

第12章 机械零件润滑设计

- 12.1 非液体摩擦滑动轴承设计计算
- 12.2 液体动力润滑径向滑动轴承设计计算
- 12.3 典型机械传动中的润滑
- 12.4 密封件与密封





第12章 机械零件润滑设计

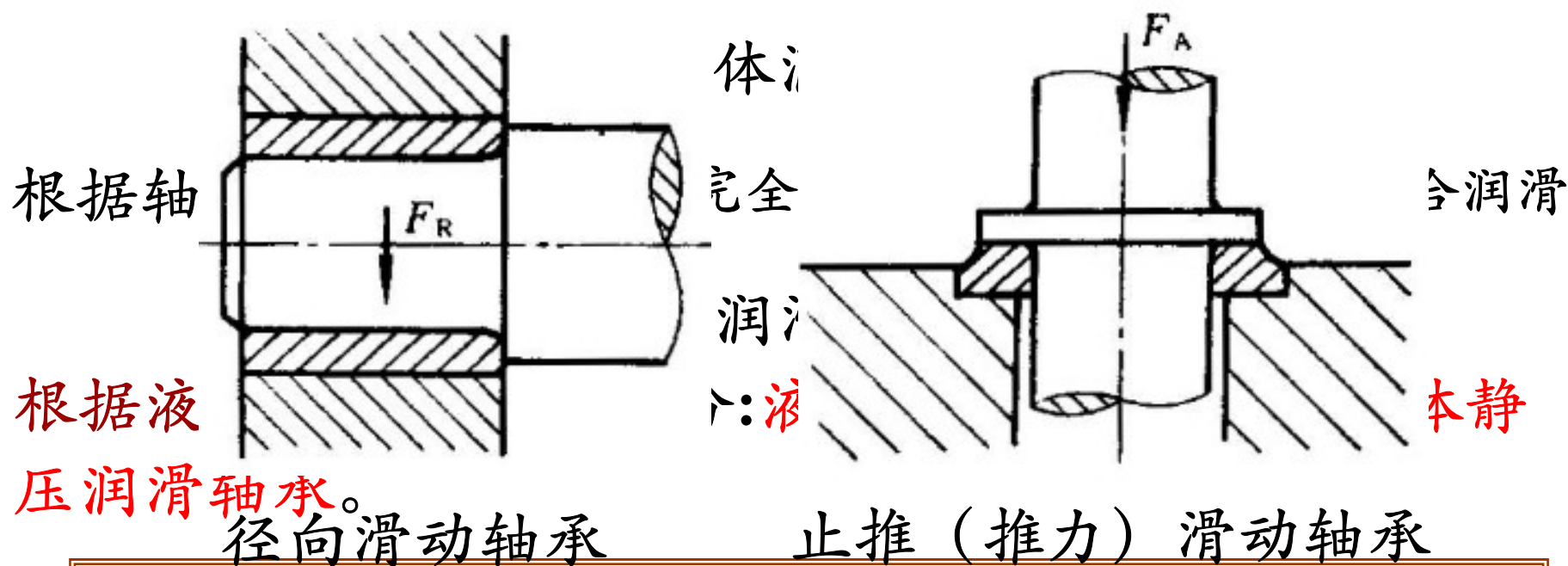
滑动轴承广泛应用于航空发动机、工业仪表、机床、内燃机、铁路机车车辆、轧钢机、雷达、卫星通信地面站及天文望远镜等方面。

主要应用场合有：工作转速很高、对轴的支承位置要求特别精确、特重载荷、承受巨大的冲击和振动载荷、需做成剖分式、特殊工作条件和在安装轴承处的径向空间尺寸受到限制等。



分类

根据滑动轴承**承载方向**分：径向轴承、止推轴承（推力轴承）



对于要求低摩擦的摩擦副，液体润滑是比较理想的状态，维持边界润滑或混合润滑是最低要求。



12.1 非液体摩擦滑动轴承设计计算

12.1.1 非液体摩擦滑动轴承的失效形式与计算准则

非液体摩擦滑动轴承一般是指采用润滑脂、油绳或滴油润滑的径向滑动轴承。由于在这些轴承中，工况条件不足以在相对运动表面间产生一个完全的承载润滑剂膜，因此，它们只能在混合润滑状态（即边界润滑和液体润滑同时存在的状态）下运转。

这类轴承正常工作的条件是：边界润滑膜不破裂，维持粗糙表面微腔内有液体润滑存在。因此，这类轴承的承载能力不仅与边界膜的强度及其破裂温度有关，而且与轴承材料、轴颈与轴承表面粗糙度、润滑油的供给量等因素有着密切的关系。



通常非液体摩擦滑动轴承的主要失效形式有：

1. 过载

载荷过大时，轴承的表面压力也大，由于轴承材料一般抗压强度不是很大，因此过大的压力可能使表面压变形，从而造成运动精度降低、产生振动或材料压溃的失效。

2. 胶合

当轴承在高速，重载情况下工作，且润滑不良时，摩擦加剧，发热过多，使较软的金属粘焊在轴颈表面而出现胶合

3. 磨粒磨损

工作时可能有局部的金属接触，会产生不同程度的摩擦和磨损，从而导致轴承配合间隙的增大，影响轴承的旋转精度，甚至使轴承不能正常工作



当**硬颗粒**（如**灰尘、砂粒等**）进入**轴承间隙**中，有的会嵌入轴承表面，有的则在间隙中并随摩擦副一起运动并存在相对运动，这都将对轴颈和轴承表面起研磨作用。进入轴承间隙中的硬颗粒，在轴承上划出线状伤痕，导致轴承因刮伤而失效。这种磨粒磨损称为**三体磨损**。

另外，在**起动、停车或非液体润滑**等过程中由于润滑膜不能有效形成，因此轴颈与轴承会发生接触，从而加剧轴承磨损，导致几何形状改变、精度丧失，轴承间隙加大，使轴承性能在预期寿命前急剧恶化；另外摩擦副的粗糙峰或边缘也会引起轴承磨损，这种磨粒磨损称为**二体磨损**。

关键是保证摩擦表面形成一层边界油膜，采用条件计算。

1. 要求轴承表面的平均压强不大于材料的许用压强，以避免材料**过载**，即：

$$p \leq [p]$$

2. 要求轴承的摩擦功耗不大于材料的许用值，以防止表面温升过高产生**胶合**，即：

目的：控制轴承温升，避免边界膜的破裂，防止胶合破坏

$pV \uparrow \Rightarrow$ 发热量 $\uparrow \Rightarrow$ 温升 $\uparrow \Rightarrow$ 润滑效果 $\downarrow \Rightarrow$ 胶合

$$pV \leq [pV]$$

3. 要求表面的相对速度不大于材料的许用值，防止轴承表面严重**磨损**，即：

$$V \leq [V]$$

附表6.1 常用轴瓦及轴承衬材料的性能

材料及其代号	[p] /MPa		[pv] / (MPa.m/s)	HBS		最高工作 温度/℃	轴颈硬度
				金属 型	砂 型		
铸锡锑轴承合金 ZSnSb11Cu6	平 稳	25	20	27		150	150 HBS
	冲 击	20	15				
铸铅锑轴承合金 ZPbSb16Sn16Cu2	15		10	30		150	150 HBS
铸锡磷青铜 ZCuSn10P1	15		15	90	80	280	45 HRC
铸锡锌铅青铜 ZCuSn5 Pb5 Zn5	8		10	65	60	280	45 HRC
铸铝青铜 ZCuAl10Fe3	15		12	110	100	280	45 HRC

12.1.2 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

1. 径向滑动轴承校核

当已知轴承所受径向载荷 F 、轴颈转速 n 、轴承宽度 B 及轴颈直径 d ，可以对该轴承进行校核。

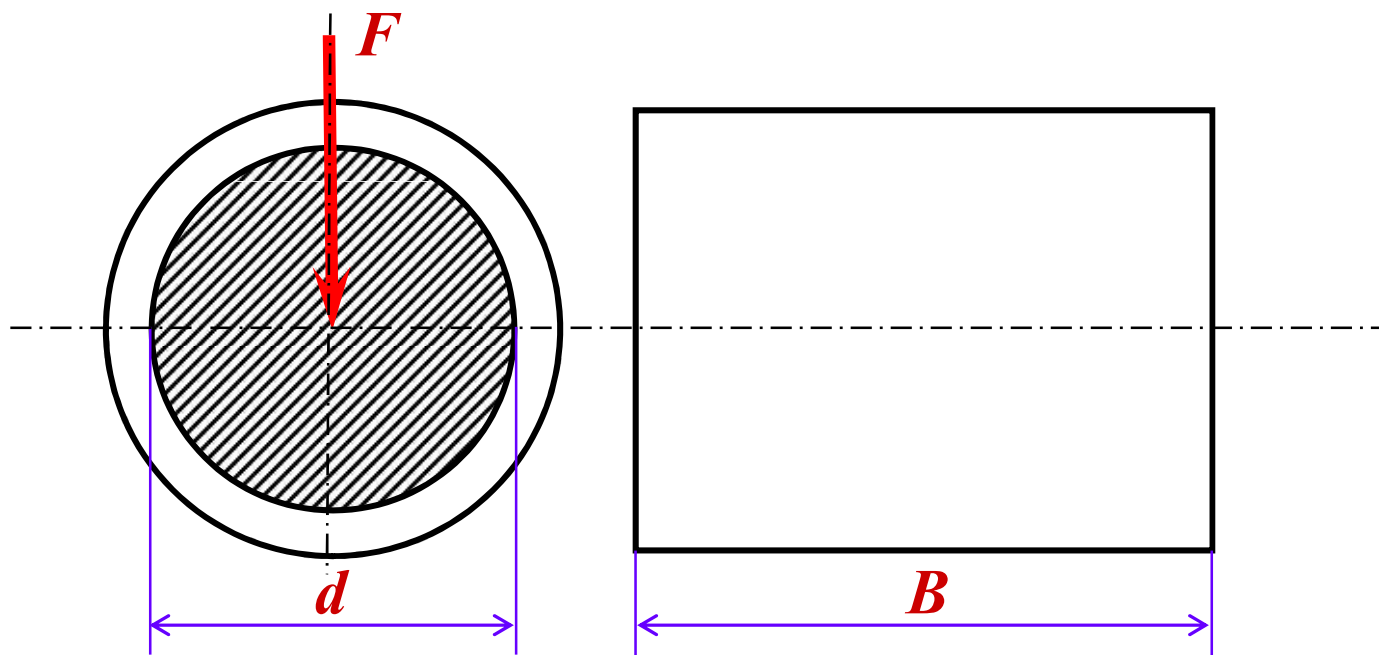


图12.1 径向轴承的参数



(1) 校核轴承的平均压力 p

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p] \quad \text{MPa} \quad (12.1)$$

式中， $[p]$ —— 轴瓦材料的许用压力，其值见附表6.1。

(2) 验算轴承的 pv 值

轴承的发热量与其单位面积上的摩擦功耗 $f pv$ 成正比，其中 f 是摩擦系数。限制 pv 值的目的就是限制轴承的温升。

$$pv = \frac{F}{Bd} \cdot \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{Fn}{19100B} \leq [pv] \quad (12.2)$$

式中， v ——轴颈圆周速度，即滑动速度；

$[pv]$ ——轴承材料的 pv 许用值，其值见附表6.1。

(3) 校核滑动速度 v

对于 p 和 pv 的验算均合格的轴承，仍可能由于滑动速度过高，而加速磨损致使轴承报废，因此必须验算滑动速度 v 。

$$v \leq [v] \quad (12.3)$$

式中， $[v]$ ——许用滑动速度，其值见附表6.1。

滑动轴承所选用的材料及尺寸经验算合格后，应选取恰当的配合，一般可选 $\frac{H9}{d9}$ 或 $\frac{H8}{f7}$ 、 $\frac{H7}{f6}$ 。

2. 止推滑动轴承的校核

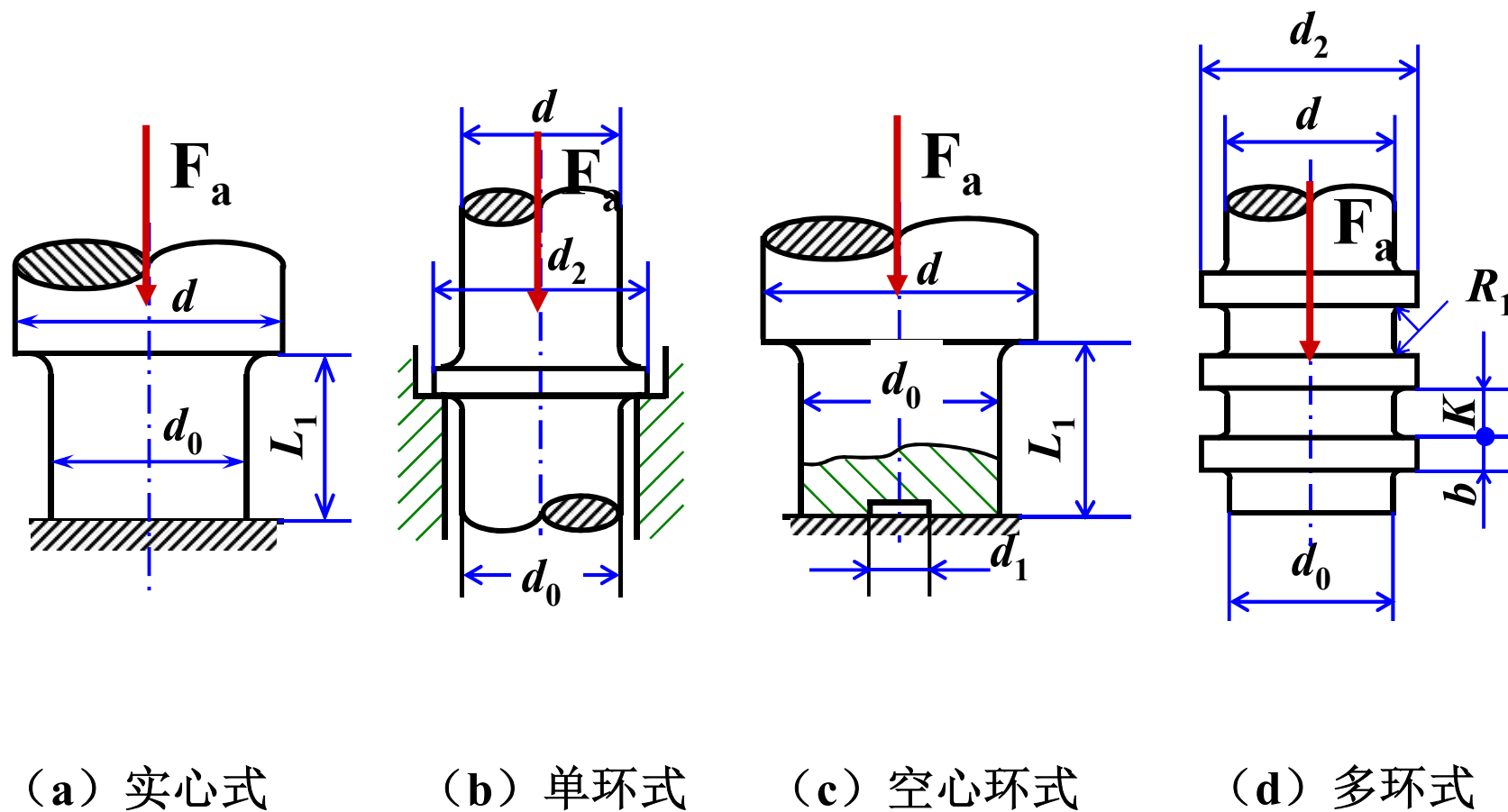


图12.2 非液体润滑止推轴承



止推轴承的校核内容主要包括压力 $[p]$ 及 $[pv]$ 值等。

(1) 校核轴承平均压力 p

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)} \leq [p] \quad (12.4)$$

式中： F_a —— 轴向载荷；

z —— 轴环的数目；

d_1 和 d_2 —— 轴环的外径和内径；

$[p]$ —— 许用压力，见附表6.5。

(2) 校核轴承的 $p\nu$ 值

轴承的 p 和 ν_m 值分别为

$$\nu_m = \frac{\pi d_m n}{60 * 1000}$$

$$p = \frac{F_a}{\pi d_m b z}$$

式中, b —— 轴颈环形工作宽度; $b = \frac{d_2 - d_1}{2}$

n —— 轴颈的转速

d_m —— 平均直径 $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$



因此， pv 值的校核按下式进行

$$pV = \frac{F_a n}{60000bz} \leq [pV] \quad (12.5)$$

式中， $[pv]$ —— pv 的许用值，见附表6.5。

上述是不完全液体润滑径向轴承的通常验算方法，对重要的不完全液体润滑径向轴承的验算可参考有关文献。

3. 非液体摩擦滑动轴承的设计

(1) 径向滑动轴承设计

如果已知轴承的工况（载荷 F 、转速 n ），需要进行非液体轴承的设计时，则首先要根据轴承的工况选择轴颈和轴瓦的材料。从而，可以得到 $[p]$ 和 $[pv]$ 等。另外，需要根据实际情况选取宽径比 B/d （一般取 $0.5 \sim 2.0$ ）。然后，利用式（12.1）按下式求得 d

$$d \geq \frac{F}{B[p]}$$

再对式（12.2）和式（12.3）进行验算即可。若不足，则应当减小轴径 d 、增大轴承宽度 B 。

(2) 止推滑动轴承设计

如果已知轴承的工况（载荷 F_a 、转速 n ），则首先也要根据轴承的工况选择轴颈和轴瓦的材料。从而，可以得到 $[p]$ 和 $[pv]$ 等。另外，需要根据实际情况选取环数 z 和环径比 $\alpha = d_2/d_1$ （一般 $1/\alpha = d_1/d_2 = 0.4 \sim 0.6$ ）。然后，利用式（12.4）按下式求得 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{z\pi(\alpha^2 - 1)[p]}}$$

再对式（12.5）进行验算即可。若不满足，则应当增大环宽 b 或增加环数 z 。



液体（流体）润滑轴承

液体（流体）润滑承载机理

液体动压滑动轴承

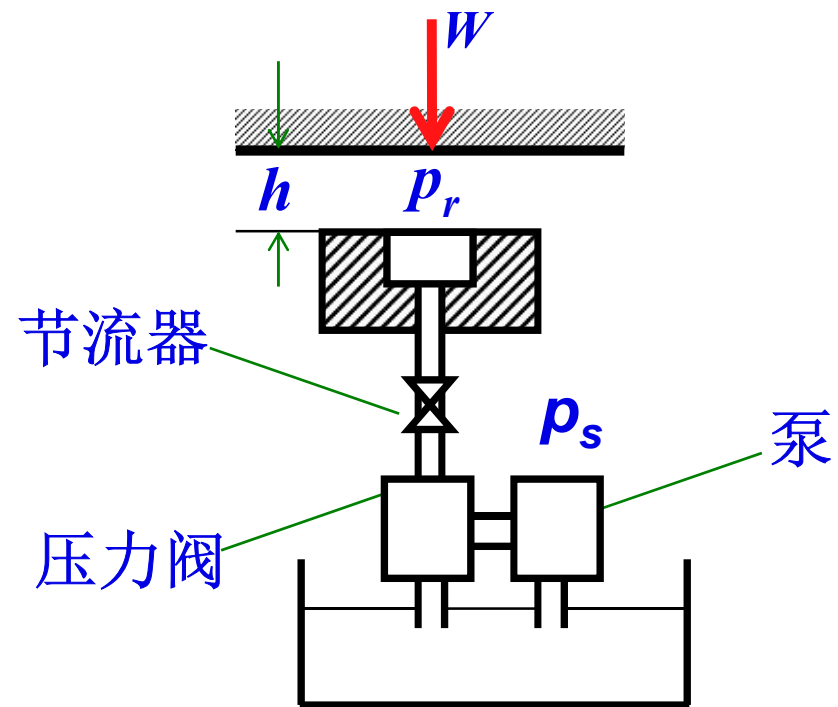
Hydrodynamic bearing:

油膜靠摩擦面的相对运动而自动形成

液体静压滑动轴承

Hydrostatic bearing:

油膜通过液压泵（或其它压力流体源）将加压后的流体送入两摩擦表面之间而形成（**P226**）



静压润滑系统



12.2 液体动力润滑径向滑动轴承 设计计算

无外部压力源，油膜靠摩擦面的相对运动而自动形成。

主要内容：承载能力 最小油膜厚度 热平衡

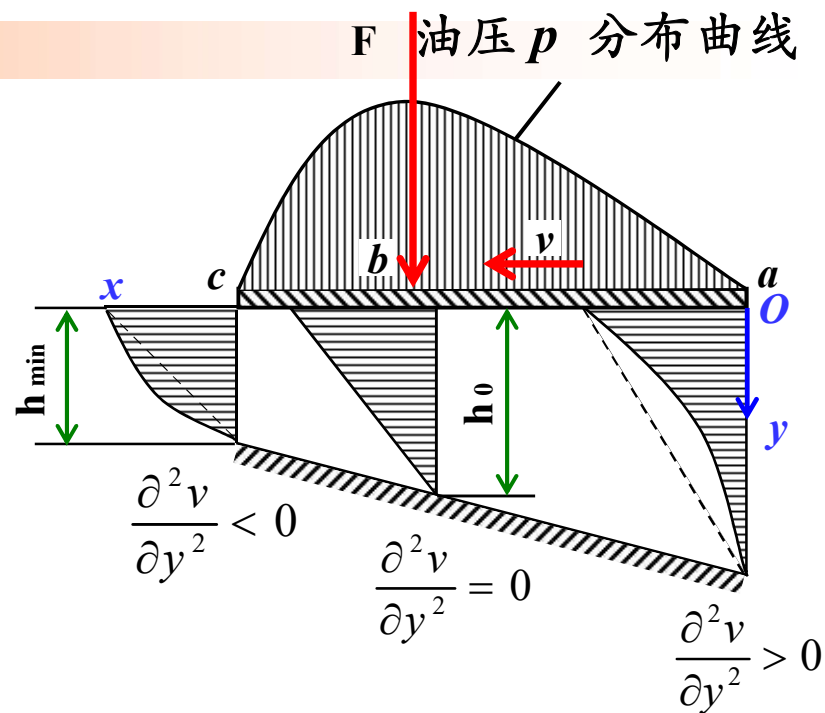
虽然液体动力润滑径向滑动轴承设计过程推导较复杂，但是其实际设计主要是通过已有表格和曲线来选择轴承宽度、轴承相对间隙和润滑油，然后对最小膜厚和温升进行校核。

一维雷诺方程

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

假设：

- Z方向润滑油无滑动
- 润滑油处于层流状态
- 油压 p 不随 y 值变化
- 粘度不随压力变化
- 润滑油不可压缩
(各截面的流量相等)



间隙内的润滑油形成拥挤

入口处速度图形为凹形

出口处速度图形为凸形

两摩擦表面成楔形间隙，产生动压油膜



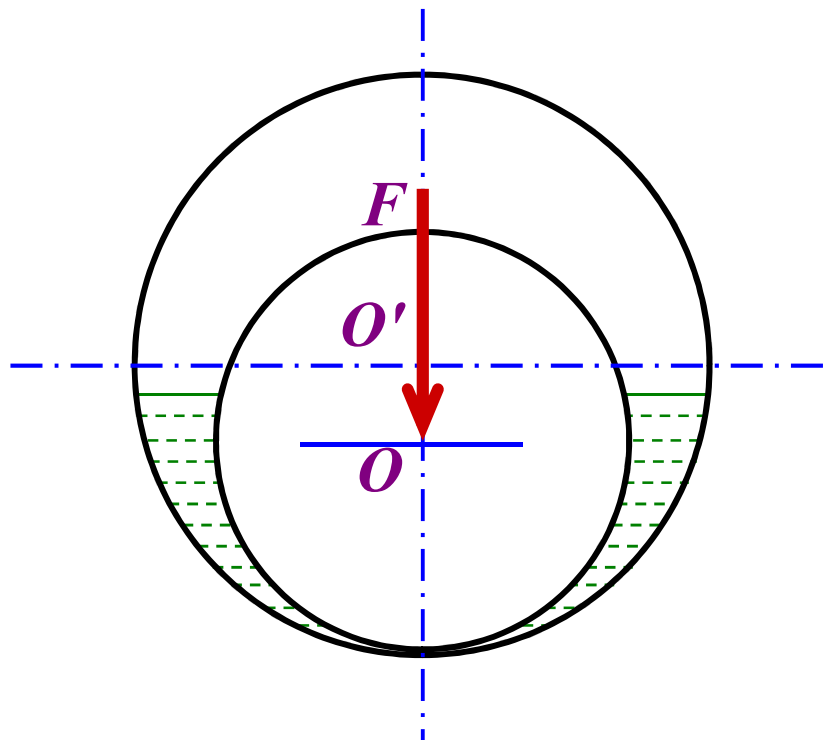
形成动压油膜必要条件

- ① 两摩擦表面必须有一定的相对滑动速度；
- ② 充分供应具有适当粘度的润滑油；
- ③ 相对运动的两表面应当形成收敛的楔形间隙，即使润滑油由大口流入、小口流出。

12.2.1 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

在径向滑动轴承中，轴颈与轴承孔之间存在间隙。当轴颈静止时，轴颈处于轴承孔的最低位置，并与轴瓦接触。此时，两表面间自然形成一**收敛的楔形空间**。

1) 起动阶段。

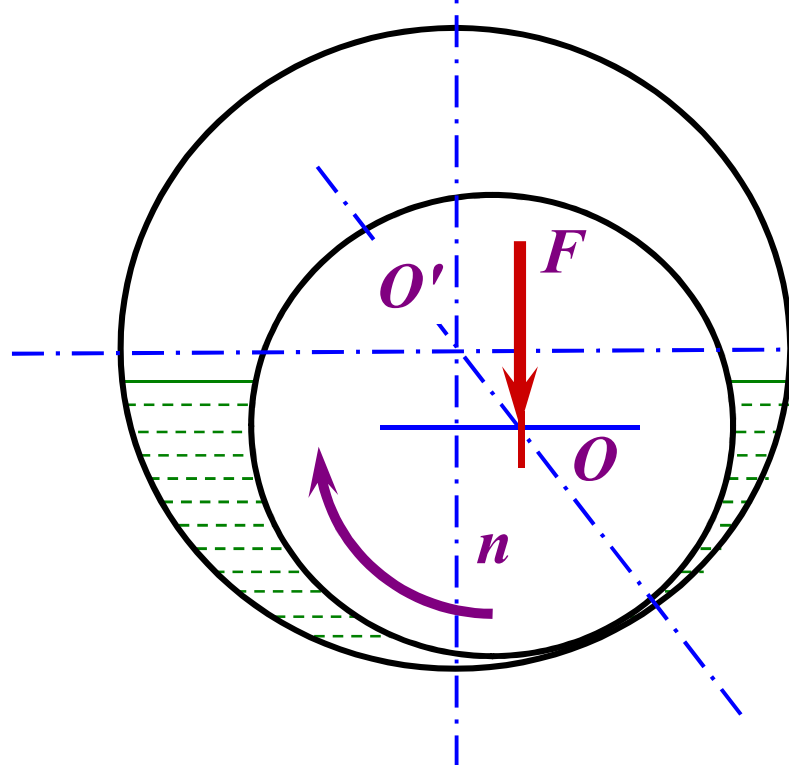


(a) $n = 0$ 静止

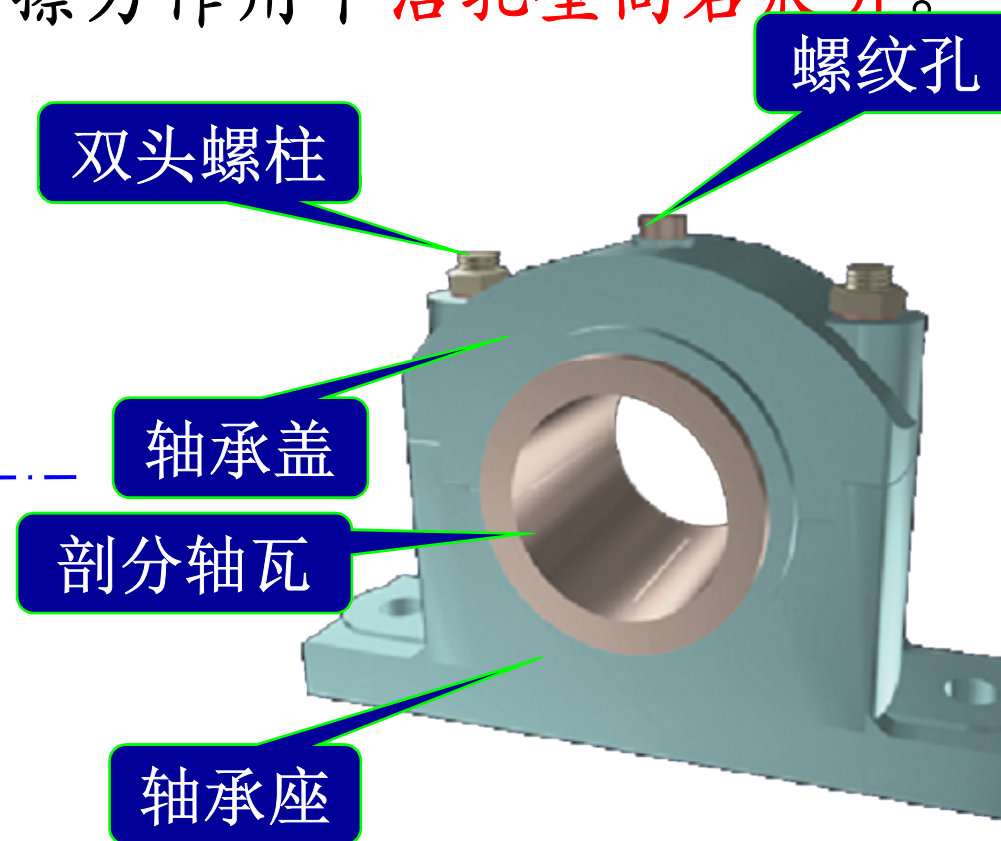
图12.3 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

当轴颈开始转动时，速度极低，进入轴承间隙中的油量较少，这时轴瓦对轴颈摩擦力的方向与轴颈表面圆周速度方向相反，迫使轴颈在摩擦力作用下沿孔壁向右爬升。

2) 不稳定润滑阶段



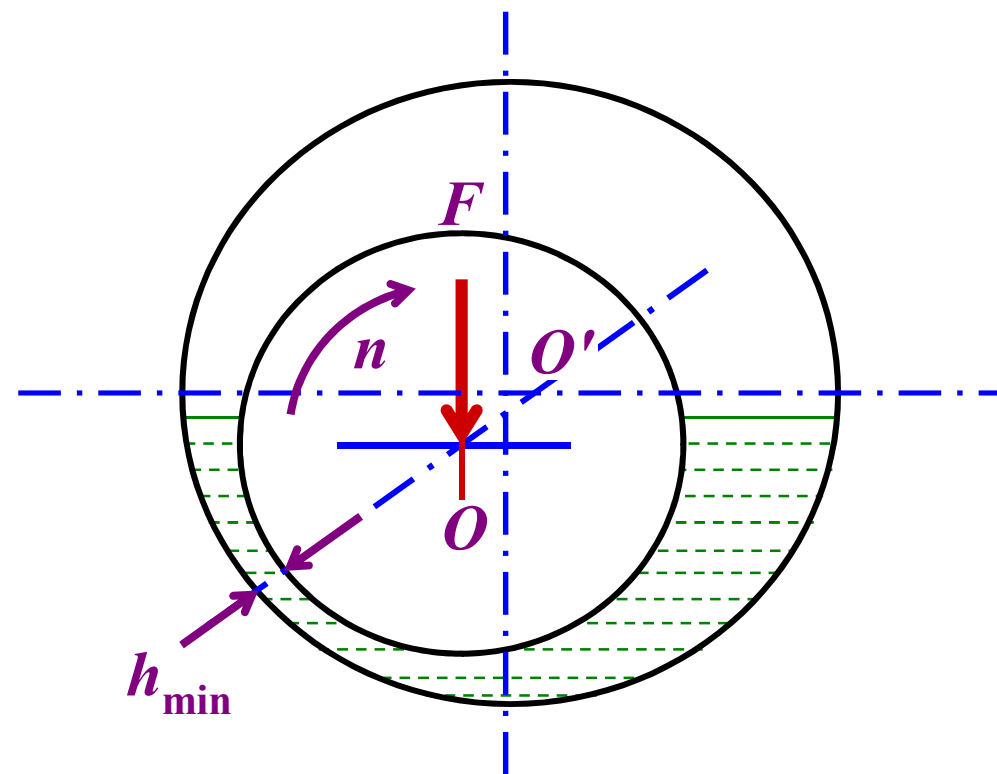
(b) $n > 0$ 启动



剖分式向心滑动轴承

图12.3 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

随着**转速的增大**，轴颈表面的圆周速度增大，带入楔形空间的油量也逐渐加多。这时，**右侧楔形油膜产生了一定的动压力**，将**轴颈向左浮起**。当轴颈达到稳定运转时，轴颈便稳定在一定的偏心位置上，**楔形油膜产生的压力与外载荷相平衡**，轴颈中心稳定在轴承孔中心左下方某一位置上，轴承在液体摩擦状态下工作。

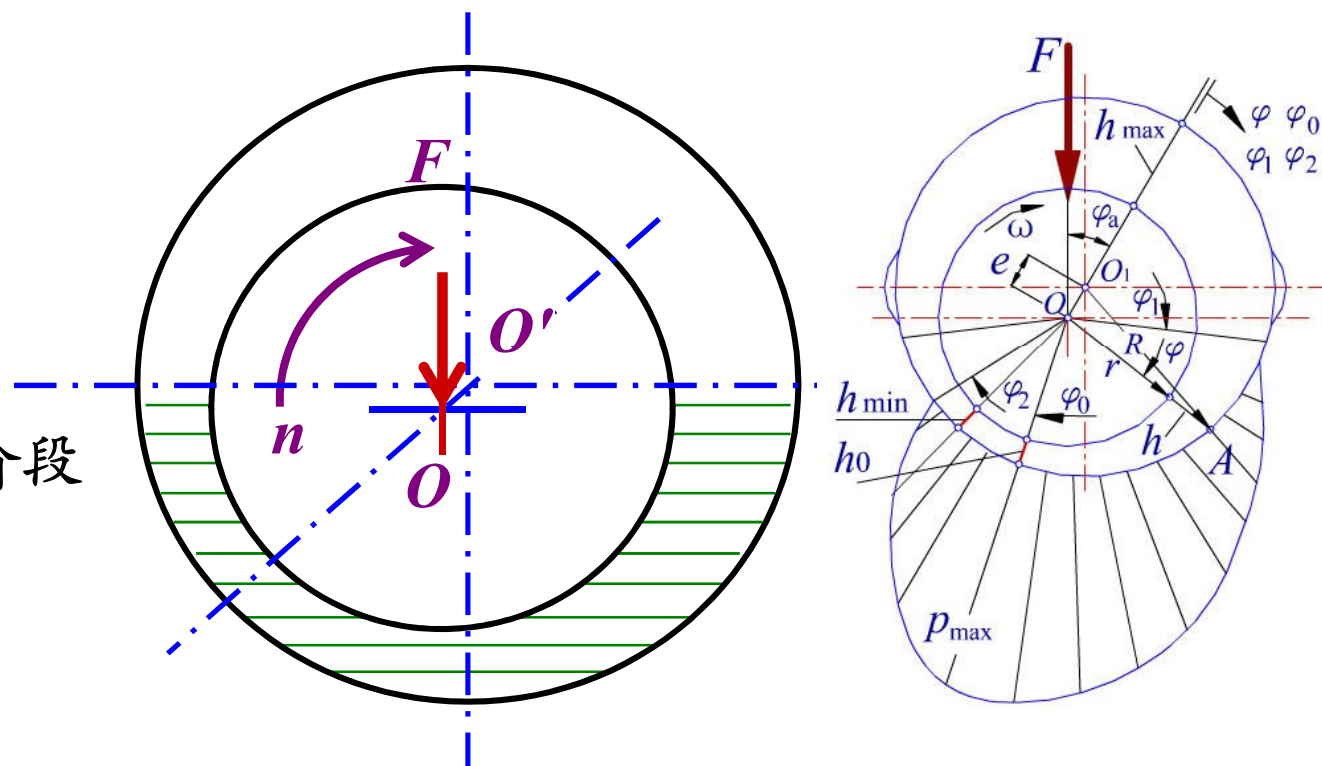


(c) 形成油膜 不稳定运行

图12.3 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

此时，由于轴承内的摩擦阻力仅为液体的内阻力，故摩擦系数达到最小值。理论和实践证明，在其它条件不变时轴颈转速愈高，轴颈中心愈接近轴承孔中心。

3) 液体动力润滑阶段



(d) $n \gg 0$ 稳定运行

图12.3 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

12.2.2 径向滑动轴承的几何关系和承载量系数

1. 几何关系

1) 直径间隙: $\Delta = D - d$

2) 半径间隙: $\delta = R - r = \Delta / 2$

3) 相对间隙: $\varphi = \Delta / d = 2 \delta / d = 2 \delta / 2r = \delta / r$

4) 偏心率: $\varepsilon = e / \delta \quad 0 < \varepsilon \leq 1$

5) 最小油膜厚度: $h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - \varepsilon) = r\varphi(1 - \varepsilon) \geq [h]$

偏心率: e

2. 承载系数 C_p

$$C_p = \frac{F\varphi^2}{2\eta v B} \quad (\text{牢记})$$

式中： η — 润滑油在轴承平均工作温度下的动力粘度， $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 (\text{Pa} \cdot \text{s})$

B — 轴承宽度， m

F — 工作载荷， N

v — 轴颈圆周速度， m/s

为什么计算 h_{\min} ?

3. 许用油膜厚度 $[h]$

在其他条件不变的情况下，外载荷 $F \uparrow$ ，动压润滑轴承的 $h_{\min} \downarrow$ ，轴承、轴颈表面的微观凸峰可能直接接触，而不能实现液体润滑。

显然，要想实现液体润滑，应满足如下条件：

$$h_{\min} \geq [h] = S (R_{z1} + R_{z2})$$

式中： S — 安全系数， $S \geq 2$ ，一般可取 $S=2$

R_{z1} ， R_{z2} — 轴颈和轴承孔表面粗糙度， μm

例：某动压径向滑动轴承，轴颈 $d=120\text{mm}$ ，轴承宽度 $B=108\text{mm}$ ，轴颈转速 $n=1000\text{r/min}$ ，相对间隙 $\phi = 0.001$ ，润滑油的 $\eta=0.018\text{Pa}\cdot\text{s}$ ， $R_{Z1}=1.6\mu\text{m}$ ， $R_{Z2}=3.2\mu\text{m}$ ，安全系数 $S=2$ 。试求该轴承工作时能承受最大的载荷。

解： $h_{\min} = \delta(1 - \varepsilon) = [h]$

$$[h] = S(R_{Z1} + R_{Z2}) = 2(1.6 + 3.2) = 9.6 \mu\text{m} = 9.6 \times 10^{-3} \text{mm}$$

$$\phi = \delta / r \rightarrow \delta = \phi \cdot r = 0.001 \times 60 = 0.06 \text{mm}$$

$$\varepsilon = 1 - [h] / \delta = 1 - 9.6 \times 10^{-3} / 0.06 = 0.84$$

查表6.6， $B/d = 108/120 = 0.9$ 得到


ε	0.80	0.85
C_p	3.067	4.459

插值计算： $C_p = 4.181$



若一轴承，不满足液体动压润滑状态，可采取如下措施：

- 1、降低 R_{z1} 、 R_{z2} ， \uparrow 加工精度
 - 2、适当 $\uparrow \eta$
 - 3、适当 $\uparrow n$
- } 即：使 C_p 变小，则 ε 变小， h_{\min} 变大。


$$v = \frac{\pi n d}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 1000 \times 120}{60 \times 1000} = 6.28 \text{ m/s}$$

$$F = \frac{C_p \cdot 2\eta v B}{\phi^2} = \frac{4.181 \times 2 \times 0.018 \times 6.28 \times 0.108}{0.001^2} = 102076 \text{ N}$$

12.2.2 径向滑动轴承的几何关系和承载量系数

1. 几何关系与膜厚计算

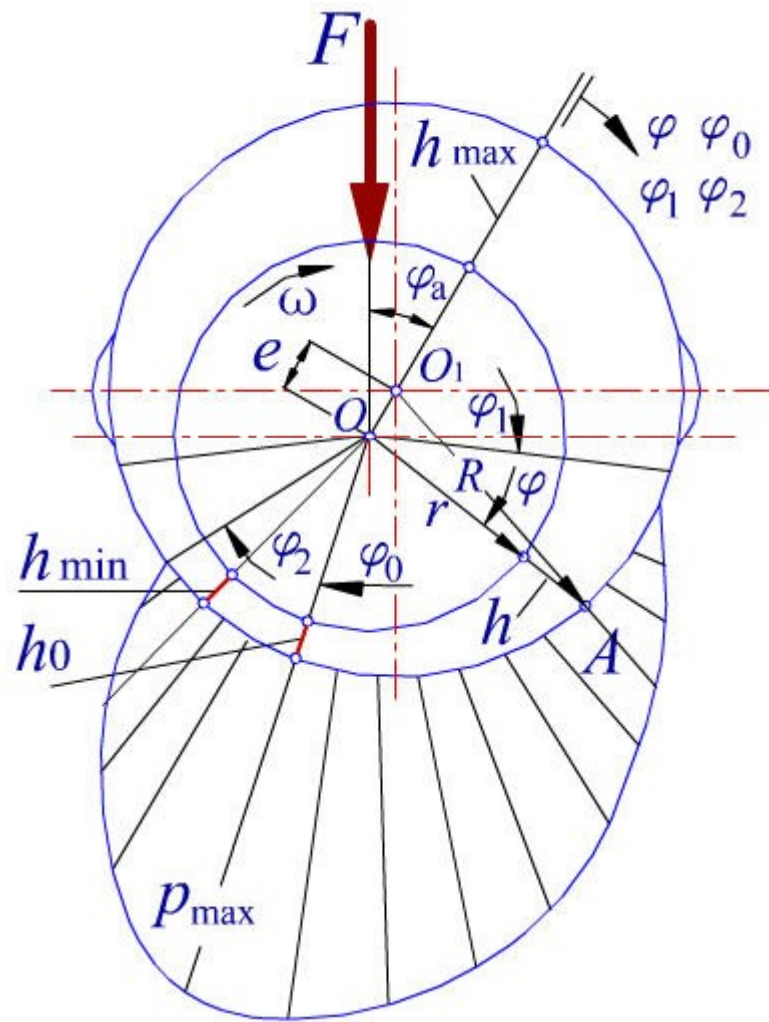



图12.4 径向滑动轴承几何参数与压力分布



轴承中心和轴颈中心的连线 OO_1 与载荷 F （作用在轴心）形成的夹角 φ_a 称为偏位角。轴承孔和轴颈直径分别用 D 和 d 表示，则轴承直径间隙为： $\Delta = D - d$ 。半径间隙为轴承孔半径 R 与轴颈半径 r 之差： $\delta = R - r = \Delta/2$ 。直径间隙与轴颈公称直径之比称为**相对间隙**，以 ϕ 表示：

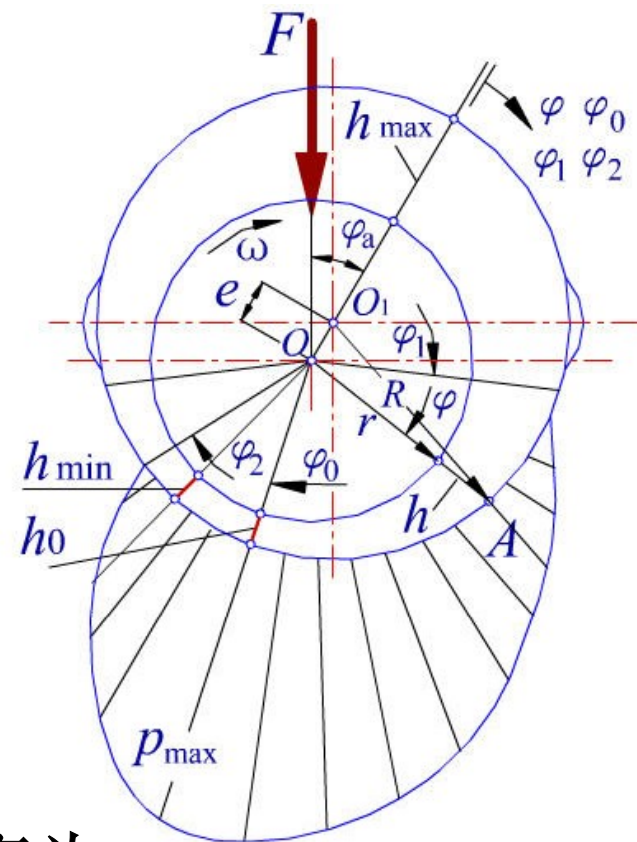
$$\phi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r} \quad (12.6)$$


当轴颈稳定运转时，轴心 O 与轴承中心 O_1 的距离，称为偏心距，用 e 表示。而偏心距 e 与半径间隙 δ 的比值，称为**偏心率**，并以 ε 表示：

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta} \quad (12.7)$$

于是由图 12.4 可见，最小油膜厚度为

$$h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - \varepsilon) = r\phi(1 - \varepsilon) \quad (12.8)$$






为方便起见，下面采用极坐标进行分析。取轴颈中心 O 为极点，连心线 OO_1 为极轴，对应于任意角 φ （包括 φ_0 ， φ_1 ， φ_2 均由 OO_1 算起）的油膜厚度为 h 。 h 的大小可在 $\triangle AOO_1$ 中应用余弦定理从下式求得，即

$$R^2 = e^2 + (r + h)^2 - 2e(r + h)\cos \varphi \quad (12.9)$$

解上式得

$$h = e \cos \varphi \pm R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi} - r \quad (12.12)$$



若略去上式中的小量 $\left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi$, 并取根式的正号,
则得任意位置的油膜厚度为

$$h = \delta(1 + \varepsilon \cos \varphi) = r\phi(1 + \varepsilon \cos \varphi) \quad (12.11)$$

设 φ_0 为相应于最大压力处的极角, 则压力最大处的油膜厚度 h_0 为

$$h_0 = \delta(1 + \varepsilon \cos \varphi_0) \quad (12.12)$$

2. Reynolds 方程求解

将式（10.30）改写成极坐标表达式，即 $\mathbf{dx} = \mathbf{r}d\varphi$ ， $\mathbf{V} = \mathbf{r}\omega$ 及 \mathbf{h} 、 \mathbf{h}_0 之值代入式（10.30）后得极坐标形式的雷诺方程

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\eta \frac{\omega}{\phi^2} \cdot \frac{\varepsilon(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} \quad (12.13)$$

将上式从油膜起始角 φ_1 到任意角 φ 进行积分得任意位置的压强，即

$$p = 6\eta \frac{\omega}{\phi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi \quad (12.14)$$



需要指出：式（12.13）应给出两个边界条件。对式（12.14）做定积分时，已经利用了 $p|_{\varphi=\varphi_1}=0$ 的初始边界条件。而另一个边界条件可以用来确定 φ_0 。从而可以确定压力分布。

压力 p 在外载荷方向上的分量为

$$p_y = p \cos[180^\circ - (\varphi_a + \varphi)] = -p \cos(\varphi_a + \varphi)$$

（12.15）

3. 承载力计算

把式（12.15）的压力在 φ_1 到 φ_2 的区间内积分，就得出在轴承单位宽度上的油膜承载力，即

$$\begin{aligned} P_y &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_y r d\varphi = - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\varphi_a + \varphi) r d\varphi \\ &= 6 \frac{\eta \omega r}{\phi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[\int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\varepsilon (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi \right] [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi \end{aligned}$$

为了求出油膜的承载能力，理论上只需将 P_y 乘以轴承宽度 B 即可。但在实际轴承中，由于油可能从轴承的两个端面流出，故必须考虑端泄的影响。

这时，压力沿轴承宽度的变化呈抛物线分布，而且其油膜压力也比无限宽轴承的油膜压力低（图 12.5）。

因此必须乘以系数 C ， C 值取决于宽径比 B/d 和偏心率 ε 的大小。这样，在 φ 角和距轴承中线为 z 处的油膜压力的数学表达式为

$$P_y' = P_y C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] \quad (12.17)$$

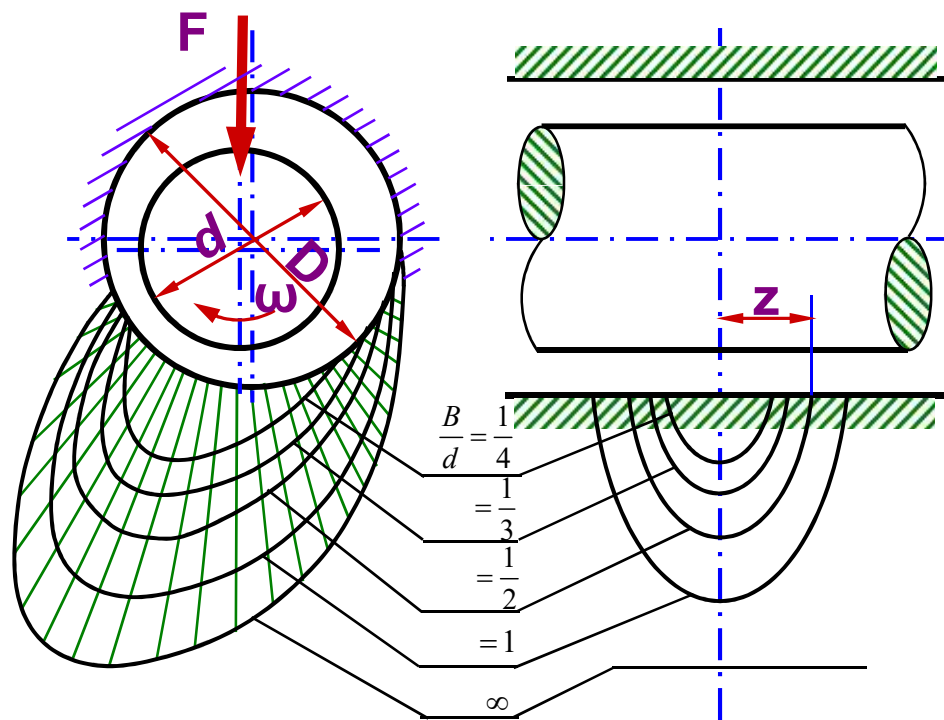



图12.5 不同宽径比时轴向压力分布情况



因此，对有限长轴承，油膜的总承载能力为

$$F = \int_{-B/2}^{+B/2} P'_y dz = \frac{6\eta\omega r}{\phi^2} \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \int_{\phi_1}^{\phi} \left[\frac{\varepsilon(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi \right] \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi) d\varphi] \cdot C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] dz$$

(12.18)


4. 承载量系数

由式 (12.18) 得

$$F = \frac{\eta \omega d B}{\phi^2} C_p \quad (12.19)$$

式中

$$C_p = 3 \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left[\frac{\varepsilon (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{B (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} d\varphi \right] \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi) d\varphi] \cdot C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] dz \quad (12.20)$$



又由式 (12.19) 得

$$C_p = \frac{F\phi^2}{\eta\omega dB} = \frac{F\phi^2}{2\eta VB} \quad (12.21)$$

式中, C_p —— 承载量系数;

η —— 润滑油在轴承平均工作温度下的动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

B —— 轴承宽度, m ;


F —— 外载荷, N ;

V —— 轴颈圆周速度, m/s 。



C_p 的积分非常困难，因而采用数值积分的方法进行计算，并作成相应的线图或表格供设计应用。由式

(12.20) 可知，在给定边界条件时， C_p 是轴颈在轴承中位置的函数，其值取决于轴承的包角 α （指轴承表面上的连续光滑部分包围轴颈的角度，即入油口和出油口所包轴颈的夹角）、相对偏心率 ε 和宽径比 B/d 。



由于 C_p 是一个无量纲的量，故称之为轴承的承载量系数。当轴承的包角 α ($=120^\circ$, 180° 或 360°) 给定时，经过一系列换算， C_p 可以表示为


$$C_P \propto (\varepsilon, B/d) \quad (12.22)$$

若轴承是在非承载区内进行无压力供油，且设液体动压力是在轴颈与轴承衬的 180° 的弧内产生时，则不同 ε 和 B/d 的 C_p 值见附表12.6。



12.2.3 最小油膜厚度

由公式（12.8）及附表 6.6 可知，在其它条件不变的情况下，最小油膜厚度 h_{\min} 愈小则偏心率 ε 愈大，轴承的承载能力就愈大。然而，最小油膜厚度是不能无限缩小的，因为它受到轴颈和轴承表面粗糙度、轴的刚性及轴承与轴颈的几何形状误差等的限制。为确保轴承能处于液体摩擦状态，最小油膜厚度必须等于或大于许用油膜厚度 $[h]$ ，即


$$h_{\min} = r\phi(1 - \varepsilon) \geq [h] \quad (12.23)$$

$$[h] = S(R_{z1} + R_{z2}) \quad (12.24)$$

式中， R_{z1} 、 R_{z2} ——轴颈和轴承孔表面粗糙度十点高度。对一般轴承， R_{z1} 和 R_{z2} 值可分别取为 $3.2 \mu\text{m}$ 和 $6.3 \mu\text{m}$ ，或 $1.6 \mu\text{m}$ 和 $3.2 \mu\text{m}$ ；对重要轴承可取为 $0.8 \mu\text{m}$ 和 $1.6 \mu\text{m}$ ，或 $0.2 \mu\text{m}$ 和 $0.4 \mu\text{m}$ 。

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 $S \geq 2$ 。

12.2.4 轴承主要参数选择(p261)

1. 宽径比 B/d

一般轴承的宽径比 B/d 在 $0.3 \sim 1.5$ 范围内。宽径比小，有利于提高运转稳定性，增大端泄漏量以降低温升。但轴承宽度减小，轴承承载能力也随之降低。

高速重载轴承温升高，宽径比宜取小值；低速重载轴承，为提高轴承整体刚性，宽径比宜取大值；高速轻载轴承，如对轴承刚性无过高要求，可取小值；需要对轴有较大支承刚性的机床轴承，宜取较大值。

一般机器常用的 B/d 值为：汽轮机、鼓风机 $B/d = 0.3 \sim 1$ ；电动机、发电机、离心泵、齿轮变速器 $B/d = 0.6 \sim 1.5$ ；机床、拖拉机 $B/d = 0.12 \sim 1.2$ ；轧钢机 $B/d = 0.6 \sim 0.9$ 。

2. 相对间隙 ϕ

- 相对间隙 ϕ 主要根据载荷和速度选取。
- 速度愈高， ϕ 值应愈大；载荷愈大， ϕ 值应愈小。
- 直径大、宽径比小，调心性能好，加工精度高时， ϕ 值取小值，反之取大值。
- 一般轴承，按转速取 ϕ 值的经验公式为：

$$\phi \approx \frac{(n/60)^{4/9}}{10^{31/9}} \quad (12.25)$$


式中， n —— 轴颈转速，r/min。

一般机器中常用的 ϕ 值为：汽轮机、电动机、齿轮减速器 $\phi = 0.001 \sim 0.002$ ；轧钢机、铁路车辆 $\phi = 0.0002 \sim 0.0015$ ；机床、内燃机 $\phi = 0.0002 \sim 0.00125$ ；鼓风机、离心泵 $\phi = 0.001 \sim 0.003$ 。

3. 粘度 η

这是轴承设计中的一个重要参数。它对轴承的承载能力、功耗和轴承温升都有不可忽视的影响。轴承工作时，油膜各处温度是不同的，通常认为轴承温度等于油膜的平均温度。平均温度的计算是否准确，将直接影响到润滑油粘度的大小。平均温度过低，则油的粘度较大，算出的承载能力偏高；反之，则承载能力偏低。


设计时，可先假定轴承平均温度，（一般取 $t_m = 50 \sim 75^\circ\text{C}$ ）初选粘度，进行初步设计计算。最后再通过热平衡计算来验算轴承入口油温 t_i 是否在 $35 \sim 40^\circ\text{C}$ 之间，否则应重新选择粘度再作计算。



对于一般轴承，也可按轴颈转速 n (r/min) 先初估油的动力粘度。即

$$\eta' = \frac{(n/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} \quad (12.26)$$

由式 (10.15) 计算相应的运动粘度 ν ，选定平均油温 t_m ，参照附表 13.1 选定全损耗系统用油的牌号。然后查附图 13.1，重新确定 t_m 时的运动粘度 ν_{tm} 及动力粘度 η_{tm} 。最后再验算入口油温。



[例题12.1] 设计一机床用的液体动力润滑径向滑动轴承，载荷垂直向下，工作情况稳定，采用对开式轴承。已知工作载荷 $F = 120000 \text{ N}$ ，轴颈直径 $d = 200 \text{ mm}$ ，转速 $n = 500 \text{ r/min}$ ，在水平剖分面单侧供油。

解：

1. 选择轴承宽径比

根据机床轴承常用的宽径比范围，取宽径比为 1。

2. 计算轴承宽度

$$B = (B / d) \times d = 1 \times 0.2 = 0.2 \text{ m}$$

3. 轴颈圆周速度

$$V = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 500}{60 \times 1000} = 5.23 m / s$$

4. 计算轴承工作压力

$$p = \frac{F}{dB} = \frac{100000}{0.2 \times 0.2} = 2.5 MP_a$$

5. 选择轴瓦材料

查附表6.1，在保证 $p \leq [p]$ 、 $v \leq [v]$ 、 $p v \leq [p v]$ 的条件下，选定轴承材料为ZCuSn12P1。

6. 初估润滑油粘度

由式 (12.26)

$$\eta' = \frac{(n/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} = \frac{(500/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} = 0.034 \quad \text{Pa} \cdot \text{s}$$

7. 计算相应的运动粘度

取润滑油密度 $\eta = 900 \text{ kg/m}^3$, 由式 (10.15) ,

$$\nu = \frac{\eta(P_a \cdot s)}{\rho(kg/m^3)} \times 10^6 = \frac{0.034}{900} \times 10^6 = 38 \quad \text{cSt}$$



8. 选定平均油温

现选平均油温 $t_m = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

9. 选定润滑油牌号

参照附表 6.1 选定全损耗系统用油 L-AN68。

12. 按 $t_m = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 查出 L-AN68 的运动粘度，由附图 2.1 查得 $\nu_{50} = 40\text{ cSt}$ 。

11. 换算出 L-AN68 在 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的动力粘度

$$\eta_{50} = \rho \nu_{50} \times 10^{-6} = 900 \times 40 \times 10^{-6} \approx 0.036 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

12. 计算相对间隙

由式 (12.33) ,

$$\phi \approx \frac{(n/60)^{4/9}}{10^{31/9}} = \frac{(500 \times 60)^{4/9}}{10^{31/9}} \approx 0.001, \text{ 取为 } 0.00125$$

13. 计算直径间隙

$$\Delta = \phi d = 0.00125 \times 200 = 0.25 \text{ mm}$$

14. 计算承载量系数

由式 (12.21)

$$C_p = \frac{F\phi^2}{2\eta VB} = \frac{1000000 \times (0.00125)^2}{2 \times 0.036 \times 5.23 \times 0.2} = 2.075$$

15. 求出轴承偏心率

根据 C_p 及 B/d 的值查附表 6.6，经过插值计算求出偏心率 $\varepsilon = 0.713$ 。

16. 计算最小油膜厚度

由式 (12.8)

$$h_{\min} = \frac{d}{2} \phi (1 - \varepsilon) = \frac{200}{2} \times 0.00125 \times (1 - 0.713) = 35.8 \mu m$$

17. 确定轴颈、轴承孔表面粗糙度

按加工精度要求取轴颈表面粗糙度等级为 $\nabla^{0.8}$ ，轴承孔表面粗糙度等级为 $\nabla^{0.6}$ ，查取轴颈 $R_{z1} = 0.0032 \text{ mm}$ ，轴承孔 $R_{z2} = 0.0063 \text{ mm}$ 。

18. 计算许用油膜厚度

取安全系数 $S=2$ ，由式 (12.24)

$$[h] = S(R_{z1} + R_{z2}) = 2 \times (0.0032 + 0.0063) = 19 \mu m$$

因 $h_{\min} > [h]$ ，故满足工作可靠性要求。

19. 计算轴承与轴颈的摩擦系数

因轴承的宽径比 $B/d = 1$ ，取随宽径比变化的系数 $\xi = 1$ ，由摩擦系数计算式

$$\begin{aligned} f &= \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55 \phi \xi = \frac{\pi \times 0.036 (2\pi \times 500 / 60)}{0.00125 \times 2.5 \times 10^6} + 0.55 \times 0.00125 \times 1 \\ &= 0.00258 \end{aligned}$$

20. 查出耗油量系数

由宽径比 $B/d = 1$ 及偏心率 $\varepsilon = 0.713$ 查附图6.1，得耗油量系数 $Q/(\phi v B d) = 0.145$ 。

21. 计算润滑油温升

按润滑油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，取比热容 $c = 1800 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ ，表面传热系数 $\alpha_s = 80 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$ ，由式(12.30)

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\phi}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q}{\phi V B d}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\phi V}} = \frac{\frac{0.00258}{0.00125} \times 2.5 \times 10^6}{1800 \times 900 \times 0.145 + \frac{\pi \times 80}{0.00125 \times 5.23}} = 18.866 \text{ } ^\circ\text{C}$$

22. 计算润滑油入口温度

由式 (12.32)

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 - \frac{18.866}{2} = 40.567 \text{ } ^\circ\text{C}$$

因一般取 $t_i = 35 \sim 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，故上述入口温度合适。

23. 选择配合

根据直径间隙 $\Delta = 0.25 \text{ mm}$ ，按 GB1801-2009 选配合 F6/d7，查得轴承孔尺寸公差为 $\phi 200^{+0.079}_{+0.050}$ ，轴颈尺寸公差为 $\phi 200^{-0.170}_{-0.216}$ 。

24. 求最大、最小间隙

$$\Delta_{\max} = 0.079 - (-0.216) = 0.295\text{mm}$$

$$\Delta_{\min} = 0.050 - (-0.170) = 0.22\text{mm}$$

因 $\Delta = 0.25\text{ mm}$ 在 Δ_{\max} 与 Δ_{\min} 之间，故所选配合合用。

25. 校核轴承的承载能力、最小油膜厚度及润滑油温升

分别按 Δ_{\max} 及 Δ_{\min} 进行校核，如果在允许值范围内，则绘制轴承工作图；否则需要重新选择参数，再作设计及校核计算。

解毕



12.3 典型机械传动中的润滑

12.3.1 润滑剂

1. 润滑油

(1) 润滑油选择

润滑油的润滑及散热效果好，是应用最广的润滑剂。润滑油的选择主要是它的粘度值，在一些场合还需要考虑它的温—粘特性。润滑油的运动粘度按附表 13.1 选取。

附表13.1全损耗系统用油的运动粘度

名称	牌号	运动粘度/ (mm ² /s)	
		40℃	50℃
全损耗系统用油	L-AN5	4.14~5.06	3.32~3.99
	L-AN7	6.12~7.48	4.76~5.72
	L-AN10	9.00~11.0	6.78~8.14
	L-AN15	13.5~16.5	9.80~11.8
	L-AN22	19.8~24.2	13.9~16.6
	L-AN32	28.8~35.2	19.4~23.3
	L-AN46	41.4~50.6	27.0~32.5
	L-AN68	61.2~74.8	38.7~46.6
	L-AN100	90.0~110	55.3~66.6
	L-AN150	135~165	80.6~97.1



(2) 添加剂 (additives)

为了改善润滑剂（主要是润滑油）的性能而加入其中的某些物质称为添加剂。添加剂的种类很多。常见的有极压添加剂、油性剂、粘度指数改进剂、抗腐蚀添加剂、消泡添加剂、降凝剂、防锈剂等，使用添加剂是现代改善润滑性能的重要手段，设计时应给予足够的重视。

在重载摩擦副中使用的极压添加剂，能在高温下分解出活性元素与金属表面起化学反应，生成一种低剪切强度的金属化合物薄层，可以增进抗粘着能力。例如，加有极压添加剂的 90 号极压工业齿轮油，其抗胶合能力较普通的 90 号工业齿轮油提高 3~4 倍。

附表13.4 常见的添加剂及其作用

目的	添加剂	说明
油性剂	脂肪、油脂肪、酸油	加入量1%~3%
抗磨与极压 添加剂	磷酸二甲酚酯，环烷酸铅，含硫、 磷、氯的油与石蜡， MoS_2 ，菜子油， 铅皂	加入量0.1%~5%
抗氧化添加 剂	二硫代磷酸锌、硫化烯、烃酚胺	加入量 0.2 %~5 %
抗腐蚀添加 剂	2.6一二叔丁基对甲酚、N一苯基萘 胺	
防锈剂	石油磺酸钙（或钡与钠）、二硫代 磷酸醋、二硫代碳酸醋、羊毛脂	
降凝剂	聚甲基丙烯酸酯、聚丙烯酰胺、石 蜡烷化酚	加入量0.1%~1%。用于低 温工作的润滑油改善油的粘 温特性，使适应较大的工作 和温度范围。加入量3%~10 %
增粘剂	聚异丁烯、聚丙烯酸酯	
消泡添加剂	硅酮、有机聚合物	


2. 润滑脂(grease)

(1) 润滑脂类型

润滑脂习惯上称为黄油或干油，是一种稠化的润滑油。根据 **调制皂基(soap)** 的不同，常用的润滑脂主要有以下几种：

钙基润滑脂——钙基润滑脂具有良好的**抗水性**，但耐热性能差。工作温度不宜超过 $55\sim 65^{\circ}\text{C}$ 。这种润滑脂的价格比较便宜

钠基润滑脂——钠基润滑脂有较高的**耐热性**，工作温度可达 120°C ，但抗水性差，比钙基润滑脂有较好的防腐性。



锂基润滑脂——锂基润滑脂既能抗水，又能耐高温，其最高温度可达 145°C ，在 120°C 条件下可长期工作。而且它有良好的机械安定性，是一种多用途的润滑脂，有取代钠基润滑脂的趋势。

铝基润滑脂——铝基润滑脂有良好的抗水性，对金属表面有较高的吸附能力，有一定的防锈作用。它在 70°C 时开始软化，只适用于 50°C 以下的温度。



(2) 润滑脂的主要性能指标

针入度——针入度是表征润滑脂稀稠度的指标。针入度越小，表示润滑脂越稠；反之，流动性越大。

滴点——滴点是表征润滑脂受热后开始滴落时的温度。润滑脂能够使用的工作温度应低于滴点 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，若能低于 $40\sim 60^{\circ}\text{C}$ 则更好。

安全性——**安全性**反映润滑脂在贮存和使用过程中维持润滑性能的能力，包括抗水性、抗氧化性和安定性等。



(3) 润滑脂的选择

使用润滑脂也可以形成将滑动表面完全分开的一层薄膜，润滑脂易保持在润滑部位、润滑系统简单，密封性好，但流动性极差，所以无冷却效果。常用在那些要求不高、难以经常供油，或者低速重载以及作摆动运动构件的轴承中。

附表13.3 滑动轴承润滑脂的选择


压力 p / MPa	轴颈圆周速 度 v / (m/s)	最高工作温 度 / °C	选用的牌号
≤ 1.0	≤ 1	75	3号钙基脂
1.0~6.5	0.5~5	55	2号钙基脂
≥ 6.5	≤ 0.5	75	3号钙基脂
≤ 6.5	0.5~5	120	2号钠基脂
> 6.5	≤ 0.5	110	1号钙钠基脂
1.0~6.5	≤ 1	-50~100	锂基脂
> 6.5	0.5	60	2号压延机脂



3. 固体润滑剂

固体润滑剂可以在摩擦表面上形成固体膜以减小摩擦阻力，通常只用于一些有特殊要求的场合。主要的固体润滑剂有：石墨、二硫化钼（ MoS_2 ）、聚四氟乙烯等。

石墨因其特有的层状结构可以提供较小的摩擦系数，是固体润滑剂中最广泛使用的一种。将全熔金属渗入石墨或碳—石墨零件的孔隙中，或经过烧结制成轴瓦可获得较高的粘附能力。



二硫化钼 用粘结剂调配涂在摩擦表面上可以大大提高摩擦副的磨损寿命。在金属表面上涂镀一层钼，然后放在含硫的气体中加热，可生成 MoS_2 膜。这种膜粘附最为牢固，承载能力极高。在用塑料或多孔质金属制造的轴承材料中渗入 MoS_2 粉末，会在摩擦过程中连续对摩擦表面提供 MoS_2 薄膜。

聚四氟乙烯 片材可冲压成轴瓦。也可以用烧结或粘结法形成聚四氟乙烯膜粘附在轴瓦内表面上。软金属薄膜（如铅、金、银等薄膜）主要用于真空及高温的场合。

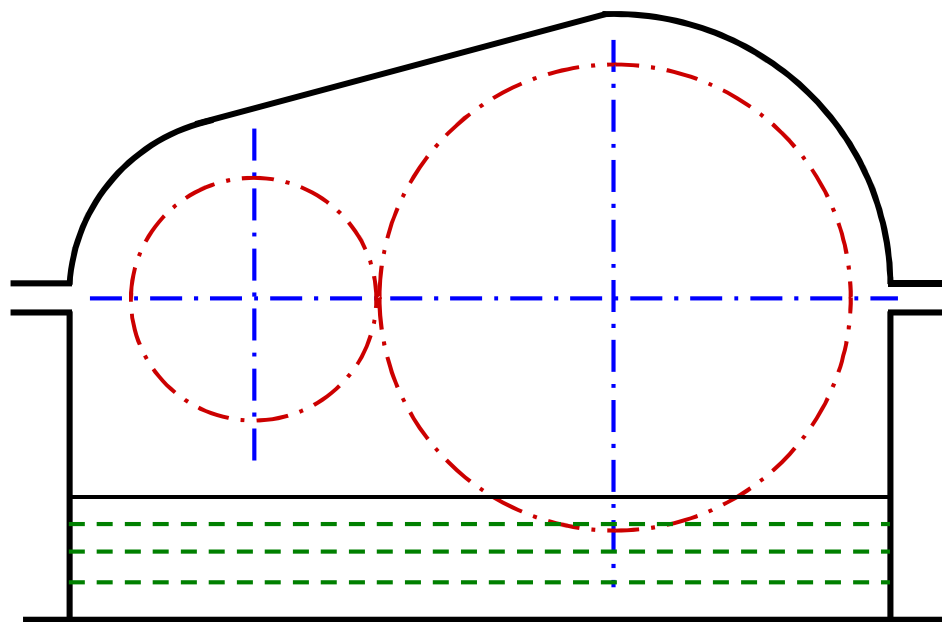


12.3.2 齿轮传动的润滑

半开式及开式齿轮传动，或速度较低的闭式齿轮传动，可采用人工定期添加润滑油或润滑脂进行润滑。**闭式齿轮传动通常采用油润滑**，其润滑方式根据齿轮的圆周速度 v 而定。

当 $v \leq 12\text{m/s}$ 时可用油浴式，大齿轮浸入油池一定的深度，齿轮转动时把润滑油带到啮合区。

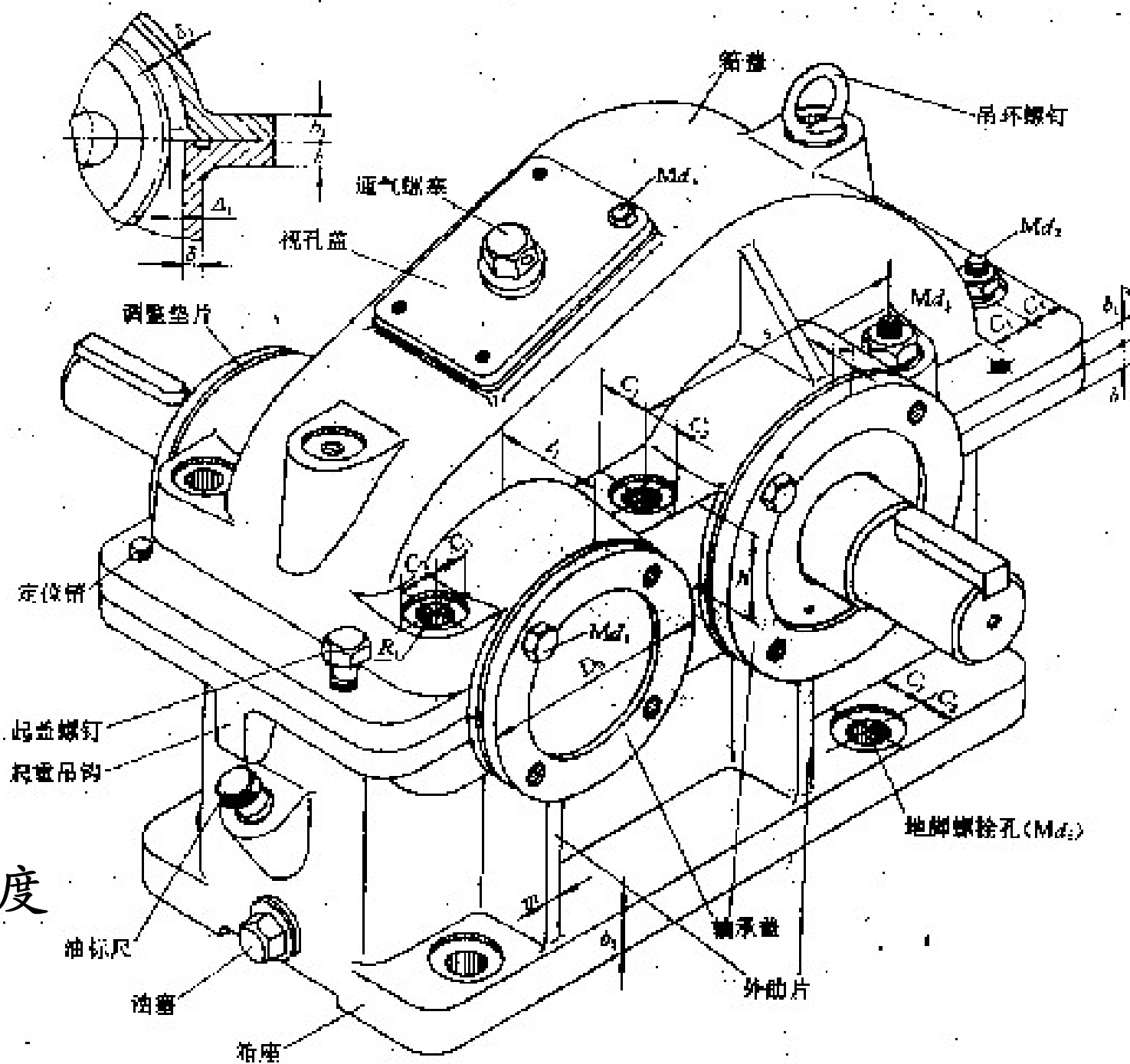
齿轮浸油深度可根据齿轮的圆周速度大小而定，对圆柱齿轮通常不宜超过一个齿高，但一般亦不应小于 12mm ；对圆锥齿轮应浸入全齿宽，至少应浸入齿宽的一半。



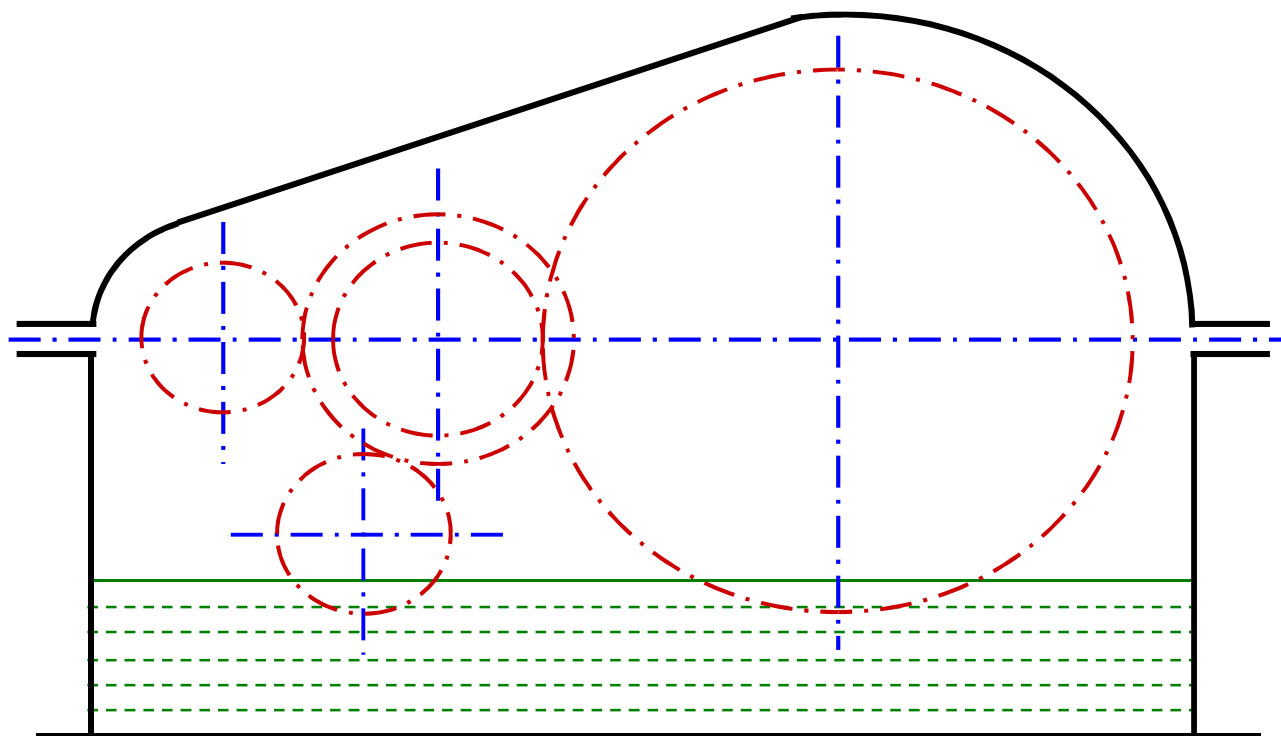
(a) 油浴润滑



油标尺 观察油面高度

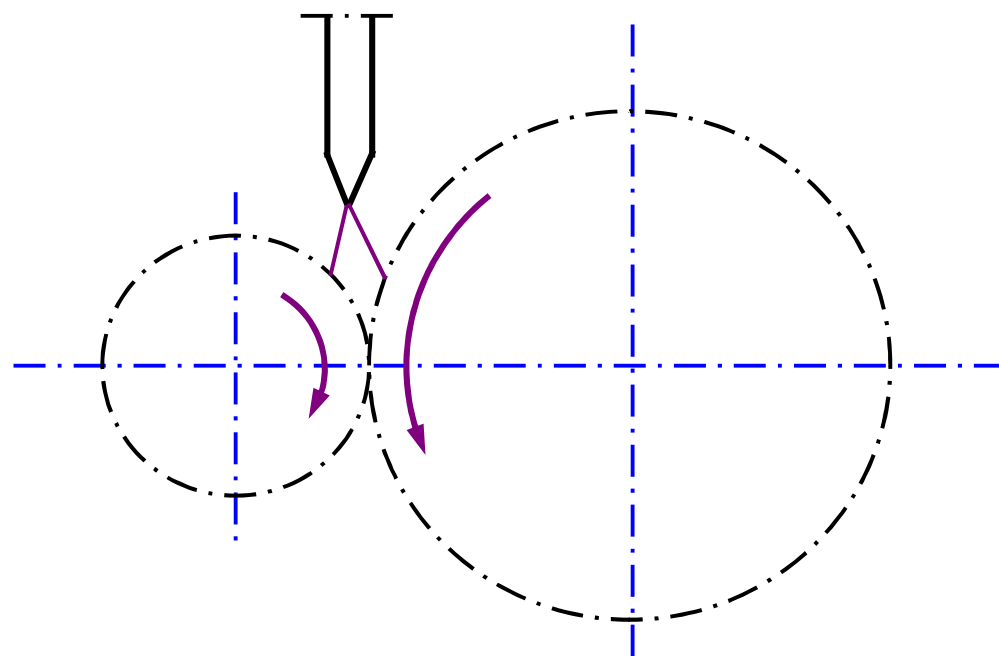


多级齿轮传动中，当几个大齿轮直径不相等时，可采用隋轮的油浴润滑。



(b) 采用隋轮的油浴润滑

当齿轮的圆周速度 $v > 12\text{m/s}$ 时，应采用喷油润滑，用油泵以一定的压力供油，借喷嘴将润滑油喷到齿面上。




(c) 喷油润滑



12.3.3 蜗杆传动的润滑

蜗杆传动的效率较低，因此润滑对蜗杆传动具有特别重要的意义。因为，润滑不仅可以减少摩擦，而且可以将蜗杆和蜗轮所产生的热量带走。当润滑不良时，传动效率显著降低，并会带来剧烈温升而产生胶合，或是产生严重的磨损导致破坏。采用粘度大的矿物油进行润滑，并在润滑油中加入添加剂可以提高蜗杆传动的抗胶合和耐磨能力。



蜗杆传动所采用的润滑油、润滑方法及润滑装置如下：

(1) 润滑油

润滑油的种类很多，需根据蜗杆、蜗轮配对材料和运转条件合理选用。选用钢制蜗杆配青铜蜗轮时，常用的润滑油可参照附表 5.10 选取。

(2) 润滑油粘度及润滑方式

润滑油粘度及润滑方式，一般根据相对滑动速度及载荷类型进行选择。对于闭式传动，常用的润滑油粘度及润滑方式见附表 5.10。如果采用喷油润滑，喷油嘴要对准蜗杆啮入端；蜗杆正反转时，两边都要装有喷油嘴，而且要控制一定的油压。

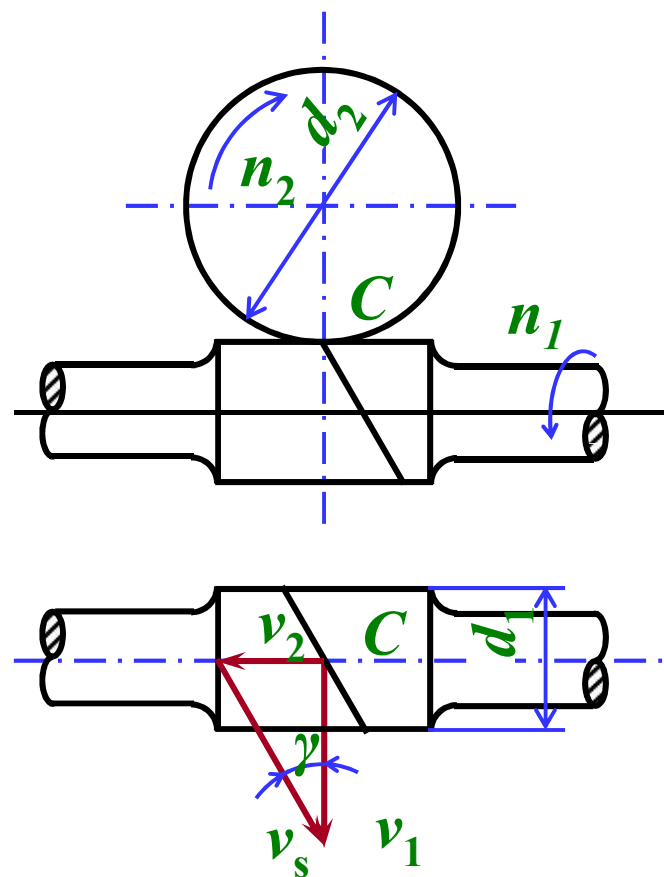



图13.6 蜗杆传动的相对滑动速度分析

附表5.10 蜗杆传动的润滑油粘度与润滑方式选择

蜗杆传动相对速度 v_s / (m/s)	载荷类型	润滑油牌号 L-AN	运动粘度 ν_{40} /(mm ² /s)	供油方式	
0~1	重	1000	1000	油池润滑	
0~2.5	重	460	460		
0~5	中	320	320		
>5~10	各类	220	220	喷油润滑或油池润滑	
>10~15	各类	150	135~165	喷油润滑供油压力 /MPa	0.7
>15~25	各类	100	90.0~110		2
>25	各类	68	61.2~74.8		3



对于开式传动，则应当采用粘度较高的齿轮油或润滑脂，以减少轮齿的磨损。

(3) 润滑油供应量

对闭式蜗杆传动采用油池润滑时，在搅油损耗不致过大的情况下，应有适当的油量。这样不仅有利于动压油膜的形成，而且有助于散热。

对于蜗杆下置式或蜗杆侧置式的传动，浸油深度应为蜗杆的一个齿高；

当为蜗杆上置式时，浸油深度约为蜗轮外径的 $1/3$ 。

由于蜗杆传动的**相对滑动速度 v_s 大，效率低，发热量大**，因此必须注意蜗杆传动的润滑；否则会进一步导致效率显著降低，并会带来剧烈的磨损，甚至产生胶合。

表12.1 蜗杆传动润滑油粘度及润滑方法

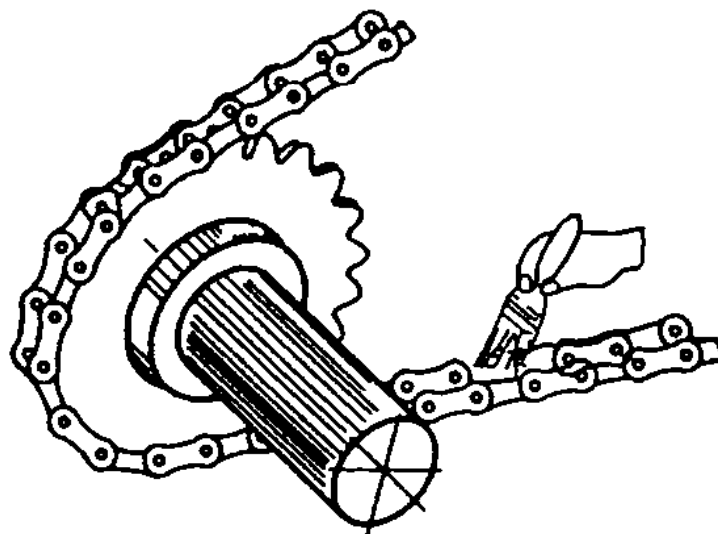
滑动速度 v_s (m/s)	<1	<2.5	<5	5~12	12~15	15~25	>25
工作条件	重载	重载	中载	—	—	—	—
运动粘度 ν /cst, 40 °C	900	500	350	220	150	120	80
润滑方式	油池润滑			油池 润滑 或 喷油 润滑	用压力喷油润滑		
					0.7	0.2	0.3

12.3.4 链传动的润滑

链传动良好的润滑将会减少磨损、缓和冲击，提高承载能力，延长使用寿命，因此链传动应合理地确定润滑方式和润滑剂种类。常用的润滑方式有几种：

(1) 人工定期润滑

用油壶或油刷给油（图12.7a），每班注油一次，适用于链速 $v \leq 4 \text{ m/s}$ 的不要传动。



(a)

图12.7 链传动润滑方法

(2) 滴油润滑 用油杯通过油管向松边的内、外链板间隙处滴油，用于链速 $v \leq 12 \text{ m/s}$ 的传动（图12.7b）。

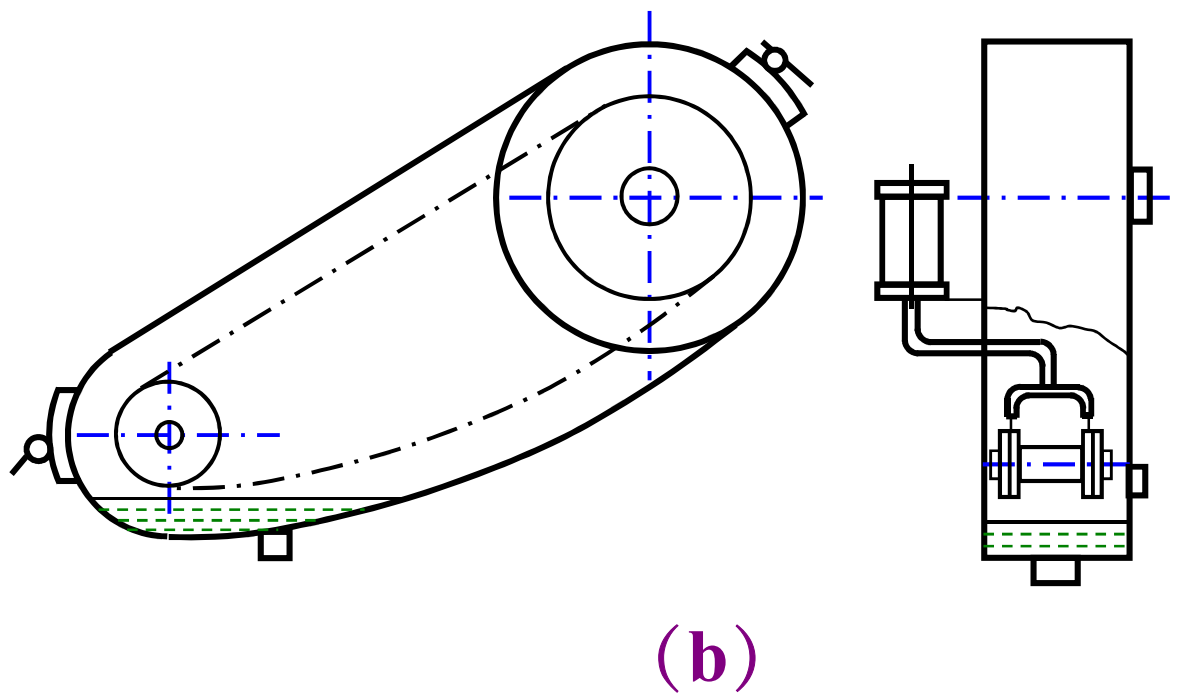
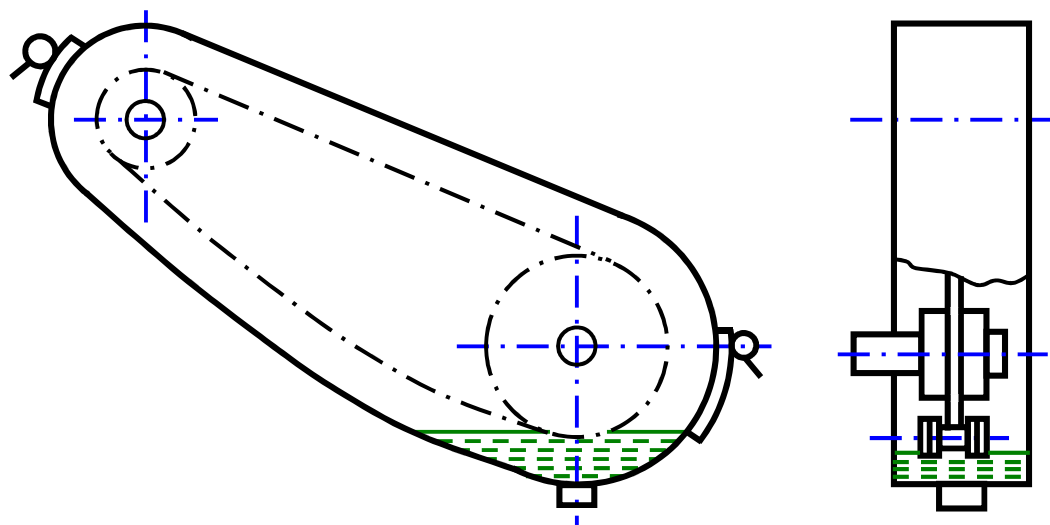


图12.7 链传动润滑方法

(3) 油浴润滑 链从密封的油池中通过，链条浸油深度以 6~12mm 为宜，适用于链速 $v = 6 \sim 12 \text{ m/s}$ 的传动（图 12.7c）。



(c)

图12.7 链传动润滑方法

(4) **飞溅润滑** 在密封容器中，用甩油盘将油甩起，经由壳体上的集油装置将油导流到链上。甩油盘速度应大于 3m/s ，浸油深度一般为 $12\sim 15\text{mm}$ （图12.7d）。

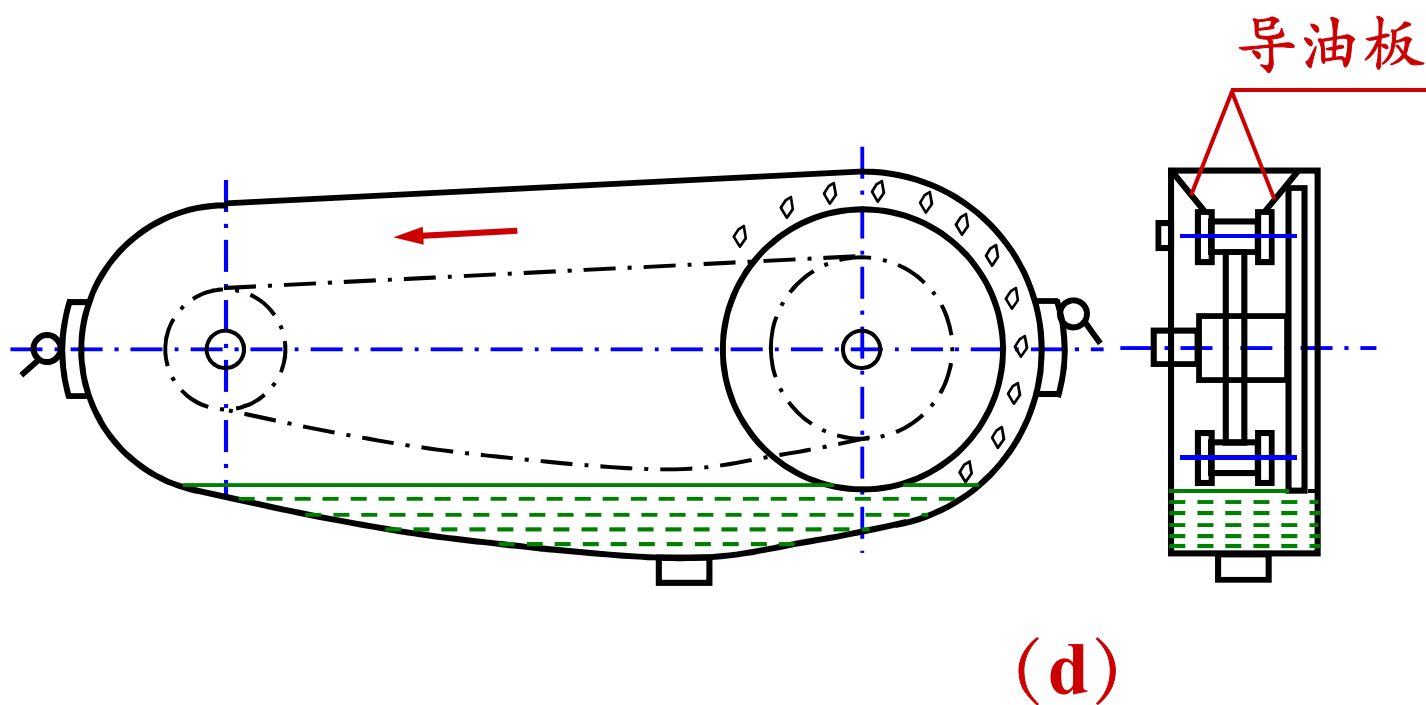


图12.7 链传动润滑方法

(5) 压力油循环润滑 用油泵将油喷到链上，喷口应设在链条进入啮合之处。适用于链速 $v \geq 8 \text{ m/s}$ 的大功率传动（图12.7e），链传动常用的润滑油有 L-AN32、L-AN46、L-AN68、L-AN120等全损耗系统用油。温度低时，粘度宜低；功率大时，粘度宜高。

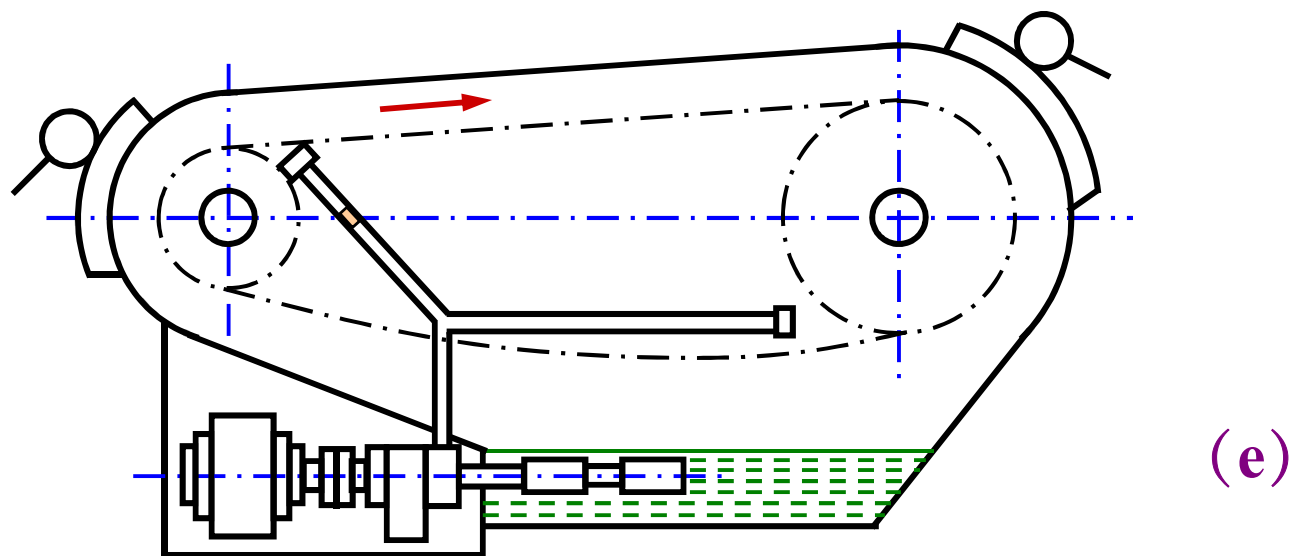


图12.7 链传动润滑方法



12.3.5 滚动轴承的润滑

润滑和密封对滚动轴承的使用寿命有重要意义。

润滑的主要目的是减小摩擦与磨损。滚动接触部位形成油膜时，还有吸收振动、降低工作温度等作用。



滚动轴承的润滑剂可以是润滑脂、润滑油或固体润滑剂。

一般情况下，轴承采用润滑脂润滑。具体选择可按速度因数 dn 值来定。

d 代表轴承内径 (mm) ; n 代表轴承转速 (r/min)

当 $dn < (1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 时，一般滚动轴承可采用润滑脂润滑，超过这一范围宜采用润滑油润滑。


- $v < 2 \text{ m/s}$, 采用润滑脂润滑

- $v \geq 2 \text{ m/s}$, 采用润滑油润滑



12.3.6 滑动轴承的润滑

滑动轴承种类繁多，使用条件和重要程度往往相差很大，因而对润滑剂的要求也各不相同。润滑剂主要有润滑油、润滑脂、固体润滑剂、气体润滑剂和添加剂等几大类。其中，矿物油和皂基润滑脂性能稳定、成本低、应用最广。若使用一般润滑剂不能满足某些特殊要求时，可以有针对性地加入少量的添加剂来改善润滑剂的粘度、油性、抗氧化、抗锈蚀等性能。

- 
- 液体动压轴承通常采用润滑油作润滑剂。
 - 当转速高、压力小时，常选用粘度较低的油，以利于减少润滑油的发热；
 - 转速低、压力大时，选用粘度较高的油，以利于形成油膜。

非液体滑动轴承则选用粘度较大的润滑油、润滑脂或固体润滑剂进行润滑。



12.4 密封件与密封

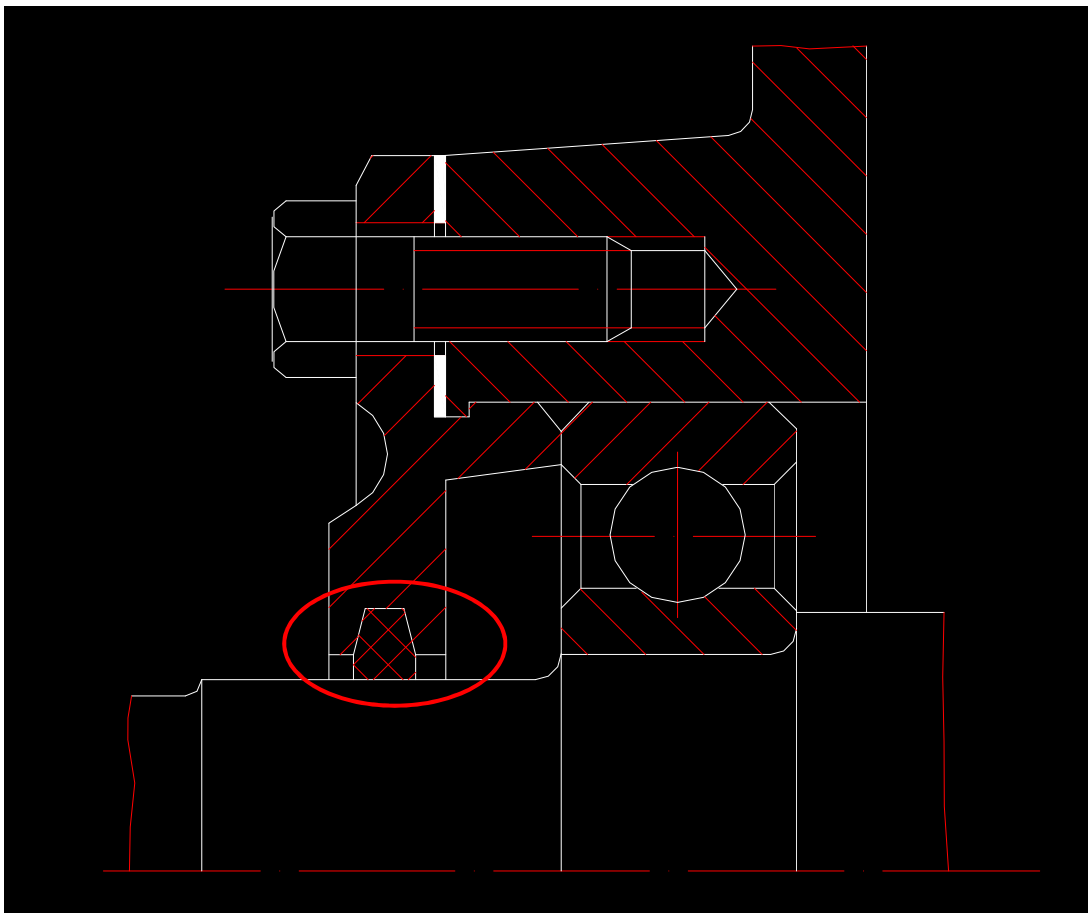
密封的目的是防止灰尘、水分等进入轴承或通过轴承进入封闭空腔内，并阻止润滑剂的流失。

密封方法的选择与润滑剂的种类、工作环境、温度、密封表面的圆周速度有关。

1. 密封件 常用的密封件有毛毡密封圈、橡胶密封圈等。

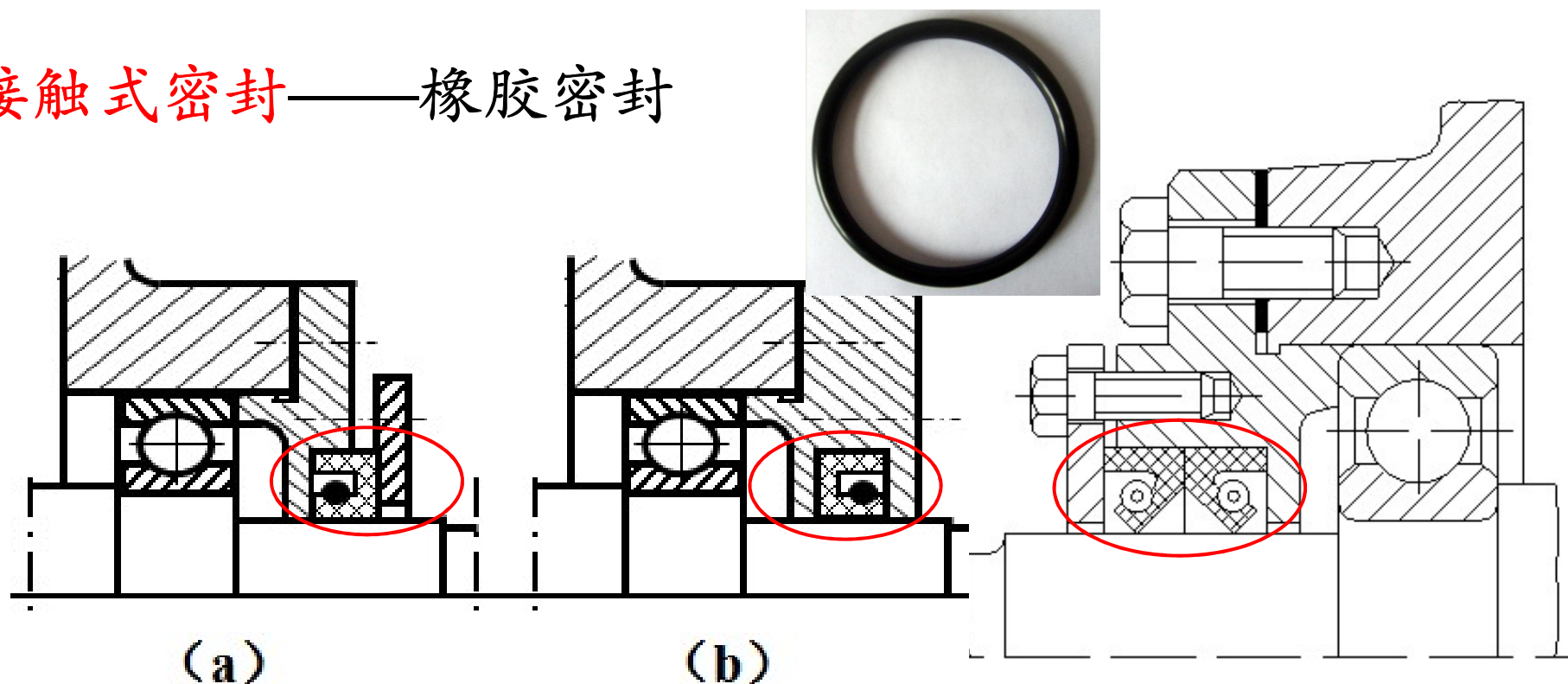
2. 密封方式 常用的密封方法可分两大类：**接触式密封**和**非接触式密封**。

接触式密封——毛毡圈密封



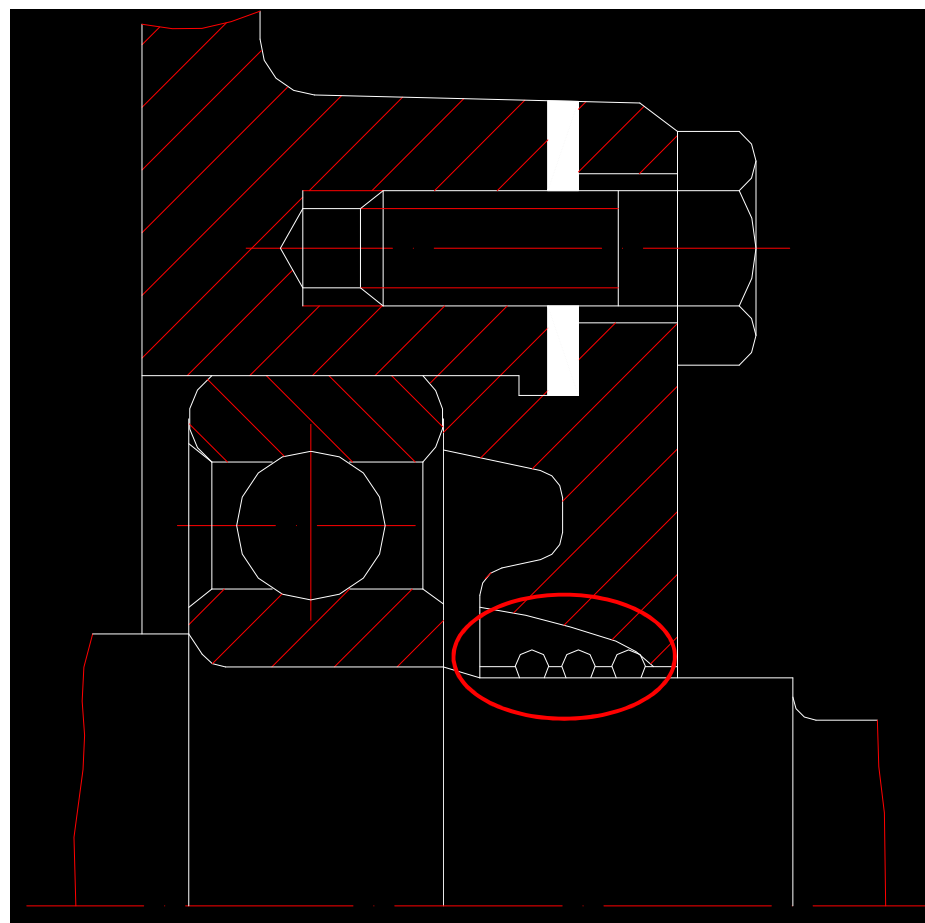
- 在轴承盖上开出梯形槽，将矩形剖面的毛毡圈，放置在梯形槽中与轴接触，对轴产生一定的压力进行密封。
- 密封结构简单，但摩擦较严重
- 主要用于 $v < 4 \sim 5 \text{ m/s}$ 脂润滑场合

接触式密封——橡胶密封



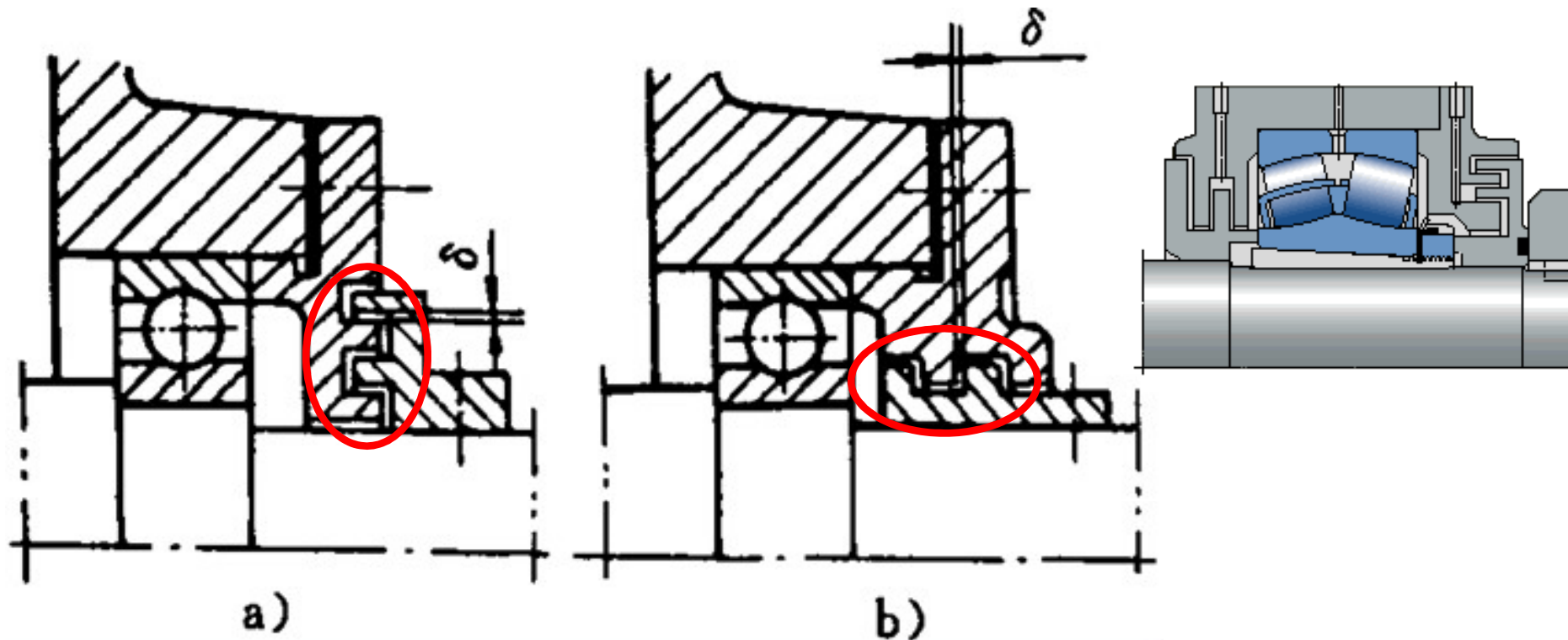
- 在轴承盖中放置密封圈，密封圈用皮革、耐油橡胶等材料制成，有的带金属骨架，有的没有骨架。密封圈与轴紧密接触而起密封作用。
- 密封唇朝里（如图（a）所示），目的是防漏油，
- 密封唇朝外如图（b）所示，目的是防灰尘、杂质进入

非接触式密封——间隙密封（油沟密封）



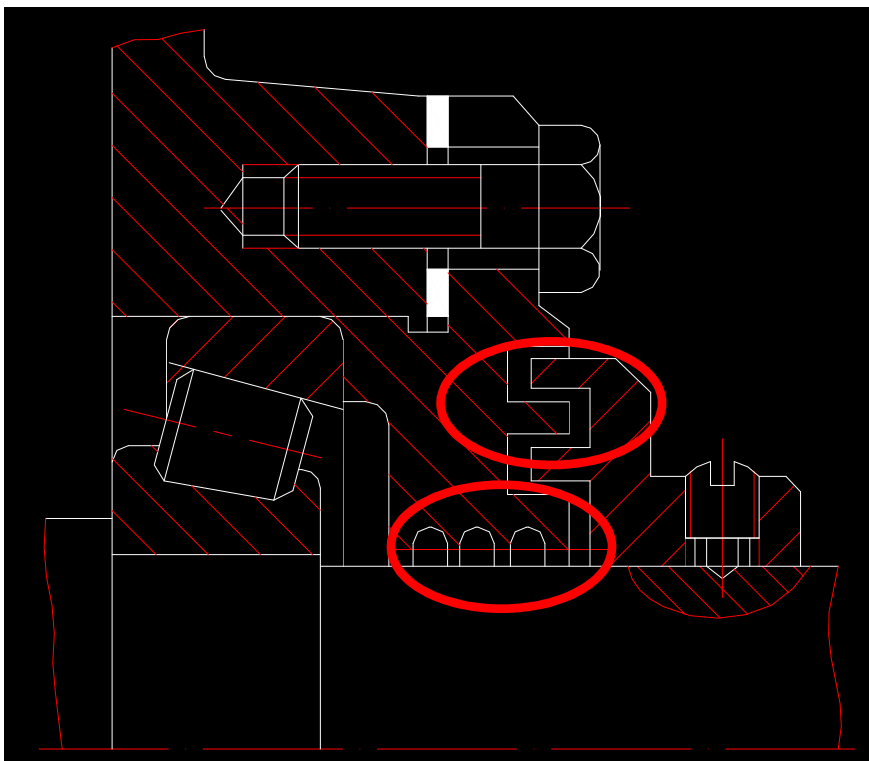
在轴与轴承盖的通孔壁间留 $0.1 \sim 0.3\text{mm}$ 的极窄缝隙，并在轴承盖上车出沟槽，在槽内填满油脂，以起密封作用。这种形式结构简单，多用 $v < 5 \sim 6\text{mm/s}$ 的场合

非接触式密封——迷宫式密封（曲路密封）

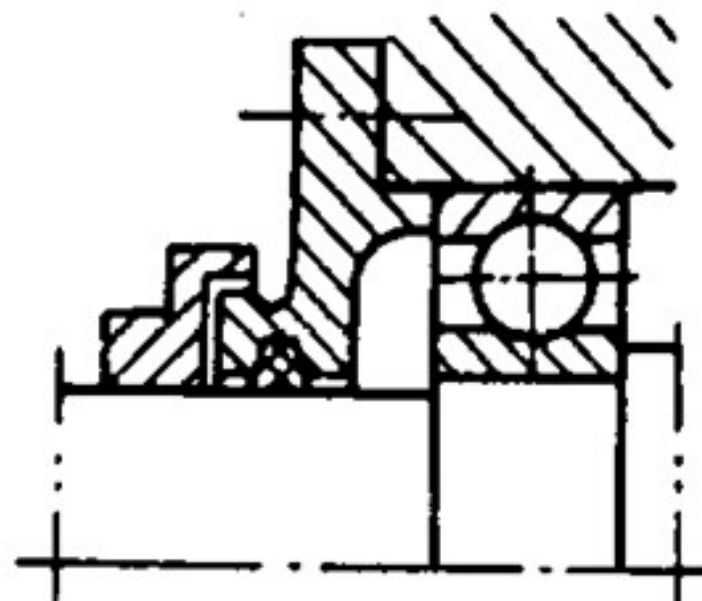


- 旋转的和固定的密封零件间的间隙制成迷宫（曲路）形式，缝隙间填入润滑脂以加强润滑效果。
- **径向曲路**（如图（a）所示），**间隙 δ 不大于 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$**
- **轴向曲路**（如图（b）所示），因考虑到轴受热后会伸长，间隙应取大些， **$\delta = 1.5 \sim 2\text{mm}$**

组合式密封



间隙密封加迷宫式密封



毛毡加迷宫式密封

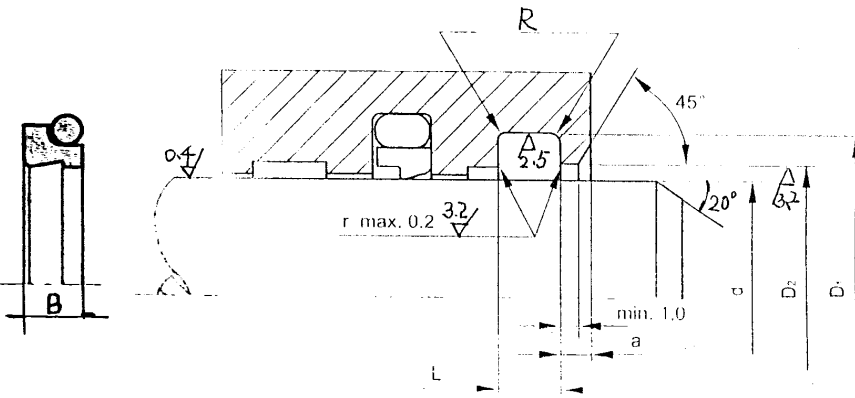
滚动轴承的润滑与密封 **Video Clip**

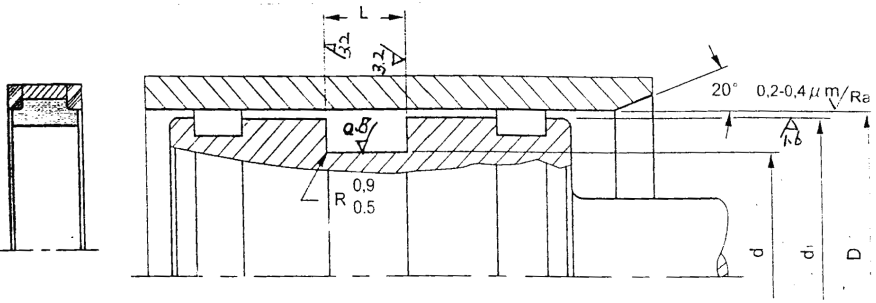
滚动轴承的润滑和密封-1 (6 mins)

滚动轴承的润滑和密封-2 (1 mins)



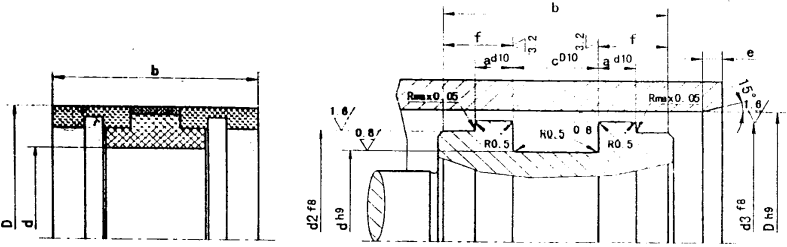
表12.3 组合密封形式

型号	结构与沟槽形式、设计标准	性能和用途	适用场合
<p>FXFS A型四 氟防 尘圈</p>	 <p>可参考 Busak + shamban 公司 WE31-WT33系列 MEKKEL 公司 PTI 系列</p> <p>标记：活塞杆直径为 120 mm 的 FXFSA 型四氟防尘圈标记为 FXFSA-120</p> <p>杆径小于$\phi 30$ mm 的规格，应采用分 体沟槽。</p> <p>往复速度：$\leq 5\text{m/s}$ 温度：$-40^{\circ}\text{C} \sim$ $+200^{\circ}\text{C}$</p>	<p>由高耐磨聚 四氟乙烯复 合材料Z型 圈和O型橡 胶密封圈组 成，O型圈 提供足够的 预紧力。可 对PTFBZ型 密封圈的磨 损起补偿作 用</p>	<p>尘埃严重、 高温、严寒 环境下以及 高频往复运 动。用于液 压、气动装 置、伺服阀， 化工食品行 业</p> <p>适用介质： 液压油、汽、 水</p>

型号	结构与沟槽形式、设计标准	性能和用途	适用场合
<p>FXF SB型 四氟 防尘 圈</p>	 <p>杆径小于$\phi 30\text{ mm}$ 的规格，应采用分体沟槽。</p> <p>往复速度：$\leq 5\text{m/s}$</p> <p>温度：$-40^{\circ}\text{C} \sim +200^{\circ}\text{C}$</p> <p>设计选用可参考 Busak+shamban 公司 WE50-WE53 系列；B+L 公司 ES56150-ES56155 系列</p> <p>标记：活塞杆直径为 50 mm 的 FXFSB 型四氟防尘圈标记为 FXFSB-50</p>	<p>由高耐磨聚四氟乙烯复合材料 Z 型圈和 O 型橡胶密封圈组成，O 形圈提供预紧力，可对 PTFE Z 型圈的磨损起补偿作用，具有防尘和挡住剩余油膜双重作用</p>	<p>重载场合，如建筑机械、工程机械或压力机等设备上，用于尘埃严重、高温严寒环境条件下，以及高温天气适用介质：液压油、水、汽适用于液压油缸孔用密封，特别适用于高压、重载。长行程双向密封。适用介质：液压油、水、汽</p>

型号	结构与沟槽形式、设计标准	性能和用途	适用场合
<p>FXCS 孔用 组合 密封</p>	<p>工作压力：0 ~ 50 MPa，最高70MPa</p> <p>往复速度：≤ 1.5 m/s 温度：- 40 °C ~ + 200 °C（取决于橡胶圈材质）</p> <p>设计选用可参考 Busak+shamban 公司 PK012-PK050 系列，也可参考日本 NOK 孔用标准。</p> <p>标记：内径 120 的密封缸 FXCS 孔用组合密封标记为 FXCS-120</p>	<p>由两个PTFE挡圈，一个PTFE复合材料密封环和一个弹性橡胶圈组成，弹性橡胶圈提供了足够的预紧力，并对密封环的磨损起补偿作用，保证高压低压良好密封性能</p>	<p>适用于液压油缸孔用密封，特别适用于高压、重载。</p> <p>长行程双向密封。</p> <p>适用介质：液压油、水、汽</p>

型号	结构与沟槽形式、设计标准	性能和用途	适用场合
FXKD 孔用组合密封	<p>工作压力: 0~50 MPa, 最高70 MPa 往复速度: ≤ 1.5 m/s 温度: -40°C ~ +200 °C 设计选用可参考Hunger公司 GKD 系列 标记: 内径 120 的密封缸 FXKD 孔用组合密封标记为 FXKD-120</p>	由两个高耐磨 PTFE 复合材料导向环, 一个高耐磨 PTFE 复合材料密封环和弹性橡胶圈组成, 导向环起定位和导向作用, 弹性橡胶圈提供足够的预紧力, 并对密封环的磨损起到补偿作用。保证高压低压良好密封性能	适用于液压油缸孔用密封, 特别适用于高压重载双向密封。 适用介质: 液压油、水、汽

型号	结构与沟槽形式、设计标准	性能和用途	适用场合
FXGD 孔用 组合 密封	 <p>工作压力：0 ~ 50 MPa，最高70 MPa</p> <p>往复速度：≤ 1.5m/s 温度：-40℃ ~ +200℃（取决于橡胶圈材质）</p> <p>设计选用可参考 Hunger 公司 GD1200K 系列</p> <p>标记：内径 120 的密封缸 FXGD 孔用组合密封标记为 FXGD-120</p>	<p>由两个高耐磨的聚四氟乙烯复合材料导向环，两个 PTFE 挡圈，一个弹性橡胶圈和一个 PTFE 复合材料密封环组成，导向环起定位和导向作用，挡圈起到支承和定位作用，弹性橡胶圈提供足够的预紧力，并对密封环的磨损起到补偿作用，保证高压低压良好密封性能</p>	<p>适用于液压油缸孔用密封，特别适用于高压重载双向密封。</p> <p>适用介质：液 压油、水、汽</p>