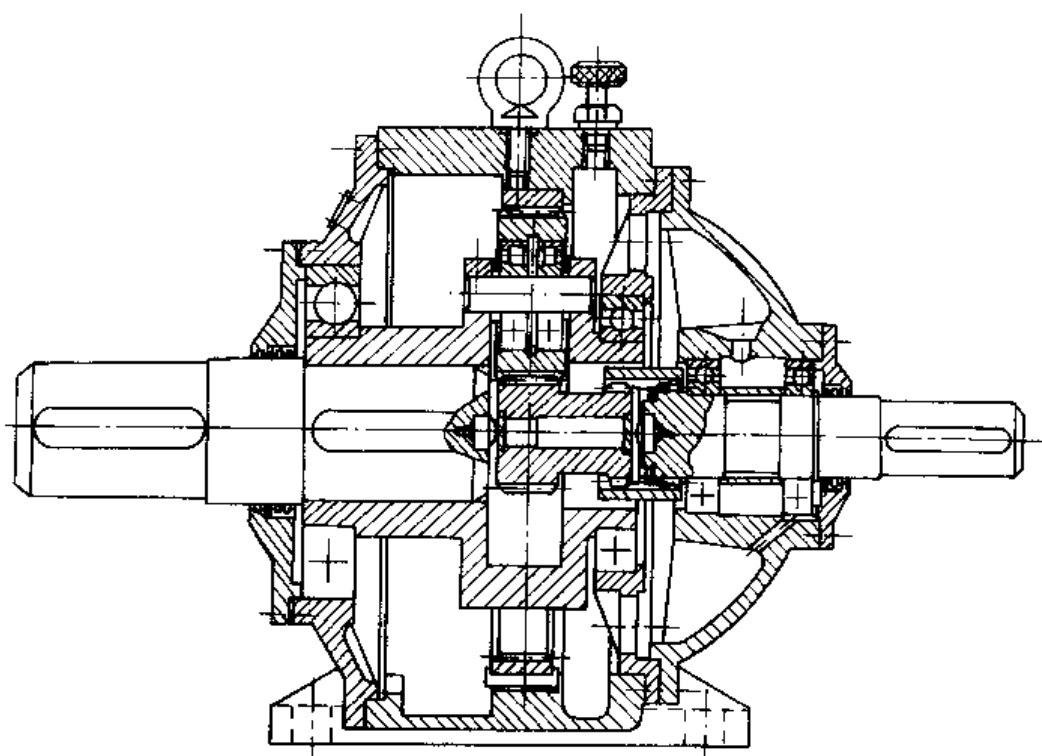


图 7-22 太阳轮浮动的  $i \geq 5$  的 NGW 型单级行星减速器

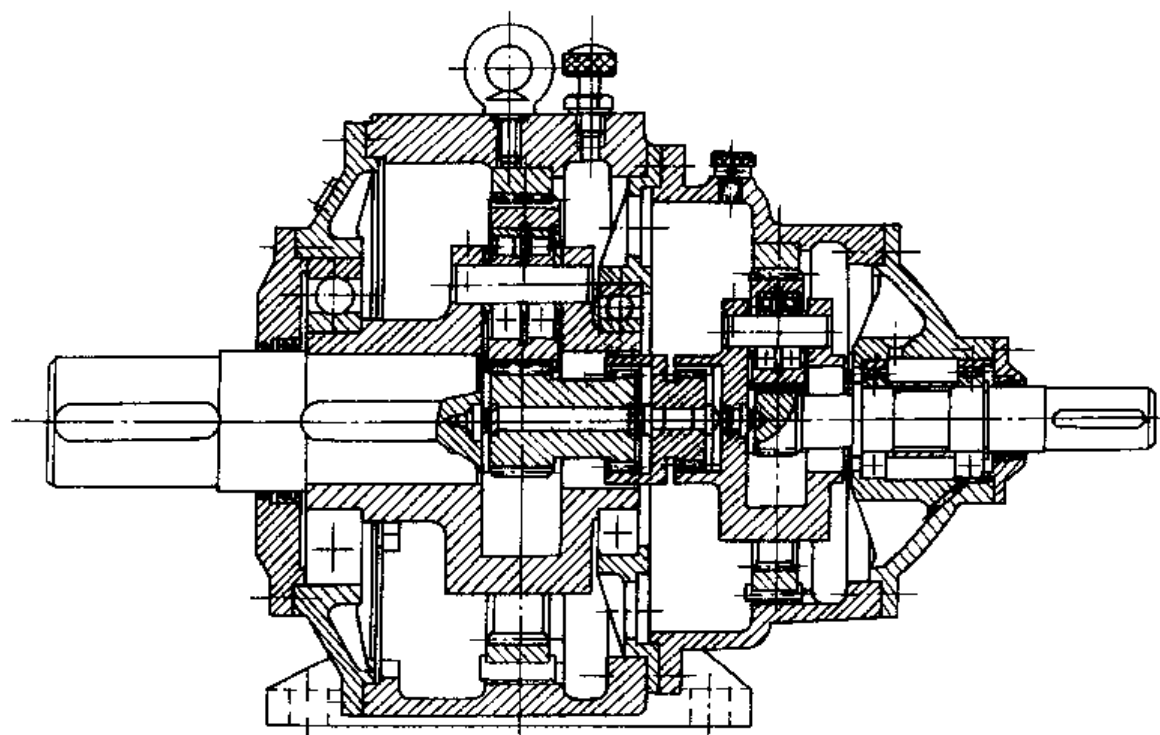


图 7 23  $i \geq 25$  的双级 NGW 型减速器，高速级行星架浮动  
(高速级传动比  $i_1 \geq 5$ )，低速级太阳轮浮动



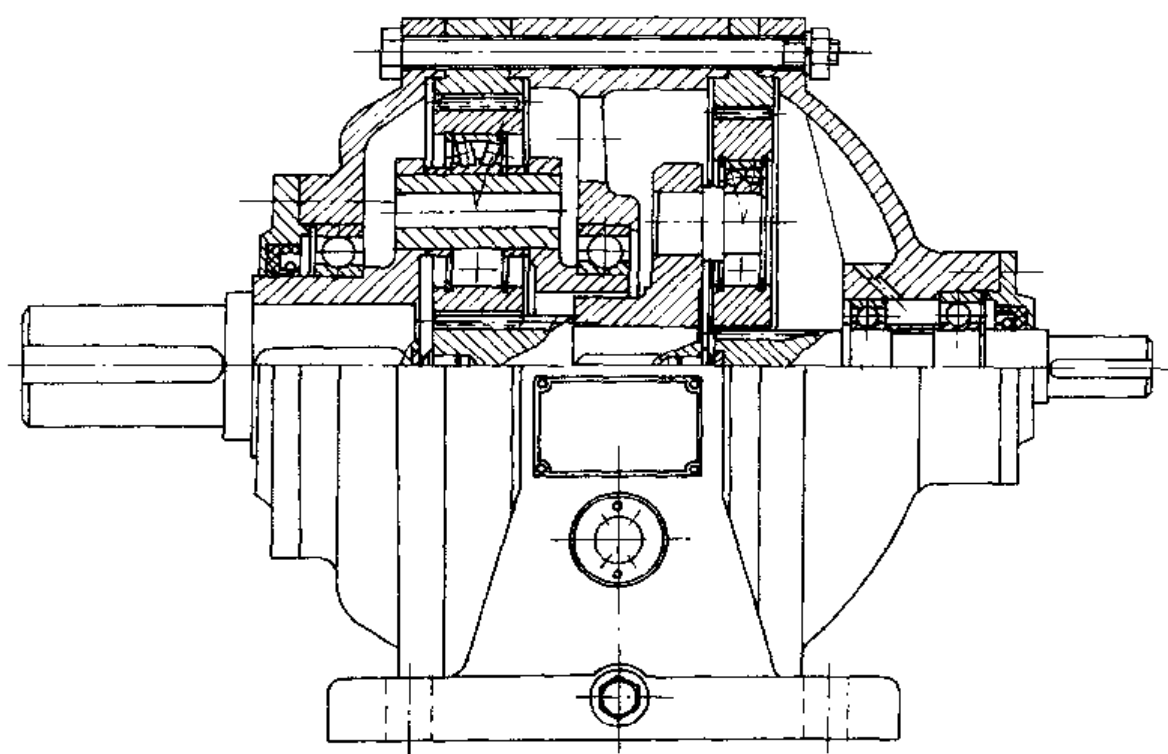


图 7-24 无多余约束的双级减速器

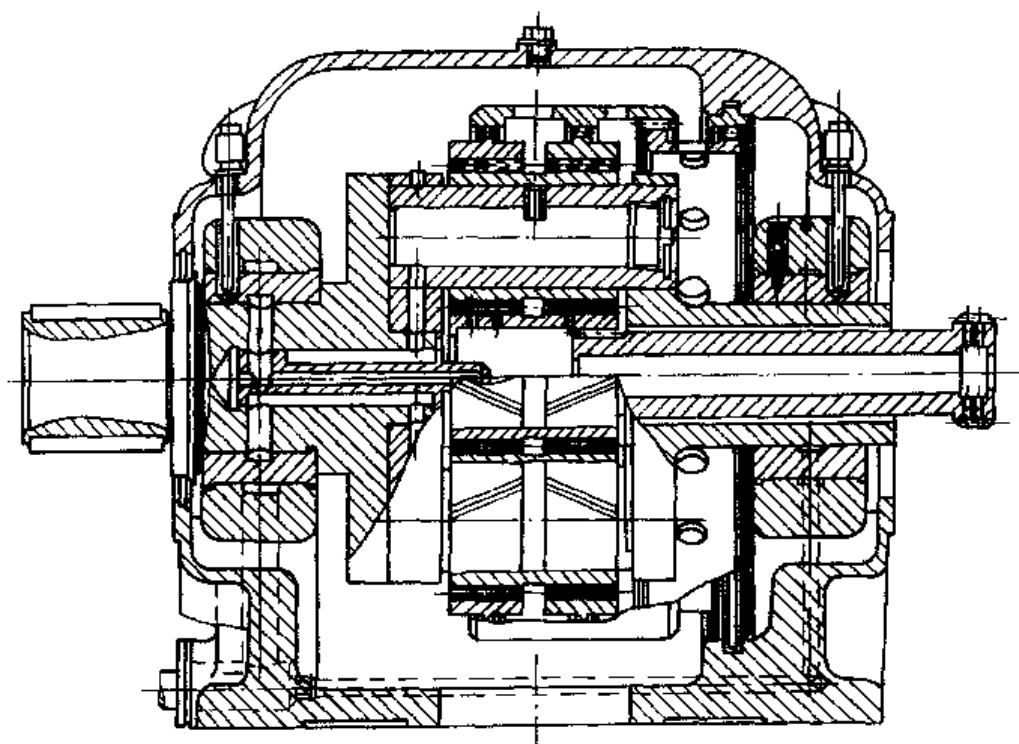


图 7-25 太阳轮和内齿轮浮动的高速行星传动  $n_w=4$

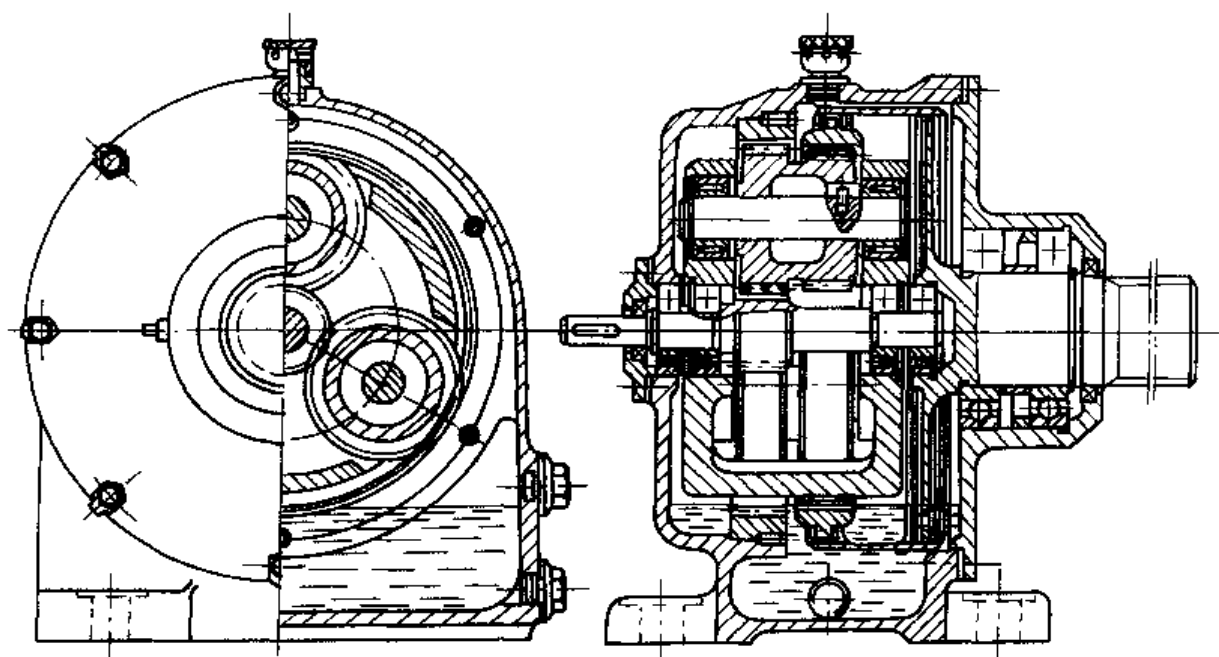


图 7-26 NGWN 型内齿轮浮动

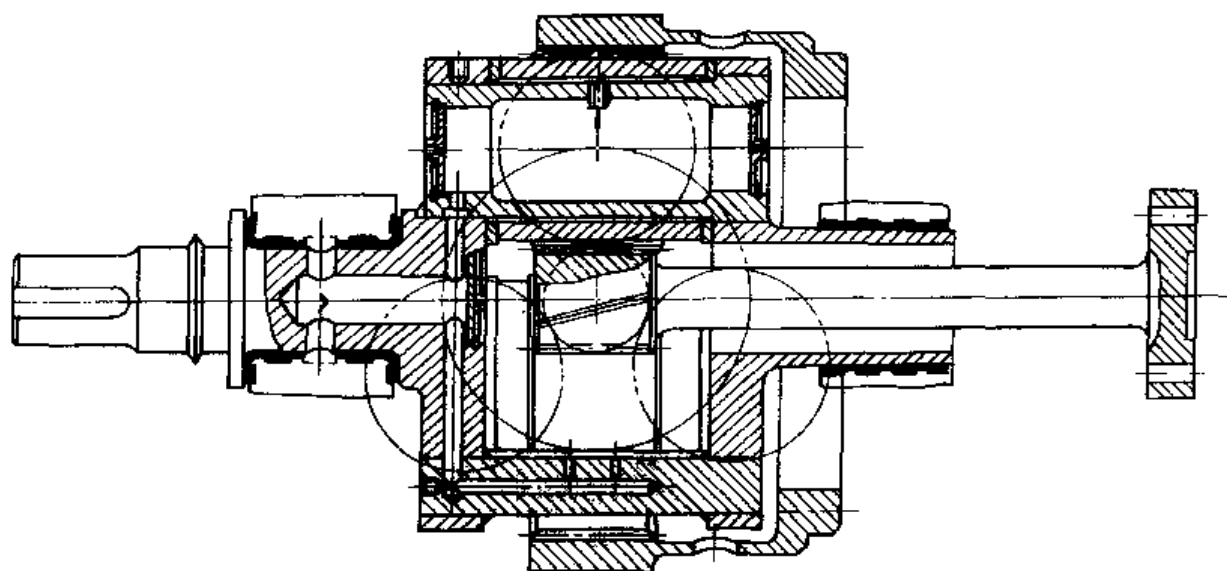


图 7-27 靠弹性件均载的高速 NGW 型行星机构（斜齿轮）

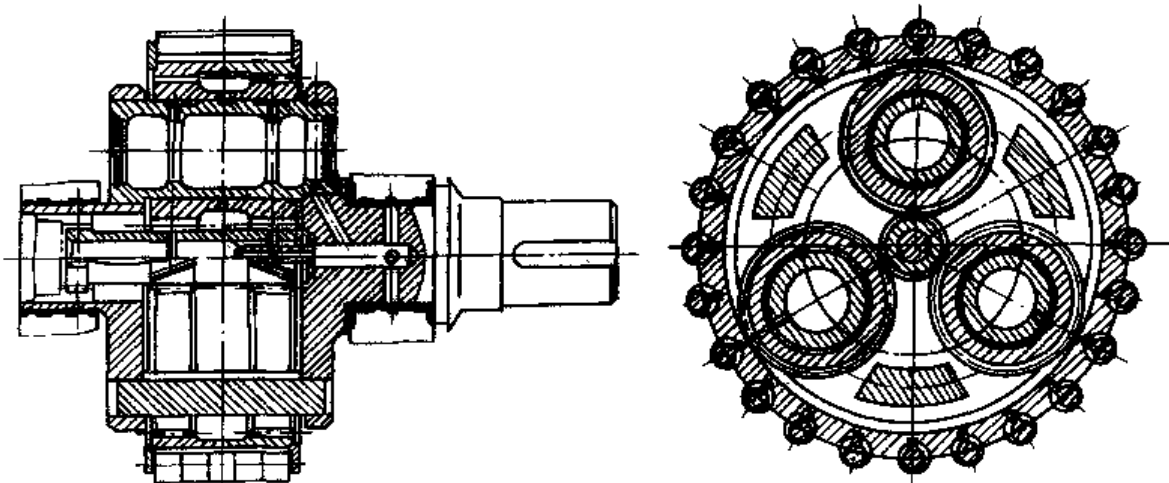


图 7-28 内齿轮用弹性销固定的高速行星传动

## (6) 主要技术要求

### ① 内齿轮精度

a. 精度等级 行星传动中，一般多采用圆柱齿轮，齿轮的精度等级按齿轮相对于行星架的圆周速度  $v^H$  由表 7-32 确定。齿轮精度的检验项目及极限偏差数值应符合 GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》的规定。在中低速行星传动中，齿轮精度推荐为：太阳轮、行星轮不低于 7 级，常用 6 级；内齿轮不低于 8 级，常用 7 级。

表 7-32 圆柱齿轮精度等级与圆周速度的关系

精度等级		5	6	7	8
圆周速度 $v^H$ m/s	直齿轮	$>20$	$\approx 15$	$\approx 10$	$\approx 6$
	斜齿轮	$>40$	$\approx 30$	$\approx 20$	$\approx 12$

b. 齿轮副的侧隙 齿轮副的最小侧隙，推荐按表 7-33 的规定选取，并以此计算出齿厚或公法线平均长度的极限偏差，再圆整到 GB/T 10095—1988 所规定的偏差代号及数值。

表 7-33 最小侧隙  $j_{\min}$

侧隙种类	中心距/mm									
	$>800 \sim 1000$	$\leq 80$	$>80 \sim 125$	$>125 \sim 180$	$>180 \sim 250$	$>250 \sim 315$	$>315 \sim 400$	$>400 \sim 500$	$>500 \sim 630$	$>630 \sim 800$
a	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560
b	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360

注：1. 表中 a 类侧隙对应的齿轮与箱体温差为  $40^\circ\text{C}$ ；b 类为  $25^\circ\text{C}$ 。

2. 对于行星传动，根据经验，按不同用途推荐采用的最小侧隙为：精度不高，有浮动构件的低速传动采用 a 类；精度较高（ $>7$  级）有浮动构件的低速传动采用 b 类。

c. 对行星轮的要求 由表 7-24 可知，行星轮的偏心误差对浮动量影响最大，故对其齿圈径向跳动公差应严格要求。在成批生产中，应选取偏心误差相近的行星轮为一组，装配时使同组各行星轮的偏心方向对各自中心线（行星架中心与该行星轮轴孔中心的连线）呈相同角度，可使行星轮的偏心误差的影响降到最小。在单件生产中应严格控制齿厚，如采用具有砂轮自动修整和补偿机构的磨齿机进行磨齿，可保证砂轮和被磨齿轮的相对位置不变，即可控制各行星轮齿厚的一致性。对调质齿轮并以滚齿作为最终加工时，应使几个行星轮安装在一个心轴上一次完成精滚齿，并做出位置标记，以便按标记装配保证各行星轮啮合处的齿厚基本一致。

### ② 行星架的制造精度及技术要求

a. 中心距极限偏差  $\pm f_a$  行星架上各行星轮轴孔与行星架基准轴线的中心距偏差将引起行星轮径向位移而影响传动侧隙，且当各中心距偏差数值和方向不同时，会影响相邻行星轮轴孔之间的相对弦距误差的测量值，因而会影响行星轮均载。为此，要求各中心距的偏差等值同向，即各中心距之间的相对误差等于或接近于零，一般控制在  $0.01 \sim 0.02\text{mm}$ 。 $\pm f_a$  值按第 2 章有关内容选取。

b. 相邻行星轮轴孔距偏差  $f_L$  相邻行星轮轴孔距偏差  $f_L$  是对各行星轮间载荷分配均衡性影响较大的因素，必须严格控制。 $f_L$  值主要取决于各轴孔的分度误差，而分度误差又取决于机床和工艺装备的精度。 $f_L$  (mm) 值按下式计算，即

$$f_L \leq \pm 3 \frac{\sqrt{a}}{1000}$$

各孔距偏差  $f_L$  间相互差值（即相邻两孔实测弦距的相对误差） $\Delta f_L$  也应控制在  $\Delta f_L =$

(0.4~0.6) $f_L$  范围内。

c. 行星轮轴孔对行星架基准轴线的平行度公差  $f'_x$  和  $f'_y$   $f'_x$  和  $f'_y$  是控制齿轮副接触精度的公差, 其值按下式计算, 即

$$f'_x = f_x \frac{B}{b}$$

$$f'_y = f_y \frac{B}{b}$$

式中  $f_x, f_y$  ——在全齿宽上,  $x$  方向和  $y$  方向的轴线平行度公差,  $\mu\text{m}$ , 按 GB/T 10095—1988 选取;

$B$  ——行星架上两壁轴孔对称线间的距离,  $\text{mm}$ ;

$b$  ——齿轮宽度,  $\text{mm}$ 。

d. 行星架的偏心误差  $e_H$  行星架的偏心误差  $e_H$  可根据其中心距的极限偏差  $f_a$  和相邻行星轮轴孔距偏差  $f_L$  的几何关系求得。一般取  $e_H \leq \frac{1}{2} f_L$ 。

e. 静平衡 为了保证传动装置运转的平稳性, 对于中低速行星传动的行星架应进行静平衡, 许用不平衡力矩  $M$  ( $\text{N} \cdot \text{m}$ ) 用下式计算, 即

$$M = 10^{-5} KG$$

式中  $K$  ——速度系数,  $K=8\sim12$ , 对于高速级行星架取  $K=8$ , 对于低速级行星架取  $K=12$ ;

$G$  ——行星架的重力,  $\text{N}$ 。

③ 浮动件的轴向间隙  $\delta$  对于采用均载机构为基本构件浮动的行星传动, 应在加工与装配时考虑使浮动件有足够的轴向间隙, 否则不仅会影响浮动和均载效果, 还会导致摩擦发热和产生噪声。每一浮动件的两端与相邻零件的间隙一般取  $\delta=0.5\sim1\text{mm}$ , 小规格的传动取较小值, 大规格的传动取较大值。这可通过控制有关零件的轴向尺寸的制造偏差和装配时修切有关零件的端面来实现。

④ 其他主要零件的精度及技术要求 机体、机盖、输入轴、输出轴等零件的相互配合表面、定位表面及安装轴承的表面之间的同轴度、径向跳动和端面跳动可按形位公差标准中的 5~7 级精度选用相应公差值。各零件主要配合表面的尺寸精度一般不应低于 7 级, 常用  $\frac{\text{H}7}{\text{h}6}$ 。

### (7) 行星齿轮传动设计计算例题

例 9 为一卷筒直径为 3.5m 的卷扬机设计渐开线行星减速器, 减速器使用直齿圆柱齿轮, 高速轴通过弹性联轴器与电动机直接连接。已知电动机功率  $P=800\text{kW}$ , 转速  $n_A=$

950r/min, 减速器输出轴转速  $n_H=43\text{r/min}$ ,

最大输出转矩 (尖峰载荷) 为  $T_{\max}=395 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 预期寿命 10 年。

解 1. 传动形式选择

按功率  $P=800\text{kW}$ , 总传动比  $i = \frac{n_A}{n_H} =$

$\frac{950}{43}=22.09$ , 参考表 7-1, 选用效率较高的两

级 NGW 型行星齿轮减速器。设计方案如图 7-29 所示, 高速级采用中心轮  $a_1$  和行星架  $H_1$

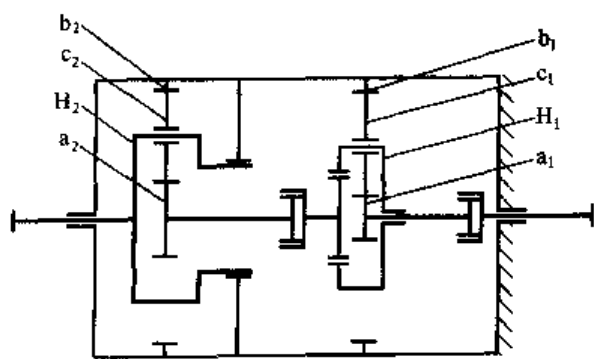


图 7-29 双级 NGW 型传动方案

浮动而内齿轮  $b_1$  固定的结构。低速级采用仅中心轮  $a$  浮动的结构。

## 2. 传动比分配

用角标 I 表示高速级参数, II 表示低速级参数。设高速级与低速级外啮合齿轮材料、齿面硬度相同, 则  $\sigma_{Hlim I} = \sigma_{Hlim II}$

$$\text{取 } n_{wI} = n_{wII}, Z_{wI} = Z_{wII}, B = \frac{d_{bII}}{d_{bI}} = 1.03, K_{cI} = K_{cII}, \frac{\varphi_{dII}}{\varphi_{dI}} = 1.86, \frac{K_{vI} K_{H\beta I} Z_{\alpha I}^2}{K_{vII} K_{H\beta II} Z_{\alpha II}^2} = 1.3$$

$$\text{故 } A = \frac{n_{wII} \varphi_{dII} K_{cI} K_{vI} K_{H\beta I} Z_{\alpha I}^2 Z_{\alpha II}^2}{n_{wI} \varphi_{dI} K_{cII} K_{vII} K_{H\beta II} Z_{\alpha I}^2 Z_{\alpha II}^2} = 2.418$$

$$E = AB^3 = 2.418 \times 1.03^3 = 2.64$$

查图 7-14 得,  $i_I = 5.5$

$$i_{II} = \frac{i}{i_I} = \frac{22.09}{5.5} = 4$$

## 3. 高速级计算

(1) 配齿计算 查表 7-3 选择行星轮数目, 取  $n_w = 3$ 。

确定各轮齿数, 按 7.2.1 (2) 所述配齿方法进行计算, 即

$$\frac{i_{b_1 H_1}^{b_1 H_1} z_{a1}}{n_{wI}} = C \text{ 适当调整 } i_{a_1 H_1}^{a_1 H_1} = 5.53125 \text{ 使 } C \text{ 为整数}$$

$$\frac{5.53125 \times z_{a1}}{3} = 59$$

$$\text{故 } z_{a1} = 32, z_{b1} = C n_{wI} - z_{a1} = 59 \times 3 - 32 = 145$$

$$z'_{c1} = \frac{1}{2} (z_{b1} - z_{a1}) = \frac{1}{2} \times (145 - 32) = 56.5$$

采用不等角变位, 取  $z_{c1} = 56$ , 则

$$j = \frac{z_{b1} - z_{c1}}{z_{a1} + z_{c1}} = \frac{145 - 56}{32 + 56} = 1.01136$$

由图 7-13 可查出适用的预计啮合角在  $\alpha'_{tac} = 20^\circ$ 、 $\alpha'_{tcb} = 18^\circ 20'$  到  $\alpha'_{tac} = 23^\circ$ 、 $\alpha'_{tcb} = 21^\circ 30'$  的范围内, 预取  $\alpha'_{tac} = 21^\circ 30'$ 。

(2) 按接触强度初算 a-c 传动的中心距和模数

$$\text{输入转矩 } T_1 = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{800}{950} = 8042 \text{ N} \cdot \text{m}$$

设载荷不均匀系数  $K_c = 1.15$  (太阳轮与行星架同时浮动, 查表 7-18 取  $K_c = 1.15$ )。

在一对 a-c 传动中, 小轮 (太阳轮) 传递的转矩

$$T_a = \frac{T_c}{n_{wI}} K_c = \frac{8042}{3} \times 1.15 = 3083 \text{ N} \cdot \text{m}$$

按表 7-34 查得接触强度使用的综合系数  $K = 3$ 。

表 7-34 综合系数  $K$

载荷特性	接触强度	弯曲强度	说 明
平 稳	2.0~2.4	1.8~2.3	精度高、布置对称、硬齿面 (HB>350, 接触强度), 采取有利于提高强度的变位时取低值, 反之取高值
中等冲击	2.5~3.0	2.3~2.9	
较大冲击	3.5~4.2	3.2~4.0	

齿数比 
$$u = \frac{z_{c1}}{z_{a1}} = \frac{56}{32} = 1.75$$

太阳轮和行星轮的材料用 20CrMnTi 渗碳淬火, 齿面硬度 56~60HRC, 查第 2 章内容选取  $\sigma_{Hlim} = 1\,300\text{MPa}$ 。

取齿宽系数  $\varphi_a = \frac{b}{a} = 0.5$ 。

按简化公式计算中心距

$$a \geq 483(u+1) \sqrt[3]{\frac{KT_a}{\varphi_a u \sigma_{Hlim}^2}} = 483 \times (1.75+1) \sqrt[3]{\frac{3 \times 3\,083}{0.5 \times 1.75 \times 1\,300^2}} = 244.7\text{mm}$$

模数 
$$m = \frac{2a}{z_a + z_c} = \frac{2 \times 244.7}{32+56} = 5.56\text{mm}$$

取  $m = 6\text{mm}$

未变位时

$$a_{a_1c_1} = \frac{1}{2}m(z_{a1} + z_{c1}) = \frac{1}{2} \times 6 \times (32+56) = 264\text{ mm}$$

按预取啮合角  $\alpha''_{ac} = 21^\circ 30'$ , 可得 a-c 传动中心距变动系数

$$y_{a_1c_1} = \frac{1}{2}(z_{a1} + z_{c1}) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{ac}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \times (32+56) \times \left( \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 30'} - 1 \right) = 0.438\,625$$

则中心距

$$a'_{a_1c_1} = a_{a_1c_1} + y_{a_1c_1}m = 264 + 0.438\,625 \times 6 = 266.631\,75\text{ mm}$$

取  $a'_{a_1c_1} = 267\text{ mm}$

(3) 计算 a-c 传动的实际中心距变动系数  $y_{a_1c_1}$  和啮合角  $\alpha'_{ac}$

$$y_{a_1c_1} = \frac{a'_{a_1c_1} - a_{a_1c_1}}{m} = \frac{267 - 264}{6} = 0.5$$

$$\cos \alpha'_{a_1c_1} = \frac{a_{a_1c_1}}{a'_{a_1c_1}} \cos \alpha = \frac{264}{267} \times \cos 20^\circ = 0.929\,134\,2$$

故

$$\alpha'_{a_1c_1} = 21^\circ 42'$$

(4) 计算 a-c 传动的变位系数

$$\begin{aligned} x_{\Sigma a_1c_1} &= (z_{a1} + z_{c1}) \frac{\text{inv} \alpha'_{a_1c_1} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} \\ &= (32+56) \times \frac{\text{inv} 21^\circ 42' - \text{inv} 20^\circ}{2 \times \tan 20^\circ} = 0.520\,79 \end{aligned}$$

用第 2 章内容校核, 此  $x_{\Sigma a_1c_1}$  为综合性能较好区, 可用。

用第 2 章内容分配变位系数, 得  $x_{a1} = 0.31$

而  $x_{c1} = x_{\Sigma a_1c_1} - x_{a1} = 0.520\,79 - 0.31 = 0.210\,79$

(5) 计算 c-b 传动的中心距变动系数  $y_{c_1b_1}$  和啮合角  $\alpha'_{c_1b_1}$

$c_1$ - $b_1$  传动未变位时的中心距

$$a_{c_1b_1} = \frac{m}{2}(z_{b1} - z_{c1}) = \frac{6}{2} \times (145 - 56) = 267\text{ mm}$$

则

$$y_{c_1b_1} = \frac{a'_{c_1b_1} - a_{c_1b_1}}{m} = \frac{267 - 267}{6} = 0$$

故  $\alpha'_{c_1 b_1} = 20^\circ$

(6) 计算  $c_1-b_1$  传动的变位系数

因  $\alpha'_{c_1 b_1} = 20^\circ$  所以  $x_{\Sigma c_1 b_1} = 0$

故  $x_{b1} = x_{\Sigma c_1 b_1} + x_{c1} = 0 + 0.21079 = 0.21079 \approx 0.21$

(7) 几何尺寸计算

按第2章中的公式分别计算  $a_1$ 、 $c_1$ 、 $b_1$  轮的分度圆直径、齿顶圆直径 (略)。

(8) 验算  $a-c$  传动的接触强度和弯曲强度

强度计算所用公式同定轴线齿轮传动。

用相对于行星架的圆周速度确定  $K_v$  和  $z_v$  所用的圆周速度

$$v^H = \frac{\pi d_{a1} n_1 \left(1 - \frac{1}{i_1}\right)}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 192 \times 950 \times \left(1 - \frac{1}{5.53}\right)}{1000 \times 60} = 7.82 \text{ m/s}$$

式中  $d_{a1}$  —  $a_1$  轮分度圆直径,  $d_{a1} = m_1 z_{a1} = 6 \times 32 = 192 \text{ mm}$ 。

其他系数、参数的确定和强度计算过程同定轴线齿轮传动。

(9) 根据接触强度计算来确定内齿轮材料

根据第2章的公式计算得  $\sigma_{Hlim} \geq 480 \text{ MPa}$ 。

内齿轮材料选用 42CrMo 调质, 要求表面硬度  $\geq 260 \text{ HBS}$ 。

(10)  $c-b$  传动的弯曲强度验算 (略)

#### 4. 低速级计算

低速级输入转矩为

$$T_{II} = T_I i_I \eta = 8042 \times 5.53 \times 0.98 = 43583 \text{ N} \cdot \text{m}$$

传动比  $i_{II} = 4$

计算过程同高速级 (略)。

设计计算结果: 齿轮材料、热处理及齿面硬度同高速级, 主要参数为  $z_{a2} = 30$ 、 $z_{c2} = 30$ 、 $z_{b2} = 90$ 、 $a_2 = 300 \text{ mm}$ 、 $m = 10 \text{ mm}$ 、 $x_{a2} = x_{c2} = x_{b2} = 0$ 、 $\alpha'_{a_2 c_2} = \alpha'_{c_2 b_2} = 20^\circ$ 。

### 7.2.5 少齿差行星齿轮传动

#### (1) 工作原理

渐开线内啮合圆柱齿轮副, 当内齿轮和外齿轮齿数差很少时, 按 N 型或 NN 型 (见表 7-1) 组成的行星齿轮机构, 称为少齿差行星齿轮传动 (简称为少齿差传动)。这种传动的特点是传动比大, 体积较小, 质量轻, 运转平稳, 齿形容易加工, 装拆方便。合理地设计、制造及润滑, 可使其传动效率达 0.85~0.91。实践证明, 少齿差传动最适合于大传动比、小功率场合, 在我国已被用到很多机械或齿轮装置上。

作减速用 N 型结构中, 偏心轴 (转臂) 是输入轴, 由于它的转动和内齿轮的限制, 行星轮作平面运动, 即行星轮既绕内齿轮位置固定的轴线作圆周平移运动, 又绕自身轴线作回转运动。由于输出轴的轴线位置是固定不动的, 因此必须通过输出机构才能把行星轮的回转运动传给输出轴。输出机构的形式很多, 现以销孔输出机构 (见图 7-30) 为例说明其工作原理。在行星轮上, 沿直径为  $D_w$  的等分孔中心圆周上制有  $n$  个中心间距相等的、直径为  $d$  的孔, 通常称为等分孔; 而在固定于输出轴的圆盘上, 沿直径为  $D_w$  的柱销中心圆, 均匀地

装有  $n$  个直径为  $d'_w$  的柱销，每个柱销上套有可转动的外径为  $d_w$  的柱销套。这些带套的柱销分别插在行星轮上对应的等分孔内，使  $\frac{d}{2} - \frac{d_w}{2} = a'$ ，由图可知，这种传动，可以始终保持  $\overline{O'_c O'_b}$  总是平行并等于  $\overline{O_c O_b}$ 。这个输出机构和平行四杆机构的运动情况完全相同，从而保证了行星轮和输出轴之间的传动比等于 1。这种输出机构，可靠性高，摩擦损失小，使行星传动便于安装两个行星轮，使得 K-H-V 传动紧凑，满足静平衡要求。

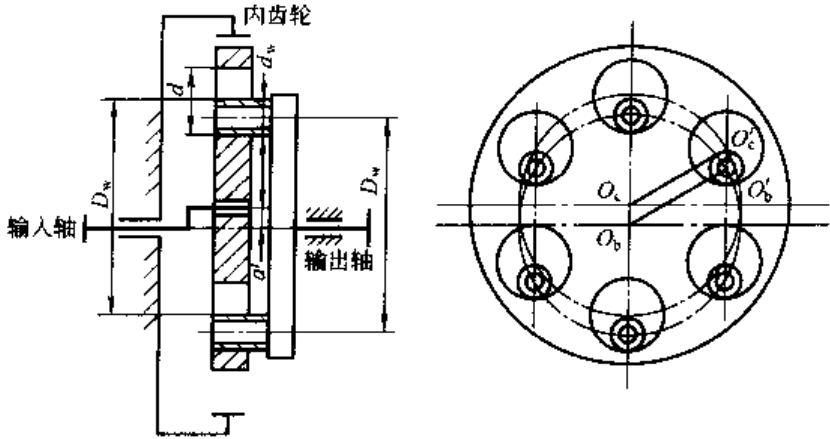


图 7-30 销孔输出机构工作原理

NN 型传动形式的工作原理与 N 型传动相似，但不需要另加输出机构，由外齿轮或内齿轮直接输出。如果 NN 型结构的两对内齿轮啮合副中的一对啮合副齿数差为零，则该啮合副称为零齿差等速偏心齿轮传动（简称零齿差）。零齿差结构宜于和齿数差为 1 和 2 的少齿差行星齿轮传动配合作为后者的输出机构。此时，这种传动形式亦可视为输出机构为零齿差式的 N 型传动。

### (2) 少齿差变位原理及几何计算

① 少齿差变位传动的原理与特点 少齿差传动是齿数差很少的内啮合传动。内啮合圆柱齿轮的变位原理与外啮合圆柱齿轮是类似的，但是，由于内啮合和内齿轮加工中，相啮合双方的位置关系、几何关系与外啮合不同，在设计内啮合变位齿轮传动时，齿数的搭配和变位系数的选择受到如表 7-35 所列各种干涉条件的限制。为避免这些干涉必须按照规范选取变位系数，或进行必要的验算。

表 7-35 内啮合齿轮的干涉现象

名称	简图	验算公式	说明
渐开线干涉		$\frac{z_1}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{a2}}{\tan \alpha}$ <p>对于非变位齿轮</p> $z_2 \geq \frac{z_1^2 \sin^2 \alpha - 4(h_{a2}/m)^2}{2z_1 \sin^2 \alpha - 4(h_{a2}/m)}$ <p>加工内齿轮时</p> $\frac{z_0}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{a2}}{\tan \alpha_{02}}$	<p>若内齿轮的顶圆超过 <math>N_1(N_0)</math> 时，将产生这种干涉。加工内齿轮时这种干涉引起展成顶切</p>



名称	简图	验算公式	说明
径向装入干涉		$(a-b)_{\min} \geq 0$ $\text{即 } \arcsin \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\cos \alpha_{a1}}{\cos \alpha_{a2}}\right)^2}{1 - \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2}} + \text{inv} \alpha_{a1} - \text{inv} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} \geq 0$ $\left[ \arcsin \sqrt{\frac{\left(\frac{\cos \alpha_{a2}}{\cos \alpha_{a1}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 - 1}} - \text{inv} \alpha_{a2} - \text{inv} \alpha' \right] \geq 0$ <p>加工内齿轮时, 式中 <math>z_1 = z_0, \alpha_{a1} = \alpha_{a0}, a' = a'_{02}</math></p>	<p>若 <math>a &lt; b</math> 将产生这种干涉。加工内齿轮时, 这种干涉引起径向进刀顶切, 增大齿形角, 减小齿顶高, 增大齿数差可避免径向进刀顶切。表 7-36 给出了不同插齿刀加工内齿轮时, 不产生径向进刀顶切的内齿轮最小齿数 <math>z_{2\min}</math></p>
齿廓重叠干涉		$z_1(\text{inv} \alpha_{a1} + \delta_1) + (z_2 - z_1)\text{inv} \alpha' - z_2(\text{inv} \alpha_{a2} + \delta_2) \geq 0$ <p>式中 <math>\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2(z_2 - z_1)}{z_0 + z_1} \tan \alpha</math></p> $\delta_1 = \arccos \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a^2}{2a'r_{a1}}$ $\delta_2 = \arccos \frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 + a^2}{2a'r_{a2}}$	<p>若两齿轮的渐开线齿廓在靠近基圆处重叠, 则产生这种干涉。加工内齿轮时, 这种干涉引起顶切, 但满足不产生径向进刀顶切条件时, 这条件亦自然得到满足</p>
过渡曲线干涉		<p>(1) 不产生内齿轮齿根过渡曲线干涉的条件 <math>z_1 \tan \alpha_{a1} + (z_2 - z_1) \tan \alpha' \leq (z_2 - z_0) \tan \alpha'_{02} + z_0 \tan \alpha_{a0}</math></p> <p>(2) 不产生小齿轮齿根过渡曲线干涉的条件小齿轮用齿条形刀具加工时</p> $z_2 \tan \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan \alpha' \geq z_1 \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha}$ <p>小齿轮用齿轮插刀加工时</p> $z_2 \tan \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \tan \alpha' \geq (z_1 + z_0) \tan \alpha'_{01} - z_0 \tan \alpha_{a0}$ <p>式中 <math>\text{inv} \alpha'_{01} = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_0)}{z_1 + z_0} \tan \alpha</math></p> $\text{inv} \alpha'_{02} = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_2 + x_0)}{z_1 + z_0} \tan \alpha$	<p>小齿轮齿根过渡曲线干涉, 当标准齿轮、高度变位或小角度变位时容易发生</p> <p>只有当 <math>z_1 \gg z_0, x_1 \gg x_0</math> 时, 才产生内齿轮齿根过渡曲线干涉</p>

为避免表 7-35 中所列各种干涉, 一般情况下, 常采用齿顶高系数较小、变位系数差较大、啮合角较大、齿数差适当的内啮合传动。

为避免加工内齿轮时产生径向进刀顶切, 插齿刀的齿数不应小于表 7-36 中的规定值, 被加工内齿轮的齿数、变位系数, 可参照表 7-36 选取。

表 7-36 直齿插齿刀 (GB/T 6081—2001) 的基本参数和插制内齿轮时齿轮的最少齿数  $z_{\min}$

插齿刀的基本参数							内齿轮变位系数 $x_2$						
插齿刀形式及标准号	分度圆直径 $d_0$ /mm	模数 $m$ /mm	齿数 $z_0$	变位系数 $x_0$	齿顶圆直径 $d_{a0}$ /mm	齿顶高系数 $h_{a0}^*$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
							内齿轮最少齿数						
公称分度圆 $\phi 26\text{mm}$ 锥柄插齿刀	26	1	26	0.1	28.72	1.25	46	41	38	35	33	31	30
	25	1.25	20	0.1	28.38		40	35	32	29	26	25	24
	27	1.5	18	0.1	31.04		38	33	29	27	24	23	22
	26.25	1.75	15	0.08	30.89		35	30	26	23	21	19	18
	26	2	13	0.06	31.24		34	28	24	21	19	17	16
	27	2.25	12	0.06	32.90		34	27	23	20	18	16	15
	25	2.5	10	0	31.26		34	27	20	17	15	14	13
	27.5	2.75	10	0.02	34.48		34	27	20	17	15	14	13
公称分度圆 $\phi 38\text{mm}$ 锥柄插齿刀	38	1	38	0.1	40.72	1.25	58	54	50	47	45	43	42
	37.5	1.25	30	0.1	40.88		50	46	42	39	37	35	34
	37.5	1.5	25	0.1	41.54		45	40	37	34	32	30	29
	38.5	1.75	22	0.1	43.24		42	37	34	31	28	27	26
	38	2	19	0.1	43.40		39	34	31	28	25	24	23
	36	2.25	16	0.08	41.98		36	31	27	24	22	21	19
	37.5	2.5	15	0.1	44.26		35	30	26	23	21	20	18
	38.5	2.75	14	0.09	45.88		34	29	25	22	20	19	17
	36	3	12	0.04	43.74		34	27	23	20	18	16	15
	39	3.25	12	0.07	47.58		34	27	23	20	18	16	15
	38.5	3.5	11	0.04	47.52		34	27	22	19	17	15	14
	37.5	3.75	10	0	46.88		34	27	20	17	15	14	13
公称分度圆 $\phi 50\text{mm}$ 碗形插齿刀	50	1	50	0.1	52.72	1.25	70	66	62	59	57	55	54
	50	1.25	40	0.1	53.38		60	56	52	49	47	45	44
	51	1.5	34	0.1	55.04		54	50	46	43	41	39	38
	50.75	1.75	29	0.1	55.49		49	45	41	38	36	34	33
	50	2	25	0.1	55.4		45	40	37	34	32	30	29
	49.5	2.25	22	0.1	55.56		42	37	34	31	28	27	26
	50	2.5	20	0.1	56.76		40	35	32	29	26	25	24
	43.5	2.75	18	0.1	56.92		38	33	29	27	24	23	22
	51	3	17	0.1	59.1		37	32	28	25	23	22	20
	48.75	3.25	15	0.1	57.53		35	30	26	23	21	20	18
	49	3.5	14	0.1	58.44		34	29	25	22	20	19	17

续表

插齿刀的基本参数						内齿轮变位系数 $x_2$							
插齿刀形 式及标准号	分度圆 直径 $d_0$ mm	模数 $m$ mm	齿数 $z_0$	变位系数 $x_0$	齿顶圆 直径 $d_{a0}$ mm	齿顶高 系数 $h_{a0}$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
							内齿轮最少齿数						
公称分度圆 $\phi 75\text{mm}$ 碗形插齿刀	76	1	76	0.1	78.72	1.25	96	92	88	85	83	81	80
	75	1.25	60	0.1	78.38		86	76	72	69	67	65	64
	75	1.5	50	0.1	79.01		70	66	62	59	57	55	54
	75.25	1.75	43	0.1	79.99		63	59	55	52	50	48	47
	76	2	38	0.1	81.4		58	54	50	47	45	43	42
	76.5	2.25	34	0.1	82.56		54	50	46	43	41	39	38
	75	2.5	30	0.1	81.76		50	46	42	39	37	35	34
	77	2.75	28	0.1	84.42		48	43	40	37	35	33	32
	75	3	25	0.1	83.1		45	40	37	34	32	30	29
	78	3.25	24	0.1	86.78		44	39	36	33	30	29	28
	77	3.5	22	0.1	86.44		42	37	34	31	28	27	26
	75	3.75	20	0.1	85.14		40	35	32	29	26	25	24
76	4	19	0.1	86.80	39	34	31	28	25	24	23		
公称分度圆 $\phi 75\text{mm}$ 盘形插齿刀	76	1	76	0	78.5	1.25	94	90	87	84	82	81	79
	75	1.25	60	0.18	78.56		82	77	73	70	68	66	64
	75	1.5	50	0.27	79.56		74	69	65	61	59	56	55
	75.25	1.75	43	0.31	80.71		68	63	58	55	52	50	48
	76	2	38	0.31	82.24		63	58	53	50	47	45	43
	76.5	2.25	34	0.30	83.48		59	53	49	45	43	40	39
	75	2.5	30	0.22	82.34		53	48	44	40	38	36	34
	77	2.75	28	0.19	84.92		50	45	41	38	35	34	32
	75	3	25	0.14	83.34		46	41	37	34	32	30	29
	78	3.25	24	0.13	86.96		45	40	36	33	31	29	28
	77	3.5	22	0.1	86.44		42	37	34	31	28	27	26
	75	3.75	20	0.07	84.90		40	35	31	28	26	25	23
76	4	19	0.04	86.32	38	33	30	27	25	23	22		
公称分度圆 $\phi 100\text{mm}$ 插齿刀	100	1	100	0.06	102.62	1.25	119	115	112	109	107	105	104
	100	1.25	80	0.33	103.94		106	101	96	93	90	87	85
	102	1.5	68	0.46	107.14		97	92	87	82	79	76	74
	101.5	1.75	58	0.5	107.62		88	82	77	73	70	67	65
	100	2	50	0.5	107.00		80	74	69	65	61	59	57
	101.25	2.25	45	0.49	109.09		75	69	64	60	56	54	51
	100	2.5	40	0.42	108.36		68	62	57	53	50	48	46
	99	2.75	36	0.36	107.86		62	57	52	48	45	43	41

续表

插齿刀的基本参数							内齿轮变位系数 $x_2$						
插齿刀形式及标准号	分度圆直径 $d_0$ /mm	模数 $m$ /mm	齿数 $z_0$	变位系数 $x_0$	齿顶圆直径 $d_{a0}$ /mm	齿顶高系数 $h_{a0}^*$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
							内齿轮最少齿数						
公称分度圆 $\phi 100\text{mm}$ 插齿刀	102	3	34	0.34	111.54	1.25	60	54	50	46	43	41	39
	100.75	3.25	31	0.28	110.71		55	50	46	42	39	37	36
	101.5	3.5	29	0.26	112.08		53	47	43	40	37	35	34
	101.25	3.75	27	0.23	112.35		50	45	41	37	35	33	31
	100	4	25	0.18	111.46		47	42	38	35	32	30	29
	99	4.5	22	0.12	111.78	1.3	43	38	34	31	29	27	26
	100	5	20	0.09	113.90		40	35	32	29	27	25	24
	104.5	5.5	19	0.08	119.68		39	34	31	28	25	24	23
	108	6	18	0.08	124.56		38	33	29	27	24	23	22
	公称分度圆 $\phi 125\text{mm}$ 插齿刀	124	4	31	0.3		136.8	1.3	56	50	46	42	40
126		4.5	28	0.27	140.14	52	47		43	39	36	34	33
125		5	25	0.22	140.20	48	43		39	35	33	31	29
126.5		5.5	23	0.2	143.00	45	40		36	33	31	29	27
126		6	21	0.16	143.52	43	38		34	31	28	26	25
123.5		6.5	19	0.12	141.96	40	35		31	28	26	24	23
126		7	18	0.11	145.74	39	34		30	27	25	23	22
128		8	16	0.07	149.92	36	31		27	24	22	21	20

注：1. 表列  $z_{2\min}$  适用于  $h_a^* = 1$  和  $\alpha = 20^\circ$  的情况。若  $h_a^* < 1$ ，则  $z_{2\min}$  也小于表列数值。

2. 当插齿刀前面刃磨，即  $x_0$  小于表列数值时， $z_{2\min}$  也小于表列数值。

3. 对于表中没有列出的其他直径的插齿刀，可参照与表中的  $z_0$  和  $x_0$  相同的数值来确定  $z_{2\min}$ 。

内齿轮齿数  $z_2$  与插齿刀齿数  $z_0$  的关系参考表 7-37。

表 7-37 内齿轮齿数  $z_2$  与插齿刀齿数  $z_0$

内齿轮齿数 $z_2$	32	40	50	63	80	100	125	160
插齿刀齿数 $z_0$	12~22	14~25	19~34	24~40	25~50	34~50	40~80	50~100

为了简化齿顶高及其他项目的计算，这里对少齿差内啮合采用下述齿顶高计算式，即

$$\text{外齿轮齿顶高} \quad h_{ac} = m(h_a^* + x_c) \quad (7-40)$$

$$\text{内齿轮齿顶高} \quad h_{ab} = m(h_a^* - x_b) \quad (7-41)$$

相应的齿顶圆直径  $d_{ac}$  及  $d_{ab}$  由以下两式计算，即

$$\text{外齿轮} \quad d_{ac} = d_c + 2(h_a^* + x_c) \quad (7-42)$$

$$\text{内齿轮} \quad d_{ab} = d_b - 2(h_a^* - x_b) \quad (7-43)$$

少齿差所用的齿顶高系数  $h_a^*$  没有统一的规定。可在 0.5~0.8 的范围内由设计者选定。

研究表明, 齿顶高系数合适, 啮合角就随着降低, 对提高啮合效率和行星轮轴承寿命有利, 但  $h_a^*$  不宜太小, 以免过大的负变位会导致外齿轮切齿干涉或插齿加工时的负啮合。通常采用标准齿高的滚刀或插齿刀进行加工时, 啮合顶隙略有增大, 不需特制短齿专用刀具。

啮合角  $\alpha'$  的数值, 要视齿数差而定。齿数差越小, 啮合角越大, 重合度  $\epsilon$  则越小, 但对避免齿廓重叠干涉越有利。表 7-38 中所列, 是用牛顿法求得的啮合角选用值, 可供设计时参考。表中, 齿数差  $z_D = z_b - z_c$ 。

表 7-38 啮合角选用值

齿数差 $z_D$	齿顶高系数			重合度 $\epsilon_a$	齿廓重叠干涉验算值 $G_s$
	0.6	0.7	0.8		
	啮 合 角				
1	49°	51.5°	53.5°	1.050	$\geq 0.95$
2	35.5°	37.5°	39°	1.100	
3	28.5°	29.5°	30.5°	1.125	
4	24°	25°	25.5°	1.150	
5	21°	21.5°	22°	1.175	

注: 本表只适用于  $\alpha = 20^\circ$ 。

## ② 传动质量指标

a. 重合度  $\epsilon_a$  目前在少齿差传动中只用直齿, 所以用端面重合度  $\epsilon_a$  评价理论上的运转连续性。 $\epsilon_a$  的计算公式为

$$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_c (\tan \alpha_{ac} - \tan \alpha') - z_b (\tan \alpha_{ab} - \tan \alpha')] \quad (7-44)$$

为保持运转中没有瞬间的中断, 理论上重合度应大于 1。在少齿差内齿轮副中, 由于相邻的若干对轮齿之间的齿廓间距十分靠近, 在运转时, 因弹性变形而成为多齿接触。由动态实测研究可知, 负载增大或齿数增多, 则接触齿数也就相应地增加。

b. 滑动系数  $\eta$  滑动系数的大小均以绝对值衡量。它是啮合点位置的函数。内啮合滑动系数的变化规律, 当节点在啮合区时, 如图 7-31 (a) 所示, 当啮合区在节点一侧时, 常见

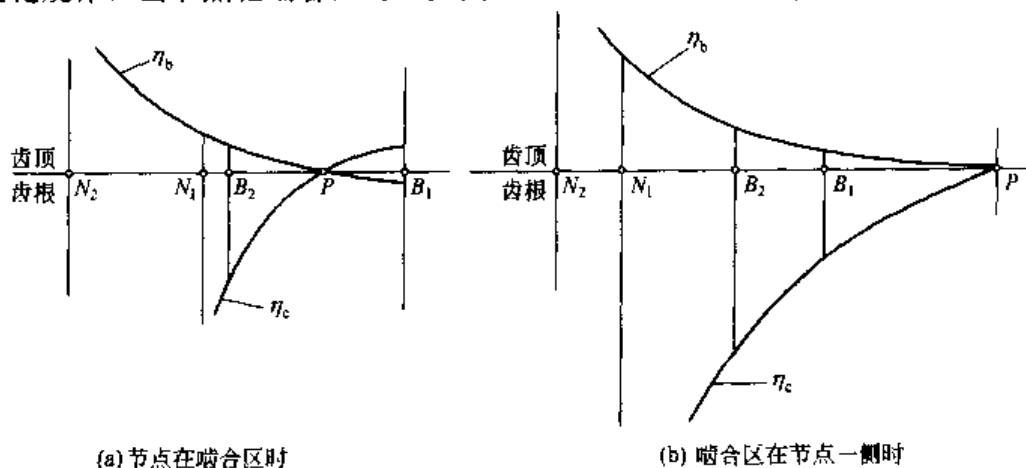


图 7-31 滑动系数  $\eta$  曲线

的一种情况如图 7-31 (b) 所示。在这两图中,  $B_2$  点在外齿轮齿根部附近和内齿轮的齿顶,  $B_1$  点在内齿轮齿根部附近和外齿轮的齿顶,  $\overline{B_2B_1}$  是啮合点轨迹, 纵坐标表示滑动系数的绝对值。内、外齿轮的滑动系数最大值都在  $B_2$  点的位置, 即外齿轮根部 (齿廓工作段端点) 及内齿轮齿顶的滑动系数最大。

若少齿差传动方式是内齿轮固定, 则在  $B_2$  点, 外、内齿轮的滑动系数分别为

$$\text{外齿轮} \quad \eta_{cB_2} = \frac{(z_b - z_c)(\tan\alpha' - \tan\alpha_{ab})}{z_b \tan\alpha_{ab} - (z_b - z_c) \tan\alpha'} \quad (7-45)$$

$$\text{内齿轮} \quad \eta_{bB_2} = \frac{(z_b - z_c)(\tan\alpha_{ab} - \tan\alpha')}{z_b \tan\alpha_{ab}} \quad (7-46)$$

上述内齿轮固定的少齿差传动, 行星轮作平面运动, 其内、外齿轮的滑动系数值与定轴传动的滑动系数相同。

少齿差传动用于卷扬、滚筒或电动卡盘时, 常由内齿轮输出, 原销孔输出机构的销轴固定不动, 行星轮只作平动, 迫使内齿圈与卷筒一起输出。滑动系数的变化规律仍然与图 7-31 相同。在  $B_2$  位置时, 外、内齿轮的滑动系数为

$$\text{外齿轮} \quad \eta_{cB_2} = \frac{\tan\alpha_{ab}}{\tan\alpha'} - 1 \quad (7-47)$$

$$\text{内齿轮} \quad \eta_{bB_2} = \left[ \frac{\tan\alpha'}{\tan\alpha_{ab}} - 1 \right] \frac{z_c}{z_b} \quad (7-48)$$

滑动系数许用值决定于齿轮节圆线速度, 列于表 7-39。

表 7-39 滑动系数许用值

节圆线速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	0~1.5	1~3	2~10	8~25	>20
滑动系数许用值	8	6	4	3	1.5

c. 轴向装入条件 对于齿数差较大或很大的渐开线内啮合齿轮副, 把外齿轮从轴向装入内齿轮并不成问题, 而对齿数差很小的内齿轮副则成为主要矛盾。此时, 只有当间隙角  $\theta > 0$  时, 才能把外齿轮从轴向装入内齿轮 (见图 7-32)。把无法从轴向装入的现象称为齿廓

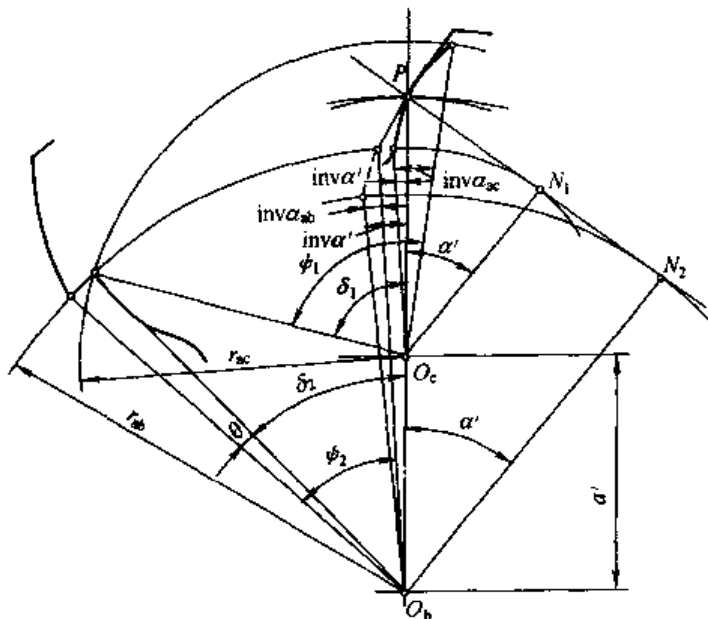


图 7-32 轴向装入条件

重叠干涉。

不产生齿廓重叠干涉的条件为

$$G_s = z_c(\delta_1 + \text{inv}\alpha_{ac}) - z_b(\delta_2 + \text{inv}\alpha_{ab}) + (z_b - z_c)\text{inv}\alpha' > 0 \quad (7-49)$$

式中

$$\delta_1 = \arccos \frac{r_{ab}^2 - r_{ac}^2 - a^2}{2a r_{ac}} \quad (7-50)$$

$$\delta_2 = \arccos \frac{r_{ab}^2 - r_{bc}^2 + a^2}{2a r_{ab}} \quad (7-51)$$

d. 变位系数的选定

(a) 啮合方程 内啮合的啮合方程为

$$\text{inv}\alpha' = \text{inv}\alpha + 2 \tan \alpha \frac{x_b - x_c}{z_b - z_c} \quad (7-52)$$

从式 (7-52) 可知, 当齿轮的齿数  $z_c$  和  $z_b$  及齿形角  $\alpha$  为固定不变的数值时, 啮合角  $\alpha'$  是  $x_c$  及  $x_b$  的函数。

当  $\alpha'$  为常数时, 如图 7-33 所示, 可用一条倾斜角为  $45^\circ$  的直线表示啮合方程。对于某一个设计来说, 其啮合角  $\alpha'$  是一个确定的值, 在图 7-33 中与此  $\alpha'$  角对应的只有一条直线。

(b) 限制条件方程 每一个限制条件, 在封闭图中即表达为一条曲线 (个别的是直线), 称为限制曲线。在少齿差内啮合时, 主要限制条件是重合度  $\epsilon_\alpha$  及齿廓重叠干涉验算值  $G_s$ 。图 7-34 是这两条限制曲线示意图。

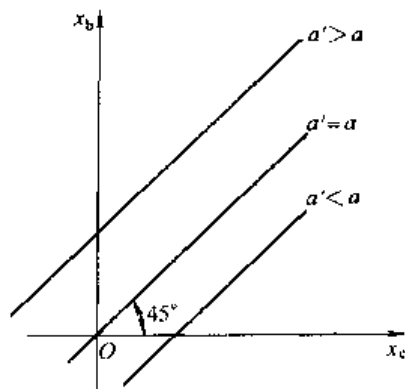


图 7-33 啮合方程直线

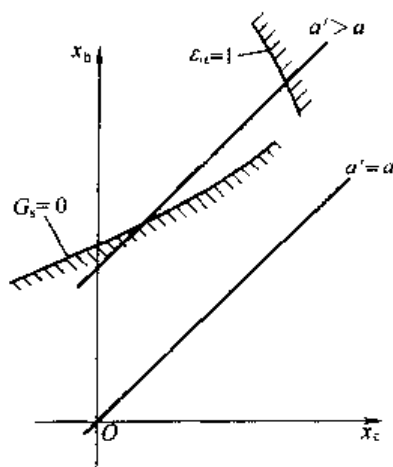


图 7-34 两条主要限制条件曲线

(c) 按重合度的预期要求确定变位系数 重合度由式 (7-44) 计算。当  $z_b$ 、 $z_c$ 、 $\alpha$  及  $h_a^*$  为定值时, 式中  $a_{ac}$ 、 $a_{ab}$ 、 $\alpha'$  是  $x_c$ 、 $x_b$  的函数。

按照使用要求, 一般情况下  $\epsilon_\alpha$  应大于 1。取  $[\epsilon_\alpha]$  为  $\epsilon_\alpha$  的预期值, 则式 (7-44) 可写成:

$$\epsilon_\alpha = [\epsilon_\alpha]$$

当  $\epsilon_\alpha$  为预期值  $[\epsilon_\alpha]$  时, 例如  $\epsilon_\alpha = [\epsilon_\alpha] = 1.0$ , 在图 7-35 中,  $a$ 、 $b$ 、 $c$  各点表示此限制曲线与斜线的交点, 若  $\epsilon_\alpha = [\epsilon_\alpha] = 1.1$ , 则各交点分别为  $a'$ 、 $b'$ 、 $c'$ 。关键是用计算方法找出这些交点。

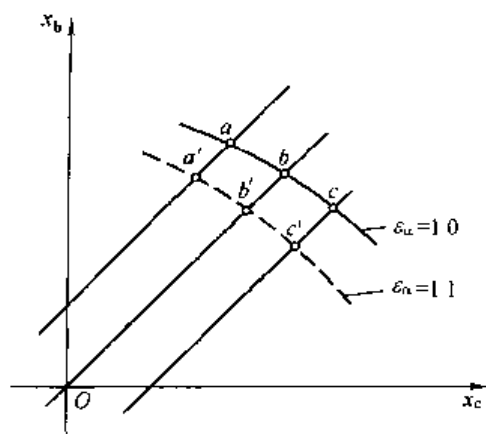


图 7-35 限制曲线与啮合方程直线的交点

用牛顿法求两线的交点，迭代程序为

$$x_c^{(n+1)} = x_c^{(n)} - \frac{\epsilon_a(x_c^{(n)}, x_b^{(n)}) - [\epsilon_a]}{\frac{d\epsilon_a}{dx_c}(x_c^{(n)}, x_b^{(n)})} \quad (n=0, 1, 2, \dots) \quad (7-53)$$

$$\text{式中} \quad \frac{d\epsilon_a}{dx_c} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left( \frac{1}{\sin \alpha_{ac}} - \frac{1}{\sin \alpha_{ab}} \right) \quad (7-54)$$

在求解时，第一次取一个  $\alpha'$ ，然后求出这个  $\alpha'$  时的交点的  $x_c$ 。先假定一个  $x_c$  的初值  $x_c^{(0)}$ ，相应的  $x_b^{(0)}$  由啮合方程求得，初始值  $x_c^{(0)}$  可取 0 试算。第二次按新的  $\alpha'$  进行计算，以此类推，求得一条限制

曲线。若改变限制条件的预期值，就可得到相应的曲线。

上述方法能够用于各条限制曲线的求解，也可用于不给封闭图来确定适合的变位系数。

齿顶圆有各种不同的计算方法，有关的导数也不尽相同。其中以德国工业标准 DIN 的方法及前苏联 В. Н. Кудрявцев 方法比较简单。前者即式 (7-40) ~ 式 (7-43)，后者内齿轮齿顶高由  $h_{ab} = m(h_a^* - x_c - y)$  计算。式 (7-54) 对此两种方法均适用。

以上仅以一条限制曲线为例，说明了基本方法，其他各个限制条件都可参照式 (7-53) 写出相应的迭代程序及推求导数。例如，按不产生齿廓重叠干涉的预期要求确定变位系数时，将式 (7-53) 中的  $\epsilon_a$  改为  $G_s$ ，经推导可得

$$\frac{dG_s}{dx_c} \approx \frac{2(\sin \alpha_{ac} - \sin \alpha_{ab})}{\cos \alpha} - 2(\delta_1 - \delta_2) \quad (7-55)$$

(d) 两条限制曲线的交点 要满足重合度及齿廓重叠干涉两个要求。为求得同时满足这两项要求的变位系数，只需要求解  $G_s = [G_s]$  及  $\epsilon_a = [\epsilon_a]$  两条限制曲线的交点。下面研究这两条超越曲线交点的求法，交点位置如图 7-36 所示。

$x_c$  及  $x_b$  取作独立变量， $\alpha'$  取作中间变量，限制条件方程组为

$$\epsilon_a - [\epsilon_a] = \frac{1}{2\pi} [z_c \tan \alpha_{ac} - z_b \tan \alpha_{ab} + z_D \tan \alpha'] - [\epsilon_a] = 0 \quad (7-56)$$

$$G_s - [G_s] = z_c (\text{inv} \alpha_{ac} + \delta_1) - z_b (\text{inv} \alpha_{ab} + \delta_2) + z_D \text{inv} \alpha' - [G_s] = 0 \quad (7-57)$$

求交点  $x_c$  及  $x_b$ ，用牛顿法进行迭代，逐步逼近到交点。其迭代程序为

$$x_c^{(n+1)} = x_c^{(n)} - \frac{\Delta_1(x_c^{(n)}, x_b^{(n)})}{J(x_c^{(n)}, x_b^{(n)})} \quad (n=0, 1, 2, \dots) \quad (7-58)$$

$$x_b^{(n+1)} = x_b^{(n)} - \frac{\Delta_2(x_c^{(n)}, x_b^{(n)})}{J(x_c^{(n)}, x_b^{(n)})} \quad (n=0, 1, 2, \dots) \quad (7-59)$$

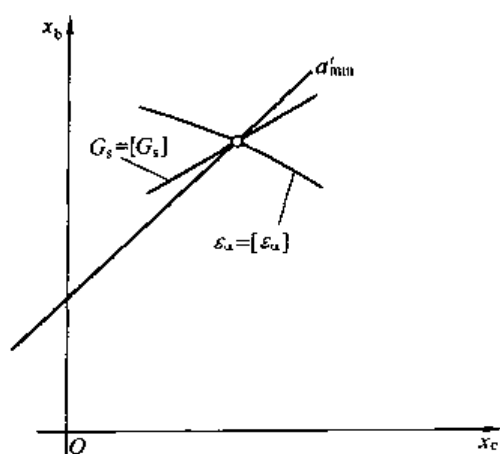


图 7-36 两条限制曲线的交点



$$J(x_c, x_b) = \begin{vmatrix} \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_c}, \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_b} \\ \frac{\partial G_s}{\partial x_c}, \frac{\partial G_s}{\partial x_b} \end{vmatrix} \quad (7-60)$$

$$\Delta_1(x_c, x_b) = \begin{vmatrix} \epsilon_a(x_c, x_b) - [\epsilon_a], \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_b} \\ G_s(x_c, x_b) - [G_s], \frac{\partial G_s}{\partial x_b} \end{vmatrix} \quad (7-61)$$

$$\Delta_2(x_c, x_b) = \begin{vmatrix} \frac{\partial \epsilon_s}{\partial x_c}, \epsilon_a(x_c, x_b) - [\epsilon_a] \\ \frac{\partial G_s}{\partial x_c}, G_s(x_c, x_b) - [G_s] \end{vmatrix} \quad (7-62)$$

在少齿差中，上述交点的啮合角一般为啮合角的最小值，用  $\alpha'_{\min}$  表示。

封闭图的封闭区域，由许多限制曲线围成，这些曲线的交点可参照上述原理求解。

③ 齿轮几何尺寸及参数选用表 表 7-40~表 7-43 是当齿顶高系数  $h_a^* = 0.6$ ，齿数差分别为一齿差、二齿差、三齿差和四齿差的齿轮几何尺寸及参数，有关说明如下。

表 7-40 一齿差几何尺寸及参数 ( $h_a^* = 0.6$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 1\text{mm}$ )

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 齿数	公法线 长度	齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 槽数	公法线 长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
35	-0.3963	35.407	4	10.552	36	-0.0208	34.758	4	10.822	0.712	48.697°
37	-0.4139	37.372	4	10.568	38	-0.0382	36.724	5	13.791	0.712	48.703°
39	-0.4312	39.338	4	10.584	40	-0.0554	38.689	5	13.807	0.712	48.707°
41	-0.4482	41.304	4	10.600	42	-0.0723	40.655	5	13.823	0.712	48.711°
43	-0.4651	43.270	4	10.617	44	-0.0890	42.622	5	13.840	0.712	48.715°
45	-0.4817	45.237	5	13.585	46	-0.1056	44.589	5	13.857	0.712	48.718°
47	-0.4982	47.204	5	13.602	48	-0.1220	46.556	6	16.826	0.712	48.721°
49	-0.5145	49.171	5	13.619	50	-0.1382	48.524	6	16.842	0.712	48.723°
51	-0.5307	51.139	5	13.636	52	-0.1544	50.491	6	16.859	0.712	48.725°
53	-0.5468	53.106	5	13.653	54	-0.1704	52.459	6	16.876	0.712	48.727°
55	-0.5628	55.074	6	16.622	56	-0.1864	54.427	6	16.894	0.712	48.729°
57	-0.5787	57.043	6	16.639	58	-0.2022	56.396	7	19.863	0.712	48.730°
59	-0.5945	59.011	6	16.656	60	-0.2180	58.364	7	19.880	0.712	48.732°
61	-0.6103	60.979	6	16.674	62	-0.2337	60.333	7	19.897	0.712	48.733°
63	-0.6260	62.948	6	16.691	64	-0.2493	62.301	7	19.915	0.712	48.734°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 齿数	公法线 长度	齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 槽数	公法线 长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
65	-0.641 6	64.917	6	16.708	66	-0.264 9	64.270	7	19.932	0.712	48.735°
67	-0.657 2	66.886	7	19.678	68	-0.280 5	66.239	8	22.902	0.712	48.736°
69	-0.672 7	68.855	7	19.695	70	-0.296 0	68.208	8	22.919	0.712	48.737°
71	-0.688 2	70.824	7	19.713	72	-0.311 4	70.177	8	22.936	0.712	48.737°
73	-0.703 6	72.793	7	19.730	74	-0.326 8	72.146	8	22.954	0.712	48.738°
75	-0.719 0	74.762	7	19.747	76	-0.342 2	74.116	8	22.971	0.712	48.739°
77	-0.734 3	76.731	8	22.717	78	-0.357 6	76.085	9	25.941	0.712	48.739°
79	-0.749 7	78.701	8	22.735	80	-0.372 9	78.054	9	25.959	0.712	48.740°
81	-0.765 0	80.670	8	22.752	82	-0.388 1	80.024	9	25.976	0.712	48.740°
83	-0.780 2	82.640	8	22.770	84	-0.403 4	81.993	9	25.994	0.712	48.741°
85	-0.795 5	84.609	8	22.787	86	-0.418 6	83.963	9	26.011	0.712	48.741°
87	-0.810 7	86.579	9	25.757	88	-0.433 8	85.932	9	26.029	0.712	48.742°
89	-0.825 9	88.548	9	25.775	90	-0.449 0	87.902	10	28.999	0.712	48.742°
91	-0.841 1	90.518	9	25.792	92	-0.464 2	89.872	10	29.016	0.712	48.743°
93	-0.856 2	92.488	9	25.810	94	-0.479 3	91.841	10	29.034	0.712	48.743°
95	-0.871 3	94.457	9	25.828	96	-0.494 4	93.811	10	29.052	0.712	48.743°
97	-0.886 5	96.427	10	28.797	98	-0.509 5	95.781	10	29.069	0.713	48.743°
99	-0.901 6	98.397	10	28.815	100	-0.524 6	97.751	11	32.039	0.713	48.744°
101	-0.916 6	100.367	10	28.833	102	-0.539 7	99.721	11	32.057	0.713	48.744°
103	-0.931 7	102.337	10	28.850	104	-0.554 8	101.690	11	32.074	0.713	48.744°

注：表中所有长度单位均为 mm。

表 7-41 二齿差几何尺寸及参数 ( $A_s^* = 0.6$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 1\text{mm}$ )

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 齿数	公法线 长度	齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 槽数	公法线 长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
28	-0.058 7	29.083	4	10.684	30	0.150 4	29.101	4	10.856	1.150	35.194°
30	-0.064 8	31.070	4	10.708	32	0.144 6	31.089	4	10.880	1.150	35.207°
32	-0.070 3	33.059	4	10.733	34	0.139 3	33.079	5	13.856	1.150	35.218°
34	-0.075 4	35.049	4	10.757	36	0.134 5	35.069	5	13.881	1.150	35.227°
36	-0.080 1	37.040	4	10.782	38	0.130 0	37.060	5	13.906	1.150	35.235°
38	-0.084 5	39.031	5	13.759	40	0.125 8	39.052	5	13.931	1.151	35.242°
40	-0.088 6	41.023	5	13.784	42	0.121 8	41.044	5	13.956	1.151	35.247°
42	-0.092 4	43.015	5	13.810	44	0.118 1	43.036	6	16.934	1.151	35.252°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 齿数	公法线 长度	齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 槽数	公法线 长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
44	0.096 0	45.008	5	13.835	46	0.111 6	45.029	6	16.959	1.151	35.256°
46	-0.099 5	47.001	5	13.861	48	0.111 2	47.022	6	16.985	1.151	35.260°
48	-0.102 8	48.994	6	13.839	50	0.108 0	49.016	6	17.011	1.151	35.263°
50	-0.106 0	50.988	6	16.865	52	0.101 9	51.010	6	17.037	1.151	35.266°
52	-0.109 0	52.982	6	16.890	54	0.104 9	53.004	7	20.015	1.151	35.269°
54	-0.119	54.976	6	16.916	56	0.099 0	54.998	7	20.041	1.151	35.271°
56	-0.114 8	56.970	7	19.895	58	0.096 2	56.992	7	20.067	1.151	35.273°
58	-0.117 5	58.965	7	19.921	60	0.093 6	58.987	7	20.093	1.151	35.275°
60	-0.120 2	60.960	7	19.947	62	0.090 9	60.982	8	23.072	1.151	35.277°
62	-0.122 8	62.954	7	19.973	64	0.088 4	62.977	8	23.038	1.151	35.278°
64	-0.125 3	64.949	7	20.000	66	0.085 9	64.972	8	23.124	1.151	35.279°
66	-0.127 7	66.945	8	22.978	68	0.083 4	66.967	8	23.150	1.151	35.281°
68	-0.130 2	68.940	8	23.004	70	0.081 1	68.962	8	23.177	1.151	35.282°
70	-0.132 5	70.935	8	23.031	72	0.078 7	70.957	9	26.155	1.151	35.283°
72	-0.134 8	72.930	8	23.057	74	0.076 4	72.953	9	26.182	1.151	35.284°
74	-0.137 1	74.926	8	23.084	76	0.074 2	74.948	9	26.208	1.151	35.285°
76	-0.139 4	76.921	9	26.062	78	0.071 9	76.944	9	26.235	1.151	35.286°
78	-0.141 6	78.917	9	26.089	80	0.069 8	78.940	10	29.213	1.151	35.286°
80	-0.143 7	80.913	9	26.115	82	0.067 6	80.935	10	29.240	1.151	35.287°
82	-0.145 9	82.908	9	26.142	84	0.065 5	82.931	10	29.267	1.151	35.288°
84	-0.148 0	84.904	10	29.120	86	0.063 4	84.927	10	29.293	1.151	35.288°
86	-0.150 1	86.900	10	29.147	88	0.061 3	86.923	10	29.320	1.151	35.289°
88	-0.152 1	88.896	10	29.174	90	0.059 3	88.919	11	32.298	1.151	35.289°
90	-0.154 2	90.892	10	29.200	92	0.057 2	90.914	11	32.325	1.151	35.290°
92	-0.156 2	92.888	10	29.227	94	0.055 2	92.910	11	32.352	1.151	35.290°
94	-0.158 2	94.884	11	32.206	96	0.053 3	94.907	11	32.378	1.151	35.291°
96	-0.160 2	96.880	11	32.232	98	0.051 3	96.903	11	32.405	1.151	35.291°
98	-0.162 1	98.876	11	32.259	100	0.049 3	98.899	12	35.384	1.151	35.292°
100	-0.164 1	100.872	11	32.286	102	0.047 4	100.895	12	35.411	1.151	35.292°
102	0.166 0	102.868	12	35.265	104	0.045 5	102.891	12	35.437	1.151	35.292°

注：表中所有长度单位为 mm。

表 7-42 三齿差几何尺寸及参数 ( $h_a^* = 0.6$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 1\text{mm}$ )

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 齿数	公法线 长度	齿数	径向变 位系数	齿顶圆 直径	跨越 槽数	公法线 长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
35	0.062 9	36.326	4	10.866	38	0.179 5	37.159	5	13.940	1.597	28.041°
37	0.063 5	38.327	5	13.846	40	0.180 3	39.161	5	13.968	1.597	28.048°
39	0.064 4	40.329	5	13.875	42	0.181 3	41.163	5	13.997	1.597	28.054°
41	0.065 5	42.331	5	13.904	44	0.182 6	43.165	6	16.978	1.597	28.059°
43	0.066 9	44.334	5	13.933	46	0.184 1	45.168	6	17.007	1.597	28.064°
45	0.068 5	46.337	6	16.914	48	0.185 7	47.171	6	17.036	1.597	28.068°
47	0.070 2	48.340	6	16.943	50	0.187 5	49.175	6	17.065	1.597	28.071°
49	0.072 1	50.344	6	16.972	52	0.189 5	51.179	7	20.047	1.598	28.074°
51	0.074 1	52.348	6	17.002	54	0.191 6	53.183	7	20.076	1.598	28.077°
53	0.076 3	54.353	7	19.983	56	0.193 7	55.187	7	20.106	1.598	28.079°
55	0.078 5	56.357	7	20.013	58	0.196 0	57.192	7	20.135	1.598	28.081°
57	0.080 8	58.362	7	20.042	60	0.198 4	59.197	8	23.117	1.589	28.083°
59	0.083 3	60.367	7	20.072	62	0.200 8	61.202	8	23.147	1.598	28.085°
61	0.085 7	62.371	7	20.102	64	0.203 4	63.207	8	23.176	1.598	28.087°
63	0.088 3	64.377	8	23.084	66	0.206 0	65.212	8	23.206	1.598	28.088°
65	0.090 9	66.382	8	23.114	68	0.208 6	67.217	8	23.236	1.598	28.089°
67	0.093 6	68.387	8	23.143	70	0.211 3	69.223	9	26.218	1.598	28.091°
69	0.096 3	70.393	8	23.173	72	0.214 0	71.228	9	26.248	1.598	28.092°
71	0.099 1	72.398	9	26.155	74	0.216 8	73.234	9	26.278	1.598	28.093°
73	0.101 9	74.404	9	26.185	76	0.219 7	75.239	9	26.308	1.598	28.094°
75	0.104 8	76.410	9	26.215	78	0.222 6	77.245	10	29.290	1.598	28.095°
77	0.107 7	78.415	9	26.245	80	0.225 5	79.251	10	29.320	1.598	28.095°
79	0.110 6	80.421	9	26.275	82	0.228 4	81.257	10	29.350	1.598	28.096°
81	0.113 6	82.427	10	29.257	84	0.231 4	83.263	10	29.380	1.598	28.097°
83	0.116 5	84.433	10	29.287	86	0.234 4	85.269	10	29.410	1.598	28.097°
85	0.119 6	86.439	10	29.318	88	0.237 4	87.275	11	32.392	1.598	28.098°
87	0.122 6	88.445	10	29.348	90	0.240 5	89.281	11	32.422	1.598	28.099°
89	0.125 7	90.451	11	32.330	92	0.243 6	91.287	11	32.452	1.598	28.099°
91	0.128 8	92.458	11	32.360	94	0.246 7	93.293	11	32.483	1.598	28.100°
93	0.131 9	94.464	11	32.390	96	0.249 8	95.300	12	35.465	1.598	28.100°
95	0.135 0	96.470	11	32.420	98	0.252 9	97.306	12	35.495	1.598	28.100°
97	0.138 2	98.476	12	35.403	100	0.256 1	99.312	12	35.525	1.598	28.101°
99	0.141 3	100.483	12	35.433	102	0.259 3	101.319	12	35.555	1.598	28.101°
101	0.144 5	102.489	12	35.463	104	0.262 4	103.325	13	38.538	1.598	28.102°

注：表中所有长度单位为 mm。

表 7-43 四齿差几何尺寸及参数 ( $h_a^* = 0.6$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $m = 1\text{mm}$ )

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变位系数	齿顶圆直径	跨越齿数	公法线长度	齿数	径向变位系数	齿顶圆直径	跨越槽数	公法线长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
30	0.0975	31.395	4	10.819	34	0.1519	33.101	5	13.865	2.050	23.547°
32	0.0971	33.394	4	10.847	36	0.1518	35.104	5	13.893	2.050	23.558°
34	0.0972	35.394	4	10.875	38	0.1520	37.104	5	13.921	2.050	23.567°
36	0.0976	37.395	5	13.856	40	0.1526	39.105	5	13.949	2.051	23.574°
38	0.0984	39.397	5	13.884	42	0.1535	41.107	5	13.978	2.051	23.581°
40	0.0995	41.399	5	13.913	44	0.1546	43.109	6	16.959	2.051	23.586°
42	0.1007	43.401	5	13.942	46	0.1560	45.112	6	16.988	2.051	23.591°
44	0.1022	45.404	6	16.923	48	0.1576	47.115	6	17.017	2.051	23.595°
46	0.1039	47.408	6	16.952	50	0.1593	49.119	6	17.046	2.051	23.598°
48	0.1058	49.412	6	16.981	52	0.1612	51.122	7	20.027	2.051	23.602°
50	0.1077	51.415	6	17.011	54	0.1632	53.126	7	20.057	2.051	23.604°
52	0.1098	53.420	6	17.040	56	0.1654	55.131	7	20.086	2.051	23.607°
54	0.1120	55.424	7	20.022	58	0.1676	57.135	7	20.116	2.051	23.609°
56	0.1143	57.429	7	20.051	60	0.1700	59.140	7	20.145	2.051	23.611°
58	0.1167	59.433	7	20.081	62	0.1724	61.145	8	23.127	2.051	23.613°
60	0.1192	61.438	7	20.111	64	0.1749	63.150	8	23.157	2.051	23.615°
62	0.1218	63.444	8	23.093	66	0.1775	65.155	8	23.187	2.051	23.616°
64	0.1244	65.449	8	23.122	68	0.1801	67.160	8	23.217	2.051	23.617°
66	0.1271	67.454	8	23.152	70	0.1828	69.166	9	26.199	2.051	23.619°
68	0.1298	69.460	8	23.182	72	0.1856	71.171	9	26.228	2.051	23.620°
70	0.1326	71.465	9	26.164	74	0.1884	73.177	9	26.258	2.051	23.621°
72	0.1354	73.471	9	26.194	76	0.1912	75.182	9	26.288	2.051	23.622°
74	0.1383	75.477	9	26.224	78	0.1941	77.188	9	26.318	2.051	23.623°
76	0.1412	77.482	9	26.254	80	0.1971	79.194	10	29.300	2.051	23.624°
78	0.1441	79.488	9	26.284	82	0.2000	81.200	10	29.331	2.051	23.624°
80	0.1471	81.494	10	29.266	84	0.2030	83.206	10	29.361	2.051	23.625°
82	0.1501	83.500	10	29.296	86	0.2060	85.212	10	29.391	2.051	23.626°
84	0.1532	85.506	10	29.327	88	0.2091	87.218	11	32.373	2.051	23.626°
86	0.1563	87.519	10	29.357	90	0.2122	89.224	11	32.403	2.051	23.627°
88	0.1594	89.519	11	32.339	92	0.2153	91.231	11	32.433	2.051	23.627°
90	0.1625	91.525	11	32.369	94	0.2184	93.237	11	32.463	2.051	23.628°
92	0.1656	93.531	11	32.399	96	0.2216	95.243	12	35.446	2.051	23.628°
94	0.1688	95.538	11	32.429	98	0.2247	97.249	12	35.476	2.051	23.629°

续表

外 齿 轮					内 齿 轮					内 啮 合	
齿数	径向变位系数	齿顶圆直径	跨越齿数	公法线长度	齿数	径向变位系数	齿顶圆直径	跨越槽数	公法线长度	中心距	啮合角
$z_1$	$x_1$	$d_{a1}$	$k_1$	$W_{k1}$	$z_2$	$x_2$	$d_{a2}$	$k_2$	$W_{k2}$	$a'$	$\alpha'$
96	0.1720	97.544	11	32.460	100	0.2279	99.256	12	35.506	2.051	23.629°
98	0.1752	99.550	12	35.442	102	0.2311	101.262	12	35.536	2.051	23.630°
100	0.1784	101.557	12	35.472	104	0.2344	103.269	12	35.566	2.051	23.630°

注：表中所有长度单位为 mm。

a. 表中均以齿轮模数  $m=1\text{mm}$  计算。设计时表中的  $d_s$ 、 $W_k$ 、 $a'$  均应乘以实际采用的模数。

b. 保证了下列限制条件的预期值:

$z_D$	1	2	3	4
$\varepsilon_a$	1.050	1.100	1.125	1.150
$G_s$	0.050			
$f_s$	$>0.4m$ (m 为模数)			

c.  $s_{s1}$ 、 $s_{s2}$ 、 $\epsilon_s$  及  $G_s$  以外的其他项目的验算须待插齿刀选定后才能进行。

d. 表中的齿顶圆按式 (7-42)、式 (7-43) 计算的。

e. 表中有一部分变位系数是负值。插内齿时应尽量选用齿数较多、变位系数较小的插齿刀, 以避免切齿负啮合。验算式为

$$\operatorname{inv} \alpha'_{02} = \operatorname{inv} \alpha + 2 \tan \alpha \frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0} > 0$$

### (3) 零齿差变位内啮合的原理及有关计算

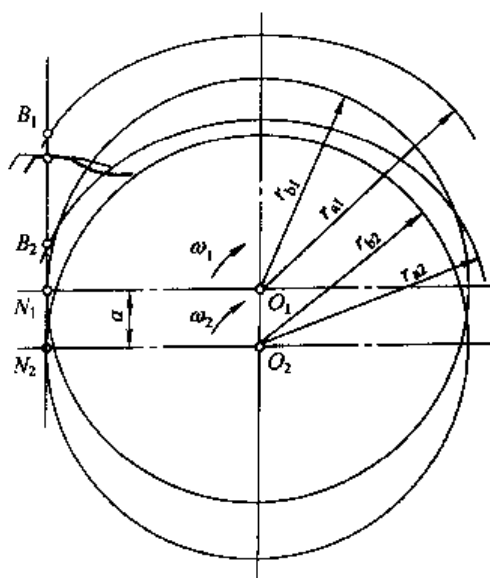


图 7-37 零齿差内啮合几何关系

齿数相同但具有较大齿侧间隙的内啮合，因齿数差  $z_2 - z_1 = 0$ ，故简称零齿差。这种内啮合可作为不同中心平行轴传动的联轴器，是少齿差行星齿轮传动输出机构的形式之一。

零齿差内啮合的主要计算及验算项目如下。

① 啮合方程 零齿差内啮合如图 7-37 所示, 轮齿只在一侧啮合。当按图示方向回转时,  $B_2$  点为开始啮合点,  $B_1$  点为終了啮合点, 线段  $\overline{B_1 B_2}$  是啮合点轨迹。

这种啮合与普通的内啮合不同，其啮合线与中心线平行，啮合方程也不一样。

为形成所需中心距,除保持径向变位系数有一定的差值( $x_2 - x_1$ )外,还需对内、外齿轮进行切向变位,以减薄齿厚。切向变位系数以 $x_{t1}$ 和 $x_{t2}$ 表示,并

规定当齿厚增加时, 切向变位系数为正值, 反之为负值。

内齿轮径向变位时, 公法线增量为  $2x_2 m \sin \alpha$ , 切向变位时, 公法线增量为  $x_{12} m \cos \alpha$ 。

因此中心距可由下式表示, 即

$$a = m \left[ (x_2 - x_1) \sin \alpha - \frac{1}{2} (x_{12} + x_{11}) \cos \alpha \right] \quad (7-63)$$

式 (7-63) 即零齿差内啮合的啮合方程, 齿轮的有关参数必须满足此式。

② 齿顶高 零齿差内啮合的内、外齿轮, 其齿顶高的计算采用最简单式, 即按式 (7-40) 和式 (7-41) 进行计算。

$$\text{外齿轮} \quad h_{a1} = m(h_a^* + x_1)$$

$$\text{内齿轮} \quad h_{a2} = m(h_a^* - x_2)$$

式中  $h_a^*$  ——齿顶高系数, 推荐取  $h_a^* = 0.8$ 。

③ 顶隙 内、外齿轮的齿数相同, 在安装时又必须有中心距, 因此是否存在合适的间隙, 验算很必要。顶隙系数的验算公式如下。

a. 外齿轮齿根与内齿轮齿顶之间。

外齿轮采用滚齿法加工时

$$c_1^* = x_2 - x_1 + 1.25 - h_a^* - \frac{a}{m} > 0 \quad (7-64)$$

式中 1.25 ——滚刀的齿顶高系数。

外齿轮采用插齿法加工时

$$c_1^* = h_{a0}^* - h_a^* - \frac{z_1 + z_0}{z} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{01}} - 1 \right) + x_0 + x_2 - \frac{a}{m} > 0 \quad (7-65)$$

式中  $h_{a0}^*$  ——插齿刀的齿顶高系数;

$z_0$  ——插齿刀的齿数;

$\alpha'_{01}$  ——插齿刀与外齿轮的啮合角;

$x_0$  ——插齿刀的变位系数。

b. 内齿轮齿根与外齿轮齿顶之间。

$$c_2^* = h_{a0}^* - h_a^* + \frac{z_2 - z_0}{z} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{02}} - 1 \right) + x_0 - x_1 - \frac{a}{m} > 0 \quad (7-66)$$

式中  $\alpha'_{02}$  ——插齿刀与内齿轮的啮合角。

若验算时出现无顶隙, 则应减小齿顶高系数, 重新计算。

④ 重合度 零齿差内啮合目前只用直齿传动, 故其重合度即以  $\epsilon_\alpha$  表示。通常在设计时至少使  $\epsilon_\alpha = 1.1 \sim 1.2$ 。重合度由下式计算, 即

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ z(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_{a2}) + \frac{2a}{m \cos \alpha} \right] \quad (7-67)$$

$$z = z_1 = z_2$$

在其他参数不变时, 增大  $x_1$  则  $\epsilon_\alpha$  也增大。

⑤ 齿顶厚 径向变位系数越大, 齿顶厚度就越小。另外, 对于零齿差内啮合, 切向变位系数取负值, 也使齿顶厚减小。为了保证齿顶的强度, 设计时应使齿顶厚  $s_a \geq 0.4m$ 。因此, 零齿差适合配用于中心距较小的少齿差传动, 作为输出机构。若中心距太大则齿顶将变得很尖而不能使用。齿顶厚的计算公式如下。

外齿轮的齿顶厚

$$s_{a1} = \frac{m \cos \alpha}{\cos \alpha_{a1}} \left[ \frac{\pi}{2} + x_{11} + 2x_1 \tan \alpha - z_1 (\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha) \right] \quad (7-68)$$

内齿轮的齿顶厚

$$s_{a2} = \frac{m \cos \alpha}{\cos \alpha_{a2}} \left[ \frac{\pi}{2} + x_{12} - 2x_2 \tan \alpha + z_2 (\operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha) \right] \quad (7-69)$$

⑥ 变位系数的确定 变位系数应使其既满足啮合方程, 又满足有关的限制条件。

从零齿差内啮合的啮合方程可知, 在给定中心距及齿形角以后, 待求的参数是径向变位系数  $x_1$ 、 $x_2$  以及切向变位系数  $x_{11}$  和  $x_{12}$ 。确定这些变位系数的方法不止一种, 下面只介绍其中一种。

零齿差的模数总比少齿差的模数大一些 (一般大 0.5~1 倍), 所以零齿差的齿数有时比较小, 这应特别注意内齿轮在插齿时不产生径向进刀顶切, 验算时可按照表 7-35 中的有关公式及说明。设计时根据插齿刀的参数及内齿轮的齿数由表 7-36 可以查得内齿轮的变位系数  $x_2$ 。当  $x_2$  越大时, 对于避免这种干涉越有利, 所以只要齿顶厚足够,  $x_2$  也可选取比表 7-36 中所列数据再大一点的数值。

其次再根据重合度的要求确定外齿轮的变位系数  $x_1$ 。由重合度的计算式可知, 切向变位系数与重合度无关, 只要  $\alpha$ 、 $a$  及  $x_2$  为不变的常量, 便可按重合度的预期值用逐步逼近法求得相应的  $x_1$ 。其迭代程序为

$$x_1^{(n+1)} = x_1^{(n)} - \frac{\epsilon_a(x_1^{(n)}) - [\epsilon_a]}{\frac{d\epsilon_a}{dx_1}(x_1^{(n)})} \\ (n=0, 1, 2, \dots)$$

式中  $[\epsilon_a]$ ——重合度的预期值。

$$\frac{d\epsilon_a}{dx_1} = \frac{mz}{\pi r_{a1} \sin 2\alpha_{a1}} \quad (7-70)$$

**例 10** 已知  $a = 0.84$ ,  $m = 2\text{mm}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 0.8$ ,  $z = 22$ ,  $z_0 = 13$ ,  $x_0 = 0.085$ ,  $[\epsilon_a] = 1.2$ 。试按重合度的预期值选定变位系数。

**解** 按不产生径向进刀顶切的要求, 取  $x_2 = 0.6$ , 取初始值  $x_1^{(0)} = 0$ 。

由计算得

$$\epsilon_a(x_1^{(0)}) = 1.009, \quad \frac{d\epsilon_a}{dx_1}(x_1^{(0)}) = 0.702$$

$$x_1^{(1)} = 0 - \frac{1.009 - 1.2}{0.702} = 0.27, \quad \epsilon_a(x_1^{(1)}) = 1.191$$



$$\frac{d\epsilon_a}{dx_1}(x_1^{(1)}) = 0.656$$

$$x_1^{(2)} = 0.28$$

$$\epsilon_a(x_1^{(2)}) = 1.197 \approx [\epsilon_a] = 1.2$$

因此取  $x_1 = 0.28$  已有足够的准确度。

用上述方法确定  $x_2$  及  $x_1$  之后, 便可由啮合方程求切向变位系数之和, 计算式为

$$x_{11} + x_{12} = 2 \left( x_2 - x_1 - \frac{a}{m \sin \alpha} \right) \tan \alpha \quad (7-71)$$

为了避免两个齿轮的齿顶厚相差悬殊, 可满足上述  $(x_{11} + x_{12})$  的前提下, 适当选取和调整两个齿轮的切向变位系数  $x_{11}$  和  $x_{12}$ , 直到  $s_{a1} \approx s_{a2}$  时便可把这两个切向变位系数同时确定下来。若齿顶厚太小, 则这对齿轮不能使用。

由上述方法确定变位系数之后, 主要验算项目是顶隙, 它必须在切齿刀具的参数确定以后才能进行验算。

⑦ 零齿差几何尺寸及参数表 配用于一齿差传动的零齿差几何尺寸及参数列于表 7-44。

(4) 少齿差行星传动的结构

少齿差行星齿轮传动按传动形式可分为 NN 型和 N 型。

① NN 型少齿差行星传动 NN 型传动一般是由齿数差及模数均相同而齿数不同的两对内齿轮副组成。行星轮是双联齿轮, 其第 2 对齿轮中一个齿轮的轴就是低速轴, 如图 7-38 及图 7-39 所示。

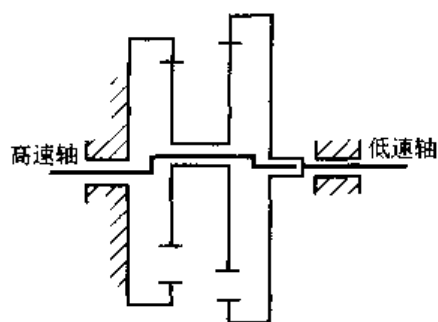


图 7-38 NN 型内齿轮输出

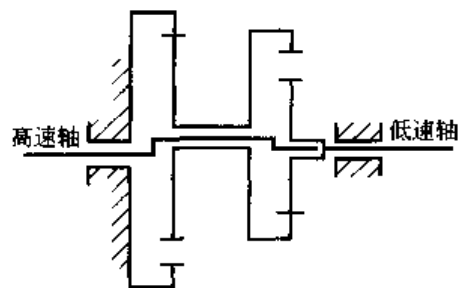


图 7-39 NN 型外齿轮输出

NN 型传动装置, 不需要另外的输出机构, 故结构简单。由于行星轮偏于一方, 在高速轴 (即转臂) 回转时将产生离心力, 所以必须在转轴上相对于偏心轴的反方向装设平衡重。平衡重一般是左右各一块, 以减小不平衡的力偶。如图 7-40 所示。

NN 型传动在理论上的传动比范围较广。但实用上当传动比很大时, 传动效率很低。所以在需要考虑传动效率时, 其传动比不宜过大。目前这种传动多用于小功率传动。通常, 传动比  $i \leq 28$  时, 宜用 NN 型外齿轮输出,  $i > 28$  时, 用 NN 型内齿轮输出。

② N 型少齿差行星传动 图 7-41 所示为 N 型传动简图。这种形式的传动, 通常均是采用输出机构, 把行星轮的回转运动传给低速轴。

表 7-44 配用于一齿差传动

共同参数	少 齿 差		
	齿数差	模 数	中心距
	$z_h - z_c$	$m/\text{mm}$	$a'$
	1	1	0.84

齿数	外 齿 轮							内 齿 轮		
	径向变 位系数	切向变 位系数	齿顶圆 直径	第一次测量		第二次测量		径向变 位系数	切向变 位系数	齿顶圆 直径
				跨越齿数	公法线	跨越齿数	公法线			
$z$	$x_1$	$x_{H1}$	$d_{a1}/\text{mm}$	$k_1'$	$W_{k1}'/\text{mm}$	$k_1$	$W_{k1}/\text{mm}$	$x_2$	$x_{H2}$	$d_{a2}/\text{mm}$
20	0.325 0	-0.213 4	44.500	3	15.766	3	15.364	0.7	-0.407 5	39.600
21	0.306 3	-0.208 8	46.425	3	15.768	3	15.376		-0.398 5	41.600
22	0.290 6	-0.214 2	48.363	3	15.774	3	15.372		-0.381 3	43.600
23	0.281 3	-0.211 7	50.325	4	21.694	4	21.296		-0.377 4	45.600
24	-0.281 3	-0.220 9	52.325	4	21.722	4	21.307		-0.368 2	47.600
25	0.262 5	-0.215 8	54.250	4	21.724	4	21.319		-0.359 6	49.600
26	0.262 5	-0.215 8	56.250	4	21.752	4	21.347		-0.359 6	51.600
27	0.262 5	-0.215 8	58.250	4	21.780	4	21.375		-0.359 6	53.600
28	-0.262 5	-0.224 8	60.250	4	21.808	4	21.386		-0.350 7	55.600
29	0.243 8	-0.219 4	62.175	4	21.811	4	21.398		-0.342 3	57.600
30	0.243 8	-0.219 4	64.175	4	21.839	4	21.426		-0.342 3	59.600
31	0.225 0	-0.222 7	66.100	4	21.841	4	21.423		-0.325 5	61.600
32	0.225 0	-0.222 7	68.100	4	24.869	4	21.451		-0.325 5	63.600
33	0.225 0	-0.222 7	70.100	5	27.801	5	27.383		-0.325 5	65.600
34	0.225 0	-0.222 7	72.100	5	27.829	5	27.411		-0.325 5	67.600
35	0.225 0	-0.222 7	74.100	6	27.857	5	27.439		-0.328 8	69.600
36	0.225 0	-0.222 7	76.100	5	27.885	5	27.467		-0.322 5	71.600
37	0.206 3	-0.217 1	78.025	5	27.888	5	27.480		-0.317 4	73.600
38	0.206 3	-0.225 5	80.025	5	27.916	5	27.492		-0.309 0	75.600
39	0.206 3	-0.225 5	82.025	5	27.944	5	27.520		-0.309 0	77.600
40	0.190 6	-0.220 7	83.963	5	27.950	5	27.536		-0.302 4	79.600
41	0.190 6	-0.220 7	85.963	5	27.978	5	27.564		-0.302 4	81.600
42	0.181 3	-0.217 8	87.925	5	27.994	6	33.489		-0.298 5	83.600
43	0.181 3	-0.217 8	89.925	6	33.926	6	33.517		-0.298 5	85.600
44	0.181 3	-0.225 9	91.925	6	33.954	6	33.529		-0.290 4	87.600
45	0.181 3	-0.225 9	93.925	6	33.982	6	33.557		-0.290 4	89.600
46	0.181 3	-0.225 9	95.925	6	34.010	6	33.585		-0.290 4	91.600
47	0.181 3	-0.225 9	97.925	6	34.038	6	33.613		-0.290 4	93.600
48	0.181 3	-0.225 9	99.925	6	34.066	6	33.641		-0.290 4	95.600
49	0.181 3	-0.225 9	101.925	6	34.094	6	33.669		-0.290 4	97.600
50	0.162 5	-0.219 9	103.850	6	34.096	6	33.683		-0.282 7	99.600
51	0.162 5	-0.219 9	105.850	6	34.124	7	39.615		-0.282 7	101.600
52	0.162 5	-0.219 9	107.850	7	40.057	7	39.643		-0.282 7	103.600
53	0.162 5	-0.219 9	109.850	7	40.085	7	39.671		-0.282 7	105.600
54	0.162 5	-0.219 9	111.850	7	40.113	7	39.699		-0.287	107.600
55	0.162 5	-0.219 9	113.850	7	40.141	7	39.727		-0.282 7	109.600
56	0.162 5	-0.219 9	115.850	7	40.169	7	39.755		-0.282 7	111.600
57	0.162 5	-0.219 9	117.850	7	40.197	7	39.783		-0.282 7	113.600
58	0.162 5	-0.219 9	119.850	7	40.225	7	39.811		-0.282 7	115.600
59	0.162 5	-0.219 9	121.850	7	40.253	7	39.839		-0.282 7	117.600
60	0.162 5	-0.219 9	123.850	7	40.281	8	45.772		-0.282 7	119.600

的零齿差几何尺寸及参数

零 齿 差			
模 数	齿形角	齿顶高系数	中心距
$m$ mm	$\alpha$	$h_a^*$	$a'$
2	$20^\circ$	0.8	0.84

齿数	内 齿 轮										重合度	齿顶厚系数	
	第一次测量					第二次测量						外齿轮	内齿轮
	量棒直径	跨棒距		跨越槽数	公法线	量棒直径	跨棒距		跨越槽数	公法线			
$z$	$d_{M2}$ mm	$M_2$ mm	$\sin \alpha_{M2}$	$k_2'$	$W_{k2}'$ /mm	$d_{M2}$ mm	$M_2$ mm	$\sin \alpha_{M2}$	$k_2$	$W_{k2}$ /mm	$\varepsilon_a$	$\frac{S_{a1}}{m}$	$\frac{S_{a2}}{m}$
20	3.5	37.594	0.404	4	22.183	4.4	36.356	0.387	4	22.949	1.104	0.57	0.58
21	3.5	39.478	0.402	4	22.211	4.4	38.194	0.382	4	22.960	1.099	0.59	0.59
22	3.5	41.602	0.400	4	22.239	4.3	40.593	0.390	4	22.966	1.095	0.60	0.60
23	3.5	43.495	0.397	4	22.267	4.3	42.465	0.387	4	22.976	1.095	0.61	0.61
24	3.5	45.608	0.395	4	22.295	4.3	44.531	0.383	4	22.987	1.100	0.61	0.62
25	3.5	47.511	0.394	4	22.323	4.3	46.390	0.380	4	22.999	1.093	0.62	0.63
26	3.5	49.614	0.392	4	22.351	4.3	48.492	0.379	4	23.027	1.098	0.63	0.63
27	3.5	51.523	0.390	5	28.283	4.5	50.401	0.377	4	23.055	1.103	0.63	0.63
28	3.5	53.619	0.389	5	28.311	4.2	52.813	0.385	5	28.970	1.107	0.63	0.64
29	3.5	55.535	0.388	5	28.339	4.2	54.688	0.382	5	28.983	1.098	0.64	0.64
30	3.5	57.623	0.386	5	28.367	4.2	56.776	0.381	5	29.011	1.102	0.65	0.64
31	3.4	59.901	0.394	5	28.395	4.2	58.613	0.377	5	29.007	1.092	0.65	0.66
32	3.4	61.985	0.392	5	28.423	4.2	60.695	0.376	5	29.035	1.096	0.66	0.66
33	3.4	63.912	0.391	5	28.451	4.2	62.620	0.375	5	29.063	1.099	0.66	0.66
34	3.4	65.990	0.390	5	28.479	4.2	64.697	0.374	5	29.091	1.102	0.66	0.66
35	3.4	67.921	0.389	5	28.507	4.2	66.627	0.373	5	29.119	1.105	0.66	0.66
36	3.4	69.995	0.388	6	34.440	4.2	68.699	0.372	5	29.147	1.108	0.67	0.66
37	3.4	71.929	0.387	6	34.368	4.1	70.959	0.378	6	35.064	1.097	0.68	0.67
38	3.4	73.999	0.386	6	34.496	4.1	72.986	0.376	6	35.076	1.100	0.67	0.68
39	3.4	75.937	0.385	6	34.524	4.1	74.923	0.376	6	35.104	1.102	0.67	0.68
40	3.4	78.003	0.384	6	34.552	4.1	76.956	0.371	6	25.120	1.093	0.68	0.68
41	3.4	79.944	0.383	6	34.580	4.1	78.895	0.373	6	35.148	1.095	0.69	0.68
42	3.4	82.006	0.382	6	24.608	4.1	80.938	0.372	6	35.169	1.090	0.69	0.69
43	3.4	83.950	0.381	6	34.636	4.1	82.880	0.371	6	35.197	1.092	0.69	0.69
44	3.4	86.010	0.380	6	34.664	4.1	84.899	0.370	6	35.209	1.094	0.69	0.70
45	3.4	87.955	0.380	7	40.596	4.1	86.844	0.369	7	41.142	1.096	0.69	0.70
46	3.4	90.013	0.379	7	40.624	4.1	88.900	0.369	7	41.170	1.098	0.69	0.70
47	3.4	91.961	0.378	7	40.652	4.1	90.848	0.368	7	41.198	1.100	0.69	0.70
48	3.4	94.016	0.377	7	40.680	4.1	92.901	0.368	7	41.226	1.102	0.69	0.70
49	3.4	95.966	0.377	7	40.708	4.1	94.851	0.367	7	41.254	1.104	0.69	0.70
50	3.4	98.018	0.376	7	40.736	4	97.235	0.372	7	41.267	1.090	0.70	0.70
51	3.4	99.970	0.376	7	40.764	4	99.187	0.371	7	41.295	1.092	0.71	0.70
52	3.4	102.021	0.375	7	40.792	4	101.237	0.371	7	41.323	1.094	0.71	0.70
53	3.4	103.974	0.374	7	40.820	4	103.190	0.370	7	41.351	1.095	0.71	0.70
54	3.4	106.023	0.374	8	46.752	4	105.238	0.370	8	47.284	1.096	0.71	0.70
55	3.4	107.978	0.373	8	46.780	4	107.194	0.370	8	47.312	1.098	0.71	0.70
56	3.4	110.025	0.373	8	46.808	4	109.240	0.369	8	47.340	1.099	0.71	0.70
57	3.4	111.982	0.372	8	46.836	4	111.197	0.369	8	47.368	1.101	0.71	0.70
58	3.4	114.027	0.372	8	46.864	4	113.241	0.368	8	47.396	1.102	0.71	0.70
59	3.4	115.986	0.371	8	46.892	4	115.200	0.368	8	47.424	1.103	0.71	0.70
60	3.4	118.029	0.371	8	46.920	4	117.243	0.367	8	47.452	1.104	0.71	0.70

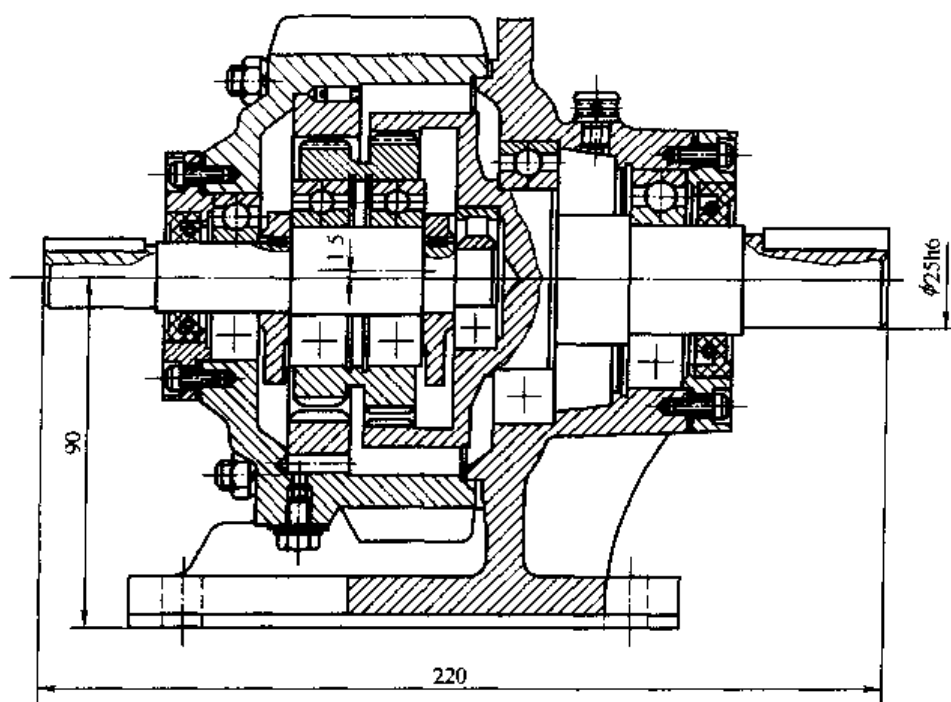


图 7-40 NN 型少齿差减速器

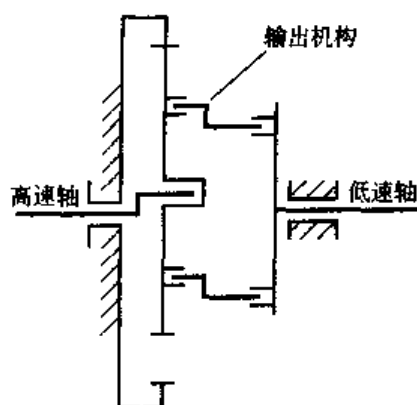


图 7-41 N 型传动

N 型传动，其转臂有单偏心与双偏心两种。双偏心的转臂，两个偏心相差  $180^\circ$ ，装在其上的两个行星轮也相差  $180^\circ$ ，这样由偏心而产生的离心力相互抵消（但这两个离心力大小相等方向相反，且不在同一直线上，所以不平衡力偶仍然存在）。单偏心的转臂只有一个方向的偏心，其中装一个行星轮，必须在偏心的相反方向加上平衡重才能使离心力得到平衡。

N 型常用的输出机构有五种类型，即销孔式、浮动盘式、滑块式、零齿差式和双曲柄式。其中以销孔式应用最多。

a. 销孔输出机构 目前输出功率已达  $45\text{kW}$ 。图 7-42 所示的少齿差减速器就是采用这种输出机构。

输出轴上柱销及行星轮上等分孔的数目，通常为  $6\sim 12$  个，其参考值见表 7-45。

表 7-45 销孔数目参考值

行星轮分度圆直径/mm	<100	>100~200	>200~300	>300~400	>400
销孔数目	6	8	10	12	$\geq 12$

这些等分孔的孔距公差，在制造时必须严格控制。孔距公差的参考值见表 7-46。

表 7-46 销孔孔距公差参考值

行星轮分度圆直径/mm	<200	>200~300	>300~500	>500~800	>800
销孔相邻误差公差/ $\mu\text{m}$	<30	<40	<50	<60	<70
销孔累积误差公差/ $\mu\text{m}$	<60	<80	<100	<120	<140

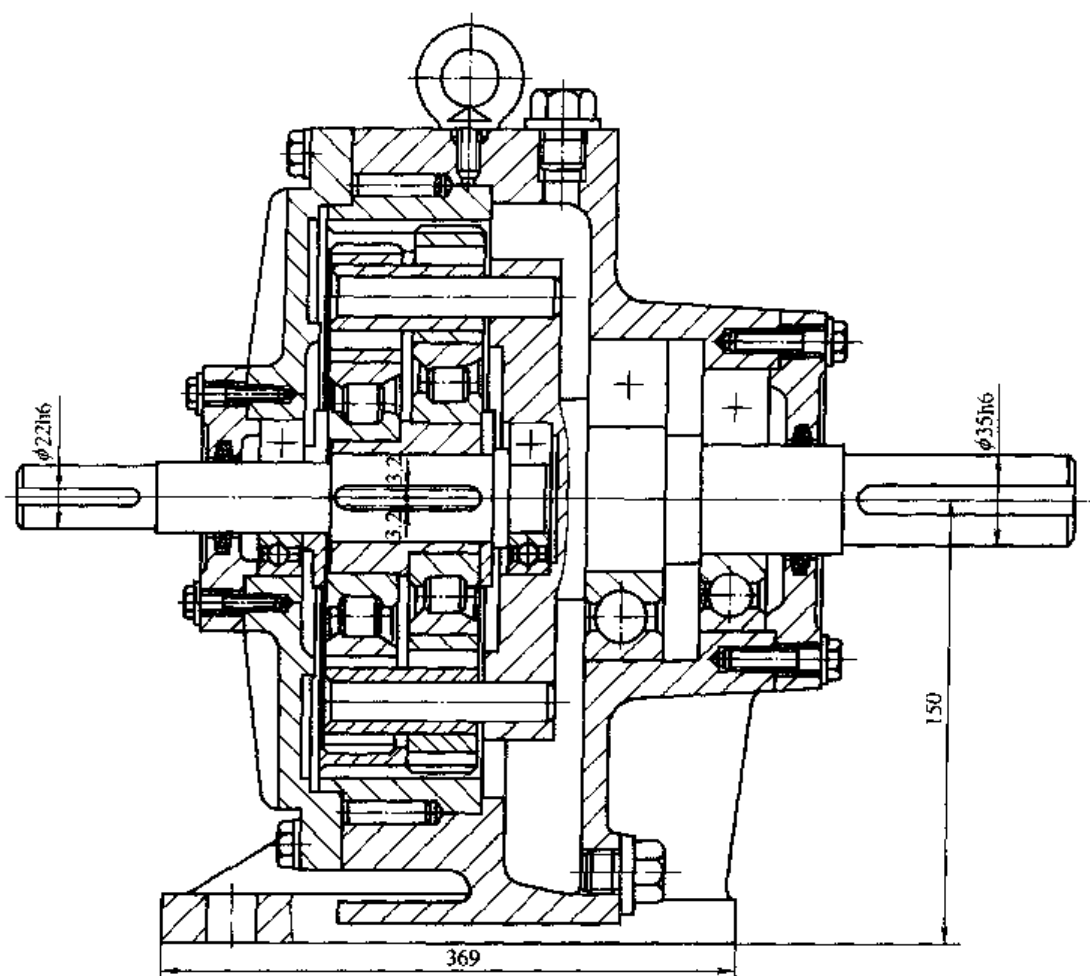


图 7-42 用销孔输出机构的少齿差减速器（典型结构）

销孔的尺寸公差不应低于 7 级精度。

销孔的公称尺寸，理论上是销套外径加上两个中心距。但考虑到销孔、销轴以及销套的加工和装配误差，对销孔的公称直径再加适量的补偿尺寸  $\Delta$ 。 $\Delta$  太小时，将要求提高零件的加工精度，并给装配造成一定困难， $\Delta$  太大时，则承受载荷的销轴数目将减小，影响承载能力。一般取  $\Delta=0.15\sim0.25\text{mm}$ ，行星轮尺寸小时， $\Delta$  取较小值，反之取较大值。

b. 浮动盘输出机构 见图 7-43，其行星轮上的等分孔只有两个且互成  $180^\circ$ ，故制造工艺比销孔输出机构简单，容易获得所需要的精度。

应用浮动盘输出机构，其传递功率，国内最大为 10kW 国外已达 37kW。

这种输出机构的浮动盘、圆柱销、柱销套一般都用轴承钢制造。

c. 滑块输出机构 滑块输出机构相当于一个十字滑块联轴器，比上述两种更为简单，接触面是滑动摩擦，功率损失比较大，适用于非连续性运转或功率较小的场合，见图 7-44。

为了减少摩擦及磨损，滑块应选择耐磨性能高且摩擦因数小的材料。目前多采用青铜。滑块的摩擦表面上开出油沟，以利润滑油的储存，达到较好的润滑效果。

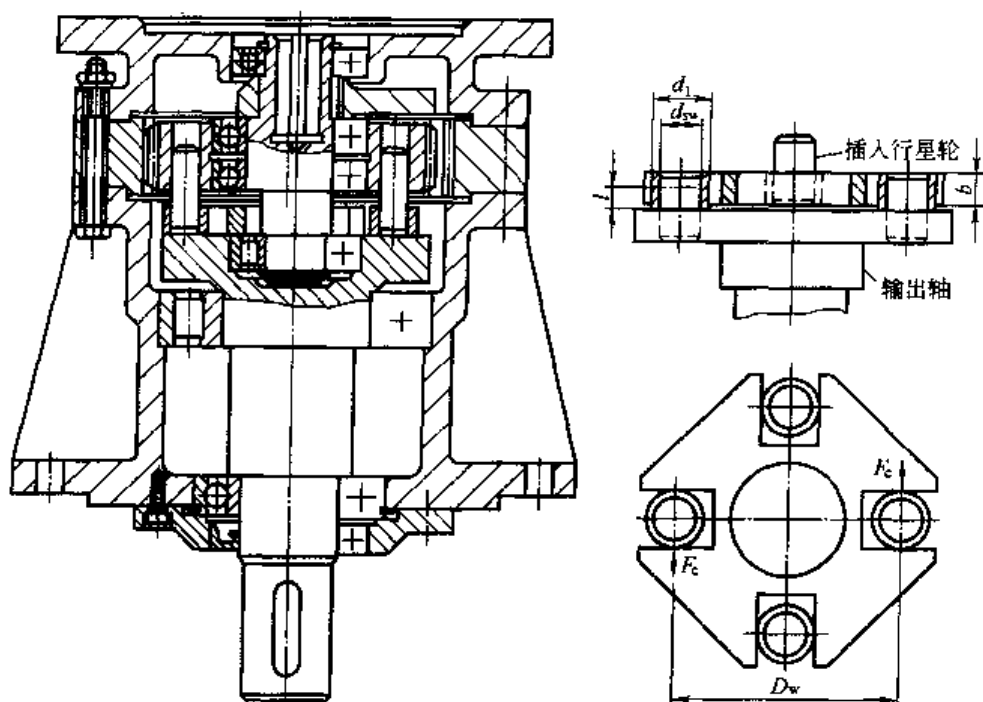


图 7-43 采用浮动盘输出机构的减速器

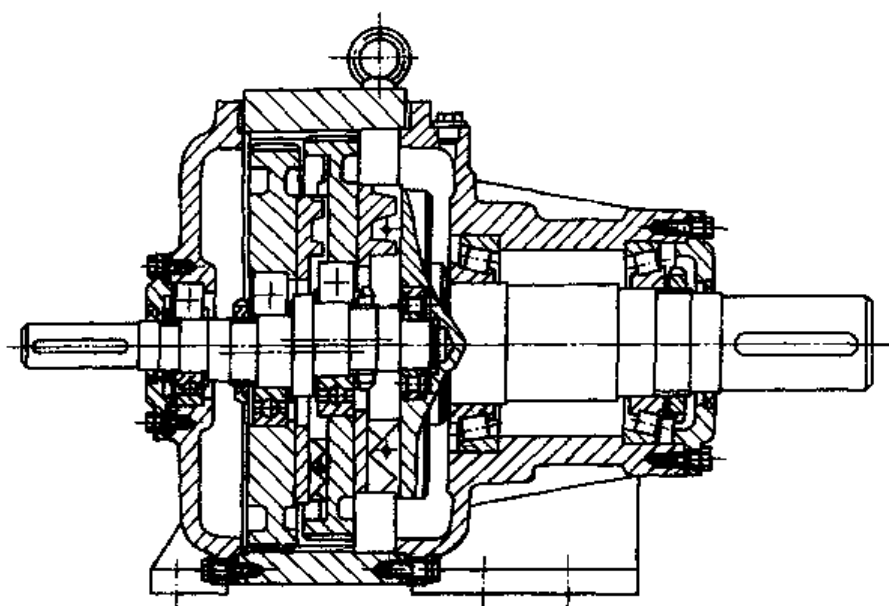


图 7-44 用十字滑块输出机构的减速器

d. 零齿差输出机构 用零齿差输出机构的少齿差减速器如图 7-45 所示。主要特点是用标准刀具在普通机床上就可加工，不需要专门的工艺装备。目前零齿差多用于小型减速装置的单件或小批生产中。

这种机构实际上与 NN 型相似。零齿差输出机构可内齿轮输出，也可外齿轮输出。它与 NN 型的区别在于两对齿轮中只有一对是少齿差，起着减速作用，另一对则是作为平行轴间联轴器的零齿差内啮合。转臂是单偏心，必须装设平衡重。

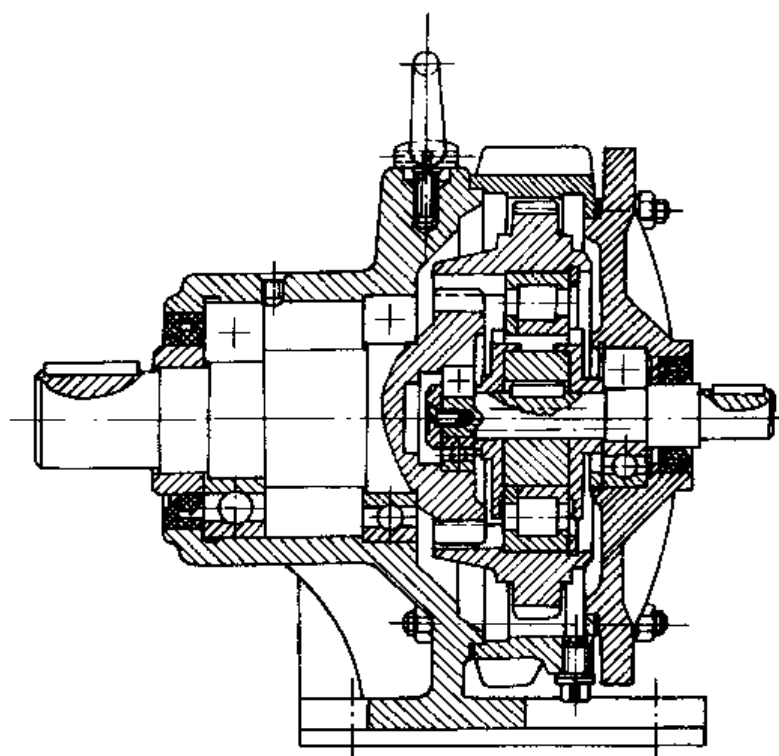


图 7-45 用零齿差式输出机构的减速器

在设计时，考虑到零齿差需要切向变位，往往把零齿差的模数选得比少齿差的模数大一些。但还要考虑到插齿刀的选择，因为当内齿轮的齿数太少时，可能选不到适用的标准插齿刀。这样，在径向尺寸不增大的条件下，零齿差的模数又不宜比少齿差大得太多。通常以相差一倍为宜。

e. 双曲柄式输出机构 这种输出机构如图 7-46 所示。由于原动轴经过外齿轮减速后再传给偏心轴，故动载荷小，运转更为平稳。

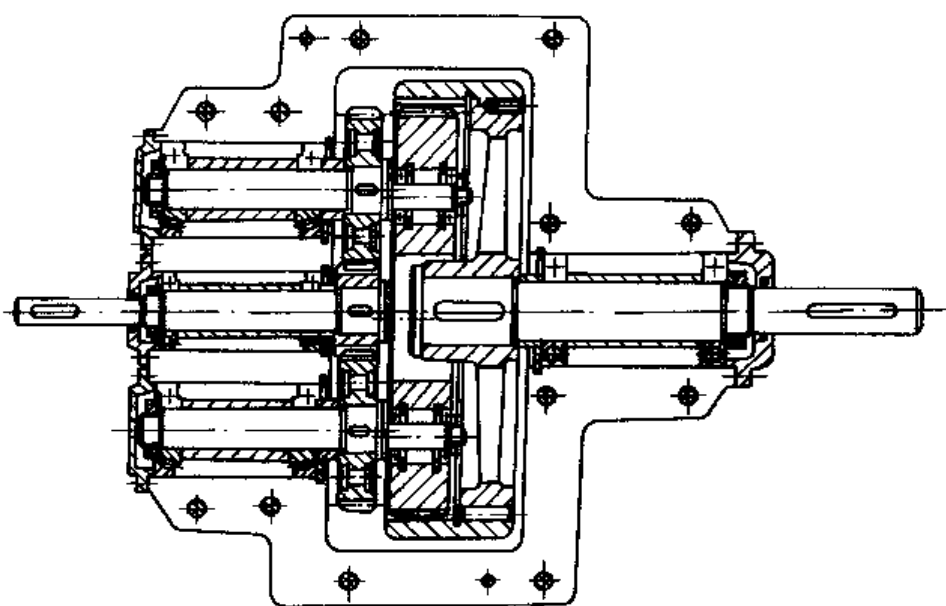


图 7-46 用双曲柄式输出机构的少齿差减速器

### (5) 少齿差行星齿轮传动受力分析

少齿差行星齿轮传动主要受力构件有内齿轮、行星轮、输出机构和转臂轴承等。现以销孔输出机构为例,分析各构件受力情况。行星轮承受内齿轮、输出机构和转臂轴承的作用力(不计摩擦力),其反作用力是行星轮对上述构件的作用力。参见图 7-47,当行星轮逆时针以  $n_c$  转速回转时,内齿轮作用给它的总法向力为  $F$ ,而输出机构作用给它的合力为

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

① 轮齿受力 表 7-47 列出齿轮受力计算公式。

② 输出机构受力 表 7-48 列出输出机构受力

图 7-47 少齿差行星齿轮传动受力分析 计算公式。

表 7-47 少齿差行星齿轮传动轮齿受力计算公式

名称	项 目		代号	计 算 公 式		
				N 型传动		NN 型传动
				内齿轮固定,行星轮输出	输出机构固定,内齿轮输出	内齿轮 b 固定,内齿轮 a 输出
轮 齿	圆 周 力	分圆度上	$F_t$	$F_t = \frac{2T_2}{d_c}$	$F_t = \frac{2T_2}{d_c} \times \frac{z_c}{z_b}$	$F_t = \frac{2T_2}{d_c} \times \frac{z_c}{z_a}$
		节圆上	$F'_t$	$F'_t = \frac{2T_2 \cos \alpha'}{d_c \cos \alpha}$	$F'_t = \frac{2T_2 \cos \alpha'}{d_c \cos \alpha} \times \frac{z_c}{z_b}$	$F'_t = \frac{2T_2 \cos \alpha'}{d_c \cos \alpha} \times \frac{z_c}{z_a}$
	径向力		$F_r$	$F_r = \frac{2T_2 \sin \alpha'}{d_c \cos \alpha}$	$F_r = \frac{2T_2 \sin \alpha'}{d_c \cos \alpha} \times \frac{z_c}{z_b}$	$F_r = \frac{2T_2 \sin \alpha'}{d_c \cos \alpha} \times \frac{z_c}{z_a}$
	法向力		$F$	$F = \frac{2T_2}{d_c \cos \alpha}$	$F = \frac{2T_2}{d_c \cos \alpha} \times \frac{z_c}{z_b}$	$F = \frac{2T_2}{d_c \cos \alpha} \times \frac{z_c}{z_a}$

注: 1.  $T_2$  为输出转矩,当行星轮个数为 2 (NN 型传动是双联齿轮,个数为 2) 时,表中  $T_2$  以  $0.6T_2$  代替。

2.  $d_c$  为行星轮分度圆直径。

3. 转矩单位为  $N \cdot mm$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力的单位为  $N$ 。

表 7-48 输出机构受力计算公式

名称		项 目	代号	计 算 公 式		NN 型传动
				N 型 传 动		
				内齿轮固定,行星轮输出	输出机构固定,内齿轮输出	
输出机构	销轴式	各销轴作用于行星轮上的合力	$Q_{\Sigma}$	由于一侧销轴处于脱离状态,对行星轮没有作用力;而另一侧销轴的作用力对行星轮中心的力矩之和与行星轮的转矩大小相等、方向相反		不需要输出机构
				$Q_{\Sigma} \approx \frac{4T_2}{R_w \pi}$	$Q_{\Sigma} \approx \frac{4T_2}{R_w \pi} \times \frac{z_c}{z_b}$	



名称		项 目	代号	计 算 公 式		NN 型传动
				N 型 传 动		
				内齿轮固定,行星轮输出	输出机构固定,内齿轮输出	
输出机构	销轴式	行星轮对销轴的最大作用力	$Q_{\max}$	行星轮对销轴的作用力随销轴的位置不同而变化,当 $\theta_1 - \frac{\pi}{2}$ 时, $Q$ 为最大值,即为 $Q_{\max}$		不需要输出机构
				$Q_{\max} = \frac{4T_2}{R_w z_w}$	$Q_{\max} = \frac{1T_2}{R_w z_w} \times \frac{z_c}{z_b}$	
	滑块式 浮动盘式	传递输出转矩		$T' = T_2$	$I' = 1, \frac{z_c}{z_b}$	

- 注: 1.  $T_2$  为输出转矩, 当行星轮个数为 2 时, 表中  $T_2$  以  $0.6T_2$  代替。  
 2.  $R_w$  为销轴中心圆半径;  $z_w$  为销轴数。  
 3. 转矩单位为  $N \cdot mm$ ; 长度单位为  $mm$ ; 力单位为  $N$ 。  
 4. 参见表 7-2 中之附图。

③ 转臂轴承受力 少齿差内啮合的转臂轴承装入行星轮与转臂之间, 在行星轮上还要考虑输出机构的安排, 所以转臂轴承的尺寸受到一定的限制。实践证明, 转臂轴承的寿命往往是影响这种传动承载能力的关键。

输出机构转臂轴承的受力情况只介绍考虑单齿接触受力的分析方法。

a. 用销孔输出机构时转臂轴承受力 目前用这种输出机构时, 常采用双偏心, 故以双偏心为例进行分析。

行星轮的受力简图如图 7-48 所示。图中内齿轮作用于行星轮的法向力为  $F$ , 由于是双偏心, 理论上  $F = \frac{1}{2} \frac{T_2}{r_{bc}}$ , 考虑到受力不均匀, 在计算时取

$$F = \frac{0.6T_2}{r_{bc}} \quad (N)$$

式中  $T_2$  —— 输出转矩,  $N \cdot mm$ ;  
 $r_{bc}$  —— 行星轮基圆半径,  $mm$ 。

$F$  可分解为  $F_x$  和  $F_y$

$$F_x = \frac{0.6T_2 \cos \alpha'}{r_{bc}} \quad (7-72)$$

$$F_y = F_x \tan \alpha' \quad (7-73)$$

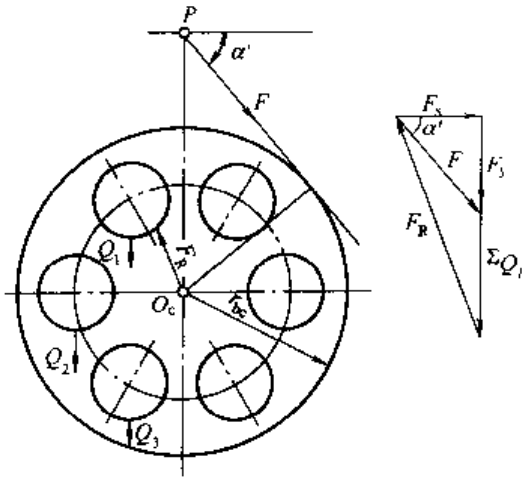


图 7-48 用销孔输出机构的行星轮受力状态

如图 7-48 所示, 只有左边的销轴与行星轮之间有作用力, 行星轮对销轴的作用力随销轴的位置不同而变化, 各销轴作用于行星轮上的合力用  $Q_z$  表示, 近似的计算公式为

$$Q_{\Sigma} = \frac{4T_2}{R_w \pi} \text{ (N)} \quad (7-74)$$

式中  $R_w$  ——销孔分布圆半径, mm。

由力多边形可知, 转臂轴承作用于行星轮的力  $F_R$  为

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + (Q_{\Sigma} + F_y)^2} \quad (7-75)$$

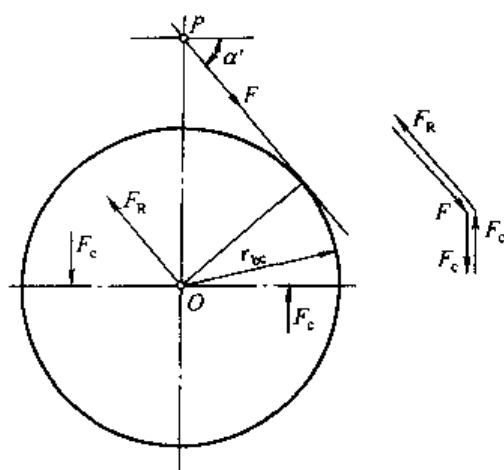


图 7-49 用浮动盘或滑块输出机构的行星轮受力状态

b. 浮动盘或滑块输出机构的转臂轴承受力 行星轮受力简图如图 7-49 所示。转臂轴承作用于行星轮的力  $F_R$  与  $F$  相等, 方向与  $F$  相反, 因此转臂轴承受力计算如下。

单偏心时

$$F_R = \frac{T_2}{r_{bc}} \quad (7-76)$$

双偏心时

$$F_R = \frac{0.6 T_2}{r_{bc}} \quad (7-77)$$

当啮合角改变时, 只改变  $F$  的方向, 并不改变其大小, 所以这两种形式的输出机构, 其转臂轴承受力与啮合角无关。

c. 用零齿差输出机构时的转臂轴承受力 内齿轮输出时行星轮的受力简图如图 7-50 所示。少齿差的行星轮作用给行星轮的力  $F$  为

$$F = \frac{T_2}{r_{bc}} \quad (7-78)$$

$F$  可分解为  $F_x$  及  $F_y$

$$F_x = \frac{T_2 \cos \alpha'}{r_{bc}} \quad (7-79)$$

$$F_y = F_x \tan \alpha' \quad (7-80)$$

零齿差轮齿之间的作用力为  $F_0$ , 其方向与中心线平行。

$$F_0 = \frac{F r_{bc}}{r_b} = \frac{T_2}{r_b} \quad (7-81)$$

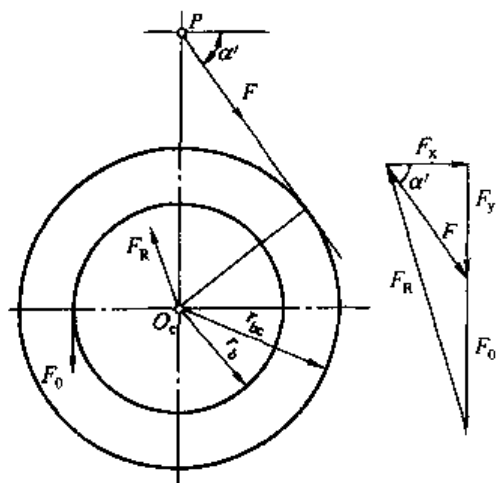


图 7-50 用零齿差输出机构的行星轮受力状态

式中  $r_{bc}$  ——少齿差的行星轮基圆半径, mm;

$r_b$  ——零齿差齿轮的基圆半径, mm。

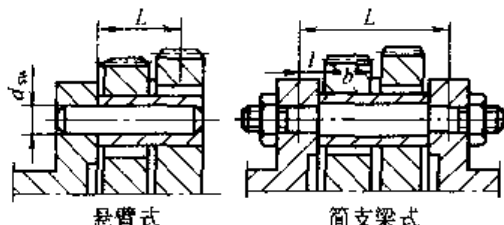
因此转臂轴承作用于行星轮的力  $F_R$  为

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + (F_0 + F_y)^2} \quad (7-82)$$

(6) 少齿差行星齿轮传动的强度计算

少齿差行星齿轮传动的强度计算公式列于表 7-49, 这种传动的薄弱环节是转臂轴承。

表 7-49 少齿差行星齿轮传动的强度计算

名称	项 目	计 算 公 式	说 明																								
内 轮		按第 2 章进行强度计算, 主要计算弯曲应力。由于行星轮与内齿轮齿廓曲率半径很接近, 轮内接触面积较大, 接触应力小, 因此常不计算轮齿接触应力																									
输 出 机 构	销孔式	<div></div> <p>悬臂式                      简支梁式</p> <p>(1) 悬臂式销轴</p> $\sigma_s = \frac{K_{in} Q_{max} L}{0.1 d_{sw}^3} \leq \sigma_{FP}$ <p>(2) 简支梁式销轴</p> $\sigma_F = \frac{K_{in} Q_{max}}{0.1 d_{sw}^3} [L - (0.5b + l)] \frac{0.5b + l}{L} \leq \sigma_{FP}$	<p><math>K_{in}</math> 制造和安装误差对销轴载荷影响系数 <math>K_{in} = 1.35 \sim 1.5</math>, 精度低时取大值, 反之取小值</p> <p><math>Q_{max}</math> 一行星轮对销轴的作用力, N, 见表 7-48</p> <p><math>d_{sw}</math> 销轴直径, mm</p> <p><math>\sigma_{FP}</math> 许用弯曲应力按下表选取:</p> <table><tr><th>钢号</th><th>表面硬度 HRC</th><th><math>\sigma_{FP}</math> MPa</th><th>钢号</th><th>表面硬度 HRC</th><th><math>\sigma_{FP}</math> MPa</th></tr><tr><td>20Cr</td><td>56~62</td><td>150~200</td><td>GCr15</td><td>60~64</td><td>150~200</td></tr><tr><td>MnTi</td><td></td><td></td><td>20Cr</td><td>56~62</td><td>150~200</td></tr><tr><td>45Cr</td><td>45~55</td><td>120~150</td><td>MnMo</td><td></td><td></td></tr></table>	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{FP}$ MPa	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{FP}$ MPa	20Cr	56~62	150~200	GCr15	60~64	150~200	MnTi			20Cr	56~62	150~200	45Cr	45~55	120~150	MnMo		
	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{FP}$ MPa	钢号	表面硬度 HRC	$\sigma_{FP}$ MPa																					
	20Cr	56~62	150~200	GCr15	60~64	150~200																					
	MnTi			20Cr	56~62	150~200																					
45Cr	45~55	120~150	MnMo																								
浮动盘式	销轴套与滑槽平面的接触强度	$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{T_2}{D_w L_H r_{cw}}} \leq \sigma_{HP}$	<p><math>T_2</math> 一输出转矩, N·mm</p> <p><math>D_w</math> 销轴中心圆直径, mm</p> <p><math>r_{cw}</math> 销轴套外圆半径, mm</p> <p><math>L_H</math> 销轴套与滑槽接触长度, mm</p> <p><math>\sigma_{HP}</math> 许用接触应力; 当 HBS &lt; 300, 取 <math>\sigma_{HP} = (2.5 \sim 3.0) \text{HBS}</math>, 当 HRC &gt; 30, 取 <math>\sigma_{HP} = 25 \sim 30 \text{HRC}</math></p>																								
	销轴弯曲强度	$\sigma_F = \frac{10 L_H T_2}{D_w d_{sw}^3} \leq \sigma_{FP}$	<p><math>d_{sw}</math> 销轴直径, mm</p> <p>其他代号同上</p>																								
	承压面上最大压强	$p_{max} \approx \frac{8 T_2}{h D^2} \leq p_P$	<p><math>h</math> 滑块与滑槽接触宽度, mm</p> <p><math>D</math> 滑块外圆直径, mm</p> <p><math>p_P</math> 许用压强, MPa, 见下表:</p> <table><tr><th>工作条件</th><th>青铜</th><th>铸铁</th><th rowspan="4">注: 1. 较小值用于长时间工作, 载荷变化频繁的场所 2. 工作条件良好, 选取淬火钢时 <math>p_P \leq 25</math>, 夹布胶木 <math>p_P \leq 10</math></th></tr><tr><td>工作条件差、双向冲击、润滑不良</td><td>1.5~5</td><td>3~10</td></tr><tr><td>工作条件中等</td><td>2.5~7.5</td><td>5~15</td></tr><tr><td>工作条件良好</td><td>5~10</td><td>10~20</td></tr></table>	工作条件	青铜	铸铁	注: 1. 较小值用于长时间工作, 载荷变化频繁的场所 2. 工作条件良好, 选取淬火钢时 $p_P \leq 25$ , 夹布胶木 $p_P \leq 10$	工作条件差、双向冲击、润滑不良	1.5~5	3~10	工作条件中等	2.5~7.5	5~15	工作条件良好	5~10	10~20											
工作条件	青铜	铸铁	注: 1. 较小值用于长时间工作, 载荷变化频繁的场所 2. 工作条件良好, 选取淬火钢时 $p_P \leq 25$ , 夹布胶木 $p_P \leq 10$																								
工作条件差、双向冲击、润滑不良	1.5~5	3~10																									
工作条件中等	2.5~7.5	5~15																									
工作条件良好	5~10	10~20																									
转臂轴承	选择计算	转臂轴承仅承受径向载荷, 不受轴向载荷, 通常选用向心滚子轴承。当量载荷取实际径向载荷; 轴承转速取行星轮相对于转臂的转速。选择轴承时, 根据行星轮结构尽可能增大轴承尺寸, 以提高寿命。一般轴承宽度等于齿轮宽度; 轴承外径约为行星轮分度圆直径的一半																									

### (7) 少齿差行星传动主要零件的常用材料

少齿差行星传动主要零件的常用材料可参考表 7-50 选用。

表 7-50 少齿差行星齿轮传动主要零件的常用材料

零件名称	材 料	热处理	硬 度	说 明
行星轮与内齿轮(包括零齿差传动的内外齿轮)	45, 40Cr, 40MnB, 35CrMoSi	调质	HBS<300	内齿轮亦可用球墨铸铁, 如 QT600
	45, 40Cr	表面淬火	35~50HRC	
	20Cr, 20CrMnTi	渗碳淬火	58~63HRC	
销轴销轴套浮动盘	GCr15	淬火	销轴套: 56~62HRC	20CrMnMoVBA 主要用于销轴受力不均及冲击载荷的场合
	20CrMnMoVBA	渗碳淬火	销轴、浮动盘: 60~64HRC	
滑块	40Cr	淬火	48~55HRC	
	青铜、球墨铸铁、酚醛夹布胶木			
输入轴、输出轴	45, 40Cr, 40MnB	HBS≤300		
壳体	HT200, QT400			铸后消除内应力

注: 表中材料仅供参考, 设计者可根据使用条件选择其他合适的材料。

### (8) 少齿差行星齿轮传动主要零件的技术要求

① 高速轴和低速轴的直径、轴承孔、等分孔、机座的轴承孔、定位孔、定位止口、浮动盘的槽、柱销的孔、销轴直径、销套内径与外径的尺寸公差均按 7 级精度。

② 中心距公差自定。

③ 行星轮与内齿轮精度为 GB/T 10095—2001 的 7 级或 8 级。

④ 各主要零件间的公差配合参照表 7-51。

表 7-51 少齿差行星传动主要零件间的公差配合

项 目	公差配合代号	项 目	公差配合代号
与主轴承配合的偏心轴或输出轴轴径	m6, k6, js6, h6	销轴与输出轴销孔	$\frac{R7}{h6}, \frac{R8}{h6}, \frac{H7}{r5}$
行星轮销轴孔	H7, F7	与轴承外圈配合的壳体轴孔	H7
与轴承配合的行星轮中心孔	N6, M6, J6, Js6, M7	内齿轮与机座	$\frac{H7}{h6}$
销轴套内径与销轴外径	$\frac{F8}{h6}, \frac{G7}{h6}, \frac{H7}{f5}, \frac{H7}{f6}$	内齿轮与端盖	$\frac{H7}{h6}$
销轴套外径	h5, h6	偏心套与高速轴	$\frac{H7}{g6}$

(9) 渐开线少齿差行星传动效率计算

渐开线少齿差行星齿轮传动的效率，主要决定于行星机构的啮合效率、输出机构效率以及转臂轴承效率。若以内齿轮固定为例，总效率为

$$\eta = \eta_{HV}^b \eta_{WHV}^b \eta_B \quad (7-83)$$

式中  $\eta$ ——传动的总效率；

$\eta_{HV}^b$ ——行星机构的啮合效率；

$\eta_{WHV}^b$ ——行星机构的输出机构效率；

$\eta_B$ ——转臂轴承效率。

由于搅油损失及其他损失未计算在内，故上述计算值稍高于实测效率。

① 行星机构的啮合效率 由下式计算

内齿轮固定时

$$\eta_{HV}^b = \frac{\eta_N^H (1 - i_{cb}^H)}{\eta_N^H - i_{cb}^H} = \frac{(z_b - z_c) \eta_N^H}{z_b - z_c \eta_N^H} \quad (7-84)$$

内齿轮输出时

$$\eta_{HV}^b = \frac{i_{cb}^H - 1}{i_{cb}^H - \eta_N^H} = \frac{z_b - z_c}{z_b - z_c \eta_N^H} \quad (7-85)$$

以上两式中， $\eta_N^H$  为一对内啮合齿轮的效率。由于啮合区的不同，啮合效率也有所不同。由以下方法计算，即

$$\eta_N^H = 1 - \pi \mu_F \left( \frac{1}{z_c} - \frac{1}{z_b} \right) (E_c + E_b) \quad (7-86)$$

当  $0 \leq \epsilon_{ac} \leq 1$  时

$$E_c = 0.5 - \epsilon_{ac} + \epsilon_{ac}^2$$

当  $0 \leq \epsilon_{ab} \leq 1$  时

$$E_b = 0.5 - \epsilon_{ab} + \epsilon_{ab}^2$$

当  $\epsilon_{ac} > 1$  时

$$E_c = \epsilon_{ac} - 0.5$$

当  $\epsilon_{ab} > 1$  时

$$E_b = \epsilon_{ab} - 0.5$$

当  $\epsilon_{ac} < 0$  时

$$E_c = 0.5 - \epsilon_{ac}$$

当  $\epsilon_{ab} < 0$  时

$$E_b = 0.5 - \epsilon_{ab}$$

$$\epsilon_{ac} = \frac{z_c}{2\pi} (\tan \alpha_{ac} - \tan \alpha') \quad (7-87)$$

$$\epsilon_{ab} = \frac{z_b}{2\pi} (\tan \alpha' - \tan \alpha_{ab}) \quad (7-88)$$

式中  $\mu_E$ ——齿廓摩擦因数；内齿轮插齿，外齿轮磨齿或剃齿时取  $\mu_E = 0.07 \sim 0.08$ ；内齿轮插齿，外齿轮滚齿或插齿时取  $\mu_E = 0.09 \sim 0.1$ 。

② 输出机构的效率 由下式计算。

内齿轮固定时

$$\eta_{WHV}^b = \frac{\eta_W^H (1 - i_{cb}^H)}{\eta_W^H - i_{cb}^H} = \frac{(z_b - z_c) \eta_W^H}{z_b - z_c \eta_W^H} \quad (7-89)$$

内齿轮输出时

$$\eta_{wHb}^F = \frac{i_{cb}^H - 1}{i_{cb}^H - \eta_w^H} = \frac{z_b - z_c}{z_b - z_c \eta_w^H} \quad (7-90)$$

式中  $\eta_w^H$  —— 转化机构中输出机构的效率。

a. 销孔输出机构

$$\eta_w^H = \frac{1}{1 + \frac{\mu_w S}{2\pi R_w}} \quad (7-91)$$

式中  $\mu_w$  —— 销套处摩擦因数, 销套不转时取  $\mu_w = 0.07 \sim 0.1$ , 销套回转时取  $\mu_w = 0.008 \sim 0.01$ ;

$R_w$  —— 柱销中心圆半径, mm;

$$S = \frac{4a}{1 + \frac{a}{r_{rw}}} \left[ 1 - \cos \left( 1 + \frac{a'}{r_{rw}} \right) \pi \right];$$

$a'$  —— 实际中心距, mm;

$r_{rw}$  —— 销套外径, mm。

b. 浮动盘输出机构

$$\eta_w^H = \frac{1}{1 + \frac{2\mu_w a'}{\pi R_w}} \quad (7-92)$$

式中  $\mu_w$  —— 用滚动轴承时, 取  $\mu_w = 0.002$ 。

其他符号同上。

③ 转臂轴承的效率

转臂轴承的效率计算, 随输出机构的不同而异。

a. 用销孔输出机构时, 转臂轴承的效率

$$\eta_B = 1 - \frac{\mu_B d_n}{m z_d \cos \alpha} \sqrt{\left( \frac{r_{bc}}{r_w} \right)^2 + \frac{2r_{bc}}{r_w} \sin \alpha' + 1} \quad (7-93)$$

式中  $\mu_B$  —— 滚动轴承摩擦因数, 单列向心球轴承取  $\mu_B = 0.002$ ;

$d_n$  —— 滚动轴承内径, mm;

$z_d$  —— 齿数差,  $z_d = z_b - z_c$ ;

$r_w' = \frac{\pi}{4} R_w$ , mm。

b. 用浮动盘输出机构时, 转臂轴承效率

$$\eta_B = 1 - \frac{\mu_B d_n}{m z_d \cos \alpha} \quad (7-94)$$

(10) 渐开线少齿差行星齿轮传动设计例题

**例** 某机器需设计卧式少齿差行星齿轮减速器, 要求内齿轮分度圆直径不大于 250mm, 传动比  $i_{bc}^b = 81$ , 输入转速  $n_1 = 1500 \text{ r/min}$ , 额定输出转矩  $T_2 = 800 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 工作平稳。

**解** 1. 类型选择及齿轮齿数确定

(1) 选用 K-H-V 类正号机构 N 型, 一齿差, 即  $z_n = 1$ ,  $z_c = 81$ ,  $z_b = 82$ 。

(2) 用一个行星轮, 即转臂是单偏心。

(3) 输出机构用浮动盘。

## 2. 主要零件的材质和齿轮精度

(1) 行星轮: 40Cr 淬火后磨齿, 47~52HRC, 精度 7-JL (GB/T 10095-2001)。

(2) 内齿轮: 45 钢调质, 235~250HBS, 精度 7-JL (GB/T 10095-2001)。

(3) 柱销: GCr15 淬火, 58~64HRC。

(4) 浮动盘: GCr15 淬火, 55~60HRC。

(5) 高速轴: 45 钢调质, 260~300HBS。

(6) 低速轴: 45 钢调质, 250~280HBS。

## 3. 啮合角及变位系数确定

(1) 要求达到  $[\epsilon_a] = 1.050$ ,  $[G_s] = 0.050$ 。

(2) 确定  $\alpha'$ 、 $x_c$  及  $x_b$ 。

① 按表 7-38 初步选取  $\alpha' = 49^\circ$ ,  $h_a^* = 0.6$ ,  $\alpha = 20^\circ$ 。

② 取  $x_c$  的初始值  $x_c^{(0)} = 0$ , 计算几何尺寸及参数。按结构要求取模数  $m = 2.75\text{mm}$ 。

$$(d)_c = mz_c = 2.75 \times 81 = 222.75\text{mm}$$

$$(d)_b = mz_b = 2.75 \times 82 = 225.5\text{mm}$$

$$(d_b)_c = d_c \cos \alpha = 222.75 \times \cos 20^\circ = 209.317\text{mm}$$

$$(d_b)_b = d_b \cos \alpha = 225.5 \times \cos 20^\circ = 211.901\text{mm}$$

$$(d_a)_c = m(z_c + 2h_a^* + 2x_c^{(0)}) = 2.75 \times (81 + 2 \times 0.6 + 2 \times 0) = 226.05\text{mm}$$

$$\begin{aligned} x_b^{(0)} &= (z_b - z_c)(\text{inv} \alpha' - \text{inv} \alpha) / 2 \tan \alpha + x_c^{(0)} \\ &= (82 - 81) \times (\text{inv} 49^\circ - \text{inv} 20^\circ) / 2 \times \tan 20^\circ + 0 = 0.3850 \end{aligned}$$

$$(d_a)_b = m(z_b - 2h_a^* + 2x_b^{(0)}) = 2.75 \times (82 - 2 \times 0.6 + 2 \times 0.3850) = 224.318\text{mm}$$

$$(\alpha_s)_c = \arccos[(d_b)_c / (d_a)_c] = \arccos(209.317 / 226.05) = 22.184^\circ$$

$$(\alpha_s)_b = \arccos[(d_b)_b / (d_a)_b] = \arccos(211.901 / 224.318) = 19.153^\circ$$

$$a = m(z_b - z_c) / 2 = 2.75 \times (82 - 81) / 2 = 1.375\text{mm}$$

$$a' = a \cos \alpha / \cos \alpha' = 1.375 \times \cos 20^\circ / \cos 49^\circ = 1.969\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_\sigma &= \{z_c [\tan(\alpha_s)_c - \tan \alpha'] - z_b [\tan(\alpha_s)_b - \tan \alpha']\} / 2\pi \\ &= [81 \times (\tan 22.184^\circ - \tan 49^\circ) - 82 \times (\tan 19.153^\circ - \tan 49^\circ)] / 2\pi \\ &= 0.9071 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \arccos \frac{(r_s)_b^2 - (r_s)_c^2 - a'^2}{2(r_s)_c a'} = \arccos \frac{112.159^2 - 113.025^2 - 1.969^2}{2 \times 113.025 \times 1.969} \\ &= 116.54^\circ = 2.034 \text{ rad} \end{aligned}$$

$$\delta_2 = \arccos \frac{(r_s)_b^2 - (r_s)_c^2 + a'^2}{2(r_s)_b a'} = \arccos \frac{112.159^2 - 113.025^2 + 1.969^2}{2 \times 112.159 \times 1.969}$$

$$=115.64^{\circ}=2.0183 \text{ rad}$$

$$\begin{aligned} G_s &= z_c [\text{inv}(\alpha_s)_c + \delta_1] + (z_b - z_c) \text{inv} \alpha' - z_b [\text{inv}(\alpha_s)_b + \delta_2] \\ &= 81 \times [\text{inv} 22.184^{\circ} + 2.034] + (82 - 81) \times \text{inv} 49^{\circ} - 82 \times [\text{inv} 19.153^{\circ} + 2.0183] \\ &= 0.147 \end{aligned}$$

③ 计算四个偏导数

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_c} &= \frac{1}{\pi \cos \alpha \sin(\alpha_s)_c} - \frac{\tan \alpha}{\pi \sin^2 \alpha'} \\ &= \frac{1}{\pi \cos 20^{\circ} \sin 22.184^{\circ}} - \frac{\tan 20^{\circ}}{\pi \sin^2 49^{\circ}} = 0.69373 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_b} &= -\frac{1}{\pi \cos \alpha \sin(\alpha_s)_b} + \frac{\tan \alpha}{\pi \sin^2 \alpha'} \\ &= -\frac{1}{\pi \cos 20^{\circ} \sin 19.153^{\circ}} + \frac{\tan 20^{\circ}}{\pi \sin^2 49^{\circ}} = -0.82906 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial G_s}{\partial x_c} &= \frac{2 \sin(\alpha_s)_c}{\cos \alpha} + \frac{m}{a'(r_s)_c (r_s)_b \sin \delta_1 \sin \delta_2} [z_c (r_s)_b^2 \sin \delta_2 \cos(\delta_1 - \delta_2) - z_b (r_s)_c^2 \sin \delta_1] - \\ &\quad \frac{m \sin \alpha}{a'(r_s)_c (r_s)_b \sin \delta_1 \sin \delta_2 \sin \alpha} [z_c (r_s)_b^2 \sin \delta_2 \cos \delta_2 - z_b (r_s)_c^2 \sin \delta_1 \cos \delta_1] - 2 \tan \alpha \\ &= \frac{2 \sin 22.184^{\circ}}{\cos 20^{\circ}} + \frac{2.75}{1.969 \times 113.025 \times 112.159 \times \sin 116.54^{\circ} \times \sin 115.64^{\circ}} \times \\ &\quad [81 \times 112.159^2 \times \sin 115.64^{\circ} \times \cos(116.54^{\circ} - 115.64^{\circ}) - 82 \times \\ &\quad 113.025^2 \times \sin 116.54^{\circ}] - \\ &\quad \frac{2.75 \times \sin 20^{\circ}}{1.969 \times 113.025 \times 112.159 \times \sin 116.54^{\circ} \times \sin 115.64^{\circ} \times \sin 49^{\circ}} \times \\ &\quad [81 \times 112.159^2 \times \sin 115.64^{\circ} \times \cos 115.64^{\circ} - \\ &\quad 82 \times 113.025^2 \times \sin 116.54^{\circ} \times \cos 116.54^{\circ}] - 2 \times \tan 20^{\circ} \\ &= -3.78497 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial G_s}{\partial x_b} &= -\frac{2 \sin(\alpha_s)_b}{\cos \alpha} + \frac{m}{a'(r_s)_c (r_s)_b \sin \delta_1 \sin \delta_2} [z_b (r_s)_c^2 \sin \delta_1 \cos(\delta_1 - \delta_2) - z_c (r_s)_b^2 \sin \delta_2] + \\ &\quad \frac{m \sin \alpha}{a'(r_s)_c (r_s)_b \sin \delta_1 \sin \delta_2 \sin \alpha} [z_c (r_s)_b^2 \sin \delta_2 \cos \delta_2 - z_b (r_s)_c^2 \sin \delta_1 \cos \delta_1] + 2 \tan \alpha \\ &= -\frac{2 \times \sin 19.153^{\circ}}{\cos 20^{\circ}} + \frac{2.75}{1.969 \times 113.025 \times 112.159 \times \sin 116.54^{\circ} \times \sin 115.64^{\circ}} \times \\ &\quad [82 \times 113.025^2 \times \sin 116.54^{\circ} \times \cos(116.54^{\circ} - 115.64^{\circ}) - 81 \times \\ &\quad 112.159^2 \times \sin 115.64^{\circ}] + \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
& \frac{2.75 \times \sin 20^\circ}{1.969 \times 113.025 \times 112.159 \times \sin 116.54^\circ \times \sin 115.64^\circ \times \sin 49^\circ} \times \\
& [81 \times 112.159^2 \times \sin 115.64^\circ \times \cos 115.64^\circ - \\
& 82 \times 113.025^2 \times \sin 116.54^\circ \times \cos 116.54^\circ] + 2 \times \tan 20^\circ \\
& = 3.85917
\end{aligned}$$

④ 计算  $x_c^{(1)}$ 、 $x_b^{(1)}$  及相应的  $\alpha'$

$$\begin{aligned}
J(x_c, x_b) &= \begin{vmatrix} \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_c}, \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_b} \\ \frac{\partial G_s}{\partial x_c}, \frac{\partial G_s}{\partial x_b} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0.69373, -0.82906 \\ -3.78497, 3.85917 \end{vmatrix} = -0.46075 \\
\Delta_1(x_c, x_b) &= \begin{vmatrix} \epsilon_a(x_c, x_b) - [\epsilon_a], \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_b} \\ G_s(x_c, x_b) - [G_s], \frac{\partial G_s}{\partial x_b} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0.9071 - 1.050, -0.82906 \\ 0.147 - 0.050, 3.85917 \end{vmatrix} = -0.47106 \\
\Delta_2(x_c, x_b) &= \begin{vmatrix} \frac{\partial \epsilon_a}{\partial x_c}, \epsilon_a(x_c, x_b) - [\epsilon_a] \\ \frac{\partial G_s}{\partial x_c}, G_s(x_c, x_b) - [G_s] \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0.69373, 0.9071 - 1.050 \\ 3.78497, 0.147 - 0.050 \end{vmatrix} = -0.47358 \\
x_c^{(1)} &= x_c^{(0)} - \frac{\Delta_1(x_c^{(0)}, x_b^{(0)})}{J(x_c^{(0)}, x_b^{(0)})} = 0 - \frac{-0.47106}{-0.46075} = -1.0224 \\
x_b^{(1)} &= x_b^{(0)} - \frac{\Delta_2(x_c^{(0)}, x_b^{(0)})}{J(x_c^{(0)}, x_b^{(0)})} = 0.3850 - \frac{-0.47358}{-0.46075} = -0.64285
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{因此 } \alpha' &= \arcsin \left( \sin \alpha + 2 \tan \alpha \frac{x_b - x_c}{z_b - z_c} \right) \\
&= \arcsin \left[ \sin 20^\circ + 2 \times \tan 20^\circ \times \frac{-0.64285 - (-1.0224)}{82 - 81} \right] \\
&= \arcsin 0.291194 = 48.8452^\circ
\end{aligned}$$

代入式 (7-44)、式 (7-49) 分别算出  $\epsilon_a = 1.1147$ ,  $G_s = 0.0373$ 。

⑤ 重复上述计算, 每迭代一次便得到相应的参数, 其计算结果如下表:

迭代次数	$x_c$	$x_b$	$\alpha'$	$\epsilon_a$	$G_s$
1	-0.79274	-0.41568	48.7477°	1.0563	0.0465
2	-0.76733	-0.39003	48.7555°	1.05003	0.05136
3	-0.7655	-0.3886	48.7429°	1.05002	0.05107

显然第三数据已满足要求, 以下按此进行设计计算。

上述为计算方法及步骤, 在实际工作中, 只要按表 7-40 到表 7-43 查取即可。另外在  $h_c^*$  不等于 0.6 必须计算时, 可按表 7-38 取定  $\alpha'$ , 然后由式 (7-54) 计算导数, 并用式 (7-53) 计算和迭代, 这样也能得到满意的结果。

#### 4. 几何尺寸计算及主要限制条件检查

齿顶圆

$$(d_a)_c = m(z_c + 2h_a^* + 2x_c) = 2.75 \times (81 + 2 \times 0.6 - 2 \times 0.7655) = 221.840 \text{ mm}$$

$$(d_a)_b = m(z_b - 2h_a^* + 2x_b) = 2.75 \times (82 - 2 \times 0.6 - 2 \times 0.3886) = 220.063 \text{ mm}$$

(1) 切削内齿轮插齿刀的选择, 按表 7-36 选用  $z_0 = 28$  (GB/T 6081—2001), 插齿刀的参数为  $z_0 = 28$ ,  $x_0 = 0.19$ ,  $(h_a^*)_c = 1.25$ ,  $(d_a)_0 = 84.92 \text{ mm}$ 。

① 径向切齿干涉 本例  $x_b$  为负值, 故用计算式验算。

被加工内齿轮的参数为  $z_b = 82$ ,  $x_b = -0.3886$ ,  $h_a^* = 0.6$ ,  $(d_a)_b = 220.06 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}\cos(\alpha_a)_b &= mz_b \cos \alpha / (d_a)_b = 2.75 \times 82 \times \cos 20^\circ / 220.06 \\ &= 0.96292\end{aligned}$$

$$(\alpha_a)_b = 15.651^\circ$$

$$\text{inv}(\alpha_a)_b = 0.00700 \text{ rad}$$

$$\begin{aligned}\cos(\alpha_a)_0 &= mz_0 \cos \alpha / (d_a)_0 = 2.75 \times 28 \times \cos 20^\circ / 84.92 \\ &= 0.852053\end{aligned}$$

$$(\alpha_a)_0 = 31.5643^\circ$$

$$\text{inv}(\alpha_a)_0 = 0.0634446 \text{ rad}$$

$$\begin{aligned}\text{inv} \alpha'_{ob} &= \text{inv} \alpha + 2 \tan \alpha (x_b - x_0) / (z_b - z_0) \\ &= \text{inv} 20^\circ + 2 \times \tan 20^\circ \times (-0.3886 - 0.19) / (82 - 28) \\ &= 0.0071046 \text{ rad}\end{aligned}$$

$$\alpha'_{ob} = 15.7245^\circ$$

$$\begin{aligned}\gamma_0 &= \arcsin \{ [1 - (\cos(\alpha_a)_0 / \cos(\alpha_a)_b)^2] / [1 - (z_0 / z_b)^2] \}^{\frac{1}{2}} \\ &= \arcsin \{ [1 - (\cos 31.5643^\circ / \cos 15.651^\circ)^2] / [1 - (28/82)^2] \}^{\frac{1}{2}} \\ &= 29.7123^\circ = 0.5186 \text{ rad}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\gamma_b &= \arcsin \{ [(\cos(\alpha_a)_b / \cos(\alpha_a)_0)^2 - 1] / [(z_b / z_0)^2 - 1] \}^{\frac{1}{2}} \\ &= \arcsin \{ [(\cos 15.651^\circ / \cos 31.5643^\circ)^2 - 1] / [(82/28)^2 - 1] \}^{\frac{1}{2}} \\ &= 11.0267^\circ = 0.19245 \text{ rad}\end{aligned}$$

按下式校核径向切齿干涉

$$\begin{aligned}&\gamma_0 + \text{inv}(\alpha_a)_0 - \text{inv} \alpha'_{ob} - (z_b / z_0) [\gamma_b + \text{inv}(\alpha_a)_b - \text{inv} \alpha'_{ob}] \\ &= 0.5186 + 0.0634446 - 0.0071046 - (82/28) \times [0.19245 + 0.00700 - \\ &\quad 0.0071046] \\ &= 0.01164 > 0\end{aligned}$$

故不会发生径向切齿干涉。

② 插齿啮合角  $\alpha'_{ob}$  插齿刀加工内齿轮不应出现插齿啮合角  $\alpha'_{ob}$  成为负值的情况。本例中  $x_b < 0$ ，在选择插齿刀时已考虑此因素，选择  $z_0 = 28$ ，因  $\text{inv}\alpha'_{ob} = 0.0071046 \text{ rad} > 0$ ，满足要求。

(2) 切削内齿轮的其他限制条件检查

① 展成顶切干涉 当  $z_0$  太小或  $x_0$  太小时可能出现展成顶切干涉，所以应满足下式

$$z_0 - z_b [1 - \tan(\alpha_s)_b / \tan\alpha'_{ob}] \geq 0$$

现  $28 - 82 \times (1 - \tan 15.65^\circ / \tan 15.7245^\circ) = 27.59 > 0$

故不会发生展成顶切干涉。

② 齿顶必须是渐开线 因  $(d_b)_b = 211.901 < (d_a)_b = 220.063$ ，内齿轮全齿廓为渐开线。

(3) 切削外齿轮的限制条件检查 外齿用滚切法加工，只需检查有无根切。

$$h_a^* \frac{(z_{\min} - z_c)}{z_{\min}} = \frac{0.6 \times (17 - 81)}{17} = -2.261 < x_c = -0.7655$$

故不会产生根切。

(4) 内啮合其他限制条件检查

① 渐开线干涉 按表 7-35 中的公式检查。

$$z_c - z_b \left[ 1 - \frac{\tan(\alpha_s)_b}{\tan\alpha} \right] \geq 0$$

现  $81 - 82 \times (1 - \tan 15.65^\circ / \tan 48.74^\circ) = 19.2 > 0$

② 外齿轮齿顶与内齿轮齿根过渡曲线干涉 用表 7-35 中的公式检查

$$z_c [\tan(\alpha_s)_c - \tan\alpha'] + z_b [\tan\alpha' - \tan\alpha'_{ob}] + z_0 [\tan\alpha'_{ob} - \tan(\alpha_s)_0] \leq 0$$

式中外齿轮的齿顶压力角为

$$\begin{aligned} (\alpha_s)_c &= \arccos[mz_c \cos\alpha / (d_a)_c] = \arccos(2.75 \times 81 \times \cos 20^\circ / 221.84) \\ &= 19.344^\circ \end{aligned}$$

所以  $81 \times (\tan 19.344^\circ - \tan 48.74^\circ) + 82 \times (\tan 48.74^\circ - \tan 15.7245^\circ) +$

$$28 \times (\tan 15.7245^\circ - \tan 31.5643^\circ) = -2.83 < 0$$

故无此种干涉。

③ 内齿轮齿顶与外齿轮齿根过渡曲线干涉 用表 7-35 中的公式检查

$$z_c (\tan\alpha - \tan\alpha') + z_b [\tan\alpha' - \tan(\alpha_s)_b] - \frac{4(h_a^* - x_c)}{\sin 2\alpha} \leq 0$$

现  $81 \times (\tan 20^\circ - \tan 48.74^\circ) + 82 \times (\tan 48.74^\circ - \tan 15.65^\circ) -$

$$\frac{4 \times (0.6 + 0.7655)}{\sin 40^\circ} = -0.85 < 0$$

④ 顶隙检查 外齿轮齿根与内齿轮齿顶之间间隙

$$c_1 = (r_s)_b - a' - r_{fc}$$

式中

$$(r_s)_b = (d_s)_b / 2 = 220.063 / 2 = 110.0315 \text{ mm}$$

$$a' = a \cos \alpha / \cos \alpha' = 1.375 \times \cos 20^\circ / \cos 48.74^\circ = 1.96 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} r_{fc} &= d_c / 2 - m(h_{a0}^* - x_c) = 222.75 / 2 - 2.75 \times (1.25 + 0.7655) \\ &= 105.83 \text{ mm} \end{aligned}$$

故

$$c_1 = 110.0315 - 1.96 - 105.83 = 2.241 \text{ mm}$$

内齿轮齿根与外齿轮齿顶之间

$$c_2 = r_{fb} - (r_s)_c - a'$$

因

$$\begin{aligned} a'_{ob} &= a_{ob} \cos \alpha / \cos \alpha'_{ob} = m(z_b - z_0) \cos \alpha / (2 \cos \alpha'_{ob}) \\ &= 2.75 \times (82 - 28) \times \cos 20^\circ / (2 \times \cos 15.7245^\circ) = 72.485 \text{ mm} \end{aligned}$$

故

$$r_{fb} = a'_{ob} + (r_s)_0 = 72.485 + 84.92 / 2 = 114.945 \text{ mm}$$

又

$$(r_s)_c = (d_s)_c / 2 = 221.84 / 2 = 110.92 \text{ mm}$$

故

$$c_2 = 114.945 - 110.92 - 1.96 = 2.065 \text{ mm}$$

## 5. 强度计算

### (1) 转臂轴承寿命计算 轴承额定寿命

$$L_h = 500 f_h \quad (\text{h})$$

式中  $f_h$  —— 寿命系数,  $f_h = \frac{c f_n}{P f_P} = \frac{72\,600 \times 0.28}{7\,644 \times 1.21} = 2.1978$ ;

$P$  —— 动负荷,  $P = F_R = T_2 / (r_b)_c = 2 \times 800 \times 1\,000 / 209.317 = 7\,644 \text{ N}$ ;

$c$  —— 额定动负荷, 选用单列向心球轴承 313,  $c = 72\,600 \text{ N}$ ;

$f_P$  —— 工作情况系数,  $f_P = f_{P1} f_{P2} f_{P3} = 1 \times 1.1 \times 1.1 = 1.21$ ;

$f_{P1}$  —— 负荷性质系数, 选取  $f_{P1} = 1$ ;

$f_{P2}$  —— 齿轮系数, 当齿轮周节极限偏差小于 0.02 取  $f_{P2} = 1.05 \sim 1.10$ ; 当齿轮周节极限偏差为 0.02~1 取  $f_{P2} = 1.10 \sim 1.30$ ; 此处取  $f_{P2} = 1.10$ ;

$f_{P3}$  —— 安装部位系数, 非调心轴承装于行星轮体内,  $f_{P3} = 1.1 \sim 1.2$ , 故取  $f_{P3} = 1.1$ ;

$f_n$  —— 速度系数,  $f_n = \left[ \frac{33 \frac{1}{3}}{n} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{33 \frac{1}{3}}{1\,518.5} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.28$ ;

$n$  —— 轴承转速,  $n = n_H - n_c = n_H \left( 1 - \frac{z_c - z_b}{z_c} \right) = 1\,500 \times \left( 1 - \frac{81 - 82}{81} \right) = 1\,518.5 \text{ r/min}$ ;

$\epsilon$  —— 寿命指数, 对球轴承  $\epsilon = 3$ 。

则寿命为

$$L_h = 500 f_h^{\epsilon} = 500 \times 2.1978^3 = 5\,308 \text{ h}$$

### (2) 销轴受力 参看图 7-43

$$F_t = T_2 / D_w = 800 \times 1\,000 / 175 = 4\,571 \text{ N}$$

(3) 销轴的弯曲应力 销轴材料为 GCr15, 硬度 58~64HRC

$$\begin{aligned}\sigma_F &= F_c L_c / (0.1 d_{sw}^3) = 4\,571 \times 8 / (0.1 \times 15^3) \\ &= 108 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 150 \sim 200 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(4) 销套与浮动盘平面的接触应力

$$\sigma_H = 190 \sqrt{\frac{F_c}{b r_1}} = 190 \times \sqrt{\frac{4\,571}{9 \times 21}} = 934 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 1\,000 \sim 1\,200 \text{ MPa}$$

## 6. 效率计算

(1) 啮合效率

① 一对内啮合齿轮的效率 由式 (7-87) 得

$$\epsilon_{ac} = \frac{z_c}{2\pi} (\tan \alpha_{ac} - \tan \alpha') = \frac{81}{2\pi} \times (\tan 19.344^\circ - \tan 48.74^\circ) = -10.17$$

所以

$$E_c = 0.5 - \epsilon_{ac} = 0.5 - (-10.17) = 10.67$$

又由式 (7-88) 得

$$\epsilon_{ab} = \frac{z_b}{2\pi} (\tan \alpha' - \tan \alpha_{ab}) = \frac{82}{2\pi} \times (\tan 48.74^\circ - \tan 15.65^\circ) = 11.22$$

所以

$$E_b = \epsilon_{ab} - 0.5 = 11.22 - 0.5 = 10.72$$

按内齿轮插齿, 外齿轮磨齿时齿廓摩擦因数  $\mu_E = 0.07 \sim 0.08$ , 取  $\mu_E = 0.08$ 。由式 (7-86) 得

$$\begin{aligned}\eta_N^H &= 1 - \pi \mu_E \left( \frac{1}{z_c} - \frac{1}{z_b} \right) (E_c + E_b) \\ &= 1 - \pi \times 0.08 \times \left( \frac{1}{81} - \frac{1}{82} \right) \times (10.67 + 10.72) \\ &= 0.999\,2\end{aligned}$$

② 行星机构的啮合效率 本例  $z_b - z_c = 1$ , 由式 (7-84) 得

$$\eta_{HV}^b = \frac{(z_b - z_c) \eta_N^H}{z_b - z_c \eta_N^H} = \frac{(82 - 81) \times 0.999\,2}{82 - 81 \times 0.999\,2} = 0.938\,4$$

(2) 输出机构的效率 因采用浮动盘输出机构, 由式 (7-92) 得

$$\eta_w^H = \frac{1}{1 + \frac{2\mu_w a'}{\pi R_w}}$$

取摩擦因数  $\mu_w = 0.002$ , 中心距  $a' = 1.96 \text{ mm}$ , 销轴中心圆半径  $R_w = \frac{175}{2} =$

87.5 mm, 则

$$\eta_w^H = \frac{1}{1 + \frac{2 \times 0.002 \times 1.96}{\pi \times 87.5}} = 0.999\,97$$

故输出机构效率, 由式 (7-89) 得

$$\eta_{wHV}^b = \frac{(z_b - z_c) \eta_w^H}{z_b - z_c \eta_w^H} = \frac{(82 - 81) \times 0.999\,97}{82 - 81 \times 0.999\,97} = 0.997\,5$$

(3) 转臂轴承效率 由式 (7-94) 得

$$\eta_b = 1 - \frac{\mu_B d_n}{m z_d \cos \alpha}$$

滚动轴承摩擦因数  $\mu_B = 0.002$ ,  $d_n$  为轴承内径, 313 轴承  $d_n = 65\text{mm}$ , 模数  $m = 2.75\text{mm}$ ,  $z_d = 1$ ,  $\alpha = 20^\circ$ 。则

$$\eta_b = 1 - \frac{0.002 \times 65}{2.75 \times 1 \times \cos 20^\circ} = 0.949\,7$$

(4) 总效率 由式 (7-83) 得

$$\eta = \eta_{HV}^b \eta_{wHV}^b \eta_b = 0.938\,4 \times 0.997\,5 \times 0.949\,7 = 0.889$$

这台减速器实测效率为 0.87, 与计算值较接近。

## 7.3 摆线针轮传动

### 7.3.1 概述

摆线针轮行星传动简称摆线针轮传动。它与渐开线少齿差行星齿轮传动一样, 同属 K-H-V 型 (也称 N 型) 行星齿轮传动。摆线针轮传动的主要特征是: 行星轮齿廓为变幅外摆线的内侧等距曲线, 中心轮齿廓为圆形。

(1) 摆线针轮传动的结构

图 7-51 所示为摆线针轮传动的典型结构, 它主要由四部分组成。

① 行星架 H 又称转臂, 由输入轴 1 和偏心套 2 组成, 偏心套上的两个偏心方向互成  $180^\circ$ 。

② 行星轮 c 即摆线轮 6, 其齿廓通常为短幅外摆线的内侧等距曲线。为使输入轴达到静平衡和提高承载能力, 常采用两个相同的奇数齿摆线轮, 装在双偏心套上, 两轮位置正好相差  $180^\circ$ 。摆线轮和偏心套之间装有滚动轴承, 称为转臂轴承, 通常采用无外座圈的滚子轴承, 而以摆线轮的内孔表面直接作为滚道。近年来, 优化设计的结构常将偏心套与轴承做成一个整体, 称为整体式双偏心轴承。

③ 中心轮 b 又称针轮, 由针齿壳 5 上沿针齿中心圆圆周上均布一组针齿销 3 (通常针齿销上还装有针齿套 4) 组成。

④ 输出机构 W 与渐开线少齿差行星齿轮传动一样, 通常采用销轴式输出机构, 见图 7-30。

(2) 摆线针轮传动的特点

① 传动比范围大。单级传动比为  $6 \sim 119$ ; 两级传动比为  $121 \sim 7\,569$ ; 三级传动比可达  $658\,503$ 。



② 结构紧凑、体积小、质量轻。用它代替两级普通圆柱齿轮减速器, 体积可减小  $1/2 \sim 2/3$ , 质量约减轻  $1/3 \sim 1/2$ 。

③ 传动效率高。一般单级传动效率为  $0.9 \sim 0.95$ 。

④ 运转平稳, 噪声低。

⑤ 工作可靠, 使用寿命长。

由于上述优点, 这种减速器在很多情况下已代替两级、三级普通圆柱齿轮减速器及圆柱蜗杆减速器, 在冶金、矿山、石油、化工、船舶、轻工、食品、纺织、印染、制药、橡胶、塑料、起重运输以及军工等部门得到日益广泛的应用。目前, 摆线针轮传动国内外都在积极研究发展。日本住友重机械株式会社的“80 系列”提高性能的主要技术措施有以下六项。

① 依靠齿形修形技术的积累以及加工技术的提高。

② 在低减速比域内采用两齿差, 以增加同时有效啮合传力齿数; 在高减速比域内采用复合齿形, 以保证仍可采用针齿套提高传动效率。

③ 通过对齿形主要参数的优化设计来增加单位质量传递的功率。

④ 用计算机进行精确的计算, 达到先进而可靠的设计指标。

⑤ 改进转臂轴承的设计, 如采用整体式双偏心轴承, 以提高轴承的承载能力。

⑥ 改善润滑条件。

从 1990 年开始, 住友重机械株式会社又在“80 系列”的基础上推出了“1994 年样本”(4000 系列) 的摆线针轮减速器, 它在以下三方面有发展。

① 机型由 15 种扩大为 21 种。

② 传动比由 8 种扩大为 16 种: 6、8、11、13、15、17、21、25、29、35、43、51、59、71、87、119。

③ 60% 以上型号的摆线针轮减速器所传递之功率均较“80 系列”略有增大。

2000 年以后, 日本住友重机械株式会社推出了 21 世纪的第一代产品——6000 系列。其单级机型进一步扩大为 38 种, 而且还扩大了框号与电动机容量的组合, 可以让用户进行较以前更为精细的选择。除此以外, 6000 系列在轻量化方面有显著改进, 以电动机直连型摆线针轮行星减速器为例, 其质量减轻最大的一种机型, 总重减轻了 40%。

我国对于日本提高摆线针轮减速器性能的主要技术措施已进行了较深入的分析, 而且在赶超世界先进水平方面也有自己的创新成果, 如符合工程实际的摆线轮与输出机构受力进行准确分析的方法及摆线轮齿形的优化设计等。

目前, 摆线针轮减速器所传递的最大功率为 132kW, 输入轴最高转速为 1800r/min。美国在研究直升机传动装置时所做的摆线针轮传动试验样机, 采用四片摆线轮, 可以保证输入轴动平衡的新结构, 输入轴转速达到 2000r/min, 传动功率达到了 205kW。

我国于 1981 年制订了 JB/T 2982—1981 摆线针轮减速器标准系列。1994 年在 JB/T 53324—1994 中规定了摆线针轮减速器质量分等标准。1996 年又对 JB/T 53324—1994 进行修订和增补, 机型分 12 个型号, 单级传动比有 10 种, 最大输入功率为 110kW。

摆线针轮减速器标准按传动级数分为一级、二级和三级减速器。



### 7.3.2 摆线针轮传动的啮合原理

#### (1) 摆线针轮传动的齿廓曲线

齿廓曲线可由两种等效方法形成。

① 第一种方法（外切外滚法）见图 7-52，当半径为  $r_g$  的动圆（发生圆）沿着半径为  $r_b$  的基圆外侧作外切的纯滚动时，位于动圆上一点  $B$  的轨迹  $B_1B'B''B'''B_2$  为外摆线，而位于动圆内一点  $M$  的轨迹  $M_1M'M''M'''M_2$  则称为短幅外摆线（属变幅外摆线）。比值  $O'M/r_g = K_1$  通称为变幅系数，若  $K_1 < 1$ ，则称  $K_1$  为短幅系数。

以外摆线或短幅外摆线上连续的各点为圆心，以  $r_p$  为半径作一系列等直径的圆，则这些圆的内侧包络线称为该二曲线的内侧等距曲线。

若  $O'M > r_g$ ，此时  $K_1 > 1$ ，则  $M$  点的轨迹为长幅外摆线。

摆线针轮传动中，摆线轮的齿廓大多采用短幅外摆线的内侧等距曲线。

② 第二种方法（内切外滚法）见图 7-53，半径为  $r'_p$  的动圆套在半径为  $r'_c$  的基圆上，两者偏心距  $a = r'_p - r'_c$ ，当动圆沿基圆的外侧作内切的纯滚动时，位于动圆上一点  $B$  的轨迹  $BB'B''B'''B_1$  为外摆线；在动圆外与动圆相固连的一点  $M$  的轨迹  $MM'M''M'''M_1$  为短幅外摆线。

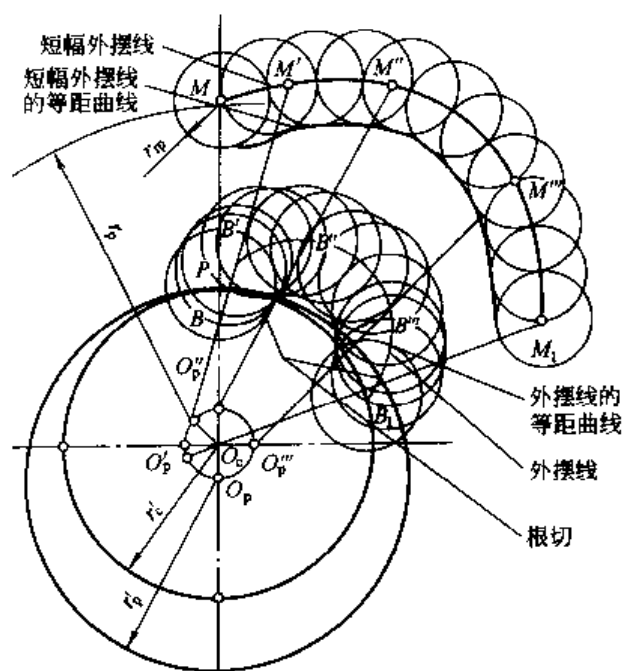


图 7-53 形成齿廓曲线的第二种方法

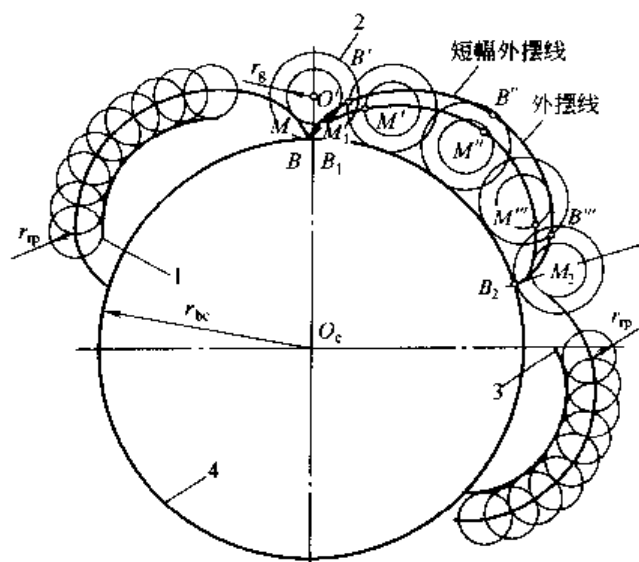


图 7-52 形成齿廓曲线的第一种方法

1—外摆线的内侧等距曲线；2—动圆；3—短幅外摆线的内侧等距曲线；4—基圆

内啮合的摆线针轮传动通常是以短幅外摆线  $MM'M''M'''M_1$  作为摆线轮的理论齿廓，而  $M$  点就是针轮针齿的理论齿廓。实际上，传力的针齿是以  $M$  为中心，以  $r_p$  为半径所作的圆为齿廓，而用短幅外摆线的内侧等距曲线作为摆线轮的实际齿廓。构成啮合传动时，基圆  $r'_c$  就是摆线轮的节圆，而动圆  $r'_p$  是针轮的节圆，摆线轮与针轮的内啮合传动相当于这两个节圆作纯滚动，当然必满足传动比  $i$  等于常数的基本要求。两节圆的切点  $P$  称为节点。针齿与摆线轮两者的理论齿廓接触点的公法线，以及两者的实际齿廓接触点的公法线，恒通过节点，互为共轭曲线。

从图 7-53 看出，当动圆  $r'_p$  绕基圆  $r'_c$  顺时针方向作纯滚动时，每滚过动圆的周长  $2\pi r'_p$  时，动圆上的一点  $B$  在基圆上就形成

一整条外摆线  $BB'B''B'''B_1$ 。动圆的周长  $2\pi r'_p$  比基圆的周长  $2\pi r'_c$  长  $2\pi r'_p - 2\pi r'_c = 2\pi(r'_p - r'_c) = 2\pi a$ ，当  $r'_p$  圆上的  $B$  点在动圆滚过周长  $2\pi r'_p$  再次与  $r'_c$  圆接触时，应在  $r'_c$  圆上的  $B_1$  点，而  $\widehat{BB_1} = 2\pi a$ ，这也就是摆线轮基圆  $r'_c$  上的一个基节  $p$ ，即

$$p = 2\pi(r'_p - r'_c) = 2\pi a \quad (7-95)$$

由此可得摆线轮的齿数为

$$z_c = \frac{2\pi r'_c}{p} = \frac{2\pi r'_c}{2\pi a} = \frac{r'_c}{a} \quad (7-96)$$

针轮齿数为

$$z_p = \frac{2\pi r'_p}{p} = \frac{2\pi r'_p}{2\pi a} = \frac{r'_p}{a} = \frac{r'_c + a}{a} = z_c + 1 \quad (7-97)$$

无论用外摆线还是短幅外摆线的等距曲线为齿廓，一整条循环曲线所对应的基圆上的弧长都是同一个基节  $p$ ，故式 (7-95)、式 (7-96)、式 (7-97) 对二者都适用。

把一整条的短幅外摆线的等距曲线都用作摆线轮的齿廓，使摆线轮的全部齿廓是由  $z_c$  枝整条的循环曲线组成的连续曲线，要求基圆  $r'_c$  与滚圆  $r'_p$  半径之比满足条件

$$\frac{r'_c}{r'_p} = \frac{z_c}{z_p} = \frac{z_c}{z_c + 1} \quad (7-98)$$

如图 7-53 所示，与短幅外摆线的等距曲线为齿廓的摆线轮相啮合的针轮，其针齿中心圆的半径为  $r_p$ 。针轮的节圆半径  $r'_p$  与  $r_p$  的比值为短幅系数  $K_1$ ，即

$$K_1 = \frac{r'_p}{r_p} \quad (7-99)$$

当  $K_1 = 1$ ，即  $r_p = r'_p$ ，外摆线的等距曲线与针齿相啮合；当  $K_1 < 1$  时，短幅外摆线的等距曲线与针齿相啮合。

在  $r_p$  圆上，针齿间的齿距为

$$\widehat{MM_1} = \frac{2\pi r_p}{z_p} = \frac{2\pi r'_p}{z_p K_1} = \frac{p}{K_1} \quad (7-100)$$

形成短幅外摆线及其等距曲线的两种方法，实际上就是用展成法切削与精磨摆线轮齿廓的理论基础，两种方法等效形成同一短幅外摆线的条件（见图 7-54）为

- ①  $O'M' = r'_p - r'_c = a$
- ②  $r_{bc} + r_g = O_c O' = O_p M = r_p$
- ③  $\frac{r_{bc}}{r_g} = \frac{r'_c}{a} = z_c$

用以上三式联立，有下述关系

$$\frac{a}{r_g} = \frac{r'_c}{r_{bc}} = \frac{r'_p}{r_p} = K_1 \quad (7-101)$$

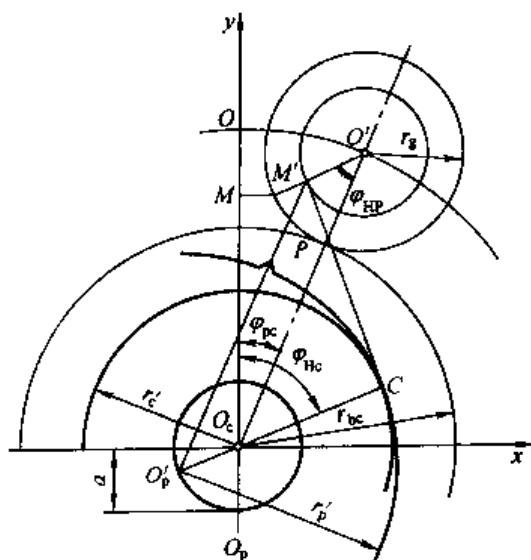


图 7-54 两种方法等效形成同一短幅外摆线的原理

(2) 摆线轮齿廓曲线的方程

① 摆线轮的标准齿形方程式 和标准针轮相啮合, 与针齿共轭且无啮合间隙的摆线轮齿形称标准齿形。选择摆线轮的几何中心作为原点, 通过原点并与摆线轮齿槽的对称轴重合的轴线作为  $x_c$  轴, 见图 7-55, 则摆线轮的标准齿形方程式为

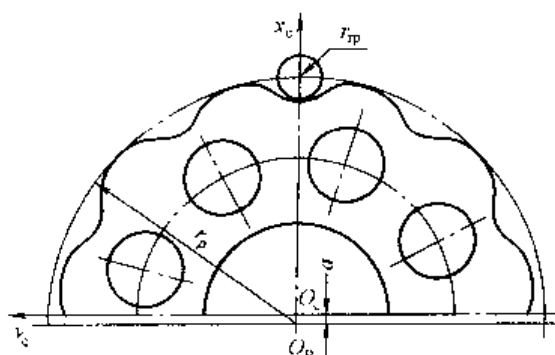


图 7-55 摆线轮齿形曲线

$$\begin{aligned} x_c &= [r_p - r_p s^{-\frac{1}{2}}] \cos[(1-i^H)\varphi] - [a - K_1 r_p s^{-\frac{1}{2}}] \cos i^H \varphi \\ y_c &= [r_p - r_p s^{-\frac{1}{2}}] \sin[(1-i^H)\varphi] + [a - K_1 r_p s^{-\frac{1}{2}}] \sin i^H \varphi \end{aligned} \quad (7-102)$$

式中  $i^H$  ——摆线轮和针轮的相对传动比,  $i^H = \frac{z_p}{z_c}$ ;

$\varphi$  ——转臂相对于某一针齿中心矢径的转角, 即啮合相位角  $\varphi_{HP}$  之简写, ( $^\circ$ );

$r_p$  ——针齿套外圆半径, mm;

$$s = f(K_1, \varphi) = 1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi, \text{ 而 } K_1 = \frac{az_p}{r_p};$$

其余符号含义同前, 长度单位均为 mm。

② 通用的摆线轮齿形方程式 实际应用摆线针轮行星传动时, 为补偿制造误差, 便于装拆和保证润滑, 摆线轮齿与针轮齿之间必须有啮合间隙。因此, 实际的摆线轮不能采用标准齿形, 都必须修形。

根据摆线针轮行星传动的啮合与展成法切削加工原理以及目前所见到的国内外资料与样机, 摆线轮的齿形修形方式有以下三种。

a. 移距修形法 加工摆线轮时, 偏心距、磨轮齿形半径  $r_p$  (相当于针齿套半径)、传动比等均同加工标准齿形一样。所不同者, 是将磨轮向工作台中心移动一个距离  $\Delta r_p$  (称负移距), 使针齿中心圆半径由标准的  $r_p$  缩小为  $r_p + \Delta r_p$  (负移距时,  $\Delta r_p$  应以负值代入)。因此, 磨出的轮齿小于标准齿形, 与标准针轮啮合, 自然会产生啮合间隙。磨轮远离工作台中心方向移动时, 称正移距。

b. 等距修形法 加工摆线轮时, 机床运动的调整和参数选择同加工标准齿形基本相同, 不同的是将磨轮圆弧半径由标准的  $r_p$  加大至  $r_p + \Delta r_p$ 。虽然磨出的摆线轮齿形短幅系数  $K_1$  没有改变, 但它与标准齿形是同一短幅外摆线等距值不相同的两条等距曲线。这样磨出的轮齿小于标准齿形的轮齿, 与标准针轮啮合时会产生啮合间隙。

c. 转角修形法 加工摆线轮时, 机床的调整完全和加工标准齿形一样。只是在第一次磨出标准齿形以后, 将分齿机构与偏心机构的联系脱开, 然后拨动分齿机构齿轮, 使摆线轮工件转一微小角度  $\delta$ , 改变摆线轮在磨削时的初始位置, 并按原来方法进行第二次磨削, 这会使摆线轮的整个齿的厚度稍薄, 齿槽稍有增大。从理论上说, 将转角修形磨出的摆线轮装于标准针轮内, 仍属共轭齿形啮合。此时同时受力齿数多、传动平稳、侧隙均匀, 但齿顶和齿根部分将存在无间隙接触, 从而不能补偿径向尺寸链的制造误差和满足润滑要求, 故不能单独使用。这样就必须附加其他方法对齿顶和齿根部分修形, 以保证适量的径向间隙。

以上三种齿形修形既可同时一次性相互匹配使用, 也可单独使用, 仅转角修形不能单独使用。关于最佳修形方法的选用, 将在 7.3.6 中专题讨论。

建立概括上述三种修形的摆线轮齿形方程式, 只需将摆线轮标准齿形方程式 (7-102) 中的  $r_p$  以  $(r_p + \Delta r_p)$  代替,  $K_1$  以  $K'_1 = \frac{az_p}{r_p + \Delta r_p}$  代替,  $r_m$  以  $(r_m + \Delta r_m)$  代替,  $i^H\varphi$  以  $(i^H\varphi + \delta)$  代替。

选择摆线轮的几何中心  $O_c$  作为原点, 选通过原点并与摆线轮齿槽的对称轴重合的轴线作为  $x_c$  轴, 见图 7-55, 则概括多种修形方式的通用的摆线轮齿形方程式为

$$\begin{aligned} x_c &= [r_p + \Delta r_p - (r_m + \Delta r_m)s_r^{-\frac{1}{2}}]\cos[(1-i^H)\varphi - \delta] - \\ &\quad \frac{a}{r_p + \Delta r_p}[r_p + \Delta r_p - z_p(r_m + \Delta r_m)s_r^{-\frac{1}{2}}]\cos(i^H\varphi + \delta) \\ y_c &= [r_p + \Delta r_p - (r_m + \Delta r_m)s_r^{-\frac{1}{2}}]\sin[(1-i^H)\varphi - \delta] + \\ &\quad \frac{a}{r_p + \Delta r_p}[r_p + \Delta r_p - z_p(r_m + \Delta r_m)s_r^{-\frac{1}{2}}]\sin(i^H\varphi + \delta) \end{aligned} \quad (7-103)$$

式中  $s_r = s_r(K'_1, \varphi) = 1 + K_1'^2 - 2K_1'\cos\varphi$ ;

$K'_1$ ——有移距修形时齿形的短幅系数;

$$K'_1 = az_p / (r_p + \Delta r_p); \quad (7-104)$$

其余符号含义与单位同前。

应当注意的是  $\Delta r_p$  与  $\Delta r_m$  的值有正负, 负移距 (磨轮向工作台中心移动) 时,  $\Delta r_p$  应以负值代入公式; 正移距 (磨轮远离工作台中心方向移动) 时,  $\Delta r_p$  应以正值代入公式。正等距 (磨轮圆弧半径加大) 时,  $\Delta r_m$  应以正值代入公式, 负等距 (磨轮圆弧半径减小) 时,  $\Delta r_m$  应以负值代入公式。

由方程式 (7-103) 可知, 摆线轮的实际齿形决定于  $r_p$ 、 $r_m$ 、 $a$ 、 $z_p$ 、 $\Delta r_p$ 、 $\Delta r_m$ 、 $\delta$  这七个独立参数。

### (3) 摆线轮齿廓的曲率半径

摆线轮理论齿廓曲线的曲率半径  $\rho_0$ , 根据微积分的公式可求得

$$\rho_0 = \frac{r_p(1 + K_1^2 - 2K_1\cos\varphi)^{3/2}}{K_1(z_p + 1)\cos\varphi - (1 + z_pK_1^2)} \quad (7-105)$$

$\rho_0$  为正值, 曲线向内凹;  $\rho_0$  为负值, 曲线外凸, 见图 7-56 (a)。

摆线轮实际齿廓曲线的曲率半径为

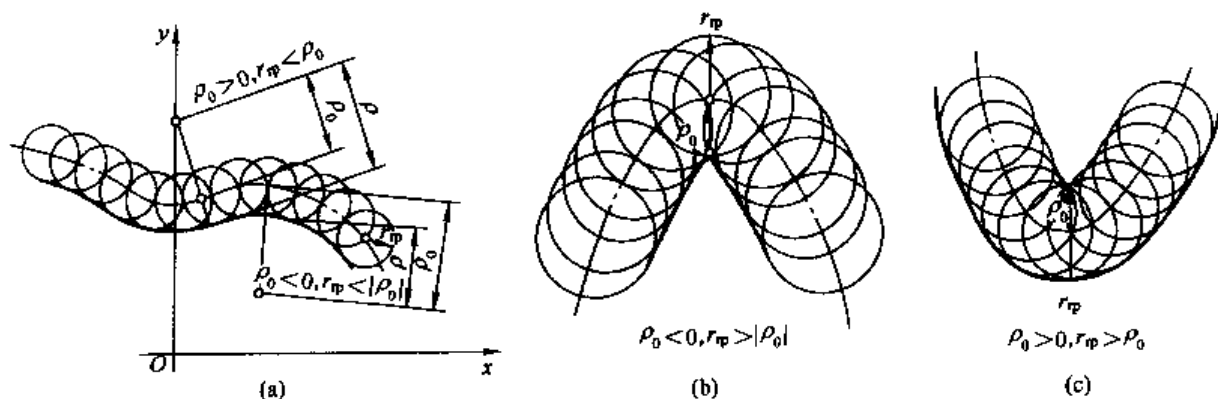


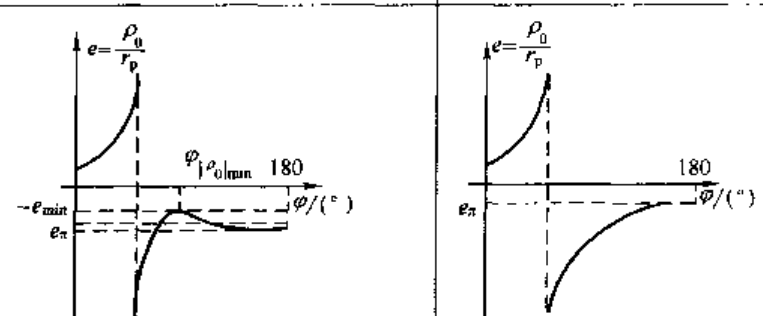
图 7-56 摆线轮的齿廓曲率半径和顶切

$$\rho = \rho_c + r_p = \frac{r_p(1+K_1^2-2K_1\cos\varphi)^{3/2}}{K_1(z_p+1)\cos\varphi - (1+z_pK_1^2)} + r_p \quad (7-106)$$

对于外凸的理论齿廓 ( $\rho_0 < 0$ )，当  $r_{tp} > |\rho_0|$  时 [见图 7-56 (b)]，则理论齿廓在该处的等距曲线就不能实现，即等距曲线成交叉齿廓，这种情况称为摆线齿廓的“顶切”（干涉），顶切会破坏连续平稳的啮合，显然是不允许的。当  $r_{tp} = |\rho_0|$  时， $\rho = 0$ ，即摆线轮在该处出现尖角，也应防止。若  $\rho_0$  为正值 [见图 7-56 (c)]，不论  $r_{tp}$  取多大，摆线轮实际齿廓都不会发生类似现象。

摆线轮齿廓是否发生顶切，不仅取决于理论外凸齿廓的最小曲率半径  $|\rho_0|_{\min}$ ，而且与针齿齿形半径（带针齿套时即针齿套半径）有关。根据推导，最小曲率半径  $|\rho_0|_{\min}$  的计算公式列于表 7-52。

表 7-52 最小曲率半径  $|\rho_0|_{\min}$  的计算公式

齿根 内凹	$K_1$ 值范围	$1 > K_1 > \frac{1}{z_p}$	
	最小曲率半径处所对应的 $\varphi$	$0^\circ$	
	最小曲率半径 $ \rho_0 _{\min}$ 的计算公式	$ \rho_0 _{\min} = \frac{(1-K_1)^2}{z_p K_1 - 1} r_p \quad (7-107)$	
齿顶 外凸	$K_1$ 范围	I $1 > K_1 > \frac{z_p - 2}{2z_p - 1}$	II $\frac{z_p - 2}{2z_p - 1} \geq K_1$
	最小曲率半径处所对应的 $\varphi$	$\arccos \frac{K_1^2(2z_p - 1) - (z_p - 2)}{K_1(z_p + 1)} \quad (7-108)$	$180^\circ$
	最小曲率半径 $ \rho_0 _{\min}$ 的计算公式	$ \rho_0 _{\min} = r_p \sqrt{\frac{27(1-K_1^2)(z_p - 1)}{(z_p + 1)^3}} \quad (7-109)$	$ \rho_0 _{\min} = \frac{(1+K_1)^2}{z_p K_1 + 1} r_p \quad (7-110)$
$\frac{\rho_0}{r_p} - \varphi$ 曲线 曲率半径系数 $e = \frac{\rho_0}{r_p}$ 随啮合 相位角 $\varphi$ 变化而变化的情况 图中 $\varphi$ 为啮合相位 角 $\varphi_{HP}$ 的简写			

表中同时给出  $|\rho_0|_{\min}$  处所对应的啮合相位角  $\varphi_{|\rho_0|_{\min}}$ 。按表中公式可以算出比值  $|\rho_0|_{\min}/r_p = e_{\min}$ ，称为最小曲率半径系数，列于表 7-53。

表 7-53 摆线轮理论齿廓的最小曲率半径系数  $e_{\min}$

$z_1$	短幅系数 $K_1$								
	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85
9	0.3815	0.3700	0.3568	0.3418	0.3246	0.3051	0.2826	0.2563	0.2250
11	0.3223	0.3183	0.3070	0.2941	0.2794	0.2626	0.2432	0.2206	0.1936
13	0.2880	0.2793	0.2694	0.2580	0.2450	0.2303	0.2133	0.1935	0.1699
15	0.2561	0.2486	0.2398	0.2297	0.2182	0.2050	0.1899	0.1722	0.1512
17	0.2310	0.2240	0.2161	0.2089	0.1966	0.1848	0.1711	0.1552	0.1363
19	0.2102	0.2038	0.1966	0.1882	0.1788	0.1680	0.1557	0.1412	0.1240
21	0.1928	0.1869	0.1803	0.1727	0.1640	0.1541	0.1428	0.1295	0.1137
23	0.1780	0.1726	0.1665	0.1595	0.1515	0.1423	0.1318	0.1196	0.1050

续表

$z$	短幅系数 $K$ :								
	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85
25	0.165 3	0.160 4	0.154 6	0.148 1	0.140 7	0.132 2	0.122 5	0.111 1	0.097 55
27		0.149 7	0.144 3	0.138 3	0.131 3	0.123 5	0.114 3	0.103 7	0.091 07
29		0.140 4	0.135 4	0.129 7	0.123 2	0.115 8	0.107 2	0.097 27	0.085 40
31		0.132 1	0.127 5	0.122 1	0.116 0	0.108 9	0.100 9	0.091 56	0.080 39
33		0.124 8	0.120 4	0.115 3	0.109 5	0.102 9	0.093 35	0.086 50	0.075 93
35		0.118 3	0.114 0	0.109 3	0.103 7	0.097 52	0.090 34	0.081 95	0.071 95
37		0.112 3	0.108 4	0.103 7	0.098 52	0.092 67	0.085 83	0.077 86	0.068 36
39		0.107 0	0.103 2	0.098 88	0.093 93	0.088 27	0.081 75	0.074 16	0.065 11
41		0.102 2	0.098 55	0.094 39	0.089 67	0.081 26	0.078 05	0.070 79	0.062 15
43		0.097 75	0.094 26	0.090 30	0.085 77	0.080 60	0.074 66	0.067 72	0.059 45
45		0.093 68	0.090 34	0.086 54	0.082 21	0.077 25	0.071 54	0.064 90	0.056 98
47		0.089 94	0.086 74	0.083 09	0.078 93	0.074 17	0.068 70	0.062 31	0.054 71
49		0.086 49	0.083 41	0.079 89	0.075 89	0.071 31	0.066 05	0.059 92	0.052 61
51		0.083 20	0.080 32	0.076 94	0.073 09	0.068 68	0.063 61	0.057 71	0.050 66
53		0.080 31	0.077 46	0.074 19	0.070 48	0.066 23	0.061 34	0.055 64	0.048 85
55		0.077 54	0.074 72	0.071 63	0.068 84	0.063 94	0.059 23	0.053 73	0.047 17
57		0.074 97	0.072 29	0.069 25	0.065 78	0.061 82	0.057 25	0.051 94	0.045 60
59		0.072 55	0.069 97	0.067 02	0.063 66	0.059 83	0.055 41	0.050 26	0.044 13
61		0.070 29	0.067 78	0.064 92	0.061 66	0.057 96	0.053 68	0.048 69	0.042 74
63		0.068 16	0.065 73	0.062 96	0.059 80	0.056 19	0.052 05	0.047 21	0.041 45
65		0.066 16	0.063 80	0.061 10	0.058 05	0.054 55	0.050 52	0.045 83	0.040 23
67		0.064 27	0.061 97	0.059 36	0.056 39	0.052 99	0.049 08	0.044 52	0.039 09
69		0.062 03	0.059 82	0.057 30	0.054 13	0.051 15	0.047 37	0.042 97	0.037 72
71		0.060 79	0.058 63	0.056 15	0.053 34	0.050 13	0.046 42	0.042 12	0.036 98
73		0.059 19	0.057 08	0.054 68	0.051 95	0.048 81	0.045 21	0.041 00	0.036 00
75		0.057 67	0.055 62	0.053 27	0.050 61	0.047 56	0.044 05	0.039 95	0.035 07
77		0.056 23	0.054 23	0.051 95	0.049 35	0.046 37	0.042 95	0.038 96	0.034 21
79		0.054 86	0.052 91	0.050 68	0.048 13	0.045 24	0.041 89	0.033 01	0.033 37
81		0.053 55	0.051 65	0.049 47	0.046 98	0.044 16	0.040 91	0.037 10	0.032 57
83		0.052 31	0.050 45	0.048 32	0.045 91	0.043 14	0.039 95	0.036 23	0.031 82
85		0.051 12	0.049 30	0.047 22	0.044 85	0.042 15	0.039 04	0.035 42	0.031 16
87		0.049 99	0.048 21	0.046 17	0.043 87	0.041 22	0.038 18	0.034 63	0.030 41

摆线轮齿廓不产生顶切或尖角的条件可表示为

$$r_{rp} < |\rho_0|_{\min} = e_{\min} r_p \quad (7-111)$$

或

$$\frac{r_{rp}}{r_p} < e_{\min}$$

## (4) 复合齿形

对于大传动比摆线针轮传动, 由于相对齿距很小, 若要保证摆线轮齿形不产生顶切, 所允许的针齿半径  $r_{rp}$  较小, 因而只能采用不带针齿套的针齿销进行传动, 此时摆线轮与针齿间为滑动摩擦, 导致温升增加, 传动效率大大降低。为改善传动性能, 有效措施之一是增大针齿半径, 并使针齿销装上针齿套, 使摆线轮与针齿之间变为滚动摩擦。但加针齿套后, 当针齿套半径  $r_{rp} > |\rho_0|_{\min}$  时, 就会产生前述顶切现象, 在齿廓上出现尖点。为使齿廓曲线连续圆滑, 必须设计另一条合乎不干涉条件的曲线, 既能去掉原齿廓上的尖点, 又能最大限

度地保存原齿廓的可工作齿形与之光滑相连,这就提出了复合齿形设计的要求。

① 齿形干涉区的界限点(起止点) 摆线轮齿廓的内凹部分不会产生干涉,只需研究理论齿廓外凸部分的干涉情况。常见的情况有两种。

a. 当短幅系数  $K_1$  满足不等式  $1 > K_1 > \frac{z_p - 2}{2z_p - 1}$  时,摆线针轮减速器常用的  $K_1$  大多属此

范围。参见表 7-52 中第 I 类参数范围的  $e = \frac{\rho_0}{r_p} - \varphi$  曲线的特征,可以看出,干涉有两种形式。

(a) 当  $e_{\min} < \frac{r_{rp}}{r_p} < |e_r|$  时,即  $|\rho_0|_{\min} < r_{rp} < |\rho_{0r}|$  时,在啮合相位角  $\varphi = 0^\circ \sim 180^\circ$  范围内,干涉区

有起、止点,见图 7-57,即从某一  $\varphi_2$  开始产生干涉现象,到另一  $\varphi_3$  值干涉现象消失。因而在  $\varphi = 0^\circ \sim 360^\circ$  之间,即一个完整摆线轮齿范围内有两处干涉区。此时齿形干涉的情况见图 7-59。图 7-57 中  $|\rho_0|_{\min} =$

$$r_p \sqrt{\frac{27(1-K_1^2)(z_p-1)}{(z_p+1)^3}}, \quad |\rho_{0r}| = \frac{(1+K_1)^2}{z_p K_1 + 1} r_p$$

(b) 当  $\frac{r_{rp}}{r_p} \geq |e_r| = \frac{(1+K_1)^2}{z_p K_1 + 1}$  时,即  $r_{rp} \geq |\rho_{0r}|$  时,见图 7-57,干涉区从某一  $\varphi_1$  开始直到

$180^\circ$  始终存在,因而在  $\varphi = 0^\circ \sim 360^\circ$  之间,即一个完整摆线轮齿范围内只有一处干涉区,此时齿形干涉的情况如图 7-58 所示。

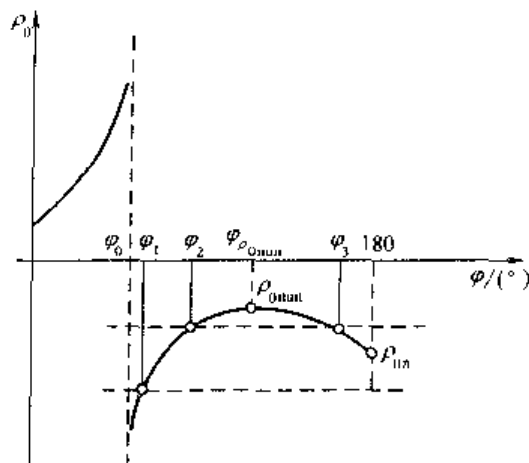


图 7-57 摆线轮理论齿廓(短幅外摆线)的曲率半径

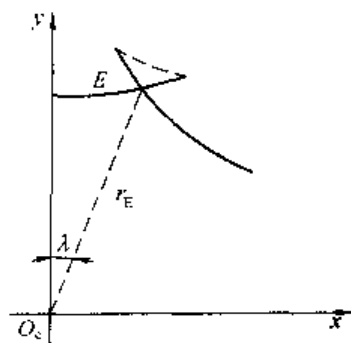


图 7-58 单干涉区

b. 当短幅系数  $K_1$  满足不等式  $\frac{z_p - 2}{2z_p - 1} \geq K_1$  时,参见表 7-52 中

第 II 类参数范围的  $e = \frac{\rho_0}{r_p} - \varphi$  曲线的特征,可以看出,若  $\frac{r_{rp}}{r_p} \geq |e_r|$  时,亦即  $r_{rp} \geq |\rho_{0r}|$  时,则干涉区从某一  $\varphi$  开始直到  $180^\circ$  始终存在,因此在一个完整的摆线轮齿范围内只有一处干涉区。

齿形干涉区的界限点(起点、终点)所对应的啮合相位角可按下式求出。

令  $\rho_0 = -r_{rp}$  (理论齿形外凸处  $\rho_0$  为负)

$$r_{rp} = \frac{-r_p(1+K_1^2-2K_1\cos\varphi)^{3/2}}{(z_p+1)K_1\cos\varphi-(1+z_pK_1^2)} \quad (7-112)$$

即

从式 (7-112) 解出之  $\varphi$  即为干涉区起止界限点所对应的啮合相位角。

式 (7-112) 可以化成三次代数方程求解,也可以应用微分几何中求曲线奇异点的方法求解,但是用计算机解超越方程的方法来解更为方便适用。

利用计算机解式 (7-112),首先要判断干涉的类型。如为单干涉区,则在  $\varphi = 0^\circ \sim 180^\circ$  之间得到一解即为起始干涉点,干涉终点为起始点的对称点。如果是双干涉区,则需在  $\varphi = 0^\circ \sim \varphi$  和  $\varphi \sim 180^\circ$  之间各求得一解,分别为干涉区的起点和终点,一个摆线轮齿的另一侧干涉区为前一干涉区的对称位置,见图 7-59。

当求得干涉区界限点所对应的啮合相位角  $\varphi$ ,即可代入式 (7-103) 求得界限点的坐标。

② 干涉后的摆线轮齿顶圆半径 设计复合齿形必须知道原齿廓顶切后的齿顶圆半径。

现讨论其求法。

a. 当  $r_{tp} \geq |\rho_{0x}|$  时, 见图 7-58, 此时顶切后干涉区形成的尖点  $E$  即摆线轮的齿顶,  $r_E$  即为齿顶圆半径, 其求法如下。

由对称关系可知  $\lambda = \frac{2\pi}{2z_c} = \frac{\pi}{z_c}$ , 设  $E$  点坐标为  $(x_E, y_E)$ , 则

$$\tan \lambda = \frac{x_E}{y_E}$$

由通用的摆线轮齿形方程式, 并考虑到图 7-58 坐标轴的取法与图 7-55 的区别, 可得

$$\begin{aligned} x_E &= [r_p + \Delta r_p - (r_{tp} + \Delta r_{tp}) s_E^{-\frac{1}{2}}] \sin[(1-i^H)\varphi_E] + \\ &\quad \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p(r_{tp} + \Delta r_{tp}) s_E^{-\frac{1}{2}}] \sin(i^H \varphi_E) \\ y_E &= [r_p + \Delta r_p - (r_{tp} + \Delta r_{tp}) s_E^{-\frac{1}{2}}] \cos[(1-i^H)\varphi_E] - \\ &\quad \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p(r_{tp} + \Delta r_{tp}) s_E^{-\frac{1}{2}}] \cos(i^H \varphi_E) \end{aligned}$$

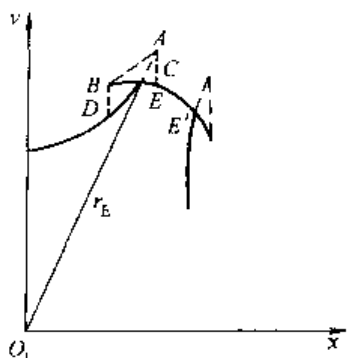


图 7-59 双干涉区

式中  $s_E = f(K'_1, \varphi_E) = 1 + K'^2_1 - 2K'_1 \cos \varphi_E$ ;

其余符号同前。

已知  $r_p, \Delta r_p, r_{tp}, \Delta r_{tp}, z_p, i^H, a, K'_1 = az_p/(r_p + \Delta r_p)$ , 通过上面各式联立, 在计算机上求解, 可求得  $x_E, y_E$  及  $\varphi_E$ , 然后可求得  $r_E = \sqrt{x_E^2 + y_E^2}$ 。

b. 当  $|\rho_0|_{\min} < r_{tp} < |\rho_{0x}|$  时, 见图 7-59, 此时在一齿范围内有两处干涉区, 形成两个尖点 (短幅外摆线的等距曲线的自交点)  $E$  与  $E'$ 。为把干涉区修掉, 暂取  $E$  点处的矢径长  $r_E$  为摆线轮的齿顶圆半径, 即

$$r_E = \sqrt{x_E^2 + y_E^2}$$

下面介绍一种用微机计算求  $x_E$  与  $y_E$  的方法。

见图 7-59, 首先求出干涉界限点  $A$  和  $B$  的坐标和啮合相位角  $\varphi_A, \varphi_B$ , 然后在  $\varphi = \varphi_B \sim 180^\circ$  之间找出与  $A$  点同一  $x$  坐标下的点  $C$  及其啮合相位角  $\varphi_C$ , 同理在  $\varphi = 0^\circ \sim \varphi_A$  之间求出与  $B$  点同一  $x$  坐标下的点  $D$  及其啮合相位角  $\varphi_D$ 。最后, 在  $\varphi = \varphi_D \sim \varphi_A$  和  $\varphi = \varphi_B \sim \varphi_C$  二个区间找出具有同一  $x, y$  坐标值的点, 此点的坐标值就是交点  $E$  的坐标值  $x_E, y_E$ 。求  $r_E$  的程序框图见图 7-60。

例 已知  $r_p = 165\text{mm}, r_{tp} = 6\text{mm}, a = 1.5\text{mm}, z_p = 88, \Delta r_{tp} = 0.44\text{mm}, \Delta r_p =$

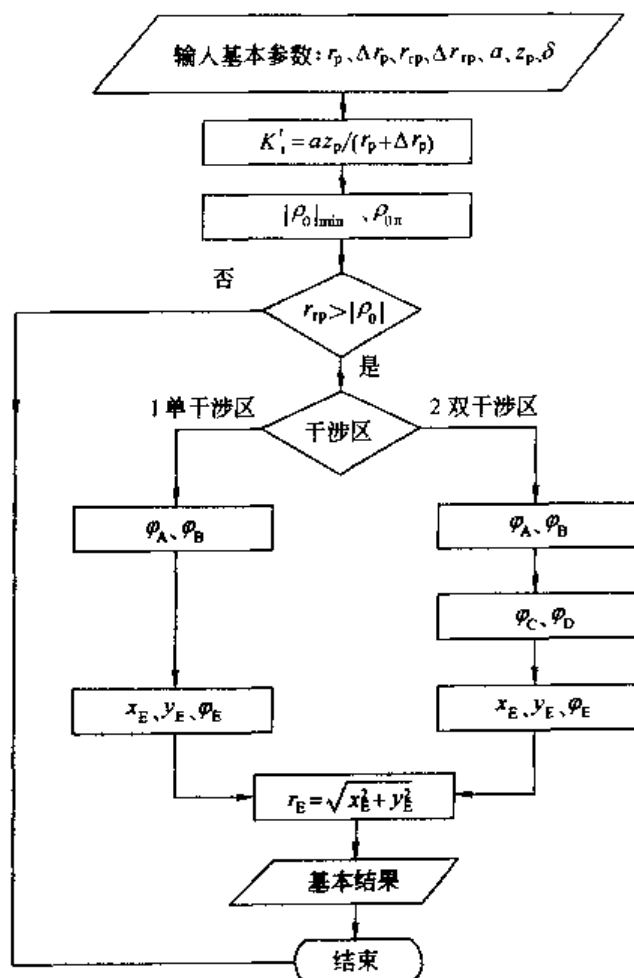


图 7-60 求  $r_E$  的程序框图



0.29mm,  $\delta=0$  求  $r_E$ 。

解 求  $r_E$  的程序框图见图 7-60, 用计算机求得本例属双干涉区,  $E$  点的矢径长  $r_E=160.28\text{mm}$ 。

③ 复合齿形设计 摆线轮端面上的齿廓由一条短幅外摆线的内侧等距曲线与另一条曲线复合而成时, 称为复合齿形。

在展成法摆线磨齿机上能够精磨的复合齿形, 通常是用优化方法选出另一条满足不干涉条件的短幅外摆线的等距曲线作为顶部齿形与原摆线轮齿形不干涉部分相连而组成。要求前者既能修去原摆线轮齿因顶切而出现的尖点  $E$  (见图 7-58 与图 7-59), 同时又能在最大限度保留原摆线轮不干涉部分齿形的前提下, 与之较光滑地相连, 如图 7-61 及图 7-62 所示。应当指出, 用此法形成的复合齿形, 在绝大多数情况下, 这两条短幅外摆线的等距曲线只能相交, 不能相切, 但通过优化计算, 可以使得这两条曲线交点的两条切线间的夹角比较小。

这种复合齿形的设计要点如下。

a. 算出有顶切的原摆线轮齿形 (短幅外摆线的等距曲线) 自交点  $E$  的坐标  $(x_E, y_E)$  及齿顶圆半径  $r_E = \sqrt{x_E^2 + y_E^2}$ 。优选的齿顶曲线的顶圆半径  $r_{ac2}$  必须满足条件  $r_{ac2} < r_E$ 。

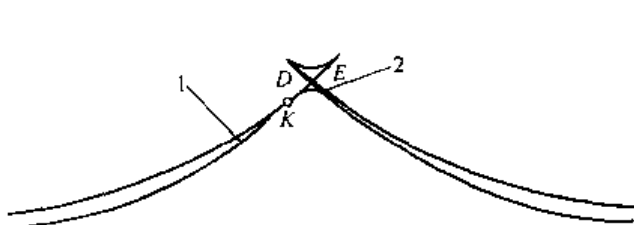


图 7-61 削去单干涉区的复合齿形

- 1 有顶切的工作齿形  $L_1$ , 其参数:  $r_p=131$ ,  $\Delta r_p=0.34$ ,  $r_{tp}=6$ ,  $\Delta r_{tp}=0.46$ ,  $a=1$ ,  $r_E=125.88$ ,  $z_p=88$ ;
- 2 顶部齿形  $L_2$ , 其参数:  $r_p=131.32$ ,  $r_{ac}=125.57$ ,  $r_{tp}=6.5$ ,  $a=0.75$ ,  $z_p=88$

注: 以上参数中除  $z_p$  以外, 其他参数的单位均为 mm。

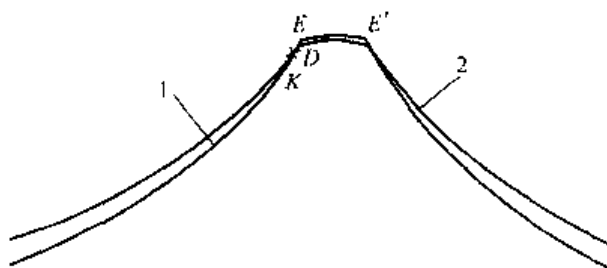


图 7-62 削去双干涉区的复合齿形

- 1 有顶切的工作齿形  $L_1$ , 其参数:  $r_p=275$ ,  $r_{ac}=267.3$ ,  $r_{tp}=10$ ,  $a=2.5$ ,  $z_c=87$ ,  $z_p=88$ ,  $\Delta r_{tp}=0.537$ ,  $\Delta r_p=0.337$ ;
- 2 顶部齿形  $L_2$ , 其参数:  $r_p=275.9$ ,  $r_{ac}=267.25$ ,  $r_{tp}=10.9$ ,  $a=2.25$ ,  $z_c=87$ ,  $z_p=88$

注: 以上参数中除  $z_c$ 、 $z_p$  外, 其他参数的单位均为 mm。

b. 算出在  $r_E$  以内, 可能并需要保留的第  $i$  齿啮合点  $K$  的坐标  $(x_K, y_K)$  及  $K$  点的矢径长  $r_K = \sqrt{x_K^2 + y_K^2}$ , 优选的齿顶曲线  $L_2$  与工作齿形曲线  $L_1$  交点  $D$  的矢径长  $r_D$  应满足条件  $r_D > r_K$ 。

c. 为使顶部齿形  $L_2$  与工作齿形  $L_1$  在交点处连接较光滑, 很显然就要求这两条曲线在交点  $D$  的斜率差尽量小, 即

$$\left| \left( \frac{dy_1}{dx_1} \right)_D - \left( \frac{dy_2}{dx_2} \right)_D \right| \rightarrow \min$$

式中  $\left( \frac{dy_1}{dx_1} \right)_D$ 、 $\left( \frac{dy_2}{dx_2} \right)_D$  ——曲线  $L_1$  与曲线  $L_2$  在交点  $D$  处的斜率。

为更直观, 亦可用两曲线  $L_1$  与  $L_2$  在交点  $D$  处切线的夹角最小作为追求目标, 要使  $L_1$  与  $L_2$  这两条曲线连接较光滑的问题就可归结为以  $L_1$  与  $L_2$  两曲线在交点  $D$  的两切线夹角为目标函数, 以前面所述的几点要求 ( $r_{ac2} < r_E$ ,  $r_D > r_K$  及  $L_2$  曲线本身不干涉要求  $r_{tp2} - \rho_{02} |_{\min} < 0$ ) 作为约束条件, 来求设计变量  $r_{p2}$ 、 $r_{tp2}$ 、 $a_2$ 、 $z_{p2}$  (曲线  $L_2$  的诸参数) 的最优

化求解问题。

上述目标函数可表示为

$$F = \left| \arctan \left( \frac{dy_1}{dx_1} \right)_D - \arctan \left( \frac{dy_2}{dx_2} \right)_D \right| \quad (7-113)$$

曲线  $L_1$  上任意点斜率  $\frac{dy_1}{dx_1}$  的计算公式可利用式 (7-103) 将  $x$ 、 $y$  分别对  $\varphi$  求导, 首先求得  $\frac{dx_1}{d\varphi}$  与  $\frac{dy_1}{d\varphi}$ 。

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{d\varphi} = & \left\{ -(r_p + \Delta r_p) \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)}{d\varphi} \cos[(1-i^H)\varphi - \delta] \right\} - \\ & [r_p + \Delta r_p - (r_p + \Delta r_p) s_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)] (1-i^H) \sin[(1-i^H)\varphi - \delta] - \frac{a}{r_p + \Delta r_p} \left\{ \left[ -z_p (r_p + \Delta r_p) \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)}{d\varphi} \right] \cos(i^H\varphi + \delta) - \right. \\ & \left. [r_p + \Delta r_p - z_p (r_p + \Delta r_p) s_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)] i^H \sin(i^H\varphi + \delta) \right\} \quad (7-114a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dy_1}{d\varphi} = & \left\{ -(r_p + \Delta r_p) \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)}{d\varphi} \sin[(1-i^H)\varphi - \delta] \right\} + \\ & [r_p + \Delta r_p - (r_p + \Delta r_p) s_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)] (1-i^H) \cos[(1-i^H)\varphi - \delta] + \frac{a}{r_p + \Delta r_p} \left\{ \left[ -z_p (r_p + \Delta r_p) \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)}{d\varphi} \right] \sin(i^H\varphi + \delta) + \right. \\ & \left. [r_p + \Delta r_p - z_p (r_p + \Delta r_p) s_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)] i^H \cos(i^H\varphi + \delta) \right\} \quad (7-114b) \end{aligned}$$

$$s_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi) = (1 + K_1'^2 - 2K_1' \cos\varphi)^{-\frac{1}{2}}$$

$$\frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)}{d\varphi} = -(K_1' \sin\varphi) [s_r^{-\frac{1}{2}}(K'_1, \varphi)]^3$$

$$K_1' = \frac{az_p}{r_p + \Delta r_p}$$

式中  $r_p$ 、 $r_{p2}$ 、 $a$ 、 $z_p$ 、 $\Delta r_p$ 、 $\Delta r_{p2}$ 、 $\delta$ —— $L_1$  曲线的参数。

$$\text{从而} \quad \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dy_1/d\varphi}{dx_1/d\varphi} \quad (7-115)$$

将式 (7-114a)、式 (7-114b) 代入式 (7-115) 即得  $L_1$  曲线上任意点斜率  $\frac{dy_1}{dx_1}$  的具体计算公式。

曲线  $L_2$  通常用不着移距和等距修形, 故其方程式可利用式 (7-103) 令  $\Delta r_p = 0$  和  $\Delta r_{p2} = 0$  而获得

$$\begin{aligned} x_2 = & [r_{p2} - r_{p2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K''_1, \varphi)] \cos[(1-i^H)\varphi - \delta_2] - \frac{a_2}{r_{p2}} [r_{p2} - z_{p2} \times \\ & r_{p2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K''_1, \varphi)] \cos(i^H\varphi + \delta_3) \\ y_2 = & [r_{p2} - r_{p2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K''_1, \varphi)] \sin[(1-i^H)\varphi - \delta_2] + \frac{a_2}{r_{p2}} [r_{p2} - \end{aligned}$$

$$z_{p2} r_{rp2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)] \sin(i^H \varphi + \delta_2) \quad (7-116)$$

其上任意点斜率  $\frac{dy_2}{dx_2}$  的计算公式可将上式中的  $x$ 、 $y$  分别对  $\varphi$  求导, 求得  $\frac{dx_2}{d\varphi}$  与  $\frac{dy_2}{d\varphi}$  后再求  $\frac{dy_2}{dx_2}$ 。

$$\begin{aligned} \frac{dx_2}{d\varphi} = & -r_{rp2} \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)}{d\varphi} \cos[(1-i^H)\varphi - \delta_2] - [r_{p2} - \\ & r_{rp2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)](1-i^H) \sin[(1-i^H)\varphi - \delta_2] - \\ & \frac{a_2}{r_{p2}} \left\{ \left[ -z_{p2} r_{rp2} \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)}{d\varphi} \right] \cos(i^H \varphi + \delta_2) - \right. \\ & \left. [r_{p2} - z_{p2} r_{rp2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)] i^H \sin(i^H \varphi + \delta_2) \right\} \end{aligned} \quad (7-117a)$$

$$\begin{aligned} \frac{dy_2}{d\varphi} = & -r_{rp2} \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)}{d\varphi} \sin[(1-i^H)\varphi - \delta_2] + [r_{p2} - \\ & r_{rp2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)](1-i^H) \cos[(1-i^H)\varphi - \delta_2] + \\ & \frac{a_2}{r_{p2}} \left\{ \left[ -z_{p2} r_{rp2} \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)}{d\varphi} \right] \sin(i^H \varphi + \delta_2) + \right. \\ & \left. [r_{p2} - z_{p2} r_{rp2} s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)] i^H \cos(i^H \varphi + \delta_2) \right\} \end{aligned} \quad (7-117b)$$

$$\begin{aligned} s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi) &= (1 + K_1'' - 2K_1'' \cos \varphi)^{-\frac{1}{2}} \\ \frac{ds_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)}{d\varphi} &= -K_1'' \sin \varphi [s_r^{-\frac{1}{2}}(K_1'', \varphi)]^3 \end{aligned}$$

$$K_1'' = \frac{a_2 z_{p2}}{r_{p2}}$$

从而

$$\frac{dy_2}{dx_2} = \frac{dy_2/d\varphi}{dx_2/d\varphi} \quad (7-118)$$

式中  $r_{p2}$ 、 $r_{rp2}$ 、 $a_2$ 、 $z_{p2}$ 、 $\delta_2$ —— $L_2$  曲线的参数。

将式 (7-117a) 与式 (7-117b) 代入式 (7-118) 即得  $L_2$  上任意点斜率的具体计算公式。

最后, 将式 (7-115) 和式 (7-118) 代入式 (7-113) 就可得到目标函数的具体数学模型。

d. 在优选顶部齿形曲线  $L_2$  的参数  $r_{p2}$ 、 $r_{rp2}$ 、 $a_2$  与  $z_{p2}$  时, 齿数  $z_{c2} = z_{p2} - 1$  必须为工作齿形  $L_1$  齿数  $z_c = z_p - 1$  的整数倍, 即  $z_{c2} = N z_c$ ,  $N$  应为正整数, 通常  $N$  只能取 1 或 2。应当注意: 当  $N=1$  时, 两曲线的相位角相同 (见图 7-62), 因此, 式 (7-116) 中的  $\delta_2 = \delta$ , 而当  $N=2$  时, 曲线  $L_2$  的相位角与工作齿形曲线  $L_1$  的相位角相差  $\pi/z_{c2}$  (见图 7-63), 故此时各式中的  $\delta_2 = \delta + \pi/z_{c2}$ 。

e. 顶部齿形曲线参数  $a_2$  的确定, 应符合摆线磨床的标准偏心距规范, 为使曲线  $L_1$  与曲线  $L_2$  在交点处切线的夹角最小, 通常取  $a_2 = a/N$  或  $a_2 = \frac{a}{N} - 0.25$ 。

f. 大传动比摆线针轮行星传动, 针齿数多因结构限制装不下时, 通常要隔一齿抽掉一齿, 在此情况下, 采用复合齿形虽可增大  $r_{rp}$  从而采用针齿套以提高传动效率, 但往往因工作齿形的齿顶削去过多而使同时啮合齿数显著减少。因此, 复合齿形设计时, 一定要使同时

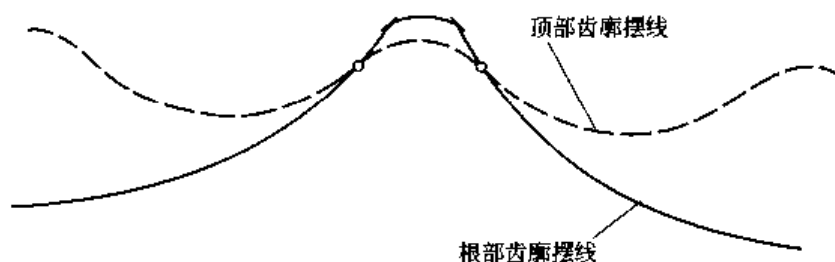


图 7-63  $N=2$  时的顶部齿形曲线

啮合传力齿数不少于 3~4 齿。

g. 顶部摆线  $L_2$  不得产生干涉, 其齿顶圆不得大于工作摆线  $L_1$  的齿顶圆, 而齿根圆不得小于工作摆线  $L_1$  的齿根圆。

h. 顶部摆线  $L_2$  与工作摆线  $L_1$  在优选交点  $D$  之前不得相交, 即保证不出现图 7-64 所示的现象, 写为约束条件的形式即应

$$y_1(x) - y_2(x) < 0 \quad \{x \mid 0 < x < x_D\}$$

式中  $y_1(x)$ ,  $y_2(x)$ ——分别为对应相同  $x$  坐标的工作摆线  $L_1$  与顶部摆线  $L_2$  的  $y$  坐标, 其值可采用数值计算方法求得。



图 7-64 顶部摆线与工作齿形两次相交

根据上述设计要点, 设计复合齿形的实例见图 7-61 及图 7-62。图 7-61 为削去单干涉区的复合齿形, 有顶切的工作摆线齿形为  $L_1$ , 削去前者干涉区的顶部齿形为  $L_2$ 。图 7-62 为削去双干涉区的复合齿形, 有顶切的工作摆线齿形为  $L_1$ , 优化计算得到的削去前者干涉区的顶部齿形为  $L_2$ 。在这两个实例中都能保证同时有 4 个齿啮合传力。

复合齿形用展成法磨齿时, 需先磨一次有顶切的工作齿形, 再磨一次能削去干涉尖点的顶部齿形, 且前后两次磨削时的偏心距不同 ( $a_2 \neq a$ ), 砂轮齿形半径也不同 ( $r_{r2} \neq r_{rp} + \Delta r_{rp}$ ), 因此磨削工艺复杂, 调整、检测精度要求也较高。在某些情况下, 可以只用一条完整的短幅外摆线的等距曲线来取代复合齿形, 见图 7-65, 用它可以取代图 7-61 的复合齿形, 但在此实例中只有 3 个齿同时啮合传力。

在大传动比 ( $i > 43$ ) 的小型摆线针轮行星减速机中, 由于采用复合齿形的磨削工艺复杂, 为了降低制造成本, 也可改用不带针齿套的微变幅 ( $K_1 \approx 1$ ) 摆线针轮行星传动以提高传动效率。

#### (5) 两齿差摆线针轮行星传动

传动比  $i \leq 17$ , 特别是  $i \leq 11$  的摆线针轮传动采用传统的“一齿差”齿形时, 理论上同时啮合齿数 (约为针轮齿数的一半) 本来就不多, 为了形成必要的啮合间隙以补偿制造安装误差和满足润滑要求, 摆线轮齿经过等距或移距修形后, 则同时啮合的有效传力的齿数就会

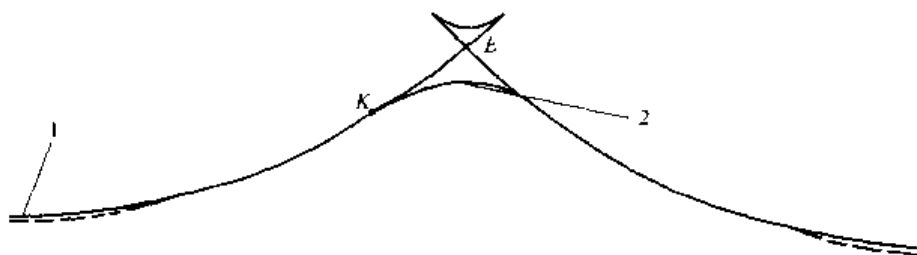


图 7-65 用单一齿形取代复合齿形

1—有顶切的工作摆线齿形  $L_1$ ，其参数为： $r_p=131$ ， $r_{p2}=6$ ， $a=1$ ， $z_p=88$ ， $\Delta r_p=0.34$ ， $\Delta r_{p2}=0.46$ ， $r_E=125.88$ ；

2—用优化方法，选取的在工作部分与  $L_1$  齿形逼近，但无顶切的新齿形  $L_2$ ，其参数为： $r_{p2}=130.1$ ， $r_{p22}=5.5$ ， $a_2=0.75$ ， $z_{p2}=88$ ， $r_{ac2}=125.35$

注：以上参数中除  $z_p$ 、 $z_{p2}$  外，其他参数的单位均为 mm。

更少，从而使承载能力降低，并容易产生胶合。为了克服“一齿差”在小传动比时的弱点，国内外相继开发了“两齿差”摆线针轮传动。该传动能有效增加同时啮合齿数，使小传动比摆线针轮传动的承载能力得到显著提高。

① 两齿差摆线针轮传动的齿廓 见图 7-66，在动圆  $r'_p$  圆周上  $\widehat{CC_1}$ 、 $\widehat{C_1C_2}$ …之间增置  $C'$ 、 $C'_1$ 、 $C'_2$ …，并使这些点位于各段圆弧的中点，即  $\widehat{CC'}=\widehat{C'C_1}=\widehat{C_1C'_1}=\dots=p/2$ ，当  $r'_p$  圆沿基圆  $r'_c$  滚动时， $C$ 、 $C'$ 、 $C_1$ 、 $C'_1$ …便构成两组相交的整枝外摆线，其相位差为  $\frac{360^\circ}{2z_c}$ （此处  $z_c$  为“一齿差”传动时摆线轮的齿数），以齿顶相互削去后的非整枝外摆线来看，就形成了齿距为  $p/2$  的“两齿差”的理论齿廓。同理也可得到非整枝的短幅外摆线的“两齿差”理论齿廓。后者的等距曲线即“两齿差”摆线针轮传动的摆线轮实际齿廓，它可以与针齿数也增加一倍的针轮相啮合，见图 7-67。当然，按此原理也可实现“三齿差”，但“三齿差”虽齿数增多，齿高也会削去很多，往往承载能力反而不如“两齿差”。

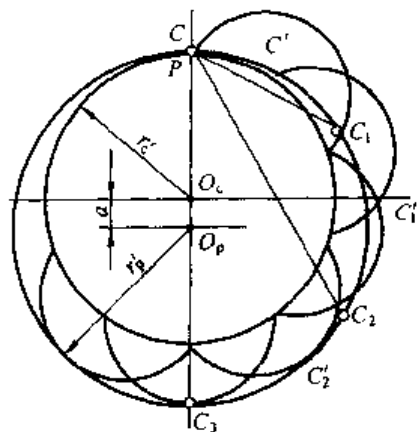


图 7-66 “两齿差”传动齿廓形成

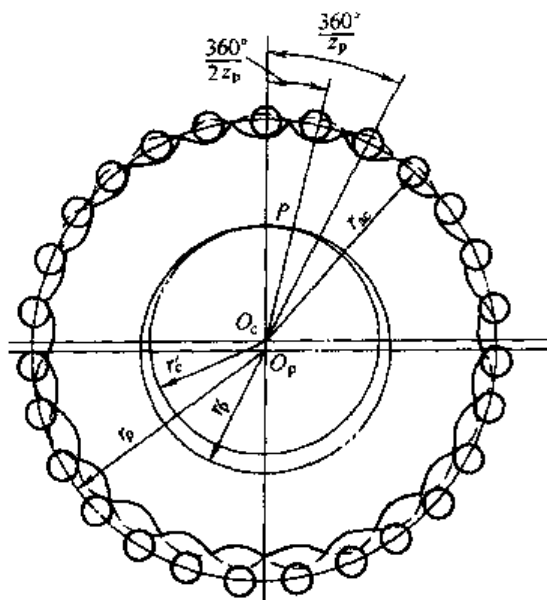


图 7-67 “两齿差”摆线针轮传动

② 两齿差摆线轮的齿顶修形 如图 7-67 所示，由于“两齿差”传动中摆线轮的齿形是由两条相位差半个齿距的“一齿差”摆线轮齿形相交而形成，故其齿顶为一尖点。由于尖点使齿廓顶部强度不足，还会在传动中引起噪声，因此需要优选一条与齿形工作部分圆滑相连

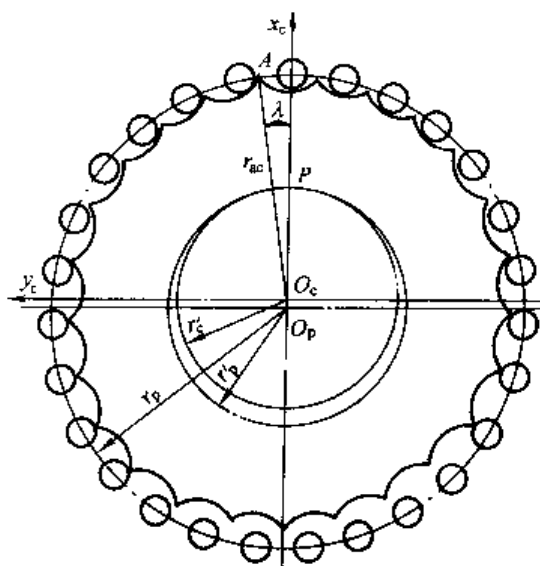


图 7-68 “两齿差”传动齿顶圆计算

的齿顶修形曲线修去齿顶尖点。

a. 未修顶时齿顶圆半径的计算 见图 7-68, 两条短幅外摆线的等距曲线的交点 A 就构成了两齿差摆线轮的齿顶。

由图 7-68 知

$$\lambda = \frac{180^\circ}{2z_c} \quad (7-119)$$

设 A 点坐标为  $(x_A, y_A)$ , 则

$$\tan \lambda = \frac{y_A}{x_A} \quad (7-120)$$

又由通用的摆线轮齿形方程式 (7-103) 可得

$$x_A = [r_p + \Delta r_p - (r_m + \Delta r_m) s_A^{-\frac{1}{2}}] \cos[(1-i^H)\varphi_A - \delta] -$$

$$\frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p(r_m + \Delta r_m) s_A^{-\frac{1}{2}}] \times \cos(i^H \varphi_A + \delta) \quad (7-121a)$$

$$y_A = [r_p + \Delta r_p - (r_m + \Delta r_m) s_A^{-\frac{1}{2}}] \sin[(1-i^H)\varphi_A - \delta] +$$

$$\frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p(r_m + \Delta r_m) s_A^{-\frac{1}{2}}] \sin(i^H \varphi_A + \delta) \quad (7-121b)$$

已知  $r_p$ 、 $r_m$ 、 $a$ 、 $z_p = z'_p/2$  ( $z'_p$  为两齿差传动针轮的实际齿数)、 $\Delta r_p$ 、 $\Delta r_m$ 、 $\delta$  由式 (7-119) 算得  $\lambda$  值, 将式 (7-120)、式 (7-121a)、式 (7-121b) 三式联立, 用计算机求解, 就可求出  $\varphi_A$ 、 $x_A$ 、 $y_A$  的数值。从而未修顶时齿顶圆的半径  $r_{ac}$  即由下式求得

$$r_{ac} = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} \quad (7-122)$$

b. 修顶曲线参数的选择 比较实用的修顶方法是优选另一条短幅外摆线的等距曲线作为“两齿差”传动摆线轮的修顶曲线。如图 7-69 所示, 曲线 MAN 是“两齿差”传动摆线轮齿顶修形前的齿廓, 曲线 EKK'F 是优选出来的另一条短幅外摆线的等距曲线, 它与前一曲线 MAN 相交于 K、K' 两点, 两条曲线在交点切线的夹角很小。显然, 若用短幅外摆线的等距曲线 EKK'F 的 KK' 段修去原“两齿差”传动摆线轮的齿尖, 作为摆线轮的顶部曲线, 则在展成法摆线磨齿机上很容易实现的理想修顶曲线。

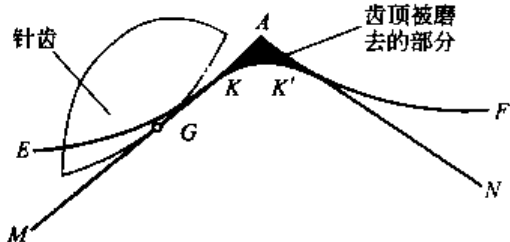


图 7-69 “两齿差”传动摆线轮的齿顶修形曲线

优选修顶用的短幅外摆线的等距曲线 EKK'F 参数的方法与前面 7.2.4 (4) 所述优选复合齿形顶部曲线参数的方法思路相同。应注意的要点如下。

(a) 为使修顶曲线与原“两齿差”工作齿廓相连处 (图 7-69 中的 K 与 K') 较光滑的过渡, 在优选修顶曲线时, 与复合齿形优选顶部曲线的思路相同, 可把两条短幅外摆线的等距曲线交点 K 处的切线夹角作为目标函数 F, 使其极小化。通常要求在交点的两切线夹角不大于  $6^\circ$ 。

(b) 为在展成法磨齿机上一次修完所有齿顶, 修顶短幅外摆线的等距曲线参数摆线轮

齿数  $z_{c2}$  通常应选为“两齿差”摆线轮实际齿数  $z'_c$  的 2 倍或 3 倍。

(c) 修顶曲线的偏心距  $a_2$  应符合摆线磨齿机的偏心距系列, 通常可在 0.75mm、1.0mm、1.25mm、1.5mm 及 1.75mm 这几个数值中按  $a$  值大小选  $\left(\frac{a_2}{a} \approx \frac{1}{5} \sim \frac{1}{8}\right)$ 。

(d) 为使磨齿砂轮有合理寿命, 修顶曲线参数中的针齿半径  $r_{rp2}$  不应过小, 通常可取

$$(3 \sim 2.5) \text{mm} < r_{rp2} < \frac{r_{rp}}{2}$$

(e) 修顶曲线不得产生顶切, 其约束条件为

$$g_1(x) = r_{rp2} - |\rho_0|_{\min} < 0$$

式中  $|\rho_0|_{\min}$  ——修顶短幅外摆线的等距曲线的理论齿廓的最小曲率半径, 其计算见式 (7-111) 及表 7-52 中的式 (7-109) 与式 (7-110)。

(f) 修顶曲线的起始点  $K$  应在有效传力轮齿的最远啮合点 (如图 7-69 中的  $G$  点) 之外, 以保证有足够的同时啮合传力的齿数, 通常设计时, 应争取有 4~5 个齿同时啮合传力。设对应于啮合点最远的针齿相对于转臂的转角 (啮合相位角) 为  $\varphi_G$ , 而摆线轮工作齿廓与修顶曲线交点  $K$  处的啮合相位角为  $\varphi_K$ , 则上述要求可写为如下的约束条件, 即

$$g_2(x) = \varphi_G - \varphi_K < 0$$

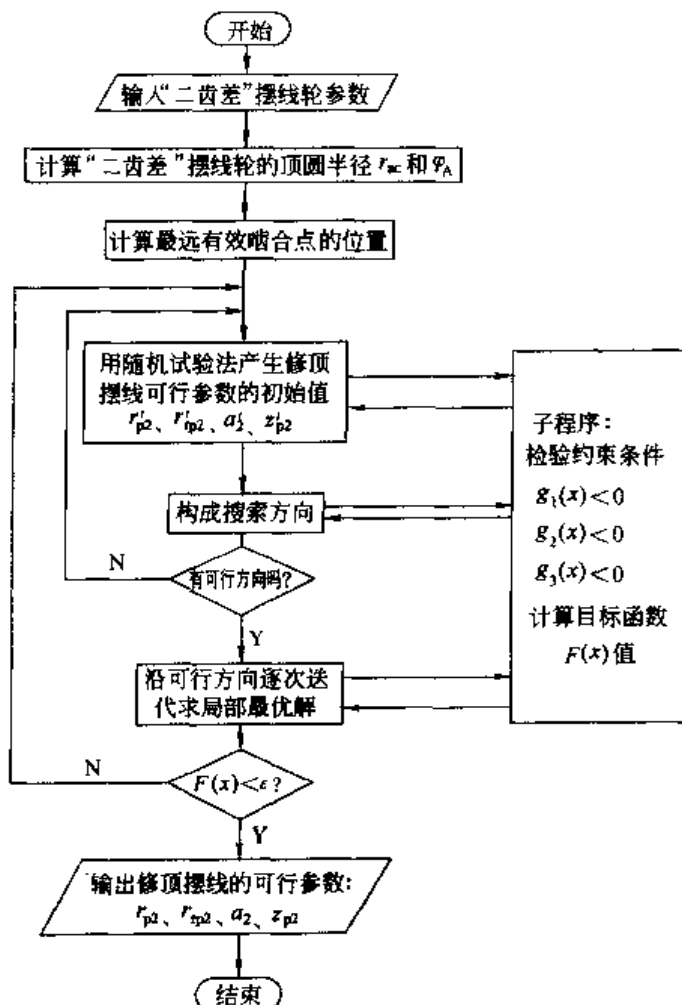


图 7-70 求修顶曲线参数的计算机程序框图

(g) 在修顶起始点  $K$  (见图 7-69) 以前, “两齿差” 传动摆线轮工作齿廓  $MK$  不得与修顶曲线相交, 以保证工作齿廓  $MK$  的正确齿形, 此点可写为如下的约束条件, 即

$$g_3(x) = x(y) - x_2(y) < 0$$

式中  $x(y)$ ,  $x_2(y)$  ——对应相同  $y$  坐标的工作齿廓的  $x$  坐标和修顶曲线的  $x$  坐标。

根据上述目标函数和约束条件搜寻修顶曲线的优化设计程序框图见图 7-70。

例 “两齿差” 传动的摆线轮参数为  $r_p = 109\text{mm}$ ,  $a = 5\text{mm}$ ,  $r_{rp} = 8.5\text{mm}$ ,  $z_p = 12$ ,  $z'_p = 24$ ,  $\Delta r_p = 0.569\text{mm}$ ,  $\Delta r_{rp} = 0.719\text{mm}$ ,  $\delta = 0^\circ$ , 设计修顶曲线。

解 用上述方法, 按图 7-70 的优化设计程序框图, 优选出修顶曲线的诸参数为:  $r_{p2} = 105\text{mm}$ ,  $r_{rp2} = 4.35\text{mm}$ ,  $a_2 = 0.75\text{mm}$ ,  $z_{p2} = 67$ 。用此参数, 工作齿廓与修顶曲线在交点  $K$  切线的夹角只有  $2.26^\circ$ , 连接很光滑, 同时啮合传力齿数为 4。修顶前的齿顶圆半径  $r_{ac} = 101.787\text{mm}$ , 修顶后的齿顶圆半径为  $r_{ac2} = 101.4\text{mm}$ , 二曲线交点  $K$  处矢径长  $r_K = 101.021\text{mm}$ 。见图 7-71。

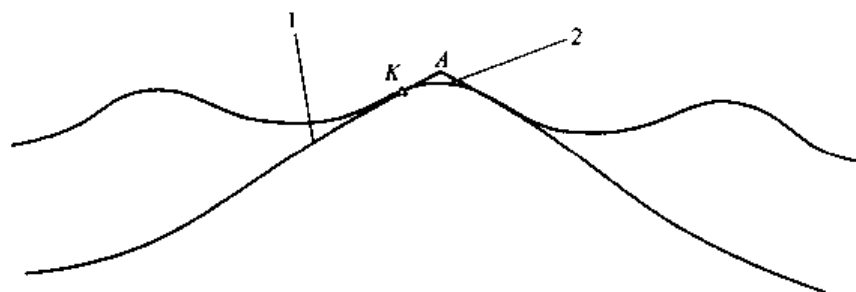


图 7-71 两齿差传动摆线轮修顶实例图

1—工作齿形部分, 其参数:  $r_p = 109$ ,  $a = 5$ ,  $r_{rp} = 8.5$ ,  $z_p = 12$ ,  $\Delta r_p = 0.569$ ,  $\Delta r_{rp} = 0.719$ ;

2—修顶曲线, 其参数:  $r_{p2} = 105$ ,  $r_{rp2} = 4.35$ ,  $a_2 = 0.75$ ,  $z_{p2} = 67$

注: 以上参数中除  $z_p$ 、 $z_{p2}$  外, 其他参数的单位均为 mm。

### 7.3.3 摆线针轮行星传动的基本参数和几何尺寸计算

#### (1) 摆线针轮传动的基本参数

摆线针轮传动是以  $r_p$ 、 $b_c$ 、 $z_p$  作为基本参数, 将其他各参数尽可能化为  $r_p$ 、 $b_c$  及  $z_p$  的函数, 这样可有利于分析设计参数对性能指标的影响。为此, 须引用以下两个系数。

① 短幅系数  $K_1$  在 7.3.2 中讨论摆线针轮传动的啮合原理时, 已经引出了短幅系数为

$$K_1 = \frac{O'M}{r_g} = \frac{a}{r_g} = \frac{r'_c}{r_{bc}} = \frac{r'_p}{r_p} = \frac{az_p}{r_p}$$

$K_1$  的取值不同, 摆线轮的齿形就不同, 会影响传动的性能指标, 所以是一个很重要的系数。 $K_1$  值既不宜取得过大, 也不能取得过小。

a.  $K_1$  不能过大的原因 由式 (7-105) 及作为实例的图 7-72 可知,  $K_1$  过大 (例如  $K_1 \geq 0.9$ ) 时, 不仅摆线轮齿廓外凸部分远大于内凹部分, 而且外凸部分的  $\frac{|\rho_0|}{r_p}$  又较小, 要想在整个接触区满足  $r_{rp} < |\rho_0|_{\min}$ , 则  $r_{rp}$  就只能选用得较小, 这就使当量曲率半径小而



导致工作时接触应力增大。此外,  $K_1$  过大则偏心距  $a = \frac{K_1 r_p}{z_p}$  在传动比较小从而  $z_p$  较小时就会过大, 这会给设计合理的 W 机构造成困难。见图 7-73 (a), 当传动比较小 ( $i=11$ ), 而  $K_1 =$

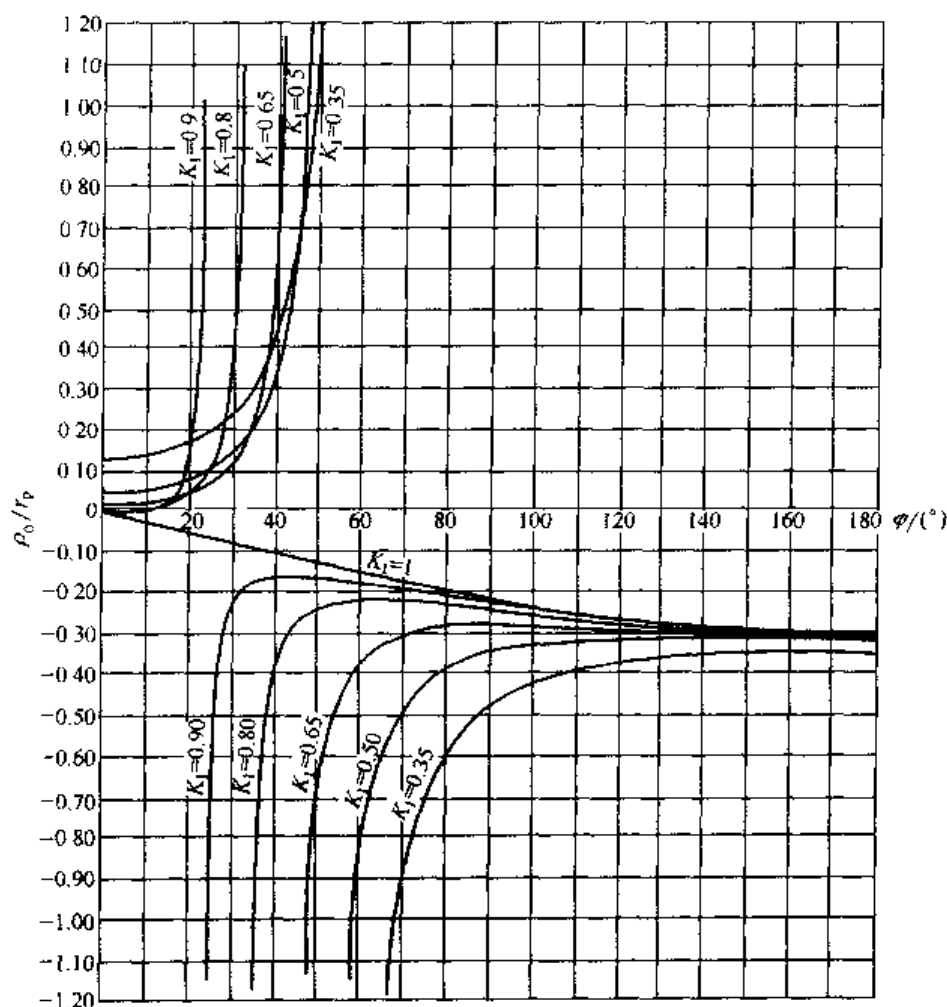


图 7-72  $z_c=11$  和  $z_p=12$  各种  $K_1$  值时  $\frac{\rho_0}{r_p}$  与  $\varphi$  之间的关系

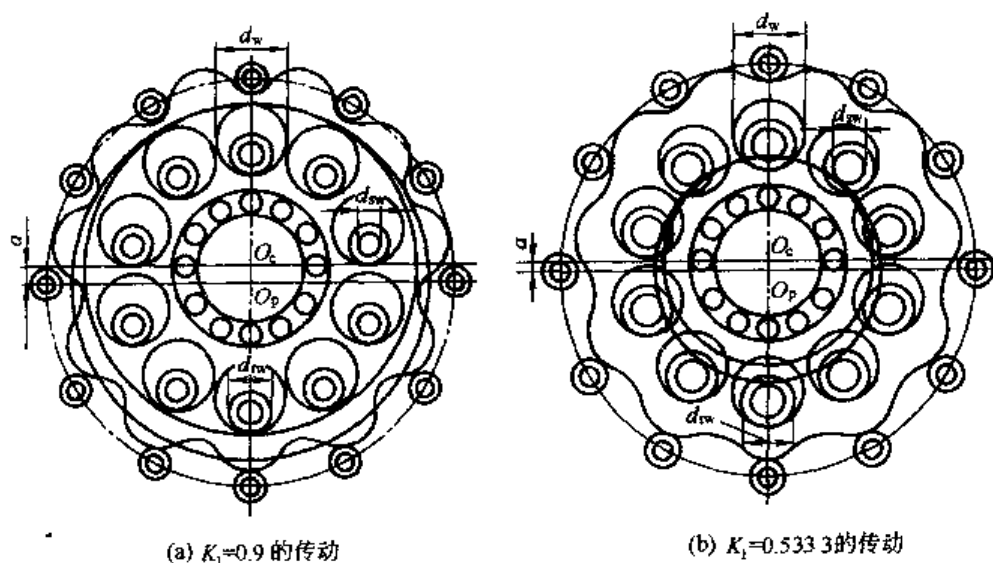


图 7-73  $z_p=12$  选择  $K_1$  值对 W 机构设计的影响

0.9 时, 虽然柱销孔半径  $r_w$  尽可能取大, 柱销套半径  $r_{tw}=r_w-a$  会仍很小, 而柱销半径  $r_{sw}$  更小, 用这样细的柱销传动, 会严重影响整机传递转矩的能力。

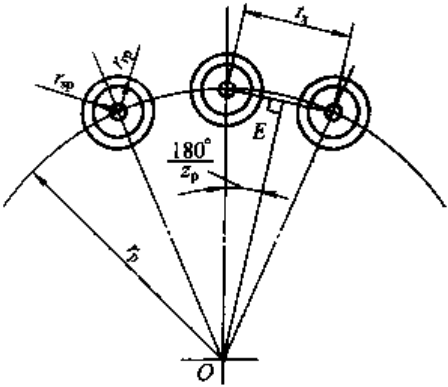
b.  $K_1$  不能过小的原因  $K_1$  过小则摆线轮的节圆半径  $r'_c=az_c=\frac{K_1r_p}{z_p}z_c$  和针轮的节圆半径  $r'_p=K_1r_p$  都随之显著缩小, 因而节点  $P$  与摆线轮中心  $O_c$  的距离也显著缩小, 在传递转矩一定的条件下, 各针齿和摆线轮啮合的作用力 (均通过节点  $P$ ) 就会因力臂减小而增大。例如在  $z_c=11, z_p=12, r_{tp}=0.1r_p$  的传动中, 当  $K_1=0.28$ , 其能传递的转矩仅为  $K_1=0.5333$  时的 60%。

由上可知, 比较合理的  $K_1$  值应通过整机优化设计来确定, 其荐用值列于表 7-54。

表 7-54 短幅系数  $K_1$  荐用值

$z_c$	$\leq 11$	13~23	25~59	61~87
$K_1$	0.42~0.55	0.48~0.74	0.65~0.9	0.75~0.9

② 针径系数  $K_2$  针轮上相邻两针齿中心之间的弦长与针齿套直径的比值称为针径系数, 用  $K_2$  表示,  $K_2$  的大小表明针齿在针轮上的分布密集程度 (见图 7-74), 即



$$K_2=\frac{t_x}{d_p}=\frac{r_p}{r_p}\sin\frac{180^\circ}{z_p}\tag{7-123}$$

图 7-74 针径系数  $K_2$

$K_2=1$  时, 针齿间没有间隙, 为保证针齿与针齿壳的强度, 针径系数一般不小于 1.25~1.4。考虑到针齿弯曲强度,  $K_2$  的最佳范围为  $K_2=1.5\sim2.0$ , 最大不超过 4。当  $z_p>44$  时, 为避免针齿相碰, 若将针齿间隔地抽去一半, 这时  $K_2$  可减小到 0.99~1.0,  $z_p=44$  时, 可以抽齿也可以不抽齿, 根据需要决定。针径系数  $K_2$  的荐用值列

于表 7-55。

表 7-55 针径系数  $K_2$  荐用值

$z_p$	$<12$	12~24	24~36	36~60	60~88
$K_2$	3.85~2.85	2.8~2.0	2.0~1.25	1.6~1.0	1.5~0.99

摆线针轮减速器在我国按针齿中心圆直径  $d_p$  的大小分为 13 种机型, 列于表 7-56。

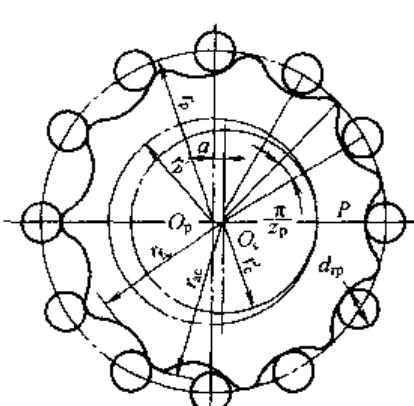
表 7-56 各种机型号对应的针齿中心圆直径范围

机型号	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$d_p$	75~94	95~105	106~120	140~155	165~185	210~230	250~275	280~300	315~335	380~400	440~460	535~555	645~690

(2) 摆线针轮传动的几何尺寸

摆线针轮传动的几何尺寸计算列于表 7-57。

表 7-57 摆线针轮传动几何尺寸计算

	名 称	符号	计 算 公 式
	短幅系数	$K_1$	$K_1 = \frac{r_p'}{r_p} = \frac{az_1}{r_p}$
	节圆上的齿距	$p$	$p = 2\pi a$
	针轮节圆半径	$r_p'$	$r_p' = K_1 r_p = az_p$
	摆线轮节圆半径	$r_c'$	$r_c' = K_1 r_p \frac{z_p}{z_c} = az_c$
	偏心距	$a$	$a = r_p' - r_c' = \frac{r_p'}{z_p} - \frac{K_1 r_p}{z_c}$
	摆线轮齿顶圆半径	$r_{ac}$	$r_{ac} = r_p + a - r_{rp} - \Delta r_{rp} + \Delta r_p$
	摆线轮齿根圆半径	$r_{fc}$	$r_{fc} = r_p - a - r_{rp} - \Delta r_{rp} + \Delta r_p$
	针径系数	$K_2$	$K_2 = \frac{r_p}{r_{rp}} \sin \frac{\pi}{z_p}$ (见图 7-74)

注: 1. 根据现有磨齿机的要求,  $a$  可采用: 0.65mm, 0.75mm, 1mm, 1.25mm, 1.5mm, 2mm, 2.5mm, 3mm, 3.5mm, 4mm, 4.5mm, 5mm, 5.5mm, 6mm, 6.5mm, 7mm, 8mm, 9mm, 10mm, 11mm, 12mm, 13mm, 14mm,

2. 对于两齿差传动, 表中的  $z_p = \frac{z_p'}{2}$  ( $z_p'$  为两齿差传动针轮的实际齿数);  $z_c = \frac{z_c'}{2}$  ( $z_c'$  为两齿差传动摆线轮的实际齿数)。

3. 表中摆线轮齿顶圆半径  $r_{ac}$  的计算公式仅适用于一齿差, 对于两齿差传动, 齿顶圆半径在齿顶修形前按 7.3.2 (5) 所述计算; 在齿顶修形后即为齿顶修形摆线的齿顶圆半径  $r_{ac2} = r_{p2} + a_2 - r_{rp2}$  (式中  $r_{p2}$ 、 $a_2$ 、 $r_{rp2}$  均为齿顶修形摆线的参数)。

### (3) W 机构的有关参数与几何尺寸

① W 机构柱销的数目  $z_w$  柱销的数目  $z_w$  受摆线轮尺寸的限制, 可根据针齿中心圆直径  $d_p$  按表 7-58 选择。

表 7-58 W 机构柱销数目参考值

$d_p/\text{mm}$	$\leq 100$	$>100 \sim 200$	$>200 \sim 300$	$>300 \sim 400$	$>400$
$z_w$	6	8	10	12	$\geq 12$

② 柱销中心圆直径  $D_w$  合理的  $D_w$  值按下式计算, 即

$$D_w = \frac{d_{fc} + D_1}{2}$$

式中  $d_{fc}$ ——摆线轮齿根圆直径, mm;

$D_1$ ——摆线轮的中心孔直径, 根据结构要求及转臂轴承标准确定, 初算时可取  $D_1 = (0.4 \sim 0.5) d_p$ , mm。

③ W 机构的柱销直径  $d_{sw}$  和柱销套直径  $d_{rw}$  柱销直径  $d_{sw}$  由其弯曲强度决定, 柱销套直径  $d_{rw}$  可取  $d_{rw} = (1.3 \sim 1.5) d_{sw}$ , 或按表 7-59 选用。

表 7-59 W 机构柱销和柱销套直径参考值

	/mm								
$d_{sw}$	12	14	17	22	26	32	35	45	55
$d_{rw}$	17	20	26	32	38	45	50	60	75

④ 摆线轮上的销孔直径  $d_w$  按下式计算



固定不动,对摆线轮(行星轮)加一转矩  $T_c$ , 在  $T_c$  的作用下,由于传力零件的弹性变形,摆线轮转过一个  $\beta$  角。如果摆线轮体、针齿套和转臂的变形忽略不计,求得针齿销的弯曲和轮齿接触挤压的总变形,对针齿 2、3、4... (见图 7-76) 分别为

$$\delta_2 = l_2 \beta; \delta_3 = l_3 \beta; \dots$$

假定针齿承受的载荷  $F_2$ 、 $F_3$ 、 $F_4$ ... 和相应的变形  $l_2 \beta$ 、 $l_3 \beta$ 、 $l_4 \beta$ ... 成线性关系。由于和不同的针齿啮合时,因当量曲率变化引起的非线性对于我们所取的  $\delta$  和  $l$  之间的关系只引起很小的偏差,所以上述假设是允许的。

最大载荷  $F_{\max}$  是在最大力臂  $l_{\max} = r'_c$  的针齿处 (见图 7-77)。作用在第  $i$  个针齿上的力用下式确定

$$F_i = F_{\max} \frac{l_i}{r'_c} \quad (7-127)$$

摆线轮传递的转矩为  $T_c$ , 得

$$T_c = \sum_{(i)} F_i l_i = \frac{F_{\max}}{r'_c} \sum_{(i)} l_i^2 = F_{\max} r'_c z_p \left[ \frac{\sum_{(i)} l_i^2}{r_c'^2 z_p} \right]$$

式中方括号中的值为常数,等于 0.25, 故得

$$T_c = \frac{1}{4} F_{\max} r'_c z_p \quad (7-128)$$

或写为

$$F_{\max} = \frac{4 T_c}{r'_c z_p}$$

考虑到  $r'_c z_p = r'_p z_c = K_1 r_p z_c$  代入上式得

$$F_{\max} = \frac{4 T_c}{K_1 z_c r_p}$$

由于制造误差,传给两个摆线轮的转矩是不相等的,即其中之一  $T_c$  值略超过  $0.5 T$  ( $T$  为输出轴传递的总转矩)。故在力分析与强度计算时,建议取  $T_c = 0.55 T$  代入上式得

$$F_{\max} = \frac{4 \times 0.55 T}{K_1 z_c r_p} = \frac{2.2 T}{K_1 z_c r_p} \quad (7-129)$$

② 修形齿有隙啮合时,针轮齿与摆线轮齿啮合的作用力 前述标准齿形无隙啮合时,针齿与摆线轮齿啮合的作用力分析,由于未考虑摆线轮齿形修形的影响及轮齿接触变形与针齿弯曲变形的影响,在实际工程计算中带来极大的误差(与实测  $F_{\max}$  比较,有时误差达 60%,甚至 90% 以上),因为经过齿形修形,无论是移距修形或等距修形,都会引起初始啮合间隙,使同时啮合有效传力的齿数减少,达不到针轮齿数的一半。

下面介绍考虑了摆线轮齿形修形及轮齿弹性变形影响,符合工程实际条件的较准确的力

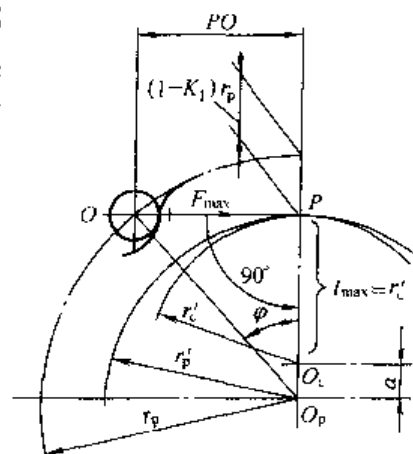


图 7-77 承受最大载荷  $F_{\max}$  的针齿位置

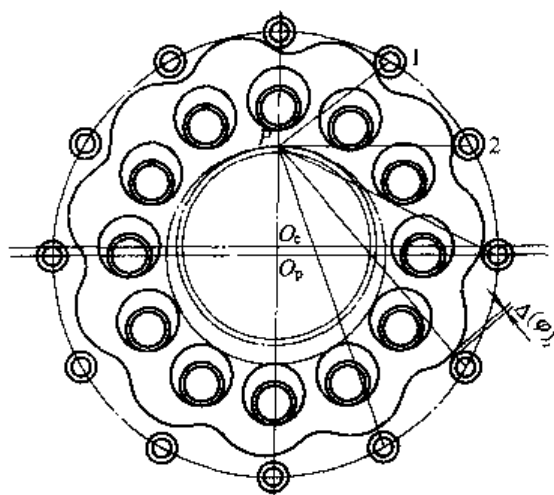


图 7-78 因摆线轮修形引起的初始啮合间隙

可按式计算, 即

$$\Delta(\varphi)_i = \Delta r_p \left( 1 - \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \right) - \frac{\Delta r_p (1 - K_1 \cos \varphi_i - \sqrt{1 - K_1^2} \sin \varphi_i)}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \quad (7-130)$$

式中  $\varphi_i$ ——第  $i$  个针齿相对于转臂  $\overline{O_p O_c}$  的转角, ( $^\circ$ );

$K_1$ ——短幅系数,  $K_1 = \frac{az_p}{r_p}$ ;

其余符号同前。

令  $\Delta(\varphi)_i = 0$ , 由上式可解得

$$\cos \varphi_i = K_1$$

即

$$\varphi_i = \varphi_0 = \arccos K_1$$

这个解是使初始间隙为零的角度, 空载时, 只有在 (或最靠近)  $\varphi_0 = \arccos K_1$  处的一对齿啮合。从  $\varphi_i = 0$  到  $\varphi_i = 180^\circ$  的初始间隙分布曲线见图 7-79 中的实线。

b. 判定摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理 见图 7-76, 设传递载荷时, 对摆线轮所加转矩为  $T_c$ , 在  $T_c$  作用下, 由于摆线轮与针轮齿的接触变形  $w$  及针齿销的弯曲变形  $f$ , 摆线轮转过一个  $\beta$  角, 若摆线轮体、安装针齿销的针齿壳和转臂的变形影响较小可忽略不计, 则在摆线轮各啮合点公法线方向的总变形  $w + f$  或在待啮合点法线方向的位移应为

$$\delta_i = l_i \beta \quad (i=1, 2, \dots, z_p/2) \quad (a)$$

式中  $\beta$ ——加载后, 由于传力零件的变形所引起的摆线轮的转角, rad;

$l_i$ ——第  $i$  个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线至摆线轮中心  $O_c$  的距离

$$l_i = r'_c \sin \theta_i = r'_c \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \quad (7-131)$$

分析方法。

a. 初始啮合间隙 标准的摆线轮以及只经过转角修形的摆线轮与标准的针轮啮合, 在理论上都可达到同时啮合的齿数约为针轮齿数的一半, 但摆线轮齿形只要经过等距、移距或等距加移距修形, 如果不考虑零件弹性变形的补偿作用, 则多齿同时啮合的条件便不再存在, 而变为当某一个摆线轮齿和针齿接触时, 其余的摆线轮齿与针齿之间都存在着大小各不相同的初始间隙。参见图 7-78, 第  $i$  对轮齿沿待啮合点 (待啮合点是指齿形未修形前本应啮合, 但由于齿形修形产生初始间隙而未啮合的点) 法线方向的初始间隙  $\Delta(\varphi)_i$

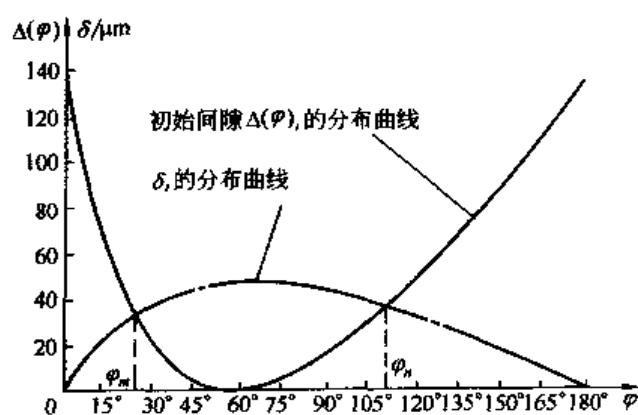


图 7-79  $\Delta(\varphi)_i$  与  $\delta_i$  的分布曲线

式中  $r'_c$ ——摆线轮的节圆半径, mm;

$\theta_i$ ——第  $i$  个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线与转臂  $\overline{O_p O_i}$  之间的夹角, ( $^\circ$ )。

其余符号意义同前。

设受力最大的一对摆线轮与针轮齿 (即最靠近  $\varphi_0 = \arccos K_1$  处的一对齿) 的接触变形  $w_{\max}$  和针齿销的弯曲变形  $f_{\max}$  的和为  $\delta_{\max}$ , 其啮合点公法线至摆线轮中心  $O_c$  的距离为  $l_{\max}$ , 显然

$$\beta = \frac{\delta_{\max}}{l_{\max}} = \frac{\delta_{\max}}{r'_c} \quad (b)$$

$$\text{式中 } l_{\max} = r'_c \sin \theta_{\max} = r'_c \frac{\sin \varphi_0}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_0}} \approx r'_c \quad (c)$$

当受力最大的一对齿正好在  $\varphi_0 = \arccos K_1$  处时, 无疑式 (c) 中  $l_{\max} = r'_c$ ; 若只是很接近  $\varphi_0 = \arccos K_1$  处时, 则  $l_{\max} \approx r'_c$ 。

联立式 (7-131) 及式 (a) ~ (c), 并考虑到  $\varphi_0 = \arccos K_1$ , 可得

$$\delta_i = l_i \beta = l_i \frac{\delta_{\max}}{l_{\max}} = \frac{l_i}{r'_c} \delta_{\max} = \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \delta_{\max} \quad (7-132)$$

显然, 在传递某一定转矩时, 凡  $\delta_i$  大于该位置初始间隙  $\Delta(\varphi)_i$  的各齿都将啮合, 反之就不会进入啮合。 $\delta_i$  的分布曲线可按式 (7-132) 计算, 结果画出如图 7-79 中的点划线。由点划线和实线 (初始啮合间隙  $\Delta(\varphi)_i$  的分布曲线) 的两个交点决定出两个对应的角度  $\varphi_m$  和  $\varphi_n$ , 只有限定在  $\varphi_m$  和  $\varphi_n$  之间的各齿, 才是真正进入啮合而同时受力的齿。

c. 确定摆线轮与针轮同时啮合传力齿数的原则 保证摆线针轮行星传动具有其优点的关键, 在于保证合理的多齿啮合。合理范围的多齿啮合, 其主要根据以下两点。

(a) 应保证在区间  $[\varphi_m, \varphi_n]$  内, 摆线轮至少有 3~4 个齿同时啮合传力, 这是保证具有足够承载能力、传动平稳、噪声小、寿命长的最重要的条件。

(b) 区间的始位  $\varphi_m$  不宜过小, 终位  $\varphi_n$  不宜过大。其主要原因 (参见图 7-76) 是:  $\varphi$  过小或过大处的轮齿传递转矩时, 都是在压力角很大而力臂很小的情况下传力, 必然会造成传动效率下降; 同时,  $\varphi_i$  角越大处的齿啮合时, 啮合点  $K$  与瞬心点  $P$  的距离  $\overline{KP}$  也越大, 从而在啮合点  $K$  处可能的滑动速度 (等于摆线轮与针轮的相对角速度  $\omega$  乘以啮合点  $K$  至瞬心  $P$  的距离)  $v = \omega \overline{KP}$  也越大, 因此  $\varphi_i$  过大处的齿参加啮合, 不论相对滑动速度是产生在针齿与摆线轮之间, 还是产生在针齿套与针齿销之间, 都会导致摩擦功率增大而传动效率降低; 另外  $\varphi_i$  角过大处的轮齿啮合, 其当量曲率半径较小, 即使受力小, 接触应力  $\sigma_H$  并不小, 当啮合处  $\sigma_H$  不小, 而  $v$  却很大时, 还可能导致胶合。通过对国内外一些摆线针轮行星减速器参数和性能的分析比较, 推荐  $\varphi_m$  与  $\varphi_n$  的取值范围为:  $\varphi_m > 25^\circ$ ;  $\varphi_n < 100^\circ$ 。从保证基本承载能力又有较高传动效率的观点出发, 同时啮合传力的齿数, 既不能小于 3~4 个齿, 也不宜过多。通常根据针轮齿数  $z_p$  的多少, 在传递额定转矩时, 将同时啮合有效传力的齿数控制在 4~7 个齿左右。

#### d. 修形齿形摆线轮与针轮啮合时的受力分析方法

(a) 确定摆线轮与针轮同时啮合的齿数  $z_T$ 。对已设计好的摆线针轮行星减速器, 可以按本节 b 中所述基本原理, 根据传递的转矩、针齿结构尺寸及摆线轮的齿形修形量等已知条

件进行计算,求得该减速器在传递给定转矩时同时啮合的齿数  $z_T$ 。

对自行设计的摆线针轮行星传动,可按本节 c 中所述原则,选定在传递额定转矩时啮合传力的齿数  $z_T$ ,然后再按此设计针齿结构、尺寸和选定合理的摆线轮齿形修形量。

(b) 求同时啮合传力诸齿中受力最大齿所受力  $F_{\max}$ 。修形齿摆线轮与针轮进行有隙啮合时,其主要特点有两方面:首先是摆线轮同时啮合传力的齿数不是约等于针轮齿数之半,而往往是  $z_T=3\sim 7$ ,若设计不合理或摆线轮齿形修形量选定不合理,可能出现  $z_T=1\sim 2$  的非正常状态;另一方面是由于经过移距或等距修形的摆线轮在(或最接近)  $\varphi=\arccos K_1$  处有一齿空载接触时,其余各齿与针轮齿沿待啮合点的法线方向,均存在初始间隙  $\Delta(\varphi)_i$  (见图 7-78),且大小各不相同,特别是在修形量较大时差别极大。这时就不能再假定诸齿受力遵循  $F_i$  和  $\delta_i=L_i\beta$  成线性正比关系,只能假定  $F_i$  和  $\delta_i-\Delta(\varphi)_i$  成线性正比关系。由于这一假定,科学地考虑了能起主要作用的初始间隙  $\Delta(\varphi)_i$  及受力零件弹性变形的影响,因而用于工程上进行力分析是足够准确的。

按此假定,在同时啮合传力的  $z_T$  个齿中的第  $i$  齿受力  $F_i$  可用下式表示

$$F_i = \frac{\delta_i - \Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} F_{\max} \quad (7-133)$$

式中  $F_{\max}$ ——在(或接近于)  $\varphi_i = \varphi_0 = \arccos K_1$  处(亦即在或接近于  $l_i = l_{\max} = r'_c$  的针齿处)的齿最先接触受力,显然在同时受力的诸对齿中,这对齿受力最大,故以  $F_{\max}$  表示该对齿的受力。

其余各符号含义同前。

设摆线轮上的转矩  $T_c$  由  $i=m$  至  $i=n$  的  $z_T$  个齿传递,由力矩平衡条件可得

$$T_c = \sum_{i=m}^{i=n} F_i l_i \quad (d)$$

将式(7-133)代入式(d),同时考虑到  $\delta_{\max} = r'_c \beta$  及  $\delta_i = l_i \beta$ , 可得

$$T_c = F_{\max} \sum_{i=m}^{i=n} \left( \frac{l_i}{r'_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i$$

由上式即可得到同时传力诸齿中受力最大齿所受力  $F_{\max}$  为

$$F_{\max} = \frac{T_c}{\sum_{i=m}^{i=n} \left( \frac{l_i}{r'_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i} = \frac{0.55 T}{\sum_{i=m}^{i=n} \left( \frac{l_i}{r'_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} \right) l_i} \quad (7-134)$$

式中  $T$ ——输出轴上作用的转矩,  $N \cdot mm$ ;

$l_i$ ——第  $i$  齿接触点的公法线到摆线轮中心  $O_c$  的距离,可按式(7-131)计算,  $mm$ ;

$r'_c$ ——摆线轮的节圆半径,  $r'_c = az_c$ ,  $mm$ ;

$\Delta(\varphi)_i$ ——第  $i$  齿处的初始间隙,可按式(7-130)计算,  $mm$ ;

$\delta_{\max}$ ——在  $\varphi = \arccos K_1$  处,受力最大的一对齿(摆线轮齿与针轮齿)在  $F_{\max}$  作用下,在接触点公法线方向的总的接触变形  $W_{\max}$  与针齿销弯曲变形  $f_{\max}$  的总和,  $mm$ ; 即

$$\delta_{\max} = W_{\max} + f_{\max} \quad (7-135)$$



$$W_{\max} = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \times \frac{F_{\max}}{\pi b_c} \left( \frac{2}{3} + \ln \frac{16r_{cp}}{c^2} \frac{\rho}{c} \right) \quad (7-136)$$

$$c = 4.99 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{2(1-\mu^2)}{E} \times \frac{F_{\max}}{b_c} \times \frac{2}{|\rho|} \frac{r_{cp}}{|\rho| + r_{cp}}} \quad (7-137)$$

$$\rho = \rho_{c_0} = \frac{r_p(1+K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_0)^{3/2}}{K_1(z_p+1) \cos \varphi_0 - (1+z_p K_1^2)} + r_{cp} \quad (7-138)$$

式中  $\mu$  ——摆线轮与针轮齿材料的泊松比，二者材料相同均为 GCr15 时， $\mu=0.3$ ；

$E$  ——摆线轮与针轮齿材料的弹性模量，二者材料均为 GCr15， $E=2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ ；

$\rho$  ——摆线轮在  $\varphi = \varphi_0 = \arccos K_1$  处的齿廓曲率半径； $\rho = \rho_{c_0}$  为正时，表示该处齿廓内凹， $\rho_{c_0}$  为负时，表示该处外凸，由于  $\varphi_0 = \arccos K_1$  值恒大于摆线轮齿廓曲线拐

点处的  $\varphi = \arccos \frac{1+z_p K_1^2}{K_1(z_p+1)}$  值，也就是说在  $\varphi = \varphi_0$  处，齿廓恒为外凸，因而计

算出  $\rho_{c_0}$  值恒为负值；

$f_{\max}$  ——针齿销在  $F_{\max}$  作用下，在力作用点处的弯曲变形，精确计算须用有限单元法，简化计算可按图 7-80 所示的针齿销受力简图进行计算。

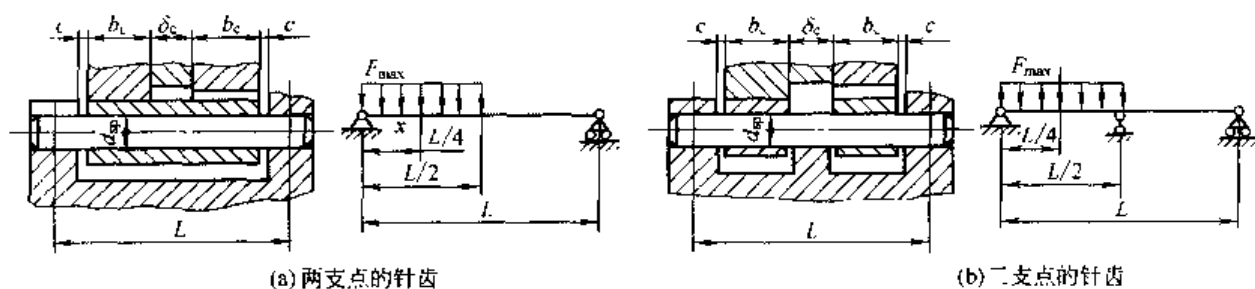


图 7-80 针齿销受力简图

当针齿销为两支点 [见图 7-80 (a)] 时

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} L^3}{48 E J} \times \frac{31}{64} \quad (7-139)$$

当针齿销为三支点 [见图 7-80 (b)] 时

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} L^3}{48 E J} \times \frac{7}{128} \quad (7-140)$$

$$J = \frac{\pi d_{sp}^4}{64}$$

式中  $d_{sp}$  ——针齿销直径，mm。

用式 (7-134) 计算  $F_{\max}$  时，需要知道  $\delta_{\max}$  及起始啮合齿号  $m$ 、终了啮合齿号  $n$ ，而用式 (7-135) ~ 式 (7-140) 求  $\delta_{\max}$  时又需知道  $F_{\max}$ 。实际计算时，要先给出  $F_{\max}$  的初始值  $F_{\max 0}$ ，代入式 (7-135) ~ 式 (7-140)，求出  $\delta_{\max}$  的初始值  $\delta_{\max 0}$ ，再按本节 b 所述判定摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理，判断起始啮合齿号  $m$  和终了啮合齿号  $n$ ，并把这些求得的结果反过来代入式 (7-134) 求出第一次迭代的结果  $F_{\max 1}$ 。比较  $F_{\max 1}$  与  $F_{\max 0}$ ，若  $F_{\max 1}$  与  $F_{\max 0}$  之差的绝对值大于  $0.1\% F_{\max 1}$ ，就将  $F_{\max 1}$  代入式 (7-135) ~ 式 (7-140) 求  $\delta_{\max 1}$ ，并用上述同样方法将所得结果代入式 (7-134)，求出第二次迭代的结果  $F_{\max 2}$ 。按此方式多次反复迭代，

直到第  $k$  次迭代所得的  $F_{\max k}$  满足  $|F_{\max k} - F_{\max(k-1)}| < 0.1\% F_{\max k}$ , 然后取  $F_{\max} = \frac{1}{2}(F_{\max k} + F_{\max(k-1)})$  即为准确的  $F_{\max}$ 。通常, 上述用反复迭代方法求  $F_{\max}$  的工作均采用排好的程序在计算机上进行计算。其程序框图如图 7-81 所示。

值得注意的是, 针齿中心圆直径的公称尺寸为  $d_p$ , 若实际针齿中心圆直径为  $d_p + \Delta d_p$ ,

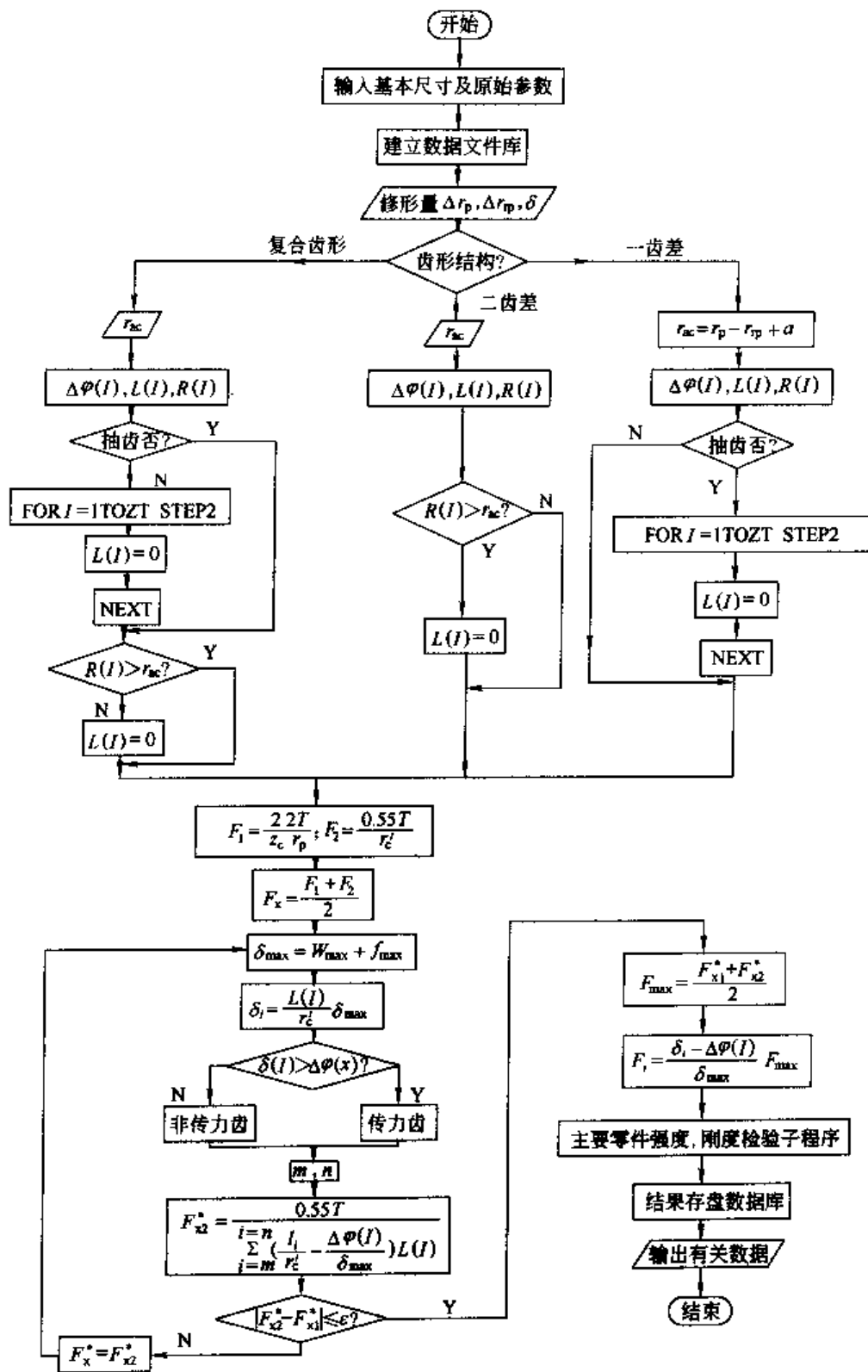


图 7-81 摆线轮齿受力分析程序框图

实际增大的  $\Delta d_p$  部分对初始啮合间隙  $\Delta(\varphi)_i$  的影响将相当于移距修正量  $\Delta r_p$  减小了  $\frac{1}{2}\Delta d_p$ 。

因此, 计算  $\Delta(\varphi)_i$  公式中的  $\Delta r_p$  值就应当以  $\Delta r_p - \frac{1}{2}\Delta d_p$  值代入。同样, 若实际针齿直径为  $d_{rp} + \Delta d_{rp}$ , 实际增大的  $\Delta d_{rp}$  部分对初始啮合间隙  $\Delta(\varphi)_i$  的影响将相当于等距修形量  $\Delta r_{rp}$  减少  $\frac{\Delta d_{rp}}{2}$ 。因此, 计算  $\Delta(\varphi)_i$  公式中的  $\Delta r_{rp}$  值应以  $\Delta r_{rp} - \frac{\Delta d_{rp}}{2}$  值代入。

(2) 输出机构的柱销(套)作用于摆线轮上的力

若柱销孔与柱销套之间没有间隙, 由表 7-48, 各柱销对摆线轮作用力总和为

$$\sum Q_i = \frac{4T_c}{\pi R_w} \quad (7-141)$$

式中  $T_c$  ——一片摆线轮所传递的转矩,  $N \cdot mm$ ;

$R_w$  ——柱销中心圆的半径,  $mm$ 。

摆线轮对柱销的最大作用力为

$$Q_{\max} = \frac{4T_c}{R_w z_w} \quad (7-142)$$

式中  $z_w$  ——输出机构柱销数。

实际上, 柱销孔与柱销套之间存在间隙

$$\Delta = 2(r'_w - r_w)$$

式中  $r_w$  ——摆线轮上理论柱销孔半径,  $mm$ ;

$r'_w$  ——摆线轮上实际柱销孔半径,  $mm$ 。

如图 7-82 所示, 由于  $\Delta$  的存在, 当柱销套位于理论上应啮合的位置时, 销套外圆与实际销孔之间存在  $\frac{1}{2}\Delta$  的间隙。

空载时, 由于存在间隙  $\frac{1}{2}\Delta$ , 销套与销孔需相对转过一个角度  $\beta_w$  才能接触, 其中  $\alpha_i = 90^\circ$  处的销套相对于回转中心力臂最大 ( $l_{\max} = R_w$ ), 所以此处柱销套与摆线轮上的销孔最先接触, 其他柱销则在跟随转过一个角度后, 柱销套与销孔之间仍存在一定间隙, 沿理论公法线方向, 两者间的距离  $\Delta W_i$  称为初始间隙。

如图 7-83 所示, 公共转角  $\beta_w$  可按下式求得

$$\beta_w = \frac{\frac{1}{2}\Delta}{R_w} = \frac{\Delta}{2R_w}$$

对于任意位置的柱销, 其角参量为  $\alpha_i$ , 该处的初始间隙为  $\Delta W_i$  为

$$\Delta W_i = \frac{\Delta}{2} [1 - \sin(\alpha_i)] \quad (7-143)$$

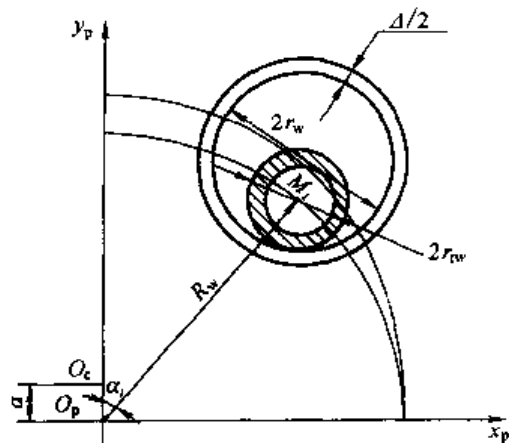


图 7-82 柱销孔实际直径比理论直径增大了  $\Delta$

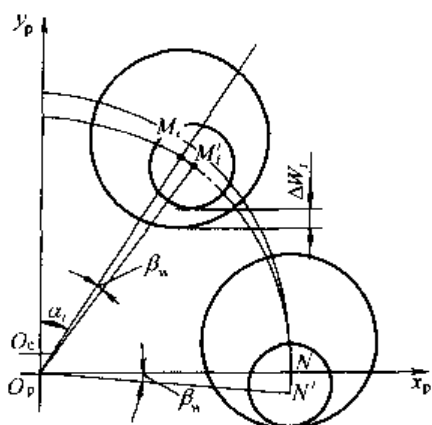


图 7-83 初始间隙  $\Delta W_i$

式 (7-143) 即为初始间隙计算公式, 其分布有下述特点: 在  $\alpha_i = 0$  和  $180^\circ$  时,  $\Delta W_i = \Delta W_{\max} = \frac{1}{2} \Delta$ ; 在  $\alpha_i = 90^\circ$  时,  $\Delta W_i = 0$ , 表明此处为最先接触位置;  $\Delta W_i$  相对于  $\alpha_i = 90^\circ$  处左右对称。

① 判断同时传递转矩之柱销数 考虑到受力分配不均匀, 设每片摆线轮传递之转矩为

$$T_c = 0.55 T$$

式中  $T$ ——摆线针轮减速器输出转矩。

传递转矩时,  $\alpha_i = 90^\circ$  处力臂  $l_{\max} = R_w$  最大, 最先接触, 受力最大, 弹性变形  $\epsilon_{\max}$  也最大。设处于某任意位置的柱销受力后的弹性变形为  $\epsilon_i$ , 则因变形与力臂  $l_i$  成正比, 可得下述关系, 即

$$\frac{\epsilon_i}{l_i} = \frac{\epsilon_{\max}}{R_w} \quad (7-144)$$

又因  
故

$$l_i = R_w \sin \alpha_i \quad (7-145)$$

$$\epsilon_i = \epsilon_{\max} \sin \alpha_i \quad (7-146)$$

如图 7-84 所示, 柱销是否传递转矩, 应按下述原则判断:

- 如果  $\epsilon_i \leq \Delta W_i$ , 则此处柱销不可能传递转矩;
- 如果  $\epsilon_i > \Delta W_i$ , 则此处柱销必传递转矩。

如图 7-84 所示, 设最初传力角为  $\alpha_m'$ , 由于当  $\alpha_i = \alpha_m'$  时,  $\epsilon_i = \Delta W_i$ , 将式 (7-143) 与式 (7-146) 联立, 可求得

$$\alpha_m' = \arcsin \left( \frac{\Delta}{\Delta + 2\epsilon_{\max}} \right) \quad (7-147)$$

设最终传力角为  $\alpha_n'$ , 由于  $\epsilon_i$  与  $\Delta W_i$  均相对于  $\alpha_i = 90^\circ$  左右对称, 所以

$$\alpha_n' = 180^\circ - \alpha_m' \quad (7-148)$$

最初受力柱销顺序号  $m'$ , 可按下式算出

$$m' = \text{int} \left( \frac{\alpha_m'}{360^\circ} z_w + 1 \right) \quad (7-149)$$

最终受力柱销顺序号  $n'$ , 可按下式算出

$$n' = \text{int} \left( \frac{\alpha_n'}{360^\circ} z_w \right) \quad (7-150)$$

对每片摆线轮, 同时传递转矩的柱销总数为

$$N_u = n' - m' + 1 \quad (7-151)$$

由上可知, 只要求出最大变形  $\epsilon_{\max}$ , 不仅可解出在整个旋转一周过程中, 每个柱销传递转矩的角度区间, 而且可以判断出同时传递转矩的柱销总数。

② 输出机构的柱销 (套) 作用于摆线轮上的力的计算 由于柱销 (套) 要参与传力,

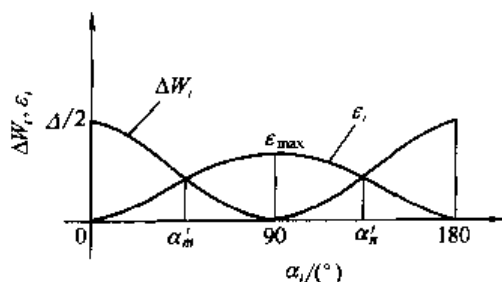


图 7-84 判断传递转矩之柱销

必须先消除初始间隙, 因此柱销(套)与摆线轮柱销孔之间的作用力  $Q_i$  大小应与  $\epsilon_i - \Delta W_i$  成正比。

设最大受力为  $Q_{\max}$ , 按上述原则可得

$$\frac{Q_i}{\epsilon_i - \Delta W_i} = \frac{Q_{\max}}{\epsilon_{\max}}$$

$$Q_i = \frac{\epsilon_i - \Delta W_i}{\epsilon_{\max}} Q_{\max} \quad (7-152)$$

$$\epsilon_{\max} = W_{w\max} + f_{w\max} \quad (7-153)$$

式中  $W_{w\max}$  柱销套与摆线轮上柱销孔沿接触点公法线方向上的接触变形, mm;

$$W_{w\max} = \frac{2(1-\mu^2)Q_{\max}}{E} \frac{1}{\pi b_c} \left[ \frac{2}{3} + \ln \left( \frac{16r_{rw}r_w}{C^2} \right) \right] \quad (7-154)$$

$$c = 9.98 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{(1-\mu^2)Q_{\max}}{E} \frac{r_{rw}r_w}{b_c} \left( \frac{r_{rw}r_w}{a} \right)} \quad (7-155)$$

$f_{w\max}$  柱销在受力点的弯曲变形 (mm), 见图 7-85, 则

$$f_{w\max} = \frac{Q_{\max} L^3}{3EJ} \quad (7-156)$$

$$L = 1.5b_c + \delta_c, \quad J = \frac{\pi d_{sw}^4}{64}$$

式中  $\mu$ ——泊松比, 柱销套与摆线轮材料均为 GCr15 时,  $\mu = 0.3$ ;

$E$ ——弹性模量, 受力零件材料均为 GCr15 时,  $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ ;

$b_c$ ——摆线轮的宽度, mm;

$\delta_c$ ——间隔环厚度, mm;

$d_{sw}$ ——柱销直径, mm。

由摆线轮力矩平衡条件

$$T_c = \sum_{i=m'}^{i=n'} Q_i l_i$$

将式 (7-145) 和式 (7-152) 代入上式, 得

$$Q_{\max} = \frac{0.55 T}{R_w \sum_{i=m'}^{i=n'} \left( \sin \alpha_i - \frac{\Delta W_i}{\epsilon_{\max}} \right) \sin \alpha_i} \quad (7-157)$$

在上述各式中, 求  $\epsilon_{\max}$  时需知道  $Q_{\max}$ , 而求  $Q_{\max}$  时, 又需先知道  $\epsilon_{\max}$ , 所以实际计算时要采用迭代法。

先设最大接触力  $Q_{\max}$  的初始值  $Q_{\max 0}$ , 可按式 (7-142), 取  $Q_{\max 0} = \frac{4T_c}{R_w z_w}$ , 代入式 (7-153) ~ 式 (7-156) 求得  $\epsilon_{\max 0}$ , 再以  $\epsilon_{\max 0}$  代入式 (7-145) ~ 式 (7-151) 求得  $m'$ 、 $n'$ , 以

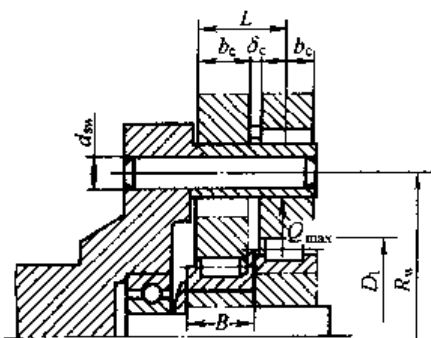


图 7-85 柱销受力分析

$\epsilon_{\max 0}$ 、 $m'$ 、 $n'$ 代入式(7-157)求得 $Q_{\max 1}$ 。如果 $|Q_{\max 1} - Q_{\max 0}| \leq 0.1\% Q_{\max 1}$ ，停止迭代，取 $Q_{\max} = \frac{1}{2}(Q_{\max 1} + Q_{\max 0})$ 。否则，以 $Q_{\max 1}$ 代入式(7-153)~式(7-156)求得 $\epsilon_{\max 1}$ ，再进行下一次迭代，直到 $|Q_{\max k} - Q_{\max(k-1)}| \leq 0.1\% Q_{\max k}$ ，停止迭代，取 $Q_{\max} = \frac{1}{2}(Q_{\max k} + Q_{\max(k-1)})$ ，即为准确的最大接触力。以 $Q_{\max}$ 代入式(7-153)~式(7-156)可以求得 $\epsilon_{\max}$ ，以 $\epsilon_{\max}$ 代入式(7-145)~式(7-151)可求得 $m'$ 、 $n'$ ，以 $\epsilon_{\max}$ 代入式(7-146)可求得 $\epsilon_i$ ，以 $\epsilon_i$ 、 $\epsilon_{\max}$ 、 $\Delta W_i$ 代入式(7-152)可求得 $Q_i (i=m' \sim n')$ ，最后可得包括 $Q_{\max}$ 在内的 $\sum_{i=m'}^{i=n'} Q_i$ 。

### (3) 转臂轴承的作用力

转臂轴承对摆线轮的作用力必与啮合的作用力及输出机构柱销对摆线轮的作用力平衡。参见图 7-76 将各啮合中的作用力沿作用线移到节点  $P$ ，则可得：

$x$  轴方向的分力总和为

$$\sum_{i=m}^{i=n} F_{ix} = \frac{T_c}{r_c} = \frac{T_c z_p}{K_1 r_p z_c} \quad (7-158)$$

$y$  轴方向的分力总和为

$$\sum_{i=m}^{i=n} F_{iy} = \sum_{i=m}^{i=n} F_i \sin \alpha_i \quad (7-159)$$

转臂轴承对摆线轮的作用力（它和摆线轮作用于轴承的力，大小相等而方向相反），为

$$F_r = \sqrt{\left(\sum_{i=m}^{i=n} F_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=m'}^{i=n} Q_i - \sum_{i=m}^{i=n} F_{iy}\right)^2} \quad (7-160)$$

$F_r$  力与  $x$  轴间夹角，由图 7-76 可求得

$$\alpha_{Frx} = \arctan \left[ \frac{\sum_{i=m'}^{i=n'} Q_i - \sum_{i=m}^{i=n} F_{iy}}{\sum_{i=m}^{i=n} F_{ix}} \right] \quad (7-161)$$

## 7.3.5 主要件的强度计算

为了提高承载能力，并使结构紧凑，摆线轮常用轴承钢 GCr15、GCr15SiMn，针齿销、针齿套、柱销、柱销套采用 GCr15。热处理硬度常取 58~62HRC。

### (1) 齿面接触强度计算

为防止点蚀和减少产生胶合的可能性，应进行摆线轮齿与针齿间的接触强度计算。

根据赫兹公式，齿面接触应力按下式计算，即

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{E_c F_i}{b_c \rho_{ei}}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa}) \quad (7-162)$$

式中  $F_i$ ——针齿与摆线轮在某一位置啮合中的作用力，由式(7-133)计算， $N$ ；

$E_c$ ——当量弹性模量  $E_c = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ ，因摆线轮与针齿均为轴承钢，故  $E_c = E_1 = E_2 =$

$2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ ；

$b_c$ ——摆线轮的宽度， $b_c = (0.1 \sim 0.15)r_p$ ， $\text{mm}$ ；

$\rho_{et}$ ——当量曲率半径,  $\rho_{et} = \left| \frac{\rho_1 r_{ep}}{\rho_1 - r_{ep}} \right|$ , 可按式 (7-106) 计算, mm。

因摆线轮齿在不同点啮合时,  $F_i$  与  $\rho_{et}$  的值也不同, 故用上式进行强度验算时, 应取  $\frac{F_i}{\rho_{et}}$  ( $i=m, \dots, n$ ) 中之最大值  $\left( \frac{F_i}{\rho_{et}} \right)_{\max}$  代入, 即用下式

$$\sigma_{H\max} = 0.418 \sqrt{\frac{E_c}{b_c} \left( \frac{F_i}{\rho_{et}} \right)_{\max}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{MPa}) \quad (7-163)$$

式中  $\sigma_{HP}$ ——许用接触应力, 用 GCr15 或 GCr15SiMn 制造摆线轮和针齿, 硬度为 58~62HRC 时, 一般取  $\sigma_{HP} = 1000 \sim 1200 \text{ MPa}$ , 对于双级传动的低速级或单级低速传动, 因为速度低, 动载荷小, 可取  $\sigma_{HP} = 1300 \sim 1500 \text{ MPa}$ 。

### (2) 针齿销的弯曲强度和刚度计算

针齿销承受摆线轮齿的压力后, 产生弯曲变形, 弯曲变形过大, 使针齿销与针齿套接触不好, 转动不灵活, 易引起针齿销与针齿套接触面发生胶合, 并导致摆线轮与针齿胶合。因此, 要进行针齿销的刚度计算, 即校核其转角  $\theta$  值。另外, 还必须满足强度的要求。

针齿中心圆直径  $d_p < 390 \text{ mm}$  时, 通常采用二支点的针齿 [见图 7-80 (a)];  $d_p \geq 390 \text{ mm}$  时, 为提高针齿销的弯曲强度及刚度, 改善销、套之间的润滑, 必须采用三支点针齿 [见图 7-80 (b)]。

二支点的针齿计算简图如图 7-80 (a) 所示, 假定在针齿销跨度的一半受均布载荷, 则针齿销的弯曲应力  $\sigma_F$  和支点处的转角  $\theta$  为

$$\sigma_F = \frac{1.41 F_{\max} L}{d_{sp}^3} \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa}) \quad (7-164)$$

$$\theta = \frac{4.44 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4} \leq \theta_P \quad (\text{rad}) \quad (7-165)$$

三支点的针齿计算简图如图 7-80 (b) 所示, 针齿销的弯曲应力  $\sigma_F$  和支点处的转角  $\theta$  为

$$\sigma_F = \frac{0.48 F_{\max} L}{d_{sp}^3} \leq \sigma_{FP} \quad (\text{MPa}) \quad (7-166)$$

$$\theta = \frac{0.74 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4} \leq \theta_P \quad (\text{rad}) \quad (7-167)$$

式中  $F_{\max}$ ——针齿上作用之最大压力, 按式 (7-134) ~ 式 (7-140) 计算, N;

$L$ ——针齿销的跨度, mm, 通常二支点  $L \approx 3.5 b_c$ , 三支点  $L \approx 4 b_c$ ; 若实际结构已定, 应按实际的  $L$  值代入;

$d_{sp}$ ——针齿销的直径, mm;

$\sigma_{FP}$ ——针齿销的许用弯曲应力, 针齿销材料为 GCr15 时,  $\sigma_{FP} = 150 \sim 200 \text{ MPa}$ ;

$\theta_P$ ——许用转角,  $\theta_P = (0.001 \sim 0.003) \text{ rad}$ 。

### (3) 转臂轴承的选择

转臂轴承通常用滚动轴承。因为摆线轮作用于转臂轴承上的力  $F_r$  较大, 转臂轴承内外座圈相对转速要高于入轴转速, 所以它是摆线针轮传动的薄弱环节。 $d_p \leq 650 \text{ mm}$  时, 通常选用无外座圈的单列向心短圆柱滚子轴承;  $d_p > 650 \text{ mm}$  时, 可选用带外座圈的单列向心短圆柱滚子轴承。轴承外径  $D_1 = (0.4 \sim 0.5) d_p$ , 轴承宽度  $B$  应大于摆线轮的宽度  $b_c$ 。有关轴承的计算参见滚动轴承资料及本章 7.3.8 的设计计算公式与实例。

#### (4) 输出机构柱销的强度计算

如图 7-85 所示, 输出机构柱销的受力情况相当一悬臂梁, 在  $Q_{\max}$  作用下, 柱销的弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{K_w Q_{\max} L}{\frac{\pi}{32} d_{sw}^3} \approx \frac{K_w Q_{\max} (1.5b_c + \delta_c)}{0.1 d_{sw}^3} \leq \sigma_{BP} \quad (7-168)$$

设计时, 上式可化为

$$d_{sw} \geq \sqrt[3]{\frac{K_w Q_{\max} (1.5b_c + \delta_c)}{0.1 \sigma_{BP}}} \quad (\text{mm}) \quad (7-169)$$

式中  $\delta_c$ ——间隔环的厚度, mm, 针齿销为二支点时,  $\delta_c \approx B - b_c$ , 三支点时,  $\delta_c \approx b_c$ , 若实际结构已定, 按实际值代入;

$B$ ——转臂轴承的宽度, mm;

$K_w$ ——制造和安装误差对柱销载荷影响系数,  $K_w = 1.35 \sim 1.5$ , 一般情况取 1.35, 精度低时取大值;

$\sigma_{BP}$ ——许用弯曲应力, 柱销材料用 GCr15 时,  $\sigma_{BP} = 150 \sim 200 \text{ MPa}$ ;

$Q_{\max}$ ——柱销最大受力, N; 简化近似计算时允许按式 (7-142) 计算, 但在摆线针轮减速机用于重载与重要关键场合时,  $Q_{\max}$  应按式 (7-157) 进行精确计算;

其余符号及单位同前。

### 7.3.6 摆线针轮传动的优化设计

#### (1) 参数优化设计 (优选 $a$ 与 $r_p$ )

摆线针轮行星传动的针齿中心圆直径  $d_p$  及外廓安装尺寸均已标准化, 在这种情况下, 能有效地影响传动承载能力的主要参数是偏心距  $a$ 、针齿半径  $r_p$ , 参数优化就是根据给定的  $d_p$ 、 $z_p$ 、 $z_c$ , 以减速机能承受的额定输出转矩  $T$  最大为目标函数, 来优选  $a$  与  $r_p$ , 即:

设计变量

$$X = [x_1, x_2]^T = [a, r_p]^T$$

目标函数

$$T(a^*, r_p^*) = \max T(a, r_p)$$

#### ① 参数优化的约束条件的确定

a. 偏心距  $a$  的约束条件。偏心距  $a$  应确保其短幅系数  $K_1$  在合理的取值范围内, 即

$$K_1 = \frac{az_p}{r_p}$$

$$K_{1x} \leq K_1 \leq K_{1y}$$

如本章 7.3.3 所述,  $K_1$  的取值不同, 摆线轮的齿形就不同, 会影响摆线针轮传动的性能, 是一个很重要的参数, 其值既不能过大也不能过小。  $K_1$  的比较合理的范围值可由表 7-54 来确定。

b. 针径系数的约束条件。针齿半径  $r_p$  的取值应满足避免针齿相碰及保证针齿和针齿壳强度两项要求, 即  $r_p$  应确保其针径系数  $K_2$  在合理的取值范围内

$$K_2 = \frac{r_p}{r_{rp}} \sin \frac{180^\circ}{z_p}$$

$$K_{2x} \leq K_2 \leq K_{2y}$$



$K_1$  值的范围由表 7-55 来确定。

c. 针齿半径  $r_{rp}$  的约束条件。针齿半径  $r_{rp}$  的取值应满足摆线轮不产生顶切、尖点的要求，也就是  $r_{rp}$  应小于摆线轮齿凸齿形部分的理论齿形最小曲率半径  $|\rho_0|_{\min}$ 。由本章 7.3.2

(4) 内容可知

$$r_{rp} < |\rho_0|_{\min}$$

$$\begin{cases} (1+K_1)^2 r_p / (z_p K_1 + 1) & \text{当 } (z_p - 2) / (2z_p - 1) \geq K_1 \\ r_p \sqrt{27(1-K_1^2)(z_p - 1) / (z_p + 1)^3} & \text{当 } 1 > K_1 > (z_p - 2) / (2z_p - 1) \end{cases}$$

d. 偏心距  $a$  的取值范围应符合摆线磨齿机的规范，即可选用的  $a$  值为 0.65mm, 0.75mm, 1mm, 1.25mm, 1.5mm, 2mm, 2.5mm, 3mm, 3.5mm, 4mm, 4.5mm, 5mm, 5.5mm, 6mm, 6.5mm, 7mm, 8mm, 9mm, 10mm, 11mm, 12mm, 13mm, 14mm。

e. 针齿直径应取为整数，以便于系列化。

f. 摆线轮与针齿接触强度的约束条件。摆线轮齿与针齿的最大接触应力根据式 (7-163) 为

$$\sigma_{H\max} = 0.418 \sqrt{\frac{E_c}{b_c} \left( \frac{F_t}{\rho_{et}} \right)_{\max}} \leq \sigma_{HP}$$

式中各项符号的意义见 7.3.5 (1)。

g. 转臂轴承的寿命  $L_h$  不小于许用值  $L_P$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{c}{p} \right)^t > L_P$$

式中各项符号的意义见本章 7.3.8。

综上所述，得以下约束函数

$$\begin{aligned} g_1(a, r_{rp}) &= K_{1x} - \frac{az_p}{r_p} \leq 0 \\ g_2(a, r_{rp}) &= \frac{az_p}{r_p} - K_{1y} \leq 0 \\ g_3(a, r_{rp}) &= r_{rp} - r_p \sin\left(\frac{180^\circ}{z_p}\right) / K_{2x} \leq 0 \\ g_4(a, r_{rp}) &= r_p \sin\left(\frac{180^\circ}{z_p}\right) / K_{2y} - r_{rp} \leq 0 \\ g_5(a, r_{rp}) &= r_{rp} - |\rho_0|_{\min} \\ &= \begin{cases} r_{rp} - r_p \sqrt{\frac{27(1-K_1^2)(z_p-1)}{(z_p+1)^3}} < 0 & 1 > K_1 > \frac{(z_p-2)}{(2z_p-1)} \\ r_{rp} - (1+K_1)^2 \frac{r_p}{z_p K_1 + 1} < 0 & \frac{(z_p-2)}{(2z_p-1)} \geq K_1 \end{cases} \\ g_6(a, r_{rp}) &= a (a \in D, D = \{0.65, 0.75, 1, 1.25, 2, 2.5, 3, 3.5, \\ & 4, 4.5, 5, 5.5, 6, 6.5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14\}) \\ g_7(a, r_{rp}) &= 2r_{rp} (2r_{rp} \in R, R \text{ 为全体正整数的集合}) \\ g_8(a, r_{rp}) &= 0.418 \sqrt{\frac{E_c}{b_c} (F_t / \rho_{et})_{\max}} - \sigma_{HP} \leq 0 \\ & \text{(其中 } (F_t / \rho_{et})_{\max} \text{ 是 } x(a, r_{rp}) \text{ 的函数)} \end{aligned}$$

$$g_9(a, r_p) = L_p - [10^6 / (60n)](c/p)^e \leq 0$$

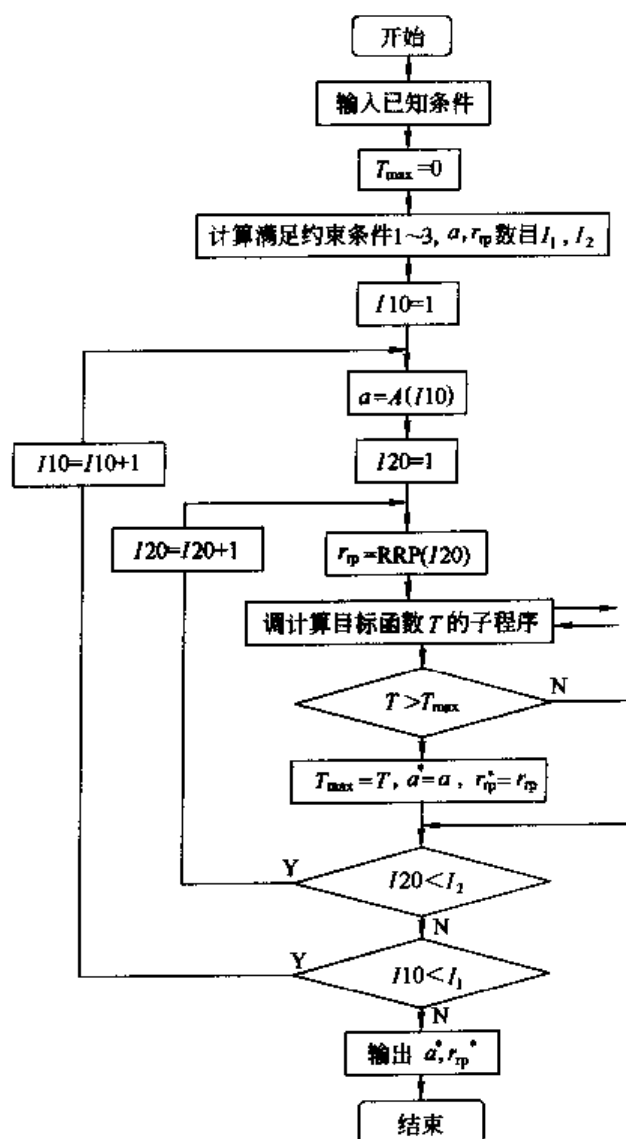
(其中  $p$  是  $x(a, r_p)$  的函数)

② 参数优化过程 对摆线减速机的一般计算过程是：由减速机传递的额定转矩  $T$  确定各部分参数后，再计算针齿受力齿数及受力分布情况及轴承受力情况，得出强度、轴承寿命等项指标，再与许用值进行比较，检验是否合格。

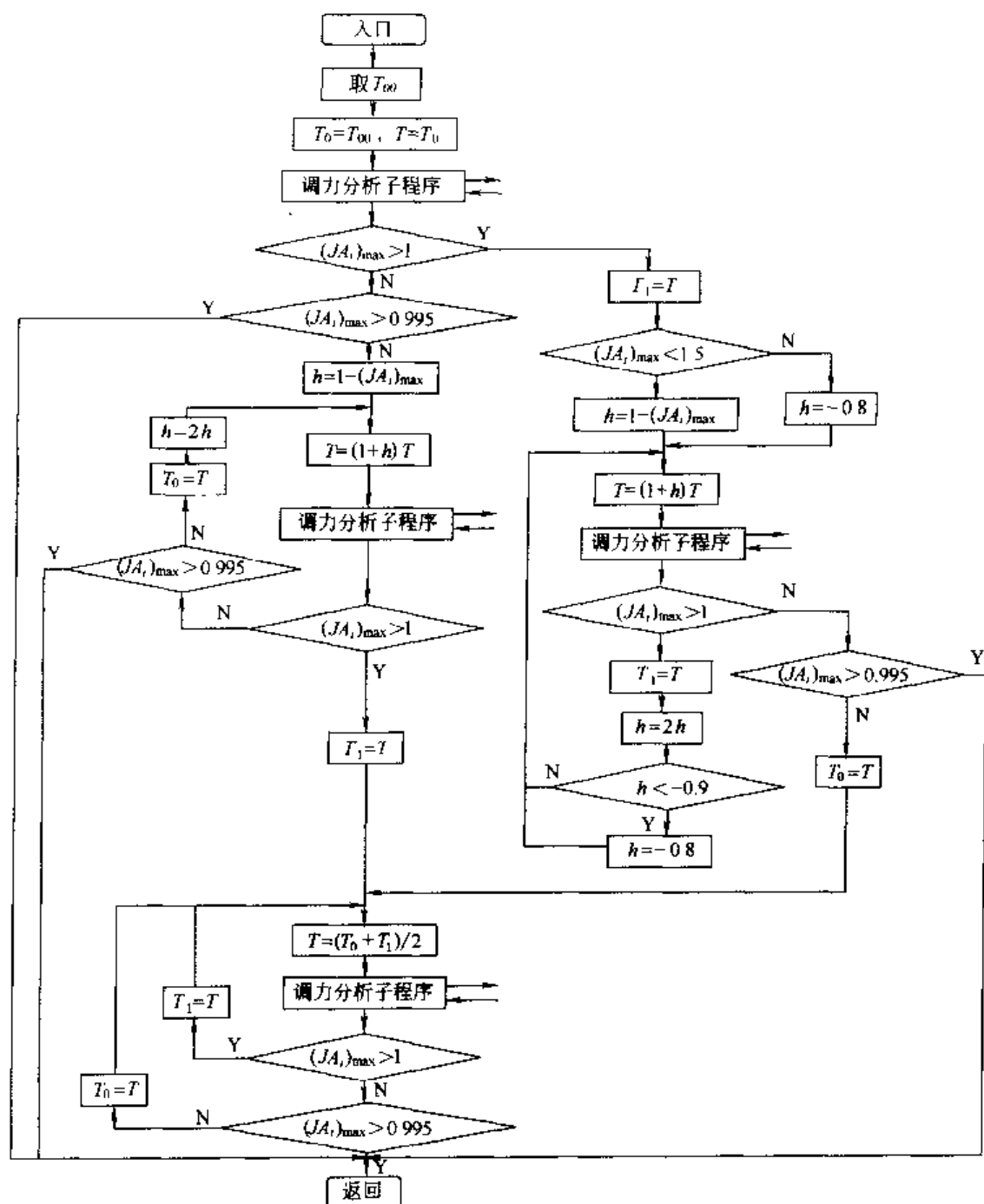
但是参数优化中，作为目标函数的  $T$  与设计变量  $a$ 、 $r_p$  之间的函数关系较为复杂，无法用一个或多个简单明了的解析式来表达，因此可用下述方法来处理。

a. 给目标函数  $T$  一个初始值  $T_{00}$ ，对满足前 5 项约束条件（即前 7 个约束函数）的点  $x(a, r_p)$ ，计算当输出转矩为  $T_{00}$  时的强度和转臂轴承寿命。设约束条件中的第 6 项计算值为  $J_1$ ，许用值为  $A_1$ ，二者的比值为  $JA_1$ ，第 7 项的计算值为  $J_2$ ，许用值为  $A_2$ ，二者的比值为  $JA_2$ 。若在转矩为  $T_{00}$  时，满足  $0.995 \leq (JA_i)_{\max} \leq 1$  ( $i=1, 2$ )，则  $T_{00}$  即为该点的目标函数值；若  $(JA_i)_{\max} < 0.995$ ，则进行第 2 步；若  $(JA_i)_{\max} > 1$  则进行第 3 步。

b. 令  $T_0 = T_{00}$ ，取  $T = T_0 + h \times T_0$  ( $a$  式， $h > 0$  为步长) 计算  $JA_i$ ，若  $(JA_i)_{\max}$  仍小于 0.995，则加大步长运用 a 式计算  $T$ ，直到找出  $(JA_i)_{\max} \geq 0.995$  时的  $T$  值，若  $0.995 \leq (JA_i)_{\max} \leq 1$ ，则该  $T$  值即为此点的目标函数值；若  $(JA_i)_{\max} > 1$ ，则令  $T_1 = T$ ，再进行第 4 步。



(a) 参数优化程序框图



(b) 计算  $T$  的子程序框图

图 7-86 程序框图

c. 令  $T_1 = T_{00}$ , 取  $T = T_1 - h \times T_1$  (b 式,  $h > 0$  为步长) 计算  $JA_i$ , 若  $(JA_i)_{\max}$  仍大于 1, 则加大步长运用 b 式计算  $T$ , 直到找出  $(JA_i)_{\max} \leq 1$  时的  $T$  值, 若  $0.995 \leq (JA_i)_{\max} \leq 1$ , 则该  $T$  值即为此点的目标函数值; 若  $(JA_i)_{\max} < 0.995$ , 则令  $T_0 = T$ , 再进行第 4 步。

d. 此时  $T_0 < TT$ ,  $T_1 > TT$  ( $TT$  为该点的实际目标函数值)。运用等分法, 取  $T = \frac{T_0 + T_1}{2}$  (c 式), 计算  $(JA_i)_{\max}$ , 当  $(JA_i)_{\max} < 0.995$  时, 取  $T_0 = T$ , 再运用 c 式; 当  $(JA_i)_{\max} > 1$  时, 取  $T_1 = T$ , 再运用 c 式, 直至达到  $0.995 \leq (JA_i)_{\max} \leq 1$ , 此时的  $T$  即为该点的目标函数值。

参数优化程序框图见图 7-86 (a)。

计算目标函数  $T$  的子程序框图见图 7-86 (b)。

框图中力分析子程序的内容是, 计算针齿受力齿数及受力分布情况, 得出强度和轴承寿命等项指标, 参考本章 7.3.4 (1) (略)。

## (2) 摆线轮齿形的优化设计

合理的摆线轮齿形的修形应满足以下要求。

a. 能形成合理的啮合侧隙与径向间隙, 既能补偿实际的制造安装误差, 又能保证足够的同时啮合齿数。

b. 齿形的工作部分应最大限度逼近共轭齿形使传动平稳。

c. 磨削工艺简单。

理论与实践均已证明, 采用正等距与数值稍小一点的正移距优化组合的修形方法, 可得到上述理想齿形。

正等距修形磨削摆线轮时, 是将磨轮的圆弧半径 (相当于针齿齿形半径) 由标准的  $r_{rp}$  加大为  $r_{rp} + \Delta r_{rp}$ 。正移距修形与通常用的负移距修形磨削摆线轮情况相反, 是将磨轮背离工作台中心移动一个微小距离  $\Delta r_p$  (正移距时,  $\Delta r_p$  为正值), 这就是说, 在磨削时相当于针齿中心圆半径  $r_p$  增大为  $r_p + \Delta r_p$ 。

正等距与正移距优化组合的摆线轮齿形修形方法的主要特点是用正等距与数值稍小一些的正移距优化组合, 可以使齿形的工作部分最大限度地逼近转角修形的齿形 (即共轭齿形), 又可得到单纯转角修形方法得不到的径向间隙。

这种理想摆线轮齿形的优化设计方法如下。

a. 根据给定的主要参数  $r_p$ 、 $z_p$ 、 $z_c$  以整机承载能力最大为目标, 优选  $a$  与  $r_{rp}$ 。

b. 按制造及使用条件, 确定为补偿制造误差、保证润滑条件, 所需的侧隙  $\Delta_c$  与径向间隙  $\Delta_l$ 。

c. 取  $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_l$  (式中  $\Delta r_{rp} > 0$ ,  $\Delta r_p > 0$ )。

d. 按  $\Delta_c$  确定摆线轮齿形工作部分所需与之吻合的转角修形齿形的转角修形量  $\delta_c$ 。

e. 按已定的  $r_p$ 、 $r_{rp}$ 、 $a$ 、 $z_p$ , 并令  $\delta = \delta_c$ , 用式 (7-170) 求转角修形摆线轮齿形坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_c &= [r_p - r_{rp} s^{-\frac{1}{2}}] \cos[(1 - i^H) \varphi - \delta] - \frac{a}{r_p} [r_p - z_p r_{rp} s^{-\frac{1}{2}}] \cos(i^H \varphi + \delta) \\ y_c &= [r_p - r_{rp} s^{-\frac{1}{2}}] \sin[(1 - i^H) \varphi - \delta] + \frac{a}{r_p} [r_p - z_p r_{rp} s^{-\frac{1}{2}}] \sin(i^H \varphi + \delta) \end{aligned} \right\} \quad (7-170)$$

式中  $z_p$ ——针轮齿数, 对于二齿差则应代以  $z_p/2$ ;

$i^H$ ——摆线轮和针轮相对传动比,  $i^H = z_p/z_c$ ;

$z_c$ ——摆线轮齿数, 对于二齿差则应代以  $z_c/2$ ;

$\delta$ ——转角修形量, ( $^\circ$ );

$$s^{-\frac{1}{2}} = (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi)^{-\frac{1}{2}};$$

其余符号含义同前。

f. 等距修形与移距修形组合的摆线轮齿形的坐标按式 (7-171) 计算, 即

$$\left. \begin{aligned} x'_c &= [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp}) s_r^{-\frac{1}{2}}] \cos(1 - i^H) \varphi - \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p (r_{rp} + \Delta r_{rp}) s_r^{-\frac{1}{2}}] \cos i^H \varphi \\ y'_c &= [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp}) s_r^{-\frac{1}{2}}] \sin(1 - i^H) \varphi + \frac{a}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p - z_p (r_{rp} + \Delta r_{rp}) s_r^{-\frac{1}{2}}] \sin i^H \varphi \end{aligned} \right\} \quad (7-171)$$

式中  $s_r^{-\frac{1}{2}} = (1 + K_1'^2 - 2K_1' \cos \varphi)^{-\frac{1}{2}}$ ;

$K_1'$  ——有移距修形时齿形的短幅系数,  $K_1' = az_p' / (r_p + \Delta r_p)$ ;

$\Delta r_{rp}$  ——等距修形量, 要求  $\Delta r_{rp} > 0$ ;

$\Delta r_p$  ——移距修形量, 要求  $\Delta r_p > 0$  且  $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_1$ ;

其余符号含义同前。

g. 按同时啮合传力齿数  $z > 4$  的要求, 初定与  $\delta = \delta_c$  的转角修形齿形吻合的摆线轮齿形工作部分的两界限点  $B$  与  $C$  处 (见图 7-87) 的  $\varphi_B$  与  $\varphi_C$  值, 并在此区间接  $\varphi$  值分为  $m-1$  等分, 得  $\varphi_1 = \varphi_B$ 、 $\varphi_2$ 、 $\dots$ 、 $\varphi_{m-1}$ 、 $\varphi_m = \varphi_C$ , 将此  $m$  个  $\varphi_i$  ( $i=1, \dots, m$ ) 值代入式 (7-170), 可得  $\delta = \delta_c$  转角修形齿形曲线上  $m$  个点的坐标  $(x_{ci}, y_{ci})$  ( $i=1, \dots, m$ )。

h. 正等距修形与正移距修形组合的摆线轮齿形坐标由式 (7-171) 知, 决定于  $r_p$ 、 $r_{rp}$ 、 $a$ 、 $z_p$ 、 $\Delta r_{rp}$ 、 $\Delta r_p$  共 6 个参数, 当  $r_p$ 、 $r_{rp}$ 、 $a$ 、 $z_p$  给定时, 则齿形坐标只决定于  $\Delta r_{rp}$  与  $\Delta r_p$ 。转角修形的摆线轮齿形坐标由式 (7-170) 知, 决定于  $r_p$ 、 $r_{rp}$ 、 $a$ 、 $z_p$ 、 $\delta$ 。当  $r_p$ 、 $r_{rp}$ 、 $a$ 、 $z_p$  给定, 则齿形坐标只决定于  $\delta$ 。很明显, 随便给定一组  $\Delta r_{rp}$ 、 $\Delta r_p$  ( $\Delta r_{rp} > 0$ ,  $\Delta r_p > 0$ ,  $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_1$ ), 由式 (7-171) 所确定的曲线  $L'$  不会与  $\delta = \delta_c$  的转角修形齿形曲线  $L$  的  $BC$  段吻合, 而当令  $y'_{ci} = y_{ci}$  ( $i=1, \dots, m$ ), 则  $x'_{ci}$  与  $x_{ci}$  ( $i=1, \dots, m$ ) 均有差距  $x'_{ci} - x_{ci} \neq 0$  ( $i=1, \dots, m$ ), 曲线  $L'$  与曲线  $L$  上  $BC$  段偏离的指标可以用  $m$  个点偏差绝对值的平均值来衡量, 记为

$$F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p) = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |x'_{ci} - x_{ci}| \quad (7-172)$$

如果适当地选择  $\Delta r_{rp}^*$  与  $\Delta r_p^*$  使得

$$F(\Delta r_{rp}^*, \Delta r_p^*) = \min F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p)$$

$$\Delta r_{rp} > 0$$

$$\Delta r_p > 0$$

$$\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_1$$

求得的  $\Delta r_{rp}^*$  与  $\Delta r_p^*$  就是使等距加移距修形的齿形曲线  $L'$  与转角修形的齿形曲线  $L$  的  $BC$  段, 能最大限度地相吻合。这实质上是以  $F = F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p)$  为目标函数求极小值, 以  $\Delta r_{rp} > 0$ ,  $\Delta r_p > 0$ ,  $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_1$  为约束条件来搜寻设计变量  $\Delta r_{rp}$  与  $\Delta r_p$  的最优化求解问题。

i. 用计算机绘图检验齿形曲线  $L'$  与齿形曲线  $L$  的  $BC$  段吻合的情况, 绘图时可将尺寸放大检验。

图 7-87 是按上述方法, 通过计算机辅助设计, 获得的用正等距修形与正的移距修形合理组合, 磨出的理想修形齿形的实例。它用于一台两齿差摆线针轮减速器 ( $r_p = 275\text{mm}$ ,  $r_{rp} = 18\text{mm}$ ,  $a = 11\text{mm}$ ,  $z_p = 27$ ,  $i = 12.5$ ), 由图 7-87 明显看出, 修形十分理想, 具有四项重要优点。

a. 齿形参数  $a$  与  $r_{rp}$  皆由优化设计确定, 整机承载能力达到优等品的指标。

b. 齿形  $BC$  段与有均匀侧隙的转角修形量  $\delta = 0.140^\circ$  的转角修形齿形基本吻合, 用这段齿形工作, 接近理论共轭齿面啮合, 可保证瞬时传动比恒定, 运转平稳, 摆线轮有 4 个齿同时啮合传力。

c. 齿形  $AB$  段由  $B$  点至  $A$  点逐渐离开转角修形齿形, 在  $A$  点的径向间隙大小  $\Delta_1 = \Delta r_{rp} - \Delta r_p = 1.26 - 1.06 = 0.2\text{mm}$  是在优化设计中采用约束条件  $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_1$  得到的, 因

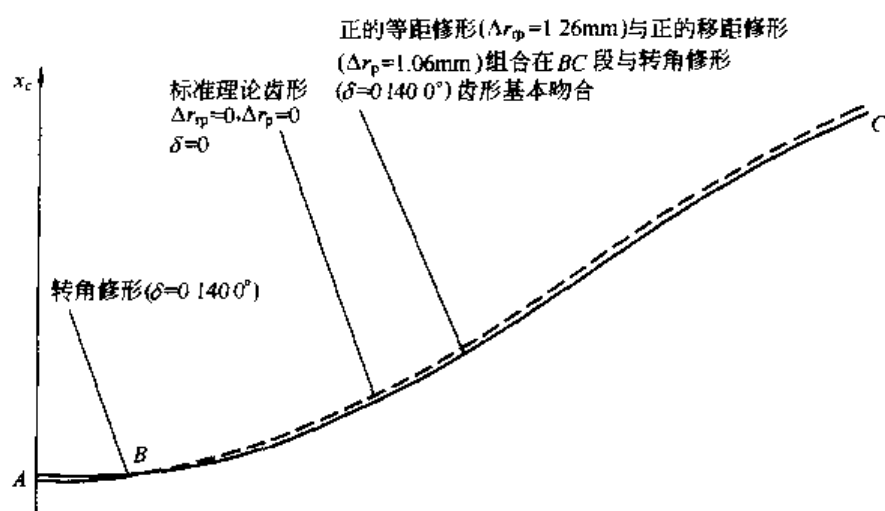


图 7-87 正的等距修形与正的移距修形组合所获得的摆线轮修形齿形

此, 这种优化齿形可以获得预先选定的合理径向间隙。

d. 磨削工艺比转角加等距修形或转角加移距修形简单得多, 而且齿形光滑连续。

本例中只需用正的等距修形  $\Delta r_p = 1.26\text{mm}$ , 正的移距修形  $\Delta r_p = 1.06\text{mm}$  组合, 即可获得上述理想齿形。

### 7.3.7 摆线针轮行星传动的技术要求

#### (1) 关键零件材质和热处理要求

① 摆线轮 材料为高碳铬轴承钢 GCr15 或 GCr15SiMn, 经热处理后硬度为 58~62HRC。允许采用力学性能与其相当的其他材料。

② 输出轴 材料为 45 钢, 经热处理后硬度不低于 170HBS。允许采用力学性能与其相当的其他材料。

③ 针齿壳 材料为 HT200 灰铸铁, 应进行时效处理, 硬度为 170~217HBS, 抗拉强度  $\sigma_b \geq 200\text{MPa}$  (单铸试棒)。

#### (2) 对零件的技术要求

见表 7-60。

表 7-60 对摆线针轮行星传动零件的技术要求 (JB/T 2982—1994)

零件名称	材料	热处理等	尺寸偏差与形位公差/mm		表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$
			项 目	数 值	
机座	HT200	应进行时效处理, 不应有裂痕、气孔和夹杂等缺陷	轴承孔	J7(采用非调心轴承) H7(采用调心轴承)	1.6
			与针齿壳配合的止口	H8	3.2
			卧式机座中心高	$d_p \leq 450$ 时, $^{+0}_{-0.5}$ ; $d_p > 450$ 时, $^{+0}_{-1}$	
			轴承孔以及与针齿壳配合止口的圆度和圆柱度	不低于 8 级	
			与针齿壳配合止口的轴线对两轴承孔轴线的同轴度	不低于 8 级	
			与针齿壳配合端面对两轴承孔轴线的垂直度	不低于 6 级	

续表

零件名称	材料	热处理等	尺寸偏差与形位公差/mm				表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$
			项 目		数 值		
针齿壳	HT200	应进行时效处理,不应有裂痕、气孔和夹杂等缺陷	针齿中心圆		$j7$ 或 $js7$		
			针齿销孔		H7		1.6
			与法兰端盖配合的孔		H7		3.2
			与机座配合的止口		h6		3.2
			针齿销孔相邻孔距差的公差 $\delta t$ 和孔距累积误差的公差 $\delta t_\Sigma$	$d_p$	$\delta t \leq$	$\delta t_\Sigma \leq$	
				150,180	0.026	0.115	
				220,270	0.036	0.14	
				330,390,450	0.038	0.18	
				550,650	0.05	0.22	
			针齿销孔的圆度和圆柱度		不低于 8 级		
			与法兰端盖配合孔的圆度		不低于 8 级		
			与机座配合止口的圆度		不低于 7 级		
			针齿中心圆对与法兰端盖配合孔轴线的径向圆跳动		不低于 7 级		
			针齿销孔轴线对与法兰端盖配合端面的垂直度		不低于 6 级		
与机座配合止口的轴线对与法兰端盖配合孔轴线的同轴度		不低于 8 级					
与法兰端盖配合端面对与法兰端盖配合孔轴线的垂直度		不低于 5 级					
针齿壳两端面的平行度		不低于 7 级					
摆线轮	GCr15 (允许采用力学性能相当的代用材料)	经热处理后要求硬度为 58 ~ 62HRC,金相组织为隐晶马氏体+结晶马氏体+细小均匀渗碳体(马氏体 $\leq 3$ 级)	与轴承配合孔		$d_p < 650$ 时, H6		0.4
					$d_p \geq 650$ 时, J7		0.8
			销孔		H7		0.8
			轮齿工作表面				0.8
			摆线轮的销孔相邻孔距差的公差 $\delta t$ 和孔距累积误差的公差 $\delta t_\Sigma$	$d_p$	$\delta t \leq$	$\delta t_\Sigma \leq$	
				150,180	0.042	0.10	
				220,270	0.05	0.115	
				330,390,450	0.06	0.14	
				550,650	0.07	0.18	
			摆线齿廓齿距差的公差 $\delta t$ ,齿距累积误差的公差 $\delta t_\Sigma$ ,齿顶圆径向圆跳动的公差 $\delta_e$	$d_p$	$\delta t \leq$	$\delta t_\Sigma \leq$	$\delta_e \leq$
				150,180	0.038	0.075	0.038
				220,270	0.04	0.09	0.045
				330,390,450	0.045	0.11	0.05
				550,650	0.048	0.14	0.058

续表

零件名称	材料	热处理等	尺寸偏差与形位公差, mm						表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	
			项 目		数 值					
摆线轮	GCr15 (允许采用力学性能相当的代用材料)	经热处理后要求硬度为 58 ~ 62HRC,金相组织为隐晶马氏体+结晶马氏体+细小均匀渗碳体(马氏体 $\leq 3$ 级)	齿轮顶根距极限偏差	$d_p$	上偏差	下偏差	$d_p$	上偏差	下偏差	
				150	-0.22	-0.30	390	-0.36	-0.46	
				180	-0.24	-0.32	450	-0.38	-0.50	
				220	-0.26	-0.34	550	-0.42	-0.54	
				270	-0.28	-0.38	650	-0.46	-0.60	
				330	-0.32	-0.42				
			与轴承配合孔的圆度和圆柱度	不低于 7 级						
			销孔中心圆对轴承孔轴心线的径向圆跳动	不低于 7 级						
			与轴承配合孔的轴线对基准端面的垂直度	不低于 6 级						
			销孔的轴心线对基准端面的垂直度	不低于 6 级						
			轮齿工作表面对基准端面的垂直度	不低于 6 级						
			两端面的平行度	不低于 6 级						
输出轴	45	调质处理,硬度为 187~229HBS	销孔公称直径	销套直径+2 倍偏心距+ $\Delta$ $d_p\leq 550$ 时, $\Delta=0.15$ ; $d_p>550$ 时, $\Delta=0.20\sim 0.30$						
			与轴承配合的两轴颈	$d_p\leq 450$ 时, k6; $d_p>450$ 时, js6				0.8		
			轴承孔	H11				1.6		
			销孔	r6				1.6		
			销孔中心圆	j7						
			输出轴的销孔相邻孔距差的公差 $\delta t$ 和孔距累积误差的公差 $\delta t_{\Sigma}$	与摆线轮相同						
			各配合轴颈的圆度和圆柱度	不低于 7 级						
			销孔的圆度和圆柱度	不低于 8 级						
			销孔中心圆对与轴承配合的两轴颈轴线的径向圆跳动	不低于 7 级						
			轴承孔的轴线对与轴承配合的两轴颈轴线的同轴度	不低于 8 级						
偏心套	45	调质处理,硬度不低于 187~229HBS	输出轴销孔的轴线对与轴承配合的两轴颈轴线的平行度	水平方向 $\delta_x\leq 0.04/100$ 垂直方向 $\delta_y\leq 0.04/100$						
			两外圆	js6				0.8		
			内孔	H7				0.4		
			偏心距的极限偏差	不超过 $\pm 0.02$						
			两外圆的圆度和圆柱度	不低于 7 级						
			内孔的圆度和圆柱度	不低于 8 级						
两偏心轴线与孔轴线平行度	不低于 7 级									

注: 形位公差的精度等级和公差值应符合 GB/T 1184—1996《表面形状和位置公差、未注公差值》的规定。



### (3) 装配的要求

① 各零件装配后其配合关系应符合表 7-61 的规定。

表 7-61 摆线针轮行星传动有关零件配合的规定

配合零件	配合关系	配合零件	配合关系
针齿销和针齿壳	H7/h6	输出轴上销孔和销轴	R7/h6
针齿销和针齿套	D8/h6	输出轴下销轴和销套	R8/h6
针齿壳和法兰端盖	H7/h6	输出轴和紧固环	H7/r6
偏心套和输入轴	H7/h6		

② 销轴装入输出轴销孔，可采用温差法。装配后应符合：销轴与输出轴轴心线平行度公差，在水平方向  $\delta_x \leq 0.04/100$ ；垂直方向  $\delta_y \leq 0.04/100$ 。

③ 为保证连接强度，紧固环和输出轴的配合，应用温差法装配，不允许直接敲装。

④ 机座、端盖和针齿壳等零件，不加工的外表面，应涂底漆并涂以浅灰色油漆（或按主机要求配色）。上述零件不加工的内表面应涂以耐油油漆。工厂标牌安装时，与机座应有漆层隔开。

⑤ 各连接件、紧固件不得有松动现象。

⑥ 各接合面密封处不得渗漏油。

⑦ 运转平稳，不得有冲击、振动和不正常声响。

⑧ 油泵工作正常，油路畅通。

### (4) 摆线针轮减速器的质量分等标准

JB/T 53324—1994 规定了摆线针轮减速器质量分等标准。为了适应发展和新情况的需要，于 1996 年对 JB/T 53324—1994 进行修订，增补完善了产品的机型规格及其质量分等项目内容与指标，见表 7-62～表 7-68 及附录 A 与附录 B。

表 7-62 一级传动减速器的承载能力

质量分等		合格品	一 等 品										优 等 品									
传动比		应符合 JB/T 2982 的规定(见 表 7-67)	6	11	17	23	29	35	43	59	71	87	6	11	17	23	29	35	43	59	71	87
输入轴转速			1 500r/min																			
机 型 号	针齿中心 圆直径 /mm		输入功率(承载能力)/kW																			
0	75~94		0.18	0.18	0.18	0.12	0.12	0.12	0.09	0.09			0.25	0.25	0.25	0.18	0.18	0.18	0.12	0.09		
1	95~105		0.55	0.55	0.37	0.37	0.25	0.25	0.25	0.18	0.12	0.09	0.75	0.75	0.55	0.55	0.37	0.37	0.25	0.25	0.18	0.12
2	106~120		1.5	1.5	1.1	0.75	0.75	0.55	0.55	0.37	0.25	0.25	1.5	1.5	1.1	0.75	0.75	0.55	0.55	0.37	0.25	0.25
3	140~155		4	3	2.2	1.5	1.5	1.5	0.75	0.75	0.55	0.37	4	3	3	2.2	1.5	1.5	1.1	0.75	0.55	0.55
4	165~185		5.5	5.5	4	3	3	2.2	2.2	1.5	0.75	0.75	7.5	7.5	5.5	4	3	3	2.2	2.2	1.5	1.5
5	210~230			11	11	7.5	7.5	5.5	3	3	2.2	2.2		11	11	7.5	7.5	5.5	4	3	2.2	2.2
6	250~275			18.5	15	11	11	7.5	5.5	4	4	3		18.5	15	11	11	7.5	7.5	5.5	4	4
7	280~300			22	18.5	15	15	11	11	5.5	4	4		22	22	18.5	15	15	11	7.5	5.5	5.5
8	315~335			30	22	18.5	18.5	15	15	11	7.5	7.5		30	30	22	18.5	18.5	15	11	7.5	7.5
9	380~400			30	22	22	18.5	15	15	11	11	11		37	30	30	22	18.5	18.5	15	11	11
10	440~460			45	45	37	37	30	22	18.5	18.5	18.5		55	55	45	45	37	30	22	18.5	18.5
11	535~555			55	55	55	55	37	37	30	22	22		75	75	55	55	55	45	37	37	30
12	645~690				75	75	75	75	55	45	30	30			110	90	90	75	75	55	45	37
机 型 号	针齿中心 圆直径 /mm	输入功率(承载能力)/kW																				
输入轴转速		1 000r/min																				

注：粗线上方为输入转速 1 500r/min 所对应的输入功率；粗线下方为输入转速 1 000r/min 所对应的输入功率。

表 7-63 一级传动减速器的机械传动效率

机型号	针齿中心圆直径 /mm	传 动 比										质 量 分 等		
		6	11	17	23	29	35	43	59	71	87	合格品	一等品	优等品
0	75~94											$\geq 70$	$\geq 71$	$\geq 75$
1	95~105													
2	106~120													
3	140~155											$\geq 88$	$\geq 90$	$\geq 92$
4	165~185											$\geq 76$	$\geq 78$	$\geq 82$
5	210~230													
6	250~275													
7	280~300											$\geq 88$	$\geq 90$	$\geq 92$
8	315~335											$\geq 75$	$\geq 76$	$\geq 79$
9	380~400													
10	440~460													
11	535~555											$\geq 85$	$\geq 87$	$\geq 90$
12	645~690											$\geq 72$	$\geq 73$	$\geq 76$
												$\geq 82$	$\geq 84$	$\geq 87$

注：斜线上方的效率指标为粗折线右侧传动比所对应的效率值；斜线下方的效率指标为粗折线左侧传动比所对应的效率值。

表 7-64 一级传动减速器的噪声（声功率级）指标/dB (A)

机 型 号	针齿中心圆直径/mm	质 量 分 等		
		合格品	一等品	优等品
0	75~94	$\leq 75$	$\leq 72$	$\leq 70$
1	95~105	$\leq 76$	$\leq 74$	$\leq 72$
2	106~120		$\leq 75$	
3	140~155	$\leq 81$	$\leq 78$	$\leq 75$
4	165~185		$\leq 79$	$\leq 76$
5	210~230		$\leq 80$	$\leq 77$
6	250~275	$\leq 85$	$\leq 84$	$\leq 81$
7	280~300			
8	315~335	$\leq 89$	$\leq 87$	$\leq 84$
9	380~400	$\leq 90$	$\leq 89$	$\leq 88$
10	440~460	$\leq 95$	$\leq 94$	$\leq 92$
11	535~555	$\leq 96$	$\leq 95$	$\leq 93$
12	645~690	$\leq 97$	$\leq 96$	$\leq 94$

表 7-65 一级传动减速器的内腔清洁度/mg

机型号	针齿中心圆直径/mm	质量分等		
		合格品	一等品	优等品
		杂质质量 $G \leq$		
0	75~94	应符合 JB/T 2982 的规定 (见表 7-68)	200	135
1	95~105		225	150
2	106~120		245	165
3	140~155		335	225
4	165~185		405	270
5	210~230		495	330
6	250~275		590	395
7	280~300		665	445
8	315~335		740	495
9	380~400		875	585
10	440~460		1 010	675
11	535~555		1 235	825
12	645~690		1 530	1 020

注：只适用于润滑油润滑的减速器。

表 7-66 一级传动减速器的寿命、温升、密封及外观质量分等指标

指标名称	质量分等		
	合格品	一等品	优等品
寿命/h	$\geq 10\,000$	$\geq 15\,000$	$\geq 20\,000$
温度/℃	$\leq 60$		
接合面及油封密封	不漏油	不渗油	
外观质量及随机文件	外观良好,铭牌正确、无污损。随机文件齐全、正确	外形美观大方,表面平整,油漆均匀、光亮、牢固。铭牌和商标美观、清晰、正确、无污损。随机文件齐全、正确	

注：1. 对寿命指标的考核，采用两家以上用户提供的与受检产品同机型号减速器投入工作运行时间的书面材料来进行考核。

2. 渗漏油区分：减速机运转 6h 后，在接合面及油封密封口附近仅有小面积湿润滑为不渗油，湿润滑面积扩展到底座为渗油，在地基上有积油为漏油。

表 7-67 双轴型一级减速器传动比和输入功率 (JB/T 2982—1994)

传动比	11	17	23	29	35	43	59	71	87
机型号	输入功率/kW								
0	0.1	0.09	—	0.09	—	0.09	—	—	—
1	0.4	0.4	0.2	0.2	0.2	0.2	—	—	—
2	0.75	0.75	0.4	0.4	0.4	0.4	0.2	—	—
3	2.2	1.5	1.5	1.1	1.1	0.6	0.6	0.4	—
4	4	4	2.2	2.2	1.5	1.5	1.1	0.8	0.55
5	7.5	7.5	5.5	5.5	4	3	2.2	1.5	1.5

续表

传动比	11	17	23	29	35	43	59	71	87
机型号	输入功率/kW								
6	11	11	11	11	7.5	5.5	4	3	2.2
7	15	15	11	11	11	7.5	5.5	4	4
8	18.5	18.5	18.5	15	15	11	7.5	5.5	5.5
9	22	22	18.5	18.5	18.5	15	11	11	11
10	45	45	40	30	22	22	18.5	18.5	1.5
11	-	55	55	55	40	40	30	22	22
12	—	75	75	75	75	55	45	30	30

注：表中 15kW 以下为输入转速 1500r/min 所对应的输入功率。

表中 18.5kW 以上为输入转速 1000r/min 所对应的输入功率。

表 7-68 双轴型一级减速器内腔清洁度 (JB/T 2982—1994)/mg

机型号	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
杂质质量≤	270	300	330	450	540	660	790	890	990	1 170	1 350	1 650	2 040

注：只适用于润滑油润滑的减速器。

减速器按其性能、质量分为合格品、一等品和优等品。根据受检查产品样机的测试结果，对照质量分等标准各项性能及内在质量指标要求，进行考核，全部达到某一等级指标者，方可评为某一等级。

① 附录 A 减速器产品定等检测时关键零件的材料及有关力学性能的检验方法。

a. 摆线轮、输出轴和针齿壳的材料及有关力学性能检验 根据被检减速器产品铭牌上标注的制造日期（或出厂日期），查有关的生产记录或查产品被检前 8~12 个月内试（化）验报告单。摆线轮、输出轴和针齿壳的材料及有关力学性能检验，应分别符合有关的规定，并符合本章 7.3.7 (1) 的要求。

b. 硬度检查 硬度检查用的硬度计，须有上级主管计量单位的鉴定合格证书，并在有效期内。必要时，可用二级标准硬度块校准。

(a) 摆线轮的硬度检查 用洛氏硬度计，在摆线轮两端面的任一端面靠近齿部或靠近大孔部的平面处，相错约 120°的不同位置，任取三点进行检查，取平均值。同一零件三点的硬度差不应大于 4HRC，若有一点硬度小于或等于 56HRC 时，允许在该点为圆心的直径  $\phi 10\text{mm}$  的圆平面内重测一次。

(b) 输出轴的硬度检查 用布氏硬度计，在输出轴的非工作端面上，相错约 120°的不同位置，任测三点，取平均值。

(c) 针齿壳的硬度检查 用布氏硬度计，在针齿壳的端面上，相错约 120°的不同位置，任测三点，取平均值。

② 附录 B 各机型号减速器噪声 A 计权声功率级分贝数与 A 计权平均声压级分贝数之差值。

a. 噪声 A 计权声功率级分贝数计算公式

$$L_{WA} = \bar{L}_{PA} + 10 \lg \left( \frac{S}{S_0} \right)$$

式中  $L_{WA}$  A 计权声功率级, dB (A);  
 $\bar{L}_{PA}$  A 计权平均声压级, dB (A);  
 $S$ ——测量表面面积,  $m^2$ ;  
 $S_0$ ——基准表面面积,  $S_0=1m^2$ 。

b. 各机型号减速器噪声 A 计权声功率级分贝数与 A 计权平均声压级分贝数之差值, 见表 7-69。

表 7-69 各机型号减速器噪声 A 计权声功率级分贝数与 A 计权平均声压级分贝数之差值

机型号	针齿中心圆直径 mm	$L_{WA}-\bar{L}_{PA}$ dB(A)	机型号	针齿中心圆直径 mm	$L_{WA}-\bar{L}_{PA}$ dB(A)
0	75~94	9	7	280~300	11
1	95~105	10	8	315~335	11
2	106~120	10	9	380~400	12
3	140~155	10	10	440~460	12
4	165~185	10	11	535~555	13
5	210~230	10	12	615~690	14
6	250~275	11			

### 7.3.8 设计计算公式与示例

设计计算公式与示例见表 7-70。

表 7-70 设计计算公式与示例

项 目	代号	单位	公式或数据	示 例		说 明
功率	$P$	kW		30	在平稳载荷下 工作选用 GCr15, 硬度 60HRC	为使两摆线轮齿廓和 销轴孔能正好重叠加工, 以提高精度和生产率,齿 数 $z_c$ 尽量取奇数,亦即 $i$ 尽可能取奇数
输入转速	$n_H$	r/min		1 500		
传动比	$i$			25		
输出转矩	$T$	N·mm	$T=9\,550\,000\frac{P}{n_H i \eta}$	$T=9\,550\,000\frac{30}{1\,500}\times$ $25\times0.92=4\,393\,000$		一般效率取 $\eta=0.9\sim0.95$
短幅系数(初选)	$K_1$		$K_1=0.65\sim0.9$	取 $K_1=0.8$		表 7-54 选择 $K_1$
针径系数(初选)	$K_2$		$K_2=1.25\sim2.0$	取 $K_2=1.7$		表 7-55 选择 $K_2$
针齿中心圆半径	$r_p$	mm	$r_p=(0.85\sim1.3)\sqrt[3]{T}$ 经验公式	$r_p=1.18\sqrt[3]{4\,393\,000}$ $=193.26$ 取 $r_p=195$		(1)材料为轴承钢 58~ 62HRC 时, $\sigma_{HP}=1\,000\sim$ 1 200MPa (2)抽齿一半时,式中 应乘以 $\sqrt[3]{2}$
齿宽	$b_c$	mm	$b_c=(0.1\sim0.2)r_p$	$b_c=0.12\times195=23.4$ 取 $b_c=23$		
偏心距	$a$	mm	$a=\frac{K_1 r_p}{z_p}$	$a=\frac{0.8\times195}{26}=6$ 取 $a=6$		(1) $z_p=z_c+1$ (2) $a$ 的标准值查表 7-57
短幅系数	$K_1$		$K_1=\frac{a z_p}{r_p}$	$K_1=\frac{6\times26}{195}=0.8$		

续表

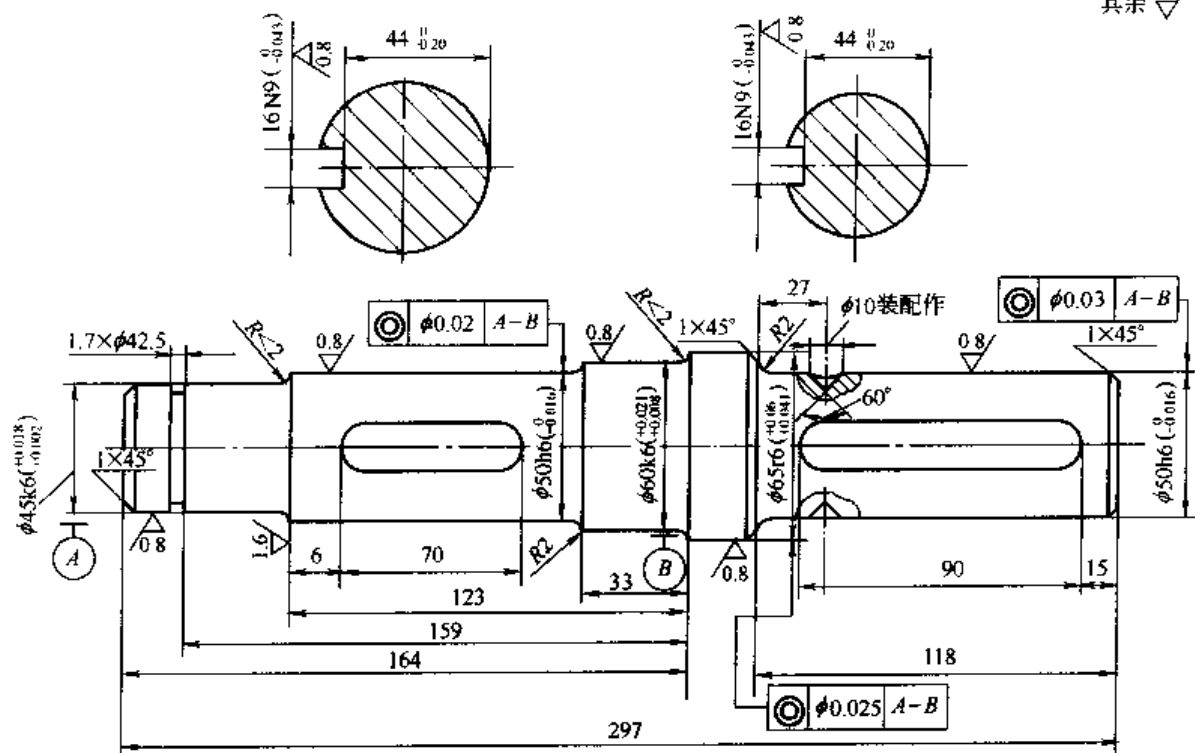
项 目	代号	单位	公式或数据	示 例	说 明
针齿套半径	$r_{rp}$	mm	$r_{rp} = \frac{r_p}{K_2} \sin \frac{180^\circ}{z_p}$	$r_{rp} = \frac{195}{1.7} \sin \frac{180^\circ}{26} = 13.8$ 取 $r_{rp} = 13.5$	按式(7-111)检验是否产生顶切
针齿销半径	$r_{sp}$	mm		取 $r_{sp} = 8.5$	
针径系数	$K_2$		$K_2 = \frac{r_p}{r_{rp}} \sin \frac{180^\circ}{z_p}$	$K_2 = \frac{195}{13.5} \sin \frac{180^\circ}{26} = 1.741$	若 $K_2 < 1.3$ , 考虑抽齿一半, 则以上各项应重新计算
齿形修正 移距修 形量 等距修 形量	$\Delta r_p$	mm		$\Delta r_p = 0.225$	用本章 7.3.6(2)所推荐的摆线轮合理齿形修正方法, 用计算机算出
	$\Delta r_{rp}$	mm		$\Delta r_{rp} = 0.375$	
求齿面最大接触压力	$F_{max}$	N	$F_{max} = \frac{0.55T}{\sum_{i=m}^n \left( \frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{max}} \right) l_i}$	求得 $F_{max} = 4765$	参见本章 7.3.4(1)用计算机求解 $F_{max}$
传力齿号 初接触 齿号 终接触 齿号	$m$			$m = 2$	参看本章 7.3.4(1)用计算机计算判定
	$n$			$n = 5$	
摆线轮齿与针齿的最大接触应力	$\sigma_H$	MPa	$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_i E_c}{b_c \rho_i}}$	$\sigma_H = 1136.7$	$i$ ——第 $i$ 个接触齿号 $F_i$ ——第 $i$ 齿号齿的接触压力 $\sigma_H$ ——为 $i=m \sim n$ 中 $\sigma_{Hi}$ 的最大值
转臂轴承径向负荷	$R$	N	$R = \sqrt{\left( \sum_{i=m}^n F_{xi} \right)^2 + \left( \sum_{i=m}^n F_{yi} - \sum_{i=m}^n Q_i \right)^2}$	求得 $F_r = 24767$	$F_{xi}$ ——第 $i$ 号接触齿受力的水平分力 $F_{yi}$ ——第 $i$ 号接触齿受力的垂直分力 $\sum Q_i$ ——W 机构柱销作用力之合力
转臂轴承当量动负荷	$P$	N	$P = x F_r$	$P = 1.1 \times 24767 = 27243$	平稳载荷下, $d_p < 390\text{mm}$ , $x = 1.05$ ; $d_p \geq 390\text{mm}$ , $x = 1.1$
转臂轴承内外圈的相对转速	$n$	r/min	$n =  n_H  +  n_V $	$n = 1500 + \frac{1500}{25} = 1560$	
选择圆柱滚子轴承		mm	$D_1 = (0.4 \sim 0.5) d_p$	$D_1 = (0.4 \sim 0.5) \times 390 = 156 \sim 195$ 选用 502 222, $D_1 = 178.5$ $b_1 = 38, c = 214000$	(1) $d_p < 650$ , 一般采用无外圈轴承; $d_p > 650\text{mm}$ , 采用带外圈轴承 (2) 应取 $b_1 > b_c$
转臂轴承寿命	$L_h$	h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^{\epsilon}$	$L_h = \frac{10^6}{60 \times 1560} \left( \frac{214000}{27243} \right)^{10/3} = 10294$	$\epsilon$ ——寿命指数 球轴承 $\epsilon = 3$ 滚子轴承 $\epsilon = 10/3$

项 目	代号	单位	公式或数据	示 例	说 明
针齿销支点的跨距	$L$	mm		由设计图,按实际结构尺寸 $L=73.5$	(1) $d_p < 390\text{mm}$ , 一般采用二支点 (2) $d_p \geq 390\text{mm}$ , 采用三支点 (3) 若结构已定, $L$ 按实际尺寸计算
针齿销弯曲应力	$\sigma_F$	MPa	二支点 $\sigma_F = \frac{1.41 F_{\max} L}{d_{sp}^3}$ 三支点 $\sigma_F = \frac{0.48 F_{\max} L}{d_{sp}^3}$	$\sigma_F = \frac{0.18 \times 4765 \times 73.5}{17^3}$ $= 31.22 < [\sigma_F]$	(1) 选用三支点 (2) 材料为轴承钢时 $\sigma_{FP} = 150 \sim 200\text{MPa}$
针齿销的转角	$\theta$	rad	二支点 $\theta = \frac{4.44 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4}$ 三支点 $\theta = \frac{0.74 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4}$	$\theta = \frac{0.74 \times 10^{-6} \times 4765 \times 73.5^2}{17^4}$ $= 0.00023 < \theta_p$	材料为轴承钢时 $\theta_p = 0.001 \sim 0.003\text{rad}$
摆线轮齿根圆直径	$d_{fc}$	mm	$d_{fc} = d_p - 2a - d_{rp} - 2 \times (\Delta r_{rp} - \Delta r_p)$	$d_{fc} = 390 - 2 \times 6 - 27 - 2 \times 0.15 = 350.7$	
柱销中心圆直径	$D_w$	mm	$D_w \approx \frac{1}{2} (d_{fc} + D_1)$	$D_w = \frac{1}{2} (350.7 + 178.5) - 261.6$ 取 $D_w = 272$	应考虑同一机型输出机构的通用性
间隔环厚度	$\delta$	mm		按结构取 $\delta = 8$	若结构尺寸已定, $\delta$ 按实际尺寸计
柱销直径	$d_{sw}$	mm	$d_{sw} \geq \sqrt[3]{\frac{24 T (1.5 b_s + \delta)}{z_w R_w \sigma_{FP}}}$	$d_{sw} = \sqrt[3]{\frac{24 \times 4393000 (1.5 \times 23 + 8)}{12 \times 136 \times 160}}$ $= 25.84$ 取 $d_{sw} = 32$	$z_w$ 按表 7-58 取, $d_{sw}$ 计算式见式 (7-169), $R_w = D_w \cdot 2 = 136\text{mm}$
柱销套直径	$d_{rw}$	mm		$d_{rw} = 45$	表 7-59
摆线轮顶圆直径	$d_{st}$	mm	$d_{st} = d_p + 2a - d_{rp} - 2 \times (\Delta r_{rp} - \Delta r_p)$	$d_{st} = 390 + 2 \times 6 - 27 - 2 \times 0.15 = 374.7$	
摆线轮柱销孔直径	$d_w$	mm	$d_w = d_{rw} + 2a + \Delta$	$d_w = 45 + 2 \times 6 + 0.15 = 57.15$	为使柱销孔与柱销套间留有适当间隙, $d_w$ 值应增加 $\Delta$ 值 (1) $d_p \leq 550\text{mm}$ 时, $\Delta = 0.15\text{mm}$ (2) $d_p > 550\text{mm}$ 时, $\Delta = 0.2 \sim 0.3\text{mm}$

## 7.3.9 主要零件的工作图

主要零件的工作图示例见图 7-88~图 7-93。

其余  $\frac{6.3}{\sqrt{ }}$

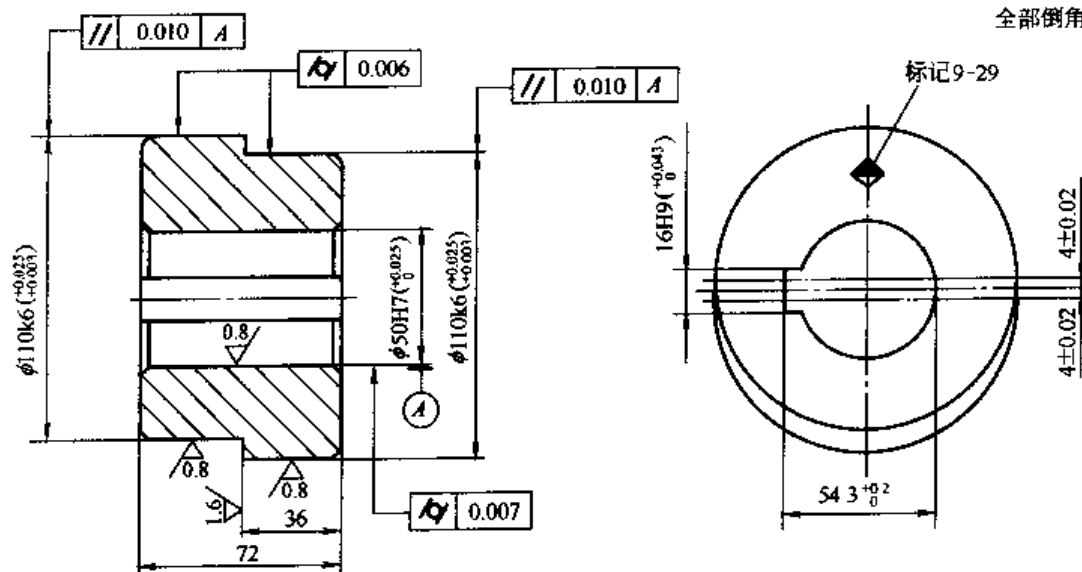


#### 技术要求

1. 热处理: 调质, 硬度187~229HBS。
2. 未注明的过渡圆角为R0.5~1。
3. 倒角1×45°。

图 7-88 输入轴工作图示例 (秦川机床厂)

其余  $\frac{6.3}{\sqrt{ }}$   
全部倒角1×45°

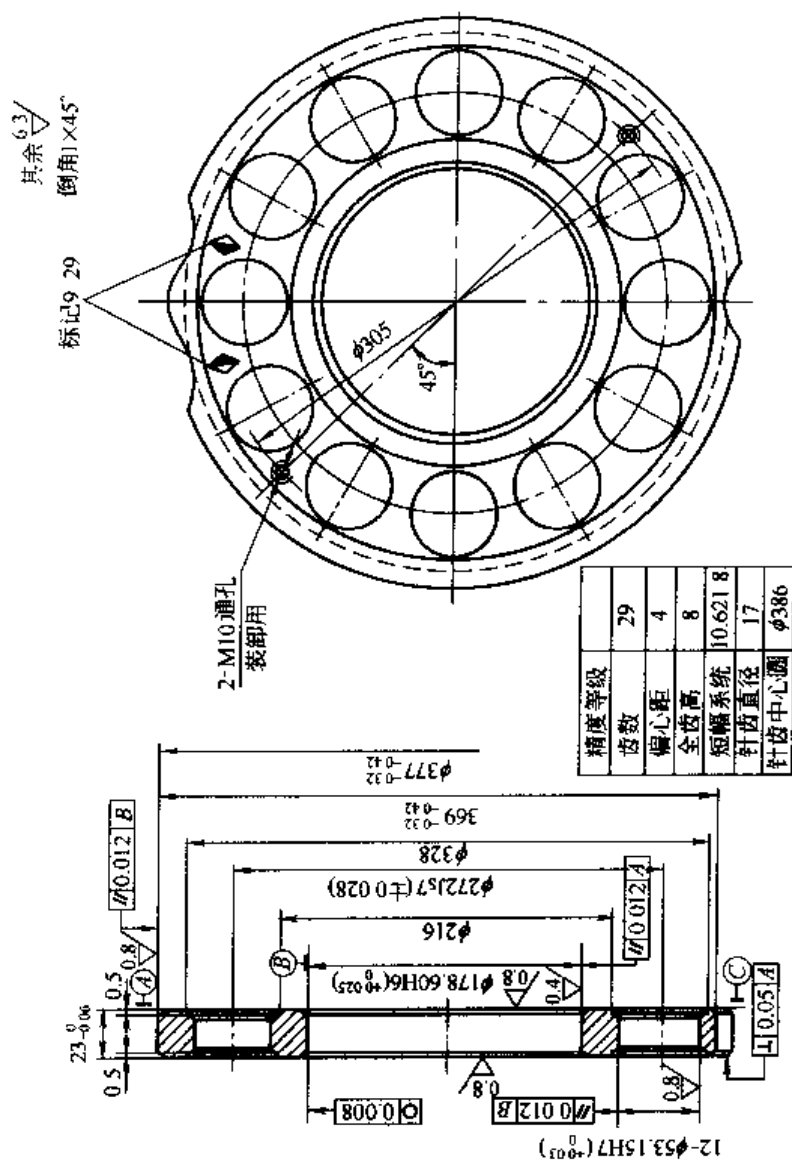


#### 技术要求

1. 热处理: 调质, 硬度187~229HBS。
2. 标记处打: 速比。
3.  $\phi 110k6$ 圆中心连线相对于 $\phi 50H7$ 圆中心的位移允差0.03。

图 7-89 偏心套工作图示例 (秦川机床厂)

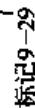




### 技术要求

1. 齿廓齿距公差 0.024mm, 齿距累积公差 0.11mm, 齿圆径向圆跳动公差 0.05mm。
2. 热处理: 淬火 58~62HRC。金相组织: 隐晶马氏体+结晶马氏体+细小均匀渗碳体 (马氏体  $\leq 3$  级)。
3. 12- $\phi 53.15$ H7 孔圆周分度相邻孔距公差 0.06mm, 累积公差 0.14mm。
4. 以  $\phi 178.58$ H6 孔为基准,  $\phi 272$ mm 中心圆径向圆跳动 0.06mm。
5. 每台两件标记打在同一位置, 且同时加工两件, 齿部相对, 销孔位置应一致。

图 7-90 摆线轮工作图示例 (秦川机床厂)



### 技术要求

1. 铸件应充分时效处理, 铸件不应有气孔、夹砂等缺陷。
2.  $30-\phi 12H7$  孔均匀分布, 孔距相邻公差  $0.04\text{mm}$ , 累积公差  $0.18\text{mm}$ 。
3. 以  $\phi 35H8$  和  $A$  面为基准,  $\phi 386Js7$  中心圆径向圆跳动公差  $0.06\text{mm}$ 。

图 7-91 针齿壳工作图示例 (秦川机床厂)

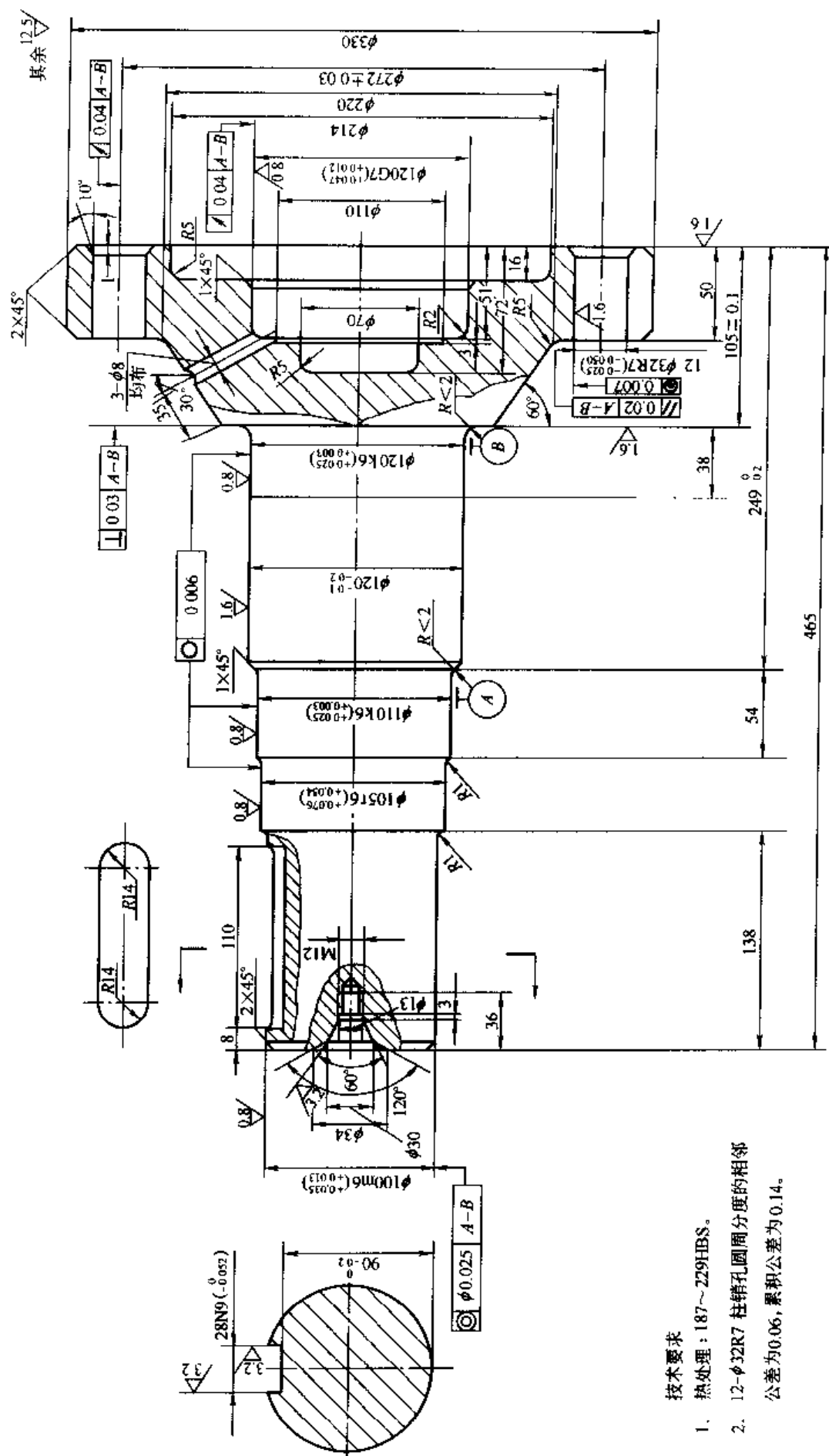


图 7-92 输出轴工作图示例 (秦川机床厂)

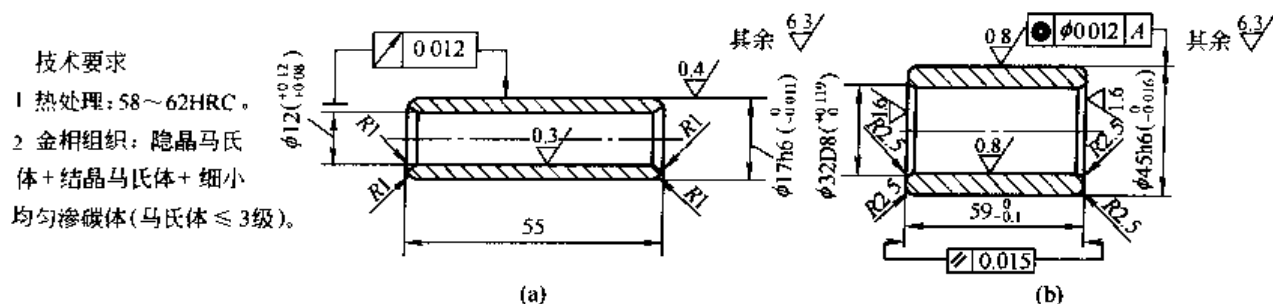


图 7-93 柱销套工作图示例 (秦川机床厂)

### 7.3.10 大型摆线针轮行星传动的新结构简介

图 7-94 所示的这种新结构具有以下特点。

① 针齿不用针齿套，两端不是固装在针齿壳上，而是用滚子轴承支于针齿壳上，在很一般的润滑条件下，也完全可以保证摆线轮与针齿啮合时，只相对滚动而不相对滑动，从根本上防止了大型摆线针轮行星传动出现齿面胶合的危险，并且还可以提高传动效率。

② 由于采用了 4 片摆线轮，其在输入轴上偏心的布置如图 7-94，这种结构有如下优点。

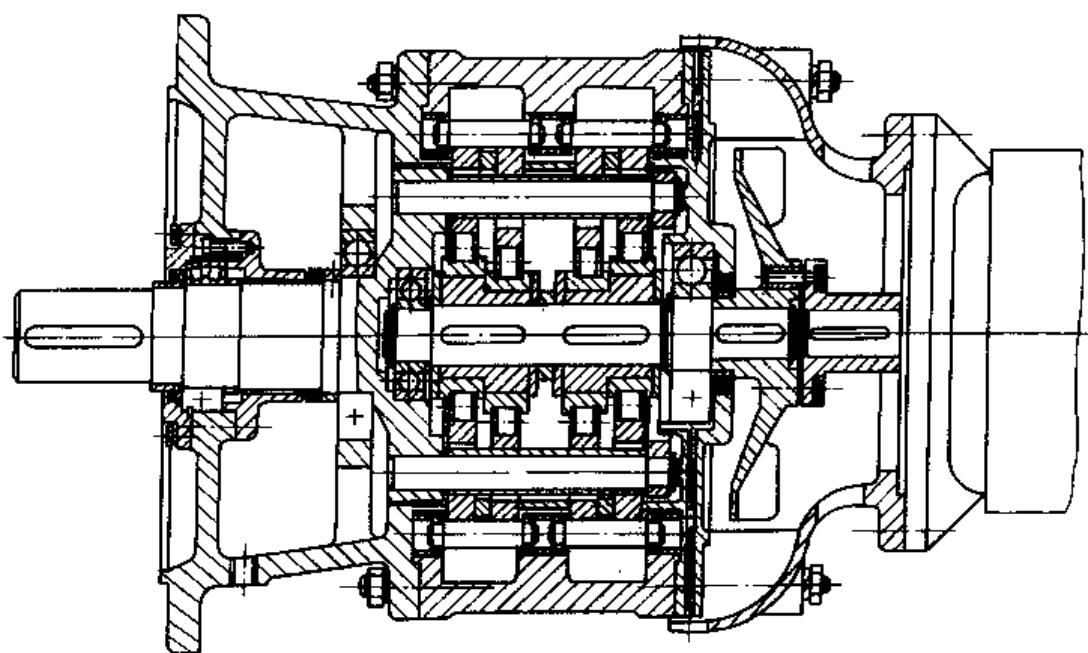


图 7-94 大型摆线针轮行星传动新结构

a. 使输入轴上的回转质量满足静平衡、动平衡要求。这给发展大型摆线针轮行星传动，创造了极为有利的条件，它可以避免输入轴受到附加的不平衡动载荷，使传动更加平稳，而且还允许在需要时提高输入轴的转速。

b. 在同样的径向尺寸下，只要增加略大于两个转臂轴承宽度的轴向尺寸，即可使传递的功率与转矩提高一倍。

c. 输入轴上的回转质量满足了动平衡要求，各片摆线轮中心平面间的轴向间距，不再有严格限制，即对转臂轴承的宽度没有严格限制，这就给按寿命要求选择转臂轴承的型号创造了优越的条件。

③ 为在径向尺寸不增大的条件下，也能提高输出机构传递转矩的能力，结构做了如下改进：将输出机构中，各柱销的悬臂端，用附加的均载圆环连接起来，均载环不传递功率，但能使各柱销始终保持正确间隔，起到均载作用。

### 7.3.11 RV 减速器

RV 传动是在摆线针轮传动基础上发展起来的一种新型传动。

#### (1) RV 传动的原理及特点

图 7-95 (a) 是 RV 传动简图。它由渐开线圆柱齿轮行星减速机构和摆线针轮行星减速机构二部分组成。运动由中心轮 1 输入，渐开线行星齿轮 2 与曲柄轴 3 固连，通过二个（或三个）曲柄轴使摆线轮 4 与输出轴 6 构成平行四边形机构。针轮 5 固定。

RV 传动的传动比为

$$i_{16} = 1 + \frac{z_2}{z_1} z_5 \quad (7-173)$$

$$z_3 = z_1 + 1$$

式中  $z_1, z_2, z_3, z_4$  —— 渐开线中心轮与行星轮齿数，针轮与摆线轮齿数。

RV 传动的基本特点可概括如下。

① 传动机构可置于行星架的两支承主轴承内侧 [见图 7-95 (b)]，可使传动的轴向尺寸大大缩小。

② 摆线针轮行星机构处于低速级，传动更平稳。转臂轴承个数增多且内外环相对转速下降，可提高其寿命。

③ 只要设计合理，可以获得很高的运动精度和很小的回差。

④ 输出机构采用了两端支承的刚性笼形结构，比一般摆线针轮减速器的输出机构（悬臂梁结构）刚性大、抗冲击性能高。

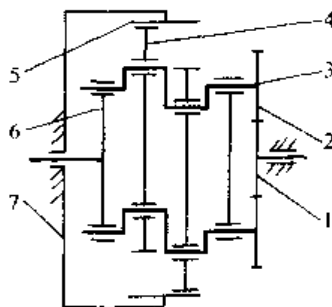
⑤ 传动比范围大 ( $i=31 \sim 171$ )。在不改变  $z_4$ 、 $z_5$  时，只改变  $z_1$  和  $z_2$ ，就可得到多种传动比。

⑥ 传动效率高，其  $\eta=0.85 \sim 0.92$ 。

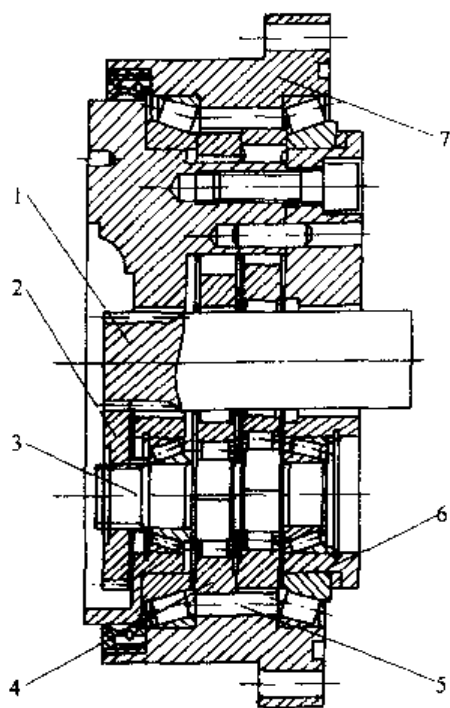
由于以上特点，RV 传动在国内外广受重视，在机器人的传动机构中，已在很大程度上逐渐取代单纯的摆线针轮传动和谐波传动。

#### (2) RV 传动受力分析

RV 传动的传力机构是由平行四边形机构组成的单自由度并联机构。摆线轮 1 和 2 各通过 3 个平行四边形机构 (GABH、HBCI、ICAG 和 GDEH、HEFI、IFDG) 分别与输出盘相连，如图 7-96 所示。这 3 个平行四边形机构中有 2 个是运动学上的独立回



(a) 传动简图



(b) 结构图示例

图 7-95 RV 传动简图

1—中心轮；2—渐开线行星齿轮；3—曲柄轴；4—摆线轮；5—针轮；6—输出轴；7—针齿壳

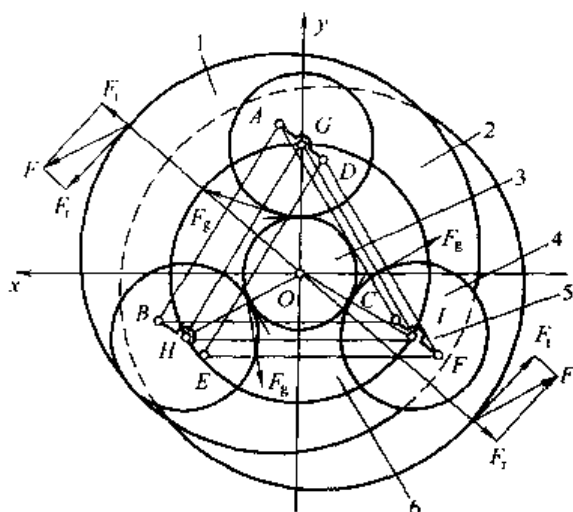


图 7-96 RV 传力机构

1、2—摆线轮；3—中心轮；4—行星轮；

5 曲柄；6 输出机构圆盘

基本不变的，而曲柄轴承相对摆线轮来说，可看成是弹性的。在 3 个曲柄的尺寸完全相等

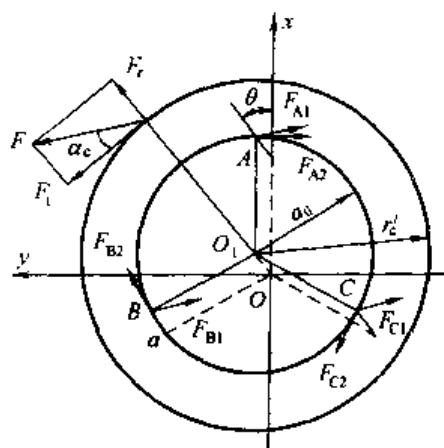
路。这种单自由度并联机构，在运动学上说是具有虚约束的机构，在静力学上说是静不定系统。这种静不定系统的力分析除了要满足静力平衡条件外，还与机构中有关弹性环节的变形协调条件有关。

下面以 3 个曲柄轴（互成  $120^\circ$  轴对称布置）的 RV 传动为例，分别取各传力构件为分离体，进行力分析。

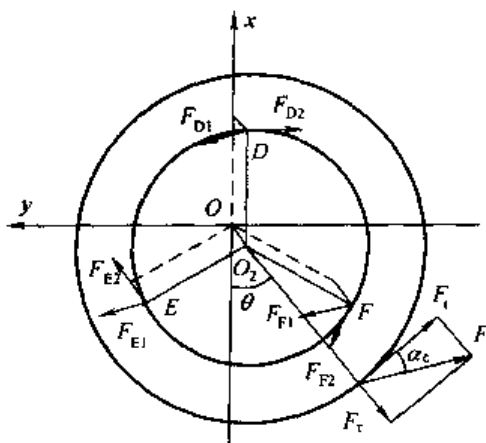
渐开线行星齿轮传动的中心距用  $a_0$  表示，摆线针轮行星传动的偏心距用  $a$  表示。

① 取摆线轮 1 为分离体，受力简图如图 7-97 (a) 所示。

由于摆线轮刚性很大，可认为传力过程中，在摆线轮上安装曲柄轴承的 3 个孔间距离是基本不变的，而曲柄轴承相对摆线轮来说，可看成是弹性的。在 3 个曲柄的尺寸完全相等



(a) 摆线轮 1



(b) 摆线轮 2

图 7-97 摆线轮受力简图

$F$  针齿作用在摆线轮上的总合力，可分解为切向分力  $F_t$  和径向分力  $F_r$ ， $F$  的求法见 (4)；

$F_{ij}$ —表示  $i$  点的作用力， $j=1$  表示由  $F$  引起沿  $F$  方向的作用力， $j=2$  表示由力矩

$T_c = F_t r'_c$  引起的作用力； $r'_c$ —摆线轮节圆半径； $\theta$ —曲柄转角。

(没有尺寸偏差)，滚动轴承没有初始径向间隙（或间隙完全相等）的理想状态下，可认为 3 个曲柄销上沿针齿对摆线轮的力  $F$  方向上的弹性位移量相等，由于曲柄结构与尺寸完全相同，其刚度条件相同，所以认为摆线轮与 3 个曲柄轴承处，在此方向的分力相等，均为  $F/3$ 。同样，在转矩  $T_c$  作用下，3 个曲柄轴承处沿摆线轮半径垂直方向（切向）的弹性位移量相等，从而认为这 3 个方向上的分力（切向力）也相等，大小为  $T_c/(3a_0)$ 。上述分析可以看出，3 个曲柄轴承处的上述 2 个分力大小分别相等，但其合力与曲柄轴的位置及曲柄转角  $\theta$  有关。

当曲柄转角为  $\theta$  时，针齿作用于摆线轮的力  $F$  可用矢量矩阵表示为

$$F = F \begin{Bmatrix} \sin(\beta - \theta) \\ \cos(\beta - \theta) \end{Bmatrix} \quad (7-174)$$

则 3 个曲柄作用在摆线轮上的力分别为

$$\begin{aligned} F_A &= F_{A1} + F_{A2} = \frac{F}{3} + \frac{F_1 r'_c}{3a_0} \begin{Bmatrix} \sin 0^\circ \\ -\cos 0^\circ \end{Bmatrix} \\ F_B &= F_{B1} + F_{B2} = \frac{F}{3} + \frac{F_1 r'_c}{3a_0} \begin{Bmatrix} \sin 120^\circ \\ -\cos 120^\circ \end{Bmatrix} \\ F_C &= F_{C1} + F_{C2} = \frac{F}{3} + \frac{F_1 r'_c}{3a_0} \begin{Bmatrix} \sin 240^\circ \\ -\cos 240^\circ \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (7-175)$$

② 取摆线轮 2 为分离体, 如图 7-97 (b) 所示。因两片摆线轮互成  $180^\circ$ , 且结构与尺寸完全对称, 在机构名义尺寸 (无制造偏差) 理想状态下, 它们所传递的功率应相等, 可得出针齿作用给两片摆线轮的力大小相等, 方向相反。因而, 3 个曲柄销 (D、E、F) 上的作用力  $F_{D1}$ 、 $F_{E1}$ 、 $F_{F1}$  与摆线轮 1 上的 3 个曲柄销 (A、B、C) 上的作用力  $F_{A1}$ 、 $F_{B1}$ 、 $F_{C1}$  分别大小相等方向相反。但  $F_{D2}$ 、 $F_{E2}$ 、 $F_{F2}$  与  $F_{A2}$ 、 $F_{B2}$ 、 $F_{C2}$  分别大小相等方向相同。

③ 取任一曲柄轴及与其相固连的行星轮为分离体, 如图 7-98 所示。

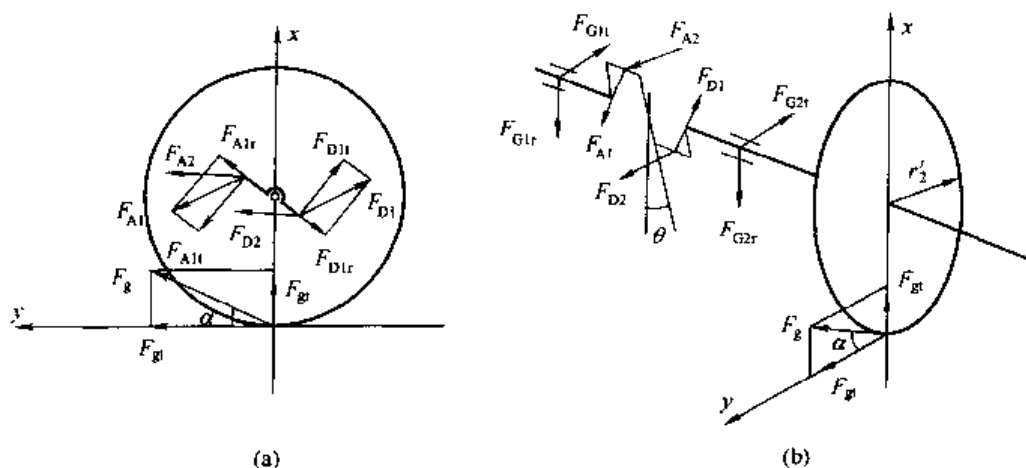


图 7-98 曲柄轴及行星轮受力简图

由图 7-98 (a), 可以根据力矩平衡方程得

$$F_{gt} = \frac{(F_{A1t} + F_{D1t})a}{r'_2} = \frac{2F_1 a}{3r'_2} \quad (7-176)$$

式中  $F_{gt}$ ——行星轮所受的切向力;

$F_{A1t}$ ——表示  $F_{A1}$  的切向分力, 见图 7-98 (a);

$F_{D1t}$ ——表示  $F_{D1}$  的切向分力, 见图 7-98 (a);

$r'_2$ ——行星轮节圆半径。

由式 (7-176) 可知, 行星轮所受的啮合力是与曲柄转角  $\theta$  和曲柄位置无关的, 3 个行星轮所受的啮合力大小相等。因此, 渐开线中心轮的输入转矩  $T_1$  为

$$T_1 = 3F_{gt} r'_1 = \frac{2F_1 a r'_1}{r'_2} \quad (7-177)$$

式中  $r'_1$ ——中心轮节圆半径。

由图 7-98 (b) 可知, 作用力  $F_A$ 、 $F_D$  和  $F_E$  已知, 未知力只有曲柄轴两端的支反力, 由水平和垂直平面内的力和力矩平衡方程, 即可解出支反力  $F_{G1}$  和  $F_{G2}$ 。

④ 对于两端支承的整个输出机构, 同样可由水平和垂直平面内的力和力矩平衡方程, 求出输出机构支承轴承处的支反力。

以上根据 RV 传动的具体结构, 提出基本上符合实际的变形协调条件, 使复杂的静不定系统的力分析得以简化, 并成为在工程上实用的力分析方法。应该指出, 这一变形协调条件是针对机构尺寸没有误差与轴承中没有初始径向间隙 (或各轴承初始间隙完全相等) 的理想 (名义) 状态提出的, 因此, 作出的力分析是名义力分析。精确计算还需考虑实际制造偏差, 引入适当的载荷不均匀系数。

根据以上对 RV 传动的受力分析, 可编制出相应的力分析程序, 在计算机上算出曲柄转角  $\theta$  为任意位置的各传力构件上的所有作用力。

例 对针齿中心圆直径  $d_p = 229\text{mm}$  的 RV-250 减速器进行力分析, 其基本参数见表 7-71, 力分析结果见图 7-99。

表 7-71 RV-250 减速器基本参数

参数名称	代号	单位	数据	参数名称	代号	单位	数据
针齿中心圆直径	$d_p$	mm	229	中心轮齿数	$z_1$		21
针齿直径	$d_{rp}$	mm	10	行星轮齿数	$z_2$		42
偏心距	$a$	mm	2.2	模数	$m$	mm	2
摆线轮齿数	$z_c$		39	压力角	$\alpha$	(°)	20
移距修形量	$\Delta r_p$	mm	-0.03	电动机输出功率	$P$	kW	5.13
等距修形量	$\Delta r_{rp}$	mm	-0.026	电动机输出转速	$n$	r/min	1 500

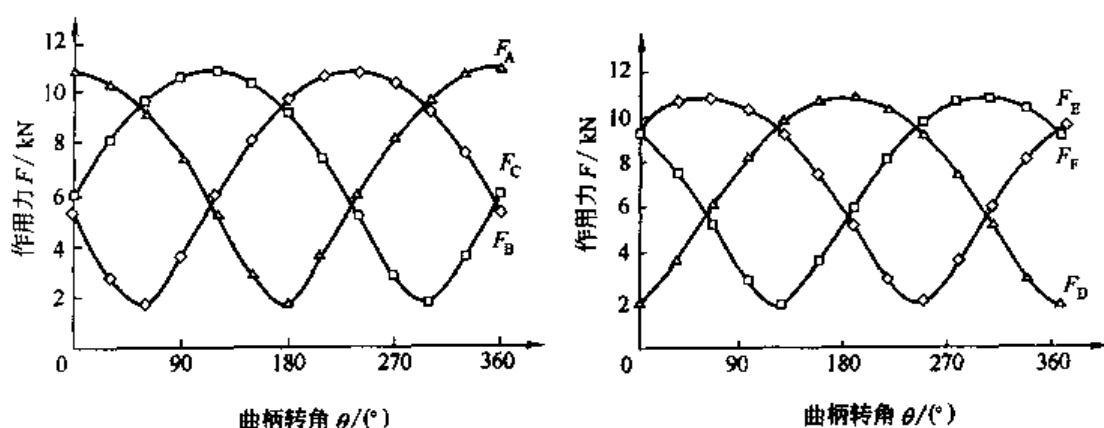


图 7-99 力分析结果

### (3) RV 传动效率分析

① RV 传动的啮合效率分析 以转化机构法为基础, 假设行星齿转传动的摩擦损失功率等于它的转化机构的摩擦损失功率。该假定是建立在以下基础上。a. 啮合摩擦损失是功率损失的主要部分, 其大小取决于齿廓间的摩擦因数、作用力和相对滑动速度, 而转化机构中



构件间的相对速度、齿廓间的作用力和摩擦因数并没有改变。b. 忽略行星齿轮传动中由于行星轮的离心力作用而增加的轴承摩擦损失。在上述假定条件下, 应用传动比方法可推导出啮合效率的计算公式。

由式 (7-173), 如果  $i_1^H = -\frac{z_2}{z_1}$ ,  $i_6^H = \frac{z_3}{z_4}$ , 且  $z_5 = z_4 + 1$ , 则

$$i_{16} = \frac{-i_1^H i_6^H}{i_6^H - 1} + 1 \quad (7-178)$$

因封闭差动齿轮传动的 RV 传动比  $i_{16}$  是组成它的各个传动的运动内传动比 (当转臂固定时, 相应的各个传动的运动传动比) 的函数, 得

$$i_{16} = \frac{n_1}{n_6} = f(i_1^H, i_6^H) = \frac{-i_1^H i_6^H}{i_6^H - 1} + 1 \quad (7-179)$$

同理, 力传动比  $\widetilde{i}_{16}$  也是相应的各个传动力内传动比  $\widetilde{i}_1^H$ 、 $\widetilde{i}_6^H$  的函数, 得

$$\widetilde{i}_{16} = \frac{\widetilde{T}_6}{\widetilde{T}_1} = f(\widetilde{i}_1^H, \widetilde{i}_6^H) = \frac{-\widetilde{i}_1^H \widetilde{i}_6^H}{\widetilde{i}_6^H - 1} + 1 \quad (7-180)$$

式中  $\widetilde{T}_6$ ——考虑摩擦损失时输出转矩;

$\widetilde{i}_{16}$ ——考虑摩擦损失时, 输出转矩与输入转矩的比值, 称为力传动比。

因此, 封闭差动齿轮传动的效率为

$$\eta_{16} = \frac{P_6}{P_1} = \frac{\widetilde{T}_6 \omega_6}{\widetilde{T}_1 \omega_1}$$

因

$$i_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6}$$

故

$$\eta_{16} = \frac{\widetilde{i}_{16}}{i_{16}} = \frac{f(\widetilde{i}_1^H, \widetilde{i}_6^H)}{f(i_1^H, i_6^H)} \quad (7-181)$$

$$\widetilde{i}_1^H = i_1^H (\eta_1^H)^{x_1}, \quad x_1 = \pm 1$$

$$\widetilde{i}_6^H = i_6^H (\eta_6^H)^{x_6}, \quad x_6 = \pm 1$$

式中  $P_6$ ——输出功率;

$P_1$ ——输入功率;

$\omega_6$ ——输出轴角速度;

$\omega_1$ ——输入轴角速度;

$\eta_1^H$ ——渐开线行星传动转化机构啮合效率;

$\eta_6^H$ ——摆线针轮行星传动转化机构啮合效率。

指数  $x_1$ 、 $x_6$  的取值表示: “+1” 表示运动传动比与功率流的方向相同, “-1” 表示运动传动比与功率流的方向相反。

$$x_1 = \text{sign} \frac{i_1^H}{i_{16}} \times \frac{\partial i_{16}}{\partial i_1^H}$$

当  $\frac{i_1^H}{i_{16}} \times \frac{\partial i_{16}}{\partial i_1^H} < 0$  时,  $x = -1$ ; 反之则  $x = +1$ 。

由式 (7-179) 对  $i_1^H$  取偏导, 并乘以  $i_1^H/i_{16}$ , 得

$$\frac{i_1^H}{i_{16}} \times \frac{\partial i_{16}}{\partial i_1^H} = \frac{i_1^H}{i_{16}} \times \frac{-i_6^H}{i_6^H - 1} = \frac{-i_1^H i_6^H}{i_{16} (i_6^H - 1)}$$

因  $i_1^H < 0$ ,  $i_6^H > 0$ , 代入上式可知

$$\frac{i_1^H}{i_{16}} \times \frac{\partial i_{16}}{\partial i_1^H} > 0$$

则  $x_1 = +1$

同理, 式 (7-179) 对  $i_6^H$  取偏导, 并乘以  $i_6^H/i_{16}$  得

$$\frac{i_6^H}{i_{16}} \times \frac{\partial i_{16}}{\partial i_6^H} < 0$$

则  $x_6 = -1$

将以上关系式代入式 (7-180) 得

$$\widetilde{i_{16}} = \frac{-i_1^H (\eta_1^H)^{+1} i_6^H (\eta_6^H)^{-1}}{i_6^H (\eta_6^H)^{-1} - 1} + 1 = \frac{-i_1^H i_6^H \eta_1^H}{i_6^H - \eta_6^H} + 1 \quad (7-182)$$

代入效率式 (7-181), 可得

$$\eta_{16} = \frac{\widetilde{i_{16}}}{i_{16}} = \frac{(i_6^H - 1)(i_6^H - \eta_6^H - i_1^H i_6^H \eta_1^H)}{(i_6^H - \eta_6^H)(i_6^H - 1 - i_1^H i_6^H)} \quad (7-183)$$

② RV 传动的效率计算 RV 传动中, 主要的功率损失有啮合摩擦损失与滚动轴承的摩擦损失, 因此 RV 传动的传动效率为

$$\eta = \eta_{16} \eta_B$$

式中  $\eta_B$ ——轴承总效率, 且  $\eta_B = \eta_{B1} \eta_{B2} \eta_{B3}$ ;

$\eta_{B1}$ ——转臂轴承效率;

$\eta_{B2}$ ——曲柄支承轴承效率;

$\eta_{B3}$ ——行星架支承轴承效率。

以 RV-250A II-81 减速器为例, 已知参数为:  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 42$ ,  $z_4 = 39$ ,  $z_5 = 40$ 。

$\eta_1^H$  为渐开线齿轮传动啮合效率, 一般可取为 0.992。 $\eta_6^H$  为摆线针轮传动啮合效率, 一般可取为 0.998。轴承效率取为  $\eta_{B1} = 0.99$ ,  $\eta_{B2} = 0.99$ ,  $\eta_{B3} = 0.99$ 。从而可得该减速器的传动效率为

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_{16} \eta_B = \frac{(i_6^H - 1)(i_6^H - \eta_6^H - i_1^H i_6^H \eta_1^H)}{(i_6^H - \eta_6^H)(i_6^H - 1 - i_1^H i_6^H)} \eta_B \\ &= 0.928 \times 0.9703 = 0.90 \end{aligned}$$

#### (4) 机器人用 RV 传动的设计要点

机器人用 RV 传动的主要特点是: 三大 (传动比大、承载能力大、刚度大)、二高 (运

动精度高、传动效率高)、··小(回差小)。因此,设计机器人用RV传动有很多特殊的要求,其设计要点如下。

① 摆线轮的优化修形 机器人用高精度RV传动,有两项极严格的技术指标:一为运动精度(传动链精度)误差不能超过 $1'$ ;一为间隙回差,根据RV减速器的大小不同,规定不能超过 $1' \sim 1.5'$ 。此外,在负载运动情况下,包括弹性变形引起的回差在内的总回差不能超过 $6'$ 。这就对摆线轮齿形优化修形方法和修形量提出相当严格的要求,摆线轮优化的新齿形必须满足以下两方面。a. 满足多齿共轭啮合,而且有一定的径向间隙。如选用等距与移距修形组合方法产生的齿形的工作段与转角修形曲线吻合,即可达到多齿共轭啮合的要求,同时具有承载能力大、瞬时传动比恒定、运动精度高的特点。b. 应能补偿(或减小)由于针齿销孔配合间隙等因素引起的较大侧隙,使总的综合回差相应减小。为此修形齿形曲线的工作段应拟合出一段负的转角修形曲线。

为达到负转角和满足径向间隙 $\Delta_j = \Delta r_{rp} - \Delta r_p > 0$ 这二项要求,可以证明修形量必须是 $\Delta r_{rp} < 0$ 和 $\Delta r_p < 0$ ,即只有采用负等距与负移距修形组合加工摆线轮,才能使摆线轮修形产生负转角,同时具有一定的径向间隙。而采用正等距与正移距修形组合加工摆线轮,在保证所需径向间隙的条件下,只能使齿形修形的转角大于0,也就不仅不可能减少由其他零件配合间隙所形成的超过需要的侧隙,同时还会增加新的侧隙。因此,在机器人用RV传动中,为了满足小回差的要求,应当采用负等距与绝对值稍大一点的负移距修形组合加工摆线轮。

摆线轮齿形优化设计的数学模型和优化设计的方法步骤参照本章7.3.6(摆线轮齿形的优化设计),在式(7-172)中

$$F(\Delta r_{rp}^*, \Delta r_p^*) = \min F(\Delta r_{rp}, \Delta r_p) = \min \left( \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |x'_a - x_a| \right) \quad (7-172)$$

所不同的是,  $(x'_a, y'_a)$  为 $\delta = -\delta_c$ 的转角修形齿形上 $m$ 个点的坐标,修形量的约束条件为:  $\Delta r_{rp} < 0$ ,  $\Delta r_p < 0$ ,  $\Delta r_{rp} - \Delta r_p = \Delta_j > 0$ 。

按上面所述数学模型,通过计算机辅助设计,针对机器人用RV-250减速器,采用负等距与负移距优化修形组合,优化设计出很理想的摆线轮的修形齿形曲线,如图7-100所示。可以明显地看出获得的摆线轮修形齿形之所以十分理想,在于它有如下重要特点。

a. 连续光滑齿面上的BC段与转角修形量 $\delta = -\delta_c$ 的转角修形齿形基本吻合,因此用这段齿面工作时,接近理论共轭齿形啮合,既可以保证瞬时传动比恒定,又可保证接近理论上的同时多齿啮合条件,增大扭转刚度与承载能力。

b. 修形齿形在BC段与负的转角修形相吻合,它可以补偿(或减小)由于针齿销孔配合间隙等因素引起的较大回差,使总综合回差相应减小,这也是优化数学模型中的负等距与负移距修形组合的约束条件所起的作用。

c. 齿面上的AB段由B点显著地离开转角修形齿形,逐渐下凹至A点,这一段与图示

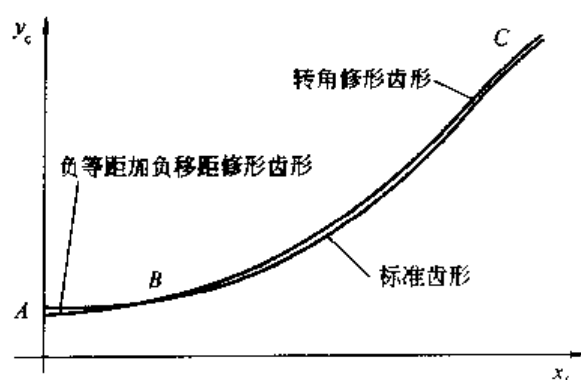


图7-100 负等距加负移距修形的优化齿形

的标准理论齿形有较均匀的间隙,且在A点的径向间隙大小 $\Delta_i = \Delta r_m - \Delta r_p$ ,是可以选定 $\Delta r_m - \Delta r_p$ 的数值来控制的,利用这一可控制的间隙,既可以补偿制造中径向尺寸链的误差,也可满足润滑对径向间隙的要求。这是单独用转角修形无法获得的。

② 摆线轮与针齿啮合力的分析 在普通摆线针轮传动中,针齿是两支点或三支点结构,针齿的弹性变形主要是弯曲变形,接触变形相对于弯曲变形来说较小,所以针齿与摆线轮齿的啮合力与其弹性变形可以近似看成线性关系。而机器人用RV传动在其第二级摆线针轮传动中,由于要求运动精度高、刚度大、弹性变形小,针齿是半埋在针齿壳的针齿销孔内,基本上没有弯曲变形,其弹性变形主要是接触变形,针齿给摆线轮的作用力与弹性变形是非线性问题,因此,前而本章7.3.4(1)的内容(修形齿有隙啮合时,针轮齿与摆线轮齿啮合的作用力)不能完全适用。

a. 判定摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理 经过齿形修形,无论是移距修形或等距修形,都会引起初始啮合侧隙,使同时啮合的有效传力的齿数减少,达不到针轮齿数的一半。初始啮合侧隙 $\Delta(\varphi_i)$ 的计算公式由式(7-130)给定

$$\Delta(\varphi_i) = \Delta r_m \left( 1 - \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \right) - \frac{\Delta r_p (1 - K_1 \cos \varphi_i - \sqrt{1 - K_1^2 \sin \varphi_i})}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \quad (7-130)$$

判定摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理见图7-101与图7-102,设传递载荷时,对摆线轮所加力矩为 $T_c$ 。在 $T_c$ 的作用下,由于摆线轮与针齿的接触变形及针齿与针齿壳上针齿销孔的接触变形,摆线轮转过一个 $\beta_c$ 角,则在摆线轮各啮合点公法线方向的总变形或在待啮合点法线方向的位移应为

$$\delta_i = l_i \beta_c \quad (i=1, 2, \dots, z_p/2) \quad (7-184)$$

式中  $\beta_c$ ——加载后,由于传力零件的变形所引起的摆线轮的转角, rad;

$l_i$ ——第*i*个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线至摆线轮中心 $O_c$ 的距离, mm;

$$l_i = r'_c \sin \beta_i = r'_c \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}};$$

$\beta_i$ ——第*i*个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线与转臂之间的夹角。

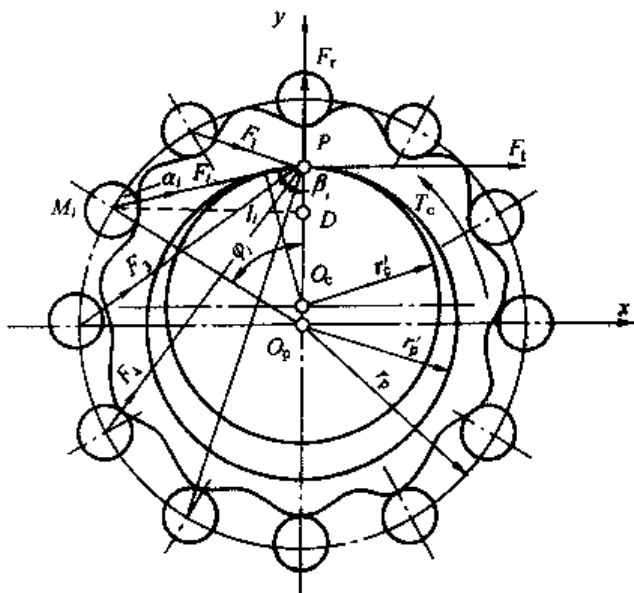


图 7-101 摆线针轮啮合力分析

显然,在传递某一定转矩时,凡 $\delta_i$ 大于该位置的初始侧隙 $\Delta(\varphi_i)$ 的各齿都将啮合,反之就不会进入啮合。 $\delta_i$ 的分布曲线如图7-102中的虚线所示,而初始啮合侧隙 $\Delta(\varphi_i)$ 的分布曲线如图7-102中实线所示。由虚线与实线的两个交点决定出两个对应的角度 $\varphi_{m1}$ 和 $\varphi_{m2}$ ,只有限定在 $\varphi_{m1}$ 和 $\varphi_{m2}$ 之间的各齿,才是真正进入啮合而同时受力的齿。

b. 接触变形的分析计算 接触变形分两部分:一是摆线轮齿与针齿啮合时的接触变形 $W_1$ ;二是针齿与针齿壳之间的接触变形 $W_2$ 。根据RV传动装置的特点,两者是在相同的啮

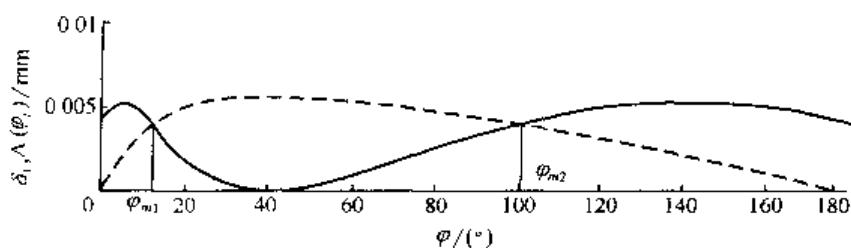


图 7-102  $\Delta(\varphi_i)$  与  $\delta_i$  的分布曲线

合力作用下同时产生的，共同影响摆线轮的啮合力大小。

根据赫兹公式，长  $L$  ( $L=b_c$ ) 的圆柱与圆柱接触时，其接触变形为

$$W = \frac{2F}{\pi L} \left[ \frac{1-\mu_1^2}{E_1} \left( \frac{1}{3} + \ln \frac{4R_1}{b} \right) + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \left( \frac{1}{3} + \ln \frac{4R_2}{b} \right) \right] \quad (7-185)$$

$$b = 1.60 \sqrt{\frac{FK_D}{L} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}$$

式中  $F$ ——两圆柱承受的作用力，N；

$E_1, E_2$ ——两圆柱的弹性模量，MPa；

$R_1, R_2$ ——两圆柱的半径，mm；

$K_D$ ——当量曲率半径，当圆柱与圆柱凸凸面接触时， $K_D = \frac{2R_1R_2}{R_1+R_2}$ ，当圆柱与圆柱孔

凸凹接触时， $K_D = \frac{2R_1R_2}{R_2-R_1}$ 。

为了求修形后的摆线轮实际齿廓曲线的曲率半径  $\rho$ ，只需将式 (7-106) 中的  $r_p$  以  $(r_p + \Delta r_p)$  代替， $r_{rp}$  以  $(r_{rp} + \Delta r_{rp})$  代替， $K_1$  以  $K'_1 = \frac{az_p}{r_p + \Delta r_p}$  代替，计算时， $K'_1$  可近似取为  $K_1$ ，得

$$\rho = \frac{(r_p + \Delta r_p)(1 + K_1'^2 - 2K_1' \cos \varphi_i)^{3/2}}{K_1'(z_p + 1) \cos \varphi_i - (1 + z_p K_1'^2)} + (r_{rp} + \Delta r_{rp}) \quad (7-186)$$

当  $\rho < 0$  时表示齿廓外凸， $K_D = \frac{2|\rho| r_{rp}}{|\rho| + r_{rp}}$ ，当  $\rho > 0$  时表示齿廓内凹， $K_D = \frac{2\rho r_{rp}}{\rho - r_{rp}}$ 。

根据式 (7-185) 可以得到摆线轮齿与针齿啮合时的接触变形关系

$$W_{1i} = f_1(F_i)$$

针齿与针齿壳之间为柱与孔凸凹接触， $r'_{rp}$  为针齿壳上针齿销孔的内径，因此，

$$K_D = \frac{2r'_{rp} r_{rp}}{r'_{rp} - r_{rp}}$$

根据式 (7-185) 可以得到针齿与针齿壳之间的接触变形关系

$$W_{2i} = f_2(F_i)$$

综合以上分析，可以得到各针齿啮合处的总接触变形  $W_i$  与啮合力  $F_i$  的函数关系式

$$W_i = f_1(F_i) + f_2(F_i) = f(F_i) \quad (7-187)$$

c. 函数拟合出作用力与变形的关系 由式 (7-187) 得到变形量  $W_i$  与受力  $F_i$  关系的函数表达式, 但此关系式  $f(F_i)$  无法通过简明的数学变换得到作用力  $F_i$  与变形  $W_i$  的函数表达式  $F_i = g(W_i)$ , 为此可用曲线拟合方法来处理, 方法如下。

先由  $W_i = f(F_i)$  得到一系列第  $i$  个针齿受力与变形的离散对应值, 再用  $F_i = C_i W_i^{P_i}$  来逼近  $W_i = f(F_i)$ , 按照最小二乘法取偏差平方和最小, 即

$$F(C_i, P_i) = \sum_{j=1}^n [(\ln C_i + P_i \ln F_j) - \ln W_j]^2 \rightarrow \min$$

由  $\frac{\partial F}{\partial C_i} = 0$  及  $\frac{\partial F}{\partial P_i} = 0$  可以推导出

$$P_i = \frac{\sum_{j=1}^n (\ln W_j \ln F_j) - \left[ \sum_{j=1}^n (\ln W_j) \sum_{j=1}^n (\ln F_j) / n \right]}{\sum_{j=1}^n (\ln W_j)^2 - \left[ \left( \sum_{j=1}^n \ln W_j \right)^2 / n \right]}$$

$$C_i = e^{\left[ \left( \sum_{j=1}^n \ln F_j - P_i \sum_{j=1}^n \ln W_j \right) / n \right]}$$

式中  $n$ ——离散值数,  $n$  值可取 3 000、6 000 等。

从而得到考虑摆线轮修形产生的初始间隙情况下, 摆线轮与第  $i$  个针齿的受力与变形的拟合函数表达式为

$$F_i = C_i W_i^{P_i} = C_i [\delta_i - \Delta(\varphi_i)]^{P_i} \quad (7-188)$$

③ 针齿与摆线轮齿啮合的作用力 式 (7-188) 为第  $i$  对轮齿间啮合作用力  $F_i$  与该啮合点处轮齿之实际弹性变形  $\delta_i - \Delta(\varphi_i)$  的关系式, 由于此关系式考虑了初始间隙  $\Delta(\varphi_i)$  及受力零件的弹性变形的影响, 因此有足够的准确性。

设摆线轮上的转矩  $T_c$  由  $i = m_1 \sim m_2$  个齿传递, 它应与针轮齿上诸针齿给摆线轮作用力所产生的力矩平衡, 由此可得

$$T_c = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i l_i = \sum_{i=m_1}^{m_2} C_i W_i^{P_i} l_i = \sum_{i=m_1}^{m_2} C_i [\delta_i - \Delta(\varphi_i)]^{P_i} l_i \quad (7-189)$$

通过计算机搜寻可求解出在转矩  $T_c$  作用下的同时啮合的齿数  $m_1$ 、 $m_2$  及各接触齿上的作用力  $F_i$  和变形量  $W_i$ 。图 7-103 为摆线针轮受力分析程序框图。

从而可以计算出 RV 传动中单片摆线轮上的啮合力合力  $F$  及它与切向分力  $F_t$  之间的夹角  $\alpha_c$ 。

$$\text{合力 } F \text{ 的切向分力 } F_t = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i \sin \beta_i$$

$$\text{合力 } F \text{ 的径向分力 } F_r = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i \cos \beta_i$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad (7-190)$$

$$\alpha_c = \arctan \frac{F_t}{F_r} \quad (7-191)$$

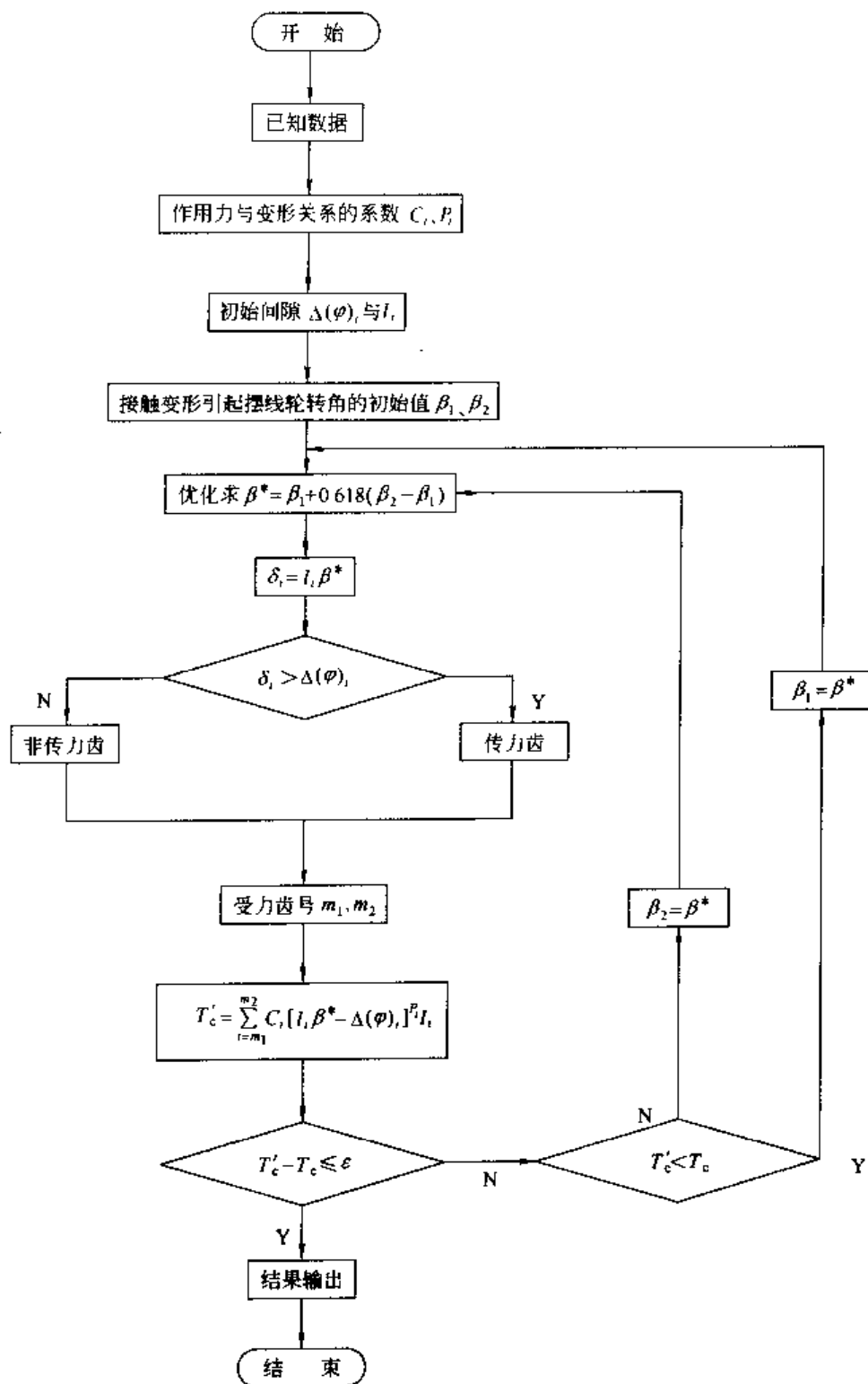


图 7-103 摆线针轮受力分析程序框图

以 RV-250A II 减速器为例，其额定输出转矩  $T = 2450 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，针齿中心圆半径  $r_p = 114.5 \text{ mm}$ ，针齿半径  $r_{\text{tp}} = 5 \text{ mm}$ ，针齿销孔半径为  $5.012 \text{ mm}$ ， $a = 2.2 \text{ mm}$ ， $z_p = 40$ ，渐开线行星传动中  $z_1 = 21$ ， $z_2 = 42$ ，模数  $m = 2 \text{ mm}$ ，进行摆线针轮啮合受力分析，结果见表 7-72 与图 7-102。

表 7-72 力分析结果

针齿号	啮合作用力 $F_t/N$	$C_t$ 数值	$P_t$ 数值	拟合关系计算的 变形量/mm	赫兹公式计算的 变形量/mm	误差/%
1	0	1 446 657	1.166 904	0	0	0
2	1 139.396	1 207 905	1.153 046	0.002 378	0.002 399	0.89
3	2 200.691	1 011 046	1.139 963	0.004 620	0.004 594	0.57
4	2 264.397	792 254.4	1.122 973	0.005 428	0.005 401	0.51
5	2 327.894	831 287.2	1.126 209	0.005 391	0.005 359	0.59
6	2 142.346	878 527.7	1.129 996	0.004 872	0.004 851	0.44
7	1 772.109	892 264.6	1.131 088	0.004 085	0.004 083	0.03
8	1 326.172	895 979	1.131 415	0.003 155	0.003 170	0.47
9	865.242	895 334.9	1.131 370	0.002 164	0.002 184	0.95
10	429.328	892 900.5	1.131 173	0.001 166	0.001 179	1.13
11	58.462	889 591.6	1.130 881	0.000 200	0.000 197	1.52
12	0	886 731.3	1.130 687	0	0	0
13	0	883 241.4	1.130 357	0	0	0
14	0	880 779.3	1.130 189	0	0	0
15	0	878 995.4	1.130 111	0	0	0
16	0	876 155.7	1.129 784	0	0	0
17	0	874 944.9	1.129 724	0	0	0
18	0	873 743.4	1.129 616	0	0	0
19	0	873 119.5	1.129 569	0	0	0

④ RV传动的回差分析 回差是指输入轴反向转动时,由于存在间隙和制造误差等原因,输出轴在运动上滞后于输入轴的现象。回差可以根据其产生的原因而分为三大类:一是单纯由于传动件几何尺寸、形状方面的原因所产生的回差;二是由于温度变形所产生的回差;三是传动件在工作时由于在负载的作用下存在弹性变形而产生的回差。这三类回差可以简单地称为:几何回差、温度回差和弹性回差。本节仅分析几何回差。

RV传动是由渐开线齿轮行星传动和摆线针轮行星传动组成的封闭差动轮系,因此, RV传动总回差是由渐开线行星传动引起的回差和摆线针轮行星传动引起的回差两部分合成。摆线针轮传动的回差是直接反映到输出轴上的回差,影响程度最大,而渐开线齿轮传动对整机回差的影响还要考虑一个传动比,它对整机的影响要缩小相当于其传动比那么多倍,因而影响相对要小得多。

a. 渐开线传动部分的回差分析 影响该部分回差的主要因素有以下几方面。

(a) 公法线长度平均偏差引起的齿轮侧隙  $E_{ws}$ 、 $E_{wi}$ 分别为公法线长度的上偏差和下偏差,则公法线长度平均偏差为 $\frac{E_{ws}+E_{wi}}{2}$ ,因此公法线长度平均偏差引起的周向侧隙的均值



$J_{E1}$  和方差  $D(J_{E1})$  为

$$\begin{cases} J_{F1} = -\frac{E_{ws} + E_{wl}}{2\cos\alpha} \\ D(J_{E1}) = \left(\frac{E_{ws} - E_{wl}}{6\cos\alpha}\right)^2 \end{cases} \quad (7-192)$$

式中  $\alpha$ ——渐开线齿轮传动的压力角, ( $^\circ$ )。

(b) 中心距误差  $\Delta F_s$  引起的侧隙 中心距误差引起的齿轮侧隙为常值的随机齿隙, 假定中心距误差符合正态分布, 则中心距误差引起的周向间隙的均值  $J_{E2}$  和方差  $D(J_{E2})$  为

$$\begin{cases} J_{E2} = 0 \\ D(J_{E2}) = \left(\frac{\Delta F_s K_s \tan\alpha}{3}\right)^2 \end{cases} \quad (7-193)$$

式中  $K_s$ ——换算系数,  $K_s = \frac{\sin\alpha'}{\sin\alpha}$ ;

$\alpha'$ ——渐开线齿轮传动的啮合角, ( $^\circ$ )。

(c) 齿轮齿圈径向误差  $\Delta F_r$  引起的齿轮侧隙 齿轮齿圈径向圆跳动的存在使得齿轮几何中心偏离回转中心, 当量偏心距为  $e = \frac{\Delta F_r}{2}$ , 偏心距的径向分量对回差的影响与中心距误差的影响相类似, 假定  $\Delta F_r$  符合正态分布, 则齿轮齿圈径向圆跳动引起齿轮的周向侧隙的均值  $J_{E3}$  和方差  $D(J_{E3})$  为

$$\begin{cases} J_{E3} = 0 \\ D(J_{E3}) = \left(\frac{\Delta F_r K_s \tan\alpha}{3}\right)^2 \end{cases} \quad (7-194)$$

此外, 还有轴线平行度, 滚动轴承偏心, 齿轮与轴配合间隙等也不同程度影响回差, 但它们的影响通常比较小。

(d) 渐开线齿轮减速部分回差的综合 渐开线齿轮传动部分几何回差的均值  $\Delta\varphi_{12}$  和公差  $T\Delta\varphi_{12}$  为

$$\begin{cases} \Delta\varphi_{12} = \frac{180 \times 60}{i_{16} \pi r_1} \sum_{i=1}^3 J_{E_i} \quad (') \\ T\Delta\varphi_{12} = \frac{180 \times 60}{i_{16} \pi r_1} T(J_E) \quad (') \end{cases} \quad (7-195)$$

式中  $T(J_E)$ ——渐开线齿轮传动侧隙公差,  $T(J_E) = 6\sqrt{\sum_{i=1}^3 D(J_{E_i})}$ , mm。

由此可得渐开线齿轮传动部分引起 RV 减速器输出轴的回差  $\Delta\varphi_{12}$  为

$$\Delta\varphi_{12} = \Delta\varphi_{12}^- \pm \frac{T\Delta\varphi_{12}}{2} \quad (7-196)$$

b. 摆线针轮传动部分的回差分析 影响该部分回差的主要因素有以下几方面。

(a) 摆线轮修形对回差的影响 若同时进行等距修形与移距修形, 则摆线轮修形所引起的侧隙需摆线轮转过一转角。

图 7-104 (a) 为等距修形分析图, 等距修形的摆线轮与标准的针轮啮合时, 沿公法线  $OP$  的方向有间隙  $\overline{KK'}$ , 而  $\overline{KK'}$  就等于理论的标准齿形上的点  $O$  与理论的修形齿形上的点  $O'$  间的距离, 此距离也等于等距修形量的大小, 即

$$\overline{KK'} = \overline{OO'} = \Delta r_p$$

表示当摆线轮为等距修形时, 所有针齿和摆线轮齿之间, 在公法线方向上产生相等的间隙。为了消除间隙, 应将摆线轮绕其中心  $O_c$  旋转  $\gamma_d$  角, 此时, 理论的修形齿形上的  $O'$  到了  $O$  的位置。因为  $\gamma_d$  角很小, 所以将三角形  $\triangle OO'O''$  看成直角三角形, 又  $\angle OO'O'' = \angle O_c OP$ , 可以推得

$$\overline{OO'} = \gamma_d \overline{OO_c} \sin(\tau - \beta_1) = \Delta r_p$$

又从  $\triangle OPO_c$  可得

$$\overline{OO_c} \sin(\tau - \beta_1) = r'_c \sin(\varphi + \tau)$$

即

$$\gamma_d = \frac{\Delta r_p}{r'_c \sin(\tau + \varphi)} = \frac{\Delta r_p}{az_c \sin(\tau + \varphi)} \quad (7-197a)$$

由  $\triangle OPO_p$  可以推出

$$\cos \tau = (1 - K_1 \cos \varphi) s^{-\frac{1}{2}}$$

$$\sin \tau = K_1 s^{-\frac{1}{2}} \sin \varphi$$

进而推出

$$\cos(\tau + \varphi) = (\cos \varphi - K_1) s^{-\frac{1}{2}}$$

$$\sin(\tau + \varphi) = s^{-\frac{1}{2}} \sin \varphi$$

式中

$$s^{-\frac{1}{2}} = (1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi)^{-\frac{1}{2}}$$

令式 (7-197a) 中的  $\sin(\tau + \varphi) = 1$ , 由于  $\sin(\tau + \varphi) = s^{-\frac{1}{2}} \sin \varphi = 1$ , 求得  $\cos \varphi = K_1$ , 此时摆线轮的转角  $\gamma_d$  达到最小值  $\gamma_{dmin}$

$$\gamma_{dmin} = \frac{\Delta r_p}{az_c}$$

因此, 当整个摆线轮转一个角度  $\gamma_{dmin}$  时, 处于  $\varphi = \varphi_0 = \arccos K_1$  位置上的针齿和摆线轮齿面接触, 而其他位置上的针齿和摆线轮齿面间仍有间隙。考虑到摆线轮正反方向各存在一转角, 所以由等距修形引起的侧隙需摆线轮转过的转角为  $\frac{2\Delta r_p}{az_c}$ 。

图 7-104 (b) 为移距修形分析图, 加工摆线轮时, 磨轮中心在  $O'$ , 接触点为  $K'$ , 而同标准针轮啮合时, 针轮中心在  $O_p O'$  的延长线上, 公法线为  $OP$ , 所以图示相对位置时的间隙为

$$\overline{KK''} = \overline{OO'} = \overline{OO'} \cos \tau = -\Delta r_p \cos \tau$$

为了消除间隙, 应将摆线轮绕其中心  $O_c$  旋转  $\gamma_Y$  角, 可以推得

$$\gamma_Y = \frac{-\Delta r_p \cos \tau}{r'_c \sin(\tau + \varphi)}$$

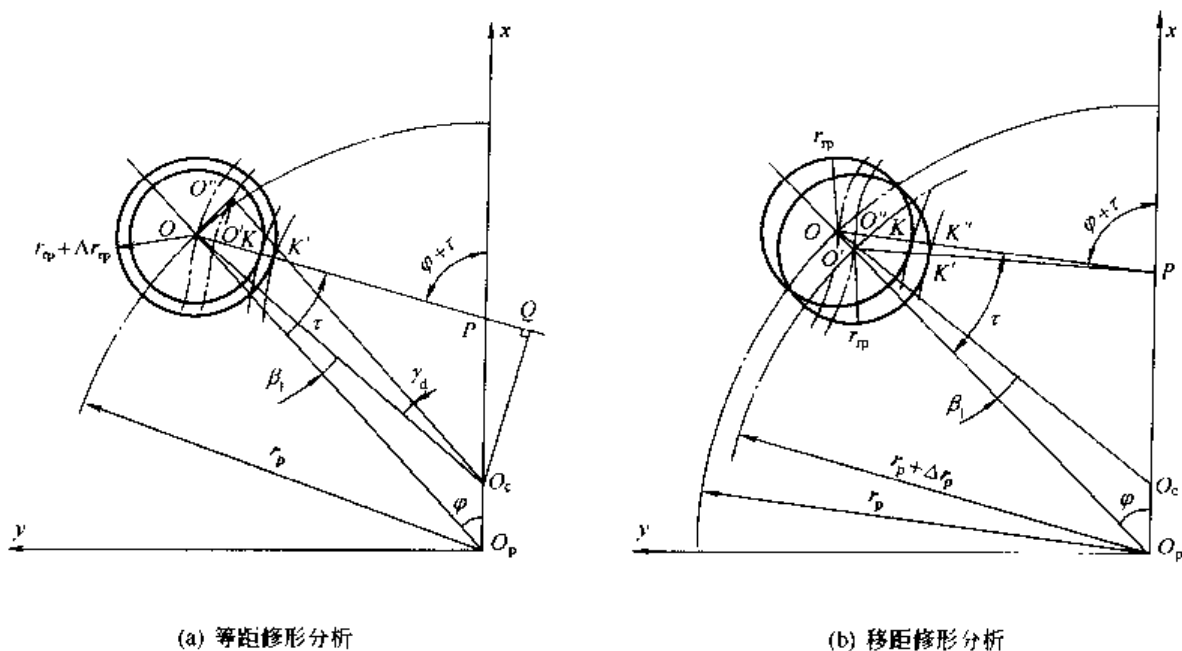


图 7-104 修形分析

由于  $\cos \tau = (1 - K_1 \cos \varphi) s^{-\frac{1}{2}}$ ,  $\sin(\tau + \varphi) = s^{\frac{1}{2}} \sin \varphi$   
故

$$\gamma_Y = \frac{-\Delta r_p}{az_c} \times \frac{(1 - K_1 \cos \varphi)}{\sin \varphi} \quad (7-197b)$$

同样可以推出当  $\cos \varphi = K_1 \left[ \text{可令} \frac{d\left(\frac{1 - K_1 \cos \varphi}{\sin \varphi}\right)}{d\varphi} = 0 \right]$  时, 摆线轮的转角  $\gamma_Y$  达到最小值  $\gamma_{Y\min}$

$$\gamma_{Y\min} = \frac{-\Delta r_p}{az_c} \sqrt{1 - K_1^2}$$

同样, 考虑到摆线轮正反方向各存在一转角, 所以由移距修形引起的侧隙需摆线转过的转角为

$$\frac{-2\Delta r_p}{az_c} \sqrt{1 - K_1^2}$$

因此, 等距、移距修形引起的回差  $\Delta \varphi_1$  为

$$\Delta \varphi_1 = \frac{2\Delta r_p}{az_c} - \frac{2\Delta r_p}{az_c} \sqrt{1 - K_1^2} \quad (7-198a)$$

(b) 针齿中心圆半径误差引起的回差 针齿中心圆半径误差的存在必然产生摆线轮与针轮之间的啮合间隙, 从而引起回差, 它对回差的影响和移距修形对回差的影响相同, 因而针齿中心圆半径误差  $\delta r_p$  (mm) 引起的回差  $\Delta \varphi_2$  为

$$\Delta \varphi_2 = \frac{2\delta r_p \sqrt{1 - K_1^2}}{az_c} \quad (7-198b)$$

(c) 针齿销半径误差引起的回差 针齿销半径误差对回差的影响与等距修形类似, 因而针齿销半径误差  $\delta r_p$  (mm) 引起的回差为

$$\Delta\varphi_3 = -\frac{2}{az_c}\delta r_p \quad (7-199)$$

(d) 针齿销与针齿销孔的配合间隙引起的回差 针齿销与针齿销孔的配合间隙  $\delta J$  (mm) 对回差的影响与等距修形类似, 因而引起的回差  $\Delta\varphi_4$  为

$$\Delta\varphi_4 = \frac{\delta J}{az_c} \quad (7-200)$$

(e) 摆线轮齿圈径向圆跳动误差引起的回差 摆线轮的齿圈径向圆跳动误差  $\Delta F_{r1}$  (mm) 引起的最大回差为

$$\Delta\varphi_5 = \frac{\Delta F_{r1}}{2az_c} \quad (7-201)$$

(f) 针齿销孔周向位置度误差引起的回差 由于加工误差的存在, 使针齿圈上安装针齿销的孔产生周向位置度误差  $\delta t_\Sigma$  (mm), 因而引起的回差为

$$\Delta\varphi_6 = \frac{2K_1\delta t_\Sigma}{az_c} \quad (7-202)$$

(g) 摆线轮齿距累积误差引起的回差 与针齿销孔周向位置度误差对回差的影响相似, 即齿距累积误差为  $\Delta F_p$  时, 引起的回差为

$$\Delta\varphi_7 = -\frac{K_1\Delta F_p}{az_c} \quad (7-203)$$

(h) 修形误差和偏心距误差引起的回差 摆线轮的齿形修形量是在设计时给出的, 在实际加工中, 由于机床调整和装夹误差, 使实际的修形量偏离设计修形量, 从而产生修形误差影响侧隙。对式 (7-197) 按泰勒级数在  $(\Delta r_p, \Delta r_p, a)$  处展开, 并略去误差的平方以上项得

$$\gamma_1 = \frac{2}{az_c}\delta\Delta r_p - \frac{2\sqrt{1-K_1^2}}{az_c}\delta\Delta r_p - \left[ \frac{2\Delta r_p}{a^2z_c} - \left( \frac{2z_c}{ar_p^2\sqrt{1-K_1^2}} + \frac{2\sqrt{1-K_1^2}}{a^2z_c} \right) \Delta r_p \right] \delta_a \quad (7-204)$$

式中  $\delta_a$ ——偏心距  $a$  的误差, mm;

$\delta\Delta r_p$ ——等距修形误差, mm;

$\delta\Delta r_p$ ——移距修形误差, mm。

令  $K_n = \frac{\Delta r_p}{a^2z_c} - \left( \frac{z_c}{ar_p^2\sqrt{1-K_1^2}} + \frac{\sqrt{1-K_1^2}}{a^2z_c} \right) \Delta r_p$ , 则等距修形误差、移距修形误差和偏心距误差引起的回差为

$$\Delta\varphi_8 = \frac{2}{az_c}\delta\Delta r_p - \frac{2\sqrt{1-K_1^2}}{az_c}\delta\Delta r_p - 2K_n\delta_a \quad (7-205)$$

(i) 摆线针轮传动部分回差的综合 根据以上各因素对回差影响的数学模型, 按均值和

公差来计算摆线针轮传动部分引起的回差均值 $\Delta\varphi_{45}$ 和公差 $T\Delta\varphi_{45}$ 为

$$\begin{cases} \overline{\Delta\varphi_{45}} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sum_{j=1}^8 \Delta\varphi_j \\ T\Delta\varphi_{45} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sqrt{\sum_{j=2}^8 (T\Delta\varphi_j)^2} \end{cases} \quad (7-206)$$

式中  $T\Delta\varphi_j$ ——各误差因素引起回差的公差, rad; 因  $T\Delta\varphi_1$  这部分公差包含在  $T\Delta\varphi_8$  中, 故  $j=2\sim 8$ 。

$$\begin{aligned} \sum_{j=2}^8 (T\Delta\varphi_j)^2 = \frac{1}{a^2 z_c^2} & \left\{ (2T\delta r_p)^2 + (T\delta J)^2 + (K_1 T\Delta F_p)^2 + \right. \\ & \left. (2K_1 T\delta t_\Sigma)^2 + (2\sqrt{1-K_1^2} T\delta r_p)^2 + (2T\delta \Delta r_p)^2 + \right. \\ & \left. \left( \frac{1}{2} T\Delta F_n \right)^2 + (2\sqrt{1-K_1^2} T\delta \Delta r_p)^2 \right\} + (2K_u T\delta_s)^2 \end{aligned}$$

由此可得摆线针轮传动部分引起 RV 减速器输出轴的回差为

$$\Delta\varphi_{45} = \overline{\Delta\varphi_{45}} \pm \frac{T\Delta\varphi_{45}}{2} \quad (7-207)$$

c. 轴承间隙对回差的影响 RV 传动的转臂轴承存在一定的游隙, 必然会对回差产生影响, 当存在轴承游隙时, 摆线轮啮合转动后, 必须先消除轴承游隙的影响才能产生输出, 则消除游隙所需的摆线轮空转角, 即为引起的回差均值 $\overline{\Delta\varphi_u}$ 及公差 $T\Delta\varphi_u$ 。

$$\begin{cases} \overline{\Delta\varphi_u} = \frac{180 \times 60}{\pi a_0} \overline{\Delta u} \\ T\Delta\varphi_u = \frac{180 \times 60}{\pi a_0} T\Delta u \end{cases} \quad (7-208)$$

式中  $\overline{\Delta u}$ ——转臂轴承的游隙均值, mm;

$T\Delta u$ ——转臂轴承的游隙公差, mm。

则轴承游隙引起的 RV 减速器输出轴的回差为

$$\Delta\varphi_u = \overline{\Delta\varphi_u} \pm \frac{T\Delta\varphi_u}{2} \quad (7-209)$$

d. 传动系统总的几何回差的数学模型 综合各级传动的回差, 得到 RV 传动输出轴上传动系统的总几何回差的均值 $\overline{\Delta\varphi_\Sigma}$ 和公差 $T\Delta\varphi_\Sigma$

$$\begin{cases} \overline{\Delta\varphi_\Sigma} = \overline{\Delta\varphi_{12}} + \overline{\Delta\varphi_{45}} + \overline{\Delta\varphi_u} \\ T\Delta\varphi_\Sigma = \sqrt{(T\Delta\varphi_{12})^2 + (T\Delta\varphi_{45})^2 + (T\Delta\varphi_u)^2} \end{cases} \quad (7-210)$$

因此, 传动系统的总回差为

$$\Delta\varphi_\Sigma = \overline{\Delta\varphi_\Sigma} \pm \frac{T\Delta\varphi_\Sigma}{2} \quad (7-211)$$

以机器人用 RV-250A II 减速器为例, 根据优化设计的 RV 减速器图纸, 各参数的误差如下表所列:

项 目	数 值	项 目	数 值
渐开线中心轮分度圆半径	21	RV 减速器传动比	81
公法线长度上偏差	-0.049	中心距误差	±0.01
公法线长度下偏差	-0.086	齿圈径向圆跳动误差	0.014
针齿中心圆半径	114.495±0.002 5	摆线轮齿距累积误差	0.015
针齿销半径	5 <sup>-0.007 5</sup> <sub>-0.008 7</sub>	针齿销与针齿销孔的配合间隙	0.015~0.032 5
偏心距	2.2 <sup>+0.002</sup> <sub>-0.002</sub>	针齿销孔周向位置度	0 <sup>-0.005</sup> <sub>0.005</sub>
等距修形量	-0.026	移距修形量	-0.030
等距修形误差	±0.001	移距修形误差	±0.012
曲柄轴承游隙	0.001~0.004	摆线轮齿圈径向圆跳动	0.006±0.006

将已知的各误差值代入式 (7-192) ~ 式 (7-210), 计算出 RV 传动的回差均值  $\overline{\Delta\varphi_{\Sigma}}$  和公差  $T\Delta\varphi_{\Sigma}$  为

$$\overline{\Delta\varphi_{\Sigma}} = 0.145' + 0.63' + 0.136' = 0.91'$$

$$T\Delta\varphi_{\Sigma} = \sqrt{0.0253^2 + 0.76^2 + 0.164^2} = 0.78'$$

所以该样机的回差  $\Delta\varphi_{\Sigma}$  的计算值为

$$\Delta\varphi_{\Sigma} = \overline{\Delta\varphi_{\Sigma}} \pm \frac{T\Delta\varphi_{\Sigma}}{2} = 0.91' \pm 0.39' = 0.52' \sim 1.3'$$

样机实测回差为 0.633', 在理论计算值的范围内。

e. 回差的敏感性分析 由于摆线针轮传动部分对回差的影响是直接反映到输出轴上的回差, 因此其影响程度最大, 但摆线针轮传动部分中各因素对回差的影响程度如何, 就必须对摆线针轮传动部分进行回差的敏感性分析, 从中找出对回差影响大的因素, 使能在设计制造过程中加以控制。

(a) 敏感性分析原理 对于函数  $Y=Y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ , 当  $x_i$  存在误差  $\Delta x_i$ , 并在较小的情况下按泰勒级数展开, 略去高于线性的各项, 这样就可得到误差计算方程为

$$Y(x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2, \dots, x_n + \Delta x_n) = Y(x_1, x_2, \dots, x_n) + \left( \frac{\partial Y}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial Y}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial Y}{\partial x_n} \Delta x_n \right)$$

其中函数  $Y=Y(x_1, x_2, \dots, x_n)$  的误差为

$$\Delta Y = \frac{\partial Y}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial Y}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial Y}{\partial x_n} \Delta x_n$$

一般, 敏感性指数定义为

$$s_i = \frac{\partial Y / \partial x_i}{\partial Y / \partial x_0} \quad (7-212)$$

上式中的  $\partial Y / \partial x_0$  是作为参照的一个输入误差参数。通过敏感性指数, 可以比较相应的参数误差  $\Delta x_i$  对函数误差  $\Delta Y$  的影响程度, 确定引起最大函数误差的参数。

(b) 摆线针轮传动部分各影响因素的敏感性分析 根据摆线针轮传动中各误差因素对回差影响的模型, 代入式 (7-212), 结果见表 7-73。

表 7-73 参数误差系数和敏感性指数

序号	误差参数	系 数		敏感性指数
1	针齿中心圆半径误差	$\sqrt{1-K_1^2}$	0.63	1
2	针齿销半径误差	-1	-1	-1.59
3	针齿销孔配合间隙	0.5	0.5	0.79
4	摆线轮齿圈径向圆跳动	0.25	0.25	0.395
5	针齿销孔周向位置度误差	$K_1$	0.76	1.2
6	等距修形误差	1	1	1.59
7	移距修形误差	$-\sqrt{1-K_1^2}$	-0.63	-1
8	摆线轮齿齿距累积误差	$-K_1/2$	-0.38	-0.6
9	偏心距误差	$K_e$	0.000 1	0.000 14

从上表可以看出, 针齿销半径误差、针齿销孔周向位置误差及等距修形误差具有最大的敏感性指数, 对回差的影响最大, 而偏心距误差的敏感性指数最小, 约为针齿中心圆半径误差敏感性指数的 0.01%, 它对回差的影响最小, 在误差值较小的情况下, 可以不考虑。敏感性指数为负值, 说明当该项因素具有正向误差时, 它使回差减小。

(c) 摆线轮修形方式对回差的影响 如前所述对回差要求极严的机器人用 RV 传动, 应当采用负等距和负移距修形组合, 因为它不仅与正等距和正移距修形组合一样, 可以通过优化设计确定合理的修形量, 使修形后的摆线轮齿与针轮齿互为共轭齿形。既可保证瞬时传动比恒定, 从而传动平稳, 又可获得理论上的多齿啮合, 保证提高承载能力, 而且在同样径向间隙条件下, 它引起的回差可比正等距和正移距修形组合小得多, 两种不同修形方式引起回差的对比计算结果见表 7-74。

表 7-74 不同修形方式对回差的影响

减速器型号		RV 250A II-81	
基本参数: $r_p = 114.5\text{mm}$ , $r_{fp} = 5\text{mm}$ , $z_p = 40$ , $a = 2.2\text{mm}$			
径向间隙 'mm	移距修形量 'mm	等距修形量 'mm	引起回差 (')
0.004	0.008 8	0.012 8	0.574 5
0.004	-0.008	-0.004	0.089 6

从表 7-74 可以看出, 在同样径向间隙的条件下, 采用负等距和负移距修形组合方法可以使摆线轮齿与针轮齿啮合时所引起的回差只为采用正等距和正移距修形时引起的回差的 15.6%, 后者的修形组合只适用于对回差要求不高的动力传动。

⑤ RV 减速器的传动误差分析 作为机器人用的 RV 减速器, 它必须具有高的运动和位置精度, 这样才能使机器人的手爪精确地达到预定的位置, 而在实际应用中, 由于制造、安装误差, 会使机器人的手爪不能很精确地达到预定的位置, 所以设计上要解决的另一个关键问题是如何保证 RV 减速器具有高的运动精度。运动精度是衡量齿轮传动质量的一项重要动态性能指标, 通过传动误差来表示。传动误差是指输入轴转动到任意角时, 输出轴的理论转角与实际转角的角度误差。由 RV 减速器的组成可知, 从输入到输出, 主要通过渐开线齿轮传动、摆线针轮传动和摆线轮与输出盘之间的行星架输出机构这三个环节来实现的, 因此, 以上三个环节影响 RV 减速器的运动精度。由于后两部分对 RV 减速器传动误差的影响直接反映到输出轴上, 因此影响程度大, 而渐开线齿轮传动部分对整机的影响要缩小相当于传动比那么多倍, 因而影响相对要小得多。这里重点分析摆线针轮传动部分和行星架输出机构部分对 RV 减速器传动误差的影响。

a. 行星架输出机构的传动误差分析 RV 传动的摆线轮通过三个曲柄轴支承在输出盘上

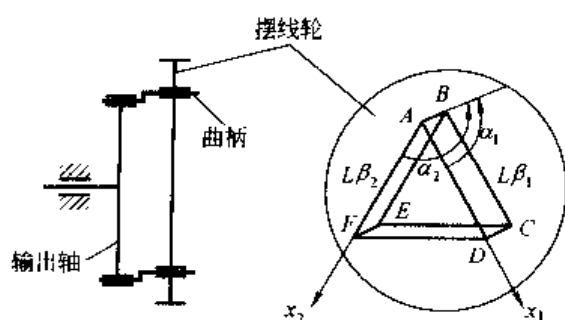


图 7-105 输出机构 (三个并联双曲柄平行四边形机构)

(见图 7-105), 因此输出机构是由三个双曲柄平行四边形机构 (ABCD、ABEF、DCEF) 组成的单自由度并联机构。理论上输出盘的转角始终与摆线轮的相等, 但实际上, 各构件杆长的制造偏差和铰接副中的间隙, 造成输出盘的转角会有误差。由于这一机构为具有虚约束的单自由度并联机构, 转角误差还与各构件弹性条件有关。误差的精确分析必须在刚性误差分析的基础上, 考虑构件弹性条件后进一步精确求解, 这是一个高度非线性问题。这里着重讨论在刚体运动学范畴内机构的误差分析。

(a) 双曲柄平行四边形机构的误差分析 当各杆长存在偏差时, 其实际尺寸分别为  $l'_i = l_i + \Delta l_i$ 。当铰接副中存在间隙时, 在关节力的作用下, 各铰接副中两半铰中心 ( $P_i, P_j$ ) (即两相邻杆的端点) 发生位移, 见图 7-106, 其位移矢量可写为

$$\Delta_P = (P, P_j) = \Delta_P f_{jn}$$

式中  $\Delta_P$ ——铰接副的半径间隙;

$f_{jn}$ ——铰链  $P$  中杆  $j$  作用于杆  $i$  的关节力方向上的单位矢量。

这样, 当各杆长存在偏差, 各铰接副中存在间隙时, 不再构成平行四边形, 机构误差分析的坐标系就可以表示如图 7-107 所示, 根据图 7-107 所示定义可以写出矢量方程

$$\Delta_A + l'_1 + \Delta_B + l'_2 + \Delta_C + \Delta_D - l'_3 = l'_4$$

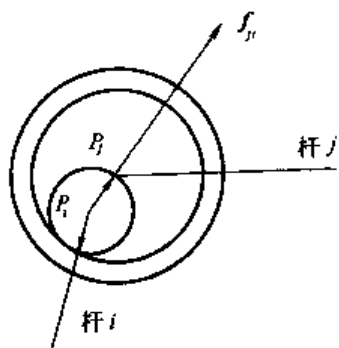


图 7-106 铰接副中的间隙矢量

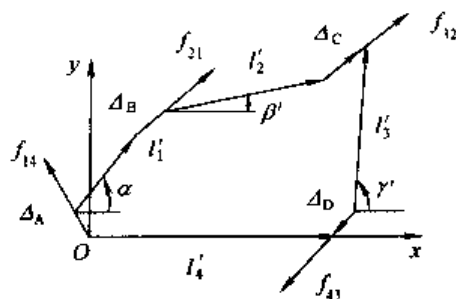


图 7-107 四杆机构误差分析的坐标系

其投影方程为

$$\begin{aligned} \sum \Delta_x + l'_1 \cos \alpha + l'_2 \cos \beta' - l'_3 \cos \gamma' &= l'_4 \\ \sum \Delta_y + l'_1 \sin \alpha + l'_2 \sin \beta' - l'_3 \sin \gamma' &= 0 \end{aligned}$$

式中  $\beta'$ ——杆 2 的实际位置角, 为名义值与误差之和,  $\beta' = \beta + \Delta\beta$ , 因杆 2 的名义位置角  $\beta = 0$ , 所以  $\beta' = \Delta\beta$ , ( $^\circ$ );

$\gamma'$ ——杆 3 的实际位置角, 为名义值与误差之和,  $\gamma' = \gamma + \Delta\gamma$ , ( $^\circ$ );

$\sum \Delta_x$ ——四个间隙矢量之和  $\sum \Delta$  沿  $x$  轴投影量;

$\sum \Delta_y$ ——四个间隙矢量之和  $\sum \Delta$  沿  $y$  轴投影量。

由上面两投影方程中消去  $\gamma'$  后可得

$$l'_1 l'_4 \cos \alpha + l'_2 l'_4 \cos \Delta\beta - l'_1 l'_2 \cos \alpha + \sum \Delta_x l'_1 \sin \alpha +$$



$$\begin{aligned} & \sum \Delta_x l'_2 \cos \Delta\beta - \sum \Delta_x l'_1 + \sum \Delta_y l'_1 \sin \alpha + \sum \Delta_y l'_2 \sin \Delta\beta + \\ & \{l_3'^2 - l_1'^2 - l_2'^2 - l_4'^2 - [(\sum \Delta_x)^2 + (\sum \Delta_y)^2]\} / 2 = 0 \end{aligned} \quad (7-213)$$

由于  $\Delta\beta$  很小, 可应用近似式  $\sin(\Delta\beta) \approx \Delta\beta$ ,  $\cos(\Delta\beta) \approx 1 - (\Delta\beta)^2/2$ , 则由式 (7-213) 可得一关于  $\Delta\beta$  的二次方程

$$a_1 \Delta\beta^2 + b_1 \Delta\beta + c_1 = 0 \quad (7-214)$$

式中

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{2} (-l_2 l_1 + l_1 l_2 \cos \alpha) \\ b &= -\sin \alpha (l_1 l_2 + l_1 \Delta l_2 + l_2 \Delta l_1) - \sum \Delta_y l_2 \\ c &= \frac{1}{2} \{ (l_3 + \Delta l_3)^2 - (l_1 + \Delta l_1)^2 - (l_2 + \Delta l_2)^2 - (l_4 + \Delta l_4)^2 - \\ & \quad [(\sum \Delta_x)^2 + (\sum \Delta_y)^2] \} + (l_1 l_4 + l_1 \Delta l_4 + \Delta l_1 l_4 + \Delta l_1 \Delta l_4) \times \\ & \quad \cos \alpha + (l_2 l_4 + l_2 \Delta l_4 + \Delta l_2 l_4 + \Delta l_2 \Delta l_4) - (l_1 l_2 + \\ & \quad l_1 \Delta l_2 + \Delta l_1 l_2 + \Delta l_1 \Delta l_2) \cos \alpha - \sum \Delta_x (l_1 + \Delta l_1) \cos \alpha - \\ & \quad \sum \Delta_x (l_2 + \Delta l_2) - \sum \Delta_y (l_1 + \Delta l_1) \sin \alpha + \sum \Delta_x (l_4 + \Delta l_4) \end{aligned}$$

误差分析就是计算在给定  $\alpha$  角情况下的位置误差  $\Delta\beta$ , 即连杆 (摆线轮) 相对于输出杆的角度误差  $\Delta\beta$ 。二次方程式 (7-214), 一般有两个解, 其中一个是增根, 增根产生的原因是采用近似公式  $\cos(\Delta\beta) \approx 1 - (\Delta\beta)^2/2$  而引起, 可将方程所得的两个解代入原始式 (7-213) 进行验证后确定, 但事实上, 两个根中一个是微量, 即为所求的方程解的正确值。

#### (b) 双曲柄平行四边形机构中铰接副间隙的补偿作用

i. 满足四杆共线位置的条件 双曲柄平行四边形机构中的四杆共线位置是一个对四杆长度关系有严格要求的位置。当各杆长存在随机性偏差时, 四杆有可能不能同时达到共线位置, 从而破坏了双曲柄共存的几何条件。当机构在惯性作用下强行通过这一位置时, 必须依靠杆件或轴承内部的弹性补偿, 这使得机构受力增大。在刚性假定的条件下, 则必须依靠铰接副中的间隙来补偿。

设各铰接副中半径间隙分别为  $\Delta_A$ 、 $\Delta_B$ 、 $\Delta_C$ 、 $\Delta_D$ , 对于曲柄 1 在左边的共线位置 [见图 7-108 (a)] 来说: 当  $\Delta l_1 + \Delta l_4 < \Delta l_2 + \Delta l_3$ , 则杆 1 与杆 4 必然拉伸铰接副 A, 使它们的总长增加; 而铰接副 C 受压, 使杆 2 和杆 3 的总长缩短。当至少能达到图示的状态, 四杆才能在共线位置上闭合, 这时需满足条件

$$\Delta l_1 + \Delta l_4 + \Delta_A + \Delta_B \geq \Delta l_2 + \Delta l_3 - \Delta_C - \Delta_D$$

或写为

$$\sum \Delta = \Delta_A + \Delta_B + \Delta_C + \Delta_D \geq (\Delta l_2 - \Delta l_4) + (\Delta l_3 - \Delta l_1)$$

当  $\Delta l_1 + \Delta l_4 > \Delta l_2 + \Delta l_3$  [见图 7-108 (b)], 同理应满足条件式

$$\sum \Delta = \Delta_A + \Delta_B + \Delta_C + \Delta_D \geq (\Delta l_4 - \Delta l_2) + (\Delta l_1 - \Delta l_3)$$

当曲柄 1 在右边的共线位置时, 同样可以得出类似的条件式

$$\sum \Delta = \Delta_A + \Delta_B + \Delta_C + \Delta_D \geq (\Delta l_2 - \Delta l_4) + (\Delta l_1 - \Delta l_3)$$

$$\sum \Delta = \Delta_A + \Delta_B + \Delta_C + \Delta_D \geq (\Delta l_4 - \Delta l_2) + (\Delta l_3 - \Delta l_1)$$

综合上述四个条件式, 应有

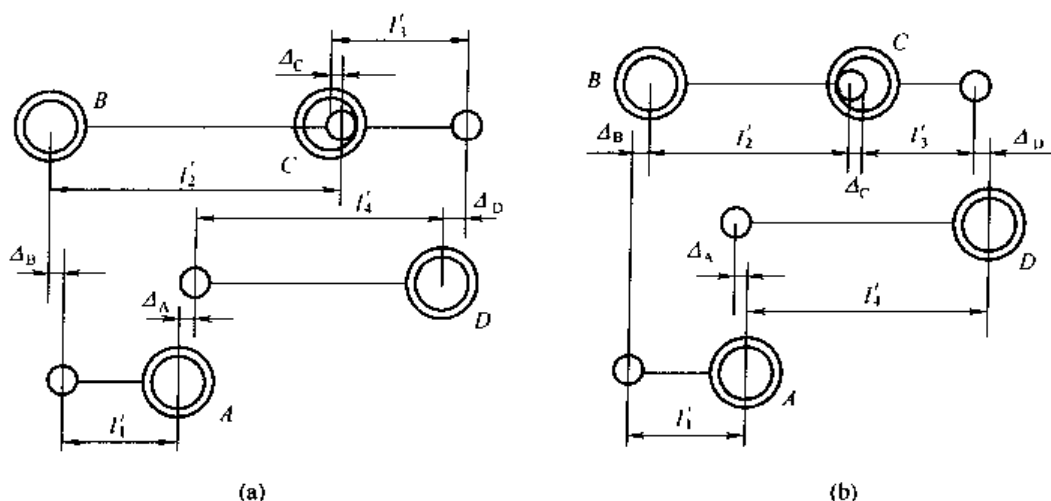


图 7-108 四杆共线位置上杆长偏差与铰链间隙之间的关系

$$\sum \Delta \geq |\Delta l_2 - \Delta l_4| + |\Delta l_3 - \Delta l_1| \quad (7-215)$$

上式说明，为了补偿杆长的制造偏差，使双曲柄平行四边形机构能够通过四杆共线位置，各铰接副中半径间隙之和应大于或至少等于连杆与机架（行星架）以及两曲柄之间杆长偏差之差的绝对值之和。

ii. 并联平行四边形机构的装配条件 RV 传动的输出机构是由三个平行四边形组成的单自由度并联机构，其独立回路有两个，对于这样的机构，在刚性假设的前提下，也必须依靠铰接副中的间隙来补偿构件长度的偏差，才能装配起来。

可以证明，当平行四边形机构满足条件式 (7-215) 时，它不仅可以保证通过四杆共线位置，而且在曲柄任意位置下，总可以使得各相对杆保持在相互平行的位置，因此铰接副 C 必然可以闭合而把机构装配起来。由进一步推论不难知道，若并联机构中两个独立的平行四边形机构均能满足这一条件式 (7-215)，它们的相对边可维持相互平行的位置，这就保证了该并联机构的可装配性条件。

(c) 行星架输出机构的刚性误差 RV 传动输出机构具有三个回路，其中只有两个是独立回路。分别考虑两个独立回路各杆杆长的偏差和铰接副中间隙，其连杆与名义位置之间会有偏差，而且一般地说这两个连杆的位置角误差  $\Delta\beta_1$  和  $\Delta\beta_2$  不会相等。然而由于这两个连杆

实际上是同一个刚性构件（摆线轮），因此必须有  $\Delta\beta_1 = \Delta\beta_2$ 。这里用两个独立回路中连杆在刚性假设下的误差来表示，设两个独立回路中的

连杆在铰接副中的间隙范围内，左右的最大角度误差分别为  $\Delta\beta'_1$ 、 $\Delta\beta''_1$  和  $\Delta\beta'_2$ 、 $\Delta\beta''_2$ ，若它们的

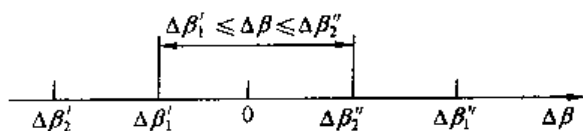


图 7-109 公共连杆的误差范围

数值关系又如图 7-109 所示，则并联机构的公共连杆（摆线轮）摆角误差范围为  $\Delta\beta'_1 \leq \Delta\beta \leq \Delta\beta'_2$ 。

以机器人用 RV-250A II 减速器的输出机构为例，进行传动误差分析。已知输出盘上曲柄轴孔间距离  $l_4$  和摆线轮上转臂轴承孔间距离  $l_2$  为 109.119mm，曲柄偏心长度  $l_1 = l_3 = 2.2\text{mm}$ ，曲柄位置以  $\alpha_1 = 60^\circ$ ， $\alpha_2 = 120^\circ$ （见图 7-105）为例：考虑杆长偏差同向分布与异向分布两种情况进行对比计算，结果见表 7-75；考虑铰接副（轴承）间隙的大小对传动误差的影响，结果见表 7-76。

表 7-75 杆长偏差对角度误差的影响

杆长偏差状态	同 向 分 布	异 向 分 布
各轴承半径间隙之和, mm	0.006	0.016
$\Sigma \Delta =  \Delta l_2 - \Delta l_4  +  \Delta l_3 - \Delta l_1 $ (相向的状态) mm	0.003	0.003
摆线轮角度误差 (")	$-8.7 \leq \Delta \beta \leq 13.1$	$-31 \leq \Delta \beta \leq 17.5$

表 7-76 轴承间隙对角度误差的影响

同向分布杆长偏差值, mm	$\Delta l_1 = -0.002, \Delta l_3 = -0.001,$ $\Delta l_2 = -0.004, \Delta l_4 = -0.006$		
各轴承半径间隙之和, mm	0.008	0.006	0.004
条件式 $\Sigma \Delta =  \Delta l_2 - \Delta l_4  +  \Delta l_3 - \Delta l_1 $ 的值, mm	0.005	0.003	0.001
摆线轮角度误差 (")	$-13.1 \leq \Delta \beta \leq 17.5$	$-8.7 \leq \Delta \beta \leq 13.1$	$-4.3 \leq \Delta \beta \leq 8.7$

首先分别考虑两独立回路  $ABCD$  和  $ABEF$  中连杆各自可能的摆角范围。这里, 可以假定各铰链中间隙矢量顺着曲柄的方向 (见图 7-110), 因为在这一状态下算得的摆角接近可能的最大值。当连杆逆时针摆动, 如图 7-110 所示的状态, 可知  $\Sigma \Delta_x = -(\Sigma \Delta) \cos \alpha$ ,  $\Sigma \Delta_y = -(\Sigma \Delta) \sin \alpha$ ; 当连杆顺时针摆动时的状态, 则间隙矢量反向,  $\Sigma \Delta_x$  和  $\Sigma \Delta_y$  均反号。先计算系数  $a_1$ 、 $b_1$ 、 $c_1$  的值, 再解方程式 (7-214) 的两个根, 并鉴别取其中正确值 (微小量), 即为连杆角度误差  $\Delta \beta$ 。

从表 7-75 计算结果可以看出, 为了提高运动精度, 机构中相对杆 (1 与 3 和 2 与 4) 的杆长偏差应该同向分布, 故建议加工中应采取工艺措施, 保证摆线轮三轴承孔与行星架三轴承孔一次装夹加工成形。从表 7-76 计算结果可以看出, 为了提高运动精度, 选择轴承间隙应该是在满足四杆共线条件下尽可能的小。

#### b. 摆线针轮传动部分的传动误差分析

(a) 小周期传动误差 小周期传动误差是当曲柄轴转一圈, 即摆线轮转过一个齿的过程中, 引起输出轴的转角误差。摆线针轮传动部分影响小周期传动误差的因素如下。

i. 针齿壳上针齿销孔圆周方向位置相邻误差  $\delta t_1$  参照式 (7-202), 针齿壳上针齿销孔圆周方向位置相邻误差  $\delta t_1$  引起的小周期传动误差

$$\Delta \phi_{s1} = \frac{K_1 \delta t_1}{a z_c} \quad (7-216)$$

ii. 针齿壳上针齿销孔径向位置相邻误差  $\delta t_2$  参照式 (7-201), 针齿壳上针齿销孔径向位置相邻误差  $\delta t_2$  引起小周期传动误差

$$\Delta \phi_{s2} = \frac{\delta t_2}{2 a z_c} \quad (7-217)$$

iii. 摆线轮齿距误差  $\delta f_{pt}$  参照式 (7-203), 摆线轮齿距误差  $\delta f_{pt}$  引起小周期传动误差

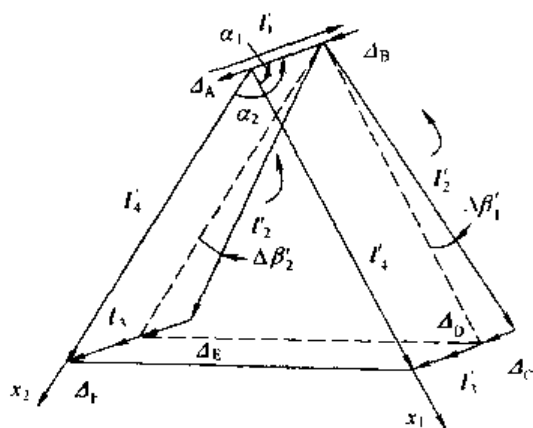


图 7-110 半铰中心沿曲柄方向偏移状态下连杆的摆角  $\Delta \beta'_1$  和  $\Delta \beta'_2$

$$\Delta\phi_{S3} = \frac{K_1 \delta f_{pt}}{az_c} \quad (7-218)$$

(b) 大周期传动误差 大周期传动误差是输出轴转一圈的过程中, 输出轴的转角误差。摆线针轮传动部分影响大周期传动误差的因素如下。

i. 针齿壳上针齿销孔位置累积误差  $\delta F_{pl}$  参照式 (7-202), 针齿壳上针齿销孔位置累积误差  $\delta F_{pl}$  引起大周期传动误差

$$\Delta\phi_{B1} = \frac{K_1 \delta F_{pl}}{az_c} \quad (7-219)$$

ii. 摆线轮齿距累积误差  $\delta F_p$  参照式 (7-203), 摆线轮齿距累积误差  $\delta F_p$  引起大周期传动误差

$$\Delta\phi_{B2} = \frac{K_1 \delta F_p}{az_c} \quad (7-220)$$

iii. 摆线轮齿圈径跳误差  $\delta F_{r1}$  参照式 (7-201), 摆线轮齿圈径跳误差  $\delta F_{r1}$  引起大周期传动误差

$$\phi_{B3} = \frac{\delta F_{r1}}{2az_c} \quad (7-221)$$

iv. 行星架组合件三孔相对于行星架支承大轴承安装基准位置误差  $\Delta_1$  参照式 (7-201), 行星架组合件三孔相对于行星架支承大轴承安装基准位置误差  $\Delta_1$  引起大周期传动误差

$$\Delta\phi_{B4} = \frac{\Delta_1}{2az_c} \quad (7-222)$$

v. 行星架支承大轴承径跳误差  $\Delta_2$  参照式 (7-201), 行星架支承大轴承径跳误差  $\Delta_2$  引起大周期传动误差

$$\Delta\phi_{B5} = \frac{\Delta_2}{2az_c} \quad (7-223)$$

### c. RV 减速器的传动误差综合

(a) 小周期传动误差综合 影响 RV 减速器小周期传动误差的因素有摆线针轮传动部分和行星架输出机构部分。根据以上各因素对小周期传动误差影响的数学模型, 按均值和公差来计算摆线针轮传动部分和行星架输出机构部分制造、安装误差及间隙所引起的小周期传动误差的均值  $\overline{\Delta\phi_s}$  和公差  $T\Delta\phi_s$  为

$$\begin{cases} \overline{\Delta\phi_s} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sum_{j=1}^4 \Delta\phi_{sj} \\ T\Delta\phi_s = \frac{180 \times 60}{\pi} \sqrt{\sum_{j=1}^4 (T\Delta\phi_{sj})^2} \end{cases} \quad (') \quad (7-224)$$

式中  $T\Delta\phi_{sj}$  — 各误差因素引起小周期传动误差的公差, rad;  $j=1 \sim 4$ , 其中  $T\Delta\phi_{s4}$  是本部分 a 中  $\Delta\beta'_1 \leq \Delta\beta \leq \Delta\beta'_2$  引起的小周期传动误差的公差。

$$\sum_{j=1}^4 (T\Delta\phi_{sj})^2 = \frac{1}{a^2 z_c^2} \left\{ K_1^2 [(T\delta t_1)^2 + (T\delta f_{p1})^2] + \frac{1}{4} (T\delta t_2)^2 \right\} + (T\Delta\phi_{s4})^2$$

(b) 大周期传动误差综合 根据以上各因素对大周期传动误差影响的数学模型, 按均值和公差来计算引起的大周期传动误差的均值  $\overline{\Delta\phi_B}$  和公差  $T\Delta\phi_B$  为

$$\begin{cases} \overline{\Delta\phi_B} = \frac{180 \times 60}{\pi} \sum_{j=1}^5 \Delta\phi_{Bj} \\ T\Delta\phi_B = \frac{180 \times 60}{\pi} \sqrt{\sum_{j=1}^5 (T\Delta\phi_{Bj})^2} \end{cases} \quad (7-225)$$

式中  $T\Delta\phi_{Bj}$  — 各误差因素引起大周期传动误差的公差, rad;  $j=1 \sim 5$ 。

$$\sum_{j=1}^5 (T\Delta\phi_{Bj})^2 = \frac{1}{a^2 z_c^2} \left\{ K_1^2 [(T\delta F_{p1})^2 + (T\delta F_p)^2] + \frac{1}{4} [(T\delta F_{r1})^2 + (T\Delta_1)^2 + (T\Delta_2)^2] \right\}$$

(c) 传动误差综合 大小周期传动误差进行叠加, 即可得 RV 减速器传动误差的均值  $\overline{\Delta\phi}$  与公差  $T\Delta\phi$  为

$$\begin{cases} \overline{\Delta\phi} = \overline{\Delta\phi_B} + \overline{\Delta\phi_s} \\ T\Delta\phi = T\Delta\phi_B + T\Delta\phi_s \end{cases} \quad (7-226)$$

因此, 各因素引起 RV 减速器传动误差为

$$\Delta\phi = \overline{\Delta\phi} \pm \frac{1}{2} T\Delta\phi \quad (7-227)$$

以机器人用 RV250A II 减速器样机的各有关数据 (略) 为例, 将引起传动误差因素的数值代入传动误差计算公式 (7-226), 得传动误差的均值和公差

$$\overline{\Delta\phi} = 0.455' + 0.044' = 0.499'$$

$$\frac{1}{2} T\Delta\phi = 0.32' + 0.235' = 0.555'$$

代入式 (7-227) 得 RV 减速器的传动误差

$$\Delta\phi = 0.499' \pm 0.555' = -0.056' \sim 1.054' = -3.36'' \sim 63.24''$$

样机实测传动误差为  $0.68'$ , 在理论计算值的范围内。

⑥ RV 传动的刚度分析 机器人用 RV 传动必须具有高的运动精度和小的回差外, 还必须具有很高的刚性, 这也是它与谐波传动相比, 在机器人传动中最突出的优点之一。RV 传动的低速级是采用多齿啮合的摆线针轮传动, 其接触刚度之高是众所周知的。高速级则采用有三个行星轮的渐开线行星齿轮传动, 不仅提高了承载能力, 同时也提高了刚性。除此之外, 输出机构为刚架结构的行星架, 也具有非常高的刚性。机器人用 RV 传动对扭转刚度有严格的要求, 通常在额定转矩下, 由扭转弹性变形引起的弹性回差不超过  $4' \sim 5'$ 。

a. 采用常规的力学方法对 RV 传动的每个组成部分进行刚度分析计算

(a) 摆线针轮传动部分的弹性变形 摆线针轮传动部分的变形主要由针齿与摆线轮齿的接触变形及针齿与针齿壳上针齿孔的接触变形两部分组成。

由前面②的受力分析理论, 可以得出在额定转矩的作用下, 针齿与摆线轮及针齿壳这两部分的总接触变形的最大数值  $W_{\max}$ , 由此, 假定摆线轮固定时, 由此接触变形而引起针轮产生的转角为

$$\Delta\theta_p = \frac{W_{\max}}{r_p'} \quad (7-228)$$

式中  $r_p'$  ——针轮节圆半径。

将针轮弹性转角折算到输出轴上, 可得当固定渐开线中心轮时, 由于针齿与摆线轮齿的接触变形及针齿与针齿壳的接触变形所引起的输出轴的转角  $\Delta\theta_c$  为

$$\Delta\theta_c = \Delta\theta_p i_{65}' \quad (7-229)$$

式中  $i_{65}'$  ——当渐开线中心轮固定时, 输出轴相对于针轮的传动比,  $i_{65}' = 1 - i_{61}^{\bar{}} = 1 - \frac{1}{i_{16}^{\bar{}}} = 1 - \frac{1}{i_{16}^{\bar{}}}$ 。

(b) 渐开线传动部分的弹性变形 按照 ISO 刚度计算方法, 首先计算单齿刚度, 然后根据单齿刚度计算其啮合刚度。对于刚性啮合齿轮, 在中等载荷作用下, 其单对齿刚度按下式近似计算, 即

$$c' = \frac{1}{q} [\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})] \quad (7-230)$$

式中  $q$  ——单位齿宽柔度,  $\text{mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}$ 。

当  $x_1 \geq x_2$ ,  $-0.5 \leq x_1 + x_2 \leq 2.0$  时  $q$  按下式计算, 即

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{v1}} + \frac{0.25791}{z_{v2}} - 0.00635x_1 - 0.00193x_2 - 0.11654 \frac{x_1}{z_{v1}} - 0.24188 \frac{x_2}{z_{v2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2$$

式中  $x_1$  ——小齿轮的变位系数;

$x_2$  ——大齿轮的变位系数;

$z_{v1}$  ——小齿轮的当量齿数, 对直齿轮  $z_{v1} = z_1$ ;

$z_{v2}$  ——大齿轮的当量齿数, 对直齿轮  $z_{v2} = z_2$ 。

根据 ISO 啮合刚度计算 B 法, 考虑齿轮啮合时的重合度的影响, 齿轮的啮合刚度为

$$c_r = (0.75\epsilon_a + 0.25)c' \quad (7-231)$$

式中  $\epsilon_a$  ——端面重合度;

$c'$  ——单对齿刚度。

根据刚度的定义, 啮合点的位移为

$$\Delta u = \frac{F_{gt}}{c_r b_g \cos\alpha} \quad (7-232)$$

式中  $F_{\text{Gt}}$ ——中心轮受的啮合力的切向分力, N;

$b_s$ ——渐开线齿轮宽度, mm;

$\alpha'$ ——渐开线齿轮传动的啮合角。

由啮合点位移使中心轮产生的转角为

$$\theta_1 = \frac{\Delta u \cos \alpha'}{r_1' \times 1000} \quad (7-233)$$

式中  $r_1'$ ——渐开线中心轮的节圆半径, mm。

当固定针齿壳及中心轮时, 由渐开线齿轮传动部分的弹性变形而引起输出轴的转角为

$$\Delta \theta_k = \frac{\theta_1}{i_{1k}} \quad (7-234)$$

(c) 行星架的弹性变形 行星架是由两块侧板和三个截面近似梯形的连接柱销组成。行星架的弹性变形是指在转矩  $T$  的作用下两块侧板的相对转角, 如图 7-111 所示, 它也可以表示为在半径为  $r_n$  圆周方向上由切向力  $F_{\text{nt}}$  引起的位移  $\Delta$  的大小, 而切向力  $F_{\text{nt}}$  可按下式计算, 即

$$F_{\text{nt}} = \frac{F_{\text{Glt}} a_0}{r_n}$$

式中  $F_{\text{Glt}}$ ——曲柄作用在侧板上的切向力, N;

$r_n$ ——连接柱销形心到行星架中心的距离, mm;

$a_0$ ——曲柄支撑轴承中心到输出轴中心

的距离, 其数值等于渐开线行星齿轮传动中心距。

参照图 7-112 行星架展开图, 由文献 [44], 切向位置量  $\Delta$  可表示为

$$\frac{\Delta}{F_{\text{nt}}} = \frac{1}{EL_n} \left\{ 2 \left( \frac{L_n}{L_m} \right)^3 [K_0^2 \alpha_{m1} + (K_0 - 1)^2 \alpha_{m2}] + \alpha_n \right\} \quad (7-235)$$

式中  $\alpha_{m1}$ ——切向力  $F_{\text{nt}}$  对侧板 1 的弯曲变形和剪切变形的影响系数;

$\alpha_{m2}$ ——切向力  $F_{\text{nt}}$  对侧板 2 的弯曲变形和剪切变形的影响系数;

$\alpha_n$ ——切向力  $F_{\text{nt}}$  对连接柱销弯曲变形和剪切变形的影响系数;

$K_0$ ——两块侧板的刚度比较系数;

$L_m$ ——侧板 1/3 段的弧长,  $L_m = \frac{2\pi r_n}{3}$  mm;

$L_n$ ——两块侧板中心平面间的距离, mm;

$E$ ——弹性模量, MPa。

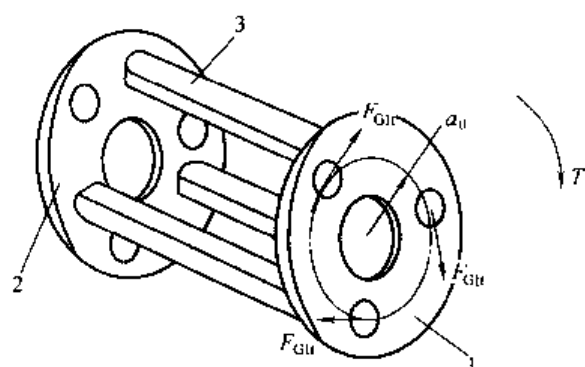


图 7-111 行星架示意

1, 2—侧板; 3—连接柱销

$$\alpha_{m1} = \left[ \frac{l_{m1}^3}{24 I_{m1}} + \frac{K_{m1} (1 + \mu) l_{m1}}{S_{m1}} \right] \beta_{m1} L_m$$

$$\alpha_{m2} = \left[ \frac{l_{m2}^3}{24 I_{m2}} + \frac{K_{m2} (1 + \mu) l_{m2}}{S_{m2}} \right] \beta_{m2} L_m$$

$$\alpha_n = \left[ \frac{l_n^3}{3 I_n} + \frac{2 K_n (1 + \mu) l_n}{S_n} \right] \beta_n L_n$$

$$K_0 = \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{m1} + L_m^2 L_n / (4I_n)}{\alpha_{m2} + L_m^2 L_n / (4I_n)}}$$

式中  $\beta_{mi}$ ——两圆盘形侧板的形状系数 ( $i=1, 2$ );

$\beta_n$ ——凸四边形连接柱销的形状系数;

$K_{mi}$ ——两侧板的横截面形状系数 ( $i=1, 2$ );

$K_n$ ——连接柱销的横截面形状系数;

$I_{mi}$ ——两侧板相对于  $y_m$  轴的截面惯性矩 ( $i=1, 2$ ),  $\text{mm}^4$ ;

$I_n$ ——连接柱销对于  $y_n$  轴的截面惯性矩,  $\text{mm}^4$ ;

$S_{mi}$ ——两侧板的横截面积 ( $i=1, 2$ ),  $\text{mm}^2$ ;

$S_n$ ——连接柱销截面积,  $\text{mm}^2$ ;

$l_{mi}$ ——相当悬臂变形的两侧板有效长度 ( $i=1, 2$ ),  $\text{mm}$ ;

$l_n$ ——相当悬臂变形的连接柱销件的有效长度,  $\text{mm}$ ;

$\mu$ ——泊松比,  $\mu=0.3$ 。

式中系数由文献 [44] 中的有关图表确定, 惯性矩和面积是按照图 7-112 行星架展开图尺寸计算的。由此, 可按式 (7-235) 计算出行星架两侧板相对位移  $\Delta$  值, 因此, 由行星架弹性变形引起输出轴转角为

$$\Delta\theta_H = \frac{\Delta}{r_n} \quad (7-236)$$

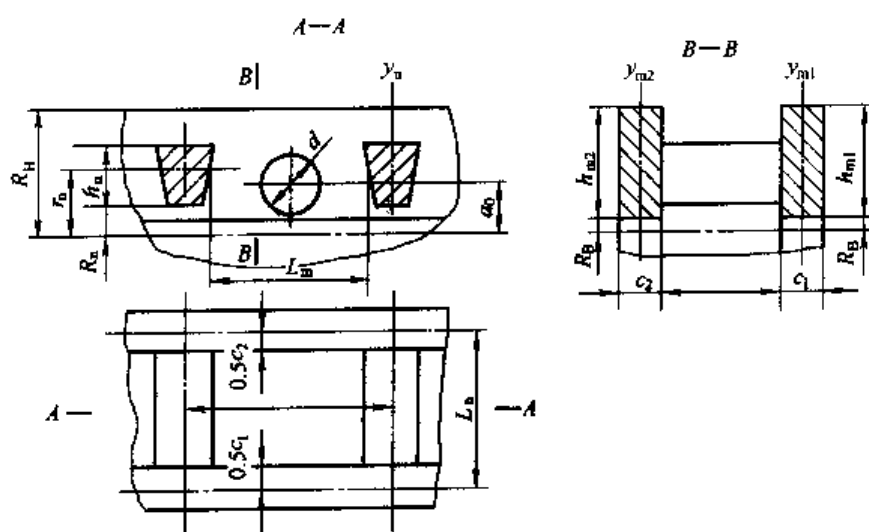


图 7-112 行星架截面展开图

(d) 曲柄轴的弹性变形 由柄轴的周向弹性变形由曲柄轴的周向弯曲变形和扭转变形两部分组成, 见图 7-113, 下面分别进行计算。

1. 曲柄轴的周向弯曲变形 由本部分前面 (2) 中关于传动曲柄及行星轮的受力分析, 曲柄轴受两摆线轮在轴承孔分布圆周切向力的作用 (见图 7-97), 引起曲柄有此方向上的弯曲变形, 从而导致输出轴产生一定的转角。根据材料力学梁的挠度计算方法, 对于变截面的曲柄轴, 为了提高计算精度, 可采用有限插分法计算挠度。在突变截面附近选择一些点增加差分点数, 如图 7-113 (a) 所示, 截面 3 和截面 4 处的位移即为所求挠度。

这里, 摆线轮给曲柄轴的圆周方向的作用力 [见式 (7-175)] 为



$$F_{A2} = F_{D2} = \frac{T_c}{3a_0}$$

式中  $T_c$ ——一片摆线轮承受转矩,  $N \cdot mm$ 。

曲柄轴上的行星轮受到的切向力 [见式 (7-177)] 为

$$F_{gt} = \frac{T_1}{3r_1}$$

式中  $T_1$ ——输入转矩,  $N \cdot mm$ 。

由于曲柄轴在截面 3 和截面 4 处的位移不同, 在计算曲柄轴变形引起输出轴转角时, 应以它们的平均值  $f_m$  来计算, 即

$$f_m = \frac{f_3 + f_4}{2}$$

式中  $f_3, f_4$ ——截面 3、截面 4 处的位移,  $mm$ 。

由此, 因曲柄轴的周向弯曲变形引起输出轴的转角为

$$\Delta\theta_{s1} = \frac{f_m}{a_0} \quad (7-237)$$

ii. 曲柄的扭转变形 如图 7-113 (b) 所示, 曲柄受扭矩作用时, 截面 0 与截面 3 之间将产生一定的相对转角  $\Delta\varphi_s$  为

$$\Delta\varphi_s = \sum_{i=1}^3 \frac{T_{2i} l_{2i}}{G J_{pi}}$$

式中  $G$ ——剪切模量,  $G = 8 \times 10^4 MPa$ ;

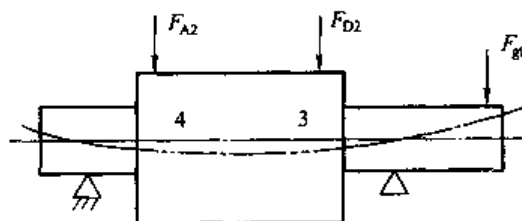
$T_{2i}$ ——曲柄轴各段转矩,  $N \cdot mm$ ;  $T_{23} = T_{22}$ ,  $T_{23} = \frac{1}{2} T_{21}$ , 而  $T_{21} = \frac{T}{3 i_{16} z_1}$ ;

$T$ ——输出轴转矩,  $N \cdot mm$ ;

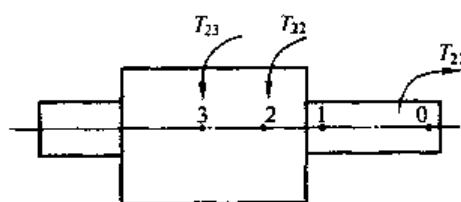
$J_{pi}$ ——极惯性矩,  $mm^4$ ,  $J_{pi} = \frac{\pi d_i^4}{32}$ ;

$d_i$ ——曲柄轴各段轴直径,  $mm$ ;

$l_{2i}$ ——曲柄各段轴长,  $mm$ 。



(a) 曲柄轴周向弯曲变形



(b) 曲柄轴扭转变形

图 7-113 曲柄轴变形

因此, 由于曲柄的扭转变形产生的输出轴的转角为

$$\Delta\theta_{s2} = \frac{z_2}{z_1} \times \frac{\Delta\varphi_s}{i_{16}} \quad (7-238)$$

由式 (7-237) 及式 (7-238) 可得, 由于曲柄的变形引起输出轴的转角为

$$\Delta\theta_s = \Delta\theta_{s1} + \Delta\theta_{s2} \quad (7-239)$$

(e) 轴承的弹性变形

i. 轴承的弹性变形与外载荷的关系 轴承内外圈与滚子接触处的总接触变形为

$$\delta_z = K_z Q^{0.9} \quad (7-240)$$

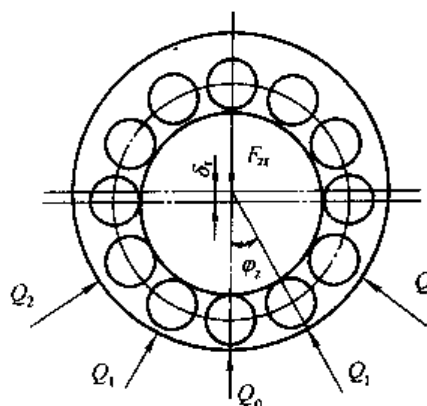


图 7-114 轴承受力分析

式中  $Q$ ——滚子所受压力, N;

$K_z$ ——刚度系数,  $K_z = 7.66 \times 10^{-5} / L^{0.8}$ ;

$L$ ——滚子有效长度。

图 7-114 是轴承受径向力作用时的变形情况。在径向力  $F_{\Sigma}$  作用下, 轴承内外圈相对位移为  $\delta_r$ , 为计算方便将最下方的滚子的序号记作 0, 依次向上编为 1, 2, ...,  $n$  等, 相邻滚子所对圆心角为  $\varphi_s$ 。在  $F_{\Sigma}$  作用下, 各个滚子的受力大小及变形量各不相同, 序号为  $j$  的滚子受力为  $Q_j$ , 与内外圈接触变形量的和为  $\delta_j$ , 设轴承游隙为  $\Delta_r$ , 则根据几何关系, 有

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= \delta_r - \Delta_r/2 \\ \delta_1 &= \delta_r \cos \varphi_s - \Delta_r/2 \\ &\dots \dots \\ \delta_{n-1} &= \delta_r \cos(n-1)\varphi_s - \Delta_r/2 \\ \delta_n &= \delta_r \cos n\varphi_s - \Delta_r/2 \\ \delta_r \cos n\varphi_s - \Delta_r/2 &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (7-241)$$

式 (7-241) 称为轴承弹性变形协调条件, 由方程组中的不等式可确定受力滚子的最大序号  $n$ ,  $n$  又称为分布系数,  $2n\varphi_s$  为轴承的负荷分布角。在圆心角  $2n\varphi_s$  范围内的滚子承受载荷, 并产生接触变形。当轴承有预紧量时,  $\Delta_r$  为负值, 轴承的分布角大于  $\pi$ 。除了预紧或游隙影响轴承的负荷分布外, 外载荷也影响负荷的分布, 在有游隙时, 外载荷的增大会引起分布角的增加; 相反, 在有预紧量时, 外载的增加引起负荷分布角的减小。将式 (7-240) 代入式 (7-241) 得

$$\left. \begin{aligned} Q_0 &= [(\delta_r - \Delta_r/2)/K_z]^{1/0.9} \\ Q_1 &= [(\delta_r \cos \varphi_s - \Delta_r/2)/K_z]^{1/0.9} \\ &\dots \dots \\ Q_{n-1} &= [(\delta_r \cos(n-1)\varphi_s - \Delta_r/2)/K_z]^{1/0.9} \\ Q_n &= [(\delta_r \cos n\varphi_s - \Delta_r/2)/K_z]^{1/0.9} \\ \delta_r \cos n\varphi_s - \Delta_r/2 &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (7-242)$$

轴承不受外力作用时, 各滚子受力一样, 与内外圈作用的合力为 0。当轴承受外力作用时, 各滚子的受力情况发生变化, 滚子与内圈作用的合力与外载达到新的平衡状态, 其平衡条件为

$$\left. \begin{aligned} F_{\Sigma} &= Q_0 + 2 \sum_{j=1}^n Q_j \cos(j\varphi_z) & n\varphi_z < \pi \\ F_{\Sigma} &= Q_0 + 2 \sum_{j=1}^n Q_j \cos(j\varphi_z) - Q_n & n\varphi_z = \pi \end{aligned} \right\} \quad (7-243)$$

为了找出轴承内外圈的相对位移量与外载荷的关系，而位移量直接与内力大小有关，内力大小又与外载、轴承结构、滚子及滚道的变形有关。因此，这种关系的计算不能直接套用公式，必须利用迭代的方式逐步逼近其真实解。

迭代过程如下，对于滚子轴承，先给出最大负载的初值

$$Q_0 = 4.6 F_{\Sigma} / z$$

式中  $F_{\Sigma}$ ——实际外载荷，N；

$z$ ——滚子数量。

由式(7-240)计算出受载最大的滚子的变形量  $\delta_0$ ，由  $\delta_0$  和游隙（或预紧） $\Delta_r$ ，根据变形协调条件求出相对位移量  $\delta_r$  及各滚子的变形量  $\delta_j$  和分布系数  $n$ 。根据变形量  $\delta_j$  和滚子负载  $Q_j$  的关系，可以求出每一个滚子的负载  $Q_j$ ，再由平衡条件求出在假设滚子最大负荷  $Q_0$  的情况下的外载荷  $F'_{\Sigma}$ 。由于在求初值  $Q_0$  时没有考虑实际游隙或预紧量，由此求出的载荷  $F'_{\Sigma}$  与实际载荷  $F_{\Sigma}$  不同，其误差用下式表示，即

$$|F'_{\Sigma} - F_{\Sigma}| / F_{\Sigma} < \epsilon$$

式中  $\epsilon$ ——收敛精度。

若精度不符合要求，需要进行下一轮迭代，按  $|F'_{\Sigma} - F_{\Sigma}|$  的大小修正  $Q_0$  的初值，即

$$Q_0^* = Q_0 \pm |F'_{\Sigma} - F_{\Sigma}| / 2$$

式中当  $F'_{\Sigma} > F_{\Sigma}$  时取负号，反之  $F'_{\Sigma} < F_{\Sigma}$  时取正号。 $Q_0^*$  为新一轮迭代的初值。

曲柄支撑轴承为圆锥滚子轴承，目前尚缺乏有效的简易算法进行计算。可仍利用分析圆柱滚子轴承的方法，对其变形及受力进行合理的变换。 $\beta_z$  为圆锥滚子轴线与轴承轴线之间的夹角，由于轴承轴向固定，所以在径向力  $F_{\Sigma}$  作用下，其径向位移  $\delta_r$  分为滚子轴向滑动位移  $\delta_{jr}$  和法向位移  $\delta_{jn}$ ，其中法向位移  $\delta_{jn} = \delta_j / \cos\beta_z$  是法向力  $Q_j$  产生的接触变形，由此外载在计算程序中应进行如下的相应变化，即

$$\left. \begin{aligned} F_{\Sigma} &= \cos\beta_z \left[ Q_0 + 2 \sum_{j=1}^n Q_j \cos(j\varphi_z) \right] & n\varphi_z < \pi \\ F_{\Sigma} &= \cos\beta_z \left[ Q_0 + 2 \sum_{j=1}^n Q_j \cos(j\varphi_z) - Q_n \right] & n\varphi_z = \pi \end{aligned} \right\} \quad (7-244)$$

II. 轴承弹性变形引起输出轴的转角 根据轴承受力变形计算程序，可以算出曲柄支撑轴承及转臂轴承的内外圈相对位移量，从而求出轴承接触变形引起输出轴的转角。

对于曲柄支撑轴承，固定摆线轮，在输出轴上加转矩  $T$ ，则曲柄支撑轴承受到圆周方向的作用力为  $F_{G1} = \frac{1}{2} \times \frac{T}{3a_0}$ ，可计算出曲柄支撑轴承在此圆周方向的力  $F_{G1}$  作用下内外圈产生的相对位移量  $\delta_{r1}$ ，则在轴承孔中心圆的周向上产生的转角为

$$\Delta\theta_{b1} = \frac{\delta_{r1}}{a_0} \quad (7-245)$$

对于转臂轴承, 周向变形引起输出轴的转角  $\Delta\theta_{b2}$  的计算如下: 摆线轮在扭矩  $T_c$  作用下, 使转臂轴承产生周向力  $F_{A2} = \frac{T_c}{3a_0}$ , 当固定输入轴、输出轴时, 由转臂轴承变形引起摆线轮在半径为  $a_0$  的圆周上切向位移量  $\delta_{r2}$ , 则引起摆线轮的转角为  $\Delta\theta_4 = \frac{\delta_{r2}}{a_0}$ , 随摆线轮的转动, 针轮产生相应的转角  $\Delta\theta_5 = \Delta\theta_4 \frac{z_c}{z_p}$ , 由此可得, 当渐开线中心轮固定时, 由转臂轴承的变形引起输出轴产生的转角为

$$\Delta\theta_{b2} = \Delta\theta_4 \frac{z_c}{z_p} \times i'_{65} \quad (7-246)$$

式中  $i'_{65}$ ——当输入轴固定时, 输出轴相对于针轮的传动比, 由前可知  $i'_{65} = 1 - \frac{1}{i_{16}}$ 。

根据以上的分析, 曲柄支撑轴承与转臂轴承的变形引起输出轴的转角为

$$\Delta\theta_b = \Delta\theta_{b1} + \Delta\theta_{b2} \quad (7-247)$$

以机器人用 RV-60A II-101 为例, 当固定输入轴和针齿壳, 输出轴在额定扭矩  $882\text{N} \cdot \text{m}$  作用下, 各部分的弹性变形引起输出轴的转角值见表 7-77。已知渐开线中心轮齿数  $z_1 = 12$ , 行星轮齿数 30, 模数  $m = 2\text{mm}$ , 摆线轮齿数  $z_c = 39$ , 针轮齿数  $z_p = 40$ , 偏心距  $a = 1.3\text{mm}$ , 其他条件略。

表 7-77 弹性变形引起输出轴的转角

/ (°)

影响刚度的因素	引起输出轴的转角	影响刚度的因素	引起输出轴的转角
摆线针轮传动部分的弹性变形	17.97	曲柄轴的弹性变形	11.4
渐开线齿轮轮齿的弹性变形	0.243	轴承的弹性变形	192.1
行星架的弹性变形	24.76	各部分的弹性变形总和 $\Sigma\Delta\theta$	246.47

可得 RV-60A II-101 减速器的刚度  $K$  为

$$K = \frac{T}{\Sigma\Delta\theta} = 214.7\text{N} \cdot \text{m}/(\text{°})$$

从计算结果看出, 在额定转矩作用下, 轴承的变形最大, 刚度最小, 正是基于这一实际情况, 所以在本部分前的 (2) 中对 RV 传动整体受力分析时, 以此为基础, 假定摆线轮与曲柄轴刚性很大, 而轴承可看成弹性体。从而总结出将 RV 传动受力的静不定问题简化成静定问题求解的力分析方法及公式。

由于轴承的刚度很小, 难于提高, 而机器人传动对 RV 减速器整体抗扭刚度又有很高的要求, 所以必须尽可能增大其他零件的刚度, 以弥补轴承刚度的不足。主要措施是: 摆线轮齿形采用负移距与负等距组合修形, 可以保证多齿啮合的共轭齿形, 增大了摆线轮与针轮齿啮合的刚度; 针齿不用两支点而是用半埋齿以消除其弯曲变形; 输出轴采用刚性尽可能大的大直径圆盘输出。

对实例中的机器人用 RV-60A II 的样机, 进行了刚度的测试, 测试装置见图 7-115。刚度试验时, 固定输入轴, 在输出轴上逐级加载到额定转矩, 测量出输出轴因零件弹性变形引起的转角值。用三角卡盘将输入轴固定在试验台上, 针齿壳也与试验台固连, 外载加在行星架

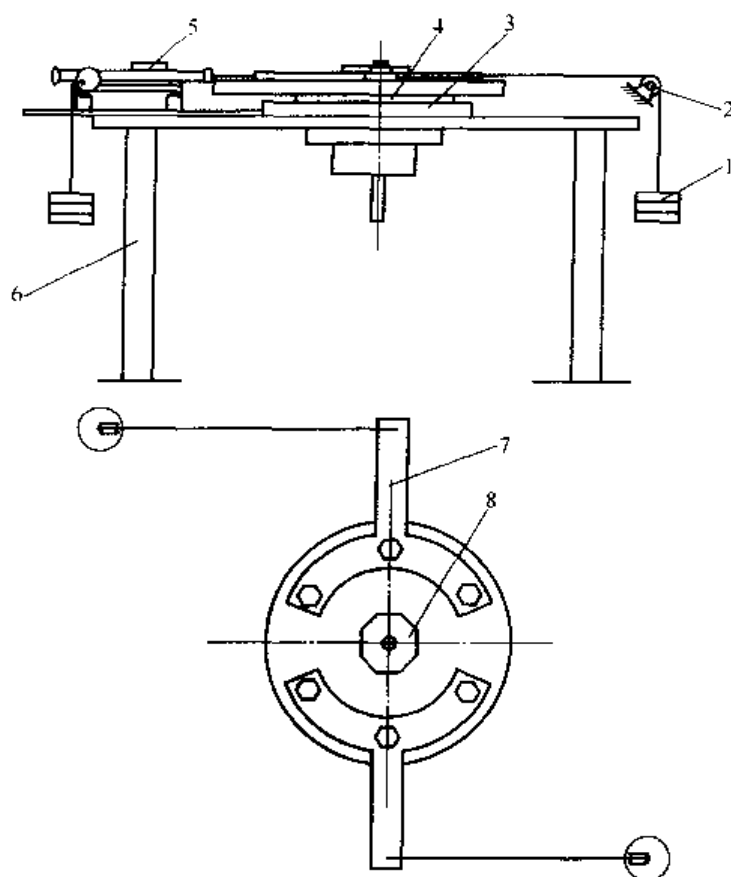


图 7-115 刚度测试装置

1—砝码；2—滑轮；3—支撑架；4—RV 减速器；5—自准直光管；  
6—试验台；7—加载杆；8—多棱镜

(即输出轴)上。用加载块对输出轴正向加载，由零逐级加至额定转矩，然后逐渐卸载至零。此后用同样方法反向加载。与此同时，用自准直光管 5 和多棱镜 8 精确测出不同载荷时输出轴相应转角。该减速器实测所得的刚度为  $194 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ ，计算值比实测值仅大 10.7%。

b. 整体刚度的有限元分析 RV 传动系统是由渐开线行星传动与摆线针轮行星传动组成的一个完整的封闭式差动机构体系，如果只把某个零件从机构中单独取出来进行有限元计算，那么，机构体系中几个重要计算对象之间的相互影响就很难准确地反映到计算模型中去，计算结果也将失去一些精度。为避免上述缺陷，在计算模型中应将摆线轮、行星架、偏心轴、针轮等同时纳入一块参与计算，这样才能使计算结果更加准确可靠，图 7-116 所示为 RV 传动结构系统的整体有限元计算模型。

传动中的摆线轮以自己的回转轴做平面圆周运动，这个回转运动是通过摆线轮内的偏心轴承实现的。轴承外环即为摆线轮内孔，它的网格划分沿环向是均匀的，在每一个接触点对上用“点对点”的接触单元模拟它们的弹性接触。对轴承滚柱以及内环，则将其凝聚到曲柄点上，用 I-DEAS 的刚性元及自由度释放技术，可以模拟轴承的“铰接”作用，从而实现了摆线轮与曲柄之间的铰接。

考虑到两片摆线轮是主要传递载荷零件，摆线轮齿部分网格划分密一些，可以真实地反映局部的应力与变形情况，两片摆线轮均采用三角形板单元。摆线轮与各针轮齿啮合情况，采用“点对地”的接触单元模拟它们的弹性接触。单元方向为摆线轮与各针轮齿啮合作用力的方向，即通过摆线轮与针轮啮合节点 P。图 7-117 所示为摆线轮与针轮的有限元计算模型。

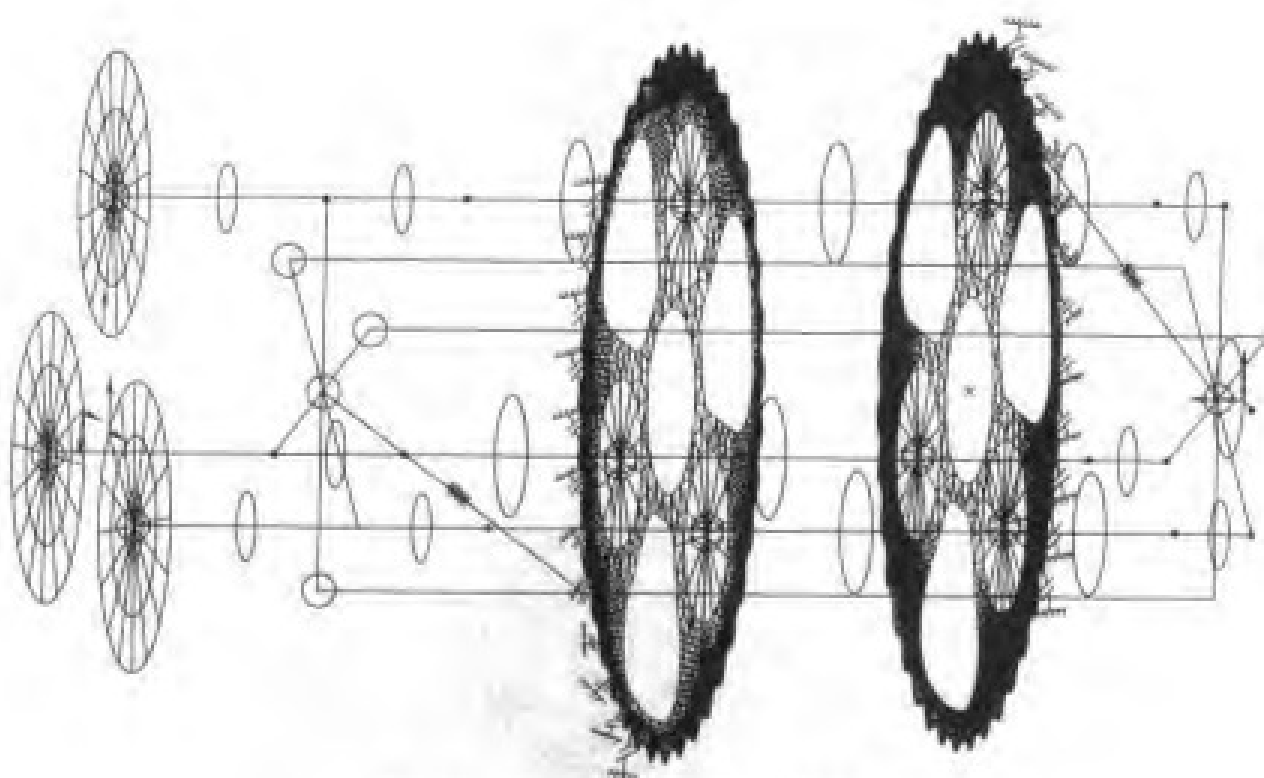


图 7-116 RV 传动系统的有限元计算模型

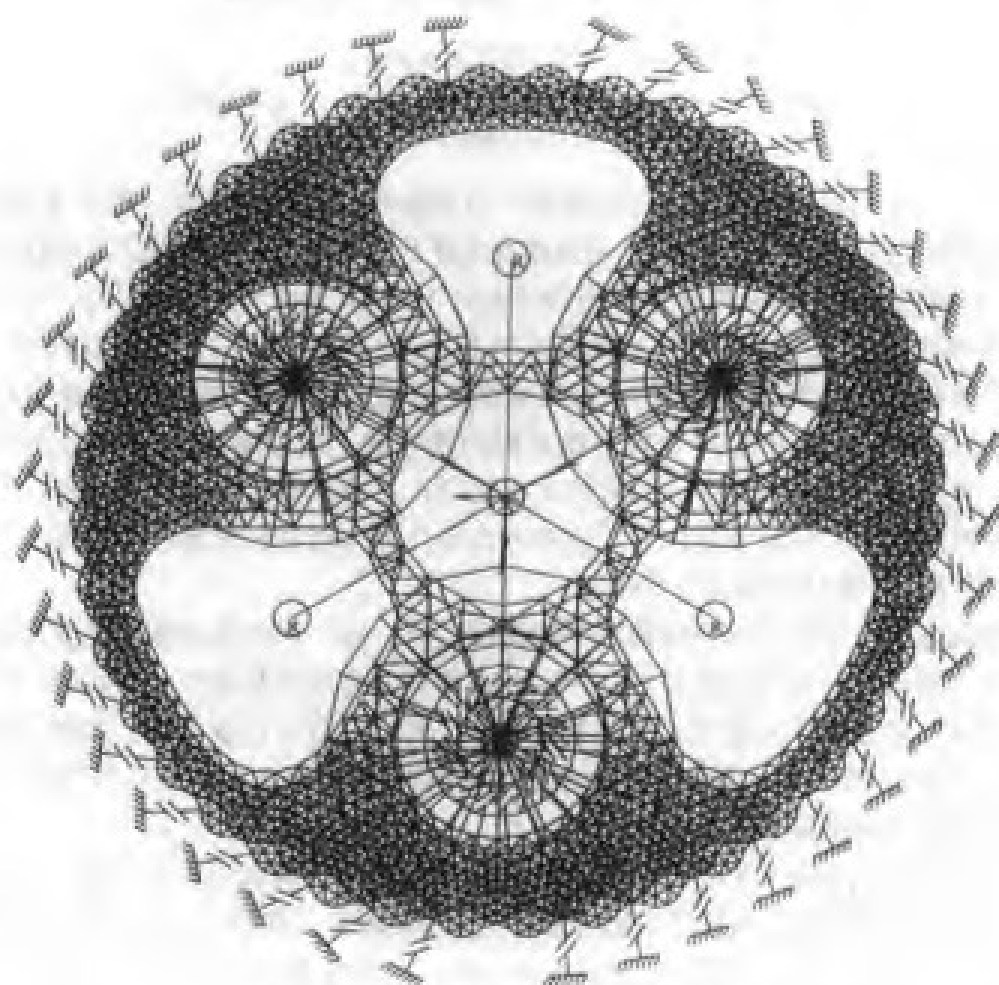


图 7-117 摆线轮与针轮的有限元计算模型

曲柄轴的偏心简化为刚性元以模拟轴的曲柄，这些空间刚性元的尺寸取决于曲柄轴的偏心距的数值。所以，将曲柄轴简化为空间梁元后，在曲柄轴与摆线轮的偏心轴处分别安放了若干个上述偏心值为其长度的刚性元。图 7-118 所示为行星架与曲柄轴的有限元计算模型。

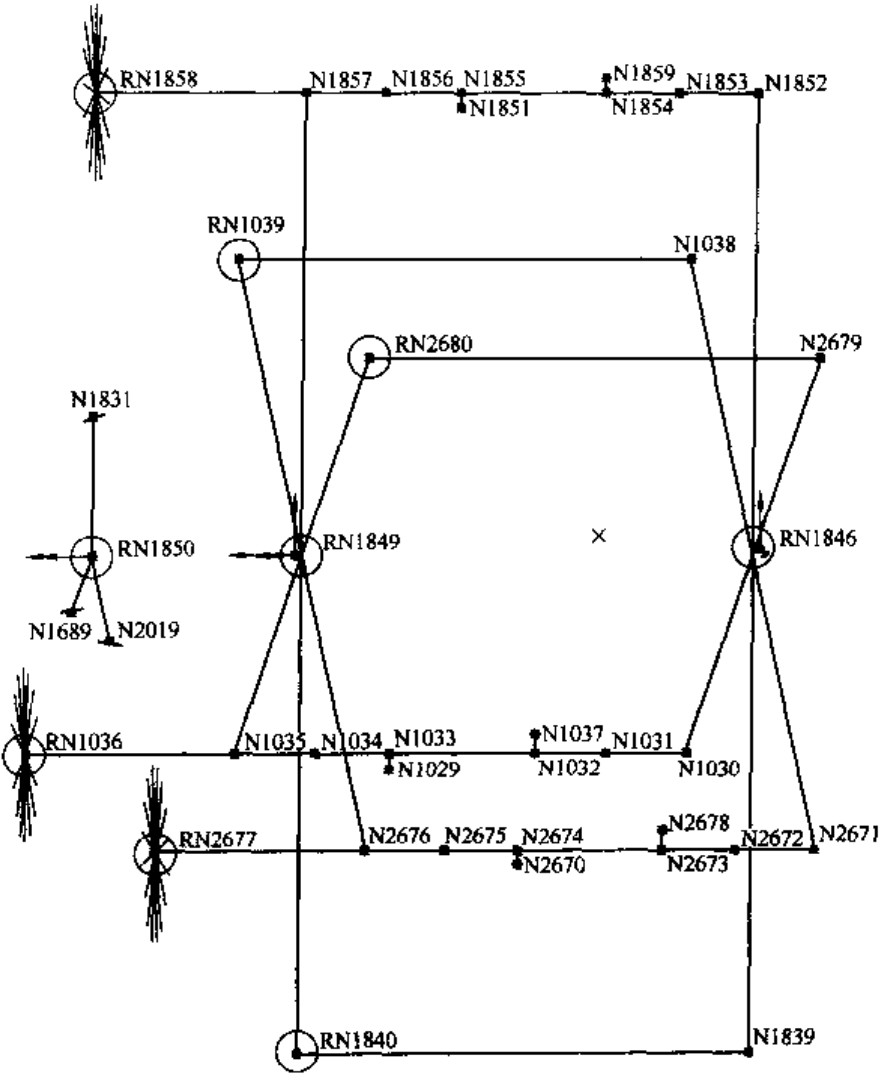


图 7-118 行星架及曲柄的有限元计算模型

选用美国 SDRC 公司的 I-DEAS 软件系统，以机器人用 RV-60A II 减速器为例，按以上模型计算的渐开线齿轮传动、曲柄轴及行星架总体结构扭转刚度与前几节提出的计算模型所得结果进行对比列于表 7-78。

如果渐开线齿轮传动的弹性变形、曲柄轴的弹性变形及行星架的弹性变形之和引起输出轴的转角用有限元计算结果代替，那么各部分的弹性变形总和引起输出轴的转角为

$$\sum \Delta \theta = 43.928 + 17.97 + 192.1 = 254.2''$$

由此可得 RV-60A II 减速器的刚度为

$$K = \frac{T}{\sum \Delta \theta} = 208.2 \text{ N} \cdot \text{m}/(')$$

此值比试验值  $194 \text{ N} \cdot \text{m}/(')$  仅大 7.3%。

表 7-78 扭转变形计算结果 /(')	
渐开线齿轮传动的弹性变形、曲柄轴的弹性变形及行星架的弹性变形之和引起输出轴的转角	
(b)~(d)计算模型计算结果	$0.243 + 11.4 + 24.76 = 36.403$
有限元模型计算结果	43.928

### 7.3.12 双曲柄环板式针摆行星减速器

#### (1) 传动特点

用渐开线为齿形的双、三环减速器，因传动比大、比以前通用的渐开线少齿差减速器省去输出机构且输出轴刚性好，此外，转臂轴承由在行星轮内，尺寸受限制变为转臂轴承在行星轮外，尺寸不受限制，能显著提高传递的转矩，从而作为一种新型传动出现在机械传动领域。但用渐开线为齿形的双、三环减速器也有一些不足之处。在双曲柄环板式针摆行星传动中这些不足可得到完全的克服。

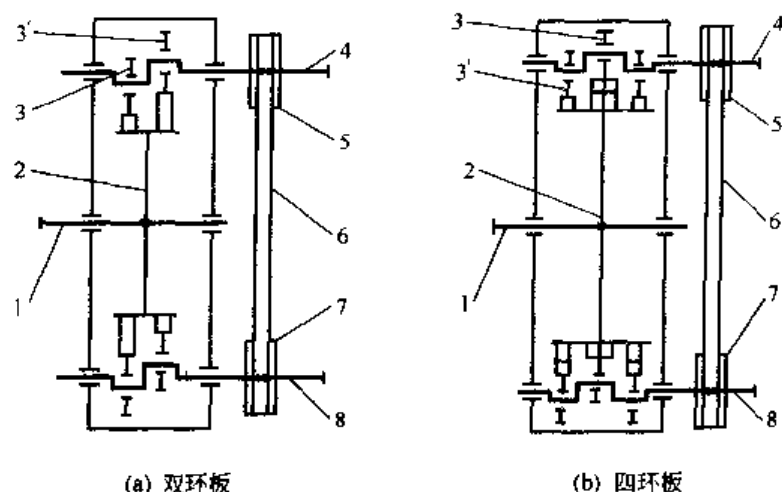


图 7-119 同步带联动双曲柄双环、四环板式针摆行星传动简图

- 1—输出轴；2—摆线轮；3—(a) 中为带针轮的环板，(b) 中为内侧带针轮的环板；  
3'—(a) 中为带针轮的环板（与 3 相位差  $180^\circ$ ），(b) 中为外侧带针轮的环板（与 3 相位差  $180^\circ$ ）；4—输入轴（主动曲柄轴）；5—主动同步带轮；  
6—同步带；7—从动同步带轮；8—从动曲柄轴

双曲柄环板式针摆行星传动（见图 7-119～图 7-125）不仅保留了环板式传动可省去输出机构而输出轴刚性好；转臂轴承由行星轮内移至行星轮外，尺寸不再受限制，从而传递的转矩可以较现有的摆线针轮行星减速器更大等优点，而且和以渐开线为齿形的双、三环式减速器相比有以下明显的优点。

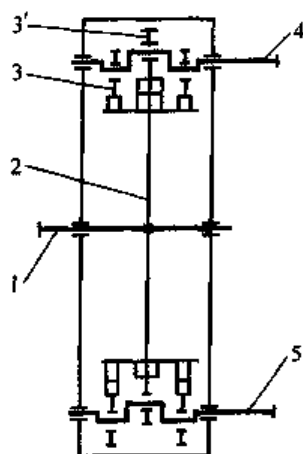


图 7-120 双电机驱动双曲柄四环式针摆行星传动简图

- 1—输出轴；2—摆线轮；3—外侧带针轮的环板；  
3'—内侧带针轮的环板（与 3 相位差  $180^\circ$ ）；  
4—输入轴（主动曲柄轴）；5—输入轴（主动曲柄轴）

① 同时啮合承载的齿数多 渐开线少齿差传动的重合度  $\epsilon$  很小，通常一齿差  $\epsilon$  为  $1 \sim 1.05$ ，二齿差  $\epsilon$  在  $1.1$  左右，三齿差  $\epsilon$  在  $1.125$  左右，不仅限制了其承载能力，而且影响传动平稳性。而采用优化新齿形的摆线针轮行星传动，其同时啮合传力齿数在小速比时，同二齿差至少可以大于或等于  $3$ ；而在大速比时，用一齿差至少可以大于  $5$ ，不仅传动平稳，而且承载能力大。

② 总法向力与总圆周力间夹角小，渐开线少齿差传动为了不发生齿廓重叠干涉，需大变位，必然导致啮合角  $\alpha'$  过大，通常一齿差  $\alpha' \approx$



49°，二齿差  $\alpha' \approx 35^\circ$ ，三齿差  $\alpha' \approx 28^\circ$ 。在要求大传动比必须用一齿差时  $\alpha' \approx 49^\circ$ ，则径向分力比圆周力还大，不仅降低传动效率，而且使转臂轴承受力显著增大，寿命显著降低。摆线针轮行星传动为多齿啮合，在不同位置啮合的齿，其压力角也不同，且有传力越大的齿其压力角越小的优点，在齿形修形优化设计中是通过控制同时啮合齿数，不让压力角大处的齿进入啮合，完全可以做到在节点让总圆周力和总法向力间的夹角  $\alpha'$  不大于  $20^\circ$ ，所以传动效率高，转臂轴承寿命长。

③ 传动比范围大 渐开线少齿差传动的传动比名义上可为 11~99，实际上在动力传动中，考虑到一齿差重合度  $\epsilon$  特小，而啮合角  $\alpha'$  特大，是应尽量避免采用的，这样就采用二齿

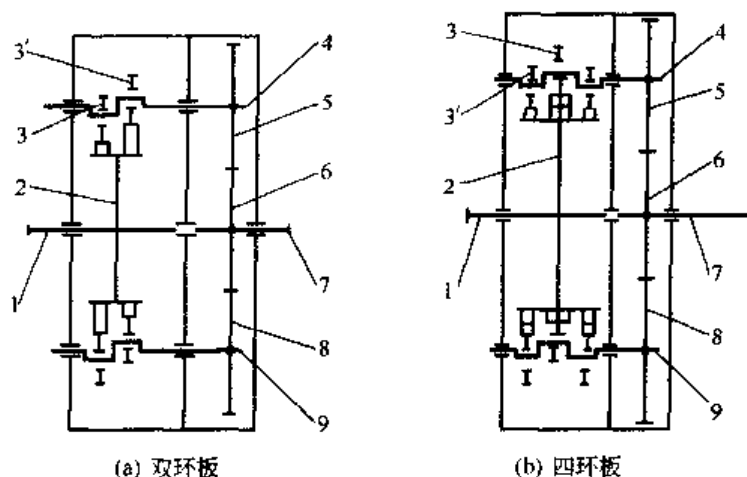


图 7-121 输入轴与输出轴同轴线的用 3 个齿轮联动双曲柄的双环板式与四环板式针摆行星传动简图

1—输出轴；2—摆线轮；3—(a) 中为带针轮的环板，(b) 中为内侧带针轮的环板；  
3'—(a) 中为带针轮的环板（与 3 相位差  $180^\circ$ ），(b) 中为外侧带针轮的环板  
（与 3 相位差  $180^\circ$ ）；4—曲柄轴；5—从动齿轮；6—主动齿轮；7—输入轴；  
8—从动齿轮；9—曲柄轴

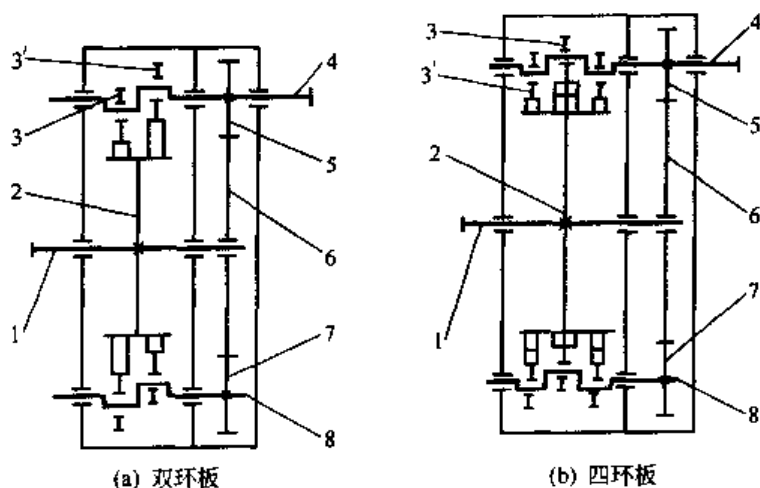


图 7-122 输入轴与输出轴不同轴线的用 3 个齿轮联动双曲柄的双环与四环板式针摆行星传动简图

1—输出轴；2—摆线轮；3—(a) 中为带针轮的环板，(b) 中为内侧带针轮的环板；  
3'—(a) 中为带针轮的环板（与 3 相位差  $180^\circ$ ），(b) 中为外侧带针轮的环板  
（与 3 相位差  $180^\circ$ ）；4—输入轴；5—主动齿轮；6—惰轮；7—从动齿轮；  
8—从动曲柄轴

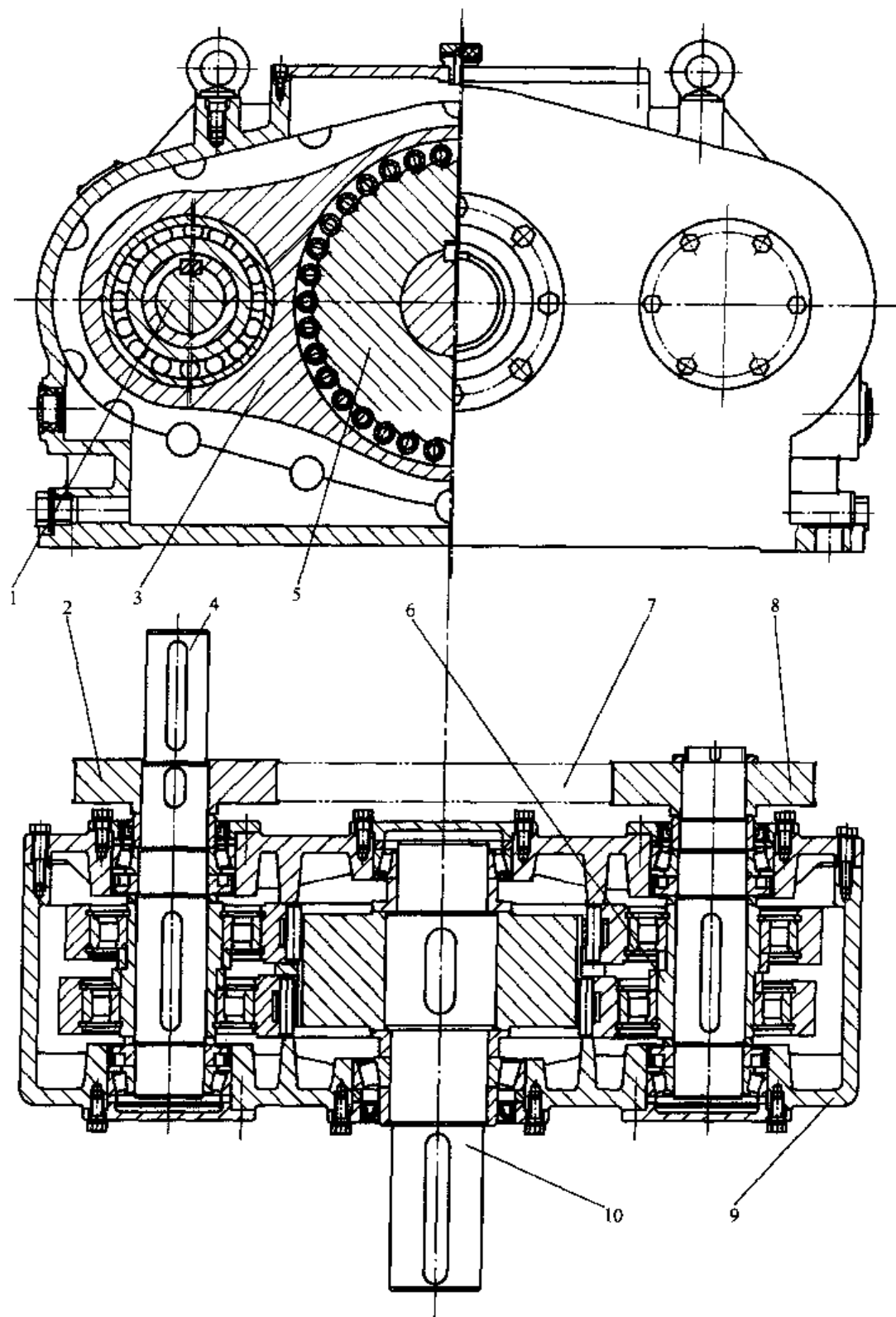


图 7-123 同步带联动双曲柄环板式针摆行星减速器

1—主动曲柄；2—主动齿形带轮；3—带针轮的环板（连杆）；4—输入轴；5—摆线轮；  
6—从动曲柄；7—同步齿形带；8—从动齿形带轮；9—箱壳；10—输出轴

差，而采用二齿差由于外齿轮齿数取值范围一般为  $z=28\sim102$ ，即使取外齿轮齿数最大为 102，其最大传动比也仅为  $i=61$ ，所以在动力传动中，传动比范围比不上双曲柄环板式针摆行星传动，后者传动比范围为  $i=6\sim120$ ，常用  $i=12\sim88$ 。

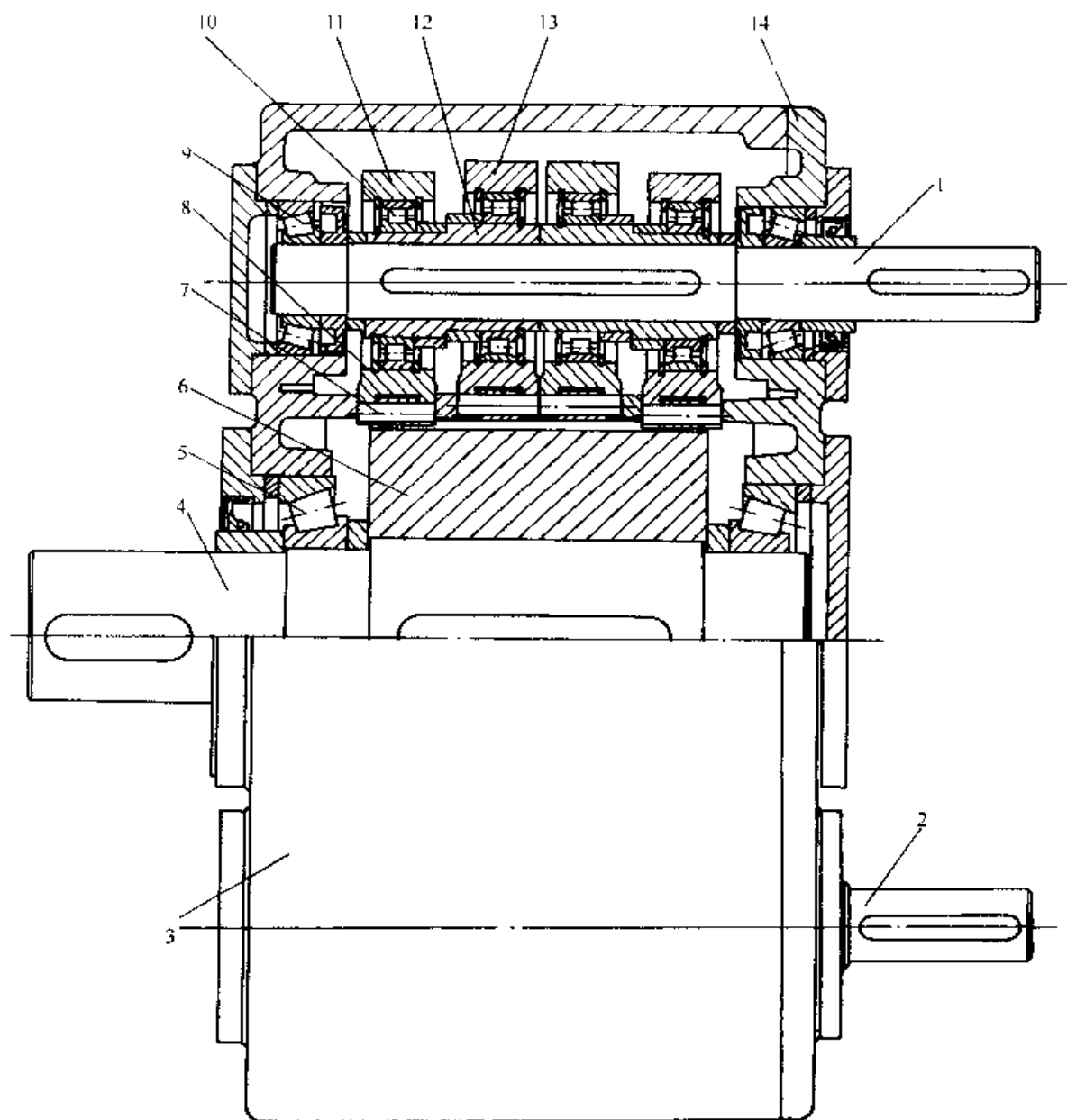


图 7-124 双电机驱动双曲柄四环板式针摆行星减速器

1—输入轴（主动曲柄轴）；2—输入轴（主动曲柄轴）；3—减速器机座；4—输出轴；5—支承输出轴的向心推力滚子轴承；6—摆线轮；7—针齿销；8—针齿套；9—支承输入轴（主动曲柄轴）的向心推力滚子轴承；10—转臂轴承；11—外侧带针轮的环板（连杆）；12—双偏心套；13—内侧带针轮的环板（连杆）；14—减速器侧盖

④ 轮齿均为硬齿面 以渐开线为齿形的环板式减速器，是在环板上插渐开线的内齿，选择内齿轮的材质就只能用软齿面；而且是在连杆的环板上插渐开线内齿，考虑到环板的长度，加工本来节圆半径不大的内齿圈也必须用加大规格的插齿机。摆线针轮用在环板传动中，尽管环板材料用普通调质碳素钢或优质球墨铸铁，但针齿销和针齿套完全可用硬齿面的 GCr15 或 GCr15SiMn 轴承钢，再加上多齿啮合，所以承载能力高；而且在环板上镗装针齿销的销孔，已有很多用多齿盘精确分度的方法和专用设备，易于保证分度精度。

渐开线为齿形的三环传动，可使双曲柄机构顺利通过死点，但在任一个被动曲柄通过死点时仍会产生明显的瞬时冲击振动；而且三环传动不可能达到动平衡。在双曲柄环板式针摆

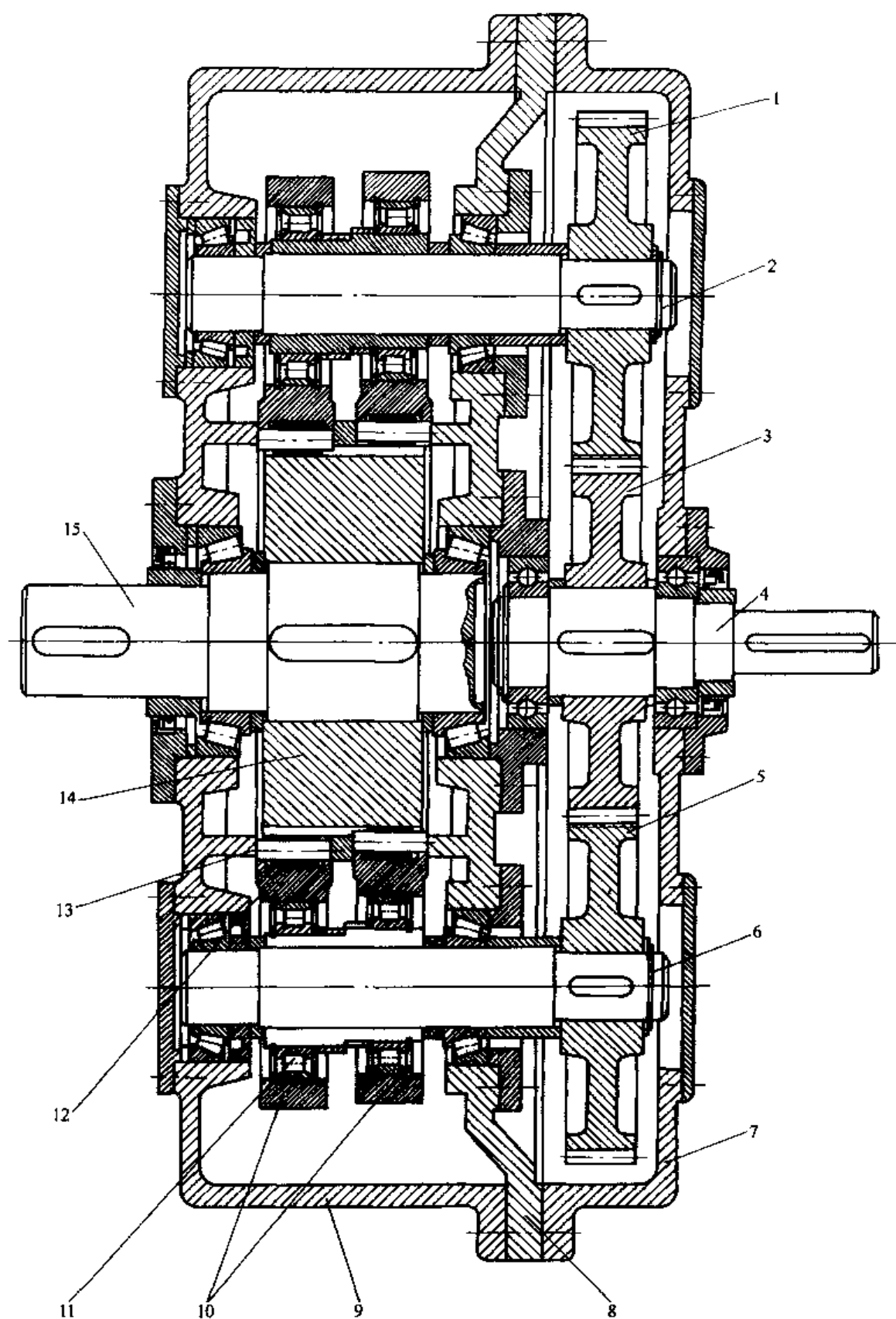


图 7-125 输入轴与输出轴共线的三个齿轮联动双曲柄的双环板式针摆行星减速器  
 1—从动齿轮；2—曲柄轴；3—主动齿轮；4—主动轴；5—从动齿轮；6—曲柄轴；7—左壳体；  
 8—中间壳体；9—右壳体；10—带针轮的环板（连杆）；11—转臂轴承；  
 12—针齿套；13—针齿销；14—摆线轮；15—输出轴

行星传动中为了使双曲柄机械省力平衡地通过死点,在中、小输出转矩时,可采用同步带联动双曲柄的双环板式结构[见图 7-119 (a)、图 7-123]或 3 个齿轮联动双曲柄的双环板式[见图 7-121 (a)、图 7-122 (a)、图 7-125]针摆行星减速器;在大的输出转矩时,可采用双电机驱动双曲柄的四环板式针摆行星减速器(见图 7-120,图 7-124),可以在动平衡状态下平稳运转,这时两个曲柄用机械性能相同的两个电动机驱动,依靠电动机的转差特性——载荷大时转速下降,载荷小时转速上升规律,使通过连杆上的针轮带动同一摆线轮的两台电动机自动保持转矩与功率的均载。此外,还有用三个齿轮联动双曲柄的四环[见图 7-121 (b)、图 7-122 (b)]式针摆行星减速器。上述传动方式,都不存在主动曲柄通过连杆推动被动曲柄过死点,因而产生瞬时冲击的问题,而且双曲柄四环板式针摆行星减速器可以在动平衡状态下运转,传动特别平稳。

双曲柄环板式针摆行星传动必将提供一种体积小、质量轻、传动比范围大、传动效率高、传动平稳、结构简单、输出轴刚度大、传动转矩范围更大的新型摆线针轮行星传动。这种新型传动在同样针齿中心圆直径条件下,和日本当代最先进的传统摆线针轮行星减速器比较,其传递的功率与转矩可以增大 1 倍。

## (2) 工作原理与传动比

双曲柄环板式针摆行星传动的机构运动简图如图 7-126 所示。在平行四杆机构 ABCD 的连杆 BC 上,装有针轮 5,其中心  $O_p$  位于连杆 BC 的中点。与针轮 5 相啮合的摆线轮 2 中心  $O_c$  位于两曲柄回转中心 A、D 连线 AD 的中点,针轮与摆线轮中心距  $O_p O_c$  ( $a$ ) 的大小等于两曲柄的长度  $e$ 。由于在平行四杆机构 ABCD 中,连杆作平动,其上各点的轨迹、速度、加速度均相等,所以固连于连杆 BC 上的针轮 5 轮心  $O_p$  的轨迹必是以  $O_c$  为圆心、以  $e$  为半径的圆。设针轮 5 与摆线轮 2 的节圆半径分别为  $r_p'$  与  $r_c'$ ,则  $r_p' - r_c' = e$ 。

设主动曲柄的角速度为  $\omega_1$ ,则连杆 BC 与主动曲柄 AB 铰接点 B 的速度  $v_B$  大小为  $v_B = \omega_1 e$ ,其方向为垂直曲柄 AB,指向应与  $\omega_1$  的转向一致。

由于连杆作平动,其上各点的速度大小与方向均相同,所以固连于连杆 BC 上的针轮 5 在与摆线轮 2 啮合点 P 处的速度  $v_P = v_B$ ,由此可得

$$\omega_2 r_c' = \omega_1 e$$

式中  $\omega_2$ ——摆线轮和输出轴的角速度。

以  $e = r_p' - r_c'$  代入上式,得  $\omega_2 r_c' = \omega_1 (r_p' - r_c')$

故

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_c'}{r_p' - r_c'} = \frac{z_c e}{z_p e - z_c e} = \frac{z_c}{z_p - z_c}$$

式中  $z_c, z_p$ ——摆线轮与针轮的齿数。

由图 7-126 可以看出,摆线轮和针轮在啮合处 P 点的速度方向要与  $v_B$  相同,则摆线轮绕  $O_c$  的转动方向必与主动曲柄绕 A 的转动方向相反。即若  $\omega_1$  的转向为逆时针,则  $\omega_2$  的转向必为顺时针。为此,双曲柄环板式针摆行星传动的传动比计算公式应写为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{z_c}{z_p - z_c} \quad (7-248)$$

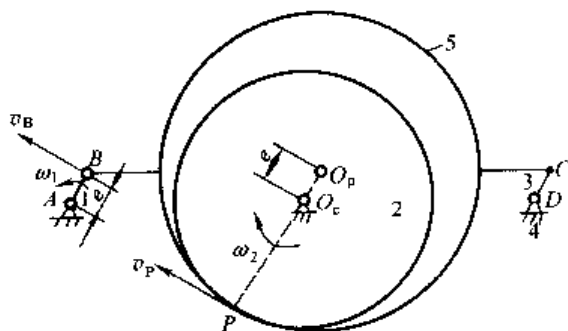


图 7-126 双曲柄环板式针摆行星传动的机构运动简图

### (3) 三齿轮联动双曲柄双环板式针摆行星传动的受力分析

摆线轮与针轮间作用力的准确计算是按已知条件根据 7.3.4 中的理论和方法进行的, 可算出同时啮合受力的齿数, 各啮合齿受力值, 它们的合力  $R$  以及合力  $R$  的切向分力  $R_t$  和径向分力  $R_r$ 。本节是在  $R_t$ 、 $R_r$  已经算出的基础上, 求解所有轴承的受力。下面以三齿轮联动双曲柄双环板式针摆行星传动为例, 分别取各传力构件为分离体, 进行力的分析和求解。

① 各构件的受力简图 设构件  $i$  对构件  $j$  作用的运动副反力为  $R_{ij}$ , 以平行于连杆上铰接点  $B$ 、 $C$  连线方向为  $x$  轴, 与其垂直方向为  $y$  轴, 单个环板的自重和摆线轮的自重分别为  $m_p g$  和  $m_c g$ ,  $F_g$  为惯性力。图 7-127~图 7-130 分别画出了连杆 2、连杆 2'、主动曲柄 1、主动曲柄 2 以及输出轴的受力图。

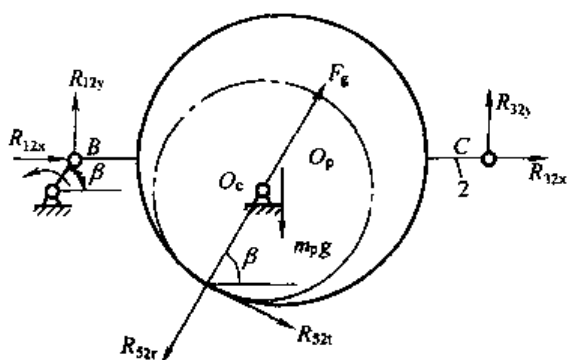


图 7-127 连杆 2 的受力图

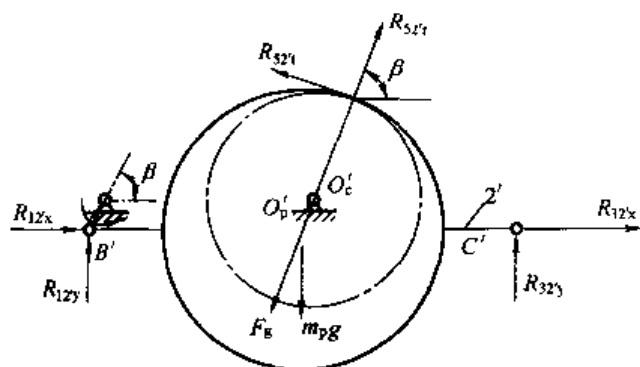
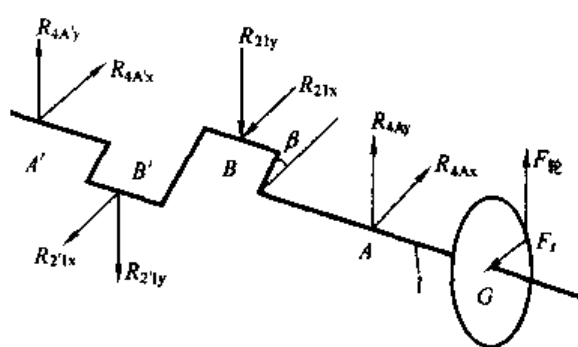
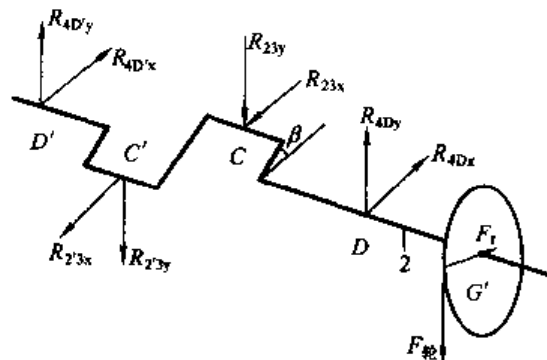


图 7-128 连杆 2' 的受力图



(a) 主动曲柄 1



(b) 主动曲柄 2

图 7-129 主动曲柄受力图

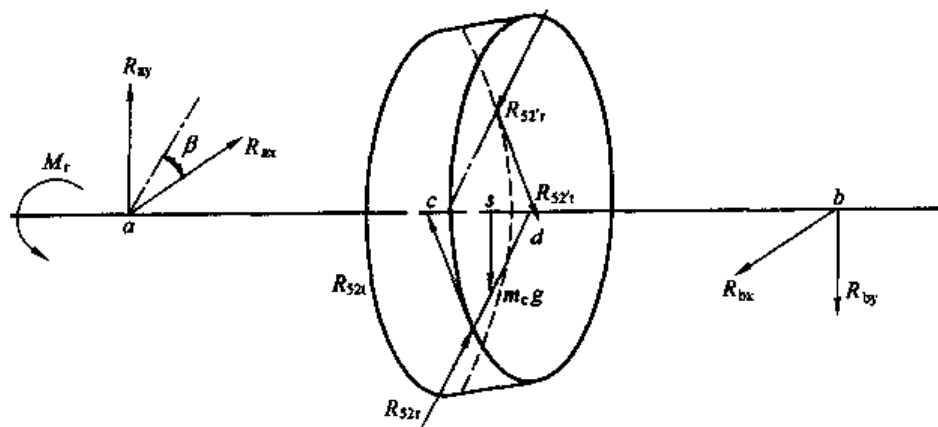


图 7-130 输出轴的受力图

② 各构件的力平衡方程 对连杆 2 可列出如下方程

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad R_{12x} + R_{12x} + R_{52t} \sin\beta - (R_{52r} - F_g) \cos\beta = 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad R_{32y} + R_{12y} - R_{52t} \cos\beta - (R_{52r} - F_g) \sin\beta - m_p g = 0 \\ \sum M_B &= 0 \quad R_{52t} (r'_p + L_{BC} \cos\beta/2) - (R_{52r} - F_g) L_{BC} \sin\beta/2 - \\ &\quad m_p g l_{BC}/2 + R_{32y} L_{BC} = 0\end{aligned}$$

连杆 2 为 1 次静不定, 故加如下变形协调条件: 因 BC 连杆刚性比较大, 可视为不变形的刚体, 因此 B、C 两轴承的变形量应相等, 又因两轴承结构、尺寸相同, 刚度相同, 故两轴承沿连杆方向的受力相同, 即

$$R_{12x} = R_{32x}$$

对连杆 2' 可列出如下方程

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad R_{32x} + R_{12'x} - R_{52't} \sin\beta + (R_{52'r} - F_g) \cos\beta = 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad R_{32y} + R_{12'y} + R_{52't} \cos\beta + (R_{52'r} - F_g) \sin\beta - m_p g = 0 \\ \sum M_B &= 0 \quad R_{52't} (r'_p + L_{B'C'} \cos\beta/2) + (R_{52'r} - F_g) L_{B'C'} \sin\beta/2 - \\ &\quad m_p g L_{B'C'}/2 + R_{32y} L_{B'C'} = 0\end{aligned}$$

同理连杆 2' 也为 1 次静不定, 变形协调条件为

$$R_{12'x} = R_{32'x}$$

对主动曲柄轴 1, 可列出如下方程

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad R_{4A'x} - R_{2'1x} + R_{4Ax} - R_{21x} - F_r = 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad R_{4A'y} - R_{2'1y} + R_{4Ay} - R_{21y} + F_{\text{轮}} = 0 \\ \sum M_{A'} &= 0 \quad -R_{2'1x} L_{A'B'} - R_{21x} L_{A'B} + R_{4Ax} L_{A'A} - F_r L_{A'G} = 0 \\ \sum M_{A''} &= 0 \quad -R_{2'1y} L_{A'B'} - R_{21y} L_{A'B} + R_{4Ay} L_{A'A} + F_{\text{轮}} L_{A'G} = 0 \\ \sum T &= 0 \quad (-R_{21x} + R_{2'1x}) e \sin\beta + (R_{21y} - R_{2'1y}) e \cos\beta - F_{\text{轮}} r_{\text{轮}} = 0\end{aligned}$$

对主动曲柄轴 2, 可列出如下方程

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad R_{AD'x} - R_{2'3x} + R_{ADx} - R_{23x} + F_r = 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad R_{4D'y} - R_{2'3y} + R_{4Dy} - R_{23y} - F_{\text{轮}} = 0 \\ \sum M_{D'} &= 0 \quad -R_{2'3x} L_{D'C'} - R_{23x} L_{D'C} + R_{4Dx} L_{D'D} + F_r L_{D'G'} = 0 \\ \sum M_{D''} &= 0 \quad -R_{2'3y} L_{D'C'} - R_{23y} L_{D'C} + R_{4Dy} L_{D'D} - F_{\text{轮}} L_{D'G'} = 0 \\ \sum T &= 0 \quad (-R_{23x} + R_{2'3x}) e \sin\beta + (R_{23y} - R_{2'3y}) e \cos\beta - F_{\text{轮}} r_{\text{轮}} = 0\end{aligned}$$

对输出轴, 可列出如下方程

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad R_{ax} - R_{bx} - (R_{52t} - R_{52't}) \sin\beta + (R_{52r} - R_{52'r}) \cos\beta = 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad R_{ay} - R_{by} - m_c g + (R_{52t} - R_{52't}) \cos\beta + (R_{52r} - R_{52'r}) \sin\beta = 0 \\ \sum M_{ay} &= 0 \quad -R_{bx} L_{ab} - R_{52t} \sin\beta L_{ad} + R_{52't} \sin\beta L_{ac} + R_{52r} \cos\beta \times \\ &\quad L_{ad} - R_{52'r} \cos\beta L_{ac} = 0 \\ \sum M_{ax} &= 0 \quad -R_{by} L_{ab} + R_{52t} \cos\beta L_{ad} - R_{52't} \cos\beta L_{ac} + R_{52r} \sin\beta \times \\ &\quad L_{ad} - R_{52'r} \sin\beta L_{ac} - m_c g L_{as} = 0\end{aligned}$$

式中  $\beta$  主动曲柄与  $x$  轴的夹角;

$L_{BC}$ ——机架长,  $L_{BC} = L_{B'C'}$ 。

在以上方程中  $R_{52t} = R_{52t}$ ,  $R_{52r} = R_{52r}$ ,  $R_{12x} = R_{21x}$ ,  $R_{12y} = R_{21y}$ ,  $R_{12'x} = R_{2'1x}$ ,  $R_{12'y} = R_{2'1y}$ ,  $R_{32x} = R_{23x}$ ,  $R_{32y} = R_{23y}$ ,  $R_{32'x} = R_{2'3x}$ ,  $R_{32'y} = R_{2'3y}$ ,  $L_{D'D} = L_{A'A}$ ,  $L_{D'C} = L_{A'B}$ ,  $L_{D'E} = L_{A'B}$ 。解方程可得全部未知力:  $R_{12x}$ ,  $R_{12y}$ ,  $R_{32x}$ ,  $R_{32y}$ ,  $R_{12'x}$ ,  $R_{12'y}$ ,  $R_{32'x}$ ,  $R_{32'y}$ ,  $R_{4A'x}$ ,  $R_{4A'y}$ ,  $R_{4Ax}$ ,  $R_{4Ay}$ ,  $R_{4D'x}$ ,  $R_{4D'y}$ ,  $R_{4Dx}$ ,  $R_{4Dy}$ ,  $F_{\text{轮}}$ ,  $R_{ax}$ ,  $R_{ay}$ ,  $R_{bx}$ ,  $R_{by}$ 。

### ③ 轴承的作用力

主动曲柄上 B 点转臂轴承所受的力

$$F_{\text{转B}} = \sqrt{R_{12x}^2 + R_{12y}^2}$$

主动曲柄上 C 点转臂轴承所受的力

$$F_{\text{转C}} = \sqrt{R_{32x}^2 + R_{32y}^2}$$

主动曲柄上 B' 点转臂轴承所受的力

$$F_{\text{转B'}} = \sqrt{R_{12'x}^2 + R_{12'y}^2}$$

主动曲柄上 C' 点转臂轴承所受的力

$$F_{\text{转C'}} = \sqrt{R_{32'x}^2 + R_{32'y}^2}$$

主动曲柄上支撑轴承 A 所受的力

$$F_{\text{支A}} = \sqrt{R_{4Ax}^2 + R_{4Ay}^2}$$

主动曲柄上支撑轴承 A' 所受的力

$$F_{\text{支A'}} = \sqrt{R_{4A'x}^2 + R_{4A'y}^2}$$

主动曲柄上支撑轴承 D 所受的力

$$F_{\text{支D}} = \sqrt{R_{4Dx}^2 + R_{4Dy}^2}$$

主动曲柄上支撑轴承 D' 所受的力

$$F_{\text{支D'}} = \sqrt{R_{4D'x}^2 + R_{4D'y}^2}$$

输出轴上支撑轴承 a 所受的力

$$F_{\text{支a}} = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2}$$

输出轴上支撑轴承 b 所受的力

$$F_{\text{支b}} = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2}$$

### (4) 主要件的强度计算和轴承的寿命计算

计算的理论和公式均参照本章 7.3.5 中的内容。

#### ① 齿面接触强度计算 用前面公式 (7-163) 为

$$\sigma_{H\max} = 0.418 \sqrt{\frac{E_c}{b_c} \left( \frac{F_t}{\rho_{ci}} \right)_{\max}} \leq \sigma_{HP} \text{ (MPa)}$$

#### ② 针齿销的弯曲强度和刚度计算 对于二支点的针齿, 针齿销的弯曲应力和支点处的



转角, 用前面公式 (7-164) 与公式 (7-165) 为

$$\sigma_F = \frac{1.41 F_{\max} L}{d_{sp}^3} \leq \sigma_{FP} \text{ (MPa)}$$

$$\theta = \frac{4.44 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4} \leq \theta_P \text{ (rad)}$$

对于三支点的针齿, 针齿销的弯曲应力和支点处的转角, 用前面公式 (7-166) 与公式 (7-167) 为

$$\sigma_F = \frac{0.48 F_{\max} L}{d_{sp}^3} \leq \sigma_{FP} \text{ (MPa)}$$

$$\theta = \frac{0.74 \times 10^{-6} F_{\max} L^2}{d_{sp}^4} \leq \theta_P \text{ (rad)}$$

③ 转臂轴承的选择及寿命计算 传统摆线针轮行星传动中, 由于作用在转臂轴承上的力较大, 且其内外座圈的相对转速较高, 转臂轴承通常采用无外座圈的窄系列短圆柱滚子轴承, 有时用带外座圈的普通短圆柱滚子轴承代替, 但使用时需拆去外座圈。本传动的转臂轴承由于结构特点, 由摆线轮内移至摆线轮外, 可采用带外圈的普通短圆柱滚子轴承。

转臂轴承的寿命按下式计算, 即

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^{10.4}$$

式中  $L_h$ ——轴承寿命, 一般要求  $L_h \geq 5000h$ ;

$n$ ——轴承转速,  $r/min$ , 等于曲柄轴转速;

$P$ ——当量动载荷,  $N$ ;

$C$ ——轴承的额定动载荷,  $N$ 。

转臂轴承的当量动载荷  $P = f_F R$ ,  $R$  为轴承的名义径向载荷,  $f_F$  为动载荷系数, 通常取  $1.2 \sim 1.4$ 。

④ 曲柄轴和输出轴支撑轴承的选择及其寿命计算 支撑曲柄轴和支撑输出轴的滚动轴承通常采用单列圆锥滚子轴承。支撑轴承的寿命按下式计算, 即

$$L_{hi} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_i}{P_i} \right)^{10/3}$$

式中  $L_{hi}$ ——轴承寿命, 一般要求  $L_{hi} \geq 5000h$ ;

$n$ ——轴承转速, 曲柄轴的支撑轴承等于曲柄轴转速; 输出轴的支撑轴承等于输出轴的转速;

$P_i$ ——当量动载荷;  $P_i = f_F R$ ,  $f_F$  为动载荷系数, 对中等冲击力取  $f_F = 1.2 \sim 1.8$ ;

$R = XF_r + YF_a$ ,  $F_r$  为径向外载荷, 轴向的工作外载荷为零, 故  $F_a$  仅与径向载荷引起的内部轴向力有关, 系数  $X$  和  $Y$  查轴承手册;

$C_i$ ——轴承的额定动载荷,  $N$ 。

#### (5) 实例计算

已知三齿轮联动双曲柄双环板式针摆减速器, 额定功率  $11kW$ , 电机转速  $1500r/min$ , 针齿中心圆直径  $218mm$ , 减速比  $34$ , 偏心距  $2mm$ , 针齿套半径  $7mm$ , 针齿销半径  $5mm$ 。试进行摆线轮与针轮齿啮合力计算、轴承受力计算以及零件的强度和轴承寿命校核。

① 计算机计算的程序框图 见图 7-131。

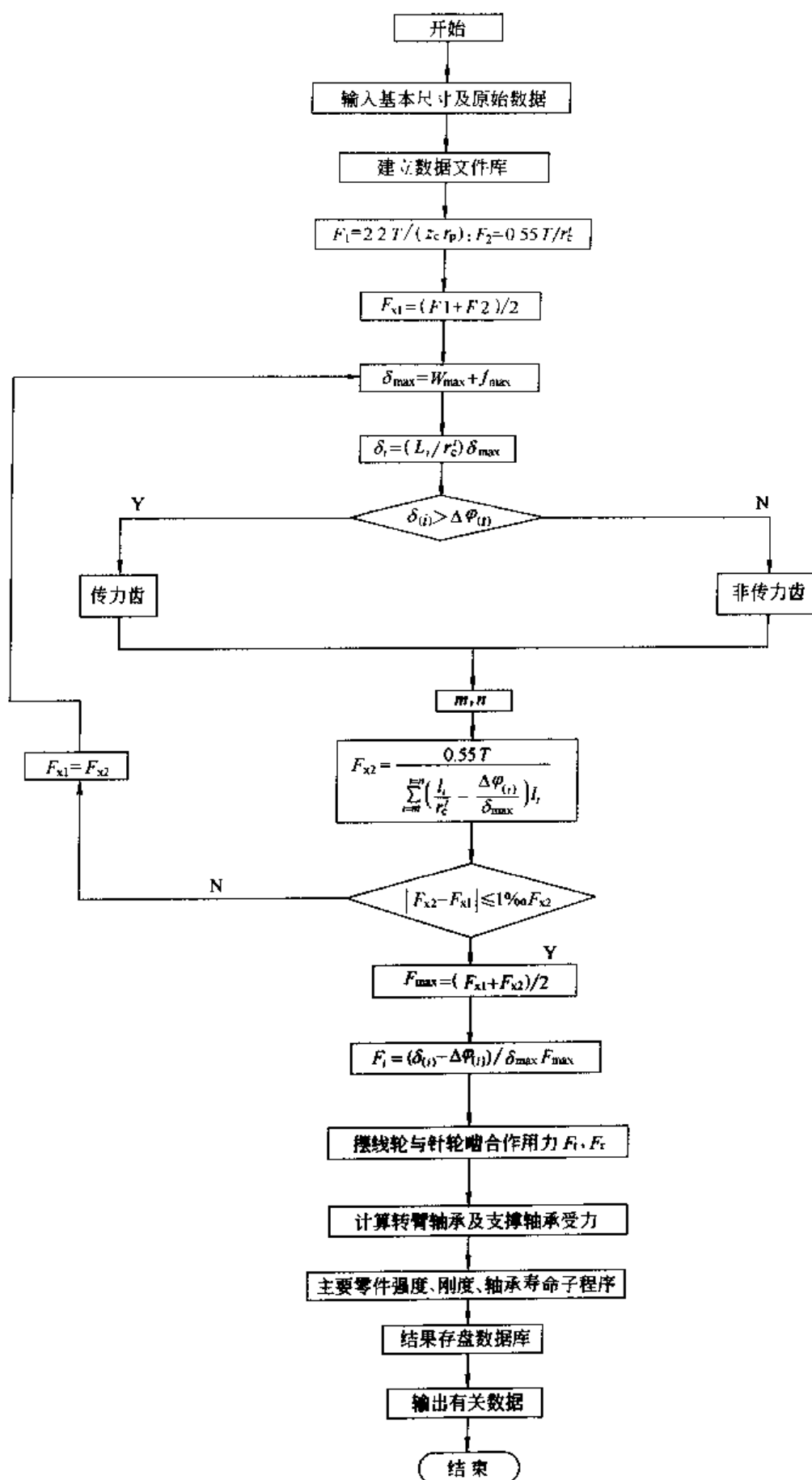


图 7-131 力分析程序框图

## ② 结果与分析

a. 摆线轮各齿受力情况见表 7-79。

表 7-79 摆线轮各齿的受力

针齿号	啮合力/N	初始间隙/mm	变形量/mm	针齿号	啮合力/N	初始间隙/mm	变形量/mm
0	0 000.00	0.150 000	0.000 000	9	1 577.29	0.006 267	0.018 312
1	0 000.00	0.049 571	0.010 292	10	0 563.08	0.012 327	0.016 627
2	0 836.34	0.010 658	0.017 045	11	0 000.00	0.021 064	0.014 759
3	2 508.73	0.001 321	0.020 479	12	0 000.00	0.032 697	0.012 739
4	2 861.17	0.000 043	0.021 916	13	0 000.00	0.047 347	0.010 592
5	2 909.45	0.000 000	0.022 219	14	0 000.00	0.065 052	0.008 343
6	2 849.30	0.000 070	0.021 830	15	0 000.00	0.085 776	0.006 016
7	2 656.69	0.000 687	0.020 975	16	0 000.00	0.109 419	0.003 632
8	2 256.52	0.002 543	0.019 778	17	0 000.00	0.135 825	0.001 214

由表 7-79 可知, 摆线轮上同时有 9 个齿受力, 最大受力齿受力为 2 909.45N, 摆线轮所承受的总的啮合力的切向分力  $F_t$  为 17 751.71N, 总啮合力的径向分力  $F_r$  为 1 411.56N, 总的啮合力  $F$  为 17 807.74N, 合力方向角为  $4.55^\circ$ 。

b. 曲柄轴上转臂轴承及曲柄轴支撑轴承的受力情况见图 7-132 和图 7-133。

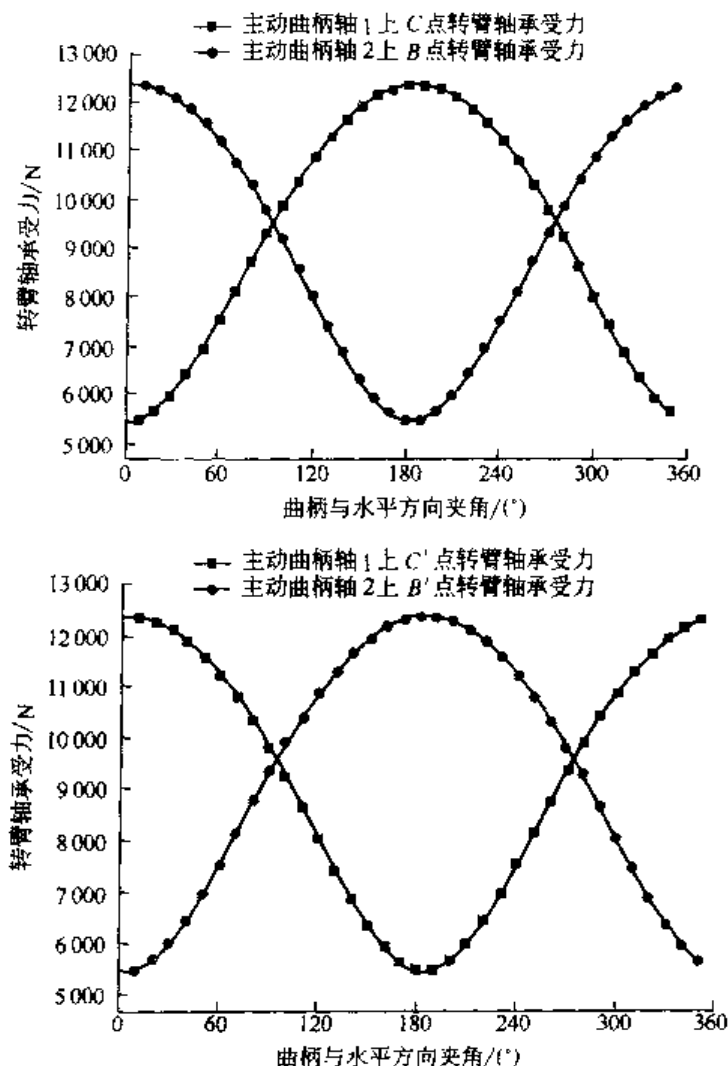


图 7-132 曲柄轴上转臂轴承的受力图

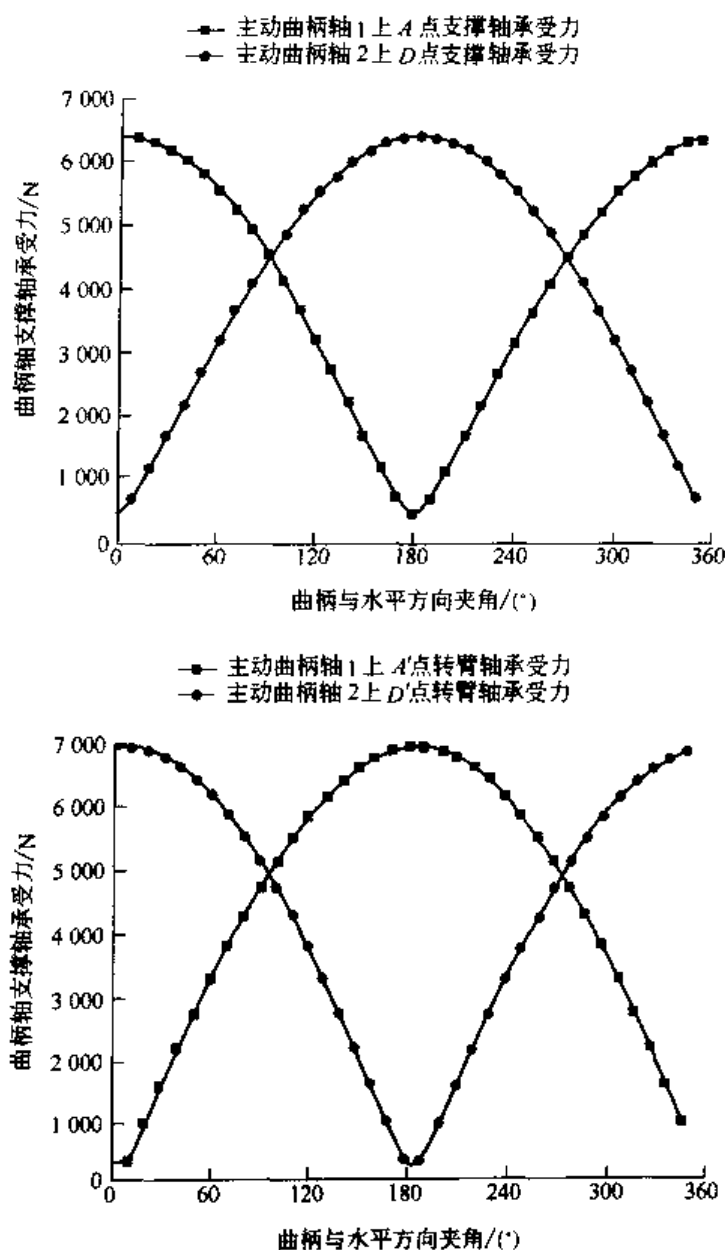


图 7-133 曲柄轴支撑轴承的受力图

若与同样针齿中心圆直径的传统摆线针轮行星减速器相比,在传递传统摆线针轮行星减速器两倍转矩的条件下,两者的转臂轴承的受力相当,见表 7-80。由此得知,在同样针齿中心圆直径并传递同样功率的条件下,与传统摆线针轮行星传动相比较,本传动中的转臂轴承受力减小了约一半,而且轴承内外圈相对转速也减小了,因而即使采用同样型号的轴承,也可使转臂轴承寿命提高一倍。另外,由于转臂轴承移至行星轮外,其尺寸不受限制,可以根据实际需要选择。因此,转臂轴承的寿命还可以更大幅度的提高,从而使整机承载能力充分发挥。

表 7-80 转臂轴承受力比较

对比项目	针齿中心圆 直径/mm	减速比	电机转速 /r·min <sup>-1</sup>	传递功率 /kW	转臂轴承受力/N
传统针摆行星减速器	218	35	1 500	5.5	12 816
双曲柄环板式针摆行星减速器	218	34	1 500	11	12 337

c. 零件强度和轴承寿命校核情况见表 7-81。

表 7-81 零件强度和轴承寿命校核结果

摆线轮接触应力计算值 MPa	1 225.24	<	许用接触应力	1 300
针齿销弯曲应力计算值 MPa	138.49	<	许用弯曲应力	200
针齿销转角计算值 rad	0.0015	<	许用转角	0.002
转臂轴承寿命计算值 h	8 352	>	许用寿命值	5 000
支撑轴承寿命计算值 h	8 800	>	许用寿命值	5 000
输出轴支撑轴承寿命计算值 h	89 783	>	许用寿命值	5 000

#### (6) 双曲柄环板式针摆行星传动的效率分析

① 行星轮系啮合效率分析的一般公式 几乎所有类型的行星传动，均可简化为图 7-134 所示的三个基本构件 a、b、c (a、b、c 为 3 个外伸轴，b 为行星轮系固定件，c 为转化机构固定件) 组成的基本行星传动机构。这里由于几乎所有的行星传动都具有 3 个基本构件，所以此行星机构的效率计算具有普遍意义。

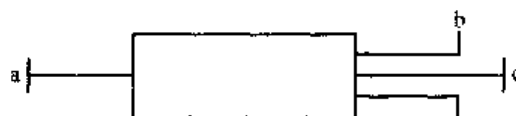


图 7-134 具有 3 个基本构件的机构

a. 当 b 固定时 若 a 主动，轮系的效率为

$$\eta_{bc}^b = -\frac{N_c^b}{N_a^b}$$

若 a 从动，轮系的效率为

$$\eta_{ca}^b = -\frac{N_a^b}{N_c^b}$$

式中  $N_a^b$ ,  $N_c^b$ ——a 轴和 c 轴在 b 轴固定时传递的功率。

上面两式可以统一写成

$$(\eta^b)^p = -\frac{N_c^b}{N_a^b} = -\frac{M_c}{M_a} \times \frac{n_a^b}{n_c^b} = -\frac{M_c}{M_a} i_{ca}^b \quad (7-249)$$

式中  $M_a$ ,  $M_c$ ——a、c 轴传递的转矩；

$n_a^b$ ,  $n_c^b$ ——b 轴固定时 a、c 的转速；

$i_{ca}^b$ ——b 固定时 c、a 间的传动比。

当 a 主动时， $p=+1$ ；当 a 从动时， $p=-1$ 。

b. 当 c 固定时 若 a 主动，轮系的效率为

$$\eta_{ab}^c = -\frac{N_b^c}{N_a^c}$$

若 a 从动，轮系的效率为

$$\eta_{ba}^c = -\frac{N_a^c}{N_b^c}$$

式中  $N_a^c$ ,  $N_b^c$ ——a 轴和 b 轴在 c 轴固定时传递的功率。

上面两式可以统一写成

$$(\eta^c)^q = -\frac{N_b^c}{N_a^c} = -\frac{M_b}{M_a} \times \frac{n_b^c}{n_a^c} = -\frac{M_b}{M_a} i_{ba}^c \quad (7-250)$$

式中  $M_a, M_b$  —— a、b 轴传递的转矩；

$n_a^c, n_b^c$  —— c 轴固定时 a、b 轴的转速；

$i_{ba}^c$  —— c 轴固定时 b、a 轴间的传动比。

当 a 主动时， $q = +1$ ；当 a 从动时， $q = -1$ 。

此外，a、b、c 三轴间还必须满足

$$M_a + M_b + M_c = 0 \quad (7-251)$$

联立式 (7-249)、式 (7-250)、式 (7-251) 可解得

$$(\eta^b)^p = 1 - i_{cb}^a [1 - (\eta^c)^q]$$

又因为  $p = \pm 1$ ，可得  $p = \frac{1}{p}$ ，因此得

$$\eta^b = \left\{ 1 - i_{cb}^a [1 - (\eta^c)^q] \right\}^p \quad (7-252)$$

公式 (7-252) 即为当 b、c 分别固定时得到的两上轮系的啮合效率  $\eta^b$  和  $\eta^c$  之间关系的普遍公式。

必须指出，一个轮系当改变固定件由 b 到 c 时，原来的主动件是从动还是主动，其确定方法如下。

令

$$i_{cb}^a = \frac{n_c^a}{n_b^a} = \frac{M_a n_a^c}{M_a n_b^c} = \frac{N_a^c}{N_b^c}$$

若  $i_{cb}^a > 0$ ，则  $N_b^c$  与  $N_a^c$  符号相同，说明改变固定件由 b 到 c 时，a 不改变主从关系；若  $i_{cb}^a < 0$ ，则  $N_b^c$  与  $N_a^c$  符号相反，说明改变固定件由 b 到 c 时，a 改变了主从关系。

根据  $i_{cb}^a$  的正负，即可以判断出  $q$  的正负，共有四种可能：

a、b 固定，a 主动而  $i_{cb}^a > 0$ ，则 c 固定时 a 仍主动，此时  $p = +1, q = +1$ ；

b、b 固定，a 主动而  $i_{cb}^a < 0$ ，则 c 固定时 a 变从动，此时  $p = +1, q = -1$ ；

c、b 固定，a 从动而  $i_{cb}^a > 0$ ，则 c 固定时 a 仍从动，此时  $p = -1, q = -1$ ；

d、b 固定，a 从动而  $i_{cb}^a < 0$ ，则 c 固定时 a 变主动，此时  $p = -1, q = +1$ 。

② 双曲柄环板式针摆行星减速器的啮合效率分析 双曲柄环板式针摆行星减速器属于 V 固定的 K-H-V 型行星传动，如图 7-135 所示。

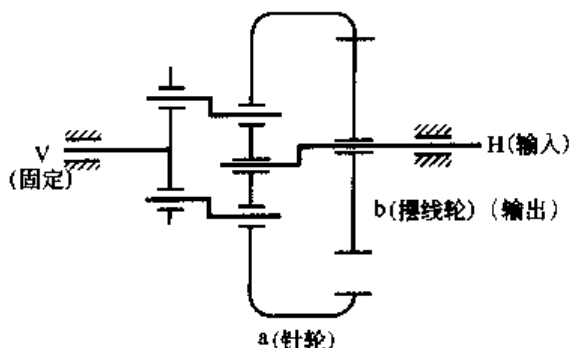


图 7-135 双曲柄环板式针摆行星传动机构简图

应用普遍公式 (7-252)，将其中的 a 替换成 b，b 替换成 V，c 替换成 H，则有

$$\eta_{Hb}^V = \left\{ 1 - i_{HV}^b [1 - (\eta_{Vb}^H)^q] \right\}^p$$

式中  $\eta_{\text{Hb}}^{\text{H}}$ ——一对内啮合摆线针轮啮合效率。

又因 
$$i_{\text{HV}}^{\text{b}} = 1 - \frac{z_{\text{b}}}{z_{\text{b}} - z_{\text{a}}} = \frac{-z_{\text{a}}}{z_{\text{b}}} > 0$$

式中  $z_{\text{a}}$ ,  $z_{\text{b}}$ ——针轮齿数和摆线轮齿数。

所以, 当 b 从动时,  $p = -1$ ,  $q = -1$ , 可得环板式针摆机构啮合效率  $\eta_{\text{Hb}}^{\text{v}}$  为

$$\eta_{\text{Hb}}^{\text{v}} = \left\{ 1 - i_{\text{HV}}^{\text{b}} [1 - (\eta_{\text{Vb}}^{\text{H}})^{-1}] \right\}^{-1} \quad (7-253)$$

考虑到其他功率损失, 所以双曲柄环板式针摆传动的总效率为

$$\eta = \eta_{\text{Hb}}^{\text{v}} \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (7-254)$$

式中  $\eta_1$ ——轴承效率;

$\eta_2$ ——搅油损失的效率;

$\eta_3$ ——同步齿形带或齿轮传动的效率。

③ 实例的计算效率与实测效率 以同步带联动双曲柄环板式针摆减速器为实例, 基本参数为: 针齿中心圆直径 150mm, 偏心距 3.5mm, 针齿套半径 7mm, 针齿销半径 5.5mm, 减速比 14, 额定功率 6kW, 额定转矩 720N·m。

a. 效率的计算值

$$i_{\text{HV}}^{\text{b}} = \frac{-z_{\text{a}}}{z_{\text{b}} - z_{\text{a}}} = \frac{-15}{14 - 15} = 15$$

$\eta_{\text{Vb}}^{\text{H}}$  为一对内啮合摆线针轮传动的啮合效率, 一般取  $\eta_{\text{Vb}}^{\text{H}}$  为 0.997~0.998, 现取 0.997。根据式 (7-253) 求得

$$\begin{aligned} \eta_{\text{Hb}}^{\text{v}} &= \left\{ 1 - i_{\text{HV}}^{\text{b}} [1 - (\eta_{\text{Vb}}^{\text{H}})^{-1}] \right\}^{-1} \\ &= [1 - 15(1 - 0.997^{-1})]^{-1} \\ &= 0.957 \end{aligned}$$

轴承效率 (滚动轴承)  $\eta_1 = 0.985$ ; 因为用油脂润滑, 搅油效率  $\eta_2 = 1$ ; 同步带传动, 由于同步带弹性很大, 且只是在过死点时, 即四杆机构不传递扭矩时才起作用, 所以功率损失很小, 取  $\eta_3 = 0.993$ 。

由此可得总效率为

$$\eta = \eta_{\text{Hb}}^{\text{v}} \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0.957 \times 0.985 \times 1 \times 0.993 = 0.936$$

b. 效率的实测 对实例同步带联动的双曲柄环板式针摆行星减速器进行了试验研究。

减速器的输入轴和输出轴分别装有一台转矩转速传感器, 并与机械效率仪连接; 输入轴与直流调速电机相连, 输出轴与磁粉加载器相连, 如图 7-136 所示。实测加载时, 采用分级加载。载荷分别为同样针齿中心圆直径的高性能通用摆线针轮行星减速器额定载荷 360N·m 的 25%、50%、75%、100%、

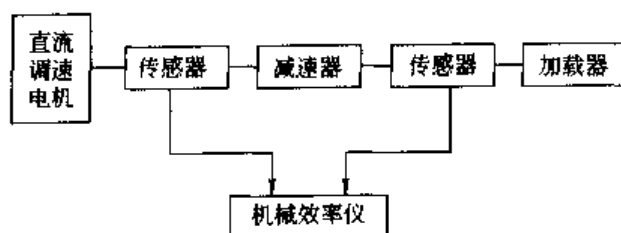


图 7-136 减速器试验装置

125%、150%、175%、200%。每级载荷分别加载 1h，并每隔 30min 记录一次转速、转矩、效率、噪声、振动等数据，每级载荷测一次温升，试验结果见表 7-82。

表 7-82 双曲柄环板式针摆行星减速器传动效率试验结果

输入轴转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	输入轴转矩 $T_1$ /N·m	输出轴转矩 $T_2$ /N·m	传动效率 $\eta$ /%	输入轴转速 $n_1$ /r·min <sup>-1</sup>	输入轴转矩 $T_1$ /N·m	输出轴转矩 $T_2$ /N·m	传动效率 $\eta$ /%
1 280	7.5	90	85.71	1 266	34.3	451	93.92
1 269	14.0	181	92.35	1 260	41.1	540	93.85
1 262	20.7	271	93.51	1 265	47.9	630	93.95
1 265	27.4	360	93.85	1 267	54.8	720	93.85

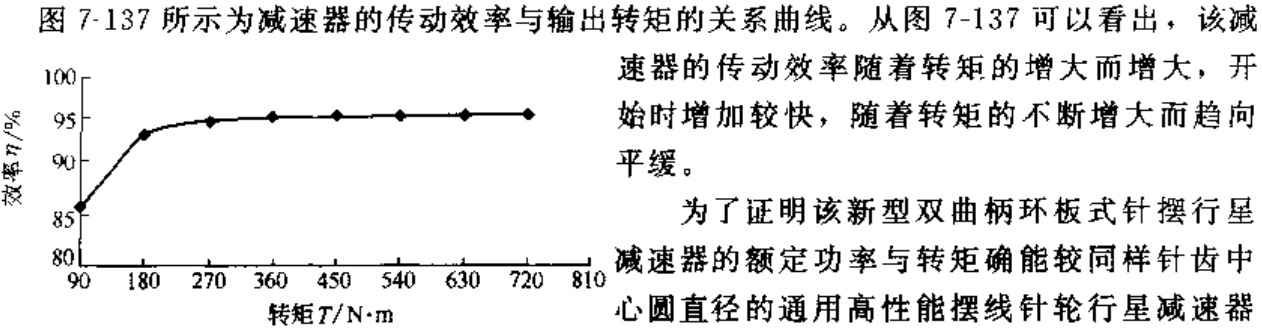


图 7-137 传动效率与转矩的关系

为了证明该新型双曲柄环板式针摆行星减速器的额定功率与转矩确能较同样针齿中心圆直径的通用高性能摆线针轮行星减速器提高一倍，又让该环板式针摆行星减速器，在最大载荷（功率为 6kW，转矩为 720N·m）下，连续运转 4h，其传动效率稳定在 93%~94%之间，高于同样针齿中心圆直径的通用高性能摆线针轮行星减速器，且齿面热平衡温度仅为 75℃。

试验结果表明，双曲柄环板式针摆行星传动具有摆线针轮行星传动的全部优点，而且在同样针齿中心圆直径的条件下比较，其承载能力提高了一倍，输出轴刚性也提高很多，且传动效率也很高（在 93%~94%）。

### 7.4 谐波齿轮传动

谐波齿轮传动是一种依靠弹性变形运动来实现传动的新型传动，它突破了机械传动采用刚性构件机构的模式，使用了一个柔性机件机构来实现机械传动。由于它具有一系列其他传动所难以达到的特殊性能，因此已广泛用于空间技术、能源、机器人、雷达、通信、机床、仪表、造船、汽车、常规武器、起重运输、医疗器械等方面。

#### 7.4.1 谐波齿轮传动的主要特点及其基本原理

(1) 主要特点

- ① 传动比大 单级传动比为 70~320。
- ② 侧隙小 由于其啮合原理不同于一般齿轮传动，侧隙很小，甚至可实现无侧隙传动。
- ③ 精度高 同时啮合齿数可达到总齿数的 20%左右，在相隔 180°的两个对称方向上同时啮合，因此误差被平均化，从而达到高运动精度。
- ④ 零件数少、安装方便 仅有三个基本部件，且输入轴与输出轴为同轴线，因此结构简单，安装方便。
- ⑤ 体积小、质量轻 与一般减速器比较，输出力矩相同时，通常其体积可减小 2/3，质量可减小 1/2。
- ⑥ 承载能力大 因同时啮合齿数多，柔轮又采用了高疲劳强度的特殊钢材，从而获得



了高的承载能力。

⑦ 效率高 在齿的啮合部分滑移量极小，摩擦损失少。即使在高速比情况下，还能维持高的效率。

⑧ 运转平稳 周向速度低，又实现了力的平衡，故噪声低、振动小。

⑨ 可向密闭空间传递运动 利用其柔性的特点，可向密闭空间传递运动。这一点是其他任何机械传动无法实现的。

## (2) 基本构造及传动原理

① 基本构造 图 7-138 所示为谐波齿轮传动的典型结构。构成谐波齿轮传动的三个主要部件如下。

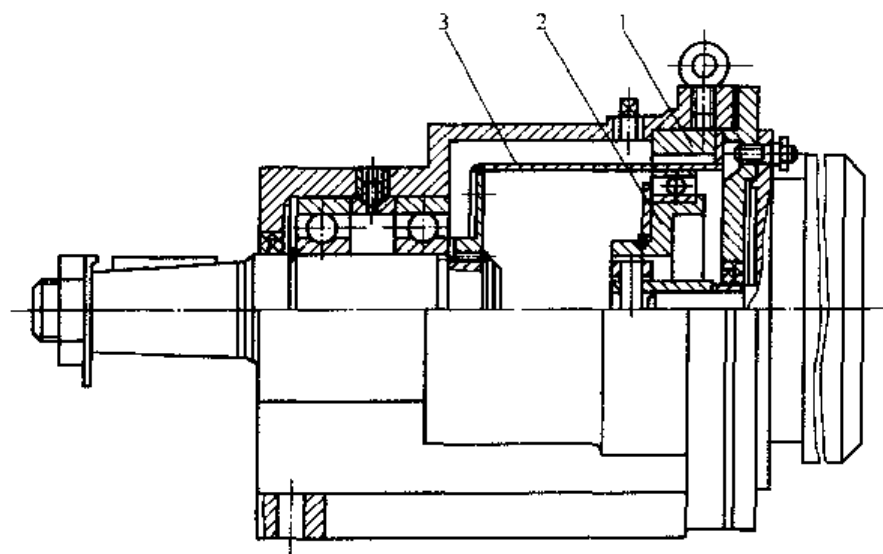


图 7-138 谐波齿轮传动典型结构

1—刚轮；2—波发生器；3—柔轮

a. 波发生器 具有长短轴，通过它的转动迫使柔轮按一定的变形规律产生弹性变形。

b. 柔轮 它是一个孔径略小于波发生器长轴的薄壁柔性齿轮，在波发生器的作用下，可产生弹性变形。

c. 刚轮 带有轮齿的刚性齿环，通常与柔轮相差 2 齿。

② 传动原理 当波发生器装入柔轮后（见图 7-139），迫使柔轮在长轴处产生径向变形成椭圆状。椭圆的长轴两端，柔轮外齿与刚轮内齿沿全齿高相啮合，短轴两端则处于完全脱开状态，其他各点处于啮合与脱开的过渡阶段。设刚轮固定，波发生器进行逆时针转动，当其长轴转到图示啮合状态处时，a 点必移至 b 点，即柔轮进行了顺时针旋转。当长轴不断旋转时，柔轮齿相继由啮合转向啮出，由啮出转向脱开，由脱开转向啮入，由啮入转向啮合，从而迫使柔轮进行连续旋转。

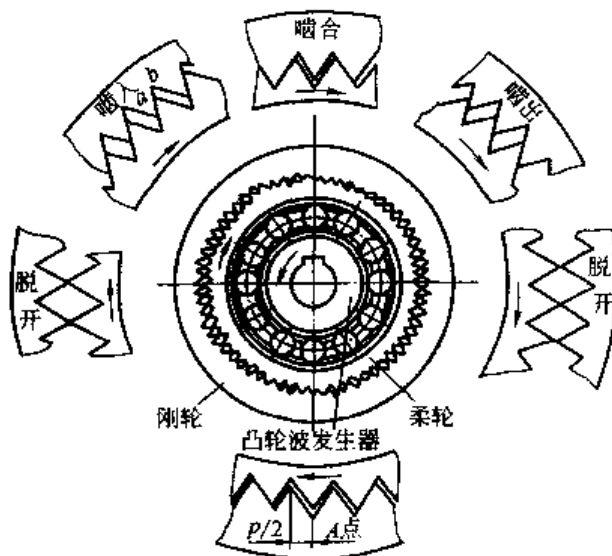
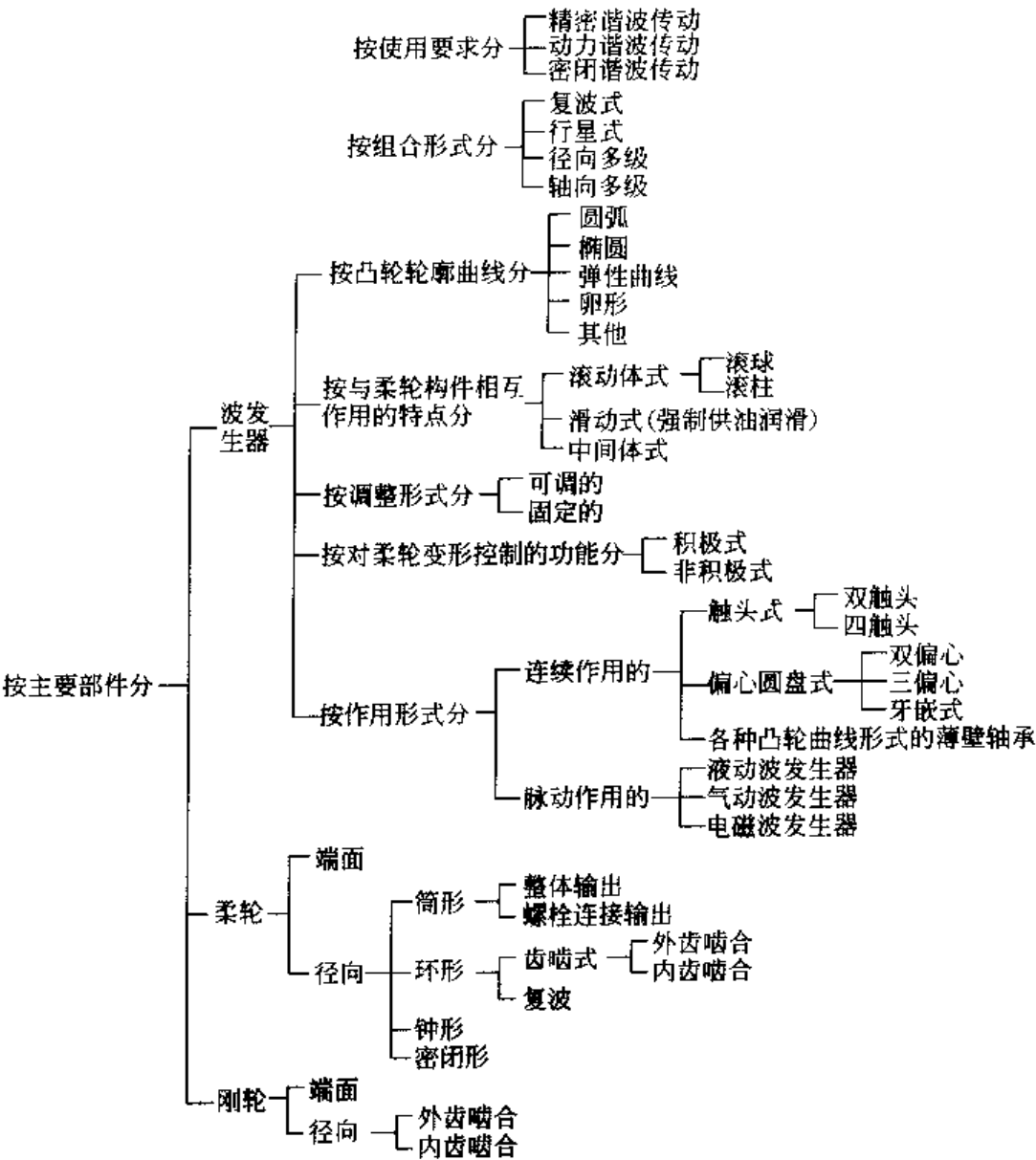


图 7-139 谐波齿轮传动工作原理

7.4.2 谐波齿轮传动的分类

谐波齿轮传动分类如下：



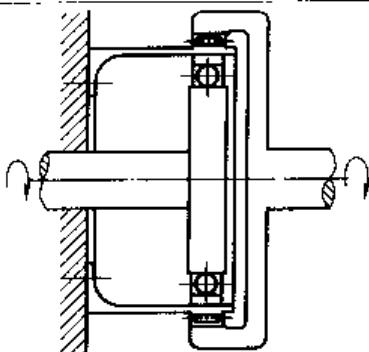
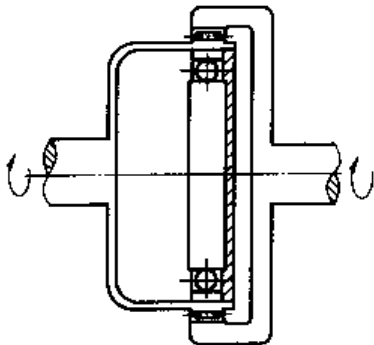
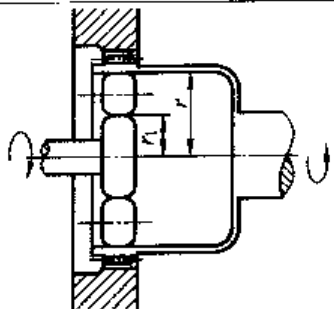
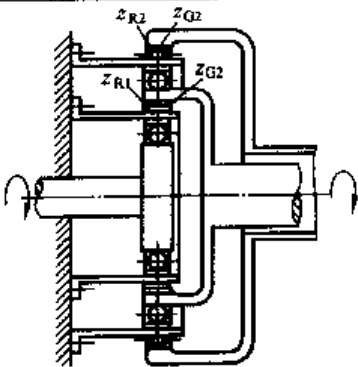
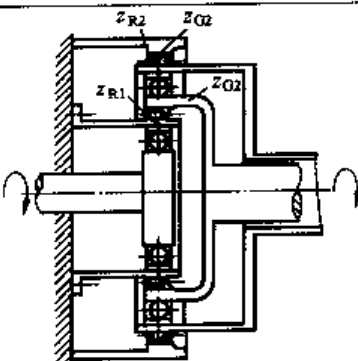
7.4.3 谐波齿轮传动的传动比计算

常用运动简图及传动比计算见表 7-83。

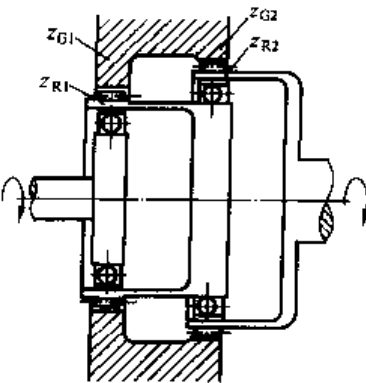
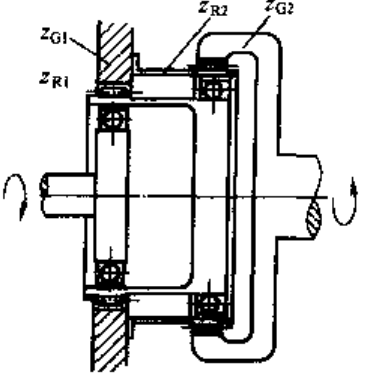
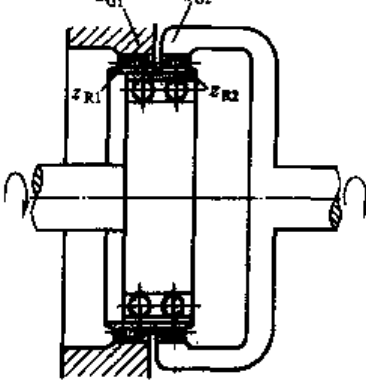
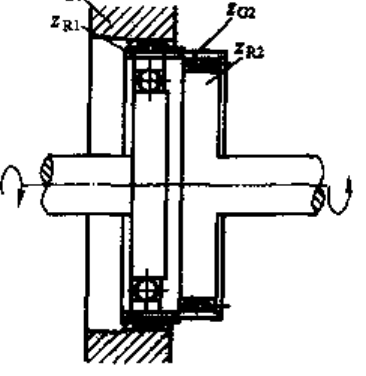
表 7-83 常用运动简图及传动比计算

传动形式	构件相互关系	结构形式示意图	传动比计算公式	传动比范围
单级减速	发生器输入 刚轮固定 柔轮输出		$i = \frac{z_R}{z_G - z_R}$	70~320

续表

传动形式	构件相互关系	结构形式示意图	传动比计算公式	传动比范围
单级减速	发生器输入 柔轮固定 刚轮输出		$i = \frac{z_G}{z_G - z_R}$	70~320
	柔轮输入 发生器固定 刚轮输出		$i = \frac{z_G}{z_R}$	1.002~1.02
行星波发生器单级减速	发生器输入 刚轮固定 柔轮输出		$i_x = i_p i$ $i_p = \frac{r_T + r}{r_T}$ $i = -\frac{z_R}{z_G - z_R}$	$1.5 \times 10^2 \sim 4 \times 10^3$
径向式配置 双级减速	第一级发生器输入 二级柔轮均固定 第二级刚轮输出		$i = i_1 i_2$ $i_1 = \frac{z_{G1}}{z_{G1} - z_{R1}}$ $i_2 = \frac{z_{G2}}{z_{G2} - z_{R2}}$	$5 \times 10^3 \sim 10^5$
	第一级发生器输入 第一级柔轮与第二级刚轮固定 第二级柔轮输出		$i = i_1 i_2$ $i_1 = \frac{z_{G1}}{z_{G1} - z_{R1}}$ $i_2 = -\frac{z_{R2}}{z_{G2} - z_{R2}}$	$5 \times 10^3 \sim 10^5$

续表

传动形式	构件相互关系	结构形式示意图	传动比计算公式	传动比范围
轴向式配置 双级减速	第一级发生 器输入 二级刚轮均 固定 第二级柔轮 输出		$i = i_1 i_2$ $i_1 = -\frac{z_{R1}}{z_{G1} - z_{R1}}$ $i_2 = -\frac{z_{R2}}{z_{G2} - z_{R2}}$	$5 \times 10^3 \sim 10^5$
	第一级发生 器输入 第一级刚轮 与第二级柔轮 固定 第二级刚轮 输出		$i = i_1 i_2$ $i_1 = -\frac{z_{R1}}{z_{G1} - z_{R1}}$ $i_2 = \frac{z_{G2}}{z_{G2} - z_{R2}}$	$5 \times 10^3 \sim 10^5$
外啮复波	第一级发生 器输入 第一级刚轮 固定 第二级刚轮 输出		$i = \frac{z_{R1} z_{G2}}{z_{R1} z_{G2} - z_{R2} z_{G1}}$	最大可达 $2 \times 10^6$
内啮复波	第一级发生 器输入 第一级刚轮 固定 第二级刚轮 输出		$i = \frac{z_{R1} z_{G2}}{z_{R1} z_{G2} - z_{R2} z_{G1}}$	$25 \sim 200$

注：1. 计算出的传动比如为“-”号，则表示输入和输出的转向相反。

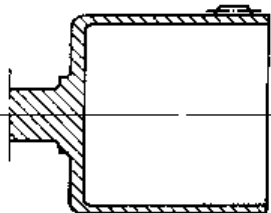
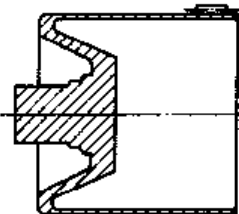
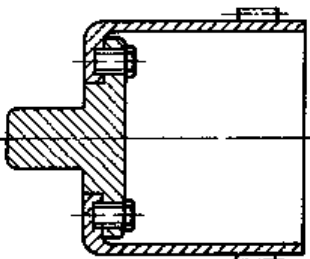
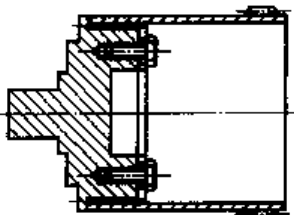
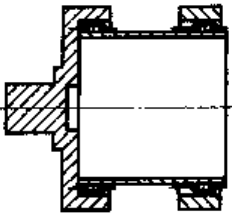
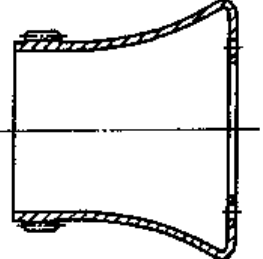
2.  $i_p$  为行星波发生器部分的传动比。

#### 7.4.4 谐波齿轮传动主要构件的结构形式

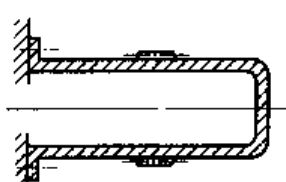
##### (1) 柔轮结构形式

柔轮结构形式和输出连接方式见表 7-84。

表 7-84 柔轮结构形式和输出连接方式

名 称	结 构 形 式	特 点	备 注
整体式筒形结构(I)		具有较大的扭转刚度、输出连接部分无空程、具有足够的寿命与较高的效率 加工量大	为改善柔轮应力及柔轮齿与刚轮的啮合状况可适当延长筒体长度或在输出端连接处设计一个刚度较小的过渡区 可采用模锻、旋压及将筒体与输出轴用焊接方法连接来改善工艺条件
整体式筒形结构(II)		吸收变形能力好、可充分利用柔轮空间 加工复杂 其他性能同上	适宜于塑料柔轮
筒形带底端面连接结构		基本性能同整体式筒形结构(I), 制造较其简单	用铰制螺钉连接
波动连接输出结构		结构简单便于加工、轴向尺寸小、扭转刚度大。传动精度与效率略低于整体式筒形结构 柔轮有轴向位移的可能, 应加以限制	由于输出连接处于活动状态故减少了对柔轮变形的约束, 达到减小轴向尺寸的目的 连接输出用的轮齿可在柔轮的内表面或外表面, 其齿数与输出轴上齿数相同
复波结构		基本性能同上 其传动比极大, 传动效率低	
钟形结构		具有较高的扭转刚度及寿命、通常用于较小传动比( $50 < i < 100$ ), 负载大的传动装置中 结构较复杂, 加工要求高	在较小的长度尺寸下能保证柔轮齿沿径向方向作平行移动而使载荷沿齿长方向均匀分布 可采用液压仿形及无切削旋压压力加工等方法进行加工

续表

名 称	结 构 形 式	特 点	备 注
密闭形结构		可实现向密闭空间传递运动	

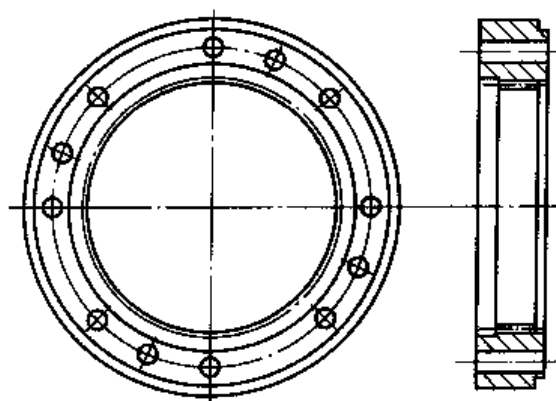


图 7-140 刚轮结构形式

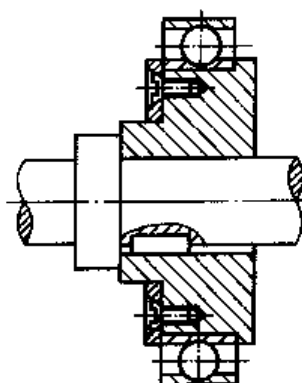
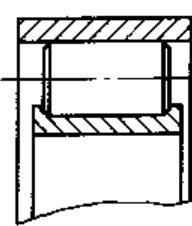
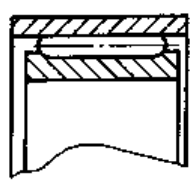
## (2) 刚轮结构形式

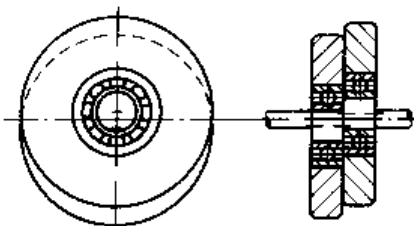
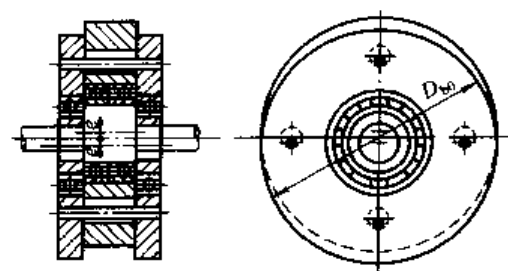
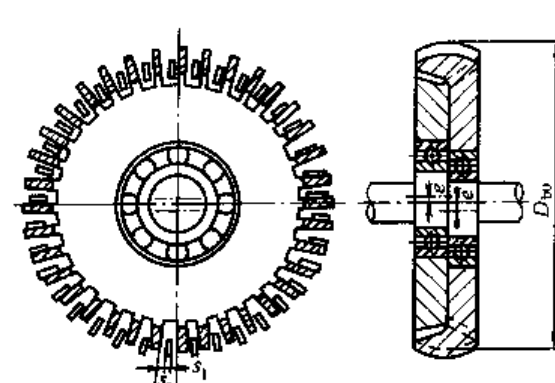
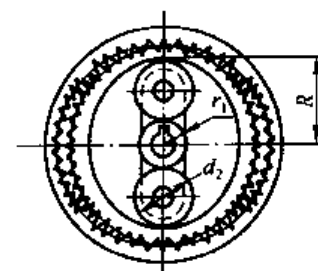
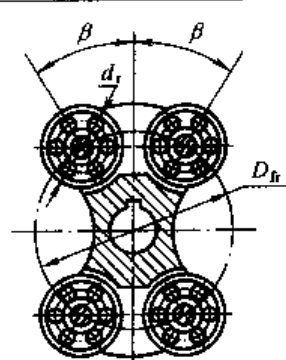
如图 7-140 所示, 刚轮也可与外壳做成一体, 以节省材料及减小装置的径向尺寸, 但加工工艺较为复杂。在大型装置中必须考虑插齿机的行程范围。在输出的转矩较大时, 必须考虑到刚轮的刚度, 不然会影响轮齿的正常啮合。

## (3) 发生器结构形式 (见表 7-85)

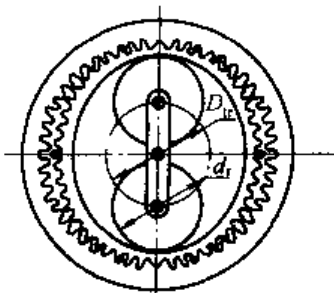
发生器的性能, 直接影响到齿轮的啮合、装置的效率、承载能力以及柔轮中应力分布, 因此应根据不同情况, 合理地选用发生器形式。

表 7-85 波发生器结构形式

名 称	结 构 形 式	特 点	备 注
薄壁深沟球轴承		效率高、精度高、承载能力大。轴承外环的轴向位置可由自身定位, 故结构简单。柔轮中应力分布较滚柱(针)薄壁轴承合理 轴承外环内滚道加工较为复杂 单级传动时, 在一定的外载荷作用下, 可实现增速, 增速性能优于滚柱(针)薄壁轴承	此种结构由椭圆状凸轮(或其他形状凸轮)与套在其上的可变形的薄壁轴承所组成。使柔轮基本上按预想的要求进行变形, 从而达到较好的啮合状态与合理的应力分布
滚柱薄壁轴承		承载能力、加工性能优于滚球薄壁轴承 增速性能次于滚球薄壁轴承 轴承外环应进行轴向定位	由于薄壁球轴承可允许柔轮有一定的轴向自位能力, 故柔轮中应力分布较滚柱(针)薄壁轴承的应力分布合理
滚针薄壁轴承		结构更为紧凑, 适用于低速重载 效率低发热量大	在滚柱(针)薄壁轴承外环上应制成圆弧形或进行倒角, 可改善柔轮中的应力分布

名称	结构形式	特点	备注
双偏心圆盘发生器		加工简单、可使用标准轴承、啮合区大、承载能力大、效率略高于薄壁轴承式波发生器、输入轴惯量小,允许高速旋转 对偏心距及其对称性要求较高、各圆盘重量应一致	<p>此种结构由偏心轴及套在其上的轴承与圆盘组成,为避免轴向位移,圆盘与轴承都应加以定位</p> <p>因其啮合区大,又去掉了薄壁轴承这一薄弱环节,故可应用于输出大转矩的谐波减速器之中,如牙嵌式圆盘发生器已成功地应用于 <math>30\,000\text{N} \cdot \text{m}</math> 的谐波减速器</p> <p>为保证柔轮受载的对称性,嵌套圆盘的齿数应为奇数</p>
三偏心圆盘发生器		承载能力高于双偏心圆盘发生器,降低了附加不平衡力矩 其他性能同上	
牙嵌式圆盘发生器		消除了不平衡力所产生的力偶效应,有利于柔轮的应力分布 其他性能同上	
双触头波发生器		结构简单,加工方便,适用于输入转速不高、载荷平稳、输出转矩较小的场合 随工作载荷的增加,柔轮的畸变亦随之增加	
四触头波发生器		啮合区及承载能力均大于双触头式波发生器,其增速性能略差于薄壁深沟球轴承波发生器 其他性能同上	<p>采用此种结构时建议增设抗弯环,以提高柔轮的寿命</p> <p>不同的触头结构(滚球的、滚柱的、圆弧触头与平触头)对增速性能及柔轮中的应力分布有不同的影响,建议将滚轮作成圆弧面或将其棱边倒角</p>

续表

名 称	结 构 形 式	特 点	备 注
行星式波发生器		输入轴转动惯量小、传动比较大、结构简单、制造方便 不能保证十分准确的传动比	有行星钢球式及行星圆柱式波发生器。也有可调式行星钢球波发生器

#### 7.4.5 谐波齿轮传动的设计计算与基本参数的确定

##### (1) 设计要点

- ① 必须建立系统设计的思想。
- ② 采用对称原则，保证元件承载均匀、系统平衡和传动装置零件的结构工艺性。
- ③ 避免超静定结构，以降低精度要求，使构件受力更为合理。
- ④ 力求避免外界的周期作用力与零件的固有振荡频率相同，避免引起大幅度的振动。
- ⑤ 为进一步提高谐波齿轮传动的承载能力，必须注意可能产生的局部有害变形，可适当增加抗弯环厚度及波发生器对柔轮的支承刚度。

##### (2) 谐波齿轮传动比的确定

谐波齿轮传动的单级传动比，一般取 70~320。若传动比太小，柔轮表面的弯曲应力就要增大。若传动比太大，传动装置的体积就要增大，造成加工及热处理时的困难。当要求传动比小于 70 时，建议采用其他传动形式。而要求传动比大于 320 时，可采用多级传动形式，如多级谐波齿轮传动或其他传动与谐波齿轮传动的组合。

由于谐波齿轮传动中柔轮的应力随负载的增加而增大，因此在确定其传动比时，还需考虑下列问题。

① 当整个传动系统的输出转矩确定后，应尽可能增加整个系统的传动比。因增加传动比就要求柔轮齿数增加，若节圆直径不变，柔轮的模数将减小（由于谐波齿轮传动多齿啮合的特点，其轮齿的承载能力相当富裕），从而减少了柔轮的变形量，改善了柔轮的疲劳性能。

② 当采用多级传动，又用谐波减速器为前级传动时，整个传动系统的尺寸较大，但谐波减速器所承受的负载减小。放在后级时，整个传动系统尺寸较小。设计时，只要谐波减速器的承载能力允许，应尽量作为后级传动。

各级传动比分配的具体数值，可根据工作情况选择几组参数进行试算，选其中最佳者。

##### (3) 柔轮设计

谐波齿轮传动可由于元件的任何一种失效而导致整个传动丧失工作能力。因此分析谐波齿轮传动的失效原因，确立其合理的工作能力准则，是研究和设计谐波齿轮传动的重要课题。通过柔轮破损断口的分析与柔轮应力测试，柔轮破损应属于以拉-弯为主的低应力高循环疲劳性质。因此柔轮的强度计算、结构设计与工艺安排，均应以此为出发点。

① 柔轮分度圆直径与波高的确定 在初步设计时，可根据图 7-141 来选择柔轮的分度圆直径与波高。

若工作负载情况有变化，应对承载能力图进行修正，即将转矩除以系数，面系数值根据



工作条件不同而变化。

a. 无冲击负荷，一天工作 8~10h，系数 = 1.0。

b. 有间断冲击负荷，一天工作 8~10h，系数 = 1.1。

c. 有间断冲击负荷，一天工作 24h，系数 = 1.3。

d. 间断工作，不经常使用时，负载可高于图内数值，也可用图中转矩值而减小减速器尺寸，即系数小于 1.0。

选择的具体步骤如下。

a. 在图的纵轴上找到所需的输出转矩，过此作一水平线，交图上曲线于若干点。

b. 由交点作水平轴的垂线，求得若干分度圆直径。这是在某个波高的情况下，柔轮能够承受输出转矩时的最小分度圆直径。

c. 用公式  $i = d_R/d$  来圆整传动比。

d. 当算出的传动比较所需的传动比小时，可增大分度圆直径来凑所需的传动比。从而得到满足输出转矩及传动比时的波高与分度圆直径。

例 求取满足传动比  $i=100$ ，输出转矩  $T=500\text{N}\cdot\text{m}$  时的柔轮分度圆直径及波高。

解 由图 7-141 的纵坐标上查到  $500\text{N}\cdot\text{m}$ ，作水平线与  $d=0.4$ 、 $0.6$ 、 $0.8$ 、 $1.0$ 、 $1.5$  各曲线相交。

由交点作水平轴的垂线，得  $d_R=109.5\text{mm}$ 、 $112\text{mm}$ 、 $118\text{mm}$ 、 $123\text{mm}$  及  $142\text{mm}$ 。

由公式  $i = \frac{d_R}{d}$  求得  $i_{0.4} = \frac{109.5}{0.4} = 273.8 > 100$ 、 $i_{0.6} = \frac{112.0}{0.6} = 186.7 > 100$ 、 $i_{0.8} = \frac{118}{0.8} =$

$147.5 > 100$ 、 $i_{1.0} = \frac{123}{1.0} = 123 > 100$ 、 $i_{1.5} = \frac{142}{1.5} = 94.7 < 100$ 。

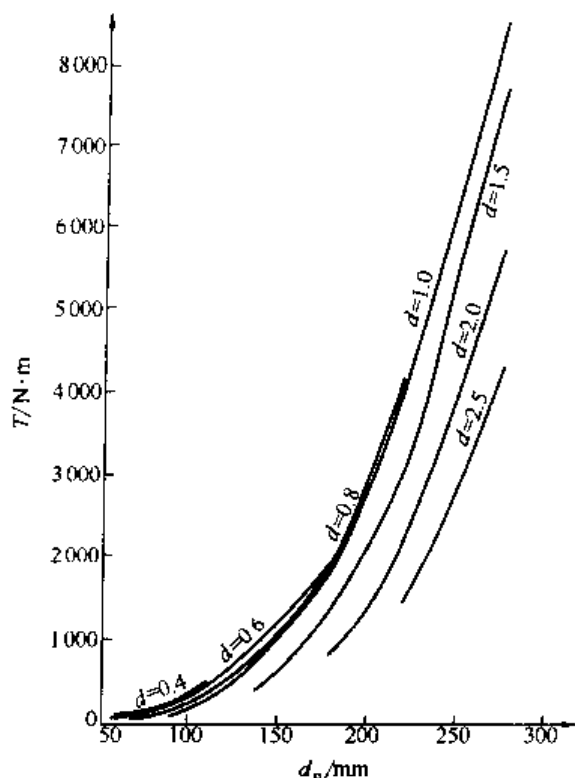


图 7-141 谐波齿轮传动承载能力

$T$  谐波减速器输出转矩； $d_R$  柔轮分度圆直径； $d$  波高

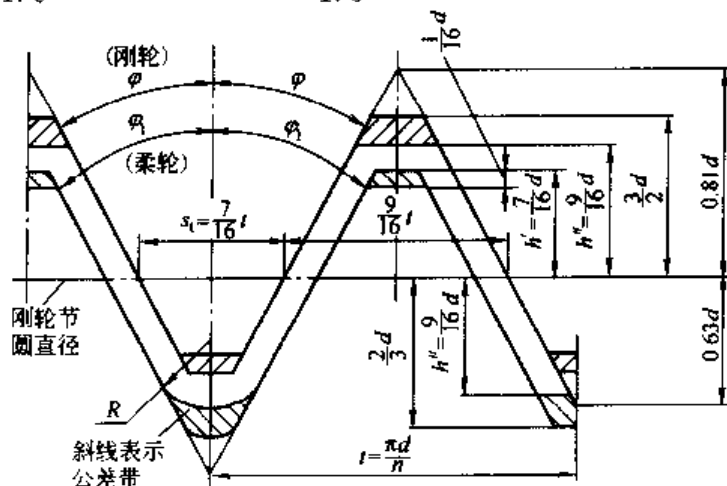


图 7-142 谐波齿轮齿形几何参数

将  $d_R$  增至 150mm 时, 此时  $i = \frac{150}{1.5} = 100$ , 符合设计要求。因此选择波高  $d = 1.5$  及柔轮分度圆直径  $d_R = 150\text{mm}$  可满足设计要求。

### ② 齿形几何关系的确定

a. 用谐波齿轮刀具加工时的齿形参数见图 7-142、表 7-86。目前已有几种规格的双波滚刀、插刀定型生产, 其波高为 0.4mm、0.6mm、1.0mm、1.5mm、2.0mm 等。

b. 采用  $20^\circ$  或  $30^\circ$  标准小模数刀具, 用移距变位方法加工时的齿形参数见表 7-87。

表 7-86 谐波齿轮齿形几何参数计算公式

名称	代号	计算公式	备注	名称	代号	计算公式	备注
波数	$n$		双波时 $n=2$	分度圆齿厚	$s_1$	$s_1 = \frac{7}{16}t - 0.4375t$	
波高	$d$		$d$ 值由 7.4.5 求得	刚轮分度圆直径	$d_G$	$d_G = \frac{z_G d}{n}$	
模数	$m$	$m = d/2$		刚轮齿顶圆直径	$d_{G0}$	$d_{G0} = d_G + \frac{7}{8}d$	
齿距	$p$	$p = \pi m$		刚轮齿压力角	$\phi$	$\phi = \arctan \frac{1.09}{n}$	双波时 $\phi = 28.6^\circ$
柔轮齿数	$z_R$	刚轮固定: $z_R = 2i$ 柔轮固定: $z_R = z_G - 2$	传动比 $i$ 由 7.4.5 求取	柔轮分度圆直径	$d_R$	$d_R = \frac{z_R d}{n}$	
刚轮齿数	$z_G$	刚轮固定: $z_G = z_R + 2$ 柔轮固定: $z_G = 2i$		柔轮齿顶圆直径	$d_{R0}$	$d_{R0} = d_R + \frac{7}{8}d$	
齿顶高	$h'$	$h' = 7/16d = 0.4375d$		柔轮齿压力角	$\phi_1$	$\phi_1 = \phi + \arctan \frac{0.458dn}{r}$	双波时 $\phi_1 = 29.2^\circ$
齿根高	$h''$	$h'' = \frac{9}{16}d = 0.5625d$		刚轮齿根圆直径	$d_{Gi}$	$d_{Gi} = d_G + \frac{9}{8}d$	
顶隙	$s$	$s = \frac{1}{8}d = 0.125d$		柔轮齿根圆直径	$d_{Ri}$	$d_{Ri} = d_R - \frac{9}{8}d$	

表 7-87  $\alpha_s = 20^\circ$  或  $30^\circ$  时的齿形几何参数计算公式

名 称	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_0 = 30^\circ$	备 注
齿顶高系数	$h_a^* = 1.0$	$h_a^* = 0.8$	采用 $30^\circ$ 压力角时, 柔轮 中应力有所减小 $M$ 值的公差, 对 $M_R$ 应 取 h6, 而对 $M_G$ 应取 H7
顶隙系数	$c^* = 0.25$	$c^* = 0.2$	
柔轮变位系数	$x_R = 2.15 + 0.009z_R$	$x_R = 0.15$	
刚轮变位系数	$x_G = x_R - 0.15$	$x_G = 0$	
柔轮基圆直径	$d_{bR} = mz_R \cos \alpha_0$		
柔轮分度圆直径	$d_R = mz_R \approx \frac{z_R d}{n}$		$\text{inv} 20^\circ = 0.014904$ $\text{inv} 30^\circ = 0.053751$
柔轮分度圆齿厚	$s_R = 0.5\pi m + 2x_R m \tan \alpha_0$		
柔轮齿根圆直径	$d_{Rf} = m(z_R + 2x_R - 2h_a^* - 2c^*)$		
柔轮齿顶圆直径	$d_{Ra} = d_{Rf} + 3.5m$		
刚轮基圆直径	$d_{bG} = mz_G \cos \alpha_0$		
刚轮分度圆直径	$d_G = mz_G$		
刚轮分度圆齿厚	$s_G = 0.5\pi m - 2x_G m \tan \alpha_0$		
刚轮齿顶圆直径	$d_{G0} = d_{R0} + 2.45m$	$d_{G0} = d_{R0} + 2.18m$	
刚轮齿根圆直径	$d_{Gf} \geq d_{Rf} + 2.3m$	$d_{Gf} \geq d_{Rf} + 2.05m$	
测量用圆柱直径	$d_p = (1.68 \sim 2.1)m$		
柔轮分度圆齿厚改变系数	$\Delta_R = 2x_R \tan \alpha_0$		
刚轮分度圆齿厚改变系数	$\Delta_G = -2x_G \tan \alpha_0$		
测量柔轮时量柱中心所在圆上渐开线压力角	$\text{inv} \alpha_{MR} = \text{inv} \alpha_0 + \frac{\Delta_R}{z_R} + \frac{d_p}{d_{bR}} - \frac{\pi}{2z_R}$		

续表

名 称	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_0 = 30^\circ$	备 注
测量刚轮时量柱中心所在圆上渐开线压力角	$\text{inv}\alpha_{M_0} = \text{inv}\alpha_0 - \frac{\Delta_0}{z_0} - \frac{d_f}{d_{M_0}} + \frac{\pi}{2z_0}$		
测量柔轮时用的量柱测量距	$M_R = m z_R \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_{MR}} + d_p$ (偶数齿) $M_R = m z_R \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_{MR}} \cos \frac{90^\circ}{z_R} + d_p$ (奇数齿)		$\text{inv}20^\circ = 0.014904$ $\text{inv}30^\circ = 0.053751$
测量刚轮时用的量柱测量距	$M_G = m z_G \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_{MG}} - d_p$ (偶数齿) $M_G = m z_G \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_{MG}} \cos \frac{90^\circ}{z_G} - d_p$ (奇数齿)		

c. S 齿形简介 近年来又提出了一种新型的 S 齿形。其优点如下。(a) 它比以往齿形的同时啮合齿数多, 可达到总齿数的 20% 以上。(b) 由于轮齿具有挠性, 降低了齿根的弯曲应力。(c) 由于轮齿承受的载荷减少而降低了齿部的应力。(d) 与以往机种相比, 其强度能提高 200%, 刚度提高 200%, 瞬间最大允许转矩可提高 150% 以上。此种齿形的谐波减速器已成功地应用于工业机器人的某些关节的驱动部分、机床的进给与分度机构、必须实现高精度定位及高回转精度的精密机械等。

### ③ 柔轮结构尺寸的确定 (见表 7-88)

表 7-88 柔轮结构尺寸

名 称	简 图	参 数 计 算	备 注
筒形带 底端面连 接结构		$L = (0.8 \sim 1.1) d_R$ $b = (0.2 \sim 0.25) d_R$ $c = (0.2 \sim 0.3) b$ $h_1 = (0.01 \sim 0.015) d_R$ $h_2 \approx h_4 \approx (0.5 \sim 0.7) h_1$ $h_3 \approx h_1$ $d_{Rd} = d_{Rl} - 2h_1$ $d_2 \leq (0.5 \sim 0.6) d_{Rd}$ $d_3 = 0.5 d_2$ $R_1 \approx R_2 \approx (0.6 \sim 1.0) m$ $R_3 \approx R_4 \approx (4 \sim 10) h_1$	波高、柔轮分度圆直径及齿形几何尺寸见 7.1.5(3) 轻载时 $d$ 值可适当减小, 重载时可适当增大 塑料柔轮壁厚为钢制柔轮的 2~3 倍 筒形整体式结构尺寸可参照此结构设计
波动连 接输出 结构		$L \geq 0.6 d_R$ $b_1 = 0.5b$ $c_1 = 0.5c$ 其他结构尺寸同上	花键连接处径向变形量 $\Delta_1 \approx 0.85d$ 可通过移距变位的方法达到花键连接的目的 外啮复波可参考此结构设计, 前后两齿间间隔由滚刀半径确定

名 称	简 图	参 数 计 算	备 注
密 闭 形 结 构		$h_1 = (0.01 \sim 0.013)d_R$ $h_2 = (0.003 \sim 0.005)d_R$ $L = (1.0 \sim 1.25)d_R$ $d_{Rd} = d_{Rd} - 2h_1$ $b \approx (0.2 \sim 0.25)d_R$ $\gamma \approx 5^\circ$ $h \approx h_1$ $D_{1.2} \approx 1.3d_{Rd}$	
钟 形 端 面 连 接 结 构		$R_1 = r_m + 0.1455R$ $L = 0.5192R$ $R_2 = 0.625R_1$ $R_3 = (2 \sim 3)h_2$ $R_1' = (r_m + R + R_3) - \sqrt{(R + R_3)^2 - (L - R_3)^2}$ 其他参数参阅筒形带底端面连接结构	由大量计算得到 $r_m/R$ 的最佳值为 $1/3$ 。这时对应的 $\theta$ 角为 $31^\circ 18'$ ，左边公 式是以此数据计算 所得 $r_m$ 为齿部柔轮壳 体中性层半径

④ 柔轮的应力分析 柔轮计算模型的建立比较复杂。因为同时啮合的实际齿数及齿间的载荷分布规律、柔轮与发生器的包角等都未知。为简化问题的分析，以光滑圆柱壳体的计算模型来进行应力分析，然后再根据试验结果进行适当的修正。其计算应力公式为

$$\sigma_z = K_M K_d C_\sigma \frac{\gamma w_0 E h}{r_m^2} \quad (7-255)$$

$$\sigma_\varphi = K_M K_d C_\sigma \frac{w_0 E h}{r_m^2} \quad (7-256)$$

$$\tau_{z\varphi} = K_M K_d C_\tau \frac{w_0 E h}{r_m L} \quad (7-257)$$

$$\tau_M = K_u K_d \frac{T_1}{2\pi r_m^2 h} \quad (7-258)$$

式中  $\sigma_z$ ——弯矩  $M_z$  引起的沿母线方向的正应力，MPa；  
 $\sigma_\varphi$ ——弯矩  $M_\varphi$  引起的周向正应力，MPa；  
 $\tau_{z\varphi}$ ——转矩  $T_{z\varphi}$  引起的沿  $z$  和  $\varphi$  方向的切应力，MPa；  
 $\tau_M$ ——作用在柔轮上的转矩  $T$  所产生的切应力，MPa；  
 $w_0$ ——柔轮的最大径向变形量，可近似取为  $1/2$  波高，mm；

$E$ ——弹性模量, MPa;

$\gamma$ ——泊松比;

$h$ ——柔轮壁厚, mm;

$r_m$ ——柔轮壳体中性层半径, mm;

$L$ ——柔轮壳体长度, mm;

$C_\sigma$ ——正应力系数, 其值见表 7-89;

$C_\tau$ ——切应力系数, 其值见表 7-89;

$K_M$ ——受载时柔轮形状畸变引起的应力增长系数, 其值见表 7-90;

$T_1$ ——柔轮承受的实际负荷, N·m;

$K_u$ ——切应力分布不均匀系数,  $K_u=1.5\sim 1.8$ ;

$K_d$ ——动载荷系数, 一般取  $K_d=1.1\sim 1.4$ 。当制造精度较低, 波发生器转速较高时, 取较大值; 若波发生器的转速小于 1000r/min, 齿轮制造精度为 7 级时, 可取  $K_d=1.0$ 。

柔轮筒体的微元体处于平面应力状态, 即受沿筒体母线方向和圆周方向的正应力及由变形和扭转产生的切应力。考虑到  $\sigma_z$  较小, 引用系数  $K_z$  来计及影响。柔轮疲劳强度计算采用校验双向稳定变应力状态下的安全系数。

表 7-89  $C_\sigma$  和  $C_\tau$  之值

$\beta$	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
$C_\sigma$	2.278	2.036	1.808	1.652	1.547	1.510	1.592	1.986	3.852	12.971
$C_\tau$	0	0.142	0.260	0.354	0.435	0.506	0.565	0.628	0.753	0

注:  $\beta$  为两触头相对于变形长轴的夹角, 见表 7-85 附图。

表 7-90 受载时柔轮形状畸变引起的应力增长系数  $K_M$

$T_1/T$	$K_M$		$T_1/T$	$K_M$	
	凸轮式和圆盘式波发生器	触头式波发生器		凸轮式和圆盘式波发生器	触头式波发生器
0.25	1.13	1.25	1.00	1.60	2.00
0.50	1.25	1.50	1.50	1.75	2.50
0.75	1.38	1.75	2.00	2.00	3.00

注:  $T$  由图 7-141 查得。

因谐波齿轮传动在工作时, 柔轮筒体处于变应力状态, 正应力基本上呈对称变化, 而切应力呈脉动变化。若以  $\sigma_s$ 、 $\sigma_m$ 、 $\tau_s$ 、 $\tau_m$  分别表示正应力和切应力的应力幅和平均应力, 则

$$\begin{cases} \sigma_s = \sigma_y, \sigma_m = 0 \\ \tau_s = \tau_m = 0.5(\tau_M + \tau_{\text{平均}}) \end{cases} \quad (7-259)$$

因此安全系数可按下式计算

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + K_z s_\tau^2}} \geq 1.5 \quad (7-260)$$

其中

$$\begin{cases} s_\sigma = \frac{\sigma_1}{K_\sigma \sigma_s} \\ s_\tau = \frac{\tau_1}{K_\tau \tau_s + 0.2 \tau_m} \end{cases} \quad (7-261)$$

式中  $s_\sigma$ 、 $s_\tau$ ——仅有正应力和仅有切应力作用时的安全系数；

$\sigma_{-1}$ 、 $\tau_{-1}$ ——材料在对称循环下的抗弯和抗剪强度，MPa；

$K_\sigma$ ——考虑  $\sigma_z$  影响的系数，当  $\sigma_z/\sigma_\sigma=0.3$  时， $K_\sigma=0.7$ ；

$K_\sigma$ 、 $K_\tau$ ——正应力与切应力的有效应力集中系数， $K_\sigma=2.2\sim 2.5$ ， $K_\tau=(0.7\sim 0.9) K_\sigma$ 。

#### ⑤ 柔轮强度计算举例

例 设计一谐波齿轮传动，要求传动比  $i=100$ ，输出转矩  $T=500\text{N}\cdot\text{m}$ 。无冲击负荷，一天工作  $8\sim 10\text{h}$ 。输入电机转速  $3000\text{r}/\text{min}$ 。并校验其强度。

解

a. 求柔轮分度圆直径与波高。

无冲击负荷，一天工作  $8\sim 10\text{h}$ ，由图 7-141 注可知，承载能力修正系数为 1.0。并由此图求得柔轮分度圆直径及波高为

$$d_R=150\text{mm}, d=1.5\text{mm}$$

b. 柔轮与刚轮齿数的确定。

由传动比  $i=100$ ，并选定波发生器输入，刚轮固定，柔轮输出，波数  $n=2$  时

$$z_R=200, z_G=202$$

c. 计算齿形几何参数。

采用谐波齿轮刀具加工，则由表 7-86 求得齿形的各种几何参数

$m=0.75\text{mm}$	$t=2.3562\text{mm}$
$h'=0.6563\text{mm}$	$h''=0.8437\text{mm}$
$s=0.1875\text{mm}$	$s_t=1.0307\text{mm}$
$d_G=151.5\text{mm}$	$d_R=150\text{mm}$
$d_{G1}=150.1875\text{mm}$	$d_{R1}=148.3125\text{mm}$
$d_{G0}=153.1875\text{mm}$	$d_{R0}=151.3125\text{mm}$
$\phi=28.6^\circ$	$\phi_1=29.2^\circ$

d. 柔轮结构参数的确定。

由表 7-88 可求得柔轮壁厚、柔轮壳体中性层半径及柔轮长度

$$h_1=1.7\text{mm}, r_m=72.96\text{mm}, L=145.92\text{mm}$$

e. 选择波发生器形式。

选用凸轮廓线为四力作用弹性曲线的薄壁轴承积极式波发生器。

f. 确定系数  $C_\sigma$ 、 $C_\tau$ 、 $K_M$ 、 $K_\sigma$ 、 $K_\tau$ 、 $K_u$ 、 $K_d$ 、 $K_z$ 。

由表 7-89 查得  $C_\sigma=1.592$ ， $C_\tau=0.565$

由表 7-90 查得  $K_M=1.38$

由前节确定  $K_\sigma=2.2$ ， $K_\tau=1.76$ ， $K_u=1.6$ ， $K_z=0.7$ ， $K_d=1.25$ （考虑制造精度为 7 级，输入轴转速为  $3000\text{r}/\text{min}$ ）。

g. 计算柔轮应力。

按式 (7-255) ~ 式 (7-258) 求得

$$\sigma_v = 1.38 \times 1.25 \times 1.592 \times \frac{0.75 \times 2.1 \times 10^3 \times 1.7}{(72.96)^2} = 138.13 \text{ MPa}$$

$$\tau_{zv} = 1.38 \times 1.25 \times 0.565 \times \frac{0.75 \times 2.1 \times 10^3 \times 1.7}{72.96 \times 145.92} = 24.51 \text{ MPa}$$

$$\tau_M = 1.6 \times 1.25 \times \frac{500 \times 1000}{2\pi \times (72.96)^2 \times 1.7} = 17.59 \text{ MPa}$$

又由式 (7-259)

$$\sigma_a = \sigma_v = 138.13 \text{ MPa}, \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_m = 0.5(17.59 + 24.51) = 21.05 \text{ MPa}$$

h. 选择材料与确定许用应力。

选取柔轮材料为 40CrNiMoA,  $\sigma_1 \approx 500 \text{ MPa}$ ,  $\tau_1 \approx 250 \text{ MPa}$ 。

i. 求安全系数  $s$ 。

由式 (7-260), 式 (7-261) 得

$$s_\sigma = \frac{500}{138.13 \times 2.2} = 1.645$$

$$s_\tau = \frac{250}{1.76 \times 21.05 + 0.2 \times 21.05} = 6.059$$

所以

$$s = \frac{1.645 \times 6.059}{\sqrt{1.645^2 + 0.7 \times 6.059^2}} = 1.87 > 1.5$$

j. 结论。

柔轮疲劳强度满足要求。

⑥ 柔轮材料 柔轮承受较大的交变应力, 在启动时冲击负荷较大, 为此对材料的选择提出了更高的要求。

疲劳断裂主要经过生核、扩展与断裂三个阶段, 且裂纹一般都在表面形成, 然后向内部扩展。选择的材料最好使其既不易生核又要使裂纹扩展速率最低, 使裂纹扩展到更大范围时才进行最后断裂。这可通过选择强度和冲击韧度都高的材料来达到, 一般而言, 提高了强度, 冲击韧度就降低了。另一途径是通过表面强化, 减少表面缺陷和改善表面应力状态, 阻碍疲劳裂纹在表面生核, 此外还可使零件的心部具有强度和冲击韧度的良好配合, 降低疲劳裂纹的扩张速率。

选择材料时, 应提高材料的纯度 (要求原始坯料中存在的杂质、非金属夹杂物必须很少, 偏析值也很小, 且不得有白点存在)、减小晶粒度及适当提高材料的硬度。这对属于高循环疲劳的柔轮来讲是有益的。

一般推荐采用含碳量 (质量分数) 为 35%~40% 的铬钼系列钢种, 见表 7-91 及表 7-92。

表 7-91 主要零件的材料

名称	钢种牌号	硬度 HRC
柔轮	第 I 组 20Cr <sub>2</sub> Ni <sub>4</sub> A, 18Cr <sub>2</sub> Ni <sub>4</sub> WA 30CrMnSiNiA, 30Cr <sub>2</sub> MnNi <sub>2</sub> 40CrNiMoA 等	32~36
	第 II 组 50CrMn, 55Si <sub>2</sub> , 60Si <sub>2</sub> , 40CrN 35CrMnSi, 30CrMnSiA 等	32~36
	第 III 组 50, 60	32~36
	刚轮	45, 50, 60, 40Cr
中间环	55Si <sub>2</sub> , 60Si <sub>2</sub> , 50CrMn	55~60

表 7-92 谐波齿轮传动主要零件的材料、热处理规范和表面硬度

零件	钢种牌号	热处理(加热温度℃)及冷却介质	力学特性		
			屈服点 $\sigma_s$ /MPa	抗拉强度 $\sigma_{-1}$ /MPa	硬度 HRC
柔 轮	35CrMnSiA	淬火 880℃, 油冷, 回火 540℃, 水或油冷	880	380	32~36
	35CrMnSiA	等温淬火 880℃, 在加热到温度 280℃~310℃ 的硝酸钾溶液中冷却, 空气冷却	1 300	450	32~36
	30CrMnSi	淬火 830℃, 油冷, 回火 540℃ 油冷	850	380	32~36
	30CrMnSi	等温淬火 880℃~890℃, 在加热到温度 370℃ 的硝酸钾溶液中冷却, 再空气冷却	1 090	450	32~36
		淬火 870℃, 油冷, 回火 460℃, 空气冷却	1 400	500	32~36
	40CrNiMoA	淬火 850℃, 油冷, 回火 600℃, 空气冷却	950	530	32~36
抗弯环	60Si <sub>2</sub>	淬火 860℃, 油冷, 回火 180℃, 空气冷却	1 400	500	55~60
		淬火 880℃, 油冷, 回火 180℃, 空气冷却	1 600	500	55
刚 轮	45	淬火 820℃, 油冷或水冷, 回火 200℃, 空气冷却	1 030	338	30~36
	45Cr	淬火 860℃, 油冷, 回火 550℃, 油冷或空气冷却	1 000	380	28~32

⑦ 柔轮的坯料加工及热处理 柔轮坯料通常为锻打, 锻打时应尽量使金属纤维方向成为环形, 这有利于提高柔轮疲劳强度。

采用热模锻成形方法。可使晶粒度达到 8 级, 材料的强度与疲劳性能均得到提高, 加工余量较少。

采用压模中冷挤压成形的方法。能提高成形精度, 机加工量极少, 材料利用率达 90%~95%, 与热模锻相比可减少加工量 30%~40%。零件的尺寸精度在 2~3 级。表面粗糙度低。此外, 采用这种冷挤压成形时, 根据材料的塑性变形程度, 材料的抗拉强度增加 0.5~1 倍, 而屈服极限增加 1~1.5 倍, 从而显著地提高了所加工零件的力学性能。

采用金属强力旋压技术。材料经强力旋压后, 其组织结构与力学性能均发生变化, 晶粒细化并形成具有连续纤维状的特性, 强度可提高 60%~90%, 硬度可提高 20%~30%, 延伸率则有所降低, 可在同一制品上获得多种不同的力学性能。旋压后产品的粗糙度得到很大改善, 柔轮壁厚的均匀度可在 0.02mm 以下。与机加工相比可节省材料 20%~30%, 有的材料利用率可达 90%。金属旋压有自检作用, 在旋压过程中坯料的夹渣、裂纹等缺陷会自行暴露。从而提高了零件使用的可靠性。现已有各种规格的柔轮批量生产。

柔轮毛坯经旋压形变强化之后, 再进行恰当的相变热处理, 使两者有机地相结合, 材料的综合力学性能在形变强化的基础上又进一步强化。

对于筒形柔轮可采用焊接方法来改善工艺。焊口位置应设计在靠近筒底的圆周上。推荐选用微束等离子弧焊及钨极氩弧焊。

柔轮可采用等温淬火的热处理工艺, 等温淬火适合于处理第一类回火脆性较严重的钢材, 如 30CrMnSiA, 40CrMnMoA, 30CrMnSi2 等钢种。等温淬火后, 若柔轮的硬度高于规定时, 不允许采用在较高温度下回火的方法来降低硬度, 因为这样会使冲击韧性大大降低。这时可提高等温温度重新淬火。

裂纹通常在表面产生, 并向内部扩展, 可采用各种表面强化和表面处理工艺, 以求得具有高强度及残余压应力的表面, 提高疲劳寿命。采用气体软渗氮工艺时, 工件变形量小, 使疲劳强度得到提高(一般来说, 抗拉强度提高的幅度: 碳钢为 60%~80%, 低碳合金钢为 30%~50%), 而且耐磨(比淬火回火处理提高三倍), 发热及抗擦伤胶合的性能也有较大的



改善。渗氮引入残余压应力，还有抵制有害环境的保护作用。

冷滚压也在表面引入残余压应力，既改善了表面缺陷的情况，又使零件表面粗糙度也得到降低。

当然还可采用低碳马氏体、形变热处理、辉光离子渗氮及渗金属处理等新工艺。

#### (4) 刚轮设计

刚轮齿形几何参数已列于表 7-86、表 7-87，其齿宽略大于柔轮齿宽。

刚轮材料一般用 45 钢或 40Cr，其热处理硬度略低于柔轮。

在动力传动情况下，刚轮一般要求具有较高的刚度，以免因弹性变形而失去刚轮的功能。也有为降低动载荷和减少发生器及齿轮加工误差所造成的振动影响，而采用较小刚度的刚轮。

#### (5) 波发生器的设计计算

##### ① 凸轮薄壁轴承式波发生器的设计

- 根据传动比与承载要求由图 7-143 查得薄壁轴承外径尺寸  $D_n$ 。
- 根据薄壁轴承外径由图 7-144 查得轴承中钢球直径  $d_g$ 。
- 由表 7-93 求取薄壁轴承中各结构参数。其型号、规格见表 7-94。

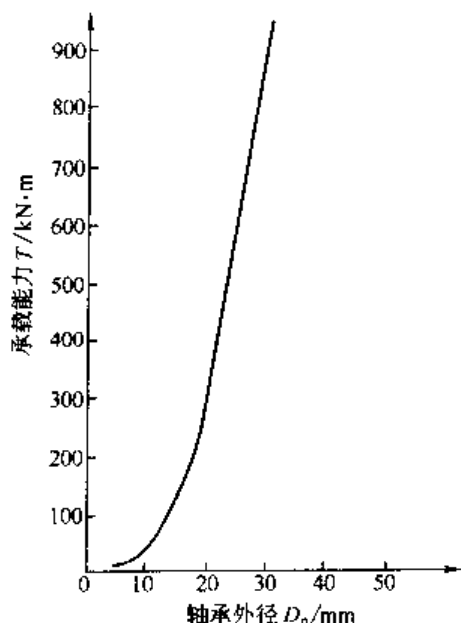


图 7-143 轴承外径与承载能力关系

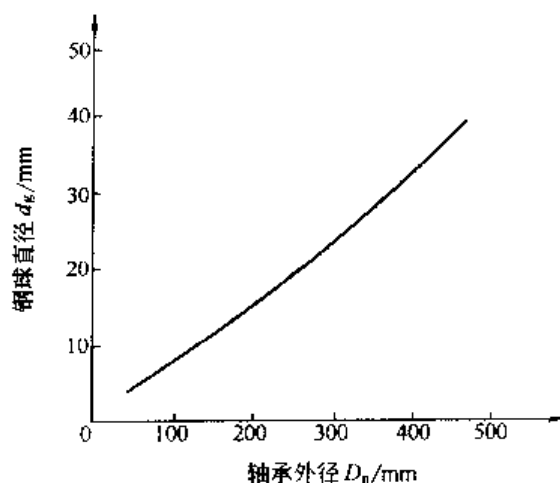


图 7-144 轴承外径与钢球直径关系

表 7-93 薄壁轴承结构参数

名称	简 图	计 算 式	备 注
球 薄 壁 轴 承 总 结 构		轴承外圈最大厚度 $a_1 \leq 1.6h_1$ 轴承内圈最大厚度 $a_2 \leq 1.8h_1$ 轴承宽度 $B_b \approx b$ 轴承外圈滚道深度 $Q_1 \approx 0.05d_g$ 轴承内圈滚道深度 $Q_2 \approx 0.1d_g$ 滚道曲率半径 $r_{rw} = (0.515 \sim 0.52)d_g$ 轴承内径 $d_n = d_n - 2[(d_1 - Q_1) - (d_2 - Q_2) + d_g]$	$b$ 为柔轮齿宽 轴承内外圈材料为 GCr15，内圈硬度 58~60HRC，外圈硬度 56~58HRC 在载荷较小和转速较低时，可取 $\geq 40\text{HRC}$

名称	简图	计算式	备注																																												
依靠四条母线定心的保持架		保持架内径 $d_{cr} = 2(\rho_{Hmax} \tau d_z)$ 保持架外径 $D_{cr} = 2(\rho_{Hmin} + d_z + 0.88d_g)$ 孔槽尺寸 $d_h = d_g - \delta_c$ 滚动体和保持架之间间隙 $\delta_c \approx (0.06 \sim 0.08)d_g$ 开口圆柱孔孔槽尺寸 $d_k = (0.90 \sim 0.95)d_g$ 保持架宽度 $B_c < B_b$	制造容易, 装拆方便, 能消除保持架的径向游动, 减小了保持架与轴承内、外座圈的摩擦, 对提高轴承寿命、效率和精度等均为有利, 是最常用的定心方法																																												
依靠滚动体定心的保持架		保持架内径 $d_{cg} = d_n + 2a_z$ 保持架外径 $D_{cr} = d_{cg} + 2s_c$ $s_c < d_g - 2.5d$ 孔槽尺寸 $d_h = \frac{2\sqrt{3}}{3}(d_g - 0.5s_c + d)$	当用于只有内座圈或外座圈制有滚道的轴承时, 在保持架上制有圆锥孔即可; 当用于内、外座圈均制有滚道的轴承时, 锥孔侧面应制成类似于如图所示的缺口, 以便钢球的安装																																												
隔离块式保持架		两钢球中心间距离 $l_c = (d_o + d_g) \sin\left(\frac{180^\circ}{z_b}\right)$ 两钢球间隔距离 $l_s = l_c - d_g$ 隔离块球半径 $r_{cw} = (0.515 \sim 0.52)d_g$ 隔离块直径 $d_{sp}$ 以其能从内外圈的间隔中装入为限 隔离块长度 $l_{cw}$ 及兜深 $h_{cw}$ 可由上述数据算得	采用此种隔离块的轴承摩擦阻力小、精度高、噪声小 在运动传动中可采用工程塑料, 最后一块可利用材料的弹性嵌入, 在动力传动中, 可用青铜制作隔离块, 最后一块需二半铆合而成																																												
四力作用弹性廓线凸轮		当 $\beta = 30^\circ$ 时 $\rho_H = 0.5d_n + C_p w_0$ $C_p$ 为 $\varphi$ 之函数, 其值为 <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\varphi_H</math></th><th><math>C_p</math></th><th><math>\varphi_H</math></th><th><math>C_p</math></th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>0°</td><td>1.000 00</td><td>50°</td><td>-0.154 46</td></tr> <tr><td>5°</td><td>0.988 40</td><td>55°</td><td>-0.343 73</td></tr> <tr><td>10°</td><td>0.953 46</td><td>60°</td><td>-0.522 15</td></tr> <tr><td>15°</td><td>0.894 81</td><td>65°</td><td>-0.684 00</td></tr> <tr><td>20°</td><td>0.811 81</td><td>70°</td><td>-0.824 00</td></tr> <tr><td>25°</td><td>0.703 62</td><td>75°</td><td>-0.940 00</td></tr> <tr><td>30°</td><td>0.569 14</td><td>80°</td><td>-1.020 00</td></tr> <tr><td>35°</td><td>0.408 76</td><td>85°</td><td>-1.080 00</td></tr> <tr><td>40°</td><td>0.229 32</td><td>90°</td><td>-1.090 00</td></tr> <tr><td>45°</td><td>0.038 97</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	$\varphi_H$	$C_p$	$\varphi_H$	$C_p$	0°	1.000 00	50°	-0.154 46	5°	0.988 40	55°	-0.343 73	10°	0.953 46	60°	-0.522 15	15°	0.894 81	65°	-0.684 00	20°	0.811 81	70°	-0.824 00	25°	0.703 62	75°	-0.940 00	30°	0.569 14	80°	-1.020 00	35°	0.408 76	85°	-1.080 00	40°	0.229 32	90°	-1.090 00	45°	0.038 97			能满足柔轮弹性变形的需要, 改善柔轮中的应力分布 可用靠模加工, 是较常用的一种凸轮形式
$\varphi_H$	$C_p$	$\varphi_H$	$C_p$																																												
0°	1.000 00	50°	-0.154 46																																												
5°	0.988 40	55°	-0.343 73																																												
10°	0.953 46	60°	-0.522 15																																												
15°	0.894 81	65°	-0.684 00																																												
20°	0.811 81	70°	-0.824 00																																												
25°	0.703 62	75°	-0.940 00																																												
30°	0.569 14	80°	-1.020 00																																												
35°	0.408 76	85°	-1.080 00																																												
40°	0.229 32	90°	-1.090 00																																												
45°	0.038 97																																														
双偏心圆弧凸轮		$e = \pi \frac{d_G - d_R}{\pi - 2}$ 式中 $d_G, d_R$ —— 刚轮与柔轮分度圆直径 $R_T = \frac{\pi d_n - 4e}{2\pi}$	加工较方便, 容易获得高的几何精度, 较标准椭圆凸轮的啮合区大																																												

续表

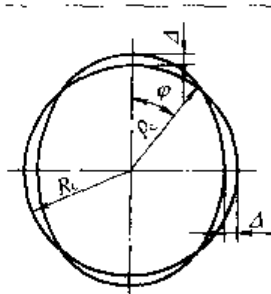
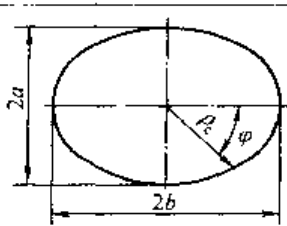
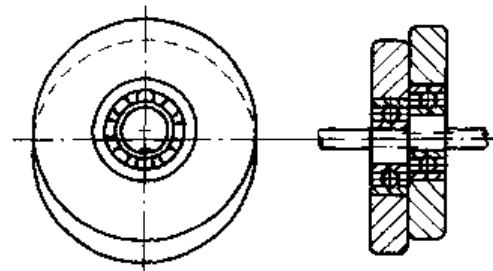
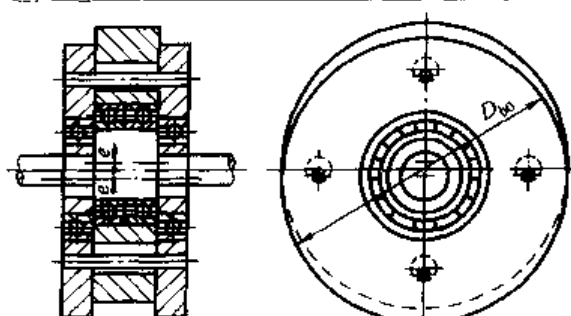
名称	简图	计算式	备注
余弦凸轮		$\rho_H = 0.5d_n + w_c \cos 2\varphi_H$	其特点在于能使柔轮最大径向变形量和最小变形量相等,且加工较为简单
标准椭圆凸轮		$\rho_H = \frac{a_H b_H}{\sqrt{a_H^2 \sin^2 \varphi_H + b_H^2 \cos^2 \varphi_H}}$ 式中 $a_H, b_H$ 椭圆的长半轴和短半轴 $a_H = d_n/2 + w_0$ $b_H = d_n/2 - w_0$	$b_H$ 为近似值,但其足够精确

表 7-94 国产薄壁轴承型号、规格

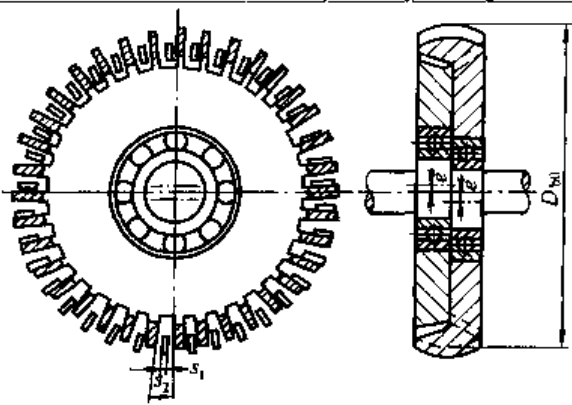
型号	外形尺寸 mm				型号	外形尺寸/mm			
	$d_n$	$D_0$	$B_0$	$r$		$d_n$	$D_0$	$B_0$	$r$
901KA	18.8	25	4	0.1	812KA	60	80	12	0.3
905KA	24	32	5	0.1	815KA	75	100	15	0.3
906KA	30	40	6	0.15	818KA	90	120	18	0.5
907KA	37	50	8	0.3	824KA	120	160	24	0.7
809KA	45	60	9	0.3	830KA	150	200	30	0.7

② 圆盘式波发生器的设计 见表 7-95。

表 7-95 圆盘式波发生器的结构设计

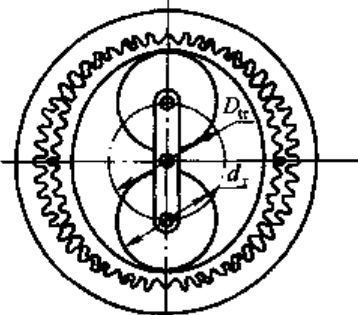
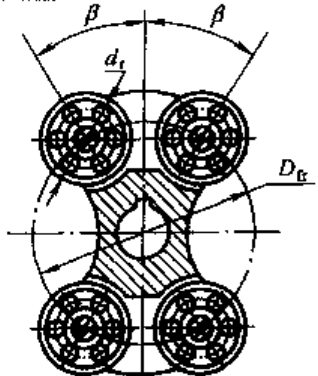
名称	结构形式	计算公式	备注
双圆薄波发生器		偏心距 $e = (3.45 \sim 3.82)w_0$ 圆盘直径 $D_{ic} = d_i - 2e + 2w_0 + \delta_{ib}$ 式中 $d_i$ ——抗弯环内径 $\delta_{ib}$ ——应补偿的轴承径向间隙、弹性变形等,一般取为一个滚动轴承的最大径向间隙,其值约为 $0.02 \sim 0.045\text{mm}$	偏心距公差取为 $\pm F8$ 圆盘硬度可取为 $50 \sim 54\text{HRC}$
圆盘波发生器		偏心距 $e = (3.45 \sim 3.82)w_0$ 圆盘直径 $D_{ic} = d_i - 2e + 2w_0 + \delta_{ib}$ 式中 $d_i$ ——抗弯环内径 $\delta_{ib}$ ——应补偿的轴承径向间隙、弹性变形等,一般取为一个滚动轴承的最大径向间隙,其值约为 $0.02 \sim 0.045\text{mm}$	

续表

名称	结构形式	计算公式	备注
牙嵌式圆盘波发生器		齿宽与槽宽关系为 $s_0, s_1 > 2e$ 偏心距 $e = (3.45 \sim 3.82)w_0$ 圆盘直径 $D_{h0} = d_1 - 2e + 2w_0 + \delta_{tb}$ 式中 $d_1$ — 抗弯环内径 $\delta_{tb}$ — 应补偿的轴承径向间隙、弹性变形等, 一般取为一个滚动轴承的最大径向间隙, 其值约为 $0.02 \sim 0.045\text{mm}$	

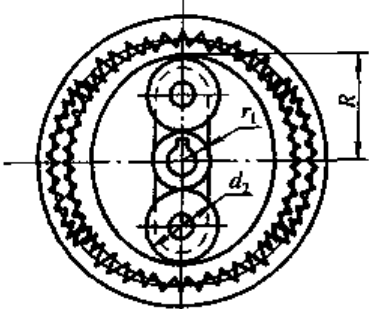
③ 触头式波发生器的设计 见表 7-96。

表 7-96 触头式波发生器的结构设计

名称	结构形式	计算公式
双触头波发生器		滚轮中心所在圆直径 $D_w = d_1 - d_r + 2w_0 + \delta_{tb}$ 式中 $d_r$ — 滚轮外径, 可由结构确定
四触头波发生器		当 $\beta = 30^\circ$ 时, 滚轮中心所在圆直径 $D_h = d_1 - d_r + 1.136w_0 + \delta_{tb}$ $d_r$ 可由结构确定, 但一般取 $d_r \leq d_1/3$

④ 行星式波发生器的设计 见表 7-97。

表 7-97 行星式波发生器的结构设计

名称	结构形式	计算公式
行星式波发生器		$R = \frac{1}{2}D_h + 0.9mK$ 当 $\alpha = 20^\circ, K = 1$ $\alpha = 30^\circ, K = 0.89$ $d_2 \geq \frac{1}{3}D_h$ $r_1 = R - d_2$

#### (6) 抗弯环的材料选择

为改善柔轮内壁的磨损情况、增加柔轮的刚性、提高柔轮的承载能力及寿命,在柔轮内壁与波发生器之间增加一个抗弯环。由于抗弯环承受很大的弯曲应力和接触应力,故硬度可取为 55~60HRC,材料可取 GCr15、60Si<sub>2</sub>、30CrMnSi 等。厚度约为柔轮厚度的 1.5 倍。

刚轮与柔轮、柔轮与抗弯环、抗弯环与波发生器之间,不应采用硬度相同的同种材料。

#### 7.4.6 谐波齿轮传动的效率、发热、润滑与增速

##### (1) 谐波传动的效率计算

谐波齿轮传动中,能量的损失主要是柔轮与刚轮轮齿啮合时的滑动摩擦损失、波发生器转动时薄壁轴承内的滚动摩擦损失、波发生器中薄壁轴承外圈与柔轮变形阻力引起的损耗、传动装置工作时搅拌润滑油和润滑油从齿间挤出时的功率损耗以及钢球对保持架的摩擦功率损耗。

##### ① 具有薄壁轴承的凸轮式波发生器的谐波传动的效率

$$\eta = \eta_{k1} \eta_{k2} \eta_e \quad (7-262)$$

$$\eta_{k1} = 1 - \psi \zeta \frac{F_{r1}}{T} \quad (7-263)$$

$$\eta_{k2} = 1 - \frac{2\psi\eta_e\eta_{k1}i_{H2}^{(1)}(\tan\alpha \pm f_s)/d_G}{1 + 2\psi\eta_e i_{H2}^{(1)}(\tan\alpha \pm f_s)/d_G} \quad (7-264)$$

$$\psi = \nu \left( \frac{r_m - 0.5h_1 - a_1 + 0.06d_g}{0.5d_g} - 1 \right) \quad (7-265)$$

式中  $\eta_{k1}$ ——考虑柔轮弹性变形引起的功率损失时的效率值;  
 $\eta_{k2}$ ——啮合力作用下波发生器产生摩擦损失时的效率值;  
 $\eta_e$ ——谐波齿轮传动的啮合效率,见表 7-98;  
 $\zeta$ ——系数,取  $\zeta=2.15$ ;  
 $\nu$ ——滚动摩擦因数,一般取 0.01~0.015;  
 $f_s$ ——摩擦因数,取 0.07~0.1;  
 $d_G$ ——刚轮分度圆直径,mm;

$T$ ——输入端转矩  $T = \frac{P_m}{\omega_H}$ , N·m;

$P_m$ ——输入端功率, kW;

$\omega_H$ ——输入端角速度, r/min;

$d_g$ ——薄壁轴承钢球直径, mm;

$a_1$ ——轴承外座圈最大厚度, mm;

$r_m$ ——变形前柔轮中线半径, mm;

$h_1$ ——柔轮壁厚, mm;

$\alpha$ ——齿形角;

$F_{r1}$ ——径向载荷,  $F_{r1} = F_H + F_{rb}$ ; (7-266)

$F_H$ ——柔轮变形力,  $F_H = C_H \frac{Ew_0 h_1^3}{12r_m^3}$ ; (7-267)

$C_H$ ——系数,取 6.5;

$F_{rb}$  ——轴承外圈的变形力,

$$F_{rb} = 1.23 \frac{E w_0 B_b a_1^3}{\left(r_m - \frac{h_1 + a_1}{2}\right)^3}; \quad (7-268)$$

$E$ ——弹性模量,  $E=2.1 \times 10^5$ , MPa;

$l$ ——柔轮壳体长度, mm。

“+”号用于波发生器从动; “-”号用于波发生器主动。

② 具有四滚轮式或双圆盘式波发生器的谐波齿轮传动的效率计算 四滚轮式波发生器

$$\eta_s = \frac{1}{1 + f_v \frac{F_r D_{L_i}}{T}} \quad (7-269)$$

双圆盘式波发生器

$$\eta_s = \frac{1}{1 + f_v \frac{2F_r e_i}{T}} \quad (7-270)$$

式中  $F_r$  ——作用在轴承上的径向载荷,  $F_r \approx 0.52 \frac{T}{D_R}$ ;

$D_{L_i}$  ——滚轮中心所在圆的直径, 按表 7-96 计算;

$f_v$  ——波发生器的当量摩擦因数, 对四滚轮波发生器,  $f_v=0.009 \sim 0.012$ ; 对双圆盘波发生器,  $f_v=0.15 \sim 0.25$ ;

$e$  ——圆盘波发生器的偏心距。

其啮合效率的计算方法与采用凸轮式波发生器的效率计算方法相同。

谐波传动的功率损耗取决于很多因素, 很难计算准确。因此谐波传动最终的效率常由试验确定。

## (2) 谐波齿轮传动的发热计算与润滑

由于谐波齿轮传动的体积小、质量轻, 因此散热及热容量受到限制。在连续、重载的工作条件下, 必须采用强迫冷却。

谐波减速器的发热与波发生器的转速  $n_H$ 、承载转矩  $T$ 、油池容积  $V_B$ 、传动元件的浸油深度等因素有关。温升  $t$  可由下式计算, 即

$$t = C_{Hr} n_H^K \left( \frac{T}{T_{Ly}} \right)^r \left( \frac{V_B}{V_0} \right)^r \quad (7-271)$$

式中  $T_{Ly}$  ——输出轴上的名义转矩, N·m;

$V_0$  ——减速箱的内部容积,  $\text{cm}^3$ ;

$C_{Hr}$ 、 $K$ 、 $r$ 、 $r$  ——系数和指数, 可由表 7-99 确定。

油池高度、油池容积、承载转矩与波发生器转速间的大致搭配关系可按表 7-100 选取。

按输入转速及使用条件决定润滑剂的型号。一般采用 L-AN32 全损耗系统用油、20 号齿轮油。高速时采用黏度较低的高速机械油, 重载时采用黏度较高的润滑油或润滑脂。有时也可采用二硫化钼润滑油或二硫化钼润滑脂。此外, 国内已有特殊配制的谐波齿轮油。

表 7-98 谐波齿轮传动的啮合效率

输入元件	输出元件	
	刚 轮	柔 轮
发生器	$\eta_c = \frac{1 - i_{21}^{(H)}}{1 - \eta_c^{(H)} i_{21}^{(H)}}$	$\eta_c = \frac{\eta_c^{(H)} (1 - i_{12}^{(H)})}{\eta_c^{(H)} - i_{12}^{(H)}}$
说明	$\eta_c^{(H)}$ ——谐波齿轮传动转化机构的效率 $\eta_c^{(H)} = 1 - \frac{2.546 f_s}{z_G \cos^2 \alpha}$	
	$z_G$ 刚轮齿数	

表 7-99 系数  $C_H$  和指数  $K$ 、 $r$ 、 $r$  的数值

工 作 范 围		系数和指数值			
		$C_H$	$K$	$r$	$r$
$\ln(T/T_{L0}) \approx 0.28$	$\ln(V_B/V_0) \leq -2.58$	2.636	0.614	0.156	0.379
	$\ln(V_B/V_0) > -2.58$	0.402	0.614	0.156	-0.111
$\ln(T/T_{L0}) \approx -0.28$	$\ln(V_B/V_0) \leq -2.58$	1.739	0.614	0.591	0.387
	$\ln(V_B/V_0) > -2.58$	0.396	0.614	0.591	-0.195

表 7-100 油面高度与  $V_B$ 、 $T$ 、 $n_H$  间的搭配关系

承载转矩 $T$ $N \cdot m$	0	200	400	600	800	1 000
波发生器转速 $n_H$ $r \cdot \min^{-1}$	1 000		1 500		2 000	
油池容积 $V_B$ $cm^3$	170		215	310		
油面高类别	I		II	III		IV

注：油面高度：I—柔轮齿圈浸入油池约一个齿高；II—薄壁轴承的滚球接触到油池；III—薄壁轴承下端的球心刚浸入油池；IV—薄壁轴承下端的整个球浸入油池。

### (3) 谐波齿轮传动的增速问题

如图 7-145 所示，当波发生器装入柔轮后，受到一对方向通过椭圆的曲率中心和它的旋转中心的力作用。当输出轴上承受载荷后，柔轮产生变形，这时柔轮对波发生器的作用力方向仍通过椭圆的曲率中心，但不通过发生器的旋转中心，这就形成了使发生器旋转的转矩。当输出轴上载荷继续增加时，柔轮作用在发生器上的作用力和这时作用力之间的力臂也随之增加，则作用在发生器上的转矩也随之增加。当此转矩超过发生器的阻力矩时，就产生了增速现象。一般而言，单级谐波减速器在输出轴上达到一定的转矩输入时，原则上都能实现增速。

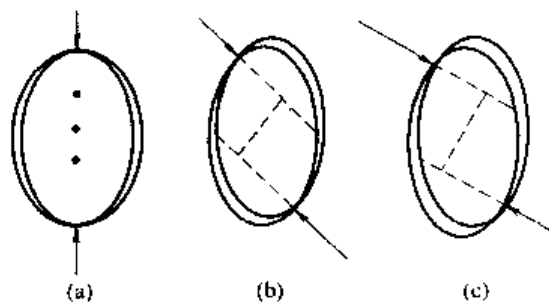


图 7-145 增速原理

从实验可知：增速的难易程度与柔轮的壁厚、发生器的结构形式及其具体参数均有关。装置经跑合后，由于效率提高，就更易达到增速效果。

### 7.4.7 传动装置的运动误差和频谱分析

在伺服系统中为了排除运动误差的影响，需要知道运动误差的最大极限随机幅值和幅值对传动装置输出轴旋转频率的分布（即频谱）。

对于无侧隙可逆的谐波齿轮传动，其运动误差的极限随机幅值可用下面的公式计算，即

$$\Delta\varphi'' = \pm \frac{K_B}{\sqrt{z_\Sigma}} \left[ 0.25 \left( \sum_1^k \Delta T_{\Sigma k} + \frac{\pi d_R}{4u w_0 i} \sum_1^n \Delta \rho_n \right) + 0.4 \sqrt{\sum_1^k (\Delta T_{\Sigma k})^2 + \left( \frac{\pi d_R}{4u w_0 i} \right)^2 \sum_1^n (\Delta \rho_n)^2} \right] \times \frac{412.8}{d_R} \quad (7-272)$$

式中  $\Delta\varphi''$ ——谐波齿轮传动的运动误差， $(^\circ)$ ；

$\Delta T_{\Sigma k}$ ——刚轮（或柔轮）的综合误差， $\mu m$ ；

$\Delta \rho_n$ ——波发生器零件的径向误差， $\mu m$ ；

$d_R$ ——柔轮的分度圆直径， $mm$ ；

$w_0$ ——柔轮的最大径向变形量， $mm$ ；

$z_{\Sigma}$  ——同时参加啮合的齿数；

$K_B$  ——运动误差实际测定值与计算值的比值，在预先计算时，一般取  $K_B=0.9\sim 1.0$ ；

$u$  ——波发生器的波数；

$i$  ——传动比。

### (1) 刚轮（柔轮）的运动误差 $\Delta T_{\Sigma}$

它由齿圈的径向跳动  $\Delta e_j$ 、范成误差  $\Delta \varphi_{\Sigma}$  和基节偏差  $\Delta t_j$  所组成。这些误差均为具有不同频率的周期函数。若将这些频率分别表示为传动装置输出轴旋转频率  $\omega t$  的倍数，则运动误差和这些误差分量之间的关系为

$$\Delta T_{\Sigma} = \Delta e_j \sin \omega t + \Delta \varphi_{\Sigma} \sin 2\omega t + \Delta t_j \sin z \omega t \quad (7-273)$$

式中  $z$  ——旋转齿轮的齿数。

### (2) 刚轮、柔轮的安装误差 $E_a$

由于箱体的镗孔误差和轴的加工误差，使刚轮和柔轮安装后回转轴线不重合而产生的径向圆跳动为

$$E_a = \sqrt{e_1^2 + e_2^2} \quad (7-274)$$

式中  $e_1, e_2$  ——箱体孔和轴的径向圆跳动。

$E_a$  出现的频率为  $\omega t$ ，若该误差与刚轮、柔轮的精度等级不相适应时，则在它们的误差中需计入这一误差分量，故得刚轮、柔轮的综合误差为

$$\sum_1^k \Delta T_{\Sigma k}(\omega t) = E_a \sin \omega t + \sum_1^k (\Delta e_{jk} \sin \omega_k t + \Delta \varphi_{\Sigma k} \sin 2\omega_k t + \Delta t_{jk} \sin z_k \omega_k t) \quad (7-275)$$

### (3) 波发生器零件的径向误差

① 波发生器轴的径向圆跳动  $e_3$ 、波发生器轴承的径向圆跳动  $e_4$  和径向游隙  $e_5$ 、波发生器廓形误差  $e_6$  以及柔性轴承的径向圆跳动  $e_7$  和径向游隙  $e_8$ ，它们的综合误差为

$$\Delta \rho_{H\Sigma n} = e_3 + \sqrt{e_4^2 + e_5^2} + e_6 + \sqrt{e_7^2 + e_8^2} \quad (7-276)$$

② 波发生器柔性轴承中钢球（或滚子）的径向圆跳动  $e_k$  和波发生器凸轮（或凸轮孔）的多棱度  $\Delta \rho_{P2}$ ，即

$$\Delta \rho_{P\Sigma n} = \Delta \rho_{P1} + \Delta \rho_{P2} = e_k + \Delta \rho_{P2} \quad (7-277)$$

故得波发生器全部零件的径向综合误差为

$$\sum_1^k \Delta \rho_n(\omega t) = \sum_1^n (\Delta \rho_{H\Sigma n} \sin u_i \omega_n t + \Delta \rho_{P\Sigma n} \sin K_1 K_2 i \omega t) \quad (7-278)$$

式中  $K_1$  ——钢球个数；

$K_2$  ——波发生器凸轮孔的多棱度。

由式 (7-275) ~ 式 (7-278) 可得，谐波齿轮传动的运动误差出现在  $\omega t \sim 2\omega t$  的低频域和  $u_i \omega t \sim K_{1,2} \times i \omega t$  的高频范围内。波发生器的误差，是以接近齿数的频率出现，因此波发生器的误差对谐波齿轮传动运动误差的高频性质起了很大的影响。但在伺服系统中通常允许较大的低频误差和较小的高频误差。为了降低高频误差，除设法减少波发生器的误差分量和刚轮柔轮的周期误差分量外，可在原动机和波发生器之间引进辅助的传动，将高频误差出现



的频率范围移向低频范围,也是一种重要的技术途径。

例 一个波发生器高精度谐波齿轮传动装置。传动比为 120, 最大输出转矩为  $2000\text{N}\cdot\text{m}$ 。柔轮齿数  $z_R=242$ , 柔轮齿压力角为  $27.725^\circ$ , 精度级为 3-D, 最大径向变形量  $w_0=m$ 。刚轮齿数  $z_G=240$ , 刚轮齿压力角为  $28.6^\circ$ , 精度为 3-D, 模数  $m=1.25\text{mm}$ 。求谐波齿轮传动的运动误差。

解 经测定, 刚轮左、右齿廓的运动误差为  $\Delta T_{\Sigma GL} = 11.8\mu\text{m}$ ,  $\Delta T_{\Sigma GR} = 15.26\mu\text{m}$ 。

柔轮左、右齿廓的运动误差为  $\Delta T_{\Sigma RL} = 15.57\mu\text{m}$ ,  $\Delta T_{\Sigma RH} = 16.49\mu\text{m}$ 。

刚轮和柔轮的同轴度误差  $e_1 = 5\mu\text{m}$ 。

刚轮轴系的径向圆跳动量  $e_2 = 8\mu\text{m}$ 。

外波发生器轴系径向圆跳动量的综合误差为  $e_3 = \sqrt{e_1^2 + e_2^2} = 21\mu\text{m}$ 。

外波发生器凸轮孔廓形的误差为  $e_6 < 2\mu\text{m}$ 。

柔性轴承的径向圆跳动  $e_7 < 2\mu\text{m}$ , 径向游隙  $e_8 = 0$ 。

钢球的径向圆跳动  $e_4 < 0.5\mu\text{m}$ , 外波发生器凸轮孔的多棱度  $\Delta\rho_{22} < 0.5\mu\text{m}$ , 均忽略不计。

同时啮合齿数  $z_\Sigma$  为刚轮齿数  $z_G$  的  $15\% \sim 20\%$ , 即  $z_\Sigma = 36 \sim 48$ 。

由式 (7-273) ~ 式 (7-275) 求得当输出轴逆时针方向转动时, 刚轮和柔轮综合误差的极限幅值为

$$\sum_1^k \Delta T_{\Sigma k} = \Delta T_{\Sigma R} + \Delta T_{\Sigma G} + E_a = 36.77\mu\text{m}$$

当输出轴顺时针方向转动时, 刚轮和柔轮综合误差的极限幅值为

$$\sum_1^k \Delta T_{\Sigma k} = \Delta T_{\Sigma R} + \Delta T_{\Sigma G} + E_a = 41.15\mu\text{m}$$

由式 (7-276) ~ 式 (7-278) 求得外波发生器零件径向误差的综合误差的极限幅值为

$$\sum_1^n \Delta\rho_n = \Delta\rho_{H\Sigma n} + \Delta\rho_{F\Sigma n} = 25\mu\text{m}$$

将上面求出的值代入式 (7-272), 并取  $K_B = 0.95$ , 得当输出轴逆时针方向转动时, 谐波齿轮传动运动误差的极限随机幅值为

$$\begin{aligned} \Delta\varphi'' = & \pm \frac{0.95}{\sqrt{36 \sim 48}} \left[ 0.25 \left( 36.77 + \frac{300\pi \times 25}{4 \times 2 \times 1.25 \times 120} \right) + \right. \\ & \left. 0.4 \times \sqrt{15.57^2 + 11.8^2 + (\sqrt{5^2 + 8^2})^2 + \left( \frac{300\pi}{4 \times 2 \times 1.25 \times 120} \right)^2 (21^2 + 2^2 + 2^2)} \right] \times \\ & \frac{412.8}{300} = \pm (4.7 \sim 5.46)'' \end{aligned}$$

当输出轴顺时针方向转动时, 谐波齿轮传动运动误差的极限随机幅值为

$$\begin{aligned} \Delta\varphi'' = & \pm \frac{0.95}{\sqrt{36 \sim 48}} \left[ 0.25 \left( 41.15 + \frac{300\pi \times 25}{4 \times 2 \times 1.25 \times 120} \right) + \right. \\ & \left. 0.4 \times \sqrt{16.49^2 + 15.26^2 + (\sqrt{5^2 + 8^2})^2 + \left( \frac{300\pi}{4 \times 2 \times 1.25 \times 120} \right)^2 (21^2 + 2^2 + 2^2)} \right] \times \end{aligned}$$

$$\frac{412.8}{300} = \pm (5.09 \sim 5.88)''$$

由传动装置的具体结构参数和误差分析可知, 谐波齿轮传动的误差分量的频率分别为:

$$\omega t, 2\omega t, 240\omega t, 7200\omega t, 259200\omega t。$$

波发生器的误差分量的频率分别为:

$$120\omega t, 240\omega t, 21600\omega t。$$

#### 7.4.8 谐波齿轮传动的动态特性及其减振措施

实验结果表明, 谐波齿轮传动属于二阶振荡环节。谐波齿轮传动的阻尼性能  $\psi_{HD}$  为  $0.8 \sim 1.9$ , 而一般齿轮传动约为  $0.21 \sim 0.42$ 。外界扰动, 通过谐波齿轮传动, 能得到很快的衰减, 对系统的稳定性有利。但是, 若要满足工业机器人工作性能的要求, 就需要有良好的减振措施。

本节将应用近年来发展起来的“机械电子学”的观点, 对其动态特性及减振措施进行分析。它的理论依据是: 在线性动态系统中, 机械系统和电子系统两者完全相似。即应用机械和电子两种方法均可。由此可见为了解决刚度不足、固有频率低、阻尼小和空回等机械问题, 采用电气和电子方法比机械方法好。

(1) 用相似系统分析谐波传动装置的动态特性

由于齿轮装置是由电器与机械元件组成并相互作用。要统一考虑机电问题, 最好的方法就是把电气机械系统化成相似的电路系统。

如图 7-146 所示, 谐波传动装置, 它通过柔轮来传递转矩, 这样就组成一个以负载的转动惯量为质量, 柔轮作为弹簧的一个单自由度振荡系统。其谐振频率由下式确定, 即

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{J}} \quad (7-279)$$

式中  $K$  — 弹簧刚度;

$J$  — 负载转动惯量。

此外, 谐波齿轮传动还会产生传递速度的波动。传递速度的波动, 导致负载转动的谐振, 若速度的波动频率与振荡系统的谐振频率相同, 齿轮装置将产生很大的振动和应力。根据对该波动的功率谱的分析可知, 它们是输入转速的谐波, 并可观察到  $2f_0$ 、 $4f_0$  和  $6f_0$  的频率分量。其中  $f_0$  是电动机的旋转频率, 而最低的频率分量最显著。

电路模拟响应特性见图 7-147。在该电路中的相似关系为

力矩  $\leftrightarrow$  电流

转速  $\leftrightarrow$  电压

$J_A$  — 负载转动惯量

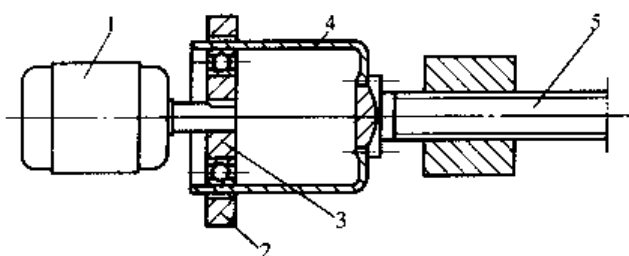


图 7-146 谐波传动装置

1—电动机; 2—刚轮; 3—波发生器;

4—柔轮; 5—负载件

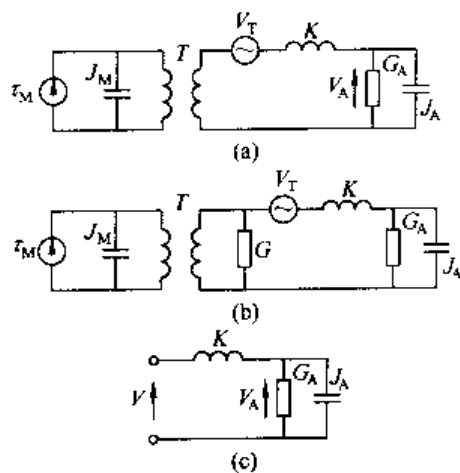


图 7-147 负载谐振的等效电路

$\tau_M$ —电动机的动力矩;  $J_M$ —电动机惯量及波发生器惯量之和;  $T$ —谐波齿轮传动;  $V_T$ —传动速度波动量;  $K$ —柔轮弹性系数;

$J_A$ —负载转动惯量

惯量 $\leftrightarrow$ 电容                  刚度 $\leftrightarrow$ 电感  
 阻尼 $\leftrightarrow$ 电阻                  电动机 $\leftrightarrow$ 电流源  
 速度波动 $\leftrightarrow$ 电压源

考虑图 7-147 (c) 的简化电路, 电路方程式表达如下

$$\frac{d^2 V_A}{dt^2} + 2\zeta\omega_n \frac{dV_A}{dt} + \omega_n^2 V_A = \omega_n^2 V \quad (7-280)$$

这是负载速度的二阶微分方程, 在该二阶系统中如果  $V = V_0 \sin \omega t$ , 则在固有频率处, 强迫振动的振幅  $V_A$  近似为

$$V_A = \frac{V_0}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \approx \frac{V_0}{2\zeta} \quad (7-281)$$

瞬态振动的振幅

$$V_A = V_{A0} e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t) \quad (7-282)$$

其中

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{J_A}}, \zeta = \frac{G_A}{2\sqrt{KJ_A}}$$

(2) 利用振动机构的加速度负反馈来实现减振目的

由式 (7-281)、式 (7-282) 可知,  $\zeta$  的增加会使谐振振幅变小, 并使瞬态振动迅速消失。由图 7-147 (b) 可见, 利用  $G_A$  和  $G$  的增大可实现  $\zeta$  的增大, 控制电动机可达到增大  $G$  的目的。

设想若图 7-147 (c) 中的电压源产生电压

$$V = -g_f \frac{dV_A}{dt} \quad (7-283)$$

则电路方程变为

$$\frac{d^2 V_A}{dt^2} + (2\zeta\omega_n + g_f\omega_n^2) \frac{dV_A}{dt} + \omega_n^2 V_A = 0 \quad (7-284)$$

亦即式 (7-283) 的电压源具有增加二阶系统阻尼系数的功能。该功能与图 7-147 (b) 等效电路中接入一导纳相同。由于  $V$  模拟齿轮装置的输出速度, 则  $V_A$  对时间的导数是机构的加速度。显然振动机构的加速度负反馈能有效地使振动衰减。

这个方法对谐振和瞬时振荡两者的振动吸收作用都是显著的。若机构的固有频率改变 (如在变惯量系统中), 它仍有吸振作用。这里应着重指出, 衰减功能是用驱动机构的电动机的控制来实现。

#### 7.4.9 动力谐波齿轮传动工作过程中的跳齿问题

谐波传动的主要特征是弹性变形, 且齿形较小, 因此必须将变形量控制在设计要求的范围内, 超出控制范围就会造成传动装置的失败。在动力传动中, 弹性变形的控制更是至关重要, 经常会出现跳齿现象, 这也是众多谐波传动装置承载能力无法提高的关键因素。一旦跳齿现象产生, 若不及时采取措施, 传动装置很快就会损坏。

跳齿问题的实质是：刚轮、柔轮与发生器组成的系统中，在外载荷作用时，轮齿中产生径向啮合力。刚轮、柔轮与发生器三者互为支承，各自产生一定的变形量。当刚轮与柔轮之间的相对变形量超过轮齿高度后，在切向分力的作用下产生跳齿现象。当载荷较大时，剧烈的冲击将产生巨大的响声，并损坏轮齿。

控制变形的关键有三个。一个是控制载荷，不要因为谐波传动有较大的承载能力而无限制的超载；一个是加强支承；再一个是必须对有关结构进行刚度设计，避免过大的变形产生。由于问题的复杂性，要得到一些简单的、通用的计算公式是困难的，具体设计时可采用下面的一些方法与措施。

① 刚轮径向刚度不足是引起跳齿现象的关键因素。在大载荷条件下，径向刚度差的刚轮甚至会像柔轮一样发生变形，使承载能力大为下降。刚轮径向变形可参照弹性力中圆环的径向变形进行粗略估算。

② 发生器对柔轮的支承刚度也是影响跳齿现象的重要因素。试验证明：在使用双触头波发生器时，由于柔轮的支点仅二个，承载后柔轮变形很难控制，在较小负载时就产生跳齿现象。在使用四触头波发生器时，柔轮支承点为四个，且支承点与外载荷的作用点较为接近，因此承载能力有所提高。在使用薄壁轴承发生器时，对变形状态的控制有了进一步的提高，但由于轴承极限填充角的限制，承载能力也提高不多。有效的方法是采用特殊的工艺手段来增加轴承的滚球数，承载能力可得到较大的提高。在大载荷条件下，发生器形式可采用圆盘式波发生器，它对柔轮的变形有较好的控制，特别是加工方便，便于更改设计参数，使用的轴承也是标准轴承，因此工艺性较好。

③ 在允许范围内增加波高也是解决跳齿现象的重要手段，当发生跳齿现象后，采用增加波高的方法，也是进行修复的重要手段，效果比较显著。

④ 在设计、加工、安装过程中，还必须注意波发生器、柔轮及刚轮的同轴度，任何单边偏离都会引起跳齿现象。在采用圆盘式波发生器时，特别要注意偏心轴的对称性，不然会引起单边轮齿受载而发生跳齿。

⑤ 在结构设计时，也可考虑适当增加抗弯环的厚度，以控制柔轮的变形量。此外，合理的齿侧间隙与齿顶修正在设计时也要加以控制。

## 参 考 文 献

- 1 机械工程手册电机工程手册编辑委员会编. 机械工程手册. 第6卷. 第2篇. 齿轮传动. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 2 机械设计手册联合编写组编. 机械设计手册. 中册. 第2版. 北京: 化学工业出版社, 1982
- 3 蔡春源主编. 机械零件设计手册. 中册. 第2版. 北京: 冶金工业出版社, 1982
- 4 江耕华等编. 机械传动设计手册. 下册. 北京: 煤炭工业出版社, 1983
- 5 杨黎明, 黄凯, 李恩至, 陈仕贤编. 机械零件设计手册. 北京: 国防工业出版社, 1986
- 6 饶振纲编. 行星传动机构设计. 北京: 国防工业出版社, 1980
- 7 马从谦, 陈自修, 张文照, 张展, 蒋学全, 吴中心编. 渐开线行星齿轮传动设计. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 8 张少名主编. 行星传动. 西安: 陕西科学技术出版社, 1988
- 9 洛阳矿山机械研究所等编译. 国际齿轮装置与传动会议论文选. 北京: 机械工业出版社, 1977
- 10 郑州机械科学研究所编译. 大功率高速行星齿轮传动译文集. 北京: 机械工业出版社, 1974
- 11 少齿差减速器编写组编. 渐开线少齿差行星齿轮减速器. 北京: 机械工业出版社, 1978
- 12 张少名. 渐开线行星轮系传动中浮动量的分析与计算. 汽车与公路, 1978, (1)
- 13 张少名. NGW型行星齿轮传动均载. 汽车与公路, 1979, (1~2)

- 14 张少名, 行星传动中浮动均载机构的分析与计算. 汽车与公路, 1980, (2)
- 15 张少名, 构件调位法实现行星齿轮均载的研究. 齿轮, 1981, (1)
- 16 张文照, 确定少齿差内齿轮副变位系数的切法线. 上海化工学院学报, 1979, (1、2)
- 17 张文照, 黄德成, 王光华, 渐开线少齿差内齿轮副啮合角最小值的研究. 华东化工学院学报, 1982, (2)
- 18 仙波正莊, 齒車, 第10卷, 東京: 日刊工業新聞社, 1967
- 19 Кудрявцев В. Н., Кирдяшев, Ю. Н. Планетарные передачи, Справочник, Машиностроение, 1977
- 20 郭克强, 渐开线变位齿轮传动. 北京: 高等教育出版社, 1985
- 21 雨角宗晴, 特殊齒車の精密工作-轉位内齒車の効率とその設計. 機械の研究, 1970, 第22卷第4、5、6、7號
- 22 Nicholas Chironis P., Gear Design and Application, New York: Mc-Graw-Hill book company, 1967
- 23 Скворцова Н. А., Маштуркова А. С., Аветисян, Л. Г., О влиянии боковых зазоров на фактический коэффициент перекрытия в эвольвентных зубчатых передачах внутреннего зацепления с малой разностью зубьев колес, Известия вузов, Машиностроение, 1973 (12)
- 24 Болотовская Т. Д. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач, Машгиз, 1963
- 25 王增华, 李力行, 匡振华, 姚贵福, BW180 摆线针轮行星减速器摆线轮齿受力的光弹性分析. 东北工学院学报, 1979, (3)
- 26 李力行, 洪淳赫, 通用的摆线轮齿形方程式. 齿轮, 1980, (2)
- 27 李力行, 薛嘉庆, 对摆线针轮行星减速器摆线轮齿形修正方式的准确判断与分析方法. 东北工学院学报, 1981, (1)
- 28 李力行, 摆线针轮行星传动的齿形修正及受力分析. 机械工程学报, 1986 (1)
- 29 李力行, 关大民, 王子孚, 大型摆线针轮行星传动的合理结构和齿形. 机械工程学报, 1988, (3)
- 30 马英驹, 二齿差摆线针轮行星传动中摆线轮齿廓顶部修形参数的优化计算. 齿轮, 1987, (5)
- 31 魏祥雅, 二齿差摆线针轮行星传动. 齿轮, 1981, (4)
- 32 堀川頼之, サイケロ機構の解析と設計上の問題点. 機械設計, 1963, 5 (7)
- 33 豊住滋, 岩本信彦等, 新シソーズサイクロ減速機, 住友重機械技報, 1979, 27 (81)
- 34 Кудрявцев В. Н., Планетарные Передачи, Издательство, Машиностроение, 1966
- 35 司光展等, 谐波齿轮传动. 北京: 国防工业出版社, 1978
- 36 沈允文, 叶庆泰编著, 谐波齿轮传动的理论和设计. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 37 沃尔阔夫 Д. н., 克拉伊聂夫 А. ф. 主编, 谐波齿轮传动, 项其权等译. 北京: 电子工业出版社, 1985
- 38 沢田幸夫, ハーモニシクトライワ減速機の機構と應用. 機械設計, 1978 (5)
- 39 袁盛治, 丁肇棣, 复波谐波齿轮传动效率的计算和验证. 东北重型机械学院学报, 1981
- 40 日本帝人制機, 高精度高剛性減速機. 機械設計, 1991, 35 (7): 53
- 41 库德里夫采夫 В. Н. 等, 行星齿轮传动手册, 陈启松等译. 北京: 冶金工业出版社, 1986
- 42 Teijin Seiki, RV—A II Reduction Gear for High Precision Control. Published by Teijin Seiki Co. Ltd, Japan, 1996
- 43 Li lixing etc, The Optimum Tooth Profile on the Cycloid Gear and the Computer Aided Design of Cycloid Drive, NINTH WORLD CONGRESS ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS. (Milan, 1995) Vol. 1; 355~359
- 44 万朝燕, 李力行, 摆线针轮行星传动的参数优化. 大连铁道学院学报, 1992, (3)
- 45 曾我悟, 減速裝置の技術, 製品開發の動向と設計, 選定のポイント, 機械設計, 1988, 32 (7): 9~27
- 46 松本和幸, ロボット用ロータベクタ (RV) 減速機の開發, 油壓技術, 1986, (3)
- 47 徐卫良, 张启先, 用微小位移合成法作平面连杆机构运动误差分析. 机械设计, 1987, (5)
- 48 杨廷栋, 渐开线齿轮行星传动. 成都: 成都科技大学出版社, 1986
- 49 雨角宗晴, 轉位内齒車の功率とその設計. 機械の研究, 1970 (22): 4~7
- 50 吳序堂, 齿轮啮合原理. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 51 李特文 ф. Л., 齿轮啮合原理. 上海: 科学技术出版社, 1984
- 52 朱孝录, 鄂中凯等著, 齿轮承载能力分析. 北京: 高等教育出版社, 1992
- 53 戴曙编, 机床滚动轴承应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 54 张光辉, 三环减速器内齿环板应力分析. 机械工程学报, 1994, 30 (2)

- 55 Li Lixing, He Weidong, Lixin. Study on Double Crank Ring-Plate Type Cycloid Drive. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, (OULU, FINLAND) 1999, Vol. 6: 2380~2385
- 56 何卫东, 李欣, 李力行. 机器人用高精度 RV 传动中摆线轮修形对回差影响的研究. 机械传动, 1999, (1)
- 57 何卫东, 李力行, 李欣. 机器人用高精度 RV 减速器中摆线轮的优化新齿形. 机械工程学报, 2000, (3)
- 58 李力行, 何卫东, 王秀琦, 李成博, 吴紫薇, 方荣. 机器人用高精度 RV 传动的研究. 大连铁道学院学报, 1999, (2)
- 59 徐永贤, 郝宁, 李力行. RV 传动的弹性误差分析. 大连铁道学院学报, 1999, (2)
- 60 吴永宽, 郑剑云, 陈天旗, 李力行. 机器人用高精度 RV 减速器几何回差分析. 大连铁道学院学报, 1999, (2)
- 61 何卫东, 李力行, 李军. 机器人用 RV 传动中摆线轮受力分析. 大连铁道学院学报, 1999, (2)
- 62 何卫东, 李力行, 王秀琦, 吴紫薇, 方荣, 冯国强. RV 减速器样机研制及试验研究. 大连铁道学院学报, 1999, (2)
- 63 徐永贤, 何卫东, 王洪, 李力行. RV 传动刚度计算方法. 大连铁道学院学报, 1999, (2)
- 64 何卫东, 李欣, 李力行. 双曲柄环板式针摆行星传动的研究. 机械工程学报, 2000, (5)
- 65 Li Xin, He Weidong, Li Lixing. Efficiency analysis of double crank ring-plate-type pin cycloidal gear planetary drive. Chinese Journal of Mechanical engineering, 2003, 16 (3), 252~255
- 66 徐源主编. 机械设计手册. 第 36 篇. 轮系. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 67 《现代机械传动手册》编辑委员会编. 现代机械传动手册. 第 2 篇第 7 章. 摆线针轮传动. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2002. 457~490
- 68 中国机械工程学会, 中国机械设计大典编委会. 中国机械设计大典. 第 4 卷第 2 章. 摆线针轮行星传动及其装置. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002. 651~709
- 69 齿轮手册编委会编. 齿轮手册. 上册. 第 8 篇第 1 章. 摆线针轮行星传动. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2001. 1~44
- 70 齿轮手册编委会编. 齿轮手册. 下册. 第 22 篇第 1 章. 摆线针轮加工. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2001. 221~22-19

## 第 8 章 减（增）速器设计

### 本章常用代号

$a$ — 中心距, mm	$t$ — 温度, $^{\circ}\text{C}$
$a_i$ — 第 $i$ 级中心距, $i=1, 2, 3, 4$ , mm	$T$ — 转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
$a_s$ — 末级中心距, mm	$v$ — 速度, $\text{m/s}$
$b$ — 齿宽, mm	$x_a$ — 径向变位系数
$\phi_a$ — 齿宽系数	$R$ — 锥距, mm
$d$ — 分度圆直径, mm	$W$ — 公法线长度, mm
$d_s$ — 顶圆直径, mm	$\alpha$ — 压力角、齿形角, $(^{\circ})$
$d_w$ — 节圆直径, mm	$\alpha_n$ — 法向压力角, $(^{\circ})$
$d_f$ — 根圆直径, mm	$\alpha_t$ — 端面压力角, $(^{\circ})$
$e$ — 偏心距, mm	$\alpha_{tw}$ — 端面啮合角, $(^{\circ})$
$h$ — 全齿高, mm	$\beta$ — 分度圆螺旋角, $(^{\circ})$
$h_a'$ — 齿顶高系数	$\beta_w$ — 节圆螺旋角, $(^{\circ})$
$i$ — 传动比	$\beta_b$ — 基圆螺旋角, $(^{\circ})$
$m$ — 模数, mm	$\sigma_F$ — 齿根弯曲应力, MPa
$m_n$ — 法向模数, mm	$\sigma_{FP}$ — 许用弯曲应力, MPa
$n$ — 转速, $\text{r/min}$	$\sigma_{Flim}$ — 试验齿轮的弯曲疲劳极限, MPa
$n_1$ — 输入转速, $\text{r/min}$	$\sigma_H$ — 计算接触应力, MPa
$P$ — 功率, kW	$\sigma_{HP}$ — 许用接触应力, MPa
$P_1$ — 输入功率, kW	$\sigma_{Hlim}$ — 试验齿轮的接触疲劳极限, MPa
$P_G$ — 热功率, kW	$\epsilon_a$ — 端面重合度
$P_Q$ — 热散发功率, kW	$\epsilon_{\beta}$ — 轴向重合度
$P_V$ — 损耗功率, kW	$\epsilon_{\gamma}$ — 总重合度
$s$ — 齿厚, mm	$\rho$ — 曲率半径, mm
$s_a$ — 齿顶厚, mm	$\tau$ — 扭转剪应力, MPa
$S_A$ — 选用安全系数	$\Delta i$ — 传动比相对误差
$S_{Ht}$ — 接触强度安全系数	$K_A$ — 工况系数
$S_F$ — 齿根弯曲强度安全系数	$\eta$ — 传动效率

## 8.1 概述

### 8.1.1 适用范围

① 本章所涉及的减速器、增速器是应用于动力机和工作机之间的独立、闭式齿轮传动装置。其作用是匹配转速和传递动力。动力机包括电动机、液力马达、蒸汽与燃气轮机（透

平机)、单缸或多缸发动机等。工作机包括矿山、冶金、起重运输、水泥、建工、化工、轻工、能源等机械。

② 一般把齿轮节圆线速度  $v=25\text{m/s}$  为低速与高速传动的分界点。本章的着重点是  $v\leq 25\text{m/s}$  的减(增)速器设计。 $v>25\text{m/s}$  的高速传动齿轮装置多数是增速器,仅提及设计特点。 $v\leq 25\text{m/s}$  的减速器与增速器设计基本相同,只是前者小齿轮为主动轮,后者小齿轮为被动轮。圆柱齿轮(含渐开线齿廓与圆弧齿廓)和弧齿锥齿轮传动装置(含定轴线与动轴线)既可做减速器,也可做增速器。蜗杆传动主要是做减速器。特别是大传动比单头蜗杆副,蜗轮主动带蜗杆会自锁,不宜做增速器。

③ 工作环境温度为  $-40\sim+45^{\circ}\text{C}$ 。但低于  $0^{\circ}\text{C}$  时,启动前润滑油应预热到  $10^{\circ}\text{C}$  以上,高于  $45^{\circ}\text{C}$  时,应采取隔热和冷却措施。

④ 在极端潮湿、有化学腐蚀或灰尘很多的空间运转应有适当的防护措施。

⑤  $v\leq 25\text{m/s}$  的齿轮计算仅涉及几何计算,齿面接触强度、齿根弯曲强度、机械功率与热功率计算。且以渐开线圆柱齿轮传动为例阐述。对各类型的齿轮详细计算可参照有关章节进行。

### 8.1.2 基础标准、特殊术语与定义

#### (1) 相关连的主要基础标准

GB/T 1184 形状和位置公差,未注公差的规定。

GB/T 1801 公差与配合 尺寸至  $500\text{mm}$  孔、轴公差带与配合

GB/T 1802 公差与配合 尺寸大于  $500\sim 3150\text{mm}$  常用轴、孔公差带

JB/T 5000 通用技术条件

GB/T 1569 圆柱形轴伸

GB/T 3098.1 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱

GB/T 5903 L-CKC 中负荷 L-CKD 重负荷工业齿轮油

GB/T 3374 齿轮基本术语

GB/T 2821 齿轮几何要素代号

GB/T 1356 渐开线圆柱齿轮基本齿廓

GB/T 1357 渐开线圆柱齿轮模数

GB/T 12759 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

GB/T 1840 圆弧圆柱齿轮模数

GB 10087 圆柱蜗杆基本齿廓

GB/T 8539 齿轮材料及热处理质量检验的一般规定

GB/T 3480 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

GB/T 19406 渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法——工业齿轮应用

ISO/DIS 10300 弧齿锥齿轮强度校核

ISO 281 滚动轴承 动载荷与寿命额定值

ISO 8579 齿轮箱验收规范第一部分齿轮箱空气传播声功率、第二部机械振动的测定

#### (2) 特殊术语与定义

① 公称输入功率 通用系列减(增)速器按设定的工况条件及技术条件,计算各主要零、部件的机械强度所许用的最小输入功率。

一般公称功率决定于齿轮,其他件应按充分发挥齿轮的能力设计。只有特殊限制才不得



不由其他件决定。当使用工况与设定工况不同时,应修正公称功率作为使用功率。

② 额定输入功率 一定的工作机、一定的动力机,在正常工作时要求减(增)速器传递的功率。

③ 热功率 在一定的润滑冷却条件下,减(增)速器的润滑油的热平衡温度不超过规定值时,减(增)速器所输入的最大功率。

④ 工况系数 考虑动力机和工作机引起的附加动载荷和工作持续时间等工况影响齿轮承载能力的系数。对通用减(增)速器是公称功率用于不同工况的修正系数。对专用单机设计是额定载荷的修正系数。修正后的载荷是实际可能出现的载荷。

⑤ 安全系数 为考虑材质、工艺及使用维护可能达不到设计要求,为提高可靠度,故意将减(增)速器的设计承载能力高于要求(已计入工况系数)的承载能力的幅度。

### 8.1.3 发展趋势

减速器与增速器中用得最多的是减速器,全国在用的以百万台计,年产量达数十万台。其中又以圆柱齿轮减速器较多。减速器在减低动力机的转速的同时,按减速比的大小增大动力机的转矩,转矩值达到要求是工作机运转的必要条件。正确运用这一功能,可优化成套机组、系统设备的技术经济性。

齿轮减(增)速器与其他传动装置相比,传动比精确、稳定、效率高,传递的功率可以很大。因此,它随着科学技术的飞速发展而不断进步。目前的发展趋势如下。

① 采用适于各类齿轮负荷特性的材料、坯件,热加工工艺,机械加工工艺,并适当提高精度,齿顶齿向修形,力求承载能力高、寿命长、故障少、可靠性高、噪声低、运转平稳、密封可靠。

② 利用计算机技术优化齿轮传动参数,采用变位齿轮。使齿面接触强度、齿根弯曲强度及各级齿轮之间相对强度、寿命、可靠度基本相等。精确设计和选用轴、轴承等主要件,充分发挥各机件的性能。节省材料、减小体积和质量。

③ 通用减(增)速器按模块化设计为系列产品。以数量不多的通用件,组装成多规格、多安装型的整机。如JB/ZQ 6101—2002《模块式圆锥、圆柱齿轮减速器》,含1~4级传动4个系列圆柱齿轮减速器,2~4级传动三个系列圆锥圆柱齿轮减速器。共73个机座,近5000个不同传动比、不同装配形式、不同规格的减速器,只有20种箱体、264个齿轮、498个轴齿轮,通用性极高,利于组织批量生产和使用维护。

④ 研究啮合性能好,承载能力高的新齿形新结构并形成产品。

⑤ 创名牌、专利产品。多家企业在为此努力。

## 8.2 各类减(增)速器的设计程序、主参数

### 8.2.1 一般单机设计程序

① 给定设计要求和数据。

② 选定类型和装配形式。

③ 选定性能水平,其中包括初定齿轮的材料、齿坯制造方法、热处理要求与工艺、润滑油、润滑方法、冷却方法、精度等级及精加工工艺,机体和轴等重要机件的材质、工艺等。

④ 按输入、输出转速(或总传动比)初定传动级数和各级传动比。

⑤ 按给定的负载及工况初算齿轮的中心距、模数及其他参数，或按给定的几何参数计算工作应力。虽是初算，但应力求精确，以减少反复。

⑥ 初算输入、输出轴轴伸，齿轮与轴配合、轴承与轴配合直径、长度尺寸。

⑦ 初选轴承。

⑧ 绘制整机总装方案图，初定机体、轴、齿轮等主要零件结构、尺寸。

⑨ 校核齿轮、轴、键等机械的强度、安全系数、可靠度，计算轴承寿命。

⑩ 修改整机装配图。选定附件。

⑪ 润滑冷却设计计算。

⑫ 整机设计定型。

⑬ 设计施工图样。

⑭ 拟定图面技术要求。

⑮ 渗碳齿轮渗碳淬火有效硬化层深度计算。

⑯ 修形齿轮修形量计算。

⑰ 紧固螺栓预紧力或预紧扭矩计算。

⑱ 图样审查修改。

### 8.2.2 标准系列减（增）速器设计程序

标准系列减（增）速器为通用产品，一般应有较大的应用面、应用量，其设计程序与单机设计程序不同。但设计中要解决的主要技术问题是相同的。

① 确定系列产品的适用范围，明确、归纳各类应用主机的工况条件。设定系列产品设计计算的工况条件、工况系数，以及不同工况时的选用方法。

② 明确应贯彻的相关标准。

③ 选定类型和装配形式。

④ 选定技术性能水平，其中包括的项目与前面单机设计第3条相同。

⑤ 排列系列产品主参数，如圆柱齿轮传动、行星齿轮传动、蜗杆传动的中心距、传动比数列；圆锥齿轮传动的大齿轮直径和传动比等。从而界定系列产品的承载能力范围，规格大小和数量。此时应重点考虑的问题：一是应包括重复用量较多的规格；二是应便于实现模块化设计，零部件的高程度互换性、通用性，用少数量的通用零部件可组装多规格系列产品。

⑥ 搭配齿轮传动基本参数，其中包括中心距、传动比与模数、齿数、齿宽、螺旋角以及变位系数等参数的匹配。

⑦ 绘制系列产品的样机装配总图（样板图）。为的是规格、结构、尺寸等有序而不乱。

⑧ 选定强度条件、强度计算方法。其中包括齿面接触、齿根弯曲疲劳极限值、最小安全系数和可靠度及等强度的要求等。

⑨ 计算系列各规格在设定工况条件下的齿轮承载能力。即计算其机械功率、热功率。若发现按接触强度和按弯曲强度计算的承载能力，多级传动的各级承载能力差值超出限量，应调整参数减小差值。

⑩ 按齿轮的承载能力，计算确定轴承型号规格，计算确定轴、紧固和连接件及机体的结构尺寸。应以充分发挥齿轮的承载能力为前提，尽可能不受以上零部件限制整机的承载能力。

⑪ 选定润滑、冷却、密封、通气等配套附件。

⑫ 排列系列产品结构主要尺寸，设计系列产品施工图样。

⑬ 提出选用方法、选用系数以及各项技术文件。

### 8.2.3 设计原始条件、数据

对单机设计为用户的要求、给定的数据。对标准系列产品设计为适用范围。当然，设计原始条件、数据越详尽越好，既便于开展设计，又能最大限度的贴合用户要求。因此设计者和用户应充分合作，不厌其烦地商定各项条件和数据。对标准系列设计则应对拟定的适用范围、适用行业进行必要调查、统计，归纳其性能要求。

#### (1) 充分条件

① 原动机的型号、规格、转速  $n_1$  (r/min)、功率  $P_1$  (kW) 或转矩  $T_1$  (N·m)、允许短时过载能力 (过载系数)、转动惯量 (或  $GD^2$ )、启动转矩等。

② 工作机的型号、规格、用途，额定功率  $P_2$  或转矩  $T_2$ ，变载荷的载荷图，启、制动转矩，短时过载转矩，启、制动和短时过载的次数，工作制度、负荷持续率，额定转速  $n_2$ ，最大转速  $n_{max}$ ，旋转方向，转动惯量。

③ 传动比  $i$  与允许传动比误差 (工作机转速误差)。

④ 要求寿命、安全系数、可靠度。

⑤ 传动类型与安装形式 (与动力机、工作机的相对位置)，尺寸、重量要求，安装、连接要求。

⑥ 环境条件：温度、散热冷却条件、润滑条件 (是否有集中润滑站)、湿度、酸碱度、灰尘浓度等。

⑦ 操作、控制要求。

⑧ 批量 (制造台数)。

⑨ 制造厂的设备条件 (加工能力)。

⑩ 材料、毛坯、标准件来源、库存情况。

⑪ 交货期限。

⑫ 成本和价格要求。

#### (2) 必要条件

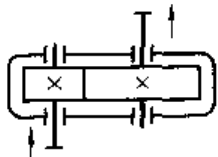
必不可少的条件为前述必要条件中的第①、②、③、⑤、⑦条。根据此 5 条，设计者可按常规确定其他条件。例如设计寿命一般为按每天工作 8h 计工作 10 年，环境条件按一般情况处理等。

### 8.2.4 选型——传动类型、装配形式、安装形式

#### (1) 选择传动类型

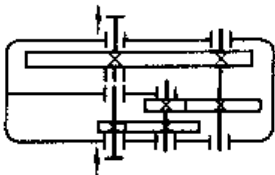
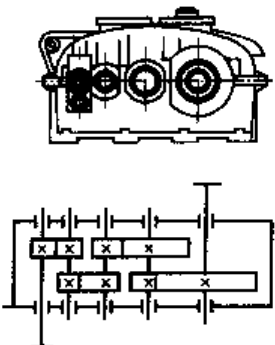
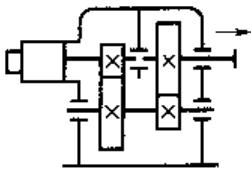
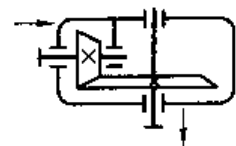
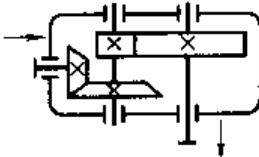
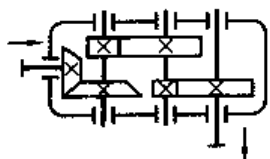
常用减 (增) 速器的主要类型特点见表 8-1。

表 8-1 减 (增) 速器的主要传动类型

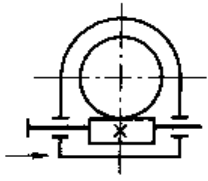
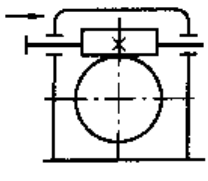
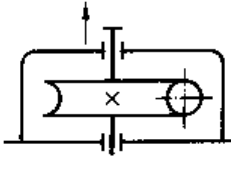
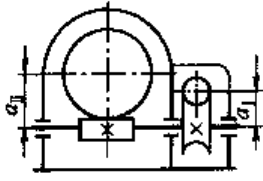
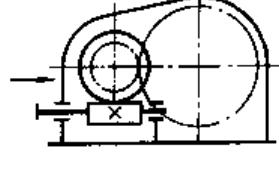
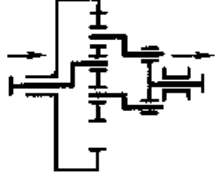
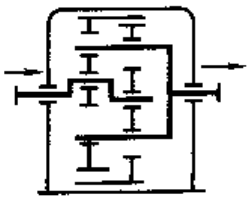
类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱齿轮减 (增) 速器	单级		调质齿轮 $i \leq 7.1$ 淬硬齿轮 $i \leq 6.3$ ( $i \leq 5.6$ 较佳)	减速、增速均广泛应用，结构简单，精度容易保证。轮齿可做直齿、斜齿或人字齿。可用于低速重载、高速传动

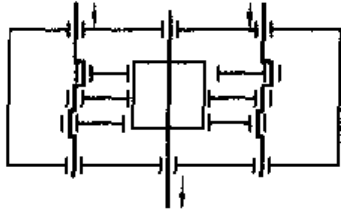
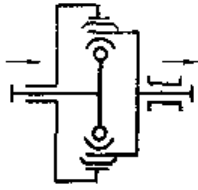
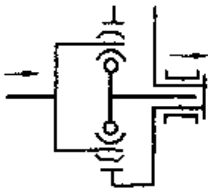
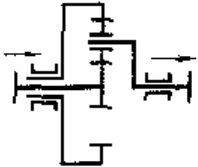
续表

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱齿轮减(增)速器	两级	展开式	调质齿轮 $i=7.1\sim 50$ 淬硬齿轮 $i=7.1\sim 31.5$ ( $i=6.3\sim 20$ 较佳)	两级减(增)速器中最简单、应用最广泛的结构。齿轮相对于轴承位置不对称。当轴产生弯曲变形时,载荷在齿宽上分布不均匀,因此轴应设计得具有较大刚度,并使高速轴齿轮远离输入端。淬硬齿轮大多采用此结构
		分流式	$i=7.1\sim 50$	高速级为对称左右旋斜齿轮,低速级可为人字齿或直齿。齿轮与轴承对称布置。载荷沿齿宽分布均匀,轴承受载平均,中间轴危险截面上的转矩相当于轴所传递转矩之半。但这种结构不可避免要产生轴向窜动,影响齿面载荷的均匀性。结构上应保证有轴向窜动的可能。通常低速级大齿轮作轴向定位,中间轴齿轮和高速小齿轮可以轴向窜动
		同轴线式	调质齿轮 $i=7.1\sim 50$ 淬硬齿轮 $i=7.1\sim 31.5$	箱体长度缩小。输入轴和输出轴布置在同一轴线上,使设备布置较为方便、合理。当传动比分配适当时,二对齿轮浸油深度大致相同。但轴向尺寸较大,中间轴较长,其齿轮与轴承不对称布置,刚性差,载荷沿齿宽分布不均匀
		同轴分流式	$i=7.1\sim 50$	从输入轴到输出轴的功率分左右二股传递,因此啮合轮齿仅传递一半载荷。输入轴和输出轴只受转矩,中间轴只受全部载荷的一半。故可缩小齿轮直径、圆周速度及减速器尺寸。一般用于重载齿轮。关键是要采用合适的均载机构,使左右二股分流功率均衡
圆柱齿轮减速器	三级	展开式	调质齿轮 $i=28\sim 315$ 淬硬齿轮 $i=28\sim 180$ ( $i=22.5\sim 100$ 较佳)	同两级展开式
		分流式	$i=28\sim 315$	同两级分流式

类别	级数		传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱内齿轮减速器	三	同轴线式		调质齿轮 $i=28\sim315$ 淬硬齿轮 $i=20\sim180$ (较佳 $i=20\sim100$ )	同两级同轴式,但结构较复杂,难以实现三级齿轮浸油深度大致相等
	四	级		调质齿轮 $i=200\sim1200$ 淬硬齿轮 $i=100\sim500$	可与三级展开式共用机体,减小总长度,但高速轴齿搅油较重、轴端密封需高压密封圈
内齿轮减速电动机					它由电动机和两级或三级圆柱齿轮或各种行星齿轮减速器直接组合而成。结构紧凑,体积小,使用方便
圆锥、圆锥—圆柱齿轮减速器	单级			直齿 $i\leq 5$ 曲线齿、斜齿 $i\leq 8$ (淬硬齿轮 $i\leq 5$ 较佳)	轮齿可制成直齿、斜齿或曲线齿。适用于输入轴和输出轴二轴线垂直相交的传动中。可为水平式或立式。其制造安装复杂,成本高,仅在设备布置必要时才采用
	两级			直齿 $i=6.3\sim31.5$ 曲线齿、斜齿 $i=8\sim40$ (淬硬齿轮 $i=5\sim16$ 较佳)	特点同单级圆锥齿轮减速器。圆锥齿轮应在高速级,使圆锥齿轮尺寸不致太大,否则加工困难。圆柱齿轮可为直齿或斜齿
	三级			$i=35.5\sim160$ (淬硬齿轮 $i=18\sim100$ 较佳)	特点同两级圆锥—圆柱齿轮减速器

续表

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
蜗杆减速器	单级	蜗杆下置式 	$i=8\sim80$	蜗杆布置在蜗轮的下边,当采用油池润滑时,啮合处的冷却和润滑较好,蜗杆轴承润滑也方便。但当蜗杆圆周速度太大时,油的搅动损失较大,一般用于蜗杆圆周速度 $v<5\text{m/s}$ 。 $v>5\text{m/s}$ 时应采用循环油润滑
		蜗杆上置式 		蜗杆布置在蜗轮的上边,装拆方便,蜗杆的圆周速度允许高一些,但蜗杆轴承润滑不方便
		蜗杆侧置式 		蜗杆放在蜗轮侧面,蜗轮轴是竖直的
	两级	蜗杆—蜗杆 	$i=100\sim4\,000$	传动比大,结构紧凑,但传动效率低。为使高速级和低速级传动浸油深度大致相等,应使高速级的中心距约等于低速级中心距一半左右, $a_1 \approx a_2 / 2$
		齿轮—蜗杆 	$i=15\sim480$	分齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级两种形式。前者结构紧凑,后者传动效率较高
渐开线行星齿轮减速器	N型少齿差		单级 $i=10\sim160$	传动比大,齿形加工容易,装拆方便,结构紧凑,平均效率 90%
摆线针轮减速器	单级或两级		单级 $i=11\sim87$ 两级 $i=121\sim7\,500$	传动比大、传动效率较高、单级传动 $\eta=90\%\sim94\%$ 。运转平稳、噪声低、结构紧凑、体积小、质量轻。在相同情况下,它的体积和质量约为普通减速器的 50%~80%、过载和耐冲击能力较强、故障少、寿命长。但制造工艺复杂,需用专用机床加工,宜专业化生产

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
行星减速器	单级或组合多级		单级 $i=11\sim99$ 两级 $i_{\max}=9\ 801$	结构紧凑、体积小、质量轻、传动比大、效率单级为92%~98%，噪声低，过载能力强。承载能力高，传递功率不受限制，输出转矩高达400kN·m。不用输出机构，轴承直径不受限制。使用寿命长。零件种类少，齿轮精度要求不高，无特殊材料且不采用特殊加工方法就能制造，造价低、适应性广、派生系列多
谐波齿轮减速器		<p>刚轮固定，波发生器主动，柔轮输出</p>  <p>波发生器固定，柔轮主动，刚轮输出</p> 	<p>单级： 当柔轮或刚轮固定，波发生器主动时，<math>i=50\sim500</math> 当波发生器固定，柔轮主动时，<math>i=1\ 000\sim1\ 500</math></p>	传动比大，范围宽，元件少，体积小、质量轻。在相同条件下比一般齿轮减速器体积和质量减少20%~25%。双波传动中在受载时间同时啮合齿数可达总齿数的20%~40%。承载能力大，传动效率高， $i=100$ 时， $\eta=90\%$ ； $i=100$ 时， $\eta=80\%$ 。但制造工艺复杂
渐开线行星齿轮减速器	NGW型		单级 $i=2.8\sim12.5$ 两级 $i=14\sim160$	体积小、质量轻、承载能力大、效率高、工作平稳。与普通圆柱齿轮减速器比较，体积和质量可减少50%左右，效率提高3%。但制造精度要求高、结构复杂

## (2) 选择装配形式

装配形式主要指输入输出轴的相对位置，齿轮的布置。

① 圆柱齿轮减（增）速器的装配形式见图8-1~图8-4。

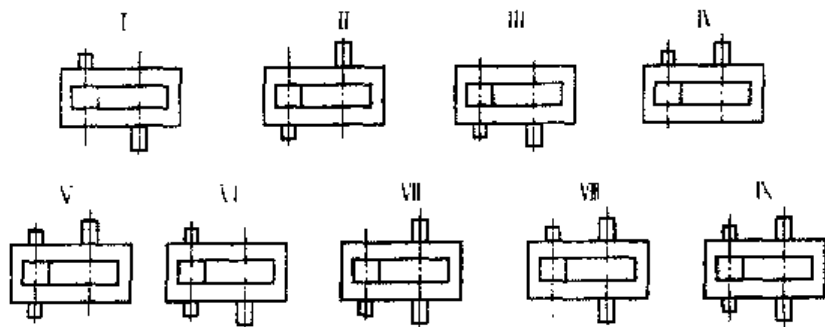


图8-1 一级传动

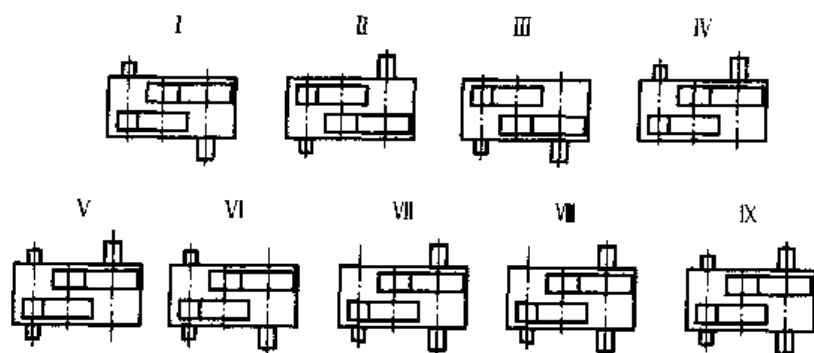


图 8-2 二级传动

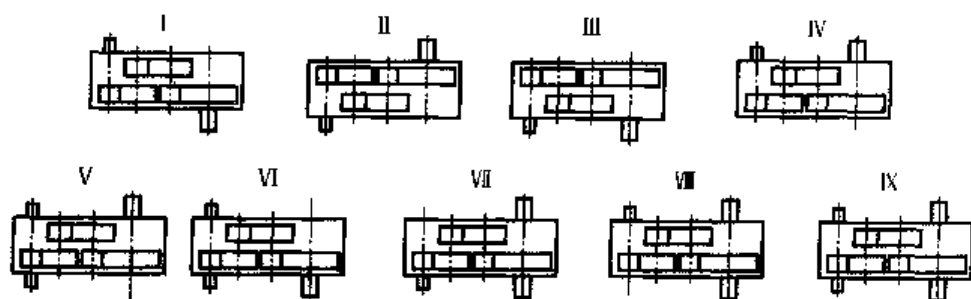


图 8-3 三级传动

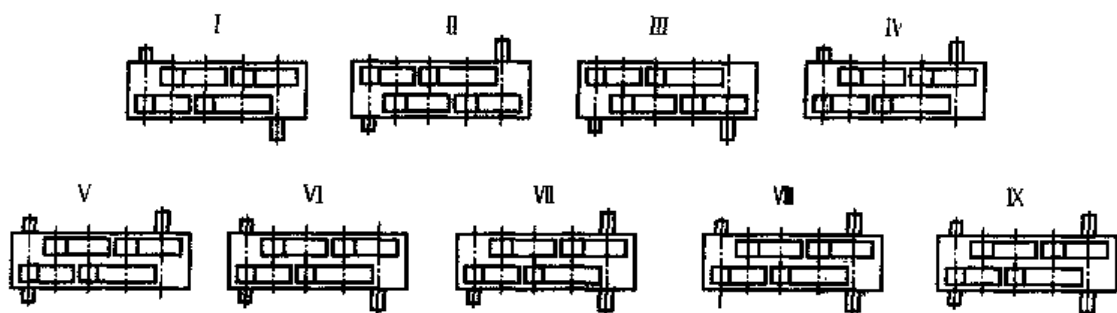


图 8-4 四级传动

对于多级传动，输入轴和输出轴上的齿轮应尽可能置于远离轴伸的一端。当输入、输出不可能同时实现时，应使输入轴优先。这样布置有利于提高啮合接触率。

② 圆锥圆柱齿轮减速器的装配形式见图 8-5～图 8-7。

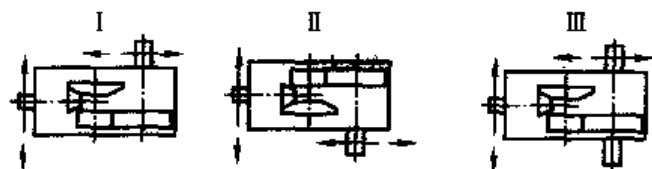


图 8-5 两级传动

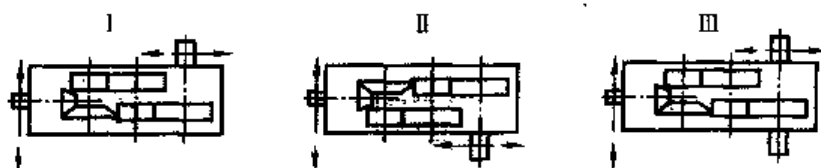


图 8-6 三级传动



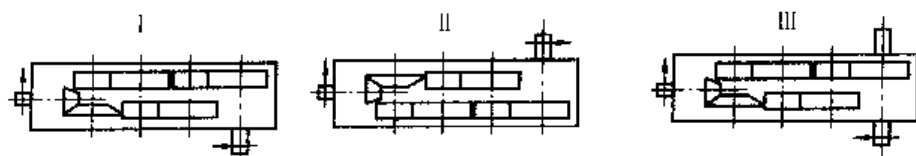


图 8-7 四级传动

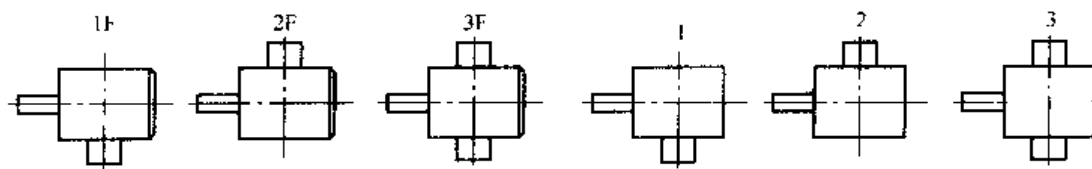


图 8-8 蜗杆在蜗轮之上、之下的蜗杆减速器装配形式

(F 表示带风扇)

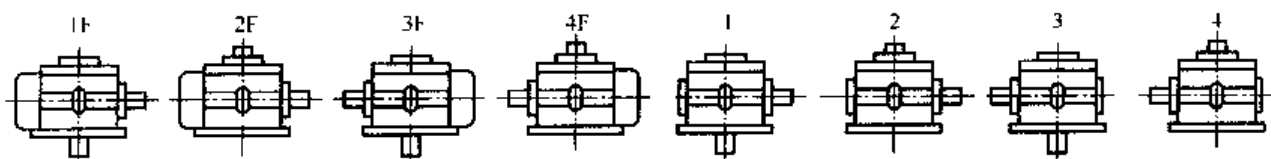


图 8-9 蜗杆在蜗轮之侧的装配形式

(F 表示带风扇)

③ 蜗杆在蜗轮之上、之下的蜗杆减速器装配形式见图 8-8，蜗杆在蜗轮之侧的装配形式见图 8-9。

④ 行星传动减速器一般为同轴式装配，一级与多级传动均相同，见图 8-10，但当行星传动加一对定轴式圆柱齿轮传动时，其装配形式则有多种，见图 8-11。

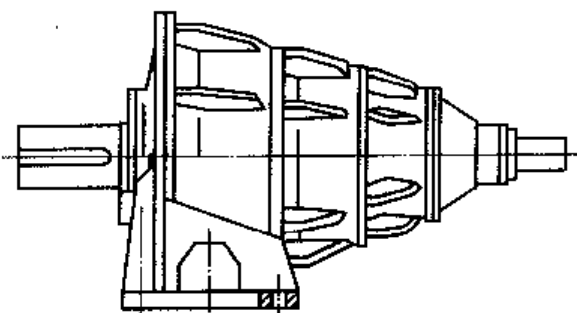


图 8-10 行星传动装配形式

### (3) 选择安装形式

单机设计或专用减速器设计一般选取单

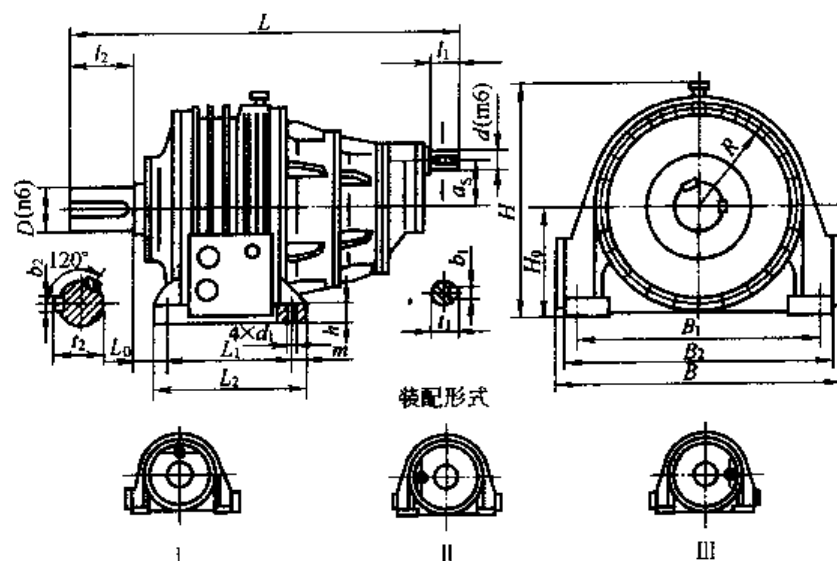


图 8-11 定轴线圆柱齿轮-行星传动装配形式

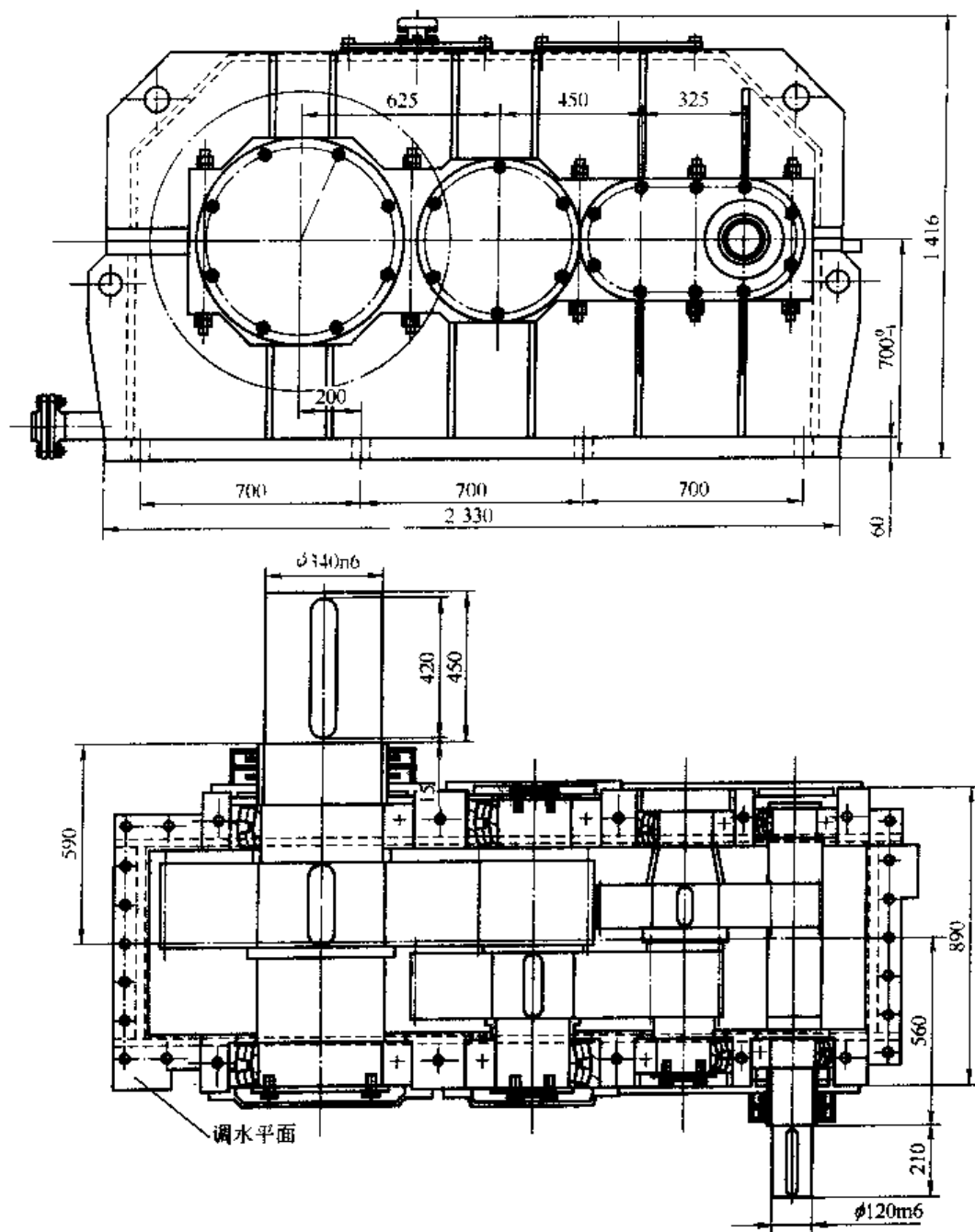


图 8-12 卧式安装圆柱齿轮减速器

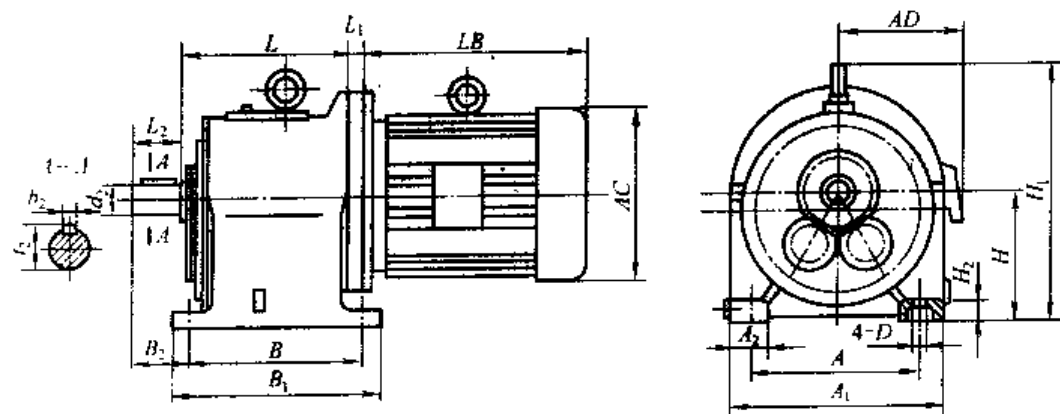


图 8-13 卧式安装 TY 型同轴式电机减速器

一安装形式。通用系列减（增）速器设计，为了扩大通用性，越来越多选取多面安装形式。单一安装形式有卧式、立式、法兰式、悬挂式。

① 卧式安装最常见、简单、稳固可靠，便于润滑密封。图 8-10～图 8-13 均为卧式安装。

② 立式安装减速器见图 8-14～图 8-16。

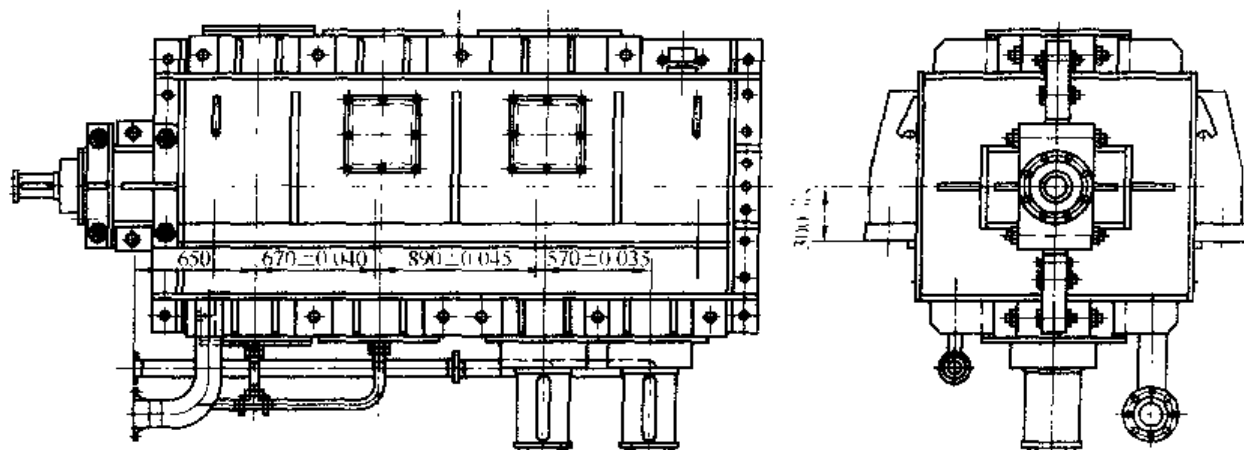


图 8-14 立式安装圆锥 圆柱齿轮减速器（用于立式轧钢机）

③ 法兰式安装见图 8-16。

④ 悬挂式安装的减速器（见图 8-17、图 8-18）输出是空心轴（或空孔），工作机的输入轴伸入减速器空心轴（或孔）内配合连接，不另用联轴器。减速器无底座，悬挂在工作机的轴上。采用拉杆限制减速器机体随工作机旋转。减速器可随工作机浮动，可减小附加载荷。

⑤ 多面安装式减速器见图 8-19。

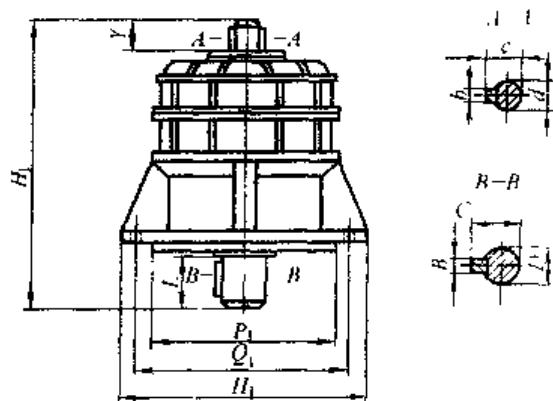


图 8-17 立式安装 SJ 型少齿差行星减速器

## 8.2.5 减（增）速器的主参数

各类圆柱齿轮减（增）速器及各类蜗杆减速器的主要性能参数是中心距  $a$  和传动比  $i$ 、 $a$ 、 $i$

确定后，其承载能力、齿轮的模数、齿数、齿宽等几何参数和外形尺寸及质量基本界定。所以常用  $a$ 、 $i$  值做减（增）速器的规格代号。

各类圆锥齿轮减（增）速器的主参数是锥齿轮的直径和传动比。一般单机设计首先按强度计算确定小锥齿轮直径。系列设计首先选定大锥齿轮的公称直径，以控制  $i$  改变输出转矩基本不变。

### （1）传动比

① 传动比和传动级数，在设计条件中可直接给出总传动比  $i$ ，也可按给定  $n_1$ 、 $n_2$  求  $i$ ，即

$$i = n_1 / n_2 \quad (8-1)$$

按  $i$  的大小，参照表 8-1 确定传动级数。各类齿轮传动的单级传动比范围，都有一个较佳的范围，还有一个允许的范围。这是根据其承载能力、传动效率、体积、质量、结构的工

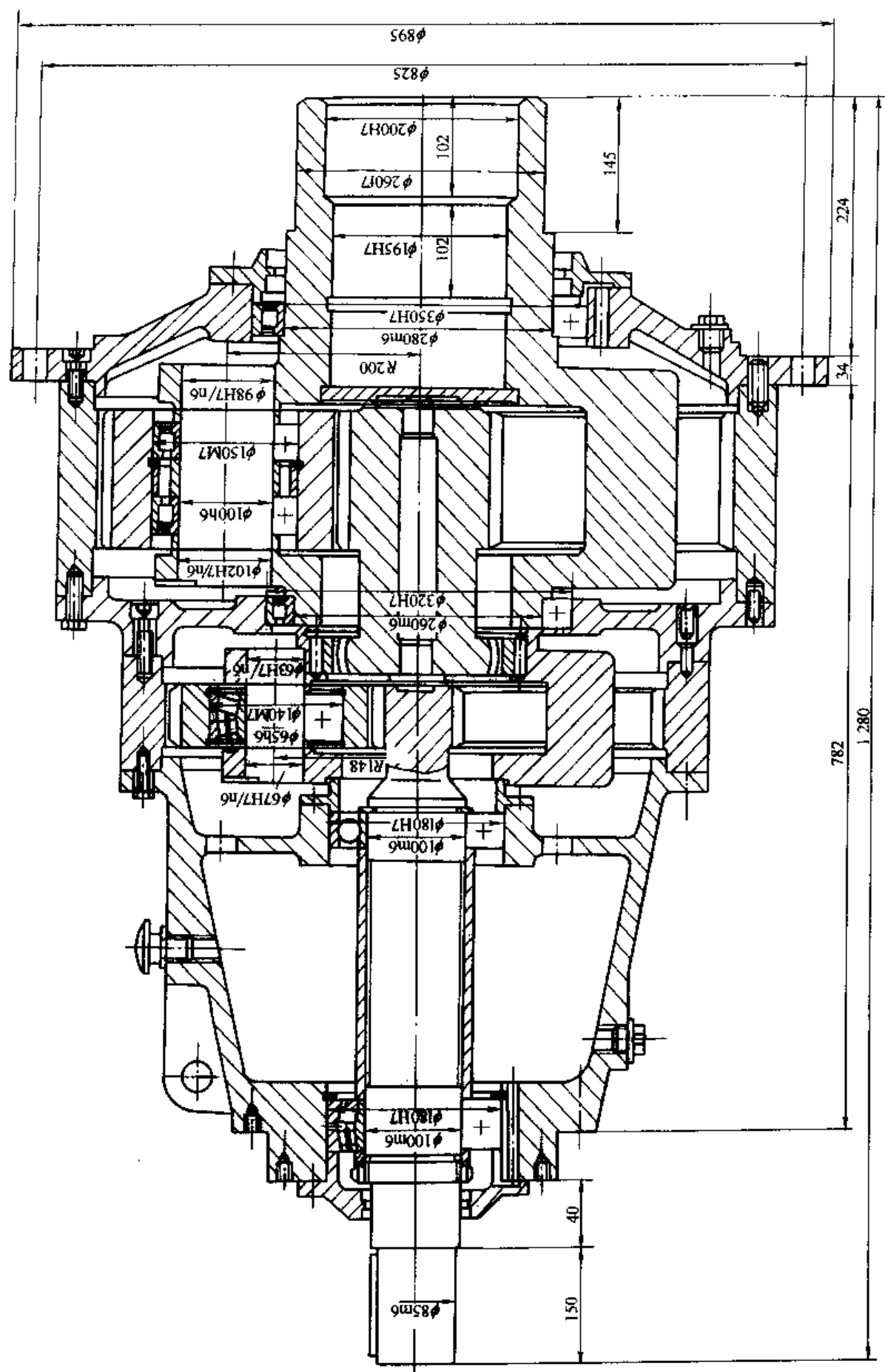


图 8-16 法兰式安装行星齿轮减速器

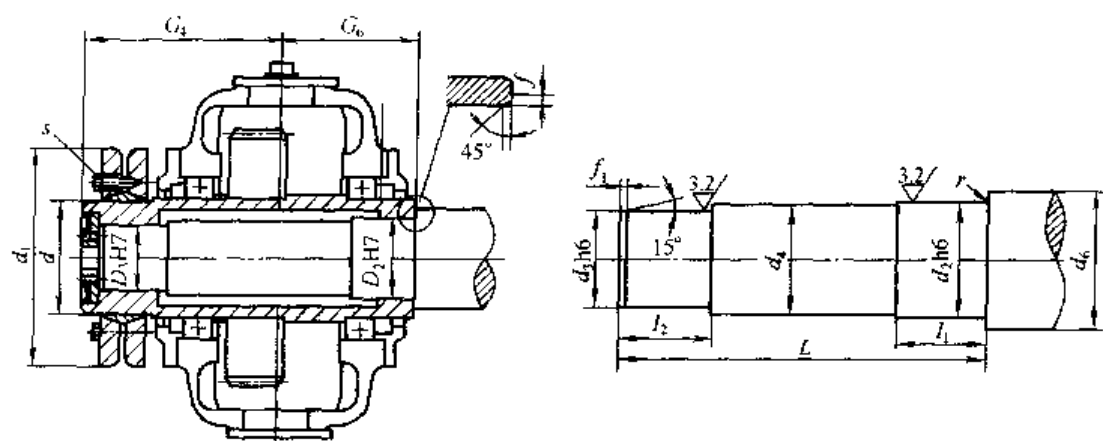
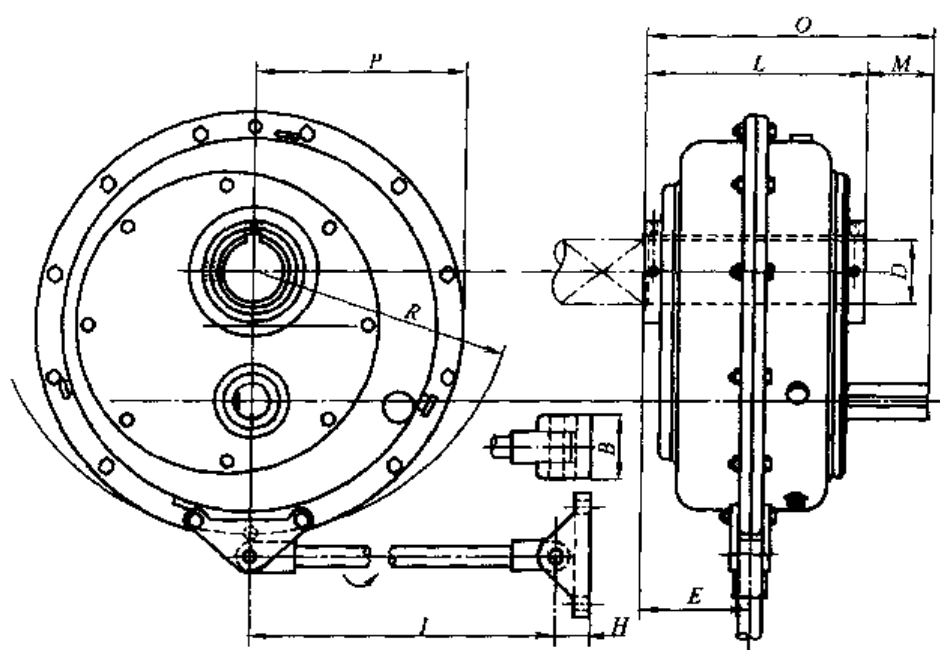
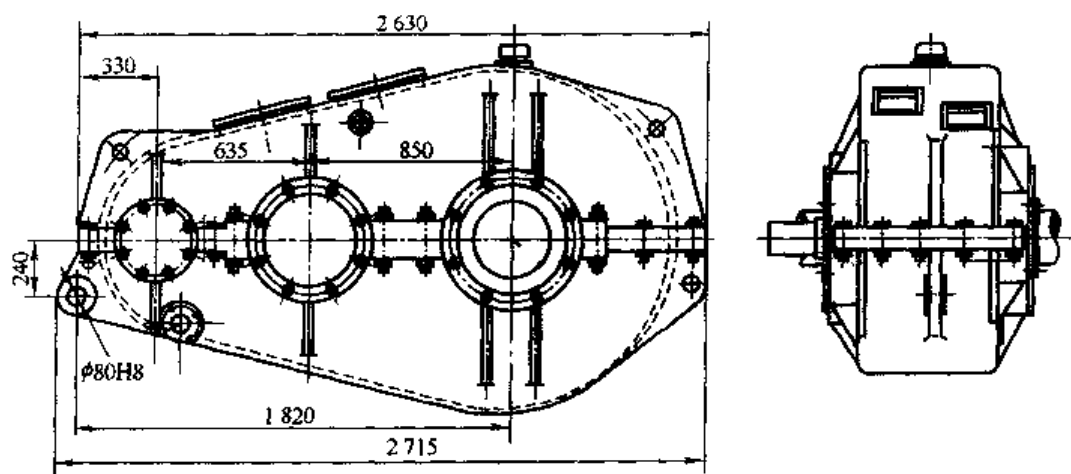


图 8 17 悬挂式安装减速器的轴、孔配合结构



(a) 小型悬挂式减速器



(b) 大型悬挂式安装减速器

图 8-18 悬挂式安装减速器

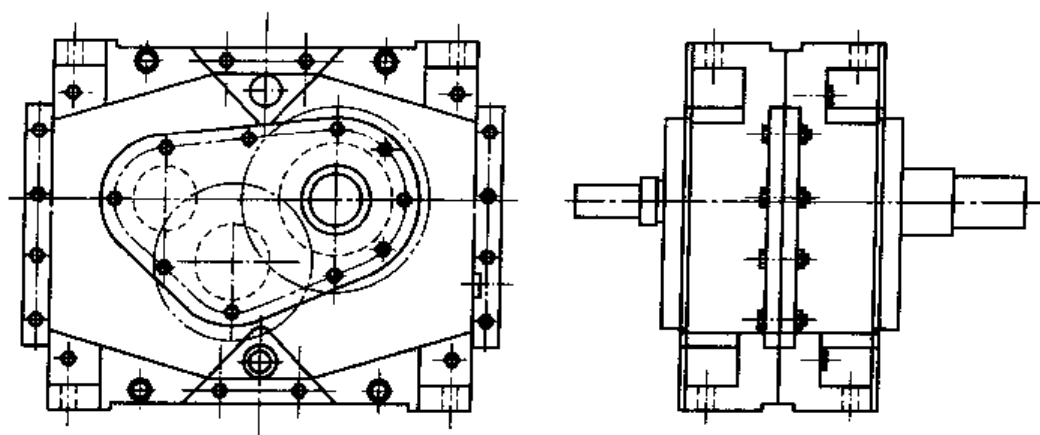


图 8-19 多面安装式减速器

艺性等因素划定的。例如硬齿面圆柱齿轮比软齿面圆柱齿轮的单级传动比范围要小，是因为硬齿面圆柱齿轮的承载能力高，又要磨齿，传动比过大，其小齿轮的直径过小，比轴伸和轴承轴径还小，既影响其承载能力的发挥，也不好磨齿。

一般总传动比应首先满足用户要求，但应尽可能（特别是系列设计时）选用标准值，各级传动比也是这样。标准传动比是按 GB 321—1980《优先数和优先数系》的 R20 优先数系排列的，是等比级数。它的特点是多个优先数相乘仍是优先数。对实现齿轮的互换性很方便。R20 优先数为：

1.12, 1.25, 1.4, 1.6, 1.8, 2, 2.24, 2.5, 2.8, 3.15, 3.55, 4, 4.5, 5, 5.6, 6.3, 7.1, 8, 9, 10, 11.2, 12.5, 14, 16, 18, ……

实际传动比很难与公称传动比或用户要求的传动比完全相等，有误差时应与用户协商。否则按照《圆柱齿轮减速器的基本参数》标准。总传动比的允许相对误差为

$$\Delta i = (i - i') / i \quad (\%) \quad (8-2)$$

式中  $\Delta i$  ——实际传动比与公称（或要求）传动比相对误差；

$i$  ——公称（或要求）传动比；

$i'$  ——实际传动比。

单级减速器  $\Delta i \leq 3\%$

两级减速器  $\Delta i \leq 4\%$

三级减速器  $\Delta i \leq 5\%$

除按  $i$  值确定传动级数外，有时可能按结构尺寸确定传动级数，如：

- a. 用户限制减速器高度，而长度无限制；
- b. 负荷不大，但要求输入轴和输出轴之间的距离较大。

② 按总传动比  $i$  分配多级传动的各级传动比  $i_i$  的原则。

以圆柱齿轮为例，多级传动比的分配好坏，对性能和结构影响较大。首先分级传动比  $i_i$  是调整各级齿轮趋向基本等承载能力等强度，充分发挥其能力的重要变量；其次传动比分配得好，可减小整机的体积、质量，降低齿轮的圆周速度、改善油池润滑。从而提高整机的承载能力、运转平稳性，降低噪声。

一般情况下，多级展开式圆柱齿轮传动，第一级传动比较大、以后各级逐级减小、末级最小的分配原则优点较多，定性分析就可以说明。

a. 整机的体积、质量很大程度决定于末级大齿轮尺寸。末级传动比小，末级大齿轮减小，为包容末级大齿轮的机体也减小，必将减小整机的体积、质量。

b. 第一级传动比较大，则第一级小齿轮直径较小。当输入转速一定时，齿轮的圆周速度将较小，第二轴转速也立即大幅下降。速度越低，对减小附加载荷、振动、噪声都有利，甚至可降低工艺精度要求。

c. 当自然散热冷却可满足要求时，采用齿轮浸油润滑，将简化传动装置，降低制造成本，便于使用维护。第一级传动比大，以后逐级减小，可最大限度地减小各级大齿轮直径的差距，利于实现各级大齿轮同时浸油深度相差较小，减小搅油损耗。

d. 制造工艺难度较大的是末级大齿轮，减小其直径，即降低工艺难度。

但是应说明，当后一级中心距与前一级的中心距的比值约为 1.4 ( $a_2/a_1 \approx a_3/a_2 \approx \dots \approx 1.4$ )，总传动比较小（两级总传动比  $i \leq 9$ ，三级  $i \leq 28$ ），各级齿轮同属一种类型，而又想实现各级齿轮等强度，前一级传动比将要小于后一级传动比。

### ③ 按总传动比 $i$ 分配各级传动比 $i_1$ 的方法

a. 两级展开式圆柱齿轮减速器按两级齿轮齿面等接触强度分配传动比，定量计算可按式 (8-3)，或查图 8-20。

$$\lambda C^3 \frac{(i_1 + 1)i_1^4}{(i_1 + i)i^2} = 1 \quad (8-3)$$

$$C = \frac{d_{2II}}{d_{2I}}$$

$$\lambda = \frac{\phi_{dII} \sigma_{HlimII}^2}{\phi_{dI} \sigma_{HlimI}^2}$$

式中  $i$  —— 总传动比；

$i_1$  —— 高速级传动比；

$\phi_{dI}$ ， $\phi_{dII}$  —— 高速级、低速级齿宽系数 ( $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ )；

$\sigma_{HlimI}$ ， $\sigma_{HlimII}$  —— 高速级、低速级齿轮的接触疲劳极限，MPa；

$d_{2I}$ ， $d_{2II}$  —— 高速级、低速级大齿轮分度圆直径，mm。

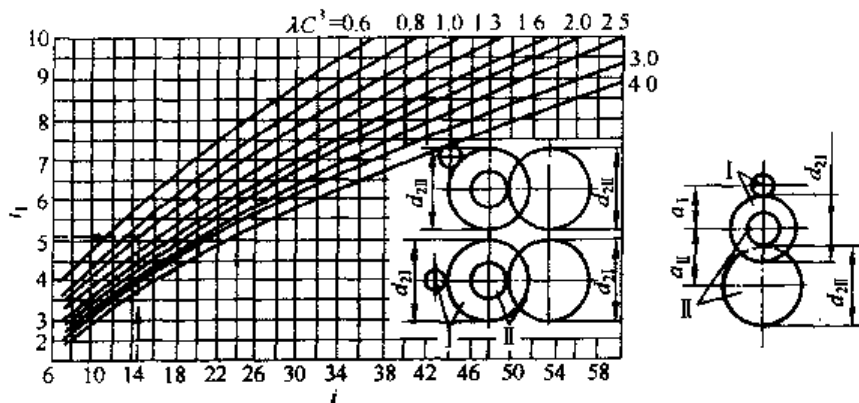


图 8-20 两级圆柱齿轮减速器传动比的分配

一般取  $C=1.0 \sim 1.3$ 。 $C=1$  时，减速器外形尺寸最小，两个大齿轮浸入油池深度相同。当  $C>1$  时，高速级大齿轮不接触油面，可减少润滑油的搅动损失。

如果减速器符合标准中心距系列时,按齿面接触强度相等,可用下式分配减速器的传动比,即

$$k \left( \frac{a_{\text{II}}}{a_{\text{I}}} \right)^3 \left( \frac{i_{\text{I}}+1}{i_{\text{I}}+i} \right)^3 i = 1 \quad (8-4)$$

$$k = \frac{\phi_{a\text{I}} \sigma_{\text{HlimI}}^2}{\phi_{a\text{II}} \sigma_{\text{HlimII}}^2}$$

式中  $\phi_{a\text{I}}, \phi_{a\text{II}}$  ——高、低速级齿宽系数 ( $\phi_a = \frac{b}{a}$ );

$a_{\text{I}}, a_{\text{II}}$  ——高、低速级中心距, mm。

当  $\frac{a_{\text{II}}}{a_{\text{I}}} \approx 1.40$ 、 $k=1$  时,传动比的分配可由图 8-21 查得。

按两级齿面等接触强度且各齿轮宽径尺寸积之和 ( $\sum bd^2$ ) 最小分配传动比时,可按式 (8-5) 计算或查表 8-2, 或查图 8-22。

$$i_1 \left( \frac{2}{i} + \frac{2}{i^2} \right) + \frac{2}{i} - \frac{1}{i_1^2} \left( \frac{1}{i} + i \right) = 0 \quad (8-5)$$

表 8-2 两级传动比分配

总传动比 $i$	6.3	8	10	12.5	16	20
第一级传动比 $i_1$	2.341	2.799	3.302	3.889	4.651	5.458
第二级传动比 $i_2$	2.691	2.858	3.03	3.215	3.44	3.664

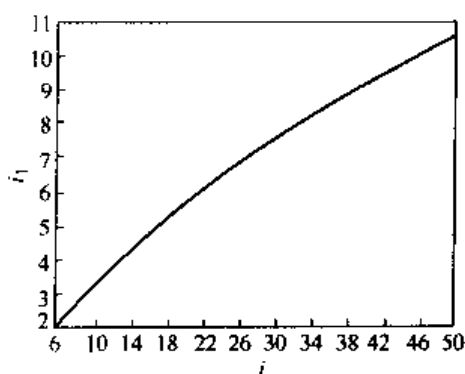


图 8-21 当  $\frac{a_{\text{II}}}{a_{\text{I}}} \approx 1.4$  时两级  
减速器的传动比分配

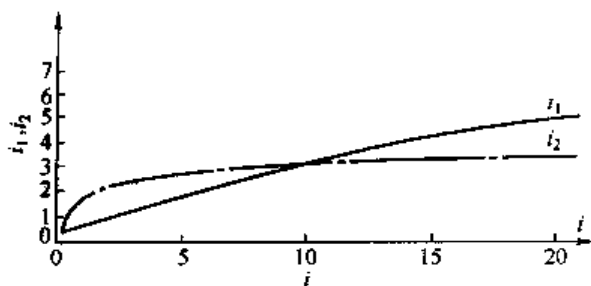


图 8-22 两级传动比分配

b. 三级传动以上的减速器用数学分析法按等强度分配传动比,比两级要复杂,但基本类似。当用计算机优化设计,如以最大承载能力为优化目标,以各级传动等强度、尺寸小、质量轻等做约束条件,传动比分配作为变量之一,可以求得较佳的分配方案。

推荐一个简单方法求传动比分配初值:如三级传动总传动比已知为  $i$ ,求各级传动比  $i_1$ 、 $i_2$  和  $i_3$ ;令  $i_2$  为  $i$  的立方根

$$i_2 = \sqrt[3]{i} \quad (8-6)$$

使  $i_2$  靠标准值,并使  $i_1 > i_2 > i_3$ 。令  $i_1$ 、 $i_3$  也靠标准值,然后以此为初值通过强度计



算, 对  $i_1$ 、 $i_2$ 、 $i_3$  调整。对四级传动

$$i_1 > i_2 \geq \sqrt[4]{i} \geq i_3 > i_4 \quad (8-7)$$

优先数之积仍是优先数, 只要按 R20 数系给定各级传动比就可求得属于 R20 数系的公称总传动比。

两级减速器的公称传动比见表 8-3。

三级减速器的公称传动比见表 8-4。

四级减速器的公称传动比见表 8-5。

表 8-3 两级减速器公称传动比

总传动比 $i$	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20
第一级传动比 $i_1$	2.24	2.5	2.8	3.15		3.55	4	4.5		5	
第二级传动比 $i_2$	2.8				3.15				3.55	4	

表 8-4 三级减速器公称传动比

$i$	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100
$i_1$	28		31.5		35.5	4		4.5		5				
$i_2$	2.8	3.15		3.55				4				4.5	5	
$i_3$	2.8					3.15				3.55	4			

表 8-5 四级减速器公称传动比

$i$	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	
$i_1$	3.15	3.55		4				4.5				5			
$i_2$	3.55				4				4.5				5		
$i_3$	3.15		3.55				4			4.5				5	
$i_4$	3.15					3.55					4				

c. 圆锥圆柱齿轮减速传动按等强度, 并使外形尺寸、质量较小的传动比分配, 两级传动按图 8-23, 三级按图 8-24 选取。

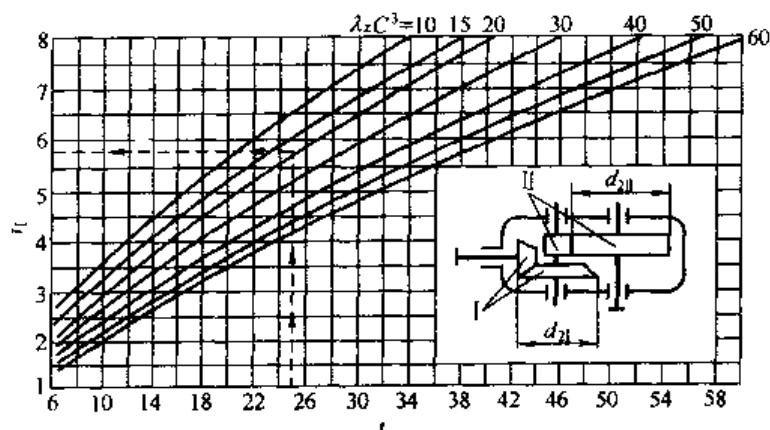


图 8-23 两级圆锥圆柱齿轮传动

$\lambda_2 C^3 = i^2 (i + i_1) / i_1^3$ ;  $\lambda_2 = (2.25 \varphi_d \sigma_{Hlim II}) / [(1 - \varphi_R) \varphi_R \sigma_{Hlim I}]$ ;  $C = d_{2II} / d_{2I}$ ;  $\varphi_d$ —圆柱齿轮齿宽系数,

$\varphi_d = b / d_1$ ;  $b$ —齿宽;  $d_1$ —小齿轮分圆直径;  $\varphi_R$ —圆锥齿轮齿宽系数,  $\varphi_R = b / R$ ,  $R$ —锥距。

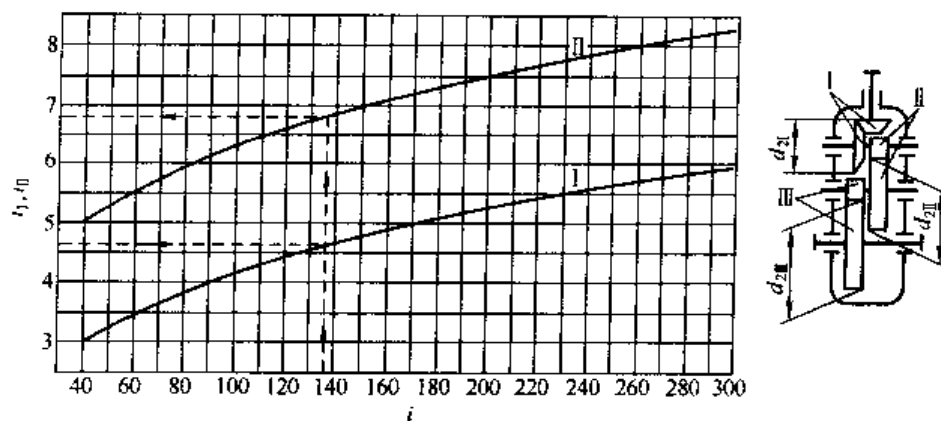


图 8-24 三级圆锥圆柱齿轮传动

为避免大锥齿轮直径过大，难制造，推荐  $i_1 \approx 0.25i$ ，且  $i_1 \leq 3$ 。当要求浸油润滑浸油深度相近时，可取  $i_1 = 3.5 \sim 4$ 。

例如，总传动比  $i = 135$ ，查图 8-24， $i_1 = 4.6$ ， $i_2 = 6.8$ ， $i_3 = i / i_1 i_2 = 135 / (4.6 \times 6.8) = 4.32$

d. 齿轮-蜗杆传动，齿轮在高速级，为便于润滑，常取齿轮传动比  $i_1 = 2 \sim 2.5$ 。蜗杆-齿轮传动，齿轮在低速级，为使蜗杆传动效率较高，可取齿轮传动比  $i_2 = (0.3 \sim 0.6)i$ 。 $i$  为总传动比。

e. 多级行星齿轮传动的各级传动比分配也是着重于等强度和体积、质量较小。对 NGW 型行星齿轮传动设计，欲达到此目的，可使相邻两级内齿轮分度圆直径比值： $d_{i+1} / d_i = 1 \sim 1.2$ 。

## (2) 中心距

各类齿轮传动的中心距已标准化（见表 8-6～表 8-8），其值与传动比一样从优先数系中选取。单机设计时按给定载荷通过强度计算求得，如用户无特殊要求，取相近而较大的标准值。系列设计则事先按标准选定一级传动或称为基本中心距，然后用基本中心距搭配多级传动的各级中心距。这样设计的好处是：容易实现零部件互换；容易通过与其他参数协调实现各级传动大致等强度；同时系列产品的承载能力、外形尺寸、质量很有规律，档次分明。可以说对设计、制造、使用维护各个方面都是有利的。当前国内外的系列产品设计都采用此方法。

表 8-6 一级齿轮传动（基本）中心距

/mm

系列 1	63	—	71	—	80	—	90	—	100	—	112	—	125	
系列 2	—	67	—	75	—	85	—	95	—	106	—	118	—	132
系列 1	140	—	160	—	180	—	200	—	224	—	250	—	280	
系列 2	—	150	—	170	—	190	—	212	—	236	—	265	—	300
系列 1	315	—	355	—	400	—	450	—	500	—	560	—	630	
系列 2	—	335	—	375	—	425	—	475	—	530	—	600	—	670
系列 1	710	—	800	—	900	—	1 000	—	1 120	—	1 250	—	1 400	
系列 2	—	750	—	850	—	950	—	1 060	—	1 180	—	1 320	—	1 500

注：1. 系列 1 为 R20 数系，系列 2 为 R40 数系，优先选用系列 1。

2. 可按数系延伸或跳档选用。

表 8-7 两级齿轮传动中心距及搭配

mm

系列 1	$a_2$	106		112	-	125	-	140	-	160		180		200				
	$a_1$	71		80		90		100	-	112	-	125		140				
	$a$	171		192		215	-	240	-	272	-	305		340				
系列 2	$a_2$		106		118		132	-	150		170		190		212			
	$a_1$		75		85	-	95		106		118	-	132	-	150			
	$a$		181		203	-	227	-	256		288	-	322	-	362			
系列 1	$a_2$	224	-	250		280	-	315		355		400	-	450	-	500	-	
	$a_1$	160		180		200	-	224	-	250	-	280		315		355		
	$a$	384		430		480		539	-	605		680	-	765	-	855		
系列 2	$a_2$		236		265		300		335	-	375	-	425	-	475		530	
	$a_1$		170	-	190	-	212	-	236	-	265	-	300	-	335		375	
	$a$		406	-	455	-	512	-	571	-	640	-	725	-	810	-	905	
系列 1	$a_2$	560		630	-	710	-	800	-	900	-	1 000	-	1 120	-	1 250	-	1 400
	$a_1$	400		450	-	500	-	560	-	630	-	710	-	800	-	900	-	1 000
	$a$	960		1 080	-	1 210	-	1 360	-	1 530		1 710	-	1 920	-	2 150		2 400
系列 2	$a_2$	600		670	-	750	-	850	-	950	-	1 060	-	1 180	-	1 320	-	
	$a_1$	425	-	475	-	530	-	600	-	670	-	750	-	850	-	950	-	
	$a$	1 025	-	1 145	-	1 280	-	1 450	-	1 620	-	1 810		2 030	-	2 270	-	

表 8-8 三级圆柱齿轮传动中心距

/mm

系列 1	$a_3$	140	-	160	-	180	-	200	-	224	-	250	-	280	-	315	-
	$a_2$	100	-	112	-	125	-	140	-	160	-	180	-	200	-	224	-
	$a_1$	71	-	80	-	90	-	100	-	112	-	125	-	140	-	160	-
	$a$	311	-	352	-	395	-	440	-	496	-	555	-	620	-	699	-
系列 2	$a_3$		150	-	170	-	190	-	212	-	236	-	265	-	300	-	335
	$a_2$		106	-	118	-	132	-	150	-	170	-	190	-	212	-	236
	$a_1$		75	-	85	-	95	-	106	-	118	-	132	-	150	-	170
	$a$		331	-	373	-	417	-	468	-	524	-	587	-	662	-	741
系列 1	$a_3$	355	-	400	-	450	-	500	-	560	-	630	-	710	-	800	-
	$a_2$	250	-	280	-	315	-	355	-	400	-	450	-	500	-	560	-
	$a_1$	180	-	200	-	224	-	250	-	280	-	315	-	355	-	400	-
	$a$	785	-	880	-	989	-	1 105	-	1 240	-	1 395	-	1 565	-	1 760	-
系列 2	$a_3$		375	-	425	-	475	-	530	-	600	-	670	-	750	-	850
	$a_2$		265	-	300	-	335	-	375	-	425	-	475	-	530	-	600
	$a_1$		190	-	212	-	236	-	265	-	300	-	335	-	375	-	425
	$a$		880	-	937	-	1 046	-	1 170	-	1 225	-	1 480	-	1 655	-	1 875

续表

系列 1	$a_3$	900	—	1 000	—	1 120	—	1 250	—	1 400
	$a_2$	630	—	710	—	800	—	900	—	1 000
	$a_1$	450	—	500	—	560	—	630	—	710
	$a$	1 980	—	2 210	—	2 480	—	2 780	—	3 110
系列 2	$a_3$	—	950	—	1 060	—	1 180	—	1 320	—
	$a_2$	—	670	—	750	—	850	—	950	—
	$a_1$	—	475	—	530	—	600	—	670	—
	$a$	—	2 095	—	2 340	—	2 630	—	2 940	—

四级及更多级的各种圆柱齿轮减速器的各级中心距可按二、三级传动的搭配规律类推。

### (3) 圆锥齿轮的直径

单机设计一般首先按载荷与传动比计算小齿轮大端分度圆直径。系列设计时一个规格有不同的传动比，各不同的传动比的输出转矩应大致相等，因此应首先选定大齿轮的大端分度圆公称直径。一般大齿轮分度圆公称直径也是按优先数系排列，大多按表 8-6 中系列 1 取值。这样不仅单一锥齿轮系列产品规格划分合理，也便于与圆柱齿轮组合成圆锥-圆柱齿轮系列产品。

## 8.3 渐开线圆柱齿轮减（增）速器设计

各类减（增）速器设计的共同点不仅是以上所提到的这一些，而且设计中要考虑、处理的方方面面也大体相同，可以说是大同小异。但具体的计算、设计方法又根本不同。比如圆柱齿轮与蜗杆减速器设计，都要计算齿面接触强度，但计算式完全不同，不能一概而论。本节以渐开线圆柱齿轮减（增）速器设计为例，叙述设计方法与资料。

### 8.3.1 选定性能水平——齿轮按性能分类

按齿轮的材质、工艺和技术要求不同，承载能力和性能水平可划分很多不同的档次，但有明显对比的可分为四类，必须事先选定。

I 类齿轮，其材料为中碳合金钢或优质中碳钢（如 40CrNiMo、42CrMo、40Cr 等），锻造毛坯，调质处理。齿部硬度：小齿轮为 260~290HBS，大齿轮为 240~270HBS。精加工为滚齿，精度 7 级（GB/T 10095）。齿面接触率：沿齿高 $\geq 45\%$ ，沿齿长 $\geq 70\%$ 。齿面接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim} \leq 650\text{MPa}$ ，齿根弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim} \leq 300\text{MPa}$ 。这类齿轮简称为软齿面齿轮。

II 类齿轮材料为中碳合金钢，毛坯、加工、装配要求同上，但齿部调质处理硬度提高为：小齿轮为 320~350HBS，大齿轮为 300~330HBS， $\sigma_{Hlim} \leq 720\text{MPa}$ ， $\sigma_{Flim} \leq 320\text{MPa}$ 。这类简称中硬齿面齿轮。

III 类齿轮材料、毛坯同 II 类，但采取粗滚齿后调质处理，小齿轮硬度 380~410HBS，大齿轮硬度 320~350HBS，对小齿轮（或成对齿轮）磨齿，对大齿轮精滚齿（或磨齿），精度 6~7 级。齿面接触率：沿齿高 $\geq 50\%$ ，沿齿长 $\geq 75\%$ 。 $\sigma_{Hlim} \leq 800\text{MPa}$ ， $\sigma_{Flim} \leq 330\text{MPa}$ 。这类称中硬齿面磨齿齿轮。不仅承载能力比 II 类齿轮有所提高，其传动噪声将有所降低，平稳性也较好。

IV 类齿轮材料采用高强度低碳合金钢（如 20CrMnMo、20CrNiMo、20Cr2Ni4 等），毛

坯锻造并达到 JB/T 5000.8《重型机械通用技术条件 锻件》Ⅲ级或Ⅳ级要求。粗滚齿后齿部渗碳淬火，齿面硬度 56~61HRC，有效硬化层（硬度达到 50HRC）深度按齿面接触应力计算确定（按保守经验公式深度为  $0.12m_n \sim 0.2m_n$ ， $m_n$  为齿轮法向模数； $m_n$  较小取较大比值， $m_n$  较大取较小比值）。精加工为磨齿，精度不低于 6 级（GB/T 10095）。齿面接触率：沿齿高  $\geq 70\%$ ，沿齿长  $\geq 90\%$ 。 $\sigma_{Hlim} \geq 1500\text{MPa}$ ， $\sigma_{Flim} \geq 430\text{MPa}$ 。这类齿轮简称为硬齿面齿轮。

采用软齿面的减速器通称软齿面减（增）速器，同样，有中硬齿面、磨齿中硬齿面及硬齿面减速器之称。

除了以上四类齿轮外，还有铸钢齿轮，但在减（增）速器中几乎不用了，只有负荷（应力）很小时才偶尔采用，铸钢件缺陷难以避免，最怕在齿部有砂眼、气孔、疏松、偏析等缺陷。

以上四类齿轮在满足设计寿命  $\geq 10$  年（ $\geq 25000\text{h}$ ）的条件下承载能力差距不小。按齿轮承载能力与几何参数、接触疲劳极限应力的关系为

$$T = C \frac{a^2 b c}{(i+1)^3} \sigma_{Hlim}^2 \quad (8-8)$$

式中  $C$ ——常数，与工况、参数、润滑等相关；

$a, b, i$ ——齿轮副的中心距、有效齿宽、传动比；

$T$ ——齿轮副的许用输入转矩，即承载能力。

当四类齿轮的  $a, b, i$  及  $C$  相同时， $T$  与  $\sigma_{Hlim}^2$  成正比。以第Ⅰ类与第Ⅳ类齿轮相比，承载能力提高的倍数为 5.3 倍，即

$$\sigma_{Hlim(IV)}^2 / \sigma_{Hlim(I)}^2 = (1500/650)^2 = 5.3$$

其次在传动平稳性、噪声、传动效率等方面，磨齿与不磨齿的差距不小。据同规格的产品试验，磨齿的噪声低约 3~5dB(A)。

中硬齿面齿轮承载能力虽比软齿面齿轮也有较大提高，但齿面硬度  $\geq 330\text{HBS}$ ，要求滚齿达到 7 级精度，对刀具、机床要求高，工艺难度大，加工费用比磨齿下降不多。

所以国内、外新设计减（增）速器绝大多数采用磨齿硬齿面齿轮。

但是磨齿硬齿面齿轮的  $\sigma_{Flim}$  提高的幅度相对  $\sigma_{Hlim}$  较小，必须采取加大模数减少齿数、采用变位齿轮等措施来弥补调整，且有些场合对齿根弯曲强度尤其重要。因此出现第Ⅲ类齿轮。此外第Ⅲ类齿轮省了渗碳工艺，生产周期较短，也免去了渗碳费用。

减（增）速器齿轮常用材料及性能要求见表 8-9。

### 8.3.2 齿轮参数初算

初算是按简化经验公式计算。根据初算结果可进行结构设计。然后进行精确校核计算，如发现不合理、不合要求之处，再调整初算参数。

(1) 按齿面接触强度计算中心距

$$a = 50(i+1) \sqrt[3]{\frac{T_1}{\phi_a \sigma_{H1} i}} \quad (\text{mm}) \quad (8-9)$$

$a$  取标准值或取较大的整数值。

表 8-9 减 (增) 速器齿轮材料

材 料		热 处 理	截面尺寸 /mm	力 学 性 能						硬 度		疲 劳 极 限 (减、增速器设计常用值)	
牌 号	标 准 号			$\sigma_b$ /MPa	$\sigma_{0.2}(\sigma_s)$ /MPa	$\delta_5\%$	$\psi\%$	$a_k$ /J·cm <sup>-2</sup>	心 部 /HRC	齿 面 /HRC	$\sigma_{Hlim}$ /MPa	$\sigma_{Flim}$ /MPa	
S17Cr2Ni2Mo (20Cr2NiMo)	JB/T 6396—1992	渗碳淬 火回火	12~30 31~63	1 080~1 320 980~1 270	785 685	8 8	35 35	41 41	30~42	54~62	1 500	450	
20Cr2Ni4			15	1 175	(1 080)	10	45	(夏比 U形) 62	30~42	54~62	1 500	450	
20CrMnMo			30 ≤100	1 080 835	(785) (495)	7 15	40 40	(夏比 U形) 31	30~40	54~62	1 450	420	
20CrMnTi			≤250	1 080	(835)	8	35	(U形) 47	30~40	54~62	1 450	420	
S20MnCr			12~30 31~63	980~1 270 790~1 080	680 540	8 10	35 35	34 34	30~40	54~62	1 450	420	
Sl6MnCr			12~30 31~63	780~1 080 640~930	590 440	10 11	40 40	34 34	30~40	54~62	1 450	420	
40CrNiMo		淬火 回火	≤80 81~100 101~151 151~250	980 980 980 980	(835) (835) (835) (835)	12 11 10 9	55 50 45 40	78 74 70 60	≥269HBS 298~360HBS 表淬 54~60	720 表淬 1 100	320 表淬 360		
S42CrMo		调质	≤100 101~160 161~250 251~500 501~750	900~1 100 800~950 750~900 690~840 590~740	650 550 500 460 390	12 13 14 15 16	50 50 55	40 40 40 38 38	≥241HBS 241~286HBS 298~360HBS 表淬 54~60	650 680 表淬 800	300 表淬 320		

续表

材 料		截面尺寸 /mm	热 处 理	力 学 性 能						硬 度		疲劳极限 (减、增速器设计常用值)	
牌 号	标 准 号			$\sigma_b$ /MPa	$\sigma_{0.2}(\sigma_s)$ /MPa	$\delta_5$ %	$\psi$ %	$\alpha_k$ /J·cm <sup>2</sup>	心部 HRC	齿面 HRC	$\sigma_{Hlim}$ MPa	$\sigma_{Flim}$ MPa	
S34Cr2Ni2Mo		≤100	调质 (+表淬)	1 000~1 200	800	11	50	50		298~360			
		101~160		900~1 100	700	12	55	50		HBS	720	330	
		161~250		800~950	600	13	55	50	≥269HBS	表淬	表淬	表淬	
		251~500		740~890	540	14		41			1100	360	
		501~1 000		690~840	490	15		41		54~60			
40Cr		≤100	调质	735	(540)	15	45	(U形)					
		101~300		685	(490)	14	45	31	≥217HBS	241~286HBS	550	270	
		301~500		635	(440)	10	35	23					
		501~800		590	(345)	8	30	16					
45	JB/T 6397—1992	16~40		650~800	430	16	35	30	207~269		500	200	
		40~100		630~780	370	17	40	30	≥207HBS	HBS			
38CrMoAl	JB/T 6396—1992	试样 30	调质氮化	980	(835)	14	50	(U形) 70	≥229 HBS	>800HV	1 360	440	

注：1. 截面尺寸

(1) 对轴齿轮指直径尺寸。

(2) 对实心齿轮指齿宽尺寸。

(3) 对轮幅减薄齿轮、焊接与组装齿轮指轮缘（包括齿高）厚度尺寸。

2. 疲劳极限值为建议选用值。

当给定  $a$  时, 按下式计算接触应力

$$\sigma_{Ht} = \frac{700}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_1}{b} \times \frac{i+1}{i}} \leq \sigma_{Ht} \quad (\text{MPa}) \quad (8-10)$$

(2) 按齿根弯曲强度计算齿轮模数

$$m_n = \frac{3.2 T_1}{d_{w1} b \sigma_{Ft}} \quad (\text{mm}) \quad (8-11)$$

当给定  $m_n$  时, 可按下式计算齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{3.2 T_1}{d_{w1} b m_n} \leq \sigma_{Ft} \quad (\text{MPa}) \quad (8-12)$$

式中  $i$ ——减速传动比,  $i = z_2/z_1$ ;

$z_2$ ——大齿轮齿数;

$z_1$ ——小齿轮齿数;

$T_1$ ——小齿轮轴上转矩,  $\text{N} \cdot \text{mm}$ ;

$\phi_a$ ——齿宽系数,  $\phi_a = b/a$ ; 一般第 I、II 类齿轮取  $\phi_a \approx 0.4$ , 第 III、IV 类齿轮取  $\phi_a \approx 0.35$ , 双斜齿轮  $\phi_a \leq 1$  较好; 单机设计可任意选取, 但  $\phi_a \geq 0.2$ ; 系列产品设计则应统一  $\phi_a^*$  值;

$b$ ——齿宽,  $\text{mm}$ ;

$d_{w1}$ ——小齿轮节圆直径,  $d_{w1} = 2a/(i+1)$ ,  $\text{mm}$ ;

$\sigma_{Ht}$ ,  $\sigma_{Ft}$ ——齿轮承受有冲击的重载荷, 且齿面接触强度安全系数  $s_H \approx 1.2$ , 齿根弯曲强度安全系数  $s_F \approx 1.5$  的许用齿面接触应力和许用齿根弯曲应力, 其值见表 8-10。

表 8-10 初算用许用应力  $\sigma_{Ht}$ 、 $\sigma_{Ft}$

/MPa

齿 轮 类 别	$\sigma_{Ht}$	$\sigma_{Ft}$
I 类、II 类(调质、滚齿)	$\leq 1.8 \text{HBS}$	$\leq 0.3 \text{HBS}$
III 类(小齿轮渗淬磨, 大齿轮调质)	$\leq 2 \text{HBS}$	$\leq 0.3 \text{HBS}$
IV 类(渗淬磨, 齿面 57~61HRC)	$\leq 1000$	$\leq 120$

也可按以下经验公式计算模数:

I 类(齿面硬度 240~290HBS) 齿轮,  $m_n \approx 0.015a$ , 最大  $m_n \leq 0.018a$ ;

II 类、III 类(齿面 300~400HBS) 齿轮,  $m_n \approx 0.017a$ , 最大  $m_n \leq 0.02a$ ;

IV 类(齿面 56~62HRC) 齿轮,  $m_n \approx 0.02a$ , 最大  $m_n \leq 0.025a$ 。

计算所得的模数值必须取标准值, 因为加工的机床、刀具、量仪等均是按标准模数设计的。减(增)速器常用标准模数(单位:  $\text{mm}$ ) 为: 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40。

这里需要说明的是: 如果希望减速器齿轮的安全系数较大, 可靠性较高, 失效概率较低, 可适当减小  $\sigma_{Ht}$ 、 $\sigma_{Ft}$ 。安全系数、可靠性、失效概率三者之间的大体关系, 可参见表 8-26。

(3) 分度圆螺旋角(齿倾斜角)  $\beta$  的选择

应考虑轴向重合度  $\epsilon_\beta$  处在较佳的范围。 $\epsilon_\beta$  对运转平稳性、噪声甚至强度有一定的影响,  $\epsilon_\beta$  的较佳值为  $\epsilon_\beta \geq 1 \sim 1.1$  或  $\epsilon_\beta \geq 2 \sim 2.1$ 。



$$\epsilon_{\beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (8-13)$$

为取得较佳  $\epsilon_{\beta}$  值, 必须协调  $b$ 、 $m_n$ 、 $\beta$  三个参量。图 8-25 给出三参量的关系。当  $\epsilon_{\beta}$  不理想时, 首调  $\beta$ 。但  $\beta$  过小, 斜齿轮效应减小,  $\beta$  过大, 齿轮啮合轴向力增大, 对轴承不利。一般  $\beta=7^{\circ} \sim 15^{\circ}$ , 较佳  $\beta=10^{\circ} \sim 13^{\circ}$ 。螺旋角的方向: 最大的齿轮最好是右旋, 利于加工; 中间轴上两齿轮螺旋方向应相同, 以抵消轴向力。

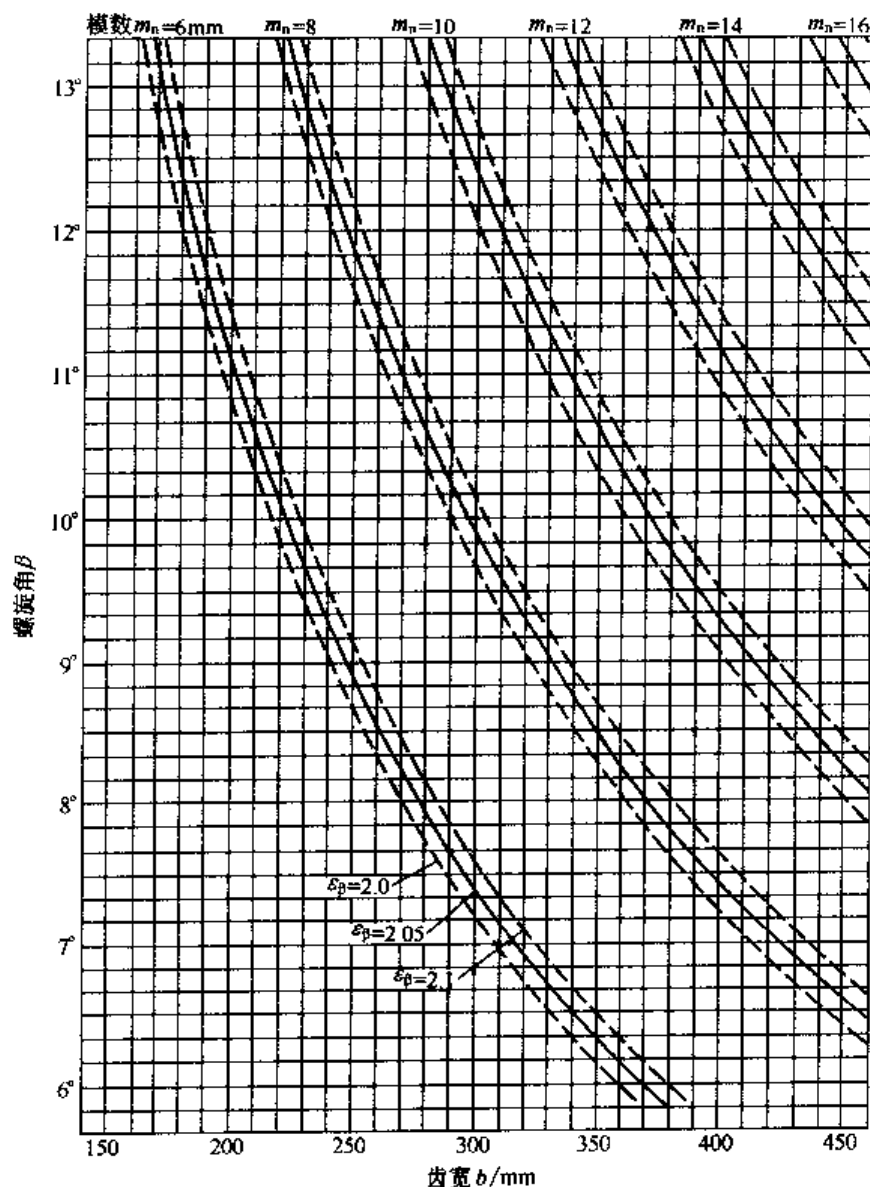
#### (1) 齿数计算式

$$\text{齿数和} \quad z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \text{INT}(2a \cos \beta / m_n) \quad (8-14)$$

$$\text{小齿轮齿数} \quad z_1 = \text{INT}[z_{\Sigma} / i + 1 \sim z_{\Sigma} / (i + 1) + 0.5] \quad (8-15)$$

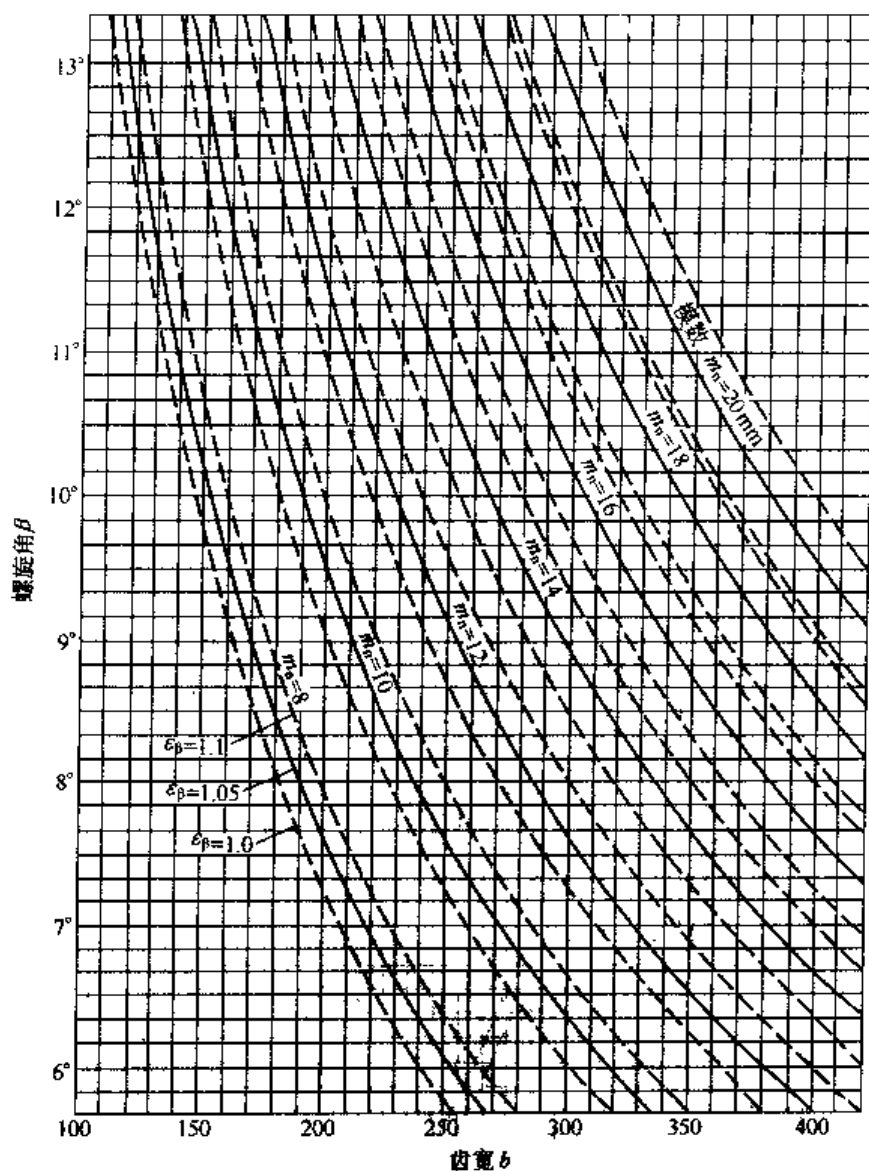
$$\text{大齿轮齿数} \quad z_2 = \text{INT}(z_1 i \sim z_1 i + 0.5) \quad (8-16)$$

推荐实用  $z_1 + z_2 < (2a \cos \beta / m_n)$ , 以便采用角变位齿轮。对于第 IV 类齿轮, 齿根弯曲强度相对齿面接触强度较弱, 角变位齿轮可提高齿根弯曲强度。应限制小齿轮齿数  $z_1$ ,  $z_1 \geq 16$  较好, 少数情况可  $z_1 = 15$ 。同时  $z_1$  不宜过多, 推荐满负荷 (齿面接触应力接近或达到许用



(a)  $\epsilon_{\beta} = 2 \sim 2.1$  的  $\beta$ 、 $m_n$ 、 $b$  关系

图 8-25



(b)  $\epsilon_\beta = 1 \sim 1.1$  的  $\beta$ 、 $m_n$ 、 $b$  关系

图 8-25  $\beta$ 、 $m_n$ 、 $b$  关系

值时)  $z_{1\max}$  按传动比和齿面硬度选定, 见表 8-11。限制  $z_1$  的最少最多数, 目的都是为使齿根弯曲强度足够。在闭式齿轮传动装置中必须重视齿根弯曲强度。

表 8-11  $z_{1\max}$

传动比 $i$	齿面硬度 HB				传动比 $i$	齿面硬度 HB			
	250	300	400	600		250	300	400	600
	$z_{1max}$					$z_{1max}$			
1.25	50	37	30	26	4	34	23	18	17
1.5	45	30	25	22	5	32	22	17	17
2	42	27	22	20	6.3	31	21	16	16
3.15	37	24	19	18					

选定齿数除满足传动比、强度要求外, 还应避免大小齿轮齿数比为整数。

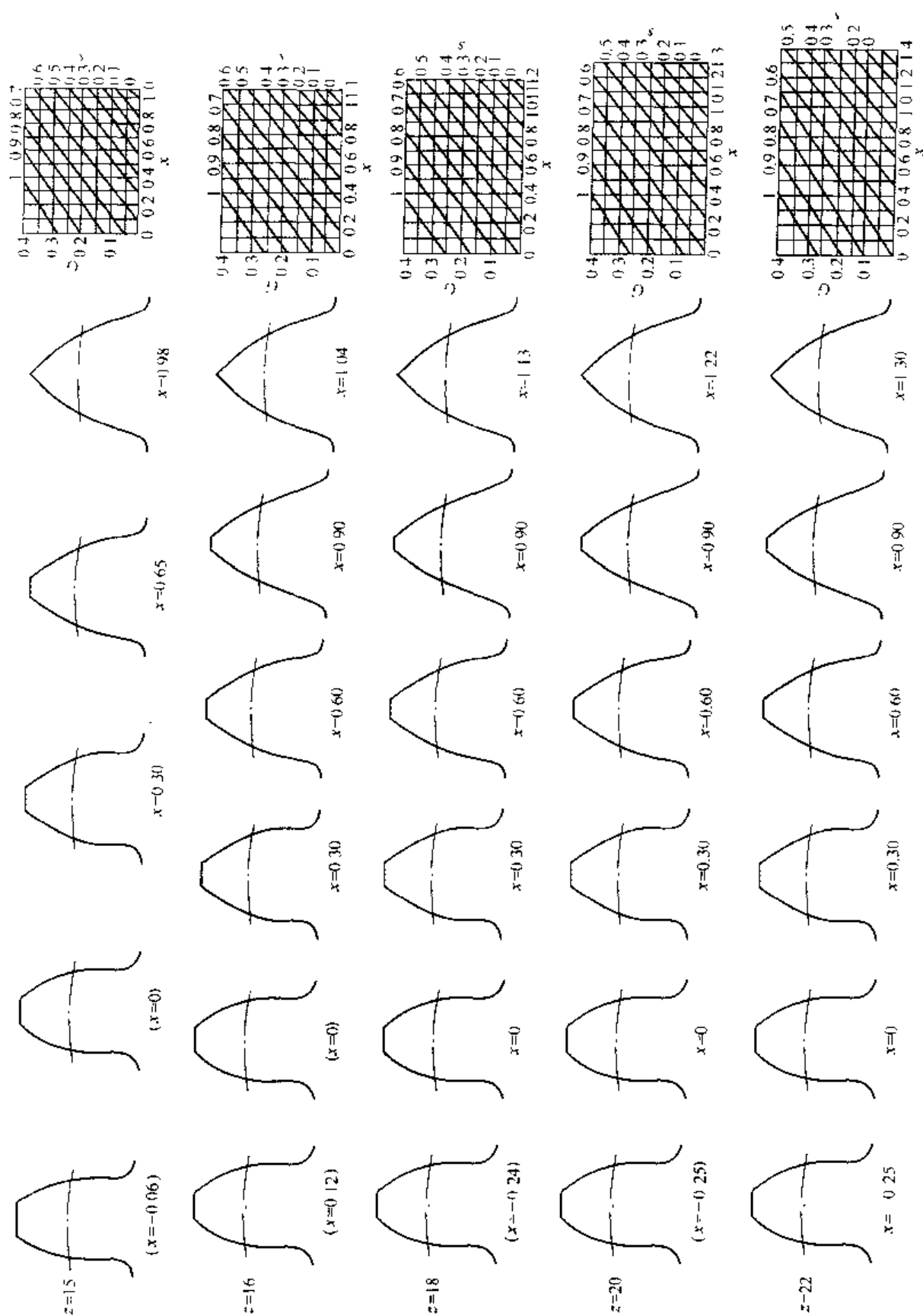
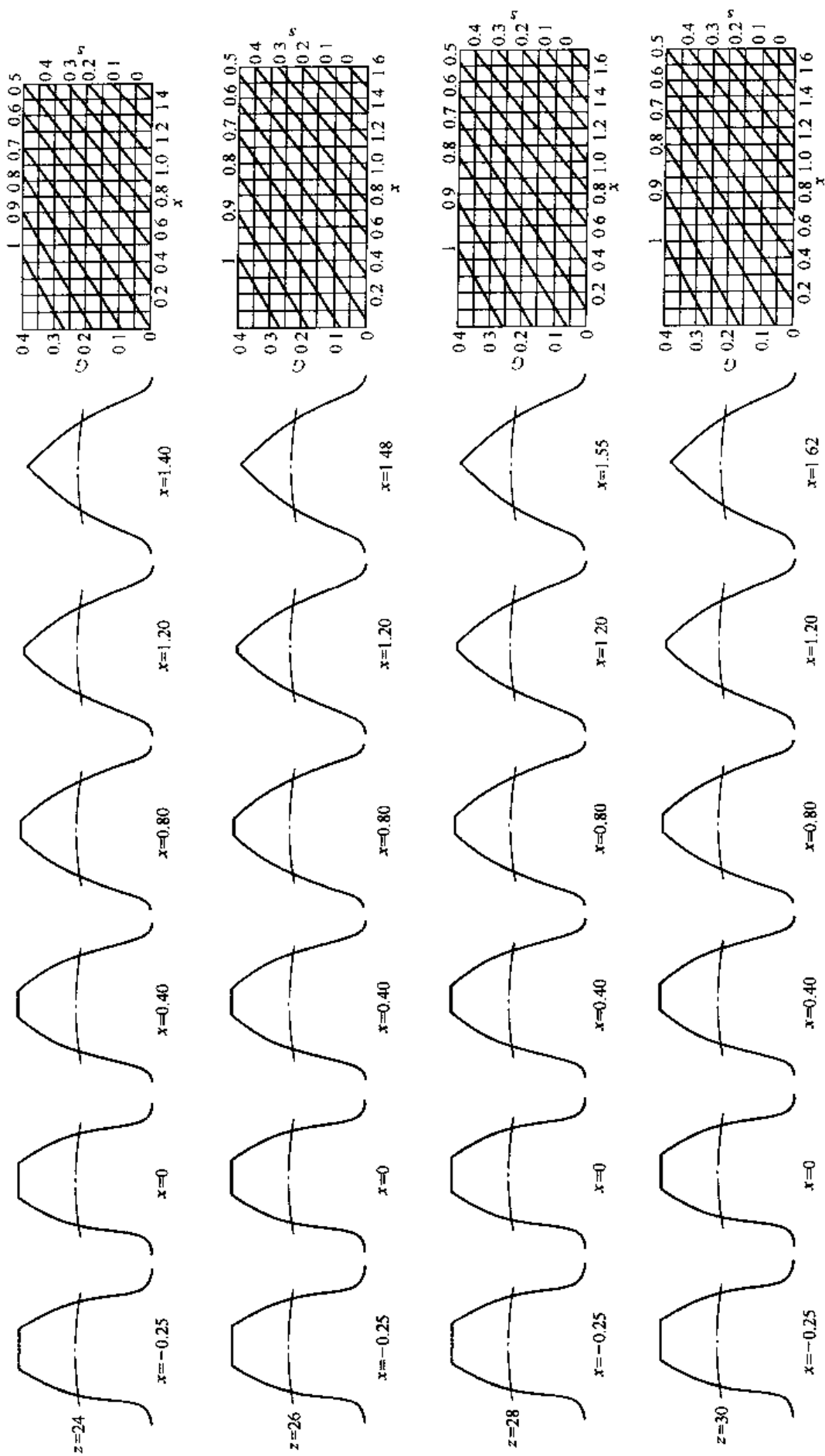


图 8.26



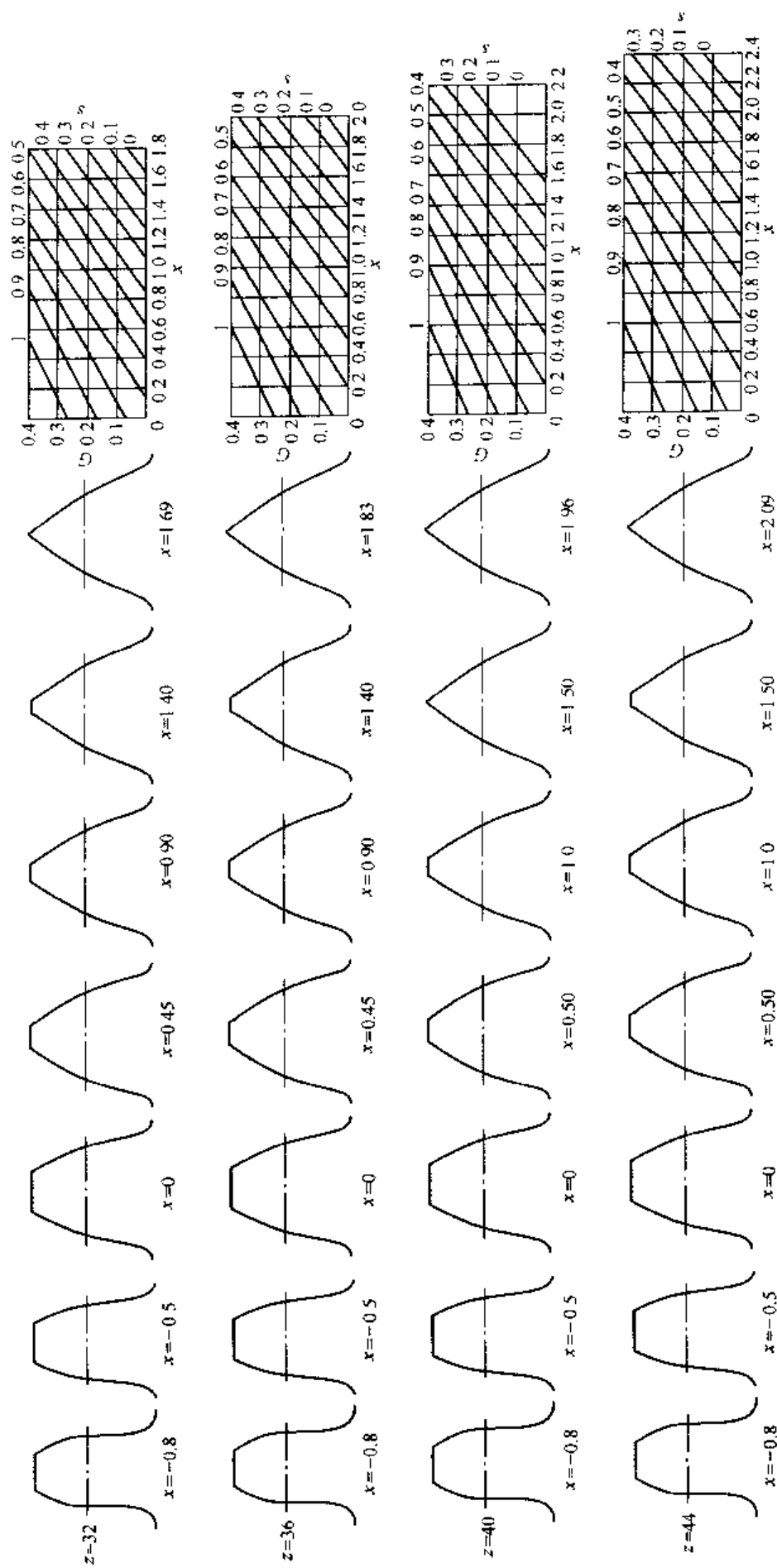


图 8.26

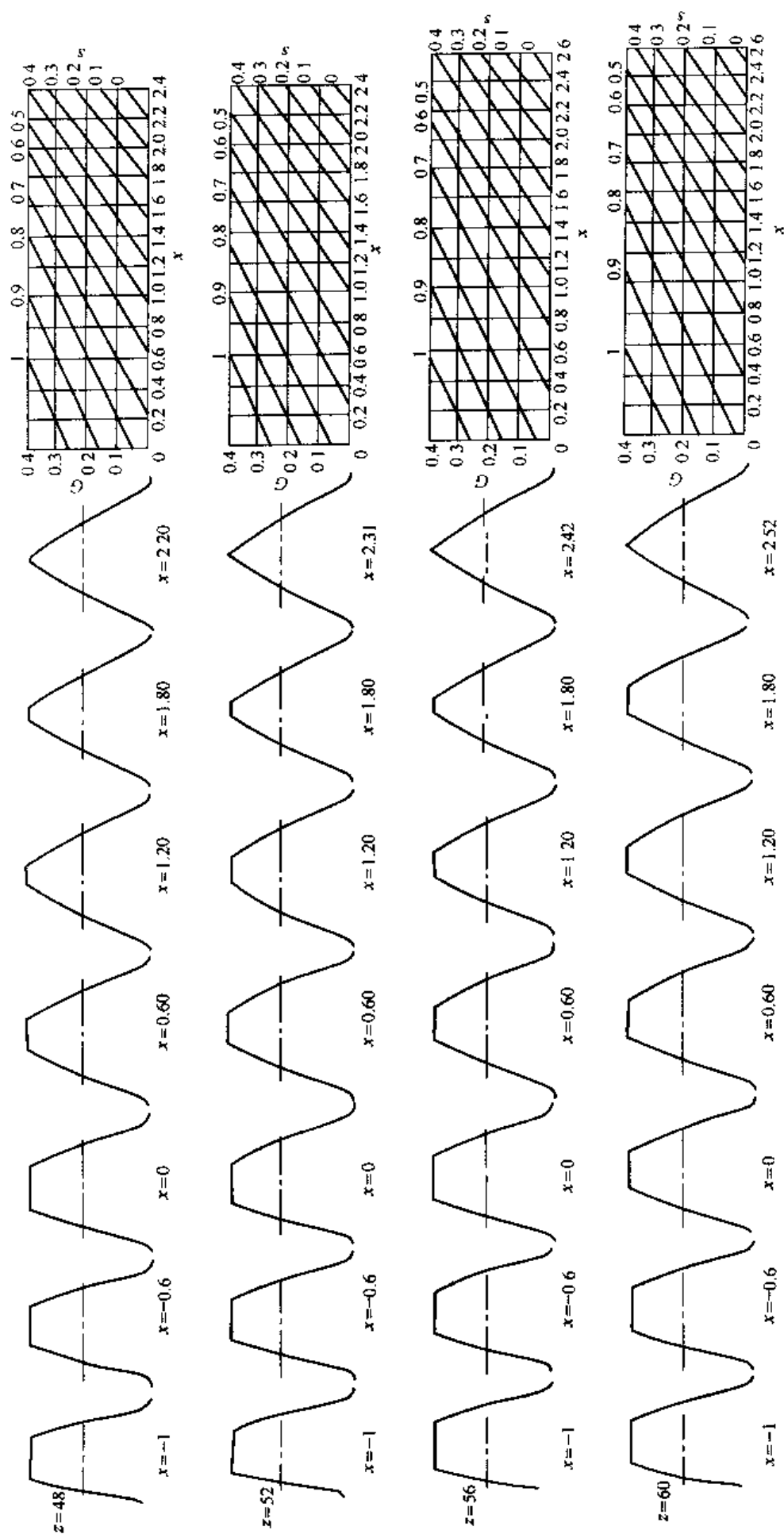


图 8-26 齿形图

(右方格图为模数  $m_n = 1\text{mm}$  对应的顶圆齿厚  $s$  和齿顶缩短量  $G$ )

(5) 初步计算几何尺寸及减速器适宜的变位系数

其步骤如下。

分度圆直径

$$d_1 = z_1 m_n / \cos \beta \quad (\text{mm}) \quad (8-17)$$

$$d_2 = z_2 m_n / \cos \beta \quad (\text{mm}) \quad (8-18)$$

端面压力角

$$\alpha_t = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta) \quad (8-19)$$

基圆螺旋角

$$\beta_b = \arctan[\sin \beta \cos \alpha_n / \sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}] \quad (8-20)$$

基圆直径

$$d_{b1} = z_1 m_n \cos \alpha_n / \cos \beta_b \quad (\text{mm}) \quad (8-21)$$

$$d_{b2} = z_2 m_n \cos \alpha_n / \cos \beta_b \quad (\text{mm}) \quad (8-22)$$

端面啮合角

$$\alpha_{tw} = \arctan \sqrt{\left( \frac{2a}{d_{b1} + d_{b2}} \right)^2 - 1} \quad (8-23)$$

总变位系数

$$x_{n\Sigma} = \frac{\text{inv} \alpha_{tw} - \text{inv} \alpha_n}{2 \tan \alpha_n} (z_1 + z_2) \quad (8-24)$$

变位系数的选择和分配时，应首先考虑齿轮变位后的齿形不根切。图 8-26 所示为不同变位系数的齿形，可供参考。还应使齿顶厚  $s_a \geq 0.25m_n$ ，重合度  $\epsilon \geq 1.25$ 。图 8-27 所示为齿根不根切，齿顶不过薄的界限线。

在重载齿轮传动装置中应采用配对的大小齿轮齿顶、齿根最大滑动系数趋向相等，总变位系数为正值，且总变位系数  $x_{n\Sigma} = 0.3 \sim 0.9$  的正角变位方法。其大小齿轮变位系数为正值，一般小齿轮变位系数较大（个别情况下大齿轮变位系数可取大于或等于 -0.2）。这样可提高小齿轮的齿根弯曲强度。从变位齿轮的公法线增值  $\Delta W = 2m_n x_n \sin \alpha_n$ ，可知变位齿厚的增量。同时正角变位啮合角增大也可提高齿面接触强度。变位系数的分配具体见图 8-28。

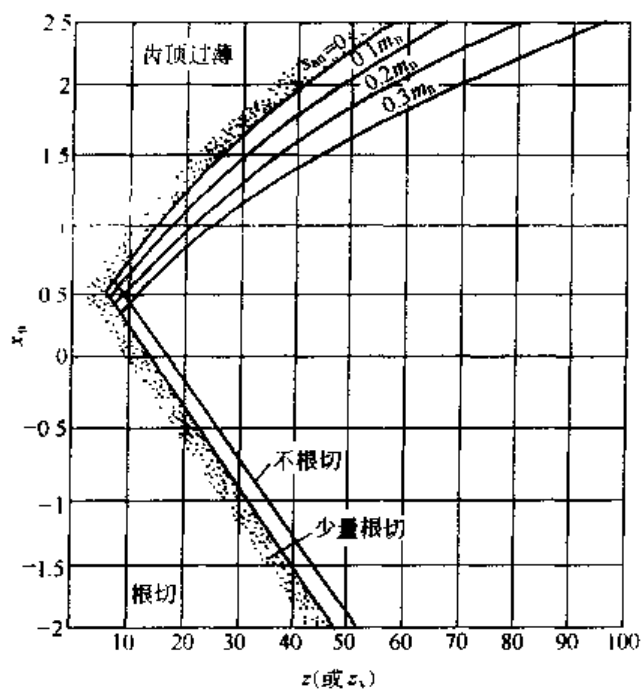


图 8-27 不根切和齿顶不过薄的限制条件  
( $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $h_{an}^* = 1$ ,  $\Delta y_n = 0$ )

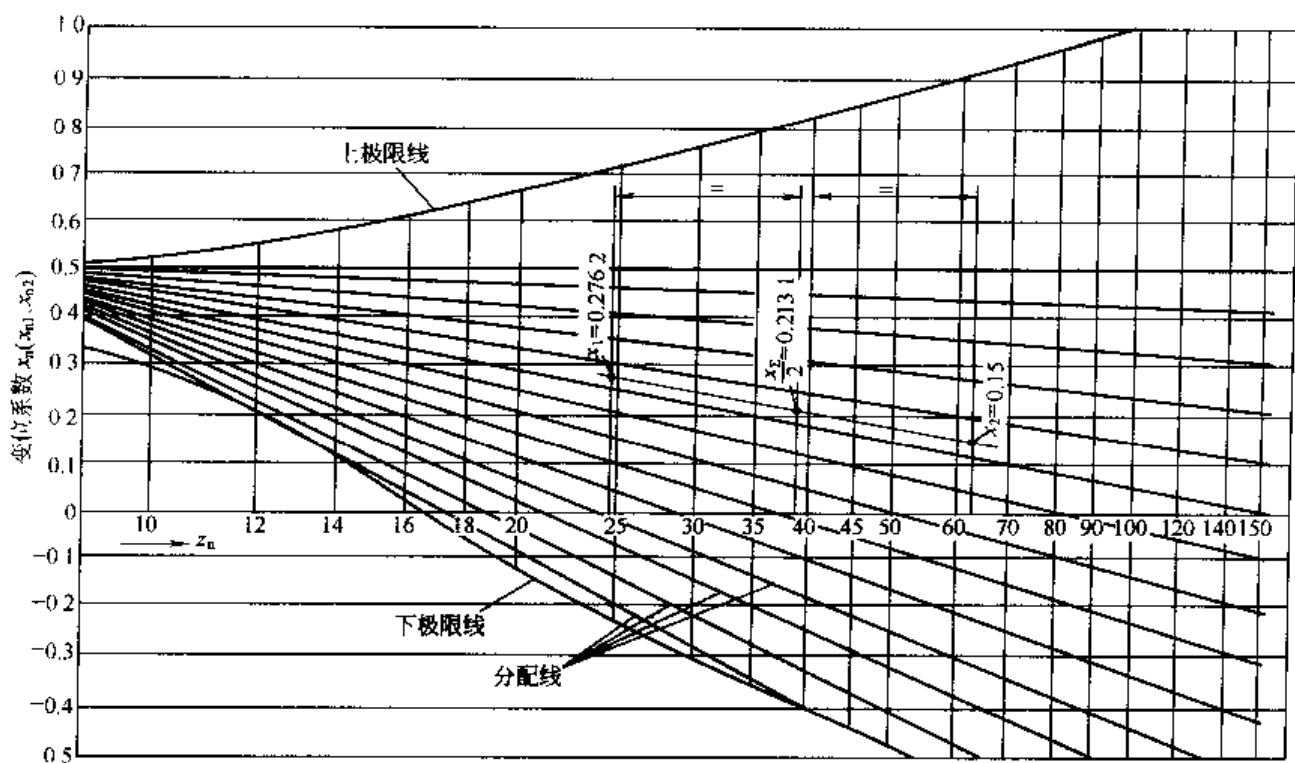


图 8-28 按总变位系数  $x_\Sigma$  (或  $x_{n\Sigma}$ ) 分配小、大齿轮变位系数  $x_1$  ( $x_{n1}$ )、 $x_2$  ( $x_{n2}$ )

(图中  $z_n$  为当量齿数, 对直齿轮  $z_n = z$ , 斜齿轮  $z_n = z/\cos^3\beta$ )

例  $m_n = 10\text{mm}$ ,  $\beta = 12^\circ$ ,  $z_1 = 23$ ,  $z_2 = 60$ ,  $x_{n\Sigma} = 0.426$ , 求  $x_{n1}$ ,  $x_{n2}$ 。

解  $z_{n1} = z_1/\cos^3\beta = 23/\cos^3 12^\circ = 24.6$ ,  $z_{n2} = 60/\cos^3 12^\circ = 64.1$ , 在图横坐标上找到  $z_{n1}$ ,  $z_{n2}$  的相应点, 取此两点的中点作垂线。垂线的端点为  $x_\Sigma/2$ , 过此端点作邻近斜线的近似平行线, 并与从  $z_{n1}$ 、 $z_{n2}$  二点所作的两垂线相交, 此两交点对应的纵坐标值分别为  $x_{n1} = 0.276$ ,  $x_{n2} = 0.15$ 。

从图 8-27 中各斜射线收束在  $x_n = 0.4 \sim 0.5$  之间, 可见  $x_{n1\max} \rightarrow 0.5$ 。试验研究表明当总变位系数  $x_\Sigma \approx 1$  时, 取  $x_{n1} \approx 0.45$ , 各项性能指标较好。

分度圆中心距 (不变位的中心距)

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (\text{mm}) \quad (8-25)$$

齿顶高系数

$$h_a^* = 1 - \left( \sum x - \frac{a - a_d}{m_n} \right) \quad (8-26)$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n(h_{a1}^* + x_1) \quad (\text{mm}) \quad (8-27)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n(h_{a2}^* + x_2) \quad (\text{mm}) \quad (8-28)$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2m_n(h_{f1}^* - x_1) \quad (\text{mm}) \quad (8-29)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m_n(h_{f2}^* - x_2) \quad (\text{mm}) \quad (8-30)$$



齿顶圆压力角

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{d_1 \cos \alpha_t}{d_{a1}}\right) \quad (8-31)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{d_2 \cos \alpha_t}{d_{a2}}\right) \quad (8-32)$$

齿顶圆齿厚

$$s_{a1} = d_{a1} \left( \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_{n1} \tan \alpha_n}{z_1} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{a1} \right) \quad (8-33)$$

$$s_{a2} = d_{a2} \left( \frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x_{n2} \tan \alpha_n}{z_2} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{a2} \right) \quad (8-34)$$

端面重合度

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_{tw}) + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_{tw})] \quad (8-35)$$

在节圆上的圆周力

$$F_{tw} = \frac{2T_1}{d_{w1}} \quad (\text{N}) \quad (8-36)$$

径向力

$$F_r = F_{tw} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (\text{N}) \quad (8-37)$$

轴向力

$$F_s = F_{tw} \tan \beta \quad (\text{N}) \quad (8-38)$$

法向力

$$F_n = F_{tw} \frac{1}{\cos \alpha_t \cos \beta} \quad (\text{N}) \quad (8-39)$$

节圆线速度

$$v_1 = \frac{d_{w1} \pi n_1}{1000 \times 60} \quad (\text{m/s}) \quad (8-40)$$

### 8.3.3 齿轮结构设计

(1) 结构形式与选择

齿轮结构形式有多种 (见图 8-29), 一般按直径区分。实际选择时, 要考虑强度、工艺、制造成本和维修等方面的问题。

(2) 结构尺寸

① 锻造齿轮见图 8-30。

② 焊接齿轮见图 8-31。

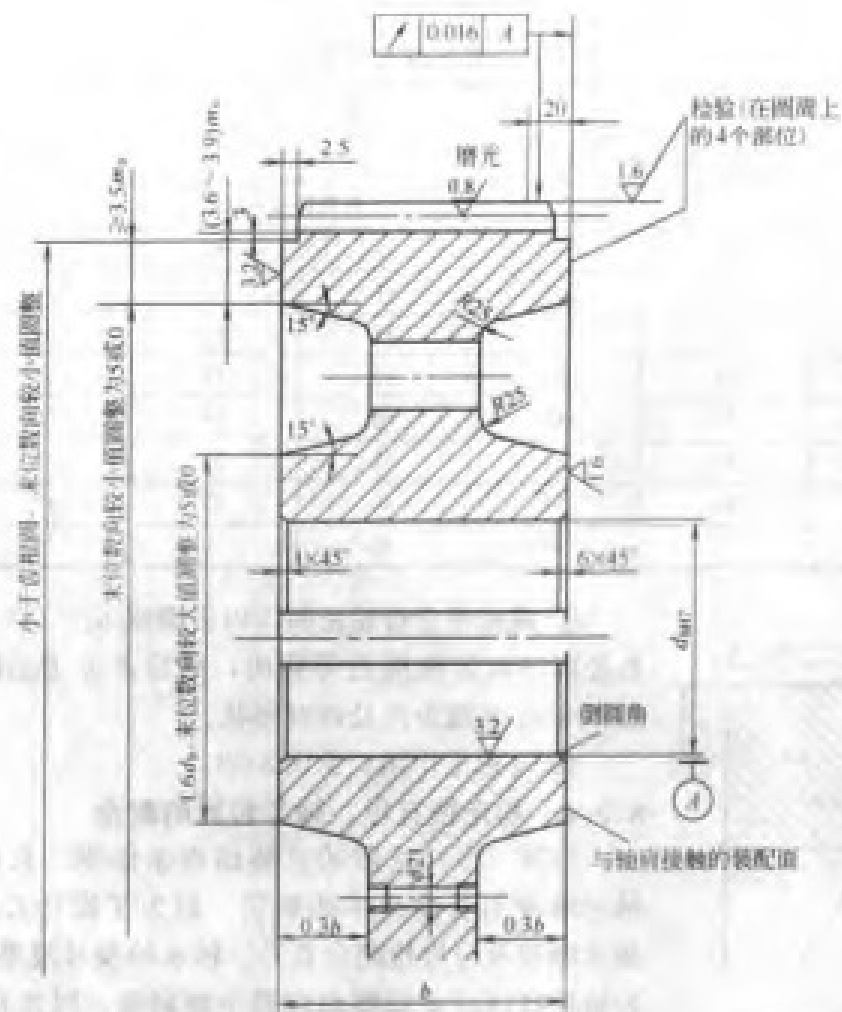
根圆以内齿圈  $h_s = (3.6 \sim 3.9)m_n$ 。

焊缝剪应力  $\tau_s = F_t / (2\pi h_s \Sigma s) \leq 25 \text{ MPa}$ 。

幅板厚度和  $\Sigma s = F_t / (157 h_s) = s_1 + s_2$ 。

图 8-29 中用于渗碳淬火的结构可避免双重应力集中。齿圈和轮毂与幅板焊接的凸缘高约 25~40mm。其他部位结构尺寸与图 8-31 相同。





(b)  $d_1 = 500 \sim 1000$  mm 铸造齿轮

图 8-30 铸造齿轮

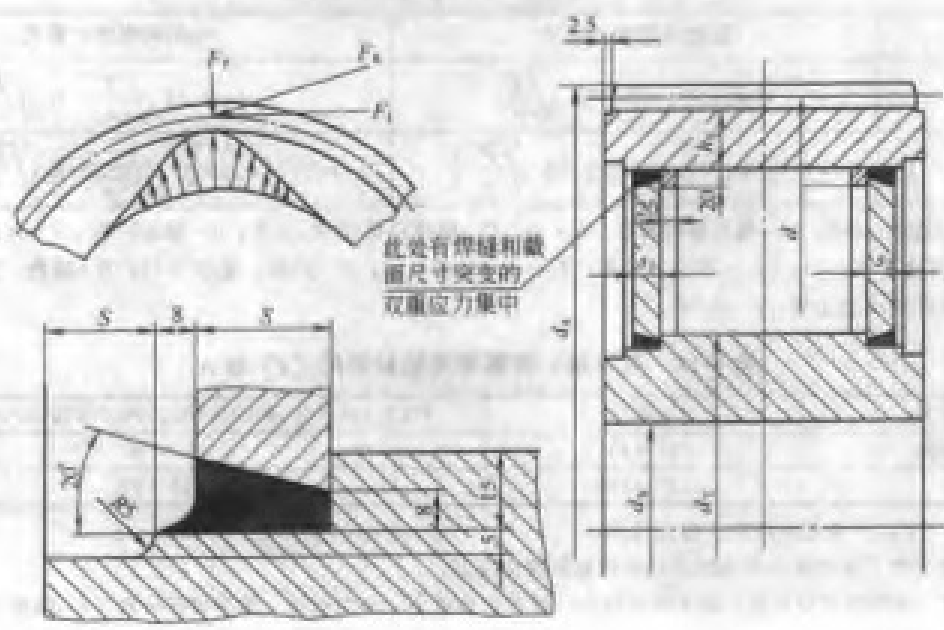


图 8-31 焊接齿轮

③ 热装齿轮 [见图 8-29 (d)] 齿圈厚度见表 8-12。

表 8-12 热装齿轮齿圈厚度

/mm

分圆直径 $d$	模 数 $m_n$					
	$>2, \leq 4$	$>4, \leq 6$	$>6, \leq 8$	$>8, \leq 12$	$>12, \leq 16$	$>16, \leq 24$
	齿圈厚度 $h_s$					
$<500, \leq 750$	34	37	39	43	47	50
$>750, \leq 1000$	35	38	41	45	49	52
$>1000, \leq 1250$	37	40	44	47	50	53
$>1250, \leq 1600$	39	42	47	49	53	55
$>1600, \leq 2000$	43	46	50	53	56	59
$>2000, \leq 2500$	48	51	55	58	61	64
$>2500, \leq 3000$	(54)	57	60	63	67	70
$>3000, \leq 3600$	--	(63)	65	70	73	76

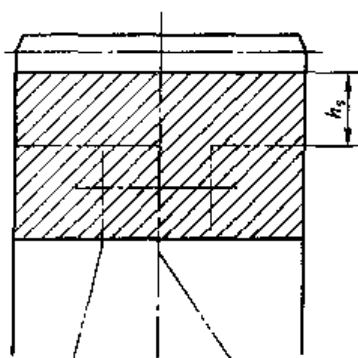


图 8-32 螺栓把合齿

④ 螺栓把合齿轮根圆以内齿圈厚  $h_s = (4 \sim 4.6)m_n$ ，并且热处理以前齿圈应是等截面，然后再加工出螺栓把合凸缘，如图 8-32 实线为热处理时形状。

⑤ 齿轮工作图，见图 8-33。

### 8.3.4 初定轴直径、轴与齿轮的配合

当减（增）速器的总装图尚未绘制、总体结构未定时，轴的跨度与长度也不能确定。但为了设计总体结构，轴伸、轴承轴颈及与齿轮配合直径、轴承的型号规格必须基本选定。校核计算以后要调整也应是小幅调整。因此初定轴的直径和轴承的选择计算方法应是可靠安全而不保守的。

(1) 按扭转强度或刚度计算轴伸直径（见表 8-13）并按标准确定长度

表 8-13 按扭转强度、刚度计算轴径公式

轴类型	按扭转强度计算式	按扭转刚度计算式
实心轴	$d = 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]}} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$	$d = 9.26 \sqrt[4]{\frac{T}{[\phi]}} = B \sqrt[4]{\frac{P}{n}}$
空心轴	$d = 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]} \frac{1}{\sqrt{1-\alpha^4}}} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n} \frac{1}{\sqrt{1-\alpha^4}}}$	$d = 9.26 \sqrt[4]{\frac{T}{[\phi]} \frac{1}{\sqrt{1-\alpha^4}}} = B \sqrt[4]{\frac{P}{n} \frac{1}{\sqrt{1-\alpha^4}}}$

注：d—轴伸直径，mm；T—轴传递的转矩，N·m；P—轴传递的功率，kW；n—轴的转速，r/min； $[\tau]$ —许用扭转应力，MPa，其值见表 8-14； $[\phi]$ —许用扭转角，(°)/m，见表 8-15；A—系数，见表 8-14；B—系数，见表 8-15； $\alpha$ —空心轴内径  $d_1$  与外径  $d$  之比值， $\alpha = d_1/d$ 。

表 8-14 减（增）速器常用轴材料的  $[\tau]$  与 A

轴的材料	45、50 等	40Cr、42CrMo、40CrNiMo、20CrNiMo、20CrMnMo 等
$[\tau]$ /MPa	25~45	35~55
A	126~103	112~97

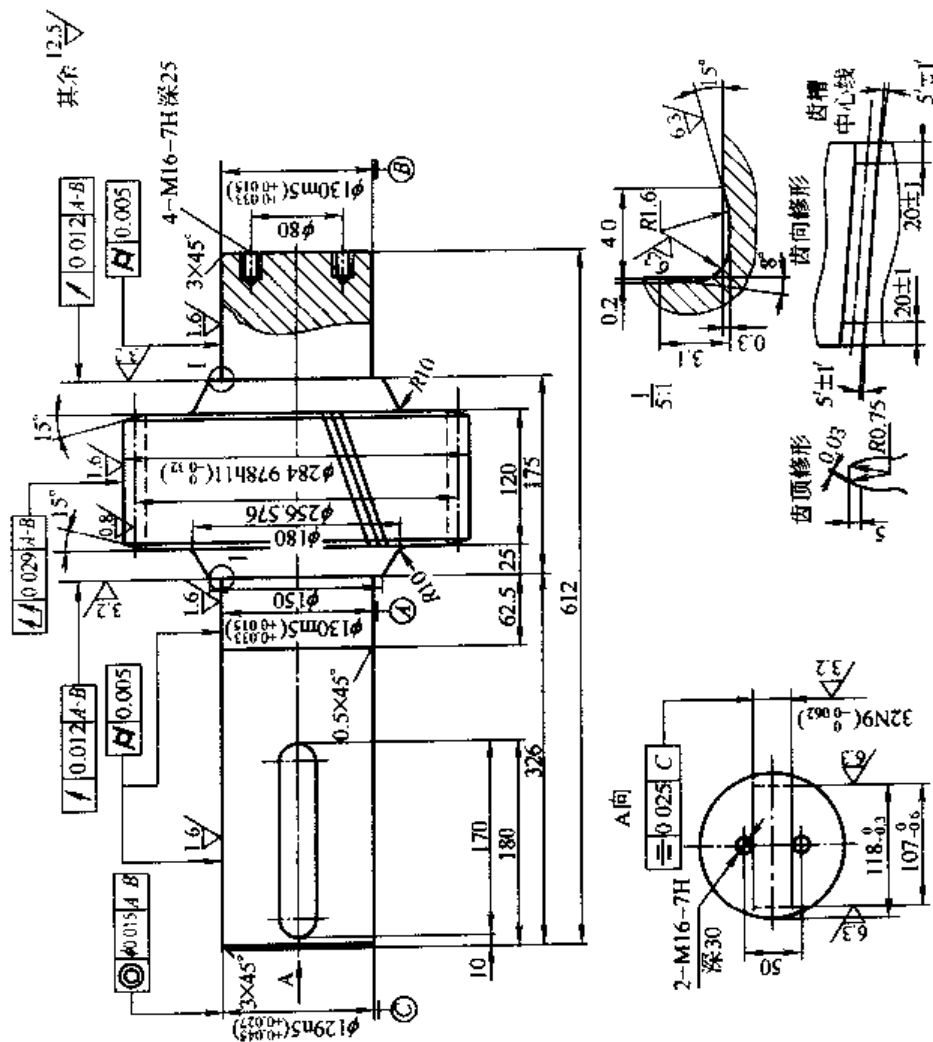
注：1. 表中  $[\tau]$ 、A 是相对应的，但成反比。

2.  $[\tau]$  值是考虑了弯曲影响而降低后的许用扭转剪切应力。

3. 当减（增）速器载荷较平稳、轴上弯矩较小、轴向负荷较小、单向运转、转速较低可取  $[\tau]$  值较大，反之取较小值。一般取平均值。

4. 中间轴受转矩弯矩的轴径计算取  $[\tau]$  值下限的 90%。

法向模数	$m_n$	10
齿数	$z$	23
齿形角	$\alpha$	20°
齿顶高系数	$h_a^*$	1
螺旋角	$\beta$	13°
螺旋方向		左
径向变位量	$x_m$	4.5
配对齿轮	图号	
	齿数	76
圆柱齿轮	5KM GB 10095 1988	
精度等级		
齿距累积公差	$F_p$	0.040
齿圈径向跳动公差	$F_r$	0.028
公法线长度变动公差	$F_w$	
齿形公差	$f_i$	0.009
齿距极限偏差	$\pm f_{p1}$	$\pm 0.010$
基节极限偏差	$\pm f_{pb}$	$\pm 0.009$
螺旋线波度公差	$f_{\beta}$	
齿向公差	$F_{\beta}$	0.012
接触线公差	$F_{\beta k}$	
轴向齿距极限偏差		
弦齿高	$h_n$	
法向弦齿厚	$s_n$	
齿厚	上偏差	
	下偏差	
平均长度	$W_k$	110.173
平均	上偏差	-0.119
长度	下偏差	-0.181
跨齿(槽)数	$K$	4
测量距	$M$	
量柱(球)	上偏差	
	下偏差	
	直径	$d_m$



技术要求:

1. 毛坯锻造, 锻件应符合 JB/T 5000.8《重型机械通用技术条件 锻件》IV 级。
2. 调质处理 255~285HB, 粗加工后进行超声波探伤, 精度应符合 JB/T 5000.15《重型机械通用技术条件 锻件无损探伤》II 级。
3. 内部渗碳淬火, 有效硬化层深度 1.5~2.0mm, 齿面硬度 57HRC, 心部硬度 30~42HRC。

4. 齿内两侧磨削量均匀, 磨齿后磁粉探伤, 精度应符合 JB/T 5000.15《重型机械通用技术条件 锻件无损探伤》II 级。
5. 齿顶、齿向修形。
6. 锐角倒钝。
7. 在转速  $n=2100r/min$  下, 做动平衡试验, 试验精度等级 G1.6。
8. 材料为 20CrNiMo。

图 8-33 轴齿轮工作图

表 8-15 剪切弹性模量  $G=79.4\text{GPa}$  时的  $B$  值

$[\phi] / (^\circ \cdot \text{m}^{-1})$	0.25	0.5	1	1.5	2	2.5
$B$	129	109	91.5	82.7	77	72.8

注：每米轴长允许的转角  $[\phi]$  的选用推荐如下，要求精密、平稳、可靠度高（如起重机）的传动取  $[\phi]=0.25 \sim 0.5^\circ/\text{m}$ ，一般传动可取  $[\phi]=0.5^\circ \sim 1^\circ/\text{m}$ 。

按计算所得的轴伸直径  $d$ ，从 GB/T 1569《圆柱形轴伸》规定的值中取接近而较大的值，并按该标准选定轴伸长度。不过在单机设计中特殊情况也可不取标准值。

靠近轴伸的轴承轴颈直径应比轴伸直径大，而且必须是标准直径，否则不好配置轴承。装齿轮的轴径又应比轴承处直径较大，好装配。从既承受扭矩、又承受弯矩的强度要求来看，也是合理的。

(2) 中间轴（承受扭矩、弯矩及装有齿轮）的轴径  $d_h$

可按表 8-13~15 的公式及注中的规定计算，也可按表 8-16 经验公式初算。

表 8-16 计算与齿轮配合的轴径的经验公式

齿 轮 类 别	与齿轮配合的轴径 $d_h$	
	单 机 设 计	系 列 设 计
I	$d_h = (0.3 \sim 0.32)a$	$d_h = 0.32a$
II、III	$d_h = (0.35 \sim 0.4)a$	$d_h = 0.4a$
IV	$d_h = (0.45 \sim 0.5)a$	$d_h = 0.5a$

注：1. 表中  $a$  为齿轮副中心距。

2. 经验公式适用于系列产品和满载传动，当  $a$  因结构要求而故意加大时，应采用表 8-15 的计算方法。

(3) 轴和齿轮的配合公差

轴和齿轮孔的配合应同时采用键与热压合，以保证齿轮的正确配合，传递转矩。单独靠键不能传递全部转矩。在采用第 IV 类齿轮的传动尤其需要键和热配合并用。

轴与齿轮孔的热配公差可按表 8-17 选取，也可按表 8-18 选取。表 8-18 的方法可较精确地保证过盈量，但其标注方法与一般习惯不同。

表 8-17 齿轮孔和轴的公差与配合

/mm

公称直径	公差与配合		公称直径	公差与配合	
	孔	轴		孔	轴
>50~80	H6( $^{+0.019}_0$ )	p6( $^{+0.051}_{-0.032}$ )	>200~225	H7( $^{+0.045}_0$ )	s6( $^{+0.158}_{-0.150}$ )
>80~100	H6( $^{+0.022}_0$ )	r6( $^{+0.073}_{+0.051}$ )	>225~250		s6( $^{+0.169}_{-0.149}$ )
>100~120		r5( $^{+0.076}_{+0.054}$ )	>250~280	H7( $^{+0.052}_0$ )	s6( $^{+0.190}_{-0.170}$ )
>120~140	H7( $^{+0.040}_0$ )	s6( $^{+0.117}_{+0.092}$ )	>280~315		s6( $^{+0.200}_{-0.180}$ )
>140~160		s6( $^{+0.125}_{+0.100}$ )	>315~355	H7( $^{+0.057}_0$ )	s6( $^{+0.220}_{-0.200}$ )
>160~180		s6( $^{+0.133}_{+0.108}$ )	>355~400		s6( $^{+0.240}_{-0.208}$ )
>180~200	H7( $^{+0.046}_0$ )	s6( $^{+0.131}_{-0.122}$ )			

表 8-17 中的公差与配合选择在 ZBJ 19004-1988《圆柱齿轮减速器》标准产品及其他产品中应用多年, 未出现问题。

表 8-18 的方法是引自德国 SMS 公司的资料。其在图样中的标示:

孔  $\phi 100H7 \left( \begin{smallmatrix} +0.057 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$ ;

轴  $\phi 100.24 h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.039 \end{smallmatrix} \right)$ 。

表 8-18 齿轮孔与轴的配合公差

mm

直 径		孔 径	轴 径		直 径		孔 径	轴 径	
		偏 差	过 盈 量	偏 差			偏 差	过 盈 量	偏 差
50	65	$H6 \left( \begin{smallmatrix} +0.011 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$		$h6 \left( \begin{smallmatrix} -0.037 \\ -0.020 \end{smallmatrix} \right)$	200	225	$H7 \left( \begin{smallmatrix} +0.017 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$	-0.15	$h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.024 \end{smallmatrix} \right)$
65	80				225	250		+0.16	
80	100	$H6 \left( \begin{smallmatrix} +0.022 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$		$p6 \left( \begin{smallmatrix} +0.079 \\ -0.037 \end{smallmatrix} \right)$	250	280	$H7 \left( \begin{smallmatrix} +0.012 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$	-0.18	$h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.030 \end{smallmatrix} \right)$
100	120				280	315		+0.20	
120	140	$H6 \left( \begin{smallmatrix} +0.025 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$	+0.09	$h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.025 \end{smallmatrix} \right)$	315	355	$H7 \left( \begin{smallmatrix} +0.017 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$	-0.23	$h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.049 \end{smallmatrix} \right)$
140	160		+0.10		355	400		+0.24	
160	180		+0.11		400	450	$H7 \left( \begin{smallmatrix} +0.083 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$	+0.27	$h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.045 \end{smallmatrix} \right)$
180	200	$H7 \left( \begin{smallmatrix} +0.046 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$	+0.14	$h6 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.029 \end{smallmatrix} \right)$	450	500		+0.30	

### 8.3.5 初选轴承型号、轴承配置与轴承偏心的套

#### (1) 选择轴承型号

当转速超出滚动轴承许用转速时应设计液体油膜轴承(滑动轴承), 油膜轴承设计型面上的压强不应超过 6MPa, 在非压力供油条件下轴径的速度不应超过 8m/s。

一般减(增)速器多选用滚动轴承, 选择滚动轴承时要考虑以下问题。

- ① 承受工作力的大小、方向, 轴承的承载能力应能充分满足要求。
- ② 工作转速应低于或等于轴承的许用转速。
- ③ 按额定负荷计算工作寿命一般应达到 20 000h, 最低不应低于 15 000h。
- ④ 润滑、冷却有可行措施。

一般减(增)速器采用斜齿轮, 有一定的轴向力, 即使采用双斜齿轮和直齿轮, 轴向也必须定位。经齿轮参数初算, 齿轮的啮合力的大小和方向可定, 只是轴承的跨距和力在轴上的作用点待作图确定。因此可进行轴承选型。

常用的轴承有调心滚子轴承, 单列、双列圆锥滚子轴承, 单列、双列圆柱滚子轴承, 四点接触球轴承, 球轴承等。

轴承的规格初选时按已确定的轴径定轴承内径尺寸。输入轴转速较高, 应选同内径中负荷能力较大的规格。中间轴有两对齿轮的啮合力作用在轴承上, 负荷较大, 也应选同内径中负荷能力较大的规格, 输出轴转速低且只有一对齿轮的啮合力作用在轴和轴承上, 可以选同内径中负荷能力中等或较小的轴承, 但输出轴与机器主轴刚性连接且有冲击的, 则应选负载能力较大的轴承。

各种双列滚子轴承应在两列之中有进油孔和油槽, 否则不能采用。

#### (2) 轴承的配置安装

配置安装要考虑以下的问题。

- ① 要有足够、可靠的轴向游隙, 且可调。

② 能够承受轴上各向作用力。轴向力频繁变向的, 变向时轴承外圈与支座之间不应产生相对滑移, 应让承受径向力较小的一个轴承承受两向轴向力。

③ 润滑进油、回油畅通。

④ 安装、维修方便。

轴承的配置可从轴承手册中查到。减(增)速器的配置方法常用的有如下几种。

① 成对采用调心滚子轴承的配置见图 8-12、图 8-34 (a) 及图 8-39。这种配置优点: 适用于有安装误差、轴有挠度、负荷大的场合。如果成对使用同一规格轴承, 承受轴向力(轴向固定)一端的轴承的径向负荷应较小。调心轴承的缺点是对轴向力很敏感, 计算载荷中轴向力的加权系数很大。

② 调心滚子轴承与圆柱滚子轴承配用, 固定端承受轴向力, 自由端轴向移动灵活, 见图 8-34 (b)。

③ 双列圆锥滚子轴承成对配置见图 8-34 (c), 可承受较大的轴向、径向负荷。也可将图 8-34 (b) 的调心滚子轴承置换成双列圆锥滚子轴承。

④ 单列圆锥滚子轴承成对配置使用, 见图 8-34 (d)。适用于中、小负荷, 且轴向间隙调整要精细。

⑤ 四点接触球轴承(或径向推力球轴承)与圆柱滚子轴承并用, 见图 8-34 (e)。其特点是球轴承仅承受轴向力, 其外圈与孔有 1~2mm 的径向间隙, 适用于转速较高、负荷不太大的场合。图 8-39 的高速轴转速为 2 800r/min, 必须用此方案。

⑥ 球轴承的配对, 见图 8-34 (f)。

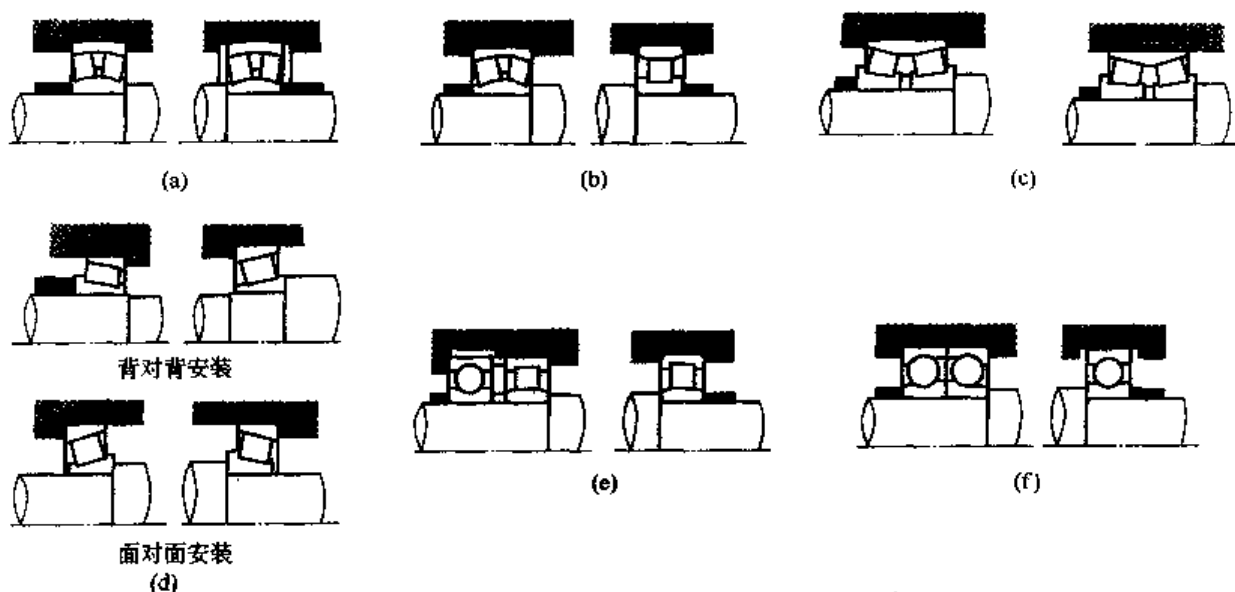


图 8-34 轴承的配置

在减(增)速器中与轴承外圈配合的孔的公差带: 对 5 级精度齿轮传动取 H6, 对 6 级及以下精度齿轮取 H7。与内圈孔配合的轴的公差带: 对 6 级精度的齿轮, 当轴径  $d \leq 140\text{mm}$ , 取 m6,  $140\text{mm} > d \leq 300\text{mm}$  取 n6,  $d > 300\text{mm}$ , 取 p6。对 5 级精度齿轮, 相应的轴径的精度提高一级, 见图 8-39。

### (3) 轴承偏心套

机体轴承孔加工平行度有误差, 机体有变形, 齿轮加工齿向有误差, 这都是正常的。这些误差将引起齿轮副的接触精度、接触率降低, 而接触率的降低要严重降低齿轮承载能力。



试验表明调角接触（偏载）严重的，如齿长方向的接触率在 60% 以下，其寿命要缩短到三对齿轮赶不上一对不调角的齿轮的寿命。因此对重要的、较大型的齿轮装置在轴承外圈与机体轴承孔之间设置偏心套，用以抵消上述加工误差，调整、提高齿轮副啮合接触率。

齿轮装机以后的调角接触误差可分解为水平方向和垂直方向两个分量，只有一对齿轮的两轴四个轴承均设置偏心套才能较好地消除两向的不平行度。偏心套是套的外圆与内孔偏心。一般偏心量  $e=0.25\text{mm}$  就可以了。偏心套的结构见图 8-35。尺寸见表 8-19。偏心套外径公差带取 h6，内孔（偏心孔）公差带见表 8-20。偏心套调整好后，用骑缝销与机体固定，防止在运转中相对机体轴承孔转动。

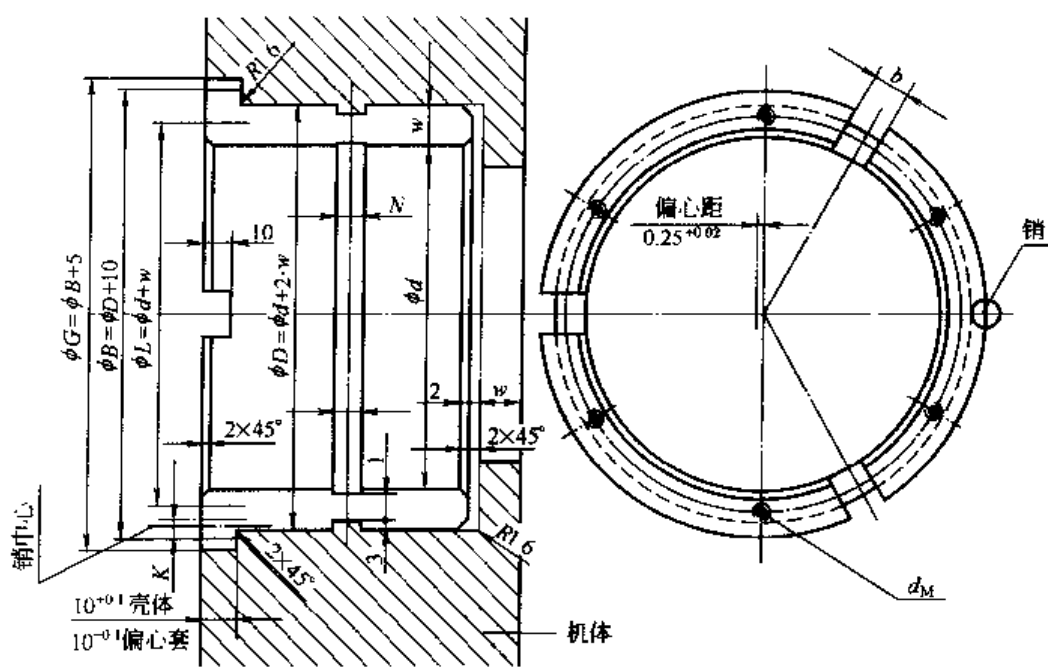


图 8-35 偏心套

表 8-19 偏心套尺寸（偏心距  $0.25^{+0.02}_0$ ） /mm

轴承外径 $\phi d$	壁厚 $W$	槽宽 $b$	螺孔 $d_M$	$K$	紧定销
<140	12.5	8	M8×13/21	5	6×24/25
140~220	15	10	M8×13/21	6	8×28/30
220~300	20	12	M10×15/24	7	10×36/38
300~500	25	16	M12×18/28	7	12×50/53
500~670	30	22	M16×24/36	7	12×65/68
>670	35	22	M26×29/42	7	12×65/68

表 8-20 偏心套孔径公差带

偏心套孔径/mm	公差带	偏心套孔径/mm	公差带
<300	H7	>500	F7
300~500	G7		

### 8.3.6 机体、机盖与整机结构设计

#### (1) 机体、机盖的重要性

机体机盖的重要性不言而喻，它必须保证充分发挥齿轮的承载能力。即要保证齿轮和各传动件在相互作用、甚至强冲击的作用与反作用力下相对位置不改变，要能够抵抗强大的倾翻力矩而稳如泰山，而且还要长期运转中不变形。因此要选用适当的材料、结构、尺寸和制造工艺。

此外机体机盖还应有良好的密闭性，防止润滑油逸出、外部灰尘和水等杂物侵入；散热、冷却性良好。

结构好的、工艺精良的还可能降低噪声，便于维修。

从结构设计方面看，难度比设计齿轮要大。它受力复杂，又不能准确计算。按有限元计算和光弹试验的结果，机体机盖的应力分布复杂，以轴承座附近的应力最大。在轴承座上下设计加强筋，分合面突缘厚度适当加厚是正确的。

为保证机体机盖的强度和刚度以及稳定性，设计中要注重如下几方面。

① 选用适当的材料和毛坯。如果用铸造件，中小型可用灰铸铁，但性能一般不低于 HT200；负荷重、大型的应用球墨铸铁，其中 QT 400-18L 具有低温韧性；也可用铸钢件。当前采用低碳钢焊接件的增多，特别是在单件小批生产中。铸铁件稳定性较好，能吸振和降低噪声，但强度较低，焊接件则与之相反。

② 无论采用什么材料做毛坯，均必须二次退火。特别是粗加工后第二次退火必须认真对待，必须将机体机盖粗加工把合螺栓松开，机体、机盖处于自由状态去退火。

③ 机体机盖的壁厚、分合面凸缘、地脚板轴承的厚度要适当，加强筋的厚度和布置要适当。

④ 分合面把合螺栓、轴承座螺栓、轴承端盖螺栓、地脚螺栓等重要紧固螺栓的规格、数目和布置要适当，强度等级不低于 8.8 级。

⑤ 便于制造、装配、维护、更换易损件和备件。

## (2) 机体、机盖的结构、尺寸计算经验公式

机体机盖的外形主要决定于齿轮传动方案，结构尺寸则由承受负荷的大小决定。一类机体机盖同时受负荷，但机盖受力较小，另一类机体上带轴承座、轴承盖，承受全部啮合力，机盖只起防护、密封作用，这类机盖应较轻便。下面仅推荐前一类机体机盖采用铸件和采用焊接件的主要结构尺寸的经验计算公式和经验数据。自然，结构和负荷都千变万化，很难一概而论，仅供设计参考。

① 铸铁机体机盖以图 8-36 的两级传动为例，各主要结构尺寸的确定见表 8-21。

表 8-21 铸铁机体机盖的主要结构尺寸

/mm

名 称	代 号	尺寸计算经验公式
机体壁厚	$\delta$	$\delta = (0.025 \sim 0.03)a_s + (3 \sim 5) \geq 8$ 式中 $a_s$ ——单级中心距和多级传动的末级中心距，较小值用于 I、II、III 类齿轮（调质），较大值用于 IV 类齿轮（渗、淬、磨齿轮），（以下同）
机盖壁厚	$\delta_1$	$\delta_1 = 0.8\delta$
机体分合面凸缘厚	$\delta_2$	$\delta_2 = 1.8\delta$
机盖分合面凸缘厚	$\delta_3$	$\delta_3 = (1.5 \sim 1.8)\delta$ ，或 $\delta_3 = \delta_2$
机体地脚板厚度	$\delta_4$	$\delta_4 = 2.5\delta$
加强筋厚	$\delta_5$	$\delta_5 = (0.8 \sim 1)\delta$
机体底面至轴心线高（中心高）	$H$	$H = 1.12a_s$ （圆整、或取标准值）（当采用油池润滑时，为多储油可加高）

名 称	代 号	尺 寸 计 算 经 验 公 式
齿轮端面与机体内壁最小间隙	$s$	$s \geq 2m_n \geq 10$ ( $m_n$ 为法向模数)
两级内轮端面最小间隙	$s_1$	$s_1 \geq m_n \geq 8$
内顶圆至机体机盖内壁最小间隙	$s_2$	$s_2 \geq 4m_n \geq 15$
机体内腔宽度	$B_1$	$\sum s_1 + \sum s_2 + \sum b$ ( $\sum b$ 为各齿轮宽度和)
分合面轴承座宽度	$B_2$	$B_2 = (0.45 \sim 0.65) B_1$ (或按轴承零件的宽度计算)
机体机盖宽度	$B$	$B = B_1 + 2B_2$
分合面宽度	$B_3$	$B_3 \leq B - 20$
地脚螺栓直径	$d_f$	$d_f \geq 0.05a_s + 12$ 取标准值 (按倾翻力矩核算 $d_f$ 和数量)
轴承旁紧固螺栓	$d_{f1}$	$d_{f1} \geq 0.75d_f$ (位置靠近轴承较好)
分合面把合螺栓	$d_{f2}$	$d_{f2} \geq 0.5d_f$
轴承端盖螺栓	$d_{f3}$	$d_{f3} = (0.4 \sim 0.5)d_f$
轴承孔凸缘外径(轴承端盖外径)	$D_T$	$D_T = D_{oe} + 6d_{f3}$ ( $D_{oe}$ 为轴承或偏心套外径)
轴承端盖螺栓分布圆直径	$D_{T1}$	$D_{T1} = 3d_{f3}$
机体地脚板宽度	$B_0$	$B_0 = (1 \sim 1.3) B$

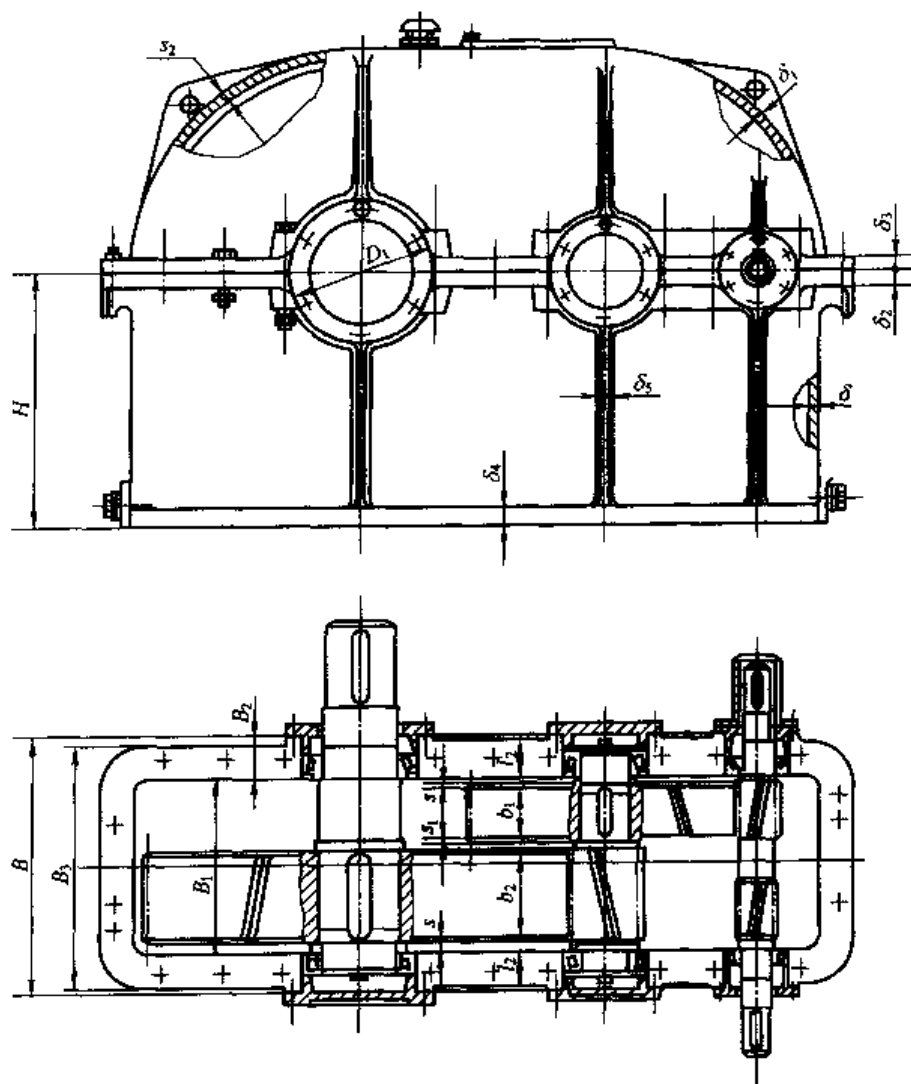


图 8-36 铸造机体机盖的结构尺寸

② 焊接机体机盖的主要结构尺寸见图 8-37、表 8-22。其他结构尺寸参见图 8-36、表 8-21。

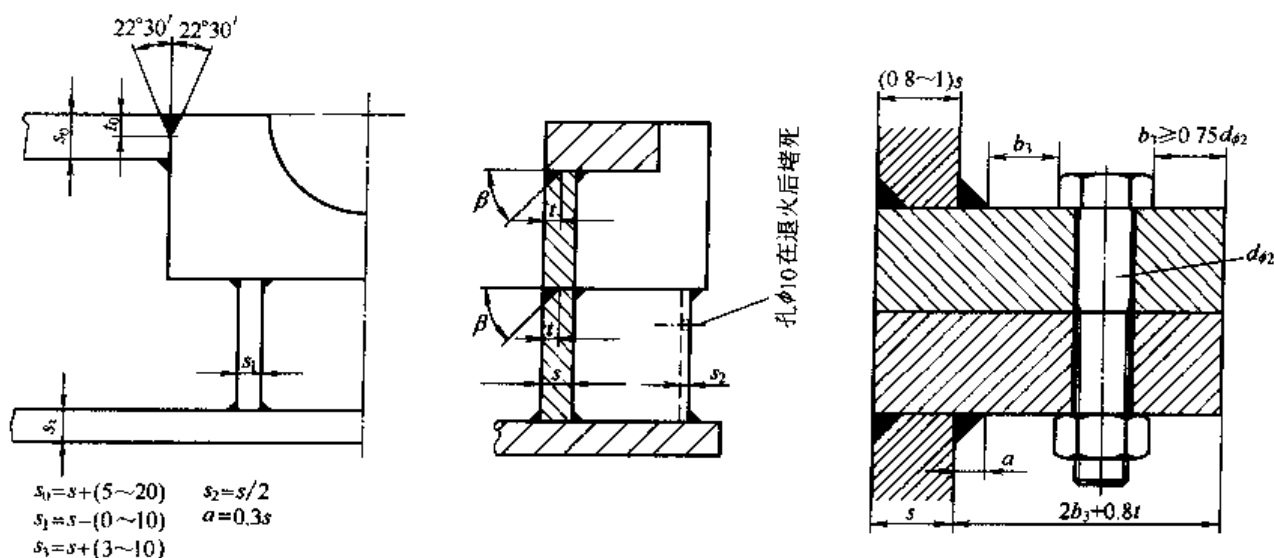


图 8-37 焊接机体机盖

表 8-22 焊接机体机盖主要结构尺寸

/mm

$T_w/\text{kN} \cdot \text{m}$	<25	25~60	60~100	100~150	150~300	300~600	600~1 200	1 200~1 600
$s$	10	12	15	20	25	30	35	40
$s_0$	15	20	25	30	35	40	30	60
$s_1$	10	12	16	20	20	25	30	30
$s_2$	5	6	8	10	12	15	20	20
$s_3$	15	20	20	25	30	40	45	50
$a$	3	4	5	6	7	8	10	12
$t$	5	6	8	10	13	15	20	20
$\beta$	45°	45°	45°	45°	45°	45°	35°	35°
$t_0$	10	12	15	20	20	25	30	35

注：表中  $T_w$  为减速器低速轴输出转矩。

### (3) 机体加工的主要技术要求

- ① 中心距  $a$  的极限偏差按 ISO 公差 js7，适用于 5、6 级精度齿轮。7 级精齿轮度取 js8。
- ② 轴承座端面距（机体宽度）见表 8-23。
- ③ 轴承孔中心线平行度及与分合面平行度公差见表 8-24。轴承孔圆柱度公差见表 8-25。

表 8-23 轴承孔端面距离  $B$ （机体宽）公差

/mm

$B$	>30~120	120~400	400~1 000	1 000~2 000	2 000~4 000
公差	±0.15	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

表 8-24 轴承孔中心线平行度公差

轴承跨距 $L_G/\text{mm}$	>~50	50~125	125~280	280~560	560~1 000	1 000~1 600	1 600~2 500	2 500~4 000
公差/ $\mu\text{m}$	16	20	25	32	40	50	63	80

表 8-25 轴承孔圆柱度公差

轴承孔径/mm	>80~120	120~180	180~250	250~315	315~400	400~500	500~630	630~800	800~1 000
圆柱度/ $\mu\text{m}$	8	9	10	12	13	14	22	25	28

机体形位公差标准示例见图 8-38。

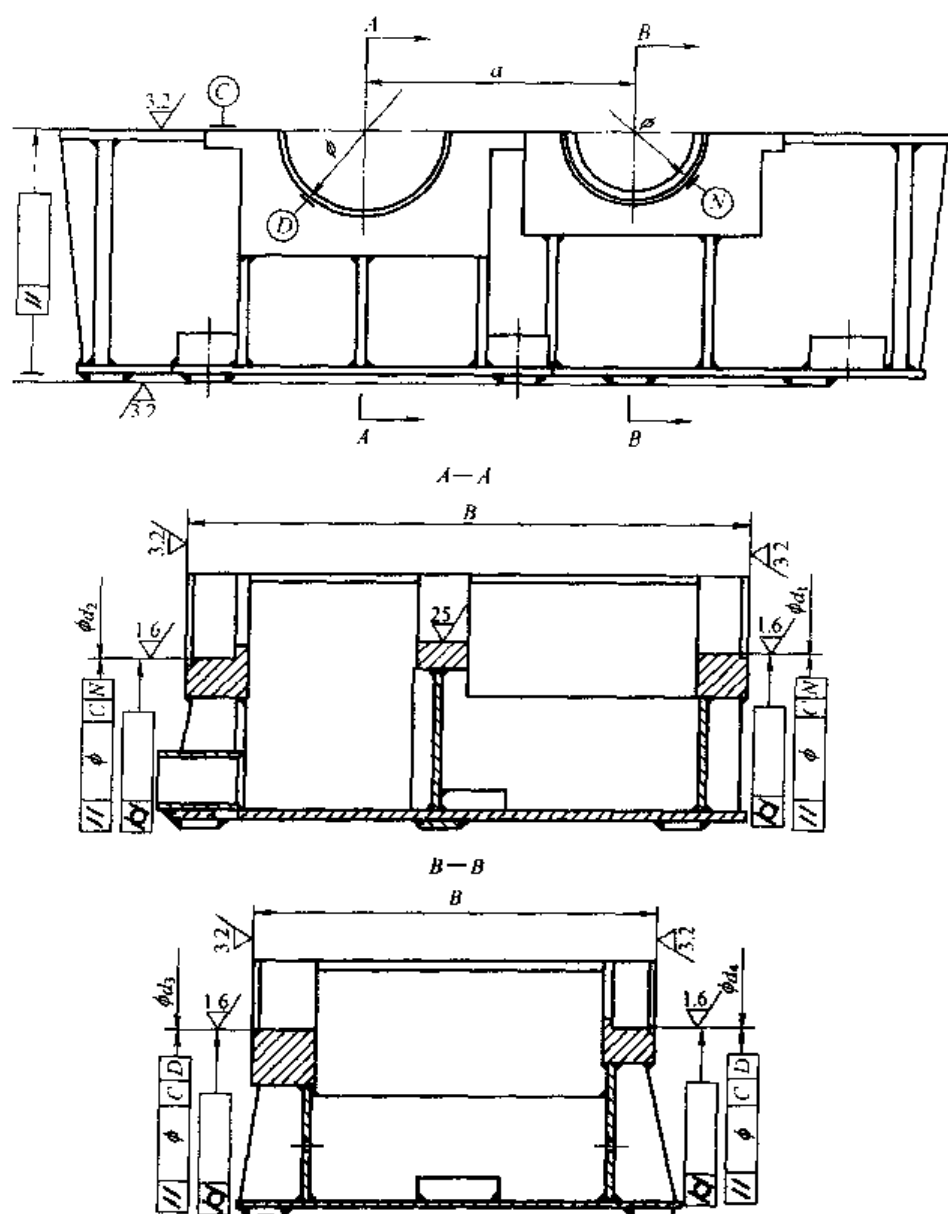


图 8-38 机体形位公差标注

#### (4) 整机结构设计

在以上主要零部件的结构尺寸初定之后，特别是在机体机盖结构设计中选定了机体内部零件相对装置间距与配合要求之后，整机的结构形状基本确定，可以进行整机设计作图。此时要解决的主要问题是有关与动力机、工作机的连接、相对方位、本身的起吊、发运、安装等问题。其中要确定的最主要的尺寸是输入轴输出轴相对地脚螺栓孔的位置尺寸，轴伸定位台阶相对轴承端盖轴向尺寸，外形尺寸，地脚螺栓的位置尺寸、数目。还要考虑周全的是润滑、冷却、密封、通气、监测等布设，如图 8-39 所示为两级减速齿轮。

#### 8.3.7 主要零部件强度校核

此前各主要零部件按简化公式或经验公式、经验数据初定了参数、结构。虽然这些方法是较切实可靠的，但毕竟忽略了许多影响强度和承载能力的因素。因此在整体结构尺寸和各主要件装配的相对位置以及作用力的大小、方向、作用点都确定以后，必要精确校核强度，

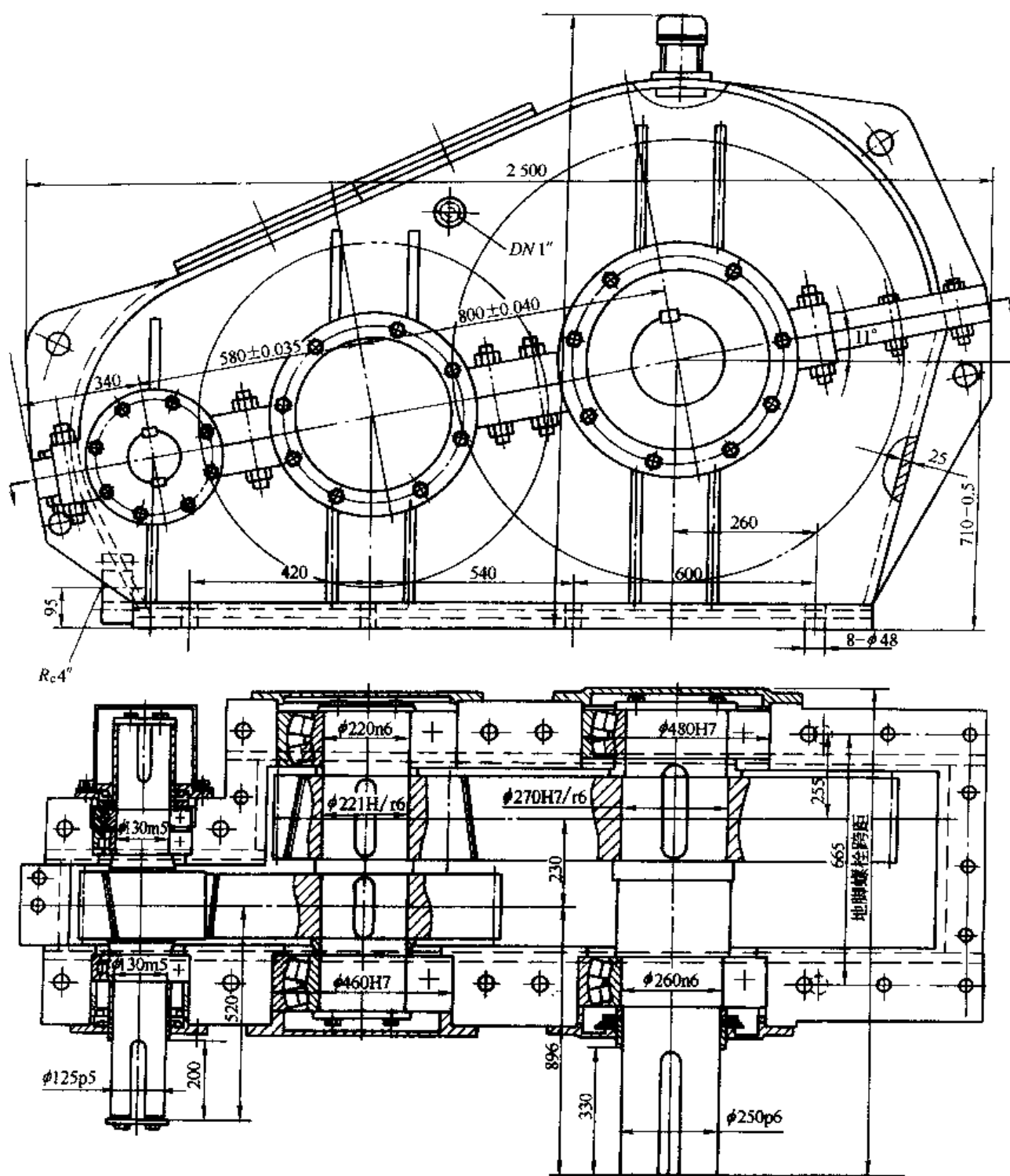


图 8-39 两级减速器

(额定转速 660r/min, 最高转速 2 800r/min, 额定功率 1 200kW)

消除隐患。

### (1) 齿轮

前面相应章节已列出或推荐各类齿轮的强度校核或承载能力计算方法, 如 ISO 9085—2002《一般工业齿轮的承载能力计算》等。国内通用的有 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算》(等效 ISO 6336-1~6336-3: 1996) 以及 ISO 10300: 2001《锥齿轮承载能力计算方法》、GB 6413—1986《渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法》等, 本章不重复。

减（增）速器齿轮强度校核，通常是按给定的设计原始条件、数据，针对已完成初步设计的参数、结构、技术要求进行各项强度校核、计算。

① 先要计算齿面接触、齿根弯曲应力  $\sigma_H$ 、 $\sigma_F$ ，许用齿面接触应力  $\sigma_{HP}$ 、许用齿根弯曲应力  $\sigma_{FP}$ ，齿面接触强度的安全系数  $S_H$ ，齿根弯曲强度安全系  $S_F$ 。

已知条件为本章 8.2.3 所要求的设计原始条件和已经完成初步设计的减（增）速器的齿轮各项参数、材料、工艺精度、润滑冷却及主要传动件技术数据。

强度条件为：

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (8-41)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (8-42)$$

$$S_H \geq [S_H] \quad (8-43)$$

$$S_F \geq [S_F] \quad (8-44)$$

式中  $[S_H]$ ——选用的齿轮齿面接触强度安全系数；

$[S_F]$ ——选用的齿轮齿根弯曲强度安全系数。

$S_H$ 、 $S_F$  与可靠性、失效概率相关连，推荐按表 8-26 选取  $[S_H]$ 、 $[S_F]$ 。

表 8-26 中之所以要求  $S_F \approx 1.2 S_H$ ，一方面是因轮齿弯曲强度不足而出现断齿，比齿面接触强度低而出现点蚀，危害更大。断齿可能造成突然停车，甚至出现事故；另一方面表征齿轮承载能力的齿轮所能传递的转矩  $T$  与  $S_F$  成反比，与  $S_H^2$  成反比。表 8-26 中对应的  $S_H$ 、 $S_F$  有： $S_H^2 \approx S_F$ 。即对传递  $T$  来说，齿根、齿面强度的安全度是相近的。

表 8-26 安全系数、可靠性选用值

减(增)速器重要性	安全系数		可靠度	失效概率
	齿面 $[S_H]$	齿根 $[S_F]$		
一般用途	$\geq 1 \sim 1.10$	$\geq 1.20$	99%	1/100
重要，工作寿命较长	$\geq 1.25 \sim 1.3$	$\geq 1.60$	99.9%	1/1000
很重要，工作寿命长	$\geq 1.5$	$\geq 2.00$	99.99%	1/10000

齿轮强度校核的另一种方式是给定安全系数或可靠性要求，校核许用负荷是否满足要求。计算方法、公式与前相同，仅调换输入输出数据。强度条件为

$$P_p \geq P_1 \quad (8-45)$$

式中  $P_p$ ——齿轮在要求工况条件下许用功率；

$P_1$ ——齿轮应传递的功率。

无论采用国标、ISO 标准或其他国内外通行的强度校核方法，其计算项目、过程都较复杂，大都用了很多系数考虑诸多影响强度和承载能力的因素，而且有些数据要从宽松的范围取值。计算结果往往离散性较大。必须结合自己企业的实际生产条件，总结企业采用某一方法计算、设计、使用的经验，找出成功的、可靠性高而又不造成“大马拉小车”之类的浪费的计算应力或安全系数的取值范围，作为设计的依据。

② 当齿轮运转中可能出现短时间、少次数的超过额定工况的大载荷（如使用大启动转矩电动机；在运行中可能出现异常的重载等）时，齿轮传动应进行静强度校核。静强度校核

的计算方法见第2章2.4.7。但如果在疲劳强度计算时选用的工况系数  $K_A$  已涵盖了短时过载的倍数，或在计算相当载荷时已计入最大短时过载载荷，可不必校核短时过载的静强度。

③ 当强度校核结果出现安全系数偏小或偏大时，应调整有关参数、材料或工艺要求等。影响齿面接触强度的因数依次为  $a$  ( $T$  与  $a^3$  成正比)、 $\sigma_{Hlim}$  ( $T$  与  $\sigma_{Hlim}^2$  成正比)、 $b$  ( $T$  与  $b$  成正比) 传动比、加工精度、润滑、冷却、修形、变位、螺旋角、齿数等。对齿根弯曲强影响因素，按影响的大小依次为  $a$ 、 $m_n$ 、 $b$ 、变位系数、修形等。其他对强度有影响的因素还很多，可从强度计算公式看出，但作为调整变量往往受限制。

④ 齿轮胶合承载能力计算、校核，目的是为防止由于齿面载荷和滑动引起齿面高温，破坏齿面润滑油膜导致齿面热胶合擦伤。本项校核的主要工作是求工作齿轮齿面的计算齿面温度  $\Theta_{int}$ ，与试验齿轮发生胶合的试验结果并换算为相同条件下的齿面胶合温度  $\Theta_{Sint}$  相比较，其比值定义为胶合安全系数  $S_B$  (详见第2章2.5)

$$S_B = \Theta_{Sint} / \Theta_{int} \quad (8-46)$$

一般减速器设计要求  $S_B \geq 1.5$ 。

但实际胶合损伤发生在瞬时。有的计算可通过的，出现了胶合，有的计算安全系数不够的也不会出现胶合。因此一般不依靠计算，而是采用提高齿轮精度和降低齿面粗糙度，齿面修形，降低齿面最大滑动系数的变位制，改善齿面接触状况，改善润滑冷却等方法来避免出现胶合损伤。但是当节圆线速度  $v \geq 25\text{m/s}$  时必须胶合计算。

⑤ 计算渗碳淬火齿轮齿面的有效硬化层深度。有效硬化层是齿面硬度达到 50HRC 的表层。有效硬化层深度足够才能保证齿面接触强度。由齿面损伤的情况分析认为齿面受压并有相对滑动，因而又有剪应力，最大剪应力不在齿表面，而在离表面一定深度的次表面，此剪应力与接触应力并存，导致齿面剥落点蚀。有效硬化层的深度必须比最大剪应力所在深度更深才能防止损伤。面剪应力深度与载荷、齿轮参数有关，可用下式计算

$$t = 0.393b_H \quad (8-47)$$

$$b_H = 3.05 \sqrt{F_n \rho / (BE)}$$

式中  $t$ ——最大剪应力深度，mm；

$b_H$ ——斯特利勃克接触应力作用宽度（沿齿高方向），mm；

$F_n$ ——考虑了附加力的轮齿啮合法向力，N；

$\rho$ ——啮合点综合曲率半径，节点处不是最大值，但接近最大值，以节点处综合曲率半径代入， $\rho = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ ；

$\rho_1$ ——小齿轮啮合节点处曲率半径， $\rho_1 = d_{w1} / (2 \sin \alpha_{tw})$ ；

$\rho_2$ ——大齿轮节点处曲率半径， $\rho_2 = d_{w2} / (2 \sin \alpha_{tw})$ ；

$E$ ——弹性模数， $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ ；

$B$ ——齿宽，mm。

有效硬化层深  $t_c$

$$t_c \geq 1.5t \quad (8-48)$$

齿面有效硬化层深度也可按经验公式计算选取

$$t_c = (0.15 \sim 0.2)m_n \text{ (mm)} \quad (8-49)$$



一般模数  $m_n \leq 6\text{mm}$ ，取  $t_c = 0.2m_n$ ， $m_n > 6\text{mm}$ ，取  $t_c = 0.15m_n > 1.2\text{mm}$ ，此法偏于安全。

深度偏差取  $0 \sim 0.5\text{mm}$ 。

⑥ 齿轮修形：对中、低速大、中型并且较重要的减（增）速器齿轮一般采用齿向修形和齿顶齿廓修形。其作用是使齿轮的承载区在齿工作面的中部（网格区），见图 8-40（a）。避免齿端齿顶承受重载齿根弯曲应力成倍增加而折断，平稳啮入啮出，提高传动平稳性，降低噪声。

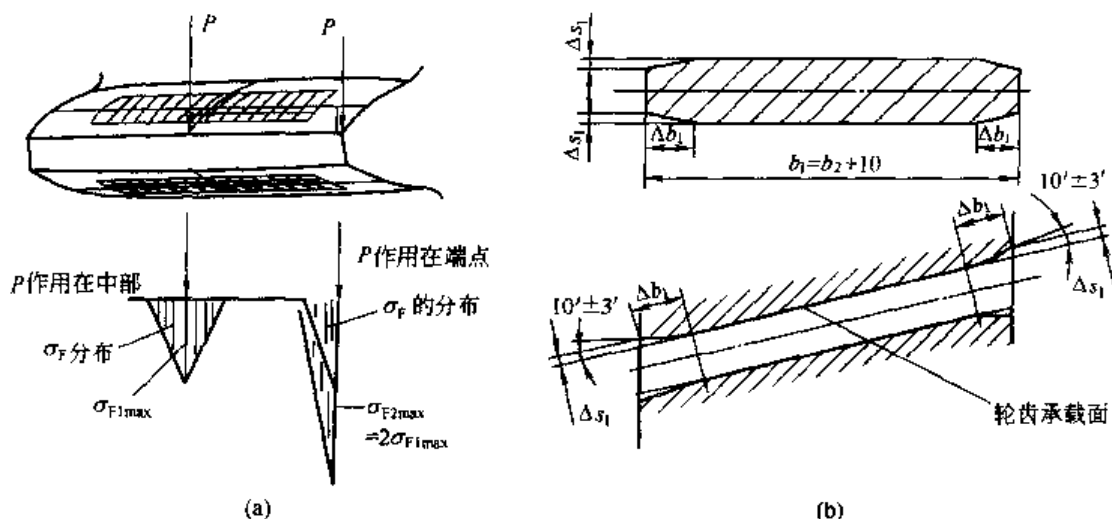


图 8-40 齿向修形

齿向修形，又称倒坡修形，修形后的轮齿形状见图 8-40（b）。

齿向修形量按下式计算：

$$\Delta s_1 = 4f_{H\beta} \begin{matrix} +0.02 \\ 0 \end{matrix} \quad (8-50)$$

$$2.2m_n + 5 \geq \Delta b_1 \leq 0.1b_2 + 5 \quad (8-51)$$

式中  $\Delta s_1$  —— 齿端修形量，mm；

$f_{H\beta}$  —— 齿向线角度误差，见 GB 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》；

$\Delta b_1$  —— 齿向端部修形长度。

齿向修形只需修一对齿轮的小齿轮。

齿顶齿廓修形，即对渐开线的齿顶部分修去  $\Delta s_a$ 。 $\Delta s_a$  可根据圆周力计算，但一般按模数取经验数，见表 8-27。修形高度取  $\Delta h = (0.3 \sim 0.5)m_n$ ， $m_n$  为法向模数。修形角  $\alpha_k = 0.25^\circ \sim 0.5^\circ$ （见图 8-41），小模数取较大值，大模数取较小值。

表 8-27  $\Delta s_a$  的参考数据

/mm

模数 $m_n$	$\leq 8$	9~18	20~30	$> 30$
$\Delta s_a$	0.02~0.035	0.035~0.050	0.05~0.08	$> 0.08 \sim 0.1$
R	$0.1m_n$			

$\Delta s_a$  的计算式为：

$$\text{主动齿轮} \quad \Delta s_{a\min} = (2 + 0.01599W_t) \times 25.4 \times 10^{-4} \quad (\text{mm}) \quad (8-52)$$

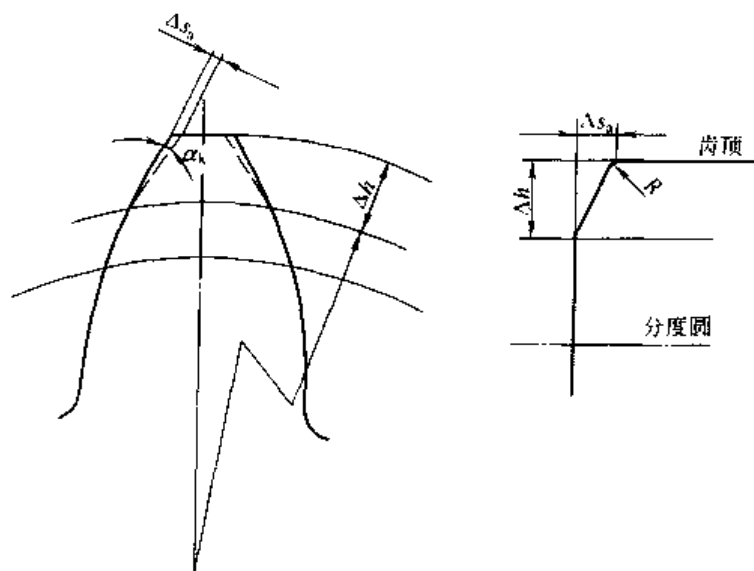


图 8-41 齿顶齿廓修形示意

$$\Delta s_{a\max} = (5 + 0.01599W_t) \times 25.4 \times 10^{-4} \quad (\text{mm}) \quad (8-53)$$

$$\text{从动齿轮} \quad \Delta s_{a\min} = 0.01599W_t \times 25.4 \times 10^{-4} \quad (\text{mm}) \quad (8-54)$$

$$\Delta s_{a\max} = (3 + 0.01599W_t) \times 25.4 \times 10^{-4} \quad (\text{mm}) \quad (8-55)$$

式中  $W_t$ ——轮齿单位齿宽上作用的圆周力,  $W_t = F_t/b$ , N/mm。

齿向和齿顶及齿根修形方法见图 8-42。

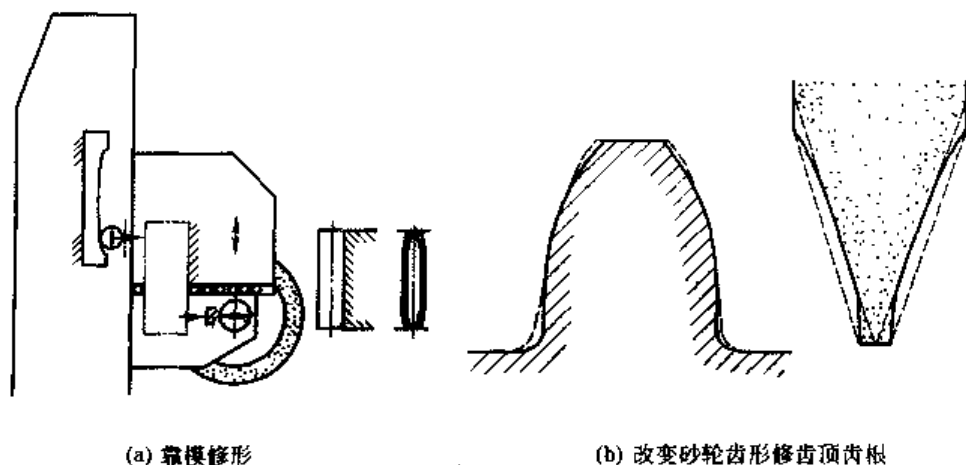


图 8-42 齿向和齿顶及齿根修形方法

## (2) 轴

轴的强度、刚度很重要, 在外力、内力的作用下, 有足够的强度才可避免疲劳损坏和塑性变形; 有足够的刚度才能保证齿轮与轴承的轴向对中性、齿轮的正确啮合和运转平稳性。

按表 8-13~表 8-16 的公式计算、选定轴的直径, 从国内外按此方法设计的许多通用标准、系列减速器应用在各种场合的成功经验看, 强度、刚度不存在问题, 且往往有富裕。但对于某些重要产品, 或因结构需要轴的尺寸、质量较小以及因原动机和工作机的安装要求特意增大齿轮中心距  $a$  和轴承跨距的情况下, 按中心距或转矩确定轴径的轴就必须精确校核轴

的强度和刚度

① 一般减(增)速器的轴强度校核是按通用机械设计手册(如《机械设计手册》, 北京: 工业出版社)计算轴的危险断面的安全系数。正常情况下轴的负荷较准确, 且轴的材料为中碳合金钢、中碳钢、齿轮轴为中碳合金钢及高强度低碳合金钢经调质处理的锻件, 疲劳强度安全系数取  $[S]=1.4\sim 1.6$ , 静强度安全系数取  $[S_s]=1.8\sim 2.2$ , 强度就足够了。

② 刚度校核也按通用机械设计手册计算, 对装齿轮的轴和轴齿轮, 除多点啮合需要轴有一定的弹性起均载作用以外, 一般要求有较高的刚性, 取每米长度内的扭转角  $[\phi]=0.25^\circ\sim 0.5^\circ$ , 弯曲挠度  $f_{\max}\leq 0.01m_n$ ,  $m_n$  为齿轮法向模数, 单位为 mm。

③ 要校核轴的临界转速  $n_{cl}$  不得接近工作转速,  $n_{cl}$  的近似计算式为

$$n_{cl}\approx 950/(f_{\max})^{0.5} \text{ (r/min)} \quad (8-56)$$

为避免产生共振, 工作转速应比临界转速大或小 30%。

### (3) 滚动轴承

初选定位的轴承在工作负荷确定之后, 要校核其寿命。轴承制造商在轴承选用手册中给出的载荷能力和寿命计算方法, 主要是建立在防止在计算寿命期内轴承滚道和滚动件次表面疲劳损伤和碎裂。其他形式的损伤: 润滑剂污染、油膜破坏或失效引起的表面擦伤、胶合、碎裂; 保持架的失效; 塑性变形; 严重的冲击、瞬时过载等导致的损伤也可能发生。因此按小时计的计算寿命  $L_{10h}$  的可靠性为 90%。计算式为

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} (C/P)^p \text{ (h)} \quad (8-57)$$

式中  $n$ ——轴承的转速, r/min;

$C$ ——轴承的额定动载荷, N;

$P$ ——轴承的当量工作动载荷, N;

$p$ ——指数, 与轴承的类型有关, 球轴承  $p=3$ , 滚子轴承  $p=10/3$ 。

除可靠度为 90% 以外, 其他等级可靠度的计算寿命为  $L_m$

$$L_m \approx a_1 L_{10h} \text{ (h)} \quad (8-58)$$

式中  $a_1$ ——可靠性的寿命调节系数, 按 ISO 281 的规定:

$$\text{可靠度} \quad R > 90\%, \quad a_1 = 4.48 \sqrt[1.5]{\ln\left(\frac{100}{R}\right)} \quad (8-59)$$

$$\text{可靠度} \quad R < 90\%, \quad a_1 = 6.84 \sqrt[1.17]{\ln\left(\frac{100}{R}\right)} \quad (8-60)$$

例如  $R=95\%$

$$a_1 = 4.48 \sqrt[1.5]{\ln\left(\frac{100}{95}\right)} = 0.618$$

寿命为  $R=90\%$  的 0.618 倍, 大为缩短。

反之  $R=85\%$

$$a_1 = 6.84 \sqrt[1.17]{\ln\left(\frac{100}{85}\right)} = 1.447$$

寿命可提高为 1.447 倍,但是在低可靠度下工作。可见若要提高可靠度,轴承的计算寿命必须缩短,即必须提早更换轴承,否则轴承出现故障或失效的可能将增大。因此对于重要的大型减(增)速器,更换轴承困难,轴承的计算寿命要适当提高。例如大型轧钢机主减速器的轴承计算寿命应在 50 000h 以上,国外有设计达 100 000h 的。

#### (4) 键

符合以下条件的键连接可用本计算方法:

- ①  $b_k/d_{sh} \leq 0.36$ ;
- ②  $(h_k - t_k)/t_k \leq 0.81$ ;
- ③  $(h_k - t_k)/b_k \leq 0.45$ ;
- ④ 键数  $I \leq 2$ 。

此外还有以下两条件:

- ①  $l_{tr} \leq 1.3d_{sh}$  ( $l_{tr} > 1.3d_{sh}$  对提高承载能力没有明显效果);
- ② 不改变转矩方向。

如以上两条不能满足,应提高加工精度或采用剖分键,或按  $l_{tr} = 1.3d_{sh}$  计算。

上述各式中代号见图 8-43。

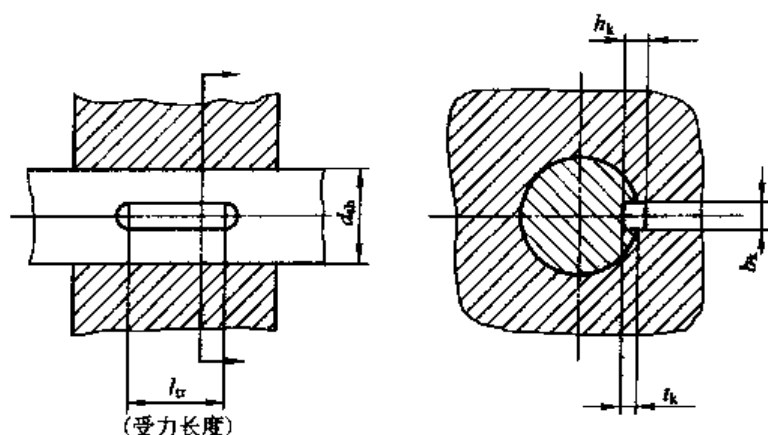


图 8-43 键的配合

a. 取分别按挤压和剪切强度计算的转矩中较小者为许用转矩  $T_a$  并大于或等于工作转矩。

$$T_c = \sigma_{sc} \frac{d_{sh}}{2000} (h_k - t_k) l_{tr} I \varphi \geq K_A T_n \quad (8-61)$$

$$T_s = \tau_{ps} \frac{d_{sh}}{2000} b_k l_{tr} I \varphi \geq K_A T_n \quad (8-62)$$

式中  $\sigma_{sc}$ ——许用压应力,  $\sigma_{sc} = 0.9\sigma_b$ , MPa;  
 $\sigma_b$ ——键材料的抗拉强度, MPa;  
 $\tau_{ps}$ ——许用剪切应力,  $\tau_{ps} = 0.379\sigma_b$ , MPa;  
 $T_c$ ——按  $\sigma_{sc}$  计算的许用转矩, N·m;  
 $T_s$ ——按  $\tau_{ps}$  计算的许用转矩, N·m;

$T_n$ ——被驱动机械的额定转矩,  $N \cdot m$ ;

$d_{sh}$ ——轴径,  $mm$ ;

$l$ ——键数;

$\varphi$ ——载荷分配系数, 单键  $\varphi=1$ , 双键  $\varphi=0.75$ 。

b. 瞬时尖峰转矩超过用式 (8-61)、式 (8-62) 计算的许用值时, 在一定限定的循次数内运行可以允许的最大转矩  $T_{max}$  由下式确定

$$T_{max} = f_L T_A + 0.8 T_R \quad (8-63)$$

式中  $T_{max}$ ——最大转矩,  $N \cdot m$ ;

$f_L$ ——载荷尖峰频率系数, 见表 8-28;

$T_A$ —— $T_c$ 、 $T_s$  中较小者的许用转矩,  $N \cdot m$ ;

$T_R$ ——由于过盈配合引起的传递转矩,  $N \cdot m$ 。

表 8-28 载荷尖峰频率系数  $f_L$

转矩尖峰循环次数	载荷尖峰频率系数		转矩尖峰循环次数	载荷尖峰频率系数	
	韧性材料	脆性材料		韧性材料	脆性材料
$\leq 10^3$	1.50	1.30	$>10^5 \sim 10^6$	1.15	1.00
$>10^3 \sim 10^4$	1.40	1.15	$>10^6$	1.00	1.00
$>10^4 \sim 10^5$	1.25	1.00			

如果采用过盈配合, 除非实际值已知外, 按照公差范围所许可的最少过盈配合来计算  $T_R$ 。

$$T_R = A_R \frac{d_{shc}}{2000} \quad (8-64)$$

式中  $A_R$ ——配合的载荷,  $N$ 。

$$A_R = \pi P_H d_{shc} L \mu \quad (8-65)$$

式中  $P_H$ ——轴与毂公共配合面上的压应力,  $MPa$ ;

$L$ ——轮毂的长度,  $mm$ ;

$\mu$ ——摩擦因数。

$$P_H = \frac{I}{d_{shc} \left[ \left( \frac{X - \nu_s}{E_s} \right) + \left( \frac{Y + \nu_H}{E_H} \right) \right]} \quad (8-66)$$

式中  $I$ ——实际或最小可能的过盈配合,  $mm$ ;

$\nu_s$ ——轴材料的泊松比;

$\nu_H$ ——毂材料的泊松比;

$E_s$ ——轴材料的弹性模量,  $MPa$ ;

$E_H$ ——毂材料的弹性模量,  $MPa$ 。

$$X = \frac{d_{shc}^2 + d_{shi}^2}{d_{shc}^2 - d_{shu}^2} \quad (8-67)$$

$$Y = \frac{d_{hc}^2 + d_{hi}^2}{d_{hc}^2 - d_{hu}^2} \quad (8-68)$$

式中  $d_{\text{外}}$  ——轴的外径, mm;  
 $d_{\text{内}}$  ——轴的内径, mm;  
 $d_{\text{he}}$  ——轮毂的外径, mm;  
 $d_{\text{hi}}$  ——轮毂的内径, mm。

③ 双键结构设计时要考虑两键共同承受载荷。双键布置大多为两键相距  $180^\circ$ 。可以采用两个相同的键, 但往往两键的负荷不均等, 甚至一键空负荷。为了使双键同时传力, 其中一键采用普通标准平键, 另一键为剖分键, 剖分键的剖分面为  $1:100$  的斜面, 见图 8-44。

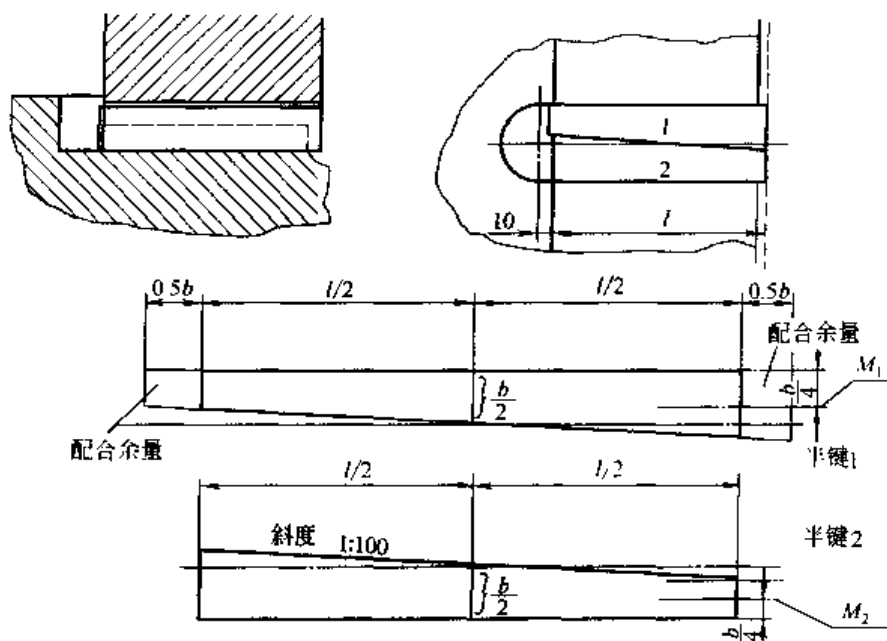


图 8-44 剖分键结构

剖分键宜用于配合轴孔直径较大的连接, 此时也可采用加高键。

为了便于修配装卸, 剖分键应有拔卸螺孔, 一半剖分键较长, 留有配合余量, 便于调整。当调好后安装时切去多余的长度。

两半剖分键的中间截面宽度为键宽的一半 ( $b/2$ )。

剖分键尺寸见表 8-29 及图 8-14。

表 8-29 剖分键尺寸

mm

轴径 (大于~到)	键 宽 $b$	键高 $h_{11}$	倒角	螺 孔		键 槽 深	
				$M_1$	$M_2$	轴 $t_1$	孔 $t_2$
150~170	40	22	1.6	M10×15/24	M6×10/17	13	9.4
170~200	45	25	1.6	M10×15/24	M6×10/17	15	10.4
200~230	50	28	1.6	M12×18/28	M8×13/21	17	11.4
230~260	56	32	2	M12×18/28	M8×13/21	20	12.4
260~290	63	32	2	M12×18/28	M8×13/21	20	12.4
290~330	70	36(50)	2	M16×24/35	M10×15/24	29	21.4
330~380	80	40(56)	3	M16×24/35	M10×15/24	33	23.4
380~440	90	45(63)	3	M20×29/42	M12×18/28	37	26.4
440~500	100	50(70)	3	M20×29/42	M12×18/28	41	29.5

注: 表中括号内尺寸为加高键尺寸。

## (5) 螺栓

① 对闭式齿轮传动装置，螺栓的作用是将两个或多个被连接件紧固在一起，应有足够的抗拉、抗剪强度和数量。在最大的内外载荷作用下，被连接件之间不产生位移，不出现间隙。螺栓承受的主要是拉伸载荷。剪切载荷不是主要的，一般不必计算。只有齿圈与轮毂采用铰制孔用螺栓把合时，既要计算拉伸，又要计算剪切应力。把合齿轮用得很少，螺栓剪切计算也较简单，此处不介绍。

② 螺栓要起到以上作用，必须施加适当的预紧力。所谓预紧力是为保持夹紧力而施加于螺栓的最初载荷。一般闭式传动齿轮装置的螺栓预紧拉应力  $\sigma_M$  为屈服强度  $\sigma_{0.2}$  的 70%，即

$$\sigma_M = 0.7\sigma_{0.2} \text{ (MPa)}$$

不同性能等级的螺栓预紧拉应力  $\sigma_M$  见表 8-30。

表 8-30 螺栓预紧拉应力

GB 3098.1 ISO 8981-1 性能等级	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	预紧拉应力 $\sigma_M$ /MPa	GB 3098.1 ISO 8981-1 性能等级	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	预紧拉应力 $\sigma_M$ /MPa
8.8	640	448	10.9	940	658
9.8	720	504	12.9	1100	770

预紧力  $F_M$  可由下式计算，即

$$F_M = A_s \sigma_M \text{ (N)} \quad (8-69)$$

$$A_s = \pi d_1^2 / 4 \text{ (mm}^2\text{)} \quad (8-70)$$

式中  $A_s$  ——螺栓横截面面积， $\text{mm}^2$ ；

$d_1$  ——螺栓小径， $\text{mm}$ 。

③ 螺栓预紧力一般用测力矩或限力矩扳手施加预紧力矩拧紧螺纹副获得。也可用拉伸或对螺栓加热后拧紧螺纹副使螺栓产生预紧力。

力矩扳手的预紧力矩  $T_M$  的计算式为

$$T_M = K_M F_M d \text{ (N} \cdot \text{m)} \quad (8-71)$$

式中  $K_M$  ——扭力矩系数，一般取总的摩擦因数为 0.12， $K_M = 0.16 \times 10^{-3}$ ；

$d$  ——螺栓公称直径， $\text{mm}$ 。

④ 螺栓的许用拉应力是指载荷引起的许用拉应力，不含预紧拉应力，其计算式为

$$\sigma_{ts} = 0.35 K_j \sigma_M$$

式中  $\sigma_{ts}$  ——许用拉伸应力， $\text{MPa}$ ；

$\sigma_M$  ——预紧载荷的拉应力， $\text{MPa}$ ；

$K_j$  ——连接件的刚度系数；当连接件为钢件时， $K_j = 1.14$ ；当连接件为铸铁件时， $K_j = 1.28$ 。

许用拉伸应力是基于以下条件：

- 金属对金属连接；
- 拉伸预紧载荷为  $0.7\sigma_{0.2}$ （见表 8-30）；
- 在连接的开口处有 40% 的紧固应力；

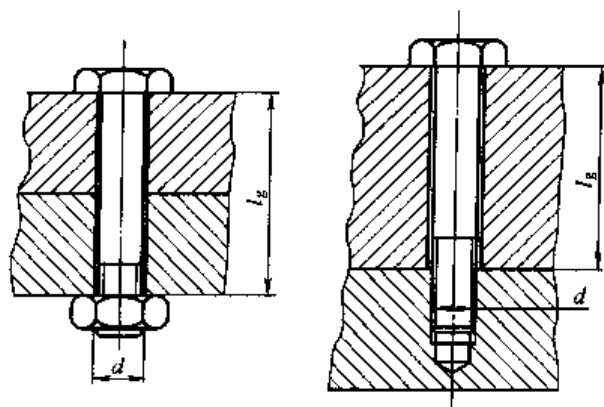


图 8-45 螺栓连接

d.  $l_g \geq 4d$ ,  $l_g$ 、 $d$  见图 8-45。

⑤ 紧固件的拉伸应力, 应包括齿轮传动装置传递机械功率中产生的各向内、外载荷 (含悬臂、止推载荷等, 但不包括预紧载荷) 施加于紧固件 (螺栓) 的拉伸应力。其计算方法为:

$$\sigma_t = \frac{F_A}{A_s} \quad (8-72)$$

式中  $\sigma_t$  ——计算拉伸应力, MPa;

$F_A$  ——施加于紧固件的拉伸载荷, N。

并满足下式要求, 即

$$\sigma_t \leq \sigma_{ts} \quad (8-73)$$

式中  $\sigma_{ts}$  ——许用拉伸应力, MPa。

## 8.4 减 (增) 速器附件

常用的附件见表 8-31。

表 8-31 减 (增) 速器附件

名 称	用 途	对应图、表例
油尺	用途广泛、简单, 不易损坏, 用于油池润滑。带油尺套的受油面波动影响较小。不带油尺套的只能在停机时检查油位	图 8-46
油标	种类很多, 常用的有: JB/T 7941.3《长形油标》, JB/T 7941.4《管状油标》, JB/T 7941.2《旋入式圆形油标》等, 是更新产品, 可按结构要求和环境条件选用	表 8-32, 表 8-33 图 8-47~图 8-49
通气塞、通气罩	简单, 可满足通气要求, 但防止尘埃侵入作用不足, 适用环境尘埃较小的场合	图 8-50, 图 8-51 表 8-34, 表 8-35
空气过滤器	JB/ZQ 4521—1997《空气过滤器》, 能通气, 又能防止尘埃侵入, 可替代通气罩	图 8-52 表 8-36
螺塞	用于封堵放油孔	图 8-53, 图 8-54, 表 8-37, 表 8-38
磁头螺塞	螺塞内装置永久磁铁头, 可吸取润滑油中金属屑和粉末	图 8-55
风冷系统	当靠自然通风散热油温过高时, 可在某一轴上装置风扇加速降温	图 8-63
蛇形管水冷系统	在油池内装置蛇形管通水冷却润滑油	图 8-60
循环油滑润冷却系统	当减 (增) 速器承载能力受发热限制而要大幅度降低时, 应增设循环油滑润冷却系统。此系统比较复杂	图 8-62~图 8-64



续表

名 称	用 途	对应图、表例
循环油润滑冷却系统	含油箱、油泵、过滤器、冷却器、压力表、油流指示器、溢流阀、油压报警器等各种管路附件及相应的仪表。对高承载能力、大型、连续运转的传动装置一般应采用此系统	
加热系统	当传动装置的工作环境温度在 $0^{\circ}\text{C}$ 以下时,应在减速器的油池内,或循环油润滑系统的油箱内设置加热器,使油温达到约 $10^{\circ}\text{C}$ 时,方可开机运转。此类加热装置一般采用密闭钢管内装电阻加热器,此外可在管路中设置电加热器。已有 JB/ZQ 4599 1997《电加热器》标准件可选用	图 8-68
拉杆系统	悬挂式安装减速器应有拉杆系统,以限制在外转矩作用下,整机回转	图 8-18
监控系统	装置电脑或温度、声响、振动监控仪,当传动装置出现不正常的现象,自动报警或停机。用于重要的传动装置	

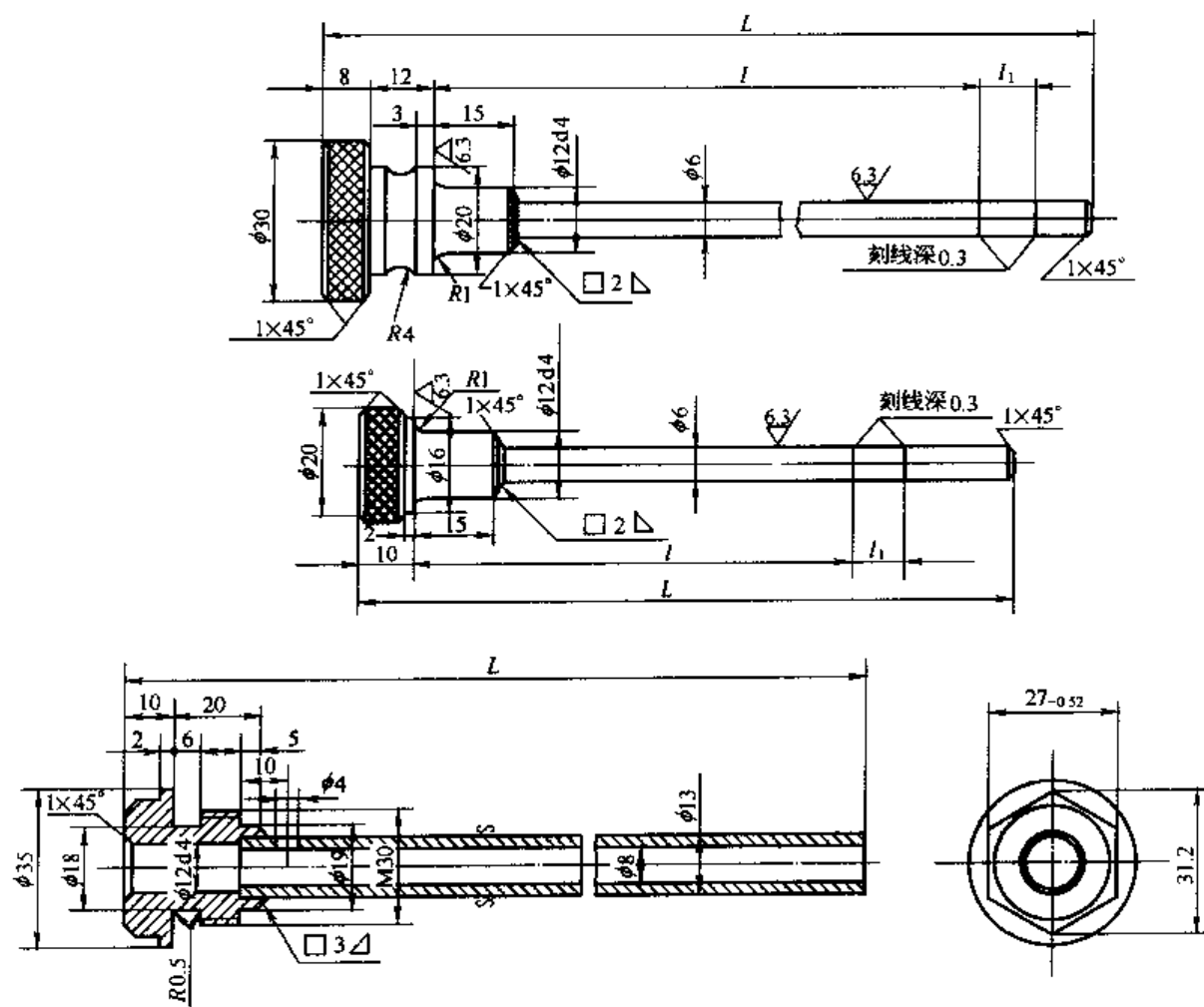


图 8-46 油尺和油尺套

注: 1. 长度由设计者根据结构决定。

2. 材料: Q235F。

表 8-32 长形油标尺寸

mm

H		极限 偏差	H <sub>1</sub>		L		n (条数)		O形橡胶密封圈 (按 GB/T 3452.1)	六角螺母 (按 GB/T 6172)	弹性垫圈 (按 GB/T 861)
基本尺寸	基本尺寸		A型	B型	A型	B型	A型	B型			
80			40		110		2		10×2.65	M10	10
100		-0.17	60	—	130		3	—			
125			80		155	—	4				
160		-0.20	120		190		6				
250		+0.23	210	—	280		8				

表 8-33 旋入式圆形油标尺寸

mm

d	d <sub>0</sub>	D		d <sub>1</sub>		S		H	H <sub>1</sub>	h
		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差			
10	M16×1.5	22	-0.065 -0.195	12	-0.050 -0.160	21	0 -0.33	15	22	8
20	M27×1.5	36	-0.080 -0.240	22	-0.065 -0.195	32	0 -1.00	18	30	10
32	M42×1.5	52	-0.100 -0.290	35	-0.080 -0.240	46	0 -1.20	22	40	12
50	M60×2	72		55	-0.100 -0.290	65		26	—	14

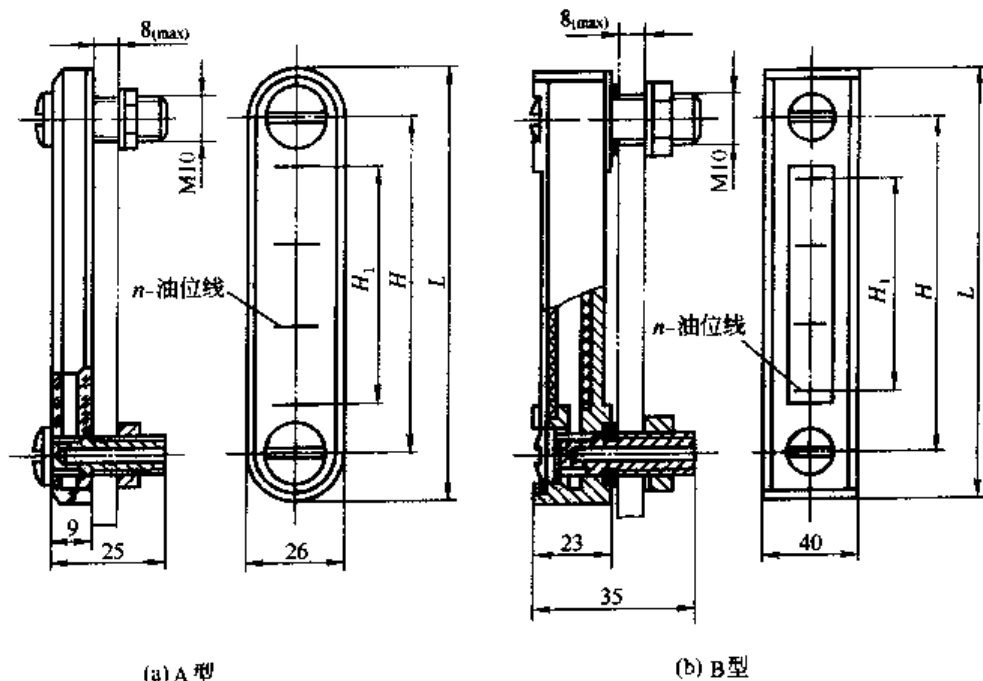


图 8-47 长形油标

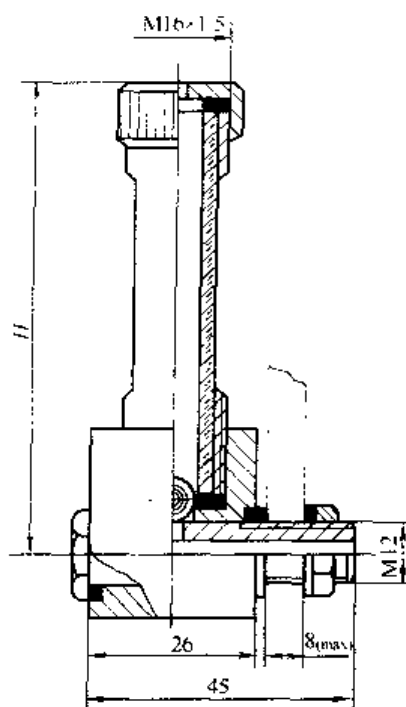
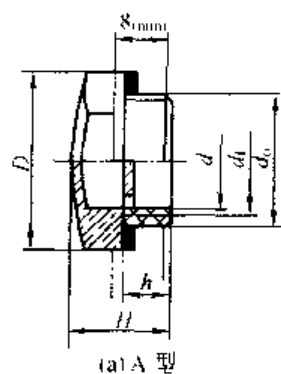
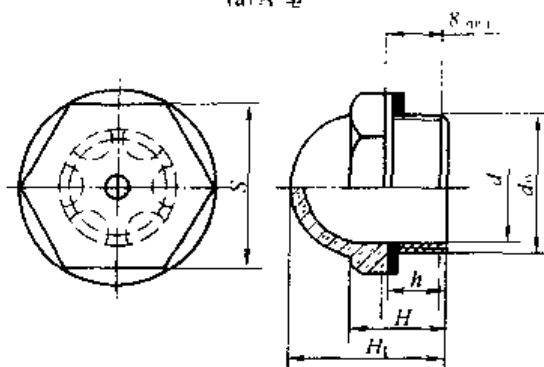


图 8-48 管状油标



(a) A 型



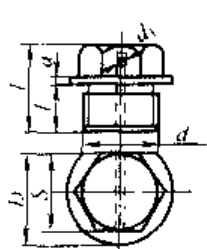
(b) B 型

图 8-49 旋入式圆形油标

(A 型用作油位指示器, B 型用作窥视油液工作状态)

表 8-34 通气塞 (用于小型减速器)

mm

	d	D	L	l	d <sub>1</sub>	a	S	d	D	L	l	d <sub>1</sub>	a	S
	M10×1	13	16	8	3	2	14	M27×2	38	31	18	7	1	27
	M12×1.25	16	19	10	4	2	17	M30×2	42	36	18	8	4	32
	M16×1.5	22	23	12	5	2	22	M33×2	45	38	20	8	4	32
	M20×1.5	30	28	15	6	4	22	M36×3	50	46	25	8	5	36
	M22×1.5	32	29	15	7	4	22							

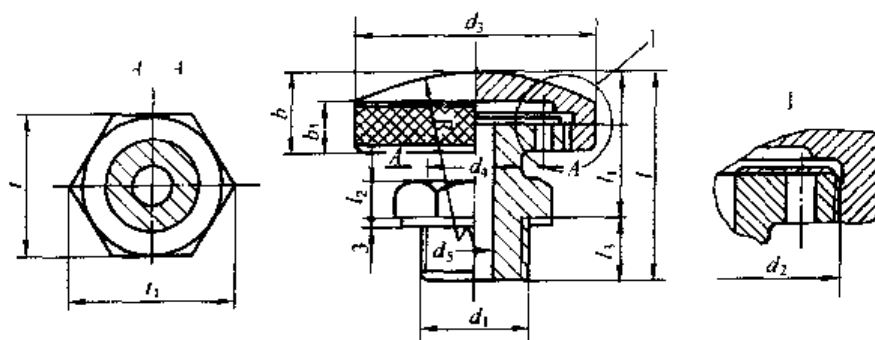


图 8-50 通气罩用于中型减速器

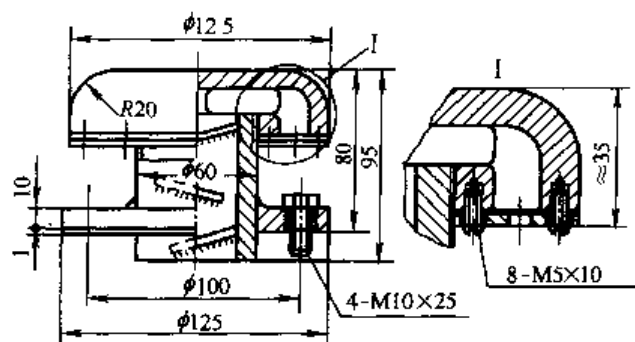


图 8-51 通气罩用于大型减（增）速器

表 8-35 通气罩尺寸

/mm

形式	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$b$	$b_1$	$t_1$	$t$	$R$
图 8-50	M24	M48×1.5	55	22	12	55	40	8	15	20	16	41.6	36	85
	M36	M64×2	75	30	20	60	40	12	20	20	16	57.7	50	160

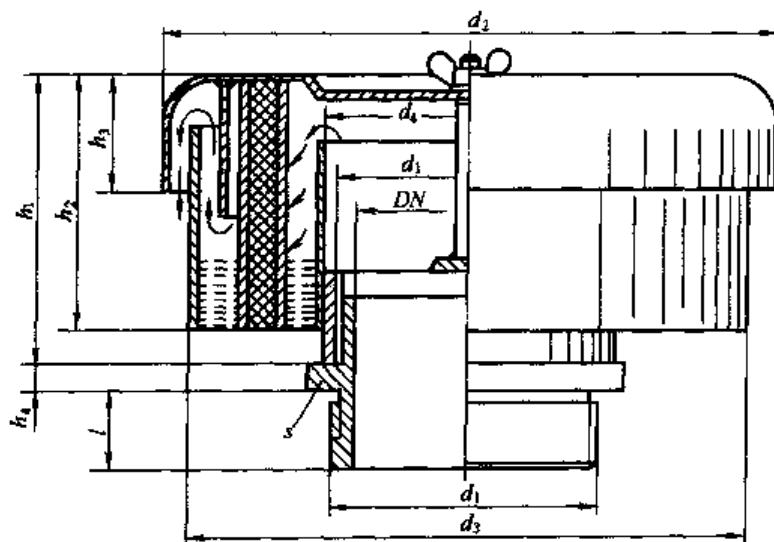


图 8-52 C、D 型空气过滤器 (JB/ZQ 4521—1997)

[C 型 通风罩的过滤精度:  $25 \sim 50 \mu\text{m}$ ; 用纸作为过滤材料。在特殊情况下  
可以采用人造纤维作为过滤材料, 其过滤精度:  $10 \sim 20 \mu\text{m}$  (D 型)]

表 8-36 C、D 型空气过滤器尺寸

/mm

公称 通径 DN	$d_1$		$d_2$	$d_3$	$d_4$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_4$	$l$	$s$	空气流量 $/\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$		过滤 面积 $/\text{cm}^2$	质量 $/\text{kg}$
	米制螺纹	管螺纹										C	D		
25	M33×2	G1" A	102	92	41	55	45	24	6	17	46	2.95	0.59	610	0.68
32	M42×2	G1¼" A				65				19	55				0.80
40	M48×2	G1½" A	177	162	85	90	80	46	7	22	75	13.0	2.61	2720	2.05
50	M60×2	G2" A								24	90				2.30
65	M76×2	G2½" A							9	26	105				2.32
80	M90×2	G3" A								26	105				2.65

表 8-37 管螺纹外六角螺塞

mm

形式	$d$	$D$	$D_1$	$S$		$h$	$L$	$b$	$b_1$	$c$	$d_1$	质量 kg
				公称 尺寸	允差							
图 8-53	$G\frac{1}{2}"$	30	25.4	22	-0.52	13	15	4	4	0.5	13	0.086
	$G1"$	45	36.9	32	-1.0	17	20	4	5	1.5	29.5	0.272
	$G1\frac{1}{4}"$	55	47.3	41	-1.0	23	25	5	5	1.5	38	0.553
	$G1\frac{1}{2}"$	68	57.7	50	-1.0	27	30	5	5	1.5	50	1.013

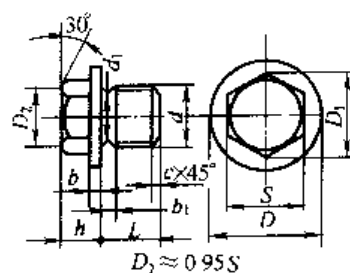
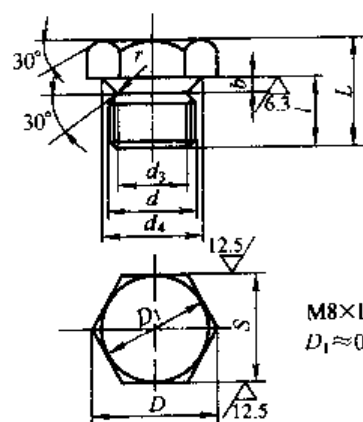
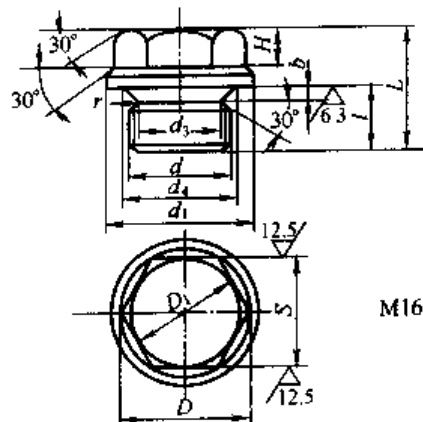


图 8-53 管螺纹外六角螺塞



M8×1~M14×1.5  
 $D_1 \approx 0.95S$



M16×1.5~M60×2

其余  $\frac{25}{\sqrt{}}$ 

图 8-54 外六角螺塞 (JB/T 1000-1977)

表 8-38 外六角螺塞 (JB/T 1000-1977)

mm

$d$	$d_1$	$d_3$	$d_4$	$b$	$H$	$l$	$L$	$r$	$D$	$S$	
										基本尺寸	极限偏差
M8×1	—	6.4	8.3	2	—	8	13	1	16.2	16	0
M10×1		8.4	10.3		—		14		19.6	18	-0.24
M12×1.5	—	9.7	12.3	3	—	12	19	1.5	21.9	18	0 -0.28
M14×1.5	—	11.7	14.3		—						
M16×1.5	22	13.7	16.3		7		22				
M18×1.5	25	15.7	18.3			14					
M22×1.5	30	19.7	22.3								
M27×2	35	24	27.3	3.5	8	16	29	2	25.4	21	0 -0.34
M33×2	42	30	33.3		10	18	34		31.2	27	
M42×2	53	39	42.3		14	20	41		41.6	36	
M48×2	60	45	48.3			22	43		47.3	41	
M60×2	74	57	60.3		18	26	51		57.7	50	

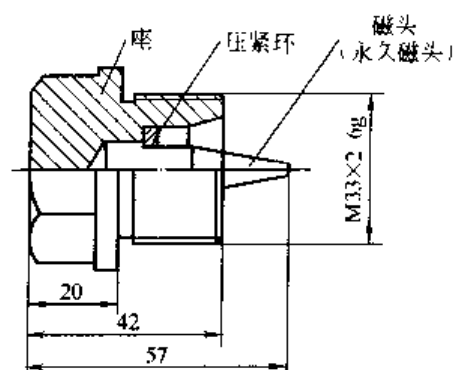


图 8-55 磁头螺塞 (有 M22×1.5~M60×2 共 6 个规格)

## 8.5 机械功率计算

### 8.5.1 机械功率的应用与计算依据

通用系列、标准减(增)速器设计必须计算机械功率。单机设计只有少数情况通过计算机械功率来评定设计是否满足要求。因为单机设计时机械功率是作为已知条件给定的。通用系列产品设计则是先排列系列产品的规格、参数,确定技术要求,并不事先给定每个规格的传递功率值。通用系列、标准产品作为制造商向市场提供的商品,必须给出每个规格所能传递的机械功率及其选用方法供用户选用。给出的形式是每个规格在不同转速、不同传动比条件下的机械功率表。

机械功率的大小主要决定于齿轮的承载能力。机体、轴、轴承等机件是按齿轮的承载能力得以充分利用而设计的。但也不排除有特殊情况,如受结构尺寸限制,轴的尺寸或轴承的规格达不到要求,轴或轴承所能承受的载荷比齿轮的低,将要以其中传递的最小功率列入该规格减(增)速器的机械功率表。

但是一般只按齿轮的机械强度计算减(增)速器的机械功率,其他件则在强度校核中发现强度不足时,个别处理,个别计算其所能传递的机械功率,并以比较小的机械功率替代按齿轮计算所得较大的机械功率。

本节介绍按齿轮的机械强度计算减(增)速器的机械功率。需要说明的是,计算所得的机械功率是小齿轮轴上的功率。因此对减速器是输入功率,对增速器是输出功率。

各类齿轮的机械强度校核方法在有关章节做了充分介绍。机械功率的计算依据是这些强度校核方法、公式。强度校核时,机械功率是已知量、输入数据。机械功率计算时,则是输出数据,即自变量和函数相互置换。以渐开线圆柱齿轮为例,无论是按 ISO 9085:2002,还是按 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》,接触强度安全系数  $S_H$  和齿根弯曲强度安全系数  $S_F$  校核的表达式可写为

$$S_H = f(\sigma_{Hlim}, P_{H1} \dots) \quad (8-74)$$

$$S_F = f(\sigma_{Flim}, P_{F1} \dots) \quad (8-75)$$

转换为计算机械功率  $P_{H1}$ 、 $P_{F1}$  的表达式

$$P_{H1} = F(\sigma_{Hlim}, S_H \dots) \quad (8-76)$$

$$P_{F1} = F(\sigma_{Flim}, S_F \dots) \quad (8-77)$$

取  $P_{H1}$ 、 $P_{F1}$  中较小者为功率表中的输入功率  $P_1$

$$P_1 = \min(P_{H1}, P_{F1}) \quad (8-78)$$

### 8.5.2 计算公式

仍以渐开线圆柱齿轮减速器为例。

(1) 按齿面接触强度计算机械功率

GB/T 3480 1997 (等效 ISO 6336-1~3:1996) 齿面接触强度校核公式为

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$S_H \geq S_{Hmin}$$

$$\sigma_H = Z_{BD} Z_H Z_\epsilon Z_E Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (8-79)$$

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X / S_{Hmin} \quad (8-80)$$

$$S_H = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X / \sigma_H \quad (8-81)$$

以圆周力  $F_t = 2000 T_1 / d_1$ , 输入转矩  $T_1 = 9549 P_1 / n_1$ , 小齿轮节圆直径  $d_1 = 2a / (i + 1)$ , 齿宽  $b = \phi_a a$ ,  $\sigma_H = \sigma_{HP}$  代入式 (8-79) 并转换为按接触强度所能承载的最大输入功率  $P_{1Hmax}$  的表达式为

$$P_{1Hmax} = \frac{n_1}{4.75 \times 10^6} \frac{u}{(u+1)^3} \frac{\phi_a a^3 (Z_{LVR} Z_{NT} Z_W Z_X \sigma_{Hlim})^2}{(Z_{BD} Z_H Z_\epsilon Z_E Z_\beta)^2 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_V K_A S_{Hmin}^2} \quad (8-82)$$

(2) 按齿根弯曲强度计算机械功率

按 GB/T 3480, 用推导  $P_{1Hmax}$  计算式的方法可求得  $P_{1Fmax}$  的计算式为

$$P_{1Fmax} = \frac{n_1}{9.5 \times 18} \frac{\phi_a m_n a^2 Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \sigma_{Flim}}{(u+1) K_V K_{Fa} K_{F\beta} Y_F Y_\epsilon Y_\beta K_A S_F S_{Fmin}} \quad (8-83)$$

以上式 (8-79)~式(8-83) 中的代号意义见第 2 章。

(3) 机械功率  $P_1$

$$P_1 = \min(P_{1Hmax}, P_{1Fmax}) \quad (8-84)$$

式 (8-74) ~式 (8-84) 中的代号取值分为三类:

① 按 GB/T 3480 确定的有  $Z_{BD}$ 、 $Z_H$ 、 $Z_\epsilon$ 、 $Z_E$ 、 $Z_\beta$ 、 $K_V$ 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 、 $Z_{NT}$ 、 $Z_{LVR}$ 、 $Z_W$ 、 $Z_X$ 、 $Y_{ST}$ 、 $Y_{NT}$ 、 $Y_{\delta relT}$ 、 $Y_{RrelT}$ 、 $Y_X$ 、 $K_{Fa}$ 、 $K_{F\beta}$ 、 $Y_F$ 、 $Y_\epsilon$ 、 $Y_\beta$  等。

② 作为给定的参数有  $n_1$  (输入转速, r/min)、 $u$  (齿数比,  $u = z_2 / z_1 \geq 1$ )、 $\phi_a$  (齿宽系数)、 $a$  (齿轮副中心距)、 $m_n$  (齿轮模数)。

③ 设计选定的有  $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{Flim}$ 、 $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$ 、 $K_A$  等。应结合实际取值。推荐参考表 8-9。

### 8.5.3 机械功率的选用

在通用系列产品设计中, 为了使产品适应不同的工况条件和用户的需求, 同时为了简化设计制造, 对机械功率的计算, 设定了三个前提条件。

① 工况系数  $K_A = 1$  (电动机驱动, 负载平稳, 轻微冲击, 每日工作不超过 10h);

② 最小安全系数  $S_{Hmin} = 1$ ,  $S_{Fmin} = 1.2$  (可靠度 99%, 失效概率 1%);

③ 齿轮为永久寿命, 取寿命系数  $Z_N = 1$ ,  $Y_{NT} = 1$ 。

按这些条件计算的功率,称为公称输入机械功率,代号为  $P_1$ 。

如用户要求的功率为  $P$ ,且工况、安全度、寿命要求与上三条件有所不同,要引入选用系数  $K_{sf}$ 。

对齿面接触强度

$$K_{sH} = K_A \left( \frac{S_H}{S_{Hmin}} \right)^2 / Z_{NT}^2 \quad (8-85)$$

对齿根弯曲强度

$$K_{sF} = K_A \left( \frac{S_F}{S_{Fmin}} \right) / Y_{NT} \quad (8-86)$$

取  $K_{sf} = \max(K_{sH}, K_{sF})$

从  $n_1$ 、 $i$  满足要求的栏目中选取  $P_1$ ,并满足下式要求

$$K_{sf} P \leq P_1 (P \leq P_1 / K_{sf}) \quad (8-87)$$

该规格的产品的机械功率满足要求。

不同工况的  $K_A$  见表 8-70,最好用实测值。

$S_H$ 、 $S_F$  按用途(见表 8-26)或按用户要求选定。

$Z_{NT}$ 、 $Y_{NT}$  按使用寿命要求和 GB/T 3480 的规定计算。

建议在原动机、减(增)速器、工作机的铭牌上均标注额定使用功率  $P$ ,不标注公称机械功率  $P_1$ 。

$K_{sf}$  也可从表 8-39 (摘自 ISO/TR 13593) 中选取。

表 8-39 原动机为电动机、液压马达、遘平,工作机不同时闭式齿轮箱的选用系数  $K_{sf}$

应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间/h			应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间/h		
	<3	3~10	>10		<3	3~10	>10
搅拌机				分选机	1.00	1.25	1.50
纯液体	1.00	1.00	1.25	黏土工作机械			
液体与固体	1.00	1.00	1.50	压砖机	1.50	1.75	2.00
液体可调浓度	1.00	1.25	1.50	煤球机	1.50	1.75	2.00
鼓风机				泥料磨机	1.00	1.25	1.50
离心式	1.00	1.00	1.25	夯具	2.00	2.00	2.00
叶轮式	1.00	1.25	1.50	压缩机			
叶片式	1.00	1.25	1.50	离心式	1.00	1.00	1.25
酿造与蒸馏				叶轮式	1.00	1.25	1.50
制瓶机械	1.00	1.25	1.25	往复式,多液压缸	1.50	1.50	1.75
酿造釜—连续负荷	1.25	1.25	1.25	往复式,单液压缸	1.75	1.75	2.00
炊具—连续负荷	1.25	1.25	1.25	输送机——般用途			
磨碎桶—连续负荷	1.25	1.25	1.25	均匀加载或供料	1.00	1.00	1.25
刻度储料器——频繁启动	1.25	1.25	1.25	重载			
充罐机	1.00	1.00	1.25	非均匀供料	1.00	1.25	1.50
自动倾卸车	1.50	1.75	2.00	往复式或摇动器	1.50	1.75	2.00
车辆拆卸器	1.00	1.25	1.50	破碎机			
净化器	1.00	1.00	1.25	碎石	1.75	1.75	2.00



续表

应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间·h			应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间·h		
	<3	3~10	>10		<3	3~10	>10
挖泥机				起重機			
索纜卷筒	1.25	1.25	1.50	重載	1.75	1.75	2.00
输送机	1.25	1.25	1.50	中等載荷	1.25	1.25	1.50
拌攪頭傳動裝置	2.00	2.00	2.00	倒卸式起重機	1.25	1.25	1.50
泵	2.00	2.00	2.00	洗衣			
篩網傳動裝置	1.75	1.75	2.00	滾筒	1.25	1.25	1.50
堆積機	1.25	1.25	1.50	洗滌機	1.50	1.50	2.00
絞盤	1.25	1.25	1.50	木材工業			
升降機				剥皮機——心軸進給	1.25	1.25	1.50
斗式提升機	1.00	1.25	1.50	主傳動裝置	1.75	1.75	1.75
离心式輸出裝置	1.00	1.00	1.25	输送机——燃燒器	1.25	1.25	1.50
自动升降機	1.00	1.00	1.25	強力或重載荷	1.50	1.50	1.50
貨運車	1.00	1.25	1.50	总測程器	1.75	1.75	2.00
重力輸出裝置	1.00	1.00	1.25	解鋸、轉塔	1.25	1.25	1.50
擠压机				输送机			
普通的	1.50	1.50	1.50	平板	1.75	1.75	2.00
塑料的				轉接	1.25	1.25	1.50
无級調速傳動裝置	1.50	1.50	1.50	鏈系			
穩速傳動裝置	1.75	1.75	1.75	地面的	1.50	1.50	1.50
橡胶				未經处理的	1.50	1.50	1.75
连续式螺旋运行	1.75	1.75	1.75	切斷鋸			
間歇式螺旋运行	1.75	1.75	1.75	鏈式	1.50	1.50	1.75
風机				牽引式	1.50	1.50	1.75
离心機	1.00	1.00	1.25	卸載線盤	1.75	1.75	2.00
冷却塔	2.00	2.00	2.00	進給機構			
送風機	1.25	1.25	1.25	軋速機	1.25	1.25	1.50
引風機	1.50	1.50	1.50	組合機構	1.75	1.75	1.75
工業的与矿井的	1.50	1.50	1.50	修整器	1.25	1.25	1.50
进料器				原木橋搖床	1.75	1.75	1.75
溜板箱	1.00	1.25	1.50	原木搬運機——斜面——井式	1.75	1.75	1.75
皮帶	1.00	1.15	1.50	原木翻轉裝置	1.75	1.75	1.75
圓盤	1.00	1.00	1.25	刨床進給機構	1.25	1.25	1.50
往复式	1.50	1.75	2.00	刨床傾斜卷揚機	1.50	1.50	1.50
螺杆	1.00	1.25	1.50	軋机——獨立方位——軋輥箱	1.75	1.75	1.75
食品工業				分選台	1.25	1.25	1.50
谷物炊具	1.00	1.00	1.25	自动傾斜裝置起重機	1.25	1.25	1.50
生面攪拌機	1.25	1.25	1.50	轉運設備			
攪肉機	1.25	1.25	1.50	鏈式	1.50	1.50	1.75
切片机	1.25	1.25	1.50	起重機行車道	1.50	1.50	1.75
发电机与激励器	1.00	1.00	1.25	分餾塔盤傳動裝置	1.25	1.25	1.50
锤式粉碎机	1.75	1.75	2.00	胶合板機傳動裝置	1.25	1.25	1.50

续表

应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间/h			应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间/h		
	<3	3~10	>10		<3	3~10	>10
金属轧机				输送机			
牵引台架与主传动装置	1.25	1.25	1.50	碎片、剥皮、化学的	1.25	1.25	1.25
输出辊道				原木(包括厚板)	2.00	2.00	2.00
非倒转				多层辊	1.25	1.25	1.25
组合传动装置	1.50	1.50	1.50	刀具	2.00	2.00	2.00
独立传动装置	2.00	2.00	2.00	圆柱模	1.25	1.25	1.25
倒转	2.00	2.00	2.00	干燥机 <sup>②</sup>			
扁钢推床	1.50	1.50	1.50	造纸机	1.25	1.25	1.25
剪切机	2.00	2.00	2.00	输送机	1.25	1.25	1.25
拔丝机	1.25	1.25	1.50	压纹机	1.25	1.25	1.25
绕丝机	1.25	1.50	1.50	挤压机	1.50	1.50	1.50
金属带加工机械				改良型长网造纸辊筒(包括块	1.25	1.25	1.25
辊式张紧装置	1.25	1.25	1.50	团轧碎机、压胶辊、线绕、返回辊)			
卷取机与开卷机	1.00	1.00	1.25	锥形精浆机	1.50	1.50	1.50
边缘修整机	1.00	1.25	1.50	干燥器传动装置	1.50	1.50	1.50
压延机	1.25	1.25	1.50	机械送料滚筒	1.25	1.25	1.25
撑套器(蓄能器)	1.00	1.00	1.25	造纸辊筒	1.25	1.25	1.25
夹送器	1.25	1.25	1.50	母板	1.50	1.50	1.50
废料切碎机	1.25	1.25	1.50	压榨机——毛毡圈与空吸	1.25	1.25	1.25
剪切机	2.00	2.00	2.00	搅拌机	2.00	2.00	2.00
切条机	1.00	1.25	1.50	泵——真空装置	1.50	1.50	1.50
磨机,回转型				卷筒(面板型)	1.25	1.25	1.25
球与棒	2.00	2.00	2.00	筛网			
直齿齿圈	2.00	2.00	2.00	碎片	1.50	1.50	1.50
斜齿齿圈	1.50	1.50	1.50	回转	1.50	1.50	1.50
直联的	2.00	2.00	2.00	振动	2.00	2.00	2.00
水泥窑	1.50	1.50	1.50	尺寸压力机	1.25	1.25	1.25
干燥机与冷却机	1.50	1.50	1.50	高度辊光机 <sup>③</sup>	1.25	1.25	1.25
搅拌机				浓缩器(交流电机)	1.50	1.50	1.50
混凝土	1.25	1.25	1.50	(直流电机)	1.25	1.25	1.25
纸粉碎机 <sup>①</sup>				洗涤机(交流电机)	1.50	1.50	1.50
搅拌器	1.50	1.50	1.50	(直流电机)	1.25	1.25	1.25
纯液体搅拌器	1.25	1.25	1.25	缠绕与解开机架	1.00	1.00	1.25
鼓形剥树皮机	2.00	2.00	2.00	卷绕机(面板型)	1.25	1.25	1.25
剥枝机——机械的	2.00	2.00	2.00	美国干燥机 <sup>④</sup>	1.25	1.25	1.25
拍打器	1.50	1.50	1.50	塑料工业			
轧碎机捆束器	1.25	1.25	1.25	初级加工			
辊光机 <sup>⑤</sup>	1.25	1.25	1.25	内转筒搅拌机			
切碎机	2.00	2.00	2.00	分批搅拌机	1.75	1.75	1.75
碎片供料器	1.50	1.50	1.50	连续搅拌机	1.50	1.50	1.50
涂层辊筒	1.25	1.25	1.25	分批降落磨机——两光滑	1.25	1.25	1.25
				滚筒			

续表

应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间/h			应用场合(工作机名称)	每日载荷持续时间/h		
	<3	3~10	>10		<3	3~10	>10
连续进给,盛装与混合磨机	1.25	1.25	1.25	精炼机——两滚筒	1.50	1.50	1.50
复合磨机	1.25	1.25	1.25	辗光机	1.50	1.50	1.50
辗光机	1.50	1.50	1.50	碾砂机	1.25	1.25	1.50
二次加工				污水处理设备			
吹模机	1.50	1.50	1.50	筛子筛	1.25	1.25	1.25
涂敷	1.25	1.25	1.25	化学供料机	1.25	1.25	1.25
制膜	1.25	1.25	1.25	脱水筛	1.50	1.50	1.50
管子输送	1.25	1.25	1.25	浮渣破碎器	1.50	1.50	1.50
预塑机	1.50	1.50	1.50	慢速或快速搅拌机	1.50	1.50	1.50
捣实	1.25	1.25	1.25	污泥收集器	1.25	1.25	1.25
压片	1.25	1.25	1.25	浓缩器	1.50	1.50	1.50
制管	1.25	1.25	1.50	真空过滤器	1.50	1.50	1.50
拉出器——驳船拖运	1.25	1.25	1.50	筛网			
泵				空气洗涤	1.00	1.00	1.25
离心式	1.00	1.00	1.25	旋转型——碎石或砾石	1.25	1.25	1.50
配量式	1.25	1.25	1.50	移动式进水装置	1.00	1.00	1.25
往复式				制糖工业			
单作用,3个或3个以上	1.25	1.25	1.50	甜菜切片机	2.00	2.00	2.00
液压缸				甘蔗切割器	1.50	1.50	1.50
双作用,2个或2个以上	1.25	1.25	1.50	压榨机	1.50	1.50	1.50
液压缸				磨机(低速范围)	1.75	1.75	1.75
旋转式				纺织工业			
齿轮式	1.00	1.00	1.25	配料器	1.25	1.25	1.50
叶轮式	1.00	1.00	1.25	辗光机	1.25	1.25	1.50
叶片式	1.00	1.00	1.25	梳理机	1.25	1.25	1.50
橡胶工业				干燥罐	1.25	1.25	1.50
内转筒搅拌机				干燥机	1.25	1.25	1.50
分批搅拌机	1.75	1.75	1.75	染色机械	1.25	1.25	1.50
连续搅拌机	1.50	1.50	1.50	织机	1.25	1.25	1.50
搅拌磨机——两光滑滚筒(如用皱纹滚筒,则使用裂化室炉——热炼机同样的选用系数)	1.50	1.50	1.50	轧布机	1.25	1.25	1.50
分批降落磨机——两光滑滚筒	1.50	1.50	1.50	拉毛机	1.25	1.25	1.50
裂化室炉热炼机——两滚筒,一皱纹滚筒	1.75	1.75	1.75	缓冲器	1.25	1.25	1.50
裂化室炉——两皱纹滚筒	2.00	2.00	2.00	螺纹滚压机	1.25	1.25	1.50
盛装,进给与混合磨机——两滚筒	1.25	1.25	1.25	皂洗机	1.25	1.25	1.50
				纺纱机	1.25	1.25	1.50
				拉幅机座	1.25	1.25	1.50
				洗涤机	1.25	1.25	1.50
				卷绕机	1.25	1.25	1.50

① 纸粉碎机的选用系数是用于在电机额定速度时的电机铭牌功率。

② 仅对于减摩轴承。对于套筒轴承就是1.5。

③ 选用系数1.0可用于运行在部分范围恒定功率、恒定转矩的超速范围的高度辗光机的基本速度,这里不变功率的速度范围大于1.5~1,选用系数1.25可用于运行在不变转矩的整个速度范围的高度辗光机上,或这里不变功率的速度范围小于1.5~1。

当原动机是单缸或多缸发动机时，表 8-39 中的选用系数应用表 8-40 的数值进行转换。

表 8-40 用单缸或多缸发动机时选用系数的转换表

蒸汽与燃气透平、液压或电动机	单缸发动机	多缸发动机	蒸汽与燃气透平、液压或电动机	单缸发动机	多缸发动机
1.00	1.50	1.25	2.25	2.75	2.50
1.25	1.75	1.50	2.50	3.00	2.75
1.50	2.00	1.75	2.75	3.25	3.00
1.75	2.25	2.00	3.00	3.50	3.25
2.00	2.50	2.25			

例如，用电动机或透平驱动离心式鼓风机，表 8-39 的选用系数应该是 1.25。对于用多缸发动机驱动时，表 8-40 将此值转换为 1.50，对于用单缸发动机驱动时，则转换为 1.75。

## 8.6 热功率的测定与计算

热功率是闭式减（增）速器在不超过规定的润滑油平衡温度条件下所能连续传递的最大功率。平衡温度是连续运转时所产生的热和散发的热基本相等，温升基本停止的润滑油温度。热功率应等于或大于实际工作传递的功率。热功率大小取决齿轮副、轴承等件的效率、工况条件、最大的许用油箱温度（润滑油温度）以及采取的冷却措施。超过热功率使用，意味着润滑油的温度超过许用值，加速油的氧化，降低油的黏度，导致齿轮与轴承接触表面的油膜变薄或破裂，降低其抗点蚀、抗胶合的能力，缩短运行寿命。

在传统的闭式减速器设计中，着重在蜗杆减速器中计算热功率，因为它在传动比较大时，传动效率较低，产生的热量较多。现在由于各种齿轮的闭式传动装置的更新换代，例如圆柱和圆锥齿轮减速器、行星齿轮减速器的齿轮采取高强度合金钢齿坯，经渗碳、淬火、磨齿等精加工工艺，承载能力成倍提高，相对体积和表面散热的面积大为减小，尽管其传动效率高，功率损耗相对较小，平衡温度仍然很高，承载能力受热功率限制。必须确定其热功率，按热功率应用，或采取辅助冷却散热措施，提高热功率，以较好地利用其机械功率。

热功率的确定方法有两种：试验和计算。

### 8.6.1 热功率的试验测定

用试验测定热功率是最可靠的方法。可直接测出用户可接受的最高油温下的热功率。试验测定的要点如下。

① 具备可分级加载并可准确测定转矩、转速、油温、箱体温度、环境气流速度等各项数据的试验设备、仪器、仪表。

② 在测试期间环境的温度和气流速度可调、可稳定、可测，试验的环境温度最好是 25℃。

③ 正确（按需）选定许用最高平衡油温，采用工业齿轮油、蜗杆蜗轮油时，一般最高油温可定为 95℃，但较佳润滑性能温度 40~75℃。也可以用用户要求的最高油温当试验平衡温度。

④ 由空载试验起分等级加载，每个载荷级连续运转的油温稳定 2h 后方可增高一级载荷。

⑤ 油温在 1h 内变化不超过 1℃，可认为油温已达到稳定、平衡。

⑥ 油温达到选定的许用最高温度的输入功率即是在试验条件下的热功率。

⑦ 假如试验得到的热功率是在试验最高油温为  $95^{\circ}\text{C}$  时测定的, 又想改变实际运转时的最高平衡温度, 可用表 8-48 的修正系数修正热功率。同样工作的环境温度与试验的环境温度不同, 也可用表 8-45 的修正系数修正热功率。

### 8.6.2 热功率计算

这里提出的闭式齿轮传动装置热功率的计算方法是在以下 5 个前提条件下, 按损耗功率  $P_v$  (转变为热) 与热散发功率  $P_Q$  相等的原则拟定的:

- ① 两向连续运转;
- ② 最高润滑油温度  $T=95^{\circ}\text{C}$ ;
- ③ 环境温度  $T_a=25^{\circ}\text{C}$ ;
- ④ 环境气流速  $0.5\text{m}\cdot\text{s} < v_{\text{ref}} \leq 1.4\text{m/s}$ ;
- ⑤ 海拔高度  $h=0\text{m}$  (海平面)。

$$P_v = P_Q \quad (8-88)$$

损耗功率  $P_v$  可分为随载荷  $P_1$  (输入功率) 变化的部分  $P_{vL} = F(P_1)$  和与载荷无关的部分  $P_{vN}$ , 即

$$P_v = P_{vL} + P_{vN} = F(P_1) + P_{vN} \quad (8-89)$$

详细计算见 8.6.3 节。

热散发功率  $P_Q$  计算见本章 8.6.4。

根据式 (8-88)、式 (8-89) 可得出如下基本热平衡方程

$$P_Q - P_{vN} - F(P_1) = 0 \quad (8-90)$$

另一方面, 机械传动效率  $\eta$  的基本计算式为

$$\eta = \frac{P_1 - P_v}{P_1} = 1 - \frac{P_v}{P_1}$$
$$P_1 = \frac{P_v}{1 - \eta} \quad (8-91)$$

调整输入功率  $P_1$ , 使式 (8-90)、式 (8-91) 成立, 并以  $P_v = P_Q$  代入式 (8-91), 此时的输入功率  $P_1$  改写为  $P_G$ , 即为热功率  $P_G$  计算式

$$P_G = \frac{P_Q}{1 - \eta} \quad (8-92)$$

因为  $P_v$ 、 $\eta$  与  $P_1$  有关, 计算为反复迭代过程。

从式 (8-92) 可见热功率  $P_G$  与  $P_Q$ 、 $\eta$  成正比。只要计算出热散发功率和给出传动效率, 即可求得热功率。

$P_Q$  的大小与散热冷却措施有关。如果采用循环油润滑、冷却器和外油箱足够大, 热功率可以不低于机械功率。

若不进行反复迭代计算, 而以已知的额定负载下的机械传动效率近似值代替输入功率为热功率  $P_G$  时的效率, 并计算出  $P_Q$ , 再按式 (8-92) 计算  $P_G$ ,  $P_G$  的误差不超过 4%。因为闭式齿轮传动装置在负载达到额定载荷的 60% 以上, 传动效率随负载的增加而变化的幅度

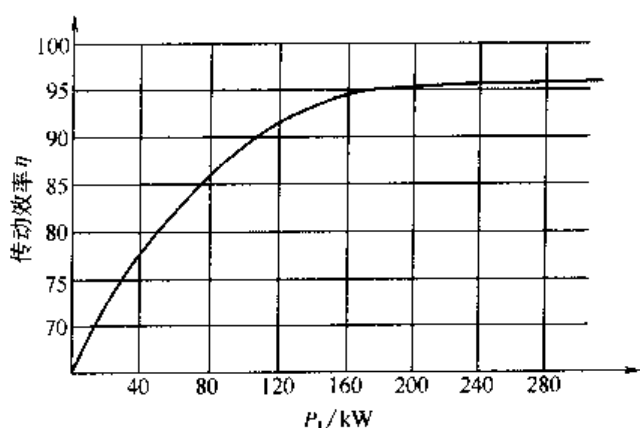


图 8-56 ZLY355-16 效率曲线

很小, 图 8-56 即为一例。

### 8.6.3 损耗功率 (功率损失) $P_v$ 计算

闭式齿轮装置的损耗功率是热生成与温升的来源。损耗功率分为与载荷有关的  $P_{vL}$  和与载荷无关的  $P_{vN}$  两类。与载荷有关的是齿轮啮合的损耗功率  $P_{v1}$ 、轴承负荷损耗功率  $P_{v2}$ , 即

$$P_{vL} = P_{v1} + P_{v2} \quad (8-93)$$

与载荷无关的有油封 (接触式) 摩擦损耗功率  $P_{v3}$ 、齿轮运转搅油与风阻损耗功率  $P_{v4}$ 、轴承搅油与风阻损耗功率  $P_{v5}$ 、油泵和油路损耗功率  $P_{v6}$ , 即

$$P_{vN} = P_{v3} + P_{v4} + P_{v5} + P_{v6} \quad (8-94)$$

$P_{vL}$  是主要部分。 $P_{vN}$  是空载损耗。

#### (1) 齿轮啮合损耗功率 $P_{v1}$

啮合功率损耗是作用力和摩擦因数的函数。摩擦因数很难准确评定。理论上摩擦因数取决于润滑剂和润滑的特性、齿面状况与滑动速度, 也随实际接触载荷系数  $K$  而变化。

对于渐开线圆柱齿轮传动装置  $P_{v1}$  可按式计算, 即

$$P_{v1} = f_m T_1 n_1 \cos^2 \beta_w / (9549M) \quad (8-95)$$

$$f_m = K^{0.35} / (L^{0.23} v) \quad (8-96)$$

$$K = 1000 T_1 (z_1 + z_2) / (2br^2 w_1 z_2) \quad (8-97)$$

$$M = 2 \cos \alpha_w (H_s + H_t) / (H_s^2 + H_t^2) \quad (8-98)$$

$$H_s = (u+1) \left[ \left( \frac{r_{a2}^2}{r_{w2}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right] \quad (8-99)$$

$$H_t = \frac{(u+1)}{u} \left[ \left( \frac{r_{a1}^2}{r_{w1}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right] \quad (8-100)$$

式中  $f_m$ ——在一定的啮合油温条件下的啮合摩擦因数, 若节圆线速度  $v$  为  $2\text{m/s} < v < 25\text{m/s}$  和  $K$  值为  $1.4\text{N/mm}^2 < K < 14\text{N/mm}^2$  时, 则  $f_m$  可用公式 (8-96) 计算; 超过此范围时, 啮合摩擦因数应采用实验方法确定;

$T_1$ ——小齿轮上的转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$n_1$ ——小齿轮的转速,  $\text{r/min}$ ;

$\beta_w$ ——节圆上的螺旋角,  $(^\circ)$ ;

$M$ ——啮合机械效率;

$L$ ——润滑剂常数, 见表 8-41;

$v$ ——节圆线速度,  $\text{m/s}$ ;

$z_1$ ——小齿轮齿数;

$z_2$  大齿轮齿数;  
 $b$  配对齿轮接触的齿宽, mm;  
 $r_{w2}$  大齿轮节圆半径, mm;  
 $\alpha_w$  端面啮合角, ( $^\circ$ );  
 $H_s$  接近起始点的滑动率;  
 $H_i$  齿凹端点的滑动率;  
 $u$  ——  $u = z_2/z_1 \geq 1$ ;  
 $r_{a2}$  大齿轮顶圆半径, mm;  
 $r_{a1}$  小齿轮顶圆半径, mm;  
 $r_{w1}$  小齿轮节圆半径, mm。

表 8-41 润滑剂常数  $L$

润 滑 剂		$L$	润 滑 剂		$L$
ISO VG	GB 5903—1995		ISO VG	GB 5903 1995	
46		60.2	220	220	47.3
68	68	56.3	320	320	45.1
150	150	50.0	460	460	42.9

以上计算公式源自 ISO/TR:1999《工业用闭式齿轮传动装置》。理论模型完整,但计算较复杂,而且  $L$  和  $b$  是两个实际参量,应该从实测得到。特别是  $b$ ,设计要求的  $b$ ,与实际实现的  $b$  不一样。此外  $M$  并不是仅与几何参数有关。因此计算结果乃是近似值。以下推荐另一种简单而可靠适用的计算  $P_{V1}$  的方法。

$$P_{V1} = P_{1\max}(1 - \eta) \quad (8-101)$$

式中  $P_{1\max}$  输入功率;

$\eta$  啮合效率,与齿面状况及润滑有关,在良好的润滑条件下,各类齿轮的  $\eta$  值见表 8-42,其中蜗杆传动的  $\eta$  为近似计算式,必要时可以用精确计算式取代。

表 8-42 啮合效率  $\eta$

类 别	齿 轮 工 艺	$\eta$
圆柱齿轮减(增)速器	小、大齿轮经渗碳、淬火和磨齿	0.995 0
	小齿轮渗碳淬火,大齿轮调质,两者均磨齿	0.995 0
	小、大齿轮调质和滚齿	0.994 0
圆锥齿轮减(增)速器	小、大齿轮渗碳、淬火和磨齿	0.994 0
	大、小齿轮调质铣齿	0.993 0
蜗轮蜗杆减速器	蜗轮滚齿(与蜗杆类型、润滑角滑动速度等诸多因素有关, $\eta$ 计算较复杂)	$\approx 1 - \frac{i}{200}$

注:  $\eta$  取自德西马克(SMS)公司的工厂标准。

## (2) 轴承损耗功率 $P_{V2}$

滚动轴承的损耗功率可用以下公式计算。当两向运转轴承载荷不相等时,应双向计算。

轴承的摩擦因数见表 8-43, 当有更精确值时, 应采用精确值。

$$P_{v2} = T_b n_b / 9\,549 \tag{8-102}$$

式中  $T_b$  滚动轴承的摩擦力矩,  $N \cdot m$ ;

$$T_b = f_b W (d_o + d_i) / 4\,000;$$

$n_b$  滚动轴承的转速,  $r/min$ ;

$f_b$  轴承的摩擦因素, 见表 8-43;

$W$  轴承载荷,  $N$ ;

$d_o$  轴承外径,  $mm$ ;

$d_i$  轴承内孔径,  $mm$ 。

表 8-43 滚动轴承摩擦因数  $f_b$

轴 承 类 型	$f_b$	轴 承 类 型	$f_b$
向心球轴承	0.0015	圆柱滚子轴承	0.0011
球面球轴承	0.0010	球面滚子轴承、圆锥滚子轴承	0.0018
向心止推球轴承、推力球轴承	0.0013	滚针轴承	0.0025

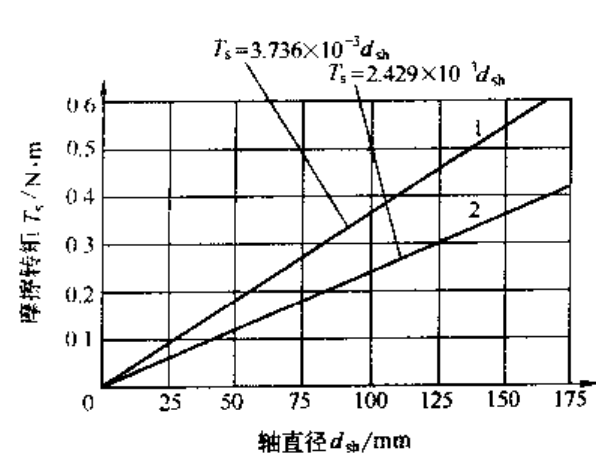


图 8-57 油封摩擦力矩  
1—氟橡胶; 2—丁腈橡胶

(3) 油封损耗功率  $P_{v3}$

当采用接触式油封时, 油封的损耗功率是轴转速、轴直径、油温、油黏度、油封浸入油中的深度及油封结构设计的函数。可用式 (8-103) 及图 8-57 计算氟橡胶及丁腈橡胶油封的损耗功率概略值。

$$P_{v3} = T_s n / 9\,549 \tag{8-103}$$

式中  $T_s$  油封摩擦转矩,  $N \cdot m$ ;

$n$  与油封接触的轴转速,  $r/min$ 。

(4) 齿轮搅油与风阻损耗功率  $P_{v4}$

按每个齿轮计算, 然后求其合成, 对每个齿轮的  $P_{v4i}$  按下式计算

$$P_{v4i} = 1.42 \times 10^{-11} d_w^2 n^2 b_1 \cos^3 \beta_w m_n / A \tag{8-104}$$

$n$  个齿轮的合成损耗功率

$$P_{v4} = \sum_{i=1}^n P_{v4i} \tag{8-105}$$

式中  $d_w$  齿轮节圆直径,  $mm$ ;

$n$  齿轮转速,  $r/min$ ;

$b_1$  全齿宽,  $mm$ ;

$\beta_w$  节圆螺旋角,  $(^\circ)$ ;

$m_n$  齿轮法向模数,  $mm$ ;



A 经验配置常数, 按 95℃ 时润滑油的绝对黏度  $\xi$  用下式计算

$$A = 22\,440/\xi$$

式 (8-105) 适用于浸油齿轮, 用于非浸油齿轮计算结果略偏大。

(5) 滚动轴承的风阻与搅油损耗功率  $P_{v5}$

圆锥滚子轴承的风阻与搅油损耗功率  $P_{v5}$  计算式如下。其余滚动轴承的风阻与搅油损耗功率包含在  $P_{v2}$  之中, 不需另行计算。

$$P_{v5} = 1.42 \times 10^{-11} d_m^2 n^2 B \cos^3 \alpha_B D_R / (0.78\pi A)$$

式中  $d_m$  圆锥滚子轴承的平均直径 (外径与内径之和之半), mm;

$B$  轴承内孔的长度, mm;

$D_R$  滚子平均直径, mm;

$\alpha_B$  圆锥滚子轴承的外圈锥孔的锥角,  $\tan \alpha_B = l/1.5$ ;

$l$  轴承计算系数, 从轴承手册中查取; 当未给出时,  $\tan \alpha_B = 0.389/1.5$ 。

(6) 油泵损耗功率  $P_{v6}$

当由减速器一根轴带动油泵, 该油泵的损耗功率为

$$P_{v6} = Qp / (60\eta_p) \quad (8-106)$$

式中  $Q$  油的流量, L/min;

$p$  油压, MPa;

$\eta_p$  油泵效率。

(7) 总损耗功率  $P_v$

$$P_v = P_{v1} + P_{v2} + P_{v3} + P_{v4} + P_{v5} + P_{v6} \quad (8-107)$$

#### 8.6.4 热散发功率 $P_Q$ 计算

齿轮减 (增) 速器的损耗功率转化为热, 使润滑油及整个装置温度升高, 与环境产生温度差, 将自然散发热量, 如果采取人为冷却散热措施, 散发的热量将增加。这里计算在不同的条件下的热散发并转换为功率。

(1) 自然热散发功率  $P_{Q1}$

由于齿轮箱表面与周围空气之间的温差  $\Delta T$ , 齿轮箱自然热散发功率  $P_{Q1}$  的计算公式为

$$P_{Q1} = A_c K \Delta T \text{ (kW)} \quad (8-108)$$

式中  $A_c$  暴露在周围空气中的齿轮箱表面面积,  $m^2$ ;

$\Delta T$  温差, 取  $\Delta T \leq 70^\circ\text{C}$ ; 最高油温  $95^\circ\text{C}$ , 环境温度  $25^\circ\text{C}$ ;

$K$  传热系数, 随箱体的材料、外形、清洁度、涂层、热油浸及内表面面积及外部空气的流速、厂房空间大小而改变, 本式的  $K$  值见表 8-44; 表中  $K$  值的选取, 当各项影响因素有利于散热时取较大值。

(2) 用风扇通风冷却的热散发功率  $P_{Q2}$

$$P_{Q2} = A_c K_1 \Delta T \text{ (kW)} \quad (8-109)$$

用风扇通风散热的效果与风扇设计、风速、风流所能覆盖的面积等有关。这些影响效果的因素, 用空气流动速度 (风速) 限定为齿轮箱 60% 以上的表面的平均速度及相应的传热系数来综合表征, 见表 8-45。

表 8-44 传热系数  $K$  (无辅助冷却)

环境条件	空气流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	传热系数 $K/\text{kW} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$
小的有限空间	$<1.4$	$0.010 \sim 0.014$
大的室内空间	$\leq 1.4$	$0.016 \sim 0.020$
大的室内空间	$>1.4$	$0.018 \sim 0.022$
室外、露天	$>3.7$	$0.020 \sim 0.025$

表 8-45 风冷的传热系数  $K_1$ 

60%以上的箱体表面平均空气流速 $v_{\text{rel}}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$K_1$ $/\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	60%以上的箱体表面平均空气流速 $v_{\text{rel}}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$K_1$ $/\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
2.5	0.015	10.0	0.042
5.0	0.024	15.0	0.058

(3) 齿轮箱内加盘状(蛇形)管通水冷却的热散发功率  $P_{Q3}$

$$P_{Q3} = P_{Q1} + P_{QW} = P_{Q1} + Q_W \rho c \Delta t / 14.33 \quad (\text{kW}) \quad (8-110)$$

式中  $P_{Q1}$ ——自然热散发功率, kW;

$P_{QW}$ ——冷却水热散发功率, kW;

$Q_W$ ——冷却水流量, L/min;

$c$ ——水比热容,  $c = 1 \text{ kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\rho$ ——水密度,  $\rho = 1 \text{ kg}/\text{dm}^3$ ;

$\Delta t$ ——冷却水管入、出口水温差,  $\Delta t = 6 \sim 12^\circ\text{C}$ 。

(4) 润滑油经冷却器热散发功率  $P_{Q4}$

$$P_{Q4} = P_{Q1} + P_{Q_{oil}} = P_{Q1} + Q_{oil} \rho_{oil} c_{oil} \Delta t / 14.33 \quad (\text{kW}) \quad (8-111)$$

式中  $Q_{oil}$ ——油流量, L/min;

$c_{oil}$ ——油比热容,  $c_{oil} = 0.4 \text{ kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\rho_{oil}$ ——油密度,  $\rho_{oil} = 0.9 \text{ kg}/\text{dm}^3$ ;

$\Delta t$ ——从箱体内抽出的油油温与经冷却器进入箱体的油温差,  $\Delta t \approx 10^\circ\text{C}$ 。

$P_{Q3}$ 、 $P_{Q4}$ 与流量有关。反之, 当设定温差  $\Delta t$ , 并确定热散发功率, 可用上式计算出流量, 从而给计算管路通径提供条件。

### 8.6.5 热功率的修正

按 8.6.4 节对不同冷却条件下计算的热散发功率, 热功率计算式 (8-92) 应改写为:

对自然散热

$$P_{G1} = P_{Q1} / (1 - \eta) \quad (8-112)$$

对风扇冷却

$$P_{G2} = P_{Q2} / (1 - \eta) \quad (8-113)$$

对采用盘状管(蛇形管)通水冷却

$$P_{G3} = (P_{Q1} + P_{Q3}) / (1 - \eta) \quad (8-114)$$

对采用油经冷却器(循环油)冷却

$$P_{G4} = (P_{Q1} + P_{Q4}) / (1 - \eta) \quad (8-115)$$

另一方面  $P_{Q1}$ 、 $P_{Q2}$  的计算及传热系数  $K$ 、 $K_1$  的确定是基于环境温  $T_0 = 25^\circ\text{C}$ 、允许最高油温  $T = 95^\circ\text{C}$ ，温差  $\Delta T = T - T_0 = 70^\circ\text{C}$ ，海拔高度与海平相等，每小时的运转时间为 100% 等条件而提出的。当这些条件改变时， $P_{Q1}$ 、 $P_{Q2}$  应予修正，并以修正后的  $P'_{Q1}$ 、 $P'_{Q2}$  取代  $P_{Q1}$ 、 $P_{Q2}$  计算热功率，从而修正热功率。各修正系数见表 8-46~表 8-50。

$$P'_{Q1} = B_{ref} B_V B_A B_T B_D P_{Q1} \tag{8-116}$$

$$P'_{Q2} = B_{ref} B_V B_A B_T B_D P_{Q2} \tag{8-117}$$

表 8-46 环境温度变化的修正系数  $B_{ref}$

环境温度/ $^\circ\text{C}$	$B_{ref}$	环境温度/ $^\circ\text{C}$	$B_{ref}$	环境温度/ $^\circ\text{C}$	$B_{ref}$
10	1.17	25	1.00	40	0.81
15	1.12	30	0.94	45	0.74
20	1.06	35	0.88	50	0.66

当自然或采用风扇散热，周围的空气具有超过 1.4m/s 的稳定速度时，允许用  $B_V$  来增大热功率，反之，空气流速  $\leq 0.5\text{m/s}$ ，热功率应降低。

表 8-47 周围空气流速的修正系数  $B_V$

空气流速 $V_{ref}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$B_V$	空气流速 $V_{ref}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$B_V$
$\leq 0.5$	0.75	$1.4 < v_{ref} < 3.7$	1.40
$0.5 < v_{ref} \leq 1.4$	1.00	$\geq 3.7$	1.90

表 8-48 海拔较高处，空气密度减小的修正系数  $B_A$

海拔高度/m	$B_A$	海拔高度/m	$B_A$
0(海平面)	1.00	3 000	0.81
750	0.95	3 750	0.76
1 500	0.90	4 500	0.72
2 250	0.85	5 250	0.68

表 8-49 最高油温变动的修正系数  $B_T$

最高油温/ $^\circ\text{C}$	$B_T$	最高油温/ $^\circ\text{C}$	$B_T$
65	0.60	95	1.00
85	0.81	105	1.13

表 8-50 运行时间不同的修正系数  $B_D$

每小时运行时间/%	$B_D$	每小时运行时间/%	$B_D$
100	1.00	40	1.35
80	1.05	20	1.80
60	1.15		

## 8.7 润滑、冷却、加热与密封

闭式齿轮传动装置的润滑、冷却、润滑油的选择和密封是紧密相关连的系统技术，十分重要，且不易做好。任何精制的齿轮装置，润滑不良都可能很快出现胶合、点蚀、磨损等损坏。润滑的作用是使齿轮的啮合面，轴承的相对运动表面形成油膜，降低局部接触应力集中，减少摩擦磨损和损耗功率，节省动力。此外润滑油可防止腐蚀、缓和冲击、降低噪声以及清洗、冲刷传动件表面杂物和磨粒。

润滑的同时可带走相对运动接触面的热、降低局部高温、扩散热量。但往往靠润滑油吸热、传热、机体外表面散热不足以使齿轮装置保持在允许的温度下运转，造成润滑失效。在前一节已有说明。必须辅以冷却装置。

密封是润滑和冷却必然带来的问题，不良的密封渗、漏润滑油，不仅不符合文明生产的要求，而且会使润滑油流失、润滑失效，还可能污染生产场地，造成人身事故。可以说密封是维护生产设备、安全生产的保障措施之一。

正确选用润滑油及低温下启动必须预热润滑油也是良好润滑的必要条件。低温下启动的齿轮装置无润滑油预热配置可能造成润滑系统失效，齿轮装置不能启动。

### 8.7.1 润滑和冷却的方式

闭式减（增）速器齿轮和轴承共一机体，润滑必须兼顾两者。

润滑有两种基本方式：浸油飞溅润滑和循环油强制润滑。两种润滑各伴随不同的冷却方式。

#### (1) 浸油飞溅润滑，机体表面自然散热冷却

浸油飞溅润滑依靠浸油齿轮将油甩成油点或油雾飞向齿轮和轴承。按可能飞溅的要求，齿轮的节圆线速度  $v \geq 3\text{m/s}$ 。前一节已提到齿轮浸油会造成不可忽视的搅油损耗功率、温升，同时还会引起噪声，且随  $v$  的增大而加剧。因此要求  $v \leq 18\text{m/s}$ 。同样齿轮浸油的深度也有类似的影响，所以对浸油的深度  $h$  也有限制，一般要求为： $4m_n$ （2倍齿高） $\leq h \leq 7m_n$ ， $m_n$  为齿轮模数，小模数齿轮取上限，并不得小于  $10\text{mm}$ 。多级传动为使低速级浸油深不致太深，可在高速级加搅油齿轮，见图 8-58。但要增加齿轮等许多零部件。当速度不太大、搅油损耗功率不太

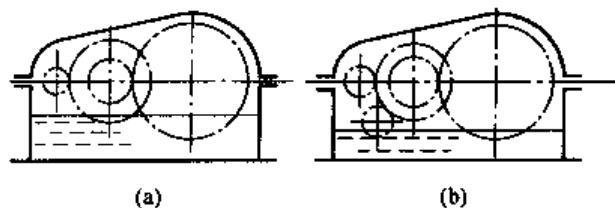


图 8-58 浸油飞溅润滑

大时，不必加搅油齿轮，以简化结构。

#### (2) 浸油润滑，风扇加速冷却

此法多用于蜗杆传动装置和中小型齿轮减速器，以用于同轴式减速器效果最好。风扇助冷的模式可见图 8-59、图 8-83。

#### (3) 浸油润滑，油池内加盘状管通水冷却

此法容易实现，效果也好，但是要增加供水池和设备，否则要消耗大量的自来水。多用于较大型的齿轮装置，其模式示意图见图 8-60。

浸油润滑轴承进油通道如图 8-61 所示。

按本章 8.6 机体自然散热与装冷却水管通水冷却的热散发功率与损耗功率相等的热平衡方程为

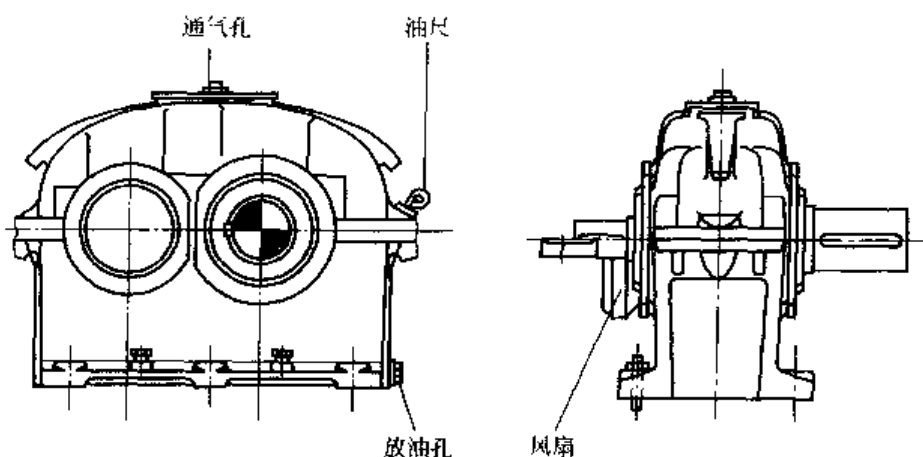


图 8-59 带风扇的减速器

$$Q_w = \frac{14.33P_1(1-\eta) - A_c K \Delta T}{\rho c \Delta t} \quad (\text{L/min}) \quad (8-118)$$

$$Q_w = \frac{\pi}{4} d_w^2 v \times 60 \quad (\text{L/min})$$

$$d_w = \sqrt{\frac{Q_w}{15\pi v}} \quad (\text{dm}) \quad (8-119)$$

式中  $Q_w$  —— 自来水流量, L/min;

$v$  —— 自来水流速, 一般  $v \approx 0.5 \text{ dm/s}$ ;

$d_w$  —— 水管直径, dm;

其余代号见本章 8.6。

利用上式可计算自来水流量及水管直径。如果要求润滑油温较低, 可按本章 8.6 修正各参量, 适当加大水流量和水管直径。

采用浸油润滑与配匹不同的冷却方法, 油池都需要一定的储油量, 按经验储油量应不少于  $(0.35P_1)\text{L}$ ,  $P_1$  为输入功率, 单位为 kW。

#### (4) 循环油强制润滑冷却

在下列条件下, 必须采用循环油强制润滑: 齿轮节圆线速度  $v > 18 \text{ m/s}$ ; 采用第 IV 类齿

轮的高承载能力减(增)速器满载荷连续运转; 重载重冲击大功率大型减(增)速器; 停歇时间超过 48h 满载启动的大中型减速器。

节圆线速度  $v > 18 \text{ m/s}$  采用油池浸油润滑不仅搅油损耗大, 而且齿轮上吸附的润滑油受离心力作用而易甩掉。

高承载能力新一代减速器, 相对体积大为缩小。如第 IV 类渗碳、淬火、磨齿轮减速器中心距  $a = 250 \text{ mm}$  单级减速器, 在  $i = 4$ ,  $n_1 = 1000 \text{ r/min}$  时, 机械功率为 396 kW, 而同样规格的调质滚齿齿轮减速器的机械功率为 40 kW。假使整机效率相当, 损耗功率相差

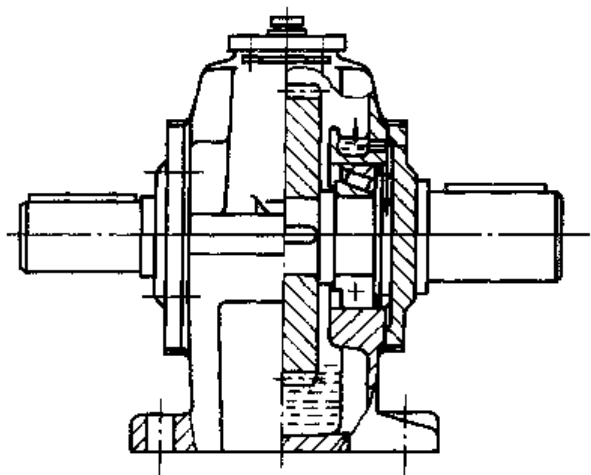


图 8-61 浸油润滑轴承进油通道

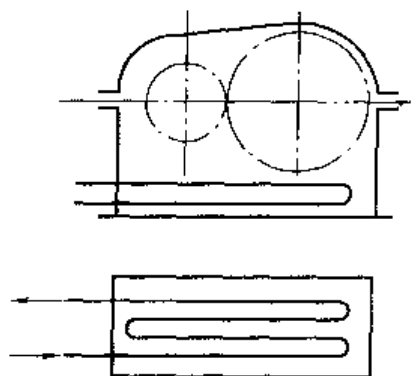


图 8-60 盘状管通水冷却

近 10 倍，发热量前者也多近 10 倍，靠自然散热加冷却水管散热都难以限制温升超限。其次此规格的油池蓄油量仅 35L，而按每 1kW 应蓄油 0.35L 计，本规格油池应蓄油 138L，差距甚大。

大功率大型减（增）器，齿轮啮合、轴承运转负荷、冲击、发热均较大，必须循环油强制润滑，带走热量降温。

停歇时间长且带载启动何以要循环油润滑？因为长时间停歇齿轮和轴承上的润滑油已流尽，而带载启动，其启动转矩可能是额定载荷的 2 倍，甚至更高，干摩擦的齿轮，轴承可能在启动瞬时产生烧伤、胶合而损坏。必须对此种工况的装置先供油，后启动，方能安全。

至于节圆线速度小于 3m/s 的工况，油是飞溅不起的，轴承润滑靠飞溅油润滑要落空，小型齿轮装置采用刮板从浸油齿轮体上取油并引流入轴承润滑有可能，但对大型装置的大型轴承就难以保证充分润滑、冷却，也需要采用循环油强制润滑。

循环油强制润滑冷却是用 0.12~0.3MPa（设计压强可略高）的润滑油对齿轮和轴承等润滑点喷油或注油，实现润滑、冷却。循环润滑系统比较复杂，见图 8-62~图 8-64。一般配有油箱（可以是外油箱，也可是油箱和齿轮箱合一）、油泵、过滤器、冷却器、溢流阀、止逆阀、流量计、油压表、温度计等相应的系统监测仪器仪表。

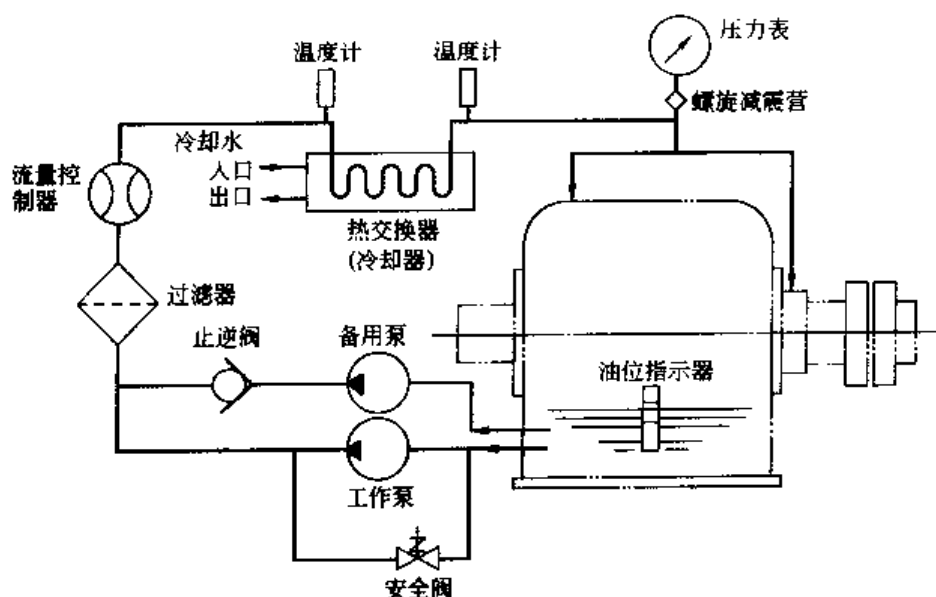


图 8-62 循环油强制润滑系统

供油流量可按本章 8.6 有关公式计算，也可在计算出损耗功率  $P_v$  以后，采用以下经验公式计算供油量  $Q_{oil}$

$$Q_{oil} = 4P_v \quad (\text{L/min}) \quad (8-120)$$

式中  $P_v$  ——损耗功率，kW；可用本章 8.6 公式计算，还可用简化公式计算，即

$$P_v = P_{1\max}(1 - \eta) \quad (8-121)$$

$P_{1\max}$  ——最大输入功率，kW；

$\eta$  ——减（增）速器总效率，可用一般测试概值，如单级圆柱齿轮减速器  $\eta \approx 0.98$ ， $n$  级齿轮传动  $\eta \approx 0.98^n$ 。

供油管直径可按泵的排油口通径选取。设有外油箱时，齿轮箱内不应存油，齿轮箱的无压力回油口通径  $DN$  按下式计算

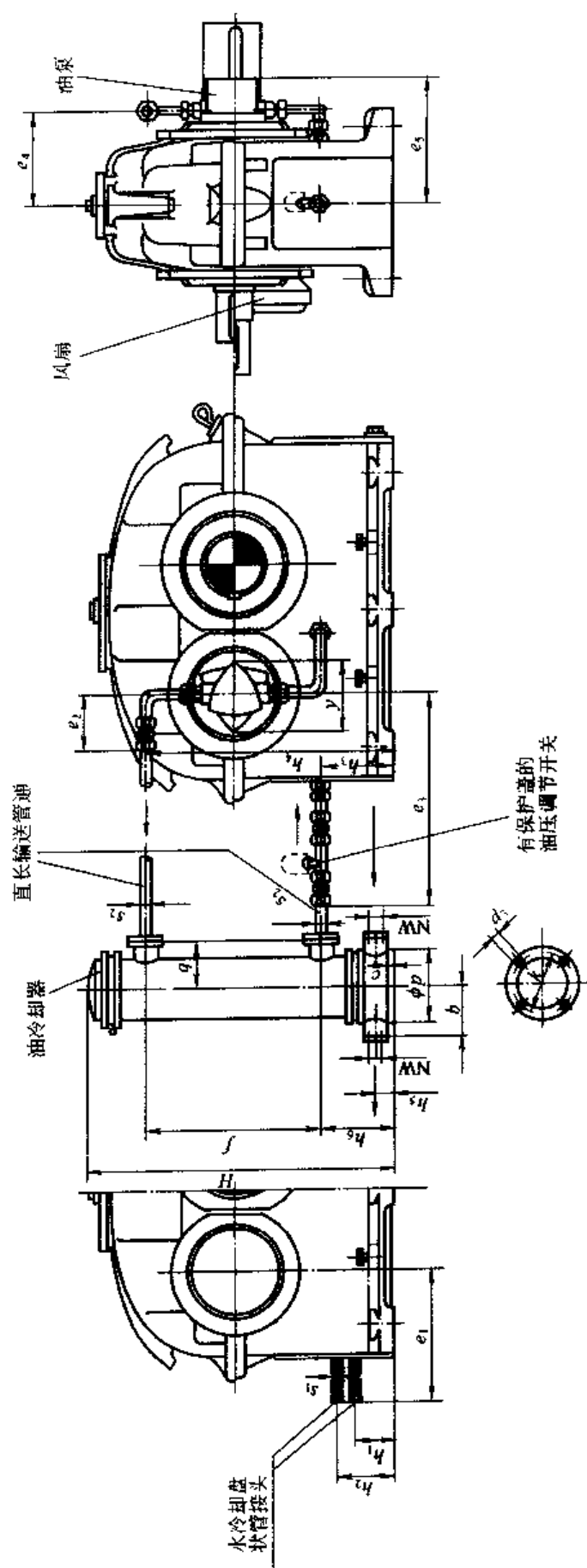


图 8-63 循环油强制润滑的外形结构 (德 Flender 公司)

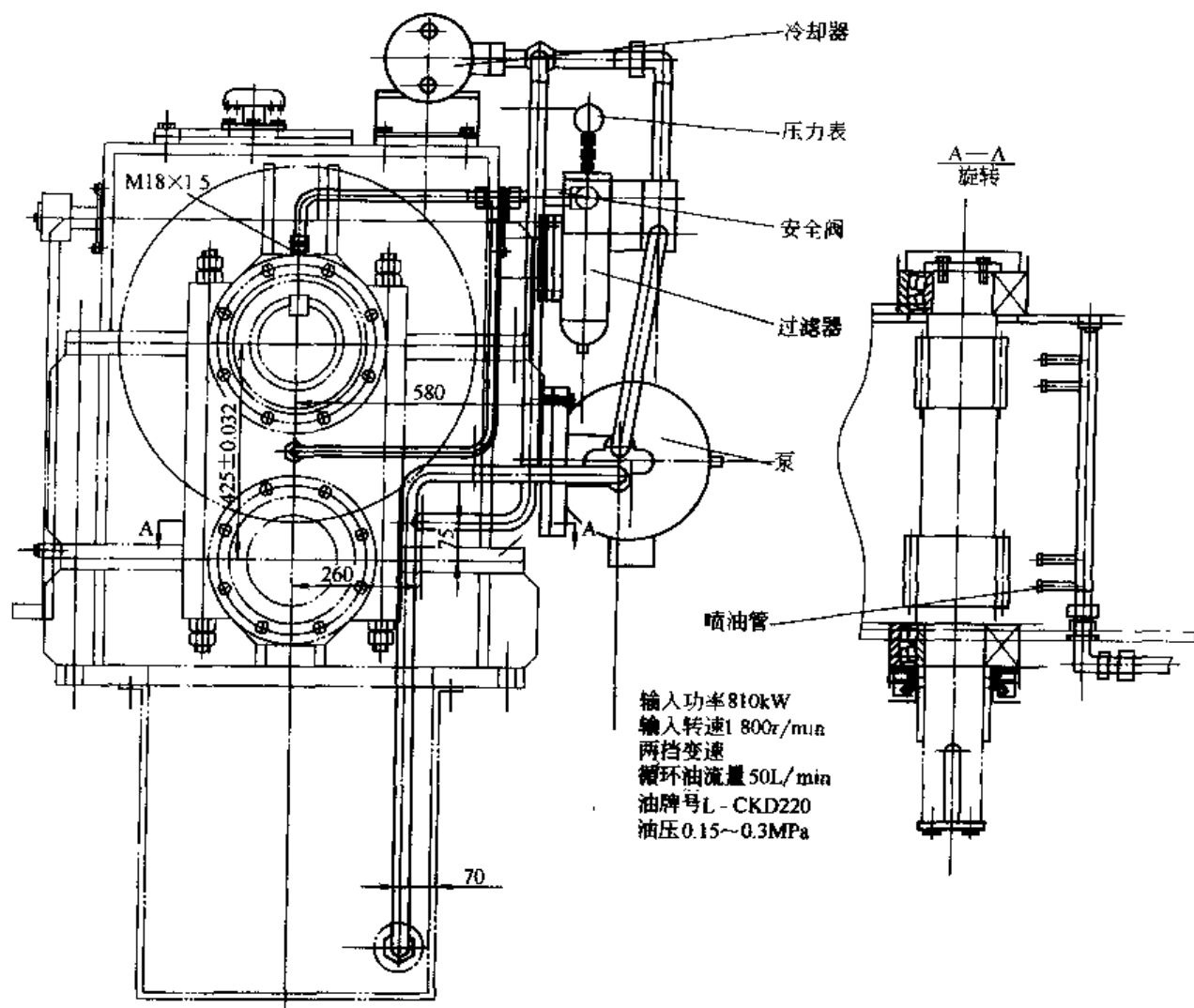


图 8-64 循环油强制润滑系统

$$DN \geq 4.6 \sqrt{\frac{Q_{oil}}{v_{oil}}} \quad (\text{mm}) \quad (8-122)$$

式中  $v_{oil}$ ——无压回油流速，取  $v_{oil} = 0.2 \sim 0.25 \text{ m/s}$ 。

油箱的储油量一般应大于或等于  $8Q_{oil}$ ，特殊情况（受场地或结构尺寸限制等），也不应少于  $5Q_{oil}$ 。

齿轮啮合处的喷油方法有三种可供选择。

第一，喷嘴对准齿轮啮入口喷油，被喷上油的轮齿立即进入啮合，润滑充分。

第二，喷嘴对准齿轮啮出口喷油，刚啮出的轮齿局部温度很高，润滑油立即带走啮合热，使轮齿迅速降温，同时轮齿带着新喷上的润滑油进入下次啮合。试验表明，这种方法润滑冷却效果都很好。

第三种方法是啮入啮出两面同时喷油，但啮入口喷  $1/3$ ，啮出口喷  $2/3$ ，润滑冷却都考虑周到，但管路较复杂。

三种方法的示意图见图 8-65。

喷油嘴的结构以扁喷油嘴为好，每个啮合处至少有两个以上喷嘴。扁嘴偏置  $7^\circ$ ，以免各嘴喷出的油在空间相互碰撞。喷嘴与啮合处的距离与喷射角见图 8-66 和表 8-51。表中  $\phi_A$  为扁喷嘴的等效直径。



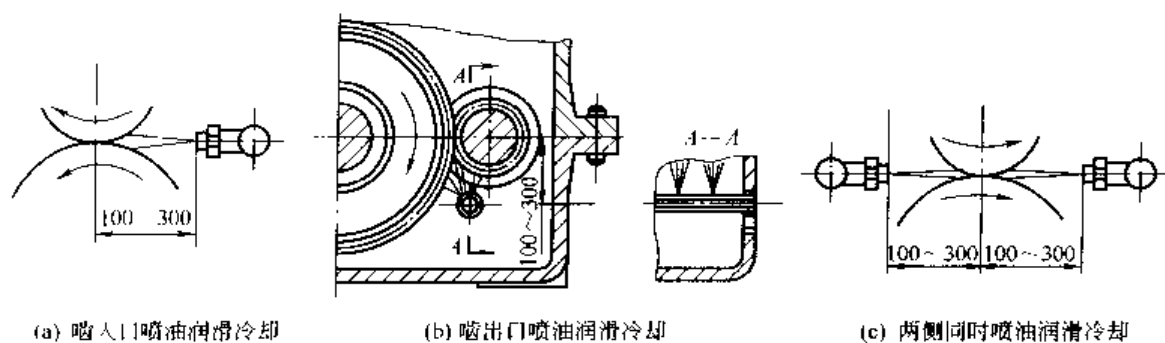


图 8-65 喷油方法

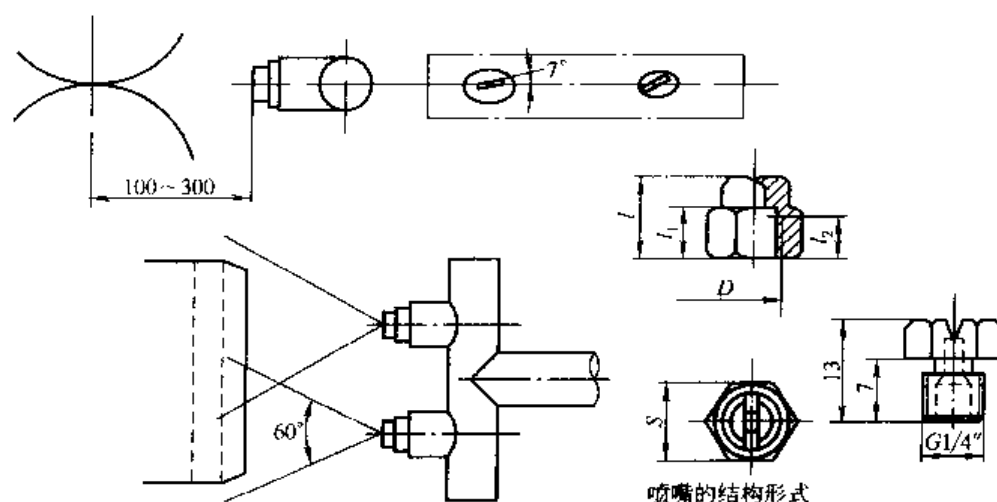


图 8-66 喷嘴的布置和喷嘴的结构形式

表 8-51 扁喷嘴选择

喷射压强 $p \geq 0.12 \text{ MPa}$ , $50^\circ\text{C}$ 时润滑油黏度, $\approx 169 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$			
喷射油温度 $38^\circ\text{C}$ , 喷嘴喷射角有 $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 等			
每嘴喷油量 $Q/\text{L} \cdot \text{min}$	扁喷嘴相当直径 $\phi_A/\text{mm}$	每嘴喷油量 $Q/\text{L} \cdot \text{min}$	扁喷嘴相当直径 $\phi_A/\text{mm}$
2.2	2.0	8.0	3.5
3.0	2.2	10.0	4.0
4.0	2.5	12.5	4.5
4.8	2.7	16.0	5
6.0	3.0	20.0	5.5

当油黏度较大时, 喷出油量较小; 反之, 则较大。喷油压较大时, 喷油量较大。

不用喷嘴, 在供油管上打孔喷油的方法, 不仅油喷不起来, 且油雾难以覆盖全齿面, 效果不好, 特别是对重载、啮合热量较多、温度较高的齿轮传动更不可取。

从循环油润滑、冷却的特点可知, 只要润滑冷却系统设计适当, 供油量充分, 冷却降温功能足够, 减速器的承载能力可不受润滑冷却的限制。

### 8.7.2 加热器及其安装

加热器的作用是启动前, 将润滑油的温度升高至大于或等于  $10^\circ\text{C}$ , 加热器的能源是电。加热器安装在油箱内。

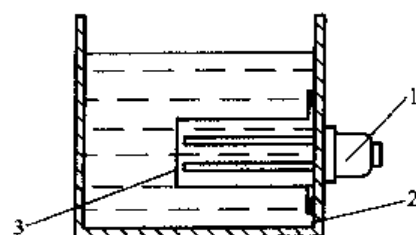


图 8-67 电加热器装置

1—电加热器; 2—油箱; 3—铜套

为了防止将油烧损，便于装卸，在加热器外装置钢套，见图 8-67。钢套焊在油箱上，可避免渗漏润滑油。

加热器所需电功率计算方法为

$$P_E \geq \frac{c_{oil} \rho_{oil} V_{oil} \Delta t}{14.3 T \eta} \quad (8-123)$$

式中  $P_E$  ——加热器所需电功率，kW；

$c_{oil}$  ——润滑油比热容， $c_{oil} = 0.4 \text{ kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ；

$\rho_{oil}$  ——润滑油密度， $\rho_{oil} = 0.9 \text{ kg}/\text{dm}^3$ ；

$T$  ——加热时间，min；

$\Delta t$  ——润滑油温升， $^\circ\text{C}$ ；

$V_{oil}$  ——润滑油体积， $\text{dm}^3$ ；

$\eta$  ——加热器效率， $\eta = 0.6 \sim 0.8$ 。

如果所需电功率较大，建议同时用多个电加热器，放在不同部位，加热较均匀。

电加热器的外形尺寸，参数见图 8-68、

表 8-52。

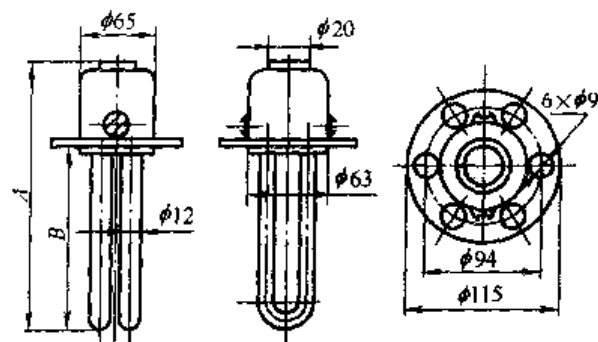


图 8-68 电加热器

表 8-52 电加热器的型号尺寸、参数

型 号	功率/kW	A/mm	B/mm	电压/V	生 产 厂
GY2-220/1	1	307	230	220	上海电热电器厂 北京电热电器厂
GY2-220/2	2	507	430		
GY2-220/3	3	707	630		
GY2-220/4	4	922	845		
GY4-220/5	5	692	620		
GY4-220/6	6	807	730		
GY4-220/8	8	1 007	930		

### 8.7.3 密封

减（增）速器需要密封防止渗漏油的部位有两类；其一是无相对运动的结合面；其二是具有相对运动的配合面。

无相对运动的结合面有机体机盖的结合面、轴承端盖与机体机盖的结合端面和进出油管法兰端面与机体或机盖的结合面。这些部位目前采用精加工结合面，涂抹性能良好的密封胶（如乐泰胶等），再用预紧力足够的高强度螺栓把合，能够很好的密封。极少有渗漏。

有相对运动、需要密封的配合面是输入轴、输出轴或轴端需要外露的轴颈与轴承端盖通孔（间隙）配合面。这些部位的密封不容易，需要认真对待。目前各方面的共识是：堵挡和疏导并用。按照这个思路可采取的具体办法有两种。

① 采取接触式油封加回油沟或回油孔，见图 8-69。

油封挡油外泄，油沟引油流回油池。在油封未失效时，这种密封是可靠的。目前油封的种类较多，有骨架式

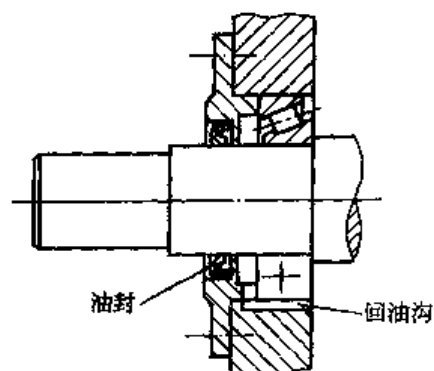


图 8-69 骨架式橡胶油封加回油沟

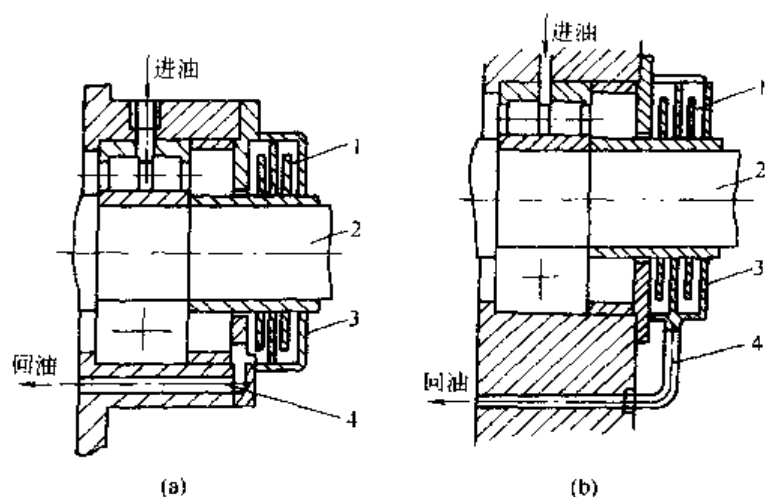


图 8-70 挡油盘和回油槽

1 甩油盘；2 轴；3—回油罩；4—回油路、回油管

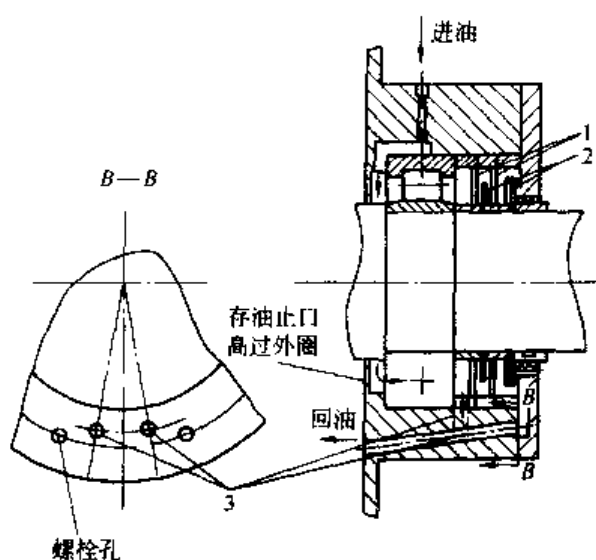


图 8-71 圆柱滚子轴承润滑密封

1 两个挡油板；2 两个甩油盘；

3 两条回油路互不相连

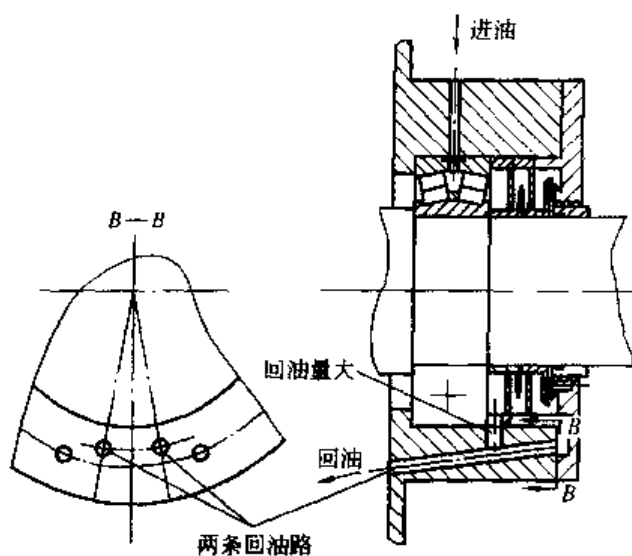


图 8-72 调心滚子轴承润滑密封

(结构同图 8-71，靠近轴的回油路回油量，

端盖回路回油较净)

橡胶油封，无骨架橡胶油封等，油封用橡胶有氟橡胶与丁腈橡胶等。

接触式油封虽然结构简单，但有三个缺点：一是摩擦发热并有功率损耗；二是易老化磨损，寿命有限，属易损件；三是更换困难，要卸下不易卸的轴伸上的联轴器或其他传动件。

② 采用非接触式机械密封、迷宫式密封。这种类型说是密封，并不名副其实。实际上不是靠密封，而是挡油、甩油、回油，让油不能从配合面的间隙中外流。结构较复杂，但能克服接触式油封密封的缺点。常用的结构见图 8-70～图 8-73。

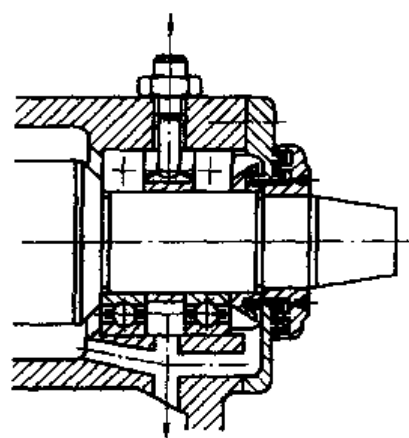


图 8-73 端面迷宫防尘防水

#### 8.7.4 润滑油油品与选用

润滑油油品与选用详见第9章。圆柱、圆锥齿轮常用 L-CKC 中载荷工业齿轮油、L-CKD 重载工业齿轮油,黏度等级 68~320。低温时采用低温重载工业齿轮油,或黏度等级为 68、100 的前两种油 (L-CKC, L-CKD)。

蜗轮传动常用 L-CKE 复合型蜗轮蜗杆油、L-CKE/P 极压型蜗轮蜗杆油,黏度等级为 220~460。

### 8.8 出厂检验与试验

整机装配完毕出厂前,对影响整机性能的主要项目要进行检验。检验项目可以是制造厂自定,也可以是制造、使用双方商定。检验的指标应符合设计要求和相关标准。这里仅涉及一般问题。

#### 8.8.1 整机出厂检验

齿轮的正确啮合以及整机的性能不仅决定于齿轮及各零件的加工精度,而且与各主要件的相对位置、对中精度等相关。其中最主要的是齿轮轮齿接触、侧隙与轴承的轴向间隙。

##### (1) 轮齿接触斑点检验

图 8-40 指出圆柱齿轮工作齿面的正确接触位置和面积。各种齿轮对接触部位和面积都有一定的要求(在有关章节中有叙述)。如果达不到将引起齿面接触、齿根弯曲应力集中,沿齿长侧隙不均等,丧失形成润滑油膜的条件。蜗轮齿面油膜的形成尤其与接触部位有关。

接触斑点的检验方法要点如下。

用特制的蓝色印痕涂料或油溶解红铅或油溶解快干油墨均匀涂在小齿轮的 4~7 个齿的齿面上,涂料层厚度约  $5\sim 10\mu\text{m}$ 。

用手转动小齿轮,小齿轮把涂料印在与其相啮合的大齿轮齿面上。大齿轮齿面上的涂料斑点即接触斑点。小齿轮转动的转角不应超过  $360^\circ$ ,以免交叉复印,损坏斑点的真实性。

用塑料带的黏合面均匀地附着在有涂料斑点的大齿轮轮齿表面上,实际复印下斑点的分布作为检验记录保存。测量斑点分布的面积并计算占全齿面的百分率,以形成定量概念。

##### (2) 侧隙检验

侧隙与齿厚、径向跳动、中心距偏差等因素有关。必要的侧隙对保证正常运转、润滑、热胀冷缩不卡堵十分重要。侧隙偏大会在正反向转动换向时产生冲击。

检验一般用厚薄规、千分表或压铅丝测量节圆附近的法向齿侧间隙。必要时检验不同方位多个轮齿两端和中间三个部位的侧隙,用以评估加工、装配的误差,运转声响和振动。检验结果应记录存档。

##### (3) 轴承间隙检验

轴承必须运转灵活,无异常声响,滚动件与内外圈在相对运转时应有一定厚度的油膜,运转中有稳定的轴心,轴热胀冷缩时有活动余地,因此轴承应有必要的间隙。径向间隙是设计选定、制造时保证的。轴向间隙则需要安装时给定、调整。但径向间隙对轴向间隙有影响。轴向间隙的一般检验方法:

- ① 用千分表测量轴两向全程移动量;
- ② 在轴承端盖端面加垫片测量。

圆锥滚子轴承的轴向间隙要求参见表 8-59。

### 8.8.2 试验

经过静态检验的齿轮装置，还必须通过动态检验才能出厂。动态检验包括空载试验和加载试验。空载试验是必须进行的，加载试验则视具体情况而定，必要时供需双方协商进行。有试验条件的应进行加载试验，否则待装入用户的设备中进行。

#### (1) 空载试验

空载试验在额定工作转速下进行，正反两向运转，每向不小于 2h。最好是达到油温稳定时为止。

运转前应检查齿轮装置的紧固螺栓、安装螺栓、联轴器的连接是否达到要求；检查润滑油品、注油量、油面高度及润滑系统；采用循环油强制润滑的，应先启动润滑系统，检查各润滑点供油是否畅通、足够。符合本章 8.7 要求。

在运行中，应检验以下项目并做记录：

噪声和异常的声响；

振动和异常的冲击；

润滑油温和温升；

轴承和接触式油封处的温度；

结合面和轴伸处的密封，润滑系统密封；

通气罩的通气效果。

试验完成以后应检查：

各紧固件、连接件及润滑管路是否松动；

齿面接触情况（从窥视孔观察）；

过滤器中的杂物（有杂物应清洗）。

#### (2) 加载试验

加载试验必须在空载试验合格、试验中出现的故障全部排除以后进行。

产品出厂加载试验不同于性能或寿命试验。试验转速不应超过额定转速，加载大小和试验时间由制造厂自定，也可供需双方商定。一般试验载荷达到额定载荷的 30%，试验时间在 1~3h 之间就可以了。对于大型齿轮装置在制造厂没有加载试验条件的也可待安装在设备中再试验。任何加载试验，载荷都应逐级增加。

加载试验应检验的项目与空载试验相同。

试验后润滑油应过滤或更换，必要时清洗油箱。

## 8.9 储运、安装、试运转、维护

### 8.9.1 储藏、运输

减（增）速器储藏运输建议关注以下事项。

外露加工表面应涂防锈油。如果经海运到目的地，必要时应整机涂防腐剂。

除特殊要求外不需包装，但必要时可采用螺栓固定在木架上。附件（压力表、温度计、空气滤器等）应单独包装。

运输中防止反复冲击、防止轴转动。

搬运起吊整机绝不可用上半机体（机盖）上的吊钩（或吊孔），必须用下机体上的起吊钩。

在采用滚木搬运时，支撑面须用金属板保护。

如果储存用做备件, 库存时间较长, 内部齿轮和轴承、轴等件需采取防锈措施。

### 8.9.2 安装

减(增)速器安装场地应与热辐射隔开。如果安装在很热、很冷的地方, 必须有冷却降温的措施和加热润滑油保证可正常启动的措施。

安装减速器的混凝土基础或金属底板必须有足够的刚性; 地脚螺栓埋入有足够的深度; 采用垫片调平时, 垫片厚度不应小于 1mm; 以保证负载运转时稳固, 不变形。

找水平, 与动力机、工作机对中, 应分别进行。

水平仪精度要求一般为  $0.02 \sim 0.05 \text{ mm/m}$ , 水平仪置于机体水平面的延伸外突表面或与水平面相平行的加工表面。

对中的精度越高越好, 要考虑所采用的联轴器对中误差的补偿能力, 允差的大小, 一般轴线交角误差不应大于  $10'$ , 平移误差不大于  $0.1 \text{ mm}$ 。

轴伸上的防锈剂、防腐剂必须清洗干净才能安装轴伸上的联轴器、链轮等零部件。清除防锈剂、防腐剂不应用砂纸、锉刀、刮刀等有伤轴配合表面的工具。装联轴器、链轮等不应用重锤打击, 应采用热胀冷缩套装的方法。

轴伸上的链轮、皮带轮传动时所产生的压轴力最好是指向安装基础。

与动力机的连接若采用液力耦合器, 由于液力耦合器的质量较大, 且启动时有较大的离心力, 应避免液力耦合器的重力, 离心力全部作用在减速器轴伸上, 即液力耦合器不应悬挂在减速器轴伸上, 面应与动力机共同支承。这样轴伸的支承点不产生附加弯曲。正确的安装示意图 8-74。

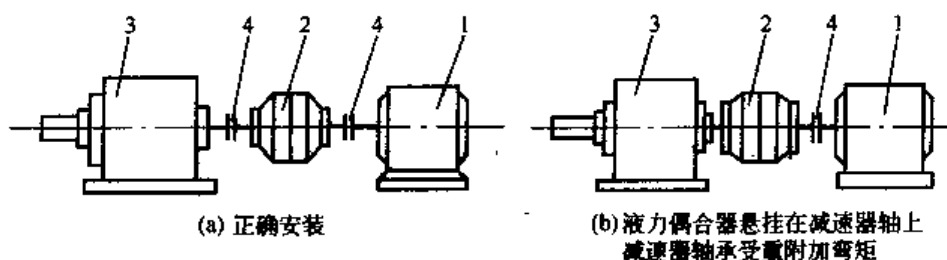


图 8-74 减速器安装

1—电动机; 2—液力耦合器; 3—减速器; 4—联轴器

### 8.9.3 试运转

① 启动前的准备工作、启动程序与前述产品出厂试验相同。但空载运转的时间应加长, 至少应达到润滑油温度平衡后再运转 2h。

② 空载试运行后进行加载试运行, 加载的方法与 8.6 节热功率测定的加载方法相同, 逐级加载。但每个载荷等级的运转时间可适当延长, 以利齿轮跑合。从空载到额定载荷的加载级数可分为 5~7 个等级。

③ 试运转中应慎重观测运转情况, 包括安装、连接、紧固、润滑、密封、温升、声响、振动以及定时窥视齿轮工作齿面的情况, 并应定时做记录。

④ 试运转合格后投入正式生产, 仍应注意以上问题。

### 8.9.4 使用维护

① 闭式齿轮传动装置运转正常时, 声响均匀, 转动平稳, 噪声、振动、温度保持正常值。如出现突然改变, 或虽不是突变却在不断升值, 应停机检查故障, 及时排除, 并应记录在案。对重要大型装置, 建议采用电脑监测, 并保存测定数据。

② 润滑冷却系统运转良好,是齿轮装置正常工作的前提条件,因此对油品、油量、油面要经常检查。及时补充损耗的油,更换不合格的油。

不同品牌的润滑油不能混合使用。

润滑油的正常更换期一般为:首次投入运转 300~600h,应更换润滑油。此后运转 5 000h 左右应更换一次油。换油应在油未冷却时放旧油并清洗油箱和过滤器。

工业齿轮油最佳的工作温度在 15~70℃。当环境温度较高,油温在 100℃ 以内也是可以保证润滑性能的。但需更勤地检查油品质量。因为温度较高,油的有效寿命可能缩短,换油的时间应缩短。

③ 大修或更换易损零件卸装时,应参照装配图及有关技术要求进行。

## 8.10 通用标准、系列减速器及其选用

### 8.10.1 圆柱齿轮减速器 (摘自 JB/T 8853—2001)

#### (1) 适用范围

本标准规定的减速器适用于冶金、矿山、运输、水泥、建筑、化工、纺织、轻工及能源等行业各类机械设备的传动。

减速器高速轴转速不大于 1 500r/min。

减速器齿轮传动圆周速度不大于 20m/s。

减速器工作温度为 -40~+45℃。当工作温度低于 0℃ 时,启动前润滑油必须加热到 10℃ 以上。当工作温度高于 45℃,必须采取隔热和冷却措施。

#### (2) 形式、尺寸与标记

用 ZDY、ZLY、ZSY 分别表示单级、两级、三级传动圆柱齿轮减速器。

ZDY 减速器的装配形式及外形尺寸见图 8-75、表 8-53。

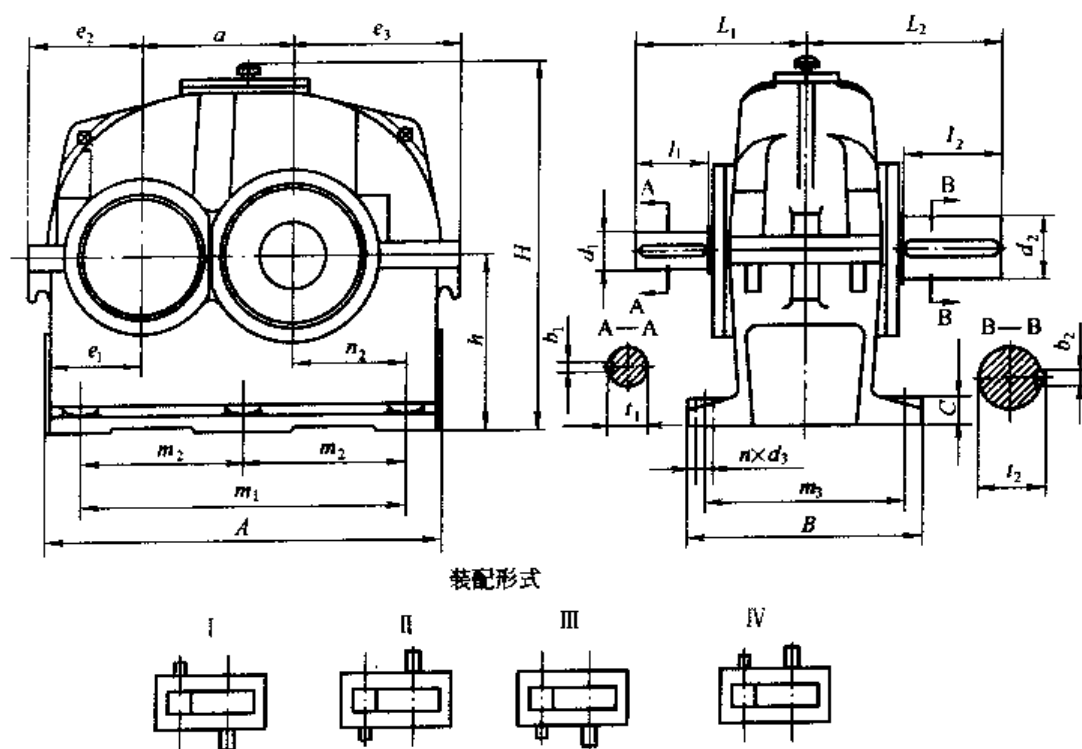


图 8-75 ZDY 系列减速器外形

ZLY 减速器的装配形式及外形尺寸见图 8-76、表 8-54。

ZSY 减速器的装配形式及外形尺寸见图 8-77、表 8-55。

减速器的输入、输出轴轴伸符合 GB/T 1569—1990《圆柱形轴伸》的规定。采用 GB 1096《普通平键》。

表 8-53 ZDY 系列减速器尺寸

/mm

规格	A	B	H ≈	a	i=1.25~2.8					i=3.15~4.5					i=5~5.6				
					d <sub>1</sub> (m6)	l <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	d <sub>1</sub> (m6)	l <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	d <sub>1</sub> (m6)	l <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>
80	235	150	210	80	28	42	112	8	31	24	36	106	8	27	19	28	98	6	21.5
100	290	175	260	100	42	82	167	12	45	28	42	127	8	31	22	36	121	6	24.5
125	355	195	330	125	48	82	182	14	51.5	38	58	158	10	41	28	42	142	8	31
160	445	245	403	160	65	105	225	18	69	48	82	202	14	51.5	38	58	178	10	41
200	545	310	507	200	80	130	275	22	85	60	105	250	18	64	48	82	227	14	51.5
250	680	370	662	250	100	165	340	28	106	80	130	305	22	85	60	105	280	18	64
280	755	450	722	280	110	165	385	28	116	85	130	350	22	90	65	105	325	18	69
315	840	500	770	315	130	200	445	32	137	95	130	375	25	100	75	105	350	20	79.5
355	930	550	930	355	140	200	470	36	148	100	165	435	28	106	90	130	400	25	95
400	1 040	605	982	400	150	200	485	36	158	110	165	450	28	116	95	130	415	25	100
450	1 150	645	1 090	450	160	240	545	40	169	120	165	470	32	127	100	165	470	28	106
500	1 290	710	1 270	500	180	240	580	45	190	130	200	540	32	137	120	165	505	32	127
560	1 440	780	1 360	560	200	280	660	45	210	150	200	580	36	158	130	200	580	32	137

规格	d <sub>2</sub> (m6)	l <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	t <sub>2</sub>	C	m <sub>1</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	e <sub>3</sub>	h	地脚 螺栓孔		质量 /kg	参考润 滑油量 /L
																d <sub>3</sub>	n		
80	32	58	128	10	35	18	180	—	120	40	60	67.5	81	101	100	12	4	14	0.9
100	48	82	167	14	51.5	22	225	—	140	52.5	72.5	85	102	122	125	15	4	35	1.6
125	55	82	182	16	59	25	290	—	160	65	100	97.5	119	155	160	15	4	76	3.2
160	70	105	225	20	74.5	32	355	—	200	73	122	118	141	190	200	18.5	4	115	6.5
200	90	130	275	25	95	40	425	—	255	80	145	140	169	235	250	24	4	228	12.8
250	110	165	340	28	116	50	550	275	305	110	190	175	214	295	315	28	6	400	23
280	130	200	420	32	137	50	620	310	380	120	220	187.5	228	328	355	28	6	540	36
315	140	200	445	36	148	63	700	350	420	137.5	247.5	207.5	254	364	400	35	6	800	45
355	150	200	470	36	158	63	770	385	470	142.5	272.5	222.5	269	397	450	35	6	870	70
400	160	240	525	40	169	80	850	425	510	150	300	245	304	454	500	42	6	1 640	90
450	170	240	545	40	179	80	950	475	550	165	335	265	331	501	560	42	6	2 100	125
500	190	280	620	45	200	100	1 080	540	610	190	390	295	418	618	630	42	6	3 100	180
560	240	330	790	56	252	100	1 200	600	680	205	435	325	432	662	710	48	6	3 730	260



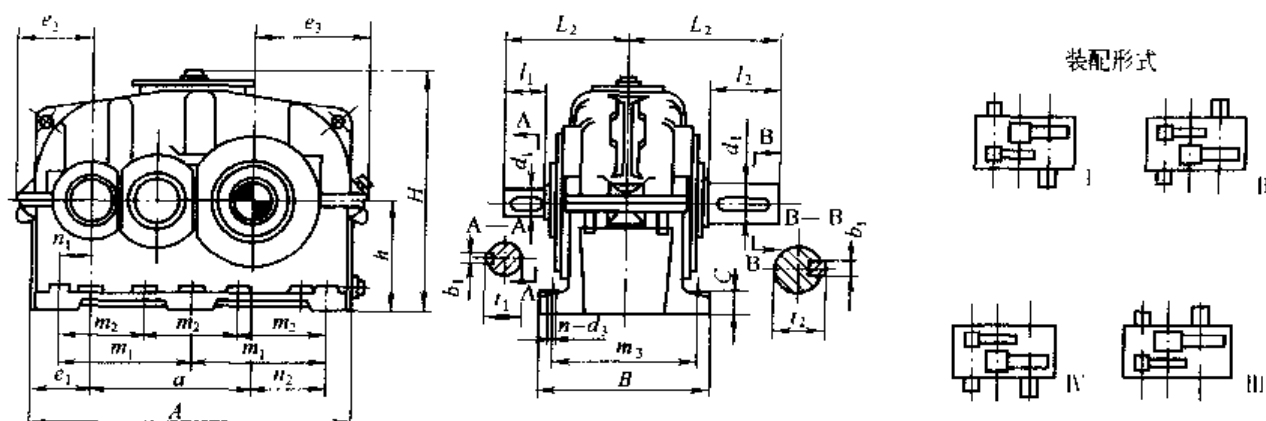


图 8-76 ZLY 系列减速器外形

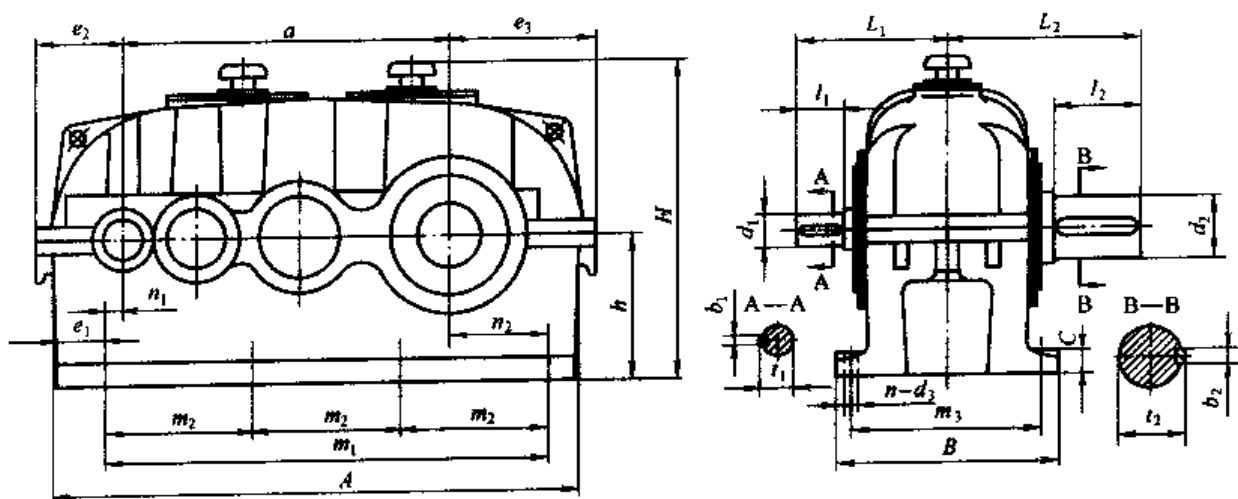
表 8-54 ZLY 系列减速器尺寸

/mm

规格	A	B	H ≈	a	i=6.3~11.2					i=12.5~20					d <sub>2</sub> (m6)	L <sub>0</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>
					d <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>					
112	385	215	265	192	24	36	141	8	27	22	36	141	6	24.5	48	82	192	14	51.5
125	425	235	309	215	28	42	157	8	31	24	36	151	8	27	55	82	207	16	59
140	475	245	335	240	32	58	185	10	35	28	42	167	8	31	65	105	230	18	69
160	540	290	375	272	38	58	198	10	41	32	58	198	10	35	75	105	245	20	79.5
180	600	320	435	305	42	82	232	12	45	32	58	208	10	35	85	130	285	22	90
200	665	355	489	340	48	82	247	14	51.5	38	58	223	10	41	95	130	300	25	100
224	755	390	515	384	48	82	267	14	51.5	42	82	267	12	45	100	165	355	28	106
250	830	450	594	430	60	105	315	18	64	48	82	292	14	51.5	110	165	380	28	116
280	920	500	670	480	65	105	340	18	69	55	82	317	16	59	130	200	440	32	137
315	1 030	570	780	539	75	105	365	20	79.5	60	105	365	18	64	140	200	470	36	148
355	1 150	600	870	605	85	130	410	22	90	70	105	385	20	74.5	170	240	530	40	179
400	1 280	690	968	680	90	130	440	25	95	80	130	440	22	85	180	240	560	45	190
450	1 450	750	1 065	765	100	165	515	28	106	85	130	480	22	90	220	280	640	50	231
					i=6.3~12.5					i=14~20									
500	1 600	830	1 190	855	110	165	555	28	116	95	130	520	25	100	240	330	730	56	252
560	1 760	910	1 320	960	120	165	575	32	127	110	165	575	28	116	280	380	820	63	292
630	1 980	1 010	1 480	1 080	140	200	660	36	148	120	165	625	32	127	300	380	870	70	314
710	2 220	1 110	1 653	1 210	160	240	740	40	169	140	200	700	36	148	340	450	990	80	355
规格	C	m <sub>1</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	e <sub>3</sub>	h	地脚螺栓孔		质量 /kg	参考润滑 油量/L					
											d <sub>3</sub>	n							
112	22	160	—	180	43	85	75.5	92	134	125	15	6	60	3					
125	25	180	—	200	45	100	77.5	98	153	140	15	6	69	4.3					
140	25	200	—	210	47.5	112.5	85	106	171	160	15	6	105	6					
160	32	225	—	245	58	120	103	126	188	180	18.5	6	155	8.5					
180	32	250	—	275	60	135	110	134	209	200	18.5	6	185	11.5					

续表

规格	C	$m_1$	$m_2$	$m_3$	$n_1$	$n_2$	$e_1$	$e_2$	$e_3$	$h$	地脚螺栓孔		质量 /kg	参考润滑 油量/L
											$d_3$	$n$		
200	40	280	—	300	65	155	117.5	148	238	225	24	6	260	16.5
221	40	310	—	335	70	165.5	137.5	168	263	250	24	6	370	23
250	50	350	—	380	80	190	145	184	293	280	28	6	527	32
280	50	380	—	430	75	205	155	195	325	315	28	6	700	46
315	63	420	—	490	78	223	173	219	364	355	35	6	845	65
355	63	475	—	520	92.5	252.5	192.5	238	398	400	35	6	1 250	90
400	80	520	—	590	95	265	215	275	445	450	42	6	1 750	125
450	80	—	400	650	117.5	317.5	242.5	305	505	500	42	8	2 650	180
500	100	—	440	710	120	345	262.5	337	557	560	48	8	3 400	250
560	100	—	490	790	120	390	265	354	624	630	48	8	4 500	350
630	125	—	540	870	115	425	295	384	694	710	56	8	6 800	350
710	125	—	610	950	140	480	335	440	780	800	56	8	8 509	520



装配形式

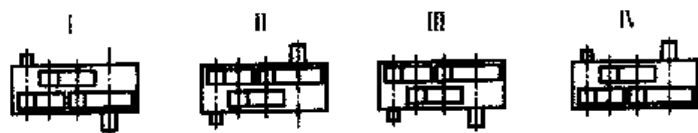


图 8-77 ZSY 系列减速器外形

表 8-55 ZSY 系列减速器尺寸

/mm

规格	A	B	$H$ ≈	$a$	$i=22.4\sim71$					$i=80\sim100$					$d_2$ (m6)	$l_1$	$L_2$	$b_2$	$t_2$
					$d_1$ (m6)	$l_1$	$L_1$	$b_1$	$t_1$	$d_1$ (m6)	$l_1$	$L_1$	$b_1$	$t_1$					
160	600	290	375	352	24	36	166	8	27	19	28	158	6	21.5	75	105	245	20	79.5
180	665	320	435	395	28	42	187	8	31	22	36	181	6	24.5	85	130	285	22	90
200	745	355	492	440	32	58	218	10	35	22	36	196	6	24.5	95	130	300	25	100
224	840	390	535	496	38	58	233	10	41	24	36	211	8	27	100	165	355	28	106

续表

规格	A	B	H ≈	a	i=22.4~71					i=80~100					d <sub>2</sub> (m6)	l <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>
					d <sub>1</sub> (m6)	l <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	z <sub>1</sub>	d <sub>1</sub> (m6)	l <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	z <sub>1</sub>					
250	930	450	589	555	42	82	282	12	15	32	58	258	10	35	110	165	380	28	116
280	1 025	500	662	620	48	82	307	14	51.5	38	58	283	10	41	130	200	440	32	137
315	1 160	570	749	699	48	82	337	14	51.5	42	82	337	12	45	140	200	470	36	148
					i=22.4~35.5					i=10~90									
355	1 280	600	870	785	60	105	380	18	64	48	82	357	14	51.5	170	240	530	40	179
400	1 420	690	968	880	65	105	410	18	69	55	82	387	16	59	180	240	560	45	190
450	1 610	750	1 067	989	70	105	450	20	71.5	60	105	450	18	64	220	280	610	50	231
					i=22.4~45					i=50~90									
500	1 790	830	1 170	1 105	80	130	515	22	85	65	105	490	18	69	240	340	730	56	252
560	2 010	910	1 320	1 240	95	130	530	25	100	75	105	505	20	79.5	280	380	820	63	292
630	2 260	1 030	1 480	1 395	110	165	625	28	116	85	130	590	22	90	300	380	880	70	314
710	2 540	1 160	1 655	1 565	120	165	685	32	127	90	130	650	25	95	340	450	1 010	80	355
规格	C	m <sub>1</sub>	m <sub>2</sub>	m <sub>3</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	e <sub>1</sub>	e <sub>2</sub>	e <sub>3</sub>	h	地脚螺栓孔		质量 /kg	参考润滑 油量/L					
											d <sub>3</sub>	n							
160	32	510	170	245	38	120	83	107	188	180	18.5	8	170	10					
180	32	570	190	275	37.5	137.5	85	109	209	200	18.5	8	205	14					
200	40	630	210	300	40	150	97.5	128	238	225	24	8	285	19					
224	40	705	235	335	43.5	165.5	110.5	141	263	250	24	8	395	26					
250	50	810	270	380	60	195	120	158	293	280	28	8	540	36					
280	50	855	285	430	35	200	120	160	325	315	28	8	750	53					
315	63	960	320	490	40	218	143	189	364	355	35	8	940	75					
355	63	1 080	360	520	42.5	252.5	143	188	398	400	35	8	1 400	115					
400	80	1 200	400	590	45	275	155	215	445	450	42	8	1 950	160					
450	80	1 350	450	650	48	313	178	240	505	500	42	8	2 636	220					
500	100	1 500	500	710	59	332.5	200	277	557	560	48	8	3 800	300					
560	100	1 680	560	790	70	370	235	324	624	630	48	8	5 100	450					
630	125	1 890	630	890	72.5	422.5	255	344	694	710	56	8	7 060	520					
710	125	2 130	710	1 000	92.5	472.5	297.5	400	780	800	56	8	9 205	820					

标记示例:

ZLY 560 - 11.2 - I

第一种装配形式

公称传动比  $i = 11.2$ 低速级中心距  $a = 560\text{mm}$ 

两级传动圆柱齿轮减速器(Y代表硬齿面)

### (3) 主要技术要求

#### ① 机体机盖材料和技术要求如下。

采用铸铁件, 其力学性能不低于 GB/T 5675 中的 HT200。允许采用焊接件。

机体、机盖合箱后, 机盖凸缘比机体凸缘宽 0~4mm。

应进行时效 (或退火) 处理。

分合面的表面粗糙度  $R_a 3.2\mu\text{m}$ , 与底平面的平行度不低于 GB/T 1184 中的 8 级。

机体、机盖自由结合时分合面应密合, 用 0.05mm 的塞尺检查塞入深度不得超过分合面宽的 1/3。

轴承孔尺寸公差带为 H7, 表面粗糙度  $R_a 3.2\mu\text{m}$ 。

轴承孔的圆柱度不低于 GB/T 1184 中的 7 级。

端面与轴承孔的垂直度不低于 GB/T 1184 中的 8 级。

轴承孔的中心距极限偏差、平行度公差分别见表 8-56、表 8-57。

表 8-56 中心距极限偏差

中心距 $a/\text{mm}$	>50~80	>80~120	>120~180	>180~250	>250~315	>315~400	>400~500	>500~630	>630~800
极限偏差 $\pm f_8/\mu\text{m}$	15	17.5	20	23	26	28.5	31.5	35	40

表 8-57 平行度公差

轴承跨距 $L_G/\text{mm}$	$\leq 125$	>125~280	>280~560	>560~1 000
平行度公差 $\mu\text{m}$	20	25	32	40

#### ② 齿轮、齿轮轴和轴采用锻件, 材料、热处理及硬度见表 8-58。

表 8-58 材料、热处理及硬度

材料牌号	热 处 理	材料标准号	齿 面	心 部
17Cr2Ni2Mo	渗碳淬火回火	JB/T 6395—1992	(57~61)HRC	30~42HRC
20CrMnMo	渗碳淬火回火			
42CrMo	用于轴调质		255~286HB	

允许采用力学性能相当或较高的材料, 渗碳淬火齿轮齿面精加工后的有效硬化层深度按模数选取, 当  $m_n = 1.5 \sim 6\text{mm}$  时, 为  $(0.2 \sim 0.3)m_n$ ; 当  $m_n = 7 \sim 18\text{mm}$  时, 为  $(0.15 \sim 0.25)m_n$ 。且不得有裂纹。

轴的材料为 42CrMo, 其力学性能见表 8-58。允许采用力学性能相当或较高的材料。

齿轮精度按 GB 10095 规定。当分度圆直径  $d \leq 125\text{mm}$  为 6JL; 当  $125 < d \leq 1 600\text{mm}$  为 6KM。齿轮工作面粗糙度  $R_a \leq 0.8\mu\text{m}$ 。

与轴承配合的轴径公差带 m6 或 n6。

轴与齿轮的公差与配合见表 8-59。

表 8-59 轴与齿轮的配合

公称直径/mm	公 差 与 配 合	
	孔	轴
>50~80	H7	p6
>80~120		r6
>120~400		s6

③ 装配的主要技术要求如下。

采用圆锥滚子轴承（接触 $\beta=10^\circ\sim 16^\circ$ ）的轴向间隙按表 8-60 选取。也可用相当规格的调心滚子轴承替代。轴承在装好后用手转动，运转必须轻快、灵活无噪声。

表 8-60 圆锥滚子轴承的轴向间隙

轴承内径 $d$ mm	轴向间隙 $\mu\text{m}$	允许轴承跨距 mm	轴承内径 $d$ mm	轴向间隙 $\mu\text{m}$	允许轴承跨距 mm
$\sim 30$	$10\sim 70$	$11d$	$\sim 80\sim 120$	$120\sim 200$	$10d$
$\sim 30\sim 50$	$50\sim 100$	$12d$	$\sim 120\sim 180$	$200\sim 300$	$9d$
$\sim 50\sim 80$	$80\sim 150$	$11d$	$\sim 180\sim 260$	$250\sim 350$	$6.5d$

齿轮啮合的最小法向齿侧间隙见表 8-61。

表 8-61 齿轮啮合最小法向侧隙

中心距 $a$ mm	$\leq 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 180$	$>180\sim 250$	$>250\sim 315$	$>315\sim 400$	$>400\sim 500$	$>500\sim 630$	$>630\sim 710$
$J_{n\min}/\mu\text{m}$	120	140	160	185	210	230	250	280	320

齿面接触斑点（接触率）按高度不小于 70%，按长不小于 90%。齿两端齿向修形区与齿顶齿根修形区不计入接触区。允许在额定负荷下检验接触斑点。

减速器内腔清洁度及其检查方法按 JB/T 7929 进行。

④ 减速器的润滑冷却规定如下。

当减速器工作平衡温度超过  $100^\circ\text{C}$  时，或承载功率超过热功率  $P_{G1}$  时，可采用循环油润滑，或采用油池润滑加盘状管冷却。

对于停歇时间超过 24h 且满载起动的减速器应采用循环油润滑，并应在启动前给润滑油。

油池润滑浸油高度，ZDY 减速器按大齿轮、ZLY 减速器按高速级大齿轮、ZSY 减速器按中间级大齿轮浸油 2~3 个全齿高计算。油池储油量不少于  $0.35\text{L}/\text{kW}$ 。

循环润滑的油量按热平衡，胶合强度计算确定。近似计算供油量每千瓦损耗功率约  $4\text{L}/\text{min}$ 。油箱储油量大于供油量的 10 倍。

润滑油牌号按齿轮圆周速度  $v$ 、环境温度  $t_0$ 、负荷性质及润滑方法选择。

当  $v\leq 2.5\text{m/s}$ ， $t_0=35\sim 50^\circ\text{C}$ ，重载荷、油池润滑选用工业齿轮 L-CKD320，中负荷选 L-CKC320。

$v>2.5\text{m/s}$ ， $t_0=10\sim 35^\circ\text{C}$  或循环润滑选用 CKC220，或 L-CKD220。

$t_0=-40\sim 0^\circ\text{C}$  选用低温工业齿轮油，运动黏度  $46\sim 100\text{mm}^2/\text{s}$ 。

⑤ 产品试验按 JB/T 9050.3 进行。验收时必须检验齿轮精度、齿面硬度、清洁度、齿面接触斑点、齿轮啮合侧隙、轴承间隙、试验合格证、随机文件。包装应符合 JB/T 5000.13 的各项规定。

(4) 减速器的承载能力

公称承载能力见表 8-62~表 8-67。

(5) 减速器的实际传动比

ZDY 减速器的公称传动比  $i$  与实际传动比  $i'$  的相对误差  $\Delta i\leq 3\%$ 。实际传动比见表 8-68。

表 8-62 ZDY 系列减速器公称功率

公称 传动 比 $i$	公称转速 / $r \cdot \min^{-1}$		规 格												
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
			公称输入功率 $P_1$ / kW												
1.25	1 500	1 200	57	103	205	360	633	1 121	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	800	40	69	140	260	446	807	—	—	—	—	—	—	—
	750	600	31	52	105	190	348	636	—	—	—	—	—	—	—
1.4	1 500	1 070	53	96	194	326	616	1 109	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	715	37	65	132	240	433	791	—	—	—	—	—	—	—
	750	535	29	48	102	180	337	621	—	—	—	—	—	—	—
1.6	1 500	910	49	92	180	310	587	1 068	1 473	1 996	2 766	—	—	—	—
	1 000	625	34	63	125	217	410	760	1 051	1 430	1 992	—	—	—	—
	750	470	27	50	98	168	319	595	821	1 124	1 569	—	—	—	—
1.8	1 500	835	45	87	173	290	557	1 024	1 411	1 925	2 663	—	—	—	—
	1 000	555	31	62	120	206	389	726	1 002	1 372	1 906	—	—	—	—
	750	415	24	48	95	160	302	567	784	1 074	1 497	—	—	—	—
2	1 500	750	39	80	158	278	526	970	1 339	1 827	2 536	—	—	—	—
	1 000	500	27	55	110	194	367	684	946	1 296	1 806	2 547	3 578	4 793	—
	750	375	21	43	85	150	284	534	738	1 013	1 414	1 999	2 821	3 775	5 169
2.24	1 500	670	36	70	141	264	484	914	1 236	1 711	2 377	—	—	—	—
	1 000	445	25	49	98	183	337	645	874	1 207	1 683	2 402	3 397	4 512	—
	750	335	19	38	76	142	262	503	682	941	1 314	1 878	2 667	3 538	4 833
2.5	1 500	600	32	64	127	245	447	855	1 154	1 617	2 264	—	—	—	—
	1 000	400	22	45	88	170	311	601	812	1 136	1 596	2 235	3 182	4 353	—
	750	300	17	35	68	132	241	468	633	884	1 243	1 742	2 492	3 406	4 645
2.8	1 500	535	27	53	115	224	409	789	1 063	1 489	2 068	—	—	—	—
	1 000	360	19	37	80	155	284	552	746	1 048	1 456	2 049	2 945	4 000	—
	750	270	15	29	62	120	220	429	580	816	1 134	1 593	2 296	3 118	4 232
3.15	1 500	475	23	47	96	203	375	709	990	1 359	1 924	2 658	3 790	5 036	6 666
	1 000	315	16	33	67	140	260	496	695	952	1 352	1 817	2 681	3 607	4 807
	750	235	13	25	52	109	202	385	540	740	1 052	1 458	2 084	2 802	3 747
3.55	1 500	425	20	41	85	179	337	639	898	1 210	1 730	2 410	3 407	4 460	6 119
	1 000	280	14	28	99	124	234	446	628	845	1 210	1 694	2 396	3 196	4 395
	750	210	11	22	46	96	181	346	488	655	940	1 312	1 856	2 483	3 419
4	1 500	375	17	34	69	155	300	570	774	1 095	1 555	2 146	2 981	3 985	5 651
	1 000	250	12	24	48	107	208	396	539	764	1 088	1 501	2 090	2 838	4 033
	750	187	9	18	37	83	161	307	418	590	844	1 160	1 618	2 199	3 128
4.5	1 500	335	14	29	55	137	260	495	703	997	1 367	1 878	2 619	3 635	4 912
	1 000	220	9.5	20	38	95	180	344	488	694	953	1 311	1 832	2 582	3 485
	750	166	7	15	30	73	139	266	378	536	738	1 015	1 416	1 997	2 694

续表

公称 传动 比 $i$	公称转速 $r \cdot \min^{-1}$		规 格												
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
			公称输入功率 $P_1/kW$												
5	1500	300	11	25	48	121	229	451	608	864	1179	1680	2340	3149	4400
	1000	200	8	17	33	84	159	313	422	599	820	1168	1629	2231	3125
	750	150	6	13	26	65	123	242	326	462	633	900	1257	1724	2418
3.6	1500	270	10	20	40	109	211	389	531	779	1031	1564	2038	2791	3778
	1000	180	7	14	27	75	146	270	368	540	716	1088	1417	1969	2670
	750	134	5	11	21	59	113	208	285	416	551	838	1092	1519	2061
6.3	1500	240		16	36	90	175	353	465	651	944	1313	1804	2517	3342
	1000	160		11	25	63	121	244	322	451	655	911	1252	1795	2356
	750	120		9	19	49	94	189	249	349	507	704	964	1388	1817

注：表中“—”号是因该传动比的齿轮在  $n_1=1500r/min$  时，圆周速度接近或超过  $20m/s$ 。表 8-63 ZDY 系列减速器公称热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 

散热冷却条件			规 格												
没有 冷却 措施	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	80	100	125	160	200	250	280	315	355	400	450	500	560
			$P_{G1}/kW$												
	小空间	$\geq 0.5$	13	20	31	48	77	115	145	182	228	286	365	440	542
	较大空间	$\geq 1.4$	18	29	43	68	110	160	210	270	320	415	515	620	770
	在户外露天	$\geq 3.7$	24	38	58	92	145	220	275	360	425	550	690	840	1020
盘状管 冷却或 循环油 润滑	环境条件	水管内径 $d/mm$	8	8	8	12	12	15	15	20	20	20	20	20	20
		环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$												
	小空间	$\geq 0.5$	48	65	90	180	300	415	490	610	695	870	1010	1190	1300
	较大空间	$\geq 1.4$	48	75	100	200	330	465	550	695	790	1000	1160	1380	1530
	在户外露天	$\geq 3.7$	54	90	120	220	365	520	625	790	900	1140	1340	1600	1780

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{G2}$ 。表 8-64 ZLY 系列减速器公称功率  $P_1$ 

公称 传动 比 $i$	公称转速 $r \cdot \min^{-1}$		规 格													
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500
			公称输入功率 $P_1/kW$													
6.3	1500	240	37.4	54	73	114	157	221	305	424	578	791	1156	1650	2192	3132
	1000	160	26.4	37.4	50	78	109	153	211	294	400	548	802	1146	1558	2181
	750	120	19.5	28.6	38.5	60	84	119	163	227	308	422	618	884	1213	1685
7.1	1500	210	34	49	66	104	143	201	277	385	525	719	1051	1500	1993	2847
	1000	140	24	34	45.5	71	99	139	192	267	364	498	729	1042	1416	1983
	750	106	17.7	26	35	54.5	76	108	148	206	280	384	562	804	1103	1532

续表

公称 传动 比 $i$	公称转速 $/r \cdot \min^{-1}$		规 格																
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
	公称输入功率 $P_1/kW$																		
8	1500	185	32	43	61	94.5	130	181.5	250	317	469	678	932	1309	1869	2489	3520	--	--
	1000	125	21.5	29.5	42.4	64	93	126	173	241	325	470	646	908	1298	1730	2447	3398	5019
	750	94	17	23	33	49	69	97	133	186	251	362	498	700	1000	1333	1887	2619	3881
9	1500	167	29	38.5	56	81	119	165.5	227	315	423	612	841	1182	1689	2248	3183	--	--
	1000	111	20	27	38.5	55	82.5	115	157	218	293	424	583	819	1172	1561	2210	3068	4537
	750	83	15	20.5	30	42	64	88	121	168	226	327	449	631	903	1202	1703	2363	3502
10	1500	150	26	35	50	73	109	149	204	284	383	555	762	1070	1530	2038	2883		
	1000	100	18	24	35	50	75	103	142	197	266	384	528	742	1061	1414	2001	2777	4112
	750	75	14	18.5	26.6	38	58	80	109	152	204	296	407	571	817	1088	1541	2139	3172
11.2	1500	134	23	31.5	45	66	96	133	184	255	346	500	688	966	1381	1839	2604	--	--
	1000	89	16	22	31	45	67	92	127	177	240	347	477	669	957	1275	1806	2506	3711
	750	67	12	17	24	35	51	71	98	136	185	267	367	516	737	982	1391	1930	2862
12.5	1500	120	21	28	40	59	83	116.5	165	229	311	450	618	869	1242	1654	2341	--	--
	1000	80	14	19.5	28	40	57	81	114	159	216	312	428	601	860	1146	1621	2251	3338
	750	60	11	15	21	31	44	63	88	122	166	240	330	463	663	882	1249	1734	2573
14	1500	107	18.5	25	36	52.5	74	105	148	206	279	404	555	779	1115	1485	2162	2918	4318
	1000	71	12.5	17.5	25	36	51	73	102	142	193	280	384	540	772	1028	1455	2020	2996
	750	54	9.8	13	19	27.6	39	56	79	110	149	216	296	416	594	792	1120	1555	2310
16	1500	94	16	22	31	47.5	70.5	98	133	185	251	362	498	700	1000	1333	1887	2619	3879
	1000	62	11	15	21.5	32	49	68	92	128	174	251	345	484	693	923	1306	1812	2690
	750	47	8	11.5	17	25	38	53	71	99	134	193	266	373	533	711	1005	1395	2073
18	1500	83	14	19.5	28	42.5	60.5	86	115	161	225	326	448	629	899	1197	1697	2353	3487
	1000	56	10	13.5	19.6	29	42	59.5	80	111	156	226	310	435	622	829	1175	1628	2417
	750	42	7.5	10.5	15	22	32	46	61	86	120	174	239	335	479	638	905	1252	1861
20	1500	75	13	18	25.5	38	59	77	103	142	205	296	418	587	839	1120	1580	2200	3260
	1000	50	9	12	18	26.5	41	53.5	72	95	142	205	279	392	560	746	1050	1460	2170
	750	38	6.8	9.5	14	20	32	41	55	76	109	158	210	295	420	562	735	1120	1635

表 8-65 ZLY 系列减速机公称热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 

散热冷却条件			规 格																
没有 冷却 措施	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
			$P_{G1}/kW$																
	小空间	$\geq 0.5$	16	20	24	30	38	48	60	74	92	115	145	181	226	276	345	430	540
	较大空间	$\geq 1.4$	20	28	35	43	54	67	87	105	130	165	210	255	320	405	485	620	760
	在户外露天	$\geq 3.7$	30	38	47	57	73	88	115	140	175	220	275	345	420	530	650	810	1000



散热冷却条件			规 格															
盘状管 冷却或 循环油 润滑	环境条件	水管内径 $d$ mm	8	8	15	15	15	15	15	15	15	15	20	20	20	20	20	20
		环境气流速度 $v$ m·s <sup>-1</sup>	$P_{02}$ /kW															
	小空间	$\geq 0.5$	34	41	98	104	150	170	200	225	266	280	305	365	415	490	550	680
	较大空间	$\geq 1.4$	38	50	109	116	170	190	225	260	305	330	370	440	510	620	690	870
	在户外露天	$\geq 3.7$	48	60	120	130	200	210	250	295	350	385	435	530	610	750	860	1 060

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{02}$ 。

表 8-66 ZSY 系列减速器公称功率  $P_1$ 

公称 传动 比 $i$	公称转速 r·min <sup>-1</sup>		规 格														
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	
	公称输入功率 $P_1$ /kW																
22.4	1 500	67	34	51	68	98	131	182	270	400	530	780	1 065	1 450	1 865		
	1 000	44	24	35	48	68	91	128	185	262	355	540	750	1 025	1 325	1 905	
	750	33	18	27	37	52	70	97	135	215	275	415	580	800	1 030	1 485	
25	1 500	60	32	46	63	96	115	157	240	365	470	705	1 020	1 405	1 865		
	1 000	40	22	31	43	66	80	108	163	250	315	465	705	975	1 325	1 905	
	750	30	16	24	33	51	60	84	122	195	240	350	540	750	1 030	1 485	
28	1 500	54	29	42	59	86	113	142	220	325	425	625	945	1 260	1 800	—	
	1 000	36	20	29	41	60	75	98	148	215	280	420	650	870	1 245	1 760	
	750	27	15	22	31	46	56	76	114	160	210	310	500	670	960	1 355	
31.5	1 500	48	26	37	51	79	95	127	197	290	395	560	840	1 140	1 600	—	
	1 000	32	17	26	35	55	63	86	132	195	370	370	585	790	1 110	1 565	
	750	24	14	20	27	42	49	65	100	145	200	280	450	605	855	1 200	
35.5	1 500	42	23	31	47	70	88	117	178	275	350	510	755	1 025	1 450	—	
	1 000	28	15	23	32	48	59	80	118	180	235	340	520	710	1 000	1 410	
	750	21	12	18	25	37	44	61	90	140	175	255	405	545	750	1 090	
40	1 500	38	21	30	42	64	79	107	158	235	325	465	675	930	1 300	—	
	1 000	25	17	21	29	40	53	71	108	160	210	315	465	640	900	1 315	
	750	19	11	16	22	31	41	55	80	125	155	235	360	465	680	1 015	
45	1 500	33	17	24	34	46	70	96	142	215	280	410	615	850	1 130	—	
	1 000	22	12	16	24	32	47	64	95	145	185	280	425	590	770	1 150	
	750	17	9	12	18	25	36	50	74	110	140	210	320	450	600	885	
50	1 500	30	15	22	32	46	63	85	128	195	245	360	540	750	1 030	1 490	
	1 000	20	11	15	22	31	43	59	85	130	165	240	370	520	710	1 030	
	750	15	8	12	17	24	32	43	65	95	125	180	290	400	550	795	

续表

公称 传动 比 $i$	公称转速 $/r \cdot \min^{-1}$		规 格													
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
	公称输入功率 $P_1/kW$															
56	1 500	27	15	21	31	43	56	76	112	170	220	310	480	675	955	1 340
	1 000	18	10	15	22	30	38	52	77	115	145	210	330	470	660	930
	750	13.4	8	11	17	23	28	40	58	90	110	160	255	360	510	715
63	1 500	24	12	17	23	37	45	61	102	145	195	280	425	605	860	1 170
	1 000	16	8	12	16	25	30	42	70	100	130	190	290	420	600	810
	750	12	6	9	12	20	23	32	52	75	100	140	225	325	460	620
71	1 500	21	11	17	23	33	40	56	90	130	185	245	390	540	770	1 045
	1 000	14	8	11	15	23	27	38	60	90	115	170	270	370	540	725
	750	10.6	6	9	12	18	21	29	45	65	90	125	210	285	410	555
80	1 500	18.8	9	13	18	26	36	51	80	115	155	225	340	470	675	960
	1 000	12.5	6	9	12	18	24	34	54	80	100	150	240	330	470	665
	750	9.4	4	7	10	14	19	27	42	60	80	110	185	250	360	510
90	1 500	16.7	8	12	18	25	33	46	74	105	140	200	305	395	590	765
	1 000	11.1	6	8	12	17	22	30	49	70	95	130	200	278	405	530
	750	8.3	4	6	9	13	17	23	37	55	70	100	160	210	300	405
100	1 500	15	8	11	16	24	30	43	60	—	—	—	—	—	—	—
	1 000	10	5	7	11	16	21	29	40	—	—	—	—	—	—	—
	750	7.5	4	6	8	13	16	22	30	—	—	—	—	—	—	—

表 8-67 ZSY 系列减速器热公称功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 

散热冷却条件			规 格													
没有 冷却 措施	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
	$P_{G1}/kW$															
	小空间	$\geq 0.5$	24	30	37	45	56	69	86	110	135	165	208	258	322	400
	较大空间	$\geq 1.4$	34	42	52	64	80	98	116	155	190	235	300	365	450	570
	在户外露天	$\geq 3.7$	46	57	69	87	108	132	162	205	250	310	400	475	600	760
盘状管 冷却或 循环油 润滑	环境条件	水管内径 $d/mm$	15	15	15	15	15	15	15	20	20	20	20	20	20	20
	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$													
	小空间	$\geq 0.5$	70	77	92	106	150	160	180	210	350	370	430	480	700	770
	较大空间	$\geq 1.4$	80	89	107	125	175	190	210	255	400	440	520	590	820	940
	在户外露天	$\geq 3.7$	90	105	124	148	200	225	255	310	460	510	620	700	970	1 150

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{G2}$ 。

表 8-68 ZDY 系列减速器实际传动比  $i'$ 

规格	公称传动比 $i$														
	1.25	1.1	1.6	1.8	2	2.24	2.5	2.8	3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3
	实际传动比 $i'$														
80	1.235	1.375	1.621	1.815	2.04	2.304	2.455	2.8	3.222	3.471	3.905	4.425	5.059	5.5	-
100	1.235	1.375	1.621	1.815	2.04	2.304	2.455	2.84	3.174	3.511	4.053	4.647	5.063	5.5	6.222
125	1.257	1.394	1.633	1.821	2.038	2.292	2.478	2.762	3.158	3.571	4.053	4.647	5.1	5.667	6.118
160	1.235	1.375	1.621	1.815	2.04	2.222	2.48	2.783	3.143	3.579	4.059	4.421	5.059	5.438	6.353
200	1.235	1.375	1.621	1.815	2.04	2.269	2.542	2.864	3.174	3.571	4.053	4.588	5.111	5.471	6.333
250	1.257	1.394	1.633	1.821	2.038	2.2	2.478	2.810	3.174	3.571	4.053	4.389	4.944	5.625	6.133
280	-	-	1.621	1.815	2.04	2.296	2.56	2.870	3.091	3.5	3.909	4.45	5.056	5.750	6.200
315	-	-	1.586	1.778	2.04	2.304	2.455	2.783	3.143	3.517	4.050	4.368	4.941	5.722	6.118
355	-	-	1.586	1.815	2.04	2.261	2.455	2.864	3.095	3.526	3.95	4.444	5.053	5.765	6.188
400	-	-	-	-	1.966	2.269	2.542	2.864	3.095	3.571	4.053	4.5	5.111	5.471	6.333
450	-	-	-	-	1.966	2.185	2.44	2.739	3.095	3.526	4.053	4.45	5.056	5.75	6.2
500					2.038	2.292	2.478	2.762	3.158	3.571	4.053	4.450	4.944	5.688	6.133
560	-	-	-	-	2.040	2.304	2.455	2.800	3.238	3.500	3.940	4.450	5.060	5.750	6.270

ZLY 减速器  $\Delta i \leq 4\%$ , 实际传动比见表 8-69。

表 8-69 ZLY 系列减速器实际传动比  $i'$ 

规格	公称传动比 $i$										
	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20
	实际传动比 $i'$										
112	6.312	7.138	8.126	8.656	9.874	11.363	12.238	13.769	15.849	17.944	19.453
125	6.313	7.218	8.163	8.714	9.783	11.054	12.594	14.496	16.449	18.333	20.690
140	6.612	7.462	8.065	8.591	9.940	11.109	12.500	14.184	16.076	18.377	20.020
160	6.155	7.009	7.911	9.04	10.35	11.118	12.563	14.313	16.474	17.854	20.520
180	6.455	7.227	8.125	8.787	9.792	11.196	12.662	14.368	16.008	18.237	20.912
200	6.475	7.286	8.201	9.143	10.248	11.565	12.500	14.123	16.026	18.034	20.418
224	6.31	7.194	7.836	8.745	9.812	11.083	12.620	14.313	15.590	17.839	20.502
250	6.475	7.286	7.804	8.714	9.783	11.310	12.662	14.107	16.071	18.233	20.690
280	6.305	7.14	7.925	8.871	9.936	11.194	12.407	13.961	15.842	17.936	19.980
315	6.177	7.043	7.960	8.85	9.88	11.093	12.535	14.282	16.413	18.023	20.475
355	6.310	7.188	8.052	8.690	9.789	11.098	12.537	14.107	16.008	17.336	19.531
400	6.314	7.286	8.267	9.306	10.375	11.629	12.526	14.184	15.842	18.034	20.488
450	6.314	7.194	8.267	9.339	9.947	11.277	12.737	14.504	16.413	17.704	20.025
500	6.442	7.286	8.267	9.162	9.947	11.605	12.544	14.291	16.008	18.012	20.476
560	6.365	6.879	7.753	8.951	10.025	11.295	12.209	14.087	15.985	17.75	20.160
630	6.084	6.931	7.978	8.869	9.904	11.118	12.563	14.313	16.449	18.062	20.52
710	6.31	7.081	7.95	8.938	9.665	10.771	12.316	13.929	15.805	17.355	19.283

ZSY 减速器的  $\Delta i \leq 5\%$ ，实际传动比见表 8-70。

表 8-70 ZSY 系列减速器的实际传动比  $i'$

规格	公称传动比 $i$													
	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100
	实际传动比 $i'$													
160	22.416	25.538	27.203	31.032	35.711	38.484	43.275	49.81	56.722	64.222	72.833	83.339	90.345	103.805
180	22.381	25.311	27.595	30.487	35.006	39.881	45.903	52.088	58.319	65.000	72.417	81.725	93.712	102.846
200	22.683	25.598	27.267	31.549	35.258	39.674	45.019	50.866	57.237	64.408	73.086	83.806	90.199	98.263
224	21.667	24.673	26.903	30.343	34.288	39.063	44.962	50.991	58.093	62.976	72.375	83.158	90.580	103.647
250	23.033	25.788	27.888	31.080	35.536	40.189	43.604	50.808	57.171	65.557	74.390	81.640	93.008	101.225
280	22.527	25.349	28.260	31.677	35.745	38.636	43.654	49.536	56.092	63.12	70.497	75.875	85.903	95.693
315	21.618	24.628	27.485	30.839	34.831	39.664	44.983	51.697	58.870	64.124	72.563	83.031	91.173	103.579
355	22.832	25.692	27.520	30.729	34.497	39.881	44.651	50.668	56.449	61.133	69.645	78.461	89.014	99.709
400	22.519	25.50	28.365	31.77	35.795	39.674	44.643	49.861	56.579	64.408	72.92	82.843	92.284	104.718
450	21.793	24.806	27.578	30.794	34.569	39.036	44.503	50.361	57.878	62.428	68.55	77.537	88.089	101.236
500	22.534	25.627	27.707	31.211	35.383	39.927	44.979	50.383	57.171	64.327	69.665	79.198	89.223	101.245
560	22.100	25.5	28.704	32.00	35.87	38.636	43.75	49.645	55.447	61.568	70.088	79.606	90.438	101.923
630	22.266	25.367	28.654	30.522	34.601	39.081	44.504	51.146	57.878	63.553	68.55	77.878	88.089	101.391
710	22.378	25.308	28.048	30.451	35.526	38.4	43.748	49.642	55.606	61.059	68.702	76.335	86.781	97.132

#### (6) 减速器的选用系数

① 工况系数  $K_A$  见表 8-71。载荷分类见表 8-72。

表 8-71 减速器的工况系数  $K_A$

原 动 机	每日工作时间 /h	载 荷 分 类		
		均匀载荷 U	中等冲击载荷 M	强冲击载荷 H
		$K_A$		
电动机	~3	0.8	1	1.5
汽轮机	>3~10	1	1.25	1.75
水力机	>10	1.25	1.5	2
4~6 缸的	~3	1	1.25	1.75
活塞	>3~10	1.25	1.5	2
发动机	>10	1.5	1.75	2
1~3 缸的	~3	1.25	1.5	2
活塞	>3~10	1.5	1.75	2.25
发动机	>10	1.75	2	2.5

注：表中载荷分类见表 8-72，是工作机的载荷性质。

表 8-72 减速器载荷分类

设备名称	载荷分类	设备名称	载荷分类
风机类		链式槽型输送机	M
风机(轴向和径向)	U	铰车运输	M
冷却塔风扇	M	起重机类	
引风机	M	转臂式起重传动齿轮装置	M
螺旋活塞式风机	M	卷扬机齿轮传动装置	U
涡轮式风机	U	吊杆起落齿轮传动装置	U
建筑机械类		转向齿轮传动装置	M
混凝土搅拌机	M	行走齿轮传动装置	H
卷扬机	M	挖泥机类	
路面建筑机械	M	筒式输送机	H
化工类		筒式转向轮	H
搅拌机(液体)	U	挖泥头	H
搅拌机(半液体)	M	机动绞车	M
离心机(重型)	M	泵	M
离心机(轻型)	U	转向齿轮传动装置	M
冷却滚筒 <sup>1)</sup>	M	行走齿轮传动装置(履带)	H
干燥滚筒 <sup>1)</sup>	M	行走齿轮传动装置(铁轨)	M
搅拌机	M	食品工业机械类	
压缩机类		灌注及装箱机器	U
活塞式压缩机	H	甘蔗压榨机 <sup>2)</sup>	M
涡轮式压缩机	M	甘蔗切断机 <sup>2)</sup>	M
传送运输机类		甘蔗粉碎机	H
平板输送机	M	搅拌机	M
平衡块升降机	M	酱状物吊桶	M
槽式输送机	M	包装机	U
带式传动机(大件)	M	糖甜菜切断机	M
带式传动机(碎料)	H	糖甜菜清洗机	M
筒式面粉输送机	U	发动机及转换器	
链式输送机	M	频率转换器	H
环式输送机	M	发动机	H
货物升降机	M	焊接发动机	H
卷扬机 <sup>1)</sup>	H	洗衣机类	
倾斜卷扬机 <sup>2)</sup>	H	滚筒	M
连杆式输送机	M	洗衣机	M
载人升降机	M	金属滚轧机类(1)	
螺旋式输送机	M	钢坯剪断机 <sup>2)</sup>	H
钢带式输送机	M	链式输送机 <sup>2)</sup>	M

续表

设备名称	载荷分类	设备名称	载荷分类
冷轧机 <sup>①</sup>	H	转子钻井设备	H
连铸成套设备 <sup>①</sup>	H	制纸机类	
冷床 <sup>①</sup>	M	压光机 <sup>①</sup>	H
剪料机头 <sup>①</sup>	H	多层纸板机 <sup>①</sup>	H
交叉转弯输送机 <sup>①</sup>	M	干燥滚筒 <sup>①</sup>	H
除锈机 <sup>①</sup>	H	上光滚筒 <sup>①</sup>	H
重型和中型板轧机 <sup>①</sup>	H	搅浆机 <sup>①</sup>	H
棒坯初轧机 <sup>①</sup>	H	纸浆撕碎机 <sup>①</sup>	H
棒坯转运机械 <sup>①</sup>	H	吸水滚 <sup>①</sup>	H
棒坯推料机 <sup>①</sup>	H	吸水滚压机 <sup>①</sup>	H
推床 <sup>①</sup>	H	潮纸滚压机 <sup>①</sup>	H
金属滚轧机类(2)		威罗机	H
剪板机 <sup>①</sup>	H	泵 类	
板材摆动升降台 <sup>①</sup>	M	离心泵(稀液体)	U
轧辊调整装置	M	离心泵(半液体)	M
辊式校直机 <sup>①</sup>	M	活塞泵	H
轧钢机辊道(重型) <sup>①</sup>	H	柱塞泵 <sup>①</sup>	H
轧钢机辊道(轻型) <sup>①</sup>	M	压力泵 <sup>①</sup>	H
薄板轧机 <sup>①</sup>	H	塑料工业类	
修整剪切机 <sup>①</sup>	M	压光机 <sup>①</sup>	M
焊管机	H	挤压机 <sup>①</sup>	M
焊接机(带材和线材)	M	螺旋压出机 <sup>①</sup>	M
线材拉拔机	M	混合机 <sup>①</sup>	M
金属加工机床类		橡胶机械类	
动力轴	U	压光机 <sup>①</sup>	M
锻造机	H	挤压机 <sup>①</sup>	H
锻锤 <sup>①</sup>	H	混合搅拌机 <sup>①</sup>	M
机床及辅助装置	U	捏和机 <sup>①</sup>	H
机床及主要传动装置	M	滚压机 <sup>①</sup>	H
金属刨床	H	石料、瓷土料加工机床类	
板材校直机床	H	球磨机 <sup>①</sup>	H
冲床	H	挤压粉碎机 <sup>①</sup>	H
冲床机床	H	破碎机	H
剪床	M	压砖机	H
薄板弯曲机床	M	锤粉碎机 <sup>①</sup>	H
石油工业机械类		转炉 <sup>①</sup>	H
输油管抽泵 <sup>①</sup>	M	筒形磨机 <sup>①</sup>	H

续表

设备名称	载荷分类	设备名称	载荷分类
纺织机床类		螺杆泵	M
送料机	M	木材加工机床	
织布机	M	剥皮机	H
印染机床	M	刨床	M
精制桶	M	锯床 <sup>①</sup>	H
威罗机	M	木材加工机床	U
水处理类			
鼓风机 <sup>①</sup>	M		

① 表示仅用于 24h 工作制。

注：U 为均匀载荷，M 为中等冲击载荷，H 为强冲击载荷。

② 减速器安全系数  $S_A$  见表 8-73。

表 8-73 安全系数

重要性与安全要求	一般设备, 减速器失效仅引起 单机停产且易更换备件	重要设备, 减速器失效引起机组、 生产线或全厂停产	高度安全要求, 减速器失效引起 设备、人身事故
$S_A$	1.1~1.3	1.3~1.5	1.5~1.7

③ 环境温度系数  $f_1$  见表 8-74。

表 8-74 环境温度系数

冷却条件	环境温度 $t/^\circ\text{C}$				
	10	20	30	40	50
	$f_1$				
无冷却	0.9	1	1.15	1.35	1.65
冷却管冷却	0.9	1	1.1	1.2	1.3

④ 负荷率系数  $f_2$  见表 8-75。

表 8-75 负荷率系数

小时负荷率/%	100	80	60	40	20
负荷系数 $f_2$	1	0.94	0.86	0.74	0.56

⑤ 减速器公称功率利用系数  $f_3$  见表 8-76。

表 8-76 公称功率利用系数

$(P_2/P_1) \times 100\%$	40%	50%	60%	70%	80%~100%
$f_3$	1.25	1.15	1.1	1.05	1

注： $P_1$  为公称功率， $P_2$  为负载功率。⑥ 允许最高油温系数  $f_4$  见表 8-77。

表 8-77 最高油温系数

最高平衡油温 $^\circ\text{C}$	65	85	95	105
$f_4$	0.6	0.81	1.00	1.13

### (7) 减速器的选用

本标准系列减速器的承载能力受按机械强度计算的公称输入功率（机械功率）和按热平衡计算的热功率限制。因此，减速器的选用必须通过这两个功率表。

但机械功率计算中设定的工况系数  $K_A=1$ ，是相当于电动机驱动，承受中等冲击载荷，每日工作运转不到 3h，或每日工作 3~10h，承受平稳载荷。而实际工况条件不是这样简单。对于不同的工况用不同的  $K_A$  来修正。

此外在计算机械功率中取的安全系数为： $S_{Hmin}=1$ ， $S_{Fmin}=1.2$ 。对于重要的设备安全系数应较大。

热功率的计算设定的工况条件为：环境温度 20℃、最高油温为 95℃、满载荷，连续运转。当实际工况与此不符时，热功率也应修正。

选用的步骤为：先按机械功率表中公称功率  $P_1$  选出一个规格的减速器，然后校核其热功率  $P_G$  是否满足要求。如果不满足，加大规格重选，或改变润滑冷却方法，直至采用循环油强制润滑，足够大的冷却器，总是可以充分利用其机械功率的。不过这里有一个造价问题。选用较大规格的减速器，还是加一套循环油润滑系统，应按在技术、经济上有利综合考虑确定。

按机械功率  $P_1$  选用，先要按工况和设备的重要性选定  $K_A$ 、 $S_A$ ，计算选用功率  $P_{2m}$ ，并满足下式，即

$$P_{2m} = P_2 K_A S_A \leq P_1 \quad (8-124)$$

式中  $P_2$  ——被减速器拖动的工作机工作的额定功率，kW；

$P_1$  ——减速器承载能力表中公称输入功率，按传动比和输入转速查表取值，当要求的转速与功率表中的三挡转速（1500r/min、1000r/min、750r/min）的相对误差不超过 4%，可按该转速的  $P_1$  选用相当规格的减速器，如果超过 4%，则应按实用转速折算出相当的  $P_1$ 。

校核热功率应满足下式，即

$$P_{2t} = P_2 f_1 f_2 f_3 / f_4 \leq P_G \quad (8-125)$$

式中  $P_{2t}$  ——选用热功率，kW；

$f_1, f_2, f_3, f_4$  ——选用系数，见表 8-74~表 8-77。

$P_G$  ——按机械功率选定的减速器的热功率，kW。

例 输送大件物品的带式传动机减速器，电动机驱动，输入转速  $n_1=1200$ r/min，传动比  $i=4.5$ ，负载功率  $P_2=380$ kW，轴伸承受纯转矩，每日工作 24h，最高环境温度  $t=38$ ℃，允许最高油温  $t_0=85$ ℃，厂房较大，自然通风冷却，油池润滑。要求选用第 I 种装配形式的标准减速器。

第一步，按减速器的机械强度功率表选取，要计入工况系数  $K_A$ ，还要考虑安全系数  $S_A$ 。

按表 8-72 查得，带式传动机负荷为中等冲击，减速器失效会引起生产线停产。查表 8-71、表 8-73 得  $K_A=1.5$ ， $S_A=1.5$ ，机械强度计算功率  $P_{2m}$  为

$$P_{2m} = P_2 K_A S_A = 380 \times 1.5 \times 1.5 = 855 \text{ kW}$$

要求  $P_{2m} \leq P_1$ 。



按  $i=4.5$  及  $n_1=1\,200\text{r/min}$  接近公称转速  $1\,000\text{r/min}$ , 查表 8-62; ZDY355,  $i=4.5$ ,  $n_1=1\,000\text{r/min}$ ,  $P_1=953\text{kW}$ 。当  $n_1=1\,200\text{r/min}$  时, 折算公称功率

$$P_1=953\times 1\,200/1\,000=1\,143.6\text{kW}$$

$P_{2m}=855\text{kW}\leq P_1=1\,143.6\text{kW}$ , 可以选用 ZDY355 减速器。

第二步, 校核热功率  $P_2$  能否通过。要计入系数  $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 、 $f_4$ , 并满足

$$P_{2t}=P_2 f_1 f_2 f_3 / f_4 \leq P_{G1}$$

查表 8-74~表 8-77 得

$$f_1=1.31$$

$$f_2=1 \text{ (每日 24h 连续工作)}$$

$$f_3=1.25 \text{ (} P_2/P_1=380/1\,143.6=0.33=33\%\leq 40\% \text{)}$$

$$f_4=0.81$$

$$P_{2t}=380\times 1.31\times 1.25/0.81=768.2\text{kW}$$

查表 8-62; ZDY355,  $P_{G1}=320\text{kW}$ ,  $P_{G1}<P_{2t}$ 。

只有采用盘状管冷却时,  $P_{G2}\approx 790\text{kW}$ 。  $P_{G2}\approx P_{2t}$ 。因此可以选定:

ZDY355-4.5-I 减速器, 采用油池润滑, 盘状水管通水冷却润滑油。

如果不采用盘状管冷却, 则需另选较大规格的减速器。按以上程序重新计算, 应选 ZDY500-4.5-I。

减速器的许用瞬时尖峰负荷  $P_{2\max}\leq 1.8P_1$ 。此例未给出运转中的瞬时尖峰负荷, 故不校核。

### 8.10.2 模块式圆锥、圆柱齿轮减速器 (摘自 JB/ZQ 6101—2002)

模块式圆锥、圆柱齿轮减速器为国内新一代通用齿轮减速器, 其特点如下。

① 采用渗碳、淬火、磨削齿轮, 承载能力大, 噪声小。

② 采用模块化组合方式, 品种规格派生性强, 装配及安装形式多样, 方便用户选用。可正反两向运转, 可做增速器。

③ 造型美观、散热性能好。

④ 减速器工作环境温度为一  $40\sim 45^\circ\text{C}$ 。当工作环境温度低于  $0^\circ\text{C}$  时, 启动前润滑油必须加热到  $10^\circ\text{C}$  以上。当工作环境温度高于  $45^\circ\text{C}$  时, 必须采取隔热和冷却措施。

⑤ 适用范围广, 可用于冶金、矿山、起重、运输、建筑、建材、化工、纺织、轻工及能源等行业。

(1) 型号、标记、外形尺寸

MP1、MP2、MP3、MP4 分别表示单级、两级、三级、四级传动模块式圆柱齿轮减速器。

MR2、MR3、MR4 分别表示一级圆锥齿轮加一级、两级、三级圆柱齿轮模块式减速器。

MP1 与 MR2 减速器规格代号相同的共用一机体。

MP2~4 及 MR3~4 减速器规格代号相同的共用一机体。

MP1 减速器的外形、尺寸见图 8-78、表 8-78、表 8-79。MR2 减速器的外形、尺寸见图 8-79、表 8-79、表 8-80。

MP2~4 减速器的外形、尺寸见图 8-80~图 8-82、表 8-81~表 8-84。MR3~4 减速器的外形、尺寸见图 8-83、图 8-84、表 8-85、表 8-86。

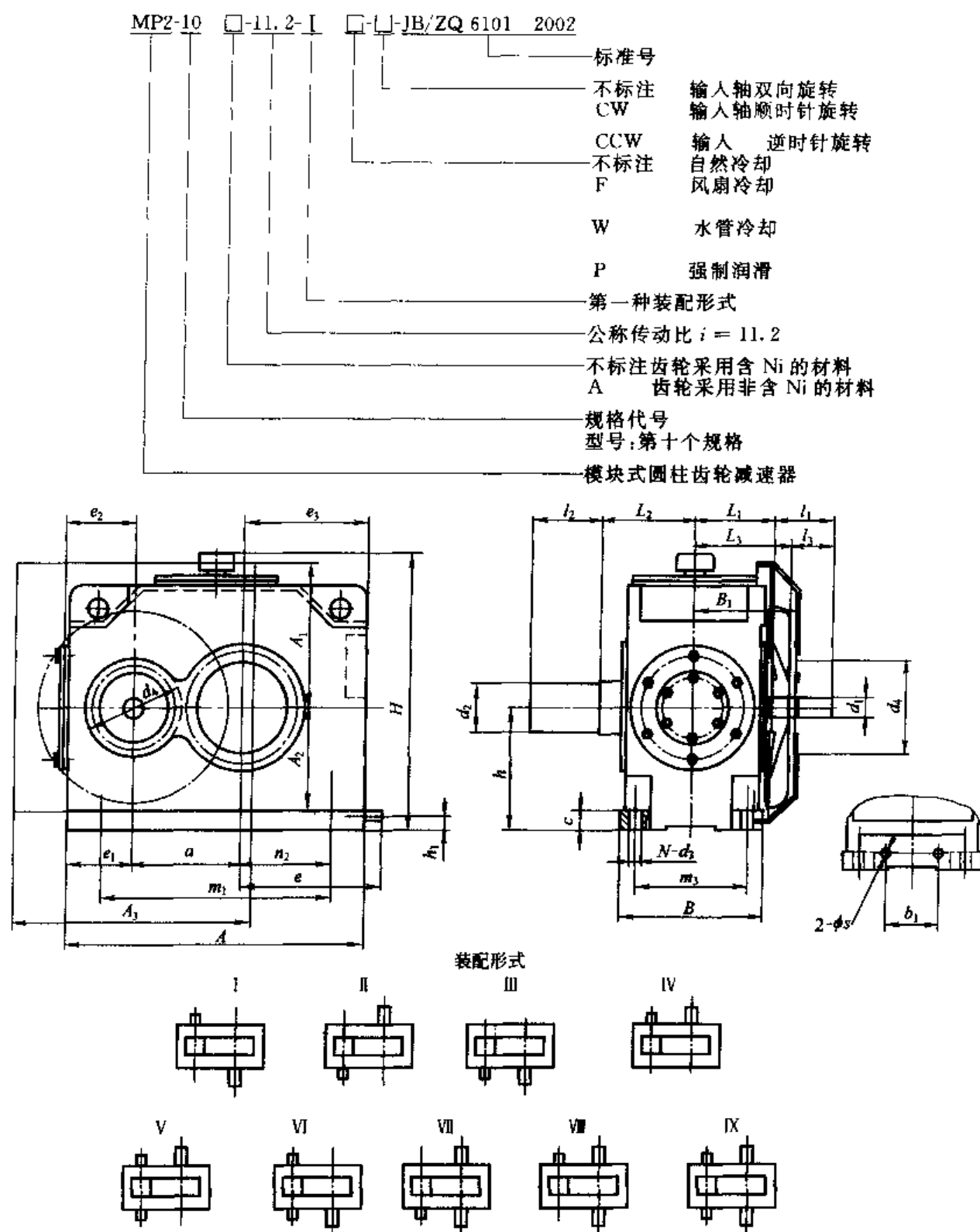


图 8-78 MP1 减速器的装配形式及外形尺寸

注: 第 III、IV、VII、VIII、IX 种装配形式无风扇。

表 8-78 MP1 型减速器外形尺寸

/mm

规格代号	A	B	H	a	$L_1$	$i = 1.25 \sim 2.8$				
						$d_1$ (m6)	$L_3$	$B_1$	$l_3$	$l_1$
1	495	245	405	160	155	60	190	200	105	140
2	613	275	484	200	180	75	215	225	105	140

续表

规格代号	A	B	H	a	L <sub>1</sub>	i=1.25~2.8				
						d <sub>1</sub> (m6)	L <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>1</sub>
3	775	375	611	250	235	95	275	285	130	170
4	845	415	687	280	255	120	300	315	165	210
5	949	440	770	315	280	130	330	345	200	250
6	1 055	500	867	355	300	140	350	365	200	250
7	1 190	550	1 021	400	350	170	410	430	240	300
8	1 360	635	1 121	450	400	180	460	480	240	300
9	1 480	690	1 236	500	450	190	520	540	280	350

规格代号	i=3.15~4.5					i=5~5.6					质量/kg
	d <sub>1</sub> (m6)	L <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>1</sub>	D <sub>1</sub> (m6)	L <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>1</sub>	
1	45	183	193	82	110	38	177	187	58	80	120
2	55	208	218	82	110	45	208	218	82	110	230
3	70	270	280	105	140	60	270	280	105	140	430
4	85	295	310	130	170	65	290	305	105	140	550
5	95	320	335	130	170	75	315	330	105	140	820
6	100	345	360	165	210	90	340	355	130	170	1 020
7	120	395	415	165	210	95	390	410	130	170	2 100
8	140	450	470	200	250	100	445	465	165	210	2 600
9	150	500	520	200	250	120	495	515	165	210	3 900

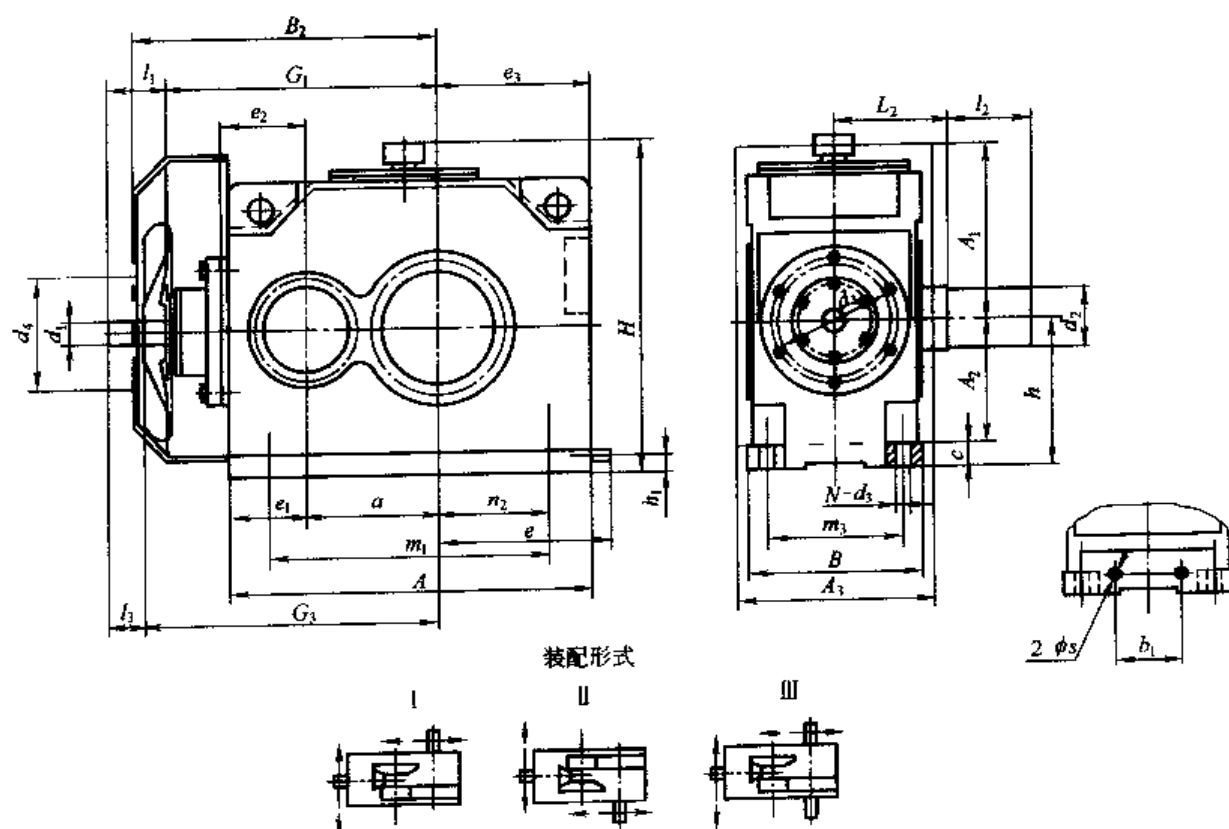


图 8-79 MR2 减速器的装配形式及外形尺寸

表 8-79 MP1~MR2 型减速器共同的安装尺寸

/mm

规格 代号	$d_2$ (m6)	$l_2$	$L_2$	$C$	$m_1$	$m_3$	$e_1$	$e_2$	$e_3$	$h$	$n_2$	$d_4$	地脚螺栓孔		润滑 油量 /L	冷却水管安装连接尺寸			
													$d_3$	$N$		$e$	$b_1$	$h_1$	$\nu$
1	75	105	150	25	265	200	115	153	190	180	75	130	18.5	4	8.5	170	100	40	G1/2
2	95	130	170	30	337	232	138	185	238	225	100	190	24	4	16.5	200	120	50	
3	110	165	230	35	445	305	165	245	290	280	125	245	28	4	32	240	140	60	
4	130	200	240	35	513	350	166	250	325	315	159	280	28	4	46	280	150	70	
5	140	200	270	40	557	370	196	280	364	355	168	300	35	4	65	300	170	80	
6	170	240	290	40	663	420	196	300	410	400	214	300	35	4	90	380	180	90	G3/4
7	180	240	340	60	720	450	235	350	455	450	220	440	42	4	125	520	200	100	
8	220	280	380	80	1 110	525	125	410	515	500	390	440	42	4	180	590	220	110	
9	240	330	420	100	1 192	585	144	433	557	560	413	440	48	4	250	655	240	120	

表 8-80 MR2 型减速器外形尺寸

/mm

规格代号	A	B	H	a	$L_1$	$G_1$	$G_3$	$B_2$	$d_1$ (m6)	$l_3$	$l_1$	质量/kg
1	495	245	405	160	155	395	417	427	30	58	80	130
2	613	275	484	200	180	530	552	562	38	58	80	250
3	775	375	611	250	235	740	775	790	60	105	140	450
4	845	415	687	280	255	770	805	820	60	105	140	590
5	949	440	770	315	280	830	865	880	65	105	140	900
6	1 055	500	867	355	300	900	935	950	70	105	140	1 200
7	1 190	550	1 021	400	350	1 020	1 060	1 080	80	130	170	2 300
8	1 360	635	1 121	450	400	1 150	1 190	1 210	90	130	170	2 800
9	1 480	690	1 236	500	450	1 200	1 245	1 265	100	165	210	4 100

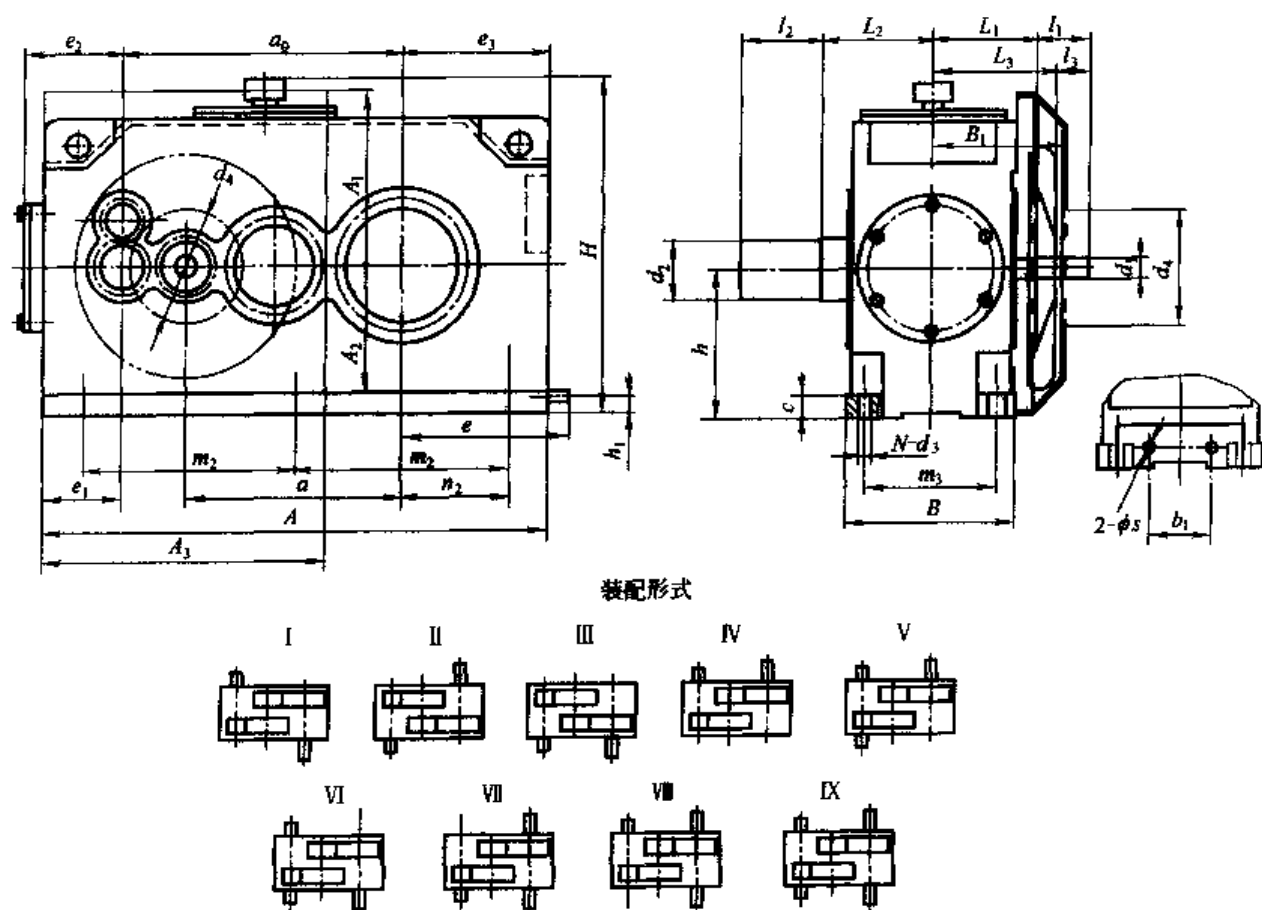


图 8-80 MP2 减速器的装配形式及外形尺寸

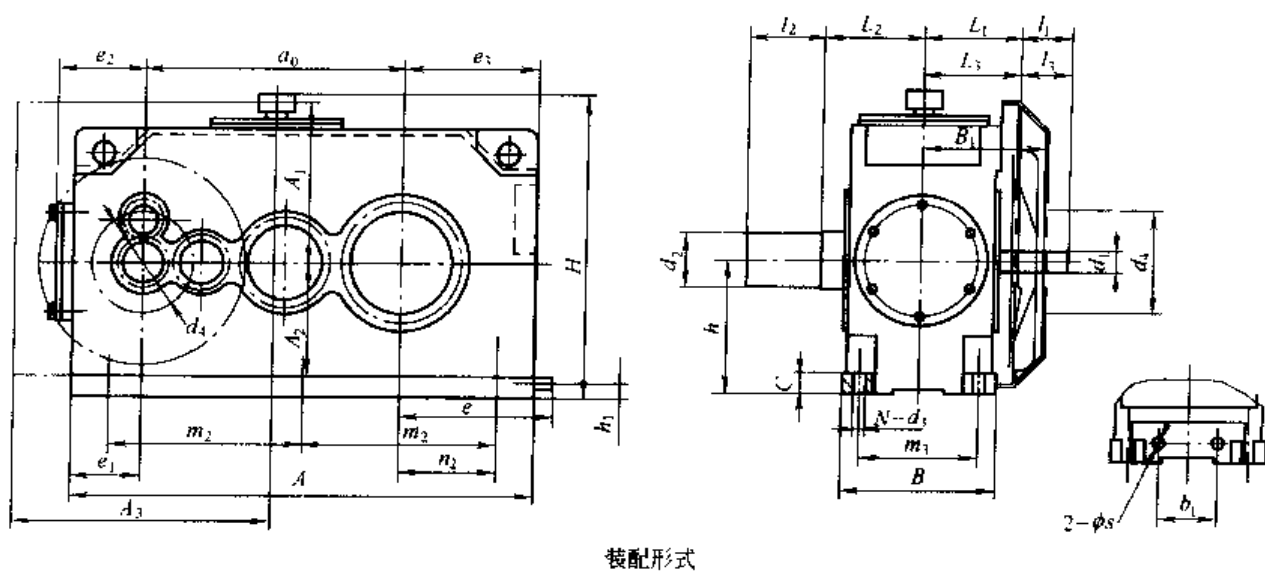


图 8-81 MP3 减速器的装配形式及外形尺寸

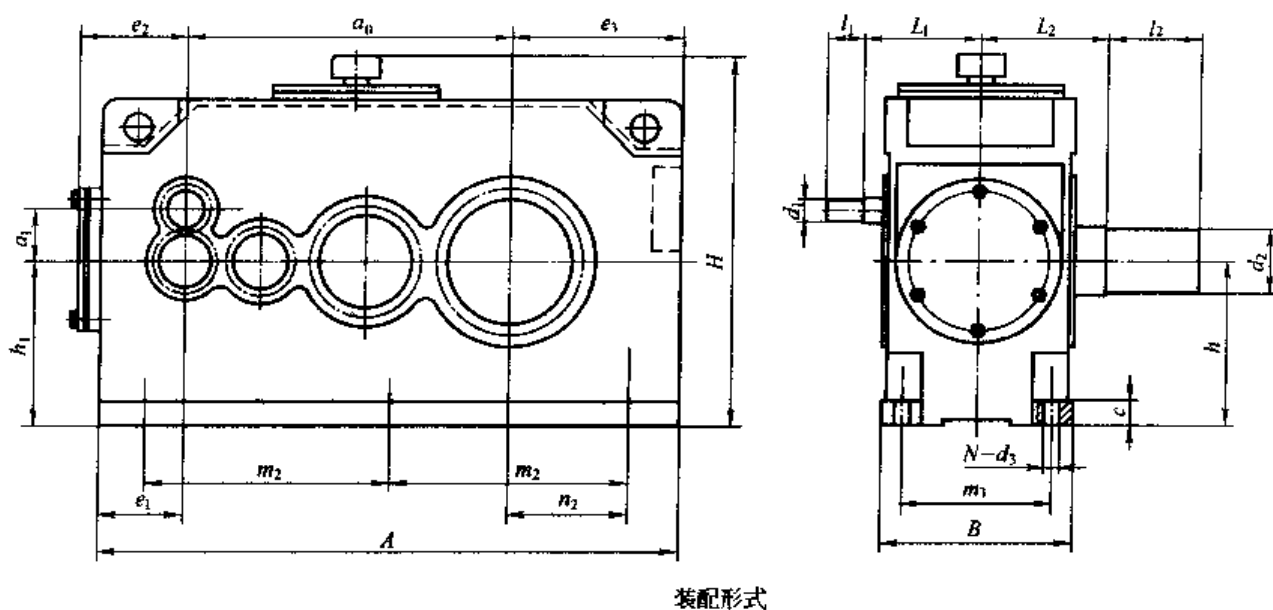


图 8-82 MP4 减速器的装配形式及外形尺寸

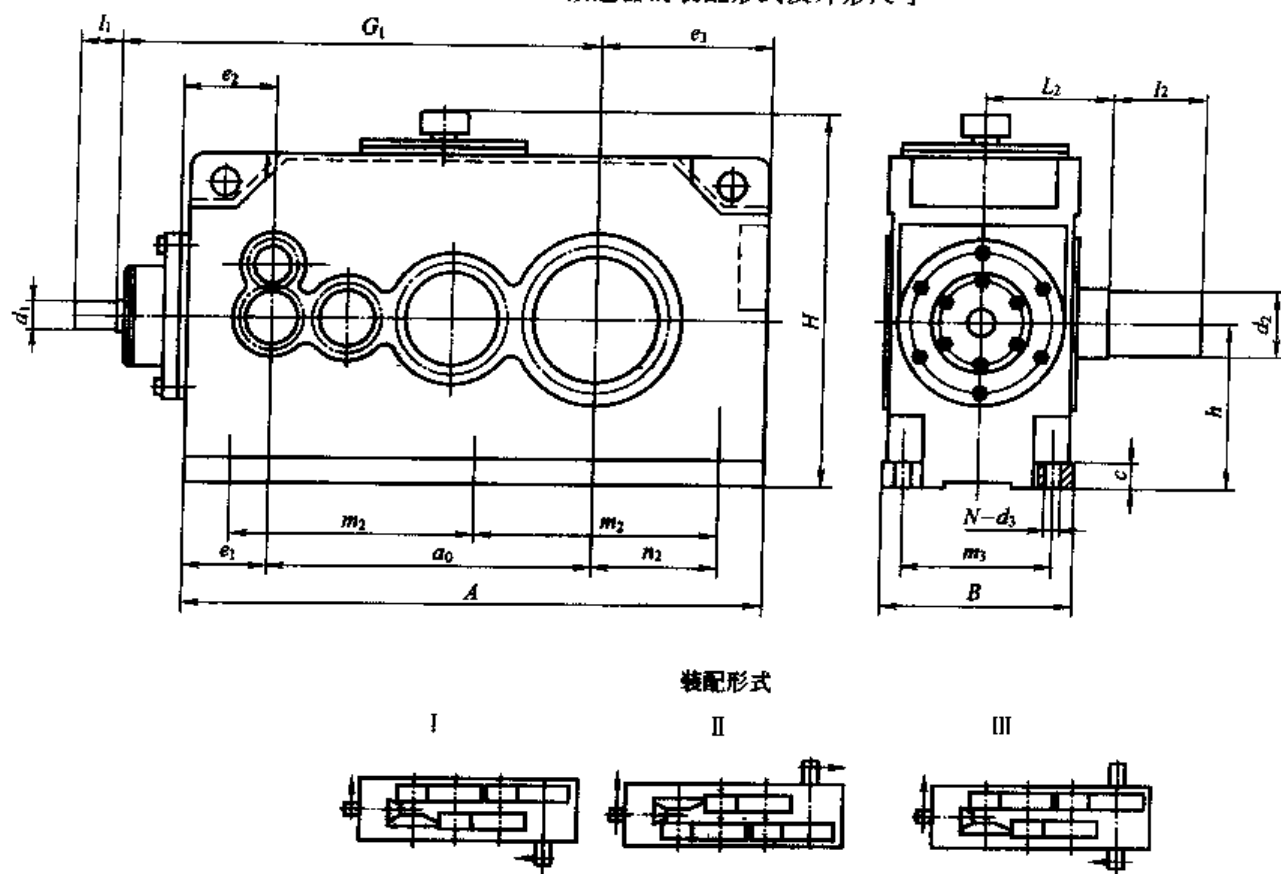
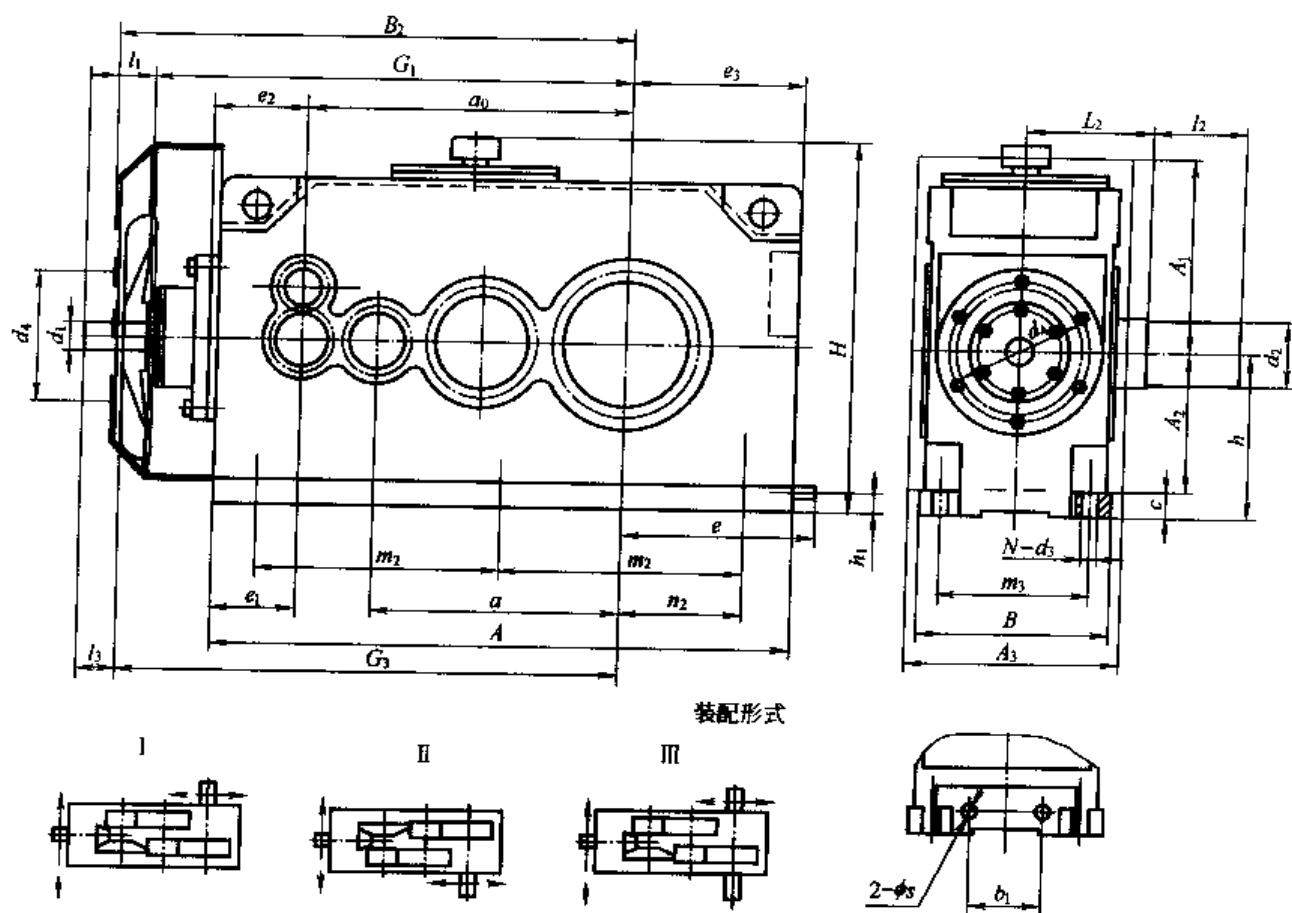


表 8-81 MP2 型减速器外形尺寸

/mm

规格 代号	$a_0$	$a$	$L_1$	$i=6.3\sim10$					$i=11.2\sim20$					质量 kg
				$d_1$ (m6)	$L_3$	$B_1$	$l_3$	$l_1$	$d_1$ (m6)	$L_3$	$B_1$	$l_3$	$l_1$	
1	352	272	155	38	177	187	58	80	32	177	187	58	80	150
2	395	305	175	40	203	213	82	110	35	197	207	58	80	185
3	440	340	180	55	208	218	82	110	42	208	218	82	110	315
4	496	384	210	60	245	255	105	140	50	238	248	82	110	400
5	555	430	235	65	270	285	105	140	60	270	285	105	140	510
6	620	480	255	75	290	305	105	140	60	290	305	105	140	790
7	699	539	280	85	320	335	130	170	70	315	330	105	110	1100
8	785	605	300	100	345	360	165	210	80	340	355	130	170	1500
9	880	680	350	110	395	415	165	210	85	390	410	130	170	2500
10	989	765	400	110	445	465	165	210	90	440	460	130	170	3350
11	1105	855	450	130	500	520	200	250	100	495	575	165	210	4400

表 8-82 MP3 型减速器外形尺寸

/mm

规格代号	$a_0$	$i=22.4\sim45$					$i=50\sim90$					质量 /kg
		$d_1$ (m6)	$L_3$	$B_1$	$l_3$	$l_1$	$d_1$ (m6)	$L_3$	$B_1$	$l_3$	$l_1$	
1	352	30	177	187	58	80	25	173	183	42	60	165
2	395	32	197	207	58	80	28	193	203	42	60	200
3	440	35	202	212	58	80	28	198	208	42	60	350
4	496	40	238	248	82	110	35	232	242	58	80	420
5	555	50	263	278	82	110	40	263	278	82	110	580
6	620	55	283	298	82	110	42	283	298	82	110	800
7	699	55	308	325	82	110	42	308	325	82	110	1200
8	785	65	335	350	105	140	55	328	343	80	110	1700
9	880	75	385	405	105	140	60	385	405	105	140	2650
10	989	80	440	460	130	170	65	435	455	105	140	3450
11	1105	90	490	570	130	170	75	485	505	105	140	4600

表 8-83 MP4 型减速器外形尺寸

/mm

规格代号	$a_0$	$a_1$	$h_1$	$i=100\sim160$		$i=180\sim400$		质量/kg
				$d_1$ (m6)	$l_1$	$d_1$ (m6)	$l_1$	
4	496	80	430	30	58	30	58	440
5	555	90	370	32	58	30	58	600
6	620	100	415	35	58	30	58	830
7	699	112	467	40	82	32	58	1280
8	785	125	525	45	82	38	58	1850

续表

规格代号	$a_0$	$a_1$	$h_1$	$i=100\sim160$		$i=180\sim400$		质量/kg
				$d_1$ (m6)	$l_1$	$d_1$ (m6)	$l_1$	
9	880	140	590	50	82	40	82	2 750
10	989	160	660	55	82	45	82	3 550
11	1 105	180	740	65	105	55	82	4 290

表 8-84 MP2~4 及 MP3~4 型减速器的安装尺寸

/mm

规格代号	$d_2$ (m6)	$l_2$	$L_2$	$A$	$B$	$H$	$C$	$m_2$	$m_3$	$n_2$	$e_1$	$e_2$	$e_3$	$h$	$d_4$	地脚螺栓孔		润滑油量 /L	冷却水管安装 连接尺寸			
																$d_1$	$N$		$e$	$b_1$	$h_1$	$s$
1	75	105	150	630	245	405	25	400	200	75	115	91	190	180	130	18.5	4	10	170	100	40	G1/2
2	85	130	170	703	271	425	30	463	231	90	120	104	210	200	165	18.5	4	11	190	110	45	
3	95	130	170	798	275	484	30	522	232	100	138	128	238	225	175	24	4	19	200	120	50	
4	100	165	195	900	340	556	35	630	270	130	135	148	265	250	190	24	4	26	235	130	55	
5	110	165	230	990	375	611	35	660	305	125	165	150	290	280	190	28	4	36	240	140	6	
6	130	200	240	1 095	415	687	35	763	350	159	166	160	325	315	190	28	4	53	280	150	7	
7	140	200	270	1 243	440	770	40	826	370	168	196	190	364	355	245	35	6	75	300	170	80	
8	170	240	290	1 375	500	867	40	892	420	214	196	190	410	400	245	35	6	115	380	180	90	G3/4
9	180	240	340	1 560	550	1 021	80	650	450	320	125	235	455	450	280	42	6	160	520	200	100	
10	220	280	380	1 744	645	1 121	80	747	525	390	125	250	515	500	280	42	6	220	590	220	110	
11	240	330	420	1 930	690	1 236	100	820	585	413	145	277	557	560	320	48	6	300	655	240	120	

表 8-85 MR3 型减速器外形尺寸

/mm

规格代号	$G_1$	$G_3$	$B_2$	$a$	$a_0$	$d_1$ (m6)	$l_3$	$l_1$	质量/kg
1	507	519	529	272	352	19	28	40	170
2	560	572	582	305	395	19	28	40	210
3	635	657	667	340	440	30	58	80	360
4	710	732	742	384	496	30	58	80	420
5	830	852	862	430	555	32	58	80	615
6	850	878	893	480	620	42	82	110	850
7	960	988	1 003	539	699	42	82	110	1 320
8	1 105	1 140	1 155	605	785	60	105	140	1 900
9	1 250	1 285	1 305	680	880	60	105	140	2 750
10	1 340	1 375	1 395	765	989	65	105	140	3 450
11	1 500	1 535	1 555	855	1 105	70	105	140	4 600

表 8-86 MR4 型减速器外形尺寸

/mm

规格代号	$a_0$	$G_1$	$d_1$ (m6)	$l_1$	质量/kg
4	496	700	22	50	440
5	555	805	25	60	640



续表

规格代号	$a_0$	$G_1$	$d_1$ (mm)	$l_1$	质量 /kg
6	620	895	28	60	880
7	699	1 025	30	80	1 330
8	785	1 085	32	80	2 000
9	880	1 260	38	80	2 880
10	989	1 390	42	110	3 560
11	1 105	1 535	48	110	4 800

## (2) 减速器的承载能力

机械功率  $P_1$  是按齿轮材料为含镍 (Ni) 合金钢计算的, 若采用无镍钢做齿轮, 规格代号 1~8 减速器机械功率  $P_1$  应降低 10%, 规格 9~11 减速器的  $P_1$  应降低 15%。减速器的功率见表 8-87~表 8-100。

表 8-87 MP1 型减速器公称输入机械功率  $P_1$ 

公称 传动比 $i$	公称转速 $r \cdot \min^{-1}$		规格代号								
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
			公称输入功率 $P_1$ /kW								
1.25	1 500	1 200	414	727	1 289						
	1 000	800	299	512	928						
	750	600	218	400	731						
1.4	1 500	1 070	374	708	1 275						
	1 000	715	276	497	913						
	750	535	207	387	717						
1.6	1 500	940	356	675	1 228	1 693	2 295	3 180			
	1 000	625	249	471	874	1 208	1 644	2 290			
	750	470	193	366	684	947	1 292	1 804			
1.8	1 500	835	333	640	1 177	1 622	2 213	3 062			
	1 000	555	236	447	834	1 152	1 577	2 191			
	750	415	184	347	652	901	1 235	1 721			
2	1 500	750	319	604	1 115	1 539	2 101	2 916			
	1 000	500	223	422	786	1 087	1 490	2 076	2 929	3 935	5 272
	750	375	172	326	614	848	1 164	1 626	2 298	3 103	4 152
2.24	1 500	670	303	556	1 051	1 421	1 967	2 733			
	1 000	445	210	387	741	1 005	1 388	1 935	2 762	3 736	4 963
	750	335	163	301	578	784	1 082	1 511	2 159	2 933	3 891
2.5	1 500	600	281	514	983	1 327	1 859	2 603			
	1 000	400	195	357	691	933	1 306	1 835	2 570	3 500	4 788
	750	300	151	277	538	727	1 016	1 429	2 003	2 741	3 746
2.8	1 500	535	257	470	907	1 222	1 712	2 378			
	1 000	360	178	326	634	857	1 205	1 674	2 356	3 239	4 400
	750	270	138	253	493	667	938	1 304	1 831	2 525	3 429

续表

公称 传动比 $i$	公称转速/ $r \cdot \min^{-1}$		规格代号								
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
			公称输入功率 $P_1/\text{kW}$								
3.15	1 500	475	233	431	815	1 138	1 562	2 212	3 056	4 169	5 539
	1 000	315	161	299	570	799	1 094	1 554	2 089	2 949	3 967
	750	235	125	232	442	621	851	1 209	1 676	2 292	3 082
3.55	1 500	425	205	387	734	1 032	1 391	1 989	2 771	3 747	4 906
	1 000	280	142	269	512	722	971	1 391	1 948	2 635	3 515
	750	210	110	208	397	561	753	1 081	1 508	2 041	2 731
4	1 500	375	178	345	655	890	1 259	1 788	2 467	3 279	4 383
	1 000	250	123	239	455	619	878	1 251	1 726	2 299	3 121
	750	187	95	185	353	480	678	970	1 334	1 779	2 418
4.5	1 500	335	157	299	569	808	1 146	1 572	2 159	2 880	3 998
	1 000	220	109	207	395	561	798	1 095	1 507	2 015	2 840
	750	166	83	159	305	434	616	848	1 167	1 557	2 196
5	1 500	300	139	263	518	699	993	1 355	1 932	2 574	3 463
	1 000	200	96	182	359	485	688	943	1 343	1 791	2 454
	750	150	74	141	278	374	531	727	1 035	1 382	1 896
5.6	1 500	270	125	242	447	610	895	1 185	1 798	2 241	3 070
	1 000	180	86	167	310	423	621	823	1 251	1 558	2 165
	750	134	67	129	239	327	478	637	963	1 201	1 670
6.3	1 500	240	103	201	405	534	748	1 085	1 509	1 984	2 801
	1 000	160	72	139	280	370	518	753	1 047	1 377	1 974
	750	120	56	108	217	286	401	583	809	1 060	1 526

注:  $i=6.3$  为特殊设计。表 8-88 MP1 型减速器热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 、 $P_{G3}$ 

散热冷却条件				规格代号								
没有冷却措施		环境条件	环境气流速度 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		$P_{G1}/\text{kW}$										
		小空间	$\geq 0.5$	52	84	126	159	200	250	314	401	484
		较大空间	$\geq 1.4$	74	121	176	231	297	352	456	566	682
		在户外露天	$\geq 3.7$	101	159	242	302	396	467	605	759	924
风扇冷却	风扇转速 $/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	环境条件	环境气流速度 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$P_{G2}/\text{kW}$								
	1 500	小空间	$\geq 0.5$	110	180	276	360	480	540			
		较大空间	$\geq 1.4$	121	198	303	396	528	594			
		在户外露天	$\geq 3.7$	131	217	333	735	580	654			

续表

散热冷却条件				规格代号									
风扇冷却	风扇转速 $r \cdot \min^{-1}$	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$									
	1000	小空间	$\geq 0.5$	96	162	240	312	420	471	609	770	954	
		较大空间	$\geq 1.4$	105	178	264	343	462	518	670	847	1049	
		在户外露天	$\geq 3.7$	116	196	290	377	508	570	737	932	1154	
	750	小空间	$\geq 0.5$	87	144	222	288	384	437	552	701	962	
		较大空间	$\geq 1.4$	96	158	244	316	422	480	607	771	948	
		在户外露天	$\geq 3.7$	105	174	268	348	464	528	667	848	1043	
盘状管冷却 或循环油润滑		环境条件	水管内径 $d/mm$	15	15	15	15	15	20	20	20	20	
			环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G3}/kW$									
		小空间	$\geq 0.5$	198	330	456	539	671	764	957	1111	1309	
		较大空间	$\geq 1.4$	220	363	511	605	764	869	1100	1276	1518	
		在户外露天	$\geq 3.7$	242	401	572	687	869	990	1254	1474	1760	

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{G3}$ 。表 8-89 MP2 型减速器公称输入机械功率  $P_1$ 

公称 传动比 $i$	公称转速/ $r \cdot \min^{-1}$		规格代号										
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/kW$										
6.3	1500	240	131	180	254	350	487	664	909	1329	1897	2520	3601
	1000	160	89	125	175	242	338	460	630	922	1317	1791	2508
	750	120	69	96	136	187	261	354	485	710	1061	1394	1937
7.1	1500	210	119	164	231	318	442	603	826	1208	1725	2291	3274
	1000	140	81	113	159	220	307	418	572	838	1198	1628	2280
	750	106	62	87	124	170	236	322	441	646	924	1268	1761
8	1500	185	108	149	208	287	399	539	779	1071	1505	2149	2862
	1000	125	73	106	144	198	277	373	540	742	1044	1492	1989
	750	94	56	79	111	152	213	288	416	572	805	1150	1532
9	1500	167	93	136	190	261	362	486	703	967	1359	1942	2585
	1000	111	63	94	132	180	250	336	487	670	941	1347	1795
	750	83	48	73	101	139	193	259	376	516	725	1038	1382
10	1500	150	83	125	171	234	326	440	638	876	1230	1759	2343
	1000	100	57	86	118	163	226	305	441	607	853	1220	1626
	750	75	43	66	92	125	174	234	340	468	656	939	1251
11.2	1500	134	75	110	152	211	293	397	575	791	1110	1588	2114
	1000	89	51	77	105	146	203	276	399	548	769	1100	1466
	750	67	40	58	81	112	156	212	307	422	593	847	1129

续表

公称 传动比 $i$	公称转速 $r \cdot \min^{-1}$		规格代号										
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/kW$										
12.5	1 500	120	67	95	133	189	263	357	517	710	999	1 428	1 902
	1 000	80	46	65	93	131	182	248	358	492	691	989	1 317
	750	60	35	50	72	101	140	190	276	379	532	762	1 014
14	1 500	107	60	85	120	170	236	320	464	638	895	1 282	1 707
	1 000	71	41	58	83	117	163	221	322	441	621	887	1 182
	750	54	31	44	64	90	126	171	248	340	478	683	910
16	1 500	94	54	81	112	152	212	288	416	572	805	1 150	1 532
	1 000	62	36	56	78	105	147	200	288	396	556	796	1 061
	750	47	28	43	60	81	113	154	221	305	428	612	817
18	1 500	83	48	69	98	132	185	258	374	515	723	1 033	1 376
	1 000	56	33	48	68	92	127	179	259	356	500	715	953
	750	42	25	36	52	70	98	138	200	274	385	550	733
20	1 500	75	43	67	88	118	163	235	340	480	675	964	1 288
	1 000	50	30	47	61	82	109	163	235	320	450	644	857
	750	38	23	36	47	63	87	125	181	241	339	483	646

表 8-90 MP2 型减速器热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 、 $P_{G3}$ 

散热冷却条件				规格代号										
没有 冷却 措施		环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		小空间	$\geq 0.5$	$P_{G1}/kW$										
				33	41	52	66	81	101	126	159	199	248	303
				47	59	73	95	115	143	181	231	280	352	445
				62	80	96	126	154	192	242	302	379	462	583
风扇 冷却	风扇转速 $r \cdot \min^{-1}$	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$										
	1 500	小空间	$\geq 0.5$	69	88	110	144	180	228	288	333	437	540	678
		较大空间	$\geq 1.4$	76	97	121	158	198	250	316	366	480	594	746
		在户外露天	$\geq 3.7$	84	107	133	174	217	275	348	403	528	654	820
	1 000	小空间	$\geq 0.5$	60	78	96	126	156	198	252	299	379	471	598
		较大空间	$\geq 1.4$	66	85	105	138	171	217	277	328	417	518	657
		在户外露天	$\geq 3.7$	72	94	116	152	188	239	304	361	459	570	723
	750	小空间	$\geq 0.5$	55	70	87	115	144	180	228	270	333	437	540
		较大空间	$\geq 1.4$	60	77	96	126	158	198	250	297	366	480	594
		在户外露天	$\geq 3.7$	66	85	105	139	174	217	275	327	403	528	654

续表

散热冷却条件				规格代号										
盘状管 冷却或 循环油 润滑		环境条件	水管内径 $d$ mm	15	15	15	15	15	15	15	20	20	20	20
			环境气流速度 $v$ m·s <sup>-1</sup>	$P_{L3}$ kW										
	小空间	≥0.5	114	165	187	220	247	292	308	335	401	456	539	
	较大空间	≥1.1	127	187	209	217	286	335	363	407	481	561	682	
	在户外露天	≥3.7	143	220	231	275	324	385	423	478	583	671	925	

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{L3}$ 。表 8-91 MP3 型减速器公称输入机械功率  $P_i$ 

公称 传动比 $i$	公称转速 / r·min <sup>-1</sup>		规格代号										
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_i$ / kW										
22.4	1 500	67	39	58	78	112	150	209	310	460	609	897	1 221
	1 000	44	27	40	55	78	104	147	212	301	408	621	862
	750	33	20	31	42	59	80	111	155	247	316	477	667
25	1 500	60	36	52	72	110	132	180	276	419	540	810	1 173
	1 000	40	25	35	49	75	92	124	187	287	362	534	810
	750	30	18	27	37	58	69	96	140	224	276	402	621
28	1 500	54	33	48	67	98	129	163	253	373	488	718	1 086
	1 000	36	23	33	47	69	86	112	170	247	322	483	747
	750	27	17	25	35	52	64	87	131	184	241	356	575
31.5	1 500	48	29	42	58	90	109	146	226	333	454	644	966
	1 000	32	19	29	40	63	72	98	151	224	425	425	672
	750	24	16	23	31	48	56	74	115	166	230	322	517
35.5	1 500	42	26	39	54	80	101	134	204	316	402	586	868
	1 000	28	17	26	36	55	67	92	135	207	270	391	598
	750	21	13	20	28	42	50	70	103	161	201	293	465
40	1 500	38	24	34	48	73	90	123	181	270	373	534	776
	1 000	25	19	24	33	46	60	81	124	184	241	362	534
	750	19	12	18	25	35	47	63	92	143	178	270	414
45	1 500	33	19	27	39	52	80	110	163	247	322	471	707
	1 000	22	13	18	27	36	54	73	109	166	212	322	488
	750	17	10	13	20	28	41	57	85	126	161	241	368
50	1 500	30	17	25	36	52	72	97	147	224	281	414	621
	1 000	20	12	17	25	35	49	67	97	149	189	276	425
	750	15	9	13	19	27	36	49	74	109	143	207	333

续表

公称 传动比 $i$	公称转速/ $r \cdot \min^{-1}$		规格代号										
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/kW$										
56	1 500	27	17	24	35	49	64	87	128	195	253	356	552
	1 000	18	11	17	25	34	43	59	88	132	166	241	379
	750	13.4	9	12	19	26	32	46	66	103	126	184	293
63	1 500	24	13	19	26	42	51	70	117	166	224	322	488
	1 000	16	9	13	18	28	34	48	80	115	149	218	383
	750	12	6	10	13	23	26	36	59	86	115	161	258
71	1 500	21	12	19	26	37	46	64	103	149	212	281	448
	1 000	14	9	12	17	26	31	43	69	103	132	195	310
	750	10.6	6	10	13	20	24	33	51	74	103	143	241
80	1 500	18.8	10	14	20	29	41	58	92	132	178	258	391
	1 000	12.5	6	10	13	20	27	39	62	92	115	172	276
	750	9.4	4	8	11	16	21	31	48	69	92	126	212
90	1 500	16.7	9	13	20	28	37	52	85	120	161	230	350
	1 000	11.1	6	9	13	19	25	34	56	80	109	149	230
	750	8.3	4	6	10	14	19	26	42	63	80	115	184

表 8-92 MP3 型减速器热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 、 $P_{G3}$ 

散热冷却条件				规格代号										
没有 冷却 措施		环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		小空间	$\geq 0.5$	$P_{G1}/kW$										
				26	33	40	49	61	75	94	121	148	181	228
		较大空间	$\geq 1.4$	37	46	57	70	88	107	127	170	209	258	330
		在户外露天	$\geq 3.7$	50	62	75	95	118	145	178	225	275	341	440
风扇 冷却	风扇转速 $/r \cdot \min^{-1}$	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$										
	1 500	小空间	$\geq 0.5$	54	66	82	110	138	176	220	265	331	422	531
		较大空间	$\geq 1.4$	60	72	91	121	152	193	242	291	364	464	583
		在户外露天	$\geq 3.7$	66	79	99	133	166	213	266	321	401	511	642
	1 000	小空间	$\geq 0.5$	48	58	72	94	120	151	195	228	289	373	470
		较大空间	$\geq 1.4$	53	65	79	103	132	165	214	252	318	411	517
		在户外露天	$\geq 3.7$	58	71	88	113	145	182	236	277	349	452	569
	750	小空间	$\geq 0.5$	44	53	66	85	110	144	176	211	265	343	434
		较大空间	$\geq 1.4$	48	58	72	93	121	158	193	232	291	378	477
		在户外露天	$\geq 3.7$	52	65	79	102	133	174	213	255	321	415	525

续表

散热冷却条件				规格代号										
盘状管 冷却或 循环油 润滑	环境条件	水管内径 $d$ mm	15	15	15	15	15	15	15	15	20	20	20	20
		环境气流速度 $v'$ m·s <sup>-1</sup>	$P_{G3}$ kW											
	小空间	≥0.5	77	84	101	116	165	176	198	231	385	407	473	
	较大空间	≥1.4	88	97	117	137	192	209	231	280	440	484	572	
	在户外露天	≥3.7	99	115	136	162	220	247	280	341	506	561	682	

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{G3}$ 。表 8-93 MP4 型减速器公称输入机械功率  $P_1$ 

公称传动比 $i$	公称转速/r·min <sup>-1</sup>		规格代号							
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1$ /kW							
100	1500	15	27	38	52	76	113	149	218	333
	1000	10	18	26	35	52	75	100	143	224
	750	7.5	14	19	26	38	57	74	109	166
112	1500	13.4	24	33	46	67	101	132	195	293
	1000	8.9	16	23	31	46	67	89	132	195
	750	6.7	12	17	23	33	50	67	97	149
125	1500	12	21	29	41	59	93	120	172	264
	1000	8	14	20	27	40	62	80	115	178
	750	6	10	14	20	30	47	60	86	132
140	1500	10.7	18	26	36	52	82	105	155	235
	1000	7.1	12	18	24	35	55	70	103	155
	750	5.4	9	13	18	26	41	52	78	120
160	1500	9.4	16	23	32	47	73	93	138	207
	1000	6.3	11	16	21	31	49	62	92	138
	750	4.7	8	11	16	24	36	47	69	105
180	1500	8.3	14	21	28	42	65	80	120	184
	1000	5.6	10	14	19	28	43	54	80	120
	750	4.2	7	10	14	21	33	40	60	94
200	1500	7.5	13	17	25	37	58	73	109	166
	1000	5	9	12	16	25	39	49	72	111
	750	3.8	6	9	13	19	29	36	55	83
224	1500	6.7	12	16	23	33	51	65	95	149
	1000	4.5	8	10	15	23	34	43	63	100
	750	3.3	6	8	12	17	26	32	48	75
250	1500	6	10	14	20	29	47	58	83	132
	1000	4	7	9	13	20	31	39	56	88
	750	3	5	7	10	14	23	29	42	66

续表

公称传动比 $i$	公称转速/ $r \cdot \min^{-1}$		规格代号							
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/\text{kW}$							
280	1500	5.4	9	12	17	26	42	52	75	115
	1000	3.6	6	8	12	17	28	35	50	77
	750	2.7	4	6	9	13	21	26	39	58
315	1500	4.8	8	10	15	24	36	48	67	105
	1000	3.2	5	7	10	16	24	32	44	70
	750	2.4	4	5	8	12	18	24	34	54
355	1500	4.2	7	9	13	20	33	42	59	95
	1000	2.8	5	6	9	13	22	28	40	63
	750	2.1	3	5	7	10	16	21	30	48
400	1500	3.8	6	9	12	18	29	37	52	82
	1000	2.5	4	6	8	12	20	25	35	55
	750	1.9	3	4	6	9	15	18	27	42

表 8-94 MP4 型减速器热功率  $P_{Gt}$ 

散热冷却条件			规格代号							
没有冷却措施	环境条件	环境气流速度 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	4	5	6	7	8	9	10	11
			$P_{Gt}/\text{kW}$							
	小空间	$\geq 0.5$	28	35	44	55	69	85	105	132
	较大空间	$\geq 1.4$	40	49	62	79	105	121	154	187
	在户外露天	$\geq 3.7$	52	66	83	105	126	159	203	247

表 8-95 MR2 型减速器公称输入机械功率  $P_1$ 

公称传动比 $i$	公称转速/ $r \cdot \min^{-1}$		规格代号								
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
			公称输入功率 $P_1/\text{kW}$								
5	1500	300	112	201	414	529	713	977	1495	2127	
	1000	200	82	149	316	402	540	724	1127	1610	2070
	750	150	64	120	247	322	437	575	908	1207	1667
5.6	1500	270	112	201	414	529	713	977	1495	2127	
	1000	180	82	149	316	402	540	724	1127	1610	2070
	750	134	64	120	247	322	437	575	908	1207	1667
6.3	1500	240	112	201	414	529	713	977	1495	2127	
	1000	160	82	149	316	402	540	724	1127	1610	2070
	750	120	64	120	247	322	437	575	908	1207	1667



续表

公称 传动比 $i$	公称转速 $r \cdot \min^{-1}$		规格代号								
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	公称输入功率 $P_1$ /kW										
7.1	1 500	210	112	149	414	529	713	977	1 495	2 127	
	1 000	140	82	149	316	402	540	724	1 127	1 610	2 070
	750	106	64	120	247	322	437	575	908	1 207	1 667
8	1 500	185	94	178	368	506	701	885	1 322	1 955	
	1 000	125	64	132	281	379	540	678	989	1 495	1 955
	750	94	49	103	212	287	391	540	770	1 104	1 610
9	1 500	167	85	161	333	460	621	793	1 207	1 782	
	1 000	111	58	120	258	345	483	598	897	1 322	1 782
	750	83	44	92	201	264	368	483	701	989	1 380
10	1 500	150	77	149	299	402	552	713	1 069	1 610	
	1 000	100	51	109	224	299	414	540	793	1 150	1 552
	750	75	39	85	178	247	345	437	609	885	1 207
11.2	1 500	134	67	138	270	379	517	655	977	1 380	
	1 000	89	47	97	201	281	379	494	736	1 023	1 322
	750	67	35	75	155	218	287	402	552	782	1 012
12.5	1 500	120	60	120	241	333	414	575	793	1 092	
	1 000	80	42	86	166	247	310	437	575	793	1 207
	750	60	31	65	126	184	224	322	437	609	920
14	1 500	107	52	100	201	287	379	552	736	1 012	1 552
	1 000	71	35	71	143	207	276	402	552	770	1 207
	750	54	27	52	109	166	224	316	425	586	966
16	1 500	94	52	100	189	270	356	540	701	966	1 552
	1 000	62	35	71	132	195	270	391	529	736	1 207
	750	47	27	52	100	161	218	310	414	598	954

表 8-96 MR2 型减速器热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 、 $P_{G3}$ 

散热冷却条件				规格代号								
没有冷 却措施		环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		$P_{G1}/kW$										
		小空间	$\geq 0.5$	33	52	81	101	126	159	199	248	303
		较大空间	$\geq 1.4$	47	73	115	143	181	231	280	352	445
		在户外露天	$\geq 3.7$	62	96	154	192	242	302	379	462	583

续表

散热冷却条件				规格代号								
风扇冷却	风扇转速 $/r \cdot \min^{-1}$	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$								
	1500	小空间	$\geq 0.5$	64	99	168	204	258	316	402	517	644
		较大空间	$\geq 1.4$	71	109	184	224	283	347	442	569	708
		在户外露天	$\geq 3.7$	78	120	203	246	312	382	487	626	779
	1000	小空间	$\geq 0.5$	56	87	144	180	228	276	345	448	563
		较大空间	$\geq 1.4$	62	96	158	198	250	303	379	493	619
		在户外露天	$\geq 3.7$	68	105	174	217	275	333	417	542	681
	750	小空间	$\geq 0.5$	51	79	132	168	204	253	316	414	506
		较大空间	$\geq 1.4$	56	87	145	184	224	278	347	455	556
		在户外露天	$\geq 3.7$	62	95	159	203	246	306	382	500	612
盘状管冷却或循环油润滑		环境条件	水管内径 $d/mm$	15	15	15	15	15	20	20	20	20
			环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G3}/kW$								
		小空间	$\geq 0.5$	114	187	247	292	308	335	401	456	539
		较大空间	$\geq 1.4$	127	209	286	335	363	407	484	561	682
		在户外露天	$\geq 3.7$	143	231	324	385	423	478	583	671	825

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{G3}$ 。表 8-97 MR3 型减速机公称输入机械功率  $P_1$ 

公称传动比 $i$	公称转速/ $r \cdot \min^{-1}$		规格代号										
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/kW$										
18	1500	83	49	67	87	132	178	247	339	529	655	931	1552
	1000	56	34	47	62	88	120	178	253	391	494	690	1150
	750	42	26	37	48	72	93	138	201	299	402	563	908
20	1500	75	46	62	79	120	161	230	322	506	644	908	1552
	1000	50	31	42	56	81	110	166	235	368	448	632	1012
	750	38	23	33	44	64	86	126	184	281	356	517	805
22.4	1500	67	40	57	75	109	155	207	293	460	598	862	1380
	1000	44	27	39	51	75	104	149	218	333	414	598	908
	750	33	20	29	41	57	80	110	166	253	322	460	713
25	1500	60	35	51	71	97	138	189	264	414	540	770	1207
	1000	40	23	34	48	66	93	132	195	293	368	529	839
	750	30	18	26	37	50	70	98	149	224	276	402	632
28	1500	54	29	43	59	87	115	166	253	379	471	690	1069
	1000	36	19	29	40	60	78	111	172	264	333	483	736
	750	27	14	22	30	46	58	83	132	201	253	368	563

续表

公称 传动比 $i$	公称转速 $r \cdot \min^{-1}$		规格代号										
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/kW$										
31.5	1500	48	26	39	52	79	104	149	230	339	448	644	966
	1000	32	17	25	35	52	71	103	155	235	304	437	667
	750	24	13	19	27	40	52	75	120	178	224	327	506
35.5	1500	42	21	35	47	71	93	126	207	304	402	586	897
	1000	28	14	23	32	48	62	85	138	212	270	391	609
	750	21	11	17	24	36	47	64	104	161	207	293	448
40	1500	38	20	31	42	63	81	112	184	276	356	529	793
	1000	25	13	21	29	43	55	75	126	189	258	356	540
	750	19	9	16	21	33	41	57	95	143	184	270	402
45	1500	33	17	27	37	57	74	104	166	247	322	471	713
	1000	22	12	18	25	37	50	70	110	166	212	310	529
	750	17	8	13	19	29	37	52	86	126	166	241	368
50	1500	30	15	24	34	50	66	93	149	212	281	414	632
	1000	20	10	16	23	37	44	63	100	143	189	276	425
	750	15	8	12	17	26	34	48	75	109	258	368	575
56	1500	27	13	22	31	46	58	82	132	189	258	368	575
	1000	18	9	14	20	31	40	57	89	132	172	247	391
	750	13.4	7	11	16	24	29	42	67	101	132	189	293
63	1500	24	12	19	27	40	51	73	115	172	230	327	506
	1000	16	8	13	18	27	35	50	79	120	155	218	345
	750	12	6	9	13	20	26	37	59	89	113	166	264
71	1500	21	10	17	24	35	47	65	104	149	207	270	460
	1000	14	7	11	16	24	31	43	71	98	143	184	304
	750	10.6	5	8	12	18	24	33	54	74	105	138	230

表 8-98 MR3 型减速器热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$ 、 $P_{G3}$ 

散热冷却条件				规格代号										
没有 冷却 措施		环境条件	环境气流速度	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			$v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G1}/kW$										
		小空间	$\geq 0.5$	26	33	40	49	61	75	94	121	148	181	228
		较大空间	$\geq 1.4$	37	46	57	70	88	107	127	170	209	258	330
		在户外露天	$\geq 3.7$	50	62	75	95	118	145	178	225	275	341	440

续表

散热冷却条件				规格代号										
风扇冷却	风扇转速 $/r \cdot \min^{-1}$	环境条件	环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G2}/kW$										
	1 500	小空间	$\geq 0.5$	52	63	79	105	132	168	210	253	316	402	506
		较大空间	$\geq 1.4$	58	69	87	116	145	184	231	278	347	442	556
		在户外露天	$\geq 3.7$	63	76	95	127	159	203	254	306	382	487	612
	1 000	小空间	$\geq 0.5$	46	56	69	90	115	144	186	218	276	356	448
		较大空间	$\geq 1.4$	51	62	76	99	126	158	204	240	303	392	493
		在户外露天	$\geq 3.7$	56	68	84	108	139	174	225	264	333	431	542
	750	小空间	$\geq 0.5$	42	51	63	81	105	138	168	201	253	327	414
		较大空间	$\geq 1.4$	46	56	69	89	116	151	184	221	278	360	455
		在户外露天	$\geq 3.7$	50	62	76	98	127	166	203	243	306	396	500
盘状管冷却或循环油润滑		环境条件	水管内径 $d/mm$	15	15	15	15	15	15	15	20	20	20	20
			环境气流速度 $v/m \cdot s^{-1}$	$P_{G3}/kW$										
		小空间	$\geq 0.5$	77	84	101	116	165	176	198	231	385	407	473
		较大空间	$\geq 1.4$	88	97	117	137	192	209	231	280	440	484	572
		在户外露天	$\geq 3.7$	99	115	136	162	220	247	280	341	506	561	682

注：当采用循环油润滑时，可按润滑系统计算适当提高  $P_{G3}$ 。表 8-99 MR4 型减速器公称输入机械功率  $P_1$ 

公称传动比 $i$	公称转速 $/r \cdot \min^{-1}$		规格代号							
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	4	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/kW$							
80	1500	18.8	32	43	58	85	132	184	247	402
	1000	12.5	21	29	40	57	90	126	166	276
	750	9.4	16	22	29	43	64	93	126	207
90	1500	16.7	29	40	50	75	105	145	205	300
	1000	11.1	19	27	34	50	71	98	140	205
	750	8.3	14	20	25	37	53	73	105	155
100	1500	15	22	29.5	42	66	99	130	185	290
	1000	10	15	20	28	45	66	88	125	195
	750	7.5	11.5	15	21	34	51	66	93	145
112	1500	13.5	21	27.5	38	59	87	115	170	255
	1000	8.9	14.5	18.5	25.5	39	60	78	115	170
	750	6.7	10.5	14	19.5	30	45	58	86	130
125	1500	12	18.5	24.5	34	52	79	100	150	230
	1000	8	12.5	16.5	23	35	54	68	100	155
	750	6	9.1	12.5	17.5	26.5	41	51	75	115

续表

公称传动比 $i$	公称转速 $n \cdot \text{min}^{-1}$		规格代号							
	输入 $n_1$	输出 $n_2$	1	5	6	7	8	9	10	11
			公称输入功率 $P_1/\text{kW}$							
110	1500	10.7	16.5	22.5	30	47	71	89	135	205
	1000	7.1	11.5	15.5	21	32	49	60	91	140
	750	5.4	8.1	11.5	16	24	36	45	68	105
160	1500	9.4	14.5	20	27.5	42	63	81	115	180
	1000	6.3	9.5	13.5	18.5	27.5	42	55	77	120
	750	4.7	7.4	10.5	14	21.5	32	41	58	92
180	1500	8.3	13	17.5	24.5	38	57	72	100	160
	1000	5.6	8.6	12	16.5	25.5	38	48	69	105
	750	4.2	6.6	9	12.5	19.5	29	36	52	82
200	1500	7.5	12	15.5	22.5	33	51	64	92	145
	1000	5	8.1	10.5	14.5	22.5	34	43	61	97
	750	3.8	6.1	8	11.5	17	26.5	32	46	73
224	1500	6.7	10.5	14	19.5	30	46	57	83	130
	1000	4.5	7.1	9.3	13.5	20.5	31	38	55	87
	750	3.3	5.3	7.1	10	15.5	23.5	29	42	66
250	1500	6	9.2	12.5	17.5	26.5	40	51	72	115
	1000	4	6.1	8.5	12	17.5	27	34	49	77
	750	3	4.6	6.5	9	13.5	20.5	26	37	58
280	1500	5.4	8.1	11.5	16	23.5	36	46	66	100
	1000	3.6	5.6	7.6	11	16	24	31	47	67
	750	2.7	4.2	5.6	8.1	12	18.5	23	33	51
315	1500	4.8	7.5	9.6	14	21	33	40	58	92
	1000	3.2	4.9	6.6	9.1	14	21.5	27	39	61
	750	2.4	3.8	5	7.1	11	16.5	20.5	29.5	47
355	1500	4.2	6.6	8.6	12	18	24	36	46	83
	1000	2.8	4.4	6.1	8.1	12	16.5	24	31	54
	750	2.1	3.3	4.4	6.1	9.1	12.5	18	23.5	42

表 8-100 MR4 型减速器热功率  $P_{G1}$ 

散热冷却条件			规格代号							
没有 冷却 措施	环境条件	环境气流速度 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	10	11	12	13	14	15	16	17
			$P_{G1}/\text{kW}$							
	小空间	$\geq 0.5$	35	44	55	69	85	105	132	165
	较大空间	$\geq 1.4$	49	62	79	105	121	154	187	231
	在户外露天	$\geq 3.7$	66	83	105	126	159	203	247	313

### (3) 减速器的选用系数

除安全系数  $S_A$  (见表 8-101) 外, 其余选用系数与 JB/T 8853—2001 相同。

表 8-101 减速器安全系数  $S_A$

重要性与安全要求	一般设备, 减速器失效仅引起单机停产且易更换备件	重要设备, 减速器失效引起机组、生产线或全厂停产	高度安全要求, 减速器失效引起设备、人身事故
$S_A$	1.3~1.7	1.5~2	1.7~2.5

### (4) 减速器的选用

选用方法步骤与本章 8.10.1 JB/T 8853—2001 圆柱齿轮减速器的相同。

## 8.10.3 NGW 型行星齿轮减速器 (JB/T 6502—1993)

### (1) 主要特点和适用范围

行星齿轮传动类型很多, NGW 型是其中应用最普遍、最多的一种。NGW 的 N 表示内啮合, W 表示外啮合, G 表示内外啮合公用的行星齿轮。NGW 型即 2K-H 型。

NGW 型行星齿轮减速器具有多个行星齿轮 (每级传动有 3~5 个行星齿轮)、多齿对啮合、功率分流等特点。因而结构紧凑、体积小、质量轻、为相同承载能力的定轴线普通圆柱齿轮减速器的 1/2~1/3; 传动效率高, 单级行星减速器总效率  $\eta=0.98$ , 多级 ( $n$  级) 的效率  $\eta=0.98^n$ ; 传动比、传递功率的范围大; 外齿齿轮采用优质低碳合金钢锻造毛坯, 经渗碳、淬火, 磨齿 6 级精度, 内齿齿轮采用中碳合金钢锻造毛坯、调质处理或渗氮处理, 加工精度 7 级, 运转平稳, 噪声小; 装配形式、安装形式多样、适用面广。可用于冶金、矿山、运输、建筑、建材、轻化工、能源等行业。但有以下制约性要求:

齿轮的圆周速度  $v \leq 20\text{m/s}$ ;

规格为 200~800 的高速轴转速  $n_1 \leq 1500\text{r/min}$ ;

规格为 900~1120,  $n_1 \leq 1000\text{r/min}$ ;

规格为 1250~1600,  $n_1 \leq 750\text{r/min}$ ;

规格为 1800~2000,  $n_1 \leq 600\text{r/min}$ 。

工作环境温度为  $-40 \sim 45^\circ\text{C}$ , 低于  $0^\circ\text{C}$  时, 启动前润滑油应预热至  $10^\circ\text{C}$  以上。

实用条件与以上限制条件不符时, 可与制造商联系解决。

减速器可正、反两向运转, 可用做增速器。

### (2) 类型、代号

JB/T 6502《NGW 型行星齿轮减速器》包括 6 个基本系列减速器, 其中底座安装 3 个为 NAD (一级)、NBD (二级)、NCD (三级); 法兰安装 3 个为 NAF、NBF、NCF; 14 个派生系列减速器, 其中第一级传动为一对圆柱齿轮的 6 个系列; 即 NAZD、NBZD、NCZD、NAZF、NBZF、NCZF; 第一级为一对弧齿锥齿轮的 6 个系列, 即 NASD、NBSD、NCSD、NASF、NBSF、NCSF; 立式安装二个系列, 即 NAL, NBL。

各系列减速器代号含义为:

N——NGW 型;

A——单级传动;

B——两级传动;

C——三级传动;

Z——第一级为定轴线圆柱齿轮;

S —第一级为定轴线弧齿锥齿轮；

D— 底座安装；

F —法兰安装；

L— 立式安装。

这里仅介绍 6 个基本系列行星齿轮减速器。其余见 JB/T 6502—1993。

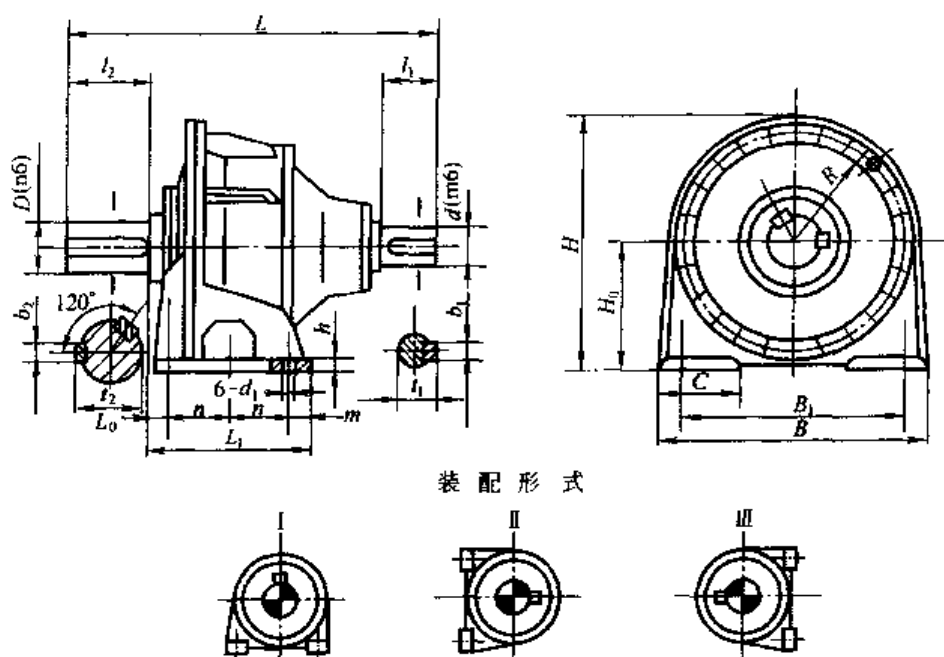
(3) 外形尺寸、安装形式、承载能力

各系列减速器的外形尺寸、安装形式、公称输入功率见表 8-102~表 8-116。

输出、输入轴轴伸中点处额定径向负荷  $F_r$  见表 8-117。

许用最大尖峰载荷（短时过载或启动、制动过载）为公称载荷的 2 倍。

表 8-102 NAD (NAD200~560) 减速器的外形及尺寸 (JB/T 6502--1993) /mm



装配形式

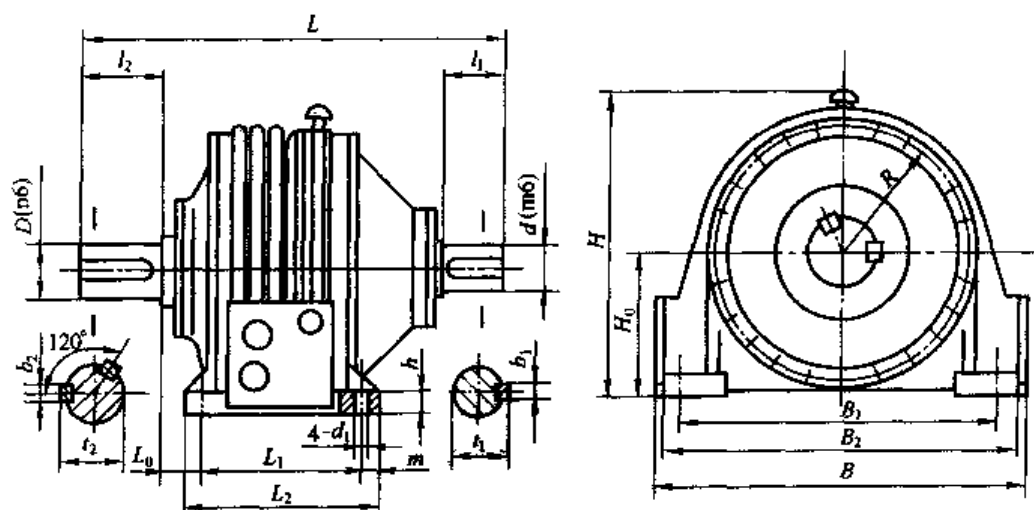
规格 代号	型号 规格	公称传动 比 <i>i</i>	外形及中心高					轴 伸								地脚尺寸										质量 /kg	润滑 油量 /L
			<i>L</i>	<i>B</i>	<i>H</i>	<i>H</i> <sub>0</sub>	<i>R</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>l</i> <sub>2</sub>	<i>t</i> <sub>1</sub>	<i>b</i> <sub>1</sub>	<i>t</i> <sub>2</sub>	<i>b</i> <sub>2</sub>	<i>L</i> <sub>1</sub>	<i>L</i> <sub>0</sub>	<i>n</i>	<i>m</i>	<i>h</i>	<i>B</i> <sub>1</sub>	<i>C</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>				
1	NAD 200	4~5.6	540	355	345	180	165	50	60	82	105	53.5	14	64	18	220	25	90	20	18	280	90	18	85	2		
		6.3~9	540					40		82		43	12														
2	NAD 224	4~5.6	610	400	385	200	185	55	70	82	105	59	16	74.5	20	240	30	95	25	20	310	105	20	120	3		
		6.3~9	610					45		82		48.5	14														
3	NAD 250	4~5.6	680	450	435	220	215	60	80	105	130	64	18	85	22	290	30	120	25	20	360	120	20	160	4		
		6.3~9	657					50		82		53.5	14														
4	NAD 280	4~5.6	750	500	465	235	230	65	100	105	165	69	18	106	28	300	35	120	30	23	410	130	22	230	6		
		6.3~9	727					55		82		59	16														
5	NAD 315	4~5.6	800	560	525	265	260	75	120	105	165	79.5	20	127	32	320	35	130	30	25	470	140	22	360	8		
		6.3~9	800					60		105		64	18														
6	NAD 355	4~5.6	895	630	590	300	290	85	140	130	200	90	22	148	36	380	38	155	35	28	520	170	26	420	10		
		6.3~9	875					65		105		69	18														

续表

规格 代号	型号 规格	公称传动 比 $i$	外形及中心高					轴 伸								地脚尺寸										质量 /kg	润滑 油量 /L
			$L$	$B$	$H$	$H_0$	$R$	$d$	$D$	$l_1$	$l_2$	$t_1$	$b_1$	$t_2$	$b_2$	$L_1$	$L_0$	$n$	$m$	$h$	$B_1$	$C$	$d_1$				
7	NAD 400	4~5.6	979	710	660	335	325	95	150	130	200	100	25	158	36	400	51	165	35	35	600	210	26	547	14		
		6.3~9	954					75	105	105	200	79.5	20														
8	NAD 150	4~5.6	1 135	800	745	375	370	110	170	165	240	116	28	179	40	460	60	180	50	35	670	220	33	755	20		
		6.3~9	1 100					80	130	130	240	85	22														
9	NAD 500	4~5.6	1 250	900	835	425	410	120	200	115	280	127	32	210	45	500	80	200	50	40	770	240	33	1 095	26		
		6.3~9	1 215					90	130	130	280	95	25														
10	NAD 560	4~5.6	1 355	1 020	950	480	470	130	220	210	280	137	32	231	50	580	78.5	230	60	40	880	300	38	1 510	34		
		6.3~9	1 320					100	115	115	280	106	28														

表 8-103 NAD (NAD560~2000) 减速器的外形及尺寸 (JB/T 6502-1993)

/mm



规格代号	型号规格	公称传动比 $i$	外形及中心高					轴伸								地脚尺寸										质量/kg	润滑油量/L
			$L$	$B$	$H$	$H_0$	$R$	$d$	$D$	$l_1$	$l_2$	$t_1$	$b_1$	$t_2$	$b_2$	$L_2$	$L_0$	$L_1$	$m$	$h$	$B_2$	$B_1$	$d_1$				
11	NAD560	4~5.6	1335	1100	990	450	450	130	200	280	137	32	231	50	660	103	500	80	70	1060	990	65	1480	160			
		6.3~9	1320					100	220		165	106													28		
12	NAD630	4~5.6	1560	1260	1095	500	486	140	200	230	148	36	252	56	740	118	560	90	80	1200	1040	75	2050	140			
		6.3~9	1530					110	210		165	116													28		
13	NAD710	4~5.6	1750	1360	1215	560	545	160	240	330	169	40	272	56	810	130	630	90	80	1320	1140	75	3000	180			
		6.3~9	1710					130	260		200	187													32		
14	NAD800	4~5.6	1880	1560	1335	630	625	160	240	380	190	45	292	63	870	163	670	100	100	1500	1300	82	4550	220			
		6.3~9	1840					140	280		200	148													36		
15	NAD900	4~5.6	2240	1750	1510	710	690	200	280	450	210	45	355	80	940	194	740	100	100	1680	1480	82	4900	350			
		6.3~9	2200					160	340		240	169													40		
16	NAD1000	4~5.6	2310	1900	1680	800	700	220	280	450	231	50	375	80	1140	160	900	120	120	1840	1600	101	6700	500			
		6.3~9	2270					180	360		240	190													45		

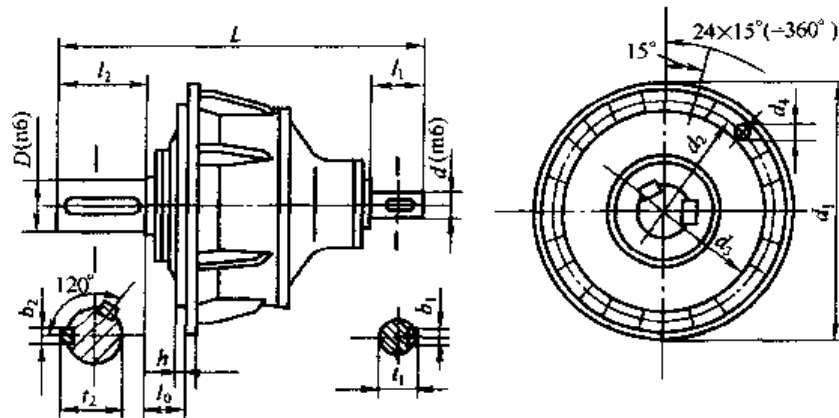


续表

规格代号	型号规格	公称传动比 $i$	外形及中心高					轴伸								地脚尺寸										质量 kg	润滑油量 /L
			L	B	H	H <sub>c</sub>	R	d	D	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	t <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>0</sub>	L <sub>1</sub>	m	h	B <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>				
17	NAD 1120	4~5.6	2720	2120	1880	900	870	240	400	330	510	252	56	117	90	1260	207	1000	130	120	2060	1800	101	10500	650		
		6.3~9	2670					200		280		210	45														
18	NAD 1250	4~5.6	2970	2310	2060	1000	950	280	450	380	510	292	63	169	100	1400	225	1120	140	140	2280	2000	101	14000	890		
		6.3~9	2870					220		280		231	50														
19	NAD 1400	4~5.6	3150	2580	2280	1120	1050	320	500	380	540	334	70	519	100	1500	264	1200	150	150	2600	2200	112	16000	1200		
		6.3~9	3100					240		330		252	56														
20	NAD 1600	4~5.6	3690	2970	2560	1250	1200	360	560	450	680	375	80	582	122	1600	350	1250	175	180	2890	2540	122	23000	2000		
		6.3~9	3620					280		380		292	63														
21	NAD 1800	4~5.6	4030	3300	2860	1400	1360	380	600	450	680	395	80	625	140	1760	398	1400	180	200	3220	2880	137	31000	2500		
		6.3~9	3960					320		380		334	70														
22	NAD 2000	4~5.6	4430	3700	3190	1600	1480	400	630	540	680	417	90	655	140	1960	440	1580	190	220	3620	3260	155	45000	3200		
		6.3~9	4390					360		450		375	80														

表 8-104 NAF 减速器的外形及尺寸 (JB/T 6502—1993)

/mm



规格代号	规格型号	公称传动比 $i$	外形尺寸		轴伸								法兰尺寸					质量/kg	润滑油量/L
			L	d <sub>1</sub>	d	D	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	t <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	l <sub>0</sub>	h		
1	NAF 200	4~5.6	540	325	50	60	82	105	53.5	14	64	18	300	275	13.5	70	6	70	2
		6.3~9	540		40		82		43	12									
2	NAF 224	4~5.6	610	365	55	70	82	105	59	16	74.5	20	335	300	13.5	76	6	100	3
		6.3~9	610		45		82		48.5	14							15		
3	NAF 250	4~5.6	680	410	60	80	105	130	64	18	85	22	375	340	17.5	85	8	130	4
		6.3~9	657		50		82		53.5	14							20		
4	NAF 280	4~5.6	750	460	65	100	105	165	69	18	106	28	420	385	17.5	95	8	195	6
		6.3~9	727		55		82		59	16							20		
5	NAF 315	4~5.6	800	520	75	120	105	165	79.5	20	127	32	470	435	17.5	113	8	260	8
		6.3~9	800		60		105		64	18							20		

续表

规格 代号	规格 型号	公称传 动比:	外形尺寸		轴 伸										法兰尺寸				质量 /kg	润滑油 量/L
			L	d <sub>1</sub>	d	D	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	t <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	l <sub>0</sub>	h			
6	NAF 355	4~5.6	895	585	85	140	130	200	90	22	148	36	525	485	22	120	8	355	10	
		6.3~9	875		65				69	18							25			
7	NAF 400	4~5.6	980	650	95	150	130	200	100	25	158	36	590	545	22	125	8	445	14	
		6.3~9	955		75				79.5	20							25			
8	NAF 450	4~5.6	1 135	740	110	170	165	240	116	28	179	40	670	615	26	138	8	620	20	
		6.3~9	1 100		80				85	72							30			
9	NAF 500	4~5.6	1 250	820	120	200	165	280	127	32	210	45	755	680	26	160	8	948	26	
		6.3~9	1 215		90				95	25							30			
10	NAF 560	4~5.6	1 355	940	130	220	200	280	137	32	231	50	860	785	33	173.5	10	1 280	34	
		6.3~9	1 320		100				106	28							38			

表 8-105 NAD、NAF 减速器高速轴公称输入功率 (JB/T 6502—1993)

规格	$n_1/r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$							
		4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9
		公称输入功率/kW							
200	600	54.5	45.0	34.2	28.4	23.3	16.1	13.9	10.0
	750	68.0	56.4	43.1	35.7	29.2	20.1	17.5	12.5
	1 000	86.2	73.0	55.9	47.9	39.2	27.0	23.4	16.0
	1 500	132.7	111.1	84.8	70.3	57.6	39.7	34.4	25.6
224	600	89.0	78.5	61.9	47.4	35.5	24.3	21.0	15.0
	750	109.8	95.6	77.8	59.5	44.6	30.5	26.4	18.8
	1 000	144.5	125.7	101.1	77.4	59.9	40.9	35.4	25.3
	1 500	218.0	193.3	153.3	117.3	87.9	60.1	52.0	37.1
250	600	105.8	95.1	76.3	58.7	46.3	31.8	27.7	19.9
	750	131.7	114.6	92.9	73.7	58.1	40.0	34.7	24.9
	1 000	174.5	153.1	124.7	95.8	75.5	53.8	46.6	33.5
	1 500	258.6	233.6	189.0	145.3	114.4	78.8	68.5	49.2
280	600	168.7	139.8	106.2	87.6	68.1	46.4	40.1	28.4
	750	212.0	170.1	129.2	110.1	85.6	58.3	50.4	35.7
	1 000	284.9	228.6	173.7	143.2	111.3	75.8	67.6	48.0
	1 500	414.4	346.7	263.4	217.2	168.8	114.9	99.3	70.5
315	600	226.6	187.3	147.1	121.9	96.3	67.5	59.1	38.2
	750	281.4	235.5	179.0	148.4	117.1	84.9	74.3	45.9
	1 000	389.9	316.4	240.6	199.4	157.3	110.4	96.7	61.6
	1 500	552.6	460.1	364.8	302.5	238.3	167.4	146.7	90.4

续表

规格	$n_1$ r/min	公称传动比 $i$							
		1	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9
		公称输入功率 kW							
355	600	351.2	284.4	217.0	179.1	110.5	95.9	82.9	59.1
	750	437.1	357.5	272.7	225.3	171.1	120.6	104.2	74.2
	1000	578.6	480.4	366.5	310.4	229.8	156.8	135.6	96.5
	1500	855.8	698.4	532.9	440.4	318.2	237.7	205.7	146.4
400	600	432.5	367.3	280.1	232.3	190.4	135.4	117.6	84.4
	750	538.0	461.8	352.3	292.1	239.2	164.8	143.1	106.2
	1000	711.6	620.5	473.3	392.6	321.3	221.4	192.2	138.2
	1500	1067.5	901.4	688.1	571.1	467.1	335.7	291.6	209.6
450	600	702.5	621.2	506.6	387.6	290.5	198.6	177.6	126.7
	750	872.7	772.9	636.9	487.3	365.1	249.7	216.1	154.1
	1000	1152.1	1022.8	853.4	654.7	490.4	335.4	290.4	207.2
	1500	1694.4	1511.1	1242.1	951.7	712.5	487.8	440.3	314.3
500	600	831.2	749.3	624.5	480.2	378.3	260.6	226.2	167.8
	750	1032.0	931.7	785.1	603.8	475.4	327.5	284.4	204.4
	1000	1360.8	1231.5	1011.4	811.1	638.6	440.1	382.2	274.6
	1500	1997.4	1815.7	1530.0	1178.3	927.3	639.7	556.5	416.5
560	600	1296.6	1113.6	847.8	700.2	545.2	372.3	322.0	229.4
	750	1609.2	1400.0	1065.9	880.5	685.4	468.0	404.8	288.4
	1000	2120.4	1802.9	1373.3	1134.9	920.2	628.6	543.9	385.0
	1500	3107.6	2724.0	2077.4	1718.4	1335.6	913.6	790.7	564.0
630	600	1675.8	1476.7	1172.1	972.9	732.1	540.9	474.2	293.5
	750	2077.6	1834.0	1473.5	1223.4	907.1	680.0	596.1	369.2
	1000	2732.9	2419.5	1897.7	1576.2	1192.2	913.1	800.7	496.1
	1500	3991.9	3554.1	2867.5	2385.0	1738.6	1325.5	1163.2	721.8
710	600	2686.1	2362.3	1832.8	1514.2	1148.8	784.2	678.3	483.0
	750	3326.6	2895.8	2210.0	1826.5	1443.8	985.8	852.8	607.4
	1000	4368.0	3865.8	2965.6	2452.4	1858.6	1270.0	1146.6	816.3
	1500	6358.9	5670.1	4475.5	3706.4	2806.1	1921.5	1663.9	1187.1
800	600	3280.8	2893.9	2366.9	1963.5	1543.6	1107.2	961.6	691.0
	750	4058.6	3588.7	2853.4	2368.1	1908.7	1391.9	1209.0	869.1
	1000	5319.9	4722.1	3827.0	3178.2	2500.1	1792.7	1557.6	1120.3
	1500	—	6902.4	5673.6	4797.8	3622.4	2709.6	2356.2	1693.3
900	600	5284.6	4703.5	4101.3	3139.8	2412.4	1677.3	1452.3	1036.4
	750	6522.4	5822.2	5131.6	3945.1	2953.9	2022.4	1825.8	1303.4
	1000	8517.6	7639.1	6713.5	5289.4	3892.7	2713.9	2351.3	1680.0
	1500	—	—	9705.3	7834.7	5615.6	4097.3	3553.1	2543.7

续表

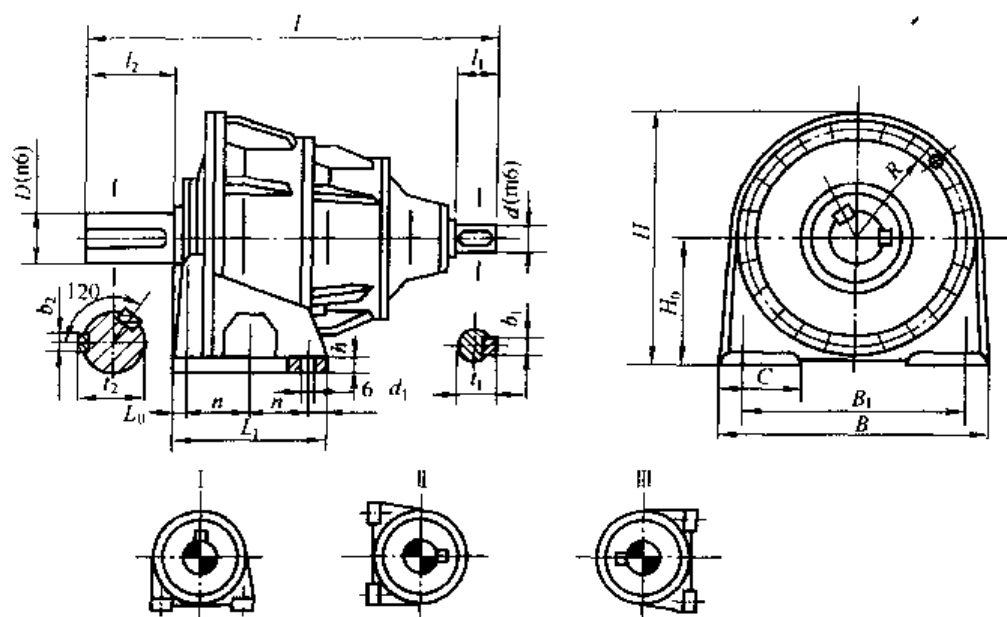
规格	$n_1/r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$							
		4	4.5	5	5.6	6.3	7.1	8	9
		公称输入功率/kW							
1 000	600	6 217.3	5 640.7	4 888.3	3 890.1	2 941.6	2 200.4	1 911.2	1 373.9
	750	7 664.2	6 973.6	6 033.3	4 886.3	3 627.0	2 652.8	2 304.6	1 727.7
	1 000	9 989.0	9 131.3	7 878.9	6 530.2	4 278.7	3 542.9	3 092.7	2 226.4
	1 500	—	—	—	9 434.4	6 791.7	5 365.2	4 668.2	3 368.3
1 120	600	9 623.9	8 516.5	6 863.8	5 673.9	4 349.2	3 143.1	2 720.1	1 938.9
	750	11 855.4	10 528.6	8 615.2	7 126.1	5 410.1	3 788.3	3 278.4	2 338.9
	1 000	15 434.1	13 785.3	11 525.8	9 544.4	7 037.0	5 078.6	4 398.7	3 140.7
	1 500	—	—	—	—	10 063.3	7 522.8	6 631.4	4 747.4
1 250	600	12 302.5	10 923.6	9 473.5	7 879.1	5 424.1	4 377.6	3 839.6	2 481.8
	750	15 124.5	13 476.1	11 666.1	9 889.9	6 659.0	5 396.0	4 822.1	2 993.2
	1 000	—	17 585.1	15 179.6	13 014.5	8 621.9	7 291.1	6 459.6	4 017.7
	1 500	—	—	—	—	—	10 417.9	9 550.9	6 066.6
1 400	600	19 519.4	17 337.9	14 811.1	12 254.1	8 793.1	6 347.9	5 494.4	3 917.3
	750	23 953.8	21 374.4	18 494.4	15 371.9	10 784.9	7 969.0	6 900.3	4 923.8
	1 000	—	—	24 001.6	20 204.0	13 943.2	10 665.3	9 241.6	6 605.2
	1 500	—	—	—	—	—	—	13 654.9	9 791.3
1 600	600	26 419.6	21 004.9	18 188.8	15 669.1	11 215.1	8 957.7	7 784.8	5 603.7
	750	—	25 842.8	22 322.8	19 251.1	13 721.4	11 238.0	9 771.2	9 040.8
	1 000	—	—	—	—	17 670.5	14 860.0	13 071.8	9 437.3
	1 500	—	—	—	—	—	—	—	—
1 800	600	38 337.2	34 355.5	30 266.8	25 025.3	17 923.0	13 633.6	11 821.8	8 447.3
	750	—	—	37 205.0	30 821.7	22 043.2	17 115.2	14 851.0	10 623.2
	1 000	—	—	—	—	—	22 523.3	19 567.1	14 256.8
2 000	600	—	40 673.0	35 169.9	29 216.7	21 555.6	17 864.9	15 541.8	11 190.7
	750	—	—	—	35 898.9	26 431.9	22 177.1	19 509.9	14 065.8
	1 000	—	—	—	—	—	28 842.2	25 670.4	18 549.5
	1 500	—	—	—	—	—	—	—	—

表 8-106 NAD、NAF 减速机热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$  (JB/T 6502—1993)

散热冷却条件		规 格																				
油池 润滑 没有 冷却 措施	环境条件	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800	2 000
		$P_{G1}/kW$																				
	小空间小厂房	6	9	12	17	24	30	37	49	61	73	90	111	145	182	237	285	375	453	610	816	1 095
	较大空间或厂房	9	13	18	26	36	45	55	74	92	110	135	166	217	273	356	425	563	679	915	1 224	1 643
	户外露天	12.5	15	25	37	51	64	78	104	130	155	190	254	306	385	502	599	794	957	1 290	1 725	2 316
稀油站循环油润滑		$P_{G2}$ 按 $P_2$ 、工况条件、稀油站的流量和容积来确定																				

表 8-107 NBD (NBD250~560) 减速器的外形尺寸 (JB/T 6502—1993)

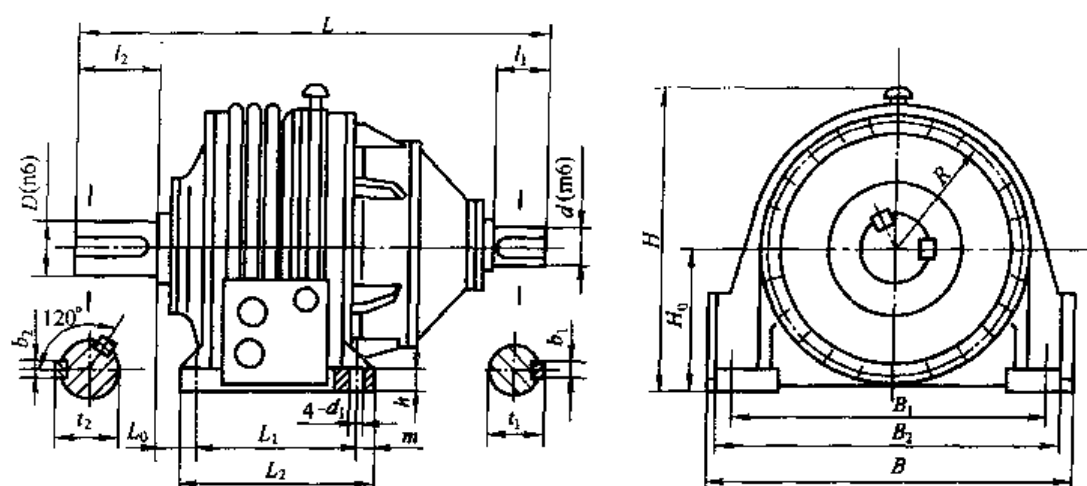
mm



规格 代号	型号	公称 传动比 $i$	外形及中心高					轴 伸								地脚尺寸										质量 /kg	润滑 油量 /L
			L	B	H	H <sub>0</sub>	R	d	D	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	t <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	b <sub>2</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>0</sub>	n	m	h	B <sub>1</sub>	C	d <sub>1</sub>				
1	NBD 250	20~25	715	460	435	225	215	30	80	58	130	33	8	85	22	290	30	120	25	20	360	120	20	210	8		
		28~50																									
2	NBD 280	20~25	760	500	465	236	230	35	100	58	165	38	10	106	28	300	35	120	30	23	410	130	22	270	10		
		28~50																									
3	NBD 315	20~25	820	560	525	265	260	40	120	82	165	45	12	127	32	320	35	130	30	25	470	140	22	360	14		
		28~50																									
4	NBD 355	20~25	900	630	590	300	290	50	140	82	200	53	14	148	36	380	38	155	35	28	520	170	26	468	20		
		28~50																									
5	NBD 400	20~25	993	710	660	335	325	60	150	105	200	64	18	158	36	400	51	165	35	35	624	210	26	624	28		
		28~50																									
6	NBD 450	20~25	1 100	800	745	375	370	65	170	105	240	69	18	179	40	460	60	180	50	35	670	220	33	830	38		
		28~50																									
7	NBD 500	20~25	1 252	900	835	425	410	75	200	105	280	79	20	210	45	500	80	200	50	40	770	240	33	1 250	45		
		28~50																									
8	NBD 560	20~25	1 340	1 020	950	473	470	80	220	130	280	85	22	231	50	580	78.5	230	60	40	880	300	38	1 700	60		
		28~50																									

表 8-108 NBD (NBD560~2000) 减速机外形尺寸 (JB/T 6502- 1993)

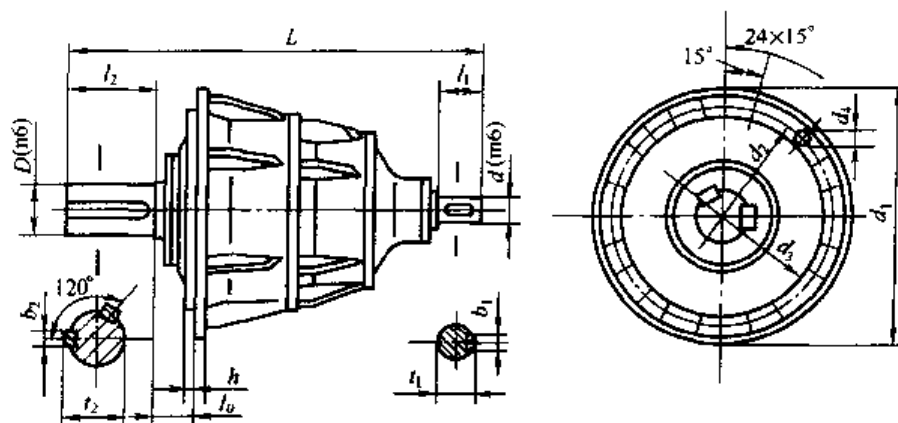
/mm



规格代号	型号规格	公称传动比 $i$	外形及中心高					轴伸								地脚尺寸										质量 /kg	润滑油量 /L
			$L$	$B$	$H$	$H_0$	$R$	$d$	$D$	$l_1$	$l_2$	$t_1$	$b_1$	$t_2$	$b_2$	$L_2$	$L_0$	$L_1$	$m$	$h$	$B_2$	$B_1$	$d_1$				
9	NBD 560	20~50	1360	1100	990	450	430	80	220	130	280	85	22	231	50	660	103	500	80	70	1060	900	65	1850	140		
10	NBD 630	20~50	1580	1260	1095	500	485	90	240	130	330	95	25	252	56	740	118	560	90	80	1200	1040	75	2300	180		
11	NBD 710	20~50	1685	1360	1215	560	545	110	260	165	330	116	28	272	56	810	130	630	90	80	1320	1140	75	3700	240		
12	NBD 800	20~50	1955	1560	1335	630	625	120	280	165	380	127	32	292	63	870	163	670	100	100	1500	1300	82	5000	300		
13	NBD 900	20~50	2260	1750	1510	710	690	130	340	200	450	137	32	355	80	940	194	740	100	100	1680	1480	82	5600	450		
14	NBD 1000	20~50	2330	1900	1680	800	770	140	360	200	450	148	36	375	80	1140	166	900	120	120	1840	1600	101	8100	620		
15	NBD 1120	20~50	2580	2120	1880	900	870	160	400	240	540	169	40	417	90	1260	207	1000	130	120	2060	1800	101	13200	800		
16	NBD 1250	20~50	2850	2340	2060	1000	950	180	450	240	540	190	45	469	100	1400	225	1120	140	140	2280	2000	112	17000	1000		
17	NBD 1400	20~50	3120	2580	2280	1120	1050	200	500	280	540	210	45	519	100	1500	264	1200	150	150	2500	2200	112	19500	1500		
18	NBD 1600	20~50	3580	2970	2560	1250	1200	220	560	280	680	231	50	582	120	1600	350	1250	175	180	2890	2540	122	26400	2400		
19	NBD 1800	20~50	4150	3300	2860	1400	1350	260	600	330	680	272	56	625	140	1760	398	1420	180	200	3220	2880	137	37500	3000		
20	NBD 2000	30~50	4900	3700	3190	1600	1480	280	630	380	680	292	63	655	140	1960	440	1580	190	220	3620	3260	155	51000	3800		

表 8-109 NBF 减速器的外形、尺寸 (JB/T 6502—1993)

/mm



规格 代号	型号 规格	公称 传动比 $i$	外形尺寸		轴 伸								法兰尺寸					质量 /kg	润滑 油量 /L
			$L$	$d_1$	$d$	$D$	$t_1$	$t_2$	$t_1$	$b_1$	$t_2$	$b_2$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$l_0$	$h$ $h_1$		
1	NBF 250	20~25	715	410	30	80	58	130	33	8	85	22	375	340	17.5	85	8	180	8
		28~50															20		
2	NBF 280	20~25	760	460	35	100	58	165	38	10	106	28	420	385	17.5	95	8	235	10
		28~50															20		
3	NBF 315	20~25	820	520	40	120	82	165	43	12	127	32	470	435	17.5	113	8	310	14
		28~50															20		
4	NBF 355	20~25	900	585	50	140	82	200	53.5	14	148	36	525	485	22	120	8	403	20
		28~50															25		
5	NBF 400	20~25	993	650	60	150	105	200	64	18	158	36	590	545	22	125	8	500	28
		28~50															25		
6	NBF 450	20~25	1 100	740	65	170	105	240	69	18	179	40	670	615	26	138	8	705	38
		28~50															30		
7	NBF 500	20~25	1 252	820	75	200	105	280	79.5	20	210	45	755	680	26	160	8	1 095	45
		28~50															30		
8	NBF 560	20~25	1 340	940	80	220	130	280	85	22	231	50	860	785	33	173.5	10	1 465	60
		28~50															38		

表 8-110 NBD、NBF 减速器高速轴公称输入功率 (JB/T 6502—1993)

规格	$n_1/r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$								
		20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
		公称输入功率 $P_1/\text{kW}$								
250	600	20.5	18.9	13.9	11.4	11.4	10.2	7.6	7.6	7.6
	750	25.6	23.7	17.3	14.2	14.2	12.8	9.6	9.6	9.4
	1 000	34.1	31.5	23.0	18.9	18.9	17.2	12.9	12.9	12.2
	1 500	51.1	47.2	34.1	28.2	28.2	25.3	19.5	19.5	17.6

续表

规格	$n_1/r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$								
		20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
		公称输入功率 $P_1/kW$								
280	600	35.0	30.9	22.8	18.6	18.6	16.3	12.1	12.1	11.5
	750	43.7	38.6	28.4	23.2	23.2	20.5	15.3	15.3	14.1
	1 000	58.3	51.5	37.7	31.1	31.1	27.5	20.4	20.4	18.2
	1 500	85.6	75.4	56.0	45.9	45.9	40.4	30.0	30.0	26.2
315	600	45.7	38.9	28.1	23.2	23.2	20.9	15.6	15.6	15.6
	750	57.1	48.5	35.1	28.9	28.9	26.2	19.6	19.6	19.5
	1 000	76.0	64.3	46.4	38.4	38.4	35.2	26.3	26.3	25.3
	1 500	113.8	95.5	68.8	56.9	56.9	51.7	38.5	38.5	35.1
355	600	68.3	60.5	41.9	34.5	34.5	30.5	22.6	22.6	22.6
	750	85.3	76.0	52.3	43.1	43.1	38.2	28.3	28.3	28.3
	1 000	113.5	98.9	69.3	56.5	56.5	51.4	38.1	38.1	38.1
	1 500	170.0	150.5	102.8	85.0	85.0	75.4	56.0	56.0	53.2
400	600	84.3	77.8	52.7	43.8	43.8	41.3	28.2	28.2	28.2
	750	105.3	97.2	65.5	54.6	54.6	51.5	35.4	35.4	35.4
	1 000	140.2	129.4	86.7	72.4	72.4	68.4	47.6	47.6	47.6
	1 500	209.6	193.6	128.3	107.3	107.3	101.4	69.8	69.8	65.8
450	600	137.1	124.1	84.6	69.8	69.8	63.1	46.9	46.9	46.9
	750	171.1	156.0	105.3	86.9	86.9	79.3	52.8	52.8	52.8
	1 000	228.4	208.6	139.4	115.2	115.2	103.1	76.6	76.6	76.6
	1 500	341.7	304.9	205.8	170.6	170.6	156.4	116.3	116.3	115.0
500	600	163.1	150.5	110.2	91.0	91.0	85.5	64.5	64.5	62.5
	750	203.5	187.9	137.0	113.2	113.2	105.0	81.0	81.0	78.2
	1 000	270.8	250.0	181.1	149.8	149.8	141.0	105.4	105.4	98.6
	1 500	404.2	373.5	266.9	221.5	221.5	208.5	159.8	159.8	142.3
560	600	265.4	234.3	180.7	149.3	149.3	137.9	102.5	102.5	94.4
	750	331.3	292.5	224.6	185.7	185.7	167.89	124.6	124.6	115.4
	1 000	440.6	389.3	296.5	245.5	245.5	225.5	167.5	167.5	143.7
	1 500	657.7	581.4	436.0	362.2	362.2	341.1	254.1	251.9	207.4
630	600	330.4	305.0	272.9	235.80	235.8	193.7	172.3	150.5	129.1
	750	412.4	380.7	340.6	294.5	294.5	241.9	215.3	185.8	153.8
	1 000	548.3	506.4	453.2	391.9	391.9	322.0	286.7	241.0	199.4
	1 500	818.1	755.8	676.8	585.6	585.6	481.7	428.9	348.0	288.0
710	600	531.5	490.7	410.3	342.8	342.8	314.9	230.6	230.2	194.3
	750	663.2	612.4	508.2	425.1	425.1	393.2	289.9	277.2	228.3
	1 000	881.6	814.2	667.4	559.5	559.5	523.5	389.5	359.6	296.1
	1 500	1 314.3	1 214.4	971.8	818.3	818.3	773.8	566.6	519.2	427.6



续表

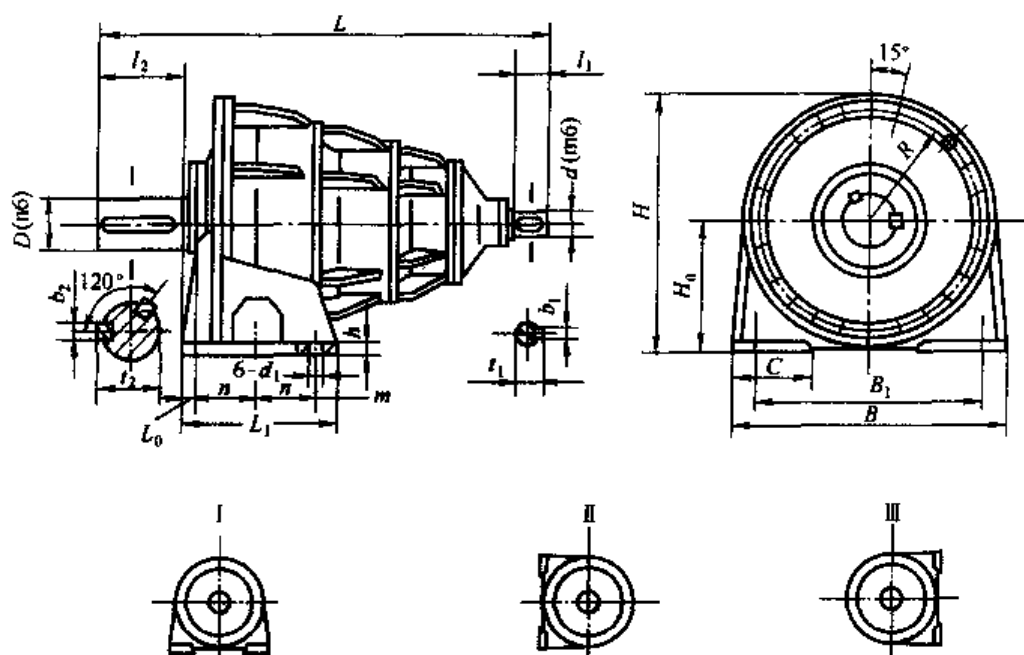
规格	$n_1 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	公称传动比 $i$								
		20	22.1	25	28	31.5	35.5	40	45	50
		公称输入功率 $P_1 \text{ kW}$								
800	600	651.6	601.6	538.3	465.4	407.0	381.7	339.6	297.1	253.3
	750	812.3	750.6	671.8	580.9	508.2	476.6	324.2	371.0	309.9
	1000	1080.0	997.6	893.2	772.6	676.3	634.4	564.7	486.2	402.0
	1500	1609.1	1487.0	1332.2	1153.3	1010.7	948.2	844.4	702.3	580.7
900	600	1057.9	976.9	844.9	700.0	665.8	624.4	527.4	493.9	405.1
	750	1318.9	1218.2	1044.3	866.3	831.1	779.5	663.2	616.5	505.8
	1000	1751.1	1617.9	1366.8	1137.7	1105.5	1037.0	854.9	820.2	669.9
	1500	2604.7	2408.0	1977.4	1655.0	1650.7	1548.9	1295.0	1224.7	968.0
1000	600	1301.8	1150.2	1033.1	893.4	802.0	752.2	669.5	583.8	481.1
	750	1662.4	1434.1	1288.4	1114.6	1001.0	938.9	835.8	728.7	600.5
	1000	2152.8	1903.9	1711.3	1481.1	1331.1	1248.8	1111.9	969.1	798.8
	1500	3198.2	2831.6	2547.2	2206.9	1986.4	1864.1	1660.7	1446.4	1192.7
1120	600	2019.9	1784.9	1603.2	1386.5	1211.1	1135.9	1011.0	885.7	759.8
	750	2517.1	2225.0	1999.1	1717.1	1511.5	1417.8	1262.1	1105.5	931.6
	1000	3339.0	2953.3	2654.7	2244.9	2010.1	1885.7	1679.1	1469.0	1209.4
	1500		4390.3	3857.9	3241.3	2999.4	2814.7	2507.7	2123.8	1748.5
1250	600	2496.3	2305.7	2064.3	1785.7	1585.4	1468.2	1307.0	1141.2	978.9
	750	3109.8	2873.0	2573.2	2226.8	1953.0	1832.0	1631.1	1423.9	1221.6
	1000	4123.2	3811.1	3415.1	2957.1	2595.9	2435.5	2169.2	1892.8	1624.1
	1500			5075.4	4400.1	3869.4	3631.8	3236.8	2822.2	2351.8
1400	600	3985.8	3682.0	3040.6	2554.1	2517.2	2370.3	1949.0	1732.9	1486.5
	750	4963.4	4586.4	3731.1	3142.3	3140.2	2957.2	2350.5	2162.0	1854.8
	1000	6575.3	6079.7	4827.6	4082.7	4082.7	3860.7	3154.7	2873.5	2465.7
	1500				5826.0	5826.0	5516.9	4685.7	4241.8	3492.7
1600	600	5380.0	4969.7	4449.8	3849.6	3040.3	2852.0	2539.2	2219.7	1904.3
	750	6700.8	6191.4	5545.6	4779.6	3791.7	3557.3	3167.9	2768.4	2375.4
	1000	8880.9	8209.6	7357.6	6371.9	5036.2	4726.0	4210.3	3677.4	3156.1
	1500						7038.3	6275.2	5475.1	4701.1
1800	600	7840.8	7243.4	6135.8	5118.6	4947.5	4640.8	4131.5	3671.2	3103.1
	750	9763.0	9012.8	7502.8	6279.0	6171.5	5789.6	5155.3	4579.7	3759.6
	1000			9653.6	8119.7	8119.7	7656.2	6853.7	6085.4	4997.9
	1500									
2000	600	9564.1	8457.5	7601.2	6578.4	5912.5	5546.4	4938.5	4305.2	3549.6
	750	11899.5	10528.4	9466.3	8196.7	7372.2	6216.8	6160.2	5368.8	4427.7
	1000				10870.9	9789.0	9186.7	8185.4	7130.5	5883.1
	1500									

表 8-111 NBD、NBF 减速器热功率  $P_{C1}$ 、 $P_{C2}$  (JB/T 6502—1990)

散热冷却条件		规 格																		
油池 润滑 没有 冷却 措施	环境条件	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800	1 000
		$P_{G1}/kW$																		
	小空间、小厂房	8	11	16	20	24.5	33	41	49	60	71	93	117	153	182	242	292	393	526	707
	较大空间或厂房	12	17	24	30	36.5	49	61	73.5	90	107	140	176	230	274	363	438	590	790	1 060
	户外露天	17	24	34	42	52	69	87	104	128	152	199	249	326	389	515	622	838	1 121	1 500
稀油站循环油润滑		$P_{G2}$ 按 $P_2$ 、工况条件、稀油站的流量和容积来确定																		

表 8-112 NCD 減速器的外形、尺寸 (JB/T 6502—1993)

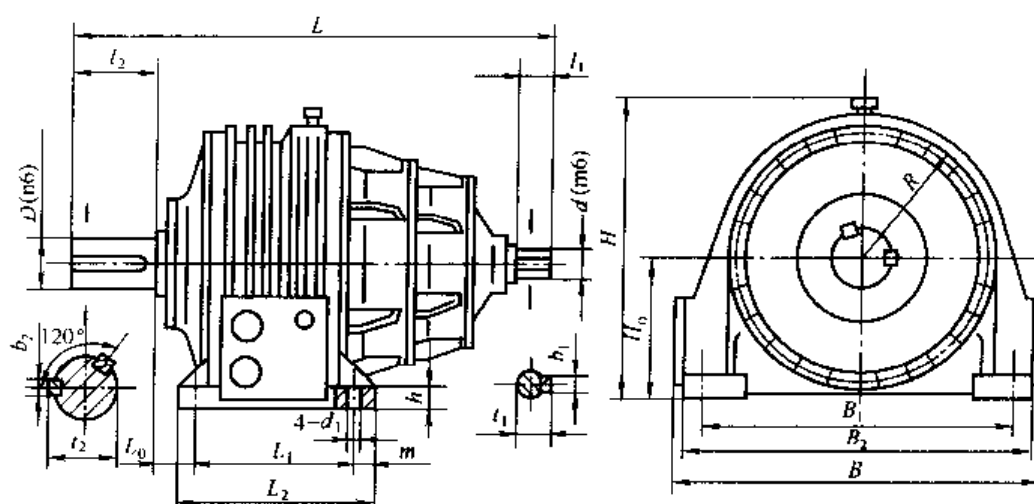
/mm



规格 代号	型号 规格	公称 传动比 $i$	外形及中心高					轴 伸								地 脚 尺 寸										质量 /kg	润滑油 量 /L
			$L$	$B$	$H$	$H_0$	$R$	$d$	$D$	$l_1$	$l_2$	$t_1$	$b_1$	$t_2$	$b_2$	$L_1$	$L_0$	$n$	$m$	$h$	$B_1$	$C$	$d_1$				
1	NCD 315	112~400	850	560	525	265	260	25	120	42	165	28	8	127	32	320	35	130	30	25	470	140	22	380	18		
2	NCD 355	112~400	960	630	590	300	290	28	140	42	200	31	8	148	36	380	38	155	35	28	520	170	26	500	24		
3	NCD 400	112~400	1023	710	660	335	325	30	150	58	200	33	8	158	36	400	51	165	35	35	600	210	26	610	36		
4	NCD 450	112~400	1147	800	745	375	370	40	170	82	240	43	12	179	40	460	60	180	50	35	670	220	33	900	45		
5	NCD 500	112~400	1300	900	835	425	410	45	200	82	280	48.5	14	210	45	500	80	200	50	40	770	240	33	1300	55		
6	NCD 560	112~400	1420	1020	950	480	470	50	220	82	280	53.5	14	231	50	580	78.5	230	60	40	880	300	38	1750	72		

表 8-113 NCD (NCD560~2000) 减速器的外形尺寸 (JB/T 6502—1993)

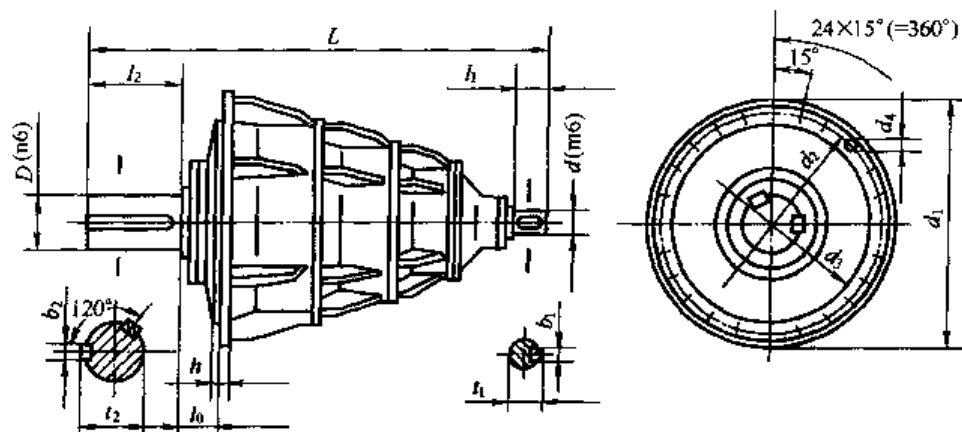
mm



规格代号	型号规格	公称传动比 <i>i</i>	外形及中心高					轴 伸								地 脚 尺 寸									质量 kg	润滑油量 L
			<i>L</i>	<i>B</i>	<i>H</i>	<i>H<sub>0</sub></i>	<i>R</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>l<sub>1</sub></i>	<i>l<sub>2</sub></i>	<i>t<sub>1</sub></i>	<i>b<sub>1</sub></i>	<i>t<sub>2</sub></i>	<i>b<sub>2</sub></i>	<i>L<sub>2</sub></i>	<i>L<sub>0</sub></i>	<i>L<sub>1</sub></i>	<i>m</i>	<i>h</i>	<i>B<sub>2</sub></i>	<i>B<sub>1</sub></i>	<i>d<sub>1</sub></i>			
7	NCD 560	112~ 400	1500	1100	990	450	430	50	220	82	280	53.5	14	231	50	660	103	500	80	70	1060	900	65	2050	180	
8	NCD 630	112~ 400	1650	1260	1095	500	485	60	240	105	330	64	18	252	56	740	118	560	90	80	1200	1040	75	2540	240	
9	NCD 710	112~ 100	1775	1360	1215	560	545	65	260	105	330	69	18	272	56	810	130	630	90	80	1320	1140	75	4100	300	
10	NCD 800	112~ 100	2040	1560	1335	630	625	65	280	105	380	69	18	292	63	870	163	670	100	100	1500	1300	80	5106	450	
11	NCD 900	112~ 400	2140	1750	1510	710	690	70	340	105	450	74.5	20	355	80	940	194	740	100	100	1680	1480	80	7800	620	
12	NCD 1000	112~ 400	2475	1900	1680	800	770	75	360	105	450	79.5	20	375	80	1140	160	900	120	120	1840	1600	101	10500	800	
13	NCD 1120	112~ 400	2790	2120	1880	900	870	90	400	130	540	95	25	417	90	1260	207	1000	130	120	2060	1800	101	15200	1000	
14	NCD 1250	112~ 400	3140	2340	2060	1000	950	100	450	165	540	106	28	469	100	1400	225	1120	140	140	2280	2000	110	18500	1500	
15	NCD 1400	112~ 400	3560	2580	2280	1120	1050	110	500	165	540	116	28	519	100	1500	264	1200	150	150	2500	2200	110	24000	2400	
16	NCD 1600	112~ 400	4020	2970	2560	1250	1200	120	560	165	680	127	32	582	120	1600	350	1250	175	180	2890	2540	120	31000	3000	
17	NCD 1800	112~ 400	4350	3500	2860	1400	1350	140	600	200	680	148	36	625	140	1760	398	1420	180	200	3220	2880	140	40000	3400	
18	NCD 2000	112~ 400	5225	3700	3190	1600	1680	150	630	200	680	158	36	655	140	1960	440	1580	190	220	3620	3260	160	51000	3900	

表 8-114 NCF 减速器的外形、尺寸 (JB/T 6502—1993)

/mm



规格 代号	型号 规格	公称 传动比 $i$	外形尺寸		轴 伸								法兰尺寸					质量 /kg	润滑 油量 /L
			$L$	$d_1$	$d$	$D$	$l_1$	$l_2$	$t_1$	$b_1$	$t_2$	$b_2$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$l_0$	$h$		
1	NCF 315	112~400	850	520	25	120	42	165	28	8	127	32	475	430	22	113	8	335	18
2	NCF 355	112~400	960	585	28	140	42	200	31	8	148	36	530	485	22	120	8	450	24
3	NCF 400	112~400	1 023	650	30	150	58	200	33	8	158	36	595	545	22	125	8	510	36
4	NCF 450	112~400	1 147	740	40	170	82	240	43	12	179	40	670	615	26	138	8	780	45
5	NCF 500	112~400	1 300	820	45	200	82	280	48.5	14	210	45	755	690	33	165	8	1 155	55
6	NCF 560	112~400	1 420	940	50	220	82	280	53.5	14	231	50	860	785	33	1 735	10	1 520	72

表 8-115 NCD、NCF 减速器的公称输入功率 (JB/T 6502—1993)

规格	$m_1/r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$												公称输入功率 $P_1/kW$			
		112	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400				
315	600	8.1	7.2	6.3	4.8	4.1	3.9	3.2	3.2	2.9	2.7	2.5	2.2				
	750	10.1	9.0	7.9	6.0	5.1	4.8	3.9	3.9	3.7	3.3	3.2	2.7				
	1 000	13.5	12.0	10.7	7.9	6.8	6.4	5.3	5.3	5.0	4.5	4.2	3.6				
	1 500	20.3	18.1	15.9	11.9	10.3	9.6	7.9	7.9	7.3	6.5	6.3	5.5				
355	600	12.0	10.8	10.0	7.1	6.2	5.7	4.7	4.7	4.5	3.9	3.9	3.4				
	750	15.1	13.6	12.4	8.9	7.7	7.2	5.9	5.9	5.6	5.0	5.0	4.2				
	1 000	20.1	18.1	16.6	11.9	10.2	9.6	7.9	7.9	7.3	6.6	6.6	5.6				
	1 500	30.1	27.1	24.5	17.8	15.4	14.4	11.9	11.9	10.5	9.5	9.5	8.5				
400	600	14.9	13.4	12.3	9.0	7.8	7.3	6.0	6.0	5.6	5.1	5.0	4.2				
	750	18.7	16.7	15.4	11.2	9.6	9.0	7.5	7.5	7.1	6.3	6.2	5.3				
	1 000	24.9	22.3	20.5	14.9	12.9	12.1	10.1	10.1	9.5	8.5	8.3	7.1				
	1 500	37.3	33.4	30.8	22.4	19.3	18.1	15.1	15.1	14.2	12.6	12.4	10.7				

续表

规格	$n_1 \cdot r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$											
		112	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
		公称输入功率 $P_1 \cdot kW$											
450	600	24.4	21.8	20.1	14.5	12.4	11.7	9.6	9.6	9.0	8.0	8.0	6.7
	750	30.5	27.2	25.2	18.1	15.6	14.7	12.0	12.0	11.3	10.1	10.1	8.4
	1000	40.7	36.3	33.5	24.1	20.8	19.5	16.0	16.0	15.1	13.4	13.4	11.2
	1500	61.0	54.5	50.4	36.1	31.1	29.2	23.8	23.8	21.8	19.7	19.7	16.8
500	600	28.9	26.0	23.9	18.9	16.5	15.5	12.8	12.8	12.0	10.0	9.2	7.6
	750	36.2	32.4	30.0	23.7	20.6	19.4	15.9	15.9	15.0	12.4	11.5	9.5
	1000	48.2	43.3	39.9	31.5	27.5	25.9	21.3	21.3	20.0	16.6	15.4	12.7
	1500	74.4	64.9	59.9	47.1	41.1	38.7	31.8	31.8	29.0	24.9	23.2	19.1
560	600	47.2	42.2	37.2	31.1	26.9	25.2	20.7	20.4	19.1	17.0	14.8	12.7
	750	58.9	52.7	46.5	38.9	33.5	31.5	25.9	25.5	23.8	21.2	18.6	15.9
	1000	78.6	70.3	62.0	51.7	44.7	41.9	34.5	34.0	31.8	28.3	24.8	21.3
	1500	117.8	105.4	93.0	77.4	66.8	62.8	51.6	50.9	45.8	41.2	37.2	31.9
630	600	58.6	52.6	48.5	43.4	37.4	35.1	30.3	26.6	24.9	22.1	19.3	16.5
	750	73.2	66.2	60.6	54.2	46.8	43.9	37.9	33.2	31.1	27.7	24.2	20.7
	1000	97.6	87.6	80.8	72.3	62.4	58.5	50.5	44.2	41.4	36.8	32.3	27.6
	1500	146.2	131.3	121.2	108.3	93.6	87.8	75.8	66.3	62.2	55.3	48.3	41.4
710	600	94.3	84.6	78.1	70.0	60.5	56.7	48.1	43.0	40.4	36.0	31.6	27.1
	750	117.9	105.8	97.6	87.5	75.6	70.8	60.0	53.8	50.6	45.0	39.5	33.9
	1000	157.1	141.0	130.1	116.7	100.8	94.5	79.9	71.6	67.4	60.0	52.7	45.2
	1500	235.5	211.3	195.0	174.9	151.1	141.6	119.5	107.5	101.1	90.0	78.9	67.7
800	600	116.1	103.8	95.8	85.7	74.0	69.4	60.0	52.3	49.1	43.6	38.2	32.8
	750	145.1	129.7	119.8	107.1	92.5	86.7	74.9	65.4	61.3	54.5	47.7	40.9
	1000	193.4	173.0	159.6	142.8	123.3	115.6	99.9	87.2	81.8	72.7	63.7	54.6
	1500	289.8	259.2	239.2	214.0	184.8	143.4	149.7	130.9	122.7	109.1	95.5	81.9
900	600	188.9	169.4	156.3	139.7	121.7	114.5	98.9	87.0	81.6	68.0	60.4	49.5
	750	236.0	211.6	195.3	174.6	152.1	143.1	123.6	108.8	102.0	84.9	75.5	61.9
	1000	314.5	281.9	260.2	232.7	202.7	190.8	164.8	145.0	135.9	113.2	100.7	82.6
	1500	470.9	422.3	389.8	348.7	303.7	285.9	247.0	217.3	203.7	169.7	150.9	123.8
1000	600	232.8	208.1	183.6	164.9	142.4	133.5	115.3	103.3	96.9	86.2	75.2	61.9
	750	290.7	260.1	229.5	206.0	177.9	166.8	144.1	129.2	121.1	107.7	94.0	77.4
	1000	387.4	346.5	305.9	274.5	237.1	222.3	192.1	172.2	161.5	143.6	125.3	103.2
	1500	580.1	519.0	458.1	411.2	355.3	333.2	287.9	258.1	242.0	215.3	187.9	154.7

续表

规格	$n_1/r \cdot \min^{-1}$	公称传动比 $i$											
		112	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
		公称输入功率 $P_1/kW$											
1 120	600	361.3	323.1	285.2	255.9	221.0	207.3	279.0	156.1	246.3	130.2	114.1	97.9
	750	451.4	403.7	356.4	319.8	276.3	259.0	223.8	195.1	182.9	162.7	142.7	122.4
	1 000	601.3	537.9	474.8	426.1	368.2	345.2	298.2	260.1	243.8	216.9	190.2	163.1
	1 500	900.4	805.5	711.1	638.4	551.6	517.3	447.0	389.8	365.5	325.2	285.0	244.5
1 250	600	445.5	399.8	368.9	329.9	285.0	267.3	230.9	202.0	189.3	168.4	147.2	126.2
	750	556.5	499.5	461.0	412.3	356.2	333.9	288.5	252.4	236.7	210.5	184.0	157.7
	1 000	741.3	665.4	614.1	549.3	474.6	445.0	384.5	336.5	315.5	280.6	245.2	210.2
	1 500	1 109.7	996.3	919.7	822.8	711.0	666.7	576.2	504.3	472.8	420.7	367.5	315.1
1 400	600	712.3	639.2	589.9	528.9	456.9	428.4	369.4	325.0	305.9	272.1	238.8	204.8
	750	889.7	798.5	737.0	660.7	570.9	535.3	460.7	406.1	382.3	340.0	298.5	256.0
	1 000	1 184.9	1 063.6	981.7	880.3	760.7	713.3	612.1	541.3	509.5	453.3	397.8	341.1
	1 500	1 773.5	1 592.3	1 469.9	1 318.3	1 139.4	1 068.5	911.6	811.2	763.6	679.4	596.2	511.3
1 600	600	964.2	862.4	795.8	711.7	614.8	576.5	498.0	392.9	368.4	327.7	286.8	245.9
	750	1 204.5	1 077.3	994.2	889.2	768.3	720.3	622.3	491.0	460.4	409.6	358.4	307.3
	1 000	1 604.0	1 435.0	1 324.5	1 184.7	1 023.6	959.9	829.3	654.4	613.6	545.8	477.7	409.6
	1 500	2 148.4	1 983.2	1 774.2	1 533.4	1 337.9	1 242.6	980.6	919.5	818.1	715.8	613.8	
1 800	600	1 406.5	1 261.1	1 163.9	1 040.9	906.6	853.3	737.2	648.2	607.8	506.3	450.4	369.3
	750	1 755.9	1 575.3	1 454.0	1 300.4	1 132.7	1 066.2	921.1	810.6	759.6	632.7	562.8	461.5
	1 000	2 339.8	2 098.3	1 936.8	1 732.3	1 509.1	1 420.6	1 227.4	1 079.7	1 012.4	843.3	750.1	615.1
	1 500	3 260.3	2 927.8	2 660.3	2 360.3	2 060.3	1 938.9	1 618.1	1 517.2	1 264.2	1 124.2	922.0	
2 000	600	1 720.0	1 538.5	1 357.9	1 218.7	1 052.9	987.2	852.9	764.6	716.9	637.7	556.5	458.4
	750	2 148.2	1 921.5	1 696.3	1 522.5	1 315.5	1 233.5	1 065.7	955.4	895.9	797.0	695.4	572.9
	1 000	2 860.4	2 559.0	2 259.3	2 028.0	1 752.5	1 643.3	1 420.0	1 273.3	1 193.9	1 062.1	926.8	763.5
	1 500	3 861.0	3 461.0	3 061.0	2 661.0	2 261.0	2 127.0	1 907.9	1 789.0	1 591.8	1 388.8	1 144.2	

表 8-116 NCD、NCF 减速机热功率  $P_{G1}$ 、 $P_{G2}$  (JB/T 6502—1993)

散热冷却条件		规 格																
油池 润滑 没有 冷却 措施	环境条件	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 600	1 800	2 000
		$P_{G1}/kW$																
	小空间、小厂房	11	13.5	16.5	22	27	32.5	43	47	62	78	110	131	189	211	290	403	541
	较大空间或厂房	16	20	24.3	33	41	49	64	71	93	117	164	196	279	392	421	585	785
	户外露天	22.5	28	34	46.5	58	69	90	100	131	175	231	276	323	439	594	625	1 107
稀油站循环油润滑		$P_{G2}$ 按 $P_2$ 、工况条件、稀油站的流量和容积来确定																

表 8-117 输出、输入轴轴伸中点处额定径向负荷  $F_r$  (JB/T 6502—1993)

kN

规格	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1 000
输出轴	$n=375$	3.40	4.54	4.56	6.17	7.68	10.06	12.18	12.41	16.78	22.71	21.74	23.99		
	$n=250$	3.89	5.19	5.22	7.06	8.97	11.52	13.95	14.21	19.21	25.99	24.89	27.46	28.25	35.30
	$n=75$	5.81	7.76	7.79	10.55	13.14	17.21	20.83	21.22	28.69	38.83	37.17	41.02	42.20	52.73
	$n=13.4$	0.31	3.77	13.83	18.73	23.33	30.55	37.00	37.68	50.95	68.95	66.01	72.85	74.95	93.63
单级输入轴	$n=1 500$	1.15	1.24	1.46	1.64	2.33	2.49	2.58	3.20	4.21	3.92	5.47	6.94	7.45	9.72
	$n=1 000$	1.31	1.42	1.68	1.87	2.67	2.86	2.95	3.67	4.82	4.49	6.26	7.94	8.52	11.12
	$n=750$	1.44	1.57	1.85	2.06	2.94	3.14	3.25	4.03	5.31	4.94	6.89	8.74	9.38	12.24
	$n=600$	1.56	1.69	1.99	2.22	3.16	3.39	3.50	4.35	5.72	5.33	7.42	9.42	10.11	13.19
两级输入轴	$n=1 500$			0.77	0.74	0.97	1.16	1.40	1.52	1.99	2.33	2.95	3.16	4.23	5.62
	$n=1 000$			0.88	0.84	1.11	1.33	1.60	1.74	2.28	2.67	3.38	3.62	4.84	6.44
	$n=750$			0.97	0.93	1.22	1.47	1.77	1.92	2.51	2.93	3.72	3.98	5.33	7.09
	$n=600$			1.04	1.00	1.31	1.58	1.90	2.07	2.71	3.16	4.01	4.29	5.74	7.63
三级输入轴	$n=1 500$				0.62	0.74	0.71	0.64	1.05	1.42	1.47	2.24	2.36	3.48	4.13
	$n=1 000$				0.71	0.84	0.81	0.73	1.21	1.63	1.68	2.56	2.71	3.99	4.73
	$n=750$				0.78	0.93	0.89	0.81	1.33	1.79	1.85	2.82	2.98	4.39	5.21
	$n=600$				0.85	1.00	0.96	0.87	1.43	1.93	1.99	3.03	3.21	4.73	5.61

注：1. 输入轴转速界于表列转速之间时，许用径向载荷用插值法求值。转速  $n$  单位为  $r/min$ 。

2. 输出轴转速界于表列转速之间时，许用径向载荷用插值法求值。小于表列最小转速时，按表列该规格最小转速值选取。

3. 1 000 以上规格需另咨询。

#### (4) 减速器的标记示例

NGW 型行星齿轮减速器用型号、规格、公称传动比、装配形式、标准号标记。

例 NCD 型，规格为 400，传动比  $i=500$ ，第 I 种装配形式，标记为：

减速器 NCD400-500-I JB/T 6502—1993

#### (5) 减速器的选用系数

工况系数  $K_A$  见表 8-71、表 8-72；

安全系数  $S_A$  见表 8-73；

环境温度系数  $f_1$  见表 8-74；

小时负荷率系数  $f_2$  见表 8-75；

公称功率利用率系数  $f_3$  见表 8-76；

允许最高油温系数  $f_4$  见表 8-77。

#### (6) 选用方法及示例

本标准减速器的承载能力受机械强度和热平衡许用功率两方面的限制，因此减速器的选用必须通过两个功率表。

首先按减速器机械强度公称输入功率  $P_1$  选用，如果减速器的实用输入转速与承载能力表中的四档（1 500、1 000、750、600）转速之某一档转速相对误差不超过 4%，可按该档转速下的公称功率选用相当规格的减速器。如果转速相对误差超过 4%，则应按实际转速折算减速器的公称功率选用，然后校核减速器热平衡功率，如输入输出轴轴承受径向载荷（除

转矩外), 应校核轴伸安全系数。

① 按减速器机械强度限制的承载能力  $P_1$  选定减速器公称输入功率  $P_1$  是在减速器由电动机驱动, 每日 10h 平稳连续工况下, 小时启动次数不超过 5 次时计算决定。当不同原动机驱动, 不同载荷 (减速器传递功率  $P_2$ ) 和性质时, 应考虑工况系数  $K_A$  和安全系数  $S_A$  并满足下列计算公式。

$$\text{强度计算功率} \quad P_{2m} = P_2 K_A S_A \leq P_1 \quad (8-126)$$

式中  $K_A$  —— 工况系数见表 8-71;

$S_A$  —— 安全系数, 见表 8-73。

② 按减速器在给定条件 (油池润滑、环境温度  $20^\circ\text{C}$ , 允许最高油温  $95^\circ\text{C}$ , 小时负荷持续率为 100%) 下热平衡时的临界功率 (即热功率)  $P_{G1}$  选定。应考虑环境温度系数  $f_1$  (见表 8-74), 小时负荷持续率系数  $f_2$  (见表 8-75), 公称功率利用系数  $f_3$  (见表 8-76), 允许最高油温系数  $f_4$  (见表 8-77), 并满足下式, 即

$$P_{2t} = P_2 f_1 f_2 f_3 / f_4 \leq P_{G1} \quad (8-127)$$

式中  $P_{2t}$  —— 热平衡计算功率。

③ 当  $P_{2t} > P_{G1}$  时, 应采用冷却器或带冷却器的稀站润滑冷却。采用冷却器的方法是把减速器本体作为油箱, 用油泵把润滑油抽出经冷却器降温, 再注入机体内。采用稀油站循环油润滑, 稀油站润滑系统有外油箱、冷却器、过滤器等一整套设备、仪器, 只要供油流量和冷却器有足够的散热功能, 减速器甚至可以不受热功率限制。

例 由电动机驱动, 经减速器拖动一台重型钢带式输送机, 传递功率  $P_2 = 70\text{kW}$ , 减速器输入转速  $n_1 = 1500\text{r/min}$ , 输出转速  $n_2 = 3.75\text{r/min}$ , 传动比  $i = n_1/n_2 = 400$ , 每天 24h 连续运转, 小时负荷持续率 100%, 环境温度  $40^\circ\text{C}$ , 油池润滑, 允许最高油温  $85^\circ\text{C}$ , 输出轴轴伸无径向负荷, 安装在较大的厂房内, 底座安装, 要求电动机轴与减速器输出轴同轴线, 选用行星齿轮减速器。

① 按机械功率选择, 查表 8-71、表 8-72 得  $K_A = 1.5$ , 查表 8-73, 取  $S_A = 1.3$ , 则

$$P_{2m} = P_2 K_A S_A = 70 \times 1.5 \times 1.3 = 136.5\text{kW}$$

查表 8-115, NCD1000-400-I 减速器, 当  $n_1 = 1500\text{r/min}$ ,  $i = 400$  时,  $P_1 = 154.7\text{kW} > P_{2m} = 136.5\text{kW}$  可通过。

② 校核热功率  $P_{G1}$  是否通过, 按工况条件, NCD1000 减速器的  $P_{G1} = 164\text{kW}$  (查表 8-116)。查表 8-74~表 8-77,  $f_1 = 1.35$ ,  $f_2 = 1$ ,  $f_3 = 1.2$ ,  $f_4 = 0.81$ , 得

$$P_{2t} = P_2 f_1 f_2 f_3 / f_4 = 70 \times 1.35 \times 1 \times 1.2 / 0.81 = 140\text{kW}$$

$$P_{2t} = 140 < P_{G1} = 164\text{kW}$$

热功率通过, 且不必辅加冷却措施。

选定减速器标记:

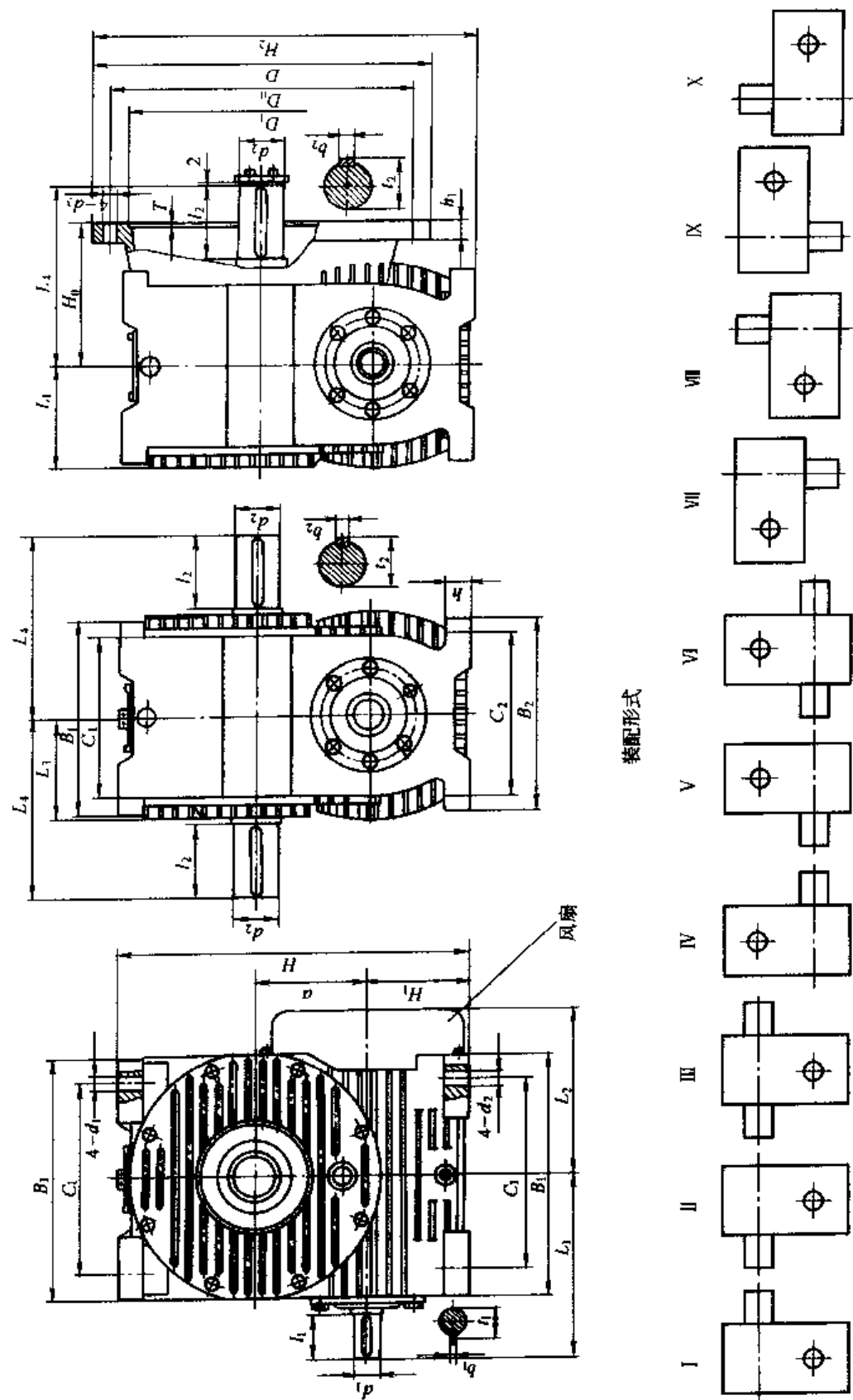
减速器 NCD1000-400-I JB/T 6502—1993。

#### 8.10.4 圆弧圆柱蜗杆减速器 (JB/T 7935—1999)

(1) 适用范围

适用于冶金、矿山、起重、运输、化工、建筑、建材、能源及轻工等行业各类机械设备的减速传动。蜗杆可正、反两向运转。但有以下约束条件:





① 蜗杆转速  $n_1 \leq 1500 \text{ r/min}$ ;

② 工作温度为  $-40 \sim 40^\circ\text{C}$ ，低于  $0^\circ\text{C}$  时，起动时润滑油必须预热到  $10^\circ\text{C}$  以上；高于  $40^\circ\text{C}$  时，必须采取冷却措施。

## (2) 特点

① 多面安装，交错轴传动，交错角为  $90^\circ$ ，单级传动比大。运转平衡，噪声低。

② 蜗杆蜗轮齿为凹凸啮合，当量曲率半径大，瞬时接触线形状分布易于形成润滑油膜。

③ 蜗杆齿部渗碳、淬火、磨削，蜗轮齿根部厚度大，承载能力、寿命、传动效率均高。

## (3) 形式、尺寸、标记

形式、尺寸见图 8-85、表 8-118。

标记示例 中心距  $a=200\text{mm}$ ，公称传动比  $i=25$ ，第 II 种装配形式，带风扇的圆弧圆柱蜗杆减速器的标记为：CW200-25-II F。

表 8-118 圆弧圆柱蜗杆减速器尺寸

/mm

$a$	$B_1$	$B_2$	$C_1$	$C_2$	$H_1$	$H$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$h$	$d_1$	$b_1$	$t_1$	$l_1$
63	145	125	95	100	65	228	120	120	62	130	16	19j6	6	21.5	28
80	170	160	120	130	80	280	142	140	80	150	20	24j6	8	27	36
100	215	190	170	155	100	340	178	170	95	190	28	28j6	8	31	42
125	260	220	200	180	112	412	215	195	110	205	32	32j6	10	35	58
140	280	240	220	195	125	455	225	215	120	238	35	38k6	10	41	58
160	330	270	275	230	140	500	380	243	140	258	38	42k6	12	45	82
180	360	305	280	255	160	570	295	265	150	270	40	42k6	12	45	82
200	420	340	335	285	180	620	320	295	170	320	45	48k6	14	51.5	82
225	460	360	370	300	200	700	350	320	180	325	50	48k6	14	51.5	82
250	515	390	425	325	200	740	380	350	195	375	55	55k6	16	59	82
280	560	430	450	360	225	840	425	390	215	395	60	60m6	18	64	105
315	620	470	500	395	250	940	460	430	235	415	65	65m6	18	69	105
355	700	520	560	440	280	1050	498	490	260	475	70	70m6	20	74.5	105
400	780	570	630	490	300	1160	545	525	295	510	75	75m6	20	79.5	105

$d_2$	$l_2$	$b_2$	$t_2$	$d_3$	$D$	$D_1$	$D_2$	$T$	$h_1$	$H_0$	$H_2$	质量/kg
32k6	58	10	35	M10	240	210	170H8	5	15	100	248	20
38k6	58	10	41	M12	275	240	200H8	5	15	125	298	35
48k6	82	14	51.5	M12	320	285	245H8	5	16	140	360	60
55k6	82	16	59	M16	400	355	300H8	6	20	160	437	100
60m6	105	18	64	M16	435	390	340H8	6	22	175	482	130
65m6	105	18	69	M16	490	455	395H8	6	25	195	545	145
75m6	105	20	79.5	M20	530	480	425H8	6	28	210	605	190
80m6	130	22	85	M20	580	530	475H8	6	30	230	670	250
90m6	130	25	95	M24	660	605	525H8	6	30	250	755	305
100m6	165	28	106	M24	705	640	580H8	6	32	270	808	420

续表

$d_c$	$l_c$	$b_n$	$l_2$	$d_s$	$D$	$D_0$	$D_1$	$T$	$h_1$	$H_0$	$H_2$	质量 kg
110m6	165	28	116	M30	800	720	635H8	6	35	300	905	540
120m6	165	32	127	M30	890	810	725H8	8	40	325	1 010	720
130m6	200	32	137	M36	980	890	790H8	8	45	365	1 125	920
150m6	200	36	158	M36	1 080	990	890H8	8	50	390	1 240	1 250

(4) 主要技术要求

① 机体采用铸铁件，其力学性能不低于 HT200，时效处理，轴承孔尺寸精度 7 级，形位公差不低于 6 级。

② 蜗杆采用 16MnCr 锻件，齿部渗碳、淬火，齿面硬度 58~62HRC。蜗轮材料 ZQSn12-2，离心铁模铸造。加工精度：蜗杆 6 级，蜗轮 7 级。

③ 装配要求蜗杆副最小法向侧隙  $j_{n\min}$  符合表 8-119，轴承轴向间隙（圆锥滚子轴承）按表 8-120，蜗轮齿面接触斑点，沿齿长不小于 50%，沿齿高不小于 55%，且偏向啮出端，但不允许啮出端边缘和齿顶啮合。噪声不大于 75dB (A)。选用蜗轮蜗杆专用润滑油，一般情况下可按照表 8-121 选取。当齿面滑动速度大于 10m/s 时，采用循环油喷油润滑，用 N220 蜗轮油。

表 8-119 最小法向侧隙  $j_{n\min}$  /  $\mu\text{m}$

中心距 $a/\text{mm}$	63~80	>80~125	>125~180	>180~250	>250~315	>315~400
$j_{n\min}$	120	140	160	185	210	230

注：蜗杆副最小周向侧隙  $j_{\min} \approx j_{n\min} / (\cos \gamma' \cos \alpha_n)$ ，其中  $\gamma'$  为蜗杆节圆柱导程角， $\alpha_n$  为蜗杆法向齿形角。

表 8-120 轴承轴向间隙 /  $\mu\text{m}$

轴承内径 $d/\text{mm}$	轴 向 间 隙		轴承内径 $d/\text{mm}$	轴 向 间 隙	
	蜗杆轴	蜗轮轴		蜗杆轴	蜗轮轴
$\leq 30$	40~70	—	>80~120	150~200	50~100
>30~50	70~100	20~50	>120~200	200~250	80~150
>50~80	100~150	40~70			

表 8-121 减速机润滑油选择

传动比	输入转速 $n_1/r \cdot \text{min}^{-1}$	中心距 $a/\text{mm}$													
		63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
5 6.3	1 500														N220
	1 000										N320				
	750									N460					
	500			N680											
8 10 16 31.5	1 500										N320				N220
	1 000									N460					
	750														
	500			N680											

续表

传动比	输入转速 $n_1/r \cdot \min^{-1}$	中心距 $a/\text{mm}$													
		63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
12.5	1 500														
	1 000														
	750														
	500														
20	1 500														
	1 000														
	750														
	500														
25	1 500														
	1 000														
	750														
	500														
40	1 500														
	1 000														
	750														
	500														
50	1 500														
	1 000														
	750														
	500														
63	1 500														
	1 000														
	750														
	500														

(5) 减速器的承载能力 (见表 8-122)

表 8-122 减速器的额定输入功率  $P_1$  及额定输出转矩  $T_2$ 

公称 传动 比 $i$	输入转速 $n_1$ $/r \cdot \min^{-1}$	功率 转矩 代号	中心距 $a/\text{mm}$													
			63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			额定输入功率 $P_1/\text{kW}$							额定输出转矩 $T_2/\text{N} \cdot \text{m}$						
5	1 500	$P_1$	4.03	7.35	15.75	26.5	—	46.9	—	68.1	—	103.4	—	149.0	—	197.0
		$T_2$	123	207	450	770	—	1 365	—	1 995	—	3 050	—	4 410	—	6 300
	1 000	$P_1$	3.44	5.60	12.60	22.4	—	37.4	—	56.4	—	96.4	—	142.5	—	203.3
		$T_2$	141	235	540	965	—	1 630	—	2 470	—	4 250	—	6 300	—	9 030
	750	$P_1$	2.96	4.83	9.88	17.2	—	29.1	—	45.2	—	82.5	—	132.7	—	195.2
		$T_2$	162	270	560	990	—	1 680	—	2 625	—	4 830	—	7 770	—	11 550
	500	$P_1$	2.44	3.88	7.14	12.2	—	20.8	—	32.8	—	59.0	—	109.4	—	177.9
		$T_2$	198	322	600	1 040	—	1 785	—	2 835	—	5 145	—	9 600	—	15 750
6.3	1 500	$P_1$	3.68	6.33	13.15	22.4	28.9	40.3	50.9	58.2	72.6	88.0	107.6	127.8	158.0	193.6
		$T_2$	131	230	490	840	1 010	1 520	1 785	2 205	2 570	3 360	3 830	4 900	5 640	7 875
	1 000	$P_1$	2.78	4.98	11.10	18.8	26.2	32.6	46.0	52.4	67.3	82.5	100.4	120.1	152.5	181.1
		$T_2$	146	270	610	1 050	1 365	1 840	2 415	2 890	3 570	4 725	5 355	6 909	8 160	11 025
	750	$P_1$	2.40	4.13	8.65	14.9	20.5	26.0	36.2	39.1	59.8	73.3	93.2	112.6	141.5	174.8
		$T_2$	168	300	630	1 100	1 420	1 945	2 520	2 940	4 200	5 565	6 615	8 610	10 070	14 175
	500	$P_1$	1.96	3.40	6.19	11.0	14.3	17.9	25.8	27.9	43.1	52.9	70.7	87.8	118.1	155.5
		$T_2$	202	362	670	1 210	1 470	1 995	2 680	3 150	4 515	5 985	7 455	10 000	12 590	18 900

续表

公称 传动 比 $i$	输入转速 $n_1$ $r \cdot \min^{-1}$	功率 转矩 代号	中心距 $a$ / mm													
			63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			额定输入功率 $P_1$ / kW							额定输出转矩 $T_2$ / N·m						
8	1 500	$P_1$	3.37	5.60	9.45	17.9	25.5	29.9	45.7	50.7	64.4	77.5	96.3	119.3	142.8	174.3
		$T_2$	146	270	455	870	1 100	1 520	1 995	2 500	2 835	3 880	4 250	6 000	6 340	8 820
	1 000	$P_1$	2.59	4.49	8.36	14.2	22.8	26.2	41.1	45.8	58.9	71.2	88.7	110.0	133.0	166.1
		$T_2$	168	316	600	1 000	1 470	1 995	2 600	3 400	3 885	5 350	5 880	8 300	8 860	12 600
	750	$P_1$	2.26	3.83	7.38	13.6	17.5	22.4	32.2	36.8	52.9	65.4	81.3	99.9	119.7	156.3
		$T_2$	193	356	700	1 300	1 520	2 250	2 780	3 620	4 620	6 510	7 140	10 000	10 570	15 750
	500	$P_1$	1.89	3.12	5.58	9.8	12.9	16.2	23.0	26.6	37.7	46.9	64.4	84.0	106.8	136.1
		$T_2$	240	431	780	1 400	1 620	2 415	2 940	3 885	4 880	6 930	8 400	12 500	14 000	20 475
10	1 500	$P_1$	2.69	4.69	8.43	14.9	18.2	25.7	33.7	44.2	53.3	62.1	77.4	99.3	147.2	153.5
		$T_2$	152	270	500	890	1 100	1 575	1 940	2 730	3 400	3 990	4 980	6 200	7 850	9 660
	1 000	$P_1$	2.07	3.69	7.45	13.4	16.9	23.1	30.1	38.9	46.1	53.7	67.6	92.1	118.0	145.0
		$T_2$	172	316	660	1 200	1 520	2 100	2 570	3 570	4 400	5 140	6 500	8 600	11 000	13 650
	750	$P_1$	1.83	3.14	6.24	11.1	13.6	18.3	24.9	30.3	36.9	48.7	60.8	84.8	105.2	138.6
		$T_2$	195	356	730	1 310	1 620	2 200	2 835	3 675	4 670	6 190	7 700	10 500	13 000	17 300
	500	$P_1$	1.46	2.53	4.56	8.1	9.8	13.5	17.8	21.9	27.7	37.4	47.8	67.8	86.9	124.0
		$T_2$	240	425	790	1 410	1 730	2 415	2 990	3 935	5 190	7 000	9 000	12 500	16 100	23 100
	1 500	$P_1$	2.34	4.06	6.81	11.8	15.5	20.3	26.6	34.3	44.7	54.8	75.5	83.9	110.4	136.9
		$T_2$	158	276	475	840	1 050	1 470	1 890	2 570	3 200	4 040	5 460	6 400	8 450	10 500
12.5	1 000	$P_1$	1.83	3.27	5.78	10.4	14.0	18.5	24.4	30.5	40.4	49.6	70.2	77.6	101.5	133.5
		$T_2$	182	328	600	1 100	1 400	1 995	2 570	3 410	4 300	5 460	7 560	8 700	11 580	15 220
	750	$P_1$	1.58	2.80	5.19	9.4	12.5	16.1	22.1	26.2	37.0	46.6	65.3	72.7	95.9	124.2
		$T_2$	209	374	710	1 300	1 680	2 310	3 090	3 885	5 250	6 825	9 345	11 000	14 595	18 900
	500	$P_1$	1.29	2.26	4.08	7.1	9.6	11.7	16.8	18.5	29.1	34.6	47.3	58.2	80.2	106.4
		$T_2$	256	448	830	1 470	1 890	2 460	3 465	4 000	6 000	7 450	9 975	13 000	18 000	24 150
	1 500	$P_1$	1.98	3.47	6.68	11.6	14.3	20.6	24.3	34.9	41.5	49.0	60.1	81.6	99.2	130.4
		$T_2$	158	287	570	1 000	1 260	1 830	2 310	3 150	3 885	4 460	5 670	7 500	9 360	12 000
	1 000	$P_1$	1.56	2.73	5.74	10.1	12.9	17.1	20.8	27.1	32.4	44.1	53.7	76.6	91.2	121.2
		$T_2$	182	333	730	1 310	1 680	2 250	2 940	3 600	4 500	5 980	7 560	10 500	12 580	16 800
16	750	$P_1$	1.35	2.33	4.61	8.3	10.4	13.6	16.4	21.7	27.9	39.1	47.3	68.9	88.1	111.7
		$T_2$	209	374	770	1 410	1 785	2 360	3 000	3 830	5 145	7 000	8 800	12 510	16 100	20 400
	500	$P_1$	1.11	1.91	3.37	5.9	7.3	9.6	11.9	15.6	19.6	28.5	34.7	50.1	65.0	90.4
		$T_2$	256	460	830	1 470	1 830	2 460	3 300	4 095	5 350	7 560	9 550	13 520	17 600	24 600
20	1 500	$P_1$	1.93	3.08	5.0	9.0	11.6	15.9	20.4	26.2	33.5	44.0	54.3	65.5	84.9	103.6
		$T_2$	188	328	550	1 010	1 260	1 830	2 250	3 050	3 780	5 250	6 195	7 900	9 700	12 600

续表

公称 传动 比 $i$	输入转速 $n_1$ $r \cdot \min^{-1}$	功率 转矩 代号	中心距 $a/\text{mm}$													
			63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			额定输入功率 $P_1/\text{kW}$							额定输出转矩 $T_2/\text{N} \cdot \text{m}$						
20	1000	$P_1$	1.53	2.41	4.30	8.2	9.8	13.7	17.5	23.1	28.4	39.5	49.2	61.2	78.9	95.5
		$T_2$	219	380	700	1310	1575	2360	2880	4000	4750	7030	8400	11000	13590	17320
	750	$P_1$	1.32	2.10	3.75	7.3	9.1	12.0	15.5	19.0	25.6	36.6	45.2	54.6	72.8	87.2
		$T_2$	252	437	810	1575	1940	2730	3360	4400	5670	8600	10185	13000	16600	21000
	500	$P_1$	1.00	1.69	2.71	5.5	6.8	9.0	11.4	13.8	18.9	26.7	33.2	42.7	57.0	76.6
		$T_2$	282	518	850	1730	2100	2940	3620	4700	6195	9240	11000	15000	19100	27300
25	1500	$P_1$	1.38	2.47	3.94	6.9	8.7	12.4	14.9	19.3	23.4	32.3	39.9	54.0	71.1	87.8
		$T_2$	162	316	500	930	1200	1680	2150	2780	3465	4725	5880	7700	10570	13100
	1000	$P_1$	1.16	2.04	3.41	5.6	7.1	10.9	12.7	17.3	20.8	28.9	36.8	47.1	63.6	77.8
		$T_2$	205	391	640	1150	1470	2200	2730	3675	4560	6300	8000	10000	14000	17300
	750	$P_1$	0.95	1.74	2.82	5.1	6.4	9.9	11.7	15.5	18.8	26.3	33.3	44.6	60.0	72.9
		$T_2$	220	437	700	1365	1730	2620	3300	4350	5460	7560	9600	12500	17600	21500
	500	$P_1$	0.69	1.34	1.99	3.7	4.6	7.2	8.5	12.2	14.8	21.1	27.1	37.6	49.1	63.8
		$T_2$	235	500	730	1470	1830	2780	3500	5040	6300	8925	11500	15500	21100	27800
	1500	$P_1$	1.21	2.08	4.27	7.6	8.8	12.7	15.2	22.6	25.9	30.2	36.8	52.9	68.9	—
		$T_2$	168	299	650	1150	1400	2100	2670	3780	4500	5145	6510	9200	12000	—
	1000	$P_1$	0.95	1.66	3.39	6.0	7.1	9.8	11.7	17.3	19.4	26.9	32.3	48.6	61.9	78.2
		$T_2$	193	350	770	1365	1680	2360	3045	3885	5040	6825	8500	12500	16100	20470
31.5	750	$P_1$	0.79	1.41	2.67	4.8	8.2	7.8	9.3	12.5	15.7	22.3	26.6	38.3	51.3	71.4
		$T_2$	215	391	790	1400	1785	2460	3150	4040	5250	7350	9240	13000	17600	24670
	500	$P_1$	0.67	1.17	1.98	3.5	5.8	5.6	6.9	9.1	11.5	16.1	19.4	28.1	35.8	51.3
		$T_2$	262	472	840	1470	1830	2570	3400	4300	5670	7770	9765	14000	18100	26250
	1500	$P_1$	1.17	1.88	3.22	5.7	7.3	9.9	12.4	16.7	21.1	28.3	35.0	42.6	58.2	70.9
		$T_2$	198	345	620	1150	1410	2100	2570	3620	4500	6300	7450	9600	12580	16275
	1000	$P_1$	0.90	1.47	2.19	4.9	6.2	8.8	10.9	13.9	18.0	24.1	31.4	39.1	51.9	66.3
		$T_2$	225	397	790	1470	1785	2730	3300	4410	5670	8190	9870	13000	16600	22575
	750	$P_1$	0.81	1.26	2.35	4.4	5.5	7.0	8.7	11.2	14.8	20.8	25.4	34.0	42.8	60.7
		$T_2$	262	449	870	1680	2040	2835	3465	4670	6090	8925	10500	15000	18100	27300
	500	$P_1$	0.64	1.02	1.68	3.3	3.9	5.2	6.5	8.0	11.0	15.2	19.3	25.0	31.6	46.8
		$T_2$	298	523	920	1785	2150	3045	3720	4880	6600	9450	11550	16000	19600	30975
40	1500	$P_1$	0.91	1.64	2.55	4.4	5.6	7.6	9.3	12.7	15.2	21.3	26.7	33.7	45.3	56.3
		$T_2$	183	357	570	1040	1365	1890	2415	3255	4095	5565	7245	9000	12580	15750
	1000	$P_1$	0.74	1.32	2.18	3.8	4.7	6.7	8.2	11.0	14.0	19.0	23.5	31.3	41.6	52.1
		$T_2$	220	414	720	1315	1680	2465	3150	4200	5565	7350	9450	12510	17110	21525
	500	$P_1$	0.64	1.02	1.68	3.3	3.9	5.2	6.5	8.0	11.0	15.2	19.3	25.0	31.6	46.8
		$T_2$	298	523	920	1785	2150	3045	3720	4880	6600	9450	11550	16000	19600	30975
50	1500	$P_1$	0.91	1.64	2.55	4.4	5.6	7.6	9.3	12.7	15.2	21.3	26.7	33.7	45.3	56.3
		$T_2$	183	357	570	1040	1365	1890	2415	3255	4095	5565	7245	9000	12580	15750
	1000	$P_1$	0.74	1.32	2.18	3.8	4.7	6.7	8.2	11.0	14.0	19.0	23.5	31.3	41.6	52.1
		$T_2$	220	414	720	1315	1680	2465	3150	4200	5565	7350	9450	12510	17110	21525
	500	$P_1$	0.64	1.02	1.68	3.3	3.9	5.2	6.5	8.0	11.0	15.2	19.3	25.0	31.6	46.8
		$T_2$	298	523	920	1785	2150	3045	3720	4880	6600	9450	11550	16000	19600	30975

续表

公称 传动 比 $i$	输入转速 $n_1$ $/r \cdot \min^{-1}$	功率 转矩 代号	中心距 $a$ /mm													
			63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			额定输入功率 $P_1$ /kW							额定输出转矩 $T_2$ /N·m						
50	750	$P_1$	0.60	1.11	1.77	3.4	4.0	6.1	7.3	9.5	11.9	16.9	21.8	28.6	38.1	48.2
		$T_2$	236	466	760	1520	1890	2885	3675	4670	6195	8610	11550	15000	20640	26250
	500	$P_1$	0.45	0.84	1.25	2.4	2.9	4.5	5.4	7.1	8.6	13.2	16.6	22.5	30.2	40.0
		$T_2$	256	523	790	1575	1995	3095	3885	5090	6510	9660	12600	17000	23650	32000
6.3	1500	$P_1$	—	1.35	1.85	3.5	4.7	5.9	8.1	10.5	13.8	16.1	23.2	26.3	35.5	47.7
		$T_2$	—	322	470	935	1260	1730	2360	3150	4095	4830	6400	8200	11000	15220
	1000	$P_1$	—	0.99	1.44	2.6	3.6	4.4	6.7	8.2	12.1	14.0	21.4	23.9	32.9	41.7
		$T_2$	—	345	530	1000	1410	1890	2880	3570	5250	6195	8505	11000	15000	21000
	750	$P_1$	—	0.82	1.21	2.3	3.0	3.9	5.4	7.2	10.1	12.2	16.2	21.4	30.9	39.7
		$T_2$	—	374	580	1155	1575	2150	3045	4095	5775	7000	9550	13000	18600	24600
	500	$P_1$	—	0.66	0.95	1.8	2.4	3.0	4.5	5.6	7.6	9.0	12.4	16.6	22.8	30.2
		$T_2$	—	449	660	1310	1785	2415	3500	4620	6300	7560	10500	14520	20100	27300

减速器的传动总效率见表 8-123。

表 8-123 减速器的传动总效率

公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ $/r \cdot \min^{-1}$	中心距 $a$ /mm			
		63~100	125~200	225~280	315~400
		效率 $\eta$ /%			
5~8	1500	91	93.5	95	96
	1000	90	93	94.5	95.5
	750	89	92.5	94	95
	500	88	92	93.5	94.5
10~12.5	1500	86	91.5	94	95
	1000	85	91	93.5	94.5
	750	83	90	93	94
	500	82	89	92	93.5
16~25	1500	83.5	88	90	91
	1000	82	86	88	89
	750	80	84	87.5	88.5
	500	78	82	85	87
31.5	1500	75	83	84	86
	1000	72	80	81	85
	750	70	77	79	84
	500	67.5	75	76	82
40	1500	74	79.5	82.5	84.5
	1000	72.5	76	81	82.5

续表

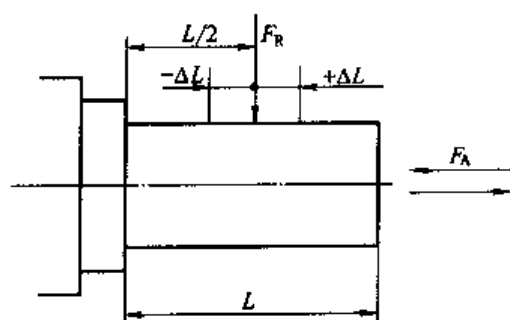
公称传动比 $i$	输入转速 $n_1$ /r · min <sup>-1</sup>	中心距 $a$ /mm			
		63~100	125~200	225~280	315~400
		效率 $\eta$ /%			
40	750	70	74	79	81
	500	68	71	74	78
50~63	1 500	70	78	81	83
	1 000	67	75	80	81
	750	65	72	77	79
	500	63	70	74	75

减速器输出轴轴端径向许用载荷  $F_R$  或轴向许用载荷  $F_A$  应符合表 8-124 的规定。

表 8-124 轴端许用载荷

中心距 $a$ /mm	63	80	100	125	140	160	180
$F_R$ 或 $F_A$ /N	3 500	5 000	6 000	8 500	10 000	11 000	13 000
中心距 $a$ /mm	200	225	250	280	315	355	400
$F_R$ 或 $F_A$ /N	18 000	20 000	21 000	27 000	31 000	35 000	38 000

注：表中的  $F_R$  是根据外力作用于输出轴轴端的中点确定的，见图 8-86。

图 8-86  $F_R$  的确定

当外力作用点偏离中心  $\Delta L$  时，其许可的径向载荷应由式 (8-128) 确定，即

$$F'_R = F_R \frac{L}{L \pm 2\Delta L} \quad (8-128)$$

#### (6) 选用系数

表 8-122 中的额定输入功率  $P_1$  和额定输出转矩  $T_2$  适用载荷工作条件为：载荷平稳无冲击，每日工作约 8h，每小时起动次数  $\leq 10$  次，启动转矩不超过额转矩的 2.5 倍，小时负荷持续率为 100%，环境温度 20℃。

当载荷工作条件不与上述条件相同，必须用以下选用系数修正所要承受的负载。

工作载荷系数  $f_1$  见表 8-125。

表 8-125 工作载荷系数  $f_1$ 

原动机	日运转时间/h	载荷性质及代号		
		均匀载荷 U <sup>①</sup>	中等冲击载荷 M <sup>②</sup>	强冲击载荷 H <sup>②</sup>
		$f_1$		
电动机 汽轮机 水力机	偶然性的 0.5h <sup>①</sup>	0.8	0.9	1.0
	间断性的 2h <sup>①</sup>	0.9	1.0	1.25
	2~10h	1.0	1.25	1.50
	10~24h	1.25	1.50	1.75



续表

原动机	日运转时间 h	载荷性质及代号		
		均匀载荷 U <sup>①</sup>	中等冲击载荷 M <sup>②</sup>	强冲击载荷 H <sup>②</sup>
		$f_1$		
活塞发动机 (1~6个汽缸)	偶然性的 0.5h <sup>①</sup>	0.9	1.0	1.25
	间断性的 2h <sup>①</sup>	1.0	1.25	1.50
	2~10h	1.25	1.50	1.75
	10~24h	1.50	1.75	2.0
活塞发动机 (1~3个汽缸)	偶然性的 0.5h <sup>①</sup>	1.0	1.25	1.50
	间断性的 2h <sup>①</sup>	1.25	1.50	1.75
	2~10h	1.50	1.75	2.0
	10~24h	1.75	2.0	2.25

① 指在每日偶然和间歇运转时间的总和。

② U、M、H 参见表 8-72。

启动频率系数  $f_2$  应符合表 8-126 的规定。表 8-126 启动频率系数  $f_2$ 

每小时启动次数/次	≤10	>10~60	>60~240	>240~400
$f_2$	1	1.1	1.2	1.3

小时负荷率系数  $f_3$  应符合表 8-127 的规定。表 8-127 小时负荷率系数  $f_3$ 

小时负荷持续率/(%)	100	80	60	40	20
$f_3$	1	0.94	0.86	0.74	0.56

环境温度系数  $f_4$  应符合表 8-128 的规定。表 8-128 环境温度系数  $f_4$ 

环境温度/℃	10~20	>20~30	>30~40	>40~50
$f_4$	1	1.14	1.33	1.6

## (7) 选用方法

选用减速器应已知动力机、工作机类型及参数、载荷性质及大小、每日运行时间、每小时启动次数、环境温度和轴端载荷等。

已知条件与表 8-121 规定的工作条件相同时,可直接由表 8-121 选取所需减速器的规格。

已知条件与表 8-121 规定的工作条件不同时,应由式 (8-129)~式 (8-132) 进行修正计算,再由计算结果的较大值由表 8-121 选取承载能力相符或偏大的减速器。

$$P_{1j} = P_{1B} f_1 f_2 \quad (8-129)$$

$$P_{1R} = P_{1B} f_3 f_4 \quad (8-130)$$

$$\text{或} \quad T_{2J} = T_{2B} f_1 f_2 \quad (8-131)$$

$$T_{2R} = T_{2B} f_3 f_4 \quad (8-132)$$

式中  $P_U$ ——减速器计算输入机械功率, kW;  
 $P_{1R}$ ——减速器计算输入热功率, kW;  
 $T_{2J}$ ——减速器计算输出机械转矩, N·m;  
 $T_{2R}$ ——减速器计算输出热转矩, N·m;  
 $P_{1B}$ ——减速器实际输入功率, kW;  
 $P_{2B}$ ——减速器实际输出转矩, N·m。

初选好减速器的规格后, 还应校核减速器的最大尖峰载荷不超过额定承载能力的 2.5 倍, 并按表 8-124 进行减速器输出轴上作用载荷的校核。

例 试为一建筑卷扬机选择 CW 型蜗杆减速器, 已知电动机转速  $n_1 = 725 \text{ r/min}$ , 传动比  $i = 20$ , 输出轴转矩  $T_{2B} = 2555 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 启动转矩  $T_{2\max} = 5100 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 输出轴端径向载荷  $F_R = 11000 \text{ N}$ , 工作环境温度  $30^\circ\text{C}$ , 减速器每日工作 8h, 每小时启动次数 15 次, 每次运行时间 3min, 中等冲击载荷, 装配形式为第 I 种。

由于给定条件与表 8-122 规定的工作应用条件不一致, 故应进行选型计算。

由表 8-125 查得  $f_1 = 1.2$ , 由表 8-126 查得  $f_2 = 1.1$ , 由表 8-127 计算查得  $f_3 = 0.93$ , 由表 8-128 查得  $f_4 = 1.14$ , 由式 (8-129)、式 (8-132) 计算得

$$T_{2J} = T_{2B} f_1 f_2 = 2555 \times 1.2 \times 1.1 = 3372.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{2R} = T_{2B} f_3 f_4 = 2555 \times 0.93 \times 1.14 = 2708.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

按计算结果最大值  $3372.6 \text{ N} \cdot \text{m}$  及  $i = 20$ ,  $n_1 = 725 \text{ r/min}$ , 由表 8-122 初选减速器为  $a = 200 \text{ mm}$ ,  $T_2 = 4400 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 大于要求值, 符合要求。

对减速器输出轴轴端载荷及最大尖峰载荷进行的校核均满足要求, 故最后选定减速器的型号为:

CW200-20- I F

## 参 考 文 献

- 1 朱孝录主编. 中国机械设计大典. 第 4 卷. 机械传动设计. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002
- 2 机械工程手册编委会. 机械工程手册. 第 6 卷. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 3 成大先主编. 机械设计手册. 第 3 版. 北京: 化学工业出版社, 1997
- 4 朱孝录主编. 机械传动装置选用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 5 许洪基, 陶燕光, 雷光主编. 齿轮手册. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 6 ISO/TR 13593, 1999 Enclosed gear drives for industrial applications
- 7 现代机械传动手册编委会. 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 2002
- 8 西安重型机械研究所, 第一重型机厂等. 德国施罗曼西马克 (SMS) 公司圆柱齿轮减速器设计资料汇编. 1987

## 第9章 齿轮传动装置的润滑设计

### 本章主要代号

$b$ — 齿宽, mm	$K_{H\beta}$ — 接触强度计算的齿向载荷分布系数
$d_1$ — 小齿轮分度圆直径, mm	$K_V$ — 动载系数
$d_{a1}$ — 小齿轮节圆直径, mm	
$h_{\min}$ — 最小油膜厚度, $\mu\text{m}$	
$n_1$ — 小齿轮转速, r/min	
$v$ — 节圆线速度; 卷吸速度, m/s	
$v_s$ — 齿面滑动速度, m/s	
$u$ — 齿数比, $u = z_2/z_1$	
$w$ — 单位齿宽上的载荷, N/mm	
$E'$ — 综合弹性模量, N/mm <sup>2</sup>	
$F_t$ — 端面分度圆上的名义切向力, N	
$K$ — 齿面接触负荷系数, MPa	
$K_A$ — 使用系数	
$K_{H\alpha}$ — 接触强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{H\beta}$ — 接触强度计算的齿向载荷分布系数	
$K_V$ — 动载系数	
	$K_{H\beta}$ — 力-速度因子, $\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2$
	$T_2$ — 输出转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
	$Z_H$ — 节点区域系数
	$Z_E$ — 弹性系数, $\sqrt{\text{MPa}}$
	$Z_\beta$ — 接触强度计算的螺旋角系数
	$Z_\epsilon$ — 接触强度计算的重合度系数
	$\alpha$ — 润滑油的压黏系数, $\text{m}^2/\text{N}$
	$\eta$ — 润滑油的动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
	$\nu$ — 润滑油的运动黏度, $\text{mm}^2/\text{s}$
	$\rho_{12}$ — 两个滚子的相对曲率半径, mm
	$\sigma$ — 两个啮合齿轮的表面粗糙度综合值, $\mu\text{m}$
	$\sigma_1$ ( $\sigma_2$ ) — 小轮 (大轮) 的齿面粗糙度 $R_a$ 或 $R_z$ 值, $\mu\text{m}$
	$\sigma_H$ — 齿面接触应力, MPa
	$\lambda$ — 油膜比厚

### 9.1 概述

运动副之中存在摩擦, 从有齿轮传动的时候起, 古人就知道用动物脂肪来解决这个问题。但是在一个相当长的历史时期, 摩擦、磨损和润滑的问题还没有系统化, 科学化。人们在设计齿轮传动的时候, 往往不考虑润滑油。而是在使用齿轮的时候才从维护设备的角度出发, 选择润滑剂来润滑齿轮。因此, 这种选油带有很大的盲目性。选错油、用错油的例子屡见不鲜。一直到了20世纪60年代, 摩擦、磨损和润滑归纳、提升成为一门新兴的学科——摩擦学。从摩擦学的观点来看, 润滑剂也是一种零件, 相对于一般机械零件来说, 它是柔性的。因此, 进行齿轮传动设计的时候, 就应该包括对齿轮润滑剂的设计。这是一种新的观点, 是齿轮传动设计的创新。随着齿轮装置朝着大功率、高性能、小体积的方向发展, 导致齿面负荷增大, 散热空间减小。为了使齿轮装置达到预期的设计性能, 延长寿命, 齿轮的润滑就显得更加重要。

润滑剂不但能降低摩擦, 提高传动效率, 还具有减振、降噪、散热的作用。润滑油是齿轮传动装置的血液。因此, 如何进行润滑设计, 怎样正确合理地选用润滑剂是本章的主要内容。

## 9.1.1 齿轮润滑的特点及润滑剂的作用

### 9.1.1.1 齿轮润滑的特点

一对齿轮的运动是通过一对一对的齿面啮合运动来完成的,一对啮合齿面的相对运动又包含滚动和滑动,对于传递动力的齿轮,要研究齿轮的受力和变形,需要应用力学知识,齿轮两齿面之间有润滑油,又涉及流体力学的知识,如果研究润滑剂与齿轮表面相互作用生成的表面膜,需要物理、化学方面的知识。因此,在有润滑剂的条件下,要真实全面的反映齿轮传动的运动学和动力学问题都必须考虑润滑剂的存在。计入润滑剂的齿轮设计,是更加全面和完善的齿轮设计。

进行齿轮润滑设计,要把握以下特点。

① 润滑剂是齿轮传动的一个元件,因此,润滑油的物理、化学性质,例如黏度、压黏系数、黏温特性、添加剂的作用等都十分重要。

② 齿轮传动中同时存在着滚动和滑动,滚动量和滑动量的大小因啮合位置而异,这就表明齿轮的润滑状态会随时间的改变而改变。

③ 齿轮的接触压力非常高,例如轧钢机的主轴承比压一般为 20MPa,面轧钢机减速器齿轮比压一般达到 500~1 000MPa。

④ 与滑动轴承相比,渐开线齿轮的诱导曲率小,因此形成油楔条件差。

⑤ 齿轮的材料性质,尤其是表面粗糙度、表面硬度等对齿轮的润滑状态影响很大。

⑥ 齿轮传动的润滑方式,对润滑效果有直接影响,必须加以重视。

⑦ 齿轮的几种主要失效形式,例如点蚀、胶合、磨损等都和润滑剂有着重要关系。

### 9.1.1.2 齿轮润滑剂的作用及应具备的性质

常见润滑剂有润滑油、润滑脂。此外还有固体、气体润滑剂。水也是一种润滑剂,但由于它对金属有腐蚀作用,不适合作为金属齿轮的润滑剂。由于润滑油的应用最为广泛,所以本章的润滑设计主要讨论应用齿轮润滑油的润滑设计。

#### (1) 齿轮润滑剂的作用

① 减少摩擦 如果两齿面被润滑剂流体膜隔开,则避免了金属与金属的直接接触,把干摩擦变成了液体摩擦。或者由于形成了物理、化学吸附膜减少摩擦,避免齿轮点蚀和胶合的发生。

② 散热 润滑油可以把啮合产生的热量带走,避免温度过高引起的胶合等齿面损伤的发生。

③ 防锈 润滑剂覆盖了齿轮和其他零件表面,隔绝了空气,避免了齿轮的氧化锈蚀。

④ 降低振动冲击和噪声 由于润滑剂的黏滞性,能起到降低齿轮振动、冲击和噪声的作用。

⑤ 排除污物 润滑油能冲刷齿面上的磨粒和杂质,带走油池或润滑系统中的污物,保证齿面的清洁,减少磨损。

#### (2) 齿轮润滑剂应具备的主要性质

齿轮润滑剂要起到上述作用,需具备以下性质。

① 具有合适的黏度与流动性,以适用于不同的工况条件。

② 具有良好的抗磨性,以保持一定的承载能力。

③ 具有良好的氧化安定性,使油不氧化,不变黏,不变质,不堵塞油路。

④ 抗乳化性。在有水部位工作的齿轮,要求使用抗乳化性、油水分高性好的润滑油。因为润滑油中的极压添加剂,基础油中的极性物质或油中的氧化物都是表面活性物质,当水混入油中时,上述表面活性物质起乳化作用。

⑤ 抗泡性。良好的抗泡性能使混入油中的空气顺利地逸出，否则，油中的气泡使摩擦表面供油不足导致磨损或胶合。在循环润滑系统中，抗泡性差的油会引起油的流量减少，降低散热效果。

⑥ 防锈性。防锈性主要是具有保护齿轮齿面不生锈的性能。

⑦ 抗腐蚀性。润滑剂的腐蚀性主要来源于油中的酸性物质，这些物质对金属具有腐蚀性。所以齿轮润滑剂应具有良好的抗腐蚀性。

⑧ 无毒性。润滑剂应对人体无害，保障操作人员的安全。

### 9.1.2 齿轮的润滑状态

#### 9.1.2.1 油膜比厚

摩擦学中常用油膜比厚的概念来描述润滑状态。油膜比厚是齿面之间的最小油膜厚度与两齿面综合粗糙度之比。其数学表达式为

$$\lambda = h_{\min} / \sigma$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (9.1)$$

式中  $\lambda$ ——油膜比厚；

$h_{\min}$ ——最小油膜厚度；

$\sigma_1, \sigma_2$ ——小齿轮和大齿轮的表面粗糙度。

油膜厚度与油品本身的性质、齿轮的几何形状、负荷、速度、材料、工作条件等有关。油膜比厚越大，润滑剂分离两个啮合齿面的趋势就越强。

#### 9.1.2.2 齿轮的润滑状态

近百年以来，许多学者研究用油膜比厚来区分润滑状态，得到图 9-1 所示的润滑状态图。在有润滑剂润滑的条件下，根据图 9-1，齿轮传动具有以下三种润滑状态。

##### (1) 边界润滑

当  $\lambda < 1$ ，齿轮传动处于边界润滑状态，齿轮齿面有表面粗糙峰相接触的情况发生。在边界润滑状态下，润滑油的黏度不起作用，靠添加剂与齿面形成的物理吸附膜或化学反应膜来保护齿面。

##### (2) 混合润滑

当  $1 < \lambda < 3$ ，齿轮传动处于混合润滑状态。在混合润滑状态下，摩擦力由粗糙峰和润滑油内部的摩擦力两部分构成，齿面负荷由油膜和齿面粗糙峰共同承担。润滑油中需要少量的极压添加剂。

##### (3) 全膜润滑

当  $\lambda > 3$ ，齿轮传动处于全膜润滑状态（弹流润滑、液体动压润滑）。在全膜润滑状态下，润滑油膜的厚度远远大于表面粗糙度，两运动表面完全被连续的油膜所隔开。因此润滑剂的黏度起主导作用，不需要添加剂。

当计入齿轮的弹性变形时，全膜齿轮润滑状态即成为弹性流体动力润滑，其理论分析是英国著名学者 D. Dowson 完成的。该理论考虑了物体的弹性变形和润滑油在高压下黏度的变化，先用计算机获得了数值解，进而导出了如下的经验公式

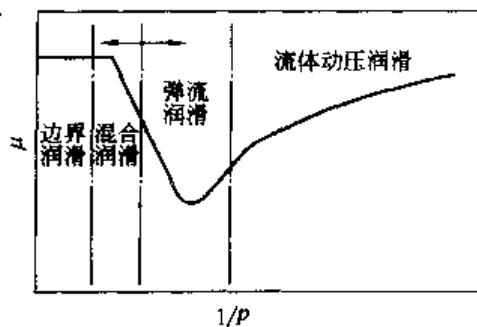


图 9-1 润滑状态图

$\mu$ —摩擦因数； $p$ —滑动副上的比压

$$h_{\min} = 2.65 \alpha^{0.54} (\eta_0 v)^{0.7} \rho_{12}^{0.43} E'^{-0.03} W^{-0.13} \quad (9-2)$$

式中  $\alpha$ ——润滑油的压黏系数,  $\text{m}^2/\text{N}$ ;  
 $\eta_0$ ——润滑油的动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  
 $E'$ ——综合弹性模量,  $\text{MPa}$ ;  
 $W$ ——单位齿宽上的载荷,  $\text{N}/\text{mm}$ ;  
 $\rho_{12}$ ——两个滚子的相对曲率半径,  $\text{mm}$ ;  
 $v$ ——卷吸速度,  $v = (v_1 + v_2)/2$ ;  
 $v_1, v_2$ ——两接触体的圆周速度,  $\text{m}/\text{s}$ 。

对于齿轮传动而言, 在整个啮合过程中, 曲率半径和卷吸速度等随时间变化, 因此各接触点的油膜厚度都不一样。作者导出了整个齿轮啮合过程中油膜厚度的计算式, 得出以下结论:

- ① 沿啮合线, 相对曲率半径呈抛物线规律变化;
- ② 沿啮合线, 卷吸速度呈线性规律变化;
- ③ 在理论啮合线的特征点处, 最小油膜厚度有理论上的最大值 ( $h_{\max}$ )。

### 9.1.3 润滑对齿轮传动的影响及其策略

#### 9.1.3.1 润滑剂是齿轮设计的重要参数

齿轮润滑剂对齿轮传动的影响主要表现在摩擦、磨损、胶合性能、振动、噪声水平、齿轮箱热平衡性能等诸多方面。因此, 在进行齿轮设计时不能忽略润滑剂这一重要参数。

- ① 润滑对齿轮传动失效的影响, 见表 9-1。

表 9-1 润滑对齿轮传动失效的影响

齿轮失效形式		磨损	腐蚀性磨损	擦伤与胶合	点蚀	剥落	齿体塑变	峰谷塑变	起皱
润 滑	润滑油黏度	△		△	△	△	△	△	△
	润滑性质	△	△	△	△	△	△	△	△
	润滑方式 及润滑油供油量	△		△	△	△	△		△

注: △表示有影响。

- ② 从润滑角度防止齿轮失效的对策, 见表 9-2。

表 9-2 从润滑角度防止齿轮失效的对策

失效形式	对 策
点蚀	提高润滑油黏度或采用含有极压添加剂的中负荷工业齿轮油
剥落	选用含极压添加剂的中、重负荷工业齿轮油, 提高润滑油的黏度
磨损	提高润滑油黏度, 选用合适的润滑剂, 降低油温, 采用合适的密封形式, 在润滑装置中增设过滤装置, 适时更换润滑油和清洗有关零件
胶合	必须保证齿轮在一定载荷、速度、温度下始终具有良好的润滑状态, 使齿面润滑充分, 采用含极压添加剂的润滑油或合成齿轮润滑油, 还可使用重负荷工业齿轮油, 润滑系统加冷却装置
起脊、鳞皱	改善润滑状况, 采用含极压添加剂的工业齿轮油和增加润滑油的黏度, 经常更换润滑油, 润滑装置增加过滤系统
齿体塑变	对循环润滑的齿轮传动, 防止润滑油供油不足和中断。油池润滑时注意油面位置, 提高润滑油的黏度

### 9.1.3.2 齿轮润滑的策略

① 齿轮润滑油的正确选用 尽量采用国内外先进标准或者按设备制造商的推荐选用。例如:

JB/T 8831—2001 工业闭式齿轮的润滑油选用方法;

AGMA 250.04 工业闭式齿轮传动的润滑;

DIN 51509 第一部分, 齿轮润滑剂的选择。

② 产品购买 购买质量信誉有保证的厂家的润滑剂产品。

③ 对于不同类型的齿轮选择合理的润滑方式 对于低速齿轮一般采用油池润滑; 对于高速齿轮一般采用喷油润滑。

④ 采用润滑油监测技术 采用铁谱、光谱等技术监测、分析油样中的磨粒信息, 包括形状、颜色、尺寸、含量等。利用此信息诊断齿轮运行的“健康”状况。

## 9.2 齿轮润滑油(脂)和添加剂

齿轮润滑油按其用途分为工业齿轮油和车辆齿轮油两大类。其产品的应用包括两个要素: 黏度等级和质量等级。工业齿轮油和车辆齿轮油的黏度等级和质量等级分属两个不同的体系, 表示方法不尽相同。

### 9.2.1 工业齿轮油的分类

我国的工业齿轮油根据其用途分为工业闭式齿轮油、蜗轮蜗杆油、工业开式齿轮油, 高速齿轮传动通常采用汽轮机油。我国工业齿轮油分类是参照 ISO 6743-6 (1990) 标准及 AGMA 和美国钢铁公司 224 等标准制订的。

我国工业齿轮油的黏度分级采用以 40℃ 运动黏度为基础的 GB 3141《工业用润滑油黏度分类》标准。此分类法与国际通用的 ISO 3448《工业润滑油黏度分类法》相当。对于工业用齿轮油, 按其 40℃ 运动黏度的中心值分为 N68、N100、N150、N220、N320、N460、N680 共七个牌号。表 9-3 列出与相应黏度等级的对应关系。

表 9-3 工业齿轮油的黏度等级

GB 3141 黏度级	40℃ 运动黏度 /mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	相当于旧牌号 (50℃ 黏度)	AGMA <sup>①</sup> 黏度级	ISO 黏度级
N68	61.2~74.8	50	2EP	VG68
N100	90~100	70	3EP	VG100
N150	135~165	90	4EP	VG150
N220	198~242	120	5EP	VG220
N320	288~352	200	6EP	VG320
N460	414~506	250	7EP	VG460
N680	612~748	350	8EP	VG680

① AGMA 9EP 相当 ISO 黏度 1500; 10EP、11EP、12EP、13EP 黏度分别为 3200mm<sup>2</sup>/s、4600mm<sup>2</sup>/s、6800mm<sup>2</sup>/s、32000mm<sup>2</sup>/s;

13EP 100℃ 运动黏度 182~214mm<sup>2</sup>/s; 14R° 100℃ 运动黏度 429~858mm<sup>2</sup>/s; 15R° 100℃ 运动黏度 858~1715mm<sup>2</sup>/s。

#### 9.2.1.1 工业闭式齿轮油的分类

工业闭式齿轮油适用于齿轮节圆线速度不超过 25m/s 的中、低速工业闭式齿轮传动的

润滑。按 GB/T 7631.7《润滑剂和有关产品（L类）的分类第7部分：C组（齿轮）》的规定，中国工业闭式齿轮油的分类见表 9-4。

表 9-4 工业闭式齿轮油的分类

分 类		现行名称	组成、特性及使用说明	相对应的 国外标准
ISO	中国			
CKB	CKB 抗氧 防锈型	工业齿轮油	由精制矿物油加入抗氧、防锈添加剂调配而成，有严格的抗氧、防锈、抗泡、抗乳化性能要求，适用于一般轻载荷的齿轮润滑	AGMA251.02 的 R & O 型
CKC	CKC 极压型	中负荷 工业齿轮油	由精制矿物油加入抗氧、防锈、极压抗磨剂调配而成，比 CKB 具有较好的抗磨性，适用于中等载荷的齿轮润滑	AGMA 250.03EP
CKD	CKD 极压型	重负荷 工业齿轮油	由精制矿物油加入抗氧、防锈、极压抗磨剂调配而成，比 CKC 具有更好的抗磨性和热氧化安定性，适用于高温下操作的重载荷的齿轮润滑	AGMA250.04 的 EP 型 美钢 224
CKE	CKE 蜗轮蜗杆	蜗轮蜗杆油	由精制矿物油或合成烃加入油性剂等调配而成，具有良好润滑特性和抗氧、防锈性能，适用于蜗轮蜗杆传动润滑	AGMA 中 250.03 的 COMP 油
CKT	CKT 合成烃 极压型	低温中载荷 工业齿轮油	由合成烃为基础油，加入同 CKC 相似的添加剂，性能除具有 CKC 的特性外，有更好的低温、高温性能，适用于在高、低温环境下的中载荷的齿轮润滑	AGMA 250.03 合成烃油
CKS	CKS 合成型	合成烃 齿轮油	由合成油或半合成油为基础油加入各种相配的添加剂，适用于低温、高温或温度变化大，耐化学品以及其他特殊场合的齿轮传动润滑	

应予指出，工业闭式齿轮油的分类及其规格标准，事实上以 AGMA 和美钢 222 和 224 标准为代表。前者针对抗氧防锈油（包括复合油）和极压油制订。后者以钢铁厂压延设备使用的重负荷齿轮油为对象。其中美钢 220 和 AGMA 的抗氧防锈油为一般负荷用齿轮油。美钢 222 和 AGMA250.03 是较早的极压工业齿轮油。美钢 224 和 AGMA250.04 则是较新的极压工业齿轮油规格。

### 9.2.1.2 工业开式齿轮油的分类

开式齿轮传动一般速度不高，要求润滑油具有黏附力强、黏度高和良好的防锈性能。可采用润滑油润滑、润滑脂润滑、润滑成膜膏润滑等。工业开式齿轮油分类见表 9-5。

表 9-5 工业开式齿轮油的分类

分 类		现行名称	组成、特性、使用说明	性能要求	相对应的 国外标准
ISO	中国				
CKH	CKH	普通 开式齿轮 油	由精制润滑油加抗氧防锈剂调制而成，具有较好的抗氧防锈性和一定的抗磨性。适用于一般载荷的开式齿轮和半封闭式齿轮润滑		AGMA251.02 的 R & O 型
CKJ	CKJ	极压 开式齿轮 油	由精制润滑油加入多种添加剂调制而成，它比 CKH 油具有更好的极压性能。适用于苛刻条件下的开式或半封闭式的齿轮箱润滑	Timken ok 值不小 于 200N 或 FZG 齿 轮试验通过 9 级以上	AGMA251.02 的 EP 型



续表

分 类		现行名称	组成、特性、使用说明	性能要求	相对应的 国外标准
ISO	中国				
CKK	CKK	溶剂稀释 型开式齿 轮油	由高黏度的普通开式或极压开式齿轮油加入挥发溶剂调制而成,当溶剂挥发后,齿面上形成一层油膜,该油膜具有一定的极压性能	溶剂挥发后的油膜强度 Timken ok 值不小于 200N 或 FZG 齿轮试验通过 9 级以上	AGMA251.02 的溶剂 挥发型
CKM	CKM	特种开式 齿轮润滑 剂	由矿物油加入高聚物和其他专门添加剂制成,具有好的黏附性能,能生成很黏的润滑膜,并具有很好的耐水性、防锈性和极压性	Timken ok 值不小于 200N 或 FZG 齿轮试验通过 9 级以上	AGMA251.02

另外,开式齿轮传动也可采用润滑脂润滑。这种润滑脂由稠化剂、基础油和添加剂组成。稠化剂一般采用钙基皂。针入度是润滑脂最重要的指标,用来控制润滑脂工作稠度。各国的润滑脂大都是按针入度以美国国家润滑脂学会(NLGI)的规定进行分号的。推荐按表 9-6 选择润滑脂的牌号。

表 9-6 NLGI 规定的润滑脂牌号

环境温度/℃	传动形式	选用脂锥入度(25℃)	NLGI 分号
0~20	开式齿轮传动	290~330	1
20~60	开式齿轮传动	230~290	2,3
0~50	开式蜗轮传动	320~370	0,1

### 9.2.1.3 蜗轮蜗杆油的分类

蜗杆传动一般以钢蜗杆和铜合金蜗轮相匹配,具有结构紧凑、体积小、传动比大、运转平稳、噪声低和承载能力大等优点。它的齿面滑动速度高,因此,齿面温度高,油膜容易破坏,润滑条件苛刻。近代在蜗轮蜗杆油中使用摩擦改进剂、高效油性剂。传统的蜗轮蜗杆油中常加有 3%~10% 动植物油型的油性添加剂。由于在冶金大型减速机上使用,对蜗杆油在抗氧化性和抗乳化性方面也提出了较高要求。

目前我国蜗轮蜗杆油(石化行业标准 SH 0094—1991)分为以下两个品种。

#### (1) L-CKE 蜗轮蜗杆油(轻负荷蜗轮蜗杆油)

L-CKE 蜗轮蜗杆油的性能和质量符合美军 MIL-L-15019E (6135) 规格和美国齿轮制造者协会 AGMA250.04 规格中的复合蜗轮蜗杆油(Compound Oil)的要求。该油有矿油型和合成型两类,含有一定的减摩抗磨剂,适用于钢-铜匹配的圆柱型和双包络等类型承受轻负荷、传动中平稳无冲击的蜗轮蜗杆副的润滑。在使用过程中,应防止局部过热和油温在 100℃ 以上时长期运转。

#### (2) L-CKE/P 蜗轮蜗杆油(重负荷蜗轮蜗杆油)

L-CKE/P 蜗轮蜗杆油的性能和质量符合美军 MIL-L-18486B (OS) 82 的规格要求。该油有矿油型和合成型两类,含有油性剂、极压抗磨剂、抗氧抗腐剂、抗泡剂等,能降低摩擦因数,提高传动效率,适用于钢-铜匹配的圆柱型承受重负荷、传动中有振动和冲击负荷的蜗轮蜗杆副的润滑,可代替轧钢机油等使用。如果要用于双包络等类型的蜗轮蜗杆副,必须有蜗轮蜗杆副设计部门的推荐建议。

#### 9.2.1.4 高速齿轮润滑油的分类

目前高速齿轮（齿轮节圆线速度大于 25m/s）传动通常使用各种汽轮机油（又称透平油）来润滑。我国常用于高速齿轮传动润滑的汽轮机油类型如下。

##### (1) L-TSA 汽轮机油（防锈汽轮机油，GB 11120—1989）

该油品以深度精制、脱蜡的润滑油组分为基础油，加入抗氧、防锈、抗泡添加剂调合而成，具有优良的润滑性、冷却性、抗氧性、防锈性、抗乳化性、防腐性及抗泡性。适用于发动机、工业驱动装置及其相配套的控制系统及不需改善齿轮承载能力的船舶驱动装置。

##### (2) 抗氨汽轮机油（SH 0362—1996）

该油品以精制矿油或低温合成烃润滑油为基础油，加入抗氧、防锈、抗泡等添加剂调合而成，除满足防锈汽轮机油的性能要求外，还具有良好的抗氨性。适用于大型合成氨化肥装置离心式合成气压缩机、冷冻机及汽轮机组的润滑和密封。

##### (3) L-TSE 汽轮机油（极压汽轮机油）

L-TSE 汽轮机油是指在满足防锈汽轮机油质量指标的基础上，增加 FZG 齿轮承载能力试验不小于 9 级的指标要求，目前我国尚未制订此类产品统一的规格标准。

#### 9.2.1.5 ISO 及 AGMA 对工业齿轮油的分类

国际标准化组织（ISO）对工业齿轮油的分类及我国的相应分类见表 9-7。

表 9-7 国际标准化组织（ISO）对工业齿轮油分类<sup>①</sup>及我国的相应分类

符号字母	一般应用	特殊应用	具体应用	组成和特性	ISO-L 的符号	应用例子 <sup>②</sup>	备注	我国的分类
C	齿轮	闭式齿轮	飞溅、循环或喷射式连续润滑	精制矿物油，并具有抗氧化、抗腐蚀（对铁和非铁金属）和抗泡性能的 CKB 油，并已提高其极压和抗磨性	CKB CKC	在轻载荷下操作的齿轮在正常或中等的恒定油温和高载荷下运转的齿轮		L-CKB 抗氧防锈工业齿轮油 L-CKC 中负荷（中极压）工业齿轮油
				CKC 油，并已提高和改善其热氧化安定性，使其可用于高温	CKD	在高的恒定油温和重载荷下运转的齿轮		L-CKD 重负荷（高极压）工业齿轮油
				具有抗氧化、抗磨和抗腐蚀（对铁和非铁金属）性的润滑剂，能用于特别低的温度和高的温度	CKS	在低的或更高恒定液体温度和轻载荷下运转的齿轮	用于一般设备。当常用矿物油不能满足要求时，可以用合成油或含有合成油的产品	低温工业齿轮油
				可以在宽广温度（低温和更高温）和在高载荷下使用的 CKS 型润滑剂	CKT	在低的或更高的恒定液体温度和重载荷下运转的齿轮		低温重载荷工业齿轮油
			飞溅式连续润滑	具有极压和抗磨性的润滑脂	CKG	在轻载荷下运转的齿轮		

续表

符号字母	一般应用	特殊应用	具体应用	组成和特性	ISO-L 的符号	应用例子 <sup>2</sup>	备注	我国的 分类
C	齿轮	装有安全挡板的 开式齿轮	间断式 或滴入式 机械润滑	通常采用具有抗 腐蚀性的沥青型 产品	CKH	在中等环境 温度和通常在 轻载荷下运转 的圆柱直齿轮 或斜齿轮	(1)在 ISO 6743/1 中确 定的 AB 油 <sup>①</sup> ,可以用 于与 CKJ 油 相同的使用 场合	抗氧防锈 型开式齿 轮油
				CKH 油,并已具 有和提高其极压和 抗磨性	CKJ		(2)为使用 方便,这些 产品可以含 有挥发性稀 释剂,这类 产品命名为 CKH-DIL 或 CKJ-DIL	极压开式 齿轮油
				具有已改进的极 压、抗磨、抗腐蚀和 热稳定性能的润 滑脂	CKK			
			间断 应用	允许在极限载荷 下使用、已改进其 抗擦伤性,而且具 有热稳定性的黏稠 产品	CKM	通常在特别 重的载荷下运 转的齿轮	本产品不 能喷射	特种开式 齿轮润滑剂

① 本分类不包括汽车齿轮油的分类。ISO TC28/SC4 文件提出,当一个产品可用于任何组别时,则只能编入一个应用组。

② 分类中涉及的两个参数(温度-油温、环境温度;载荷-齿面应力、滑动速度)说明如下。

温度:更低温度 $<-35^{\circ}\text{C}$ ;低温 $(-34\sim-16^{\circ}\text{C})$ ;正常温度 $(-15\sim 69^{\circ}\text{C})$ ;中等温度 $(70\sim 99^{\circ}\text{C})$ ;高温 $(100\sim 120^{\circ}\text{C})$ ;更高温度 $(>120^{\circ}\text{C})$ 。

载荷:轻载荷-赫兹应力低于 $500\text{MPa}$  ( $500\text{N/mm}^2$ )和在齿面上的最大滑动速度( $v_k$ )低于 $1/3$ 的节圆线速度( $v$ )重载荷-赫兹应力大于 $500\text{MPa}$ 和 $v_k$ 可能大于 $1/3v$ 。

③ AB油是含有沥青或添加剂以提高其黏附性、极压性和抗腐蚀性的精制矿物油,它实际上是一种极压型开式齿轮油。

另外,美国齿轮制造者协会(AGMA)的工业齿轮油分类与我国工业齿轮油分类对照见表 9-8。

表 9-8 美国齿轮制造者协会(AGMA)的工业齿轮油分类与我国工业齿轮油对照

AGMA 分类	组 成	我国的分类	说 明
抗氧防锈型 矿物油	矿物油+防锈剂+抗氧剂	抗氧防锈型工 业齿轮油	使用温度为 $-20\sim 120^{\circ}\text{C}$
极压齿轮油	矿物油+极压抗磨剂+其他添 加剂	中负荷(中极 压)工业齿轮油	加有硫磷型极压抗磨剂、防锈剂、抗氧剂、抗泡 剂、减摩剂,使用温度为 $-20\sim 120^{\circ}\text{C}$
复合油	矿物油+3%~10%脂肪油或 合成脂肪油	蜗轮蜗杆油	油性较好,一般用于蜗杆传动
合成油	合成烃、羧酸酯、聚二醇醚、聚 苯醚、硅油和氟油等	合成油	其优点是热氧化安定性好,黏度指数高,凝点低, 抗磨性好。用于在特殊运转条件下工作的封闭式 齿轮和蜗轮蜗杆,工作温度为 $-73\sim 260^{\circ}\text{C}$
开式工业齿 轮油	加有黏附剂	开式齿轮油	适用于开式齿轮,工作温度为 $5\sim 120^{\circ}\text{C}$
润滑脂	在润滑油中加入稠化剂(皂类) 稠化而制成凝胶状物质	润滑脂	适用于低速或间断操作的轻载荷零件,使用寿命 长,工作温度为 $-20\sim 120^{\circ}\text{C}$

## 9.2.2 车辆齿轮油的分类

车辆齿轮油主要用于各种车辆的变速箱、后桥齿轮箱和转向机构的润滑。车辆齿轮的工作特点是：

- ① 啮合部位承受的压力很高；
- ② 工作温度高，一般工业齿轮的工作温度为  $10\sim 80^{\circ}\text{C}$ ，在苛刻条件下短时间内可达到  $90\sim 100^{\circ}\text{C}$ ，但准双曲面齿轮的工作温度可达到  $120\sim 180^{\circ}\text{C}$ ；
- ③ 滑动速度大，冲击载荷大，润滑条件苛刻，因此对车辆齿轮所用齿轮油提出了更高的要求。

### 9.2.2.1 车辆齿轮油的黏度分类

SAEJ306C 黏度分类是车辆齿轮油的代表性黏度分类。各国均参照采用。我国参照 SAE 黏度分类，制订了驱动桥和手动变速器齿轮润滑油黏度分类（见表 9-9）。

表 9-9 驱动桥和手动变速器齿轮润滑油黏度分类（GB/T 7631.7—1989）

黏度牌号	黏度为 150 000MPa·s 时最高温度/ $^{\circ}\text{C}$	运动黏度 ( $100^{\circ}\text{C}$ )/ $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$		黏度牌号	黏度为 150 000MPa·s 时最高温度/ $^{\circ}\text{C}$	运动黏度 ( $100^{\circ}\text{C}$ )/ $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$	
		最 小	最 大			最 小	最 大
70W	-55	4.1	—	90	—	13.5	小于 24.0
75W	-40	4.1	—	140	—	24.0	小于 41.0
80W	-26	7.0	—	250	—	41.0	
85W	-12	11.0	—				

### 9.2.2.2 车辆齿轮油的质量等级分类

美国石油学会 API 把车辆齿轮油分成不同质量水平的共六个等级列于表 9-10。其中 GL-5 级车辆齿轮油符合美军规格 MIL-L-2105D。

表 9-10 API 汽车变速箱和驱动桥润滑剂使用分类

分类	使 用 说 明
GL-1	低齿面压力、低滑动速度下运行的汽车螺旋伞齿轮的驱动桥以及各种手动传动箱规定用 GL-1 齿轮油，直馏矿油能满足这类情况的要求。可以加入抗氧剂、防锈剂和消泡剂改善其性能
GL-2	适用于汽车蜗轮后桥齿轮，由于其负荷温度和滑动变速的状况，使用 GL-1 齿轮油不能满足要求的蜗轮齿轮规定用 GL-2 的齿轮油，这种油通常都加有脂肪添加剂
GL-3	适用于速度和负荷比较苛刻的汽车手动传动箱和螺旋伞齿轮的驱动桥规定用 GL-3 类的油，这种油耐负荷能力比 GL-1 和 GL-2 要高，但比 GL-4 要低
GL-4	在低速高转矩、高速低转矩工况下的各种齿轮，特别是客车和其他车辆用的准双曲面齿轮，规定用 GL-4 的油。要求油品抗擦伤性能等于或优于 CRC 参考油 RGO-105，并要通过试验程序，其性能水平达到 1972 年 4 月起用的 ASTMSTP-512 规定的要求
GL-5	在高速冲击负荷、高速低转矩、低速高转矩下操作的各种齿轮，特别是客车和其他车辆的准双曲面齿轮规定用 GL-5 油。要求其抗擦伤性能等于或优于 CRC 参考油 RGO-110，并要通过试验程序，其性能达到 1972 年 4 月起用的 ASTMSTP-512 规定的要求
GL-6	这个分类已经被废除，评价润滑油性能试验程序所用的设备已经不存在了

汽车后桥一般均使用 GL-5 水平车辆齿轮油。手动变速器则主要使用 GL-4，或 GL-5 水平的车辆齿轮油。

在车辆齿轮油使用分类中，同时还有一个美军标分类。MIL-L-2105A，始于 20 世纪 40

年代,约相当于 GL-3。MIL-L-2105 始于 20 世纪 50 年代,相当于 GL-4。MIL-L-2105B 出现于 20 世纪 60 年代初,约相当于 GL-5,但现已废除。其后于 20 世纪 70 年代初和 80 年代中,先后出现 MIL-L-2105C 和 MIL-L-2105D,均相当于 GL-5 水平。其中 MIL-L-2105D 专门提出,可以适用于利用再生润滑油作基础油的 GL-5 齿轮油。

进入 20 世纪 90 年代,由于大功率长距离货运汽车对 GL-5 车辆齿轮油的热氧化安定性和抗擦伤和剥落等抗磨损性的特殊要求,先后提出了 MT-1 和 PG-2 两档水平的车辆齿轮油。原美军标准出现了 MIL-L-PREF-2105E。

我国参照 API 分类,制订了车辆齿轮油的详细分类(见表 9-11)。

表 9-11 车辆齿轮油的详细分类 (GB/T 7631.7 1989)

代号	组成特性和使用说明	使用部位
CLC	精制矿油加抗氧剂、防锈剂、抗泡剂和少量极压剂等制成,适用于中等速度和负荷比较苛刻的手动变速器和螺旋伞齿轮的驱动桥	手动变速器、螺旋伞齿轮的驱动桥
CLD	精制矿油加抗氧剂、防锈剂、抗泡剂和极压剂等制成,适用于在低速高转矩、高速低转矩下操作的各种齿轮,特别是客车和其他各种车辆用的准双曲面齿轮	手动变速器、螺旋伞齿轮和使用条件不太苛刻的准双曲面齿轮的驱动桥
CLE	精制矿油加抗氧剂、防锈剂、抗泡剂和极压剂等制成,适用于在高速冲击负荷、高速低转矩和低速高转矩下操作的各种齿轮,特别是客车和其他各种车辆的准双曲面齿轮	操作条件缓和或苛刻的准双曲面齿轮及其他各种齿轮的驱动桥,也可用于手动变速器

我国车辆齿轮油详细分类与 API 齿轮油使用分类的对应关系见表 9-12。

表 9-12 我国车辆齿轮油的详细分类与 API 使用分类的对应分类

我国车辆齿轮油的详细分类	相当 API 使用分类
CLC	GL-3
CLD	GL-4
CLE	GL-5

国外使用较多的是 GL-3、GL-4 和 GL-5 水平车辆齿轮油。GL-1、GL-2 等质量较低的油品,可用性能相当的工业齿轮油来代替。我国国家标准已取消与其相对应的 CLA、CLB 两类油。

CLC、CLD 车辆齿轮油我国以前都叫双曲面齿轮油,分为两类:

① 渣油型双曲面齿轮油,适用于一般载荷的准双曲面齿轮,按 100℃黏度,又分为 22、28 两个牌号,现在该油品由于质量不好,已停止生产;

② 馏分型双曲面齿轮油,按其所含极压剂类型又分为硫-磷-氯-锌型和硫-磷型两类(后者的热氧化安定性、防锈性能等优于前者),该油品可用于苛刻条件下的小轿车、公共汽车、载重汽车的准双曲面齿轮,按 100℃黏度又分为 18、26 两个牌号,其质量水平相当于 CLC 或 CLD 车辆齿轮油。

#### 9.2.2.3 车辆齿轮油的发展过程

车辆齿轮油使用分类或质量等级发展过程中,主要与极压抗磨添加剂的类型等有密切关系。早期,在车辆齿轮油中以硫化矿油或硫化动植物油和环烷酸铅或氯化石蜡等添加剂为主,即所谓 S-Pb 型或 S-Cl-Pb 型车辆齿轮油。随着负荷和抗擦伤性能的提高,从含磷酸酯

类抗磨添加剂的 S-P-Cl 型, 引入二烷基二硫代磷酸锌类添加剂, 成为 S-P-Cl-Zn 四元素添加剂型。由于以后热氧化安定性要求更苛刻, 出现了 S-P 型车辆齿轮油。迄今已有了第二代、第三代 S-P 型车辆齿轮油。热氧化安定性、抗极压性、水解稳定性、耐冲击负荷等全面性能得到明显提高。表 9-13 汇总了这些演变与性能分类之间的关系。

表 9-13 车辆齿轮油发展过程和相应关系

年代(20 世纪)	添加剂类型	美军规格	SAE 黏度	API 分类
30~40	S-Pb, S-Cl-Pb	2105A(1944)		GL-3
50	S-P-Cl S-P-Cl-Zn	MIL-L-2105(1950)	75, 80, 90, 140, 250	GL-4
60	S-P(一代)	MIL-L-2105B(1962)		GL-5
70	S-P(二代)	MIL-L-2105C(1976)	70W, 75W, 80W, 90 140, 250, 80W/90, 85W/140	GL-5
80	S-P(三代)	MIL-L-2105D(1987)		GL-5
90	S-P S-P-B			PG-2(GL-7)

我国车辆齿轮油也有一个发展过程, 从表 9-14 中可以看出: 渣油型和 S-P-Cl-Zn 型车辆齿轮油曾占据一定地位。进入 20 世纪 80 年代后, 国内已出现 S-P-B 和 S-P-N-B 型两种车辆齿轮油, 但是所占比例较低。

表 9-14 我国车辆齿轮油的发展过程

年代(20 世纪)	质量等级	添加剂类型	基础油
50~60	GL-3	S-P-Cl-Zn	渣油
70	GL-3, GL-4	S-P-Cl-Zn	馏分油
80	GL-3, GL-4, GL-5	S-P-Cl-Zn + S-P	馏分油、中性油
90	GL-3, GL-4, GL-5	S-P-Cl-Zn S-P	馏分油、中性油

### 9.2.3 工业齿轮油的规格标准

#### 9.2.3.1 工业闭式齿轮油、蜗轮蜗杆油和工业开式齿轮油的规格标准

表 9-15、表 9-16 和表 9-17 分别列出了我国工业闭式齿轮油、蜗轮蜗杆油和开式齿轮油的规格标准。

#### 9.2.3.2 汽轮机油(高速齿轮润滑油)的规格标准

目前高速齿轮(节圆线速度大于 25m/s)传动通常使用各种汽轮机油来润滑。我国的汽轮机油, 大都加有抗氧化剂和抗泡剂, 主要用于发电厂、船舶和其他工业的汽轮机及高速齿轮传动, 也可用于一些要求液压油抗氧化性能好、使用寿命长的中、低液压系统中。

我国的 L-TSA 汽轮机油(防锈汽轮机油)以及抗氨汽轮机油的质量指标分别见表 9-18 和表 9-19。

### 9.2.4 车辆齿轮油的规格标准

我国普通车辆齿轮油(GL-3)的质量指标见表 9-20, 我国中负荷车辆齿轮油(GL-4)的暂行质量指标见表 9-21, 我国重负荷车辆齿轮油(GL-5)的质量指标见表 9-22。

表 9-15 工业闭式齿轮油质量指标 (GB/T 5903 1995)

项 目	质 量 指 标																		试验 方法				
	品 种	LCKB	LCKC															LCKD					
			等 品				合 格 品													一 等 品			
质量等级			100	150	220	320	68	100	150	220	320	460	680	100	150	220	320	460	680				
黏度等级(按 GB 3141)			90	135	198	288	61.2	90	135	198	288	414	612	90	135	198	288	414	612				
运动黏度(40℃)/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>			~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~				
			110	165	242	352	74.8	110	165	242	352	506	718	110	165	242	352	506	718				
黏度指数 <sup>①</sup>	不小于		90				90											90				GB/T 2611	
闪点(开口)/℃	不低于		180	200	200			180	200			200			18	200			GB/T 267				
倾点/℃	不高于		-8				-5			-8			-5			-8			GB/T 3535				
水分/%	不大于		痕迹				痕迹											痕迹				GB/T 269	
机械杂质/%	不大于		0.01				0.02											0.02				GB/T 511	
腐蚀试验/级																							
(铜片)121℃,3h	不大于		1				1											1				GB/T 5096	
100℃,3h	不大于		1				1											1					
液相锈蚀试验																							
蒸馏水			无锈				无锈											无锈				GB/T 11143	
合成海水			无锈				无锈											无锈					
氧化安定性 <sup>②</sup> (中和值达 2.0mg KOH/g 的时间)/h	不小于		750	500																			GB/T 12581
氧化安定性 <sup>②</sup>																							
a. (95℃,312h)100℃																							
运动黏度增长/%	不大于		—				10											10				SH/T 0123	
b. (121℃,312h)100℃																							

项 目	质 量 指 标					试验方法
	品 种	LCKB	LCKC		LCKD	
质量等级		一 等 品	一 等 品	合 格 品	一 等 品	
运动黏度增长/%	不大于	—	—	—	6	SH/T 0024
沉淀值/mL	不大于	—	—	—	0.1	
旋转氧弹(150℃)/min		报告				SH/T 0193
泡沫性(泡沫倾向/泡沫稳定性) /mL · mL <sup>-1</sup>						
24℃	不大于	75/10	75/10	75/10	75/10	GB/T 12579
93.5℃	不大于	75/10	75/10	75/10	75/10	
后 24℃	不大于	75/10	75/10	75/10	75/10	
抗乳化性(32℃)						
油中水/%	不大于	0.5	1.0	1.0	2.0	GB/T 8022
乳化层/mL	不大于	2.0	4.0	2.0	1.0	
总分离水/mL	不小于	30	50	60	80	
Timken 机试验(OK 负荷)/N(1b) <sup>②</sup> 不小于		—	200(45)	200(45)	267(60)	GB/T 11144
FZG(或 CL-100)齿轮试验机试验 (A/8.3/90), 通过级 <sup>②</sup>	不小于		11	11	11	SH/T 0306
四球机试验						
负荷磨损指数/N(kgf)	不小于	—	—	—	441(45)	GB/T 3112
烧结负荷 P <sub>D</sub> /N(kgf)	不小于	—	—	—	2450(250)	
磨斑直径,(1 800r/min, 196N, 60min, 54℃)/mm	不大于	—	—	—	0.35	SH/T 0189
剪切安定性(齿轮机法) <sup>②</sup> 剪切后 40℃ 运动黏度/mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup>		—	在等级黏度范围	在等级黏度范围	在等级黏度范围	SH/T 0200



续表

项 目		质 量 指 标				试验方法
品 种	L-CKB	L-CKC	L-CKE/P		L-CKD	
质量等级	一 等 品	一 等 品	合 格 品		一 等 品	SH T 3209
热安定性(135℃,168h)φ	—	—	—		—	
钢棒失重/(mg/200mL)	—	—	—		报告	
钢棒失重/(mg/200mL)	—	—	—		报告	
总沉淀重/(mg/100mL)	—	—	—		报告	
40℃运动黏度变化/%	—	—	—		报告	
中和值变化/%	—	—	—		报告	
铜棒外观	—	—	—		报告	
铜棒外观	—	—	—		报告	

① MVI 基础油生产的 L-CKB、L-CKC (一等品和合格), 黏度指数允许不低于 70。

② 氧化安定性, Timken 机试验和 FZG 齿轮机试验为保证项目, 每年抽查一次, 但必须合格; L-CKC 合格品在 Timken 机试验和 FZG 齿轮机试验两项中, 只要求测试其中之一。

③ 不含黏度添加剂的 L-CKC、L-CKD, 不测定剪切安定性。

④ 热安定性为抽查项目。

表 9-16 蜗轮蜗杆油质量指标 (SH/T 0094-1991)

项 目	质 量 指 标																试验方法
品 种	L-CKE								L-CKE/P								
质量等级	一 等 品				合 格 品				一 等 品				合 格 品				
黏度等级(按 GB/T 3141)	220	320	460	680	1 000	220	320	460	680	1 000	220	320	460	680	1 000		
运动黏度(40℃)/mm <sup>2</sup> ·s	198	288	414	612	900	198	288	414	612	900	198	288	414	612	900		
	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~		
	212	352	506	718	1 100	242	352	506	748	1 100	242	352	506	748	1 100	GB/T 265	
闪点(开口)/℃	不低于				200	260	220	220	180	180	200	200	220	220	180	180	GB/T 3535

续表

项 目	质 量 指 标				试验方法
	L-CKE		L-CKE/P		
品 种	一 等 品	合 格 品 *	一 等 品	合 格 品	
质量等级					
黏度指数	90	90	90	90	GB/T 1995
倾点/℃	不大于-6	-6	-12	-6	GB/T 3535
水溶性酸或碱	无	无	--	--	GB/T 259
机械杂质/%	0.02	0.05	0.02	0.05	GB/T 511
水分/%	痕迹	痕迹	痕迹	痕迹	GB/T 260
中和值/mgKOH·g <sup>-1</sup>	1.3	1.3	1.0	1.3	GB/T 1943
皂化值/mgKOH·g <sup>-1</sup>	9~25	3~25	不大于25	不大于25	GB/T 8021
腐蚀试验(铜片,100℃,3h)/级	1	1	1	1	GB/T 5096
液相锈蚀试验:蒸馏水	无锈	无锈	--	无锈	GB/T 11143
合成海水	--	--	无锈	--	
沉淀值/mL	0.05	0.05	--	--	SH/T 0024
硫含量/%	1.00	1.00	1.25	1.25	SH/T 0303
氯含量①/%	不大于	--	0.03	--	SH/T 0161
抗乳化性(82℃,40-37.3mL)/min	60	--	60	--	GB/T 7305
泡沫性(泡沫倾向/泡沫稳定性)/mL·mL <sup>-1</sup>					
24℃	不大于	75/10	75/10	75/10	GB/T 12579
93.5℃	不大于	75/10	75/10	--/25	
后24℃	不大于	75/10	75/10	75/10	
氧化安定性②(酸值达到2mg KOH/g的时间)/h	350	--	350	--	GB/T 12581
综合磨损指数(1500r/min)/N	--	--	392	392	GB/T 3142
剪切安定性试验③(40℃运动黏度下降率)/%	6	--	6	--	SH/T 0505
不大于					

① 对矿物油型,未加含氯添加剂时可不测定含氯量。

② 保证项目,每年测定一次。

③ 加有增黏剂的黏度级油必须测定。

表 9-17 普通开式齿轮油质量指标 (SH/T 0363-1992) (代替 SY 1232-1985)

项 目	质 量 指 标					试 验 方 法
黏度等级	58	100	150	220	320	
相近的原牌号	1号	2号	3号	3号	4号	
运动黏度(100℃)/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	60~75	90~110	135~165	200~245	290~350	附录 A
闪点(开口)/℃	不低于		200	210		GB 267
铜片腐蚀(45 铜片,100℃,3h)	合格					SH/T 0195
防锈性(蒸馏水,15 钢)	无锈					GB/T 11143
最大无卡咬负荷 P <sub>N</sub> /N	700					GB 3142
清洁性	必须无砂子和磨料 <sup>①</sup>					

① 用 5~10 倍直馏汽油稀释、中速定量滤纸过滤、乙醇苯混合液冲洗残渣,观察过滤纸必须无砂子和磨料。

表 9-18 L-TSA 汽轮机油 (防锈汽轮机油) 质量指标 (GB/T 11120-1989)

项 目	质 量 指 标												试验方法
	优 级 品				一 级 品				合 格 品				
黏度等级(按 GB/T 3141)	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46	68	100	GB/T 265
运动黏度(40℃)/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	28.8~35.2	41.4~50.6	61.2~74.8	90.0~110.0	28.8~35.2	41.4~50.6	61.2~74.8	90.0~110.0	28.8~35.2	41.4~50.6	61.2~74.8	90.0~110.0	
黏度指数 <sup>①</sup>	≥90				≥90				≥90				
倾点 <sup>②</sup> /℃	≤-7				≤-7				≤-7				GB/T 3535
闪点(开口)/℃	≥180	≥180	≥195	≥195	≥180	≥180	≥195	≥195	≥180	≥180	≥195	≥195	GB/T 3536
密度(20℃)/kg·m <sup>-3</sup>	报告				报告				报告				GB/T 1884
酸值/mgKOH·g <sup>-1</sup>									≤0.3				GB/T 261
中和值/mgKOH·g <sup>-1</sup>	报告				报告				报告				GB/T 4945

续表

项 目	质 量 指 标										试验方法	
	优 级 品			一 级 品				合 格 品				
机械杂质	无			无				无			GB/T 511	
水分	无			无				无			GB/T 260	
破乳化值 <sup>①</sup> (40-37-3)mL											GB/T 7305	
54℃/min	≤15	≤15	≤30	—	≤15	≤15	≤30	—	≤15	≤30		—
82℃/min	—			≤30	—			≤30				≤30
泡沫性(泡沫倾向/泡沫稳定性)/mL·mL <sup>-1</sup> ②												
24℃	≤450/0			≤450/0				≤600/0			GB/T 12579	
93℃	≤100/0			≤100/0				≤100/0				
后 24℃	≤450/0			≤450/0				≤60/0				
氧化安定性 <sup>③</sup>											GB/T 12581	
a. 总氧化产物/%	报告			报告				报告				
沉淀物/%	报告			报告				报告				
b. 氧化后酸值达 2.0mgKOH/g 的时间/h	≥3 000	≥3 000	≥2 000	≥2 000	≥2 000	≥2 000	≥1 500	≥1 500	≥1 500	≥1 000		
液相锈蚀试验(合成海水)	无锈										GB/T 11143	
铜片试验(100℃,3h)/级	≤1										GB/T 5096	
空气释放值 <sup>④</sup> (50℃)/min	≤5	≤6	≤8	≤10	≤5	≤6	≤8	≤10	—		SH/T 0308	

① 对中间基原油生产的汽轮机油, L-TSA 合格品黏度指数允许不低于 70; 一级品黏度指数允许不低于 80, 根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本标准限制。

② 倾点指标, 根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本标准限制。

③ 作为军用时, 破乳化值由部队和生产厂双方协商。

④ 测起泡性试验时, 只要泡沫未完全盖住油的表面, 结果报告为“0”。

⑤ 氧化安定性为保证项目, 一年抽查一次。

⑥ 对一级品中空气释放值根据生产和使用实际, 经与用户协商可不受本标准限制。

表 9-19 抗氨汽轮机油质量指标 (SH/T 0362 1996)

项 目	质 量 指 标								试验方法
	一 级 品				合 格 品				
黏度等级(按 GB/T 3141)	32	32D	46	68	32	32D	46	68	
运动黏度(40℃)/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	28.2~35.2		41.1~50.6		61.2~74.8		28.8~35.2		41.4~50.6 61.2~74.8 GB/T 265
黏度指数	≥95				≥95 <sup>①</sup>				GB/T 1993
倾点/℃	≤-17	≤-27		≤-17	≤-17	≤-27		≤-17	GB/T 3535
闪点(开口)/℃	≥200				≥180				GB/T 267
中和值(加剂前)/mgKOH·g <sup>-1</sup> (加剂后)/mgKOH·g <sup>-1</sup>	报告 ≤0.03				报告 ≤0.06				GB/T 1915
灰分(加剂前)/%	≤0.005				≤0.005				GB/T 508
水分/%	无				无				GB/T 265
机械杂质/%	无				无				GB/T 511
氧化安定性 <sup>②</sup> (酸值达 2.0mgKOH/g 的时间)/h	≥2 000				≥1 000				GB/T 12581
破乳化时间(54℃)(40-37-3)mL/min	≥15				≥20				GB/T 7305
液相锈蚀(15 号钢棒)蒸馏水,24h	无锈				无锈				GB/T 11143
抗氨试验	合格				合格				GB/T 9302

① 中间基原油生产的抗氨汽轮机油黏度指数允许不低于 75。

② 氧化安定性试验为保证项目, 每年测定一次。

表 9-20 普通车辆齿轮油 (GL-3) 规格 (SH/T 0350—1992)

项 目	质 量 指 标			试 验 方 法
	80W/90	85W/90	90	
运动黏度 100℃/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	15~19	15~19	15~19	GB/T 265
表观黏度 <sup>①</sup> 150Pa·s 时/℃	不高于 26	—12	—	附录 A
黏度指数	—	—	90	GB/T 1995 或 GB/T 2541
倾点/℃	不高于 -28	—18	—10	GB/T 3535
闪点(开口) <sup>②</sup> /℃	不低于 170	180	190	GB/T 267
水分/%	不大于 痕迹	痕迹	痕迹	GB/T 260
锈蚀试验, 15 钢棒, A 法	无锈	无锈	无锈	GB/T 11143
起泡性/mL·mL <sup>-1</sup>				GB/T 12579
(24±0.5)℃	不大于 100/10	100/10	100/10	
(93±0.5)℃	不大于 100/10	100/10	100/10	
后(24±0.5)℃	不大于 100/10	100/10	100/10	
铜片腐蚀试验(100℃, 3h), 级	不大于 1	1	1	GB/T 5096
最大无卡咬负荷 P <sub>B</sub> /N	不小于 800	800	800	GB/T 3142
糖醛或酚含量(未加剂)	无	无	无	SH/T 0076 或 SH/T 0120
机械杂质 <sup>③</sup> /%	不大于 0.05	0.02	0.02	GB/T 511
残炭(未加剂)/%		报告		GB/T 268
酸值(未加剂)/mgKOH·g <sup>-1</sup>		报告		GB/T 4945
氯含量/%		报告		SH/GB/T 0161
锌含量/%		报告		SH/T 0226
硫酸盐灰分/%		报告		GB/T 2433

① 齿轮油表观黏度为保证项目, 每年测定一次。

② 新疆原油生产的各号普通车辆齿轮油闪点允许比规定的指标低 10℃ 出厂。

③ 不允许含有固体颗粒。

表 9-21 中负荷车辆齿轮油 (GL-4) 暂行标准

项 目	75W	80W/90	85W/90	90	85W/140	试 验 方 法
运动黏度(100℃)/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	不小于 4.1	13.5~24.0	13.5~24.0	13.5~24.0	24.0~41.0	GB/T 265
黏度指数	—	—	—	90	—	GB/T 2541
闪点(开口)/℃	不低于 150	165	180	180	180	GB/T 3536
成沟点/℃	不高于 -45	-35	-20	-17.8	-20	SH/T 0030
表观黏度 15×10 <sup>4</sup> mPa·s·℃ <sup>-1</sup>	不高于 -40	-26	-12	—	-12	GB/T 11145
机械杂质/%	不大于	0.02				GB/T 511
水分/%	不大于	痕迹				GB/T 260
泡沫性(泡沫倾向/泡沫稳定性)/mL·mL <sup>-1</sup>						GB/T 12579
24℃	不大于	2%				
93℃	不大于	5%				
后 24℃	不大于	2%				
台架性能评定		待定				

表 9-22 重负荷车辆齿轮油 (GL-5) 规格 (GB/T 13895 1992)

项 目		质 量 指 标					试验方法
黏度等级		75W	80W/90	85W/90	85W 140	90	140
运动黏度(100℃)/ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$		$\geq 4.1$	$13.5 \sim < 24.0$	$13.5 \sim < 24.0$	$24.0 \sim < 41.5$	$13.5 \sim < 24.0$	$24.0 \sim < 41.5$
倾点/℃		报告	报告	报告	报告	报告	报告
表观黏度达 $150 \text{Pa} \cdot \text{s}$ 时的温度/℃	不高于	-40	-26	-12	-12		
闪点(开口)/℃	不低于	150	165	165	180	180	200
成沟点/℃	不低于	45	35	20	-20	17.8	-6.7
黏度指数	不低于	报告	报告	报告	报告	75	75
泡沫性(泡沫倾向/泡沫稳定性)/ $\text{mL} \cdot \text{mL}^{-1}$							
24℃	不大于			20			GB/T 12579
93.5℃	不大于			50			
后 24℃	不大于			20			
腐蚀试验(铜片, 121℃, 3h)级	不大于			3			GB/T 5096
机械杂质, %	不大于			0.05			GB/T 1411
水分, %	不大于			痕迹			GB/T 260
戊烷不溶物, %				报告			GB/T 8925A 法
硫酸盐灰分, %				报告			GB/T 2133
硫, %				报告			GB/T 387 GB 388
磷, %				报告			GB/T 11145 SH/T 0172
				报告			SH/T 0296

续表

项 目	质 量 指 标	试 验 方 法
氮/%	报告	SH/T 0224
钙/%	报告	SH/T 0270 <sup>2)</sup>
贮存稳定性 <sup>①</sup>		
液体沉淀物(体积分数)/%	不大于 0.5	SH/T 0037
固体沉淀物(质量分数)/%	不大于 0.25	
锈蚀试验 <sup>②</sup>		
盖板锈蚀面积/%	不大于 1	SH/T 0517
齿面、轴承及其他部件锈蚀情况	无锈	
抗擦伤试验 <sup>③</sup>	通过	SH/T 0519 <sup>4)</sup>
承载能力试验 <sup>④</sup>	通过	SH/T 0518 <sup>5)</sup>
热氧化稳定性 <sup>⑥</sup>		SH/T 0520
100℃运动黏度增长/%	不大于 100	GB/T 265
成炭不溶物/%	3	GB/T 8926A 法
甲苯不溶物/%	2	GB/T 8926A 法

① 生产单位可根据添加剂配方不同,选择适合的测定方法。

② 如果有其他金属,应该测定并报告实测结果,允许用原子吸收光谱测定。

③ 保证项目,每五年评定一次。

④ 75W 油在进行抗擦伤试验时,程序 II (高速)在 79℃ 下进行,程序 IV (冲击)在 93℃ 下开始进行,喷水冷却,最大温升 5.5~8.3℃。

⑤ 75W 油在进行承载能力试验时,高速低转矩在 104℃ 下进行,低速高转矩在 93℃ 下进行。



在车辆齿轮油的性能指标中，表观黏度、成沟性、铜片腐蚀、储存稳定性和台架试验属于车辆齿轮油的专用试验方法。

在台架试验中的锈蚀试验（SH/T 0517）、抗擦伤试验（SH/T 0519）、承载能力试验（SH/T 0518）和热氧化试验（SH/T 0520），分别相当于CRC-L-33、CRC-L-37、CRC-L-42和CRC-L-60四个台架评定试验。其中L-37低速高转矩试验和L-42高速冲击负荷试验，反映了汽车后桥齿轮在实际行车中的抗磨损性要求。但是，这四项目台架试验不但非常苛刻，且互相制约，除了平衡硫、磷添加剂之间耐极压抗磨性能之外，尚需平衡极压抗磨剂与防锈剂、油性剂、破乳剂之间关系，才能全面通过四项台架试验。

表观黏度与汽车后桥齿轮油的低温流动性有关。测定时，将齿轮油在冷浴中冷却到规定温度，然后在布氏黏度计中测定其表观黏度。以 $150\text{Pa}\cdot\text{s}$ 时的温度表示之。例如75W黏度齿轮油要求不高于 $-40^{\circ}\text{C}$ ；80W/90油不高于 $-26^{\circ}\text{C}$ ，85W/90和85W/140两个油均不高于 $-12^{\circ}\text{C}$ 。

齿轮油的成沟性，测定齿轮油在低温不流动并盖住底部的温度。标准中规定了成沟点的温度。例如，75W齿轮油的成沟点要求不高于 $-40^{\circ}\text{C}$ ，80W/90油不高于 $-35^{\circ}\text{C}$ ；85W/90和85W/140油均不高于 $-20^{\circ}\text{C}$ 。

铜片腐蚀试验对于齿轮油则反映了油中添加剂的活性和类型。对于承载性能好的齿轮油，铜片腐蚀试验允许到3级。

储存稳定性试验，反映了添加剂对于基础油和添加剂之间的互溶性和储存稳定性。

#### 9.2.5 润滑油添加剂

润滑油的研究和开发，应具备三个条件：一为润滑油基础油的加工技术和所得基础油的质量；二为润滑油添加剂的技术和添加剂的品种质量适应润滑油品的发展；三为具有与润滑油品种和质量相配套的测试评定手段。

添加剂在润滑油中用量甚少。但就是这种极少量的物质，能改善油品的一种或多种性能，甚至赋予润滑油以崭新的特性而达到更满意的使用性能。

润滑油用的添加剂一般为各种极性化合物、高分子聚合物、或含有硫、磷、氯等活性元素的化合物。把这些化合物加入基础油中，首先要受制于基础油本身的质量。基础油精制深度恰当或质量优良，则这类化合物改善润滑油性能的作用也较明显；反之，其作用或改善油品性质的程度受到限制。这种情况，在实际研究开发过程中，在于找出基础油的最佳精制深度或合理精制深度。

另外，在各种添加剂复合使用中实际上存在一个相互作用的问题。

添加剂对于改善油品性能有三种可能性，即协合效应、相加效应和对抗效应三种。所谓协合效应是指添加剂复合后的作用功效超过各个添加剂组分简单加合的结果。相加效应是指添加剂复合后的功效，基本与各添加剂组分的作用简单相加结果接近。而对抗效应则是指添加剂复合后，其功效反而低于各添加剂组分简单相加的结果。研究添加剂复合的相互作用规律，以便经济合理地找出提高油品各项性能的最佳配方，就成了油品研究部门的一项关键研究课题。而且随着机械工业的发展和相配套的新油品的开发，添加剂的配伍性的研究，呈现出不断推陈出新的势头，逐渐形成了一门新的“学科”。

润滑油中使用添加剂，其实已有很长的历史。远在19世纪后半期，已在汽缸油中加入各种动植物油脂，以改善油品的润滑性能。近数十年来，随着科学技术的发展，各种机械设备对润滑油的要求越来越高，因此，添加剂无论在种类和数量等各方面均得到很快发展，各

种添加剂的总产量已超过 200 万吨, 润滑油中添加剂的平均加入量已达 8%~10%, 作为添加剂的化合物有数百种之多。

添加剂大致可分为两大类: 一类为影响润滑油物理性质的添加剂, 属于这类的有降凝剂、增黏剂、黏度指数改进剂、消泡剂等; 另一类为在化学方面起作用的添加剂, 如各种抗氧剂、防锈剂、清净分散剂、极压抗磨剂等。表 9-23 列出了我国石油添加剂中用于部分润滑油的化学名称、类型和统一的符号。

表 9-23 石油添加剂的化学名称和统一符号

组 别	化 学 名 称	统 一 命 名	统一符号
清净剂和分散剂	低碱值石油磺酸钙	101 清净剂	T101
	中碱值石油磺酸钙	102 清净剂	T102
	高碱值石油磺酸钙	103 清净剂	T103
	低碱值合成磺酸钙	104 清净剂	T104
	中碱值合成磺酸钙	105 清净剂	T105
	高碱值合成磺酸钙	106 清净剂	T106
	超碱值合成磺酸钙	107 清净剂	T107
	硫化异丁烯钡盐	108 清净剂	T108
		108A 清净剂	T108A
	烷基水杨酸钙	109 清净剂	T109
	环烷酸镁	111 清净剂	T111
	环烷酸钙(TBN=250)	114 清净剂	T114
	中碱值硫化烷基酚钙	121 清净剂	T121
	高碱值硫化烷基酚钙	122 清净剂	T122
	单烯基丁二酰亚胺	151 分散剂	T151
	双烯基丁二酰亚胺	152 分散剂	T152
	多烯基丁二酰亚胺	153 分散剂	T153
	汽油机油分散剂(高氮)双丁二酰亚胺	154 分散剂	T154
	汽油机油分散剂(低氮)多丁二酰亚胺	155 分散剂	T155
抗氧抗腐剂	硫磷烷基酚锌盐	201 抗氧抗腐剂	T201
	硫磷丁辛基锌盐(伯烷基)	202 抗氧抗腐剂	T202
	硫磷双辛基碱性锌盐(长链伯烷基)	203 抗氧抗腐剂	T203
极压抗磨剂	氯化石蜡	301 极压抗磨剂	T301
	酸性亚磷酸二丁酯	304 极压抗磨剂	T304
	硫磷酸含氮衍生物	305 极压抗磨剂	T305
	硫酸三甲酚酯	306 极压抗磨剂	T306
	硫代磷酸胺盐	307 极压抗磨剂	T307
	硫化异丁烯	321 极压抗磨剂	T321
	二苄基二硫	322 极压抗磨剂	T322
	氨基硫代酯	323 极压抗磨剂	T323
	环烷酸铅	341 极压抗磨剂	T341
	二烷基二硫代氨基甲酸铅	351 极压抗磨剂	T351
	二丁基二硫代氨基甲酸锡	352 极压抗磨剂	T352
	二丁基硫代氨基甲酸铅	353 极压抗磨剂	T353
	硼酸盐	361 极压抗磨剂	T361

续表

组 别	化 学 名 称	统 命 名	统 符 号
油性剂和 摩擦改进剂	硫化鲸鱼油	101 油性剂	T101
	二聚酸	102 油性剂	T102
	油酸乙醇酯	103 油性剂	T103
	硫化棉籽油	104 油性剂	T104
	硫化烯经棉籽油-1(含硫8%)	105 油性剂	T105
	硫化烯经棉籽油-2(含硫10%)	105A 油性剂	T105A
	苯三唑脂肪酸胺盐	106 油性剂	T106
	膦酸酯	151 摩擦改进剂	T151
	硫磷酸铜	161 摩擦改进剂	T161
抗氧剂和 金属减活剂	2,6-二叔丁基对甲酚	501 抗氧剂	T501
	2,6-二叔丁基混合酚	502 抗氧剂	T502
	1,4-亚甲基-2,6-二叔丁基酚	511 抗氧剂	T511
	2,6-二叔丁基 $\alpha$ -二甲氨基对甲酚	521 抗氧剂	T521
	N-苯基 $\alpha$ -萘胺	531 抗氧剂	T531
	含苯三唑衍生物复合剂	532 抗氧剂	T532
	苯三唑衍生物	551 金属减活剂	T551
	噻二唑衍生物	561 金属减活剂	T561
黏度指数 改进剂	聚乙烯正丁基醚	601 黏度指数改进剂	T601
	聚甲基内烯酸酯	602 黏度指数改进剂	T602
	聚异丁烯(内燃机油用)	603 黏度指数改进剂	T603
	聚异丁烯(液压油用)	603A 黏度指数改进剂	T603A
	聚异丁烯(用作密封剂)	603B 黏度指数改进剂	T603B
	聚异丁烯(齿轮油用)	603B 黏度指数改进剂	T603C
	聚异丁烯(拉拔油用)	603D 黏度指数改进剂	T603D
	乙丙共聚物	611 黏度指数改进剂	T611
	乙丙共聚物(6.5%浓度)	612 黏度指数改进剂	T612
	乙丙共聚物(8.5%浓度)	612A 黏度指数改进剂	T612A
	乙丙共聚物(11.5%浓度)	613 黏度指数改进剂	T613
	乙丙共聚物(13.5%浓度)	614 黏度指数改进剂	T614
	聚丙烯酸酯	631 黏度指数改进剂	T631
防锈剂	石油磺酸钡	701 防锈剂	T701
	石油磺酸钠	702 防锈剂	T702
	十七烯基咪唑啉烯基丁二酸盐	703 防锈剂	T703
	环烷酸锌	704 防锈剂	T704
	二壬基萘磺酸钡	705 防锈剂	T705
	苯骈三氮唑	706 防锈剂	T706
	烷基磷酸咪唑啉盐	708 防锈剂	T708
	N-油酰肌胺酚十八胺盐	711 防锈剂	T711
	氧化石油脂钡皂	713 防锈剂	T713
	烯基丁二酸	716 防锈剂	T716
降凝剂	烷基萘	801 降凝剂	T801
	聚 $\alpha$ -烯炔-1(用于浅度脱蜡油)	803 降凝剂	T803
	聚 $\alpha$ -烯炔-2(用于深度脱蜡油)	803A 降凝剂	T803A
抗泡沫剂	甲基硅油	901 抗泡沫剂	T901
	丙烯酸酯与醚共聚物	911 抗泡沫剂	T911

齿轮润滑油中常用的添加剂类型及作用机理主要如下。

#### 9.2.5.1 抗氧化剂和抗氧化抗腐剂

润滑油在使用中要与空气接触，各种机械设备也会产生热量，使运转中的摩擦部位温度升高。另外，设备中的各种金属材质，如铜、铁等都会起催化作用加速油品的氧化变质，最终使润滑油黏度增加，生成酸性物质腐蚀金属材质，也会生成各种炭状或沥青状沉淀物质，如漆膜等。所有这些变化均对油品的继续使用和设备正常运行带来不利影响。因此要求油品有较好的抗氧化和抗腐作用。在油品中加入抗氧化和抗氧化抗腐添加剂，其目的是抑制油品的氧化过程，钝化金属对氧化的催化作用，达到延长油品使用和保护机器的目的。

经过一定精制的润滑油，有一定的抗氧化作用，但是不能满足近代机器的各种苛刻要求，必须加入抗氧化添加剂或抗氧化抗腐添加剂，可以这样说，在近代各种油品中，几乎没有不加抗氧化剂的润滑油。

抗氧化剂的抗氧化作用有两种：一种为链反应中止型，另一种为过氧化物分解剂型。前者属于在化合物中有一个活泼氢原子给过氧基使之生成稳定的化合物，使氧化的连锁反应中断，起到抑制油品的氧化作用。属于这类的抗氧化剂有各种酚型和芳胺型化合物。后者则在使用过程中能生成分解过氧化物的产物，达到中止油品氧化的作用。

#### 9.2.5.2 黏度指数改进剂

黏度指数改进剂又称增黏剂或黏度剂。主要用在适应宽温度范围的润滑油中，如内燃机油、齿轮油等。因为这类润滑油多用在户外工作的车辆中，受外界气温的影响较大。特别是在寒冷地区工作的车辆，在车辆未开动时，润滑油温度接近外界气温，润滑油的黏度很大，车辆不易启动；或因润滑油不易流动，难以保证良好的润滑。为了保证寒区车辆的启动和润滑，多采用低黏度的润滑油。但是当车辆启动后，进入正常的工作，摩擦表面的温度较高，在较高的工作温度下润滑油黏度就会降低。在寒冷地区使用的低黏度润滑油，在较高的工作温度下黏度可能降低到不能满足良好的润滑要求。为了保证润滑油在低温下和较高温度下均能满足要求，就需要在寒冷地区使用的低黏度润滑油中加入增黏剂，使润滑油在较高温度下保持较大的黏度，同时提高油品的黏度指数，满足机械正常工作的润滑要求。

黏度指数改进剂均为高分子化合物。在矿物油中，随温度的变化其分子呈不同状态而影响油品的性能。高温时，添加剂的分子溶胀，溶液内摩擦增加，导致溶液的黏度有所增加。低温时，添加剂分子收缩蜷曲，对溶液（油）的内摩擦影响不大，对油的黏度影响较小。黏度指数改进剂正是基于不同温度下呈现不同的形态来影响润滑油的黏度，达到改善油品黏温性能的目的。

对于黏度指数改进剂或增黏剂来说，应具有增黏能力大、低温性能好、抗剪切性能好和热氧化安定性好四个主要性能。

#### 9.2.5.3 油性剂和极压抗磨剂

使用润滑油的目的，是为了减少机械设备的摩擦，防止烧结，减少磨损，以提高设备的运转效率和减少动力消耗。

在边界润滑条件下，如有一种添加剂能被吸附在金属表面上，或与金属表面起反应，形成吸附膜或反应膜，便可以防止金属表面的磨损，这种添加剂称为抗磨添加剂。但是，若在金属表面承受极高负荷，大面积金属直接接触，伴随产生大量热，抗磨剂所形成的膜也被破坏，不再起到保护金属表面的抗磨作用。此时如有一种添加剂能与金属表面起化学反应生成化学反应膜，防止金属表面擦伤和熔焊，对于这种添加剂称作极压添加剂。但是，这些添加

剂之间,很难准确区分,因为有的添加剂既有油性又有极压抗磨性。

### (1) 油性剂

油性剂有:动、植物油;脂肪酸酯、醇及硫化脂肪等。凡是能使润滑油在摩擦表面上形成定向吸附膜而改善摩擦性能,起润滑作用的化合物可视为油性剂。

动、植物油都是长链脂肪酸的丙三醇酯,如蓖麻油、棕榈油、牛油及棉籽油等均有优良的润滑性和附着性,在金属轧制油中用得较多,缺点是抗氧化性和在矿油中的溶解性差。

脂肪酸中常用的有油酸和硬脂酸,特点是对降低摩擦因数效果明显,润滑性能也好。其缺点是油溶性差,长期储存有沉淀,对金属有一定腐蚀。因此,多用脂肪酸脂、醇和皂类,如硬脂酸丁酯、硬脂酸铝和油酸二乙醇胺等。

用作硫化动、植物油的有硫化油酸、硫化棉籽油和硫化鲸鱼油。由于这些均是酸或酯,具有油性,且在分子中引进了硫原子(化合硫和活性硫),不仅能形成物理吸附膜,也能形成比较牢固的化学吸附膜,使之具有一定的抗磨性。

### (2) 极压抗磨剂

极压抗磨剂从大类上来说,有含硫极压抗磨剂、含磷极压抗磨剂、含氯极压抗磨剂、有机金属盐极压抗磨剂和硼酸盐极压抗磨剂等。

① 含硫极压抗磨剂 有机硫化物极压抗磨剂是用得较广泛的一种添加剂。它的极压抗磨作用,首先在金属表面吸附,随着摩擦的强化,金属接触处的瞬时温度迅速提高使油膜破裂,同时,金属表面和有机硫化物发生化学反应,形成有承载能力的金属硫化物膜。一般认为二硫化物在抗磨范围是吸附膜起作用,但在极压范围内,生成含硫无极膜。

硫化铁膜水解安定性好,熔点高达 $700^{\circ}\text{C}$ 仍不会失效。但硫化铁膜没有氯化铁膜那样具有层状结构不易剪切掉,因此,摩擦因数较大。

目前用得较多的是硫化三异丁烯和硫化异丁烯,特别是硫化异丁烯,是20世纪70年代发展起来的新的极压抗磨剂。硫化异丁烯具有颜色浅,油溶性好,含硫量高(可达41%~45%),热稳定性好的特点,已经广泛应用于车辆齿轮油、极压工业齿轮油、液压油和金属加工用油等。

② 含磷极压抗磨剂 磷酸酯类等含磷极压抗磨添加剂是应用得比较早的一种抗磨剂。它的抗磨作用在20世纪40年代认为在边界润滑条件下,与金属反应形成“金属磷化物-铁”的低共溶合金,即所谓“化学抛光”作用,减少金属表面之间的摩擦和磨损。进入20世纪60年代,则认为含磷极压抗磨剂与金属反应形成了磷酸铁膜。近期则认为它的抗磨机理有一个过程:首先在金属表面吸附,然后经过水解生成酸性磷酸酯,与金属形成有机金属磷酸盐,最后,在极压摩擦条件下,进一步水解后,生成无机的亚磷酸铁膜,起到极压抗磨作用。磷酸酯类属于较常用的含磷极压抗磨剂。

③ 含氯极压抗磨剂 氯化石蜡(含氯量42%~70%)是用得最多最广的含氯极压抗磨剂。在极压条件下,首先发生分解,碳-氯键断裂,在金属表面生成氯化铁膜。这种膜具有类似于石墨和二硫化铝的层状结构,剪切强度小,摩擦因数小。但氯化铁的熔点低(氯化亚铁盐 $600^{\circ}\text{C}$ ,氯化铁盐 $300^{\circ}\text{C}$ ),所以在高温下不像硫化铁膜那样稳定,易产生化学磨损;在有水的条件下,易水解而失去润滑性,并引起金属的腐蚀和锈蚀。

为了克服上述缺点,利用六氯环戊二烯为原料合成非腐蚀性含氯极压剂,如六氯环戊二烯、四氢苯二甲酸与脂肪胺的反应产物等,使其具有耐热、抗氯、水解稳定性好,极压抗磨性好等优点。

④ 有机金属盐极压抗磨剂 环烷酸铅和二烷基二硫代磷酸锌是较常用的两种有机金属盐极压抗磨剂。环烷酸铅具有良好的极压性能，与含硫极压剂复合作用，可配制成极压工业齿轮油和极压润滑脂。

⑤ 硼酸盐极压抗磨剂 硼酸盐极压抗磨剂的作用机理与含活性元素的极压剂不同。后者是在极压条件下，活性元素与铁发生化学反应而生成反应膜。但硼酸盐则是在极压条件下，却不与金属起反应，有人认为在两个滑动的金属表面产生了电荷，使硼酸盐带电离子团产生定向移动，在摩擦表面沉积，生成具有弹性且黏附力很强的硼酸盐膜，此种膜承载冲击负荷。另外，硼酸盐的热稳定性好，对铜无腐蚀、无毒、对密封件有较好的适应性。但硼酸盐微溶于水，不适宜用于接触水的设备。常用的硼酸盐有偏硼酸钠、偏硼酸钾和三硼酸钾等。为了解决其耐水等性能，已经开发了一些硼酸酯类等有机硼极压抗磨剂。

#### 9.2.5.4 降凝剂

凝点是各种润滑油规格中的一项质量指标，用来大致判断润滑油等重质石油产品的低温性能，对生产、运输和使用都具有重要意义。在低温地区冬季使用的油品要有足够低的凝点，否则不能保证油品的正常输送以及机器的正常启动和运转。

降凝剂是一种化学合成的聚合物或缩合物，在其分子中一般含有极性基团（或芳香核）和与石蜡烃结构相似的烷基链。降凝剂是通过在蜡结晶表面的吸附或与蜡共晶来改变蜡晶的形状和尺寸，防止蜡形成三维网状结晶，使之仍能保持油在低温下的流动能力。

#### 9.2.5.5 防锈剂

为了抑制金属的生锈，便要在油中加入各种防锈剂。防锈剂是一种极压化合物，其分子结构的特点是：一端是极性很强的基团，具有亲水性质，另一端是非极性烷基，具有疏水性质。加有防锈剂的油品与金属接触时，油中防锈剂的极性基团对金属表面有很强的吸附力，在金属表面形成紧密的单分子或多分子保护层，防止腐蚀介质与金属接触，起到防锈作用。另外，溶解防锈剂的基础油，对于防锈也有一定的作用。常用的防锈剂有磺酸盐类、有机羧酸及其盐类、有机磷酸盐类、酯类、杂环化合物等。

#### 9.2.5.6 抗泡剂

润滑油在循环润滑系统中，会产生发泡现象，不但影响润滑油的泵送，也破坏了油膜强度和稳定性，造成不应有的磨损事故，或使机器无法正常运转，诸如断油、气阻、烧结等现象。抗泡剂即是主要抑制泡沫的产生，以免形成稳定的泡沫。它能吸附在泡沫上，形成不稳定的膜，从而达到破坏泡沫的目的。最常用的抗泡剂是甲基硅油抗泡剂。

#### 9.2.5.7 抗乳化剂

油品在使用过程中会受到水的污染，这是由于机械设备的漏水，或有时为了冷却加工件而必须喷淋大量冷却水的情况等，均会在油中进入一定水分。若油品被乳化后或其抗乳化性差，会丧失油的流动性和损失润滑性，也会引起金属腐蚀和磨损。工业齿轮油、汽轮机油和液压油均易受水的污染，对于油品的抗乳化性能力有一定要求。

加入抗乳化剂是提高润滑油抗乳化性的主要途径。在油品中加入抗乳化剂后能改变油/水界面张力，以达到改善油品的抗乳化性的目的。因为加入抗乳化剂后可以消除分散相液滴结合的障碍（即消除液滴外面的保护膜），使液滴容易结合在一起。另外，抗乳化剂能使乳化液发生转相作用，使乳化体转相成不稳定的乳化液，达到分水的目的。较常用的抗乳化剂有聚氧丙烷型的衍生物等。

## 9.3 齿轮传动装置的润滑油选用方法

### 9.3.1 选用齿轮润滑油应考虑的因素

目前,国际上还没有一个统一的公认的齿轮润滑油选用方法标准。各国及有关国际组织根据使用经验与试验研究制订了各种不同的齿轮润滑油选用规范。有的按转速、功率、润滑方式及传动比推荐油品黏度;有的按中心距、环境温度及载荷级别推荐油品黏度;有的按圆周速度、齿面硬度和材料选择油品黏度。在使用上各有方便之处。由于影响齿轮润滑状态的因素极为复杂,根据生产实践的经验,在选择合适的齿轮润滑油品种和黏度级别时,需考虑以下重要因素以及与之相关的性能。

#### (1) 从齿轮啮合原理考虑

不同形式的齿轮传动由于其啮合几何学特征不同,也对润滑剂提出了不同的要求。例如渐开线直齿、斜齿轮平行轴传动,其啮合线与滑动速度方向基本垂直,因此具有较好的形成油膜条件。而蜗轮蜗杆传动、双曲线齿轮等轴交叉或交错传动属于空间啮合,其啮合线与相对速度方向的夹角较小,不利于形成油楔,因此这些传动就需要黏度较高且含有一定的添加剂来改善润滑条件。

#### (2) 从负荷与速度考虑

从负荷与速度的大小来分,在工业生产中常用的是高速轻载、高速重载和低速重载三类齿轮传动。高速轻载齿轮的齿面负荷低且速度高,形成油膜的条件好,一般用黏度低的不含极压添加剂的润滑油即可。而高速重载,特别是低速重载齿轮传动形成动压油膜条件差,应选用油性较好、极压抗磨性能较好的齿轮润滑油。

#### (3) 从齿轮的润滑状态考虑

齿轮的润滑状态分为边界润滑、混合润滑和全膜润滑。

在边界润滑状态下,由于油膜比厚 $\lambda < 1$ ,无法靠油膜将两齿面分开,只能靠边界膜来保护金属表面不受损伤,这种边界膜主要是物理吸附膜、化学吸附膜和化学反应膜三种。因此处于边界润滑状态下的齿轮,应使用含极压抗磨剂的润滑油。

在齿轮全膜润滑状态(弹性流体动压润滑)下润滑油的黏度越高,油膜厚度越大。此时润滑油黏度是主要的,而添加剂不起什么作用。

在混合润滑状态下,边界润滑和全膜润滑兼而有之,因此应当是选黏度适当的含少量添加剂的润滑油。

#### (4) 从工作、环境条件考虑

齿轮的用途相当广泛,对于一些特殊的场合,对润滑油提出了特殊的要求。例如用于钢铁企业的齿轮,工作环境为高温、多水,这就需要具有较强的抗氧化、抗乳化、抗泡性的齿轮油。而用于电力、大型化肥等行业中的高速齿轮,由于常常采用集中润滑,油量大,这就要求润滑油具有良好的抗氧、防锈性、油水分分离性和抗氨性等。

环境温度和工作温度高时,油液黏度会明显降低,故宜选用黏度较大的齿轮油。而当环境温度较低时,宜用凝点或倾点较低、低温流动性能较好的齿轮油。如果环境潮湿,油液中有进水的可能时,宜选用防锈性、抗乳化性、抗氧化性能较好的齿轮油。

总之,在齿轮油的黏度选择上,应在保证齿轮润滑要求的前提下,尽量选择黏度较低的油品,以达到节约资金和节能的目的。

### 9.3.2 工业齿轮润滑油的使用要求

#### (1) 油温、环境温度及齿轮负荷的分类

关于温度和齿轮负荷的分类, 国际标准化组织 (ISO 6743/6 1990) 已做了规定 (见表 9-24、表 9-25)。

表 9-24 油温、环境温度的分类

温度分类	温度/℃	温度分类	温度/℃
更低温	$< -34$	中等温度	$70 \sim 100$
低温	$-34 \sim -16$	高温	$100 \sim 120$
正常温度	$-16 \sim +70$	更高温	$> 120$

表 9-25 齿轮负荷的分类

载荷分类	齿面接触应力	$v_g, v^D$	说 明
轻载	$< 500 \text{ MPa}$	$< 0.3$	当齿轮工作条件为齿面接触应力低于 500MPa, 而且齿轮表面最大滑动速度与节圆线速度之比低于 1/3 时, 这样的载荷水平称为轻载
重载	$> 500 \text{ MPa}$	$> 0.3$	当齿轮工作条件为齿面接触应力高于 500MPa, 而且齿轮表面最大滑动速度与节圆线速度之比大于 1/3 时, 这样的载荷水平称为重载

(<sup>①</sup>)  $v_g$  齿轮表面最大滑动速度;  $v$  —— 齿轮节圆线速度。

#### (2) 环境温度

一般情况下, 安装的齿轮装置可在环境温度为  $-40 \sim +55^\circ\text{C}$  范围条件下工作。环境温度定义为最接近所安装齿轮装置的地方的大气温度。在某种程度上, 所用润滑油的具体种类和黏度等级由环境温度来决定。

#### (3) 油池温度

矿物基工业齿轮油的油池温度最高上限为  $95^\circ\text{C}$ , 合成型工业齿轮油的油池温度最高上限为  $107^\circ\text{C}$ 。因为在超过上述规定的油池最高温度值时, 许多润滑剂失去了其稳定性能。

#### (4) 其他需要考虑的条件

对于直接的太阳光照射、高的湿度和空气中悬浮灰尘或化学制品的环境条件应加以特殊考虑。直接暴露在太阳光线下的齿轮装置将会比一个用途相同但遮蔽起来的齿轮装置工作起来更热一些。暴露在一个潜在或实际有害的条件下 (诸如热、湿度、灰尘和化学制品或其他因素) 的齿轮装置应由其制造者特殊考虑并具体推荐一合适的润滑油。

#### (5) 低温工业齿轮油

在寒冷地区工作的齿轮传动装置必须保证润滑油能自由循环流动及不引起过大的启动转矩。这时, 可以选择一合适的低温工业齿轮油 (极温工业齿轮油或极温重负荷工业齿轮油), 所选用润滑油的倾点至少要比预期的环境温度最低值低  $5^\circ\text{C}$ 。润滑油必须有足够低的黏度以便在启动温度下润滑油能自由流动, 但是, 润滑油又必须有足够的黏度以便在工作温度下承受负荷。

#### (6) 油池加热器



如果环境温度与所选润滑油的倾点接近, 齿轮传动装置就必须配备油池加热器, 用以把润滑油加热到启动时油能自由循环流动的温度值。加热器的设计应避免过度集中加热以致引起润滑油加速变质。

### (7) 冷却

当齿轮传动装置长期连续运转以致引起润滑油的工作温度超过上述规定的油池最高温度时, 就必须采取措施冷却润滑油。

### 9.3.3 工业闭式齿轮的润滑油选用方法 (包括高速齿轮的润滑)

我国原国家专业标准 ZBJ 17003—1989 “工业齿轮润滑油选用方法” 主要是参考德国 DIN 51509-Teil 1 《齿轮润滑剂的选择》(1976 年 6 月版), 同时吸收美国 AGMA 250.04 等有关标准内容而制订的。考虑到近年来工业齿轮油的升级换代及润滑油、添加剂新技术的快速发展, DIN 51509-Teil 1 的有关选油方法已不适合当前工业齿轮油的应用现状。美国齿轮制造者协会于 1994 年发布了 ANSI/AGMA 9005—D94 《工业齿轮的润滑》, 该标准规定的选油方法反映了目前工业齿轮润滑油的最新技术发展方向和应用情况。我国也于 2000 年参照采用 ANSI/AGMA 9005—D94 标准对原 ZBJ 17003—1989 标准进行了修订, 修订后的标准为 JB/T 8831—2001 《工业闭式齿轮的润滑油选用方法》, 并已于 2001 年发布实施。

JB/T 8831—2001 标准规定了工业闭式齿轮的润滑油选用方法, 包括选择润滑油的种类、黏度以及润滑方式。该标准适用于具有如下齿轮类型的工业闭式齿轮传动的润滑: 包括渐开线圆柱齿轮、圆弧齿圆柱齿轮及锥齿轮, 其转速应低于 3 600 r/min 或节圆线速度不超过 80 m/s。

以下内容 of JB/T 8831—2001 规定的工业闭式齿轮油选用方法。

#### 9.3.3.1 润滑油种类的选择

##### (1) 工业闭式齿轮油种类的选择

① 渐开线圆柱齿轮齿面接触应力  $\sigma_H$  按式 (9-3) 计算, 即

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (9-3)$$

式中的 “+” 号用于外啮合传动, “-” 号用于内啮合传动。式中具体参数的选择及计算按 GB/T 3480—1997 的规定。

② 锥齿轮齿面接触应力  $\sigma_H$  按式 (9-4) 计算, 即

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_k \sqrt{\frac{\bar{F}_{mt}}{d_{v1} b_{eH}} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u_v + 1}{u_v}} \quad (9-4)$$

式中具体参数的选择及计算按 GB/T 10062—1988 的规定。

③ 双圆弧齿轮齿面接触应力  $\sigma_H$  按式 (9-5) 计算, 即

$$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{H2}}{2\mu_\epsilon + K_{\alpha\epsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_\alpha}{Z_1 m_n^{2.19}} \quad (9-5)$$

式中具体参数的选择及计算按 GB/T 13799—1992 的规定。

④ 根据计算出的齿面接触应力和齿轮使用工况, 参考表 9-26 即可确定工业闭式齿轮油的种类。

表 9-26 工业闭式齿轮润滑油种类的选择

条 件		推荐使用的工业 闭式齿轮润滑油
齿面接触应力 $\sigma_H$ / MPa	齿轮使用工况	
$< 350$	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油(L-CKB)
350~500 (轻负荷齿轮)	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油(L-CKB)
	有冲击的齿轮传动	中负荷工业齿轮油(L-CKC)
500~1100 <sup>①</sup> (中负荷齿轮)	矿井提升机、露天采掘机、水泥磨、 化工机械、水力电力机械、冶金矿山机 械、船舶海港机械等的齿轮传动	中负荷工业齿轮油(L-CKC)
$> 1100$ (重负荷齿轮)	冶金轧钢、井下采掘、高温有冲击、 含水部位的齿轮传动等	重负荷工业齿轮油(L-CKD)
$< 500$	在更低的、低的或更高的环境温度 和轻负荷下运转的齿轮传动	极温工业齿轮油(L-CKS)
$\geq 500$	在更低的、低的或更高的环境温度 和重负荷下运转的齿轮传动	极温重负荷工业齿轮油(L-CKT)

① 在计算出的齿面接触应力略小于 1100MPa 时,若齿轮工况为高温、有冲击或含水等,为安全计,应选用重负荷工业齿轮油。

## (2) 高速齿轮润滑油种类的选择

① 高速齿轮齿面接触负荷系数按式 (9-6) 计算,即

$$K = \frac{F_t}{bd_1} \times \frac{u \pm 1}{u} \quad (9-6)$$

式中  $K$ ——齿面接触负荷系数, MPa;

$F_t$ ——端面内分度圆周上的名义切向力, N;

$b$ ——工作齿宽, mm;

$d_1$ ——小齿轮的分度圆直径, mm;

$u$ ——齿数比,  $u = z_2/z_1$ 。

式中的“+”号用于外啮合传动,“—”号用于内啮合传动。

② 根据计算出的齿面接触负荷系数和齿轮使用工况,参考表 9-27 即可确定高速齿轮润滑油的种类。

表 9-27 高速齿轮润滑油种类的选择

条 件		推荐使用的 高速齿轮润滑油
齿面接触负荷系数 $K$ / MPa	齿轮使用工况	
硬齿面齿轮 <sup>①</sup> : $K < 2$ 软齿面齿轮 <sup>②</sup> : $K < 1$	不接触水、蒸汽或氨的一般高速齿轮传动	防锈汽轮机油
	易接触水、蒸汽或海水的一般高速齿轮传动,如与蒸汽 轮机、水轮机、涡轮鼓风机相连的高速齿轮箱、海洋航船、 汽轮机齿轮箱等	防锈汽轮机油
	在有氨的环境气氛下工作的高速齿轮箱,如大型合成 氨化肥装置离心式合成气压缩机、冷冻机及汽轮机齿轮 箱等	抗氨汽轮机油

续表

条 件		推荐使用的高 速齿轮润滑油
齿面接触负荷系数 $K$ /MPa	齿轮使用工况	
硬齿面齿轮: $K \geq 2$ 软齿面齿轮: $K < 1$	要求改善齿轮承载能力的发电机、工业装置和船舶高速齿轮装置	极压汽轮机油

① 硬齿面齿轮: 硬度  $\geq 15\text{HRC}$ 。② 软齿面齿轮: 硬度  $\approx 350\text{HB}$ 。

## 9.3.3.2 润滑油黏度的选择

## (1) 齿轮节圆线速度的计算

齿轮节圆线速度  $v$  按式 (9-7) 计算, 即

$$v = \frac{\pi d_{a1} n_1}{60 \times 1000} \quad (9-7)$$

式中  $v$  — 齿轮节圆线速度,  $\text{m/s}$ ;

$d_{a1}$  — 小齿轮的节圆直径,  $\text{mm}$ ;

$n_1$  — 小齿轮的转速,  $\text{r/min}$ 。

## (2) 选择润滑油的黏度

根据计算出的低速级齿轮节圆线速度和环境温度, 参考表 9-28 即可确定所选润滑油的黏度等级。

表 9-28 工业闭式齿轮传动装置润滑油黏度等级的选择

平行轴及锥齿轮传动	环境温度/℃			
	-40~-10	-10~+10	10~35	35~55
	润滑油黏度等级 <sup>①</sup> $\nu_{40} / \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$			
低速级齿轮节圆线速度 <sup>②</sup> / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$				
$\leq 5$	100(合成型)	150	320	680
$>5 \sim 15$	100(合成型)	100	220	160
$>15 \sim 25$	68(合成型)	68	150	320
$>25 \sim 80$ <sup>③</sup>	32(合成型)	46	68	100

① 锥齿轮传动节圆线速度是指锥齿轮齿宽中点的节圆线速度。

② 当齿轮节圆线速度  $\leq 25\text{m/s}$  时, 表中所选润滑油黏度等级为工业闭式齿轮油。当齿轮节圆线速度  $>25\text{m/s}$  时, 表中所选润滑油黏度等级为汽轮机油。当齿轮传动承受严重冲击负荷时, 可适当增加一个黏度等级。

③ 当齿轮节圆线速度  $>80\text{m/s}$  时, 应由齿轮装置制造者特殊考虑并具体推荐一合适的润滑油。

## 9.3.3.3 润滑方式的选择

润滑方式直接影响齿轮传动装置的润滑效果, 必须予以重视。

齿轮传动装置的润滑方式是根据节圆线速度来确定的 (见表 9-28)。若采用特殊措施, 节圆线速度可超过表 9-29 给出的标准值, 例如使用冷却装置和专用箱体等。

表 9-29 节圆线速度与润滑方式的关系

节圆线速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	推荐润滑方式
$\leq 15$	油浴润滑 <sup>①</sup>
$>15$	喷油润滑

① 特殊情况下, 也可同时采用油浴润滑与喷油润滑。

9.3.4 蜗轮蜗杆传动的润滑油选用方法

9.3.4.1 蜗轮蜗杆油种类的选择

根据蜗杆传动装置的使用工况,参考表 9-30 即可确定润滑油的种类。

表 9-30 蜗轮蜗杆油种类的选择

使用工况	推荐使用的蜗轮蜗杆油	使用说明
主要用于钢-铜配对的圆柱型和环面蜗杆等类型的承受轻负荷、传动中平稳无冲击的蜗轮蜗杆副,包括该设备中的齿轮、轴承、汽缸及离合器等部件的润滑 该类油品不能用于承受重负荷、传动中有振动和冲击的蜗轮蜗杆副。在使用过程中应防止局部过热和油温在 100℃ 以上的长期运转	普通型蜗轮蜗杆油 (L-CKE) (相当于美军 MIL-L-15019E6135 油,美国齿轮制造者协会 AGMA250.04 Comp 油)	该类油品油性好,摩擦因数低,减摩性能好,油温低,可明显提高滑动速度较大的钢-铜匹配蜗轮蜗杆副的传动效率,使用寿命长
主要用于钢-铜配对的圆柱型承受重负荷、传动中有振动和冲击、启动频繁的蜗轮蜗杆副,包括该设备中的齿轮、轴承等部件的润滑。如果要用于环面蜗杆等类型的蜗轮蜗杆副(承受重负荷、传动中有振动和冲击)必须有油品生产厂的说明和蜗轮蜗杆副制造者的同意	极压型蜗轮蜗杆油 (L-CKE/P) [相当于美军 MIL-L 18486B(OS)油]	该类油品极压性能好,油性好,摩擦因数低,油温低,可提高承受重负荷钢-铜匹配的蜗轮蜗杆副的传动效率及承载能力,使用寿命长

9.3.4.2 蜗轮蜗杆油黏度的选择

蜗轮蜗杆传动的工作特点是滑动速度大,油膜形成困难,发热大,效率低。因此,一般选择黏度较大的润滑油。

目前,国际上有多种选择蜗轮蜗杆油黏度的方法,但主要有以下几种。

① 按中心距和转速选择蜗轮蜗杆油的黏度(美国 AGMA250.04 法) 见表 9-31。

表 9-31 按中心距及蜗杆转速选择蜗轮蜗杆油的黏度

类型	中心距 $a/\text{mm}$	蜗杆 转速 $n_1 /$ $r \cdot \text{min}^{-1}$	环境温度 $-10 \sim +10^\circ\text{C}$		环境温度 $+10 \sim +50^\circ\text{C}$		蜗杆 转速 $n_1 /$ $r \cdot \text{min}^{-1}$	环境温度 $-10 \sim +10^\circ\text{C}$		环境温度 $+10 \sim +50^\circ\text{C}$	
			AGMA 黏度级	ISO-VG 或 GB 级	AGMA 黏度级	ISO-VG 或 GB 级		AGMA 黏度级	ISO-VG 或 GB 级	AGMA 黏度级	ISO-VG 或 GB 级
圆柱 蜗杆 传动	$\leq 150$	$\leq 700$	7Comp. 7EP	460	8Comp. 8EP	680	$> 700$	7Comp. 7EP	460	8Comp. 8EP	680
	$> 150 \sim 300$	$\leq 450$	7Comp. 7EP	460	8Comp. 8EP	680	$> 450$	7Comp. 7EP	460	7Comp. 7EP	460
	$> 300 \sim 450$	$\leq 300$	7Comp. 7EP	460	8Comp. 8EP	680	$> 300$	7Comp. 7EP	460	7Comp. 7EP	460
	$> 450 \sim 600$	$\leq 250$	7Comp. 7EP	460	8Comp. 8EP	680	$> 250$	7Comp. 7EP	460	7Comp. 7EP	460
	$> 600$	$\leq 200$	7Comp. 7EP	460	8Comp. 8EP	680	$> 200$	7Comp. 7EP	460	7Comp. 7EP	460
环面 蜗杆 传动	$\leq 150$	$\leq 700$	8Comp.	680	8A Comp.	1 000	$> 700$	8Comp.	680	8Comp.	680
	$> 150 \sim 300$	$\leq 450$	8Comp.	680	8A Comp.	1 000	$> 450$	8Comp.	680	8Comp.	680
	$> 300 \sim 450$	$\leq 300$	8Comp.	680	8A Comp.	1 000	$> 300$	8Comp.	680	8Comp.	680
	$> 450 \sim 600$	$\leq 250$	8Comp.	680	8A Comp.	1 000	$> 250$	8Comp.	680	8Comp.	680
	$> 600$	$\leq 200$	8Comp.	680	8A Comp.	1 000	$> 200$	8Comp.	680	8Comp.	680

注: 1. 蜗杆转速  $n_1 > 2\,400\text{r/min}$  或滑动速度  $v_s > 10\text{m/s}$  时,应采用压力喷油润滑。此时,应选用比本表中黏度值低的油。

2. 表中“Comp.”指复合油,“EP”指极压齿轮油,数字为 AGMA 润滑油级别。对于圆柱蜗杆传动两种油均可使用;环面蜗杆传动如拟采用 EP 油时应征询蜗杆减速器制造厂的意见,还可采用合成油作各类蜗杆传动的润滑油,其黏度值同上面推荐的级别。

② 根据力-速度因子选择润滑油黏度（德国 DIN 51509 法）该方法在选择润滑油黏度时，不仅考虑到速度的影响，而且把输出转矩也考虑在内，因此，该选油方法比较全面、科学，在目前我国还没有制订出蜗轮蜗杆润滑油选用方法标准的情况下，建议暂推广使用该选油方法。

a. 力-速度因子的计算为

$$K_{sv} = \frac{T_2}{a^3 n_1} \quad (\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2)$$

式中  $K_{sv}$ ——力-速度因子， $\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2$ ；

$T_2$ ——输出转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

$a$ ——中心距， $\text{m}$ ；

$n_1$ ——蜗杆转速， $\text{r}/\text{min}$ 。

b. 根据计算出的  $K_{sv}$  值查表 9-32 即可得到所需要的润滑油黏度牌号。

表 9-32 选择蜗轮蜗杆油所需的黏度牌号

力-速度因子/( $\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2$ )	所需润滑油的黏度牌号	力-速度因子/( $\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2$ )	所需润滑油的黏度牌号
$<70$	220	$400 \sim 2\,500$	460
$70 \sim 400$	320	$>2\,500$	680

③ 按滑动速度选择润滑油的黏度 见表 9-33。

表 9-33 按滑动速度选取蜗轮蜗杆油的黏度<sup>①</sup>

滑动速度 $v_s/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$\leq 1.5$	$>1.5 \sim 3.5$	$>3.5 \sim 10$	$>10$
黏度值 $\nu_{40}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	$>612$	$414 \sim 506$	$288 \sim 352$	$198 \sim 242$
ISO-VG 级或 GB 级	680	460	320	220

① 表内黏度值用于蜗杆下置浸油润滑，若蜗轮下置可将黏度值提高 30%~50%。

9.3.4.3 蜗杆传动装置润滑方式的选择

润滑方式直接影响蜗杆传动装置的润滑效果，必须予以重视。

蜗杆传动装置的润滑方式是根据蜗杆齿面间滑动速度来确定的，见表 9-34。

表 9-34 齿面间滑动速度与润滑方式的关系

装配形式	滑动速度 $v_s/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	润滑方式
蜗杆在下	$\leq 10$	油浴润滑
	$>10$	喷油润滑
蜗杆在上	$\leq 4$	油浴润滑
	$>4$	喷油润滑

9.3.5 工业开式齿轮传动的润滑油（脂）选用方法

开式齿轮一般传动速度不高，要求润滑油具有黏着力强、黏度高和良好的防锈性。

我国将开式齿轮油分为三种类型：抗氧防锈开式齿轮油；极压型开式齿轮油；溶剂稀释

性开式齿轮油。这三种油分别相当于美国 AGMA251.02 中的 R&O 型、EP 型和溶剂挥发型油。

开式齿轮油种类的选择见表 9-35。

表 9-35 开式齿轮油种类选择

开式齿轮油种类	适用范围
抗氧防锈开式齿轮油	适用于一般半封闭式或开式齿轮传动
极压型开式齿轮油	适用于重载开式齿轮传动。齿面接触应力参考值大于 500MPa
溶剂稀释型开式齿轮油	适用于重载开式齿轮传动。齿面接触应力参考值大于 500MPa

开式齿轮油黏度的选择（美国 AGMA 标准）见表 9-36。另外，根据转速选择开式齿轮油黏度的方法见表 9-37。

表 9-36 开式齿轮油黏度选择（美国 AGMA 标准）

给油方法	推荐黏度范围(98.9℃)·mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>		
	环境温度/℃		
	-15~17	5~38	22~46
油浴	151~216(37.8℃)	16~22	22~26
热涂刷	193~257	193~257	386~536
冷涂刷	22~26	32~41	193~257
手涂	151~216(37.8℃)	22~26	22~41

表 9-37 按转速选择开式齿轮油的黏度

小齿轮 转速/(r·min <sup>-1</sup> )	润滑方式	环境温度		
		5℃以下	5~38℃	38℃以上
500~1000	油浴	260~400(50℃)	30~50	50~90
	涂抹	30~50	50~100	100~250
500 以下	油浴	260~400(50℃)	50~100	100~150
	涂抹	30~150	100~250	200~450

注：除指明者外，均为 100℃时的运动黏度，mm<sup>2</sup>/s。

轻载的开式齿轮传动多用润滑脂润滑，可以选用齿轮润滑脂或铝基润滑脂。但也有由原来使用润滑脂改用使用开式齿轮油的，据报道其使用寿命可延长 2~3 倍。

对于低速重载的开式齿轮传动，不论是采用润滑油或润滑脂，多采用涂抹加油（脂）。涂抹前应将齿面清洗干净，然后将润滑油或润滑脂均匀涂抹在小齿轮上。为了保证润滑效果，每周应进行 3~4 次。有的工厂采用喷枪喷涂，据报道效果比涂抹方法更好。冬季如因保管不善而使润滑脂冻硬时，可将其加热到 40℃，用润滑油调匀使用。

推荐按表 9-38 选用开式齿轮传动的润滑脂。

表 9-38 开式齿轮传动润滑脂的选取

环境温度 (°C)	传动形式	选用脂锥入度(25°C)
0~20	内轮传动	290~330
20~60	内轮传动	230~290
0~50	蜗杆传动	320~370

9.3.6 车辆齿轮润滑油的选用方法

9.3.6.1 车辆齿轮润滑油种类的选择

车辆齿轮润滑油种类的选择可根据表 9-39、表 9-40 进行。其中，表 9-39 是按照汽车后桥齿轮的类型来选择润滑油的种类。表 9-40 是根据汽车部件和齿轮类型选择润滑油的种类。部分国产汽车以前所选用的齿轮油见表 9 41。

表 9-39 车辆齿轮油种类的选择

油品类型	齿轮类型	推 荐 车 型
普通车辆齿轮油 GL-3	后桥渐开线、准双曲面 锥齿轮	解放 CA10B, CA10C, 黄河 JN150, 跃进 NJ130, 上海 SH380, 解放 CA30A
中载荷车辆齿轮油 GL-4	后桥准双曲面锥齿轮	东风 EQ140, 北京 BJ130, 北京 BJ212, 上海 SH70-0
重载荷车辆齿轮油 GL-5	后桥准双曲面锥齿轮	红旗 CA770 轿车, 进口高级轿车, 进口重载汽车, 进口工程车辆

表 9-40 按汽车部件和齿轮类型选择车辆齿轮油的种类

汽车部件	齿轮类型	齿面接触应力, MPa	应选用的齿轮油
汽车变速箱和轮边减速器	直齿轮或斜齿轮	<2 000	GL-2 或 GL-3 <sup>①</sup>
后桥主减速器	曲齿锥齿轮		GL-1
	准双曲面齿轮		GL-5

① 如变速齿轮机构中有铜质配件，则不许使用含极压剂的齿轮油，可选用内燃机油或液力传动油。

表 9-41 部分国产汽车以前所选用的齿轮油种类

汽车类型	变速箱齿轮油	后桥齿轮箱用油
解放牌载重车 CA 10B 跃进牌载重车 NJ-130 黄河牌载重车	普通车辆齿轮油	普通车辆齿轮油
北京 BJ130 北京 BJ212 东风 EQ140 东风 EQ240	普通工业齿轮油, 极压工业齿轮油, 双曲线齿轮油	双曲线齿轮油
进口载重车 上海牌轿车 红旗牌轿车 进口轿车	双曲线齿轮油	

9.3.6.2 车辆齿轮油黏度的选择

根据使用的最低环境温度和最高操作温度确定车辆齿轮油的黏度牌号。气温低、负荷小可选用成倾点较低、黏度较小的齿轮油；反之，气温高、负荷较重的车辆，宜选用黏度较大

的齿轮油。多级油（例如 85W/90、85W/140 或 80W/90、80W/140 等）则可以同时满足低温冷启动和正常操作条件下温度的要求。

车辆齿轮油黏度的选择可按最低使用温度来选择，见表 9-42。或按小齿轮转速及工作温度选择 100℃ 时的运动黏度，见表 9-43。

表 9-42 按最低使用温度选择黏度牌号

最低使用温度 /℃	SAE 黏度等级	最低使用温度 /℃	SAE 黏度等级
-10	75W/90	-20	85W/90
-30	80W/90	-10	90

表 9-43 按小齿轮转速和工作温度选择黏度（100℃）  $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

小齿轮转速 $n / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	给油方法	工作温度 /℃		
		-30~70	0~70	15~120
1800	油浴	15	18	18
以上	循环	13	15	18
900~	油浴	17	30	30
1800	循环	14	18	18
900	油浴	18	30	30
以下	循环	15	18	18

进口汽车的手动变速箱及后桥齿轮一般都要求使用美国 API GL-4 或 GL-5 车辆齿轮油，见表 9-44。

表 9-44 国外汽车手动变速箱及后桥推荐用油

汽车制造厂	手动变速器	后 桥	轮边减速器
美国汽车公司	80W/90 GL-5, 80W/90、80W/140 GL-4		
克莱斯勒	Dexron, Dexron II (液压自动传动油)	75W、80W、80W/90、85W/90、90GL-5	75W、80W、80W/90、85W/90、90GL-5
通用汽车公司	3 速、4 速用 80W、80W/90 5 速用 Dexron, Dexron II	80W、80W/90、90GL-4	
日产汽车	75W、80W、85W/90、85W/140 GL-4	75W、80W、85W/90、85W/140 GL-5	
富士重工		80W、85W/90 GL-4、GL-5	80W、85W/90 GL-4、GL-5
丰田汽车	80W、85W、90、80W/90 GL-4	80W、85W、90 GL-5	
伏克斯瓦根		90 GL-5	80W、80W/90 GL-4、90 GL-5
马克货车	30、40、50CC 级柴油机油，80W/90、90、140 GL-4、GL-5	80W/90、90、140 GL-5	
福特汽车公司	80W ESW-M2 C83-C	90 ESP-M2 C 154A	90W ESW-M2 C83-C

### 9.3.7 齿轮润滑油的质量监控和换油指标

#### 9.3.7.1 齿轮润滑油的质量监控

齿轮润滑油和齿轮及其他零部件一样都有它的使用寿命，油品的使用寿命又与使用工况



和保养技术密切相关。传统的观念是由润滑油或齿轮箱生产厂家根据经验规定齿轮箱的换油周期，一般是工业齿轮正常运转 2500h 或 6 个月必须换油，汽车齿轮大型车辆行驶  $2.4 \times 10^4$  km 或 1 年，小车行驶  $4 \times 10^4$  km 或两年必须换油。

随着科学的进步和人类经济活动中竞争的日益激烈，设备的维修管理体制正在发生深刻变革。目前西方先进工业国家已开始使用油品状态监测技术，对使用中的油品定期抽样分析，了解润滑油的质量变化情况和设备的运行状况，从而达到按质换油的目的。

油液分析技术是对设备中像人体血液一样在各处流动的润滑油进行定期取样检测，一是要分析油，二是要分析油中所携带的磨损颗粒。主要内容包括润滑油的理化指标分析、润滑油污染度分析、基础油与添加剂元素衰变情况的红外光谱分析、金属含量的发射光谱分析和磨损颗粒的铁谱分析。这些分析内容从各个侧面反映出油品本身的质量变化情况和机器设备的摩擦、磨损和润滑状况。

齿轮油的氧化安定性与使用寿命有关。氧化使油的黏度增加，酸值也增大，且氧化生成的沉淀物，容易吸附添加剂与其一块沉淀，加速添加剂消化降解。另外，水的接触使齿轮油乳化，引起润滑失效和氧化变质，也是油品报废原因之一。含水还会引起极压抗磨剂水解，使油膜破裂。

表 9-45 列出了与齿轮油有关的使用问题 and 处理方法。

表 9-45 油品变化原因及改进措施

问 题	可 能 原 因	改 进 措 施
腐蚀	缺少防锈剂 油中含水 腐蚀性的极压剂 污染物,如植物酸 油氧化产生的酸性物质	用加足够防锈剂的油 勤排水、勤换油 防止污染物进入油
泡沫	缺少抗泡剂 抗泡剂析出 油面高度不当 空气进入油中 油中含水	用含抗泡剂的油 补加抗泡剂 控制加油量 防止空气和水进入油中
沉淀或油泥	添加剂析出 遇水乳化 油氧化生成不溶物	使用储存稳定性好的油 使用抗乳化性好的油或补加抗乳化剂 使用氧化安定性好的油
黏度增加	氧化 过热	使用氧化安定性好的油 避免过热
黏度下降	增黏剂被剪断	使用剪切稳定性高的增黏剂
漏油	齿轮箱缺损 密封件损伤	用高黏度油 更换密封件
不正常发热	齿轮箱中油太多 油黏度太大 齿轮上油量不足 载荷过高 齿轮箱外壳尘土堆积妨碍散热	控制加油量 降低油黏度  降低载荷 清沾齿轮箱外壳及邻接的金属部件

续表

问 题	可 能 原 因	改 进 措 施
污 染	主机装配或零件加工时留下的污物 磨屑 由通气孔进入的污染物	排掉脏油、清洁内齿轮箱、换新油 防止污染物由通气孔进入内齿轮箱
内面磨粒磨损	磨屑或其他污染粒子	换油、清洁齿轮箱
内面烧伤	缺油 载荷过高	提供足够的油量 降低载荷
擦伤	内面温度高 油膜破裂	降低操作温度 用极压齿轮油
点蚀	油黏度太小 内面粗糙 局部压力太高	增加油的黏度 降低内面粗糙度 用极压齿轮油
胶合	油黏度太小 重载荷下滑动 齿面粗糙 安装误差引起轮齿啮合不良 低温启动	增加油的黏度 使用极压齿轮油 降低齿面粗糙度 改进装配质量 低温启动前预热油

### 9.3.7.2 齿轮油的换油指标

所谓换油指标就是润滑油能够安全使用的最低质量限值，是油品可靠性标准。由于油品质量指标与油品实际使用性能之间不具有完全一致的对应关系，加之油品组成使用条件、环境状况、维护管理状况的不同，所以制订科学合理的换油指标是一件非常困难的工作。

表 9-46 为美国 AGMA 工业齿轮油换油标准。表 9-47 为我国 SH/T 0586—1994 规定的 L-CKC 工业闭式齿轮油换油指标。表 9-48 和表 9-49 分别给出了 L-TSA 汽轮机油换油指标 (SH/T 0137—1992) 和抗氨汽轮机油换油指标 (SH/T 0137—1992)。

表 9-46 美国 AGMA 工业齿轮油换油标准

项目或 工作条件	黏度	总酸植	不溶物 (质量分数)	水	一般条件	磨合时间	沉淀或结焦
更换标准 或时间	±15%	0.5mgKOH/g	0.5%	0.2%	6 个月或 2 500h	1~3 个月	立即更换

表 9-47 L-CKC 工业闭式齿轮油换油指标 (SH/T 0586—1994)

项 目	换油指标	试验方法
外观 <sup>①</sup>	异常	目测
运动黏度变化率 <sup>②</sup> (40℃)/%	超过+15 或-20	GB/T 265
水分/%	>0.5	GB/T 260
机械杂质/%	≥0.5	GB/T 511
铜片腐蚀(100℃,3h) 级	≥3b	GB/T 5096
梯姆肯 OK 值/N	≤133.4	GB/T 11144

① 油品在使用过程中，若发现抗泡性能变差时，可根据使用情况向油品中补加抗泡沫添加剂。

② 40℃ 运动黏度变化率  $\eta$  (%) 按下式计算：变化率% =  $\frac{\text{使用中油品的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$

表 9-48 L-TSA 汽轮机油换油指标 (SH/T 0636)

项 目	换 油 指 标				试验方法
黏度等级(按 GB 3111)	32	46	68	100	
100℃ 运动黏度变化率 <sup>①</sup> %	超过±10				GB/T 265
酸值增加值 mgKOH·g <sup>-1</sup>	≥0.1				GB/T 264
氧化安定性 min	≤60				SH/T 0193
闪点(开口) ℃	≤170		≤185		GB/T 3536
破乳化时间(40/37.3)(54℃ <sup>②</sup> ) min	≤10		≤60		GB/T 7305
液相锈蚀试验(合成海水)	低于轻锈				GB/T 11143

① 变化率% =  $\frac{\text{使用中汽轮机油的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$

② 当使用 100 号油时, 测试温度为 82℃。

表 9-49 抗氨汽轮机油换油指标 (SH/T 0137-1992)

项 目	换 油 指 标	试 验 方 法
运动黏度(40℃), 变化率 <sup>①</sup> %	超过+10	GB/T 265
酸值增加值 /mgKOH·g <sup>-1</sup>	≥0.2	GB/T 264
闪点(开口) /℃	比新油标准低 8	GB/T 267
水分 /%	≥0.1	GB/T 260
破乳化时间 /min	≥80	GB/T 7305
液相锈蚀试验(15 号钢棒, 24h) 蒸馏水	锈	GB/T 11143
氧化安定性 /min	≤60	SH/T 0193
抗氨性能试验	不合格	SH/T 0302

① 变化率% =  $\frac{\text{使用中汽轮机油的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$

对普通车辆齿轮油 (GL-3) 换油标准, 我国目前执行石化行业标准 SH/T 0475-1992 (见表 9-50), 其他类型车辆齿轮油可参照此标准适当调整。车辆齿轮油如采用定期换油, 换油期要根据油品质量和使用条件而相应作出规定。一般规定新齿轮第一次换油一般在 1 500km 左右, 以便及时放出初期磨损颗粒; 第二次是在 3 000km 左右; 以后为 16 000~24 000km 左右。

表 9-50 车辆齿轮油换油指标 (SH/T 0475-1992)

项 目	换 油 指 标	试 验 方 法
100℃ 运动黏度变化率, %	大于 +20~-10	GB/T 265 <sup>①</sup>
水分(质量分数), %	大于 1.0	GB/T 260
酸值增加值 /mgKOH·g <sup>-1</sup>	大于 0.5	GB/T 8030
戊烷不溶物(质量分数), %	大于 2.0	GB/T 8926
铁含量(质量分数), %	大于 0.5	SY 2662 <sup>②</sup>

① 黏度变化率用下式计算: 变化率% =  $\frac{\text{使用中油的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$

② 铁含量测定允许采用原子吸收光谱法。

## 9.4 齿轮传动装置的润滑方式

当齿轮传动装置的润滑剂选定之后,如何采用适当的润滑方式,保证摩擦部位的润滑,使润滑剂的性能真正发挥作用就显得十分重要。采用适当的润滑方式,对保证齿轮润滑,防止润滑故障,延长齿轮箱的使用寿命,以及减少润滑剂消耗都有重要的意义。

齿轮装置常用的润滑方式有油浴润滑、循环喷油润滑、油雾润滑、离心润滑、润滑脂润滑、固体润滑等。

### (1) 低速齿轮的润滑方式

低速齿轮传动可分为低速重载和低速通用齿轮传动。

低速重载齿轮传动一般是指矿山、冶金、建材设备上选用的大、中转矩的齿轮传动,通常采用喷油-油浴润滑相结合的润滑方式,比较安全可靠,也有利于散热。

低速通用齿轮传动,如起重机减速器、抽油机减速器等,基本上采用油浴润滑方式。此方法简单、可靠而又节约成本,其缺点为油的容量有限,不能中间冷却,也不能过滤。

### (2) 高速齿轮的润滑方式

高速齿轮装置应采用喷油压力循环润滑,这种方法可以避免搅油损耗,可以将油在循环中过滤、冷却并进行监控,还可将油引入轴承。油量可按需要带走的热量来确定。

### (3) 蜗杆传动的润滑方式

蜗杆传动的润滑方式可分为油浴润滑和压力喷油润滑。其区分主要是根据齿面间滑动速度  $v_s$  或蜗杆转速  $n_1$  的大小。速度过高时 ( $v_s \geq 10\text{m/s}$ ),油滴将由于离心力的作用甩走,难以进入啮合区,因此必须采用压力喷油润滑。一般中、低速蜗杆传动大多采用油浴润滑。

#### 9.4.1 油浴润滑

采用油浴润滑方式时大都以减速器箱体作为油箱,部分大齿轮浸入油中一定深度,靠齿轮旋转时飞溅起来的油润滑闭式传动的各个摩擦部位。

齿轮可以自身浸在油中(如第一级)或是用一个与齿轮啮合的浸油轮浸在油中,也可采用特殊的溅油盘、杆件将油直接加到齿廓上,或通过从箱壁上的滴落或通过接油板和导油沟间接将油加到齿廓上。但通过飞溅来润滑位于上方的轴承或齿轮,只有当  $v^2/d \geq 5$  ( $v$  为齿轮线速度,单位为  $\text{m/s}$ ,  $d$  为浸油齿轮直径,单位为  $\text{m}$ ) 时才可靠,否则必须装刮油器。汽车后桥齿轮一般亦为油浴润滑。

① 极限速度 一般情况,极限线速度为:

直齿及斜齿圆柱齿轮、锥齿轮  $v \leq 15\text{m/s}$

蜗杆传动  $v_s \leq 10\text{m/s}$

如果齿轮传动装置的轴承也靠飞溅润滑,则线速度应在  $3\text{m/s}$  以上。如将高速级与低速级的齿轮用分隔的油池润滑,则圆周速度也可到  $30\text{m/s}$ 。特殊情况有用到  $40\text{m/s}$  以上的,但此时搅油损失很大。

② 浸油深度 浸油深度在线速度  $v < 3\text{m/s}$  时为 3~6 倍的模数。当  $v > 3\text{m/s}$  时为 1~3 倍的模数。对于多级齿轮箱,最好将各级齿轮分别浸在高度不同的可以溢流的分隔室中。表 9-51 列出各种减速器的浸油深度推荐值。

表 9-51 浸油深度推荐值

齿轮的种类		浸油深度
二级减速器(直齿、斜齿圆柱齿轮)		大齿轮浸在油内,最深为齿高的3倍,最浅为1.3齿高
三级减速器(直齿、斜齿圆柱齿轮)		中间大齿轮浸在油内的深度值同上
多级减速器(直齿、斜齿圆柱齿轮)		选基准齿轮,使其浸油深度符合上值
圆锥齿轮		浸油深度在全齿宽以上
蜗杆传动	蜗杆在下边	最深浸到蜗杆的中心,最浅浸到蜗杆齿高
	蜗杆在上边	最深浸到蜗轮直径的1/6,最浅浸到蜗轮的齿高

油面高度按箱体容积及散热所需油量确定,油量约为损耗每千瓦功率需5~10L。装油量多,则油的使用寿命可长一些,杂质与磨屑还能较好地沉淀。要用油面观测装置经常检查工作状态的油面位置,以保证浸油深度。为了平衡,由于发热而引起的箱体内的压力升高,必须设置排气装置,必要时还可在箱体底部设置磁塞,吸住金属颗粒。

③ 油温 工作持续时间、油量、添加剂、环境和其他运转条件都影响油温的高低,从而影响油的使用寿命。油温高,油的寿命降低,黏度减少,齿面胶合的危险性增加。各类齿轮箱油浴润滑时的最高油温见表9-52。

表 9-52 各类齿轮箱的最高油温

齿轮箱类型	最高油温/℃	齿轮箱类型	最高油温/℃
大型工业齿轮箱	60~80	汽车变速箱	100~130
起重机齿轮箱	40~50	汽车后桥齿轮箱	130~150
组合式小型齿轮箱	90~100		

(1) 下限值适用于环境温度为20℃左右,上限值适用于夏季或热带气温。

#### 9.4.2 循环喷油润滑

循环喷油润滑方式有两种形式:一种以减速器箱体为油箱,另加一套润滑装置,用油泵将油经过滤器、冷却器后再打入箱体内润滑齿轮和轴承。此种润滑方式可能会使个别大齿轮浸到油中,使油浴喷油润滑两种方式都存在。该种润滑形式多用在单台减速器工作的场合;第二种润滑形式为集中供油润滑,对于在同一生产线上工作的多台减速器,多采用润滑油站集中供油润滑。

① 喷油量 喷油量由齿轮箱的总效率进行热平衡计算后得出。但每毫米齿宽至少要有0.05L/min的油量。一般可按每毫米齿宽0.08~0.1L/min进行估算。

② 总油量 需要考虑油的循环冷却时间,需要循环冷却的时间越长,总油量越大。通常可按喷油量乘以循环时间计算。循环时间通常为4~30min。对于工业齿轮箱,至少为4~5min;对于透平齿轮箱,至少为5~10min。在从油箱中吸油时,要用0.5~2min的时间。油箱体积可按总油量适当加大。如环境温度在4℃以下,配管长度大于8m或油箱容积超过2500L,要加预热装置。如果油温超过60℃,要加冷却装置。

③ 喷油压力 在工业齿轮箱中,进入齿面之前的油压为 $(0.5\sim1.0)\times10^5$ Pa表压,在工作温度较高的飞机齿轮箱中和齿轮线速度小于150m/s的高速齿轮箱中,约为 $1.5\times10^5$ Pa,在齿轮线速度还要高时,可达 $3.5\times10^5$ Pa左右。压力越高,油从密封中漏失的危险性也越大。

④ 喷油方向 在低速时，油主要用于润滑；在高速时，油主要用于冷却。高速齿轮润滑油量的很大一部分是用来带走热量的，在圆周速度超过 60m/s 时，有 80% 或更多的油用于冷却。在低于 25~30m/s 时及立式齿轮箱中，油从啮入侧喷入；在超过 60m/s 时，要从啮出侧喷入；在 30~60m/s 之间，喷油方向没有严格要求。而在超过 100m/s 时，要从啮出与啮入侧同时喷入。

⑤ 喷嘴 当量孔径不宜过小，以免堵塞。对于过滤得较好的稀油（如飞机齿轮箱），孔径要大于 0.75mm；对于工业齿轮箱，要大于 2~2.5mm；在油有弄脏的危险的地方，可达 5mm。在高压时，可用勺形喷嘴造成一个片状的油幕。喷嘴离齿顶的距离约为 150~200mm。喷嘴与喷嘴之间的距离为 150mm 左右，第一个喷嘴要离齿端 50mm 左右。

⑥ 过滤器 过滤器及其安装要可靠。在装有狭喷嘴的飞机齿轮箱中，常用孔径（或网眼尺寸） $\leq 10\mu\text{m}$  的纸质（或网式）过滤器；对于同时要润滑滑动轴承的高速齿轮箱，要用网式（或缝隙式）过滤器，网眼（或缝隙）尺寸 $\leq 50\mu\text{m}$ ；对于工业齿轮箱网眼 $\leq 100\mu\text{m}$ 。

⑦ 油温 喷油润滑的油温通常低于油浴润滑。其喷油温度及出油与喷油的温差见表 9-53。

表 9-53 喷油润滑的油温

齿轮箱类型	喷油温度/℃	出油与喷油的温差/℃
工业齿轮箱	10~60	$<10$
高速齿轮箱	40~60	15~20
	49(美国 API 规定)	28(美国 API 规定)
船用齿轮箱(大型)	45~55	10
船用齿轮箱(小型)	55~65	20
飞机齿轮箱	50~70	10~30
飞机齿轮箱(合成油)	$\leq 160$	$\leq 40$

### 9.4.3 油雾润滑

油雾润滑是用压缩空气通过一个包含储油器的装置把油变成雾状，然后用低压喷入齿的啮合部位，同时起到冷却和润滑的作用。这种方法的优点是没有搅拌损失，不会因密封不好而产生漏油，没有由磨屑产生的磨损，能有效地防止箱体内部零件生锈。缺点是不能通过油散热，不宜用于载荷较大的场合。常用于机床齿轮箱。

油雾润滑的润滑油黏度一般为  $15\sim 32\text{mm}^2/\text{s}$  ( $40^\circ\text{C}$ )。在齿轮线速度低于 5m/s 的小齿轮箱中，只要喷到封闭的齿轮箱中就已足够，不必将雾直接喷到啮合处。在速度较高时（可达到 40m/s），则要在啮入侧向齿而喷油雾，喷嘴孔离齿顶的距离约为 10mm。压缩空气的压力低于 5000Pa，空气流速约为 6m/s。空气经过雾化装置的速度约为 45m/s 以上。

### 9.4.4 离心润滑

离心润滑是在齿槽底部钻若干个径向小孔，将油喷向齿圈，靠离心力甩向啮合面。常用于薄齿轮（如飞机齿轮箱）及行星齿轮箱。

### 9.4.5 润滑脂润滑

润滑脂润滑主要用于某些低速的闭式及开式齿轮传动。其优点为密封简单，不易漏油；缺点为散热性差，有些方法在使用时还比较麻烦。

润滑脂包括流动性脂及黏附性润滑剂两类。流动性脂可以在润滑部位持续流动，多用于闭式减速器。黏附性润滑剂一般在润滑部位不能持续流动。它们在有冷胶合成严重磨损的危

险性时都可加入  $\text{MoS}_2$ 、石墨或 EP 添加剂。

有些黏附性润滑剂在涂抹时必须加热或用溶剂稀释。含沥青的黏附性润滑剂形成的是有黏着性的脂肪状外层，能防止大气的影晌；不含沥青的黏附性润滑剂形成的是干的润滑膜。黏附性润滑剂的润滑周期可长达 2 周。

① 涂油法 涂油法是最简单的给油方法，用刷子或油壶定期给油。如果灰尘较多可以设置防护罩。通常是在每工作 8h 甚至两周以后，在热的状态下将流动脂与黏附性润滑剂涂抹在齿面上。

② 滴油法 当齿轮线速度较大时，手涂比较危险，可用滴油器给油。

③ 油槽法 油槽法是在齿轮的下端放置浅的碟形油槽，与闭式齿轮传动的油浴润滑相似，但油膜形成条件不如闭式传动。无灰砂的场合可 6 个月换油，有灰砂的场合一般 2~4 个月就得换油。

④ 喷射润滑法 上述三种润滑方法均易产生油的飞溅或滴漏损失，不经济且齿面上油的分布也不均匀。喷射润滑是把润滑剂稀释，用压缩空气通过喷嘴喷到齿面上。每隔一定的时间喷油一次。此方法是目前开式齿轮传动比较先进的方法。多用于大型齿轮传动。

#### 9.4.6 固体润滑

在极高温和极低温时，在有灰尘作用时，对主要为传递运动用的轻载齿轮或真空中工作的齿轮，可用固体润滑。润滑剂多为石墨或  $\text{MoS}_2$  粉末，做成油膏或半干性黏附膜。

将以  $\text{MoS}_2$  为基础的减摩漆焙烧在齿面上（厚度为  $5\mu\text{m}$  左右），可以起到润滑作用，但寿命只有几个小时。用粉末冶金制造的配对齿轮浸油，也可起到润滑作用。

## 附录

### 1. 工业用润滑油黏度牌号（见附表 1）

附表 1 工业用润滑油黏度牌号分类（GB 3141—1982）

本标准采用的黏度牌号	ISO 采用的黏度牌号	中心值运动黏度(40℃) / $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	运动黏度范围(40℃) / $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
2	ISO VG2	2.2	1.98~2.42
3	ISO VG3	3.2	2.88~3.52
5	ISO VG5	4.6	4.14~5.06
7	ISO VG7	6.8	6.12~7.48
10	ISO VG10	10	9.00~11.0
15	ISO VG15	15	13.5~16.5
22	ISO VG22	22	19.8~24.2
32	ISO VG32	32	28.8~35.2
46	ISO VG46	46	41.4~50.6
68	ISO VG68	68	61.2~74.8
100	ISO VG100	100	90.0~110
150	ISO VG150	150	135~165
220	ISO VG220	220	198~242
320	ISO VG320	320	288~352
460	ISO VG460	460	414~506
680	ISO VG680	680	612~748
1000	ISO VG1000	1000	900~1100
1500	ISO VG1500	1500	1350~1650

## 2. 齿轮油常用黏度级的换算 (见附表 2)

附表 2 齿轮油常用黏度级的换算

ISO-VG 及 GB 黏度级	黏度中值 (40℃) $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	运动黏度的范围 (40℃) $\cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$		赛氏秒 Saybolt40℃ 时中值 (SSU)	AGMA 润 滑油级号 N°(40℃)	SAE 齿轮 油级号	相当于 50℃ 时的黏度级 $\cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 或 cst	DIN51502 50℃时的黏度值 $\cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 或 cst
		min	max					
32	32	28.8	35.2				22	25 ± 4
46	46	41.4	50.6	214	IEP		32	36 ± 4
68	68	61.2	71.8	316	2.2EP		42	49 ± 5
100	100	90.0	110	464	3.3EP		61	68 ± 6
150	150	135	165	696	4.4EP	80	89	92 ± 7
220	220	198	242	1020	5.5EP	90	126	114 ± 8 ~ 114 · 11
320	320	288	352	1484	6.6EP		180	169 ± 13
460	460	414	506	2132	7EP	140	251	225 ± 25
680	680	612	718	3152	7Comp(复合) 8EP		360	324 ± 35
1000	1000	900	1100	4635	8Comp(复合) 8AEP 8A Comp		513	

注: 1. 各种黏度级的换算为近似值。50℃时的黏度 ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) 是黏度指数 V.I. = 95 时的值。

2. ISO-VG 黏度级的黏度范围容许有 ±10% 的变动。

## 3. 国内外 (部分公司) 抗氧防锈工业齿轮油产品牌号对照 (见附表 3)

附表 3 国内外 (部分公司) 抗氧防锈工业齿轮油产品牌号对照

中国 GB 5903--1995	美国 AGMA250.04 美钢 220	莫比尔公司 Mobil	壳牌公司 Shell	英国石油 BP	埃索 Esso	加德士 Caltex
	R & O2	Vawoine68	Vitrea68	Energolcs68	Newray68	Regal68
L-CKB100	R & O3	Vawoine100	Vitrea100	Energolcs100	Newray100	Regal100
L-CKB150	R & O4	Vawoine150	Vitrea150	Energolcs150	Newray150	Regal150
L-CKB220	R & O5	Vawoine220	Vitrea220	Energolcs220	Newray220	Regal220
L-CKB320	R & O6	Vawoine320	Vitrea320	Energolcs320	Newray320	Regal320
	7Compe	Vawoine460	Vitrea460	Energolcs460	Newray460	Regal460



#### 4. 国内外（部分公司）中负荷工业齿轮油产品牌号对照（见附表4）

附表4 国内外（部分公司）中负荷工业齿轮油产品牌号对照

中国 GB 5903—1995	美国 AGMA250.03 Mild EP 美制 222	壳牌公司 Shell	加德士 Caltex	英国石油 BP
L-CKC68	2EP(AGMA250.03)	Macom oil R68	Meropa68	Energol GR XP68
L-CKC100	3EP(AGMA250.03)	Macom oil R100	Meropa100	Energol GR XP100
L-CKC150	4EP(AGMA250.03)	Macom oil R150	Meropa150	Energol GR XP150
L-CKC220	5EP(AGMA250.03)	Macom oil R220	Meropa220	Energol GR XP220
L-CKC320	6EP(AGMA250.03)	Macom oil R320	Meropa320	Energol GR XP320
L-CKC460	7EP(AGMA250.03)	Macom oil R460	Meropa460	Energol GR XP460
L-CKC680	8EP(AGMA250.03)	Macom oil R680	Meropa680	Energol GR XP680

#### 5. 国内外（部分公司）重负荷工业齿轮油产品牌号对照（见附表5）

附表5 国内外（部分公司）重负荷工业齿轮油产品牌号对照

中国 GB 5903—1995	美国 AGMA250.04 EP 美制 224	美比尔公司 Mobil	壳牌公司 Shell	埃克森 Exxon	昭和 C
	2EP(AGMA250.04)	Mobilgear626	Omala68	Spartan EP68	68SP
L-CKD100	3EP(AGMA250.04)	Mobilgear627	Omala100	Spartan EP100	100SP
L-CKD150	4EP(AGMA250.04)	Mobilgear629	Omala150	Spartan EP150	150SP
L-CKD220	5EP(AGMA250.04)	Mobilgear630	Omala220	Spartan EP220	220SP
L-CKD320	6EP(AGMA250.04)	Mobilgear632	Omala320	Spartan EP320	320SP
L-CKD460	7EP(AGMA250.04)	Mobilgear634	Omala460	Spartan EP460	460SP
L-CKD680	8EP(AGMA250.04)	Mobilgear636	Omala680	Spartan EP680	680SP

#### 6. 世界各主要石油公司车辆齿轮传动用油产品互换（见附表6）

附表 6 世界各主要石油公司车辆齿轮传动用油产品互換

API 质量分级	SAE J306 黏度分类	壳牌国际 石油公司 (Shell)	莫比尔 石油公司 (Mobil)	埃索标准 石油公司 (Exxon)	加德士 石油公司 (Caltex)	海湾 石油公司 (Gulf)	英国 石油公司 (BP)	卡斯特罗 有限公司 (Castrol)	法国埃尔夫 有限公司 (Elf)	太阳油公 司(Sunoco)	日本石油 公司	前苏联	中 国
汽车齿轮油 GL-1	80	Dentax 80	Mobilube C-80	Gear oil ST 80	Thuban 80	Premium Transmission Oil 80	Gear oil 80W	ST 80/90	Girelf 80			TCr-1040	
	90	Dentax 90	Mobilube C-90	Gear oil ST 90	Thuban 90	Premium Transmission Oil 90	Gear oil 90	ST 90	Girelf 90		-	TC-14.5 AK 15	-
	140	Dentax 140	Mobilube C-140	Gear oil ST 140	Thuban 140	Premium Transmission Oil 140	Gear oil 140	D 140	Girelf 140			Hufound	
GL-4	75W	Spirax EP 75W	Mobilube GX 75W	Gear oil GP75W	Universal Thuban 75W	Gear Lubricant 75W	Gear oil 75W EP	Deusol Gear EP 75W	Tranself 75W EP			TC, 9mm	CLD 中负荷 车辆齿轮油
	80W	Spirax EP 80W	Mobilube GX 80W	Gear oil GP 80	Universal Thuban 80	Gear Lubricant 80	Gear oil 80EP	Deusol Gear EP 80	Tranself 80 EP		キヤールフ SP80	TCr 10	
	90	Spirax EP 90	Mobilube GX 90	Gear oil GP 90	Universal Thuban 90	Gear Lubricant 90	Gear oil 90EP	Deusol Gear EP 90	Tranself 90 EP		キヤールフ SP90	TCr-15K TCr-15B	
GL-5	140	Spirax EP 140	Mobilube GX 140	Gear oil GP 140	Universal Thuban 140	Gear Lubricant 140	Gear oil 140 EP	Deusol Gear EP 140	Tranself 140 EP		キヤールフ SP140	TCr-14mm TCrmm	
	75W	Spirax HD 75W	Mobilube GX 140	Gear oil GX 75W	Multigear Thuban EP 75W	Multigear Lubricant 75w	Hypogear 75W EP	Hypoy B 75W	Tranself B 75W			TAI-12B	CLE 重负荷 车辆齿轮油 75W
	80W	Spirax HD 80	Mobilube HD 75W	Gear oil GX 80W	Multigear Thuban 80	Multigear Lubricant 80	Hypogear 80 EP	Hypoy B 80	Tranself B 80		キヤールフ EHD80	--	CLE 重负荷车 辆齿轮油 80W/90
	90W	Spirax HD 90	Mobilube HD 80	Gear oil GX 90	Multigear Thuban 90	Multigear Lubricant 90	Hypogear 90 EP	Hypoy B 90	Tranself B 90	Sunoco GL-5 90	キヤールフ EHD90	TAI-II H	CLE 重负荷车 辆齿轮油 90
	140	Spirax		Gear oil	Multigear	Multigear	Hypogear	Hypoy	Tranself	Sunoco	キヤールフ	--	CLE 重负荷车

续表

API 质量分级	SAE J306 黏度分类	壳牌国际 石油公司 (Shell)	莫比尔 石油公司 (Mobil)	埃索标准 石油公司 (Exxon)	加德士 石油公司 (Caltex)	海湾 石油公司 (Gulf)	英国 石油公司 (BP)	卡斯普罗 有限公司 (Castrol)	法国埃尔夫 有限公司 (Elf)	太阳油公 司(Sunolt)	日本石油 公司	前苏联	中 国
		HD 140	Mobilube HD 90	GX 140	Thuban 140	Lubricant 140	140 EP	B 140	B 140	GL-5 140	EHD 140		辆内轮油 140
	80W/90	Spirax HD 80W/90	Mobilube HD 140	Gear oil GX 80W/90	Multipurpose Thuban 80W/90	Multigear Lubricant 80W/90	Hypogear 80W/90	Hypoy B 80W/90	Tranself 80W/90			TAQ 12B (75W/85)	CLE 重负荷辆 内轮油 80W/90
	85W/140	Spirax HD 85W/140	Mobilube HD 80W/90	Gear oil GX 85W/140	Multipurpose Thuban 85W/140	Multigear Lubricant 85W/140	Hypogear 85W/140	Hypoy 85W/140	Tranself 85W/140	Sunoco GL 5 85W/140			CLE 重负荷 4 辆内轮 85W/110
液力传动油 Dexron 型 GM 公司 Ford 公司 M-C <sub>11</sub> 型 Allison C-3 型		ATF Dexron II Donax TF	Mobilube HD 85W/140 Mobilube SHC 80W/140 ATF 220	ATF Dexron II Glide Torque Fluid 47	Texamatic Fluid Dexron II Texamatic Type F TQ Fluid C3	ATF Dexron II ATF Type F HT Fluid C3	Autran DX II Autran G Autran GM-MP C-3	TQ Dexron II TQF	Elfmatic G2 Elfmatic F Elfmatic G2	Suoco ATF Suoco Type F Sunfleet C2 C3	Pantonic Dexron —	MT Macro A Macro A	
拖拉机液 压传动液		Donax TM Donax TL Donax TT Donax TD	ATF 210 ATF 200	ATF Dexron — Torque Fluid 56	Torque Fluid No. 5 303 TDH oil	HT Fluid C3 — Universal Tractor Fluid	Autran C-3 Hydraulic TF-8 Tractraw 9	Deusol PSG Deusol WBL Agricastrol MD	C 2 Hydrotrans Tractelf BF-1	Suoco TH Fluid —	—	TC3 <sub>11-8</sub> —	

## 参 考 文 献

- 1 温诗铸著. 摩擦学原理. 第2版. 北京: 清华大学出版社, 2002
- 2 M. J. 尼尔主编. 摩擦学手册. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 3 齿轮手册编委会编. 齿轮手册. 上册. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 4 现代机械传动手册组委会编. 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 5 颜志光主编. 新型润滑材料与润滑技术实用手册. 北京: 国防工业出版社, 1999
- 6 黄浚修著. 润滑原理及润滑油. 北京: 轻工业出版社, 1987
- 7 徐先盛编. 中国润滑油品大全. 大连: 大连出版社, 1995
- 8 Dowson D, Higginson GR. Elasto-hydrodynamic Lubrication. London: Pergamon Press, 1977
- 9 ISO/WD13593 (1997). Enclosed Gear Drives For Industrial Applications
- 10 DIN51509 Teil 齿轮润滑剂的选择 (1976年)
- 11 ANSI/AGMA9005-D94. Industrial Gear Lubrication
- 12 JB/T 8831 2001
- 13 吴晓铃. 齿轮润滑基础知识. 齿轮, 1985 (5, 6)
- 14 吴晓铃等. 齿轮摩擦学的研究及展望. 齿轮, 1986 (3)
- 15 戚文正等. 工业齿轮油选用方法介绍. 基础标准通讯, 1988 (4): 1~10
- 16 戚文正, 吴晓铃等. 高速齿轮润滑油的选用方法. 石油商技, 2000 (3): 16~18
- 17 戚文正等. 国内外蜗轮蜗杆油的现状及发展趋势. 润滑油, 2000 (6): 21~25
- 18 戚文正, 吴晓铃等. 工业齿轮润滑油的综合应用技术. 润滑与密封, 2001 (1): 68~70
- 19 戚文正等. 蜗轮蜗杆油的选用方法. 设备管理与维修, 2001 (1): 31~32
- 20 戚文正等. 蜗轮蜗杆油胶合承载能力试验研究. 机械传动, 2002 (2): 5~7

# 第 10 章 齿轮内在品质设计

## 10.1 齿轮内在品质设计总则

齿轮零件设计中的一项重要任务就是如何保证其内在质量，即保证齿轮的使用性能和寿命，同时以合适的成本加工制造出来。因此，就涉及齿轮材料和热处理工艺方法的合理选择问题。图 10-1 是这种设计过程示意图。

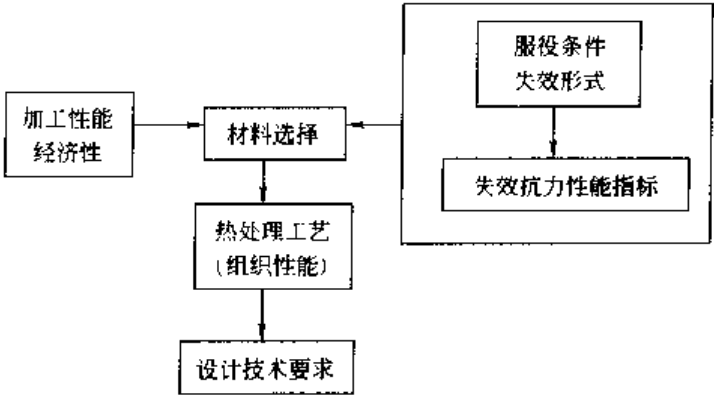


图 10-1 齿轮材料热处理工艺的选择

### 10.1.1 齿轮受力状态及损坏特性

齿轮在传递动力及改变速度的运动过程中，啮合齿面之间既有滚动，又有滑动，而且轮齿根部还受到脉动或交变弯曲应力的作用。齿面和齿根在上述不同应力作用下导致不同的失效形式。齿轮所受应力主要有三种：摩擦力、接触应力和弯曲应力。

#### 10.1.1.1 啮合齿面间的摩擦力及齿面磨损

齿面上实际存在着凹凸不平，局部会产生很大的压强而引起金属塑性变形或嵌入相对表面，当啮合齿面相对滑动时便会产生摩擦力，齿面磨损就是由于相互摩擦的结果。齿轮磨损的种类、受力及损坏特征列于表 10-1。提高齿轮耐磨性的方法视磨损类型而有所不同，大致有两种，分述如下。

表 10-1 齿轮的磨损种类、受力及破坏特征

磨损类型	载荷及运行情况	表面破坏特征	齿轮类型举例
氧化磨损	各种大小载荷及各种滑动速度	氧化膜不断形成，又不断剥落，但磨损速度小，一般为 $0.1 \sim 0.5 \mu\text{m/h}$ ；齿面均匀分布着细致磨纹	各类齿轮
冷胶合磨损	高载荷、低滑动速度，一般 $v < 1 \text{ m/s}$	局部金属直接接触、黏着，不断从齿面剥离，磨损速度较大，一般为 $10 \sim 15 \mu\text{m/h}$ ；齿面有严重伤痕	低速重载齿轮

续表

磨损类型	载荷及运行情况	表面破坏特征	齿轮类型举例
热胶合磨损	高载荷、高滑动速度,一般 $v > 1 \text{ m/s}$	高的摩擦热使润滑油膜失效,金属间直接接触,发生黏着和剥离;磨损速度一般为 $1 \sim 5 \mu\text{m/h}$ ;齿面伤痕重	高速重载齿轮
磨粒磨损	各种大小载荷及各种滑动速度	各种磨粒进入啮合齿面,嵌入形成切刃或直接切割齿面,磨损速度 $0.5 \sim 5 \mu\text{m/h}$ ;齿面有磨粒刮伤纹	矿山、水泥、农机等齿轮及各类开式齿轮

① 减少非热影响引起的磨损,诸如氧化磨损、磨粒磨损及冷胶合磨损,还需提高轮齿表面的塑变抗力,即提高齿面硬度的方法。工业中常以中硬齿面 ( $>280\text{HBS}$ ) 代替软齿面 ( $220 \sim 270\text{HBS}$ ),最好是采用表面硬化处理。其中渗碳、渗氮、氮碳共渗等处理可使齿面具有良好的耐磨性。

② 减少摩擦热而引起的胶合磨损的关键是降低啮合齿面间的摩擦力,亦即着力减小齿面之间的摩擦因数。通常采用提高基体硬度并在表面形成软层的方法,如经渗碳、渗氮等表面硬化处理后,再在齿面上进行镀铜或镍铜合金,这样可以减小摩擦因数。

#### 10.1.1.2 啮合齿面的接触应力及接触疲劳

齿轮的接触疲劳破坏是由于作用在齿面上的接触应力超过了材料的疲劳极限而产生的。在齿轮的使用过程中可以看到,软齿面齿轮往往以点蚀破坏为主,硬齿面齿轮则以疲劳剥落为主。

##### (1) 齿面疲劳破坏的主要形式

① 表面点蚀 点蚀的形成与表面金属的塑性变形密切相关,而且由于摩擦力的存在,疲劳裂纹大多在表面萌生,裂纹的扩展则是由于润滑油的挤入而产生油楔作用的结果。提高齿面硬度,改善齿面接触状况,可以有效地提高点蚀破坏的抗力。

② 浅层剥落 当接触表面下某一点其最大切应力大于材料的抗剪强度时,就可能产生疲劳裂纹,最后经扩展而引起层状剥落。

③ 深层剥落 经表面硬化处理的齿轮,在硬化层与心部交界处往往是薄弱环节,当接触负荷在层下交界处形成的最大切应力与材料的抗剪强度达到某一界限值之后,就可能形成疲劳裂纹,经扩展最后导致较深的硬化层剥落。这种破坏形式在火焰淬火或感应淬火齿轮中尤为常见。

##### (2) 影响接触疲劳强度的重要因素

① 钢中非金属夹杂物 一般来说,塑性夹杂物影响较小,脆性夹杂物危害最大,球状夹杂物的影响介于二者之间。采用净化冶炼钢材是提高齿轮接触疲劳寿命的有效方法。

② 钢材的纤维流向 表 10-2 的试验数据给出了钢材纤维流向对接触疲劳寿命的影响。据此,应当重视齿轮锻造或压延毛坯的纤维流向分布。

表 10-2 钢材的纤维流向与接触疲劳寿命的关系

类 型	工作面与纤维流向夹角	寿命比
I	$0^\circ$	2.5
II	$45^\circ$	1.8
III	$90^\circ$	1.0

③ 齿面脱碳 渗碳齿轮的失效分析表明,当齿面贫碳层为 0.2mm、表面含碳量为 0.3%~0.6%时,70%左右的疲劳裂纹起源于贫碳层。

① 黑色组织 黑色组织是齿轮在渗碳和碳氮共渗处理时容易产生的一种缺陷组织,当其深度达到一定程度时,就会对接触疲劳寿命产生不利影响。

### 10.1.1.3 齿轮的弯曲应力及弯曲疲劳

齿轮的弯曲疲劳破坏是齿根部受到的最大振幅的脉动或交变弯曲应力超过了齿轮材料的弯曲疲劳极限而产生的。提高齿轮弯曲疲劳强度的基本途径是提高齿根处材料的强度(硬度)及改善应力状态。图 10-2 所示为齿轮材料的硬度与双向和单向弯曲疲劳极限之间的关系。

影响齿轮弯曲疲劳强度的重要因素如下。

① 非金属夹杂物 非金属夹杂物作为微形缺口、引起应力集中而使弯曲疲劳强度降低。

② 表面脱碳 表面脱碳将使弯曲疲劳极限降低,特别对于表面硬度高的齿轮,可使弯曲疲劳极限降低 1/2~2/3。表 10-3 列出三种合金结构钢表面脱碳对弯曲疲劳的影响。

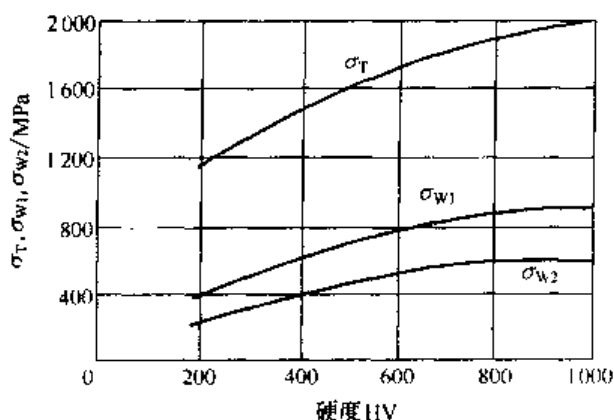


图 10-2 齿轮材料的硬度与弯曲疲劳极限的关系  
 $\sigma_T$ —实际断裂应力;  $\sigma_{W1}$ ,  $\sigma_{W2}$ —单向和双向弯曲疲劳强度

表 10-3 表面脱碳对钢弯曲疲劳极限的影响

表面状况		40CrNi3		10CrMo		40Cr	
		$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1k}$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1k}$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1k}$
28HRC	未脱碳	570	295	501	275	535	288
	脱碳	302	172	220	130	240	158
18HRC	未脱碳	837	474	714	453	760	489
	脱碳	240	172	213	151	199	130

注:  $\sigma_{-1}$ —光滑试样的弯曲疲劳强度, MPa;  $\sigma_{-1k}$ —缺口试样的弯曲疲劳强度, MPa。

③ 金相组织 淬火钢表层含有 5% 的非马氏体(体积分数)组织时,弯曲疲劳极限将降低 10%。图 10-3 所示为非马氏体组织对弯曲疲劳极限的影响。对于马氏体组织,只有经过适当回火后才有良好的疲劳性能。

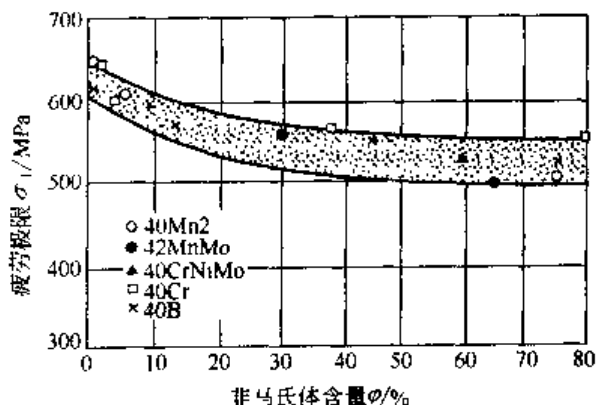


图 10-3 非马氏体组织对疲劳极限的影响

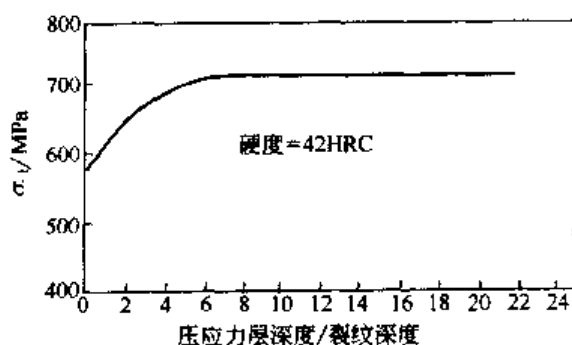


图 10-4 残余压应力对弯曲疲劳极限的影响

④ 残余压应力 试验表明,当材料中已存在微细裂纹时,残余压应力可抑制裂纹的扩展;而当残余压应力层深约为裂纹深度的5倍时即可消除裂纹的影响,见图10-4。

齿根喷丸强化可以有效地提高弯曲疲劳强度,见表10-4,这与表层形成有利的残余压应力有密切关系。

表 10-4 喷丸工艺对汽车变速箱渗碳齿轮弯曲疲劳及接触疲劳性能的影响

喷丸工艺	弯曲疲劳试验			接触疲劳试验		
	寿命范围周次/ $10^6$	平均寿命周次/ $10^6$	寿命比	寿命范围周次/ $10^6$	平均寿命周次/ $10^6$	寿命比
不喷丸	0.167~1.83	0.75	1.00	3.15~4.41	3.85	1.00
一般喷丸	2.16~2.76	2.46	3.28	1.88~2.21	2.08	0.54
强化喷丸	2.19~1.41	3.24	4.32	4.89~5.20	5.06	1.31

注:1. 喷丸工艺:喷丸在转台喷丸机上进行,铁丸直径为0.6~1.0mm,喷射速度为58.3m/s,转台每转一圈将零件转90°,一般喷丸共喷四圈,强化喷丸喷八圈。

2. 齿轮用20Mn2TiB钢制造,经气体渗碳(层深1.0~1.3mm),淬火及回火。

3. 试验在封闭式变速箱试验台上进行,中间轴挂一档做运转试验,以中轴一档齿轮的损伤为寿命的标准。第一轴转速1450r/min,第一轴转矩:做弯曲疲劳试验时为441N·m,做接触疲劳试验时为362.6N·m。

### 10.1.2 齿轮疲劳强度与材料热处理质量等级

按 GB/T 3480—1997 齿轮承载能力的计算公式计算。

#### (1) 接触疲劳强度

其安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L \dots}{\sigma_H} \quad (10-1)$$

式中  $\sigma_{HG}$ ——计算齿轮的极限接触应力;

$\sigma_H$ ——齿轮的计算接触应力;

$\sigma_{Hlim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限。

式中的其他代号和未列出的代号意义见 GB/T 3480—1997。

#### (2) 弯曲疲劳强度

其安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} = \frac{\sigma_{Flim} Z_{NT} Z_L \dots}{\sigma_F} \quad (10-2)$$

式中  $\sigma_{FG}$ ——计算齿轮的极限弯曲应力;

$\sigma_F$ ——齿轮的计算弯曲应力;

$\sigma_{Flim}$ ——试验齿轮的弯曲疲劳极限。

式中的其他代号和未列出的代号意义见 GB/T 3480—1997。

#### (3) 齿轮的强度条件

$$S_H \geq S_{Hmin} \quad S_F \geq S_{Fmin} \quad (10-3)$$

即计算安全系数均应不小于最小安全系数,也即是说与试验齿轮疲劳极限相关的  $\sigma_{HG}$ 、 $\sigma_{FG}$  均不能小于计算接触应力和弯曲应力。

以上清楚地表明,齿轮承载能力计算是建立在试验齿轮强度的基础之上的,而试验齿轮的强度显然和材料热处理质量密切相关。



通常，齿轮材料热处理标准仅在于本身的质量控制和检验，而齿轮的承载能力则主要根据经热处理后齿轮的硬度这单一的参数来计算，显然忽略了材料和热处理质量对强度的影响。

GB/T 8539—2000《齿轮材料及热处理质量检验的一般规定》这一标准将齿轮疲劳强度与材料热处理质量等级密切地结合了起来（见表 10-5~10-10）。

该标准的基本结构是将齿轮承载能力分为三个档（级别），即高、中、低，不同档次对应不同的材料热处理质量。高、中、低档分别以 ME (MX)、MQ、ML 来表示：

ML 表示对齿轮加工过程中材料质量和热处理工艺的一般要求；

MQ 表示有经验的制造者在通常成本下可达到的质量等级；

ME 表示必须具有高可靠度的制造过程控制才能达到的等级。

（MX 仅表示调质合金钢对淬透性及金相组织有特殊考虑时的要求。）

该标准以调质钢、渗碳钢、渗氮钢、表面淬火钢及铸铁分别列表，按不同强度等级提出检验项目与相应的指标。同时有对应的接触疲劳极限和弯曲疲劳极限曲线图，在图中，给出与材料热处理质量等级对应的三条线（ME、MQ、ML）

以标准提供的质量等级表和相应的疲劳极限曲线图为基础进行齿轮承载能力的设计，既可保证其可靠性，又能照顾到经济合理性。若疲劳极限要求上限时，各项指标按 ME 检验，其中包括材料成分、冶金质量、性能指标、热处理参数等都有严格的要求；若疲劳极限要求低为 ML 时，则对材料热处理的质量检验要求也就比较低；MQ 要求则介于以上两者之间。

由此给齿轮强度设计提供了两个重要的参考依据：一是将齿轮的疲劳强度与材料热处理质量密切地联系在一起；二是不同的强度要求与不同的质量相对应，具有合理性。

不同材料、不同热处理工艺所对应的  $\sigma_{Hlim}$ （接触疲劳极限）、 $\sigma_{Flim}$ （弯曲疲劳极限）见图 2-80。

#### 10.1.2.1 铸钢、结构钢

由于这些钢材无一定化学成分要求，冶炼方法也不明确，因此 MQ 线位于强度下限（ML，即 MQ=ML）。该类结构钢只用于轻载齿轮和次要齿轮。当钢材生产可达到高档要求或经过实际验证时，亦可采用 ME 线数据。

#### 10.1.2.2 铸铁

这类材料通常用于小型轻载齿轮。热处理工艺控制得当时，可提高材料性能。从可靠性考虑，MQ 线位于下限（ML），若经过实用验证，也可采用 ME 线数据。

#### 10.1.2.3 调质及表面硬化钢

这类钢材通过调质和各种表面硬化热处理可达到较高的性能，用于各类参数要求高的齿轮。

各类材料的质量等级及相应的技术要求列于表 10-5~表 10-10。

表 10-5 铸铁材料（灰口及球墨铸铁）

序号	项 目	灰 口 铸 铁		球 墨 铸 铁	
		ML、MQ	ME	ML、MQ	ME
1	化学成分	不检验	100%检验 提交铸造合格证	不检验	100%检验 提交铸造合格证
2	冶炼	不规定	电炉或相当设备	不规定	电炉或相当设备

续表

序号	项 目	灰 口 铸 铁		球 墨 铸 铁	
		ML、MQ	ME	ML、MQ	ME
3	力学性能	只提供 HB 值	要求 $\sigma_b$ 或 HB, 针对同炉号独立的试样做检验报告	只提供 HB 值	检验 $\sigma_s(\sigma_{0.2})$ 、 $\sigma_b$ 、 $\sigma_5$ 、 $\psi$ (代表性试样)、靠近实际轮齿部位检验 HB
4	石墨形态	规定但不必检验		不检验	限制
	基体组织	不规定(对于灰口合金铸铁, 铁素体含量 $\leq 5\%$ )	铁素体含量 $\leq 5\%$		
5	焊补	在齿轮部位不允许焊补, 其他部位只能在认可工艺下进行, 焊补后进行去应力退火处理			不允许焊补
6	去应力退火	不规定	推荐 500~530℃, 对灰口合金铸铁 530~560℃ 保温适当时间	不规定	推荐 500~560℃ 保温适当时间
7	内部缩孔(裂纹)	不检验	检验气孔、裂纹、砂眼, 限制缺陷	不检验	检验气孔、裂纹、砂眼, 限制缺陷
8	表面裂纹	不检验	着色渗透探伤	不检验	不允许有裂纹, 100% 经磁粉或着色渗透探伤, 大批量产品可抽样检验

表 10-6 非表面硬化调质钢(铸件)

序号	项 目	ML、MQ	ME
1	化学成分	不检验	100% 跟踪原始铸件, 提交检验报告
2	晶粒度	不规定	5 级或更细晶粒, 提交检验报告
3	热处理后的力学性能	HB	检验 $\sigma_s(\sigma_{0.2})$ 、 $\sigma_b$ 、 $\sigma_5$ 、 $\psi$ 、HB, 100% 跟踪原始铸件, 提交检验报告。也可按供需双方协议进行
4	无损检测		
4.1	超声波检查(粗车状态)	不规定	推荐检查轮齿及齿根部位, 对于大直径工件, 在切齿前检查缺陷 [按 GB/T 7233, 合格标准: I 区(外圆至齿根以下 25mm 处)为 1 级, II 区(轮缘其余部位)为 2 级]
4.2	表面裂纹检测(最终加工状态)	不允许存在裂纹。100% 经磁粉或着色渗透探伤检查, 对于大批量产品可抽查	
5	焊补	可按规定工艺进行	轮齿部位不允许。其他部位只允许在热处理前的粗车状态进行, 切齿后不能焊补

注: 当铸钢件质量达到铸钢件(锻打或轧制)质量标准时, 对与锻钢小齿轮配对的铸钢齿轮, 也可采用锻钢的许用应力值计算其承载能力, 但这种情况须经试验数据或应用实例验证。

表 10-7 非表面硬化调质钢（锻件或轧材）

序号	项 目	ML	MQ	ME				MX			
1	化学成分	不检验	100%跟踪原始锻件,提供检验报告								
2	材料纯度 <sup>a</sup> (按 GB/T 10561 检验)	不规定	钢材在钢包中脱氧及精炼,并应经过真空脱气。浇铸过程应有防氧化措施,除非用户要求,否则禁止故意加钙,最大氧含量 $25 \times 10^{-6}$ ,按(GB/T 10561)方法 B 检验 II 区纯度,检验面积近 200mm <sup>2</sup> ,下表为夹杂物级别。提供检验报告								
			A		B		C		D		
			细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	
			MQ	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5
			MF	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0
MX	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0			
3	晶粒度	不规定	5 级或更细晶粒,提交检验报告								
4	锻造比 <sup>1</sup>	不规定	至少 3 倍								
5	热处理后力学性能	HB 值		对于锻件或直径 250mm 以上棒材,同炉号切割试样检验 $\sigma_s$ ( $\sigma_{0.2}$ ), $\sigma_b$ 、 $\sigma_s$ 及 $\psi$ 指标,试样连同工件一同热处理,全部工件检验表面硬度 HB,也可按供需双方协议进行。提供检验报告			同 ME。材料淬透性及热处理工艺应足以保证齿根部位规定深度的最低硬度。控制截面见附录 A				
6	显微组织	不规定		最低回火温度 480℃,齿根硬度应满足图样要求			轮缘部位显微组织应以回火马氏体为主 <sup>①</sup>				
7	无损检测										
7.1	超声波检测(粗车状态)	不规定	锻后检测并提交报告,对于大直径工件,建议在切齿前检查缺陷(按 ASTM A388 灵敏度为 3.2mm 平底孔进行探伤,探伤时由外圆至中径 360°扫描,在保证同等质量前提下允许采用供需双方协议的检测方法)								
7.2	表面裂纹检测(最终加工状态)	不允许存在锻造或淬火裂纹		不允许存在锻造及淬火裂纹,磨削齿轮应检查表面裂纹,检查方法由供需双方协商							
8	焊补	可按规定工艺进行		轮齿部位不允许,其他部位只允许在热处理前的粗车状态进行,切齿后不能焊补							

① 对于 0℃ 以下冷态环境下服役的齿轮:

考虑低温夏比(冲击)性能的要求;

考虑断口形貌转化温度或无塑性转变温度性能的要求;

考虑采用高镍合金钢;

考虑将碳含量降至 0.4% 以下;

考虑用加热元件提高润滑油温度。

② 材料纯度检验只针对切齿部位,位于最终齿顶圆下两倍齿高以上的深度。对于外齿轮,齿坯的这段区域通常不超过半径的 25%。

③ 只针对由铸锭锻件,对于连铸材料,最小锻造比为 7:1。

④ 在齿轮截面上,至 1.2 倍齿高深处的显微组织以回火马氏体为主,允许混有少量先析铁素体、上贝氏体、细小珠光体,不允许存在未溶块状铁素体。对于控制截面  $\leq 250\text{mm}$  的齿轮,非马氏体相变产物不可超过 10%,控制截面  $> 250\text{mm}$  的齿轮,不可超过 20%。

注:当铸钢件质量达到锻钢件(锻打或轧制)质量标准时,对与锻钢小齿轮配对的铸钢齿轮,也可采用锻钢的许用应力值计算其承载能力,但这种情况须经试验数据和应用实例验证。

锻钢纯度及锻造比标准不能用于铸件,夹杂物含量与形状应控制为球状硫化锰夹杂物(I型)为主,但不允许存在晶界硫化锰夹杂物(II型)。

表 10-8 表面硬化调质钢——经火焰及感应淬火（锻造、轧制或铸造）

序号	项 目	ML	MQ	ME
1	化学成分	同表 10-7(调质钢 1~6 项) 对于普碳钢和锰钢的纯度要求为:		
2	调质后力学性能			
3	纯度			
4	晶粒度			
5	超声波探伤	A 细系 3.0 粗系 3.0	B 细系 2.5 粗系 1.5	C 细系 2.5 粗系 1.5
6	锻造比	D 细系 2.0 粗系 1.5		
7	预备热处理	淬火及回火态组织		
8	表面硬度	18~56HRC		
9	有效硬化层深度 <sup>①</sup> (按 GB T 5617 检验)	硬化层深度是指从表面到相当于最低表面硬度规定值 80% 的硬度处的垂直距离		
10	表层组织	不规定	抽查,以细针马氏体为主	严格抽查,细针马氏体
11	无损检测			
11.1	表面裂纹(磁粉或者 色渗透探伤)	不允许 抽查首批工件		
11.2	齿部磁粉探伤 <sup>②</sup>	模数 mm ≤2.5 >2.5~8 >8 缺陷最大尺寸 mm 1.6 2.1 3.0		
12	过热(尤其是齿顶)	禁止		

① 为了得到稳定的硬化效果,硬度分布、硬化层深、设备参数及工艺方法应该建档,并定时检查,另外用一个与工件形状及材料相同的代表性试样来修正工艺。设备及工艺参数应足以保证硬化效果的良好复现性,硬化层应布满全齿宽和齿廓,包括双侧齿面、双侧齿根和齿根拐角。

② 最终加工后的齿轮轮齿区域内,任何质量级别的材料都不允许存在裂纹、爆裂、褶皱。限制:25mm 齿宽内不超过 1 个,一侧齿面内不超过 5 个,在工作齿高中线以下不允许存在。对于超标缺陷,在不影响齿轮完整性并征得用户同意情况下可以去除。

注:本表适用于套圈式火焰淬火、套圈式或逐齿感应淬火工艺,齿根部位经过硬化,硬化层形状如图 10-5、图 10-6 所示。



图 10-5 A 型：非齿廓型硬化

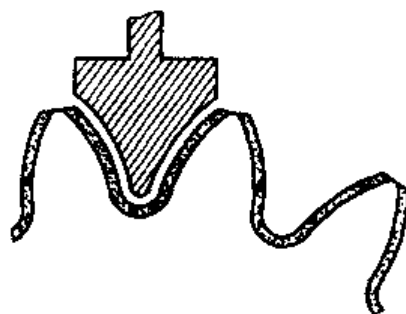


图 10-6 B 型：齿廓型硬化

表 10-9 表面硬化渗氮钢和调质钢——经气体、液体、离子渗氮（氮碳共渗）

序号	项 目	ML	MQ	ME
1	化学成分	同表 10-7(调质钢 1~6 项)		
2	调质后力学性能			

续表

序号	项 目		ML	MQ	ME	
3	纯度		同表 10-7(调制钢 1~6 项)			
4	晶粒度					
5	超声波探伤					
6	锻造比					
7	预备热处理		无表面脱碳的调质或正火,其中回火温度应高于后续氮化(共渗)温度			
8	心部要求 <sup>①</sup>		不检验	$\sigma_s > 900\text{MPa}$ 或 $\text{HB} > 266$ (一般情况下铁素体含量应 $< 5\%$ )		
9	渗氮(氮碳共渗)层深度		有效渗氮层深度是指从表面到 400HV 或 40.8HRC 硬度处的垂直距离。如果心部硬度超过 380HV,那么心部硬度 $\sim 50\text{HV}$ 可作为界限硬度			
10	表面硬度					
10.1	渗氮	渗氮钢 <sup>②③④</sup>	650~900HV <sup>⑤</sup>			
10.2		调质钢 <sup>②</sup>	$> 450\text{HV}$			
10.3	氮碳共渗	合金钢 <sup>②</sup>	$> 500\text{HV}$			
10.4		非合金钢 <sup>②③</sup>	$> 300\text{HV}$			
11	表面组织 (白亮层及脆性)	白亮层	渗氮	$\leq 25\mu\text{m}$	$\leq 25\mu\text{m}$ ,且以 $\epsilon$ 相为主	同 MQ。若渗氮后磨齿,应考虑抗点蚀能力
			氮碳共渗	不规定	白亮层 $< 30\mu\text{m}$ ,且以 $\epsilon$ 相为主	
		脆性		$\leq 3$ 级	$\leq 2$ 级(GB/T 11351)	
12	渗氮后加工精度 <sup>⑥</sup>		—	特殊情况下磨齿,但应防止表面承载能力的降低		
13	渗氮(氮碳共渗)设备		设备及工艺参数可控。对液体氮碳共渗,要求带有通风的钛耐热合金坩埚或钝化炉衬,以防止共渗时铁元素渗入熔盐中			

① 对于渗氮或氮碳共渗件其调质后的心部硬度决定其最终心部硬度,因此在调质回火温度高于渗氮或氮碳共渗温度前提下,其硬度值在允许切齿(冷加工)的条件下,应尽可能取高的硬度值,以增加强度和防止产生蛋壳效应。

② 测量表面硬度时应注意垂直于表面,试验载荷应同渗层深度及硬度相称。

③ 渗氮齿轮抗过载能力较低,由于 S-N 曲线形状平缓,因此在设计前应考虑好其冲击敏感性,对于含铝的合金钢,当渗氮周期较长时,晶界有形成连续网状氮化物的可能,使用这种钢材,应在热处理时列出特别注意事项。

④ 含铝氮化钢或类似钢材,只限于 ML 和 MQ。这类材料的齿根应力值  $\sigma_{F\lim}$  限制是:对于 ML 级,250MPa 以下;对于 MQ 级,340MPa 以下。

⑤ 当由于白亮层 ( $> 10\mu\text{m}$ ) 而使硬度增加时,疲劳强度反而由于脆性原因而降低。

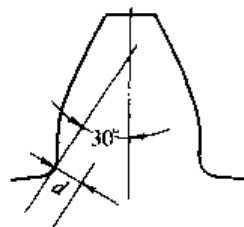
⑥ 许多氮化齿轮抗过载能力低,因此,齿轮应有足够高的几何精度,以限制动载荷在轮齿总载荷中的比例。

表 10-10 表面硬化钢——经渗碳(碳氮共渗)(锻打或轧制)

序号	项 目	ML	MQ				ME			
1	化学成分	不检验	100%跟踪原始坯锭,提交检验报告				对同一批坯锭取样检验,提交检验报告			
2	淬透性(按 GB/T 225 检验)	不检验								
3	纯度及冶炼	钢材在钢包中脱氧及精炼处理,并经真空脱气,浇铸过程应有防氧化措施,除非用户要求,否则禁止故意加钙。最大氧含量 $25 \times 10^{-6}$ ,按 GB/T 10561 方法 B 检验 II 区纯度,检验面积近 200mm <sup>2</sup> 。下表为夹杂物级别								
		A		B		C		D		
		细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	
		MQ	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5
		ME	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0

续表

序号	项 目	ML	MQ	ME
4	锻造比 <sup>①</sup>	不规定	至少 3 倍	
5	晶粒度	不规定	5 级或更细晶粒, 提交检验报告	
6	粗车状态超声波探伤	不规定	推荐。对于大直径工件在切齿前检查缺陷 方法同表 10-7(调质钢 7.1 项)	要求。五件以上产品可抽查
7	表面硬度			
7.1	工件代表性表面硬度 <sup>②</sup>	最低 55HRC 或 73HR30N, 抽查	58 ~ 64HRC 或 75.7 ~ 81.1HR30N, 抽查	58 ~ 64HRC 或 75.7 ~ 81.1HR30N, 同炉热处理件数 $\leq 5$ 时全部检查, 否则抽查
7.2	模数 $\geq 12\text{mm}$ 时齿宽中 线齿根区域的表面硬度	不规定	满足图样要求, 抽查代表性试样	满足图样要求, 全部检查或 检验代表性试样
8	心部硬度	21HRC 以上	25HRC 以上	35HRC 以上
		推荐测量位置: 齿宽中部齿根 $30^\circ$ 切线的法向上, 深度 $d$ 为 5 倍硬化层深, 但不小于 1 倍模数。可按技术条件要求, 或采用供需双方协议的检查方法进行检测		
9	有效硬化层深度(按 GB/T 9450 检验)	用代表性试样检查或类似齿轮的同模数齿块		
10	至表面硬度降(在有效硬化层深度范围内, 次层最高硬度与表面硬度之差)	不规定	对于工件或代表性试样, 硬度降低不超过 2HRC。当精加工状态硬度 650HV 以上时, 硬度降低限制在 40HV 以下	硬度降低不能超过 30HV
11	各种显微组织检查均可按代表性试样 <sup>③</sup> 上进行。这种检查对 MQ 任意, 对 ME 必须检查(对 ML 不要求)			
11.1	表面含碳量限制	不规定	共析碳含量加 +0.2% ~ -0.10%, 建议代表性试样中以细针马氏体为主	
11.2	表面含氮量(碳氮共渗)	不检查	按技术条件要求, 一般含氮量不超过 0.3%	
11.3	碳化物	允许有半连续状碳化物网	允许有断续的碳化物, 对于代表性试样, 所有碳化物长度不超过 0.02mm	弥散状碳化物, 检验代表性试样
		可按各行业标准执行		
11.4	残余奥氏体(对代表性试样金相法检查)	不规定	25% 以下	25% 以下且细小弥散
		可按各行业标准执行		
11.5	表面非马氏体(IGO)	不规定	渗层深度 $e/\text{mm IGO}/\mu\text{m}$ $e \leq 0.75$ 17 $0.75 < e \leq 1.50$ 25 $1.50 < e \leq 2.25$ 38 $2.25 < e \leq 3.00$ 50 $e > 3.00$ 60	渗层深度 $e/\text{mm IGO}/\mu\text{m}$ $e \leq 0.75$ 12 $0.75 < e \leq 1.50$ 20 $1.50 < e \leq 2.25$ 20 $2.25 < e \leq 3.00$ 25 $e > 3.00$ 30
		若超差, 可与用户协调采用控制喷丸进行补救		



续表

序号	项 目	ML	MQ	ME
12				
12.1	表面裂纹(在不影响齿轮完整性并经用户同意可去除表面缺陷 <sup>③</sup> )	不允许有裂纹,用磁粉或着色渗透探伤法抽查	不允许有裂纹,磁粉探伤抽查率应达到50%	不允许有裂纹,100%磁粉探伤,批量 $\geq 5$ 件可抽查。抽查率高于MQ
12.2	内部磁粉探伤 <sup>④</sup>	不规定	模数/mm 缺陷最大尺寸/mm $\leq 2.5$ 1.6 $> 2.5 \sim 8$ 2.4 $> 8$ 3.0	模数/mm 缺陷最大尺寸/mm $\leq 2.5$ 0.8 $> 2.5 \sim 8$ 1.6 $> 8$ 2.4
13	心部显微组织(位置同第8项)	不规定	按行业有关标准执行	不允许有块状游离铁素体

① 见表10-7注③。

② 由于尺寸和工艺的差别,齿根硬度可能略低于齿面硬度,允许值可由供需双主协商。

③ 在最终加工后的齿轮轮齿区域内,任何质量级别的材料都不允许有裂纹、爆裂、褶皱。限制:25mm齿宽内不超过1个,一侧齿面内不超过5个。在工作齿高中线以下不允许存在,对于超标缺陷,在不影响齿轮完整性并征得用户同意情况下可以去除。

④ 代表性试样的技术要求详见GB/T 8539—2000。

### 10.1.3 硬齿面齿轮的应用

齿轮的许用接触应力和许用弯曲应力都随齿轮的强度(硬度)提高而提高,因此,随着齿轮传动参数的提高及加工制造技术的进展,国内外已普遍地采用硬齿面齿轮。硬齿面齿轮的应用不仅大大提高齿轮的承载能力,同时还可取得良好的经济效益(见表10-11)。

表 10-11 转矩 2 100N·m、其他条件相同情况下软硬齿面齿轮性能参数及经济效益的对比

钢 材	C45	42CrMo	20CrMo	35CrMoV	35CrMo	20CrMo
			42CrMo			
热处理	正火	调质	渗碳淬火 调质	渗氮	感应淬火	渗碳淬火
加工方法	滚	滚	磨/滚	剃	磨	磨
中心距/mm	830	650	585	490	470	390
质量/kg	8 505	4 860	3 465	2 620	2 390	1 581
安全系数	抗点蚀	1.3	1.3	1.3	1.4	1.6
	抗弯	6.1	5.7	3.9	2.3	2.3
价格比/%	132	100	85	78	66	63

## 10.2 齿轮材料的选择

材料是齿轮承载能力的基础。齿轮用材料以钢为主,其次是铸铁、铜合金及其他各种特殊材料。

### 10.2.1 齿轮用钢材

#### 10.2.1.1 齿轮钢材的合金化

因为齿轮形状及受力都比较复杂,所以钢材选用十分讲究。生产中,齿轮多用合金钢,少量不太重要的齿轮及某些小齿轮采用碳钢。这是由于大多数齿轮不仅需要强度高、韧性好、耐磨性佳,同时还要求能保证在截面上获得必要的淬透深度,以便在较厚的受力面内保

持较均匀的综合力学性能。另外，从热处理工艺的角度看，为了减少热处理变形，应尽量减缓淬火冷却速度，这就需要奥氏体中含有各种能减少临界冷却速度的合金元素。

齿轮钢材中常用的合金元素及其在钢中的作用列于表 10-12，可供选择齿轮材料、制订热处理工艺及进行质量分析时参考。

表 10-12 合金元素及其在钢中的作用

元素 内容	Mn	Si	Ni	Cr	Mo	W	V	Ti	Al	B	C
淬透性	大大提高	提高	提高	提高	大大提高	提高 <sup>①</sup>	提高 <sup>①</sup>	提高 <sup>①</sup>	作用小	特大提高	提高
形成碳化物倾向	小	—	—	中等	中等	大	大	大			—
细化晶粒	促进长大	小或无作用	小	中等	作用大	作用大	作用很大	作用很大	作用大	促进长大	促进长大
强化铁素体	大	最大	中等	小	小	小	小	溶入后作用大	含量少作用小	—	
回火稳定性	提高很小	中等	提高很小	中等	强	强	强			—	
形成残余奥氏体倾向	很大	一般	大	大	—	—		—	减小		—
强度、硬度	提高	提高	提高	提高	提高	提高	提高	稍提高	稍提高	提高	提高
耐磨性	—	提高	—	提高	提高	提高	提高	—	—		提高
塑性	提高	<0.8% 提高	提高	提高	提高	<1% 提高	提高	提高	含量少 提高	降低	降低
韧性	提高	降低	大大提高	提高	提高	提高	提高	<0.05% 提高	降低	—	降低

① 形成碳化物时则降低淬透性。

### 10.2.1.2 齿轮钢材的热处理特性

齿轮钢材的热处理特性是设计者的重要参考资料，列于表 10-13。

表 10-13 齿轮材料的重要热处理特性

特性	含 义	设计时考虑要点
淬透性	指钢接受淬火而获得马氏体的能力，不同钢种接受淬火的能力不同 淬透性不同的钢，淬火后得到的淬透层深度不同，从而沿截面分布的金相组织以及力学性能也不同。淬透层深度是指由淬火表面马氏体到 50% 马氏体层的深度。全部淬透的工件通常表面残留着拉应力，容易产生变形和开裂，同时对工件的疲劳性能也不利	(1) 零件尺寸越大，内部热容量越大，淬火时零件的冷却速度越慢，因此，淬透层越薄，性能越差，这种现象叫做“钢材的尺寸效应”，所以，查阅手册时不能根据小尺寸的性能数据用大尺寸零件的强度计算，而必须考虑钢材的淬透性 (2) 大截面或结构复杂的齿轮采用多元合金钢，保证足够而适当的淬透性，保证沿整个截面有良好的综合力学性能，同时，减少变形，防止开裂 (3) 对碳钢齿轮，由于碳钢的淬透性低，在设计大尺寸时，正火和调质效果相似，而正火可降低成本，所以，不必要求调质 (4) 大模数调质齿轮由于受到钢材淬透性的限制，应当先开齿后调质
淬硬性	指钢在正常淬火条件下，以超过临界冷却速度所形成马氏体组织能够达到的最高硬度	淬硬性跟淬透性不同，它主要取决于钢中的含碳量。钢中含碳量越高，淬火后硬度越高，而与合金元素关系不大。所以，淬火硬度高的钢不一定就淬透性高，而硬度低的钢，也可能具有高的淬透性



续表

特 性	含 义	设计时考虑要点
过热敏感性	指钢淬火加热时奥氏体晶粒发生长大的敏感性	奥氏体晶粒长大往往使钢材的力学性能降低,特别是冲击韧性变坏,淬火时也容易形成裂纹。本质粗晶粒钢的过热敏感性大,本质细晶粒钢只有加热到 930~950℃ 以上时晶粒才显著长大
回火稳定性	指回火时减慢钢的组织性能的变化,使钢的淬火硬度能保持到较高的回火温度而不下降	回火稳定性好的钢可在较高的温度回火,使韧性提高,内应力消除完善。合金钢的回火稳定性比碳钢好,因此,要达到同一回火硬度时,合金钢的回火温度可以比碳钢高,故合金钢的内应力比碳钢小,韧性比碳钢好
变形开裂倾向	指钢在加热和冷却过程中产生热应力和组织应力,其综合作用超过钢的 $\sigma_s$ 或 $\sigma_b$ 而产生变形开裂的倾向	加热或冷却速度太快,加热和冷却不均匀都容易造成工件变形甚至开裂,因此 (1)设计齿轮时,在结构上应尽量避免尖角和厚薄断面的突然变化 (2)采用缓和的淬火介质或淬火方法
尺寸稳定性	指零件在长期存放或使用中尺寸稳定不变的性能,这对精密齿轮是很重要的	引起尺寸变化的主要原因是内应力的存在以及组织中残余奥氏体的分解,因此,设计精密齿轮时,应当要求稳定化处理,如淬火后进行冷处理或低温时效,使马氏体趋于稳定,并减少内应力,以使齿轮尺寸稳定
回火脆性	指钢在某一温度范围回火所发生的冲击韧性降低现象 产生回火脆性的钢,不仅室温下的冲击韧性较正常钢为低,而且使钢的冷脆温度大为提高	合金结构钢在 250~400℃ 回火时引起冲击韧性及断裂韧性下降,这种现象一般称为第一类回火脆性,它不能通过热处理方法来消除,设计时应考虑到这一点 某些合金结构钢(如 Cr 钢、Cr-Ni 钢及 Cr-Mn 钢)在 375~575℃ 回火后缓慢冷却时也会产生脆性,一般称为第二类回火脆性,快冷可以予以消除。对于截面较大的齿轮,可选用含有 Mo 或 W 的钢,以消除或减小回火脆性

### 10.2.1.3 齿轮钢材的冶金因素

齿轮钢材冶金因素对齿轮性能的影响见表 10-14。

表 10-14 齿轮钢材质量对齿轮强度性能和工艺性能的影响

钢材质量		对齿轮性能影响	
项 目	表现形式	工 艺 性 能	强 度 性 能
1	成分	元素波动杂质元素 例如对 CrMn 系列钢材而言,杂质元素 $Mo > 0.04$ 即对切削性产生不良影响	有些元素会降低齿轮硬化层表面质量(如 Si 多时,促使表面层晶界氧化)从而降低齿轮疲劳寿命
2	淬透性	高	切削困难且热变形大(如孔缩严重)
		低	易断齿(因齿心部强度过高)
		波动大	易产生齿面硬化层压溃失效现象
3	纯净度	因齿轮材料硬度波动而使制齿(如剃齿)精度下降,热变形波动增加	
		氧含量超标	降低齿轮材料疲劳强度
		夹杂物	降低齿轮疲劳寿命
		S 含量过低	降低切削性

续表

钢材质量			对齿轮性能影响	
项 目	表现形式		工 艺 性 能	强 度 性 能
1	晶 粒 度	过细	切削性差	疲劳寿命低
		过粗	热变形大	
		混晶	热变形波动大	
		魏氏组织超标	切削性差,热变形波动大	脆性增加
		带状组织超标		易断裂
		粒状贝氏体过多	切削性差(料硬)热变形大	
5	低 倍 缺 陷	偏析	热变形波动大	降低齿轮强度
		疏松		
		发纹		

齿轮钢材的冶金因素中以钢材的纯净度、淬透性及原始组织最为重要。

### (1) 钢材的纯净度

影响钢材纯净度的主要因素是含氧量。真空脱气冶炼对净化钢材有明显的效果。表 10-15、表 10-16 和图 10-7 是真空脱气冶炼的效果。表 10-17 是含氧量对钢材冲击韧性的影响。精炼钢对提高齿轮接触疲劳强度和弯曲强度都有明显的效果。

表 10-15 真空脱气冶炼的效果

钢材状况	含氧量/ $10^{-6}$	$Al_2O_3$ /%	$SiO_2$ /%	$TiO_2$ /%	氧化物总量/%
普通冶炼	45	40.29	3.75	0.45	54.12
真空脱气	20	10.40	2.30		16.70

表 10-16 国外两钢厂 SCM420H 钢实物含氧分析

钢厂	含氧量(平均) $10^{-6}$	非金属夹杂					
		$A_I$	$A_{II}$	$B_I$	$B_{II}$	$C_I$	$C_{II}$
A	9~16	2.0	1.0	2.0	0	0.0	1.0, 0.5
B	4~9	1.0	0	1.5	0	0.0	1.0, 0

表 10-17 含氧量对冲击韧性的影响

试 样 号		A	B	C
普通冶炼	含氧量/ $10^{-6}$	35	41	43
	$\alpha_K/J \cdot cm^{-2}$	117.6	102.9	85.3
真空脱气	含氧量/ $10^{-6}$	16	15	14
	$\alpha_K/J \cdot cm^{-2}$	151.9	161.7	166.6

### (2) 钢材的淬透性

钢材的淬透性包含两方面内容：一是钢材的淬透能力，它主要是保证不同大小齿轮的心部硬度以满足接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的要求；另一个便是淬透性带宽度，尽可能小的

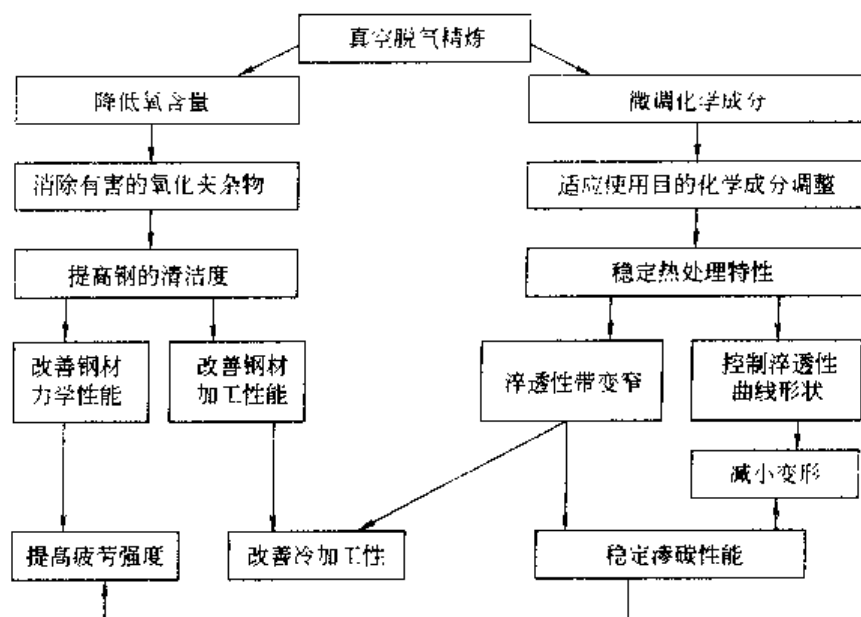


图 10-7 真空脱气精炼的效果

淬透性带宽度波动有利于齿轮热处理变形的控制，尤其对批量生产的车辆齿轮就显得更为重要。

我国新修订的 GB/T 5216 标准规定的淬透性钢带宽已从原来的 12HRC 缩小为 8HRC，表 10-18 列出国外几个汽车生产企业对齿轮钢淬透性带宽的要求。

表 10-18 国外几家公司对齿轮钢淬透性带宽的要求

公 司	钢 系	淬透性带宽/HRC	典型钢号
德国大众 ZF	MnCr5	6~8	16、28MnCr5
	CrMnB	7~8	ZF6、ZF7
日本小松	CrMo	8	SCM420
	CrNiMo	5	SNCM420
美国休斯通用	CrNiMo	8	SAE8620

### (3) 锻件组织

锻件存在两个对以后热处理影响较大的质量问题：一是内部缺陷造成淬火开裂，严重时出现劈裂现象；二是带状组织，带状组织是由于钢锭在凝固过程中形成枝晶偏析而后在轧制中辗成，这种带状组织特别容易造成严重的混晶（见图 10-8），同时，微区成分的偏析会形成不均匀的淬火马氏体、残余奥氏体以及渗碳层深度和硬度。

#### 10.2.1.4 齿轮钢材的冶金质量要求

齿轮钢材的冶金质量不仅影响到产品的力学性能，特别是疲劳性能，而且还影响到齿轮生产过程中的冷热加工性能。所以，对齿轮钢材的冶金质量有各种规定和要求（见表 10-19）。

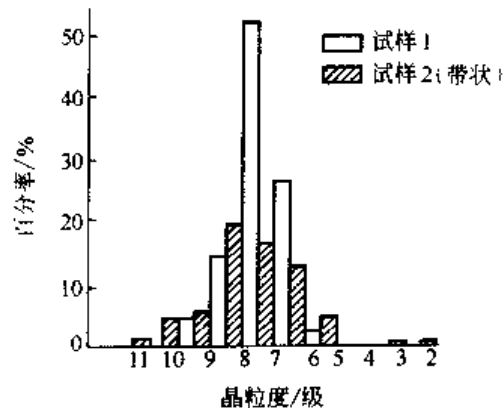


图 10-8 带状组织造成严重的混晶

表 10-19 齿轮钢材的冶金质量要求

项目名称	检 验 标 准		技 术 要 求			
疏松和偏析	GB/T 1979- 1980《结构钢低倍组织缺陷评级图》		合金钢按 GB/T 3077-1988 规定不得超过表中数字			
	缺陷名称	级数	钢种	一般疏松	中心疏松	锭型偏析
	一般疏松和中心疏松	4 级	优质钢	3 级	3 级	3 级
	一般点状偏析和边缘点状偏析	4 级	高级优质钢	2 级	2 级	2.5 级
非金属夹杂	GB/T 10561—1989《钢中非金属夹杂物显微评定方法》“钢中非金属夹杂物级别图”		合金钢按 GB/T 3077- 1988 规定			
			氧化物	硫化物	氧化物加硫化物	
			<3 级	<3 级	<5.5 级	
带状组织	GB/T 13299 -1991《钢的显微组织评定方法》共 5 级		齿轮渗碳钢要求不大于 3 级			
晶粒度	GB/T 6394- 1986《金属平均晶粒度测定法》		按 GB/T 3077- 1988 要求钢的本质晶粒度不小于 6 级			
淬透性	GB/T 5216—200×《保证淬透性结构钢》		根据用户要求,按 A、B、C、D 四种方法订货			

## 10.2.1.5 齿轮用钢的选择

## (1) 调质及表面淬火齿轮用钢

调质及表面淬火齿轮用钢的选择见表 10-20。

表 10-20 调质及表面淬火齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类		钢 号 选 择		备 注
汽车、拖拉机及机床中的不重要齿轮		45		调质
中速、中载车床变速箱、钻床变速箱次要齿轮及高速、中载磨床砂轮齿轮				调质+高频淬火
中速、中载较大截面机床齿轮		40Cr、42SiMn、 35SiMn、45MnB		调质
中速、中载并带一定冲击的机床变速箱齿轮及高速、重载并要求齿面硬度高的机床齿轮				调质+高频淬火
起重机械、运输机械、建筑机械、水泥机械、冶金机械、矿山机械、工程机械、石油机械等设备中的低速重载大齿轮	一般载荷不大、截面尺寸也不大,要求不太高的齿轮	I	35、45、55	(1)少数直径大、载荷小、转速不高的末级传动大齿轮可采用 SiMn 钢正火 (2)根据齿轮截面尺寸大小及重要程度,分别选用各类钢材(从 I 到 V,淬透性逐渐提高) (3)根据设计,要求表面硬度大于 40HRC 者应采用调质+表面淬火
		II	40Mn、50Mn2、40Cr、 35SiMn、42SiMn	
	截面尺寸较大,承受较大载荷,要求比较高的齿轮	III	35CrMo、42CrMo、 40CrMnMo、35CrMnSi、 40CrNi、40CrNiMo、 45CrNiMoV	
		IV	35CrNi2Mo、40CrNi2Mo	
	截面尺寸很大、承受载荷大、并要求有足够韧性的重要齿轮	V	30CrNi3、34CrNi3Mo、 37SiMn2MoV	

注:低速、重载大齿轮用钢的 I~V 类基本上按淬透性划分。

## (2) 渗碳齿轮用钢

渗碳齿轮用钢可以大致分成两大类进行选择, 见表 10-21。

表 10-21 渗碳齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	选 择 钢 号
汽车变速箱、分动箱及驱动桥的各类齿轮	20Cr、
拖拉机动力传动装置中的各类齿轮	20CrMnTi、
机床变速箱、龙门铣电动机及立车等机械中的高速、重载、受冲击的齿轮	20CrMnMo、
起重、运输、矿山、通用、化工、机床等机械的变速箱中的小齿轮	25MnTiB、
	20MnVB、
	20CrMo
化工、冶金、电站、铁路、宇航、海运等设备中的汽轮发电机、工业汽轮机、燃气轮机、高速鼓风机、透平压缩机等的高速齿轮, 要求长周期、安全可靠地运行	12Cr2Ni4、
	20Cr2Ni4、
	20CrNi3、
大型轧钢机减速器齿轮、人字机座轴齿轮、大型皮带运输机传动轴齿轮、锥齿轮、大型挖掘机传动箱主动齿轮、井下采煤机传动齿轮、坦克齿轮等低速重载、并受冲击载荷的传动齿轮	18Cr2Ni4W、
	20CrNi2Mo、
	20Cr2Mn2Mo、
	17CrNiMo6

## (3) 渗氮齿轮用钢

表 10-22 提供了不同工况条件使用的齿轮选择渗氮钢材的基本原则, 可供参考。

表 10-22 渗氮齿轮用钢的选择

齿 轮 种 类	性 能 要 求	选 择 钢 号
一般齿轮	表面耐磨	20Cr、20CrMnTi、40Cr
在冲击载荷下工作的齿轮	表面耐磨, 心部韧性高	18CrNiWA、18Cr2Ni4WA、30CrNi3、35CrMo
在重载荷下工作的齿轮	表面耐磨, 心部强度高	30CrMnSi、35CrMoV、25Cr2MoV、42CrMo
在重载荷及冲击下工作的齿轮	表面耐磨, 心部强度高、韧性高	30CrNiMoA、40CrNiMoA、30CrNi2Mo
精密耐磨齿轮	表面高硬度、变形小	38CrMoAlA、30CrMnAlA

### 10.2.1.6 常用齿轮钢材的化学成分和力学性能

表 10-23 列出常用齿轮钢材的化学成分。表 10-24 列出常用齿轮钢材不同截面的力学性能。

表 10-25 列出我国汽车行业对引进的 30 多条汽车生产线的各类齿轮钢材经过消化、试制、应用、考核后形成的车辆齿轮用钢新系列, 同时还对国产 20CrMnTi 钢根据不同要求而形成了子系列。

### 10.2.1.7 国外常用的齿轮钢材

国外常用的齿轮钢材分以下三类。

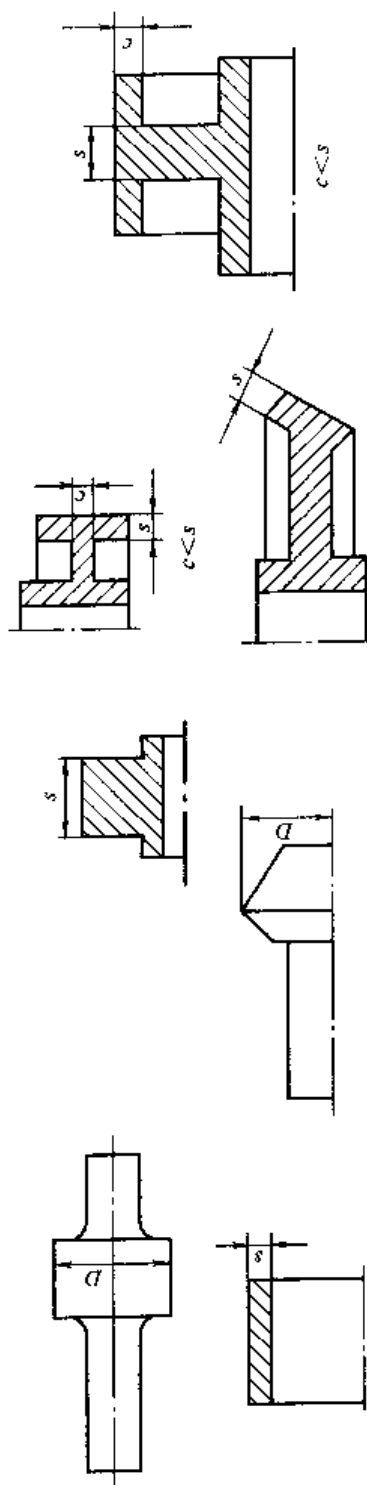
- ① 齿轮调质和表面淬火锅, 见表 10-26~表 10-29;
- ② 齿轮渗碳钢, 见表 10-30 和表 10-31;
- ③ 齿轮渗氮钢, 见表 10-32。

/%

表 10-23 常用齿轮钢材的化学成分 (质量分数)

序号	钢号	C	Si	Mn	Mo	W	Cr	Ni	V	Ti	B	Al
1	40Mn2	0.37~0.44	0.17~0.37	1.40~1.80								
2	50Mn2	0.47~0.55	0.17~0.37	1.40~1.80								
3	35SiMn	0.32~0.40	1.10~1.40	1.10~1.40								
4	42SiMn	0.39~0.45	1.10~1.40	1.10~1.40								
5	37SiMn2MoV	0.33~0.39	0.60~0.90	1.60~1.90	0.40~0.50				0.05~0.12			
6	20MnTiB	0.17~0.24	0.17~0.37	1.30~1.60					0.06~0.12			
7	25MnTiB	0.22~0.28	0.20~0.45	1.30~1.60					0.06~0.12			
8	15MnVB	0.12~0.18	0.17~0.37	1.20~1.60					0.07~0.12			
9	20MnVB	0.17~0.24	0.17~0.37	1.50~1.80					0.07~0.12			
10	45MnB	0.42~0.49	0.17~0.37	1.10~1.40								
11	30CrMnSi	0.27~0.34	0.90~1.20	0.80~1.10			0.80~1.10					
12	35CrMnSi	0.32~0.39	1.10~1.40	1.80~1.10			1.10~1.40					
13	50CrV	0.47~0.54	0.17~0.37	0.50~0.80			0.80~1.10					
14	20CrMnTi	0.17~0.24	0.17~0.37	0.80~1.10			1.00~1.30		0.10~0.20	0.04~0.10		
15	20CrMo	0.17~0.24	0.17~0.37	0.40~0.70			0.80~1.10					
16	35CrMo	0.30~0.40	0.17~0.37	0.40~0.70	0.15~0.25		0.80~1.10					
17	42CrMo	0.38~0.45	0.17~0.37	0.50~0.80	0.15~0.25		0.90~1.20					
18	20CrMnMo	0.17~0.23	0.17~0.37	0.90~1.20	0.20~0.30		1.10~1.40					
19	40CrMnMo	0.37~0.45	0.17~0.37	0.90~1.20	0.20~0.30		0.90~1.20					
20	25Cr2MoV	0.22~0.29	0.17~0.37	0.40~0.70	0.25~0.35		1.50~1.80		0.15~0.30			
21	35CrMoV	0.30~0.38	0.17~0.37	0.40~0.70	0.20~0.30		1.00~1.30		0.10~0.20			
22	38CrMoAl	0.35~0.42	0.20~0.45	0.30~0.60	0.15~0.25		1.35~1.65					0.70~1.10
23	20Cr	0.18~0.24	0.17~0.37	0.50~0.80			0.70~1.00					
24	40Cr	0.37~0.44	0.17~0.37	0.50~0.80			0.80~1.10					
25	40CrNi	0.37~0.44	0.17~0.37	0.50~0.80			0.45~0.75	1.00~1.40				
26	12CrNi2	0.10~0.17	0.17~0.37	0.30~0.60			0.60~0.90	1.50~1.90				
27	12CrNi3	0.10~0.17	0.17~0.37	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.15				
28	20CrNi3	0.17~0.24	0.17~0.37	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.15				
29	30CrNi3	0.27~0.34	0.17~0.37	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.15				
30	12Cr2Ni4	0.10~0.17	0.17~0.37	0.30~0.60			0.60~0.90	2.75~3.15				
31	20Cr2Ni4	0.17~0.24	0.17~0.37	0.30~0.60			1.25~1.65	3.25~3.75				
32	40CrNiMo	0.37~0.44	0.17~0.37	0.50~0.80	0.15~0.25		1.25~1.65	3.25~3.65				
33	45CrNiMoV	0.42~0.49	0.17~0.37	0.50~0.80	0.20~0.30		0.60~0.90	1.25~1.65				
34	18Cr2Ni4W	0.13~0.19	0.17~0.37	0.30~0.60	0.80~1.20		0.80~1.10	1.30~1.80	0.10~0.20			

表 10-24 常用齿轮钢材的力学性能



钢 号	热处理状态	截 面 尺 寸		力 学 性 能				硬度 HBS
		直径 $D/mm$	壁厚 $s/mm$	$\sigma_b$	$\sigma_s$	$\delta_5$	$\psi$	
				/MPa		/%		
42Mn2	调质	50	25	$\geq 794$	$\geq 588$	$\geq 17$	$\geq 39$	$\geq 63.7$
		100	50	$\geq 745$	$\geq 510$	$\geq 15.5$	—	$\geq 19.6$
50Mn2	正火 + 高温回火	$\leq 100$	$\leq 50$	$\geq 735$	$\geq 392$	$\geq 14$	$\geq 35$	—
		100~300	50~150	$\geq 716$	$\geq 373$	$\geq 13$	$\geq 33$	187~241
		300~500	150~250	$\geq 686$	$\geq 353$	$\geq 12$	$\geq 30$	187~241
35SiMn	调质	$\leq 80$	$\leq 40$	$\geq 932$	$\geq 686$	$\geq 9$	$\geq 40$	255~302
		$< 100$	$< 50$	$\geq 735$	$\geq 490$	$\geq 15$	45	$\geq 222$
		100~300	50~150	$\geq 735$	$\geq 441$	$\geq 14$	$\geq 35$	217~269
42SiMn	调质	300~400	150~200	$\geq 686$	$\geq 392$	$\geq 13$	$\geq 30$	217~225
		400~500	200~250	$\geq 637$	$\geq 373$	$\geq 11$	$\geq 28$	196~255
		$\leq 100$	$\leq 50$	$\geq 784$	$\geq 510$	$\geq 15$	$\geq 15$	229~286
37SiMn2MoV	调质	100~200	50~100	$\geq 735$	$\geq 461$	$\geq 14$	$\geq 42$	217~269
		200~300	100~150	$\geq 686$	$\geq 441$	$\geq 13$	$\geq 40$	217~255
		300~500	150~250	$\geq 637$	$\geq 373$	$\geq 10$	$\geq 40$	196~255
37SiMn2MoV	调质	200~400	100~200	$\geq 814$	$\geq 637$	$\geq 14$	$\geq 40$	241~286
		400~600	200~300	$\geq 765$	$\geq 588$	$\geq 14$	$\geq 40$	241~269
		600~800	300~400	$\geq 716$	$\geq 539$	$\geq 12$	$\geq 35$	229~241
		1 270	635	834/878	577/726	1.90/18.0	15.0/40.0	241~248

续表

钢 号	热处理状态	截 面 尺 寸		力 学 性 能				硬度 HBS				
		直径 D/mm	壁厚 s/mm	$\sigma_b$	$\sigma_s$	$\delta_5$	$\psi$					
									/MPa		/%	
40CrMnMo	调质	150	75	≥778	≥758	≥14.8	≥56.4	≥83.4	288			
		300	150	≥811	≥655	≥16.8	≥52.2	-	255			
		400	200	≥786	≥532	≥16.8	≥43.7	≥49.0	249			
		500	250	≥748	≥484	≥14.0	≥46.2	≥42.2	213			
25Cr2MoV	调质	25	12.5	≥932	≥785	≥14	≥55	≥78.5	≤247			
		150	75	≥834	≥735	≥15	≥50	≥58.8	269~321			
		≤200	≤100	≥735	≥588	≥16	≥50	≥58.8	241~277			
35CrMoV	调质	120	60	≥883	≥785	≥15	≥50	≥68.6	-			
		240	120	≥834	≥686	≥12	≥45	≥58.8	-			
		500	250	657	490	14	40	49.0	212~248			
38CrMoAl	调质	40	20	≥941	≥785	≥18	≥58	-	-			
		80	40	≥922	≥735	≥16	≥46	-	-			
		100	50	≥922	≥706	≥16	≥54	-	-			
		120	60	≥912	≥686	≥15	≥52	-	-			
		160	80	≥765	≥588	≥14	≥45	≥58.8	241~285			
20Cr	渗碳+淬火+低温回火	60	30	≥637	≥392	≥13	≥40	49.0	心部 ≥178			
		60	30	637~931	392~686	13~20	45~55	49.0~78.5	$\frac{1}{3}$ 半径处 >182			
40Cr	调质	100~300	50~150	≥686	≥490	≥14	≥45	≥392	241~286			
		300~500	150~250	≥637	≥441	≥10	≥35	≥29.4	229~269			
		500~800	250~400	≥588	≥343	≥8	≥30	≥19.2	217~255			
40Cr	C-N 共渗淬火,回火	<40	<20	1 373~1 569	1 177~1 373	7	25	-	43~53HRC			
40CrNi	调质	100~300	50~150	≥785	≥569	≥9	≥38	≥49.0	225			
40CrNi	调质	300~500	150~250	≥735	≥549	≥8	≥36	≥44.1	255			
		500~700	250~350	≥686	≥530	≥8	≥35	≥44.1	255			
12CrNi2	渗碳+淬火+低温回火	20	10	≥686	≥539	≥12	≥50	≥88.3	表面 HRC ≥58			
		30	15	≥785	≥588	≥12	≥50	≥78.5	表面 HRC ≥58			
		60	30	≥932	≥686	≥12	≥50	≥88.3	表面 HRC ≥58			



续表

钢 号	热处理状态	截 面 尺 寸		力 学 性 能				硬度 HBS
		直径 D/mm	壁厚 s/mm	$\sigma_b$	$\sigma_s$	$\delta_5$	$\psi$	$a_k$ /J·cm <sup>-2</sup>
12CrNi3	渗碳+淬火+低温回火	30	15	≥932	≥686	≥10	≥50	≥98.1
		<40	<20	≥834	≥686	≥10	≥50	表面 HRC≥58 心部 225~302 表面 HRC≥58 心部 ≥241
20CrNi3	渗碳+淬火+低温回火	30	15	≥932	≥735	≥11	≥55	≥98.1
		30	15	≥1 079	≥883	≥7	≥50	表面 HRC≥58 表面 HRC≥58 心部 284~415
30CrNi3	调质	<100	50	≥785	≥559	≥16	≥50	≥68.6
		100~300	50~150	≥735	≥539	≥15	≥45	≥58.8
12Cr2Ni4	渗碳+淬火+低温回火 渗碳+高温回火+淬火 +低温回火	15	7.5	≥1 079	≥834	≥10	≥50	≥88.3
		30	15	≥1 177	≥1 128	≥10	≥55	≥78.5
20Cr2Ni4	渗碳+淬火+低温回火 渗碳+淬火+低温回火	25	12.5	≥1 177	≥1 079	≥10	≥45	≥78.5
		30	15	≥1 177	≥1 079	≥9	≥45	≥78.5
40CrNiMo	调质	120	60	≥834	≥686	≥13	≥50	≥78.5
		240	120	≥785	≥588	≥13	≥45	≥58.8
45CrNiMoV	调质	≤250	≤125	686~834	≥490	≥14	—	≥49.0
		≤500	≤250	588~734	≥392	≥18	—	≥68.6
30CrNi2MoV	退火+调质	25	12.5	≥1 030	≥883	≥8	≥30	≥68.6
		60	30	≥1 471	≥1 324	≥7	≥35	≥39.2
18Cr2Ni4W	调质	100	50	≥1 030	≥883	≥9	≥40	≥49.0
		120	60	≥883	≥735	≥10	≥45	≥58.8
18Cr2Ni4W	调质	15	7.5	≥1 128	≥834	≥11	≥45	≥98.1
		30	15	≥1 128	≥834	≥12	≥50	≥98.1
18Cr2Ni4W	调质	60	30	≥1 128	≥834	≥12	≥50	≥98.1
		60~100	30~50	≥1 128	≥834	≥11	≥45	≥88.3

续表

钢 号	热处理状态	截 面 尺 寸		力 学 性 能			硬度 HBS	
		直径 D/mm	壁厚 s/mm	$\sigma_b$ /MPa	$\sigma_s$	$\psi$		
						$\delta_5$		$\alpha_k$ J·cm <sup>3/2</sup>
20MnTiB	淬火+低、中温回火	25	12.5	$\geq 1451$ $\geq 1402$ $\geq 1275$	— —	$\delta_{10} \geq 7.5$ $\delta_{10} \geq 7$ $\delta_{10} \geq 8$	$\geq 98.1$ $\geq 98.1$ $\geq 98.1$	HRC $\geq 47$ HRC $\geq 47$ HRC $\geq 42$
20MnVB	渗碳+淬火+低温回火	$\leq 120$	$\leq 60$	1500		11.5	127.5	心部 398
45MnB	调质	45	22.5	824 $\geq 834$	598 559	14 16	103 —	表面 241 表面 277
30CrMnSi	调质	$< 100$ 100~200	$< 50$ 50~100	$\geq 834$ $\geq 706$	$\geq 588$ $\geq 461$	$\geq 12$ $\geq 16$	$\geq 58.8$ $\geq 49.0$	240~292 207~229
50CrV	调质	40~100 100~250	20~50 50~125	981~1177 785~981	$\geq 785$ $\geq 588$	$\geq 11$ $\geq 13$	$\geq 45$ $\geq 50$	—
20CrMnTi (18CrMnTi)	渗碳+淬火+低温回火	30 $\leq 80$ 100	15 $\leq 40$ 50	$\geq 1079$ $\geq 981$ $\geq 883$	$\geq 883$ $\geq 785$ 686	$\geq 8$ $\geq 9$ $\geq 10$	$\geq 78.5$ $\geq 78.5$ $\geq 92.2$	— 表面 56~62HRC 心部 240~300
20CrMo	淬火+低温回火	30	15	$\geq 775$	$\geq 433$	$\geq 21.2$	$\geq 92.2$	$\geq 217$
35CrMo	调质	50~100 100~240 100~300 300~500 500~800	$< 50$ 50~120 50~150 150~250 250~400	735~883 686~834 $\geq 686$ $\geq 637$ $\geq 588$	539~686 $> 441$ $\geq 490$ $\geq 441$ $\geq 392$	14~16 $> 15$ $\geq 15$ $\geq 15$ $\geq 12$	68.6~88.3 $\geq 49.0$ $\geq 68.6$ $\geq 39.2$ $\geq 29.4$	217~255 207~269 207~269 207~269
42CrMo	调质	40~100 100~250 100~250 250~300 300~500	20~50 50~125 50~125 125~150 150~250	883~1020 735~883 735 637 588	$> 686$ $> 539$ 589 490 441	$\geq 12$ $\geq 14$ $\geq 14$ $\geq 14$ 10	49.0~68.6 49.0~78.5 58.8 39.2 39.2	— 207~269 207~269 207~269
20CrMnMo	渗碳+淬火+低温回火	30 $\leq 100$	15 $\leq 50$	$\geq 1079$ $\geq 834$	$\geq 785$ $\geq 490$	$\geq 7$ $\geq 15$	$\geq 39.2$ $\geq 39.2$	表面 56~62HRC 心部 28~33HRC 表面 56~62HRC 心部 28~33HRC

表 10-25 车辆齿轮引进、消化用钢系列

钢材牌号		化 学 成 分, %											
国内牌号	国外牌号	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Al	Cu	Ti	B
16CrMnTiH		0.13~0.18						0.90~1.20					
20CrMnTiH1													
20CrMnTiH2													
20CrMnTiH3		0.18~0.23	0.17~0.37	0.80~1.10		≤0.035		1.00~1.30				0.04~0.10	
20CrMnTiH4													
20CrMnTiH5				0.90~1.25				1.10~1.45					
20CrMnTiH6													
16MnCrH	16MnCr5	0.14~0.20		1.00~1.40				0.90~1.20					
20MnCrH	20MnCr5	0.17~0.23		1.10~1.50				1.00~1.30		0.02~0.055	≤0.20		
25MnCrH	25MnCr5	0.23~0.28				0.02~0.035							
28MnCrH	28MnCr5	0.25~0.30	≤0.12	0.60~0.80			≤0.15	0.80~1.10	≤0.10				
16CrMnBH	ZF6	0.13~0.18						0.80~1.10					
18CrMnBH	ZF7	0.15~0.20	0.15~0.40	1.00~1.30	≤0.030	0.015~0.035	—	1.00~1.30					0.001~0.003
17CrMnBH	ZF7B												
17Cr2Ni2H	ZF1	0.15~0.19	0.15~0.40	0.40~0.60			1.40~1.70	1.40~1.70					
16CrNiH	16CrNi4	0.13~0.18				0.02~0.04	0.80~1.20	0.80~1.20	≤0.10	0.02~0.05			
19CrNiH	19CrNi5	0.16~0.21	0.15~0.35	0.70~1.10		0.02~0.035							
17Cr2Ni2MoH	ZF1A	0.15~0.19	0.15~0.40	0.40~0.60		0.015~0.035	1.40~1.70	1.50~1.80	0.25~0.35				
20CrNiMoH1	8620H1												
20CrNiMoH2	8620H2	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95		0.017~0.032	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25	0.02~0.045			
15CrMoH		0.13~0.18											
20CrMo		0.18~0.23	0.17~0.37	0.40~0.70		≤0.025		0.80~1.10	0.25~0.45				
20CrMoH	SCM420	0.17~0.23	0.17~0.35	0.55~0.90				0.85~1.25	0.15~0.35	0.02~0.05	≤0.15		
35CrMo		0.32~0.40		0.40~0.70				0.80~1.10	0.15~0.25				
20CrH		0.18~0.23	0.17~0.37	0.50~0.80		≤0.035		0.70~1.00			≤0.20		
40Cr		0.37~0.44						0.80~1.10					

表 10-26 德国用钢

钢 号	化 学 成 分(质量分数)/%								
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	V
CK35	0.32~0.40	0.15~0.35	0.40~0.70	≤0.035	≤0.035				
CK45	0.42~0.50	0.15~0.35	0.50~0.80						
C553	0.50~0.57	0.15~0.35	0.40~0.70						
C556	0.53~0.60	0.15~0.35	0.55						
C570	0.68~0.75	0.15~0.35	0.20~0.35						
40Mn4	0.36~0.44	0.25~0.50	0.80~1.10	≤0.035	≤0.035				0.1
12MnV7	0.42		1.80						
37MnSi5	0.37	1.25	1.25						
53MnSi4	0.50~0.57	0.80~1.10	0.80~1.00	≤0.035	≤0.035				
36Cr6	0.36		0.40			1.50			
37Cr4	0.34~0.41	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20			
41Cr4	0.38~0.44	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20			
34CrMo4	0.30~0.37	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20		0.15~0.25	
42CrMo4	0.38~0.45	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20		0.15~0.25	
50CrMo4	0.46~0.54	0.15~0.35	0.50~0.80	≤0.035	≤0.035	0.90~1.20		0.15~0.25	
36CrNiMo4	0.36		0.60			1.00	1.0	0.20	
30CrNiMo8	0.30		0.40			2.00	2.0	0.30	
55NiCrMoV6	0.55		0.60			0.70	1.7	0.20	0.1

表 10-27 日本用钢

钢 号	化 学 成 分(质量分数)/%							
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo
S35C	0.32~0.38	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S40C	0.37~0.43	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S45C	0.42~0.48	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S50C	0.47~0.53	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
S55C	0.52~0.58	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.030			
SCM430	0.28~0.33	0.25~0.50	0.60~0.85	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.35
SCM435	0.33~0.38	0.15~0.35	0.60~0.85	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SCM440	0.38~0.43	0.15~0.35	0.60~0.85	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SCM445	0.43~0.48	0.15~0.35	0.60~0.80	≤0.030	≤0.030	0.90~1.20		0.15~0.30
SNC631	0.27~0.35	0.15~0.35	0.35~0.65	≤0.030	≤0.030	0.60~1.00	2.50~3.00	
SNC836	0.32~0.40	0.15~0.35	0.35~0.65	≤0.030	≤0.030	0.60~1.00	3.00~3.50	
SNCM625	0.20~0.30	0.15~0.35	0.35~0.60	≤0.030	≤0.030	1.00~1.50	3.00~3.50	0.15~0.30
SNCM630	0.25~0.35	0.15~0.35	0.35~0.60	≤0.030	≤0.030	2.50~3.50	2.50~3.50	0.50~0.70

表 10-28 美国用钢

钢 号	化 学 成 分(质量分数) %					
	C	Mn	Cr	Ni	Mo	V
1035	0.32~0.38	0.60~0.90				
1040	0.37~0.44	0.60~0.90				
1045	0.43~0.50	0.60~0.90				
1050	0.48~0.55	0.60~0.90				
1330	0.28~0.33	1.60~1.90				
1335	0.33~0.38	1.60~1.90				
1340	0.38~0.43	1.60~1.90				
2335	0.33~0.35	0.60~0.80		3.25~3.75		
2340	0.38~0.43	0.70~0.90		3.25~3.75		
2345	0.43~0.48	0.70~0.90		3.25~3.75		
2350	0.43~0.53	0.70~0.90		3.25~3.75		
3130	0.28~0.33	0.60~0.80	0.55~0.75	1.10~1.40		
3135	0.33~0.38	0.60~0.80	0.55~0.75	1.10~1.40		
3140	0.38~0.43	0.70~0.90	0.55~0.75	1.10~1.40		
4137	0.35~0.40	0.70~0.90	0.80~1.10		0.15~0.25	
4140	0.38~0.43	0.75~1.00	0.80~1.10		0.15~0.25	
4150	0.48~0.53	0.75~1.00	0.80~1.10		0.15~0.25	
1340	0.38~0.43	0.65~0.85	0.70~0.90	1.65~2.00	0.20~0.30	
5140	0.38~0.43	0.70~0.90	0.70~0.90			
5150	0.48~0.53	0.70~0.90	0.70~0.90			
6135	0.35~0.45	0.60~0.90	0.80~1.10			V $\geq$ 0.15
6140	0.38~0.43	0.60~0.90	0.80~1.10			V $\geq$ 0.15
8640	0.38~0.43	0.70~1.00	0.40~0.60	0.40~0.70	0.15~0.25	

表 10-29 前苏联用钢

钢 号	化 学 成 分(质量分数) %							
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo
35	0.32~0.40	0.17~0.37	0.50~0.80					
40	0.37~0.45	0.17~0.37	0.50~0.80					
45	0.42~0.50	0.17~0.37	0.50~0.80					
50	0.47~0.55	0.17~0.37	0.50~0.80					
35Г <sub>2</sub>	0.30~0.40	0.17~0.37	1.40~1.80					
40Г <sub>2</sub>	0.35~0.45	0.17~0.37	1.40~1.80					
45Г <sub>2</sub>	0.40~0.50	0.17~0.37	1.40~1.80					
50Г <sub>2</sub>	0.45~0.55	0.17~0.37	0.70~1.00					
35X	0.30~0.40		0.50~0.80			0.80~1.10		
40X	0.35~0.45		0.50~0.80			0.80~1.10		
45X	0.40~0.50		0.50~0.80			0.80~1.10		
35XC	0.30~0.40	1.00~1.30	0.30~0.60			1.30~1.60		
40XC	0.37~0.45	1.20~1.60	0.30~0.60			1.30~1.60		
40XH	0.35~0.45		0.50~0.80			0.45~0.75	1.0~1.5	
40XHM	0.36~0.44		0.50~0.80			0.60~0.90	1.5	0.2
40XFM	0.37~0.45	0.17~0.37	0.90~1.20	$\leq$ 0.010	$\leq$ 0.040	0.90~1.20		0.20~0.30

## 10.2.1.8 中国与其他国家常用齿轮钢号近似对照

中国与其他国家常用钢号近似对照见表 10-33。

表 10-30 国外常用的齿轮渗碳钢

国家 (标准)	钢 号	化学成分(质量分数), %										其他
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo			
美国 (AISI SAE)	4118H	0.17~0.23	0.20~0.35	0.60~1.00	<0.040	<0.040	—	0.30~0.70	0.08~0.15			
	4320H	0.16~0.23	0.20~0.35	0.40~0.70	<0.040	<0.040	1.50~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30			
	4620H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.40~0.70	<0.040	<0.040	1.50~2.00	—	0.20~0.30			
	4720H	0.17~0.23	0.20~0.35	0.45~0.75	<0.040	<0.040	0.85~1.25	0.30~0.60	0.15~0.25			
	4820H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.45~0.75	<0.040	<0.040	3.20~3.80	—	0.20~0.30			
	8620H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.60~0.95	<0.040	<0.040	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25			
	8720H	0.17~0.24	0.20~0.35	0.60~0.95	<0.040	<0.040	0.35~0.75	0.35~0.65	0.20~0.30			
	8822H	0.19~0.25	0.20~0.35	0.70~1.05	<0.040	<0.040	0.35~0.75	0.35~0.65	0.30~0.40			
	9310H	0.07~0.14	0.20~0.35	0.40~0.70	<0.040	<0.040	2.95~3.55	1.00~1.15	0.08~0.15			
日本 (JIS)	SCr420H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.90	<0.030	<0.030	—	0.85~1.25	—			
	SCM420H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.90	<0.030	<0.030	—	0.85~1.25	0.15~0.35			
	SCM822H	0.19~0.25	0.15~0.35	0.55~0.90	<0.030	<0.030	—	0.85~1.25	0.35~0.45			
	SNC815H	0.12~0.18	0.15~0.35	0.60~0.85	<0.030	<0.030	3.00~3.50	0.70~1.00	—			
	SNCM220H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	<0.030	<0.030	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30			
英国 (BS)	SNCM420H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	<0.030	<0.030	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30			
	En35A	0.20~0.25	0.10~0.35	0.30~0.60	<0.050	<0.050	1.05~2.00	—	0.20~0.30			
	En353	<0.20	<0.35	0.50~1.00	<0.050	<0.050	1.00~1.50	0.75~1.25	0.08~0.15			
	En352	<0.20	<0.35	0.50~1.00	<0.050	<0.050	0.85~1.25	0.60~1.00	<0.10			
德国 (DIN)	En361	0.13~0.17	<0.35	0.70~1.00	<0.050	<0.050	0.40~0.70	0.55~0.80	0.06~0.15			
	16MnCr5	0.14~0.19	0.15~0.35	1.00~1.30	<0.035	<0.035	—	0.80~1.10	—			
	20MnCr5	0.17~0.22	0.15~0.35	1.00~1.40	<0.035	<0.035	—	1.00~1.30	—			
	20MoCr4	0.17~0.22	0.15~0.35	0.60~0.90	<0.035	<0.035	—	0.30~0.50	0.40~0.50			
	25MoCr4	0.23~0.29	0.15~0.35	0.60~0.90	<0.035	<0.035	—	0.40~0.60	0.40~0.50			
	18CrNi8	0.15~0.20	0.15~0.35	0.40~0.60	<0.035	<0.035	1.80~2.10	1.80~2.00	—			
法国 (WF)	17CrNiMo6	0.14~0.19	0.15~0.35	0.40~0.60	<0.035	<0.035	1.40~1.70	1.50~1.80	0.25~0.35			
	20NC6	0.16~0.22	0.10~0.40	0.60~0.90	<0.040	<0.035	1.20~1.60	0.85~1.20	—			
	18CD4	0.15~0.22	0.10~0.40	0.60~0.90	<0.040	<0.035	—	0.85~1.15	0.15~0.30			
	16NCD6	0.12~0.18	0.10~0.40	0.60~0.90	<0.040	<0.035	1.20~1.60	0.85~1.15	0.15~0.30			
	16NCD13	0.12~0.18	0.10~0.40	0.40~0.70	<0.040	<0.035	3.00~3.50	0.70~0.90	0.15~0.30			

/%

国家 (标准)	钢 号	化学成分(质量分数) %								
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	其他
前苏联 (ГОСТ)	18XГТ	0.17~0.23	0.17~0.37	0.80~1.10	<0.035	<0.035		1.09~1.30		Ti 0.05~0.12
	20XГМ	0.16~0.24	0.17~0.37	0.90~1.20	<0.035	<0.035		0.90~1.20	0.20~0.30	
	20XНМ	0.18~0.24	0.17~0.37	0.60~0.90	<0.035	<0.035	0.80~1.20	0.40~0.70	0.20~0.30	
	20XГНМ	0.16~0.22	0.17~0.37	0.80~1.10	<0.035	<0.035	0.10~0.70	0.40~0.70	0.20~0.30	
	12XH3A	0.09~0.16	0.17~0.37	0.30~0.60	<0.025	<0.025	2.75~3.15	0.40~0.70		
	20X2H4A	0.16~0.22	0.17~0.37	0.30~0.60	<0.025	<0.025	3.25~3.65	1.25~1.65		
	18X2H1BA	0.14~0.21	0.17~0.37	0.25~0.55	<0.025	<0.025	4.00~4.50	1.35~1.65		W 0.40~0.80

表 10-31 国内外渗碳用碳钢

国家 (标准)	钢号	化学成分(质量分数) %							
		C	Si	Mn	Cr	Ni	其他	B	
美国	50B20	0.17~0.23	0.20~0.35	0.70~1.00	0.35~0.60			~0.0005	
	51B20	0.17~0.24	0.20~0.35	0.60~0.95	0.60~0.95			~0.0005	
	80B20	0.17~0.23	0.20~0.35	0.45~0.70	0.15~0.35	0.20~0.40	Mo0.08~0.15	~0.0005	
	94B17	0.15~0.20	0.20~0.35	0.75~1.00	0.30~0.50	0.30~0.60	Mo0.08~0.15	~0.0005	
英国	CM60F	0.10~0.15	0.15~0.19	1.20~1.50	0.25	0.15	Mo0.15	≤0.004	
	CM70F	0.13~0.19	0.15~0.19	1.10~1.40	0.25	0.15	Mo0.15	≤0.001	
	CM80F	0.17~0.22	0.15~0.19	1.20~1.50	0.25	0.15	Mo0.15	~0.004	
	CM90F	0.20~0.25	0.15~0.19	1.30~1.60	0.25	0.15	Mo0.15	~0.004	
日本	S20CB	0.18~0.23	0.15~0.35	0.30~0.60				~0.0005	
	ASMn20B	0.17~0.23	0.15~0.35	1.10~1.40				~0.0005	
前苏联	20XTP	0.18~0.24	0.17~0.37	0.70~1.00	0.80~1.10	≤0.25	—	0.002~0.005	
	20XTHP	0.16~0.23	0.17~0.37	0.70~1.00	0.70~1.10	0.80~1.10		0.002~0.005	
	14XF2HP	0.11~0.17	0.17~0.37	1.60~2.00	0.60~0.90	0.60~0.90	—	≤0.003	
	14XF2CP	0.11~0.17	0.50~0.80	1.60~2.00	0.60~0.90	≤0.40		≤0.003	
中国	20Mn2B	0.17~0.24	0.17~0.37	1.30~1.70				0.061~0.065	
	20MnVB	0.17~0.24	0.17~0.37	1.00~1.30			V0.07~0.12	0.001~0.005	
	20MnMoB	0.16~0.22	0.17~0.37	0.90~1.20			Mo0.20~0.30	0.001~0.005	
	25MnTiBR	0.22~0.28	0.20~0.45	1.30~1.60		Ti0.06~0.12	RE≤0.025	0.001~0.005	

表 10-32 国外齿轮渗氮钢

国家 (标准)	钢号	化学成分(质量分数) %									
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Al	V
美国 ASTM A355-70	ASTM A	0.33~0.43	0.20~0.40	0.50~0.70	≤0.035	≤0.040	-	1.40~1.80	0.30~0.10	0.95~1.30	-
	ASTM B	0.35~0.40	0.20~0.40	0.70~0.95	≤0.035	≤0.060	-	1.20~1.50	0.15~0.25	0.95~1.30	Se0.15~0.25
	ASTM C	0.33~0.38	0.20~0.40	0.50~0.70	≤0.035	≤0.040	-	1.00~1.35	0.15~0.25	0.95~1.30	-
	ASTM D	0.22~0.27	0.20~0.40	0.50~0.70	≤0.035	≤0.040	3.25~3.75	1.00~1.35	0.20~0.30	1.10~1.40	-
	Nitralloy N	0.20~0.25	0.20~0.40	0.25~0.45	≤0.035	≤0.040	4.75~5.25	0.40~0.60	0.20~0.30	1.80~2.20	0.08~0.20
德国 DIN 17211	34CrAlMo5	0.30~0.37	0.20~0.50	0.50~0.80	≤0.030	≤0.035	-	1.00~1.30	0.15~0.25	0.80~1.20	-
	41CrAlMo7	0.38~0.45	0.20~0.50	0.50~0.80	≤0.030	≤0.035	-	1.50~1.80	0.25~0.40	0.80~1.20	-
	34CrAlSi5	0.30~0.37	0.15~0.40	0.60~0.90	≤0.10	0.07~0.11	-	1.00~1.30	-	0.80~1.20	-
	34CrAlNi7	0.30~0.37	0.15~0.40	0.40~0.70	≤0.030	≤0.035	0.85~1.15	1.50~1.80	0.15~0.25	0.80~1.20	-
	31CrMo12	0.28~0.35	0.15~0.10	0.40~0.70	≤0.030	≤0.035	≤0.30	2.80~3.30	0.30~0.50	-	-
	31CrMoV9	0.28~0.35	0.15~0.40	0.40~0.70	≤0.030	≤0.035	-	2.20~2.80	0.15~0.25	-	0.08~0.20
	39CrMoV139	0.35~0.42	0.15~0.40	0.40~0.70	≤0.030	≤0.035	-	3.00~3.50	0.80~1.10	-	0.15~0.25
英国 BS 970	En40B	0.20~0.28	0.15~0.35	0.40~0.70	≤0.025	≤0.025	-	3.00~3.50	0.45~0.60	-	-
	En40C	0.35~0.43	0.15~0.35	0.45~0.70	≤0.025	≤0.025	-	3.00~3.50	0.80~1.10	-	0.15~0.25
	En41A	0.27~0.35	0.20~0.40	0.40~0.65	≤0.025	≤0.025	-	1.10~1.80	0.15~0.25	0.90~1.30	-
	En41B	0.35~0.43	0.20~0.40	0.40~0.65	≤0.025	≤0.025	-	1.10~1.80	0.15~0.25	0.90~1.30	-
法国 NA A35-551	30CD12	0.28~0.35	0.10~0.35	0.45~0.70	≤0.025	≤0.025	-	2.80~3.30	0.30~0.50	-	-
	32CDV13	0.30~0.38	0.10~0.35	0.45~0.70	≤0.025	≤0.025	-	3.00~3.50	0.80~1.10	-	0.15~0.25
	30CAD6-12	0.28~0.35	0.20~0.40	0.50~0.80	≤0.025	≤0.025	-	1.50~1.80	0.25~0.40	1.00~1.30	-
	40CAD6-12	0.38~0.45	0.20~0.40	0.50~0.80	≤0.025	≤0.025	-	1.50~1.80	0.25~0.40	1.00~1.30	-
前苏联 ГОСТ	35X10A	0.31~0.39	0.17~0.37	0.30~0.60	≤0.035	≤0.035	≤0.40	1.35~1.65	-	0.70~1.20	-
	33XM10A	0.35~0.42	0.17~0.37	0.30~0.60	≤0.025	≤0.025	≤0.25	1.35~1.65	0.15~0.25	0.70~1.10	≤0.20C <sub>u</sub>
	3H355	0.15~0.20	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.035	≤0.035	2.20~2.60	1.80~2.20	0.20~0.30	-	≤0.10
	SACM645	0.40~0.50	0.15~0.50	≤0.60	≤0.030	≤0.030	-	1.30~1.70	0.15~0.35	0.70~1.20	-
日本 JIS	NT 70	0.12	0.28	1.10	≤0.025	≤0.025	-	0.72	0.60	-	0.27
	NT 100	0.17	0.30	1.00	≤0.025	≤0.025	-	1.00	1.50	-	0.40
	NT 200	0.28	0.30	1.00	≤0.025	≤0.025	-	2.40	1.60	Nb0.05	0.30
	N 5	0.20~0.30	0.20~0.50	0.50~1.00	≤0.030	≤0.025	3.20~3.80	1.00~1.10	0.20~0.30	0.10~0.20	Ti2.50~3.00
瑞典	2240	0.28~0.35	0.20~0.35	0.60~0.80	≤0.035	≤0.035	0.10~0.60	2.40~2.60	0.25~0.35	-	0.20~0.30



表 10-33 中国与其他国家常用钢号近似对照表

中国 GB 或 YB	德国 DIN	前苏联 ГОСТ	波兰 PN	法国 NF	意大利 UNI	罗马尼亚 STAS	日本 JIS	英国 B.S	美 国		瑞典 SIS	捷克 ČSN
									SAE	AISI		
30	C30, CK30	30	30	C30, XC32	C30	01LC45	S30C	080A30	1030	C1030	-	12 031
35	C35, CK35	35	35, D35	C35, XC35	C35	01LC45	S35C	080A35	1035	C1035	1550	12 040
40	C40, CK40	40	40	C42, XC42	C40	01LC43AT	S40C	080A40	1040	C1040	1555	12 041
45	C45, CK45	45	45, D45	C45, XC45	C45	01LC45	S45C	080M46	1045	C1045	1650	12 050
50	C50, CK50	50	50	C50, XC48	C50	01LC47AT	S50C	080A52	1050	C1050	-	12 051
55	C55, CK55	55	55, D55	C55, XC55	-	01LC55AT	S55C	070M53	1055	C1055	-	12 060
40Mn	40Mn4	40Г	40Г	40M5	-	01LT65M	-	080A40	1040	C1040	2120	12 041
45Mn	46Mn4	45Г	-	-	-	01LT65	-	080M40	-	-	-	-
50Mn	-	50Г	50Г	XC48	52S8	0T60, 0L60	-	080M46	1046	C1046	-	-
60Mn	-	60Г	60Г	-	-	-	-	080M50	1052	C1052	-	13 150
35Mn2	35Mn5(5067)	35Г2	-	35M5	-	36M17S	SMn433	080A57	1060	C1060	-	-
40Mn2	-	40Г2	-	-	-	36M17E	SMn433	150M36	1335	1335	2120	14 240
45Mn2	46Mn7(0943)	45Г2	45Г2	40M5	-	-	SMn438	(En15)	-	-	-	13 242
50Mn2	-	50Г2	45Г2	45M5	-	-	-	-	1340	1340	2120	13 150
35SiMn	37MnSi5 (5122)	35СГ	35СГ	55M5	-	36M12S	-	-	1345	1345	-	13 250
42SiMn	46MnSi4(5121) 42MnSi6	42СГ	-	-	35MS5	36M12E	-	-	1052	1052	-	12 150
20MnV	20MnV6(5213)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	13 240
25Mn2V	25MnV8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	13 123
42Mn2V	42MnV7(5223)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	13 242
20Cr	20Cr4	20X	20H	18C3	-	-	SCr420	527A19	5120	5120	-	-
30Cr	34Cr4(7033)	30X	30H	28C4	-	-	SCr430	527M20	5130	5130	-	-
35Cr	34Cr4(7033) 37Cr4(7034)	35X	35HB	32C4	-	-	SCr435	530A30	5135	5135	2228	-
40Cr	41Cr4(7035)	40X	40H	38C4 42C4	40C4	40C10S 40C10E	SCr410	530A36 (En18C) 530A10 (En18) 530M40 (En18D)	5140	5140	2228	14 110

续表

中国 GB或YB	德国 DIN	前苏联 ГОСТ	波兰 PN	法国 NF	意大利 UNI	罗马尼亚 STAS	日本 JIS	英国 B.S	美		瑞典 SIS	捷克 CSN
									SAE	AISI		
45Cr	—	45X	45H	45C4	—	—	SCr445	—	5115	5145	—	14 150
50Cr	—	50X	—	—	—	—	—	En48	5150	5150	—	14 160
38CrSi	—	37XC 38XC	37HS	—	—	—	—	—	5152	5152	—	14 341
40CrSi	—	40XC	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20CrMn	20MnCr5(7147) 22MnCr6(7147)	20XT	20HG	20MC5	—	20MC13E 20MC13S	SMnCr420	—	5120	5120	—	14 221
30CrMnSi	—	30XTC	30HGS	—	—	—	SMK1 (大同)	—	—	—	—	14 331
35CrMnSi	—	35XTC	35HGS	—	—	—	SMK2 (大同)	—	—	—	—	14 342
20CrV	22CrV4 (7513)	20XΦ	—	—	—	—	—	—	6120	6120	—	15 232
40CrV	42CrV6(7561)	40XΦ	—	—	—	—	—	—	6140	6140	—	15 151
45CrV	—	—	—	—	—	—	—	—	6145	6145	—	15 260
50CrV	50CrV4 (8159)	50XΦ	—	50CV4	50CV4	50VC11E 50VC11S	SMK22 (大同)	En50	6150	6150	2230	15 260
20CrMnTi	—	18X1T	18HGT	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30CrMnTi	—	30X1T	—	—	—	—	SCM420	—	—	—	—	—
20CrMo	20CrMo5(7264) 22CrMo4(7252)	20XM	—	18CD4 20CD4	—	25MoC11E	—	CDS110 CDS12	4119	4118	—	15 124
30CrMo	25CrMo4 34CrMo4	30XM	30HM	30CD4	32CD4	—	SCM435	CDS13	4130	4130	—	15 131
35CrMo	34CrMo4 (7220)	35XM	35HM	35CD4	38CD4	33MoC11E	SCM435	708A37	4135	4135	2234	15 340
42CrMo	42CrMo4 (7225)	—	40HM	42CD4	38CD4	41MoC11E	SCM440	708A42 708M40	4137	4137	2244	—
15CrMnMo	15CrMo5 (7252)	—	15HGM	—	—	15MoC12E	SCM420	—	—	—	—	—
20CrMnMo	20CrMo5 (7264)	18X1M	18HGM	—	—	15MoC12S 20MoC12E	—	—	4119	4119	—	—
40CrMnMo	—	—	—	—	—	20MoC12S	—	—	4110	4110	—	—

续表

中国 GB或YB	德国 DIN	前苏联 ГОСТ	波兰 PN	法国 NF	意大利 UNI	罗马尼亚 STAS	日本 JIS	英国 B.S	美国		瑞典 SIS	捷克 CSN
									SAE	AISI		
25Cr2MoV	—	40XGM		—	—	—	—	—	—	—	—	—
25Cr2Mo1V	—	25X2MΦ 25X2M1Φ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35CrMoV	—	35XMΦ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
38CrMoAlA	34CrAlMo5 41CrAlMo7	38XMoA	38HMJ	40CAD6-12	38CAD7	—	SACM465	905M39 (En41B)	6470E (AMS)	标准 氮化钢	2940	15 340
20CrNi	20NiCr5	20XH	15HN	20NC6	19N5	—	—	—	3120	3120	2512	16 220 16 231 16 240
40CrNi	36NiCr6 (5710)	40XH	40HN	35NC6	35NC5	40CN12E 40CN12S	SNC236	640M40	3140	3140	2530	—
45CrNi	—	45XH	45HN	—	—	—	—	—	3145 3115	3145 3115	—	16 250
12CrNi2	14NiCr10	12XH2	12HN2	10NC11 16NC11	15NC5	13CN25E 13CN25S	SNC415	—	—	—	—	—
12CrNi3	13NiCr12 (5732)	12XH3	12HN3	10NC12 14NC12	15NC11	13CN35E 13CN35S	SNC815	655A12 655M13	3310 9310	3310 9310	2514 2515	16 420
20CrNi3	22NiCr14 (5755)	20XH3	20HN3	20NC11	18NC13	—	—	—	—	—	—	—
30CrNi3	28NiCr10(5736) 31NiCr14	30XH3	30HN3	30NC11 30NC12	35NC9	30CN35E 30CN35S	SNC31	653M31	—	—	2532	16 331
37CrNi3	35NiCr18 (5864)	37XH3	—	35NC15	—	35CN45E 35CN45S	SNC3	—	—	—	2536	16 440 16 640 16 520
12Cr2Ni4	14NiCr18 (5860)	12X2H4	—	12NC15	—	13CN45E 13CN45S	—	En39A	3310	E3310	—	—
20Cr2Ni4	22NiCr14 (5755)	20X2H4	20H2N4	20NC14	18NC16	—	—	—	—	—	—	—
40CrNiMo	36CrNiMo4 (6511)	40XHM	40HNM	35NCD5	40NCD7	—	SNCM439	659A15 659M15 816M40 817M40	3316 4340 9840	E3316 4340 9840 4347	2541	16 341
45CrNiMoV	—	45XHMΦ	45HNMΦ	—	—	—	SNCM447	—	—	—	—	—
30CrNi2MoV	—	30XH2MΦ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18Cr2Ni4W	—	18XHB	18H2N4W	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25Cr2Ni4W	—	25XHB	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30CrMnSiNi2	—	30XTCH	30HGSN	—	—	—	—	—	—	—	—	—

### 10.2.2 齿轮用铸铁

铸铁齿轮与钢齿轮相比,具有成本低、切削性能好、耐磨性高、噪声低等优点。

灰铸铁强度低、塑性差,常用来制造对强度要求不高,但需耐磨的齿轮。球墨铸铁具有较高的强度和一定的塑性及韧性,是较好的齿轮铸铁材料。球墨铸铁最适合于制造开式齿轮,可提高抗磨性;用来制造大型齿轮时可提高切削刀具的使用寿命;利用其噪声低的特点,可以制造出特殊要求低噪声的齿轮。常用齿轮铸铁材料还有可锻铸铁。

各种铸铁的性能对比见表 10-34。

表 10-34 常用齿轮铸铁性能对比

性 能 \ 铸 铁 种 类	灰 铸 铁	珠 光 体 可 锻 铸 铁	球 墨 铸 铁
抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	100~350	150~700	400~1 200
屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	—	270~530	250~900
伸长率 $\delta$ /%	0.3~0.8	2~6	2~18
弹性模量 $E$ /GPa	103.5~144.8	155~178	159~172
弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1}$ /MPa	0.33~0.47 <sup>①</sup>	220~260	206~343 <sup>d</sup> 145~353 <sup>e</sup>
硬度 HBS	150~280	150~290	121HBS~43HRC
冲击韧度 $\alpha_k$ /J·cm <sup>2</sup>	9.8~15.68 <sup>②③</sup> 14.7~27.44 21.56~29.4	5~20	5~150 <sup>④</sup> 14(11),12(9) <sup>⑤</sup>
齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_F$ /MPa	50~110	140~230	150~320
齿面接触疲劳极限 $\sigma_H$ /MPa	300~520	380~580	430~1 370
减振性(相邻振频比值的对数,应力为 110MPa)	6.0	3.30	2.2~2.5

① 弯曲疲劳极限与抗拉强度之比,设计时推荐使用 0.35 的疲劳比。

② 分别为珠光体灰铸铁范围:154~216MPa, 216~309MPa 和大于 309MPa 的对应值。

③ 按 ISO R946 标准,在直径 20mm 的试棒上测得。

④ 无缺口试样。

⑤ 有缺口试样(45°, V 形),上贝氏体球墨铸铁。

⑥ V 形缺口(单铸试块),球墨铸铁 QT 400-18,括号外数据分别为试验温度 23℃±5℃ 和 -20℃±2℃ 时 3 个试样的平均值;括号内的数据则分别为前述 2 种试验温度下单个试样的值。

#### 10.2.2.1 齿轮用灰铸铁

灰铸铁强度较低,脆性较大,但耐磨性较好,减振性好,有最小的缺口敏感性,还有良好的铸造性能及切削性能,生产工艺简单,价格低廉。

##### (1) 灰铸铁的分类

灰铸铁根据直径 30mm 单铸试棒的抗拉强度规定了 6 种牌号,其化学成分和力学性能等见表 10-35~表 10-38。用作齿轮材料的主要是高牌号铸铁。

表 10-35 不同壁厚灰铸铁的化学成分 (质量分数)

铸铁牌号	铸件壁厚/mm	化 学 成 分/%				
		C	Si	Mn	P	S
		不大于				
HT100	<10	3.6~3.8	2.3~2.6	0.4~0.6	0.49	0.15
	10~30	3.5~3.7	2.2~2.5			
	>30	3.4~3.6	2.1~2.4			
HT150	<20	3.5~3.7	2.2~2.4	0.4~0.6	0.49	0.15
	20~30	3.4~3.6	2.0~2.3			
	>30	3.3~3.5	1.8~2.2			
HT200	<20	3.3~3.5	1.9~2.3	0.6~0.8	0.30	0.12
	20~40	3.2~3.4	1.8~2.2			
	>40	3.1~3.3	1.6~1.9			
HT250	<20	3.2~3.4	1.7~2.0	0.7~0.9	0.25	0.12
	20~40	3.1~3.3	1.6~1.8			
	>40	3.0~3.2	1.4~1.6			
HT300	>15	3.0~3.2	1.4~1.7	0.7~0.9	0.20	0.10
HT350	>20	2.9~3.1	1.2~1.6	0.8~1.0	0.15	0.10

注：高于 HT250 的牌号，是通过孕育处理得到的。

表 10-36 按单铸试棒性能分级

牌 号	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa $\geq$	牌 号	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa $\geq$
HT100	100	HT250	250
HT150	150	HT300	300
HT200	200	HT350	350

注：1. 验收时， $n$  牌号的灰铸铁，其抗拉强度应在  $n$  至  $(n+100)$  MPa 的范围内。

2. 上表的数值是按灰铸铁分类的国家标准 (GB/T 9439-1988)，我国灰铸铁的牌号按单铸直径 30mm 试棒的抗拉强度值划分为六级。

表 10-37 附铸试棒 (块) 的力学性能

牌 号	铸件壁厚/mm		抗 拉 强 度 $\sigma_b$ /MPa $\geq$				
	>	$\leq$	附铸试棒 1		附铸试棒 2		铸件 (仅供参考)
			$\phi 30\text{mm}$	$\phi 50\text{mm}$	$\phi 15\text{mm}$	$\phi 25\text{mm}$	
HT150	20	40	130		(120)		120
	40	80	115	(115)	110		105
	80	150		105		100	90
	150	300		100		90	80
HT200	20	40	180		(170)		165
	40	80	160	(155)	150		145
	80	150		145		140	130
	150	300		135		130	120
HT250	20	40	220		(210)		205
	40	80	200	(190)	190		180
	80	150		180		170	165
	150	300		165		160	150

续表

牌 号	铸件壁厚. mm		抗拉强度 $\sigma_b$ . MPa $\geq$				
	>	$\leq$	附铸试棒 1		附铸试棒 2		铸件 (仅供参考)
			$\phi 30\text{mm}$	$\phi 50\text{mm}$	$\phi 15\text{mm}$	$\phi 25\text{mm}$	
HT300	20	40	260		(250)		245
	40	80	235	(230)	225		215
	80	150		210		200	195
	150	300		195		185	180
HT350	20	40	300		(290)		285
	40	80	270	(265)	260		255
	80	150		240		230	225
	150	300		215		210	205

注: 1. HT100 牌号的灰铸铁件在厚断面处强度太低, 实用价值不大, 故国标未规定。

2. 当铸件壁厚超过 300mm 时, 其力学性能应由供需双方协商确定。

3. 括号内的数值仅适用于铸件壁厚大于试样直径时使用。

表 10-38 灰铸铁件硬度分级

牌 号	铸件上的硬度范围 HBS	牌 号	铸件上的硬度范围 HBS
HT145	$\leq 170$	HT215	190~240
HT175	150~200	HT235	210~260
HT195	170~220	HT255	230~280

当铸件壁厚超过 20mm, 质量超过 200kg 时, 对特殊要求的铸件, 经供需双方同意, 也可采用两种附铸试棒之一的抗拉强度来验收。

根据国标规定, 灰铸铁也可在双方同意时, 按铸件上规定部位的布氏硬度来分类和验收。国标也规定, 硬度值也可按供需双方协商确定, 但其波动范围必须在  $\pm 25\text{HBS}$  之内。

(2) 灰铸铁的性能

表 10-39 给出了不同牌号灰铸铁的性能变化趋势。灰铸铁具有很小的缺口系数, 表 10-40 给出了一些参考数据。

表 10-39 灰铸铁性能变化趋势

牌 号	HT100	HT150	HT200	HT250	HT300	HT350
性能	————— 强度性能 —————→					
	←————— 切削性能 —————					
	————— 加工后表面粗糙度 —————→					
	←————— 耐温度急变性 —————					
	————— 高温强度 —————→					
	←————— 减 振 性 —————					
	————— 弹性模量 —————→					
	←————— 缺口敏感性 —————					
	————— 耐 磨 性 —————→					

表 10-40 不同强度的灰铸铁与其他钢铁材料的缺口敏感系数比较

材 料				缺口敏感系数 $\beta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{1s}}$
灰 铸 铁	$\sigma_b$	163	MPa	1.05
		213		1.09
		261		1.20
		299		1.26
球墨铸铁	$\sigma_b$	400	MPa	1.50
		700		1.70
珠光体可锻铸铁				1.2~2.0 左右
铸钢				1.50
锻钢				2.10

## 10.2.2.2 球墨铸铁

球墨铸铁的性能介于钢和灰铸铁之间，铸造性能和切削性能近于灰铸铁，而强度和韧性则近于钢，并具有一定的塑性。它是一种很有发展前途的齿轮材料。

## (1) 球墨铸铁的分类

国家标准 GB/T 1348—1988 规定 8 种球墨铸铁牌号，其基体组织和力学性能列于表 10-41 及表 10-42。

表 10-41 球墨铸铁的牌号、基体组织和力学性能

牌 号	基 体	$\sigma_b$ /MPa	$\sigma_{0.2}$ /MPa	$\delta$ /%	$a_k$ /J · cm <sup>-2</sup>	HBS
		$\geq$				
QT400-18	铁素体	400	250	18	14 <sup>①</sup>	130~180
QT400-15	铁素体	400	250	15	50~150	$\leq 180$
QT450-10	铁素体	450	310	10	—	160~210
QT500-7	铁素体+珠光体	500	320	7	-	170~230
QT600-3	珠光体	600	370	3	15~35 <sup>②</sup>	190~270
QT700-2	珠光体	700	420	2	—	225~305
QT800-2	珠光体	800	560	2	—	245~335
QT900-2	下贝氏体	900	600	2	30~100 <sup>③</sup>	280~360

① V形缺口，2 个试样的平均值。

② 无缺口试样。

表 10-42 球墨铸铁单铸试块的力学性能

牌 号	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	伸长率 $\delta$ /%	供 参 考	
	最 小 值			硬度 HBS	主要金相组织
QT400-18	400	250	18	130~180	铁素体
QT400-15	400	250	15	130~180	铁素体
QT450-10	450	310	10	160~210	铁素体
QT500-7	500	320	7	170~230	铁素体+珠光体
QT600-3	600	370	3	190~270	珠光体+铁素体
QT700-2	700	420	2	225~305	珠光体
QT800-2	800	480	2	245~335	珠光体或回火组织
QT900-2	900	600	2	280~360	贝氏体或回火马氏体

作为齿轮用材主要是珠光体和贝氏体球铁。

各类球铁性能变化趋势列于表 10-43。

表 10-43 各类牌号球墨铸铁性能的变化趋势

牌 号	QT400-18	QT400-15	QT500-7	QT600-3	QT700-2	QT800-2	QT900-2
性 能	抗拉强度						
	伸 长 率						
	弹性模量						
	硬 度						
	冲 击 值						
	小能量多冲抗力						
	疲劳极限						
	耐 磨 性						
	减 振 性						
	耐温度急变性						
切削性能							

注：箭头指向为性能改善方向。

### (2) 球墨铸铁的金相组织及性能

球墨铸铁中的石墨球化等级按球状石墨的圆整度及数量的多少共分为 6 级。生产中一般控制在 2~4 级。表 10-44 列出了各类球墨铸铁的组织状态及力学性能。

表 10-44 球墨铸铁的组织状态和力学性能

球 铁 种 类	热处理状态	$\sigma_b$ /MPa	$\delta$ /%	HBS	$a_k$ J·cm <sup>-2</sup>
铁素体	铸态	450~550	10~20	130~210	30~150
铁素体	退火	400~500	18~25	130~180	60~150
珠光体+铁素体	铸态或退火	500~600	7~10	170~230	20~80
珠光体	铸态	600~750	3~4	190~270	15~30
珠光体	正火	700~950	3~5	225~305	20~50
珠光体+碎块状铁素体	仍保留奥氏体化正火	600~900	4~9	207~285	30~80
贝氏体+碎块状铁素体	仍保留奥氏体化等温淬火	900~1100	2~6	32~40HRC	40~100
下贝氏体	等温淬火	≥1100	≥5	38~48HRC	30~100
回火索氏体	淬火, 550~600℃回火	900~1200	1~5	32~43HRC	20~60
回火马氏体	淬火, 200~250℃回火	700~800	0.5~1	50~61HRC	10~20

表 10-45 列出了各类球墨铸铁的齿根弯曲疲劳强度。

表 10-45 球铁齿轮的齿根弯曲疲劳强度

球铁种类	硬 度	$P=0.5$ 时疲劳曲线方程	失效概率 $P$	循环基数 $N_0$	疲劳极限 $\sigma_{Flim}$ /MPa
珠光体	244HBS	$\sigma_F^{3.209} N = 4.0733 \times 10^{14}$	0.50	$5 \times 10^6$	292.0
			0.01	$5 \times 10^6$	198.2
上贝氏体	37HRC	$\sigma_F^{5.1704} N = 2.272 \times 10^{19}$	0.50	$3 \times 10^6$	308.48
			0.01	$3 \times 10^6$	289.45
下贝氏体	43.5HRC	$\sigma_F^{4.8870} N = 2.0116 \times 10^{18}$	0.50	$3 \times 10^6$	263.01
			0.01	$3 \times 10^6$	236.91



续表

球铁种类	硬 度	$P=0.5$ 时疲劳曲线方程	失效概率 $P$	循环基数 $N_0$	疲劳极限 $\sigma_{Flim}$ MPa
下贝氏体	41.8HRC	$\sigma_F^{1.842} N = 1.784 \times 10^{-6}$	0.50	$3 \times 10^6$	324.25
			0.01	$3 \times 10^8$	307.35
铁素下贝氏体	32.3HRC	$\sigma_F^{1.842} N = 2.507 \times 10^{-6}$	0.50	$3 \times 10^6$	427.84
			0.01	$3 \times 10^8$	407.15
合金钢(调质)	37.5HRC		0.01	$3 \times 10^8$	305.0
合金铸铁(调质)	37.5HRC		0.01	$3 \times 10^7$	255.0

不同种类球墨铸铁的接触疲劳强度见表 10-46。

表 10-46 球墨铸铁齿轮的接触疲劳强度

球铁种类	硬 度	$P=0.5$ 时疲劳曲线方程	失效概率 $P$	循环基数 $N_0$	疲劳极限 $\sigma_{Flim}$ MPa
铁素体	≥180HBS	$\sigma_H^{1.161} N = 5.194 \times 10^{16}$	0.50	$5 \times 10^7$	569.1
			0.01	$5 \times 10^7$	536.5
珠光体+铁素体	226HRC	$\sigma_H^{5.394} N = 2.242 \times 10^{31}$	0.50	$5 \times 10^7$	657
			0.01	$5 \times 10^7$	632
珠光体	253HRC	$\sigma_H^{7.941} N = 3.688 \times 10^{33}$	0.50	$5 \times 10^7$	758
			0.01	$5 \times 10^7$	715
下贝氏体	41HRC	$\sigma_H^{4.5} N = 1.307 \times 10^{21}$	0.50	$10^7$	1371
			0.01	$10^7$	1235
铁素体(软渗氮)	64HRC	$\sigma_H^{20.84} N = 2.307 \times 10^{70}$	0.50	$10^7$	1100
			0.01	$10^7$	1060

在齿面硬度低于 250HBS 的情况下, 球墨铸铁齿轮齿面的接触疲劳强度不低于钢。若将不同牌号的球墨铸铁与不同种类的钢相比较, 则珠光体球墨铸铁的接触疲劳强度相当于调质钢, 而贝氏体球墨铸铁的接触疲劳强度处于调质钢和渗碳钢之间, 相当于渗氮钢的水平。

不同基体球墨铸铁的断裂韧性  $K_{IC}$  值列于表 10-47。

表 10-47 球墨铸铁的断裂韧性

球铁种类	珠光体	铁素体	下贝氏体	奥-上贝氏体 <sup>①</sup>
$K_{IC}/(\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2})$	31.0	81.3	55.5	83.9
	37.5	74.8	55.7	85.3
	34.4		61.4	90.4

① 等温淬火 ( $890^\circ\text{C} \times 30\text{min}$ ,  $360^\circ\text{C} \times 12\text{min}$ )。

### 10.2.2.3 可锻铸铁

可锻铸铁亦称马口铁, 是白口铸铁经退火而获得, 它有较强的强度和塑性, 近似于钢和球墨铸铁, 而耐磨性和减振性优于普通碳钢; 铸造性能比灰铸铁差, 切削性能优于钢而接近灰铸铁。

可锻铸铁分为石墨化退火和脱碳退火两大类。石墨化退火可锻铸铁的基体为铁素体或珠光体。作为齿轮材料, 主要是采用珠光体可锻铸铁。

可锻铸铁的牌号、化学成分和性能列于表 10-48~表 10-50。

表 10-48 石墨化退火黑心可锻铸铁和珠光体可锻铸铁

类 型	牌 号		试样直径 mm	抗拉强度 $\sigma_b$	屈服强度 $\sigma_{0.2}$	伸长率 ( $L=3d$ ) $\delta$ (%)	硬度 HBS
	A	B		MPa			
				$\geq$			
黑心可锻铸铁	KTH300-6	—	12 或 15	300	—	6	<150
	—	KTH330-08		330	—	8	
	KTH350-10	—		350	200	10	
	—	KTH370-12		370	—	12	
珠光体可锻铸铁	KTZ450-6	—	12 或 15	450	270	6	150~200
	KTZ550-01	—		550	340	4	180~250
	KTZ650-02	—		650	430	2	210~260
	KTZ700-02	—		700	530	2	210~290

表 10-49 脱碳退火白心可锻铸铁的牌号及力学性能

牌 号	试样直径 $d$ /mm	抗拉强度 $\sigma_b$	屈服强度 $\sigma_{0.2}$	伸长率 $\delta$ ( $L_0=3d$ ) %	硬度 HBS
		MPa		$\geq$	
KTH350-04	9	340	—	5	230
	12	350	—	4	
	15	360	—	3	
KTB380-12	9	320	170	13	200
	12	380	200	12	
	15	400	210	8	
KTB100-05	9	360	200	8	220
	12	400	220	5	
	15	420	230	4	
KTB150-07	9	400	230	10	220
	12	450	260	7	
	15	480	280	4	

表 10-50 珠光体可锻铸铁和白心可锻铸铁常用化学成分 (质量分数)

1%

化学成分	C	Si	Mn	P	S
珠光体可锻铸铁	2.3~2.8	1.3~2.0	0.4~0.65	<0.1	<0.2
白心可锻铸铁	2.8~3.4	0.7~1.1	0.4~0.7	<0.2	<0.2

### 10.2.3 齿轮用有色金属

用作齿轮的有色金属主要是铜合金。

#### 10.2.3.1 常用齿轮铜合金

常用齿轮铜合金的合金名称、牌号及主要化学成分列于表 10-51, 这些铜合金的主要特

性及用途见表 10-52。各种铜合金的力学性能见表 10-53，其中 11 种铸造铜合金的物理性能列于表 10-54。

表 10-51 常用齿轮铜合金材料的化学成分 (质量分数)

序号	合金名称 (合金牌号)	Cu	Fe	Al	Pb	Sn	Si	Ni	Mn	P	Zn
1	60-1-1 铝黄铜 (HAL60-1-1)	58.0~ 61.0	0.70~ 1.50	0.70~ 1.50	≤0.10	—	—	—	0.10~ 0.60	≤0.01	余量
2	66-6-3-2 铝黄铜 (HAL66-6-3-2)	64.0~ 68.0	2.0~ 4.0	6.0~ 7.0	≤0.50	≤0.2	—	—	1.3~ 2.5	≤0.02	余量
3	25-6-3-3 铝黄铜 (ZCuZn25Al6Fe3Mn3)	60.0~ 66.0	2.0~ 4.0	1.5~ 7.0	—	—	—	—	—	—	余量
4	10-2 铅黄铜 (ZCuZn10Pb2)	58.0~ 63.0	—	0.2~ 0.8	0.5~ 2.5	—	—	—	—	—	余量
5	38-2-2 锰黄铜 (ZCuZn38Mn2Pb2)	57.0~ 60.0	—	—	1.5~ 2.5	—	—	—	1.5~ 2.5	—	余量
6	6.5-0.1 锡青铜 (QSn6.5-0.1)	余量	≤0.05	≤0.002	≤0.02	6.0~ 7.0	≤0.002	—	—	0.10~ 0.25	—
7	7-0.2 锡青铜 (QSn7-0.2)	余量	≤0.05	≤0.01	≤0.02	6.0~ 8.0	≤0.02	—	—	0.10~ 0.25	—
8	5-5-5 锡青铜 (ZCuSn5Pb5Zn5)	余量	—	—	4.0~ 6.0	4.0~ 6.0	—	—	—	—	1.0~ 6.0
9	10-1 锡青铜 (ZCuSn10P1)	余量	—	—	—	9.0~ 11.5	—	—	—	0.5~ 1.0	—
10	10-2 锡青铜 (ZCuSn10Zn2)	余量	—	—	—	9.0~ 11.0	—	—	—	—	1.0~ 3.0
11	5 铝青铜 (QAL5)	余量	≤0.05	4.0~ 6.0	≤0.03	≤0.1	≤0.1	—	≤0.5	≤0.01	≤0.5
12	7 铝青铜 (QAL7)	余量	≤0.05	6.0~ 8.0	≤0.03	≤0.1	≤0.1	—	≤0.5	≤0.01	≤0.5
13	9-1 铝青铜 (QAL9-1)	余量	2.0~ 4.0	8.0~ 10.0	≤0.01	≤0.1	≤0.1	—	≤0.5	≤0.01	≤1.0
14	10-3-1.5 铝青铜 (QAL10-3-1.5)	余量	2.0~ 4.0	8.5~ 10.0	≤0.03	≤0.1	≤0.1	—	1.0~ 2.0	≤0.01	≤0.5
15	10-4-4 铝青铜 (QAL10-4-4)	余量	3.5~ 5.5	9.5~ 11.0	≤0.02	≤0.1	≤0.1	3.5~ 5.5	≤0.3	≤0.01	≤0.5
16	9-2 铝青铜 (ZCuAl9Mn2)	余量	—	8.0~ 10.0	—	—	—	—	1.5~ 2.5	—	—
17	10-3 铝青铜 (ZCuAl10Fe3)	余量	2.0~ 4.0	8.5~ 11.0	—	—	—	—	—	—	—
18	10-3-2 铝青铜 (ZCuAl10Fe3Mn2)	余量	2.0~ 4.0	9.0~ 11.0	—	—	—	—	1.0~ 2.0	—	—
19	8-13-3-2 铝青铜 (ZCuAl10Fe3Mn2)	余量	2.5~ 4.0	7.5~ 8.5	—	—	—	1.8~ 2.5	11.5~ 14.0	—	—
20	9-4-1-2 铝青铜 (ZCuAl9Fe4Ni4Mn2)	余量	4.0~ 5.0	8.5~ 10.0	—	—	—	4.0~ 5.0	0.8~ 2.5	—	—

表 10-52 各种铜合金的主要特性及用途

序号	合 金 牌 号	主 要 特 性	用 途
1	HAL60-1-1	强度高,耐蚀性好	耐蚀齿轮、蜗轮
2	HAL66-6-3-2	强度高,耐磨性好,耐蚀性好	大型蜗轮
3	ZCuZn25Al6Fe3Mn3	有很高的力学性能,铸造性能好,耐蚀性较好,有应力腐蚀开裂倾向,可以焊接	蜗轮
4	ZCuZn40Pb2	有好的铸造性能和耐磨性,切削加工性能好,耐蚀性较好,在海水中应力腐蚀倾向	齿轮
5	ZCuZn38Mn2Pb2	有较高的力学性能和耐蚀性,耐磨性好,切削性能较好	蜗轮
6	QSn6.5-0.1	强度高,耐磨性好,压力及切削加工性能好	精密仪器齿轮
7	QSn7-0.2	强度高,耐磨性好	蜗轮
8	ZCuSn5Pb5Zn5	耐磨性和耐蚀性好,减摩性好,能承受冲击载荷,易加工,铸造性能和气密性较好	较高负荷、中等滑动速度下工作蜗轮
9	ZCuSn10Zn2	硬度高,耐磨性极好,有较好的铸造性能和切削加工性能,在大气和淡水中有良好的耐蚀性	高负荷、耐冲击和高滑动速度(8m/s)下齿轮、蜗轮
10	ZCuSn10Zn2	耐蚀性、耐磨性和切削加工性能好,铸造性能好,铸件气密性好	中等及较多负荷和小滑动速度的齿轮、蜗轮
11	QAL5	较高的强度和耐磨性及耐蚀性	耐蚀齿轮、蜗轮
12	QAL7	强度高,较高的耐磨性及耐蚀性	高强、耐蚀齿轮、蜗轮
13	QAL9-4	高强度,高减摩性和耐蚀性	高负荷齿轮、蜗轮
14	QAL10-3-1.5	高的强度和耐磨性,可热处理强化,高温抗氧化性,耐蚀性好	高温下使用齿轮
15	QAL10-4-4	高温(400℃)力学性能稳定,减摩性好	高温下使用齿轮
16	ZCuAl9Mn2	高的力学性能,在大气、淡水和海水中耐蚀性好,耐磨性好,铸造性能好,组织紧密,可以焊接,不易钎焊	耐蚀、耐磨齿轮、蜗轮
17	ZCuAl10Fe3	高的力学性能,在大气、耐磨性和耐蚀性好,可以焊接,不易钎焊,大型铸件自700℃空冷可以防止变脆	高负荷大型齿轮、蜗轮
18	ZCuAl10Fe3Mn2	高的力学性能和耐磨性,可热处理,高温下耐蚀性和抗氧化性好,在大气、淡水和海水中耐蚀性好,可焊接,不易钎焊,大型铸件自700℃空冷可以防止变脆	高温、高负荷、耐蚀齿轮、蜗轮
19	ZCuAl8Mn13Fe3Ni2	很高的力学性能,耐蚀性好,应力腐蚀疲劳强度高,铸造性能好,合金组织紧密,气密性好,可以焊接,不易钎焊	高强、耐腐蚀重要齿轮、蜗轮
20	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2	很高的力学性能,耐蚀性好,应力腐蚀疲劳强度高,耐磨性良好,在400℃以下具有耐热性,可热处理,焊接性能好,不易钎焊,铸造性能好	要求高强度、耐蚀性好及400℃以下工作重要齿轮、蜗轮

表 10-53 常用齿轮铜合金的力学性能

序号	合 金 牌 号	状 态	力 学 性 能 $\geq$					HBS
			抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa	伸长率/%		冲击韧性 $a_k$ /J·cm <sup>2</sup>	
					$\delta_5$	$\delta_{10}$		
1	HAL60-1-1	软态	440	—	—	18	—	95
		硬态	735	—	—	8	—	180
2	HAL66-6-3-2	软态	$>35$	—	—	7	—	—
		硬态	—	—	—	—	—	—

续表

序号	合 金 牌 号	状 态	力 学 性 能					HBS
			抗拉强度 $\sigma_b$ MPa	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ MPa	伸长率, %		冲击韧性 $a_k$ J · cm <sup>-2</sup>	
					$\delta_5$	$\delta_{10}$		
3	ZCuZn25Al6Fe3Mn3	S	725	380	10			160
		J	740	400	7			170
4	ZCuZn10Pb2	S	220		15			80
		J	280	120	20	—		90
5	ZCuZn38Mn2Pb2	S	245		10			70
		J	315		18			80
6	QSn6.5 0.1	软态	343~411	196~245	60~70			70~90
		硬态	686~784	578~637	7.5~1.2			160~200
7	QSn7-0.2	软态	353	225	64	55	174	≥70
		硬态	—	—				
8	ZCuSn5Pb5Zn5	S	200	90	13			60
		J	200	90	13			60
9	ZCuSn10P1	S	200	130	3	—		80
		J	310	170	2			100
10	ZCuSn10Zn2	S	240	120	12	—	—	70
		J	245	140	6	—	—	80
11	QAL5	软态	372	157	65	—	108	60
		硬态	735	259	5	—		200
12	QAL7	软态	461	245	70		147	70
		硬态	960	—	3	—	—	154
13	QAL9-4	软态	490~588	196	40	12~15	59~69	110~190
		硬态	784~980	343	5	—		160~200
14	QAL10-3-1.5	软态	590~610	206	9~13	8~12	59~78	130~190
		硬态	686~882	—	9~12	—	—	160~200
15	QAL10-4-4	软态	590~690	323	5~6	4~5	29~39	170~240
		硬态	880~1 078	539~588	—	—	—	180~240
16	ZCuAL9Mn2	S	390	—	20	—	—	85
		J	440	—	20	—	—	95
17	ZCuAL10Fe3	S	490	180	13	—	—	100
		J	540	200	15	—	—	110
18	ZCuAL10Fe3Mn2	S	490	—	15	—	—	110
		J	540	—	20	—	—	120
19	ZCuAL8Mn13Fe3Ni2	S	645	280	20	—	—	160
		J	670	310	18	—	—	170
20	ZCuAL9Fe4Ni4Mn2	S	630	250	16	—	—	160

注：软态为退火态；硬态为压力加工态；S为砂型铸造；J为金属型铸造。

表 10-54 齿轮常用铸造铜合金的物理性能

合 金 牌 号	密度 $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$	线膨胀系数 $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	热导率 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	电阻率 $\Omega \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{m}^{-1}$	弹性模量 MPa
ZCuZn25Al6Fe3Mn3	8.5	19.8	19.8		
ZCuZn40Pb2	8.5	20.1	83.7	0.068	
ZCuZn38Mn2Pb2	8.5		71.2	0.118	
ZCuSn5Pb5Zn5	8.7	19.1	102.2	0.080	89 180
ZCuSn10P1	8.7	18.5	48.9	0.213	73 892
ZCuSn10Zn2	8.6	18.2	55.2	0.160	89 180
ZCuAl9Mn2		20.1	71.2	0.110	
ZCuAl9Fe3	7.5	18.1	19.4	0.124	109 760
ZCuAl10Fe3Mn2	7.5	16.0	58.6	0.125	98 000
ZCuAl8Mn13Fe3Ni2	7.4	16.7	41.8	0.174	121 460
ZCuAl9Fe4Ni4Mn2	7.6	15.1	75.3	0.193	124 460

## 10.2.3.2 蜗杆副材料的选用

常用蜗杆和蜗轮材料见表 10-55 和表 10-56, 某些蜗杆副的材料选配及许用接触应力  $\sigma_{H\text{P}}$  见表 10-57。

表 10-55 蜗杆常用材料

材料牌号	热 处 理	硬 度	齿面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$
45、35SiMn、42SiMn、37SiMn2MoV、40Cr、38SiMnMo	表面淬火	45~55HRC	3.2~6.3
20MnVB、20SiMnVB、20Cr、20CrMnTi	渗碳淬火	58~63HRC	3.2~6.3
45(用于不重要的传动)	调质	<270HBS	25

表 10-56 蜗轮常用材料

蜗 轮 材 料	铸 造 方 法	适用的滑动速度 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	力 学 性 能	
			$\sigma_s/\text{MPa}$	$\sigma_H/\text{MPa}$
ZCuSn10P1	砂 型	$\leq 12$	130	200
	金属型	$\leq 26$	170	310
ZCuSn5Pb5Zn5	砂 型	$\leq 10$	90	200
	金属型	$\leq 12$	90	200

表 10-57 几种蜗杆副材料选配及许用接触应力  $\sigma_{H\text{P}}$ 

/MPa

蜗 轮 材 料	蜗 杆 材 料	滑 动 速 度 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$							
		0.25	0.5	1	2	3	4	6	8
ZCuAl10Fe3 ZCuAl10Fe3Mn2	钢(淬火) <sup>①</sup>	—	245	226	206	177	157	118	88.3
ZCuZn38Mn2Pb2	钢(淬火) <sup>②</sup>	—	211	196	177	147	132	93.2	73.6

续表

蜗轮材料	蜗杆材料	滑动速度 $m \cdot s^{-1}$							
		0.25	0.5	1	2	3	4	5	8
HT200 HT150 120~150HBS	渗碳钢	157	127	113	88.3				
HT150 120~150HBS	钢(调质或正火)	137	108	88.3	68.7	---			

① 蜗杆未经淬火时,需将表中  $\sigma_{HP}$  值降低 20%。

### 10.3 齿轮热处理工艺选择

齿轮的热处理主要有调质、表面淬火、渗碳(碳氮共渗)以及渗氮(氮碳共渗)等工艺。

#### 10.3.1 热处理冶金因素和工艺因素

##### 10.3.1.1 调质齿轮的计算截面尺寸

对于调质齿轮及其以调质作为表面淬火和渗氮预备热处理的齿轮,重要的一点是要保证工作齿部自表至里一定深度内应达到设计要求的硬度(强度),因而在热处理时应根据齿轮的结构确定其计算截面尺寸,即淬火时对冷却速率起决定作用的截面。

齿轮截面尺寸的确定举例如图 10-9 所示。

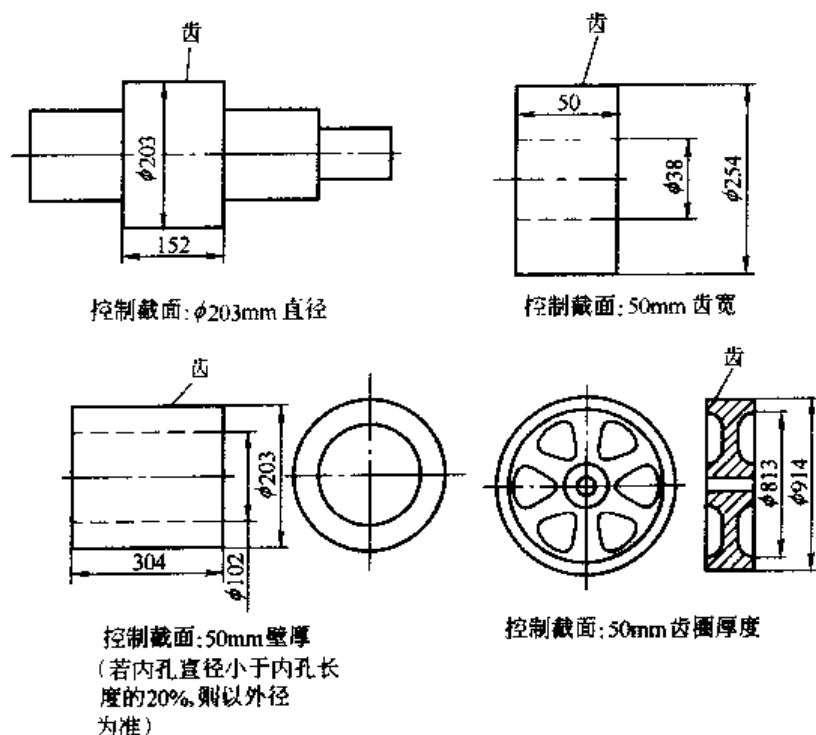


图 10-9 计算截面尺寸的确定方法

##### 10.3.1.2 表面硬化热处理齿轮

齿轮的表面硬化热处理主要是渗碳淬火、渗氮及感应(或火焰)表面淬火。各种表面硬化处理齿轮的性能都与表面硬度、金相组织、硬化层深度及心部硬度等因素有关,但是,根

据不同热处理工艺的特点，又各自有其主导的影响因素。

### (1) 感应（或火焰）表面淬火齿轮的硬化层分布

齿轮感应（或火焰）表面淬火具有效率高、钢材成本低及变形小等优点，因而得到广泛应用。但是表面淬火的质量控制比较难，这是影响使用寿命的关键所在。

在各种影响因素中，尤以硬化层分布形式对齿轮承载能力影响最大。残余应力分析和强度试验以及现场应用均表明，仅只齿面局部淬火的齿轮（见图 10-10）其接触疲劳强度和弯曲疲劳强度均很低，甚至低于未经表面淬火的调质齿轮，所以，应尽量采用沿齿廓淬火硬化（见图 10-11）。



（齿根不淬硬）

图 10-10 齿面局部加热淬火



（齿根淬硬）

图 10-11 沿齿廓加热淬火

### (2) 渗氮齿轮的硬化层深度

齿轮渗氮由于在较低温度（500~560℃）下进行，而且没有相变发生，因而变形小是突出的优点。随着渗氮工艺的不断改进，渗氮类齿轮的应用日益显现出良好的前景（见表 10-58）。

表 10-58 渗氮齿轮的工业应用举例

应用场合 齿轮参数	高速工业用		低速工业用		船用 发动机	军舰发动机			非同心 轴传动
	蒸汽透平 发动机	H/D 压缩机	H/D 煤炭 粉碎机	H/D 水泥磨	柴油机	燃气透平			燃气透平 发动机
功率/kW	6 570	4 588	336	2 237(功 率分支)	8 056	5 787	11 190	18 550	14 000
小齿轮节圆直径/mm	228	156	234	212	560	202	262	365	283
大齿轮节圆直径/mm	838	972	1 065	1 820	1 436	852	1 318	1 273	1 165
模数·mm	1.4	4.23	8.47	8.47	12	6.47	6.47	8	8.47
运行年限	15	6	15	9	6	15	15	1.5	4
接触应力/MPa(L.S.O 法)	904	905	835	1 014	614	996	1 065	760	1 394
最大切应力峰距表面 深度/mm	0.39	0.29	0.39	0.45	0.27	0.44	0.61	0.52	0.73

长期以来限制渗氮齿轮应用的原因很多，但最关键的是渗氮层太薄，难以承受齿面的接触载荷，因而要突破常规渗氮层深度的概念，采用“深层渗氮工艺”，根据国内外的推荐，渗氮齿轮的应用范围一般在模数 8mm 以下，最大可到 10mm。模数 2~6mm，其深度 0.6~0.8mm；模数 6~10mm，其深度 0.8~1.1mm。

### (3) 渗碳淬火齿轮的影响因素

渗碳淬火齿轮具有良好的综合力学性能，但是热处理工艺较为复杂，因而影响因素也较多，表 10-59 列出了各种冶金因素的影响以及各因素影响作用的大小。



表 10-59 冶金因素对渗碳齿轮寿命的影响

寿命类别		弯曲疲劳强度	抗点蚀能力	抗弯曲冲击强度	抗磨损能力
硬度分布	表面硬度	◎600HV 不渗透	◎800HV 以下硬度高较好	◎700HV 以下硬度高较好	◎硬度高较好
	硬化层硬度	○最佳值取决于模数	◎	○	△
	心部硬度	△	○	◎最佳值 350HV	
显微组织结构	晶粒度	○	○细较好	◎	
	残余奥氏体量	▲硬度降低 韧性提高	○改善轮齿的接触	△	▲硬度降低
	碳化物	▲应力集中源	▲	▲晶间脆裂	○硬度提高
缺陷	非马氏体表层	●	▲硬度下降	▲	▲硬度下降
	非金属夹杂物	▲	●应力集中源	--	--
	晶间韧性	△	△	◎	--
	残余应力	◎	○	--	-

注：◎表示对提高寿命有很大影响；○表示对提高寿命有一定影响；△表示对提高寿命有一些影响；表示对提高寿命几乎没有影响；●表示对降低寿命有很大影响；▲表示对降低寿命有一些影响。

① 碳化物对疲劳性能的影响 渗碳层碳化物形状、大小和数量对齿轮的疲劳强度影响见图 10-12、图 10-13 和表 10-60。

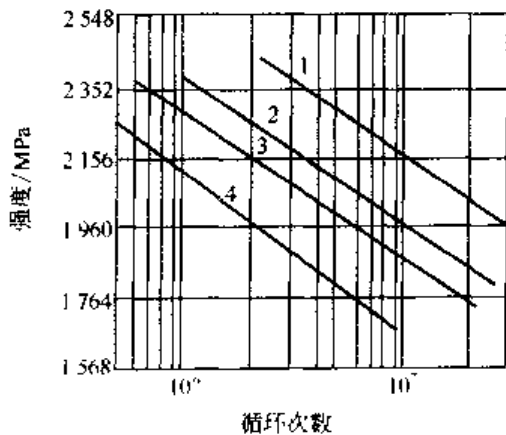


图 10-12 铬锰钛钢不同碳化物对接触疲劳的影响

- 1 表面含碳量 0.93%，马氏体+细点状碳化物；
- 2 表面含碳量 0.83%，单纯马氏体；
- 3 表面含碳量 1.07%，块状碳化物；
- 4 表面含碳量 1.07%，粗大碳化物

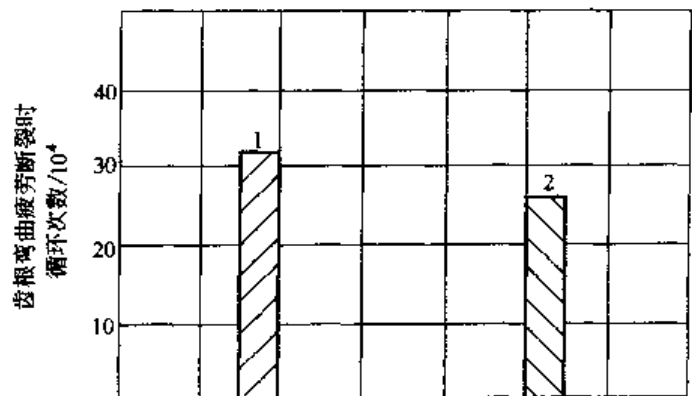


图 10-13 碳化物对 20CrMnTi 钢齿轮弯曲疲劳性能的影响

- 1—渗碳层深 1.3~1.5mm，碳化物 1 级；
- 2—渗碳层深 1.7~1.9mm，碳化物 4 级

表 10-60 碳化物级别与疲劳寿命（齿轮台架试验）

碳化物级别	<4	4~6	>6
疲劳寿命 万次	95.2	66.7	33.3

② 残余奥氏体对疲劳性能的影响 对不同残余奥氏体  $A_R$  含量的齿轮进行台架疲劳试验得出： $A_R$  含量在 10%~20% 之间的齿轮平均疲劳寿命最高（104.8 万次）， $A_R$  含量在

20%~40%之间,其平均疲劳寿命下降 1/2 (51.3 万次), $A_R$  含量大于 40%的齿轮平均疲劳寿命则下降 3/4 (24.5 万次),而  $A_R$  含量小于 10%的平均疲劳寿命也有所降低 (70.9 万次),如表 10-61 所示。

表 10-61 残余奥氏体含量与疲劳寿命

$A_R$ 含量/%	<10	10~20	20~40	>40
平均疲劳寿命 万次	70.9	104.8	51.3	24.5

③ 黑色组织对疲劳性能的影响 渗碳,特别是碳氮共渗淬火后表面出现的黑色组织对齿轮疲劳性能会产生不利的影响。试验结果见表 10-62。所以一般要求黑色组织的深度控制在 0.02mm 以下。

表 10-62 黑色组织对接触疲劳寿命的影响

碳氮共渗层深度/mm	黑色组织层深度/mm	在 3 600MPa 应力下出现点蚀的应力循环次数
0.92~0.95	0	$55.9 \times 10^6$
0.8	0.025	$7.7 \times 10^6$
1.0~1.1	0.07~0.08	$0.46 \times 10^6$

(4) 各种表面硬化齿轮的心部硬度

心部硬度是表面硬化处理齿轮硬化层的支承基础,显然,心部硬度低会影响齿轮的承载能力。对感应(或火焰)淬火齿轮及渗氮齿轮常常因为心部硬度低而早期失效,根据试验和应用表明,心部硬度通常不应低于 300HBS。

对于渗碳淬火齿轮,心部硬度存在一个最佳范围,过高的心部硬度会因降低表面有利的残余压应力而影响齿轮弯曲疲劳强度(见图 10-14 和表 10-63),通常心部硬度在 35~45HRC 范围。

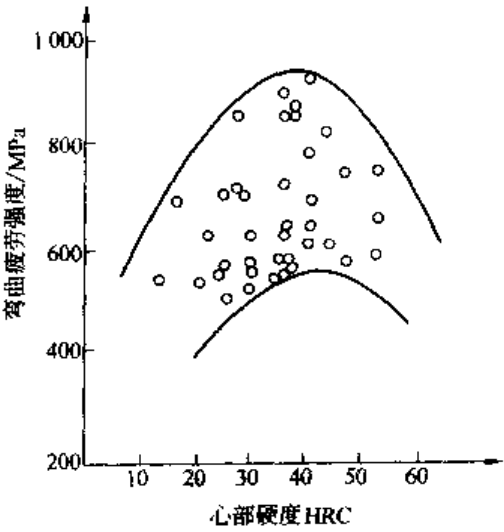


图 10-14 齿根心部硬度对弯曲疲劳强度的影响

10.3.1.3 钢材的淬火冷却

(1) 钢材的淬透性表示方法

为了评定钢材的淬透性,工业中采用了若干种方法,表 10-64 列举了常用的四种。

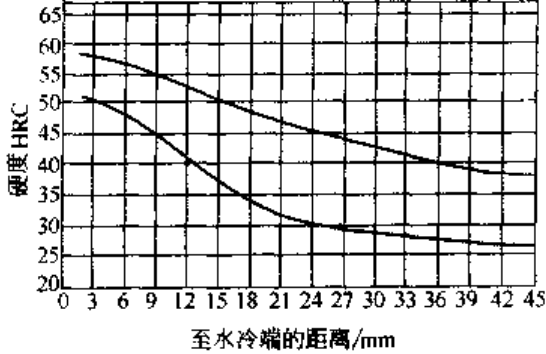
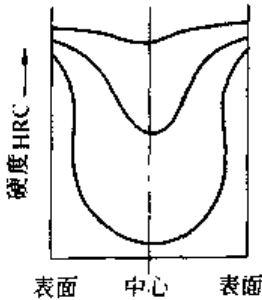
表 10-63 渗碳件的心部硬度对弯曲疲劳寿命的影响

钢 号	试验时间 min	破坏时应 力循环次数	硬度 HRC		渗碳层深度 mm	表 层 组 织
			表面	心部		
20MnTiB	97.5	58380	60~62	41	1.15	马氏体及少量残余奥氏体
20CrMnTi	57.0	34200	60~62	35~37	1.25	马氏体及较多残余奥氏体
36CrMnTi	36.0	21800	60~62	50	0.85	马氏体及少量残余奥氏体

## (2) 淬火冷却介质及冷却条件

淬火冷却速度对钢的淬透性基本上没有影响,但对工件的淬透层深度却有决定性的作用,冷却速度越高,淬透层深度越深。冷却速度主要由淬火冷却介质及冷却条件决定。钢在各种冷却介质中的冷却速度和冷却强度见表 10-65。影响淬火介质冷却能力的因素见表 10-66。冷却条件对冷却强度的影响见表 10-67。

表 10-64 钢材的淬透性表示方法

方法名称	方 法 要 点	表 示 法																	
末端淬火法	采用一种端淬试样,在标准条件下淬火,测量从水冷端开始的硬度梯度,测量方法细则可参见 GB T 225—1988	<p>(1)淬透性曲线</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>相同淬火硬度的棒料直径/mm</th><th>硬度部位</th><th>淬火</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>97</td><td>表 面</td><td rowspan="3">水淬</td></tr> <tr> <td>28 51 74 97 122 147 170</td><td>距中心 3/4R</td></tr> <tr> <td>18 31 41 51 61 71 81 91 99</td><td>中 心</td></tr> <tr> <td>20 46 64 76 86 97</td><td>表 面</td><td rowspan="3">油淬</td></tr> <tr> <td>13 25 41 51 61 71 81 91 102</td><td>距中心 3/4R</td></tr> <tr> <td>5 15 25 36 43 51 61 71 79</td><td>中 心</td></tr> </tbody> </table>  <p>(2)淬透性值 <math>J</math> 例: <math>J \frac{50}{9}</math> 表示离水冷端距离 9mm 处的硬度为 50HRC</p>	相同淬火硬度的棒料直径/mm	硬度部位	淬火	97	表 面	水淬	28 51 74 97 122 147 170	距中心 3/4R	18 31 41 51 61 71 81 91 99	中 心	20 46 64 76 86 97	表 面	油淬	13 25 41 51 61 71 81 91 102	距中心 3/4R	5 15 25 36 43 51 61 71 79	中 心
相同淬火硬度的棒料直径/mm	硬度部位	淬火																	
97	表 面	水淬																	
28 51 74 97 122 147 170	距中心 3/4R																		
18 31 41 51 61 71 81 91 99	中 心																		
20 46 64 76 86 97	表 面	油淬																	
13 25 41 51 61 71 81 91 102	距中心 3/4R																		
5 15 25 36 43 51 61 71 79	中 心																		
U 形曲线法	采用一定尺寸大小的圆柱形试样淬入水、油或其他冷却介质中,然后切割试样,沿截面直径从表至里测其硬度值,根据硬度值画出“表面-中心-表面”的硬度分布曲线	<p>U 形曲线</p> 																	



方法名称	方 法 要 点	表 示 法
临界直径法	<p>采用一系列不同直径大小的圆形钢棒在水、油或其他冷却介质中淬火,然后逐个测定硬度,确定完全淬透的截面直径,用影线图标示如下:</p> <p>直径 25 37.5 50 62.5 75 100</p> <p>水淬 </p> <p>油淬 </p>	<p><math>D_c</math> - 在某一冷却介质中淬火后能获得完全淬透的最大截面直径</p> <p>例 <math>D_{c水} = 37.5\text{mm}</math>, 表示这种钢在水中淬火的临界直径为 37.5mm</p>
理想临界直径计算法	<p>通过钢材的化学成分和本质晶粒度来计算其淬透性</p> $D_I = D_{Ic} \times F_{Si} \times F_{Mn} \times F_{Cr} \times F_{Mo} \times \dots$ <p>式中 <math>D_I</math> - 理想临界直径, mm</p> <p><math>D_{Ic}</math> - 碳钢在不同含碳量及晶粒度时的理想临界直径, mm</p> <p><math>F_{Si}</math> - 合金元素 Si 一定含量时的淬透性系数 (<math>F_{Mn}, F_{Cr} \dots</math> 意义相同)</p>	<p><math>D_I</math> - 某一钢材在冷却速度为无穷大的冷却介质中淬火后,其钢材中心部分获得 50% 马氏体组织时的最大直径</p>

表 10-65 钢在各种常用淬火剂中的冷却速度和冷却强度

淬 火 剂	在下列温度区间的最高冷却速度 / $^{\circ}\text{C} \cdot \text{s}^{-1}$		以 20 $^{\circ}\text{C}$ 水为标准的相对冷却强度 $H$	
	650~550 $^{\circ}\text{C}$	300 $^{\circ}\text{C}$	650~550 $^{\circ}\text{C}$	300 $^{\circ}\text{C}$
20 $^{\circ}\text{C}$ 的水	240	85	1.00	1.00
40 $^{\circ}\text{C}$ 的水	190	85	0.79	1.00
60 $^{\circ}\text{C}$ 的水	130	70	0.54	0.82
普通淬火油	45	5	0.19	0.06
中速淬火油	71	6	0.30	0.07
高速淬火油	96	9	0.40	0.11
30 $^{\circ}\text{C}$ 的 5% PAG 类水溶液	165	80	0.69	0.94
30 $^{\circ}\text{C}$ 的 10% PAG 类水溶液	145	45	0.60	0.53
30 $^{\circ}\text{C}$ 的 15% PAG 类水溶液	125	30	0.52	0.35

注: 1. 本数据是采用 ISO 9950: 1995 规定方法测定的。

2. 冷却状态为静态、无搅拌。

3. 水的数据为郑州机械研究所测定, 其余数据为引用。

表 10-66 影响淬火介质冷却能力的因素

影 响 因 素		影 响 倾 向
介质本身物理性质的影响	比热容	当介质的比热容越大, 单位质量所吸收的热量越多, 介质的冷却能力也就越强
	传热系数	介质的传热系数越大时, 其冷却能力也就越强烈
	黏度	介质黏度越大, 流动性就越差, 对流传热能力就越差, 其冷却能力就越弱
	汽化热	介质的汽化热值越大, 热负荷越大, 在淬火冷却过程中介质的特性温度则越高, 其冷却能力也就越强
	蒸气压	蒸气压越低, 传热系数越大, 其带走工件的热量也越多, 则冷却能力越强

续表

影响因素		影响倾向
介质本身物理性质的影响	添加剂	为了改善淬火介质的冷却性能,加入添加剂,以提高蒸气膜稳定性,降低淬火介质冷却能力或以降低蒸气膜稳定性,提高淬火介质冷却能力
外界因素的影响	温度	水及水溶性介质,通常是随介质温度的升高,冷却能力急剧下降。油类介质,由于温度升高改善了介质流动性,使工件冷却均匀性得到提高,畸变减小
	冷却条件	搅动提高了介质的冷却能力,特别是缩短了蒸气膜阶段的持续时间。适当均匀的搅动可提高工件表面性能的均匀性,对于提高硬度、硬度的均匀性、减小畸变及开裂倾向均有一定效果。关于冷却条件对冷却强度的影响见表 10-67

表 10-67 冷却条件对冷却强度的影响

冷却状态	相对冷却强度 $H$			
	空气	油	水	食盐水
静止	0.02	0.25~0.30	0.90~1.0	2
轻微搅动	—	0.30~0.35	1.0~1.1	2~2.2
缓慢搅动	—	0.35~0.40	1.2~1.3	—
中等搅动	—	0.40~0.50	1.4~1.5	—
强烈搅动	0.05	0.50~0.80	1.6~2.0	—
激烈搅动	—	0.80~1.10	4	5
端淬喷水	—	—	2.5	—

### 10.3.2 齿轮的热处理工艺选择

#### 10.3.2.1 齿轮的调质

##### (1) 调质齿轮副的硬度选配

调质齿轮的硬度选配要合适。表 10-68 和表 10-69 是水泥工业大型磨机减速器齿轮副硬度选配的两个例子。

表 10-68 大型磨机减速器齿轮副硬度选配 (一)

齿轮名称	硬度 HBS	热处理	齿轮名称	硬度 HBS	热处理
一级小齿轮	285~321	调质	二级小齿轮	331~363	调质
一级大齿轮	217~262		二级大齿轮	285~321	

表 10-69 大型磨机减速器齿轮副硬度选配 (二)

齿轮名称	功率 800~2 000kW		功率 ≥4 000kW	
	硬度	热处理	硬度 HBS	热处理
一级小齿轮	495HBW	渗碳	321	调质
一级大齿轮	302HBS	调质	269	
二级小齿轮	495HBW	渗碳	321	
二级大齿轮	302HBS	调质	269	

表 2-52 是常用减速器齿轮副的硬度选配方案,可供参考。

##### (2) 齿轮钢材调质硬度的确定

调质齿轮淬火后的最低硬度主要决定于所要求的强度，并考虑具有足够的韧性。齿轮所需强度越高，相应其硬度也就要求越高，因此淬火时马氏体转变就应当越完全。这种关系由图 10-15 表示。图中影线重叠区具有较高的韧性。

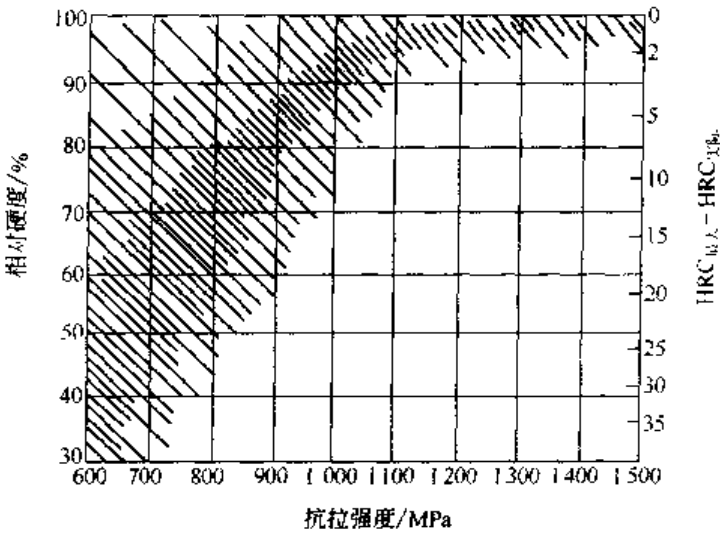


图 10-15 要求的最低硬度与调质钢强度之间的关系

相对硬度值的大小对调质钢的强度、塑性和韧性有影响，特别是在高强度时这种影响就显得更大，图 10-16 给出了这种关系。

(3) 齿轮钢材的调质深度

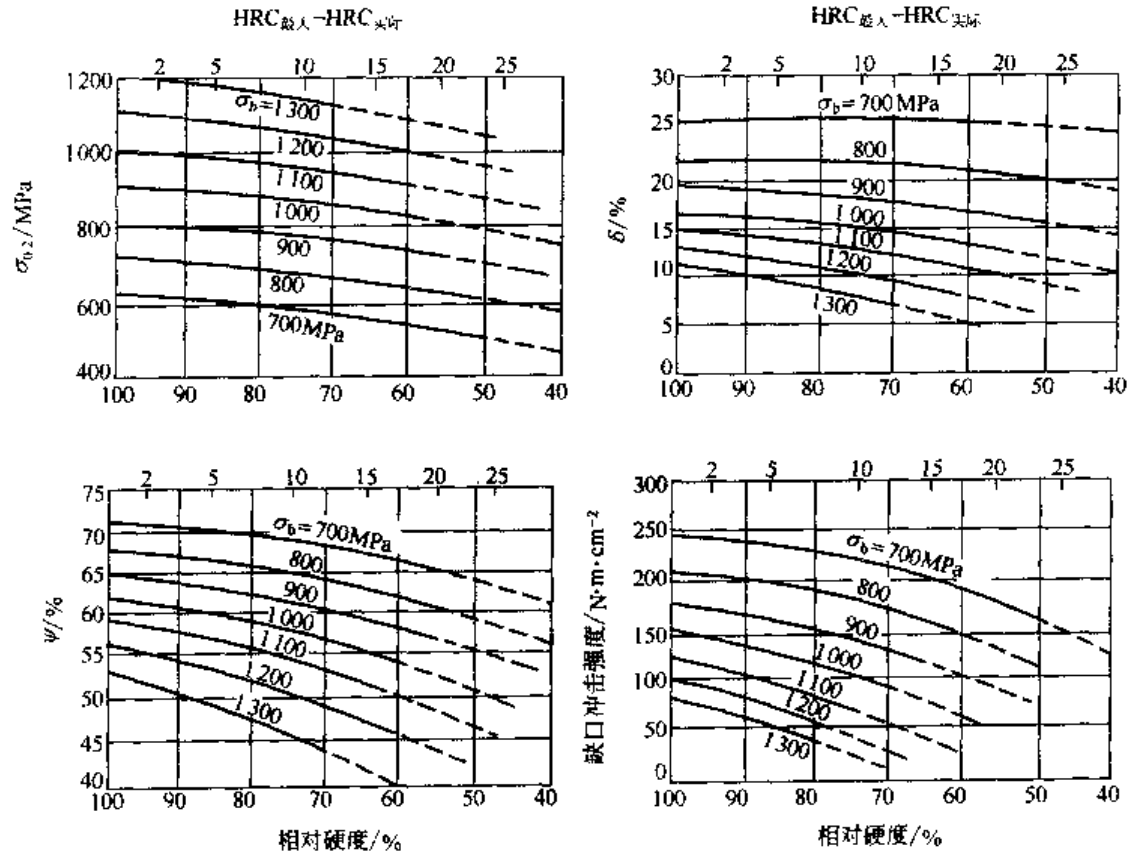


图 10-16 相对淬火硬度对力学性能的影响

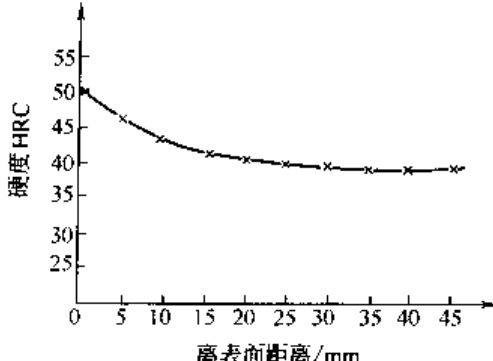
较大齿轮调质淬火时，由于受到钢材淬透性和冷却条件的限制，往往很难使整个截面淬透。不同种类的钢材，在不同冷却条件下，根据截面尺寸大小的不同，其淬透深度是不一样的。

已知钢材及尺寸大小求截面硬度分布，其求法如下。

① 圆棒钢材的求法 方法及步骤见表 10-70。

表 10-70 已知钢材及圆棒直径求截面硬度分布的方法

求作方法步骤			参 考 图																																			
<p>已知：钢材 12CrMo，直径 120mm</p> <p>求：油淬后截面的硬度分布</p>																																						
1	<p>利用右图在纵坐标 120mm 处向右作平行于横坐标的直线，与各曲线相交；通过各交点作横坐标的垂线，得出不同直径处油淬后与末端淬火法中至水冷端距离的关系</p>																																					
2	<p>利用右图 42CrMo 钢的淬透性曲线[图(a)]查出相应的硬度值</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>圆棒自表面至心部距离/mm</th> <th>相应于至水冷端距离/mm</th> <th>相应硬度值 HRC</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>15</td><td>50</td></tr> <tr><td>5</td><td>21</td><td>47</td></tr> <tr><td>10</td><td>26</td><td>44</td></tr> <tr><td>15</td><td>31</td><td>42</td></tr> <tr><td>20</td><td>35</td><td>41</td></tr> <tr><td>25</td><td>37</td><td>40</td></tr> <tr><td>30</td><td>42</td><td>39</td></tr> <tr><td>35</td><td>47</td><td>38</td></tr> <tr><td>40</td><td>48</td><td>38</td></tr> <tr><td>45</td><td>52</td><td>38</td></tr> </tbody> </table>			圆棒自表面至心部距离/mm	相应于至水冷端距离/mm	相应硬度值 HRC	0	15	50	5	21	47	10	26	44	15	31	42	20	35	41	25	37	40	30	42	39	35	47	38	40	48	38	45	52	38	<p>(a) 42CrMo 钢的淬透性曲线</p>	
圆棒自表面至心部距离/mm	相应于至水冷端距离/mm	相应硬度值 HRC																																				
0	15	50																																				
5	21	47																																				
10	26	44																																				
15	31	42																																				
20	35	41																																				
25	37	40																																				
30	42	39																																				
35	47	38																																				
40	48	38																																				
45	52	38																																				

求作方法步骤	参 考 图
已知: 钢材 42CrMo, 直径 120mm 求: 油淬后截面的硬度分布	
步 3 作出硬度分布曲线[图(b)]	 <p style="text-align: center;">(b) 硬度分布曲线</p>

② 板状钢材的求法 方法及步骤与圆棒钢材相同，只是所采用的参考曲线不一样。图 10-17 (a)、(b) 分别为平板钢材在水冷和油冷条件下的截面硬度分布曲线图。

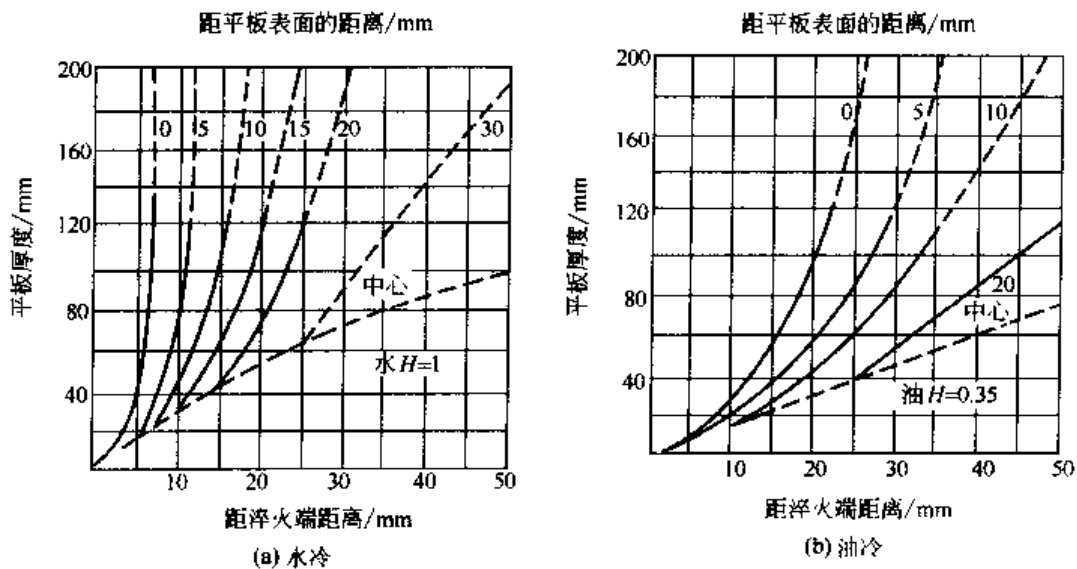


图 10-17 根据端淬试样的硬度分布求平板试样截面的硬度分布

③ 齿轮毛坯的求法 齿轮毛坯件调质后截面硬度的分布求法，其关键是截面尺寸的确定。实际使用中可根据各种齿轮的结构特点归并为圆形截面和板状截面两种，然后再按上述两种截面的硬度分布求法来求作。表 10-71 列举了 7 种典型结构齿轮截面尺寸的确定方法，可供参考。

#### (4) 调质齿轮钢材的选择

调质齿轮钢材的选择举例如下。

已知: 直径 300mm 的棒料, 用来制作模数 8mm 的齿轮, 要求距表面 20mm 处的强度  $\sigma_b$  不低于 900MPa。

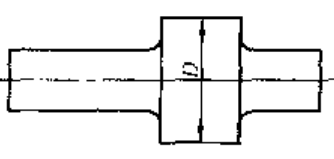
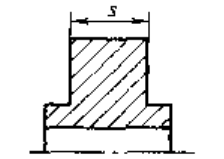
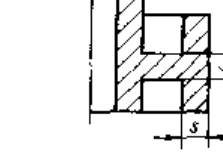
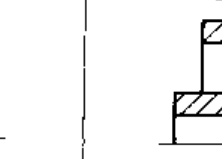
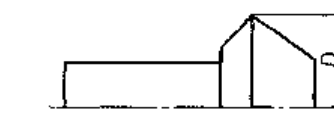
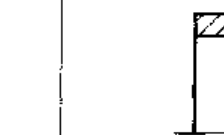
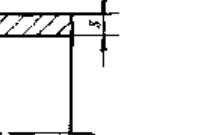
求: 采用油淬能满足要求的钢材。

方法和步骤:

① 利用图 10-15,  $\sigma_b = 900\text{MPa}$  时的相对硬度值选取为 70%; 已知各类中碳合金钢油淬后的



表 10-71 典型结构齿轮截面尺寸确定法

I 	II 	III 	IV 
V 	VI 	VII 	

最高硬度值一般都在 55HRC 左右, 所以相对硬度值 70% 时的硬度便是  $0.7 \times 55\text{HRC} = 38.5\text{HRC}$ ;

② 利用图 10-18 中  $H=0.4$  的曲线, 在纵坐标 300mm 处向右作平行于横坐标的直线与各曲线相交, 从距表面 20mm 的曲线交点向横坐标作垂线, 得出该处油淬后硬度相当于末端淬火法中至水冷端距离为 56mm;

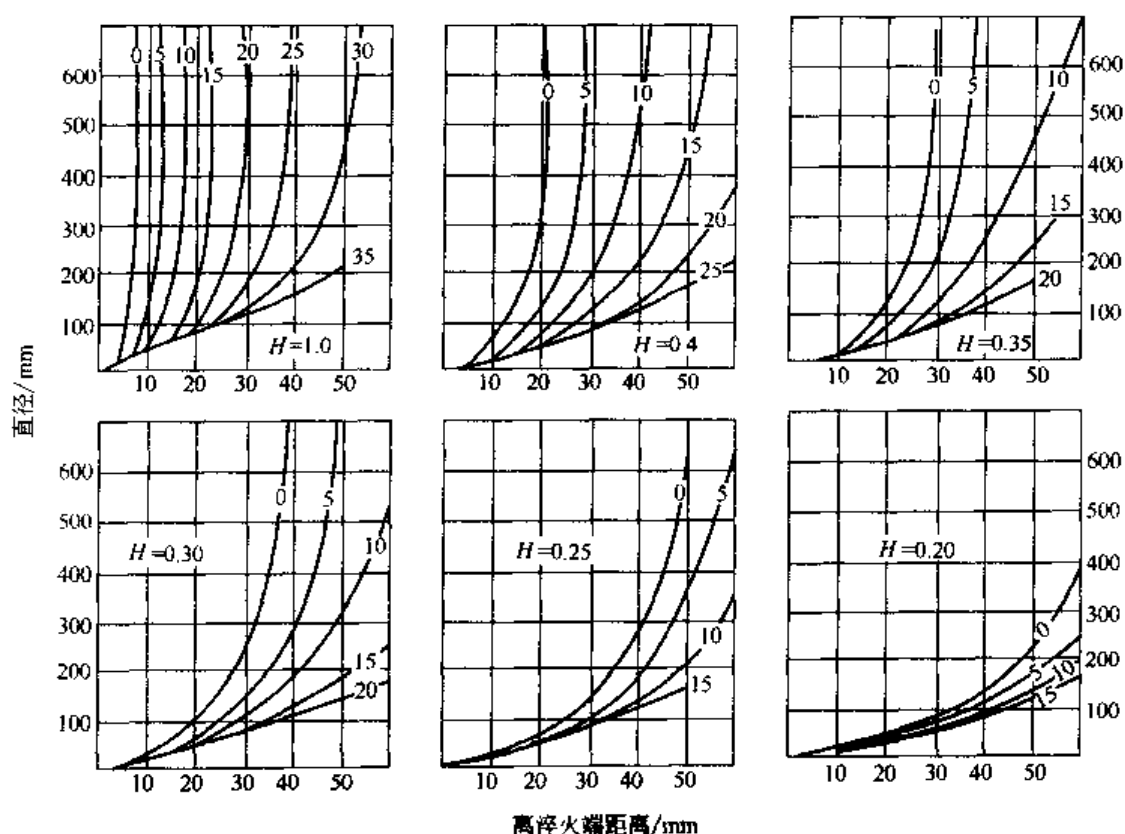
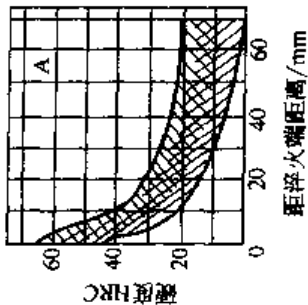
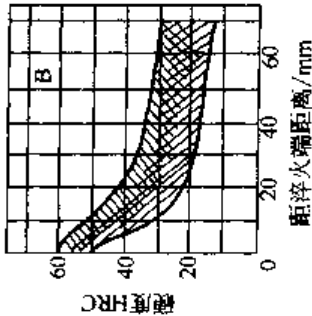


图 10-18 根据端淬试样的硬度分布求大直径圆截面材料硬度分布

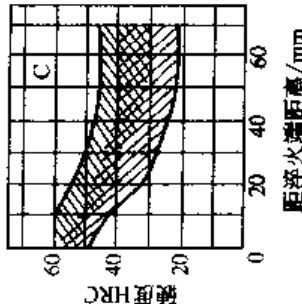
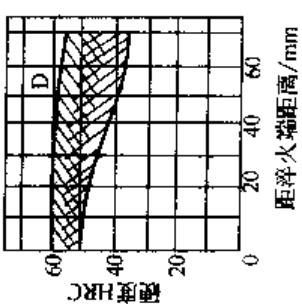
(图中曲线上数值为距表面距离, 单位为 mm)

③ 利用钢材的淬透性曲线查找至水冷端距离 56mm 处其硬度值不低于 38.5HRC 的钢材, 从表 10-72 查得, 35CrMo、42CrMo、40CrMnMo 等钢材均能满足要求, 可根据供货情况适当选用。

表 10-72 调质钢的淬透性和化学成分 (质量分数)

各种钢组的淬透性带 <sup>①</sup>	标准钢号				中国 <sup>②</sup> GB	化学成分/%						
	德国 DIN	法国 AFNOR	英国 BS970	美国 AISI /SAE		C	Mn	Si	P <sup>③</sup> 、S <sup>③</sup>	Cr	Ni	Mo
	A3	St 70	C60 d	(En9)		≈0.50		—	d			
	A3	C 60	C60 e	(En9K)	60	0.57~0.65	0.50~0.80	0.15~0.35	e			
	A3	Clk 60	(x)C60 f			0.57~0.65	0.50~0.80	0.15~0.35				
	A2	St 60	C45 d	(En8)		≈0.40	—	—	d			
	A2	C 45	C45 e	(En8K)	45	0.42~0.50	0.50~0.80	0.15~0.35	e			
	A2	Clk 45	(x)C45 f			0.42~0.50	0.50~0.80	0.15~0.35	f			
	A1	St 50	C35 d	(En6)		≈0.30	—	—	d			
	A1	C 35	C35 e	(En6K)	35	0.32~0.40	0.50~0.80	0.15~0.35	e			
	A1	Clk 35	(x)C35 f			0.32~0.40	0.50~0.80	0.15~0.35	f			
	B2	37MnSi5			35SiMn	0.33~0.41	1.1~1.4	1.1~1.4	f			
	B1	38MnSi4				0.34~0.42	0.9~1.2	0.7~0.9	f			
	B2	36Mn5			35Mn2	0.32~0.40	0.6~1.6	0.05~0.35	f			
	B1		En8			0.35~0.45	0.6~1.0	0.05~0.35	d,e			
	B1		En8K		40Mn	0.35~0.45	0.6~1.0	0.05~0.35	e			
	B3		En12			0.30~0.45	max. 1.5	0.05~0.35	e			0.6~1.0
	B2			1335		0.33~0.38	1.6~1.9	0.2~0.35	d,e			
	B3			1345		0.43~0.48	1.6~1.9	0.2~0.35	d,e			
	B2		En15		45Mn2	0.30~0.40	1.3~1.7	0.1~0.35	d,e			

续表

各种钢组的淬透性带 <sup>①</sup>	标准钢号					化学成分, %						
	德国 DIN	法国 AFNOR	英国 BS970	美国 AISI /SAE	中国 <sup>②</sup> GB/YB	C	Mn	Si	P <sup>③</sup> , S <sup>④</sup>	Cr	Ni	Mo
 <p>图 C</p>	C1 34CrMo4				35CrMo	0.32~0.37	0.5~0.8	0.15~0.35	f, g, h	0.9~1.2		0.15~0.25
	C3 42CrMo4				42CrMo	0.38~0.45	0.5~0.8	0.15~0.35	f, g, h	0.9~1.2		0.15~0.25
	C1	35CD4				0.32~0.38	0.6~0.8	0.4	f, g, h	0.85~1.15		0.20~0.30
	C3	42CD4				0.39~0.45	0.6~0.8	0.4	f, g, h	0.85~1.15		0.20~0.35
	C2		En19A			0.35~0.45	0.5~0.8	0.1~0.35	f	0.9~1.2		0.2~0.40
	C2		En19			0.35~0.45	0.5~0.8	0.1~0.35	f	0.9~1.5		0.15~0.25
	C1			4135		0.33~0.38	0.7~0.9	0.2~0.35	f	0.8~1.15		0.15~0.25
	C2			4137		0.35~0.40	0.7~0.9	0.2~0.35	f	0.8~1.15		0.15~0.25
	C2			4140	40CrMnMo	0.38~0.43	0.75~1.0	0.2~0.35	f	0.8~1.15		0.15~0.25
	C3			4142		0.40~0.45	0.75~1.0	0.2~0.35	f	0.8~1.15		0.15~0.25
	C3			4145		0.43~0.48	0.75~1.0	0.2~0.35	f	0.8~1.15		0.15~0.25
	C2	36CrNiMo4				0.32~0.40	0.5~0.8	0.15~0.35	f, g, h	0.9~1.2	0.9~1.2	
	C1		35NCD4			0.32~0.38	0.5~0.9	0.4	f, g, h	0.4~0.7	1.0~1.3	
 <p>图 D</p>	D2 34CrNiMo6					0.30~0.38	0.4~0.7	0.15~0.35	f, g, h	1.1~1.7	1.4~1.7	0.15~0.25
	D3 (42CrNiMo6)					0.38~0.45	0.4~0.7	0.15~0.35	f, g, h	1.4~1.7	1.4~1.7	0.15~0.25
	D2 (30NiCrMo74)					0.28~0.35	0.4~0.7	0.15~0.35	f, g, h	0.9~1.2	1.8~2.1	0.20~0.30
	D1 (37NiCrMo7)			4347		0.35~0.40	0.5~0.8	0.20~0.35	f, g, h	0.7~0.9	1.65~2.0	0.20~0.30
	D1 (40NiCrMo7)		En21	4340	40CrNiMo	0.38~0.43	0.5~0.8	0.20~0.35	f, g, h	0.7~0.9	1.65~2.0	0.20~0.30
	D6 (40NiCrMo6)		En26			0.35~0.45	0.45~0.7	0.10~0.35	f, g, h	0.9~1.4	1.3~1.8	0.20~0.35
	D6					0.36~0.44	0.5~0.7	0.10~0.35	f, g, h	0.5~0.8	2.3~2.8	0.10~0.70
	D6											

各种钢组的淬透性带 <sup>①</sup>	标准钢号					化学成分, %						
	德国 DIN	法国 AFNOR	英国 BS970	美国 AISI /SAE	中国 <sup>②</sup> GB	C	Mn	Si	P <sup>③</sup> , S <sup>③</sup>	Cr	Ni	Mo
	30CrNiMo8 (40CrNiMo8)	32NCD8 35NCD14	En26 En27 En28		34CrNi3Mo <sup>④</sup>	0.28~0.34 0.37~0.43 0.28~0.34 0.30~0.40 0.36~0.44 0.30~0.35 0.30~0.40	0.3~0.6 0.3~0.6 <0.5 <0.4 0.5~0.7 <0.7 <0.7	0.15~0.35 0.15~0.35 <0.4 <0.35 0.1~0.35 0.1~0.35 0.1~0.35	f, g, h f, g, h f, g, h f, g, h f, g, h f, g, h f, g, h	1.8~2.1 1.8~2.1 1.9~2.4 1.2~1.5 0.5~0.8 0.5~1.3 0.75~1.5	1.8~2.1 1.8~2.1 1.9~2.4 3.2~3.7 2.3~2.8 3.0~3.75 3.0~4.5	0.25~0.35 0.25~0.35 0.6~0.8 0.2~0.3 0.1~0.7 0.2~0.65 0.2~0.35
	E1 E3 E1 E6 E3 E1 E6											
	34NiCrMo16	30NCD16 40NCD18	En30B			0.30~0.36 0.28~0.35 0.28~0.34 0.35~0.45	0.4~0.7 0.15~0.55 0.4~0.6 0.15~0.55	0.15~0.35 0.10~0.10 0.10~0.35 0.10~0.10	g, h h h I	1.6~2.0 1.2~1.5 1.1~1.4 1.4~1.7	3.7~4.2 3.7~4.7 3.9~4.3 4.3~4.9	0.25~0.45 0.40~0.60 0.20~0.40 0.10~0.60
	F2 F1 F1 F3											

① 3=淬透性带的上部区,左倾斜线;

2=淬透性带的中部区,网格线;

1=淬透性带的下部区,右倾斜线;

6=淬透性带的全部阴影线区域。

② 此列是作者加的,还可根据钢的淬透性曲线分别归入各类。

③ P、S成分具体如下:

成分	d	e	f	g	h
P <sub>max</sub>	0.050	0.040	0.035	0.030	0.025
S <sub>max</sub>	0.050	0.040	0.035	0.030	0.025
(S+P) <sub>max</sub>	0.090	0.070	0.035	0.055	0.050

④ 可用 37SiMn2MoV 钢代替。

注: A、B 组可以用于正火态。

### (5) 大模数齿轮的开齿调质

大模数齿轮采用整体毛坯调质，由于受到钢材淬透性的限制，往往在齿根部位不能获得要求的调质组织和硬度，因此，当齿轮模数较大时，如碳素钢齿轮模数大于 12mm 时，应采用先开齿再调质的工艺，其齿轮的加工工艺路线如下：

毛坯锻造→退火→粗车→精车→粗铣齿（开齿）→调质→精铣齿

图 10-19 所示为 42CrMo 钢  $m = 22\text{mm}$ ， $z = 20$  的大齿轮采用开齿调质后轮齿各部位的硬度分布曲线。采用开齿调质，由于改善了齿部的冷却条件，可以采用淬透性较低、含合金元素较少的钢材，从而降低成本。

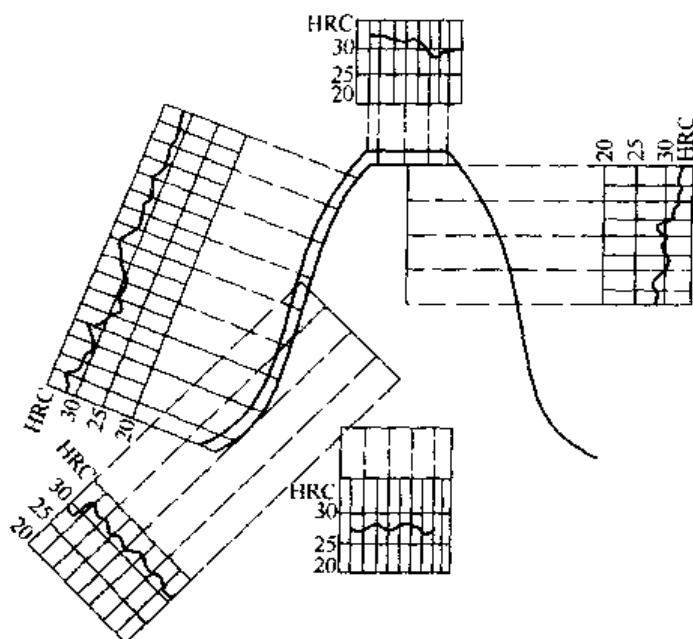


图 10-19 开齿调质齿轮的轮齿硬度分布

### (6) 常用调质齿轮钢材的分类

表 10-72 列出常用调质钢材的淬透性和化学成分，并按钢材淬透性的大小分成 6 类。各类钢材推荐的应用范围可参考表 10-73。

表 10-73 推荐的 A~F<sup>①</sup> 组调质钢的应用范围

尺寸/mm	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa						
	588~735	686~833	784~931	882~1 029	980~1 127	1 078~1 225	1 176~1 323
圆棒直径	适用钢组的淬透性带						
≤40	A1, A2	A3, B, C	B2, C	C	C3, D	D	D
>40~80	A2	A3, B, C	B3, C, D	C3, D	D	D, E	D2, D3, E
>80~120	B, C1	C	C2, C3, D	D	D, E	D2, D3, E	E
>120~180	B, C1	C	C2, C3, D	D, E	E	E	E
>180~250	B, C1	C2, C3, D	D	D2, D3, E	E	E	E
>250	B2, B3, C	C2, C3, D	D2, D3, E	E	E	E, F	E, F
轮辋的厚度	适用钢组的淬透性带						
≤20	A1	A2, B	C	C, D	D	D	D
>20~40	A2	B, C	C, D	C, D	D	D	D, E
>40~60	A2, B	B, C	C, D	D	D	D, E	E
>60~90	B, C	C, D	D	D	D, E	D, E	E
>90~120	B, C	C, D	D	D, E	E	E	E, F
>120	C	D	D, E	E	E	E, F	E, F
齿轮坯的厚度	适用钢组的淬透性带						
≤12.5	A2, A2	A2, B	B, C	C	C, D	C, D	D
>12.5~25	A1, A2	B, C	C	C, D	D	D	D
>25~50	A2	B, C	C, D	C, D	D	D	D, E
>50~100	A2, B	C	C, D	D	D, E	E	E
>100~200	B	C	D	D	D, E	E, F	E, F
>200	B	C	D	D	D, E	E, F	E, F

① A~F 见表 10-72。

### 10.3.2.2 齿轮的表面淬火

#### (1) 表面淬火齿轮的技术条件

① 硬化层分布形式 齿轮表面淬火硬化层分布形式、强化效果及应用范围列于表 10-74, 以供参考。

② 硬化层及心部技术条件 齿轮表面淬火硬化层及心部技术条件见表 10-75, 硬化层深度的确定可参考表 10-76。

表 10-74 齿轮表面淬火硬化层分布形式及应用范围





硬化层分布形式	工艺方法	强化效果	应用范围		
			高频(包括超音频)淬火	中频(2.5kHz、8kHz)淬火	火焰淬火
 (齿根不淬硬)	回转加热淬火法	齿面耐磨性提高;弯曲疲劳强度没有多大影响,许用弯曲应力低于该钢材调质后的水平	处理齿轮直径由设备功率决定;齿宽 10~100mm; $m \leq 5\text{mm}$	处理齿轮直径由设备功率决定;齿宽 35~150mm;个别可达 400mm; $m \leq 10\text{mm}$	齿轮直径可到 450mm;专用淬火机床 $m \leq 6\text{mm}$ ,个别情况可到 $m \leq 12\text{mm}$
 (齿根淬硬)	回转加热淬火法	齿面耐磨性及齿根弯曲疲劳强度都得到提高;许用弯曲应力比调质状态提高 30%~50%;可部分代替渗碳齿轮	处理齿轮直径由设备功率决定;齿宽 10~100mm; $m \leq 5\text{mm}$	处理齿轮直径由设备功率决定;齿宽 35~150mm;个别可达 400mm; $m \leq 10\text{mm}$	齿轮直径可到 450mm;一般 $m \leq 6\text{mm}$ ,个别情况 $m \leq 10\text{mm}$
 (齿根不淬硬)	单齿连续加热淬火法	齿面耐磨性提高;弯曲疲劳强度受一定影响(一般硬化结束于离齿根 2~3mm 处);许用弯曲应力低于该钢材调质后的水平	齿轮直径不受限制, $m \geq 5\text{mm}$	齿轮直径不受限制, $m \geq 8\text{mm}$	齿轮直径不受限制, $m \geq 6\text{mm}$
 (齿根淬硬)	沿齿沟连续加热淬火法	齿面耐磨性及齿根弯曲疲劳强度均提高;许用弯曲应力比调质状态提高 30%~50%;可部分代替渗碳齿轮	齿轮直径不受限制, $m \geq 5\text{mm}$	齿轮直径不受限制, $m \geq 8\text{mm}$	齿轮直径不受限制, $m \geq 10\text{mm}$

表 10-75 表面淬火齿轮硬化层及心部的技术要求

	小齿轮	大齿轮	备注
硬化层深度	0.2~0.4m		有关硬化层深度的确定见表 10-76
齿面硬度 HRC	50~55	45~50 或 302~401HBS	如果传动比为 1:1,大小齿轮齿面硬度可相同
表层组织	细针状马氏体		齿部不允许铁素体存在
心部硬度 HBS	经调质: 碳钢 262~285 合金钢 270~302		对某些要求不高的齿轮(如有的开式大齿轮)可以采用正火预备热处理

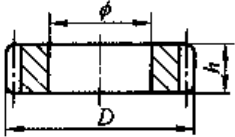
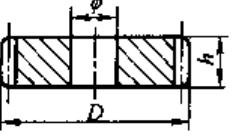
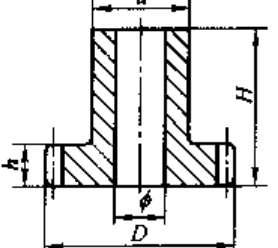
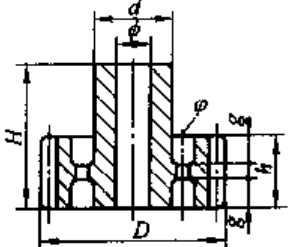
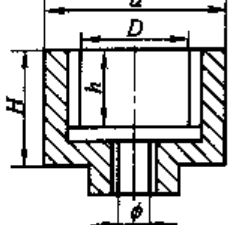
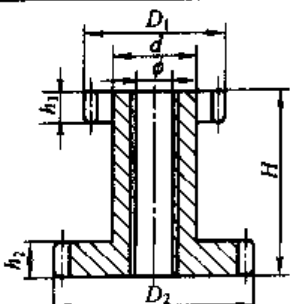
表 10-76 表面淬火硬化层深度的确定

钢中碳的质量分数/%	硬化层终点硬度值		钢中碳的质量分数/%	硬化层终点硬度值	
	HV	HRC		HV	HRC
0.27~0.35	332	35	0.42~0.50	461	45
0.32~0.40	392	40	>0.50	509	48
0.37~0.45	413	42			

## (2) 表面淬火齿轮的变形

① 全齿淬火齿轮的变形 齿轮全齿淬火产生的内孔变形倾向见表 10-77。

表 10-77 全齿淬火齿轮内孔变形倾向

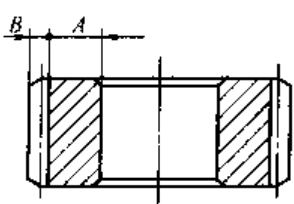
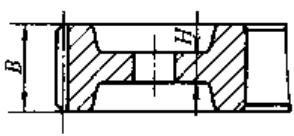
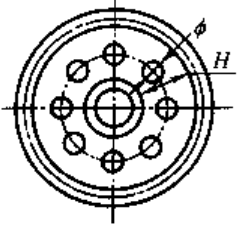
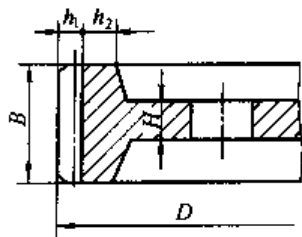
种类	齿轮形状	规格尺寸	淬火后变形倾向
A		(1) $\phi/D \geq 3/4$ (2) 有单键、双键或花键	(1) 内孔胀大, 有键时呈椭圆形 (2) $h \leq 5\text{mm}$ , 平面发生翘曲 (3) 公法线、节圆振摆超差 (4) $h \geq 35\text{mm}$ , 齿向超差
B		(1) $\phi/D < 3/4$ (2) 有单键、双键或花键	内孔收缩
C		(1) $d - \phi \leq 10\text{mm}$ (2) 有单键、双键或花键 (3) $H \geq h$	(1) 内孔齿端缩小, 另一端胀大, 呈喇叭形 (2) 内孔有时呈椭圆形, 花键呈六角形 (3) 齿向超差 (4) 公法线、节圆振摆超差
D		(1) 有凹槽 g (2) 有减轻孔 $\phi$ (3) $h \geq 50\text{mm}$ (4) 有单键、双键或花键	(1) 内孔略呈 T 形, 但在公差以内 (2) 齿向开槽方向变形成弧状 (3) 减轻孔相应的齿部节圆振摆严重超差 (4) $h \geq 50\text{mm}$ 齿向超差
E		$D/d \geq 4/5$	(1) D 孔呈喇叭形端部收缩 (2) $h \geq 50\text{mm}$ 齿向超差
F		(1) $d - \phi \leq 10\text{mm}$ (2) $H \geq h_1 + h_2$	内孔和齿部相对应部分收缩, 内孔呈鼓形

② 减小齿轮表面淬火变形的一般性措施 齿轮表面淬火所产生的热处理变形与很多因素有关,表 10-78 列出减小齿轮表面淬火变形的一般性措施。表 10-79 列出表面淬火齿轮正确结构设计的举例。

表 10-78 减小齿轮表面淬火变形的一般性措施

措 施	工 艺 方 法
消除毛坯内应力细化组织	毛坯正火
较低的淬火温度	淬火前调质,获得均匀细小的索氏体组织
较短的加热时间	淬火前调质;频率选择恰当;火焰烧嘴或感应器与齿轮被加热部分距离不要过大;淬火前预热
消除机加工应力	淬火前 600~650℃ 预热
均匀加热	机床心轴偏摆要小;烧嘴或感应器制作规矩合理;套圈淬火时齿轮旋转
缓和的冷却	采用合适浓度的各种有机溶液淬火介质,如聚乙烯醇等水溶液
增加内轮毂体强度	(1)合理安排加工顺序,如某些沟槽及减轻孔安排在淬火后加工 (2)合理的结构设计(见表 10-79)

表 10-79 表面淬火齿轮正确结构设计的举例

结 构 图 例	说 明
	$A \geq 2B$ 以增加轮辋部分的强度
	$H \approx \frac{1}{3}B$ , 而且轮辐位于齿轮中心对称位置
	工艺孔 $\phi \approx \frac{1}{3}H$ , 而且均匀分布;工艺孔过大会增大齿部变形
	$h_2/D \geq 0.1 \sim 0.2$ , 轮辋厚度与齿轮大小要相适应,以保证有足够的强度

### 10.3.2.3 齿轮的渗碳及碳氮共渗

(1) 齿轮渗碳及碳氮共渗技术参数的确定

① 渗层深度 见表 10-80。



表 10-80 渗层深度的推荐数据

推 荐 数 据		来 源																		
汽车变速箱、分动箱齿轮																				
$m < 3\text{mm}$	$t = 0.6 \sim 1.0\text{mm}$	我国汽车拖拉机行业																		
$3\text{mm} < m < 5\text{mm}$	$t = 0.9 \sim 1.3\text{mm}$																			
$m > 5\text{mm}$	$t = 1.1 \sim 1.5\text{mm}$																			
40Cr C-N 共渗	$t > 0.2\text{mm}$																			
汽车驱动桥主动及从动圆锥齿轮																				
$m_s \leq 5\text{mm}$	$t = 0.9 \sim 1.3\text{mm}$	我国汽车拖拉机行业																		
$5\text{mm} < m_s < 8\text{mm}$	$t = 1.0 \sim 1.4\text{mm}$																			
$m_s > 8\text{mm}$	$t = 1.2 \sim 1.6\text{mm}$																			
拖拉机传动、动力齿轮																				
$t \geq 0.18m$		我国大型重载齿轮																		
但 $t \leq 2.1\text{mm}$																				
40Cr C-N 共渗	$t = 0.25 \sim 0.4\text{mm}$																			
低合金渗碳钢																				
$m \leq 4\text{mm}$	$t = 0.4 \sim 0.6\text{mm}$	DIN 3990																		
$m > 4\text{mm}$	$t = 0.6 \sim 0.9\text{mm}$																			
$t = (0.20 \sim 0.30)m$																				
$t = 0.25m$																				
$t = 0.15 \sim 0.2m$		德国 本茨公司																		
$t = \left( \frac{1}{5} \sim \frac{1}{7} \right) \times \text{齿厚}$		美国 AGMA																		
$t \geq 3.15b$ (两齿面接触宽度的 1/2)		日本 石田																		
$t = 0.15m$	$m \leq 8\text{mm}$	瑞士 MAAG																		
$t = 0.8 + 0.05m$	$m > 8\text{mm}$																			
$t = (0.18 \sim 0.26)m$ $m = 6.35 \sim 1.27\text{mm}$		英国 BS																		
<table><tr><td>径 节</td><td>渗层深度/mm</td></tr><tr><td><math>&gt;4.5 \sim 6.0</math></td><td>1.016~12.70</td></tr><tr><td><math>&gt;3.0 \sim 4.5</math></td><td>1.270~1.651</td></tr><tr><td><math>&gt;2.5 \sim 3.0</math></td><td>1.651~2.032</td></tr><tr><td><math>\leq 2.5</math></td><td>2.032~2.504</td></tr><tr><td>0.1375×弦齿厚,但最深不得 超过齿厚的 1/6</td><td>2.504~3.048 3.048~3.556</td></tr></table>			径 节	渗层深度/mm	$>4.5 \sim 6.0$	1.016~12.70	$>3.0 \sim 4.5$	1.270~1.651	$>2.5 \sim 3.0$	1.651~2.032	$\leq 2.5$	2.032~2.504	0.1375×弦齿厚,但最深不得 超过齿厚的 1/6	2.504~3.048 3.048~3.556	美国 Allis Chalmers (工程机械齿轮)					
径 节	渗层深度/mm																			
$>4.5 \sim 6.0$	1.016~12.70																			
$>3.0 \sim 4.5$	1.270~1.651																			
$>2.5 \sim 3.0$	1.651~2.032																			
$\leq 2.5$	2.032~2.504																			
0.1375×弦齿厚,但最深不得 超过齿厚的 1/6	2.504~3.048 3.048~3.556																			
<table><tr><td rowspan="2">模数/mm</td><td colspan="2">渗层深度/mm</td></tr><tr><td>设计最大载荷</td><td>设计最小载荷</td></tr><tr><td>1; 1.25; 1.5</td><td>0.25~0.40</td><td></td></tr><tr><td>1.75; 2; 2.25</td><td>0.45~0.60</td><td>0.25~0.40</td></tr><tr><td>2.5; 3</td><td>0.60~0.80</td><td>0.35~0.50</td></tr><tr><td>3.5; 4</td><td>0.80~1.00</td><td>0.60~0.75</td></tr></table>			模数/mm	渗层深度/mm		设计最大载荷	设计最小载荷	1; 1.25; 1.5	0.25~0.40		1.75; 2; 2.25	0.45~0.60	0.25~0.40	2.5; 3	0.60~0.80	0.35~0.50	3.5; 4	0.80~1.00	0.60~0.75	法国 TM 公司 ("海豚"发动机齿轮)
模数/mm	渗层深度/mm																			
	设计最大载荷	设计最小载荷																		
1; 1.25; 1.5	0.25~0.40																			
1.75; 2; 2.25	0.45~0.60	0.25~0.40																		
2.5; 3	0.60~0.80	0.35~0.50																		
3.5; 4	0.80~1.00	0.60~0.75																		

② 渗层表面碳（氮）的质量分数、表层组织及心部硬度，见表 10-81。

表 10-81 齿轮渗层表面碳（氮）的质量分数、表层组织及心部硬度的推荐数据

参 数		推 荐 数 值	说 明
表面 C(N) 的质量分数		渗碳 C 0.7%~1.0% 碳氮共渗 C 0.7%~0.9% N 0.2%~0.4%	对载荷平稳、要求耐磨和主要抗点蚀剥落的齿轮，碳氮含量选高限；对受冲击载荷的齿轮，碳（氮）含量选低限
心部硬度 HRC		36.5	德国 本茨公司
		15	日本 丰田公司
		33.5~40	意大利 菲亚特
		32~40	美国 Allis Chalmers(工程机械齿轮)
		30~40	日本(大型重载齿轮)
		33~48, $m \leq 8\text{mm}$ 29~45, $m > 8\text{mm}$	我国汽车行业
		30~40	大型重载齿轮
表 层 组 织	马氏体	细针状 1~5 级	我国汽车行业规定
	残余奥氏体	15%~30%	以硬度不低于 57HRC 为准
		渗碳 1~5 级 C-N 共渗 1~5 级	我国汽车行业规定
	碳化物	常啮合齿轮 $\leq 5$ 级 换挡齿轮 $\leq 4$ 级	我国汽车行业规定
		轧机齿轮 $\leq 1\mu\text{m}$ (平均直径)	重机行业规定

## (2) 大型焊接齿轮的渗碳淬火工艺

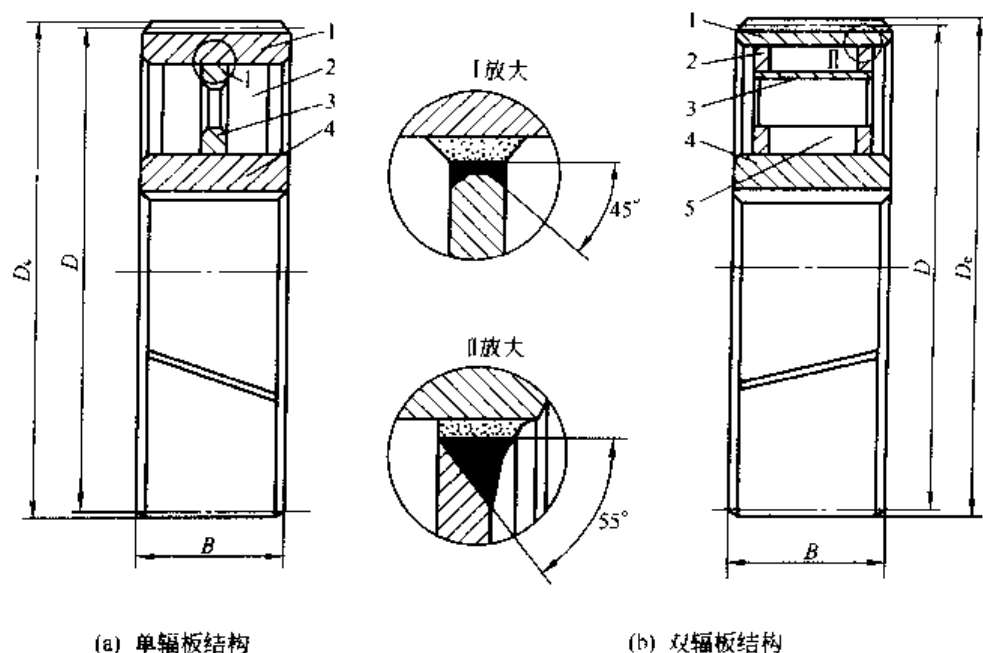
大型齿轮由整体锻件改为焊接结构，具有节约原材料和制造成本低等特点，但由于不同材料及焊缝使渗碳淬火工艺具有一定的复杂性，增大了热处理工艺的难度。

① 焊接齿轮结构 一般可分为单辐板、双辐板和多辐板结构，见图 10-20。具体结构形式可根据齿轮的几何尺寸选择。

② 焊接齿轮材料 齿圈材料根据其使用条件，按表 10-21 选择。轮辐和肋板选用可焊性好的材料，如 Q235 等。轮毂材料要求既具有与辐板相当的可焊性，又要具有良好的加工性能，如 35 钢等。

## ③ 焊接齿轮制造工艺路线

- 按图样分别准备齿圈、轮辐（肋板）、轮毂等材料；
- 齿圈粗加工、正火、回火；
- 齿圈第二次粗加工、探伤、堆焊过渡层、去应力退火；
- 堆焊层粗加工、探伤；
- 焊接，将轮毂、轮辐与齿圈焊接成一体；
- 去应力退火，焊缝探伤检查；
- 粗滚齿；
- 渗碳、球化退火；



1—齿圈；2—肋板；3—轮辐；4—轮毂 1—齿圈；2—轮辐；3—钢管；4—轮毂；5—肋板

图 10-20 焊接齿轮结构示意图

i. 车内孔及端面渗碳层、焊缝探伤；

j. 淬火、回火、焊缝探伤；

k. 精车、精滚齿（或磨齿）。

(3) 齿轮渗碳及碳氮共渗的热处理变形

① 热处理变形规律 表 10-82 列举了齿轮渗碳及碳氮共渗淬火后产生的各种变形形式。

表 10-82 渗碳及碳氮共渗齿轮热处理变形的主要形式

齿轮种类	齿轮参数变化	热处理变形趋势
圆柱直齿轮	直径变化	盘状齿轮的齿顶圆直径通常胀大，轴齿轮齿顶圆直径通常缩小
	齿顶圆及内孔的不均匀变化	由于齿轮材料质量不均匀，几何形状不均衡及加工工艺不当，热处理时引起不均匀胀缩，从而形成椭圆
	平面翘曲及圆锥度	外径较大的盘状齿轮其端面容易产生翘曲以及使齿轮形成锥度
	齿形变化	低碳合金钢渗碳后，齿厚增加，齿形曲线齿顶变负，40Cr 浅层碳氮共渗后，齿厚增加，齿形曲线齿顶变正
	齿向尺寸变化	靠近两端面处齿厚胀得较多，齿宽中部呈凹形
齿轮轴	轴向变化	由于材料、几何形状及工艺等原因造成齿轴弯曲变形
直齿锥齿轮	齿轮端面及内孔变形	端面翘曲、内孔呈椭圆
斜齿圆柱齿轮与弧齿锥齿轮	螺旋角变化	螺旋角变小。斜齿盘齿轮角度改变较大，斜齿轴齿轮角度改变较小；斜齿圈、锥齿轮主动轮角度改变较大
带花键孔齿轮	内孔胀缩	低合金钢齿轮渗碳淬火后内孔通常缩小；钢材淬透性越高，渗层越厚，则收缩越大；内孔经防渗的齿轮则微胀；40Cr 钢浅层碳氮共渗淬火后，内孔通常胀大
	内孔锥度	通常截面较小处内孔收缩较大；截面较厚处内孔收缩较小或微胀
	内孔椭圆	

## ② 减小齿轮热处理变形的措施

a. 影响齿轮热处理变形的因素 影响渗碳及碳氮共渗齿轮变形的主要因素见表 10-83。

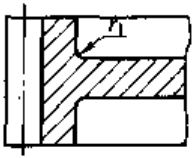
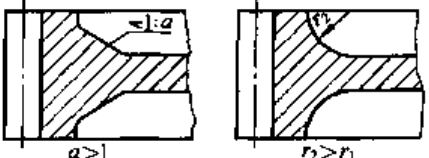

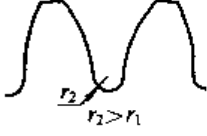


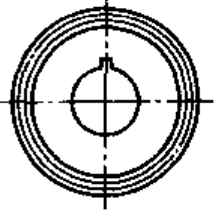
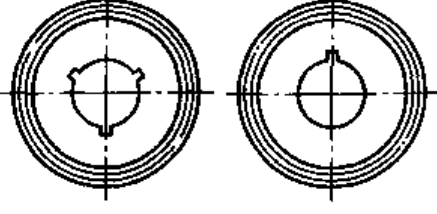
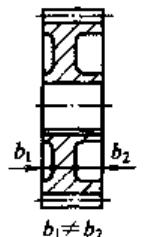
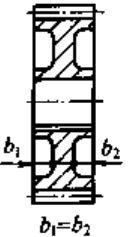
表 10-83 影响齿轮热处理变形的主要因素

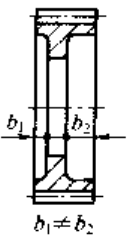
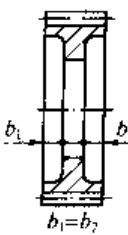
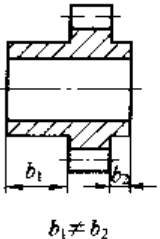
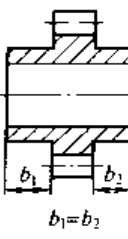
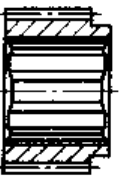
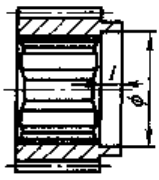


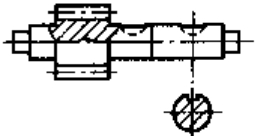
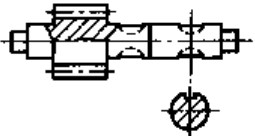
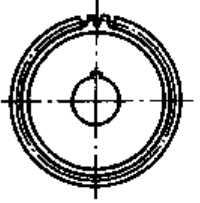
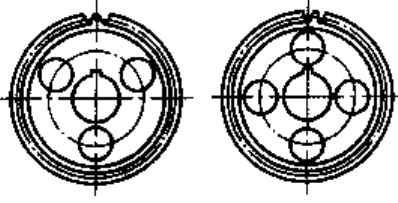
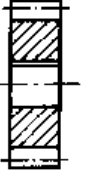
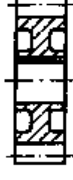
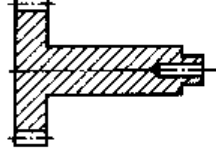
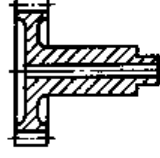
影 响 因 素	造成齿轮变形的原因
设计	形状对称性及截面均匀性差, 轮辐刚度差
材料	晶粒度不均匀, 带状组织严重, 淬透性带宽
锻造	锻造流线不对称, 锻后冷却不均匀
预备热处理	加热温度过高或过低, 冷却不均匀
切削加工	切削用量过大, 工艺孔位置不当
最终热处理	加热不均匀, 夹具设计不合理, 冷却剂及冷却规范选择不当, 渗层质量不均匀

b. 控制齿轮热处理的一般性措施

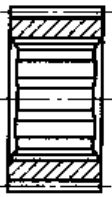
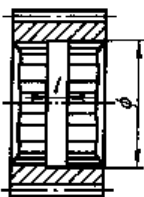


(a) 合理的齿轮结构设计 表 10-84 列举了在齿轮设计时应当注意的问题。

表 10-84 减小齿轮热处理变形的结构设计原则

设计原则	结 构 图 形	
	不 佳	比 较 合 理
加大圆角		
		
		
形状对称		
		


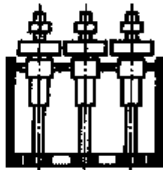
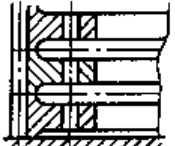
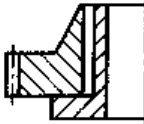

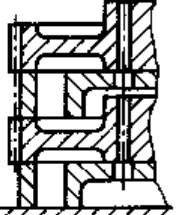
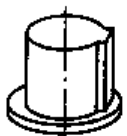
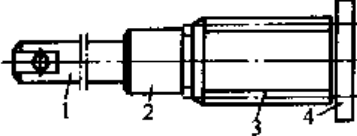
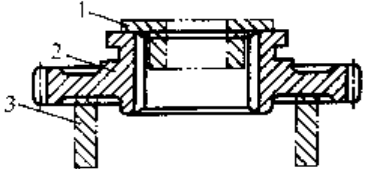
设计原则	结 构 图 形	
	不 佳	比 较 合 理
形状对称	 <p><math>b_1 \neq b_2</math></p>	 <p><math>b_1 = b_2</math></p>
	 <p><math>b_1 \neq b_2</math></p>	 <p><math>b_1 = b_2</math></p>
	 <p><math>b_1 \neq b_2</math></p>	 <p><math>b_1 = b_2</math></p>
合理安排键槽		
		
挖槽打孔, 均衡冷却		
		
		

续表

设计原则	结 构 图 形	
	不 佳	比 较 合 理
挖槽打孔, 均衡冷却		
改善锥齿轮支承底面		

(b) 合理的加热淬火夹具及装夹方式 表 10-85 介绍了几种生产中使用的夹具及装夹形式。

表 10-85 齿轮渗碳或碳氮共渗及淬火冷却时常用的几种夹具及装夹方式

	串挂横装夹具		立装夹具
	叠放		内孔补偿垫圈
	内孔花键槽塞心夹具		平装夹具
	内孔花键槽塞心夹具		淬火心棒 1—吊杆 2—导向轴 3—花键轴 4—托盘
	齿轮补偿垫圈 1—补偿垫圈 2—齿轮 3—支承垫圈		

c. 热处理前的齿轮加工尺寸调整 掌握热处理变形规律, 在热处理前调整齿轮的加工尺寸, 以补偿热处理变形, 这是批量生产齿轮常用的方法。

生产中常用 50 件齿轮在确定的条件下进行冷加工和热处理, 经过对热处理前后齿轮各几何参数的测量, 并对其数据进行统计处理, 掌握变形趋势, 然后移动公差带位置, 并按下式确定热处理前的机械加工尺寸允差。

热处理前某些参数的上限值 = 齿轮成品允差的上限值 - 热处理时可能造成的最大尺寸变形量

热处理前某些参数的下限值 = 齿轮成品允差的下限值 + 热处理时可能造成的最小尺寸变形量

将上两式相减, 便得到

成品齿轮的公差范围 = 热处理前齿轮公差范围 + 热处理变形的公差范围

不过, 机械加工尺寸的调整, 其可能性必须建立在齿轮整个生产过程的工序稳定性之上。

d. 控制齿轮花键孔精度的常用方法 表 10-86 列举了几种方法可供参考。

表 10-86 控制渗碳齿轮花键孔精度的常用方法

齿轮定位方式	控制花键孔精度的方法	加工工艺流程	说 明
内径定位	热处理后挤键宽及磨内孔	机械加工 → 渗碳、淬火、回火 → 挤键宽 → 磨内孔	热处理时对变形的控制要求不太严, 仅用于内径定位齿轮
底径或键侧定位	热处理后用推刀精整花键	机械加工 → 内孔镀铜(或采用其他防渗措施) → 渗碳、淬火、回火 → 去铜 → 推刀精整花键孔	工序复杂, 花键孔硬度较低, 耐磨性较差, 但精度较高
	热处理后用推刀精整花键	机械加工 → 渗碳(然后空冷、缓冷或再加高温回火) → 齿部感应加热淬火 → 回火 → 推刀精整花键孔	省掉镀铜工序, 但需再次感应加热, 齿轮其他方面的精度也较高, 花键孔硬度较低
	渗碳后再加热、套心棒淬火	机械加工 → 渗碳(然后空冷或缓冷)再加热套心棒淬火 → 回火	适用于淬火时内孔收缩的齿轮(大部分渗碳齿轮)
	热处理后挤花键孔。花键孔出现锥度者可采用补偿垫圈	机械加工 → 渗碳后直接淬火 → 回火 → 挤花键孔	工序简单, 但用挤刀挤花键孔所能校正的变形很有限, 因此应在原材料质量稳定及工艺控制较严的情况下应用
	热处理前对收缩较大的一端施行预胀孔	机械加工 → 一端预胀孔 → 渗碳、淬火、回火	适用于热处理时花键孔出现锥度的齿轮
	热处理后电解加工精磨花键孔	机械加工 → 渗碳、淬火、回火 → 电解加工精整花键孔	工序简单, 适应性强, 但需有直流电源的电解加工机床

e. 减小锥齿轮热处理变形的办法 锥齿轮渗碳淬火变形在生产中主要采用压力淬火方法来控制。

#### 10.3.2.4 齿轮的渗氮

齿轮的渗氮是在一定温度下使活性氮原子渗入齿轮表面的化学热处理工艺。齿轮渗氮的主要目的是提高齿轮表面的硬度、耐磨性、抗胶合性能、疲劳强度及抗腐蚀能力。渗氮硬化

层具有高的回火稳定性和低的缺口敏感性。同时，由于热处理温度低（一般在 500～560℃），变形小。

### (1) 齿轮渗氮的性能及技术参数

① 影响渗氮齿轮力学和物理性能的因素 表 10-87 列出了一些影响渗氮齿轮力学和物理性能的主要因素。

表 10-87 影响渗氮齿轮力学和物理性能的主要因素

力学和物理性能		影响因素及影响倾向性		
接触疲劳强度	(1) 渗氮层厚度 一般厚度增加, 强度提高 (2) 心部强度 心部强度提高, 接触强度提高 (3) 表面硬度 表面硬度提高, 接触强度高			
	弯曲疲劳强度	光滑试样	(1) 扩散层厚度增加, 强度提高 (2) 氮的固溶量增加, 强度提高	
		缺口试样	(1) 化合物层越厚, 强度下降 (2) 晶间化合物严重, 强度下降 (3) $\gamma'$ 相越多, 强度越高	
耐磨性	有润滑条件	$\epsilon$ 最高, $\epsilon + \gamma'$ 单相次之, $\gamma'$ 较差		
	干摩擦条件	$\gamma'$ 最耐磨 ( $\gamma'$ 的韧性起主导作用)		
抗胶合性能		$\epsilon$ 相具有最高的抗胶合极限, 其次是 $\epsilon + \gamma'$ ; $\gamma'$ 相和纯扩散层的抗胶合极限最低		
渗氮层脆性	以 $\epsilon$ 相为主的渗层脆性最高; 具有 $\gamma'$ 单相的渗层韧性最高; 下表是 45 钢渗氮试样扭转声发射试验数据			
	化合物层组织		化合物层厚度/ $\mu\text{m}$	出现第一条裂纹扭转角/(°)
	$\gamma'$		6	61.5
	$\gamma' + \epsilon$ (少)		10	50.0
	$\epsilon + \gamma'$		20 <sup>①</sup>	28.5
		$\epsilon$	20	14.5
冲击韧性	(1) 经渗氮后试样冲击韧性下降			
	(2) 预先热处理为正火, 其冲击值比调质更低。下表是不同材料渗氮后的试验结果			
	钢 号	预先热处理	离子渗氮工艺	冲击韧性 $a_k/\text{J} \cdot \text{cm}^{-2}$
	38CrMoAlA	930℃ 正火		91
			530℃ × 12h	27
		930℃ 油淬, 670℃ 回火		162
			530℃ × 12h	85
	40Cr	880℃ 正火	—	78
			530℃ × 12h	3.8
		860℃ 油淬, 600℃ 回火	—	159
			530℃ × 12h	71
	20CrMnTi	930℃ 正火		245
			530℃ × 12h	25
		930℃ 油淬, 620℃ 回火	—	249
			530℃ × 12h	67



续表

力学和物理性能	影响因素及影响倾向性			
	钢 号	预先热处理	离子渗氮工艺	冲击韧性 $a_k, J \cdot cm^{-1/2}$
冲击韧性	30CrMoAl	930℃, 900℃ 两次正火	—	134
			530℃ × 12h	28
		900℃ 油淬, 620℃ 回火	—	180
			530℃ × 12h	92
	30CrMnAl	930℃, 900℃ 两次正火	—	111
			530℃ × 12h	15
		880℃ 油淬, 620℃ 回火	—	181
			530℃ × 12h	99

① 化合层与扩散层交界处有须状氮化物。

## ② 渗氮齿轮的技术参数

a. 渗氮层深度 齿轮的渗氮层深度可以根据模数按表 10-88 中所推荐的数值选用。

表 10-88 齿轮渗氮层深度的选择

模数/mm	公称深度/mm	深度范围/mm	模数/mm	公称深度/mm	深度范围/mm
≤1.25	0.15	0.10~0.25	4.5~6	0.50	0.45~0.55
1.5~2.5	0.30	0.25~0.40	>6 <sup>a</sup>	0.60	>0.50
3~4	0.40	0.35~0.50			

① 对某些重载齿轮, 其渗层深度要求达 0.8~1.2mm。

工业齿轮的渗氮层深度, 除参考上表选择外, 建议采用大于 0.6mm 的渗层深度, 这时齿轮的承载能力、抗磨损、抗疲劳性及抗胶合等综合性能均较好, 具有较宽的工况适用性。

b. 渗氮层表面硬度 常用齿轮材料渗氮后的硬度可参考表 10-89 中所列数值。

表 10-89 齿轮钢材渗氮层硬度参考范围

钢 材	原 始 状 态		渗氮表面硬度 HV <sub>5</sub>
	预备热处理	硬 度	
15	正火		250~400
20CrMnTi	正火	180~200HBS	650~800
	调质	200~220HBS	600~800
40CrMo	调质	29~32HRC	550~700
40CrNiMo	调质	26~27HRC	450~650
40CrMnMo	调质	220~250HBS	550~770
40Cr	正火	200~220HBS	500~700
	调质	210~240HBS	500~650
37SiMn2MoV	调质	250~290HBS	48~52HRC (超声测定)
25Cr2MoV	调质	270~290HBS	700~850
20Cr2Ni4A	调质	25~32HBS	550~650
18Cr2Ni4W	调质	27HRC	600~800
35CrMoV	调质	250~320HBS	550~700
30CrMoAl	正火	207~217HBS	850~1 050
	调质	217~223HBS	800~900
38CrMoAlA	调质	26HBS	950~1 200

c. 渗氮层组织及心部组织 针对渗氮齿轮性能和使用工况的不同要求, 表 10-90 提供了一些参考原则。

表 10-90 渗氮齿轮渗层组织及心部组织的考虑原则

性能要求	组织因素	渗氮层组织			心部组织
		$\epsilon$ 相	$\gamma'$ 相	扩散层	调质态
耐磨性	有润滑	为主			
	干摩擦		为主		
弯曲疲劳强度	应力集中轻微			为主	
	应力集中严重		为主		
接触疲劳强度					要求
抗胶合性能		为主			
抗冲击性能				为主	要求
渗层韧性			单相		

## (2) 渗氮齿轮的制造工艺流程

表 10-91 列出根据齿轮制造精度要求而采用的工艺流程。

表 10-91 渗氮齿轮的制造工艺流程

一般精度要求的齿轮	锻造→粗车→调质(正火)→精车→滚齿→(剃齿)→渗氮
精度要求高的齿轮	锻造→正火或退火→粗车→调质→半精滚齿→去应力退火→精滚齿→剃齿→渗氮→珩齿

## 10.4 齿轮热处理缺陷及质量控制

齿轮的热处理质量好坏与齿轮的承载能力及使用寿命有直接关系, 同时对齿轮生产的其他工序也有很大的影响。

齿轮热处理时在其内部产生复杂的组织及应力变化, 很容易引起各种缺陷的产生, 如何检验这些缺陷, 弄清产生这些缺陷的原因, 并提出有效的防止措施, 是保证和提高齿轮质量的重要环节。

### 10.4.1 齿轮热处理质量检验

#### 10.4.1.1 质量检验方法

齿轮的外观质量、表面硬度、变形、表面裂纹以及材料白点和其他冶金缺陷, 一般在齿轮本体上进行无损检测, 其他检验项目用连体试样和随炉试样检查评定。

有关试样的种类及要求列于表 10-92。

表 10-92 性能及随炉试样的使用和要求

试样种类	用途	技术要求	数量
力学性能试样	齿轮力学性能检查	轴齿轮: 试样留在轴的冒口端, 长度 180mm 齿轮或齿圈: 试样留在端面, 厚度 40mm	按力学性能试验要求

续表

试样种类		用途	技术要求	数量
工艺试样	中间试样(过程试样)		检查控制热处理工艺过程、调整工艺参数、决定停降温时间等	试样材料与齿轮相同
	最终试样	圆棒或方块试样	质量评定,如表面及心部硬度、组织、表面C、N的含量、渗层(表面淬火层)深度、硬度梯度等	(1)与齿轮同批材料,并在相同条件下预处理
		齿块试样		(2)圆棒或方块试样的结果用来说明同炉齿轮的结果必须有试验依据 (3)齿块试样不得少于3个齿

#### 10.4.1.2 质量检验内容

铸铁齿轮、调质齿轮、表面淬火齿轮、渗碳齿轮、碳氮共渗齿轮及渗氮齿轮的一般检验项目和检验内容及要求可参考表 10-5~表 10-10 进行。

#### 10.4.2 齿轮的热处理质量控制

齿轮在热处理过程中或热处理之后常常产生各种质量缺陷。表 10-93~表 10-96 列出调质齿轮、表面淬火齿轮、渗碳和碳氮共渗齿轮及渗氮齿轮的常见热处理缺陷、产生原因及防止措施。

表 10-93 调质齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	调质硬度偏低	齿轮钢材含碳量偏低;淬火加热规范不当;表面脱碳;淬火冷却不足;回火温度偏高;材料选择不当	检查钢材化学成分;调整加热淬火规范;降低回火温度;更换钢材
2	调质层深不足	选材不当,钢材碳量或合金含量偏低;淬火规范不当	根据齿轮模数和尺寸选用合适淬透性钢材;检查钢材化学成分;调整加热冷却规范;大模数齿轮采用开齿调质
3	硬度不均匀	钢材原始组织不良;淬火冷却不均匀;淬火回火加热温度不均匀	检查钢材质量;重新进行一次正火或退火;加强冷却液的循环;改善淬火回火温度均匀性
4	塑性韧性偏低	材料夹杂等内部缺陷超标;调质工艺规范不当;材料选择不当;取样位置不当	重新检查材料;调整调质工艺;更换材料;正确选择试样
5	变形	加热不均匀;装炉不合理;冷却规范不当	适当加大加工余量,改善加热条件;正确选用冷却方法;校正并时效

表 10-94 表面淬火齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	表面硬度过高或过低	钢材含碳量偏高或偏低;预处理组织不良;表面脱碳;淬火加热温度不当;冷却不合理;回火温度和保温时间选择不合适	检查钢材含碳量及原始组织;采用首件检查硬度后调整工艺参数;合理选用冷却介质;喷液淬火应能调节压力、流量、温度;浸液淬火应具有循环装置;回火规范合理选择

续表

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
2	表面硬度不均匀	感应器或火焰喷嘴结构不合理, 钢材有带状组织、偏析、局部脱碳、加热和冷却不均匀	检查钢材质量; 预处理组织要均匀; 淬火前表面要清洗干净, 不允许有油污和锈斑; 淬火介质要清洁; 喷水孔分布要均匀, 并检查有无堵塞现象; 加热面温度要均匀
3	硬化层深度过浅	加热时间不足; 加热频率过高; 火焰过度激烈; 钢材淬透性低; 冷却规范选择不恰当	根据深度合理选择加热频率, 如无条件, 则应调整电参数和机械参数, 缓慢加热; 调整火焰强度; 改变冷却规范; 采用预热
4	淬火开裂	淬火温度过高; 冷却过度激烈; 局部(齿顶、齿端面)过热; 钢材含碳量偏高; 成分偏析; 钢材有缺陷; 回火不及时、不充分; 齿根圆角过小	严格控制淬火温度; 修正感应器或火焰喷嘴; 调整电参数(感应淬火)或气体参数(火焰淬火); 检查钢材质量; 根据钢材选择合适的淬火介质; 采用合理的冷却规范; 减轻齿顶及端面的冷却强度; 加大齿根圆角; 沿齿沟淬火采用隔齿淬火方法, 有条件者采用埋油淬火
5	变形	加热规范不恰当; 冷却过度激烈; 加热冷却不均匀; 原始组织不均匀	改善原始组织; 调整加热规范; 保证加热和冷却均匀; 选择合适的冷却介质; 预热

表 10-95 渗碳及碳氮共渗淬火齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	毛坯硬度偏高	正火温度偏低或保温时间不足, 使组织中有魏氏组织存在; 加热温度偏高, 使晶粒粗大, 铁素体量少, 珠光体呈细片状; 正火冷却过快	均应重新制订正火工艺; 检查温控仪表, 校准温度; 控制正火冷却速度
2	毛坯硬度偏低	正火冷却过慢, 铁素体呈块状, 珠光体片粗, 有球状珠光体存在	重新正火, 加强冷却
3	带状偏析	钢材合金元素和杂质偏析, 一般正火难于消除	更换材料
4	层深不足	碳势偏低; 温度偏低或渗期过短	提高碳势; 检查炉温; 调整工艺; 延长渗碳(共渗)时间
5	渗层过深	碳势过高, 渗碳(共渗)温度偏高; 渗期过长	降低碳势; 缩短周期; 调整工艺
6	渗层不均	炉内各部分温度不均; 碳势不均; 炉气循环不佳; 工件相互撞接; 齿面有脏物; 渗碳时在齿面结焦	齿轮表面清洗干净; 合理设计夹具, 防止齿轮相互碰接; 在齿轮料盘上加导流罩; 保证炉内各部温度均匀; 严格控制渗碳剂中不饱和碳氢化合物
7	过共析+共析层比例过大(大于总深度的 3/4)	炉气碳势过高; 强渗和扩散时间的比例选择不当	降低碳势; 调整强渗与扩散时间的比例; 如果渗层深度允许, 可返修进行扩散处理
8	过共析+共析层比例过小(小于 1/2)	炉气碳势过低, 强渗时间过短; 强渗和扩散时间比例不当	提高炉气碳势; 增加强渗时间; 可在炉气碳势较高的炉中补渗

续表

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
9	表面碳含量过高, 形成大块、网状碳(氮)化物	炉气碳势过高; 强渗时间过长; 扩散期炉内碳势过高	降低碳势; 缩短强渗时间; 如果渗层深度允许, 可在较低碳势炉中进行扩散处理; 适当提高淬火温度; 进行一次渗层的球化退火
10	表面残余奥氏体过多	碳(氮)含量过高; 渗后冷却过快; 碳(氮)量析出不够; 淬火温度偏高	调整渗碳(共渗)工艺, 控制碳(氮)含量; 从渗碳(共渗)炉或预冷炉中出炉的温度不宜过高; 降低淬火温度
11	表面含碳量过低	炉气碳势过低; 炉温偏高; 扩散时间过长	提高碳势; 检查炉温; 调整强渗与扩散时间的比例
12	表层马氏体针粗大	淬火温度偏高	降低淬火温度
13	表层出现非马氏体组织	升温排气不充分; 炉子密封性差; 漏气; 使表层合金元素氧化; 淬火冷却速度低	从设备和工艺操作上减少空气进入炉内; 适当提高淬火冷却速度; 在渗碳最后10min左右通入适量氨气
14	表面脱碳	渗后出炉温度过高; 炉子出现严重漏气; 淬火时产生氧化	防止炉子漏气; 降低出炉温度; 控制淬火时炉内气氛; 盐炉淬火脱氧要充分; 补渗碳
15	心部硬度偏低	淬火温度过低; 冷却速度不足; 心部游离铁素体过多; 选材不当	提高淬火温度; 加强淬火冷却; 采用两次淬火; 更换材料
16	变形	淬火温度偏高; 冷却方法不当; 夹具设计不合理; 选材不当	调整淬火工艺; 合理设计夹具; 改善冷却条件; 更换钢材

表 10-96 渗氮齿轮的常见缺陷及防止措施

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
1	心部硬度偏低	预备热处理时淬火温度偏低出现游离铁素体; 调质回火温度偏高; 调质淬火冷却速度不够	提高淬火温度充分保温; 调质回火温度不宜超过渗氮温度过多
2	渗氮层厚度过浅	渗氮温度偏低; 氮势不足; 保温时间过短	提高渗氮温度; 检查漏气; 提高氮势; 增加保温时间
3	表层高硬度区太薄	第一段渗氮温度过低, 时间偏短; 或第一段渗氮温度过高	调整第一段渗氮温度, 适当延长保温时间
4	硬度梯度过陡	第二段渗氮温度偏低, 时间过短	提高第二段渗氮温度, 延长保温时间
5	渗层深度不均匀	渗氮温度不均匀; 工件之间相互碰接; 气流速度过大	正确设计夹具; 合理装炉; 气体流量控制适中; 离子渗氮采用分解氨改善炉内工作温度的均匀性
6	局部软点	工件表面有氧化皮或其他脏物; 防渗镀涂污染	渗氮前仔细清洗表面; 仔细进行防渗镀涂
7	表面硬度偏低	材料有错; 渗氮温度过高或过低; 渗氮时间不够; 氮势偏低	检查核对材料; 调整渗氮温度和时间; 降低氨分解率; 检查炉子是否漏气
8	组织中出现网状或鱼骨状氮化物	齿轮表面有脱碳层; 渗氮温度过高; 氮势过高	控制渗氮温度和氮势; 内轮倒角; 留足加工余量

续表

序号	缺陷名称	产生原因	防止措施
9	表面脆性高,产生剥落	表面含氮量过高;渗氮层太厚;表面脱碳;预备热处理有过热现象,晶粒粗大	预处理保护加热;留足加工余量;降低氮势;采用二段渗氮法;后期采用脱氮方法;细化原始晶粒
10	齿轮表面色泽不良	(1)表面发蓝;炉子漏气,气氛含水量高,发生氧化 (2)表面发黑,炉子漏气严重,炉气含氧量过高;齿轮油污多,产生严重氧化 (3)表面发亮;渗氮温度低,时间短,渗氮不足	调整渗氮温度、时间及氮分解率;检查炉子是否漏气;通入炉中气体要充分干燥;工作要仔细清洗,去除表面油污及脏物
11	变形超差	渗氮前应力消除不良;加热温度不均匀;升温速度过快;防渗部位不对称;调质组织不良	改善调质组织;进行充分去应力退火;适当降低升温速度;保证炉温均匀;工件合理装夹;防渗部位要尽量布置均匀对称

## 参 考 文 献

- 1 徐灏主编. 机械设计手册. 第1卷. 北京: 机械工业出版社, 1991
- 2 北京有色冶金设计研究总院. 机械设计手册. 第1卷. 第三版. 北京: 化学工业出版社, 1993
- 3 刘羽辉. 金属材料物理性能检验标准工作手册. 北京: 技术标准出版社, 1982
- 4 傅代直等. 钢的淬透性手册. 北京: 机械工业出版社, 1973
- 5 朱孝禄等. 稀土镁球铁齿轮承载能力的研究, 第六届 IFTOMM 会议论文集, 印度新德里, 1982
- 6 机械工程手册电机工程手册编委会. 机械工程手册. 第32篇. 北京: 机械工业出版社, 1980
- 7 日本大阪造机株式会社. 大齿轮的制造. 大重科技, 1981
- 8 中国机械工程学会热处理专业分会、《热处理手册》编委会. 热处理手册. 第2卷. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 9 机械工程手册电机工程手册编委会. 机械工程手册. 第44篇. 北京: 机械工业出版社, 1979
- 10 朱法义等. 渗碳技术的新进展——稀土渗碳法. 机械传动, 1996, 2(增刊): 32~33
- 11 孙和庆等. 大型焊接齿轮的渗碳淬火. 第六届全国热处理大会论文集. 北京: 兵器工业出版社, 1995. 287~293
- 12 (德) R. 迦太基-菲舍等编著. 钢铁材料热处理渗氮与氮碳共渗. 中国机械工程学会热处理专业学会译. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 13 夏立芳等编著. 钢的渗氮. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 14 全国热处理标准化技术委员会编. 金属热处理标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1994
- 15 简明热处理工业手册编写组编. 简明热处理手册. 北京: 机械工业出版社, 1990
- 16 周孝重等主编. 等离子体热处理技术. 北京: 机械工业出版社, 1990
- 17 Wolf W. New Approches to Nitriding Gear Technology, 1997, (3/4): 63~65
- 18 程先华等. 稀土对渗氮过程的影响. 金属热处理, 1990, (12): 3~8
- 19 赵德寅. 对汽车渗碳齿轮标准的论述. 吉林学院学报, 1995, (3): 63~72
- 20 陈国民. 齿轮材料和热处理质量及其控制. 汽车工艺与材料, 2003, (1): 11~14

## 第 11 章 齿轮传动工程图样中的技术要求和条件

### 本章主要代号

$a$ ——材料衰减系数, dB/mm	$DN$ ——渗氮零件有效硬化层深度, mm
$a_1$ ——缺陷处材料衰减系数, dB/mm	$DR$ ——位移评价值, $\mu\text{m}$
$b$ ——校正平面间距离, mm	$DS$ ——表面淬火回火零件有效硬化层深度, mm
$e_{\text{per}}$ ——许用不平衡度, $\text{g} \cdot \text{mm}^2/\text{kg}$ ; 许用质量 偏心距, $\mu\text{m}$	$K$ ——参考支承的许用不平衡量与转子许用不 平衡量 $U_{\text{per}}$ 的比值
$m$ ——转子质量, kg	$L_{\text{WA}}$ ——声功率级, dB
$n$ ——转速, r/min	$P$ ——传递功率, kW
$n_{\text{m}}$ ——最高连续转速, r/min	$R_a$ ——表面粗糙度, $\mu\text{m}$
$r$ ——平底孔深度, mm	$S$ ——声程, mm
$x_1$ ——缺陷深度, mm	$U_{\text{per}}$ ——转子许用不平衡, $\text{g} \cdot \text{mm}$
$A$ ——峰值; 幅值; 包括振动和跳动的不滤波 的双振幅, $\mu\text{m}$	$\lambda$ ——波长, mm
$HC$ ——渗碳或淬火回火零件有效硬化层深 度, mm	$\phi$ ——探伤灵敏度当量直径, mm
	$\phi_f$ ——缺陷当量直径, mm

### 11.1 概述

齿轮传动工程图样(齿轮零件工作图和齿轮传动装置装配图)中的技术要求是图样的重要内容之一。由于现代工业生产对齿轮及其传动装置的性能(高承载能力、高可靠性、低噪声和长寿命等)提出了越来越高的要求,因此齿轮及其传动装置的品质不仅表现在视图能表达的几何尺寸上,更重要的是表现在视图不能表达的内在品质(如材料、热处理、平衡等)以及制造、装配和使用的条件上。在实际工业生产中,由于图样上技术要求不明确,或者标注不恰当,造成制造者和用户之间的争议是屡见不鲜的。过高的技术要求,会造成制造费用的增加;过于简单的技术要求,又可能使齿轮及其传动装置达不到规定的品质。因此,工程图样中技术要求的编制和拟定是每个设计者在设计齿轮及其传动装置时需要认真对待的事项。

本章提供了齿轮及其传动装置设计图样上的技术要求比较全面的内容,并将有关涉及技术要求、一般设计手册上少见的标准资料编入本章,如锻件技术条件、无损探伤质量等级、刚性转子的平衡与许用不平衡、振动和噪声的测试与评价、传动装置的清洁度等,供拟定技术要求时查阅、参考。

## 11.2 技术要求的内容和示例

齿轮和齿轮传动装置,当不能用视图(零件图或装配图)充分表达清楚时,可在“技术要求”标题下用文字说明,其位置尽量置于标题栏的上方或左方。技术要求的条文应编写顺序号;仅一条时,不写顺序号。

技术要求的内容应符合有关标准的要求,行文简明扼要,通顺易懂。

### 11.2.1 齿轮零件工作图上的技术要求

一般包括下列内容。

① 对材料、毛坯、热处理的要求,如化学成分、力学性能、锻造比、晶粒度、齿面和齿心硬度、有效硬化层深度等;也可以按 GB/T 8539—2000 注明齿轮材料及热处理质量检验的质量等级(ME、MQ 或 ML)。

② 视图中难表达的尺寸、形状和位置公差。

③ 对有关结构要素的统一要求,如圆角、倒角尺寸等。

④ 对齿轮表面质量的要求,如喷丸、镀层、涂层等。

⑤ 对齿轮个别结构要素的特殊要求,如齿轮修形、渗碳淬火齿轮齿根底部不磨削等。

⑥ 对齿轮校准、调整方面的要求,如锥齿轮配对要求、静平衡或动平衡的技术指标等。

⑦ 对齿轮探伤方面的要求,如探伤方法、探伤部位、缺陷等级的限定等。

⑧ 对加工的特殊要求,如配钻、配铰等。

⑨ 承载能力试验的试验条件和方法等。

⑩ 其他说明。

### 11.2.2 齿轮传动装置装配图上的技术要求

一般包括下列内容。

① 对装配前零件的要求,如零件的清洗、机体内壁涂防侵蚀涂料、关键尺寸的检查等。

② 对润滑剂的要求,如传动件及轴承所用润滑剂的牌号、用量、补充及更换的时间等。

③ 对密封的要求,如连接面及轴伸密封处不许漏油、机体剖分面的密封方法等。

④ 对轴承安装调整的要求,如滚动轴承的轴向间隙、滑动轴承的径向间隙、特殊的调整方法等。

⑤ 对传动装置和轴承温度方面的要求,如环境温度的上、下限,温升的上限,以及超过极限的处理方法。

⑥ 对齿轮侧隙和齿面接触斑点的要求,如接触斑点的数量、位置,以及改善的调整方法等。

⑦ 对机体内清洁度的要求。

⑧ 对在制造厂内进行空载或负载试验方面的要求,如试验加载大小、顺序、试验时间等。

⑨ 对使用现场进行跑合、试运转和正式运转方面的要求,如所加的载荷、运转的时间、振动和噪声等级的限制、使用寿命等。

⑩ 对包装、运输和外观方面的要求,如机体表面涂漆的颜色、外伸轴涂防锈油、运输时不可倒置等。

### 11.2.3 齿轮技术要求示例

某生产线机组上的高速齿轮,转速  $n=5\,100\text{r/min}$ ,要求工作可靠、振动和噪声小,其齿轮参数如下。



法向模数  $m_n=5\text{mm}$ , 齿数  $z=31$ , 分度圆螺旋角  $\beta=15^\circ$  (右旋), 齿形角  $\alpha_n=20^\circ$ , 法向齿顶高系数  $h_{an}^*=1$ , 顶隙系数  $c^*=0.4$ , 法向变位系数  $x_n=+0.27$ 。精度等级: 5 级 GB/T 10095.1~.2-2001。

此齿轮零件工作图样上标注的技术要求如下。

1. 齿轮材质为 20Cr2Ni4, 其化学成分、力学性能应符合 GB/T 3077—1999 的规定。
2. 锻件按 JB/T 5000.8—1998 规定控制, 力学性能检验项目和取样数量按 V 级验收。锻造比大于 3。
3. 锻件粗车状态进行超声波探伤, 按 JB/T 5000.15—1998 中 V 级验收。磨齿后, 齿部进行磁粉探伤, 齿面缺陷最大尺寸不超过 0.8mm。
4. 齿面渗碳淬火, 有效硬化层深度 (成品) 为 0.9~1.2mm (按 GB/T 9450—1988 检验), 齿面硬度 58~62HRC, 轮齿心部硬度为 35~40HRC。
5. 齿轮材料及热处理质量检验按 GB/T 8539—2000 的 ME 级。
6. 齿槽底部采用单圆弧 ( $R=2\text{mm}$ ) 齿根圆角 (采用 GB/T 1356—2001 中的 D 型基本齿条齿廓), 选用圆头留磨滚刀 (GB/T 6083—2001) 切齿粗加工。齿槽底部不磨削。
7. 齿轮与输入轴装配后进行动平衡试验, 平衡精度为 G2.5 级 (GB/T 9239—1988)。
8. 未注尺寸公差按 GB/T 1804—2000 中规定的 f 级控制。
9. 未注形位公差按 GB/T 1184—1996 中规定的 H 级控制。
10. 全部棱角倒钝。

在某些情况下, 齿轮渗碳和热处理的质量检验也可以给出更具体的指标, 例如对于上述齿轮, 其具体指标如下。

1. 渗碳层球化处理后, 金相组织按 JB/T 6141.1—1992 规定检验, 各项指标均不低于 2 级。
2. 齿轮渗碳质量按 JB/T 6141.2—1992 规定检验。
3. 齿轮渗碳金相组织按 JB/T 6141.3—1992 规定检验, 各项指标均不低于 2 级。
4. 齿轮渗碳表面含碳量为 0.85%~1%, 并按 JB/T 6141.4—1992 规定的方法判别。

在拟定齿轮技术要求时, 要注意写全所引用标准的年号; 因为目前标准的更新和替代很快, 写全标准的年号可以避免验收时不必要的争议。

## 11.3 锻件的技术条件

### 11.3.1 锻件的技术条件和一般要求

JB/T 5000.8—1998《重型机械通用技术条件 锻件》规定了一般用途大型锻件的技术要求、检验规则、试验方法、质量合格证书等。该标准适用于水压机和锻锤自由锻造的碳素钢和合金结构钢大型锻件的订货、制造和检验。本节内容摘自该标准。

设计者或需方应在图样上或订货合同上写明锻件采用的标准、锻件组别、钢号和相应的技术要求和检验项目。

如需方无特殊要求, 锻件钢材的冶炼方法由供方自行决定, 但每个钢锭的水口、冒口应有足够的切除量, 以保证锻件无缩孔和严重偏析。

锻件应在有足够能力的锻压机上锻造成形, 以保证锻件内部充分锻透。用钢锭锻造时, 未经镦粗者, 其锻造比一般不小于 3; 经镦粗者, 其锻造比不小于 2.5。法兰部分的锻造比

不小于 1.7。用锻材或轧材锻造时,锻造比一般不小于 1.5、法兰的锻造比不小于 1.3。

锻件锻后要以一定的方式进行冷却或热处理,以防止锻件应力变形而损坏,并使其具有良好的机械加工性能。锻件的最终热处理应按图样或订货合同上规定的交货状态进行。

锻件的机械加工应符合图样上规定的尺寸和表面粗糙度。

### 11.3.2 锻件材料的化学成分

材料的化学成分可在锻件上取样进行成品分析。圆盘体或其他实心件,可取 1/2 半径至外径之间的任一点的材料;空心件或环件可取内外表面之间的 1/2 处的材料;也可取力学性能试样上的材料作为试样。

锻钢的化学成分应符合图样上或订货合同上指定的标准规定。对于规定元素的成品分析允许偏差按表 11-1,或表 11-2。化学成分分析方法按 GB/T 223。

表 11-1 普通碳素钢和低合金钢成品化学成分允许偏差(质量分数) /%

元素	成分范围/%	截 面 积/cm <sup>2</sup>					
		≤650	>650~1 300	>1 300~2 600	>2 600~5 200	>5 200~10 400	>10 400
C		+0.02 <sup>①</sup> (0.03 <sup>②</sup> ) -0.02	±0.04	±0.04	±0.05	±0.06	±0.06
Mn	≤0.80	+0.05 -0.03	±0.05	±0.05	±0.06	±0.07	±0.08
	>0.80	+0.10 -0.08	±0.10	±0.11	±0.12	±0.12	±0.13
Si	≤0.35	±0.03	±0.03	±0.04	±0.04	±0.05	±0.06
	>0.35	±0.05	±0.05	±0.06	±0.07	±0.07	±0.09
S	≤0.050	+0.005	+0.005	+0.005	+0.005	+0.006	+0.006
P	≤0.050	+0.005	+0.005	+0.008	+0.008	+0.010	+0.015

① 0.02 适用于低合金钢。

② 适用于普通碳素结构钢。

注: 1. 截面积指锻件处理前未经粗加工(不包括中心孔)时的最大横截面积。

2. 成分范围指锻件规定钢号的成分范围。

表 11-2 优质碳钢和合金结构钢成品化学成分允许偏差(质量分数) /%

元素	规定化学成分范围/%	截 面 积/cm <sup>2</sup>					
		≤650	>650~1 300	>1 300~2 600	>2 600~5 200	>5 200~10 400	>10 400
C	≤0.25		±0.03	±0.03	±0.04	±0.05	±0.05
	>0.25~0.50	±0.03	±0.04	±0.04	±0.05	±0.06	±0.06
	≥0.50		±0.05	±0.05	±0.06	±0.07	±0.07
Si	≤0.35	±0.02	±0.03	±0.04	±0.04	±0.05	±0.06
	>0.35	±0.05	±0.06	±0.06	±0.07	±0.07	±0.09
Mn	≤0.90	±0.03	±0.04	±0.05	±0.06	±0.07	±0.08
	>0.90	±0.06	±0.06	±0.07	±0.08	±0.08	±0.09
P	≤0.050	+0.008	+0.008	+0.010	+0.010	+0.015	+0.015
S	≤0.030	+0.005	+0.005	+0.005	+0.005	+0.006	+0.006
	>0.030	+0.010	+0.010	+0.010	+0.010	+0.015	+0.015
Cr	≤0.90	±0.03	±0.04	±0.04	±0.05	±0.05	±0.06
	>0.90~2.10	±0.05	±0.06	±0.06	±0.07	±0.07	±0.08
	>2.10~10.00	±0.10	±0.10	±0.10	±0.14	±0.15	±0.16

续表

元素	规定化学成分范围 %	截 面 积 $\text{cm}^2$					
		$\leq 650$	$> 650 \sim 1\,300$	$> 1\,300 \sim 2\,600$	$\sim 2\,600 \sim 5\,200$	$> 5\,200 \sim 104\,200$	$> 104\,200$
Ni	$\leq 1.00$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$
	$> 1.00 \sim 2.00$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$
	$> 2.00 \sim 5.30$	$\pm 0.07$	$\pm 0.07$	$\pm 0.07$	$\pm 0.07$	$\pm 0.07$	$\pm 0.07$
Mo	$\leq 0.20$	$\pm 0.01$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$
	$> 0.20 \sim 0.40$	$\pm 0.02$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.04$	$\pm 0.04$
	$> 0.40 \sim 1.15$	$\pm 0.03$	$\pm 0.04$	$\pm 0.05$	$\pm 0.06$	$\pm 0.07$	$\pm 0.08$
V	$\leq 0.10$	$\pm 0.01$	$\pm 0.01$	$\pm 0.01$	$\pm 0.01$	$\pm 0.01$	$\pm 0.01$
	$> 0.10 \sim 0.25$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$
	$> 0.25 \sim 0.50$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$
Nb	$\leq 0.14$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.02$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$
	$> 0.14 \sim 0.50$	$\pm 0.06$	$\pm 0.06$	$\pm 0.06$	$\pm 0.06$	$\pm 0.07$	$\pm 0.08$
Ti	$\leq 0.85$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$
W	$\leq 1.00$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.06$	$\pm 0.06$	$\pm 0.07$
	$> 1.00 \sim 4.00$	$\pm 0.09$	$\pm 0.09$	$\pm 0.10$	$\pm 0.12$	$\pm 0.12$	$\pm 0.14$
Al	$> 0.15 \sim 0.50$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.06$	$\pm 0.07$	$\pm 0.07$	$\pm 0.08$
	$> 0.50 \sim 2.00$	$\pm 0.10$	$\pm 0.10$	$\pm 0.10$	$\pm 0.12$	$\pm 0.12$	$\pm 0.14$

### 11.3.3 锻件的力学性能

锻件的力学性能应符合订货合同或图样指定的标准的规定。

锻件的力学性能检验项目和取样数量按需选定的锻件级别确定，见表 11-3。

表 11-3 锻件验收分组

锻件级别	检验项目	组批条件	抽 样 规 定	
			力学性能	硬 度
I	不检验			
II	HB	同钢号,同热处理炉次,外形尺寸相同或相近的锻件		每批检验 5%,但不少于 5 件,同一锻件硬度差不超过 40HB,同一批锻件硬度差不超过 50HB,试验件至少测一处,每处测 3 点,锻件较长或形状复杂,则在锻件的头、尾、中间各测一处
III	HB	单件		每件均受检验,硬度差不超过 40HB,每处测 3 点,锻件较长或形状复杂,在头、尾和中间各测一处
IV	$\sigma_s(\sigma_{0.2})$ 、 $\sigma_b$ 、 $\delta$ 、 $\psi$ 、 $A_k$ 、 HB	同钢号,同热处理炉次,外形尺寸相同或相近的锻件	每批抽检数量 2%,但不得少于 2 件,同一锻件只取一组试样,即 1 个拉伸,2 个冲击。需方有特殊要求时也可增加试样数量	每件均受检验,硬度差不超过 40HB,每处测 3 点,锻件较长或形状复杂,在头、尾和中间各测一处 (做参考)

续表

锻件级别	检验项目	组批条件	抽 样 规 定	
			力学性能	硬 度
V	$\sigma_s(\sigma_{0.2})$ 、 $\sigma_b$ 、 $\delta$ 、 $\psi$ 、 $A_k$ 、 HB	单件	每件均受检验,取一组试样即 1 个拉伸,2 个冲击。需方有特殊要求时,可增加试样数量	每件均受检验,硬度差不超过 40HB,每处测 3 点,锻件较长或形状复杂,在头、尾和中间各测一处

锻件试样的取样位置、取样方向和试验方法详见 JB/T 5000.8—1998。

力学性能的试验方法按以下标准规定:

常温拉伸试验按 GB/T 228; 高温拉伸试验按 GB/T 4338。

常温  $A_{KU}$  和  $A_{KV}$  冲击试验、低温  $A_{KV}$  冲击试验按 GB/T 229—1994 规定。

布氏硬度试验按 GB/T 231 规定。

钢的晶粒度按 GB/T 6394 评级。

钢的夹杂物按 GB/T 10561 评级。

钢的低倍组织及缺陷按 GB/T 226 和 GB/T 1979 试验和评级。

锻件的超声波探伤、磁粉探伤按 GB/T 6402 和 ASTM A275 规定。

#### 11.3.4 验收、复验和重新热处理

锻件不允许有肉眼可见的裂纹、折叠和其他影响使用的外观缺陷。局部缺陷可以清除,但清理深度不得超过加工余量的 75%,锻件非加工面上的缺陷应清理干净并圆滑过渡,清理深度不得超过生产厂的锻件尺寸偏差。对超过加工余量和锻件尺寸偏差的缺陷,在征得需方同意后方可清除并补焊。

锻件不允许存在白点、内部裂纹和残余缩孔。

在力学性能试验时,如果试验的试样有缺陷,只要不是因裂纹和白点而使力学性能不符合要求,就允许重新取样试验,作为初次试验结果。

当某项力学性能初试结果不符合要求时,允许在靠近不合格试样的相邻位置取双倍试样进行该项的复试,复试结果应全部满足要求。复试后任何一项结果仍不合格时,锻件可以进行重新热处理,并重新取样试验。重新热处理的次数不得超过 2 次,回火次数不限。

#### 11.3.5 有关齿轮毛坯制造的技术条件标准

齿轮的毛坯可以是铸件、锻件或焊接件。有关齿轮毛坯铸、锻、焊的技术条件标准如下所列:

GB/T 16361—1990 钢质模锻件通用技术条件

JB/T 4201—1999 直齿锥齿轮精密热锻件

JB/T 4385.1—1999 锤上自由锻件 通用技术条件

JB/T 5000.2—1998 重型机械通用技术条件 火焰切割件

JB/T 5000.3—1998 重型机械通用技术条件 焊接件

JB/T 5000.4—1998 重型机械通用技术条件 铸铁件

JB/T 5000.6—1998 重型机械通用技术条件 铸钢件

JB/T 5000.7—1998 重型机械通用技术条件 铸钢件焊补

JB/T 5000.8—1998 重型机械通用技术条件 锻件  
JB/T 8421—1996 钢质自由锻件检验通用规则  
JB/T 9187.1—1999 水压机上自由锻件 通用技术条件  
JB/T 9187.2—1999 钢质冷挤压件

## 11.4 锻钢件无损探伤技术条件

### 11.4.1 锻钢件无损探伤技术条件和一般要求

JB/T 5000.15—1998《重型机械通用技术条件 锻钢件无损探伤》规定了锻钢件的超声波、磁粉和渗透三种无损探伤检测方法及其质量等级。标准中规定的无损检测方法适用于各类普通锻钢件的检测。本节内容摘自该标准。

选用 JB/T 5000.15—1998 标准后,设计者或需方必须在相应的锻件图样上标明要求探伤的方法种类、具体的探伤部位和不同缺陷类型的质量验收等级,也可以另行附加质量验收等级。

检测方法和质量等级的选择,应根据锻件的具体使用条件和种类来确定,并符合相应技术文件的要求。

凡要求用表面检测的铁磁性锻件,应优先选用磁粉检测方法,如果因结构形状等原因不能使用磁粉检测时,才用渗透检测。

### 11.4.2 超声波探伤及其质量等级

在采用 JB/T 5000.15—1998 时,需方或设计工艺部门应说明锻件超声波探伤的部位、范围和质量验收等级。本标准规定的超声波探伤不适用于曲率半径小于 125mm、探测厚度小于 50mm 锻件的纵波探伤,以及内外径之比小于 75% 的环形或筒形锻件超声横波探伤;也不适用于奥氏体不锈钢等粗晶粒材料的超声波探伤。

探伤前的锻件,除订货时另有规定外,轴类锻件径向探伤时应加工出圆柱形表面;轴向探伤时两端面应加工成与锻件轴向垂直的平面,饼形和矩形锻件其表面加工成平面,且相互平行。

除订货时另有规定外,锻件表面的粗糙度  $R_a$  不得超过  $6.3\mu\text{m}$ 。探伤表面应无异物存在,如氧化皮、油漆、污物等。

锻件应在保证力学性能的热处理(不包括去应力处理)后,精加工成形前进行超声波探伤。如果经热处理后锻件的外形不可能进行全面探伤,则允许在性能热处理前进行超声波探伤,但热处理后应尽可能对锻件进行全面的超声波复探。

锻件超声探伤的方法和有关仪器设备的规定,详见 JB/T 5000.15—1998。

超声探伤的缺陷当量大小可用以下方法确定。

#### (1) AVG 法定量

当声程大于 3 倍近场时,缺陷当量直径的大小应按式 (11-1) 计算,即

$$B_f/B = 20 \lg \frac{2\lambda x_f}{S\phi_f} + 2a(x_f - S) \quad (11-1)$$

式中  $B_f/B$  —缺陷回波与底波的分贝差, dB;

$a$  —材质衰减系数, dB/mm;

$x_i$ ——缺陷深度, mm;  
 $\phi_i$ ——缺陷当量直径, mm;  
 $S$ ——声程, mm;  
 $\lambda$ ——波长, mm。

## (2) 试块法定量

① 当声程大于 3 倍近场时, 缺陷当量直径的大小应按式 (11-2) 计算, 即

$$\Delta = 40 \lg \frac{\phi_i x}{\phi x_i} + 2ax - 2a_i x_i \quad (11-2)$$

式中  $\Delta$ ——缺陷与试块平底孔的分贝差值, dB;

$x$ ——平底孔深度, mm;

$a$ ——材质衰减系数, dB/mm;

$a_i$ ——缺陷处材质衰减系数, dB/mm;

$\phi$ ——探伤灵敏度当量直径, mm;

$\phi_i$ ——缺陷当量直径, mm;

$x_i$ ——缺陷深度, mm。

② 当声程小于 3 倍近场时, 应该用试块直接比较或用实测的 AVG 曲线来确定缺陷当量直径的大小。

锻件超声探伤的缺陷可按以下方法分类。

a. 单个缺陷 间距大于 50mm, 当量直径不小于起始记录当量的缺陷。

b. 分散缺陷 缺陷间距小于或等于 50mm, 同时存在 2 个或 2 个以上且 5 个以下, 当量直径不小于起始记录当量的缺陷。

c. 密集区缺陷 在荧光屏扫描线相当于 50mm 声程范围内同时有 5 个或 5 个以上的缺陷反射信号, 或是在 50mm×50mm 的检测面上, 在同一深度范围内有 5 个或 5 个以上的缺陷反射信号, 其反射波幅均大于某一特定当量缺陷基准反射波幅。

d. 游动信号 随探头在锻件表面某一方向移动时, 其信号前沿连续移动 25mm 以上深度的缺陷信号。

e. 延伸性缺陷 缺陷连续回波高度至少在一个方向上不得低于起始记录当量值, 其延伸长度应大于缺陷容许的最大当量直径。延伸性缺陷的延伸尺寸采用半波高度法测定 (6dB 法), 并应考虑探头的声域特性进行修正。

f. 缺陷引起的底波降低量  $BG/BF$  (dB) 在缺陷附近完好区内第一次底波幅度  $BG$  与缺陷区内第一次底波幅度  $BF$  之比, 用声压级 (dB) 值表示。

锻件的质量等级可按以下规定来判定:

锻件中小于起始记录当量的单个、分散缺陷不计。

凡判定为裂纹、白点、缩孔类型的缺陷不允许存在。

游动缺陷信号如能判定为非危害性缺陷时, 按延伸性缺陷进行质量等级评定; 如果判定为危害性缺陷时, 则不允许存在。

除因几何原因造成底波衰减外, 任何底波衰减不允许超过 26dB。

表 11-4 列出锻钢件中不同缺陷类型的质量等级容许值。

表 11-4 不同缺陷类别的质量等级划分

缺陷类别	锻件质量等级							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
起始记录当量值 $\phi$ /mm	1.6	1.6	2	2	2	3	4	5
单个缺陷最大允许当量值 $\phi$ /mm	2	3.5	4	6	8	10	12	16
缺陷任一方向上延伸的最大长度/mm	不允许	不允许	不允许	30	50	80	100	120
缺陷处底波降低量的最大允许值/dB	6	6	6	8	12	16	20	26
密集区缺陷最大允许范围/ $10^4\text{mm}^3$	不允许	125	250	500	1 000	3 000	6 000	10 000

注：1. 不同缺陷类型的质量等级是相互独立的，由设计等部门根据工件实际情况规定不同缺陷类型的质量等级。

2. 密集区缺陷范围的计算是以密集区最大长度范围 $\times$ 最大宽度范围 $\times$ 最大深度范围。相邻密集区间的间距不得小于150mm。否则，应视为一个密集区。存在多个密集区时，应分别计算其密集区范围，然后累积求和，按累积值评定。若密集区深度范围小于或等于50mm时，则按50mm计算其深度范围；若密集区长度范围小于或等于50mm时，则按50mm计算其长度范围。

3. 由于超声波探伤存在局限性和不足，除了从生产工艺、缺陷产生的部位及其大致走向和分布能对缺陷性质进行估计外，纯粹从超声波探伤技术上是无法对缺陷进行定性的，因此，在判定裂纹、白点、缩孔类型的缺陷时，最好要用其他有效方法对缺陷定性进行辅助说明，如缺陷已露出表面、金相检验等方法。

4. 用户有特殊要求时，其质量验收条款也可由供需双方具体制定。

#### 11.4.3 磁粉探伤及其质量等级

在采用 JB/T 5000.15—1998 标准进行磁粉探伤时，需方或设计工艺部门应说明并提供磁粉探伤的部位、范围和质量检收等级；还要说明是否有退磁要求和退磁需要达到的程度。

磁粉检验的灵敏度同受检锻件的表面状态有很大关系。如果不规则的表面状态影响缺陷的显示或评定时，则必须用打磨、机械加工或其他方法处理受检表面。

被检区表面及邻近 50mm 范围内应无脏物、油脂、棉纤维、氧化皮或其他影响磁粉检验的异物存在。对异物的清除可采用任何不影响磁粉探伤的方法进行处理。

为了能检测出细小的缺陷，锻件的表面粗糙度  $R_a$  一般不得大于  $6.3\mu\text{m}$ 。

除需方另有规定外，磁粉验收检验应在锻件经最终热处理和精加工后进行。采用半波整流、直流及直接磁化时，磁粉验收检验可在精加工前，但加工余量不得超过 3mm。

磁粉探伤的方法、设备和其他有关规定详见 JB/T 5000.15—1998。

缺陷磁痕的评定可采用以下规定。

① 除确认显示痕迹是由外界几何因素或操作不当造成的之外，其他任何大于或等于 0.5mm 的显示痕迹均应作为缺陷磁痕处理。

② 长度与宽度之比大于 3 倍缺陷显示迹痕，则按线性缺陷处理；长度与宽度之比小于或等于 3 倍的缺陷显示迹痕，则按圆形缺陷处理。

③ 两条或两条以上缺陷显示迹痕在同一直线上，其间距小于或等于 2mm 时，则按一条缺陷处理，其长度为显示迹痕长度之和加间距。

磁粉检验的所有缺陷磁痕的尺寸、数量以及产生部位均应记录，并图示。磁痕的永久记录可采用胶带法、照相法以及其他有效方法。

任何裂纹、白点类缺陷不允许存在。

缺陷磁痕的评定等级按表 11-5。

表 11-5 不同缺陷类别的质量等级划分

缺陷类别	锻件质量等级							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
线性缺陷/mm	$\leq 0.5$	1.0	2.0	4.0	8.0	16	32	$> 32$
圆形缺陷/mm	$\leq 1.0$	2.0	4.0	8.0	16	32	64	$> 64$
100mm $\times$ 100mm 内缺陷累积长度/mm	$\leq 2.0$	4.0	8.0	16	32	64	128	$> 128$

注：1. 表中数值为最大允许值。

2. 100mm $\times$ 100mm 内缺陷累积长度的计算方法为总的累积长度是线性缺陷的累积长度值加上圆形缺陷最大长轴方向长度的累积值。

3. 用户有特殊要求时，其质量验收条款也可由供需双方具体制定。

4. 表中不同缺陷类型的等级是相互独立的，可单独使用。

#### 11.4.4 渗透探伤及其质量等级

采用 JB/T 5000.15—1998 进行渗透探伤时，需方或设计工艺部门应说明并提供渗透探伤的部位、范围和质量检验等级。

锻件被检区表面及邻近 25mm 范围内应干燥且无脏物、油脂、棉纤维、氧化皮或其他掩盖表面开口缺陷的异物。对异物的清除可采用任何不影响渗透探伤的方法进行清洗。

锻件机加工表面的粗糙度  $R_a$  不超过  $6.3\mu\text{m}$ ；如果能证明其表面状态不影响渗透探伤，可不受此限制。

检测表面的温度应控制在  $15\sim 50^\circ\text{C}$  范围内。

渗透检验方法的分类（代号）如下。

① 按渗透剂种类分为着色渗透（V）和荧光渗透（F）；按操作分为水洗型（A）、后乳化型（B）、溶剂去除型（C）。以上总共可组合成六种渗透探伤方法。

② 按显像剂类型分为干式（D）、快干式（S）、湿式（W）和无显像式（N）。

渗透检验方法的选用应根据被检工件表面粗糙度、渗透检验灵敏度、检验批量大小和检验环境等条件来决定。

对于表面光洁且检验灵敏度要求高的工件，宜采用后乳化型着色法或后乳化型荧光法，也可采用溶剂去除型荧光法。

对于表面粗糙且检验灵敏度要求较低或批量较大的工件，宜采用水洗型着色法或后乳化水洗型荧光法。

对于现场无水源、无电源的检验场合，宜采用溶剂去除型着色法。

对于大工件局部检验，宜采用溶剂去除型着色法，或溶剂去除型荧光法。

渗透探伤使用的材料、操作规程等详见 JB/T 5000.15—1998。

渗透探伤缺陷显示迹痕的评定可采用以下规定。

① 除确认显示迹痕是由外界因素或操作不当造成的之外，其他任何大于或等于  $0.5\text{mm}$  的显示迹痕均应作为缺陷显示迹痕处理。

② 长度与宽度之比大于 3 倍的缺陷显示迹痕，按线性缺陷处理；长度与宽度之比小于 3 倍的缺陷显示迹痕，按圆形缺陷处理。



③ 两条或两条以上缺陷迹痕在同一直线上, 间距小于或等于 2mm 时, 按一条缺陷处理, 其长度为显示迹痕长度之和加间距。

所有缺陷显示迹痕的尺寸、数量以及产生部位均应记录, 并图示。

任何裂纹和白点类缺陷不允许存在。

线性和圆形缺陷的评定等级按表 11-6。

表 11-6 不同缺陷类别的质量等级划分

缺陷类别	锻件质量等级							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
线性缺陷/mm	≤0.5	1.0	2.0	4.0	8.0	16	32	≥32
圆形缺陷/mm	≤1.0	2.0	4.0	8.0	16	32	64	≥64
100mm×100mm 内缺陷累积长度/mm	≤2.0	4.0	8.0	16	32	64	128	≥128

注: 1. 表中数值为最大允许值。

2. 100mm×100mm 内缺陷累积长度的计算方法为总的累积长度是线性缺陷的累积长度值加上圆形缺陷最大长轴方向长度的累积值。

3. 用户有特殊要求时, 其质量验收条款也可由供需双方具体制定。

4. 表中不同缺陷类型的等级是相互独立的, 可单独使用。

#### 11.4.5 质量验收等级的选择

通用无损探伤质量验收标准的质量等级大体上可以分为三档, 即“严”、“较严”和“一般”。设计者可以根据零件的受力情况和使用条件进行选择。

JB/T 5000.15—1998 规定的质量等级分为 8 级, 大体上划分为: I~III 级为“严”, IV~V 级为“较严”, VI~VIII 级为“一般”。

无损探伤质量等级的选择应根据零件的功能来决定, 主要考虑零件负荷情况和重要程度、安全性及热加工工艺等因素, 其他条件也要综合考虑。

根据重型机器的特点, 把需探伤的零件按负荷状况和重要程度划分为三类, 见表 11-7 和表 11-8。在一般情况下, 第三类零件可选择“严”的质量等级; 第二类零件可选择“较严”的质量等级; 第一类零件可选择“一般”的质量等级。

表 11-7 和表 11-8 是一般的推荐, 在实际选择质量等级时, 还应考虑工艺条件, 材质的热脆、冷脆, 铸锻缺陷, 缺陷容易产生的部位, 零件形状, 安全系数的大小, 应力集中的部位, 配合过盈量的大小, 停机启动次数等因素。

表 11-7 零件负荷情况类别和举例

零件的负荷状况	举 例	类别
中等冲击, 负荷有振动, 短时间超负荷可达 150%	一般小型轧钢机轧辊; 起重机小车; 相应负荷的齿轮和轴; 火车车轴	一
大冲击力和振动负荷, 短时间超负荷可达正常负荷的 200%	中型轧钢机工作辊; 小型锻压设备的曲轴、偏心轴、滑块、连杆; 球磨破碎设备的轴、床身 II 类压力容器相应负荷的齿轮和轴, 连铸大包回转台	二

续表

零件的负荷状况	举 例	类别
强大的冲击力负荷,短时间超负荷可达正常负荷的 300%。工作条件恶劣,温度高,承受高压,疲劳负荷	大型轧钢机工作辊、支承辊;重型锻压设备的偏心轴、连杆、床身;翻钢机辊道 Ⅲ类压力容器;大功率水轮发电机主轴和转子;水轮机叶片;大型启闭机主轴 锻锤模块	二

表 11-8 零件的重要程度类别和举例

零件的重要程度	举 例	类别
较重要	小型轧钢机工作辊;中小型锻压设备的曲轴、偏心轴;小型传动轴	一
重要	大型起重吊钩;大型起重梁和轴;大型传动轴;火车车轴;Ⅱ类压力容器	二
很重要	Ⅲ类压力容器;船用铸锻件;航空锻件;电站铸锻件;核电设备	三

注:重要程度没有严格的划分界限,仅以零件损坏后是否发生安全事故,是否会影响主机正常运转,是否会造成重大经济损失以及零件是否易于更换修复,零件自身的经济价值等因素作粗略划分。设计时,该零件应归入哪一类,应按机器零件的功能综合判定。

根据以上规定,就可以对质量等级进行初步选用。例如有的零件对内层部位的质量要求较低,而对外层部位的质量要求较高。这时,对外层部位,可规定单个缺陷、延伸性缺陷、缺陷处底波降低量均为Ⅲ级,密集缺陷按Ⅰ级;而对质量要求较低的内层部位,可规定单个缺陷、延伸性缺陷、缺陷处底波降低量和密集缺陷均按Ⅴ级验收。

#### 11.4.6 有关无损探伤的技术条件标准

有无损探伤的技术条件标准如下所列:

GB/T 1786—1990 锻制圆饼超声波检验方法

GB/T 5616—1985 常规无损探伤应用导则

GB/T 7233—1987 铸钢件超声探伤及质量评级方法

JB/T 5000.14—1998 重型机械通用技术条件 铸钢件无损探伤

JB/T 5000.15—1998 重型机械通用技术条件 锻钢件无损探伤

JB/T 6061—1992 焊缝磁粉检验方法和缺陷磁痕的分级

JB/T 6062—1992 焊缝渗透检验方法和缺陷迹痕的分级

JB/T 8467—1996 锻钢件超声探伤方法

JB/T 8468—1996 锻钢件磁粉检验方法

JB/T 9217—1999 射线照相探伤方法

JB/T 9218—1999 渗透探伤方法

## 11.5 热处理技术要求在零件工作图上的表示方法

JB/T 8555—1997 规定了热处理技术要求在零件工作图上的表示方法,以下是该标准的主要内容。

### 11.5.1 表示方法的一般规定

零件图上的热处理技术要求是指成品零件热处理最终状态应达到的技术指标。热处理技

术要求可以用已标准化的符号、代号标注，也可以用文字说明。文字说明一般写在图面右下角标题栏上方，与其他工艺的技术要求写在一起。特殊情况允许写在图面其他空白处。能在图形上标注的，尽量避免用文字说明。

技术要求标注必须简明、准确、完整、合理。如果技术要求内容较多，且另有技术标准或技术规范时，除标注主要内容外，可写明按某标准或某技术规范执行。

技术要求的指标值，一般采用范围表示法，标出上、下限值，如 60~65HRC；DC=0.8~1.2。也可用偏差表示法，以技术要求的下限名义值和下偏差零加上上偏差表示，如上例可写作：60<sup>-5</sup><sub>0</sub>HRC；DC=0.8<sup>+0.4</sup><sub>0</sub>。特殊情况也可只标注下限值，如不小于 50HRC，不大于 229HRS。在同一产品的所有零件图样上，应采用统一的表达形式。

各种表面热处理零件均应标注有效硬化层深度，其代号、定义和测定方法见表 11-9。

表 11-9 各种表面热处理零件有效硬化层深度和测定方法

表面热处理方法	有效硬化层深度代号	单位	定义和测量方法标准
表面淬火回火	DS	mm <sup>①</sup>	深度>0.3mm 时按 GB/T 5617 深度≤0.3mm 时按 GB/T 9451
渗碳或碳氮共渗淬火回火	DC		深度>0.3mm 时按 GB/T 9450 深度≤0.3mm 时按 GB/T 9451
渗氮	DN		按 GB/T 11354

① 在图面上标注时，单位 mm 可省去。

局部热处理零件需将有硬化要求的部位按 GB/T 131 规定，在图形上用粗点划线框出。如果是轴对称零件或在不致引起误会情况下，也可用一条粗点划线画在热处理部位外侧表示；其他部位即硬化与不硬化均可的过渡部位用虚线表示，不允许硬化或不要硬化的部位则不必标注。

要求零件硬度检测必须在指定点（部位）时，用图 11-1 符号表示，其尺寸大小应与 GB/T 131 规定的局部热处理指示符号一致。指定硬度测量点位置时，应注意符合 JB/T 6050—1992 第 6 章规定的要求。

如零件形状复杂或其他原因（如与其他工艺标注容易混淆）热处理技术要求难以标注，用文字说明又不易表达时，可另加附图表示，此时附图上与热处理无关的内容均可省略。如图 11-2 所示。

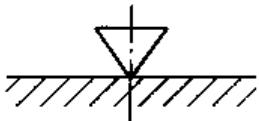


图 11-1 硬度测量点  
符号标注方法

标注除硬度以外的其他力学性能要求时（如强度、冲击韧性等），应在零件图样上注明具体技术指标和取样方法。零件热处理的外观质量或者无法用量值表达的要求，一般用文字说明。

### 11.5.2 正火、退火及淬火回火（含调质）零件的标注

以正火、退火或淬火回火（含调质）作最终热处理状态的零件一般标注硬度要求。通常以布氏硬度（GB/T 231）或洛氏硬度（GB/T 230）表示；也可以用其他硬度表示。

同一零件的不同部位有不同热处理技术要求时，应在零件图上分别注明。

局部热处理零件必须在技术要求的文字说明中写明：局部热处理。并在图样上按规定标出需热处理的部位和技术要求（见图 11-3）。

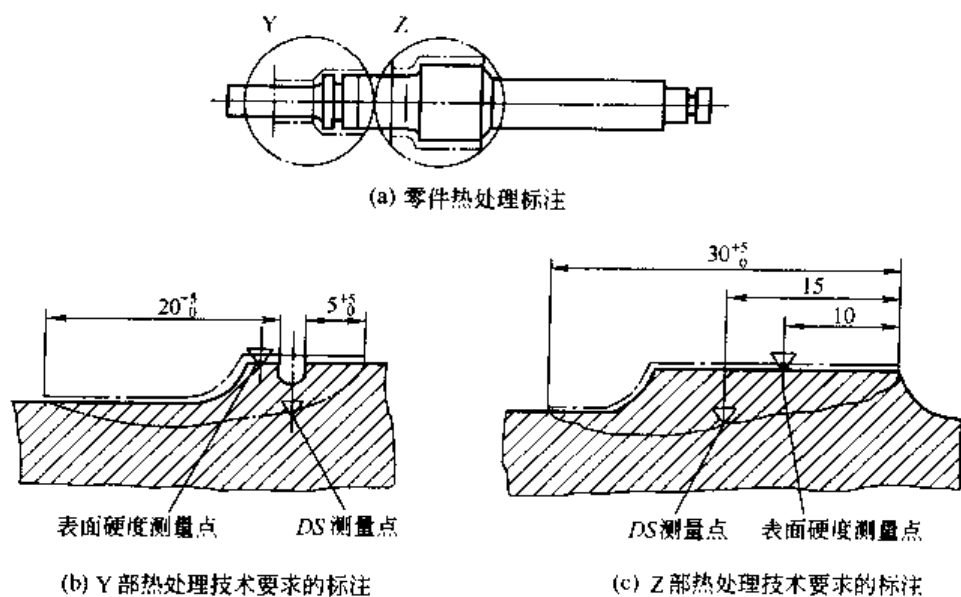


图 11-2 复杂零件热处理技术要求的标注方法

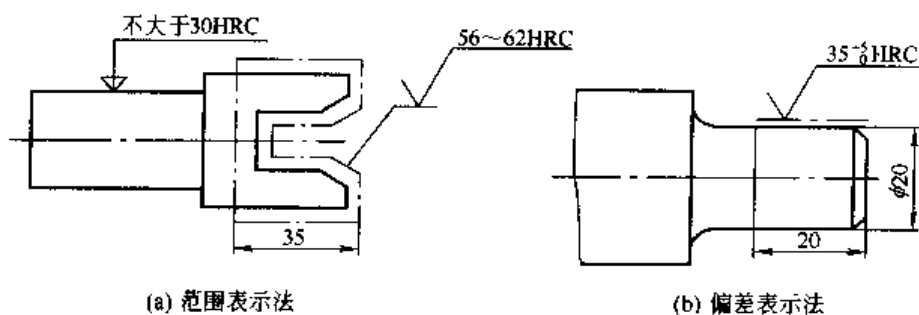


图 11-3 局部热处理零件技术要求的标注方法

### 11.5.3 表面淬火零件的标注

感应加热淬火回火和火焰加热淬火回火零件标注的主要技术要求是表面硬度、心部硬度和有效硬化层深度。

#### (1) 表面硬度

表面硬度可以用维氏硬度 (GB/T 4340—1999)、表面洛氏硬度 (GB/T 1818—1994) 和洛氏硬度 (GB/T 230—1991) 表示。表面硬度的标注包括两部分, 即要求硬度值和相应的试验力, 而试验力的选取又与要求的最小有效硬化层深度有关。

以维氏硬度表示时, 最低表面硬度、最小有效硬化层深度与试验力之间的关系见表 11-10。表内试验力为最大允许值, 也可以用较小的试验力代替表中所列值, 如用 HV10 代替 HV30。

表 11-10 以维氏硬度表示时最低表面硬度值、最小有效硬化层深度与试验力之间的关系

最小有效硬化层深度/mm	最低表面硬度 HV			
	400~500	>500~600	>600~700	>700
0.05	—	HV0.5	HV0.5	HV0.5
0.07	HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV1
0.08	HV0.5	HV0.5	HV1	HV1

续表

最小有效硬化层深度/mm	最低表面硬度 HV			
	100~500	>500~600	>600~700	>700
0.09	HV0.5	HV1	HV1	HV1
0.1	HV1	HV1	HV1	HV1
0.15	HV3	HV3	HV3	HV3
0.2	HV5	HV5	HV5	HV5
0.25	HV5	HV5	HV10	HV10
0.3	HV10	HV10	HV10	HV10
0.4	HV10	HV10	HV10	HV30
0.45	HV10	HV10	HV30	HV30
0.5	HV10	HV30	HV30	HV50
0.55	HV30	HV30	HV50	HV50
0.6	HV30	HV30	HV50	HV50
0.65	HV30	HV50	HV50	HV50
0.7	HV50	HV50	HV50	HV50
0.75	HV50	HV50	HV50	HV100
0.8	HV50	HV100	HV100	HV100
0.9	HV50	HV100	HV100	HV100
1.0	HV100	HV100	HV100	HV100

以洛氏硬度表示时,最低表面硬度、最小硬化层深度与试验力之间的关系见表 11-11 和表 11-12。

表 11-11 以表面洛氏硬度表示时  
最低表面硬度、最小有效硬化层深度与试验力之间的关系

最小有效 硬化层深度 /mm	最低表面硬度(以 HR×N 表示)										
	82~85	>85~88	>88	60~68	>68~73	>73~78	>78	44~54	>54~61	>61~67	>67
	HR15N	HR15N	HR15N	HR30N	HR30N	HR30N	HR30N	HR45N	HR45N	HR45N	HR45N
0.1	—	—	HR15N	—	—	—	—	—	—	—	—
0.15	—	HR15N	HR15N	—	—	—	—	—	—	—	—
0.2	HR15N	HR15N	HR15N	—	—	—	HR30N	—	—	—	—
0.25	HR15N	HR15N	HR15N	—	—	HR30N	HR30N	—	—	—	—
0.35	HR15N	HR15N	HR15N	—	HR30N	HR30N	HR30N	—	—	—	HR45N
0.4	HR15N	HR15N	HR15N	HR30N	HR30N	HR30N	HR30N	—	—	HR45N	HR45N
0.5	HR15N	HR15N	HR15N	HR30N	HR30N	HR30N	HR30N	—	HR45N	HR45N	HR45N
≥0.55	HR15N	HR15N	HR15N	HR30N	HR30N	HR30N	HR30N	HR45N	HR45N	HR45N	HR45N

表 11-12 以洛氏硬度 A 标尺或 C 标尺表示时  
最低表面硬度、最小有效硬化层深度与试验力之间的关系

最小有效 硬化层深度 /mm	最低表面硬度							
	HRA				HRC			
	70~75	>75~78	>78~81	>81	40~49	>49~55	>55~60	>60
0.4	—	—	—	HRA	—	—	—	—
0.45	—	—	HRA	HRA	—	—	—	—
0.5	—	HRA	HRA	HRA	—	—	—	—

续表

最小有效硬化层深度 /mm	最低表面硬度							
	HRA				HRC			
	70~75	>75~78	>78~81	>81	40~49	>49~55	>55~60	>60
0.6	HRA	HRA	HRA	HRA	—	—	—	—
0.8	HRA	HRA	HRA	HRA	—	—	—	HRC
0.9	HRA	HRA	HRA	HRA	—	—	HRC	HRC
1.0	HRA	HRA	HRA	HRA	—	HRC	HRC	HRC
1.2	HRA	HRA	HRA	HRA	HRC	HRC	HRC	HRC

## (2) 心部硬度

对表面淬火零件的心部硬度有要求时, 应予以标注。经有关各方协商同意, 允许以预备热处理后的硬度值为准。

## (3) 有效硬化层深度

表面淬火零件有效硬化层深度的标注包括三个部分, 即深度代号 (见表 11-9)、界限硬度值和要求的深度。在图样上的标注见图 11-4。

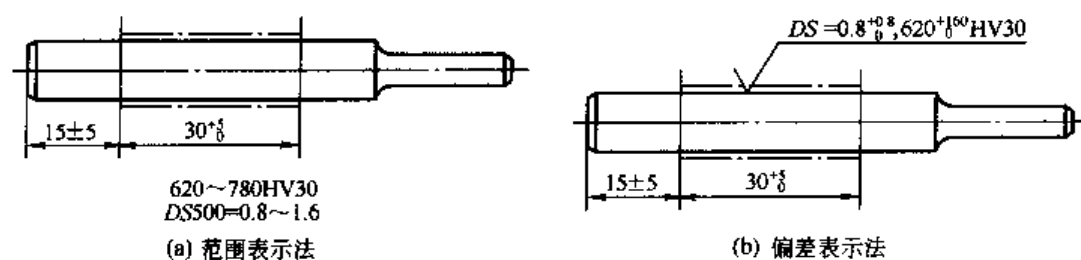


图 11-4 局部感应加热淬火回火标注方法

界限硬度值可根据最低表面硬度按表 11-13 选取。特殊情况, 也可采用其他界限硬度值, 但此时在 DS 后必须注明商定的界限硬度值。

表 11-13 表面淬火界限硬度值

界限硬度值 HV	最低表面硬度					
	HRA	HR15N	HR30N	HR45N	HV	HRC
250	65~70	75~76	51~53	32~35	300~330	32~33
275	68	77~78	54~55	36~38	335~355	34~36
300	69~70	79	56~58	39~41	360~385	37~38
325	71	80~81	59~62	42~46	390~420	40~42
350	72~73	82~83	63~64	47~49	425~455	43~45
375	74	84	65~66	50~52	460~480	46~47
400	75	85	67~68	53~54	485~515	48~49
425	76	86	69~70	55~57	520~545	50~51
450	77	87	71	58~59	550~575	52~53
475	78	88	72~73	60~61	580~605	54

续表

界限硬度值 HV	最低表面硬度					
	HRA	HR15N	HR30N	HR45N	HV	HRC
500	79	89	74	62~63	610~635	55~58
525	80	-	75~76	61~65	640~665	57
550	81	90	77	66~67	670~705	58~59
575	82	-	78	68	710~730	60
600	-	91	79	69	735~765	61~62
625	83	-	80	70	770~795	63
650	-	92	81	71~72	800~835	64
675	84	-	82	73	840~865	65

零件的有效硬化层深度分级及上偏差可参照表 11-14。火焰淬火的有效硬化层深度通常不应小于 1.6mm。

表 11-14 表面淬火有效硬化层深度分级和相应的上偏差

/mm

最小有效硬化层 深度 DS	上 偏 差		最小有效硬化层 深度 DS	上 偏 差	
	感应淬火	火焰淬火		感应淬火	火焰淬火
0.1	0.1	—	1.6	1.3	2.0
0.2	0.2	—	2.0	1.6	2.0
0.4	0.4	—	2.5	1.8	2.0
0.6	0.6	—	3.0	2.0	2.0
0.8	0.8	—	4.0	2.5	2.5
1.0	1.0	—	5.0	3.0	3.0
1.3	1.1	—			

#### (1) 标注示例

图 11-4 所示为局部感应加热淬火回火标注方法。该例表示：离轴端 15mm±5mm 处开始，在长 30<sup>+</sup><sub>0</sub>mm 一段内感应淬火回火，表面硬度 620~780HV<sub>30</sub>，有效硬化层深度为 0.8~1.6mm。

#### 11.5.4 渗碳和碳氮共渗零件的标注

渗碳后淬火回火和碳氮共渗后淬火回火的零件，其标注的主要技术要求是表面硬度、心部硬度和有效硬化层深度。其他技术要求，如渗层金相组织、渗层碳浓度、硬度分布、心部力学性能等按有关标准（如 JB/T 6141.1~4—1992 等）执行。

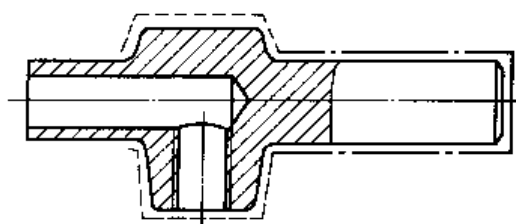
##### (1) 表面硬度

渗碳后淬火回火和碳氮共渗后淬火回火的零件的表面硬度要求，通常以维氏硬度或洛氏硬度表示，对应的最小有效硬化层深度和试验力与表面淬火零件相同。

##### (2) 心部硬度

对渗碳后淬火回火或碳氮共渗后淬火回火的零件心部硬度有要求时，应予标注。

##### (3) 渗层的有效硬化层深度



局部渗碳淬火回火  
57~63HRC  
DC=1.2~1.7

图 11-5 局部渗碳标注方法

渗碳后淬火回火或碳氮共渗后淬火回火零件有效硬化层深度 (DC) 在图样上的表示方法, 与表面淬火有效硬化层深度 DS 基本相同。在图样上的标注方法见图 11-5。

渗碳后淬火回火或碳氮共渗后淬火回火的界限硬度值是恒定的, 通常取 550HV1。标注时一般可省略。特殊情况下可以不采用 550HV1 作界限硬度值, 此时 DC 后必须注明商定的界限硬度值和试验力。

推荐的渗碳后淬火回火或碳氮共渗后淬火回火有效硬化层深度 (DC) 及上偏差见表 11-15。

表 11-15 推荐的渗碳后淬火回火或碳氮共渗后淬火回火有效硬化层深度及上偏差 /mm

有效硬化层深度 DC	上 偏 差	有效硬化层深度 DC	上 偏 差	有效硬化层深度 DC	上 偏 差
0.05	0.03	0.5	0.3	2.0	0.8
0.07	0.05	0.8	0.4	2.5	1.0
0.1	0.1	1.2	0.5	3.0	1.2
0.3	0.2	1.6	0.6		

#### (4) 标注示例

图 11-5 所示为局部渗碳标注方法, 对零件不同部位有不同的要求, 要求渗碳后淬火回火部位用粗点划线框出; 有的部位允许同时渗碳淬硬也可以不渗碳淬硬, 视工艺上是否有利而定, 用虚线表示; 未标出部位, 既不允许渗碳也不允许淬硬。

### 11.5.5 渗氮零件的标注

气体渗氮或离子渗氮零件的主要技术要求是表面硬度、心部硬度和有效渗层深度, 某些零件还有渗氮层脆性要求。其他技术要求, 如渗氮层金相组织、渗氮层硬度分布、心部力学性能等, 按有关标准、规范 (如 JB/T 6956—1993 等) 执行。

#### (1) 表面硬度

零件渗氮后的表面硬度与零件材质和预备热处理有密切关系。在正常工艺条件下, 常用渗氮材料能达到的硬度范围可参照 JB/T 6956—1993《离子渗氮》选取。

表面硬度常用维氏硬度表示, 包括维氏硬度 (GB 4340)、小负荷维氏硬度 (GB 5053) 和显微维氏硬度 (GB/T 4342) 三种。表面硬度值因检测方法不同而有所差异, 也因有效渗氮层深度不同而有所差异, 因此标注时应准确选择。

#### (2) 有效渗氮层深度

有效渗氮层深度不大于 0.3mm 时, 按 GB/T 9451—1988《钢件薄表面总硬化层深度或有效硬化层深度的测定》执行; 大于 0.3mm 时, 按 GB/T 11354—1989《钢铁零件 渗氮层深度测定和金相组织检验》执行。经协商同意, 也可以采用其他硬度检测方法。

在图样上标注渗氮层深度, 一般均指有效渗氮层深度, 其表示方法与 DS、DC 基本相同, 标注方法见图 11-6。

采用 2.94N (0.3kgf) 的维氏硬度试验力测量有效渗氮层深度 DN 时, DN 后不标注界限硬度值; 当采用其他试验力时, 应在 DN 后加试验力值, 如 DNHV0.5=0.3~0.4。



一般零件推荐的最小有效渗氮层深度 (DN) 及上偏差见表 11-16。

表 11-16 推荐的有效渗氮层深度及上偏差

mm

有效渗氮层深度 DN	上偏差	有效渗氮层深度 DN	上偏差	有效渗氮层深度 DN	上偏差
0.05	0.02	0.25	0.1	0.5	0.25
0.1	0.05	0.3	0.1	0.6	0.3
0.15	0.05	0.35	0.15	0.75	0.3
0.2	0.1	0.4	0.2		

技术要求的最小有效渗氮层深度、最低表面硬度与硬度试验力之间的关系见表 11-17。表内检验方法通常是指允许采用最大试验力, 允许用较低的试验力代替表中规定的试验力, 如用 HV10 代替 HV30。

表 11-17 技术要求的最小有效渗氮层深度、最低表面硬度与试验力之间的关系

最小有效渗氮层深度 mm	最低表面硬度 HV						
	200~300	>300~400	>400~500	>500~600	>600~700	>700~800	>800
0.05				HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV0.5
0.07		HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV1	HV1
0.08	HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV1	HV1	HV1
0.09	HV0.5	HV0.5	HV0.5	HV1	HV1	HV1	HV1
0.1	HV0.5	HV1	HV1	HV1	HV1	HV1	HV3
0.15	HV1	HV1	HV3	HV3	HV3	HV3	HV5
0.2	HV1	HV3	HV5	HV5	HV5	HV5	HV5
0.25	HV3	HV5	HV5	HV5	HV10	HV10	HV10
0.3	HV3	HV5	HV10	HV10	HV10	HV10	HV10
0.4	HV5	HV10	HV10	HV10	HV10	HV30	HV30
0.45	HV5	HV10	HV10	HV10	HV30	HV30	HV30
0.5	HV10	HV10	HV10	HV30	HV30	HV30	HV30
0.55	HV10	HV10	HV30	HV30	HV30	HV50	HV50
0.6	HV10	HV10	HV30	HV30	HV50	HV50	HV50
0.65	HV10	HV30	HV30	HV50	HV50	HV50	HV50
0.7	HV10	HV30	HV50	HV50	HV50	HV50	HV50
0.75	HV20	HV30	HV50	HV50	HV50	HV100	HV100

### (3) 心部硬度

对渗氮零件心部硬度有要求时, 应特别说明。心部硬度通常允许以预备热处理后的检测结果为准, 以维氏硬度、布氏硬度或洛氏硬度表示。

### (4) 总渗氮层深度

总渗氮层深度是氮渗入的总深度, 一般指从表面测量到与基体的硬度或组织无差别处的垂直距离, 单位 mm。

总渗氮层深度包括化合物层和扩散层两部分。零件以化合物层厚度代替 DN 要求时, 应特别说明。厚度要求随零件服役条件不同而改变, 一般零件推荐的化合物层厚度及公差值

见表 11-18。

表 11-18 推荐的化合物层厚度及公差

mm

化合物层厚度	上 偏 差	化合物层厚度	上 偏 差	化合物层厚度	上 偏 差
0.005	0.003	0.012	0.006	0.024	0.012
0.008	0.004	0.015	0.008		
0.010	0.005	0.020	0.010		

### (5) 标注示例

图 11-6 所示为渗氮零件的标注方法示例，渗氮部位边缘以粗点划线予以标注，并规定了硬度检测点的位置。虚线部位允许渗氮或不允许渗氮视对工艺是否有利而定。未标注部位不允许渗氮，如需防渗，必须说明。

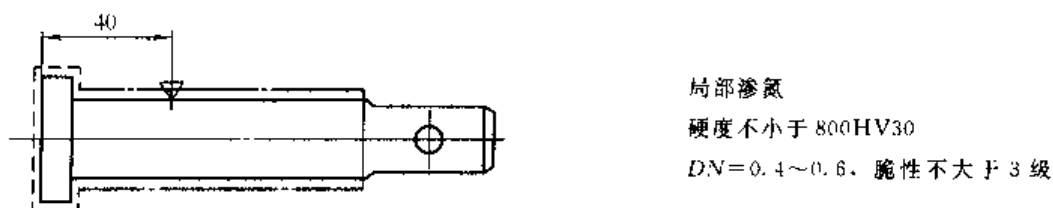


图 11-6 渗氮零件的标注方法

## 11.6 刚性转子的平衡与许用不平衡

### 11.6.1 转子的不平衡与平衡

绕固定轴旋转的机件如齿轮、飞轮、叶轮等，可统称为转子。不平衡的转子不仅使其支承和基础承受动载荷，而且还引起机器的振动。在给定转速下，这两种影响主要取决于机器和转子的几何尺寸、质量分布，以及支承和基础的刚度。

产生转子不平衡的原因很多，如结构形状不对称、材料组织不均匀、机件的制造误差和装配误差，其结果是使得转子重心的主惯性轴与旋转轴线不重合，从而产生不平衡的离心力。

转子不平衡有静不平衡和动不平衡（偶不平衡）两种。在多数情况下，与偶不平衡相比静不平衡是主要的，即在不同平面上的两个相等的同相不平衡要比与之大小相等、方向相反的两个不平衡危害更大。

在某些情况下，偶不平衡更为有害。例如两端装有悬臂圆盘的转子，其支承间距小于两校正平面间距，这种情况下，由偶不平衡引起的支承动载荷将大于由同一对同相不平衡引起的动载荷。

平衡是改善转子的质量分布，以保证转子在其轴承中旋转时因不平衡而引起的振动或振动力减小到允许范围的工艺过程。利用现在的测量仪器，可以把转子的不平衡减少到相当小的范围，但是对平衡品质要求过高是不经济的，也是不必要的。因此，确定不平衡应减少到何种程度，既能满足机器运转品质的要求又能符合经济合理性，是机件平衡指标设计的基本任务。

GB/T 9239—1988《刚性转子平衡品质许用不平衡的确定》[等效采用 ISO 1940/1—1986 (E)] 是解决上述问题的一个适用标准。

该标准规定的平衡品质等级为 11 级，对常用的各类转子的平衡品质给出了最低限度规定值。如果按规定值选用转子的平衡品质，则可以在很大程度上使转子安全平稳地运行，还可以避免对平衡要求的严重疏漏或过高要求。在某些特殊情况下，需要在试验室或现场通过测量来精确确定所需的平衡品质，上述的等级可作为验证的基础。对于某些由于结构或几何尺寸的特殊性与该标准规定值有些偏差的转子，以及尚未规定平衡品质等级的转子，可按该标准规定的方法，由制造厂和用户协商确定，并报有关部门认定。

应该指出，GB/T 9239—1988 只适用于刚性转子；有关准刚性转子、挠性转子许用不平衡量的确定见 GB/T 6558—1986《挠性转子平衡的评定准则》及 GB/T 6557—1986《挠性转子的机械平衡》。

以下内容摘自 GB/T 9239—1988。

### 11.6.2 不平衡及其校正

#### (1) 不平衡状态的表示

刚性转子的同一种不平衡状态，通常可用图 11-7 (a) ~ (c) 所示的不同方式表示。大多数转子的不平衡是用图 11-7 (a) ~ (c) 所示的方式测量的，不平衡的校正也是按这种方式进行的。

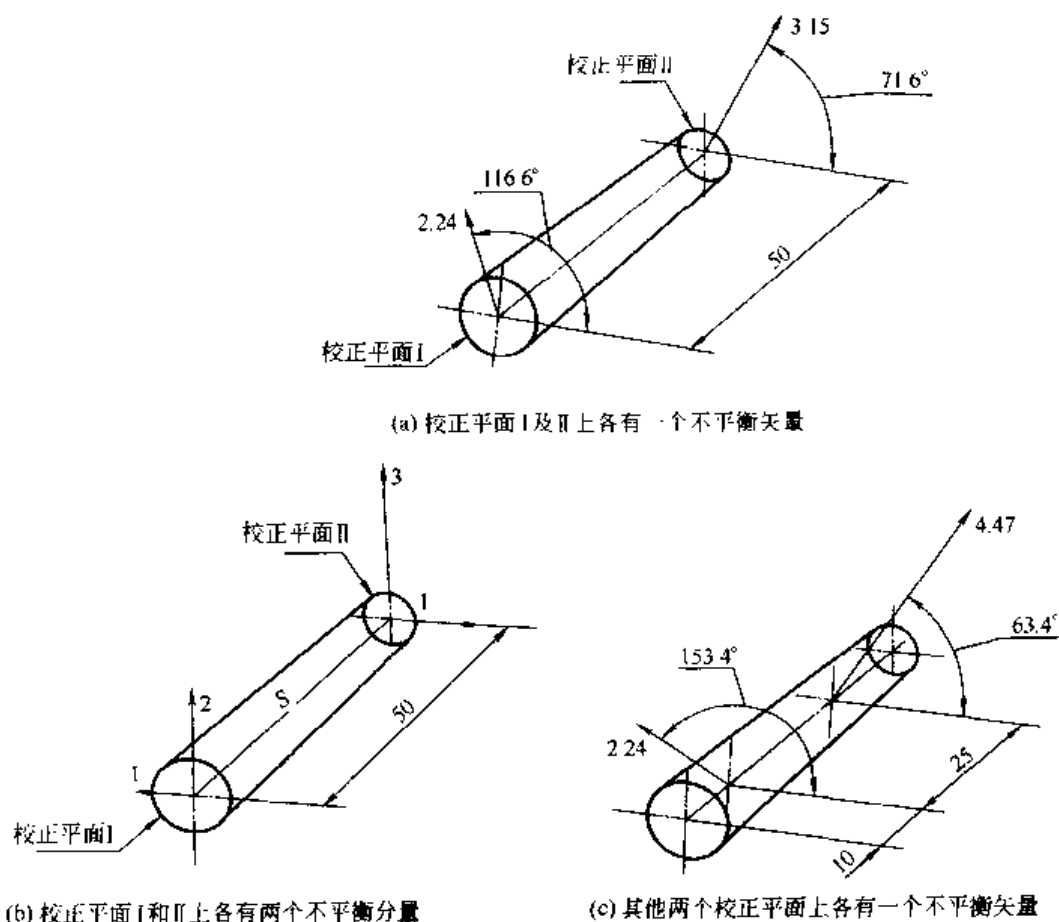


图 11-7 刚性转子同一种不平衡状态的不同表现方式

#### (2) 单面校正平面转子

如果盘状转子的支承间距足够大，并且旋转时盘状部分的轴向跳动相当小，从而可以忽略偶不平衡，这时可用一个校正平面校正不平衡即单面（静）平衡。对于具体转子必须验证

上述条件是否满足<sup>①</sup>。

### (3) 双校正平面转子

如果刚性转子不能满足本章 11.6.2 (1)、(2) 条所述条件的盘状转子, 则需要两个校正平面, 称之为双面(动)平衡。双面平衡时, 转子必须旋转, 否则就不能检测出剩余偶不平衡量。

两校正平面中每平面上的许用不平衡量取决于校正平面间距及支承间距和两者间的相对位置关系, 同时也与两校正平面上剩余不平衡量间的相位有关。本章 11.6.5 将给出确定转子许用不平衡量的三种方法, 第 11.6.6 节将介绍转子许用不平衡量向校正平面分配的方法。

### (4) 装配组合转子

转子可作为单个零件平衡, 也可以作为装配组合件来平衡。装配组合转子中各零件的不平衡值应按矢量法相加, 总的不平衡中还应计入由装配误差引起的不平衡; 特别要注意零件最终的装配位置与在平衡机上平衡时安装位置的不同所造成的影响。

如果装配组合转子的平衡品质靠分别平衡各零件不能满足, 则必须将装配组合转子作为整体来平衡。

如果各零件单独平衡, 则应首先明确连接件如螺栓、键等的归属, 以便在平衡工艺中予以考虑。

## 11.6.3 转子质量与许用不平衡量

一般说来, 转子质量( $m$ )越大其许用不平衡量( $U_{\text{per}}$ )也越大, 因此许用不平衡度(即单位转子许用不平衡量) $e_{\text{per}}$ 可用下式表示, 即

$$e_{\text{per}} = \frac{U_{\text{per}}}{m} \quad (11-3)$$

在特殊情况下, 即转子不平衡能简化为一个横截面内单个不平衡的等效系统, 当偶不平衡为零时, 许用不平衡度 $e_{\text{per}}$ 可与质心偏离轴线的许用质量偏心距等效。在所有能用图 11-7 表示的一般情况下, 经双面平衡达到许用值后, 等效质量偏心距小于许用不平衡度 $e_{\text{per}}$ 。

① (非 GB/T 9239 1988 内容): 在实际应用上, 静平衡(单面平衡)和动平衡(双面平衡)的选择, 常用圆柱形转子厚度与直径之比来决定。

厚度与直径之比 $b/D < 0.2$ 的盘状转子, 一般只需进行静平衡。当 $b/D > 0.2$ 时, 盘状转子应根据转子的工作转速来决定平衡方式。图 11-8 表示平衡的应用范围。下斜线以下的转子只需进行静平衡; 上斜线以上的转子必须进行动平衡; 两斜线间的转子须根据转子的重量、制造工艺、加工情况(部分加工还是全部加工)及轴承距离等因素, 来确定是否需要进行动平衡。

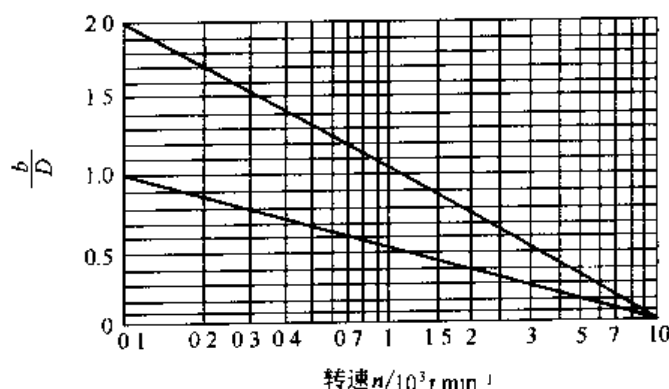


图 11-8 平衡应用范围

11.6.4 平衡品质等级与工作转速和许用不平衡度的关系

经验表明，在一般情况下，同类转子在图 11-9 所示各平衡品质等级的转速范围内，许用不平衡度与转子最高工作角速度  $\omega$  成反比，即

$$e_{\text{per}} \omega = \text{const} \tag{11-1}$$

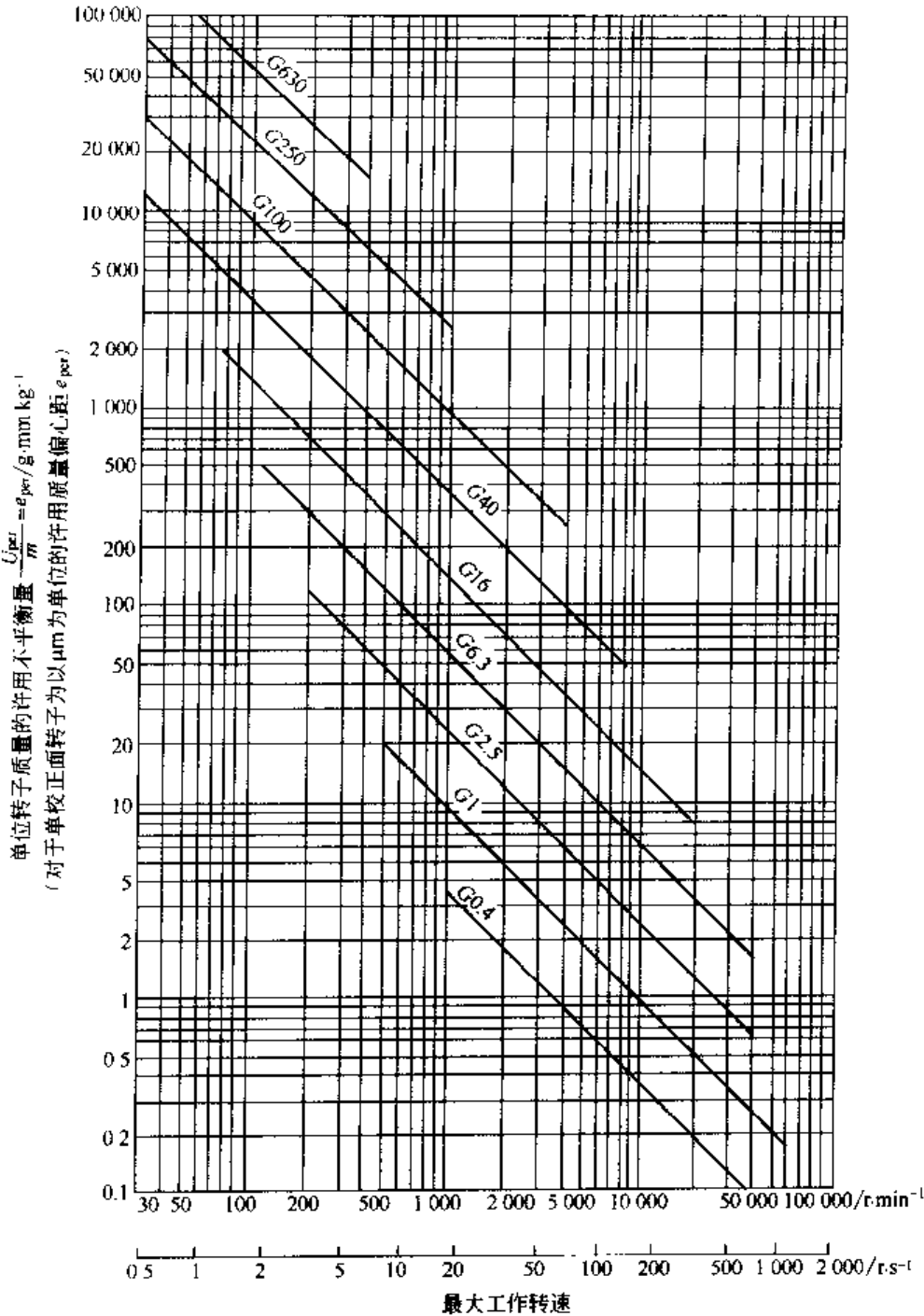


图 11-9 对应于各平衡品质等级的最大许用不平衡度

这一关系的理论基础在于几何形状相似的转子，在相等的圆周速度下，由于剩余不平衡离心力的作用，转子及其轴承受到的力相同。因此，规定平衡品质等级  $G$  由许用不平衡度  $e_{\text{per}}$  ( $\mu\text{m}$ ) 与转子最高工作角速度  $\omega$  ( $\text{rad/s}$ ) 之积用 1 000 除所得的值，即

$$G = \frac{e_{\text{per}} \omega}{1000} \quad (\text{m/s}) \quad (11-5)$$

平衡品质的等级规定为 11 级（表 11-19）。根据转子实际工作或平衡工艺的需要，如需更精确控制许用不平衡量时，各专业标准在某一级内可作更精细的划分；当确需增设新的等级时，可按等级间公比 2.5 予以细化。

表 11-19 平衡品质等级

$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$

平衡品质等级	平衡品质等级值	平衡品质等级	平衡品质等级值	平衡品质等级	平衡品质等级值
G0.4	$\leq 0.4$	G16	$\leq 16$	G630	$\leq 630$
G1	$\leq 1$	G10	$\leq 10$	G1600	$\leq 1600$
G2.5	$\leq 2.5$	G100	$\leq 100$	G4000	$\leq 4000$
G6.3	$\leq 6.3$	G250	$\leq 250$		

常用的各种刚性转子的平衡品质等级，以及与各平衡品质等级相对应的最大许用不平衡度分别列于表 11-20 及图 11-9。表 11-20 给出了基于国内外实践经验的刚性转子平衡品质

表 11-20 常用各种刚性转子的平衡品质等级

平衡品质等级	$e_{\text{per}} \omega^D / \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	转子类型实例
G4000	4000	具有奇数个汽缸刚性安装的低速船用柴油机 <sup>①</sup> 的曲轴驱动装置 <sup>②</sup>
G1600	1600	刚性安装的大型二冲程发动机的曲轴驱动装置
G630	630	刚性安装的大型四冲程发动机的曲轴驱动装置 弹性安装的船用柴油机的曲轴驱动装置
G250	250	刚性安装的高速四缸柴油机的曲轴驱动装置
G100	100	六缸或更多缸高速柴油机的曲轴驱动装置 汽车、货车和机车的（汽油或柴油）发动机整机 <sup>③</sup>
G40	40	汽车车轮、轮辋、车轮总成、驱动轴 弹性安装的六缸或更多缸高速四冲程（汽油或柴油）发动机 <sup>④</sup> 曲轴驱动装置 汽车、货车及机车的发动机曲轴驱动装置
G16	16	特殊要求的驱动轴（螺旋桨轴、万向传动轴） 粉碎机零件 汽车、货车和机车用（汽油、柴油）发动机个别零件 特殊要求的六缸或更多缸发动机曲轴驱动装置
G16	16	冶金、化工、石油等制炼厂连续流程机器的零件 船舶（商船）主涡轮机齿轮离心分离机鼓轮
G6.3	6.3	造纸机辊筒、印刷机辊筒风扇、通风机、鼓风机航空燃气轮机转子部件飞轮 泵的转子部件或叶轮 机床及通用机械零件 普通中型和大型电机转子（轴中心高超过 80mm 的）、大量生产的小型电机，其安装条件对振动不敏感或有隔振装置 特殊要求的发动机个别零件增压器转子

平衡品质等级	$e_{\text{per}} \omega^4 \text{ mm} \cdot \text{s}$	转子类型实例
G2.5	2.5	燃气和蒸汽涡轮, 包括船舶(商船)主涡轮 刚性涡轮发电机转子 计算机存储磁鼓或磁盘 透平压缩机转子 机床驱动装置 特殊要求的中型和大型电机转子 不具备 G6.3 级内条件之一的小型电机 涡轮驱动泵
G1	1	磁带录音机及电唱机驱动装置 磨床上传动装置及电枢 特殊要求的小型电机
G0.4	0.4	精密磨床的主轴、磨轮及电枢陀螺仪

① 指活塞速度低于  $9\text{ m/s}$  者为低速柴油发动机, 活塞速度高于  $9\text{ m/s}$  者为高速柴油发动机。

② 指曲轴驱动件是一个组合体, 其中包括曲轴、飞轮、离合器、带轮、减振器和连杆的转动部分等。

③ 指发动机整机转子, 其质量包括注②所述的曲轴驱动件的全部质量。

④ 如果转速  $n$  的单位为  $\text{r/min}$ ,  $\omega$  的单位为  $\text{rad/s}$ , 则  $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$ 。

等级的实例。它规定了各类转子平衡品质等级的最低限度, 各专业标准对各类转子的平衡品质等级可作更详细的规定。表 11-20 中未列入的类似转子可参照执行。

许用不平衡量向校正平面的分配见下面第 11.6.6 节。

### 11.6.5 平衡品质的确定

转子所需的平衡品质可用下述三种方法确定: 第一种方法是基于转子平衡、运转的实践经验而得出的经验平衡品质等级; 第二种方法是实验法, 它常用于大批量生产的转子, 或有特殊要求的转子的平衡品质的确定; 第三种方法是根据额定许用支承载荷确定平衡品质。以上三种方法的选择应由制造厂和用户协商确定。

(1) 根据经验所制订的等级来确定平衡品质

本章 11.6.3 和 11.6.4 所述的平衡品质等级, 可用来对转子平衡品质进行分类。表 11-19 中每一个平衡品质等级包括从上限到零的许用不平衡度范围, 平衡品质的上限由乘积  $e_{\text{per}}\omega$  确定 (单位为  $\text{mm/s}$ ), 平衡品质等级  $G$  由该乘积的值表示。各等级间的公比为 25。在某些情况下, 特别是要求精密平衡时, 可作更精细的分级。图 11-9 中对应于最高工作转速绘出了  $e_{\text{per}}$  的上限, 知道  $e_{\text{per}}$  值后转子许用不平衡量  $U_{\text{per}}$  为

$$U_{\text{per}} = e_{\text{per}} m \quad (11-6)$$

式中  $m$ ——转子质量,  $\text{kg}$ ;

$e_{\text{per}}$ ——许用不平衡度,  $\text{g} \cdot \text{m/kg}$ ;

$U_{\text{per}}$ ——许用不平衡量,  $\text{g} \cdot \text{mm}$ 。

要指出的是: 等级 G1 及 G0.4 兼顾了技术要求与实际可能间的关系。所选的极限值与能合理地重复再现的最小不平衡状态有关。这两个平衡品质等级只有当转子轴颈及轴承精度足够时才能达到。G1 级通常要求在转子的工作轴承中进行平衡。一般采用带驱动、空气驱动或自驱动。G0.4 级通常在转子工作面机座及轴承中且在工作环境状态及温度下进行平衡。通常要求自驱动。

## (2) 根据实验确定平衡品质

用实验来确定所需平衡品质通常用于大批量生产转子的平衡工艺。通过试验取得数据,确定恰当的平衡品质,有利于提高大批量制造转子的技术经济水平。有特殊要求的转子有时也需通过试验来确定其平衡品质。实验一般是在转子工作支承状态下进行的;个别情况下,如果平衡机的特性与转子的安装工作条件基本相同,也可以在平衡机上进行。

每个平面上的许用不平衡量是通过在各个平面上逐次加上不同的试验质量用实验的方法确定的。所选的判断依据应由最具有代表性的要素(例如振动、力或由不平衡引起的噪声)给出。

在双面平衡时,必须考虑同相位的不平衡量及不平衡力偶的不同影响。此外,工作过程中可能产生的环境变化或转子变化也应考虑在内。

## (3) 根据额定许用支承载荷确定平衡品质

由轴承传递到支承上的不平衡力是影响机器运行品质的重要因素,因此必须确定这种不平衡力的限度,许用不平衡量的确定必须把这种因素考虑在内。每个轴承平面上的许用不平衡量,可以直接由每个轴承平面上由不平衡引起的最大许用载荷导出。如果转子是在测量轴承平面上剩余不平衡的平衡机上平衡,则这些值可以直接采用。如果剩余不平衡是在其他平面上测得的,则这些平面上的许用不平衡量可用本章 11.6.6 所述方法计算。计算时,将  $U_{per}$  定义为各轴承平面上许用不平衡量的总和。

要指出的是:根据每个轴承上最大许用不平衡力求出每个轴承平面上的许用不平衡量与许多因素有关。这些因素包括工作转速、转子质量分布,以及轴承的支承刚度。然而对于刚性转子支承于刚性支承上这一特殊情况,每个轴承平面上的许用不平衡量等于各轴承上的最大许用不平衡力被最大工作角速度的平方来除所得的值。

### 11.6.6 转子许用不平衡量向校正平面的分配

转子所需平衡品质可由上述三种方法之一确定。其中第 2 种——根据实验确定平衡品质的方法,是以每个平面上剩余不平衡量的最大许用值来确定所需的平衡品质,因此无需进一步判定许用不平衡量向校正平面的分配。但是,其他两种方法必须采用许用不平衡量  $U_{per}$  的值来判定许用不平衡量向校正平面上的分配。

按照一般规则,  $U_{per}$  应按下述方法分配到各校正平面上,也就是使每个支承平面上的剩余不平衡之比,与工作支承上许用动载荷之比有相同的比例。相应地,如果转子是在平衡机上平衡,而平衡机又是在支承平面测量不平衡,则上述规则可以直接应用。然而,平衡机通常是在不同于支承平面的其他平面上测量剩余不平衡的。此外,有些特殊要求,如振动的传播、噪声、极限疲劳等,需要以不同比例把许用不平衡量分配到两个支承面上。本节规定了用  $U_{per}$  来确定每个校正平面上许用不平衡量的方法。而工作支承的许用动载荷可以从轴承样本中查出,或从轴承的允许压力、长度和直径等条件算出。

#### (1) 单面平衡

对于具有一个校正平面的转子,在该平面测量的许用不平衡量等于  $U_{per}$ 。

#### (2) 双面平衡

① 简单近似的方法 当转子满足某些特定的条件下,可用几种简单的近似方法,把许用不平衡量合理而恰当地分配到每个校正平面上,使两个校正平面的不平衡在任意相位关系时,两个支承上的最大动载荷与按质量分配到支承上的静载荷的比例相符。这些简单的方法(详见 GB/T 9239—1988)虽然是近似的,但已成功地应用于许多转子。



② 通用方法 本方法适用于所有转子。

a. 适用于所有转子的通用方法 这种方法适用于各类转子，并考虑了校正平面的位置和校正平面上剩余不平衡量间最不利的相位关系。

令  $U_{\text{per I}}$  和  $U_{\text{per II}}$  分别为校正平面 I 和 II 上的许用不平衡量，其确定方法如下。

选择一个支承为参考点（见图 11-10），所有距离在该参考点到另一支承一侧时为正。支承间距为  $L$ ，参考支承到校正平面 I 的距离为  $a$ ，校正平面间距离为  $b$ 。

设参考支承的许用不平衡量与转子许用不平衡量  $U_{\text{per}}$  的比例为  $K$ ，则另一支承的许用不平衡量为  $(1-K)U_{\text{per}}$ ，两支承的许用不平衡量之和等于  $U_{\text{per}}$ 。 $K$  值取决于不同的设计及操作条件，多数情况下其值为 0.5；特殊情况下，如支承的载荷容量或刚度不同时，允许一个支承相对于另一支承有不同的剩余不平衡量。在这种情况下， $K$  值允许在 0.3~0.7 之间变化。

设校正平面 II 和 I 上的许用不平衡量之比  $R=U_{\text{per II}}/U_{\text{per I}}$ 。在实际应用的大多数场合， $R$  应选为 1；特殊情况下，例如两个校正平面上的预期不平衡显著不同时，选用不同的  $R$  值更合适，各支承平面上的剩余不平衡量是独立于  $R$  值的。如果  $R$  值超出 0.5~2.0 的范围，这是不实际的。

按下列算式计算  $U_{\text{per I}}$  的四个值。

$$U_{\text{per I}} = U_{\text{per}} \frac{KL}{(L-a) + R(L-a-b)} \quad (11-7)$$

$$U_{\text{per I}} = U_{\text{per}} \frac{KL}{(L-a) - R(L-a-b)} \quad (11-8)$$

$$U_{\text{per I}} = U_{\text{per}} \frac{(1-K)L}{a + R(a+b)} \quad (11-9)$$

$$U_{\text{per I}} = U_{\text{per}} \frac{(1-K)L}{a - R(a+b)} \quad (11-10)$$

在式 (11-7) ~ 式 (11-10) 四算式求得的值中，取绝对值最小的值作为校正平面 I 上的许用不平衡量  $U_{\text{per I}}$ 。

利用下式计算校正平面 II 上的许用不平衡量  $U_{\text{per II}}$ 。

$$U_{\text{per II}} = RU_{\text{per I}} \quad (11-11)$$

如果校正平面 I 及 II 上的剩余不平衡量分别都不超过  $U_{\text{per I}}$  和  $U_{\text{per II}}$ ，则转子具有所要求的平衡品质。

b. 校正平面间距小于支承间距转子的一般方法 这种方法特别适用于因两校正平面上不平衡同相或反相 180° 造成许用不平衡有很大差异的转子。校正平面间距远比支承间距小的转子即属于此类。

这种方法特别适用于两个校正平面都位于同一外伸端的悬臂转子。

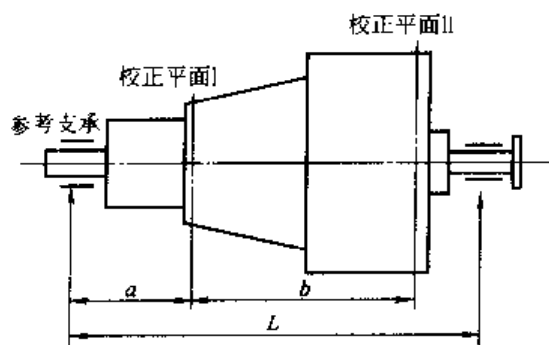


图 11-10 通用方法计算中所使用的转子参数

这种方法的基础在于不平衡状态是在工作支承平面上测量、评价，从而能直接应用 11.6.6 一开始所述的一般规则，即：将  $U_{\text{per}}$  分配到各校正平面时，应使每个支承平面上的剩余不平衡量之比与工作支承上许用动载荷之比有相同的比例。如果在工作支承面进行测量是不可能的，则应选择尽量靠近工作支承的平面。

### 11.6.7 剩余不平衡量的确定

剩余不平衡量可用多种方法来确定。

#### (1) 用平衡机来确定

使用平衡机可直接确定转子的剩余不平衡量。

#### (2) 用幅相测振仪来确定

如果无合适的平衡机可用，则可以使用具有足够灵敏度及精度的幅、相测振仪来完成确定工作。

#### (3) 用无相位指示的测量装置来确定

这种方法主要用来确定经过单面平衡后的剩余不平衡量，这时仅需使用能测幅值的仪器，所测幅值可反映剩余不平衡量和已知试验质量的复合响应。

剩余不平衡的确定还须考虑各种误差。

详细内容见 GB/T 9239—1988 的第 7 章和第 8 章。

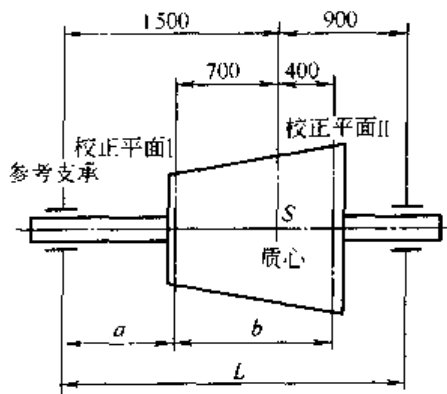


图 11-11 转子诸参数

### 11.6.8 计算实例

某透平转子简图如图 11-11 所示，转子质量  $m = 3600\text{kg}$ ，工作转速  $n = 4950\text{r/min}$ 。参考支承、校正平面 I 和 II 以及有关尺寸见图 11-11。设平衡品质等级为 G2.5（见表 11-20），其平衡品质等级值  $\leq 2.5\text{mm/s}$ （见表 11-19）。

由式 (11-5)，得许用不平衡度

$$e_{\text{per}} = G \times 1000 / \omega = 2.5 \left( \frac{60}{2\pi \times 4950} \times 1000 \right) = 4.8 \text{ g} \cdot \text{mm/kg}$$

由式 (11-3) 得许用不平衡量

$$U_{\text{per}} = m e_{\text{per}} = 3600 \times 4.8 = 17.3 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

#### (1) 第一种情况

设参考支承处的许用不平衡量与转子许用不平衡量的比例系数  $K = 0.5$ 。

设两校正平面 I 和 II 上的许用不平衡量比例系数  $R = 1$ 。

根据式 (11-7)，代入有关数据可算得

$$U_{\text{per I}} = 9.9 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

根据式 (11-8)，可算得

$$U_{\text{per I}} = 18.9 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

根据式 (11-9)，可算得

$$U_{\text{per I}} = 7.7 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

根据式 (11-10), 可算得

$$U_{\text{per I}} = -18.9 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

上述四数据中, 绝对值最小的为

$$U_{\text{per I}} = 7.7 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

又因  $U_{\text{per II}} = RU_{\text{per I}}$ , 故

$$U_{\text{per II}} = 1 \times 7.7 \times 10^3 = 7.7 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

转子许用不平衡量为

$$U_{\text{per I}} + U_{\text{per II}} = 15.4 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

此值小于许用不平衡量限制值  $17.3 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 。

(2) 第二种情况

设 
$$K = \frac{\text{参考支承静载荷}}{\text{总静载荷或转子重量}} = \frac{900}{2400} = 0.38$$

设 
$$R = \frac{\text{校正平面 I 与质心 S 距离}}{\text{校正平面 II 与质心 S 距离}} = \frac{700}{400} = 1.75$$

根据式 (11-7) ~ 式 (11-10), 可先后分别算出

$$U_{\text{per I}} = 6.3 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

$$U_{\text{per I}} = 21.8 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

$$U_{\text{per I}} = 6.3 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

$$U_{\text{per I}} = -10.2 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

其中绝对值最小的为

$$U_{\text{per I}} = 6.3 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

又因  $U_{\text{per II}} = RU_{\text{per I}}$ , 故

$$U_{\text{per II}} = 1.75 \times 6.3 \times 10^3 = 11 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

转子许用不平衡量为

$$U_{\text{per I}} + U_{\text{per II}} = 6.3 \times 10^3 + 11 \times 10^3 = 17.3 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

### 11.6.9 转子平衡品质等级在图样上的标注方法

在刚性转子的零件工作图或部件图中, 标注转子平衡品质等级的规则如下。

① 在图样的标题栏中应明确记入转子质量 (单位: kg)。

② 在图样的技术要求中应写明转子的最高工作转速 (单位: r/min)。

③ 校正平面的位置应用细实线标出, 并以尺寸线标

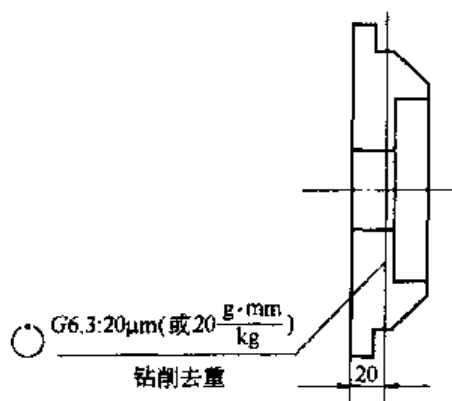


图 11-12 单面平衡

明其与基准平面的距离；当校正平面与某一基准平面重合时，可以用尺寸界线表示校正平面的位置。

① 单面（静）平衡用符号○表示，双面（动）平衡用符号◎表示。

⑤ 平衡品质等级应记在由校正平面引出的指引线处，标注内容为平衡符号及平衡品质等级、校正方式。平衡品质等级后可用“：”号并加注，对单面平衡可加注许用不平衡度或许用质量偏心距（参见图 11-12）；对双面平衡可加注许用不平衡量（参见图 11-13）。双面平衡时，平衡品质等级在任意一个校正平面上标注即可（参见图 11-13）。

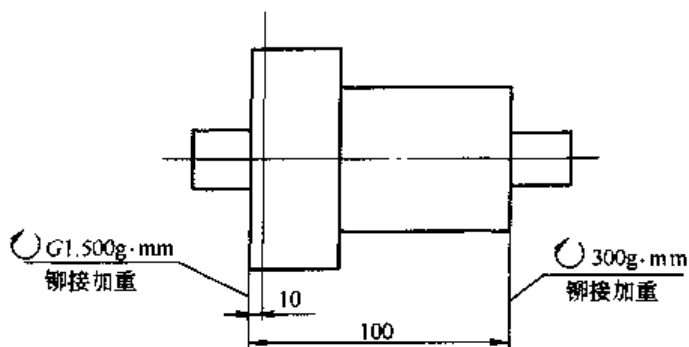


图 11-13 双面平衡

#### 11.6.10 透平齿轮传动的平衡

GB/T 8542—1987《透平齿轮传动装置技术条件》中规定：透平齿轮传动的所有齿轮零件，要在转子最后组装后做多面动平衡，联轴器带单键的转子应在原位上装半个键后进行平衡。在最高连续转速下，作用在任一轴颈上允许最大的不平衡力不得超过该轴颈静重载荷的 10%，每个轴颈上的允许最大的剩余不平衡量应按下式计算，即

$$U_{\text{per}} = 0.9129 \times 10^7 \times \frac{G}{n_m^2} \quad (11-12)$$

式中  $U_{\text{per}}$ ——剩余不平衡量， $\text{g} \cdot \text{mm}$ ；

$G$ ——轴颈静重载荷， $\text{N}$ ；

$n_m$ ——最高连续转速， $\text{r/min}$ 。

最高连续转速是指齿轮装置连续运行转速的上限值。对于变速机组至少要等于小齿轮额定转速的 105% 的转速；对于恒速机组则为小齿轮的额定转速。

对于转速高、质量轻的齿轮转子，其剩余不平衡量可由买、卖双方商定。

## 11.7 齿轮装置的噪声验收规范

### 11.7.1 概述

振动和噪声是自然界和工程中普遍存在的现象。机械振动和噪声，会造成环境污染，影响工业生产和人们的生活。因此，现代化的工业生产，对机械设备的振动和噪声都提出了较严格的要求。

由于齿轮传动具有周期性啮合的基本特性，因此齿轮传动的振动和噪声是不可避免

的。齿轮本身的振动是诱发齿轮噪声的主要原因。目前的研究结果表明。齿轮装置的噪声和振动除了齿轮本身的原因外,还有齿轮装置中的轴、轴承、箱体、驱动系统以及工作机等方面的原因。因此,齿轮装置的噪声和振动往往能在一定程度上反映机械设备的品质。

关于齿轮装置的振动和噪声的测试和评级在国际上已经制订公布了若干标准,如 ISO 8579-1:2002《齿轮装置的验收规范——空气传播噪声的试验规范》和 ISO 8579 2:1993《齿轮装置的验收规范——验收试验中齿轮装置机械振动的测定和评价》等;在国内也已有若干标准公布执行,如 GB/T 6404—1986《齿轮装置噪声声功率级测定方法》、JB/T 5076—1991《齿轮装置噪声评价》和 GB/T 8543—1987《验收试验中齿轮装置机械振动的测定》等。

本节主要介绍齿轮装置噪声的验收规范;关于齿轮装置振动的验收规范见本章 11.8 节。

以下内容主要摘自 ISO 8579-1:2002《齿轮装置的验收规范——空气传播噪声的试验规范》。

ISO 8579-1:2002 标准给出了确定齿轮装置和齿轮马达发出空气传播噪声的必要说明和标准条件,同时还给出了允许的测量方法。此方法为工程法(2级)和测量学法(3级)。

存在下列三种齿轮传动装置形式。

① 齿轮装置——独立的驱动或被驱动装置,包括圆柱齿轮、锥齿轮、蜗杆传动的工业齿轮装置。

② 齿轮马达——与齿轮装置组成的电动机。

③ 齿轮传动系统——电动机或驱动装置安装在同一个底座上,且该底座上还安装有其他需要的辅助装置。

是测量整个系统的噪声还是测量单个齿轮装置的噪声,用户和制造者应协商一致。

上述三种齿轮传动装置可能安装在下列三种声学环境中:

- ① 现场;
- ② 工厂试验场地;
- ③ 声学测量的特定场合。

噪声测量的试验条件如下。

- ① 齿轮装置应在预定的旋转方向下(单向或双向)进行试验。
- ② 测量时应使用工作时的润滑系统和等于工作时黏度的润滑油。
- ③ 齿轮装置应该在预定的工作转速下进行试验。
- ④ 噪声测量应在额定载荷或协议载荷下进行,可在下列载荷中选定:
  - a. 齿轮装置规定的额定载荷(等于保证载荷);
  - b. 合同载荷(除额定载荷外);
  - c. 效率最高的名义载荷。

### 11.7.2 声功率级的确定

除非另有说明,均采用 A 计权声功率,且用制造者选用的方法在制造者的试验设备上测定。

#### (1) 测量方法

在所使用的测定方法中,必须考虑测量的精度等级。每种 ISO 标准方法都给出了精度等级的特定不确定度范围,2级比3级更精确。

测量<sup>①</sup>工业齿轮或齿轮马达声功率级所选用的基本标准见表 11-21 或表 11-22。

表 11-21 和表 11-22 之间的差别反映在测量齿轮装置和齿轮马达时的相对难易程度上。表 11-21 针对于用部件连接的齿轮装置和齿轮传动系统，因此，是一个更为复杂的测量方法。表 11-22 针对于齿轮装置的噪声和马达的噪声不分离的直连型齿轮马达，测量相对容易些。术语“齿轮马达”也可以包括噪声不分离的其他直连型装置。它可以包括直连型齿轮传动装置和发电机以及直连型液压马达。

表 11-21 测量齿轮装置和齿轮传动系统声功率级的标准选择

声学环境	精度等级	声功率级测量的标准		
		齿轮装置或齿轮传动系统的输入功率/kW		
		0.1~≤10	10~≤300	>300
特定装置 <sup>①②③</sup>	2	ISO 3744 <sup>④</sup> ISO 3743-1 <sup>⑤</sup> ISO 9614	ISO 9614 ISO 3714 <sup>⑥</sup>	ISO 9614
工厂试验场地	2	ISO 9614 <sup>⑦</sup>		无经验
	3	ISO 9614 ISO 3746 <sup>⑧</sup>		ISO 9614
现 场	2	ISO 9614 <sup>⑨⑩</sup>		无经验
	3	ISO 9614 <sup>⑪</sup> ISO 3746 <sup>⑫⑬</sup>	ISO 9614 <sup>⑭</sup> ISO/TR 7849 <sup>⑮</sup>	

① 对于试验，未充分反映出现场条件下的有效功率。

② 齿轮装置的大小可能妨碍适合的测量。

③ 在特定装置上可使用 ISO 3745 的 2 级精度。

④ 通常要求有完全反射面的声学环境。

⑤ 通常要求有混响的房间。

⑥ 为了适合的测量，背景噪声可能太不稳定。

⑦ 为了测量，两个装置之间不能太近。

⑧ 作所有必要的测量的时间可能太长。

注：1. 无论在什么地方只要可行，用黑体字所写的标准为优先选用标准。

2. 对于每种情况，标准的优先选用顺序为本表所列顺序。

3. ISO 9614 指 ISO 9614-1 或 ISO 9614-2。

#### ① 推荐国际标准目录如下。

ISO 3743-1 基于低背景噪声和硬墙壁房间。这个国际标准规定了为计算声功率级的 1/1 倍频程声压级测量方法。ISO 3744 基于低背景噪声和非混响环境。这个国际标准规定了用测量 A 计权声压级或 1/1 倍频程和 1/3 倍频程声压级来计算声功率级的方法。

ISO 3745 基于无回声或半无回声的试验室。这个国际标准规定了为计算声功率级的 A 计权声压级，还提供了 3 级精度的 A 计权声功率级。

ISO 3746 很少使用。它仅给出了 A 计权声压级，还提供了 3 级精度的 A 计权声功率级。

ISO 9614 可适用于所有的环境，包括（一个大的范围）混响和外来声源。它给出了声密度和声压测量方法。取决于混响和外来声源的大小，它给出了 A 计权、综合或 1/1 倍频程声功率级。仅对于 3 级精度，采用综合 A 计权声功率级。

ISO 9614-1 要求在测量声密度的同时测量声压（分散点）。在这种情况下，测点的数量通常多于基于声压测量标准所使用的测点数量。

ISO 9614-2 要求在测量声密度的同时连续测量声压。应在局部球面或球面上测量，这取决于机器形状。这种方法通常能减少测量时间。

ISO/TR 7849 是一个技术报告，仅在当其他方法不能实现时使用。这种方法基于齿轮装置或齿轮马达相应部件的振动速度的测量。它给出了 A 计权声功率级或 1/1 倍频程或 1/3 倍频程声压级的计算。

表 11-22 测量齿轮马达声功率级的标准选择

声学环境	精度等级	声功率级另测量的标准	
		齿轮装置或齿轮传动系统的输入功率 kW	
		$\geq 0.1 \sim \leq 300$	$> 300$
特定装置 <sup>①</sup>	2	<b>ISO 3744<sup>③</sup></b> ISO 9614	<b>ISO 9614</b> ISO 3744 <sup>④</sup>
工厂试验场地 <sup>⑤</sup>	2	<b>ISO 3744<sup>③</sup></b> ISO 9614 <sup>⑥</sup>	<b>ISO 9614<sup>③</sup></b>
	3	<b>ISO 3746<sup>③</sup></b>	<b>ISO 9614<sup>③</sup></b>
现 场	2	ISO 9614 ISO 3744 <sup>⑥</sup>	<b>ISO 9614</b>
	3	<b>ISO 3746</b> ISO 9614	<b>ISO 9614</b> ISO 3746 <sup>⑤</sup>

① 对于试验, 未充分反映出现场条件下的有效功率。

② 齿轮装置的大小可能妨碍适合的测量。

③ 在特定装置上可使用 ISO 3745 的 2 级精度。

④ 通常要求有完全反射面的声学环境。

⑤ 通常要求有混响的房间。

⑥ 为了适合的测量, 背景噪声可能太不稳定。

注: 1. 无论在什么地方只要可行, 用黑体字所写的标准为优先选用标准。

2. 对于每种情况, 标准的优先选用顺序为本表所列顺序。

3. ISO 9614 指 ISO 9614-1 或 ISO 9614-2。

## (2) 基准体和测量表面

基准体是一个包容被测齿轮装置或齿轮马达的假想最小平行六面体, 但不包括辅助装置、连接元件和齿轮装置的动力机。齿轮传动系统的基准体应包括的装置由制造者提供。基准体将声源封闭起来, 且到反射面(硬地面)结束。基准体的例子见图 11-14 ~ 图 11-16。

测量表面通常是包容基准体且在给定距离上的表面。

测量表面和基准体之间的距离称为测量距离。它取决于所使用的基本方法:

——ISO 3744 基于声压级测量, 距离  $d=1\text{m}$ ;

——ISO 9614 基于声压密度测量, 距离  $d$  为

ISO 9614-1:  $d \geq 0.5\text{m}$

ISO 9614-2:  $d \geq 0.2\text{m}$

典型的测量表面见图 11-14 ~ 图 11-16。当反射面位于测量距离上或位于测量距离之内时, 测量表面到反射面而终止。

## (3) 传声器和烈度测头的位置

传声器和烈度测头在测量表面上的位置由所使用的标准来规定。

对于声压测量, 图 11-17 ~ 图 11-20 是典型的传声器安装位置的例子。

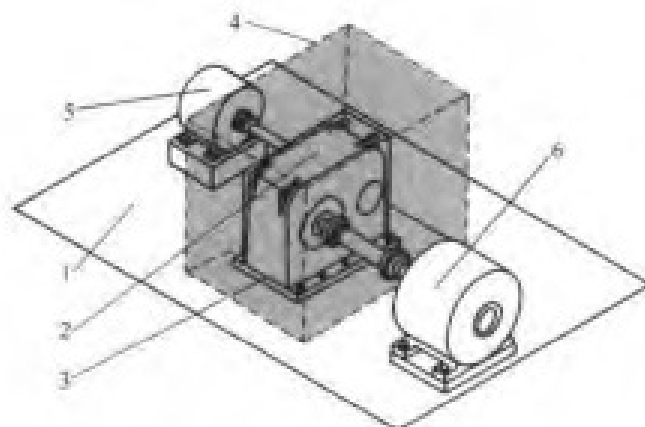


图 11-14 齿轮装置的基准体和测量表面

1—试验台平面；2—齿轮装置；3—基准体；  
4—测量表面；5—动力机；6—载荷

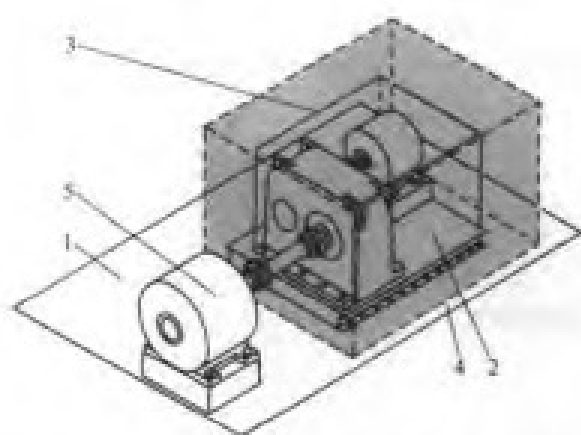


图 11-15 齿轮传动系统的基准体和测量表面

1—试验台平面；2—齿轮装置；3—基准体；  
4—测量表面；5—载荷

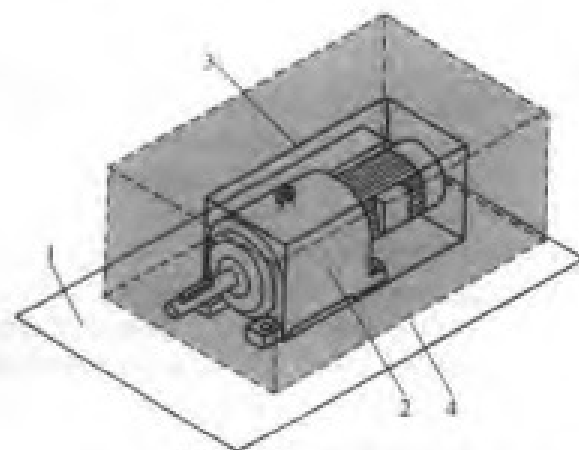


图 11-16 齿轮马达的基准体和测量表面

1—试验台平面；2—齿轮装置；  
3—基准体；4—测量表面

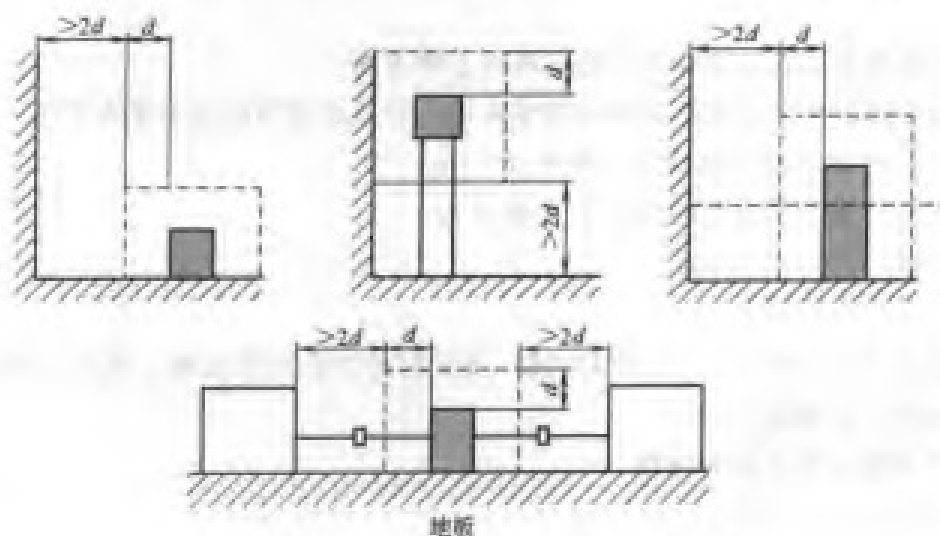


图 11-17 机械安装在地板上或墙壁上的例子



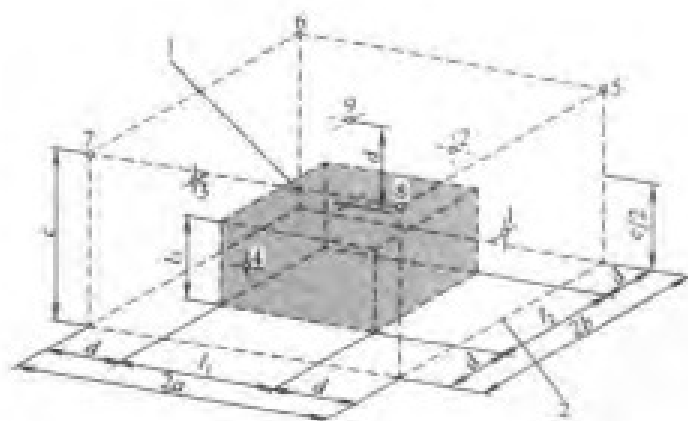


图 11-18 图 11-17 的测点布置  
1—基准体；2—测量表面；○—传声器位置

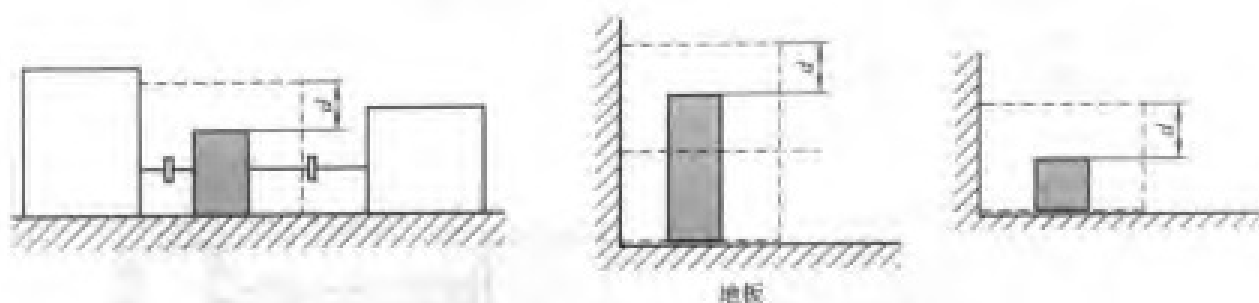


图 11-19 机械安装在地板上和接近墙壁时的例子

图 11-21~图 11-25 是不同类型和大小的齿轮装置，在测量表面上传声器放置的例子。

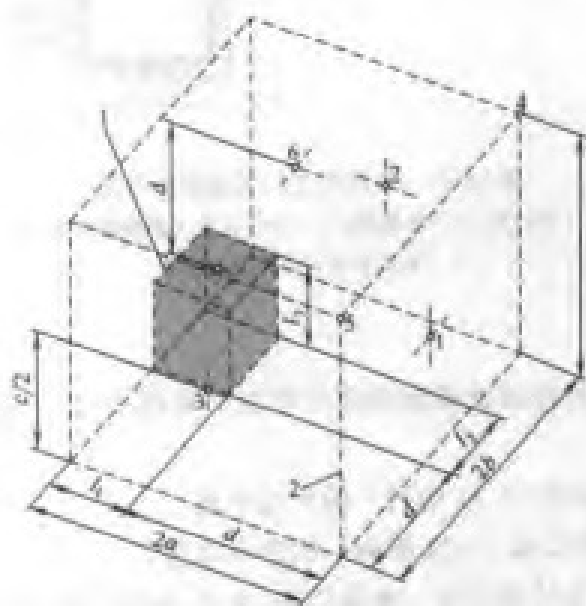


图 11-20 图 11-19 的测点布置  
1—基准体；2—测量表面；○—传声器位置

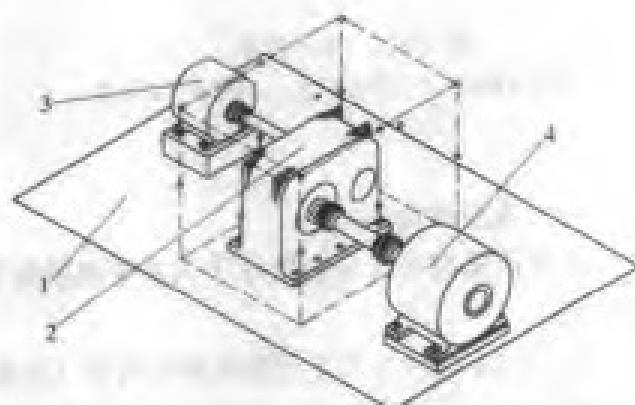


图 11-21 单级减速齿轮装置  
1—试验台表面；2—齿轮装置；3—动力机；  
4—载荷；○—传声器的位置

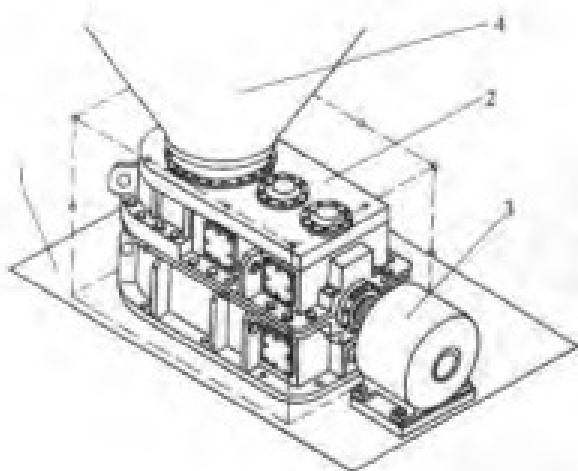


图 11-22 三级减速（带斜齿锥  
齿轮的磨机传动）

1—试验台表面；2—齿轮装置；3—动力机；  
4—载荷；○—传声器的位置

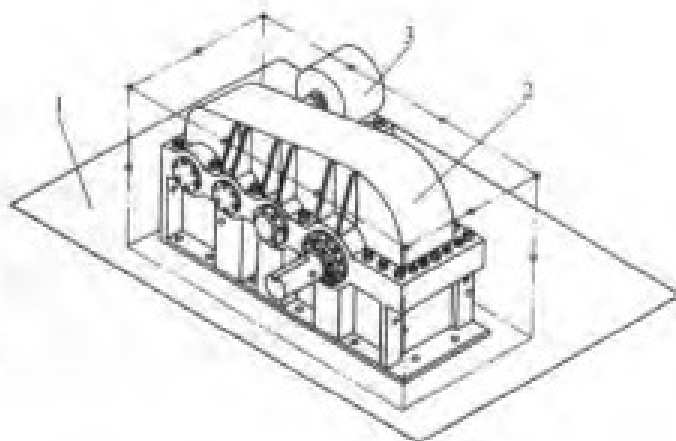


图 11-23 三级减速（平行轴传动）

1—试验台表面；2—齿轮装置；3—动力机；  
○—传声器的位置

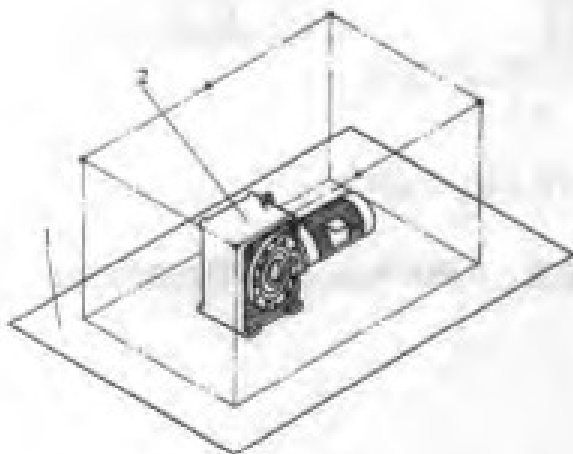


图 11-24 蜗杆传动

1—试验台表面；2—齿轮马达；○—传声器的位置

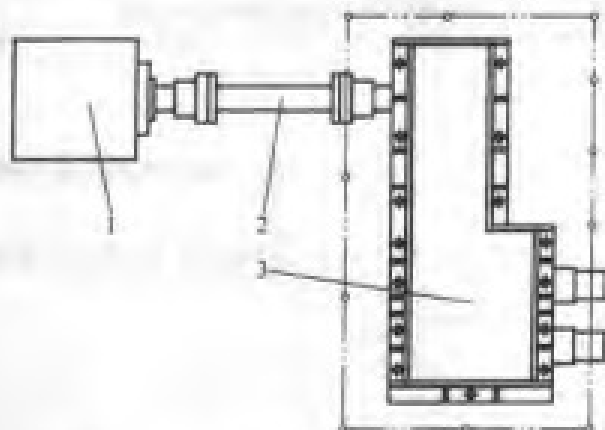


图 11-25 实用的工厂试验测量方案

1—动力机；2—联轴器；3—齿轮装置（橡胶混料用）；  
○—测量表面上传声器的位置

#### （4）典型声功率级

由不同类型的齿轮装置在不同速度和载荷下验收试验得到的声功率级，见图 11-26～图 11-30。

图 11-26 所示为工业用圆柱齿轮装置（参数如表 11-23 所列）的声功率值。

图 11-27 所示为透平传动圆柱齿轮装置（参数如表 11-24 所列）的声功率值。

图 11-28 所示为锥齿轮传动、锥齿轮-圆柱齿轮传动装置（参数如表 11-25 所列）的声功率值。

图 11-29 所示为行星齿轮传动装置（参数如表 11-26 所列）的声功率值。

图 11-30 所示为蜗杆传动装置（参数如表 11-27 所列）的声功率值。

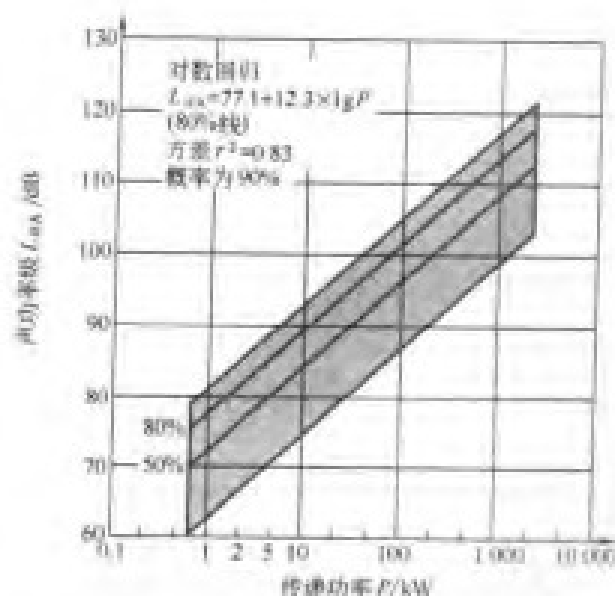


图 11-26 工业用圆柱齿轮装置的声功率值

表 11-23 图 11-26 齿轮装置的参数

项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合圆柱齿轮传动	项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合圆柱齿轮传动
箱体	铸造	节圆线速度	1~20m/s
轴承	滚子轴承	输出转矩	100~250 000 N·m
润滑	滴油润滑	传动级数	1~3
安装	刚性的钢和(或)混凝土基座上	轮齿资料	跟高速级用精加工的硬齿面斜齿轮( $\beta = 10^\circ \sim 30^\circ$ )传动,精度为 DIN 3990 的 5~8 级
功率	0.71~2 400 kW		
输入转速(最大)	1 000~3 000(主要为 1 500)r/min		

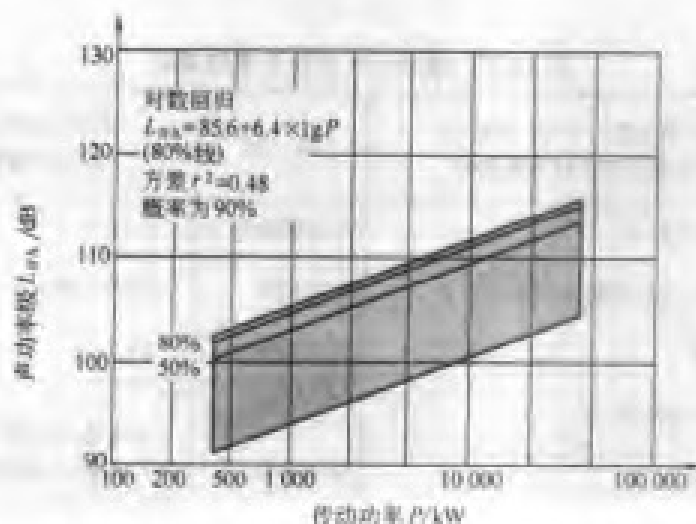


图 11-27 透平传动用圆柱齿轮传动装置的声功率值

表 11-24 图 11-27 齿轮装置的参数

项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合圆柱齿轮传动	项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合圆柱齿轮传动
箱体	铸造	节圆线速度	35m/s
轴承	滑动轴承	输出转矩	3 600~460 200N·m
润滑	有压力的喷油润滑系统	传动级数	1~2
安装	刚性的钢和(或)混凝土基座上	轮齿资料	大多数为精加工硬齿面双斜齿轮( $\beta=20^\circ\sim30^\circ$ )传动,精度为 DIN 3990 的 3~5 级
功率	580~42 000kW		
输入转速(最大)	1 000~12 700r/min		

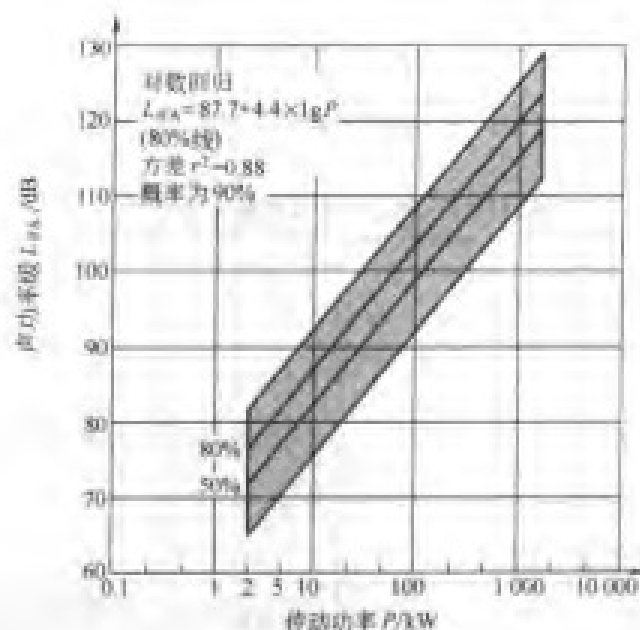


图 11-28 锥齿轮传动、锥齿轮·圆柱  
齿轮传动的声功率值

表 11-25 图 11-28 齿轮装置的参数

项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合锥齿轮圆柱齿轮传动	项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合锥齿轮圆柱齿轮传动
箱体	铸造和焊接结构	节圆线速度	2~24m/s
轴承	滚子轴承,小锥齿轮端用圆锥轴承	输出转矩	3 600~190 000N·m
润滑	喷油润滑	传动级数	1~3
安装	刚性结构的基座上	轮齿资料	锥齿轮(大多数是速度最高的级)渗碳淬硬并研磨;非偏置轴套齿锥齿轮;加工和轮齿测量技术的发展不像圆柱齿轮那样快
功率	2~1 800kW		
输入转速(最大)	970~3 000r/min		

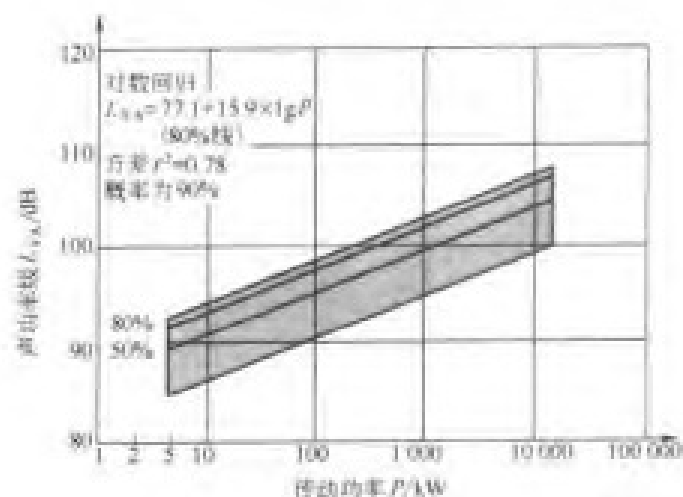


图 11-29 行星齿轮传动的声功率值

表 11-26 图 11-29 齿轮装置的参数

项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合圆柱齿轮传动	项 目	具有下列主要(>80%)特性的 外啮合圆柱齿轮传动
箱体	铸造	输出转矩	1 000~330 000 N·m
轴承	低速:滚针轴承。高速:滑动轴承	传动级数	1~2
润滑	喷油	轮齿资料	直齿 斜齿( $\beta=25^\circ\sim30^\circ$ ) 内齿轮热处理,太阳轮和行星轮硬化,轮齿 精度随输入转速的提高而提高
安装	刚性钢和(或)混凝土基座		
功率	6~12 500 kW		
输入转速(最大)	350~14 500 r/min		

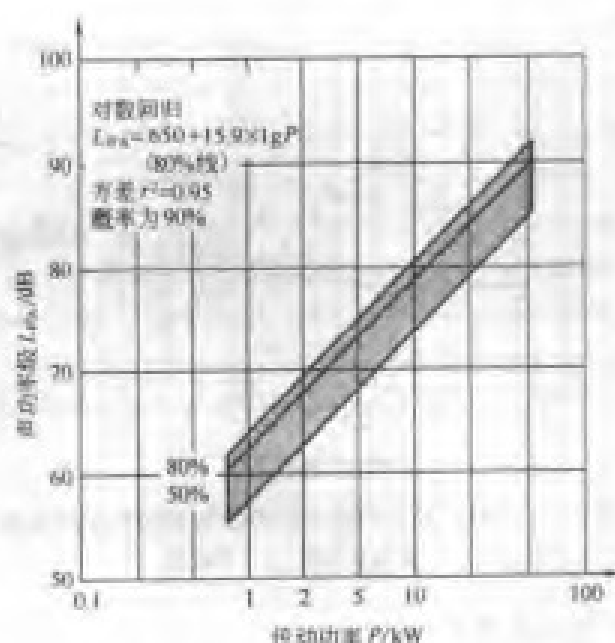


图 11-30 蜗杆传动的声功率值

表 11-27 图 11-30 蜗杆传动装置的参数

项 目	具有下列主要(>80%)特性的 蜗杆传动	项 目	具有下列主要(>80%)特性的 蜗杆传动
箱体		输出转矩	67~3 800 N·m
轴承	滚子轴承	传动级数	单级
润滑	溅油润滑	蜗杆头数	1~6、1~3
安装	刚性钢板上	轮齿资料	蜗杆渗碳淬火并磨齿;蜗轮为锡青铜
功率	0.7~56 kW		
输入转速(最大)	1 360~14 800 r/min		

### 11.7.3 辐射声压级的确定

#### (1) 测量方法和测量点

测量点的 A 计权声压级用 ISO 11203:1985 确定 [使用根据  $Q$  ( $Q=Q_2$ ) 计算值的方法]。

对于齿轮装置和齿轮马达,通常将测量点布置在距基准体 1m 的点上。

要注意:声功率和声压级数值是不同的,其分贝数不能直接比较。

#### (2) 典型声压级

具有代表性的齿轮装置的典型最大声压级见图 11-31~图 11-34。这些图作为资料仅供参考。图 11-31~图 11-33 的典型最大噪声声压级曲线是建立在图中给出的声压级测量值基础上的。图 11-31 所示为闭式斜齿轮和弧齿锥齿轮装置(单级、双级和三级减速,不带风扇),在空载或轻载下的典型最大和平均声压级(是高速级节圆线速度的函数)。图 11-32 所示为齿轮马达、平行轴减速器和增速器(单级、双级和三级,不带风扇)的典型声压级。图 11-33 所示为高速斜齿和双斜齿轮单级减速齿轮装置(全速)在空载或轻载下的典型声压级(离箱体 0.9m 测定)。

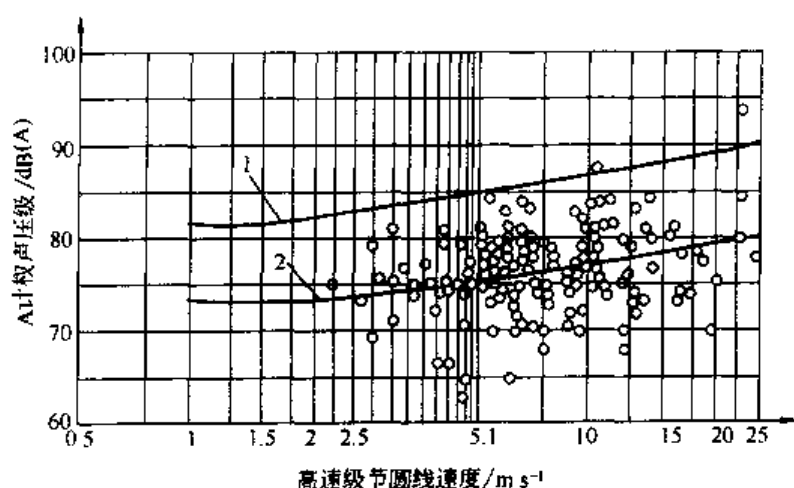


图 11-31 闭式斜齿和弧齿锥齿轮装置的典型声压级

1—典型最大值;2—平均值

图 11-34 所示为单级蜗杆减速器(输入转速为 1 750 r/min, 风扇冷却)的典型声压级。

#### (3) 载荷和速度对齿轮装置声级的影响

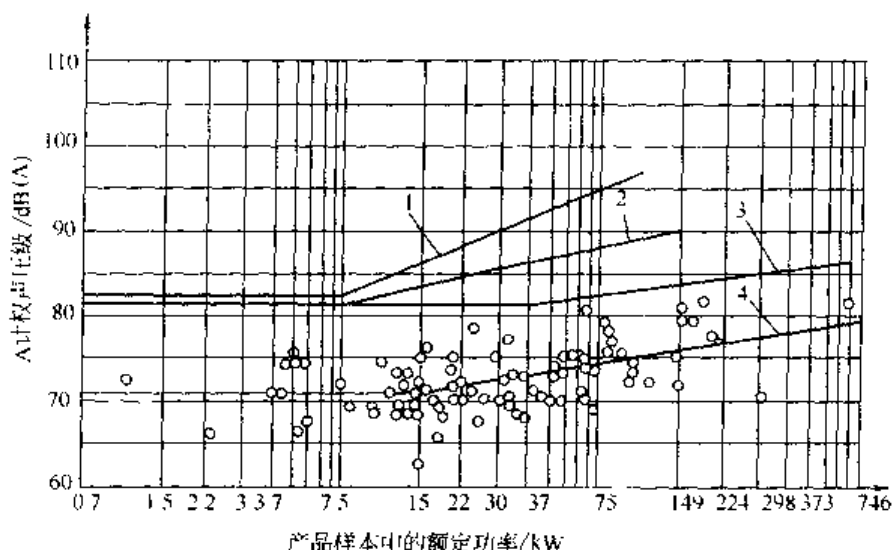


图 11-32 齿轮马达、平行轴减速器和增速器的典型声压级

- 1 典型最大值 (齿轮马达, 带整体的闭式风冷电动机, 1800r/min);
- 2 典型最大值 (齿轮马达, 带防滴式电动机, 1800r/min);
- 3 典型最大值 (平行轴减速器和增速器, 不带动力机);
- 4 平均值 (平行轴减速器和增速器, 不带动力机)

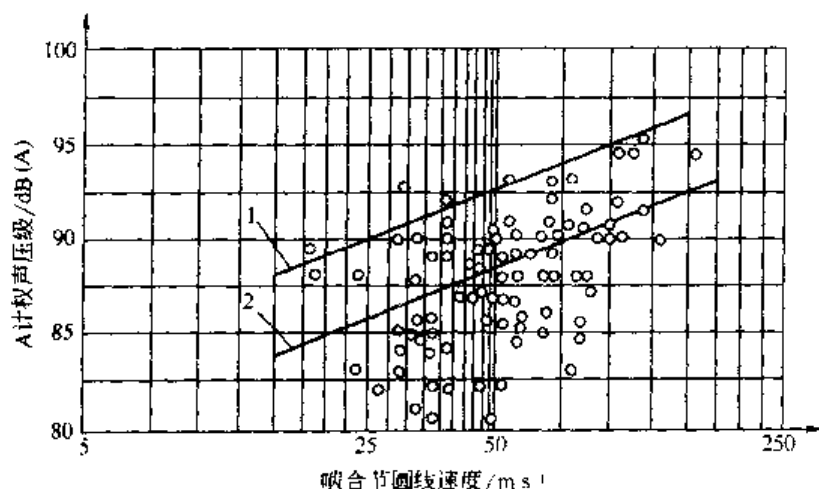


图 11-33 高速斜齿和双斜齿轮单级减速齿轮装置的典型声压级

- 1 典型最大值; 2 平均值

影响齿轮装置声级的最明显参数之一是载荷。大多数文献数据表明, 噪声随载荷的增大而增加。对于直齿轮传动, 加载试验的噪声会比空载试验时的噪声增加 20dB。然而, 根据收集到的数据表明, 声级并不总是随着载荷的增加而增大; 例如在某些情况下, 加载后的变形和运行温度的变化, 改变了齿轮的某些几何参数, 则会出现相反的情况。根据统计数据的平均值, 满载时齿轮装置的噪声比空载时大约增加 4dB (A), 最大增加值约为 12dB (A)。数据表明, 大约有 2/3 的齿轮装置的噪声随载荷的增加而加大, 有 1/5 的齿轮装置噪声值随载荷的增加而没有变化, 其余的齿轮装置的噪声随载荷的增加而减小。

速度 (输入轴转速, r/min) 对斜齿轮装置声压级的影响 (典型值) 见图 11-35。

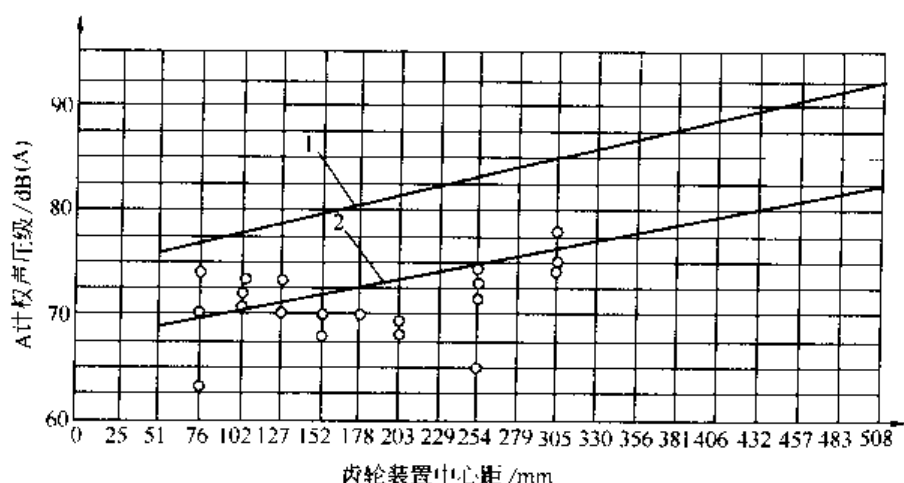


图 11-31 单级蜗杆减速器的典型声压级

1---典型最大值；2 平均值

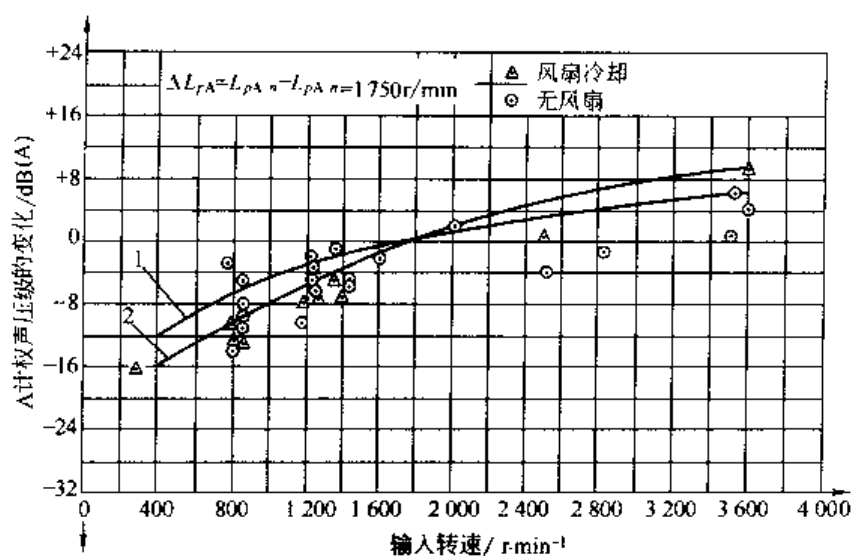


图 11-35 相对于 1750r/min 时斜齿轮装置在不同转速下声压级的变化 ( $\Delta L_{pA}$ )

1 - 典型最大值；2 平均值

#### 11.7.4 声学环境

试验的声学环境取决于齿轮装置的安装和连接条件。有以下三种声学环境。

##### (1) 声学测量的特定场合

该特定场合应满足下列最低要求：

- ① 使用低噪声驱动和制动装置；
- ② 避免驻波的影响；
- ③ 隔离齿轮装置和地基之间结构传播的噪声；
- ④ 避免机械共振；
- ⑤ 对于齿轮装置，要用声学屏障来隔离驱动装置和制动装置的噪声。

##### (2) 工厂试验场地

来自齿轮装置的加载、输入和输出法兰以外的制动元件，以及连接的辅助系统的声反馈不应影响齿轮装置或齿轮马达的噪声测量。

应考虑的因素如下：



- ① 连接系统的隔声罩；
- ② 在其他声源噪声最小的情况下运行；
- ③ 对于齿轮装置，动力机、转动元件和制动装置的临时声隔离；
- ④ 反射面上使用临时吸声材料。

### (3) 现场

在任何情况下，应采取下列改善声学环境的措施：

- ① 在其他声源噪声最小的情况下运行；
- ② 对于齿轮装置，动力机、转动元件和制动装置的临时声隔离；
- ③ 反射面上使用临时吸声材料。

## 11.7.5 透平齿轮传动装置噪声声压级规范

齿轮噪声是综合反映齿轮质量水平的一个指标。GB/T 8542-1987《透平齿轮传动装置技术条件》给出了这种装置的噪声测量仪器、测量程序，并提出噪声（A 计权声压级）的极限值（见图 11-36）。

如果一个箱体中有多级齿轮传动，则应以最高速级的齿轮节圆线速度为依据，利用图 11-36 来确定噪声声压级限制值。

透平齿轮传动装置噪声测量仪器、测试程序和试验条件等，详见 GB/T 8542-1987。

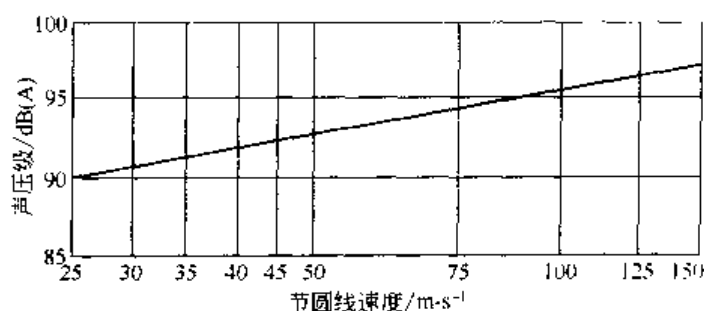


图 11-36 噪声声压级限制值

## 11.7.6 德国 VDI 2159 标准中的噪声评价

德国 VDI 标准中给出的齿轮传动装置噪声评价曲线如图 11-37 所示。图中纵坐标使用 A 声功率级。图中噪声的评价分 A、B、C、D、E 五级。其中噪声为 B 级的齿轮传动装置质量较好；C 级具有一般的质量水平；D 级的质量水平较低。

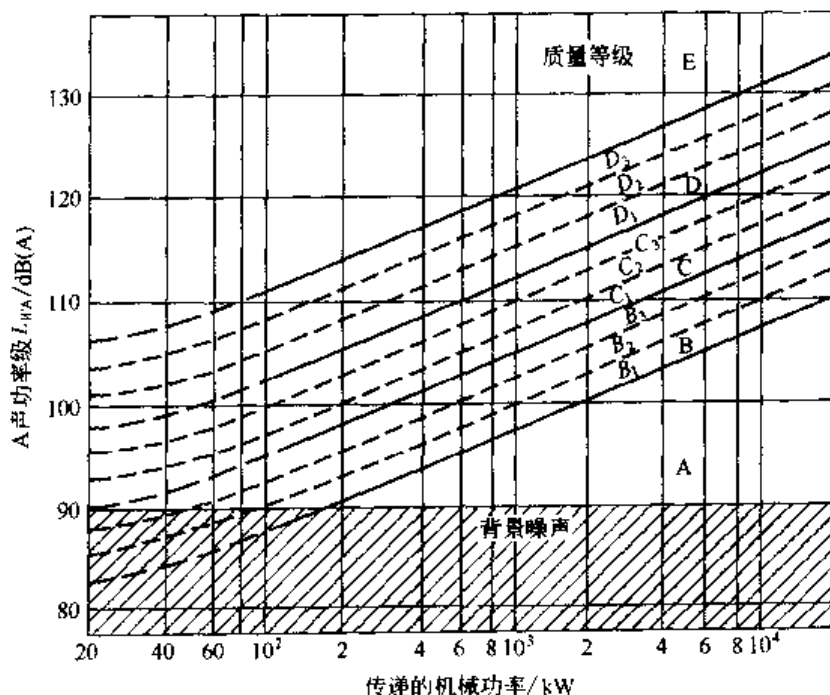


图 11-37 VDI 2159 噪声评价曲线

## 11.8 齿轮装置的振动验收规范

齿轮装置的机械振动值是反映齿轮装置制造质量水平的综合性指标之一。在 ISO 8579-2: 1993《验收试验中齿轮装置机械振动的测定和评价》中规定了齿轮装置在验收试验中, 测定机械振动的仪器、测量方法、测试步骤及验收中的振动等级。此标准将替代我国原有标准 GB/T 8543—1987。本节内容摘自 ISO 8579-2: 1993。

### 11.8.1 机械振动中的位移、速度和加速度

机械设备的机械振动, 在不同的频率范围, 均可采用位移、速度或加速度的幅值及相位来定义, 如图 11-38 所示。

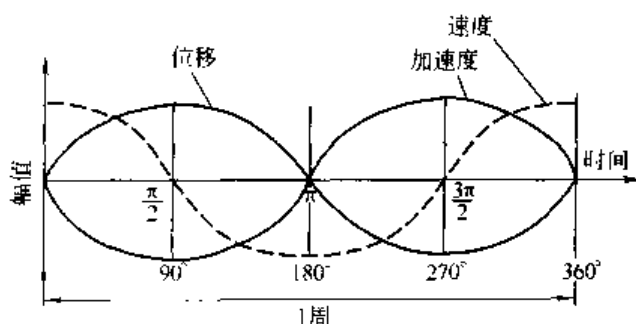


图 11-38 位移、速度和加速度波形

三者可用下列方程联系起来, 即

$$\text{位移 } D = A \sin(\omega t)$$

$$\text{速度 } v = dD/dt = \omega A \cos(\omega t)$$

$$\text{加速度 } a = dv/dt = -\omega^2 A \sin(\omega t)$$

式中  $t$ ——时间;

$\omega$ ——角频率;

$A$ ——幅值。

作为时间的函数, 速度和加速度分别比

位移超前  $\pi/2$  ( $=90^\circ$ ) 和  $\pi$  ( $=180^\circ$ )。

位移、速度和加速度的相对幅值是振动频率的函数。频率为 10 Hz、100 Hz, 且振动的峰峰值为  $25 \mu\text{m}$  时, 速度和加速度值见表 11-28。

表 11-28 速度和加速度的值

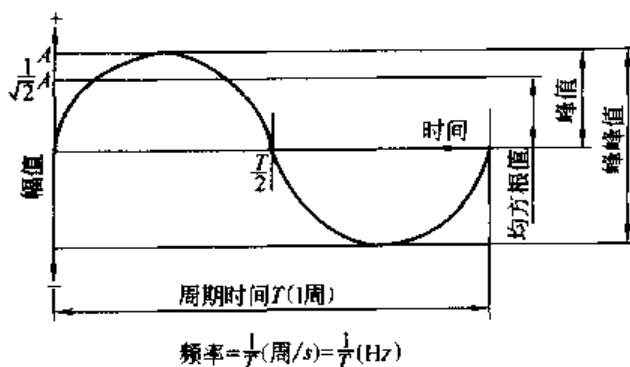
频率/Hz	位移(峰峰值)/ $\mu\text{m}$	速度(均方根值)/ $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	加速度(峰值)/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
10	25	0.555	0.049
100	25	5.55	4.93

当振动以一个简单的正弦函数  $f(t) = A \sin(\omega t)$  给出时, 振动的幅值可用峰值、峰峰值、均方根值等来表示, 其关系见图 11-39。在  $0 \sim T$  区间的均方根值为在该区间函数值平方的平均值, 再取平方根, 即

$$\text{均方根值} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}$$

均方根值亦称有效值, 它反映了振动的功率大小, 故在振动测试中常用此值来表示振动幅值。

在振动理论中, 振动的均值等于零, 此时均方根值等于标准偏差 ( $\sigma$ ), 均方值等于方差 ( $\sigma^2$ )。



$$\text{频率} = \frac{1}{T} (\text{周/s}) = \frac{1}{T} (\text{Hz})$$

图 11-39 振动幅值关系

$A$ —峰值;  $2A$ —峰峰值;  $A/\sqrt{2}$ —均方根值

### 11.8.2 振动测量方式和测量单位

#### (1) 振动测量方式的选择

齿轮装置的振动有两种测量方式：一种是测量箱体的振动；另一种是测量轴的振动。联合使用这两种测量方式以获得齿轮装置中轴的绝对运动量也常常是一种比较有效的方法。

对采用滚动轴承作支承的齿轮装置，轴承径向间隙较小，轴承和箱体间的相对运动也较小，应选用箱体振动测量。对于采用普通滑动轴承作支承的齿轮装置，采用轴振动测量或箱体振动测量均可。但在频率为  $0\sim 500\text{Hz}$  范围内时，采用箱体振动测量因不敏感不易测得微小的振动量，应选用轴振动测量。箱体振动测量可获得较宽的频率范围及其动态特性，可为轮齿啮合频率的分析提供必要的依据。

#### (2) 轴的振动测量

轴的振动位移应相对于箱体进行测量。应使用非接触式传感器，传感器应安装在尽可能靠近轴承的地方，并且固定在箱体刚性较好的部位。应测量轴三个相互垂直方向上的振动，其中的一个方向应与轴线平行。每根轴上要有一个轴向传感器。测点的数目和安装的位置由用户和制造厂协商确定。

机械和电器误差不应超过在轴的旋转频率下允许振动位移的 25% 或  $6\mu\text{m}$ ，取两者中的较大值。

#### (3) 箱体的振动测量

应在箱体上刚性较好的部位（如轴承座处）测量箱体的振动。测量应在三个相互垂直的方向上进行，三个方向中的两个必须位于与齿轮回转轴线相垂直的平面内，这个平面最好是水平平面或垂直平面。传感器的数量和安装位置应由用户和制造者协商确定。

#### (4) 测量参数和单位

测量振动所使用的参数和单位如下。

速度 ( $\text{r} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ )，其单位为  $\text{mm/s}$ ；dB (基准参考值  $v_0 = 5 \times 10^{-5} \text{mm/s}$ )。

位移 (峰峰值)，其单位为  $\mu\text{m}$ 。

频率，其单位为  $\text{Hz}$ 。

### 11.8.3 齿轮装置试验条件

齿轮装置振动测量应该在制造厂试车过程中进行。ISO 8579-2: 1993 规定的振动测量条件如下。

① 试验时齿轮装置应以额定转速运转，如齿轮装置用于变速工况，试验应在速度范围内的算术平均值速度处进行。

② 试验时齿轮装置应按设计给定的方向运转；如果齿轮装置为可逆运转，则在两个方向都应进行试验。

③ 试验时齿轮装置可加载也可空载运转，由制造厂与用户商定。

④ 试验时齿轮装置的润滑和机器的温度应符合设计的规定。

### 11.8.4 验收值 (等级)

#### (1) 评价曲线

轴位移和箱体速度测量的评价曲线见图 11-40 和图 11-41。这两个图可作为比较的公共基础。对给定应用场合的齿轮装置的验收评价，由制造者和用户协商选取图中的评价曲线，并与由双方协商选取的测量仪器获得的测量值进行比较。验收时，既可以对整个齿轮装置统一使用一个评价标准，也可以对每一根轴或每个测量位置分别使用评价标准。图 11-42 给出了一

些典型齿轮装置振动的主观评价，可供参考。

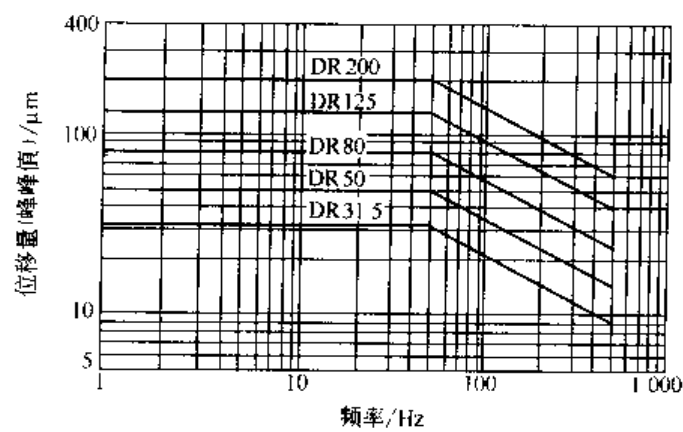


图 11-40 轴振动评价曲线

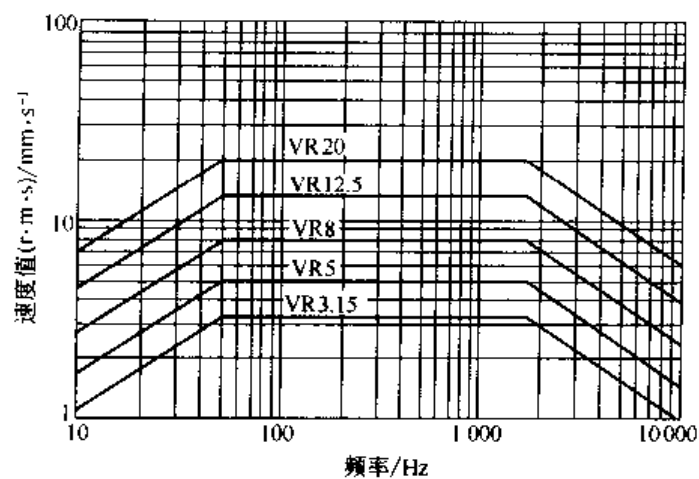


图 11-41 箱体振动评价曲线

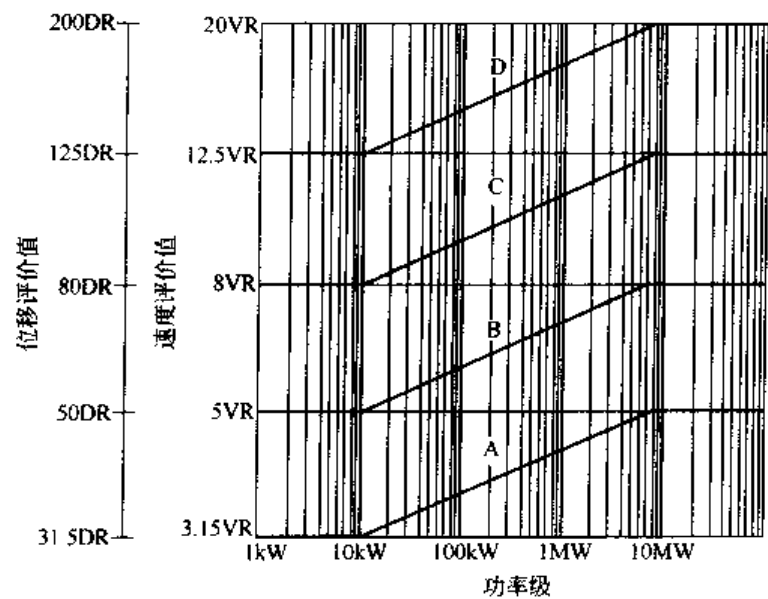


图 11-42 振动的主观评价

A—海军舰船等；B 高速（超出 3 600r/min）等；  
C—工业、商船等；D—低速球磨机等

图 11-40 中的代号 DR 表示位移评价值, 单位为  $\mu\text{m}$ 。图中当频率在  $0\sim 50\text{Hz}$  范围时, 评价值等于评价曲线的位移量; 从  $50\text{Hz}$  起, 曲线每 10 倍频程下降  $10\text{dB}$ 。

图 11-41 中的代号 VR 表示速度评价值, 单位为  $\text{mm/s}$ 。图中当频率在  $45\sim 1590\text{Hz}$  范围时, 评价值等于评价曲线的速度值; 在此频率范围外, 曲线每 10 倍频程下降  $14\text{dB}$ 。

图 11-40 和图 11-41 中的振动特性曲线是对应于频率的关系曲线。注意: 这两幅图是经过滤波后的测试值绘制而成的。在同一时间内可能测得不同频率下的几个幅值, 此时应对照图中曲线分别确定各频率下的允许极限值。这种情况下, 要求使用频率分析仪器, 将振动中的不同频率分解开, 以便与图中曲线进行合理比较。

在没有测得频谱数据或数据不全时, 总振级可采用下列规定作为验收标准。

① 以轴的转速作为名义频率, 将未滤波的轴位移值的最大值与图 11-40 进行比较, 以不低于且接近该值的评价曲线的级作为未经滤波的轴的名义振动位移级。

② 将未经滤波的箱体振动速度均方根值的最大值与图 11-41 进行比较, 以不低于且最接近该值的评价曲线的级作为未经滤波的箱体名义振动速度级。

### (2) 轴位移的评价

将经  $1/3$  倍频程滤波器测得的轴位移频谱与图 11-40 进行比较, 以包含且最接近于频谱的评价曲线的级作为该轴的位移评价值, 以齿轮装置所有被测轴上的最高评价级作为齿轮装置的振动等级。

### (3) 箱体振动的评价

将经  $1/3$  倍频程滤波器测得的箱体振动速度频谱 (速度的均方根值) 同图 11-41 进行比较, 以包含且最接近于频谱的评价曲线的级作为该处箱体振动速度评价值, 以齿轮装置所有测量位置上的最高评价级作为齿轮装置的振动等级。

## 11.8.5 振动的主观评价

在 ISO 8579-2: 1993 的附录中, 提供了一个各种齿轮装置机械振动的主观评价值。此评价值仅适用于一些典型的齿轮装置作为一般性的指导原则, 仅供参考。

由于各种齿轮装置的设计、尺寸及应用条件不同, 因此对振动的要求也各不相同, 对大型低速球磨机齿轮是非常适用的评价标准, 对高速齿轮或舰船驱动齿轮却未必合适; 对低速球磨机齿轮使用高速齿轮的评价标准就会增加不必要的成本, 所以在选择验收等级时, 必须特别谨慎。

振动的主观评价值见图 11-42。

举例如下。

一个工业或商船用齿轮传动装置, 设计功率为  $3700\text{kW}$ , 轴的最高转速为  $1500\text{r/min}$ , 其振动评价值选择如下:  $3700\text{kW}$  ( $3.7\text{MW}$ ) 和曲线 C 的交点位于 DR125-VR12.5 评价线以下, 考虑齿轮传动装置的经济性, 验收振动评价值可选为 DR125 和 (或) VR12.5。保守一点的话, 验收可选为 DR80、VR8。

## 11.8.6 透平齿轮传动装置的振动规范

GB/T 8542—1987《透平齿轮传动装置技术条件》规定: 装配好的齿轮装置作工厂试验时, 在最高连续转速或买方规定的其他转速下运行。在靠近每个径向轴承的任一平面内测量振动的双振幅不得超过式 (11-13) 所规定的值, 或  $50\mu\text{m}$ , 取两值之较小者。

$$A = 25.4 \sqrt{\frac{12\,000}{n_m}} + 6.35 \sqrt{\frac{12\,000}{n_m}} \quad (11-13)$$

式中  $A$  包括振动和跳动的不滤波的双振幅,  $\mu\text{m}$ ;

$n_m$ ——最高连续转速,  $\text{r/min}$ 。

式 (11-13) 中, 第一项为振动值, 第二项为跳动值。跳动值包括机械跳动和电量跳动。跳动的计算值如小于  $6\mu\text{m}$  时, 则取  $6\mu\text{m}$ 。

当驱动机处于脱扣转速下时, 其振动值不应超过上述振动值与  $13\mu\text{m}$  之和。

当振动不能在轴上测量时, 可在轴承箱测量, 其双振幅值由买、卖双方商定。

脱扣转速是指原动机的超速危及保安器动作的转速 (汽轮机的脱扣转速为最高连续转速的 110%, 燃气轮机的脱扣转速至少为最高连续转速的 105%)。

## 11.9 齿轮传动装置的清洁度

齿轮传动装置的清洁度是用规定的方法 (GB/T 11368—1989) 从齿轮箱体内部采集杂质以其质量来计量的一项产品品质考核指标。这项指标可以在设计图样或制造厂家和用户的协议或订货合同中注明。

清洁度指标仅适用油润滑的具有单独箱体传递动力用的齿轮传动装置中; 不适用于油脂润滑和集中循环油润滑的齿轮装置中。

齿轮传动装置清洁度的客观评价值为箱体内应注入润滑油的单位体积中杂质含量。油中杂质是用滤网按规定的操作程序收集的, 详见 GB/T 11368—1989《齿轮传动装置清洁度》。

杂质的质量按下式计算, 即

$$G = G_2 - G_1 \quad (11-14)$$

式中  $G$ ——杂质的质量,  $\text{mg}$ ;

$G_1$ ——滤网的自身质量,  $\text{mg}$ ;

$G_2$ ——滤网连同杂质的总质量,  $\text{mg}$ 。

GB/T 11368—1989 中给出了清洁度的客观评价值; 以箱体内单位体积润滑油中杂质含量 ( $\text{mg/L}$ ) 计, 分 A、B、C、…、S 共 16 级, 每级数值范围如表 11-29 所列。

表 11-29 齿轮传动装置清洁度客观评价值 / $\text{mg} \cdot \text{L}^{-1}$

级 别	客观评价值	级 别	客观评价值
A	$>0.25 \sim 0.50$	J	$>43.00 \sim 75.00$
B	$>0.50 \sim 1.00$	K	$>75.00 \sim 132.00$
C	$>1.00 \sim 2.00$	M	$>132.00 \sim 197.00$
D	$>2.00 \sim 4.00$	N	$>197.00 \sim 295.00$
E	$>4.00 \sim 8.00$	P	$>295.00 \sim 443.00$
F	$>8.00 \sim 14.00$	Q	$>443.00 \sim 665.00$
G	$>14.00 \sim 24.50$	R	$>665.00 \sim 997.00$
H	$>24.50 \sim 43.00$	S	$>997.00 \sim 1496.00$

## 参 考 文 献

- 1 许洪基,陶燕光等主编. 齿轮手册. 下册. 第2版. 北京:机械工业出版社,2001
- 2 朱孝录主编. 中国机械设计大典. 第4卷. 机械传动设计. 南昌:江西科学技术出版社,1999
- 3 [丹] J. T. 勃劳希著. 机械振动和冲击测量. 沈小白等译. 上海:同济大学出版社,1993
- 4 高品贤编著. 振动、冲击及噪声测试技术. 成都:西南交通大学出版社,1992
- 5 JB/T 5000.8-1998 重型机械通用技术条件 锻件
- 6 JB/T 5000.15-1998 重型机械通用技术条件 锻钢件无损探伤
- 7 JB/T 8555-1997 热处理技术要求在零件图上的表示方法
- 8 GB/T 9239-1988 刚性转子平衡品质许用不平衡的确定
- 9 ISO 8579-1:2002 齿轮装置的验收规范——空气传播噪声的试验规范
- 10 ISO 8579-2:1993 齿轮装置的验收规范、验收试验中齿轮装置机械振动的测定和评价
- 11 GB/T 8542-1987 透平齿轮传动装置技术条件
- 12 GB/T 11368-1989 齿轮传动清洁度

## 第 12 章 齿轮传动装置的艺术造型设计

### 12.1 齿轮传动装置箱体设计基本要求

齿轮传动装置艺术造型设计主要表现在传动装置箱体设计上,因此在讨论齿轮传动装置的艺术造型设计时,首先应了解传动装置箱体设计的基本要求。

#### (1) 成型工艺要求

箱体通常用灰铸铁制造。对于重载或冲击载荷的箱体也可采用铸钢。单件生产的齿轮传动装置,为了简化工艺、降低成本,可采用钢板焊接的箱体。

对于铸造箱体要合理选择壁厚,箱体的壁厚除需满足刚度、强度的要求外,还要考虑铸造工艺的限制,保证浇铸时液态金属能通畅地流满铸型。一般减速器箱体壁厚不应小于 8mm,加强肋的厚度可取主壁厚的 0.6~0.8 倍。另外,箱体各部分的厚度尽可能均匀,以防止铸造时因冷却速度不一致而产生缩孔。要设置拔模斜度,以利于拔模。轴承旁的凸台、加强肋、箱壁等均有拔模斜度。还应尽量简化铸造工艺,少用活块,便于木模和砂型制作。

箱体采用内置筋板结构,外观整洁统一,但其轴承座、加强肋等都在箱体内部,铸造工艺要比外置筋板结构复杂。

铸造箱体的结合面、箱座底面、轴承座端面等均需铣削加工。结构设计时,应有利于加工,并注意使加工面积尽量少,以节约工时,减少刀具磨损。为此,箱盖、箱座的结合面通常是水平面,并与底面平行,铣削时工件易于定位。箱座底面通常设计成中间直通凹槽或十字凹槽形式,既减少了加工面,又提高了接触的稳定性。轴承座端面应比结合面凸缘侧面突出 5~8mm,以保证加工面与非加工面严格分开。同样,安装放油螺塞、视孔盖处设成凸台,便于铣削加工。

焊接箱体与铸造箱体大同小异,但要注意焊接结构的工艺性。

#### (2) 刚度要求和强度要求

箱体的工作能力主要取决于刚度,其次是强度。增加壁厚可以提高箱体的刚度,但这样会增加铸造的缺陷和箱体的质量。应在结构上采取相应措施以提高刚度。最常用的措施是在受力较大的部位设置加强肋,既可增大箱体的刚度和强度,又不会明显增加质量。轴承座承受较大的支反力,在箱座和箱盖上设置加强肋,显著地提高了轴承座的支承刚度。同时,轴承座外表面呈锥形,有利于提高弯矩作用下的刚度。

整体式箱体有利于提高刚度,将箱盖与箱座融为一体,省去了中间连接,整体刚度和强度大为提高。

#### (3) 散热要求

箱体应保证内部零件工作时的正常散热。对于精密机床,因温度升高使箱体产生热变形和热应力,对机器的影响是不容忽视的。对于硬齿面齿轮减速器(其承载能力往往受热功率



限制)和传动效率较低的传动装置(如蜗杆减速器),通常都要在箱体表面设置散热结构,如凸缘或散热片,以增大散热面积。

#### (4) 造型艺术造型要求

所谓艺术造型设计是能动地使用物质条件、现代工艺技术手段和美学知识将产品的使用功能、技术性能和艺术形象有机地结合起来,给予功能以特定的艺术表现。因此艺术造型设计不仅要表达产品的物体形状,而且要表达功能(包括尺寸比例、工艺结构、人机关系、功能制约、操作特性、维护系数等)、色彩、质感等技术处理和艺术创造的综合概念。艺术造型设计应具有完整的物质体现和丰富的精神内涵。

国内齿轮传动装置设计多从技术和功能的角度出发,考虑上述(1)~(3)项要求较多,缺乏将技术与艺术相结合,从多个侧面设计产品。图12-1和图12-2(见书后彩图)所示齿轮传动装置是老式箱体设计的例子。

## 12.2 齿轮传动装置艺术造型设计的特殊性

就艺术造型设计而言,齿轮传动装置与日用产品、家用电器产品等相比有其自身的特殊性。

① 功能性强 艺术造型设计首先从提出了该产品的功能要求开始,并为实现功能要求而贯穿在各个设计环节中。由于其强烈的功能要求,而使其外部形态表现出十分明确的独立的功能特征。专业人士从外观就能确认出该类产品的类别和功能。

② 外观结构较为一致 一般情况下,齿轮传动装置是由多个部件结构组成,如箱体结构、起吊结构、观察结构、加强筋结构、地脚结构、输入输出结构、放油结构、连接螺栓等。外观结构形式显得零乱和单调。

③ 与人们的日常生活关系不甚密切 该产品绝大多数是机器设备的一部分,产品主要用于生产和科研活动中。因此它们很少与人们的日常生活发生直接的联系。

④ 多为批量生产 有社会需求量大和要求适应性强等特点。

⑤ 生产周期和更新换代周期相对较长 部分装置形体庞大,结构复杂,工序繁多;技术性能要求高;投入的人力、物力、财力多。因而,产品更新换代周期较长。

⑥ 品种规格对人体生理尺度适应性较差 由于传动装置是机器设备中一部分,因此其主要功能的作用对象是物而不是人。其总体形状尺寸是根据作用物的特点和作业范围的大小而设计制造的。只是在与人有直接作用的部分(窥视孔、油面观察等结构)才依照人体测量尺寸的统计数据设计。

⑦ 重视产品设计的科学性和数理法则 该类产品的功能精确度要求高,因而零件的制造精度、整机的装配精度和工作精度也要求高。因此,产品的设计、制造和使用特别重视结构性、工艺性、经济性、可靠性等科学性要求。需严格遵从以数据、试验为基础的数理逻辑法则。

⑧ 重视产品的功能适应性和使用性能的要求 对其作业对象的特征、工作状况、环境条件的变化一般都有较好的适应性。在规定的使用范围内,要求有良好的技术性能,如要求动力输出性能、运动输出性能、与工作机的连接性能等。对使用性、可靠性、维修性也有要求。操作要节省操作人员的体能;在使用过程中所产生的对人体和环境有危害的物质(噪声等)应设置处理结构;常见故障应维修简便,易损零件更换容易。

⑨ 强调生产的标准化、通用化、系列化 实行标准化设计和生产,可以对产品的零件、部件、产品的类型、尺寸、性能、所用材料、工艺装备、技术文件、实施方法作出统一的规定。便于企业组织生产和相互间的交流,提高产品质量,降低产品成本。在设计时,要求尽量采用通用件,以利简化技术工作,加快生产准备,扩大生产批量,提高产品质量和零部件的互换比,降低生产成本。实行系列化设计和生产,可以使同类产品以最少的品种、规格来适应最广泛的用途,以利企业扩大生产批量,降低产品成本,有计划发展新品种。

⑩ 事故和危险性 采取安全保护措施,为操作人员的人身安全和装置的完好发挥积极的作用。

从上面叙述的齿轮传动装置的特殊性可以看出,其艺术造型设计比起其他产品来难度要大。某些零件的改动,有牵一发而动全身的影响,甚至会造成已有的模具、工卡量具、工艺装备、原材料等也要作重大改动或者报废,这是生产企业和设计者要慎重考虑的。

尽管齿轮传动装置的艺术造型设计比一般产品难度大,不容易达到最佳的艺术效果,然而,仍可以根据其自身的特殊性,在技术美学的指导下,通过艺术造型手段来表现该产品所具有的形式美特征。

## 12.3 齿轮传动装置造型设计的主要美学因素

根据齿轮传动装置的特殊性和现代的审美观,在技术美学原理指导下,对其外观形式进行美的设计,首先必须对该装置的外观所表现的形式美特征有所了解。

### 12.3.1 齿轮传动装置形式美特征

① 艺术造型应表现出与该装置的功能特点相统一的形式特征。

② 艺术造型应显示出现代科学技术的先进性特征。

③ 艺术造型应反映出该装置制造手段精密和工艺的精致。

④ 艺术造型应表现现代材料性能质地优良的特征。

⑤ 艺术造型应体现科学技术最新研究成果,使其结构形态符合优化原则的科学性特征。

⑥ 艺术造型应合乎“人体工程学”和“工业心理学”等学科关于人在使用产品时的安全、简便、舒适的宜人性特征。

⑦ 艺术造型要积极应用现代材料、现代光学、色彩学、表面精饰技术和装饰技术的成果。充分遵循技术美学的比例与尺度、均衡与稳定、节奏与韵律、多样与统一等形式法则和技术美学关于劳动环境与作业空间的美学原则所表现的技术美特征。

⑧ 艺术造型应体现国际化和民族化辩证统一的文化特征。

### 12.3.2 构成形式美的因素(形态、色彩、材质、结构)

美感是众多美学因素综合构成的结果,它包括产品的形态、色彩、材质、结构等,并具有独特的社会文化和时代特征。

#### (1) 形态

产品的形态美是产品艺术造型设计形式美的核心,它具有一定的美学规律。比如统一与变化、对比与调和、对称与均衡、节奏与韵律、渐变与过渡、重点与呼应、比例与尺度等。

统一与变化是产品艺术造型设计形式美的总法则。变化就是突出产品某个局部形式的特殊个性,使其在整体中表现出明显的差别;统一就是强调产品各个局部形式在整体中的共同性和协调关系,体现出产品整体形式的同一性和秩序性。

齿轮传动装置应从两方面协调上述问题：一方面，从该装置自身出发协调组成外部形体特征的零部件之间的关系；另一方面，就其服务的机器设备系统而言要协调它在其中的关系，因各零部件以及设备的材料、质地和色彩各不相同，形成了各因素之间的差别和多样性。由于这些因素又是组成该装置或设备系统的一部分，它们之间有着本质的联系和协调关系。有变化，产品才有吸引力和新颖性，没有给人以死板、枯燥和单调的感觉。变化过多的形态也会出现杂乱无章、刺激和无特征的感觉。只有统一中有变化、变化中有统一的造型才能产生完美的艺术效果。

对称与均衡是大自然中普遍存在的一种平衡稳定的形态。对称是中华民族被广泛应用的传统的美学形态，很多产品形态都是以轴线完全对称且水平方向的尺寸远大于垂直方向尺寸，给人以强烈的视觉均衡感（如图 12-3～图 12-6 所示，见书后彩图）。对称给人以安定、平稳、庄重、严肃的感觉，但过于对称的形状有给人以单调、呆板和过于严正的感觉。均衡就是指形态的各部分之间的距离长短、分量轻重、体量大小等都不完全相同，而是通过形态布局的变化给人以视觉上的平衡感觉。均衡有生动、活泼、变化及运动的感觉。

节奏与韵律原本是用来形容音乐的，产品造型设计中的节奏和韵律指的是一种有规律的重复出现和变化的形态。大自然中山脉的起伏、流水的波纹、贝壳上螺旋状纹样都会表现出一种像音乐一样的美感。节奏就是某种形式有条理、有重复的连续变化。齿轮传动装置本身的形体结构（散热和加强筋结构，如图 12-7 所示，见书后彩图）、零件的排列组合（连接轴承盖和箱体的螺栓）等因素有规律的重复创造出有节奏感的艺术效果（如图 12-4 所示，见书后彩图）。节奏的反复出现就构成了韵律。节奏是产生韵律的条件，韵律是节奏的艺术深化。节奏与韵律在产品造型设计中一般是通过形态的连续交错和有规律地排列组合来体现的。

比例与尺度是一种用数学方式来表述产品造型美的艺术语言。任何一个好的设计都必须具备合理、协调的比例与尺度。比例是指造型各部分之间相对的大小和体量关系。常用的比例关系有黄金比例、整数比例、均方根比例和中间值比例等。尺度包括产品造型的各部分尺度和与之相关的人体尺度，决定一个产品的尺度有很多方面，如功能性尺度、技术性尺度、环境性尺度和人体结构性尺度，齿轮传动装置的尺度主要取决于前三个尺度。产品造型的比例与尺度是相辅相成的，通常产品造型的比例关系直接影响着形态的美感。

## （2）色彩

色彩设计是机器产品艺术造型设计的一个重要组成部分。由于色彩比形状具有更直观、更强烈、更吸引人的魅力，因此产品色彩处理的好坏对表现与内在质量相称的外观质量、对增强产品在市场的竞争力和满足用户的审美要求有着直接的关系。

产品色彩设计是在产品实用功能的基础上进行的审美创造，产品色彩设计牵涉到人的生理心理、产品的功能特征、产品材料性质、产品生产方式、着色工艺方法、产品使用环境等多方面因素。产品色彩设计与绘画等艺术品的色彩处理有着许多不同的特点，要遵从产品自身的生产规律和基本原则。

### ① 色彩设计的基本原则

a. 功利原则 任何工业产品的色彩都有一定的功利性，即色彩对产品的保护作用和对产品功能的表达性。不管采取何种着色方法，表面色彩对产品应具有良好的保护作用，以维持产品使用功效和寿命要求，尤其那些在恶劣气候和特殊环境中工作的产品，其表面色彩应具有抗氧化、抗腐蚀、耐摩擦、耐高温、绝缘、防污、防锈、防霉和防燃等能力。

b. 简洁原则 “简洁就是美”不仅符合科学美学思想和技术美学对产品艺术造型设计

的要求，而且也符合现代机器设备制造的生产方式。简洁，既要求产品的形体结构简单、利落，也要求产品的色彩单纯、明朗、一目了然。

c. 符合美学法则的原则 利用色彩的色相、明度、纯度的对比与调和同样可以达到产品的变化与统一、对称与均衡、比例与尺度、节奏与韵律等美学法则的艺术效果。

由于色彩的色相、明度和纯度的变化会在人的视觉上产生各种差别的冷暖感、轻重感、软硬感、胀缩感、强弱感和质感。色彩的这些功能作用和感觉效果，对产品外观形式将产生强烈影响。色彩处理得好，有利于产品外观形式满足美学法则的要求，达到审美的效果。

② 色彩设计的基本要求

a. 满足机器功能要求 齿轮传动装置种类繁多，功能各异，它们能在一定的作业环境中完成各自的功能效用。在对其进行色彩设计时，应尽量使产品的功能与色彩功能作用相结合，以便有利于产品功能的发挥，并取得良好的功能效果。

b. 满足人机相适应的要求 产品的色彩应该有利于人在使用时的各种活动，操作者心情舒畅，有安全感，操作准确可靠，工作效率高，不容易产生疲劳并能维护身心健康。

c. 满足作业环境的要求 产品的色彩设计不仅要考虑其所在环境温度的差异性，如寒冷地区宜用暖色，热带地区宜用冷色。而且还要考虑是室内使用或室外使用，室外使用为获得良好的视觉认度效果，通常采用与背景有强烈对比的颜色，而室内使用要配合室内光线和周围设备，宜采用明度高、纯度低的主色调。噪声和粉尘大的环境宜采用冷色调，清静、干净的环境宜采用浅色调。同时还要考虑与周围设备颜色的协调问题。

d. 符合当代的审美要求 随着科学技术的进步和发展，人们的审美标准也会不同，设计的产品要有时代感，在着色时应考虑流行色。

e. 考虑着色工艺和经济效果 齿轮传动装置多采用单一颜色，着色工艺简单，经济效果较好，但较为单调。如大型齿轮传动装置或设备系统可采用两个以上的主色调，用色块分割、色带等色彩效果。

f. 专用与通用齿轮装置的要求 为某一设备服务的专用装置，一定要从全局角度设计色彩，局部装置要服从整体设备的需求，不可喧宾夺主；通用装置的色彩设计也同样要有通用性，即与不同设备的搭配的协调性和不同环境下的适应性等。不同功能的机器设备的颜色如果用户没有提出要求，则可参照表 12-1 选用。

表 12-1 不同功能的机器设备的颜色

产品类别	面漆色别(GSB G51001—1994)
热轧设备	淡绿(G02)、湖绿(BG02)、苹果绿(G01)、中绿(G04)、艳绿(G03)
冷轧设备	淡绿(G02)、湖绿(BG02)、苹果绿(G01)、豆绿(GY01)、天蓝(PB09)
装卸机械	橘黄(YR04)、橘红(R05)、中灰(B02)、棕(YR05)
连铸设备	纺绿(GY02)、苹果绿(G01)、银白
冶金机械、冶金除尘设备	淡灰(B03)、苹果绿(G01)黑色
锻压机械、启闭机	淡绿(B02)、苹果绿(G01)、湖绿(BG02)、中绿(G04)、海蓝(PB05)
矿山设备	橘红(R05)、淡黄(Y06)、黑色、苹果绿(G01)、豆绿(GY01)
焦炉机械、煤气化设备	苹果绿(G01)、纺绿(GY02)、淡海蓝(B11)、中灰(B02)
工矿车辆	中灰(B02)、橘黄(YR04)、橘红(R05)、黑色
冶金车辆	黑色

续表

产 品 类 别	面漆色别(GSB G51001—1994)
破碎机械	淡灰(B03)
造矿烧结设备	纺绿(GY02)
人造板设备	湖绿(BG02)
橡胶设备	湖绿(BG02)
水泥设备	淡灰(B03)

### (3) 材质与结构

产品的美感与构成它的材料、结构和质感是分不开的。就工业产品而言,使用的材料不尽相同,有金属和非金属,它们各自的特质不同。所谓质感是指材料所具有的特质,即材料特质显示的软硬、轻重、粗糙或细腻、麻与滑等,当然,也包括材料的颜色、光泽和纹理。

材料的颜色因材料的特质不同而不同,如铸铁的深灰色、钢材的蓝色、合金的浅蓝色、铅的白色等。

纹理是物体表面的肌理。任何物质表面都有纹理,显示其物质结构的特点。木材和大理石的品种不同,有不同的颜色和纹理特点,金属也有其内部的物质特殊结构,质地也有其特点。

齿轮传动装置同样可采用不同的表面处理方式和使用不同的材料,使其外观产生不同的感觉特征,如图 12-5(见书后彩图)所示光亮平整的切削表面与未切削加工的铸造表面有明显不同的视觉感受,前者让人联想到高精度、基准面等。再如图 12-6 和图 12-8(见书后彩图)所示的焊接箱体的造型设计,使人有高制造工艺水平的质感。作为一名工业设计师一定要充分了解常用的各种材料的性能和它的加工特点,使材料的性能特点得到充分发挥,才能设计出符合功能具有美感的产品。

随着技术的进步,无论是金属、木材还是塑料制造的产品,它们都需要进行表面的加工和处理。表面处理一方面可以提高产品的耐用性,另一方面还可以使产品表面按设计师的意图附加上新的色彩、光泽和质感,使产品具有新的美感。需要注意的是不同的材料具有不同的表面处理方法。金属材料的表面可以采用机械处理、化学处理、电化学处理和激光处理等。

近年来,人们对产品设计的审美更趋向于返璞归真,重视各种材料自身的特点和美感因素。这种美感是来源于对材料的合理利用,所谓合理利用就是指对产品设计时材料的选择要符合产品使用功能的要求,加工方便、经济可行,能够充分发挥材料自身的特有美感。设计师通过对产品的材质、结构和材料本身所具有的触觉和质感的处理表现出产品的本色美,它可以保留材质本身的优点和加工特点,形成不同的质量感、重量感、透明感以及冷暖感,使产品表现出丰富的表情乃至人情味。它的效果主要体现为材质的自然美,使产品显得单纯朴素、经济美观,而且更具个性特色。

## 12.4 齿轮传动装置造型设计的评价标准

产品的质量是产品满足需要的性能总和,它是由综合指标决定的。一般把工业产品质量指标概括为六个方面:技术性能指标、可靠性和寿命指标、标准化和通用化指标、工艺性指

标、经济性指标、美学指标。在这六项质量指标中，最后的一项指标通常称为产品外在质量即艺术设计质量。目前，国内外还没有制订统一的质量标准和评价方法。一方面产品的美学质量属于艺术设计和美学的范畴，而美又是一个模糊概念，很难用量的概念来反映其质的优劣；另一方面，对于美的评价主要取决于评价者的主观感受；再一方面，产品美学质量指标涉及产品的外观形式与功能、结构、工艺、技术原理、经济性、人机关系、标准化等因素统一的问题。在这多方面因素的关系中，如何正确评价形式与内容的完美结合，的确是相当困难的事情。

#### 12.4.1 列项记分评价法

这种评价法主要适用于新开发的产品或者没有标准样品作类比的产品，评价方法如下：首先组织一个不少于5人的专家评价小组对产品的功能、结构、技术性能、经济性、宜人性、技术文件的完整性、标志符号的合理性等作详细了解；然后，评价小组对产品艺术设计列出若干评价项目A、B、C、D、…并给出各个项目的分值标准，使各项目分值之和为100，即

$$A+B+C+D+\cdots=100$$

各个项目还要划分子项  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ 、…， $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$ 、…， $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$ 、…， $D_1$ 、 $D_2$ 、 $D_3$ 、…，并且使子项的分值等于项目分值，即

$$A_1+A_2+A_3+\cdots=A$$

$$B_1+B_2+B_3+\cdots=B$$

$$C_1+C_2+C_3+\cdots=C$$

把评价项目的内容和分值标准制成表格，见表12-2。

表 12-2 产品艺术造型设计质量评价项目和分值标准

项目代号	项目名称	子项代号及内容		项目分值标准	子项分值标准	评价分值
A	整体效果	A <sub>1</sub>	形式与功能的统一性，结构原理的合理性	15	6	
		A <sub>2</sub>	主机、辅机和附件造型风格的一致性		4	
		A <sub>3</sub>	整体与局部、局部与局部的布局合理性，空间体量的紧凑与协调		3	
		A <sub>4</sub>	……		2	
B	宜人性	B <sub>1</sub>	主要操作装置与人体测量尺寸相适应，并且处在人的最佳工作区	20	5	
		B <sub>2</sub>	操作使用方便，符合人体力学特点		5	
		B <sub>3</sub>	在危险区内有保护装置和示警标志		5	
		B <sub>4</sub>	……		5	
C	形态	C <sub>1</sub>	线型风格独特、新颖，外形简洁和谐，整体统一，具有秩序感	20	8	
		C <sub>2</sub>	整机各部分比例协调		4	
		C <sub>3</sub>	形态充分表现功能特征，外形布局符合美学原则		5	
		C <sub>4</sub>	……		3	

续表

项目代号	项目名称	子项代号及内容		项目分值标准	子项分值标准	评价分值
D	色彩	D <sub>1</sub>	色彩能表达产品功能特征,配色的合理性	15	5	
		D <sub>2</sub>	色彩与使用环境的协调性		4	
		D <sub>3</sub>	着色质量		3	
		D <sub>4</sub>	.....		3	
E	装饰	E <sub>1</sub>	装饰是否突出艺术设计重点并形成审美中心	10	3	
		E <sub>2</sub>	商标在产品上设置的合理性		3	
		E <sub>3</sub>	精饰工艺的精湛、细致		2	
		E <sub>4</sub>	.....		2	
F	扣分					

评价小组成员用统一的表格对待评产品进行评分,小组的平均值即为该产品艺术造型设计质量评价价值。

$$M = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i$$

式中  $M$ ——产品艺术设计质量评价价值;

$n$ ——评价小组成员人数;

$P_i$ ——评价小组成员评价产品的总分值。

分值 90 分以上为优, 80~89 分为良, 70~79 分为中, 60~69 分为次, 60 分以下为差。

#### 12.4.2 模糊评价法

假设组织一个 10 人的专家评价小组,在民主协商的情况下,由小组成员确定评价项目和权重值。例如,评价项目为:总体印象、形态、宜人性、色彩与质地、装饰、其他共六项。相应的权重值为:0.25、0.20、0.2、0.15、0.10、0.10。同时确定各个评价项目的级别值,例如,级别分为:很好、好、一般、较差、差共五级。相应的级别值为:5、4、3、2、1。

把评价项目、权重、级别、级别值制成统一的表格。在评价某一产品时,每个评价小组成员根据项目内容和自己对产品的感受在相应的级别空格内打“√”作为此项目的 1 票,然后统计出产品各个评价项目所得票数。例如,某产品所得各项评价票数见表 12-3。

表 12-3 产品艺术质量评价项目、权重、级别得票数

项目及其权重		级别及级别值				
项目	权重	很好	好	一般	较差	差
		5	4	3	2	1
总体印象	0.25	2	3	2	2	1
形态	0.20	3	1	2	3	1
宜人性	0.20	6	3	1	0	0
色彩与质地	0.15	4	3	2	1	0
装饰	0.10	3	1	1	3	2
其他	0.10	5	4	0	1	0

全权重 $\Sigma$  (票数级别值), 可以计算出各项评价价值:

总体印象  $0.25 \times (2 \times 5 + 3 \times 4 + 2 \times 3 + 2 \times 2 + 1 \times 1) = 8.25$

形态  $0.20 \times (3 \times 5 + 1 \times 4 + 2 \times 3 + 3 \times 2 + 1 \times 1) = 6.4$

宜人性  $0.20 \times (6 \times 5 + 3 \times 4 + 1 \times 3) = 9$

色彩与质地  $0.15 \times (4 \times 5 + 3 \times 4 + 2 \times 3 + 3 \times 1 + 1 \times 2) = 6$

装饰  $0.10 \times (3 \times 5 + 1 \times 4 + 1 \times 3 + 3 \times 2 + 2 \times 1) = 3$

其他  $0.10 \times (5 \times 5 + 4 \times 4 + 1 \times 2) = 4.3$

产品综合评价价值等于项目评价价值之和。该产品的综合评价价值为

$$8.25 + 6.4 + 9 + 6 + 3 + 4.3 = 36.95$$

采用表 12-3 所规定的权重和级别值, 按 10 人组成的评价小组进行评价, 最优秀水平产品的最高综合评价价值 50, 中等水平产品的综合评价价值为 30, 最差水平产品的综合评价价值为 10, 因此上述产品艺术设计质量为中上水平。

## 12.5 齿轮传动装置造型设计的一般程序

完整的产品设计过程包括: 企业提出设计要求—设计师接受任务制定计划—市场调研—设计定位—设计草图—效果图—结构设计—样机模型—小批量生产制造—大批量生产制造—广告宣传—产品上市。产品艺术造型设计只是其中一部分。

产品艺术造型设计创作过程是在产品设计可行性的讨论确定后, 运用设计语言——材料、结构、形式、色彩、整体把设计构思视觉化的过程。就是通过图形语言——设计草图、正投影图、效果图、模型、样机等和文字语言, 使设计构思具体表达完成的过程。

产品艺术造型设计的程序在产品设计创造过程中一般表现为三个阶段: 设计草图阶段; 绘制效果图和制作产品模型阶段; 样机制造与产品定型阶段。

### (1) 设计草图阶段

工业产品艺术造型设计与文艺作品创作的构思不同, 它主要是运用透视、素描等表现技法, 把设计师头脑中闪现的产品图像, 以简单而概括的形象快速地描绘出来, 也包括对产品尺寸、结构等的说明文字, 如图 12-9 所示。

### (2) 绘制效果图和制作产品模型

这个阶段是工业产品艺术造型设计中最重要的一环。它分两步: 第一步, 绘制产品的效果图; 第二步, 在效果图的基础上制作工业产品的模型。

产品效果图是从设计过渡到生产制造产品过程中最关键的一步, 是对众多产品设计草图最优方案选定后的深入的明确的表达。它使产品设计的理想构思得以确认。产品的效果图绝不只是设计产品的外观, 还要表达产品本身所包含的各方面内容, 即从形式到内容方面的所有内容以及产品的制作工艺等。具体地说, 效果图要表达产品的实用功能, 产品的形态、构造, 产品材料的应用以及产品的工艺等内容。这些内容, 有的靠图形语言来表达, 有的靠文字语言来表达, 有的要两种语言互相配合。例如产品的功能, 多是借助文字说明; 产品的重要性、尺寸也要运用文字来表达; 产品的形体, 即产品的立体造型则必须通过图形语言表达, 就是说, 靠图形说明它的形态是正方体、长方体、圆柱体、球体、锥体或上述图形的组合。



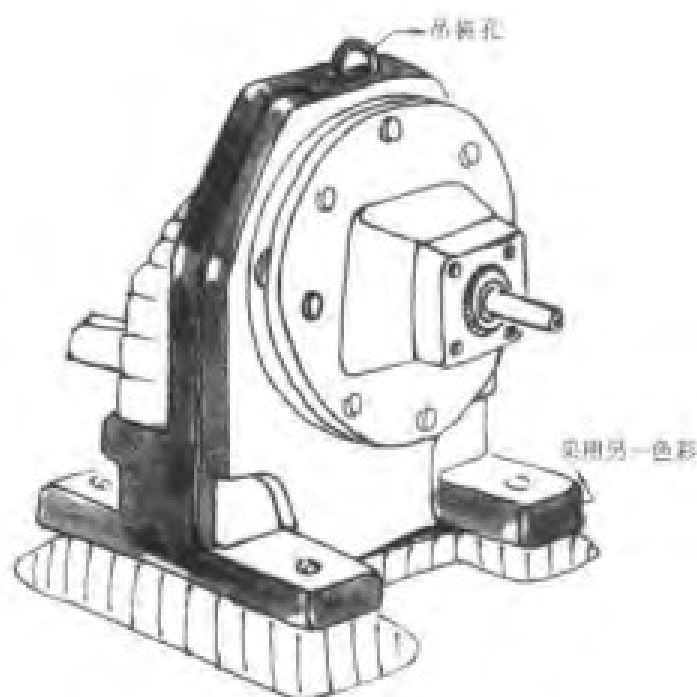


图 12-9 齿轮传动装置造型设计草图

产品设计的效果图是根据透视的一般规律,并结合绘画知识,以及使用绘画工具的技巧和掌握材料的特性,在产品设计的构思的指导下,通过不同表现技法在平面上绘制具有三维空间的立体造型。它是一个创造性的思维表达过程,是制作产品模型的依据。

制作模型的目的是检验产品的实用功能和美学功能。看它是否达到或实现了产品设计的各种技术指标,其功能、结构、造型、色彩、质感等是否达到了和谐统一。

### (3) 产品定型

定型的产品先小批量投放市场,经用户使用后,反馈意见,作相应改进。到此,产品艺术造型的设计工作基本完成。

## 12.6 齿轮传动装置造型设计实例

图 12-3~图 12-8 和图 12-10~图 12-18 (见书后彩图) 所示是目前机械设备中在实际使用的齿轮传动装置,其造型设计具有一定的特色,可供参考。

### 参 考 文 献

- 1 何圣静. 仪器的工业设计. 北京: 科学出版社, 1997
- 2 曾雄. 机器艺术设计. 湖南: 湖南大学出版社, 1999
- 3 闫卫. 工业产品造型设计程序与实例. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 4 吴克坚等. 机械设计. 北京: 高等教育出版社, 2003