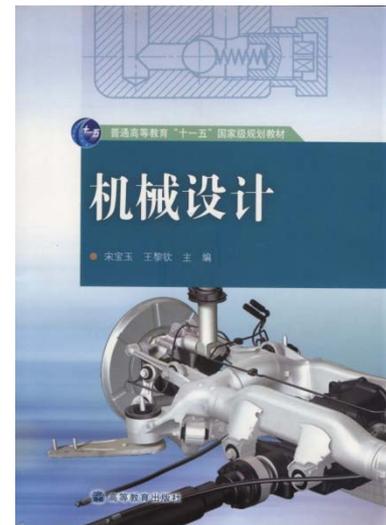




《机械设计》课程



螺纹连接

宋宝玉

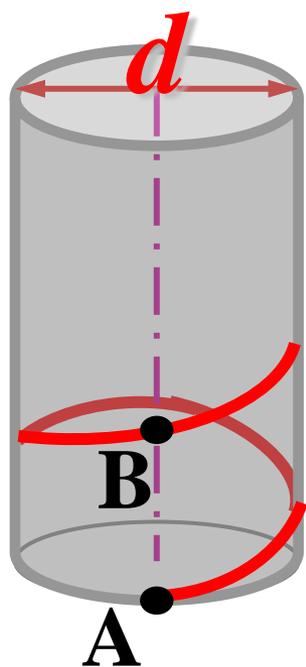
第三讲 螺纹连接

基本概念：

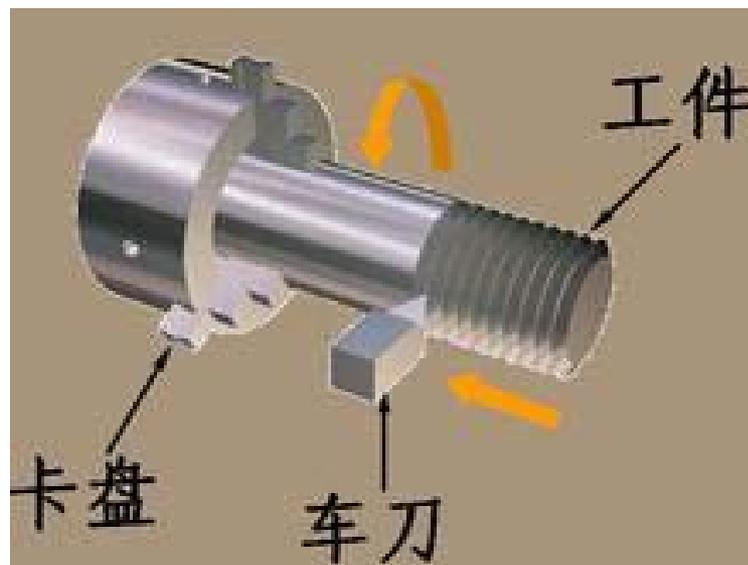
- **螺纹连接：** 是利用螺纹零件构成的可拆连接；
- **特点：** 结构简单，拆装方便，工作可靠；
- **标准件：** 各种螺纹连接件，应用广泛。



螺纹的形成与制造:



螺旋线



车削螺纹

3.1 螺纹

3.1.1 常用螺纹类型及特点

*对螺纹的要求:

足够的强度和良好的工艺性

连接螺纹: 自锁;

管 螺 纹: 紧密性、气密性;

传动螺纹: 效率高、韧度高;

调整螺纹: 精度高;

起重螺纹: 效率高、自锁性好。



*螺纹的分类:

•按牙形:

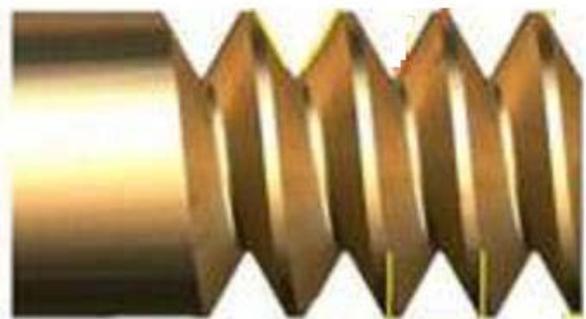
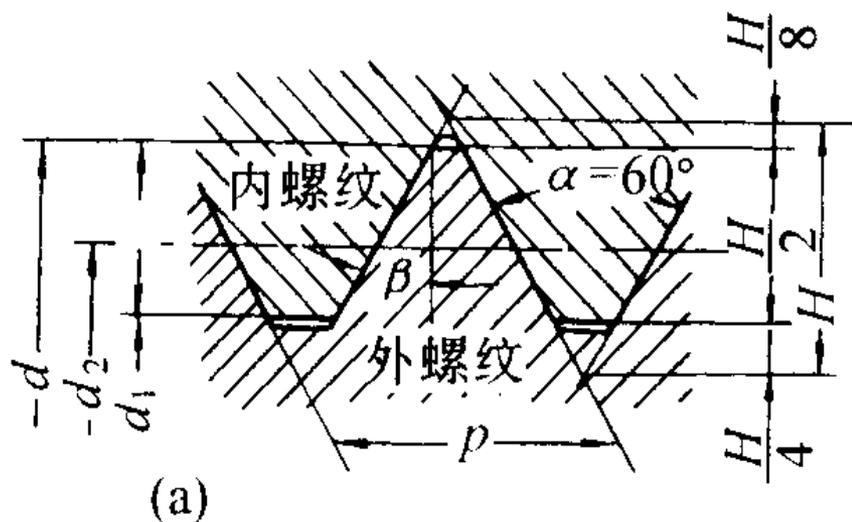
- 普通螺纹
- 矩形螺纹
- 梯形螺纹
- 锯齿形螺纹
- 管螺纹

•按母体形状:

- 圆柱螺纹
- 圆锥螺纹



1. 普通螺纹



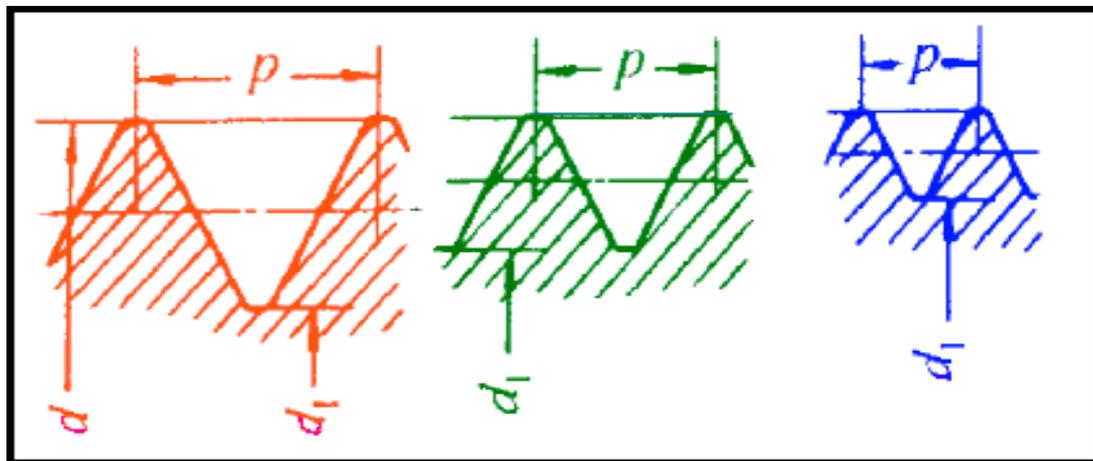
- **特点:**
- 螺纹的牙型角 $\alpha = 2\beta = 60^\circ$;
- 当量摩擦因数大;
- 自锁性能好;
- 主要用于连接。

粗牙螺纹与细牙螺纹的比较

粗牙：承载能力大，常用于连接。

细牙：自锁性能更好。常用于承受冲击、振动及变载荷、或空心、薄壁零件上及微调装置中。

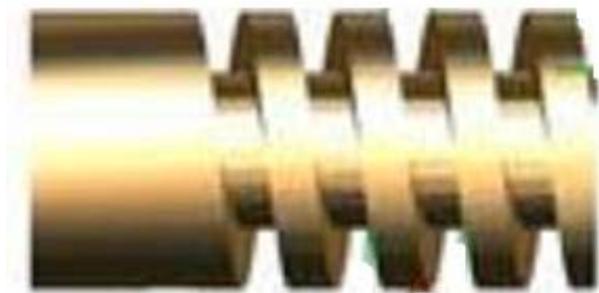
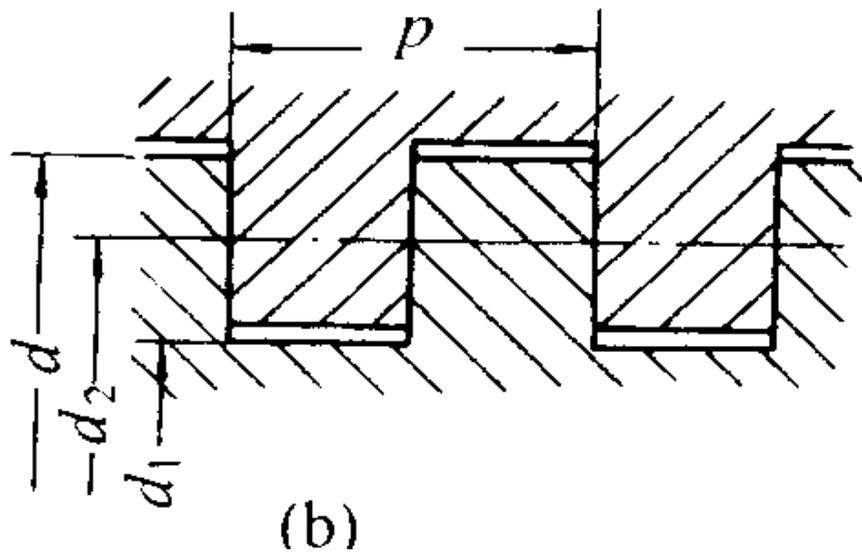
细牙的缺点：牙小，相同载荷下磨损快，易脱扣。



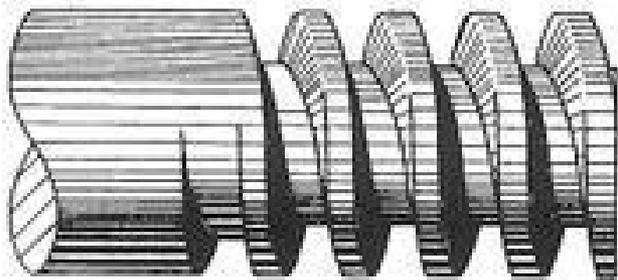
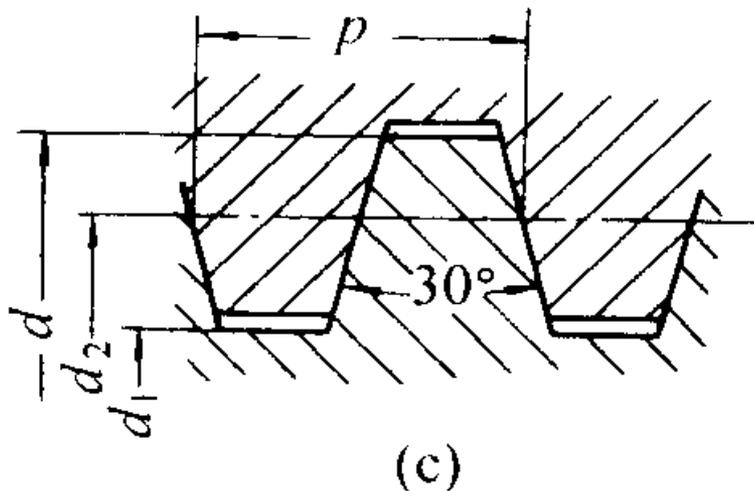
2. 矩形螺纹

特点:

- 牙形为矩形;
- $\alpha=0^\circ$ $\beta=0^\circ$;
- 效率高, 用于传动;
- 牙根强度弱;
- 同心度差, 磨损后不宜补偿;
- 加工困难, 常被梯形螺纹代替。



3. 梯形螺纹



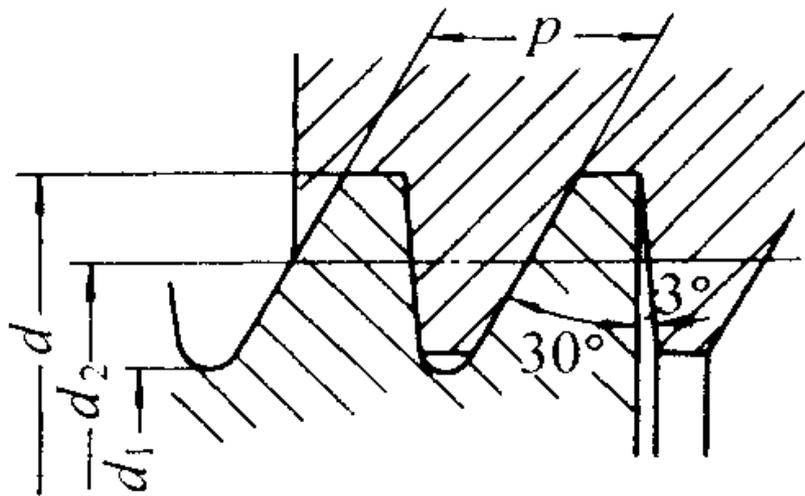
特点:

- $\alpha=30^\circ$, $\beta=15^\circ$;
- 比矩形螺纹效率略低;
- 牙根强度高;
- 易于对中, 易于制造;
- 剖分螺母可消除间隙;
- 在螺旋传动中应用广泛。

4. 锯齿形螺纹

特点:

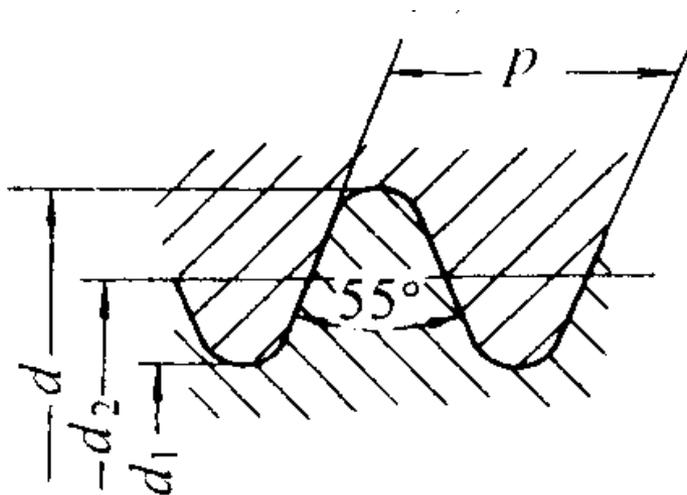
- 工作边 $\beta=3^\circ$;
- 非工作边 $\beta=30^\circ$;
- 便于加工;
- 能承受较大的载荷;
- 只能用于单向传动;
- 综合了矩形螺纹效率高和梯形螺纹牙根强度高的优点。



(d)



5. 圆柱管螺纹



(c)



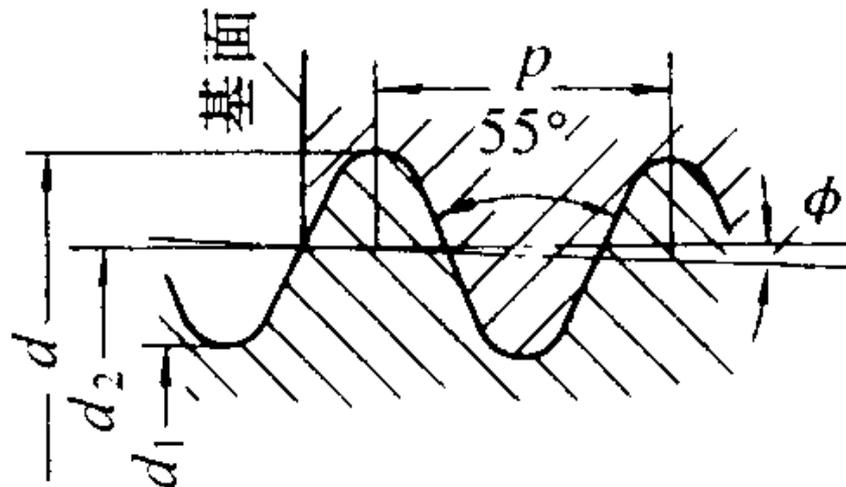
特点:

- 用于管件连接的三角螺纹， $\alpha=55^\circ$;
- 螺纹面间没有间隙;
- 密封性好;
- 用于压强在1.6MPa以下的管件连接。

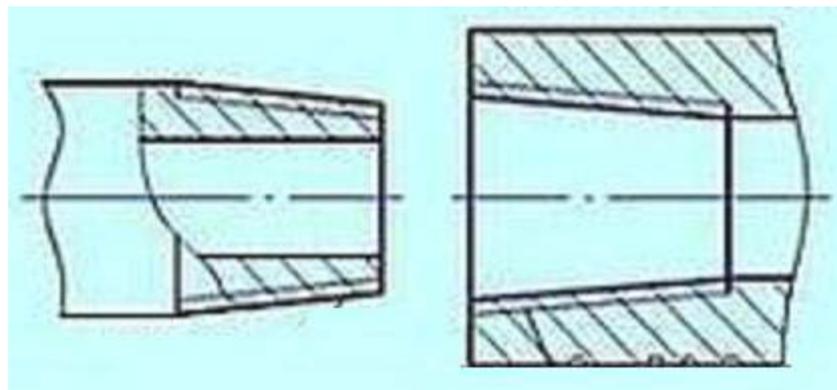
6. 圆锥管螺纹

特点:

- 螺纹均布在锥度为1:16的管上;
- $\alpha=55^\circ$ 或 60° ;
- 螺纹面间没有间隙;
- 不用填料, 靠牙变形, 密封性好;
- 用于高温、高压的管件连接。



(f)



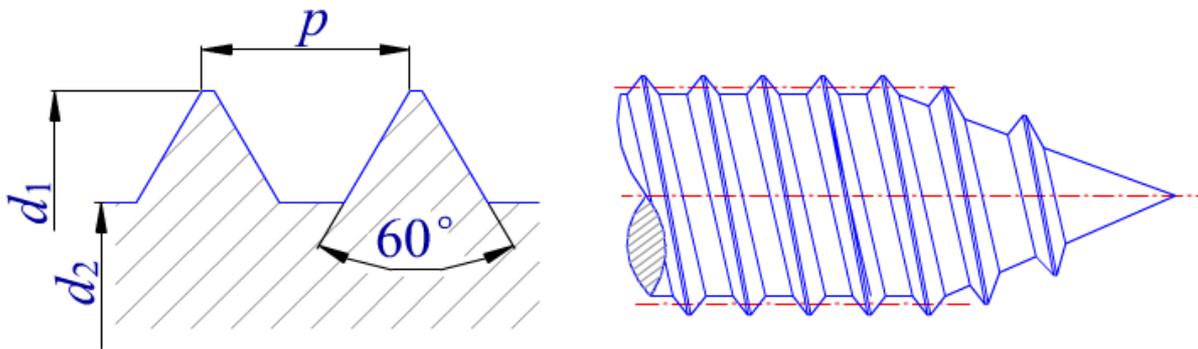
7. 其它螺纹

特点:

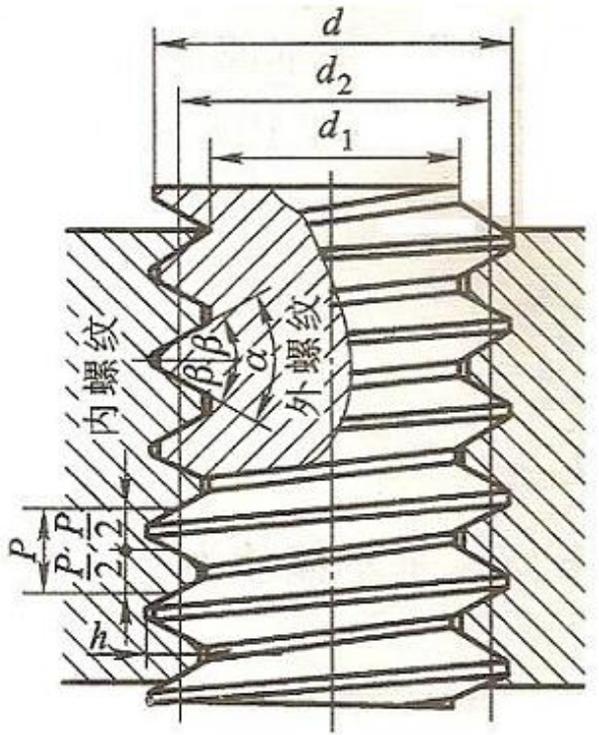
$$\alpha=60^\circ;$$

用于金属薄板或非金属的连接。

自攻螺钉用螺纹

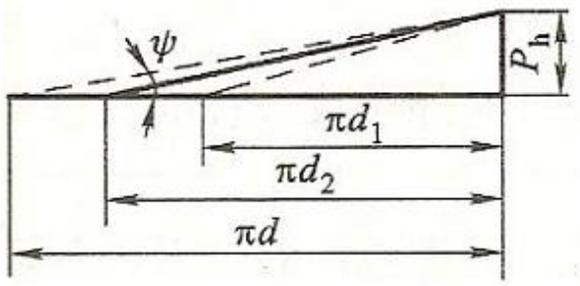


3.1.2 螺纹的主要参数

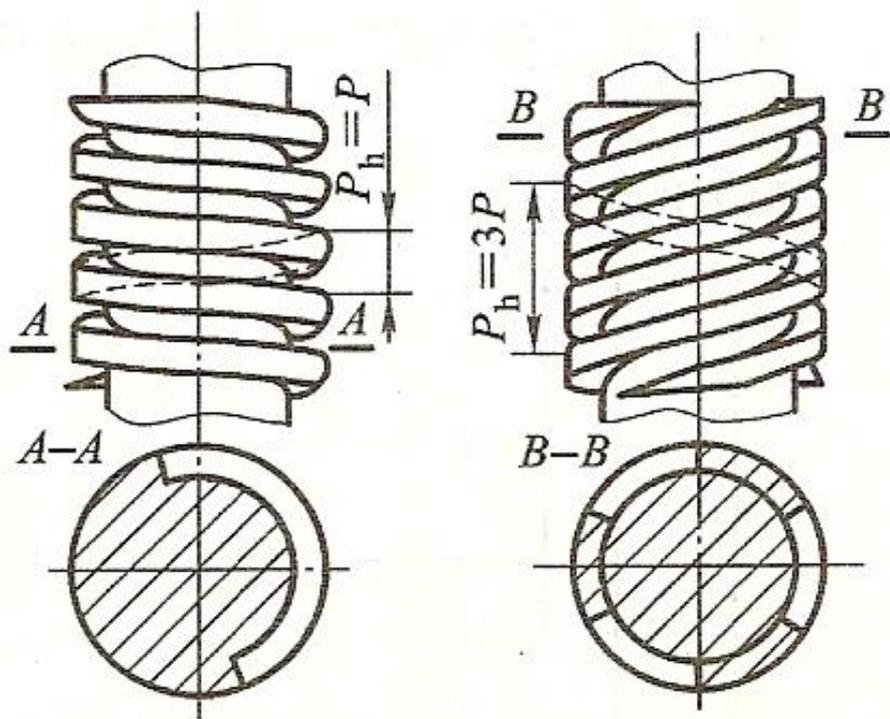


- d --螺纹大径
- d_1 --螺纹小径
- d_2 --螺纹中径
- p --螺距
- n --线数
- P_h --导程 $P_h = np$
- ψ --螺纹升角
- α --牙型角
- β --牙侧斜角
- 旋向
- h --接触高度

$$\tan \psi = \frac{P_h}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2}$$

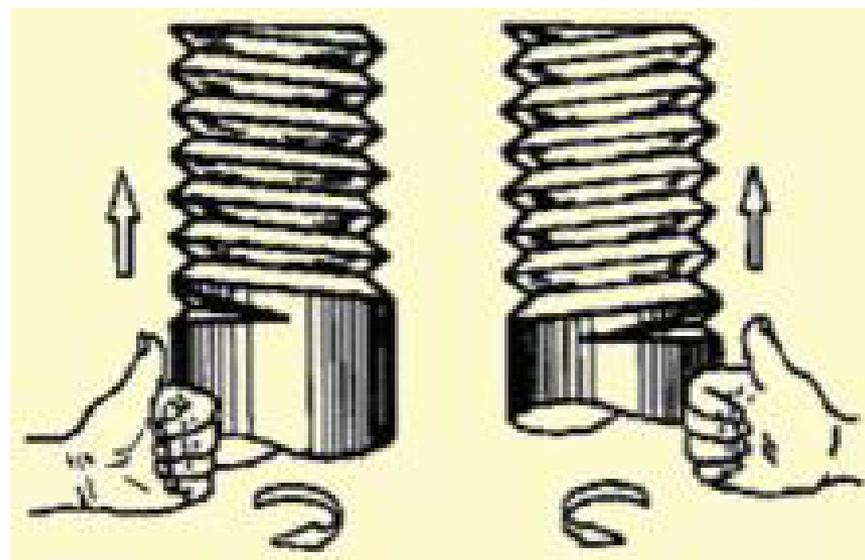


螺纹的线数与旋向



单线左旋

三线右旋



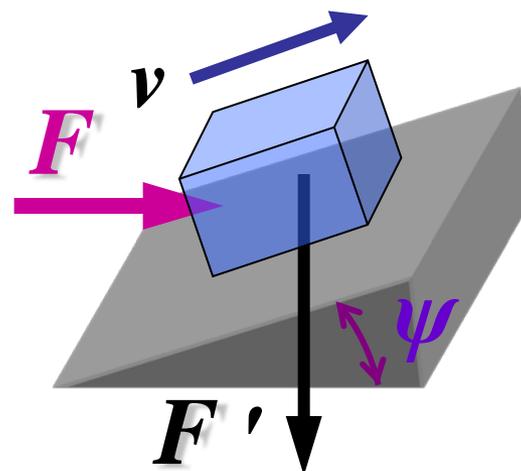
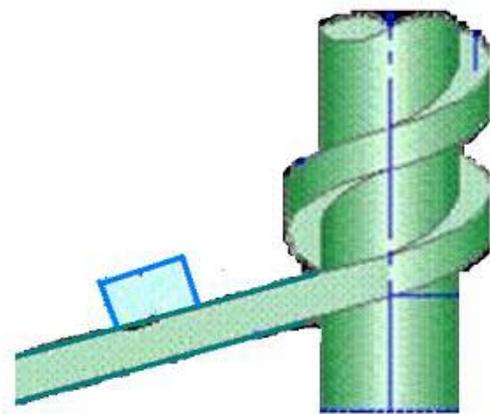
旋向的判断

3.1.4 螺纹副的受力、效率和自锁

1. 拧紧时 {

圆周力: $F = F' \tan(\psi + \rho')$

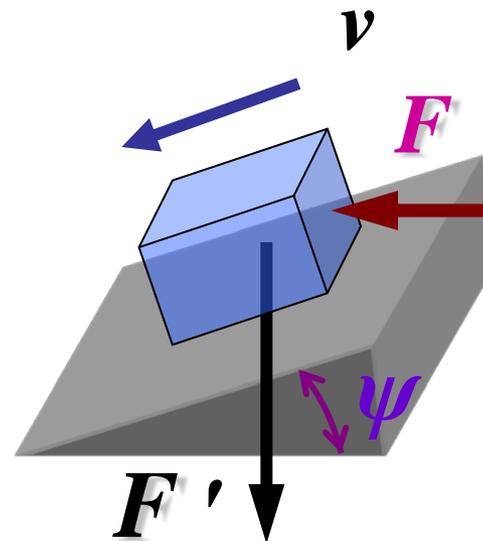
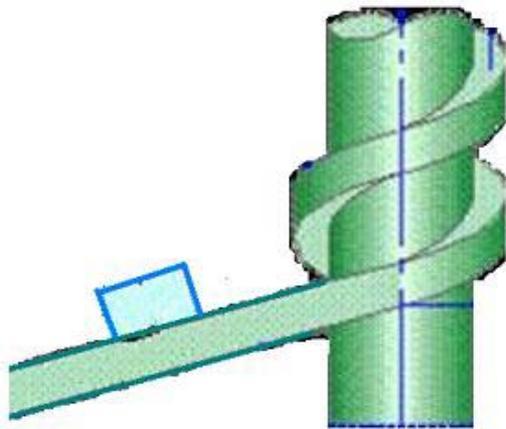
效率: $\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$



2. 松开时

圆周力: $F = F' \tan(\psi - \rho')$

效率 $\eta = \frac{\tan(\psi - \rho')}{\tan \psi}$



3. 自锁条件: $\psi \leq \rho'$

以上各式中:

F' -- 预紧力, N;

ψ -- 螺纹升角, 度;

ρ' -- 当量摩擦角, $\rho' = \arctan f'$;

f' -- 当量摩擦因数, $f' = \frac{f}{\cos \beta}$;

f -- 摩擦因数;

β -- 牙侧角, 度。



3.2 螺纹连接的基本类型和标准连接件

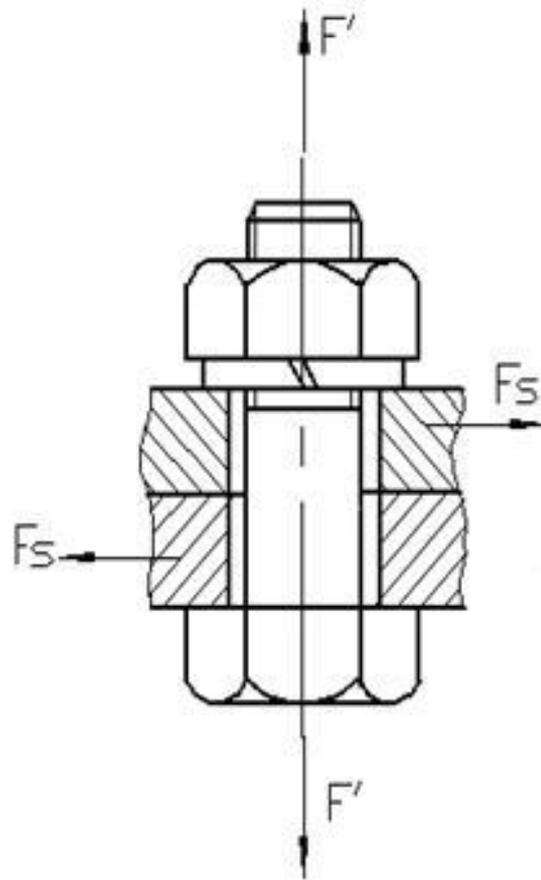
3.2.1 螺纹连接的基本类型及应用特点

1. 螺栓连接

特点：被连接件较薄，
易做通孔

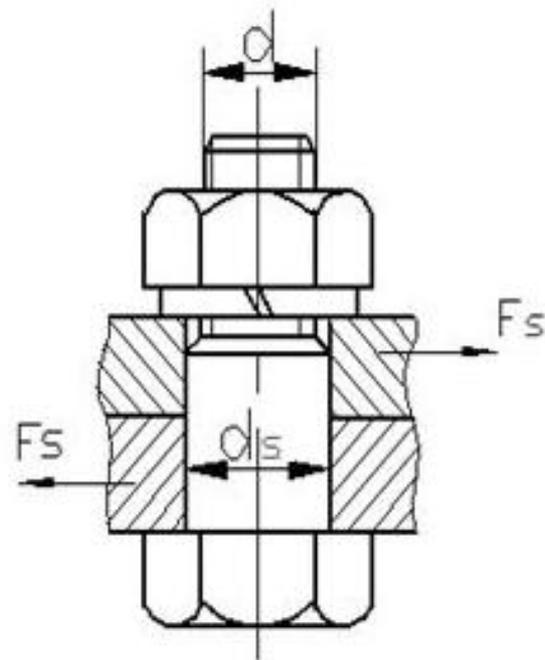
普通螺栓连接

- 螺栓和孔壁有间隙；
- 孔的加工精度低。



铰制孔用螺栓连接

- 螺杆与孔用过渡配合，孔需精制。
- 承受横向载荷
- 可起定位作用。

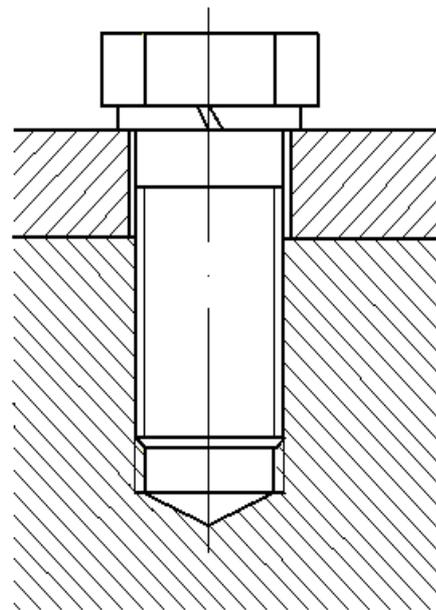


铰制孔用螺栓连接

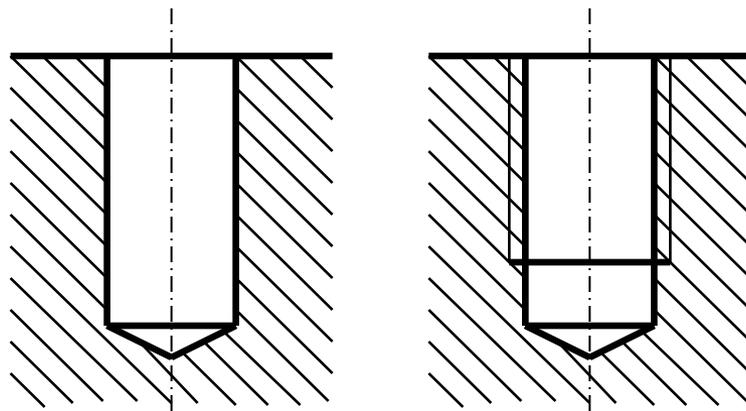
2. 螺钉连接

特点:

- 被连接件不宜做成通孔;
- 不宜经常拆卸。
- 拧入深度:
 - 铜或青铜: $H=d$
 - 铸 铁: $H=(1.25\sim 1.5)d$
 - 铝 合 金: $H=(1.5\sim 2.5)d$



螺钉连接



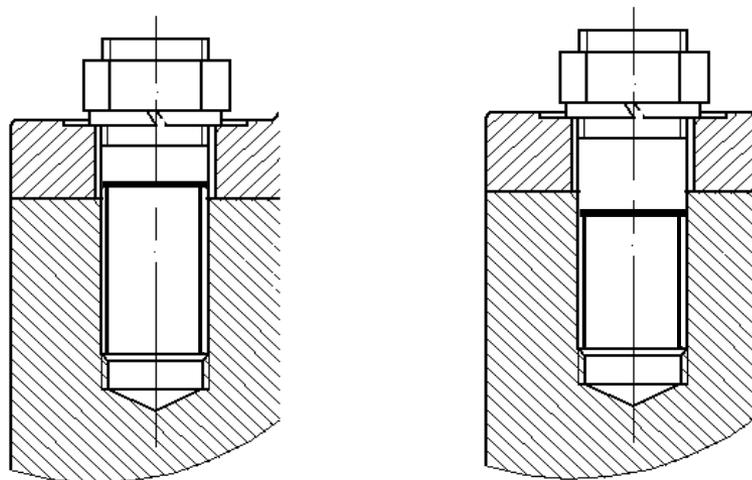
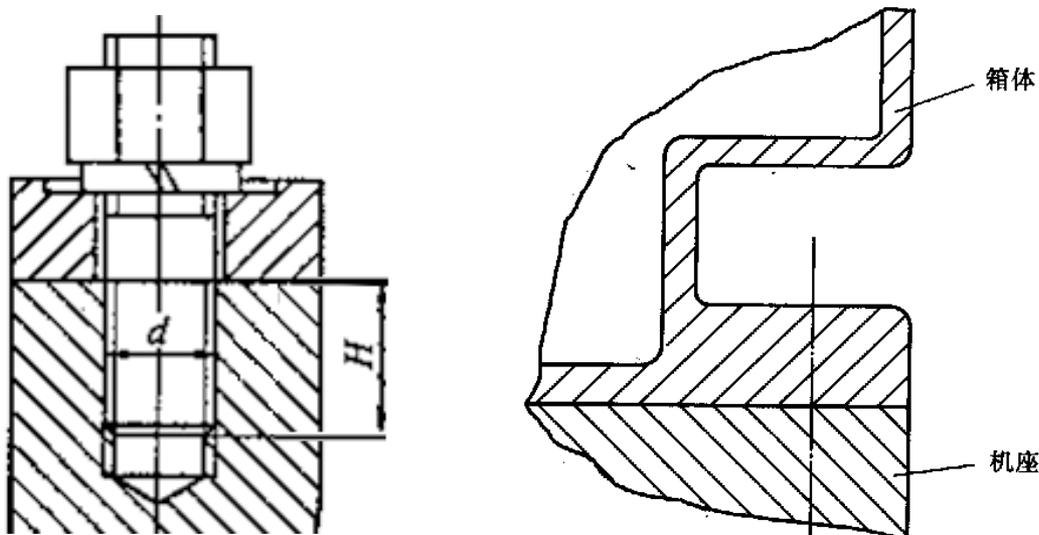
螺纹孔的加工



3. 双头螺柱连接

特点：

- 被连接件不宜做成通孔又需要经常拆卸；
- 用螺钉无法安装。

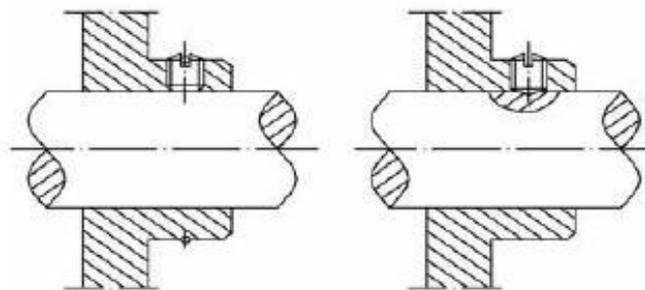
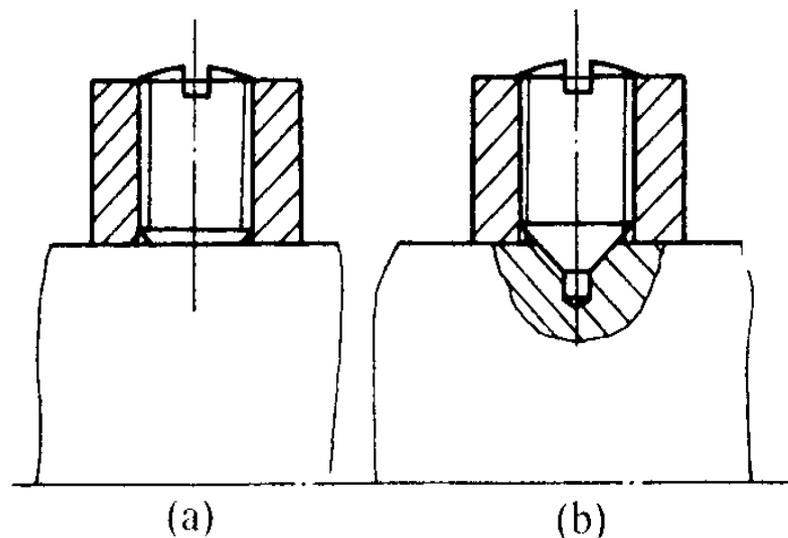


两种错误结构

4. 紧定螺钉连接

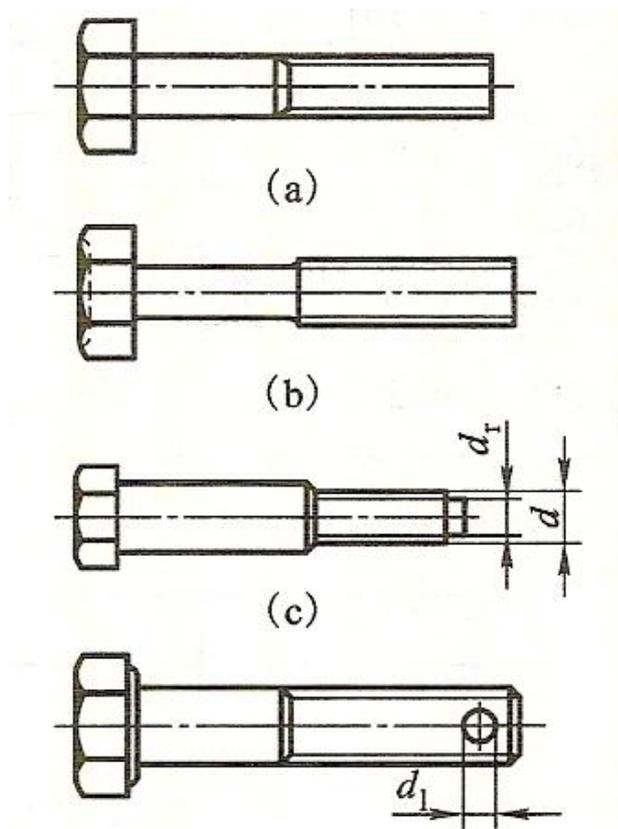
特点：

- 旋入被连接件的螺纹孔中，顶住另一被连接件的表面或凹坑。
- 固定两个零件，传递不大的力及力矩。



3.2.2 标准螺纹连接件

1. 螺栓

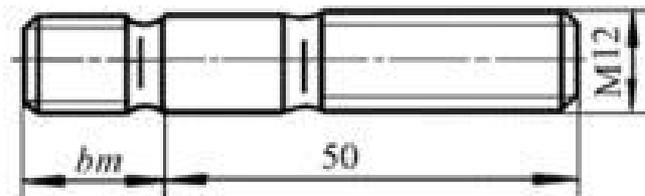
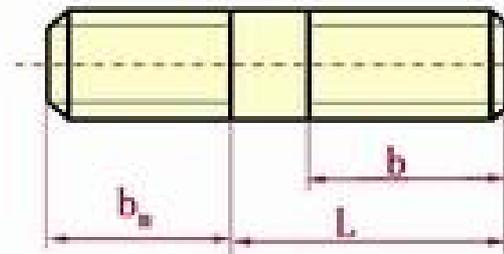


2. 双头螺柱

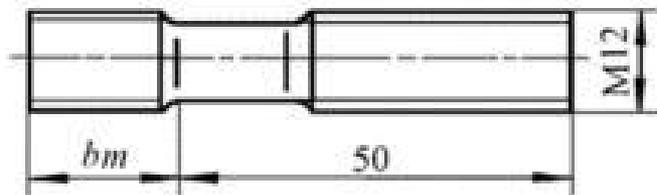
螺柱 GB897—88—M10×50

钢: $b_m=d$
 铸铁: $b_m=1.25d$
 铝: $b_m=2d$

L为公称长度



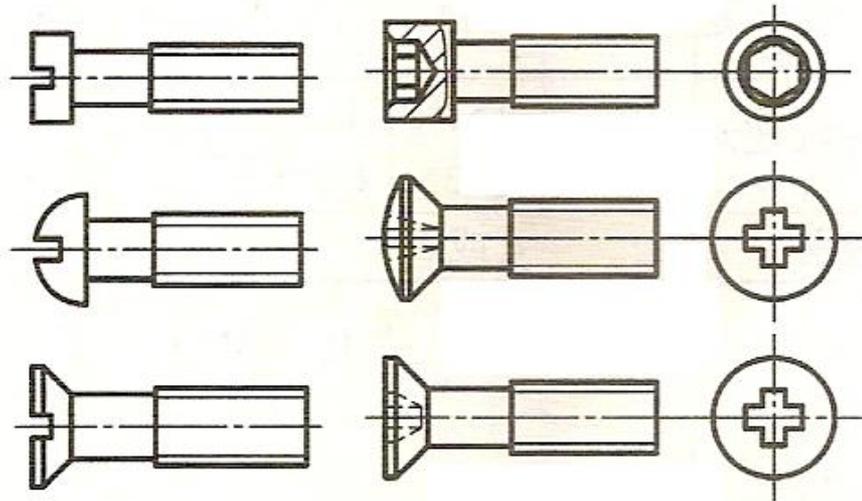
A 型



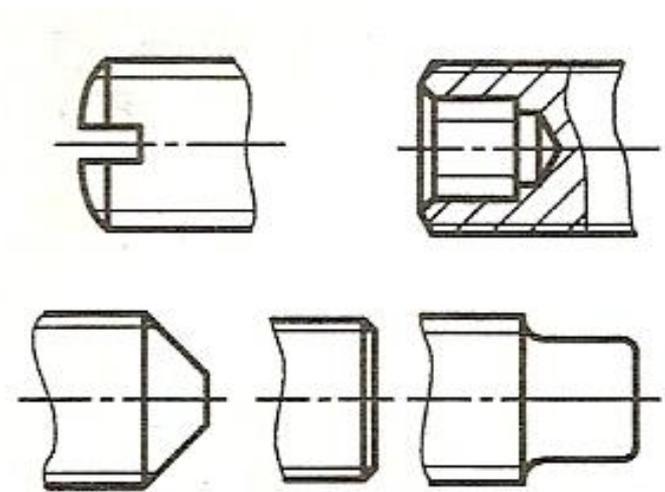
B 型



3.螺钉

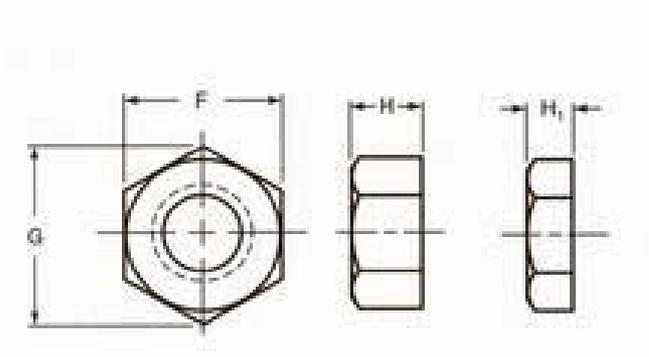


4. 紧定螺钉



紧定螺钉的头部和末端

5. 螺母与垫圈



3.2.3 、 螺纹连接件的常用材料及力学性能等级

1. 常用材料:

- 普通连接：普通碳素钢，优质碳素结构钢，

如:Q215、Q235和10、15、35、45号钢。

- 变载荷或有冲击、振动的重要连接：合金钢，

如: 15Cr、20Cr、40 Cr、15MnVB、30CrMnSi。

2. 螺栓、螺钉、螺柱、螺母性能等级

表 3.2 螺栓、螺钉、螺柱和螺母的力学性能等级
(摘自 GB/T 3098.1—2000 和 GB/T 3098.2—2000)

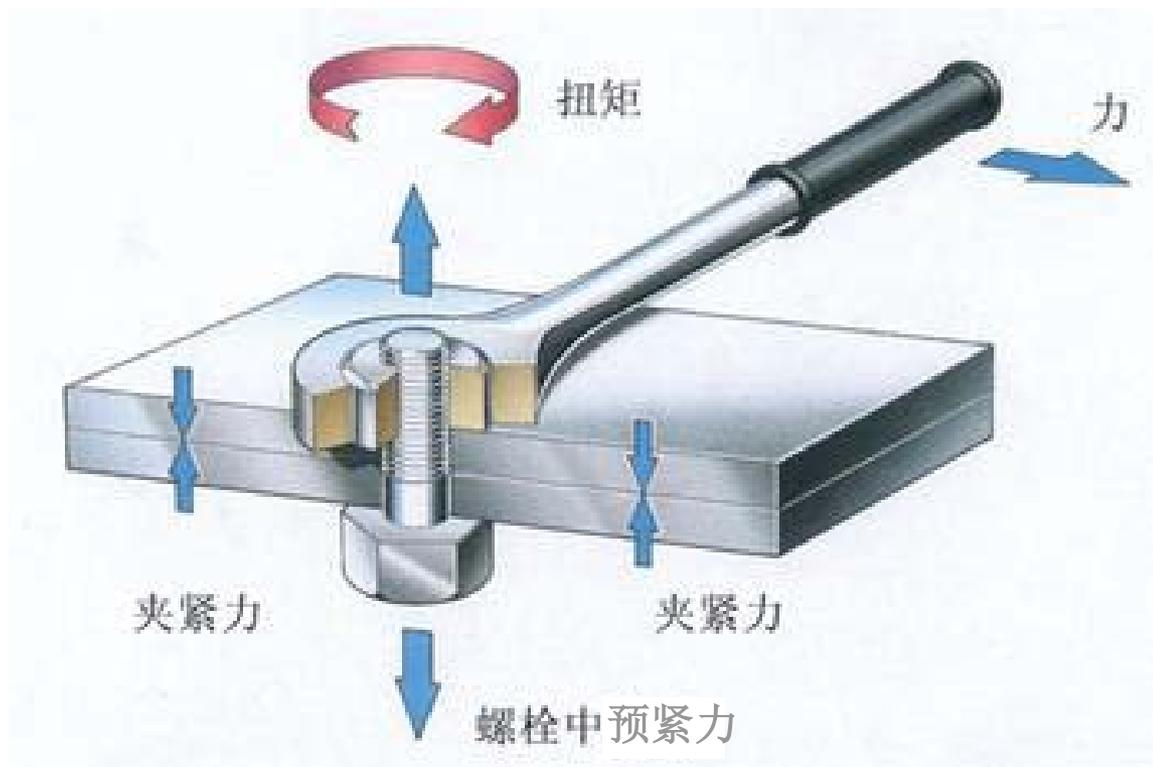
			性能等级										
			3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
									≤M16	>M16			
螺栓、 螺钉、 螺柱	抗拉强度 σ_b /MPa	公称值	300	400		500		600	800		900	1 000	1 200
		最小值	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220
	屈服强度 σ_s /MPa	公称值	180	240	320	300	400	480	640	640	720	900	1 080
		最小值	190	240	340	300	420	480	640	660	720	940	1 100
	布氏硬度 /HBW	最小值	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	推荐材料	10、Q215	15、Q235	15、Q215	25、35	15、Q235	45	35	35	35、45	40Cr、15MnVB	30CrMnSi、15MnVB	
相配合螺母	性能级别	4 或 5		5		6	8 或 9		9	10	12		
	推荐材料	10、Q215					35			40Cr、15MnVB	30CrMnSi、15MnVB		
	推荐材料	10、Q215					35			40Cr、15MnVB	30CrMnSi、15MnVB		

注：性能等级的标记代号含义为小数点前的数字为公称抗拉强度极限 σ_b 的 1/100，小数点后的数字为屈强比的 10 倍，即 $10(\sigma_s/\sigma_b)$ 。



3.3 螺纹连接的预紧与松防

3.3.1 螺纹连接的拧紧力矩及其控制方法



1. 预紧的作用：

- 连接在承受工作载荷之前就受到预紧力 F' 的作用；
- 受载后防止被连接件之间出现间隙或横向滑移；
- 预紧也可以防松。

2. 为什么要控制预紧力？

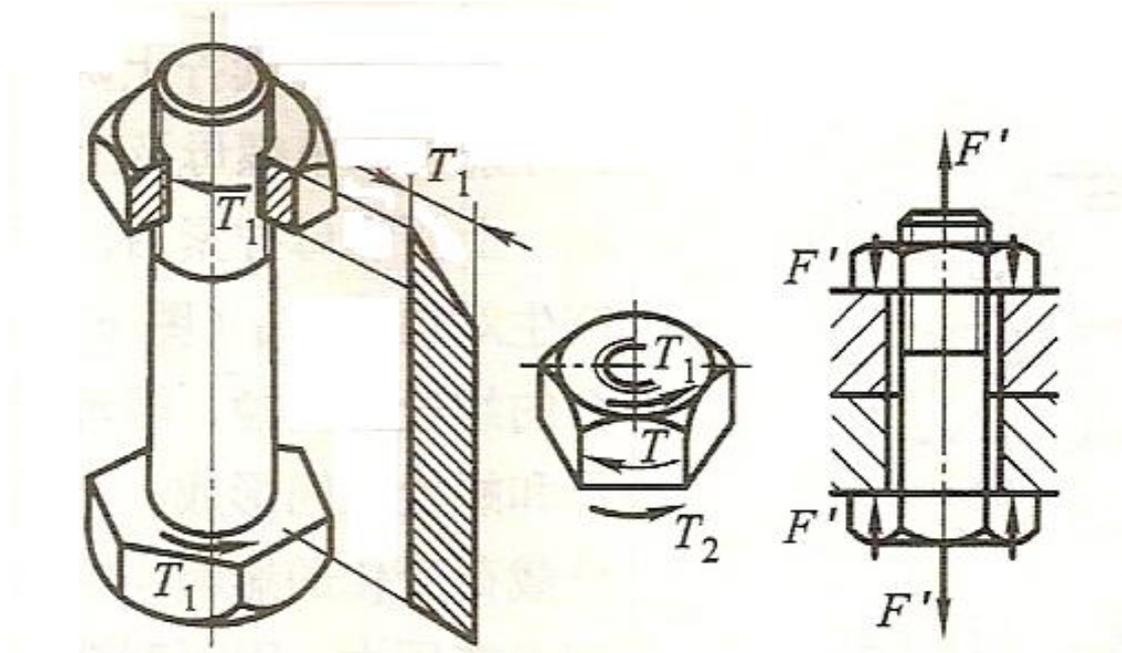
- 预紧力过大，会使连接超载；
- 预紧力不足，可能导致连接失效；
- 重要的螺栓应控制预紧力。



3. 拧紧力矩的计算

拧紧螺母时的力矩和预紧力

拧紧力矩： $T = T_1 + T_2$



螺纹副摩擦力矩

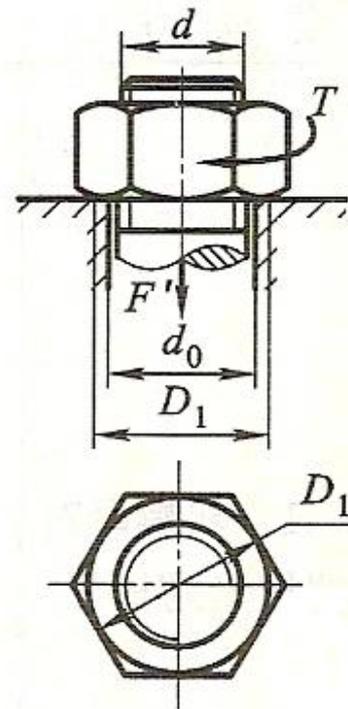
$$T_1 = F' \tan(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}$$

螺母与被连接件摩擦力矩

$$T_2 = \frac{1}{3} f F' \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$

总力矩

$$T = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \tan(\psi + \rho') + \frac{2f}{3d} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] F' d = k_t F' d$$



K_t 为拧紧力矩系数

$$k_t = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \tan(\psi + \rho') + \frac{2f}{3d} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]$$

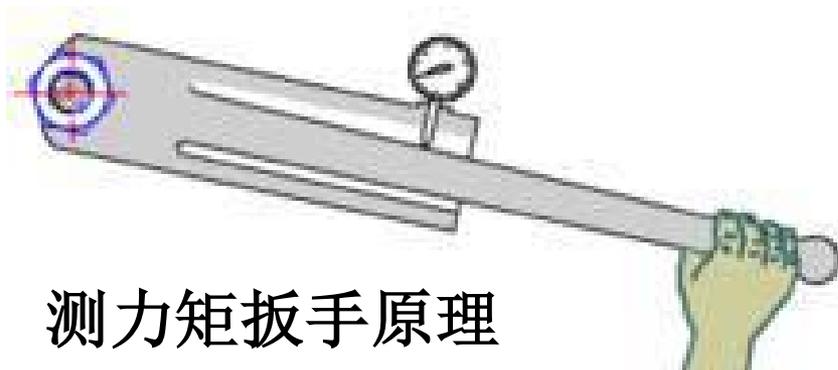
当钢制螺纹M10~M68时，由螺纹几何关系和取摩擦因数 $f = 0.15$ ，当量摩擦角 $\rho' = 8.5^\circ$ ，经整理可得：

$$K_t = 0.2$$

$$\text{故： } T \approx 0.2F'd \quad \text{或： } F' \approx \frac{T}{0.2d}$$

4. 装配时控制预紧力的方法

测力矩扳手：预先设计出力矩与变形的关系；根据表的读数确定拧紧力矩。

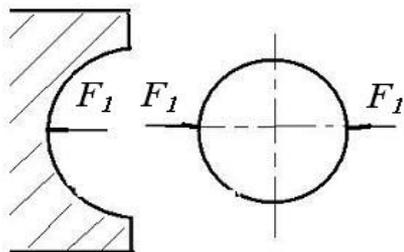


测力矩扳手原理

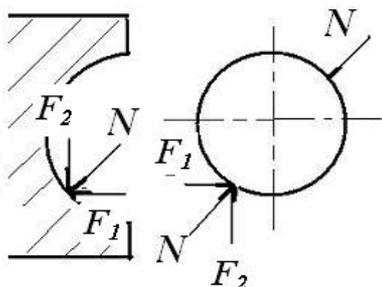
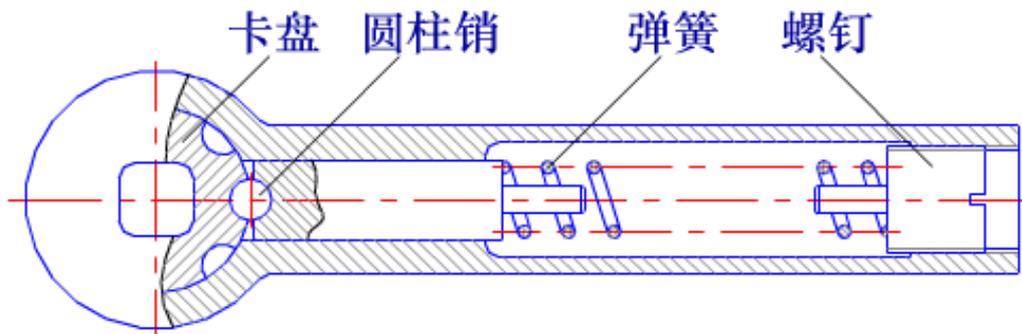


测力矩扳手实物

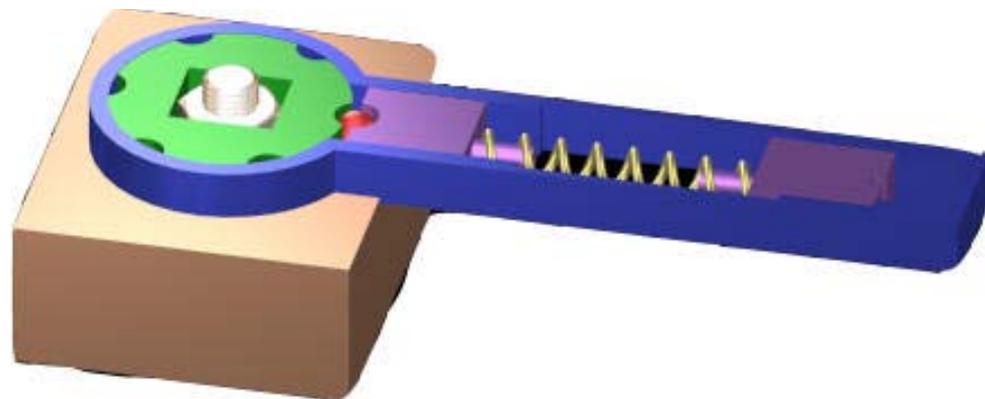
定力矩扳手：用弹簧对圆柱体施加压力 F_1 ，拧紧力矩变大时，卡盘与圆柱销之间的力 F_1 增大，当 F_1 大于或等于弹簧力时，圆柱体从卡盘的槽中脱开。



工作前受力



工作时受力



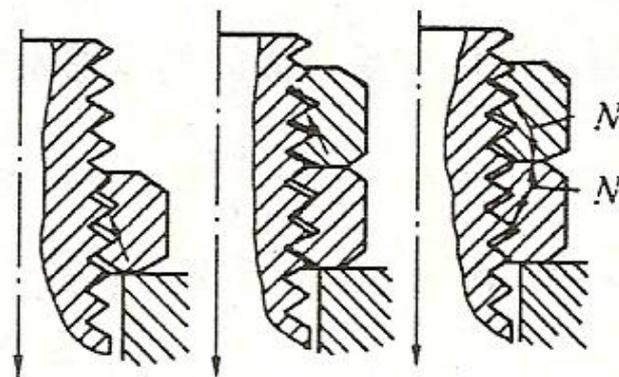
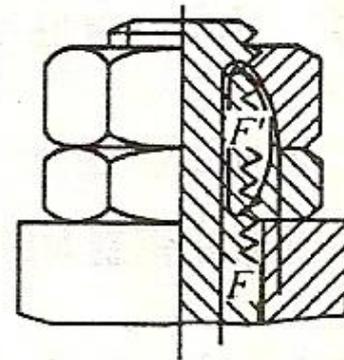
3.3.2 螺纹连接的防松

防松的实质：防止螺纹副间的相对转动

1. 摩擦防松

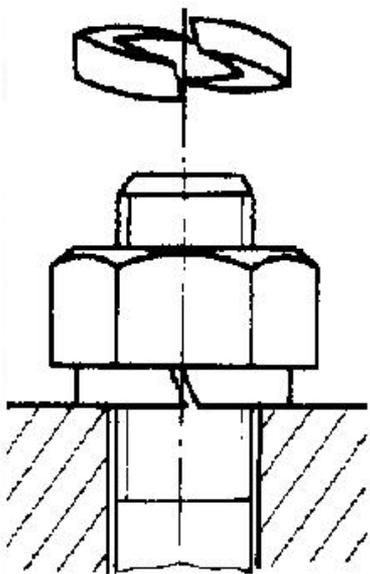
双螺母

- 在螺母和螺栓之间形成内力，保证摩擦力。
- 结构简单、使用方便，但可靠性不高。
- 用于平稳、低速、重载的螺纹连接。



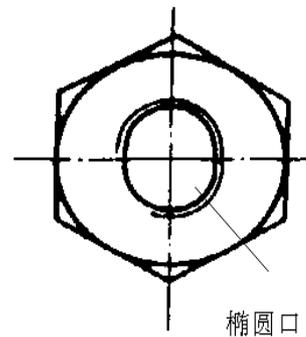
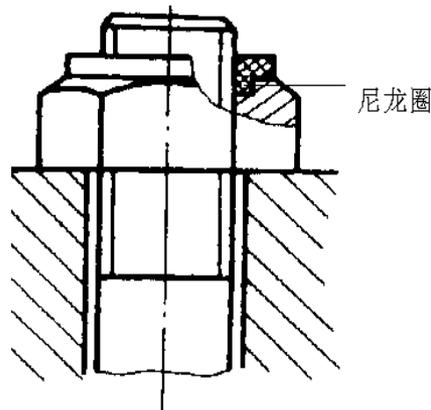
弹簧垫圈

- 弹力保持一定压力，切口尖端逆向。
- 用于一般的螺纹连接。



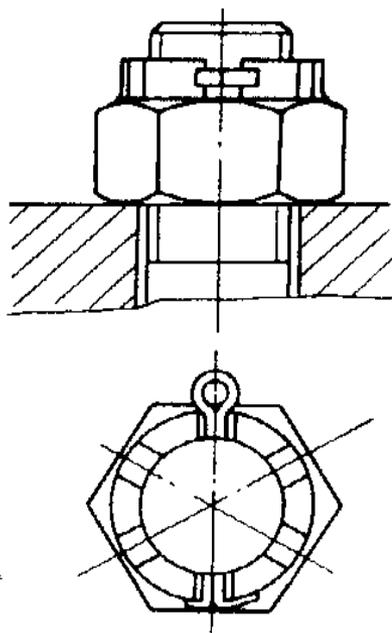
锁紧螺母

- 镶嵌弹性环或尼龙圈挤入螺母；
- 利用螺母椭圆口的弹性变形箍住螺栓。

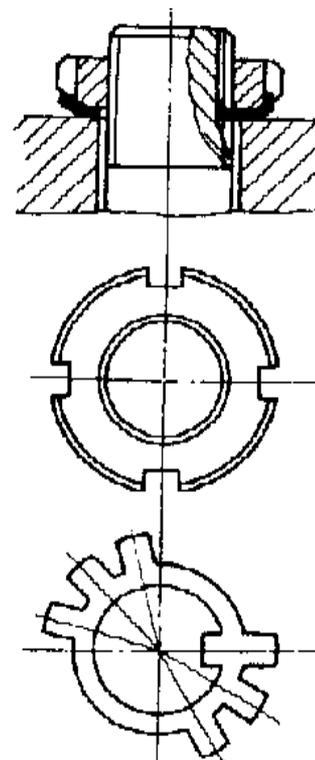


2. 机械防松

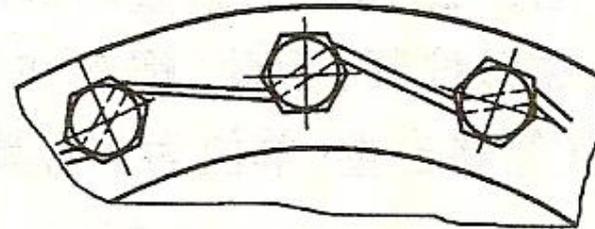
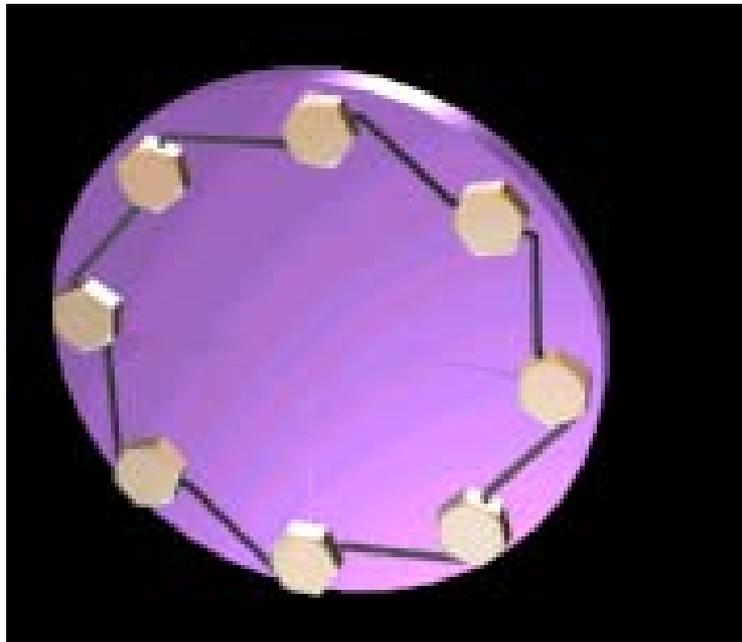
开口销与六角开槽螺母



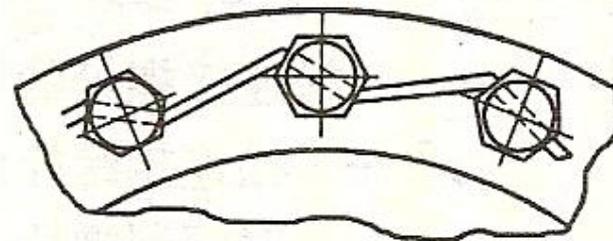
止动垫圈与圆螺母



串联钢丝

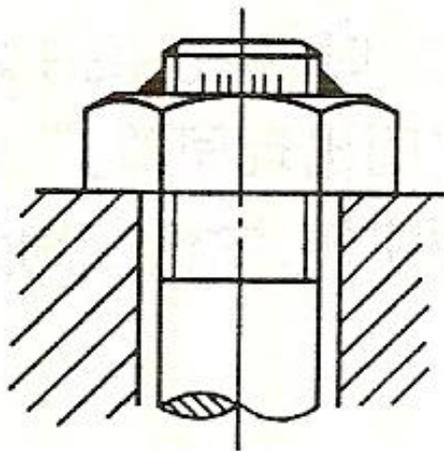


正确

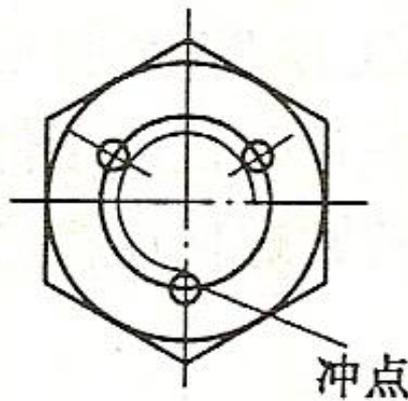


错误

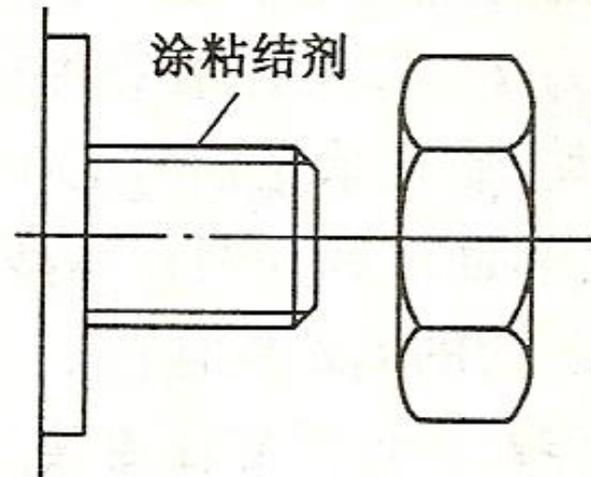
3. 永久防松



焊接



冲点



涂胶

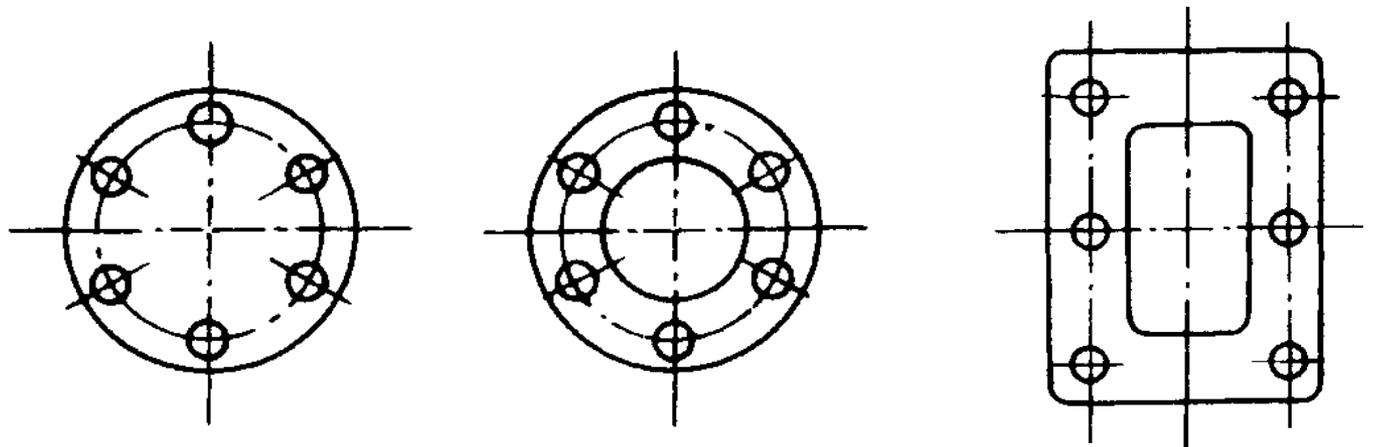
3.4 螺栓组连接的设计

3.4.1 螺栓组连接的结构设计

目的：合理地确定结合面的几何形状和螺栓的布置

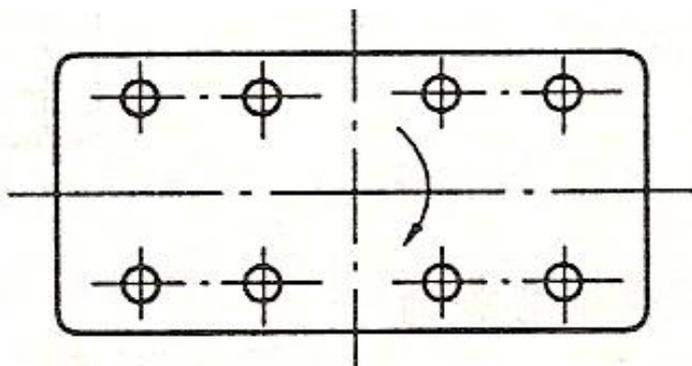
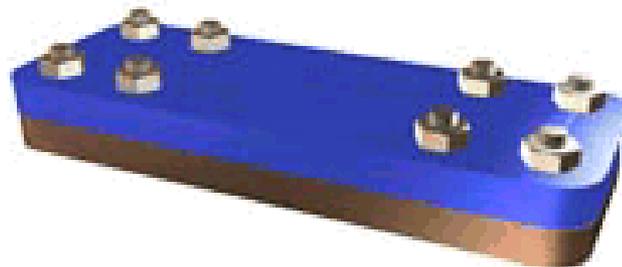
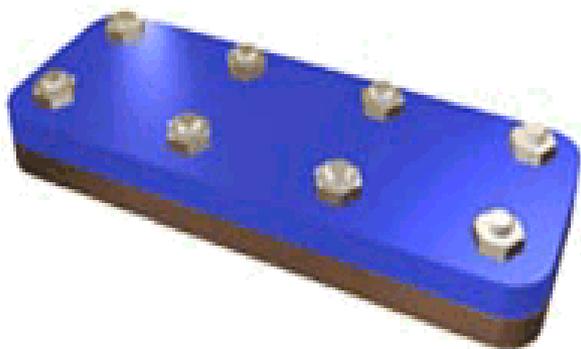
1. 连接结合面应设计成轴对称的简单几何形状

螺栓组的对称中心与接合面的型心重合

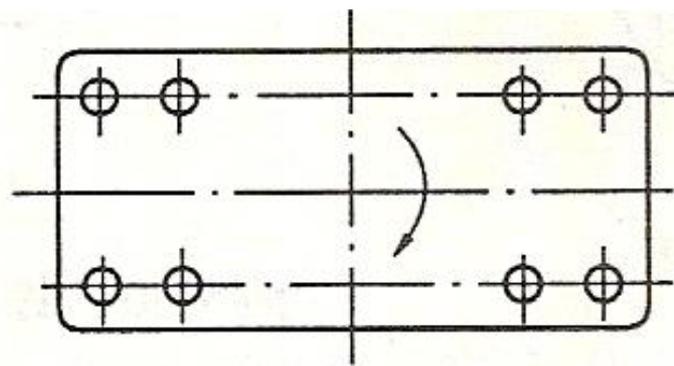


2. 螺栓的布置应使各螺栓的受力合理

螺栓组受扭矩时，应远离型心布置



(a) 不合理

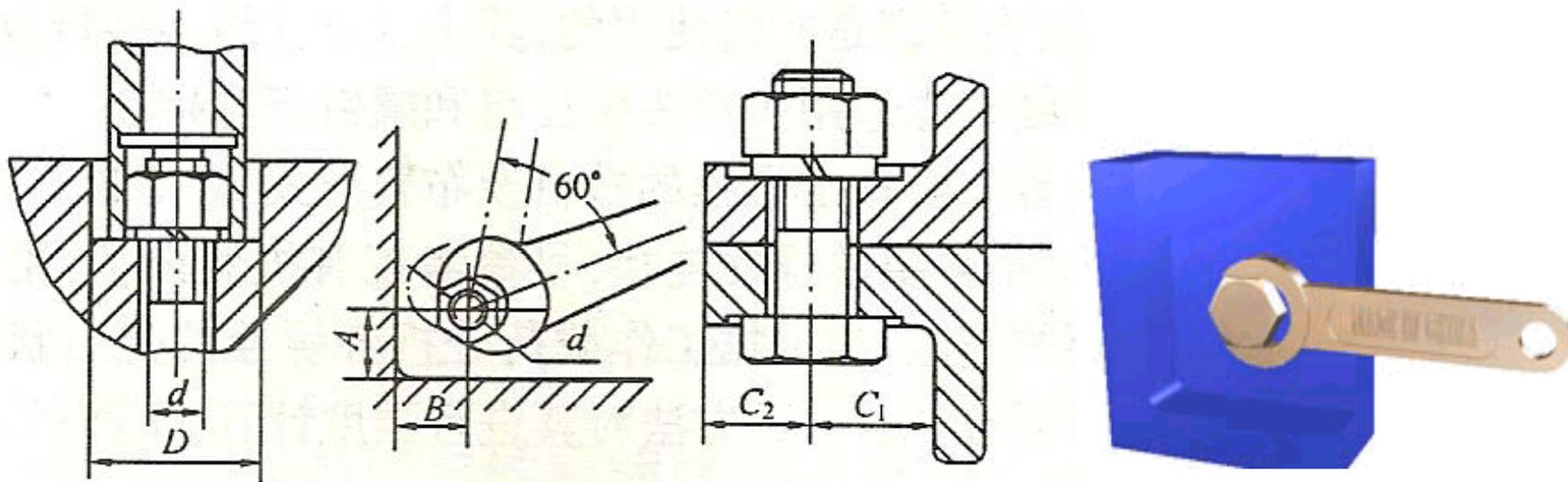


(b) 合理



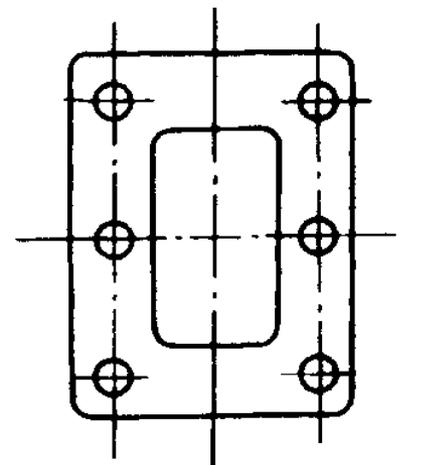
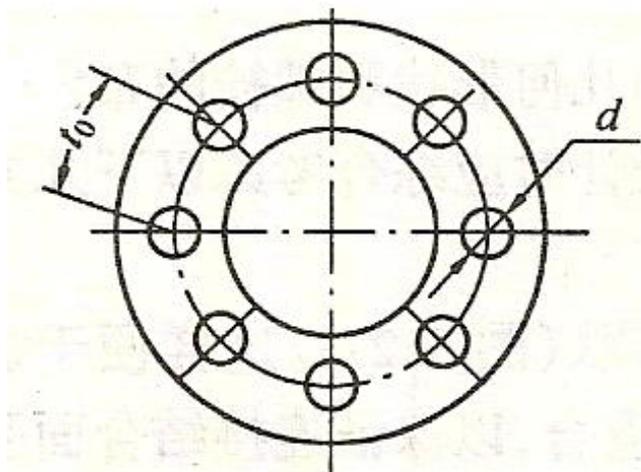
3. 螺栓的排列应有合理的间距、边距

留出足够的扳手空间



4. 螺栓应取4、6、8等偶数

螺栓均布：便于钻孔时在圆周上分度和画线



3.4.2 螺栓组连接的受力分析

任务：找出受力最大螺栓的载荷。

假定：

被连接件是刚体（或弹性体）；

各螺栓的刚度、预紧力都相同；

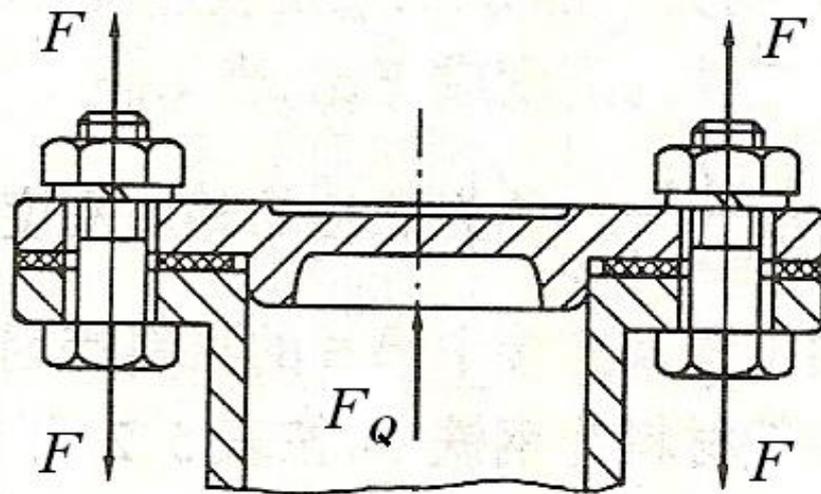
螺栓的应变在弹性范围内。



1. 受轴向载荷的螺栓组连接

用普通螺栓连接，
设定有 z 个螺栓，
求单个螺栓受外力：

$$F = \frac{F_Q}{z}$$



汽缸盖的螺栓连接

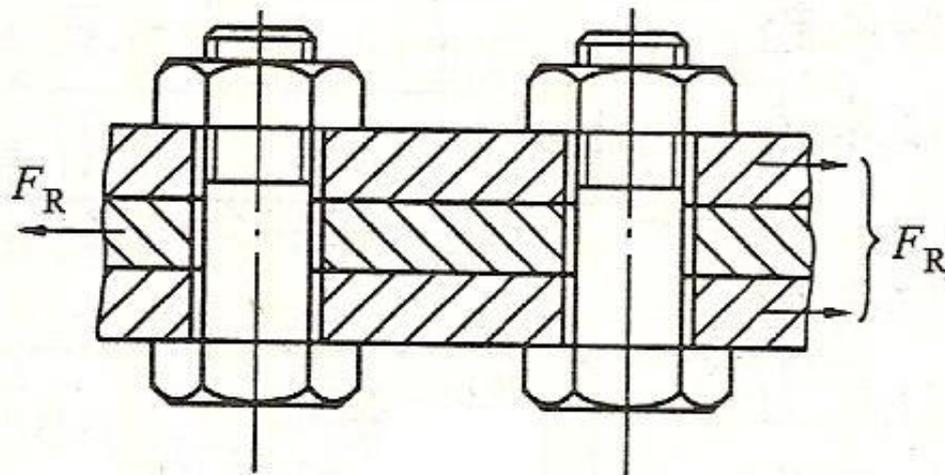
2. 受横向载荷的螺栓组连接、

① 普通螺栓连接

求螺栓预紧力 F' ：

$$fF'mz = K_f F_R$$

$$F' = \frac{K_f F_R}{fmz}$$



式中：

f — 接合面间摩擦因数；

m — 接合面数；

$K_f=1.1\sim 1.3$ —考虑摩擦不稳定引入的可靠性系数。

② 铰制孔用螺栓连接

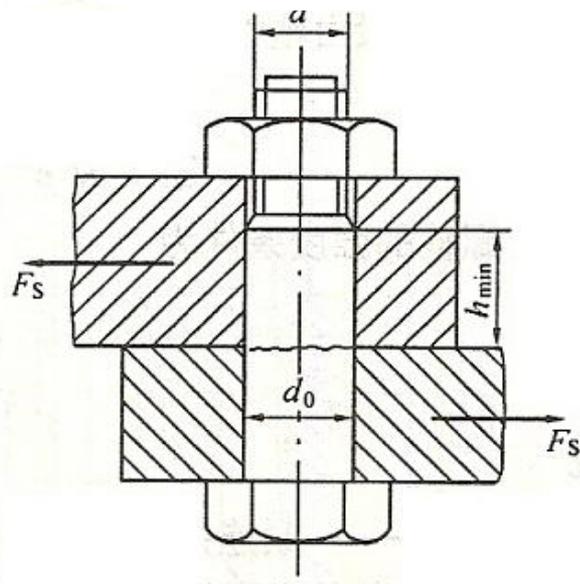
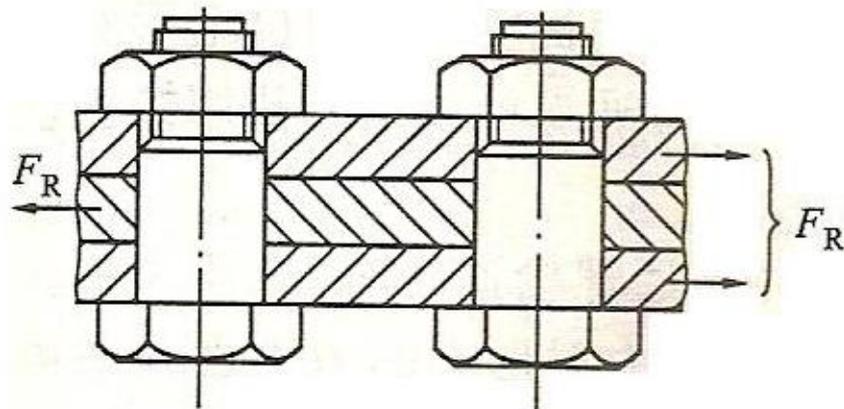
求螺栓受剪切力 F_s ：

$$zF_s = F_R$$

$$F_s = \frac{F_R}{z}$$

式中：

z—螺栓数目。

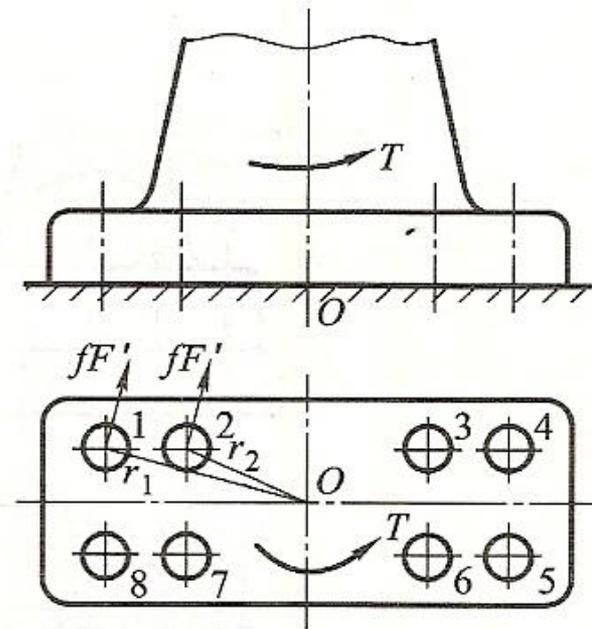


3. 受旋转力矩 T 的螺栓组连接

① 采用普通螺栓连接

工作之前螺栓受预紧力；

接合面上各螺栓处摩擦力对形心的力矩之和平衡外加力矩 T 。



求螺栓所受预紧力 F' ：

由力矩平衡关系，得：

$$fF'r_1 + fF'r_2 + \dots + fF'r_z = K_f T$$

$$F' = \frac{K_f T}{f(r_1 + r_2 + \dots + r_z)} = \frac{K_f T}{f \sum_{i=1}^z r_i}$$

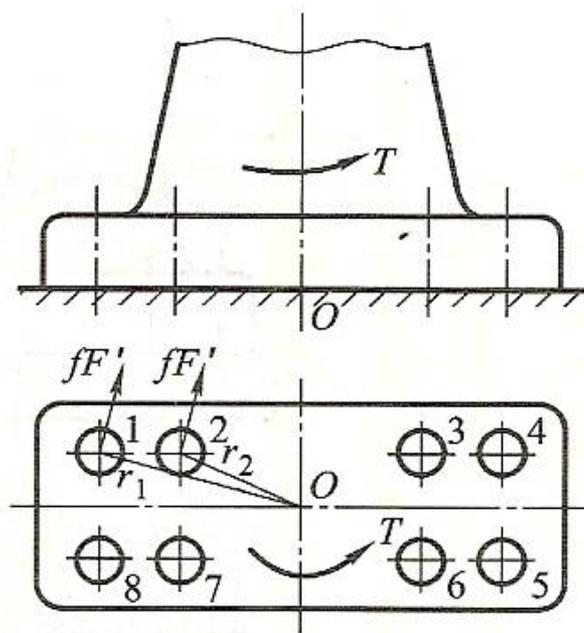
式中：

r_1, r_2, \dots, r_z — 各螺栓中心至螺栓组形心 O 的距离；

K_f — 可靠性系数；

f — 接合面间摩擦因数；

Z — 螺栓数目。

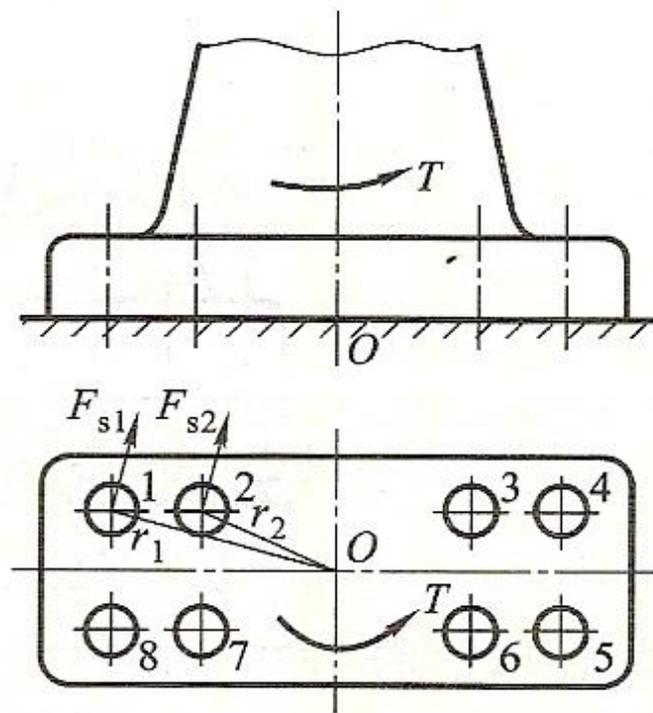


②采用铰制孔用螺栓连接

忽略接合面上的摩擦力；

靠螺栓所受剪力对底板旋转中心的力矩之和平衡外加力矩 T ；

假设螺栓是弹性体。



求螺栓所受剪切力 F_s ：

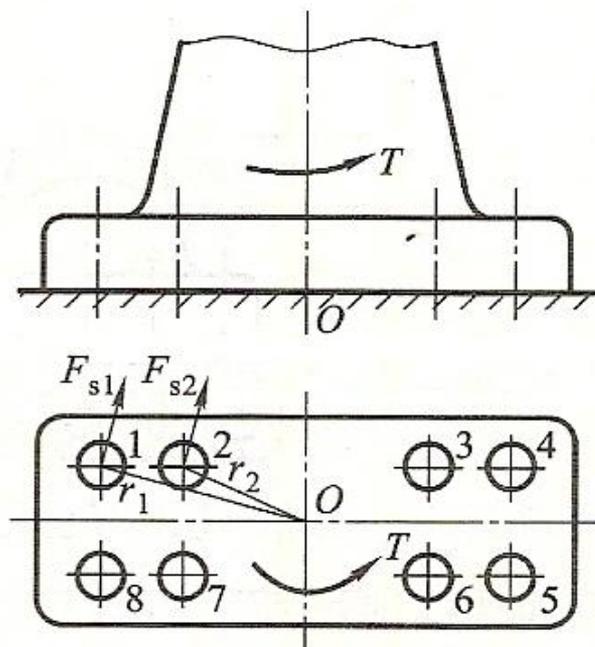
由力矩平衡关系，得：

$$F_{s1}r_1 + F_{s2}r_2 + \dots + F_{sz}r_z = T$$

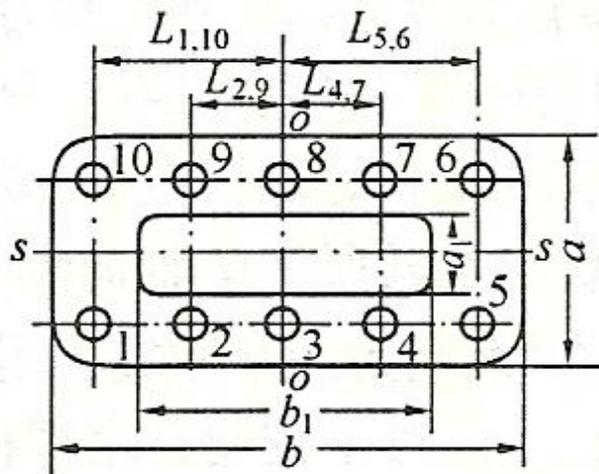
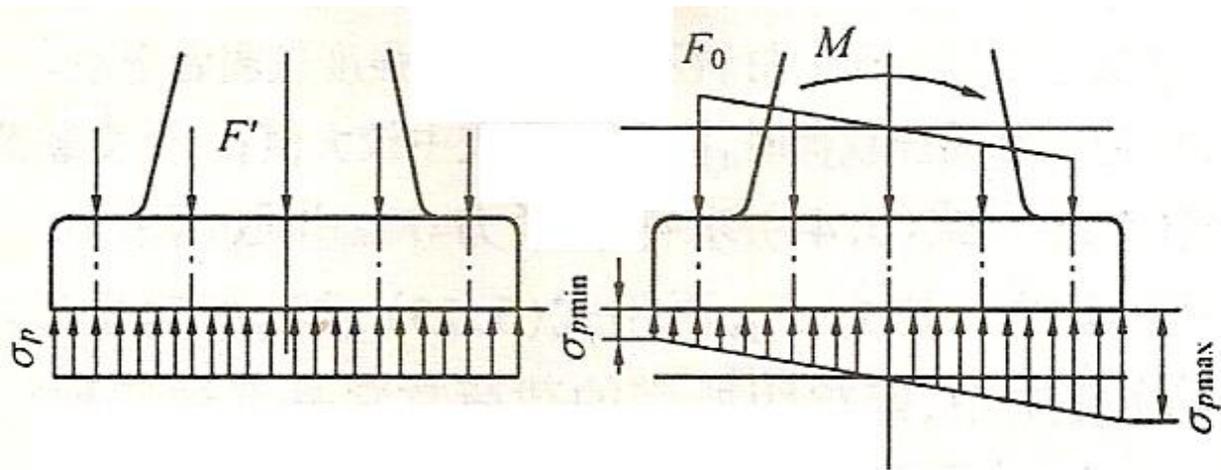
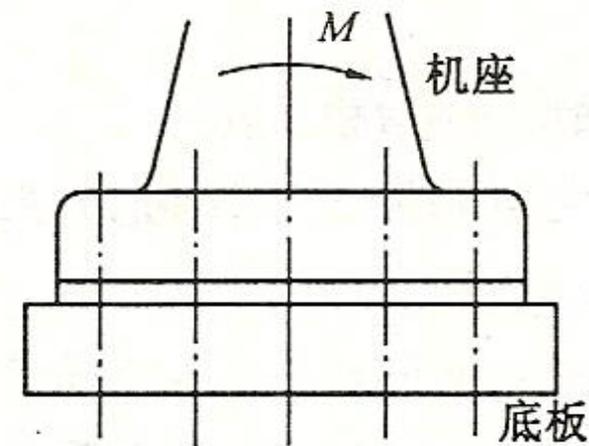
$$\frac{F_{s1}}{r_1} = \frac{F_{s2}}{r_2} = \dots = \frac{F_{sz}}{r_z}$$

$$\frac{F_{s1}}{r_1} (r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_z^2) = T$$

$$F_{s\max} = F_{s1} = F_{s4} = F_{s5} = F_{s8} = \frac{Tr_1}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_z^2} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$$



4. 受倾覆力矩 M 的螺栓组连接



假设：

螺栓是弹性体；

被连接件是弹性体，绕轴线翻转趋势；

接合面平直。

分析螺栓受外力 F

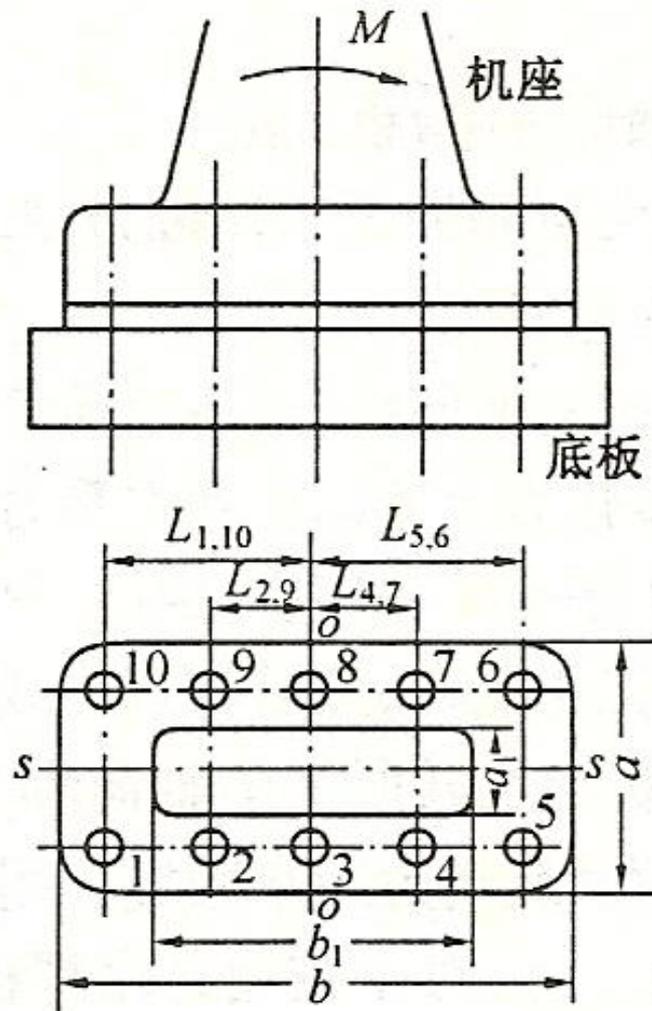
由力矩平衡关系，得：

$$F_1 L_1 + F_2 L_2 + \dots + F_z L_z = M$$

$$\frac{F_1}{L_1} = \frac{F_2}{L_2} = \dots = \frac{F_z}{L_z}$$

$$F_1 = F_{10} = \frac{M L_1}{L_1^2 + L_2^2 + \dots + L_z^2}$$

$$F_{\max} = \frac{M L_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2}$$



分析螺栓预紧力 F'

要求：保证接合面既不出缝隙也不被压溃。

接合面右端应满足：

$$\sigma_{p\max} / \text{Mpa} = \sigma_p + \Delta\sigma_{p\max} \leq [\sigma]_p$$

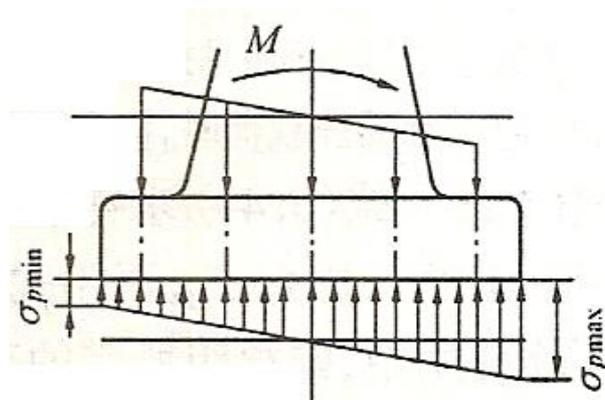
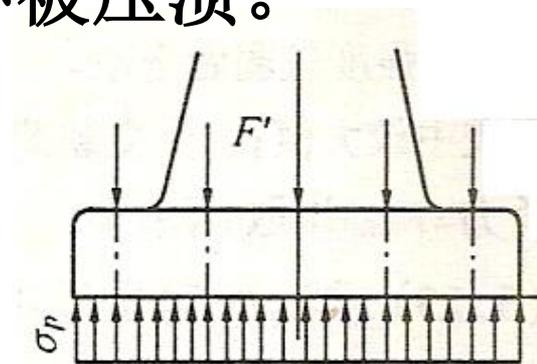
$$\sigma_{p\max} / \text{MPa} \approx \frac{zF'}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma]_p$$

左端应满足：

$$\sigma_{p\min} / \text{Mpa} = \sigma_p - \Delta\sigma_{p\max} > 0$$

$$\sigma_{p\min} / \text{Mpa} \approx \frac{zF'}{A} - \frac{M}{W} > 0$$

由公式求得预紧力 F' ，并取两者较大值。



螺栓组连接中单个螺栓的受力:

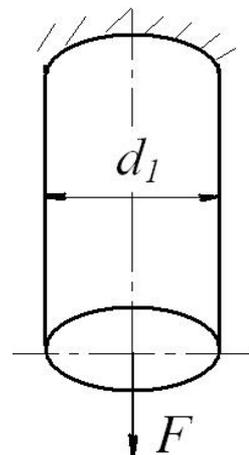
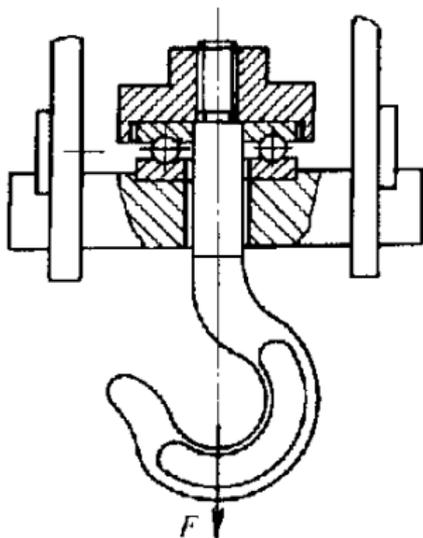
螺栓组受载	螺纹连接类型	螺栓受力
受轴向载荷 F_Q :	普通螺栓连接:	螺栓受力 F
受横向载荷 F_R :	普通螺栓连接:	螺栓受力 F'
	铰制孔螺栓连接:	螺栓受力 F_S
受旋转力矩 T :	普通螺栓连接:	螺栓受力 F'
	铰制孔螺栓连接:	螺栓受力 F_S
受倾覆力矩 M :	普通螺栓连接:	螺栓受力 F 、 F'



3.5 单个螺栓连接的强度计算

3.5.1 松螺栓连接

简化成圆柱，设计出螺栓直径或计算螺栓强度。



吊钩上的螺栓连接

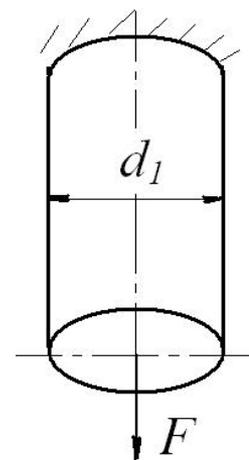
强度条件:

校核公式:
$$\sigma / \text{MPa} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

设计公式:
$$d_1 / \text{mm} \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$$

许用应力:
$$[\sigma] / \text{MPa} = \frac{\sigma_s}{S}$$

一般连接取 $S=1.2\sim 1.7$,
对安全性要求高的连接, 取 $S=5$ 。



3.5.2 紧螺栓连接

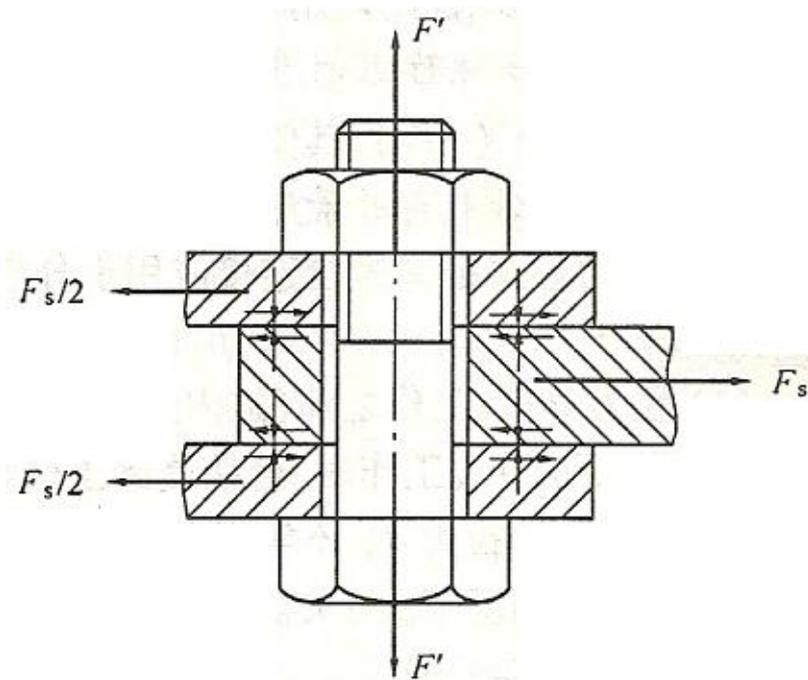
1. 受横向工作载荷的紧螺栓连接

① 普通螺栓连接

靠预紧力 F' 在接合面产生的摩擦力 fF' 传递外力 F_R 。

$$fF'mz = K_f F_R$$

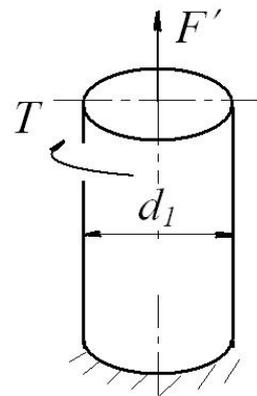
$$F' = \frac{K_f F_R}{fmz}$$



螺栓既受拉应力又受扭剪应力

拉应力

$$\sigma = \frac{4F'}{\pi d_1^2}$$



剪应力

$$\tau = \frac{T}{W_t} = \frac{F' \tan(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{4F'}{\pi d_1^2} \tan(\psi + \rho') \frac{2d_2}{d_1}$$

对于常用的M10~M68的钢制普通螺栓

$$\tau \approx 0.5\sigma$$



螺栓的当量应力（第四强度理论）

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

螺栓的强度条件为：

校核公式： $\sigma_e / \text{MPa} = \frac{4 \times 1.3 F'}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$

设计公式： $d_1 / \text{mm} \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}}$

计算出的 d_1 应查手册按标准选取

② 铰制孔螺栓连接

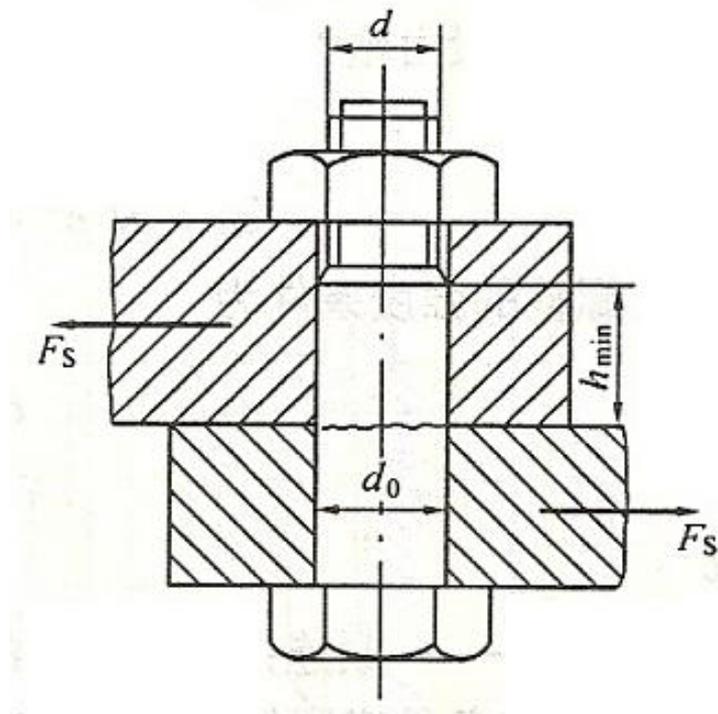
螺栓杆的剪切强度条件为：

$$\tau / \text{MPa} = \frac{4F_s}{\pi d_0^2 m} \leq [\tau]$$

螺栓与孔壁的挤压强度条件为：

$$\sigma_p / \text{MPa} = \frac{F_s}{d_0 h_{\min}} \leq [\sigma]_p$$

计算出的两个 d_0 应选取大值



式中：

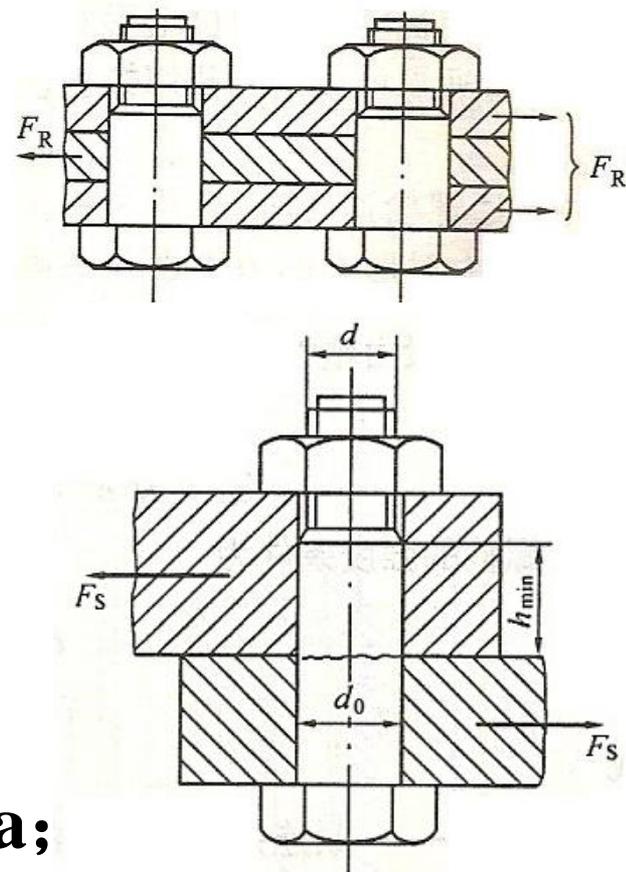
d_0 —螺栓抗剪面直径，mm；

m —螺栓抗剪面数目；

h_{\min} —螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度，mm。设计时应使 $h_{\min} \geq 1.25d_0$ ；

$[\tau]$ —螺栓的许用剪切应力，MPa；

$[\sigma]_p$ —螺栓或孔壁材料的许用挤压应力，MPa。

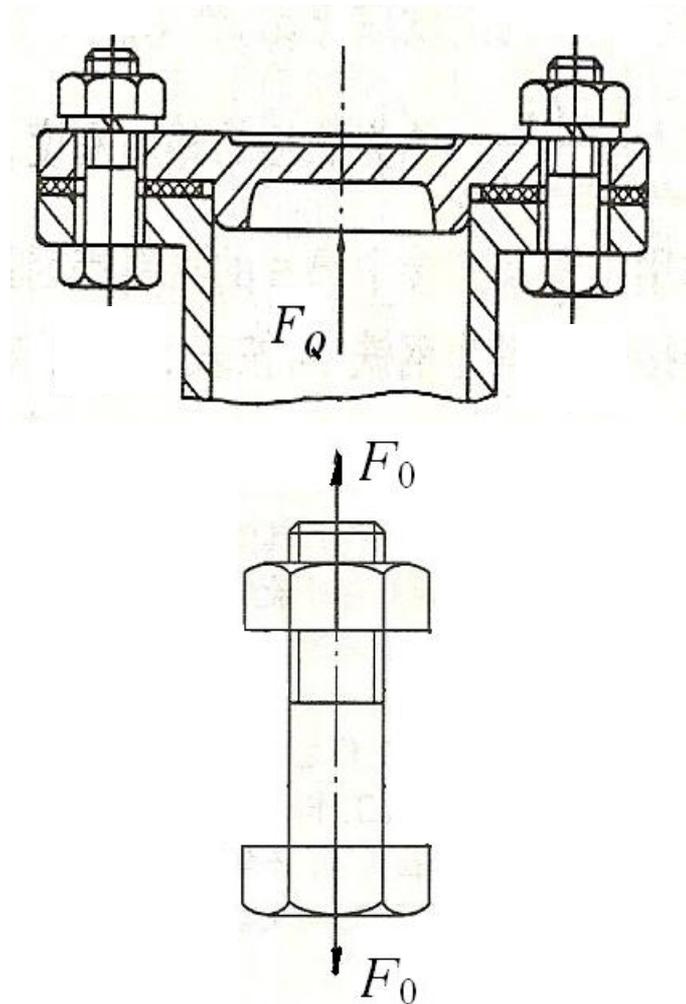


2. 受轴向工作载荷的紧螺栓连接

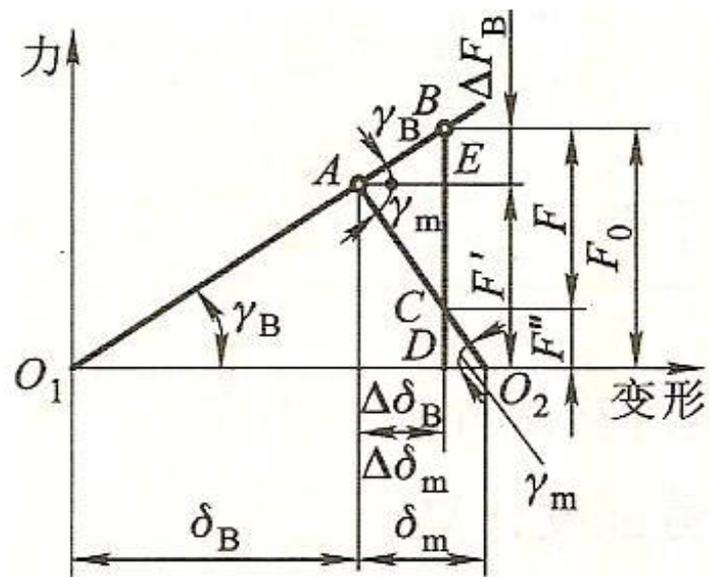
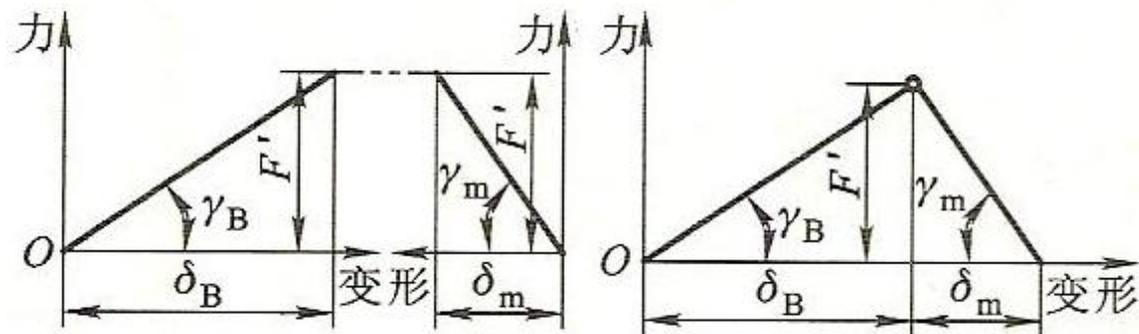
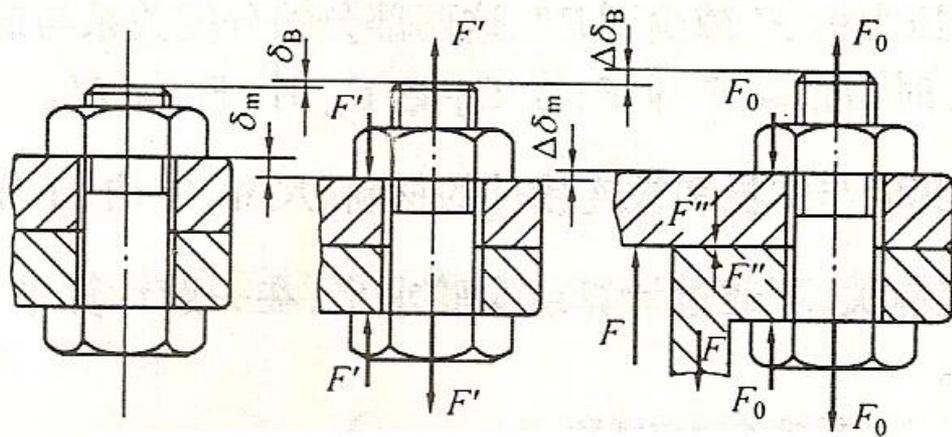
螺栓工作前受预紧力 F' ;

工作时又受到拉力 F ; $F = \frac{F_Q}{z}$

总拉力如何? $F_0 = F' + ? F$



假定：螺栓和被连接件都是弹性体



螺栓受力

总拉力

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$$

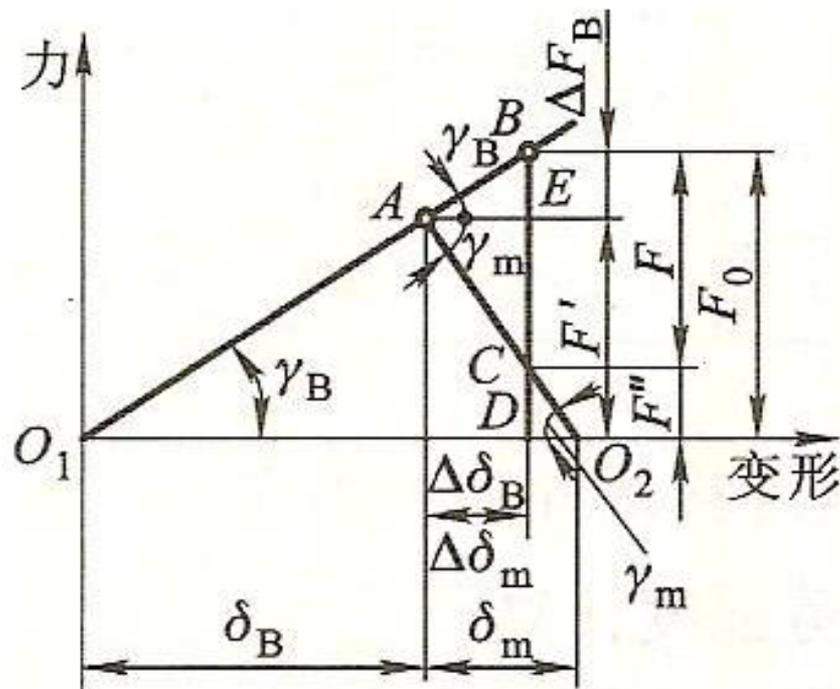
被连接件受力

剩余预紧力

$$F'' = F' - \frac{C_m}{C_B + C_m} F$$

预紧力

$$F' = F'' + \frac{C_m}{C_B + C_m} F$$



$$\frac{C_m}{C_B + C_m} = 1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}$$

螺栓的相对刚度

$$\frac{C_B}{C_B + C_m}$$

螺栓的相对刚度

被连接钢板间所用垫片	$\frac{C_B}{C_B + C_m}$
金属垫片（或无垫片）	0.2~0.3
皮革垫片	0.7
铜皮石棉垫片	0.8
橡胶垫片	0.9

剩余预紧力

$$F'' \geq 0.2F$$

静载连接: $F'' = (0.2 \sim 0.6)F$

变载连接: $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$

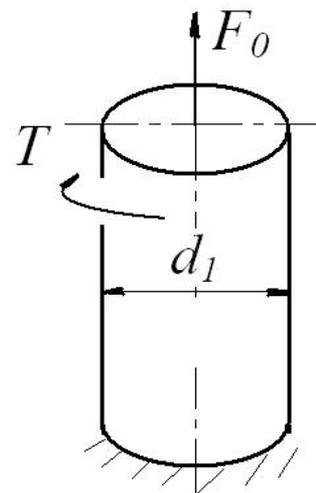
气密连接: $F'' = (1.5 \sim 1.8)F$



静强度计算

校核公式:
$$\sigma / \text{MPa} = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

设计公式:
$$d_1 / \text{mm} \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$$



式中 $[\sigma]$ —紧螺栓连接的许用拉应力，MPa。

3.5.3 螺栓连接的许用应力

① 普通螺栓连接许用应力及安全系数

表 3.8 普通螺栓紧连接的许用应力和安全系数

载荷情况	许用应力	不控制预紧力时 S						控制预紧力时 S					
		材料 \ 直径	M6~M16		M16~M30		不分直径						
静载荷	$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$	碳钢	5~4		4~2.5		1.2~1.5						
		合金钢	5.7~5		5~3.4								
变载荷	按最大应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$	碳钢	12.5~8.5		8.5								
		合金钢	10~6.8		6.8								
载 荷	按循环应力幅 $[\sigma_a] = \frac{\varepsilon_\sigma K_m \sigma_{-1}}{K_\sigma S_a}$	$S_a = 2.5 \sim 4$						$S_e = 1.5 \sim 2.5$					
		尺寸系数 ε_σ	d/mm	≤ 12	16	20	24	30	36	42	48	56	64
			ε_σ	1.0	0.87	0.80	0.74	0.67	0.63	0.60	0.57	0.54	0.53
		有效应力集中系数 K_σ	σ_b/MPa	400		600		800		1 000			
		K_σ	3.0		3.9		4.8		5.2				
螺纹制造工艺系数 κ_m ：碾压， $\kappa_m = 1.25$ ；车制， $\kappa_m = 1.2$													



② 铰制孔螺栓连接许用剪应力及许用挤压应力

表 3.9 螺栓许用切应力及许用挤压应力

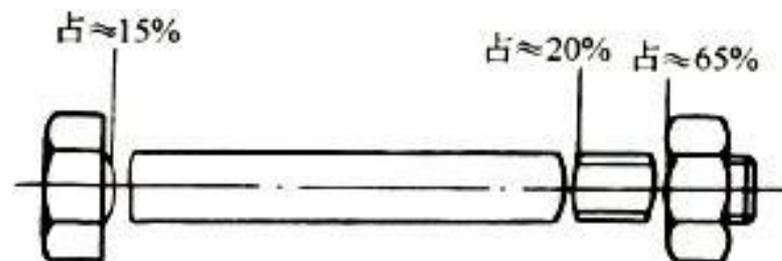
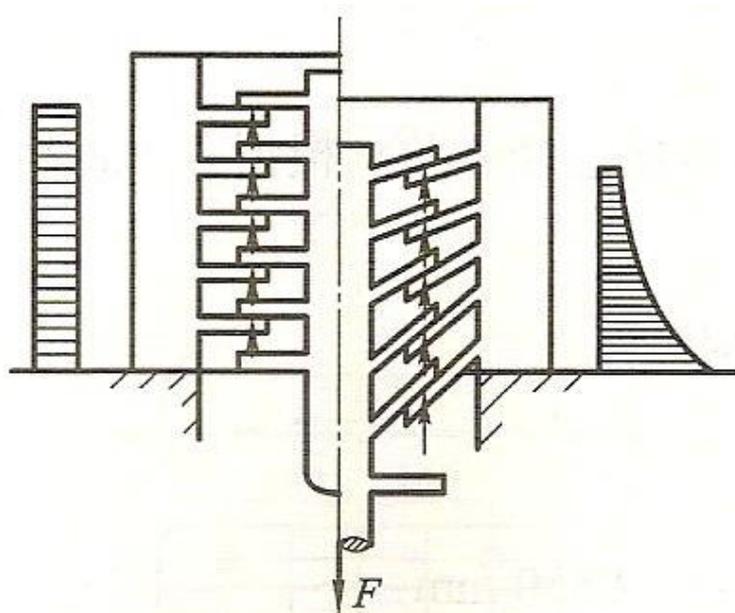
螺栓的许用切应力 $[\tau]$	静载荷	$\frac{\sigma_s}{2.5}$
	变载荷	$\frac{\sigma_s}{3.5 \sim 5}$
螺栓或被连接件的许用挤压应力 $[\sigma_p]$	静载荷	钢 $\frac{\sigma_s}{1.25}$
		铸铁 $\frac{\sigma_b}{2 \sim 2.5}$
	变载荷	较静载荷时减小 20%~30%



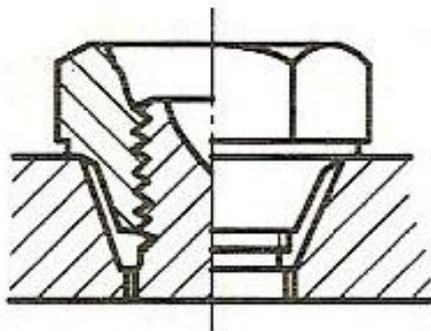
3.6 提高螺栓连接强度的措施

3.6.1 改善螺纹牙上载荷的分配

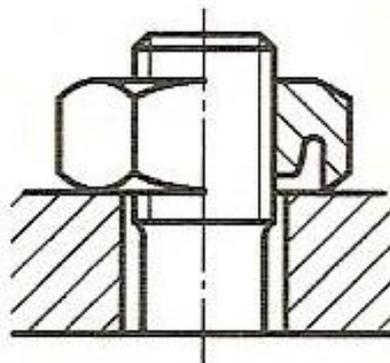
- 螺栓有弹性，靠近根部的螺纹牙受力最大



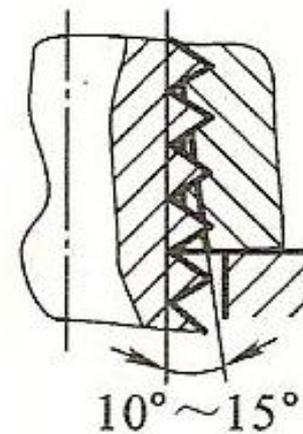
- 改善螺纹牙根部的受力



悬置螺母



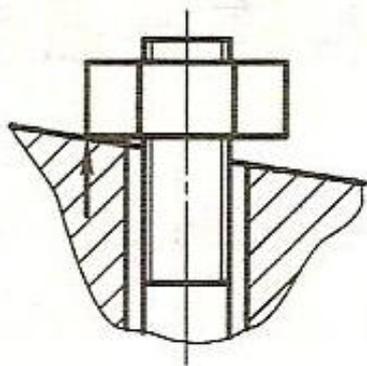
环槽螺母



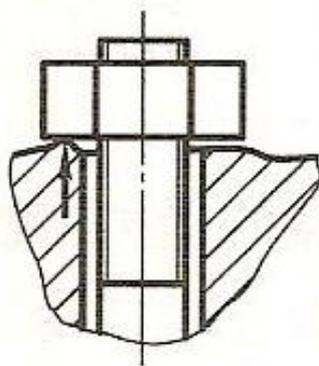
内斜螺母

3.6.2 避免螺栓承受附加额外载荷（偏心载荷）

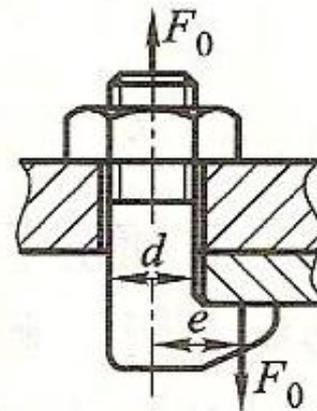
- 不同情况产生的偏心载荷



表面倾斜



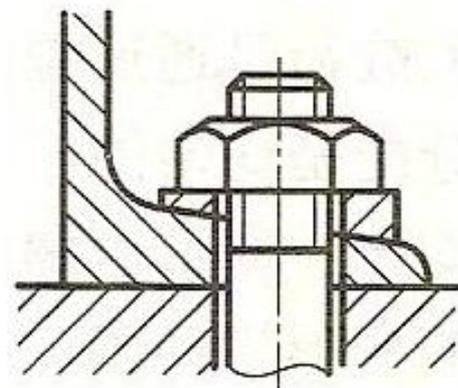
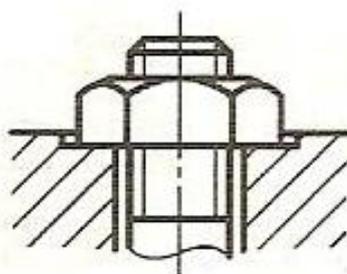
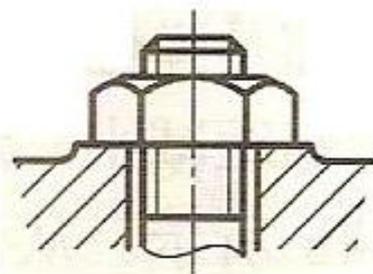
粗糙表面



勾头螺栓

- 改善的办法

- 在铸、锻件表面上制做出凸台或沉头座孔；
- 支承面为斜面时，采用斜垫圈。



例题:

已知：（图1）普通螺栓连接， $F_P=20000\text{N}$ ， $f=0.15$ ， $[\sigma]=120\text{MPa}$

求：螺栓直径(小径) d_1

解：

1. 受力分析

①将载荷向螺栓组形心简化（图2）

计算出：横向载荷： F_R ，旋转力矩： T

②求解受力最大螺栓承受的横向载荷（图3）

$$F_{SR} = F_R/4 \quad F_{ST} = T/4r \quad r = \sqrt{80^2 + 80^2}$$

螺栓1、2受力最大，其合成载荷：

$$F_{S1} = \sqrt{F_{SR1}^2 + F_{ST1}^2 + 2F_{SR1}F_{ST1} \cos \alpha}$$

2. 计算预紧力 $F' = \frac{K_f F_{S1}}{f}$

3. 计算螺栓最小直径

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

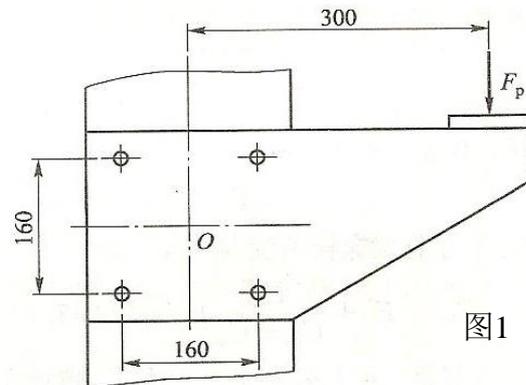


图1

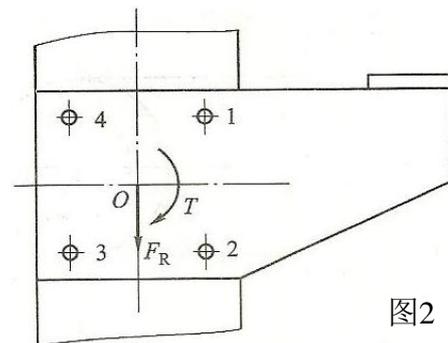


图2

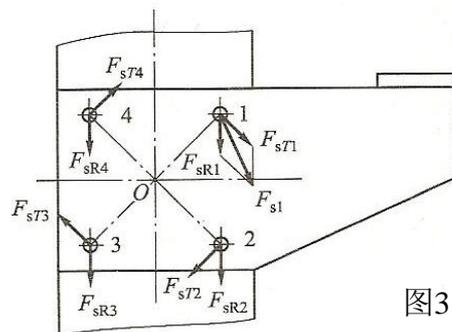


图3



谢谢