

专业课强化精讲课程

第13讲

第十五章 螺纹连接

一、螺纹联接的预紧

在装配时，螺纹联接都必须预紧。对于重要的螺纹联接，还应控制其预紧力的大小。

1.预紧力： 使联接在承受工作载荷之前预先受到力的作用，这个力称为预紧力。

2.预紧的目的：

- 1) 增加联接的可靠性；
- 2) 增加联接的刚性；
- 3) 防松；
- 4) 受横向载荷作用时，增大摩擦力，防止相对滑动；
- 5) 增大疲劳强度。

预紧力不能太大，太大易过载拉断，因此，预紧力要保证且又不使其过载。

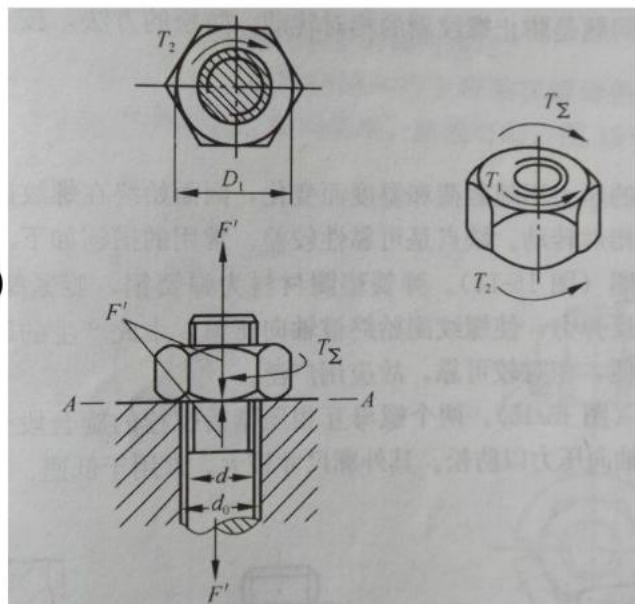
拧紧力矩和预紧力

拧紧力矩 T

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{螺纹间摩擦力矩 } T_1 = F' \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') \\ \text{支承面处与螺母间摩擦力矩} \end{array} \right.$$

$$T_2 = f_c F' r_f$$

$$T_\Sigma = T_1 + T_2 = 0.2 F' d$$



式中 $\left\{ \begin{array}{l} F' \text{—预紧力; } d_2 \text{—螺纹中径; } \rho' \text{—当量摩擦角;} \\ f_c \text{—螺母与被联接件支承面间摩擦系数,无润滑时} \\ \text{取 } f_c = 0.15; \\ r_f \text{—支承面摩擦半径 } r_f \approx (D_1 + d_0)/4; \\ D_1、d_0 \text{—螺母支承面的外径、内径。} \end{array} \right.$

简化计算：对M10—M68的粗牙普通螺纹


取 $f' = \tan \rho' = 0.15$, $f_c = 0.15$

得： $T \approx 0.2F/d$ N. mm

注意：对于重要的联接，尽可能不采用直径过小(<M12)的螺栓。

控制拧紧力矩方法

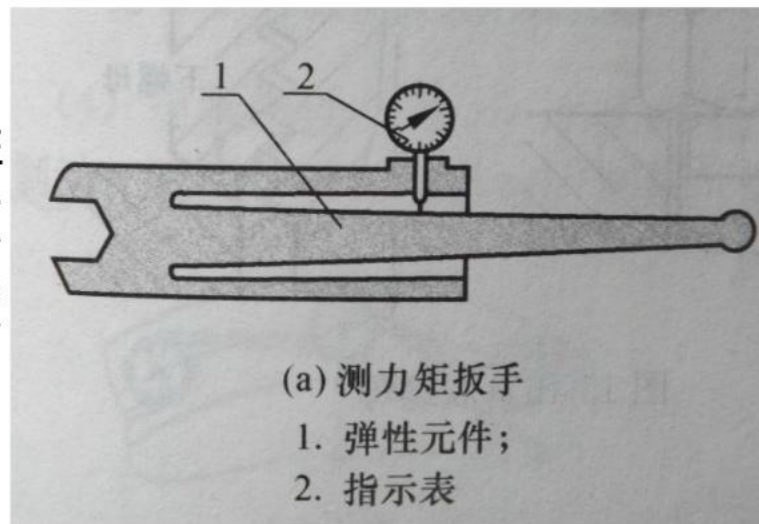
1) 拧紧程度——通常由经验控制

2) 重要联接——根据联接要求决定  按T计算式

计算出T的值。在拧紧时用侧力矩扳手或定力矩扳手控制T

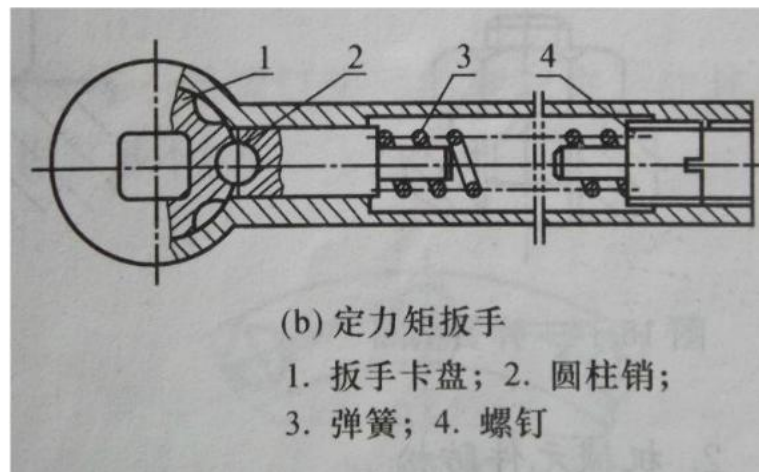
● 使用测力矩扳手

测力矩扳手原理：利用弹性元件的变形量正比于拧紧力矩的原理，借助手柄上的指针指示刻度板上拧紧力矩值，以控制 F' 。



● 使用定力矩扳手

定力矩扳手原理：当拧紧力矩超过规定值时，弹簧压缩，卡盘与圆柱销之间打滑，如果继续转动手柄，卡盘不再回转，拧紧力矩的大小可用螺钉调整弹簧压力来加以控制。



二、 螺纹连接的防松

1. 防松的根本原理：防止螺旋副的相对转动。

2. 防松的原因：

1) 在冲击、振动、变载荷作用下，螺旋副间的摩擦阻力极不稳定，在某一瞬间会急剧减少以致消失，失去自锁能力，联接就可能松脱；

2) 螺栓在高温、温度变化较大的情况下工作，材料发生蠕变和应力松弛，也会使预紧力和摩擦力逐渐减少，最终导致联接失效。

3. 防松的方法：

- 摩擦防松：摩擦防松简单方便，不如以下两种方法可靠。
- 机械防松：机械防松可靠，可和摩擦防松联合使用。
- 永久防松：用于不再拆卸联接。这种方法是将螺旋副变成非运动副，从而排除了相对运动的可能性。

三、螺栓的失效形式及计算准则

用螺栓连接两个零件时，常常同时使用若干个螺栓，称为螺栓组。在螺栓组中，每个螺栓的受力情况是不一样的，因此，在进行强度计算时，首先应当对螺栓组进行受力分析，找出其中受力最大的螺栓及其所受的力，并以此作为依据对螺栓进行强度计算。故单个螺栓连接的强度计算是螺纹连接设计的基础。

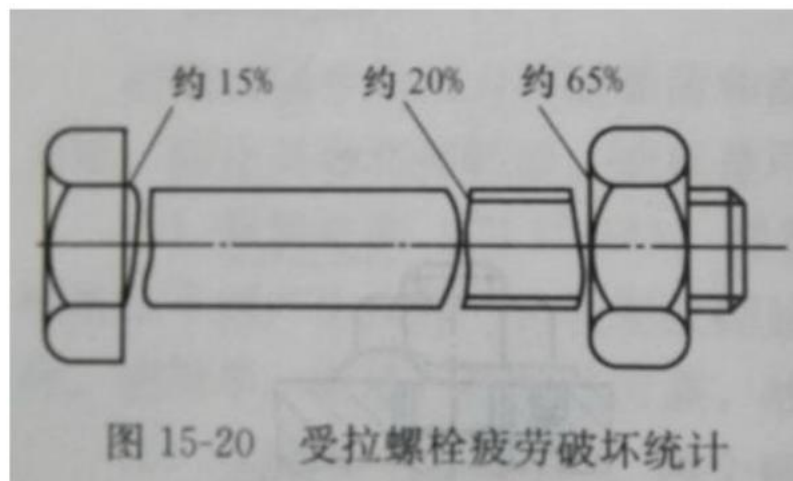
1) 螺栓联接的失效形式：

螺纹联接的失效往往是由于螺栓的失效而引起。

对单个螺栓来说受力的形式不外乎是轴向力或横向力。

1. 在轴向载荷作用下，螺栓杆或螺纹部分发生塑性变形或拉断；
2. 在横向载荷作用下，铰制孔螺栓联接的失效形式是：螺栓杆和孔壁的贴合上可能的压溃或螺栓杆被剪断；
3. 螺纹牙的磨损。

螺栓失效形式多为螺栓杆部的疲劳断裂，而且常发生在螺纹根部及有应力集中的部位，如右图：



2) 设计准则：

对受剪螺栓：保证螺栓的挤压强度和螺栓的 剪切强度。

对受拉螺栓：保证螺栓的静力或疲劳强度。

四、单个螺栓连接的强度计算

1. 松螺栓连接的强度计算

强度条件：（工作拉力F）

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

设计公式：

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

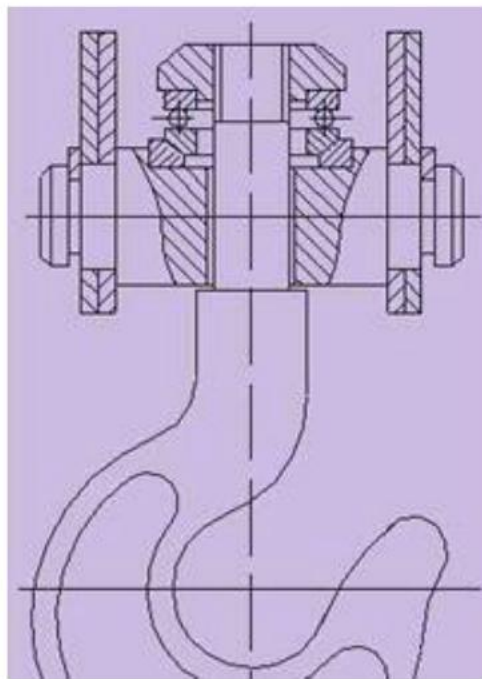
d_1 计算出后, 再按标准查选螺纹的公称直径。

d_1 ——螺杆危险截面直径（mm）

$[\sigma]$ ——许用拉应力 N/mm²（MPa）

$$[\sigma] = \sigma_s / n$$

σ_s ——材料屈服极限MPa n ——安全系数



2.紧螺栓联接

螺栓螺纹部分处于拉伸与扭转的复合应力状态。

螺栓危险界面上的拉伸应力为 $\sigma = \frac{F'}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$

螺栓危险界面上的扭转剪切应力为

$$\tau = \frac{T_1}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{F' \tan(\psi + \rho_v) \cdot d_2 / 2}{\frac{\pi d_1^3}{16}}$$

对于常用的单线、三角形螺纹的普通螺栓，取 $\rho_v=0.15$ ，
简化处理的 $\tau=0.5\sigma$ ，根据第四理论，可求出当量应力 σ_v 为：

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

将预紧力增大**30%**，并按纯拉伸强度计算，这就考虑了
螺栓在预紧状态下扭转剪应力的影响。

1) 只受预紧力紧螺栓联接

右图所示为一普通螺栓的紧螺栓连接，依靠连接预紧后在结合面产生的摩擦力来传递横向载荷 F_R 。

$$F_R \leq nF' f$$

n 为接合面对数， f 为接合面摩擦因数。

因此，强度条件为： $\sigma_v = 1.3\sigma \leq [\sigma]$

$$\text{即 } \frac{1.3F'}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

设计公式为

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

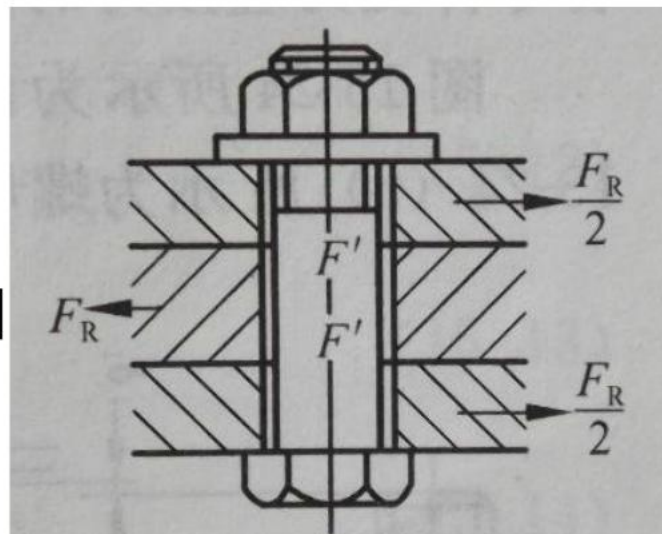
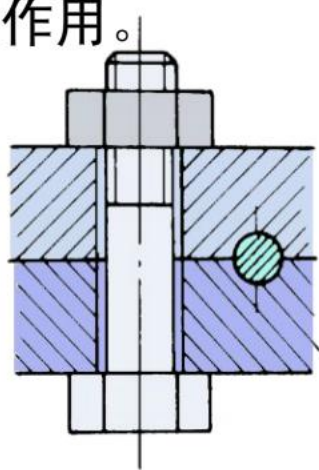


图 15-22 只承受预紧力的紧螺栓连接

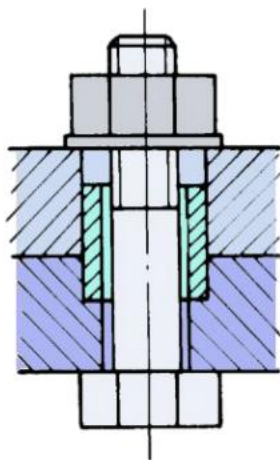
减载零件承受横向工作载荷

靠摩擦力抵抗工作载荷的紧螺栓联接要求保持较大的预紧力,使结构尺寸增大。在振动、冲击和变载荷下,有可能出现松脱。

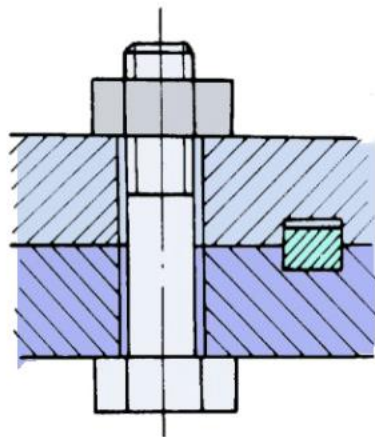
为此,采用减载零件承担横向工作载荷,螺栓仅起联接作用。



a) 用减载销



b) 用减载套筒



c) 用减载键

承受横向载荷的减速装置

受轴向工作载荷 F 后，总拉力 F_0 并不等于 预紧力与工作拉力之和。而是和 F' 、 F 、 C_1 （螺栓刚度）、 C_2 （被连接件刚度）有关。

螺母拧紧时：

螺栓：受 F' 拉伸，

伸长量 δ_1

被联接件：受 F' 压缩

压缩量 δ_2

受工作载荷时：

螺栓：受 F_0 拉伸，

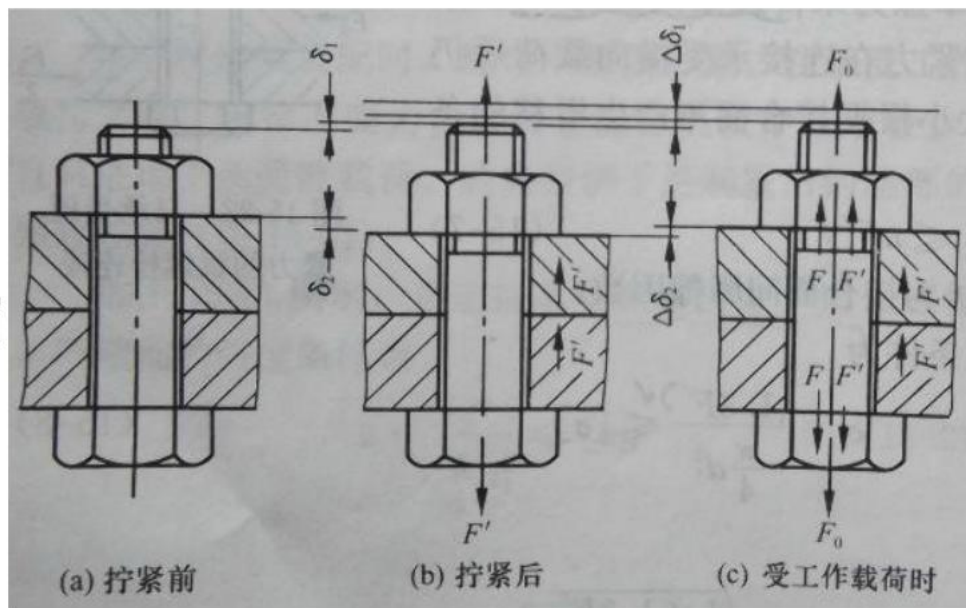
伸长增量 $\Delta\delta_1$

被联接件：受 F'' 压

缩 $\Delta\delta_2$

压缩增量

$\Delta\delta_1 = \Delta\delta_2$



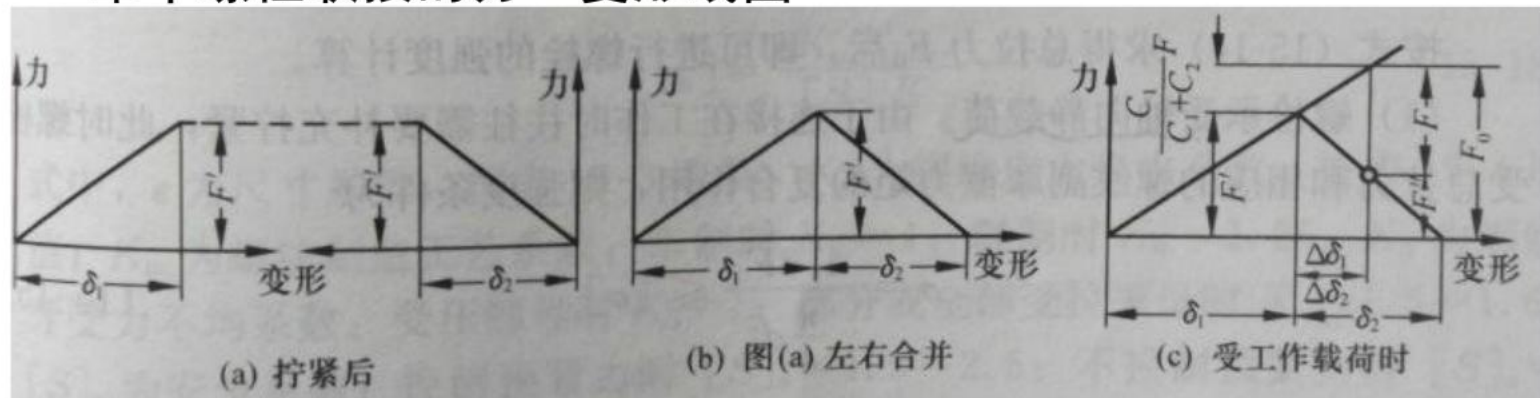
单个螺栓联接的受力—变形图

故：螺栓所受总拉力

$$F_0 = F'' + F$$

残余预紧力

单个螺栓联接的力—变形线图



单个螺栓联接的力—变形线图

$$F_0 = F'' + F \quad \Delta\delta_1 = \frac{F_0 - F'}{C_1} = \frac{F'' + F - F'}{C_1} = \Delta\delta_2 = \frac{F' - F''}{C_2}$$

由图所示的几何关系，可得：

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

$$F'' = F' - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F$$

$$F_0 = F'' + F = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

螺栓的相对刚度

螺栓的相对刚度

为降低螺栓的受力，提高螺栓联接的承载能力，应使螺栓的相对刚度 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 值尽量小些，取较硬的垫片。

螺栓的相对刚度通过计算或实验确定：见表15—2

金属垫片0.2~0.3；

皮革垫片0.7；

铜皮石棉垫片0.8；

橡胶垫片0.9。

为保证联接的刚性或紧密性，残余预紧力应 $F'' > 0$

对一般联接，工作载荷稳定时，可取 $F'' = (0.2 \sim 0.6)F$

对外载荷有变化时，可取 $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$

对于有紧密性要求的联接，可取 $F'' = (1.5 \sim 1.8)F$

(1) 受轴向静载荷作用时的强度计算

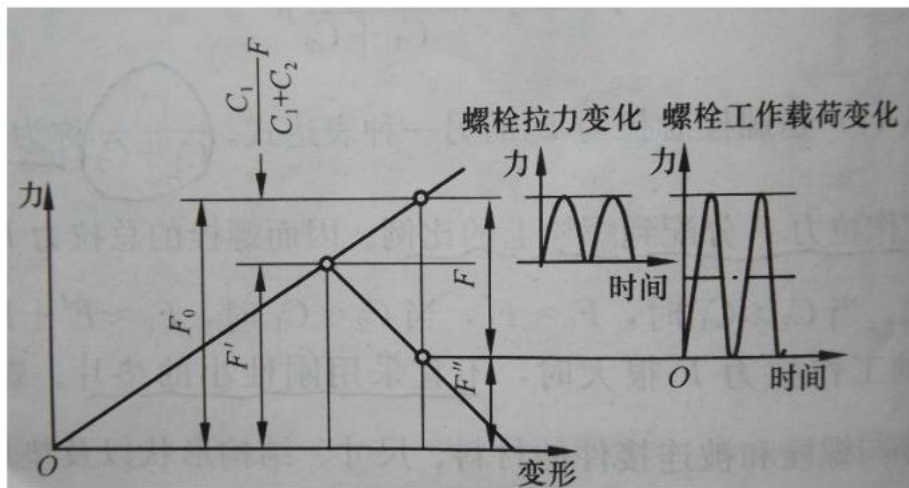
根据联接的受载情况：

- 1) 求出螺栓工作载荷 F
- 2) 按联接要求选择预紧力 F'
- 3) 计算总拉力 $F_0 = F' + F$
- 4) 计算螺栓强度:

考虑联接在外载荷作用下可能进行补充拧紧, 以及考虑螺纹力矩产生的扭转切应力的影响, 则螺栓危险截面的拉伸强度条件为

$$\sigma = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \qquad d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$$

(2) 受轴向变载荷作用时的强度计算



受轴向变载荷螺栓中
拉力的变化

1) 按静强度计算初定 d_1 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$

$$\sigma_a = \left(\frac{1}{2} \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \right) / \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$$

$[\sigma_a]$ 单位为MPa, 由下式计算

$$[\sigma_a] = \frac{\varepsilon K_m K_u \sigma_{-1}}{[S]_a K_\sigma}$$

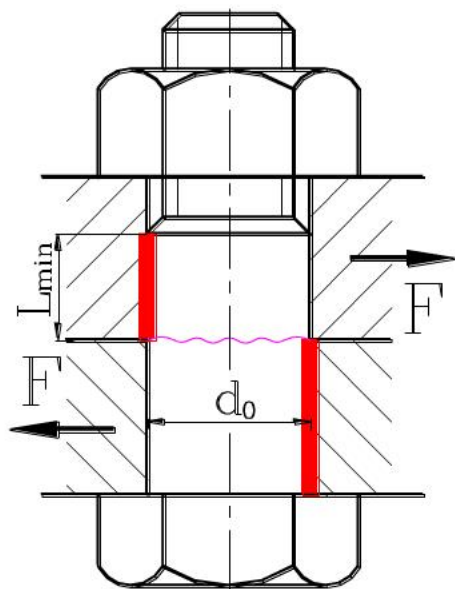
ε 为尺寸系数
 K_σ 为螺纹应力集中系数
 K_m 为螺纹制造工艺系数
 $[S]_a$ 为安全系数

K_u 为螺纹牙受力不均系数
 σ_{-1} 为螺栓材料疲劳应力极限

3. 铰制孔用螺栓联接的强度计算

联接所受预紧力很小，设计强度计算时可不考虑预紧力和螺纹面间摩擦力矩的影响。

失效形式：接触面压溃及螺栓剪切。



螺栓杆与孔壁的抗压强度条件：
$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma_p]$$

螺栓杆的抗剪切强度条件：
$$\tau = \frac{4F}{\pi d_0^2 m} \leq [\tau]$$

螺栓材料的许用切应力、螺栓或孔壁材料的许用挤压应力，单位均为MPa。

受横向工作载荷的铰制
孔用螺栓联接

五、螺栓连接设计

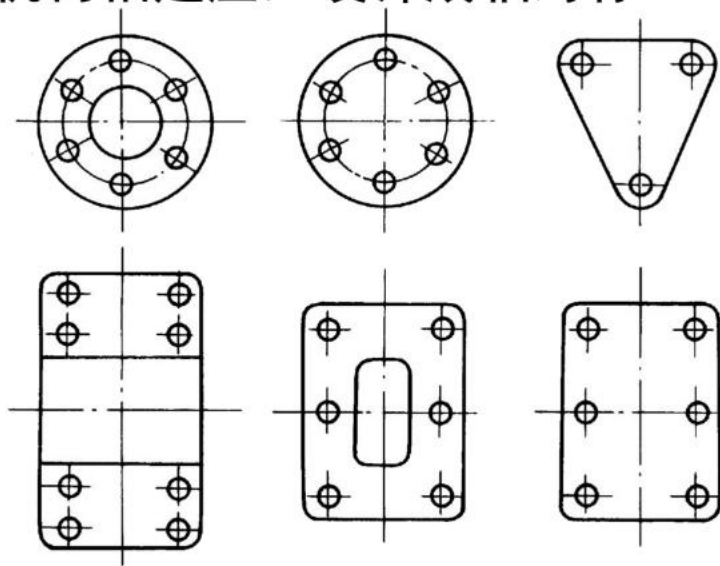
设计螺栓组连接时，首先应考虑被连接件的结构和连接的载荷条件，确定连接接合面的形状、螺栓组的布置形式，力求各个螺栓受力较均匀，使连接便于制造和装配。

（一）螺栓组连接的结构设计

1) 联接接合面几何形状与机器机构相适应，设计成轴对称的简单几何形状；

2) 螺栓布置应使各螺栓的受力合理；

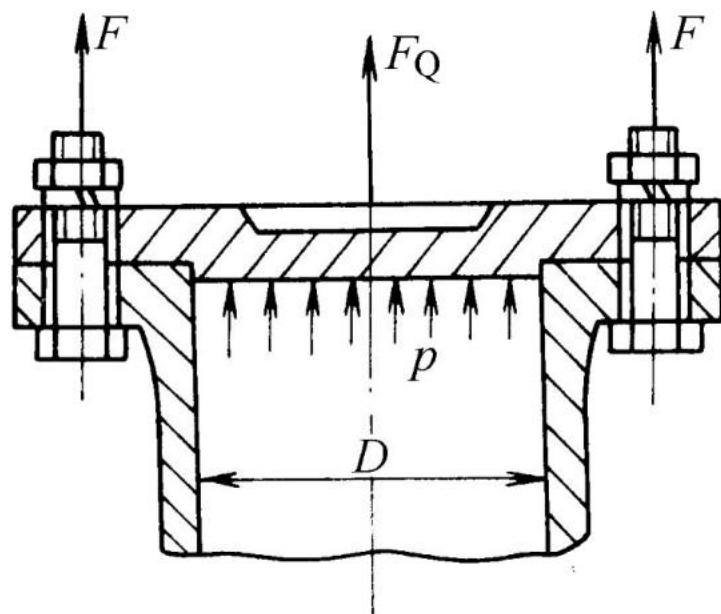
3) 分布在同一圆周上的螺栓数量应为偶数，同组螺栓的直径、长度、材料应相同；



螺栓联接常见布置方式 19

(二) 螺栓组联接的受力分析

1. 受轴向载荷 F_Q 的螺栓组联接



每个螺栓所受轴向工作载荷 F 相等:

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

z —螺栓数目

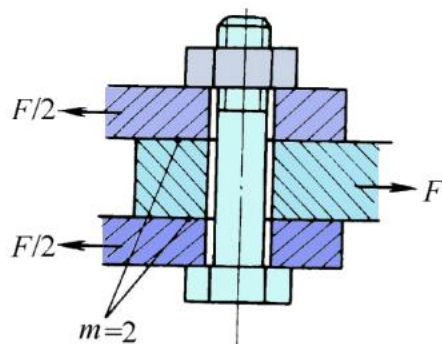
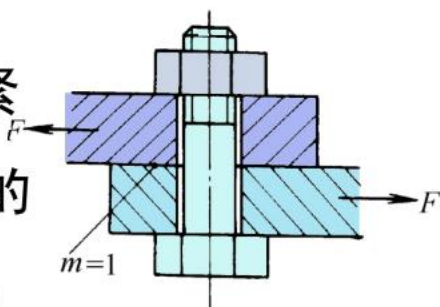
为简化计算，螺栓组受力分析假设：

- 1、各螺栓的材料、直径、长度和预紧力均相同；
- 2、被联接件为刚体，受载后联接接合面保持为平面；
- 3、螺栓的变形在弹性范围内。

2. 受横向载荷 F_R 的螺栓组联接

(1) 采用普通螺栓联接

如图示，靠螺母拧紧后在联接接合面间产生的摩擦力来抵抗横向载荷。



以被联接件接合面不滑移为计算准则

联接的静力平衡条件：
$$F' f z m \geq K_f F_R$$

预紧力：
$$F' \geq \frac{K_f F_R}{f z m}$$

f --- 结合面的摩擦因数

m ——接合面对数

K_f ——可靠性系数取1.1—1.5

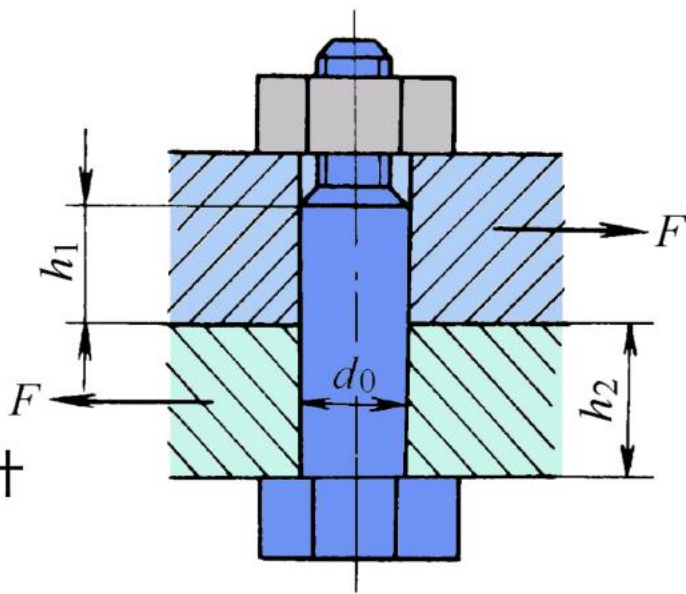
(2) 采用铰制孔螺栓联接

如图示，靠螺栓杆受剪切和螺栓杆与孔壁间受挤压来传递横向载荷。

螺栓联接拧紧力矩不大，在强度计算中不考虑预紧力和摩擦力。

计算时近似认为各螺栓所承担的工作载荷相等。

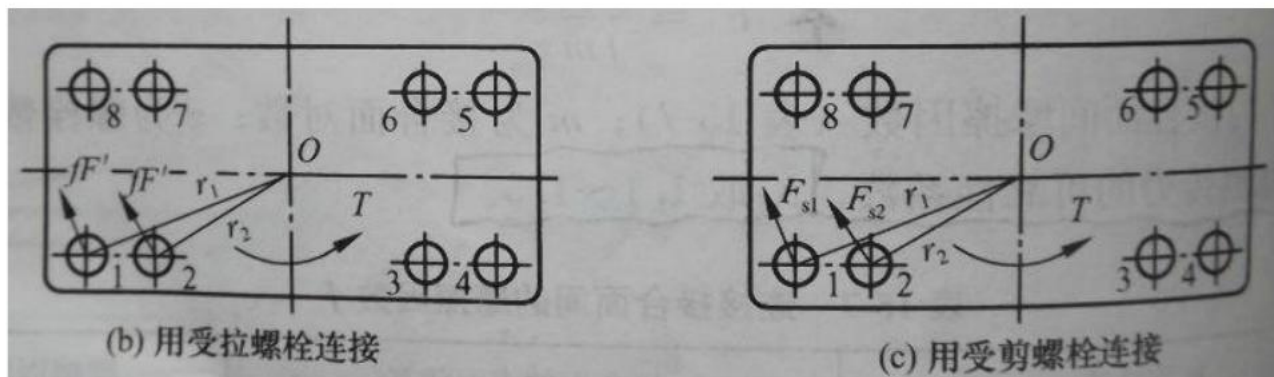
每个螺栓所受的横向工作剪力：



$$F = \frac{F_{\Sigma}}{Z}$$

3. 受扭转力矩 T 的螺栓组联接

(1) 采用普通螺栓联接



受扭转力矩的螺栓组联接

根据底板上各力矩平衡条件得 $fF' r_1 + fF' r_2 + \cdots + fF' r_z = K_f T$

或所需预紧力:

$$F' = \frac{K_f T}{f(r_1 + r_2 + \cdots + r_z)}$$

式中: r_1, r_2, \dots, r_z — 螺栓的轴线到螺栓组对称中心O的距离, 单位为mm。

(2) 采用铰制孔用螺栓联接

根据底板上各力矩平衡条件得 $F_1 r_1 + F_2 r_2 + \cdots + F_z r_z = T$

根据螺栓变形协调条件 $\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \cdots = \frac{F_z}{r_z} = \frac{F_{\max}}{r_{\max}}$

F 为工作剪力

受力最大螺栓所受的工作剪力 $F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$

在实际工作中，螺栓组联接所受的工作载荷常常是若干种简单受力状态的不同组合。在螺栓组联接中不论受力状态如何复杂，都可以简化成几种简单受力状态，再按理的叠加原理求出螺栓的受力。

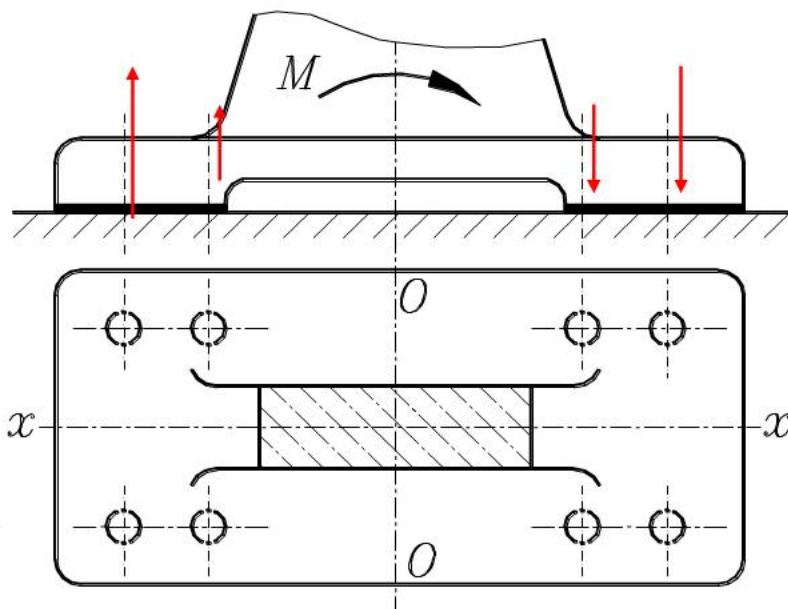
4. 受倾覆力矩的螺栓组联接

假定:

- 1) 底板为刚体;
- 2) 倾覆力矩作用在螺栓组联接的形心;
- 3) 受载后绕O-O转动仍保持平面。

在M的作用下:

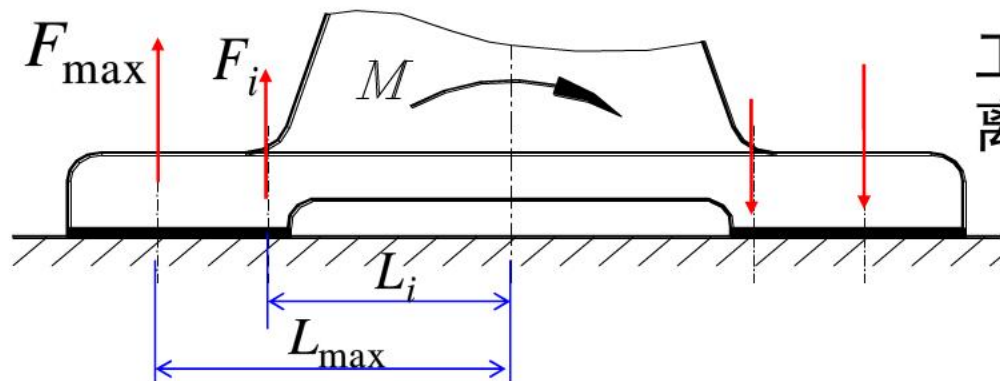
- 左侧: 螺栓拉力增大;
- 右侧: 螺栓拉力减小而地面压力增大



失效分析:

1. 螺栓拉断;
2. 底板左侧出现间隙;
3. 底板右侧压溃。

螺栓所受的工作拉力



螺栓所受的工作拉力与距离成正比

变形协调条件: $\frac{F_i}{L_i} = \frac{F_{\max}}{L_{\max}} \rightarrow F_i = \frac{F_{\max}}{L_{\max}} L_i$

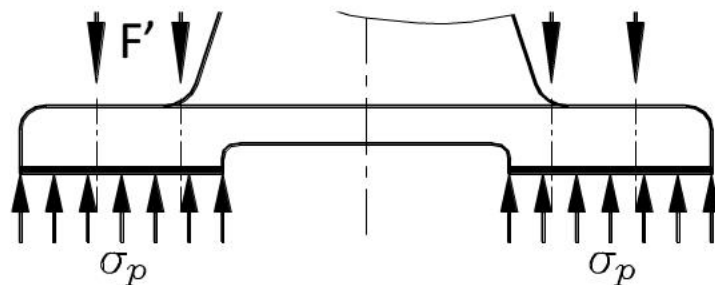
力矩平衡: $M = F_1 L_1 + F_2 L_2 + \dots + F_z L_z$

受力最大螺栓的工作拉力: $F_{\max} = \frac{M \cdot L_{\max}}{L_1^2 + L_2^2 + \dots + L_z^2} = \frac{M \cdot L_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2}$

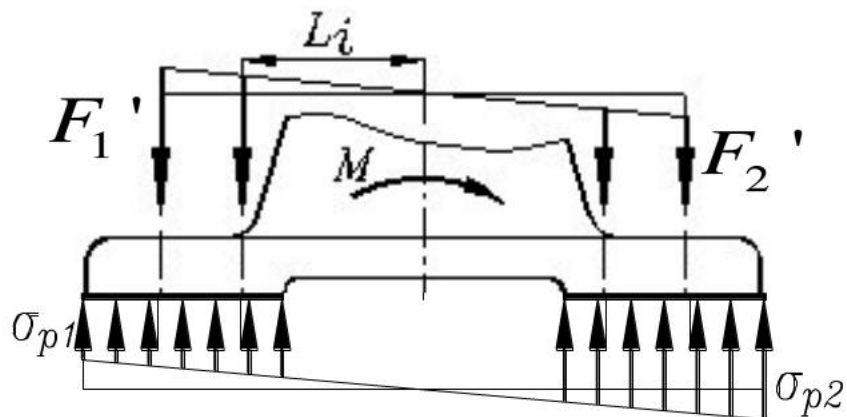
受力最大螺栓的总拉力: $F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F_{\max}$

底板受力分析

受倾覆力矩前，接合面挤压应力分布图



在倾覆力矩作用下，接合面挤压应力分布图



验算接合面的强度

左侧不出现间隙:

$$\sigma_{p\min} = \sigma_p - \Delta\sigma_p \geq 0$$

右侧不压溃:

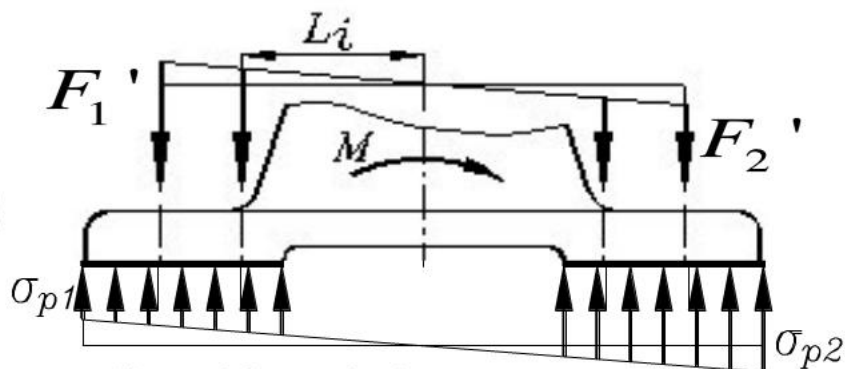
$$\sigma_{p\max} = \sigma_p + \Delta\sigma_p \leq [\sigma]_p$$

$$\sigma_p = \frac{zF'}{A}$$

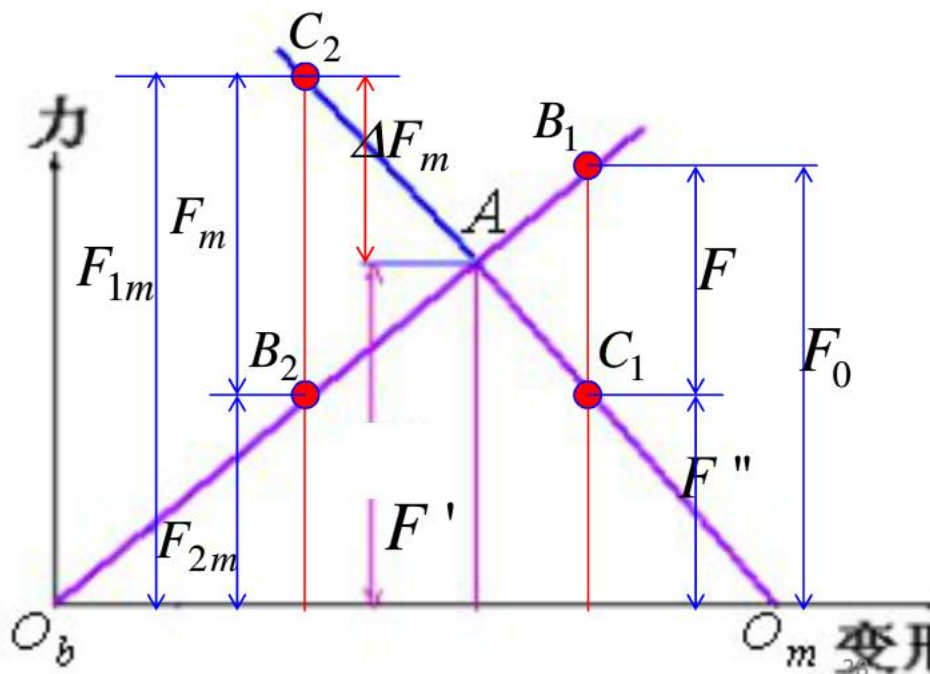
$$\Delta\sigma_p = \frac{M}{W} \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} \approx \frac{M}{W}$$

$$\sigma_{p\min} \approx \frac{zF'}{A} - \frac{M}{W} \geq 0$$

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

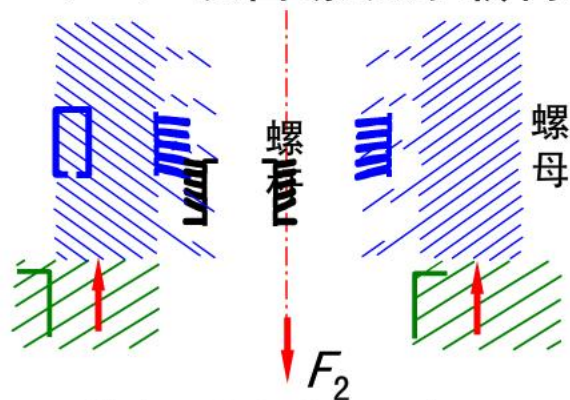


--许用挤压应力

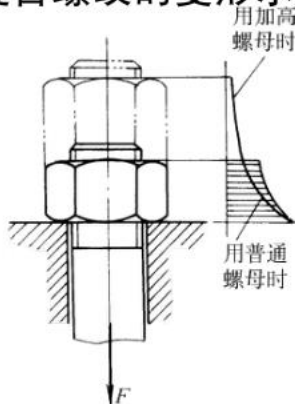


六、提高螺纹联接强度的措施

(一) 改善螺纹牙载荷分布不均的现象



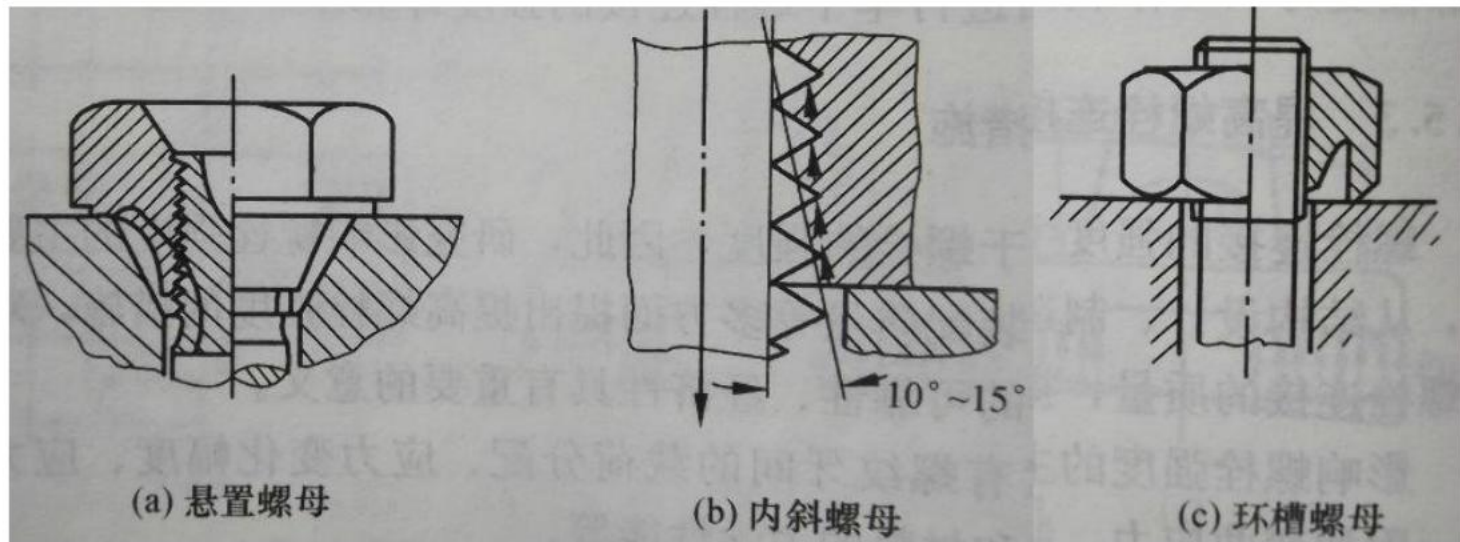
旋合螺纹的变形示意图



螺纹牙的受力分配

螺栓受力后螺距变化，内外螺纹牙不能再均匀接触，若使第二圈内外螺纹牙参加接触就必须使第一圈内外螺纹牙有更大的变形，承受更大的载荷，要使第三圈内外螺纹牙参加接触承载，就必须使第一、二两圈内外螺纹牙有更大的变形。下面的螺纹牙比上面的螺纹牙承受更大的载荷，造成各圈螺纹间载荷分布不均的现象。采用加厚螺母，不能提高联接强度。

为了改善螺纹牙间载荷分配，可采用下述方法：



(二) 减小螺栓的应力幅

措施：

- (1) 降低螺栓的刚度
- (2) 增大被联接件的刚度
- (3) 同时采用上述两种方法

受轴向变载荷和紧螺栓连接，在螺栓的最大应力一定时，其应力幅越小，疲劳强度越高。当螺栓的工作拉力在 $0 \sim F$ 之间变化时，螺栓的总拉力在 $F' \sim \left(F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \right)$ 之间变化，在保持残余锁紧力 F'' 不变的条件下，采用前面说的三种方法，均可以减小螺栓的应力幅，从而提高其疲劳强度。

降低螺栓刚度的方法：**1)** 减小无螺纹部分的螺杆直径（腰状杆螺栓）；**2)** 将螺杆支撑中空结构；**3)** 增加螺栓长度；**4)** 在螺母下面装设弹性元件。

增大被连接件刚度的方法为采用刚度较大的垫片或不设垫片。

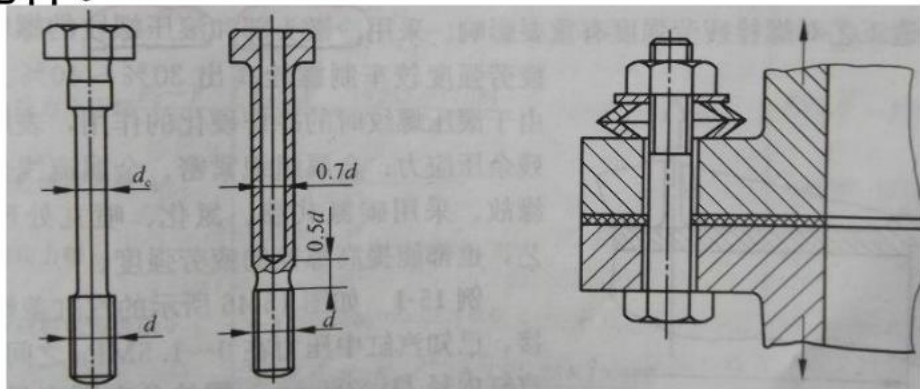


图 15-43 腰状杆螺栓与空心螺栓

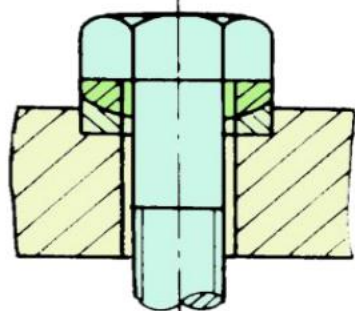
图 15-44 弹性元件

(三) 采用合理的制造工艺

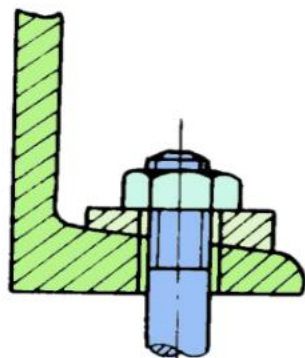
采用冷镦螺栓头部和滚压螺纹的制造工艺方法。

(四) 避免附加弯曲应力

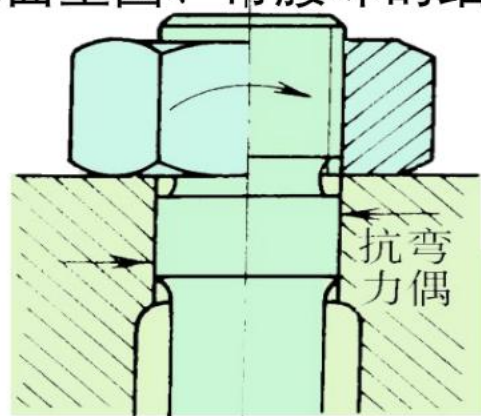
可采用凸台、沉头座、斜面垫圈、球面垫圈、带腰环的细长螺栓等结构。



a) 球面垫圈



b) 斜面垫圈



c) 腰环螺栓联接

减小或避免弯曲应力的措施

(五) 减小应力集中的影响

1、采用大圆角过渡或卸载结构

2、采用退刀槽

此外，碳氮共渗、渗氮、喷丸等表面硬化处理也能提高螺栓的疲劳强度。