



# 第05章

## 连接及连接件

### (上)

宋超阳

南方科技大学

# 本章要点概述

- 连接设计
  - 螺纹连接
  - 螺纹连接设计
  - 螺旋传动
  - 销连接
  - 焊接与胶接
  
- 联轴器、离合器和制动器
  - 联轴器
  - 离合器
  - 制动器

# 连接设计

机械是由零件组成的，只有通过连接才能将单独制造的零件组装成具体的机械。根据连接后零件能否被拆开，连接可分为不可拆连接和可拆连接

前者如果不损坏组成零件就不能拆开（例如铆接、焊接等），后者则允许进行重复的拆开与装配（例如螺纹连接、销连接和花键连接等）

连接技术的主要发展趋势是要使连接尽可能达到这样的作用：即被连接件犹如一个整体，同时符合连接件与被连接件之间的等强度条件

# 螺纹连接

利用螺纹连接件（如螺钉、螺栓、双头螺柱、螺母）  
或利用在被连接件上制成的螺纹构成的可拆连接

## 螺纹连接

- 螺纹连接在机械制造中应用很广
  - 现代的机械中，60%以上的零件制有螺纹
- 螺纹连接
  - ①螺纹拧紧时能产生很大的轴向力
  - ②它能方便地实现自锁，这是实现紧固所必需的
  - ③外形尺寸小
  - ④制造简单，能保持较高的精度
- 还可作为传动零件来使用
  - 将旋转运动转换成直线运动
  - 螺旋传动就是利用螺纹来传递运动或动力的

# 螺纹的类型及应用

- 螺纹有外螺纹与内螺纹之分，螺旋副是由外、内螺纹组合而成的。
  - 连接螺纹：起连接作用的螺纹
  - 传动螺纹：用于传递运动和动力的螺纹
- 螺纹还有米制和英制（螺距以每英寸牙数表示）之分
  - 我国除管螺纹外，一般采用米制螺纹，在国际上通行的是米制螺纹
  - 凡牙型、外径及螺距符合国家标准的螺纹称为标准螺纹
  - 机械制造中常用的螺纹多为标准螺纹
- 若按螺纹的牙型来分，有以下几种螺纹

## (1) 普通三角螺纹 牙型角为 $60^\circ$

- 粗牙螺纹用于一般连接
- 细牙螺纹的螺距小，螺纹深度浅，导程和升角也小，自锁性能好，适合用于薄壁零件和微调装置

## (2) 管螺纹（三角） 牙型角为 $55^\circ$

- 属英制细牙三角形螺纹，多用于有紧密性要求的管件连接

## (3) 梯形螺纹 其牙型角为 $30^\circ$

- 应用最广泛的一种传动螺纹

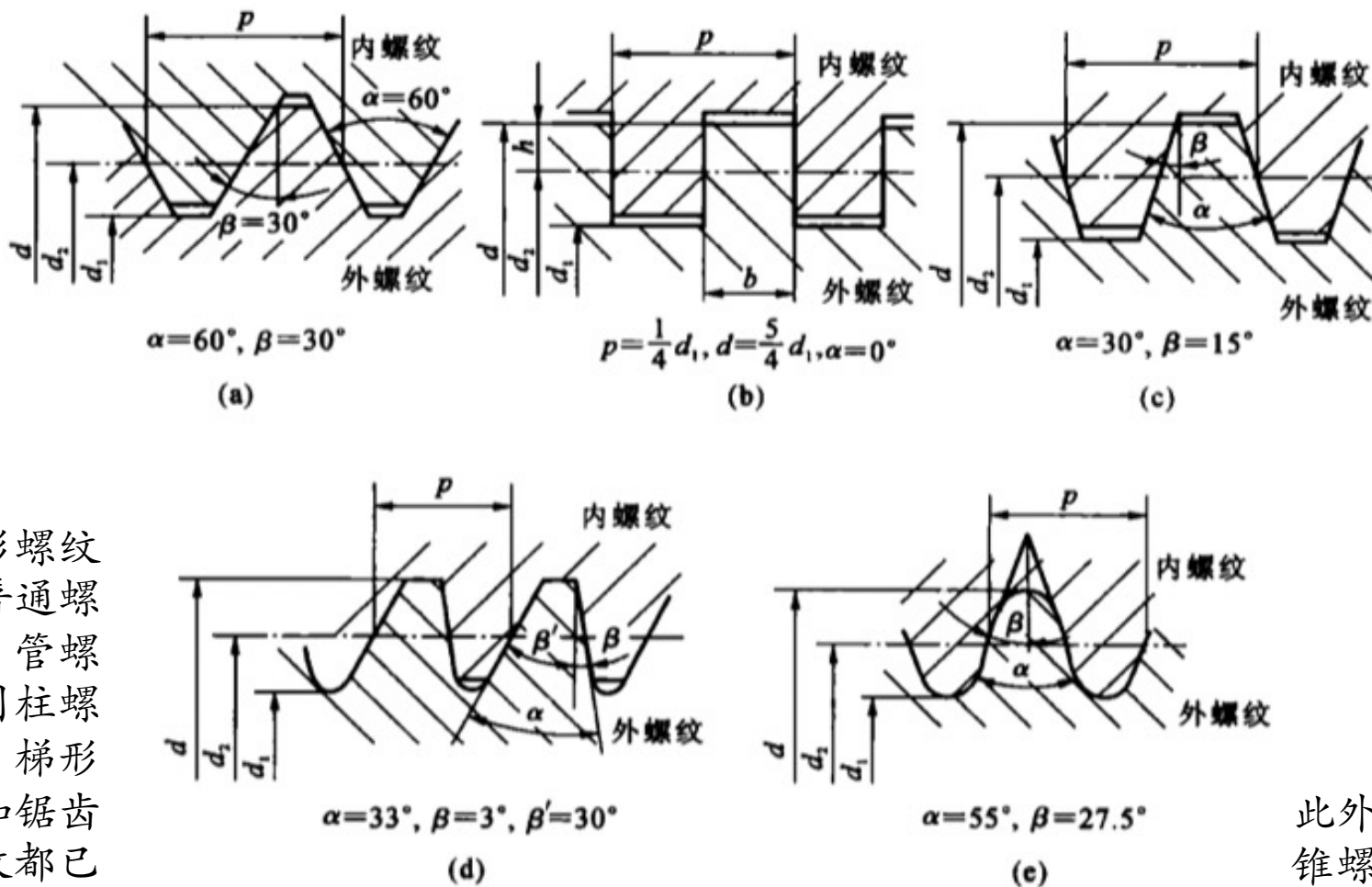
## (4) 锯齿形螺纹 两侧牙型斜角分别为 $\beta=3^\circ$ 和 $\beta=30^\circ$

- $3^\circ$ 的侧面用来承受载荷，可得到较高效率； $30^\circ$ 的侧面用来增加牙根强度
- 适用于单向受载的传动螺旋

## (5) 矩形螺纹 其牙型角为 $0^\circ$

- 传动效率高，但齿根强度较低，适用于做传动螺纹

# 各种螺纹的牙型



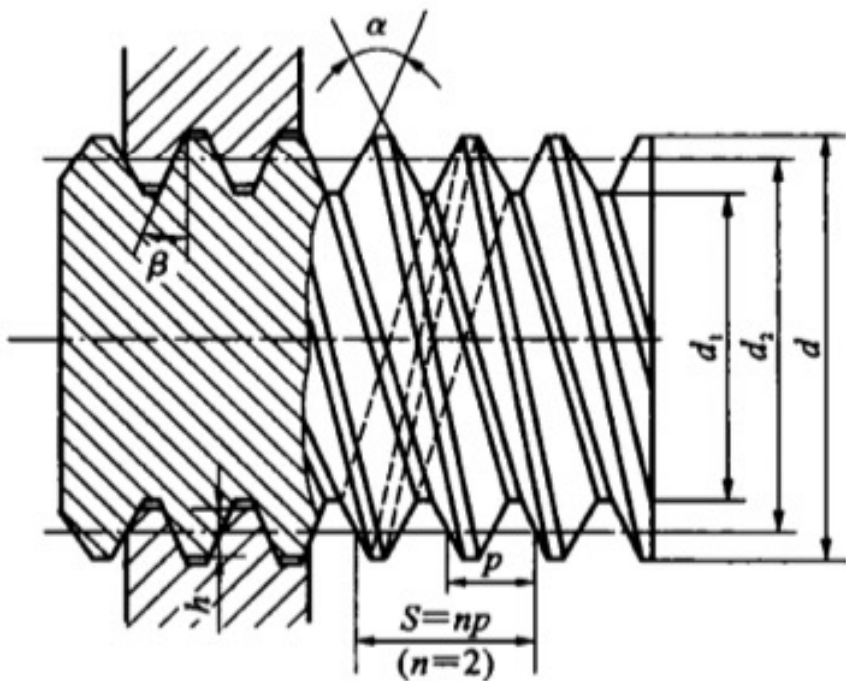
三角形螺纹  
(即普通螺  
纹)、管螺  
纹(圆柱螺  
纹)、梯形  
螺纹和锯齿  
形螺纹都已  
标准化

此外还有圆  
锥螺纹、圆  
锥管螺纹等

图 10-1 螺纹的类型

(a) 三角形螺纹; (b) 矩形螺纹; (c) 梯形螺纹; (d) 锯齿形螺纹; (e) 管螺纹

## 螺纹的主要参数



### (7) 升角 $\lambda$

- 在螺纹中径圆柱面上的螺旋线的切线与垂直螺纹轴心线的平面的夹角。由几何关系可得： $\tan \alpha = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2}$

### (8) 牙型角 $\alpha$

- 螺纹牙在轴向截面上量出的两直线侧边间的夹角。

### (9) 牙廓的工作高度 $h$

- 螺栓和螺母的螺纹圈发生接触时的牙廓高度
- 牙廓的高度是沿径向测量的。工作高度等于外螺纹大径和内螺纹小径之差的一半

### (1) 大径 $d$ 、 $D$

- 与外螺纹的牙顶（或内螺纹牙底）相重合的假想圆柱面的直径，是螺纹的公称直径（管螺纹除外）

### (2) 小径 $d$ 、 $D_1$

- 与外螺纹的牙底（或内螺纹牙顶）相重合的假想圆柱面的直径，常用做危险剖面的计算直径

### (3) 中径 $d_2$ 、 $D_2$

- 一假想的与螺栓同心的圆柱面的直径，此圆柱面周向切割螺纹，使螺纹在此圆柱面上的牙厚和牙间相等

### (4) 螺距 $p$

- 相邻两牙上对应点间的轴向距离，是螺纹的基本参数

### (5) 线数 $n$

- 螺纹的螺旋线数。某处螺纹实体，只有一条沿螺旋线形成的螺纹称为单线螺纹，有条沿等距螺旋线形成的螺纹称为 $n$ 线螺纹

### (6) 导程 $S$

- 螺栓旋转一周，沿自身轴线相对于螺母所移动的距离
- 在单头螺纹中，螺距和导程是一致的；在多头螺纹中，导程等于螺距 $p$ 和线数 $n$ 的乘积



# 螺纹副的受力关系、效率和自锁

- 旋紧或松开负载的螺旋副时，其受力、效率和自锁条件如下
  - 圆周力：旋紧时： $F_t = F \tan(\lambda + \rho_v)$       松开时： $F_t = F \tan(\lambda - \rho_v)$
  - 效率：旋紧时： $\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)}$       松开时： $\eta = \frac{\tan(\lambda - \rho_v)}{\tan \lambda}$
  - 自锁条件： $\lambda \leq \rho_v$
  - 当量摩擦角  $\rho_v = \arctan \mu_v$ ；当量摩擦系数  $\mu_v = \frac{\mu}{\cos \beta}$
  - $\mu$  为实际摩擦系数； $F$  为螺旋副所受的轴向力
- 对于连接用螺纹，主要是要求螺旋副有可靠的自锁性，所以常用升角  $\lambda$  小、当量摩擦系数  $\mu_v$  大的单线三角形螺纹
  - 三角形螺纹标准中的细牙螺纹是比普通三角形螺纹具有更好自锁性能的螺纹
- 对于传动用的螺纹，主要是要求螺旋副效率高，所以常用当量摩擦系数小的矩形、梯形、锯齿形螺纹，且升角尽可能地大一些，为此，线数也要尽可能地多一些。但线数过多，加工困难，所以，常用的线数为 2~3，最多到 4
  - 由  $\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)}$ ，增大到  $25^\circ$  以后，效率增加甚微，所以 4 线以上的螺纹较为少见

# 螺纹连接件及螺纹连接的基本类型

- 螺纹连接件的类型很多
  - 常用的螺纹连接件有螺栓、双头螺柱、螺钉、螺母和垫片等
  - 这些零件的结构形式和尺寸都已标准化（详见设计手册）
  - 要根据具体的工作条件及它们的结构特点合理地加以选用
- 螺纹连接的主要类型有
  - 螺栓连接
  - 双头螺柱连接
  - 螺钉连接
  - 紧定螺钉连接

# 螺栓连接

- 将螺栓杆穿过被连接件的孔，拧上螺母，将几个被连接件连成一体
  - 被连接件的孔不需切制螺纹，因而不受被连接件材料的限制
  - 通常用于被连接件不太厚，且有足够装配空间的情况
- 螺栓连接
  - 普通螺栓连接
    - 被连接件上的孔和螺栓杆之间有间隙，故孔的加工精度可以较低。其结构简单，装拆方便，应用广泛
  - 铰制孔用螺栓连接
    - 孔和螺栓杆之间常采用基孔制过渡配合，因而，孔的加工精度要求较高。一般用于需螺栓承受横向载荷或需靠螺栓杆精确固定被连接件相对位置的场合

## 螺栓连接有如下的尺寸关系

- 螺纹的余留长度 $l_1$ ，受拉螺栓连接
  - 受静载荷时， $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$
  - 受变载荷时， $l_1 \geq 0.75d$
  - 受冲击、弯曲载荷时， $l_1 \geq d$
- 受剪螺栓连接， $l_1$ 尽可能地小
- 螺纹的伸出长度 $a \approx (0.2 \sim 0.4)d$
- 螺栓的轴线到被连接件边缘的距离

$$e = d + (3 \sim 6)\text{mm}$$

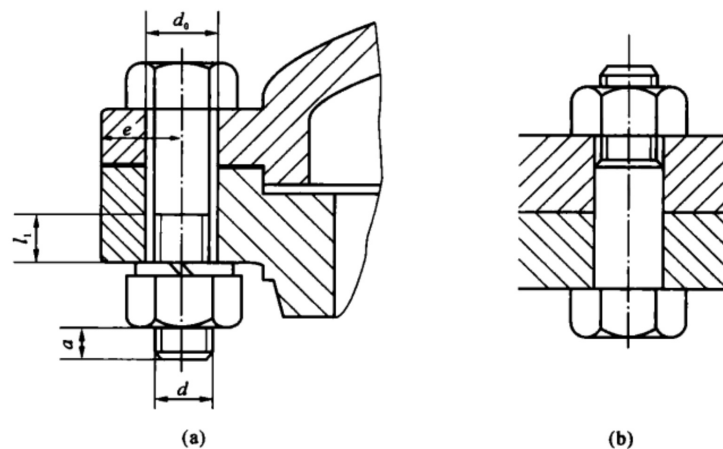


图 10-3 螺栓连接

(a) 普通螺栓连接；(b) 铰制孔用螺栓连接

## 双头螺柱连接

- 双头螺柱连接是将双头螺柱的一端旋紧在被连接件的螺纹孔中，另一端穿过另一（或其余几个）被连接件的孔，再旋上螺母，把被连接件连接成一体
  - 这种连接用于被连接件之一太厚，且需经常装拆或结构上受到限制不能采用螺栓连接的情况
- 为使连接可靠
  - 螺纹孔为钢或青铜时，取  $H \approx d$
  - 为铸铁时，取  $H \approx (1.25 \sim 1.5)d$
- 为了加工、装配方便，还需有如下的尺寸要求
  - 螺纹孔深度  $H_1 = H + (2 \sim 2.5)p$  ( $p$ 为螺距)
  - 钻孔的深度  $H_2 = H_1 + (0.5 \sim 1)d$

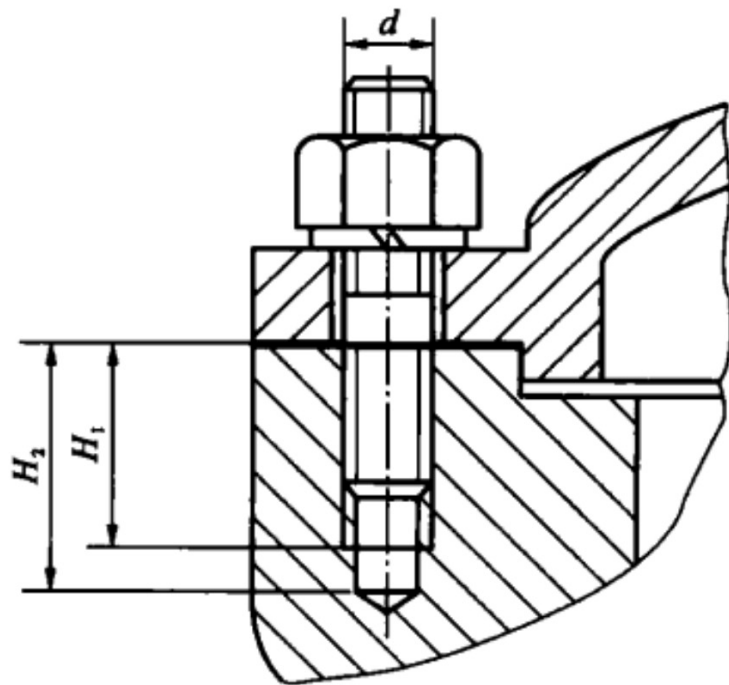


图 10-4 双头螺柱连接

# 螺钉连接与紧定螺钉连接

- 螺钉连接是不用螺母，直接将螺栓（或螺钉）旋入被连接件之一的螺纹孔内而实现的连接
  - 螺钉连接用于被连接件之一较厚的场合，但由于经常装拆容易使螺纹孔损坏，所以不宜用于需经常装拆的场合
  - 螺纹的旋入深度及螺纹孔的尺寸要求同双头螺柱
- 紧定螺钉连接是利用紧定螺钉旋入并穿过一零件，以其末端压紧或联入另一零件，用以固定两零件之间的相互位置，并可传递不大的力或扭矩多用于轴上零件的连接

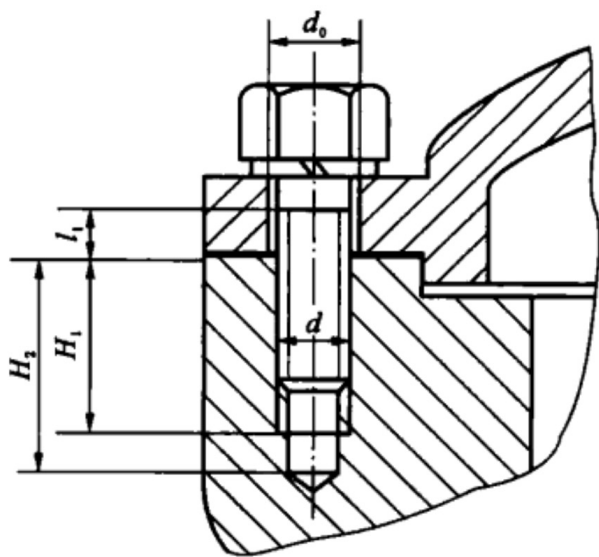


图 10-5 螺钉连接

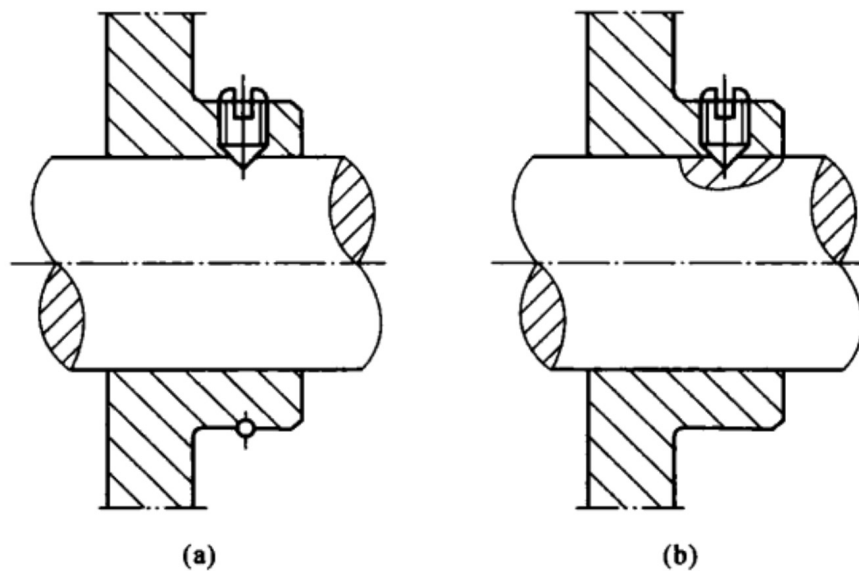


图 10-6 紧定螺钉连接

---

# 螺纹连接设计

# 螺纹连接的设计任务与主要目的

- 螺纹连接设计的主要任务是：
  - (1) 结构设计，包括确定螺纹连接的类型和螺栓（或螺钉、双头螺柱等）的分布
  - (2) 参数设计，确定螺纹连接件的尺寸
- 由于螺纹连接件均已标准化，所有螺纹连接件的尺寸，均可根据螺栓（或螺钉、双头螺柱等）的大径 $d$ 从手册中查得
  - 确定螺纹连接件尺寸的关键，亦即螺纹连接设计的主要任务之一，是要确定螺栓（或螺钉、双头螺柱等）的大径 $d$
- 螺纹连接结构设计的主要目的是
  - 要合理地确定连接接合面的几何形状、螺栓的布置形式和防松装置的结构，力求连接安全可靠、各螺栓和连接接合面间受力均匀、便于加工和装配

## 螺纹连接的结构设计

- (1) 连接接合面的几何形状应与机器的结构形状相适应。一般都设计成轴对称的简单几何形状，这样不但便于加工制造，而且便于对称布置螺栓，使连接的接合面受力比较均匀

- (2) 螺纹连接中，螺栓的数目推荐取为3、4、6、8、12等易于分度的数目，以利于划线钻孔。同一组螺栓的材料直径和长度应尽量相同，以简化结构和便于装配

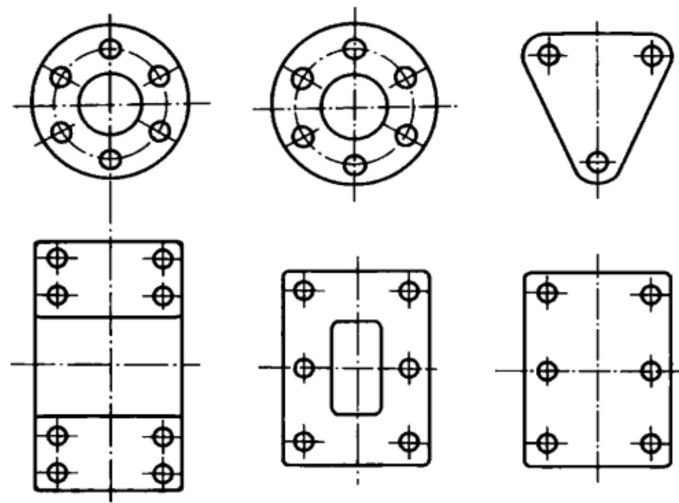


图 10-7 螺纹连接接合面常见的形状

- (3) 在螺纹连接中，螺栓应有合理的钉距、边距，注意留有足够的扳手空间。有关扳手空间的具体尺寸，可查阅有关手册。螺栓之间的钉距 $t$ 大致可按如下方式选取：

- 一般情况  $t = (5 \sim 8)d$
- 要求接合严格密封  $t = 2.5d$
- 对接合面无要求时  $t = 10d$

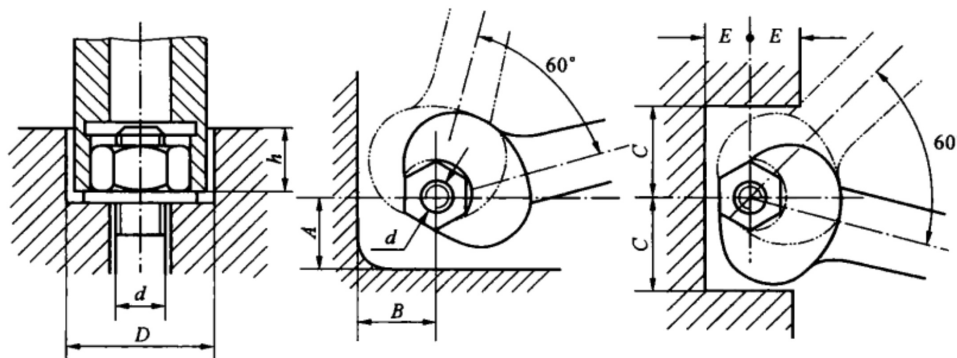


图 10-8 拆装螺栓的扳手空间



## 螺纹连接的结构设计

- (4) 螺栓头、螺母与底面的支承面应平整并与螺栓轴线相垂直，以免引起偏心载荷而削弱螺栓的强度。为此，可将被连接件上的支承面做成凸台或沉头座等
- (5) 在螺纹连接中，一般都应设计有可靠的防松装置

连接用的三角形螺纹，般都有自锁作用，此外，螺纹连接中还存在支承面的摩擦力矩。因此，在常温和静载下，螺纹连接一般不会自行松脱

在冲击、振动和变载荷作用下，螺纹之间的摩擦力可能瞬时消失，连接有可能自松，从而影响正常工作，甚至发生严重事故

当温度变化较大或在高温条件下工作时，由于螺栓与被连接件的温度变形差或材料的蠕变，也可能发生连接的自松。因此，设计螺纹连接时，必须考虑防松

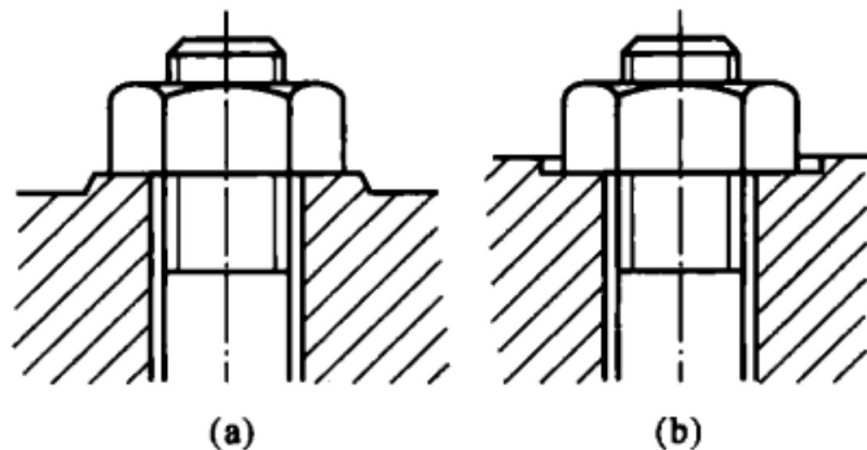


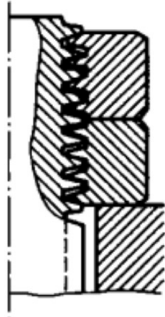
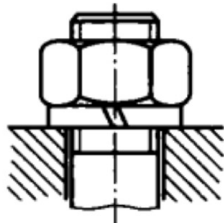
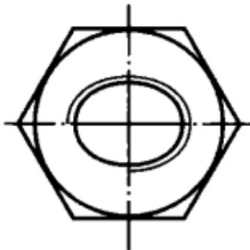

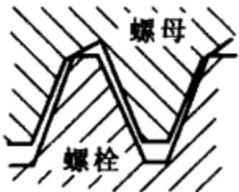
图 10-9 凸台与沉头座

(a) 凸台；(b) 沉头座

## 螺纹连接的结构设计

- 防松的根本问题是防止螺纹副的相对转动
- 防松的措施很多，按其工作原理，主要分为：
  - 摩擦防松
  - 机械防松
  - 破坏螺纹副之间的关系防松
- 相应的防松原理和方法如表所示

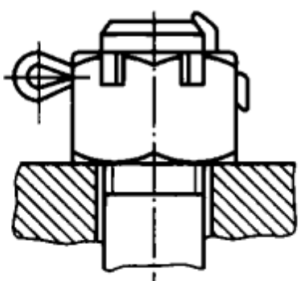
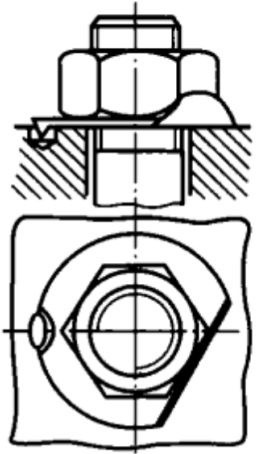
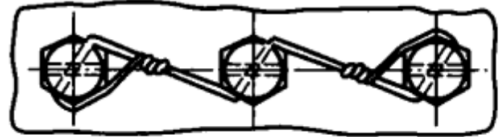
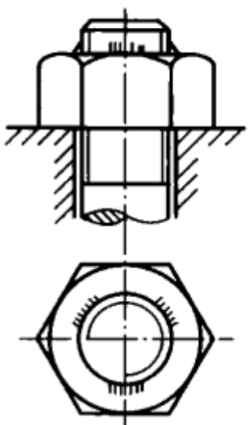
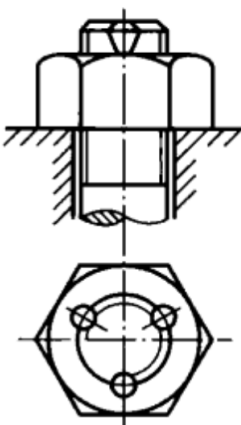
表 10-1 防松原理和方法

防松原理	防松装置或方法		
利用摩擦 (使螺纹副中有不随连接载荷而变的压力,因而始终有摩擦力矩防止相对转动。压力可由螺纹副纵向或横向压紧而产生)	<p>对顶螺母</p> 	<p>弹簧垫圈</p> 	
	<p>两螺母对顶拧紧,螺栓旋合段受拉而螺母受压,从而使螺纹副纵向压紧</p>	<p>利用拧紧螺母时,垫圈被压平后的弹性力使螺纹副纵向压紧</p>	
	<p>金属锁紧螺母</p> 	<p>尼龙圈锁紧螺母</p> 	<p>楔紧螺纹锁紧螺母</p> 
	<p>利用螺母末端椭圆口的弹性变形箍紧螺栓,横向压紧螺纹</p>	<p>利用螺母末端的尼龙圈箍紧螺栓,横向压紧螺纹</p>	<p>利用楔紧螺纹,使螺纹副纵横压紧</p>

# 螺纹连接设计

## 螺纹连接的结构设计

- 防松的根本问题是防止螺纹副的相对转动
- 防松的措施很多，按其工作原理，主要分为：
  - 摩擦防松
  - 机械防松
  - 破坏螺纹副之间的关系防松
- 相应的防松原理和方法如表所示

防松原理	防松装置或方法		
<p>直接锁住 (利用便于更换的金属元件约束螺纹副)</p>	<p>开口销与槽形螺母</p>  <p>利用开口销使螺栓螺母相互约束</p>	<p>止动垫片</p>  <p>垫片约束螺母而自身又约束在被连接件上(此时螺栓应另有约束)</p>	<p>串联金属丝</p>  <p>利用金属丝使一组螺钉头部相互约束,当有松动趋势时,金属丝更加拉紧</p>
<p>破坏螺纹副关系 (把螺纹副转变为非运动副,从而排除相对转动的可能)</p>	<p>焊住</p> 	<p>冲点</p> 	<p>粘合</p> <p>在螺纹副间涂金属粘接胶</p>

## 螺纹连接的参数设计

- 根据螺栓连接受载前是否旋紧螺母，使螺栓承受预紧力  $F'$  和螺纹间摩擦力矩  $T$  的作用
  - 松螺栓连接（不受预紧力  $F'$  和螺纹间摩擦力矩  $T$  的作用）
  - 紧螺栓连接（受预紧力  $F'$  和螺纹间摩擦力矩  $T$  的作用）
  
- 吊钩螺栓连接为松螺栓连接（起重机或起重滑轮上常用这种螺栓连接），其工作时只受工作拉力的作用，即螺栓所受的总拉力下是工作拉力  $F$
  
- 紧螺栓连接的受力分析
  - 根据螺栓连接中用于直接平衡外载荷的力不同
    - 1) 靠被连接件接合面间的摩擦力承受外载荷的螺栓连接
    - 2) 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接
    - 3) 靠螺栓自身剪切变形承受外载荷的螺栓连接

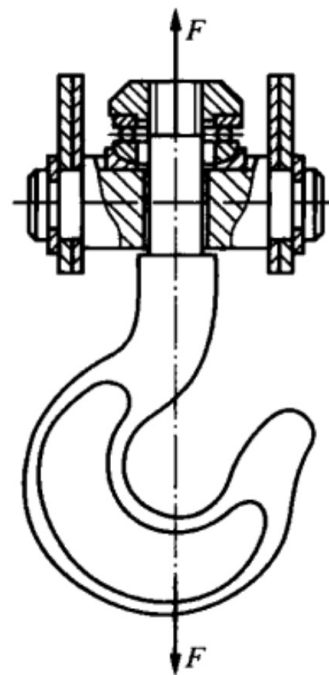


图 10-10 吊钩螺栓连接

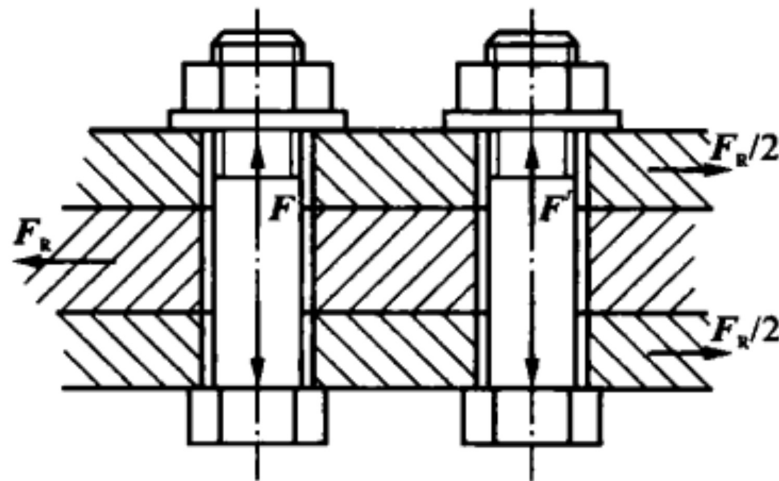
## 靠被连接件接合面间的 承受外载荷的螺栓连接 (1)

- 图示为一种靠被连接件接合面间的摩擦力承受外载荷的螺栓连接

- 螺栓杆与被连接件上的孔壁之间有间隙（这样，螺栓的精度和孔的精度均可较低，可降低制造成本）
- 其特点是，螺栓不直接承受外载荷，靠螺栓旋紧后使被连接件之间产生正压力，进而产生摩擦力来抵抗外载荷（属紧螺栓连接）

- 因此，这类螺纹连接受载后，螺栓仅受因旋紧螺母而产生的预紧力为  $F'$  和螺纹间的摩擦力矩  $T_1$  的作用，其中

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

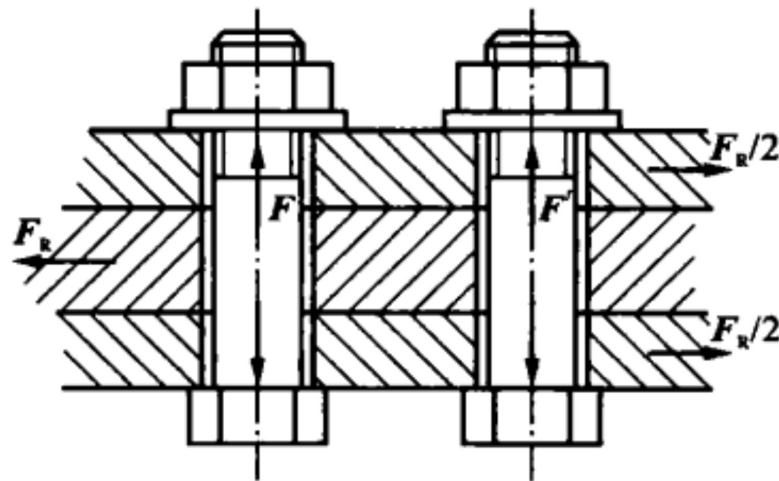


预紧力  $F'$  使螺栓危险截面上产生拉应力  $\sigma$ ，摩擦力矩  $T_1$  则使螺栓危险截面上产生剪应力  $\tau$ 。

根据第四强度理论，两种应力可用一种当量拉应力表示

## 靠被连接件接合面间的 承受外载荷的螺栓连接 摩擦力 (2)

- 经理论分析，对于M10~M68的普通螺栓，摩擦力矩的作用相当于使拉伸载荷增大30%
  - 即可将 $F'$ 增大30%来考虑 $T_1$ 的影响，认为螺栓所受的当量拉力为 $F_v = 1.3F'$
  - 对于这类连接，受力分析的目的是要确定螺栓上所受预紧力 $F'$
- 下面仅以接合面为平面，横向载荷 $F_R$ 的作用线与螺栓轴线垂直，并通过螺栓组的对称中心的螺栓连接为例，分析如何确定其预紧力 $F'$ 
  - 对于这类连接，设计时，通常是以连接的接合面不滑移作为计算准则
  - 根据力的平衡条件，有 $F'\mu zm > K_f R$



由此，可求得每个螺栓的预紧力为

$$F' = \frac{K_f R}{\mu zm}$$

- $\mu$ : 接合面间的摩擦系数，查表
- $z$ : 螺栓个数
- $m$ : 接合面对数
- $K_f$ : 考虑摩擦传力的可靠性系数， $K_f = 1.1 \sim 1.3$

## 靠被连接件接合面间的 承受外载荷的螺栓连接 (3)

- 这种连接螺栓的旋紧力往往很大
  - 若  $z = 1$ 、 $m = 1$ ，取  $\mu = 0.1$ ， $K_f = 1.2$ ，则  $F' = 12R$

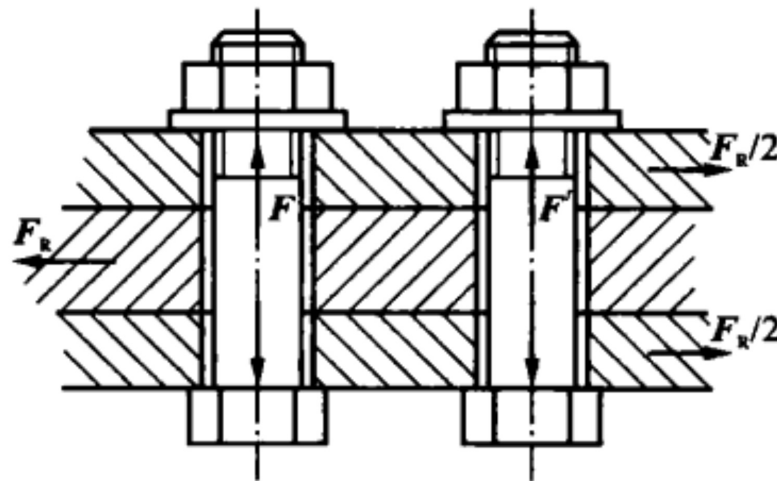


表 10-2 连接接合面间的摩擦系数

被连接件	接合面的表面状态	摩擦系数 $\mu$
钢或铸铁零件	干燥的机加工表面	0.10~0.16
	有油的机加工表面	0.06~0.10
钢结构构件	经喷砂处理	0.45~0.55
	涂覆锌漆	0.35~0.40
	轧制、经钢丝刷清理浮锈	0.30~0.35
铸铁对砖料、混凝土或木材	干燥表面	0.40~0.45

由此，可求得每个螺栓的预紧力为

$$F' = \frac{K_f R}{\mu z m}$$

- $\mu$ : 接合面间的摩擦系数，查表
- $z$ : 螺栓个数
- $m$ : 接合面对数
- $K_f$ : 考虑摩擦传力的可靠性系数， $K_f = 1.1 \sim 1.3$

## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- 进行这类螺栓连接的受力分析时，为了简化计算，假定：
  - (1) 在螺栓连接中，各螺栓的拉伸刚度和预紧力大小均相同
  - (2) 螺栓工作时所受的应力在其材料的弹性范围之内

- 图示为一受拉螺栓连接的实例  
(连接压力容器的螺栓连接)

- 这种螺栓连接的特点是，连接受载后，螺栓组中每个螺栓（或受载最大的某些螺栓）被拉伸，且直接平衡外载荷

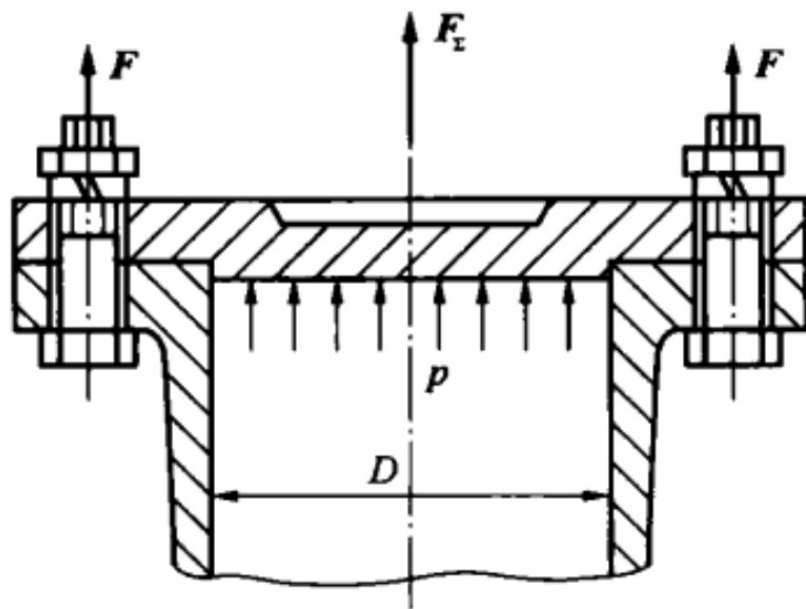


图 10-13 连接压力容器的螺栓连接



## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- 下面讨论这类螺栓连接工作时所受的总拉力
  - 这类螺栓连接，安装时必须拧紧，这时，螺栓受预紧力 $F'$ 和螺纹间的摩擦力矩 $T_1$ 的作用
  - 承受工作拉力 $F$ 后，由于螺栓和被连接件的弹性变形，螺栓所受的总拉力不等于预紧力 $F'$ 和工作拉力 $F$ 之和，其大小与螺栓的刚度 $C_1$ ，被连接件刚度 $C_2$ 等因素有关系
  - 当螺栓和被连接件的应变在弹性范围内时，各零件的受力可根据静力平衡和变形协调关系来确定

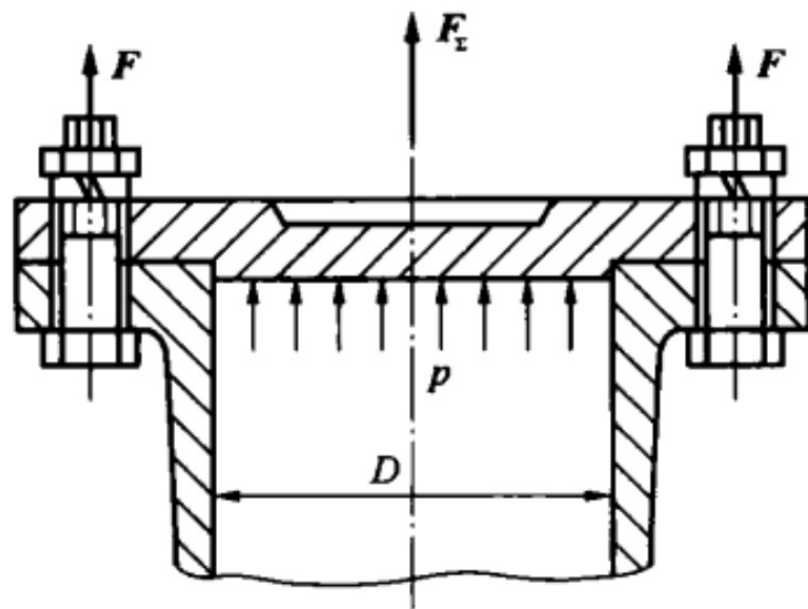


图 10-13 连接压力容器的螺栓连接

# 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- 图示为一靠螺栓自身的拉伸变形直接承受外载荷的单个螺栓连接的受力变形图
  - 螺栓受预紧力 $F'$ 和轴向工作拉力 $F$ 作用

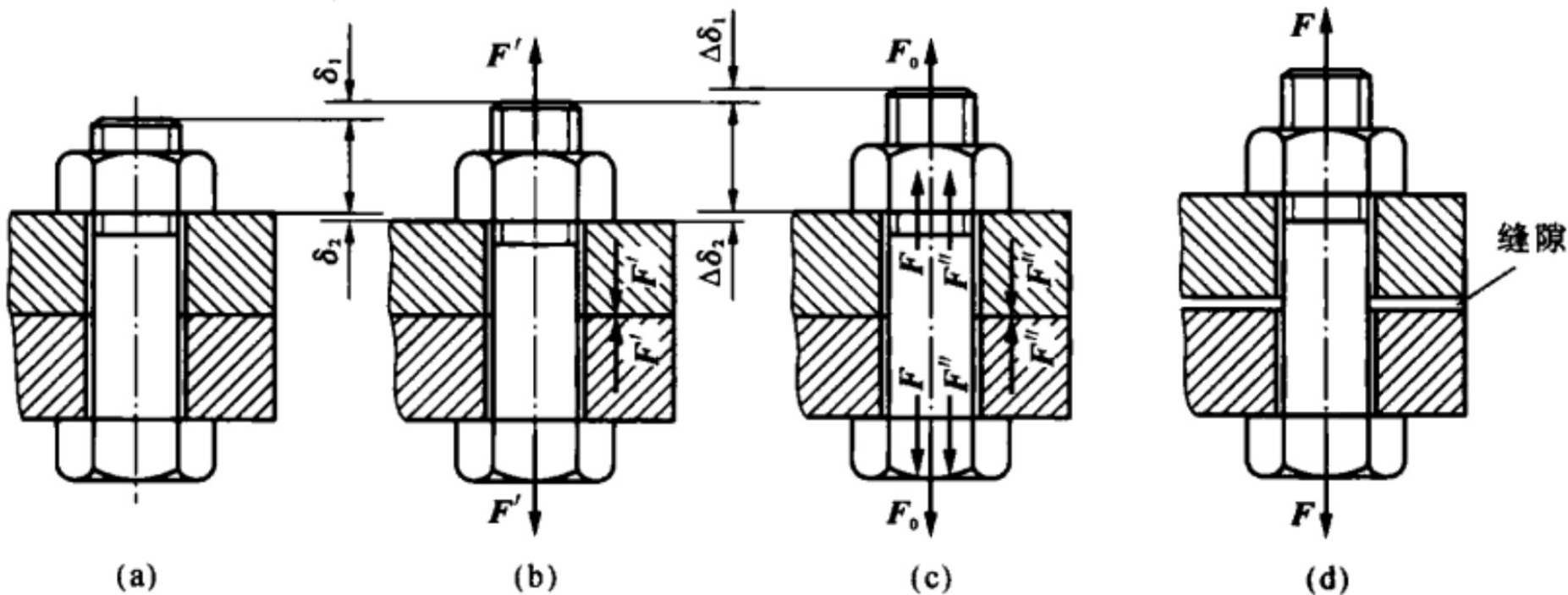
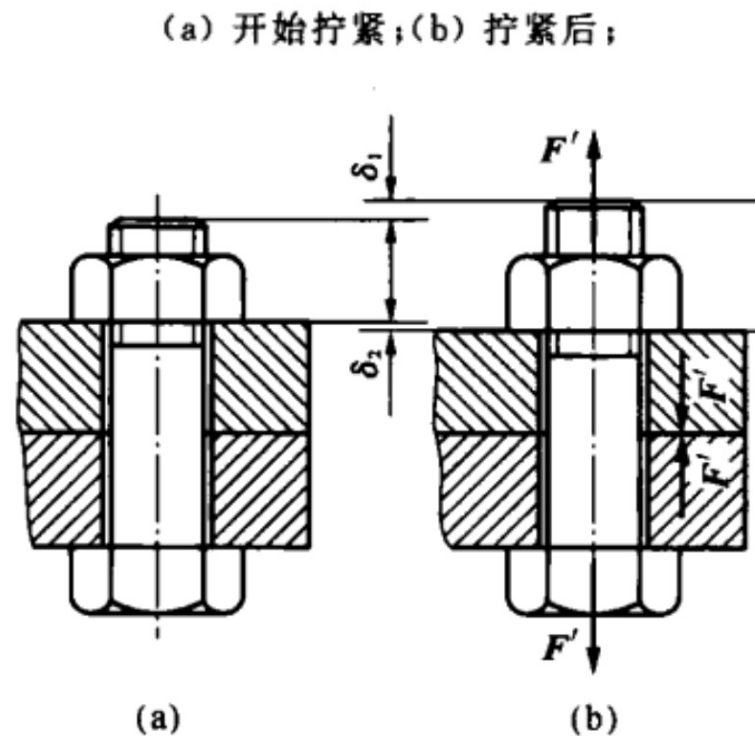


图 10-14 螺栓和被连接件的受力与变形

(a) 开始拧紧;(b) 拧紧后;(c) 受工作载荷时;(d) 工作载荷过大时

## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

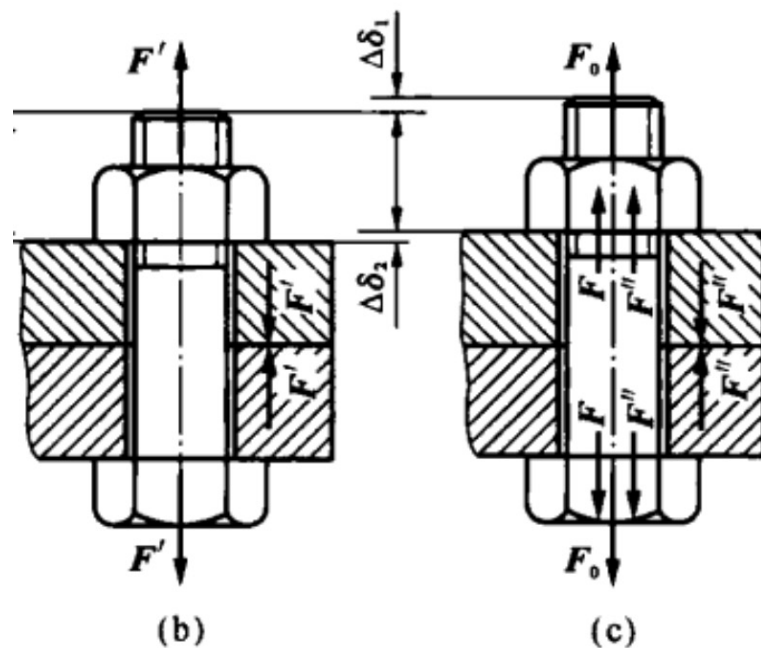
- (a) 为螺母刚好拧到与被连接件接触，此时螺栓与被连接件均未受力，因而也不产生变形
- (b) 为螺母已拧紧，但尚未承受工作拉力的情况，这时，螺栓受预紧力  $F'$  的作用
  - 在预紧力  $F'$  的作用下，螺栓产生伸长变形  $\delta_1$ ，被连接件产生压缩变形  $\delta_2$
  - 根据静力平衡条件，虽然螺栓所受的拉力与被连接件所受的压力大小相等，并均为  $F'$  但由于一般两者刚度不同，所以它们的变形不同 ( $\delta_1 \neq \delta_2$ )



## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- (c) 螺栓受工作拉力 $F$ 后的情况
  - 这时，螺栓拉力增大到 $F_0$ ，拉力增量为 $F_0 - F'$ ，伸长增量为 $\Delta\delta_1$ ，
  - 而被连接件随之部分放松，其受压力减小到 $F''$ （称为剩余预紧力），压缩减量 $\Delta\delta_2$
- 由于连接件和被连接件变形的相互制约和协调，被连接件压缩变形的减量等于连接件（即螺栓）拉伸变形的增量，也就是： $\delta_1 = \delta_2$
- 从而可知，紧螺栓连接受轴向载荷后，被连接件由于部分（亦可能全部）恢复弹性变形，因而，其反作用在螺栓上的力已不是原来的预紧力 $F'$ ，而是剩余预紧力 $F''$

(b) 拧紧后；(c) 受工作载荷时；



所以，这类螺栓连接，螺栓所受的总拉力 $F_0$ 应等于剩余预紧力 $F'$ 与工作拉力 $F$ 之和，即 $F_0 = F' + F$

## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

### • (c) 螺栓受工作拉力 $F$ 后的情况

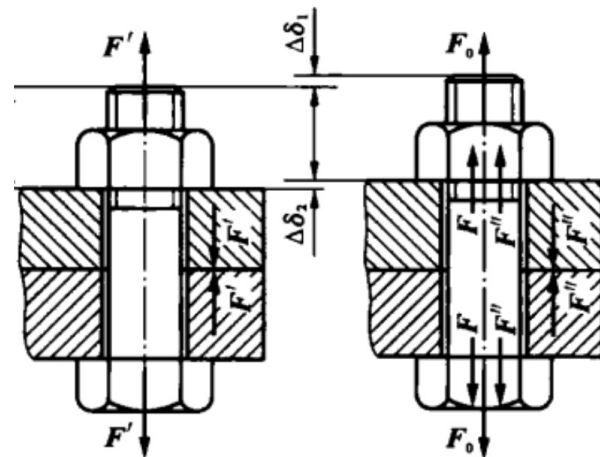
• 由下图分析可知

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

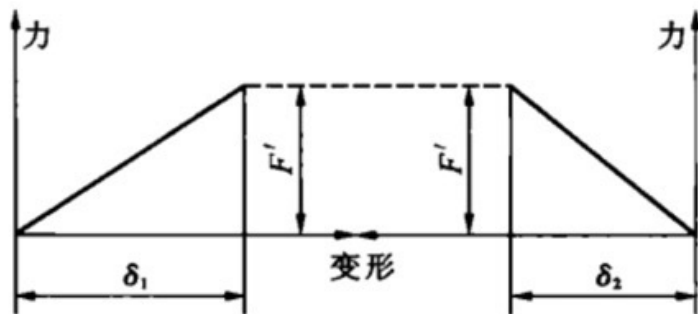
$$\bullet F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1+C_2} F$$

•  $\frac{C_1}{C_1+C_2}$  为相对刚度

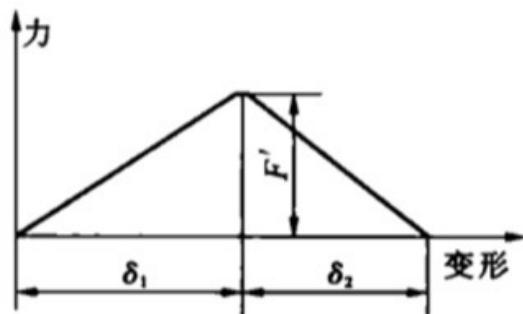
• 其大小与螺栓及被连接件的材料、结构、尺寸和垫片等因素有关，其值在0~1之间



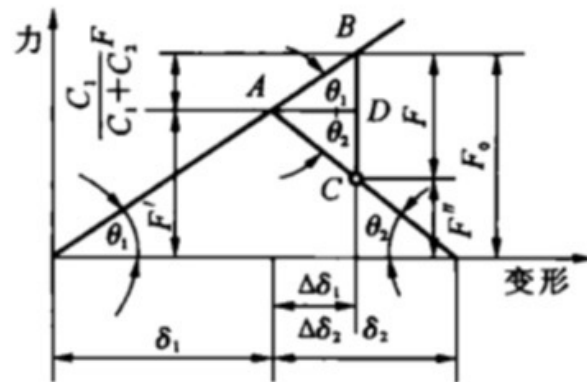
(b) 拧紧后; (c) 受工作载荷时;



(a)



(b)



(c)

图 10-15 螺栓和被连接件的力与变形的关系

(a) 拧紧时; (b) (a)图中两线并拢; (c) 受工作载荷时

## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- (c) 螺栓受工作拉力  $F$  后的情况
  - $F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1+C_2} F$  ( $\frac{C_1}{C_1+C_2}$  为相对刚度, 其值在 0~1 之间)
  - $F_0 \approx F'$ 
    - 若被连接件的刚度  $C_2$  很大 (或采用刚性薄垫片), 而螺栓的刚度  $C_1$  很小 (如采用细长或空心螺栓) 时, 则相对刚度趋于零
  - $F_0 \approx F' + F$ 
    - 反之, 相对刚度趋于 1

- 为降低螺栓的受力, 提高螺栓连接的承载能力, 应使  $\frac{C_1}{C_1+C_2}$  尽可能小一些
  - 可以通过计算或实验确定

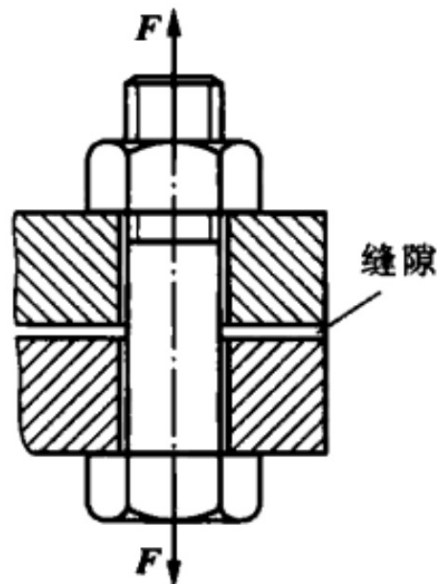
表 10-3 螺栓的相对刚度

被连接件(为钢时)所用垫片类别	$C_1/(C_1+C_2)$
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

## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- (d) 螺栓工作载荷过大时连接出现间隙的情况，这是不允许的
  - 为保证连接的刚性或紧密性， $F''$  应大于零
  - 下表给出了不同情况下剩余预紧力的大致范围，可供选择  $F''$  时参考
  - 由于这类螺栓连接属紧螺栓连接，考虑到有可能在工作载荷下拧紧螺母，螺纹间还将产生摩擦力矩  $T_1$ ，由于  $T_1$  的作用，将使螺栓所受的拉伸载荷增大30%，即螺栓所受的当量拉力应为  $F_v = 1.3F_0$

(d) 工作载荷过大时



(d)

表 10-4 剩余预紧力  $F''$  与工作载荷  $F$  的关系

一般连接	工作载荷稳定	$F'' = (0.2 \sim 0.6)F$
	工作载荷变化	$F'' = (0.6 \sim 1.0)F$
有紧密性要求		$F'' = (1.5 \sim 1.8)F$
地脚螺栓连接		$F'' \geq F$

## 靠螺栓自身拉伸变形承受外载荷的螺栓连接

- 对于图示的受拉螺栓连接，螺栓均匀分布，工作拉力 $F_{\Sigma}$ 的作用线与螺栓的轴线平行，且通过螺栓连接的形心，
  - 所以，每个螺栓所受的工作拉力相等，其大小为
    - $F = \frac{F_{\Sigma}}{z}$
    - $z$ : 螺栓数目
- 对于各种不同的螺栓连接，螺栓所受的拉力，均可根据力的平衡和变形协调关系求得

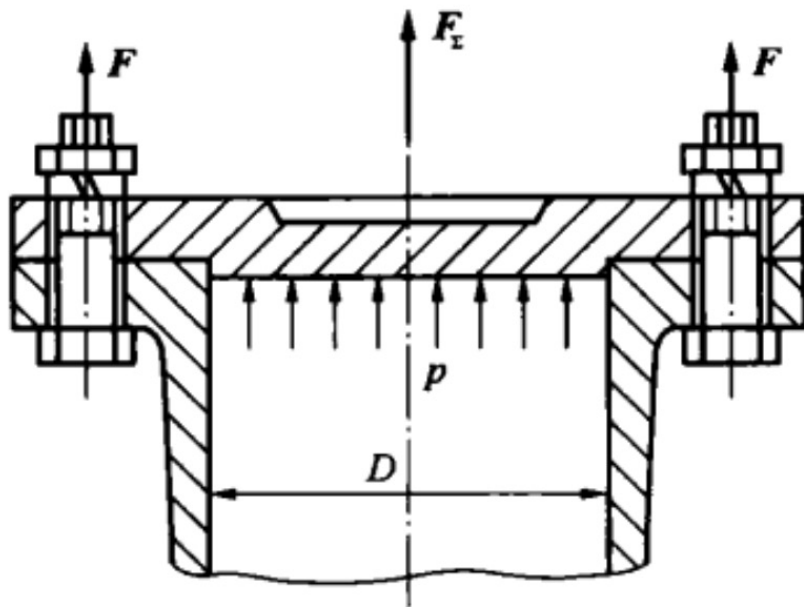


图 10-13 连接压力容器的螺栓连接





# ME303: 机械设计

## 2022年秋季

谢谢~

宋超阳  
南方科技大学