



第6节 螺纹连接的结构设计

螺纹连接的设计，除了按强度计算合理选择标准件外，还应注意结构设计上的一些问题。

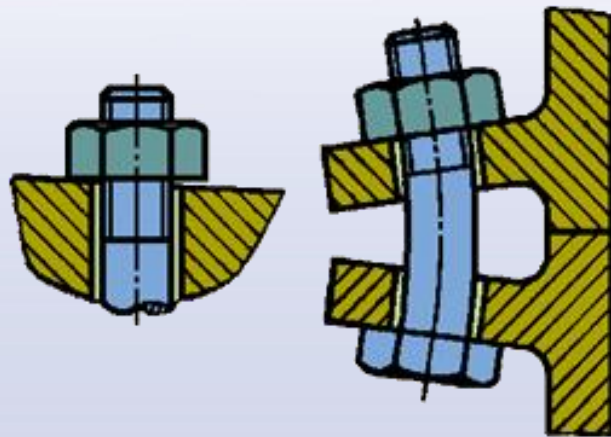
- 避免或减小附加载荷
- 防止松脱
- 减小横向载荷
- 合理进行结构设计



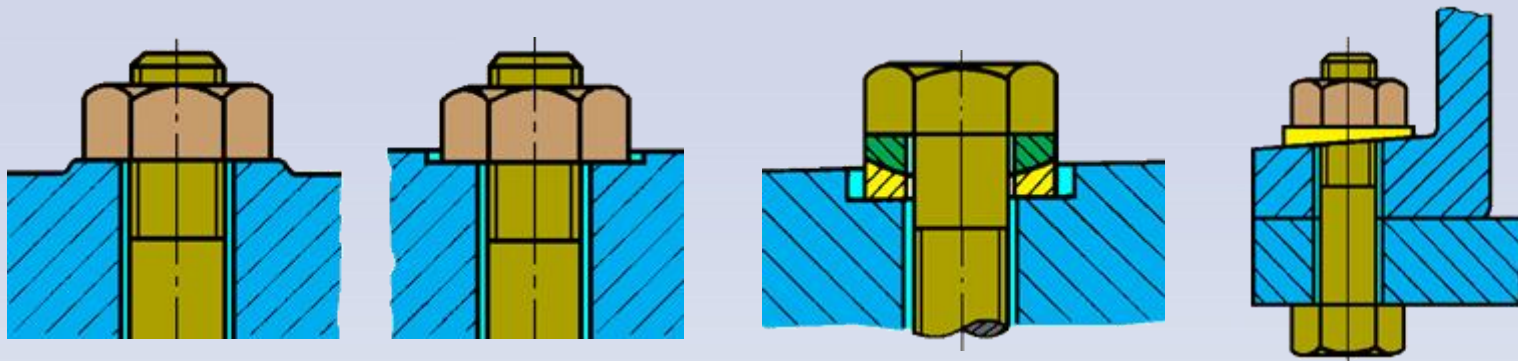
第6节 螺纹连接的结构设计

➤ 避免或减小附加载荷

若被连接件与螺母接触的表面不平或倾斜，螺栓就会受到附加载荷，致使连接的承载能力下降。



措施：设置凸台或沉孔，或采用球面垫片、斜垫片。





第6节 螺纹连接的结构设计

➤ 防止松脱

连接用螺纹标准件都能**满足自锁条件**。连接拧紧后，螺母或螺栓与被连接件支承面间的摩擦也有助于防止连接松脱。但这仅是在静载荷和工作温度变化不大的情况。

若**温度变化较大**，或**连接受到冲击、振动和不稳定载荷的作用**，预紧力和摩擦力就会减小，甚至消失，致使连接松脱。因此在设计螺纹连接时必须考虑防松。

防松的根本问题，在于防止螺旋副的相对转动。

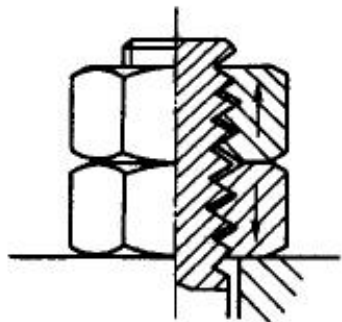
防松的方法，按工作原理可分为：

- 1、摩擦防松
- 2、机械防松
- 3、永久防松和化学防松

第6节 螺纹连接的结构设计

防止松脱——摩擦防松

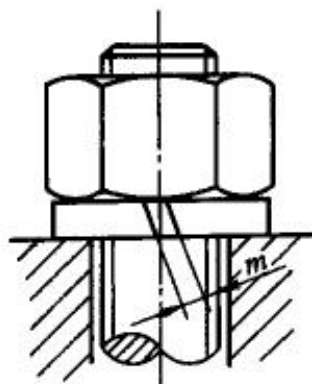
利用摩擦防松：
采用合理的结构措施，使螺旋副中的摩擦力不随联接的外载荷波动而变化，始终保持较大的防松摩擦力矩



对顶螺母

利用两螺母对顶拧紧，螺栓旋合段承受拉力而螺母受压，从而使螺纹间始终保持相当大的正压力和摩擦力

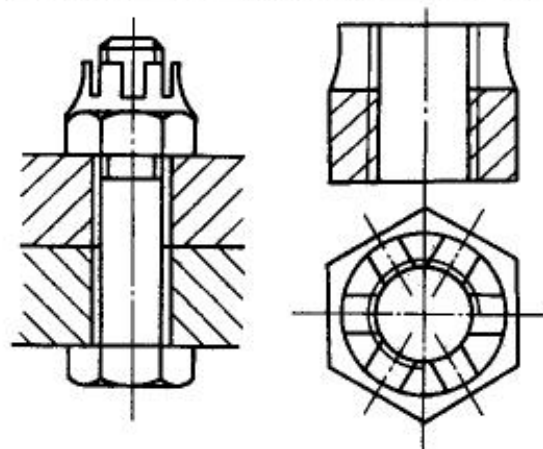
结构简单，可用于低速重载场合。但螺栓和螺纹部分均需加长，不够经济，且增加了外廓尺寸和重量



弹簧垫圈

弹簧垫圈的材料为高强度锰钢，装配后弹簧垫圈被压平，其反弹力使螺纹间保持一定的压紧力和摩擦力，且垫圈切口处的尖角也能阻止螺母转动松脱

结构简单，使用方便。但垫圈弹力不均，因而不十分可靠，多用于不重要的联接



弹性锁紧螺母

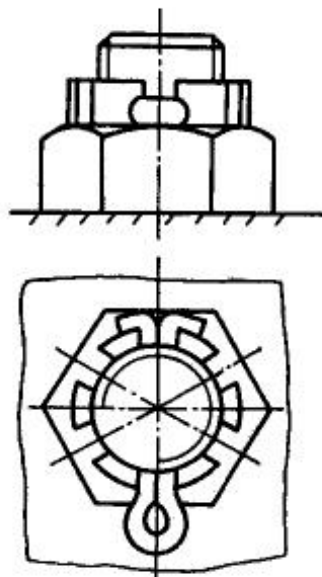
在螺母的上部做成有槽的弹性结构，装配前这一部分的内螺纹尺寸略小于螺栓的外螺纹。装配时螺母稍有扩张，螺纹之间由于得到紧密的配合而保持持久的表面摩擦力

结构简单，防松可靠，可多次装拆而不降低防松性能

➤ 防止松脱——机械防松

防 松 方 法 及 特 点

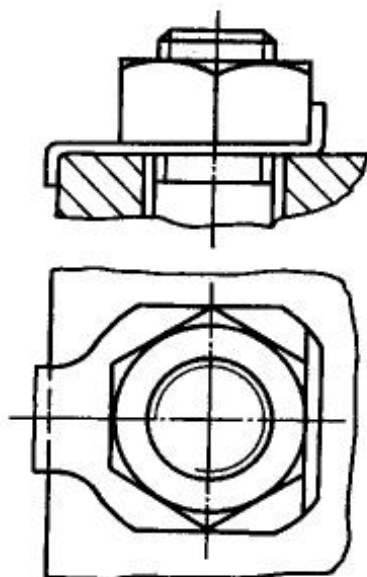
机械方法防松：
利用便于更换的金属元件约束螺旋副，使之不能相对转动



开口销与开槽螺母

开槽螺母旋紧后，将开口销穿过螺母上的径向槽和螺栓末端的孔，从而把螺母与螺栓固联在一起

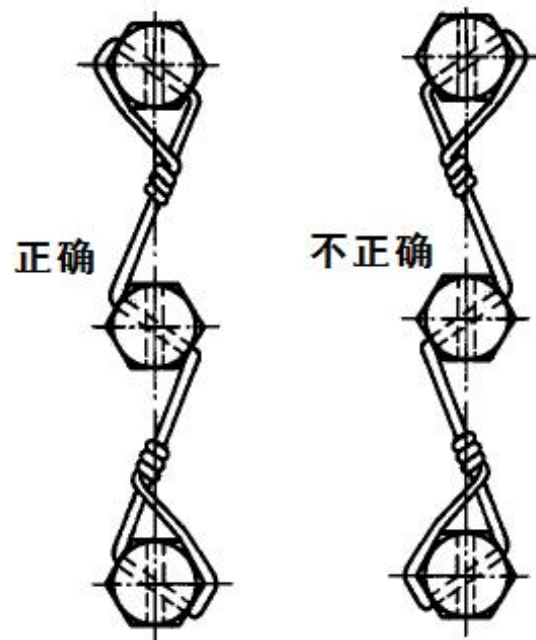
防松可靠，可用于承受冲击或载荷变化较大的联接



止动垫圈

止动垫圈的形式很多，图示是将止动垫圈的一个弯耳折起紧贴在螺母的侧面上，另一弯耳折下贴在被联接件的侧壁上，从而避免螺母转动而松脱

防松可靠，但只能用于联接部分可容纳弯耳的场合

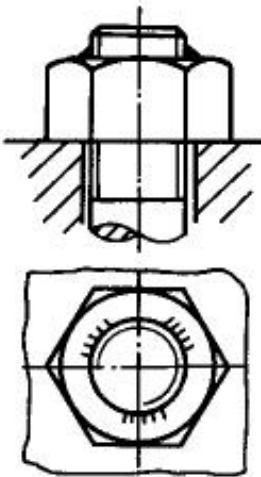
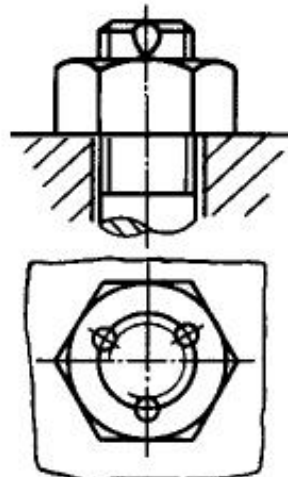
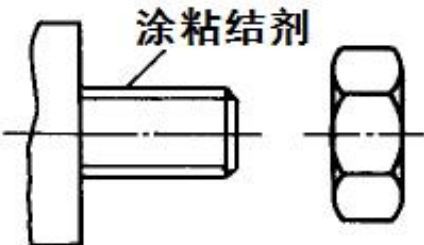


串联钢丝

将钢丝依次穿过相邻螺栓头部的横孔，两端拉紧打结。安装时保证钢丝正确的穿联方向，使螺栓的松脱方向与钢丝拉紧方向相反，确保联接不能松动

防松效果好，但安装较费工时，主要用于螺栓数目不多且排列较密的螺钉联接

➤ 防止松脱——永久防松

防松原理	防 松 方 法 及 特 点		
<p>破坏螺旋副关系防松：</p> <p>拧紧联接后，用点焊、点冲或在螺栓旋合部分涂粘合剂的办法把螺旋副转变为非运动副，从而排除相对转动的可能</p>			
	侧面焊死	端面冲点	粘合法
	防松效果良好，但都属于不可拆的防松方法		

防松效果：永久防松 > 机械防松 > 摩擦防松

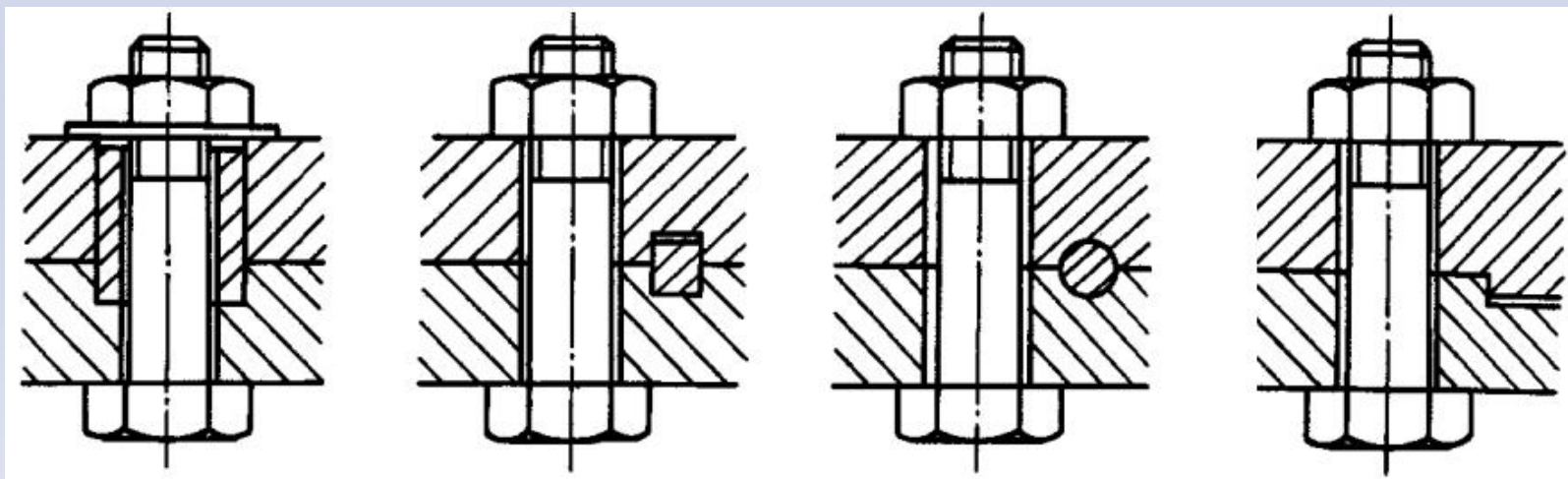


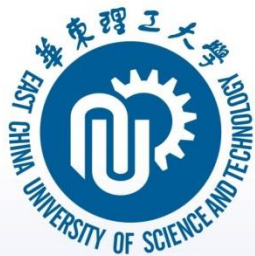
第6节 螺纹连接的结构设计

➤ 减小横向载荷

受**横向载荷**的普通螺栓连接，被连接件间要获得足够的**摩擦力**以平衡外载荷。当外载荷较大时，螺栓要承受**较大的预紧力**，所需的螺栓直径很大。

为了避免这个缺点，可在被连接件之间加上**套筒、键、销或制作止口**等减载装置，以减小螺纹连接所承受的横向载荷。





第6节 螺纹连接的结构设计

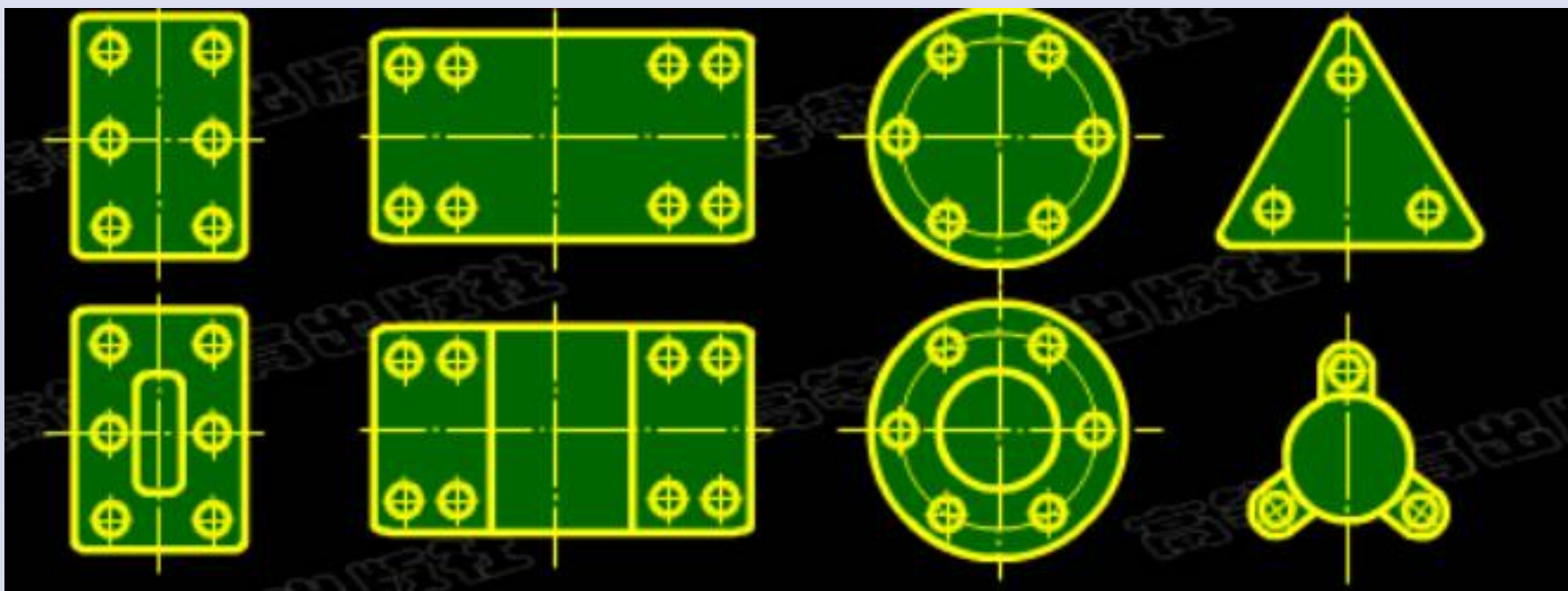
➤ 合理进行结构设计

螺栓一般成组使用，在确定一组螺栓的平面位置和数目时，应使连接结构受力合理，力求各螺栓受力均匀，便于加工和装配。从以下几个方面提高设计质量：

- 1、连接接合面的几何形状应尽量简单。
- 2、螺栓的布置应使各螺栓的受力合理。
- 3、螺栓排列应有合理的间距、边距。布置螺栓时，螺栓与螺栓、螺栓与机体侧壁间要留有足够的扳手空间。
- 4、分布在同一圆周上的螺栓数目应尽量采用3、4、6、8、12等，以便于分度和画线。

第6节 螺纹连接的结构设计

◆ 螺栓的布置——通常设计成**对称的几何形状**，螺栓要均匀布置，尽可能使**螺栓组的形心与联接接合面的形心重合**。

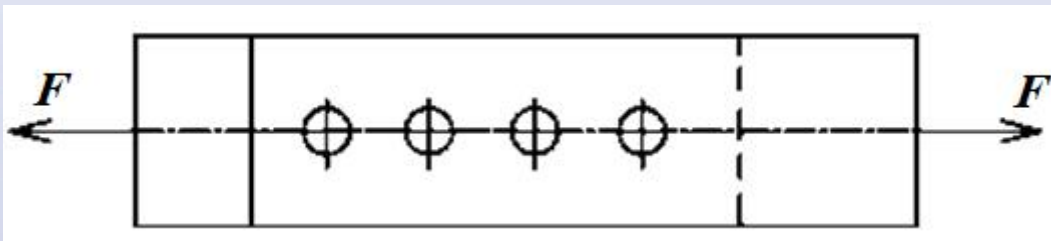




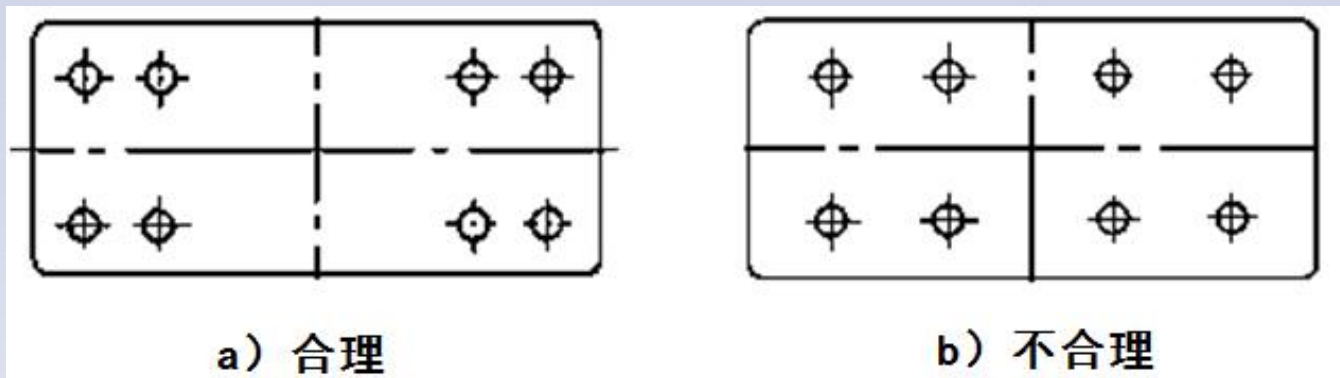
第6节 螺纹连接的结构设计

◆ 螺栓的布置

受剪螺栓不要在外力方向上成排布置八个以上，以免载荷分布过于不均。



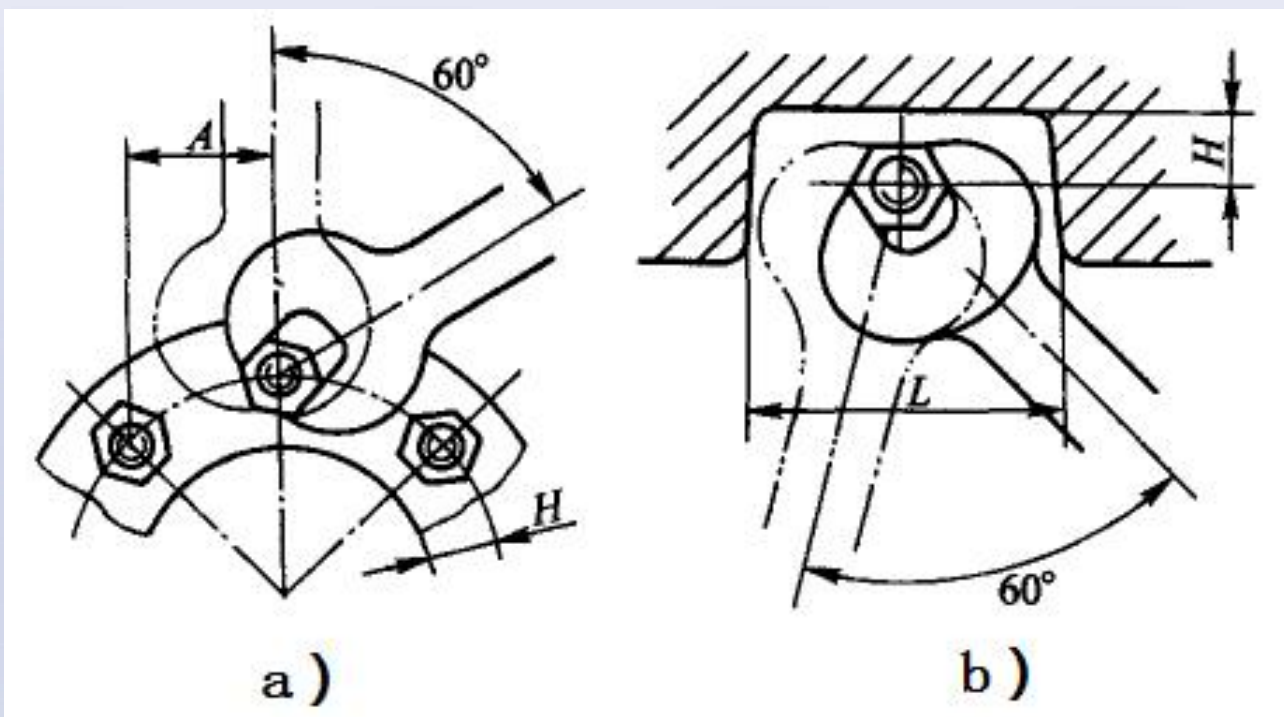
当连接承受弯矩或扭矩时，螺栓的位置应靠近结合面的边缘，以减小螺栓受力。





第6节 螺纹连接的结构设计

◆ 螺栓的布置——留有足够的扳手空间尺寸



具体尺寸可以查阅机械设计手册

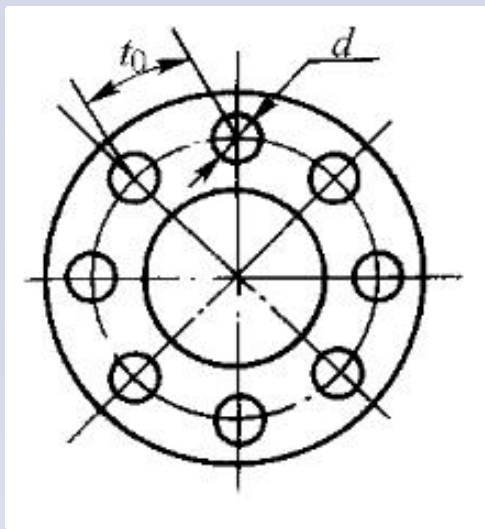


第6节 螺纹连接的结构设计

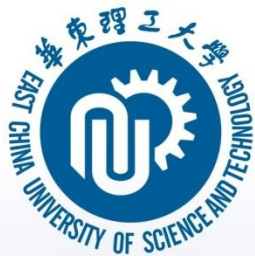
◆ 螺栓的布置——留有足够的扳手空间尺寸

- 1) 相邻螺栓的中心间距一般应小于 $10d$ (d 为螺栓公称直径)；
- 2) 对压力容器等有密封性要求的重要连接，螺栓的间距 t_0 一般不得大于下表推荐的数值。

螺栓最大间距 $t_{0\max}$



工作压力 p / MPa					
≤ 1.6	$1.6 \sim 4$	$4 \sim 10$	$10 \sim 16$	$16 \sim 20$	$20 \sim 30$
$t_{0\max}$					
$7d$	$4.5d$	$4.5d$	$4d$	$3.5d$	$3d$

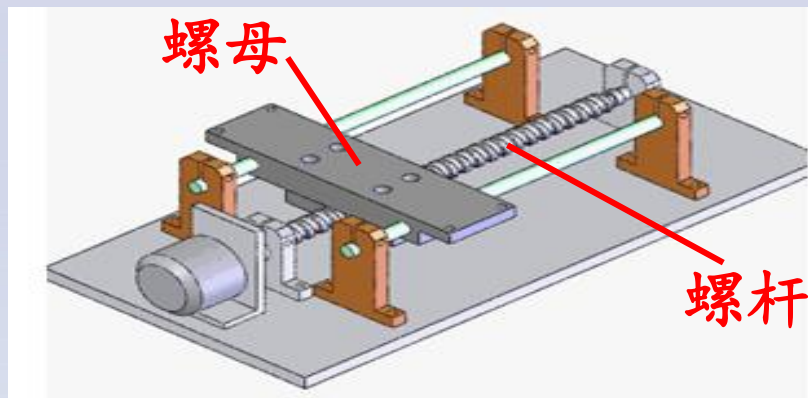


第7节 螺旋传动简介

螺纹连接：利用螺纹把两个或两个以上的零件连接在一起。**“静连接”** 采用普通螺纹（三角形）

螺旋传动：把回转运动转变为直线运动，同时也可以承受载荷或传递动力。**“动连接”** 采用矩形、梯形和锯齿形

滑动螺旋传动组成：由**螺杆**和**螺母**组成，利用螺纹副来传递运动和动力。





第7节 螺旋传动简介

1. 螺旋传动的分类

按使用要求不同，螺旋传动可分为：

- 传力螺旋**：主要用于传递动力，如千斤顶
- 传导螺旋**：主要用于传递运动，如机床刀架的进给机构
- 调整螺旋**：主要用于调整并固定零件或部件之间的相对位置

按摩擦性质不同，螺旋传动可分为：

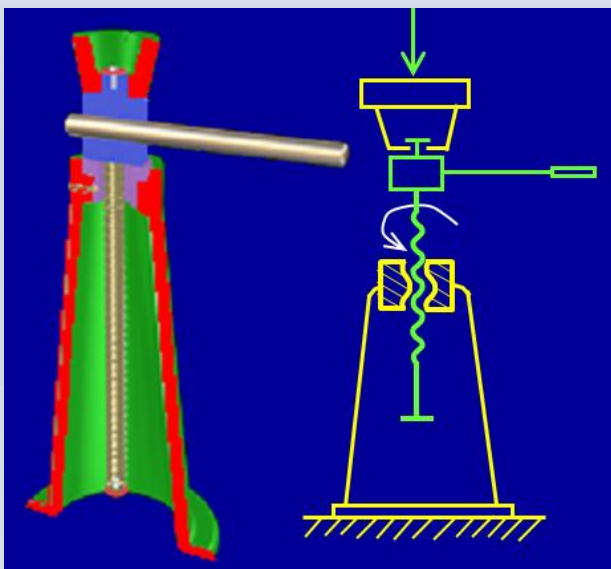
- 滑动螺旋传动**（螺旋副中产生滑动摩擦）
- 滚动螺旋传动**（螺旋副中产生滚动摩擦）



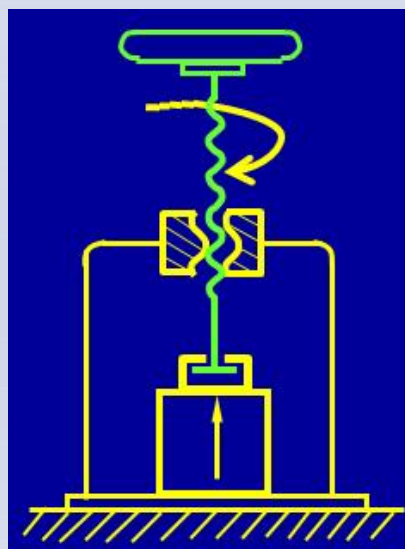
第7节 螺旋传动简介

➤ 传力螺旋

以传递动力为主，要求用较小的力矩转动螺杆或螺母，使其中之一产生轴向运动和较大的轴向力，用于起重或加压，传力螺旋要求自锁。如千斤顶、压力机。



千斤顶（用于举起重物）



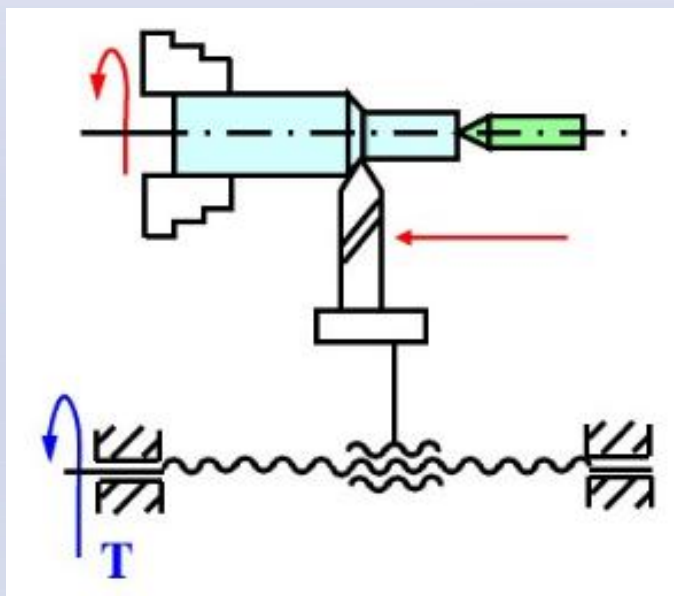
压力机（给工件施加很大的压力）



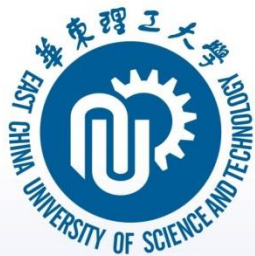
第7节 螺旋传动简介

➤ 传导螺旋

以传递运动为主，要求具有很高的运动精度，常用于机床刀架或工作台的进给机构。



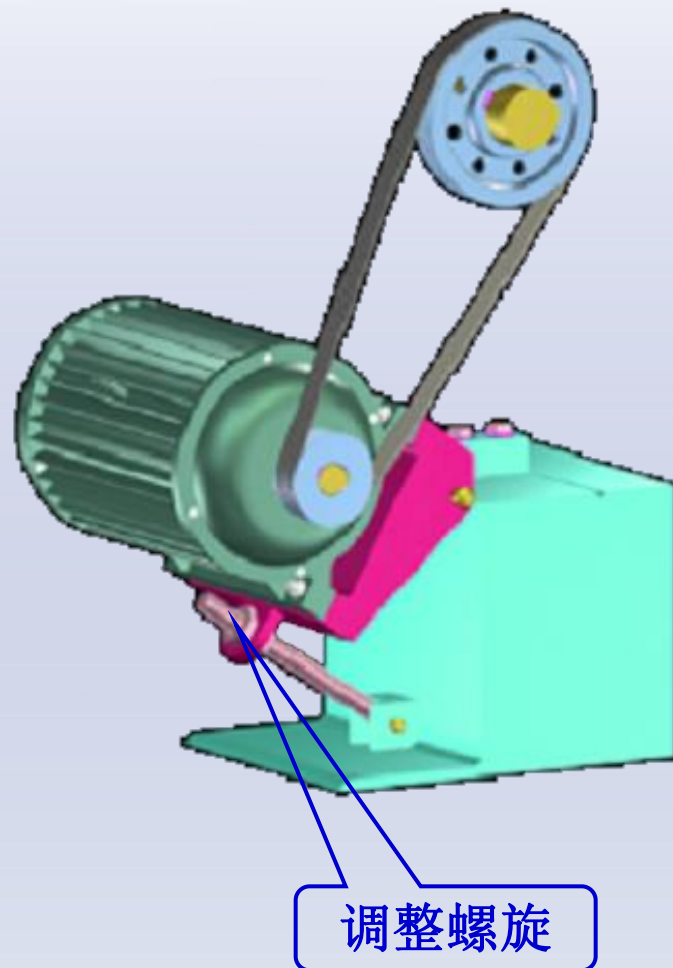
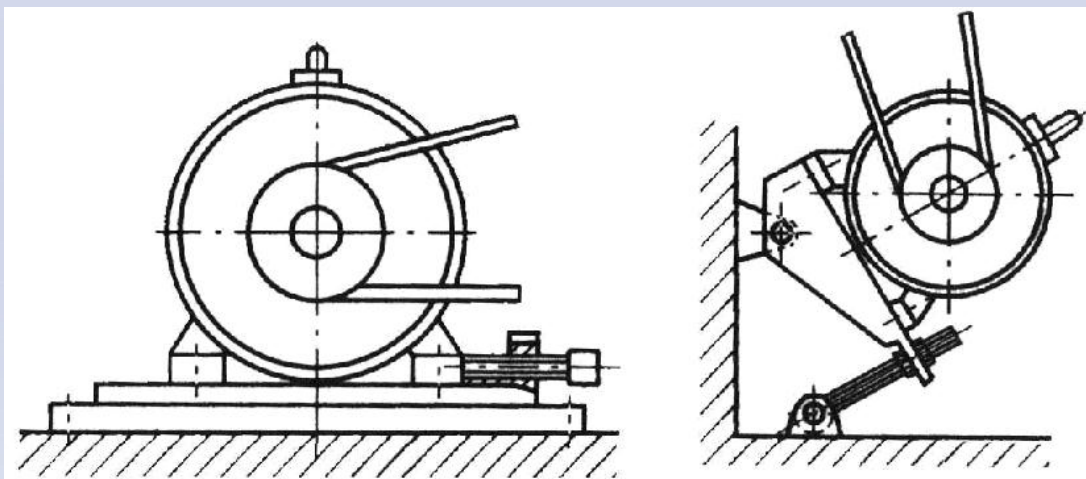
机床进给机构

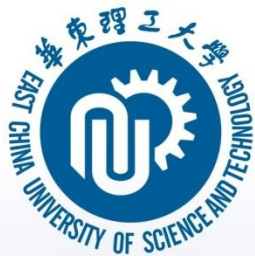


第7节 螺旋传动简介

➤ 调整螺旋

用于调整或固定零件（或部件）之间的相对位置，如带传动调整中心距的张紧螺旋，一般不经常转动。





第7节 螺旋传动简介

➤ 滑动螺旋传动

滑动螺旋传动由螺杆和螺母组成，结构简单；螺杆和螺母的啮合连续进行，工作平稳、无噪声；啮合时接触面积大，承载能力较高。

螺纹牙型通常采用矩形、梯形和锯齿形等。**梯形螺纹**加工比较容易，能够铣切和磨削，应用广泛。

螺纹的旋向和线数根据运动要求，考虑自锁和效率确定。

缺点：螺旋副间摩擦力大，效率低。





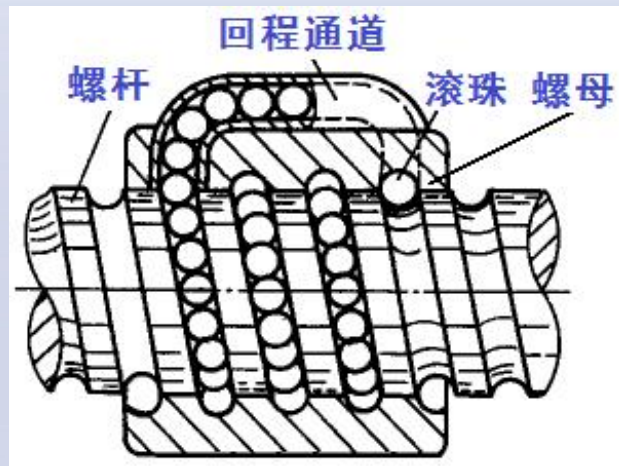
第7节 螺旋传动简介

➤ 滚动螺旋传动

滚动螺旋：在螺杆和螺母之间的螺纹滚道内填充**滚珠**，当螺杆和螺母相对转动时，滚珠沿滚道滚动。为了使滚珠循环滚动，螺母上要设置回程通道。

特点：效率高，一般在90%以上；利用预紧消除螺杆与螺母之间的轴向间隙，可得到较高的传动精度和轴向刚度；静、动摩擦力相差甚微，起动时无颤动，传动平稳；工作寿命长。滚珠与滚道理论上为点接触，传递载荷较小，抗冲击能力较差，结构复杂，对材料要求较高，制造困难。

应用：对传动精度要求较高的场合，如精密机床的进给机构等。





第7节 螺旋传动简介

滑动螺旋传动应用广泛，重点介绍。

2. 螺旋副的材料

材料要求：有足够的强度、耐磨性，还要求两者配合时摩擦因数小。

螺杆材料：一般可选用45、50钢等，重要螺杆（如高精度机床丝杠）可选用T12（**碳素工具钢，C含量为1.2%**）、40Cr、65Mn等，并进行热处理。

螺母材料：有铸造锡青铜ZCuSn10Pb1或ZCuSn5Pb5Zn5；低速、重载时可选用强度较高的铸造铝铁青铜ZCuAl10Fe3；低速、轻载时可选用耐磨铸铁。

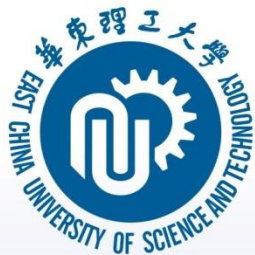


第7节 螺旋传动简介

二、滑动螺旋传动的设计

螺旋传动的受力情况和强度问题类似于螺纹连接，但由于其在工作时处于运动状态，对精度又有较高的要求，故螺旋副的磨损是其主要失效形式。“动连接”

设计准则：通常先按耐磨性条件确定螺杆的直径和螺母的高度，并参照标准确定螺旋副的其余各主要参数，然后对可能发生的其他失效形式进行校核。



第7节 螺旋传动简介

1. 螺旋副的耐磨性计算

影响磨损的因素很多，目前还没有完善的计算方法，通常是根据限制螺纹接触面的**平均压强** p 进行条件性计算。若按螺纹的旋合圈数 z 将螺纹沿中径 d_2 展开，则

耐磨性校核公式

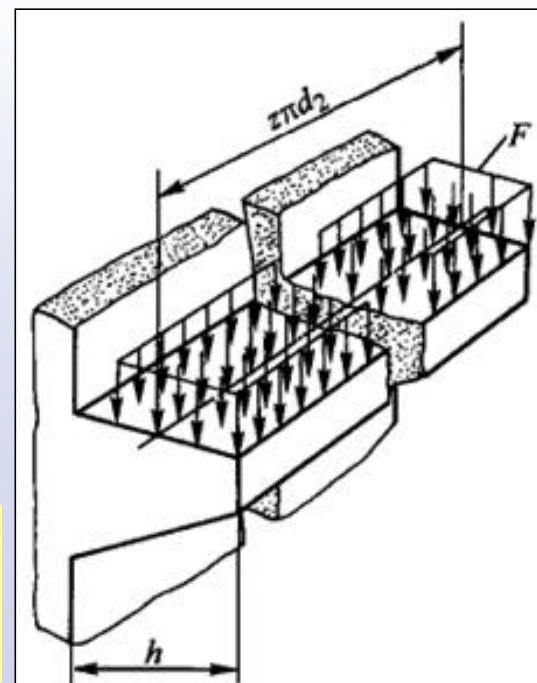
$$p = \frac{F}{\pi d_2 h z} = \frac{F P}{\pi d_2 h H'} \leq [p]$$

令螺母高径比为 φ

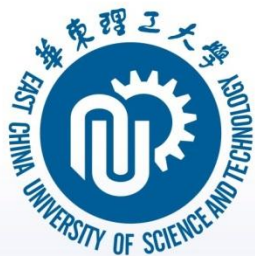
$$\varphi = H' / d_2 \Rightarrow H' = \varphi d_2$$

耐磨性设计公式：

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F P}{\pi \varphi h [p]}}$$



F 为螺杆所受的轴向力； h 是**螺纹工作高度**，梯形和矩形螺纹 $h=0.5P$ ，锯齿形螺纹 $h=0.75P$ ， P 是螺距； z 是旋合圈数， $z=H' / P$ ； H' 是螺母旋合段的高度； $[p]$ 是螺旋副的许用压强。



第7节 螺旋传动简介

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{FP}{\pi \phi h [p]}}$$

1. 螺旋副的耐磨性计算

计算出中径 d_2 后，应按标准选取相应的公称直径 d 。

对有自锁要求的螺旋副，还需验算所选螺纹参数能否满足自锁条件。

表6-10 螺旋副的许用压强

螺杆—螺母材料	钢—青铜				淬火钢—青铜	钢—铸铁	
滑动速度 $v / (\text{m} \cdot \text{min}^{-1})$	低速	≤ 3.0	6~12	> 15	6~12	< 2.4	6~12
许用压强 $[p] / \text{MPa}$	18~25	11~18	7~10	1~2	10~13	13~18	4~7

注：1. 对于精密传动或要求使用寿命长时，可取表中值的 $1/2 \sim 1/3$ 。

2. 表中数值适用于 $\phi = 2.5 \sim 4$ 的情况。当 $\phi < 2.5$ 时， $[p]$ 值可提高 20%；若为剖分式螺母时，则 $[p]$ 值应降低 15%~20%。



第7节 螺旋传动简介

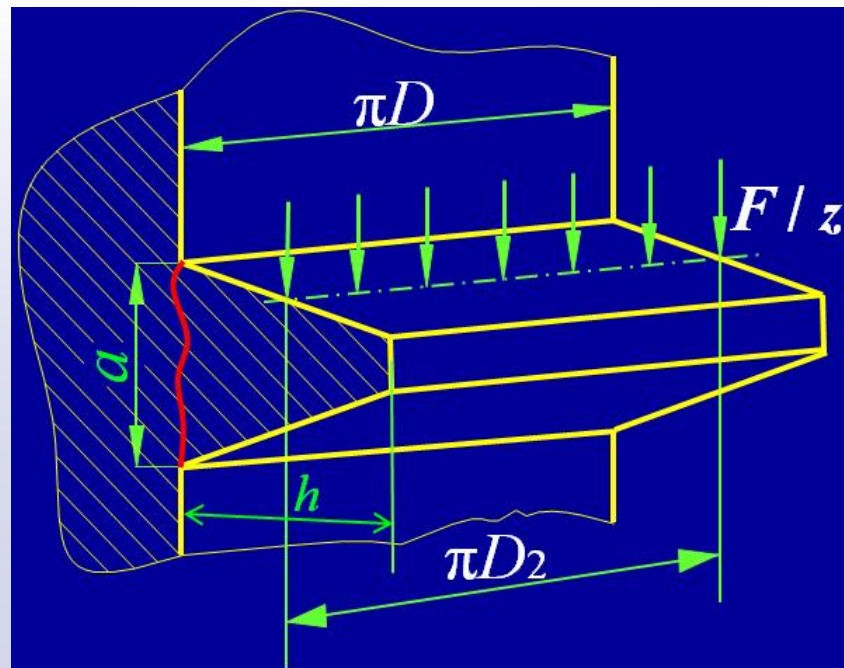
2. 螺纹牙的强度计算

由于螺母材料的强度通常低于螺杆材料的强度，所以**螺纹牙**的**剪切**和**弯曲**破坏多发生在螺母上。

将螺母一圈螺纹沿螺纹大径 D 处展开，即可视为一**悬壁梁**，每圈螺纹承受的平均压力 F/z 作用在中径 D_2 的圆周上，则螺纹牙的**剪切强度**和**弯曲强度**条件分别为：

$$\tau = \frac{F/z}{\pi D a} = \frac{F}{\pi D a z} \leq [\tau]$$

a 是**螺纹牙根宽度**，梯形螺纹 $a=0.65P$ ，锯齿形螺纹 $a=0.74P$ ，矩形螺纹 $a=0.5P$



$$\sigma_w = \frac{\frac{F}{z} \cdot \frac{h}{2}}{\frac{1}{6} \pi D a^2} = \frac{3 F h}{\pi D a^2 z} \leq [\sigma_w]$$



第7节 螺旋传动简介

3. 螺杆的强度计算

在轴向力 F 作用下，螺杆产生轴向压（或拉）应力；同时由于转矩 T 的作用使螺杆的横截面内产生扭切应力。根据第四强度理论，螺杆危险截面的当量应力 σ_v 及强度条件为：

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma]$$

式中， $[\sigma]$ 是螺杆材料的许用应力。





第7节 螺旋传动简介

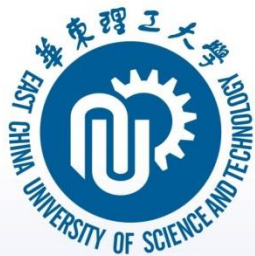
4. 螺杆的稳定性计算

细长螺杆受到较大轴向压力时，可能发生侧弯而丧失稳定性。螺杆受压时的稳定性条件为：

$$\frac{F_{cr}}{F} \geq 2.5 \sim 4$$

F_{cr} 是螺杆的稳定临界载荷，它与螺杆的材料、螺杆的长细比（即柔度） λ 有关。





第7节 螺旋传动简介



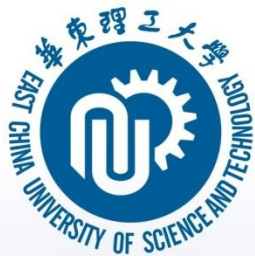
4. 螺杆的稳定性计算

螺杆的长细比 λ ：
$$\lambda = \frac{\beta l}{i}$$

式中， β 是长度系数，与两端支承形式有关：两端固定时 $\beta=0.5$ ，一端固定、一端铰支时 $\beta=0.7$ ，两端铰支时 $\beta=1$ ，一端固定、一端自由时 $\beta=2$ ； l 是螺杆的最大工作长度； i 是螺杆危险截面惯性半径。

若螺杆危险截面的惯性矩 $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$ ，截面面积 $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$ ，

则
$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_1}{4}$$



第7节 螺旋传动简介

4. 螺杆的稳定性计算

$\lambda \geq 100$ 时,

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\beta l)^2}$$

式中, E 是螺杆材料的弹性模量(MPa),
对于钢, 取 $E=2.06 \times 10^5 \text{MPa}$

$\lambda < 100$ 时,

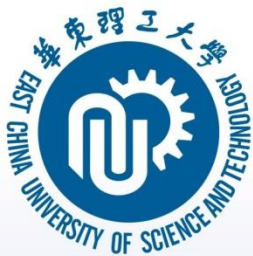
对 $\sigma_b \geq 370 \text{MPa}$ 的普通碳素钢, 如Q235等, 取

$$F_{cr} = (304 \sim 1.12\lambda) \frac{\pi d_1^2}{4}$$

对 $\sigma_b \geq 470 \text{MPa}$ 的优质碳素钢, 如35, 45钢等, 取

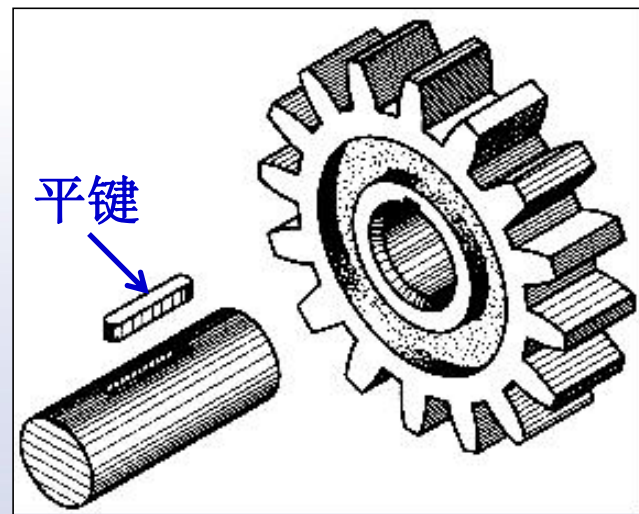
$$F_{cr} = (461 \sim 2.57\lambda) \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$\lambda < 40$ 时, 不必进行稳定性校核。



第8节 键、花键和过盈连接

键连接、花键连接和过盈连接是轴与轴上零件周向固定的主要方式，用来传递回转运动和转矩。

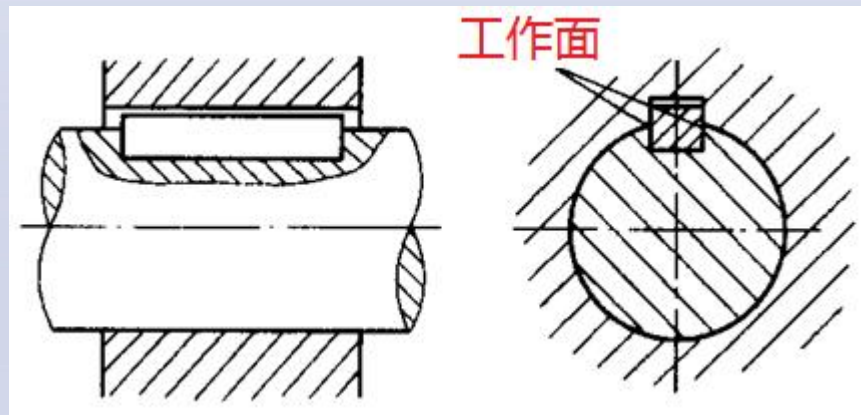


一、键连接

组成：由键、轴与轮毂所组成。

原理：依靠键与键槽侧面的挤压传递转矩。键的上表面与轮毂上的键槽底部之间留有间隙，键不会影响轴与轮毂的同心精度。

类型：平键、半圆键、楔键，均为标准化零件。





第8节 键、花键和过盈连接

➤ 平键

两侧面是工作面，工作时靠键与键槽互相挤压传递转矩。

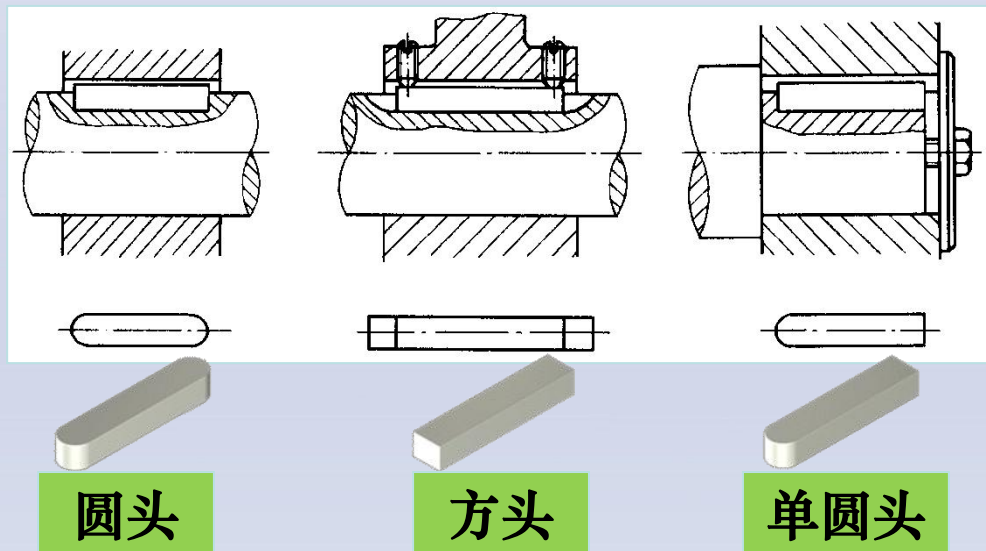
特点：定心性好，装拆方便，能承受冲击或变载荷。

类型：普通平键、导向型平键、滑键。

◆ 普通平键——应用最广

按端部形状不同，分为A型（圆头）、B型（方头）、和C型（单圆头）。

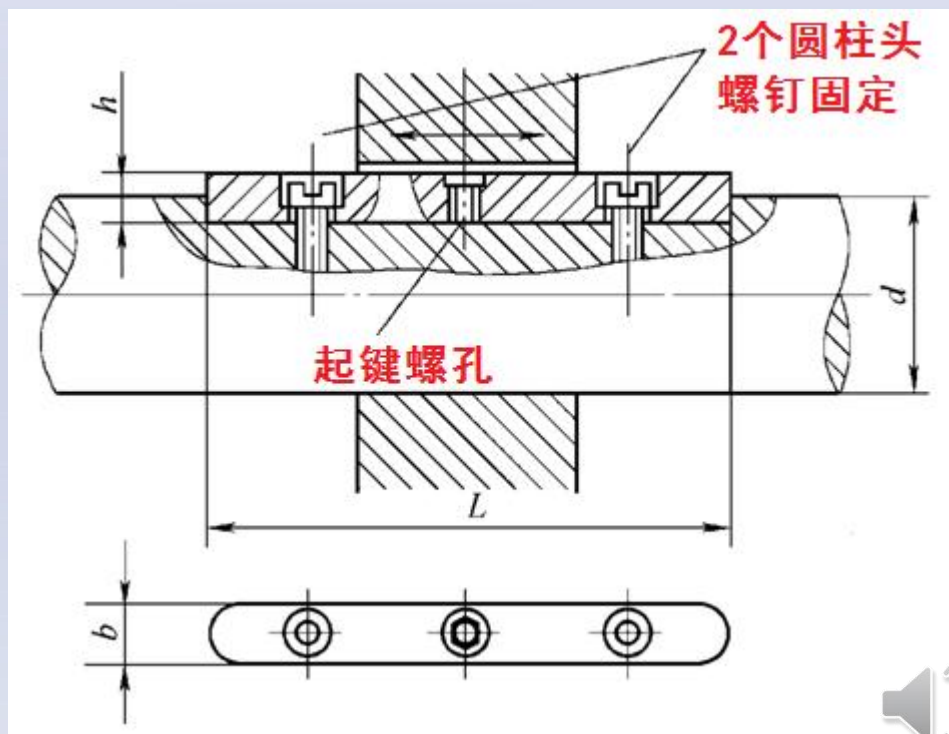
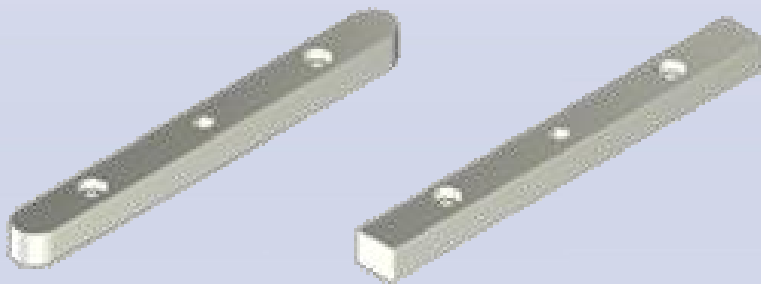
C型键用于轴的端部，A型和C型键在轴的键槽中固定良好，但轴上键槽引起的应力集中较B型大。

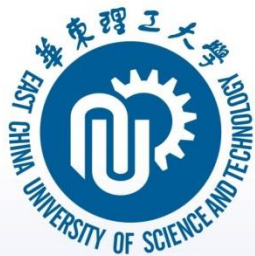




第8节 键、花键和过盈连接

- ◆ 导向型平键——用于动连接，轮毂可以沿轴线相对移动
为防止松动，用两个圆柱头螺钉将键固定在轴槽中；为拆卸方便，在键中部制有起键螺孔。

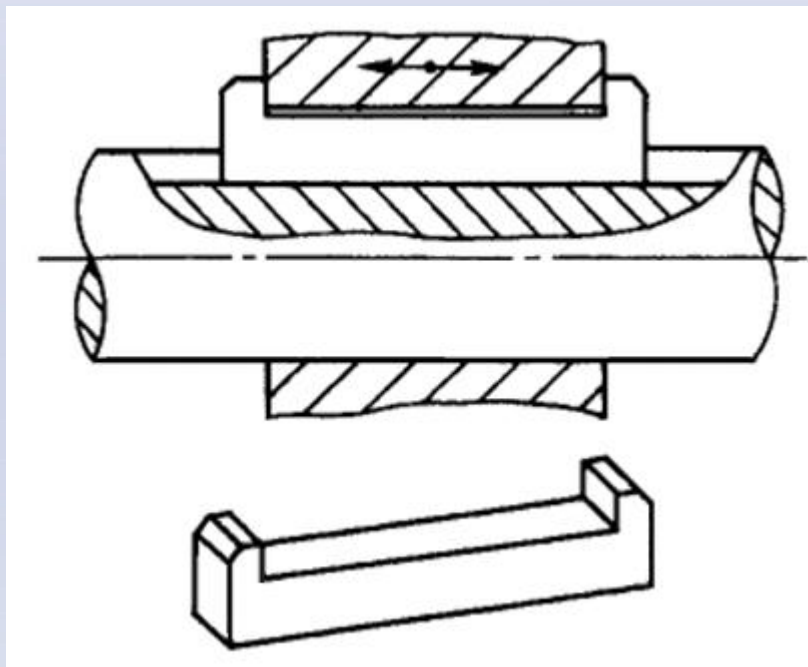


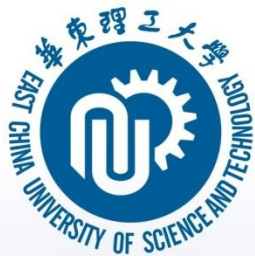


第8节 键、花键和过盈连接

◆ 滑键

滑键固定在轮毂上，与轮毂一起可沿轴上键槽移动，适用于轮毂沿轴向移动距离较长的场合。





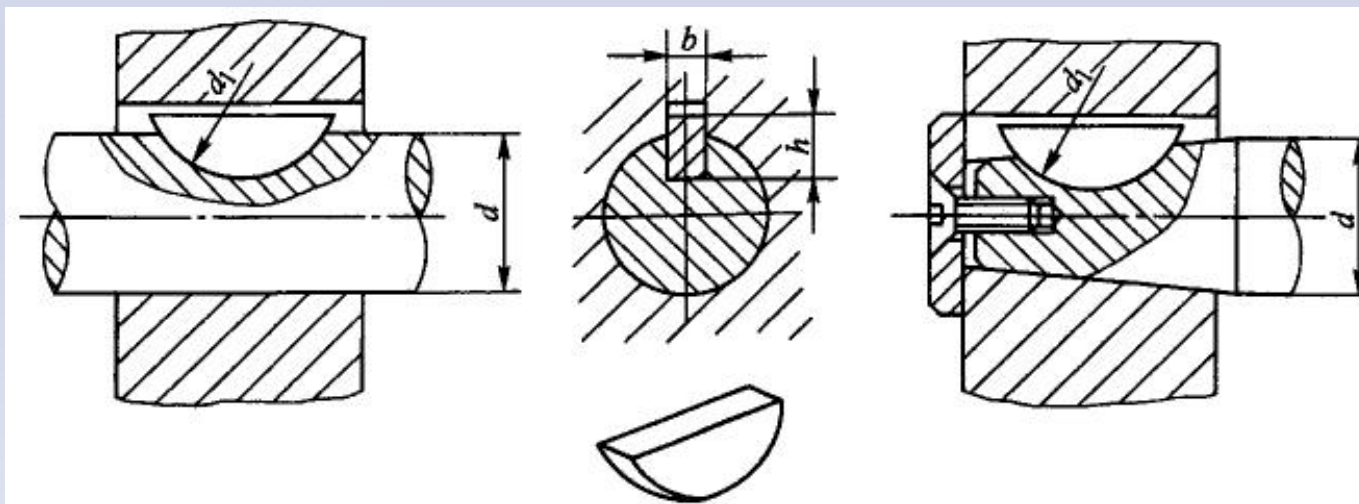
第8节 键、花键和过盈连接

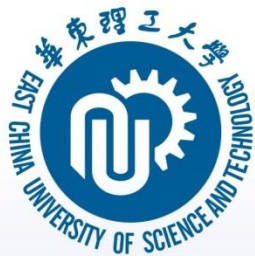
➤ 半圆键

半圆键也是以两侧面为工作面，用于静连接。

优点：能在轴上键槽中摆动，以适应轮毂键槽底面的倾斜，便于安装且有良好的对中作用。

缺点：键槽较深，对轴的削弱较大，故只适用于轻载连接，常用在锥形轴端与毂孔的联接中。





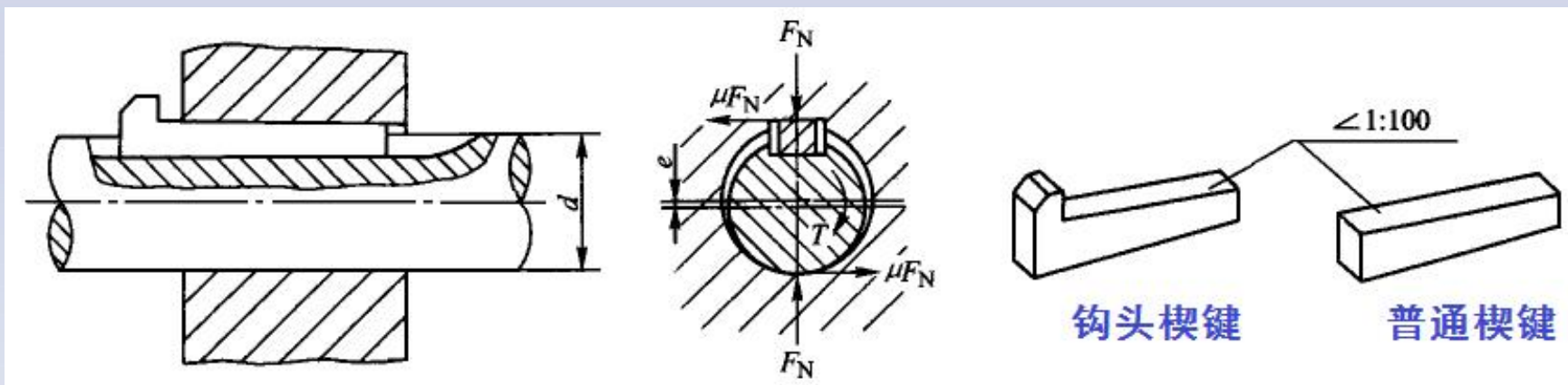
第8节 键、花键和过盈连接

➤ 楔键——上、下面是工作面

常用的有：普通楔键和钩头楔键两种。

键的上表面和轮毂键槽底面各有1:100的斜度，装配时把楔键打入轴和轮毂键槽内，使连接在工作面上产生很大的压紧力 F_N ，工作时靠楔紧的摩擦力 μF_N 传递转矩，并能承受单方向的轴向力。

由于楔键打入时迫使轴和轮毂产生偏心，故多用于对中性要求不高、载荷平稳和转速较低の場合。



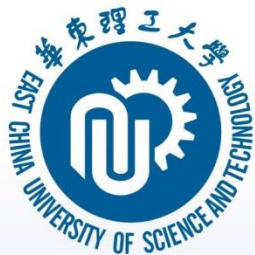


第8节 键、花键和过盈连接

2. 平键连接的设计

设计准则：通常是根据工作条件和使用要求**首先选定键的类型**，然后根据**轴的直径**查标准，确定键的横截面尺寸，根据轮毂长度确定**键的长度**。在确定了结构和尺寸之后，校核键连接的强度。

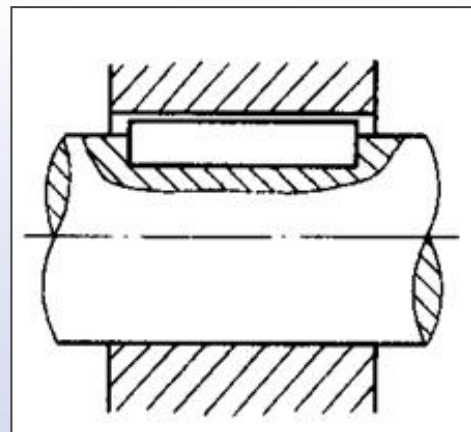
- 1) 平键连接的结构设计
- 2) 平键连接的受力和失效分析
- 3) 平键连接的强度校核



第8节 键、花键和过盈连接

1) 平键连接的结构设计

① 键要有适当的长度，既利于承受载荷，又便于轴毂安装。普通平键的长度一般应稍短于轮毂的长度，导向平键的长度应由轮毂的长度及其滑移距离而定，一般应适当大于轮毂的长度与其滑移距离之和。



② 各种键槽根部都应设置圆角，以减小轴的应力集中。

③ 同一轴段上需设置两个键时，两个键槽应相隔 180° 。
对称布置。

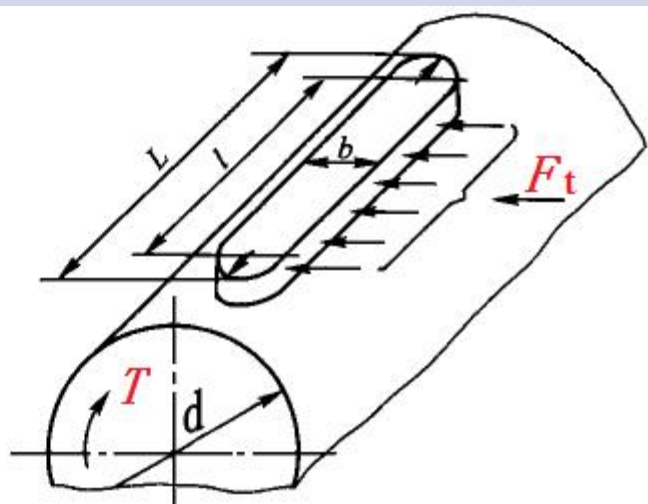
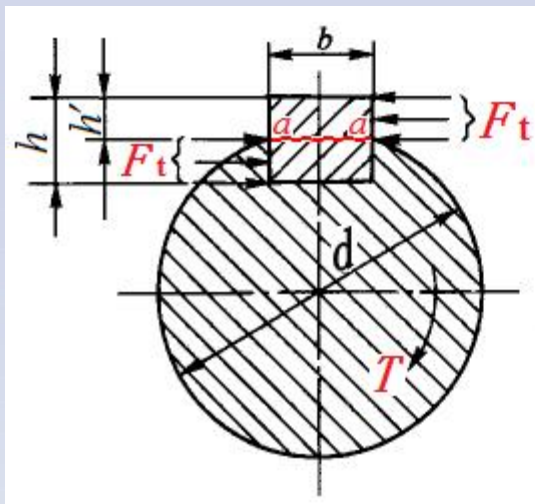


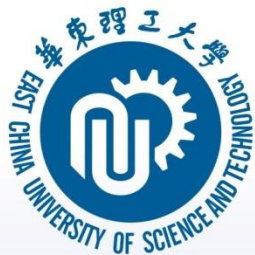
第8节 键、花键和过盈连接

2) 平键连接的受力和失效形式

在切向力 F_t 作用下，键和键槽的两侧面受挤压，键的 α - α 截面受剪切。

在满足连接的挤压或磨损强度条件下，一般不会出现键的剪切破坏。因此，键连接的主要失效形式为：对于静连接，常为较弱零件（一般为轮毂）工作面的压溃；对于动连接，常为较弱零件工作面的磨损。





第8节 键、花键和过盈连接

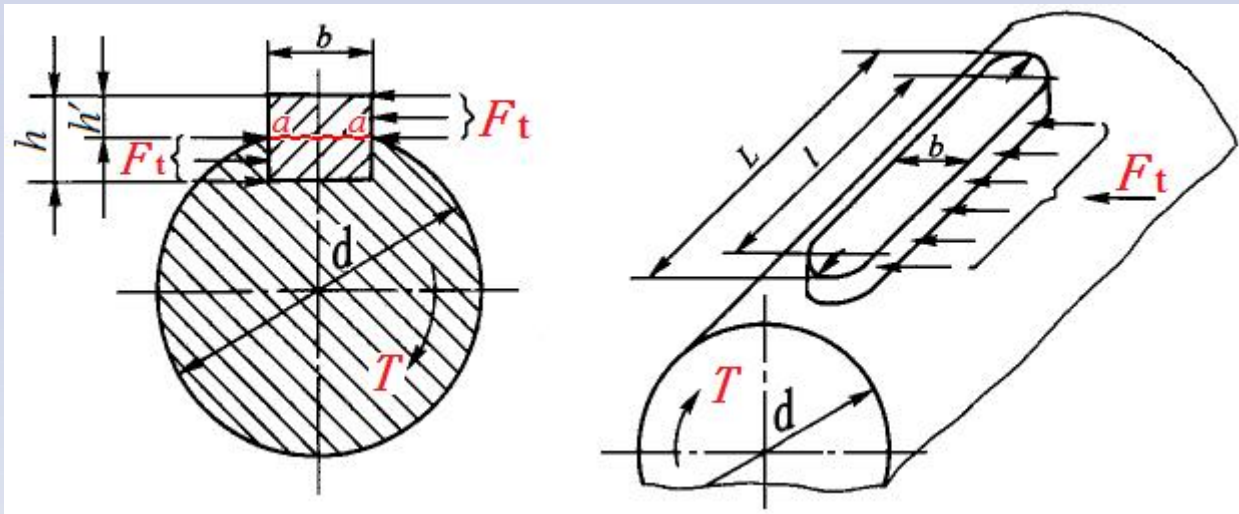
3) 平键连接的强度校核

假设载荷沿键长均匀分布，平键连接的强度条件为：

静连接
$$\sigma_p = \frac{2T / d}{h'l} \approx \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p]$$

动连接
$$p = \frac{2T / d}{h'l} \approx \frac{4T}{dhl} \leq [p]$$

σ_p 是工作挤压应力； p 是工作压强； T 是轴传递的转矩； d 是轴径； h' 是键与轮毂的接触高度，取 $h' \approx h/2$ ； h 是键的高度； l 是键的工作长度，



A型键 $l = L - b$ 、B型键 $l = L$ 、C型键 $l = L - b/2$ ，同一轴段相隔 180° 设置两个键连接时， l 按一个键长的1.5倍计算； b 是键宽。



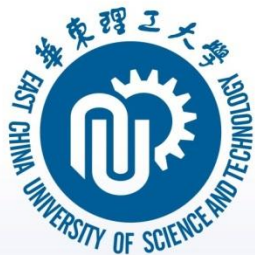
第8节 键、花键和过盈连接

3) 平键连接的强度校核

$[\sigma_p]$ 是许用挤压应力； $[p]$ 是许用压强。

键连接的许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 和许用压强 $[p]$

联接方式	轮毂材料	许用值	载 荷 性 质		
			静载荷	轻微冲击	冲 击
静联接	钢	$[\sigma]_p$	120~150	100~120	60~90
	铸铁		70~80	50~60	30~45
动联接	钢	$[p]$	50	40	30



第8节 键、花键和过盈连接

【例6-5】一铸铁直齿圆柱齿轮用普通平键与钢轴连接，齿轮轮毂长90mm，安装齿轮处轴的直径 $d=60\text{mm}$ 。该连接传递的转矩 $T=500\text{N}\cdot\text{m}$ ，工作有轻微冲击。试确定此键连接的型号和尺寸。

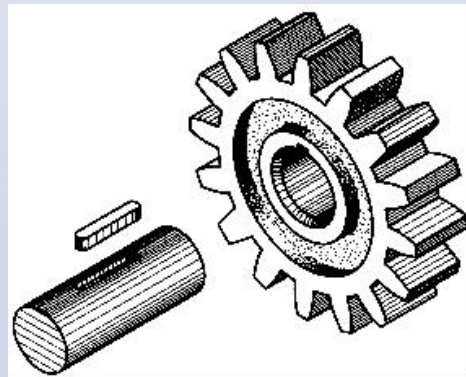
【解】1. 选择键的类型、材料，确定键的尺寸

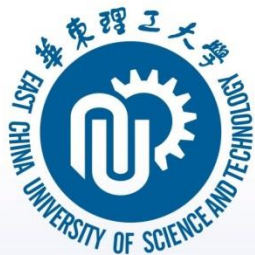
根据工作要求，选择普通平键（A型）

键的材料选择45钢

已知轴径 $d=60\text{mm}$ ，轮毂长90mm，确定键的尺寸为：

$b=18\text{mm}$ ， $h=11\text{mm}$ ， $L=80\text{mm}$ （小于轮毂长度，且是键的长度系列）（根据书附表6-7确定）





第8节 键、花键和过盈连接

【解】2. 校核键连接的强度

普通平键构成静连接，因此只需校核轮毂的挤压强度。

齿轮材料为铸铁，轻微冲击，根据表6-12，确定许用挤压应力 $[\sigma_p]=50\sim60\text{MPa}$ 。

键的工作长度 $l = L - b = 80 - 18 = 62\text{mm}$

挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 500 \times 10^3}{60 \times 11 \times 62} = 48.88\text{MPa} < [\sigma_p]$$

强度足够

3. 确定键的型号

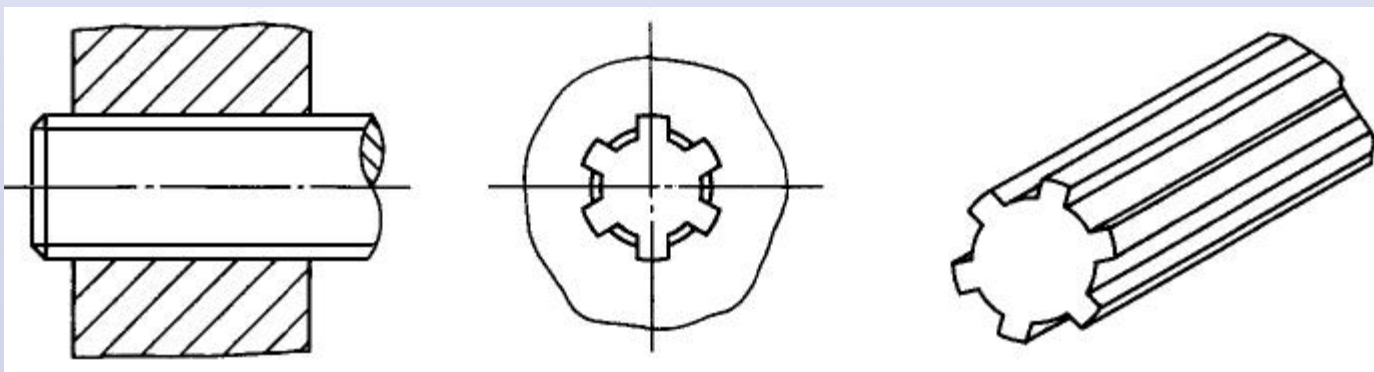
GB/T 1096 键 $18 \times 11 \times 80$



第8节 键、花键和过盈连接

二、花键连接——轴毂动连接

组成：与轴做成一体的花键和具有相应凹槽的毂孔组成。



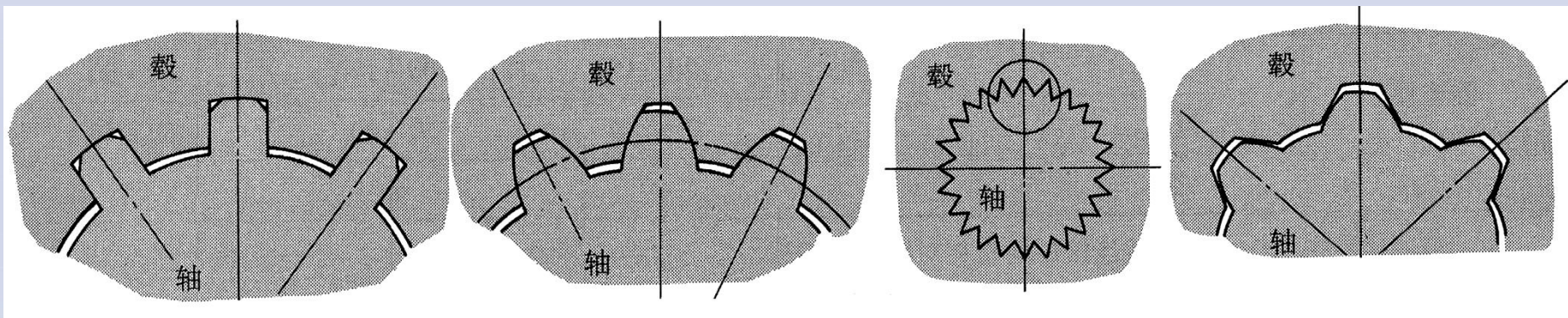
特点：键齿对称布置，对中性、导向性、载荷分布的均匀性较好；齿数多，接触面积大，承载能力高；制造比较复杂，成本高。



第8节 键、花键和过盈连接

二、花键连接

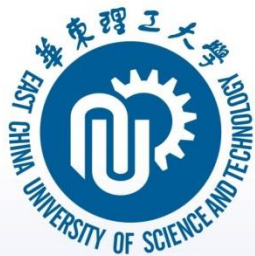
类型：花键的齿形有**矩形**、**渐开线**和三角形。矩形、渐开线形应用较多，三角形花键齿细而薄，仅适用于轻载或薄壁零件的连接。



矩形

渐开线形

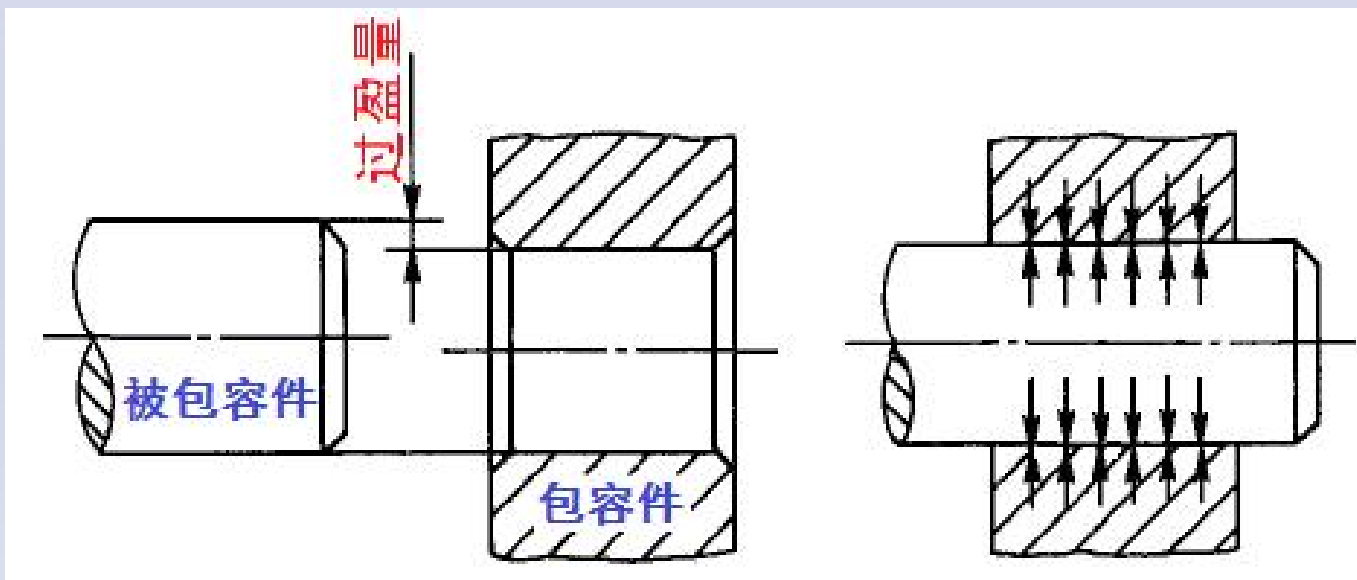
三角形



第8节 键、花键和过盈连接

三、过盈配合连接（简称过盈连接）

过盈连接在轴与毂孔之间存在着较大的过盈量，装配后的轴与毂孔表面之间产生很大的径向压力。工作时，配合面上便产生摩擦力，靠**摩擦力**来传递转矩和轴向力。



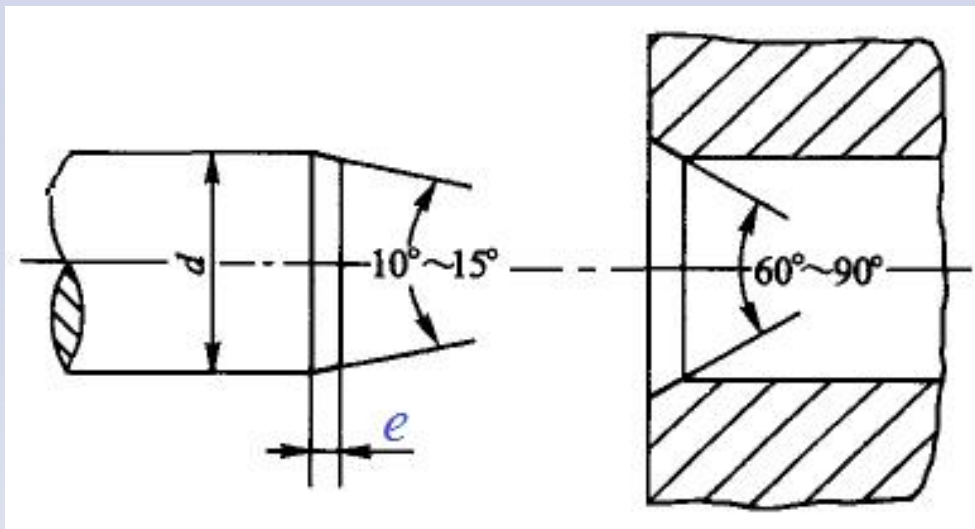


第8节 键、花键和过盈连接

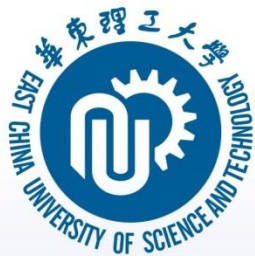
三、过盈配合连接（简称过盈连接）

特点：结构简单，定心精度较高，随着过盈量的增加，连接的牢固性随之增加。

装配方法：压入法（过盈量较小时）、胀缩法（过盈量较大时）。为了便于装配，对轴与毂孔的倒角有一定要求。



$$e \geq 0.01d + 2mm$$



本章小结

- 螺纹参数
- 螺纹连接的类型、结构特点和应用
- 螺旋副的受力、效率和自锁
- 螺纹连接的强度计算
- 滑动螺旋传动设计（选讲）
- 平键连接的设计与计算