



## 第6章 连接

- 第1节 概述
- 第2节 螺纹参数
- 第3节 螺旋副的受力、效率与自锁
- 第4节 螺纹连接与螺纹连接件
- 第5节 螺纹连接的强度计算
- 第6节 螺纹连接的结构设计
- 第7节 螺旋传动（[选讲](#)）
- 第8节 键、花键和过盈连接



## 第1节 概述

**连接：**将两个或两个以上的零件连接成一体的结构。

### 连接的类型

- 动连接 各种运动副（第1章内容）：连接件有相对运动
- 静连接
  - 可拆连接：螺纹连接、键连接、销连接、小过盈连接
  - 不可拆连接：焊接、铆接、黏接、大过盈连接

### 连接的目的

**动连接：**实现机械运动

**静连接：**便于机械的制造、装配、运输、安装和维护，降低成本。



## 第1节 概述

90°弯头



### ➤ 常用连接的特点及应用

#### 可拆联接

螺纹连接：利用具有螺纹的零件构成的可拆连接，应用极为广泛。 **“本章重点”**

键连接

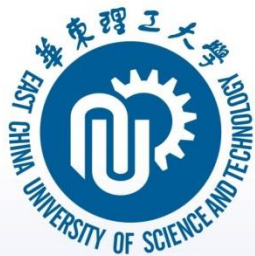
花键连接：主要用于轴毂连接

小过盈连接 重点 **“平键连接”**

销连接：固定零件的相对位置，并可传递不大的载荷。

连接球阀





# 第1节 概述

## ➤ 常用连接的特点及应用

不可拆连接

焊接：利用局部加热熔化使被连接件连接成一体，用于金属构架、容器和壳体等结构。

粘接：用粘结剂粘接被连接件，用于载荷平行于粘接面的接头连接。

铆接：用铆钉穿过被连接件的预制钉孔，经铆合而成。用于桥梁、飞机制造等。



## 第2节 螺纹参数

### 一、螺纹的形成

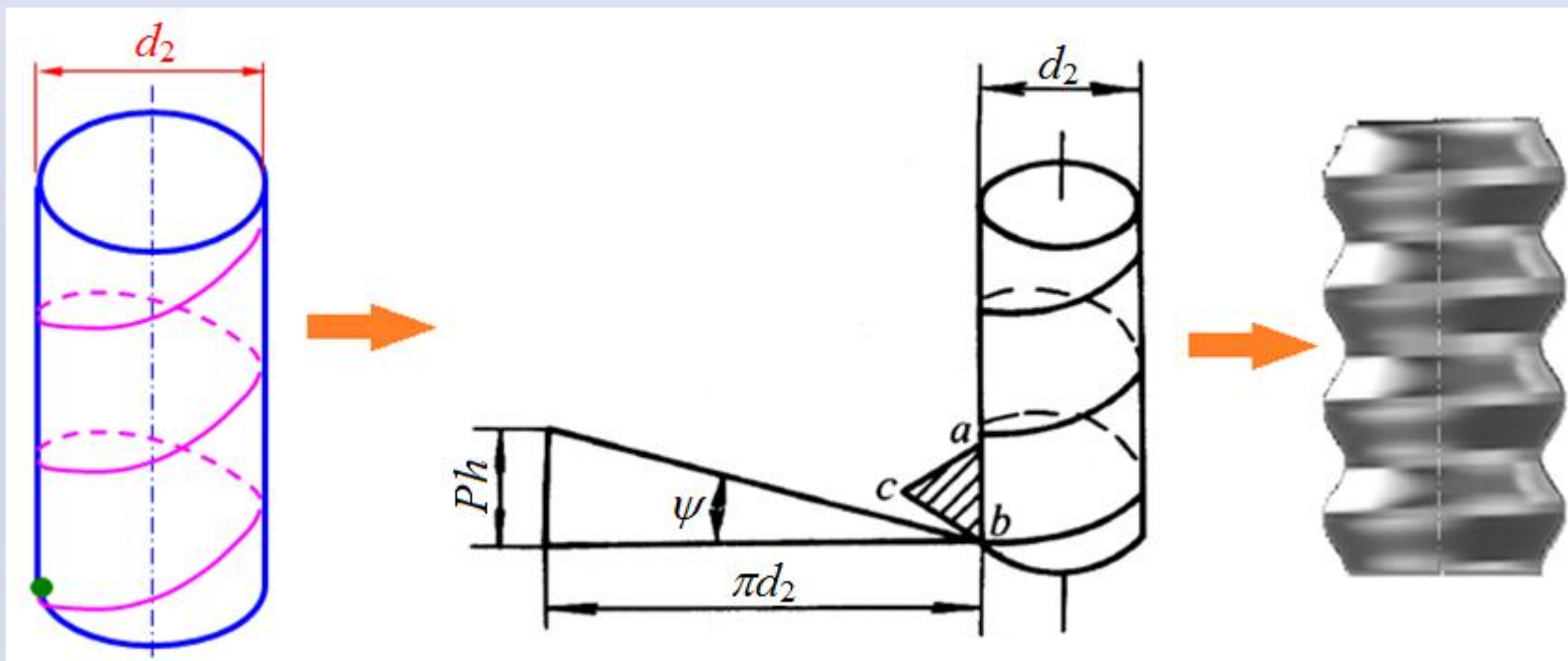
$\psi$ ——螺纹升角

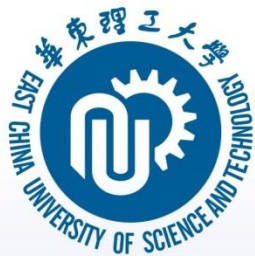
$$\tan \psi = \frac{Ph}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}$$

1. 形成螺旋线



2. 形成螺纹



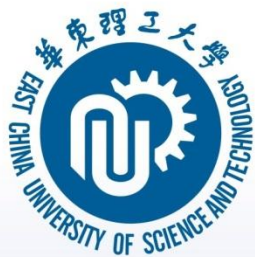


## 第2节 螺纹参数

### 一、螺纹的形成

1. **螺旋线形成**：将一直接三角形绕在一圆柱体上，使三角形底边与圆柱体底面周边重合，则三角形的斜边在圆柱体表面就形成了一条螺旋线（倾斜线绕在圆柱体上形成的曲线）。
2. **螺纹形成**：平面图形沿螺旋线移动形成。如取三角形，使其一边 $ab$ 与圆柱体母线重合，在含轴平面内沿螺旋线移动，三角形的另外两边 $ac$ 和 $bc$ 即在圆柱体上形成螺纹，平面图形还可取矩形、梯形、锯齿形等。

实际的螺纹是在机床上用各种形状的刀具在圆柱体上沿螺旋线切割而成的。



## 第2节 螺纹参数

### 二、螺纹的分类

- 1. 按螺纹牙型分 {
  - 梯形螺纹
  - 三角形螺纹
  - 矩形螺纹
  - 锯齿形螺纹
- 2. 按螺纹旋向分 {
  - 右旋螺纹：常用
  - 左旋螺纹：特殊要求
- 3. 按螺旋线数目分 {
  - 单线螺纹
  - 多线螺纹

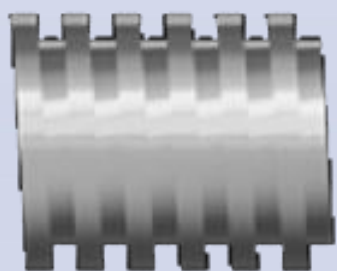
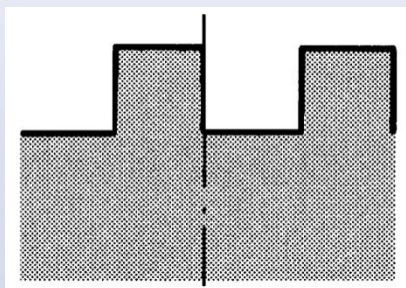




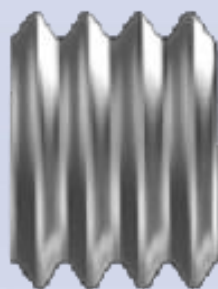
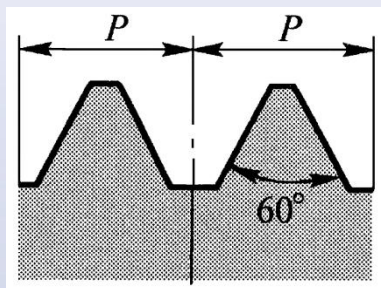
## 第2节 螺纹参数

### 二、螺纹的分类——按螺纹牙型

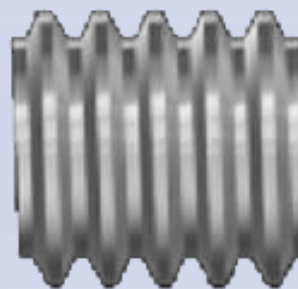
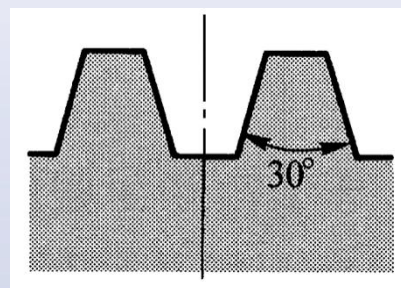
$\alpha$ ——牙型角  
 $\beta$ ——牙型倾角



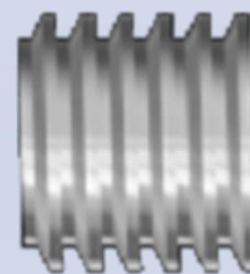
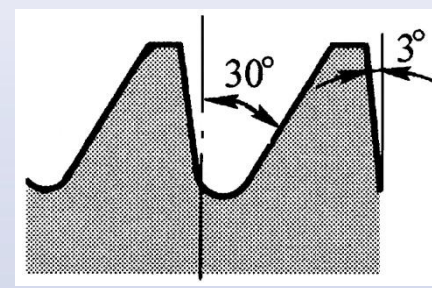
矩形螺纹



三角形螺纹  
(普通螺纹)



梯形螺纹



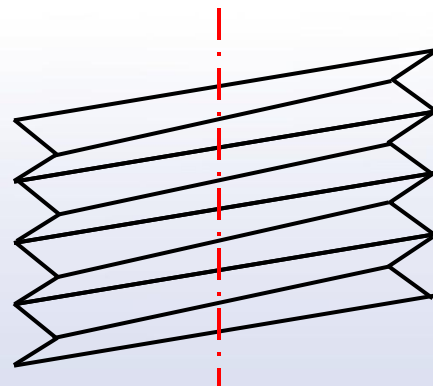
锯齿形螺纹





## 第2节 螺纹参数

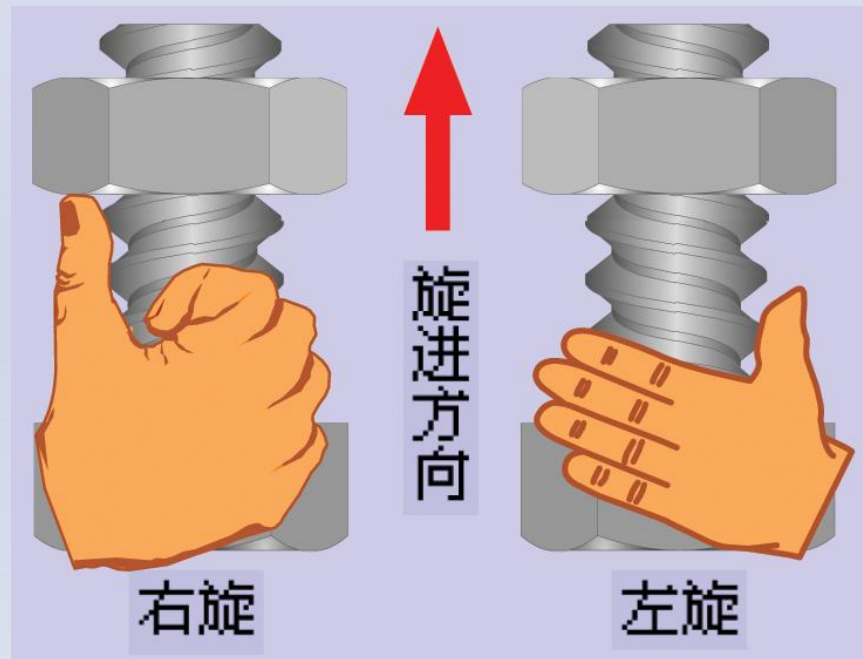
### ※ 螺纹旋向判断



- 1) 轴线垂直放，右边高—右旋  
左边高—左旋

- 2) 右手旋，前进—右旋  
左手旋，前进—左旋

※ 与斜齿轮一章的旋向判断一致。“掌握”

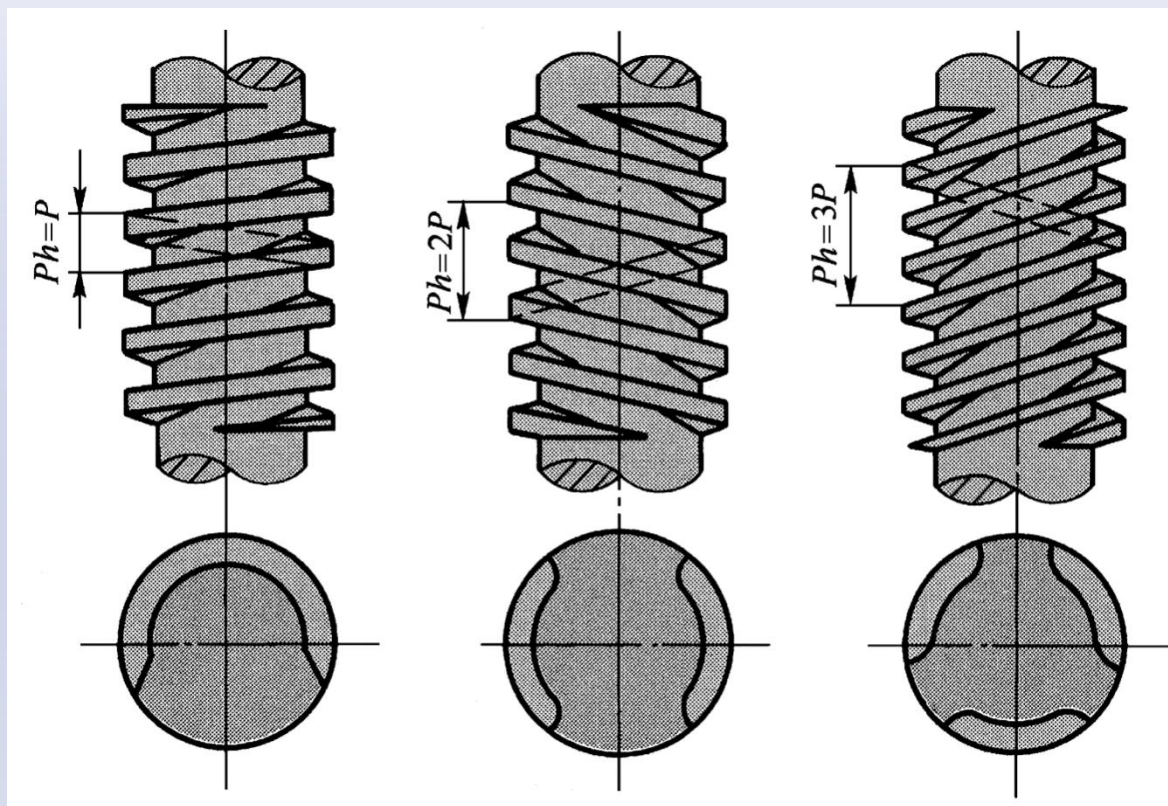




## 第2节 螺纹参数

### 螺纹线数判断

观察垂直于轴线的螺纹端面



右旋单线

左旋双线

右旋三线



## 第2节 螺纹参数

### 二、螺纹的分类

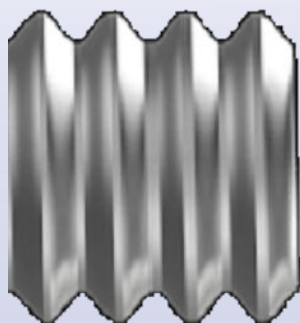
- 4. 按母体形状不同 { 圆柱螺纹：应用广泛  
圆锥螺纹：密封性良好
- 5. 按螺纹分布表面不同 { 外螺纹  
内螺纹
- 6. 按用途不同 { 连接螺纹：三角形螺纹  
传动螺纹：矩形、梯形、锯齿形螺纹
- 7. 按计量单位不同 { 米制螺纹  
英制螺纹



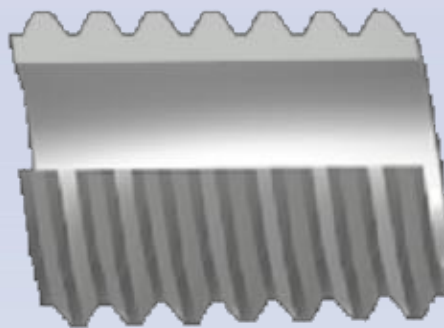
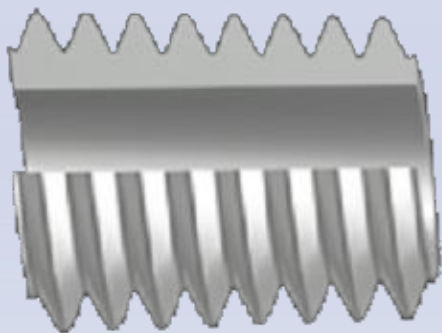
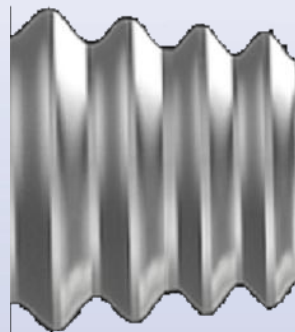
## 第2节 螺纹参数

### 二、螺纹的分类——按母体形状不同分类

圆柱  
螺  
纹



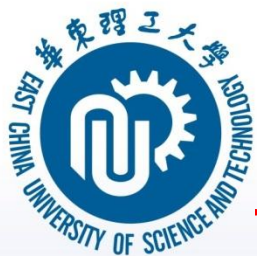
圆  
锥  
螺  
纹



管螺纹（位于管壁上）

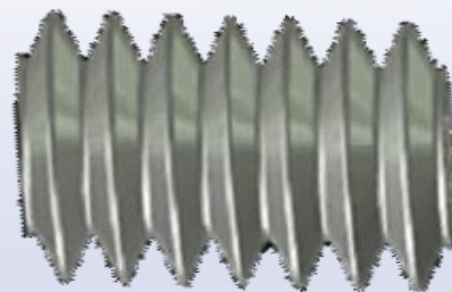
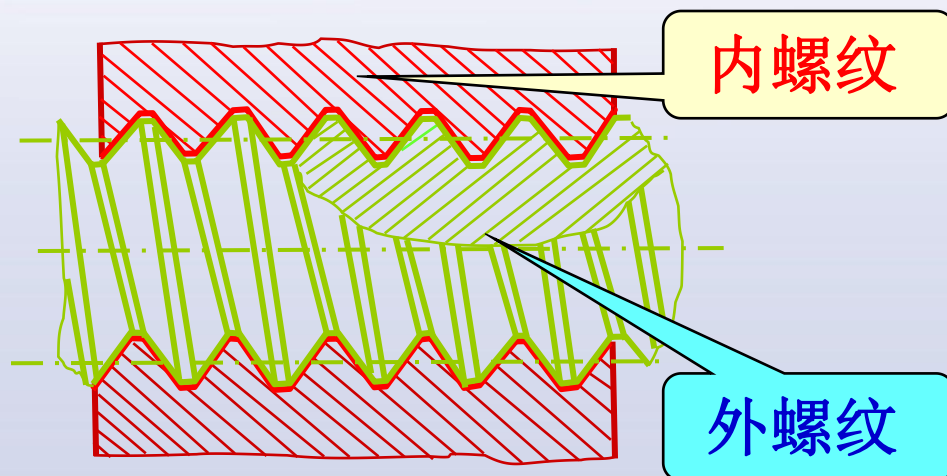
连接球阀



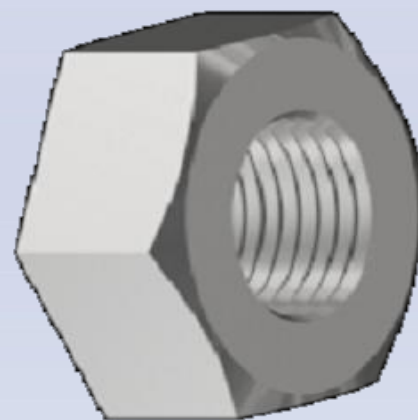


## 第2节 螺纹参数

### 二、螺纹的分类——按螺纹分布表面不同分类



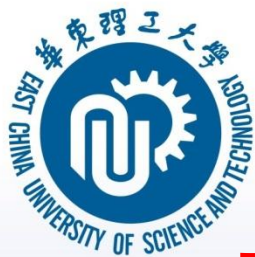
外螺纹



内螺纹

外螺纹、内螺纹旋合在一起，称为**螺旋副**。只有牙型、大径、旋向、螺距和线数完全相同的内、外螺纹才能旋合在一起。两者相对转动一周，轴向相对移动一个导程。





## 第2节 螺纹参数

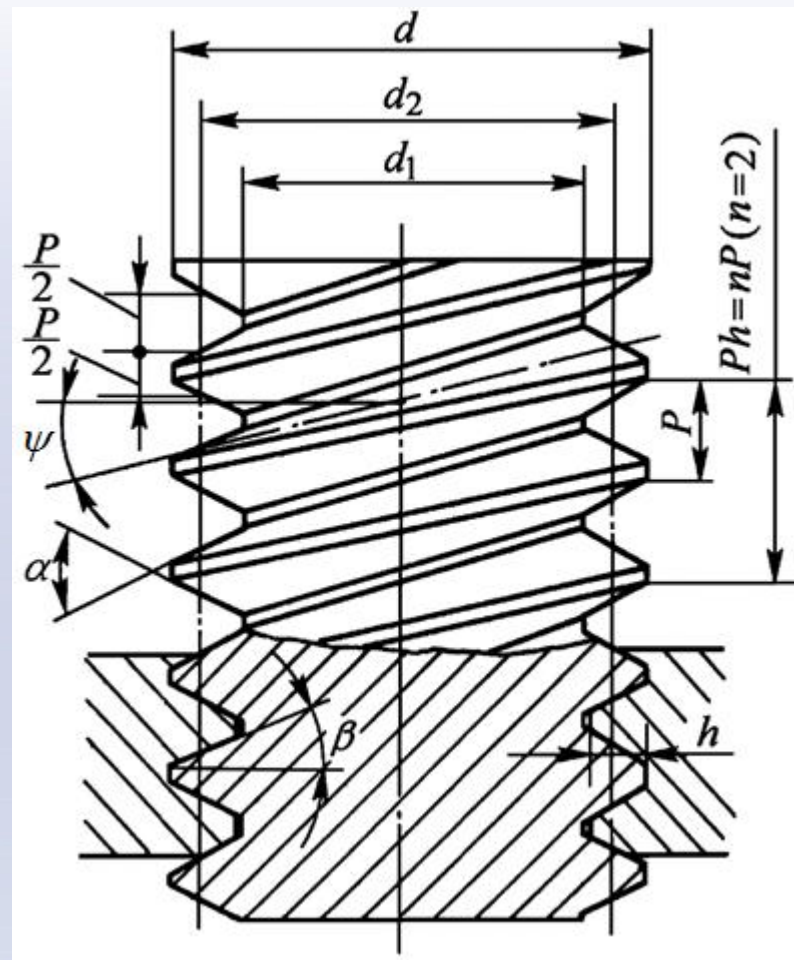
### 三、螺纹的主要参数

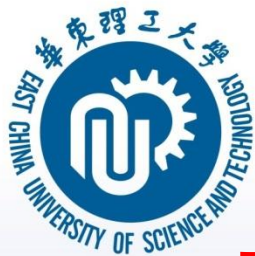
1. 径向参数：大径 $d$  ( $D$ )、小径 $d_1$  ( $D_1$ )和中径 $d_2$  ( $D_2$ )

2. 轴向参数：螺距 $P$ 、导程 $Ph$

3. 角度参数：螺纹升角 $\psi$ 、牙型角 $\alpha$ 和牙型斜角 $\beta$

$$\tan \psi = \frac{Ph}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}$$





## 第2节 螺纹参数

小写表示外螺纹，大写表示内螺纹

### 三、螺纹的主要参数

大径 $d$  ( $D$ ): 螺纹牙顶所在圆柱的直径，即螺纹的公称直径。

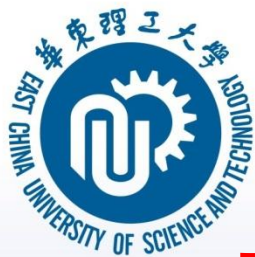
小径 $d_1$  ( $D_1$ ): 螺纹牙底所在圆柱的直径，受拉螺栓的危险截面直径。

中径 $d_2$  ( $D_2$ ): 牙厚等于牙间宽的假想圆柱的直径，螺旋副受力分析在中径圆柱面上进行。

螺距 $P$ : 相邻两螺纹牙在中径线上对应点间的轴向距离。

导程 $Ph$ : 螺纹上任意一点沿同一条螺旋线旋转一周所移动的轴向距离， $Ph=nP$ ， $n$ 为螺纹线数。





## 第2节 螺纹参数

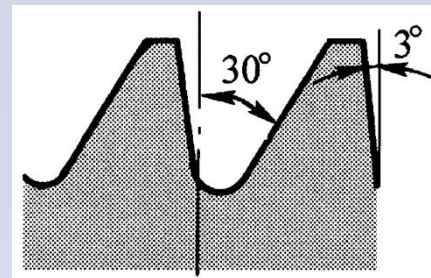
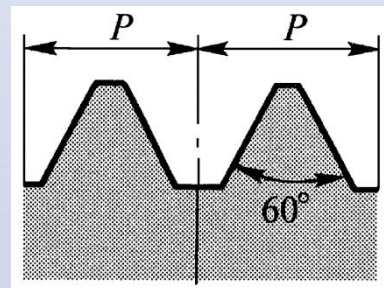
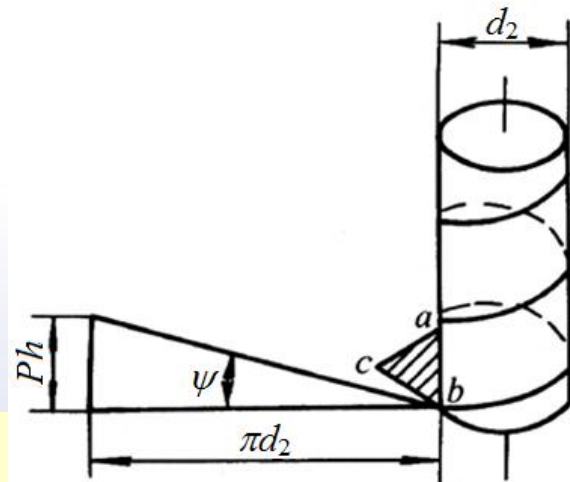
### 三、螺纹的主要参数

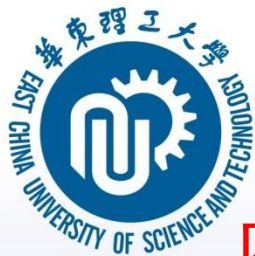
螺纹升角  $\psi$ : 螺纹中径圆柱面上螺旋线的切

线与端面间所夹的锐角,  $\tan \psi = \frac{Ph}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}^\circ$

牙型角  $\alpha$ : 轴平面内螺纹牙两侧边的夹角。

牙型倾角  $\beta$ : 轴平面内螺纹牙一侧边与螺纹轴线的垂线间的夹角。

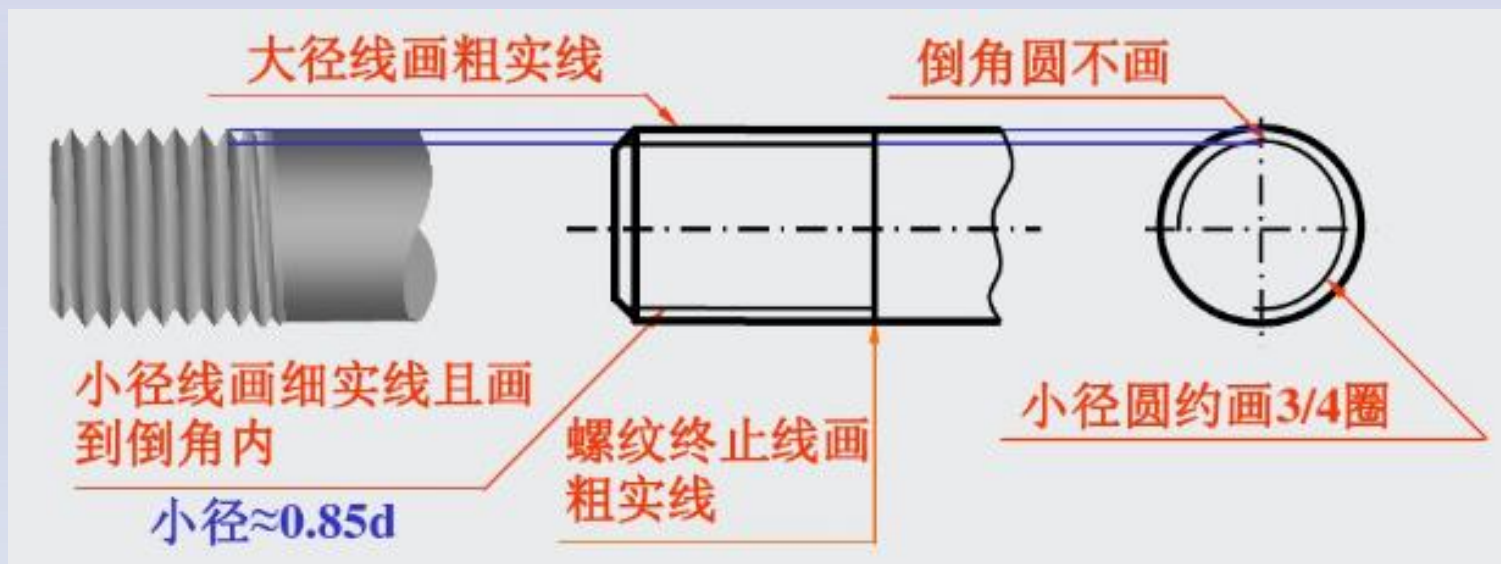


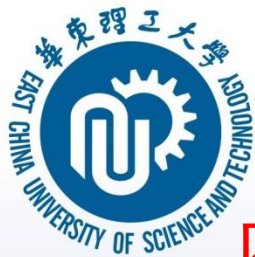


## 第2节 螺纹参数

### 四、螺纹的画法——复习

**外螺纹：** 螺纹的牙顶（大径）及螺纹的终止线用**粗实线**表示，牙底（小径）用**细实线**表示，在平行于螺纹轴线的投影面的视图中，螺纹的倒角或倒圆部分也应画出；在垂直于螺纹轴线的投影面的视图中，表示牙底的细实线圆只画约3/4圆，螺纹的倒角规定省略不画。

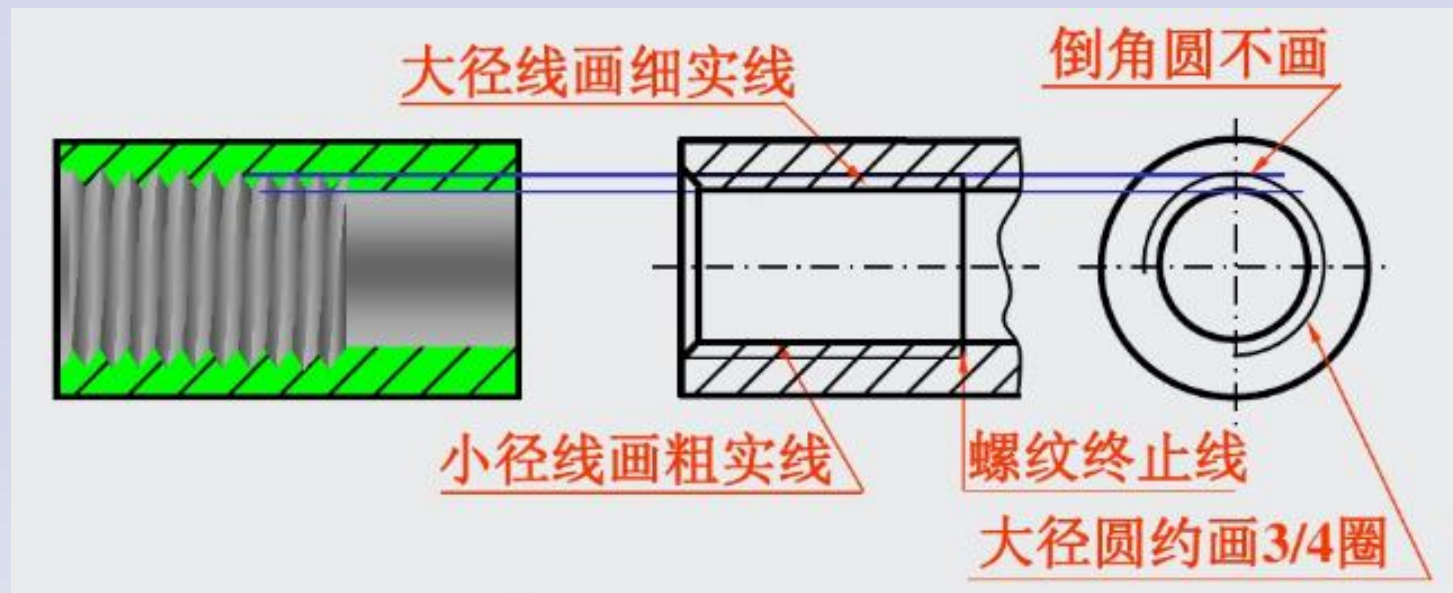


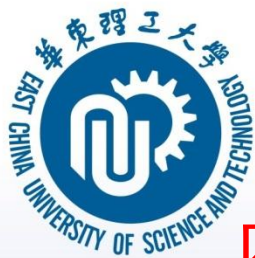


## 第2节 螺纹参数

### 四、螺纹的画法——复习

**内螺纹**：剖开表示时，牙底（大径）为**细实线**，牙顶（小径）及螺纹终止线为**粗实线**。不剖开表示时，牙底、牙顶和螺纹终止线皆为虚线。在垂直于螺纹轴线的视图中，牙底仍然画成约为3/4圈的细实线，并规定螺纹的倒角也省略不画。

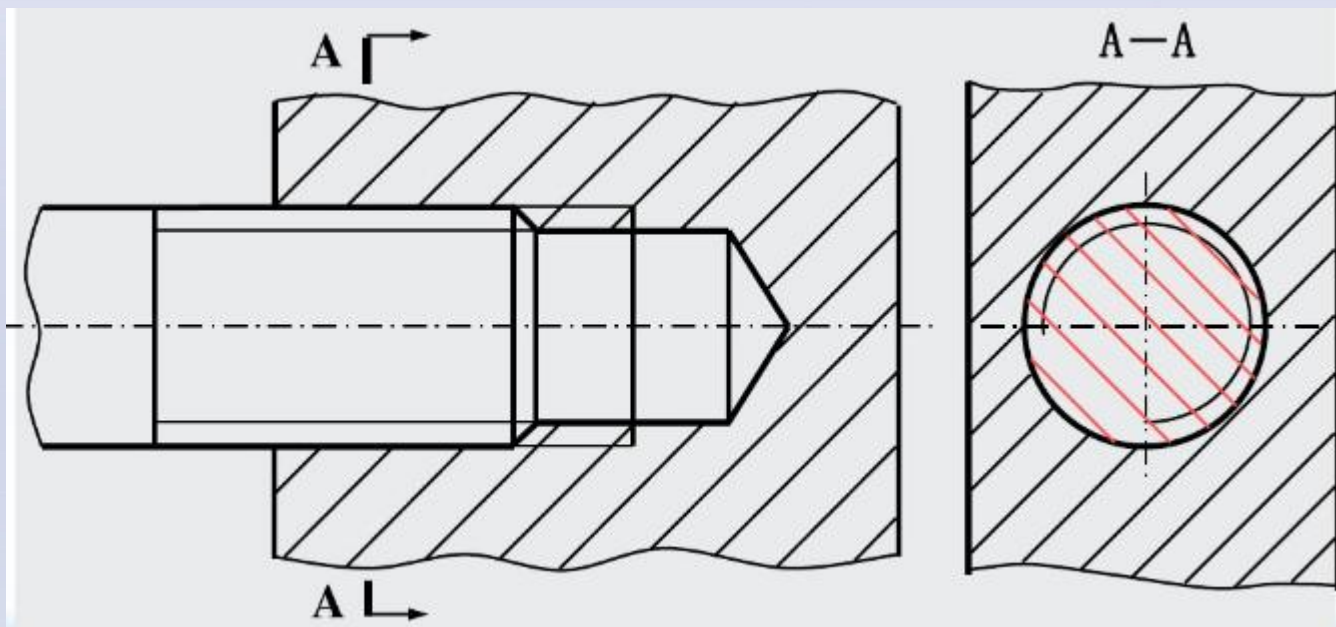




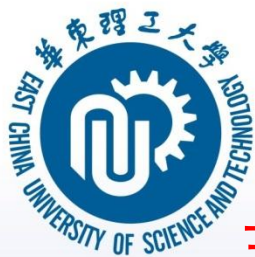
## 第2节 螺纹参数

### 四、螺纹的画法——复习

**内、外螺纹联接：**一般用剖视图表示，旋合部分按外螺纹的画法绘制，其余部分按各自的画法表示。

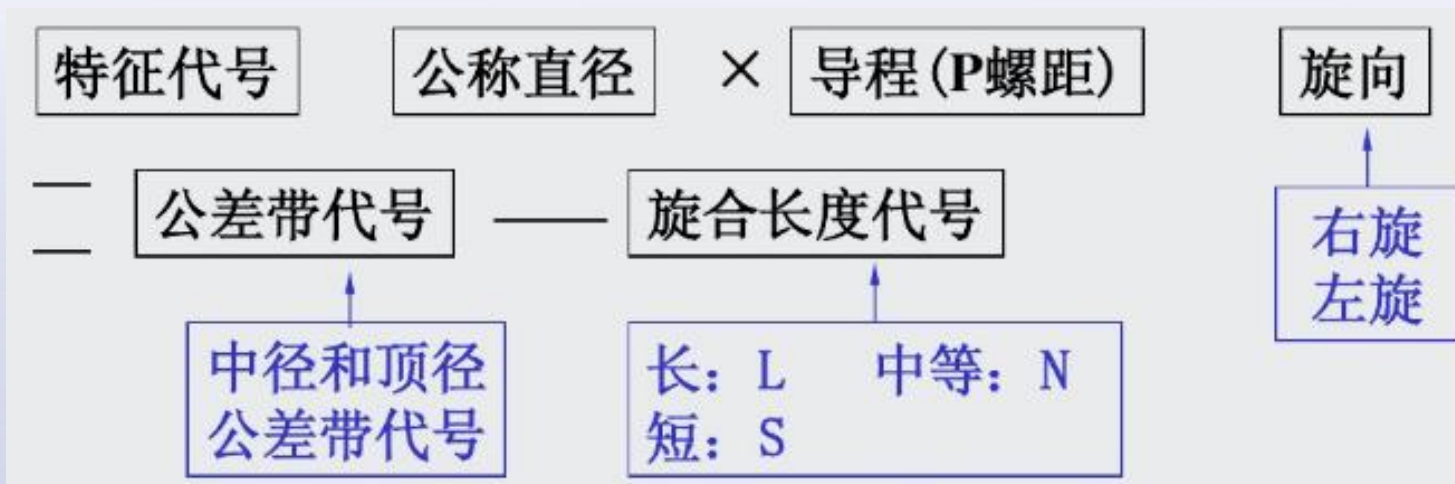


1. 画外螺纹；
2. 确定内螺纹的端面位置；
3. 画内螺纹及其余部分投影。



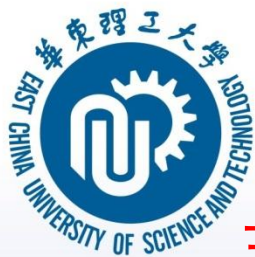
## 第2节 螺纹参数

### 五、螺纹的标注——复习



- 单线螺纹时**导程 (P螺距)** 为**螺距**;
- 粗牙螺纹不标注螺距;
- 右旋螺纹不标注旋向, 左旋时则标注**LH**;
- 公差带代号顺序标注中径、顶径公差带代号;
- 旋合长度为中等时, “**N**” 省略。





## 第2节 螺纹参数

### 五、螺纹的标注——复习

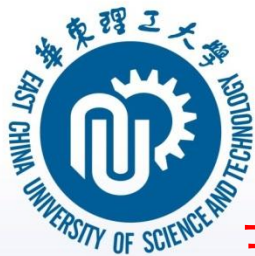
例1: **M20×2 LH—5g6g—S**

普通螺纹			短旋合长度
大径 $d=20$			顶径公差带代号
螺距P2 (细牙)			中径公差带代号
左旋			

例2: **B36×14(P7)—7H—L**

锯齿形螺纹			长旋合长度
大径 $D=40$			中径、顶径
导程14螺距P7线数2			公差带代号
右旋			

公差代号用  
大写字母的  
螺纹为内螺  
纹；用小写  
字母的则为  
外螺纹。



## 第2节 螺纹参数

### 五、螺纹的标注——复习

例3: M20×1.5 LH

含义: 公称直径为20mm, 螺距为1.5mm的左旋单线细牙普通螺纹。

例4: M20-5g6g

含义: 公称直径为20mm, 右旋, 中径公差代号为5g、顶径公差代号为6g的普通粗牙螺纹。

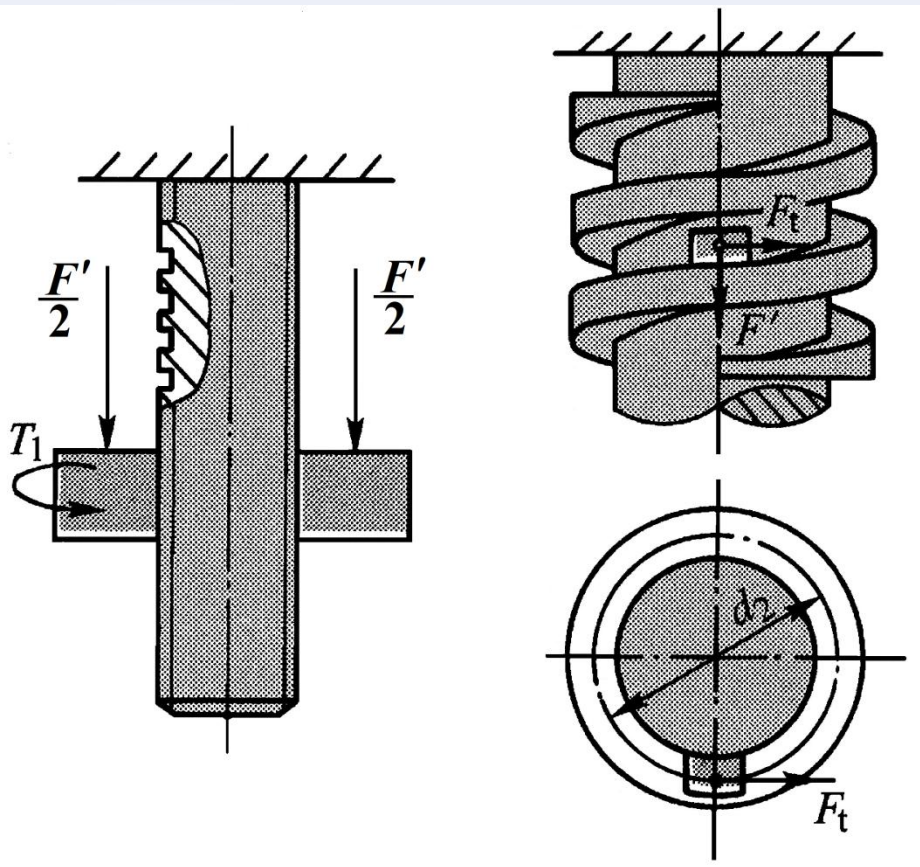


## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 一、矩形螺纹

#### 1. 旋紧螺旋副时的受力分析

螺杆不动，螺母上作用有**轴向载荷** $F'$ （包括外载荷和自重）。对螺母作用一转矩 $T_1$ ，使螺母克服载荷 $F'$ 等速旋紧时，可以把螺母看成为一个重为 $F'$ 的滑块，在作用于中径的**圆周力** $F_t$ 的推动下沿螺纹等速上移。



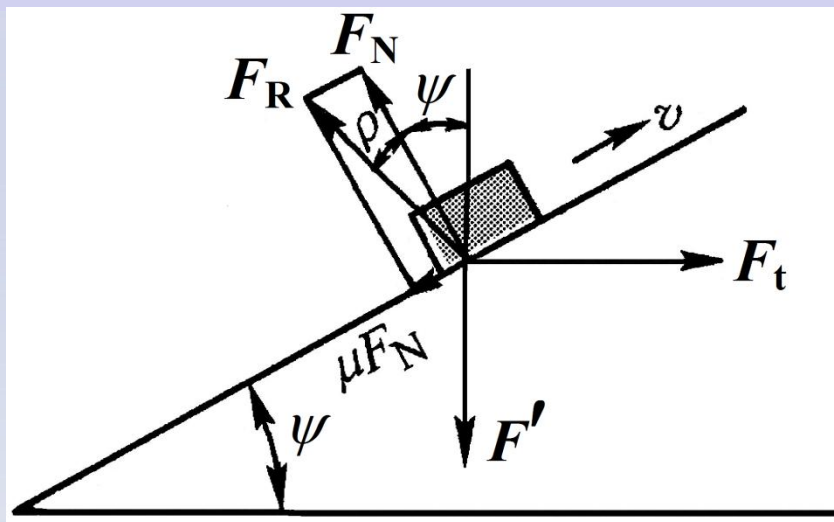
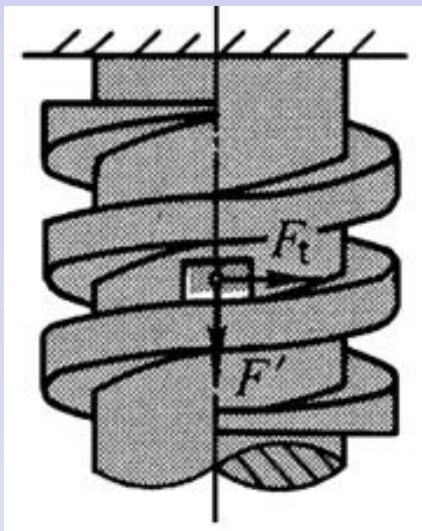


## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 1. 旋紧螺旋副时的受力分析

将螺纹沿中径展开，相当于滑块在水平力 $F_t$ 的作用下，克服阻力 $F'$ 沿斜面等速上移。

滑块受到的力有： $F'$ 、 $F_t$ 、 $F_N$ 、 $\mu F_N$ 。总反力 $F_R$ 与 $F'$ 之间所夹的锐角等于螺纹升角 $\psi$ 和摩擦角 $\rho$ 之和。



## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 1. 旋紧螺旋副时的受力分析

滑块在  $F'$ 、 $F_t$ 、 $F_R$  三力作用下处于平衡状态，由力封闭三角形，得到作用在螺纹中径处的圆周力为：

$$F_t = F' \times \tan(\psi + \rho)$$

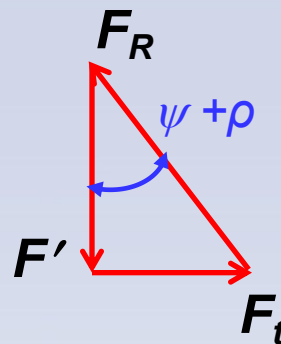
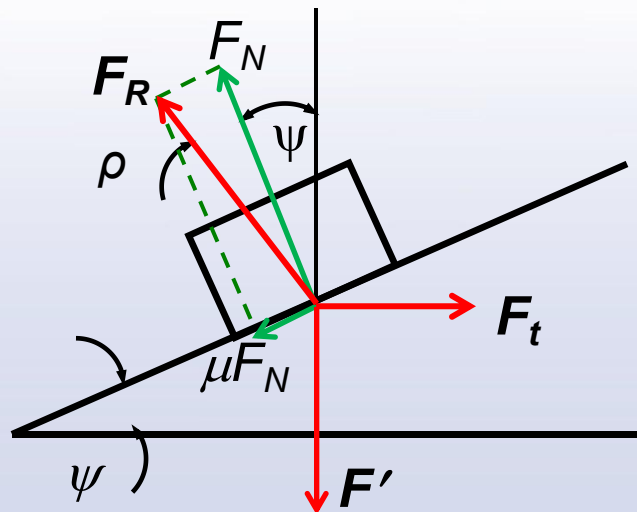
$$\rho = \arctan \mu$$

$\rho$  称为**摩擦角**， $\mu$ 为摩擦因数。

旋紧螺旋副时克服螺纹阻力所需的转矩为：

$$T_1 = F_t \times \frac{d_2}{2} = F' \tan(\psi + \rho) \cdot \frac{d_2}{2}$$

螺纹联接时， $T_1$  为拧紧螺纹时的螺纹力矩。





## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 2. 旋紧螺旋副时的效率

$$T_1 = F_t \times \frac{d_2}{2} = F' \tan(\psi + \rho) \cdot \frac{d_2}{2}$$

将螺母等速旋转一周，轴向移动一个导程，则

**有用功：**

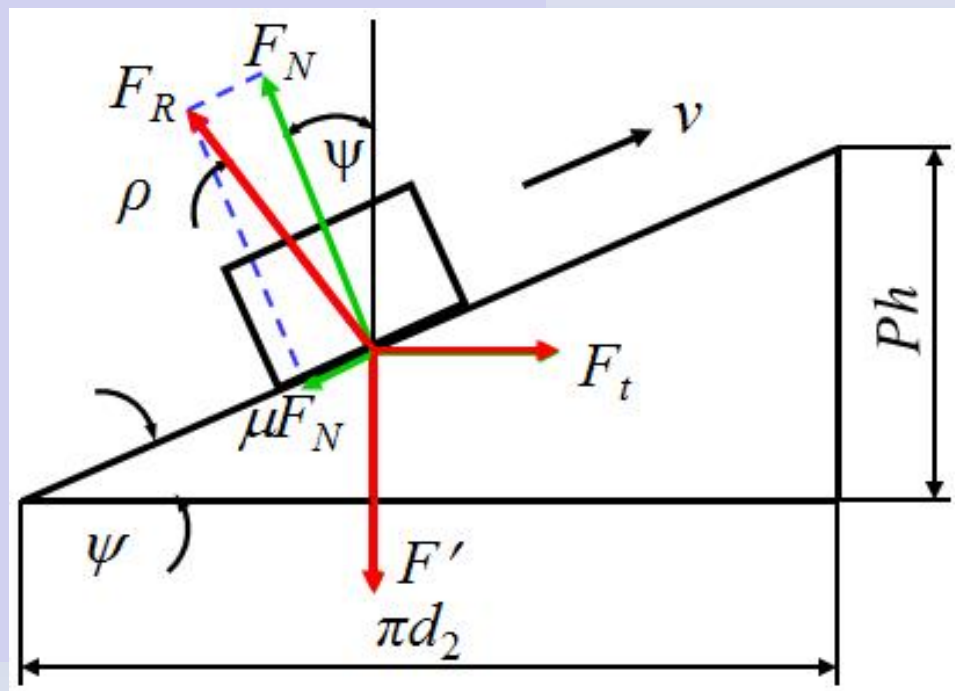
$$W_2 = F' Ph = F' \pi d_2 \tan \psi$$

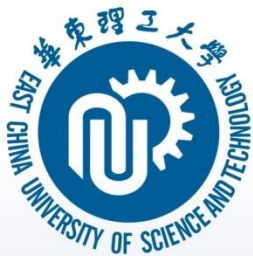
**输入功：**

$$W_1 = 2\pi T_1 = F' \pi d_2 \tan(\psi + \rho)$$

旋紧螺旋副时的**效率**为：

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho)}$$

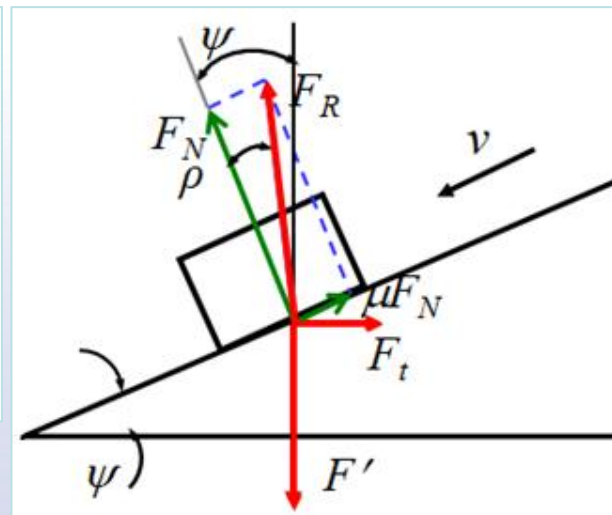
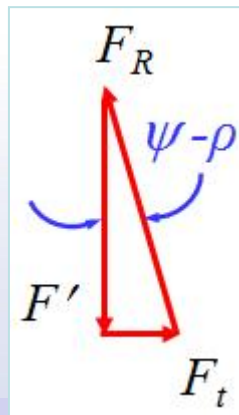




## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 3. 松退时的自锁

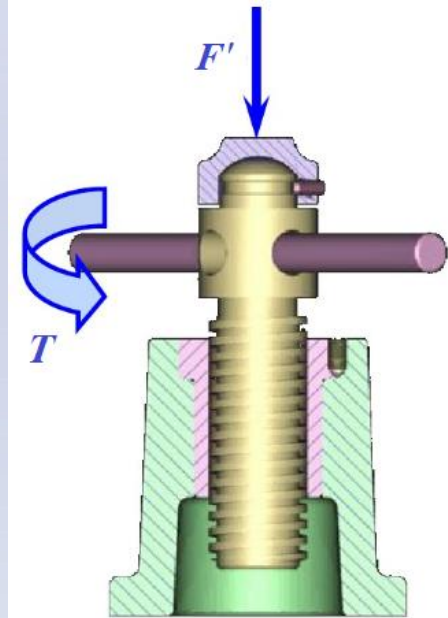
$$F_t = F' \times \tan(\psi - \rho)$$



- 1)  $\psi > \rho$ ,  $F_t$ 为正, 滑块可以沿斜面等速下滑。
- 2)  $\psi \leq \rho$ ,  $F_t$ 为零 (即螺纹拧紧后不动) 或负值 (即拧松螺母), 滑块不能沿斜面等速下滑。

### 3) 螺旋副的自锁条件: $\psi \leq \rho$

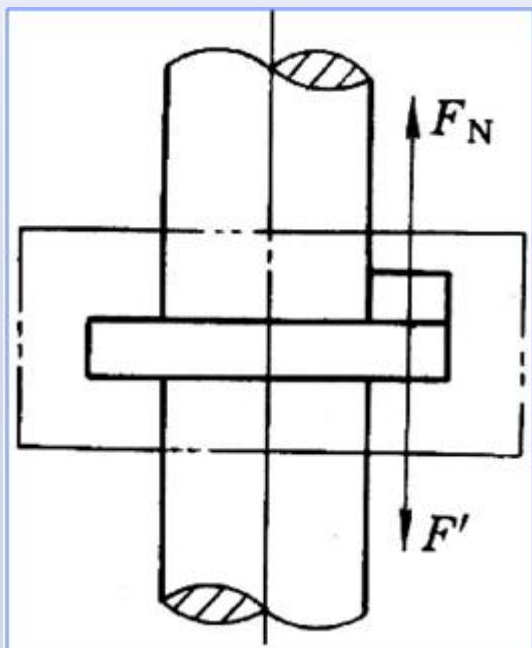
在这个条件下, 不论力  $F'$  有多大, 滑块都不会自行下滑, 即螺母不会松退, 这种现象称为**螺旋副的自锁**。应用实例: **螺旋千斤顶**, 防止重物下落。



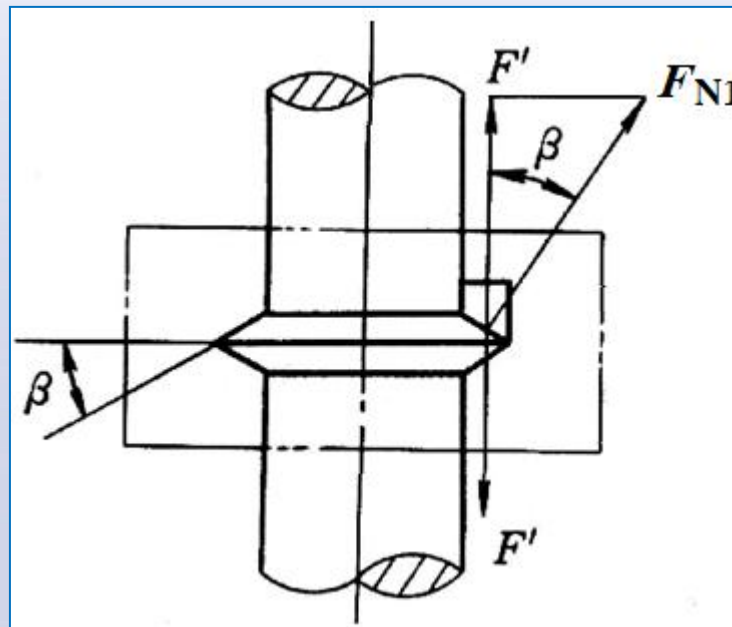


## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 二、非矩形螺纹——对比牙型倾角 $\beta=0$ 和 $\beta\neq0$ 时螺旋副的受力情况



$$F_{\mu} = \mu F_N = \mu F'$$



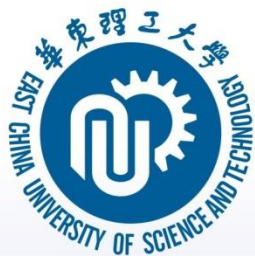
$$F_{\mu} = \mu F_{N1}$$

$$F_{\mu} = \frac{\mu F'}{\cos \beta}$$

$$F_{N1} = \frac{F'}{\cos \beta}$$

$$F_{\mu} = \mu_v F'$$

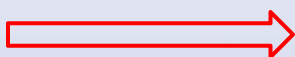




## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 二、非矩形螺纹

$$\beta=0$$



$$\beta \neq 0$$

$$F_{\mu} = \mu F_N = \mu F'$$



$$F_{\mu} = \frac{\mu F'}{\cos \beta}$$

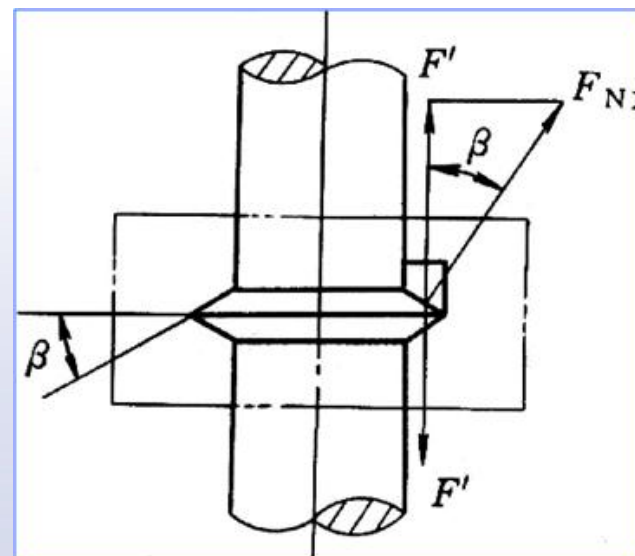


$$F_{\mu} = \mu_v F'$$

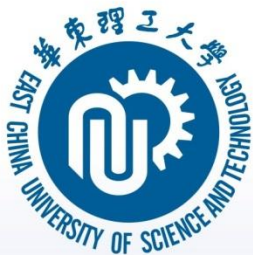
$$\mu_v = \mu / \cos \beta$$

$$\rho_v = \arctan(\mu / \cos \beta)$$

$\mu_v$ 、 $\rho_v$ 分别称为当量摩擦因数和当量摩擦角。







## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 二、非矩形螺纹——用 $\rho_v$ 代替 $\rho$

$$\rho = \arctan \mu$$

旋紧螺旋副时作用在螺纹中径上的圆周力：

$$F_t = F' \tan(\psi + \rho_v)$$

$$\rho_v = \arctan\left(\frac{\mu}{\cos \beta}\right)$$

旋紧螺旋副时克服螺纹阻力所需的力矩：

$$T_1 = F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$$

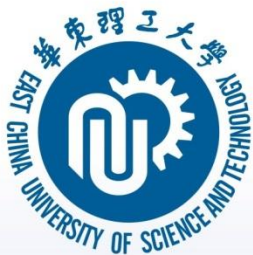
一般情况下， $\rho_v > \rho$

旋紧螺旋副时的效率：

$$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho_v)}$$

螺旋副的自锁条件：

$$\psi \leq \rho_v$$



## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 三、影响螺旋副效率和自锁性能的几何因素

**螺纹升角：**  $\psi = \arctan(np / \pi d_2)$

螺纹线数越多，螺距越大，螺纹升角  $\psi$  越大。

螺纹升角  $\psi$  一般不应超过  $25^\circ$ 。  
在此范围内， $\psi$  越大，自锁性能越差。

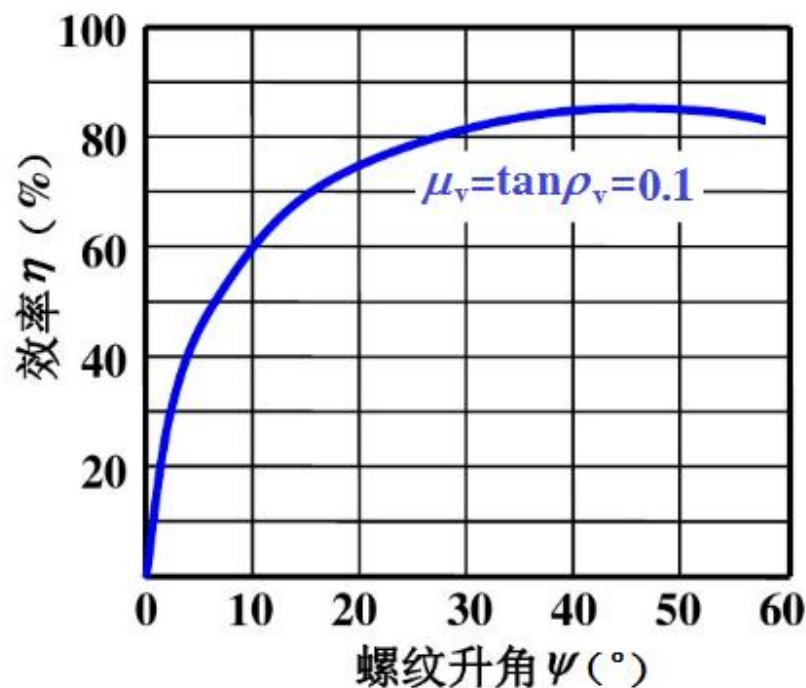
**螺旋传动：** 多线，大螺距，**提高传动效率**

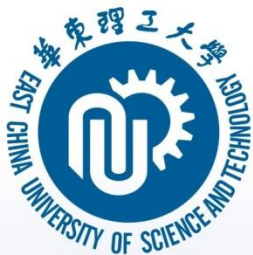
**螺纹联接：** 单线，小螺距，**提高自锁性能**

$$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho_v)}$$

$$\psi \leq \rho_v$$

$$\rho_v = \arctan\left(\frac{\mu}{\cos \beta}\right)$$





## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

$$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho_v)}$$

### 三、影响螺旋副效率和自锁性能的几何因素

$$\psi \leq \rho_v$$

当量摩擦角： $\rho_v = \arctan(\mu / \cos \beta)$

$$\rho_v = \arctan\left(\frac{\mu}{\cos \beta}\right)$$

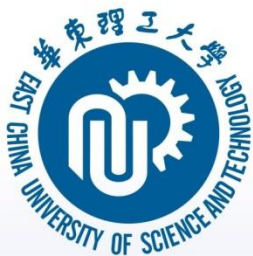
$\mu$  一定， $\beta$  越大， $\rho_v$  越大。在  $\psi$  一定的情况下， $\rho_v$  越大，效率越低，自锁性能越好。

螺旋传动：应采用牙型倾角  $\beta$  小的螺纹，提高效率

螺纹联接：应采用牙型倾角  $\beta$  大的螺纹，提高自锁性能

螺旋传动：多线、大螺距、小斜角 —— 效率（如矩形、梯形、锯齿形）

螺纹联接：单线、小螺距、大斜角 —— 自锁（如普通螺纹）



## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

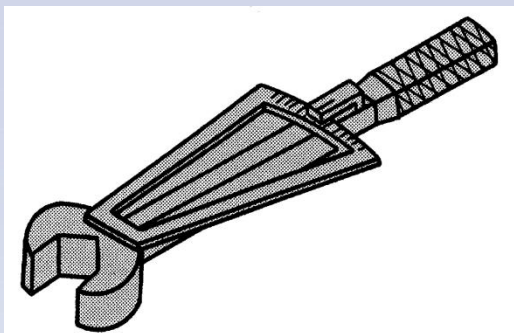
### 四、螺纹联接的预紧和拧紧力矩

**预紧**：安装时将螺母拧紧，使联接受到一定的**预紧力 $F'$** 。

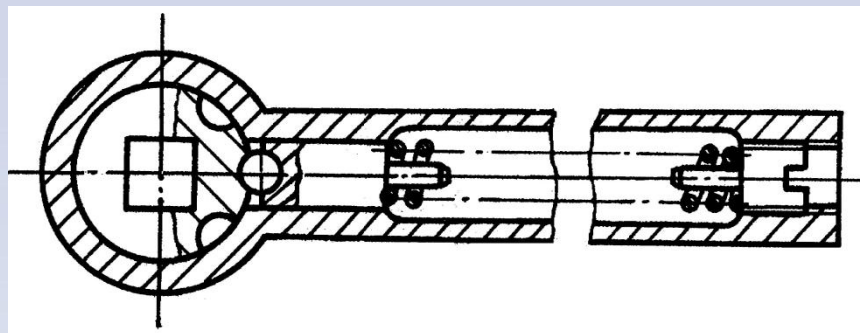
**一般联接**：对预紧力不加控制，拧紧程度凭装配经验而定。

**重要联接**：需要对预紧力加以控制，以满足联接强度、可靠性和密封性等要求，如气缸盖的螺栓联接。

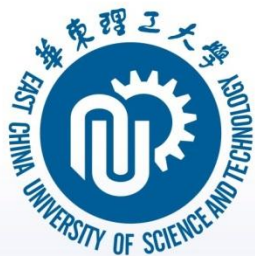
**控制预紧力的方式**：指针式扭力矩扳手、定力矩扳手。



指针式扭力矩扳手



定力矩扳手



## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

### 四、螺纹联接的预紧和拧紧力矩

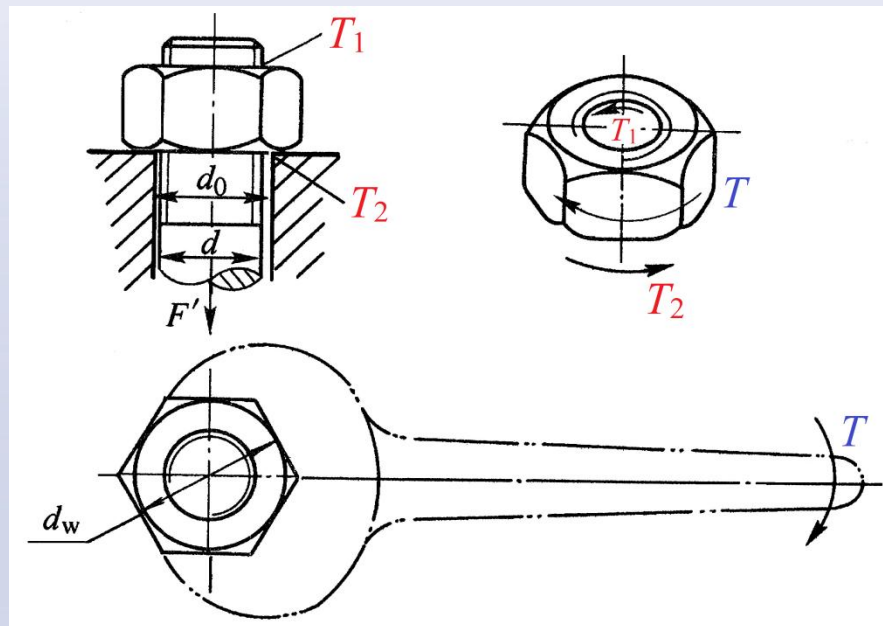
拧紧螺母时，拧紧力矩 $T$ 需要克服螺旋副相对运动的螺纹阻力矩 $T_1$ 和螺母与承压面间的摩擦阻力矩 $T_2$ ，即  $T = T_1 + T_2$ 。

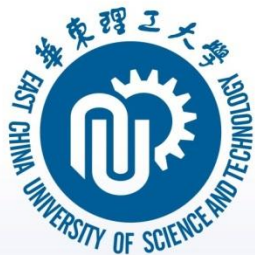
对M10~M68的粗牙普通螺母，**拧紧力矩 $T$** 可以简化为：

$$T \approx 0.2 F' d$$

预紧力

螺栓的公称直径





## 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

【例6-1】一螺栓连接采用M36的螺栓，已知螺旋副的摩擦因数 $\mu=0.13$ 。若要求螺栓连接装配时的预紧力 $F=9000\text{N}$ ，试计算所需的拧紧力矩；若将螺栓的单线普通螺纹变为双线普通螺纹，试比较两螺旋副的效率及自锁性能。

【解】1) 螺纹的基本参数

由附表6-1，M36的螺栓，螺距 $P=4\text{mm}$ ，中径 $d_2=33.402\text{mm}$

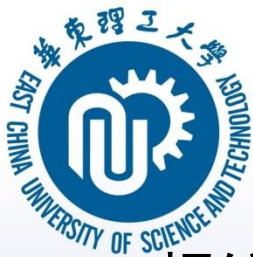
2) 拧紧力矩  $T \approx 0.2F'd = 0.2 \times 9000 \times 36 = 6.48 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

3) 单线普通螺纹螺旋副的效率

对普通螺纹，牙型倾角  $\beta = \alpha / 2 = 30^\circ$

当量摩擦因数  $\mu_v = \mu / \cos \beta = 0.13 / \cos 30^\circ = 0.15$

当量摩擦角  $\rho_v = \arctan \mu_v = \arctan 0.15 = 8^\circ 31' 51''$



### 第3节 螺旋副的受力、效率和自锁

螺纹升角  $\psi_1 = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} = \arctan \frac{1 \times 4}{\pi \times 33.402} = 2^\circ 10' 59''$

效率  $\eta_1 = \frac{\tan \psi_1}{\tan(\psi_1 + \rho_v)} = \frac{\tan 2^\circ 10' 59''}{\tan(2^\circ 10' 59'' + 8^\circ 31' 51'')} = 0.20 = 20\%$

#### 4) 双线普通螺纹螺旋副的效率

螺纹升角  $\psi_2 = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} = \arctan \frac{2 \times 4}{\pi \times 33.402} = 4^\circ 21' 35''$

效率  $\eta_2 = \frac{\tan \psi_2}{\tan(\psi_2 + \rho_v)} = \frac{\tan 4^\circ 21' 35''}{\tan(4^\circ 21' 35'' + 8^\circ 31' 51'')} = 0.33 = 33\%$

#### 5) 比较两种螺纹的效率和自锁性

$\eta_2 > \eta_1$ ，双线螺纹效率高； $\psi_1$ 、 $\psi_2$ 均小于 $\rho_v$ ，且 $\psi_1 < \psi_2$ ，故两种螺纹均能自锁，单线螺纹的自锁性能更好。





## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### 一、螺纹连接的基本类型、特点及应用

- 1、螺栓连接
- 2、双头螺柱连接
- 3、螺钉连接
- 4、紧定螺钉连接

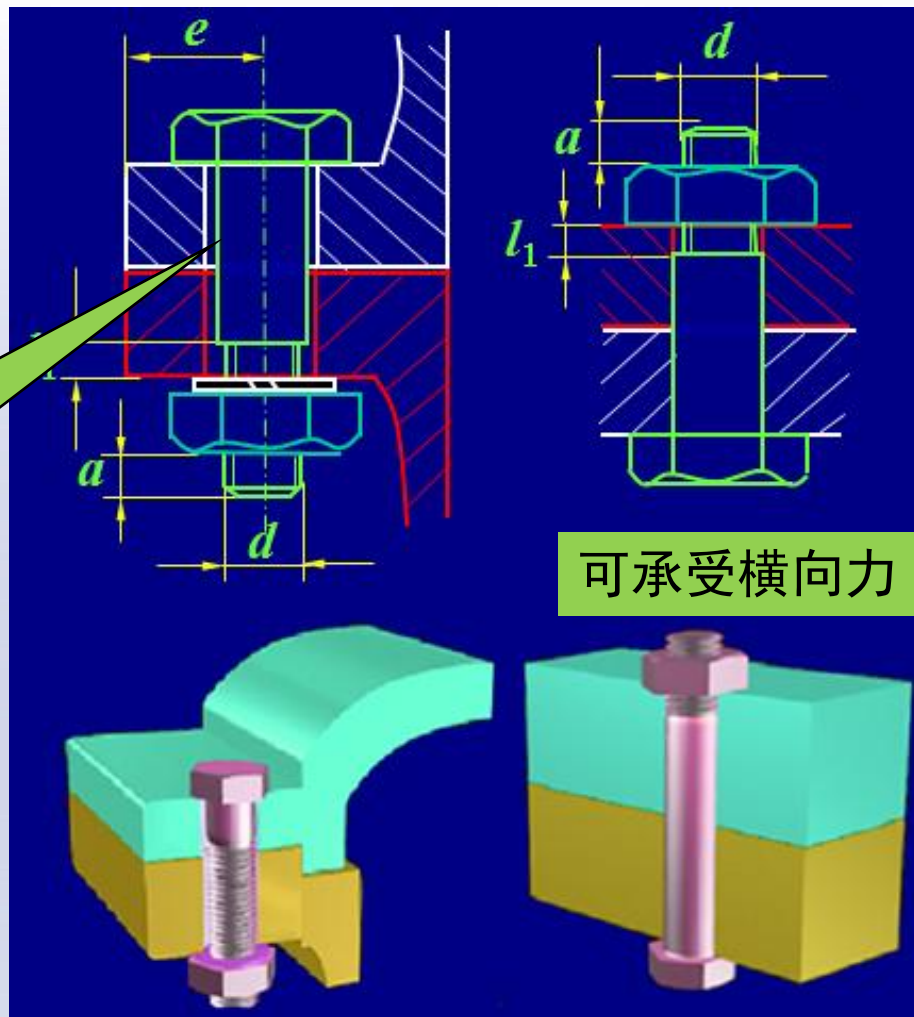


## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

1、**螺栓连接**：一端有钉头，另一端有螺纹，将螺栓贯穿被连接件的光孔，拧紧螺母构成螺栓连接。

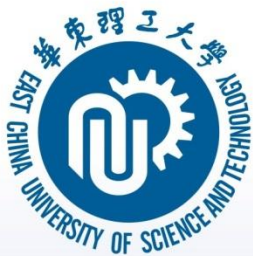
孔与螺杆之间有间隙

**特点及应用**：不需要加工螺纹孔，结构简单，装拆方便，**应用最为广泛**，多用于被连接件不太厚并需经常拆卸的场合。



普通螺栓联接

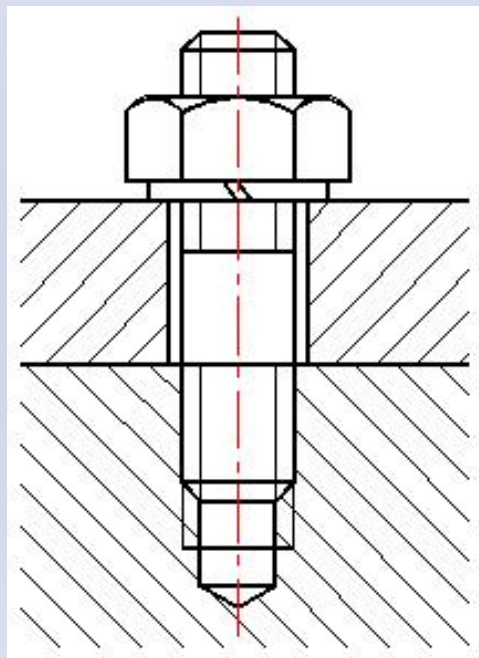
铰制孔螺栓联接



## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

**2、双头螺柱连接：** 没有钉头，两端有螺纹，连接时其底端拧紧在一个被连接件的螺孔中，另一端贯穿另一被连接件的通孔再用螺母拧紧，拆卸时，仅拆下螺母，故螺纹孔不易损坏。

**应用：** 适用于被连接件之一太厚不便穿孔，且需**经常拆卸**或结构上受限制不能采用普通螺栓的场合。

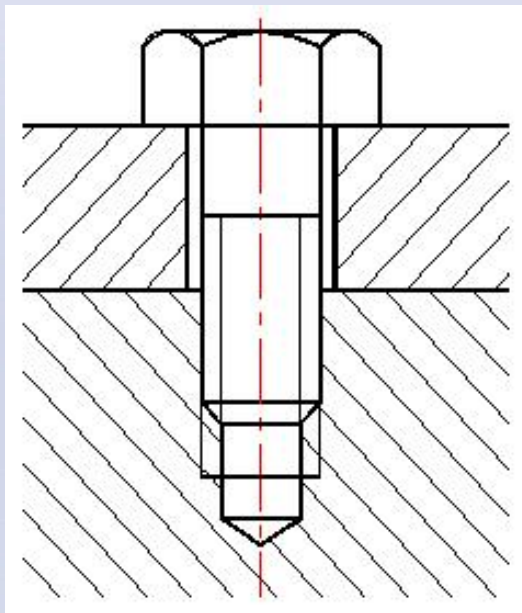


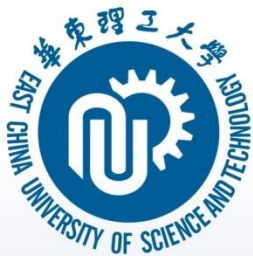


## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

3、**螺钉连接**：不用螺母直接把螺纹部分拧进被连接件之一的螺纹孔，称为螺钉联接。

**应用**：用于被联接件之一较厚，不便加工通孔的场合，但**不能经常装拆**，否则因螺纹孔磨损而导致被连接件报废。

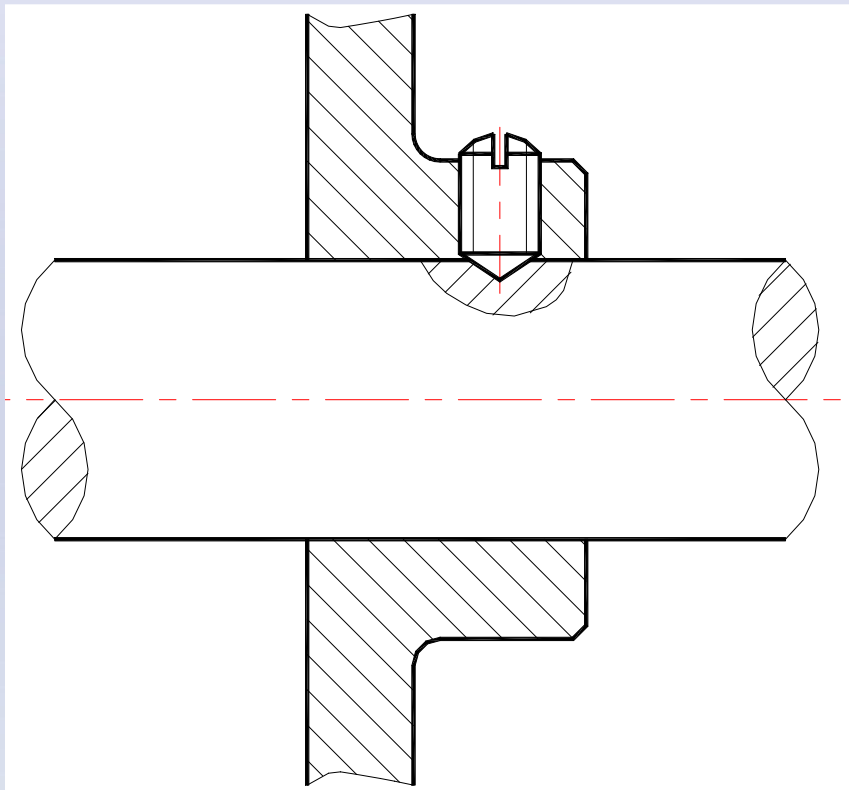


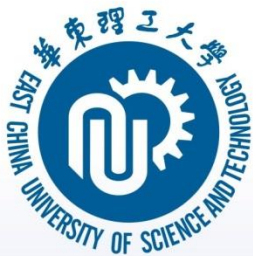


## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

**4、紧定螺钉连接：** 将其拧入被连接件之一的螺纹孔中，并用它的末端顶紧另一被连接件的表面或顶入相应的坑中，可传递不大的力和转矩。

**应用：** 轴与轴上零件的固定。





## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### 二、螺纹连接件的主要类型

- 螺栓
- 双头螺柱
- 螺钉
- 紧定螺钉
- 螺母
- 垫圈



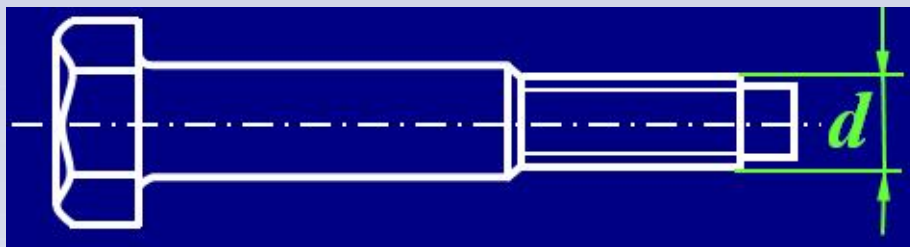
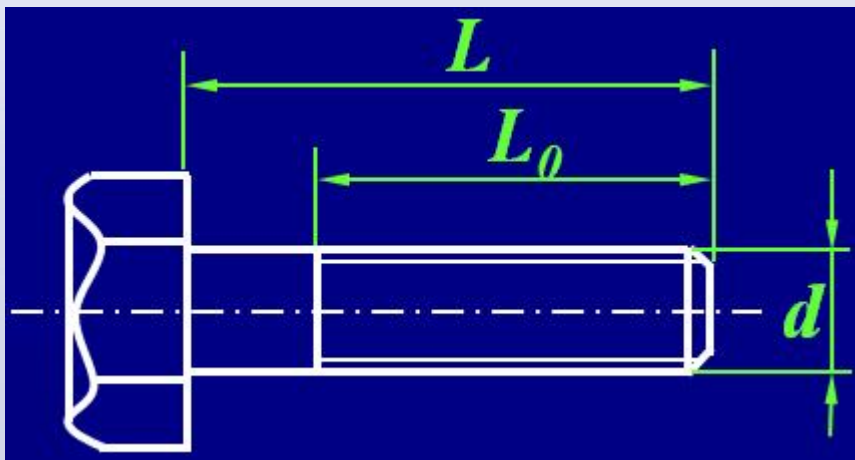


## 第4节 螺纹连接和螺纹联接件

### ➤ 螺栓

由头部和螺杆组成，头部形式很多，常用的是六角头螺栓。

六角头螺栓



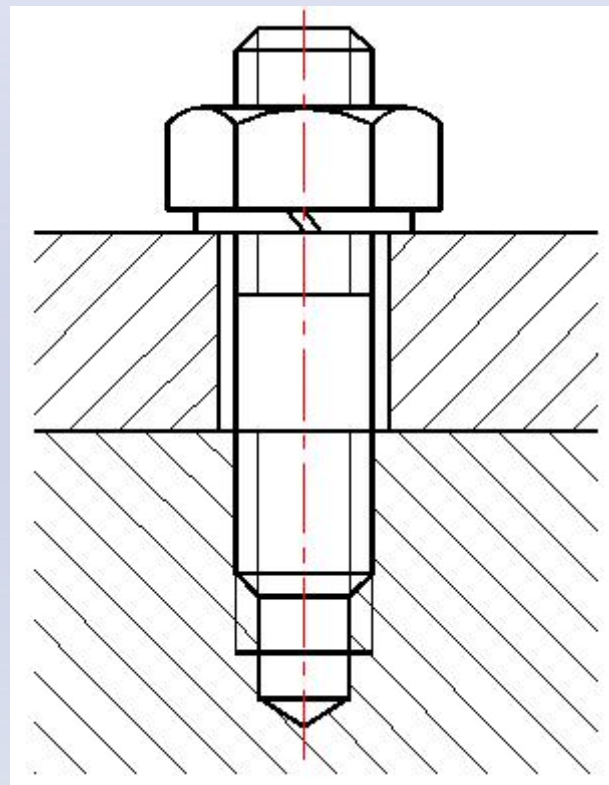
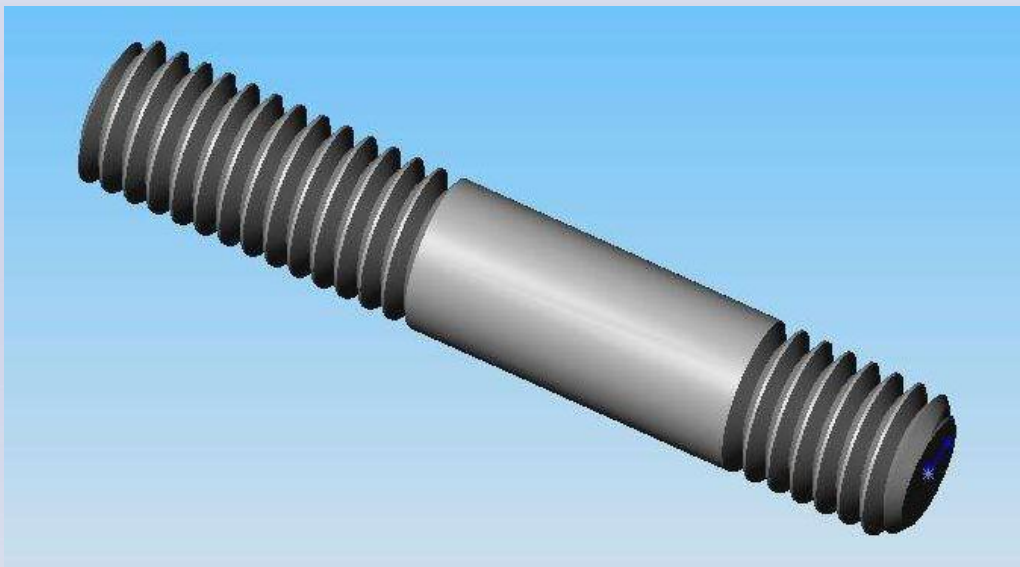
六角头铰制孔用螺栓



## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### ➤ 双头螺柱

两端均制有螺纹，旋入被连接件螺纹孔的一端称为**底端**，另一端称为**螺母端**。





## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### ➤ 螺钉

结构形式与螺栓类似，但螺钉头部形式较多，可以制成各种适合扳手或起子的形状。



内、外六角头：可施加较大的拧紧力矩。



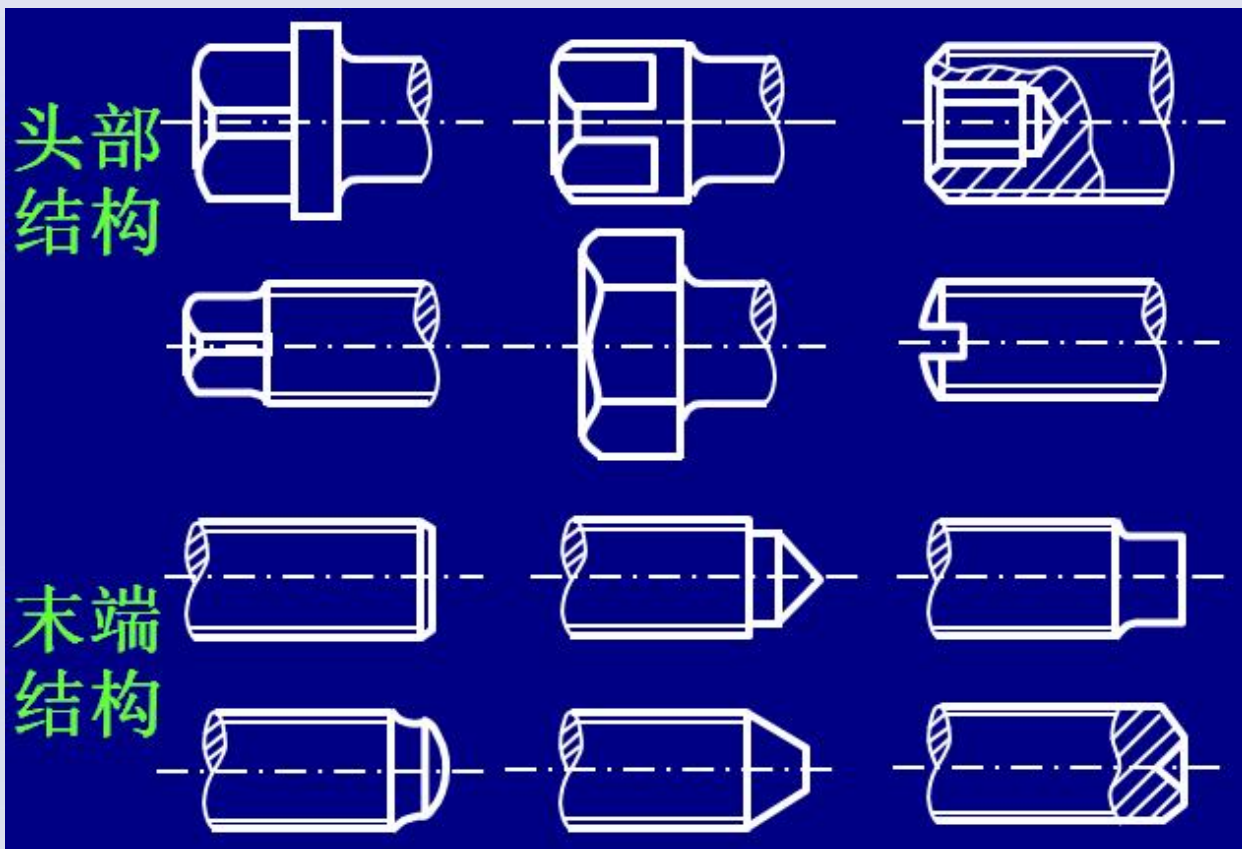
十字槽头：不便于施加较大的拧紧力矩。



## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### ➤ 紧定螺钉

头部和末端形式都很多，末端形式有锥端、平端和圆柱端。



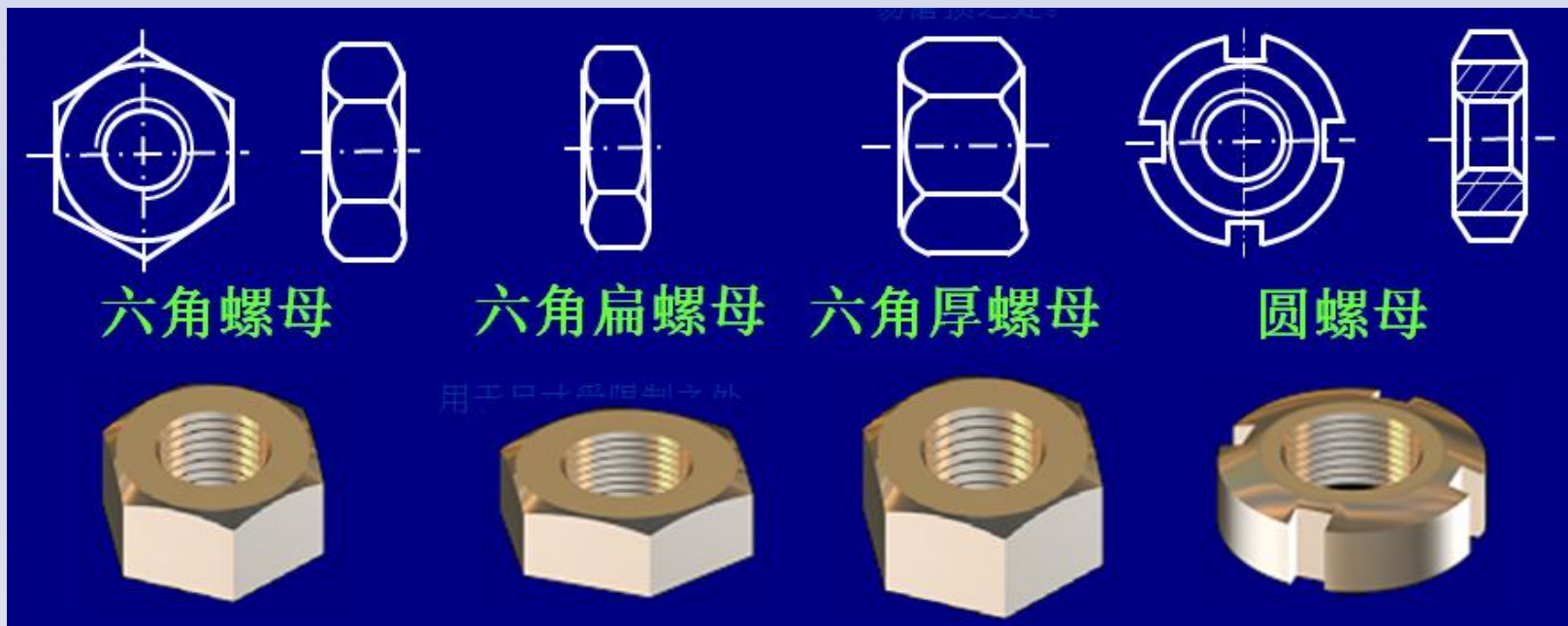




## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### ➤ 螺母

与螺栓、双头螺柱配套使用。有六角形、圆形、方形等，以六角螺母最为常用；六角螺母的高度不同，有扁螺母、正常高度的螺母和厚螺母。





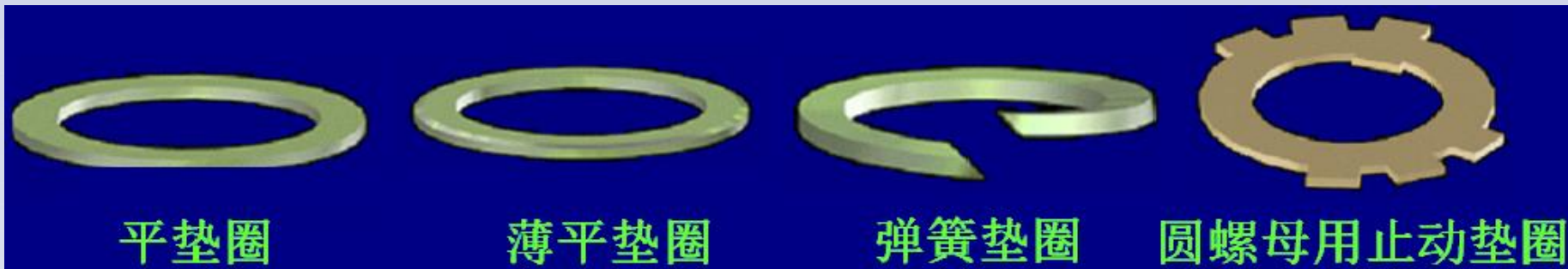
## 第4节 螺纹连接和螺纹连接件

### ➤ 垫圈

是绝大多数螺纹联接中不可缺少的附件。常用的有平垫圈、弹簧垫圈。

**平垫圈**：增大螺母与被联接件间的支承面积，减小接触处压强，使螺母的压力均匀分布到零件表面上；防止螺母旋紧时损伤被连接件表面。

**弹簧垫圈**：防松作用。







## 第5节 螺纹连接的强度计算

螺纹连接的**强度计算**，是螺纹连接**设计的基础**。

以**螺杆**为计算对象，按照等强度原则，一般不对螺纹的螺牙进行强度计算。

螺纹连接强度计算的目标：**确定螺纹的公称直径**，对螺母和其他螺纹连接件是根据螺纹的公称直径，查取相应的标准确定。

强度计算的依据：**螺栓受力分析**。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

起重滑轮  
螺栓连接

### 一、受拉螺栓连接的强度计算

受拉螺栓连接，其主要失效形式：螺杆螺纹处的塑性变形或断裂。

#### 1. 只受工作载荷的螺栓强度计算

连接装配时不拧紧，螺栓只有在工作时才受拉力 $F$ ，故又称为**松螺栓连接**，忽略零件自重。

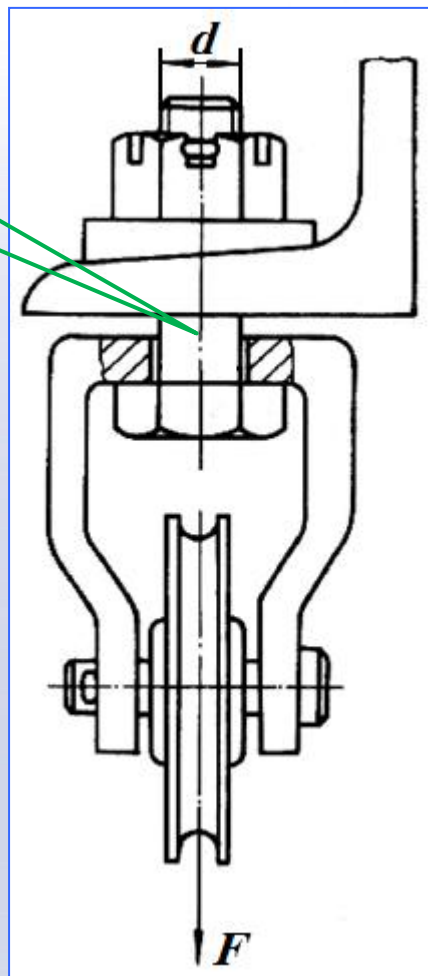
螺栓的强度条件为：

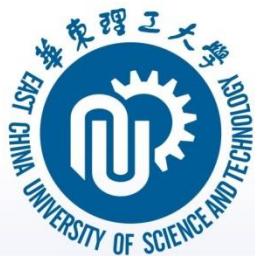
$$\sigma = \frac{F}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

设计公式：

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$$

$F$ 为轴向工作载荷， $d_1$ 为螺纹小径；  
 $[\sigma]$ 为**松连接螺栓**的许用拉应力。





## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 2. 只受预紧力的螺栓强度计算

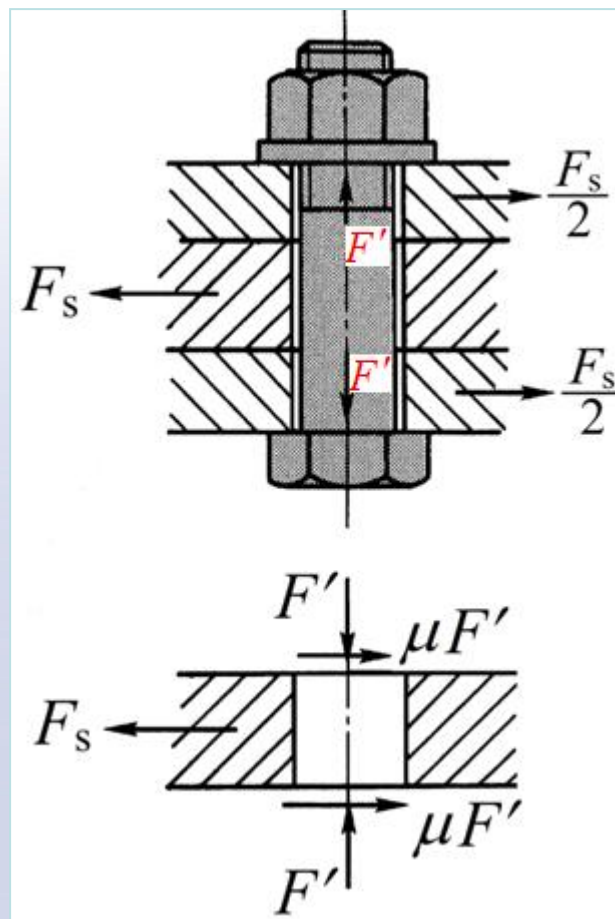
受拉的紧螺栓连接在**装配时必须拧紧**，因此在承受工作载荷之前，螺栓就受到一定的预紧力（**轴向拉应力**）。

螺栓连接受**横向工作载荷** $F_s$ ，其方向与螺栓轴线垂直。工作原理是：将连接拧紧，利用被连接件接合面间压力所产生的**摩擦力**来传递横向外载荷。根据力

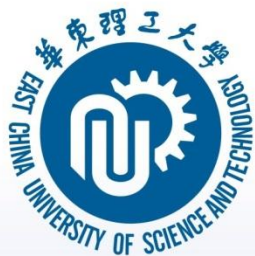
平衡条件： $KF_s = \mu F' m$

即

$$F' = \frac{KF_s}{\mu m}$$



$K$ 为保证连接可靠的可靠性系数； $\mu$ 为接合面间的摩擦因数； $F'$ 为螺栓连所受的预紧力； $m$ 为被连接件接合面数目。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 2. 只受预紧力的螺栓强度计算

拧紧螺栓进行连接时，螺栓的危险截面上受由预紧力 $F'$ 引起的拉应力和由螺纹力矩 $T_1$ 引起的扭切应力的复合作用。

按第四强度理论计算，复合应力 $\sigma_V$ 为

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_T^2} \leq [\sigma]$$

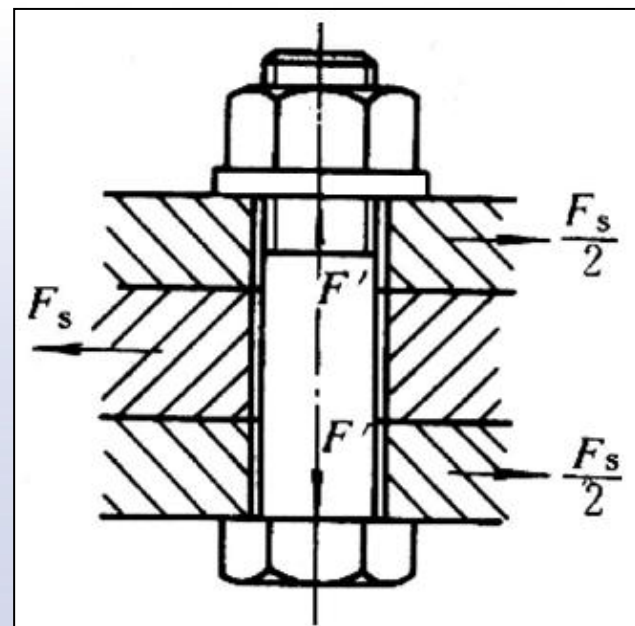
对M10~M68的普通螺栓， $\tau_T \approx 0.5\sigma$

因此， $\sigma_V = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_T^2} \approx 1.3\sigma$

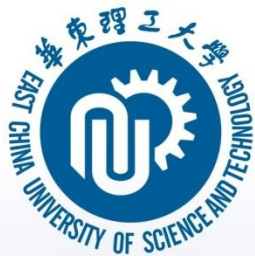
强度条件： $\sigma = \frac{1.3F'}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$

设计公式：

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F'}{\pi[\sigma]}}$$



受预紧力螺栓连接的强度若按纯拉伸计算，需将拉力增大30%，以考虑拧紧时受拧紧力矩的影响。

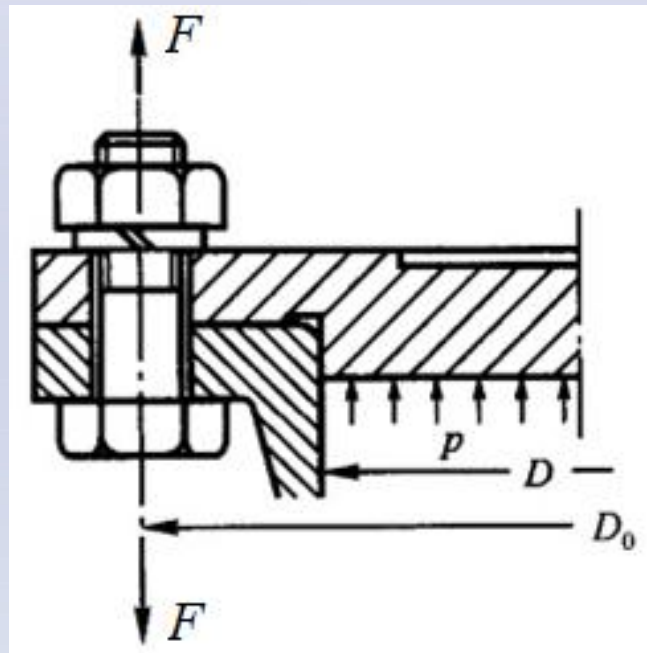


## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 3. 既受预紧力又受轴向工作载荷的螺栓强度计算

如图，气缸盖螺栓连接，螺栓沿圆周均布，数目为 $z$ 。连接要求具有足够大的预紧力，以保证工作载荷作用时接合面仍有一定的紧密性。

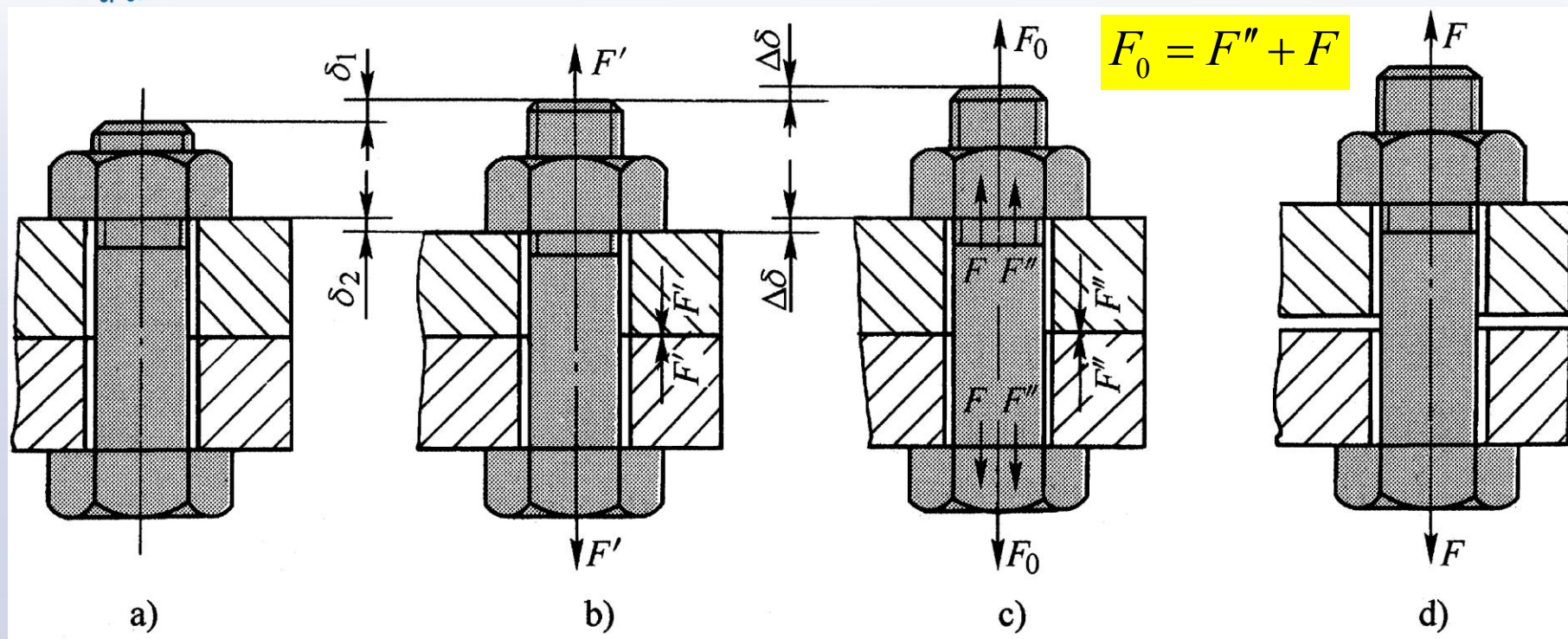
假设连接中各螺栓的受力情况相同，只需取其中一个螺栓进行分析。





## 第5节 螺连接强度计算

### 3. 既受预紧力又受轴向工作载荷的螺栓强度计算

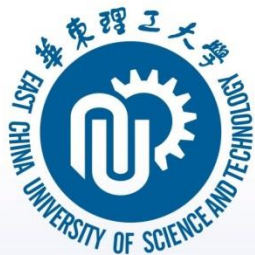


a) 螺母刚好与被连接件接触，尚未拧紧

b) 连接被拧紧，螺栓承受预紧拉力  $F'$ ，伸长变形量为  $\delta_1$ ；被连接件承受预紧压力  $F'$ ，压缩变形量为  $\delta_2$

c) 气缸充气后，连接在预紧状态下又受到一个轴向工作载荷  $F$  的作用，螺栓伸长量增加  $\Delta\delta$ ，总伸长量为  $\delta_1 + \Delta\delta$ ，螺栓所受拉力由  $F'$  增至  $F_0$ ；被连接间压缩量由  $\delta_2$  减小为  $\delta_2 - \Delta\delta$ ，所受压力由  $F'$  减至  $F''$ ， $F''$  称为**剩余预紧力**。





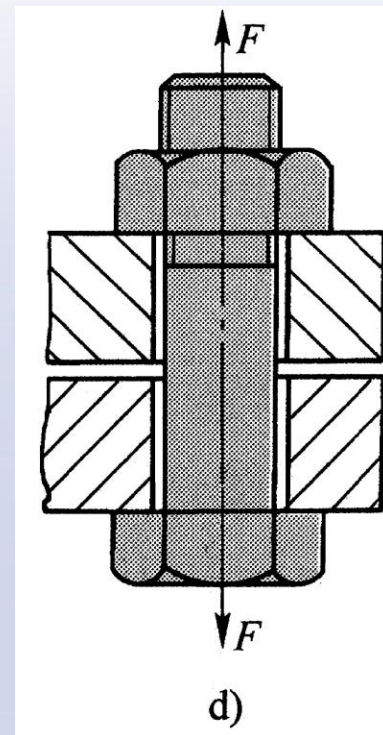
## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 3. 既受预紧力又受轴向工作载荷的螺栓强度计算

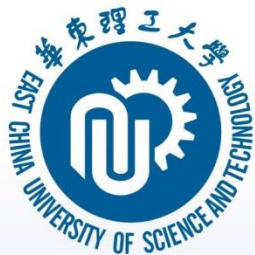
分析螺栓与被连接件的变形关系，得到螺栓所受总拉力 $F_0$ 为剩余预紧力 $F''$ 与工作载荷 $F$ 之和：

$$F_0 = F'' + F$$

工作荷  $F$  增大，剩余预紧力 $F''$  将减小。工作载荷增大到一定程度，剩余预紧力将为零，继续增大工作载荷，被连接件将出现缝隙，导致泄漏，如d)所示。



为了保证连接的紧密性，必须维持一定的剩余预紧力。剩余预紧力可以按紧密性要求选取。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 剩余预紧力的选取

工 作 情 况		剩余预紧力 $F''$
无紧密性要求	工作载荷稳定	$(0.2 \sim 0.6) F$
	工作载荷有变化	$(0.6 \sim 1.0) F$
有紧密性要求		$(1.5 \sim 1.8) F$

强度条件： $\sigma = \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$       设计公式： $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_0}{\pi [\sigma]}}$

若工作载荷在  $0 \sim F$  之间变化，螺栓总拉力将在  $F' \sim F_0$  之间变化，强度条件不变，但许用拉应力按变载荷查取。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

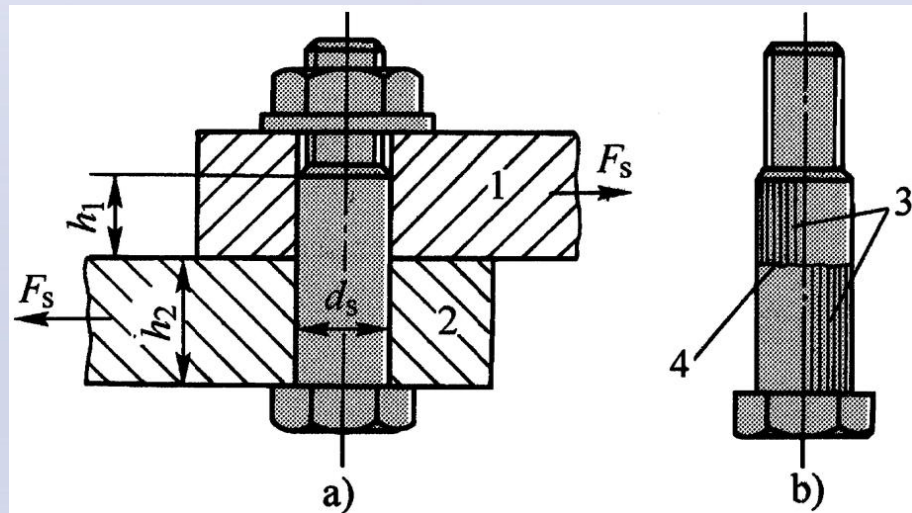
### 二、受剪螺栓连接的强度计算

受横向载荷作用的**铰制孔用螺栓**，载荷是靠螺杆的剪切以及螺杆和被连接件之间的挤压来传递。失效形式有：

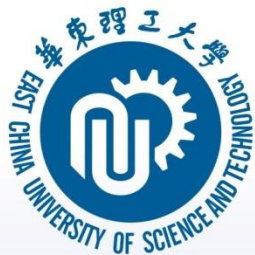
- 1) 螺杆受剪面塑性变形或剪断
- 2) 螺杆与被连接件中较弱者的挤压面被压溃。

剪切强度条件：
$$\tau = \frac{F_s}{m\pi d_s^2 / 4} \leq [\tau]$$

挤压强度条件：
$$\sigma_p = \frac{F_s}{d_s h} \leq [\sigma_p]$$



$F_s$ 为横向工作载荷； $\tau$ 为螺杆的工作切应力； $m$ 为螺杆受剪面数目； $\sigma_p$ 为计算对象的工作挤压应力； $[\tau]$ 、 $[\sigma_p]$ 分别为许用切应力和许用挤压应力。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 三、螺栓的材料和许用应力

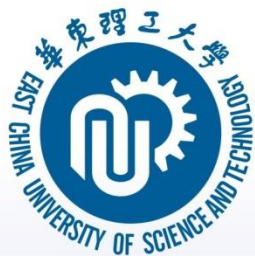
国家标准将螺栓、螺钉、螺柱按力学性能分为十级。

螺栓、螺钉和螺柱的性能等级

性能等级(标记)	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
抗拉强度极限 $\sigma_B$ /MPa	300	400		500		600	800	900	1000	1200
屈服极限 $\sigma_s$ (或 $\sigma_{0.2}$ )/MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1080
硬度HBS <sub>min</sub>	90	114	124	147	152	181	238	276	304	366
推荐材料	低碳钢	低碳钢或中碳钢					低碳合金钢， 中碳钢，淬 火并回火	中碳钢，低， 中碳合金钢， 合金钢，淬 火并回火	合金钢 淬火并 回火	

性能等级的标记代号含义：“.”前的数字代表公称抗拉强度的1/100，“.”后的数字代表公称屈服强度与抗拉强度的比值的10倍，即 $(\sigma_s / R_m) \times 10$ 。





## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 三、螺栓的材料和许用应力

国家标准将螺母的性能等级分为七级，分别与相配螺栓的性能等级对应。

螺母的性能等级							
性能等级 (标记)	4	5	6	8	9	10	12
螺母保证最小应力 $\sigma_{\min}$ /MPa	510 ( $d \geq 16$ ~39)	520 ( $d \geq 3 \sim 4$ , 右同)	600	800	900	1040	1150
推荐材料	易切削钢，低碳钢		低碳钢 或中碳钢	中碳钢		中碳钢，低、中 碳合金钢，淬火 并回火	
相配螺栓的性能等级	3.6,4.6, 4.8 ( $d > 16$ )	3.6,4.6,4.8 ( $d \leq 16$ ); 5.6,5.8	6.8	8.8	8.8( $d >$ 16~39) 9.8( $d \leq 16$ )	10.9	12.9



## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 三、螺栓的材料和许用应力

选用原则：

一般用途：通常选用4.8级左右的螺栓，

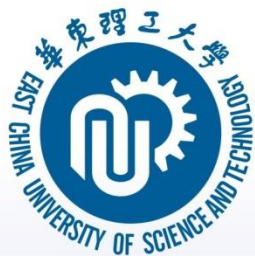
重要场合：选用高的性能等级，如在压力容器中常采用

8.8级的螺栓。

螺母材料的硬度一般比相配螺栓的硬度稍低。

规定性能等级的螺栓、螺母在图样只标注性能等级，不标注材料牌号。





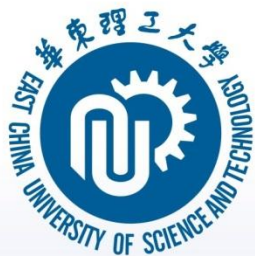
## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 三、螺栓的材料和许用应力

螺栓的许用应力与螺栓的材料、结构尺寸、载荷性质等。

受拉螺栓的许用拉应力 $[\sigma]$  MPa

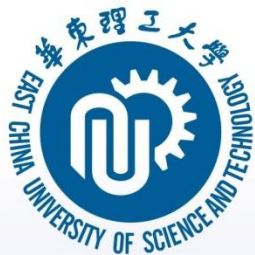
载荷性质	许用应力	不控制预紧力时的安全系数 $S_s$				控制预紧力时的安全系数 $S_s$
		直径 材料	M6~M16	M16~M30	M30~M60	
静载荷	$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S_s}$	碳钢	5~4	4~2.5	2.5~2	1.2~1.5
		合金钢	5.7~5	5~3.4	3.4~3	
变载荷		碳钢	12.5~8.5	8.5	8.5~12.5	
		合金钢	10~6.8	6.8	6.8~10	



## 第5节 螺纹连接的强度计算

受剪螺栓的许用剪应力 $[\tau]$  和许用挤压应力 $[\sigma_p]$       Mpa

载荷性质	材料	剪切		挤压	
		许用应力	安全系数 $S_\tau$	许用应力	安全系数 $S_p$
静载荷	钢	$[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_\tau}$	2.5	$[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{S_p}$	1.25
	铸铁	---	---	$[\sigma_p] = \frac{R_m}{S_p}$	2~2.5
变载荷	钢	$[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_\tau}$	3.5~5	按静载荷降低 20%~30%	---
	铸铁	---	---		

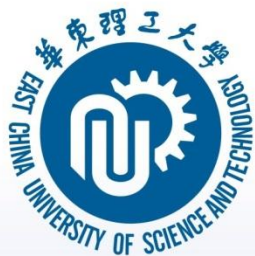


## 第5节 螺纹连接的强度计算

**“试算法”**——设计时，通常螺栓直径是未知的，因此要用试算法，即先假定一个公称直径  $d$ ，根据这个直径查出螺栓的许用拉应力，然后按强度公式计算出螺栓小径  $d_1$ ，与原来假定的公称直径  $d$  相比较，如果两者相差较大，应重新计算，直到两者相近或合适为止。

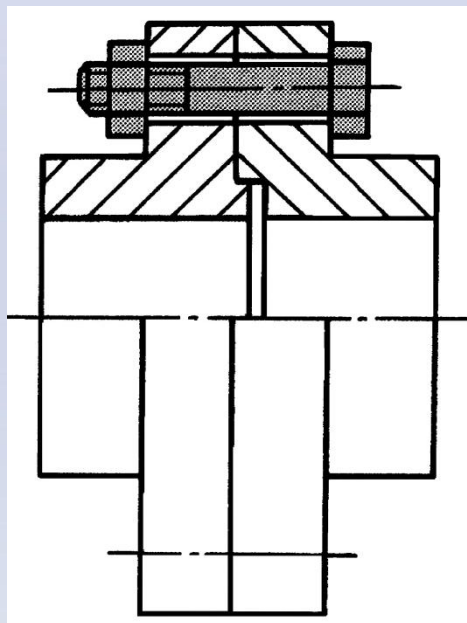
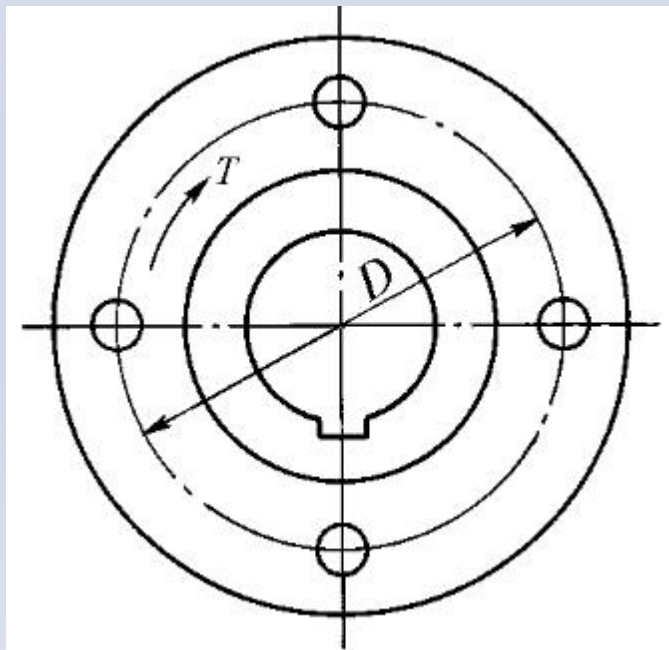
### 四、螺栓组连接的强度计算

上述均为单个螺栓的强度计算，多数情况下螺栓连接是成组使用的。设计时，同一组螺栓应取相同的材料、直径、长度及预紧力，并取其中受力最大的螺栓进行强度计算。



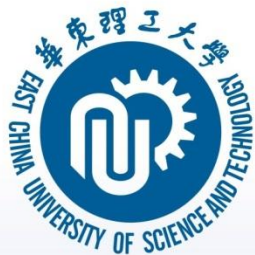
## 第5节 螺纹连接的强度计算

【例6-2】凸缘联轴器，联轴器材料为HT200，传递转矩  $T=1.20 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ，静载荷，两个半联轴器用4个螺栓连接，螺栓均匀分布于  $D=160 \text{ mm}$  的圆周上，螺栓材料为35钢，性能等级为5.8级。若采用普通螺栓连接，两半联轴器间的摩擦因素  $\mu=0.15$ ，连接的可靠性系数  $K=1.2$ ，试确定螺栓的直径。



螺栓连接承受横向载荷

$$T = F \times \frac{D}{2}$$



## 第5节 螺纹连接的强度计算

【解】 连接靠摩擦力传递载荷，螺栓只受预紧力作用。

### 1. 确定螺栓材料的力学性能

螺栓性能等级为5.8级，由表6-4，

螺栓的抗拉强度 $R_m=500\text{MPa}$ ，屈服强度 $\sigma_s=400\text{MPa}$

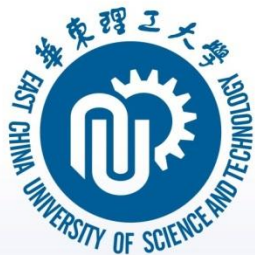
### 2. 求单个螺栓的受力

单个螺栓连接所受的横向载荷

$$F_s = \frac{T}{z \frac{D}{2}} = \frac{1.20 \times 10^6}{4 \times \frac{160}{2}} = 3750 \quad N$$

单个螺栓连接的预紧力

$$F' = \frac{KF_s}{\mu m} = \frac{1.2 \times 3750}{0.15 \times 1} = 3 \times 10^4 \quad N$$



## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 3. 求螺栓直径

#### (1) 不控制预紧力（试算法）

计算的 $d_1$ 略小于M24的 $d_1$ ，说明M24满足使用要求。若计算的 $d_1$ 与M24的 $d_1$ 相差较多，则应重选螺栓直径进行计算，直到两者相近，此即试算法。

初选M24螺栓，由附表6-1，螺栓小径 $d_1=20.752\text{mm}$

由表6-6，按线性插值，安全系数 $S_s=3.14$

螺栓的许用应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S_s} = \frac{400}{3.14} = 127\text{MPa}$$

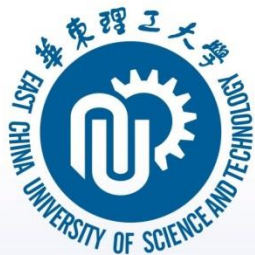
螺纹小径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 3 \times 10^4}{\pi \times 127}} = 19.774\text{mm}$$

与M24螺栓小径 $d_1$ 接近

确定螺栓直径：选M24螺栓





## 第5节 螺纹连接的强度计算

### (2) 控制预紧力

由表6-6，取安全系数 $S_s=1.3$ （在静载荷下取较小值）

螺栓的许用应力

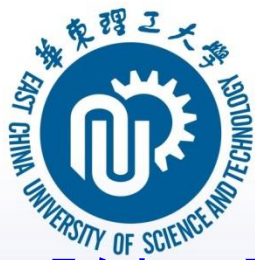
$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S_s} = \frac{400}{1.3} = 308 \text{ MPa}$$

螺纹小径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 3 \times 10^4}{\pi \times 308}} = 12.697 \text{ mm}$$

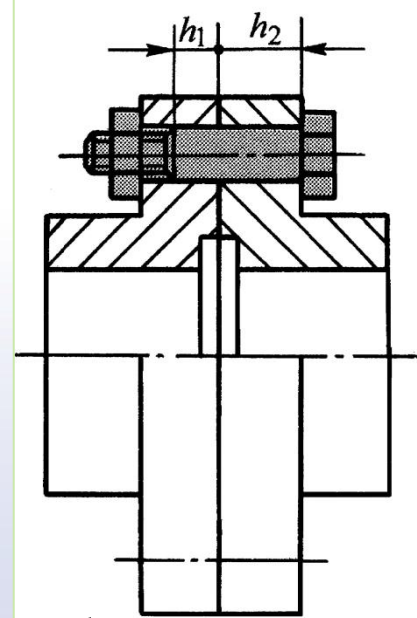
由附表6-1，选M16螺栓，其螺栓小径 $d_1=13.835\text{mm}$ 。

联轴器螺栓连接未说明是否控制预紧力，需要按不控制预紧力、控制预紧力两种情况进行计算。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

【例6-3】在例【6-2】中，其他条件相同，若改用铰制孔螺栓连接，已知 $h_1=15\text{mm}$ ， $h_2=23\text{mm}$ ，试确定螺栓的直径。



【解】这种连接靠剪切和挤压传力，属于受剪螺栓连接。

### 1. 确定螺栓和被连接件的力学性能

同例6-2，螺栓材料的抗拉强度和屈服强度分别为：

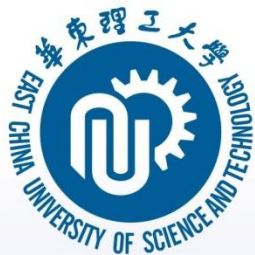
$R_m=500\text{MPa}$ ，屈服强度 $\sigma_s=400\text{MPa}$

被连接件的强度极限 联轴器材料为HT200，其抗拉强度

$R_m=200\text{MPa}$

### 2. 求单个螺栓连接所受的横向

同例6-2，单个螺栓连接所受的横向载荷  $F_s=3750\text{N}$



## 第5节 螺纹连接的强度计算

### 3. 按剪切强度条件计算螺栓直径

由表6-7，在静载荷下，安全系数 $S_\tau=2.5$

螺栓的许用应力

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_\tau} = \frac{400}{2.5} = 160 \text{ MPa}$$

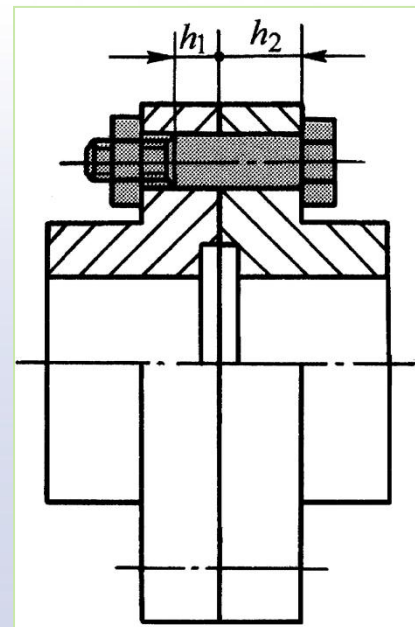
螺栓杆部直径

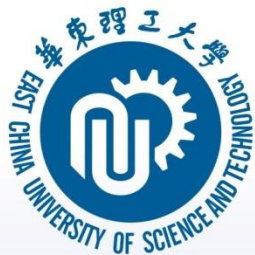
$$d_s \geq \sqrt{\frac{4 \times F_s}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 3750}{\pi \times 160}} = 5.5 \text{ mm}$$

### 4. 按挤压强度条件计算螺栓直径

由表6-7，在静载荷下，钢的安全系数 $S_{p1}=1.25$

铸铁的安全系数 $S_{p2}=2.5$





## 第5节 螺纹连接的强度计算

螺杆的许用挤压应力

$$[\sigma_{p1}] = \frac{\sigma_s}{S_{p1}} = \frac{400}{1.25} = 320 \text{ MPa}$$

被联接件的许用挤压应力

$$[\sigma_{p2}] = \frac{R_m}{S_{p2}} = \frac{200}{2.5} = 80 \text{ MPa}$$

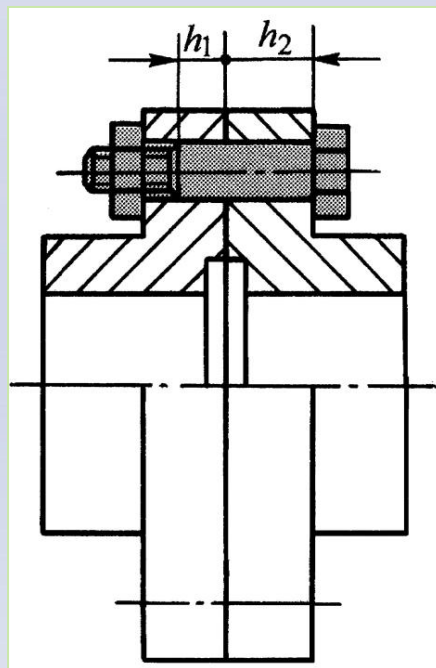
显然,  $h_1[\sigma_{p2}] < h_1[\sigma_{p1}]$  故以联轴器钉孔表面为计算对象

螺栓杆部直径

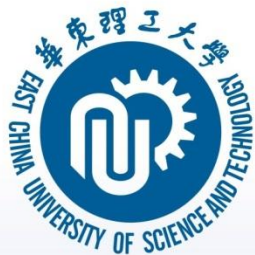
$$d_s \geq \frac{F_s}{h_1[\sigma_{p2}]} = \frac{3750}{15 \times 80} = 3.1 \text{ mm}$$

### 5. 确定螺栓直径

综合上述计算, 由附表6-4,  
选用M6铰制孔用螺栓  
螺栓杆部直径 $d_s=7\text{mm}$ 。



比较【例6-2】  
与【例6-3】，  
采用普通螺栓连  
接所需的螺栓直  
径比采用铰制孔  
螺栓连接的螺栓  
直径大得多。



## 第5节 螺纹连接的强度计算

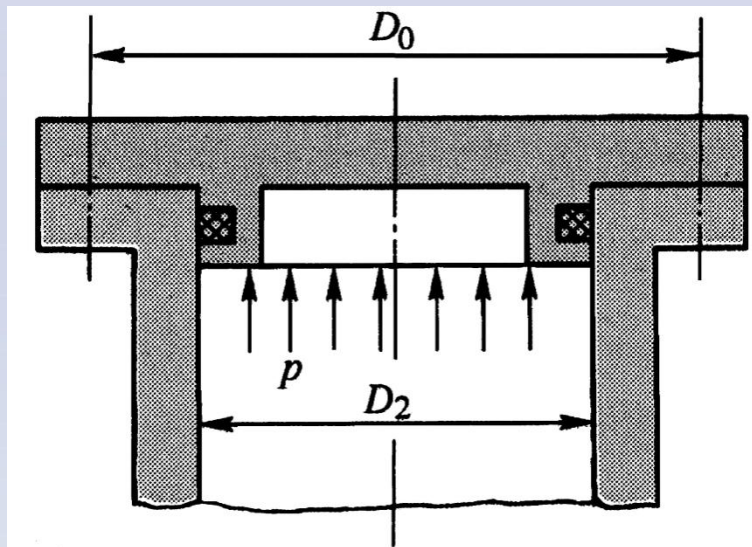
【例6-4】一钢制液压缸，已知缸内油压 $p=2\text{MPa}$ （静载），液压缸内径 $D_2=125\text{mm}$ ，缸盖用6个M16的螺栓连接在缸体上，螺栓材料的许用应力 $[\sigma]=100\text{MPa}$ 。根据连接的紧密性要求，取剩余预紧力 $F''=1.5F$ ，试校核该螺栓连接的强度。

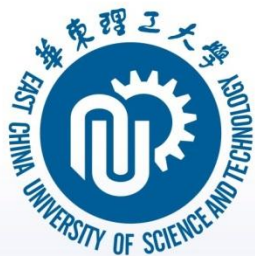
【解】这是一个承受轴向工作载荷的螺栓组连接，螺栓既受预紧力又受轴向工作载荷的作用。

### 1. 计算螺栓的工作载荷

液压缸盖螺栓组所受的载荷

$$F_Z = p \frac{\pi D_2^2}{4} = 2 \times \frac{\pi \times 125^2}{4} = 2.45 \times 10^4 \text{ N}$$





## 第5节 螺纹连接的强度计算

单个螺栓所受的工作载荷

$$F = \frac{F_Z}{Z} = \frac{2.45 \times 10^4}{6} = 4083 N$$

### 2. 求螺栓所受的总拉力

连接的剩余预紧力

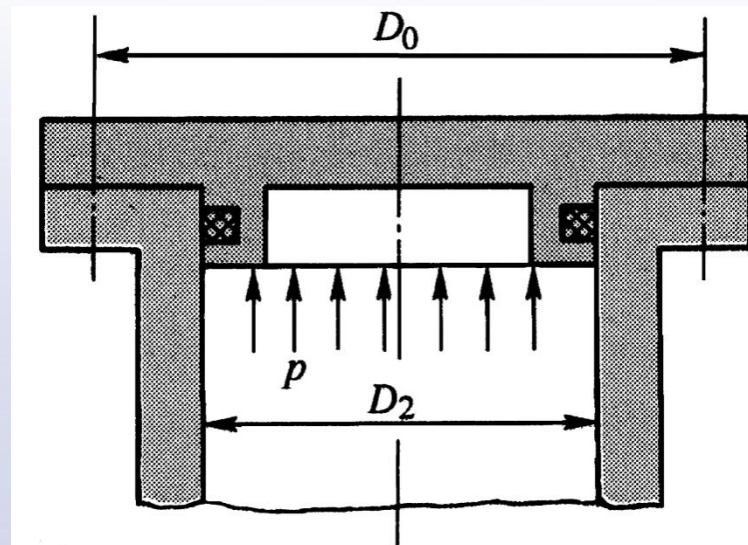
$$F'' = 1.5F = 1.5 \times 4083 = 6125 N$$

螺栓所受的总拉力

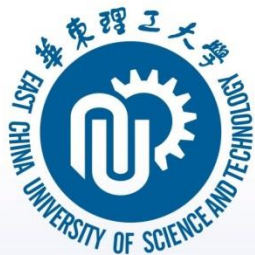
$$F_0 = F'' + F = 6125 + 4083 = 1.02 \times 10^4 N$$

### 3. 校核螺栓连接的强度

由附表6-1, M16螺纹小径  $d_1=13.835\text{mm}$







## 第5节 螺纹连接的强度计算

螺栓的复合应力

$$\sigma_V = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1.3 \times 1.02 \times 10^4 \times 4}{\pi \times 13.835^2} = 88.2 \text{ MPa}$$

螺栓的许用应力  $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$

显然,  $\sigma_V < [\sigma]$

螺栓连接安全可靠。



## 本次小结

- 螺纹的基本参数
- 螺旋副的受力、效率和自锁
- 螺纹连接的类型与螺纹连接件
- 螺纹连接的强度计算