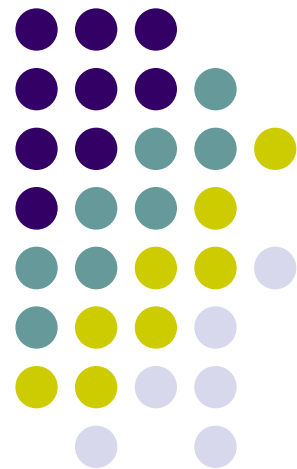
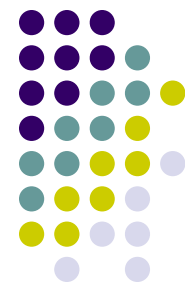


轴承的润滑

- 一、机械设备的润滑方法和润滑系统
- 二、滑动轴承的润滑
- 三、滚动轴承的润滑
- 四 轴承的损伤和防治





一、机械设备的润滑方法和润滑系统

合理选择和设计机械设备的润滑方法，润滑系统和装置对于设备保持良好润滑状态和工作性能，以及获得较长使用寿命都具有重要的现实意义。

由于科学技术的发展，高速度、高精度、高自动化及大功率设备的大量使用，对设备的润滑系统的可靠性也提出相应的高要求。

润滑系统的选择和设计包含润滑剂的输送、控制(分配、调节)冷却、净化，以及压力、流量、温度等参数的监控。同时，还应考虑以下三方面的情况条件、润滑剂类型及其性能、润滑方法及供油条件。摩擦副类型及工作



设备的润滑系统应满足以下要求：⑦连续均匀，可
调，可靠性高；⑨保证润滑剂具有需要的压力，密封可
靠；⑦结构简单，便于使用，维护；④有状态监测系统，
以便及时发现润滑故障。

选择润滑系统的原则是，在对设备及其润滑要求全面
了解和分析的基础上：①确定润滑剂的品种；②首先保证
主要零部件润滑，然后综合考虑其他部位润滑点；③避免
产生不适当的摩擦，噪声，温升。过早失效，损伤；④便
于保养维修。



(一) 概述

1、润滑方法

目前，机械设备所使用的润滑方法主要有分散润滑和集中润滑两大类型。它们又可分为全损耗性和循环式两类。

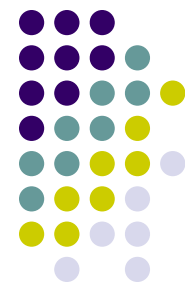
此外，还根据润滑剂类型又分为润滑油和润滑脂润滑。

(1) 分散润滑

分散润滑是指针对个别的、分散的润滑点实施的润滑方式。分散润滑也有全损耗性和循环式润滑两种。

润滑方式有手工加油、油绳、油垫、飞溅式、油浴式、油杯及油链等。

常用加油工具有油壶、油枪、气溶胶喷枪等。



(2) 集中润滑

集中润滑是指对设备中多润滑点使用供油系统提供润滑的方式。根据操纵方法，集中润滑可分为手动、半自动及自动操纵三种类型。

按润滑方式，集中润滑又可分为全损耗系统、循环系统及静压系统等三种基本类型。其中全损耗性润滑系统是指润滑剂送于润滑点以后，不再回收循环使用，常用于润滑剂回收困难或无须回收、需油量很小、难以安置油箱或油他的场合。而循环润滑系统的润滑剂送至润滑点进行润滑以后又流回油箱再循环使用。静压系统则是利用外部的供油装置，将具有一定压力的润滑剂输送到静压轴承中进行润滑的系统。

2、润滑系统

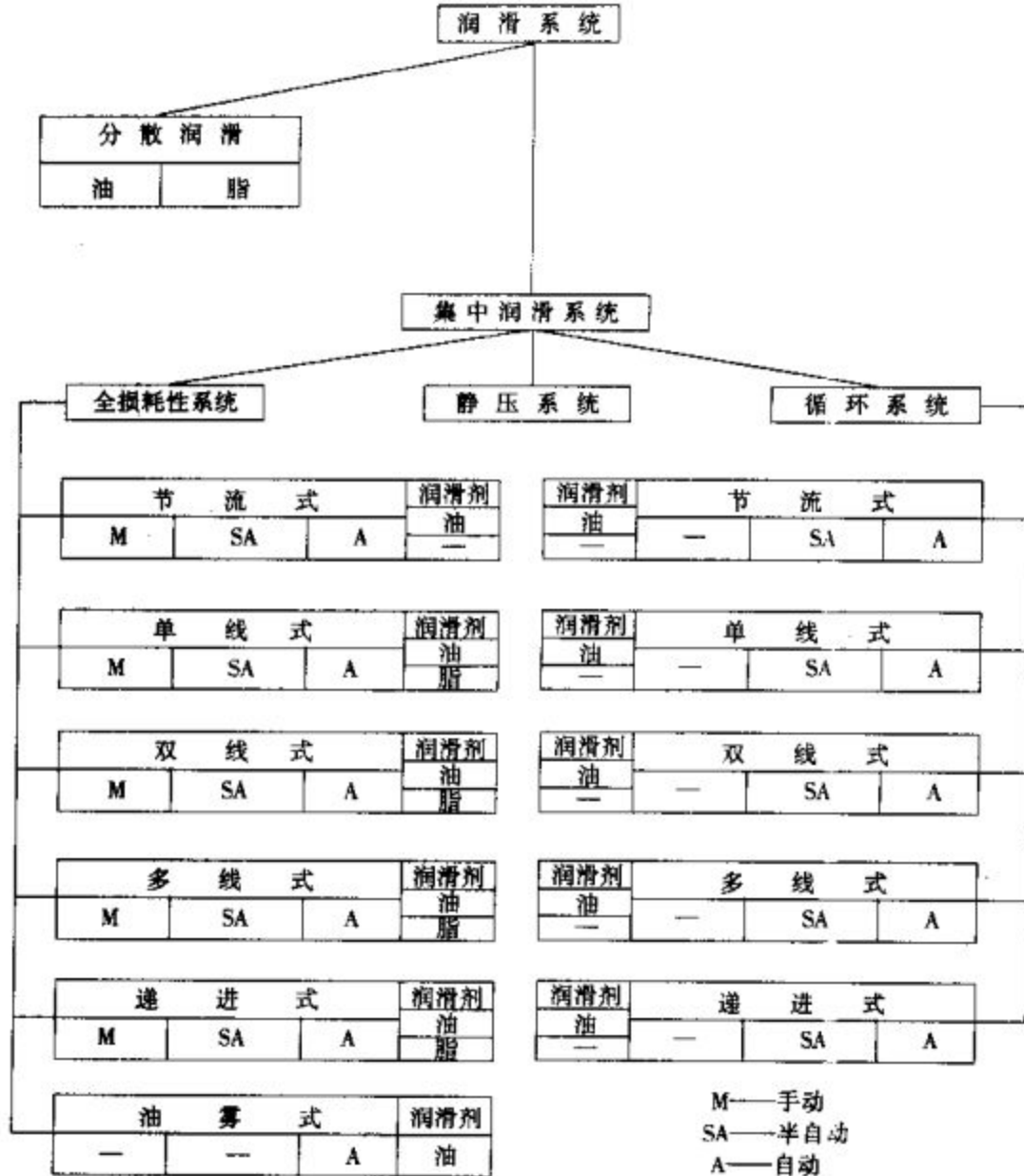
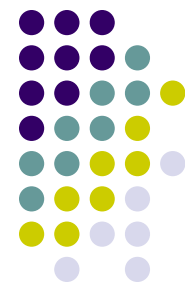


图1清楚地表示了润滑系统的分类情况

图1 润滑系统分类



(二) 润滑油润滑方法和润滑系统

1、分散润滑方法及装置

(1) 手工润滑方法及装量

手工润滑是指由操作工人(或润滑工人)用油壶或油枪向各分散点添加润滑油的方法。它适用于轻载、低速、间隙工作的润滑点。

润滑装置有：油孔、油嘴及油杯。

油孔是一种带圆锥孔(俗称喇叭口)的直孔，孔内放置毛线或毛毡，既可存油，又可防尘过滤。常用于空间位置受限制的位置。

油嘴和油杯结构较复杂，包含固定、存油以及防尘保护装置。其类型有带阀式和不带阀式两种，还可分为直通式、接头式、压配式、旋盖式、旋套式注油杯及弹簧盖式油杯等几种。其结构形式见图2

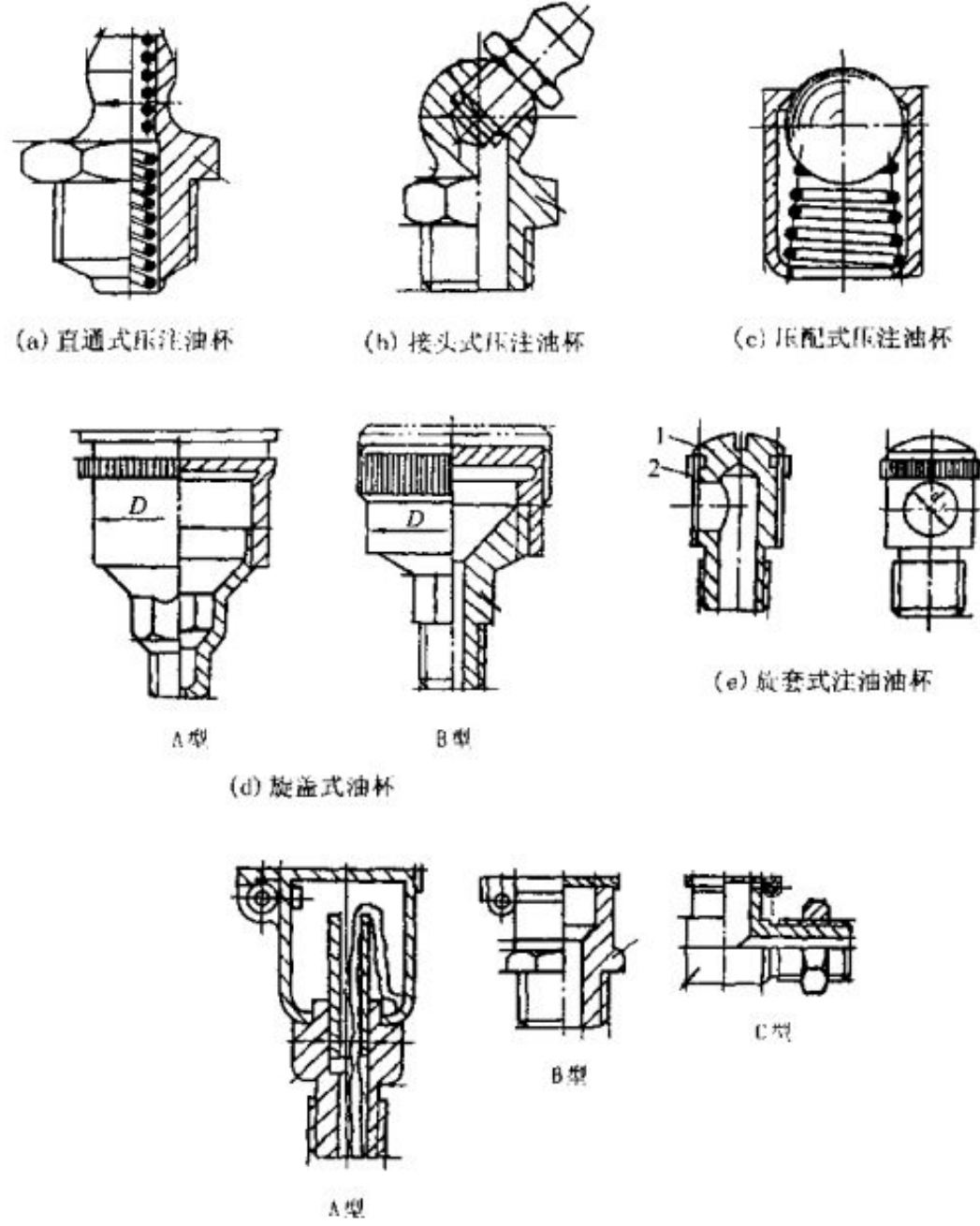


图2 油嘴、油杯结构图

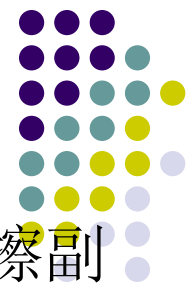


(2) 滴油润滑方法及装置

用针阀控制油杯中油液流动量的润滑方法。具有结构简单、均匀连续、易于检查的优点，但可靠性稍差，起动及停车时需操作者打开或关上油杯。为便于观察油量，油杯用轻金属(如铝合金)制成骨架，再镶以玻璃或透明塑料作杯壁。使用时，油量不得低于杯高的 $1/30$ 。针阀、滤网是影响润滑的关键零件，必须随时观察使用情况，定期清洗，保证油路畅通。

属于此种润滑方式的装置有以下几种(如图3所示):

- 针阀式注油杯(图3a): 用中心的针阀控制滴油量，通过顶部手柄调节针阀位置。
- 压力作用滴油油杯(图3b): 这种润滑装置由下部油杯及上部调节部分组成。调节部分包含调节螺母和活塞缸，可用手动或气动调节针阀位置，进而改变滴油量大



- 跳针式油杯(图3c): 用跳针代替针阀, 利用设备、摩擦副的微振动(在跳针轴线方向)产生的泵送作用使润滑油注入摩擦副。所以, 油杯应装在摩擦副上。
- 热膨胀油杯(图3d): 油杯与摩擦副连在一起。当摩擦副温度升高时, 通过油杯金属件传到油杯上部空腔, 使腔内气体的压力增大, 迫使润滑油流入摩擦副, 实现润滑。对于温度变化很小, 或加热后才启动的摩擦副不适用。
- 连续压注油杯(图3e): 通过上部活塞加压, 使下部油液能不断地供油, 加上开缝式油门的作用, 所以能均匀地通过油液。
- 均匀滴油油杯(图3f): 这种油杯有上下两个储油腔, 相互的通路由浮子控制, 浮子就是一个单向阀。下腔油面低到某一位置, 油路打开, 上腔油液补充到下腔。润滑油量由针阀调控。

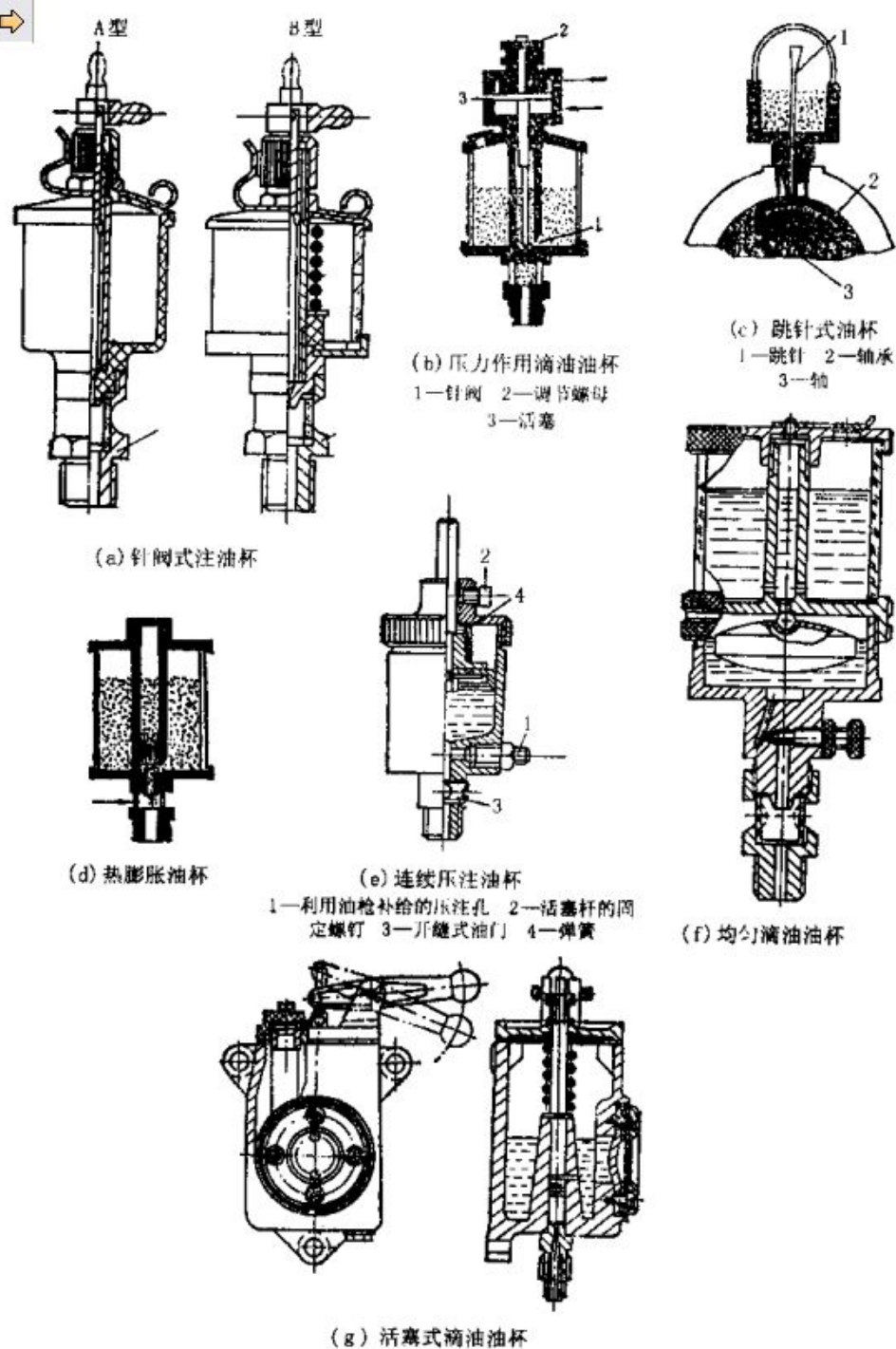
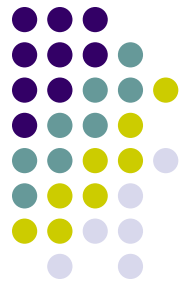


图3 滴油润滑装置



● 活塞式滴油油杯(图3g): 通过手柄调节活塞位置, 可以改变滴油量

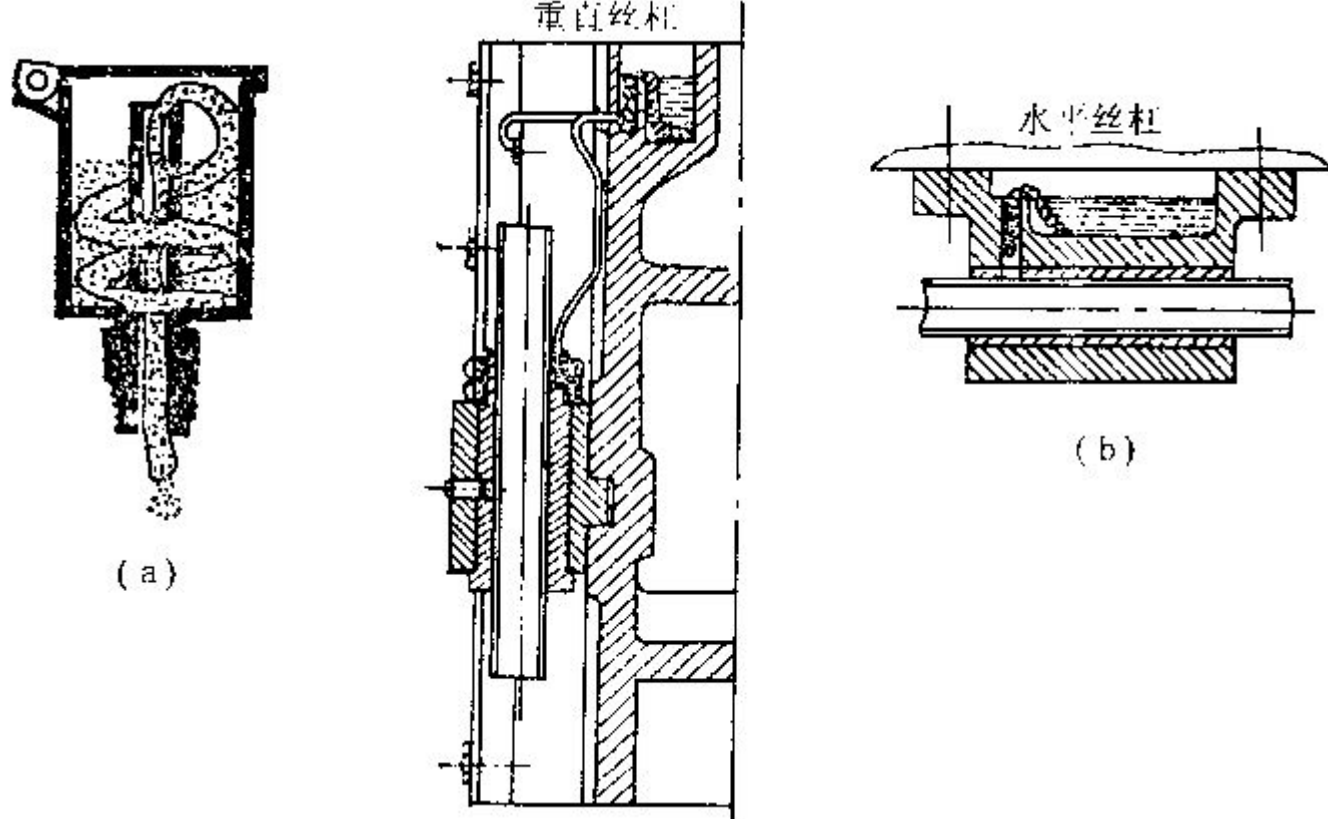


图4 油绳润滑



(3) 油绳、油垫润滑

由纤维组成的油绳、油垫中有很多间隙，形成了可以吸油的毛细管。利用这一特点，可以将低粘度油液送到润滑点。

- 油绳式油杯(图4a)。油绳两端分别在储油腔和润滑点，并向下悬垂。供油速度受油面及油杯与润滑点高度差影响，差别越大，渗油速度越快。这种润滑方式主要用在轻载荷情况。比如车床走刀箱齿轮、轴承润滑。在箱体上部设置油池(铸造而成)，用毛线吸油润滑。图4b所示丝杠润滑就是一例。



- 油垫润滑装置。如图5所示。在轴颈处设置含有润滑油的毡垫润滑轴颈。毡垫可从储油槽不断吸油。这种润滑方法结构简单，适用于轴颈表面速度低于 4m/s 的工况。但易受污染，易粘结变硬，毛细管堵塞，所以应定期清洗或更换毛毡。

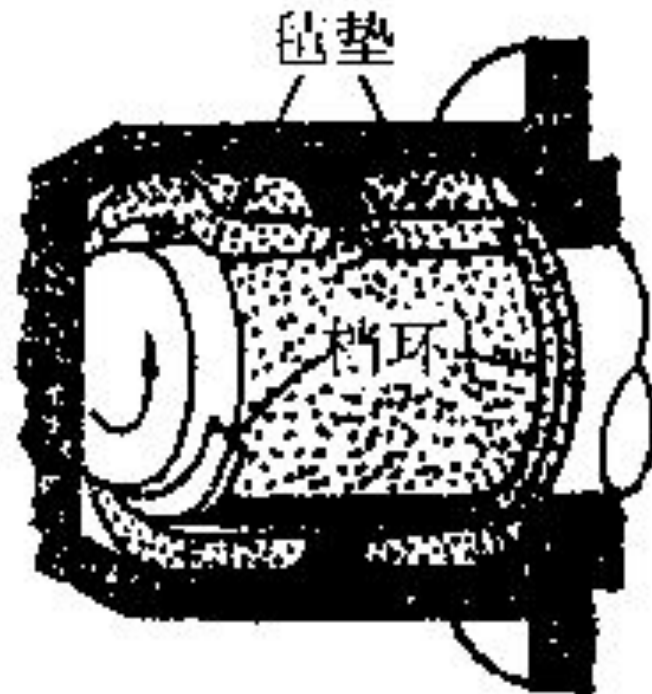
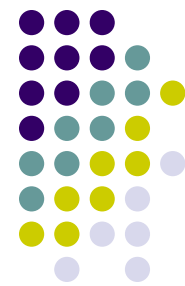


图5 油垫润滑



(三) 润滑脂润滑方法和润滑系统

工程实际中，许多润滑点由于结构、位置和工况等条件所限，使用润滑脂(干油)润滑更为有利。

同润滑油润滑方式相似，这种润滑脂润滑也分为：分散润滑和集中润滑系统两大类型。

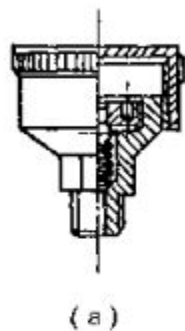
1、分散润滑方法及装置

润滑脂流动性极差，对分散各点的润滑都采用压注式装置。常用的有脂杯润滑和脂枪润滑两种方法。

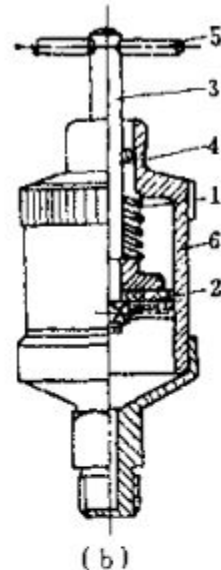
(1) 脂杯润滑装置(图6)

脂杯润滑是一种结构简单、效果良好的润滑方法。脂杯直接设置在润滑点处。

- 图6a表示一种带阀脂杯，中心有单向阀。需注干油时，手动旋转杯盖，挤压干油，单向阀打开，通过油脂。它只能间隙供油。正常运转时，一般每4小时旋转杯盖 $1/4$ ，即可达良好润滑。



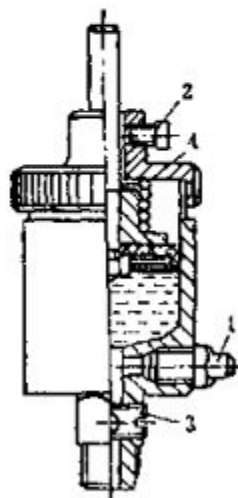
(a)



(b)

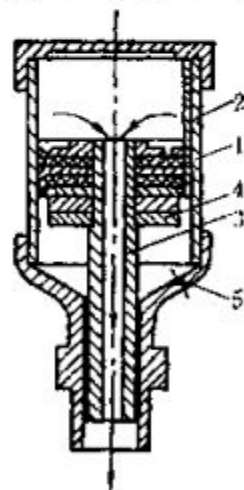
1—弹簧 2—油封 3—活塞
4—销钉 5—手柄 6—套筒

- 图6b是连续压注脂杯。借助弹簧的挤压力能连续不断地提供润滑脂。当活塞处于最低位置时，油脂用尽，需取下套筒6，加注油脂。此时，活塞被销钉4锁在上位。



(c)

1—脂枪补给口 2—活塞杆的固定螺钉 3—开缝式油门 4—弹簧



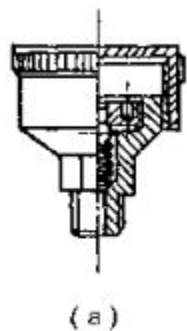
(d)

1—活塞 2—油杯壳 3—空心杆
4—重量 5—空气孔

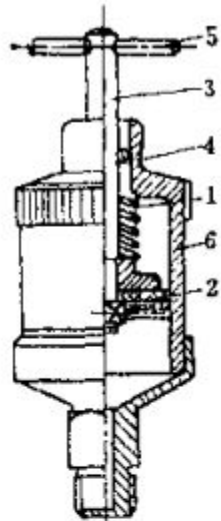
图6 脂杯润滑装置

- 图6c是另一种连续压注杯。与b相比，最大特点在于无需将杯体拆开，而是通过补给口1用脂杯补充油脂。此外，在下部还有一开缝式油门，用来调节注脂量。

- 图6d是用于旋转部件的脂杯。空心杆与活塞构成挤压油脂及油脂通路。机件旋转，在离心作用下活塞向外移动，挤压油脂、油脂通过空心杆中心向出口移动。空气孔5可以在活塞下部补充空气，避免下部真空，影响活塞移动。

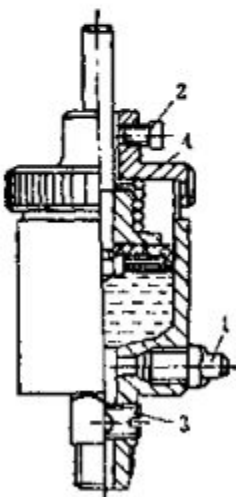


(a)



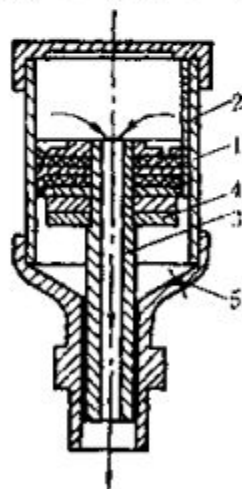
(b)

1—弹簧 2—油封 3—活塞
4—销钉 5—手柄 6—套筒



(c)

1—脂枪补给口 2—活塞杆的固定螺钉 3—开缝式油门 4—弹簧



(d)

1—活塞 2—油杯壳 3—空心杆
4—重量 5—空气孔

图6 脂杯润滑装置

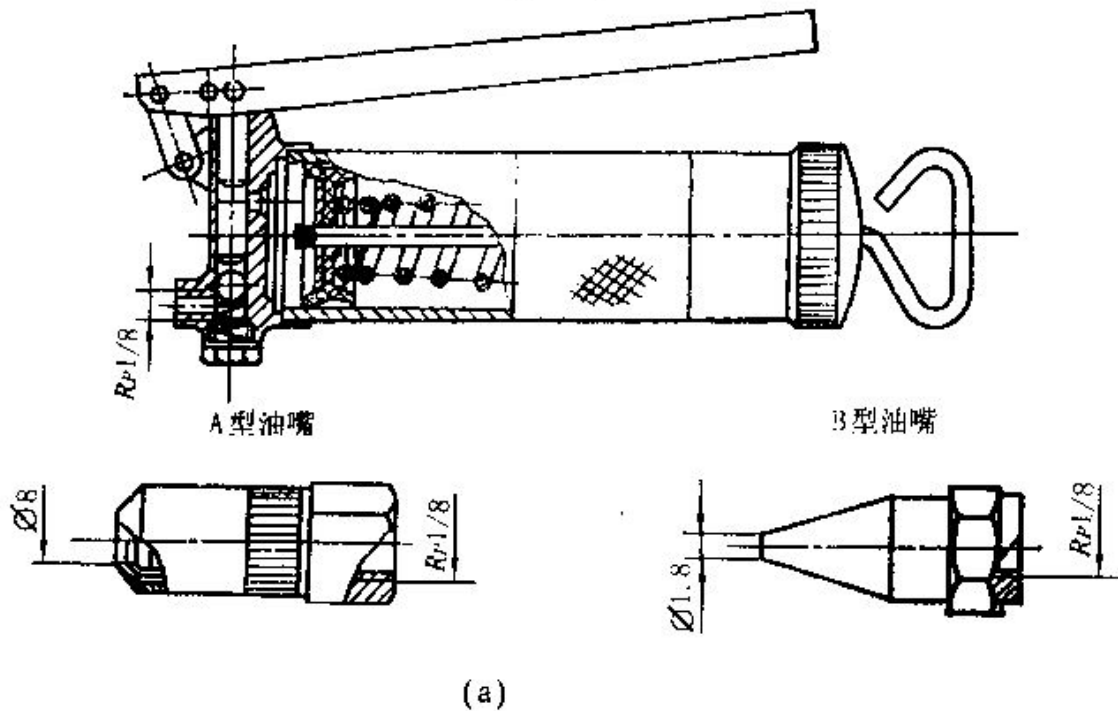


图7 脂枪润滑装置

(2) 脂枪润滑装置

- 如图7所示，脂枪是一种比较大的装置，配有较大的贮油腔。图7a是一种压杆式脂枪。油脂在贮油腔内受弹簧、活塞的挤压，挤向油腔底部出口。手动操纵杆控制(通过相连的柱塞)出口的开闭。出油口单向阀使润滑点保持一定压力。



- 图7b是一种手推式脂枪。油嘴与油腔活塞相连。当推动脂枪时，油脂受压，经空心活塞杆挤向油嘴，注入润滑点。

脂枪润滑具有灵活、方便的特点，其结构类似，随润滑点的增多，贮油腔也增大。出脂控制上也有不同的方式，比如手动、气动等。

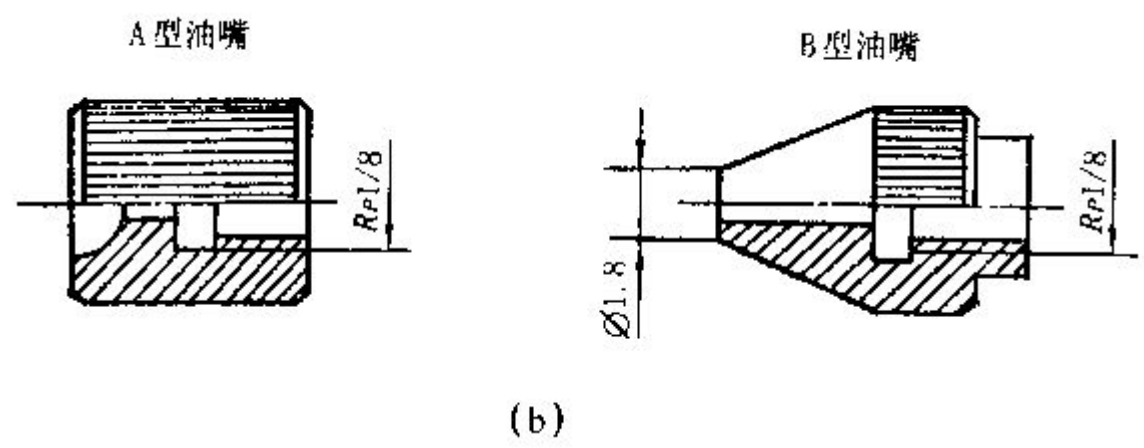
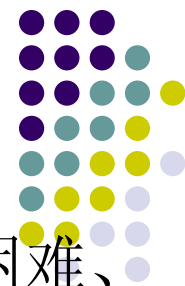


图7 脂枪润滑装置



2、润滑脂集中润滑及润滑系统

集中润滑主要用于不能停机加润滑脂，或润滑有困难、有危险的润滑点，以及多润滑点情况。干油润滑一般都不再回收，属全损耗性润滑方式。

根据供脂的驱动方式、管路布置形式、研究的依据不同，有不同的分类方法。比如按主管路数量，可分为单线式、双线式、多线式；按供脂关系，可分为直接式、间接式；按管路相互关系，可分为平行式、串接式，等等。

(1) 系统的组成及装量

集中润滑系统主要由以下几部分组成：油脂过滤器、给油器(分配器)、供脂装置和其他部分。

- 油脂过滤器。

油脂过滤器的作用是过滤油脂中的杂质。如图8所示，过滤器由本体，滤网筒及螺塞组成。使用一定时间后，需将滤网卸下清洗。如有损坏，必须更换新滤网。

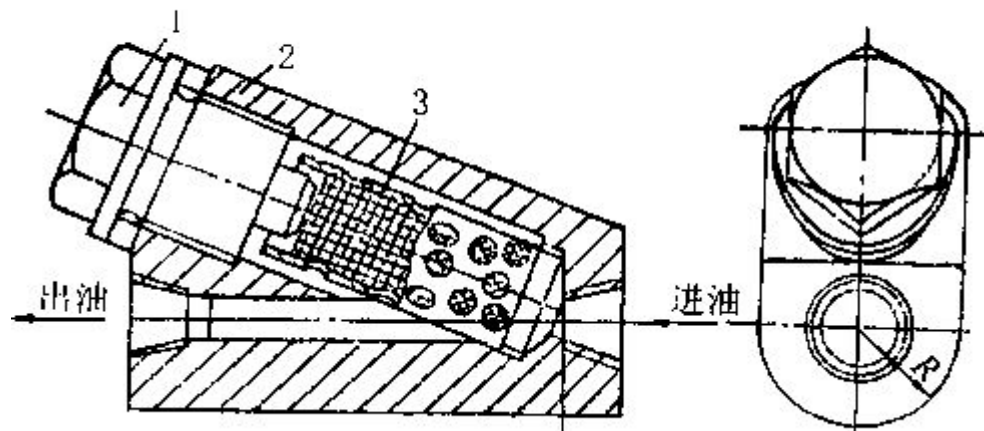


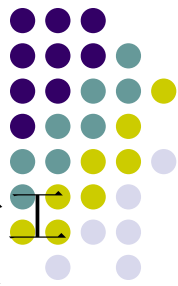
图8 油脂过滤器

1---螺塞 2---本体 3--- 滤网筒

- 给油器。

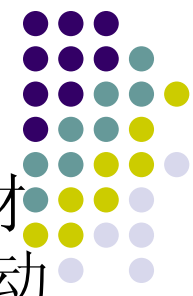
给油器是润滑系统的重要元件，它向润滑点提供具有一定压力的油脂。不同的给油器有不同的结构，但工作原理相同：按供油脂管路数量，给油器可分为单线式和双线式两种；按供脂动作，给油器可分为顺序式和非顺序式两种。在此就不做详细介绍。

二、滑动轴承的润滑



正确地选择机械零部件用润滑剂和润滑方式是润滑工作的重要内容。根据零部件所处的工作环境、工作条件、运动状态来选用润滑剂和润滑方式，进行合理润滑是减少机械零部件磨损，提高机械设备使用寿命的重要途径。

常用的回转轴承分为滑动轴承和滚动轴承两类。无论是滚动轴承还是滑动轴承，在工作时都承受滚动或滑动摩擦而产生磨损，而且随着速度和负荷的增加而增大。若润滑不良，会在摩擦面上引起局部高温和烧伤。在滚动轴承中会使保持架软化或由于摩擦温升引起不均匀膨胀，改变径向间隙或形成过大的内部应力负荷等而缩短轴承的使用寿命。所以轴承的合理润滑是十分重要的。



(一) 滑动轴承的失效

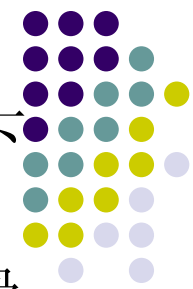
下表列出了滑动轴承失效的类型和原因。其中润滑材料缺乏和润滑材料污染引起的失效是明显的，例如，滑动面的擦伤、刮伤、磨损、腐蚀等。当粘度选择不当时，尤其对于小间隙的精密机床滑动轴承副，易造成抱轴情况。

表 滑动轴承的失效类型和失效原因

失效类型		擦伤	刮伤	磨损	接触形式不均匀	抱轴	裂缝	衬层材料剥落	裂开(掉皮)	浸蚀	气蚀	腐蚀	变形
		失效原因											
	接触材料有气孔								✓				
	安装不当												✓
	不对中				✓								
	咬粘失效							✓					
	轴承油槽污染												✓
	液流紊乱									✓			
	多种工况									✓			
	过载	✓	✓	✓							✓		
	材料疲劳							✓					
润滑剂	缺乏	✓	✓	✓									✓
	污染	✓	✓	✓						✓		✓	
	粘度选择不当					✓							



又如，机床主抽采用动压轴承，其主轴与轴承的配合间隙比较小，在主轴速度较高的情况下，容易出现主轴温度升高、变形较大的现象，从而引起主轴和工件的相对位移，使工件的加工精度，表面质量达不到要求。



滑动轴承一般用矿物油或润滑脂润滑。在特殊情况下(如高温系统)可用合成润滑油、脂或水和其他液体润滑。这些润滑剂的一般特性见表1, 需要考虑轴承金属对润滑油中添加剂的适应性时, 参见附表1

表1、滑动轴承用润滑剂的一般特性

润滑剂种类	适用范围	备注
矿物油	各种负荷和速度, 但对环境温度有限制	油的粘度范围大, 某些添加剂对轴瓦有腐蚀作用
合成油	各种负荷和速度, 适宜较高或较低环境温度和防火要求的场合	现生产的合成油粘度范围小, 有的价格较高
润滑脂	速度不超过1~2m/s, 环境不清洁、对冷却作用无要求的场合	速度高而环境不清洁时, 需用带过滤器的循环供油润滑
其他液体	要求防止油污染的场合, 如食品、纺织及药品等机械	为防止对食品和化学药物的污染, 要特别注意轴承的设计和材料的选用
固体润滑剂	低速、高温(超过液体润滑剂工作范围)以及对冷却作用无要求的场合	磨损不可避免, 轴承寿命短, 摩擦损失较高



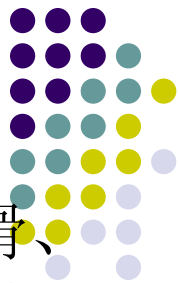
附表1 轴承金属的抗腐蚀能力

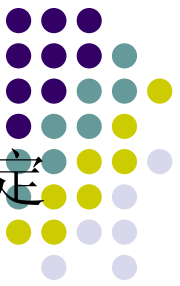
轴承金属材料名称	最高运转温度/℃	添 加 剂 或 污 染 物				
		极压添加剂	抗氧化剂	弱有机酸	强无机酸	合成油
铅基巴氏合金	130	良	良	中等 - 差	可	良
锡基巴氏合金	130	良	良	优	优	良
铜铅(无表面层)	170	良	良	差	可	良
铅青铜(无表面层)	180	高质量青铜(良)	良	差	中等	良
铝 - 锡合金	170	良	良	良	可	良
银	180	含硫添加剂不可用	良	良	中等	良
磷青铜	220			(除硫外)		
铜铅或铅青铜 (有适当的表面层)	170	要看青铜的质量, 含锌添加剂会促进腐蚀 良	良	可	可	良
			良	良	中等	良

注:轴承金属的腐蚀问题是个复杂问题。本表指出的一般规律,对于使用含极压添加剂的油要特别注意它们对轴承金属的适应性。最好通过实验后再使用。

(二) 润滑方式的选择

滑动轴承按结构和实现润滑的方法，分为流体动压润滑、液体静压润滑和动静压润滑轴承等。其中动压润滑轴承润滑油膜的形成和承载能力(油膜压力)决定于轴与轴承的相对运动速度，当相对运动速度较低时(如启动、停止或低速运转)，不易形成动压油膜，特别是负荷较大的大型滑动轴承更难形成动压油膜，常常会呈现边界摩擦甚至半于摩擦状态。滑动轴承用润滑剂应根据轴承的工作速度、负荷、温度和间隙来选择润滑剂。





在滑动轴承的润滑中，首先根据轴承的载荷系数 k 来确定其润滑方式和润滑剂类型。

$$k = (pv^3)^{1/2}$$

式中 p ——轴颈平均压力，MPa； $P = p_m/dL$ ；其中， P_m ——轴颈承受的最大径向负荷，N；

d ——轴颈直径，mm；

L ——轴承工作长度，mm；

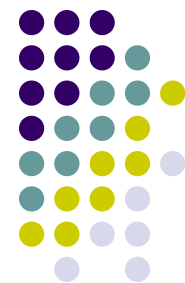
V ——轴颈线速度，m/s。

通常 $K < 2$ 时，用润滑脂，一般用压注油杯润滑；

$2 < k < 15$ 时，用润滑油。针阀油杯润滑；

$15 < k < 30$ 时，用润滑油，油杯或飞溅润滑，需用水或循环油冷却；

$K > 30$ 时，用润滑油，循环压力润滑。



(三) 滑动轴承润滑油的选择

1. 选择滑动轴承润滑油时应考虑的主要因素

选择滑动轴承润滑油时，要综合考虑负荷、速度、间隙、温度、轴承结构等的影响。

- 负荷。按一般规律，重负荷采用粘度较高的润滑油，轻负荷则采用粘度较低的润滑油。表1列出了滑动轴承负荷等级。

表1 滑动轴承负荷等级

负荷分类	单位面积压力/MPa
轻负荷	0.3~0.7
中负荷	1~3
重负荷	3~7.5
极重负荷	7.5~30

- 速度。主轴线速度是选择润滑油粘度时要考虑的重要因素。根据油楔形成理论，高速时，主轴与轴承间的润滑处于液体润滑的范围，为降低内摩擦，必须采用粘度较低的润滑油；低速时，则处于边界润滑状态，此时必须采用高粘度的润滑油。

● 轴承间隙。轴承间隙是指主轴与其相匹配的轴承之间的间隙，它取决于工作温度、负荷、最小油膜厚度、相对于轴承主轴的偏心度、轴和轴承表面粗糙度、摩擦损失，以及被加工工件表面粗糙度的要求等。一般而言，间隙大的轴承要求用高粘度润滑油，间隙小的则采用低粘度润滑油。

● 轴承温度。对于滑动轴承，粘度是润滑剂的最重要性质。若粘度过低，轴承的承载能力不足；若粘度过高，则会出现功率损耗和运转温度过高的情况。图1给出一定速度和载荷范围内允许使用的最小粘度值。要注意这些粘度值是指润滑油在平均轴承温度下工作的粘度。要降低轴承温度，必须控制润滑剂的供给量，使流经轴承后的润滑剂的温升限制在20摄氏度以下；

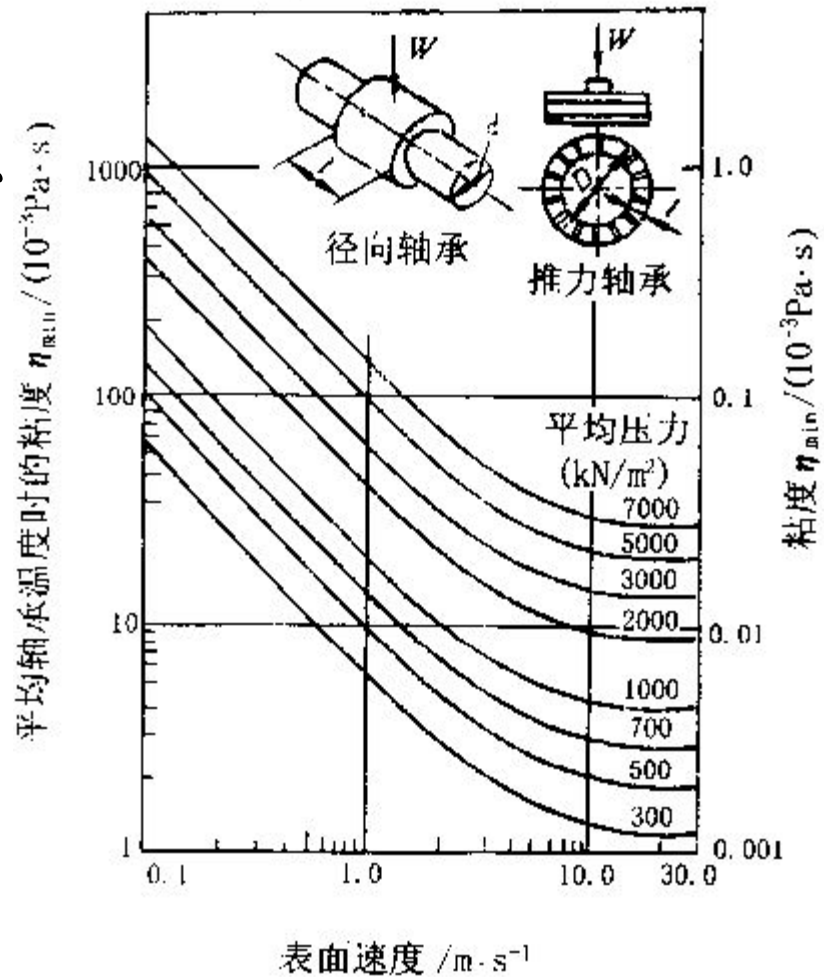


图1 普通滑动轴承的润滑剂粘度

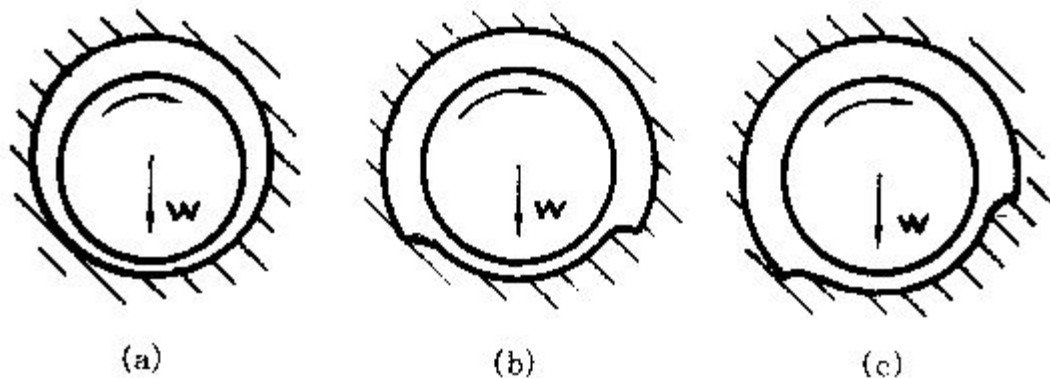
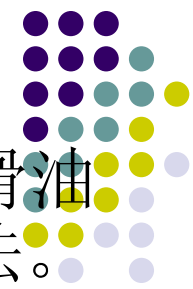


图2 固定式动压轴承

(a)整片瓦轴承(单油楔) (b)中心负荷对开轴承(双油楔)
(G)偏心负荷对外轴承(双油楔)

- 轴承结构。实现动压润滑的轴承结构有单油楔、双油楔及多油楔(见图2)几种形式。这时主轴必须以较高速度回转，主轴与轴承间隙要小，润滑油必须具有一定的粘度。为了保证轴承温升较低，多油楔轴承的粘度选择主要依赖于轴承间隙。

应当指出，在低速重载、有冲击或供油不充分，以及启动、停止、变速时，轴承往往处于边界润滑状态，此时，润滑油的油性和极压性起较大作用。



2. 滑动轴承润滑油选用方法

应根据所掌握的已知滑动轴承参数选择合理的润滑油种类和粘度。选用方法有两大类：计算法和图表法。

(1) 计算法。

主要应用被德洛夫公式。该公式适用于轻负荷、高转速情况下全轴颈轴承的润滑油粘度计算：

$$\eta = \frac{fcp}{2\pi^2 rn'}$$

式中： η ——润滑油动力粘度，Pa·s；

f ——摩擦系数；

c ——半径间隙，m；

p ——轴承单位面积负荷压力，Pa； $p = \frac{F}{DL}$ （其中， F ——径向负荷，N； D ——轴颈直径，m； L ——轴颈长度，m）；

r ——轴的半径，m；

n' ——单位时间的轴转数，r/s。

例：回转式压缩机的全轴颈轴承直径 $D=0.1\text{m}$ ，长度 $L=0.08\text{m}$ ，径向间隙 $C=5\times 10^{-5}\text{m}$ ，轴的转数为 $24000\text{r}/\text{min}$ 。径向负荷 $F=4.9\text{kN}$ 。摩擦系数 $f=0.05$ ，轴承工件温度 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。试问：选用润滑油的粘度为多少？

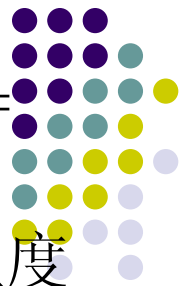
$$p = \frac{F}{DL} = \frac{4900}{0.1 \times 0.08} = 612500 \text{ (Pa)}$$

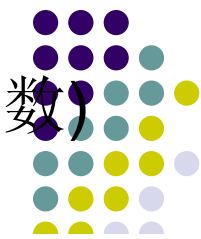
$$n' = \frac{24000}{60} = 400 \text{ (r/s)}$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{fcp}{2\pi^2 n'} = \frac{0.05 \times 0.00005 \times 612500}{2 \times (3.14)^2 \times 400} \\ &= 0.004 \text{ (Pa}\cdot\text{s)} \end{aligned}$$

若此润滑油密度为 $0.4(40^{\circ}\text{C})$ ，则其运动粘度为

$$\nu = \eta / \rho = 5 \text{ mm}^2/\text{s}$$





此外，还可以通过计算索莫菲尔德数 S (又称轴承特性系数)和其他系数来确定润滑油的粘度。公式为：

$$\eta = \frac{pc^2}{Snr^2} \times 10^8$$

式中： η ——润滑油的动力粘度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ；

p ——轴承单位负荷压力， Pa ； $p = \frac{F}{DL}$ （其中， D ——轴颈直径， m ； F ——径向载荷， N ； L ——轴承长度， m ）；

c ——半径间隙， m ；

r ——轴的半径， m ；

n ——轴的转速， r/s ；

S ——轴承特性系数， $S = \frac{L^2}{D^2} \frac{\pi \epsilon}{(1 - \epsilon^2)^2} (0.62\epsilon^2 + 1)^{1/2}$ （其中， ϵ ——轴和轴承的偏

心率， $\epsilon = 1 - \frac{h_o}{c}$ ； h_o ——最小油膜厚度， m ）。

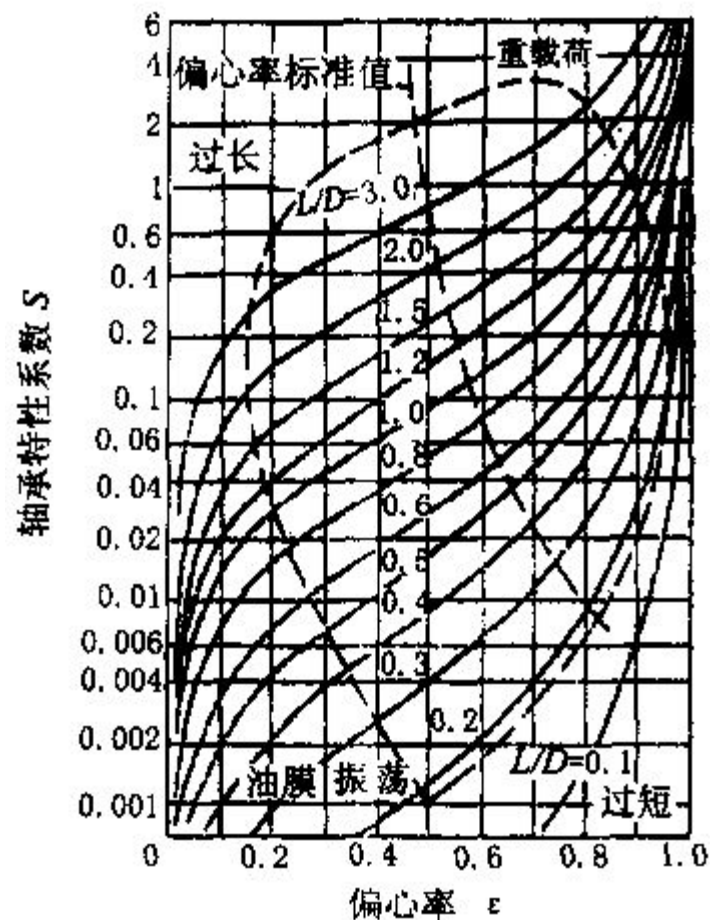
表 2 滑动轴承最小油膜厚度容许值

轴 承	$h_{\min}/\mu\text{m}$	用 途
青铜、铅青铜制高精度轴承	0.002 ~ 0.004	飞机、汽车发动机
一般白合金轴承	0.01 ~ 0.03	电动机、发电机等
一般大型轴承	0.05 ~ 0.10	汽轮机、鼓风机



当轴与轴承中心重合时， $\varepsilon = 0$ ；随偏心率的增大， $\varepsilon = 1$ 。表给出一些轴承使用中允许的最小油膜厚度值。

图3中表示了轴承特性系数 s 与偏心率 e 之间的关系曲线。图中 L/D 表示轴承长度与其直径比。由图和上式($\eta = \frac{\rho c^2}{S n v^2} \times 10^8$)可以算出适合的粘度值。



以上方法适用于静负荷条件，在冲击载荷条件时，偏心率的变化有波动，可由冲击负荷系数 K_s 从有关图中查出，此时的最大偏心率及最小油膜厚度再代入公式，算出合适的粘度值。

冲击系数 K_s 一般应在： $1\sim 1.2$ ，几乎无冲击载荷，如电气机械； $1.2\sim 1.5$ ，一般冲击载荷，如车辆、往复机械、机床等； $1.5\sim 2.5$ ，较大冲击，如粉碎机、压延机等。

(2) 图解法。

① 已知滑动轴承参数：

n ——主轴转速， r / min ；

D ——轴承直径， mm ；

L / D ——轴颈长度与轴承直径的比值；

P ——轴承所承受的负荷， Pa ；

T ——轴承的工作温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

U ——主轴圆周速度， m/s ；

c ——半径间隙， mm 。

查图4和表2、表3，求润滑油的粘度。

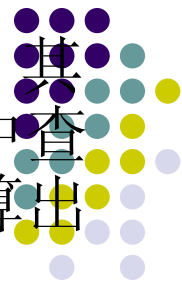




表4 各种机器滑动轴承承受的最大负荷和轴长与直径之比

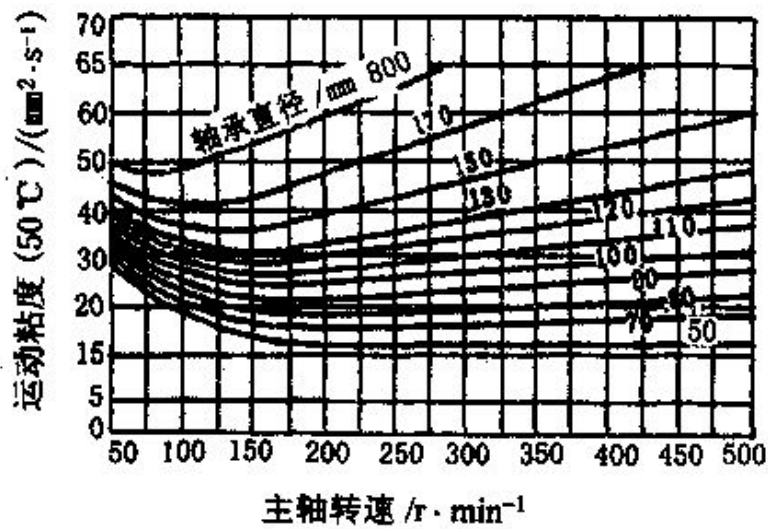
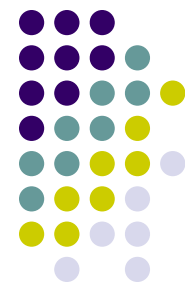


图4 当 $L/D=1.5$ 时润滑油粘度与轴承直径和主轴转速的关系

表3 滑动轴承在各种 L/D 值下润滑油粘度的修正系数

L/D 比值	系数	L/D 比值	系数
0.8	1.88	1.7	0.88
0.9	1.66	1.8	0.83
1.0	1.50	1.9	0.79
1.1	1.36	2.0	0.75
1.2	1.25	2.1	0.71
1.3	1.15	2.2	0.68
1.4	1.07	2.3	0.65
1.5	1.00	2.4	0.63
1.6	0.94	2.5	0.60

机器名称	轴承所属部位	轴承负荷/MPa	L/D
汽车和飞机发动机	主轴	4.2~12.6	0.75~1.75
	曲轴	4.2~24.5	0.75~1.50
	活塞销	10.5~35.0	1.50~2.25
内燃机	主轴	2.4~8.4	0.75~2.00
	曲轴	7.0~12.6	0.75~1.50
	活塞销	8.4~15.4	1.5~2.00
高速固定蒸汽发动机	主轴	1.1~1.8	1.50~3.00
	曲轴	1.8~8.4	1.00~1.25
	活塞销	6.3~12.6	1.40~1.60
低速固定蒸汽发动机	主轴	1.1~2.8	1.25~2.00
	曲轴	5.6~10.5	1.00~1.25
	活塞销	7.0~12.6	1.20~1.50
船用蒸汽发动机	主轴	1.4~3.5	1.00~1.50
	曲轴	2.8~4.2	1.00~1.50
	活塞销	7.0~10.5	1.25~1.75
空压机和往复泵	主轴	1.1~1.8	1.25~2.00
	曲轴	1.8~4.2	1.00~1.25
	活塞销	2.8~7.0	1.20~1.50
往复式蒸汽机车	主轴	1.4~38.5	1.00~1.40
	曲轴	10.5~12.6	0.90~1.00
	活塞销	21~28	0.90~1.25
转子发动机	车轴	2.1~3.5	1.80~2.00
蒸汽透平机	主轴	0.5~1.9	1.00~2.00
电动发动机	主轴	0.3~1.1	1.00~2.50
机床	主轴	0.4~2.1	1.50~4.00
冲床和剪床	主轴	7.0~14	1.00~2.00
	曲轴	14~28	1.00~2.00
	活塞销		
起重机械		0.5~0.6	1.50~2.00
传送机械	轻负荷	0.1~0.2	2.00~4.00
	重负荷	0.7~1.1	2.00~4.00
研磨机	研磨轴	10.5~21	1.0~1.50
偏心机构		0.6~0.7	



②已知轴承工作条件:

P: 轴承单位面积负荷;

T: 工作温度;

U: 轴径线速度.

根据表5、表6及表7求得所需润滑油的粘度

表5 滑动轴承润滑油的选择(轻、中载荷)

主轴轴颈线 速度 / ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	工作温度 10 ~ 60℃, 轴颈压力 3MPa 以下	
	粘度 (40℃) / ($\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$)	适用的润滑油
> 9	5 ~ 27	L-AN5、L-AN10、L-AN15 全损耗系统用油
9 ~ 5	15 ~ 50	L-AN15、L-AN32 全损耗系统用油 L-TSA32、L-ATSA46 汽轮机油
5 ~ 2.5	32 ~ 60	L-AN32、L-AN46 全损耗系统用油 L-TSA46 汽轮机油
2.5 ~ 1	42 ~ 70	L-AN46、L-AN68 全损耗系统用油 L-TSA46 汽轮机油 20号汽油机油
1 ~ 0.3	42 ~ 80	L-AN46、L-AN68 全损耗系统用油 L-TSA46 汽轮机油 20号汽油机油
0.3 ~ 0.1	70 ~ 150	L-AN68、L-AN100、L-AN150 全损耗系统 用油 30号汽油机油
< 0.1	80 ~ 150	L-AN100、L-AN150 全损耗系统用油 30号、40号汽油机油

表6 滑动轴承润滑油的选择（中、重负荷）

主轴轴颈线速度 / ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	工作温度 10 ~ 60 °C, 轴颈压力 3 ~ 7.5 MPa	
	粘度 (40°C) / ($\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$)	适用的润滑油
2 ~ 1.2	68 ~ 100	L-AN68、L-AN100 的全损耗系统用油 20号汽油机油
1.2 ~ 0.6	68 ~ 110	L-AN68、L-AN100 全损耗系统用油 20号、30号汽油机油
0.6 ~ 0.3	68 ~ 150	L-AN100、L-AN150 全损耗系统用油 30号汽油机油 N100 压缩机油
0.3 ~ 0.1	100 ~ 220	L-AN100、L-AN150 全损耗系统用油 40号汽油机油
< 0.1	100 ~ 220	L-AN150 全损耗系统用油 40号汽油机油

表7 滑动轴承润滑油的选择（重、特重载荷时用油）

主轴轴颈线速度 / ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	工作温度 20 ~ 80 °C, 轴颈压力 7.5 ~ 30 MPa		
	粘度 (40°C) / ($\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$)	润滑方式	适用油名称、牌号
1.2 ~ 0.6	100 ~ 150	循环、油浴	30号、40号汽油机油, L-AN100、L-AN150 全损耗系统用油
	100 ~ 180	滴油、手浇	40号汽油机油, N100、N150 压缩机油
0.6 ~ 0.3	100 ~ 220	循环、油浴	40号汽油机油, N150 压缩机油
	150 ~ 400	滴油、手浇	N150 压缩机油, 24号汽缸油
0.3 ~ 0.1	100 ~ 150	循环、油浴	N100、N150 齿轮油
	150 ~ 460	滴油、手浇	28号轧钢机油, 38号汽缸油
< 0.1	150 ~ 460	循环、油浴	28号轧钢机油, 38号汽缸油
	460 ~ 680	滴油、手浇	38号汽缸油, 52号汽缸油



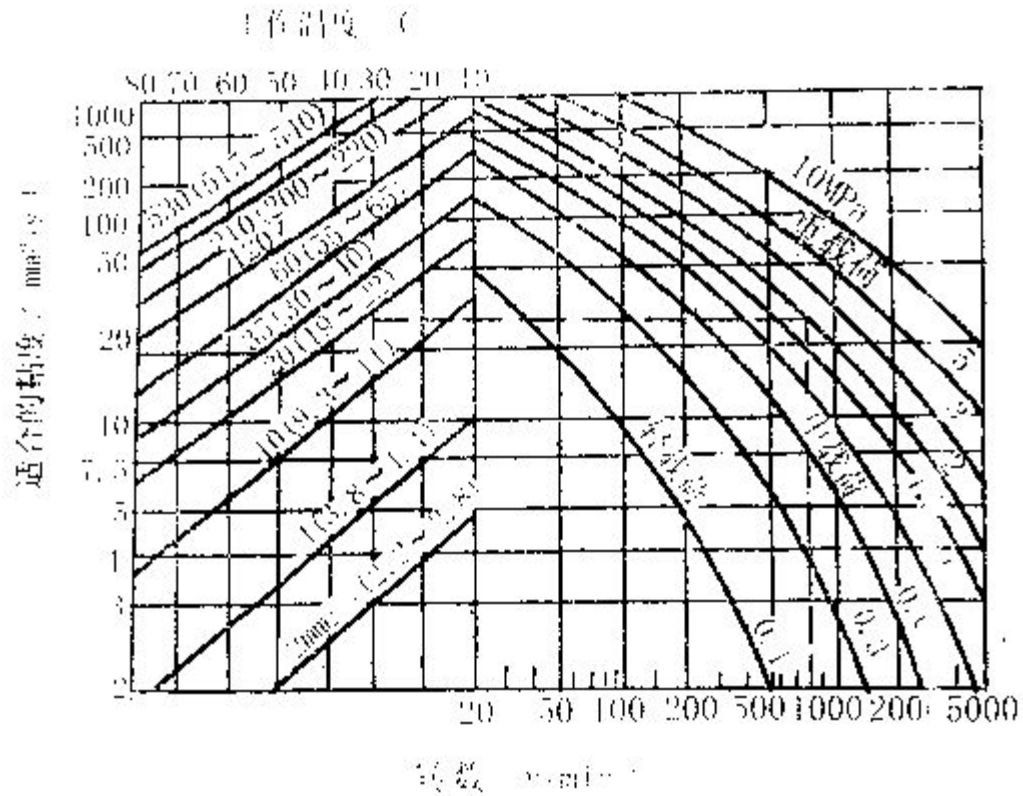


图5 径向轴承适用润滑油的粘度选择图

- ③ 已知 P ， T ， n ，求所需润滑油的粘度，由图5可以直接查出所需润滑油的适合粘度。



3 供油量的计算

供油量可根据不同的轴承结构及工作条件来确定。

(1) 边界润滑滑动轴承的供油量

边界润滑的滑动轴承，间隙中保持的油量为

$$q = \pi(R^2 - r^2)L\rho$$

式中 ρ ——润滑油的密度 ($\rho \approx 0.9 \text{g/cm}^3$)；

R 、 r ——分别为轴承孔和轴颈的半径，cm；

L ——轴承长度，cm。



① 泊绳式泊杯(GB1157—1989)供油

仅用于小型轻载普通滑动轴承，这种油杯的供油能力与油的粘度、密度、油绳截面积、油绳材料等因素有关。可根据泊绳尺寸大致确定供泊量。油绳尺寸为3mm，4-5mm，6-8mm，9—12mm时8h供油量分别为15g，17g，20g，30g。

② 针阀式油杯(GB 1158—1989)注油

最小流量为每分钟不大于5滴，可调节针阀的位置控制滴油量，做到不间断地定量供油。在实践中，若从轴承间隙中流出的油量很少，会使轴承温度升高，要适当加大给油量。



2. 循环润滑时的供油量

① 高速机械(如涡轮鼓风机、高速电机等)的供油量 q 为

$$q = (0.06 \sim 0.15) DL \quad (\text{L/min})$$

式中 D 、 L 分别为轴承孔径和轴承长度, cm

② 低速机械的供油量 q 为

$$q = (0.03 \sim 0.06) DL \quad (\text{L/min})$$

③ 润滑油主要用作冷却时的供油量, 可按以下经验公式计算

$$q = 2\pi nAM / \rho c \Delta T \quad (\text{L/min})$$

式中 A ——热功当量 $1/1000$, $\text{KJ/N} \cdot \text{m}$;

n ——主轴转速, r/min ;

M ——主轴的摩擦转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

ρ ——润滑油的密度, kg/L ($\rho \approx 0.85 \sim 0.91$);

c ——润滑油的比热, $\text{kJ/kg} \cdot \text{°C}$;

ΔT ——油通过轴承的实际温升, °C ; (一般允许 $10 \sim 12\text{°C}$)。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/886122123110010052>