

滑动轴承设计手册

R. J 威尔逊

序

本书的目的旨在通过对轴承性能影响较大的一些不能预测的因素的分析，以一些简单的关系来说明其性质。并在给定条件下，对“那些待消除的未知因素”作出定量的指导。希望以此对各行业的机械设计师有所帮助。为了保持客观性，附录 I 给出了滚珠和滚柱轴承对滑动轴承的优缺点的扼要比较。

为在校的学生和首次参与滑动轴承设计的年轻设计人员着想，本书把滑动轴承的油膜润滑理论列为完整的一章。这样编排的好处，是使读者能鉴别轴承设计的理论和实践在那些方面是完全一致的，那些方面是部分一致甚至是相互矛盾的。

虽然所有表明的观点都是作者的看法，但是作者确认对于滑动轴承的许多问题的认识，在通过和机械工业界同行们的讨论后有了提高。一些朋友阅读了著作原稿，并提出了有益的建议予作者以诚恳的帮助。

R.J. 威尔逊

前 言

本书阐述工业应用场合不同润滑状态下的滑动轴承设计问题,内容广泛、取材新颖。

全书共分十六章从轴承类型选择到轴承部件的具体设计,不但给出了说理简练的原则性指导,而且推荐了大量的设计图表与数据,较有实用价值。因此,本书对工矿企业从事机械设计的工程技术人员以及大专院校机械专业的师生有较大的参考价值。

全书采用国际单位制。书末附录 I 对滑动轴承与滚动轴承作了对比;附录 II 以大量篇幅将滑动轴承术语与定义进行汇编,以供读者查阅。

本书第三章、第十二至十六章以及附录由尚礼翻译,第四至第八章由葛景信翻译,序及第一、二章由姚交兴翻译,第九至十一章由阮鹿令、陈长庚翻译。全书由汪国樑校。书中不妥之处,敬请读者指正。

编 者

目 录

第一章	绪论	1
第二章	推荐的设计程序	5
第三章	滑动轴承油膜润滑理论	9
	一、润滑理论在实际设计中的应用	14
	二、推荐的依据	15
	三、预测的不确定性	17
第四章	轴承压力和 pV 值的分析	23
	一、简单载荷	23
	二、关于轴颈转速变化的修正	24
	三、关于载荷数值变化的修正	26
	四、关于载荷方向变化的修正	27
	五、关于环境温度的修正	33
第五章	轴承类型的选择	37
	一、滑动轴承的类型	37
	二、初选	38
	三、混合润滑	41
	四、特殊应用	42
第六章	基本尺寸	50
	一、轴径直径	50
	二、轴承宽度	60
	三、轴颈与轴承间的间隙	68
	四、垂直精度	71
	五、制造公差	74

第七章 材料和加工	76
一、轴承材料.....	76
二、轴承衬材料的种类和品级.....	77
三、轴颈和轴承的表面粗糙度.....	87
第八章 轴承壳	89
一、薄壁轴承.....	89
二、厚壁轴承.....	91
三、轴承壳在轴承座中的定位.....	93
第九章 轴承盖	97
第十章 轴套	102
一、轴套.....	102
二、浮动轴套.....	106
第十一章 轴向推力	109
第十二章 摆动轴承	112
一、低负荷摆动轴承.....	112
二、高负荷摆动轴承.....	114
三、中等载荷摆动轴承.....	116
四、其他型式的摆动轴承.....	117
五、综述.....	119
第十三章 润滑	121
一、对润滑油的要求.....	121
二、油槽.....	123
三、润滑方式.....	127
四、甩油环和密封.....	133
五、油的过滤.....	138
六、油的冷却.....	141
第十四章 轴承寿命	142

第十五章	汽车发动机曲轴轴承	145
第十六章	实际设计举例	148
例 1	高精度磨床主轴轴承	148
例 2	汽轮发电机轴承	151
例 3	基本数据不全的问题	155
附 录		158
I	滑动轴承与滚动轴承比较	158
II	轴承术语汇编	160

第一章 绪 论

本书的写作目的已在序中阐明。

虽然轴承设计的各方面内容在某种程度上是相互联系的，然而本书还是把它分为十六章，每章专门讨论轴承设计的一个方面问题。

轴与轴颈两词的法：：

为了和通常的习惯用法相一致，“轴”这个名词是指零件的整体，例如曲轴或凸轮轴；而“轴颈”一词仅指与轴承组成摩擦表面的那一部分轴。

轴颈尺寸和转速的范围：

本书把具体推荐的数值大体限制在下述范围：轴颈直径为 $10 \sim 200\text{mm}$ ($1/2 \sim 8\text{in}$) 之间；轴颈转速大约为 $60 \sim 6000\text{r/min}$ 之间。然而在实际应用场合，所给定的范围很可能会超出上述界限。

本书采用国际单位制。同时给出用工程米制单位和英制单位表示的换算值。这三种单位制表示的每个数值的单位代号，均采用工程技术人员常用的表达式，例如，英制的压力单位代号以缩写 *psi* 表示，而不是采用 lbf/in^2 这种不常用的形式来表示。尽管后者是英国标准和国际标准化组织所推荐的表示方式。

**国际单位制单位、工程米制单位和英制单位的换算
能量**

J	kpm	ftlb	kJ	kcal	Btu	MJ	kWhr
1	0.102	0.74	1	0.239	0.95	1	0.278
9.81	1	7.24	4.187	1	3.97	3.6	1
1.36	0.138	1	1.055	0.252	1		

力

	kp	
N	(kgf)	lbf
1	0.108	0.225
9.81	1	2.2
4.45	0.454	1

长度

m	ft	mm	inch	μm	micron	micro-inch
1	3.28	1	0.0394	1	1	40
0.305	1	25.4	1	0.025	0.025	1

质量

kg	lb
1	2.2
0.454	1

流量

dm ³ /s	litre/min	gpm
1	60	13.2
0.0758	4.55	1

功率

kW	CV	hp
1	1.36	1.34
0.735	1	0.986
0.746	1.01	1

压力及应力

MPa	kp/cm ²		
MN/m ²	(kgf/cm ²)		lbf/in ²
N/mm ²	(atm)		psi
1	10.2	10	145
0.0981	1	0.981	14.22
0.1	1.02	1	14.5
0.0069	0.07	0.069	1

注: bar 用作流体压力单位

MPa 用作应力及轴承压力单位

实际上

$$\begin{aligned}
 1 \text{ daN/cm}^2 &= 1 \text{ kp/cm}^2 \\
 &= 1 \text{ bar} = 1 \text{ atmos}
 \end{aligned}$$

pV 值

kW/m ²	kp/cm ² cm/s	lbf/in ² × ft/min
1	1.01972	28.55
0.981	1	28
0.035	0.036	1

$$1 \text{ kW/m}^2 = 1 \text{ kpa} \times \text{m/s}$$

扭矩

Nm	kp.m	lbf.ft
1	0.102	0.74
9.81	1	7.24
1.36	0.138	1

速度

m/s	ft/min
1	197
0.0051	1

粘度

动力粘度

运动粘度

mPas	cP	mm ² /s	cSt
1	1	1	1

第二章 推荐的设计程序

2.01 假定,试图设计一只具有实用价值的轴承之前,设计人员已经有丰富的轴承设计知识,这表示他已具备完成该项设计任务的能力。倘若情况不是这样,那么在开始考虑设计细节之前,建议首先应该通读一下这本设计手册,以能获得对自己面临的问题有个粗略的了解。这样做虽然会化费一、二个小时的时间,然而,为获得一个既省时又省力的满意的设计结果是值得的。

2.02 对于一个具有相当经验的轴承设计师来说,建议在进行任一轴承设计的第一步应是仿制表 2.1 所示的核对表。抄录时注意在每一参数项之间留出足够的空白,用以记录已经作出的各项判定——可以是几何尺寸,材料规格,专利提供者的姓名以及说明情况的内容等。虽然核对表中的许多项目,轴承设计师事先并不能确定,但是它们都是必须编写的设计说明书的组成部分。

2.03 假如施加在轴承上的载荷是一个大小或方向发生显著变化的变载荷,或者转轴须在多种转速下运行时,那末第二步是决定设计计算要用的“等效静载荷和速度”。这时可参考第四章第二、三或第四部分的内容,这几节的内容都很实用。应该注意的是,对于所有各种轴承,其等效静载荷和速度都是不同的,诸如油膜润滑轴承,多孔轴承和干摩擦轴承都具有不同的数值。

2.04 如果轴承设计师还没有选定所用轴承的类型，那么下一步他应该对此作出选择。可以是选用流体动力润滑轴承、边界润滑轴承、多孔含油轴承、干摩擦轴承、甚至是静压轴承，以及超出本书范围的某些其它类型的轴承。有关选择的方法将在第五章中讨论。

2.05 一旦确定采用流体润滑轴承，就可以参考 3.25 中的内容，使某些特定参数项目能以判定，并记录到核对表中。

2.06 不论选用了那种型式的轴承，在核对表“判定”一栏中仍将留有许多待填的空格。眼下就来分析这些空格的情况。这里不是按核对表中的参数排列次序，而宁可按第五章所讨论的顺序进行分析。在核对表 2.1 中，还指出了查找有关各参数项目的说明或指导材料的相应章节。这时，如参考索引可以节省时间。在指导材料不充分处，采用设计常识进行判断。

2.07 至此还不能严格地逐项研究表中的所有变量，这是因为轴承设计的许多方面都是互相联系的，因此不能孤立地下结论。随着设计工作的深入进行，这将显得更加突出。然而，这几乎是所有设计工作中常见的问题。所以，对于一个有经验的设计师来说，他将不会感到特别困难。

2.08 在轴承设计的任一阶段，由于技术规范中的某些不适当的规定所造成的麻烦将明显地表现出来。在这种情况下就有必要，至少是迫切希望设计师能把所发现的问题向上级设计主管部门反映。在设计工作中遇到例如无法实现的加载及制造公差，或者热膨胀效应这一类问题时，就应该考虑采取上述措施。

2.09 轴承设计工作的最后一步应是严格检查整个核对表。不仅要保证没有一项被遗漏，而且还要避免各项判定之间相互矛盾或互不协调的情况发生。

表 2.1 轴承设计有关变量核对表

设计参数(括号里的数字为章节数)	判 定
<p>施加在轴承上的总载荷(第四章)</p> <p>总的轴向推力(第十一章)</p> <p>转速(第四章第二部分)</p> <p>运转的类型, 连续的、可逆的、还是摆动的 (第四章第二部分、第 12 章)</p> <p>载荷的均匀性, 恒定的还是变化的(第四章第三部分)</p> <p>载荷方向, 变化的还是不变的(第四章第四部分)</p> <p>起动和停止的频率(第十四章)</p> <p>空转持续时间(第十四章)</p> <p>稳态工作时的载荷(第十四章)</p> <p>起动载荷(第十四章)</p> <p>轴承更换的允许次数(第十四章)</p> <p>润滑方式, 飞溅润滑、压力供油润滑或其他 方式(第十三章第三部分)</p> <p>润滑剂的牌号(第十三章第一部分)</p> <p>供油压力及润滑剂流量(第十三章第一部分)</p> <p>润滑油的过滤方式(第十三章第五部分)</p> <p>润滑油的冷却方式(第十三章第六部分)</p> <p>油的更换周期(第十四章)</p> <p>环境的腐蚀影响(第七章)</p> <p>轴颈直径(第六章第一部分)</p> <p>轴承宽度(第六章第二部分)</p> <p>轴颈材料(第七章第一部分)</p> <p>轴承材料的种类及牌号(第七章第二部分)</p> <p>轴颈的表面光洁度(第七章第三部分)</p> <p>轴颈的对中精度(第六章第四部分)</p> <p>加工设备可能实现的加工精度(公差规范 等)(第六章第五部分)</p>	

(续表)

设计参数(括号里的数字为章数)	判 定
轴套或剖分轴承的选择(第五、十章) 厚壁或薄壁轴承壳体的选择(第八章) 轴承的表面光洁度(第七章第三部分) 轴颈与轴承间的间隙(第六章第三部分) 轴承在座中的固定方式(第八章) 轴承座材料的热膨胀系数(第四章第五部分) 油槽的数目、形状及深度(第十三章第三部分) 油的泄漏和灰尘侵入的预防(第十三章第四部分) 预期的维护保养规范(第十四章) 环境温度(第四章第五部分)	

• • •

第三章 滑动轴承油膜润滑理论

3.01 要了解滑动轴承基本原理，首先观察轴开始转动之前的情况。图 3.1 描述轴承原来被油淹没，当承受载荷 W 而经过几小时后所处的状态。为清楚起见图中的间隙被夸大了。

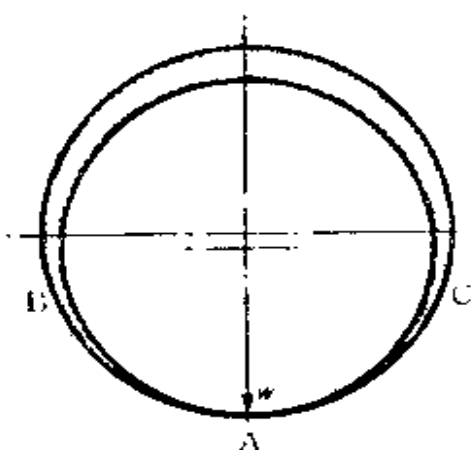


图 3.1 轴不动的情况(见 3.01 段)

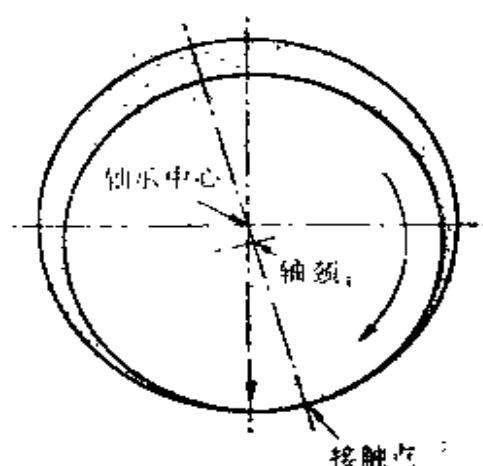


图 3.2 边界润滑情况(见 3.04 段)

3.02 当载荷作用下，油将几乎完全从载荷正下方支承区挤出，以至使金属和金属在围绕 A 点附近一个面积上直接接触。干接触面积大小原则上决定载荷大小和轴、轴颈衬料的弹性，很像汽车车轮和路面之间接触面积是决定于汽车的重量和车轮的充气压力。

3.03 虽然自由流动的油大部分都会流掉，但总有一定量的油因表面张力而粘附在轴和轴承上，而且在 A 点的两边一段距离内，如图 3.1 所示的 B 点和 C 点之间，形成一个贮油的小

空间。

3.04 若轴颈以顺时针方向缓慢旋转，在干接触面积上摩擦系数是很大的，于是轴颈将沿轴承孔内壁向上滚动，直至滑动或“打滑”。如图 3.2 所示，这是由于轴颈不仅是在有良好油润滑的圆滑轴承孔内壁上滚动，而且实际上还像是要滚上一个陡度越来越大的斜坡一样。如图 3.2 所示的某一位置，将达到稳定状态。这时轴在这偏心位置上以任一中等的载荷和转速下连续旋转。若假定周围润滑油很充足，那末轴会继续带进新的润滑油到相接触区域，而因此维持表面是溜滑的条件。

3.05 这种轴承工作型式称为边界润滑，适用于速度相当低或载荷相当小时的工况。因为两表面相互滑动，所以总会产生一定量磨损，而且若在重载或高速下工作，摩擦发热就会带来麻烦了。

3.06 估算边界润滑轴承的承载力，除轴和轴承材料的强度以外，主要考虑的因素通常是摩擦发热。轴承在这种润滑状态下通常依据 $p\bar{V}$ 值来衡量轴承承载程度，这儿 p 为单位投影面积（即轴承的直径 \times 宽度）上的载荷，而 \bar{V} 为相对滑动速度。各种情况下的 $p\bar{V}$ 值将在 5.06 以后几段讨论。现在要看看假使轴在相当高的速度下旋转将会出现什么情况。

3.07 如果载荷不是太大，轴转速增加，其结果将是越来越多的油被带进楔形的承载区域，直至在某一临界转速下，油楔会把轴抬起，以至和轴承脱离接触。这时载荷完全由收敛形油楔中的流体动力学效应所产生的油膜压力来承受。在这种状态下，轴颈被推动到中心线另一侧新的偏心位置而达到稳定状态，如图 3.3 所示。

3.08 这就是通常所说的流体动力油膜润滑状态，而且是重载高速工况下滑动轴承的正常工作状态。而所有其它型式的

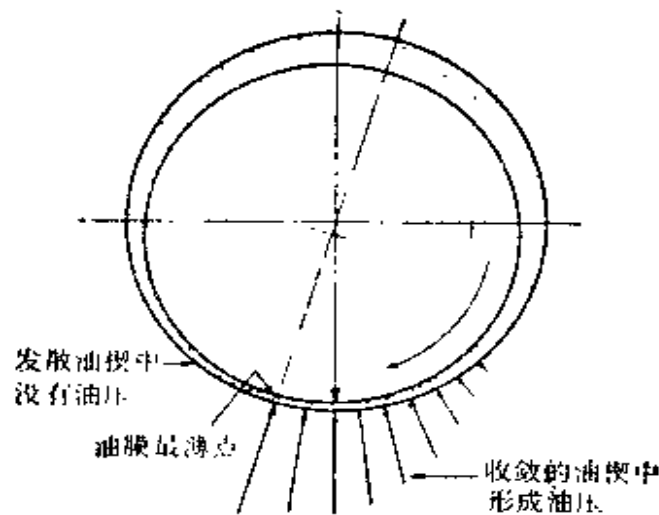


图 3.2 流体动力润滑(见 3.07 段)

滑动轴承与其相比则是较少采用的，它们仅仅在受环境所迫时采用。动压润滑使轴颈和轴承之间脱离接触，因此能长期工作而不磨损。当然在每次起动和停车时也会发生一些磨损。

3.09 流体动力润滑的原理首先是雷诺在 1886 年建立的。雷诺方程在大多数关于润滑的标准教科书里都能找到。它是所有流体动力轴承计算的基础，虽然这些轴承都是理想化了的轴承，表面完全光滑，材料热胀系数为零，润滑油的粘度在所有温度和压力条件下保持不变。从实际观点看，雷诺的理论最重要的结论是油楔的形成，这是最基本的；薄油膜比厚油膜能承受的载荷要大；油膜的承载力和动力粘度成正比，在大多数正常条件下油膜承载力还和两滑动表面之间相对速度成正比。

3.10 轴承的油膜厚度，部分决定于轴承压力(即单位面积的载荷)，也决定于轴颈和轴承孔之间的间隙大小。这些因素其综合影响反映在偏心率， ϵ 上，偏心率定义为半径间隙减去最小油膜厚度再除以半径间隙。图 3.4 可清楚表示出这关系。从图

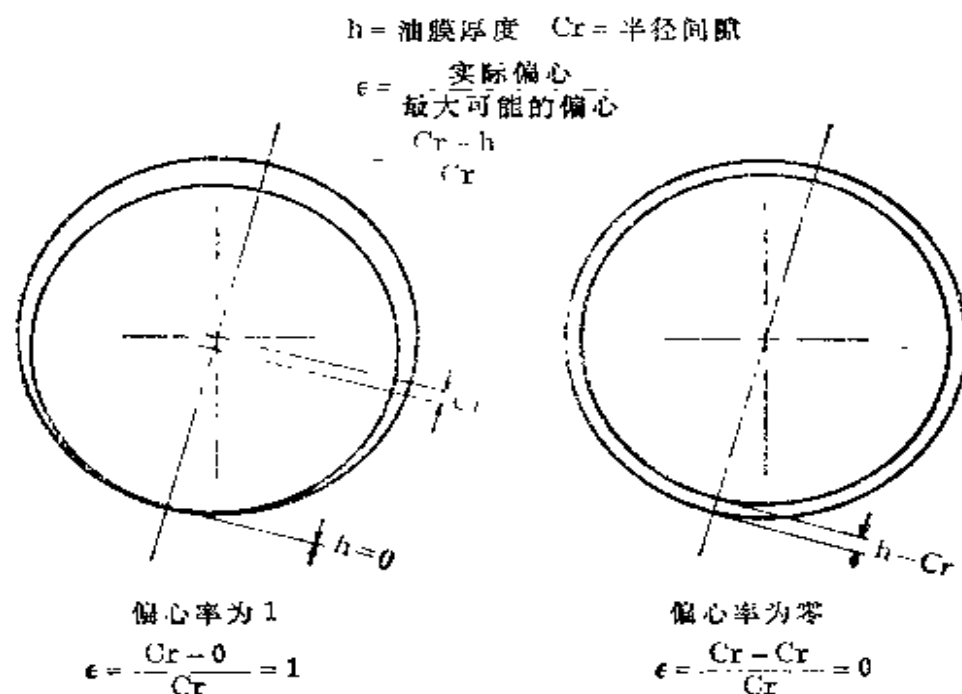


图 3.4 偏心率, ϵ (见 3.10 段)

上可看出,偏心率为零意味轴颈中心和轴承孔中心重合;而当偏心率为 1 则意味偏心距最大,即这时轴和轴承孔是金属对金属相接触。

3.11 显然偏心率越大其结果是油膜越薄。但是如果轴承间隙很大,那么很薄油膜仅是很窄的一段弧长(见图 3.4 的左图),以至产生较高油膜压力的区域很小,所以轴承总的承载力也不会很大。因此,从理论上讲,尽可能小的轴承间隙,适中的偏心率,其轴承承载效果最好。

3.12 雷诺的基本方程适用于无限宽的轴承,但他也导出一些考虑油端泄(因端泄压力要降低)的修正方程式,而且指出从理论上讲大的轴承宽径比总是很有利的。

3.13 要使动压轴承满意地工作,重要的是有足够的油膜厚度来防止两相摩擦表面之间金属和金属的直接接触。然而油

膜厚度和其它变量之间的关系是非常复杂的，还没有人已经找到用简单的形式来表达这些变量间的关系。

3.14 英国通常是引用 ESDU 66023(1966 年 9 月制定，1967 年 6 月修改)的方法来估算油膜厚度。这方法用无量纲载荷 W_1 的概念，其值为

$$W_1 = \frac{W}{\mu n b d} \left(\frac{C_d}{d} \right)^2$$

式中

\bar{W} = 轴承载荷

μ = 工作温度时油的动力粘度

n = 轴的转速, r/min

b = 轴承宽度

d = 轴颈直径

C_d = 轴承直径间隙

3.15 W_1 和油膜厚度的关系(近似关系)有各种经验表达式,其中之一为

$$W_1 = 19 \left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \right)^{0.707} \left[\frac{1}{1 + 5(1-\varepsilon)(d/b)^{1.85}} \right]$$

3.16 在美国无量纲载荷有时通称承载量系数, W_1 和以上定义一样,但是用 $(C_d/b)^2$ 代替式中的 $(C_d/d)^2$ 项。承载量系数和油膜厚度关系按奥克费克(Ocvirk)近似式表示:

$$\text{承载量系数} = \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2}$$

3.17 比较这类表达式时得注意所采用的单位,在美国经常用 lb.Sec/in² 代替 cP 来表达动力粘度,因为这样,轴的转速就用 r/s 表达,使整个表达式为无量纲值。总之,ESDU 和 Ocvirk 两种近似算法之间有明显的不同,尤其是 b/d 比值影

响所引起的。如轴承 $b/d=1$, $\epsilon=0.9$, 分别按两种方法计算的 W_1 值其相差实际上达 600%。

3.18 指出以上这些离散性只是为了强调这样的事实, 即全部动压理论解释是包括一定量的经验处理和近似化东西, 未必把这些近似化处理的精度和那些式子中的合乎科学的东西建立关系。

3.19 和以上相反, 不应该相信过于简单的准则, 如老的 ZN/p 的表达式, 式中 Z 是润滑油的动力粘度, cP ; N 是相对摩擦速度, ft/min ; 而 P 为轴承压力, lbf/in^2 , 认为轴承安全工作的基本准则是 ZN/p 值至少为 100。这个判别式仅用于一个很有限的尺寸和速度范围, 否则很多重要参数的影响是不能忽略的。

一、润滑理论在实际设计中的应用

3.20 和大多数工程设计工作相比, 轴承设计方法是独特的, 这儿不能用理论出一个设计, 而只是用理论来判断某一个设计是否能够承受所需要承受的载荷。原因是, 在某种意义上说, 轴承的理论与实践往往彼此矛盾。理论上讲, 轴承越宽, 间隙越小, 油粘度越高, 而油膜厚度又无限薄, 将产生最大的承载能力。然而实际说明, 所有现实表而的粗糙不平会使金属与金属的接触成为不可避免的事实, 除非油膜是足够厚。同时, 宽轴承加上极薄的油膜厚度就得要求轴的刚度与精度高到一个不可能的程度。再说太小的间隙还会因轴承和轴热胀差引起咬死, 且不说要求不经济的制造公差标准。油粘度太高也会导致过热, 以及引起油在轴承外和轴承油槽内输送困难。

3.21 在实际轴承设计中要采用反复试凑的近似计算方

法,先根据实际需要设计轴承,然后借助于理论计算出这个轴承在规定的速度下是否能承受所需要的载荷。如果承载能力不足或者太大,那么必须做些改进设计,然后再试算。

3.22 有各种的方法可以使反复试凑过程迅速收敛。ESDU66023 详细说明一个这样的方法,在本书范围以外的一切动压轴承设计可以参考它。

3.23 ESDU66023 画出一系列 W_1 对 ε 的曲线表示 W_1 和油膜厚度之间经验关系, b/d 值变化范围从 0.1 到无限大。然而 ESDU66023 大部分内容是被用来指导计算最小允许油膜厚度,最大允许偏差,表面光洁度,油流量等等;以及和选择间隙,选择油的粘度等一起以达到最小的油阻与发热量。

3.24 按照本书近似选择法提供设计数据是为了给定的 b/d 比值,选定的润滑油,按照轴承尺寸与每分钟转速规定的间隙提供有关承受稳定载荷的轴承的设计数据。然而如果设计不合乎以上规范,或者承受载荷大小、方向发生变化,应进行必要的修正。这个方法虽然比较简单,而且能较快提供答案,但不能保证最优的油流量或最小的发热量。然而对于绝大多数应用场合,这些因素对设计者来说不是很重要的,实际上他们只不过要一个能满足承载要求,工作可靠的轴承。

二、推荐的依据

3.25 对于上述标准型轴承所采用的一些值是

$b/d = 0.6$ (取这此值的优越性在 6.28 段及以后几段再讨论)

$$C_d = \left(0.0009 + \frac{rev/min}{5000000} \right) d$$

制造公差 英国标准 BS1916, 采用 $H6/h6$ 或更高些, 孔和轴颈的公称尺寸相差一个所需的间隙 C_d 值。

轴颈和轴 英国标准 BS1134, $0.4\mu m R_a$ 。

的表面光洁度

$(16\mu in) c l a$, 或者更高些

润滑油 HVI 重机器油, 假定在轴承的工作压力和温度下有效粘度为 $30cP (30mPas)$

3.26 如此规范的一个典型轴承通常有如图 3.5 所示的载荷—速度特性曲线, 图注释了曲线上不同线段的含意。

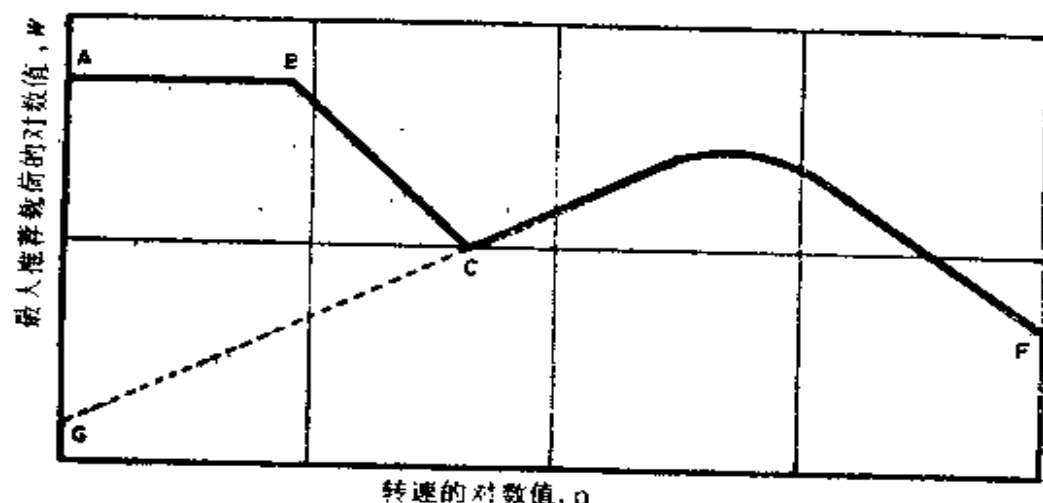


图 3.5 典型轴承载荷-速度曲线(见 3.6 段)

A—B 段表示因材料疲劳强度载荷限制线对于白合金约 $7MPa (70kgf/cm^2)$ 或 $1000lbf/in^2$ 。

B—C 段表示边界润滑摩擦发热限制载荷与速度反比。

C—D 段表示流体动力润滑状态, 此时轴承载荷与 $\sqrt{r/min}$ 近似成正比 D—F 段表示承载量下降是由于滑动速度超过约 $4m/s (800ft/min)$ 时需要满足较厚的油膜厚度。

E 点表示摩擦速度约为 $16m/s (3150ft/min)$ 时推荐的最大载荷达到约为 $4.8d^{2.5}MN (49d^{2.5}kgf)$ 或 $110d^{2.5}lbf$ 的峰值, 所对应直径 d 分别为 m, cm 和 in 。

C—G 段表示低速时流体动力润滑的载荷上限。

区域 A—B—C—G 表示广泛实用的混合润滑状态。

3.27 实际情况是轴承承载能力在接近最末点 E' 时降低比图中曲线所示的要快，因为动力润滑理论所依据的层流要过渡到泰勒涡流正是转速大约在

$$Q \frac{cSt}{d^2} \left(\frac{d}{C_d} \right)^{1.5} \text{ r/min}$$

式中 cSt 为油的有效运动粘度，单位厘斯， C_d 为直径间隙， d 和 C_d 单位若取毫米， Q 为 1580， d 和 C_d 单位若取英寸则 Q 为 2.45。然而若按 2.14 段规定的速度和尺寸范围之内进行不需担心发生涡流，因为例如一个 100mm(4in) 的轴承采用正常的润滑油和间隙就需要约以 40000r/min 的转速运转，才有可能发生泰勒涡流状态。

3.28 图 4.2 所示曲线形式和图 3.5 相同，但对各种尺寸轴承具转速(r/min)与推荐最大载荷已完全标定。正如 4.01 段说明的，这图可用来初步选择轴承类型作为详细设计的开头。

三、预测的不确定性

3.29 不管按什么设计方法，实际轴承能否达到计算的性能，常常不能断定，这主要是因为根据尺寸对承载能力的影响来判断时，就会发现由于实际制造公差使尺寸变化非常大。用无量纲概念，它告诉我们动压轴承的承载能力是和直径间隙的平方成反比，这就意味着孔径 50mm 的轴承做成 H6/h6 的配合，给名义间隙 50 μ m，那么实际间隙可能从 50 到 88 μ m 变化，引起性能变化为 $(88/50)^2$ 或大于 3:1 倍。同样，2in 的轴承做成 H6/h6 配合，名义间隙为 0.002in，那么实际间隙可能从 0.002 到 0.0034in 变化，引起的性能变化为 $(34/20)^2$ 或 2.89:1 倍。

3.30 因此用这种配合公差（这在一般制造厂都有可能达

到),最后确定的轴承其承载能力可能只是计算的 $1/3$ 左右。(没必要把公差带相等分配到名义尺寸的两边,因为太小的间隙只能导致过热与“咬死”。这样,即使有间隙误差,也是正偏差。)

3.31 尺寸较大的轴承性能也容易预测,而小轴承结果有较大参差,不过甚至孔径为 200mm 轴承采用 $H6/f6$ 公差配合,其性能仍然有 35% 的参差,这还只是一个因素引起的。当然还有形位偏差,表面光洁度,维护标准等等的同样性质的不确定性因素。

3.32 幸面还存在另一面情况,它是因磨损引起的。如一只白合金轴衬轴承不小心被装配得间隙不对,而因此过载,于是轴承会发热(提供这情况不是太过分),使白合金受到局部微磨损。这种磨损会有两种后果:第一,磨下白合金填充轴颈表面不平度和缺陷,这就可能大大改善轴颈表面光洁度而因此增加轴承的承载能力;第二,磨损后使轴承表面和轴颈表面相互吻合,以至在加载区域油楔会趋于理想的预期形状。在这种情况下,承载能力会接近设计的值。淬硬的轴和青铜轴承跑合也有同样情况,不过程度差些。

3.33 很不幸,靠这种“自行补偿”不可能在每种情况下都有效。许多因素,如油脏和对准不良都可能干扰这种“自行补偿”,在这种情况下需要将它们控制在一定限度下。所谓脏油,是指在正常使用条件下用过几小时后的油将带有许多金属磨粒以及一定量的磨屑,铸造型砂,或就是一般工厂的灰尘。

3.34 然而滑动轴承另有一种可以弥补的特性,大多障碍可以通过给轴承供应更多的油这简单方便的方法来克服——即增加供油压力,增加入油口,或者采用别的面效果一样的方法。增加的油流量会带走更多的热量,因此降低轴承的温度,以至增大油的有效粘度,减小偏心率,增加油膜厚度。如图 3.3 所

示的扩散区可能会产生气穴，如供油充足亦有助于保证承载区整个宽度上油膜完整建立，并使扩散区油膜可能发生的气穴消失。

3.35 虽然总是会有不确知的参数而且可能什么也不保证，但是如以常规的制造标准，正常的合理的使用，大多数动压轴承仍可能会令人满意地按图 4.2 所表示的载荷和速度关系工作。然而如果对可靠性要求很高，则应尽可能在远离推荐载荷的极限值下工作较合适。

3.36 在适当的条件下无疑可承受更高的载荷，但每一负载限额的增加都会引起更大的不可靠度，而且使原型试验更有必要。

3.37 动压润滑膜轴承的极端情况下，在承受超过图 5.1 推荐载荷的 20 倍仍还有可能满意工作。但是这种结果是用相当特殊材料，优质的专用润滑油，以及关于诸如轴和轴承座的刚性，同轴度，表面光洁度，尺寸和几何公差，油的过滤，换油周期等等来说几乎是不现实的极端要求下且经过多次试验才能达到。

3.38 一些影响重载轴承性能的因素：

(a) 载荷的增加会引起油膜厚度的减小而剪切更薄的油膜会增加发热量，以至升高温度，降低粘度，于是在相应的给定载荷下油膜厚度将进一步减小。

(b) 超薄的油膜轴承，其轴颈不圆度，不同轴度和锥度，以及多角形等，对油膜厚度的均匀性影响很敏感，它可大大增加在局部区域的油膜压力。因此即使中等载荷，也有必要对轴颈的圆度，平行度的公差要求比对名义直径公差要求更严格些。

(c) 因为轴颈不可能是绝对圆形的，油膜厚度也不可能完全象理论计算的那样，所以轴的旋转必然引起轴承表面所有点的油膜压力的周期变化。同样，轴承材料所受的压应力也必然随

轴每转一圈周期性变化一次，即使载荷名义上不变。在任何合理的转速下，应力变换次数不宜超过百万次，超过这限度任何材料的强度由它的疲劳极限而定。这样，2000r/min 的汽车发动机，在每小时 30 英里速度下，每行驶 250 英里(400km)曲轴将回转一百万转；假如它的曲轴轴颈微观上是均匀分布的多瓣轮，假定为 7 瓣，那么汽车每行驶 36 英里(57km)左右，曲轴轴承上载荷就发生一百万次周期变化。

(d) 当然，任何的疲劳破坏都是发生在应力和(或)周期变化最大的区域，而且得记住，轴承表面的压力分布还是接近处于如图 3.6 所示的样子，所以最高载荷点的应力显然远远超过轴

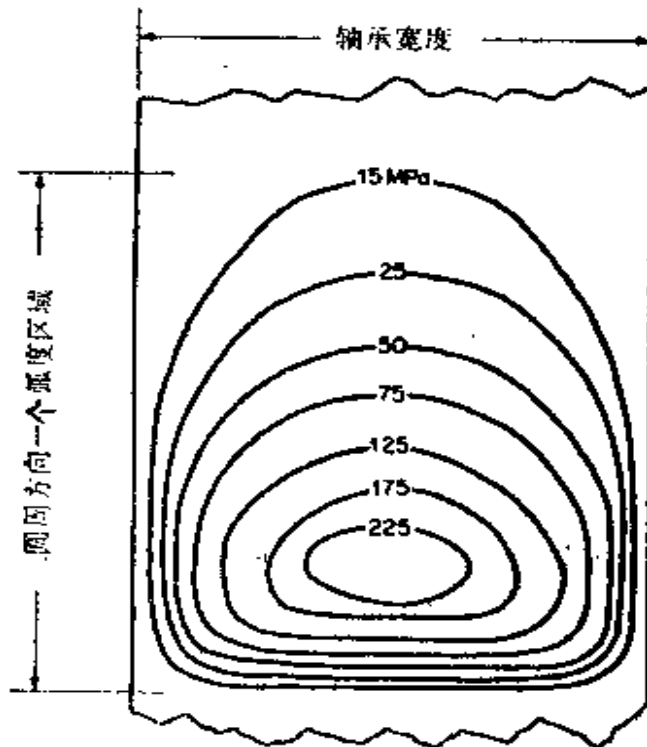


图 3.6 汽车发动机轴承在一个工作循环中达到峰值载荷的瞬时典型压力分布。(见 3.38 段) 标称轴承单位载荷为 37MPa (52501bf/in²) 而某一区域几乎达到 250MPa (36001bf/in²)

承面积除总载荷定义的平均或名义轴承压力。所以安全的平均轴承压力不仅远远低于材料的抗拉强度和屈服极限，甚至也比该材料的名义疲劳极限低很多。

(e) 因为白合金疲劳极限相当低，所以对重载的轴承有必要采用强度较高的材料。(第七章第二部分介绍这些较高强度的材料)这些较高强度的材料通常比白合金硬，所以，假如要减小胶合的危险，得要求较硬的轴颈表面。用表面淬火方法来获得较硬的表面未必是合适的，因为较大的轴承载荷将意味轴颈将产生较大的轴弯曲变形(见图 6.5)，故必须考虑这一切情况以免引起硬表皮的破裂。关于使用较硬轴材料的危险性亦可参见第 7.04 至 7.08。

(f) 没有一种较硬的轴承衬材料其嵌入外来微粒的性能可以和白合金相比。然而一个超薄的油膜不象厚油膜那样能给大的磨粒污物提供一畅通的孔道。所以这就意味着对于油的过滤问题比平常的情况下更应注意。

(g) 因为动压轴承整个工作是靠旋转的轴颈把油拖曳进承载区域(如图 3.3)，显然重要的是油应该充分地粘附在轴的表面，换句话说，轴应该很容易被油“润湿”。不同的轴颈材料其“润湿”性是不同的。对于大多数高负荷轴承，使用“油性”添加剂来改善它们的“润湿”效应是必要的。在这方面将发生的情况颇有意思、稳定载荷作用下的轴承处于一种理想化的状态，即假使油牢固地粘附在轴颈表面(因此被拖曳进承载区的大量润滑油)，而完全不能粘附在轴承表面，这样，旋转的油和静止的轴承表面完全没有摩擦力。当然这是脱离实际的一种虚构。在一个完全旋转的离心载荷作用下，将出现相反的情况，即不“润湿”的轴颈和很“润湿”的轴承的最佳状态。

(h) 因为最大载荷的油膜区域也是油膜最薄的区域，这些

区域将会严重发热，以至当油通过这个区域都可能变坏。这就是说对于高负荷的轴承比较频繁的全部换油是必要的，比如汽车发动机大约每隔 100 到 150 小时就得换油。

(i) 高负荷轴承可能碰到另一个问题是气穴侵蚀。它是由以下一种或几种情况下引起的：

(i) 在轴和轴承偏心间隙的扩散部分，流油的速度迅速下降不足以使间隙空间完全充油，而可能形成气泡。这些气泡的破裂很容易产生侵蚀作用，这类似于船舶螺旋桨叶片的尾部所发生的腐蚀。提高供油压力和(或)增大供油孔面积可予以消除。

(ii) 轴承表面急剧的突变处(诸如在剖分面的后沿)也能产生类似的气泡和侵蚀。

(iii) 高速发动机上的连杆轴承是通过曲轴上一个孔从一条不连续的环形油槽供油，这在每转一圈会因油路突然中断而产生“水击”效应，这足以使轴承损坏，除非孔和沟槽的棱角刮掉。

(iv) 气穴侵蚀也会发生在流量突然换向的油沟里，除非是严格取走金属微粒，这问题才不突出。完全解决这问题可能用在那些地方加深油沟的办法，因为这样油的流速自然会降低。

3.39 上述这些问题中少数几个高负荷轴承，在设计阶段能完全按数学分析来处理，而且还需经试验来发现问题并加以修正。同时因为这些薄油膜的性能受小于 $1\mu\text{m}$ 尺寸变化的影响，所以不能把握在最后产品上所反映的试验结果如何，除非这产品的形状，尺寸的变化都保持在同样数量级范围之内。甚至有必要对相当大数量的产品进行广泛试验，直至觉得能够对重复性和可靠性有把握为止。

3.40 轴承设计需要相当丰富的经验和学问及其技巧，如果不具备这些条件，最好还是请教有名望的轴承制造专家。

第四章 轴承压力和 pV 值的分析

一、简单载荷

4.01 在上述轴承压力分析中,采用一个普遍公认的假设:垂直于轴承表面的轴承压力是均匀作用在整个轴承表面积上。那么如图 4.1 所示,如果轴承压力是均匀分布在半轴承的圆弧表面上,则作用方向与载荷相反的合力等于轴承压力乘轴承的投影面积(即直径 \times 宽度)。因此,由稳定载荷引起的平均轴承压力常常被看作是载荷除轴承的投影面积。但是由于油路、油槽等引起有效轴承面积的明显减小,轴承的投影面积需要作些修正。在作这种修正时,自然不是取油槽、油路的表面积,而只是取它们在基本载荷作用方向的投影面积。

d —轴承直径;

r —轴承半径, $r = \frac{d}{2}$;

b —轴承宽度;

p —轴承压力,即单位面积上载荷;

A —轴承压力作用在轴承微元面积上的力, $A = pbrd\theta$;

B — A 的支承载荷分量,

$$B = A \cos \theta = pbr \cos \theta d\theta;$$

$$\text{总支承力} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} pbr \cos \theta d\theta = 2pbr(1-0)$$

$$= 2rbp = dbp = \text{轴承的投影面积} \times \text{压力};$$

$$\text{轴承压力} = \frac{W}{\text{轴承的投影面积}} = \frac{W}{db}$$

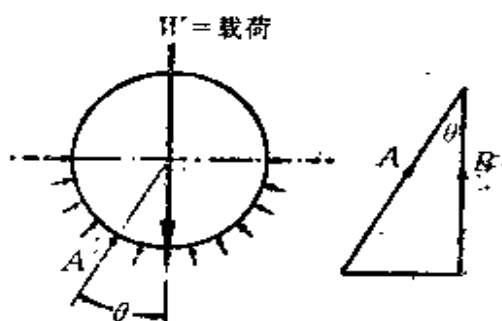


图 4.1 在整个承载面积上,以均匀的轴承压力分布假设为基础的轴承压力的一般分析(见 4.01 段)

二、关于轴颈转速变化的修正

4.02 多数机器(如: 机动车和各种机床)长期运转在它们的设计转速之外, 或者实际上没有明确的设计转速。由于这因素的影响, 轴承设计取决于以下所述的几种润滑方式。

干摩擦轴承

4.03 只要装置的最大载荷是在制造厂(商)的推荐值上限之内, 那么转速的变换在这时是不成问题。轴承的使用寿命可以估计与在经受平均 pV 值下连续工作时的使用寿命相同。

含油多孔轴承

4.04 当这种轴承须承受变速工作时, 应该按可能达到的最大 pV 值为基础进行设计, 换句话说, 在每种转速下的载荷应该在那个转速下的极限值之内, 如图 5.1 所示的标记着“多孔的”点划线。或者与试图采用的任一多孔材料制造厂(商)提供的数值相一致。

油膜轴承

4.05 假如轴承供油充分, 那么可以参看图 3.5 所示, 只要任一给定载荷是低于 c 点以下的值, 那么轴承在零到最高限值内的任一转速下都能令人满意地运转。

4.06 查阅图 5.1 已标定的曲线可知: 对于直径为 50mm 的轴承, 则转速范围为 $0 \sim 30,000 \text{ r/min}$; 而 200mm 轴承, 转速范围约为 $0 \sim 5000 \text{ r/min}$ 。在这些范围内的低转速区, pV 值适用于边界润滑状态; 而在高转速时(在那里, 边界润滑将引起故障), 流体动力润滑状态将是主要的。

4.07 如果载荷大于图 3.5 中的 c 点值, 转速区域又超过适合于边界润滑时, 那么将存在一个不可能超过几秒钟工

作的转速区。如果机器在启动或停机时能够很快加速或很快减速足以通过这个危险区域，那么通过这个限定的较高转速区后，工作是完全切实可行的。如图 4.2 (以图 3.5 为基础) 所示，某油膜润滑轴承在任一转速达到相当于 X 点之前，或在 Y 点与 Z 点之间的转速下运转是安全地承载，而在 X 点与 Y 点之间转速下运转则是不安全的。关于实际计算的例子，查阅图 5.1 可知一个直径为 50mm 的油膜润滑轴承，在 200kgf 载荷作用下可以在 0~8000r/min 范围 (除了转速为 190~1150r/min 区域以外任一转速下连续地使用。在 190~1150r/min 转速范围内需要很快地通过，或者在降低载荷条件下运转。

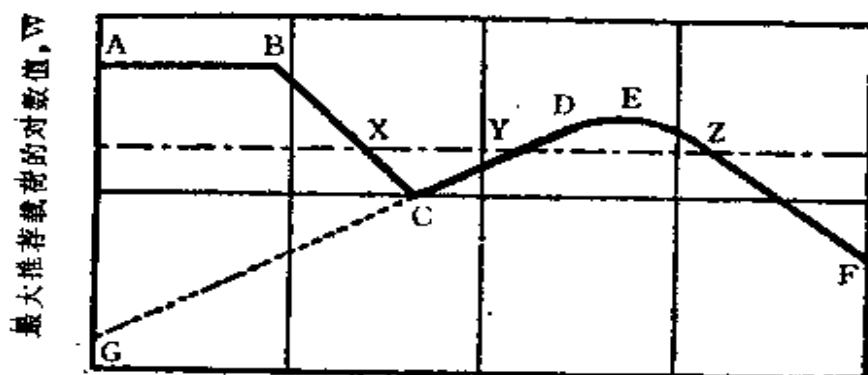


图 4.2 危险区在中等转速, 转速的对数值, n (见 4.07 段)

4.08 因此, 对于平均的轴承压力大约超过 0.7~1.0 MPa (100~150psi) 的油膜润滑轴承, 载荷-转速特性曲线必须对轴颈在每一个转速下都作长时间运转试验条件下绘出, 而轴承设计必须适用于所有的载荷-转速-时间组合。

隐伏的转速变化

4.09 设计者应该谨防那些一看就可以知道轴承转速不是那样均匀的可能情况。任意一种曲柄连杆机构的大端轴承运转

时发生的情况是这方面的一个明显例子。在运转中, 连杆绕着顶端轴承从一边摆动到另一边, 因而有些时候在一方向“转动”, 有些时候在另一方向转动。在下死点时, 曲柄销轴和大端轴承将有一个相等的线速度, 但是销轴将以发动机转速绕着主轴承转动, 其回转半径等于曲柄半径, 而围绕它的大端轴承绕着顶端轴承以相同方向转动, 其回转半径等于连杆长度。在上死点时, 除了轴颈和围绕它的轴承将绕着各自的轴以相反方向转动外, 情况与上述类似。

4.10 因此, 一台机器以 5000r/min 运转时, 如果连杆比是 $4:1$, 那么大端轴承相对于轴颈的有效转速在下死点时为 3750r/min , 在上死点时为 6125r/min 。这是一个很宽的变化范围, 它对压床、冲床和其它机床中的曲柄轴承性能产生十分显著的影响。

4.11 如果在上述的 5000r/min 转速机器中假定曲柄销轴的直径是 50mm , 那么上死点时的相对转速 6125r/min 将导致超出轴承性能曲线的峰值, (如图 6.1 所表示的那样)。由于在多数机器中最大的活塞负载位置靠近上死点, 因而这一点需要特别重视。

4.12 实际上很幸运的是活塞质量的惯性效应有助于减小上死点时的轴承负载, 但是所有这些因素的相互影响是对于各种应用场合为什么需要作出精确的载荷矢量图(如图 4.4 和图 4.5 上的曲线), 并且研究将要出现的所有载荷-转速组合的一个原因。

三、关于载荷数值变化的修正

4.13 在数值上周期性变化的载荷往往比有相同最大值的

连续载荷容易承受。其部分原因是由于它的较小平均载荷产生的热较少,另外的原因是由于在较小载荷时,在润滑轴承中能够形成较厚的油膜。于是,轴承能够经受一个短时间的实际重载荷(它只受白合金或其它衬套材料的疲劳强度的限制)直到油膜被挤出为止。能承受较重载荷的时间长短取决于载荷的大小,以及为准备承受载荷的油膜厚度。对于具有 360° 或 720° 周期的单向性垂直载荷,近似的一阶校正是取整个周期的平均载荷的平均值当作等效稳定载荷。而最大的平均载荷得取持续轴颈转动任意一个 15° 范围内。这不是一个绝对正确的原则,但在多数情况中是足以可行的。

4.14 对于缓慢摆动的铰链运动机构,诸如挖(推)土机的臂,通常最好不做什么载荷平均化,而是用摆动部分需要承受的最大载荷来设计。

四、关于载荷方向变化的修正

4.15 大多数轴承的载荷方向变化在某种程度上说是在轻载与满载之间的变化。如:一台带齿轮传动的电动机,作用在它的轴承上的基本工作载荷可能是向上的,然而当它空载时,作用在电机轴承上的基本载荷就可能是向下的电机转子的重量。这样的偶发性载荷方向变化,除了在考虑油路位置时需要注意外,通常是可以忽视的。然而,当载荷方向是连续旋转或摆动时,那么方向变化的影响就不能忽视。

4.16 在于摩擦轴承和含油多孔轴承情况下,旋转载荷是有利的。摩擦热将和稳定载荷时相同,但是它散布的轴承面积要大一些,磨损也如此。因此,完全可以用实际载荷除系数 2 来作为等效的稳定载荷值。

4.17 在油膜轴承情况下，对于旋转载荷的修正是把轴颈的转速调整为 $(n - 2N)$ 的等效稳定转速。这里 n 是轴的转速， N 是载荷矢量的转速。关于这个转速的理论基础，我们不需要去研究，但是实际上 $(n - 2N)$ 是代表作为稳定载荷轴承的载荷正下方的平均油流速相对于所考虑的旋转载荷轴承中的平均油流速相同时的等效轴承的转速（负的数值简单表示等效轴的转速是与实际轴的旋转方向相反）。

4.18 需要注意：当 $N = \frac{n}{2}$ 时、则等效轴转速为零，它表示流体动力油膜轴承在这种情况下不能支承任何载荷。这完全是真实的，通常把它作为半转速载荷矢量(*ahalf-speed load vector*)的条件。

4.19 这情况说明：当载荷矢量以轴颈的半转速旋转时，对

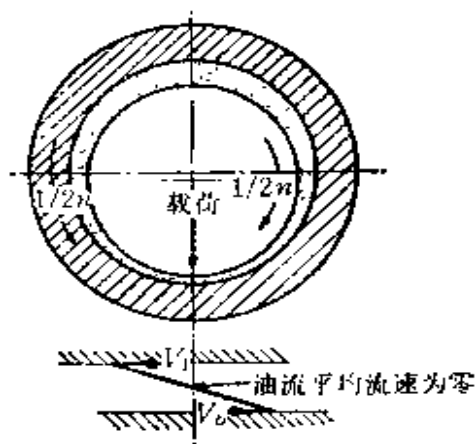


图 4.3 半转速载荷矢量(见 4.19 段)。从跟随载荷一起转动的观察者来看转动和润滑油流动。 V_j ~轴颈速度和粘附于轴颈的润滑油速度， V_b ~轴承速度和粘附于轴承的润滑油速度

于一个跟随载荷矢量一起作圆周运动的观察者来说，轴颈将在一个方向转动，而轴承在另一个方向转动，两个转速的大小相等而方向相反。在图 4.3 中表明了这一点，并且从图中可知邻近于轴颈的（即部分粘附于轴颈的）润滑油将在相对于承载区域的一个方向运动，而邻近于轴承的润滑油将以大小相等，方向相反运动。因而，在这载荷条件下，润滑油的平均流速为零，在那里将没有流入润滑油去补充油膜，所以在很

短时间内轴承将失效。

4.20 半转速载荷矢量经常出现在汽车发动机轴承的每个循环中,图 4.4 是一个载荷极线图的实例,其中曲柄位置在 660° 与 60° 之间(此时轴颈转过 120°),载荷矢量大约只转过 60° 。这载荷极线图是适用于 1939 年前设计的一台实际发动机的,这发动机用到现在不坏是由于用现代的标准来看它的轴承是轻载荷型的。当流体动力润滑条件在每个循环中破坏时,这轴承载荷还是能很好的处于边界润滑所允许的 pV 极限内。而近代的发动机大都是高负荷的,今天的实际应用是如当半转旋转持续超过曲柄轴旋转的 15° 时,把半转速载荷矢量看作是潜伏的危险,除非在它之后紧接着一个反向载荷阶段,一个相当厚油膜的挤压效应可能避免发生上述危险。

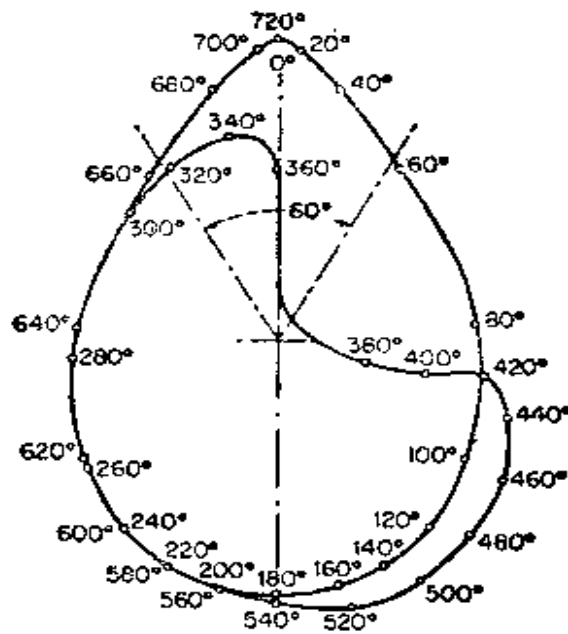


图 4.4 汽车发动机后端主轴承的载荷极线图(见 4.20 段),图解说明 660° 曲柄角与 60° 角之间为半转速载荷矢量

4.21 当然只有载荷矢量和轴颈同方向旋转时,才有半载荷矢量的危险。当载荷矢量是反方向旋转时,那么它的作用仅

仅是与增大轴颈转速所得的效果相同。因此, 在使用 $(n-2N)$ 表达式时, 通常取顺时针方向为正, 逆时针方向为负。在汽车发动机曲柄轴承中, 这一点是值得注意的, 在那里载荷矢量频繁改变旋转方向, 如果任何一个都成为半转速载荷矢量信号, 那是不适当的, 然而实际上由于它的方向变化是有利的。因此, 图 4.5 表示出一个典型的 V 型发动机主轴承的载荷极线图。由图可知, 载荷矢量旋转方向在每个循环中反复多次变化, 所以一个半转速载荷矢量, 例如在 A 与 B 两点之间, 就肯定会有一个相反效应于 C 与 D 点之间发生。

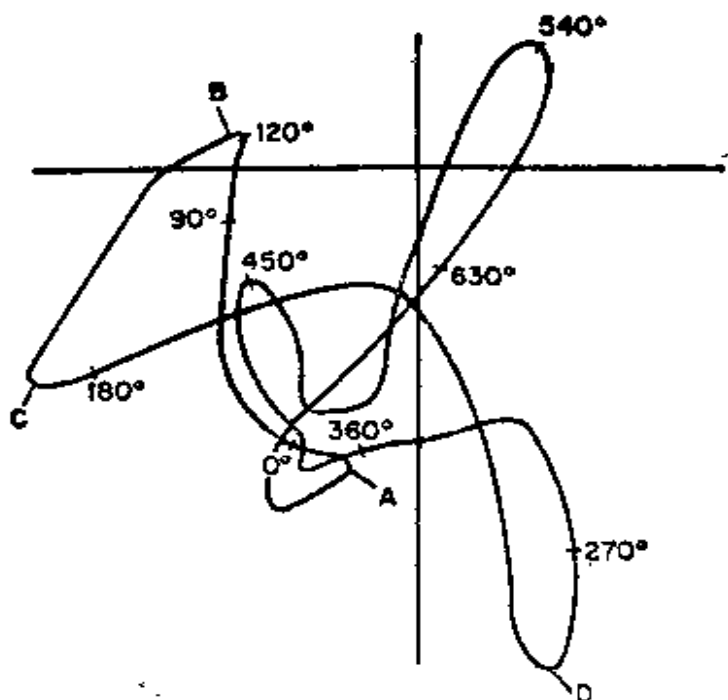


图 4.5 汽车 V 型发动机中载荷极线图的近似形状(见 4.21 段)

4.22 需要进一步注意: 即使实际的轴转速为零时, $(n-2N)$ 表达式却给出一个 $2N$ 的等效轴转速。这也是真实的, 它的含意是, 即使轴是静止的, 旋转载荷可以在轴承中具有流体动力液膜润滑。这是由于轴颈将连续不断地从承载区域下面挤出

润滑油进入即将受到载荷区域的缘故,因此,只要载荷不太重,或载荷矢量的转速不太慢,那么轴颈和轴承间决不会发生金属与金属相接触。这情况已有少数的实际应用,只要在适当的条件下,甚至在很慢转速时,油膜轴承能够承担一个非常明显的旋转载荷。

4.23 还可以注意到,当载荷矢量以相同于轴转速旋转时, $(n - 2N)$ 表达式给出等效的轴转速为 $-n$ 。这情况说明在该条件下,相对于载荷来说,一个静止的轴被旋转的轴衬包围时,流体动力润滑条件完全相同于由静止轴衬和旋转轴组成的情况。然而有一个重要的例外情况,这就是虽然载荷矢量与轴以相同的转速旋转(例如,由于轴上的不平衡质量所产生的),但它的大小也恰巧等于转动部件的重量。在这情况下,每转一圈中总有一瞬时其旋转载荷矢量垂直向上,而作用在轴承上的实际载荷将成为零。如果整个载荷矢量位置如图 4.6 所示,那么由如可知:一个稳定的向下载荷(转子的重量)当它与一个数值大小相等的旋转力组合时,产生一个总的载荷矢量其大小在 $0 \sim 2W$ 范

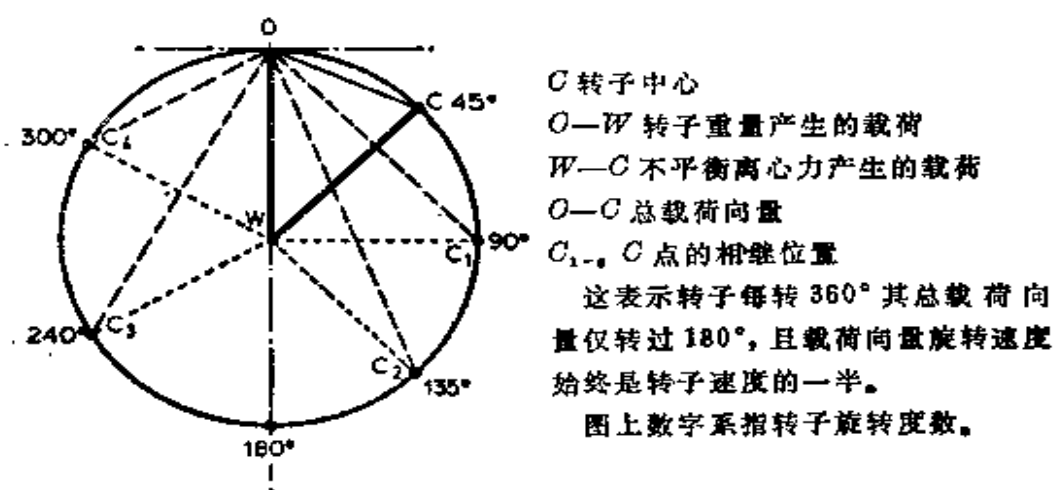


图 4.6 当不平衡力恰好等于重量时,失去平衡的涡轮转子的载荷矢量图(见 4.23 段)

围内变化, 而它的方向总是恰好等于轴转速一半在旋转。这是一个实际的半转速载荷矢量。由于在每个循环中都持续经过 360° , 所以它是完全不允许的。即使这条件只是很快通过, 并达到正常速度, 也不能认为没有问题, 因为即使是边界润滑在半转速载荷矢量下也将很快破坏。然而, 如果机械能够相当快地通过危险转速区, 那么维持充分的“顶起油”(jacking oil)供给, 也许足以保全它的寿命。

半速涡动

4.24 有时轴在间隙空间内以一定的旋转角速度(它恰好是, 或者非常接近于轴转速的一半)作不间断的旋转, 而不是被稳定地压紧在轴承的一个圆弧部分。这种现象称为半速涡动。它往往偶然地由以下两种情况之一所产生的半速载荷矢量所引起的。

a) 当一根轴, 例如透平转子, 是以接近于两倍的临界转速(是指挠度临界而不是扭转临界)旋转时, 那么将产生简谐激发, 并导致以它的临界频率(即轴转速的一半)在垂直方向振动。于是, 施加于轴承的载荷是一个振动频率等于轴转速一半的可变载荷。当这个可变载荷的矢量向下时, 则实际上形成一个半转速载荷矢量, 它可以引起多少有点类似于 4.19~4.23 段中所述的半转速载荷矢量一样的麻烦。唯一措施是以某种方式修改轴, 将改变轴的临界转速。

b) 一根轻载荷轴通常在它的间隙空间中接近于中心旋转(即具有偏心率接近于零)时具有很小的自定心效应。如果这样的轴经受扰动, 并且这种扰动偶然使轴绕着它的间隙空间有一个瞬时的涡动; 如果这涡动恰好具有 $\frac{1}{2}n$ 的转速, 那么将引起离心力。这种力也将以 $\frac{1}{2}n$ 转速旋转, 因而是一个半转速

载荷矢量。象在 4.18, 4.19 和 4.23 段中所述的那样, 轴承往往不对这种力提供阻力, 所以没有任何东西使轴承恢复到它的中心位置。因此, 它将容易继续它的半转速旋转(实际上常常是这样的)。严重时会导致轴承损坏。由于人们自然地以为这样的一个轻载荷轴承总是完全安全的, 所以这现象常使人们迷惑。采用大间隙有时能消除涡动, 但根本的办法是以减小轴承宽度来增加单位面积上的载荷, 或者采用如图 5.3 所示的非圆形轴承孔剖面。

4.25 在结束载荷矢量的讨论之前, 需要强调总载荷矢量(所有个别载荷的总和)是最重要的, 而各个载荷矢量的性质是不重要的。因此, 图 4.6 表示出一个危险结果怎样来自两个矢量组合, 而每个单独载荷是完全无害的。同样也可能由两个不受欢迎的矢量以这样的方式来组合时会产生十分满意的结果。

五、关于环境温度的修正

4.26 严格地说, 轴承压力的估计不需要因温度而调整。然而, 轴承材料的强度和润滑油的性能都直接受轴承内工作温度的影响, 因而它对载荷能产生较大作用。由于轴承材料和润滑油影响轴承类型的选择(这在下一章中讨论), 所以在本节考虑温度效应是有益的。

4.27 通常在独立式机器(如机床, 水泵等)中, 油膜润滑轴承是很少有环境温度问题。在热带气候中, 这样的轴承在工作时常常给人感觉过热, 但这仅仅是由于人的手对于 $40\sim70^{\circ}\text{C}$ ($100\sim160^{\circ}\text{F}$) 范围的温度变化特别敏感而已。较低温度的金属材料给人感觉“舒适”, 而较高温度的金属材料使人觉得“太热”而松手。然而, 这个温度范围以轴承材料强度观点来说是不重

要的,所以只在热带或北极地区需要特殊保护措施,规定适合于局部气候和其它条件的润滑油种类和品级。

4.28 作者过去被卷进老式轻便铁路上货物列车的车轴轴承中发生轴承破坏的蔓延问题。所以加上下面的附带说明。当时这种轴承中润滑脂经常被当地居民偷去烧火,因此使轴承箱达到如此高的温度而损坏,又没有润滑脂流失的痕迹,所以没有线索说明润滑脂是被偷去还是因发热流失。这个棘手问题只是在润滑脂中混进一种使人极不愉快的添加剂后解决了。这只是轴承性能研究中很多问题中的一个例子。

4.29 当油膜润滑轴承埋设在高温机器里面时,如:在蒸汽透平中,燃气涡轮或冶炼厂中使用的轴承,需要小心选择轴承衬套材料和(或)提供油冷却设备。

4.30 虽然白合金材料直到 240°C (450°F) 还不会实际熔化,但是远在这个温度之前强度就已降低。在 100°C (212°F) 时,大多数的屈服点大约是 14MPa ($2000\text{lb}/\text{in}^2$),但是在 130°C (270°F) 时,大约只有 7MPa ($1000\text{lb}/\text{in}^2$)。因此,假如轴承表面温度可能超过 100°C 时,则白合金轴承的最大推荐载荷必定减小;在图 6.2 中垂直线相应为白合金的疲劳强度极限,在这种情况下它必须右移来增大轴承尺寸。在轴承表面温度预期超过 100°C 时,每超一度摄氏温度,轴承尺寸约增 1.4% (即预期超过 212°F 时,每超一度华氏温度,轴承约增 0.8%)。

4.31 初看起来,由于简单估算是以平均轴承压力约为 7MPa (即 $1000\text{lb}/\text{in}^2$) 为基础的,所以可能认为图 6.2 中推荐的最大载荷似乎太大。但因图 3.6 已经表明轴承压力的峰值可能都接近于七倍的平均压力,这就是说,根据图 6.2 的轴承压力都可能承受接近于 49MPa (即 $7000\text{lb}/\text{in}^2$),这时超过白合金材料在 100°C (212°F) 的疲劳强度 25% (如图 7.1)。

4.32 然而,有一个弥补的地方,由于在轴承中峰值压力倾向于作用在很小的面积上,在它的四周围绕着可以称为较低的高应力材料的“硬壁”(“solid wall”)。因此在极端情况下,可以设想为一个高应力状态白合金的小溶囊,即在轴承面积中间某些地方已经具有可塑性,可是由于它被夹在中间,并且四周被“硬壁”所围着,所以还能承担大载荷,它只是单纯地将作用在它表面上的压力传递到它后面的轴承套和围绕着它的“硬壁”。即使衬套上小面积的可塑性达到几乎象流体一样的程度,这情况仍然是正确的。

4.33 人们时常希望这种极端情况永不发生,但是,即使产生了,轴承也未必一定失效。这实在是又回到 3.08 段所叙述的内容,并对图 6.2 作出估价,确认它并非不只是通常有可能“逃避受惩罚”的说明。

4.34 为了使轴承适用于高温下工作,很需要专用的冶金方面知识,例如任意点的温度接近于 120°C (250°F) 时,去冒用白合金的危险性。

4.35 在铝合金曲轴箱机器中,或其它使用铝合金轴承座的机械中,零部件的较大热膨胀系数(由于热膨胀系数较大,所以“冷”的和“热”的尺寸之间有很大差别,使轴颈和轴承之间,以及薄壁轴承的轴瓦和轴承座之间引起不同的膨胀效应),会产生一个有害的较大轴承工作间隙。在设计中需要采取预防措施来对付这种意外事故,同时(或者)采取某些补偿而使热带气候中的轴承性能变化尽量减小。

4.36 也必须记住,当轴承确实是在高温条件下使用时(任何气候),需要排除矿物油的使用,而用合成润滑剂来代替它,或者采用一种能使用现有工艺制作的流体作为润滑剂的专用轴承。

4.37 对于干摩擦轴承，它的寿命随着温度升高而降低。为了考虑这种影响，作用在轴承上的实际载荷应该乘一个系数，以便得出一个较好的“等效”值。修正系数完全与使用轴承的具体类型有关，因而它应该从制造厂(商)中获得。虽然以下数值是从一个制造厂得到的，但可以用来参照。

环境温度(°C)	25	60	100	150	200	280
系数	1.0	1.25	1.70	2.50	5.0	10

4.38 多孔含油轴承不是特别适宜于高温条件使用，它不同于干摩擦轴承，因为它含有油，要使油冷却就得需要比较频繁地补给油。它也不同于油膜轴承，没有外部的油循环系统来冷却。使用这种轴承时，环境温度不能高于或低于正常温度的范围应该完全由轴承制造厂(商)提供。

第五章 轴承类型的选择

一、滑动轴承的类型

5.01 在选择轴承类型时，第一步必需确定使用滑动轴承还是滚珠或滚柱轴承可能更合适。在附录 1 中可以找到这方面的指导。如果设计者对这个问题果真拿不准，则可以参照附录 I。

5.02 如果决定使用滑动轴承，那么可以选择的类型有：

油膜润滑轴承

5.03 这是普通的滑动轴承，在蒸汽机，船用发动机、汽车发动机、机床、割草机以及许多日常应用机器中都使用这种轴承。它们通常是用油或油脂来润滑，靠边界润滑原理来工作（见 3.5 段），还是靠流体动力学润滑原理来工作（见 3.7 段）取决于载荷、转速和其它条件。用作轴承表面的多数材料将在第七章叙述。

干摩擦轴承

5.04 这是具有基本上光滑工作表面的轴承，通常用聚四氟乙烯 (*ptfe*) 或石墨来制成。如果载荷和转速不太大，那么它们可以在没有任何润滑剂情况下运转（见 7.33 段）。

石墨浸渍式轴承

5.05 这是用烧结金属和(或)碳精为基体，并浸渍石墨来做成的轴承。它可以被用作在较高温度下应用的干轴承，亦可用作在水或某些工艺用液体中运转的“湿”轴承。水和液体作为

唯一的润滑剂(见 7.34, 7.37, 7.40, 7.46 段)。

预润滑轴承

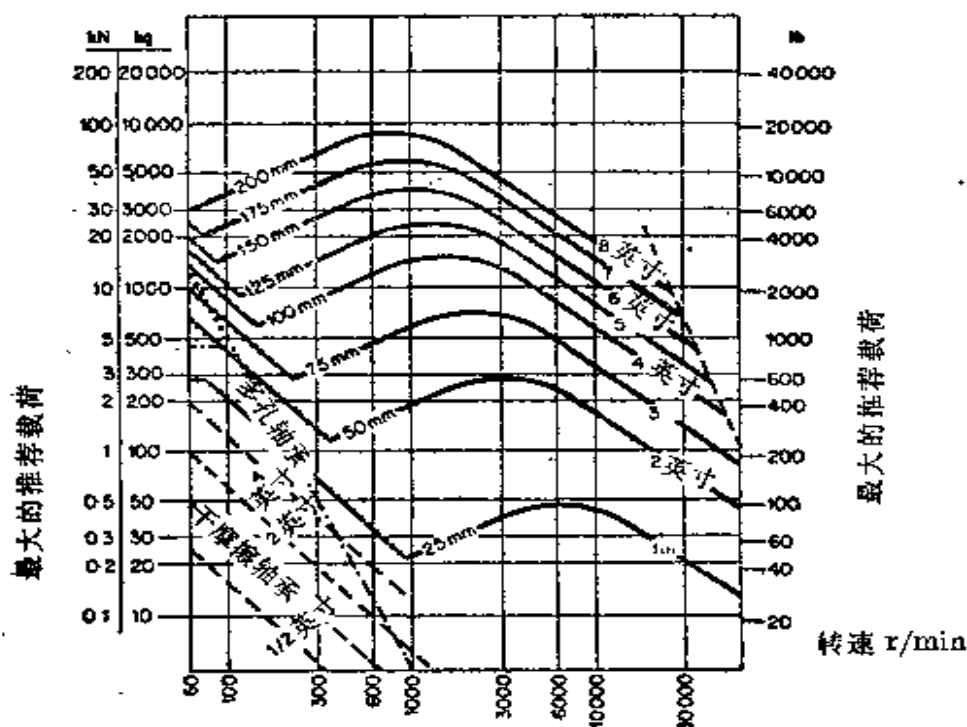
5.06 有时叫做“界限润滑轴承”(“marginally lubricated bearings”)。它以两种结构形式出现,一种是由多孔的青铜烧结材料为基体,再浸渍润滑油的轴承;另一种实质上是在轴承表面具有凹槽、装配时预先填满油脂的干摩擦轴承。在没有维护的条件下,这两种类型都具有长时期运转的能力(见 6.23~6.25 段)。

二、初 选

5.07 初选时参考图 5.1, 试探性地确定应该使用的轴承类型。图 5.1 指明直径为 25~200mm(1~8in.) 每种类型轴承所能支承的载荷范围。

5.08 从已经列入检查表(表 2.1)中的规定要求,设计者可以使用图 5.1 来找到他所需要的合理选择。因此,如果轴承载荷和转速已经确定,那么可以在图 5.1 上标记一点(它是载荷和转速值的相交点),同时可以知道它所处相应的轴承类型和尺寸大小。另一方面,经常出现的载荷、转速和轴承尺寸成为设计者提要的所有部分,那么图 5.1 表示出所选择那些类型滑动轴承将能够胜任工作。

5.09 例如:如果在 1000r/min 转速下支承载荷是 2000N(450lbf),那么由图 5.1 可清楚地知道干摩擦轴承或多孔含油轴承不能满足技术要求,需要用一个直径至少为 55mm($2\frac{1}{4}$ in.) 的流体动力润滑轴承。另一方面来说,如果规定的工况是在 250r/min 下支承 1000N(250lbf) 载荷,而轴承的尺寸还没有被确定,



油膜轴承
 (宽度 = $0.6d$) } 流体动力润滑
 — 边界润滑
 干摩擦轴承 (ptfe 10000h 寿命, $b/d = 1$)
 干摩擦轴承 (石墨 500h 寿命, $b/d = 1.5$) }
 预润滑轴承 < 50mm 直径 ($b/d = 1$)
 预润滑轴承 > 50mm 直径 ($b/d = 1$)

图 5.1 载荷-转速特性曲线的选择计算图(见 5.08 段)

那么可以选用直径 25 mm (1 in) 的边界润滑轴承, 或者选用直径 65 mm ($2\frac{1}{2}$ in.) 的完全流体动力润滑轴承, 甚至可以考虑采用一个直径 25 mm (in.) 的多孔轴承。

多数情况下, 在这样的自由选择中作最后的选择是没有什么困难的, 设计者多半根据丰富的工程实践知识, 并考虑机器的一般特征, 然后确定采用轴承类型。例如: 在较高性能的装置中 (如: 小汽车) 用户允许使用多种润滑系统和润滑剂; 对于发动机

用发动机油,对于制动装置用制动器油,对于燃料分配器用凡士林,对于节流联动装置用轻油,对于车窗结构用WD40油,对于差速器与自动齿轮变速箱分别使用两种不同品级的齿轮油——也许在个别部件要使用润滑脂枪。工业机器的用户常常期望更多的简化,因此,如果机器中的所有轴承是用连续运转的油泵来供油润滑时,那么除了绝对必需以外,人们是不会愚蠢地使用一个需要用滑脂枪作定期保养的轴承。设计者在着手工作时,也必须依次考虑可靠性,价格,更换周期等因素。

5.11 在使用图 5.1 时,应该记住以下几点:

(a) 在轴承类型选择中,图 5.1 只起到初步指导作用。对于油膜润滑轴承,所有的设计数据以更实用的形式详细地复制在图 6.1 和图 6.2 中。干摩擦轴承和多孔轴承的设计细节在 6.18~6.26 段给出,更详细的说明在 7.33 之后几段。

(b) 图 5.1 中的数值只是对稳定载荷条件而言。如果载荷在数值上和(或)方向上是变化的(如:往复式机器),那么图 5.1 必须与第四章一起研究。第一章给出由变载荷变换成等效稳定载荷值时的一些系数。一般来说,往复式机器比单纯旋转式机器能够承担较大的轴承载荷。在第十五章讨论发动机轴承时研究了这特征的一个极端例子。透平机中的旋转载荷是在第四章第四部分讨论。

(c) 图 5.1 对不同的轴承类型推荐了不同的宽径比(b/d)。在没有事先阅读第六章之前,这些推荐是不应该被忽略的,在那里对它们充分说明了原因,并且指明超出边缘线的危险。

(d) 流体动力润滑实际上也能够图中所示的更低速度下维持,所以图 5.1 中粗线实际上应该象图 3.5 中虚线所表示的一样向左边延伸下去。这部分线仅仅为了图面清晰起见已在图 5.1 中被略去。因此,例如:一个 500N 载荷可以用一个 50mm

轴承在 100r/min 转速下能形成流体动力润滑。图 3.5 中用 A-G 线代表流体动力润滑上限。顺便说说, 因为载荷低于这线时通常能形成理想的流体动力润滑, 所以多数接近于这极限值比达到这数值时更安全; 万一偶然过载, 轴承不会自然损坏, 因为这时工况多半会转到一个可允许的边界润滑状态。

(e) 需要注意: 多孔轴承和预润滑轴承的所有尺寸的载荷—转速特征是表示成单一的直线(原因在 6.24 段说明), 除了低转速时的极限值以外。这特征线是根据最大轴承压力为 $7 \times 10^8 \text{ Pa}$ (70 kp/cm^2 , 1000 lbf/in^2) 量级画出。由于多孔轴承是由孔隙率很宽范围的材料(具有很宽性能范围)做成的, 所以这是最合乎理想的习惯表示。许多作者提出较高的数值, 例如: BS1131 中第五部分, 在涉及多孔轴承时提出最大载荷具有 $14 \times 10^8 \text{ Pa}$ (2000 lbf/in^2) 的低转速极值, 它相当接近于图 5.1 所示边界润滑载荷值。然而, 这样的数值是在趋于没有补充润滑油和(或)淬火轴和精加工处理条件下能够承担的极限, 因此, 除了人们非常坚持已见, 并且具有轴承厂(商)的证明以外, 应该避免采用这种较大数值。多孔轴承确实在轻载荷时能运行得很好, 所以无意用提高它们的极限值去冒令人失望的风险。

三、混合润滑

5.12 有时轴承一部分以某种润滑状态工作, 一部分以另一种状态工作是有益的。这种应用不仅是偶然的进入图 4.2 所示的 A-B-C-G 区域工作, 而且是处于干摩擦和流体动力润滑, 或干摩擦和边界润滑的混合状态工作。因此, 干摩擦类型轴承材料(特别是聚四氟乙烯(*ptfe*)基的材料), 如果不时地涂沫些油或油脂时将比常规的轴承材料工作得更好; 如果这种轴承是浸没

在某种液体润滑剂中运转，那么它们几乎能长期地继续工作。

5.13 只要轴承压力是在干摩擦材料的上限范围内，那么干摩擦轴承衬就可以用来代替常规的流体动力润滑轴承的白合金轴衬材料。采用这些轴承衬将提供一种在起动和停车时具有低摩擦条件和低磨损的流体动力润滑轴承。实际上，普通的流体动力润滑轴承只是在起动和停车时受到一些磨损。关于最大的压力极限，见 6.22 段。

5.14 某些类型的“干”轴承用水作润滑剂将是有利的。当作用在宽径比 $\frac{b}{d} = 1$ 轴承上的载荷小于 $\frac{d^3 n}{5000} (\text{mm} \cdot \text{r}/\text{min} / \text{N})$ 或 $\frac{d^3 n}{80} (\text{in} \cdot \text{r}/\text{min} / \text{lbf})$ 时，这种轴承将处于完全液体动力润滑状态下正常运转。但是，在采用这种方法而使用水之前必须小心，首先要保证轴承材料或它的瓦背的任一组成部分不产生锈蚀痕迹。其次，由于某些“干”轴承材料能够在或者是永久湿的，不然是永久干的条件下满意地工作，但是当条件交替时，可能很快损坏。因而对于湿—干使用，需要查阅材料供应厂(商)的资料。

四、特殊应用

5.15 这里涉及的特殊应用是除了图 5.1 所讨论范围以外的几种滑动轴承（或准滑动轴承）类型。就它们的零件设计而论，所有这些轴承都超出了本书的范围，所以在以下段落中只是给出六种特殊应用的一般性叙述。

外压气体轴承

5.16 从外表上看起来，这种轴承是普通的滑动轴承，但是它们的轴承载荷是由直接作用在轴颈的相应面积上的气体压力

所承担。这种轴承表面至少有三个很浅的气腔分隔开，每个气腔通过它固有的节流器与具有一定气压的总供应系统相联接（如图 5.2 所示）。当轴颈偏移它的中心位置时（在图 5.2 中是被夸大的表示），一个气腔的出口到大气通路受到节流，而斜对方向的气腔出口是比正常时更自由的通向大气，其结果将形成在 A 气腔中气体压力高于 B 气腔。于是，作用在轴颈上的压力将产生一个向上的合力来支承外载荷。

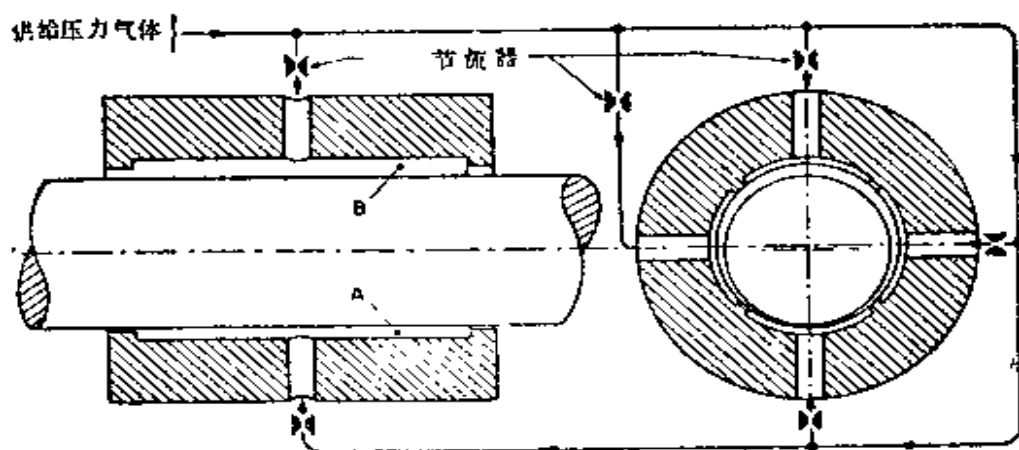


图 5.2 外压气体轴承(见 5.16 段)

5.17 在实际的外压气体轴承中采用的径向间隙是比一般轴承要小得多。实际上，标准操作规定在停机时轴颈与轴承是轻压配合。所要求的运转间隙是在受到内部的“润滑”气体压力作用时轴承的向外扩展而形成。为了避免初始装配时的损坏，采用轴承加热或轴颈冷却(用固态二氧化碳)，使轴颈装入时有足够的尺寸差。除非在受到充足的气体压力作用外，不然，这种轴承是决不会转动的。由于多数气体的粘性接近于零，在旋转时没有产生摩擦热，同时不反对使用这样的紧配合公差是因为它可以使轴颈在每一个十分确定位置上连续地转动。

5.18 由于空气排入大气时不存在困难，所以它是最常用

的外压气体,但是在某些生产应用场合,往往使用其它的气体更便于消除渗漏和污染问题。

5.19 外压气体轴承运转非常稳定,这对精密磨床和卷带式抛光机是十分有益的。在那里主轴轴颈位置的高精确度就能够比较容易获得非常精密的加工;同时由于轴颈不存在摩擦,这就意味着磨削轮能够在机器中平衡得比常用的支承刀刃平衡架平衡更精确。即使一张邮票粘附在 12in. 磨削轮的一边的重量也足以使空气轴承支承的磨头失去平衡。对于这类工作场合,一般车间常常供给 7bar (100lbf/in²) 大气压的空气就可满足要求,因此不需要特殊的压缩机。

5.20 外压气体轴承的主要缺点是它的价格太昂贵,因为这种装置必须包括最好的空气过滤器和干燥装置。除此以外,还有确保安全的自动分离机构来检测供气时的任何初期故障,并且在供气压力降落很低之前完全停止机器。

5.21 在英国,气体轴承的应用研究大多已由国家工程实验研究院完成,他们与生产这类轴承的公司(厂商)结合在一起研究。国家摩擦学研究中心也研究这种轴承,已有一个该领域经验丰富的小组。

液体静压轴承

5.22 除了使用液体来代替气体之外,这种轴承基本上与外压气体轴承相同。由于液体压力通过轴承管路下降时没有扩展冷却作用,所以可以使用较大的压力。这种轴承几乎可以设计成使用任何液体作润滑剂来支承任意转速下的各种载荷。对于轴承润滑液体可以用生产液体本身的那种生产场合,这种轴承特别适用,因而也避免润滑剂污染的危险。它们的主要缺点首先是价格太贵,其次是要有一套相当复杂的自动保险装置。

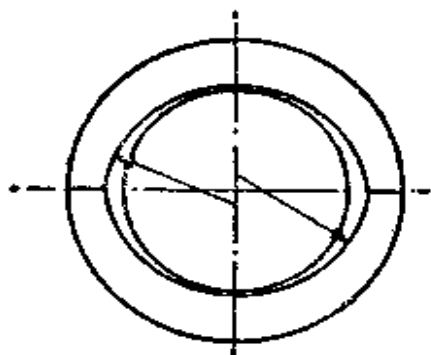
自动气体轴承

5.23 特轻载荷高转速轴承往往能够用大气或其它气体作为它们的专用润滑剂, 根据通常的流体动力润滑原理能满意地运转。这种润滑剂能够从浸没轴承的环境中拾取。从表面上来看, 没有任何轴承能比这更简单了, 但是实际上, 在日常使用情况下, 这种轴承是完全不实用的。这里还必须指出, 关于这种轴承的任何情报资料应该向政府研究机构, 如: 国家工程实验研究院, 或者向直接从事于摩擦研究的大学中搜集。这种类型轴承已经使用于惯性导航系统的陀螺仪, 以及浸没在气体环路中(如: 使用于某些核反应器)的回转器。

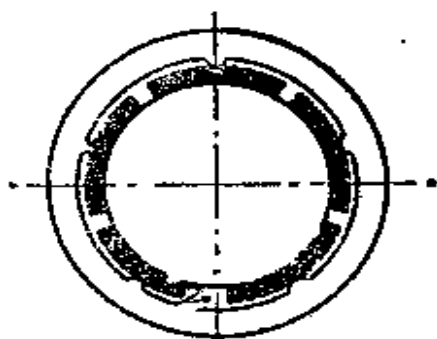
异形孔轴承

5.24 对于高转速机器, 实际需要大的工作间隙(见第六章第三部分), 这意味着高转速工作时轴承压力不能超过中等转速时的压力。这种轻载荷、大间隙的组合, 导致轴承中液体刚度不足, 因此, 当一个很小的力作用会使轴颈从它的正常旋转位置产生明显的径向偏移。这个综合效应是一个考虑轴移动和振动的问题, 通常用不稳定性来描述。这种不稳定性可能与(也可能不与)4.24段所叙述的半速涡动有关。对于这些高转速轴颈, 普通的圆柱滑动轴承的刚度和阻尼特征往往不令人满意, 因而为了改善性能而发展了各种异形孔轴承。图 5.3 中表示了这类轴承中常见的几种, 但没有提示它们的设计, 因为除了立轴以外, 需要它们的地方实在是相当少; 当需要采用这种轴承时, 这问题不难在类似应用的第一手实践经验的基础上用试凑法来解决。关于偏置轴承在 8.13~8.16 段作了说明, 在 10.19~10.24 段还可找到浮动轴衬的说明。假如需要进一步了解资料, 应该从有关轴承设计咨询部门去请教。

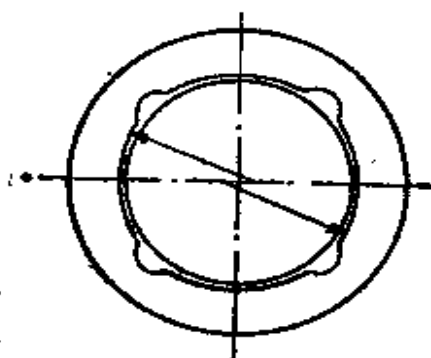
限制净距型轴承



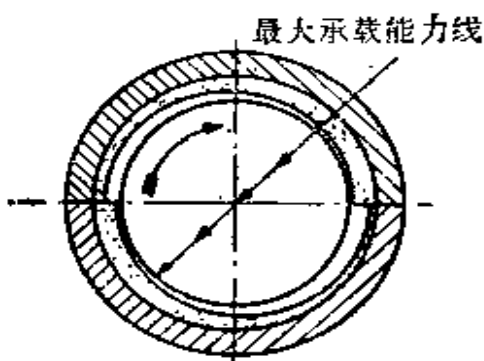
(a) 柠檬形孔轴承中等价格, 使用广泛, 但只适用于半转速旋转



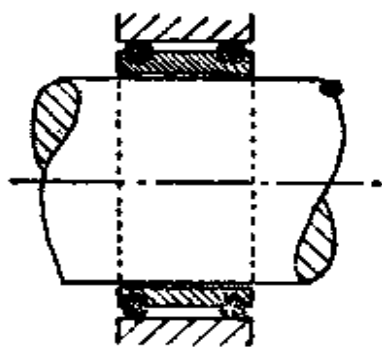
(b) 可倾瓦轴承 价格昂贵, 性能良好, 除了旋转载荷外, 一种专用形状可以用来装在流体静压力轴承垫块上



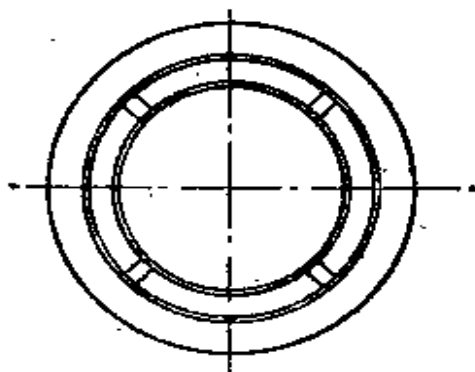
(c) 四油叶轴承 中等价格, 使用广泛, 但不能承担大载荷



(d) 偏置轴承 用于高效的现代化生产过程, 但若换向转动时, 则无效。偏移可能是有益的, 也可能是有害的, 它取决于具体情况(见 8.13~8.15 段)



(e) 弹性支撑轴承 中等价格, 多半用于轻载荷的小机器中



(f) 浮动轴承(见 10.19~10.24 段)

图 5.3 轴承剖面, 六种不同形式高转速轴承的示意图(见 5.24 段)

5.25 这是一种有专利的异形轴承，它的工作状况如图 5.4 所示。这轴承主要是由一系列完整的光滑圆柱孔组成，其中每一个孔位置与它的相邻部件是偏心的，图 5.4 表示出三个这样的零件，但也可以使用更多，所有的偏心件也不需要相同的长度。单个的偏心件不一定如图示那样分开，但是须能装在一个轴承中。这种结构会使轴承在每一段上有大的偏心率，因此具有较好的稳定性。另一个综合效应是具有较好的自动定心作用和抗涡动性能的小间隙。所以在给定的总长度之内，这样的三个组装件在任一方向都具有合理的承载面积，它最适合于特轻载荷(除单向载荷以外)。当载荷方向在一种工况与另一种工况之间变化时(如：在反向齿轮箱中)，那么可能具有载荷超过轴承负荷的过载问题。在这种情况下，必须小心检查由此而引起的轴横向刚度和振动。虽然载荷具有周期性方向变化，但这

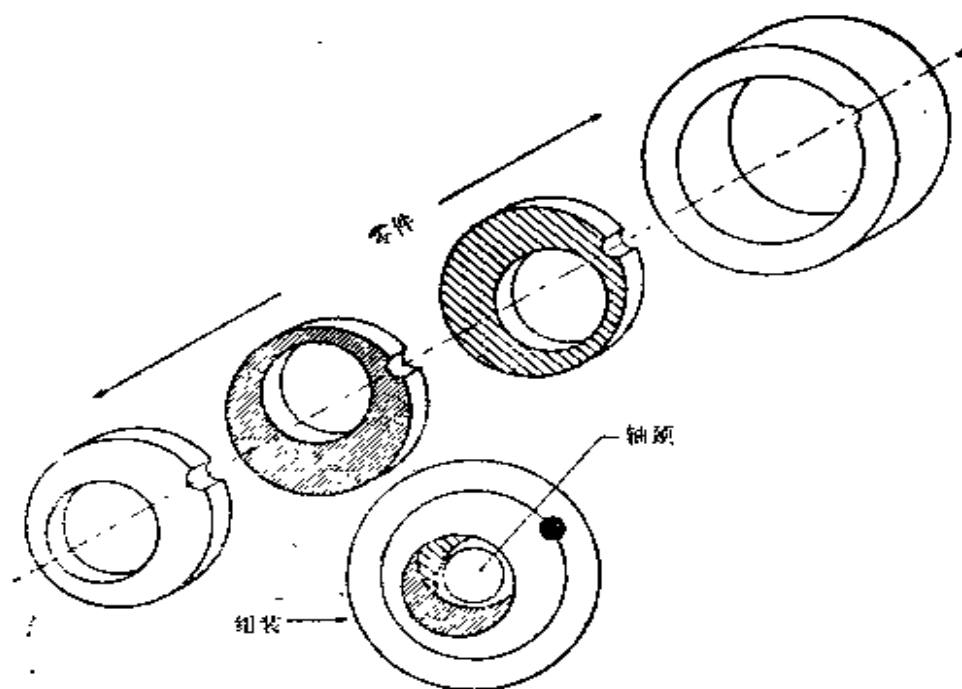


图 5.4 限制净距型轴承(见 5.25 段)

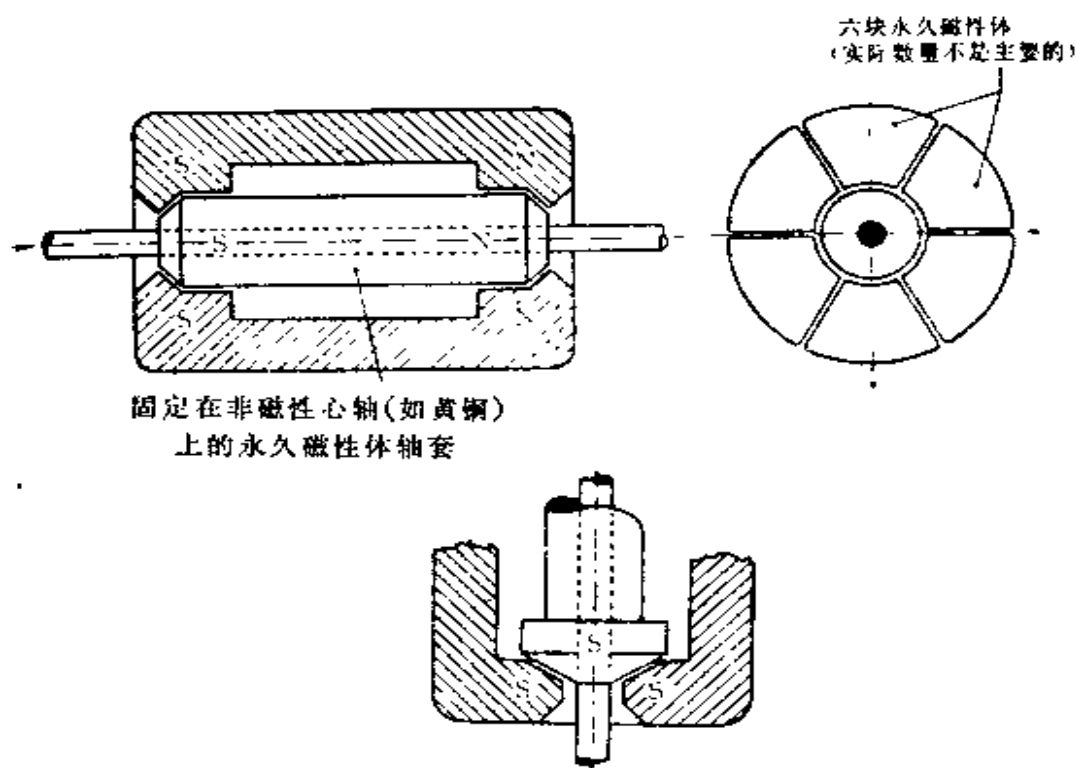
里有一个优点，在于振动的自然周期可以通过每个载荷周期来变化，因而趋于自然衰减。

橡胶衬套轴承

5.26 当橡胶是潮湿的时候，它的表面就非常滑溜，因而常常被用作船舶轴管中的轴承材料，以及其它的类似应用。在那里轴承的负荷较轻，并且能持续地淹没于水中。橡胶衬轴承是趋于专利性的商品，在书中没有给出它的设计指导资料。

磁性轴承

5.27 磁性轴承是完全不同于传统的轴承。在轴承中，旋



上面的主视图上表示出心轴套筒的终端和周围磁性体的配合表面情况，它与心轴中心线成 45° 角。这角度不是唯一的，为适应径向和轴向载荷的相对比例关系，它可以相应变化。因此，旁边的局部视图表示一种为适合于垂直向下轴向载荷实际超过径向载荷而把端部配合面与轴心线夹角做成 60° 的情况

图 5.5 磁性轴承(见 5.27 段)

转轴(或其他的运动部件)是以磁性力代替液体压力(或橡胶接触力或滚动件接触力)来使它悬浮在所要求的位置。一般性原理表示在图 5.5 中,其中说明如何用永久磁体能达到上述的效应。不过,大家知道,应用它需要使用电磁场来获得足够大的力,并且通过位置敏感元件来调节这个力的大小来控制轴的位置和保持轴的旋转稳定性。磁性轴承在高真空度泵中获得实际应用,在那里没有任何类型的润滑剂,使用磁性轴承是十分有利的。

第六章 基本尺寸

一、轴颈直径

6.01 从第五章的研究,一旦使用的滑动轴承类型已确定,(在那里任何一个不寻常的载荷条件已经相应的转换成一个等效稳定载荷和转速与第四章相一致)于是就可以给出准确的轴颈直径。这一点将在6.03~6.27段按照轴承的类型作出叙述。

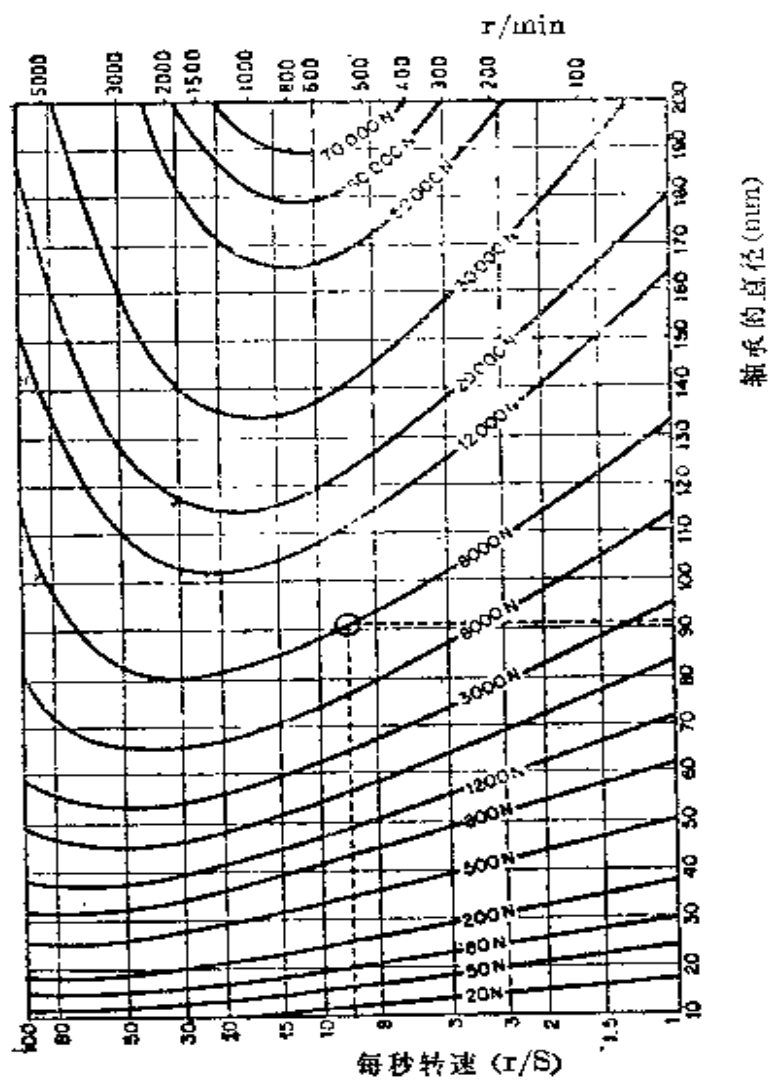
6.02 在轴颈直径已给定的情况下,6.03~6.27段还应该用来研究确定给定直径的轴承将能相应满足所要求的功能。

流体动力油膜润滑轴承

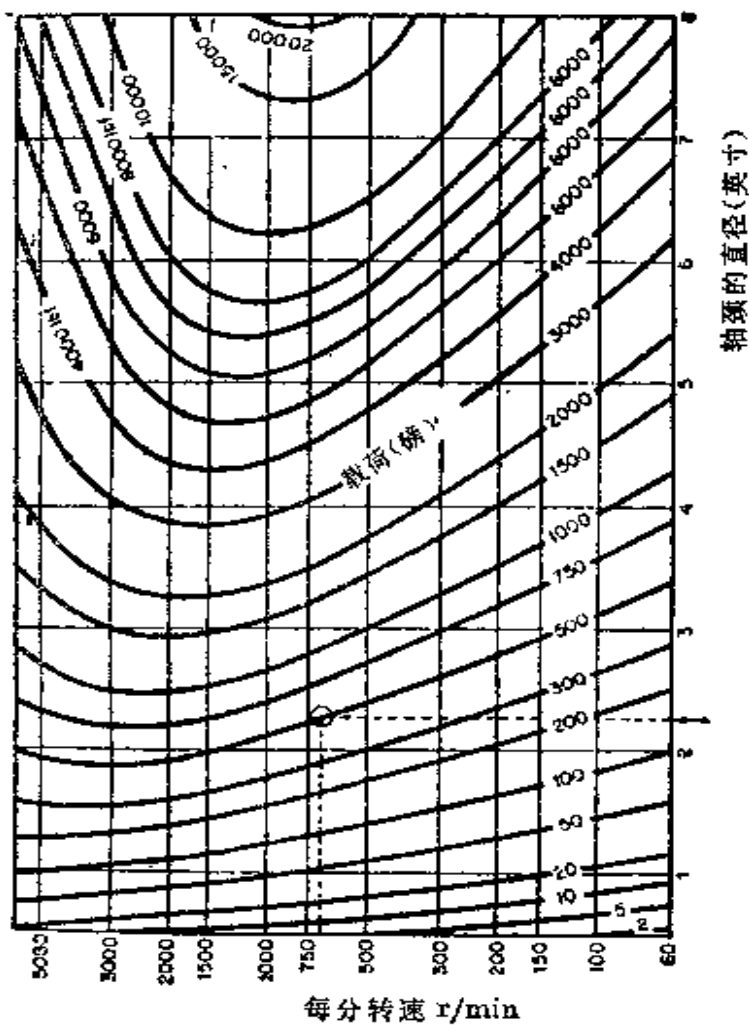
6.03 显示在图5.1中的资料数据以不同的形式,较大的比例尺度详细地复现在图6.1a(国际单位)和图6.1b(英制单位),从图中可以直接读出在任意给定的稳定载荷和均匀转速下最小的推荐直径值。

6.04 从轴的强度和刚性上考虑,轴颈直径常常是固定的,因此在多数机器中,轴承是明显的大于图6.1中规定的最小值(这仅仅表示对直径限制时的最小规定值)。

6.05 注意:这些最小推荐直径与3.25段中规定的标准相一致,同时在其它各方面也按书中的推荐值作为根据而使用。如果需要改变这些标准尺寸和(或)推荐值,那么对工况与性能变化可能产生影响的方面在有关段落中作了说明。相应的节段可以从索引中查出。例如:关于宽径比 $\left(\frac{b}{d}\right)$ 变化的影响将在6.28~6.51段“轴承宽度”中说明。



(a) 流体动力液膜润滑轴承(SI制), 在恒定载荷、不变转速且 $b/a=0.6$ 时(见 6.03 段), 最小的推荐轴颈直径。图中虚线是表示如何使用台线的一个实例, 这是指在 10r/s 下, 要求轴承支承 8000N 载荷; 图中表示在该条件下, 最小安全轴颈应大于 90mm



(b) 流体动力液膜润滑轴承(英制), 在稳定载荷, 不变转速和 $\frac{b}{d} = 0.6$ 时 (见 6.03 段), 最小的推荐轴颈直径。图中虚线是表示如何使用图线的一个实例。这是指在 7002/min 下, 要求轴承支承 500lbs 载荷; 它表示在该条件下, 最小的安全轴颈直径稍大于 $2\frac{1}{4}$ in)

图 6.1 流体动力液膜润滑轴承的轴颈的最小推荐直径

边界润滑轴承

6.06 这种轴承的摩擦大于流体动力液膜轴承。因此，它们趋于在较高的表面温度下工作。这类轴承的性能主要决定于传给单位轴承表面的摩擦热输入量的限制，通常用“pV”值（即轴承投影压力与摩擦速度之积）来表示，它在英制单位中表示为 $\text{lbf/in}^2 \times \text{ft/min}$ ；在SI制中为 $\text{Rgf/cm}^2 \times \text{m/s}$ 。

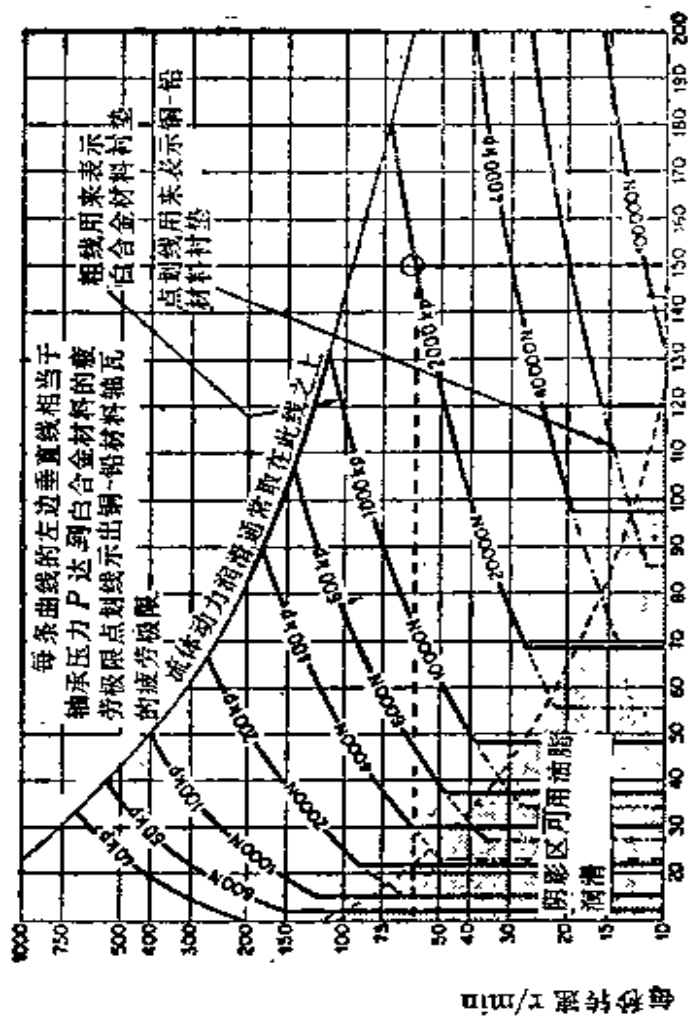
6.07 在SI制中，pV值可能用 $\text{Pa} \times \text{m/s}$ 单位表示最合适，因为如果把它完整写出来，则成为 $1000 \times \text{N/m}^2 \times \text{m/s}$ 。它是与 $1000 \text{N} \cdot \text{m/s} \times 1/\text{m}^2$ 或 Kw/m^2 相同的。换句话说，如果摩擦系数是一个单位，那么它表示轴承的热输入速率。

6.08 因此，若考虑用SI制时，常常把pV看作是轴承必须经受的热输入量的大小。虽然计算它们是用 $\text{kPa} \times \text{m/s}$ ，但在检测它们时可用 kW/m^2 。有时把pV表达成 $\text{N/mm}^2 \times \text{m/s}$ 单位，但这仅仅是在用常用单位表达时数值太大时采用。例如：如 $20,000 \text{lbf/m}^2 \times \text{ft/min}$ ($700 \text{kPa} \cdot \text{m/s}$ 或 700kW/s) 这样的pV额定值表示为 $\text{N/mm}^2 \times \text{m/s}$ 单位时，则小于1。

6.09 边界润滑轴承在工业上有广阔的应用范围，但是在如此巨大变化的使用条件下，实际上不可能对安全载荷、转速等等作固定不变的规定。只作些一般性提示是必要的。

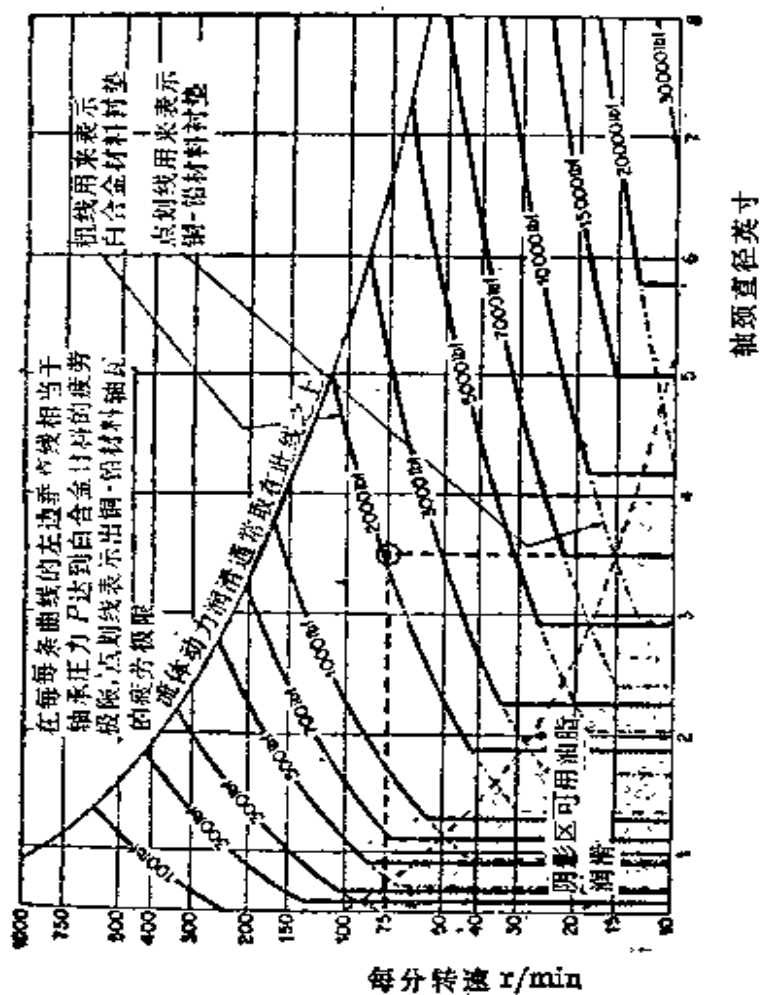
6.10 在图5.1中关于边界润滑轴承的资料，以不同的形式与较大的比例尺度复现在图6.2a (SI制) 和图6.2b (英制) 中。由图可以直接读出在任意给定的稳定载荷和转速下的最小尺寸。这些推荐值适用于3.25段所叙述的那部分轴承尺寸。

6.11 图6.2a, b 是以 $pV = 700 \text{kW/m}^2$ ($700 \text{daN/cm}^2 \times \text{cm/s}$, $7.2 \text{kgf/cm}^2 \times \text{m/s}$, 或 $20,000 \text{lbf/in}^2 \times \text{ft/min}$) 为基础，它对于那种大体上是连续运转，要求具有适当可靠性的轴承常常表明是满意的。然而，许多应用场合，如：起重机和电梯，工作是间



轴颈的直径 (mm)

(d) 边界润滑轴承 (SI 制), 在稳定载荷, 不变转速和 $\frac{b}{d} = 0.6$ 时 (见 6.10 段) 最小的推荐轴颈直径。图中虚线是表示如何使用图表的一个实例。这指的是在 600 r/min 下, 要求轴承支承 20,000 N 载荷, 图中表示在该条件下, 最小的安全轴颈直径大约为 150 mm



(b) 边界润滑轴承(英制), 在稳定载荷, 不变转速和 $\frac{b}{d} = 0.6$ 时, 最小的推荐轴颈直径。图中虚线是表示如何使用图线的一个实例。这是指在 $750r/min$ 下, 要求轴承支承 $2000lbf$ 载荷; 图中表示在该条件下最小的推荐轴颈直径为 $3\frac{1}{2}in$

图 6.2 边界润滑轴承的轴颈的最小推荐直径

断性的,而许多其它应用场合出现满载和全速的组合情况是不常见的,尽管那时候只是持续一个很短时间;在这种情况下,采用一个较大的 pV 值可能是很适当的,不过,其值大小只能凭设计者的判断和估计来细心地确定。

6.12 在考虑这个问题时,设计者必须把供油方式考虑在内。前面谈到的 pV 值等于 700kW/m^2 是以轴承始终被飞溅的润滑油所完全浸没或接近于完全浸没的假设为基础的,但是在那里没有可靠的油流动带走热量。如果润滑装置的供油不及飞溅润滑充分,那么完全的 pV 值趋于较低。反之,如果基本的油流能保持轴承冷却,那么取较大的 pV 值可能是很适合的。

6.13 任意一个以 pV 值确定的轴承具有一些不寻常的特征,即它的承载能力不受它的直径影响,而受它的宽度影响。这是由于在任意给定载荷和转速下,虽然直径增大能够提供较大的轴承面积,但是由于 p 值降低将恰好被相应的 V 值增高所抵消,所以 pV 值没有增加。因此,对于不同直径的边界润滑轴承曲线显示出不同的载荷值,因为指的是轴承 $\left(\frac{b}{d}\right)$ 的常数值,在那里较大直径的轴承也有较大的宽度。换句话说,推荐的载荷仅仅是随宽度而变化;在任意给定直径时,推荐的载荷只受保持在合理的 $\frac{b}{d}$ 值内的限制(如 6.29 等段后面几段的说明那样)。

6.14 现在,边界润滑多数使用在载荷和转速多少有些不定场合,这时是难以提出完全有证明依据的指导性数据。早期的实践应用是各种各样的,但可以举一个铁路上货车和客车轴为例的情况,说明很早以前有普通的油脂润滑轴承。对于这些轴承的实践应用(至少在英国)是在行车大约 18,000 哩(大约相当于 500 小时的运转寿命)后调整轴颈和更换金属轴承衬。如果

图 6.2 中采用的 700 kW/m^2 的 pV 值为了这种应用场合而需要调整, 那么首先考虑到用油脂润滑来代替飞溅润滑就应该减一半, 再考虑到这些老式轴承采用不希望有的大宽径比 $\left(\frac{b}{d}\right)$, 再将 pV 值减一半, 取它为 175 kW/m^2 。如果这数值被认为适用于 10,000 小时的预期寿命, 那么根据干摩擦轴承的预期寿命和 pV 值变化成反比的规律, 于是得到 500 小时寿命的等效 pV 值为 3500 kW/m^2 。记得客车和货车的平均速度基本上是低于它们的最大速度, 它们的平均载荷也是这样的, 因而等效 pV 值可以按提高 25% 来计算, 于是可以断言: 当一个轴承满足相当旧轴箱的性能时, 这轴承可以使用的 pV 值约为 4375 kW/m^2 。这个调整是基于在这些客车和货车轴承上正常的 pV 值是以 $100,000 \sim 150,000 \text{ lbf/in}^2 \times \text{ft/min}$ 的事实, 这些数值的平均值等于 4378.163 kW/in^2 。

6.15 使用这种大 pV 值时, 除了已经提到缩短寿命外, 意外的困难是为使它成为实际使用的轴承, 任何列车每天晚上需要再加入油脂, (短行程的地方性列车或低速火车除外)。此外, 每次停车时需要用手检查轴承的温度。即使如此, “热箱”还是罕见的。这种不安全的、短寿命的轴承今天不能满足在普通工业上使用, 所以, 超过 100,000 的 pV 值轴承现在被认为是难以使用的。

6.16 实际上, 边界润滑是一种内在的不科学的润滑过程, 它会引起连续的磨损。适当的载荷和转速大都决定于有多大的磨损和其它障碍, 用户作为正常的那样愿意接受。显然这是难以定量的, 不能表达成一个从坐标镗床的主轴到工场手推车的轴都能适用的公式。

6.17 然而, 希望在 6.06~6.16 段中叙述的内容和数据

有助于没有经验的设计者能从广阔的没有标记的迷宫中找到出路。

干摩擦轴承

6.18 干摩擦轴承是一种专利性的零件,因此,虽然图 5.1 给出了一般性的数据,但必须记住每一个生产厂(商)生产具有它固有特性的专用范围的轴承。因此在最后决定任何应用场合所拟用干摩擦轴承的尺寸、间隙、公差和表面光洁度之前,应该仔细查阅生产厂(商)的产品目录和技术规范。

6.19 表示在图 5.1 中的载荷和转速值,由第一流生产厂(商)相应的可以给出 1000h 轴承寿命。对于 3000h 的轴承寿命,这些载荷值将超过 3 倍(在相同转速下)。在许多应用场合这是十分满意的。这无疑是超过一般汽车的总寿命,实际的运转小时数。

6.20 应该注意:图 5.1 中与干摩擦轴承有关的数值是对轴承宽度和直径相等的轴承用言的,(不同于在油膜轴承中用的宽径比 $\frac{b}{d} = 0.6$)。

6.21 还应该注意:虽然具有不变宽径比 $\left(\frac{b}{d}\right)$ 的轴承面积随着 d^2 增大而增大,但是在任意给定转速条件下,干摩擦轴承的承载能力只与 d 成比例地升高。这是由于在这些轴承中特性曲线是以 pV 值来度量的缘故,因此它们受的影响不按 6.13 段所述的规则。

6.22 更不用说钟表为了保证足够的轴承寿命而规定 pV 额定值,设计者必须确保(特别是在慢转速或间歇性的应用场合)单位面积上的载荷不超过生产厂的推荐值,通常大约为 28 MPa (290kgf/cm² 或 4000lbf/in²)。

含油多孔轴承

6.23 这种轴承也是专利性零件，只使用在与它们的制造者推荐相一致的场合。这些推荐值变化是巨大的，每一个制造厂常常能够适当提供一个不同材料特性和孔隙率的（每一个具有它自身的载荷-转速特性）范围来适应不同的应用场合。

6.24 对于多数多孔轴承，一个简单的 pV 值趋于毫无意义，因为它们的效能随轴承温度的任何升高而减小。因此，允许的单位载荷与 V^2 成反比例变化。由于具有不变宽径比的轴承，轴承面积和允许的轴承压力与转轴直径的平方成正比变化，但是方向相反，所以彼此相互抵消。因此，在这种条件下，任意给定转速时允许载荷与轴承尺寸无关。这就说明为什么在图 5.1 中除了在低转速时，载荷极限是取材料的疲劳强度限以外，所有尺寸的多孔轴承只有一条直线。

6.25 由此可知：对于多孔轴承，图 5.1 中载荷-转速特性曲线是适当的平均值，它比某些特性好，但比另一些较差。

石墨浸渍轴承

6.26 这是一种用于无油状态而设计的轴承，它在轻负载、高温、间歇运动的应用场合，或者存在产品污染危险的工作场合最能显示出它的优越性。各个制造厂生产具有不同支承基体的多种品级（这种基体可能是金属、碳精或金属-碳精混合物），每种情况下，生产厂（商）应该提出对于任一给定应用场合最适宜的品级的有关资料。

6.27 在常温下，石墨浸渍式轴承比聚四氟乙烯浸渍轴承有较大的磨损率。虽然两种轴承在图 5.1 上是用同一条载荷转速特性曲线表示的，但只是因为对石墨浸渍轴承这条特性曲线是指 $\frac{b}{d} = 1.5$ ，在 500h 内大约磨损率为 $50\mu\text{m}$ (0.0020in) 那种在通常工作情况下的轴承。而在间隙运动的工况下，轴承寿命可相

当于许多年,例如:使用在链式加煤机情况下,这种轴承在七年中只有 $75\mu\text{m}$ (0.003in) 的磨损量,但是同样的轴承使用在其它场合中运转了十七年没有更换。

二、轴 承 宽 度

6.28 轴承的宽径比 $\left(\frac{b}{d}\right)$ 对轴承性能的影响是十分显著的。轴承类型不同,其影响有差别;同时也受载荷性质的(即稳定的或波动的)影响。

流体动力油膜润滑轴承

6.29 对于流体动力液膜润滑轴承,推荐的“规范”是 $\frac{b}{d} = 0.6$,以此为基础已经制作出图 5.1,图 6.1 和图 6.2。

6.30 可惜,流体动力润滑轴承对 $\frac{b}{d}$ 的变化确实非常灵敏,因而了解为什么 0.6 被认为优化值是重要的。简单的回答是任一较小的轴承宽度会导致在轴承两端有较大的油压损失,而任一较大轴承宽度会引起校直的困难,与边缘负载。

6.31 这两个不相容的制约是值得仔细探讨的。

6.32 因为环状间隙空间的外露端,在轴承的边缘处油膜不能有任何压力,所以沿轴承宽度的轴向油膜压力分布一般形式如图 6.3 所示。参阅图 6.4 可以看出:增加轴承宽度不仅能够支承轴承中心处较大的压力,而且增大支承有效载荷能力的轴承宽度尺寸。 $\frac{a}{b}$ 为(0.5~1.5)范围,偏心率大约为 0.6 的轴承中,理论的承载能力大致随 $\left(\frac{b}{d}\right)^{1.5}$ 变化,所以,当一个轴承给定直径,而宽度增大一倍时,明显地将能支承五倍以上的载

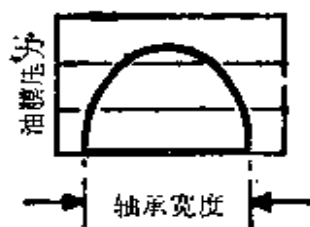


图 6.3 沿轴承窄间隙跨度上油膜的壓力分布(見 6.32 段)

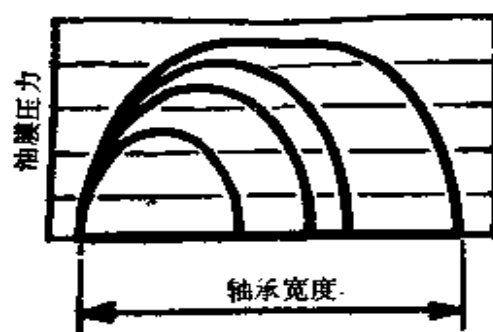


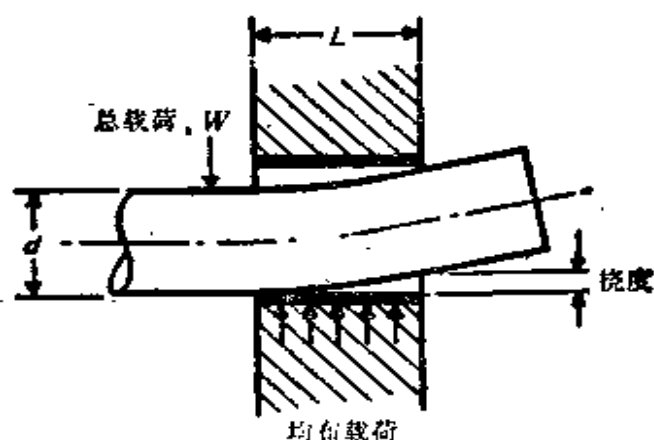
图 6.4 油膜压力分布随轴承宽度变化的关系(見 6.32 段)

荷。

6.33 然而，宽轴承的理论上优点是以整个轴承宽度上油膜厚度不变的假设为基础，但是，十分微小的非准直或轴挠曲就能够严重地破坏这个假设，引起大量载荷集中在轴承一端。实际上，即使我们略去轴的非准直和一般的挠度，而只考虑发生在轴承本身宽度范围内情况时，宽轴承工作决不是令人满意的。

6.34 以一个 50mm 直径的轴承在 1000 r/min 下运转的例子来说，由图 6.1 指出在 30mm 轴承宽度上可以支承大约 1800N(400lbf) 的最大推荐载荷。如果轴承宽度增大到 75mm，得到宽径比 $\frac{b}{d} = 1.5$ 时，那么理论上的承载能力（允许增大面积和改变宽径比 $\frac{b}{d}$ 时）大约将增大 10 倍，作用在它表面上的安全载荷达到 18kN(4000lbf)。然而，参看图 6.5 可知，轴受弯曲的挠度远远大于承载面积上的油膜厚度，所以在圆柱形轴承上不能承担这么大的均布载荷。换句话说，油膜厚度的均匀性必须产生均布载荷将与由这样一种载荷引起的轴挠曲形状不相容，即使假设外形完全准直，轴的刚度很大时也如此。

6.35 任何装配上的非准直性或轴的挠曲的影响，自然与轴承宽度成正比的增大，而准直性可能进一步受宽轴承上较大



$$\text{挠度与均布载荷} = \frac{WL^3}{8EI}$$

d	L	W	E	挠度
50mm	75mm	18kN	210GPa	0.0147mm
2in	3in	4000lbf	$30 \times 10^6 \text{ lbf/in}^2$	0.000573in

图 6.5 在轴承宽度内轴颈的挠度(见 6.34 段)

的载荷(或希望有较大的载荷)引起结构挠度增大所破坏(如图 6.6 的放大表示)。

6.36 所有轴和轴承座挠曲对油膜厚度的影响必须被限制在微米(μm)级内,或者在百分之几的油膜厚度之内。以这种尺度来观察时,将会表明所有轴和轴承结构是明显的象图 6.5 所表示的那样挠曲。

6.37 在动载荷下,轴心线将连续地变化,在每个循环内它可能从直线变化到图 6.5 中放大表示的形式对付它没有简单的办法,除非采用较窄的轴承(即轴承的宽径比 $\frac{b}{d}$ 无疑是小于 0.6)。在动态应用中,这个问题是严重的,有时可以采用“共轭挠曲”原理来缓和。“共轭挠曲”是指轴承支座和轴两者具有共

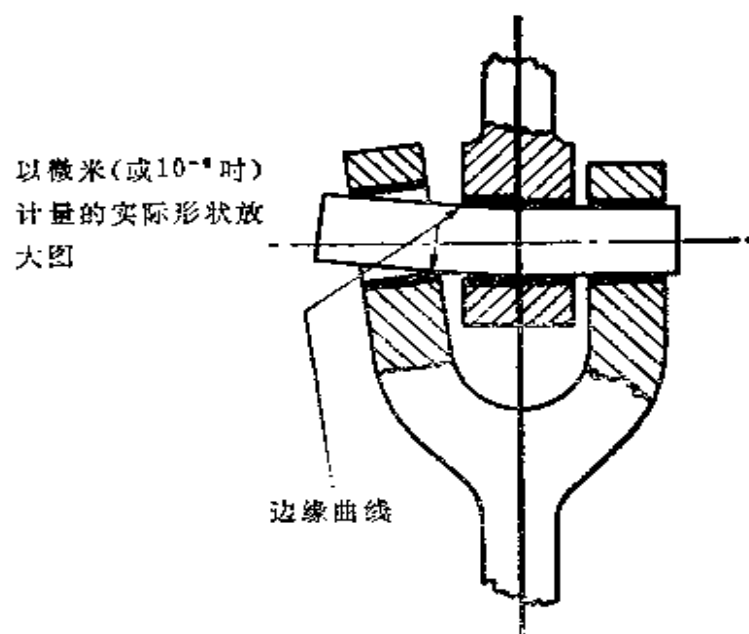


图 6.6 由轴的弯曲和结构的挠曲引起的边缘负载(见 6.35 段)

线挠曲的装置，因能而使它们保持实质上的共轴。这个原理应用于船舶上十字颈轴承的实例表示于图 6.7 中。在那里，轴颈是固定不变的，轴承是装在连杆顶端。

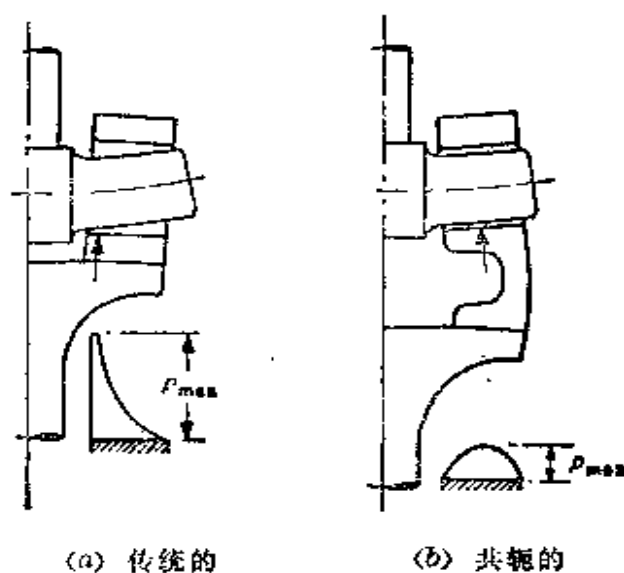


图 6.7 共轭挠曲(见 6.37 段)

6.38 因此,宽轴承的缺点也是象窄轴承的缺点一样严重,这里存在一个优化解的判断问题。

6.39 几年来,人们日益认识到多数轴承宽度太大,1980年的实际应用普遍认为在一般工业轴承中 $\frac{b}{d}=0.6$ 是优化值,相当狭窄的轴承常常使用得很成功,甚至象在现代化汽车中大端轴承这样的高速应用场合。在那里由于空间不够,取 $\frac{b}{d}=0.6$ 是难以做到的(也见6.70段)。

6.40 这可以用 Talbot/Hillman 汽车的发展趋势来作很好说明。1937 年 Minx 型号汽车大端轴承的 $\frac{b}{d}=0.56$,而1963年他们的 *ImP* 型号都用 $\frac{b}{d}=0.46$;到1982年, Talbot Solara 采用0.41。在同样的高速情况下, *Perkins V8-510* 的大端轴承采用 $\frac{b}{d}=0.386$, *E-type Jaguar* 的大端轴承采用 $\frac{b}{d}=0.467$ 。

6.41 再来看看工业应用场合,在 *ESDU65007* 中(1965年11月)载荷—转速特性曲线图是以 $\frac{b}{d}=1$ 为基础的,但是后来在 *ESDU 66023* 中给出三个工况实例,其中一个推荐的 $\frac{b}{d}=0.35$,而另外两个给出 $\frac{b}{d}=0.5$ 。第十六章16.09~16.11段中讨论到其它的工业应用实例,表明具有同样的趋势。

6.42 从实践与经验更广的发展趋势来看,相信 $\frac{b}{d}=0.6$ 对于绝大多数应用场合或许是最好的。因此,在任何地方可以推荐它,在工业上使用的普通油膜轴承应该用这个数值来设计。

6.43 如果需要使用窄轴承,那么在任意给定轴承直径和转速下,由图6.1和图6.2查出相应的最大载荷值应该乘以

液膜润滑轴承			干摩擦轴承	
pV因子	安全载荷	b/d	pV因子	安全载荷
0.50	0.25	0.3	1.0	0.3
0.54	0.45	0.4	1.0	0.4
0.84	0.70	0.5	1.0	0.5
1.00	1.00	0.6	1.0	0.6
0.90	1.05	0.7	1.0	0.7
0.81	1.07	0.8	1.0	0.8
0.70	1.05	0.9	1.0	0.8
0.60	1.00	1.0	1.0	1.0
0.40	0.80	1.2	0.97	1.16
0.21	0.50	1.4	0.88	1.24
0.10	0.25	1.5	0.83	1.25
		1.6	0.77	1.24
		1.8	0.64	1.16
		2.0	0.50	1.00

图 6.8 非标准宽度轴承上的载荷(见 6.43 和 6.48 段), 当图 5.1, 图 6.1 和图 6.2 应用在非标准宽度轴承时, 它所推荐的载荷和 pV 值应乘上一个系数。上表是建立在人为的假设轴和结构具有适当刚性的基础上, 因为它们不过是一些概括性的指导, 预期其结果是合理的

$2.8\left(\frac{b}{d}\right)^2$ 系数而使它降低。如果使用的轴承宽度大于 $0.6d$, 那么相应的修正系数推荐为 $\left[2.67\left(\frac{b}{d}\right) - 1.67\left(\frac{b}{d}\right)^2\right]$ 。这些修正系数已经算出, 并列于图 6.8。由图可知, 最大的推荐轴承压力存在于 $\frac{b}{d} = 0.6$ 时。因此, 当轴承宽度增大三分之一, 使它达到 $\frac{b}{d} = 0.8$ 时, 理论上的承载能力只提高 7%。—由于宽轴承易引起边缘负载故障, 所以这是一种不良的补偿。

6.44 不过, 需要讨论一下第十三章第二部分中油槽的实际情况, 我们可以注意到轴承宽度的最坏条件差不多发生在具

有中心周向油槽的轴承中。从油压端部泄漏的观点来说,中心油槽把一个轴承变换成两个分离的轴承,每一个比原来宽度的一半要小,因此中心油槽轴承使理论上的承载能力减小大约三倍。另外,对于任意给定的轴承直径和面积,轴承的宽度是随着油槽的宽度而增大,而较宽的轴承相应的对轴的非准直性的敏感性大,丧失掉两端的有效性,因此,除了它基本上作为油沟将输送油以外,中心周向油槽尽量不采用。尽管如此,用 13.12 段提出的方法时常可以适当的减少不利的影响。

6.45 在稳定载荷(由重力或其它外力产生的)情况下,可采用 6.69 段所述的安装轴承“不共线”来补偿一部分轴的挠度。在这种条件下,轴承宽径比 $\left(\frac{b}{d}\right)$ 高达 1 还是很满意的。

6.46 在单纯的离心载荷作用下(即力的数值不变,但随着轴旋转),这条件可能引起轴承磨损成轻微的锥形孔,如图 6.9 中的放大表示。因此,在这种情况下,轴承宽度也可稍大于 $0.6d$ 。(尽管对此有某些异议)。

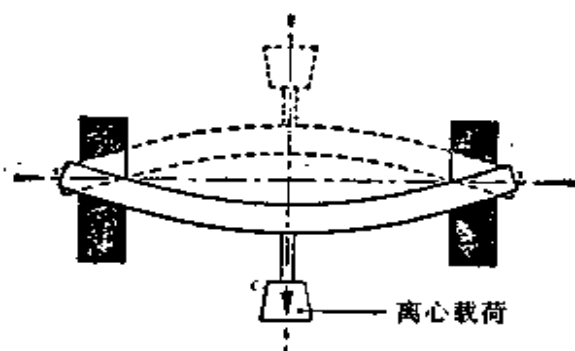


图 6.9 由于离心载荷的作用使轴承磨损成圆锥形(见 6.46 段)

干摩擦轴承

6.47 由于这种轴承没有油膜来帮助载荷的分布,所以它们比流体动力润滑轴承更容易感受到边缘载荷。另一方面,作

用在这种轴承上的载荷通常是很轻的，所以在轴承宽度内难得受到轴的挠曲影响。在研配过程中，这种轴承也比流体动力润滑轴承易磨损，所以它本身会调节成较好的所需准直条件。此外，这种轴承也受 p_v 值限制，考虑 6.13 段所叙述，在增大轴承直径时， p_v 值没有增大，于是，趋于使用较大的宽径比。因此，对于干摩擦轴承的“规范”通常是取 $\frac{b}{d} = 1$ 。图 5.1 中的推荐载荷和转速是依此为基础的。

6.48 对于宽轴承，无论刚度或是装配的准直性是否能保证满足载荷均布，总有些不确定。由于这个原因，关于宽轴承的安全载荷应该用 $\frac{b}{d} = 1$ 的安全载荷乘以 $\left[3\left(\frac{b}{d}\right) - \left(\frac{b}{d}\right)^2 - 1\right]$ 。这公式表明 $\frac{b}{d} = 1.5$ 时干摩擦轴承具有最大承载能力。任何更宽的轴承，承载能力将减小，因此不推荐使用宽度大于 $1.5d$ 的干摩擦轴承。

含油多孔轴承

6.49 对于这种轴承的推荐“规范”是 $\frac{b}{d} = 1$ 。在图 5.1 中依此为基础表示出载荷与转速的关系。

6.50 对于窄的（宽度小于轴径）或宽的（宽度大于轴径）多孔轴承，推荐载荷应该按 6.48 段干摩擦轴承中所述的方法作调整。

石墨轴承

6.51 为了减小磨损，对于石墨轴承， $\frac{b}{d} = 1.5$ 被认为是正常的，甚至 $\frac{b}{d} = 2$ 也不是罕见的。虽然轴承宽度只有四分之一直径的轴承常常使用于湿轴承（即在水中运转的轴承），但在干

摩擦条件下使用时, $\frac{b}{d} < 1$ 的轴承是很少推荐的。

三、轴颈与轴承间的间隙

油膜润滑轴承(流体动力润滑和/或边界润滑)

6.52 如果油膜润滑轴承的轴颈周围提供过大的间隙, 那么它的承载能力将如 3.11 所述的那样减小。但是较小离最佳值的向上偏移而带来的影响是难以严格确定的。另一方面, 过小的间隙能够很快导致过热和损坏。因此在任何设计中, 首先确定一个最小的允许间隙是重要的, 然后选择直径和公差。这公差将保证最小间隙总是稍大一些, ——如果有可能, 那么最好使公差的中点分布与最佳间隙值相一致。

6.53 为了使轴承能够处在它们的极限承载量附近工作, 需要相当精确地定出最大允许间隙和最小允许间隙。但是, 多数应用在老式车间天天工作的慢转速轴承, 大多推荐使用 1 英毫/英寸 ($1\mu\text{m}/\text{mm}$) 的规定。即使对于工作在图 6.1 和图 6.2 的载荷—转速特性范围内的轴承, 如果间隙高达 100% 的按 3.25 段所指定的最小值 (即 $0.0009d + \frac{dn}{5,000,000}$), 那么承载能力将不受很大影响。对于轻载荷轴承, 见 5.24 段。

6.54 对于多数重负载轴承, 需要在最佳间隙值附近工作 (即宁可较小, 而不愿在 6.53 段所提到的间隙值范围工作), 但是实际的最佳值决定于载荷和转速是相当平稳的, 还是象柴油发动机那样的强烈波动。对于平稳载荷, 很少见到使用间隙低于图 6.10 中指示的数值, (在公差累加的最不利条件下)。

6.55 对于柴油发动机和其它发动机, 一组等效的数值绘制在图 6.11 中, 该曲线是按图上所示的公式计算的。

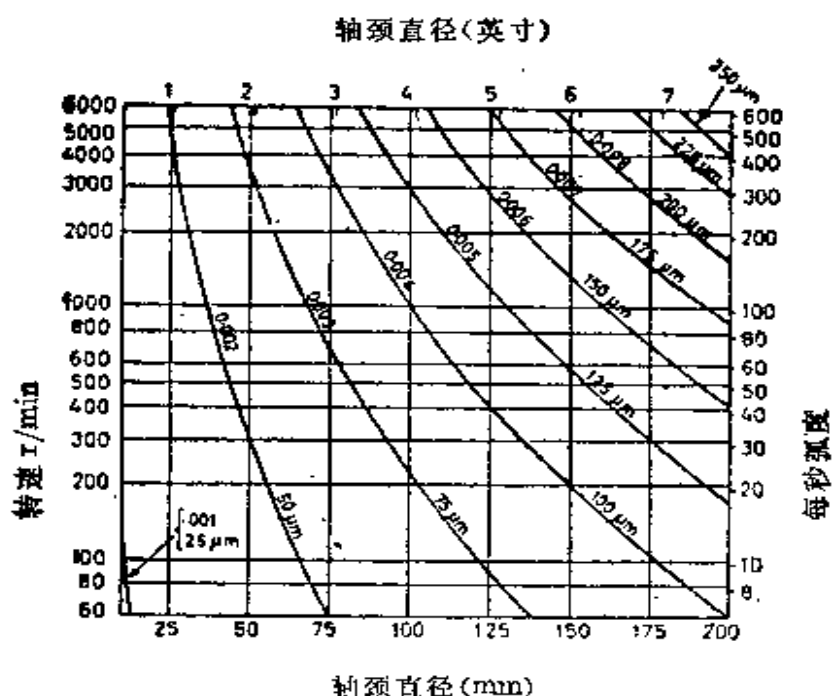
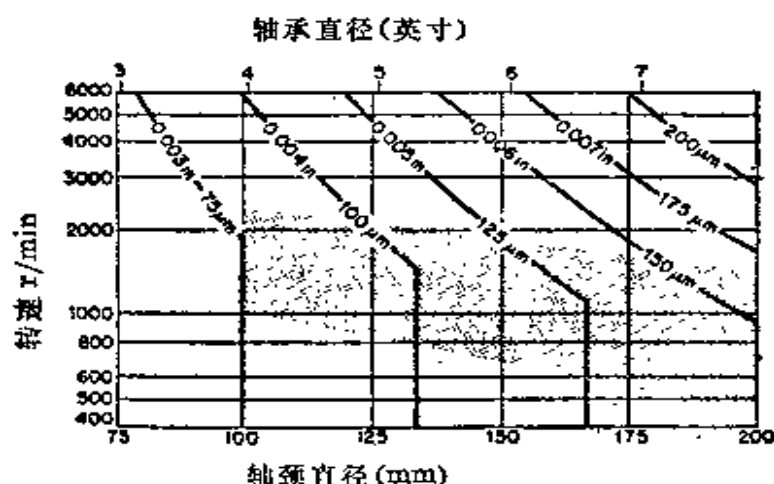


图 6.10 适用于稳定负载轴承的最小径向间隙(见 6.54 段)



对最小的 $0.00075d$ 最小的 C_r 从 $\frac{3.6n^{0.25} \times d^{1.25}}{10^5}$ 得到

图 6.11 阴影区表明中等转速柴油发动机工作范围(见 6.55 段)

6.56 除非特别小心的选取轴颈圆度与其它偏差的公差带特别狭窄, 通常决不使用小于 $25\mu\text{m}(0.001\text{in})$ 的间隙。尽管那

样,但这趋于很不实际的推荐。很精细的瑞士手表通常有比它更大的轴承间隙。

6.57 稍微低于最小间隙对于柴油发动机是允许的,部分可以用它们的平均载荷大大低于峰值的情况来说明,所以在相同的名义转速和载荷下,它们的 p_v 值较低。另外,也可以从交变载荷随着发生的挤压效应来说明其好处。如 12.17b 和 c 段所述的。

干摩擦轴承

6.58 这种轴承所要求的运转间隙随着干摩擦材料的种类而变化,因此它们必定选自生产厂(商)的产品说明书。与其它类型的轴承相比,这类轴承的间隙通常较大,可以取 $0.005d$ 的量级。

预润滑轴承

6.59 鉴于这类轴承是由各种各样的孔隙率和材料成分所构成,所以总是可以从承制厂的文献中适当的获得最优间隙和它的相应公差。

6.60 BS1131 第五部分;与 H8/f7 相当的推荐间隙适合于含油轴承,但是别的作者对于较高转速的轴承推荐较大的间隙。一个制造厂有一份推荐的平均间隙的表格(即公差中点的分布)其相应的表达式:

$$K \times 7\sqrt{d^3} \times 12\sqrt{n}$$

式中: $K = \frac{1}{750}$ (mm × r/min) 或 $\frac{1}{1200}$ (in × r/min)。

6.61 附带说明,在这类轴承或轴套中,正确的间隙决不应该用机械加工它们的孔径来获得,因为这间隙能够严格的影响轴承的性能。所以正确的孔径尺寸应该如 10.18 段所述的那样用定位销轴的相应尺寸来获得。

石墨浸渍式轴承

6.62 由于这种轴承是由很大范围的专利材料中任一种制成的,所以从承制厂(商)的资料中基本上可以获得间隙。一般来说,可以找到适合于干摩擦应用场合的最佳间隙是与 $D9/f8$ 同量级,适合于润滑应用场合的是与 $E9/f8$ 同量级。

综述

6.63 必须记住,所要求的间隙必须在工作条件下获得,因此,如果轴和轴承座是由不同热膨胀系数的材料组成,考虑到它们在静止和运转温度之间的尺寸变化,必须留出相应的余量。

6.64 由于轴颈差不多总是比轴承座孔更快磨损,所以在起动以后立即就明显地呈现这种热膨胀的差别。这些情况的出现已带来麻烦,即使在一定的运转条件下间隙是标准的。这种特殊的麻烦虽不是常见的,但在设计时还是应该时刻记住。

6.65 总之,对于油膜润滑轴承,载荷、转速和尺寸已在图 6.1 和图 6.2 规定;关于最小运转间隙的一个好的计算公式:

$$C_d = \left(0.0009 + \frac{n}{5,000.000} \right) d, n \sim r/min$$

自然,这是假设表面光洁度、制造公差、准直性、润滑油供应等情况都是与相应的推荐值相一致,其它的条件和(或)其它的轴承类型需要象前面段落中讨论的那样作专门考虑。

四、准直精度

6.66 对于油膜润滑轴承,涉及图 6.1、图 6.2 有关的载荷、转速和尺寸的范围, $\frac{1}{5000}$ 总的非准直度(即轴通过轴承时的斜率为 0.0002rad) 大约是可以接受的没有过分的冒边缘

负载风险的最大值。这个数值是指轴和(或)支座在载荷下产生挠曲所引起的不准直,以及在装配时产生、或者磨损引起的不准直的总和。(关于边缘负载的说明,见图 6.6)。

6.67 当非准直度大于 0.0002rad 时,轴承的承载能力将减小。对于所有的轴承尺寸在图 6.1 和图 6.2 中表示的载荷值应该除以 $\frac{0.0008}{(0.001 - m)}$ 系数。其中 m 是实际的非准直度(弧度)。

6.68 当考虑的轴挠度在油膜厚度尺度 (10^{-4}in 、或 10^{-5}mm) 范围时,那么所有轴是有非常明显的挠度(完全象 6.36 段所说明的那样)。如果在图 6.1 或图 6.2 的最大载荷值附近一点上工作时,那么为了对每一种情况作预防措施,应该适当的计算挠度。

6.69 当挠度是由重力引起时,那么它总是在相同方向,因而可以使轴承安装成与局部的轴中心线相平行,而不是真正地轴线相互平行的方法来克服。在图 6.12 中表明了这种方法,实际情况不象图中设想的那样夸大。对于大型的涡轮发电机组,当一些涡轮机和它们联结的发电机自然地装配成长长一行时,常常有几公分的垂度。一般来说,图 6.12 中这种装备大都来自

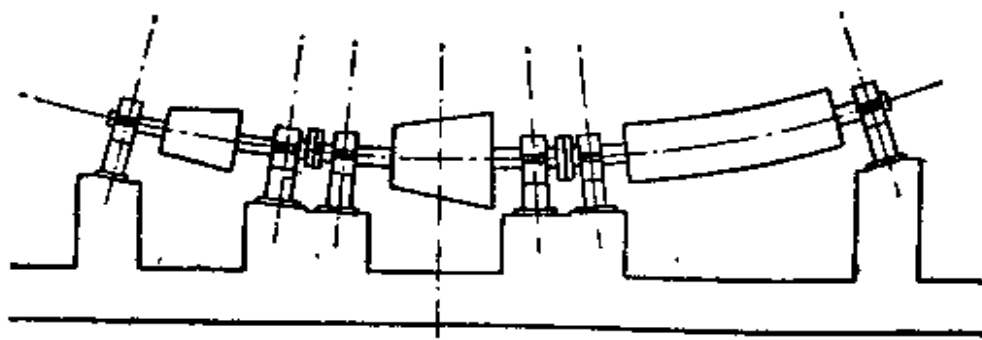


图 6.12 涡轮发电机组所有轴承和轴的局部中心线对准时总装后的放大图(见 6.69 段)

英国的涡轮发电机组,虽然多年来在细节上已有相当的改变。在美国,对这些变化的评论,以及对新的更替更接近于涡轮发电机准直的评论是有利的,这一点可以在第十六章例题 2 中看到。

6.70 在发动机轴承中,载荷发生每隔 360° 或 720° 循环中的周期性变化,自然地会引起轴的挠度和轴承的准直性变化,但是它的有害影响(就边缘载荷而论)是大大地受比较厚的油膜的“挤压”润滑效应所抵销。

6.71 如果干摩擦轴承和含油多孔轴承与轴颈对中不好,那么它们也将发生故障,但是它们的最小非准直公差是大于油膜润滑轴承,通常为避免发生故障,这种轴承不需要做成过份长。然而, $\frac{1}{5000}$ 的准直性精度还是应该作为宗旨。如果采用这种标准的准直度还有问题,那末从专利性的自位干摩擦轴承系列内至少能找到一个适用的、直径最大可达 100mm(4in) 的这种轴承。

6.72 除了轴颈和它的轴承之间非准直性以外,还可能有同样地不合乎需要的失配,或轴承本身的各部分之间的非准直性。图 6.13, 图 6.14 和图 6.15 表示出这方面的例子(取自蒸汽

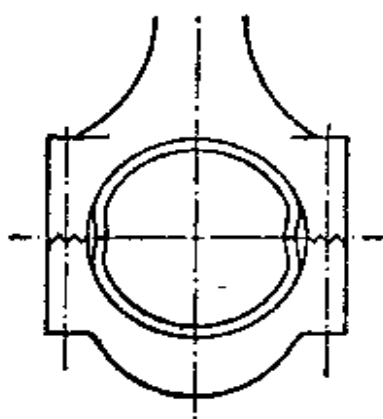


图 6.13 过度挤压

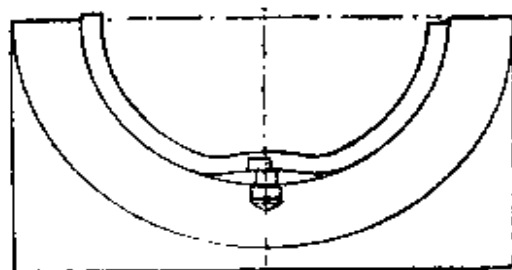


图 6.14 不对准销钉

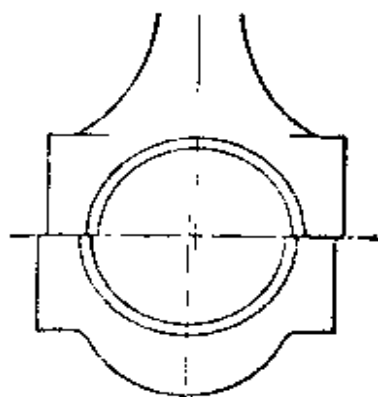


图 6.15 轴承盖错位

机、柴油机、电力驱动工程,1979)。这些不是一个设计者能够设法消除的特殊误差,但是记住它们是有用的。如果这种轴承之一陷于故障,应该在试图改变他的设计以改善这种情况之前,先对它们进行检验校正。

五、制 造 公 差

6.73 有关制造公差的材料可以在下述各段中找到:

轴颈直径, 3.23, 3.29, 3.30 段。

轴承孔, 3.25, 3.30, 6.52, 14.08~14.14 段。

轴承宽度, 11.04 段

轴瓦孔和外径, 10.08~10.14 段

轴承壳直径, 8.01 段

轴承座孔, 6.52, 8.01, 10.08~10.14 段

轴承盖孔, 9.03 段

非准直度, 6.66 以后各段

止推垫圈, 11.04 段和图 11.1

壁厚, 6.52, 8.01 段

制造公差对轴承性能的影响已在 3.29, 3.30 和 8.13 段中叙述。

6.74 值得注意: 一台发动机的所有主轴承轴颈(即大端轴颈)根据其名义尺寸的容许偏差是很少相同的, 同时各个轴承壳的配合公差方式也可能是彼此不同的。当一台发动机(或任意一台机器)为了检修或维护而拆卸时, 那么对每一个拆出的轴承必须依此作出适当的标记, 同时要弄清楚, 使所有轴承重新装配在它原先所占有的位置上(假如是对称布置, 也按同样方法)。要不然, 如果机器重新装配让轴承恰好“插入”另一特定的轴颈时, 于是轴承处于一个新的安装位置上运转(在那里只要有零点几微英寸的变化, 其影响也可能是重大的), 容易发生严重的轴承故障。对于这种不正常的工作方式, 需要小心的用白垩记号或油漆记号来标记轴承壳以示警告。只要这些标记没有完全擦去, 轴承就能装在轴承壳和它的轴承座之间。因此, 允许倒转的运转条件也大大优于随意乱装配时的运转条件。

第七章 材料和加工

一、轴 承 材 料

7.01 关于推荐的轴颈硬度,见7.02~7.09段。关于推荐的表面粗糙度,见7.49~7.53段。关于推荐的尺寸公差,见6.73段。

7.02 在载荷和转速条件相当于图5.1和图6.2中数值范围时,采用普通的低碳钢轴颈与白合金(或称巴氏合金)轴承组合,通常将表明完全满足使用要求。

7.03 然而,当载荷和(或)转速增大时,维持一个正确的圆形轴颈将成为十分重要。可是,由于轴颈磨损率的明显增大,所以,为了达到一个轴承的安全寿命,对轴颈需要采用某些表面硬化方法,虽然低碳钢或低合金钢仍然是较好的基本材料、然而必须小心,以免相当脆性的硬化表面在重载轴颈(见3.38段和图6.4)的大应变条件下产生裂缝和断裂。

7.04 如果峰值负载达到要求使用铜铅合金或其它高强度轴承衬时,那么采用较硬的轴颈几乎或为必须遵循的规则,即使“等效稳定载荷”是在图5.1或图6.2的界限范围内。如果采用表面渗碳可能获得相应的表面硬度,那么需要采用某些较硬的转轴材料;若不,这时需要小心,以免发生通常所说的“丝纤维”破坏(“wire-wool“failure)的危险。关于产生这种破坏的确切原因,看法尚不一致,但在轴颈(或止推表面)上显现好象经过精致的锐利的刀具加工,其切屑类似丝纤维的迹象已引起重视。

7.05 这种破坏大多是(但并不一定)与含铬量较高的铬钢轴颈有关。它们常常发生在初次使用时,机器启动后几秒钟内,但有时却发生在安全运转长时期以后。

7.06 这种破坏的一般机理可认为是含杂质钢中微粒越过油膜,并且部分嵌入轴承衬内。由于与轴颈表面相应摩擦,所以微粒的外露尖端可以达到很高温度,在油中引起碳化,于是产生一个硬的碳化物尖端使钢粒子变成高效率的切削刀具,致使轴颈表面在几秒钟(而不是几分钟)内突然遭受损坏。

7.07 含铬量低至2%时仍然发现有“丝纤维”破坏,它看来在某种程度上决定于一种特殊的铬组合物的含量、油的特性和(或)所使用的极限压力。除了非常谨慎小心地选用任一铬钢的组合物和油的特性之外,没有可靠的方法能够防止这种故障,而这种选用又不是以设计者充分了解的直接经验做后盾。

7.08 在困难情况下,一种最后的权宜方法可以给轴颈装配上低碳钢轴套,于是,当它磨损后,重新更换轴套比更换整根轴花钱要少得多。

7.09 某些牌号铸铁可以作成极好的轴颈,但是这里讨论其适宜使用场合趋于太专业化了,只是指出至少有一家在全世界很有声誉的汽车制造厂多年来一直在使用铸铁曲柄轴。

二、轴承衬材料的种类和品级

概述

7.10 适用于等效稳定载荷条件的应用场合是在图5.1,图6.1或图6.2的界限内。这通常是切合实际的,也是十分方便的,不需要用轴承衬,轴直接在固定件的通用材料中运转。如果该固定部分是黄铜,杜拉铝(硬铝)或某些高分子聚合物等材

料制的,(或者甚至有时是钢制的 一见 12.01~12.03 段),这就特别适用。

7.11 无衬套轴承的性能显然是与有相同材料衬套的轴承完全相同,但缺点是,如果轴承破坏或磨损时,更换轴承需要花费更多的钱。一般来说,这种结构形式只适用于断续工作的轻载轴承,与低成本的应用场合。例如:家用器械等等。

7.12 实际轴承衬材料的不同类型在以下段落中分为五类介绍,而这些材料中的相互关系完全不只是在一类中。这五类是:油膜润滑轴承,干摩擦轴承,含油多孔轴承,水润滑轴承和高温应用场合轴承。

油膜润滑轴承

7.13 首先选择的材料几乎必然是白合金,除非是处在大的峰值载荷或高的环境温度的情况而应排除使用。在那种情况下,可按表 7.1 递减次序选择可替换的材料。

表 7.1

材料	推 荐 值					特 性 (见段数)
	最大峰值载荷			最小的轴硬度 (HV _{0.05})		
	MPa	kg/cm ²	lbf/in ²	普通的	老式的	
白合金	7	70	1000	180	~	7.16~7.21
40%锡铝合金	10	100	1500	180	~	7.27~7.29
20%锡铝合金	18	180	2500	250	250	7.27~7.29
6%锡铝合金	19	190	2700	300	250	7.27~7.29
铜铝合金	19	190	2700	300	250	7.22
铅青铜合金	20	200	3000	300	250	7.22
铝硅合金	20	200	3000	300	250	7.30

7.14 人人可以不赞同表 7.1 中所指示的着优选择次序。表 7.1 是以下事实为根据：较软的轴承材料是比较硬的材料能够更好的忍受不同轴性（即非准直性），脏油和一般的粗加工。因此，在峰值载荷、温度或其它限制因素占优势的条件下，为了能够安全运行，尽量使用最软的材料。

7.15 表 7.1 中推荐的最大峰值载荷是指轴承在等速下支承的不变载荷。这些数值是代表每天运行时可靠的工作界限，对于任意给定的应用场合，没有作试制品试验来证明（或推翻）高于所列数值的可行性之前，不应该超出这数值。在可变载荷转速工况下（例如：内燃机）能满意地承受较大的载荷，见 2.03 段以及第四章第二～四部分，特别是 3.36～3.40 段包含的内容。

白合金材料

7.16 关于白合金材料的适用规格是：

对于薄壁轴承：

BS3332/1(Sn89, Sb7.5, Cu3.5)

或 SAE13(Pb83.25, Sb7.5, Sn6, Cu0.5, As0.25)

对于厚壁轴承：

BS3332/2(Sn87, Sb9, Cu4)

或 BS3332/7(Pb74, Sn12, Sb13, Cu1)

7.17 白合金作轴承衬材料有以下优点：

- a) 在适当加热时，它对钢、铸铁和青铜有很好的粘附性。
- b) 它与各种普通润滑油均有良好的浸润性，所以在轴停止转动一段时间后仍能保持一层油膜。
- c) 它的嵌入性是比当今任何轴承衬材料要好，这意味着外部物质很容易嵌入或渗进，特别是在起动时接近于金属对金属直接接触条件下，凸出的微粒嵌入后就不会划伤轴颈。

d) 在启动时,或在瞬时过载条件下,它比较硬的材料能更好的经受住润滑不足的情况。

e) 容许轻微的轴颈不同轴度或负载时产生的挠度,这比较硬的材料要好。

f) 它不受含硫燃料的燃烧而产生的酸性物掺入到内燃机润滑油所引起的锈蚀。

g) 采用白合金轴承衬的轴承在磨损或破坏后可以更换轴承衬。

k) 在厚壁轴承情况下,它可以用刮削来校正轻微的不同轴性或诸如此类的缺点。

7.18 白合金材料的缺点不仅是它的压缩疲劳强度低,而且随着温度升高而很快减小(如图7.1所示)。例如:在冬季和夏季气温($0^{\circ}\sim 40^{\circ}\text{C}$,或 $32\sim 100^{\circ}\text{F}$)变化时,疲劳强度限大约减小6%,当温度进一步升高时,那么疲劳强度限就更急剧地下降。厚度为 $120\mu\text{m}(0.005\text{in})$ 代替 $800\mu\text{m}(0.03\text{in})$ 的超薄型

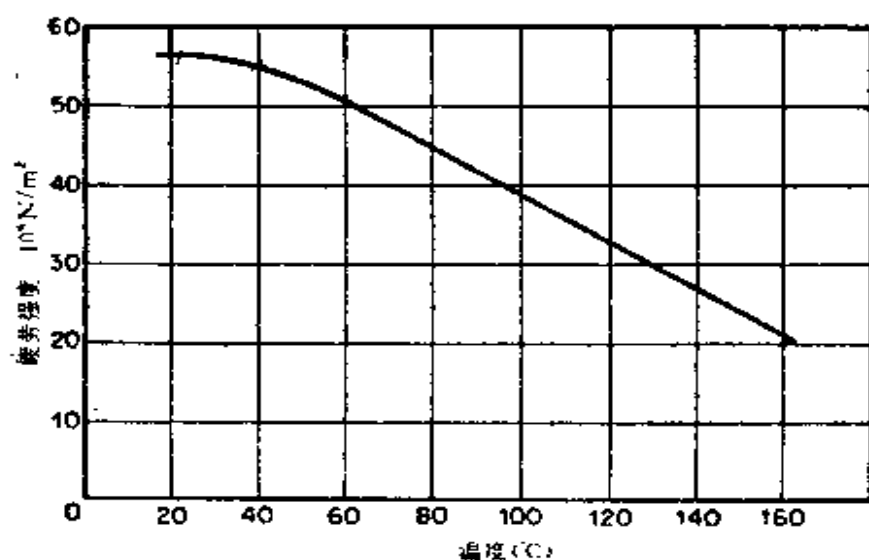


图 7.1 在钢基上覆盖薄的白合金材料的轴承疲劳强度随温度升高而降低(见 7.18 段)

白合金轴承衬可以提高 40% 疲劳强度限,但是显然只能有小量的磨损,以及容许小的废屑和(或)不同轴度。

7.19 锡基白合金材料是始终被认为优于铅基材料,一百多年来在英国已传统性地作为第一流的轴承衬材料使用。然而在美国和德国的工程师们中对使用铅基组合物是同等的——这或许是因为他们认为锡是战略物质。此外,由于汽车工业对于此事多少有点指导性作用,英国汽车发动机的特征是结构小巧,高速旋转和“温度高”,而美国汽车发动机倾向于低速大马力型式。这些趋势是值得重视的。

7.20 然而,在近十年内,锡的价格已如此激烈的猛涨,致使铅基白合金材料目前正在广泛地使用,并且正在显示出,在实践中铅基材料被认为次于锡基材料的看法几乎没有引人注意。目前汽车工业正在广泛采用铝合金或铜铅合金轴承衬,所以它对白合金材料性能的影响是远小于前述的。

7.21 所有这些是有意义的。虽然在多数英国书籍中只有锡基白合金材料是任意使用的,但是一个设计者不需要害怕使用一种好的铅基等效物——而在正常情况下,没有特殊允许需要引进这种变更。

铜-铅和铅青铜

7.22 在铜-铅(Cu70, Pb30)和铅青铜(Cu74, Pb22, Sn4)合金中,锡(即使有)与铜组合成青铜,但是保持自由状态的铅分散在铜或青铜的基体中。自由状态的铅构成这种轴承的特征,而铜基体提供它的强度。这些材料是适用于峰值载荷达到表 7.1 中所列的数值,但是在其它方面性能却没有白合金材料那样引人注意,因为

- a) 它们只适用于钢外壳,
- b) 它们要求一个较硬的轴颈表面(见 7.13 段),

- c) 它们只允许较小的不同轴度,
- d) 它们抗发动机油中酸性物的腐蚀能力低(见 7.23 段)
- e) 它们只允许较小的油垢,
- f) 它们只允许较小的瞬时过载,
- g) 它们的价格更昂贵。

铅-锡或铅-铟镀层

7.23 凡是有可能,铜基轴承材料(7.22 段)应该覆盖厚度为 $0.025\sim 0.040\text{mm}$ ($0.001\sim 0.0015\text{in.}$)的铅-锡(Pb89, Sn11)或铅-铟(Pb93, In7)的镀层。这样做使安全峰值负载量稍有差别,但是允许使用稍微软一些的轴颈(未加镀层时,最小值为 $500\text{HV}30$;加镀层时,为 $230\text{HV}30$),并且轴承允许有稍大的油垢。在内燃机中铅基轴承必定总有镀层,否则润滑油(见 7.17f 段)中的酸性物将强烈地腐蚀材料中的铅相。含锡的覆盖镀层可阻止材料中的铅发生类似的腐蚀作用,而将一些锡加入铜-铅或铅青铜合金中时将优先地与铜组合在一起,对铅未加保护。

7.24 覆盖镀层的主要缺点是这种轴承不能安装好后再刮削或镗孔,而是配合预先精加工后再装配。

7.25 许多年来,对于重负载轴承广泛使用铜-铅基覆盖镀层的轴承衬材料,但是目前正被铝合金所代替。

铅-锡或铅-铟沉积镀层

7.26 除在内燃机以外的应用场合,不需要在铜-铅轴承或铅青铜轴承上保护自由铅。在这种情况下,一层薄的(厚度大约为 $5\mu\text{m}$ 或 0.0002in)铅-锡或铅-铟沉积镀层(象 7.23 段)所述的相同成分)往往用于铜基轴承材料来促进“跑合”过程。在达到目的之后,沉积镀层立即磨损,于是,轴承的性能完全与没有镀层材料时相同。自然,这种有盖的“跑合”条件多半会改善轴颈的表面光洁度(见 3.32 段)。

铝合金

7.27 用于机械结构的普通铝合金(如:硬铝)是不作为特别好的轴承材料。一般来说,现在它只用于轻载荷的应用场合。适用于轴承的合金已作了专门研究,它的基本成份是铝和锡。锡不能与铝化合,但是实际上形成一个锡团的“机械”混合物保持在铝的基体中。这种自由锡构成材料的“轴承特征”-完全象铅在铜-铅或铅青铜合金中一样。然而,铝基体比青铜软得多,所以它吸收外部物质的作用比强度相当的铜-铅或铅青铜合金要大。此外,它能比铜基合金更好的与软轴一起运转。

7.28 相比铜基合金来说的另一个优点是自由锡和铝基体都具有较高的抗蚀性,能抵抗内燃机润滑油中迅速形成的酸性物和其它杂质的腐蚀。铝的另一个优点是价格低廉,产量比铜更加丰富。

7.29 遗憾的是,铝锡混合物有较大的热膨胀系数,所以在铁质支座中难以做成整体形状。在含锡量超过5%以上时,铸造状态的铝基体也是相当软的。然而,近年来这些缺点已用冷加工和热处理方法使之产生一种具有较高强度的铝和锡相是连续分布的网状铝基组织而得以克服。此外,也可采用经济的方法,将这些铝合金粘结在钢背上作为制造薄壁轴承的带材。

7.30 目前高强度铝基可用的轴承材料是铝-硅合金 (Al.99, Si11, Cu1)。这种材料象其它材料一样制成钢背薄壁形状,具有网状基体组织。

7.31 由于铝-锡轴承象7.17段所述的那样不受腐蚀的影响,所以它们不需要防护覆盖层。尽管如此,为了有助于初始的跑合运转,通常的做法是加上一层超薄型(厚度为 $13\sim 20\mu\text{m}$,或 $0.0005\sim 0.0008\text{in}$)的铅-锡或铅-钢覆盖层。

重载轴承

7.32 如果等效的稳定载荷和均匀转速条件都超过图 6.1 或图 6.2 的上限,那么整个设计完全超出本书的严格范围,成为一个用经验方法来较好处理的,而不是人人想在书本中找到回答的课题。尽管如此,每个人在着手设计重载轴承时,首先可以参阅 7.13~7.31 段中高疲劳强度材料,寻找对设计有用处的内容,然后象第十五章那样,把它与 3.35~3.40 段中的说明结合在一起考虑。

干摩擦轴承

7.33 适用于干摩擦轴承的轴承衬材料是某些专业厂(商)提供的,在此将他们的制品进行比较是不适当的。在图 5.1 中已给出很宽载荷和转速的范围,更宽的范围可以在 BS 4480 中查取,但是在任何一个最终设计中,应该采纳专业厂(商)提供的推荐值及其细则说明。

7.34 除了在 7.10 段中叙述的塑料轴承之外,多数干摩擦轴承使用的“有效”材料是聚四氟乙烯(ptfe)或石墨。这两种材料都能起干的、固体润滑作用,但是缺乏用于轴承表面所必需的强度。因此,它们通常用作具有一定强度材料(如:制成多孔形式的碳棒或青铜)为基体的“填充物”。在轴承工作过程中,少量的石墨或聚四氟乙烯慢慢地从基体内渗出,这现象的部分原因是由于摩擦热引起填充物的膨胀,另一部分原因是由于表面磨损的结果使越来越多的填充物逐渐外露出来。

7.35 由于没有润滑剂流动来带走摩擦热,所以摩擦热是靠轴承座及其邻近的零件的热传导来逸散。因此,轴承的性能是受最高温度的限制,而它对每种轴承材料是必定存在的,在连续运转轴承中,最高温度是与 pV 值有关(即轴承压力 \times 摩擦速度——见 6.6~6.8 段),而轴承的寿命最恰当地表示为一个给定的 pV 小时数。也就是说,寿命是与使用条件成反比。自然,最大

峰值载荷是受承载基体的性质所决定。

7.36 如果轴承是短时间使用,长时间闲置的间歇性运转,那么轴承温度自然不会达到相应于稳定运转时的情况,使用较大的 pV 值是完全允许的。

7.37 由于碳精和石墨在很高温度下保持它们的强度和一般特性,这比青铜和聚四氟乙烯要好,所以使碳基石墨材料比金属基体材料更能经受住较大的 pV 值。不过,使用碳精基体不能减小伴随较高 pV 值而引起的磨损。实际上,在正常温度下,可以预料青铜的磨损低于碳精。

7.38 因此,一般来说,碳基材料是特别适用于高转速、间歇使用的轴承。这样,较少的实际磨损时间使轴承相应的可以增加使用年限。它们亦十分适用于环境温度较高和(或)受到化学腐蚀的场合。(亦见 7.43 段)。

7.39 大多数干摩擦轴承应用场合不会受异常温度或腐蚀剂作用而带来麻烦,而聚四氟乙烯-青铜材料能卷制成一个很宽的尺寸范围的各种轴套,同时可以制成长条形状,用作光滑表面。

7.40 除了全部碳精基体和全部青铜基体以外,还有一个很大范围是由不同的碳-金属混合物构成的基体材料(大多数用石墨填充)。这些金属包括铜,铅-青铜,铸铁,镍和铁-镍合金。每一种材料都有一个合适的孔隙率和石墨含量的范围。用任一给定材料作基体时,机械性能完全取决于石墨含量。石墨含量减小,材料的硬度增大,可塑性增大,拉伸强度增大,但抗摩擦磨损性能不太好,应用这种特性来确定石墨含量,使之得到最佳的轴承性能。一般的原则是使用最大的石墨含量与足够的机械强度相一致。

7.41 碳-基材料最普通的使用是做轴承,通常它被制成柱

形状(常常是用冲压技术),并且很容易机械加工成所需形状,这对于大量生产是经济的,但不适用单件操作。然而,许多种类的金属-碳精,填充石墨的材料可以做成环状、圆柱形,矩形的标准坯料以适于机械加工成各种形状的轴套。对于直线的滑动应用场合,有些也可能做成钢背的扁平带状坯料。

含油多孔轴承

7.42 这类轴承没有轴承衬,但是整个轴承通常是用烧结青铜粉末材料制成,孔隙度大约为3~30%。较大的孔隙度趋于有较小的摩擦和磨损,而较密实的材料有较大的强度。由于这类轴承是专利性产品,所以只有生产厂(商)能够详细地提供有关不同品级含油轴承的特性资料。但是一般的概念可以在5.11d段,6.23段和图5.1中找到。

水润滑轴承

7.43 几乎任何干摩擦轴承材料能够非常好的用水润滑来工作,只要在轴承材料成份中不含铁,只要轴颈是不锈钢或其它合适的防锈材料。在某些应用场合可能有工艺用流体流入或绕着轴承流动,能有效地使用它作为润滑剂。——自然,只要小心选择轴颈和轴承材料可避免任何化学腐蚀或电化学腐蚀作用。水或其它液体能够减小摩擦和机械磨损,也有助于摩擦热的逸散。

7.44 由于润滑油和水之间的粘性不同,所以水润滑的承载能力,理论上与正常的油膜润滑相比较约差十倍。然而,实际上这种没有“咬住”危险的干轴承材料的水润滑性能更接近于边界润滑状态。在安全使用区域内,它的承载能力随着载荷和转速的增加成比例地增高。事实上,这种轴承已经成功地应用在载荷和转速范围,实质上已与图6.1所示值完全相同的场合。然而,这样的结果是罕见的,并且只有通过研制性试验排除了“障

碍”以后才能达到。

7.45 一个欠考虑的非正式的设计计算结果,认为水润滑增加轴承性能为相同材料在“干”值时的 100% 以上,或则是接近于等效油润滑值的 50%,无论那种可能都是较低的。

7.46 重要的一点须注意:大多数这类干轴承材料,虽然在大量的供应水下能很好运转,假如让水干掉时(即使在稳定运转时),那么将立即引起事故。从“湿”到“干”运转的过渡状态通常会产生瞬时的高摩擦和不良的磨损,因此,连续浸润在水中是基本要求。

高温应用轴承

7.47 轴承表面温度大约超过 200°C (400°F) 时,使用的材料通常是 7.34~7.41 段所述的石墨—浸渍烧结物型式中的某一种。几乎所有这些材料都适用到大约 350°C (650°F),虽然多数供应厂(商)可能给出特殊品级的安全工作容量达到 500°C ,甚至 600°C (即 1000°F ~ 1110°F)。

7.48 即使用最好的材料,在升高的温度下磨损率趋于更高。在这种条件下工作的任何机器应该这样来设计:它的良好性能是不过分依赖于轴承和它的轴颈之间维持一个良好的配合,同时必须当心机器结构中不同材料之间的热膨胀不同,使之在轴承箱中既不压坏或松动,也不引起卡轴。

三、轴颈和轴承的表面粗糙度

7.49 根据图 6.1 和图 6.2 的载荷—转速特性曲线,轴颈和轴承的表面粗糙度总应该精加工到稍大于 $0.4\mu\text{mRa}$ ($16\mu\text{in.}$, 由 BS1134)。

7.50 如果最后的粗糙度是用磨削来达到的,那么对于某

些材料(如:铸铁),重要的是磨削轮相对于零件表面的运动方向必须与它配对的零件运动方向相同,而配对零件对该表面主要是相对滑动。对于任何材料,在磨削方向上很容易看出,逆磨削纹理运转的轴承将容易引起故障。用这些材料制造轴承时,如果轴颈在正反两种旋转方向情况下承载,那么粗糙度应该达到 $0.2\sim 0.25\mu\text{mRa}$ ($8\sim 10\mu\text{in.}$)范围。

7.51 对于任一轴承,当它接近于它的承载能力极限值下工作时,还应该提高它的粗糙度,因此,汽车发动机轴颈通常给出 $0.2\sim 0.25\mu\text{mRa}$ ($8\sim 10\mu\text{in.}$)粗糙度,汽车活塞销的粗糙度为 $0.1\sim 0.15\mu\text{mRa}$ ($4\sim 6\mu\text{in.}$)。

7.52 对于干摩擦轴承,为了达到额定寿命,轴颈粗糙度必需为 $0.4\mu\text{mRa}$ ($16\mu\text{in.}$),但是很少在任何地方使用一个比这更细小的粗糙度。

7.53 对于含油多孔轴承, $0.4\mu\text{mRa}$ ($16\mu\text{in.}$)粗糙度也是合乎需要的,虽然某些供应厂(商)规定许可用 $0.8\mu\text{mRa}$ ($32\mu\text{in.}$)。

第八章 轴 承 壳

一、薄 壁 轴 承

8.01 这种轴承的壁厚不超过 $\frac{d}{30}$ 量级,最小厚度大约为 $1.5\text{mm}\left(\frac{1}{16}\text{in.}\right)$;其中大约 $0.12\text{mm}(0.005\text{in.})$ 厚为白合金或其它的轴承衬材料,其余部分为钢。薄壁轴承实质上是可形变的,在使用时紧贴在它们的支座中,保持其圆形状态和尺寸大小决定于装配的精加工孔。轴承座必须精确镗孔,常用的尺寸公差:在孔的尺寸较小时为 $-13\mu\text{m}(-0.0005\text{in.})$,当孔的尺寸超过 $125\text{mm}(5\text{in.})$ 时为 $-25\mu\text{m}(-0.001\text{in.})$ 。轴承壳本身壁厚公差:小尺寸时大约为 $+7\mu\text{m}(0.00025\text{in.})$,在尺寸超过 125mm 时为 $+13\mu\text{m}(0.0005\text{in.})$ 。

8.02 薄壁轴承首先用在要求承载能力大而重量轻的汽车发动机中。它们的成功使用导致人们广泛的采用,现在薄壁轴承已被当作所有发动机中优先使用的类型。它们的主要缺点是加工和装配价格昂贵,并且很难证明在同一批量中(对于小尺寸的半轴承,大约不超过1000个;对于大尺寸,相当于直径 300mm (或 $12\text{in.})$ 的半轴承,不超过500个,都是正确的。在每种情况下,多半只有同一批量的 $\frac{1}{4}\sim\frac{1}{2}$ 轴承相当于同一量级尺寸。

8.03 对于大量需要按这种尺寸作适当调整的应用场合,

薄壁轴承的主要优点可以归纳为:

a) 它们能制成高精度,所以它们比其它类型有较大的承载能力。

b) 它们比厚壁轴承可使用较小尺寸的轴承座孔和轴承盖,所以能够降低整个机器的重量和价格。这一点对批量生产来说是很重要的。

c) 当它们受到磨损后,可以廉价的快速更换,而普通轴承却是费时的再敷材料,重新镗孔。

d) 与中等壁厚的轴承相比较,他们不需要如此大的夹紧力,使之与轴承座孔精确贴合,所以它们可用较小的螺栓。

e) 这种结构适用于一个很大的轴承材料范围。

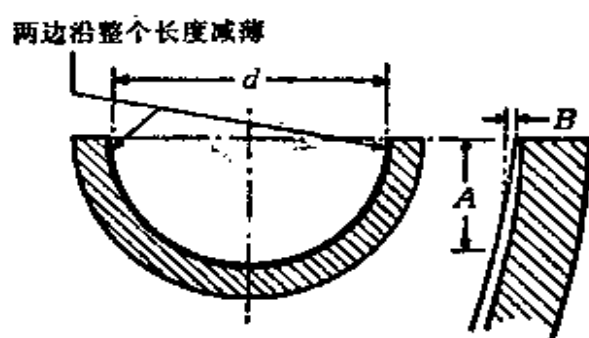
f) 在各种公制标准或英制标准的小型薄壁轴承中,如: 0.25, 0.50, 和 0.75mm(0.010, 0.020 和 0.030in.)可进行替换,所以轴磨损后可以用研磨轴颈到邻近的较小尺寸的方法来继续使用。

g/ 它们的生产方法能较好地确保材料原有性能,同时轴承衬和壳之间的结合强度比单件生产要好。

h/ 在大批量生产时,它们是非常便宜的。

8.04 如果对一种新产品要求体积小,轴承批量大时,特别希望采用薄壁轴承,那么只要这轴承直径约小于 75mm,往往有可能结合标准薄壁汽车或卡车发动机轴承生产来设计。卡车发动机轴承备件四个或六个一组很容易买到,——也许在全世界均能供应。自然,必须小心注意这种轴承标准油孔和油槽(即使有)应当与新的应用场合相一致。另外,也必须小心,不选择那种不久就停止生产的发动机轴承;否则,在所有可预见的生产和使用情况下,这种轴承将要购置和配备足够的数量。关于这一点信息可以从汽车备件轴承制造厂(商)中得到。

8.05 轴承座和薄壁轴承壳之间正确的压配合是十分必需的。但是由于这种轴承总是由专门的制造厂提供的，所以需要适当的参考实际生产厂提供的装配方法的细则，接受他们有关“自由胀缩”的推荐值——这样，轴承的尺寸 d (见图 8.1) 装配前大于装配后的预定值。在装配过程中用这种自由胀缩作用所提供的“回弹”效应把半个轴承确定在适当的位置。



$$A = 1.2\text{mm}(0.05\text{in}) + \frac{d}{10}$$

孔径 $\leq 150\text{mm}(6\text{in})$ 时 $B = 0.012 \sim 0.025\text{mm}(0.0005 \sim 0.001\text{in})$

孔径 $> 150\text{mm}(6\text{in})$ 时 $B = 0.025 \sim 0.050\text{mm}(0.001 \sim 0.002\text{in})$

图 8.1 孔径减削(见 8.05, 8.11 和 8.12 段)

二、厚 壁 轴 承

8.06 实际能代用薄壁轴承的是厚壁轴承，它的厚度通常超过 $\frac{d}{10}$ ，最好可取到 $\frac{d}{8}$ 。如果把它压紧在异形的轴承座孔中，那么即使是这种厚壁轴承壳体自然也会畸变。但是在一般情况下，能够保持它原来的自由形状和尺寸在所允许的范围内。于是，轴承座的作用只是支承载荷和固定轴承壳在机器中。轴承壳可以是钢、铸铁或青铜制的。

8.07 厚壁轴承是传统的、人人都知道很可靠的一种类型。它与薄壁轴承相比的优点可以归纳为：

a/ 它们不是专业化产品，在任何有相当设备良好的车间里都能制造和检修。

b/ 对于复杂装配，经常是现场镗孔。镗一个轴承孔仅仅不过是切削比较软的、容易被机械加工的材料，因此常常采用轻便的镗孔设备就能有效地完成。（这种轻便的镗孔设备不适用于切削相应的轴承座）。

c/ 如果轴承壳是青铜，并且带有凸榫，那么正常安装时就能承受轴向推力，因此，除了在

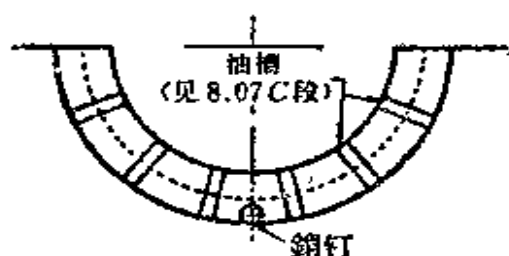


图 8.2 在厚壁凸榫轴承上定位销钉(见 8.16 段)

推力表面上开设一、二条油槽供油外(如图 8.2 所示，适当的油槽尺寸，见 13.14 段)，通常不需要任何专门结构来承担。

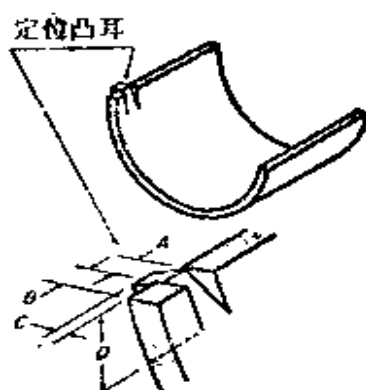
d/ 遇到紧急情况时，可以从轴承和盖的接合面间移去金属垫片而得到“解脱”(“let down”)。这不是一种推荐的方法，但是在遇到必要时(例如：在海上需要紧急修理而又没有备件可用时)却很有用处。

8.08 虽然铸铁有时用于特殊的应用场合(多数是由于成本低)，但是轴承壳的材料最好是用低碳钢。青铜轴承壳之所以普及一时是由于人们相信：万一轴承失效时，用比较软的青铜轴承壳比低碳钢轴承壳对轴的破坏较小。然而，经验和仔细的监测，以及系统而有计划的实验轴承破坏都表明：实际上用青铜轴承壳比用钢壳引起对轴表面的破坏更明显更坏。此外，使用青铜轴承壳时，由于“铜渗透性”现象可能对轴破坏危险更大。因而人们公认白合金与钢轴承壳的粘结强度比与青铜粘结要好。

三、轴承壳在轴承座中的定位

8.09 薄壁轴承壳由于在轴承盖紧固下产生的过盈配合使它固定在轴承座中而不转动(见 9.03f 段), 但是装配时为了更有效地使轴承壳保持在正确位置, 需要附加上定位结构。

8.10 在装配时, 薄壁轴承通常在每个半轴承的隅角附近用向后弯曲的凸耳来定位, 如图 8.3 所示。这种凸耳嵌入轴承座的相应凹槽中。在每一对半轴承中凹槽应该配置在同一边(即在相同的接合面上), 否则沿轴承直径剖分面处任何微小的误差可能引起一个或两个凸耳轻微地堵塞它的凹槽, 因而使轴承壳产生变形。



典型尺寸

$$A = 1.8\text{mm} (0.07\text{in}) + \frac{d}{20}$$

$$B = A$$

$$C = A - 1\text{mm} (0.04\text{in})$$

$$D = 1.3A$$

在轴承座(或盖)中的匹配凹槽该有相应的尺寸, 但它必须有两倍 C 值, D 值增大 $2.5\text{mm} (0.10\text{in})$, 允许 A 向有 $0.25\text{mm} (0.01\text{in})$ 间隙, (见美国标准局规范 11.31, 第四部分)。

图 8.3 在薄壁轴承上的定位凸耳(见 8.10 段)

8.11 当薄壁轴承被轴承盖紧固时, 显然受到周向的压力, 这意味着在整个紧固过程中轴承壳和轴承座之间有一个微小的圆周向滑动。然而, 实际上拧紧螺栓进一步增大轴承壳和轴承

座之间的摩擦，因而螺栓拧紧后常常使轴承壳沿接合面产生轻微压缩型变(如图 8.4 中放大部分所示)。为了克服这一点，轴

承总是做成如图 8.1 所示的“孔径减削”。

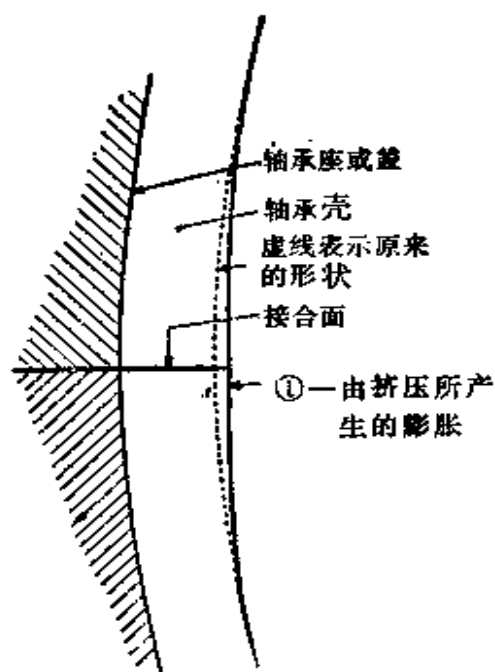


图 8.4 在缺乏孔径减削时所出现的影响(见 8.11 段)。为了提高清晰度，在这图中没有画出轴承衬。

8.12 孔径减削也有助于将壁厚公差分布(如放大的图 5.3d 所示)所产生的麻烦减小到最低程度。所有轴承厚度的公差分布相对于运转间隙和油膜厚度来说是比较大的(特别是对于油膜厚度)，因而，两个半轴承之间的很小偏置能够明显地改变润滑油流的动力学状态。由于薄壁轴承组总是由同一块双层金属带材来制成半轴承的，所以这种特殊危险也许比厚壁轴承要小。虽然出于同样理由，在每个轴承上未必出

现，但是孔径减削对于所有轴承都是必需的。

8.13 如图 5.3d 所示的偏置半轴承运行时，虽然决不可能在周向具有均匀的油膜厚度，实际上，每个半轴承偏心率必定总大于零。这就意味着轴承产生它自身固有的内在负载，当它迭加到正常载荷时，于是很可能引起总载荷超过安全极限而导致轴承故障。

8.14 然而，同样的效应有时用它来产生足够的模拟载荷对轻载、高速轴承稳定性是有利的，否则轻载、高速轴承很可能在它的间隙空间中扰动(如：4.24b 段所述)。在任意给定应用场合下，轴承所需的精确偏置量通常由特定的试验来确定，但是

一般取径向间隙的 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ 之间。

8.15 当考虑使用这样的偏置半轴承时，需要记住这种轴承基本上是单方向运转，并且必须小心谨慎地设计以保证半轴承相对于轴转向正确装配。

8.16 带凸缘的厚壁轴承是用凸缘本身的端部来定位，同时在轴承座端面上用一个销钉来作旋转方向定位（如图 8.2 所示）。没有凸缘的厚壁轴承通常用固定在轴承座和轴承盖上的销钉嵌入轴瓦上的圆柱形孔来定位。为了消除两个销钉彼此混乱，所以每一对半轴瓦中的一个孔通常做成切槽孔或扁圆柱形孔（如图 8.5 所示）。

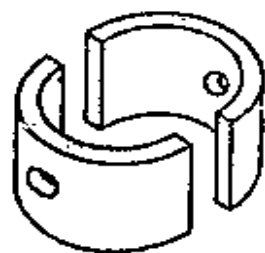


图 8.5 在厚壁轴承上安装销钉（见 8.16 段）。图中表示在半个轴瓦上是圆柱形孔，在另外半个轴瓦上是扁圆柱形孔

8.17 合理的销钉直径是 $\frac{d}{16}$ ，最小为 $4\text{mm} \left(\frac{5}{32}\text{in.} \right)$ 。

8.18 图 8.5 所示的结构，不足之处是下半部轴承在检查时轴没有吊起之前是不能移动的，这对于大机器常常是很不方便的，这个问题可以用图 8.6 所示的另一种轴承定位方法来解决。用图 8.6 所示定位方法的另一个优点是：如果应用两个半轴承时，那么能够使上半部轴承联同轴承盖一起安全地卸下。但这种方法不是很保险，如果上轴瓦牢固地粘附于轴承盖，那么足以把它一同吊起，但是当粘附不足，且上轴瓦保持在应有的位置超过几秒钟以上，其结果是它必然落下，致使轴承可能产生损伤和毁坏。

8.19 轴承覆盖物的尺寸列在图的下面。这种挡圈的外径约取 $\left(\frac{d}{15} + 4 \right) \text{mm}$ 和 $\left(\frac{d}{9.2} + 8.5 \right) \text{mm}$ 之间，（其中 d 是轴颈直

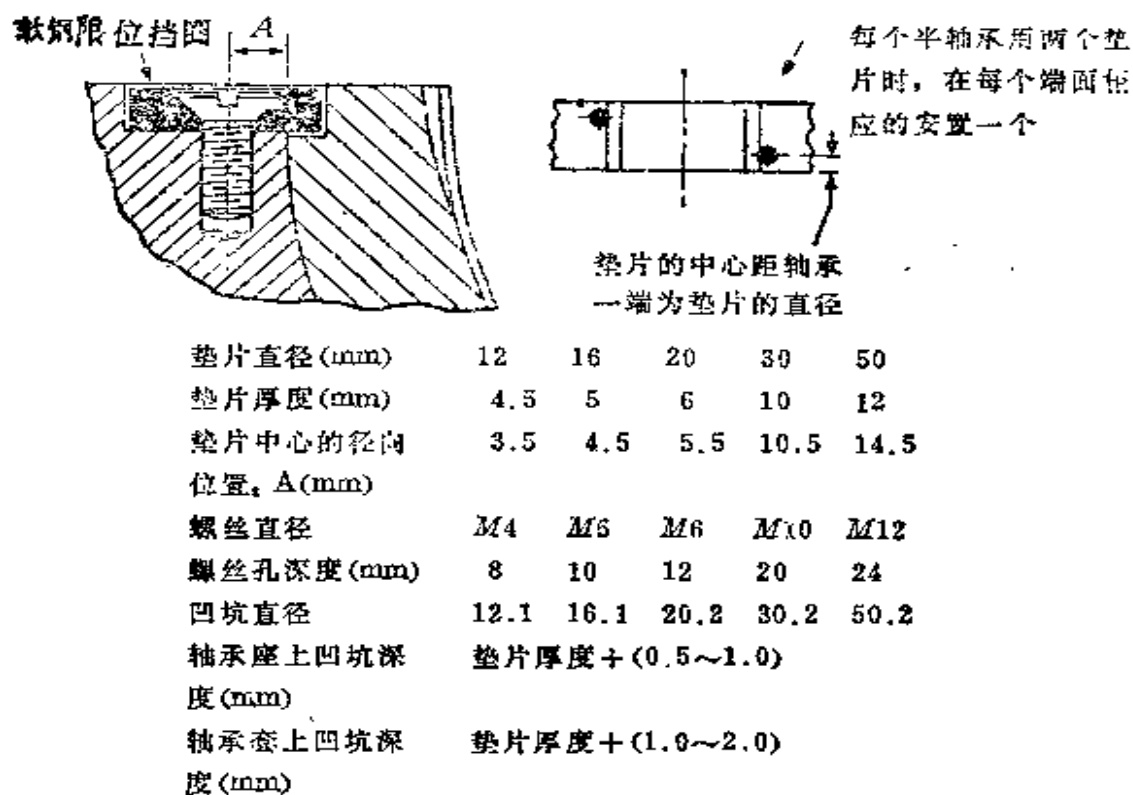


图 3.6 限位挡圈,表中列出典型尺寸。

径),但是一般情况下,希望使用最大的挡圈尺寸与有效的空间相一致。

第九章 轴 承 盖

9.01 轴承盖的优化设计,决定于使用特性,特别是它的受力方向。如果轴承盖始终不受载荷(即盖上的螺栓不受任何载荷),那么它的结构可以设计得轻巧些。这时,它的作用仅是在安装运送和工作时盖住轴承。极端情况下,有的剖分轴承甚至根本没有盖,即使有也只是起防护罩作用,以防止尘埃和水,例如,许多船舶中间轴上的轴承。另一方面,如果载荷是转动的,周期性地作用在轴承盖上,那么设计轴承盖时就得考虑它的刚度和强度。

9.02 图9.1所示是用于承受旋转载荷重型轴承的典型轴承盖设计。图中尺寸,可根据轴颈直径按比例放大或缩小,因为,若 b/d 的比值不变,则载荷与 d^2 成正比(d 为轴径),也与轴承盖上的螺栓截面积成正比;同样,轴承盖中间处的弯矩与 d^3 以及盖的截面模量成正比。至于设计中能够在结构简单化、减轻重量、降低成本等方面优化程度,这决定于使用的详细情况,并结合设计人员在这方面的基础知识。

9.03 需要承受一定载荷的任何轴承盖,设计时应该记住下列各项因素:

a) 对于 $b/d=0.6$ 的轴承盖,通常,用两只螺栓联接;但轴承比较宽时,多用四只螺栓联接。

b) 为了减小如图9.2所示有意夸张的这种形式的变形,轴承盖螺栓的中心距应尽可能缩小,对于各种厚壁滑动轴承,为了使螺栓的中心距缩小,在轴承壳上开设凹槽往往是有利的,如

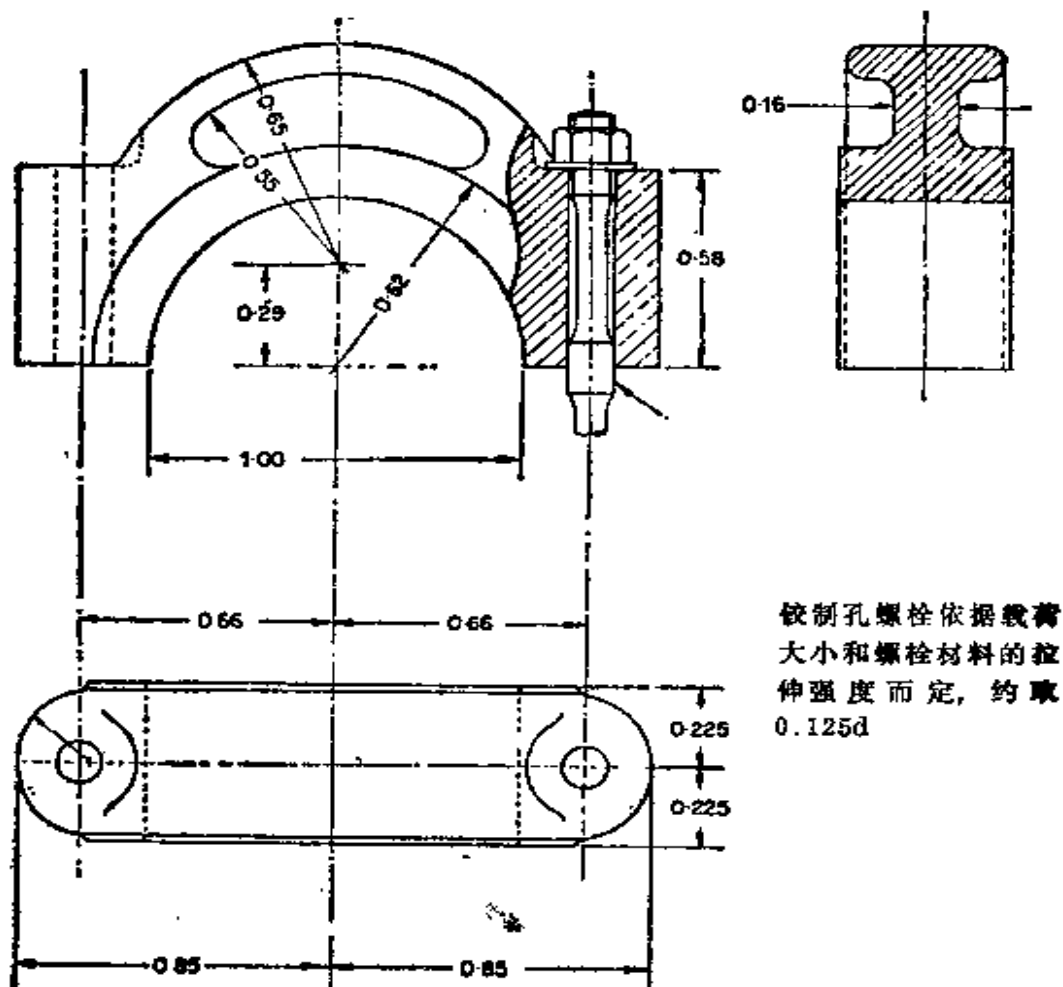


图 9.1 典型的重型轴承轴承盖 (见 9.02 段) 图上各尺寸参数与轴承孔成比例, 因此取它为 1.00

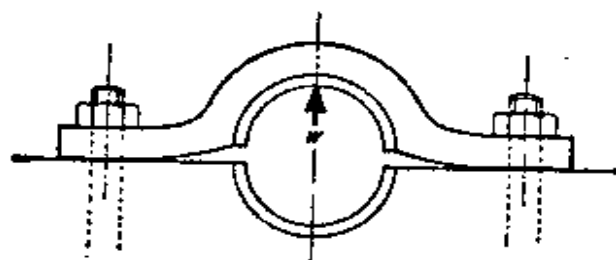


图 9.2 轴承盖受载变形示意图 (见 9.03b 段)

图 9.3 所示。

c) 轴承盖所用的螺栓, 可以是一般的带螺母螺栓、双头螺

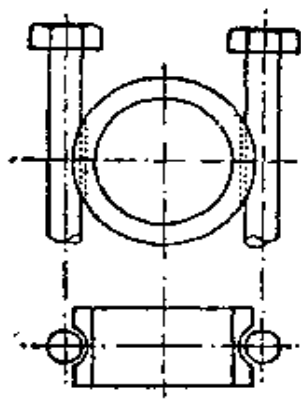


图 9.3 厚壁轴承切凹槽,以便
缩短螺栓中心距(见 9.03b 段)

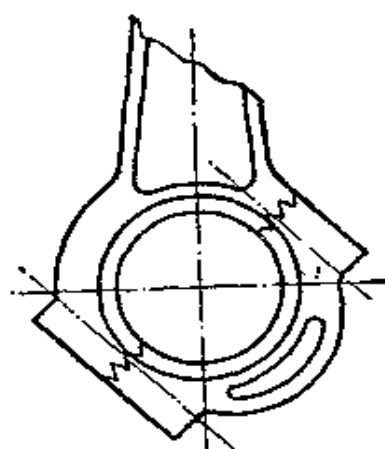


图 9.4 锯齿形轴承盖(见 9.03d 段)

柱、或带头螺栓。不论用那一种,螺栓的长度应该切合实际,因为,这样可以减小疲劳破坏的危险。

d) 所用的螺栓可以是“铰制孔螺栓”但如果是一般的双头螺柱,或者带头螺栓,以及别种螺栓,为了保持两剖分式轴承座以及轴承孔的同心度,必须采用附加的定位措施。简单而且合适的轴承盖定位装置系台阶式轴承盖,如图 11.1 所示;但更完善的结构则为如图 9.4 所示的锯齿形轴承盖,这种轴承盖可以比台阶式做得更狭一些,用在要通过发动机汽缸的连杆大端轴承上很有效。为了有助于连杆这种工况,这锯齿形轴承盖往往与倾斜开口的连杆联接在一起,如图 9.4 所示。

e) 为了防止局部高应力的产生,所有螺栓、双头螺柱或带头螺栓,除了联接螺纹本身以及定心配合部分以外,直径都应小至螺纹底径。如图 9.1 所示。

f) 轴承座与轴承盖的孔,对于厚壁滑动轴承,配合公差应该用 H_7/m_6 , 制造材料为铸铁或钢;对于薄壁滑动轴承的允许压紧量,应取得轴承制造厂家的同意。它的机械加工程序应该是:

i) 装上轴承盖使就位,然后进行镗孔,留精加工余量。

ii) 拆去轴承盖,加工所有槽、沟道,以及定位孔等。

iii) 重新装上轴承盖,紧定全部顶盖螺栓,并旋紧至与实际使用时一样。

iv) 精镗或磨削轴承座孔达到所需的尺寸要求。这最后一道工序,则因加工可能导致加工区域产生残余应力,以致引起精加工过的孔变形。

g) 考虑到不同材料不同热膨胀效应所适应问题,对于各种钢背滑动轴承的非铁轴承座,轴承壳与轴承座孔间应该有比较大的过盈配合,精度公差则必须照一般机械设计的标准。实际材料的热膨胀系数,则取轴承工作时必须承受的最大温度时的值。常用于不同材料轴承座座孔尺寸的指导性数据为:

其它铜基合金的黄铜 孔径减小 0.05%

铝合金 减小 0.10%

锌基合金 减小 0.15%

h) 如果有技术熟练的装配工,让他们判别并校正螺栓的拧紧程度,这往往是最好的办法。不过,目前大多数装配车间都用更安全的方法,坚持要求使用力矩扳手,并指定用相当于 EN8 软钢螺栓在加过油的螺纹根部,产生大约 140MPa (20000lbf/in²)拉应力的力矩。如果是 EN8 螺栓,则提高大约 60%。

i) 对于薄壁轴承,作用在轴承盖螺栓上的力,并不是像通常这样来自轴承载荷,而是来自抵御轴承外壳压入轴承座的抗力,如从 8.11 段可以推断的那样。后面的这种载荷,将等于钢的屈服强度,乘上轴承横截面的面积(即,轴承长度×二倍的轴承钢背壁厚)。

j) 在绝大多数情况下,轴承盖螺栓总是利用开口销、带耳的止动垫圈嵌有尼龙环自锁螺母等锁紧装置中的某一种来锁紧,但实际上也并不一定如此,有些汽车发动机的轴承盖上,就

只用普通带头螺栓紧定，什么锁紧装置也不用。防振动松脱的性能，细牙螺纹比威氏螺纹好。

k) 在有些场合，那里轴承必须经常拆卸，譬如轧钢机轧辊轴颈上的轴承，这时，在机座螺纹孔中采用金属丝螺套是有益的，可以消除螺纹孔的磨损，而且使螺纹检修方便得多。

第十章 轴 套

一 轴 套

10.01 在所有关于滑动轴承的承载能力、润滑油流量等等的计算中,轴套与剖分式滑动轴承的性能可以认为是完全相同的,在任意给定使用条件下,选用那一种,这往往决定于它们的制造、供应和装配上的相对优化条件。

10.02 轴套被广泛应用于一般工程中,特别是用在尺寸较小(譬如说,直径 50mm 以下),载荷条件不十分苛刻(譬如说,载荷只是图 6.1 和图 6.2 中的四分之一)而且润滑条件通常较差的情况下(内燃机连杆上端轴承是非典型的例外—见 12.17 b (iii)段)。

10.03 BS1131 标准第 1, 2 部分列出直径自 1/4~5in 的整体轴套,以及直径 10~58mm 和 3/8~3in 的卷制轴套,其中绝大部分标准尺寸仍由各主要轴承制造厂家提供。

卷制轴套

10.04 卷制的轴套由薄壁钢背衬以铅青铜或其它类似材料制成。它们具有比整体轴套更高的疲劳强度,而且比后者更可取。虽然,它们必须从专业供应者那里购买,因而必须在制造者提供的现有尺寸中选用,除非一批数量大到 5,000 套左右,可以按要求规格定制。

整体轴套

10.05 整体轴套通常用铅青铜制造,比卷制轴套更易适应

非标准轴颈尺寸,因为,它的内径镗孔尺寸不受限制,不必耽心镗穿衬层切入外面钢背中去。由于同样原因,整体轴套更适用于需要有较深的润滑油或润滑脂沟槽的各种工况。又因为它们可以方便地在普通的车间用青铜棒制造,所以,很适用于各种紧急维修场合。

轴套的壁厚

10.06 BS1131 给出了卷制的轴套壁厚的推荐尺寸如下:

名义内径	厚 度	名义内径	厚 度
(mm)	(mm) $\begin{smallmatrix} +0.05 \\ -0 \end{smallmatrix}$	(in)	(mm) $\begin{smallmatrix} +0.002 \\ -0 \end{smallmatrix}$
10—18	1.01	3/8—11/16	0.047
20—25	1.51	3/4—1	0.0625
26—44	2.01	$1\frac{1}{8}$ — $1\frac{5}{8}$	0.078
45—58	2.51	$1\frac{3}{4}$ —3	0.094

轴衬的厚度,通常约在 0.3mm (0.012 in) 左右。

10.07 标准整体青铜轴套的壁厚在 BS 1131 第一部分中规定。希望自制轴套者注意,BS 标准规定的壁厚,大约对应于 $0.63\sqrt{d}$ mm, 或者 $0.125\sqrt{d}$ in。

轴承座孔中的过盈配合

10.08 各种标准专利轴套(包括卷制的或整体式的),通常都具有与座孔有适当过盈配合的外径,轴套座孔则等于轴套的名义内径加上二倍名义壁厚,加工到 H₉ 极限偏差。

10.09 对于那些自制轴套,如果轴承座的材料选用钢或铸

铁,则轴套与轴承座孔间的配合为 $H_8/p7$ 合适。

10.10 如果轴承座的材料是铝或别的非铁材料,则为了使能适应不同的膨胀效应,几乎肯定要有比较大的过盈配合。但过盈量的确切数据,则决定于实际所用的材料种类,以及预期的最高工作温度。对于像工业发动机中的铝质轴承座,它的特大过盈量,很可能要到 $0.001d$ 的量级。

轴套的工作间隙

10.11 各种轴套与轴配合后所需要的工作间隙,与其它任何类型的滑动轴承完全一样,在第八章已经讨论。在非关键性的一般工业用途中,卷制的轴套与轴的配合通常取 H_8/e_8 , 青钢整体轴套则用 H_8/f_8 配合。

10.12 不论那种型式轴套,由于轴套装入座体时轴套孔会发生不可避免的变形,标准的,最理想的做法是,在轴套的原始孔径上留下精加工余量,最后采用磨光、拉削、铰或镗等任何一种加工方法切去。如果轴套的壁厚偏差是 $-0+0.50\text{mm}$ (0.002in), 而座体孔内径的名义尺寸,等于轴颈名义尺寸加上两倍轴套的名义壁厚,采用 H_8 极限偏差时,那么轴套总装后的内孔缩小(加上实际需要的工作间隙),通常会留有足够金属余量供装配后的精加工。

轴套的表面光洁度

10.13 推荐的卷制型轴套的表面光洁度为 $0.2-0.3\mu\text{m } Ra$ ($8-10\mu\text{in}$) Ra ; 整体型轴套则为 $0.2-0.4\mu\text{m } Ra$ ($8-16\mu\text{in}$) Ra 。

预精加工轴套

10.14 在 BS1131 中可查到各种预精加工轴套,它是指轴套的内径先做得大一点,等到装入座体经压缩后方才到标准尺寸。使用这种轴套,简化了安装过程,但却引起尺寸性能的捉摸

不定,因为,最后得到的内孔尺寸公差有很大的分散性。这公差是座体孔的公差与轴套外径公差,以及内孔预放量的总和,即使所有孔都掌握到H₉公差限值,同时轴套外径也做到P₉公差,而轴套的内孔最终还是达不到H₉公差标准值。可是机械加工到H₉和P₉公差的费用,通常要比装配后再进行铰刮的附加费用大得多。所以,除非是在轻载而又不重要的应用场合,在未经预先试验,证明可以采用的情况下,预精加工轴套是不应该采用的。

轴向推力

10.15 对于普通轴套(不论是卷制型或整体型),伴随轴端定位而产生任何轴向推力,必须用另外的止推垫圈来承挡。实际上,这些止推垫圈就是平面青铜垫圈,面上开几条深度为0.5—1mm(0.02—0.04in)的浅油槽,与轴颈环相抵运转。适当的油槽形状见图11.1,垫圈外径推荐用 $\frac{4}{3}(d+12)\text{mm}$,或 $\frac{4}{3}(d+5)\text{in}$,式中 d 为轴径。厚度推荐近似用1/16(外径)轴承座端面沉孔深度为1.6mm(1/16in),垫圈内孔直径约比轴颈大5.5mm(7/32in)。

10.16 有时,使用各种带凸缘的轴套,但它们的使用范围有限,因为它们只有一个方向能承受推力,而为了正常的定位目的,轴套的另一端仍须用一个止推垫圈。

轴套的装配

10.17 轴套在装配时很容易受到损伤,所以,不能用榔头敲入座孔,即使是软面锤也不能用,而应该采用牵引螺栓和垫圈拉入,或者用合适的液压头推入。在装入座孔前,应先括去座孔边缘的所有毛刺,同时,为了使轴套容易装入座孔,轴套与座孔的对应边缘应该都倒角,倒角尺寸 $15^\circ \times 0.4\text{mm}(1/64\text{in})$ 便已足够。

10.18 对于多孔质金属轴套(含油轴承—译注),更应格外注意,因为这种轴套的塑变性较大,在受到装配各种压力时,空隙很易闭塞。要避免这种困难,轴套孔应该用装配心棒来防护,如图 10.1 所示的装配方法那样。这心棒的直径,大约比轴承的名义孔径大 $0.012\text{mm}(0.005\text{in})$ 。

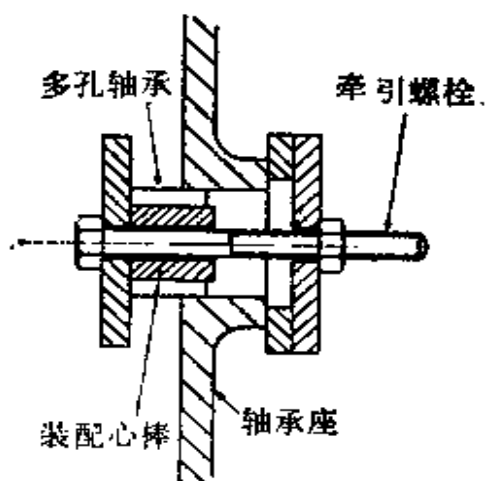


图 10.1 多孔轴瓦的装配(见 10.18 段)

二、浮 动 轴 套

10.19 低速轴颈承受旋转重载在固定轴瓦中的作用,往往如同碾压。在碾压中(压下量以微米或微英寸计),轴颈前面的轴套材料将被滚压呈起伏波动的倾向,结果使轴套有可能在座体孔内产生爬行转动。这种转动的爬行会带来许多不利,如当爬行动作到座体与轴套相通的油孔时,就会闭断轴套的润滑油路;此外,因为这种爬行可能呈螺旋形,可能引起轴向定位问题。既然这种爬行往往难以避免,于是,可供选择的另一种办法

是简单地承认轴套能活动的事实，把轴套有意地设计成浮动式轴套，在它的内外直径上，都给予配合游隙。

10.20 在另一极端，对于高速超轻载的轴套，有时浮动轴套也适用，这是因为在这种工况下，浮动轴瓦外径的油膜有利于抑制转轴的半速涡动，以及这种轴承易于引起的其它振动。

10.21 预测任何浮动轴套的运转特性是困难的，因为，轴套内外两游隙中的润滑油流体动力状态，取决于这活动轴套的旋转速度，而两者都变化不定。所以，在达到满意的结果以前，有必要做几个不同配合间隙组合以及供油配置的试验。

10.22 对于重载场合下，先对轴套内孔与轴以及轴套外径与座体孔之间，各设置 0.001mm 的配合间隙，如果轴套有旋转运动，下面的试验是先把润滑油从座体油孔输入，并导至轴套外表面的环形油槽内，再经过这环形油槽中的四个径向通油孔，导入轴套的内孔，但轴套的内孔表面上没有任何油槽，这样做并不是得到最后答案，只是这时的运转特性，大概会提供一些启示，譬如说，实践上到底要怎么做。

10.23 对于承受重载且有振动的场合，比较好的做法可能是，在轴套的内孔表面开几条轴向油槽（譬如说，6条），同时在外表面也开同样条数的轴向油槽，只是二组油槽的位置要错开，防止内、外油槽背对背，以致使轴瓦的壁厚减薄了油槽深度的二倍。外表面轴向油槽通过加工在轴套中间并对准进油孔的环形槽互相连接，每条内表面轴向油槽，则通过径向孔与外表面的环形槽接通。

10.24 对于高速轻载场合，一种与上面相当的设计出发点是，先按 6.60 段所推荐的《摩擦学手册》(Butterworth 1975)上的数据设置轴套的外径配合间隙，内径与轴的配合间隙也援引同一段落数据，与轴套制造厂(商)所用的游隙值一致——轴环

外圆面上作环形槽,由四个径向孔通向内孔,其它不再开槽。对于这种高速场合,用销钉制止轴套转动,有时也发现有用处。这使内孔的流体动力状态更稳定,留下外表面油膜,只不过起振动阻尼器作用而已。

第十一章 轴 向 推 力

11.01 推力轴承,虽然本身不属于本书论述范围,但必须承认,绝大多数机械的转轴都必须有某些形式的约束,以阻止有害的轴向移动;同时设置结构,以承受有限量的轴向推力,那几乎是对任何场合都是必不可少的。

11.02 今天,大多数运行中的重型机械所应用的滑动轴承,几乎都是带凸缘的厚壁轴瓦,轴的轴向位置是通过轴上的各种轴环,顶住轴瓦的凸缘边达到定位作用的。通常凸缘面上往往横开几条浅槽(见图 8.2),由从轴颈溢出的润滑油进行润滑。

11.03 最近设计的各种机械,似乎都采用不带凸缘的径向轴瓦,同时配备活动的止推垫圈,如图 11.1 所示。垫圈通常用钢制造,面上涂有巴氏合金,尽管说是“活动”的,但实际上是被有效地夹持在沉孔槽内,如图示。如果使用剖分垫圈,那么其中半块必须装定位凸耳以防转动。

11.04 从理论上讲,带凸缘的轴瓦与径向轴瓦带隔离止推垫圈,两者之间是没有什么多大差别,但在实用上,后者比较可取,因为它们可以做成各种不同的超厚尺寸,用来控制转轴的轴向游隙;并且成本低廉得多。轴向游隙正常作为 $0.1 \sim 0.25\text{mm}(0.004\text{in})$ 。

11.05 BS1131 标准第四部分给出了轴径 $1 \sim 6\text{in}$ 时止推垫圈的详细尺寸范围;而图 11.1 中所示的尺寸参数与 BS1131 标准尺寸完全一致。

11.06 虽然,必须由定位轴环承担的实际轴向推力,往往

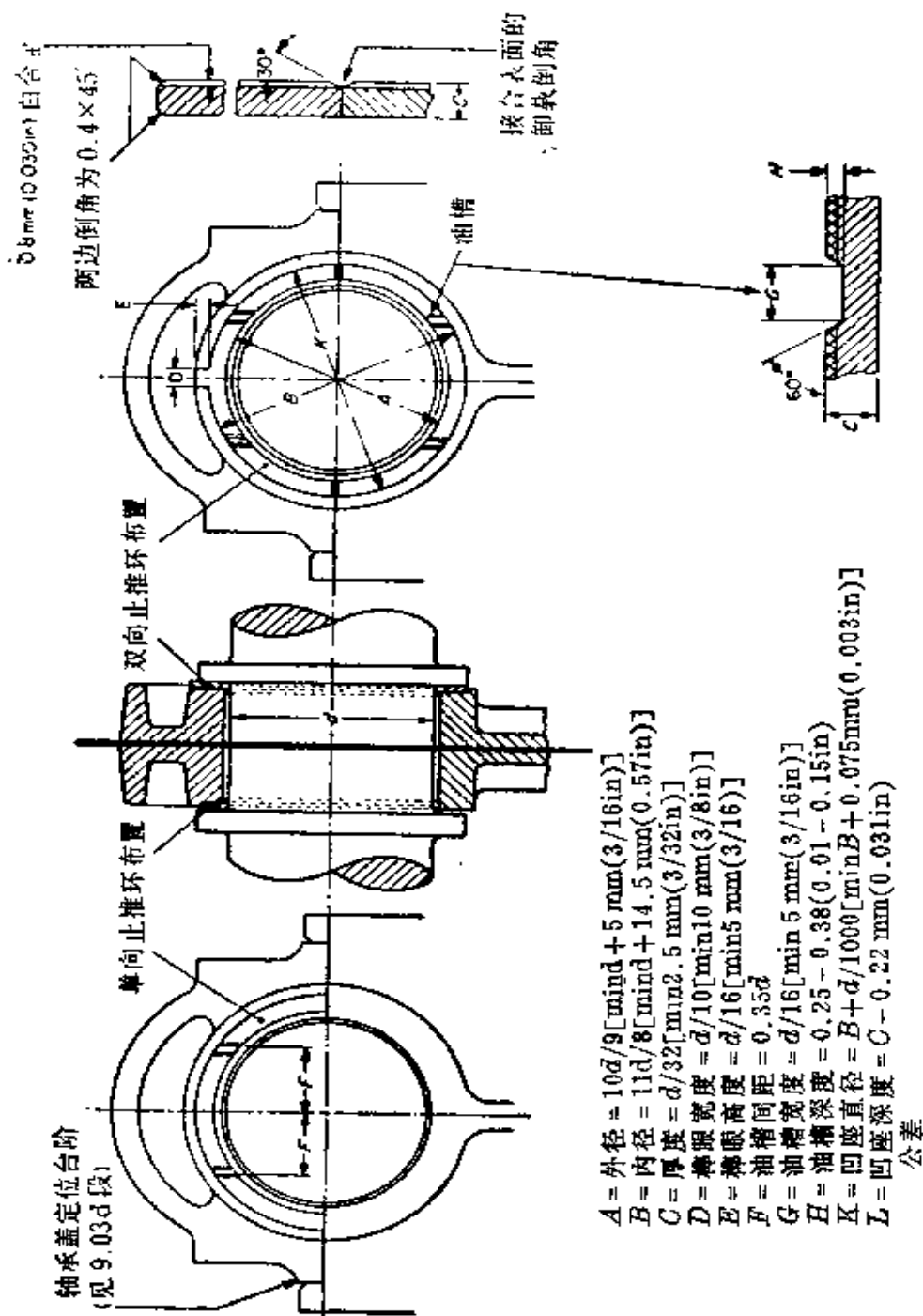


图 11.1 典型止推垫圈的尺寸参数 (见 11.03 段)

很不确定，但在那些推力的数值虽小却可以测量出特定推力的场合，明确这些止推垫圈的安全载荷限值是有用处的。这种安全限值要说得精确是困难的，因为，它决定于通过轴颈的润滑油流量；同时，如果零件装配时疏忽大意，也有可能大大失常，因为任何尘埃颗粒进入这止推垫圈表面，会严重影响到垫圈与转动轴环之间的相对平面性，结果导致局部过载。不过，按图 11.1 所给定的尺寸参数设计的止推垫圈，在良好润滑条件下，并假设装配得洁净表面平滑而推力轴环具有 $0.4\mu\text{m}Ra(16\mu\text{in})$ 或更好些表面光洁度(%)，则每半块止推垫圈通常允许的轴向推力为 $0.0035d^3N(12.5d^3lb)$ 。式中 d 为轴径，分别以 mm 和 in 计。

11.07 前面的数值应该小心处理而且假如预期载荷与它相差很悬殊，则这种情况设计需要极端谨慎。当根据 $1/6Wdn \times 10^{-6}$ (见 13.07 段的计算公式)计算要求的润滑油流量时，任何已知的轴向力，当然应该全部加到轴颈的载荷上去。

11.08 活动止推垫圈总是相对于固定端面安装的，它们不适用于如连杆大端一类场合，因为，这地方两面都活动。各种尺寸规格发动机上的连杆，通常都对轴向推力(往往很轻微)采用简单的钢对钢来承担，并由飞溅润滑的逸散油点进行润滑。两贴合面的粗糙度应不大于 $0.4\mu\text{m}(16\mu\text{in})c/a$ 。

圆角半径

11.09 在设计止推轴环，或者实际是靠近轴瓦处改变轴的直径尺寸时，必须注意，要使止推表面保持很清晰的圆角半径。圆角当然是倒在轴颈上的止推面和止推垫圈的受力面上，安全圆角半径的最小值为 $0.5\text{mm}(0.02\text{in})$ ，尺寸较大时，再增加该值的 $1/2$ 。同样，在应用止推垫圈时，轴瓦的宽度应比轴瓦座至少狭 $0.5\text{mm}(0.02\text{in})$ ，否则，止推垫圈就有不能平放在座孔凹座内的危险。

第十二章 摆动轴承

12.01 摆动轴承所包括的范围很广,这种轴承大多数是载荷小,速度低,而且使用率不高,因此不存在特别的设计问题。然而摆动轴承在另外一些应用场合里也可遇到苛刻的载荷条件,以至带来十分现实的设计问题。这两种极不相同的例子可经常出现在同一个产品上。

12.02 例如。汽车的汽化器风门操纵拉杆通常就有好几个摆动轴承。它们以铰链的形式,经常还是球窝式的铰链,而且材料组合采用低碳钢对低碳钢,润滑也是不定时的,而且需要时用油壶加几滴油。然而事实上不会发生故障,因为载荷低。另外一些,如在手闸机构,车窗机构,车门关闭机构的摆动轴承大致上也可以说是一样,然而汽车上,其连杆顶端的轴承和别的机械中的摆动轴承相比则或许是最高负荷摆动轴承的例子。

12.03 所以,设计摆动轴承时,首先得确定是否存在什么问题。它可能只需要作为一个简单的承载零部件承受载荷和传递动力,而它作为轴承的性能却几乎可以忽略。

一、低负荷摆动轴承

12.04 除汽车工业外,低负荷摆动轴承的应用例子包括家门铰链,门的锁和钥匙,机床操作杆,打字机构,钢琴键,管螺纹丝锥,还有数以百计的其它机构上轴承。设计这些轴承让滑动轴承的理论扮演主要角色是完全不相称的。

12.05 普通家庭的厨房门,若以每秒钟开启 90° ,那末轴承 pV 值约是 $2\text{kW}/\text{m}^2$ ($50\text{lbf}/\text{in}^2 \times \text{ft}/\text{min}$) 的数量级。假使门每15分钟开闭1次,那么使用率为每小时2转,而每天肯定几乎小于20转。这些门的铰链用很少量的润滑也能无限期使用下去。

12.06 早在挠性橡胶衬套采用之前专用车辆的弹簧挂钩也是一个摆动轴承的例子,这儿轴颈的尺寸主要是考虑应力而定,且自然地放置就位。车辆弹簧挂钩的 pV 值大约和厨房门的 pV 值是同样的数量级,但它是较高的压力乘较低的速度,通常门的 pV 值为 $60\text{lbf}/\text{in}^2 \times 0.75\text{ft}/\text{min}$ 而弹簧挂钩 pV 值为 $250\text{lbf}/\text{in}^2 \times 0.2\text{ft}/\text{min}$,但两者乘积都等于 $1.6\text{kW}/\text{m}^2$ 。

12.07 然而两种应用之间明显的差别是弹簧挂钩使用率更加充分,在一般情况下,其运动累积相当于 $2\text{r}/\text{min}$ 的连续转动。对于平均速度 25mph 的车辆,在5000英里里程中,其当量转数总计约24000转,而一般说每行驶5000英里涂一次油这就相当于普通的门每4年加一次油。这种加油周期可合理提供制定两种情况下的切实可行的维护制度(比通常它们分别制定的为好),所以这也足以强调说明这两种应用场合的类似性。

12.08 因为高使用率 ($100000\text{r}/\text{y}$ 对照门的使用率为 $6000\text{r}/\text{y}$),弹簧挂钩通常是淬硬的钢销子和青铜轴瓦相配结构,至于办公室和公共建筑的门由于使用很频繁也普遍采用同样的结构。

12.09 这两种的日常应用经过比较详细分析,成为进行比较好坏的基础,以此可判断任一新设计的轻载摆动轴承大概的性能。

12.10 就定量来说,对于数量级为 350kPa ($3.5\text{kgf}/\text{cm}^2$, $50\text{lbf}/\text{in}^2$) 压力的轴承,若使用率很低,就没有必要特别注意材料的选择,而对于 pV 值数量级为 $2\text{kW}/\text{m}^2$ ($50\text{lbf}/\text{in}^2 \times \text{ft}/\text{min}$)

轴承在 25000 转左右的间隔时很可能需要润滑。如果在上述 pV 值下,期望寿命大于 100000 转,那么应该用青铜轴瓦。

12.11 然而,光靠这些数值还是不能完成一个实际的设计,设计者还得根据他所规定的条件和以上列举应用情况所作的比较或者和他有相同理解的其它应用所作的比较。

二、高负荷摆动轴承

12.12 与旋转轴承相比重载的摆动轴承设计更多的是凭实际经验而不是根据纯粹的理论。

12.13 一些权威对于很多基本问题还有很大分歧,诸如油槽的布置。例如,一些人主张对于很小摩擦速度的摆动轴承有必要在承载区开些轴向油槽,尤其当载荷是单向的情况。图13.5a所示为这种油槽一个典型布置。

12.14 然而另一些人认为只是较低的一对油槽能起到一些作用,而其它的最好省掉,但是供油也得从轴承顶上加进,这只是为了保持轴承表面完全润滑以免生锈腐蚀。

12.15 还有几派意见认为,没有轴向油槽引导润滑油从轴承端部泄出已经够快了,故不开设油槽更好,而只需两个供油孔,这两孔得开在轴承长度的中心面上,离载荷中心线两边的角度等于摆动角。

12.16 关于轴承的廓线也存在观点分歧。有的声称最好效果是完全圆的,淬硬的轴颈配合完全圆的轴承,其直径间隙取 $0.001d$ 。也有的人主张轴承廓线应该加工成和轴的廓线在圆弧 120° 加上一半的相对轴承面上“载荷的”摆动角区域内,如图 12.1 所示。那些要主张刮研的人认为,即使不考虑采用刮研同样的形状也因跑合磨损结果而最后达到,但在跑合到这形状

之前就进行重载运转是不可靠的。前面强调的“载荷的”几个字是因为载荷的摆动角不一定就是轴承中的摆动角，而只是前者角度对确定刮研范围有意义。

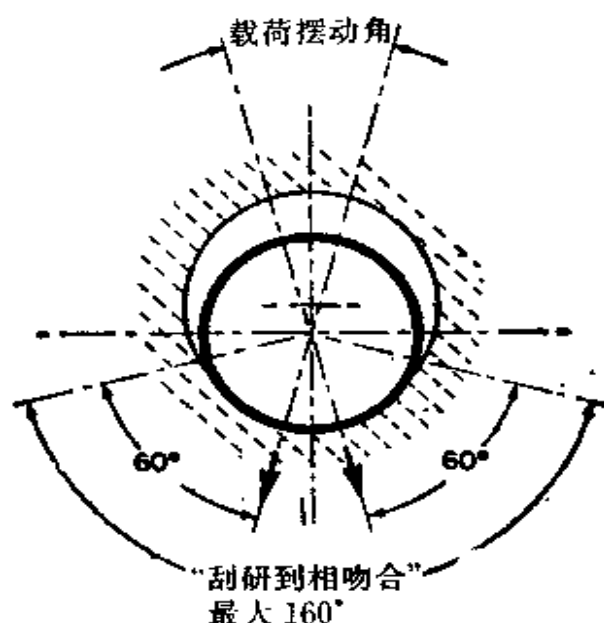


图 12.1 摆动轴承：推荐的刮研方法（见 12.16 段）

12.17 有几点大家是一致的，这些包括：

(a) 若摆动角很小(约为 5°)，摆动次数不多，或者说不经常摆动，那么其容许载荷主要受轴承材料的疲劳强度限制，然而润滑的方法，次数也得考虑进去。通常，其摆动轴承疲劳强度的许用值为：白合金 $7\text{MPa}(70\text{kgf/cm}^2, 1000\text{lbf/in}^2)$ ；铜—铅金 $14\text{MPa}(140\text{kgf/cm}^2, 2000\text{lbf/in}^2)$ ；铅—青铜合金 $24\text{MPa}(24.5\text{kgf/cm}^2, 3500\text{lbf/in}^2)$ 。然而所有这些单位压力都是限制值，除非不得已，一般选用应该远远小于这些值。

(b) 在边界润滑状态下的摆动轴承通常比旋转轴承能承受 pV 值高得多。这是因为：

(c) 在每次反向转动时，轴颈以滚动方式，如图 3.2 所示，

从偏心位置转至中心线的第一边对应位置，即相应于旋

8

大部分时间里是不承受载荷的,这从上述的挤压效应来看是有明显好处的。总之,相对于轴承有效面积,它必须承受的载荷是不高的,虽然在发动机始终处于高速连续使用情况下,其额定负荷有点高。

12.19 在其它应用中,选择范围是广的,如推土设备,挖掘机等,其摇臂上的铰链可以是通常的油润滑轴承,并带有密封以防漏油和防水防尘,或者也可用脂润轴承,甚至也可用于摩擦轴承。每个制造者根据实际经验都有自己的偏爱,但干摩擦轴承对这类工作无疑是有吸引力的。另一种选择方法是采用挠性橡胶轴瓦,这一般已不属滑动轴承的概念了,因为橡胶轴瓦在扭矩作用下产生扭曲,而没有什么摩擦的表面或什么润滑问题。在一个很宽的尺寸和不同的摆动角范围内干摩擦和柔性橡胶轴承有可能获得各种专利权。

12.20 挠性橡胶轴承和干摩擦轴承。两者都值得认真考虑作为许多工业上摆动轴承应用。这方面目前都是按传统方法进行一般研究。

四 其他型式的摆动轴承

克罗霍梯顶端轴承

12.21 图 12.2 所示为一个过去不少河船上用的克罗霍梯柴油机的顶端轴承。这种二冲程发动机连杆总是受压缩,所以作用在轴承上的载荷总是一个方向。这样,也因为构件负荷比较小,采用淬硬的活塞销和固定在连杆顶端孔内的淬硬钢瓦块组成的滚动付(如图所示)能完全满足承载要求。对于只有轻微滑动发生的轴承采用飞溅润滑。这里滑动几乎只是开始时发生,到销轴稳定在中心位置以后,它就能够随连杆的摆动自由地在

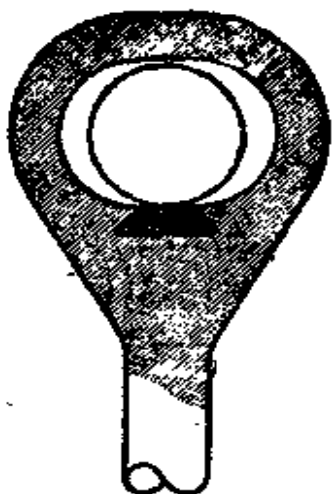


图 12.2 克罗雷梯柴油机连杆
顶端轴承(见 12.21 段)

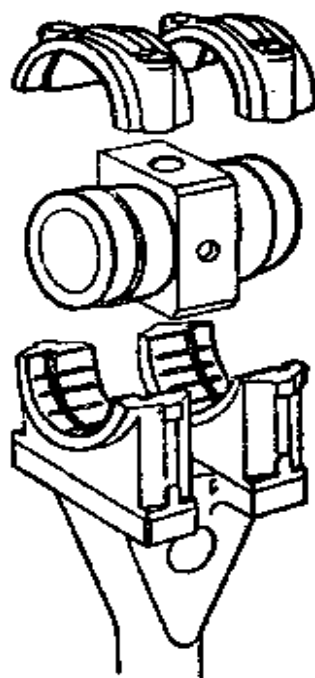


图 12.3 GMT-Fiat 偏心型十字
节头销和轴承, 1974.12 取得专利
(见 12.22 段)[引自 Marine Engi-
neering Review, October 1975]

两边滚动。

GMT-Fiat 偏心型十字销轴和轴承

12.23 这里介绍一种用于现代大负荷发动机的较高级连杆顶端轴承。如图 12.3 所示, 销轴和轴承的每一边都成两段, 以使销轴的外端断面偏心于内端断面。由于连杆的摆动运动使轴承和销轴的接触是在内端和外端两部分之间交替进行。因此得到一个交替升程, 这就允许润滑油流进不受载的区域。这样, 能建立一个有效的油膜承受载荷, 而同时又增加油的流量, 这有助于冷却滑动表面。这个工作原理从简化而夸大的示意图 12.4 上看得更清楚。

完全浮动的活塞销

12.23 摩托车和汽车的连杆顶端轴承中常见活塞销能在

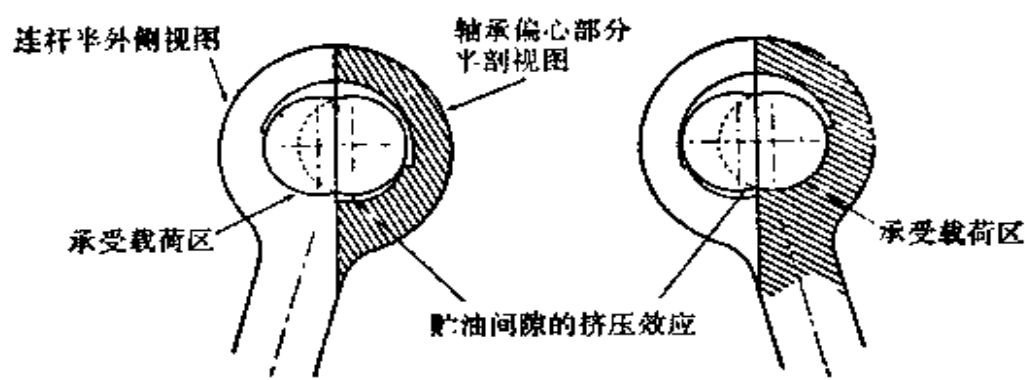


图 12.4 GMT-Fiat 十字节头的双偏心销在往复冲程时为轴承进油提供间隙的示意图(见 12.22 段)

连杆和活塞两者销轴孔中自由转动。于是它在两部分轴承表面间总的摆动角被分成两部分，相对销的(至少名义上)摆动是连杆摆动角的一半。这就意味可将 pV 值中的 V 值减半，因此和把销轴固定在连杆上或者活塞上相比，能提高承载力。实际上销轴是很少正好以连杆的一半角速度摆动，所以所得性能上的好处虽然是显著的但不会是百分之百。

12.24 随着人工股关节，膝盖关节等的研制发展，摆动轴承形成一个新的专门应用领域，但这属于医疗方面已超出本书的范围。

五、综 述

12.25 决定摆动轴承性能的因素是很复杂的，以至为了设计它们唯一可靠的方法还是参照应用相当的而又有数据资料的那些现有设计来进行。这并不全是没有办法的办法，可能是有效的，因为通常总有个旧型号产品可用来作参考，按照实践经验对它加以改进。

12.26 为设计一个完全新的产品,找一个应用相当的实际产品作样机来参考是较困难的、可能得做一些研究改进试验,但未必都该如此,除非是空间尺寸特别紧凑,或其它原因必须要求其载荷接近危险的极限值。大多数情况的摆动轴承设计,如12.3段所提及的,实际上是完全没有问题的。很少必须采用比维多利亚女王时代工程师的“经验守则”——“用锡锌青铜轴瓦,保持压力低于每平方英寸 200 磅”更科学的设计方法。

12.27 假如希望用图 5.1, 6.1 或 6.2 作为设计摆动轴承的主要依据,那么可以取来回摆动一次的平均角速度作为这些轴承的当量“转速”。所以,若摆动角,中间位置的每边为 θ° , 那么

$$\text{当量转速} = n\theta/90 \text{ r/min}$$

式中 n = 循环/分。

第十三章 润 滑

一、对润滑油的要求

润滑油种类

13.01 除非工况特别苛刻或异常,否则大部分工业用轴承可采用为许多其它类型轴承准备的现成的油,即不存在较大的选择余地。为了设计图 6.1 和 6.2 中的值,因此得先假定所选用油(不包括脂润轴承)是属名牌的重机械油,未必含有任何特殊的添加剂。在所有情况中都假定轴承的出油平均温度为 60°C (140°F),这时油的名义粘度为 30cP ($30\text{mPa}\cdot\text{s}$)。

13.02 对周围环境温度很高或极低的地方,如在欧洲,用同样一种的润滑油可能会有问题,因为对于各种地区条件,这些油可能会太稀或太稠。在有些地方夏天和冬天有必要采用不同牌号的油。最好征求有名望的润滑油行家或部门。

13.03 针对某些应用场合,建议所采用的油添加以下一种或几种添加剂:

- 抗酸添加剂
- 防泡沫添加剂
- 抗氧化添加剂
- 防锈添加剂
- 防腐蚀剂

流点降低剂

水乳化剂

极压添加剂(对重载轴承)

油性添加剂(减小粘滑效应)

胶粘性添加剂(为减小垂直表面油损失)

粘度指数增进剂(为减小油的粘度随温度而变化的程度)

13.04 如果需要选用这些添加剂,显然设计者得对轴承的工作场合有所了解。有关添加剂的详细情况,资料可从润滑剂供应者那儿获得。

油脂

13.05 本书所有有关脂润的说明都是参考英国工业标准(BS3223)的常规,作普通油脂使用。

油量或油的流量

13.06 有许多复杂的公式可用来估算轴承所需要的供油量,如(a)为了保持润滑油膜,(b)为带走摩擦热量以冷却轴承。但实际上几乎没有人试图对流量进行高度准确的计算,因为计算得到的数值总应该适当增加,考虑到泵内和轴承内油的最大损耗量。前者损耗是倾向于减少流量,而后者的损耗会增加油的需要量。注意到局部过滤器堵塞、淤油、以及其它偶然因素故也需要有一定的安全裕度。

13.07 一个很有用的近似计算经验法则(错误地)假定润滑油的唯一目的是带走热量,而且带走的热量数值就正是轴承中摩擦系数为0.005时所产生的热量。若润滑油的密度和热容量(比热)取平均值,油温升是合理的,其结果以很简单的式子表示

所需要的油流量

$$= \frac{\text{载荷}(N) \times \text{直径}(m) \times \text{rad/s}}{6} \times 10^{-6} \text{ l/s}$$

或
$$= \frac{\text{载荷}(kgf) \times \text{直径}(mm) \times r/min}{6000} \times 10^{-6} \text{ l/s}$$

或
$$= \frac{\text{载荷}(lbf) \times \text{直径}(in) \times r/min}{40} \times 10^{-6} \text{ gal/min}$$

13.08 在图 6.1 和 6.2 所包括的载荷速度,和尺寸的范围內, 尽管由于 13.06 段所提及的理由油泵流量应该按约大二倍来设计。但上述计算表明还是比较精确的。

13.09 如果按上述式子计算用在 ESDU60023 结尾部分三个工程实例,这算题所给的最小所需流量值是很精确的,那么将会看出按 13.07 段方法计算是分别提供 75, 27, 和 85% 的安全裕度的计算值。顺便说对于裕度为 27% 的情况是超出图 6.1 和 6.2 的载荷、速度范围。

二、油 槽

13.10 曾经一度几乎所有轴承都是开设一种型式的油槽, 为将油布满工作表面。但是这些油槽通常是害处多好处少,因为它容易从油孔到轴承边缘整个区域提供油的通路,因而也在这主要承载区域的大量油给短路了。

13.11 大多数情况,当然包括本书所推荐的轴承尺寸,不开设油槽能得到最好的结果。实际上唯一例外的是某些型式的摆动轴承(见 12.13 段), 以及有的情况需要周向油槽是作通道将润滑油供到其它部分,诸如内燃机里,从主轴承到大端轴承或在大型柴油机内从大端轴承到顶端轴承和活塞冷却系统。

13.12 这些周向油槽大大减小了轴承的效用(见 6.44 段)。对于大型柴油机,其轴承载荷通常很低,因此油槽的有害影响

被忽略，但是对于大负荷的发动机通常采用间断的部分周向油槽，使整个承载区的轴承表面保持完整无缺。例如图 13.1 所

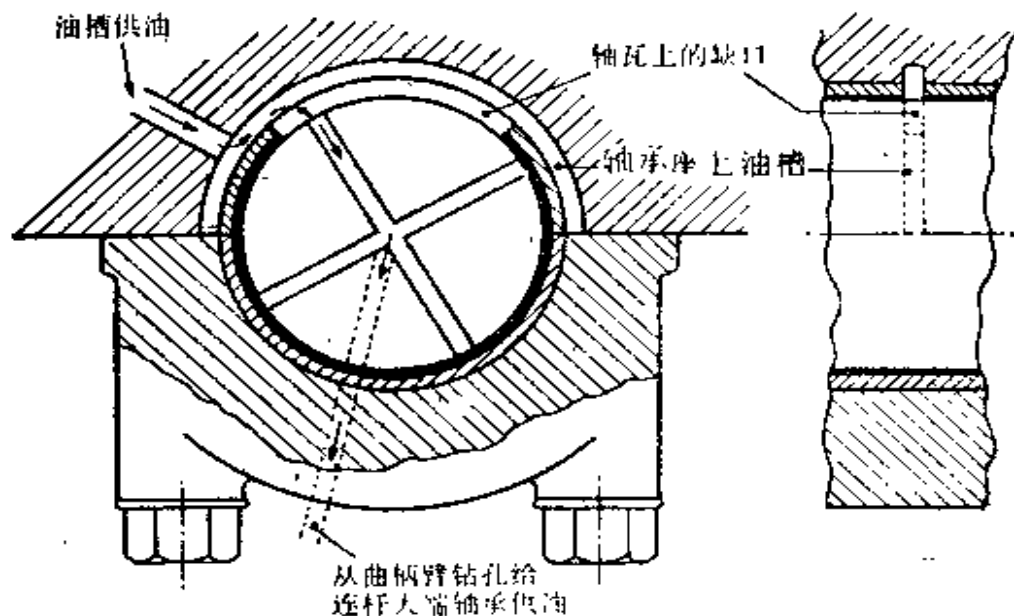


图 13.1 局部圆周油槽，带缺口的剖分轴瓦结构（见 13.12 段）

示，给曲轴钻几个孔，这样至少总有一个对准开槽的圆周部分。



图 13.2 带缺口的剖分轴瓦（见 13.12 段）

因为大负荷发动机倾向于用薄壁轴瓦，这时开深油槽是不现实的，所以它的结构如图 13.1 所示通常是带缺口的剖分轴瓦型式，图 13.2 所给的是一个带缺口的剖分式轴瓦较清晰的视图。

13.13 对于没有油槽轴承的正常使用，油通常通过一个油孔供给，该孔布置在轴承宽度方向的中间，而在圆周方向离最大载荷处大约 180° 地方。孔的直径通常为 $d/16$ ， d 为轴颈直径，其最小为 $3\text{mm}(1/8\text{in})$ 。然而，往往一个通常的节流阀被认为完全打开即开启四分之一的

直径的距离,这将意味着,轴承工作间隙 $0.001d$, 偏心率 0.60 , 油孔直径 $d/16$, 其逸油面积 (如图 13.3 所示) 将相当于不到油孔面积的二十分之一。所以用埋头孔并修刃到接近两倍的孔径,如图 13.4 所示亦是可取的。使用时若供油压力很低,如靠飞溅或油环润滑,甚至需要更大的入口面积。在这些情况下,开设短的轴向油槽有时是有益的,但这不是为了使油散开,面只是为了注油到轴承。

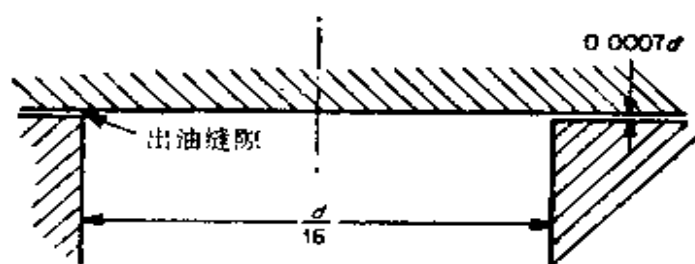


图 13.3 一个油孔的出油极限面积(见 13.13 段)
假定条件: 直径间隙 $0.001d$, 偏心率 0.6 , 油孔直径 $d/16$

13.14 若用油槽,不管是油还是油脂,其宽度应该大约为 $d/16$,倒角修棱如图 13.4 所示。



图 13.4 油孔加工和油槽倒角修棱(见 13.14 段)

摆动轴承的油槽

13.15 油润滑的摆动轴承,其油槽布置已在 12.12 到 12.15 段讨论过。用作摆动轴承的轴瓦,图 13.5 a 所示型式的油槽一般用在实际的承载区,而不论摆动角大小,油槽均按 60° 间隔布置。若是载荷较大,间距可以是摆动角减去一个油槽宽度。

13.16 对于小的脂润滑摆动轴承(通常都是一些衬套),其

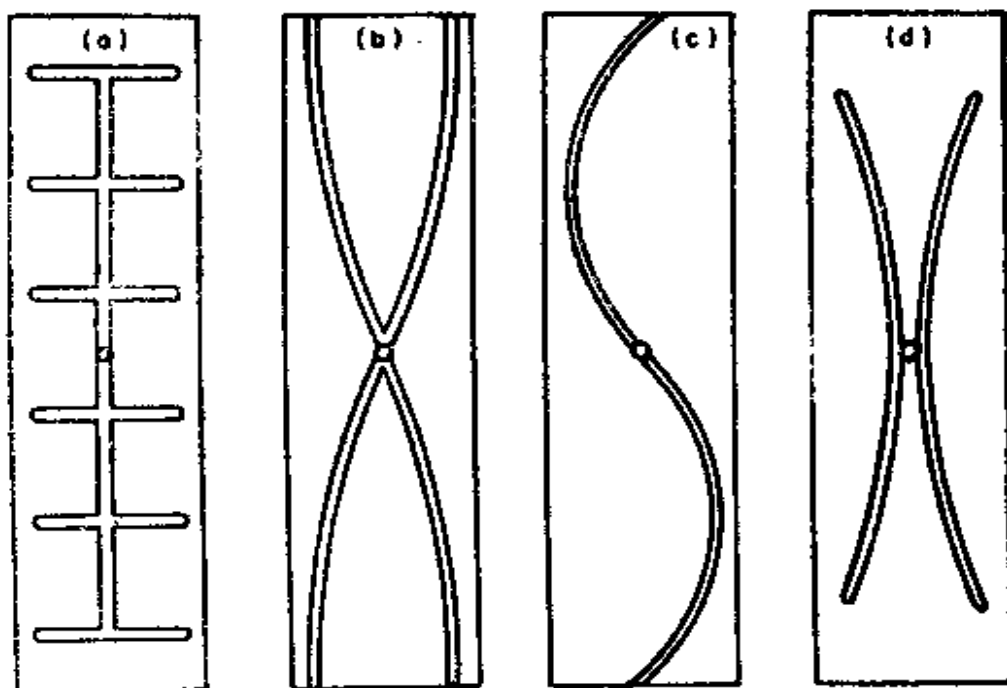


图 13.5 油槽的各种型式(见 13.15—13.17 段)

最好的效果是椭圆或 8 字型油槽,如图 13.5b 和 13.5c。

13.17 图 13.5d 所示的油槽型式是适合于大的脂润滑轴承。

轴颈上油槽

13.18 如码头吊车的履带轮以及类似的轴承,如果载荷不变,轴固定,稳定受载的旋转轴承从一个油孔得到润滑油,那么轴承上任一轴向油槽至少每转一次会正好处在最大受载区域的中心。在这种情况下,最理想是采用不开油槽的轴承。如果必须用一个油槽,那么应该开在轴上受载最轻的部分,就是说离受载最大的点大约 180° 处。假如载荷是交替的,采用上述方法就有困难了,那么可以选一个合适的位置开一个油孔或者不得已开一条圆周方向的油槽。选择一个好位置开油孔可能是件麻烦

事,读者可在 *Journal of Automotive Engineering*, pp. 23—27. (1973 年 8 月)上找到一篇有关这方面的一篇极好的文章。

概括

13.19 假如轴承上的载荷接近它的承载极限或载荷条件很复杂,则油孔和油槽需要仔细设计。假如载荷条件是中等的,简单的,那么只需运用一般的常识。

三、润 滑 方 式

13.20 轴承供油的方法很多,常见的有压力供油、飞溅法、油环供油、油盘供油、滴油、机械滴油、油绳注油、手油壶、油脂枪以及旋盖式黄油杯。

13.21 重载高速轴承主要用压力供油,此外其它轴承其润滑方式选择几乎由用户的要求而定。如果作出选择有什么困难,那么以下说明或许会有帮助的。

压力供油

13.22 如果不考虑成本,采用油泵压力供油是较好的方法。泵的大小可以根据 13.06 段估算,油泵压力首先得考虑离该系统最远轴承来选择,先决定给该轴承足够油量以带走热量所需要的油压,然后通过管道尺寸和湍流损失计算来确定泵本身所需要的压力。实际上泵的压力可有不同选择,例如加工设备和机床多半采用 0.1MPa (1bar, 15lbf/in²),而许多内燃发动机润滑系统甚至超过 0.5MPa (5bar, 75lbf/in²),在这两个极端油压之间的中间值,常用在诸如大型汽轮交流发电机轴承润滑系统。

13.23 通常油泵是由被润滑的机器驱动的。如果机器不只一个工作速度,那所选的油泵在机器最低速度时也一定要保证

能输出所需要的油量，因此还得有一个旁路减压阀防止在最高速度时产生过高的油压。大设备和昂贵设备一般由一个机内泵再添加一个单独的电机驱动油泵常常是有效的。这个泵可以在机器启动之前就工作，以便在整个机器上建立起额定油压，而且有时机器停车后循环润滑油起到冷却作用。见 14.03, 14.04 和 14.05(c) 段。油泵总得安置在油箱油面以下，以便使油泵总是处在充油和启动就立即能输送出额定的流量。

13.24 压力供油方式在适用于有附加器件如过滤器和冷却器的场合下适用，但是使用过滤器或冷却器，油泵输出压力应该要增加一些以补偿油通过过滤器或(和)冷却器的油压下降。如果用旁路过滤，那么泵的容量应该增加以补偿所需要的附加流量。

13.25 润滑用油泵，用机内泵还是单独驱动泵一般都是外购件。

飞溅润滑

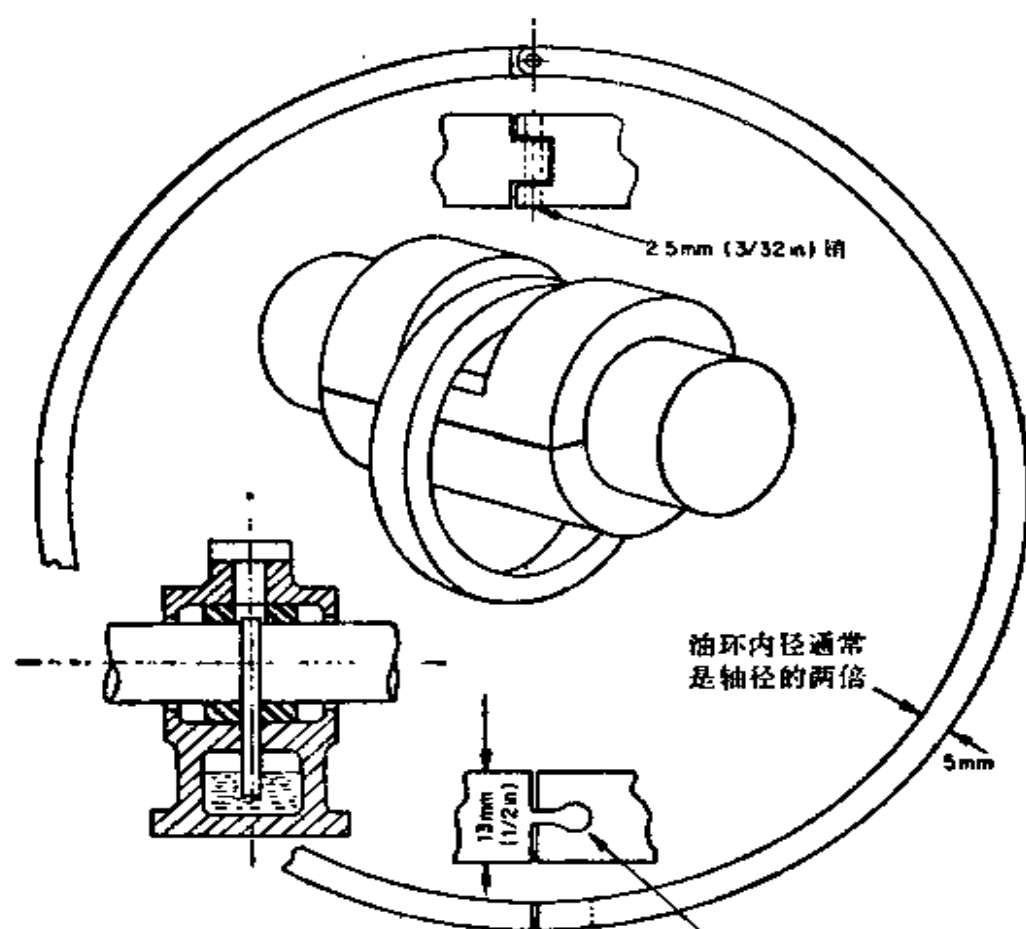
13.26 实际上不可能对飞溅润滑方式的设计参数给严格的规定，通常只是在样机反复试验的特定的基础上来制定。例如各种汽车活塞销是属于高负荷轴承，而采用飞溅润滑表明是令人满意的，虽然这种润滑方式通常是限于轻载应用场合。

13.27 诸如齿轮箱的情况，有时可能布置油沟来收集从运动件飞溅上的油，再靠自重引导到其它需要润滑的部件。大多数的情况下，采用导油板和(或)漏斗方式收集油。甚至汽车活塞销也需要围绕油孔加工一个直径颇大的埋头凹槽以便收集润滑油。

油环润滑

13.28 油环润滑适用于轴承速度较低，载荷中等，且方向不变的场合——一般载荷约不大于 1.7 MPa(17 kgf/cm²).

250lbf/in²)速度不超过 10m/s(2000ft/min)。环的尺寸不是决定性的,但其典型的设计尺寸如图 13.6 所示。



“键钮”的联锁是相当松的配合,但圆环若没强制的变形是不会脱开的,这种连接在装配时又很容易用手把它一下打开。

图 13.6 油环润滑(见 13.28—13.30 段)

13.29 油环不适用于可移动式轻型机器,或船用的机器,因为机组的略微倾斜将会引起油环与环槽侧面相互摩擦,以至可能使环停止转动。

13.30 油环润滑也不适合于旋转载荷,因为开设环槽会大大减小上半部分轴瓦的面积。其实很多油环润滑轴承根本没有

上半部轴瓦,轴承盖的内侧就作为轴承孔加工出算数,所以只有单向载荷才能使上半部轴承不受载荷和磨损。

油盘润滑

13.31 在旋转的水平轴上安上一个圆盘,轴每转一圈就可

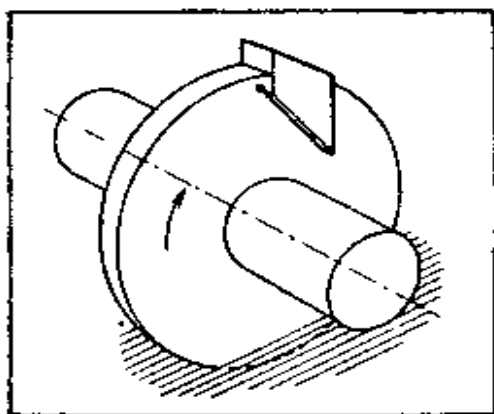


图 13.7 油盘示意图(见 13.31 段)

拾取大量的油。这可以用一个装配得很紧的导油板把油刮来(如图 13.7 所示),并把它引流到邻近的轴承上。这种简陋的装置效果倒很不错,不过当速度大约超过

$$\frac{11}{\sqrt{\text{轴直径(mm)}}}$$

或

$$\frac{125}{\sqrt{\text{轴直径(in)}}}$$

时,由于离心力而把油从盘上甩出去,而这最坏的情况是在离水平位置向上 45° 角。这好像是内径为 50mm(2in)的轴承,其转速限制为 10r/min,但是事实上油沿盘是有滑动的,因此油不会达到盘的旋转速度。所以在更高的速度上工作亦是可行的,但这更多的是取决于盘的表面光洁度和盘对润滑剂的润湿性能。若不是靠经验和试凑方法,“设计”一个油盘润滑装置几乎是不可能的,但在许多简单应用中仍然是权宜的方法。

油杓供油

13.32 油杓供油是更高级更有效油盘润滑方式。其一般原理如图 13.8 所示。图上尺寸是示例并不是非照此不行。油杓供油方式可应用于轴承载荷大于 1.7 MPa (175 kgf/cm², 250 lbf/in²), 速度大于 10m/s(2000ft/min)的场合。有些应用场合中,试验研究性的样机已能达到 20m/s(4000ft/min)或更

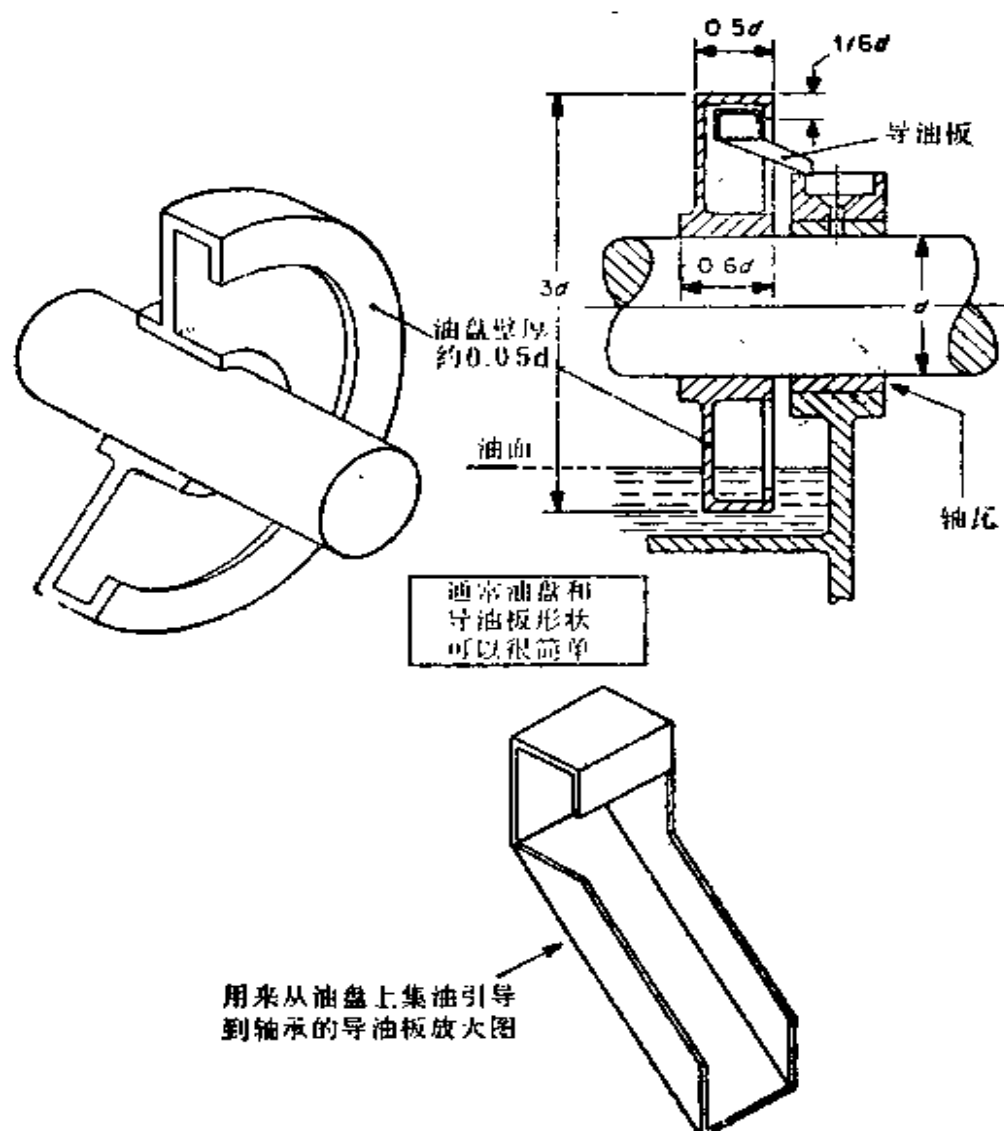


图 13.8 集油器供油图(见 13.32 段)

高速度。并取得令人满意的结果。

13.33 油盘和(或)油杓润滑不适合在很多简单的应用场合中,因为它要占据轴承邻近相当大的空间,同时也不能提供超过几厘米的压力头。再则当轴从静止到启动的一段时间,还没有转到几圈之前是不会有润滑作用的,因油到达油路导板流进轴承都需要时间。

点滴注油

13.34 图 13.9 所示的老式点滴注油杯, 除便宜外几乎没有什么好推荐的, 目前它只是在那些传统的应用场合中使用。

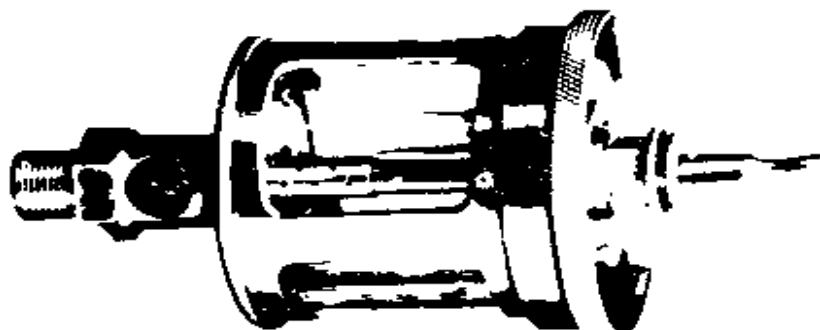


图 13.9 滴油杯(见 13.34 段)

多点点滴机动注油器

13.35 多点点滴机动注油器对于那些润滑油不可能回流, 从而对所供的油都损失掉的轴承是很有效的(见图 13.10)。在这样一个完全耗油的系统里, 精确地控制油的流量十分重要; 因为供油量太多就耗资, 供油量太少, 又可能发生故障。这种润滑器每一进给适宜的油流量大约为 $19 \text{ mm}^3/\text{s}$ (0.0003 gal/min), 这相当于大约每 2.5 秒一滴。它们可以由某一转动的轴通过减

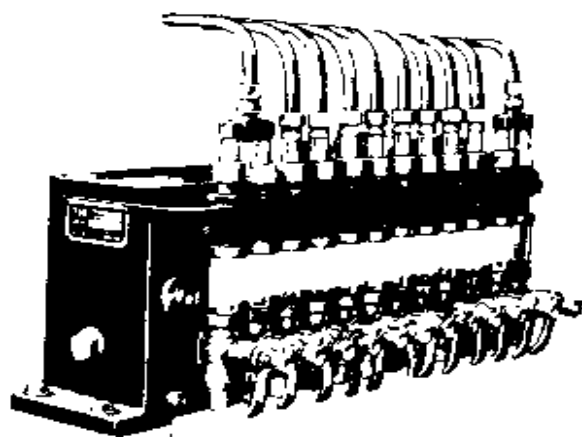


图 13.10 多点润滑可窥配油器(见 13.35 段)

速齿轮传动带动或由机器的任一往复运动机件经过棘轮机构带动。油通过管子引导流入一个完全透明的观察孔中显示出来,它能提供压力约达 0.20MPa (30lbf/in^2) 或更高些。

其它方法

13.36 油绳供油,手油壶,脂油枪、旋盖式黄油杯都是传统的润滑方式。喜欢采用这些供油方法的人都有自己的理由,他们不需要从手册找依据。

四、甩油环和密封

13.37 如果可能,轴承应该完全密封,这样就使充足的油在轴承系统里循环不会流失,而且还可防止外面的潮气和灰尘。如轴加工成与机壳端部齐平,应该用一个轴端盖,如图 13.11 所示。

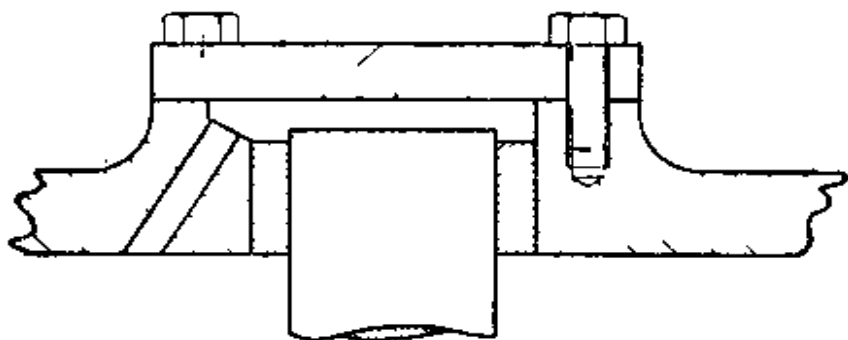


图 13.11 轴端盖(见 13.37 段)

13.38 如果轴必须伸出机壳,那么就得决定是让它泄漏还是采取防止方法,或至少采取减少泄漏的方法。在一些轻载、低速、使用率也低的简单机械上(诸如家用割草机),油的泄漏通常是允许的。但是对于压力供油的轴承其端泄是不允许的。

13.39 减少泄漏的方法可分为以下主要 3 类:

- (a) 弹性件密封；
- (b) 风泵密封；
- (c) 甩油环密封。

弹性件密封

13.40 图 13.12 所示的型式是各式各样的专利的弹性件密封一个代表。这些密封件压入配合在轴承座上，而且借助一根弹簧使它和轴保持接触，如图所示这弹簧应该总是在有油的一边而不是暴露在外界。装配时通常得给密封体涂上一层油脂，关于这一点得看看制造厂的说明。

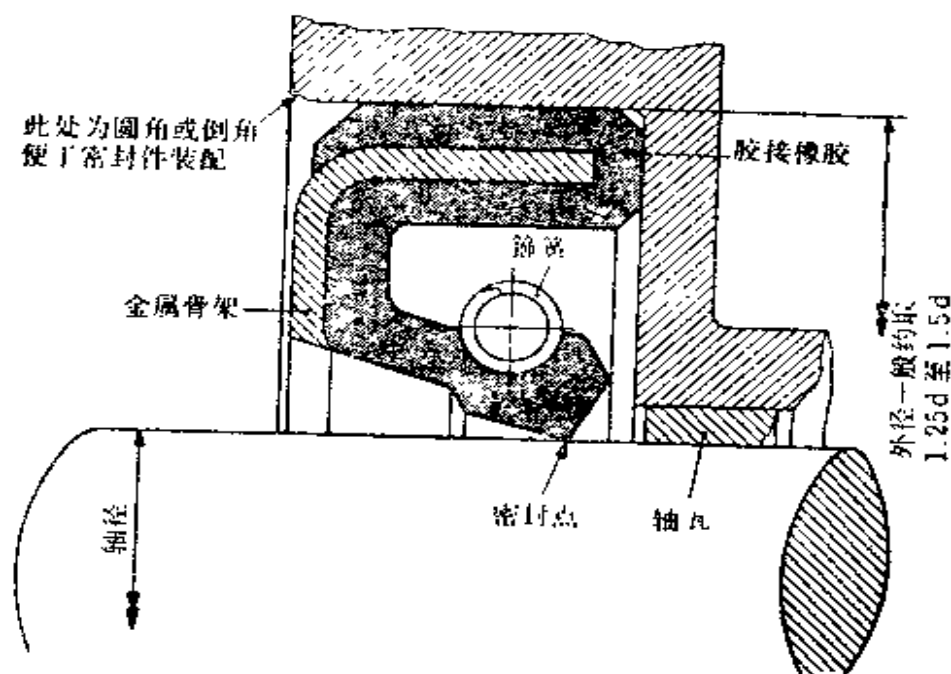


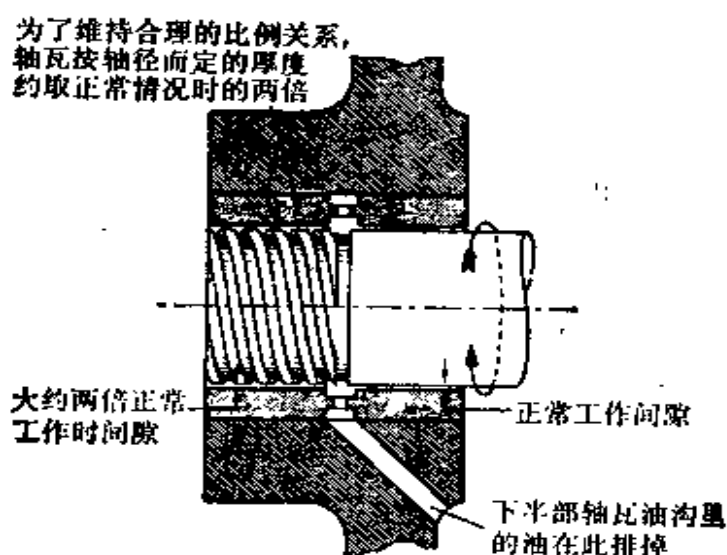
图 13.12 常用的环形带唇密封图(见 13.40 段)

13.41 只要密封的内外没有压力差就可认为效果是很好的。如果外界条件很差，应该装一个成对型式的弹性密封件。

13.42 弹性件密封在图 6.1 和 6.2 所包括的轴承尺寸和速度整个范围内都能适用，而且工作温度可达 150°C (300°F)。一些用特殊材料制作的类似密封件可用于更高温度场合。

风泵密封

13.43 如果在轴上或轴承上加工出螺纹槽(右旋或左旋根据需要)那么轴一转动就会产生抽吸作用的效应,这迫使泄漏的润滑油送回到轴承腔内。这种风泵的螺纹槽应设在轴承的延伸部分,而且不得在承载区域切出。图 13.13 给出这种密封典型的尺寸。一圈螺纹也可满足要求,不过,如果轴承大部浸没在油里或者如内燃机里的轴承易受由于曲轴箱内压力变化喷出的油来润滑,那么就需要更长的螺纹段。



多头矩形螺纹, 导程大约 $0.5d$ 深 $0.15\sqrt{d}$ mm ($0.03\sqrt{d}$ in), 螺纹头数照例取 $0.6\sqrt{d}$ mm ($3\sqrt{d}$ in) 的最近的整数。图中所示的为 4 头, 就是直径为 $35\sim 57$ mm ($1\frac{3}{8}\sim 2\frac{1}{4}$ in) 而说的轴承。螺纹

的左右旋必须与轴旋转方向相符

图 13.13 风泵密封的典型尺寸(见 13.43 段)

13.44 风泵密封对防止油的流失相当有效,但是它们防尘都不行,实际上是很容易吸进灰尘,因此它不应用在脏、多灰尘、潮湿的工作环境。一些早期汽车曲轴上曾采用过风泵密封,在曲

轴外伸端要支承一个驱动风扇的皮带轮，但这方法并不成功。当汽车驶过淹水的路段时，通过风泵密封就往曲轴箱里大量灌水。

抛油环密封

13.45 如果外界环境相当干净而干燥，且没有大量的油从

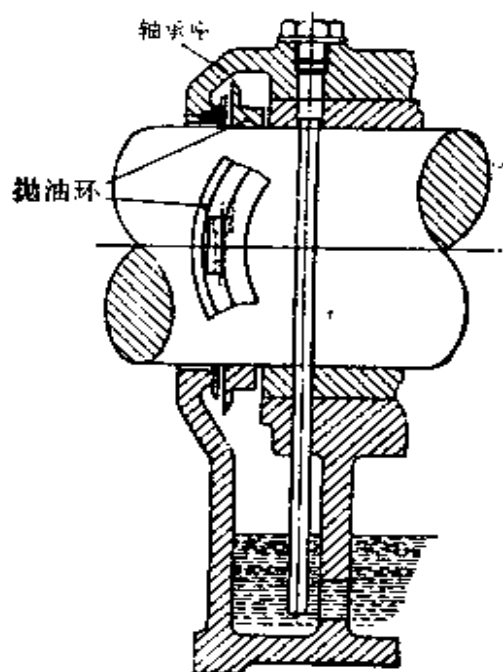


图 13.14 如用于油环轴承的简单抛油环密封(见 13.45 段)

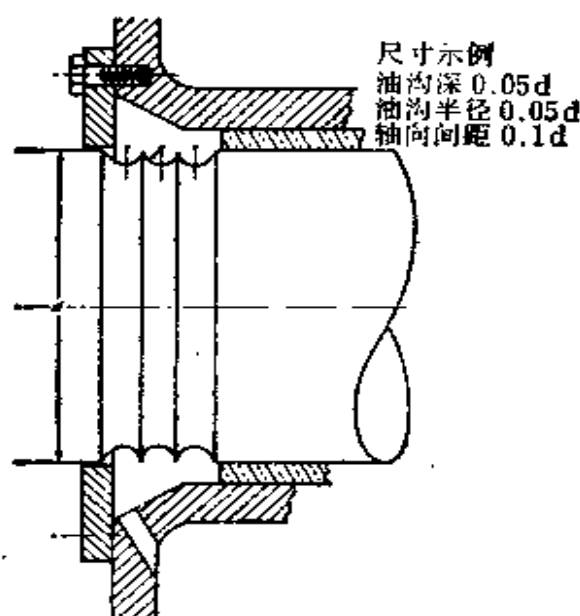
轴承里满出，那么可以用一个很简单的甩油圆盘来当作一个密封件。图 13.14 所示是这种甩油环密封件用于一个油环润滑轴承上的一种结构布置。甩油环的材料可以是钢或青铜，可以采用动配合靠紧定螺钉固定在轴上，也可以做成两半圆环再由两个六角螺钉将它相嵌连，如图中局部视图。

13.46 如没有为从甩油盘甩出来的油提供导流的通路，使油回到油箱而不会滴在甩油盘反面的轴上，那么甩油

盘就会没有密封效果。图 13.14 的结构会达到密封效果的，只要箱盖顶部的内壁平滑并上漆，这样油就不断地沿着它流入箱内，而不聚成小油珠滴下。

13.47 图 13.15 所示是最简单甩油环型式，它只是由在轴上直接车出的几个刃形的油槽所构成。该图表示有两圈抛油刃，但若所涉及的是泄漏很少的情况，甚至一圈抛油刃亦够。其结构有缺点，且不说引起不希望有的应力集中因素，而且由于轴上刻槽使轴直径减小，这样在扭矩作用之下使这部分轴的扭剪

应力增加 37% 以上。所以如果伸出的轴需传递很大的扭矩就不能推荐这种密封方法，当然如果轴端留出只是为了带动转速表或某些其它小的辅助装置，这方法还是有用的。若表面离心力约小于 $8g$ (如直径 50mm 轴，转速为 535r/min)，几乎不会有油甩到轴中心线以上，因此这时集油腔的形状相对说就不重要了。对于速度较高的轴，其集油腔如图所示可以是锥形，这样油往上甩出时将会流回甩油环“湿油”的一边。



为了在断面尺寸变化处用钝角代替会促使应力集中的锐角，两边油沟与轴颈所成的锥角最好不大于 45°

图 13.16 十分简单的甩油沟密封 (见 13.47 段)。若表面离心力小于约 $8g$ (例如 50mm 的轴，535r/min) 油几乎不会甩到轴中心线以上，因此这情况集油腔形状相对说不重要，对于高速集油腔如图所示，可以是锥形的，这样向上甩出的油会排回到下边来。

13.48 上述的甩油环和其它密封只是用来防止油沿轴渗出而损耗。为了防止有显著压力差引起的漏油，它们中间没有一种是合适的。对于必须负有承受压力的密封件，应该参考设

设计院密封手册 (*Design Council Guide on Seals, No.15, the Design Council.*)。

五、油的过滤

13.49 假定一个直径为 50mm(2in), 转速为 3000 r/min 的轴承, 其正常工作间隙约为 0.075mm(0.003in), 如果偏心率为 0.70, 则相应为 11.5 μ m(0.00045in) 的油膜厚度。这似乎意味着直径小于 11.5 μ m 的磨粒是不会划伤或损坏轴承的。遗憾的很, 情况不是那样简单, 因为磨粒并不恰好是球形的, 假定能通过过滤器 10 μ m 的网眼而其它某些方向的尺寸可能远远大于 11.5 μ m。而且振动、不同心度、不圆度、表面粗糙度等这些因素综合引起油膜厚度不均匀, 在很多区域油膜厚度比平均值要小得多。所以直径 50mm(2in) 轴承中, 甚至磨粒直径为 5 μ m 的亦可能会划伤与损坏摩擦副表面。

13.50 磨损的污物、一种极细小的粉状物是任何润滑油中都不希望有的, 因此在最初装配时能很注意清洁度, 同时在维护保养中也小心保持润滑油清洁, 就可大大提高滑动轴承的寿命和可靠性(也见 14.05b 段)。

13.52 在这些数字面前, 有些人轻率地认为装过滤器不值得, 麻烦又化安装费。原因是认为留下 90% 的污物仍旧在润滑系统之中。

13.53 为弄清这种目光短浅的观点, 需要分析一下机器的理想情况, 如一个小型机床, 油箱泊容量为 5 升, 而油流量为每分 10 升, 为简单起见, 假设所有进入系统的污物都是由 5 μ m 直径的微粒所构成, 而且还都是磨粒。为了作整数计算, 进一步假设进入机器的污物率为每分钟 1 毫克。

13.54 在这样的机器里,油箱里全部油要在每一分钟内通过过滤器循环两次。这样如果通过过滤器一次能过滤 0.5mg 的污物,那么进入油中的污物就保持不变,而油的清洁度也就不变。

13.55 如果通过过滤器能过滤 $5\mu\text{m}$ 微粒的 10%,而每个油箱有 5mg 微粒,即 1mg/l ,那么应该达到每次能过滤 0.5mg 的速率,这就说明相当于没有过滤器情况下开车 5 分钟后所达到的污垢程度。所以可以认为这清洁度确实是很高的。

13.56 在过滤器完全阻塞之前油的清洁度将会维持这样高标准。事实上由于过滤器部分阻塞实际上是使新的过滤器网眼变细,使过滤器暂时得到改善。

13.57 如果同样的理想机器在没有过滤器情况下工作,100h 后油中悬浮污物量将会有 6g (0.2 盎司)。换句话说,没有过滤器油要脏一千倍。

13.58 当然,事实上是不得把污物进入系统的速率和送它到过滤器的速率混淆起来。一个过滤器可以以前者速率的百分之百速率完全过滤污物,尽管却只以后者的百分之五速率在过滤污物。

13.59 对于任一给定大小的微粒,以单位体积油中的污物质量表示的油中所含污物含量为

$$\frac{\text{污物进入率(质量/单位时间)}}{\text{油泵容量(体积/单位时间)}} \\ \times \frac{100}{\text{由过滤器过滤微粒的百分比}}$$

任何一组协调单位这都适用,而且应该注意其答案是和油箱容量无关。

13.60 上述这个式子可以用来计算一个旁通过滤器的过

滤效能，只是将通过旁通的油流量代替上式中的油泵容量。如果旁通过滤器是属于离心式（马达驱动或专门的自动艾鲁式透平驱动），较高的微粒过滤的百分比将趋于抵销降低的过滤器流率，而对于 $3\mu\text{m}$ 以下的微粒采用这种过滤器其油中污物含量通常将远远超过全流量的过滤器的污物含量。

13.61 理想的（但很少用）系统是有两个过滤器，一个是全流量纸质或毡质过滤器，另一个是离心式旁通过滤器。附带说说，几家公共汽车公司都采用这样一个方法，为了节约燃料，不按发动机制造家最初推荐的润滑油粘度，而是改用较低的粘度，较稀油会减少摩擦，虽然这是冒增加轴承和汽缸磨损的危险。但明显增加每加仑燃料的里程数，在这些情况下，由于油粘度较低而使油膜变薄，以至为油的清洁度所付的代价变得十分有意义。

过滤器安装

13.62 对于一个全流量的过滤器，最好是装在泵和轴承之间，给过滤器提供一个弹簧旁通阀，以保证即使过滤器被淤泥堵塞油路，也还能继续到达轴承。此外还可告诫，为了保护油泵在其吸油一侧装一个相当粗的过滤器，目的是防止诸如小螺母、螺钉以及碎石进到泵里，因为这些小东西很可能意外掉进油泵内。

13.63 油箱里的油面以上空间需和大气相通。在小型的装置中，通风口可能只是一个加油盖上开一个气孔，但在大设备中，通常用一个倒置的 U 型管通风口。在很脏多尘的环境中，建议在通风口处装一个过滤器，过滤器是否合适取决于预计空气中杂质浮物的类型。

13.64 还要建议在加油孔上配上个过滤网，其必要性取决于例如这机器是在清洁的病房还是在脏的建筑物旁边。

六、油的冷却

13.65 制定几条有关油的冷却的有效规则是不可能的,通常需冷却只是特殊的场合,而这只是轴承设计者凭自己过去丰富经验去设计。

13.66 另一种的情况下,尤其在“标准化”的大型远洋轮船机器与安装在热带地方的机器,配置油的冷却系统是克服地区障碍特别有效的“权宜之计”。必要冷却的量和最好的配置方法取决于地区环境。油的冷却不过是通过油泵把油从输送管道先流过埋在水槽里的蛇形铜管转输到轴承,旨在使轴承的入口油温低于 60°C (140°F)。

13.67 矿物油的比热随温度变化,但从实用观点看,在计算油的冷却装置时可以取为 0.48 (热容量 $2000\text{J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)。

13.68 当油的冷却要求很严格时,应该请教一些供油厂商。

第十四章 轴 承 寿 命

14.01 轴承寿命和下列因素有关

- (a) 启动和停止的次数;
- (b) 稳定工作期持续的时间;
- (c) 稳定工作时的载荷;
- (d) 启动到满载工作的时间;
- (e) 启动到建立充分供油的时间;
- (f) 加速和减速所需时间。

14.02 干摩擦轴承及多孔含油轴承和启动停止没有关系, 因为低速旋转时实际上它能增加承载能力。这些轴承在轴旋转时都会缓慢地磨损。

14.03 相反动压轴承不会发生磨损, 因为只要满足一定设计条件, 轴颈就可能由流体动力油膜所支承。若润滑油是清洁的, 一般只在启动和停止时发生磨损, 因为此时速度低不足以建立必要的油楔, 而轴承则处在缺油或边界润滑条件下工作。每次启动和停止的磨损和损伤主要取决于油中的灰尘和碎片含量, 以及取决于 14.01 段所列的六种因素。

14.04 在任何所给的情况下, 如何对付这些影响而作一个确切的说明是不可能的, 但下面两个例子有广泛的指导价值。

(a) 大型汽轮交流发电机轴承静止时, 承受很大载荷, 而启动到满速运转又要相当长的时间。由于工作换班、周末待机运行准备工作等等, 通常它们每次得停机几天。在这种情况下, 假如让轴承无辅助的启动, 那么磨损是不能允许的。所以用单独

的油泵提供一个高压系统的“起重油”加到专门的油槽而使整个轴在每次启动前和启动期间的一短暂的时间能“浮”起来。通常的油泵也都是单独被驱动，这就不仅是在每次启动前工作，而且在每次停机时也维持满流量的运转直至轴完全停止。尽管用了这些预防措施，轴承寿命也很少超过 5000 次启动。

(b) 汽车发动机轴承静止时载荷很小，平均停机期比较短，而达到发动机所需的速度只要一两秒启动时间，一旦停机速度又很快下降到零。在启动过程载荷不是立即加到满载（甚至在第一只汽缸点火之前，发动机至少转过半圈），而且额定的供油压力通常在最初几秒钟内就建立起来。即使在这些相当有利的条件下，若不十分注意油的净化（一般每行驶 5000 英里或者说行驶 150 小时后应更新过滤器元件并换油）也不能达到启动 10000 次的轴承寿命（就是平均 10 *mile* 的路程总共行驶 100000 *mile*），经净化的油可去除油中会划伤轴颈表面的碎屑。

14.05 采用独立的顶轴油润滑，或每隔 150 小时就换油等措施，在通常实际情况下是很少可行的。不过为了获得合理的轴承寿命，建议采用下列能实际使用的可行办法较合适：

(a) 务必把油泵布置在油箱油面以下，这样油泵事先总是被灌满油，一旦启动就能满流量输出。

(b) 全流量或旁路润滑系统都得特别注意油的清洁度，通常采用合适过滤予以保证。脏油通常是磨损的主要原因，而很少有人了解到即使是最新的机器中亦有一定量的芯砂、金属屑片以及一般的灰尘。对于重要的产品，某些厂家常用一只单独的过滤器直接装在每只轴承之前进行运行试验，这样就可消除管路装配时带进来的一些脏物。这些单独的过滤器在交货使用之前拆走。

(c) 按排油泵单独传动，这样在该机启动之前能先开始工

作,并且当机器降低速度时油泵还能照常工作。

(d) 在严寒环境中得提供油泵加热的手段,这样才能使油泵吸油时不至于在冻结的或过稠的油上作徒劳的乱吸。

(e) 对于油环和油盘润滑,从静止到启动实际上在一、二秒钟内,油到达不了轴承表面。因此,若机器已经闲置过好几小时,此时轴承很多油已经流失,这样就很难承受满负荷。由此而产生的危险程度与机器闲置时间多长、所用油的粘度、环境温度、静止状态轴承承受重载荷有关(它会把油挤走造成金属和金属直接接触),以及取决于从启动达到额定速度所化的时间和达到满载转过的圈数。在应用场合中这些影响的总和非常重要,在轴承每次长期停止以后,必须再灌满油,不管是用干净的油壶还是其它相当的方法都行。

(f) 对于滴油润滑,在每次启动之前一定要先打开机动润滑器使所有管路都灌满油。

(g) 对于连续受载频繁启动如要求有较长的寿命,宜采用聚四氟乙烯干摩轴瓦衬以代替白合金轴瓦衬,在正常工作时依靠通常的动压润滑能较好适应在启动和停车时的边界润滑状态。

(h) 如果轴承载荷低于某一个临界值(见 4.05 段),加速到满速度所化的时间将是一个没有意义的值,但是在以上 (a) 到 (f) 所列的预防措施仍旧是需要的,这可避免由于轴承没浸油因启动面损坏(见 4.07 和 4.08 段)。

第十五章 汽车发动机曲轴轴承

15.01 汽车里的主轴承和大端轴承实际上已超出本书范围，但有兴趣看看为什么载荷相同轴承直径远小于照图 6.1 推荐的尺寸且能令人满意地工作。

15.02 明显不同的原因概括为：

(a) 通常汽车上的轴承所说的载荷是指峰值，而照图 6.1 所给的是连续承受的静载荷，而汽车轴承的峰值载荷发生在每隔两转之间的瞬间，所以相当于很低的静态载荷，如 4.13 段所说的。

(b) 主轴承的载荷方向是沿着轴承整个圆周不断地变化，因此，磨损分布在一个很大面积上。

(c) 在许多发动机式样中，由于载荷矢量具有瞬时的有利值($n - 2N$)而改善了主轴承的载荷条件(见 4.21 段)。

(d) 曲轴每转一圈连杆轴承上的载荷方向完全反向，所以产生一个挤压效应，这促使间隙空间充油，恰好有助于承受继之发生的瞬时峰值载荷。

(e) 现代汽车发动机结构设计相当紧凑，具有小跨距轴承安装在刚度大，公差紧的机座上。通常规定两相邻轴承孔的误差最大为 100000 至 150000 分之 1，而图 6.1 所建立的公差为 50000 分之 1。其结果是由于不同心而引起的边载问题的严重性比大多数其它应用场合要小很多。

(f) 因顶端轴承是靠飞溅润滑，大端轴承中没有油槽，所以轴承整个面积都可用来承受载荷。

(g) 有时主轴承只开设部分周向油槽, 所以增加承受较重载荷区域的面积。在这种情况下, 给曲柄销供油是通过几个轴颈半径方向的钻孔, 其中总有一个正好对准油槽(见图 13.1 和 13.2)。

(h) 主轴承, 尤其是受重载的中间的主轴承, 常常是什么样的油槽都没有, 从而更进一步增大了轴承的承载面积。在这情况下相邻的曲柄销是从在它旁边的主轴承供油。有关油槽作用的说明见 13 章(二)。

(i) 现代发展趋势是采用比过去尺寸更大, 刚性更好的曲轴。标准的做法是用表面淬火的轴颈, 但至少有个制造厂采用铸铁的曲轴, 因它提供比钢较强的内部分子消震能力。

(j) 表面光洁度通常采用 $0.2\sim 0.25\mu\text{m}$ 级 ($8\text{—}10\mu\text{in}$) 而常规的工业实用中为 $0.4\mu\text{m}$ ($16\mu\text{in}$)。

(k) 轴承总是采用薄壁型。

(l) 轴承材料要精心选择, 保证有较高的疲劳强度, 而一般是含有软的铅, 锡或铟, 很容易跑合。

(m) 汽车通常使用的高度专门化的润滑油是为适应这种特殊应用场合而精心研制的。

(n) 比起其它应用场合, 汽车用的润滑油保存在较好的条件下。按标准的维修规程要求每隔 150 小时左右就全部换油和更换过滤器的滤油零件。这种维护要求在一般工业设备中是很少赋予的。

(o) 甚至是热的发动机, 启动条件亦是相当有利, 因在第一个汽缸点火之前至少已转过半圈, 在最后一个汽缸点火时至少已转过两圈半, 而使轴承保持充足的油。因此在峰值载荷作用之前有充分时间油扩散到整个轴承表面, 而且启动时风门总是部分打开, 相应的峰值载荷也较低。至于冷的发动机, 润滑油可能

流到轴承的底部,补救的办法是在点火之前先多空转几圈。

(p) 由于汽车的本性和它停车的场所,在冷启动瞬时和发动机全开风门达到最大汽缸压力时之间始终有几分钟的间隔时间。

(q) 汽车在快速空转时,油泵常常以全压力输出油,所以一旦变热就以全流量的油通过轴承。减压阀来对付多余的流量输出。

(r) 一套汽车轴承所期望的寿命大概相当于 3000 到 4000 工作小时(就是说大约行驶 160000km 或 100000 mile),而当超过75% 的满负荷量下工作,则大多可能不到 500h。按工业标准这是非常短的寿命条件。

15.03 假如对(a)一(r)各点进行详细研究,按照本书的推荐去修正发动机轴承的承载量,就比最初假定承载量更能符合图 6.1 所推荐的。

15.04 然而即使如此,还是趋向于按承载量的极值来设计,且尽管这方面有所积累的经验,汽车曲轴轴承很少是“离开设计图板”就能满意的。没有经过长期的研究、改进以及广泛的路面试验是很少能获得最后生产线上的尺寸、公差、材料规范、油孔以及油槽布置等等。

15.05 关于这些高负荷轴承的简略述评对读者本人难于处理的其它应用场合下的高支承压力问题提供有效的途径。

第十六章 实际设计举例

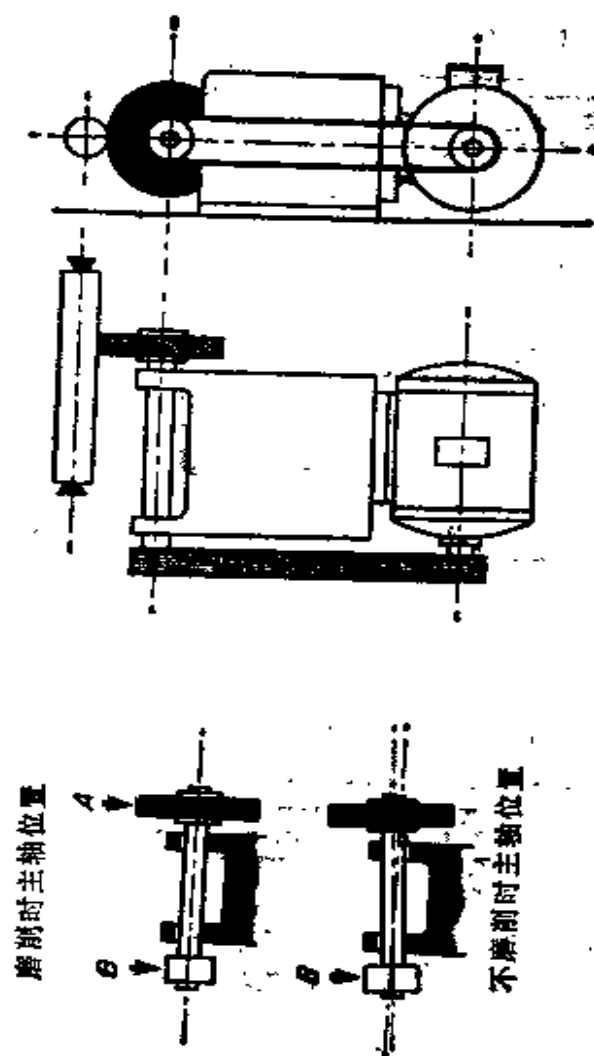
16.01 实际应用的轴承设计和学生的习题练习不同，必须考虑可能影响轴承性能的所有方面，以及计划设计的所有特点，它可能改善也许有损于这轴承预定供用的整个机器的一般可行性或吸引力。这常常意味着得考虑超出图表 2.1 所列举的正常设计参数以外的很多因素。处理这些因素主要途径的一些必要实例将在以下几段介绍。

例 1 高精度磨床主轴轴承

16.02 如图 16.1a 所示的磨床，要求设计者提供具有极小直径间隙的轴承。需要这样做的原因是，在正常磨削时所作用的 A 和 B 两个力是使主轴靠向轴承远离工件的一边，相反当空转时就没有 A 力，而 B 力则使砂轮相对工件发生倾斜，如插图所描绘的样子。这就意味着在最后通过工件几次磨削时，砂轮向前移动量就是轴承的间隙，这样就使火花消失时间过分地延长了。所以很难加工精确尺寸的直径，因这就很难判断开始火花停止时工件直径是多少。再则每次开始磨削时，当砂轮处在往前的空转位置一旦碰到工件就会产生不必要的撞击，然后突然被迫又缩回到远离工件的位置。

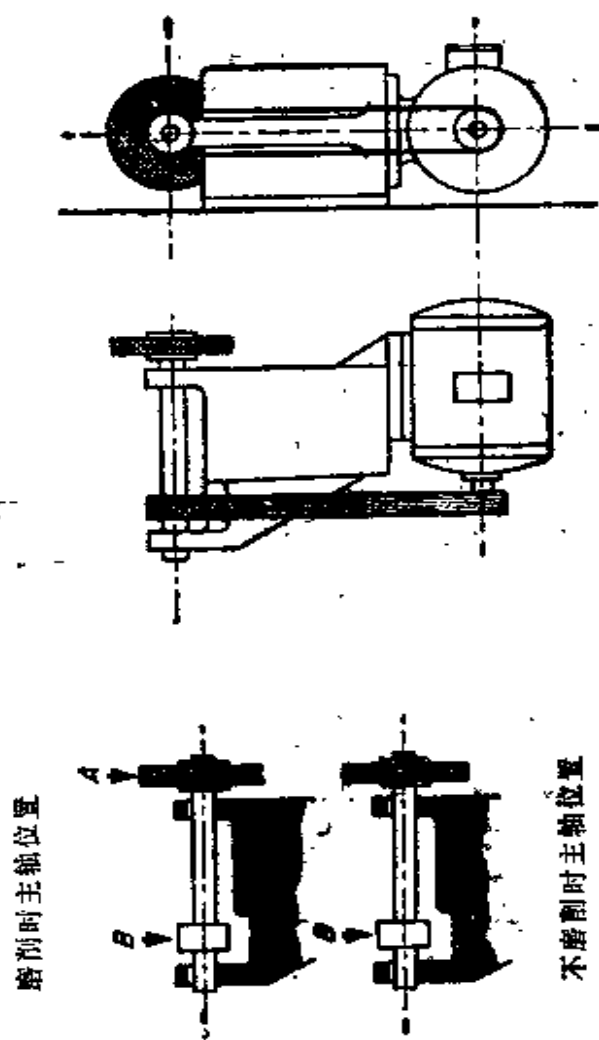
16.03 或许只有选择压力空气轴承的型式才能满足要求，但它对于小型机器将是太昂贵。所以如图 16.16 是另一演变的所选的方案。这个方案布置草图里皮带的张紧力帮助主轴始终

A = 工件给砂轮的力
 B = 皮带的张力



(a)

图 16.1



(b)

图 16.1 精密磨床的主轴

靠回轴承，所以维持砂轮在不磨削时如同磨削时一样将几乎都是处在同一轴线上。由于皮带轮布置在两轴承之间，换皮带是有点困难，这可以用把主动端轴承装在主装置的一个悬挂位置上的巧妙方法来解决，如图所示。

16.04 设计者还应该继续从这种型式的其它间接的改进型中找找是否还能得到什么好处。

例 2 汽轮发电机轴承

16.05 早在 1910 年以来，由于汽轮发电机的功率和尺寸越造越大，如将这种机器特有的大间距轴承安装在很长直线位置上就成问题了。为了提供如图 6.12 所示的理想的支持方式，轴承不但必须定位准确（就是说公差要远远小于轴承的油膜厚度），而且每个轴承的倾斜角度必须安装准确。为了解决这些难题，标准的做法是把各段轴用魏门一皮培(Wellman-Bibby)型的联轴器联接起来，这种联轴器能适应较小的两轴间相对位移，而且每个轴承被装在如图 16.2 所示的球面自位轴承座内。

16.06 对于重型汽轮机轴是很难在两个球面间维持一层

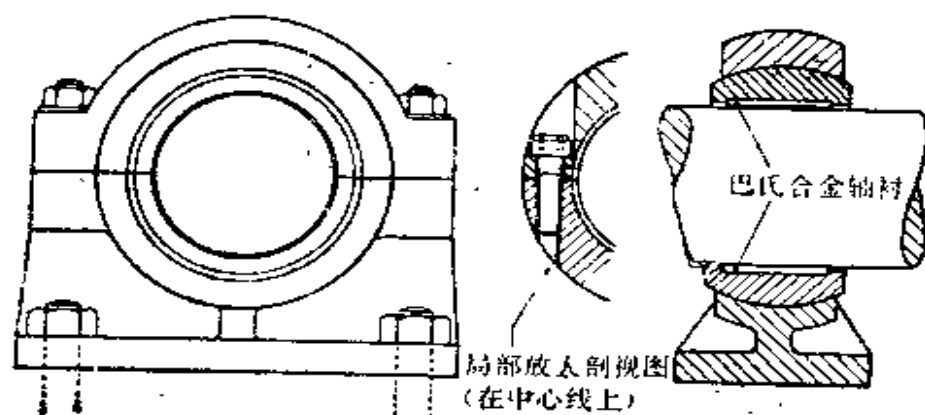


图 16.2 离心轴承结构简图(见 16.05 段)

润滑油膜(尤其当它们之间没有显著的相对运动时),因此在正常运转期间,它们的摩擦力变得很大以至不能发生自位运动。所以采用球面结构唯一的目的是使轴承在最初装配安装时能随意地安置到预期的对中的位置,轴承盖紧固后和开机运转前轴承就固定在正确的对准位置。(如图 16.2 的局部示图所示)六角头螺钉只是起到为加工目的使两半球面壳体联接为一体的作用,而在装配中不起调整作用。

16.07 第二次世界大战之后不久,大多数汽轮发电机制造厂就不用挠性联轴器,只靠坚固的基础和装配时严格对中,虽然仍用自位轴承,以至对中工作只限于考虑 x 和 y 方向的轴承位置,而不包括每个轴承和相配轴的平行度问题。在最近十年内,汽轮发电机轴承布置又有了进一步发展,在美国和英国正在采用一种所谓完全分离布置的方法。

16.08 在美国,已经趋向不考虑轴的固有状态,如图 6.12 所说明的,而是安装所有轴承在一条直线上再用轴间联轴器上的强制力使轴很接近这一条直线。用这个方法,在螺栓固紧之前各段轴的状况有点像图 16.3a 所示,而螺栓固紧后就如图 16.3b 所示的状况。

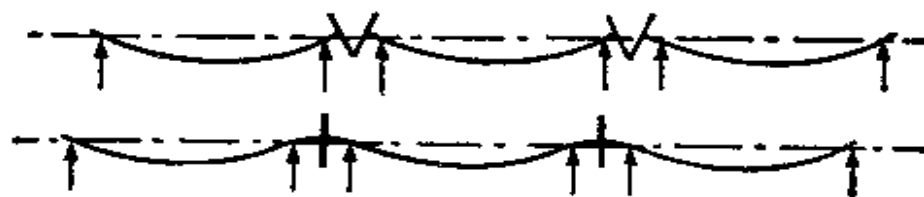
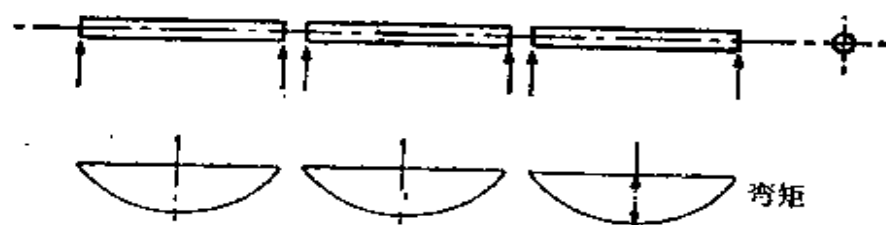


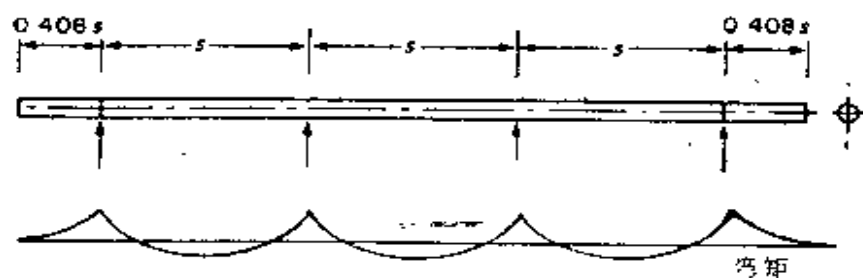
图 16.3 透平机轴承布置(见 16.08 段)

16.09 用这种布置,轴承可以实现很精确的对中(如用光学方法),但是初看起来这优越性似乎因很大的轴上附加应力而减色。事实上未必如此,或许用类比两种不同设计中的弯矩就

能很容易鉴别它,如图 16.4 所示。在图 16.4a 中,有三段不相连的轴,而在 16.4b 中则是一根细长的轴布置在如图 16.4a 一样的等跨度支承上。如以 w 表示每根轴的单位长度重量,以 s 表示轴承跨距,则三段不相连轴的每段其中间弯矩将是 $ws^2/8$,而在单根轴布置上其最大弯矩是在各支承点,而且其值仅为 $ws^2/12$,即相当于三段轴布置的三分之二。这是因为单根轴的中间各跨距实际上都属固支梁,而两端部分则是简单的悬臂梁,它提供弯矩来平衡两端固支梁外端部分。就实际的汽轮机装置来说是以圆盘作用的形式传递负载,这条件自然不完全和图 16.4b 的情况相似,但是这些主要的原则同样适用,而且当然能对所给的情况通过计算很容易检查它。事实上用这方法,美国的制造厂和用户在使用中没有碰到什么问题,而且还似乎确认



(a) 匀布载荷简支梁,两端自由支承,最大的弯矩 $Ws^2/8$ 作用在每一梁的中点, W 是梁单位长度的重量, s 为两个支承的间距。



(b) 实际上若轴为一整体,而中间几段都为均布载荷固支梁,则其最大的弯矩为 $Ws^2/12$,而且作用在每一支承点

图 16.4 简单类比弯矩图(见 16.09 段)

它有很大的优越性。当然这仍需采用球面自位轴承来适应当联轴器的螺栓被固紧时轴倾斜度的改变。

16.10 在英国实际应用的改变是集中在拿球面轴承的优点和它的缺点作比较——主要是轴承的长度方面。在最初大型汽轮机上采用的球面轴承，通常它的长度按 b/d 比率大约为 3:1 取。这样做在轴承上产生边缘载荷，而足够的“杠杆力量”使球面轴承移到正确的位置。以后为了减少长度，需要把正常的 b/d 比率降到 1，而且有时还用 $b/d = 0.5$ ，而越来越多依靠位置安装器来检验球面运动是否在正确位置。然而最重要的一步还是认为短轴承对边缘载荷的敏感性要比以前的长轴承小很多（其理由在 6.29 到 6.39 各段曾简述过），以至轴承长度只要足够短，那末完全去掉球面部分也可能是行的。对载荷条件的研究表明，只要合理的对中，很多场合下轴承长度相应为 $b/d = 0.3$ （甚至更小）还是可以胜任的。

16.11 因此说现在英国某些汽轮发电机制造厂的习惯是趋向于用常规的“固定”轴承（就是没有球面部分的自位作用），其 $b/d = 0.3$ 或甚至 0.25。和长期所用的 $b/d = 1$ 相比，每个轴承省掉 $0.7d$ 的长度，在一个大型汽轮机上若有六只轴承，那么总计省掉 $4.2d$ 的长度。如果说轴承直径为 610mm (24in) 那么相应省去 2.5m (8ft)，这不只是轴承长度，而且还有基础、厂房、吊车轨道以及管道长度（因此还有成本）等等，还有汽轮机轴锻件的成本和重量都节省了。在工作场地安装对中也是比较容易的，因为从试验台位上运输到工作场地是不会有使其产生不对中的东西。

16.12 以上详细地讨论了这种特殊的应用场合，因为它是一个如此明智地进行轴承设计的好例子，有时所带来的极大好处远远超出轴承本身范围。

例 3 基本数据不全的问题

16.13 图 16.5 所示的复制图，遗憾的是经常送到制造厂家说明用户征求订购标准轴承的一张典型图纸。既然是这样，就需要采用两个径向轴套和两个推力垫圈，而到底用那种标准型式的轴套和(或)推力垫圈是最适用，则留给轴承供应者来决定。

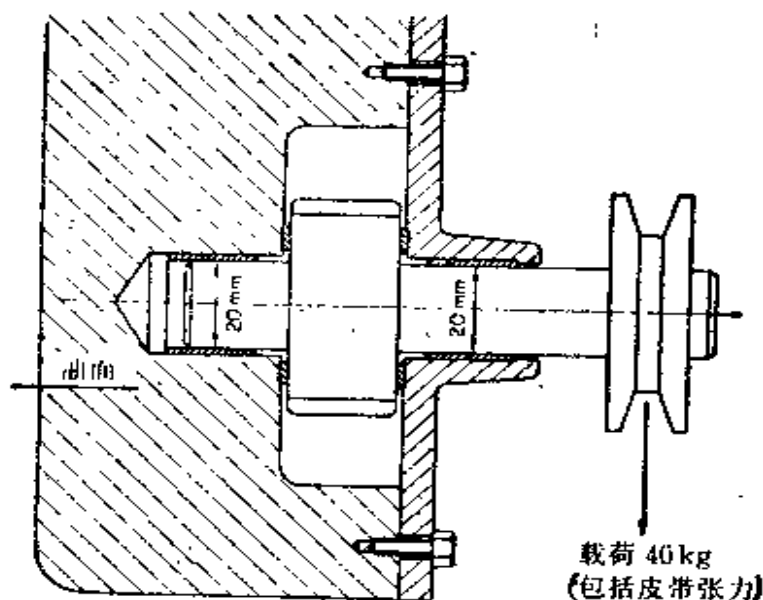


图 16.5 皮带轮传动装置(见 16.13 段)

16.14 关于这设计图有两个特点值得注意，一是轴承周围的机械布置严重抑制了任何一种轴承良好性能；二是提出任何具体改善设计的建议是不可能的，因为除了从图上可能的推论外得不到更多的基本数据。

16.15 像这样设计较明显的缺点是：

(a) 皮带轮离靠近的轴承外伸太大，因此产生一力矩而大

大增加两只轴承上的受载。

(b) 内侧的轴承在宽度上没有充分地跟轴颈对齐，因此轴承经磨损会带有台阶。这个台阶自然会承受向左方向的推力以至出现局部的过热现象，因此必然使轴承衬在一段区域内损坏。

(c) 外侧的轴承固定在机座盖孔内，相对主机座来说轴承定位是不适当的，因此要使两个轴套相互对中达到满意结果是很困难的。

(d) 虽然如图所示的齿轮可浸在油中工作，但是没有明显的油路把油送到两个轴套或推力垫圈的摩擦表面。因此从它们能得到的润滑剂量看来把它们列为油膜润滑轴承是不恰当的，而且 pV 值很高也不允许将干摩擦材料的轴承用在干摩擦状态下工作。

(e) 总之，由于内侧轴承的盲孔结构，不可能通过这个轴承进行润滑油的循环。因此，磨粒或其它污物会在盲孔里堆积而引起麻烦。

(f) 外侧轴承周围的机座似乎太单薄，以至不能承受由于轴瓦的静配所引起的应力。这样，似乎很容易形成了锥形口而使轴瓦在机座上配合松动。

16.16 为了改进这种设计，其它几个问题亦得需要解决，例如：

(a) 对齿轮啮合面引起的载荷大小和方向都没有标明。以及图上所标定的 40kg 载荷中大约有多少是由皮带张紧力所引起的（这张紧力作用在轮缘宽度的中心并垂直轴的中心线）和有多少是由传动力所产生的（这传动力大约离中心偏移 27 mm）均不确定，这样就不可能确定作用在轴承上的真正载荷是多少或者不可能求出两只轴承各分担多少载荷。

(b) 虽然有人力图推荐移动皮带轮更靠近轴承些, 如果主动皮带轮亦这样布置这也许不可能, 因主动皮带轮不可能很容易改变位置的。在这种情况下, 可能有必要将轴承往外移来更靠近皮带轮, 但是这就使齿轮处于不很好的支承位置, 所以要求或者是较长轴或者改设计。

(c) 很多问题将是取决于皮带轮——驱动齿轮装置的使用情况。是不是在满负荷下连续运转? 日夜工作还是每次仅仅工作几秒钟? 或一天工作一两次? 例如是不是晚上用罩子盖上到第二天早上打开呢?

16.17 从以上所述所得的一个重要教训是, 很少能够只简单凭查看图纸就可说一个轴承设计是好是坏, 因为很多是取决于一般图面上不出现的外界因素。这些因素在不同应用场合是不同的, 以至一个设计对一个用户来说是好的, 而对另一个用户则可能是十分不适宜、不完善或是没必要如此复杂。

附 录

I、滑动轴承与滚动轴承比较

A1.1 通常把形形色色的轴承归入两种主要类型:滚动轴承或滑动轴承。前者包括各种球轴承和滚子轴承;后者包括按很多不同机理工作和使用各种不同的润滑剂润滑的轴承,但滑动轴承相互作用的两表面通常带有相对滑动的特征。

A1.2 选择滚动轴承还是滑动轴承通常宁肯根据实际经验和常识,而不是根据技术上有关的评价来考虑。为选择作参考,这两种轴承的主要特点列举如下。

A1.3 通常对于一个设计者确定一个滚动轴承是比较容易的,因为他只需从轴承样本上选择它们就行,这些样本都详细绘出轴承的承载量、合理速度、和轴承座的配合与公差、期望的寿命、等等。因为没有什么磨损表面要修复,所以若有备用的滚动轴承更换就很方便。虽然一般没有检测的办法区别这两种轴承的运转时摩擦损失,但是从静止到启动的过程中,滚动轴承的确比大多数滑动轴承的“静摩擦力”要小很多。对于载荷和速度条件不太苛刻的许多应用场合,滚动轴承可以更适应于油脂填充的密封结构工作。在整个使用期内不需要再加油或维护。

A1.4 另一方面,滑动轴承总不是专门工厂制造的,而且它们传统形式时常可以更新、修改,这不仅是在通常的工厂车间这样做,甚至几乎到处都这样做,包括轮船上的钳工间。即使较新型的滑动轴承,时常也是比滚动轴承容易更换,特别因为太

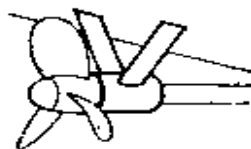
多数滑动轴承都是容易做成剖分式的结构，故不要移动轴就能够将它们拆卸。滑动轴承对来自水和灰尘引起损坏的敏感性也比较小，并能制成承载量比滚动轴承大很多倍的滑动轴承，而且更适合于很高的速度下运转。滑动轴承倾向于逐渐的磨损，而不必说没有预兆就发生突然破坏。即使滑动轴承失效了，它们常常还是可能继续维持机器工作一段足够时间来避免由于突然停机造成的任何事故。滑动轴承运转平稳噪音较小，而且必要时可以设计成能提供并保持轴在轴承座中更精确的同心度。滑动轴承遭到来自外部引起的振动是不会发生“布氏压痕”，在诸如作往复运动机器所产生的高频周期性载荷作用下能可靠地工作。一些采用很易获得的压缩气体（例如空气）作润滑剂的特殊型滑动轴承，它们的摩擦系数（不但在静止时而且在运动状态下）比任何其它已知的支承型式都低。这种型式滑动轴承亦趋于较便宜了。

附 录

Ⅱ、轴承术语汇编

A-bracket 托架、尾轴架

船舶螺旋桨轴外伸支架。它由两个和船体相联而斜置的撑杆及一个装有轴承的轴套组成。



Abrasion, abrasive wear 磨料磨损

由于表面硬质突起物存在或硬颗粒通过轴承相互滑动的表面或嵌入其中一个表面所引起的磨损。在干摩擦状态或在有流体存在的状态下都会产生磨料磨损。也见 *Wear*。

Abrasive erosion 磨蚀

坚硬的颗粒几乎平行固体表面作相对运动而产生的腐蚀。参见 *Erosion*。

Additive 添加剂

为了添加新的性能或提高原有某种性能而加入润滑剂中的一种附加物质。也见 *Detergent additive*, *Dispersant additive*, *Oil additive*。

Adhesive force 粘着力

在摩擦接触时相邻表面间的吸附力。

Adhesive wear 粘着磨损

由于固相焊合过程中在作相对运动时，材料从一个表面转移到另一个表面而引起的磨损。这个过程开始发生在表面粗糙微体的峰顶，这通常是胶合的初级阶段。

Adsorption 吸附

原子或分子吸附在固体表面上，如碳氢物，氧化物或各种气体的分子附在轴或轴承的表面。

Aerostatic bearing 空气静力轴承

一种用空气作润滑流体，外部增压的轴承。

Aft bush 船尾轴套

布置在船尾或尾架外端的双轴承装置里，其靠近螺旋桨的轴瓦。参见 *Stern gear*。

Aftermost plummer bearing 靠近船尾的止推轴承

一种主动力轴的止推轴承，其轴瓦分顶部与底部两半。所以这样叫是因为它放在其它所有轴承的后部而且是轴管的最前。它可以装在螺旋桨轴的前端或接近中间轴的船尾端。参见 *Plummer bearing*, *stern tube*。

Air bearing 空气轴承

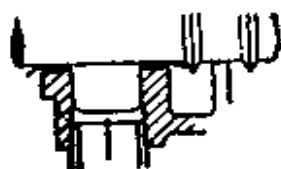
一种用空气作润滑剂的轴承。也见 *Gas lubrication*。

Air-cooled bearing 空气冷却轴承

冷却介质为空气的轴承。

Air seal 空气密封

一个围绕轴颈与轴承壳间的凹槽，由于槽内空气的压力较低，于是从外界吸入空气而防止油从轴承壳内抽出。例如各种电机中所采用的。



Alignment 对准

轴承和轴的对准:轴纵向中心线和轴承孔的平行度,或止推轴环表面和推力轴承表面的平行度。

轴承孔的对准:几个轴承或轴承座孔的纵向中心线和直线或预先确定的曲线的一致性。

例如在发动机中,前者是针对大端和小端轴承,而后者是针对各主轴承。

Aluminium alloys : 铝合金

见 *Aluminium-silicon*, *Tin-aluminium*

Aluminium-silicon alloys 铝硅合金

含硅量为 8% 到 16%,通常还加少量的铜或镍的铝合金。用于活塞(低膨胀合金)、轴承(钢背上的衬瓦),以及航海上一一些零部件(低密度、易浇铸、还有很好的抗腐蚀性能)。

Aluminium-tin

见 *Tin-aluminium*。

Amonton's laws 阿蒙顿定律

定律于 1699 年提出;(a)摩擦力和正压力成正比。(b)摩擦力和接触面积大小无关。

Anisotropic cracking 各向异性的龟裂

由于工作时温度的反复变化使锡基的白合金轴承衬产生龟裂,使较高热胀率的晶轴引起塑性变形。(同 *Thermal ratcheting*)

Annular groove 环形油槽

一种圆周方向油槽。在径向轴承里,可开设在轴承孔内也可开设轴瓦背上,而且和轴承两端相平行。这油槽是用来给轴承供油或用来连接轴向油槽,亦为轴承和轴之间

相互传递润滑油。(同 *Circumferential groove*)。也见 *Groove*。

Anticlastic bearing 互反曲面轴承

这种结构轴承允许在成直角的两个垂直平面内同时旋转(见 *Rotation*)，而且可以在水平面中任一方向移动(但不能在水平面旋转)(见 *Translation*)。

Anti-seizure property 抗胶合性能

当润滑失效的瞬间，轴承抗咬合的能力。也见 *Compatibility*

Anti-Wear additive 抗磨添加剂

用于极压润滑条件下的一种添加剂(见 *Extreme-pressure lubrication*)。

Area of contact 接触面积

在摩擦学中两个固体表面之间的接触面积用两种方法来描述：(a)表观面积(或名义面积)，是以物体宏观的几何面积来定义接触面积的；(b)实际面积，是指两物体之间直接传递界面力的各局部面积的总和。

Asperities 粗糙度

表面的微观不平度。

As-pressed bearing, bush 压制轴承, 压制轴套

由带材压制成半轴承(见 *half bearing*)或轴瓦, 或形的瓦背精度足够高, 不需要再加工。这种轴承特别适用于薄壁轴承和卷制的轴套(见 *Wrapped bush*)。也见 *Precision pressed bearing*。

Attitude 偏位角

轴承中轴颈中心和轴承孔中心的连线相对于载荷方向的角度。

Attrition 磨损

滑动接触时表面材料的微小碎屑的擦落。

Axial clearance, total axial clearance 轴向间隙, 总轴向间隙

推力轴承的表面和相配的轴环表面之间的工作间隙。

总轴向间隙用于双向推力轴承两端总的允许移动量, 通常小于 2 mm。

Axial groove(s), grooving 轴向油槽

径向轴承表面平行于轴线的沟槽。也见 *Groove*。

b/d ratio b/d 之比

滑动轴承的轴向长度(或宽度)和它的孔径之比。

Babbitt metal 巴氏合金

1839 年由巴比特(*Isaac Babbitt*) 所研制的一种非铁轴承合金。通常此术语是指一些锡基合金, 它们包含不同含量的锡、铜、锑和铅。在美国叫做白合金, 见 *Whitemetal*。

Backing 瓦背

滑动轴承的支承实体, 轴承衬材料粘结在它上面。也见 *Bimetal bearing, Trimetal bearing*。

Back of bearing 轴承背(面)

轴承工作表面的背面。即径向轴承或轴瓦的外径表面。

Baffle 挡油板

一种成形的隔板和腔槽装置, 轴从这儿装进轴承箱体, 目的是防止漏油。通常和抛油环合用。



Barrelled journal 桶形轴颈

轴颈(见 *Journal*)轴向轮廓的中间直径比两端大。

Barrier 隔阻层

为了减少锡从表层向中间层扩散,在表层涂层之前先在三金属(见 *Trimetal*)或表层电镀轴承(见 *Overlay-plated bearing*)的中间层先覆盖一层镍或其它金属的电镀层。

Barring 盘车

用外界方法使机器缓慢地正或反转叫盘车,目的为更好的安装,维护或以此法暖机来防止热变形。严格说,盘车是一种间断性运动,而常用杠杆或棘轮机构来进行,但是现在却和缓慢旋转同义(见 *Turning*)。

Barring gear 盘车装置

为盘车所提供的机械装置。

Base plate 底板

垂直推力轴承的结构元件,它支承推力瓦块并构成下部的油封罩壳。



Bath-lubricated bearing 油浴润滑轴承

这种轴承壳体含有一个油池,从这儿给轴承表面供油,但不必要包括油冷却装置,也见 *Disc lubrication*,

Oil-ring lubrication。

Bath lubrication 油浴润滑

需润滑的表面部分或全部浸到一个油池里的一种润滑方式,这也可解释为一个完整轴承,其轴承壳体的下部有一个油池,用一个油盘从下往上掏油到轴承表面。也见 *Bath-lubricated bearing*。

Bean hole 豆形孔

由两个半圆和两条短的直线段连接成的孔。时常用来和销钉配合以确定一个方向的位置而在另一个方向 90° ，则能自由移动。



Bearing 轴承

使运动部件相对于机器其它部件定位用的一种支座或导承。也见各种专用轴承的术语，如 *Big-end bearing*。

Bearing assembly 轴承组合件

轴承组合件至少包括一个径向轴承或(和)推力轴承以及轴承座(见 *bearing housing*)或箱体(见 *casing*)，也可能包括而作为一个完整轴承所有必要的其它零件、部件，例如支座轴承，止推轴承，竖垂轴承，止推块。

Bearing bore 轴承孔

和轴颈相配的轴承工作表面。亦用来表示内径。

Bearing brass 轴承铜套

指嵌件轴瓦(见 *Insert bearing*)的一个过时的术语。也见 *Brass*。

Bearing bronzes

一般用来制造轴承的青铜合金。有炮铜(铜、锡、铅)，铅炮铜(铜、锡、锌、铅)，磷青铜(铜、锡、磷)，铅铜(铜、铅、有时含锡)。所有这些合金可以加些镍，为了增加强度和适当改善铅的分布。

Bearing casing 轴承箱体

支承轴承并构成持油机壳的主要结构元件。

Bearing casing bottom 轴承箱体底部

剖分式轴承箱体轴线以下的部分。

Bearing casing top 轴承箱体上部

剖分式轴承箱体轴线以上部分，见 *Bearing casing*。

Bearing clearance 轴承间隙

轴颈和轴承孔之间的空隙，以它们的直径或半径之差来表示。为了避免混淆，还是用直径间隙或半径间隙的术语为好。见 *diametric clearance*, *radial clearance*。

Bearing housing 轴承座

空心的构体。轴瓦安装在其孔内。轴承座可以做成一个整体型，也可以是分成两半。也是一个结构零件，可以支承一个轴承或几个轴承，但它本身被支承在持油箱体之内。

Bearing length 轴承长度

一般用来表示径向轴承或轴瓦的轴向尺寸。在现代理论中，这术语只是指轴承表面在相对滑动方向的尺寸。也见 *Bearing width*。

Bearing liner 轴瓦

径向轴承中的管状元件(常常是对剖的)。其轴承的内表面就是孔。(同 *Insert bearing*, *insert liner*)。

Bearing lining 轴承衬

形成轴承的工作表面的材料，并且被粘结在轴承瓦背上。

Bearing load (journal) 轴承载荷(径向)

通过轴颈而作用在轴承上的半径方向的力。

Bearing load (thrust) 轴承载荷(轴向)

通过轴环而作用在推力轴承上的轴向力。

Bearing pressure 轴承压力

一般采用但现在已不提倡的一个术语，最好用单位载荷这术语(见 *Specific load*)。

Bearing reaction 轴承反力

与轴作用在轴承上数值相等方向相反的力。也见

Bearing load.

Bearing Shell 轴承壳

一个过时的术语,有时用来表示等待加衬的初制状态的轴瓦(见 *half bearing*)。现在也有用来表示薄壁轴瓦,但不提倡。

Bearing system 轴承系统

轴承相互制约系统,指相配合的工作表面、润滑剂、在实际和综合环境条件中的操作的系统。

Bearing width 轴承宽度

轴瓦的全长尺寸,在垂直于运动的方向度量。(同 *Bearing length of a journal bearing*)。

Bedded arc 刮研弧

轴承孔部分轮廓曲率有意地做成和轴颈部分轮廓曲率相同。如十字头轴承一样,它的加工成形可以用仔细机械加工或手工刮削,或靠跑合(见 *Running in*)时的磨损。(同 *Fitted arc*)。



Bedding in 刮研加工

是一种使轴承表面和轴颈表面相一致的加工工序,可用手工刮削轴承表面或在低速运行时控制磨损量。

Bedplate 底板

一种板或梁用来作为机器安装的基础。在发动机中这常和主轴承的轴承座合为一体。

Beilby layer 毕氏层

按照毕尔俾,用抛光法形成的一层变形金属和氧化微

粒的非晶体层(现在对这非晶体层的存在有争论)。

Big end 大端

和曲柄轴连接的连杆大端(即曲轴端)(同 *Bottom end, Large end*)

Big-end bearing 大端轴承

发动机中连杆大端(即曲轴端)轴承。也见 *Bottom-end bearing*。

Bimetal bearing 双金属轴承

一种嵌件轴瓦(见 *Insert bearing*)，通常用一层轴承合金衬在钢，但有时衬在铸铁、青铜或黄铜的背材上制成。

Black scab damage 黑疤损伤

见 *Wire wool damage*。

Blade rod 片状连杆

在一种特殊的 V 型发动机结构中，一个狭窄的轴承它环绕着叉形连杆上轴承外表面摆动。也见 *Fork rod*。

Bleed groove, hole 泛油槽，泛油孔

一个细小的油槽，油孔，从离油槽进油远的一端引进，它可增加油的流量以利冷却，同时(或)为了冲走碎片、杂质(见 *Foreign matter*)。特别用于薄油膜或小间隙轴承。也见 *Groove*。

Blind groove 盲油槽

这种油槽在轴承表面内部终止而不延伸到轴承边缘。



Block half-bearing 成组半轴承

这是装进发动机或往复泵的气缸体(见 *Cylinder block*)里的嵌件半轴承(*half-bearing*)。(同 *Case half-bearing*)。

Bolting loads 螺栓载荷

螺栓在紧固时以抵抗由于轴承的紧配合(见 *Interference fit*)或部件的往复运动所施加的分离力而承受的载荷。

Bond strength 粘结强度

指轴承材料和轴承衬之间或中间层和表层,以及表层衬和三金属(见 *Trimetal bearing*)的粘结机械强度。

Bore relief 轴承孔修缘

将轴瓦(见 *half-bearing*)靠近剖分面附近一段圆弧的壁厚削薄。这是用来避免由于轴承壁厚或轴承孔的制造公差在装配时形成台阶的危险。

Boring allowance 镗孔裕量

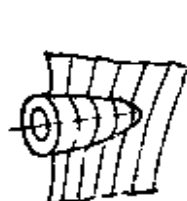
留在轴承孔或轴瓦上的材料,为装配到轴承座之后还可以最后镗孔。镗孔裕量应该明确规定,可以用最大容许半径切削量,也可以用最大容许直径切削量的术语,这是装配后允许的精加工量。这对于薄壁轴承(见 *thin-walled bearing*)尤其重要,因为它的轴承衬非常薄。(同 *Finish allowance*)。也见 *Pre-finished bearing*。

Boring in situ 定位后镗孔

轴承或轴套装进轴承座之后,为了校正不同心度,或为了控制轴承间隙比,预加工时所能达到更窄的公差带内限,而采用的最后一道镗孔工序(见 *Pre-finished bearings*)。必须小心保证不超出镗孔裕量(见 *boring allowance*)。

Bossing 轴毂、轴包套

在船舶工程里,这表示包封螺旋桨轴的船身鼓起部分。在单螺旋桨船上,这术语包括尾管或船尾轴承(见 *Stern tube*, *Stern bearing*)外面的船尾架的鼓起部分。在双螺旋桨船上,它表示从船身到螺旋桨或到轴脱离船身保护的位置这一段附属锥形部分



Bottom end 底端

连杆和曲柄轴相连的一端。(同 *Big end*,

Large end)

Bottom end bearing 底端轴承

垂直轴线气缸的往复机械里大端轴承(见 *Big end bearing*)。这术语经常用于船用十字头型发动机上。(同 *Crankpin bearing*)

Boundary lubricant 边界润滑剂

适用于边界润滑状态的一种润滑剂(见 *Boundary lubrication*)。常用脂肪酸和皂类。

Boundary lubrication 边界润滑

一种润滑状态,这时两个作相对运动的表面之间的摩擦和磨损取决于表面性质和润滑剂性能,而不取于整体粘度。这发生在载荷高而速度或粘度低的情况,以致不能建立动压油膜,边界润滑的润滑膜厚与相接触表面的粗糙度(见 *Asperities*)是相同数量级。也见 *Elastohydrodynamic lubrication*。

Bracket bearing 托架轴承

轴承装在一个托架里,而托架支承着从船身或轴管外置螺旋桨轴系。

Brass 黄铜

一种铜和锌的合金。有时也添些铅、锡、镍、铝和其它

元素。黄铜是不太好的轴承材料，但有时仍用作白合金轴承衬的瓦背材料。过去“*brass*”“和*brasses*”是用来表示早期发动机上的轴衬，这是由于用浇铸黄铜制作这些零件而来的。

Breakaway torque 启动转矩

为克服包括润滑膜在内的静摩擦和轴或机器从静止开始运动的静摩擦所必须的最小转矩。(同 *Starting torque*)

Bridge gauge 桥规

一种测定磨损用的装置，一般用在船舶机械上。把轴承盖和上半轴承拿走，把轴颈露出来。将桥式量规放在轴上，而轴是搁在轴承座中，连接好，紧上螺栓。然后用塞规测量间隙。现在通常用磨损量规代替（见 *Wear-down gauge*）。

Bridge piece 过桥连接

连接轴向一前一后的两个半轴承(见 *half-bearing*) 的连接构件。



Bridge-piece bearing 过桥连接轴承

采用这种设计特别适用于薄或中等壁厚的半轴承（见 *Medium-walled bearing*），由于这儿壁厚太薄不足以开设足够深度中间环形油槽以适应油流量要求，所以还得在轴承上提供补足的油槽。

Brinelling 布氏压痕

固体表面受到反复的局部冲击，或静态过载所形成的

压痕。也见 *False brinelling*

Bronze 青铜

一种铜和锡的合金，通常还有少量的其它元素。也见

Bearing bronze。

Burning 烧伤

滑动接触副在氧化气氛中由于局部过热而发生氧化作用。

Burnishing 光整

为抛光和(或)提高表面精度，靠另外较硬的表面和它研磨或滑动作用，使表面只“流动”而不切削的一种加工过程。光整过程也可以用很低速的跑合达到。

Burr 毛刺

在机械加工中，工件边缘上遗留下来的尖锐金属刃边。

Bush 轴套

一种支承零件，它连续 360° 包围轴颈。有时不确切地用来表示一个轴衬（见 *Bearing liner*），但这种用法得避免。也见 *Solid bush*, *wrapped bush*）。

Butt joint 对接缝

卷制轴套上（见 *Wrapped bush*）的一条轴向直线接缝。也见 *Clinch joint*。

Button stop 限位挡圈

一种圆环或垫圈形式零件，用埋头螺钉固定在轴承座接缝的一个凹槽里，这样它可嵌入半轴承（见 *half-bearing*）限定它的位置。每个半轴承用两个限位挡圈，通常以对角线布置。

Cap 轴承盖

剖分式轴承座的可取下的一半, 也见 *Keep*。

Cap half 上半轴承

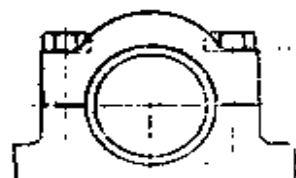
和轴承盖相配合的一半剖分轴承(见 *Split bearing*)。

Case half-bearing 成腔半轴承

见 *Block half-bearing*。

Casing 箱体

见 *Bearing casing*, *Split casing*。



Cast-iron process 铸铁处理

铸铁处理是为了去除表面在衬白合金之前的镀锡起抑制作用的石墨。这过程主要是把铸件浸没在电介盐浴池里, 将石墨氧化掉, 留下容易镀锡的纯铁表面。经这样处理的表面, 在使用以后可再镀锡和更换金属衬里, 其所得粘结强度(见 *Bond strength*)可和白合金与镀锡的低碳钢的粘结强度相比。也见 *Kolene process*。

Cavitation 气蚀侵蚀

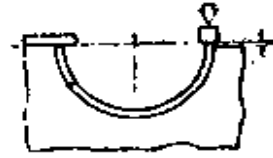
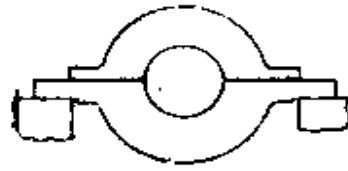
由于润滑膜中气泡的形成和破裂所引起的轴承表面冲击疲劳的侵蚀。

Centre-line height 中线高

当轴承装在一个给定直径的轴承座上, 半轴承的外围长度(即圆周)超过正确半圆的外围长度的量。也见 *Half-height*, *Crush*, *nip*。

Centre-line mounted bearing 中线安装轴承

一个轴承支承在两个平面上, 每边一个。两个平面完全或几乎和轴线相合, 同时并平行于轴线。这两个支承面通常是一个水平面。其箱体通常是剖分结构, 同时可以含有支承功用。这种型式最初是用在高温的机械, 为了减小由于热胀而引起轴的移动。



Centrifugal filter 离心式过滤器

用离心力去除液体中固体杂质的一种过滤器。

Centrifugal lining 离心浇注轴衬

这是轴承背加衬的一种工艺。把熔化的轴衬材料浇到正在以足够速度旋转的轴承背里，凭离心力把熔化的材料抛到轴承背上。

Centrifugal loading 离心载荷

这个载荷矢量绕径向轴承的孔在一个垂直于轴线的平面内旋转。这载荷是由旋转质量产生不平衡力所引起的。又见 *Rotating load*。

Centrifugal lubrication 离心润滑

轴承表面和(或)冷却器的供油是靠装在轴承里的离心泵提供。通常用于竖直轴承，用轴环上一些径向孔实现。

Centrifugal separator 离心分离器

这种装置类似离心过滤器(见 *Centrifugal filter*)，但这儿离心作用是用来分离两种不同密度的不相溶的液体，例如水和油。

Chambered bearing 腔室轴承

一种外压轴承(见 *Externally pressurised bearing*)，有几个油腔，分别由几个通道供油。这种轴承能自己定心。有一种特殊型式轴承，汽轮机制造者很喜欢的，半腔室轴承(*Chambered top half*)。所谓腔室那是很浅的周向油槽，其槽宽为 $\frac{1}{4}$ 到 $\frac{3}{4}$ 的轴承宽度或长度，和两条在相接面处的

轴向油槽相通。过去采用这种轴承相信能降低功耗。但现在认为值得怀疑, 因为有倾向用紊流的损失代替剪切的损失, 再者可能引起不稳定性。

Chamfer 倒棱

把直角的边缘加工成斜面或斜坡面, 例如轴承或轴套的端部。

Chatter 振荡



由于摩擦振动或其它不稳定性所起的弹性振动。也见 *Stick-slip*。

Chatter marks 颤痕

由于加工时的振动所造成的不规则表面。

Checking load 检测力

测量半轴承 (见 *half-bearing*) 的圆周长度或中线高 (见 *Centre line height*) 时把半轴承装进测量座上, 加在半轴承的两个连接面上 (见 *joint face*) 的力称检测力。

Churning losses 搅油损失

由于旋转和静止部件之间油的搅动和紊流所引起的摩擦功耗。特别用在可倾瓦轴承 (见 *Tilting-pad bearing*) 方面, 它还包括各瓦之间, 箱体和运动表面之间的空间搅动损失。对于径向轴承亦用于油槽损失 (见 *groove, gutterway*)。

Circulated-Oil cooling 润滑油循环冷却

这用于油浴润滑轴承 (见 *bath-lubricated bearing*), 它和压力润滑 (见 *forced lubrication*) 不同, 油是从外面冷却系统来通过油池而循环的。它是用在有时冷却器按排热量所需的尺寸难以放进轴承箱体之内, 或有时虽然冷却油供给已经很方便, 但怕万一供油出毛病也需要保持油池。

Circumferential groove 圆周油槽

见 *Annular groove*。

Clearance 间隙

见 *Bearing clearance*, *Diametric clearance*, *Radial clearance*。

Clearance ratio 间隙比

轴承中径向间隙 (见 *Radial clearance*) 和轴颈半径之比。

Clinch joint 压紧联结

卷制轴套接缝处的联结, 要保持自由状态时的紧密联结。也为了便于外圆的磨削。

'Clip-on' flanges 夹箍凸缘

靠弯转成定位的挡耳而附在一个薄壁半轴承上的两个排列成行的凸缘, 为了使其作为单件装配进轴承座。

Closure 挡板

这是通用的术语, 在此则用来表示在轴承箱体 (见 *Bearing casing*) 的轴入口处防止油的流失和杂质的进来。

Coefficient of friction 摩擦系数

两物体间的切向运动阻力与压紧两物体的法向力的比值。

Coining 压印

这是冲压工艺所用的术语, 在成形 (例如将平板制成半轴承) 之后, 借此最后压印工艺来减小残余应力, 同时加工成一个尺寸上精确而稳定的零件。也见 *End Coin*。

Collar oiler 轴环注油器

一种轴环, 它延伸浸到油池中, 当轴转动时将油带到轴承。通常用一个刮油器把油引到轴承。最好还是用油盘润滑这术语 (见 *Disc lubrication*)。

Compacting 压实

多孔物体用热压、冷压、或滚压办法来压实, 这术语特别适用于烧结材料。

Compatibility 相容性

摩擦相容性: 表示所给的配对材料抵抗粘着磨损的量度。相容性或抗胶合性是一种材料或润滑剂和轴承系统的其它元件(见 *Bearing system*) 工作时, 即使在不好条件下也不损伤的一种属性。

· 润滑剂相容性: 几种润滑剂或润滑剂各种成分能混合而不会产生诸如沉淀之类有害效应的量度。

冶金相容性: 几种金属固态互熔性的量度。

Composite bearing material 混合轴承材料

一种连续的或细致的固态润滑剂相遍散于承载轴承的基体内, 而组成的固体材料, 磨损发生时不断补充固体润滑膜, 并使产生的热量从摩擦表面传递出去。

Conformability 适应能力

滑动轴承材料一种能使自己适应于轴的挠曲和由于轴承材料的变形和(或)磨损引起的轻微失调而不产生工作故障。这术语比可变形性(*deformability*)好。

Conformal surfaces 共曲表面

曲率中心在界面同侧的两个表面。反曲面(见 *Non-conformal, Counter-formal surfaces*)是曲率中心在界面的相反两侧, 如齿轮一对齿啮合两个表面。

Conjugate deflection 共轭弯曲

设计这种轴承座或支座是为了使所有的载荷条件下, 轴承和其相配的表面基本上保持平行。

Connecting rod 连杆



这个元件连接活塞、活塞杆或十字头与曲轴上曲柄。也见 *Big end, Blade rod, Bottom end, Connecting rod fork, Large end, Little end, Master rod, Slave rod, Small end, Top end.*

Connecting rod fork 连杆叉

一种连杆的一端是分枝或分叉的，它端接两个有一定距离而在同一轴线的轴承，或同一个销轴上的两端的轴承。

Contamination 污染

润滑油可能被以下方面的有害杂质所污染。

固体颗粒：

- (a) 在加工制造过程形成；
- (b) 从空气中吸进；
- (c) 擦伤和磨损的产物(金属的)；
- (d) 氧化过程(碳)；
- (e) 在配制和置换润滑油过程中带进。

以上可以被统称为污物(见 *Dirt*)。

化学的：

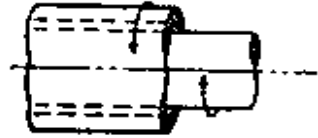
- (f) 氧化过程；
- (g) 被燃料油所冲淡；
- (h) 加工液体的泄漏；
- (i) 由于氧化或高温使油降级退化；
- (j) 由于冷凝或泄漏而进水；

(k) 由于泄漏的防冻剂。

Contra-rotating 互反旋转

两元件绕一轴线以相反方向旋转, 时常但也不必是等速。通常适用于两根同心轴, 里面的和外面的轴旋转方向相反。(同 *Counter rotating*)

Cooler 冷却器



一套平行布置的管子, 用循环水

流过管子去吸收油中的热量。这些管子通常是直的或 U 形, 而且被支持在能控制油流量的挡板上。这套冷却管时常是在轴承箱体里面的一个分离室内, 或甚至是完全脱离箱体, 作这样布置是为了循环通过管子的油。有时冷却管是环形的, 为了和竖直轴承相配。

Cooling 冷却

这意思是把由于摩擦或润滑剂中的粘滞剪切在轴承中所产生的热量带走。也见 *Circulated-Oil cooling*, *Cooler*, *External cooler*, *Fan cooling*, *Forced air cooling*, *Natural cooling*, *Water-jacket cooling*。

Cooling coil 冷却蛇管

这是布置在油池中的蛇形管子, 一种液体, 通常是水循环不断通进这管子去吸收油中的热量。一般是一条单管, 但偶尔也有用平行的双管。

Cooperating surface 相配表面

元件的工作表面, 例如轴颈或止推环, 它们在一个轴承的表面上滑动。

Copper-lead 铜铅合金

以铜和铅 (通常大约 25—35% 铅) 为主要成分的一种轴承合金。正常情况是浇铸或烧结在钢背上。铅是以分散颗

粒形式存在，它的大小和分布取决于制造方法。

Copper-tin needles 铜锡针状结晶

这是铜锡金属化合物 Cu_3Sn_5 组分，它在含铜的锡基合金中出现，是熔液中熔点最高的组分，所以它能决定这合金的液相温度(见 *Liquidus*)，冷却时它首先凝固。这组织成分以针状凝固的矩形体(见 *Cuboids*)析出。这铜锡针状结晶的密度比熔液高，所以在离心浇注时易于在外壳析出。

Corrosion 腐蚀

酸性油氧化物，水或其它腐蚀介质对轴承表面材料的一种或几种组织的化学侵蚀。也见 *Electrolytic corrosion*, *Fretting corrosion*, *Sacrificial corrosion*, *Sulphur corrosion*, *Tin oxide corrosion*。

Corrosive wear 腐蚀磨损

一种磨损现象。它主要是由于周围环境所引起的化学或电化学反应。

Counter-formal surfaces 反形表面

见 *Non-conformal surfaces*

Cover 盖

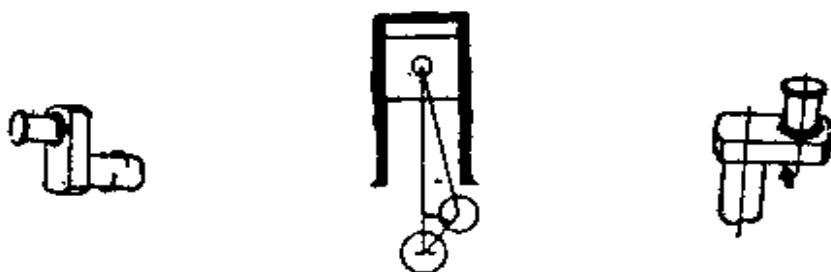
这元件用来封紧轴承箱体向外的通道，通常是在水平面而且用螺栓固定。也见 *End cover*。

Crank 曲柄

轴上的一个臂，为了从轴或给轴传递通常属往复性质的运动。

Crank angle 曲柄角

在曲轴旋转周期内任一瞬时汽缸轴线和曲柄轴与曲轴中心联线之间的角度。



***Crank web(s)* 曲柄臂**

曲轴中联结主轴和曲柄部分。必要时曲柄臂的外表面就充当主轴颈。

***Crankpin* 曲柄轴**

曲轴中远离主轴线并通常平行主轴线的部分，这部分和连杆相配，而和主轴是靠一个或两个曲柄臂相联。

***Crankpin bearing* 曲柄轴轴承**

见 *Big-end bearing*。

***Crankshaft* 曲轴**

发动机或往复机械的主轴，主轴上有一个或几个和连杆相配的曲柄(见 *Connecting rod*)。

***Crankshaft journal* 曲轴主轴颈**

见 *Main journal*。

***Craze(Crazy) Cracking* 龟裂**

一种网状裂纹，由于快速加热和冷却，或通常所说原因由于周期性载荷引起的疲劳。也见 *Fatigue*, *Mosaic cracking*, *Thermal fatigue*。

***Crosshead* 十字节头**

这部件固定在活塞杆的外端而又和连杆相配，十字节头也给活塞杆在平行于汽缸轴线的直线上导向并传递给十字节头导轨由连杆倾斜所引的横向力。

***Crosshead bearing* 十字节头轴承**

这是用来表示和十字节头相配的连杆轴承普遍的术语。严格说是以十字节头为轴承座的轴承,在这里,连杆小端轴销和它相配合。

Crosshead guide 十字节头导轨

这是固定在发动机上的滑座,它给十字节头在平行于汽缸轴线的直线上导向,并承受由连杆的倾斜(见 *Obliquity*)而产生的横向力。

Crosshead pin 十字节头销

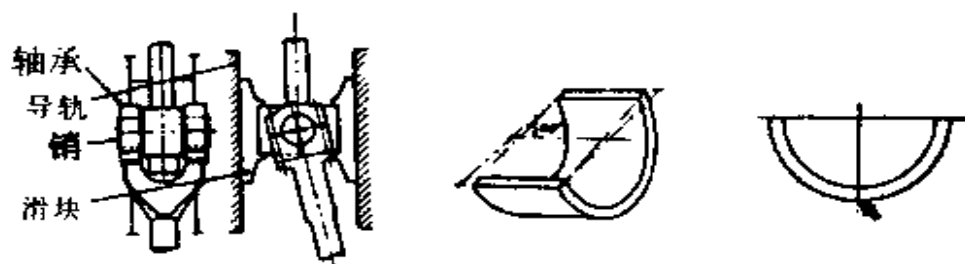
作为十字节头中的轴颈,它和连杆小端轴承相配工作。

Crosshead slipper, shoe 十字节头块,垫块

具有滑动表面的滑动元件,它在十字节头的导轨(见 *Crosshead guide*)里往复运动,它属于十字节头,或和十字节头作成一整体。

Crosswind 交叉挠曲

尤其是薄壁半轴承,轴承两端面和孔中心线不垂直现象。这是制造过程中造成的,也可能由于组件中有坏件装上,以及轴承的端面给相邻的圆角碰坏。也见 *Joint face taper*。



Crown 凸度

尤其用来表示半轴承或部分瓦轴承(见 *Partial bearing*)两个接合面(见 *Joint faces*)之间的中部。

Crowned surface 拱面

用于可倾瓦轴瓦(见 *Tilting-pad bearing*)，表示一个工作表面，这个表面有很小的凸度，用来代替平的表面。这个凸面可是球面或柱面，后者情况曲率的轴线通常布置垂直于滑动的方向。拱面要很仔细的加工出，除非是在工作时总会由于热变形和受力变形而出现拱面。

Crush 压紧量

在剖分式径向轴承中。装配前轴瓦高出轴承座孔水平剖分面的值，这“Crush”是美国所用术语，等于英国所用的“Nip”的四分之一。也见 *Nip*。

Cuboids 长方晶体

一般用这名字表示锡锑组织 $S_n S_b$ ，它在某些含锑超过大约 8% 的锡基白合金，和含锡含锑的铅基白合金里出现。这立方晶体组织，在基体最终固化之前凝固，其密度仍旧比熔化的金属要低，因此在大件静力浇注的轴承里，这组织要在顶部析出，而在离心浇注的轴承，这组织在孔内壁析出，假如冷却速度足够慢。同时也由于冷却速度很慢时长方体晶体会不均匀地增长，结果会在最后加工时凸出，使表面粗糙。因为析出和晶体增长的原因故浇注之后的冷却要尽可能快。

Cylinder block 汽缸体

汽缸体是往复机器中装汽缸的箱体，同时用螺栓和曲柄箱体装配或和曲柄箱体做为一体。

Dammed groove bearing 油坝油槽轴承

这种滑动轴承的非承载的一半轴承上有一条浅的局部周向油槽，它从一条轴向供油槽按旋转方向延伸到过轴承

顶部大约 30° — 45° ，这样由粘滞力建立起油膜压力，而又对轴的涡动起稳定作用。这种轴承只适用于单方向旋转。

在美国称阶梯轴承。



Damping 阻尼

振动系统中，抵抗运动并使振动的振幅衰减的力，在轴承中即油膜对轴的径向运动的阻力。

Damping Coefficient 阻尼系数

轴颈涡动运动方程中与速度有关的几项系数。通常一个轴承，按 x 和 y 坐标方向，表示主项和交叉项阻尼需要四个系数。

Debris 碎屑

磨损过程中脱落下来的微粒。

Deformability 可变形性

见 *Conformability*

Dendritic structure 枝晶组织

某些金属和合金所呈现的一种树枝状组织，是由于从铸模表面或铸模内所含的诸如充填物吸收去金属熔液的热量而生长起来的圆柱形金属晶体。在双相合金或混合体，诸如铜—铅和铅—青铜中，这枝晶组织引起低熔点的而不溶解的组织铅被挤压到铜或青铜延长的圆柱形晶体的终端而且凝固成长带形或颗粒形。和这对照的是等轴组织（见 *equi-axed structure*）

Detergent additive 去垢添加剂

一种表面活性添加剂，它使固体颗粒悬浮于润滑油中。

也见 *Additive*, *Dispersant additive*, *Oil additive*。

Deva metal 'DV' 金属

一个商业性名字，一种组合的轴承材料，它基本上由好

的天然石墨掺到金属粉末基体(见 *Matrix*)，诸如锡青铜，铅青铜，铁或镍所组成，用来提供所需要机械的和轴承的性能。*Deva* 是西德 *Glacier GmbH* 登记的商标。

Diametric(diametral) clearance 直径间隙

轴承孔径超出相配轴颈直径的量值。也见 *Bearing clearance*

Diesel engine types 柴油机类型

低速或慢速：在 250rev/min 以下的转速；主要用于船舶的动力直接驱动装置；二冲程循环。

中等速度： $250—1800\text{rev/min}$ 转速；较典型的是用于发电设备，铁路牵引，船舶动力驱动装置。

高速： 1800rev/min 以上转速；较典型的是用于车辆，运载器，小发电机，泵。

Diffusion 扩散

金属原子向表面或界面迁移，例如锡原子在铅锡表层向铜基界层面扩散。

Dip-feed lubrication 浸油润滑

零件浸在润滑油中或运动的零件部分浸在润滑油中的一种润滑方式。

Direct-lined housings 直接加衬的轴承座

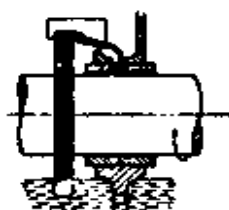
例如连杆大端(见 *Big-end*) 轴承座，它直接用轴承金属(通常是白合金)来衬里，而不用分离的嵌件轴承(见 *Insert bearing*)。

‘Directed’ lubrication 导油润滑

可倾瓦推力轴承或径向轴承(见 *Journal bearing*)的一个可选择的润滑方法，用通过瓦块之间的喷口加油到运动表面，这样可避免轴承淹没于油所带来的搅油损失(见

Churning losses).

Dirt 污物



这个一般性术语用来表示润滑油中因污染而存在的固体颗粒。也见 *Contamination, Foreign matter*。

Disc lubrication 油盘润滑

用于水平轴承的润滑装置，这里装在轴上的圆盘浸在轴颈下面的油池里，被它收集的油用一个刮油板刮来，或凭抛油作用，再通过油沟引至轴承。这比油环润滑（见 *Oil-ring Lubrication*）更好，但是不适用于很高速度，由于油池的搅拌和因抛油作用会降低收集油的效率。油盘通常是两半圆，固定在轴上，或这作用由止推轴环的外围来实现。

Dispersant additive 分散添加剂

能使冷油泥分散的一种添加剂。

Double slope bored 双斜孔

轴承孔分两部分加工，两部分的轴线和轴承轴线都交不同的角度。也见 *Slope bored*。

Dovetail groove 燕尾槽

见 *Keying groove*。

Dowel 销钉

一个配合圆柱销，它的轴线垂直于两个连接面，作用是防止它们相对位移和承受剪切力。也见 *Location dowel*。

Drip-feed Lubrication 滴油润滑

这种润滑方式是隔一定时间把润滑剂滴入轴承（工作）表面。（同 *Drop-feed lubrication*）

Dry bearing 干轴承

这种轴承里没有用流体润滑剂，例如某些塑料轴承，聚

四氟乙烯(见 *Plastics bearing, Ptfе*)。这术语比 *rubbing bearing* 好。

Dry lubricant 干摩擦润滑剂

见 *Dry bearing, Solid lubricant*。

Duplex alloys 双合金

有二相组织的轴承合金, 通常其一组织要比另一组织软很多。

Dust seal 尘封

一件固定的挡板, 防止灰尘进去。通常指从空气中淤积而进到轴承箱体。

Duty parameter 工况参数

见 *Journal bearing dimensionless groups*。

Dynamic friction 动摩擦

两相对运动表面之间的摩擦。

Dynamic viscosity 动力粘度

见 *Viscosity*。

Eccentric 偏心轴

一个特殊型式的曲柄, 它把旋转运动转换为往复运动, 而曲柄轴包围主轴线, 两轴线相平行但相互偏置一段距离。

Eccentric rod 偏心杆

这杆把偏心环和阀杆连接起来。

Eccentric sheave 偏心轮

偏心轴上紧贴轴的那一部分, 它的外表亦作为一个轴颈。

Eccentric strap 偏心环轴承

在偏心轮上相配运行的轴承或轴承座(见 *Housing*)。

Eccentrically bored bearing 轴承孔镗偏

径向轴承其孔的轴线和外表面的轴线平行但不重合,

Eccentricity 偏心距

轴颈中心离轴承孔中心的径向位移。



Eccentricity ratio 偏心率

轴颈中心离轴承孔中心位移量和半径间隙的比值。若轴心和轴承孔中心重合,即偏心率为零。若轴心位移量为半径间隙,即轴和轴承孔相接触,则偏心率为 1。

Edge loading 边缘集中载荷

由于装配对不直,或由于轴、轴承座在载荷作用下的变形产生这种强加在轴承或轴套的两端或边缘上的力。边缘集中载荷能引起早期的轴承失效。

Elastic limit 弹性极限

最大弹性变形,超过这值即发生屈服(永久变形)。

Elastohydrodynamic lubrication 弹性流体动压润滑

一种润滑状态,这时作相对运动的两个物体之间的摩擦和油膜厚度由两物体的弹性性能以及润滑油在其所处的压力、温度和剪切率下的粘滞性能共同决定。

Electrical discharge attack 电点蚀

沿轴承表面有时也沿轴颈表面,由于从一边到另一边

通过油膜而放电所产生的凹坑。最经常的是在电机上产生, 由于它的偏离磁效应或绝缘出毛病。但是汽轮机和风机上也能发生, 这是由静电产生。这种侵蚀是日趋严重的, 通常导致明显以涂抹形式的磨损(见 *Wear*)和失效。

Electrical pitting 电点蚀

见 *Electrical discharge attack*。

Electrolytic corrosion 电解腐蚀

轴承和(或)轴颈表面由于电解作用而引起的点蚀, 例如在海水中, 在两不同金属之间就会组成一个电池。

Elliptical groove 椭圆油槽

一条绕轴套孔连续的油槽, 并在一个和轴线倾斜的平面内。

Elliptical journal 椭圆形轴颈

轴颈(见 *Journal*)的断面和正的圆相比有偏差, 其形状由两个凸部组成, 近似于一个椭圆。

Embedability 容纳性

轴承材料容纳外来有害微粒并减少其所引起的刮伤和磨粒磨损的能力。这方面性能白合金是许多金属材料之首。

Emboss 模压

这是一种零件加工方法, 例如在成形之前的轴套或半轴承的坯料上压出油槽。

Emergency-run characteristic 应急运转特性

轴承在偏离设计条件时能继续工作的能力。典型的偏离是指载荷的增加, 润滑油的压力降低或冷却水供应出故障。

End cover 端盖

这元件用来密封轴承箱体上轴不需伸出箱体的一端。
若是竖直轴承则叫顶盖或底盖。也见 *Cover*。

End coin 端部压印

轴套在模子里进行轴向压缩, 超过材料屈服点为达到尺寸精度。也见 *Coining*。

End face 端面

通常是垂直于轴线的平面, 即径向半轴承的轴套任一端。

End float 轴端浮动

旋转件在机器中允许的轴向总的位移量。(同 *Axial clearance*, 见 *Clearance*)。

Engine set

见 *Set of bearings*。

Etrainment velocity 夹带速度

液体在流动中带走气泡的速度。在轴承油池中即液体向下的速度, 等于或超过在油中的气泡上升速度。

Equalising 平衡装置

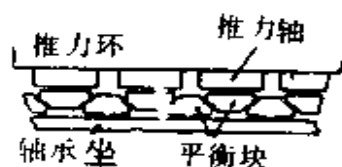
用于可倾瓦止推轴承(见 *Thrust bearing*), 该装置是一个联锁杆或平衡板, 以使板推力均匀地由各推力瓦块分担, 从而适应推力环和轴承座之间对心度变化和瓦块厚度的差别。一定程度上, 摩擦效应阻碍了达到最终的平衡。也见 *Equalising levers*, *Kingsbury bearing*, *Michell bearing*。

Equalising levers 平衡杆

一个闭合的圆周方向的一组连杆, 它支承可倾推力瓦块来适应由于失中瓦块水平的差异, 而维持各瓦块基本上不变的载荷。(同 *Levelling plates*)。也见 *Equalising*。

Equi-axed structure 等轴组织

随机定向的金属晶体，接近于等轴结晶。熔液在某种冷却速度、冷却方向的条件会产生这种组织。这样，在冷模浇注时，诸如磷青铜，外层可能展现枝晶组织(见 *dendritic structure*)，而心部可能是等轴组织。烧结材料里这组织容易是等轴的。对于这类型组织，一种不熔的低熔点组织，诸如铅，通常是随机出现分布均匀的离散颗粒。对照枝晶组织(见 *Dendritic structure*)。



Erosion 腐蚀磨损

腐蚀磨损就是固体表面由于同含有固体微粒的液体接触时因相对运动时，其表面材料所发生的损耗(同 *Erosive wear*)。也见 *Impingement erosion*。

Externally cooler cooling 外部冷却器冷却

轴承上的油是通过外部吸收热量的冷却器而进行循环。

Externally pressurised bearing 外部供压轴承

这种轴承压力流体(流体或气体)从外部供给，而连续注到工作表面，其压力要使两表面完全被流体膜分开。这流体通常是被注在几处，以便维持平衡和稳定。可对照动压润滑(见 *Hydrodynamic lubrication*)。(同 *Hydrostatic bearing*)。也见 *Aerostatic bearing*。



Extreme-pressure lubricant 极压润滑剂

这种润滑剂特别是用于极压润滑(见 *Extreme-pressure lubrication*)。例如齿轮所用的极压油。它们包含和表面在高压(高温)条件下起作用的添加剂，一般含硫、卤素(氯)或磷。

Extreme-pressure lubrication 极压润滑

作相对运动的两表面之间的摩擦和磨损决定于润滑剂同摩擦表面在高温时所生的反应的润滑状态。

Extrusion 挤压流动

由高压引起材料的塑性流动，也可能但也未必和高温联合起作用。

Eye 孔眼

连杆一端的圆环，它作为一个轴承，或镗出装一只轴承。

Eyebrow 翼板

轴承箱体（见 *Bearing casing*）上半部或挡油板（见 *Baffle*）上一种特殊成形的油沟，为防止油滴在轴上而漏油。



Face 面

见 *End face, Joint face, Thrust face*。

Facetting 龟面

锡基白合金轴承表面由于温度的周期性变化所引起的畸变。也见 *Anisotropic cracking*。

False brinelling 摩擦腐蚀压痕

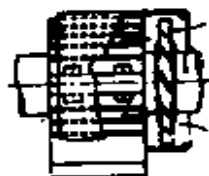
和滚动接触轴承有关的术语，由于小振幅的振动、或静态振动，即轴不旋转而外源强迫振动在滚道上形成的压痕。

Fan cooling 风扇冷却

一种强迫空气冷却(见 *Forced-air cooling*)，通常由附装在轴上而和轴承一起的风扇产生空气气流来冷却

Fatigue cracking 疲劳龟裂

由小于材料拉伸极限而反复作用的交变应力所引起表面的龟裂或失效。也见 *Craze Cracking Mosaic Cracking*。



Fatigue stress 疲劳应力

一种经常反复变化，通常是周期性的，而又小于材料极限应力的变应力作用而引起龟裂或失效(同 *Limit fatigue stress*)。

Fatigue wear 疲劳磨损

周期性变应力引起疲劳而使微粒分离脱落所造成。

Features 特征

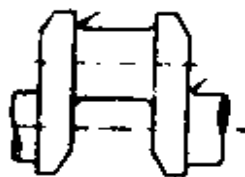
一个借用的术语，包括轴承所有或任一外形特点，除一般的几何轮廓以外，例如油槽、沟、孔、颈、定位销、倒角等。

Feed passages 供油通道

见 *Oil feed system*

Figure-eight groove 8字油槽

在轴承孔内呈8字型的油槽(见 *Oil groove*)，能使润滑剂在轴承表而上沿轴向和圆周两个方向同时散布。通常用在往复或倒向运动的情况下。



Fillet 圆角

两个邻接表面(一般成直角相交)之间的交界倒圆, 曲轴圆角是指曲柄轴或主轴和曲柄臂之间的倒圆。

Filtration 过滤

用离心法或通过细网或有吸收能力的材料从润滑剂中消除杂质。也见 *Centrifugal filter*。

Finishing 精加工

见 *Superfinishing*

Finishing allowance 精加工裕量

见 *Boring allowance*

Finite bearing theory 有限轴承解法

在全面考虑流体动力对流速的效应的情况下求解雷诺方程。用有限元法或有限差分法可以得到它的数值解。

Firing load 点火载荷

由于汽缸盖和活塞之间的燃料燃烧施加在发动机轴承上的载荷。

Fitted arc 配合弧

见 *Bedded arc*。

Fitted bearing 吻合轴承

这轴承已经过刮削而和轴相一致, 它没有宏观上的高点。和预加工轴承(见 *Pre-finished bearing*)作对照, 这术语也用来表示部分轴承(*Partial bearing*), 其孔和轴颈有相同的曲率半径。也见 *Bedded arc*。

Fitting test 装配测量

在主轴承和大端轴承装进轴承座与连杆孔之前, 先应测量并记录壁厚和圆周长(见 *Peripheral length*), 同时对轴承座与连杆孔在装进轴承之前将连接螺栓, 按规定的螺栓转矩拧紧后进行量测并记下其孔径。然后装上轴承再

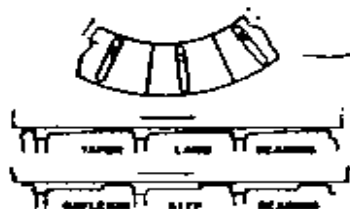
按规定的螺栓转矩将螺栓拧紧后测量每一个轴承孔径。这测量的目的是为了确定过盈配合，轴承座材料和结构对轴承孔形状与尺寸的影响。为提供所需要的运转间隙，其正确的轴承壁厚和最佳的过盈配合与螺栓载荷的组合，予致轴承孔有精确的圆度，于是可以在轴承设计图上规定出来。

Fixed-pad (fixed-land) bearing 固定瓦轴承

一种能承受轴向或径向载荷，瓦块装配成固定式。所设计的轴承表面形状应促使形成动力润滑，可对照可倾瓦轴承(见 *Tilting-pad bearing*)。

Flange 凸缘

垂直于轴承孔轴线的唇状面，使轴承轴向定位，有时也受推力载荷。一般做法是，对于厚壁轴承(见 *Thick-walled bearing*)，凸缘和轴承主体做在一起，而薄壁轴承(见 *Thin-walled bearing*) 通常用分离的推力环(见 *Thrust washers*)。大多数凸缘是在轴承的各端，但偶尔也有在中间。也见 *Thrust bearing*, *Thrust face*。



Flange-mounted bearing 法兰安装轴承

一种轴承(通常卧式的)用法兰的一端来支撑，支撑面垂直于轴线。法兰可以是圆的，半圆的或马鞍形的。轴承箱体也可以是剖分式或单件式结构。可以包括任一轴承功能的组合。



Flashing 金属沉积镀层

为便于跑合，在轴承表面电解沉积成一层通常大约 $0.0025\text{ mm}(0.0001\text{ in})$ 厚的纯锡或铅-锡，铅-铜合金的薄膜，也可以加到轴承所有的表面，在储藏时防止腐蚀。

Flexure pivot bearing 挠性支点轴承

一种轴承型式，它由一个或几个弹性构件的弯曲而不是滚动或滑动动作来制导运动部分，仅仅有限的活动范围是可能的。

Flinger 抛油环

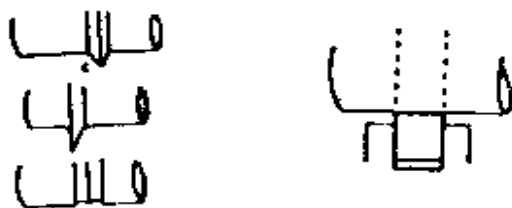
一种围绕轴形成的环形锐缘，凭它的离心力作用将油甩出，这样可限制油在轴向的流动。这环形锐缘可以和轴做成一体，也可以作为环装在轴上。通常和防漏挡圈一起用（见 *Baffle*）。

Floating bush 浮动轴套

一个轴套，在孔的内外部分都有工作间隙和滑动表面，所以它可以相对于轴和轴承同时自由旋转。用于同心反向运转两轴间的摆动场合，以及如外摆线行星轮产生差动力的场合。

Floating oil sealing ring 浮动油封环

这种代替固定环的密封环能跟随轴横向运动，所以可允许用更小的间隙。这术语比浮动环密封 (*floating ring seal*) 好。



Floating ring seal 浮动环密封

见 *Floating oil sealing ring*。

Flood lubrication 浸没式润滑

这是一种润滑系统,在该系统中润滑剂连续流入。这术语一般是指润滑剂不靠压力强迫供给。可对照压力供油(见 *Forced lubrication*)。也见 *Circulated-oil cooling*。

Fluid erosion 流体冲蚀

因化学作用而使液流、气流或含有液滴气流的作用变强所引起的磨损。也见 *Cavitation erosion*, *Erosion*。

Fluid friction 流体摩擦

由于流体的粘性或流变性所引起的摩擦阻力。(同 *Viscous friction*)

Fluid pivot bearing 流体活支轴承

一种可倾瓦轴承(见 *Tilting-pad bearing*)，不过这儿分散的机械支点用从轴承表面动压油膜出来的润滑油提供静压的支承所代替。

Foaming 起泡

由于紊流或搅拌作用在油中形成和夹杂的气泡。这些气泡上升到油池表面而聚集起来。



Foil bearing 箔带轴承

这种轴承由一张紧的挠性箔带贴靠在轴颈部分圆周面上而组成。其润滑膜是在箔带和轴之间形成。

Fool proofing 事故预防措施

这术语适用于不同保险装置,它保证配对元正确装配,避免由于漫不经心造成错误的装配,例如螺栓联结的奇特螺距。也见 *Nick*, *Spoiling pin*。

Footstep bearing 立式推力轴承

见 *Step bearing*。

Forced air cooling 强制空气冷却

用空气流带走通常是为增加表面积而加设散热片的表面热量。

Forced lubrication 压力供油润滑

一种润滑系统，其润滑剂是靠压力供到轴承。它是指一个外部系统，它包括排油箱，泵和冷却器。(同 *Force-feed lubrication*)

Force-feed lubrication 压力供油润滑

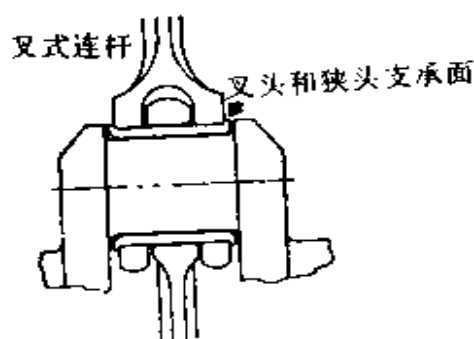
见 *Forced lubrication*。

Foreign matter 杂质

从机械加工，运动件的磨损，燃料的燃烧，以及通过通气孔或空气滤清器产生的微粒。也见 *Contamination, Dirt*。

Fork and blade bearing 叉形和片状连杆轴承

这种轴承是指一种特殊结构 V 型发动机的曲柄轴轴承，轴承的两端支承叉型连杆 (见 *Fork rod*)，而轴承的中间则为一个轴颈，片状连杆 (见 *Blade rod*) 在它上面摆动。



Fork rod 叉型连杆

在特殊的 V 型发动机上，大端开叉或分枝的连杆支承在轴承的两端，让狭的片状连杆 (见 *Blade rod*) 在轴承中间的外表面上摆动。

Forward bush 前端轴套

装在轴管 (见 *Stern tube*) 前端或内侧的轴套。

Free spread 自由差距

半轴承连结面 (见 *Joint face*) 处在自由状态的外径和轴承座顶部孔径上限之间的差值。规定轴瓦尺寸大于轴承

座尺寸这自由差距取正值，而轴瓦尺寸小于轴座尺寸则为负值。

Fretting 微动磨损



两个表面之间作小幅度相对摆动时所产生的磨损现象。也见 *Fretting corrosion*。

Fretting corrosion 微动磨损腐蚀

这种腐蚀由于微动磨损所引起，其特征往往是颗粒脱落，随即生成氧化物，这通常就是由磨料而增加磨损。它也可能包括不起磨料作用的其它化学反应产物。

Friction 摩擦(力)

摩擦是指在外力作用下，一个物体相对另一个物体的表面作运动或存在运动的趋势时，在两个物体之间的边界沿切线方向所产生的阻力。

Galling 咬焊

表面发生明显损伤或失效的一种严重咬合形式，这术语不太好。

Gallop 运转不平稳

这术语有时用来表示表面和旋转轴线有偏心。也见 *Swash*。

Galvanic attack 电蚀

见 *Electrolytic corrosion*。

Gas bearing 气体轴承

用气体作润滑剂的轴承。也见 *Externally pressurized bearing*, *Gas lubrication*。

Gas load 气体载荷

见 *Firing loads*。

Gas lubrication 气体润滑

一种润滑方式，由于滑动表面几何形状和相对运动产生气体膜，气体膜可有足够的压力将两个表面分开。也见 *Externally pressurized bearing*。

Gimbal 万向支承

通常是一个环形支架，支承点布置在两相互垂直的轴线上，所以能任意方向转动。

Gland 密封压盖

这元件是用来把油封填料压紧在密封箱里（见 *Stuffing box*）。一般也用这术语表示密封箱、油封、压盖整个装置。



Grain 晶粒

用来表示金属材料结晶结构的一般术语，例如粗晶粒、细晶粒、片状、枝状、等轴晶粒（见 *Dendritic, Equi-axed structure*）。

Graphite 石墨

一种具有层状组织的碳的结晶形式。

Groove 油槽

轴承里分配油的一种通道。也见 *Annular groove, Bleed groove, Blind groove Figure eight groove, Gutterway, Helical groove, Radial groove, Spreader groove, Thumb nail groove*。

Gudgeon pin 活塞销

一种短轴，一般是空心的，它联结活塞和连杆。

Gudgeon-pin bearing 活塞销轴承

装在连杆小端的轴承或轴套。这个轴承绕固定在活塞上的活塞销摆动。也见 *Piston-pin bearing, Small end bearing*。

Guide bearing 导引轴承

这轴承可用作滑块定位, 或为长的转轴轴向对中用。这术语有时用来表示垂直轴线轴的径向轴承, 这是由于这轴承没有径向载荷, 只是起轴向导向或定位作用。

Guide bush 导引轴套

一种用于引导沿轴向作相对滑动的支承轴套, 例如活塞杆的往复运动的导引。

Gum 胶

润滑时, 由燃料和润滑油的氧化和(或)聚合作用产生的一种黑色或深棕色的橡胶状的粘性沉积物。较硬的沉积物称为积碳或积胶(见 *Varnishes, Lacques*)。

Gunmetal 炮铜合金

铜、锡、锌的合金, 有的也有镍和(或)铅。也见 *Bearing bronzes*。

Gutterway 油沟

一种相当宽的轴向油槽, 均匀地把油分布到轴承, 通常和半轴承(见 *Half bearing*)的剖分线重合。也见 *Groove*。

Half-bearing 半轴承

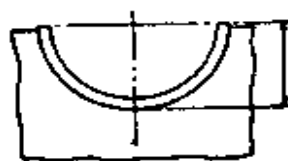
半圆筒嵌件轴瓦, 两连结面正好或近于通过中心线。

可互换的半轴承: 制造公差范围窄, 可以各自互换, 任一个半轴承可以用其它一个只要同样的设计和公差的就可替换。装配好的轴承可以由两个相同的半轴承构成, 或者由两半不同性质但每一半都是各自能互换。

配对半轴承: 为方便起见, 这种轴承的两半是装在一起加工的, 不能各自互换, 虽然看起来可能是相同的但通常得整副调换。也见 *Pair of bearings*。

Half height 半轴承高

半轴承装在规定直径的轴承座上, 从轴承背的拱顶到半轴承的两个连结面的平面的尺寸。也见 *Centre-line height, Crush, Nip*。



Half-speed vector 半速载荷矢量

载荷以轴的一半速度旋转的矢量, 这情况下, 理论上不能维持流体动力润滑(见 *Hydrodynamic lubrication*)。也见 *Rotating load*。

Half-speed whirl 半速涡动

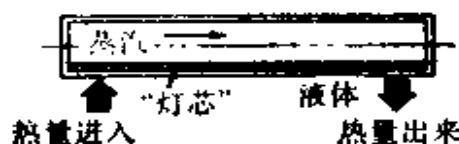
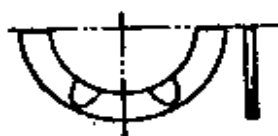
见 *Oil-film whirl*。

Half thrust washer 半推力环

包含 180° 止推面的推力环。(见 *Thrust washer*) 为便于装配半推力环可成对使用, 或者, 若推力载荷允许可采用单个用半力推环为降低成本。

Hand pouring 手工浇注

见 *Static lining*。



Heat dissipation 散热

消除系统中所产生的热量，例如油膜剪切所发生的摩擦热，通过润滑剂或轴承座的传导，经过外表面的辐射和对流，或例如水套之类由循环的流体冷却剂带走。

Heat pipe 热道管

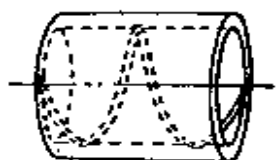
一种管式装置，凭流体在密封系统里的汽化和冷凝将热量从一端向另一端传送。

Helical groove 螺旋油槽

这种油槽在轴承孔中是一条螺旋形通道，这样设计是为了利用轴的旋转促使油沿轴向空隙流动。也见 *Groove*。

Herring-bone groove 人字形油槽

这是一组人字形的狭油槽，为了改善轴承的动压性能，人字的顶点指向相配表面的滑动方向。通常用在气体润滑的推力环工作表面上(见 *Gas lubrication*)。也见 *Groove*。



Hollow (hour glass) journal 凹形轴颈

这种轴颈(见 *journal*)的轴向轮廓直径是中间小，两端大。

Honing 珩磨

一种为了提高表面光洁度的加工工序，它靠油石的摩擦作用，通常在液体中进行。若对油石小心维护，虽然这种加工方法可以改善精度，但毕竟不是保证精度的加工方法。

Horizontal bearing 水平轴承

这是一般性术语，用来表示轴的轴线是沿水平面的轴承。

Horns 犄角

不完全或半轴承接近于剖分面的那部分圆弧。



Housing 轴承座

见 *Bearing housing*。

Housing swell 轴承座胀大

由于轴承的过盈配合引起的轴承座孔的扩大。这种扩大由于轴承座设计的复杂性很难去计算它，因此适当情况得用装配测量(见 *Fitting test*)方法来控制它。

Hybrid bearing 混合轴承

一种既处在流体静力润滑又处在流体动力润滑状态下工作的轴承(见 *Hydrostatic, Hydrodynamic lubrication*)。这种轴承用顶轴油工作，同时在足以有动压油膜来承受载荷的速度下工作。

Hydrodynamic bearing 动压润滑轴承

一种设计成在流体动力润滑状态下工作的轴承(见 *Hydrodynamic lubrication*)。

Hydrodynamic lubrication 流体静力润滑

一种润滑系统，其中滑动表面的形状和相对运动会促使形成流体膜与足够的压力以使两个表面分隔开。

Hydrostatic bearing 静压轴承

见 *Externally pressurised bearing*。

Hydrostatic lubrication 流体动力润滑

一种润滑系统，其中润滑剂是由足够的外加压力下供给而形成液体膜来分隔两个相互作用的表面。也见 *Externally pressurised bearing*。

Impingement erosion 碰撞腐蚀

一种腐蚀磨损 (见 *Erosion*), 其固体微粒几乎垂直于物体表面作相对运动。

Impregnation 浸渍

用一种选好的浸渍剂来填充多孔基体 (见 *Porous bearing*) 孔隙, 例如石墨或油在多孔烧结物中的浸渍; 聚四氟乙烯 (见 *Ptfe*) 在干摩擦轴承 (见 *Dry bearing*) 的多孔锡青铜衬套中的浸渍。

Inclined bearing 倾斜轴承

这种轴承的轴线和水平面成一个角度。

Indented bore 窝眼式轴承孔

在某些轴承的孔上做些低凹坑来增加润滑剂供给。尤其用于摆动情况和边缘润滑的材料 (见 *Marginally lubrication*)。诸如预润滑轴承 (见 *Pre-lubricated bearing*)



Inertia loading 惯性受载

发动机轴承的惯性载荷是由于诸如活塞和连杆的往复和旋转元件的加速度力量所引起。

Inhibitor 抑制剂

这种材料用来减缓或防止如腐蚀或氧化这些化学作用。

Insert bearing 嵌件轴瓦

嵌进轴承座以支承轴颈的轴承元件。这可能是轴套、半轴承, 或部分轴承 (见 *Bush*, *half-bearing*, *Partial bearing*)。这术语比嵌件衬套 (*Insert liner*) 和壳轴承 (*Shell bearing*) 两个术语好。

Interference 过盈量

轴瓦或不剖分的轴承自由状态下的外径超出将嵌入的轴承座孔径的量值。也见 *Nip*

Interference fit 静配合

里面元件直径超出它的轴承孔径，结果就维持一个摩擦力。也见 *Crush, Nip*。

Interlay(interlayer) 中间层

一个多层的嵌件轴瓦，表层和轴承背之间的一层。也见 *Overlay plated bearings, Trimetal bearing*。

Inter main bearing 内主轴承

这主轴承是指在前主轴承和中间主轴承之间，以及中间主轴承和后主轴承之间的主轴承。这内主轴承一般是设计成比其它主轴承窄，目的是为了减小整个曲轴的长度，因此它们往往承受较重的载荷。

Intermediate plummer bearing 中间轴台轴承

一个轴台轴承(见 *Plummer bearing*)，它支承船上中间传动轴，习惯上它只有下半部的一个轴承工作表面。

Intermediate shaft(s) 中间轴

主动力传动轴的一段，它联结发动机上的联轴节到推力轴和螺旋桨轴。

Iron printing 铁印

一种没有破坏作用的测试，它能确定轴承表面的含铁污染的程度。用一张浸过钾铁氰化物溶液的过滤纸，压在预先去污的轴承表面。嵌进轴承表面的含铁微粒（钢或铸铁）和铁氰化物的作用在过滤纸上形成蓝色斑点（普鲁士蓝）。这蓝色的斑点作为永久的记录保存下来。

Jacking 顶起装置

用这个装置给动压轴承供油，以足够高的压力来承受

所作的载荷,以便有油膜使轴承表面和相配的轴径或止推环分离。这装置用于重型机械,为防止起动和停止,或盘车过程连续地在低速旋转情况下的磨损,同时可减少起动的摩擦力。

Jacking oil groove, pocket 顶起油槽,油腔

为了引进顶起油所需的油槽或油腔。

Joint face 接合面

两个毗连元件的衔接面,通常是平的。在轴承是指一个半轴承(见 *Half-bearing*)或剖分轴瓦的径向平面。

Joint face dowels 接合面定位销

这定位销常装配在中等或厚壁的滑动轴承中,用来确定两半(轴承)之间彼此相对位置,若另一半已经有确定轴向位置,同时,也确定另一半轴承的轴向位置,也见 *Location dowel, Medium-walled bearings*。

Joint face relief 接合面削减

去掉接合面上一些面积以避免不必要的接触应力和压应力,例如有凸缘的轴承其凸缘的邻接处。



Joint face stagger 接合面偏置

轴承装配的两半所构成圆在结合面处有一个阶梯。通常由于装配误差,加工误差,或变形所致。

Joint face swell 接合面隆起

由于过分的过盈配合(见 *Interference fit*)或加工时变形

造成接合面(见 *Joint face*)附近轴承的隆起。

Joince face taper 接合面锥度

这术语用于半轴承(见 *Half-bearing*), 是指两个接合面和轴承的两个端面不垂直的情况。这是一个加工制造不良问题, 而结果在装配时由于过盈配合或挤压(见 *Interference fit*, *Nip*)造成轴承一端变形比另一端大。



Journal 轴颈

相对于径向轴承作旋转或摆动, 是转轴或轴的一段。轴颈是一个较大零件的一部分, 如曲轴。用轴这个词表示整个零件比用轴颈好。也见 *Barrelled Journal*, *Elliptical journal*, *Hollow journal*, *Lobed journal*, *Tapered journal*, *Waisted journal*

Journal bearing 径向轴承

轴颈相对轴承座旋转或摆动, 其载荷作用平面垂直于轴颈的轴线。一个全周径向轴承包含 360° 圆周(没有油槽)。也见 *Half-bearing*, *Partial bearing*。

Journal bearing dimensionless groups 径向轴承无量纲数群

这些无量纲数以有效的参数术语, 用来评估滑动轴承的性能。虽然是属类似的意义, 但按来源和使用方便其确切的表达形式是各色各样的。

Duty parameter, Δ , 能率参数, 英国机械工程师协会采用:

$$\Delta = \frac{W}{\eta U b} \left(\frac{C_r}{r} \right)^2 = 2S_o$$

Load number, W. 载荷数, 英国 *Sciences Data Unit and the Glacier Metal Co. Ltd. (UK)*:

$$W' = \frac{W}{\eta n d b} \left(\frac{C_d}{d} \right)^2 = 2\pi S_o$$

Sommerfeld number, S_o, 索默弗尔德数, 西德采用

$$S_o = \left(\frac{C_r}{r} \right)^2 \frac{P}{\eta \omega}$$

Sommerfeld number, 1/S or S, 索默弗尔德数, 美国采用, 有时称索默弗尔德倒数

$$\frac{1}{S} = \frac{\eta n}{p} \left(\frac{d}{C_d} \right)^2 = 2\pi S_o$$

可以用任何一种单位制。以下这些量用国际单位制表达

C_a = 直径间隙 (m)

C_r = 半径间隙 (m)

P = 轴承单位载荷 (N/m²)

U = 轴圆周速度 (m/s)

W = 轴承载荷 (N)

b = 轴承宽度 (长度) (m)

d = 轴的直径 (m)

n = 转速 (rev/s)

r = 轴的半径 (m)

η = 动力粘度 (Ns/m²)

ω = 角速度 (rad/s)

Journal locus 轴心轨迹

机械装置工作周期间, 轴颈中心在轴承内运动所描绘的路径。

Journal pad 轴颈瓦块

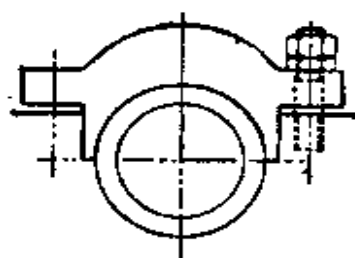
见 *Tilting pad*。

keep 轴承压盖

这个结构元件是用来把一个轴承或轴承座压紧在支承设备上。它不包括贮油附件。它可以但不一定类似于轴承盖(见 *Bearing Cup*)的形状。

Keying grooves 楔槽

在轴承座或轴承壳上铸出或加工出的一些槽，在缺乏冶金粘结的情况下，从机械上卡着轴衬材料（通常是白金）。对受高应力的轴承不推荐。（同 *Dovetail grooves*）。也见 *Stress raiser*。



Kinematic viscosity 动力粘度

见 *Viscosity*。

Kingsbury bearing 金斯伯里轴承

一种可倾瓦推力轴承(见 *Thrust bearing*) 是以发明者 *Albert Kingsbury* 名字取名的。也见 *Michell bearing*, *Tilting-pad bearing*。

Knife-edge Seal 刃形密封

一种刃形物和运动表面相配，通常沿流体运动方向布置，维持最小的间隙，目的是尽量减少流体通过。采用刃形密封可尽量减少发热和(或)与运动表面偶然接触所引起的

损伤。挡油板(见 *Oil baffle*) 的内缘一般做成这种样子。

Knuckle-pin bearing 关节销轴承

见 *Wrist-pin bearing*。

"Kolens" process “古林”方法

一种专门用来消除表面石墨的铸铁处理方法。也见 *Cast iron process*。

I/d ratio 长径比

见 *b/d ratio*。

Lacquer 漆状胶结物

润滑过程当处在高温的情况下由氧化和(或)燃料与润滑剂的聚合而成的沉积物。较软的沉积物称为假漆状积胶或胶(见 *Varnishes, Gums*)。

Lamellar 层状

一层一层的。某些材料,例如石墨和二硫化钼,是层状或片状结构,它有利于滑动,因此能减小摩擦和磨损。

Laminar flow 层流

润滑剂在油膜中通过间隙空间按流线平稳流动,且服从泊稷叶定律。在这情况下,流体质点没有垂直油膜厚度方向的运动,即油膜的作用好象许多薄层(片)彼此相对滑动而不混淆在一起。也见 *Superlaminar flow*。

Land 瓦面

由油槽和轴承边缘为界的承受载荷的那部分轴承表面。在圆柱形孔的轴承中,这部分轴承表面是指周向油槽和轴承的端面之间,所以是瓦面宽度。推力轴承中这部分轴承表面是处在各油槽之间,如倾斜瓦推力轴承(见 *Taper-land thrust bearing*)。

Lantern ring 套环



一个圆环,断面一般是 *H* 型,并带有穿孔,用来把润滑或冷却流体分布到密封填料处。也见 *Gland*。



Lap 研具

一种坚硬的物体,通常是金属,其表面要精加工到所需要的形状,它是用来作研磨工具的。这研具材料通常但也未必要是比被研磨的材料要软。

Lapping 研磨

一种用研具并带有磨料进行摩擦以提高表面的光洁度和精度的工艺过程,通常在有液体的情况下进行。

Large end 大端

见 *Big end*。

Leaded bronze 加铅青铜

见 *Bearing bronzes*。

Lemon-bore bearing 柠檬形轴承(椭圆轴承)

一种双油叶(见 *Lobe*)或双圆弧轴承,每个圆弧的半径比孔的最小“直径”的一半要大。也见 *profiled bore*。

Lignum vitae 铁梨木

一种很硬,质地很密的热带木材,用来作船上尾管轴承的衬垫。



Limiting fatigue stress 极限疲劳应力

见 *Fatigue stress*。

Limiting static friction 极限静摩擦力

界面切线方向的作用力,它刚好使受载的两物体开始相对运动。

Linear bearing 直线轴承

一种支承或导承,它限制一个运动件沿直线运动。

Lining 轴承衬

滑动轴承中,用来直接加在轴承座或轴承壳上,为形成轴承表面来支承轴颈或其它运动件。也见 *Micro-lining*。

Liquidus 液相温度

合金在这温度以上完全是液体。反过来也可说合金在这温度时从液体状态冷却而开始凝固。

Little end 小端

见 *Small end*。

Little-end bearing 小端轴承

见 *Small-end bearing*。

Load-carrying Capacity 承载能力

一个滑动或滚动装置所能支承的最大载荷,在这载荷作用之下不失效或磨损不超过为特定应用设计的极限值。

Load line 载荷线

通过轴颈轴线的载荷作用线。

Load number 载荷数

见 *Journal bearing dimensionless groups*。

Lobe 油叶

轴承孔的一部分圆弧,其半径大于最小孔径的一半。
也见 *Profiled bore*。



Lobed bearing 油叶轴承

有两个或更多的油叶(见 *Lobe*)组成的轴承。也见 *Profiled bore*。

Lobed journal 叶形轴颈

一个轴颈(见 *Journal*)，其横断面偏离正确的圆形，象有几瓣叶或有较高的弓形和较低的弓形交替构成。

Locating lug 定位凸耳

在半轴承衬接合面处设置这凸块为了装配时能在轴座上确定位置。这不是为了防止转动。也见 *Nick*。

Locating notch 定位

轴承座孔上的一个凹座，用来搭配半轴瓦上的定位凸块。也见 *Nick recess*。

Location bearing 轴向定位轴承

这种轴承轴的轴向运动被阻止。这术语只是用在推力载荷很轻或不确定的情况。若推力载荷较大，则用推力轴承一词(见 *Thrust bearing*)。

Locating dowel 定位销

用来确定一个轴承在轴承座里的位置，为了防止推力轴承，普通的或可倾的，瓦块的转动。也见 *Joint face dowels*。

Locus 轨迹

按一定的规律运动的点所描绘的路径。也见 *Journal locus*。

Lubricant 润滑剂

任何一种介于两表面之间而作相对运动能减小摩擦和(或)磨损的物质。

Lubrication 润滑

在两受载而又彼此沿界面切线方向运动的滑动表面之间施用润滑剂减小摩擦阻力和磨损，或其它形式的表面损坏。也见各种名字下的润滑，例如 *Bath lubrication*。

Lug 凸耳

见 *Locating lug*。

Main bearing 主轴承

支承主动力传动轴的轴承。

Main journal 主轴颈

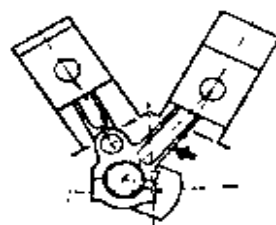
曲轴上一部分, 这部分和旋转轴线同心并在一个主轴承上运转。(同 *Crankshaft journal*)。

Main propulsion shaft bearings 主推进轴轴承

这些轴承是支承船上主推进轴的。也见 *Bracke bearing*, *Plummer bearing* *Shaft carriage*, *stern bearing*, *Stern gear*, *Stern tube bearing*, *Thrust block*, *Trailing bearing*, *Tunnel bearing*, *Withdrawable stern gear system*。

Marginal lubrication 边缘润滑

一种润滑剂数量不充足的润滑状况。它发生在予润滑轴承(*Pre-lubricated bearing*)上。也见 *Thin-film lubrication*。



Master rod 主连杆

这个连杆和一个或几个从属杆(见 *Slave rod*)相连接。

Matrix 基体

一种材料中占优势的部分, 通常用于非同相材料, 如白合金, 铜-铅, 或多孔材料。

Maximum oil-film Pressure 最大油膜压力

流体动力油膜建立起来的最大压力。它取决于油膜厚度, 间隙、以及载荷在轴承表面的分布。

Mechanical Keying 机械楔槽

见 *Keying grooves*。

Medium-walled bearing 中等壁厚轴承

这个嵌件轴承的壁厚在薄壁轴承 (见 *Thin-walled bearing*) 和厚壁轴承 (见 *Thick-walled bearing*) 之间。通常这壁厚是孔径的 3—5%，但是外形仍由轴承座而定。也见 *Wall*。

Michell bearing 米歇尔轴承

一种可倾瓦推力轴承，以发明者 *A.G.M. Michell* 名字取名。也见 *Kingsbury bearing*, *Tilting pad bearing*。

Micro-lining 微衬

很薄的轴承衬里材料，粘结在通常为钢的轴承套上。白合金衬为 0.1—0.175mm (0.004—0.007in) 而铜-铅和铅青铜衬为 0.125mm (0.005in) 厚，一般用于薄壁不再精加工的轴承 (见 *Prefinished bearing*)。

Microsection 金相切片

一个材料断面经过机械加工，锉，磨和最后抛光的特别精制处理，来消除所有的刮痕和表面污点，以便可以在显微镜下观察这材料组织结构。对于薄的材料切片，为了保护切面和其它性质以便做出一个完全平整的抛光表面，通常是安在塑料或低熔点金属的模子里进行特别精制处理的。

Migration 迁移

见 *Diffusion*。

Milled nick 铣削缺口

采用铣削操作使轴承壁的厚度局部减小以形成缺口的样子便于使它变形。

Minimum oil film thickness 最小油膜厚度

油膜最小处的厚度。它取决于在机器工作温度下作用

载荷的大小,方向,以及持续性。

Mirror finish 镜面加工

经过研磨或抛光直至它完全没有划痕,并有反射性,如同一面镜子。



Misalignment 轴线不重合度

轴颈轴线相对它的轴承线的角度位移。它可能是在机器安装过程中造成,或因操作力,热应力引起轴和机身的挠曲或变形之故。

Mist lubrication 喷雾润滑

把油喷入气流中所引成的油雾用来润滑。

Monolayer 单分子层

一个分子单位厚度的膜。

Monometal bearing 单金属轴承

这轴承和双金属或三金属轴承(见 *Bimetal bearing*, *Trimetal bearing*)相反,它由单一材料或合成物所构成。

Mosaic cracking 龟裂

疲劳裂纹的形式,尤其白合金受太高的变应力作用所出现的样子。

Mud groove 挡泥油槽

一种轴向油槽,直接靠近半轴承连结面或剖分面上,目的是为了增加横向油流以便从间隙空间带出杂质。也见 *Groove*。

Multi-pocket bearing 多油腔轴承

轴承孔内加工出几个油腔,作用是贮存润滑剂或提高轴的稳定性。也见 *Lobe, profiled bore*。

Natural cooling 自然冷却

热量是靠通过散热表面的辐射和对流散发。

Neck ring 颈环

一个有色金属(通常为青铜)的环, 装配在密封箱 (见 *Stuffing box*) 的底端, 为了给轴提供一个适当磨损而不咬住它的表面。也见 *Gland*。

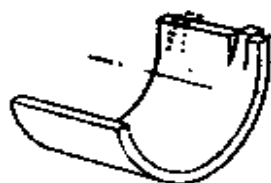


Nick 缺口

这缺口是从轴承背在接合面边上压出来的, 尤其是用于薄壁轴承, 与相配的凹座相啮合, 凹座做在轴承座, 连杆, 或轴承盖上, 目的是实现轴向和周向的定位。应该注意, 这缺口虽然其径向平面顶住对面轴承座的径向平面, 但不作为防止圆周方向转动之用。防止转动是靠压紧量(见 *Nip*)。(同 *Tag, Tang*)

Nick recess 凹座

凹座做在轴承座, 连杆或轴承盖上, 轴承上的缺口(见 *Nick*)和它装配一起。



Nickel barrier 镍隔阻层

见 *Barrier*。

Nip 压紧量

一对轴承套外围圆周长度超出轴承座内圆周长度的量。英国的压紧量(*Nip*) 等于美国的压皱量 (*Crush*) 的四倍。也见 *Crush*(美国术语)。

Non-conformal Surfaces 反曲表面

两个表面的曲率中心各在界面相反的一边, 例如滚动轴承, 啮合齿轮的两齿面。

Notch 凹口

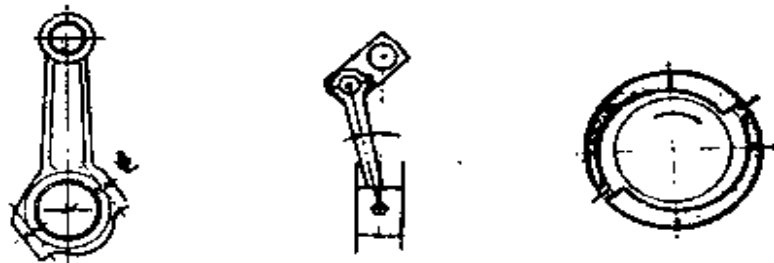
见 *Locating notch*。

Oblique split 倾斜剖分

这是一种设计，其连杆的大端剖分连结面（见 *Joint faces*）和连杆轴线不成直角。这样设计是为了允许在拆走大端轴承后可以将连杆通过汽缸孔取下。在其它一些机器中采用倾斜剖分是为了使轴承结合面避开载荷矢量。

Obliquity 倾斜度

汽缸轴线和连杆轴线，即和大端小端轴承中心的连线之间的锐角。



Offset halves bearing 偏置轴承（位错轴承）

这种轴承每半轴承的孔都沿剖分线和油槽偏心镗出并偏心装配。因此在上下两半轴承上都有连续的收敛的油膜。这样能提高轴承刚度和阻尼并抑制油膜涡动（见 *Oil-film whirl*）。也见 *profiled bore*。

Oil additive 油料添加剂

一种润滑油的化学添加剂，为了防止和消除燃料燃烧碳水化合物的结块，减小起泡或抑制氧化，以及因此引起的腐蚀性油氧化物，它会侵蚀轴承或轴颈表面。

Oil baffle 防漏挡圈

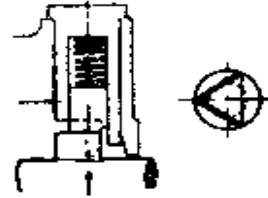
见 *Baffle*。

Oil catcher 集油盆

在轴承的一端下方配置一盆，用来收集从封口中漏出来的油。在电机垂直轴承里，这种盆是围绕轴而通常和安全排油（见 *Safety drain*）联合使用，而且有时带有风阻挡板和空气密封。

Oil deflector 导油板

一个尺寸很小利用弹簧力保持和轴接触的 V 型刮板限制了油沿轴线方向的流动。刮板以 V 的指向和油流动自然方向相反定向。这只适用于中等速度的轴。



Oil-feed system 供油系统

纵向油槽，钻孔通道或管道系统把油从供应源（例如泵）引到轴承。（同 *Forced lubrication system*）

Oil film 油膜

润滑轴承中，分隔轴颈和轴承表面，或分隔其它两相对运动零件的润滑膜。

Oil-film pressure 油膜压力

见 *Maximum oil-film pressure*。

Oil-film stiffness 油膜刚度

油膜对轴位移的反力。

Oil-film thickness 油膜厚度

见 *Minimum oil-film thickness*。

Oil-film whirl 油膜涡动

在高速轻载情况下, 由于油膜不稳定性引起轴在轴承间隙中的极烈涡动。一般涡动的频率约为轴速度的一半, 因此能和由于轴的不平衡或由于一个旋转载荷所引起的同期涡动加以区别。

Oil-fog lubrication. 油雾润滑

见 *Mist lubrication*

Oil groove 油槽

为了改善油在轴承中的流动(或油脂的分布), 在轴承表面上加工出的一条槽或沟。也见 *Groove*。

Oil-ring lubrication 油环润滑

在水平轴承中, 把油供到轴承表面是靠一个或几个油环, 这较轴颈为大的油环是很松的套在轴承和轴的下部分, 而且浸在油池内, 油环靠转动的轴用摩擦带动旋转。这方法不是很肯定, 因为环要发生打滑。油环润滑供油量较少而且在高速时还会减少。

Oil seal 油封

一种环形元件, 通常为弹性材料, 套在轴上而和轴接触, 轴也是在这儿通进箱体, 目的是为了堵着从箱体出来的任何通道。



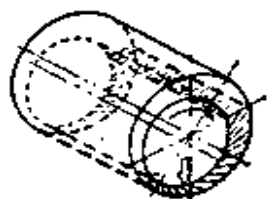
Oil sealing ring 封油圈

一个固定的环形元件, 它套在轴上但保持很小的间隙, 轴从这儿进入密封箱, 其目的是为了限止油大量流出。解决这油流可以随即加一道封油门, 诸如抛油环和挡圈。间

隙必须比轴承间隙大。这术语比限流环 (*restrictor ring*) 好。也见 *Polating Oil sealing ring*。

Oil wedge 油楔

流体动力轴承，其承载能力是靠流体被带进一个收敛的楔形油膜(建立油楔)，因而形成油压来支承所作用的载荷，以使两个表面完全分离。在径向轴承中，这种作用是自动的。在推力轴承中则必须有特别措施使其能形成楔形油膜。



Oil whirl 油的涡动

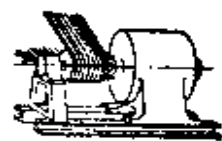
旋转轴的不稳性，它和润滑油膜的不稳定性有关。也见 *Oil-film whirl*。

oiler, Oil cup 注油器，油杯

一种可以保持少量的油装置，通常靠重力给轴承供油。

Oscillating load 摆动载荷

一种作用角度方向为周期性变化而大小不变或变化的载荷。



Outrigger bearing 外伸轴承

放在主机座或机身外边的支架或悬臂梁上以支承轴的

外伸一端。

Overlay 表层

镀层或三金属轴承的表面衬里(见 *Overlay plated bearing*, *Trimetal bearing*), 通常组织成分为 10% 锡的铅合金, 10% 锡加铜的铅合金, 或 5% 的铋的铅合金。表层厚度范围从约 0.0012 mm (0.0005 in) 到 0.1 mm (0.004 in)。取决于轴承尺寸和所加的载荷。通常表层由电解而成, 但也不总是如此。它们在轴承寿命期中基本上维持不变。

Overlay plated bearing 镀层轴承

三层轴承包括轴承背(通常为钢), 中间层(较强的轴承材料, 例如铜—铅, 铅—青铜或铅合金), 和轴承表面衬里, 通常电解而成, 属 0.0012—0.1 mm (0.0005—0.004 in) 厚度的铅合金。也见 *Overlay*, *Trimetal bearing*。

Pad 瓦块

瓦块是用来支承或承压有相对滑动的另一零部件, 在轴承术语里这是可倾瓦轴承(见 *Tilting-pad bearing*)的一个零件。(在美国用 *Shoe*, 见 *Shoe*)

Pad lubrication 填料润滑

见 *Syphon lubrication*。

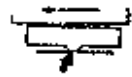
Pad pivot 瓦块枢轴

可倾瓦块(见 *Tilting pad*)的一部分, 它支承瓦块且可在它上面摆动, 或者附在瓦块上而起同样作用的元件。

直线枢轴: 靠一条被支在一个平坦表面上的直刃作为枢, 只一个方向可自由摆动。支点: 这是球面和平坦表面所组成, 能在任一方向摆动。

球窝: 这是两球面所组成, 也能在任一方向自由摆动。

圆柱枢：这枢是两个圆柱形组成，只可在一个方向摆动。也见 *Tilting pad bearing*。



Pair of bearings 一副轴承

在汽车工业上是上下半轴承为一副。它可能是一副半轴承(*Pair of half bearings*) 一词变化而来。超出汽车工业范围，这术语可能就会被误解，因为其它工程部门的一副轴承意思是指一根轴上的两只轴承(四只半轴承)。也见 *Half bearing*。

Paired half-bearing 配对半轴承

见 *Half-bearing*。

Partial bearing 部分轴承

这种轴承不包围轴颈 360° 的圆周，例如单个半轴承或一个 120° 轴承。

Partial groove 局部油槽

见 *Blind groove*。

Partial slope bored 部分倾斜孔

轴承孔仅一部分是以和轴线成一角度来加工的。也见 *Slope bored*。

Pear-drop groove 梨形油槽

见 *Thumb-nail groove*。

Pedestal bearing 托架轴承

支承在托架上而不支承在机器主体上的轴承。这种轴承通常是水平的，而托架是用螺栓支承在平行于轴线的平面上。箱体几乎都是剖分式结构而可以有不同的轴承功能。托架可以很短或很高。这托架，或箱体的底，通常是一块，但也可以是可拆卸的，由两块或三块组成。(同 *Pillow block*, *Plummer bearing*)。

Peripheral length 外围长度

半轴承(见 *Half-bearing*) 外圆周长度。

Petroff bearing 彼德罗夫轴承

一个理想条件下的轴承, 其轴颈在圆柱形轴承孔中同心旋转。轴承在空载荷、或载荷很轻而高速运转条件下接近于这理想化条件。

Petroff law, equation 彼德罗夫定律, 公式

表达彼德罗夫轴承各工作参数之间关系 (见 *Petroff bearing*) 的方程:

运动阻力

$$(N) = 2\pi U \eta b \left(\frac{d}{C_d} \right)$$

阻力矩

$$(Nm) = \pi^2 n \eta b d^2 \left(\frac{d}{C_d} \right)$$

功耗

$$(W) = 2\pi^3 n^2 \eta b d^2 \left(\frac{d}{C_d} \right)$$

式中

U = 滑动速度 (m/s)

η = 动力粘度 (Ns/m²)

d = 轴直径 (m)

b = 轴承宽度 (m)

n = 转速 (rev/s)

C_d = 直径间隙 (m)

以上用国际单位制, 但任一组单位制都可适用。

Phosphor bronze 磷青铜

见 *Bearing bronzes*。

Pick-up 粘着

由于滑动或滚动的界面上存在很大的粘着力，使材料从一个表面向另一个表面迁移。

Pillow block 轴台

这术语(现在已过时)历史上用于托架轴承(见 *Pedestal bearing*)。

Pin 销

见 *Dowel*。

Piston-pin bearing 活塞销轴承

装在活塞里的轴承或轴套，为了传递活塞和连杆之间的力。这活塞销是固定在连杆的小端而在活塞轴承里摆动。也见 *Gudgeon-pin bearing*, *Small-end bearing*。

Pitting 点蚀

材料脱落或迁移而在表面上形成的凹坑。

Pivot 枢轴

在轴承内运转的心轴一部分。这术语主要用于仪器制造和钟表制造业，通常还含有轴颈和一个方向有确定的轴向位置的综合意思。也见 *Pad pivot*。

Pivoted-Pad 活支瓦块

见 *Tilting pad*, *Tilting-pad bearing*。

Plain bearing 普通滑动轴承

一个简单的滑动轴承，以便区别于瓦块轴承，滚动轴承。

Plain journal bearing 普通径向滑动轴承

相对滑动表面是圆柱形并且存在相对角运动。通常有一个表面是静止的，作用力是垂直于旋转轴线。有时，也用来表示带平整轴承背的轴承和带凸缘轴承的区别。

Plain thrust bearing 普通推力轴承

受轴向载荷型的普通滑动轴承,有的有油槽,有的没有油槽。通常轴承表面是一平面。也见 *Fixed-pad bearing*, *Taper land thrust-bearing*, *Thrust-washer*。

Planishing 精压

一种为整光和(或)提高表面精度的加工工艺,它用一个很硬的工具,以垂直方向加压被加工表面,没有滑动没有切削。

Plastics bearing 塑料轴承

一种由聚合材料或有聚合物轴衬构成的轴承。

Plastics bearing materials 塑料轴承材料

合成塑料(非金属)材料,例如酚醛塑料和尿素甲醛,尼龙,聚合物,聚四氟乙烯,起到轴承材料的作用,而且可以加或不加润滑剂。

Plastic flow 塑性流动

机械应力作用之下产生的不可恢复的变形。

Ploughing 犁沟

摩擦付中较软的一件表面出现塑性变形。通常是由运动表面通过油膜拖着杂质微粒所引起的。

Plummer bearing 轴台轴承

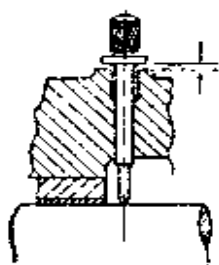
一个主要指径向的滑动轴承,它的作用是支承水平装置的动力传动轴。船舶工程里,这些轴承是支承主推进器的轴系。(同 *Shaft carriage*, *Tunnel bearing*——过时术语)。也见 *Aftermost plummer bearing*, *Intermediate plummer bearing*。

plummer block 尾轴支撑轴承

过时的术语,现用轴台轴承(见 *Plummer bearing*)或托架轴承(见 *Pedestal bearing*)。

Poker gauge 杆规

这量具穿过箱体或轴承座插到轴承来测量轴的位置，在不动的情况下进行，用厚薄规测间隙。也见 *Wear-down gauge*。



Polar load diagram 极坐标载荷图

一条极坐标曲线，表示在曲柄轴上或轴颈表面上的载荷大小和相对于所给的例如连杆或轴线的方向。

Polishing 抛光

生产高光洁度表面的加工方法，用一件较软的垫块加很细的磨料靠表面的摩擦而达到。

Porous bearing 多孔轴承

由多孔材料制作的轴承，诸如金属粉末经过压制和烧结而成。这些孔隙可起储存或供给液体润滑剂的通道作用，或者轴承可以浸渍固体润滑剂。也见 *Impregnation*, *Ptfe*。

Pour point 流点

在规定条件下，还能看出润滑剂流动的最低温度。

Pouring temperature 浇铸温度

在这温度下，轴承材料浇铸到要做衬的轴承座，夹具或轴套里。近似的浇铸温度由轴承金属的液相温度（见 *Liquidus*），以及轴承衬的尺寸和厚度来确定。

Power loss 功耗

轴承中功率消耗于克服轴承对运动的阻力，或来自于摩擦，或来自流体剪切，这功耗以热的形式出现，必须把它散发出去。

Precession 晃动

轴颈中心在轴承间隙中的圆周轨迹运动。

Precision plating 精密涂层

足够精确的电镀表面层,以后可以不需机械加工。也见 *Overlay plated bearing*。

Precision pressed bearing 精密压制轴承

用带材压制而成的半轴承(见 *Half bearing*),它的背、连结面,有时两个端面都有很高的精度,以至以后可以不需机械加工。也见 *As-pressed bearing*。

Pre-finished bearing 预精加工轴承

这种轴承加工精度达到装配要求并在装配后不需要再机械加工或刮削。轴承壁厚和圆周长度在制造中都已加控制,以至有正确的间隙和正确的过盈配合供装配。也见 *Boring allowance*, *Semi-finished bearing*, *Undersize bearing*

Pre-lubricated bearing 预润滑轴承

这种轴承在最初装配加润滑剂后就可以工作很长一段时间,某些塑料轴承材料(见 *Plastics bearing materials*),如乙醛树脂聚合物,只需很少一点油或油脂就可有满意的性能。

Preload 预加载荷

在轴承上用一个确定的力使相配的表面保持和轴承接触,这个力是独立的,并加到轴承所支承的载荷上。这预加载荷是用于旋转件由于操作条件的变化会引起其位置改变的情况下,为了使改变量最小,例如精密主轴。这术语有时用来表示可倾瓦径向轴承的一个特定几何条件(见 *Tilting-pad journal bearing*),这最好用预调载荷表示(见 *Preset*)。

Preset 预调载荷

在可倾瓦径向轴承里 (见 *Tilting-pad journal bearing*)，这术语用来表示瓦块表面的曲率半径大于轴颈半径与轴承半径间隙之和。有时，尤其是美国，也用预加载荷 (见 *Preload* 这术语)。

Pressed bush 压制轴套

见 *Wrapped bush*。

Pressure bonding 压力粘结

一种把两材料粘结在一起的方法，例如铅—锡合金和钢在热态或冷态进行带有很大表面延伸的滚压，使表面氧化膜脱落或分离，并且直接使两材料一起成合金或焊合一起。(同 *Roll bonding*)

Pressurised gas lubrication 外压气体润滑

用足够外加压力下供给的气体润滑剂所建立的气膜，使相对作用表面分离的润滑方法。也见 *Externally pressurised bearing*。

Profiled bore 异型轴承孔

这种轴承孔的形状不是真正的圆柱形，而是加工成某种形状或轮廓以促使流体动力润滑 (见 *Hydrodynamic lubrication*)，并在所选择的圆弧或半径范围上维持一个最小的间隙。也见 *Lemon bore bearing*, *Offset halves bearing*, *Lobed bearing*。

Profiled surface bearing 异型表面轴承

有异型表面的推力轴承，有利于促使流体动力润滑膜的建立。

Projected area, Surface 投影面积, 投影表面积

这面积是指轴承表面积在垂直于载荷线的直径平面上的投影面积。它是用来计算径向轴承的单位面积载荷。一个

没有油槽的圆柱形轴承,其投影面积为(孔径)×(孔宽度)。

Propeller Shaft 螺旋桨轴

见 *Stern bearing*。

Ptfe 聚四氟乙烯

一种合成塑料材料,具有显著干摩擦性能,例如,静摩擦 = 动摩擦 = 没有爬行(见 *Stick-Slip*)。

Pudding 搅炼

静力浇铸轴承白合金衬时,为促使带进来的空气逃逸,防止固化时形成气穴所采用的一种方法。

pV factor *pV* 值

轴承单位载荷和表面摩擦速度的乘积。其单位为 (N/mm²) × (m/s) 或 (lbf/in²) × (ft/min)。

pV limit 极限 *pV* 值

轴承最大允许的 *pV* 值(见 *pV factor*)。

Quadrmetal bearing 四金属轴承

这轴承由四层金属组成:一层轴承背(通常为钢);一层高强度轴承合金;一层较软的轴承合金;和一层外表的电解沉积层。一个例子为钢/锡—铝/白合金/铅—锡表层。

Radial clearance 半径间隙

直径间隙的一半(见 *Diametric clearance*)

Radial grooves 径向油槽

止推垫圈(见 *Thrust washer*) 端面上径向交叉布置的油槽(见 *Groove*),便于分布润滑剂。

Radiation 辐射

原子核的放射;在核动力装置中原子核放射的粒子和

其它放射物会影响润滑剂和某些轴承材料性能。

热辐射：由于轴承工作温度靠超过环境的温度而激发电磁波使轴承的热量向外散发。

Rayleigh(step) bearing 瑞利(台阶)轴承

一个多瓦块的推力轴承(见 *Thrust bearing*)，每个瓦块有一个很浅的台阶，结果是油膜有两个不连续的厚度。流体压力靠台阶处的间隙变小而形成，这压力足以承受作用的载荷。也见 *Fixed-pad bearing*。

Relief 减薄

见 *Joint face relief*。

Remetalling 更换金属轴衬

先取下已损坏的轴衬，在轴承壳上再浇轴衬或嵌进新轴承衬材料。对于薄壁轴承(见 *Thin-walled bearing*)不推荐，因为有变形的危险和减小轴承背圆周长度的危险。厚壁轴承的更换轴衬得注意所控制的条件。

Replacement bearings 更换衬套

更换已磨损或损坏的轴承衬或轴套。

Resizable bearing 半精加工轴承

见 *Semi-finished bearing*。

Resonance changer 振动变换器

这装置装在止推座(见 *Thrust block*)上，为改变轴系和推力系统的轴向自然振动频率，即轴向减振器。推力轴系由于装进一个液压支承其轴向刚度有所降低。

Restrictor 节流器

装设在流体通道里，为了产生一个压力降或限制流量的一个装置。通常它由一个节流孔或几个节流孔组成，但有时用一个毛细管。

Restrictor ring 限流环

见 *Oil sealing ring*。

Reticular 网状结构

有一个网状组织, 并有裂缝形成。也见 *Tin-aluminium*。

Rigid-walled bearing 刚性厚壁轴承

嵌件轴承 (*insert bearing*) 壁厚超过轴承内径的轴瓦的 20%。也见 *Wall*

Ring-oiled bearing 油环轴承

轴承上带一个较大直径的环, 环浸入油池并随轴一起转动。也见 *Oil-ring lubrication*。

Roll bonding 滚压粘结

见 *Pressure bonding*。

Rolled bush 滚压轴套

见 *Wrapped bush*。

Rolling contact bearing 滚动接触轴承

相对运动件是由滚动元件分隔开的轴承。也叫滚动元件轴承, 滚柱轴承, 球轴承。

Rotary lining。 旋转浇衬

见 *Centrifugal lining*。

Rotating load 旋转载荷

这是当矢量载荷相对轴承和(或)轴颈旋转而发生的。旋转载荷是由旋转质量不平衡(如曲轴不平衡)、往复运动件质量(连杆和活塞)以及外加强迫力(气体压力)造成的。有时这矢量载荷变化可能很大, 如内燃机(见 *Polar load diagram*), 也可能大小不变且和轴同步旋转(如纯属不平衡)。也见 *Centrifugal loading*。

Rotation 结构转角位移

在结构支承 (见 *Structural bearing*) 中, 环绕交叉和 (或) 平行于支承表面之间接触面的一根或几根轴线的转角位移。

Rubbing bearing 摩擦轴承

见 *Dry bearing*。

Rumble 噪音

这主要指轴承的噪音, 有时在高速内燃机, 如小汽车发动机内碰到。它归因于由燃烧压力引起曲轴在轴承上的运动。

Run 流动

有时用它来取代轻微磨损或涂抹这些术语, 这里是指轴承已经过热而表面已发生涂抹现象。

Running in 跑合

在使用初期跑合以改善机械零件的适应性 (见 *Conformability*), 表面形貌和摩擦相容性的过程。

Sacrificial corrosion 牺牲腐蚀

选择的轴承材料, 发生电解腐蚀时 (见 *Electrolytic corrosion*) 使最贵重的轴颈成为阳极。

Safety drain 安全排油

轴承端部加一个挡油板 (见 *Baffle*), 并带一个排油的口, 明显的卸油作用是个额外安全措施, 以防油进入附近的机器, 尤其用于电机得防止油进入线圈。

Save-all 盛油装置

围绕底板边缘作一条接油槽, 为防止油, 水等流遍地板, 有时装在轴下面轴承箱体一端, 来接住可能从密封处漏出来的油。也见 *Oil catcher*, *Safety drain*。



Saw-cut nick 锯缝缺口

这缺口（见 *Nick*）每边各一条锯缝，就能使成缺口形而不必使金属剪切变形。通常用于厚壁轴承，有时也用铣削。也见 *Milled nick*。

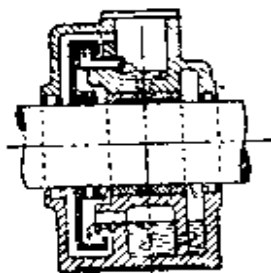


Scabbing 结疤

磨损中一个不严格的术语，是指表面凸起的形成物。

Scoop lubrication 勺斗润滑

轴上装一个盘，盘的圆周边缘做成带槽形状，和勺合作把油送到轴承里。正常情况下，润滑剂直接流到槽里，所以油盘勿需浸到油池中，这样可避免搅油损失（见 *Churning*）。润滑油靠离心力保持在槽里，再用勺把油引到轴承。这装置既可用于水平轴承（较常见），也可用于垂直轴承，其效果很好，因送油量是决定于速度。



Scoring 划伤

由于磨料磨损中固体微粒，造成沿滑动方向的严格擦伤痕迹。也见 *Scuffing*。

Scuffing 胶合

两滑动表面之间在没有局部表面熔合的情况下发生固相焊合而引起的局部损伤。在英国胶合仅指局部固相焊合。在美国通常包括磨料作用。也见 *Scoring*。

Seat 基座

和轴承背相接触的支承结构表面。也见 *Spherical seating*。

Segregation 离析

由于重力或离心力引起轴承金属组织分离,例如白金中铅在铜—铅,铜—锡或锡—铈的混合中的分离。

Seizure 咬死

由于两滑动体界面的摩擦致使相对运动终止。它可能伴随严重的表面焊合。

Self-aligning bearing 自位轴承

这种轴承支承方法能使它能自由地随轴或止推轴环来自己对准,而且也可适应轴的轴线角度位移,这可以在运转过程中达到。也见 *Gimbal*, *Spherical bearing*, *Spherical seating*

Self-contained bearing 自给润滑轴承

这种轴承的箱体贮有润滑剂、用一种方法供到轴承表面,冷却它,并防止由于漏油的损失。

Self-lubricating bearing 自润滑轴承

一种轴承不靠外来润滑油供给,它可以:

- (a) 充填油脂后密封而永久使用;
- (b) 用自润滑材料制成(见 *Self-lubricating material*);
- (c) 包含一个油池并用一种方法给轴承表面供油。

Self-lubricating material 自润滑材料

一种固体材料,它不用润滑剂也呈现低摩擦性能,例如石墨,二硫化钼,聚四氟乙烯。这术语也用于多孔轴承(见 *Porous bearing*),也见 *Solid lubricant*。

Semi-finished bearing 半精加工轴承

除了孔以外均已精加工的轴承,允许在装配后再精镗孔。为了提高利用率,轴承备件可按这条件贮备,当知道轴颈尺寸就可装上镗出精加工尺寸。(同 *Resizable bearing*)。也见 *Boring allowance*, *Pre-finished bearing*, *Undersize bearing*。

Serrated joint 锯齿接合面

连杆轴承与盖(见 *Cap*)的接合面(见 *Joint face*),沿轴向被加工成锯齿型,相匹配的两个锯齿型接合面装配一起。这种设计常用于V型发动机的连杆轴承,这儿剖分面和连杆轴线不垂直,以防止或减小受载时的变形和(或)连杆轴承和盖的错移。也见 *Oblique split*。

Set of bearings 成套轴承

对于一台机器成套轴承,或备用轴承总是有必要详细说明一整套轴承到底包括什么东西。

Shaft carriage 轴台轴承

见 *Plummer bearing*。

Shaft deflection 轴的挠曲变形

作用力引起轴或轴颈的弹性弯曲。

Shaft locus 轴心轨迹

轴或轴颈几何中心在轴承间隙空间的运动,通常为一周周期性轨迹。

Shell bearing 套筒轴承

不太好的术语,有时用来表示一个轴瓦(见 *Insert bea-*



ring)。

Shoe, slipper 滑块

一个支承具有平滑表面滑块轴承。这名字是金斯伯里用于可倾推力轴承的瓦块(见 *Pad*)。

Short bearing theory 短轴承解

对于径向轴承雷诺方程,这是一个近似分析解,它忽略流体动力压力对圆周方向流量的影响。

Side foot mounted bearing 底部安装轴承

这样安装的轴承类似按中心线安装轴承(见 *Centre-line mounted bearing*),但是两个支承表面是在一个平面上,并和轴线有明显的距离(一般大于轴颈直径的二分之一)。其箱体通常是剖分式结构,而且可以含有支承功能。

Sintering 烧结

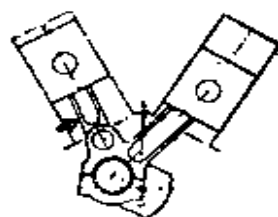
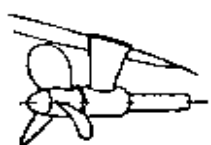
粉末材料(通常为金属或金属矿物)在降低气压情况下加热到主要成分接近熔点温度,这时颗粒开始结团。也见 *Impregnation, Porous bearing*。

Skeg 龙骨支撑

附在船体上支承外伸螺旋桨轴的支撑。

Slave rod 从属杆

它是连接活塞或十字节头和主连杆(见 *Master rod*)的一件连杆,它不和曲柄轴直接连接。



Slope bored 偏斜轴承孔

轴承孔被加工成和轴承外径轴线有偏移和(或)有斜

度,以便使轴承孔和轴颈能对准。这通常用于船上尾管轴承。也见 *Double slope bored*, *Partial slope bored*。

Small end 小端

连杆上和活塞相连接的一端(见 *Connecting rod*)。(同 *Little end*, *Top end*)

Small end bearing 小端轴承

往复运动机器上连杆较小一端(活塞一端)里的轴承。(同 *Gudgeon-pin bearing*, *Little-end bearing*, *Piston-pin bearing*, *Top-end bearing*)

Smearing 涂抹

从一个表面,通常指轴承表面脱落的材料,又重新在一个或两个相配表粘结成一薄层。(同 *Wiping*)

Solid bush 整体轴套

通常指单种材料做的轴套。

Solid insert 整体嵌件轴衬

一件轴瓦或轴套(见 *Insert bearing*),它由单种材料或复合材料组成,用来区别于双金属、三金属。

Solid lubricant 固体润滑剂

一种固体材料,以粉末或薄膜形式加在表面,为了防止因相对运动面损坏表面,并且为了减小摩擦和磨损。许多固体润滑剂呈层状组织(见 *Lamellar structure*),例如石墨,二硫化钼。

Solidus 固相温度

液态合金冷却到这温度完全变为固体。也可以说固态合金加热到这温度时开始熔化。也见 *Liquidus*。

Sommerfeld number 索默弗尔德数

见 *Journal bearing dimensionless groups*。

Spalling 剥落

颗粒从一个表面上呈片状脱落下来。剥落通常是次表面疲劳的结果,一般用于滚动轴承及齿轮齿上。也见 *Wear*。

Specific load 单位载荷

轴承表面或投影表面(见 *Projected surface*)上的单位面积载荷。就径向轴承而论,单位用 MN/m^2 或 MPa , kg/cm^2 , lbf/in^2 或 psi 。这术语比轴承压力 (*bearing prssure*) 好。

Spherical bearing 球面轴承

两个相对滑动表面呈球面形状的轴承。

Spherical seating 球面自位

为提供自位性能,轴承的支承表面为球面型式。这术语通常用于轴承座的孔。

Spherical-seated bearing 球面自位轴承

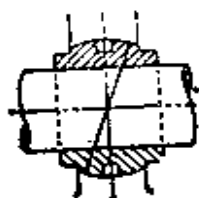
轴承背为球面形状,它被支承在相似的轴承座上,为允许轴承自己和轴对准。也见 *Self-aligning bearing*, *Spherical bearing*。

Spindle 小轴

和轴同义,这术语限于特殊应用场合,例如车床主轴,而通常是指小轴、如钟表仪器机构中的轴。

Spiral groove 螺旋油槽

推力面上的螺旋形油槽(见 *Oil groove*)。有时错误地用来表示轴瓦孔中的螺旋槽(见 *Helical groove*)。



Splash lubrication 飞溅润滑

用飞溅方法把润滑油加到运动部分。

Split bearing, bush 剖分式轴承, 轴套

一只轴承或轴套可分为两件, 通常为两半, 目的是容易装配。也见 *Half-bearing*。

Split casing 剖分式箱体

这术语限于成两部分的箱体, 接合面或剖分面是和轴线相重合或平行的。

Spoiling pin, PEG 装配销

一个很小的销, 插到两个相配的元件的一个, 为了防止它们被装错。

Sponge effect 海绵效应

见 *Squeeze effect(a)*。

Spreader groove 配油槽

一条轴向油槽(见 *Axial groove*), 用来使润滑油沿轴承宽度方向遍布。

Squeeze effect 挤压效应



这术语具有两个较好意思:

(a) 多孔含油材料在压力作用之下提供润滑剂。

(b) 两表面沿公法线方向相互接近时能保留流体膜的现象。

Squeeze film 挤压膜

沿公法线方向相互接近的两表面之间承载的流体膜, 它能承受很大的单位载荷而不破裂。也见 *Squeeze effect*。

Starting torque 启动转矩

见 *Breakaway torque*。

Static friction 静摩擦力

两件物体在载荷作用之下，趋于相对运动时切线方向的阻力。也见 *Friction, Limiting Static friction*。

Static lining 静力浇衬

这是把轴承合金浇在静止的模子或夹具里，来给轴套或轴承座浇衬。

Static vibration 静态振动

本身静止的机器遭外力作用进行强迫振动，一般通过支承设备，例如一台柴油机发电机组在另一台在工作的设备旁边常受到这种振动。

Stave 栅条

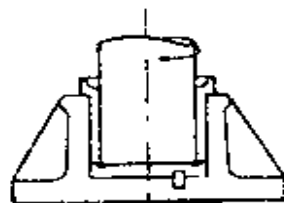
尾管轴承（见 *Stern tube bearing*）的轴衬是由许多条相同的扇形栅条所组成。这栅条可以用铁梨木，橡皮或较强的塑料做成（见 *Lignum Vitae*）。

Steel-backed bearing 钢背轴承

一种轴瓦（见 *Inseat bearing*），轴承合金是衬在钢背上。也见 *Bimetal bearing, Overlay plated bearings, Trimetal bearing*。

Step bearing 立式推力轴承

支承垂直轴下端面的一种平面轴承。在美国这术语是



指闭合油槽轴承(见 *Dammed groove bearing*)。(同 *Footstep bearing*)。

Stern bearing 尾轴管轴轴承

这轴承在推力轴系的端部支承螺旋桨。(同 *Propeller shaft bearing*)。

Sterngear 尾部装置

这个一般性术语这儿是指和推进轴系的支承与密封有关的设备,推进轴是从此穿过船体到螺旋桨的。也见 *Aft bush*, *Forward bush*, *Stern bearing*, *Stern tube bearing*, *Withdrawable stern gear system*。

Stern tube 尾轴管

这个管穿过船体,而螺旋桨从它中间通过去。

Stern tube bearing, bush 尾轴管轴承、轴套

这轴承或轴套在尾管(见 *Stern tube*)中支承螺旋桨轴,螺旋桨轴从此通出船体。通常但非一定,靠外的轴承是接近和支承螺旋桨。

Stick-slip 粘滑

通常和摩擦系数(见 *Coefficient of friction*)随相对速度的增加而降低现象有关的一种弛张颤动。就微观角度看,粘滑在本质上与界面结合的形成及破坏相联系,常认为这是粘滑的主要起因。其颤动周期决定于系统的速度和弹性性能。如果静摩擦等于或小于动摩擦就不会发生粘滑。

Stiffness 刚度

见 *Oil-film Stiffness*。

Stiffness Coefficients 刚度系数

轴涡动方程中有关位移一项的系数。一般每个轴承要有四个刚度系数, x 和 y 的方向和交错方向共四个。

Stress raiser 应力集中

任何尖角或突变,例如划痕或刮伤,都会引起周围区域的应力集中,以至在载荷作用之下过早破坏。圆角倒角和过度切削(见 *Fillet, undercut*)都是用来防止这些应力集中,而机械加工质量低或偶然表面损伤也都会引起应力集中。

Stribeck curve 斯屈别克曲线

用来说明摩擦系数(见 *Coefficient of friction*)和无量纲数 $\eta n/p$ 之间关系的曲线,其中 η 是动力粘度, n 为每分钟转数, p 为单位载荷。

Structural bearing 结构支承

这种轴承设计是为了适应由于温度或应力变化在结构元件之间相对位移,诸如桥墩和桥面,建筑物和重型机械的支座。也见 *Rotation, Translation*。

Stuffing box 密封箱

环形腔,填上密封填料作为轴上密封装置。密封填料用一个压盖(见 *Gland*)压紧

Sulphur corrosion 硫腐蚀



从油的添加剂或燃料燃烧中产生的硫化物在高温时对铜基合金,尤其磷青铜的腐蚀。

Super finishing 超精加工

用细油石在被加工表面上高速振荡和往复移动进行研磨作用,以产生很高光洁度表面的加工方法。

Superlaminar flow 超层流

流体质点有沿轴承油膜厚度方向流的运动属超层流条件(不包括涡流和完全紊流状态)。也见 *Laminar flow*。

Surface finish 表面光洁度

以表面的各法线高度表示的表面形貌单位。通常沿加工方向法线来测量。这术语比表面粗糙度好。也见 *Surface topography*。

Surface roughness 表面粗糙度

见 *Surface finish*。

Surface topographp 表面形貌

物体表面层的几何形状。它通常从一个垂直于表面和最后加工方向的断面来看。也见 *Surface finish*。

Suspended crankshaft 悬挂曲轴

见 *Underslung crankshaft*。

Swash 晃动

旋转元件的轴线和旋转中心线偏一个角度所产生的现象(同 *Gallop, Wobble*)。

Swashplate 旋转斜盘

一个具有平表面的元件装在轴上,此表面和旋转轴线不垂直。

Swell 表面隆起

见 *Housing Swell, Joint face swell*。

Syphon lubrication 虹吸润滑

这种供油方式是靠一根油绳的毛细管作用从贮油处吸油超过嘴边,然后以重力作用流到轴承。(同 *Wick lubrication*)

Tag 接头,标记

见 *Nick*。

Tail shaft 尾轴



见 *Propeller shaft*

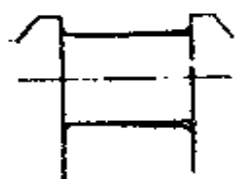
Tang 插脚

见 *Nick*。

Taper land thrust bearing 倾斜滑块推力轴承

这种推力轴承(见 *Thrust bearing*) 具有很多固定块瓦(见 *land*)，它们的表面相对运动的轴环做成倾斜度。通常每个瓦块部分表面平行于轴环，而其余的与环形成楔形。

也见 *Fixed-pad bearing*。



Tapered (conical) journal 锥形轴颈

直径一端大一端小的轴颈(见 *Journal*)。

Thermal cycling 温度的周期性变化

工作时温度周期性变化，这可能导致疲劳破坏或各向异性的龟裂(见 *Anisotropic cracking*)。

Thermal fatigue 热疲劳

过高温度范围内重复周期性发热引起的龟裂。

Thermal ratcheting 热龟裂

见 *Anisotropic cracking*。

Thermal taper 热楔

承载的油楔由于油膜发热致使轴承表面发生热变形而形成的。也见 *Oil wedge*, *Thermal wedge*。

Thermal wedge 热油楔

由于润滑剂的热膨胀使压力增加，例如平行推力轴承。也见 *Oil wedge*, *Thermal taper*。

Thermoplastic materials 热塑性材料

合成塑料，例如尼龙，聚四氟乙烯，在一定最高温度以内，随温度改变会经受可逆性的变化。

Thermosetting resins 热固性树脂

合成塑料,例如酚醛、尿素、甲醛、环氧树脂塑料,它们在生产过程随温度升高由不可逆性的变形而被固化。

Thick-film lubrication 厚油膜润滑

一种润滑状态,在承受工作载荷时其油膜厚度明显大于复盖表面的高低不平(见 *Asperities*)所需要的厚度,所以这时表面形貌的影响作用是不显著的。

Thick-walled bearing 厚壁轴承

嵌件轴瓦(见 *Insert bearing*)有一厚壁通常大约为轴承孔直径的 10—20%,这时轴承座(见 *Bearing housing*)轮廓就基本上不影响轴承孔的轮廓形状。也见 *Wall*。

Thin-film lubrication 薄膜润滑

见 *Boundary lubrication*。

Thin-walled bearing 薄壁轴承

嵌件轴承(见 *Insert bearing*),壁厚通常小于轴承孔径的 3%,这样轴承孔的轮廓就由轴承座(*Bearing housing*)来确定。也见 *Wall*。

Thrust bearing 推力轴承

这种轴承的载荷沿旋转轴线方向作用。

Thrust block 止推座

传递螺旋桨的动力推力到船体上的一个双向推力轴承。

Thrust collar 止推轴环

和轴做在一起或装在一起的一个圆盘或圆环,它的工作表面通常是平的,垂直于传递推力给推力轴承的轴线(见 *Thrust bearing*)。

Thrust face 止推面

推力轴承(见 *Thrust bearing*)的工作表面,可以和轴

承或轴瓦做为一体，也可以是一个独立部件的一部分。

Thrust load 轴向载荷

平行于轴线但不一定得和轴线重合的一个作用力。

Thrust pad 推力瓦块

见 *pad*。

Thrust shaft 推力轴

船上主推力轴系的轴，它有一个推力环（见 *Thrust collar*），且在止推座轴承上工作（见 *Thrust block*）。

Thrust washer 止推垫圈

轴承上垫圈样子的一件零件，设计它是为支承轴向载荷。有时被称为普通推力轴承（见 *Plain thrust bearing*）。它可以是两半或一件。

Thumb-nail groove 姆指槽

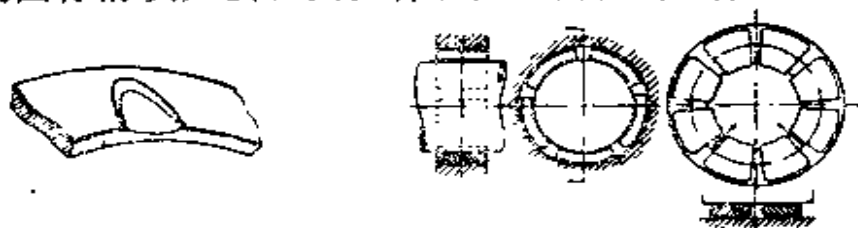
一个宽而浅的油槽，用在止推面上（见 *Thrust face*），从内径开始到离外径一段距离为止。（同 *Pear-drop groove*）。也见 *Groove*

Tilting pad 可倾瓦块

可倾瓦轴承的元件，它支撑轴承表面（见 *Tilting-pad bearing*）

Tilting-pad bearing 可倾瓦轴承

这种轴承的表面分成两个或两个以上的扇形块或瓦块（美国称滑块，按表面流体动力压力分布，各瓦块分别被支



承而且在一个小的角度范围内相对于相配表面自由取位。

这种轴承可以是轴向推力轴承或径向轴承。也见 *Pad*。

Tin-aluminium 锡铝合金

一种铝和锡 (5—40% 锡) 的轴承合金, 通常加少量的铜和(或)镍。如果锡的成分低于 10% 左右, 则锡呈分离的颗粒状。若锡的成分超出 10% 左右, 适当的冷作和热处理之后, 会呈网状组织 (见 *Reticular*), 它是一个双联三维网状形式。这结构很类似于海绵组织, 结构骨架是锡的, 而相交的通道被铝所填充。

Tin flash 锡的沉积镀层

锡的薄涂层, 用来作为精加工层。

Tin oxide corrosion 锡氧化物腐蚀

对锡基白合金轴承里的锡成分侵蚀, 结果在轴承表面形成一种硬的深灰或黑色的氧化物。氧化物主要是 SnO_2 和少量的 SnO 。这种侵蚀限于锡基基体而不扩张到金属间的铜锡和锡—铈组织中。它是由于在润滑油中有水, 尤其是海水而引起的, 因此在航海机器上更是经常发生。

Tinning 涂锡 ●

在浇白合金之前先给表面涂一层锡或锡—铅合金涂层。也见 *Cast iron-process*。

Top end 顶端

这术语用于船舶工程中连杆和活塞或十字节头相连的一端。(同 *Little end*, *Small end*)

Top end bearing 顶端轴承

这术语用来表示船舶工程中连杆顶端轴承。(同 *Crosshead bearing*, *Gudgeon-pin bearing*, *Little end bearing*, *Small-end bearing*)

Trailing bearing 拖尾轴承

装在主动力轴系上的一个轴承,当轴系和主推力座轴承(见 *Thrust block*) 尾部分离时,这轴承承受来自旋转(拖尾)螺旋桨的拉力。用在多螺旋桨船上,例如战舰容易损坏螺旋桨,而有一套备用螺旋桨,为了减少阻力。通常和最后的轴台轴承组合一起(见 *After most plummer bearing*)。

Translation 结构移动

结构支承(见 *Structural bearing*) 中的支承表面在接触平面上的相对移动。

Tribology 摩擦学

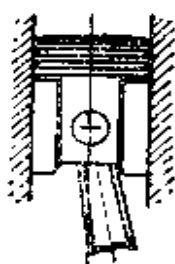
有关相对运动中的两作用表面,和所涉及到的实践科学和技术。它包括对气蚀(见 *Cavitation erosion*)磨损的研究。也见 *Smearing*, *Wear*。

Trimetal bearing 三金属轴承

这种轴承由三层组成:一层轴承背(通常是钢的),一层中间层(属于较强的轴承合金,铜-铅或铅青铜),和一层浇铸的白合金(锡基或铅基),通常为0.005—0.04 in (0.012—1.0mm) 厚。欧洲大陆和美国的习惯认为这术语应包括外镀层轴承(见 *Overlay plated bearing*)。

Trunk piston 柱塞

用活塞销(见 *Gudgeon pin*) 直接和连杆装在一起的活塞。



Trunnion bearing 枢轴轴承

用作一个部件的回转支点的轴承。这术语也用来表示支承球磨机各端的轴承,支承水泥窑炉中间支撑滚子的轴承。

Tube shaft 尾管轴

船上主推力轴系中的一段轴,它穿过船体里的尾管(见

Stern tube), 但它本身不带螺旋桨。

Tunnel bearing 管道轴承, 轴隧轴承

见 *Plummer bearing*。

Tunnel shaft 管道轴, 轴隧轴

一个过时的用来表示船上主动力轴系的术语。这术语起始于在船中部的机器, 当时有一个管道固定轴系并给尾管(见 *Stern tube*)和压盖(见 *Gland*)提供通道。

Turbulent flow 紊流

见 *Superlaminar flow*。

Turning 盘车

用外力使一台机器, 通常是原动机, 连续很慢地旋转或“倒转”。目的是为了装配、安装或防止热变形。也见 *Barring*。

Turning gear 盘车装置

为实现盘车操作(见 *Turning*)所提供的机械传动装置。也见 *Barring gear*。

Ultrasonic test 超声波试验

用一个探头对牢加衬的表面, 发出超声波振动来检查衬和背(见 *Backing*)粘结的连续性试验。回声波纹由阴极示波管吸收。如果粘结是连续的, 从轴承套的背部得到回声, 如果不连续, 则从衬和套之间界面得到回声。

Under cut 凹割



在一个表面和另一个表面垂直相交处, 即圆角(见 *Fillet*)过渡处切出一条凹槽。凹割的目的是: (a) 消除诸如曲轴那样有很高应力的零件的应力的集中(见 *Stress raises*); (b) 增加轴承的有效

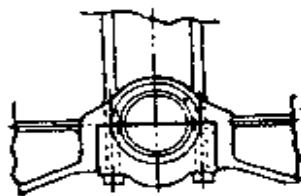
轴向长度,例如大端轴承往曲轴臂内开圆角槽。

Undersize bearing 尺寸过小的轴承

精加工到孔径小于标准尺寸的轴承,为了和在使用中已经磨损的轴颈、曲柄轴,或已经做小了的轴颈相配。这种轴承可以是精加工的(见 *Pre-finished bearing*) 或半精加工的(见 *Semi-finished bearing*)。

Underslung crankshaft 悬挂式曲轴

曲轴靠用螺栓固定在架子下部的轴承盖,从曲轴箱下部架子支承这根曲轴。也见 *Bedplate*。



Unidirectional load 方向不变的载荷

相对所考虑的轴承其作用方向不变的载荷或力。作用在旋转机器轴承上的载荷,如汽轮机转子,发电机轴上的载荷,通常方向不变,虽然可能载荷的大小要变化。

Varnish 积碳

润滑中由于燃料,润滑油、或轴承材料的有机成分的氧化和(或)聚合作用所产生的一种沉积物。较硬的沉积物称为胶结物(见 *Lacquer*),较软的称胶(见 *Gum*)。

Vertical bearing 竖直轴承

轴线为垂直的轴承。

Viscosity 粘度

它是流体、半流体或半固体物质抵抗流动的一种整体的性能。粘度有两种度量:

(a) 动力粘度 η ; 过去称为绝对粘度, 现在都不用这名字。
它按下式定义

$$\eta = \frac{\text{切应力}}{\text{切应变率}}$$

单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 或 Pas (国际标准); $\text{lbf}\cdot\text{s}/\text{in}^2 = \text{Reynold}$ (英国); $\text{dyne}\cdot\text{s}/\text{cm}^2 = \text{poise}(\text{cgs})$ 。普遍用的单位是厘泊 (cP), $1\text{cP} = 0.001\text{Pas}$ 。

(b) 运动粘度 ν ; 这是动力粘度和密度之比值, 在一定的温度和压力下而言。其单位是 $\text{m}^2/\text{s}(\text{SI})$; $\text{in}^2/\text{s}(\text{英国})$; $\text{cm}^2/\text{s} = \text{施}(\text{cgs})$ 。一般用厘斯 (cS), $1\text{cS} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。

商业上是用运动粘度而且通常是把一定体积的油流过一定尺寸和形状的孔所需要的多少秒时间来测定: 列氏粘度秒 (英国); 恩格尔数 (欧洲大陆); 赛氏通用粘度秒 (美国)。

Viscosity index 粘度指数

流体粘度随温度变化的一种常用度量。粘度指数越高则粘度随温度的相对变化越小。

Viscosity pump 粘性泵

该装置有一个通道, 其一边相对另一边作纵向滑动, 靠粘性的效能把流体顶着回压来输送。为实际应用方便, 它采用浅的圆周油槽设计在围绕旋转圆柱面的静止的元件上。它可能是一个独立部件或是和径向轴承联合为一件。流体流量随速度而增加。产生的压力随粘度和速度而提高。装置是简单且可靠的, 但机械效率很低。

Viscosity pump lubrication 粘性泵润滑

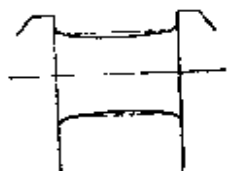
用粘性泵 (见 *Viscosity pump*) 对轴承表面供油。

Viscous friction 粘滞摩擦

见 *Fluid friction*

Waisted journal 凹型轴颈

这轴颈(见 *Journal*) 的轴向轮廓中间直径比两边的直径小。



Wall, Walled 轴承壁

轴瓦的轴承孔和轴承背之间厚度。

也见 *Medium-walled bearing*, *Rigid-walled bearing*, *Thick-walled bearing*, *Thin-walled bearing*。

Wall thickness 轴承壁厚

从轴承孔到它的外径量一个轴承或轴瓦的半径厚度。

Washer 垫圈

见 *Thrust washer*。

Water-cooled bearing 水冷轴承

冷却的介质为水, 水经过水箱, 蛇形管或冷却器(见 *Cooler*) 进行循环。也见 *Cooling*。

Water-jacket cooling 水箱冷却

轴承箱体隔出一部分单独的水箱, 靠近油池, 通过这儿的循环水带走油中的热量。

Wear 磨损

由于表面相对运动使物体的运动表面逐渐丧失物质。磨损通常是有害的, 但适度的磨损也可能有益, 例如跑合过程(见 *Running in*)。也见 *Abrasion*, *Adhesive wear*, *Cavitation erosion*, *Erosion*, *Fluid erosion*, *Fretting*, *Galling*, *Ploughing*, *Scoring*, *Scuffing*, *Seizure*, *Smearing*, *Spalling*。

Wear-down gauge 磨损量规

一种测量规, 在静止时经过箱体或轴承座插进轴承来

测量轴的位置以确定经过一个时期的在轴承中的磨损是否有变化。这种量规可以是千分表类型或可用一个简单的杆规(见 *Poker gauge*)。

Wear rate 磨损率

发生磨损(见 *Wear*)的速率。可以测量单位时间内,单位滑动距离,在任一次数的旋转或振荡内,材料脱落的数量或尺寸的改变量。测量条件和单位应该确定好,这很重要。

Weatherproof closure 防水罩

配在露天工作轴承上的罩,为了防雨,防雪和防灰尘,其上经常是积了厚厚的灰尘。

Wedge 楔

见 *Oil wedge*。

Whirl 涡动

见 *Oil whirl*。

Whitemetal 白合金

锡或铅和铜与铟的合金,有时为了改善它的强度和组织以适用于轴承材料再加些其它元素,例如镍,镉。(同 *Babbitt metal*)

Wick lubrication 油绳润滑

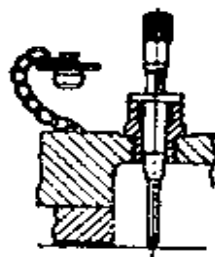
见 *Syphon lubrication*。

Windage shield 挡风板

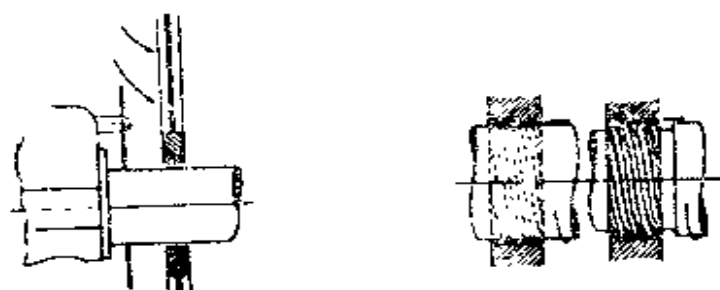
一道壁,通常是平的薄板材料,轴穿过去并维持一个很小的间隙,它置在轴承箱体和机器之间为防止机器转动产生气流而把油或油雾从轴承里抽出。

Wind-back seal 风泵密封

一个固定或常常浮动的密封圈(见 *Oil sealing ring*),它的内孔有几圈螺旋槽,利用粘性作用使流体沿轴线方向



流动。这是用来防止轴承漏油，自然只能用在单方向旋转的轴。



Wiping 涂抹
见 *Smearing*。

Wire-wool damage 细毛状损伤

在白合金轴承表面形成一种硬的黑白结疤，它对轴引起机械加工式的损伤，严重的可能产生长长的纤维状，像是轴上长出钢毛。其原因不太清楚，但是被认为是杂质跨在油膜间隙之间滚轧出来的。这现象一开始就自己传遍开。它最经常发生在铬钢(3-Cr%，0.5%Ni)轴，由于轴的材料和高温下的油形成碳化物。但是它能在广泛的各种钢材与铝青铜轴颈和白合金发生。

Withdrawable sterngear System 能缩回的尾部装置

这种装置允许尾部轴承和密封缩回到船体内，为了便于检查和安装，避免非得上码头或倾翻船身不可。也见 *Sterngear*。

Wrapped bush 卷制轴瓦

360° 的轴承，有一条轴向或倾斜的接缝线，它是将平的坯料压制、滚轧而成的。

Wrist-pin bearing 肘节销轴套

这种轴承是支承一根摆动的轴或其它元件。(同 *Knuckle-pin bearing*)