

郭大威 徐桢基 顾敦清 祝文傲 编著
机械工业出版社

滑动轴承的 失效分析

HUADONGZHOUCHENGDE
SHIXIAOFENXI

7.31



内 容 简 介

本书是一本论述滑动轴承失效分析和提高寿命的专著。简要阐述与失效有关的滑动轴承的基本概念及术语，着重介绍滑动轴承的各种失效形式、失效分析的基本过程和方法，影响失效的各种因素，并通过几种具体的失效实例示范加以说明。书末附录中列表说明各种滑动轴承失效形式的成因及应采取的改进措施。

本书可供与滑动轴承有关的各种机械设计、机械制造、金属材料、工厂试验室、机械使用与维修、拖拉机和内燃机使用与维修等工程技术人员、工人和高等院校师生参考。

滑动轴承的失效分析

郭大威 徐楨基 顾敦清 祝文傲 编著

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092 1/32·印张 5·字数 107 千字
1985年8月北京第一版·1985年8月北京第一次印刷
印数 0,001—8,100·定价 1.25 元

统一书号：15033·5944

前 言

随着科学技术的迅速发展，新型机械层出不穷，工作环境也日趋严酷。在此情况下，因设计、选材、制造及使用等种种原因，常常会造成零件提前失效和机械损坏。为了找寻零件失效的原因，必须对失效零件进行全面调查，通过各种试验，找出失效的根本原因，以便采取措施，从而提高零件的寿命和机械的可靠性。上述方法就叫做失效分析。

滑动轴承为机械的基本元件，应用极广，而其失效可造成巨大的损失，因此，对滑动轴承的失效进行分析具有较普遍的意义。目前国内概述失效分析的书籍已出版不少，然而专论滑动轴承失效分析的却不多见。偶有这类文章，也多散见于期刊杂志。有鉴于此，特编此书，供滑动轴承设计、制造和使用人员，以及失效分析工作人员和高等学校学生参考。

本书内容总结了作者在滑动轴承失效分析工作中的经验，并参考国内外各种期刊和书籍的有关论述。书末附有主要参考书目。我们谨向所有被引用文献的作者致以深切的谢意。

作者

目 录

第一章 滑动轴承概述	1
第一节 滑动轴承的结构和术语	1
第二节 滑动轴承的润滑	3
第三节 滑动轴承的设计	6
一、滑动轴承的设计参数	6
二、轴承特性数	7
三、滑动轴承的设计要点	9
第四节 滑动轴承的材料	11
一、滑动轴承材料的特点	11
二、影响滑动轴承的选材因素	13
第五节 滑动轴承的制造	17
第二章 滑动轴承失效的基本形式	18
第一节 磨损失效	18
一、磨损的分类和机理	19
二、滑动轴承的实际磨损形式	21
第二节 疲劳失效	30
一、滑动轴承疲劳失效概述	30
二、滑动轴承疲劳失效机理	31
三、滑动轴承疲劳失效的特征	36
第三节 腐蚀	36
一、电解质腐蚀	37
二、有机酸腐蚀	38
三、其它的腐蚀	39
第四节 气蚀	44
一、气蚀形成的机理	44
二、影响气蚀的因素	45

三、气蚀的特征	47
第五节 微动腐蚀磨损	50
一、微动腐蚀磨损机理	50
二、影响微动腐蚀磨损的因素	51
三、滑动轴承微动腐蚀磨损特征	52
第六节 腐蚀疲劳	53
第七节 其它失效形式	54
一、热脆失效	54
二、脱壳失效	55
三、气孔和夹杂	58
四、铅渗出(或称铅汗)	57
第三章 滑动轴承的失效分析方法	59
第一节 背景资料和失效实物的收集	61
第二节 宏观检查	63
第三节 金相分析	65
一、金相试样的制备	66
二、常用轴承合金的金相组织	72
三、金相分析方法在滑动轴承失效分析中的应用	79
第四节 电子金相分析	81
一、透射电子显微镜的应用	81
二、扫描电子显微镜的应用	82
第五节 嵌入颗粒的分析	91
第四章 影响滑动轴承失效的因素	94
第一节 轴承设计的影响	94
一、轴瓦合金层厚度的影响	95
二、工作表面几何形状的影响	97
三、轴承宽度的影响	98
四、油路位置的影响	99
五、轴瓦过盈度的影响	99

- 六、轴承工作间隙的影响..... 100
- 第二节 轴承选材的影响..... 101
 - 一、衬背材料..... 101
 - 二、主合金层材料..... 102
 - 三、镀层合金材料..... 102
- 第三节 轴承制造因素的影响..... 103
 - 一、合金材质的影响..... 103
 - 二、加工的影响..... 105
 - 三、装配的影响..... 111
- 第四节 使用方面的影响..... 112
 - 一、异物的影响..... 112
 - 二、润滑不良的影响..... 116
 - 三、过载的影响..... 116
 - 四、工作温度的影响..... 117
 - 五、工作环境的影响..... 118
- 第五章 滑动轴承失效分析实例..... 119
 - 例一 因快速启动、润滑不足而引起的柴油机连杆大端轴承的失效..... 119
 - 例二 不锈钢轴承在海洋环境中的腐蚀疲劳失效..... 122
 - 例三 因润滑不良而引起机车发动机三层金属轴承的疲劳和热脆失效..... 123
 - 例四 因轴颈镀铬层有微裂纹而引起的巴氏合金轴承的失效..... 126
 - 例五 因曲轴箱变形而引起柴油机三层金属轴承的失效..... 128
 - 例六 因电流腐蚀引起的发电机轴承的失效..... 129
 - 例七 因连杆和活塞销刚性差而引起柴油机连杆小端衬套的失效..... 132
 - 例八 因材质不佳而引起的柴油机连杆小端衬套的失效..... 133

例九 因加工不当油路阻塞引起大型柴油机连杆轴承的 失效	133
结束语	137
附录 滑动轴承失效的原因和改进措施表	139
参考文献	147

第一章 滑动轴承概述

滑动轴承是用来支承轴类零件并使承载面间能作相对滑动的机械元件。因此，所有滑动轴承工作时的共同特点是转轴表面相对于轴承表面有滑移运动。

第一节 滑动轴承的结构和术语

滑动轴承一般由壳体（轴承盖和轴承座）、轴瓦、润滑系统和密封装置组成，如图1-1所示。壳体和轴瓦可做成整体式也可做成剖分式，后者具有安装和调整方便的优点。图1-2为带凸缘的和平直的两剖分式轴瓦。滑动轴承壳体一般用铸铁、钢或铝合金制成，轴承则用减磨合金制成。为了同时获得高承载能力和良好的摩擦学性能，轴瓦还有二层金属和三层金属两种结构。

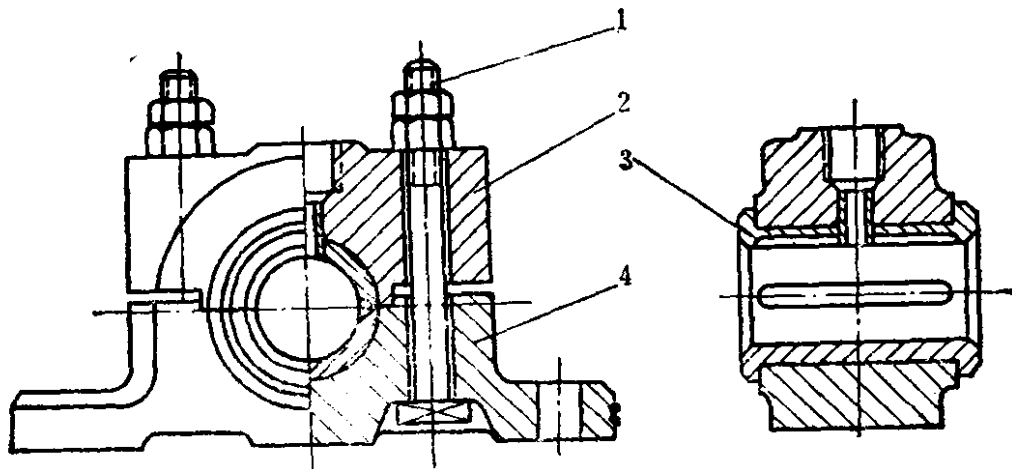


图1-1 滑动轴承结构的一般形式

1—螺栓 2—轴承盖 3—剖分轴瓦 4—轴承座

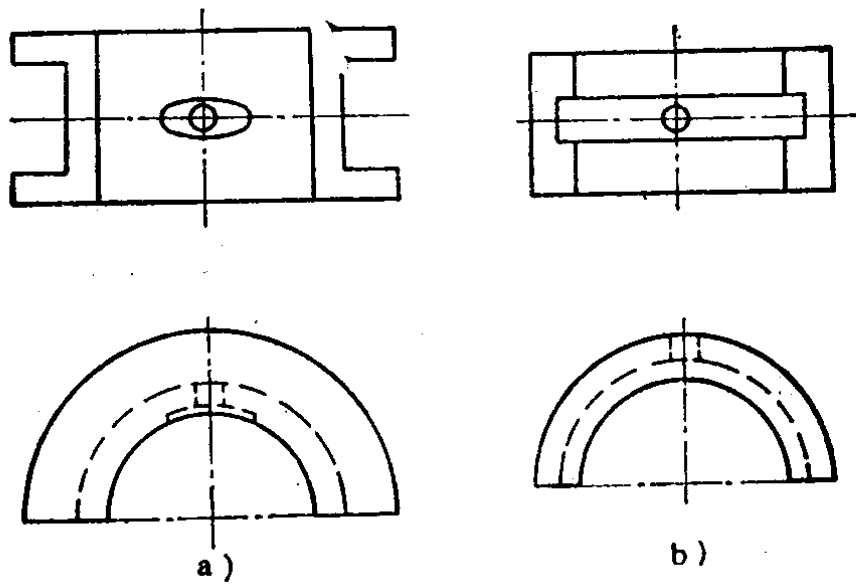


图1-2 带凸缘的和平直的剖分式轴瓦

a) 凸缘的 b) 平直的

滑动轴承常用的术语及其代号示于图1-3。图中轴承半径 R 和轴颈半径 r 之差称为半径间隙 c ； e 称为偏心距，等于轴承中心和轴颈中心间的距离； h_{min} 称为最小油膜厚度，它位于轴承和轴颈中心的连线上； α 称为轴承包角； h 是轴承其它各点上油膜的厚度。

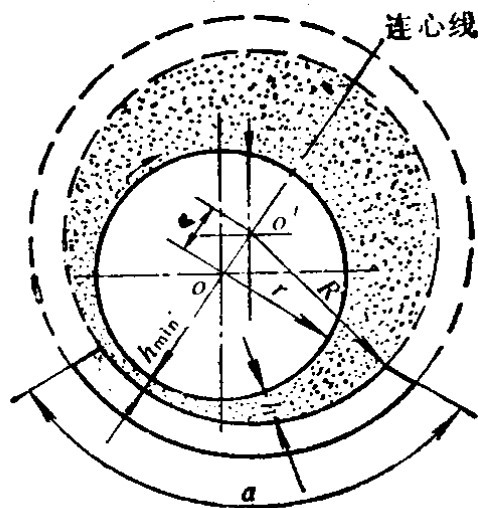


图1-3 滑动轴承的术语及其代号

第二节 滑动轴承的润滑

由于滑动轴承工作时轴承表面和轴颈表面间有相对滑动。为减少摩擦、磨损和因摩擦引起的发热，轴承必须用油类或脂类润滑剂进行润滑。滑动轴承的润滑形式有以下四种。

1. 流体动力润滑

它依靠轴颈转动所造成的流体动压形成的油膜将轴承和轴颈表面分隔，使金属和金属不发生直接接触，并用流体的压力平衡外载荷。流体动力润滑又称全膜润滑。

2. 流体静力润滑

它依靠外界供给有一定压力的流体形成油膜，借助流体的静压力平衡外载荷，使轴承和轴颈表面分隔，不发生金属和金属直接接触。流体静力润滑与流体动力润滑不同，流体静力润滑不一定要求轴承和轴颈间有相对转动。当设计转速低或静止，或要求摩擦阻力极小时的轴承应考虑流体静力润滑。

3. 边界润滑

当轴承表面积不够大、轴的转速低、润滑油供应不足、外载荷增加或润滑油因温升而粘度下降时，都难以获得流体动力润滑。这时，在轴承和轴颈表面最大的不平度处往往仅由几个分子层厚的润滑剂加以分隔。这种润滑状态就叫边界润滑状态，从流体动力润滑到边界润滑的过渡常是逐渐发展的。可能一开始是二者的混合润滑状态，然后随二表面进一步移近，逐渐进入边界润滑状态。流体动力润滑的轴承在起动、停车、倒车或过载时都会出现边界润滑状态。

4. 固体膜润滑

使用石墨或二硫化钼一类的固体润滑剂，可使轴承在极高的温度和载荷、极低速度、低温及真空等特殊条件下工作。依靠固体润滑剂结晶结构的层状特性减少摩擦，以进行润滑。目前正在努力研制各种复合轴承材料，使它不但具有低的磨损率，而且还有低的摩擦系数。

大多数重要滑动轴承的润滑都依赖于流体动力作用，它首先受润滑油粘度的影响。流体动力润滑时，粘附于轴承和轴颈表面的润滑油被带入二者之间的间隙内。由于轴承和轴颈间存在偏心距，使间隙沿转动方向逐渐变小，形成收敛油楔，同时产生足够大的油压，分隔轴承和轴颈表面并平衡外载荷（图1-4）。由收敛油楔形成的最小油膜厚 h_{min} 的位置取决于轴承的宽径比 (b/d)、半径间隙、轴的转速、润滑油粘度和载荷大小。例如，增加载荷，降低油的粘度和轴的转速都可使最小油膜 h_{min} 所在的位置向下移动。

滑动轴承内开有油孔、油槽和油腔，以供应润滑油。油孔用来供应润滑油；油槽用来输送和分布润滑油；油腔可使润滑油沿轴向均匀分布，并起着贮油和向轴承承载区稳定供油的作用。油孔和油槽的形状与位置影响轴承中油膜压力分布情况。如果油孔和油槽安排在油膜承载区，将降低轴承的承载能力。因此应将油孔和油槽安排在油膜的非承载区。轴向油槽应较轴承宽度稍短，以免油从油槽端部大量流失。常见

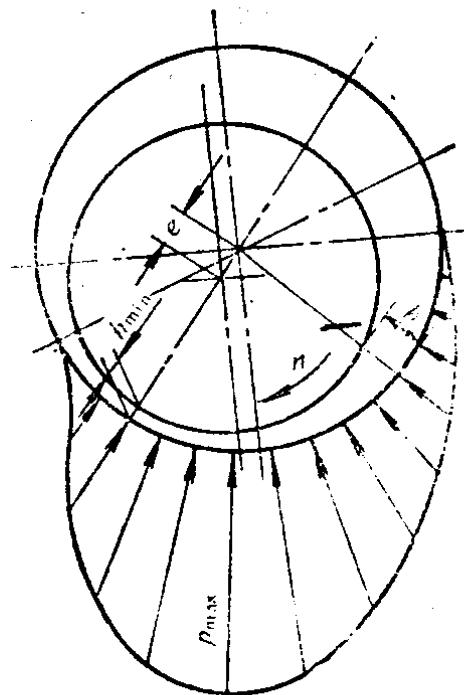


图1-4 收敛油楔

的油孔和油槽见图1-5。

在流体动压润滑轴承所产生的热量不易由润滑油流带走

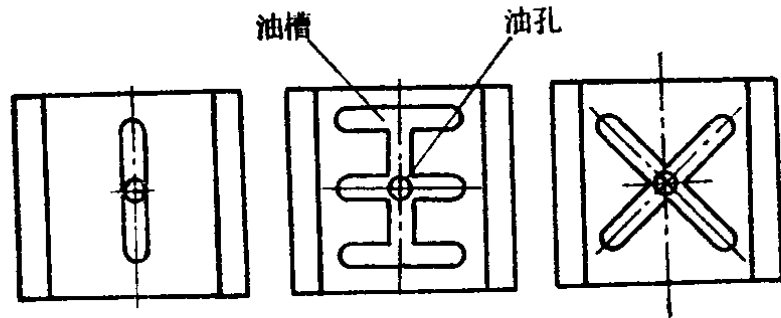


图1-5 油孔和油槽（非承载区轴瓦）

的情况下，必须采用压力供油，以增大润滑油流量，获得最大的冷却效果。压力供油所用的润滑系统也由油槽和进油孔组成。油槽沿轴承圆周分布，并常位于轴承宽度的中心；进油孔则常开在轴承承载区的对面。油槽使原来的轴承分为二个半轴承，每个半轴承都具有较小的宽径比 (b/d)。油槽又使轴承的压力分布曲线分为二叶(图1-6)，并使最小油膜厚度减小。由于开油槽的轴承排出的润滑油成倍地多于无油槽的轴承，从而大大加快散热速度，降低轴承工作温度，使之能在无过热的情况下承受更大的载荷，所以上述措施得以

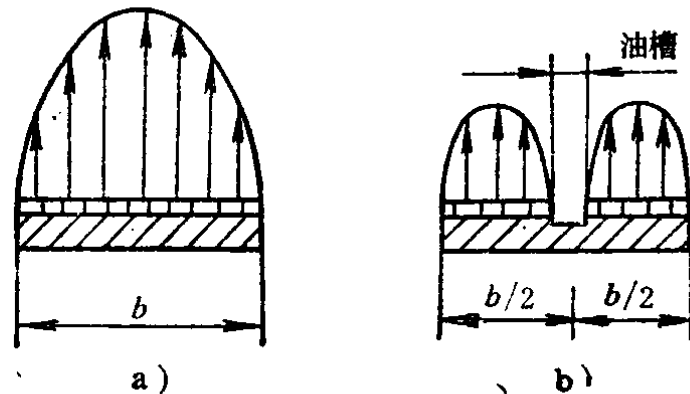


图1-6 开油槽轴承的压力分布

a) 无油槽时油膜压力 b) 有油槽时油膜压力

采用。

滑动轴承的润滑剂依轴承材料、工作温度及润滑状态而不同。

高温下工作的轴承，如用青铜或铜铅合金作轴承材料，最高温度可达 315°C ，此时可用硅化物作润滑剂。

在边界润滑中，润滑油的化学成分比其粘度更重要。边界润滑常用的润滑油是动物油或植物油和矿物油的混合物。混合物中含有脂肪酸（如硬脂酸、棕榈酸、油酸等），能形成物理吸附膜和化学反应膜，可以大大降低边界润滑表面的摩擦系数。当使用温度 $>120^{\circ}\text{C}$ 时，含有脂肪酸的边界膜常会破裂，导致轴承和轴颈金属直接接触。为改善这一情况可在润滑油中加入氯化酯或磷酸三甲苯酯一类化学物品制成的极压添加剂。它们在工作表面形成一层有机膜，能在高温下运转。但由于这类物品的腐蚀性，所以也增加了滑动表面产生过度腐蚀的可能性，使用时应严加注意。

小尺寸轴承和推力环大多数在边界润滑中运行，因此改善整体轴承材料能使其寿命大大增加。粉末冶金轴承由于具有多孔性，油能渗入其中，因此可在启动时提供一些润滑剂。与此相似，有时也用小球在轴承表面压成小凹坑，以备在轴颈静止时贮存润滑剂。此外，也可用工具压凹轴承壁，并在其上充填石墨，以减少摩擦。

第三节 滑动轴承的设计

一、滑动轴承的设计参数

滑动轴承的设计参数可分为二类。第一类是给定的或由设计人员控制的参数，如压强 p 、轴的转速 n 、轴颈半径 r 、半径间隙 c 、包角 α 和轴承宽度 b 、润滑油粘度 μ 等。第二类是

从属的参数,也就是受第一类参数控制的参数。如最小油膜厚 h_{\min} 、轴承温升 Δt 、摩擦系数 f 和润滑油流量 Q 等。第二类参数往往都有一个极限值,它们的大小取决于所用轴承材料和润滑油的性质。设计时,先规定第二类参数的极限值,再决定第一类参数的数值,最终应确保第二类参数都在事先规定的限值范围内。

二、轴承特性数

滑动轴承的工作特性可用各种工作特性数来表征。由于索氏数计算式中含有由设计人员控制的变量,而且又是一个无量纲参数,所以获得了最广泛的应用。索氏数的计算式如下所示

$$s = 10^{-6} \frac{\mu n}{p \psi^2} \quad (1-1)$$

式中 μ ——润滑油粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

n ——轴转速 (s^{-1});

p ——平均压强 (MPa);

ψ ——轴承相对间隙, $\psi = \frac{c}{r}$ 。

在流体动力润滑状态下,评价轴承性能好坏的一个重要参数是最小油膜厚度 h_{\min} 。当 h_{\min} 小于规定的安全限值时,过载下就有发生轴承和轴颈间金属直接接触的危险,而且油膜太薄时,也无法使油中存在的细小异物通过油膜间隙。润滑油的流量与油膜厚度有关,油膜太薄,油量过小,就可能导致温升过高,引起轴承失效。最小油膜厚度常用下式表示

$$h_{\min} = c(1 - \varepsilon) \quad \text{或} \quad \frac{h_{\min}}{c} = 1 - \varepsilon \quad (1-2)$$

式中 ε ——轴承和轴颈的偏心率, $\varepsilon = \frac{e}{c}$;

$\frac{h_{\min}}{c}$ ——最小油膜厚度系数。

最小油膜厚度 h_{\min} 是索氏数的函数，且随索氏数的增大而增大。图1-7为四种轴承宽径比下，最小油膜厚度系数 $\frac{h_{\min}}{c}$ 或偏心率 ε 与索氏数的关系曲线。确定索氏数后就可从该图求出最佳 h_{\min} 或 ε 值。由这二个最佳值限定的边界间的区域可作为推荐的轴承工作区间。一般，轻载轴承常在较大的索氏数下工作，重载轴承则常在较小的索氏数下工作。

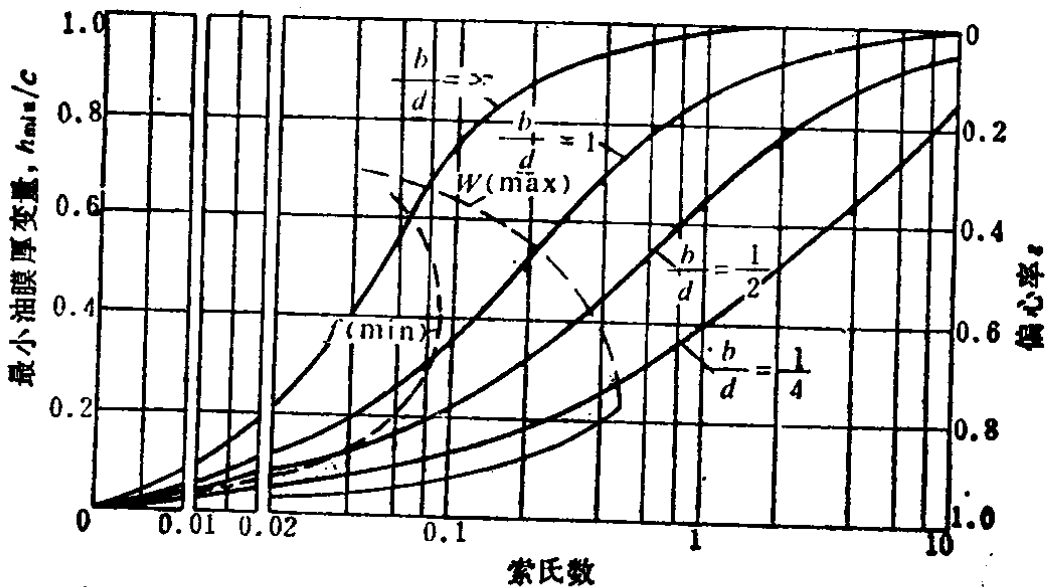


图1-7 四种轴承宽径比下 $\frac{h_{\min}}{c}$ 和 ε 与索氏数的关系曲线

左边界表示最小摩擦 $f(\min)$ 时的最佳 h_{\min} ;

右边界为最大载荷 $W(\max)$ 时的最佳 h_{\min}

由于索氏数与轴颈半径、半径间隙、油的粘度、转速和载荷有关，所以也可用它来求证具体的工作条件是否对滑动轴承的工作产生不利的影响。例如，当轴承失效时，可按实际参数计算索氏数，然后利用图1-7进行检验，即可确定该轴承的适用性。

三、滑动轴承的设计要点

1. 确定轴承的直径和宽度

轴承的直径和宽度取决于轴承必须承受的压强的大小，因此必须先确定压强数值，然后据以选取适当的轴承直径和宽度。各种轴承常用的压强范围，见表1-1。

表1-1 径向轴承常用的压强范围

用 途	压 强 (MPa)	
柴 油 机	主 轴 承	6~12
	曲 柄 销	8~15
	活 塞 销	14~15
电 动 机	0.8~1.5	
汽 轮 机	0.8~1.5	
齿 轮 · 减 速 器	0.8~1.5	
汽 油 机	主 轴 承	4~5
	曲 柄 销	10~15
空气压缩机	主 轴 承	1~2
	曲 柄 销	2~4
离 心 泵	0.6~1.2	

2. 确定半径间隙

半径间隙与轴承材料、加工精度和轴承与轴颈的相对转速有关。初步设计时一般可取表1-2所列值。铸造青铜轴承的径向间隙推荐值示于图1-8，在实际使用中可作适当修正，允许存在20%的偏差。

轴承的最优化设计应使轴承既能承受最大载荷，又能保证最小的功率损耗。在流体动力润滑状态下，优化设计是由

表 1-2

材 料	最大间隙比($r/c=1/\psi$)
铅 基 和 锡 基	600~1000
铜-铅	500~1000
铝	400~500

润滑油的种类、牌号和与润滑油相适应的载荷、转速、直径、宽度及半径间隙来保证的。当这些值选得不好，或在制造和使用过程中对其控制不当，就可能造成油膜太薄、供油不足、轴承过热而失效。半径间隙 c 在加工时，一般较难精确控制，而且在使用中也可能因磨损而变大。所以设计人员必须考虑，使用中的磨损会使半径间隙增大而引起轴承性能变化的因素。一般先求出半径间隙 c 与温升 Δt 、最小油膜厚度 h_{\min} 、热量 H 和润滑油流量 Q 的关系，然后绘成如图 1-9 所示的曲线，据以作出最优化设计。考虑到轴承的制造公差和使用中的磨损，一般常将半径间隙值选在图示最小油膜厚

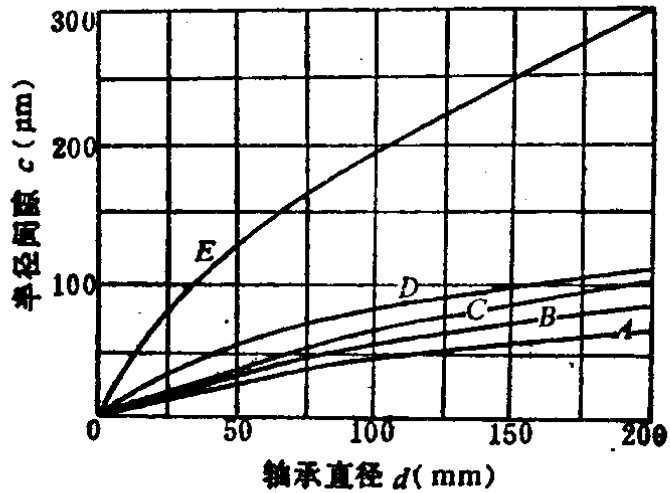


图 1-8 铸造青铜轴承的半径间隙推荐值

A—硬化并磨光的钢制精密主轴，轴承为经研磨的铸造青铜(表面光洁度 ∇_9)，表面速度 $< 3\text{m/s}$ B—主轴、轴承同上，表面速度 $> 3\text{m/s}$ C—电机或类似机械的磨光轴颈，轴承为经拉削的铸造青铜(表面光洁度 ∇_8) D—经车削或冷轧的一般钢制轴颈，轴承为经镗铰的铸造青铜(表面光洁度 ∇_7) E—车削或冷轧的低精度轴颈，轴承为铸造青铜(表面光洁度 ∇_6)

能变化的因素。一般先求出半径间隙 c 与温升 Δt 、最小油膜厚度 h_{\min} 、热量 H 和润滑油流量 Q 的关系，然后绘成如图 1-9 所示的曲线，据以作出最优化设计。考虑到轴承的制造公差和使用中的磨损，一般常将半径间隙值选在图示最小油膜厚