

锻压机械设计基础

下 册

华南工学院主编

华南工学院

一九七九年六月

锻压机械设计基础

(下册)

目 录

第十一章 轴 承

一、滑动轴承

- § 11.1 向心滑动轴承的主要类型和结构 (1)
- § 11.2 滑动轴承的破坏形式及材料选择 (5)
- § 11.3 滑动轴承的润滑 (7)
- § 11.4 非液体润滑向心滑动轴承的设计计算 (12)
- § 11.5 推力滑动轴承 (16)

二、滚动轴承

- § 11.6 滚动轴承的基本构造、主要类型及其选择 (18)
- § 11.7 滚动轴承的破坏形式及计算原则 (24)
- § 11.8 滚动轴承的寿命计算 (25)
- § 11.9 滚动轴承的静负荷计算 (34)
- § 11.10 滚动轴承的组合设计 (36)
- § 11.11 滚动轴承和滑动轴承比较 (43)

第十二章 轴

- § 12.1 概 述 (45)

§ 12.2	轴的材料	(47)
§ 12.3	轴的结构设计	(47)
§ 12.4	轴的疲劳强度校核	(54)
§ 12.5	曲轴的设计计算	(62)
§ 12.6	键联接——轴与轮类零件的联接	(71)

第十三章 螺纹联接与螺旋传动

§ 13.1	概 述	(78)
§ 13.2	螺纹联接的结构与防松装置	(83)
§ 13.3	螺纹联接的计算	(88)
§ 13.4	螺旋传动	(97)

第十四章 弹 簧

§ 14.1	概 述	(101)
§ 14.2	圆柱形拉—压弹簧的设计计算	(104)
§ 14.3	碟形弹簧	(114)

第十五章 联轴节 离合器 制动器

一、联轴节

§ 15.1	联轴节概述	(120)
§ 15.2	凸缘联轴节	(120)
§ 15.3	十字沟槽联轴节	(121)
§ 15.4	弹性圈柱销联轴节	(122)
§ 15.5	十字铰链联轴节	(123)

二、离合器、制动器

§ 15.6	离合器、制动器概述	(126)
§ 15.7	转键离合器	(127)
§ 15.8	圆盘摩擦离合器和制动器	(131)
§ 15.9	镶块式摩擦离合器的计算	(134)
§ 15.10	镶块式摩擦制动器的设计计算	(137)

第十六章 凸 轮 机 构

§ 16.1	概 述	(143)
§ 16.2	凸轮机构的类型	(144)

§ 16.3	从动杆运动规律的选择	(145)
§ 16.4	凸轮轮廓的设计	(148)
§ 16.5	凸轮压力角及基圆半径的确定	(150)
§ 16.6	从动杆滚子半径的选择	(154)
§ 16.7	凸轮轴所需的扭矩	(155)
§ 16.8	凸轮轮廓宽度的确定	(158)

第十七章 锻压机械的常用间歇运动机构

§ 17.1	棘轮机构	(165)
§ 17.2	超越离合器	(168)
§ 17.3	槽轮机构	(171)

第十八章 静不定构件的计算

§ 18.1	力法解简单静不定构件	(176)
§ 18.2	力法解静不定框架	(179)
§ 18.3	查表法解静不定框架	(195)

第十九章 厚壁圆筒的计算及应用

§ 19.1	厚壁圆筒的应力计算	(203)
§ 19.2	厚壁圆筒的强度计算	(206)
§ 19.3	厚壁圆筒径向变形计算	(208)

第二十章 压杆的稳定性计算

§ 20.1	稳定性计算的概念	(212)
§ 20.2	临界力的确定·欧拉公式	(213)
§ 20.3	临界应力·欧拉公式的应用	(214)
§ 20.4	压杆稳定性的实用计算	(216)
§ 20.5	受压杆件的合理截面及材料的选择	(219)

第十一章 轴 承

轴承的用途与种类

轴承是用来支承轴的零件。轴与轴承间有相对的回转运动，大多数情况是轴承固定，轴在轴承内转动；有些情况却是轴不转，而轴承绕轴回转，如80吨开式压力机的曲轴与大齿轮间，当离合器没有接合时，装在大齿轮孔里的轴承绕曲轴的伸出端回转；还有些情况，轴与轴承同时以不同的速度或方向回转，如曲轴拐与连杆大端轴承间的运动就是这样。

轴上被轴承所支承的部分称为轴颈。

按照轴承与轴颈的摩擦性质，轴承可以分为滑动轴承和滚动轴承两大类。按照轴承所受载荷的方向，滑动轴承和滚动轴承又可以分为：向心轴承——能承受径向载荷；推力轴承——能承受轴向载荷；向心推力轴承——能兼受径向和轴向载荷。

上述每种轴承又有很多结构形式，“由于每一个事物内部不但包含了矛盾的特殊性，而且包含了矛盾的普遍性”，所以尽管轴承的种类繁多，只要我们注意抓住它的特殊性和普遍性及其互相联结，轴承这一章还是容易掌握的。

一、滑 动 轴 承

§ 11.1 向心滑动轴承的主要类型和结构

一、整体式滑动轴承

整体式轴承是一种最简单的结构型式。如果在机器的机架上钻一个孔，把轴颈支承在该孔中，这就是最简单的整体式轴承，如图11.1a所示。这种轴承的缺点是，当轴承孔磨损变大后，就无法调整和补救，因此，只用于简陋粗糙的手动机械上。

为了克服上述缺点，可在孔中加入一个耐磨的轴套（图11.1b），当轴套磨损后，只需换过一个轴套，轴承便可继续使用。

整体式轴承也可以造成一个独立的元件（图11.2）。轴颈上有油孔，轴承体与轴套之间常用骑缝螺钉防止轴套转动，轴承体用螺栓联接在机架上。整体轴承的标准规格，可参考有关手册。

整体轴承的优点是结构简单。缺点是磨损后间隙不能调整，只能更换过度磨损的轴套。另外，轴的装拆必须经过轴端，因此不够方便。在某些情况下，如在曲轴的连杆轴颈上用整体轴承就不可能装拆。

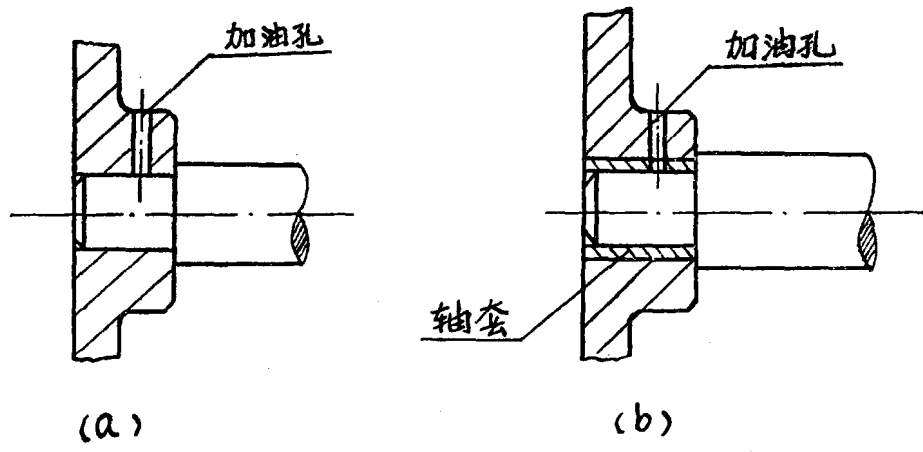


图11.1 机架上的整体式轴承

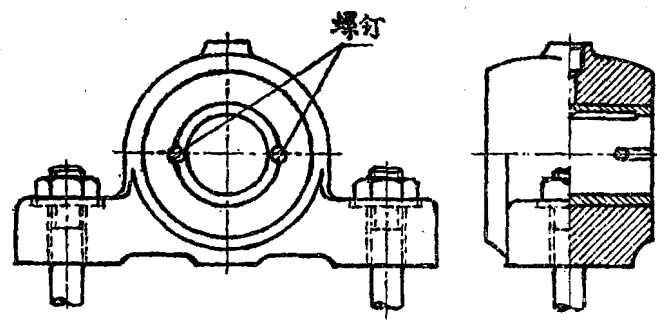


图11.2 整体轴承

二、对开式滑动轴承

为了解决整体式轴承的缺点，可以采用对开式轴承。对开式就是将轴承剖分为上下两部分。图11.3为一种标准规格的对开式滑动轴承，轴承体对开成轴承座1和轴承盖2，由两个

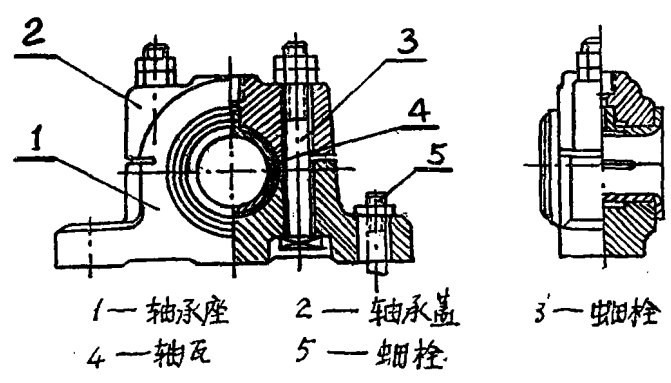


图11.3 对开式轴承

螺栓 3 联接在一起,较宽的轴承可用四个螺栓联接。轴承座与盖的接合处有凹凸配合面,使上下对中并防止横向移动。轴套也对开成上下两部分,称为上轴瓦和下轴瓦。轴承盖、上轴瓦和轴承座、下轴瓦的接合面之间,垫有一迭用薄铜片组成的调整垫片。当轴瓦磨损后间隙太大时,可以减去一两片垫片,使轴承保持适当的间隙。

装配时,先把轴承盖及上轴瓦取下,把轴颈搁上,然后盖好,调好间隙并转动顺利后,拧紧联接螺栓即可。因此装拆很方便。

上述对开式轴承,其剖分面与底面平行,称对开式正滑动轴承。它所受的径向载荷方向,不应超过轴承中心轴左右 35° (图11.4a),如径载方向超出此范围,则应采用对开式斜滑动轴承,如图(11.4b)所示。

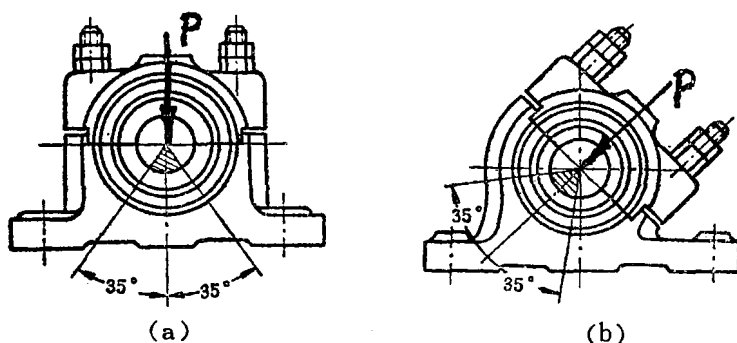


图11.4 正与斜的对开式滑动轴承

对开式向心滑动轴承的标准规格,见有关手册。

对开式滑动轴承也可以是非标准的,或直接设在机架上,如图11.5所示的80吨开式压力机曲轴两端的轴承,就是设在床身上的对开式向心滑动轴承。

对开式滑动轴承由于可以调整,装拆方便,结构也较简单,因此在滑动轴承中应用最广。

上述两种向心滑动轴承允许通过轴肩或轴环承受较轻的轴向载荷。

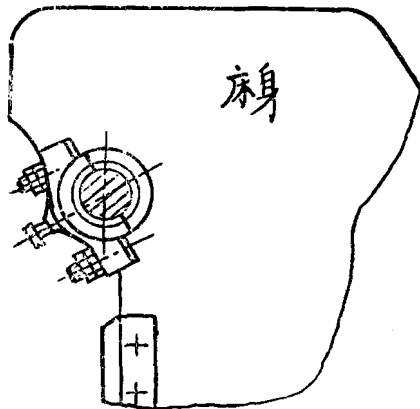


图11.5
80吨开式压力机上的对开式向心滑动轴承

三、调心式滑动轴承

在实际工程中,两轴承孔的同心度不可避免地有误差,轴也不可避免地有弯曲变形。这样就使轴颈偏斜,轴承两端不可避免地出现偏载现象(图11.6)。显然,轴承的长径比 $\frac{l}{d}$ 愈大,偏载现象就愈严重。当长径比 $\frac{l}{d} > 1.5$ 时,偏载就会达到不能容许的程度,轴承两端就会严重磨损而过早报废,甚至产生胶合。在这种情况下,就不应采用上述的轴承结构,而应采用调心式滑动轴承。

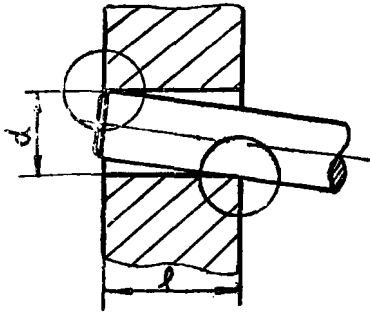


图11.6 轴承的偏载

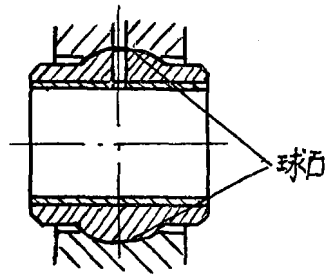


图11.7 调心式滑动轴承

图11.7所示，为一调心式滑动轴承。其轴套上下造成凸球面，与轴承座及轴承盖的凹球面相配，并能跟随轴颈一起偏斜，起自动调心的作用，因而避免了较大的偏载。它的结构与尺寸规格可参考有关手册。

调心式滑动轴承的缺点，是结构比较复杂，制造困难。因此，设计轴承时，应尽量使轴承的长径比 $l/d < 1.5$ ，而避免使用调心式滑动轴承。

四、轴瓦的结构

轴瓦的结构主要是安装定位和润滑油孔油槽两方面的问题。

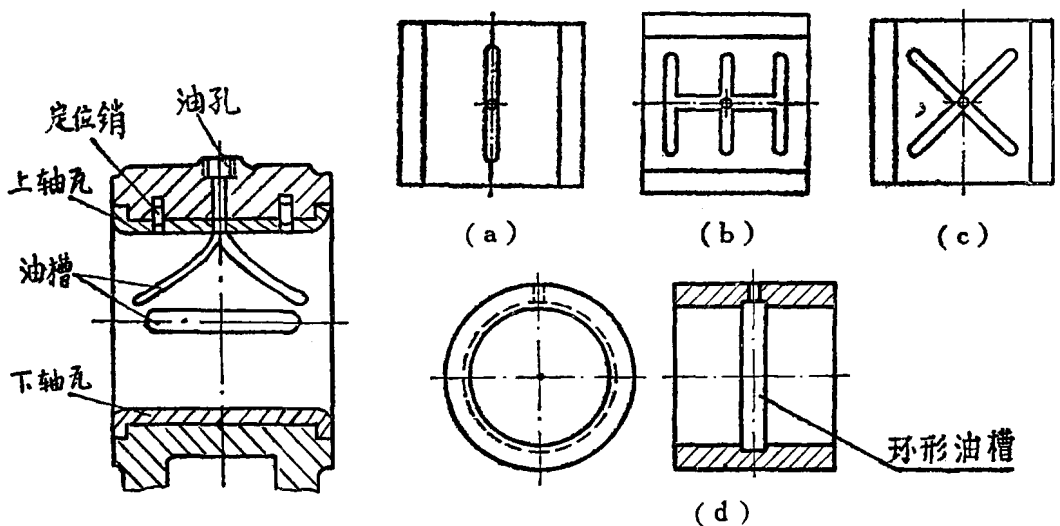


图11.8 轴瓦的定位

图11.9 常用的油槽形式

1. 轴瓦的定位 轴瓦在工作过程中不允许有轴向和周向移动。图11.2是利用螺钉来定位。图11.8是利用轴瓦凸缘作轴向固定，利用定位销作周向固定。

2. 油槽 从油孔加入的油通过油槽输送和分布到摩擦面上。图11.8及图11.9所示为常用的油槽形式。图d的环形油槽常用于压力供油的轴承，因有大量润滑油流过轴承间隙，冷却效果更好。

润滑油应从油膜压力最小处输入。油槽不应开在油膜承载区内，否则会破坏油膜的承载能力。

轴瓦的结构尺寸规格可参考有关手册。

§ 11.2 滑动轴承的破坏形式及材料选择

轴承盖和轴承座一般用灰铸铁铸成，牌号如 HT 10—26、HT 15—33等。只有在特别重载和冲击很大的情况下，才用铸钢制造。

轴瓦（包括轴套，下同）与钢轴颈直接接触，承受轴颈的压力和摩擦，因此轴瓦材料的好坏，对轴承的工作能力有直接的影响。

现在看看轴承的主要破坏形式是什么，因而对轴瓦材料有什么要求，然后考虑轴瓦应选用什么材料。

一、轴承的破坏形式及其对材料的要求

1. 疲劳破坏 轴承承受着很高的压力和冲击，特别是锻压机器的轴承。这些载荷经过多次的循环作用，就会产生疲劳破坏。因此要求材料有足够的耐压疲劳强度和耐冲击性能。

2. 胶合 由于局部的高压力，又润滑不良，以致摩擦产生高温而胶合。因此要求材料有下列性能：（1）对润滑油的吸附能力强，使轴颈与轴承间容易形成油膜；（2）跑合性能好，使表面容易磨光滑，一般材料的塑性好就愈易跑合；（3）导热性能好，易于散热；（4）与轴颈的摩擦系数低，产生摩擦热量小；（5）轴瓦与轴颈应采用不同的材料，因两者材料的性质和成分愈接近就愈易胶合。

3. 磨损 由于过度磨损，轴承间隙过大不能继续使用。因此要求材料的耐磨性好。一般，材料的硬度愈大，耐磨性愈好。然而，由于轴较轴承大而贵，因此希望磨损主要集中在轴承上，所以轴瓦的硬度必须小于轴颈的表面硬度。

以上要求的各种性能的综合，称为材料的抗磨性能，具有抗磨性能的材料称抗磨材料。轴瓦就应用良好的抗磨材料制成。当然，在选择材料时，还应考虑材料的工艺性，成本和材料的供应情况等。

二、常用的轴瓦材料

主要有下面三类：1. 青铜 主要是铜与锡、铅或铝的合金。青铜有良好的抗磨性能、机械性能和加工性能。它的熔点高，特别适用于重载及中速的场合，它是锻压机器和其它机械最常用的轴瓦材料。常用的牌号及性能见表11.1。

2. 轴承合金（又称巴氏合金或白合金）是锡、铅、锑和铜的合金。它的抗磨性能比青铜好，适用于重载和中速、高速的场合，特别是动力机械应用最多，如内燃机等。

由于轴承合金的强度较差，而且很贵，因此，使用时将它浇铸一薄层在青铜或铸钢、铸铁轴瓦上。这一薄层代替了轴瓦与轴颈接触，称为轴承衬。轴承合金轴承衬的结构规格可参考有关手册。轴承合金的常用牌号及性能见表11.1。

3. 灰铸铁和耐磨铸铁 抗磨性能较差，只适用于轻载和低速的场合。耐磨铸铁由于内部含有游离的石墨，所以抗磨性能较灰铸铁好。由于它们的硬度较高，因此不易跑合，且要求轴颈的硬度较高。使用前，应从空载起逐渐加载地与轴颈对磨24~40小时。常用灰铸铁的

牌号及性能见表11.1。

4. 其它 如塑料、尼龙等。

表11.1

常用轴瓦材料及其性能

材 料	代 号	许 用 值			硬 度		特 性 及 用 途 举 例
		[p]	[v]	[pv]	金属模	砂模	
		公斤 厘米 ²	米 秒	公斤·米 厘米 ² 秒			
灰 铸 铁	HT15—33	40	0.5		163~264		用于不受冲击的轻载荷轴承
	HT20—40	20	1				
	HT25—47	10	2				
铸 造 青 铜	ZQSn 10—1	150	10	150	90~120	80 ~100	磷锡青铜，用于重载中速、 高温及冲击条件下工作的轴承
	ZQSn 6—6—3	80	3	120	65~75	60	锡锌铅青铜，用于中等负荷 和中速下工作的轴承，如减速 箱、起重机的轴承及机床的一 般主轴轴承
	ZQAl 9—4	300	8	600	120~140	110	铝铁青铜，用于受冲击负荷 处，轴承温度可至300°C，与其 相配轴颈需淬硬
锡 基 轴 承 合 金	ChSnSb 11—6	稳 定 载 荷			30		用于浇铸在冲击负荷 $p \leq 200$ 公斤/厘米 ² 和平稳载荷 $p \leq 250$ 公斤/厘米 ² 下工作的轴承，如 蒸汽透平机，功率大于750 kw 电动机，内燃机的轴承，也用于 高速旋转的机床主轴轴承
		250	80	200			
	ChPbSn 16—16—1.8	150	12	100	30		用于无显著冲击负荷的轴 承，如车床、发电机、压缩机、 轧钢机等轴承，轴承温度不 超过120°C
ChPbSn 14—10—1.6	200	150	150	29		用于冲击负荷 $p_v < 100$ 公斤 米/厘米 ² 秒，或稳定负荷 $p < 200$ 公斤/厘米 ² 下工作的轴 承，如蒸汽透平机、中等功率 的电动机、拖拉机、发动机、 空压机等的轴承	

§ 11.3 滑动轴承的润滑

润滑的作用，主要是减少摩擦，提高效率，减轻磨损，带走热量，避免胶合等。因此，滑动轴承的润滑是十分重要的。“优势而无准备，不是真正的优势。”一个性能良好安装正确的轴承，如果润滑不良，就不能达到预期的效果。

一、润滑剂及其选择

润滑剂可分为液体的、固体的（石墨）、半固体的及气体的（空气）几种，而其中以润滑油和润滑脂是最常用的润滑剂。

（一）润滑油 润滑油是一种液态的润滑剂，它可以分为矿物油和混合油两大类，矿物油价格低廉，粘度范围大，且不易变质，故占重要地位。混合油是矿物油和动、植物油等物质的混合剂，它可做成各种不同粘度，以满足不同的要求，动植物油的油性比矿物油好，但由于价昂，且易氧化变质，故在一般用途上不及矿物油有利。如将其与矿物油混合，则可增高矿物油的油性。

润滑油的质量指标主要有：

1. 粘度

当流体（液体或气体）内部发生相对运动时，其分子间存在的阻力——流体的内摩擦阻力，叫做流体的粘度。它的数值大小直接影响到润滑部位的工作质量、承载能力和使用寿命。所以粘度是选择各种润滑油的一个重要指标。

标志粘度的大小，通常有三种不同的单位：动力粘度单位、运动粘度单位及条件粘度单位。

1) 动力粘度 当液体中有面积各为1平方厘米，彼此相距1厘米远的两层平行液体，在以1厘米/秒的速度作相对平行移动时所产生的阻力为1达因，则此液体的动力粘度单位为1泊。由于这个单位对大多数的润滑液来说，都嫌太大，故工程上常取它的百分之一作为动力粘度单位，叫做“厘泊”，即1泊=100厘泊。动力粘度常以 u_t 表示。

2) 运动粘度 这是液体的动力粘度和在相同温度下的该液体密度的比值，它的单位叫“沱”。常用的运动粘度单位为沱的百分之一，称作“厘沱”，并以 v_t 表示。故

$$v_t = \frac{u_t}{\gamma} \quad (11.1)$$

式中 v_t ——液体的运动粘度，厘沱

u_t ——液体的动力粘度，厘泊

γ ——液体的密度，克/厘米³

3) 条件粘度 这是用专门的粘度计测得的粘度。用常见的恩氏粘度计测得的粘度单位叫“恩格尔度”，以 $^{\circ}E_t$ 表示。

恩氏粘度计是一种具有一定直径的毛细管。以200毫升的润滑油在温度 $t^{\circ}C$ 时流过这一毛细管所需时间与同体积的蒸馏水在 $20^{\circ}C$ 时流过同一毛细管所需时间的比值就是这一润滑油的恩格尔度。测定润滑油的恩格尔度时，常用的温度有 $20^{\circ}C$ 、 $50^{\circ}C$ 及 $100^{\circ}C$ 三种。相应的恩氏粘度的标记为 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 和 $^{\circ}E_{100}$ 。油的粘度越大，测定时所用的温度越高。

严格说来，油的粘度是随温度和压力的变化而变化的，但在工程上的常用范围内（小于

100大气压)，粘度随压力的变化极微，可忽略不计，故粘度主要是随温度变化而变化。温度越高，油的粘度越小。

我国常用“厘沱”或“恩格尔度”来表明润滑油的粘度，这两种粘度单位并可用下式进行换算：

$$v_t = 7.31^\circ E_t - \frac{6.31}{^\circ E_t} \quad (11.2)$$

表11.2 常用润滑油的主要性质和用途 (摘要)

名称	代号	50°C时的粘度		100°C时的粘度		凝点 ≤	闪点 ≥	主要用途
		厘沱	°E ₅₀	厘沱	°E ₁₀₀			
高速机械油 (GB486—65)	HJ-5	4~5.1	1.29~1.40	—	—	-10	110	各种高速低负荷机械轴承的润滑和冷却(循环式或油箱式)；
	HJ-7	6~8	1.48~1.67	—	—	-10	125	高达10000转/分以上的精密机械、机床及纺织机械上的纱锭的润滑和冷却。
机械油 (GB443—64)	HJ-10	7~13	1.57~2.15	—	—	-15	165	纺织工业纱锭、机械工业机床以及其他各种机械润滑；
	HJ-20	17~23	2.6~3.31	—	—	-15	170	各种高速低负荷或中小负荷循环式或油箱式集中润滑系统；
	HJ-30	27~33	3.81~4.59	—	—	-10	180	中小型齿轮(钢制)、蜗轮(青铜)传动浸油式或喷射式润滑；
	HJ-40	37~43	5.11~5.89	—	—	-10	190	
HJ-50	47~53	6.42~7.2	—	—	-10	220	摩擦平面及各种机械滑动轴承的润滑和冷却。	
齿轮油 (SYB1103—62S)	HL-20 (冬用)	—	—	17.9~22.1	2.7~3.2	-20	170	重负荷机械齿轮及蜗轮传动装置的箱式润滑系统；各种中等负荷减速器浸油式及循环式润滑系统。用途极为广泛。
	HL-30 (夏用)	—	—	28.4~32.3	4.0~4.5	-5	180	
饱和汽缸油 (GB447—64)	HG-11	—	—	9~13	1.76~2.15	5	215	HG-11多用于柴油机润滑，HG-24多用于饱和蒸汽机及各种低速高负荷机械的润滑；
	HG-24	—	—	20~28	2.95~3.95	15	240	均适用于大型冶金齿轮座、重负荷减速器、管道较短的循环及箱式润滑系统。

2. 凝固点

液态润滑油凝固时的温度称为凝固点。它表示润滑油的耐低温性能。当需要降低润滑油的凝固点时，可将它与粘度低的（照例也是凝固点较低的）润滑油（如变压器油）混合；与煤油混合；或添加抗凝剂（如氧化石蜡等）。显然，气温较低的地区应采用凝固点低的润滑油。

3. 闪点

润滑油加热后会蒸发成气体。这种蒸发气与空气混合后遇到火焰就会发生短暂的燃烧闪光现象。这时的温度称为它的闪点。闪点表示润滑油的耐高温性能。在高温机械润滑时，必须注意润滑油的闪点，否则易于自燃，从而失去润滑作用。

机械中常用润滑油的主要性质和用途见表11.2。

（二）润滑脂 润滑脂是一种半固体的润滑剂，在常温下呈膏状，系由氢氧化钙、氢氧化钠或氢氧化铝等碱化剂与牛羊油加热，使牛羊油碱化后成为金属皂，然后加入矿物油而成。润滑脂的特点是：因为在常温下为膏状故不易自轴承中流失，同时其承载能力较大。

润滑脂的质量指标主要有：

1. 滴点

润滑脂加热到一定程度时就开始变稀。当它开始滴落（第一滴）时的温度，称为滴点。滴点表示润滑脂的抗热性能，也就是润滑脂在高温时的工作极限。普通润滑脂的滴点大约为 $75^{\circ}\text{C}\sim 120^{\circ}\text{C}$ ，特殊的（如松香润滑脂）可到 230°C 左右。选用润滑脂必须选择滴点高于工作温度 10°C 以上的，才能保持润滑的正常效果。

2. 针入度

针入度是指在一定温度下（通常为 25°C ）用一定重量（150克）的圆锥形重锤，在5秒钟内落入润滑脂的深度。它表示润滑脂的粘稠或软硬的程度。

机械中常用润滑脂的主要性质和用途见表11.3。

（三）润滑剂的选择

润滑剂可按下面原则选择：1. 高速轻载容易形成油膜，为了减少能量消耗，应选用低粘度的润滑油；2. 低速重载，应选用高粘度的润滑油，以利形成油膜；3. 在压力大以及冲击、变载的工作条件下，应选用高粘度的润滑油或润滑脂；4. 特别低速重载，或常间歇起动，往复摇动，或不便加润滑油的轴承，应使用润滑脂；5. 在循环润滑、油芯润滑的条件下应选用低粘度的润滑油。

具体选择润滑油时，也可在图11.10中，按轴颈直径和转速查出润滑油粘度应

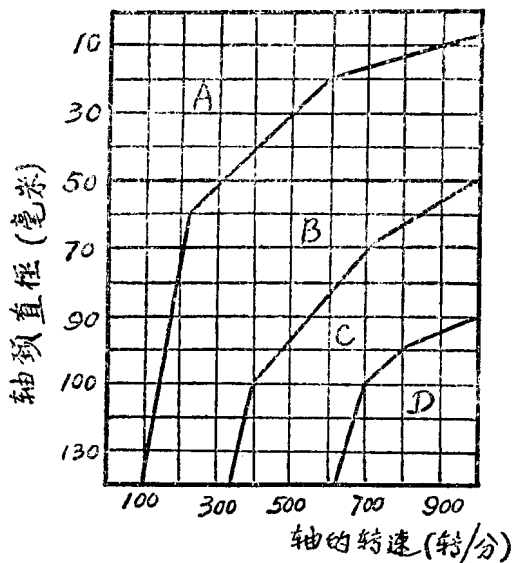


图11.10 滑动轴承润滑油的选择
（配表11.4用）

表11.3

常用润滑脂的主要性质和用途(摘要)

名 称	代 号	滴点 ≥ (°C)	针 入 度 25°C·150克 (1/10毫米)	主 要 用 途
钙基润滑脂 (GB491—65)	ZG-2	80	265~295	工作温度低于55~60°C各种工农业、交通运输机械设备轴承润滑, 特别是有水或潮湿处; 有耐水性能; 油杯、手动油站、干油枪等送油设备。
	ZG-3	85	220~250	
	ZG-4	90	175~205	
	ZG-5	95	130~160	
钠基润滑脂 (GB492—65)	ZN-2	140	265~295	工作温度在115~145°C的各种机械设备轴承润滑; 不耐水(或潮湿); 其分别适用的工作温度为ZN-2, 低于115°C; ZN-3, 低于135°C; ZN-4, 低于145°C。
	ZN-3	140	220~250	
	ZN-4	150	175~205	
钙钠基润滑脂 (SYB1403—62)	ZGN-2	120	250~290	在80~100°C有水分或较潮湿环境中工作的机械润滑; 多用于铁路机车、列车、小电动机、发电机滚动轴承(温度较高者)润滑; 不适于低温工作。
	ZGN-3	135	200~240	
石墨钙基润滑脂 (SYB1405—65)	ZG-S	80	—	人字齿轮、起重机、挖掘机的尾盘齿轮, 矿山机械、绞车钢丝绳等高负荷、高压、低速度的粗糙机械润滑及一般开式齿轮润滑; 能耐潮湿。
滚珠轴承脂 (SYB1514—65)	ZGN 69-2	120	250~290 (-40°C时为30)	机车、汽车、电机及其它机械的滚动轴承润滑。
复合钙基脂 (SYB1407—62S)	ZFG-1 ZFG-2 ZFG-3	180 200 220	310~350 260~300 210~250	高温潮湿设备的润滑, ZFG-1、ZFG-2多用于集中润滑。
锂基润滑脂 (Q/SY1002—65)	ZL-0	165	355~380	高负荷、变温下工作的机械滑动轴承(如各种压力泵、高压釜液泵以及航空工业等变温机械)的润滑; 低温和温度变化范围较大的机械的润滑。
	ZL-1	170	310~340	
	ZL-2	180	265~295	
	ZL-3	190	220~250	

注: 各种润滑脂的最高工作温度比其滴点低20~30°C。

表11.4

滑动轴承润滑油选用表(配图11.10用)

单位压力 (公斤/厘米 ²)	荐 用 粘 度 (°E ₅₀)			
	A	B	C	D
~5	2.6~3.3	2.5~3	2~2.4	1.8~2.2
5~65	6.5~7.5	5.5~6.5	4~5	2.5~3.3
65~150	9~12	7~8	5~7	4~6

在的区域(A、B、C或D),然后从表11.4中按已查得的区域及轴承单位压力查得油的粘度°E₅₀,再按此粘度在润滑油产品目录中找出相应粘度的润滑油品种。

如果轴承的温度较高,油的粘度便降低(变稀),容易被挤出摩擦面,因此粘度应选大些。当轴承的平均温度大于60°C,以及间歇工作、双向回转或有振动时,所选的润滑油粘度应比表值大1~2°E₅₀。反之,在低温下工作的轴承,如平均温度小于10°C,以及压力供油时,粘度应比表值大大降低。

二、润滑方法及其装置

润滑油的供油方法及其装置,有下面几种:

1. 用油壶定期加油 油加在轴承的油孔或油杯上,流入轴承润滑。此法只能间歇润滑,不能调节,不方便也不可靠。注油杯的结构如图11.11所示,其标准规格见有关手册。

2. 针阀油杯润滑 针阀油杯的结构如图11.12所示。拉起杯顶的手柄启开针阀,油就注入轴承油孔,倒下手柄就停止供油。此法对加油的观察和控制比较方便,但仍属人工定期加油。针阀油杯的标准规格见有关手册。

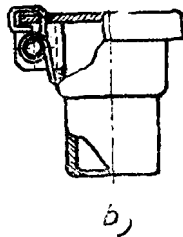
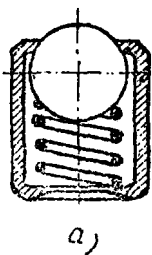
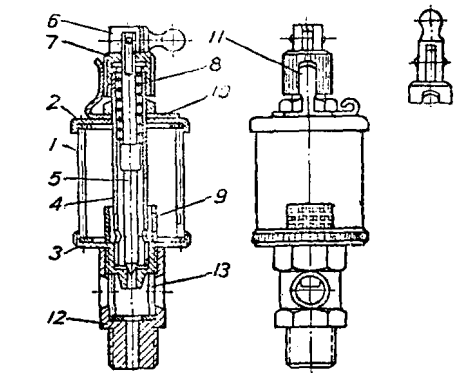


图11.11 注油杯



1—玻璃杯; 2—盖; 3—杯底; 4—管; 5—阻塞针;
6—手柄; 7—调节螺母; 8—螺旋弹簧; 9—滤油网;
10—片弹簧; 11—压片; 12—接头; 13—观察孔

图11.12 针阀油杯

3. 油芯式润滑 用油芯式油杯润滑(图11.13),也可以在位置较高处设一小油池,用若干条油芯,一头浸在油池内,另一头分接在若干个轴承的油孔中,油便沿着油芯连续均匀地滴进轴承。此法的供油量不大,不能调节,停机也供油。油芯式油杯的标准规格可参考有关手册。

4. 油环润滑 在轴颈上自由悬挂一油环,它的下部浸在油池内(图11.14)。当轴旋转时,油环也随之运转,从而把油带到轴颈上润滑。此法简单、自动、连续、可靠和省油,但供油量不能调节,且只能用于水平位置,连续运转和工作平稳的轴承,轴的圆周速度要大于

0.5米/秒（或转速 $n = 60 \sim 3000$ 转/分），否则，油不能很好地带上轴颈。

油环的标准规格尺寸可参考有关手册。

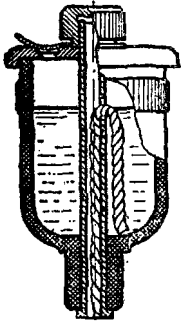


图11.13 油芯式油杯

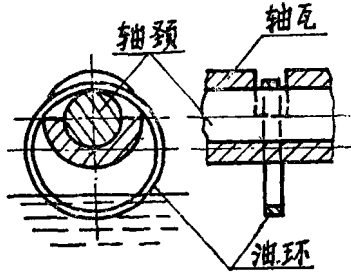


图11.14 油环润滑

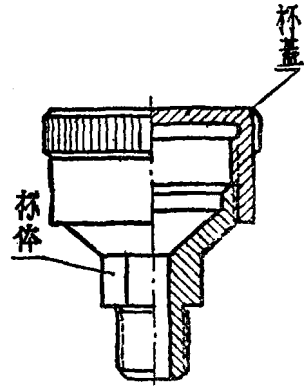


图11.15 黄油杯

油环的标准规格尺寸可参考有关手册。

5. 飞溅润滑 在封闭的传动中，可利用齿轮等回转零件敲击润滑油使之飞溅以润滑轴承。

6. 压力循环润滑 用油泵通过各输油管，将润滑油输到各轴承的油孔中。此法工作可靠，连续自动，润滑充分，又可以调节，但需要一套供油系统，增加了设备费用。一般用于重要机器的主要轴承中。

对于润滑脂的润滑，由于润滑脂没有流动性，因此必须靠压力注入。最常用是旋盖黄油杯（图11.15），当油杯填满黄油后，旋紧盖子便将黄油压注入轴承内。还可用黄油枪将润滑脂注入轴承的油咀内。润滑脂也可以集中供油，即用黄油压入器（或称干油站），通过输油管将黄油压注入各轴承内，这种方法比较方便。由于润滑脂不易流失，加一次油就可以用一段较长时间，所以只需定期人工加油。

黄油杯、黄油枪和干油站的标准规格可参考有关手册。

上述滑动轴承的润滑方法，也可参考轴承的平均负荷系数 K 的经验数据来选择。

$$K = \sqrt{pv^3}$$

式中 p ——轴颈上的单位压力， $p = \frac{P}{dl}$ （公斤/厘米²）

v ——轴颈的圆周速度（米/秒）

当 $K \leq 6$ ，用润滑脂润滑（可用黄油杯）；当 $K = 6 \sim 50$ ，用润滑油润滑（可用针阀油杯等）；当 $K = 50 \sim 100$ ，用油杯、飞溅等润滑，但需用水或油循环冷却轴承体，当 $K > 100$ ，需用压力循环润滑。

§ 11.4 非液体润滑向心滑动轴承的设计计算

一、滑动轴承的润滑摩擦状态

按照轴承润滑形成油膜的厚薄情况不同，轴承的润滑摩擦状态分为：

1. 边介润滑摩擦 轴颈与轴承之间，由于金属表面对油的吸附力而形成一层很薄的油

膜，称边介油膜。由于边介油膜很薄，厚度小于轴承和轴颈表面的微观不平度，滑动时两表面的波峰互相搓削（图11.16a）。

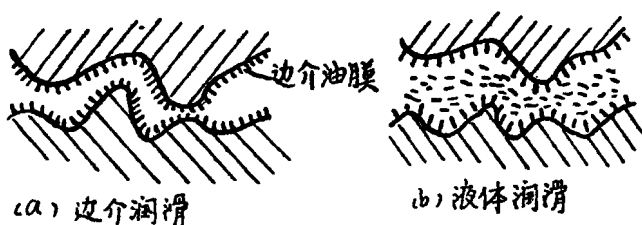


图11 16 润滑摩擦状态

如果边介油膜破坏，研磨磨损将十分严重，温度急剧上升，以致容易产生胶合破坏。所以边介润滑摩擦，是滑动轴承最低限度的润滑条件。

2. 液体润滑摩擦 轴颈与轴承之间，被一层较厚的油膜完全分隔开（图11.16b）。摩擦磨损很小，是最理想的润滑状态。

获得液体润滑有两种方法：（1）在轴承油腔中输入一定压力的润滑油，并在油腔中造成压力差，从而把轴颈抬起而与轴承孔分隔开，这样的轴承称为静压轴承；（2）利用轴颈与轴承的相对运动形成压力油膜，将轴颈抬起而与轴承孔分隔开，实现液体摩擦，这样的轴承称为动压轴承。

3. 半液体润滑摩擦 介乎于边介和液体润滑之间的状态。

液体润滑轴承是比较理想的，但它的制造精度要求高，造价贵。动压轴承对载荷情况，滑动速度，轴承间隙，滑油粘度等都有一定要求。对于低速重载，间歇或正反转动的轴承（如锻压机器中的轴承）是很难得到液体润滑状态的。静压轴承则要有一套供油系统，成本较高。

属于边介润滑和半液体润滑状态的轴承，称为非液体润滑轴承。多数机器上的滑动轴承都是非液体润滑轴承。

二、非液体润滑向心滑动轴承的设计计算

1. 选择轴承的结构型式 按照轴承的受载情况（如大小，方向和是否冲击等），转速及机器对轴承结构上的要求，选择轴承的结构型式和轴瓦材料。可以选用标准的或非标准的轴承。

2. 选定轴承的尺寸 按已定的轴颈直径 d 及标准轴承的型式，从标准中查出轴承长度 l 及其它结构尺寸。对于非标准轴承，可按结构要求初步选定轴承长度 l ，其长径比应在范围 $l/d = 0.5 \sim 1$ 比较适宜。

3. 轴承的验算 对已初步选定的轴承尺寸进行验算，以便最后确定轴承的尺寸。

（1）单位压力 p 的验算 轴承工作时的单位压力 p 越大，磨损就越严重，因此必须加以限制和验算。即

$$p = \frac{P}{dl} \leq [p] \quad (11.3)$$