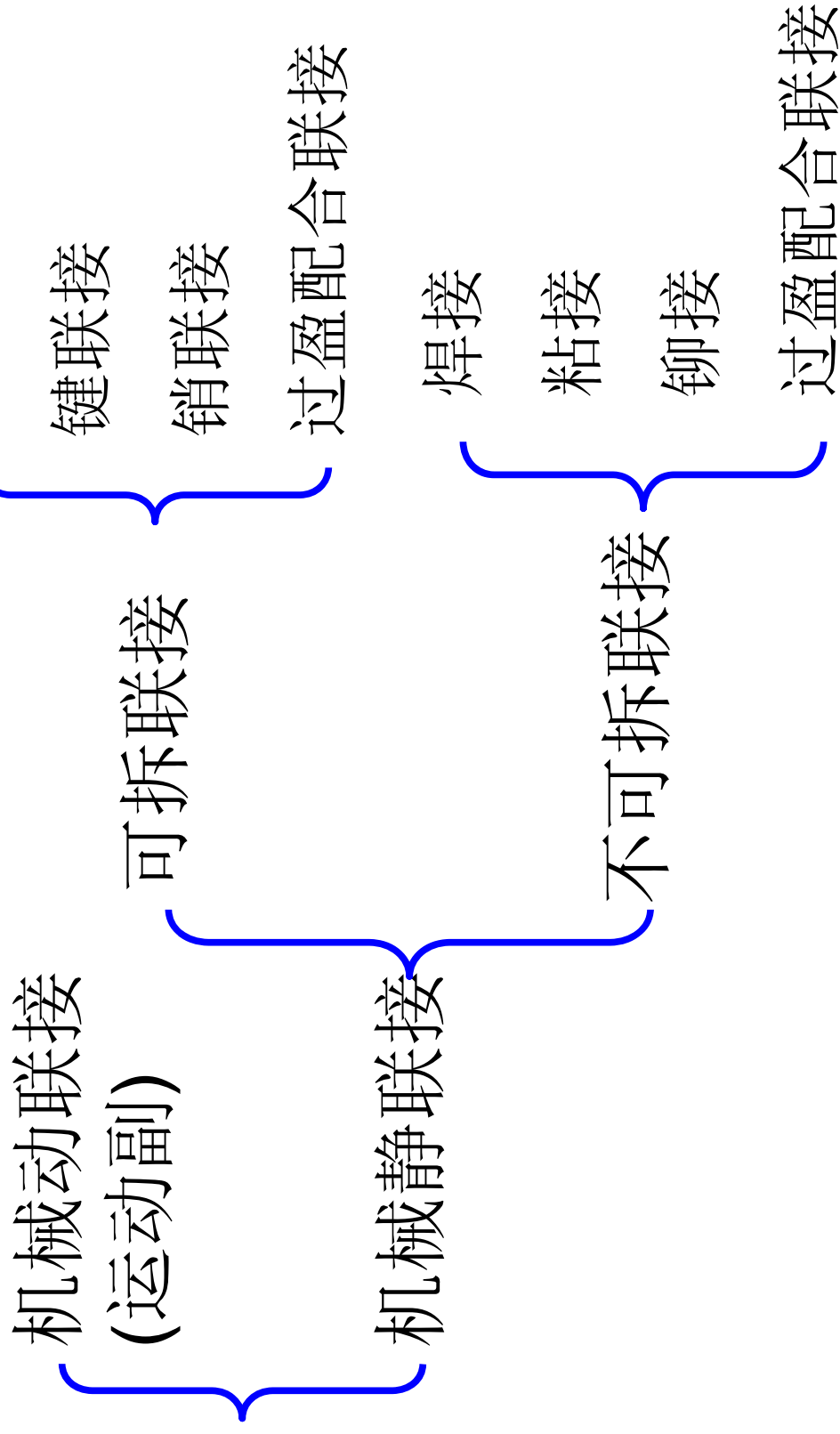


第四章 螺纹联接

联接的分类:



第四章 螺纹联接

教学目标

- 1) 了解螺纹的形成、类型、螺纹基本参数;
- 2) 了解螺纹联接的基本型式及适用场合;
- 3) 掌握螺纹联接预紧目的和防松方法;
- 4) 掌握螺栓组联接的受力分析和螺纹联接的强度计算;
- 5) 掌握提高螺栓联接强度的措施。

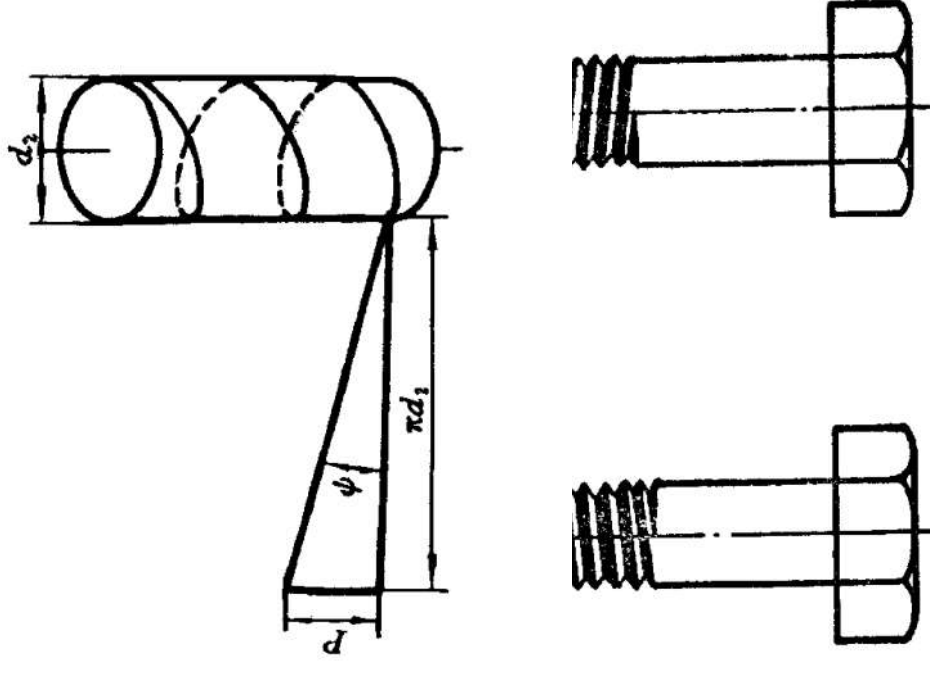
本章重点

- 1) 螺纹联接的基本型式及适用场合;
- 2) 螺纹联接预紧目的和防松方法;
- 3) 螺栓组联接的受力分析;
- 4) 螺纹联接的强度计算。

4.1 螺纹

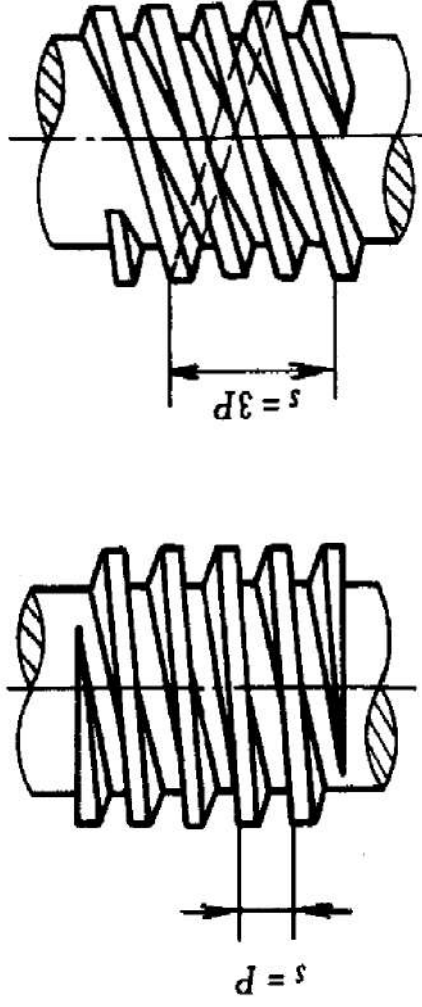
4.1.1 螺纹的形成、分类及应用

一、螺纹的形成



左旋螺纹

右旋螺纹



二、螺纹的分类

内螺纹

外螺纹

单线螺纹

双线螺纹

普通螺纹

管螺纹

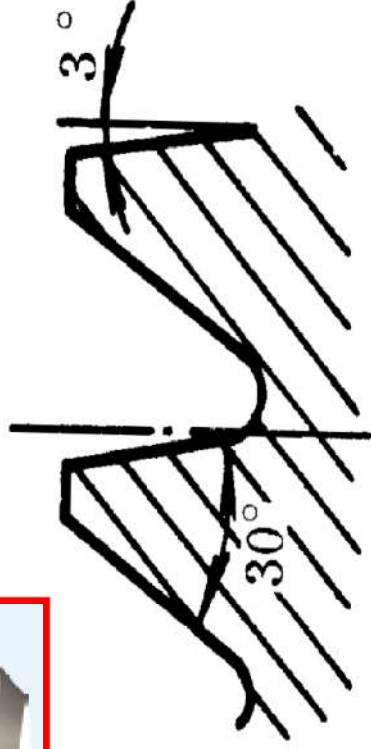
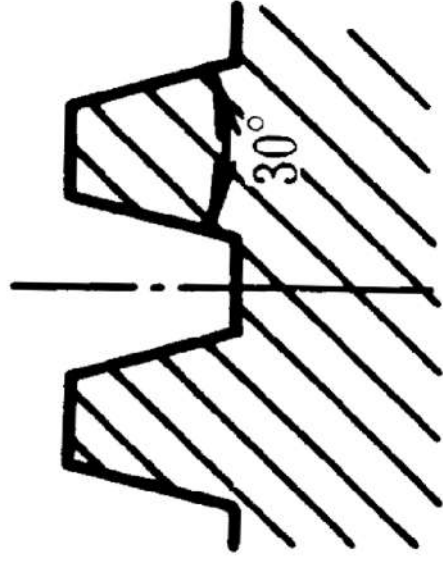
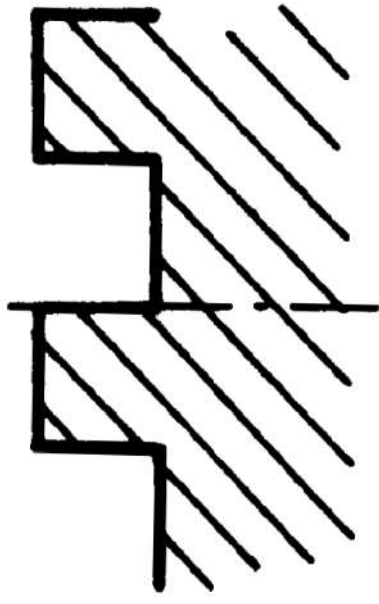
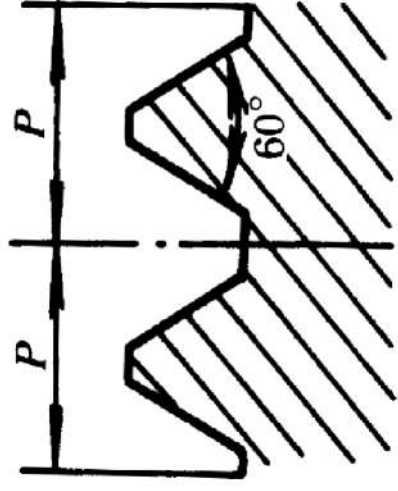
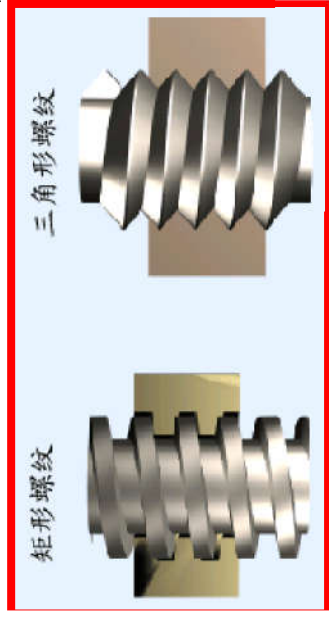
矩形螺纹

梯形螺纹

锯齿形螺纹

圆柱螺纹

圆锥螺纹



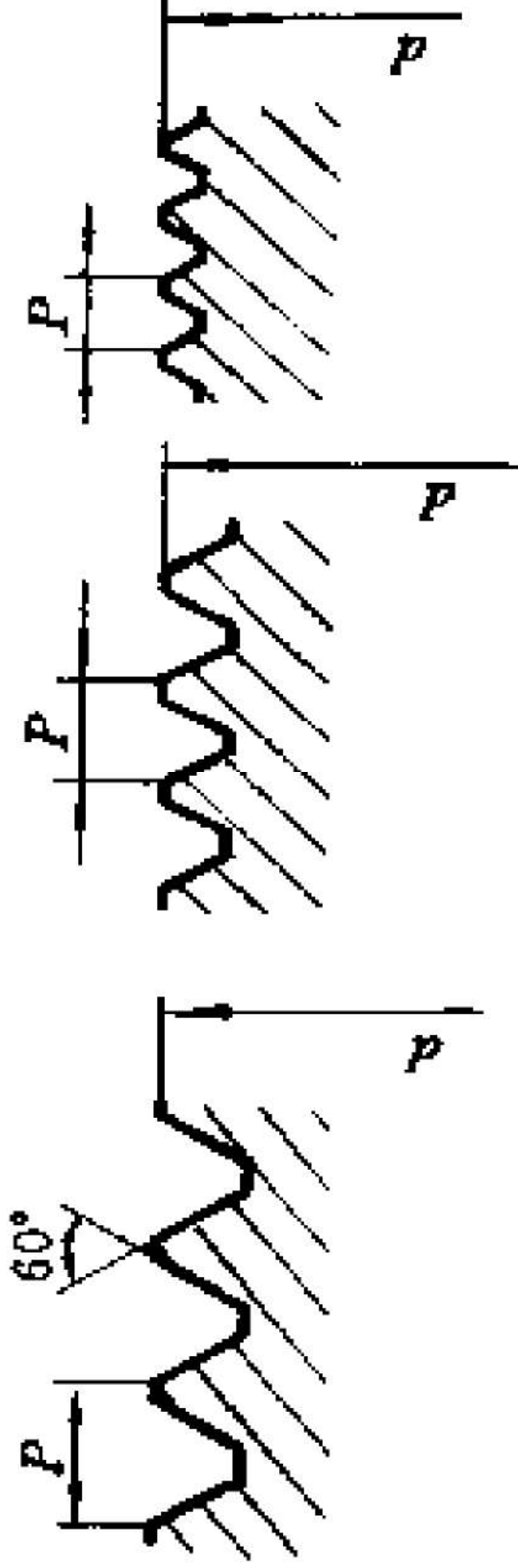
• 普通螺纹

牙型角为 60° 的三角形公制螺纹

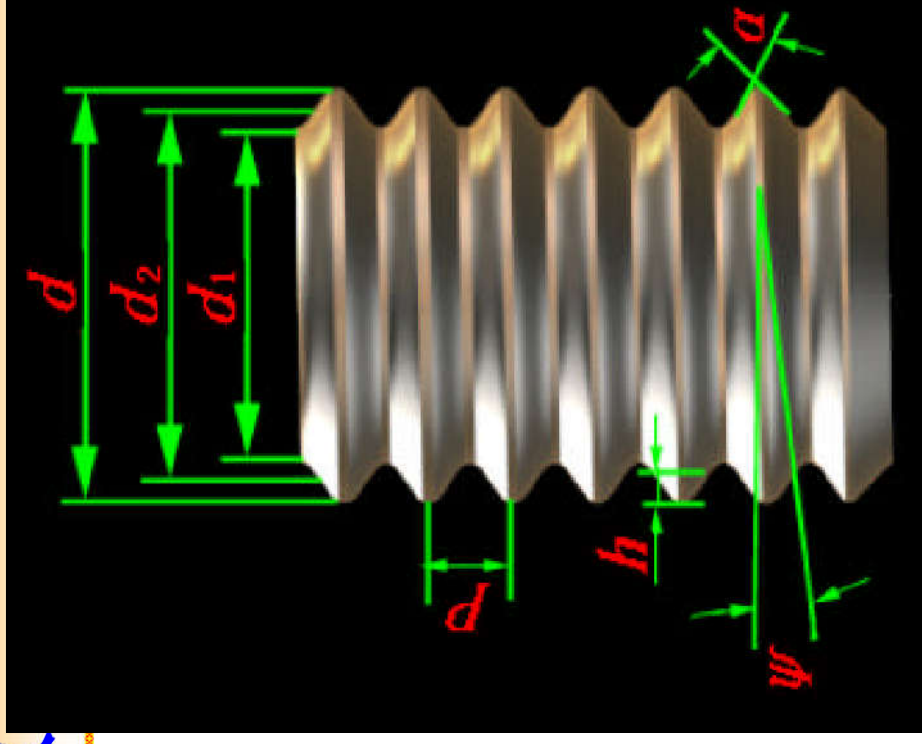
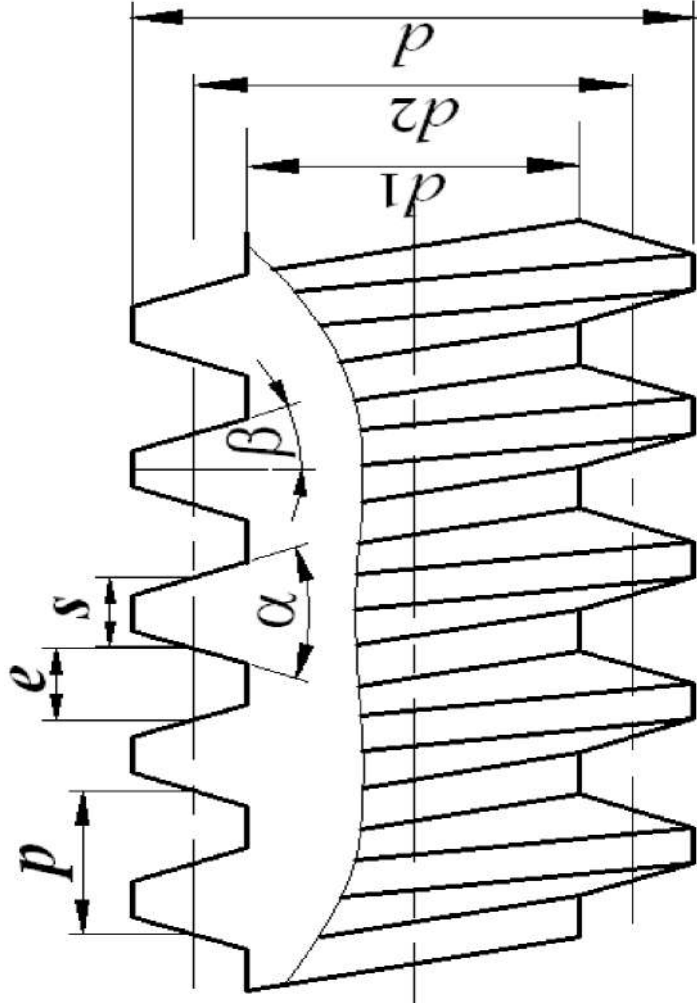
粗牙螺纹
细牙螺纹

——用于一般联接

——螺距小，升角小，自锁性能好，螺纹
钉杆强度较高，但不耐磨，容易滑扣。
宜用于薄壁零件



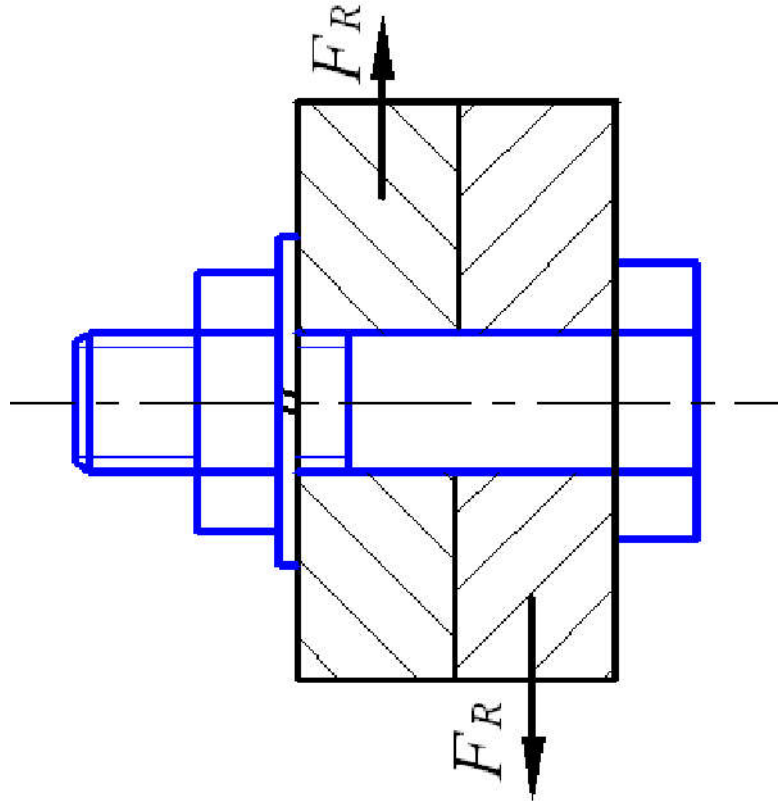
4.1.2 螺纹的基本参数



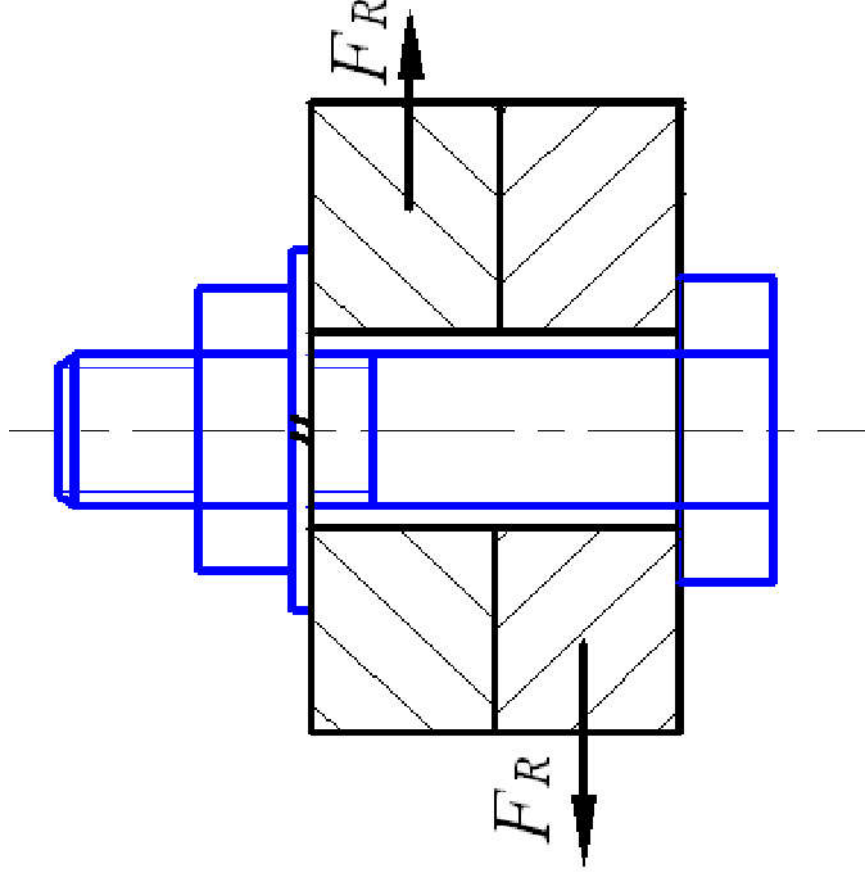
- 1) 大径 d (公称直径)
- 2) 小径 d_1
- 3) 中径 d_2
- 4) 线数 n
- 5) 螺距 p
- 6) 导程 S
- 7) 螺纹升角 ψ
- 8) 牙型角 α
- 9) 牙型倾角 β
- 10) 接触高度 h

4.2. 螺纹联接的基本类型

- 螺栓联接



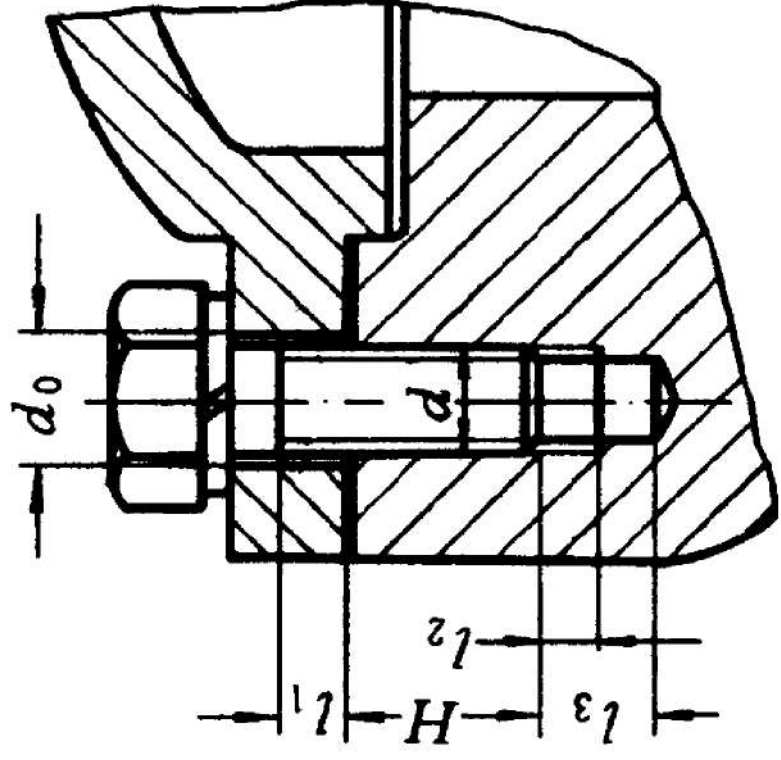
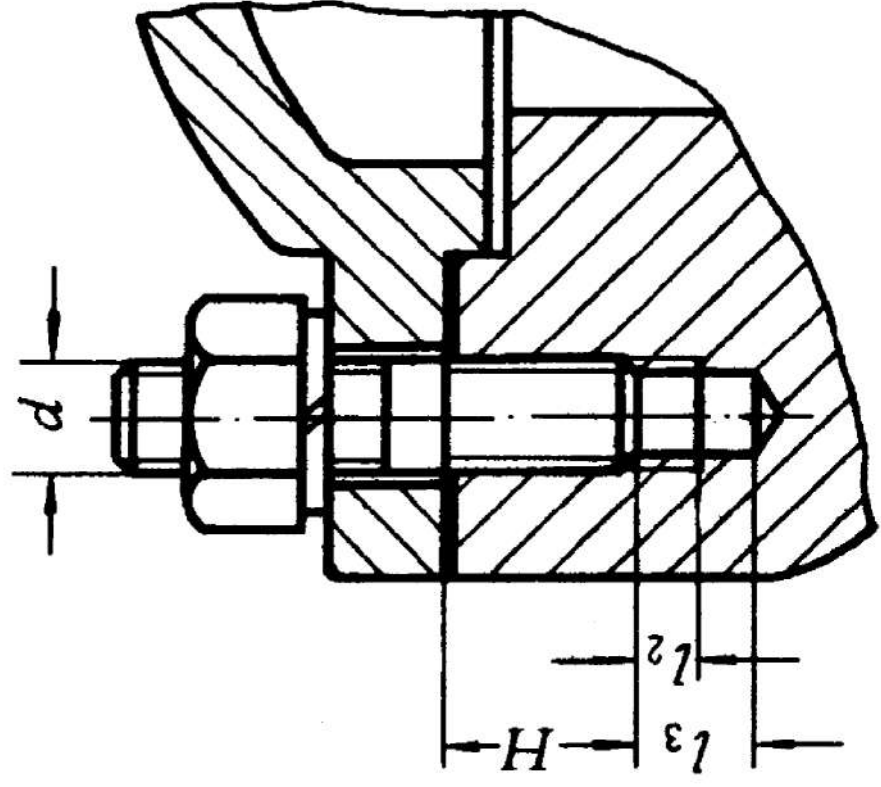
绞制孔用螺栓联接



普通螺栓联接

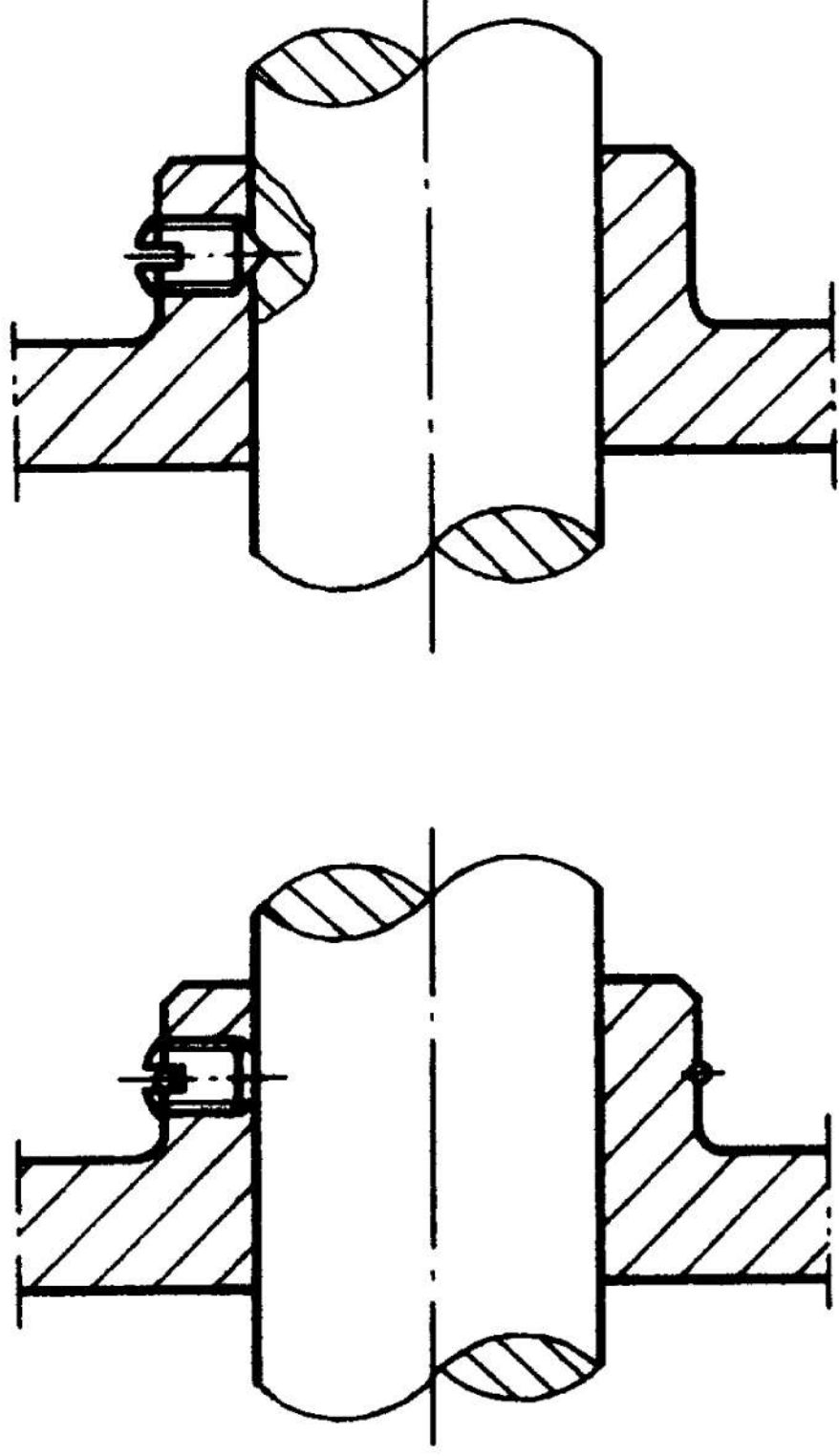
4.2.2 螺纹联接的基本类型

- 双头螺柱联接
- 螺钉联接

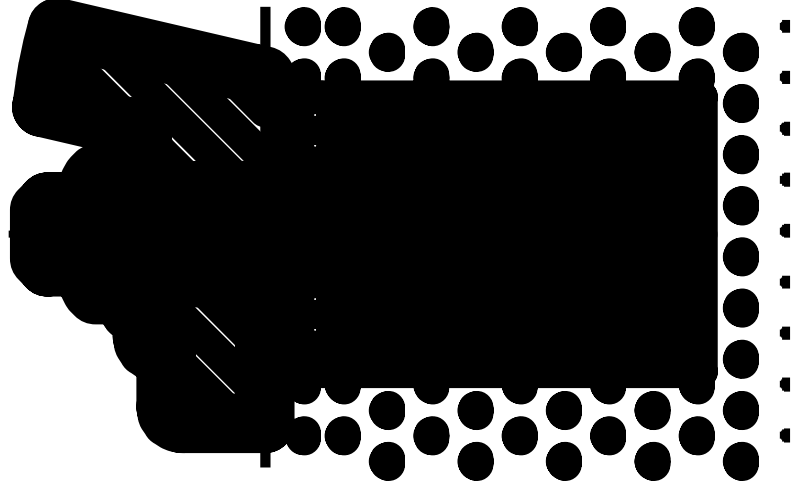
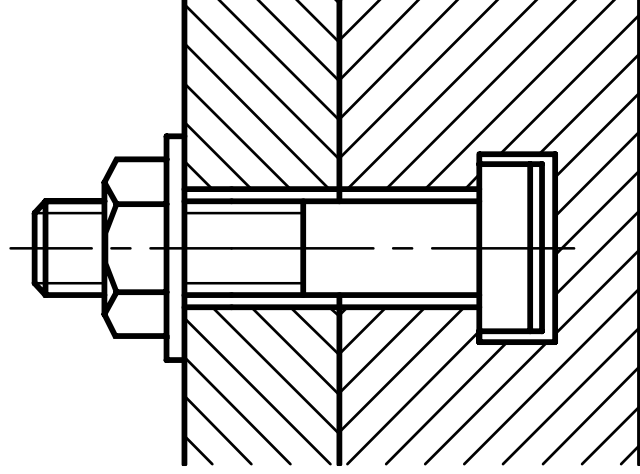
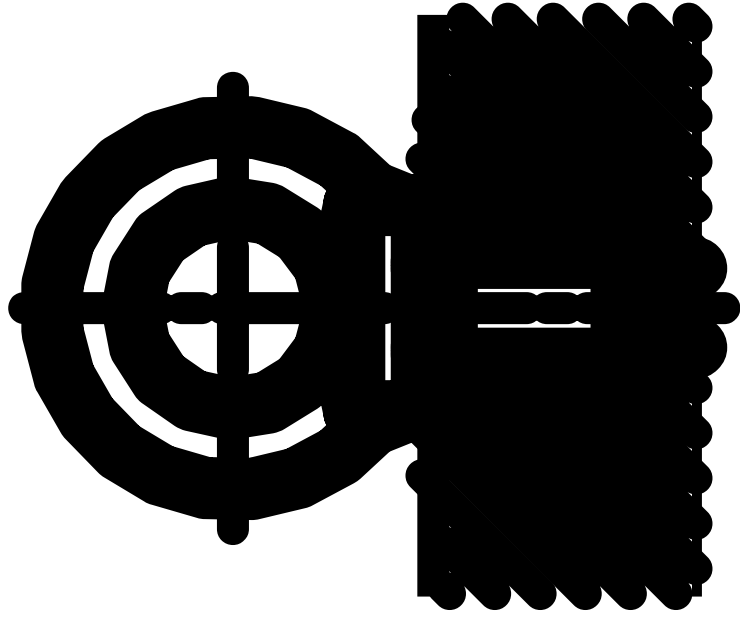


4.2.2 螺纹联接的基本类型

- 紧定螺钉联接



其它形式螺纹联接



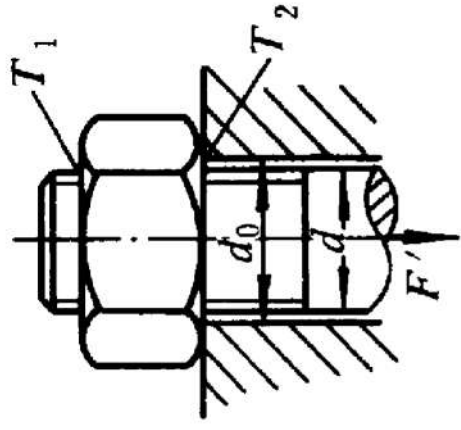
4.3 螺纹联接的预紧和防松

一、螺纹联接的预紧

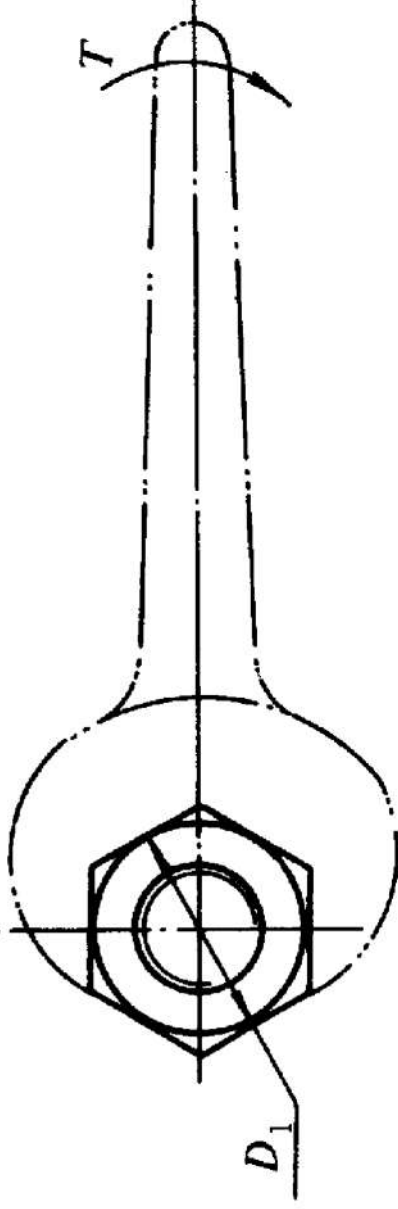
- **预紧目的：** 增强联接的刚性、紧密性和防松能力，保证联接的正常工作，还可提高螺栓的疲劳强度。

- **控制预紧力的方法**

- 1) 控制拧紧力矩法
- 2) 测量螺栓的弹性伸长量



T_1 : 螺纹副间的摩擦阻力矩



T_2 : 支承面间的摩擦阻力矩

$$T = T_1 + T_2$$

• 拧紧力矩:

$$T_1 = F' \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \rho_v) \quad T_2 = \frac{1}{3} f_c F' \left(\frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right)$$

二、螺纹联接的防松

- 防松根本问题在于防止螺纹副受外载时发生相对转动。

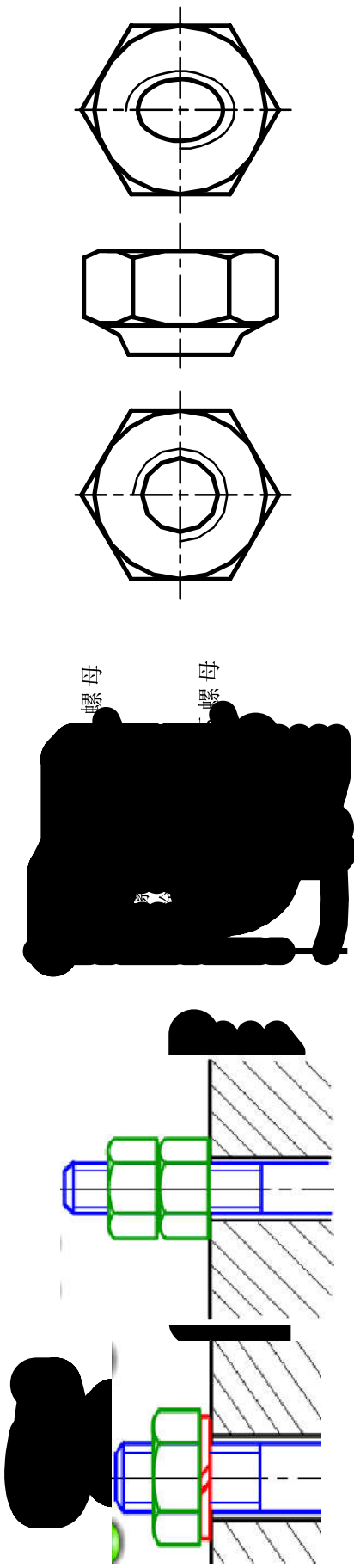
摩擦防松：弹性垫圈、对顶螺母、自锁螺母

机械防松：开口销、止动垫圈、串联钢丝

破坏螺纹副防松：冲点焊接、粘接

防松方法

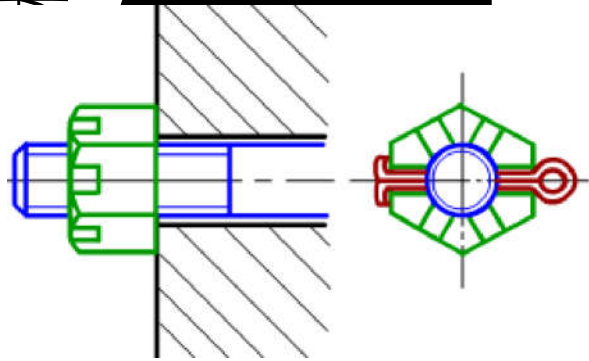
摩擦防松



破坏螺纹副防松

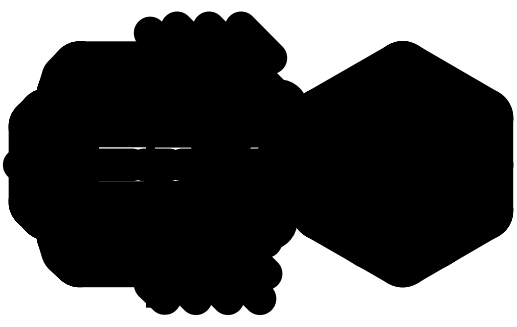
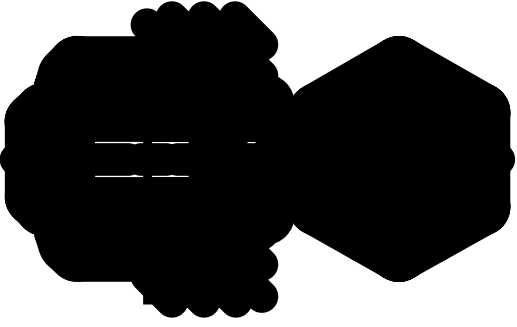


机械防松



冲点

焊住





4.4 螺栓组联接的受力分析及强度计算

- 螺栓联接的强度计算，主要是根据螺栓联接的类型、联接的装配情况（是否需要预紧）和受载状况等条件确定螺栓的受力，然后根据相应的强度条件计算螺栓危险截面的直径或校核其强度。

失效形式分析及计算准则

(1) 受拉螺栓

失效形式：螺栓杆或螺纹的塑性变形和断裂。

设计准则：保证螺栓的静力强度和拉伸疲劳强度。

(2) 受剪螺栓

失效形式：螺栓杆部和孔壁间的压溃或螺栓杆被剪断。

设计准则：保证联接的挤压强度和螺栓的剪切强度。

4.4.1 螺栓组联接的受力分析

受力分析的目的： 根据螺栓组受载情况，

求出受力最大的螺栓及其所受的力

假设：

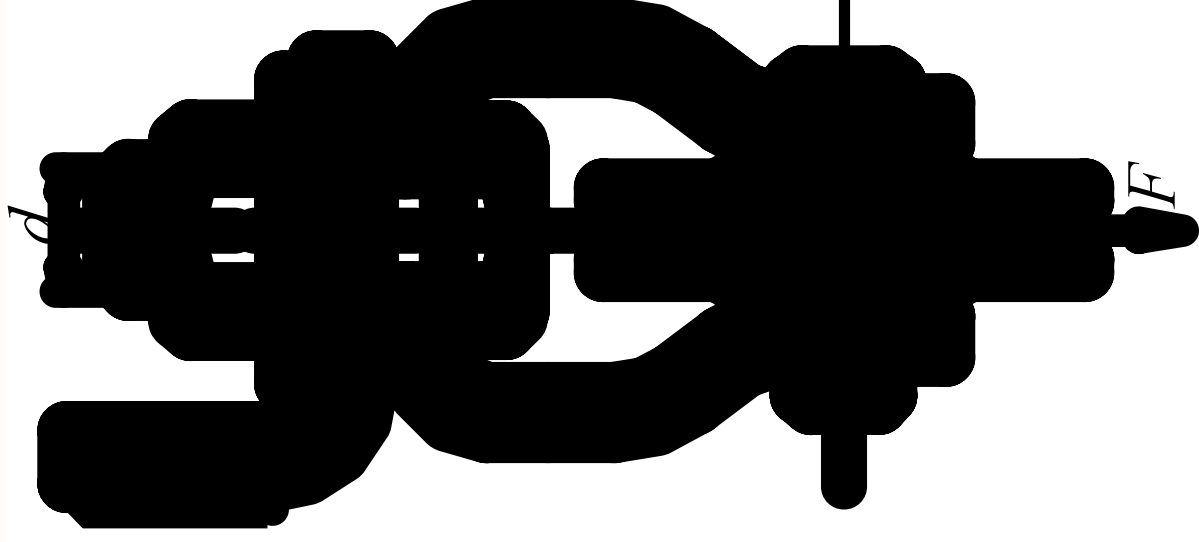
- 1) 同一螺栓组中各个螺栓直径、长度、材料和所受预紧力 F' 均相同；
- 2) 螺栓的应变没有超出弹性范围；
- 3) 被联接件为刚体，受载后接合面仍保持为平面；
- 4) 螺栓组的对称中心与联接接合面的形心重合。

一、松螺栓联接的强度计算

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

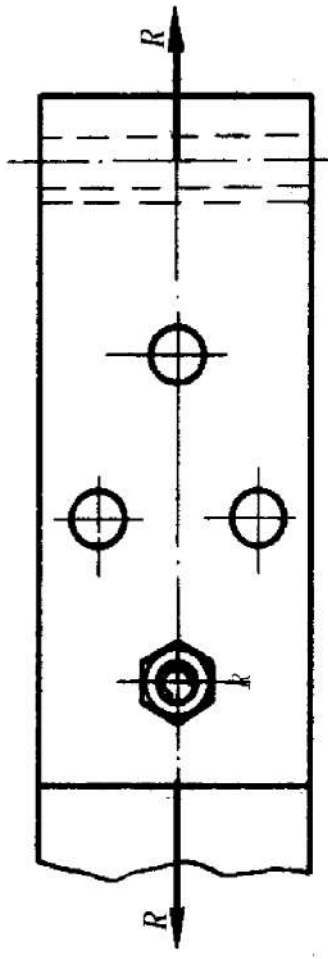
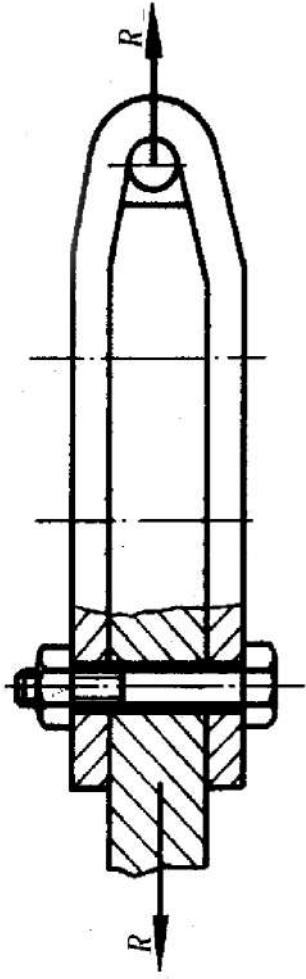
设计式: $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} \quad [S] = 1.2 \sim 1.7$$



二、受横向载荷 R 的螺栓组联接

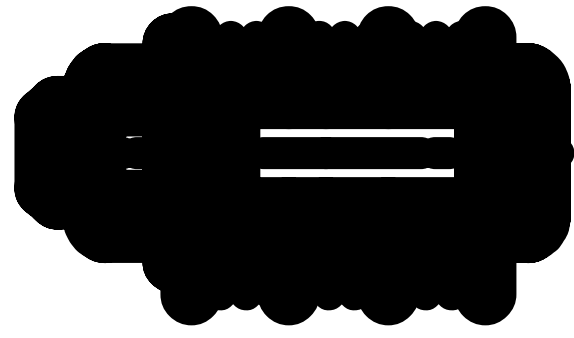
- 横向载荷 R 的作用线与螺栓轴线垂直且通过螺栓组中心



普通螺栓

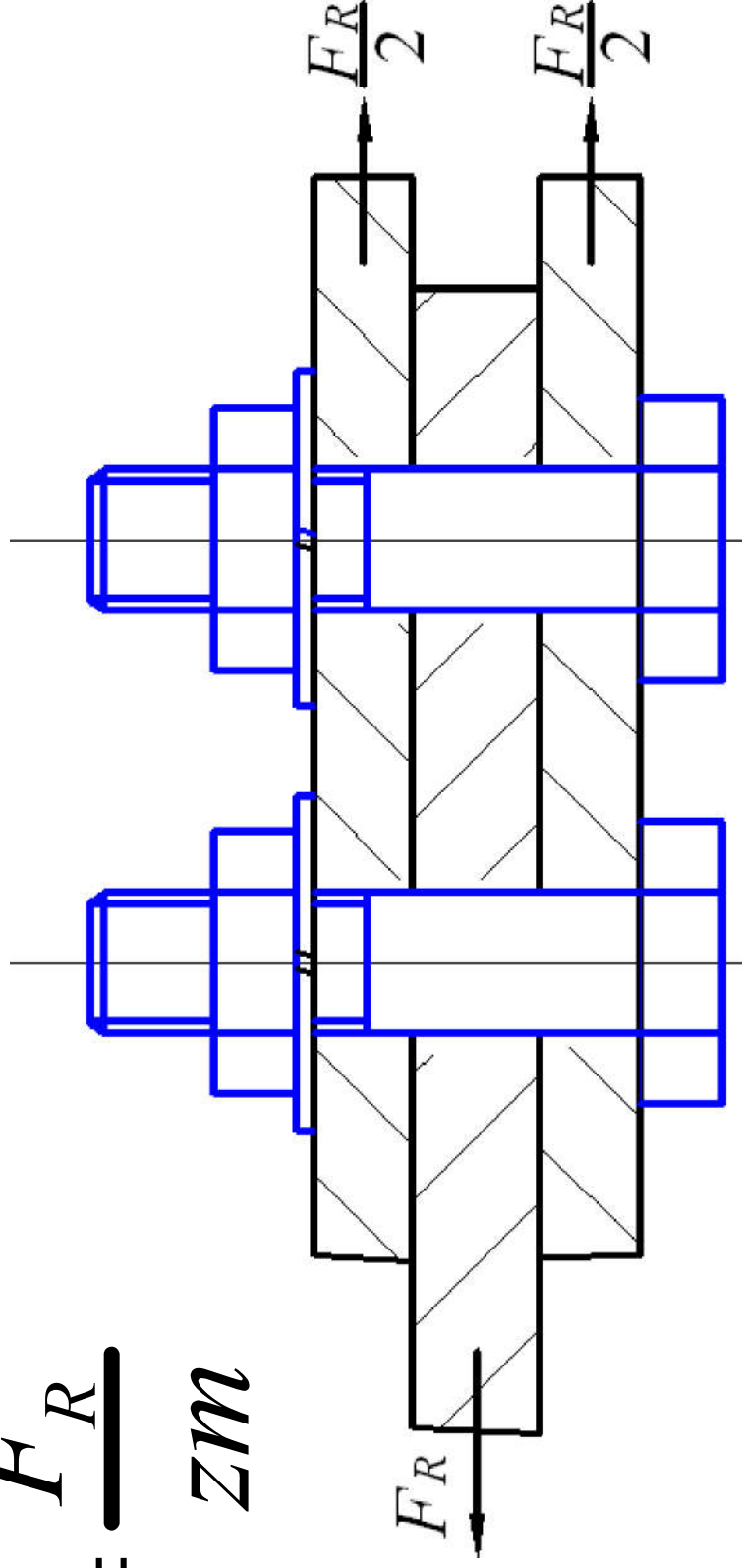


铰制孔



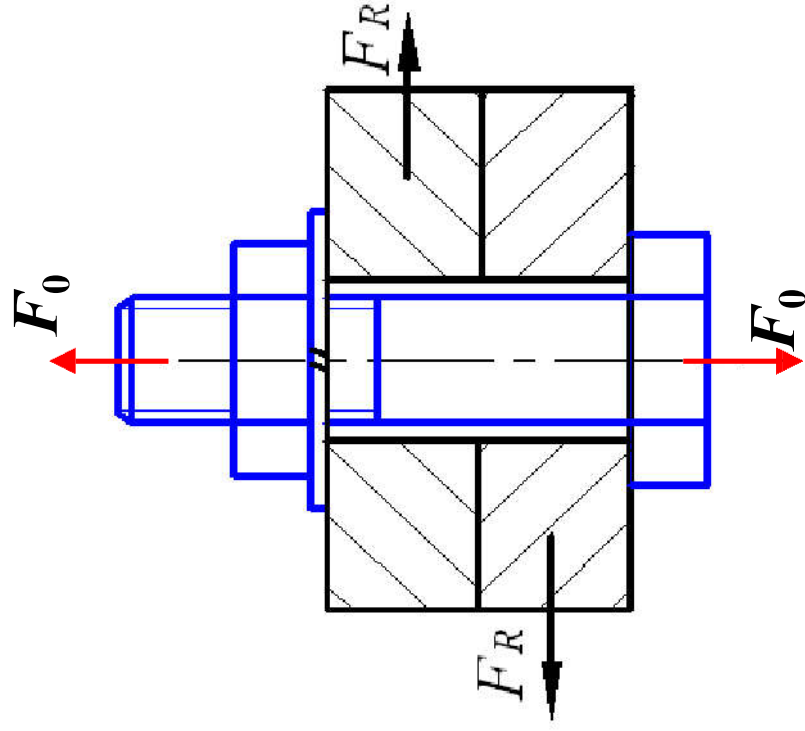
(1) 受横向工作载荷的铰制孔螺栓组联接

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



$$\sigma_p = \frac{F_s}{d_0 h_{\min}} \leq [\sigma_p] \quad \tau = \frac{F_s}{\pi d_0 / 4} \leq [\tau]$$

(2) 受横向工作载荷的普通螺栓组联接



$$\mu F_0 m z = k_{\mu} F_R$$

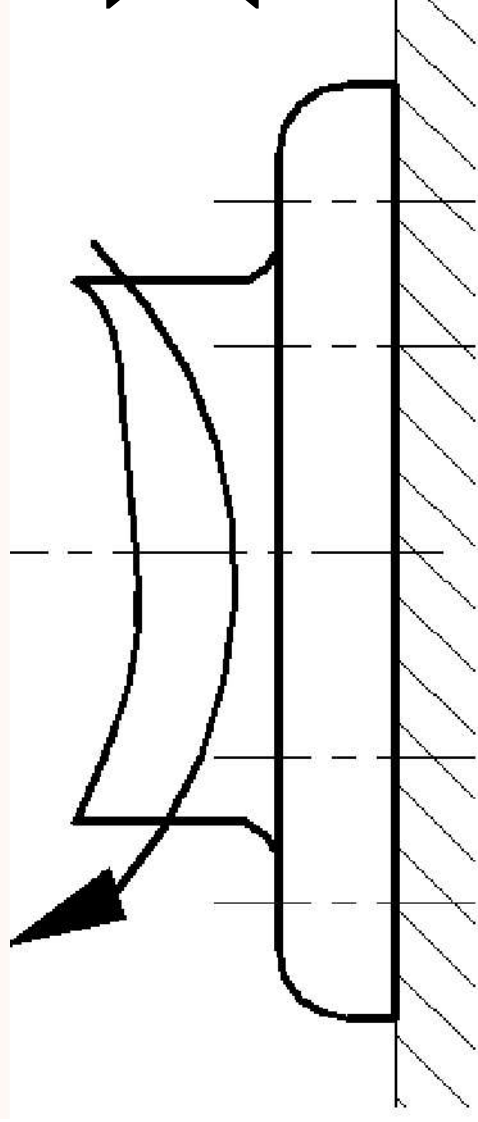
$$F_0 = \frac{k_{\mu} F_R}{\mu m z}$$

式中： K_{μ} ——可靠性系数，
通常取 $K_{\mu} = 1.1 \sim 1.3$
 m ——接合面数目

$$\sigma = \frac{1.3 F_0}{\pi d_1 / 4} \leq [\sigma]$$

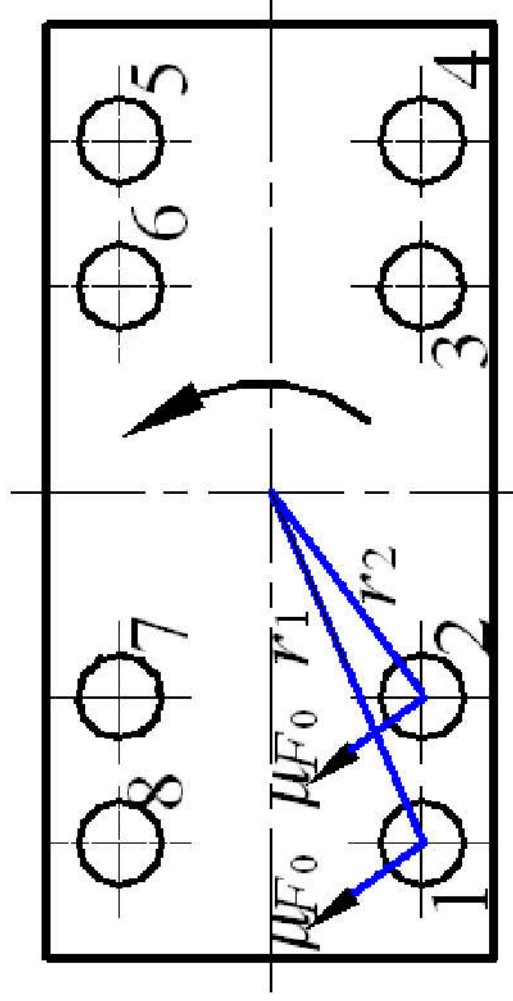
$$\text{设计式: } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$$

三、受旋转力矩T的螺栓组联接



$$\sum_{i=1}^z \mu F_0 r_i \geq k_{\mu} T$$

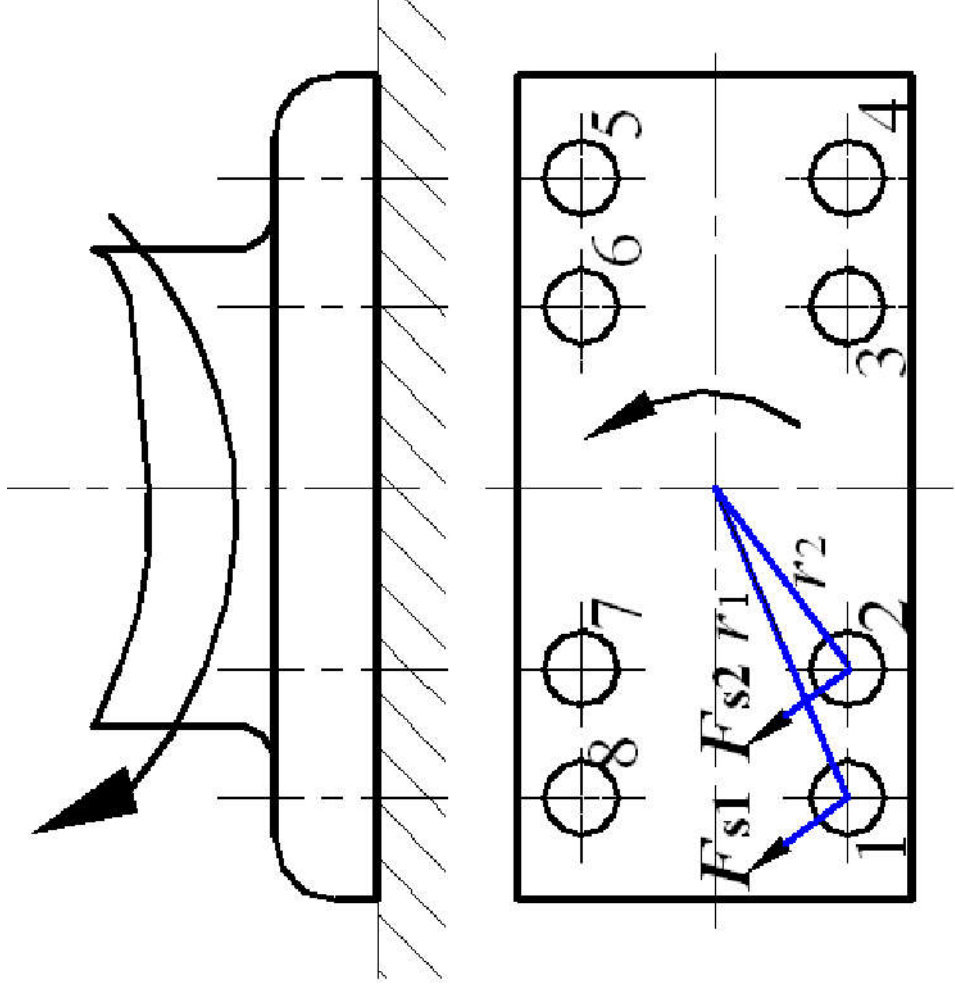
$$F_0 \geq \frac{k_{\mu} T}{\mu \sum_{i=1}^z r_i}$$



$$\sigma = \frac{1.3 F_0}{\pi d^2 / 4} \leq [\sigma]$$

普通螺栓联接

三、受旋转力矩T的螺栓组联接



$$\sum_{i=1}^z F_{si} r_i = T$$

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \dots$$

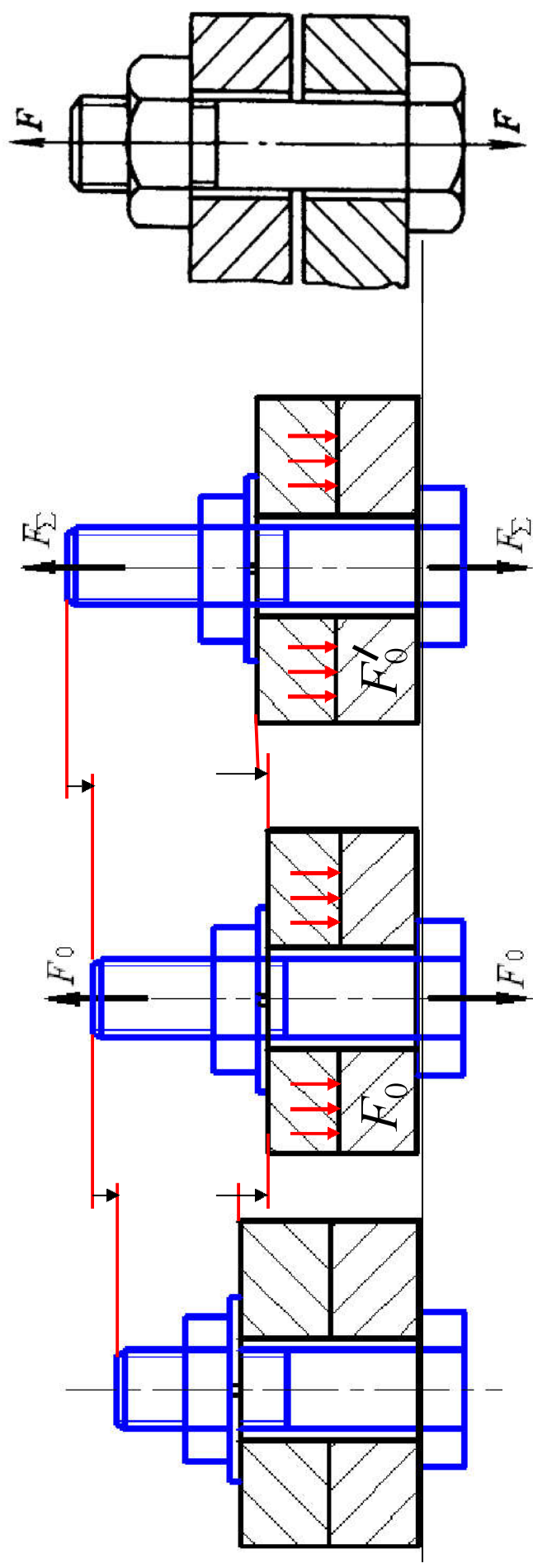
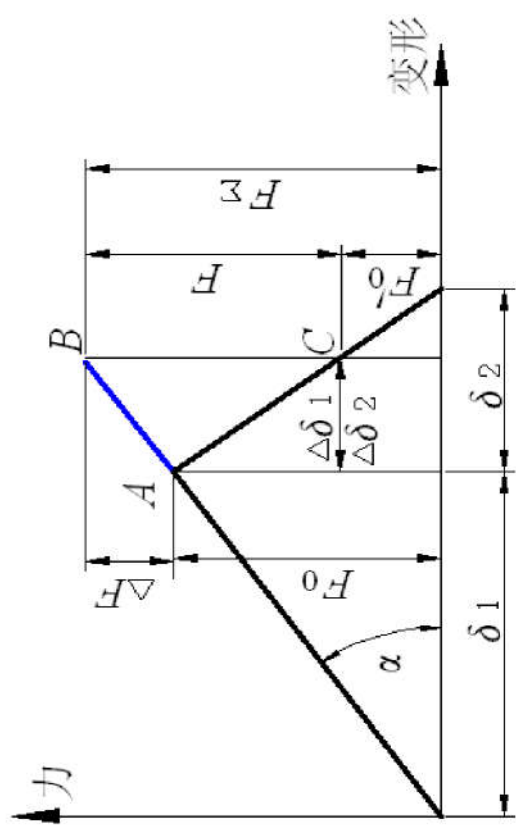
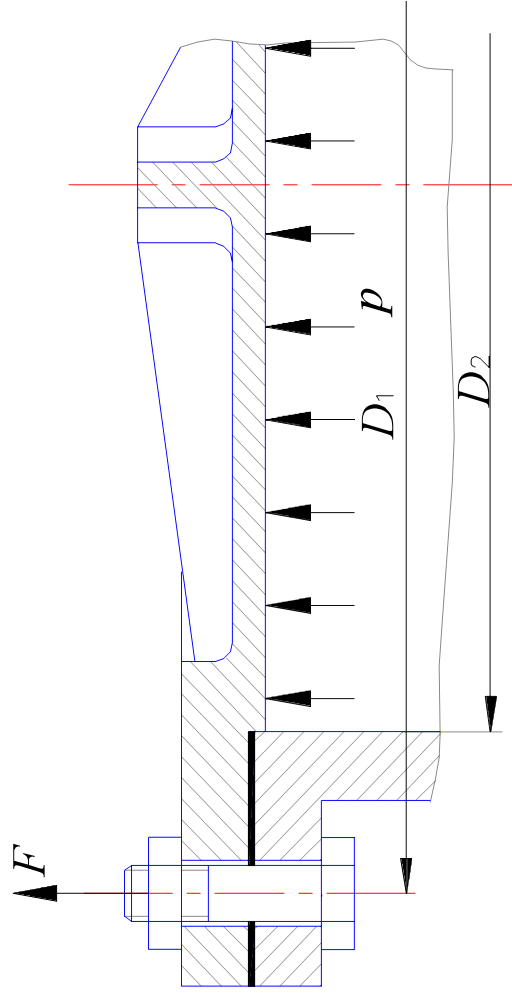
$$r_1 \quad r_2$$

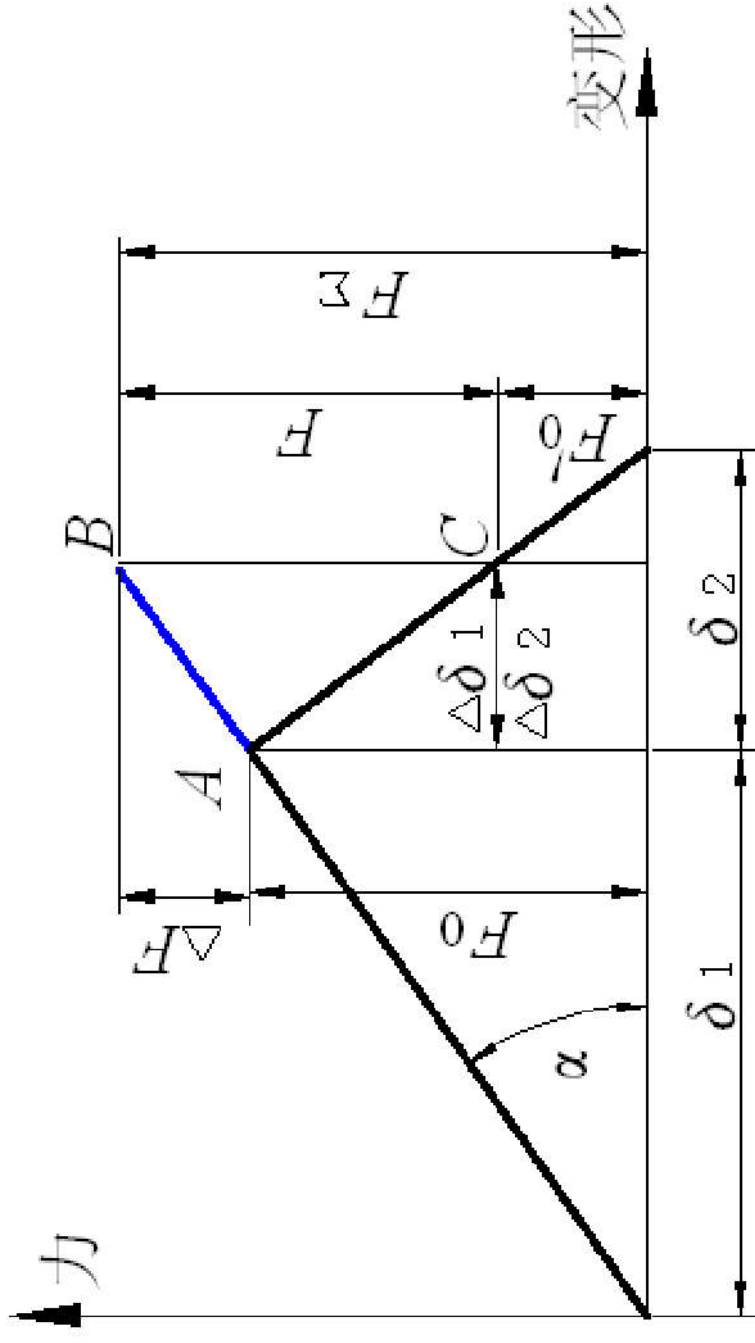
$$= \frac{F_{sz}}{r_z} = \frac{F_{s \max}}{r_{\max}}$$

$$F_{s \max} = \frac{Tr_{\max}}{z \sum_{i=1}^z r_i^2}$$

铰制孔螺栓联接

四、受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓联接





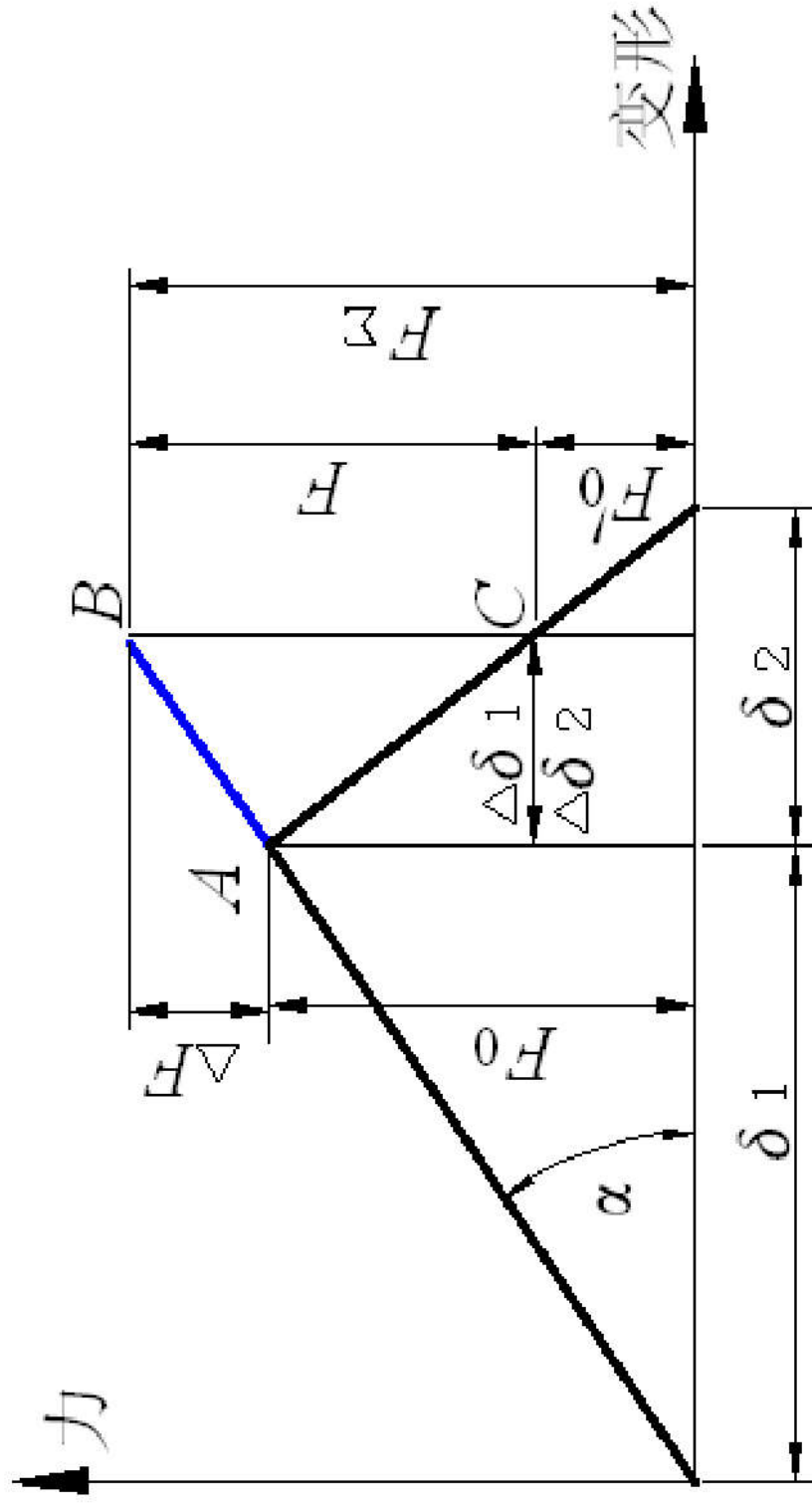
F : 工作载荷

F_0 : 预紧力

F_Σ : 总拉力

F_0' : 剩余预紧力

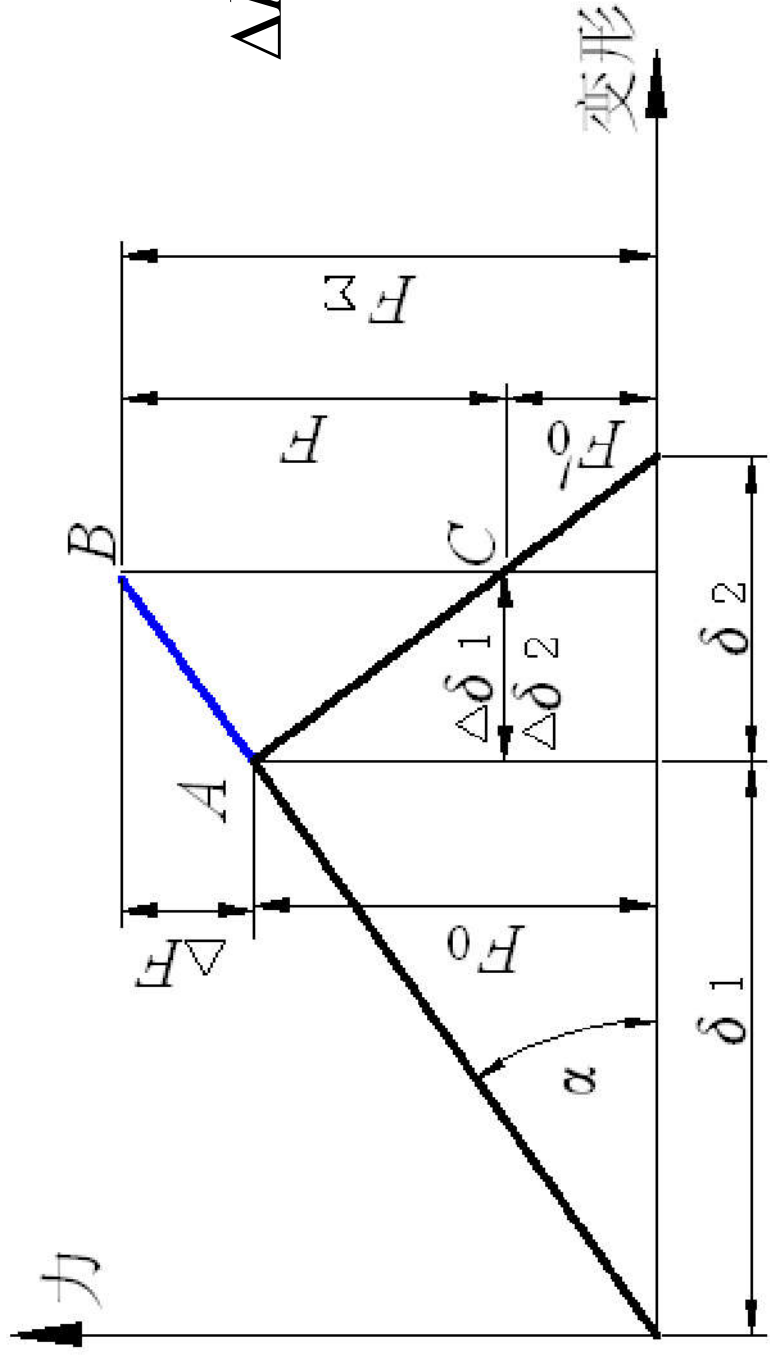
$$F_\Sigma = F + F_0'$$



$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{\Delta\delta_1 \tan \alpha_1}{\Delta\delta_2 \tan \alpha_2} = \frac{C_1}{C_2} \quad \Delta F = \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

C_1 : 螺栓刚度

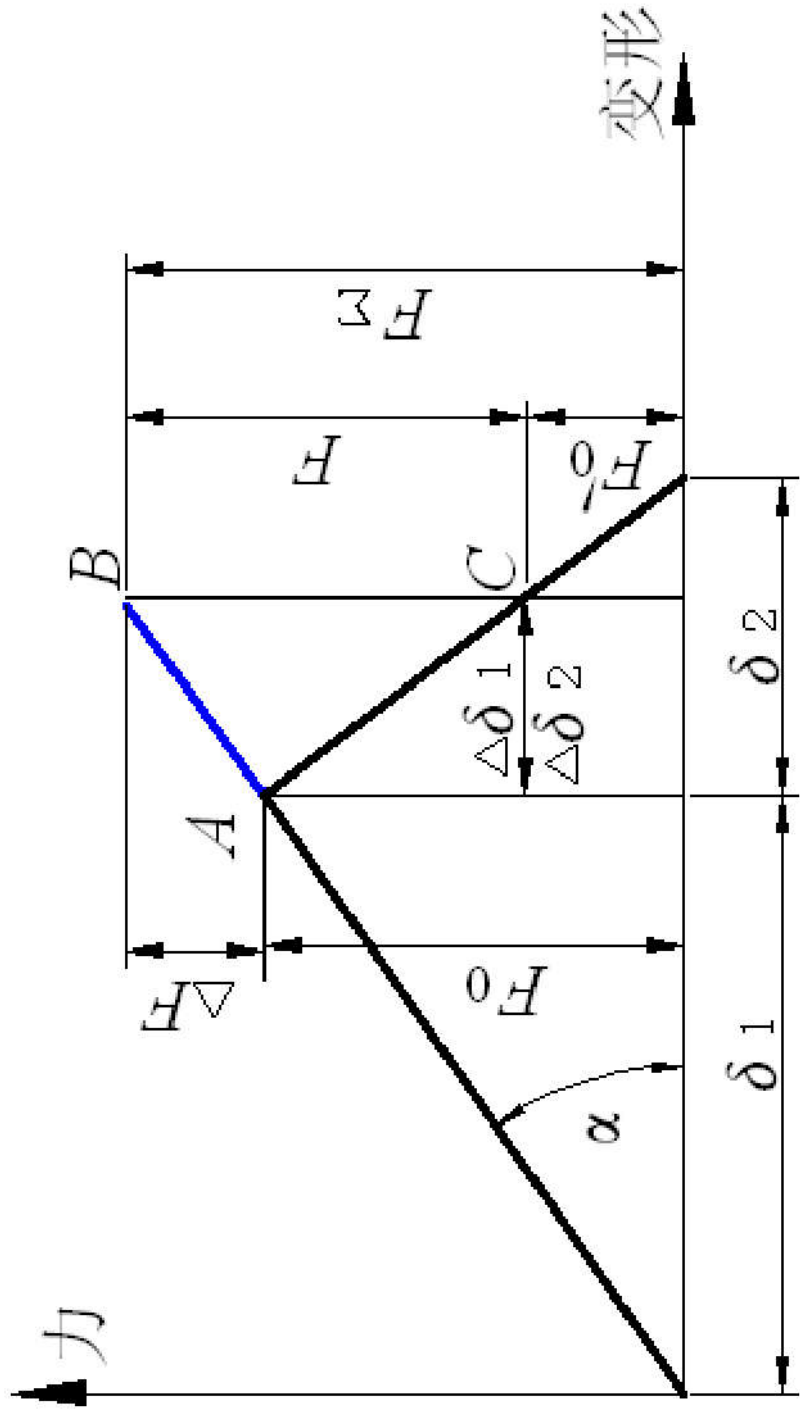
C_2 : 被联接件刚度



$$\Delta F = \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

$$F_0 = F'_0 + (F - \Delta F) = F'_0 + \frac{C_2}{C_1 + C_2} F$$

$$F'_0 = F_0 - (F - \Delta F) = F_0 - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F$$



$$F_\Sigma = F_0 + \Delta F = F_0 + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

$\frac{C_1}{C_1 + C_2}$: 相对刚度系数

受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓联接的静强度计算:

$$F_{\Sigma} = F_0 + \Delta F = F_0 + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

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

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

三、受预紧力和轴向变工作载荷的紧螺栓联接 疲劳强度计算

- 当工作载荷在0~F之间变化时:

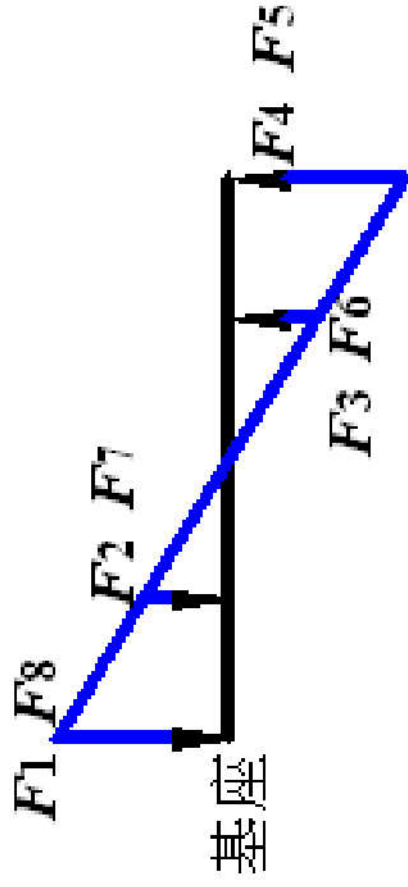
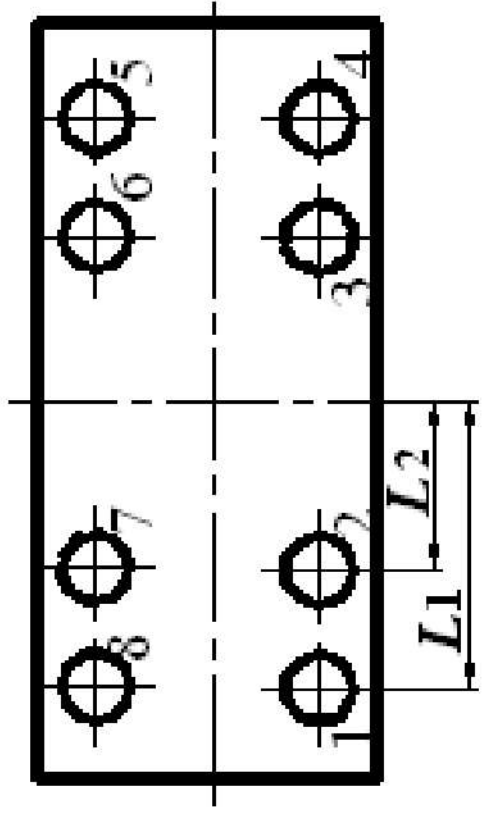
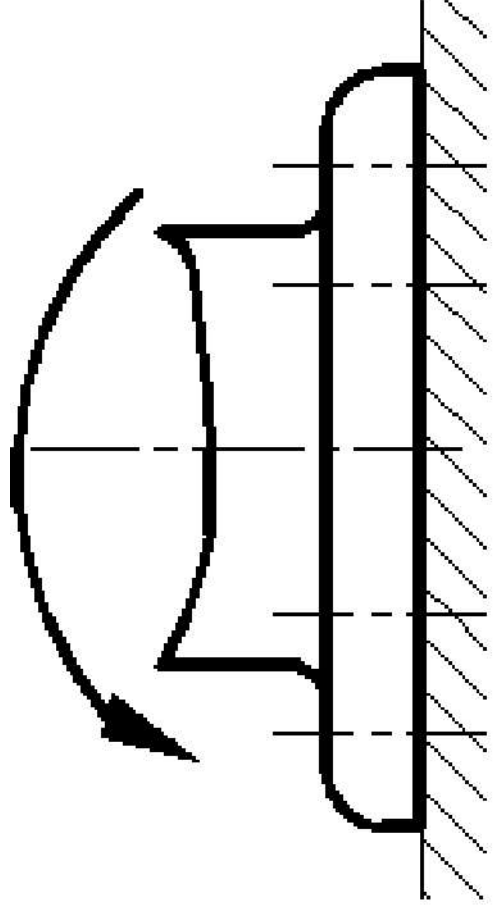
$$F_{\Sigma} = F_0 + \Delta F = F_0 + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\Sigma}}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma] \quad \sigma_{\min} = \frac{F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{1}{2} \times \frac{\Delta F}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$$

强度条件为:
$$\sigma_a = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$$

五、受翻转力矩 M 的 螺栓组联接



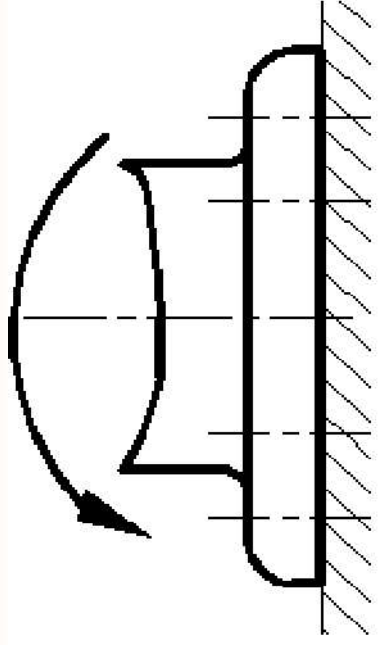
$$\sum_{i=1} F_i L_i = M$$

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

$$= \frac{F_{\max}}{L_{\max}}$$

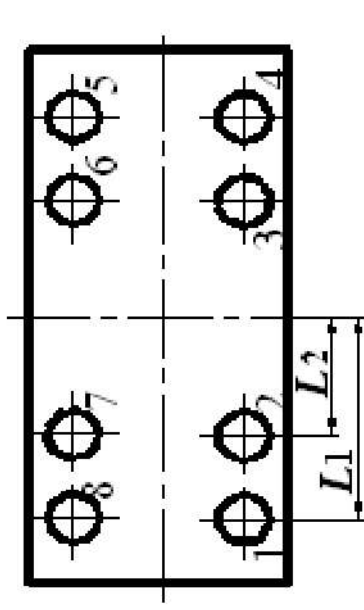
$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2}$$

五、受翻转力矩 M 的螺栓组联接



接合面不出现缝隙的条件:

$$\sigma_{p \min} = \sigma_{0p} - \Delta\sigma_{p \max} > 0$$



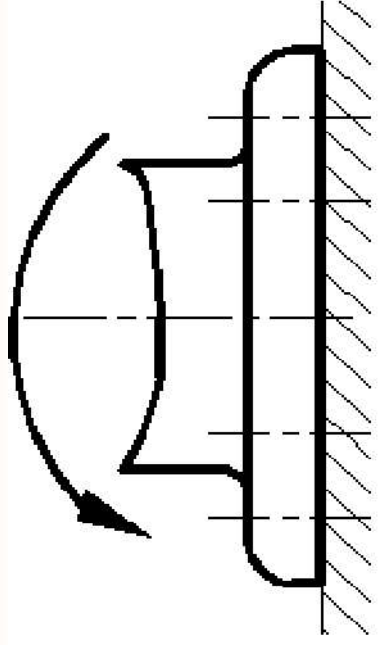
σ_{0p} : 接合面由于预紧力产生的
挤压应力

$$\sigma_{0p} = \frac{zF_0}{A}$$

$\Delta\sigma_{p \max}$: 由于 M 产生的接合面附加挤压应力

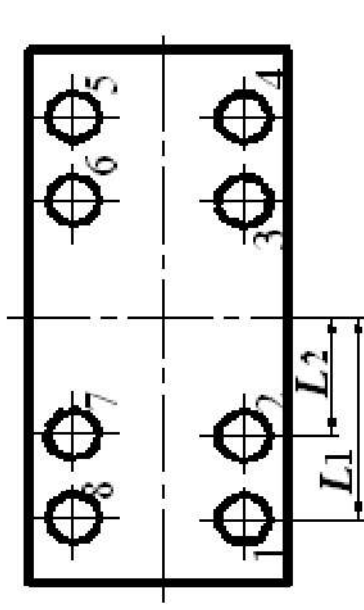
$$\Delta\sigma_{p \max} = \frac{1}{W} \left(\frac{c_2}{c_1 + c_2} M \right)$$

五、受翻转力矩 M 的螺栓组联接



接合面不被压溃的条件:

$$\sigma_{p\max} = \sigma_{0p} + \Delta\sigma_{p\max} \leq [\sigma_p]$$



σ_{0p} : 接合面由于预紧力产生的
挤压应力

$$\sigma_{0p} = \frac{zF_0}{A}$$

$\Delta\sigma_{p\max}$: 由于 M 产生的接合面附加挤压应力

$$\Delta\sigma_{p\max} = \frac{1}{W} \left(\frac{c_2}{c_1 + c_2} M \right)$$

4.5 螺纹联接件的材料和许用应力

- 常用材料 Q235-A、Q215-A、35、45钢、15Cr、20Cr、30CrMnSi、VB

普通垫圈：Q235、15钢 弹簧垫圈：65Mn

螺栓、螺钉性能等级：

3.6 4.6 4.8 5.6 5.8 6.8 8.8 9.8 10.9 12.9
共十个等级

螺母性能等级：

4 5 6 8 9 10 12 共七个等级

螺栓、螺钉性能等级代号意义:

小数点前数字表示公称抗拉强度极限的**1/100**。

小数点后数字表示 σ_s / σ_B 比值的**10**倍。

$$\sigma_B = 500\text{MPa}$$

例 5.8 表示

$$\sigma_s = 5 \times 8 \times 10 = 400\text{MPa}$$

螺母性能等级代号表示与其相匹配的最高性能等级的螺栓公称抗拉强度极限的**1/100**。

4.6 螺栓组联接设计

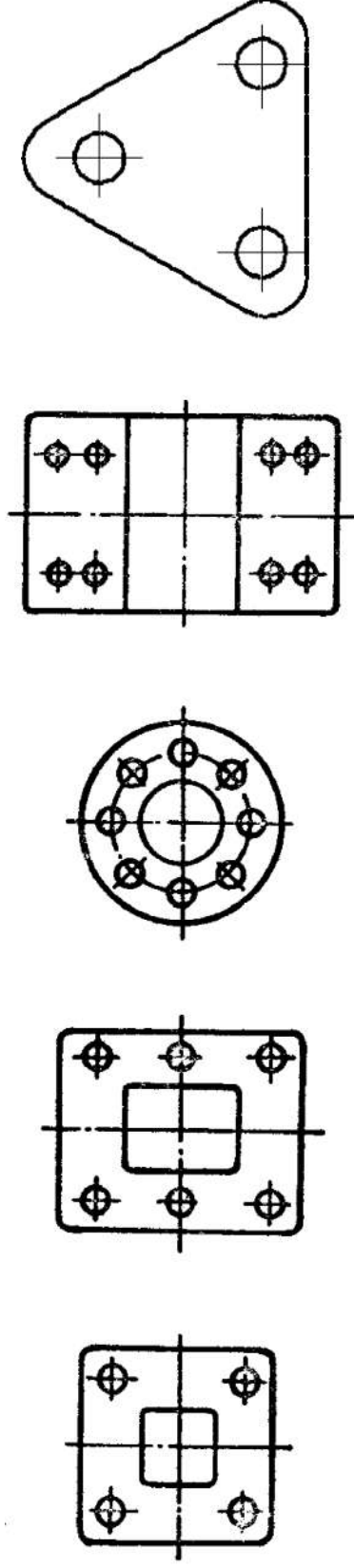
- 一般步骤:

先进行螺栓组联接的结构设计，然后进行螺栓组联接的受力分析，求出受力最大的螺栓所受力的方向和大小，再按单个螺栓进行强度计算。

4.6 螺栓组联接设计

一、螺栓组联接结构设计

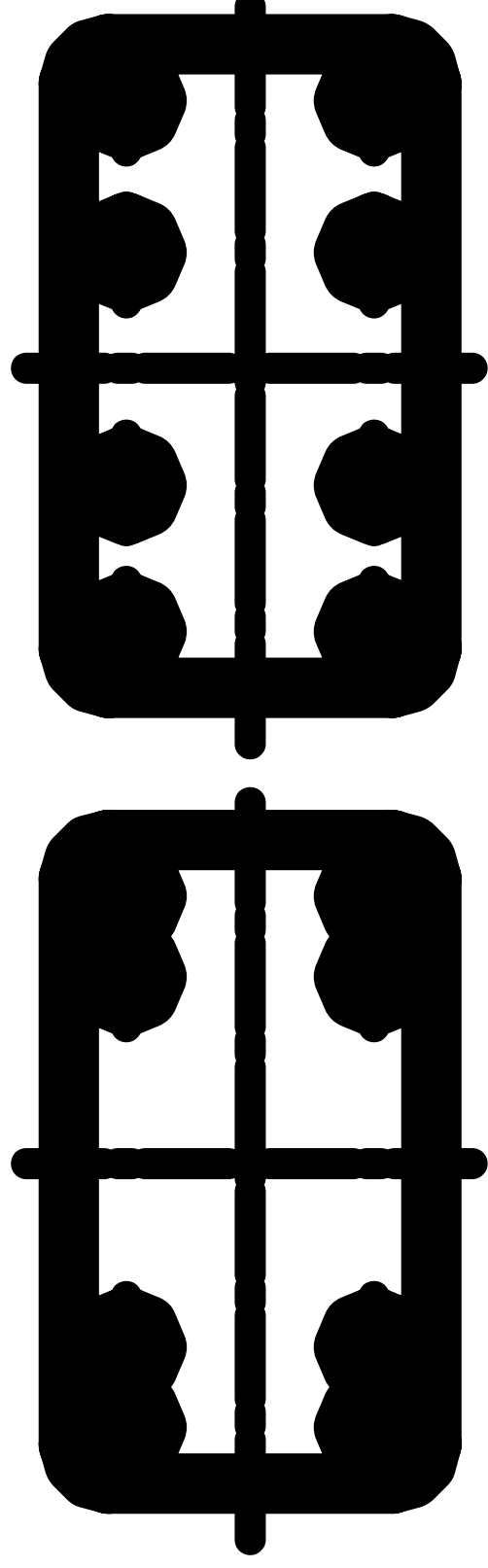
(1) 接合面的形状应力求简单，最好是矩形、方形、圆形、三角形；



(2) 对称布置螺栓，使螺栓组的对称中心和联接接合面的形心重合。

4.6 螺栓组联接结构设计

(3) 对受扭转、翻转力矩作用的螺栓组，螺栓应尽量远离对称中心或对称轴线；

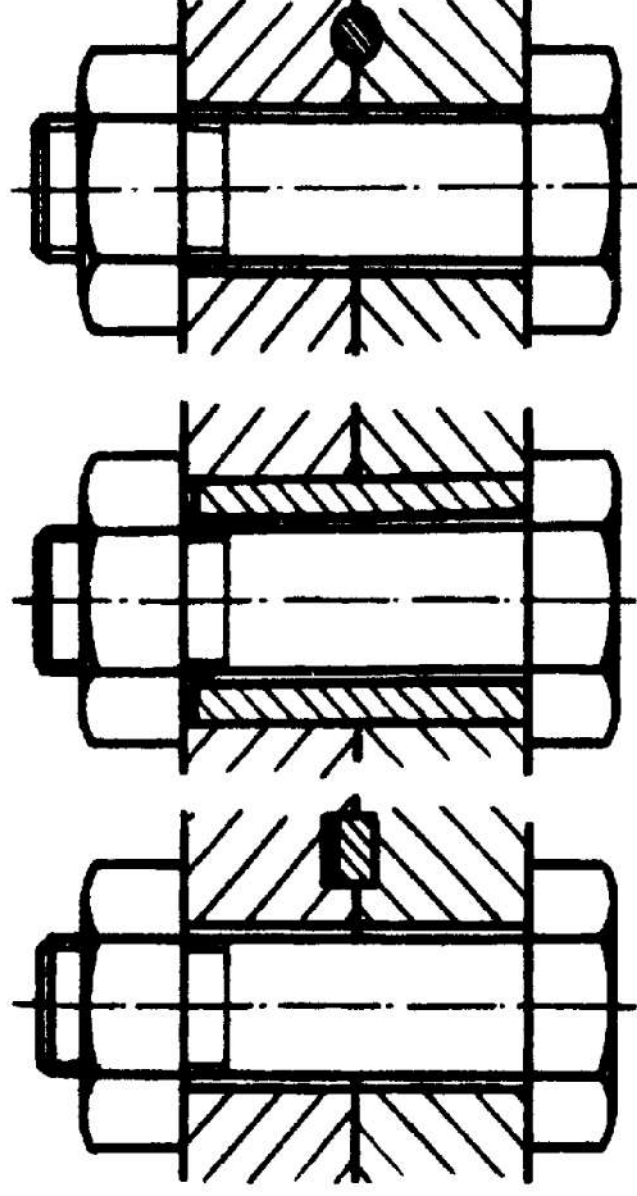


a) 合理

b) 不合理

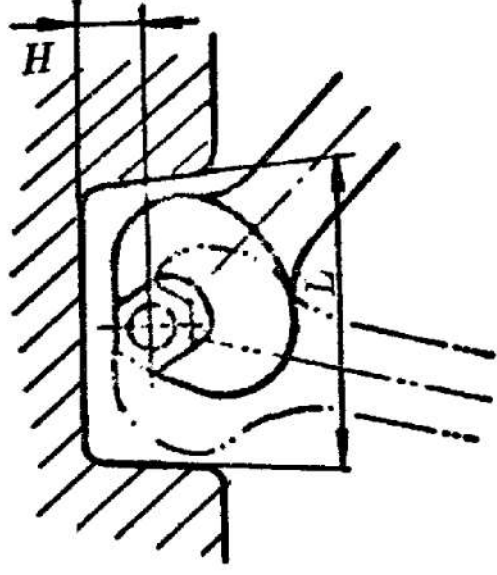
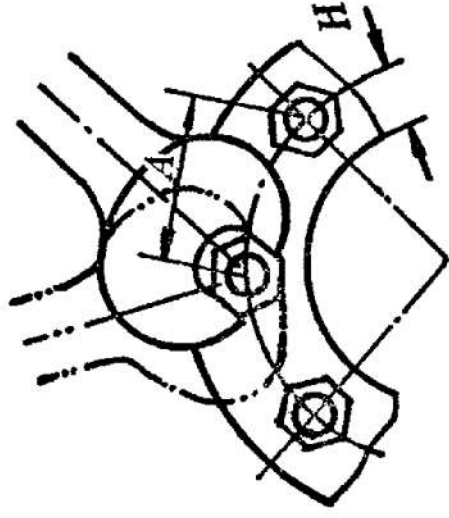
4.6 螺栓组联接结构设计

(4) 螺栓的布置应使各螺栓的受力合理。对于同时承受轴向载荷和较大横向载荷的普通螺栓联接要采用抗剪的减载装置。



4.6 螺栓组联接结构设计

(5) 螺栓的排列应具有合理的间距、边距；
注意留出扳手空间。



4.7 提高螺栓联接强度的措施

(1) 减小变载荷螺栓的应力幅

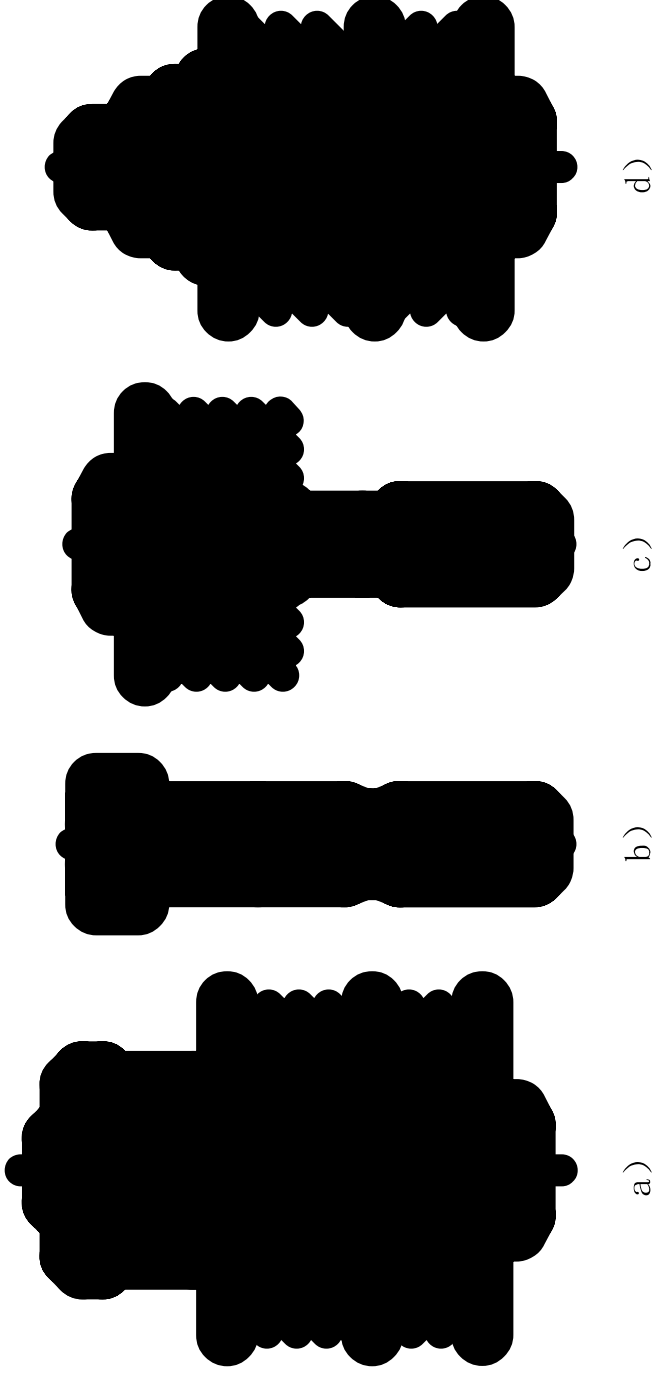
$$\sigma_a = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \bullet \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$$

减小螺栓刚度

增大被联接件刚度

- **减小螺栓刚度方法:**

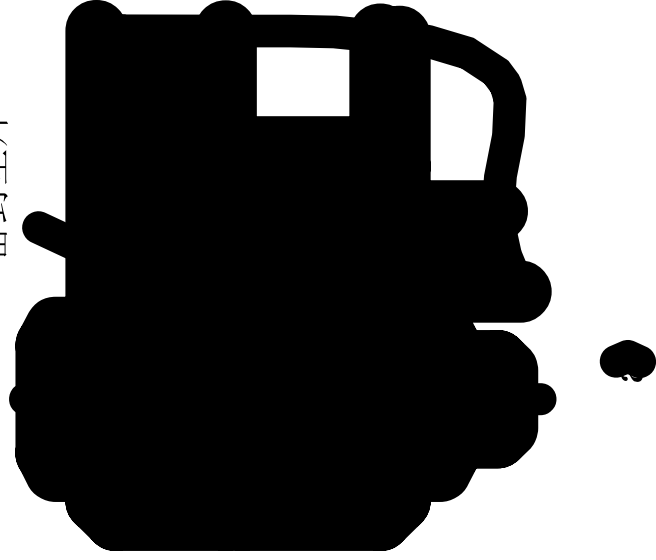
- (1) 适当增加螺栓的长度。
- (2) 采用柔性螺栓，即螺栓做成中空结构或部分减小螺杆直径。
- (3) 螺母下面安装弹性元件。



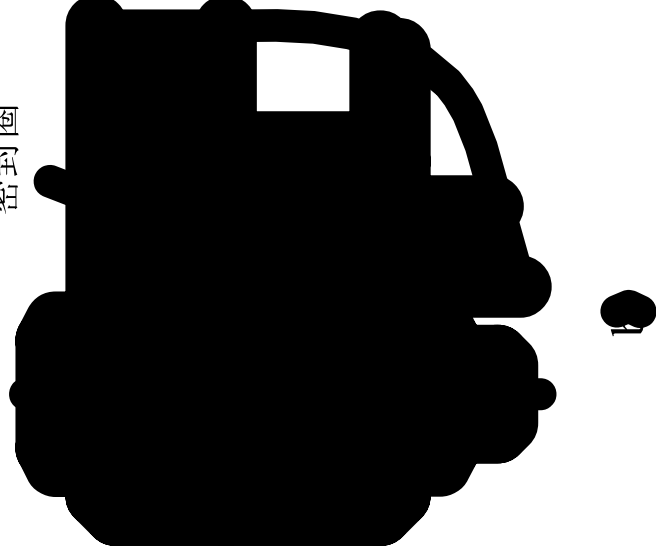
- 增大被联接件刚度的方法:

- 1) 增大被联接件刚度
- 2) 采用刚度大的垫片
- 3) 有气密性要求的联接, 采用密封圈密封。

密封垫片



密封圈



二、改善螺纹牙间载荷分配不均匀的现象

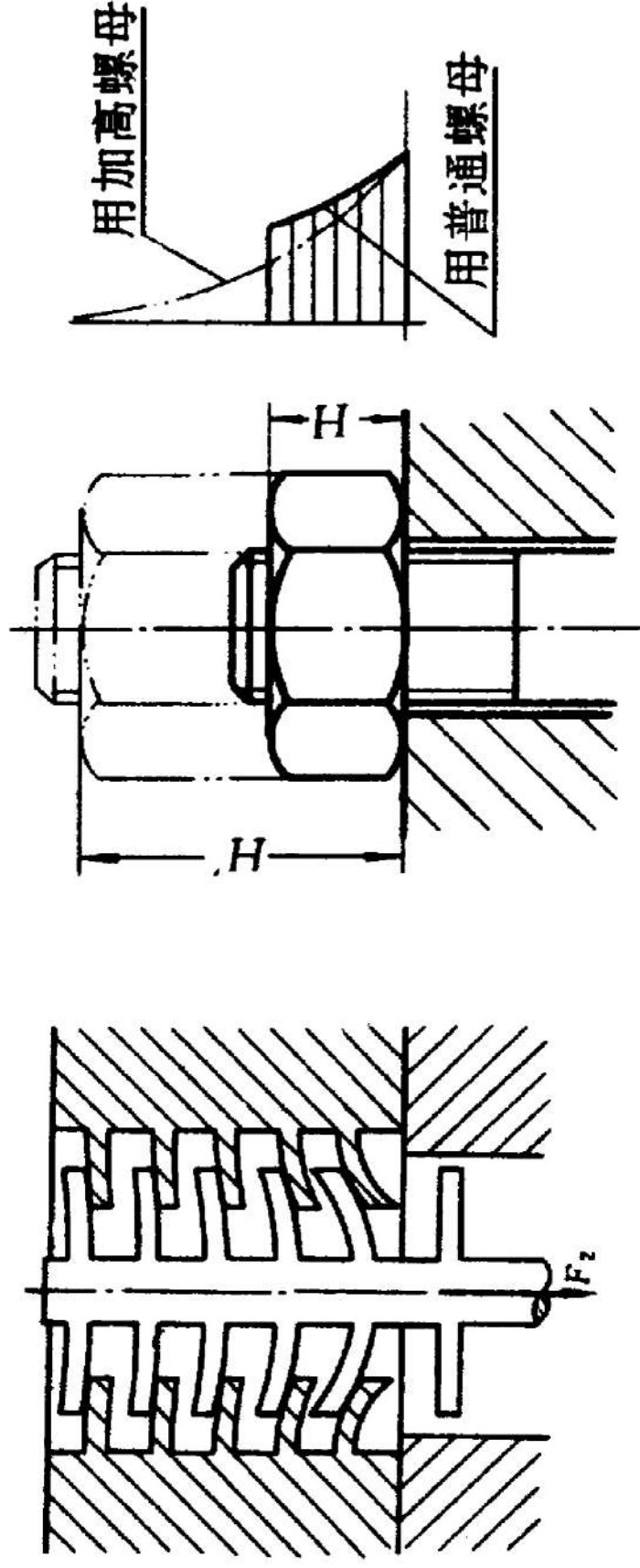
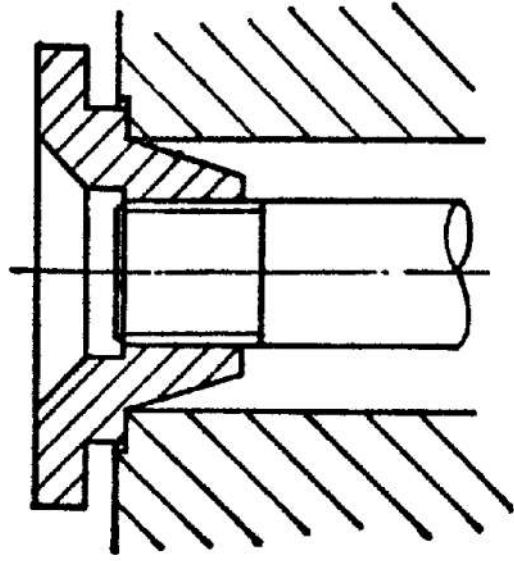


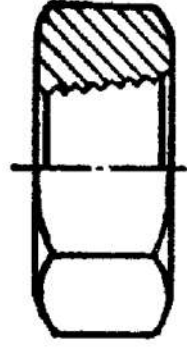
图4-33 旋合螺纹的变形示意图

图4-34 旋合螺纹间的载荷分布

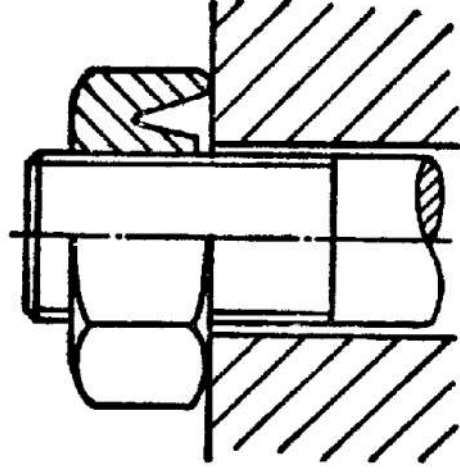
改善螺纹牙间载荷分配不均匀的方法:



悬置螺母



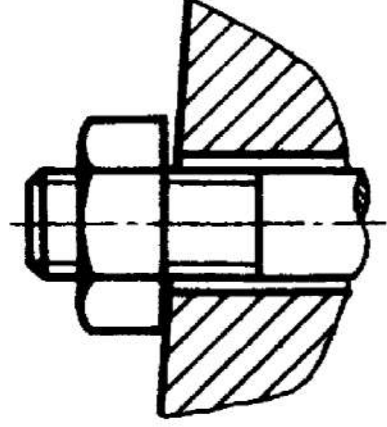
内斜螺母



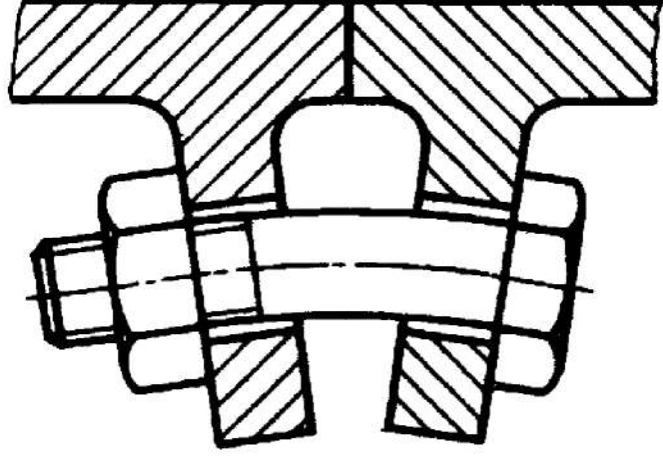
环槽螺母

三、避免螺栓受偏心载荷

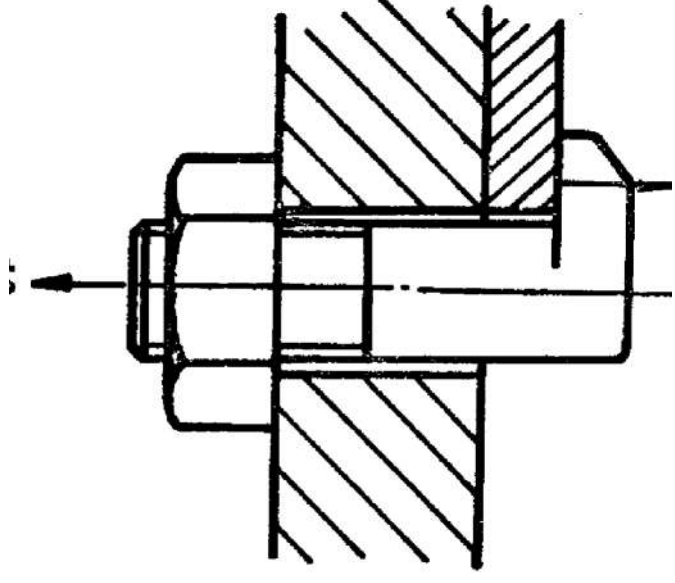
- 螺栓产生附加应力的原因



支承面不平

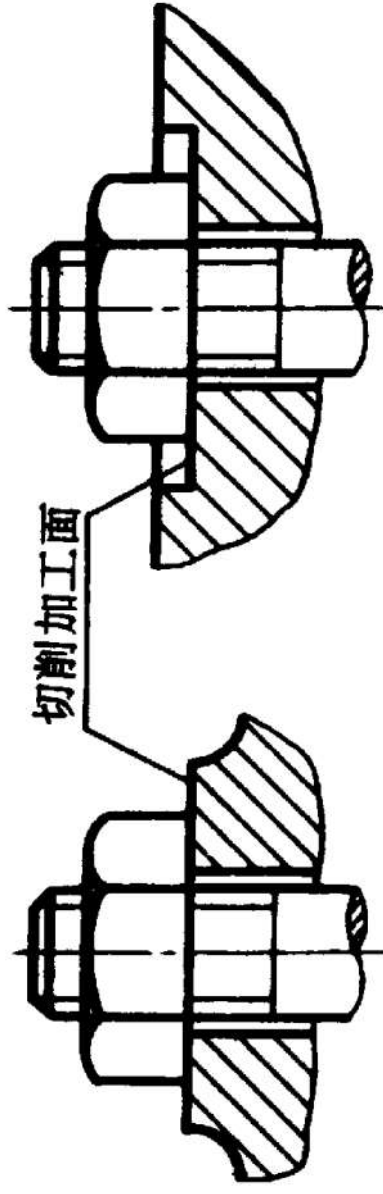


被联接件刚度小



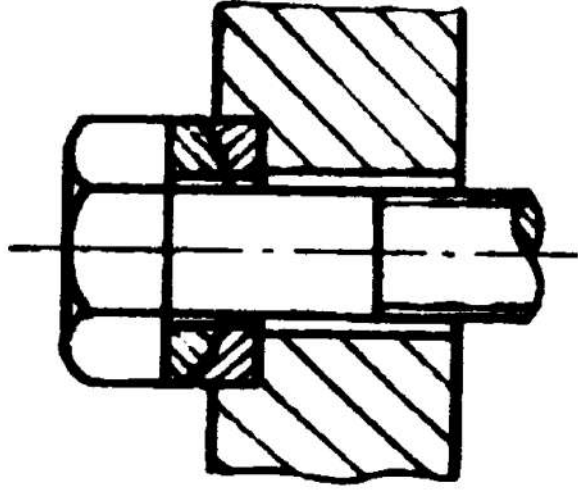
勾头螺栓

• 解决方法

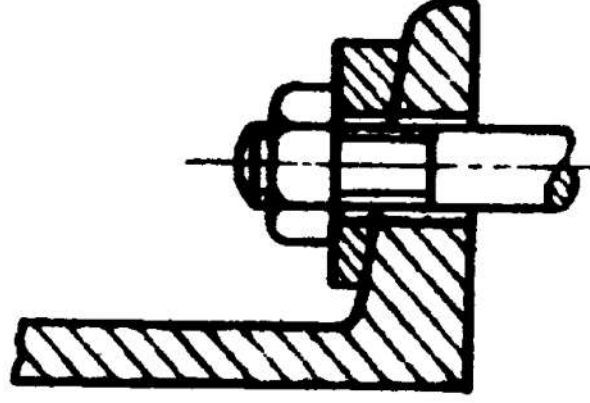


a) 凸台

b) 沉头座

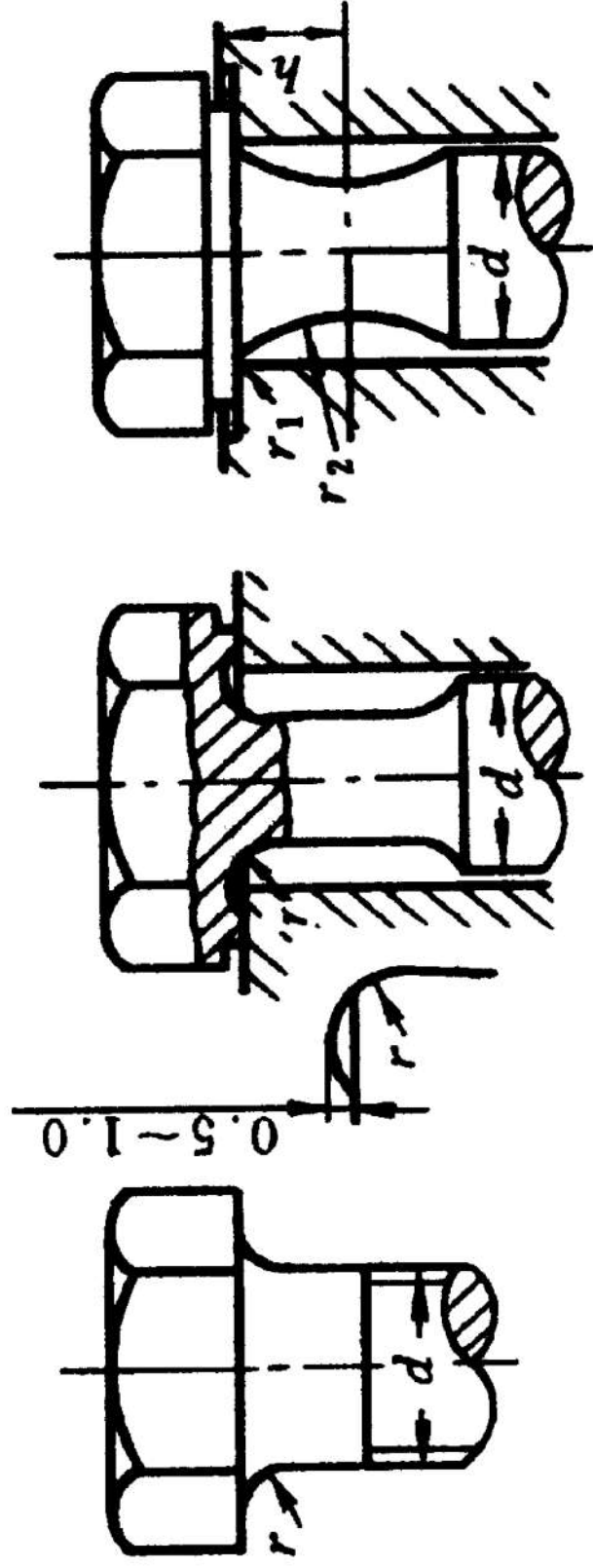


c) 采用球面垫圈



d) 采用斜垫圈

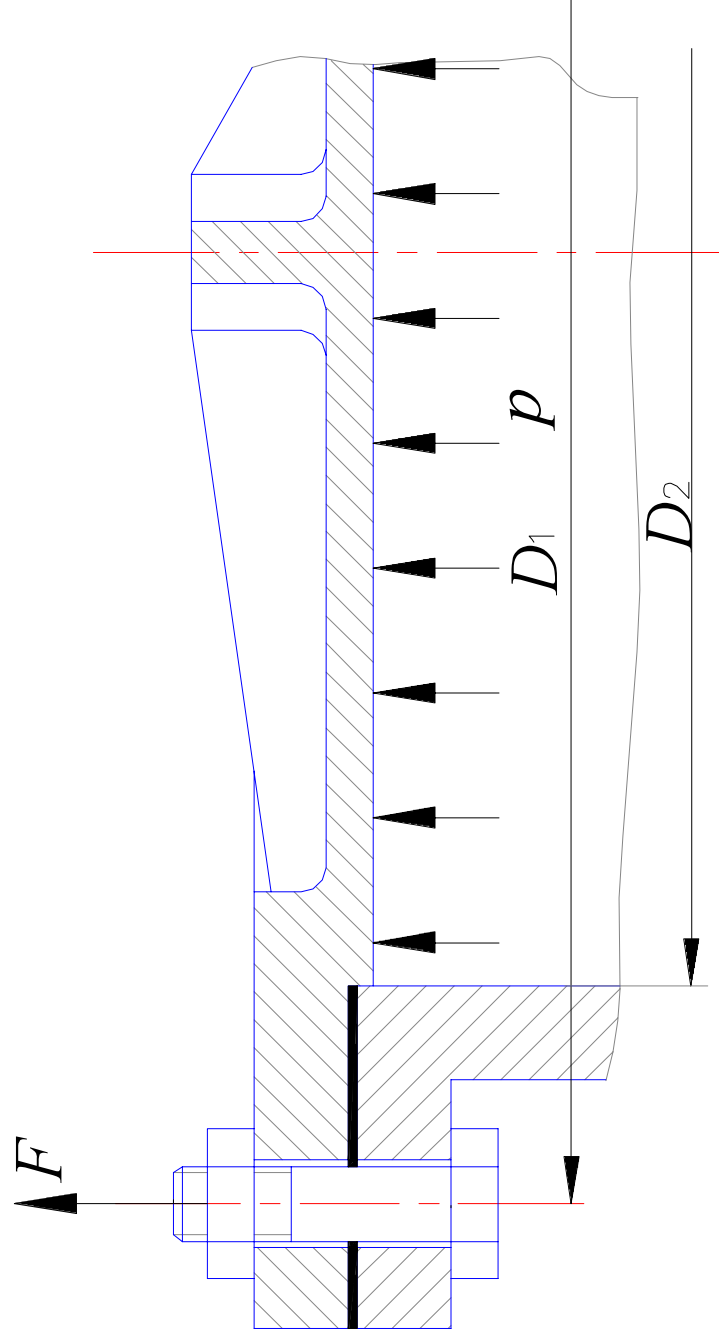
四、减小应力集中



- a) 加大圆角 $r=0.2d$;
 b) 卸载槽 $r_1=0.15$; $h=0.5d$
 c) 卸载过渡装置 $r_2=1.0d$;

例题4-1

已知汽缸工作压力 $p=0\sim 1.6\text{MPa}$ ，汽缸内径 $D_2=200\text{mm}$ ，螺栓数目 $z=8$ ，采用铜皮石棉垫。试设计该汽缸盖螺栓组连接。



解：1) 选择螺栓的性能等级，确定许用应力

选取6.8级、材料为45钢的普通螺栓，假设螺栓直径 $d \leq 16\text{mm}$ ，装配时控制预紧力，查P₆₈表4-5和P₆₉表4-9、表4-6、表4-7、表4-8得：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_s &= 480\text{MPa} \\ [S] &= 1.5 \end{aligned} \right\} [\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{480}{1.5} = 320\text{MPa}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1t} &= 200\text{MPa} \\ [S_a] &= 1.5 \end{aligned} \right\} [\sigma_a] = \frac{\varepsilon \sigma_{-1t}}{[S_a] k_\sigma} = \frac{0.87 \times 200}{1.5 \times 3.36} = 34.52\text{MPa}$$

$\varepsilon = 0.87, k_\sigma = 3.36$

解：2) 单个螺栓最大工作载荷：

$$F = p \frac{\pi D_2^2}{z \times 4} = 1.6 \times \frac{3.14 \times 200^2}{8 \times 4} = 6280 \text{N}$$

3) 计算单个螺栓最大总载荷 F_Σ ：

$$F_\Sigma = F_0 + F = 1.5F + F = 2.5F = 15700 \text{N}$$

4) 计算螺栓直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_\Sigma}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 15700}{\pi \times 320}} = 9.01 \text{mm}$$

选用M16的螺栓，公称直径 $d=16\text{mm}$ ，小径 $d_1=13.835\text{mm}$ ，满足静强度要求。

5) 验算疲劳强度

P₆₅采用铜皮石棉垫片时相对刚度系数： $\frac{c_1}{c_1 + c_2} = 0.8$

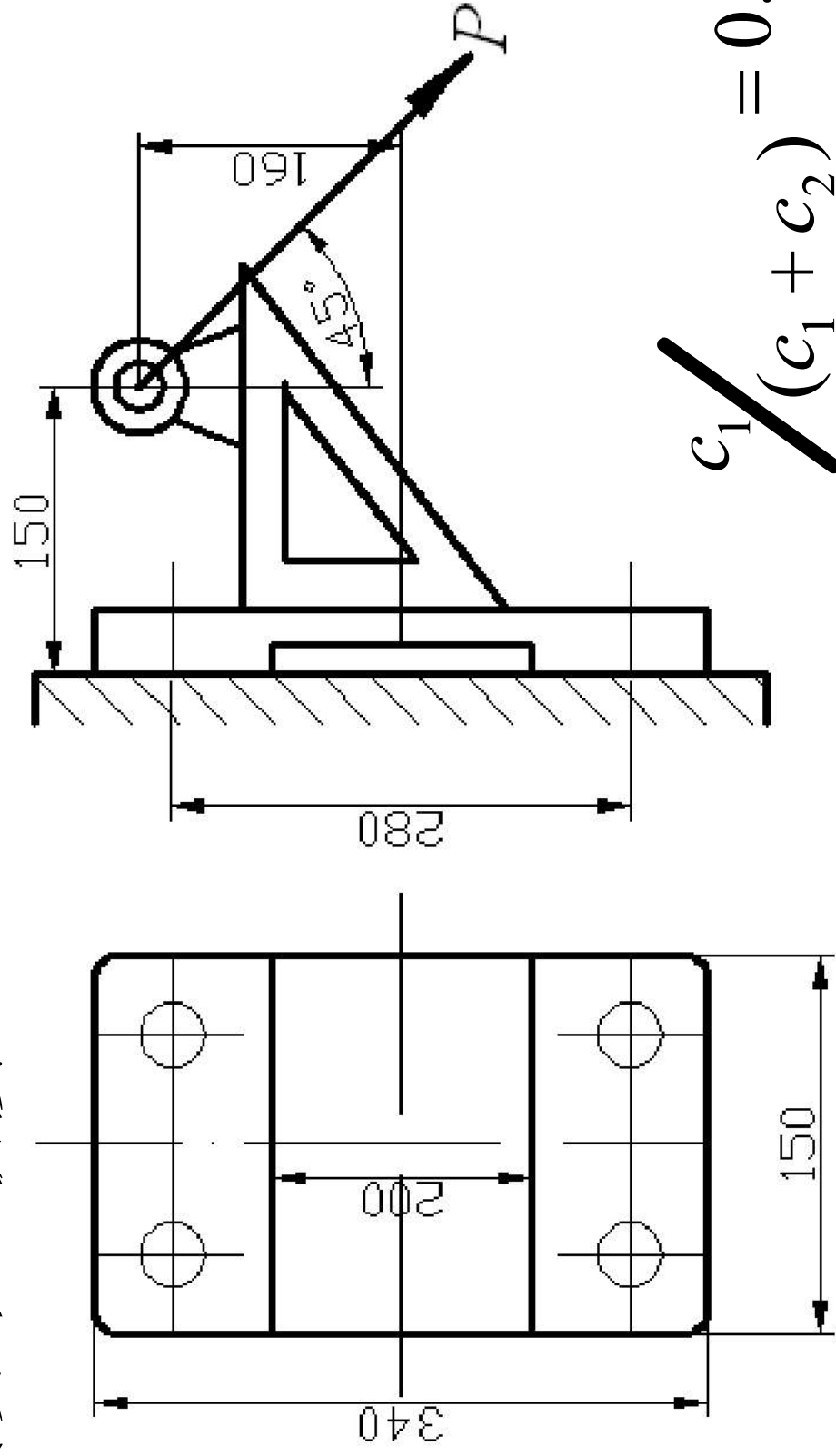
$$\begin{aligned} \text{螺栓预紧力: } F_0 &= F_0' + \frac{c_2}{c_1 + c_2} F \\ &= 1.5F + (1 - 0.2)F = 1.7F = 10700\text{N} \end{aligned}$$

$$\text{螺栓拉力变化幅度: } F_a = \frac{F_\Sigma - F_0}{2} = 2500\text{N}$$

$$\text{螺栓应力幅: } \sigma_a = \frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4} = 16.6\text{MPa} < [\sigma_a] = 29.7\text{MPa}$$

螺栓具有足够的疲劳强度。

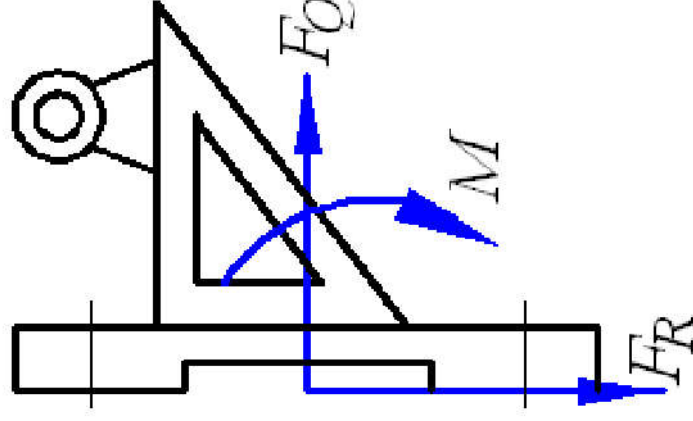
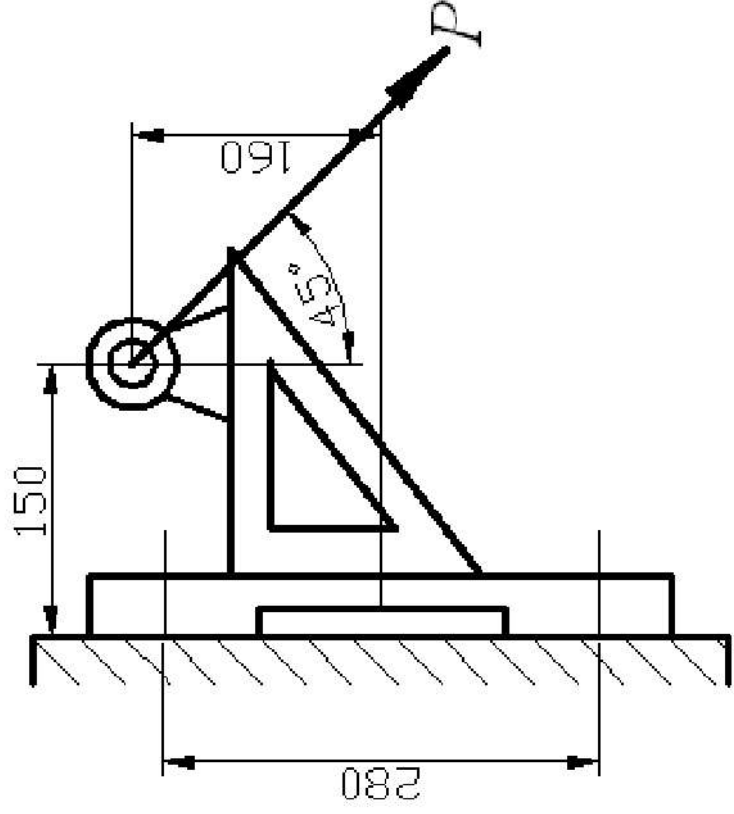
例题4-2 图示为一固定在水泥墙上的铸铁托架。试设计此联接。



已知尺寸如图所示, $P=4.8\text{KN}$,

$[\sigma_p] = 2\text{MPa}$, $\mu = 0.3$

解: (1) 螺栓组受力分析



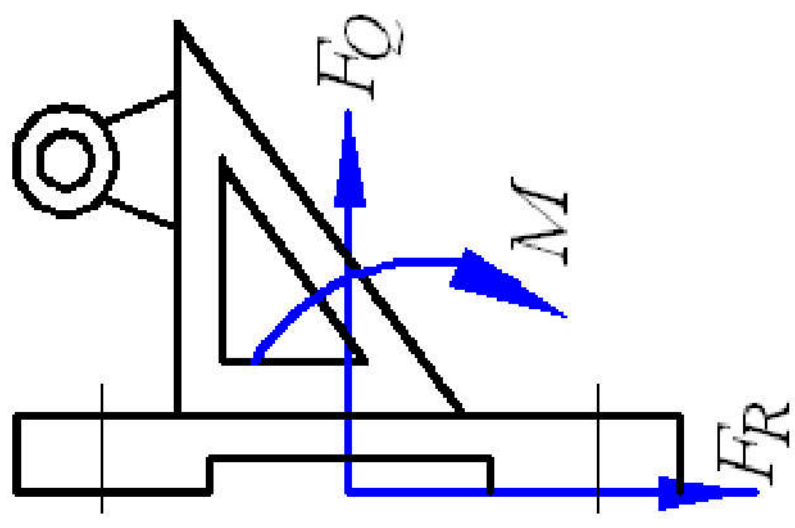
$$F_Q = P \sin 45^\circ = 3394\text{N}$$

$$F_R = P \cos 45^\circ = 3394\text{N}$$

$$M = F_Q \times 0.16 + F_R \times 0.15 = 1050\text{Nmm}$$

(2) 计算单个螺栓所受的预紧力

底板不滑移的条件:


$$\mu F_0' m z \geq k_{\mu} F_R$$
$$F_0' = F_0 - \frac{c_2 F_Q}{c_1 + c_2 z}$$
$$\mu z \left(F_0 - \frac{c_2 F_Q}{c_1 + c_2 z} \right) \geq k_{\mu} F_R$$

$$F_0 \geq 3988 \text{N}$$

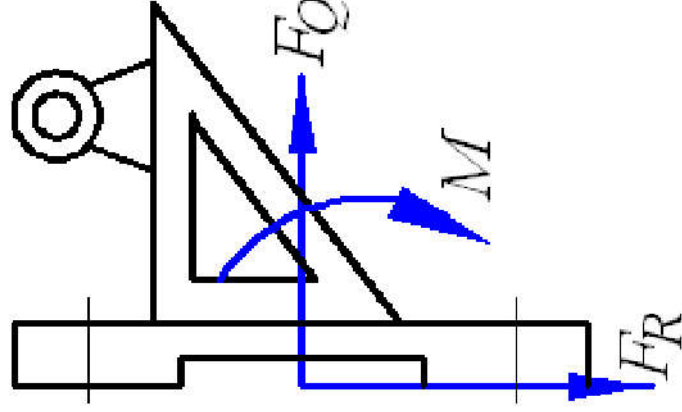
(3) 计算螺栓总拉力

在轴向力 F_Q 作用下:

$$F_1 = \frac{F_Q}{z} = 848.5\text{N}$$

在翻转力矩 M 作用下:

$$F_{\max} = \frac{M \times L}{z \times L^2} = 1875\text{N}$$



总工作拉力: $F = F_1 + F_{\max} = 2723.5\text{N}$

总轴向载荷: $F_{\Sigma} = F_0 + \frac{c_1}{c_1 + c_2} F = 4805.1\text{N}$

(4) 计算螺栓直径

- 初选8.8级的六角头螺栓 $\sigma_s = 640\text{MPa}$
- 初设螺栓直径 $d < 16\text{mm}$ $[S] = 4.5$

$$[\sigma] = \sigma_s / [S] = 142.2\text{MPa}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_\Sigma}{\pi [\sigma]}} = 7.48\text{mm}$$

查机械设计手册，选用M12的螺栓，
 $d_1 = 10.376\text{mm}$

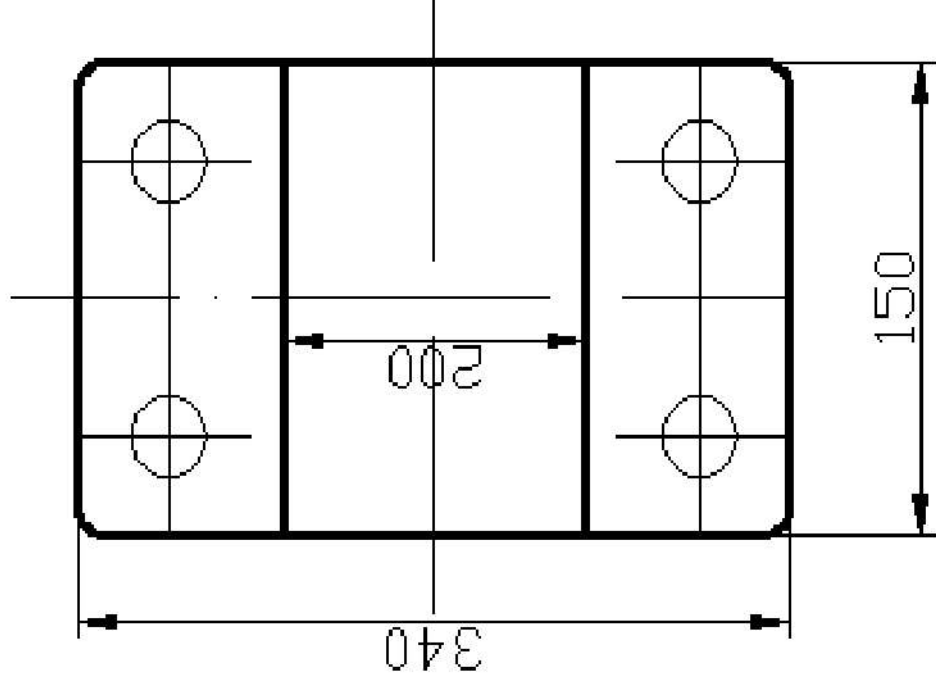
(5) 校核螺栓组接合面的工作能力

- 接合面接触面积

$$A = (0.34 - 0.2) \times 0.15 = 0.021\text{m}^2$$

- 抗弯截面模量

$$W = \frac{b(h^3 - 0.2^3)}{6h} = 0.0023\text{m}^3$$



$$\frac{c_2}{c_1 + c_2} = 1 - \frac{c_1}{c_1 + c_2} = 0.7$$

- 剩余预紧力产生的挤压应力

$$\sigma_{0p'} = \frac{zF'_0}{A} = \frac{z(F_0 - \frac{c_2}{c_1 + c_2} F)}{A} = \frac{zF_0 - \frac{c_2}{c_1 + c_2} F_Q}{A} = 0.65 \text{MPa}$$

- 翻转力矩产生的挤压应力

$$\sigma_M = \frac{c_2}{c_1 + c_2} \frac{M}{W} = 0.31 \text{MPa}$$

校核接合面间是否出现空隙

$$\sigma_{p\min} = \sigma_{0p'} - \sigma_M = 0.34\text{MPa} > 0$$

所以接合面间不会出现空隙

校核接合面间是否被压溃

$$\sigma_{p\min} = \sigma_{0p'} + \sigma_M = 0.96\text{MPa} < [\sigma_p]$$

所以接合面间不会被压溃