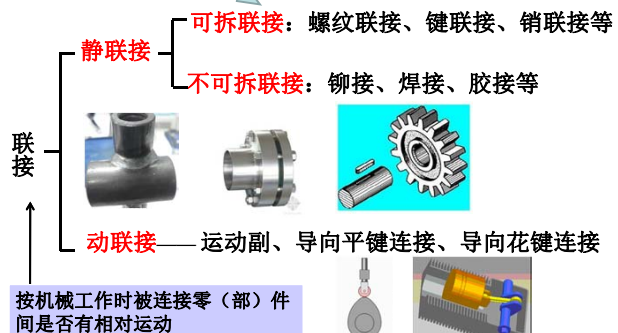


第七章 连接

◆ 机械构件通常是由若干零部件按工作要求用各种不同的连接方式组合而成。

按拆分后被连接件是否被破坏



第七章 连接

第一节 螺纹连接

第二节 键连接

第一节 螺纹连接

螺纹连接：利用带有螺纹的零件构成的一种可拆连接，其应用极为广泛。



联接



传动

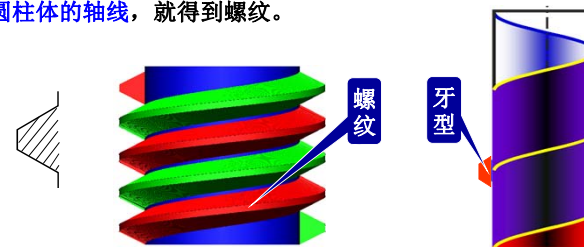
第一节 螺纹连接

一、螺纹及其主要参数

1、螺纹的形成

螺旋线——一动点在一圆柱体的表面上，一边绕轴线等速旋转，同时沿轴向作等速移动的轨迹。

螺纹——一平面图形沿螺旋线运动，运动时保持该图形通过圆柱体的轴线，就得到螺纹。



第一节 螺纹连接

2、螺纹的类型

按螺纹的牙型分

按螺纹的旋向分

按螺旋线的根数分

按回转体的内外表面分

按螺旋的作用分

按母体形状分

矩形螺纹

三角形螺纹

梯形螺纹

锯齿形螺纹

第一节 螺纹连接

螺纹的牙型

30°

矩形螺纹

15°

三角形螺纹

30°

梯形螺纹

3°

锯齿形螺纹

矩形螺纹

三角形螺纹

梯形螺纹

锯齿形螺纹

第一节 螺纹连接

按螺纹的牙型分

按螺纹的旋向分

按螺旋线的根数分

按回转体的内外表面分

按螺旋的作用分

按母体形状分

矩形螺纹

三角形螺纹

梯形螺纹

锯齿形螺纹

右旋螺纹

左旋螺纹

沿轴线垂直放，
右边高—右旋
左边高—左旋

常用右旋，特殊要求时用左旋

第一节 螺纹连接

按螺纹的牙型分

按螺纹的旋向分

按螺旋线的根数分

按回转体的内外表面分

按螺旋的作用分

按母体形状分

矩形螺纹

三角形螺纹

梯形螺纹

锯齿形螺纹

右旋螺纹

左旋螺纹

单线螺纹

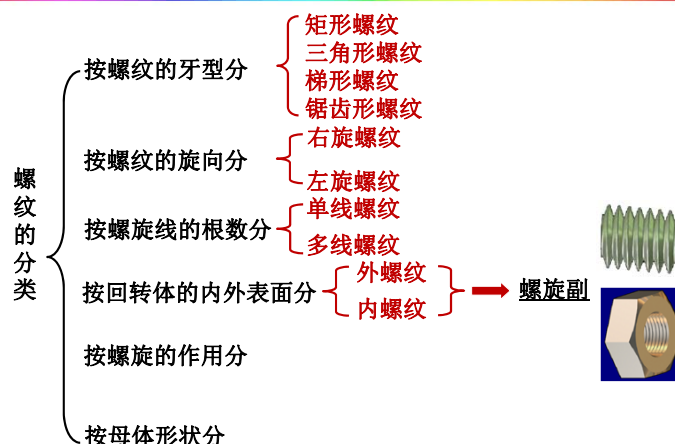
多线螺纹

单线螺纹

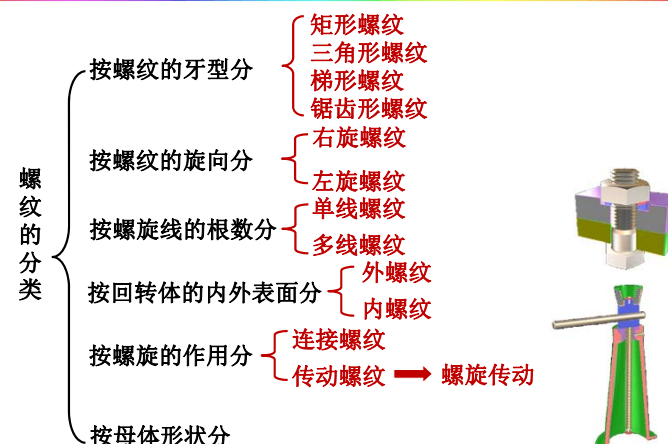
双线螺纹

2

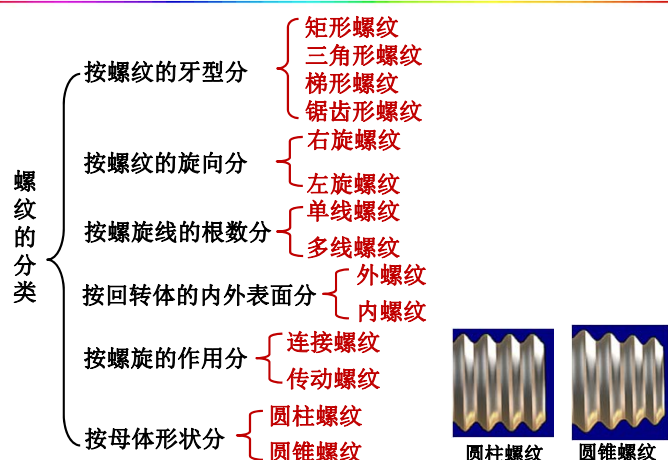
第一节 螺纹连接



第一节 螺纹连接



第一节 螺纹连接



第一节 螺纹连接

3、螺纹的基本参数

(1) 大径 d (D): 与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相重合的假想圆柱面直径, 在标准中定为公称直径。

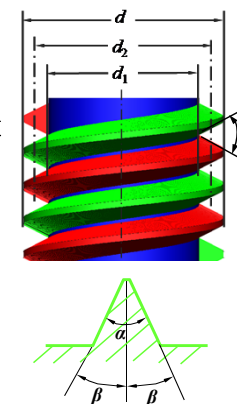
(2) 小径 d_1 (D_1): 与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相重合的假想圆柱面直径。

常用于连接的强度计算

(3) 中径 d_2 (D_2): 假想圆柱面的直径, 该圆柱母线上牙型沟槽和凸起宽度相等。

常用于连接的几何计算

(4) 牙型角 α : 螺纹轴向平面内螺纹牙型两侧边的夹角。 $\beta = \alpha/2$ 称为牙侧角。



第一节 螺纹连接

(5) 导程 S : 同一条螺旋线上的相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。

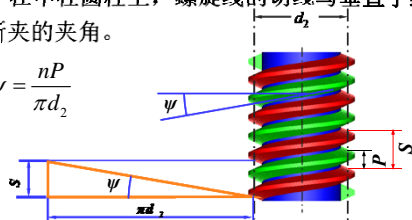
(6) 线数 n : 螺纹的螺旋线数目。连接用螺纹要求有自锁性, 故多用单线螺纹。

(7) 螺距 P : 螺纹相邻两牙在中径上对应两点间的轴向距离。

$$S = nP$$

(8) 升角 ψ : 在中径圆柱上, 螺旋线的切线与垂直于螺旋线轴线的平面所夹的夹角。

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



第一节 螺纹连接

□ 当螺纹拧紧(滑块上升)时:

F_Q --- 阻力, F --- 驱动力,

F' --- 摩擦力, 沿斜面朝下。

$$\angle F_R F_Q = \psi + \rho \quad \vec{F}_R = \vec{F}_N + \vec{F}'$$

$$F_R = (1 + f) F_N$$

列出力平衡方程:

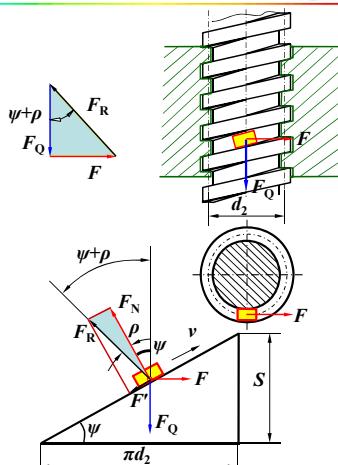
$$\vec{F}_R + \vec{F}_Q + \vec{F} = 0$$

作力多边形得:

$$F = F_Q \tan(\psi + \rho)$$

驱动力矩:

$$T_1 = F \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} F_Q \tan(\psi + \rho)$$



第一节 螺纹连接

二、螺旋副中力的关系、效率和自锁

1、矩形螺纹

展开中径 d_2 圆柱面上的螺旋线得一斜面。

F_Q --- 轴向载荷 F --- 水平推力

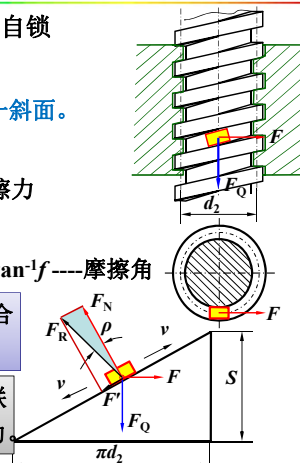
F_N --- 法向反力 $F' = f F_N$ --- 摩擦力

f --- 摩擦系数 F_R --- 总反力

$$\tan \rho = F'/F_N = f F_N/F_N = f \quad \rho = \tan^{-1} f \text{ --- 摩擦角}$$

螺纹的拧紧 --- 螺母在 F 和 F_Q 的联合作用下, 逆着 F_Q 等速向上运动。

螺纹的拧松 --- 螺母在 F 和 F_Q 的联合作用下, 顺着 F_Q 等速向下运动。



第一节 螺纹连接

□ 当螺纹拧松(滑块下滑)时:

F_Q --- 阻力, F --- 支持力,

F' --- 摩擦力, 沿斜面朝上。

$$\angle F_R F_Q = \psi - \rho$$

列出力平衡方程:

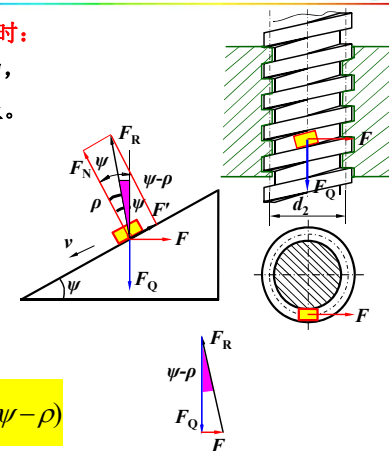
$$\vec{F}_R + \vec{F}_Q + \vec{F} = 0$$

作力多边形得:

$$F = F_Q \tan(\psi - \rho)$$

驱动力矩:

$$T_1 = F \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} F_Q \tan(\psi - \rho)$$



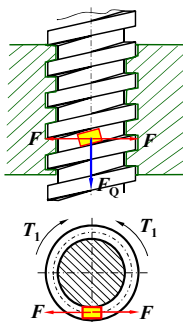
第一节 螺纹连接

$$F = F_Q \tan(\psi - \rho)$$

若 $\psi > \rho$, 则 $F > 0$, 不加拧松力矩, 螺母自己会松脱;

若 $\psi \leq \rho$, 则 $F \leq 0$, 欲使螺母匀速下降 (拧松螺母), 则需外加驱动力矩 T_1 。

即, $\psi \leq \rho$ 时, 不加支持力 F , 螺母在 F_Q 的作用下不会运动 —— 这种现象称为自锁。



第一节 螺纹连接

2、非矩形螺纹 $\beta \neq 0^\circ$

忽略升角的影响时, 矩形螺纹有:

$$F_N = F_Q, \quad F' = f F_Q$$

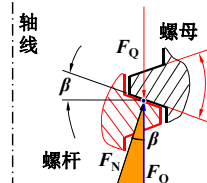
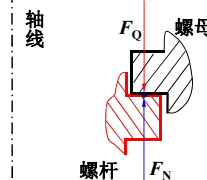
非矩形螺纹的摩擦力为:

$$F' = f \cdot F_N = \frac{f}{\cos \beta} F_Q = f' F_Q$$

摩擦系数为 f 的非矩形螺纹所产生的摩擦力与摩擦系数为 f' 的矩形螺纹所产生的摩擦力相当。

称 f' 为当量摩擦系数。

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \tan \rho' \quad \text{称 } \rho' \text{ 为当量摩擦角。}$$



第一节 螺纹连接

引入参数 f' 和 ρ' , 将矩形螺纹力分析的结果应用于非矩形螺纹。

滑块上升:

$$F = F_Q \tan(\psi + \rho')$$

$$T_1 = \frac{d_2}{2} F_Q \tan(\psi + \rho')$$

滑块下降:

$$F = F_Q \tan(\psi - \rho')$$

$$T_1 = \frac{d_2}{2} F_Q \tan(\psi - \rho')$$

非矩形螺纹的自锁条件: $\psi \leq \rho'$

第一节 螺纹连接

3、螺纹副的效率

拧紧螺母时, 螺母旋转一周, 输入功为:

$$A_1 = F \pi d_2 = F_Q \pi d_2 \tan(\psi + \rho')$$

升降重物所作的有用功为:

$$A_2 = F_Q S = F_Q \pi d_2 \tan \psi$$

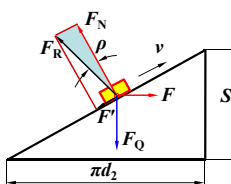
定义螺旋副的效率为有用功与输入功之比:

$$\eta = \frac{A_2}{A_1} = \frac{F_Q S}{2 \pi T_1} = \frac{F_Q}{F_Q \tan(\psi + \rho')} \cdot \frac{S}{\pi d_2} = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$$

当 ρ' 一定时, 在 $\psi = 45^\circ - \rho'/2$ 处效率最高。

一般取: $\psi \leq 20^\circ \sim 25^\circ$ 。

➤ 具有自锁性能的螺旋副 ($\psi \leq \rho'$), 当拧紧螺母时, 其效率总小于 50%。

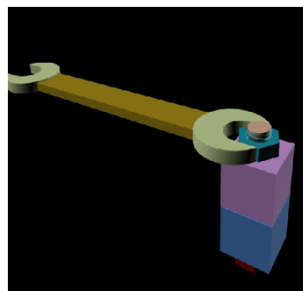


第一节 螺纹连接

4、螺纹连接的预紧

在实际使用中，绝大多数的螺纹连接都必须在装配时将螺母拧紧，称为**紧连接**。

- 防止受载后被连接件之间出现间隙或横向滑移，增强连接的可靠性和紧密性。
- 所需预紧力的大小与工作载荷有关。



第一节 螺纹连接

设预紧力为 F_s (相当于 F_Q)

$$\text{拧紧力矩: } T_0 = T_1 + T_2 = \frac{F_s d_2}{2} \tan(\psi + \rho') + f_z F_s r_m$$

T_1 —克服螺旋副相对转动的阻力矩。

T_2 —克服螺母支撑面上的摩擦阻力矩。

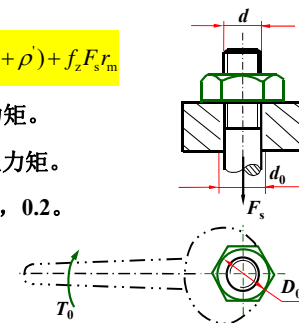
f_z —螺母与支承面间的摩擦系数，0.2。

r_m —支撑面摩擦半径。

$$r_m = (D_0 + d_0)/4$$

对于M10-M60的粗牙螺纹，代入各参数平均值

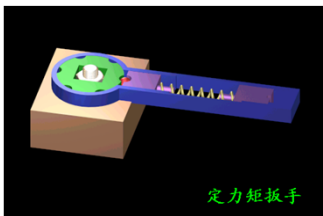
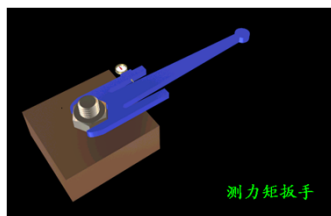
$$\text{简化公式: } T_0 \approx 0.2 F_s d$$



第一节 螺纹连接

预紧力的大小对螺纹连接的可靠性、强度和紧密性均有很大影响，因此对重要的螺纹连接必须控制其预紧力，可以通过控制拧紧力矩 T_0 来控制。

工程上常采用**测力矩扳手**或**定力矩扳手**来控制预紧力的大小。



第一节 螺纹连接

三、机械制造中的常用螺纹

三角形螺纹		结构: 牙形角 $\alpha = 60^\circ$ 性能: 自锁性好 牙根强度高, 工艺性好 应用: 用于连接
管螺纹		结构: 牙形角 $\alpha = 55^\circ$ 特点: 连接紧密, 内外螺纹旋合后无间隙 应用: 密封性要求较高的场合, 用于连接
矩形螺纹		结构: 牙形角 $\alpha = 0^\circ$ 性能: 效率较高, 牙根强度小, 工艺性差 应用: 用于传动
梯形螺纹		结构: 牙形角 $\alpha = 30^\circ$ 特点: 效率较高, 牙根强度较大, 工艺性好 应用: 用于传动
锯齿形螺纹		结构: 工作面的牙型斜角为 3° 非工作面的牙型斜角为 30° 性能: 效率较高, 牙根强度较大, 工艺性好 应用: 用于单向传动

第一节 螺纹连接



四、标准螺纹连接件和螺纹连接的主要类型

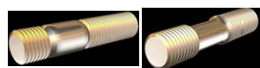
1、标准螺纹连接件

螺栓



连接用螺纹大多是单线三角形螺纹
螺纹升角在 $1.5^\circ \sim 5^\circ$ 之间

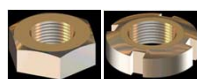
双头螺栓



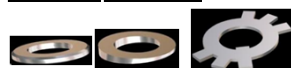
螺钉、紧定螺钉



螺母



垫圈

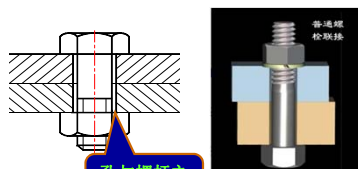


第一节 螺纹连接



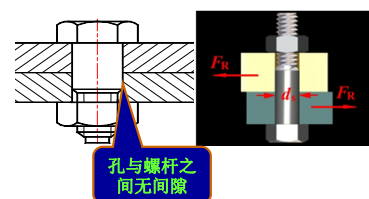
① 普通螺栓连接

螺栓杆与被连接件孔壁之间有间隙。通孔加工精度低，成本低，应用最广。



② 铰制孔用螺栓

螺栓杆与被连接件孔壁之间无间隙（基孔制过渡配合）。能精确定位，能承受横向载荷，被连接件需钻孔、铰孔，成本高。



第一节 螺纹连接



2、螺纹连接的主要类型

主要类型

- 螺栓连接
- 双头螺栓连接
- 螺钉连接
- 紧定螺钉连接
- 其它类型连接

1) 螺栓连接

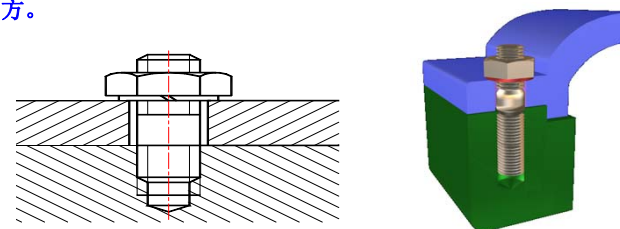
在被连接件上开有通孔，被连接件孔中不加工螺纹。结构简单，装拆方便，使用时不受被连接件材料的限制，应用极广。用于可制通孔的场合。

第一节 螺纹连接



2) 双头螺栓连接

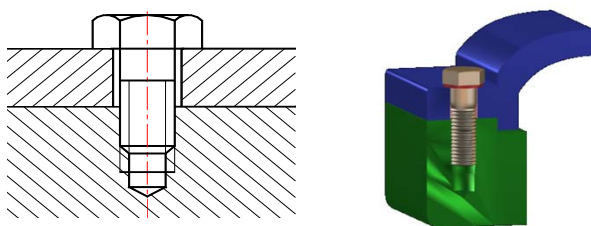
用两头均有螺纹的螺栓和螺母把被连接件连接起来，被连接件之一为光孔（通孔）、另一个为螺纹孔（盲孔）。适用于被连接件之一厚度很大，而又不宜钻通孔，但又经常拆卸的地方。



第一节 螺纹连接

3) 螺钉连接

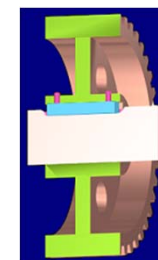
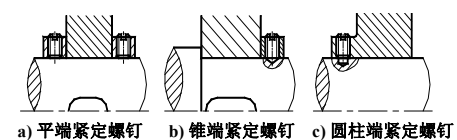
被连接件之一为光孔、另一个为螺纹孔。只用螺钉，不用螺母，直接把螺钉拧进被连接件中。适用于载荷较轻，且不经常装拆的场合。



第一节 螺纹连接

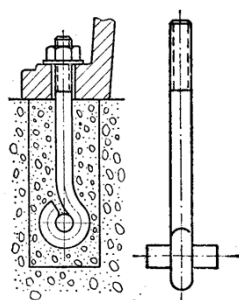
4) 紧定螺钉连接

利用拧入被连接件螺纹孔中的螺钉末端顶住另一零件的表面，以固定零件的相对位置，可传递不大的力或扭矩。

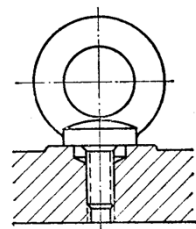


第一节 螺纹连接

5) 其它类型连接



地脚螺栓连接



吊环螺钉连接

第一节 螺纹连接

五、螺纹连接的防松装置

自锁作用只有在静载荷下才是可靠的，在振动和变载荷下，容易出现自动松脱。

① 防松的实质

限制螺旋副的相对转动；
以防止连接的松动，影响正常工作。

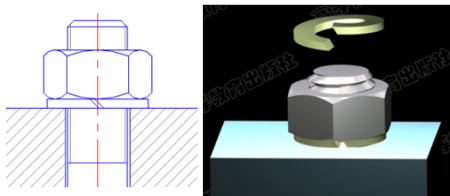
② 防松的方法

防松方法	摩擦防松
	弹簧垫圈
	双螺母
	机械防松
	开口销
	止动垫片

第一节 螺纹连接

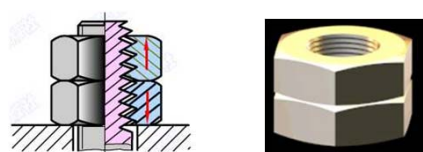
摩擦防松 —— 利用附加摩擦力，不是绝对可靠的。

弹簧垫圈防松



弹簧垫圈被压平后，利用其反弹力使螺纹间保持压紧力和摩擦力。

双螺母防松

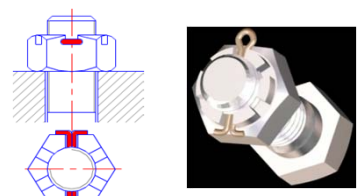


两螺母对顶拧紧后，旋合螺纹间始终受到附加的压力和摩擦力作用。

第一节 螺纹连接

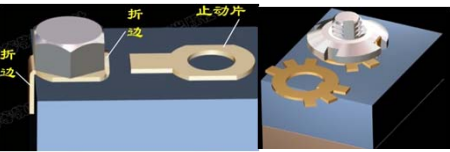
机械防松 —— 采用机械装置，最为可靠。

开口销防松



开口销从螺母的槽口和螺栓尾部的孔中穿过，起防松作用。

止动垫圈防松



利用单耳止动垫圈的折边或圆螺母用止动垫圈的内外翅来实现防松。

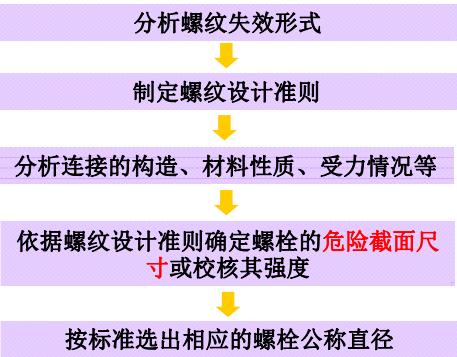
单耳止动垫圈

圆螺母用止动垫圈

第一节 螺纹连接

六、螺栓连接的计算

螺纹尺寸设计步骤

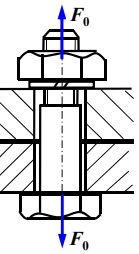


第一节 螺纹连接

螺栓连接的主要失效形式：

普通螺栓连接
(受拉螺栓)

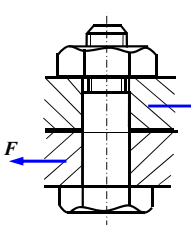
螺栓工作时主要承受轴向力(包括预紧力)，又称受拉螺栓。



失效形式主要是螺纹部分的塑性变形和螺栓杆的疲劳断裂。

铰制孔用螺栓连接
(受剪螺栓)

螺栓工作时承受横向力，又称受剪螺栓。



失效形式可能是螺栓杆被剪断或螺栓杆和孔壁的贴合面被压溃。

第一节 螺纹连接



螺栓连接的受载形式:

松螺栓连接: 安装时无预紧力, 只有工作载荷

紧螺栓连接: 安装时有预紧力, 还有工作载荷
(轴向载荷、横向载荷)

计算内容:

➤ 普通螺栓 (受拉螺栓) 连接的强度计算

(1) 松螺栓连接的强度计算

(2) 紧螺栓连接的强度计算

受横向载荷
受轴向载荷

➤ 铰制孔用螺栓 (受剪螺栓) 连接的强度计算

第一节 螺纹连接



➤ 普通螺栓 (受拉螺栓) 连接的强度计算

2、紧螺栓连接

若螺栓受轴向力 (包含预紧力) F_0 和阻力矩 T_1 的双重作用。

$$\text{拉应力: } \sigma = \frac{F_0}{\pi d_1^2 / 4}$$

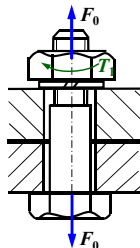
$$\begin{aligned} \text{切应力: } \tau &= \frac{T_1}{W_T} = \frac{T_1}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{F_0 \tan(\psi + \rho') \cdot d_2 / 2}{\pi d_1^3 / 16} \\ &= \frac{2d_2}{d_1} \tan(\psi + \rho') \cdot \frac{F_0}{\pi d_1^2 / 4} \approx 0.5\sigma \end{aligned}$$

根据第四强度理论, 当量应力为:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.5\sigma)^2} \approx 1.3\sigma$$

$$\text{强度条件: } \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$

阻力矩 T_1 产生的扭转切应力的影响可用增大轴向力的30%来进行设计计算。



第一节 螺纹连接



➤ 普通螺栓 (受拉螺栓) 连接的强度计算

1、松螺栓连接

• 受载荷形式——轴向拉伸 (工作拉力 F)

• 失效形式——螺栓拉断

• 设计准则——保证螺栓拉伸强度

• 强度条件: $\sigma \leq [\sigma]$

• 设计计算方法:

校核式:

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

设计式:

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



起重吊钩

第一节 螺纹连接



➤ 普通螺栓 (受拉螺栓) 连接的强度计算

(1) 受横向载荷的紧螺栓连接

• 受载形式: 横向载荷 F 、预紧力 F_s 。

• 横向载荷 F 靠结合面的摩擦力来承受, 为使零件不出现相对滑动及连接可靠, 应满足:

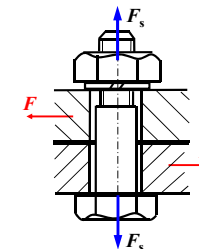
$$fF_s z m \geq 1.2F$$

f ——结合面的摩擦系数

z ——螺栓数目; m ——结合面的数目

1.2——防滑系数

• 预紧力: $F_s \geq \frac{1.2F}{fzm}$



第一节 螺纹连接

普通螺栓（受拉螺栓）连接的强度计算

(1) 受横向载荷的紧螺栓连接

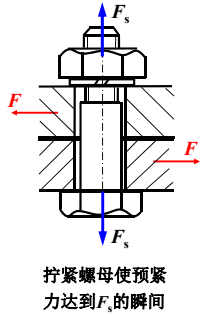
- 在预紧力 F_s 下的失效形式为：
螺栓拉断（拉、扭综合作用）
- 设计准则—保证螺栓拉伸强度
- 强度条件： $\sigma' \leq [\sigma]$
- 设计计算方法：

校核式：

$$\sigma' = \frac{1.3F_s}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$

设计式：

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

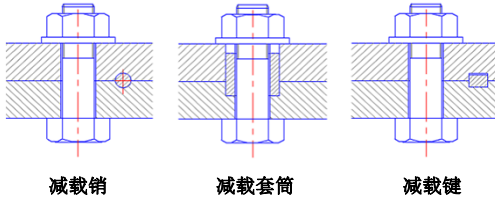


第一节 螺纹连接

分析： $fF_s \geq 1.2F$

避免横向载荷较大时螺栓尺寸较大所采取的改进措施：

(a) 采用减载销、套筒、键承担横向工作载荷。



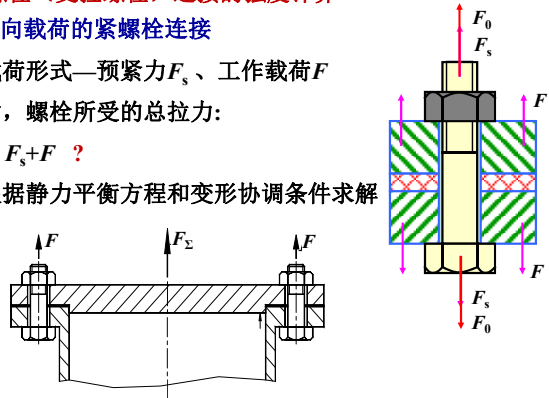
(b) 采用无间隙的铰制孔螺栓。

第一节 螺纹连接

普通螺栓（受拉螺栓）连接的强度计算

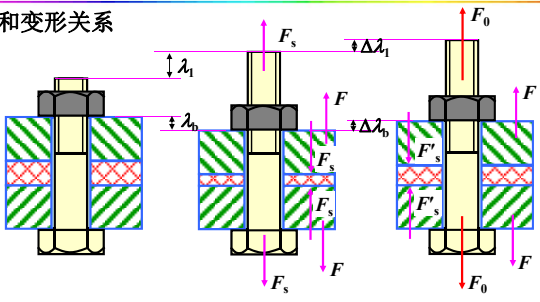
(2) 受轴向载荷的紧螺栓连接

- 受载荷形式—预紧力 F_s 、工作载荷 F
- 此时，螺栓所受的总拉力：
 $F_0 = F_s + F$?
- 须根据静力平衡方程和变形协调条件求解



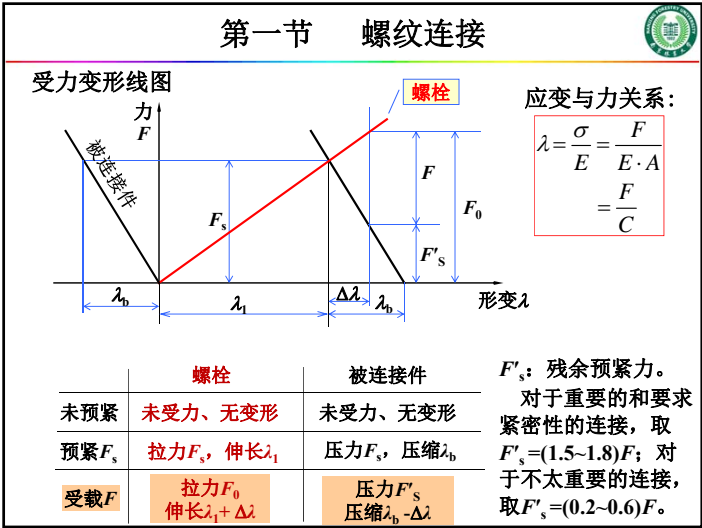
第一节 螺纹连接

受力和变形关系



	螺栓	被连接件
未预紧	未受力、无变形	未受力、无变形
预紧 F_s	拉力 F_s , 伸长 λ_1	压力 F_s , 压缩 λ_b
受载 F	拉力 F_0 伸长 $\lambda_1 + \Delta\lambda_1$	压力 F'_s 压缩 $\lambda_b - \Delta\lambda_b$

变形协调条件：
 $\Delta\lambda_1 = \Delta\lambda_b = \Delta\lambda$
 $F_0 \neq F + F_s$
 $F_0 = F + F'_s$



第一节 螺纹连接

- 螺栓受到的总拉力 $F_0 = F + F'_s$
- 则螺栓强度计算公式:

校核式: $\sigma' = \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$

设计式: $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$

第一节 螺纹连接

若轴向载荷偏心:

- 螺栓受到的总拉力 $F_0 = F + F'_s$
- 附加弯矩 $F_0 e$

防偏载措施:

- 凹坑 (鱼眼坑);
- 凸台;
- 斜垫片。

利用沉头座、凸台、斜垫片等避免附加弯曲应力

第一节 螺纹连接

➤ **铰制孔用螺栓 (受剪螺栓) 连接的强度计算**

- 受力特点—受载前后不需要预紧, 仅受横向载荷 F , 靠螺栓杆与螺栓孔壁间的相互挤压传递。
- 失效形式—侧面压溃及螺栓被剪断
- 设计准则—保证挤压、剪切强度
- 强度条件: $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ 、 $\tau \leq [\tau]$
- 设计计算方法:

挤压强度: $\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma_p]$

剪切强度: $\tau = \frac{4F}{\pi d_0^2} \leq [\tau]$

d_0 —螺栓剪切面的直径;
 L_{\min} —螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度。

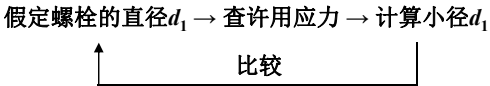
第一节 螺纹连接



七、螺栓的材料和许用应力

- **螺栓材料：**低碳钢、中碳钢、合金钢
- **螺栓的许用应力：**材料、载荷性质、尺寸、装配方法等
- **螺栓的计算方法：**

试算法



第一节 螺纹连接



➤ 螺栓的许用应力：

螺栓的许用应力表

受载类型		静载荷				变载荷	
松螺栓连接		$[\sigma]=\sigma_s/S=\sigma_s/(1.2\sim1.7)$					
紧螺栓连接	受轴向载荷及横向往载的普通螺栓连接	控制预紧力时	$[\sigma]=\sigma_s/S=\sigma_s/(1.2\sim1.5)$				
		d/mm	6~16	16~30	30~60	6~16	16~30
	不控制预紧力时	碳素钢	(0.25~0.33) σ_s	(0.33~0.5) σ_s	(0.5~0.77) σ_s	(0.1~0.15) σ_s	0.15 σ_s
		合金钢	(0.2~0.25) σ_s	(0.25~0.4) σ_s	0.4 σ_s	(0.13~0.2) σ_s	0.2 σ_s
	受横向往载的铰制孔用螺栓连接		$[\tau]<0.4\sigma_s$ $[\sigma_p]<(0.4\sim0.5)\sigma_B$ (被连接件为铸铁) $[\sigma_p]<0.8\sigma_s$ (被连接件为钢)				将静载荷 $[\tau]$ 和 $[\sigma_p]$ 值分别降低 (30%~40%)和 (20%~30%)

例1：带式运输机的凸缘联轴器，用6个普通螺栓连接， $D_0=100mm$ ，联轴器所传递的扭矩为 $T=1.2 \times 10^6 N \cdot mm$ ，两半联轴器结合面的摩擦系数为 $f=0.15$ ，试计算螺栓的直径。

解：

- (1) 确定承受横向载荷所需的预紧力
作用在螺栓中心圆 D_0 上的圆周力，

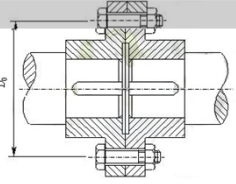
$$F = \frac{T}{D_0/2} = \frac{1.2 \times 10^6}{100/2} = 24000N$$

预紧力，

$$F_s = \frac{1.2F}{6f} = \frac{1.2 \times 24000}{6 \times 0.15} = 32000N$$

- (2) 根据强度准则，确定螺栓直径

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



例1：带式运输机的凸缘联轴器，用6个普通螺栓连接， $D_0=100mm$ ，联轴器所传递的扭矩为 $T=1.2 \times 10^6 N \cdot mm$ ，两半联轴器结合面的摩擦系数为 $f=0.15$ ，试计算螺栓的直径。

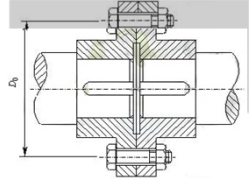
许用应力 $[\sigma]$ 的确定：

假定 $d=20mm$ ，螺栓材料采用Q255钢，屈服强度 $\sigma_s=255MPa$ 。查许用应力表，

$[\sigma]=0.4\sigma_s=102MPa$ ，故

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 32000}{\pi \times 102}} = 22.79mm$$

查表： $d=24mm$ 时， $d_1=22.917mm$ 。与假设值不接近，假定 $d=24mm$ 重新计算。



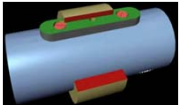
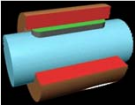
第七章 连接

第一节 螺纹连接

第二节 键连接

第二节 键连接

- ✓ 目的：用来连接轴与轴上的转动零件
- ✓ 实现零件的周向固定以传递转矩（静连接），轴向固定或轴向移动（动连接）的导向。



键：
标准件

- ✓ 分类：
 - 键连接
 - 松连接
 - 平键
 - 普通平键 —（静连接）
 - 导向平键 —（动连接）
 - 半圆键 —（静连接）
 - 紧连接
 - 楔键 —（静连接，单向轴向固定）
 - 花键连接

第二节 键连接

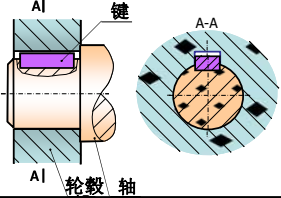
一、键连接的分类及其结构形式

松连接—普通平键

键的上表面与轮毂的键槽底间留有间隙，键的上下表面为非工作面，工作前没有预紧力，工作时靠键与键槽两侧面的互相挤压传递力矩，**两个侧面是工作面**。

特点：结构简单、拆卸方便、对中性好、应用最为广泛。

只能传递转矩，不能承受轴向力。

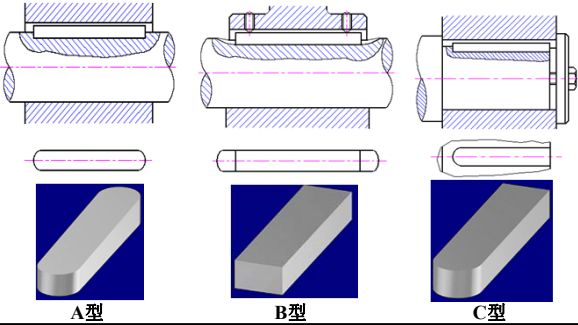


注意：轮毂上键槽的底面与键不接触，画出间隙，键与键槽的其它表面都接触，画成一条直线。
键的长度小于轮毂的长度。

第二节 键连接

普通平键结构

- 圆头(A型) 固定良好，轴槽应力集中大。
- 平头(B型) 轴的应力集中小。
- 单圆头(C型) 用于轴端。



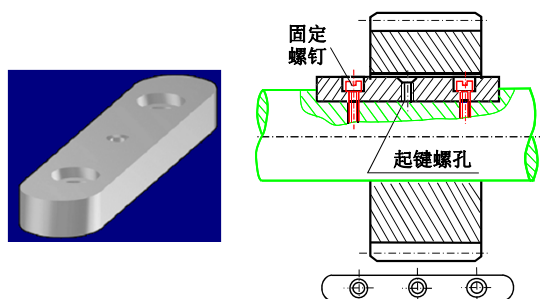
第二节 键连接

松连接—导向平键

结构特点：长度较长，需用螺钉固定。

为便于装拆，制有起键螺孔。

零件可以在轴上轴向移动，构成动连接。



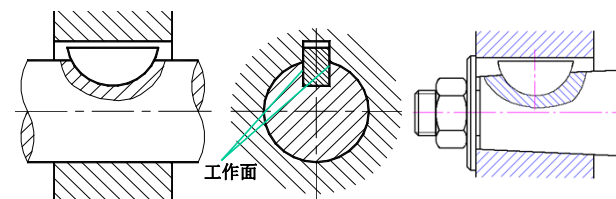
第二节 键连接

松连接—半圆键

优点：自动适应轮毂中键槽的斜度定心好，装配方便。

特别适用于锥形轴端的连接。

缺点：对轴的削弱较大，只适用于轻载连接。



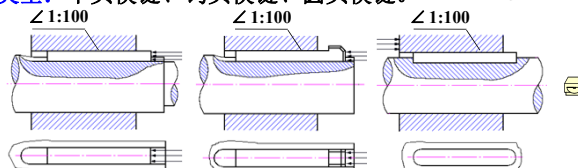
第二节 键连接

紧连接—楔键

结构：键侧与键槽有间隙，上下面楔紧。

工作原理：上下面为工作面，靠摩擦力传递转矩。转动时键的一侧压紧轴和轮毂键槽，传递单向的轴向力。

类型：平头楔键、钩头楔键、圆头楔键。



特点：结构简单；楔紧产生偏心，对中性差，不适于高速及对中要求高的场合。

第二节 键连接

二、键的选择及其强度校核

键的材料：抗拉强度 $\sigma_B \geq 500 \sim 600 \text{ MPa}$ 的碳素钢。

键的设计步骤：

分析连接的结构特点、使用要求和工作条件

选择键的类型

根据轴的直径从标准中查出键的截面尺寸

根据轮毂宽度确定键的长度 L ，导向平键按滑动距离确定长度 L

分析键的失效形式，进行强度验算

第二节 键连接

强度验算:

- 工作面被压溃→挤压强度

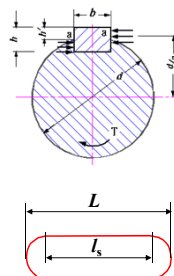
$$\sigma_p = \frac{\frac{d/2}{h} \frac{T}{l_s}}{\frac{4T}{dh l_s}} \leq [\sigma_p]$$

$[\sigma_p]$ —按键、轴与轮毂中力学性能较差的材料选择—查表。

- 键被剪断→剪切强度

$$\tau = \frac{\frac{d/2}{bl_s} \frac{T}{l_s}}{\frac{2T}{bl_s d}} \leq [\tau]$$

$[\tau]$ —按键的材料选择。



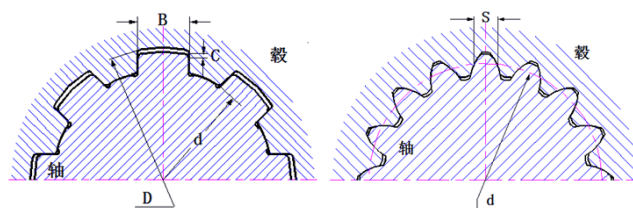
圆头: $l_s = L - b$

平头: $l_s = L$

单圆头: $l_s = L - b/2$

第二节 键连接

类型: 矩形花键、渐开线花键。



特点: 制造方便。常用于中、轻载情况下。

特点: 工艺性好、定心精度高、承载能力大。宜用于载荷大、尺寸也较大的连接。

校核: 一般只做挤压强度的校核计算。

第二节 键连接

三、花键连接

结构特点: 沿周向均布多个键齿, 齿侧为工作面。

优点: 受载均匀、承载能力高、对轴的削弱小、定心好、导向性好。

缺点: 制造复杂, 需用专用机床。



作业1:

用两个M10 ($d_1=8.736\text{mm}$) 的螺栓固定一牵曳钩, 若螺栓材料为Q235碳素钢, 许用应力 $[\sigma]=240\text{MPa}$, 结合面摩擦系数 $f=0.15$, 求其许用的牵曳力 F 。

