

# 键 联 接

键联接1

## 一、键联接的分类、结构型式及应用

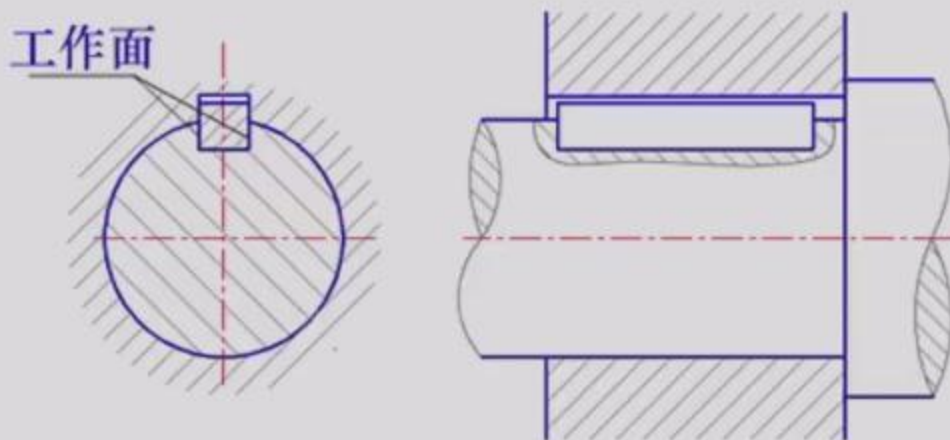
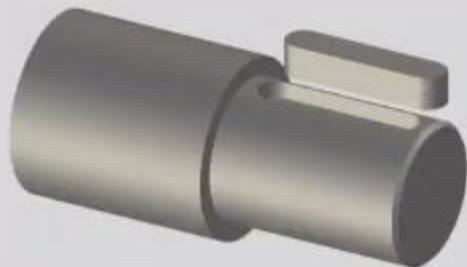
### 1. 平键联接

平键的两侧面是工作面，上表面与轮毂上的键槽底部之间留有间隙，键的上、下表面为非工作面。工作时靠键与键槽侧面的挤压来传递扭矩，故定心性较好。

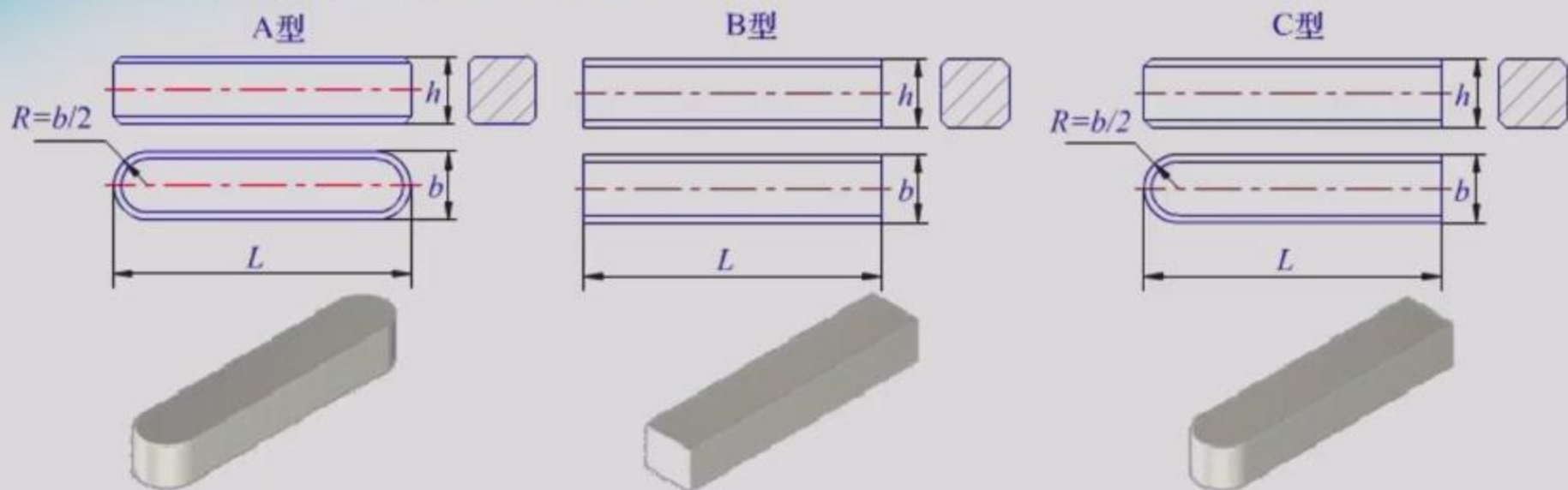
轴上键槽可用指状铣刀或盘状铣刀加工，轮毂上的键槽可用插削或拉削。

根据用途，平键又可分为

- 普通平键
- 导向平键
- 滑键



普通平键按构造分，有圆头（A型）、平头（B型）以及单圆头（C型）三种，其结构形式如下图所示：

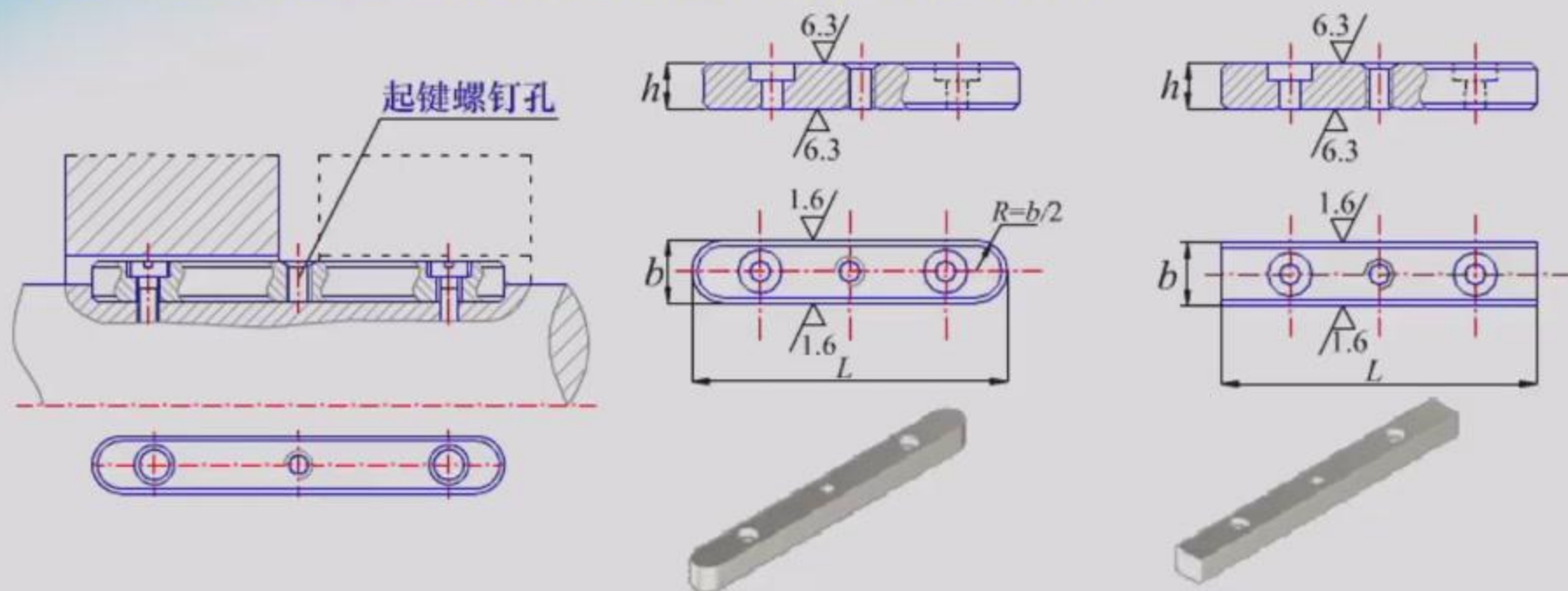


A型平键的轴槽用端铣刀加工，键在槽中固定良好，但轴上键槽引起的应力集中较大；

B型平键用于盘铣刀加工的轴槽，轴的应力集中较小；

C型平键常用于轴端与毂类零件联接，与A型平键一样，其圆头部分的侧面与键槽并不接触，未能充分利用。

当被联接的毂类零件在工作中必须在轴上作轴向移动时，则可采用导向平键。导向平键是一种较长的平键，结构型式如下图：



导向平键联接

A型导向平键

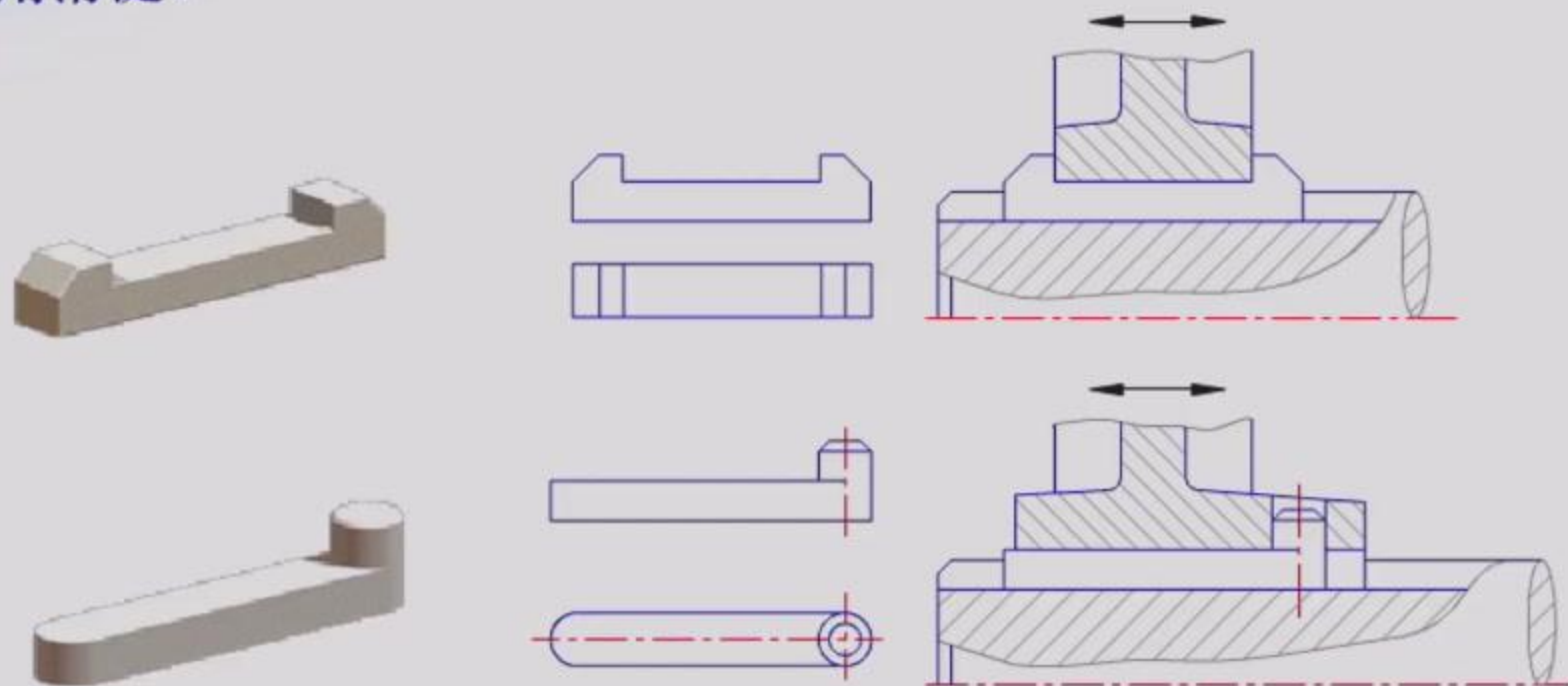
B型导向平键

键用螺钉固定在轴上，键与轮毂键槽为间隙配合，轴上零件能做轴向移动。为了拆卸时方便，设有起键螺钉孔，以便拧入螺钉使键退出键槽。

用于轴上零件轴向移动量不大的场合，如变速箱中的滑移齿轮。



当零件需滑移的距离较大时，因所需导向平键的长度过大，制造困难，故宜采用滑键。

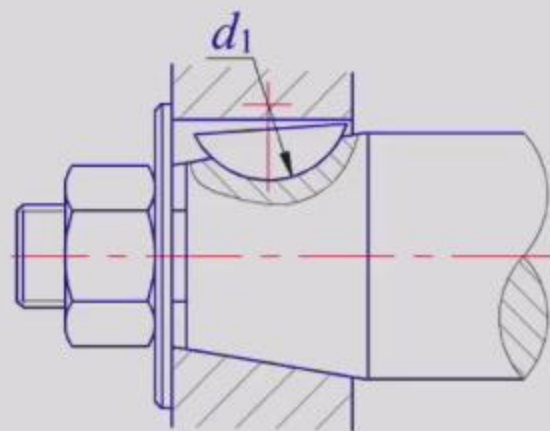


滑键联接（键槽已截短）

滑键固定在轮毂上，轴上零件带键在轴上的键槽中作轴向移动。  
滑键主要用于轴上零件移动量较大的场合。

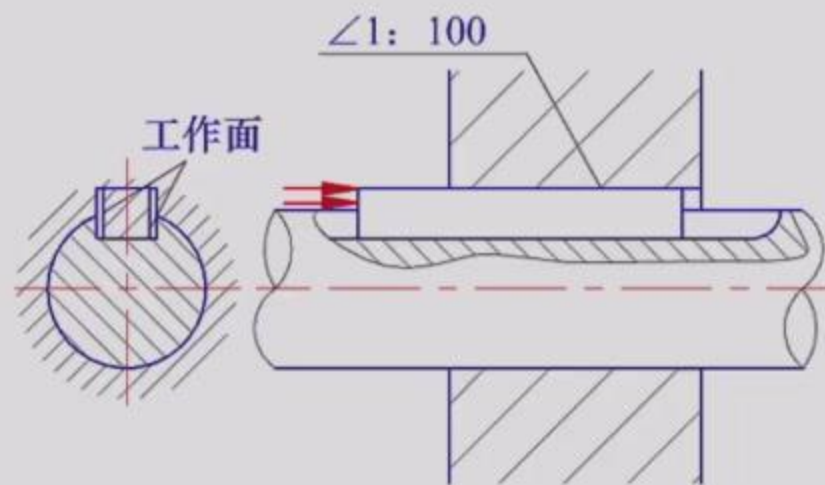
## 2. 半圆键联接

键呈半圆形，其侧面为工作面，键能在轴上的键槽中绕其圆心摆动，以适应轮毂上键槽的斜度，安装方便工艺性好，但对轴的强度削弱较大。常用与锥形轴端渔轮故的联接。



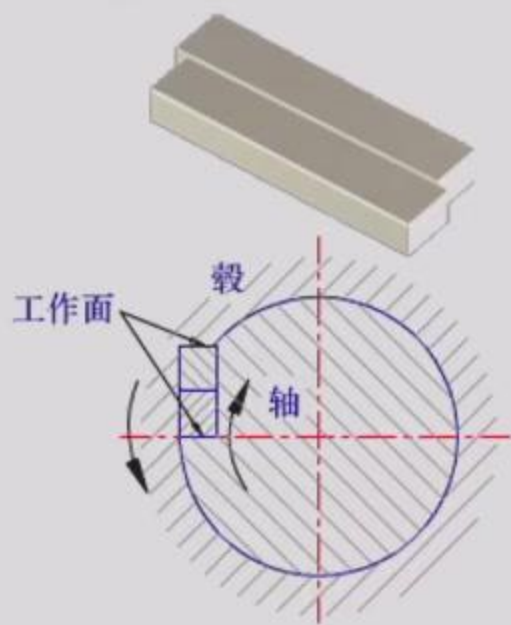
## 3. 楔键联接

楔键的上、下表面为工作面，两侧面为非工作面。键的上表面与键槽底面均有 1:100 的斜度。工作时，键的上下两工作面分别与轮毂和轴的键槽工作面压紧，靠其摩擦力和挤压传递扭矩。用于精度要求不高，低速时传递较大的双向的或有振动的场合。

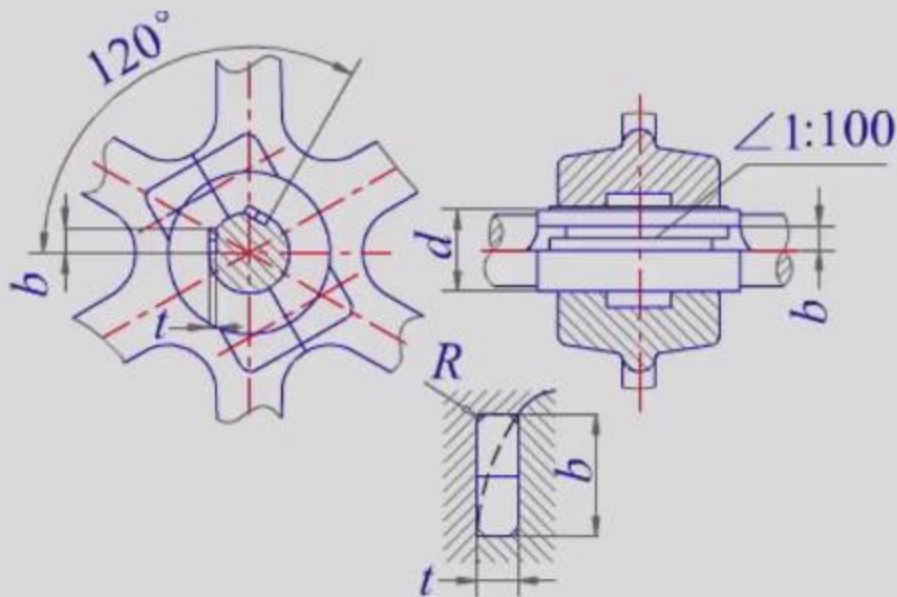


#### 4. 切向键

由两个斜度为1:100的楔键组成。一个切向键只能传递一个方向的转矩，传递双向转矩时，须用互成 $120^\circ \sim 130^\circ$ 角的两个键。对轴的强度削弱较大。用于传递载荷大，对中性要求不高的场合。多用于直径大于100mm的轴。



传递单向扭矩



传递双向扭矩



## 二、键的选择和强度校核

### 1. 键的尺寸选择

平键的尺寸主要是键的截面尺寸 $b \times h$ 及键长 $L$ 。

$b \times h$ 根据轴径 $d$ 由标准中查得，键的长度参考轮毂的长度确定，一般应略短于轮毂长，并符合标准中规定的尺寸系列。

### 2. 平键联接的失效和强度校核

对于普通平键联接（静联接），其主要失效形式是工作面的压溃，有时也会出现键的剪断，但一般只作联接的挤压强度校核。

对于导向平键联接和滑键联接，其主要失效形式是工作面的过度磨损，通常按工作面上的压力进行条件性的强度校核计算。

设键侧面的作用力沿键的工作长度和高度均匀分布，则普通平键的强度条件为：

$$\sigma_p = \frac{F}{kl} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p]$$

导向平键和滑键联接的强度条件为：

$$p = \frac{2T}{kld} \leq [p]$$

式中：  $k \approx \frac{h}{2}$

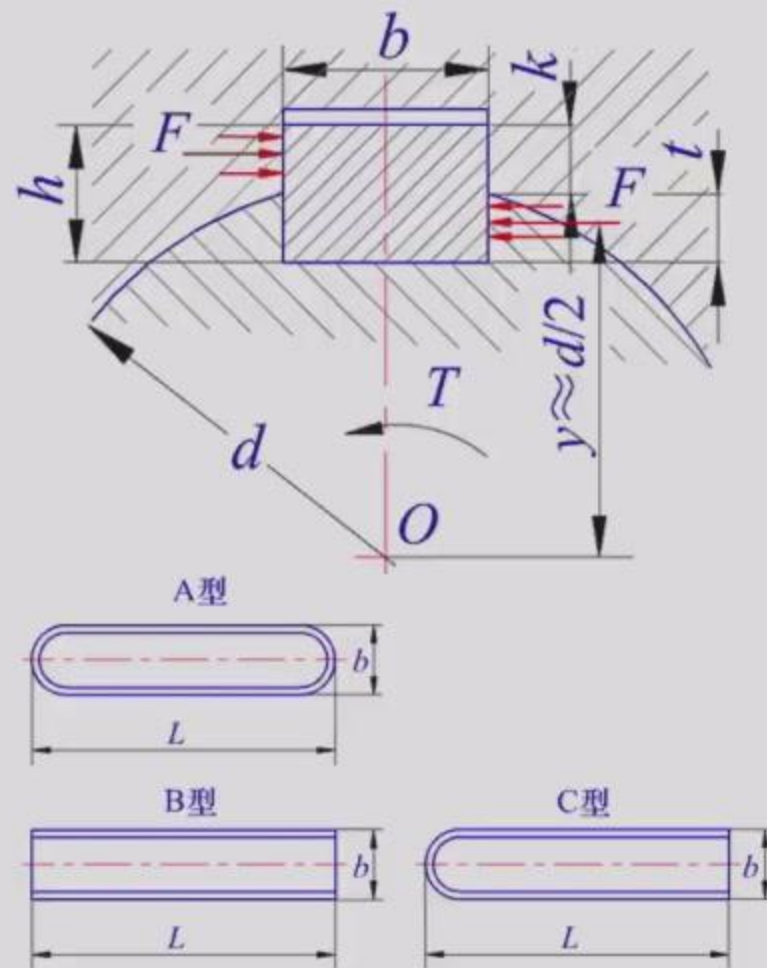
$l = L - b$  (圆头平键)

$l = L$  (平头平键)

$l = L - \frac{b}{2}$  (单圆头平键)

$[\sigma_p]$ 、 $[p]$ 为许用应力与许用压力

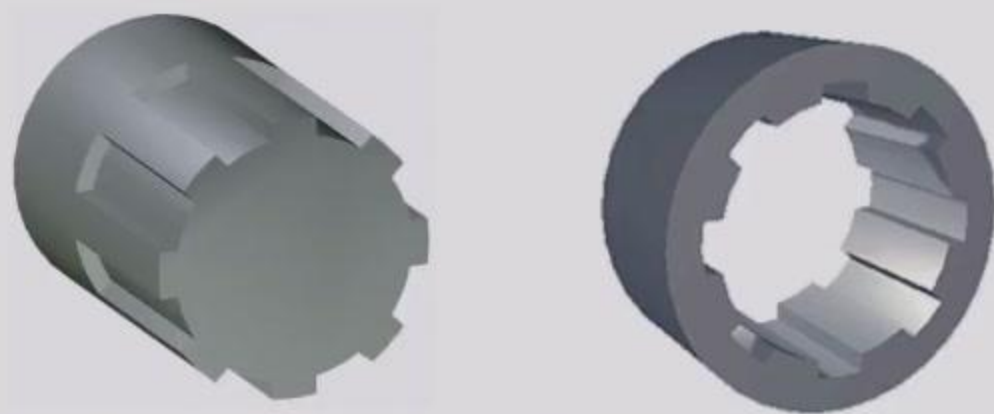
当强度不足时，可适当增加键长或采用两个键按180°布置。考虑到两个键的载荷分布不均匀性，在强度校核中可按1.5个键计算。





# 花键联接

花键联接是将具有均布的多个凸齿的轴置于轮毂相应的凹槽中所构成的联接。其工作面是键齿侧。



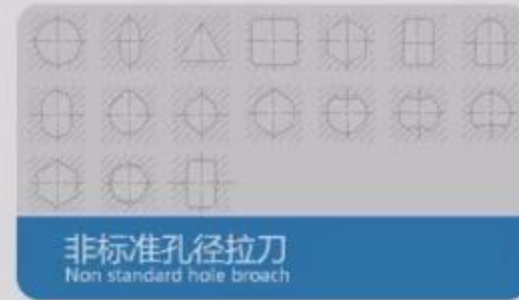
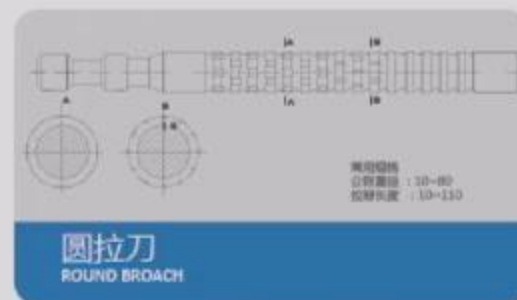
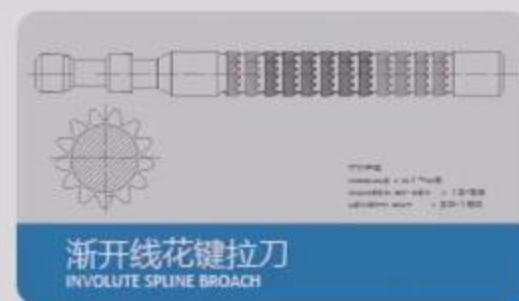
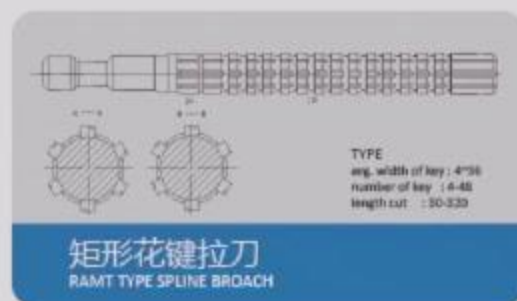
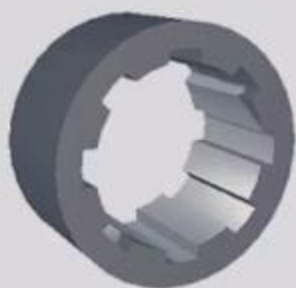
花键联接是多齿传递载荷，故比平键联接的承载能力高，定心性和导向性好，对轴的削弱小(齿浅、应力集中小)；

花键联接一般用于定心精度要求高和载荷较大的地方。

花键加工需用专门的设备和工具，成本较高。

花键联接按齿形不同，可分为矩形花键和渐开线花键两类，且均已标准化。

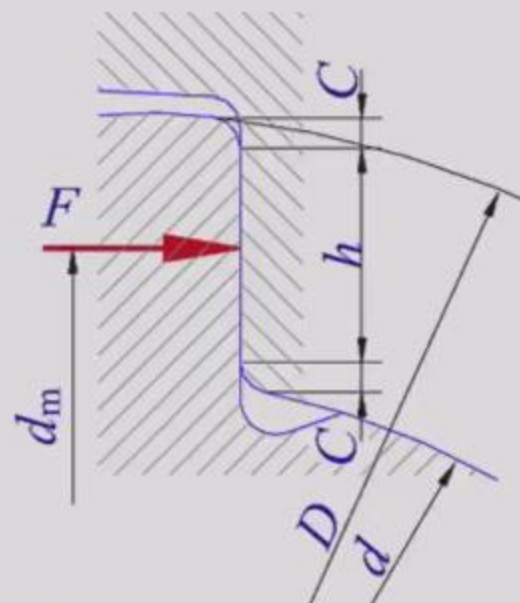
# 花键加工



## 花键联接强度计算

花键联接的受力情况如右图。其主要失效形式仍是工作面被压溃（静联接）或工作面过度磨损（动联接）。

强度计算时，假定载荷在键的工作面上均匀分布，且压力的合力 $F$ 作用在平均直径 $d_m$ 处，并引入载荷分配不均匀系数 $\psi$ ，则花键联接的强度校核式为：



静联接: 
$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [\sigma_p]$$

动联接: 
$$p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [p]$$

上两式中:  $\psi = 0.7 \sim 0.8$

键的工作高度为:

矩形花键 
$$h = \frac{D - d}{2} - 2C$$

渐开线花键  $\alpha = 30^\circ$  ,  $h = m$

$\alpha = 45^\circ$  ,  $h = 0.8m$

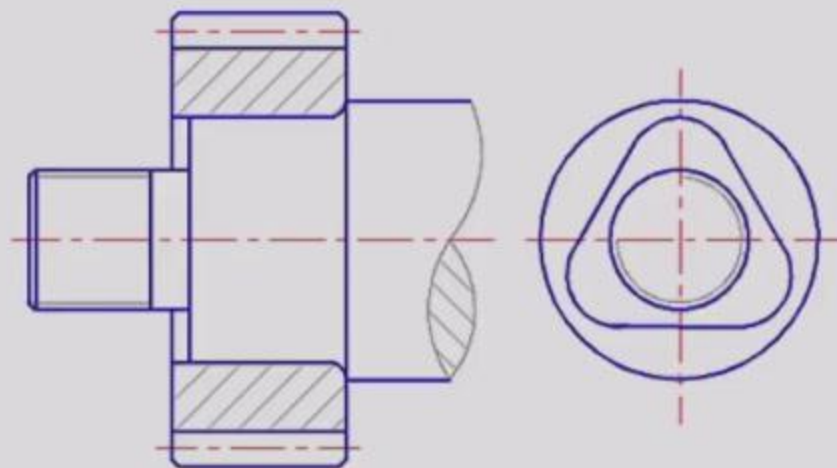
$[\sigma_p]$ 、 $[p]$ 为花键联接的许用挤压应力和许用压力



# 无键联接

## 一、型面联接

型面联接是用非圆截面的柱面体或锥面体的轴与相同轮廓的毂孔配合以传递运动和转矩的可拆联接，它是无键联接的一种型式。



由于型面联接要用到非圆形孔，以前因其加工困难，限制了型面联接的应用。

在家用机械、办公机械等中，采用了大量的压铸、注塑零件。要注塑出各种各样的非圆形孔是毫无困难的，故型面联接的应用获得了发展。应用较多的是带切口圆形和正六边形型面。

## 二、胀紧联接

胀紧联接是在毂孔与轴之间装入胀紧联接套（简称胀套），在轴向力作用下，同时胀紧轴与毂而构成的一种静联接。

胀套的尺寸选择：

各型胀套已标准化，选用时可根据轴、毂尺寸及传递载荷大小，从标准中选择合适的型号和尺寸。

选择时应满足：

传递转矩时  $T \leq [T]$

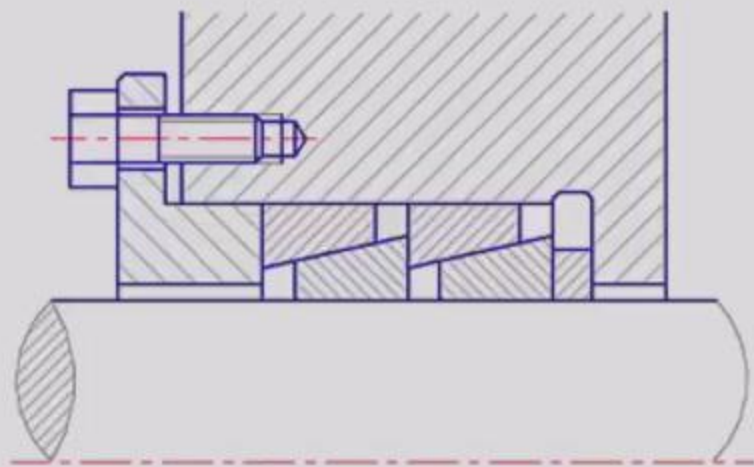
传递轴向力时  $F_a \leq [F_a]$

传递联合作用的转矩和轴向力时  $F_R = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq [F_a]$

当一个胀套不满足要求时，可用两个以上的胀套串联使用，此时总的额定载荷为：

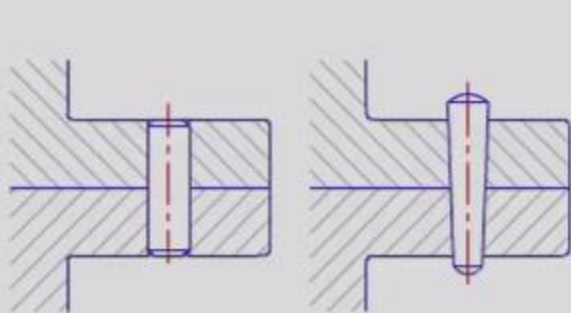
$$[T_m] = m[T]$$

$m$ 为额定载荷系数。

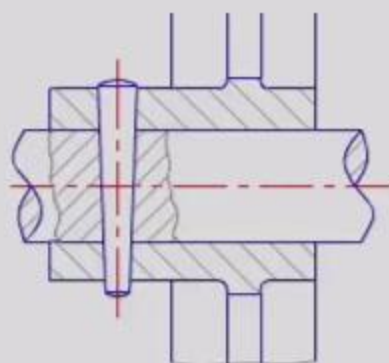


销联接主要用于确定零件之间的相互位置，并可传递不大的载荷。也可用于轴和轮毂或其他零件的联接。

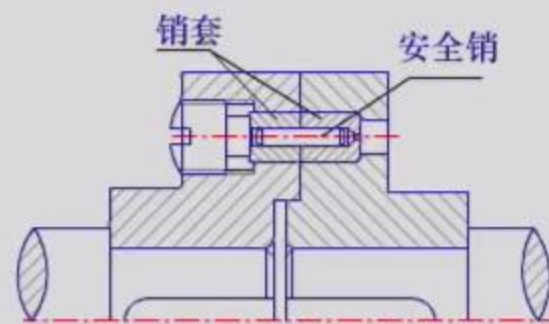
根据销的用途不同，一般有：定位销、联接销、安全销。



a) 定位销



b) 联接销



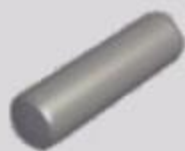
c) 安全销



根据销的结构形式有：圆柱销、圆锥销、槽销、销轴和开口销等。



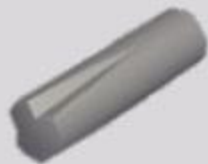
圆柱销



圆锥销



内螺纹圆锥销



槽 销



开尾圆锥销



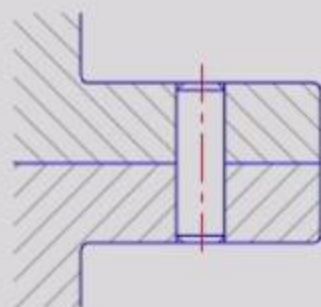
销轴和开口销

圆柱销靠过盈配合固定在销孔中，经多次装拆会降低其定位精度及可靠性。圆柱销的直径偏差有u8、m6、h8和h11四种，以满足不同使用要求。

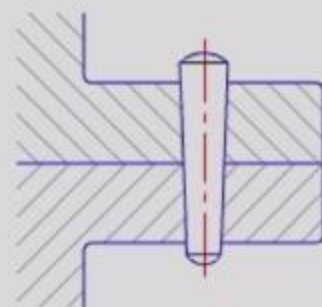
圆锥销具有1:50 的锥度，在受横向力时可以自锁。它安装方便，定位精度高，可多次装拆而不影响定位精度。



圆柱销  
(GB119-86)



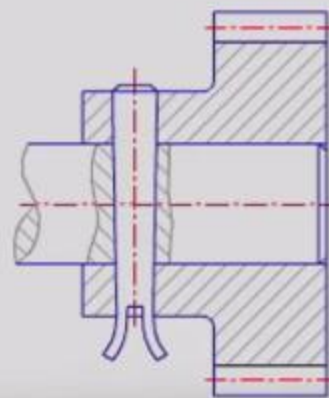
圆锥销  
(GB117-86)



开尾圆锥销在联接时的防松效果好，适用于有冲击、振动的场合的联接。



开尾圆锥销  
(GB877-86)



# 过盈联接

## 一、过盈联接的特点及应用

过盈联接是利用被联接件间的过盈配合直接把被联接件联接在一起。

过盈联接的优点：构造简单、定心性好、承载能力高，在振动下能可靠地工作。

主要缺点：装配困难和对配合尺寸的精度要求较高。

过盈联接主要用于轴与毂、轮圈与轮芯、滚动轴承的装配联接。

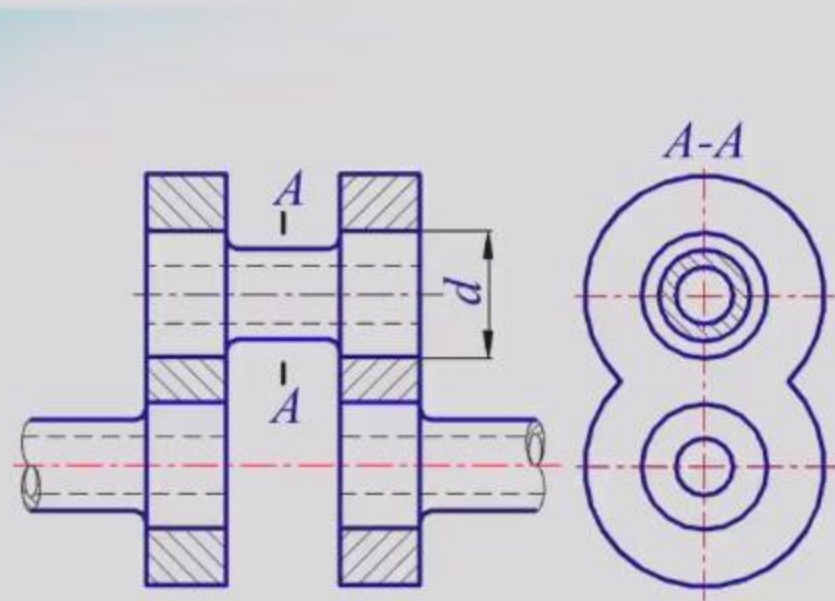
## 二、过盈联接的装配方法

当配合面为圆柱面时，可采用压入法或温差法(加热包容件或冷却被包容件)装配。当其他条件相同时，用温差法能获得较高的摩擦力或力矩，因为它不像压入法那样会擦伤配合表面。

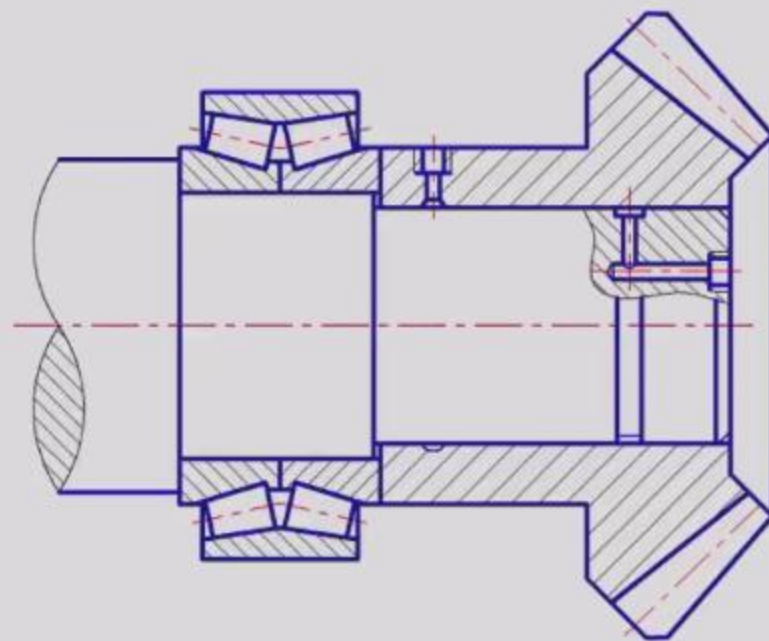


# 过盈联接

应用



曲轴过盈联接组装件



轴与轴承、齿轮的过盈联接  
及拆开时用的注油螺口管道

### 三、圆柱面过盈联接

设计这种过盈联接时，被联接件的材料、构造和尺寸一般都已初步确定，联接的载荷也已求得。因此，设计的主要问题是：

1. 选择具有所需要的承载能力的配合；
2. 安排合理的结构；
3. 确定对零件配合表面的工艺要求；
4. 决定装配方法和提出装配要求等。

过盈联接的承载能力取决于联接的摩擦力或力矩和联接中各零件的强度。选择配合时，既要使联接具有足够的固持力以保证在载荷作用下不发生相对滑动，又要注意到零件在装配应力下不致损坏。

#### 四、圆锥面过盈联接

圆锥面过盈联接在机床主轴的轴端上应用很普遍。装配时，借助转动端螺母并通过压板施力使轮毂作微量轴向移动以实现过盈联接。这种联接定心性好，便于装拆，压紧程度也易于调整。

采用这种联接，配合表面不宜擦伤，能传递更大的载荷，尤其是适用于大型被联接件，但对配合面的接触精度要求较高。



## 五、过盈联接的设计计算

过盈联接主要用以承受轴向力、传递转矩，或者同时承受以上两种载荷。为了保证过盈联接的工作能力，须作以下两方面的分析计算：

在已知载荷的条件下，计算配合面间所需产生的压力和产生这个压力所需的最小过盈量；

在选定的标准过盈配合下，校核联接诸零件在最大过盈量时的强度。

### 1. 配合面所需的径向压力 $p$

#### ◆ 传递轴向载荷 $F$ 时

当联接传递轴向载荷 $F$ 时，应保证联接在此载荷下不产生轴向滑移。即应保证：轴向摩擦阻力 $F_f \geq$ 外载荷 $F$ 。这时有以下关系：

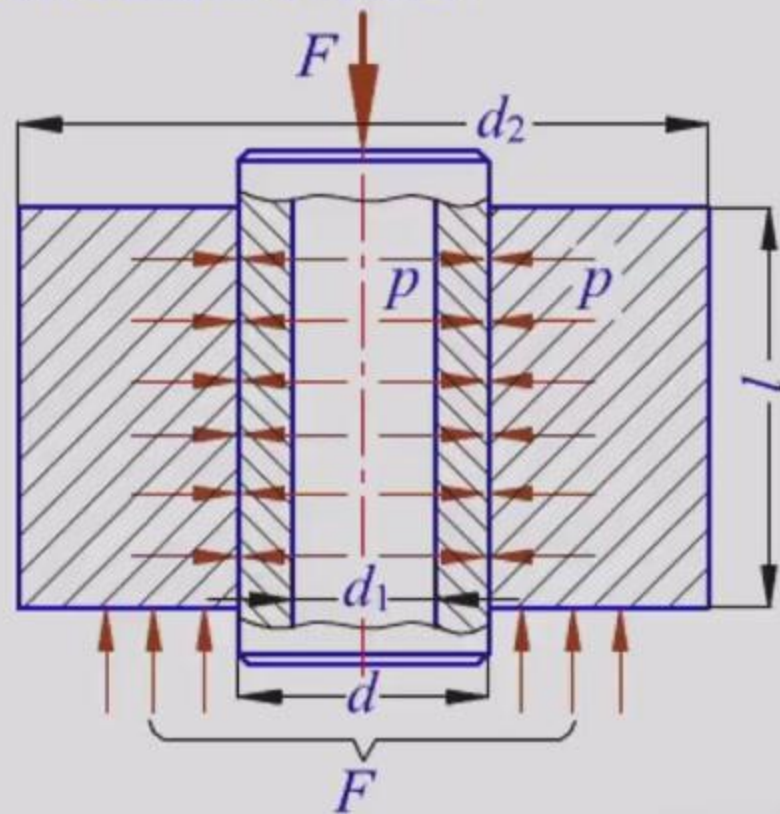
$$F_f = \pi d l p f \quad p \geq \frac{F}{\pi d l f}$$

式中： $p$ —径向压力；

$d$ —配合面的公称直径；

$l$ —配合面的长度；

$f$ —配合面间的摩擦系数；



### ◆传递转矩*T*时

当联接传递转矩*T*时，应保证联接在此转矩下不产生周向滑移。即应保证：

轴向摩擦阻力矩*M<sub>f</sub>* ≥ 转矩*T*。这时有以下关系：

$$M_f = \pi d l p f \frac{d}{2} \quad p \geq \frac{2T}{\pi d^2 l f}$$

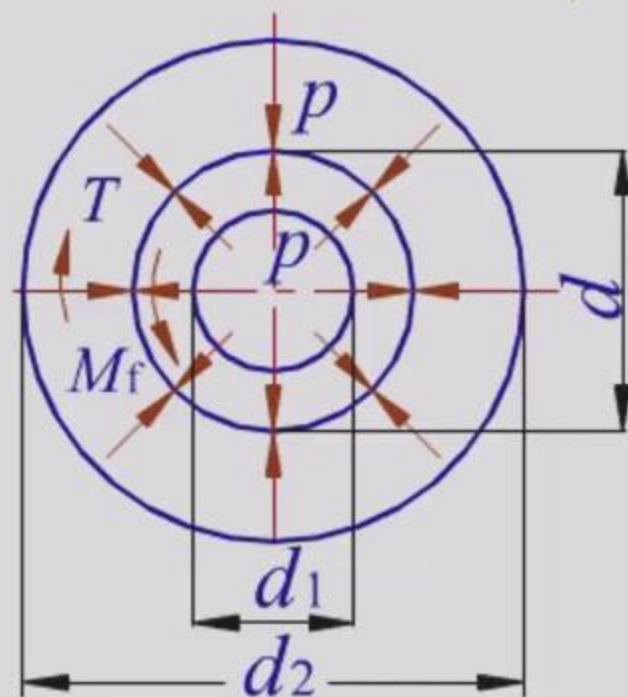
◆同时承受轴向载荷*F*和转矩*T*时，径向压力*p*为：

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f}$$

### 2. 过盈联接的最小过盈量 $\delta_{\min}$

根据材料力学有关知识，在径向压力为*p*时的最小过盈量为：

$$\delta_{\min} = p d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3$$





式中： $\Delta_{\min}$ —最小过盈量，单位为 $\mu\text{m}$ 。

$E_1$ 、 $E_2$ —被包容件和包容件材料的弹性模量，单位为MPa。

$C_1$ —被包容件的刚性系数， $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$

$C_2$ —包容件的刚性系数， $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2$

$d_1$ 、 $d_2$ —分别为被包容件的内径和包容件的外径，单位为mm。

$\mu_1$ 、 $\mu_2$ —分别为被包容件和包容件材料的泊松比。

当采用胀缩法装配时，最小有效过盈量 $\delta_{\min} = \Delta_{\min}$ 。

当采用压入法装配时，考虑配合表面的微观峰尖将被擦去或压平一部分，这时最小有效过盈量应为： $\delta_{\min} = \Delta_{\min} + 0.8(R_{z1} + R_{z2})$

$R_{z1}$ 、 $R_{z2}$ —为被包容件和包容件配合表面上微观不平度的十点高度，单位为 $\mu\text{m}$ 。

应该指出：实践证明，不平度较小的两表面相配合时贴合的情况较好，从而提高联接的紧固性。



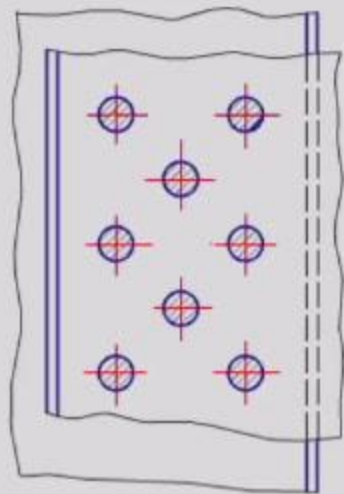
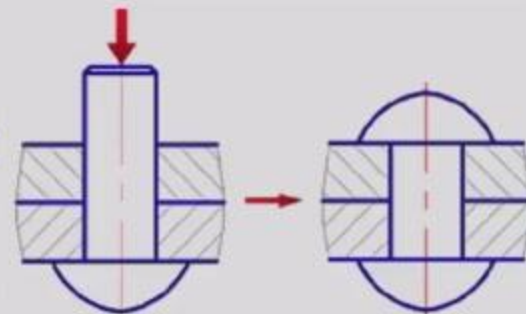
# 铆 接

## 一、概述

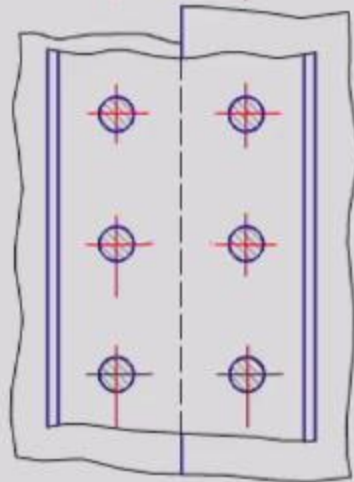
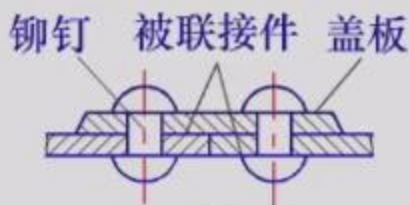
铆接是将铆钉穿过被联接件的预制孔中经铆合而成的联接方式。其联接部分称为铆缝。

铆缝的结构通常以下面三个方面来分类：

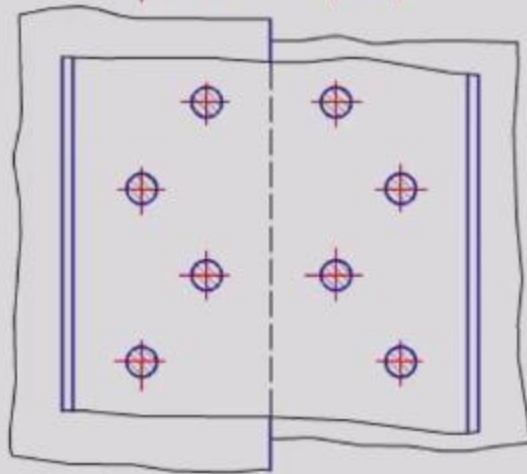
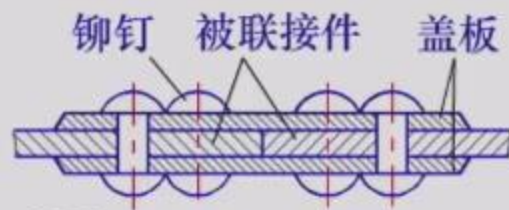
1. 按接头型式分有：搭接缝、单盖板对接缝和双盖板对接缝。



搭接铆缝



单盖板对接铆缝



双盖板对接铆缝

2. 按铆钉的排数分有：单排、双排和多排。

3. 按铆缝性能分有：

- 以强度为基本要求的强固铆缝。
- 要求有足够的强度和足够紧密性的强密铆缝。
- 要求有足够的紧密性的紧密铆缝。

铆接具有工艺设备简单，工艺过程比较容易控制，质量稳定。

铆接结构抗振、耐冲击，联接牢固可靠等特点。

在承受严重冲击和振动载荷的金属结构的联接中，如桥梁、建筑、造船、重型机械及飞机制造等工业部门中得到应用。

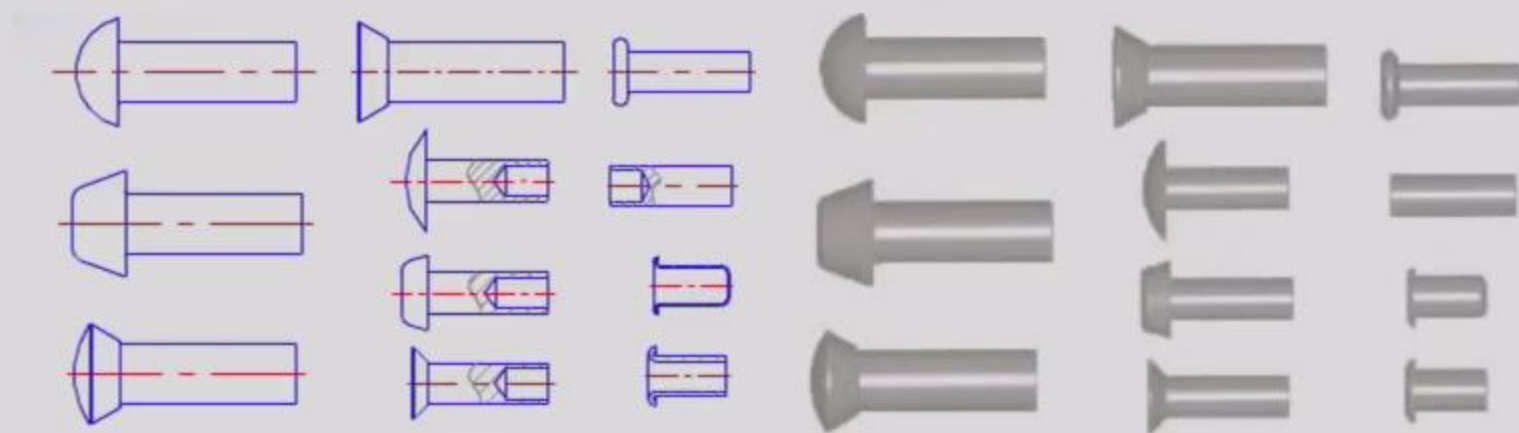
## 二、铆钉的主要类型

铆钉有空心的和实心的两大类，且大部分都以标准化。

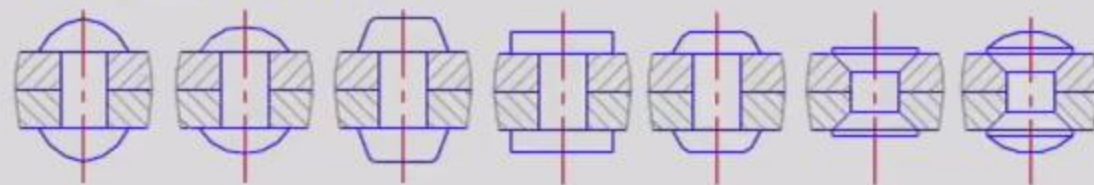
铆接分冷铆和热铆。

钉杆直径  $d \geq 12\text{mm}$  的钢制铆钉，通常是将铆钉加热后进行铆接。

钉杆直径  $d < 10\text{mm}$  的钢制铆钉和塑性较好的有色金属、轻金属及其合金制成的铆钉一般在常温下进行冷铆。



常用的铆钉在铆接后的形式：

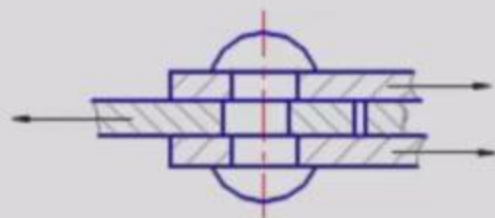


铆钉的标准可参见GB/T863.1-1986～GB/T876-1986等。

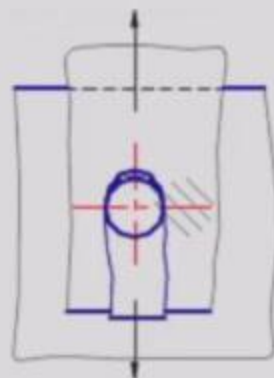


### 三、铆缝的设计要点

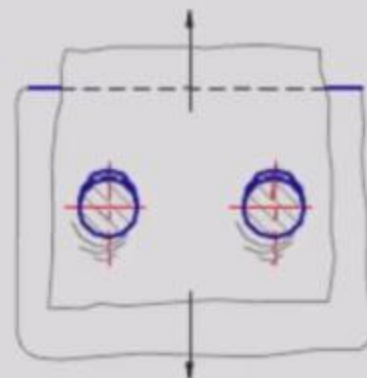
设计铆缝时，先根据铆缝的破坏形式进行强度计算。



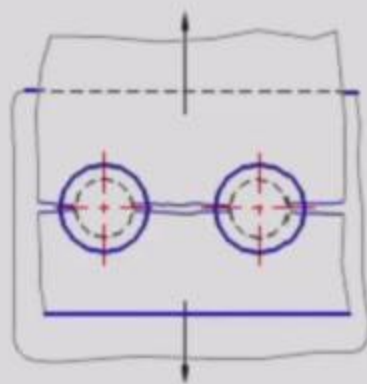
铆钉被剪断



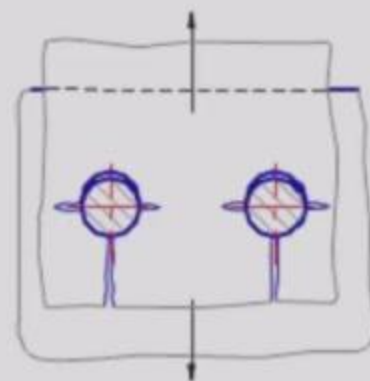
板边被剪坏



钉孔接触面被压坏



板沿钉孔被拉断



板孔边被撕裂

强度计算时，一般假设：

- 联接的横向力 $F$  通过铆钉组形心，一组铆钉中各个铆钉受力均等。
- 铆缝不受弯矩作用。
- 被铆件结合面摩擦力略去不计。
- 被铆件危险剖面上的拉(压)应力，铆钉的剪应力，工作挤压应力都是均匀分布的。

强度计算主要是材料力学的基本公式。

单排搭接铆缝的静强度分析：

取图中宽度等于垂直与受载方向的钉距 $t$ 的阴影部分进行计算。

(1) 由被铆件的拉伸强度确定的铆缝承受的静载荷

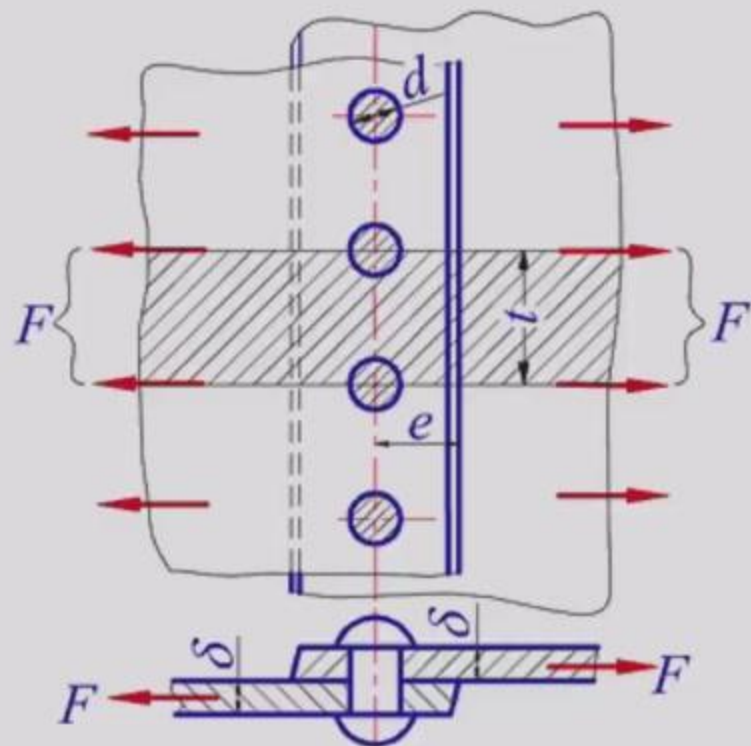
$$F_1 = (t - d)\delta[\sigma]$$

(2) 由被铆件上孔壁的挤压强度确定的被铆件能承受的静载荷

$$F_2 = d\delta[\sigma_p]$$

(3) 由铆钉的剪切强度确定的铆钉能承受的静载荷

$$F_3 = \frac{\pi d^2[\tau]}{4}$$



对于一般的强固铆缝，上述式中的许用应力可根据组成铆缝各元件的材料选取。



# 焊 接

## 一、概述

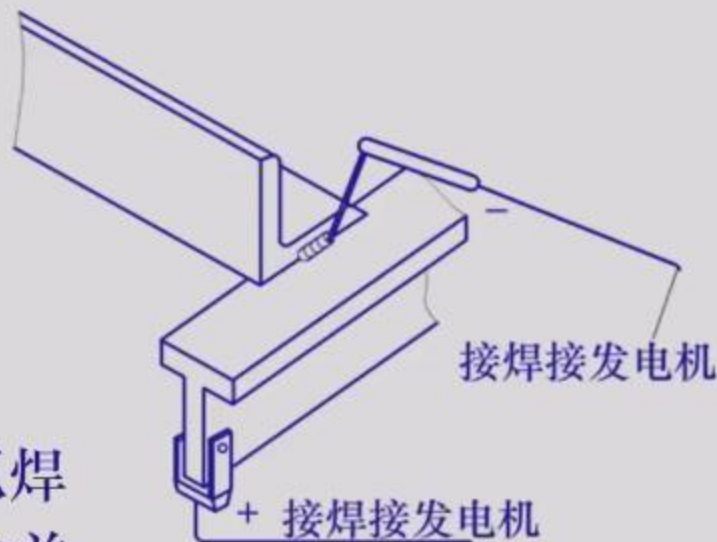
焊接是利用局部加热(或加压)的方法使被联接件接头处的材料熔融联接成一体。

焊接可分为：

- 熔化焊：电弧焊、气焊、电渣焊。
- 压力焊：电阻焊、摩擦焊、爆炸焊。
- 钎 焊：锡焊、铜焊。

在机械制造中最常用的是电弧焊。电弧焊是利用焊条与焊件间产生电弧热将金属加热并熔化的焊接方法。

与铆接相比较，焊接结构重量轻，节约金属材料，施工方便，生产率高，易实现自动化，且焊接结构的成本低，应用很广。



## 二、焊接件常用材料

在机械制造中，最常用的被焊件材料是低碳钢和低合金钢(如Q215、Q235、15、20、16Mn等)。焊条的材料最好与被焊件的材料相同。

## 三、电弧焊缝的基本形式

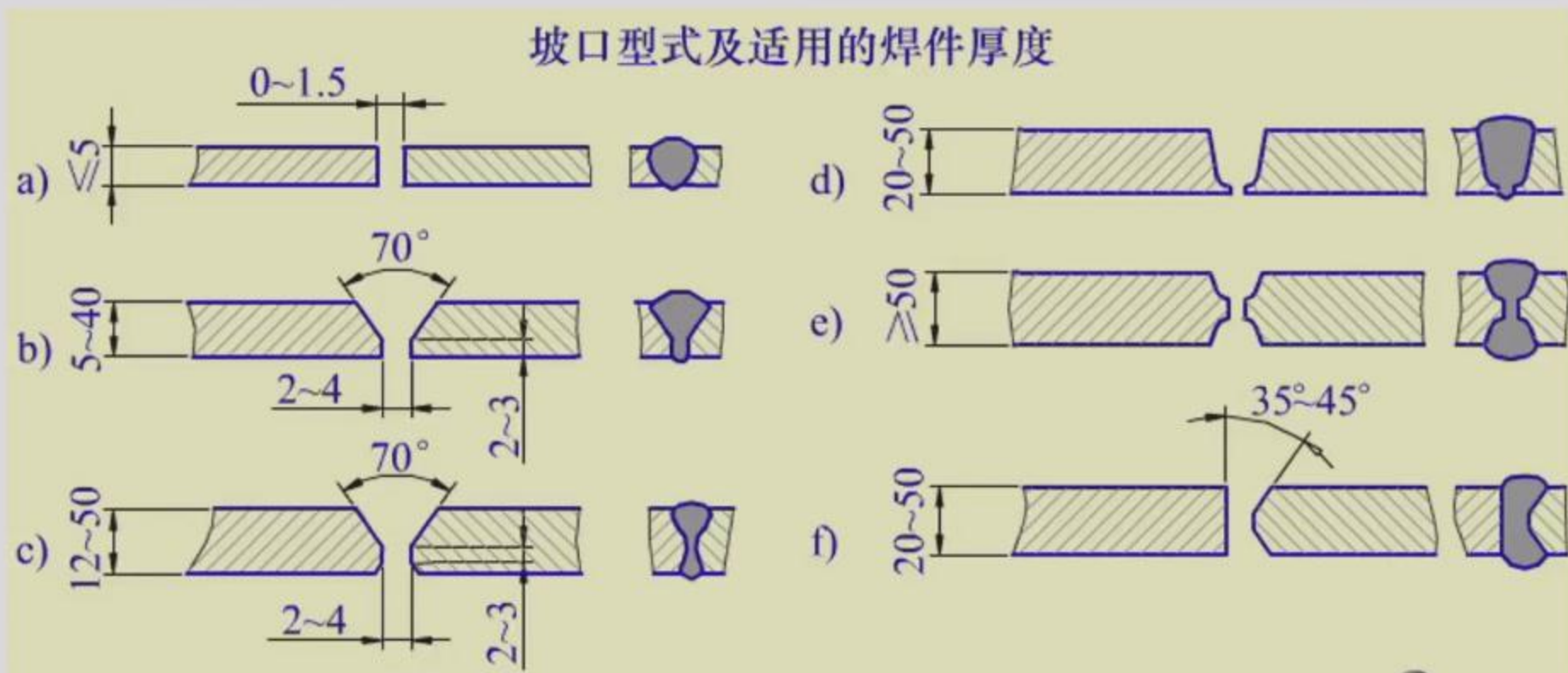
焊接件经焊接后形成的结合部分叫做焊缝。

电弧焊常见的焊缝有：对接焊缝  
角焊缝两类。

## 对接焊缝

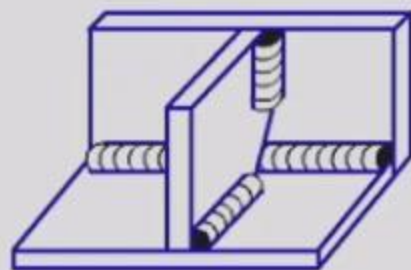
对接焊缝用来联接在同一平面内的焊件焊缝传力较均匀。

被焊接件厚度不大时可不开坡口，厚度较大时，焊缝应按被焊件厚度制成相应坡口，或进行一般的侧棱、修边工艺。

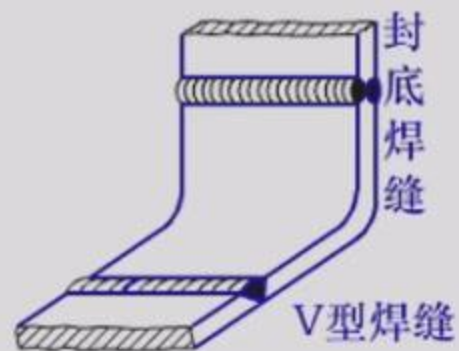




## 角焊缝



a) 正接角焊缝



c) 对接角焊缝



双面式

单面式



棒头式

b) 搭接角焊缝



d) 卷边焊缝



e) 塞焊缝

## 四、焊缝的受力、破坏形式和强度条件

### 1. 对接焊缝

对接焊缝主要用来承受作用于被焊件所在平面内的拉（压）力或弯矩，对接焊缝的破坏形式是沿焊缝断裂；

对接焊缝受拉力或压力时，其平均应力及强度条件为：

$$\text{受拉力: } \frac{F}{\delta L} \leq [\sigma]$$

$$\text{受压力: } \frac{F}{\delta L} \leq [\sigma_y]$$

4

式中：F 为作用力，N； $\delta$  为被焊件厚度（不考虑焊缝的加厚），mm；L 为焊缝长度，mm； $[\sigma]$  或  $[\sigma_y]$  为焊缝抗拉或抗压的许用应力，MPa。

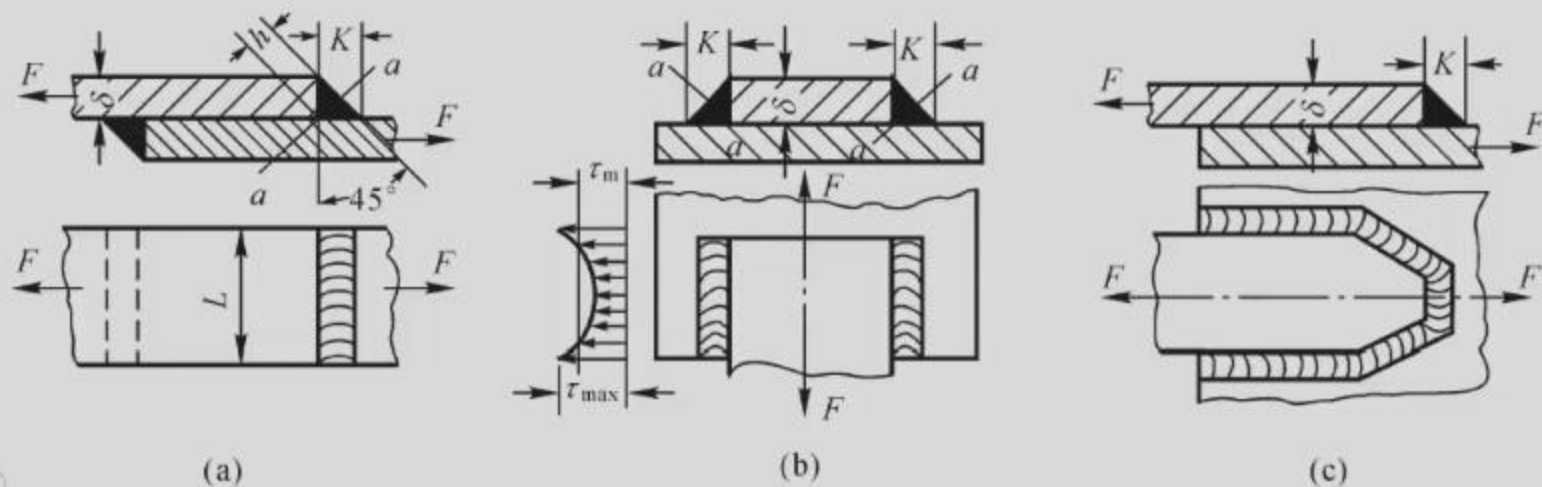
## 四、焊缝的受力、破坏形式和强度条件

### 2. 搭接角焊缝

填角焊缝的应力情况很复杂，根据经验多半沿着截面a-a 产生剪切损坏，通常按焊接缝危险截面高度 $h = K \cos 45^\circ \approx 0.7K$ 来计算焊缝总的截面积 $0.7K\Sigma L$ ，对焊缝强度作抗剪条件性计算，受拉力或压力 $F$  时填角焊缝的强度条件为

$$\frac{F}{0.7K \Sigma L} \leq [\tau] \quad (\text{MPa})$$

式中： $F$  为作用力，N； $K$  为焊缝腰长，mm； $\Sigma L$  为焊缝总长度mm； $[\tau]$  为焊缝许用切应力，MPa。





## 五、焊接件的工艺及设计注意要点

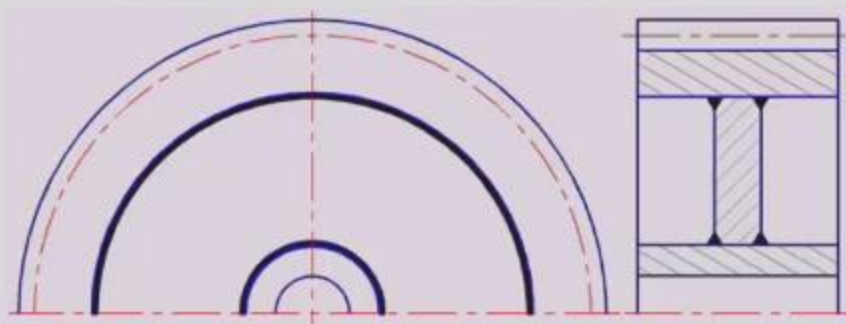
1. 在满足强度条件下，焊缝的长度应按实际结构的情况尽可能地取得短些或分段进行焊接，并应避免焊缝交叉；
2. 在焊接工艺上采取措施，使构件在冷却时能有微小自由移动的可能；
3. 焊缝在焊后应经热处理（如退火），消除残余应力；
4. 在焊接厚度不同的对接板件时，应使对接部位厚度一致，以利于焊缝金属均匀熔化；
5. 设计焊接件时，注意恰当选择母体材料和焊条；
6. 合理布置焊缝及长度；
7. 对于那些有强度要求的重要焊缝，必须按照有关行业的强度规范进行焊缝尺寸校核，明确工艺要求和技术条件，并在焊后仔细进行质量检验。

## 六、焊接在机器零件中的应用

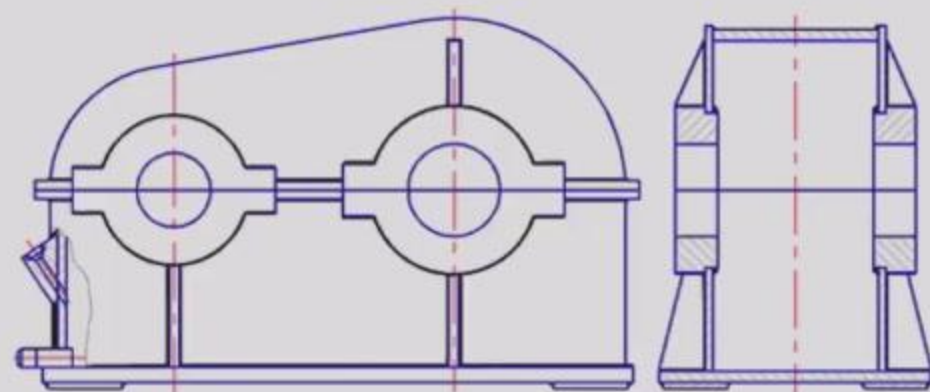
由于焊接具有强度高、工艺简单、因联接而增加的质量小等特点，焊接技术的应用日益广泛。

在技术革新、单件生产、新产品试制等情况下，采用焊接制造箱体、机架等，一般比较经济。

随着焊接技术的发展，许多零件已改变了它们的传统制造方法。一向是铸造出的机座、机壳、大齿轮等零件，已有很大一部分改用了焊接。



焊接的齿轮结构



焊接的减速箱体



# 胶 接

## 一、概述

胶接是用胶粘剂直接把被联接件联接在一起且具有一定强度的联接，利用胶粘剂凝固后出现的粘附力来传递载荷。

## 二、胶粘剂

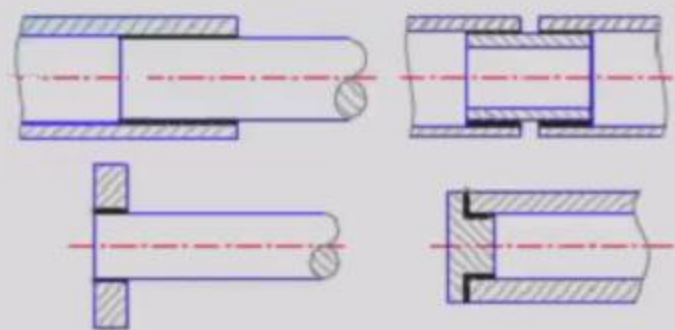
胶粘剂的品种繁多，构胶粘剂和其它胶粘剂。在机械制造中常用的是结构胶粘剂中的环氧树脂胶粘剂、酚醛树脂胶粘剂等。

## 三、胶接接头的结构形式及受力状况

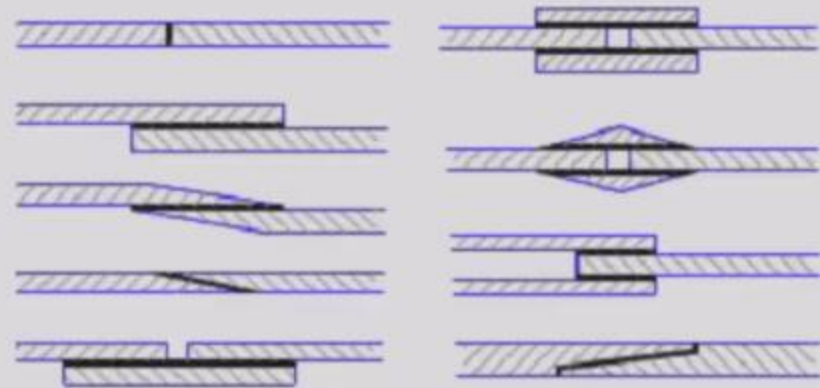
与焊接相同，胶接接头分为对接、搭接和角接头三种。

实践表明，胶接接头的抗剪切及抗拉伸能力强，抗剥离和扯离能力弱。设计接头时应尽可能使接头承受剪切或拉伸载荷。

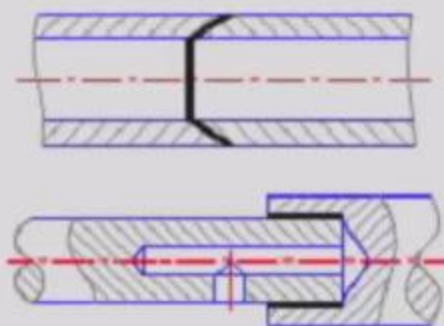




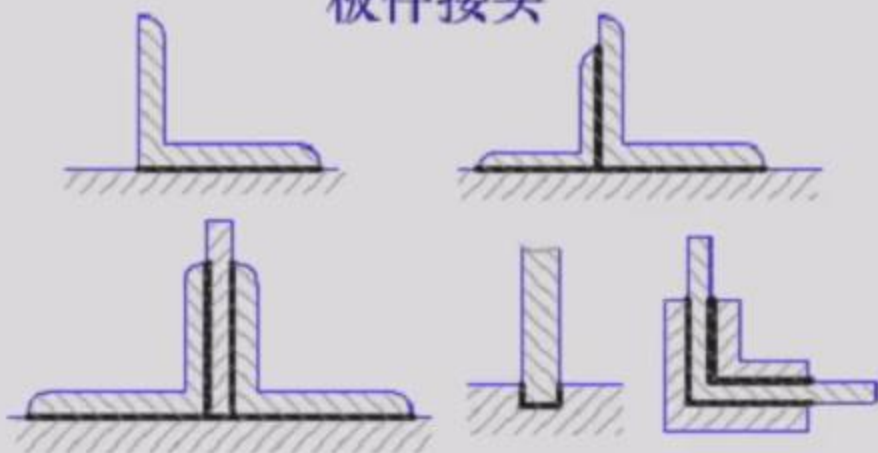
圆柱形接头



板件接头



锥形及盲孔接头



角接头

#### 四、胶接的特点

与铆接、焊接相比，胶接的主要优点：

- ❖ 联接件的材料范围宽广；
- ❖ 联接后的重量轻，材料的利用率高；
- ❖ 成本低；
- ❖ 在全部胶接面上应力集中小，故耐疲劳性能好；
- ❖ 有良好的密封性、绝缘性和防腐性。

主要缺点：

- ❖ 抗剥离、抗弯曲及抗冲击振动性能差；
- ❖ 耐老化及耐介质(如酸、碱等)性能差；
- ❖ 胶粘剂对温度变化敏感，影响胶接强度；
- ❖ 胶接件的缺陷有时不易发现。

## 小结：连接

- ① 螺纹连接
- ② 键连接、花键连接
- ③ 成形连接
- ④ 过盈连接
- ⑤ 铆接
- ⑥ 焊接
- ⑦ 胶接

作业：11-14