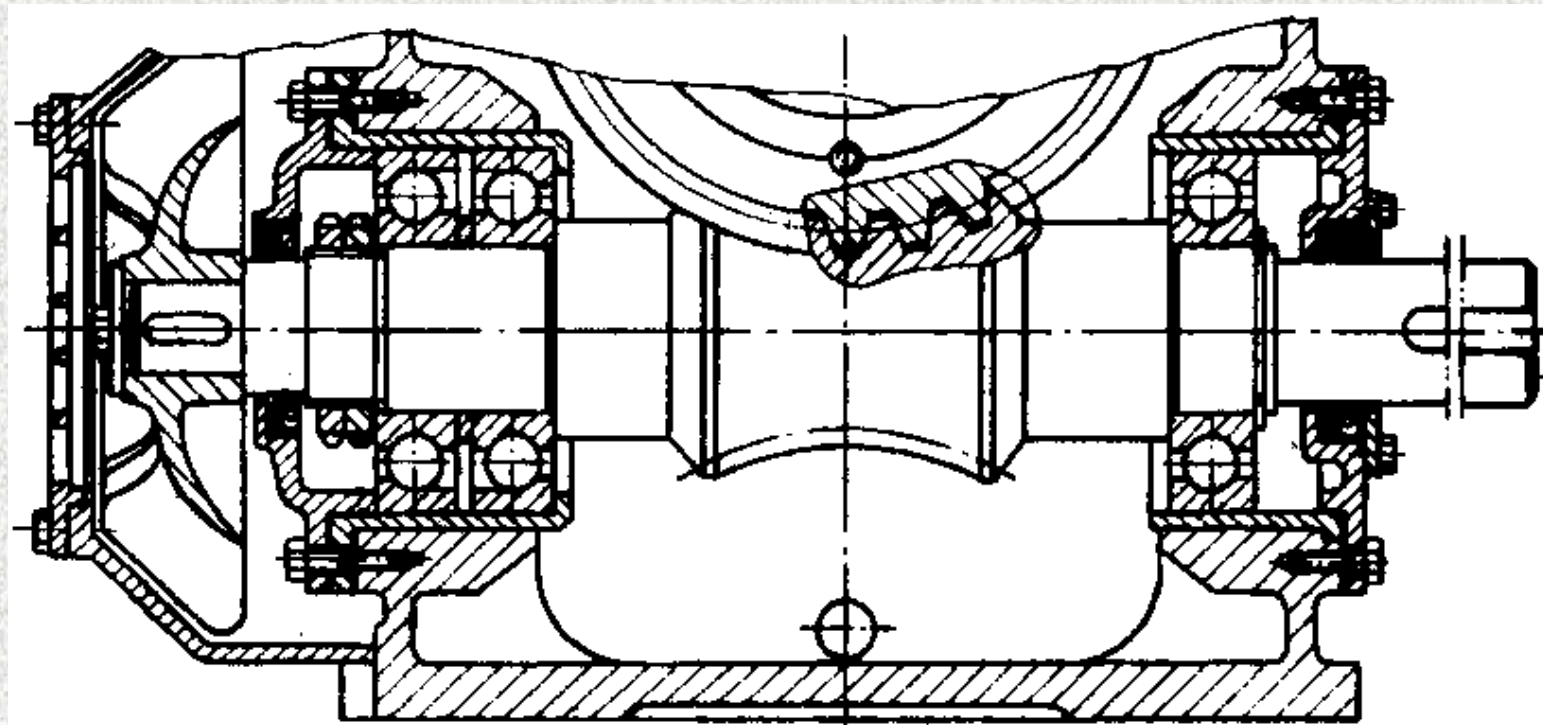
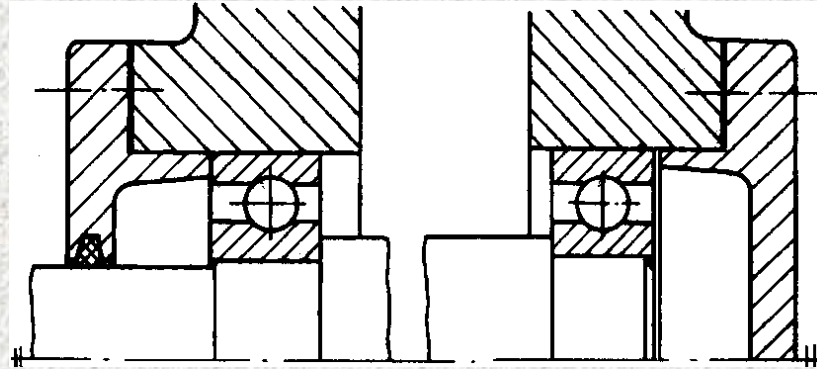


# 13.8 滚动轴承部件结构设计

- 1、在机器中滚动轴承部件包括：传动件、轴、滚动轴承、机体、润滑及密封结构等
- 2、滚动轴承部件结构设计的目的：
  - 1) 确保轴上零部件有正确的位置；  
(轴向、周向)
  - 2) 确保能够传递合适的动力和运动；
  - 3) 确保有良好的工艺和承载性能。



\* 分析力和运动的传递路线

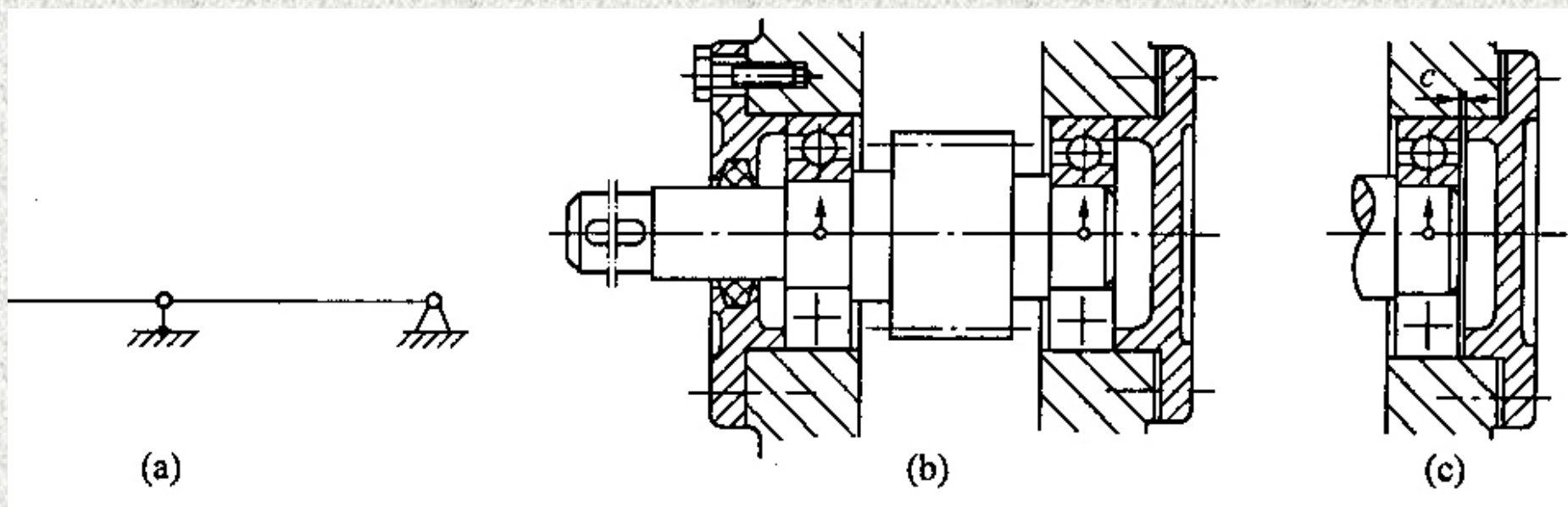
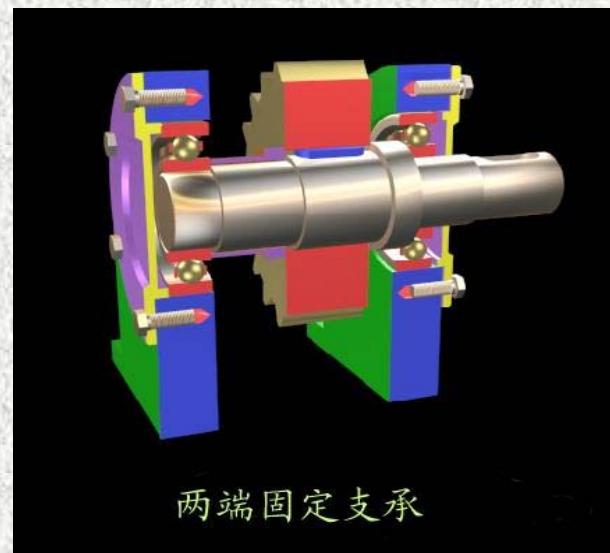
# 一、轴承部件的轴向固定

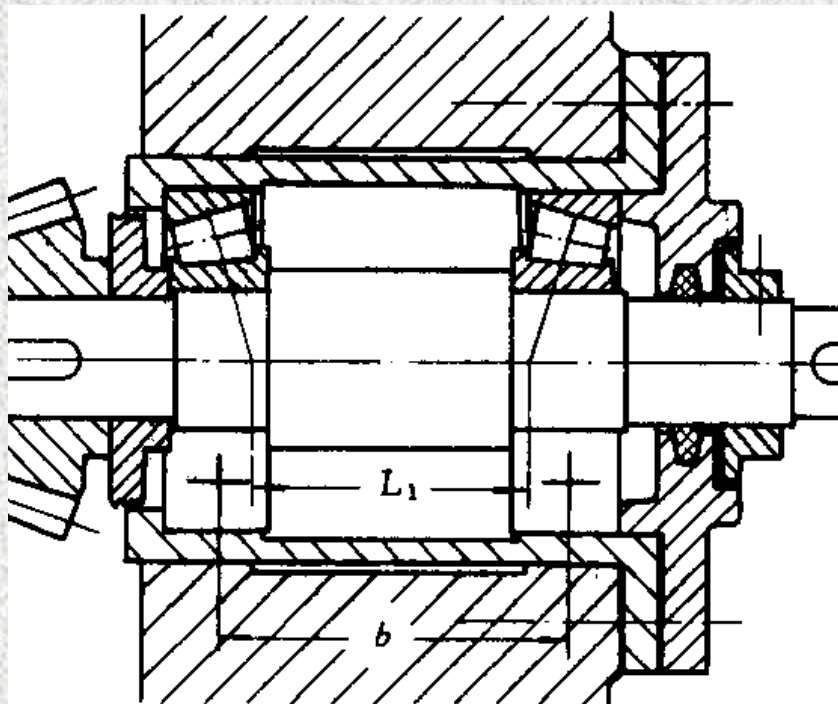
## 1. 两端固定支承

跨距  $l < 300 \sim 350\text{mm}$

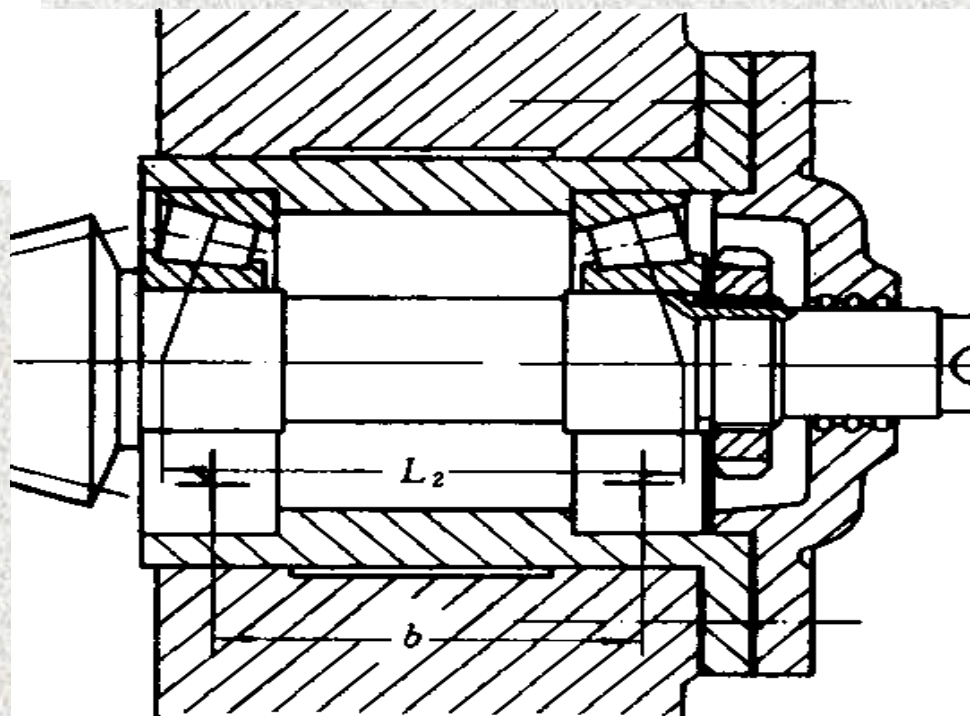
温度变化较小

**轴向留间隙**  $C = 0.25 \sim 0.35\text{mm}$





右轴承限制轴向左的运动，力的传递路线是传动件、轴、锁紧螺母、轴承内圈、滚动体、外圈、套杯、机座。**要注意此种结构下如果没有锁紧螺母结构将不合理。**



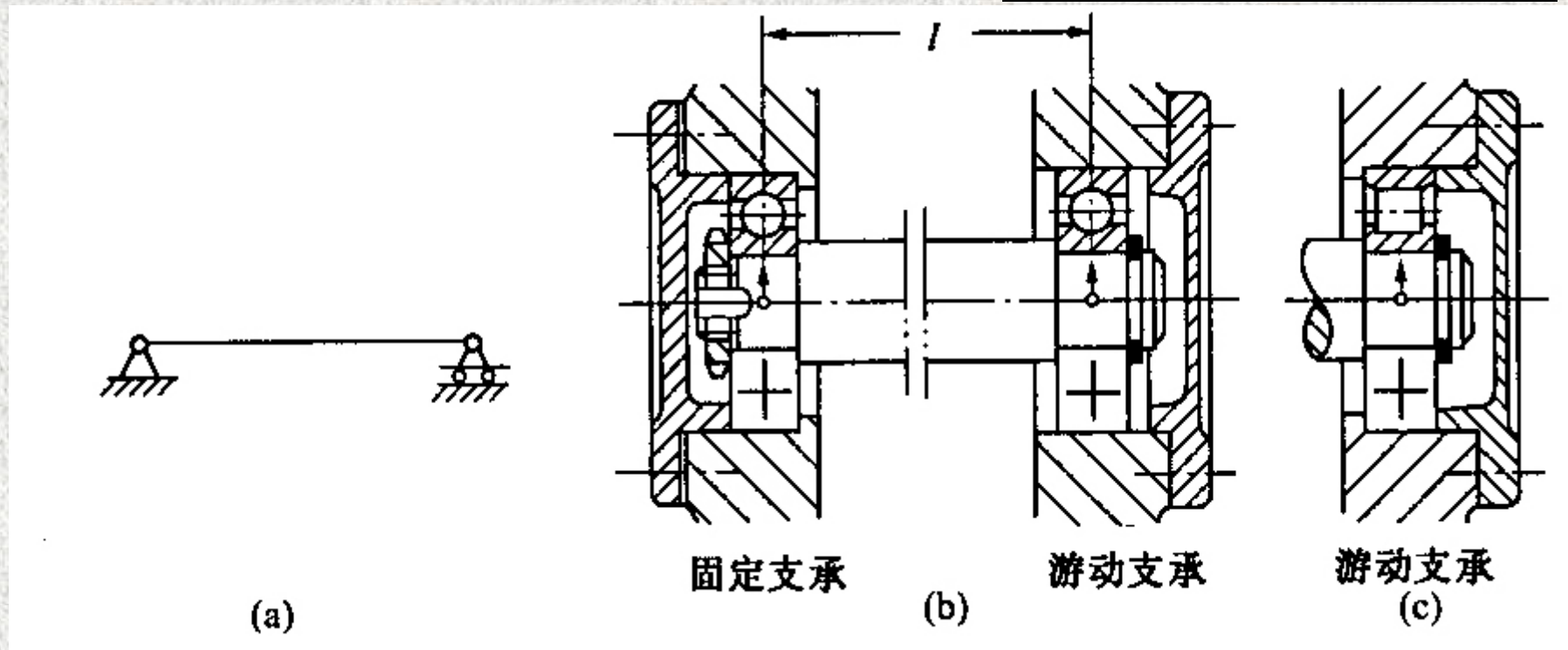
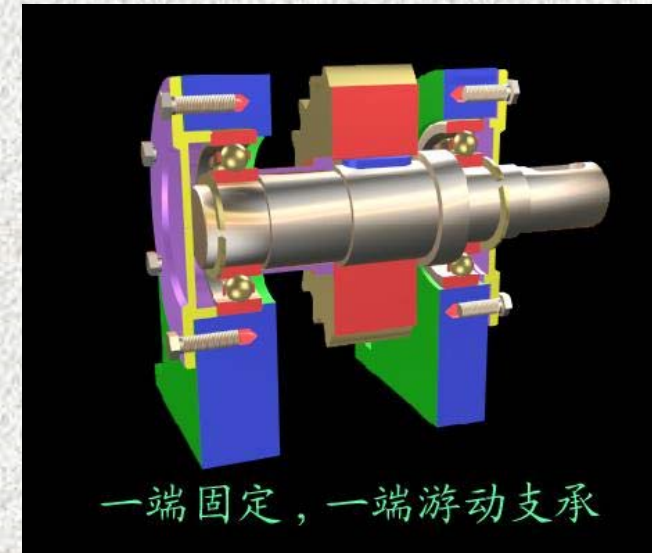
## 2. 一端固定、一端游动支承

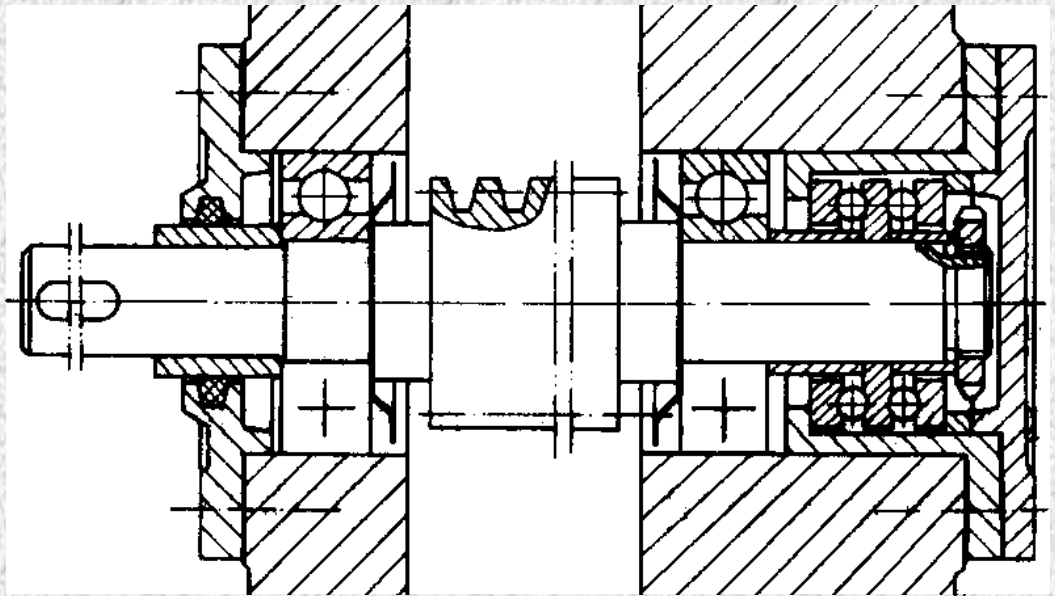
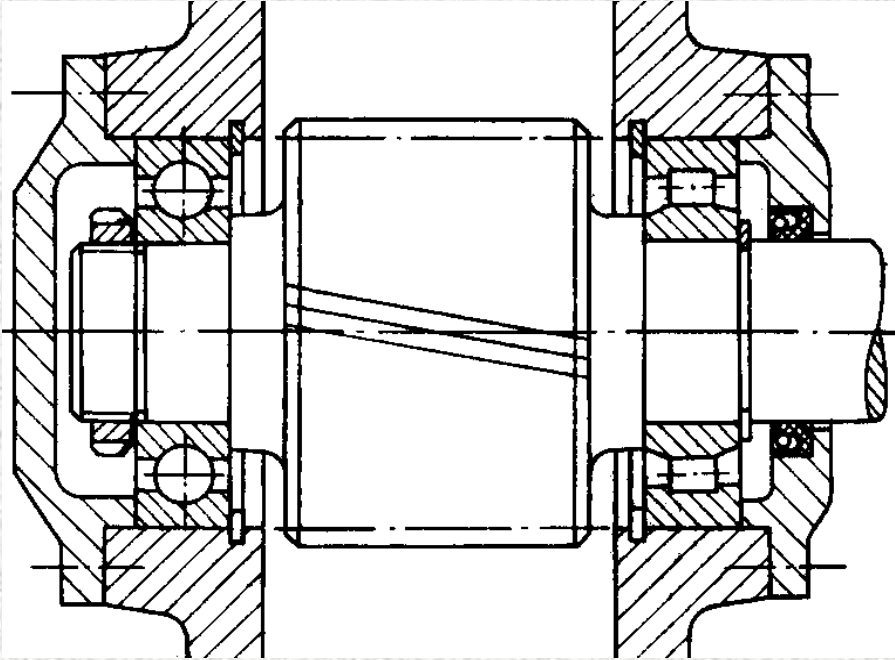
跨距  $l > 300\text{mm}$

温度变化较大

**轴向窜动量**  $C=2\sim 3\text{mm}$

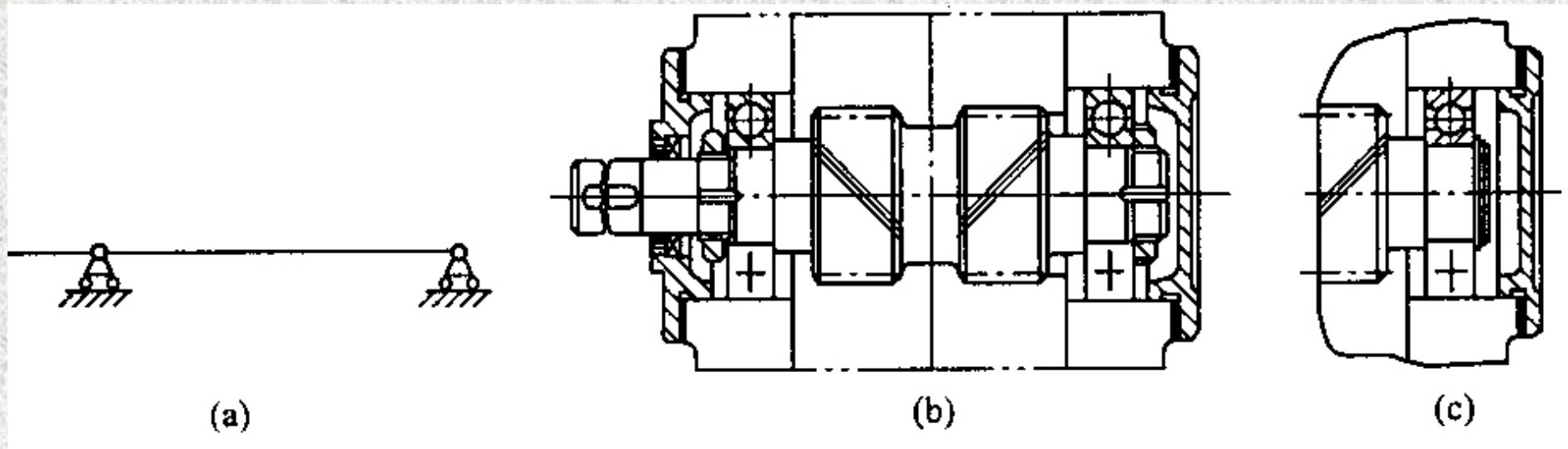
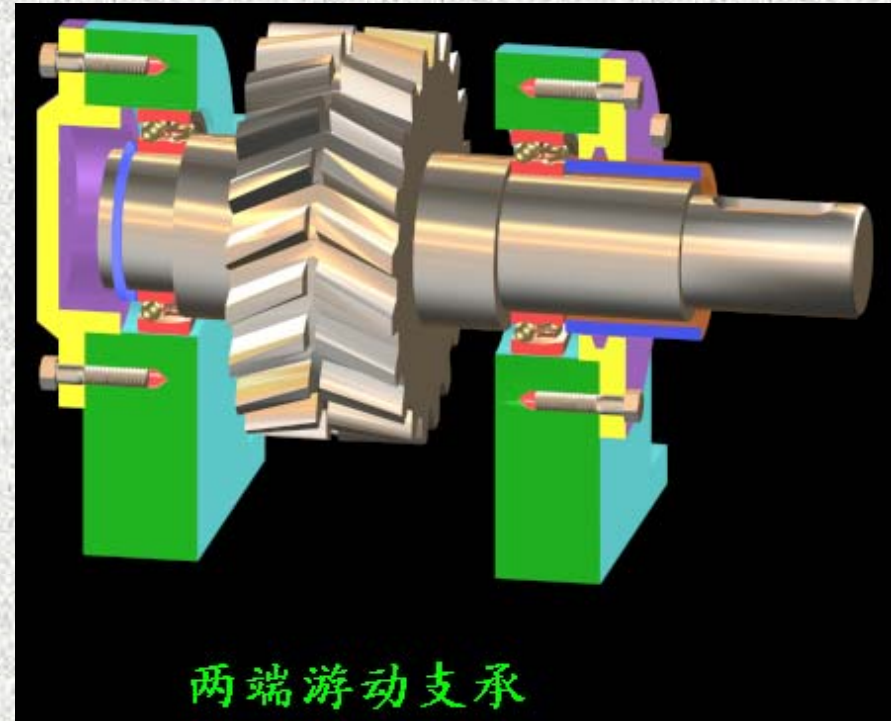
**固定支点必须能传递双向轴向力**





### 3. 两端游动支承：

用于人字齿轮传动，小齿轮轴两端游动，但大齿轮轴两端固定。



## 二、轴承部件的调整

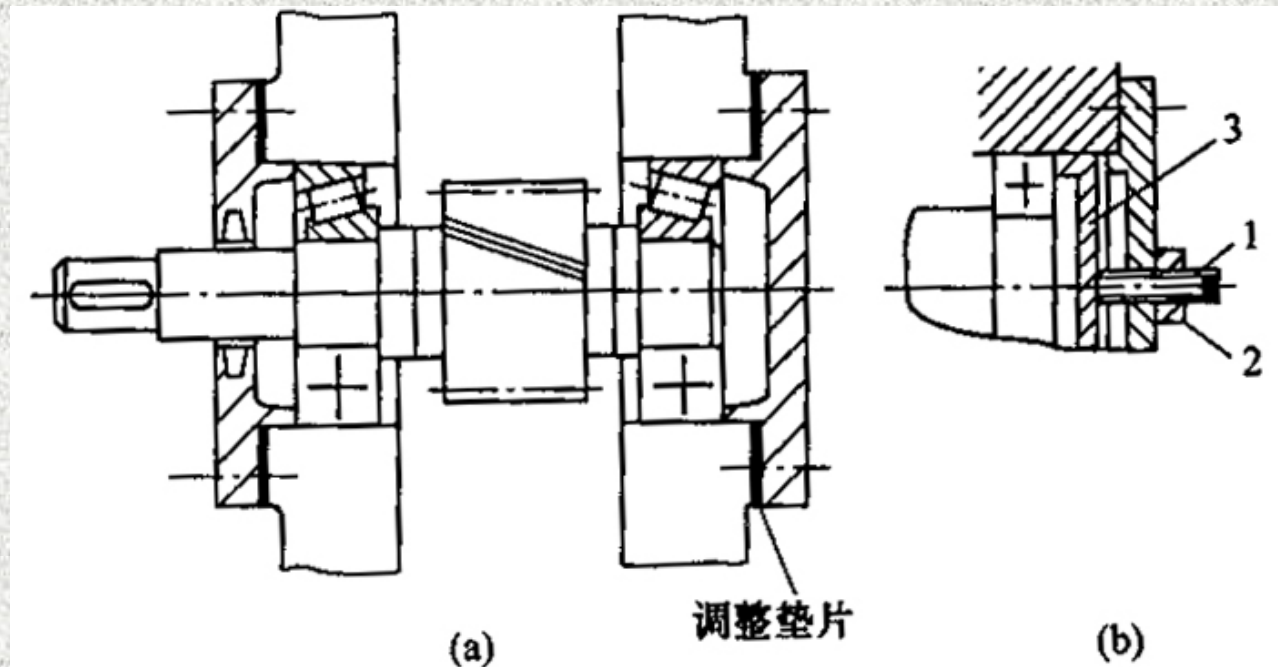
调整的目的：

- 1) 补偿加工误差
- 2) 弥补热膨胀；

调整的方法：

- 1) 垫片
- 2) 调整螺钉法；

### 1. 轴承游隙的调整

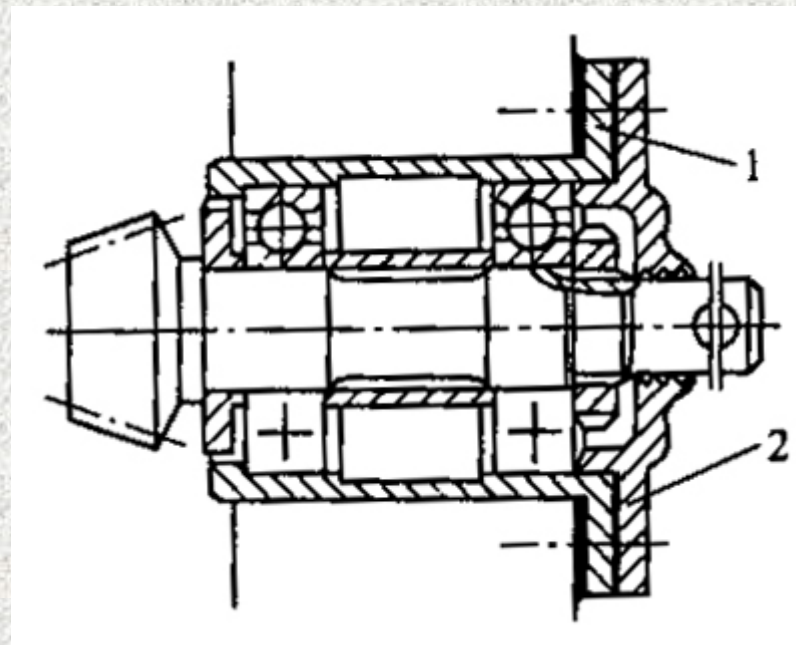




## 2. 轴上传动件位置的调整

位置需要调整的零件：

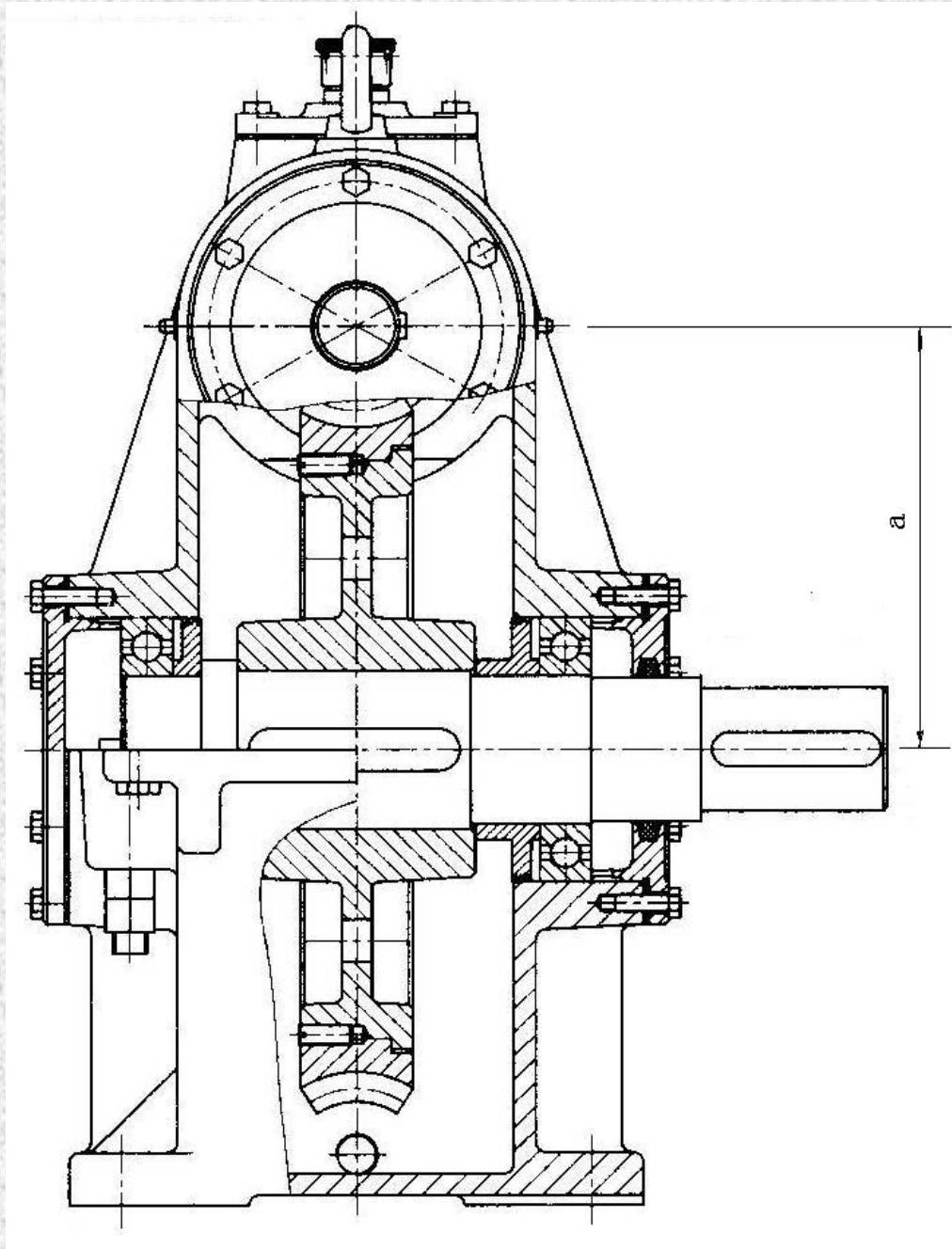
### 1) 圆锥齿轮的定点调整



## 2) 蜗轮位置调整

轴向位置用垫片调整

径向位置由中心距保证

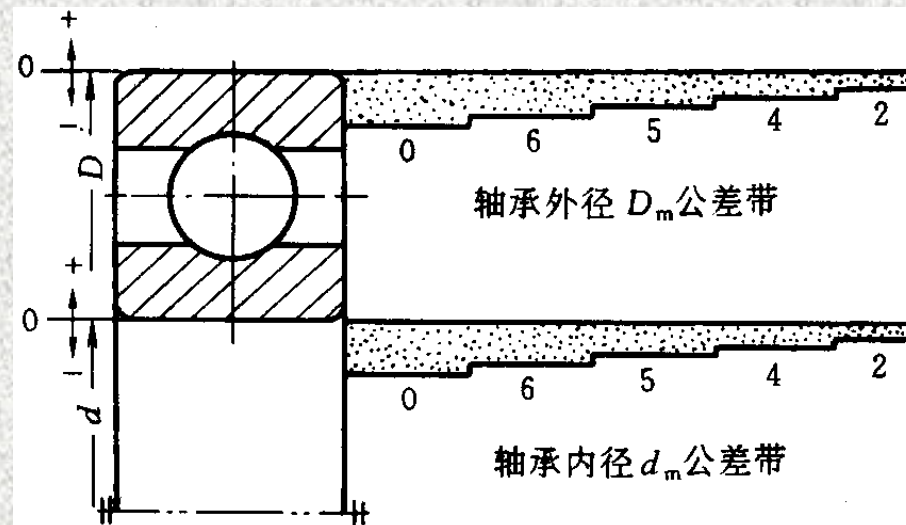


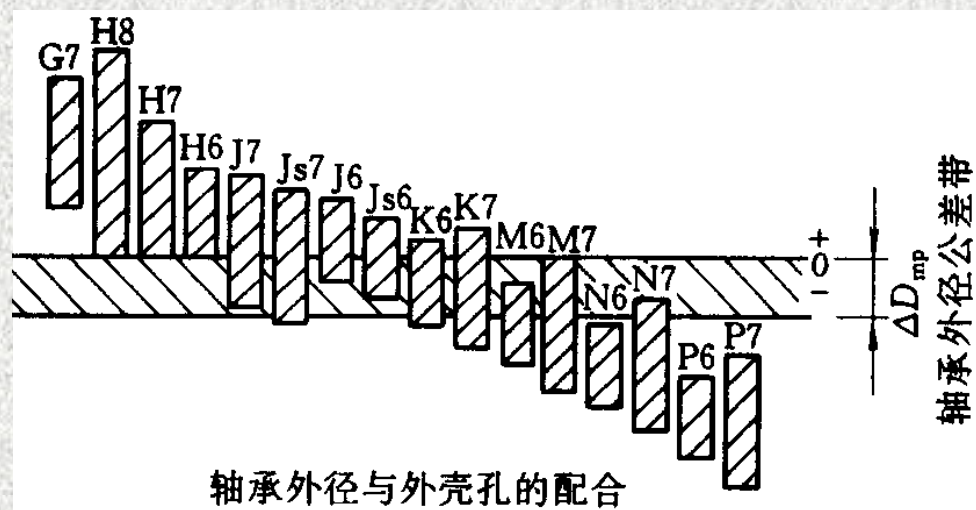
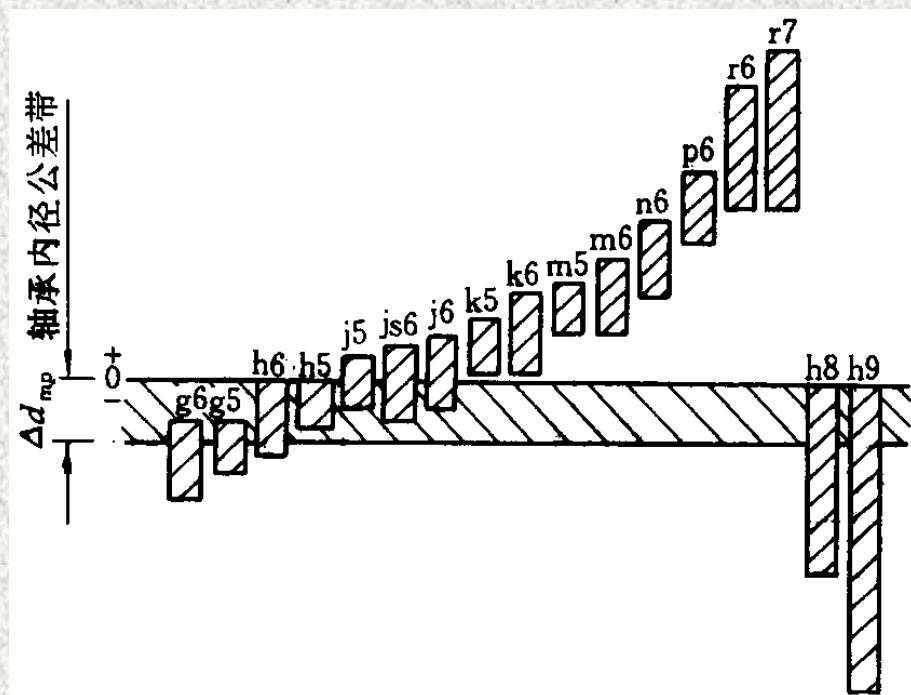
### 三、滚动轴承的配合

1) 轴承为标准件；与轴之间为基孔制，与轴承座孔之间为基轴制；标注

2) 负偏差制

内径和外径公差统一规定用上偏差为零、下偏差为负值的分布



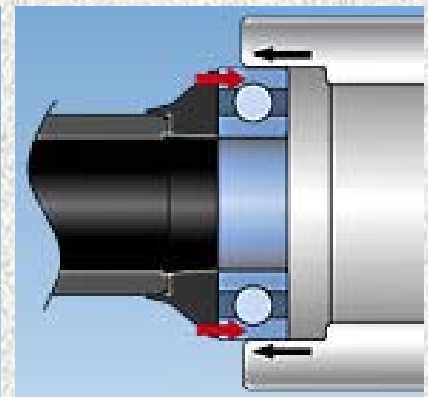
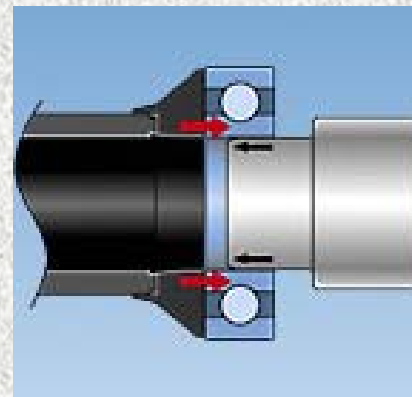
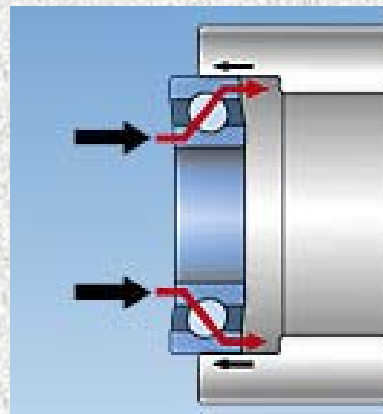
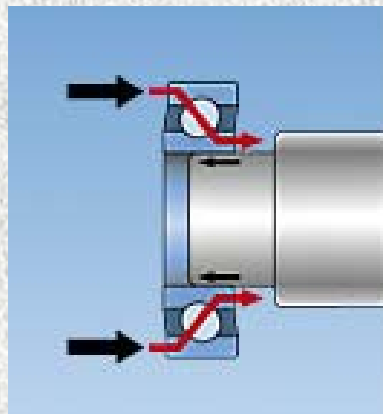


### 3) 一般情况下

- 外圈与座孔之间采用过渡配合，内圈与轴之间采用过盈配合；
- 转速愈高，载荷愈大，振动愈强烈时应选紧的配合；
- 温度变化大时，考虑轴承各部分的温差和热传导方向，防止内圈与轴松动，外圈与座孔卡死；
- 作轴向游动的轴承外圈与支承的外壳孔宜采用较松的配合；
- 当轴承安装于薄壁外壳或空心轴上时，应选较紧配合。

## 四、轴承的装拆方法

- 1) 热套装；(80~90℃)
- 2) 压力装配（防止压坏轴承元件）；
- 3) 快速感应加热装置；
- 4) 螺纹套、油压装配等。



错误的施力

正确的施力

# 具体的装拆方法

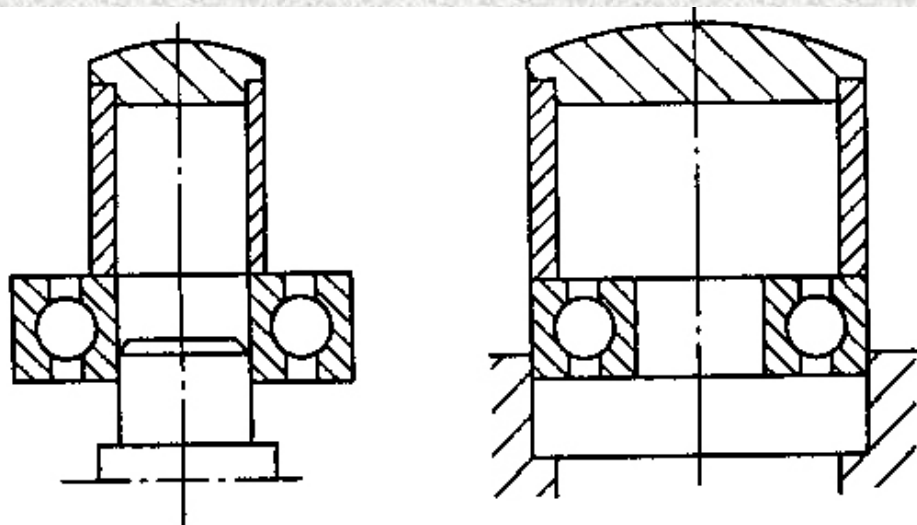


图 11.17 轴承安装

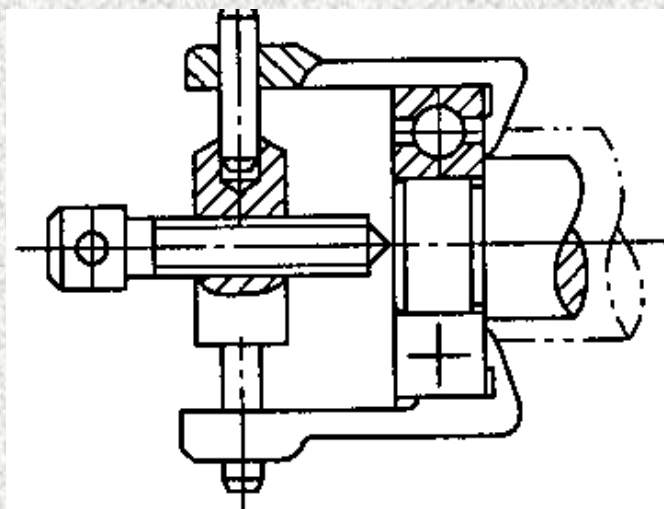


图 11.18 拆卸器拆卸轴承

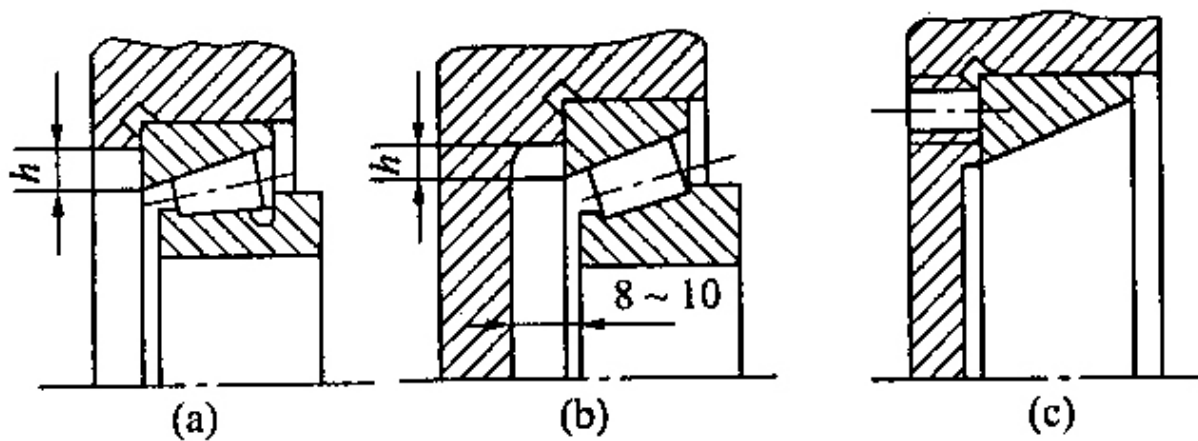


图 11.19 拆卸高度



# 五、滚动轴承的润滑和密封

## 1.滚动轴承润滑的目的

- 1) 形成油膜，减少 $f$ ，使效率损失小；
- 2) 吸振；
- 3) 带走热量，降低温度；
- 4) 防锈

## 2.润滑剂及选用

润滑脂：便于密封及维护，不宜填充过多

低速、中温；

高速、高温

• 润滑油：精制矿物油

合成油；

高温氟碳油；

燃油直接润滑



### 3. 润滑方式

注脂润滑；

定期注油/滴油润滑；

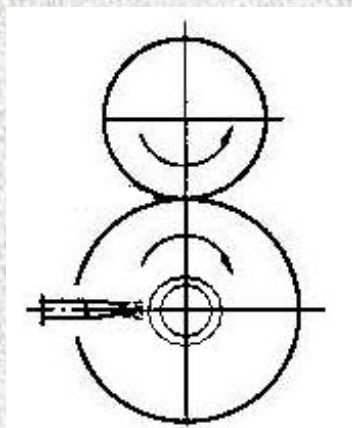
浸油润滑；

喷油润滑；

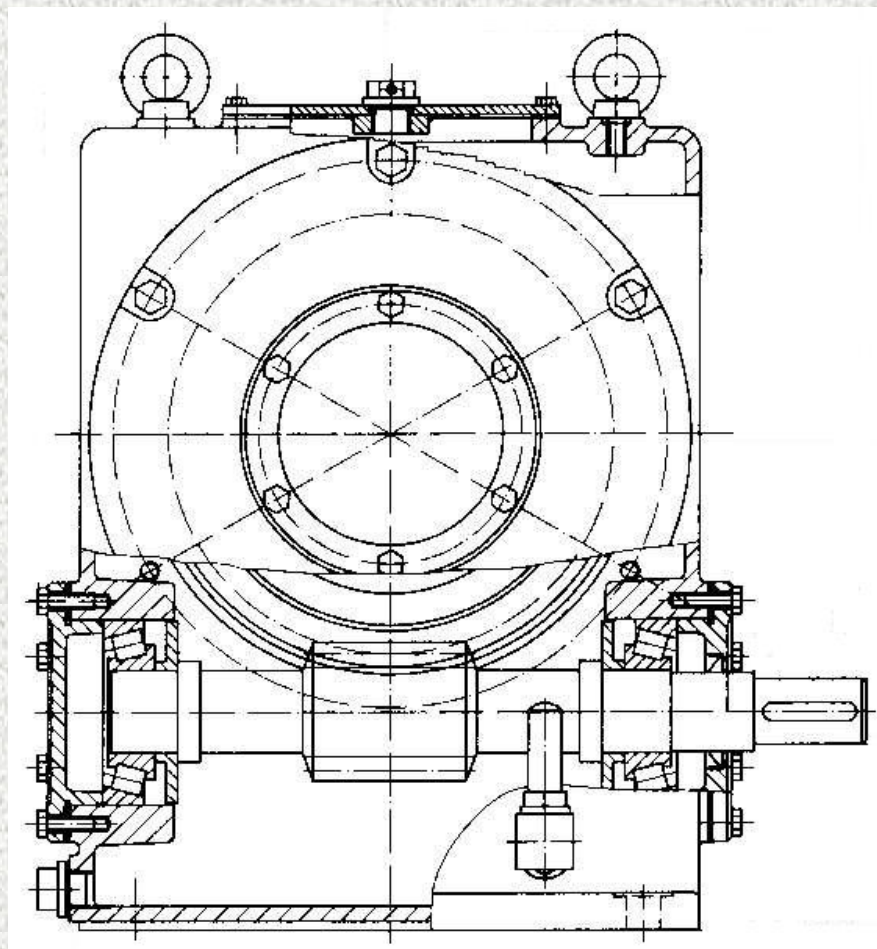
油雾润滑；

油气润滑

dn 值增大方向



喷油润滑



浸油润滑

## 4. 滚动轴承的密封

1) 目的：防止润滑油泄漏；防止异物进入。

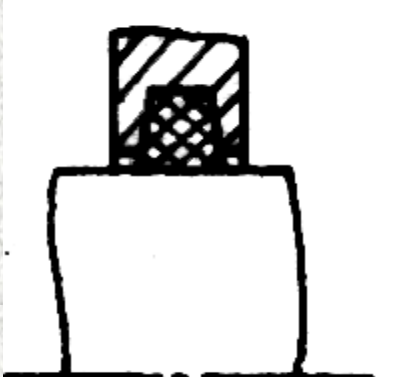
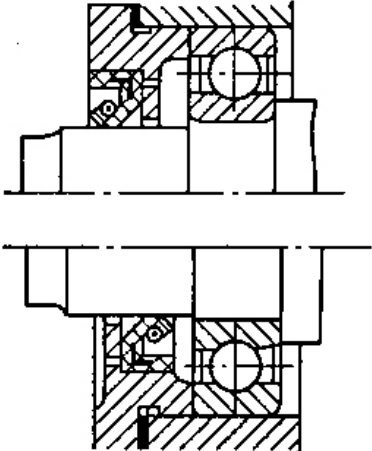
2) 密封方法：

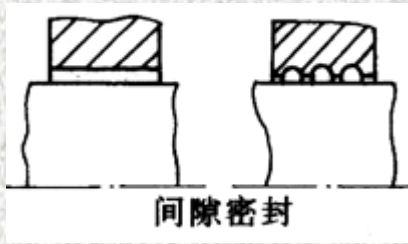
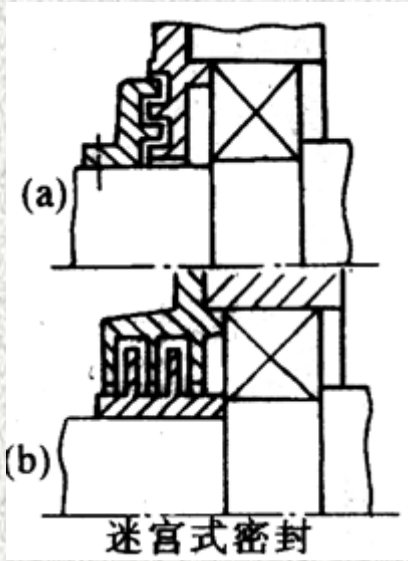
(a) 防尘盖——与轴承一体；

(b) 接触式密封：低速

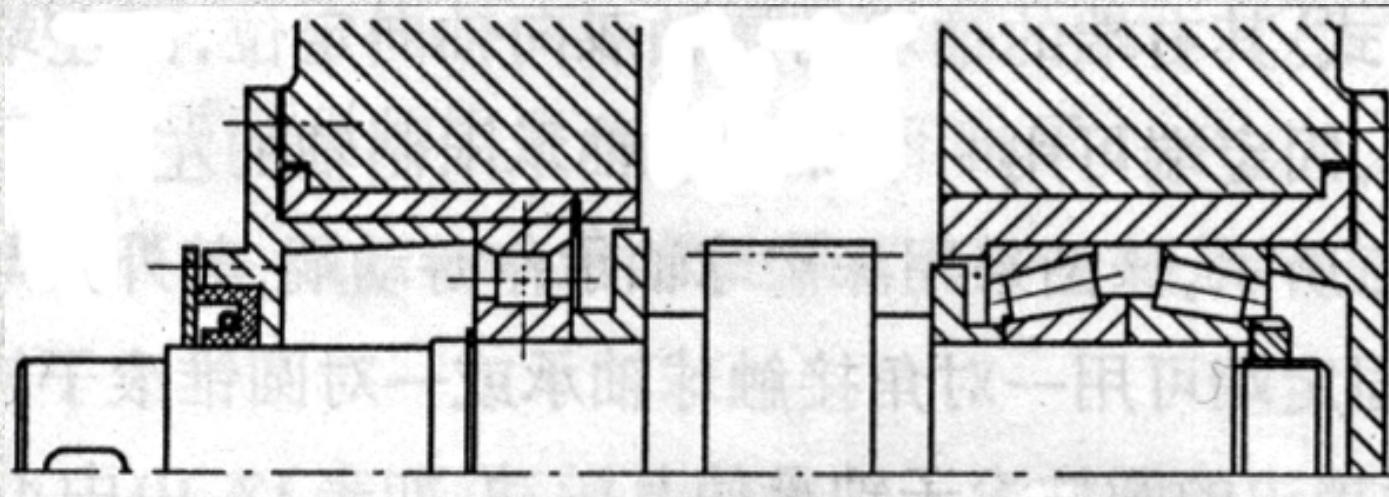
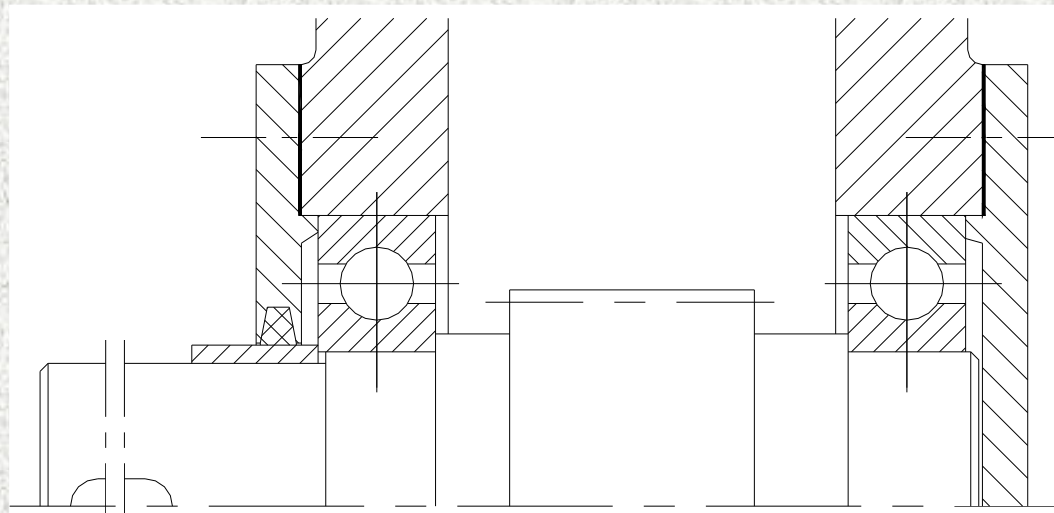
(c) 非接触式密封：高速

# 滚动轴承的密封

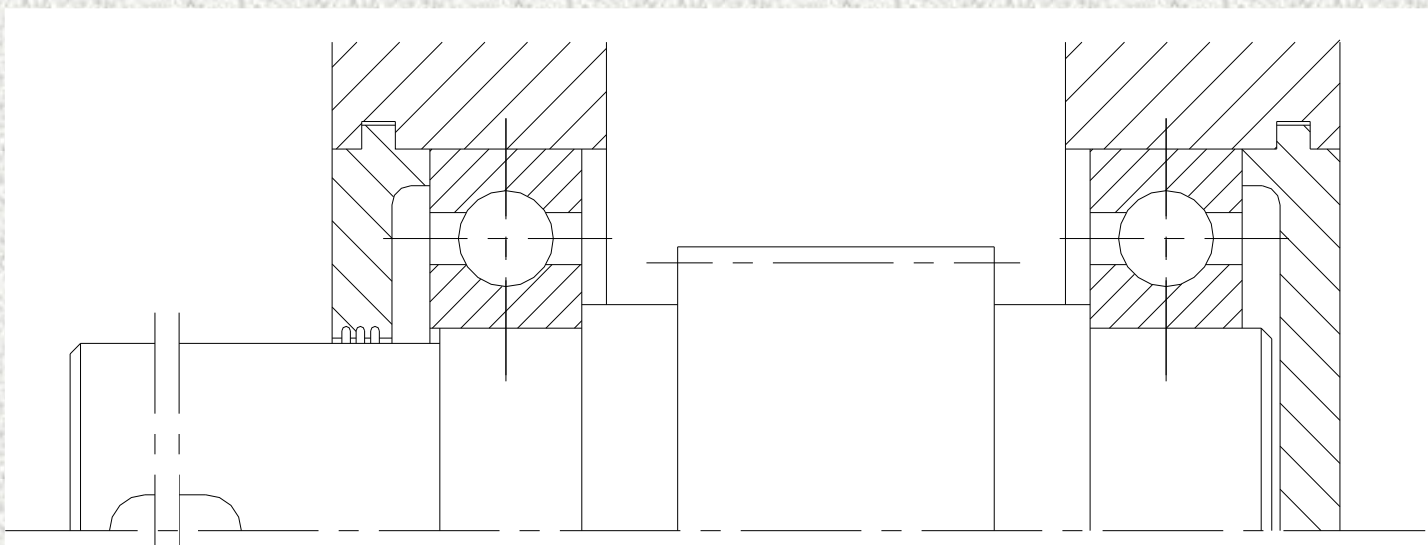
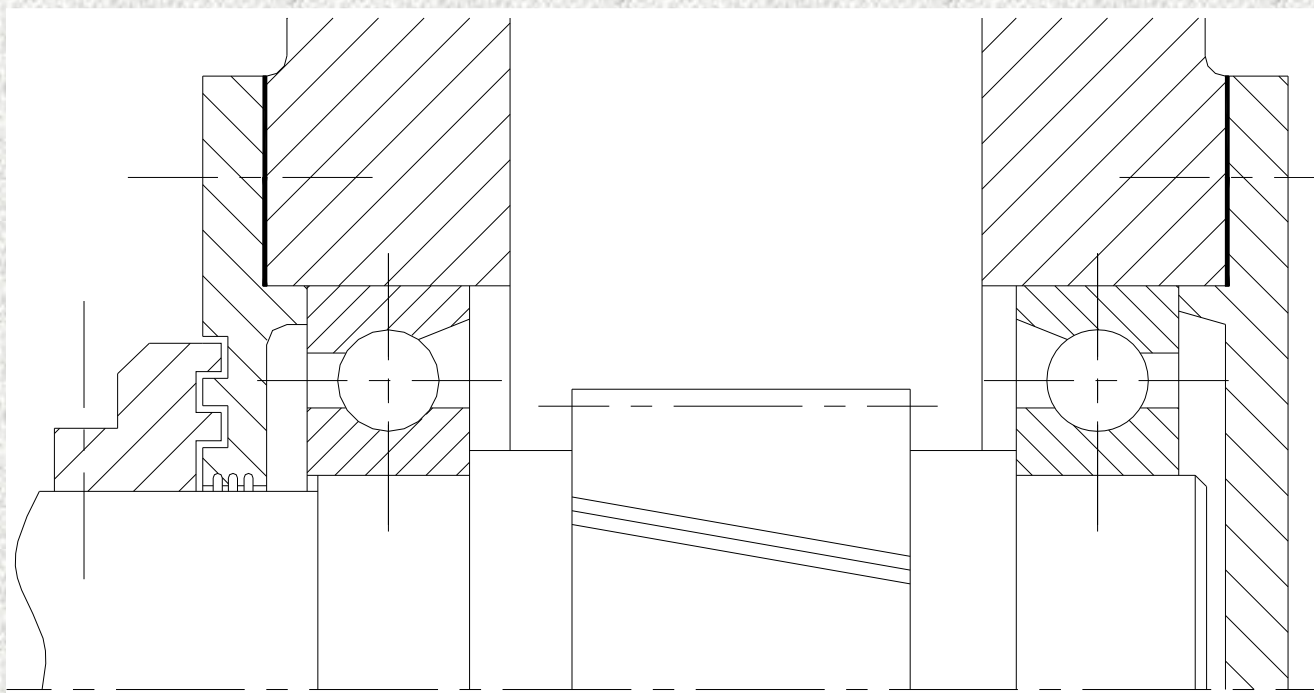
密封类型	图例	适用场合	说明
接触式密封	 <p data-bbox="656 813 1030 885">毛毡圈密封</p>	<p data-bbox="1093 422 1491 758">脂润滑。要求环境清洁，轴颈圆周速度 <math>v</math> 不大于 <math>4\text{m/s} \sim 5\text{m/s}</math>，工作温度不超过 <math>90^\circ\text{C}</math></p>	<p data-bbox="1532 422 1930 821">矩形断面的毛毡圈安装在梯形槽内，毛毡受到压力而紧贴在轴上，从而起到密封作用</p>
	 <p data-bbox="790 1369 952 1412">唇形圈密封</p>	<p data-bbox="1093 914 1491 1173">脂或油润滑。轴颈圆周速度 <math>v &lt; 7\text{m/s}</math>，工作温度范围 <math>-40^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}</math></p>	<p data-bbox="1532 914 1930 1380">唇型密封圈用皮革、塑料或耐油橡胶制成，有的具有金属骨架，有的没有骨架，是标准件 单向密封</p>

密封类型	图例	适用场合	说明
非接触式密封	 <p style="text-align: center;">间隙密封</p>	脂润滑。干燥 清洁环境	靠轴与盖间的细小环节间隙密封,间隙愈小愈长,效果愈好,间隙 $\delta$ 取 $0.1\text{mm}\sim 0.3\text{mm}$
	 <p style="text-align: center;">迷宫式密封</p>	脂润滑或油 润滑。工作温 度不高于密 封用脂的滴 点。这种密封 效果可靠	将旋转件与静止件之间的 间隙作成迷宫(曲路)形式, 在间隙中充填润滑油或润 滑脂以加强密封效果。迷宫 或密封分径向、轴向两种: 图(a)径向曲路,径向间 隙 $\delta$ 不大于 $0.1\text{mm}\sim 0.2\text{mm}$ ; 图(b)轴向曲路,考虑轴的伸 长,间隙可取大些

# 接触密封



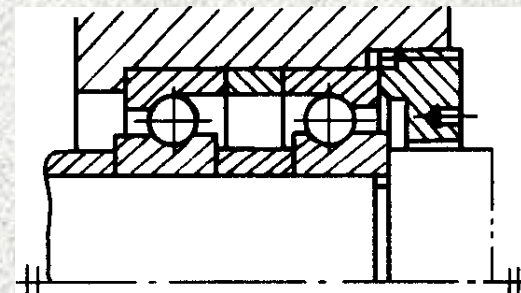
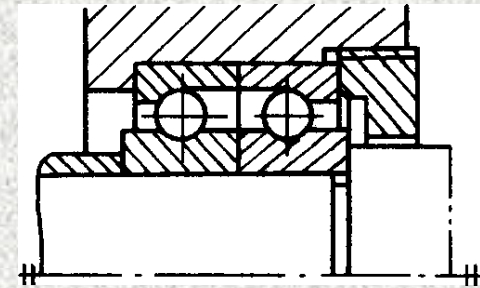
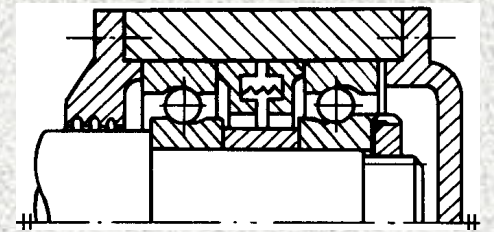
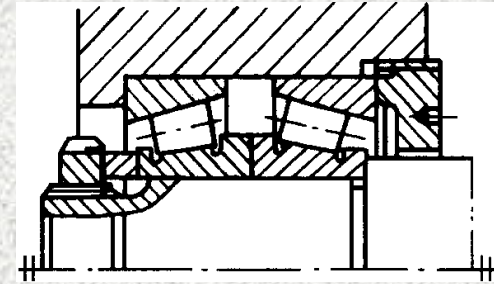
# 非接触密封

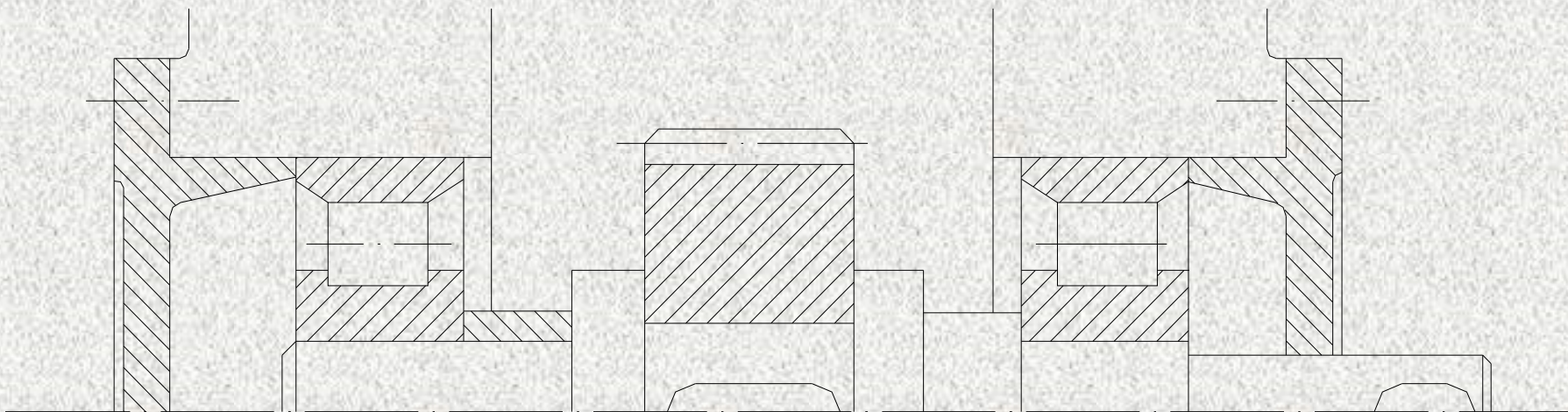


## 六、滚动轴承预紧

提高轴承的旋转精度，增加轴承装置刚性，减小机器工作时轴的振动

- 夹紧一对圆锥滚子轴承的外圈；
- 弹簧预紧；
- 夹紧一对磨窄了的外圈而预紧；  
反装时磨窄内圈而预紧
- 一对轴承中间装入长度不等的套筒而预紧；

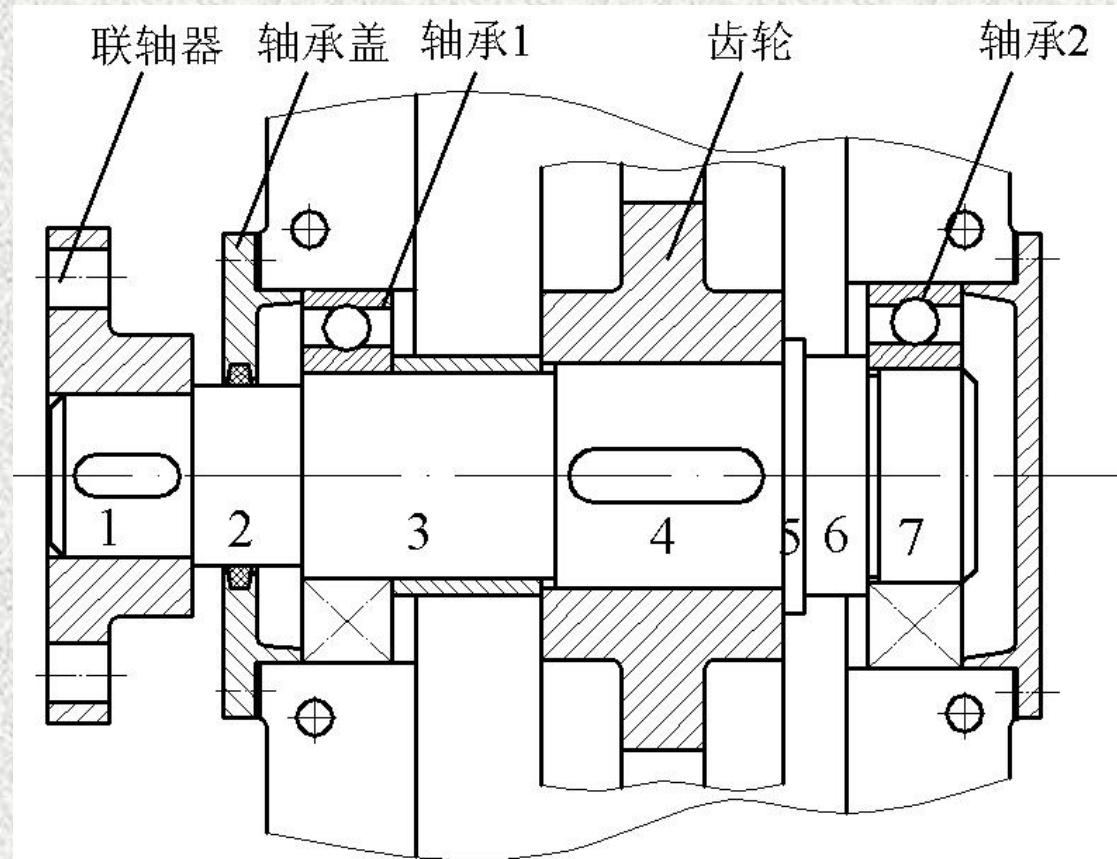




- **错误1:** 轴系不能采用两圆柱滚子结构，应更换轴承。；
- 此错误包含所有轴承定位固定结构错误。
- **错误2:** 中间齿轮无法装拆，轴环之一应变套筒。
- **错误3:** 外伸端联轴器处轴段应与密封轴段分离。
- **错误4:** 缺调整垫片。
- **错误5:** 轴承端盖与轴不应接触。
- **错误6:** 外伸轴处应增加密封件。



## 13.9 减速器输出轴部件设计



输出轴部件设计过程主要包括：

- (1) 初定尺寸
- (2) 画结构草图
- (3) 校核计算
- (4) 完成部件图设计
- (5) 完成零件图设计

## 习题课：输出轴部件设计

试设计带式运输机中齿轮减速器的输出轴部件。  
已知：

输出轴功率 $P=2.74\text{kW}$ ，转矩 $T=289458\text{N}\cdot\text{mm}$ ，  
转速 $n=90.4\text{r}/\text{min}$ ，圆柱齿轮分度圆直径 $d=253.643\text{mm}$ ，齿宽 $b=62\text{mm}$ ，圆周力 $F_1=2282.4\text{N}$ ，  
径向力 $F_r=849.3\text{N}$ ，轴向力 $F_a=485.1\text{N}$ ，载荷  
平稳，单向转动，工作环境清洁，两班工作制，使用年限5年，大批量生产。

# 解：

## 1. 选择轴的材料：

因传递的功率 $P=2.74\text{kW}$ ，不大。并且带式运输机属一般设备，结构无特殊要求，故选用轴常用材料：45号钢，调质处理。

## 2. 初算轴径：

$$d_{\min} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

减速器的输出轴 → 转轴 → 按扭转强度初算轴径

查表13.2得 $C=136\sim 118$  → 考虑轴端弯矩比转矩小，取 $C=136$ .

$$d_{\min} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 106 \times \sqrt[3]{\frac{2.74}{90.4}} = 33.05(\text{mm})$$

## 2. 初算轴径(续前):

$$d_{\min} = 33.05(mm)$$

轴端与联轴器用键联结，  
键槽对轴的强度有所削弱

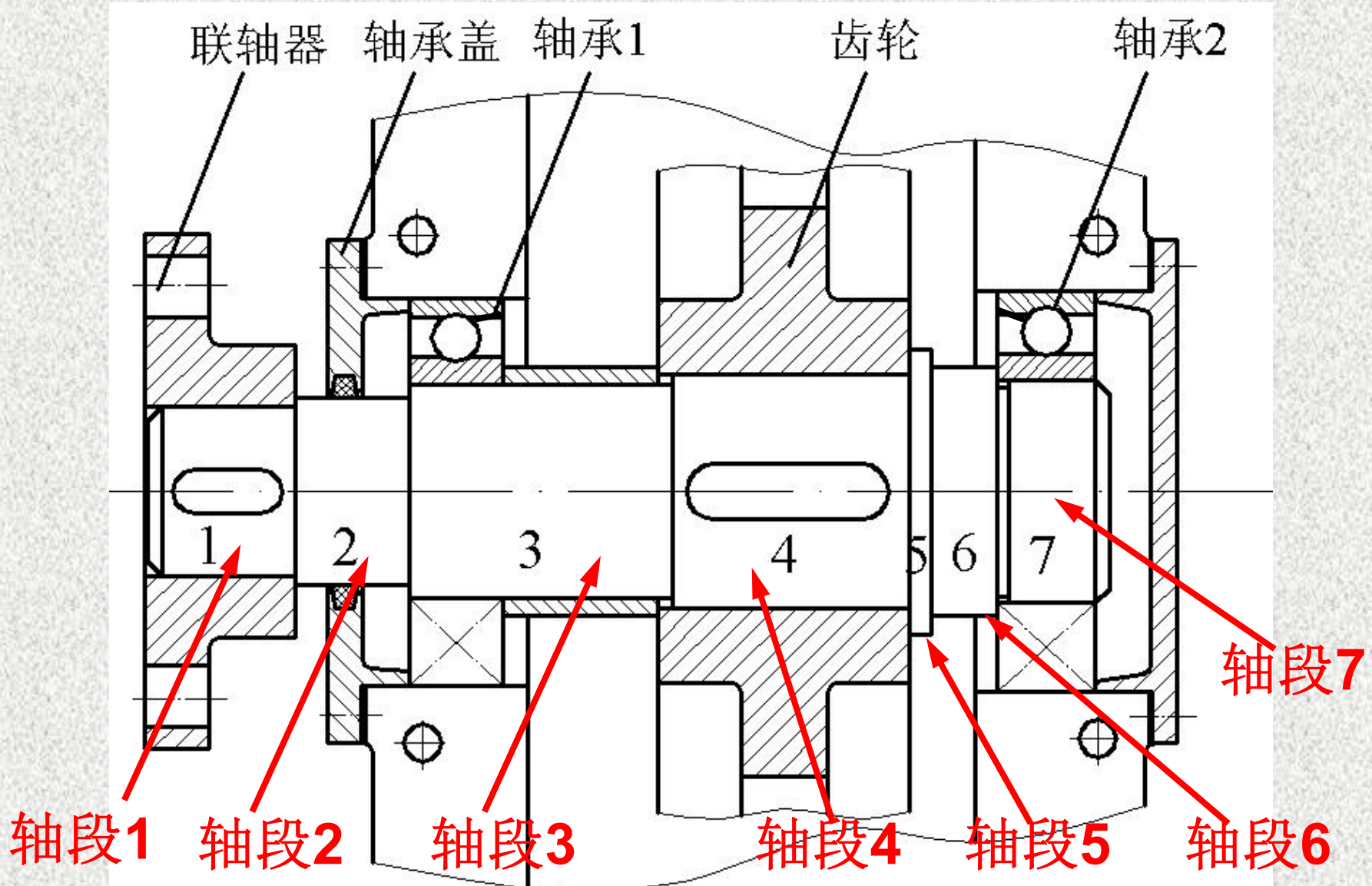
取  $d_{\min} = 33.05 + 33.05 \times 5\% = 33.05 \times 1.05 = 34.70(mm)$

## 3. 结构设计:

### 1) 轴承部件的结构形式:

为便于轴承部件的装拆 → 机体采用剖分式结构

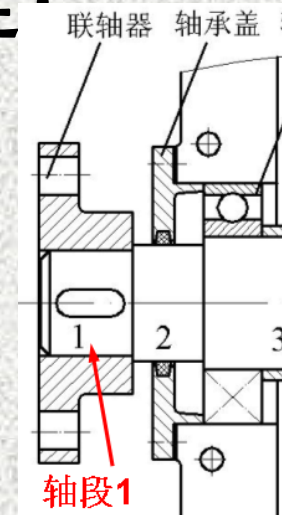
传递的功率小, 齿轮减速器效率高, 发热小, 估计轴不会长 → 轴承部件的固定方式可采用两端固定方式



## 2) 联轴器选择及轴段1直径 $d_1$ 、长度 $l_1$ 确定

为补偿联轴器所连接的两轴的  
安装误差，隔离振动 → 选弹性柱  
销联轴器

联轴器安装在轴端上 → 轴端直径 $d_1$ 应与  
联轴器孔径相同



联轴器的选型计算：

根据：

轴传递的转矩 $T$

设备类型(本题带式运输机)

计算联轴器计算转

矩 $T_C$ ： $T_C = K_A \cdot T$

查教材266页表13.1 →  $K_A = 1.5$

$$T_C = K_A \cdot T = 1.5 \times 289458 = 434187(N \cdot mm)$$

## 2) 联轴器选择及轴段1直径 $d_1$ 、长度 $l_1$ 确定(续):

$$T_C = K_A \cdot T = 1.5 \times 289458 = 434187(N \cdot mm)$$

由《机械设计手册》  
GB 5014-1985



HL3型弹性柱销联轴器符合  
要求: 公称转矩为630N·m,  
即630000N·mm > 434187N·mm

HL3型弹性柱销联轴器性能及尺寸参数:

公称转矩为630N·m, 许用转速为5000r/min (>本  
题转速90.4r/min), 轴孔直径范围30~38mm, 轴  
孔长度60mm。

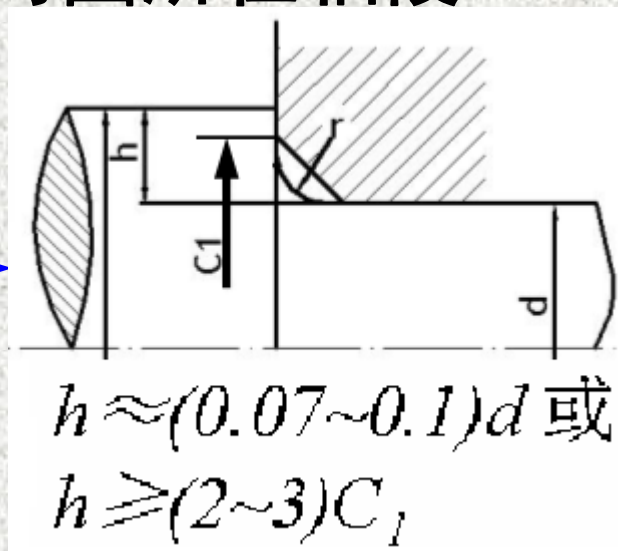
取联轴器轴孔直径为35mm (> $d_{min}=34.7\text{mm}$ ), 轴孔  
长度为60mm, J型轴孔, A型平键联结, 联轴器主  
动端的代号为: HL3 35×60 GB 5013-1985。 31

## 2) 联轴器选择及轴段1直径 $d_1$ 、长度 $l_1$ 确定(续):

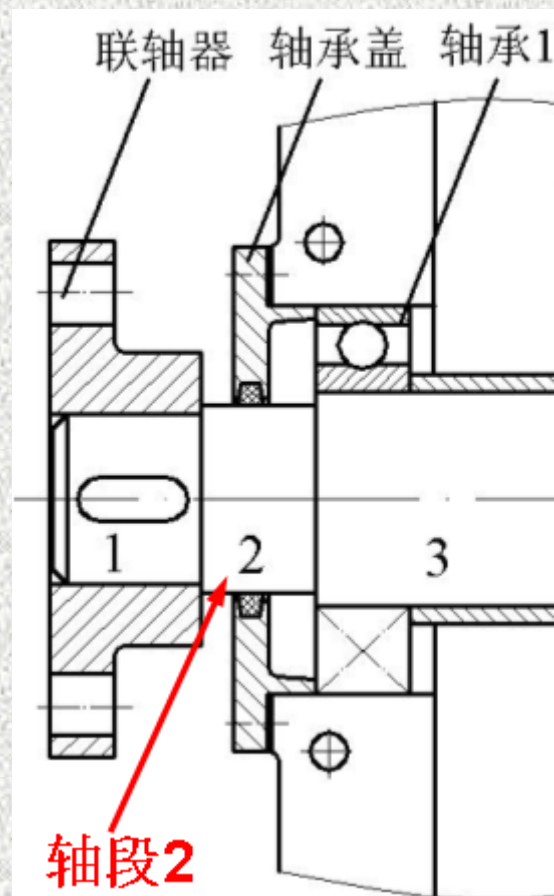
取轴端的直径 $d_1=35\text{mm}$ , 该轴段长度应比联轴器主动端轴孔长度 $60\text{mm}$ 略短 $2\sim 3\text{mm}$ , 取 $l_1$ 为 $58\text{mm}$ 。

## 3) 密封圈与密封圈所在轴段2:

轴段2用轴肩对联轴器起轴向定位作用



$h=2.45\sim 3.5\text{mm}$ , 则轴段2的直径  
 $d_2=d_1+h=40\sim 42\text{mm}$ 。





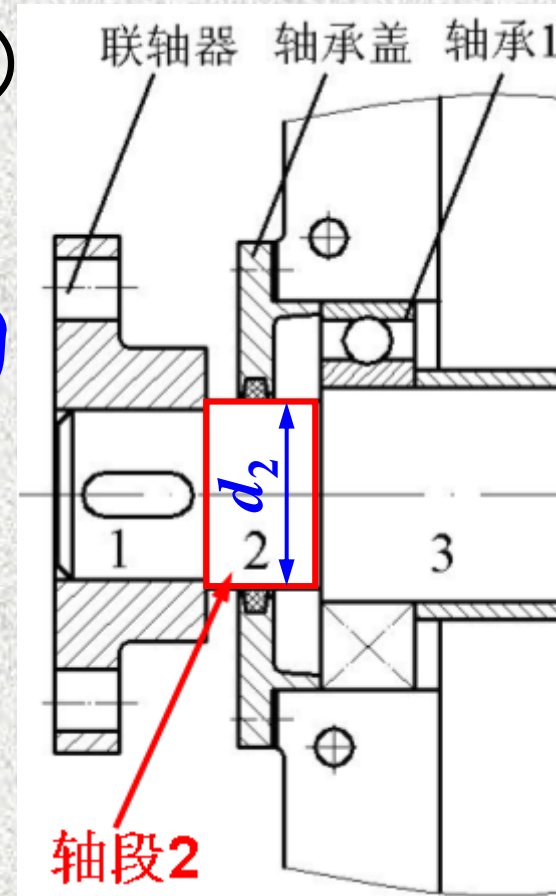
### 3) 密封圈与密封圈所在轴段2(续)

轴段2上  
有密封圈

工作环境清洁，  
估计轴颈的圆周  
速度  $v < 4 \sim 5 \text{ m/s}$

用毛毡  
圈密封

查《机械设计手册》  
毡圈油封JB/ZQ 4606-  
1986：选轴径为40mm  
的毡圈。 $d_2=40\text{mm}$ 。



#### 4) 轴承与轴段3及轴段7:

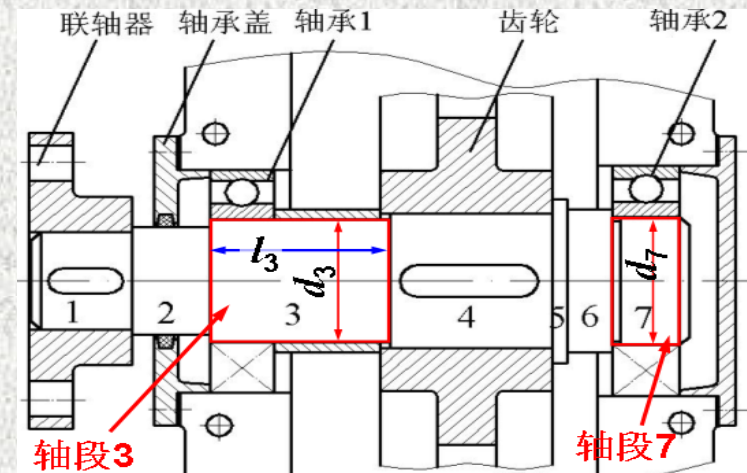
轴段3, 7上  
有轴承, 轴  
上有轴向力

选择角  
接触球  
轴承

为便于轴承安装:  $d_3 > d_2 = 40\text{mm}$   
轴承内径 $d_3$ 应在标准值系列  
内: ..., 30, 35, 40, 45, ...

查《机械设计手册》得轴承代号为: **7209 C**,  
其主要参数为:

内径 $d=45\text{mm}$ , 外径 $D=85\text{mm}$ , 宽度 $B=19\text{mm}$ , 定位轴肩直径 $d_a=52\text{mm}$ , 轴肩定位处圆角半径(安装尺寸) $r_{AS}=1\text{mm}$ , 基本额定动载荷 $C=29800\text{N}$ , 基本额定静载荷 $C_0=23800\text{N}$ , 油润滑极限转速 $n_{lim}=9000\text{r/min}$ , 脂润滑极限转速 $6700\text{r/min}$ 。



$d_3=45\text{mm}$

#### 4) 轴承与轴段3及轴段7(续) :

一般情况下，同一轴上的两个轴承应取相同的型号，则轴段3，7的轴承相同，直径相同： $d_7=d_3=45\text{mm}$

轴段7的长度 $l_7=B=19\text{mm}$

#### 5) 齿轮与轴段4:

为便于齿轮安装： $d_4$ 略 $>d_3=45\text{mm}$  且 $d_4$ 内应取整数。

取 $d_4=48\text{mm}$ 。(也可取46或47, 49)

为便于套筒对齿轮的准确定位



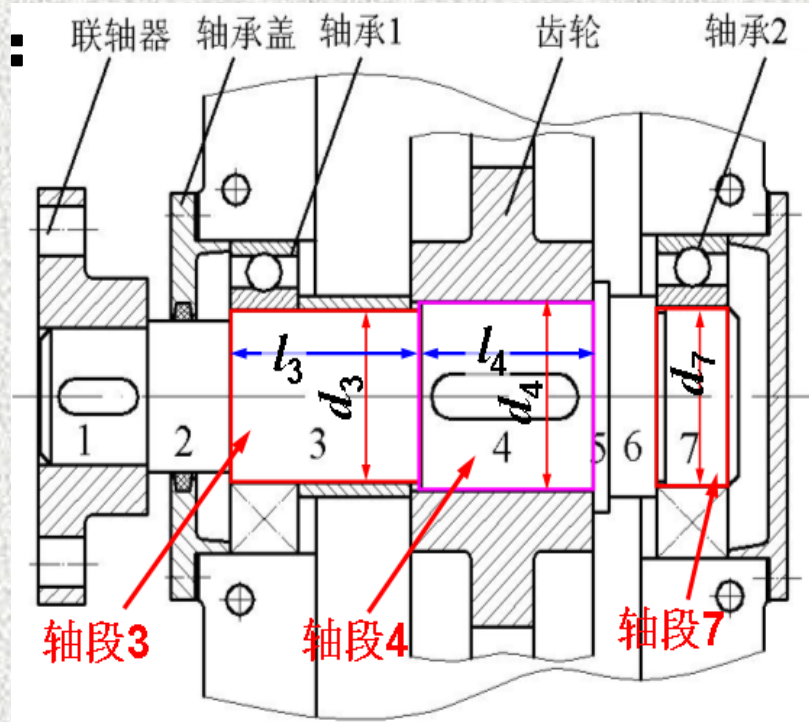
轴段4的长度 $l_4$ 应比齿轮轮毂宽度略短2~3mm



此处，齿轮轮毂宽度=齿宽 $b=62\text{mm}$



$l_4=b-2=60\text{mm}$



## 6) 轴段5与轴段6:

轴段5为肩环, 对  
齿轮轴向定位:

$$d_5 = d_4 + h$$

$h$ 根据齿轮的导角

$C_1$ 确定为:  $h \geq 3.36 \sim 4.8 \text{mm}$

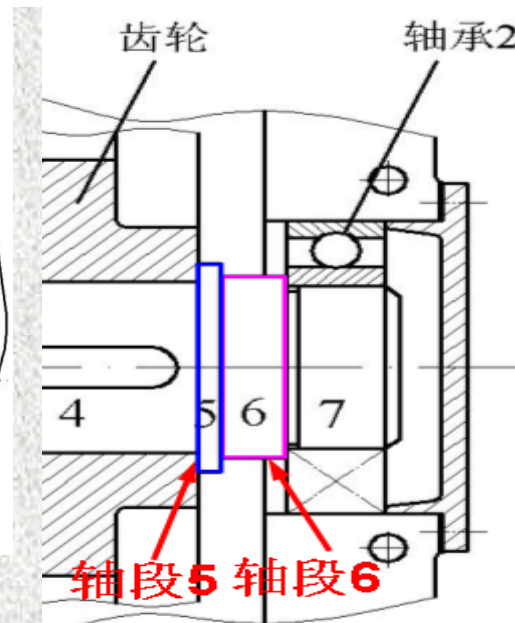
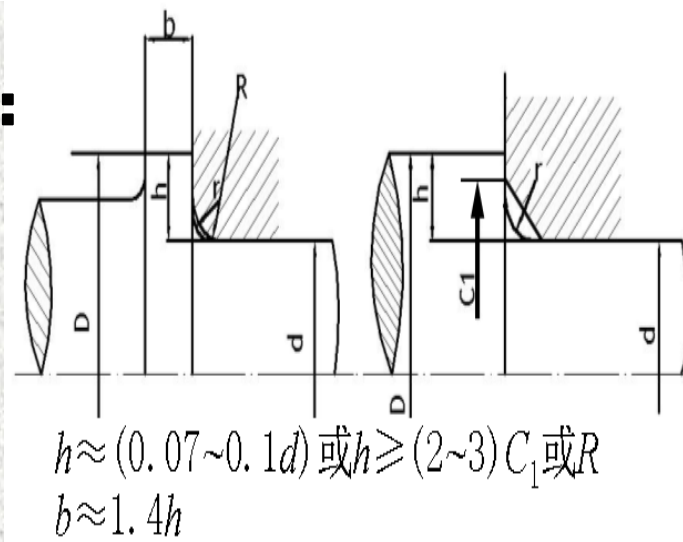
$d_5 \geq d_4 + h = 48 + 3.36 \sim 4.8 = 51.36 \sim 52.8 (\text{mm})$ , 取整为55mm。  
(也可取为53或54mm)

肩环的宽度  $b = 1.4h = 1.4 (d_5 - d_4) / 2 = 1.4 \times (55 - 48) / 2 = 4.9 \text{mm}$   
取为13mm, 即  $l_5 = 13 \text{mm}$ 。

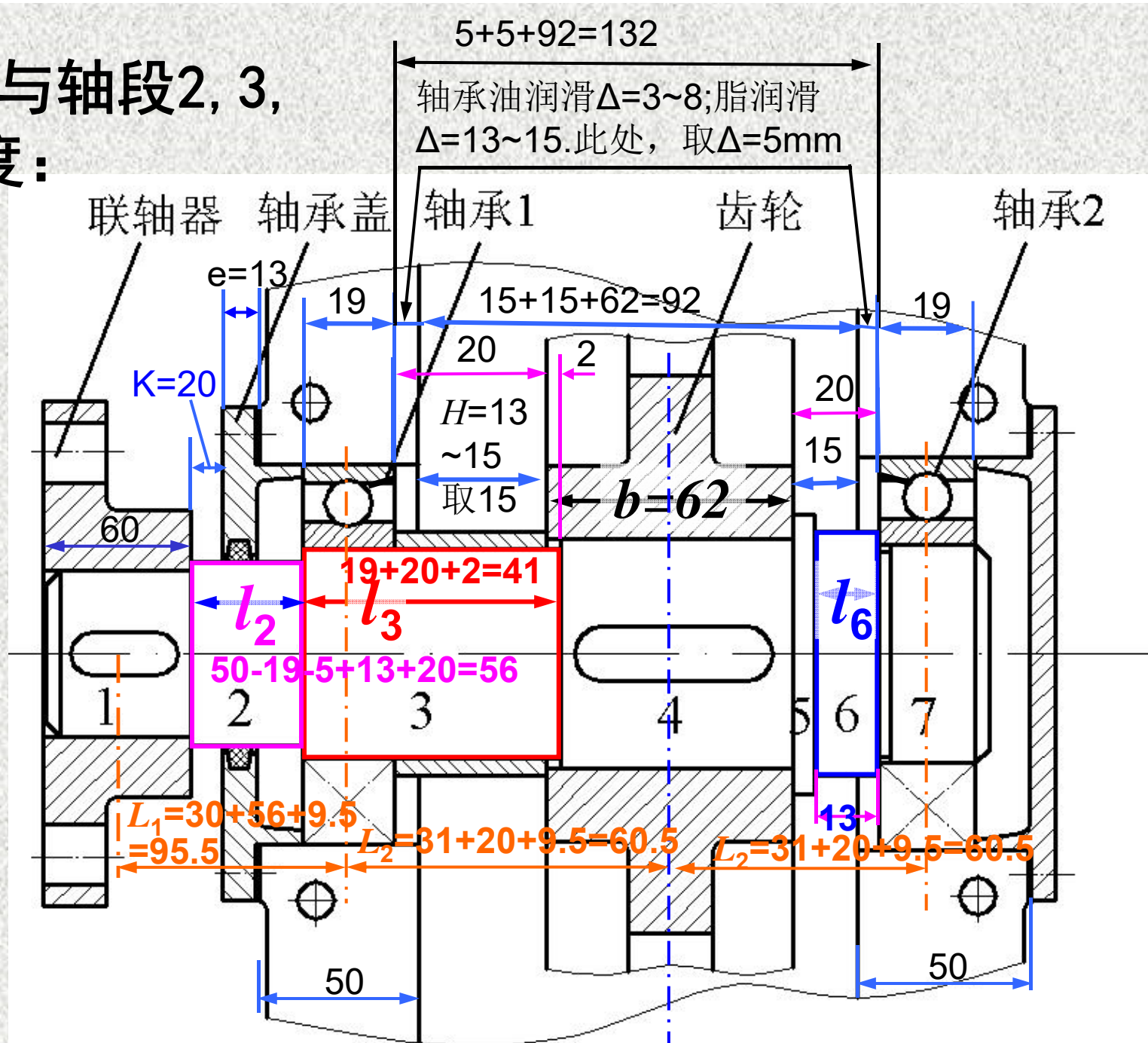
轴段6对轴承轴  
向定位, 且考虑  
便于轴承拆卸

$d_a \geq d_6 > d_7 = 45 \text{mm}$   
→  $d_a$ —轴承安装尺  
寸52mm

→ 取  $d_6 = d_a =$   
**52mm**



# 7) 机体与轴段2, 3, 6长度:



## 8) 键连接:

联轴器及齿轮与轴的周向连接均用A型普通平键连接, 分别为键13×56 GB 1396-1990及键14×56 GB 1396-1990。

## 4. 轴的受力分析:

1) 画轴的受力简图

2) 计算支撑反力:

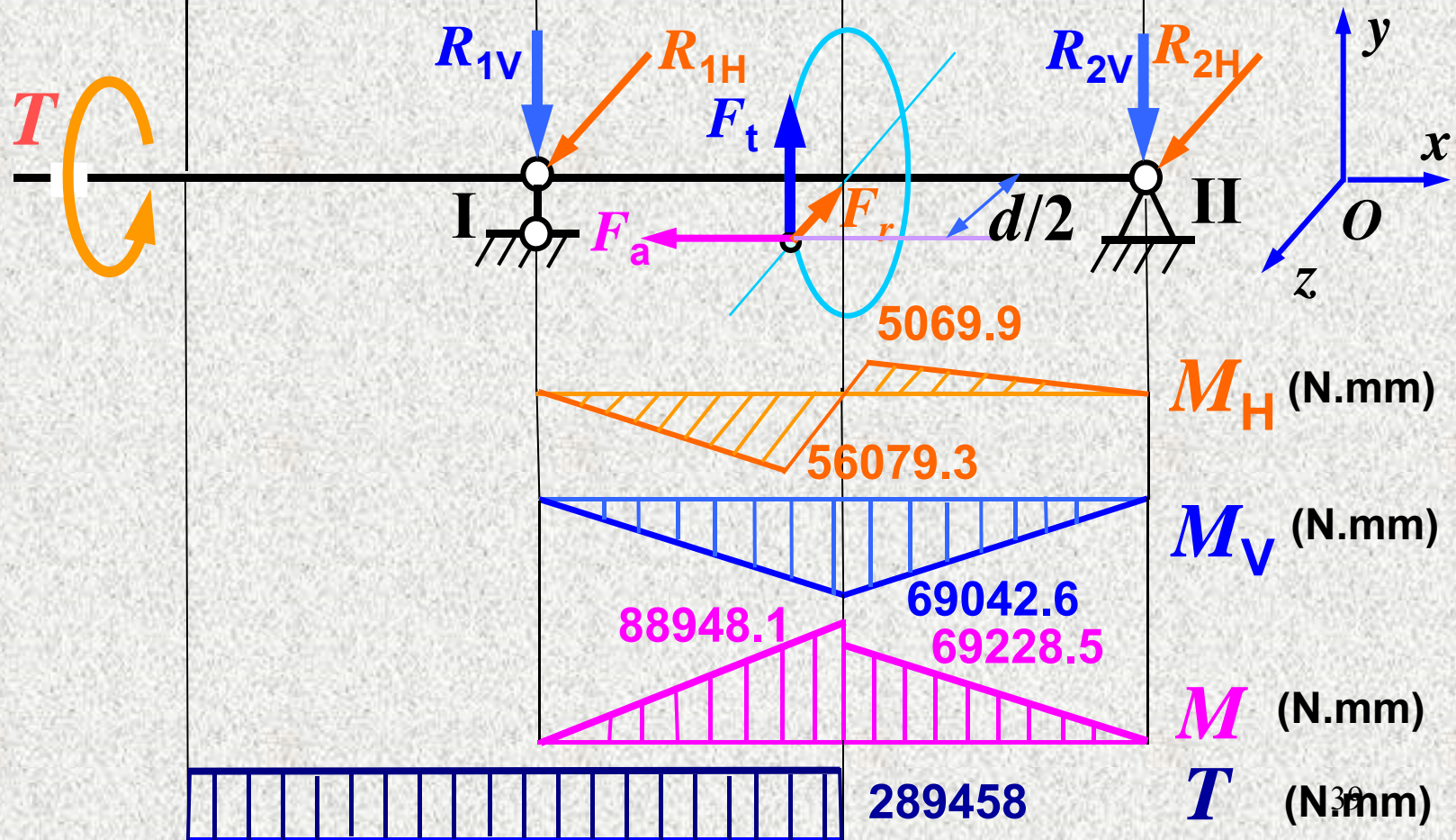
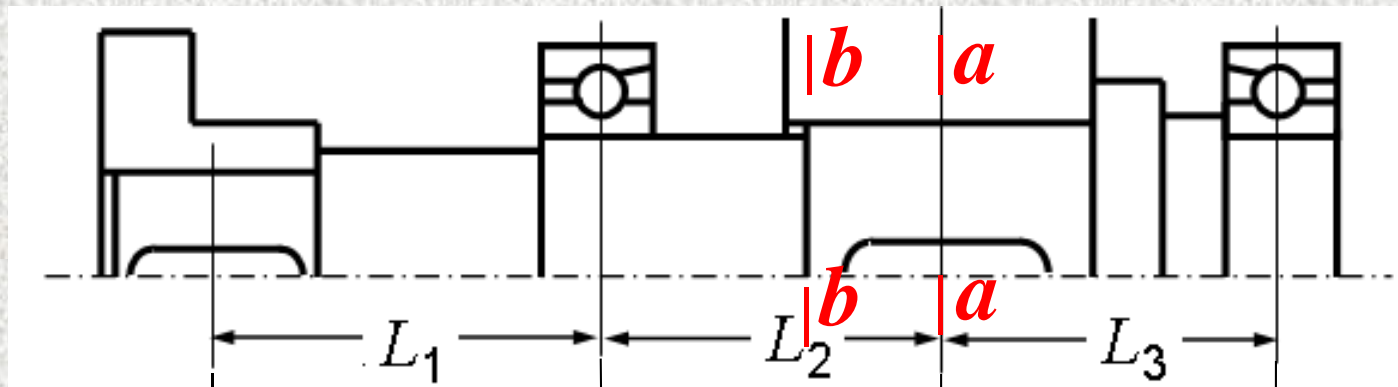
在水平面上:

$$R_{1H} = \frac{F_r \cdot L_3 + F_a \cdot d/2}{L_2 + L_3}$$

$$R_{2H} = F_r - R_{1H}$$

$$R_{1H} = 933.1 \text{ (N)}$$

$$R_{2H} = -83.8 \text{ (N)}$$



## 2) 计算支撑反力 (续) :

在垂直平面上:

$$R_{1V} = R_{2V} = Ft / 2 = 2282.4 / 2 = 1141.2(N)$$

轴承I的总支撑反力:

$$R_1 = \sqrt{R_{1H}^2 + R_{1V}^2} = 1474.1(N)$$

轴承II的总支撑反力:

$$R_2 = \sqrt{R_{2H}^2 + R_{2V}^2} = 1144.3(N)$$

## 3) 画弯扭矩图:

在水平面上:

$$M_{aH} = R_{1H} \cdot L_2 = 933.1 \times 60.5$$

$a-a$ 剖面的左侧:

$$= 56079.3(N.mm)$$



### 3) 画弯矩图 (续) :

在水平面上:

$a-a$ 剖面的右侧:  $M'_{aH} = R_{2H} \cdot L_3 = 83.8 \times 60.5 = 5069.9(N.mm)$

在垂直平面上:

$a-a$ 剖面:  $M_{aV} = R_{1V} \cdot L_2 = 1141.2 \times 60.5 = 69042.6(N.mm)$

合成弯矩:

$a-a$ 剖面左侧:  $M_a = \sqrt{M_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 88948.1(N.mm)$

$a-a$ 剖面右侧:  $M'_a = \sqrt{(M'_{aH})^2 + (M'_{aV})^2} = 69228.5(N.mm)$

### 4) 画转矩图:

$$T = 289458(N.mm)$$

## 5. 校核轴的强度：用安全系数法

$a$ - $a$ 剖面的左侧：

弯矩大

有转矩

键槽有应力集中

$a$ - $a$ 剖面左侧  
为危险剖面

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

由教材P201附表13.1查得：有键槽的 $a$ - $a$ 剖面抗弯剖面模量 $W$ 、抗扭剖面模量 $W_T$ 的计算公式分别为：

$$\begin{cases} W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \\ W_T = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \end{cases}$$

计算得：  $W = 9610(\text{mm}^3)$ ,  $W_T = 20669(\text{mm}^3)$  42

## 5. 校核轴的强度（续）：

计算a-a剖面左侧弯曲应力：

$$\sigma = \frac{M_a}{W} = \frac{88948.1}{9610} = 9.26(\text{MPa})$$

$$\sigma_a = \sigma = 9.26(\text{MPa})$$

$$\sigma_m = 0(\text{MPa})$$

计算扭剪应力：
$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{289458}{20669} = 14.0(\text{MPa})$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = 14.0/2 = 7(\text{MPa})$$

对于调质处理的45钢，由教材P188表13.1查得：

$$\sigma_B = 650\text{MPa}, \sigma_{-1} = 300\text{MPa}, \tau_{-1} = 155\text{MPa}.$$

由教材P197查得：碳素钢的平均应力折算为应力幅的等效系数  $\psi_\sigma$ 、 $\psi_\tau$  分别为0.1~0.2、0.05~0.1<sub>43</sub>

## 5. 校核轴的强度（续）：

$\psi_\sigma$ 、 $\psi_\tau$ 分别取为0.2、0.1。

键槽引起的应力集中系数由教材P203附图10.3和附图10.4查得： $K_\sigma = 1, K_\tau = 1.62$ 。

由教材P205附图10.7查得：

绝对尺寸系数  $\varepsilon_\sigma$ 、 $\varepsilon_\tau$ 分别为0.8、0.76

轴磨削加工时的表面质量系数由P205附图10.8查得：

$\beta = 0.92$ 。

查教材P198表10.5：

许用疲劳强度安全系数[S]

载荷可精确计算，材质均匀下，[S]=1.3~1.5。

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

$$S_\sigma = 23.84$$

$$S_\tau = 9.16$$

$$S = 6.72$$

$S=6.72 > [S]=1.5$   
a-a剖面安全。

## 6. 校核键连接的强度:

联轴器处键连接的挤压应力:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 289458}{35 \times 8 \times (56 - 10)} = 89.85(MPa)$$

取键、轴及联轴器的材料都为钢，查教材**P84**表

**6.1**: 静连接条件下,  $[\sigma]_p = 120 \sim 150MPa$

显然,  $\sigma_p = 89.95MPa < [\sigma]_p$ , 强度足够。

齿轮处键连接的挤压应力:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 289458}{48 \times 9 \times (56 - 14)} = 63.81(MPa)$$

取键、轴及联轴器的材料都为钢，查教材**P84**表

**6.1**: 静连接条件下,  $[\sigma]_p = 120 \sim 150MPa$

显然,  $\sigma_p = 63.81MPa < [\sigma]_p$ , 强度足够。

## 7. 校核轴承寿命:

由《机械设计》手册查得7209 C的 $C=29800N$ ,  
 $C_0=23800N$ .

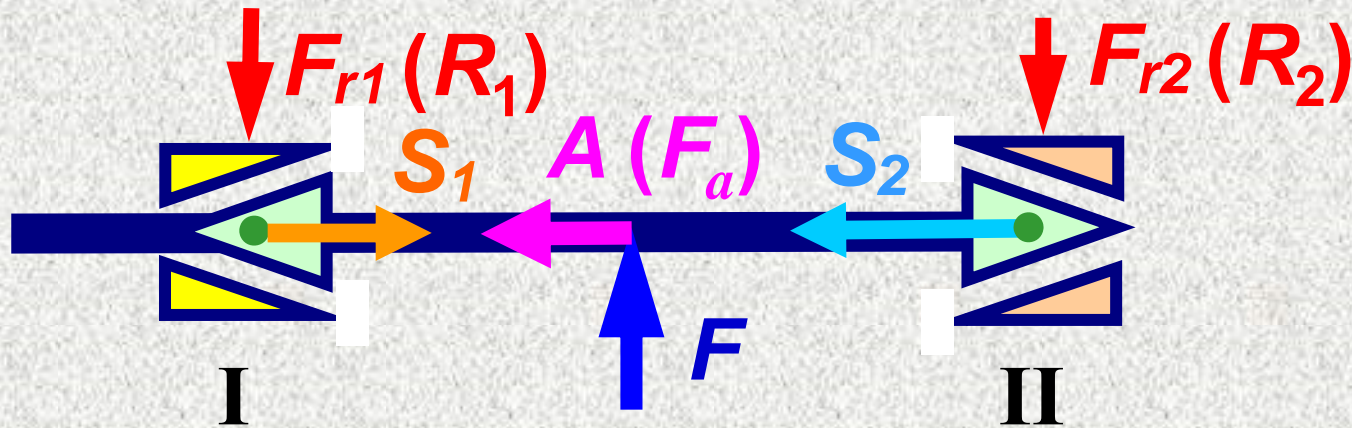
### 1) 计算轴承的轴向力:

由教材P219表11.13查得7000 C型轴承的内部轴向力  
计算公式为:  $S = 0.4F_r$

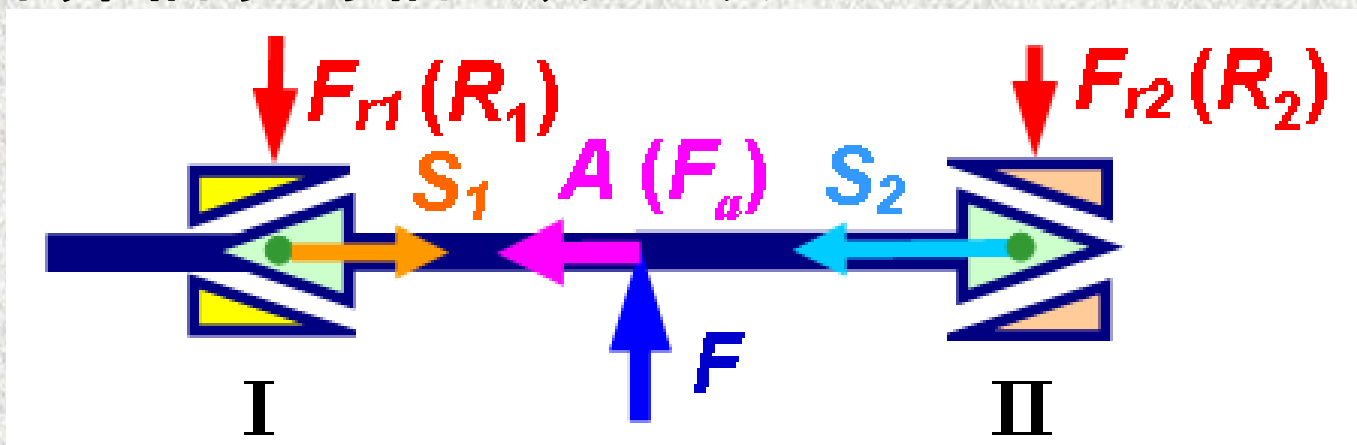
则轴承I、II的内部轴向力分别为:

$$S_1 = 0.4F_{r1} = 0.4 \times 1474.1 = 589.6(N)$$

$$S_2 = 0.4F_{r2} = 0.4 \times 1144.3 = 457.7(N)$$



# 1) 计算轴承的轴向力 (续) :



$$S_1 = 589.6(N)$$

$$S_2 + A = 457 + 485.1 = 942.8(N)$$

$$S_2 + A > S_1$$

$$F_{a1} = S_2 + A = 942.8(N)$$

$$F_{a2} = S_2 = 457.7(N)$$

$F_{a1} > F_{a2}, F_{r1} > F_{r2} \rightarrow$  只须校核轴承I的寿命 <sub>47</sub>

## 2) 计算轴承的当量动载荷P:

由 $F_{a1}/C_0 = 942.8/23800 = 0.040$ , 查教材P218表11.12得:  $e = 0.41$ 。

因为 $F_{a1}/F_{r1} = 942.8/1471.1 = 0.64 > e = 0.41$

所以,  $X = 0.44, Y = 1.36$

$$P = XF_{r1} + YF_{a1}$$

$$= 0.44 \times 1474.1 + 1.36 \times 942.8 = 1930.8(N)$$

## 3) 计算轴承寿命:

轴承在130°C以下工作, 查教材P216表11.9得温度系数 $f_T = 1.0$ 。

载荷平稳, 查表11.13得载荷系数 $f_p = 1.5$ 。



### 3) 计算轴承寿命(续):

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_T C}{f_P P} \right)^\varepsilon h$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 90.4} \left( \frac{1 \times 29800}{1.5 \times 1930.8} \right)^3 = 200836.8(h)$$

已知减速器工作年限5年，两班工作制，则预期寿命为： $L'_h = 8 \times 2 \times 300 \times 5 = 24000(h)$

$$L_h > L'_h$$

轴承寿命很充裕。