

# 机修手册

(修订第一版)

第七篇 设备的润滑

中国机械工程学会  
第一机械工业部 主编



机械工业出版社

## 第四章 典型零部件和设备的润滑

### 一、滑动轴承

#### (一) 滑动轴承的分类和性能

轴承特别是主轴轴承常是机器设备的关键部件。机器的运行质量或机床加工精度和轴承都有密切的联系。而轴承又往往是负荷（比压）极大和运行速度最高，容易磨损和出故障的部件。工厂维护润滑部门最常遇到的常是轴承特别主轴轴承的问题。为了维修或改造设备轴承，保证精度和效率，并减少频繁的故障，有必要对各种轴承的维护和润滑进行认真的了解和比较。

滑动轴承可承受径向或轴向的负荷。一般作径向转动，但也有作直线运动的滑移轴承。负荷较小转速较低或只间断运动的滑动轴承可在无润滑条件下运转，但增加润滑常能改进其运转的性能。

滑动轴承随负荷和速度的提高而相应提高其对润滑的要求。

滑动轴承从原始的简单套环发展到现有构形极其复杂的汽轮机轴承。因需适应千万种机械结构和其工作特性，而又难于制定标准的办法。故其种类和型式异常繁多，可以按不同的方法加以分类。

#### 1. 滑动轴承的分类

1) 按轴承的负荷方向可以分为：

- ① 径向轴承；
- ② 止推轴承；
- ③ 径向止推轴承。

2) 按轴承润滑的方法可以分为：

- ① 干摩擦(或边界摩擦)轴承；
- ② 油浸(粉末金属)轴承；
- ③ 液体动压轴承；
- ④ 液体静压轴承；
- ⑤ 气体动压轴承；
- ⑥ 气体静压轴承。

3) 按所用润滑材料分类：

- ① 液体润滑轴承(油、水等)；
- ② 脂润滑轴承；
- ③ 气体润滑轴承(空气、氮气、CO<sub>2</sub>)；
- ④ 固体润滑轴承；
- ⑤ 无润滑轴承(干摩擦)。

#### 4) 按轴承材料分类:

- ① 金属轴承: a. 合金轴承; b. 铸铁轴承; c. 烧结金属轴承。
- ② 非金属轴承: a. 合成树脂轴承; b. 木材、橡胶、石墨等轴承。

### 2. 各种滑动轴承的结构和性能

(1) 干摩擦(边界摩擦)或自润滑轴承 这类轴承一般采取简单的圆筒形轴瓦或制成平面形垫圈。在边界润滑轴承上可利用油沟对承载负荷的表面提供润滑油脂。轴承材料及其规格尺寸以及应用的润滑材料三者是这种轴承工作性能的决定因素。其中轴承材料和润滑材料均对负荷能力有重要的影响。而轴承的尺寸则应使轴承和润滑材料所受比压和速度在其限制的范围内。这种轴承的性能很难找出准确的数据,故采用时应留有较大的安全系数。

这种轴承破坏的主要原因是过热。如认为轴承材料的摩擦系数不变,则轴承比压 $P$ (负荷/轴承面积)和滑动速度 $V$ (转/分 $\times$ 轴承内圆直径)为其两个控制的要素。这两个因素的组合( $PV$ )即为所产生热的大约指标。这一因素即可以用于选择轴承材料及其尺寸。

自润滑材料的安全最大 $PV$ 值已从实验加以确定,并编入各种资料或书籍中,可以加以应用。但多数自润滑材料的 $PV$ 值在不同速度和不同负荷范围内并不一定是常数,必须加以注意。如在低比压和低速度工作的大轴套的 $PV$ 值适用的轴承材料,并不适用于高比压低速度下工作的小轴套上。大型轴承的散热特性与小轴承的情况也大有差别。

多种自润滑材料特别是塑料的摩擦随速度或压力而有所变化。例如聚四氟乙烯的摩擦系数就随压力的增加而有降低。

用油或脂的边界润滑轴承的可靠标准是其最大的应力。多数这种轴承装置常在低速范围内工作,因之轴承应力成为更重要的因素。

在动压轴承上加大负荷或降低速度后,油膜会减少厚度而进入边界润滑,甚至干摩擦的范围内,其摩擦系数的显然增大便是直接受轴承材料的影响。

边界润滑的规律现在还难于准确掌握,故动压和静压轴承已可以通过数学分析进行设计,但边界润滑轴承只能在实验数据的基础上加以应用,但边界润滑从何处开始和范围大小很难规定。其起点显然和表面光洁度、磨合程度与表面化学反应都有关。一般在低速、重负荷、间歇摆动、润滑不良的轴承上最多出现。许多轴承还可以从边界润滑开始而在一定的磨合期之后变为液体动力润滑。如能预见是边界状态,则必须特殊考虑,选好润滑和轴承材料。

干膜和自润滑轴承这类轴承不用外源的油脂润滑,但把润滑材料加入轴承材料的内部或其表面上成为它的一部分同样起到润滑的作用。固体润滑材料如石墨、二硫化钼和二硫化钨等利用有机和无机粘结剂(干膜)加在轴承表面上。某些轴承材料原来就是自润滑材料,如氧化锆和碳-石墨等。所有普通的滑动轴承除枢纽轴承外,都能利用自润滑或干膜润滑。

(2) 含油轴承 这类轴承一般是由粉末冶金法制成的,即用极细小的金属粉末在精密模具中压制成各种需要的形状,并在低真空中烧结而成。这样制成的烧结金属零件具有较高的强度和刚度,并包含有无数互相交连的空洞和沟道。后将这些孔穴和沟道浸渍润滑油,而起到自润滑作用。按照金属粉末的不同紧缩程度,其松孔率在20~40%的范围内。松孔的大小则按金属粉的粒子大小而异,大约为1~30微米,难用肉眼看出来。

这样的轴承多半应用在不太重要的并在边界润滑条件下工作的部件。轴承表面仅由一极薄的油膜所分开。只要能长期维持轴承的低温度,就不会有快速的破坏。轴和轴承表面粗糙度凸峰受到连续挤轧而脱落,特别是在磨合过程中挤轧脱落更为迅速。这些油还有掩护表面

损伤的作用。轴承空穴沟道因填充了磨下的金属微粒，而使油所占位置逐渐缩小。而且由于金属的催化氧化作用的加强，需要用新油来替换，轴承也应同时清洗净化，以恢复其润滑的作用。

含油轴承的主要优点为易于制备大量廉价的各种标准尺寸零件。它不需要准备油沟、油杯、供油管道等，同时也不用毡垫、毛线，还不致有滴落油到产品上去的危险。

含油轴承由于松孔的结构，其强度远低于整体的金属轴承。在过重的静负荷或冲击负荷时，常会超过其流动限而被压缩致使其运行间隙有所增加。由于它的松孔的结构，在装配时只能挤压入座孔而不能用锤击打。在装入之后，不应再加工或拉孔铰孔。任何金属切削作用都会造成表面松孔的封闭，影响自润滑的性能。如在装配后必须加大孔径时，只能用钢球或锥形扩孔器扩孔，但一次不得超过0.001毫米。

外国高温度对含油轴承有不利影响。轴承所含的油在高温下会迅速氧化变质，所生成的胶质会起堵塞松孔的作用，因此轴承便迅速磨损而失去其精度。

这种轴承的寿命，工作周期起动和运行力矩均较干摩擦轴承为优，其寿命与油的寿命有密切关系。如其所含的油已变质或干涸，轴承就会快速磨损。表4-1-1为粉末冶金金属含油轴承的标准PV范围。

表4-1-1 金属含油轴承的标准PV范围(公斤/厘米<sup>2</sup>)

材 料	PV	静 负 荷 P (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	动 负 荷 P (公斤/厘米 <sup>2</sup> )	V(米/分)
青铜	1140	550	140	400
铝-青铜	1800	240	55	500
铜-铁	800	1400	270	75
可淬硬的钢铁	170	3400	550	12
铁	68	680	200	140
青铜-铁(少量青铜)	80	680	170	270
铝-铁	114	270	68	270
铝	114	270	140	400

(3) 液体动压轴承 如图4-1-1所示，液体动压轴颈轴承在承荷受压时，其轴颈轴心会从轴承轴心移动偏心 $e$ 的距离，在理想的情况下，轴颈轴线没有扭曲而纯是径向的移动。轴颈的转动把间隙里的油卷进收缩的半圆楔里。由于收缩圆楔面积的减少而流动的油量不能改变，必然造成挤压而使油压增高，以支承受荷的轴并使其轴心飘浮到与负荷方向成 $\theta$ 角的平衡位置。这时与加荷轴线成 $\theta$ 角位置的油膜厚度 $h_0$ 最小。油的流动即沿轴颈转动的圆周方向，又沿轴线向两端外流。当油进入间隙的圆楔时，油膜压力就增大，而油通过最小间隙 $h_0$ 后，间隙逐渐增大而压力就降低。轴承进油如有压力，则在扩大间隙的一侧油膜仍不致中断。否则，这一侧将无连续的油流。

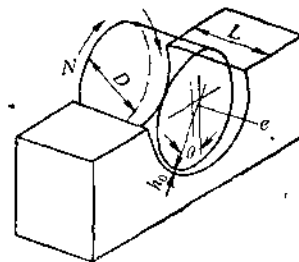


图1-1-1 动压轴颈轴承的几何形状

轴颈轴承设计常要求最适当的轴承间隙，瓦块长度、进油沟型和供油的速率。液体动压方程能提供在一定负荷情况下轴承的压力分布及其油膜最小厚度。但如不采用电子计算技术，则方程的解，将是极其繁琐费时的。一般设计时常采用从动压理论方程导出大量的图表以简化计算的手续。这种

方法对多数设计课题已足够准确。

用矿物油润滑的轴承，最高工作温度不宜超过  $50\sim 80^{\circ}\text{C}$ 。算出的温度并不反映轴承中的最高温度，为了安全，最好把轴承温度限制在  $50^{\circ}\text{C}$  以内。这对冷却效果不好的无压给油轴承特别重要。计算的轴承温度如果过高，则应考虑冷油措施，而将润滑油泵送出外冷却。

如轴承需要的油量已经决定，还须核算这一油量是否能泵送通过轴承的间隙。

轴承最小间隙，须按两配合表面的粗糙度和两轴承的同轴度以及轴可能的弯曲而加以规定。

如轴颈偶然飘移而不退回在轴承中建立的平衡位置时，就出现液体动压的不稳定状态。这时轴颈除围绕其自身的轴线旋转以外，其轴心还以低于其一半的速度围绕轴承轴心而蜗旋转动，甚至由于共振而产生冲击和振动。这种不稳定性称为半频油膜激振。这种激振常出现在轻负荷高速度以及无径向负荷（自重）的垂直轴颈轴承中。这种轴颈激振的幅度可小到无法察觉或大到严重破坏轴承。

从图 4-1-2 中可以大约估量油膜激振的范围。图中左下角偏心率低（低负荷）和轴承特性较低的轴承最易出现油膜激振。如轴承速度、轴颈直径和承受负荷均已肯定，减小轴承长度和润滑油粘度就能加大轴承的稳定性。如仍不能消除这种激振，还可以改用自动调位的多油楔轴承。

轴承刚度和其阻尼能力对机器振动及其临界转速均有重要的影响。动压轴承的油膜刚度比较高，而对振动的阻尼能力也较强。在有冲击振动的地方，动压轴承较之滚动轴承和干摩擦含油轴承具有更好的使用性能。

图 4-1-3 是一种斜垫止推轴承，其动压的作用来自平面上预加的楔形间隙。这种楔隙在轴端面按其楔形收缩的方向回转时，同样有形成动压油楔隔离轴端面和轴承表面接触的止推作用。

(4) 液体静压轴承 轴颈轴承和止推轴承均可做成液体静压轴承。图 4-1-4 ~ 4-1-6 由外在压力油源、限流装置、瓦块和油隙等组成的液体静压轴承示意图和系统图。

静压轴承的工作性能（轴承刚度、摩擦特性及供油流率等）都能预加计算。其优点有：

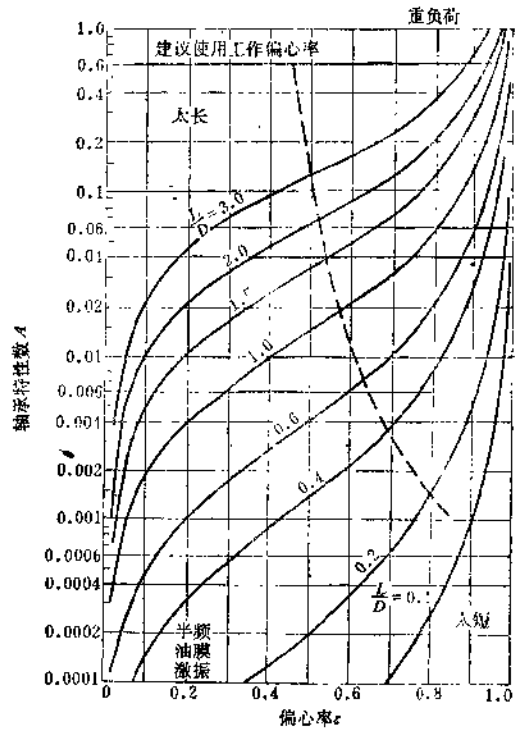


图 4-1-2 动压全油膜套或轴承设计卡

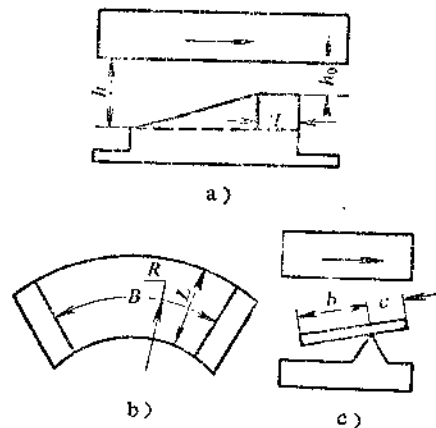


图 4-1-3 斜垫止推轴承

起动力矩为 0，几无磨损，能在低速带动极大的负荷等。其成本较高并需要较多的辅助装置。惟在使用中的节约收益却很大。而且采用静压轴承的机器能长期维持其精度，不用维护和修理。

静压轴承可用在各种机器的精密主轴，如精密重型机床，大型望远镜，方位角架陀螺仪等。

一般静压轴承（轴颈和止推）采用几块平均间隔的瓦块。但如负荷分配不平衡时，也可采用不同间隔的几个瓦块。瓦块可以单独设计并分别估算，而最后加以综合，以求出总的效果。

轴承工作液体通过限流器泵送至油腔中以维持对轴件的压力。这一压力能抬起轴件给油开路流出油腔并跨过油台回油。回油的油量应正等于进油的油量。利用限流器能在一定的油腔压力和轴承负荷条件下维持一定的轴与轴承间的间隙。同时这一间隙也限制了通过轴承泵送的液体体积。

每一瓦块支承负荷所需的油腔压力可以从  $P_{\text{腔}} = W_{\text{瓦}} / A_{\text{腔}}$  式估算，其中  $W_{\text{瓦}}$  为轴承负荷， $A$  为油腔压力。假定间隙（或膜厚）为  $h$ ，则可用以估算润滑油的流率。轴承间隙的典型值为 0.025~0.05 毫米。

所需油泵功率，可以从瓦块压力和通过瓦块的总流量的乘积估算。

每一瓦块所能支承的负荷几乎为油腔面积对瓦块面积  $A_{\text{腔}}/A_{\text{瓦}}$  之比的直线方程式(图 4-1-6)。其比例愈大，所能支承的负荷也愈大。但油从瓦块的流出量随  $A_{\text{腔}}/A_{\text{瓦}}$  比值增加而加大。其流量对间隙极为敏感(流量  $\propto h^3$ )故瓦块的设计需要采用适当的  $\frac{A_{\text{腔}}}{A_{\text{瓦}}}$  和油腔压力，以尽量降低泵送油的需要量。

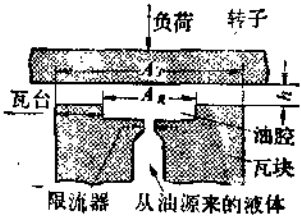


图 4-1-4 液体静压轴承示意图

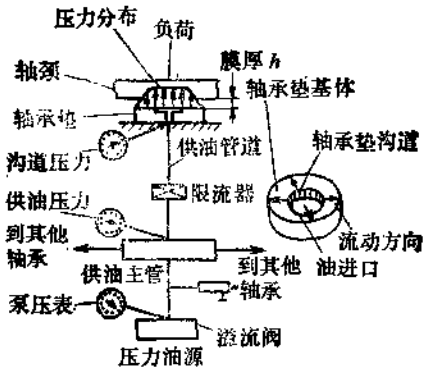


图 4-1-5 液体静压轴承系统

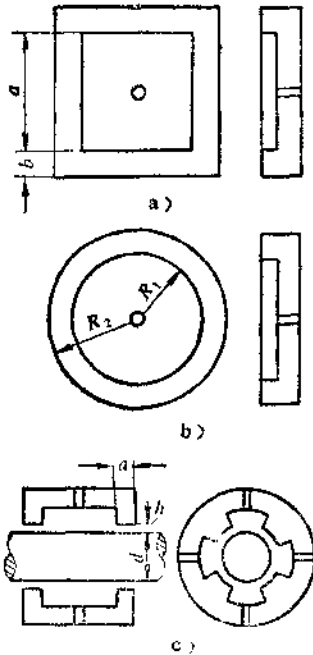


图 4-1-6 三种静压轴承瓦片  
a) 方形 b) 圆形 c) 轴颈轴承

限流器的设计影响到轴承的刚度,需要泵送的功率,要求提供压力和润滑油流量等。限流器的作用是在供油管道和瓦块油腔之间形成压力降,以保证瓦块中的压力不超过供油的压力。限流器的作用还在于使受荷轴件保持在轴承中心的位置。在这一位置上所有瓦块上的压力必须相等,并低于泵的压力。如承荷轴偏离了中心,在负荷大的一侧间隙会有所减少,而流过该处的油量也随之减少。这必然使负荷大的瓦块压力增加而其对侧瓦块的压力减少。这样形成的压力差有使轴件自动找到平衡位置的倾向。

静压轴承有三种不同的补偿或节流型式,即小孔、毛细管和变流阀等。前两种是固定流量的限流器,而第三种是反馈相对两瓦块之间的压力差以自动调节流量的阀。反馈阀能为轴承提供极高的刚度,但其成本也较高一些。

静压轴承设计时需要调整瓦块几何形状,选用限流器尺寸,决定油压力和轴承间隙。静压轴承的这一系列参数,对其使用性能有极重要的影响。

(5) 气体轴承 这种轴承用气体(常用空气)代替液体进行润滑。有利用外界压气源或自作用产生气体压力支承轴件的两种类型。利用外界压气源的轴承类似液体静压轴承,系用气泵对轴承供给压气。这种气体轴承在本身无运动时,也能支承负荷。

气体动压轴承在轴与轴承之间需要相对运动生成气膜以隔离金属之间的接触。如将这种运动停止则气体膜即破坏,而会出现金属和金属的接触。

气体轴承的设计比较复杂,要求较高的技术水平。但一些工业国家气体轴承已制成标准件供应市场。我国某些大城市早已有应用。大学和研究单位也正在进行研究和试验,以便不断加以提高,这种轴承很多采用烧结的粉末金属元件,以便在轴承内调整和分配气流。

气体轴承能在极高速度下工作而不致使其润滑剂过热。由于轴承可用周围大气进行润滑,故在液体润滑油有沾污问题时值得加以采用。气体轴承的另一特性是本身转矩很小而且不变。这种性能特别适合仪器和纺纱锭子的需要。

多数气体轴承的工作间隙是很小的,故要求精密加工工艺。同一理由,轴承不常能抵抗太大的超荷或振动。

由于零件平衡精度不够或气膜动力因素所带来的不稳定性是气体轴承所存在的问题。人们曾集中努力解决这一问题,并在尽量缩小其影响上取得了一定的进展。

### 3. 各种滑动轴承的适用范围

每种轴承设计时在负荷(比压)、速度等方面均有一定的适用范围。只有在规定范围内加以使用,才能发挥其性能优点并保证运行寿命。如负荷速度等条件超越这一范围,有的可以采取补救措施进行补救,如因负荷或速度过高而使滑油温度过高粘度降低时,则采取冷油的办法常可以在一定程度上解决问题。但有的无法补救而只有改变设计的一途。图 4-1-7 为英国机械工程学会提出的轴承适用范围。原是供轴承设计者参考。但对探索轴承故障的原因和解决轴承润滑问题也有一定帮助。

## (二) 滑动轴承的磨损、故障及其解决办法

轴承在结构材料、润滑方法及其工作条件等方面如通过认真的设计手续,一般应能正常运行,保证长期寿命。轴承出现故障或快速磨损多半由于使用维护不当,如加大负荷或速度润滑不良、密封破坏等原因。又常有备件质量差,如轴承合金性能坏、轴颈硬度太低,以及装配磨合不认真所造成的结果。某单位统计滑动轴承故障的来源分别占有总故障的百分数如下:

故障原因	所占%
进入杂质	43.1
润滑不良	14.9
装配质量差	13.6

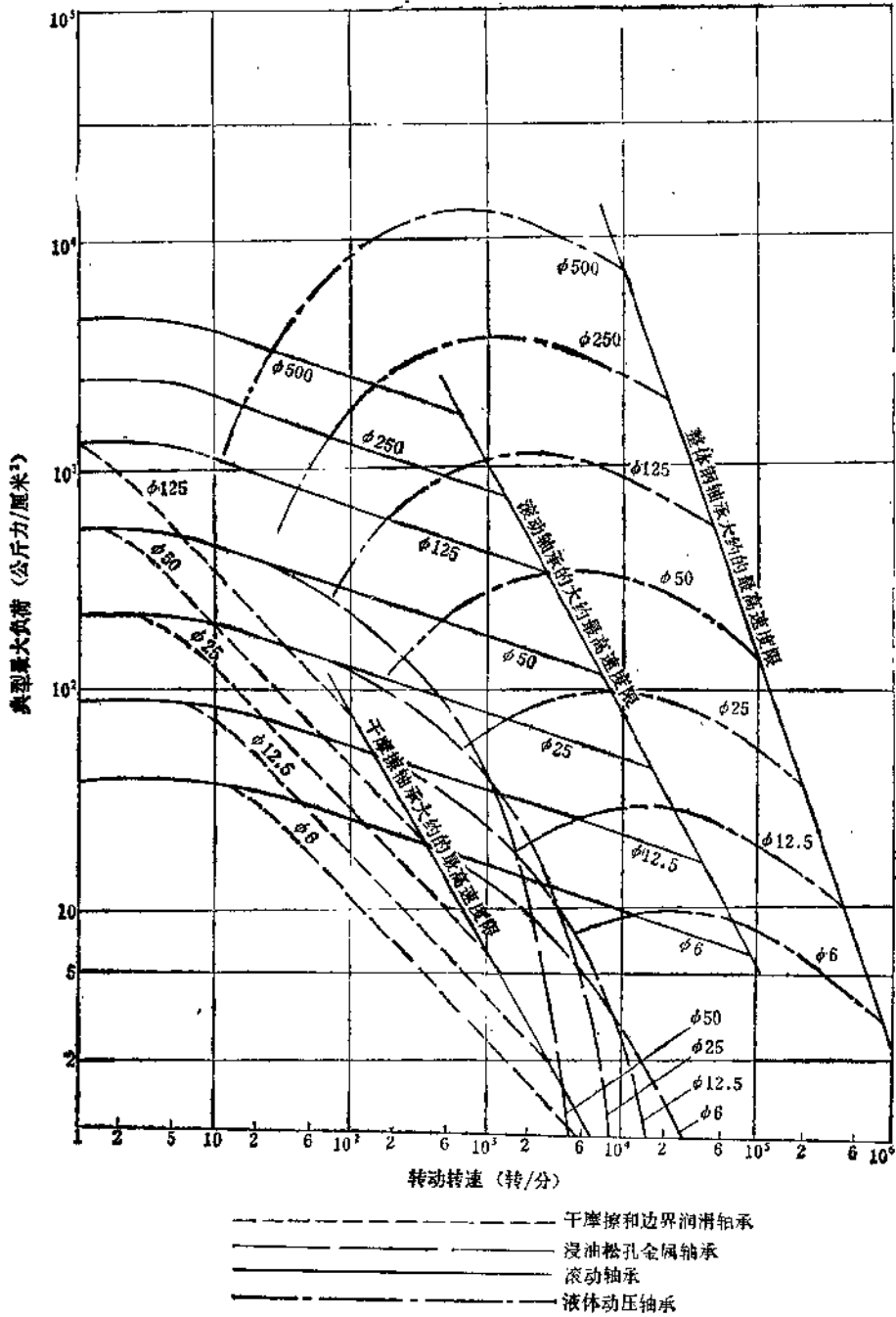


图4-1-7 各类轴承的适用范围  
(除滚动轴承外, 其他轴承的宽度均等于其直径)



加工精度低	10.0
负荷过大	8.4
腐蚀作用	4.7
其他原因	5.3
总计	100%

不同类型不同材料的滑动轴承，其磨损和故障也有显著的差别。一般承受往复运动负荷，如内燃机的主轴、曲轴和连杆轴承，最常见的为疲劳磨损。而承受单方向转动负荷，如机床主轴轴承等最常见的为长期磨耗。而负荷重、速度高、润滑条件差的轴承常为粘着磨损。环境沾污、潮湿、密封条件差的轴承多是磨粒和锈蚀磨损。有时一种轴承同时出现多种磨损和故障，但一般情况总有一种磨损占主要地位。

**1. 轴承的磨损分析**

(1) 疲劳磨损 这是汽车轴承主要的磨损形式，在其他往复运动或负荷不平衡的轴承也常有出现。疲劳是轴承所受交变应力引起的，一般在表层下最大应力处开始蕴育逐渐发展至表皮形成裂纹，而各个方面的裂纹会合即形成龟裂以致剥离基体，在表面生成斑点和坑缝。

图 4-1-8、4-1-9 是各种轴承合金抗疲劳能力的比较。

巴氏合金的抗粘着性能最好，故常用于重负荷轴承上，但其抗疲劳强度较差，一般须挂成极薄的表层，以改变其抗疲劳的性能。图 4-1-10 为巴氏合金厚度对其抗疲劳的影响。这种薄

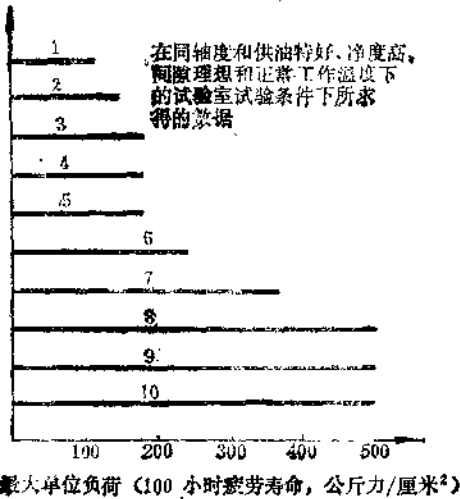


图 4-1-8 各种轴承合金的承荷能力

- 1—锡基巴氏合金 (0.055厚) 2—铅基巴氏合金 (0.055厚)
- 3—微晶锡基巴氏合金 (0.01厚) 4—微晶铅基巴氏合金 (0.01厚)
- 5—三金属 (0.01厚) 锡基巴氏合金涂在青铜上
- 6—铜铝合金 (铝35%, 0.055厚) 7—铝合金 (覆层在钢上)
- 8—三金属 (0.025厚) 锡基巴氏合金涂在青铜上 (使用于圆形瓦)
- 9—银带涂青铜表层 10—三金属 (0.025厚) 铅锡铜合金涂在铜合金上

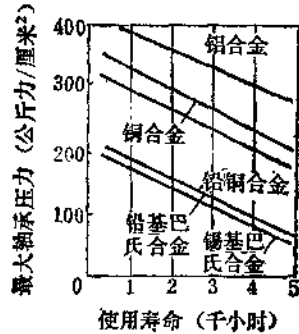


图 4-1-9 发动机轴承材料的疲劳特性曲线

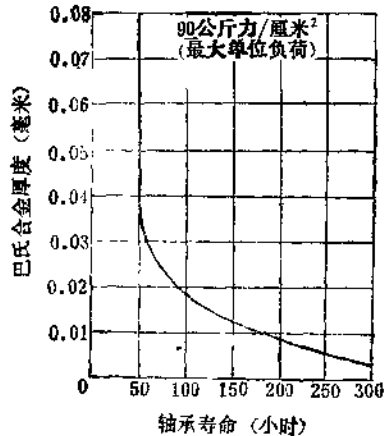


图 4-1-10 巴氏合金厚度对其抗疲劳的影响

层巴氏合金轴承因合金熔结界面的应力集中和最大剪切应力的作用，使合金从熔结界面发展龟裂脱落而离基体。

青铜双金属和其他整体金属轴承因材料较硬实际接触的表面较小（少数刮出的接触点）故其疲劳现象仅限于局部的面积，其出现的坑和缝也较巴氏合金的为小。

疲劳剥落一经开始就有自动加速的倾向。开始剥落的屑末转移到同一轴承的其他位置，或给油带到其他轴承上，均将产生局部应力集中和更多的高热点，从而促使进一步的疲劳。这时轴承间隙也将局部缩小，局部压强和温度相应增加。随之而来的将是多种磨损同时出现并交互影响，最后整个破坏了轴承。

机械缺陷如轴承的不同轴度，边缘负荷、主轴的弯曲和锥度，装配不当，油受沾污，润滑不良，选油错误等都能影响承压能力或压力分布给应力集中提供条件，或者使轴承温度升高而降低其疲劳寿命。

双重金属或三重金属的轴承表层和其底层熔结不良，更易引起从熔结界面的疲劳剥落，表现为脱皮现象。但如熔结很牢固时，则在表层疲劳剥落后仍有一薄层的轴承材料在界面上保留下来。这种现象可用作鉴定熔结质量的一种标志。巴氏合金双重金属轴承可以浸渍在 $150^{\circ}\text{C}$ 的热油中以检查合金的熔结强度。它的任何熔结的缺陷均能在热油中出现气泡。

油本身氧化变质或有沾污，锈蚀了轴承材料也能使其变脆，加速疲劳破坏的倾向。通过金相组织检查， $x$ 射线折射和化学分析可以看出，已锈蚀的轴承材料组织上已有所改变，面和简单的疲劳磨损情况不相同。

在能避免金属直接接触的轴承，其轴承合金的疲劳实际限制轴承的使用寿命。一般轴承的机械和热负荷愈大，则其材料的疲劳愈快（图4-1-11）。从图可看出，当负荷愈接近材料的拉力强度时，则其破坏愈快，而在负荷变化次数愈频，疲劳寿命的下降也愈快。

如轴承及其壳体的负荷稳定，则只其轴件会有疲劳。

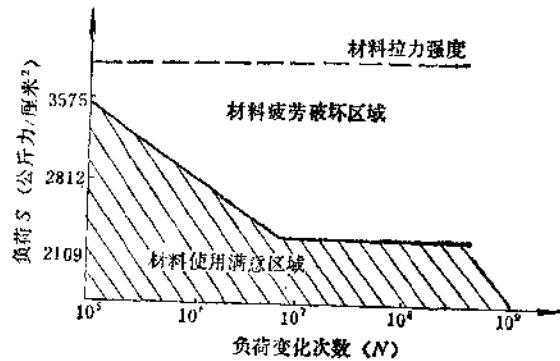


图4-1-11 轴承材料使用寿命的变化曲线

在能避免金属直接接触的轴承，其轴承合金的疲劳实际限制轴承的使用寿命。一般轴承的机械和热负荷愈大，则其材料的疲劳愈快（图4-1-11）。从图可看出，当负荷愈接近材料的拉力强度时，则其破坏愈快，而在负荷变化次数愈频，疲劳寿命的下降也愈快。

如轴承及其壳体的负荷稳定，则只其轴件会有疲劳。

(2) 粘着磨损 来源于润滑失效、轴和轴承的直接接触。粘着程度较轻的情况，如主轴在缺油的巴氏合金上擦过出现闪亮的疤痕。凡轴承不同轴、间隙太小或出现冲击振动等均可能受到擦伤，特别是轴承开始运行未曾磨合时更为严重。在大型止推轴承中沿止推表面的速度差所形成的温度差就可能使表面变形，而将突起的高点擦伤。

在青铜一类硬轴承材料上，如油膜破坏更易粘着。此时从轴承表面撕下的较硬粒子会进一步加重擦伤和助长粘着，甚至发展到抱轴的严重程度。

一般应从设计结构、润滑材料、润滑方法等多方面配合，提供可靠的润滑以防止粘着。如轴承负荷和速度均高、工作温度达到 $200^{\circ}\text{C}$ 时就应采用能在轴承材料上生成化学反应膜的极压润滑油，或利用石墨、二硫化钼等固体润滑剂悬浮在油中进行轴承的润滑。而轴承材料和轴颈应有较好的相容性。如能顺利解决上述的要求，则能防止轴承的擦伤和粘着。

(3) 长期磨损 表面粗糙度的相互机械作用和小型的粘着磨损都会表现为缓慢的长期磨损。特别在起动和停车、负荷变化、冲击和振动条件下,这种磨损较为显著。润滑油沾污或氧化腐蚀均可能引起这种磨损。如轴承采用较大的间隙可以减少尘屑的磨损影响。设计适当油沟也可连续冲洗尘屑排出轴承。

(4) 磨料磨损 轴承材料所埋藏的外来硬粒在圆周方向的擦伤形成了磨料的磨损。一般出现这种磨损后应通过显微镜检查,判断硬粒的来源以便加以隔离。如不然则应认真净化进入轴承的油并采用有效的密封装置以防止外界杂质的侵入。如硬粒来自轴承和轴颈本身,或化学、电流腐蚀的产物,可针对问题采取:

1) 采用淬硬轴和较软的轴承材料,使轴和轴承的硬度有尽大的差别。一方面轴愈硬抵抗硬粒的能力愈强,另一方面轴承愈软埋藏硬粒的能力愈大。两者硬度的相差不但使相容性、顺应性有所提高而且大大地降低了硬粒磨损的可能性。

2) 利用较大面积的轴承以降低其单位负荷,并应用高粘度油以达到较厚的油膜,使较小的硬粒能通过间隙不致危害。

3) 让轴承的油沟发挥最好的冲洗作用,便于从轴承中洗去硬粒,并避免油沟里聚集硬粒。

(5) 锈蚀腐蚀 轴承腐蚀常来自油中的化学活性物质,而这些物质则来自油本身的氧化,化学添加剂的反应,以及外界所渗入。其中油本身的氧化产物是轴承腐蚀最广泛的来源。巴氏合金和铜铅合金都大量采用铅,而铅和油的氧化产物反应相当快。近年来利用抗氧化添加剂加在油中已能基本消除腐蚀现象。又如在铅基巴氏合金上挂极薄的锡镉涂层,周期地更换润滑油等都对减少腐蚀有所帮助。利用这种方法使铅基,巴氏合金得到较为普遍的应用。但在腐蚀特别严重的地方仍建议采用锡基巴氏合金或铝。

添加剂也有引起腐蚀的情况。如极压添加剂中的硫化物在钢和青铜轴承表面上首先起显著腐蚀作用,然后才能提供这种极压的性能。因此应避免将极压油用于普通负荷和速度的设备。

在周围大气中的腐蚀性沾污也可能引起轴承腐蚀。盐酸、硫酸特别在存在水湿的场所能引起轴承材料的腐蚀。

## 2. 轴承故障的检查和析

大量(如汽车拖拉机)和关键性(如大型汽轮机,发电机)轴承的磨损和故障影响重大,必须进行认真的检查和分析并加以解决。不但已经破坏的轴承残体是重要的研究对象。而且轴承在趋向破坏各个阶段的征象,也是极其宝贵的线索。轴承材料的检查分析可以利用简单放大镜或金相显微镜,光谱分析化学试验,首先找出其化学的成分再检查其金相组织,以验证其性能是否符合设计的要求和在使用中有无不利的变化。

润滑油和润滑系统也常是引起轴承故障的重要一环。除轴承的润滑设计及其使用外,维护也是极为重要的条件,实际用油不当,油量不足,油质氧化,系统沾污,过滤器堵塞都常影响到轴承的故障。即使润滑油本身和循环系统并不直接危害轴承,但从油中发现的磨损屑粒常有可能分析出轴承故障的来源。

润滑系统的检查和分析:

1) 用眼观察油中的悬浮物和可能存在的水分;燃油和溶剂的痕迹。同时注意油色的变化和有无怪味。简单的观察只是详细检查的出发点,虽不可能达到精密准确,但大致可判

别油的破坏程度，决定进一步检查的办法和大致解决问题的线索。在用眼观察之后，如有必要即应采取样品做详细的试验室分析。

还应全面观察润滑系统、油箱底部有无沉淀和水，油位是否太低，冷油器工作效率如何，泵进口是否抽空，管道阀门过滤器有无堵塞现象，油温是否太高以及系统有无泄漏、腐蚀、泡沫等情况。

2) 试验室的分析：一般可按三个步骤进行：

- ① 鉴定系统中的旧润滑油是否仍具有要求的使用性能。
- ② 鉴定油的沾污程度及其性质。
- ③ 鉴定轴承及有关机件故障的来源。

能在试验室进行的旧油分析标准项目列于表 4-1-2。

表4-1-2 轴承旧油评价的试验室检查项目

序号	试验项目	有关的性能	序号	试验项目	有关的性能
1	粘度	(1) 润滑油类型 (2) 粘温性能 (3) 燃料的稀释程度 (4) 氧化的程度 (5) 沾污	5	密度	(1) 燃油的稀释 (2) 沾污
			6	闪点	燃油的稀释
			7	凝点	低温利用可能性
2	中和值	(1) 氧化程度 (2) 腐蚀程度	8	泡沫	油对泡沫的抵抗能力
			9	不溶解物	尘埃、磨损产物和沾污
3	金属分析	磨损或腐蚀产物的来源	10	氧化	有无残留的抗氧化剂
4	颜色	(1) 氧化程度 (2) 沾污程度 (3) 系统的洁净程度	11	锈蚀	(1) 抗锈强度 (2) 有无残留抗锈添加剂

### 3. 轴承磨损和故障的解决办法

表4-1-3 滑动轴承的磨损故障及其解决办法

现象	故障原因	解决办法	现象	故障原因	解决办法
长期磨损	杂质	换油、过滤器的清洗或换油，采用理污性好的轴承材料，净化轴及轴承，改进油沟结构，采用高硬度淬硬轴	高温、烧伤、粘着	杂质	同前
	润滑不良	增加油量，加强油泵，添设冷油器，采用更好的轴承材料，改进油种，改进油沟检查定时给油器		负荷过大，压强过高	同前
	轴光洁度低，负荷过大，压强太高，轴振摆大，轴颈圆度、轴和轴承材料组合不当，油沟不适合	提高轴表面加工精度，加大轴颈规格，提高用油粘度，调整轴和转子系统的平衡，增大油粘度，换新油，增强轴的刚性，改进轴的支承办法，重新选择轴和轴承的材料，并将轴淬硬，按标准开油沟，并将油沟安排在承荷区域以外		沉积不良	同前
			环境温度高	冷却循环油，增加油量，装设冷油器	
			间隙太小	磨轴或刮瓦	
			轴和轴承系统精度低	提高加工精度	
			轴光洁度低	提高加工精度	
			轴光洁度低	增加油量，加大间隙，降低油粘度	
			速度高	提高加工精度	
			疲劳剥落	同前，或采用高强度轴承材料	
			高	加大油流量，采用高强度轴承材料，改变设计以改善润滑情况	
			轴承温度高		

现象	故障原因	解决办法	现象	故障原因	解决办法
疲劳剥落	轴承精度低 轴承装配不良	改进轴承加工精度 检查轴和轴承的几何形状是否正确,或是精度不合要求,并针对问题加以解决	腐蚀	润滑油变质	换用优质油品,检查有无燃油稀释,定期换油,采用抗腐蚀的轴承材料

图 4-1-12 为各种类型轴承的负荷所形成的磨损征象。从这些磨损征象可以判断轴承所受负荷及其与轴的相对转动情况,特别是润滑效果的好坏,以便于采取相应的改进措施。

### (三) 滑动轴承的润滑

#### 1. 滑动轴承的油孔和油沟

(1) 安排油孔和油沟的基本原则 在已将润滑油送入轴承之后,就需要有效加以分配。一般是利用在轴承或轴颈表面开沟配油的办法。油沟仅可能在轴承的无荷区域内分配润滑油,但也可以在泵压作用下供油到轴承的承荷部分(卸荷)。油沟应尽量避免带有锐边,故在油沟两侧应加倒小角度,并在倒角边和轴承表面相交处再圆角,做到平滑面减少阻力。如此能使润滑油顺利流通,达到更好地分配。图 4-1-13 说明油沟的倒角圆角情况,图 4-1-14 为正确和错误两种油沟倒角法的对比。

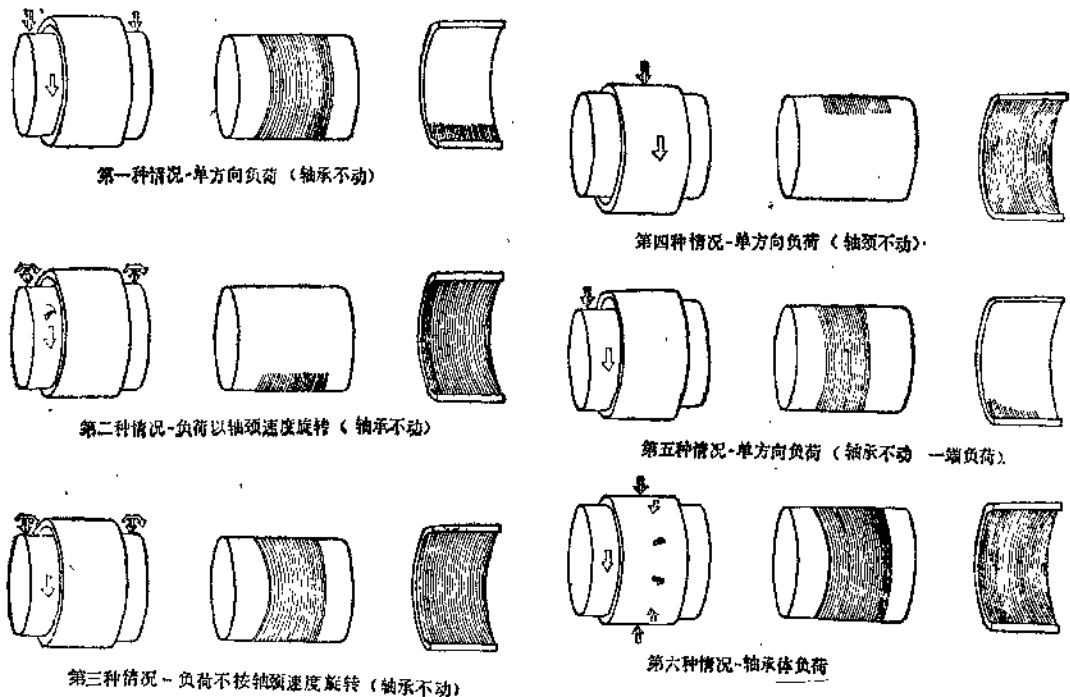


图 4-1-12 各种类型负荷所形成的磨损征象

(2) 轴承在各种工作条件下应用的油沟型式,

1) 负荷方向不变的轴承;

① 负荷向下的对开的油环润滑轴承(图 4-1-15)在对开两扇瓦块的接缝处分别倒角,可

以形成轴承润滑油的轴向分配沟。在仅有径向负荷时，倒角不能穿出轴承两端头，不然会造成严重的漏油。但如图示的轴承另有轴向的负荷，则可将轴承的整个长度倒角，以便让润滑油直接进入止推垫环的间隙中。

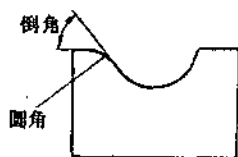


图4-1-13 油沟的倒角圆角情况

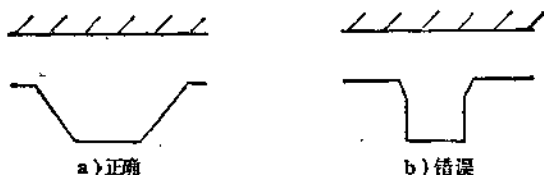


图4-1-14 油沟两种倒角法对比

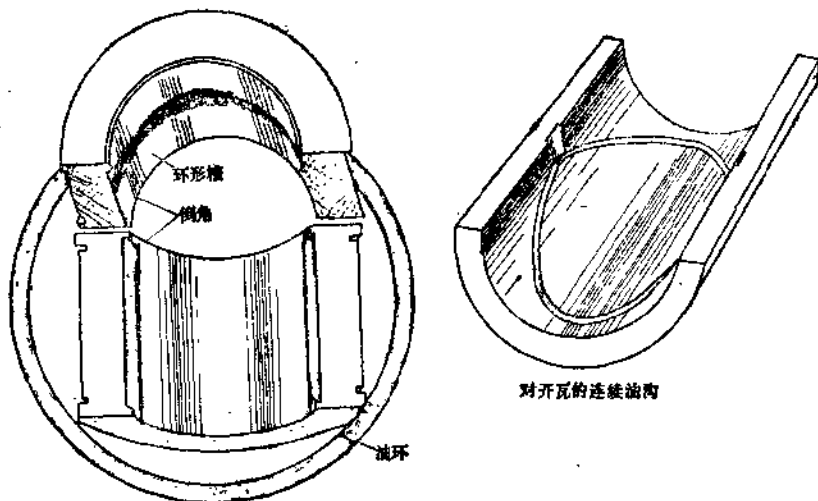


图4-1-15 负荷向下的对开油环润滑轴承的油沟

② 油环润滑轴承的连续油沟(图4-1-16)。这种油沟对常见的任何种负荷方向和任何种轴转动方向的组合情况，都能达到较好的油分配效果。如油的送进不致受堵塞，而沿轴线的任何承荷表面也很少出现障碍。

③ 油环润滑的X形油沟(图4-1-17)，这种油沟斜开在轴承的顶端。系围绕环形槽一端所挖出的油沟，用以分配滑油。如负荷方向向下或向任何一侧，则此型油沟很有效。它适用在实际使用时负荷方向和轴转向很难预知的一些电动机上。这种轴承两端还能有积油用的油沟。

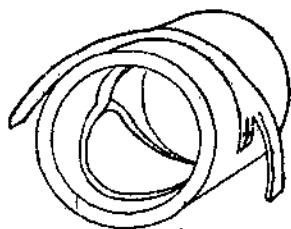


图4-1-16 油环润滑轴承的连续油沟

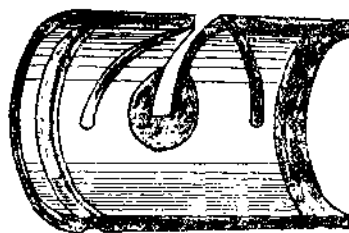


图4-1-17 油环润滑轴承的X形油沟

④ 负荷向下四开轴承的油沟(图4-1-18)。在对开和四开边界润滑轴承的所有接头开缝上倒角。倒角有助于油的分布并起到油池储油的作用。其调整用垫片也应在倒角处切除。如

有需要时也可采用轴向油沟以改进油的分配。

⑤ 负荷向下轴承的辅助油沟(图4-1-19)。在不易经常加油的地方有时需要在轴承中额外地储油。这可在轴承承荷面积前开一辅助油沟作存油之用。一般循环润滑轴承的开油沟和倒角办法也同样可用于边界润滑轴承。油沟和倒角的“边缘”还应圆角做到平滑。在轴承对开和四开之间采用的垫片,必须随着倒角加以切除找齐。

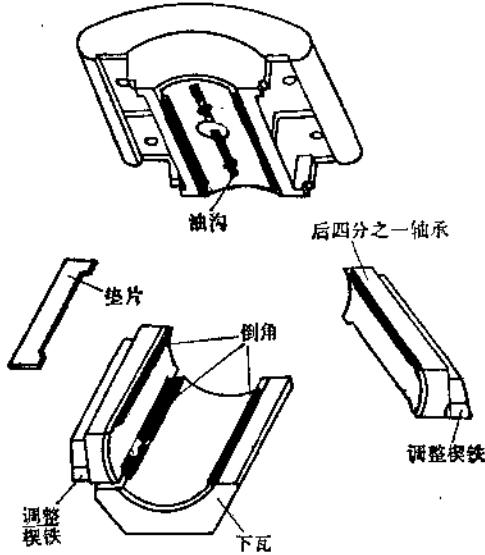


图4-1-18 负荷向下四开轴承的油沟

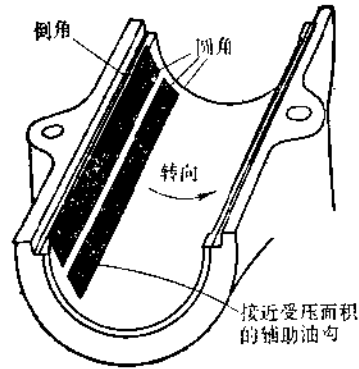


图4-1-19 负荷向下轴承的辅助油沟

2) 负荷旋转的轴承。双作用蒸汽机和压缩机曲轴销轴承上负荷从轴承的一半循环转到另一半。如油系通过曲轴销钻出的通道送进时,则此型轴承的油沟和一般蒸汽机曲轴销(可变的负荷)的配油油沟相同。如这种轴承供油不多,例如通过滴油油杯润滑,则主要是边界润滑。则应采用负荷方向变化的轴承所用油沟的形状和位置以送油到无负荷区域,便于较好地加以分配。

① 负荷主要向下轴承的曲线倒角法。在轴承水平中心线上的间隙很大时,可采用曲线倒角法以减少油的端头漏损(图4-1-20)。这种向轴承中心有限供油、使油吸入承荷面积上,而减少其端头漏油的倾向。

② 负荷主要向下轴承的直形倒角和曲线沟槽(图4-1-21)。这种倒角能提供一定储油量,

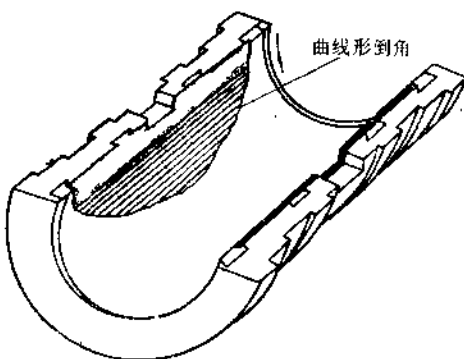


图4-1-20 负荷向下轴承的曲线倒角法

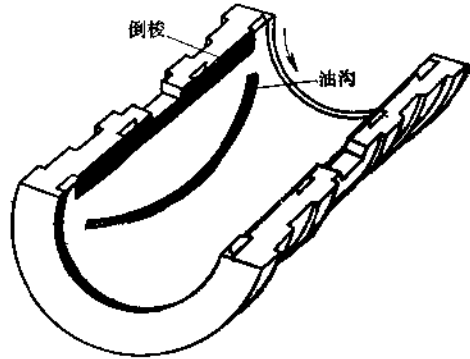


图4-1-21 负荷向下轴承的直形倒角和曲线油沟

并有助于油的分配，其曲线油沟的作用是将流向轴承端头的油截住，而导向轴承的中心。

③ 负荷主要向上水平轴承的油沟(图4-1-22)。许多水平轴承由于皮带向上的拉力、齿轮反作用或滚子的压力而带来向上的负荷，因承荷面积正在顶瓦的中间，故会将油引入无荷的另外地方。在图4-1-22所示的安排情况，油被送入正在承荷面积之前的轴向油沟中。

④ 负荷主要向下轴承的D形油沟示于图4-1-23，这是有时用于重负荷、低速度、边界润滑轴承油沟的大约形状。油沟的曲线部分同样有引回流散润滑油，并送入承荷面积的倾向。这种油沟不应伸展进入承荷的面积内。

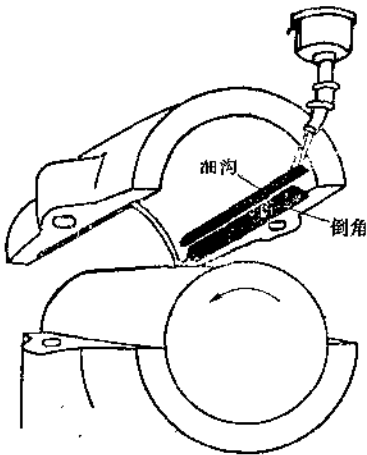


图4-1-22 负荷向上水平轴承的油沟

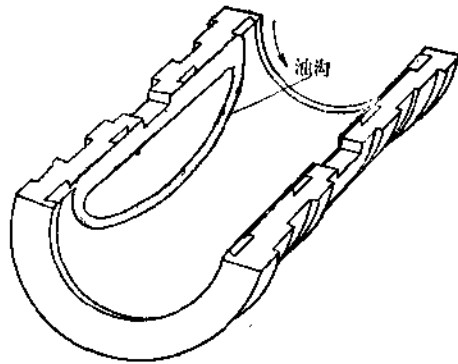


图4-1-23 负荷向下轴承的D形油沟

⑤ 负荷主要向上的轴承(图4-1-24)用于向轴承底面送油的油沟，如无在承荷面积稍前开出轴向油沟的位置，则可将油送入轴承底面上的油沟内。但如间隙很大时，会有大量油先漏掉，而达不到承荷的面积上。

⑥ 带径向油沟的轴肩止推轴承(图4-1-25)。一般在静止的止推表面上开出径向油沟，并在这些油沟的侧面如图所示倒角，以便利油流入承荷的表面。不在转动的表面上开沟，主要是为了减少油的离心，造成快速外流，有害其合理分配。

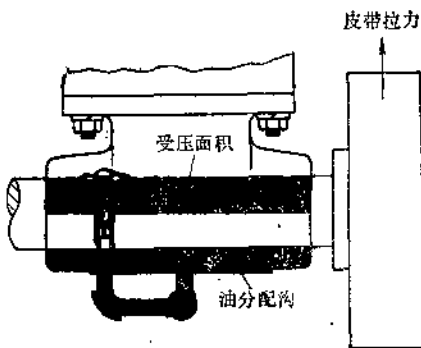


图4-1-24 负荷向上轴承底面的直形油沟

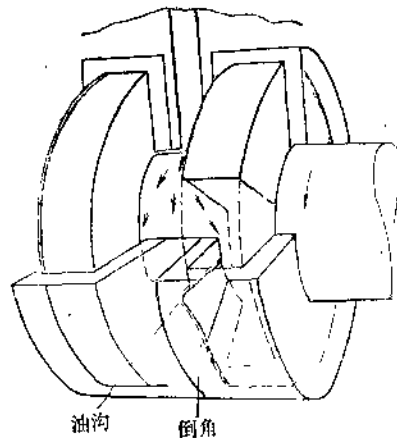


图4-1-25 带径向油沟的轴肩止推轴承



当水平轴颈轴承仅需在一个方向止推时，则只在其一端需要一个凸台或轴肩。并从轴颈上的一条轴向油沟或倒角扩展到轴承的止推一端，使油能直接流到止推表面上。然后从轴肩的另一端漏出。

⑦ 多层止推轴承的油沟。如轴向负荷很大，一般止推轴承难于承受时，还可采用多层平行并联的多层止推轴承(图4-1-26)。如船用螺旋桨、矿用粉碎机等的止推轴承，常把带有多层轴肩的一根转轴直接支承在固定表面上，而在其中插入止推垫圈(这种元件还可以叫做磨损垫板)。止推垫圈在油浴中工作，采用了三种沟形，以帮助油的分配。

3) 脂润滑轴承用油沟。这种轴承开油沟的办法实际和薄膜油润滑轴承基本相同。但由于脂流动的阻力较油高得多，故脂沟应较油沟做得更宽更深些，使泵送脂的压力不致过高。因脂抵抗流动的阻力较大，故能减少轴承端头的泄漏而能在轴承中维持较久的时间，因此能减少添加次数，降低维护工作量。在轴承泄漏必须维持最少，或长期运行中不便频繁加油的轴承，脂润滑较油润滑更为有利。

① 脂润滑轴承的封口沟。靠近轴承两端的环形沟有防止脂泄漏的作用。它类似集油沟的作用，但应较宽和较深并不应开排放孔。从承荷面积挤入沟内的脂被推至无荷面积的周围，并再被推出沟外。其中一部分重回到轴承中，并加以利用。

② 脂润滑脂腔式轴承。图4-1-28为这种轴承。轴承上面充脂的脂腔实际是一个敞开的

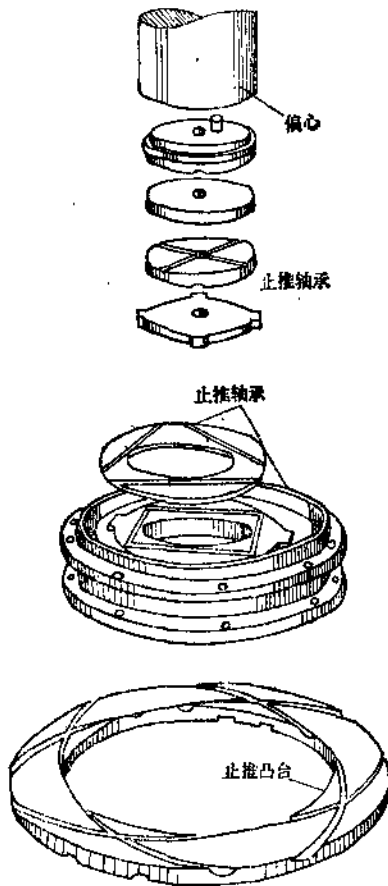


图4-1-26 多层止推轴承的油沟

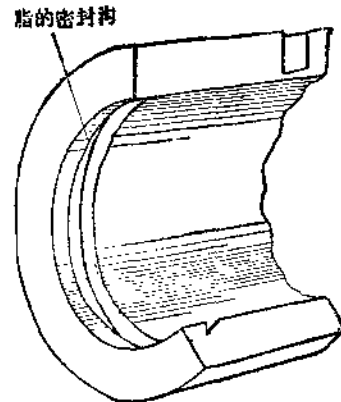


图4-1-27 脂润滑轴承的密封油沟

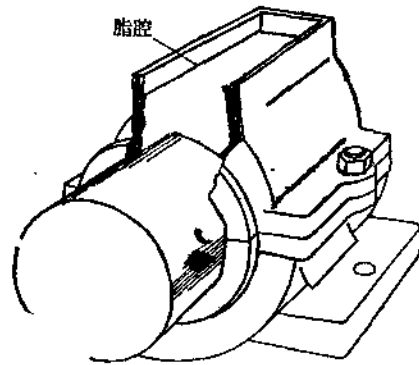


图4-1-28 脂润滑顶腔式轴承