



# 第12章 轴承

- 第1节 概述
- 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料
- 第3节 滑动轴承的润滑
- 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算
- 第5节 滚动轴承的结构、类型和代号
- 第6节 滚动轴承类型的选择
- 第7节 滚动轴承的组合设计
- 第8节 滚动轴承的失效形式和选择计算



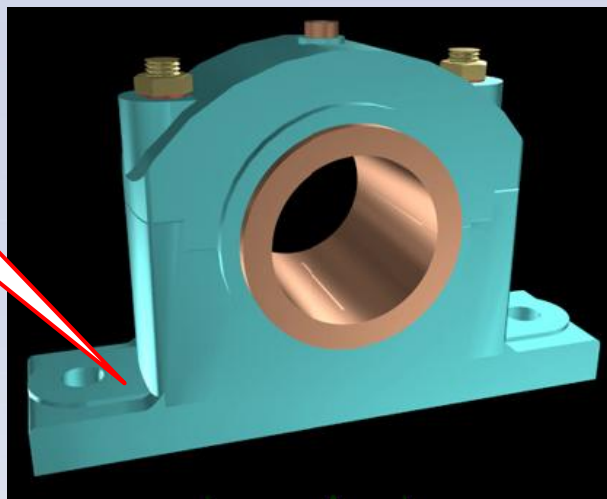
# 第1节 概述

轴承主要用于**支承轴及轴上的零件**，减轻**转动副**的摩擦和磨损，保证轴的旋转精度。

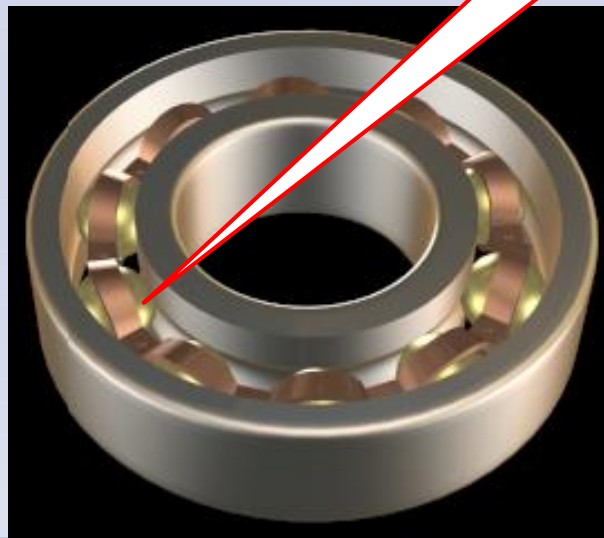
根据工作时的摩擦性质，把轴承分为：

- 滑动摩擦轴承（简称**滑动轴承**）
- 滚动摩擦轴承（简称**滚动轴承**）

轴承座



滚动体



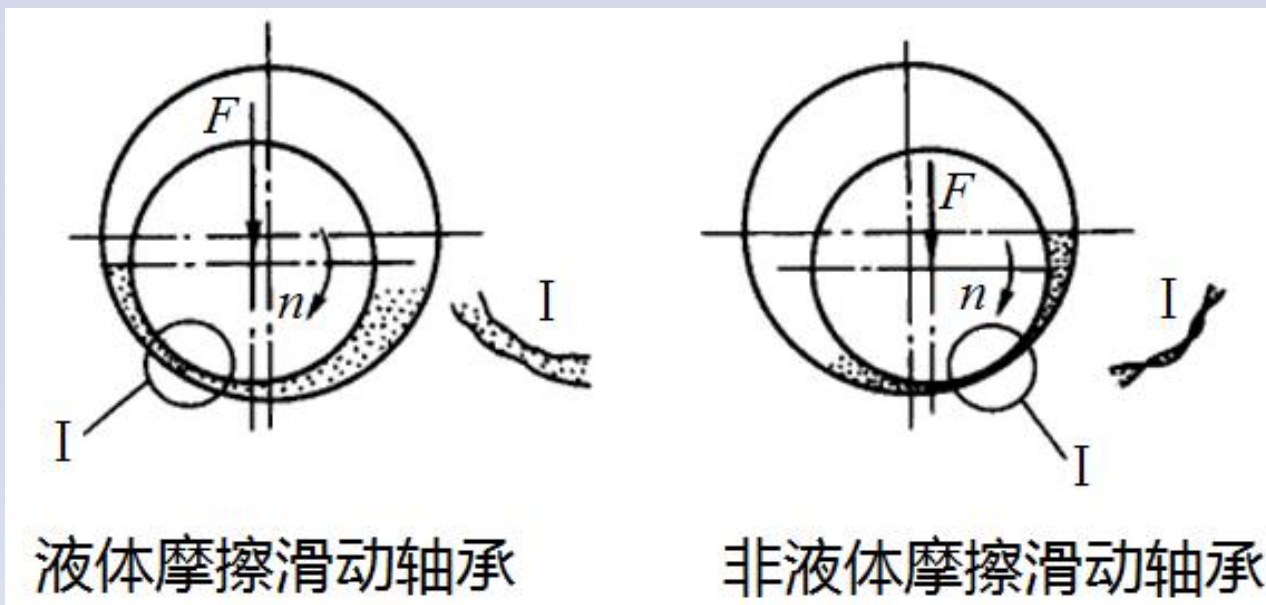


# 第1节 概述

## 滑动轴承

在滑动轴承中，根据工作表面的摩擦状态，轴承分为：

- 液体摩擦滑动轴承：摩擦表面完全被润滑油隔开
- 非液体摩擦滑动轴承：摩擦表面不能被润滑油完全隔开

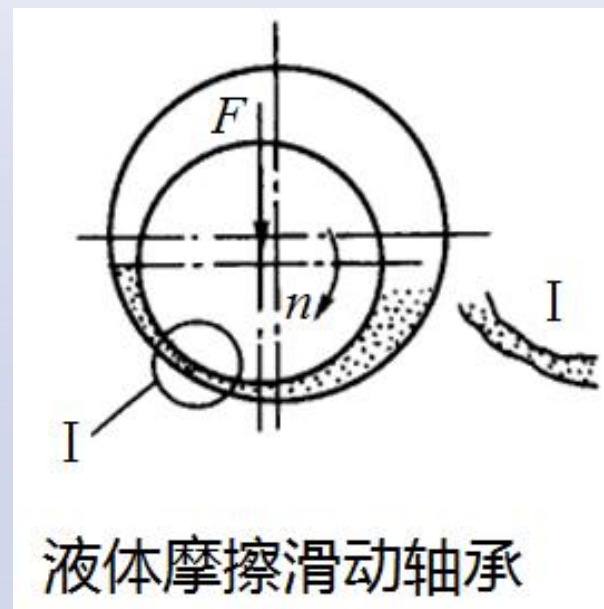




# 第1节 概述

## 滑动轴承

**液体摩擦滑动轴承：**摩擦表面完全被润滑油隔开，摩擦阻力来自润滑油的内部摩擦。因润滑油的摩擦因数很小，避免了两表面的磨损。但是，要形成液体摩擦，滑动轴承必须满足一定的工作条件，且要有较高的制造精度。多用于高速、精度要求较高或低速重载的工作场合。

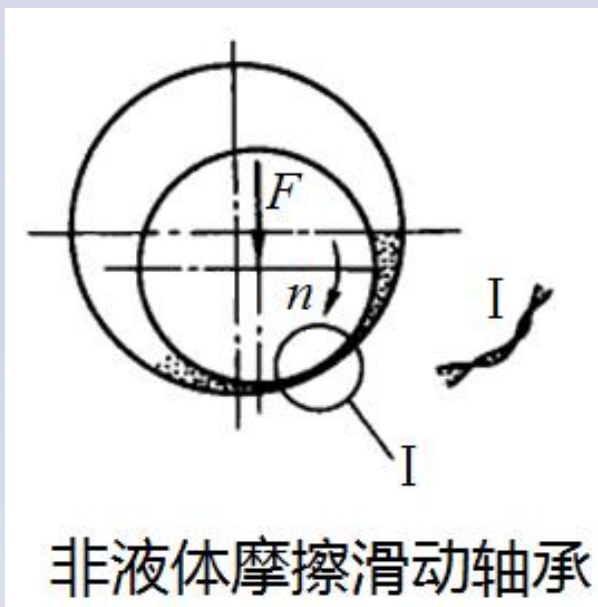




# 第1节 概述

## 滑动轴承

**非液体摩擦滑动轴承：**摩擦表面不能被润滑油完全隔开，工作表面局部有接触，摩擦因数较大，故摩擦表面容易磨损。但该轴承的结构简单，制造精度要求较低，常在一般转速、载荷不大和精度要求不高的场合使用。

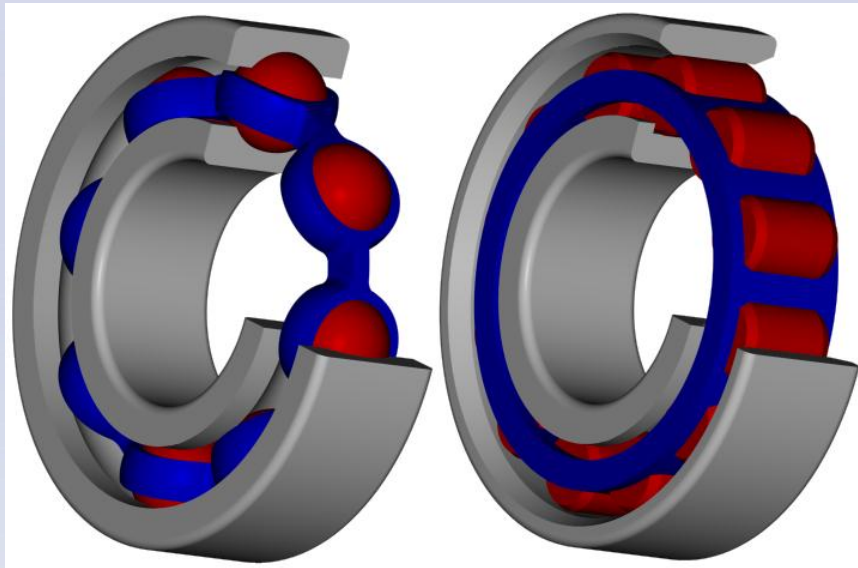
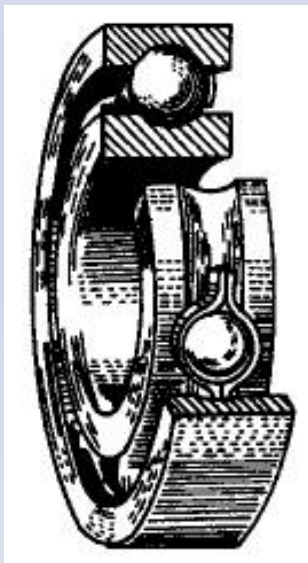


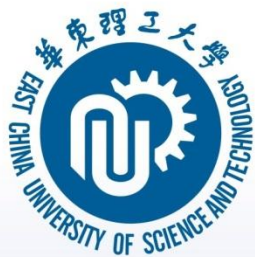


# 第1节 概述

## 滚动轴承

滚动轴承的摩擦阻力较小，起动灵活，机械效率较高，对轴承的维护要求较低。但是，其径向尺寸较大，振动、噪声较大，承受冲击载荷的能力较差，高速、重载下寿命较低。在中、低转速以及精度要求较高的场合广泛应用。





## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 滑动轴承的类型

#### 一、径向滑动轴承

工作时只承受径向载荷的滑动轴承，称为径向滑动轴承，有**整体式**、**剖分式**和**调心式**三种。

#### 二、推力滑动轴承

工作时承受轴向载荷的滑动轴承，称为推力滑动轴承。

轴承受到的载荷



轴上的载荷



轴上传动零件（如  
齿轮）的载荷





## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

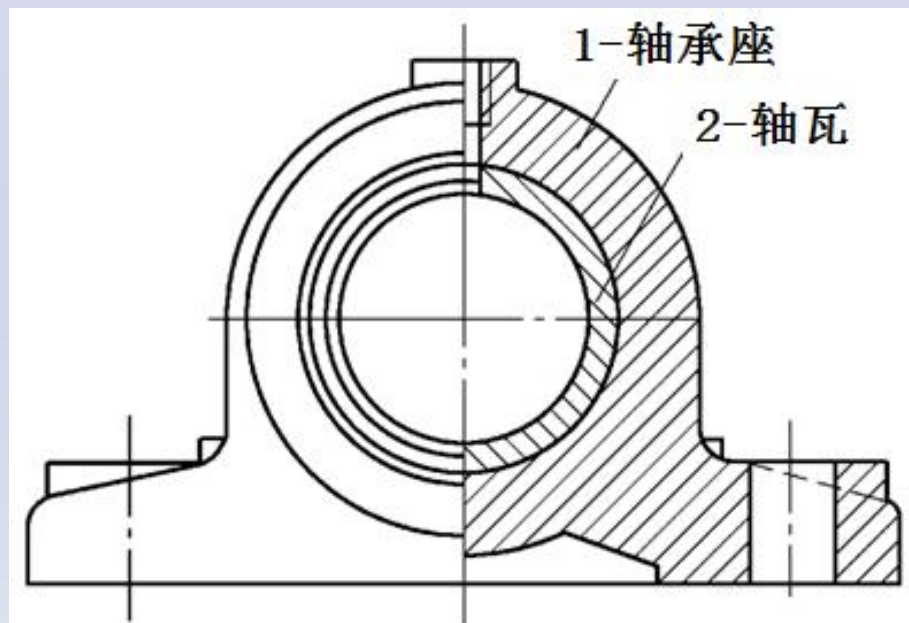
### 一、径向滑动轴承——整体式

滑动摩擦：**轴瓦**采用耐磨材料制作。

整体式滑动轴承：由**轴承座**和**轴瓦**组成。

特点及应用：结构简单，成本低廉；但是摩擦表面磨损后，轴颈与轴瓦之间的间隙无法调整，而且装拆时轴承或轴必须作轴向移动，使装拆不便。

因此，只用于轻载、间歇工作且不重要的场合。



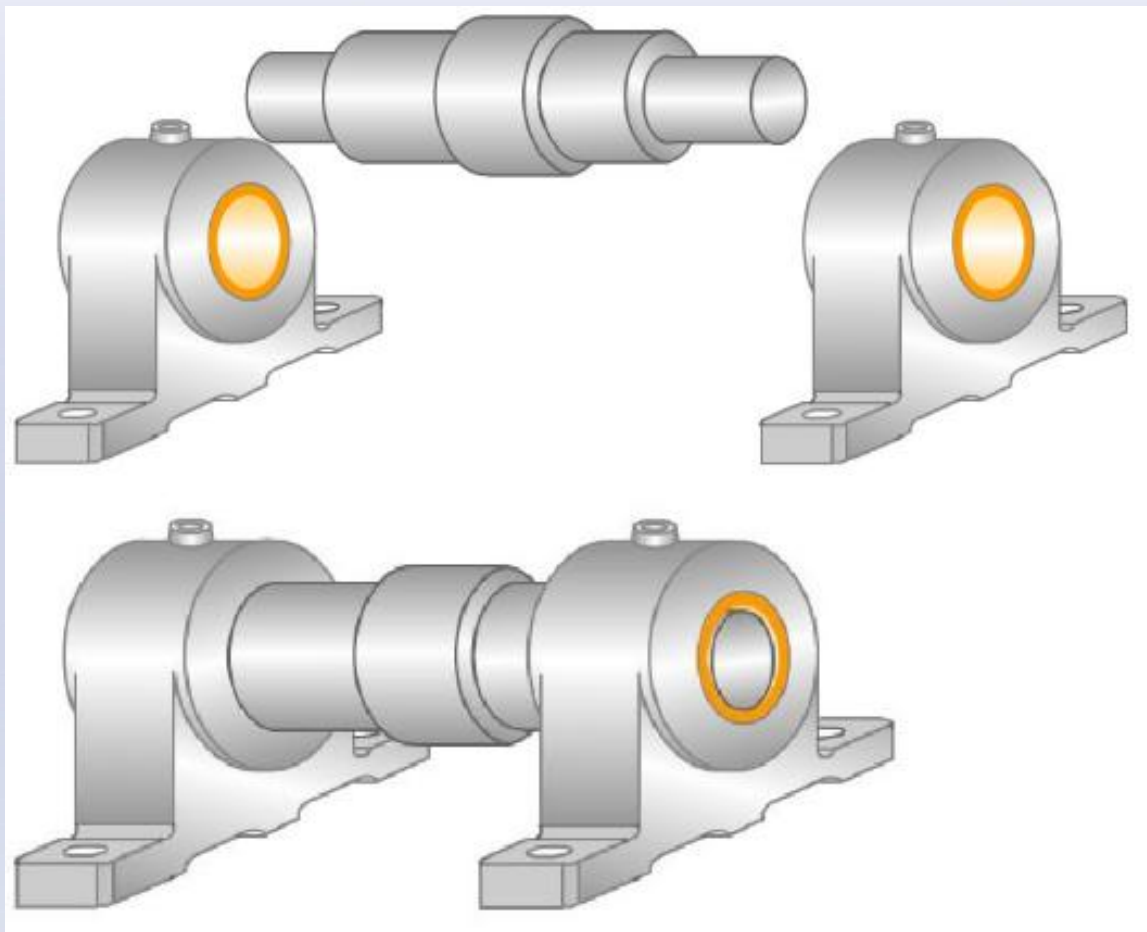


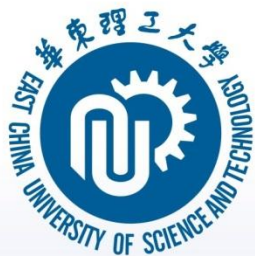


## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 一、径向滑动轴承——整体式

整体式径向滑动  
轴承的安装——轴  
向移动

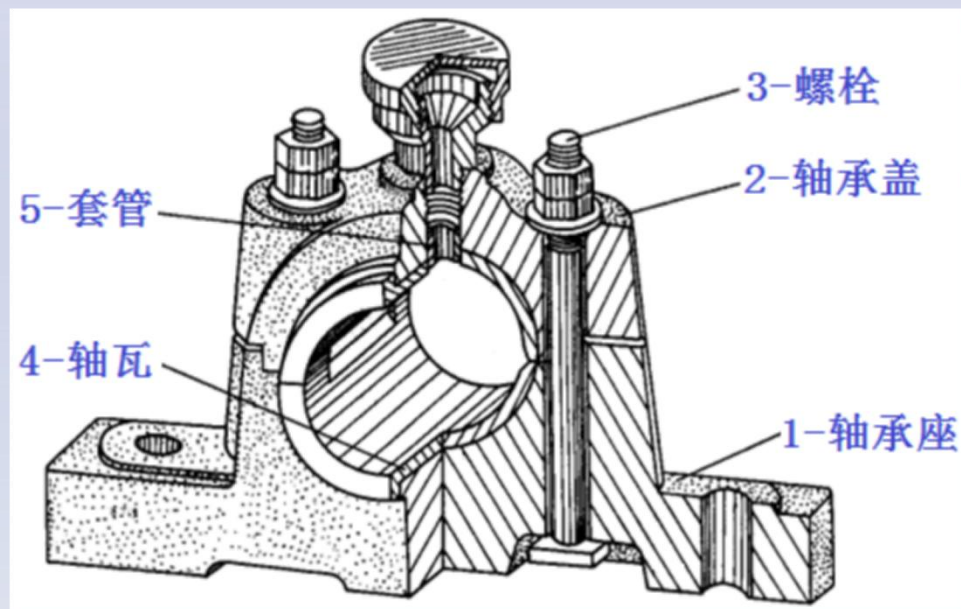
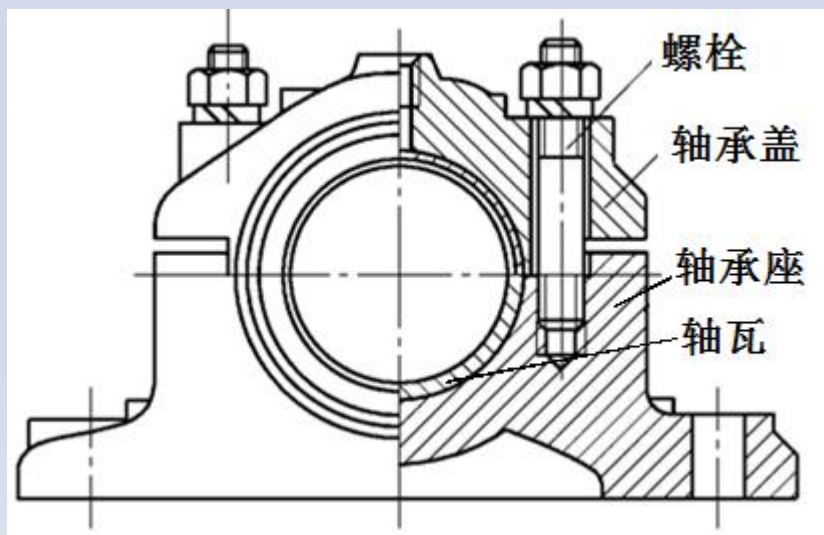




## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 一、径向滑动轴承——剖分式

由轴承座1、轴承盖2、螺栓3、剖分式轴瓦4等零件组成。套管5是为防止轴瓦转动而设置的。在轴承盖与轴承座的剖分面上常做出定位止口，装有垫片，以调整轴颈与轴瓦之间由于磨损而产生的间隙。剖分式滑动轴承是滑动轴承中较为常见的形式。

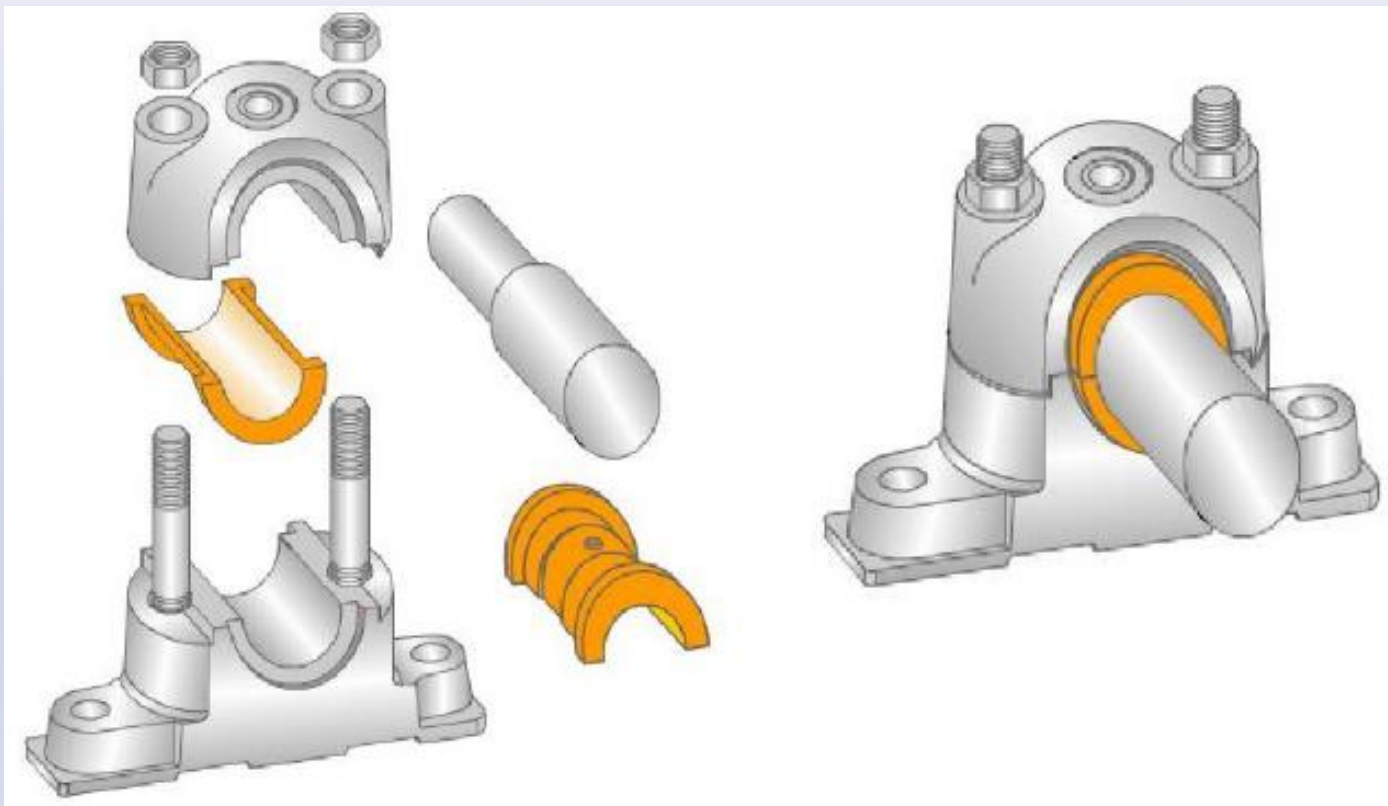




## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 一、径向滑动轴承——剖分式

**剖分式**滑动轴承的安装——**径向安装**，装拆方便，上、下轴瓦剖分面放置垫片，以调整轴颈与轴瓦的径向间隙

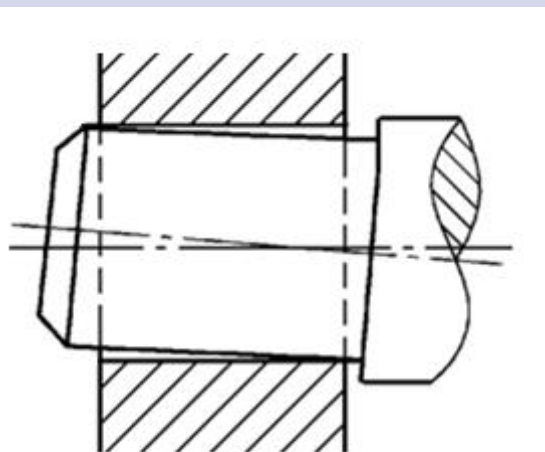




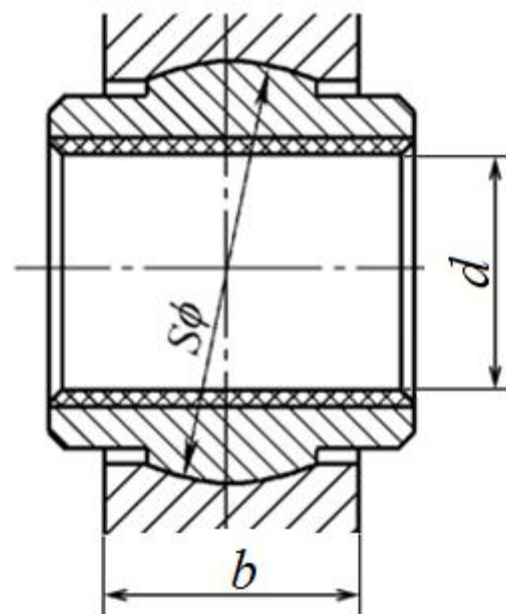
## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 一、径向滑动轴承——调心式

调心式滑动轴承：利用轴瓦与轴承座间的球面配合，使轴瓦在一定角度范围内摆动，以适应轴受力后产生的弯曲变形，从而避免轴与轴承两端的局部接触和局部磨损。但球面不易加工，只用于轴承的宽径比 $b/d > 1.5 \sim 1.75$ 的轴承。



边缘摩擦



调心式滑动轴承

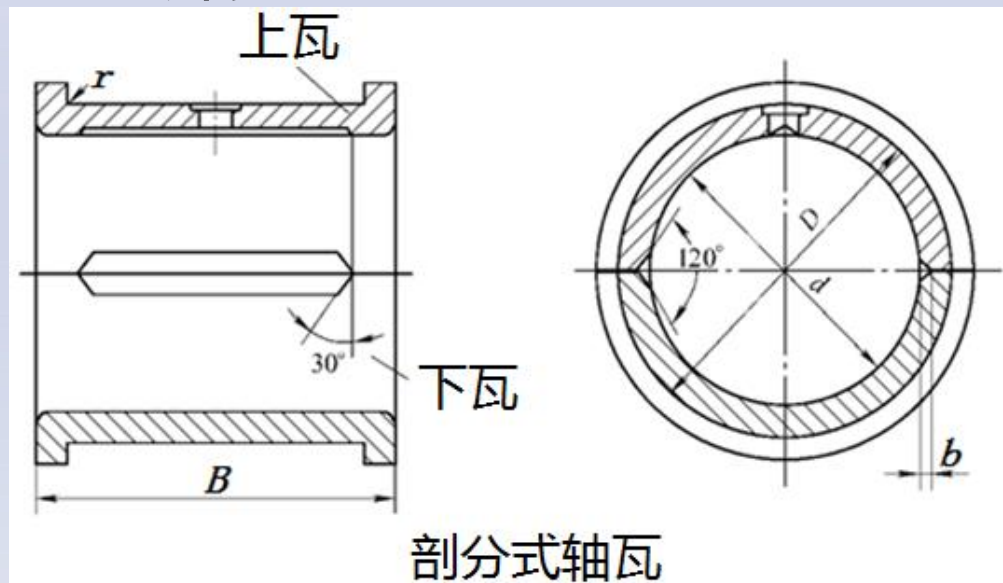
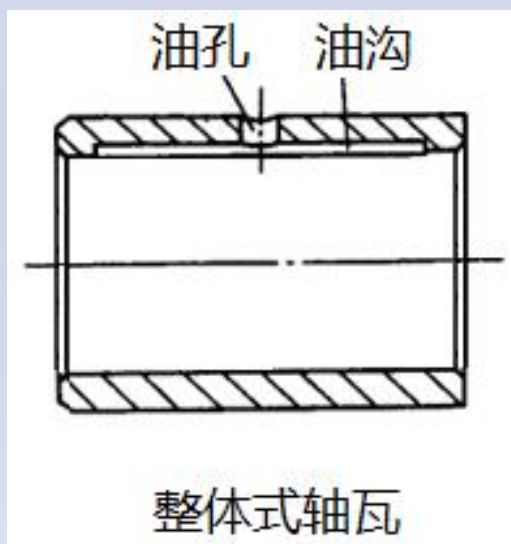


## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### ➤ 轴瓦

轴瓦是轴承与轴颈直接接触的零件，有**整体式**和**剖分式**，分别用于整体式轴承和剖分式轴承。

为了便于给轴承加注润滑油，在轴瓦上做出**油孔**与**油沟**，使摩擦表面得到润滑。





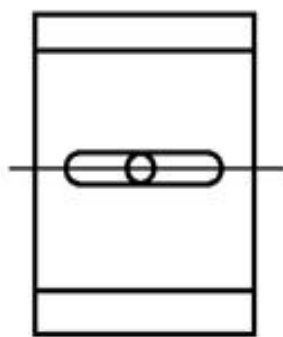


## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

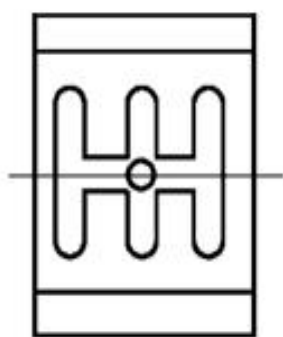
### ➤ 轴瓦

对**重要的轴承**，在轴瓦内表面还浇铸一层减摩性能好的衬里，称为**轴承衬**。轴承衬的厚度从0.5~6mm不等，可视轴承尺寸大小选定。为了保证轴承衬与轴瓦结合牢固，在轴瓦的内表面应制出沟槽。

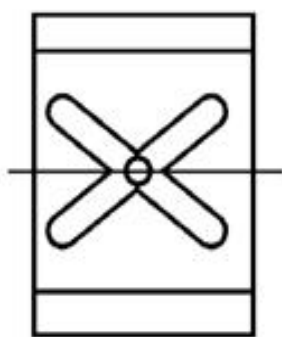
轴向油沟



周向油沟

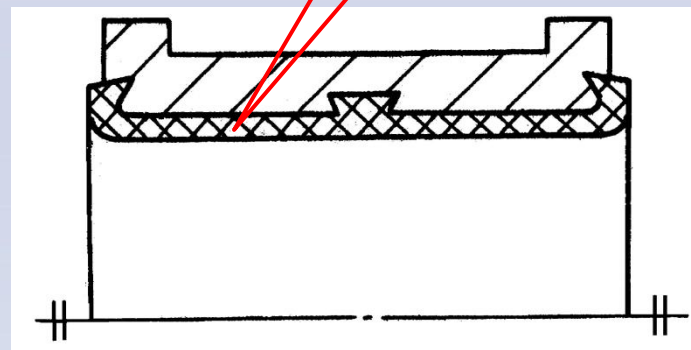


斜向油沟



剖分式轴瓦油沟形式

轴承衬



轴瓦和轴承衬的结合

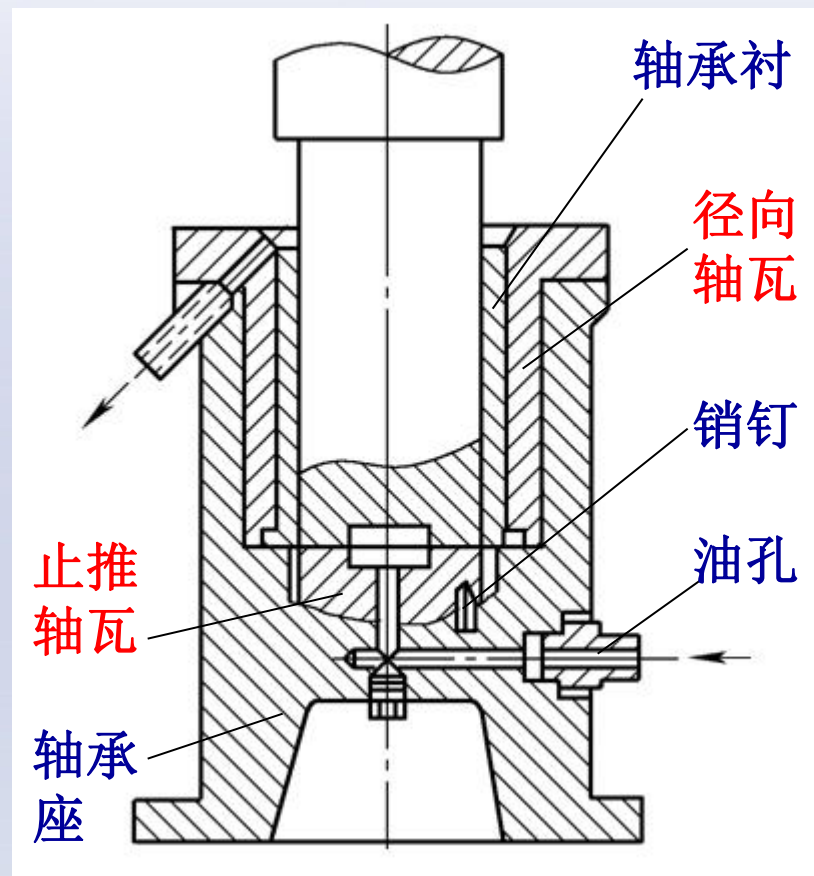




## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 二、推力滑动轴承的结构

推力滑动轴承主要由：**轴承座**、**轴承衬**、**径向轴瓦**、**止推轴瓦**等组成。轴的端面与止推轴瓦是轴承的主要工作部分，轴瓦的底部与轴承座为球面接触，可以自动调整位置，以保证轴承摩擦表面的良好接触。**销钉**是用来防止止推轴瓦随轴转动的。工作时润滑油从下部注入，从上部油管导出。

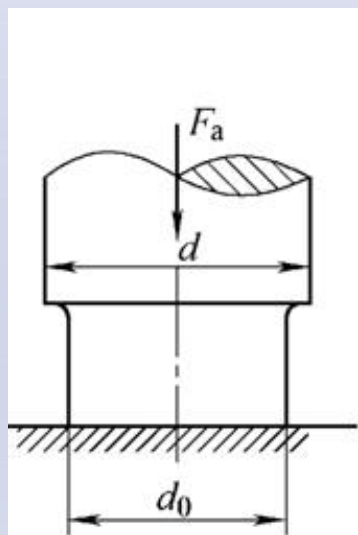




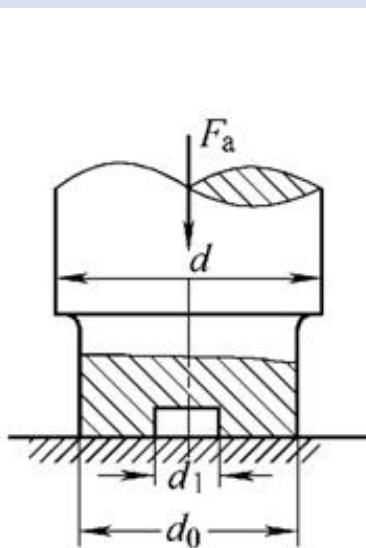
## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 二、推力滑动轴承的结构

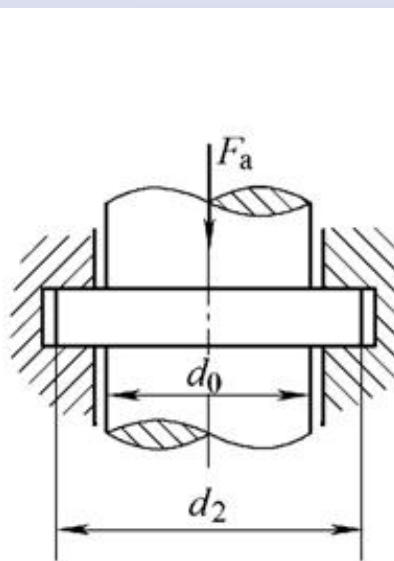
轴与轴瓦的接触部分称为**轴颈**，止推滑动轴承**轴颈**的常见形式有：实心式、空心式、单环式、多环式。



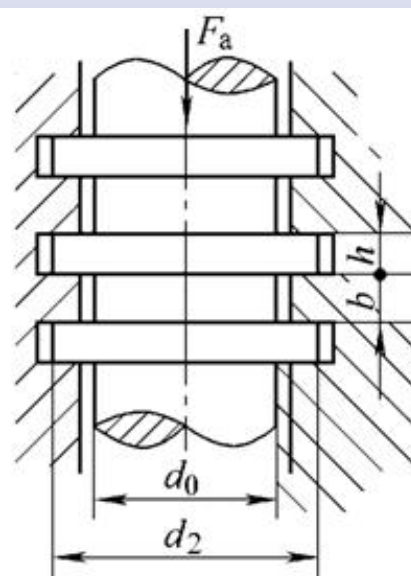
实心式



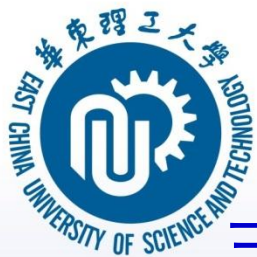
空心式



单环式



多环式



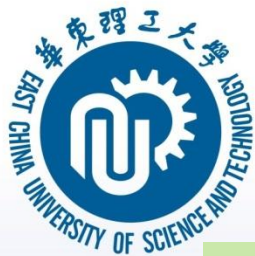
## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 三、轴承材料

轴承材料是指与轴颈直接接触的轴瓦或轴承衬的材料。由滑动轴承的失效形式推知，轴承材料应具有的性能。

#### 滑动轴承的失效形式

- 1、轴瓦与轴颈之间的摩擦，会使轴瓦表面产生磨损和胶合。
- 2、当有冲击载荷和变载荷时，会使滑动轴承产生疲劳破坏。
- 3、过高局部压力会使滑动轴承产生静强度破坏（塑性变形）。
- 4、当润滑油中混入硬的微粒、铁屑或其他污物时，会划伤轴瓦表面。
- 5、腐蚀性物质或润滑油变质会使轴瓦腐蚀、生锈等。



## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

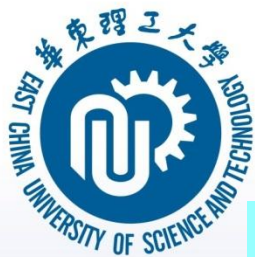
### 滑动轴承材料应具有的性能

1、足够的强度（抗压强度、抗冲击强度、疲劳强度和抗胶合能力）。

2、良好的减摩性、耐磨性和磨合性。

好的减摩性是指轴承材料具有较小的摩擦因数；好的耐磨性是指轴承材料抗磨损的能力强；磨合性是指新制造的轴承在机器试运转时易于磨合，使轴颈与轴承实际接触面积加大的性能。

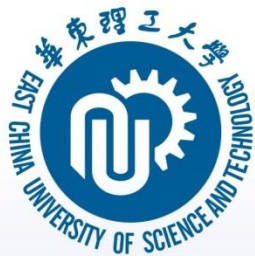
此外，轴承材料还应具有好的导热性、耐腐蚀性、工艺性以及价格低廉等特点。



## 第2节 非液体摩擦滑动轴承的结构和材料

### 滑动轴承常用的材料

- 1、**铸造轴承合金**（又称**巴氏合金**）：分为**锡锑**轴承合金和**铅锑**轴承合金两类。这两类合金分别以锡、铅作为基体，加入适量的锑铜、锑锡制成。这两类材料减摩性、磨合性好，抗胶合能力强，适用于高速和重载轴承。但合金的机械强度较低，价格较贵，故**只用做轴承衬**。
- 2、**铸造铜合金**：常用的**轴瓦材料**，强度高，减摩性、耐磨性和导热性都较好，可在较高的温度（可达 $250^{\circ}\text{C}$ ）下工作。但材料硬度较高，故要求轴颈也须有较高的硬度。
- 3、**铸铁**：性能不及铸造轴承合金和铸造铜合金，但价格低廉，适用于低速、轻载且无冲击的不重要的轴承。



## 第3节 滑动轴承的润滑

轴承润滑的目的：减小摩擦功率损耗、减轻磨损、冷却轴承、吸振和防锈等。为了保证轴承的正常工作和延长轴承寿命，必须正确地选择润滑剂和润滑装置。

### 一、润滑剂

滑动轴承常用的润滑剂有**润滑油**和**润滑脂**。在不宜使用油和脂的特殊场合，如低速、高温（通常不超过 $400^{\circ}\text{C}$ ）等工作条件时，可选用**固体润滑剂**，如石墨、二硫化钼等，也可将固体润滑剂与润滑油、润滑脂混合使用。

### 二、润滑装置

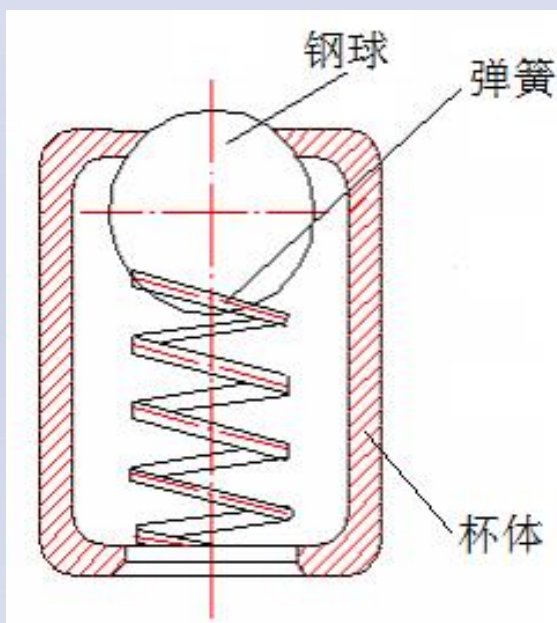




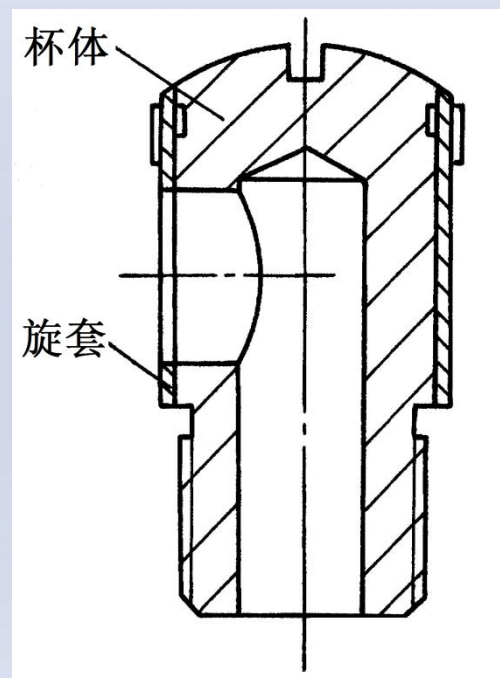
## 第3节 滑动轴承的润滑

### 二、润滑装置——油润滑轴承的润滑装置

1) 对**低速或间歇工作的不重要轴承**，可定期用油壶向轴承油孔注油。为防止杂物进入轴承，通常在油孔上加装**压配式压注油杯**或**旋套式油杯**。



压配式压注油杯



旋套式油杯



## 第3节 滑动轴承的润滑

### 二、润滑装置——油润滑轴承的润滑装置

2) 对**中速、高速**和**连续运转的重要轴承**应连续供油，常用的润滑装置有：

- 针阀式油杯
- 油环
- 油绳式油杯

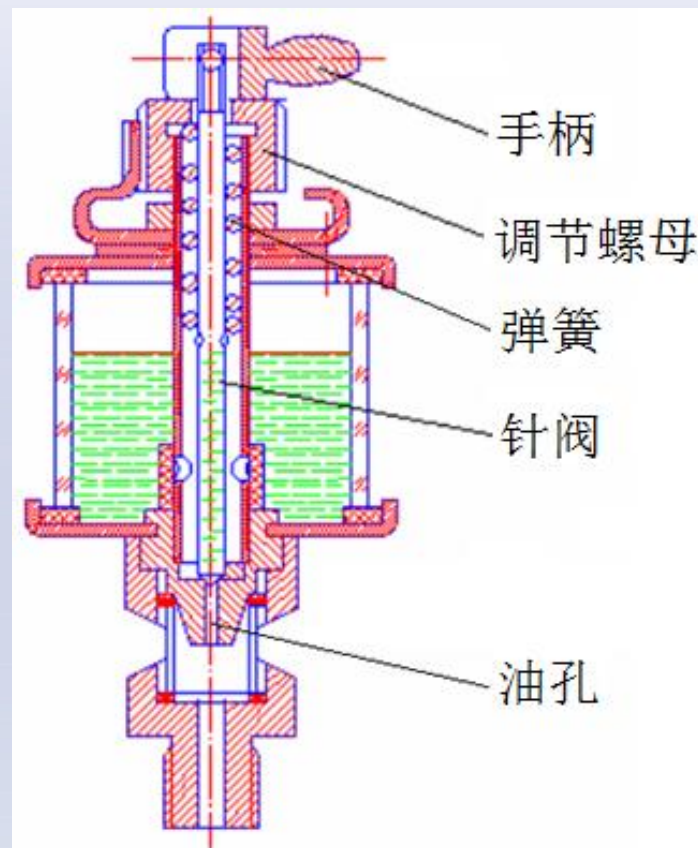


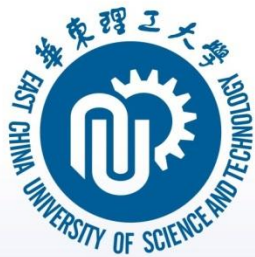
## 第3节 滑动轴承的润滑

### 二、润滑装置——油润滑轴承的润滑装置

#### 针阀式油杯

当手柄直立时，针阀杆被提起，油杯底部的油孔被打开，润滑油通过油孔自动流入轴承。当手柄改变成水平位置时，针阀杆在弹簧作用下下压堵住油孔，供油停止。加油量的多少，可以通过旋转调节螺母以改变针阀杆的提升量来加以控制。



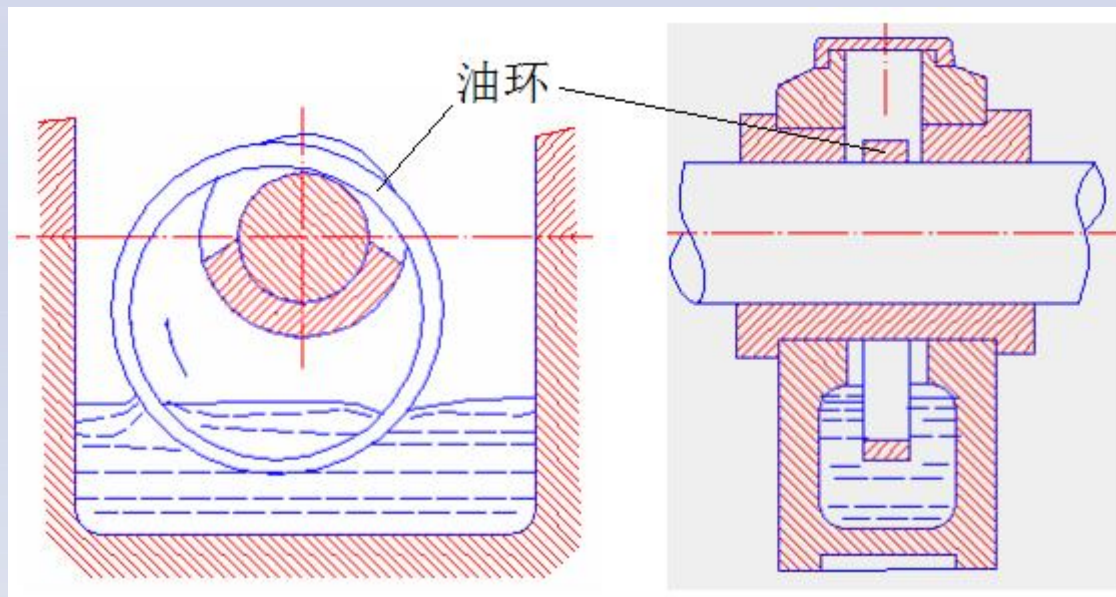


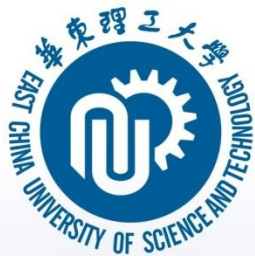
## 第3节 滑动轴承的润滑

### 二、润滑装置——油润滑轴承的润滑装置

#### 油环

在上轴瓦开槽处有一个套在轴颈上的油环，油环下部浸在油池中。轴颈旋转时，依靠摩擦力带动油环旋转，把油带到轴颈上，使轴承得到润滑。只能用于轴水平布置且连续工作、轴颈转速在 $100\sim 2000\text{r/min}$ 范围内的轴承。





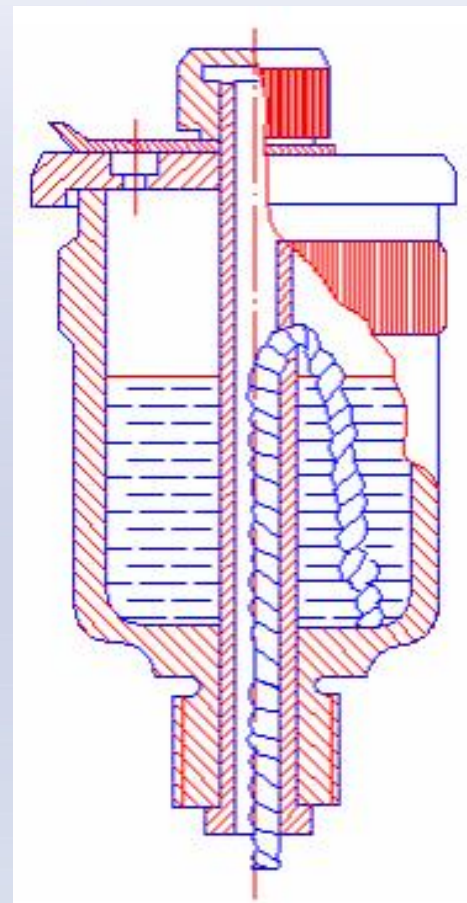
## 第3节 滑动轴承的润滑

### 二、润滑装置——油润滑轴承的润滑装置

#### 油绳式油杯

油绳式油杯，把用毛线或棉线拧成的芯捻浸在油池内，利用毛细管作用，将油不断地滴入轴承。

这种油杯不能调节供油量，且轴承工作或不工作，它都在供油。





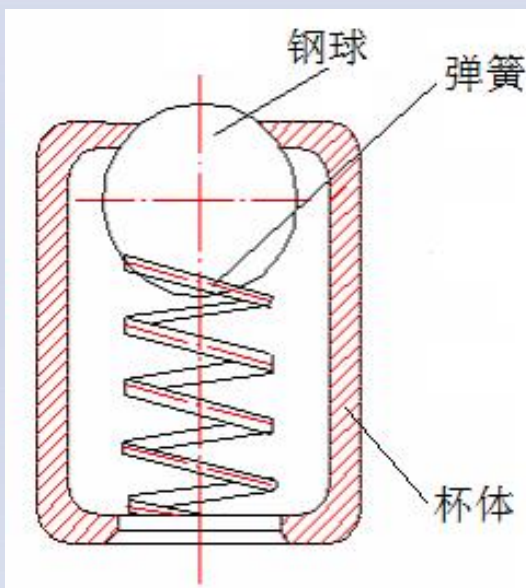


## 第3节 滑动轴承的润滑

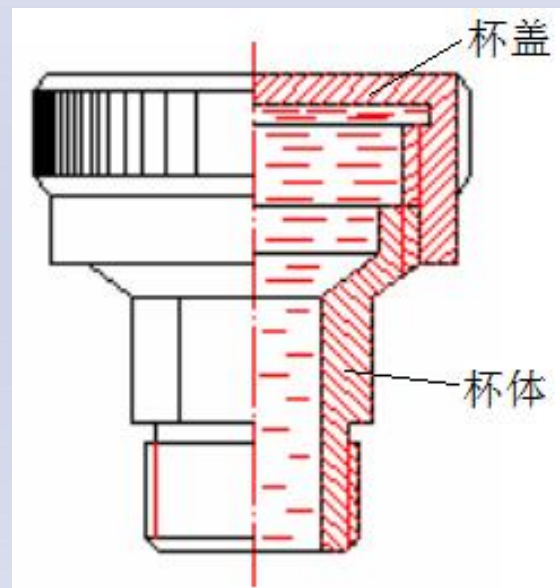
### 二、润滑装置——脂润滑轴承的润滑装置

脂润滑轴承通常是间歇供油，常用的润滑装置有：

- 1) **压配式压注油杯**：可用油枪将润滑脂注入油杯润滑轴承
- 2) **旋盖式油杯**：转动杯盖即可将杯体中的润滑脂挤入轴承。



压配式压注油杯



旋盖式油杯





## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

非液体摩擦滑动轴承的设计计算：首先确定结构尺寸，然后进行校核性计算。

设计的已知条件：轴颈直径、转速、载荷情况和工作要求。

一、径向滑动轴承的设计

二、止推滑动轴承的计算



## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

### 一、径向滑动轴承的设计

#### 1、确定轴承结构及轴瓦材料

根据工作条件和要求，确定轴承的结构，选取轴瓦材料。

#### 2、选取轴承的宽径比

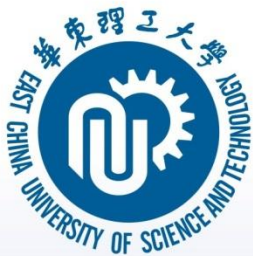
一般情况下取轴承的宽径比 $b/d=0.5\sim 1.5$ ，在选定 $b/d$ 后由轴径 $d$ 计算轴承宽度。

#### 3、校核轴承的工作能力

轴承工作能力计算主要包括（**耐磨性计算**）：

(1) 验算轴承的平均压强 $p$     (2) 验算轴承的 $pv$ 值

#### 4、确定轴承与轴颈之间的间隙



## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

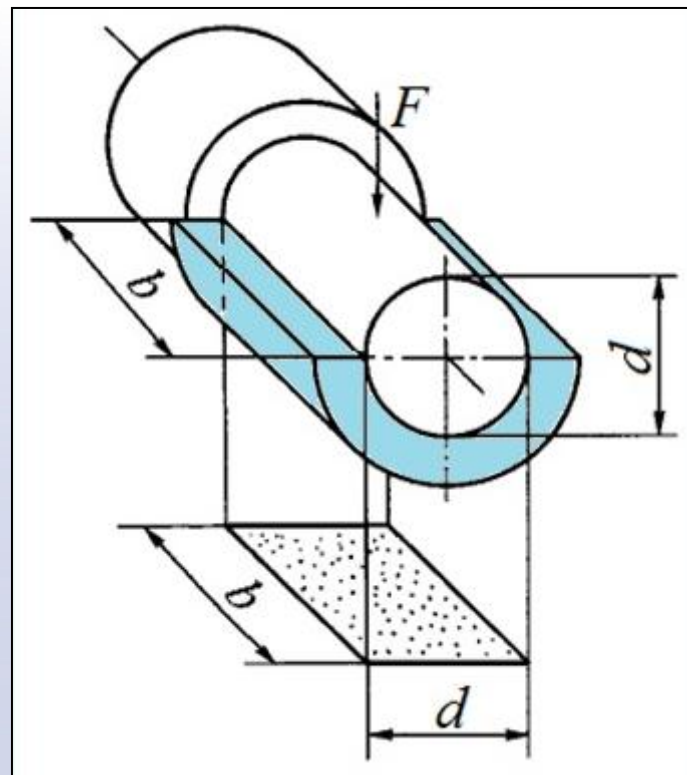
### 3、校核轴承的工作能力

#### (1) 验算轴承的平均压强 $p$

为防止轴承产生过度磨损，应限制轴承的平均压强，即：

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

式中， $F$  是轴承承受的径向载荷； $bd$ 是轴承受压面在垂直于载荷 $F$ 方向的投影面积， $b$ 为轴承宽度， $d$ 为轴颈直径； $[p]$ 是轴承材料的许用平均压强。





## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

### 3、校核轴承的工作能力

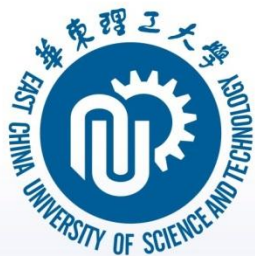
#### (2) 验算轴承的 $pv$ 值

为了防止轴承工作时产生过高的热量而导致摩擦面的胶合破坏，应限制轴承单位面积的摩擦功率 $pv\mu$ ，其中摩擦因数 $\mu$ 可近似认为是常数，故 $pv$ 越大，摩擦功率越大，温升越高。

限制 $pv$ 值即限制单位面积上的摩擦功率，即

$$pv = \frac{F}{bd} \left( \frac{\pi nd}{60 \times 1000} \right) = \frac{Fn}{19100b} \leq [pv]$$

式中， $F$ 是轴承承受的径向载荷； $v$ 是轴颈的圆周速度(m/s)； $n$ 是轴的转速(r/min)； $[pv]$ 是轴承材料的许用 $pv$ 值(MPa·m/s)。



## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

### 4、确定轴承与轴颈之间的间隙

轴承与轴颈之间的间隙是通过选择适当的**轴、孔配合**实现。根据工作条件和使用要求先确定轴承与轴颈间的平均间隙，根据此间隙再选择适当的配合。

**连续或往复运动的通用机械**

$$\Delta = 0.001d + 0.025$$

**粗糙的或作间歇运动的机械**

$$\Delta = 0.003d + 0.1$$

$\Delta$ 是轴承与轴颈之间的**平均间隙**(mm);  $d$ 是轴颈直径(mm)。

注：上述平均间隙计算公式适用于轴承材料为**铸造轴承合金**的轴承。轴承材料为**铸造铜合金**时，应将上述计算值**乘以1.5**作为平均间隙值。



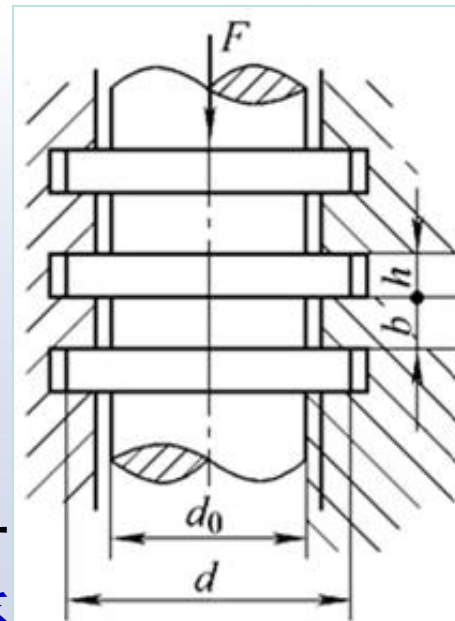
## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

### 二、止推滑动轴承的计算

#### 1、验算轴承的压强 $p$

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

$F$  是轴承承受的轴向载荷； $d_0$ 、 $d$ 是轴颈内、外径，一般取 $d=(1.25\sim 1.8)d_0$ ； $z$ 是轴环数； $\varphi$ 是支承面积减小系数，有油沟 $\varphi=0.8\sim 0.9$ ，无油沟 $\varphi=1.0$ ； $[p]$ 是轴承材料的许用压强。



#### 2、验算轴承的 $pv_m$

$$pv_m \leq [pv]$$

$$v_m = \frac{\pi n d_m}{60 \times 1000}$$

$$d_m = \frac{d + d_0}{2}$$

$v_m$ 是轴颈平均直径处的圆周速度（m/s）； $d_m$ 是轴颈的平均直径（mm）； $[pv]$ 是轴承材料的许用 $pv$ 值（MPa·m/s）。





## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

【例8-1】已知一起重机卷筒的滑动轴承，承受径向载荷  $F=10^5\text{N}$ ，轴颈直径  $d=85\text{mm}$ ，转速  $n=10\text{r/min}$ ，试按非液体摩擦状态设计此轴承。

【解】

### 1. 选择轴承类型和材料

轴承承受径向载荷，选择剖分式径向滑动轴承；

轴承的载荷大，转速低，选择轴瓦材料  $\text{ZCuAl10Fe3}$

由表12-1轴瓦材料的  $[p]=15\text{MPa}$ 、 $[pv]=12\text{MPa}\cdot\text{m/s}$

### 2. 选取轴承的宽径比

取  $b/d=1$ ，轴承宽度  $b=85\text{mm}$



## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

### 3. 校核轴承的工作能力

轴承的平均压强

$$p = \frac{F}{bd} = \frac{10^5}{85 \times 85} = 13.84 \text{ MPa}$$

轴承的 $pv$ 值

$$pv = p \frac{\pi nd}{60 \times 1000} = 13.84 \times \frac{\pi \times 10 \times 85}{60 \times 1000} = 0.62 \text{ MPa} \cdot \text{m} / \text{s}$$

判断轴承的工作能力

由于  $p < [p]$ ,  $pv < [pv]$  , 故工作能力满足要求。



## 第4节 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

### 4. 计算轴承的平均间隙，选择配合

计算平均间隙

$$\begin{aligned}\Delta &= 1.5 \times (0.001d + 0.025) \\ &= 1.5 \times (0.001 \times 85 + 0.025) = 0.165mm\end{aligned}$$

轴承配合 根据计算平均间隙，由附表12-1，选取配合H9/e9

配合的最大间隙  $\Delta_{\max}=0.246mm$

配合的最小间隙  $\Delta_{\min}=0.072mm$

实际平均间隙

$$\Delta' = \frac{\Delta_{\max} + \Delta_{\min}}{2} = \frac{0.246 + 0.072}{2} = 0.159mm$$

**结论：** 轴承实际平均间隙与计算平均间隙很接近，故所选配合可用



## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

滚动轴承是**标准件产品**，设计时可根据载荷的大小与性质、转速高低、旋转精度等条件进行**选用**。

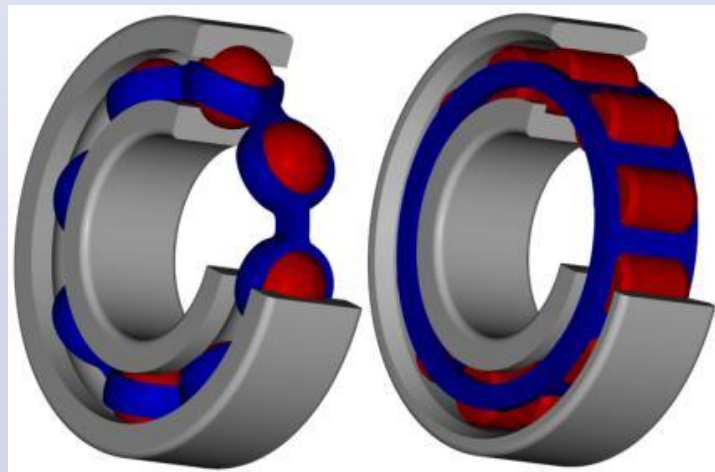
### 一、滚动轴承的结构

滚动轴承由**外圈**、**内圈**、**滚动体**和**保持架**组成。

### 二、滚动轴承的类型

滚动轴承的类型很多，按**承受载荷的作用方向**，滚动轴承可分成两大类，即：

{	向心轴承
	推力轴承

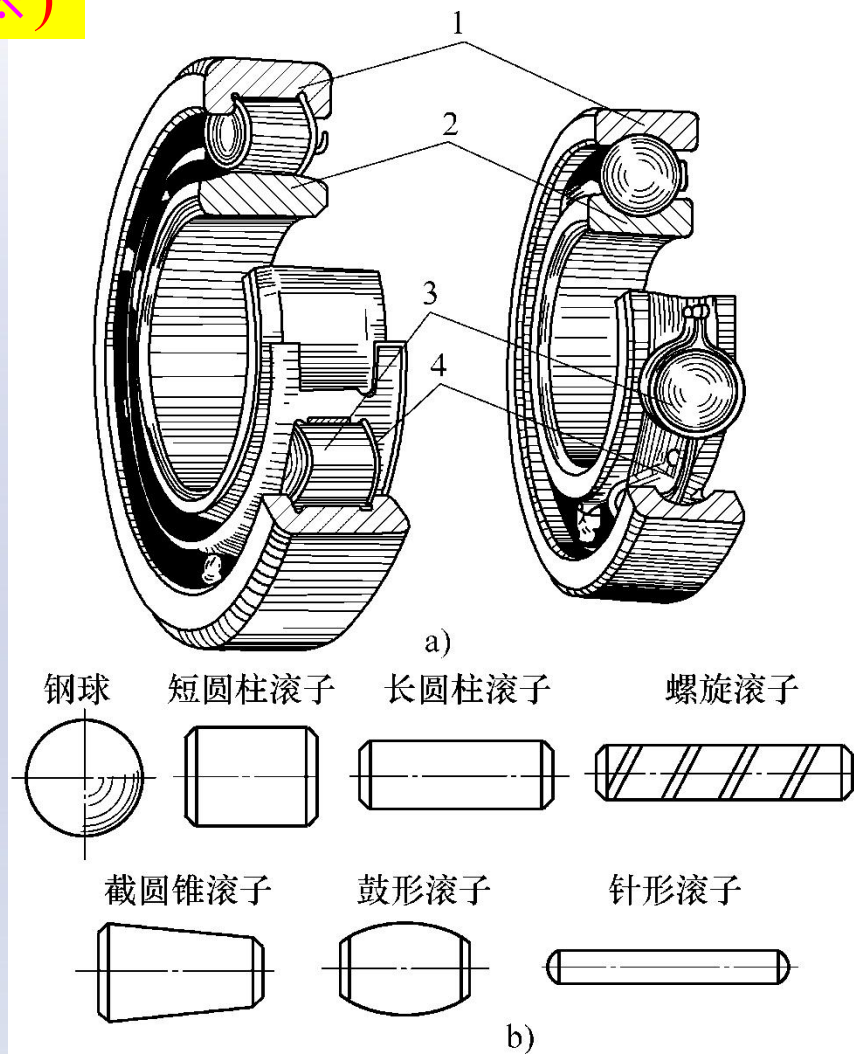
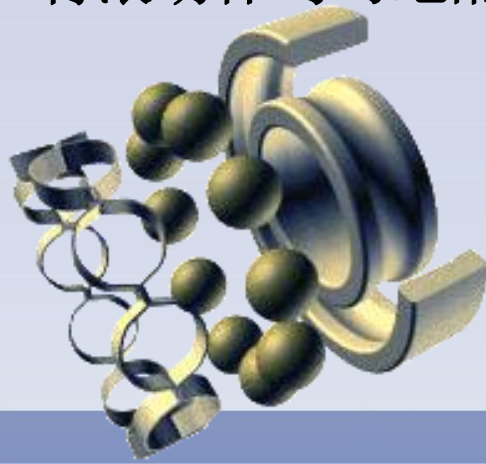


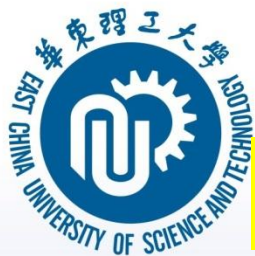


# 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

## 一、滚动轴承的结构(※※)

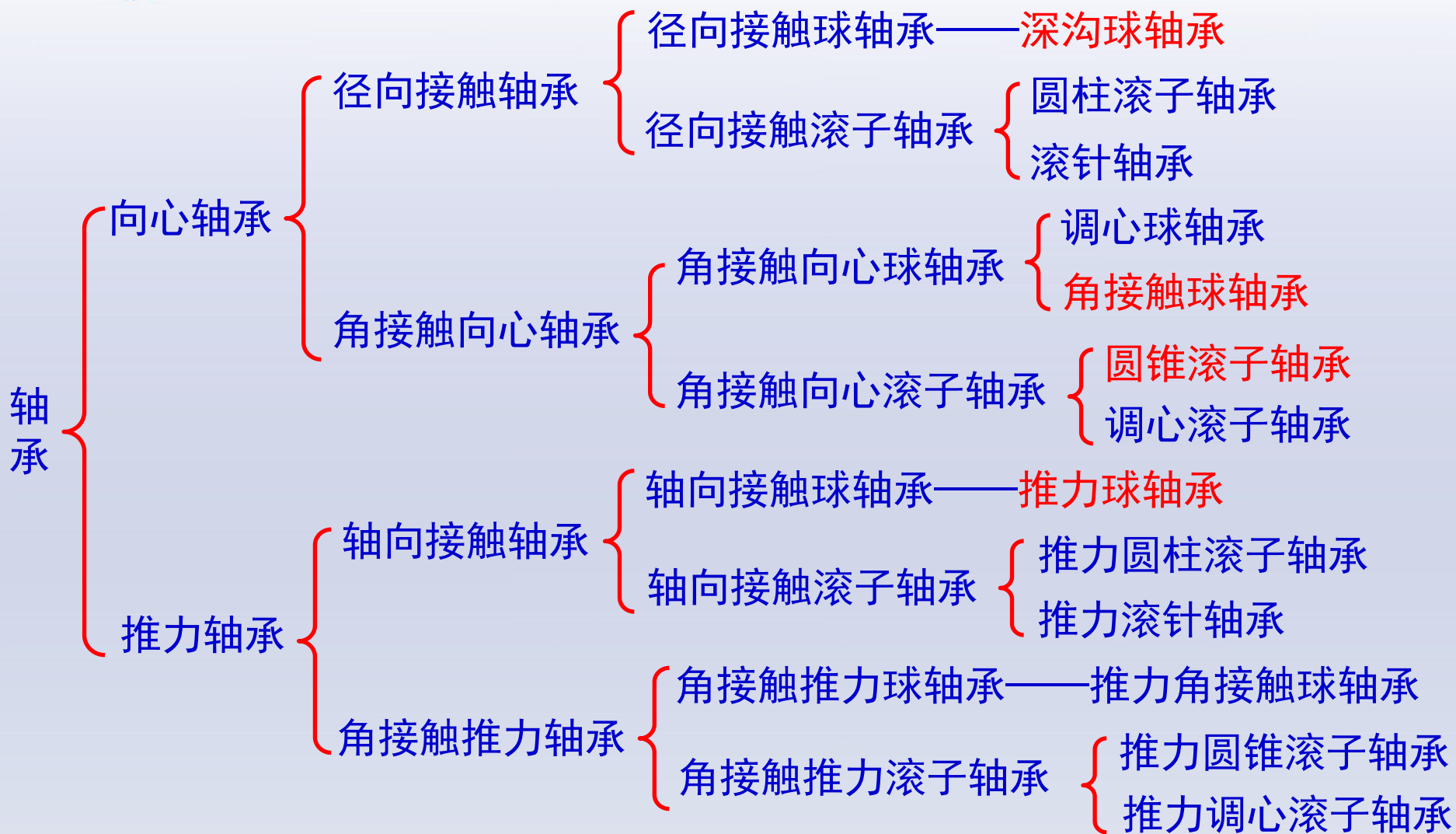
- ◆ **外圈1**：有沟槽，与轴承座孔装配。
- ◆ **内圈2**：有沟槽，与轴颈装配，与轴一起回转。
- ◆ **滚动体3**：在内、外圈滚道间滚动，传递载荷，实现滚动摩擦。有球形和滚子两大类。
- ◆ **保持架4**：将滚动体均匀地隔开。



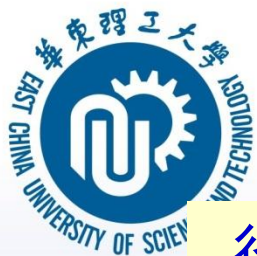


# 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

## 二、滚动轴承的类型





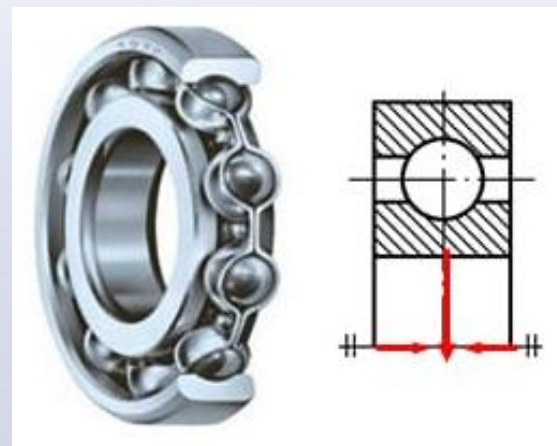


## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

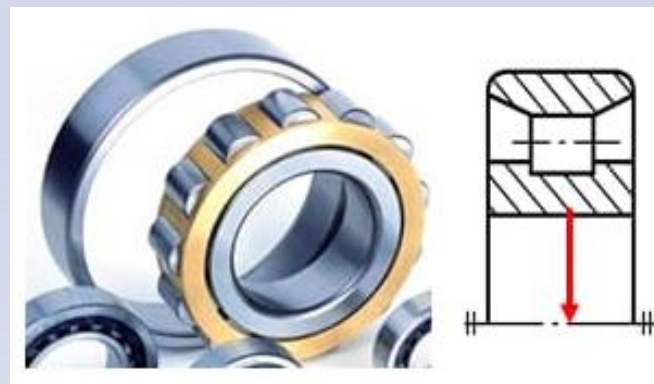
### 径向接触轴承

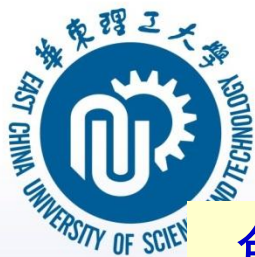
轴承主要用于承受径向载荷，有：

**深沟球轴承**：主要用于承受径向载荷，也能承受一定的轴向载荷。高速时可代替推力球轴承承受不大的纯轴向载荷。



**圆柱滚子轴承**：结构上分外圈无挡边和内圈无挡边两种类型。轴承内、外圈沿轴向可作相对移动，属于分离型轴承。能承受大的径向载荷，但不能承受轴向载荷。适用于轴的刚性较大、两轴承孔同轴度好的场合。



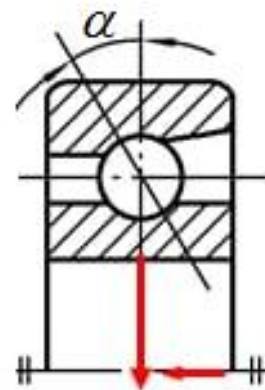


## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

### 角接触向心轴承

轴承主要用于承受径向载荷，也可以承受一定的轴向载荷。

**角接触球轴承**：能同时承受径向和单向轴向载荷，也能承受纯轴向载荷。轴承的接触角，即滚动体与外圈接触处的法线与垂直于轴承轴心线的平面之间的夹角 $\alpha$ ，简称接触角， $\alpha$ 有 $15^\circ$ 、 $25^\circ$ 和 $40^\circ$ 三种，接触角越大，轴承承受轴向载荷的能力就越强。



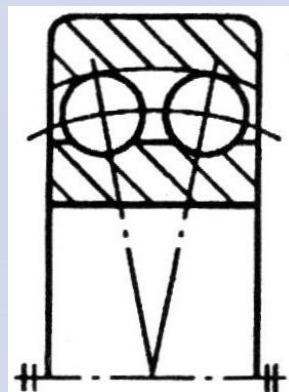
轴承应**成对使用**、**反向安装**，通常分别装在两个支点上。

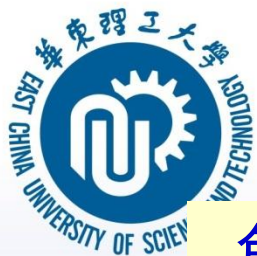


## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

### 角接触向心轴承

**调心球轴承：**轴承外圈滚道是以轴承中心为球心的球面，能自动调心。其允许轴承内、外圈轴线的偏转角较大，一般为 $2^{\circ} \sim 3^{\circ}$ ，能承受径向载荷和较小的轴向载荷。





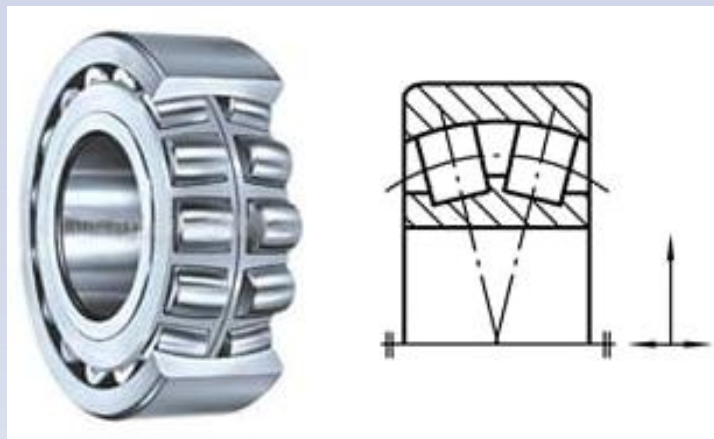
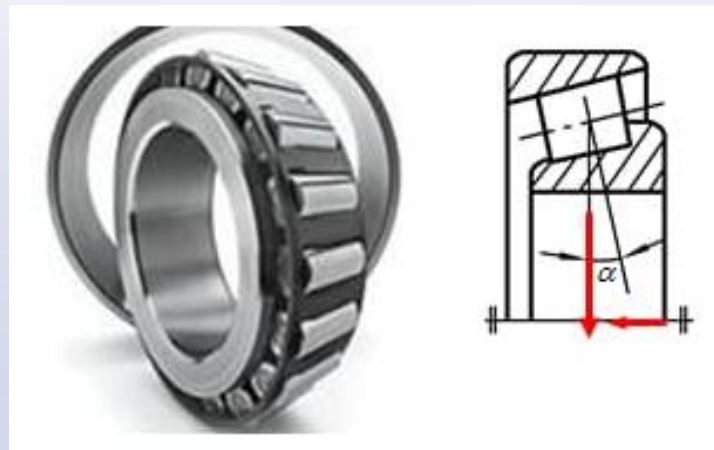
## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

### 角接触向心轴承

**圆锥滚子轴承：**能同时承受较大的径向和单向轴向载荷。内、外圈沿轴向可以分离，故轴承的装拆方便，轴承间隙可调。

轴承应成对使用，反向安装。

**调心滚子轴承：**轴承能自动调心，内、外圈轴线允许的偏转角为 $2.5^\circ$ ，能承受大的径向载荷和小的轴向载荷。





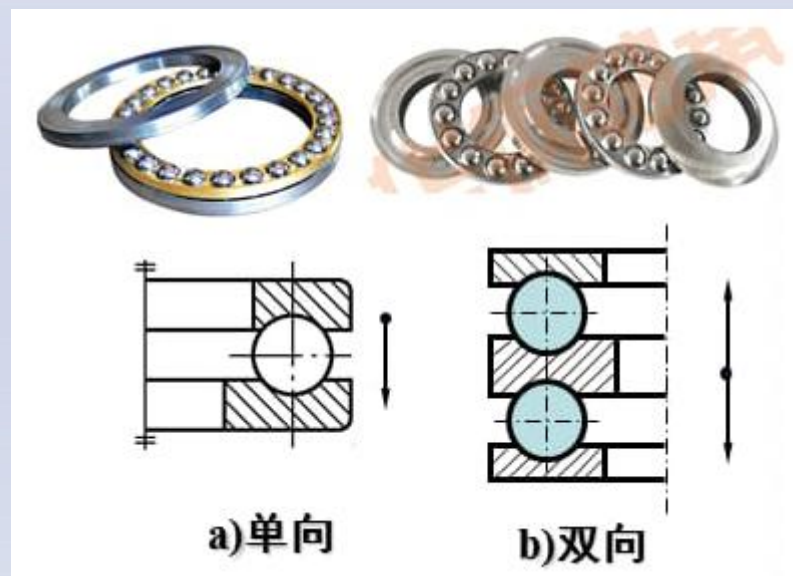
## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

### 轴向接触轴承

轴承只能承受轴向载荷，亦称**推力轴承**，分为单、双向两种。

轴承两个套圈的内孔直径不同。直径较小的套圈紧配在轴颈上，称为**轴圈**；直径较大的套圈安放在机座上，称为**座圈**。由于套圈上滚道深度浅，当转速较高时滚动体的离心力大，轴承对滚动体的约束力不够，故允许的转速较低。

应用：轴向载荷大，转速不高的场合。



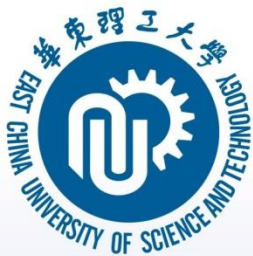
推力球轴承



滚动轴承代号由前置代号、基本代号和后置代号构成。

前置代号	基本代号					后置代号							
成套轴承分部件代号	5	4	3	2	1	内部结构代号	密封与防尘结构代号	保持架及其材料代号	特殊轴承材料代号	公差等级代号	游隙代号	多轴承配置代号	其他代号
	类型代号	尺寸系列代号		内径代号									
		宽度系列代号	直径系列代号										





## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

**1. 基本代号**——滚动轴承代号的基础，由类型代号、尺寸系列代号和内径代号组成。

1) **类型代号** 由**数字或大写拉丁字母**表示轴承类型，如6表示深沟球轴承，7表示角接触球轴承，N表示圆柱滚子轴承。

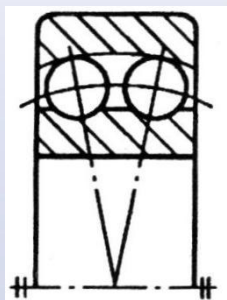
2) **尺寸系列代号** 由轴承的**宽（高）度系列代号**和**直径系列代号**组合而成。其中：宽度系列代号表示内、外径相同的同类轴承宽度的变化，宽度系列代号为0时，在轴承代号中通常省略（在调心滚子轴承和圆锥滚子轴承中不可省略）；直径系列代号表示内径相同的同类轴承有几种不同的外径和宽度。

3) **轴承的内径代号**

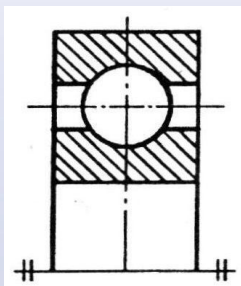


## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

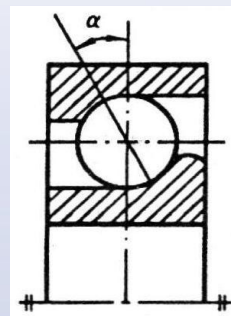
类型代号：由数字或大写的拉丁字母表示轴承类型。



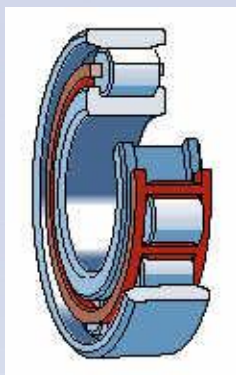
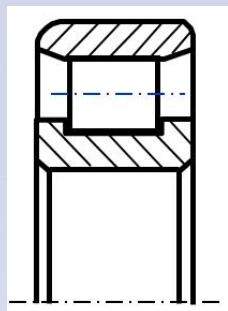
**1** 调心球轴承



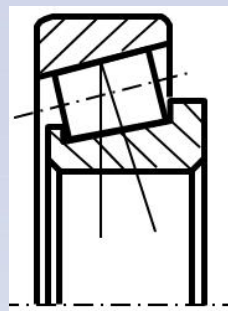
**6** 深沟球轴承



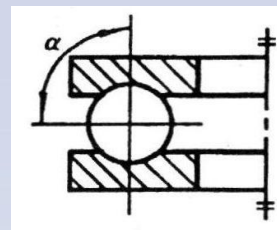
**7** 角接触球轴承



**N** 圆柱滚子轴承



**3** 圆锥滚子轴承



**5** 推力球轴承



## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

内径代号：用两位数字表示轴承的内径尺寸

内径 $d=10\sim 480\text{mm}$ （22mm、28mm、32mm除外）的轴承，内径代号为：

内径代号	00	01	02	03	04~96
轴承内径（mm）	10	12	15	17	内径代号 $\times 5$

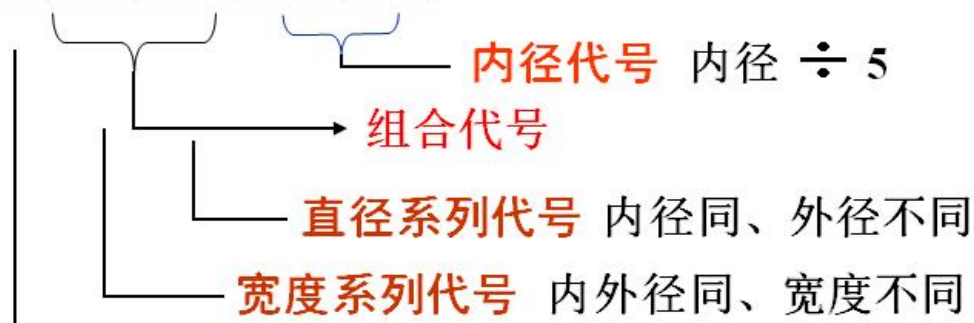
内径小于10mm和大于480mm（包括22mm、28mm、32mm）的轴承，内径代号用内径毫米数直接表示，只是与直径系列代号用“/”分开。

例如，基本代号6222表示轴承内径110mm，直径系列代号为2，宽度系列代号为（0），省略不写，类型代号6为深沟球轴承；基本代号为62 / 22，则表示轴承内径为22mm。

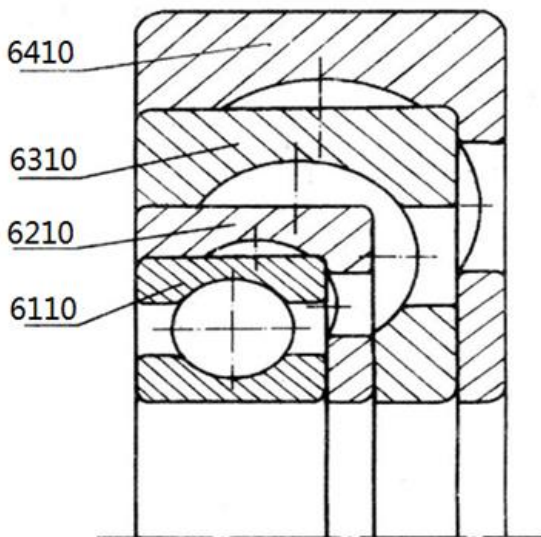
# 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

## 基本代号

6	1	2	0	6
---	---	---	---	---



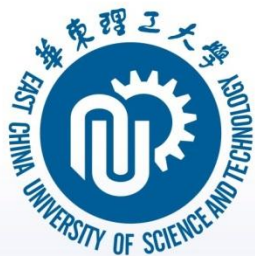
## 类型代号



代号	0、1	2	3	4
直径	特轻	轻	中	重

代号	0	1	2	3~6
宽度	窄	正常	宽	特宽

宽度系列为“0”一般可以省略标注  
(调心滚子轴承与圆锥滚子轴承要标注)

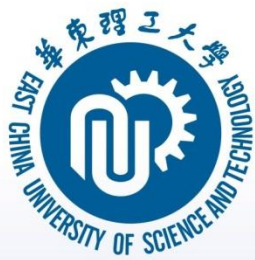


## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

【例8-2】说明轴承代号6215、30208/P6x 和7310C/P5的含义。

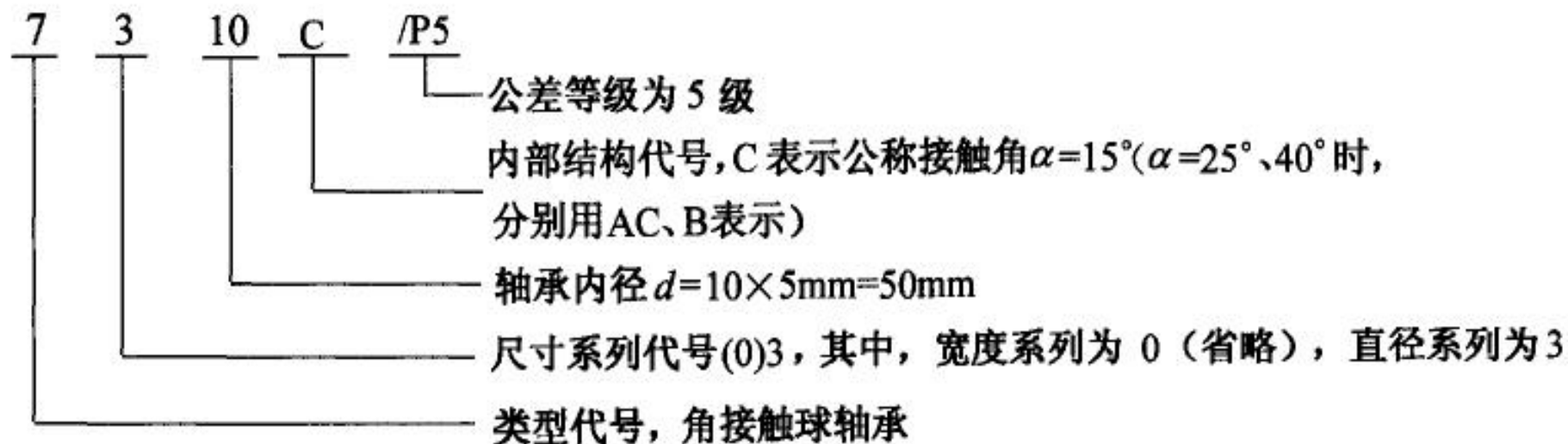






## 第6节 滚动轴承的结构、类型和代号

【例8-2】说明轴承代号6215、 30208/P6x 和7310C/P5的含义



对于常用的、结构上无特殊要求的轴承, 轴承代号由**基本代号**和**公差等级代号**组成。





## 第7节 滚动轴承类型的选择

设计滚动轴承时，首先要解决的问题就是类型的选择。

在选择滚动轴承类型时，应**综合考虑**：

- 轴承所受载荷的方向、大小和性质
- 轴承的调心性能
- 轴承的转速
- 安装空间尺寸的限制
- 经济性



## 第7节 滚动轴承类型的选择

### ➤ 轴承所受载荷的方向、大小和性质

- 1) 受纯径向载荷作用时，选用径向接触轴承。
- 2) 受纯轴向载荷作用时，选用轴向接触轴承。
- 3) **同时承受径向载荷 $F_R$ 和轴向载荷 $F_A$ 作用的轴承**，根据两者的比值 ( $F_A/F_R$ ) 来确定：

$F_A$  相对于  $F_R$  较小，选用深沟球轴承，或接触角不大的角接触球轴承，以及圆锥滚子轴承；反之，可选用接触角较大的角接触球轴承； $F_A$  比  $F_R$  大很多时，应考虑采用径向接触轴承与推力轴承相组合的结构类型，如深沟球轴承与推力球轴承的组合等。

- 4) 相同外廓尺寸的条件下，一般滚子轴承比球轴承的承载能力大，抗冲击能力强，故当载荷较大或有振动和冲击时宜选用滚子轴承。

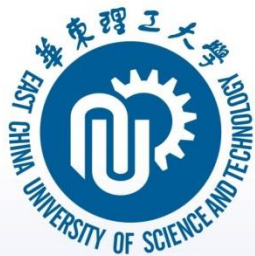


## 第7节 滚动轴承类型的选择

### ➤ 轴承的调心性能

对因支点跨距大而使轴刚性较差，或因两轴承座孔的同轴度低等原因而使轴挠曲时，应选用允许内、外圈轴线有较大相对偏斜的调心轴承。

圆柱滚子轴承因对内、外圈轴线的偏斜极为敏感，故不能用于轴的刚性差或轴承座孔同轴度低的场合。



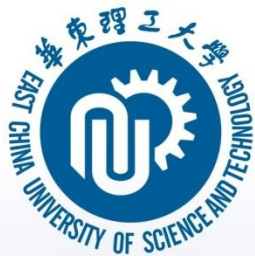
## 第7节 滚动轴承类型的选择

### ➤ 轴承的转速

当轴的转速较高时，需要考虑轴承的极限转速性能，通常在设计时应使轴承的工作转速**低于其极限转速**。

一般，球轴承的极限转速要高于滚子轴承；推力轴承的极限转速要低于其他类型的轴承。因此，在高转速下考虑采用接触角大的角接触轴承来代替推力球轴承；在高速、轴向载荷较小时，可采用深沟球轴承代替推力球轴承。

在内径相同的同一类型轴承中，外径越大的轴承，其极限转速越低。



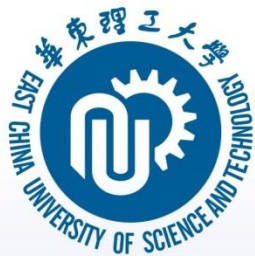
## 第7节 滚动轴承类型的选择

### ➤ 安装空间尺寸的限制

若轴承的径向尺寸受到限制，可选用同一类型、相同内径轴承中外径较小的型号；若轴承的轴向尺寸受到限制，宜选用窄系列的轴承。

### ➤ 经济性

公差等级越高的轴承，价格越高。当公差等级相同时，球轴承比滚子轴承价廉，所以在满足基本要求的前提下应优先选用球轴承。同型号、不同公差等级的轴承价格相差很大，对高精度轴承应慎重选用。



## 第8节 滚动轴承的组合设计

为了保证轴承的正常工作，除了合理选择轴承的类型和尺寸之外，还必须**综合考虑以下问题**，进行轴承的组合设计。

- 一、滚动轴承轴系的固定
- 二、滚动轴承组合结构的调整
- 三、滚动轴承的配合
- 四、滚动轴承的装拆
- 五、滚动轴承的润滑
- 六、滚动轴承的密封





## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 一、滚动轴承轴系的固定

轴系固定的目的是防止轴工作时发生轴向窜动，保证轴上零件有确定的工作位置。

检验轴系固定与否的标志，是看轴受轴向外载荷作用时，**力能否有效而且正确地传到机架上去。**

径向接触轴承与向心角接触轴承支承的轴系，常用的固定方式：

- 1、两端固定支承
- 2、一端固定一端游动支承

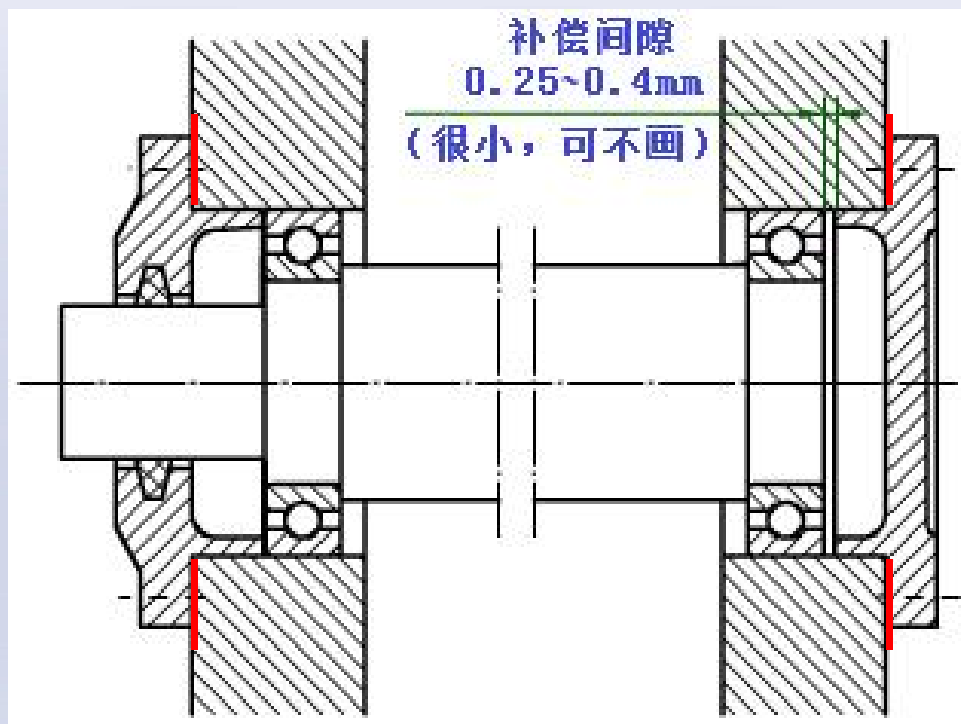


## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 1、两端固定支承

每一个支承只能限制轴的单向移动，两个支承合起来才能限制轴的双向移动。

为补偿轴的受热伸长，对**深沟球轴承**，可在轴承外圈与轴承端盖之间留有补偿间隙 $\Delta=0.25\sim0.4\text{mm}$ （可通过增减轴承盖与箱体间**调整垫片**的厚度实现）；对**向心角接触轴承**，应在安装时使轴承内留有轴向间隙，但间隙不宜过大，否则会影响轴承的正常工作。



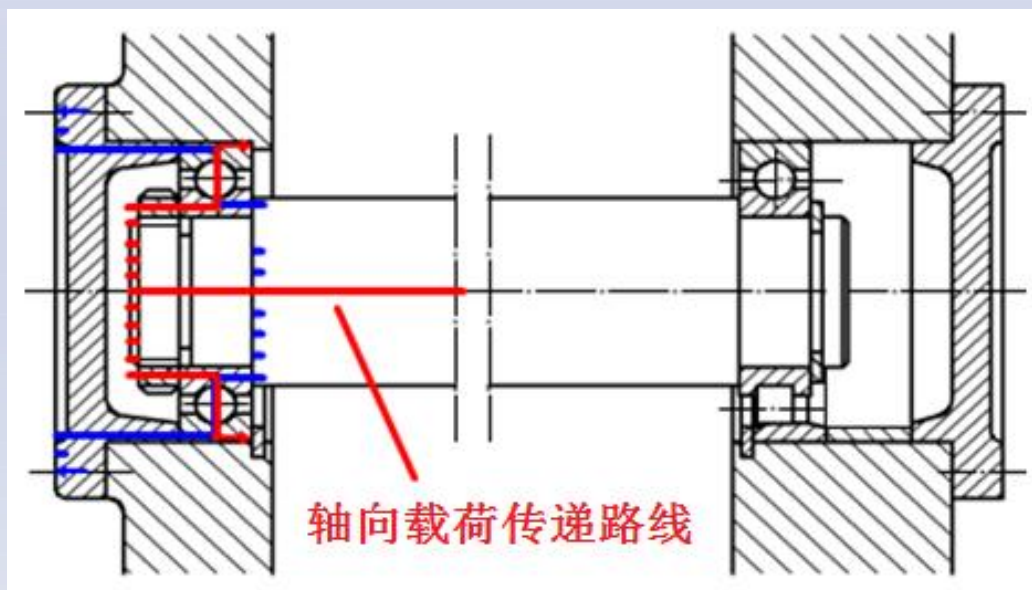
固定方式结构简单，安装调整容易，适用于工作温度变化不大和较短的轴。



## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 2、一端固定一端游动支承

左支承的轴承内、外圈两侧均固定，限制了轴的双向移动；而右支承轴承外圈两侧都不固定，当轴伸长或缩短时轴承可随之作轴向游动。为防止轴承从轴上脱落，游动支承轴承内圈两侧应固定。这种固定方式的结构比较复杂，但工作稳定性好，适用于工作温度变化较大的长轴。





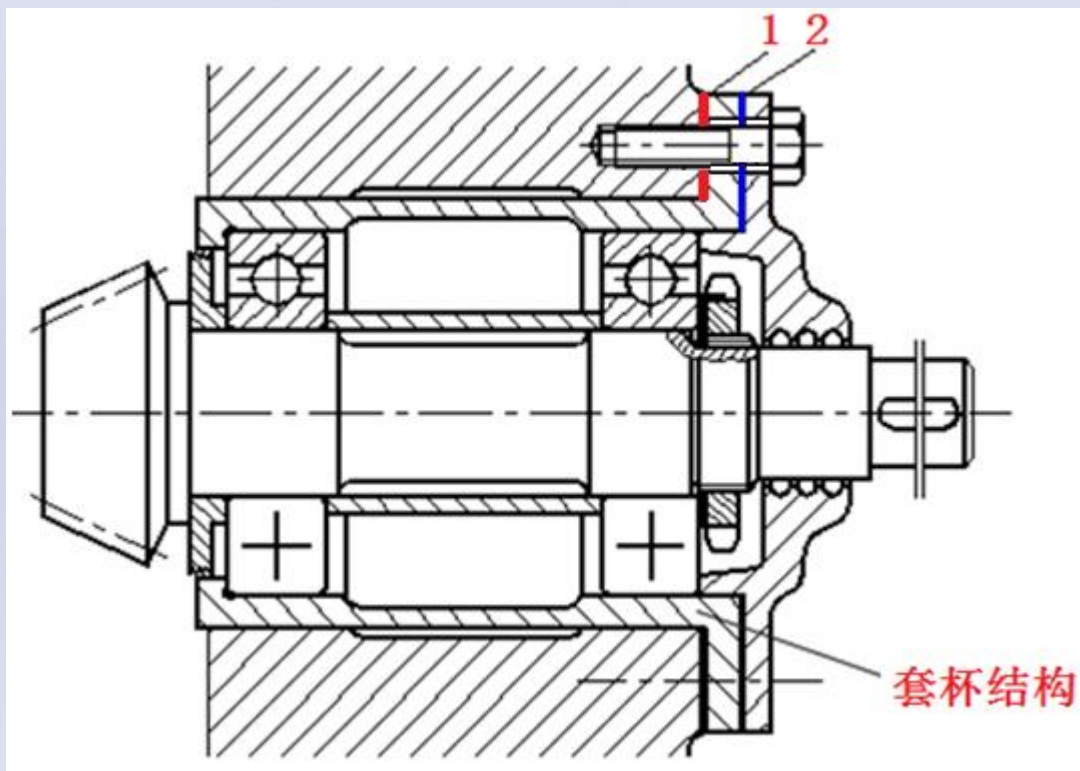
## 第8节 滚动轴承的组合设计

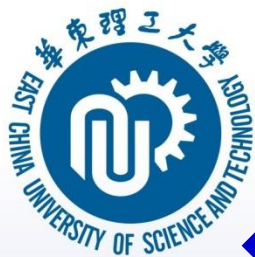
### 二、滚动轴承组合结构的调整

滚动轴承组合结构的调整包括

轴承间隙的调整  
轴系轴向位置的调整

如图，小锥齿轮轴的轴承组合结构，轴承装在轴承套杯内，通过加减**垫片1**的厚度来调整轴承套杯的轴向位置，即可调整锥齿轮的轴向位置。**垫片2**用于调整轴承间隙。





## 第8节 滚动轴承的组合设计

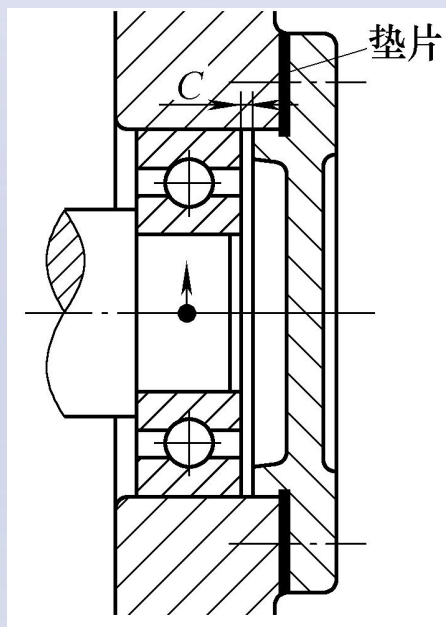
### ◆ 轴承间隙的调整

轴承间隙的大小将影响轴承的旋转精度、轴承寿命和传动零件工作的平稳性，故轴承间隙必须能够调整。

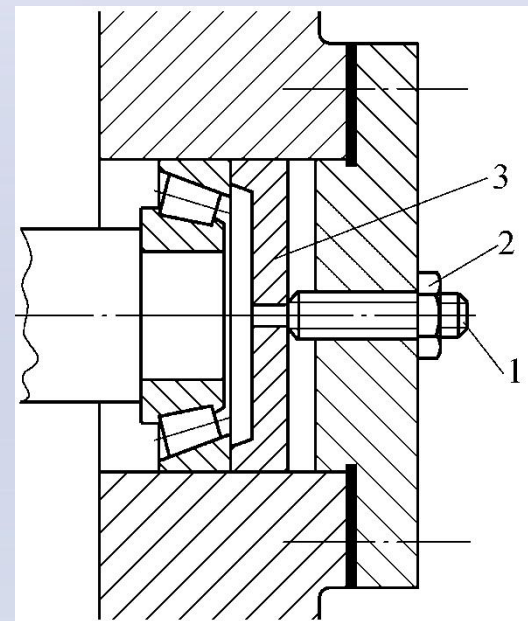
轴承间隙的调整方法：

1) **调整垫片**：靠加减轴承端盖与箱体间刚性垫片的厚度进行调整。

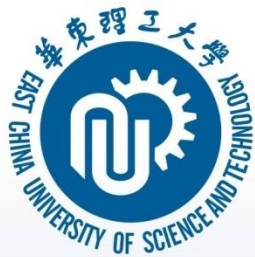
2) **调整螺钉**：通过调整螺钉推动压盖，从而移动滚动轴承的外圈来进行间隙调整，调整后用螺母锁紧。



调整垫片



调整螺钉

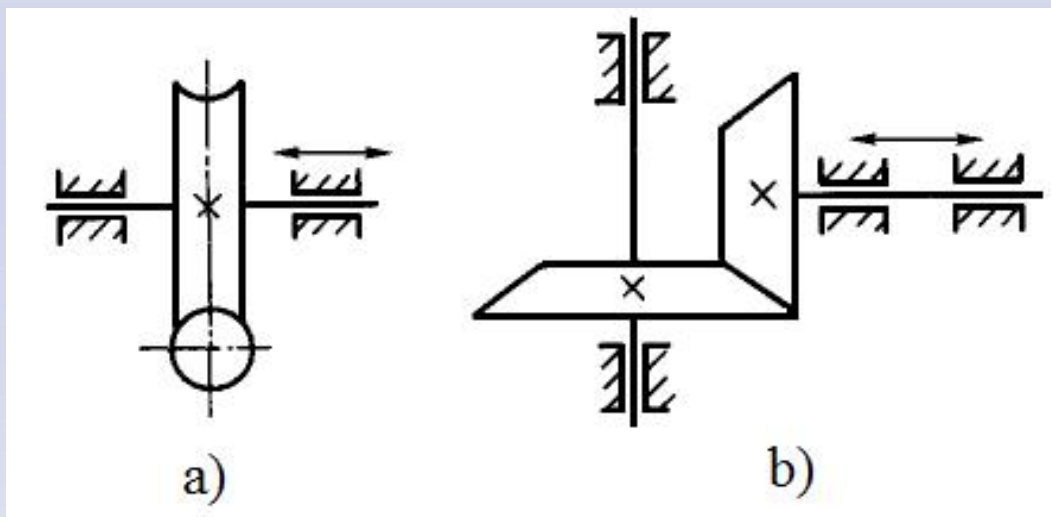


## 第8节 滚动轴承的组合设计

### ◆ 轴系轴向位置的调整

轴系轴向位置调整的目的是使轴上零件有准确的工作位置。

例如，蜗杆传动要求蜗轮的中间平面必须通过蜗杆轴线（图a）；对于一般的直齿锥齿轮传动，要求两锥齿轮的锥顶必须重合（图b）。







## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 三、滚动轴承的配合

滚动轴承的配合是指轴承内圈与轴颈、轴承外圈与轴承座孔的配合。

滚动轴承是**标准件**，**内圈与轴颈**的配合采用**基孔制**，**外圈与轴承座孔**的配合采用**基轴制**。

**工作时**，通常**内圈随轴一起转动**，**与轴颈配合要紧**；**外圈不转动**，**与轴承座孔配合应松**。

配合的松紧程度根据轴承工作载荷的大小、性质以及转速高低等确定。

具体配合可查附表12-2。



## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 四、滚动轴承的装拆

轴承组合设计时，应考虑到便于轴承的安装和拆卸，并且在装拆过程中不损坏轴承。

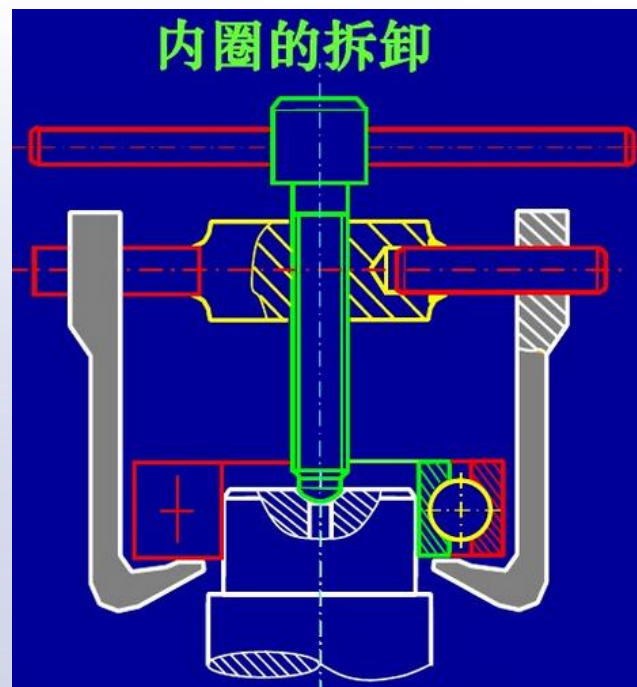
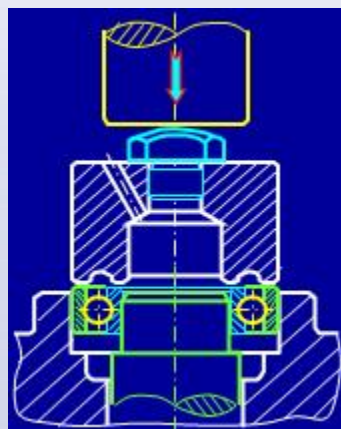
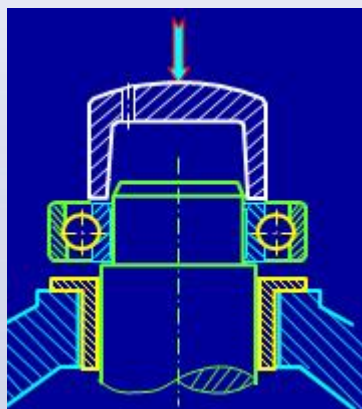
由于内圈与轴颈配合较紧，在**安装轴承**时，对中、小型轴承，可在内圈端面加垫后用锤子轻轻打入；对尺寸较大的轴承，可在压力机上压入，或把轴承放在油里加热至 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ ，然后取出套装在轴颈上。

**轴承的拆卸**需要专用拆卸工具。**为使拆卸工具的钩头钩住内圈，应限制轴肩高度。**

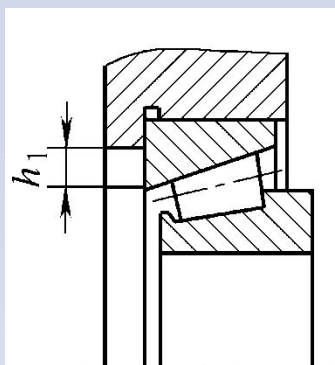
## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 四、滚动轴承的装拆

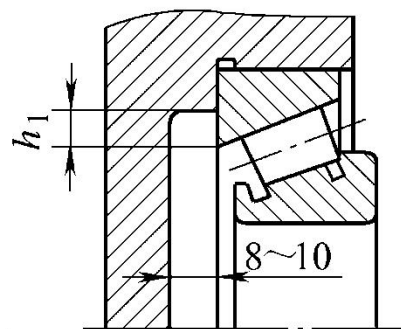
轴承安装



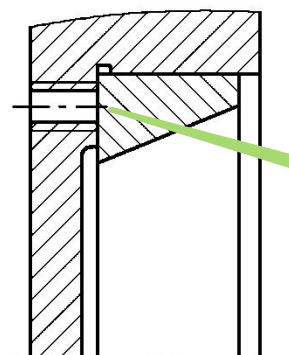
留有拆卸高度



a)

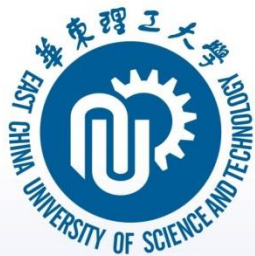


b)



c)

拆卸螺孔



## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 五、滚动轴承的润滑

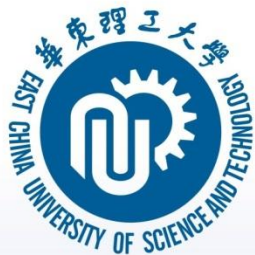
润滑的主要目的：减小摩擦与磨损、缓蚀、吸振与散热。

**常用的润滑剂**：润滑油、润滑脂和固体润滑剂。固体润滑剂多在高温、高速及要求防止污染的情况下使用，在一般情况下多采用**润滑油**和**润滑脂**。

对滚动轴承，根据**轴承内径与转速的乘积 $dn$** 值确定选用哪种方式润滑。

当  $dn < (2 \sim 3) \times 10^5 \text{mm} \cdot \text{r/min}$  时，选用**脂润滑**

当  $dn \geq (2 \sim 3) \times 10^5 \text{mm} \cdot \text{r/min}$  时，选用**油润滑**



## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 润滑脂润滑

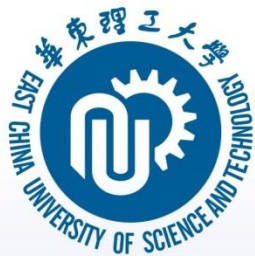
特点：润滑脂粘性大，不易流失，便于密封和维护，不需要经常加油，但转速较高时，功率损失较大。

润滑脂在轴承中的填充量不要超过轴承与机座空间的 $1/3 \sim 1/2$ ，否则轴承容易过热。

### 润滑油润滑

特点：摩擦阻力小，润滑可靠和散热效果好，但需要有较复杂的密封装置和供油设备。

采用浸油润滑时，其油面高度通常不超过轴承中最低滚动体的中心，否则搅油损失大，轴承温升较高。高速时则应采用滴油或油雾润滑。



## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 六、滚动轴承的密封

密封目的：为了防止外部的灰尘、水分及其他杂物进入轴承，并阻止轴承内润滑剂的流失。

轴承的密封方法：

- 1、接触式密封
- 2、非接触式密封
- 3、组合式密封

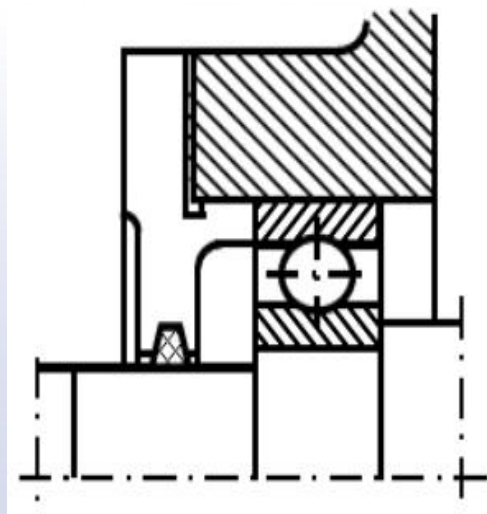




## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 1、接触式密封

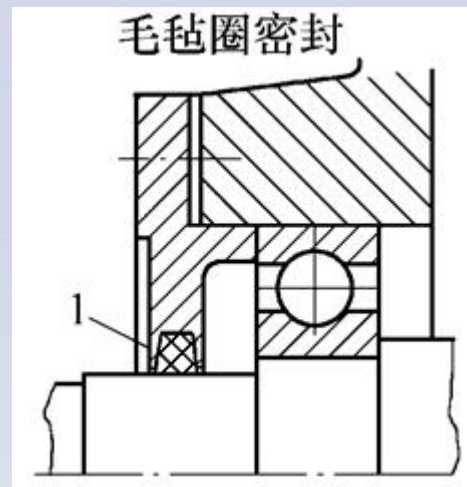
密封件与轴直接接触起密封作用。工作时轴旋转，密封件不转，密封件与轴之间有摩擦与磨损，故轴的转速较高时不宜采用。



接触式密封常见的形式有：**毡圈密封**、**密封圈式密封**。

#### 毡圈密封

将矩形截面毡圈安装在轴承端盖的梯形槽内，利用毡圈与轴接触而起密封作用。它适用于环境清洁、轴颈圆周速度 $v < 5\text{m/s}$ 、工作温度低于 $90^\circ\text{C}$ 的脂润滑轴承。



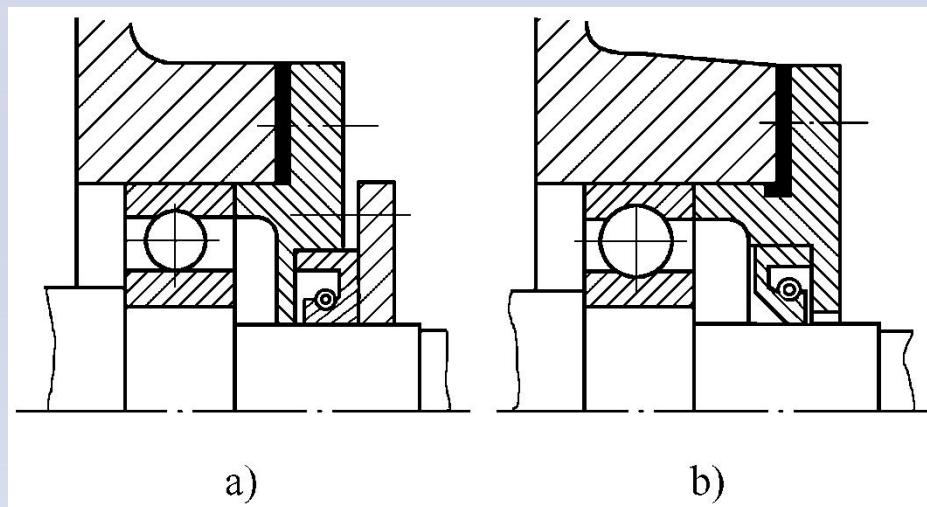


## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 密封圈式密封

在轴承盖内放置一个用耐油橡胶、皮革或塑料制成的**唇形密封圈**，密封圈唇口上套有一环形螺旋弹簧。安装时，螺旋弹簧把密封圈唇口箍紧在轴上，使密封效果增强。若密封唇的方向朝内(图a)，其主要目的是封油；反之(图b)则主要是防尘。

**特点：**安装方便、使用可靠，一般用于密封处线速度  $v < 7\text{m/s}$ 、工作环境有灰尘及工作温度在  $-40 \sim 100^\circ\text{C}$  范围内的脂或油润滑的轴承。





## 第8节 滚动轴承的组合设计

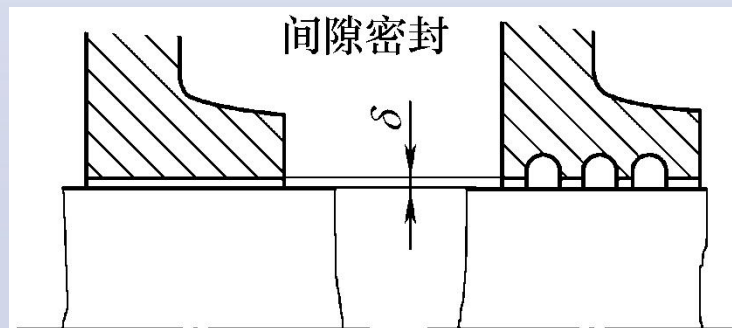
### 2、非接触式密封

利用间隙密封，其转动件与固定件之间不接触，故允许轴有很高的速度。

非接触式密封常见的形式有：**间隙密封**，**迷宫式密封**。

#### 间隙密封

利用轴与轴承端盖之间小的径向间隙(0.1~0.3mm)获得密封。间隙越小，轴向宽度越大，密封的效果越好。若在端盖的内孔上再制出几个**环形槽**，并填充润滑脂，可提高其密封效果。适用于具有干燥、清洁环境的脂润滑轴承。





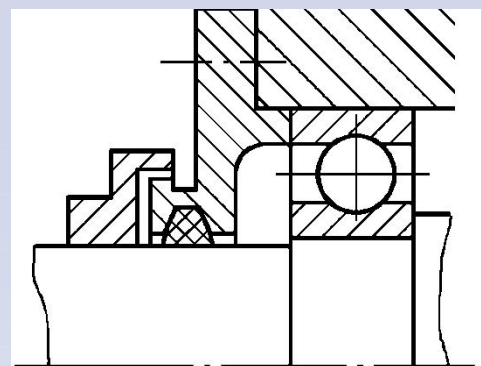
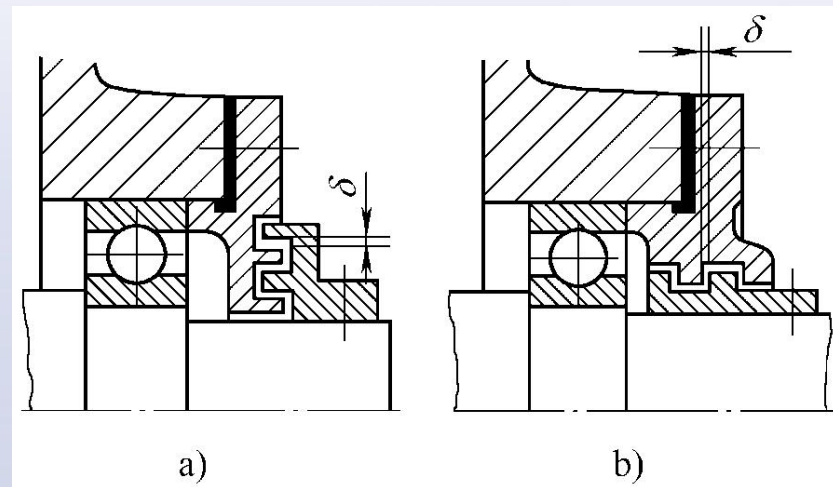
## 第8节 滚动轴承的组合设计

### 迷宫式密封

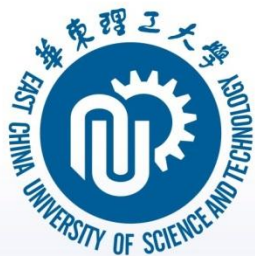
利用轴承端盖和固定于轴上转动件间的**曲路间隙**而获得密封。曲路中的径向间隙取 $0.1\sim 0.2\text{mm}$ ，轴向间隙取 $1.5\sim 2\text{mm}$ 。若在曲路中填充润滑脂，可提高密封效果。这种密封可靠，适用于脂润滑或油润滑的轴承。

### 3、组合式密封

几种密封方式进行组合使用。



毡圈密封与迷宫密封组合



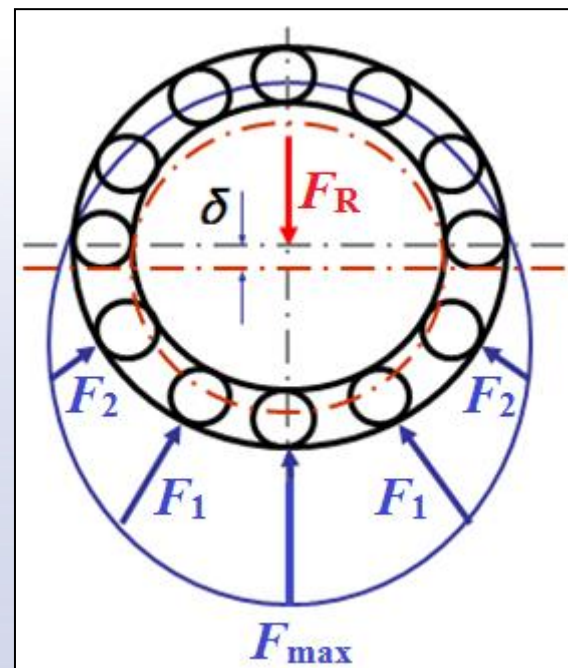
## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 一、滚动轴承的失效形式

#### 1、疲劳点蚀

轴承工作时，作用在轴上的力使滚动体与内、外圈滚道的接触表面产生接触应力。由于内、外圈作相对转动，滚动体沿滚道滚动，所以接触表面的接触应力近似按脉动循环规律变化。

当应力循环次数达到一定值后，滚动体或内、外圈滚道的表面金属将发生剥落，形成疲劳点蚀，导致轴承失效。



滚动轴承受径向载荷 $F_R$ 后，内圈沿 $F_R$ 作用方向下移一距离 $\delta$ ，上半圈滚动体不承载，下半圈各滚动体受力大小不同，正对 $F_R$ 力作用线方向的滚动体承载最大（ $F_{\max}$ ）。



# 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

## 一、滚动轴承的失效形式

### 2、塑性变形

轴承转速很低 ( $n < 10 \text{r/min}$ ) 或间歇摆动时, 一般不会发生疲劳点蚀, 但在很大的静载荷或冲击载荷作用下, 会使滚动体与滚道接触处的局部应力超过材料的屈服极限而出现塑性变形, 形成不均匀的凹坑, 使轴承失效。

### 3、磨损与胶合

如果润滑及密封不良, 会引起轴承摩擦表面的磨损, 速度过高且散热不良时会出现胶合。





# 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

## 二、滚动轴承的寿命与寿命计算

**滚动轴承的寿命**：指轴承中任何一个滚动体或内、外圈滚道上出现疲劳点蚀前轴承转过的总转数，或在一定转速下总的工作小时数。

为了保证轴承工作的可靠性，国家标准规定以**基本额定寿命**作为计算依据。

**轴承的基本额定寿命**：指一批相同的轴承，在同样条件下工作，其中有10%的轴承产生疲劳点蚀时转过的总转数，以 $L_{10}$ 表示。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 二、滚动轴承的寿命与寿命计算

基本额定寿命为 $10^6 r$ 时轴承所承受的**最大载荷**，称为**轴承的基本额定动载荷**，以 $C$ 表示。

对径向接触轴承， $C$ 是径向载荷；对轴向接触轴承， $C$ 是中心轴向载荷；对**向心角接触轴承**， $C$ 是**载荷的径向分量**。

不同类型和不同尺寸轴承的 $C$ 值，可查附表12-3～附表12-5。

轴承在基本额定动载荷作用下，工作 $10^6 r$ 不发生疲劳点蚀的可靠度是90%。



# 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

## 二、滚动轴承的寿命与寿命计算

轴承基本额定寿命的计算式为：

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^{\varepsilon}$$

$L_{10}$ ：轴承的基本额定寿命（ $10^6 r$ ）；

$C$ ：基本额定动载荷

$P$ ：当量动载荷

$\varepsilon$ ：是寿命指数，球轴承 $\varepsilon=3$ ，滚子轴承 $\varepsilon=10/3$ 。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 二、滚动轴承的寿命与寿命计算

实际计算时，如以时间作为轴承的寿命，轴承寿命计算的另一表达式为：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon$$

当轴承的工作温度高于120℃时，会降低轴承的寿命，影响基本额定动载荷；工作中的冲击和振动也将使轴承实际工作载荷加大，故分别引入**温度系数**  $f_t$  和**载荷系数**  $f_p$  对  $C$  值和  $F_p$  值加以修正。轴承的寿命计算式为：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\epsilon$$

$L_h$ ：轴承的基本额定寿命（h）； $n$ ：轴承转速（r/min）。



# 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

## 二、滚动轴承的寿命与寿命计算

### 温度系数 $f_t$

轴承工作 温度 $^{\circ}\text{C}$	$\leq 120$	125	150	200	250	300
温度系数 $f_t$	1	0.95	0.90	0.80	0.70	0.60

### 载荷系数 $f_p$

载荷性质	载荷系数 $f_p$	举 例
平稳运转或轻微冲击	1.0~1.2	电动机、通风机、水泵等
中等冲击或中等惯性力	1.2~1.8	机床、车辆、动力机械、起重机、造纸机、选矿机、冶金机械、卷扬机械等
强烈冲击	1.8~3.0	碎石机、轧钢机、钻探机、振动筛等



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 三、当量动载荷的计算

**当量动载荷**是一个假想载荷，在这个载荷的作用下，轴承的寿命与实际载荷作用下的寿命相同。

1) 仅能**承受径向载荷**的圆柱滚子轴承，当量动载荷为轴承的径向载荷 $F_R$ ，即： $P = F_R$

2) 只能**承受轴向载荷**的推力球轴承，当量动载荷为轴承的轴向载荷 $F_A$ ，即： $P = F_A$

3) 能**同时承受径向和轴向载荷**的深沟球轴承、调心轴承和向心角接触轴承，当量动载荷的计算式为： $P = XF_R + YF_A$

$F_R$ 是轴承所受的径向载荷； $F_A$ 是轴承所受的轴向载荷； $X$ 是径向载荷系数， $Y$ 是轴向载荷系数， $X$ 、 $Y$ 的取值见表12-8。





## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 三、当量动载荷的计算

轴承型式	相对轴向载荷 $F_A/C_0$	$e$	单列轴承			
			$F_A / F_R \leq e$		$F_A / F_A > e$	
			$X$	$Y$	$X$	$Y$
深沟球轴承 60000	0.014	0.19	1	0	0.56	2.30
	0.028	0.22				1.99
	0.056	0.26				1.71
	0.084	0.28				1.55
	0.11	0.30				1.45

$e$  是反映轴向载荷影响的判断系数，当  $F_A / F_R \leq e$  时，轴向载荷  $F_A$  对轴承寿命的影响较小；当  $F_A / F_A > e$  时，影响较大。查取  $X$  和  $Y$  值时，应先查出  $e$  值，然后根据  $F_A / F_R \leq e$  还是  $F_A / F_A > e$ ，决定  $X$  和  $Y$  值。

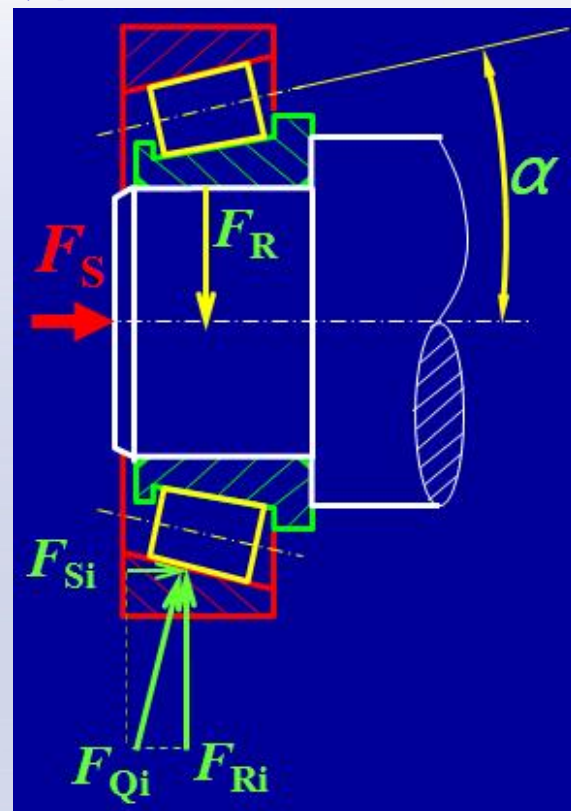


## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 四、角接触向心轴承轴向载荷的计算

如图，向心角接触轴承由于有接触角 $\alpha$ ，使轴承在受到径向载荷 $F_R$ 作用时，承载区内每一个滚动体的法向力 $F_{Qi}$ 可分解成径向分力 $F_{Ri}$ 和轴向分力 $F_{Si}$ 。

各滚动体轴向分力之和 $F_S$  ( $F_S = \sum F_{Si}$ ) 是在径向载荷作用下产生的轴向力，通常称为**内部轴向力**，方向（对轴而言）沿轴向由轴承**外圈**的**宽边**指向**窄边**。



**内部轴向力**将使轴承外圈与内圈沿轴向有分离的趋势，故这类轴承都应**成对使用**，**反向安装**。



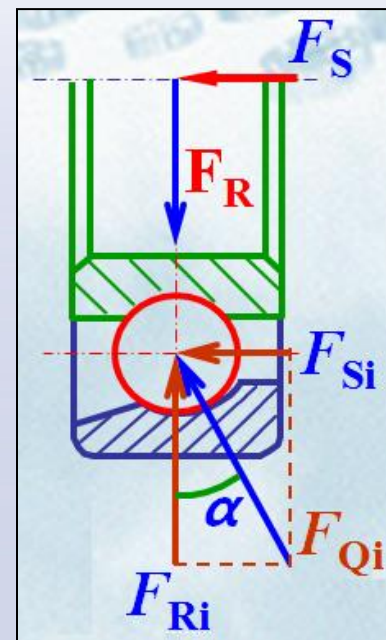
## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 四、角接触向心轴承轴向载荷的计算

角接触向心轴承内部轴向力 $F_S$

角接触球轴承

圆锥滚子 轴承 30000型	角接触球轴承		
	7000C ( $\alpha=15^\circ$ )	7000AC ( $\alpha=25^\circ$ )	7000B ( $\alpha=40^\circ$ )
$F_R / (2Y)$	$\approx 0.4 F_R$	$0.68 F_R$	$1.14 F_R$



向心角接触轴承在成对使用时，实际所受的轴向载荷 $F_A$ 除与轴向外载荷 $F_X$ 有关外，还应考虑内部轴向力 $F_S$ 的影响。

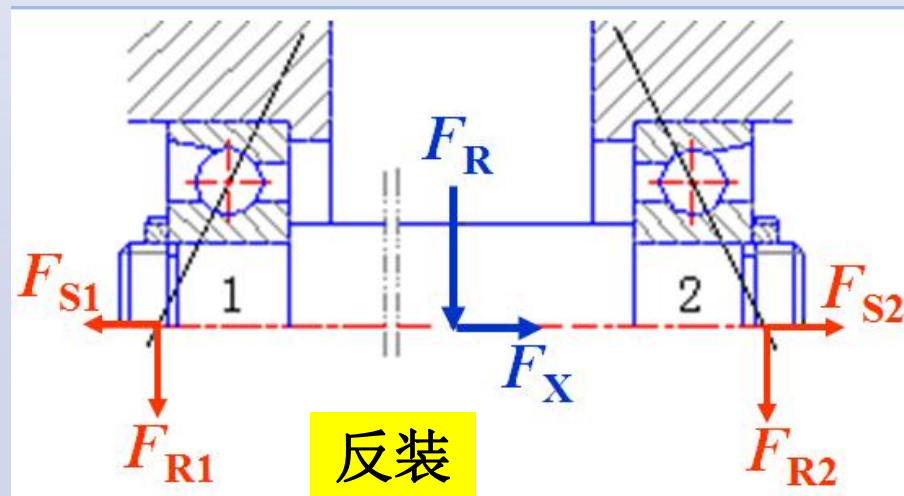
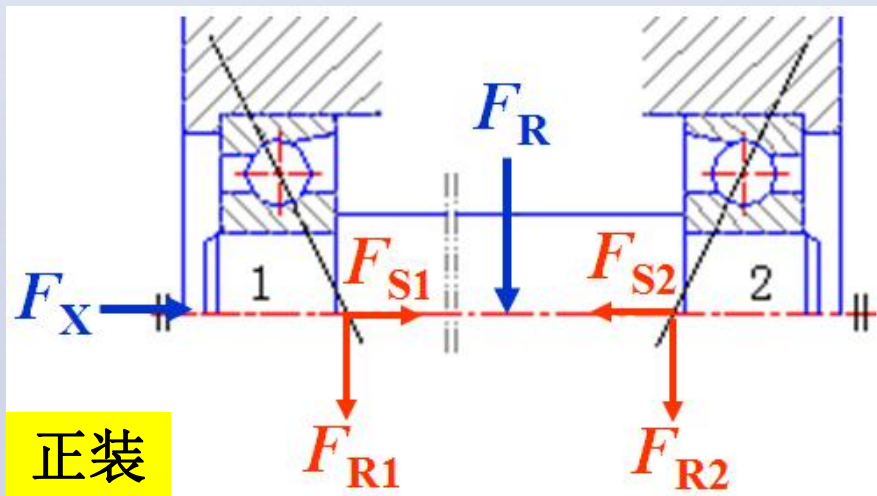


## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### ◆ 角接触球轴承的安装方式

正装，或面对面安装，两外圈窄端面相对  
反装，或背对背安装，两外圈宽端面相对

$F_X$ 为轴向外载荷



把内部轴向力方向与轴向外载荷方向一致的轴承设为**轴承1**， $F_{S1}$ 、 $F_{S2}$ 分别表示轴承1、2的**内部轴向力**。 $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$ 分别表示轴承1、2实际受到的**轴向力**，则可根据轴系受力平衡条件进行求解。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

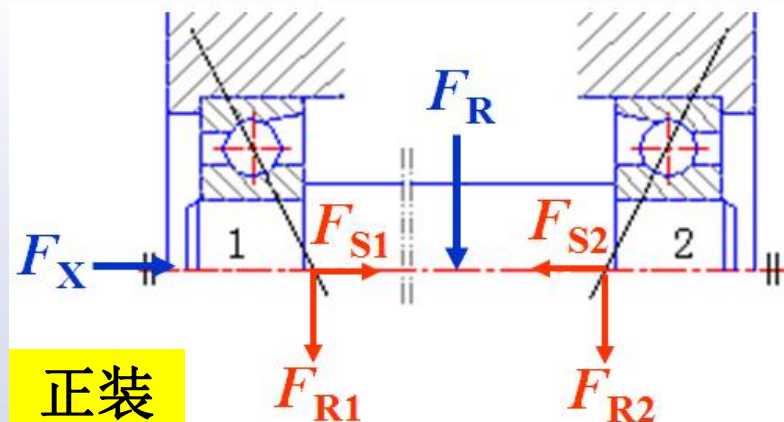
### ◆ 轴向载荷的计算

$$\text{当 } F_{S1} + F_X = F_{S2} \text{ 时 } \begin{cases} F_{A1} = F_{S1} \\ F_{A2} = F_{S1} + F_X = F_{S2} \end{cases}$$

轴系受力达到**平衡状态**，轴承受到的轴向力分别等于各自的内部轴向力。

$$\text{当 } F_{S1} + F_X > F_{S2} \text{ 时 } \begin{cases} F_{A1} = F_{S1} \\ F_{A2} = F_{S1} + F_X \end{cases}$$

$$\text{当 } F_{S1} + F_X < F_{S2} \text{ 时 } \begin{cases} F_{A1} = F_{S2} - F_X \\ F_{A2} = F_{S2} \end{cases}$$



轴承1被放松，受到的轴向力等于其内部轴向力；**轴承2被压紧**，受到的轴向力等于轴承1的轴向力与轴向外载荷之和。

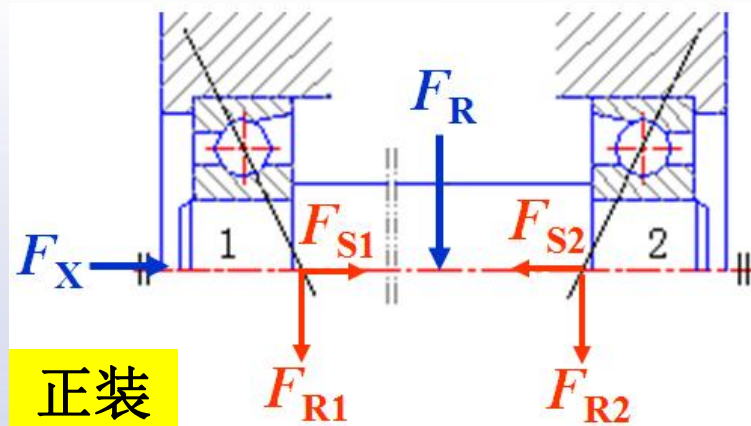
轴承1被压紧，受到的轴向力等于轴承2的轴向力与轴向外载荷之差；**轴承2被放松**，受到的轴向力等于其内部轴向力。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### ◆ 轴向载荷的计算

“压紧”端轴承所受的轴向载荷等于除了其自身的内部轴向力以外的其余轴向力的代数和；

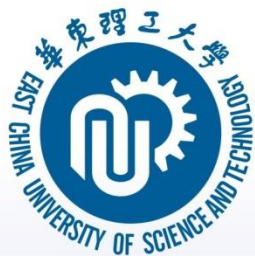


“放松”端轴承所受的轴向载荷等于其内部轴向力。

判断轴承所受的轴向载荷，关键是根据轴承的安装方式和受力状况，对轴承的“压紧”端和“放松”端作出正确的判断。

如果轴向外载荷 $F_X$ 的方向与图示方向相反，则取“ $-F_X$ ”代入公式计算。





## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 五、滚动轴承的静载荷计算——防止轴承产生过大的塑性变形

#### 1、基本额定静载荷 $C_0$

轴承在静止或缓慢旋转（转速 $n \leq 10 \text{ r/min}$ ）情况下工作，若受载荷最大的滚动体与内、外圈滚道接触处的接触应力达到：球轴承—4200MPa(调心球轴承4600 MPa)，滚子轴承—4000MPa，则作用在轴承上的这个载荷称为**基本额定静载荷**，以 $C_0$ 表示。

基本额定静载荷 $C_0$ 是轴承静载荷的计算依据。只要轴承的最大静载荷不超过基本额定静载荷就能正常工作。

基本额定静载荷 $C_0$ 是与轴承的基本尺寸有关的参数，见附表12-3～附表12-5。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 2、当量静载荷 $P_0$

当量静载荷是一个假想载荷，轴承在这个载荷作用下，受力最大处的滚动体与内、外圈滚道塑性变形量的总和，等于实际载荷作用下塑性变形量的总和，以 $P_0$ 表示。

当量静载荷与实际载荷的关系为：

$$P_0 = X_0 F_R + Y_0 F_A$$

式中， $F_R$ 、 $F_A$ 分别是轴承所受的径向载荷、轴向载荷； $X_0$ 是径向静载荷系数， $Y_0$ 是轴向静载荷系数， $X_0$ 、 $Y_0$ 的取值见表12-10。

当计算结果 $P_0 < F_R$ 时，应取 $P_0 = F_R$ 。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 3、静载荷强度条件

静载荷的强度条件为：

$$P_0 \leq \frac{C_0}{S_0}$$

式中， $S_0$ 是安全系数，见表12-11。

$C_0$ 是基本额定静载荷，值见附表12-3～附表12-5。

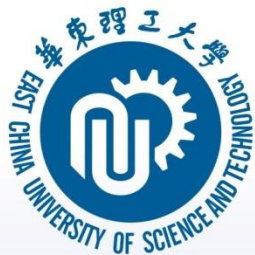
只承受径向载荷的轴承： $P_0 = F_R$

只承受轴向载荷的轴承： $P_0 = F_A$

同时承受径向载荷和轴向载荷，取 $P_0$ ，但当 $P_0 < F_R$ ，取 $P_0 = F_R$

对转速很低（ $n \leq 10 \text{r/min}$ ）、基本不转或摆动的轴承，其主要失效形式是塑性变形，设计时必须进行静强度计算。

对虽然转速较高但承受重载或冲击载荷的轴承，除必须进行寿命计算外，还应进行静强度计算。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

**【例8-3】**一转轴上装有直齿圆柱齿轮，已知齿轮所受的切向力  $F_t=5000\text{N}$ ，径向力  $F_r=1820\text{N}$ ，齿轮在两轴承间对称布置，工作时中等冲击，转速  $n=960\text{r/min}$ ，要求工作寿命  $L_{10h0}=8000\text{h}$ ，试问6307型滚动轴承是否可用？

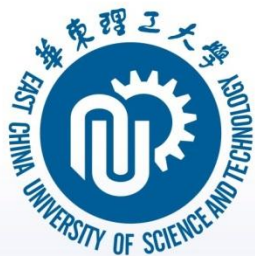
**【解】** 1. 计算当量动载荷  $P$

轴承只承受径向载荷，当量动载荷为轴承承受的径向载荷，即轴承的支反力。两轴承支反力相等，则

$$P_1 = P_2 = \frac{\sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{2} = \frac{\sqrt{5000^2 + 1820^2}}{2} = 2660\text{N}$$

2. 求轴承的实际寿命

由附表12-3，轴承基本额定动载荷  $C=33400\text{N}$



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 2. 求轴承的实际寿命

由表12-6，温度系数  $f_t=1.0$

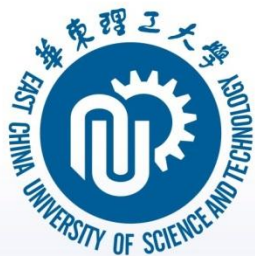
由表12-7，载荷系数  $f_p=1.5$

球轴承寿命指数  $\varepsilon=3$

轴承的实际寿命：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 960} \left( \frac{1 \times 33400}{1.5 \times 2660} \right)^3 = 10183h$$

轴承实际寿命大于轴承预期寿命（8000h），因此轴承可用。



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

【例8-4】在蜗杆减速器中，拟用一对圆锥滚子轴承支承蜗杆轴工作，已知轴的转速 $n=320\text{r/min}$ ，轴颈直径 $d=40\text{mm}$ ，两轴承径向反力分别为 $F_{R1}=6000\text{N}$ 、 $F_{R2}=3000\text{N}$ ，外加轴向力 $F_X=2500\text{N}$ ，工作中有中等冲击，温度低于 $100^\circ\text{C}$ ，预期使用寿命 $L_{10h0}=10000\text{h}$ ，试确定轴承型号。

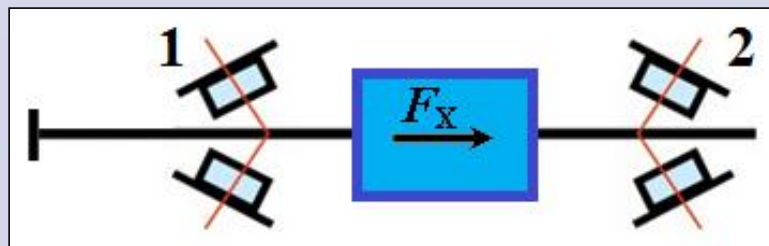
### 【解】 1. 初选轴承型号

根据已知工作条件和轴颈，  
由附表12-5，初选30208轴承

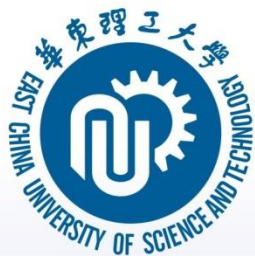
轴承的基本额定动载荷  $C=63000\text{N}$

计算系数  $e=0.37$

轴向动载荷系数  $Y=1.6$







## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 2. 计算轴承内部轴向力

由表12-9，轴承1的内部轴向力

$$F_{S1} = \frac{F_{R1}}{2Y} = \frac{6000}{2 \times 1.6} = 1875N, \text{ 方向向右}$$

轴承2的内部轴向力

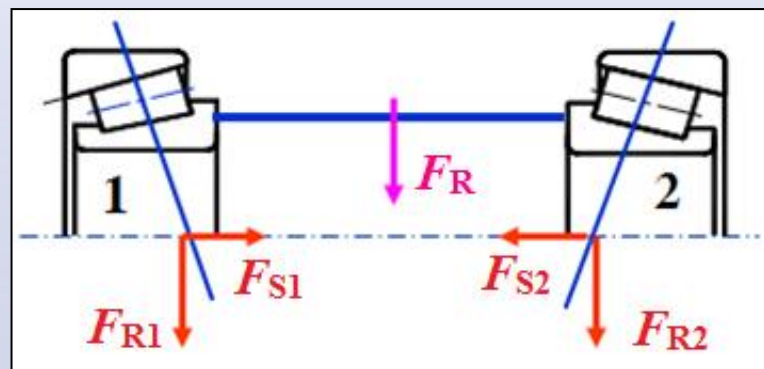
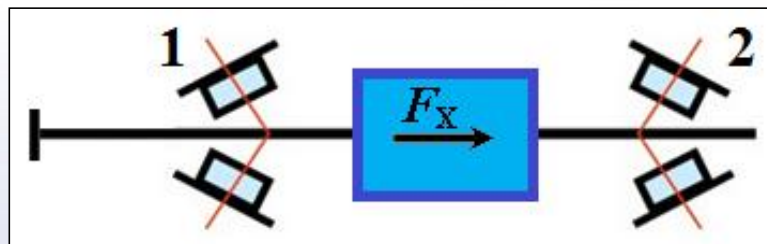
$$F_{S2} = \frac{F_{R2}}{2Y} = \frac{3000}{2 \times 1.6} = 938N, \text{ 方向向左}$$

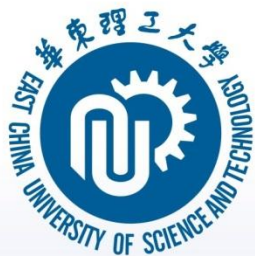
### 3. 计算轴承的轴向载荷

$F_{S1}$ 与 $F_X$ 方向相同，其和为：

$$F_{S1} + F_X = 1875 + 2500 = 4375N > F_{S2}$$

即轴承2被压紧





## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 3. 计算轴承的轴向载荷

轴承2的轴向载荷

$$F_{A2} = F_{S1} + F_X = 4375N$$

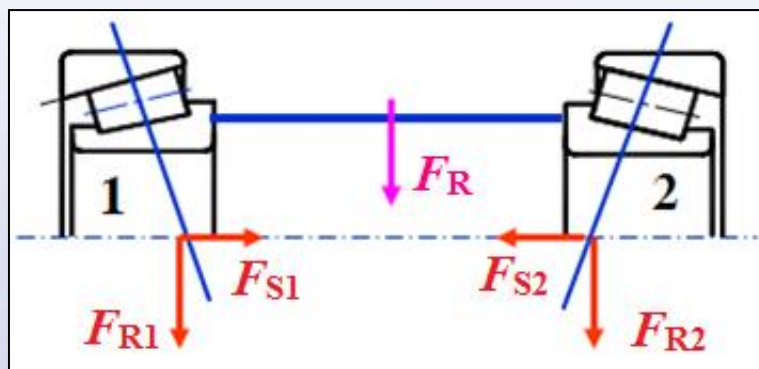
轴承1的轴向载荷

$$F_{A1} = F_{S1} = 1875N$$

### 4. 计算当量载荷

轴承1的载荷系数，根据

$$\frac{F_{A1}}{F_{R1}} = \frac{1875}{6000} = 0.313 < e, \quad \text{由表12-8, } X_1=1, Y_1=0$$





## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 4. 计算当量载荷

轴承2的载荷系数，根据

$$\frac{F_{A2}}{F_{R2}} = \frac{4375}{3000} = 1.46 > e, \text{ 由表12-8, } X_2 = 0.4, Y_2 = 1.6$$

轴承1的当量动载荷

$$P_1 = X_1 F_{R1} + Y_1 F_{A1} = F_{R1} = 6000 N$$

轴承2的当量动载荷

$$P_2 = X_2 F_{R2} + Y_2 F_{A2} = 0.4 \times 3000 + 1.6 \times 4375 = 8200 N$$

轴承的当量动载荷，取 $P_1$ 、 $P_2$ 中的较大者， $P = 8200 N$



## 第9节 滚动轴承的失效形式与选择计算

### 5. 计算轴承实际寿命

由表12-6，温度系数  $f_t=1.0$

由表12-7，载荷系数  $f_p=1.5$

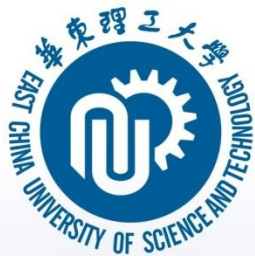
滚子轴承寿命指数  $\varepsilon=10/3$

轴承的实际寿命：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 320} \left( \frac{1 \times 63000}{1.5 \times 8200} \right)^3 = 12064h$$

轴承实际寿命大于轴承预期寿命（10000h）

轴承30208满足要求。



## 本章小结

- 1、径向滑动轴承的结构
- 2、非液体摩擦径向滑动轴承的设计计算
- 3、滚动轴承的结构和类型
- 4、常用滚动轴承类型的选择
- 5、滚动轴承的组合设计
- 6、滚动轴承的计算（寿命计算、轴向载荷计算）