

第10章 滑动轴承

§ 10—1 概述

滑动轴承、滚动轴承

一、滑动轴承类型

- 1)按承载：径向轴承（向心轴承）（受 F_r ）
止推轴承（推力轴承）（受 F_a ）

- 2)按润滑状态：流体润滑轴承、非流体润滑轴承、无润滑轴承

二、应用

- 1) 工作转速特高的轴承 2) 对轴的支承位置特别精确的轴承
3) 特重型的轴承 4) 巨大冲击和振动的轴承
5) 剖分的轴承 6) 必须用径向尺寸较小的轴承

§ 10—2 径向滑动轴承的主要类型

p471

一、整体式径向滑动轴承

如图，由轴承座、整体轴套、油孔等组成

- 特点：1) 结构简单、成本低
2) 轴套磨损后，间隙无法调整
3) 装拆不便（只能从轴端装拆）。

适于低速、轻载或间歇工作的机器。



二、剖分式径向 滑动轴承



如图p471 15-17, 15-18
，由底座、轴承盖、双头螺柱
（或螺栓）及螺母组成。幻灯片6

四、调隙式径向滑动轴承

图例

三、自动调心式



用于轴的刚度较差或轴
承孔的精度不能保证时

§ 10—3 滑动轴承的材料及轴瓦结构p74

一、滑动轴承的材料

主要失效形式：磨损和胶合、疲劳破坏

1、对轴承材料的要求

1) 较好的摩擦相容性
(防粘着性能)

2) 足够的抗疲劳性能

4) 较好的磨合性

6) 足够的耐磨性

轴瓦或轴套：滑动轴承工作时与轴颈直接接触的部分，一般由减磨材料制成

轴承衬：轴瓦内表面附着一层减摩性能更好的材料

3) 较好的嵌藏外来微粒

5) 足够的耐腐蚀性

7) 良好的工艺性

2、常用材料

金属材料： 1) 铸铁

2) 轴承合金

3) 铜合金

4) 铝基合金

5) 多孔质金属材料（粉末冶金）

非金属材料——塑料、橡胶

常用轴承材料 的使用
性能见表3—3， p75

二、轴瓦结构

1、轴瓦的形式与结构

整体式轴瓦

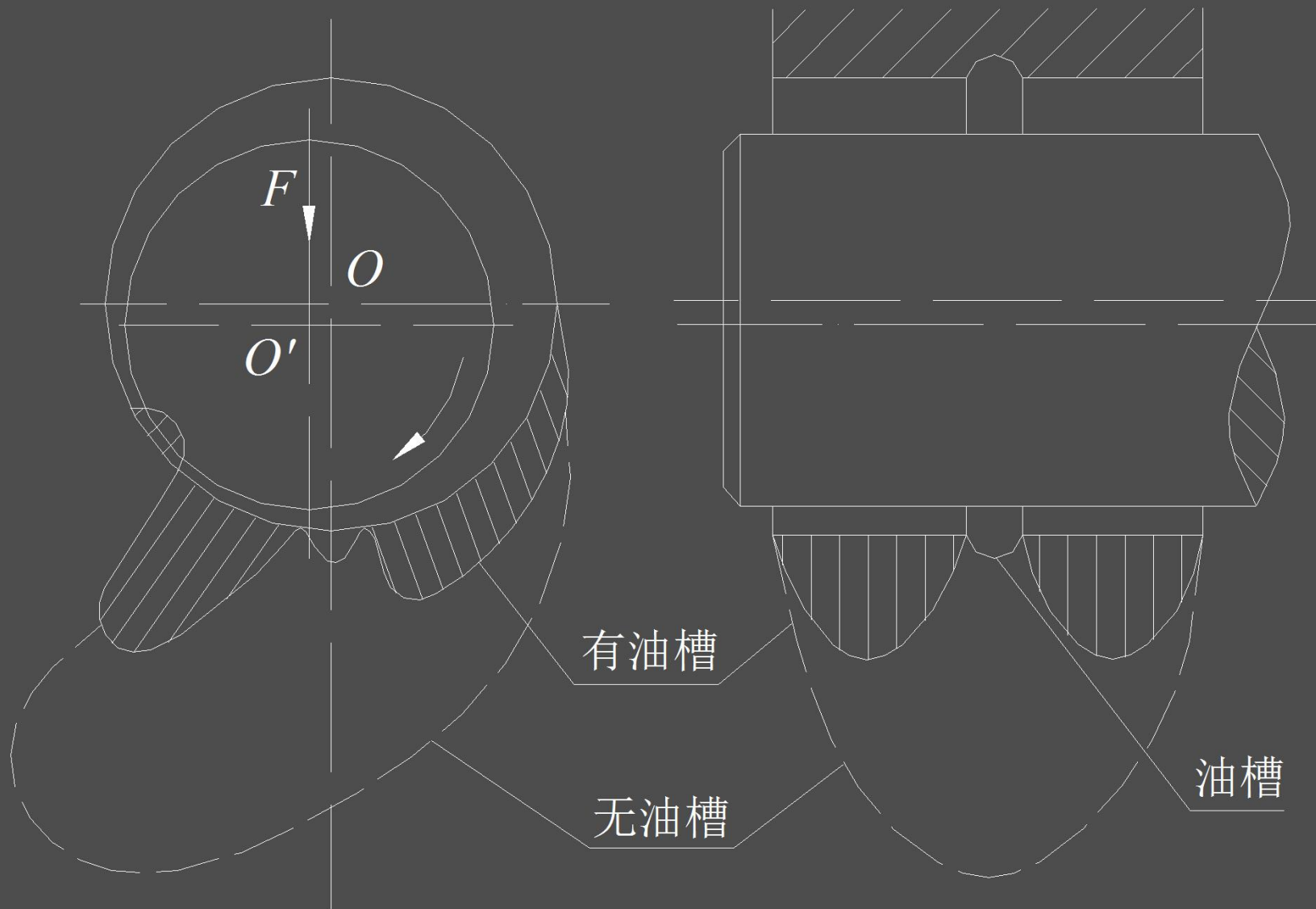
剖分式轴瓦

2、油孔、油槽和油室

油孔、油槽开设原则：

- 1、润滑油应从油膜压力最小处输入轴承
- 2、油槽（沟）开在非承载区，否则会降低油膜的承载能力
- 3、油槽轴向不能开通，以免油从油槽端部大量流失

4、水平安装轴承油槽开半周，不要延伸到承载区，全周油槽应开在靠近轴承端部处。



§ 10—4 滑动轴承的润滑

一、润滑剂的选择

工作载荷、相对滑动速度、工作温度和特殊工作环境

1、润滑油

- (1) 压力大、温度高、载荷冲击变动大
——粘度大的润滑油
- (2) 滑动速度大
——粘度较低的润滑油
- (3) 粗糙或未经跑合的表面
——粘度较高的润滑油

2、润滑脂

3、固体润滑剂 润滑方式的选择见表p49716-2

二、润滑方法

1、油润滑

间歇供油： 油壶或油枪

连续供油： 1) 滴油润滑 (p491滴油油杯)

2) 绳芯润滑

3) 油环润滑

4) 浸油润滑

$1\text{m/s} \leq v \leq 10 \sim 15\text{m/s}$

5) 飞溅润滑

6) 压力循环润滑

2、脂润滑

旋盖式油脂杯、黄油枪 p490图16-1

§ 10—5 非全液体润滑滑动轴承的计算

维持边界油膜不受破坏

一、径向滑动轴承

1、限制平均比压P

目的：避免在载荷作用下润滑油被完全挤出

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p] \quad \text{许用值见表3—3 p75}$$

2、限制轴承的pv值

目的：限制pv是控制轴承温升，避免边界膜的破裂

$$p \cdot v = \frac{F}{dB} \times \frac{\pi dn}{60 \times 1000} \approx \frac{Fn}{19100 B} \leq [p \cdot v]$$

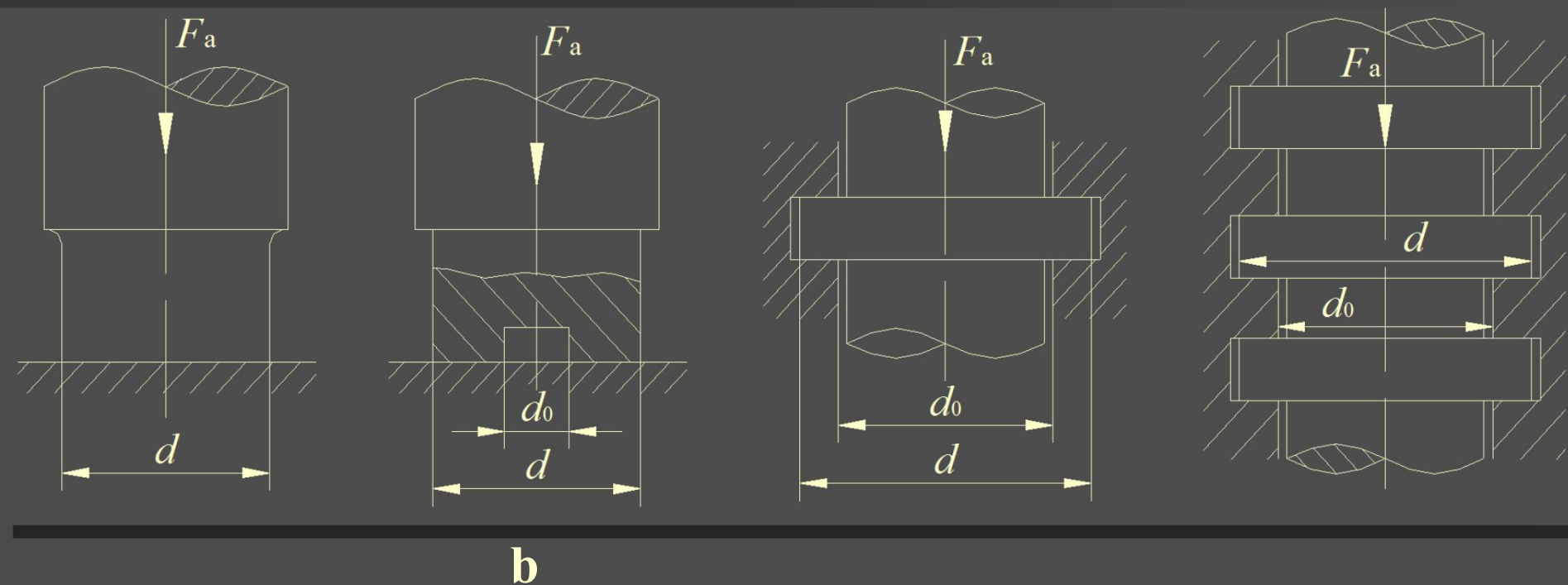
3、限制滑动速度 v

目的：当 p 较小时，避免由于 v 过高而引起轴瓦加速磨损

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} \leq [v]$$

二、推力滑动轴承

限制轴承平均比压 p 和 $p v_m$ 值



1)校验轴承平均比压p

$$p = \frac{F_a}{k \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) z} \leq [p]$$

Z:推力环的数目

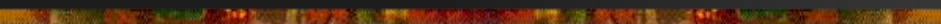
k: 考虑承载面积因油沟而减少的系数, 随油沟的数目与宽度不同取为0.8~0.9

2) 校验轴承的pv值

$$pv = \frac{F_a n}{30000 k (d - d_0) z} \leq [pv]$$

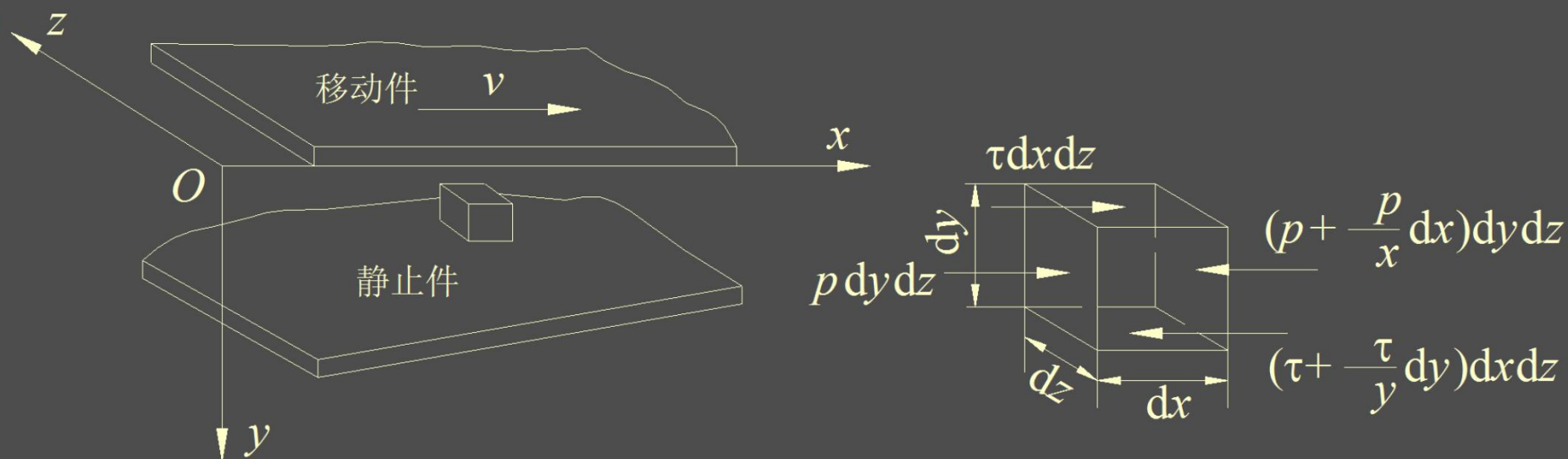
v:推力轴颈平均直径上的圆周速度

表3-3的许用值为单环或端面止推轴承, 但对多环, 因各环受力不均, 许用值要降低20%~30%



§ 10—6 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



前后向压力 p $p + \frac{\partial p}{\partial x} dx$

上下面剪切应力 τ $\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy$

由x方向的力平衡条件，得

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

代入牛顿粘性流体定律： $\tau = -\eta \frac{\partial u}{\partial y}$

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

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + c_1 y + c_2$$

y=0 时，u=v ; y=h 时，u=0， 得积分常数c₁、 c₂

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

不计侧漏，沿x方向，任一截面单位宽度的流量为

$$q_x = \int_0^h u dy = \frac{v}{2} h - \frac{1}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} h^3$$

$p=p_{\max}$ 处油膜厚度为 h_0 ，流量： $q_x = \frac{v}{2} h_0$

$$\frac{v}{2} h_0 = \frac{v}{2} h - \frac{1}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} h^3$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta v \frac{h - h_0}{h^3} \quad \text{一维雷诺流体动力润滑方程}$$

对x取偏导数： $\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x}$

考虑沿Z方向的流动：

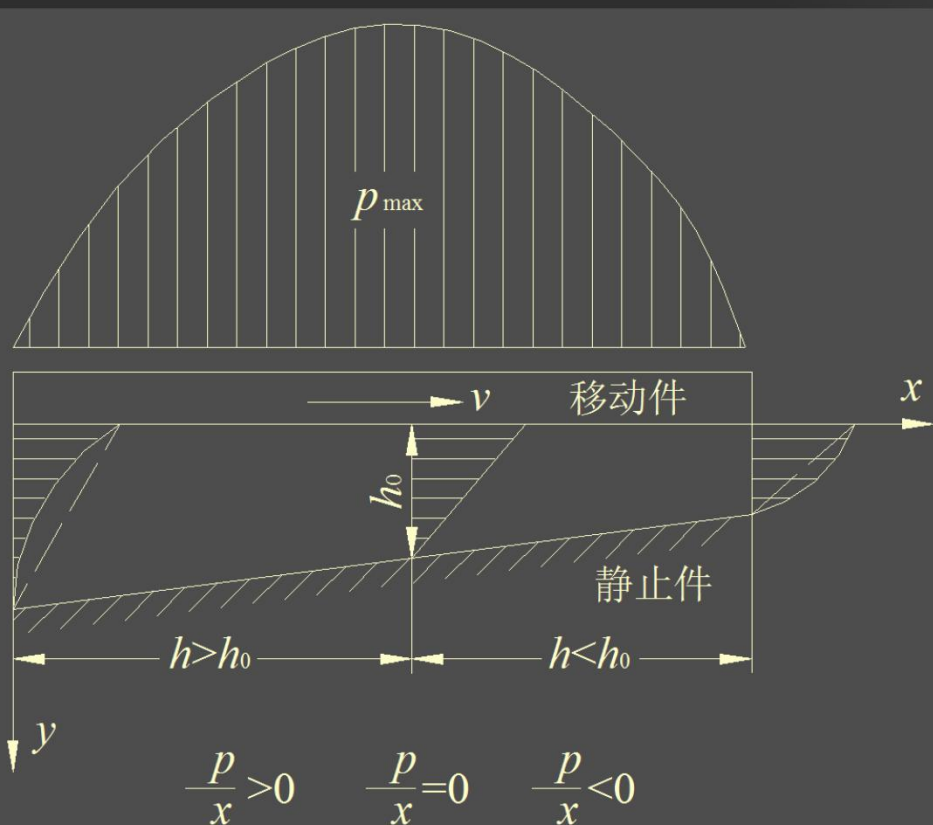
二维雷诺流体动力
润滑方程： $\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x}$

二、油楔承载机理

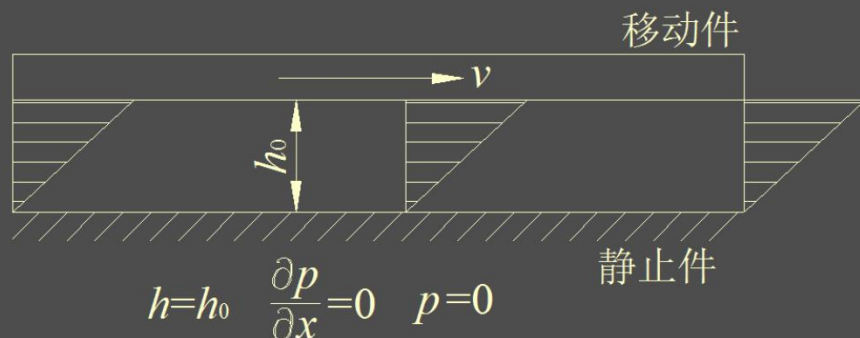
$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta v \frac{h - h_0}{h^3}$$

油压的变化：润滑油的粘度、
表面滑动速度、油膜厚度
全部油膜压力之和即为油膜的承载能力

油膜呈收敛楔形，油楔内各处油压都大于入口和出口处的压力，产生正压力以支承外载



两滑动表面平行。平行油膜各处油压与入口、出口处相等，不能产生高于外面压力的油压支承外载。



形成流体动力润滑的必要条件是

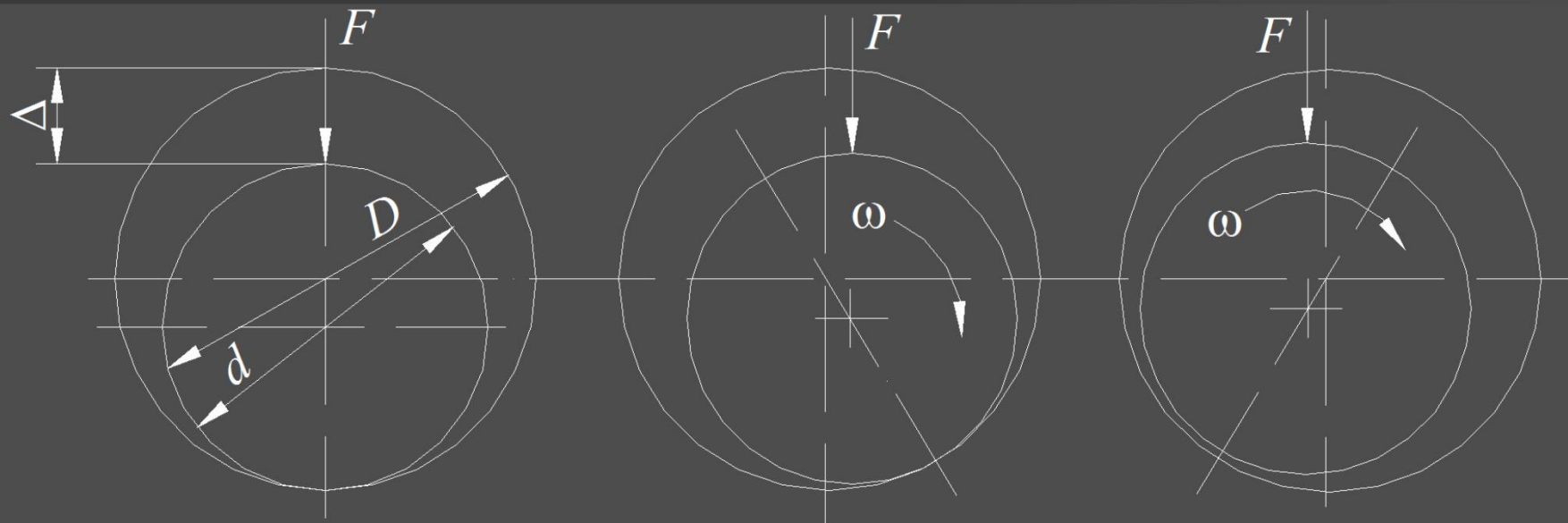
- (1) 相对运动两表面必须形成一个收敛楔形
- (2) 被油膜分开的两表面必须有一定的相对滑动速度 v_s ，其运动方向必须使润滑从大口流进，小口流出。
- (3) 润滑油必须有一定的粘度，供油要充分。

三、液体动力润滑状态的建立过程

1、起动时

2、不稳定运转阶段

3、稳定运转阶段



四、径向滑动轴承的几何关系和承载能力

1、几何关系

直径间隙: $\Delta = D - d$

半径间隙: $\delta = R - r$

偏心率: $\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$

偏心距: $e = oo_1$

相对间隙: $x = e / \delta$

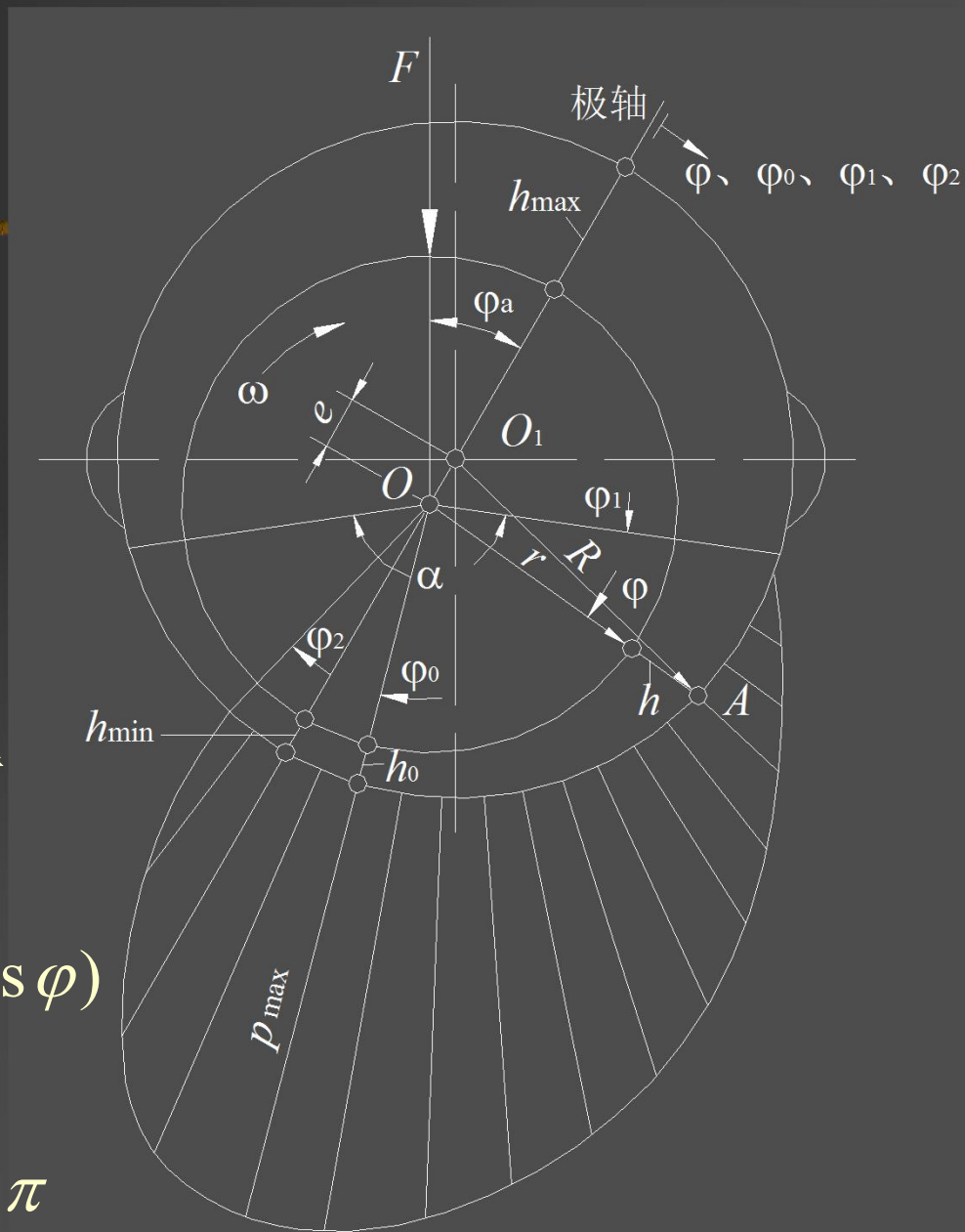
$\triangle AOO_1$ 根据余弦定律可得

任意位置的油膜厚度

$$h = \delta(1 + x \cos \varphi) = r\psi(1 + x \cos \varphi)$$

1) 压力最大处油膜厚度

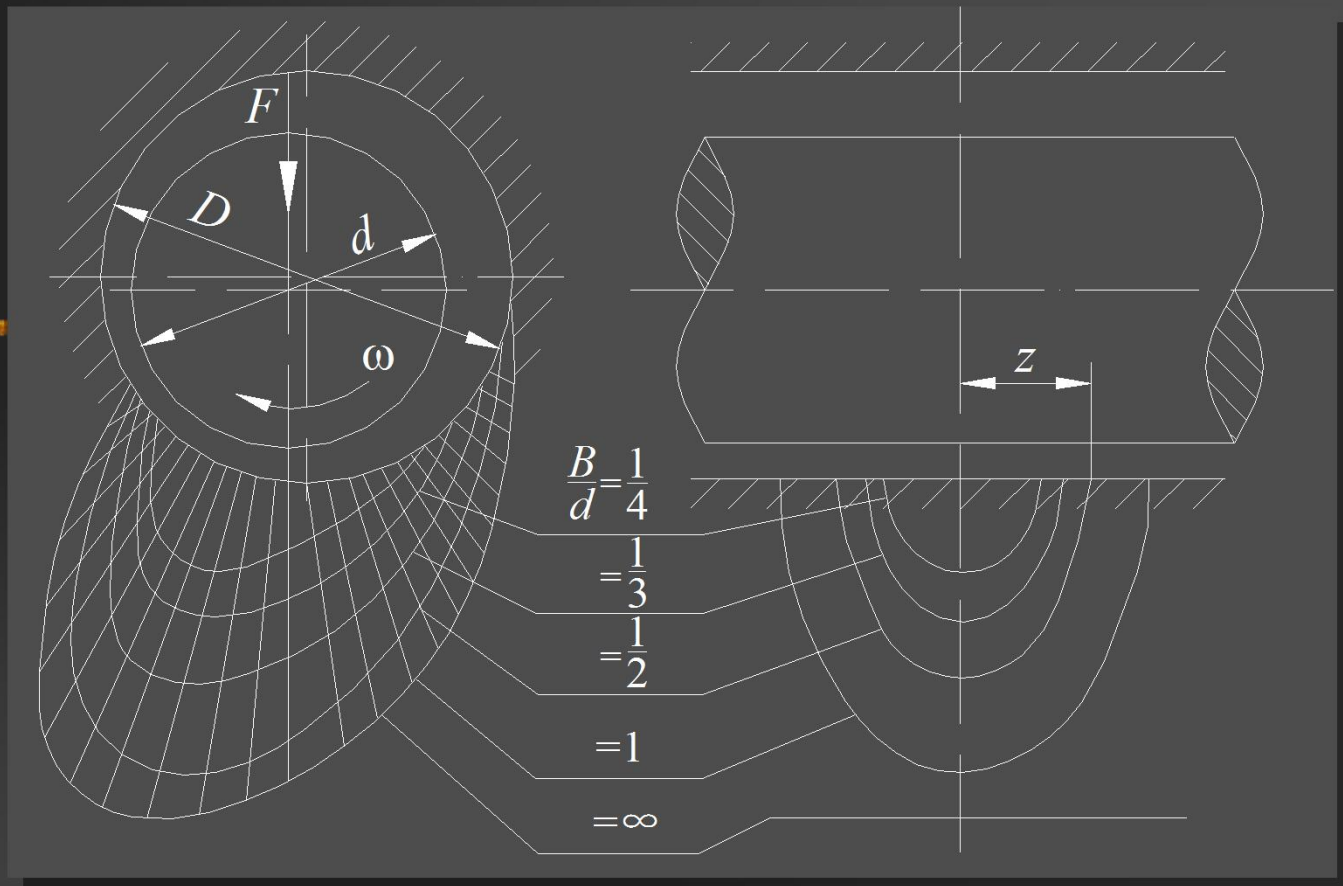
2) 油膜最小厚度 h_{\min} $\varphi = \pi$



2、油膜承载能力

极坐标形式的
雷诺方程

$$\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi, \chi)$$



从压力区起始角 φ_1 至任意角 φ 进行积分，得任意角处的压力
再求压力在外载荷方向上的分量 $p_{\varphi y}$

将上式在压力区内积分（求和），得到轴承单位宽度上的油膜
承载能力

引入修正系数A，考虑端泄的影响 $p'_y = p_y A \left[1 - \left(\frac{2Z}{B} \right)^2 \right]$

油膜能承受的载荷

$$F = \int_{-B/2}^{B/2} p'_y dZ$$

$$= \frac{6\eta\omega r}{\psi^2} \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} f_1 d\varphi \cdot f_2 d\varphi \cdot f_3 dZ$$

$$C_F = \frac{3}{B} \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} f_1 d\varphi \cdot f_2 d\varphi \cdot f_3 dZ$$

$$F = \frac{\eta\omega dB}{\psi^2} C_F$$

C_F ——承载量系数 表12-4

h_{\min} 越小（ x 越大）， B/d 越大， C_F 越大，轴承的承载能力 F 越大。

3、最小油膜厚度 h_{\min}

h_{\min} 不能小于轴颈与轴瓦表面微观不平度之和

$$h_{\min} \geq S(R_{Z1} + R_{Z2})$$

上式与流体动力润滑的三个基本条件
——流体动力润滑的充分必要条件

五、轴承的热平衡计算

1、轴承中的摩擦与功耗

由牛顿粘性定律可得油层中摩擦力

$$F_f = \pi d B \eta \frac{\omega}{\psi}$$

摩擦系数:

$$f = \frac{F_f}{F} = \frac{\pi^2}{30\psi} \cdot \frac{\eta n}{p} \qquad f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55\psi\xi$$

摩擦功耗引起轴承单位时间内的发热量 $H = f F V$

2、轴承耗油量

进入轴承的润滑油总流量 $Q \approx Q_1$

$$= \text{承载区端泄流量 } Q_1 + \text{非承载区端泄流量 } Q_2$$
$$+ \text{轴瓦供油槽两端流出的附加流量 } Q_3$$

3、轴承温升

- (1) 粘度↓→间隙改变，使轴承的承载能力下降
- (2) 会使金属软化→发生抱轴事故

热平衡条件：单位时间内

$$\text{摩擦产生的热量 } H = \text{端泄润滑油所带走热量 } H_1 + \text{轴承散发热量 } H_2$$

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)P}{c\rho\left(\frac{Q}{\psi\nu Bd}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi\nu}} (^{\circ}\text{C})$$

润滑油平均温度 t_m

$$t_m = t_1 + \frac{\Delta t}{2}$$

为保证承载要求 $t_m < 75^{\circ}\text{C}$

先给定 t_m ，再按上式求出 Δt ，再求 $t_1 = 35^{\circ}\text{C} \sim 45^{\circ}\text{C}$

- a) 若 $t_1 \gg (35 \sim 45)^{\circ}\text{C}$ ，热平衡易建立，则应降低 t_m ，再行计算。
- b) 若 $t_1 < (35 \sim 45)^{\circ}\text{C}$ ，不易达到热平衡状态→降低粗糙度→重新计算
- c) $t_2 > 80^{\circ}\text{C}$ →易过热失效，→改变相对间隙和油的粘度→重新计算

六、轴承参数选择

1、轴承的平均比压

$$P = F / Bd \quad \text{表12-1、表12-2}$$

2、宽径比B/d

B/d小 \rightarrow 端泄 $Q_1 \uparrow$ \rightarrow 摩擦功耗和温升 \downarrow
 \rightarrow 减轻轴颈与轴瓦边缘接触但承载能力 \downarrow

高速重载轴承 B/d应取小值

低速重载轴承 B/d应取大值

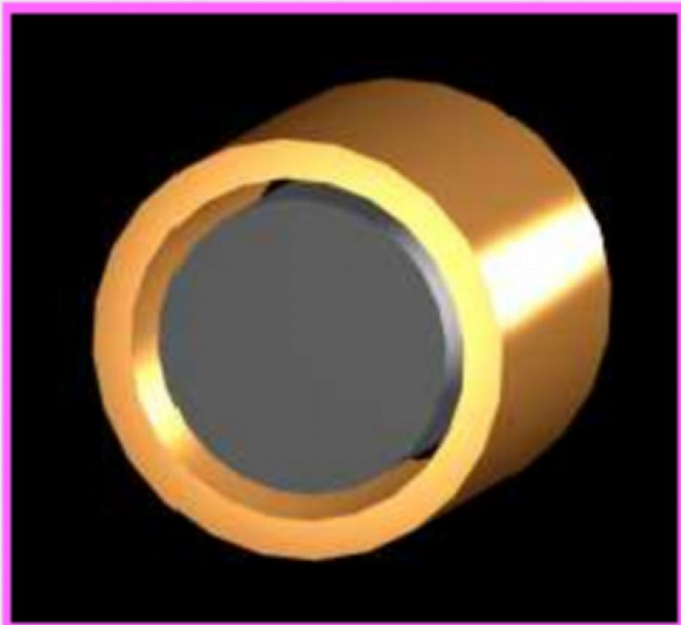
3、相对间隙

$$\psi = \delta / r = \Delta / d$$

ψ 大 $\rightarrow Q_b$ 大 \rightarrow 温升小 \rightarrow 但承载能力和运转精度低

ψ 小 \rightarrow 易形成流体膜 \rightarrow 承载能力和运转精度 \uparrow

一般机器中常用 ψ 见书本

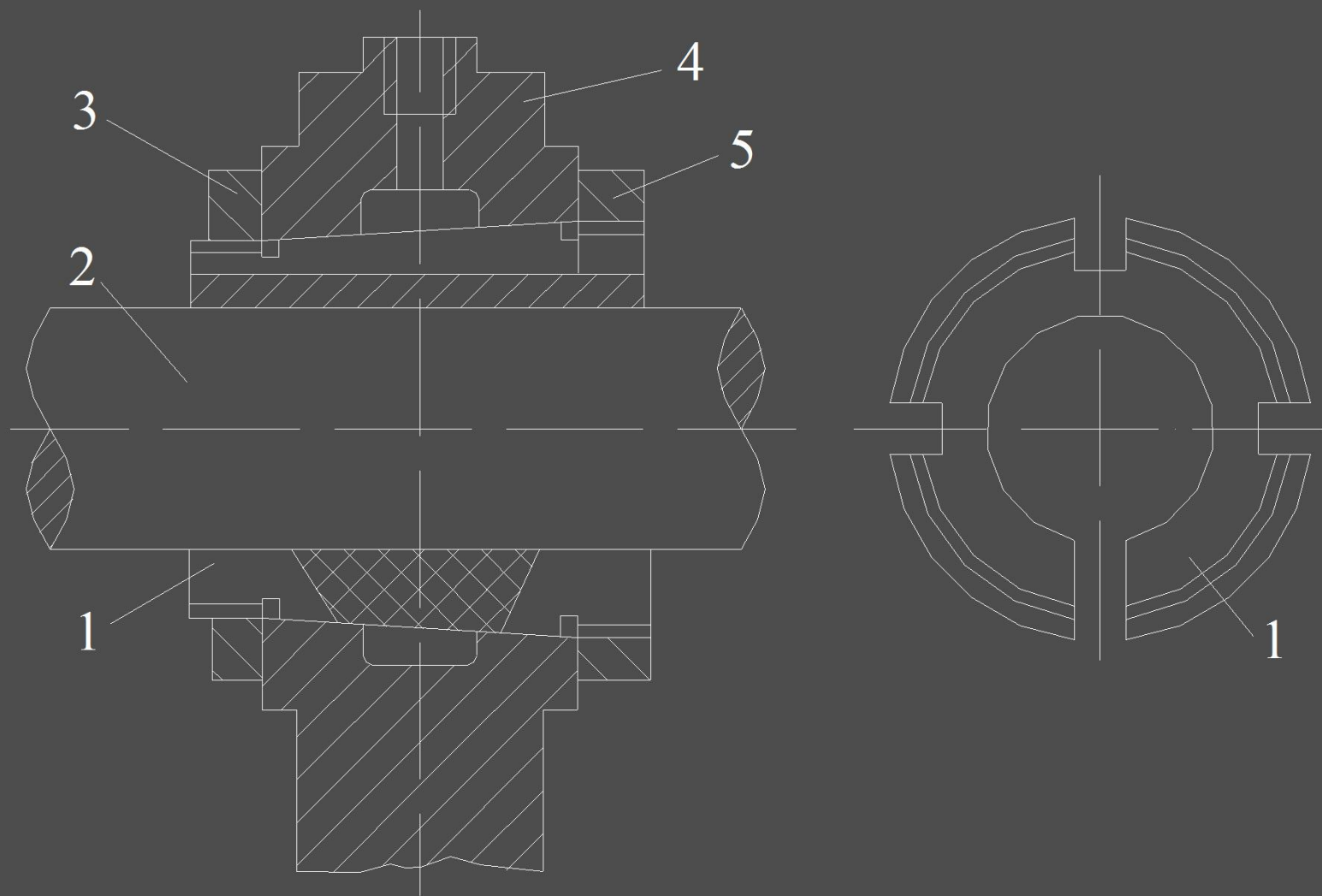


向心轴承



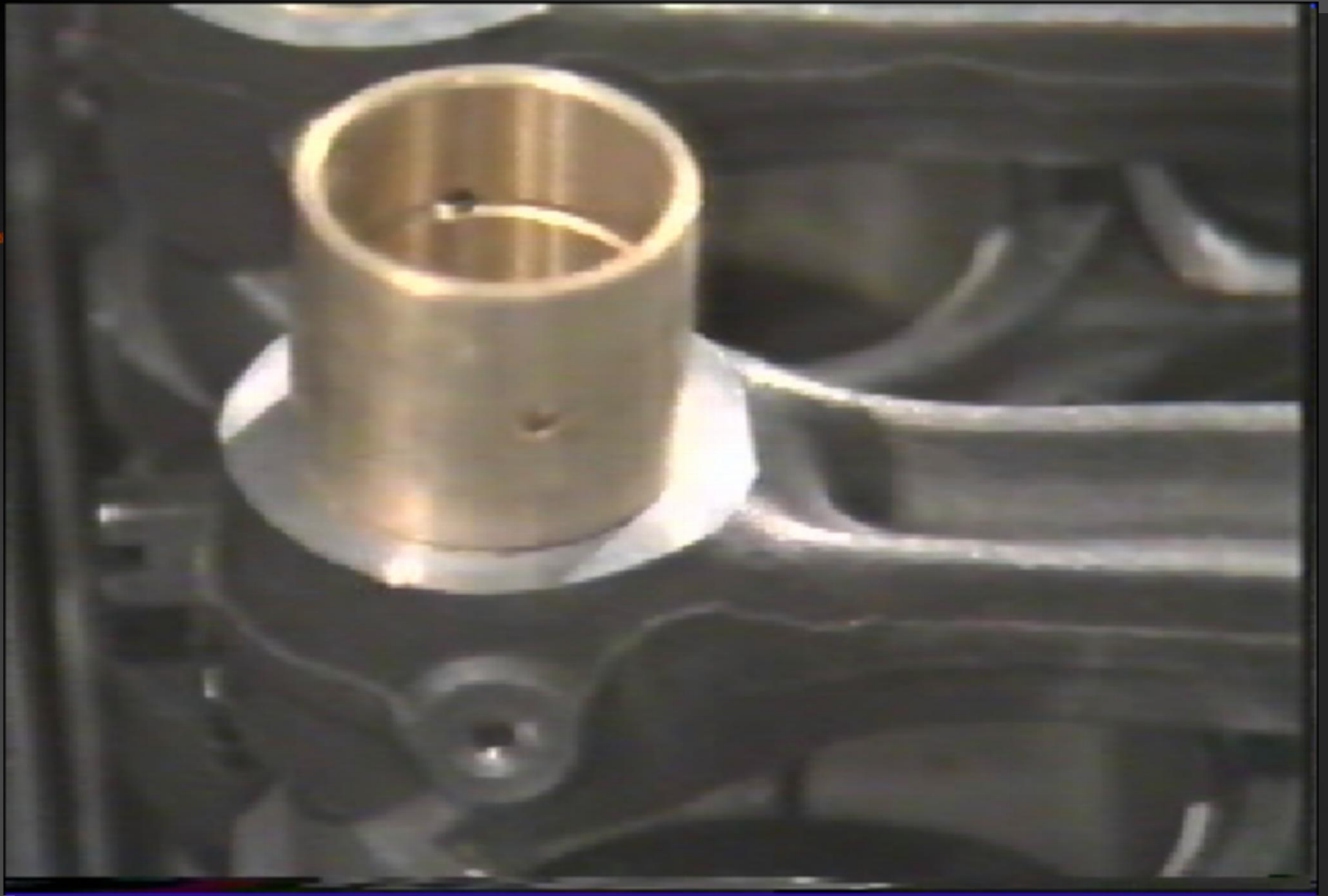
滚动轴承





1-轴瓦； 2-轴； 3、5-螺母； 4-轴承座





联接螺栓

轴承座

螺纹孔

剖分轴瓦

轴承盖



