

滑动轴承概述

轴承的作用是支承轴。轴在工作时可以是旋转的，也可以是静止的。

一、轴承应满足如下基本要求：

1. 能承担一定的载荷，具有一定的强度和刚度。
2. 具有小的摩擦力矩，使回转件转动灵活。
3. 具有一定的支承精度，保证被支承零件的回转精度。

二、轴承的分类

根据轴承中摩擦的性质，可分为滑动轴承和滚动轴承。

根据能承受载荷的方向，可分为向心轴承、推力轴承、向心推力轴承。

（或称为径向轴承、止推轴承、径向止推轴承）。

根据润滑状态，滑动轴承可分为：不完全液体润滑滑动轴承。

完全液体润滑滑动轴承。

三、滑动轴承的特点

滚动轴承绝大多数都已标准化，故得到广泛的应用。但是在以下场合，则主要使用滑动轴承：

- 1．工作转速很高，如汽轮发电机。
- 2．要求对轴的支承位置特别精确，如精密磨床。
- 3．承受巨大的冲击与振动载荷，如轧钢机。
- 4．特重型的载荷，如水轮发电机。
- 5．根据装配要求必须制成剖分式的轴承，如曲轴轴承。
- 6．在特殊条件下工作的轴承，如军舰推进器的轴承。
- 7．径向尺寸受限制时，如多辊轧钢机。

四、滑动轴承设计内容

轴承的型式和结构选择；轴瓦的结构和材料选择；轴承的结构参数设计；
润滑剂及其供应量的确定；轴承工作能力及热平衡计算。

三、滑动轴承的特点

滚动轴承绝大多数都已标准化，故得到广泛的应用。但是在以下场合，则主要使用滑动轴承：



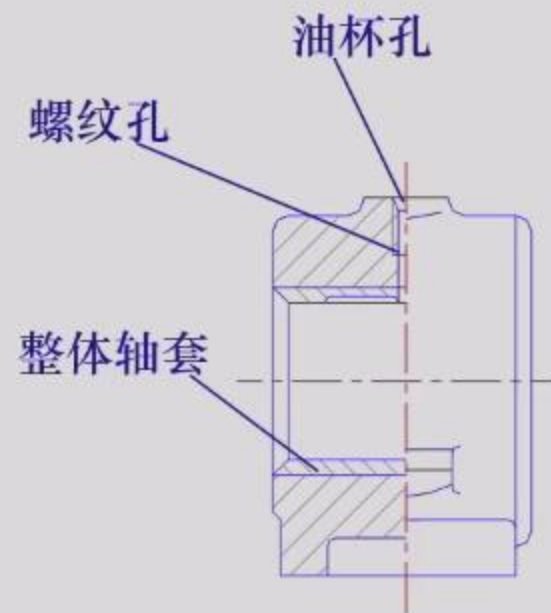
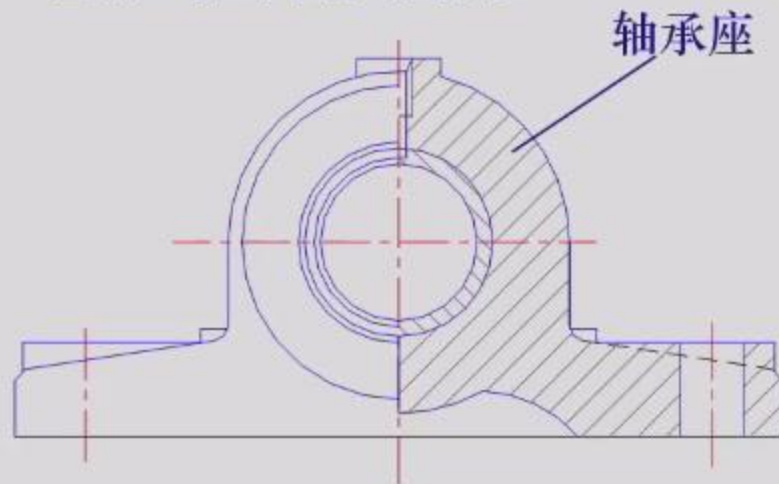
新安江水电站是中国第一座自己勘测、设计、施工和制造设备的大型水电站，工程于1957年4月开工，1960年4月第1台机组发电。



滑动轴承的典型结构

一、径向滑动轴承的结构

1. 整体式径向滑动轴承



特点：结构简单，成本低廉。

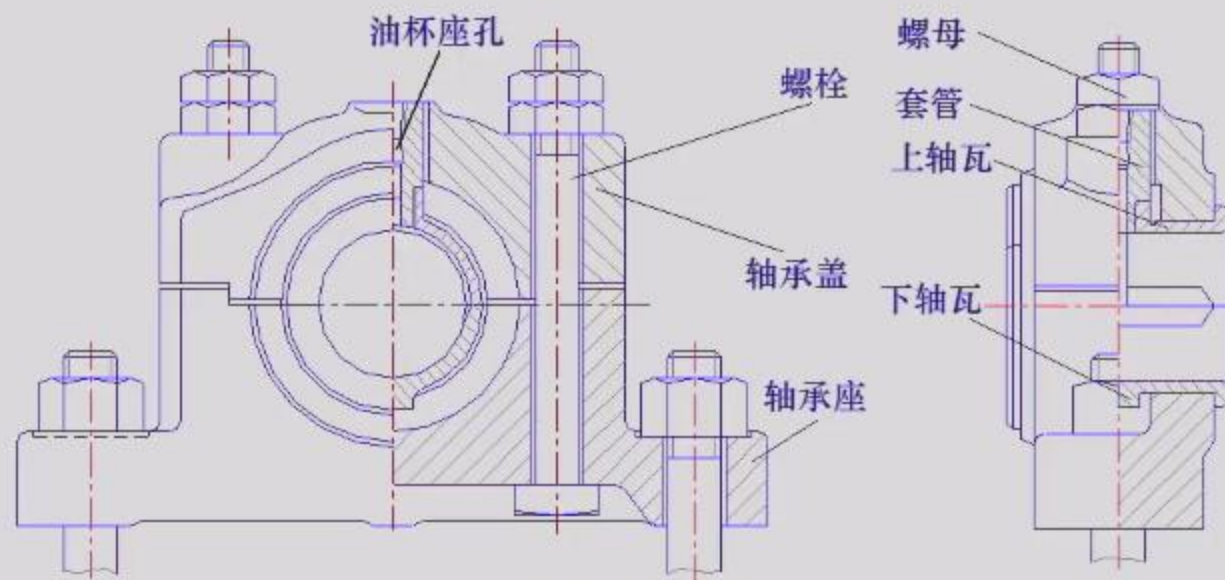
因磨损而造成的间隙无法调整。

只能从沿轴向装入或拆出。

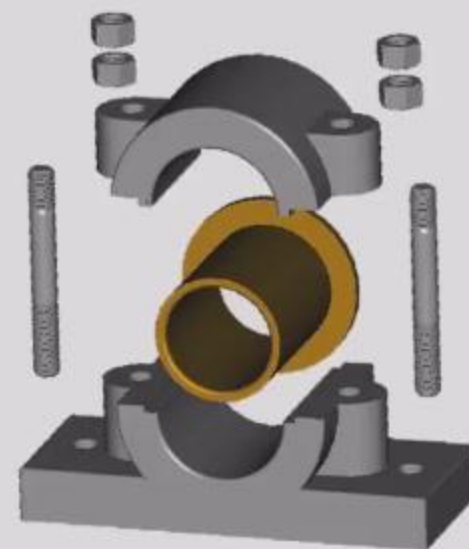
应用：低速、轻载或间歇性工作的机器中。

滑动轴承的典型结构

2. 对开式径向滑动轴承



对开式轴承(剖分轴套)



对开式轴承(整体轴套)

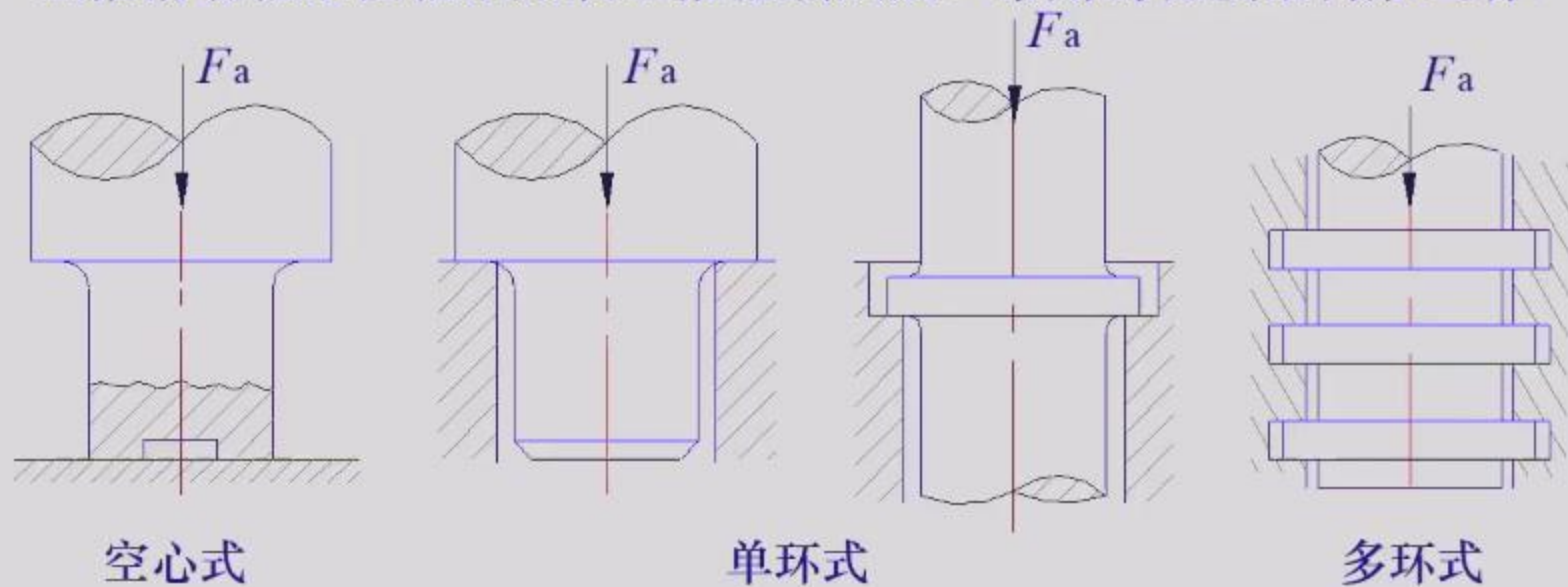
特点：结构复杂、可以调整磨损而造成的间隙、安装方便。

应用场合：低速、轻载或间歇性工作的机器中。

滑动轴承的典型结构

三、止推滑动轴承的结构

止推滑动轴承由轴承座和止推轴颈组成。常用的轴颈结构形式有：



空心式：轴颈接触面上压力分布较均匀，润滑条件较实心式的改善。

单环式：利用轴颈的环形端面止推，结构简单，润滑方便，广泛用于低速、轻载的场合。

多环式：不仅能承受较大的轴向载荷，有时还可承受双向轴向载荷。由于各环间载荷分布不均，其单位面积的承载能力比单环式低50%。

滑动轴承的失效形式及常用材料

一、滑动轴承常见失效形式有：

轴承表面的磨粒磨损、刮伤、咬粘(胶合)、疲劳剥落和腐蚀。

滑动轴承还可能出现气蚀、电侵蚀、流体侵蚀和微动磨损等失效形式。

汽车用滑动轴承故障原因的平均比率

故障原因	不干净	润滑油不足	安装误差	对中不良	超 载
比率／％	38.3	11.1	15.9	8.1	6.0
故障原因	腐 蚀	制造精度低	气 蚀	其 它	
比率／％	5.6	5.5	2.8	6.7	

滑动轴承的失效形式及常用材料

二、滑动轴承的材料

轴承材料是指在轴承结构中直接参与摩擦部分的材料，如轴瓦和轴承衬的材料。

轴承材料性能应满足以下要求：

减摩性：材料副具有较低的摩擦系数。

耐磨性：材料的抗磨性能，通常以磨损率表示。

抗咬粘性：材料的耐热性与抗粘附性。

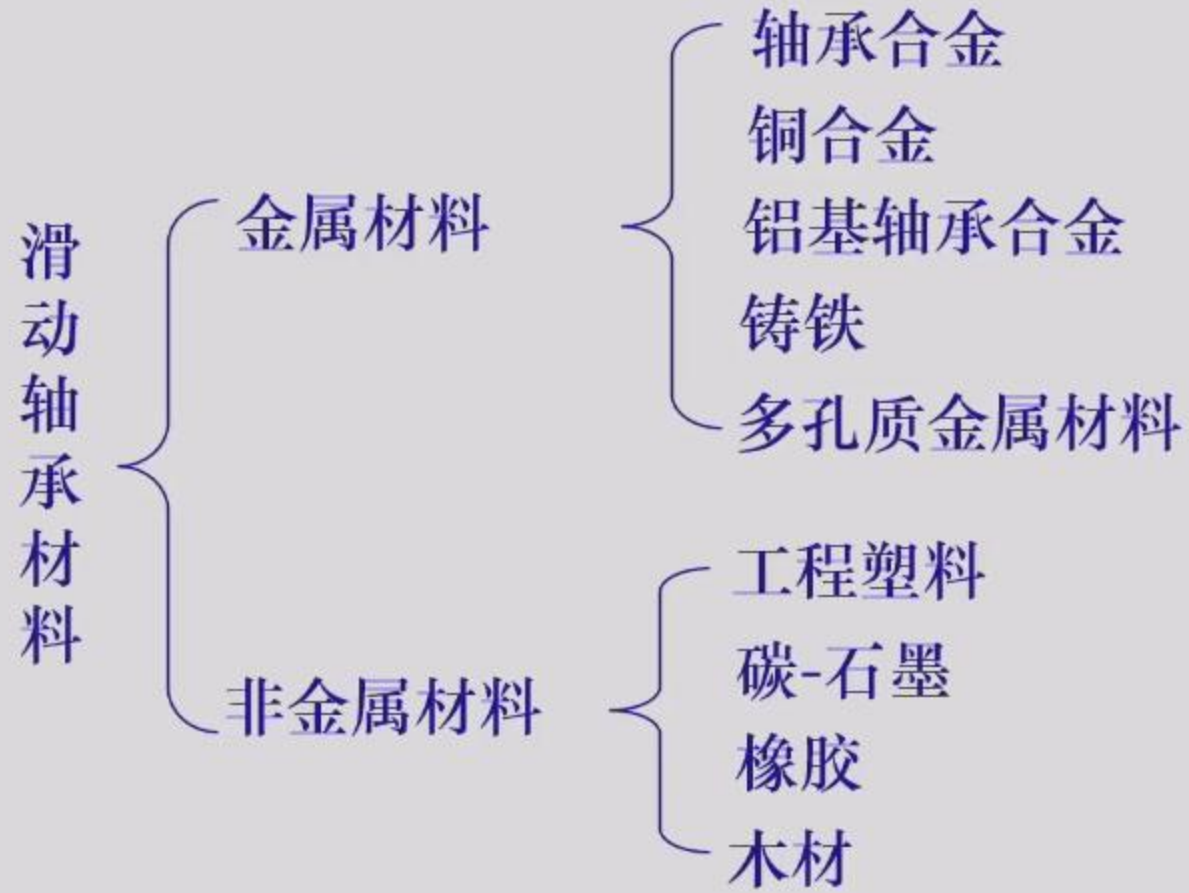
摩擦顺应性：材料通过表层弹塑性变形来补偿轴承滑动表面初始配合不良的能力。

嵌入性：材料容纳硬质颗粒嵌入，从而减轻轴承滑动表面发生刮伤或磨粒磨损的性能。

磨合性：轴瓦与轴颈表面经短期轻载运行后，形成相互吻合的表面形状和粗糙度的能力（或性质）。

此外还应有足够的强度和抗腐蚀能力、良好的导热性、工艺性和经济性。

常用轴承材料



(1) 轴承合金（白合金、巴氏合金）

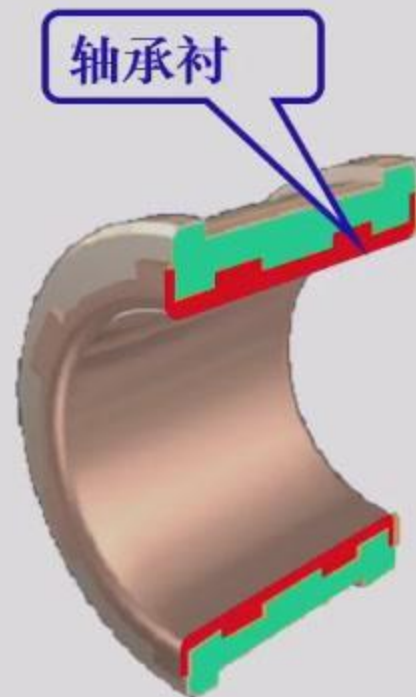
是锡、铅、锑、铜等金属的合金，锡或铅为基体。

优点：摩擦系数小，抗胶合性能好、对油的吸附性强、耐腐蚀性好、容易跑合、是优良的轴承材料，常用于高速、重载的轴承。

缺点：价格贵、机械强度较差；

只能作为轴承衬材料浇注在钢、铸铁、或青铜轴瓦上。

工作温度： $t < 120^{\circ}\text{C}$ ，巴氏合金熔点低。



(2) 铜合金

优点：青铜强度高、承载能力大、耐磨性和导热性都优于轴承合金。
工作温度高达250 °C。

缺点：可塑性差、不易跑合、与之相配的轴径必须淬硬。

青铜可以单独制成轴瓦，也可以作为轴承衬浇注在钢或铸铁轴瓦上。

锡青铜 → 中速重载

铅青铜 → 中速中载

铝青铜 → 低速重载

(3) 铝基合金

铝锡合金：有相当好的耐腐蚀性和较高的疲劳强度，摩擦性能也较好。在部分领域取代了较贵的轴承合金与青铜。

(4) 铸铁：用于不重要、低速轻载轴承。

(5) 多孔质金属材料

含油轴承：用粉末冶金法制作的轴承，具有多孔组织，可存储润滑油。可用于加油不方便的情况。

(6) 非金属材料

工程塑料：具有摩擦系数低、可塑性、跑合性良好、耐磨、耐腐蚀、可用水、油及化学溶液等润滑的优点。

缺点：导热性差、膨胀系数大、容易变形。为改善此缺陷，可作为轴承衬粘复在金属轴瓦上使用。

碳-石墨：是电机电刷常用材料，具有自润滑性，用于不良环境中。

橡胶轴承：具有较大的弹性，能减轻振动使运转平稳，可用水润滑。常用于潜水泵、沙石清洗机、钻机等有泥沙的情况。

木材：具有多孔结构，可在灰尘极多的环境中使用。

表 13-1 常用轴瓦材料性能

轴瓦材料		最大许用值				轴颈 最小 硬度 (HBS)	备 注
		$[p]$ (MPa)	$[v]$ (m/s)	$[pv]^*$ (MPa·m/s)	t (℃)		
锡铋 轴承 合金	ZSnSb11Cu6	平稳载荷			150	150	用于高速、重载下工作的重要轴承。变载荷下易于疲劳。价贵。
		25	80	20			
	ZSnSb8Cu4	冲击载荷					
		20	60	15			
铅铋 轴承 合金	ZPbSb16Sn16Cu2	10	12	15	150	150	用于中速、中等载荷的轴承、不宜受显著的冲击载荷。可作为锡铋轴承合金的代用品。
	ZPbSb15Sn5Cu3Cd2	5	6	5			
锡 青 铜	ZCuSn10P1	15	10	15	180	300 ~400	用于中速、重载或变载荷的轴承。
	ZCuSn5Pb5Zn5	8	3	15			用于中速、中等载荷的轴承。
铝 青 铜	ZCuAl10Fe3	30	8	12	150	280	最宜用于润滑充分的低速重载轴承。
铸 铁	HT150	4	0.5	—	150	200 ~250	用于低速、轻载的不重要轴承。价廉。
	HT200	2	1	—			
酚醛塑料		39~41	12~13	0.18~0.5	110 ~ 120		抗胶合性好,强度好,能耐水、酸、碱,导热性差。重载时需用水或油充分润滑,易膨胀,间隙应大些。
聚四氟乙烯		3~ 3.4	0.25~ 1.3	0.04~ 0.09	250		摩擦因数低,自润滑性好,耐腐蚀。
碳-石墨		4	13	0.5~5.25	440		有自润滑性,耐化学腐蚀,常用于要求清洁工作的机器中。

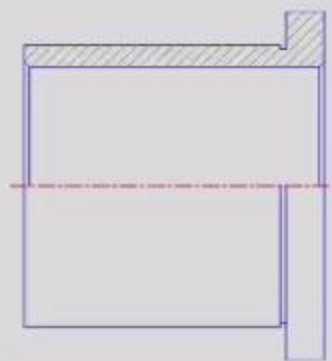
注: $[pv]^*$ 值为混合摩擦润滑下的许用值。

滑动轴承的轴瓦结构

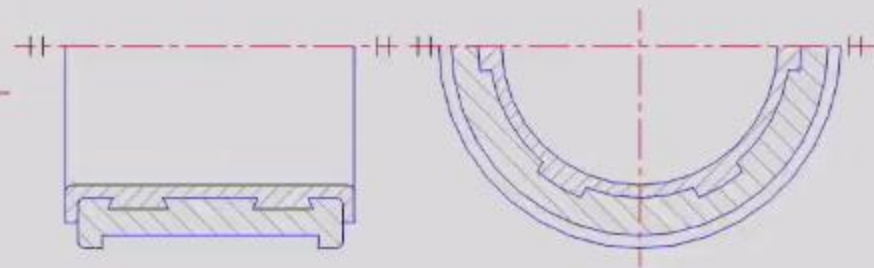
一、轴瓦的形式和结构

按构造 分 类	整体式	需从轴端安装和拆卸，可修复性差。
	对开式	可以直接从轴的中部安装和拆卸，可修复。
按尺寸 分 类	薄壁	节省材料，但刚度不足，故对轴承座孔的加工精度要求高。
	厚壁	具有足够的强度和刚度，可降低对轴承座孔的加工精度要求。
按材料 分 类	单材料	强度足够的材料可以直接作成轴瓦，如黄铜，灰铸铁。
	多材料	轴瓦衬强度不足，故采用多材料制作轴瓦。
按加工 分 类	铸造	铸造工艺性好，单件、大批生产均可，适用于厚壁轴瓦。
	轧制	只适用于薄壁轴瓦，具有很高的生产率。

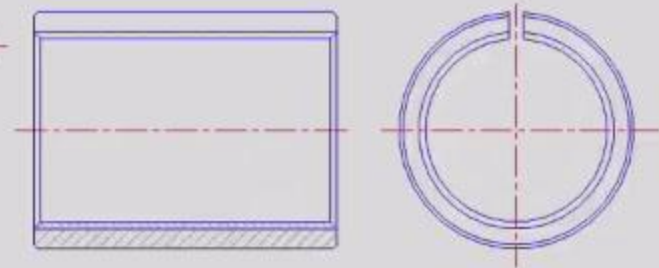
滑动轴承的轴瓦结构



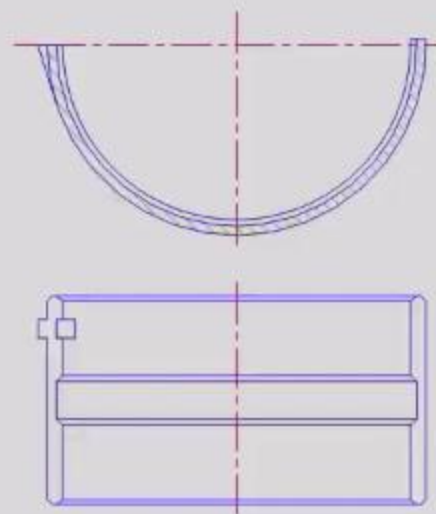
单材料、整体式
厚壁铸造轴瓦



多材料、对开式厚壁铸造轴瓦



多材料、整体式、薄壁轧制轴瓦



多材料、对开式薄壁轧制轴瓦

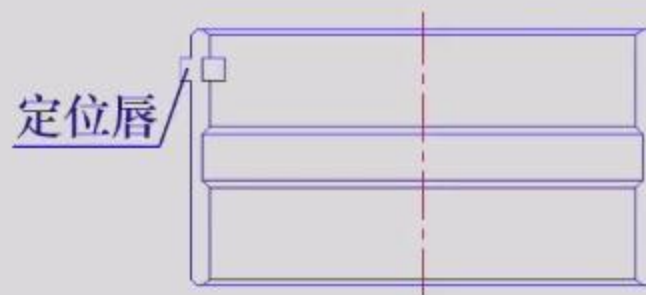
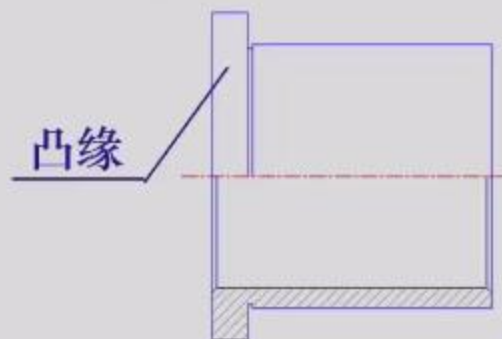
滑动轴承的轴瓦结构

二、轴瓦的定位

目的：防止轴瓦相对于轴承座产生轴向和周向的相对移动。

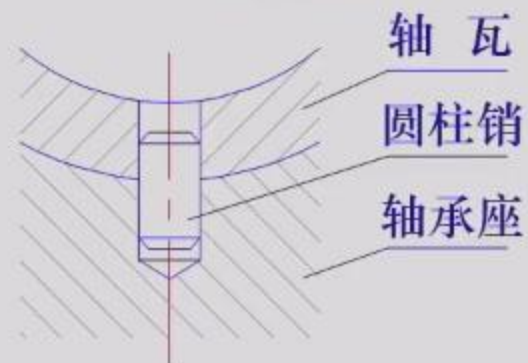
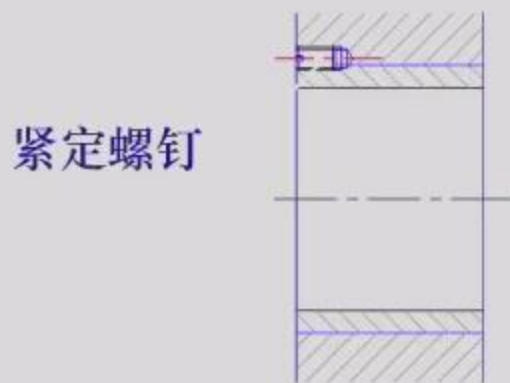
方法：对于轴向定位有：轴瓦一端或两端做凸缘

定位唇（凸耳）



对于周向定位有：紧定螺钉
(也可做轴向定位)

销 钉
(也可做轴向定位)



滑动轴承的轴瓦结构

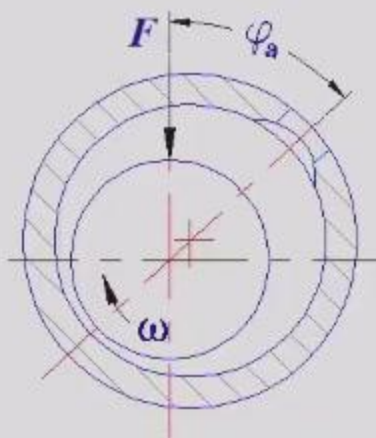
三、轴瓦的油孔及油槽

目的：把润滑油导入轴颈和轴承所构成的运动副表面。

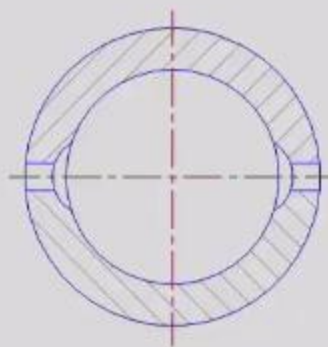
原则：尽量开在非承载区，尽量不要降低或少降低承载区油膜的承载能力；轴向油槽不能开通至轴承端部，应留有适当的油封面。

形式：按油槽走向分——沿轴向、绕周向、斜向、螺旋线等。

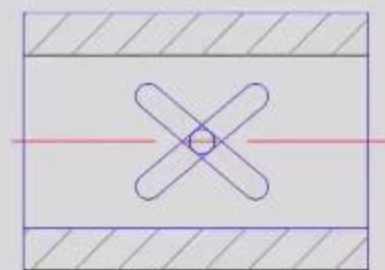
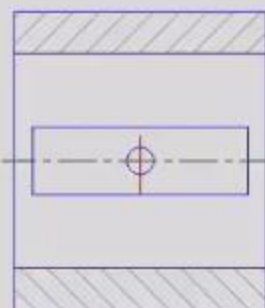
按油槽数量分——单油槽、多油槽等。



单轴向油槽开在非承载区
(在最大油膜厚度处)



双轴向油槽开在非承载区
(在轴承剖分面上)



双斜向油槽
(用于不完全液体润滑轴承)

滑动轴承润滑剂的选择

二、润滑油及其选择

特点：有良好的流动性，可形成动压、静压或边膜界润滑膜。

适用场合：不完全液体滑动轴承和完全液体润滑滑动轴承。

选择原则：主要考虑润滑油的粘度。

转速高、压力小时，油的粘度应低一些；反之，粘度应高一些。

高温时，粘度应高一些；低温时，粘度可低一些。

三、固体润滑剂及其选择

特点：可在滑动表面形成固体膜。

适用场合：有特殊要求的场合，如环境清洁要求处、真空中或高温中。

常用类型：二硫化钼，碳—石墨，聚四氟乙烯等。

使用方法：涂敷、粘结或烧结在轴瓦表面；制成复合材料，依靠材料自身的润滑性能形成润滑膜。

不完全液体润滑滑动轴承的设计计算

一、失效形式与设计准则

工作状态：因采用润滑脂、油绳或滴油润滑，故无法形成完全的承载油膜，工作状态为边界润滑或混合摩擦润滑。

失效形式：边界油膜破裂。

设计准则：保证边界膜不破裂。

因边界膜强度与温度、轴承材料、轴颈和轴承表面粗糙度、润滑油供给等有关，目前尚无精确的计算方法，但一般可作条件性计算。

校核内容：

1. 验算平均压力 $p \leq [p]$ ，以保证强度要求。
2. 验算摩擦发热 $p v \leq [p v]$ ， $f p v$ 是摩擦力，限制 $p v$ 即间接限制摩擦发热。
3. 验算滑动速度 $v \leq [v]$ ， p ， $p v$ 的验算都是平均值。考虑到轴瓦不同心，受载时轴线弯曲及载荷变化等的因素，局部的 p 或 $p v$ 可能不足，故应校核滑动速度 v 。

不完全液体润滑滑动轴承的设计计算

二、径向滑动轴承的设计计算

已知条件：外加径向载荷 F (N)、轴颈转速 n (r/mm)及轴颈直径 d (mm)
验算及设计：

1. 验算轴承的平均压力 p (MPa)

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p]$$

B —轴承宽度, mm (根据宽径比 B/d 确定)
 $[p]$ —轴瓦材料的许用压力, MPa。

2. 验算摩擦热

$$pv = \frac{F}{Bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{Fn}{19100B} \leq [pv]$$

v —轴颈圆周速度, m/s; $[pv]$ —轴承材料的 p v 许用值, MPa·m/s

3. 验算滑动速度 v (m/s)

$$v \leq [v]$$

$[v]$ —材料的许用滑动速度

4. 选择配合 一般可选H9/d9或H8/f7、H7/f6

不完全液体润滑滑动轴承的设计计算

三、推力滑动轴承的设计计算

已知条件：外加径向载荷 F_A 、轴承实际承载的外径和内径颈 d 、 d_0
验算及设计：

1. 验算轴承的平均压力 p (MPa)

$$p = \frac{F_A}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)Z} \leq [p]$$

2. 验算摩擦热

$$pv \leq [pv]$$

3. 验算滑动速度 v (m/s)

$$v \leq [v] \quad [v] \text{—材料的许用滑动速度}$$

液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

一、流体动力润滑基本方程的建立

对流体平衡方程（Navier—Stokes方程）作如下假设，以便得到简化形式的流体动力平衡方程。这些假设条件是：

流体为牛顿流体，即 $\tau = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)$ 。

流体的流动是层流，即层与层之间没有物质和能量的交换；

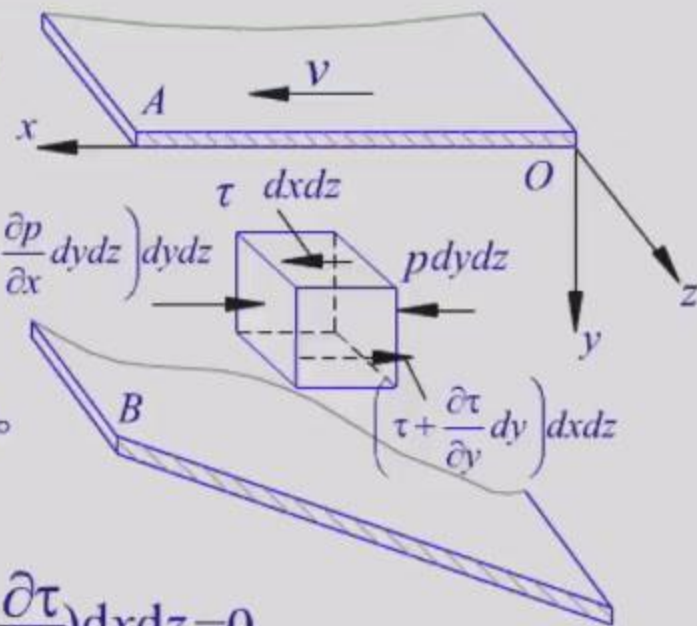
忽略压力对流体粘度的影响，实际上粘度随压力的增高而增加；

略去惯性力及重力的影响，故所研究的单元体为静平衡状态或匀速直线运动，且只有表面力作用于单元体上；

流体不可压缩，故流体中没有“洞”可以“吸收”流质；

流体中的压力在各流体层之间保持为常数。

- 坐标系 $oxyz$ 固定不动, 平板 A 位于 xoz 平面。
- 平板沿 z 方向无限长, 故不计 z 方向的液体流动。
- 图中的 τ 和 p 都是正值, 故 $\tau = -\eta \frac{\partial u}{\partial y}$ 。
- 平板的左端和右端压力为 0 (或是给定压力)。



由 $\sum F_x = 0$

$$\text{得: } p dydz + \tau dx dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dydz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy\right) dx dz = 0$$

即
$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\partial \tau}{\partial y}$$

将 $\tau = -\eta \frac{\partial u}{\partial y}$ 两端对 y 求偏导, 并代入上式得:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

将 $\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$ 积分, 并利用以下边界条件:

$y=0$ 时, $u=v$; $y=h$ 时, $u=0$ 。

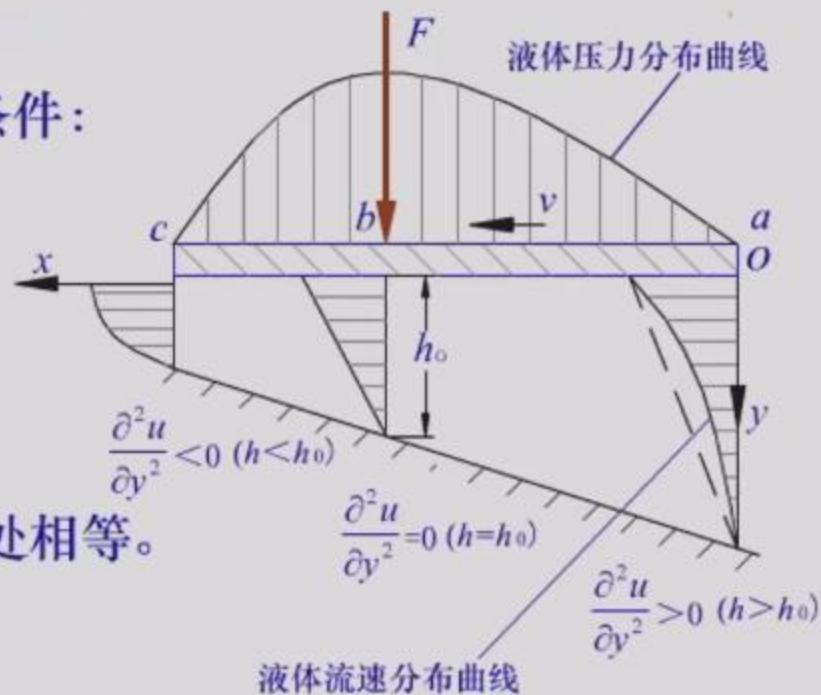
可得到: $u = \frac{v(h-y)}{h} - \frac{y(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$

考虑任意截面的流量 $q = \int_0^h u dy$, 且处处相等。

设: $h = h_0$ 处有 $p = p_{\max}$, 即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3} (h - h_0)$$

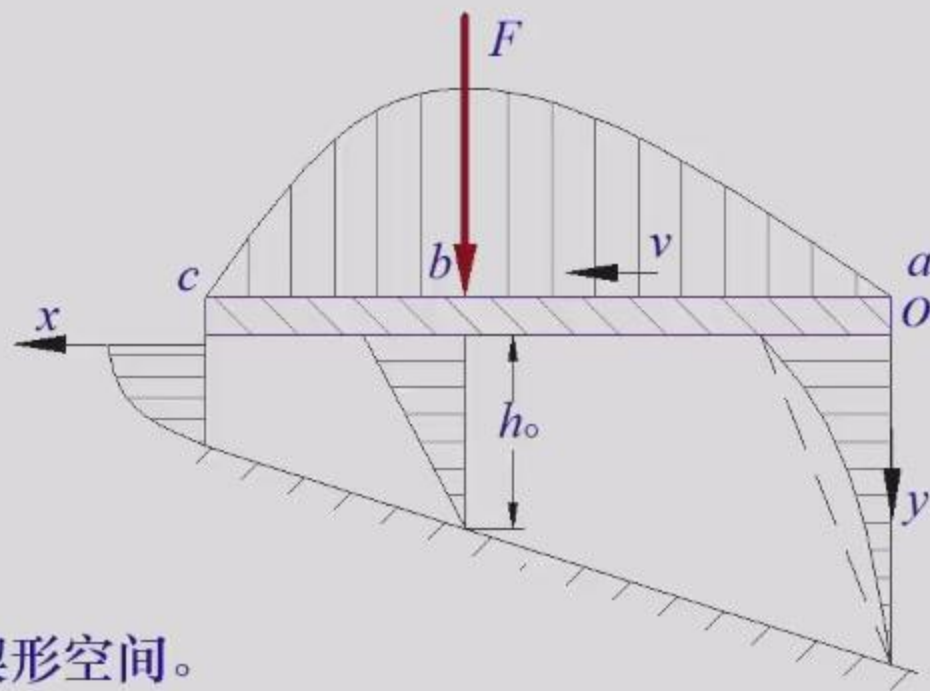
该式就是一维雷诺方程, 它是计算流体动力润滑的基本方程。



液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

从两平板所构成的楔形空间中，取某一层液体的一部分作为单元体，通过建立平衡方程和给定边界条件，得出一维雷诺方程：

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3}(h - h_0)$$

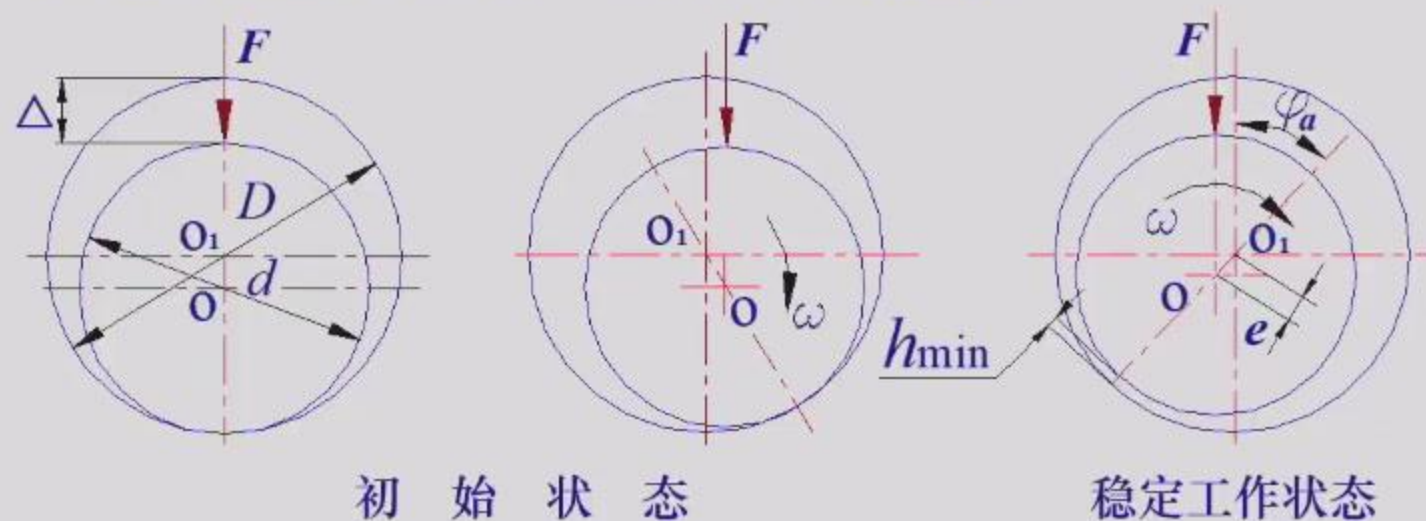


流体动力润滑的必要条件是：

1. 相对运动的两表面间构成楔形空间。
2. 楔形空间中充满具有粘性的液体。
3. 两板相对运动的结果，应使液体在粘性力的作用下由楔形空间的大端流向楔形空间的小端。

液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

二、径向滑动轴承形成流体动力润滑时的状态



- ◆ 轴承的孔径 D 和轴颈的直径 d 名义尺寸相等；直径间隙 Δ 是公差形成的。
- ◆ 轴颈上作用的液体压力与 F 相平衡，在与 F 垂直的方向，合力为零。
- ◆ 轴颈最终的平衡位置可用 φ_a 和偏心距 e 来表示。
- ◆ 轴承工作能力取决于 h_{\lim} ，它与 η 、 ω 、 Δ 和 F 等有关，应保证 $h_{\lim} \geq [h]$ 。

三、径向滑动轴承的几何关系和承载量系数

直径间隙 $\Delta = D - d$ 半径间隙 $\delta = R - r$ 相对间隙 $\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$

偏心率 $\chi = \frac{e}{R - r} = \frac{1}{\varepsilon}$ 油膜厚度 $h = R - r + e \cos \alpha = e(\varepsilon + \cos \alpha)$

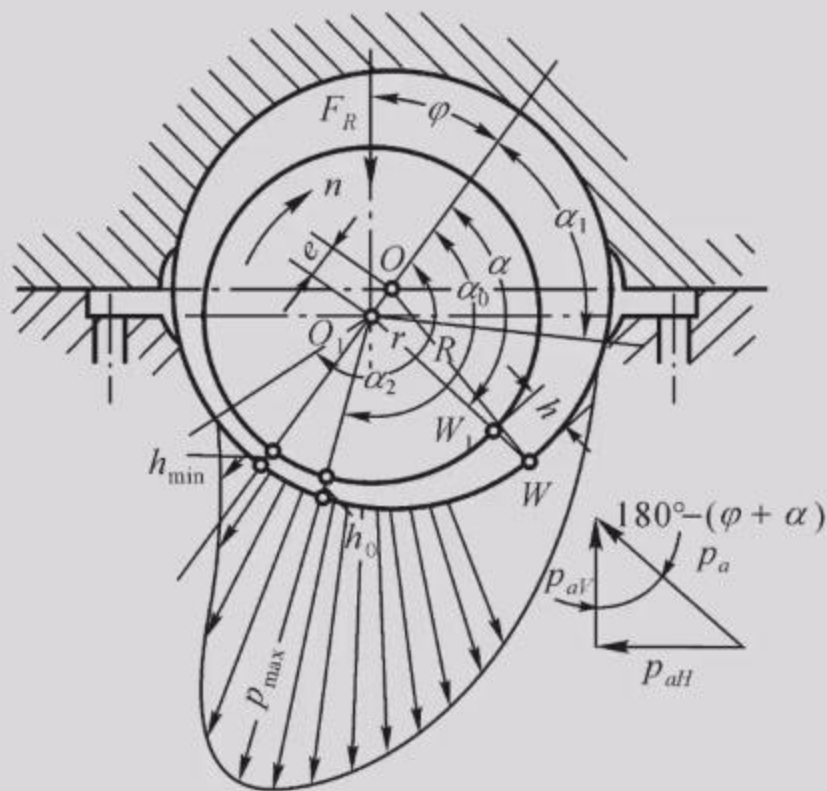
最大油压处油膜厚度 $h_0 = e(\varepsilon + \cos \alpha_0)$

将雷诺方程 $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3}(h - h_0)$

转换为极坐标 $dx = r d\alpha$

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{6\eta v r}{e^2} \left[\frac{\cos \alpha - \cos \alpha_0}{(\varepsilon + \cos \alpha)^3} \right]$$

从而可求任意位置角 α 的径向油压 p_a



油膜的承载能力

$$F_R = \frac{6\eta v B K_A \varepsilon^2}{\psi^2} \left\{ \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_{\alpha_1}^{\alpha} \left[\frac{\cos \alpha_0 - \cos \alpha}{(\varepsilon + \cos \alpha)^3} \right] d\alpha \cos(\varphi + \alpha) d\alpha \right.$$

$$\left. \Phi_F = 6K_A \varepsilon^2 \left\{ \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_{\alpha_1}^{\alpha} \left[\frac{\cos \alpha_0 - \cos \alpha}{(\varepsilon + \cos \alpha)^3} \right] d\alpha \cos(\varphi + \alpha) d\alpha \right. \right.$$

$$\left. F_R = \frac{\eta v B}{\psi^2} \Phi_F \quad \Phi_F = \frac{F_R \psi^2}{\eta v B} \right.$$

Φ_F —— 承载量系数，与轴承包角 β ，宽径比 B/d 和偏心率 χ 有关。

F_R —— 径向载荷，N； η —— 油在平均温度下的粘度，N·s/m²。

B —— 轴承宽度，m； v —— 圆周速度，m/s。

液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

- 分析思路：
- 1) 根据已知条件计算求得 Φ_F 。
 - 2) 根据 Φ_F 由承载量系数表查取偏心率 χ 。
 - 3) 计算最小油膜厚度 h_{\min} 。

液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

四、最小油膜厚度 h_{\min}

动力润滑轴承的设计应保证： $h_{\min} \geq [h]$

其中： $[h] = S(R_{z1} + R_{z2})$

R_{z1} 、 R_{z2} ——分别为轴颈和轴承孔表面粗糙度十点高度。

对于一般轴承可取为 $3.2\mu m$ 和 $6.3\mu m$ ， $1.6\mu m$ 和 $3.2\mu m$ 。

对于重要轴承可取为 $0.8\mu m$ 和 $1.6\mu m$ ，或 $0.2\mu m$ 和 $0.4\mu m$ 。

S ——安全系数，考虑表面几何形状误差和轴颈挠曲变形等，常取 $S \geq 2$ 。

液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

五、液体动力润滑径向滑动轴承的设计过程

1. 已知条件：外加径向载荷 $F(N)$ ，轴颈转速 $n(r/min)$ 及轴颈直径 $d(mm)$ 。

2. 设计及验算：

① 保证在平均油温 t_m 下 $h_{min} \geq [h]$

选择轴承材料，验算 p 、 v 、 pv 。

选择轴承参数，如轴承宽度 (B) 、相对间隙 (ψ) 和润滑油 (η) 。

计算承载量系数并查表确定偏心率 (χ) 。

计算最小油膜厚度 (h_{min}) 和许用油膜厚度 $([h])$ 。

② 验算温升

计算轴承与轴颈的摩擦系数 (f) 。

根据宽径比 (B/d) 和偏心率 (χ) 查取润滑油流量系数 $(\frac{Q}{\psi v B d})$ →

计算轴承温升 (Δt) 和润滑油入口平均温度 (t_i) 。

液体动力润滑径向滑动轴承的设计计算

③ 极限工作能力校核

根据直径间隙(Δ), 选择配合及轴承和轴颈的尺寸公差。

根据最大间隙(Δ_{\max})和最小间隙(Δ_{\min}) , 校核轴承的最小油膜厚度和润滑油入口油温。

④ 绘制轴承零件图

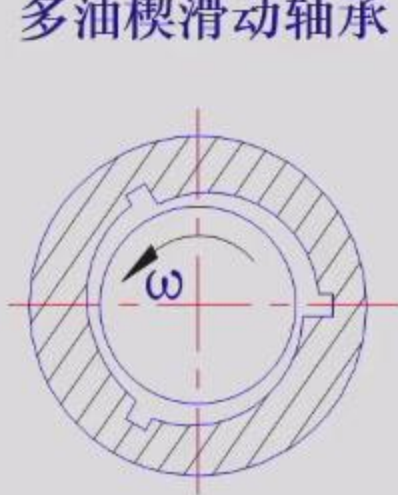
六、滑动轴承的参数选择

其它形式滑动轴承简介

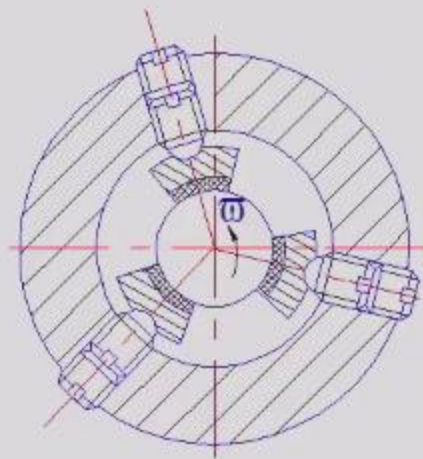
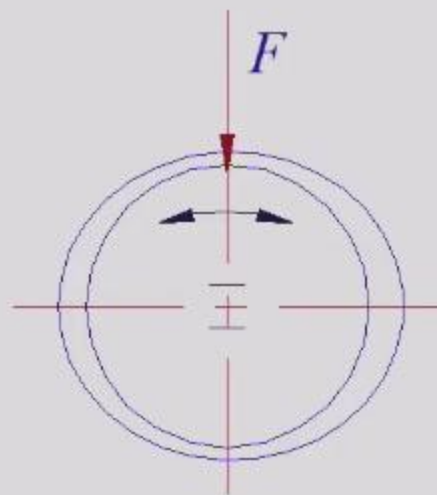
一、无润滑轴承和自润滑轴承

自润滑轴承：当无润滑轴承材料本身就是固体润滑材料时，或轴瓦中含有润滑介质，这种无润滑轴承常称自润滑轴承。

二、多油楔滑动轴承



固定轴瓦多油楔轴承



可倾轴瓦多油楔轴承

其它形式滑动轴承简介

三、液体静压轴承

原理：依靠液压系统供给压力油，压力油在轴承腔内强制形成压力油膜，以隔开摩擦表面。[示意图1](#)、[示意图2](#)

- 特点：
- ◆ 在任何转速和预定载荷下轴承均处于液体润滑状态；
 - ◆ 轴颈与轴承不直接接触，轴承对材料要求低，寿命长；
 - ◆ 油膜刚性大，有良好的吸振性，运转平稳；
 - ◆ 需要一套供油设备。

四、气体润滑轴承

原理：以气体作为润滑介质，可以空气、氢气、氮气作为润滑介质。

分类：气体动压润滑轴承、气体静压润滑轴承。

特点：高转速($n > 100000\text{r/min}$)、低摩擦损失、无污染、承载能力低。

应用：高速磨头、高速离心分离机、原子反应堆等场合。

机械设计实践及讨论课

设计选题： 在以下选题中任选一个作为设计选题：

- 1) 模仿自然界动物的运动形态、功能特点的机械产品（简称仿生机械）；
- 2) 用于修复自然生态的机械装置，包括防风固沙、植被修复和净化海洋污染物的机械装置（简称生态修复机械）

（题目同时也是浙江大学第27届机械设计竞赛的题目）

<http://kyjs.zju.edu.cn/xkjs/front/zixun?zixunid=Q240Zlg5JUdvZjAxNTc=>

以组为单位完成设计任务，每组人数不超过3人，由同学自愿组合。

“机械设计实践及讨论课” 记入课程成绩， 15 %。

机械设计实践及讨论课

设计实践

提交设计报告（word电子版），PPT（电子版）各1份
参加课堂讨论并做PPT介绍。

设计报告Word、PPT在2021年1月3日前提交到学在浙大。

讨论课时间安排：

冬学期第8周(2021年12月27日)

参加浙江大学第二十七届大学生机械设计竞赛的同学请在：

2022年1月3日前登陆浙江大学本科生科研训练与学科竞赛管理系统
(<http://kyjs.zju.edu.cn/xkjs/front/index>)进行报名参赛并提交材料

《机械设计实践》讨论课

PPT、word主要内容（包括但不限于）

- 1.设计目标（功能）
- 2.主要技术参数
- 3.国内外技术现状
- 4.原理方案设计（示意图）
- 5.关键结构分析、设计及计算
- 6.小结（含设计体会）