

# 机械设计基础

南京大学出版社



- 绪论 →
- 第1章 平面机构的运动简图和自由度 →
- 第2章 平面连杆机构 →
- 第3章 凸轮机构 →
- 第4章 齿轮机构 →
- 第5章 齿轮系 →
- 第6章 间歇运动机构 →
- 第7章 刚性回转的平衡 →
- 第8章 键联接和销联接 →



- 第9章 螺纹联接和螺旋传动 →
- 第10章 带传动 →
- 第11章 链传动 →
- 第12章 齿轮传动 →
- 第13章 轴 →
- 第14章 轴承 →
- 第15章 联轴器和离合器 →
- 第16章 机械传动系统设计 →



## 0.1 机器的组成及其特征

### 0.1.1 机器与机构

在现代的日常生活和工程实践中随处都可见到各种各样的机器。例如，洗衣机、缝纫机、内燃机、拖拉机、金属切削机床、起重机、包装机、复印机等。机器是一种人为实物组合的具有确定机械运动的装置，它用来完成一定的工作过程，以代替或减轻人类的劳动。机器的种类很多，

根据用途不同，机器可分为：

**动力机器：**实现能量转换，如内燃机、电动机、蒸汽机、发电机、压气机等。

**加工机器：**完成有用的机械功或搬运物品，如机床、织布机、汽车、飞机、起重机、输送机等。

**信息机器：**完成信息的传递和变换，如复印机、打印机、绘图机、传真机、照相机等。



虽然机器的种类繁多，构造、用途和功能也各不相同。但具有相同的基本特征：

- (1) 人为的实物（构件）组合体。
- (2) 各个运动实物之间具有确定的相对运动。
- (3) 代替或减轻人类劳动，完成有用功或实现能量的转换。

凡具备上述（1）、（2）两个特征的实物组合体称为机构。机器能实现能量的转换或代替人的劳动去做有用的机械功，而机构则没有这种功能。

仅从结构和运动的观点看，机器与机构并无区别，它们都是构件的组合，各构件之间具有确定的相对运动。因此，通常人们把机器与机构统称为机械。



如图1-1所示的内燃机，

是由汽缸体1、活塞2、连杆3、曲轴4、小齿轮5、大齿轮6、凸轮7、推杆8等系列构件组成，其各构件之间的运动是确定的。

## 0.1.2 构件与零件

机构是由具有确定运动的单元体组成的，这些运动单元体称为构件。

组成构件的制造单元体称为零件。

零件则是指机器中不可拆的一个最基本的制造单元体。构件可以由一个或多个零件组成。

如图1-1所示内燃机的曲轴为一个零件；连杆则为多个零件的组合。因此，构件是相互固接在一起的零件组合体。

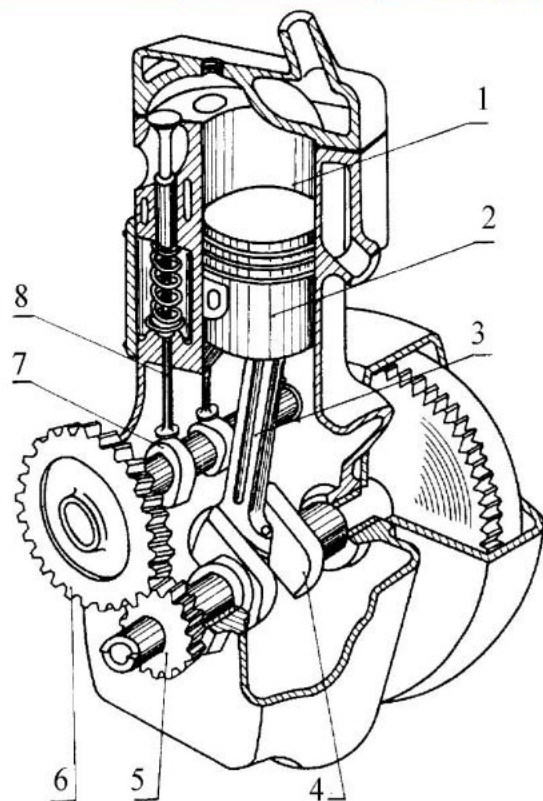


图1-1 单缸内燃机

[内燃机动画](#)



## 0.2 本课程的性质和研究对象

### 0.2.1 本课程的性质

本课程是一门研究常用机构、通用零件与部件以及一般机器的基本设计理论和方法的课程，是机械工程类各专业中的主干课程，它介于基础课程与专业课程之间，具有承上启下的作用，是一门重要的技术基础课程。本课程要综合应用机械制图、金属工艺学、工程力学、互换性与技术测量等先修课程的基础理论和基本知识，且偏重于工程的应用。因此，要重视生产实践环节，学习时应注重培养工程意识、理论联系实际。本课程将为学生今后学习有关专业课程和掌握新的机械科学技术奠定必要的基础。



## 0.2.2 本课程的研究对象

本课程的研究对象为机械中的常用机构及一般工作条件下和常用参数范围内的通用零部件，研究其工作原理、结构特点、运动和动力性能、基本设计理论、计算方法以及一些零部件的选用和维护。

## 0.3 本课程的基本要求和学习方法

### 0.3.1 本课程的基本要求

本课程的任务是使学生掌握常用机构和通用零件的基本理论和基本知识，初步具有分析、设计能力，并获得必要的基本技能训练，同时培养学生正确的设计思想和严谨的工作作风。通过本课程的教学，应使学生达到下列基本要求：





1. 熟悉常用机构的组成、工作原理及其特点，掌握通用机构的分析和设计的基本方法。
2. 熟悉通用机械零件的工作原理、结构及其特点，掌握通用机械零件的选用和设计的基本方法。
3. 具有对机构分析设计和零件设计计算的能力，并具有运用机械设计手册、图册及标准等有关技术资料的能力。
4. 具有综合运用所学知识和实践的技能，设计简单机械和简单传动装置的能力。

## 0.3.2 本课程的学习方法

本课程是从理论性、系统性很强的基础课和专业课向实践性较强的专业课过渡的一个重要转折点。因此，学生在学习过程中，必须多观察、细思考、勤练习、常总结。观察生活、生产中遇到的各种机械，熟悉典型结构，增强感性认识；思考明晰本课程的基本概念，注意各种知识的联系，融会贯通；勤练基本技能，提高分析能力和综合能力；及时总结、消化掌握课程内容，归纳学到的各种技术方法。特别应注重实践能力和创新精神的培养，提高全面素质和综合职业能力。



## 1.1 机构的组成

### 1.1.1 自由度、运动副与约束

- **构件**：机构中运动的单元体，是组成机构的基本要素。
- **自由度**：构件可能出现的独立运动。

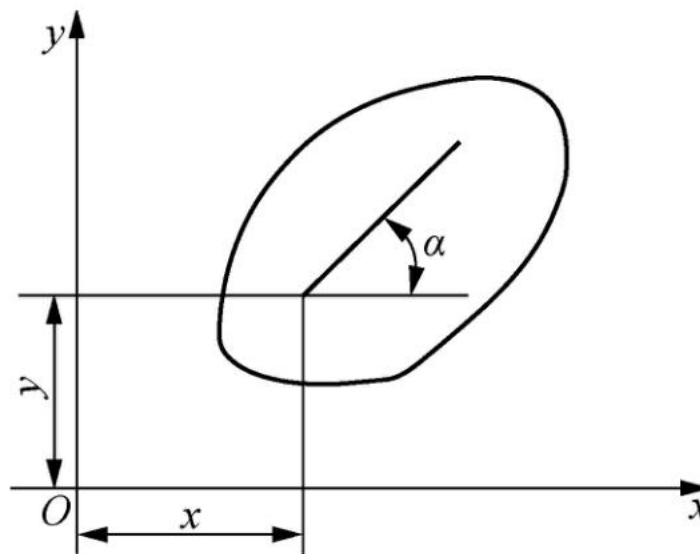


图1-1 自由度

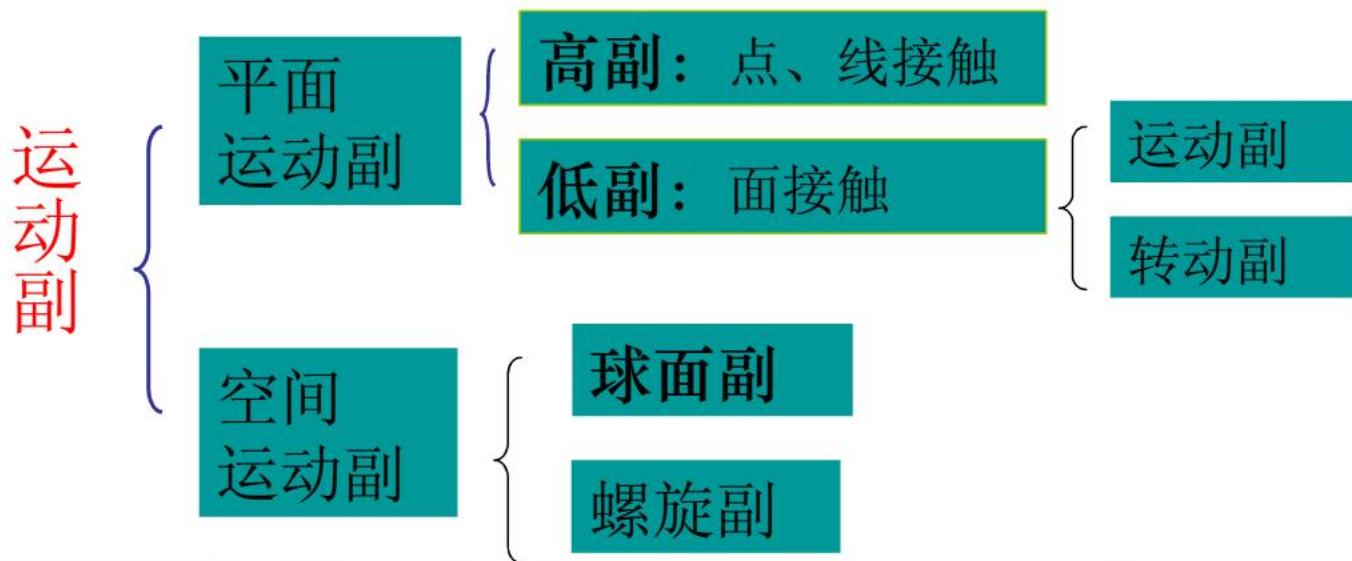
- 对于一个作平面运动的构件，则只有三个



**1) 运动副：** 两构件之间直接接触并能产生一定的相对运动的连接称为运动副。

运动副元素：两构件上直接参与接触而构成运动副的部分——点、线或面。

## 2) 运动副的分类



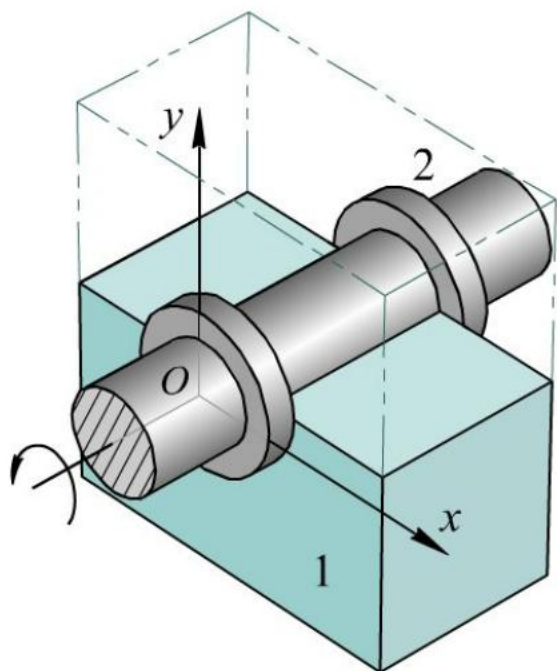


图1-2 转动副

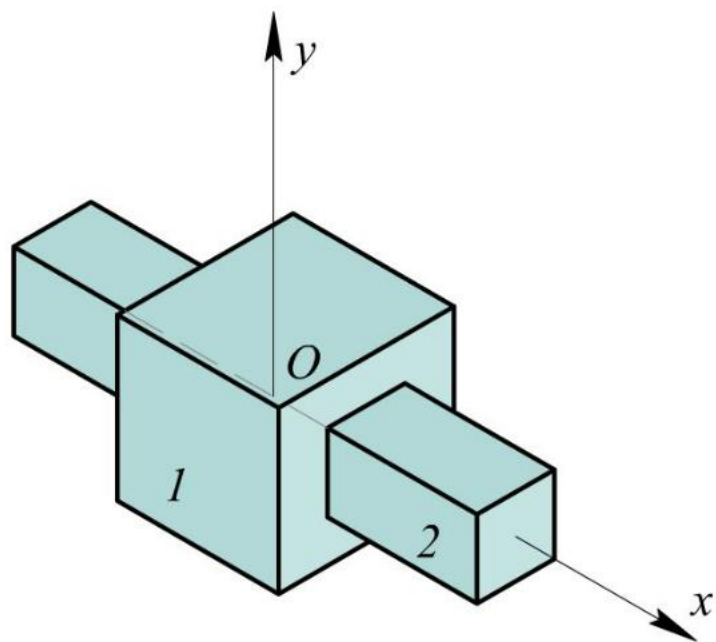


图1-3 移动副

平面机构中低副引入两个约束，仅保留一个自由度。

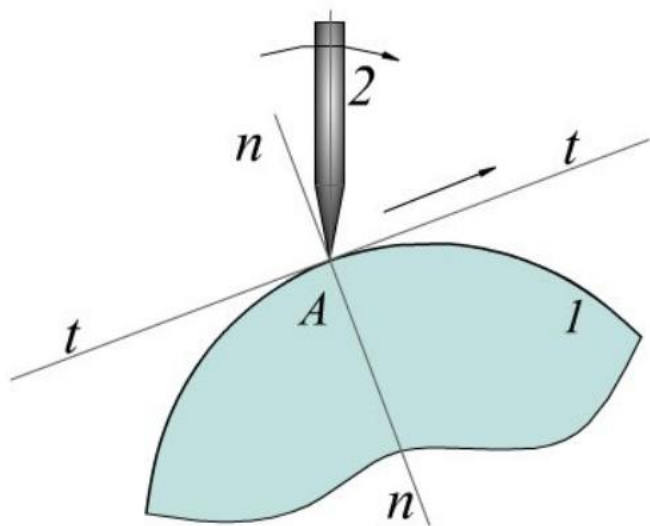


图1-4 (a) 凸轮高副

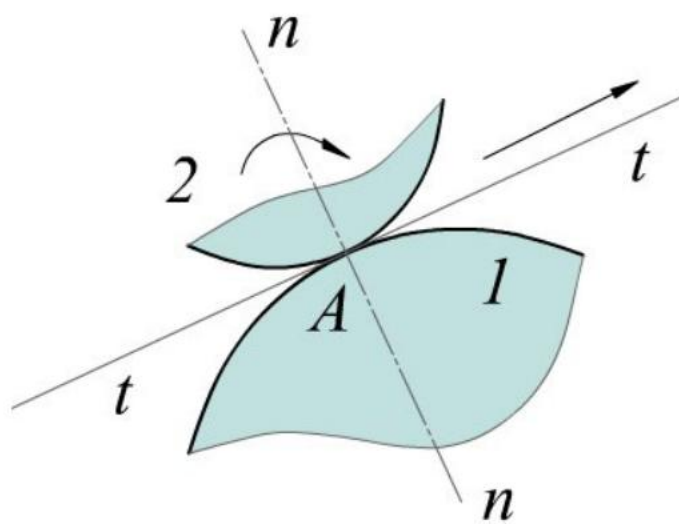


图1-4 (b) 齿轮高副

平面机构中高副引入一个约束，保留两个自由度。



- 运动链：两个以上的构件以运动副连接而构成的系统。
- 如图1-5所示，若运动链中各构件首尾相连，则称之为闭式运动链，否则称为开式运动链。

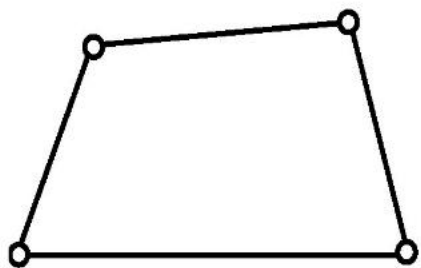


图1-5 (a) 闭式运动链

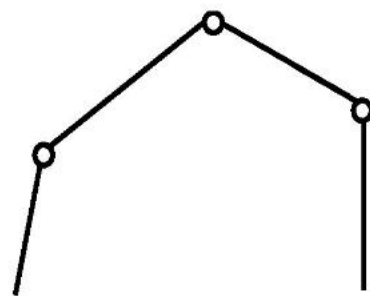


图1-5 (a) 开式运动链



- 将运动链中的一个构件固定，并且它的一个或几个构件作给定的独立运动时，其余构件便随之作确定的运动，此时，运动链便成为**机构**。
- 机构的**组成**：
  - 机 架：固定不动的构件
  - 原动件：输入运动的构件
  - 从动件：其余的活动构件



在对现有机械进行分析或设计新机器时，都需要绘出其机构运动简图。

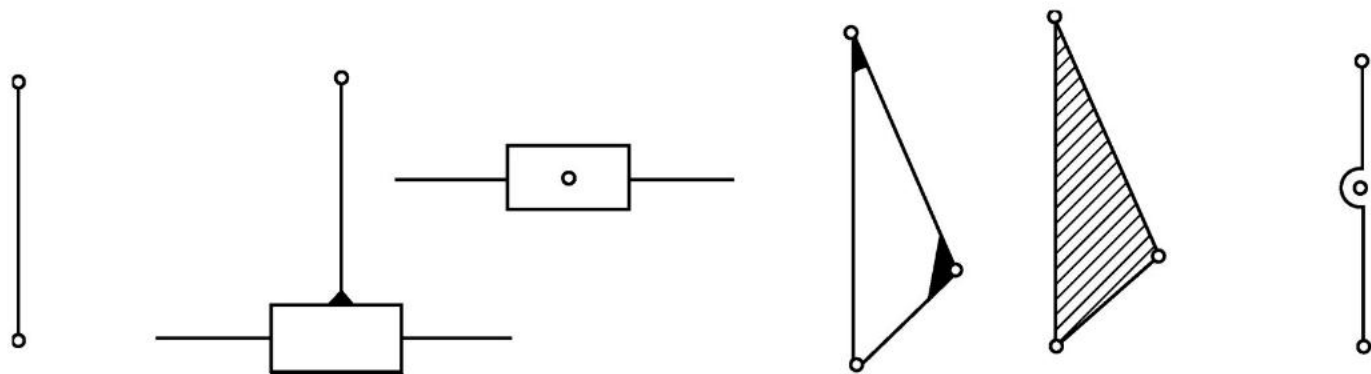
### 1. 机构运动简图的定义

为了便于分析，人们不考虑机器的复杂外形和结构，仅用规定的线条和符号按一定的比例表示构件的尺寸和各运动副的位置。这种将机构中各构件间相互运动关系表示出来并反映机构特征的简图称为机构运动简图。





- 1. 构件
- 构件均用直线或小方块来表示，如图1-6示。



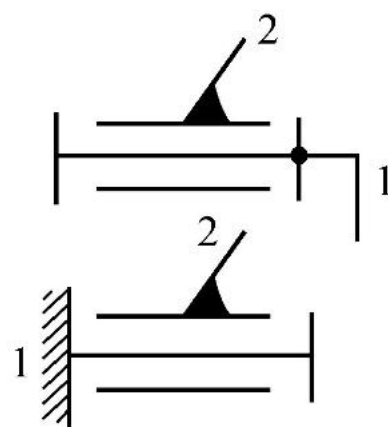
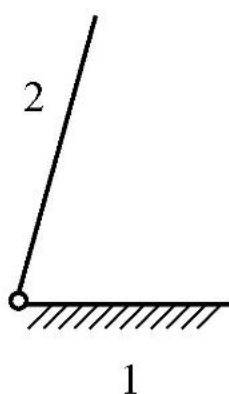
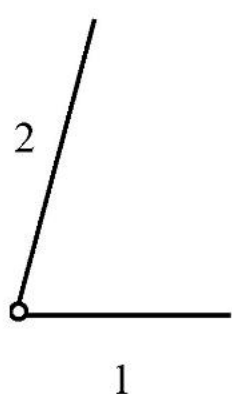
(a) 一个构件上有两个运动副

(a) 一个构件上有三个运动副

图1-6 构件的表示方法



## • 2. 转动副



(a) 图面与回转轴线垂直;

(b) 图面与回转轴线共面

图1-7 转动副的表示方法



- 3. 移动副

- 如图1-8所示，注意移动副的导路应与两构件相对移动的方向一致。

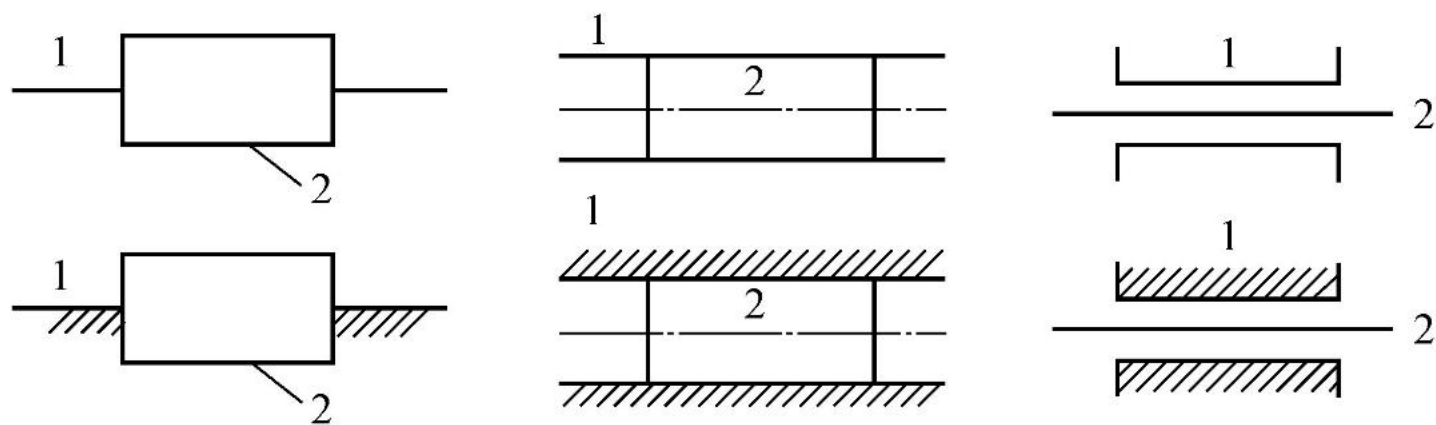
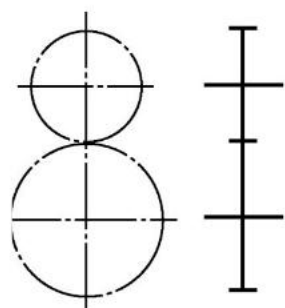


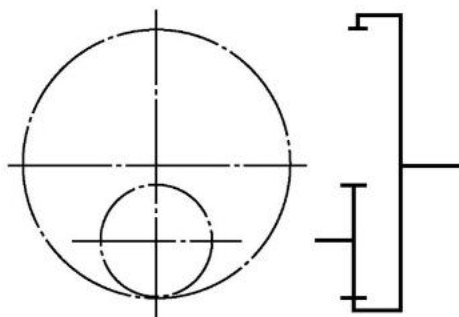
图1-8 移动副的表示方法



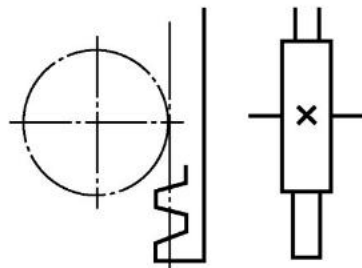
- 4. 高副
- 两构件组成高副时的相对运动与这两个构件在接触处的轮廓形状有直接关系，因此，在表示高副时必须画出两构件在接触处的曲线轮廓。如图1-8、图1-9所示为齿轮高副和凸轮高副的表示方法。



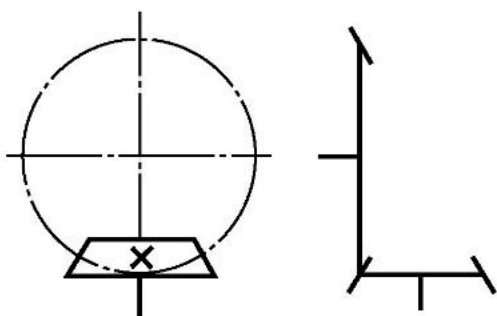
(a) 外啮合齿轮;



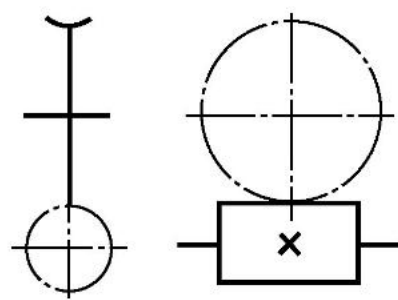
(b) 内啮合齿轮;



(c) 齿轮齿条;



(d) 锥齿轮;



(e) 蜗杆蜗轮

图1-9 齿轮高副的表示方法

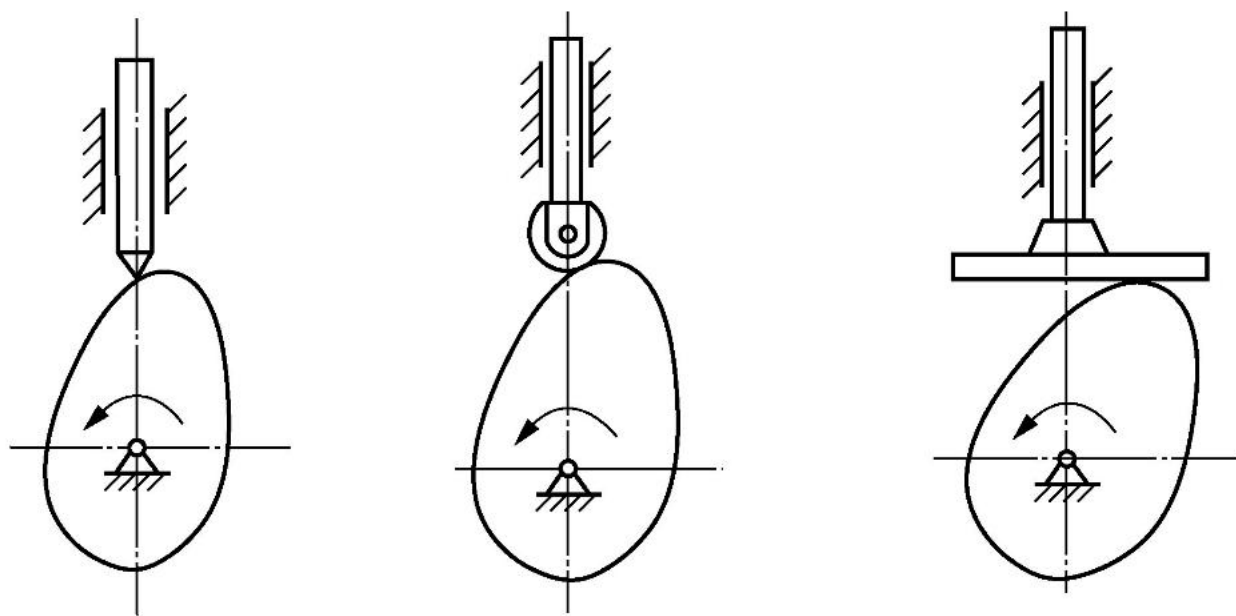


图1-10 凸轮副的表示方法

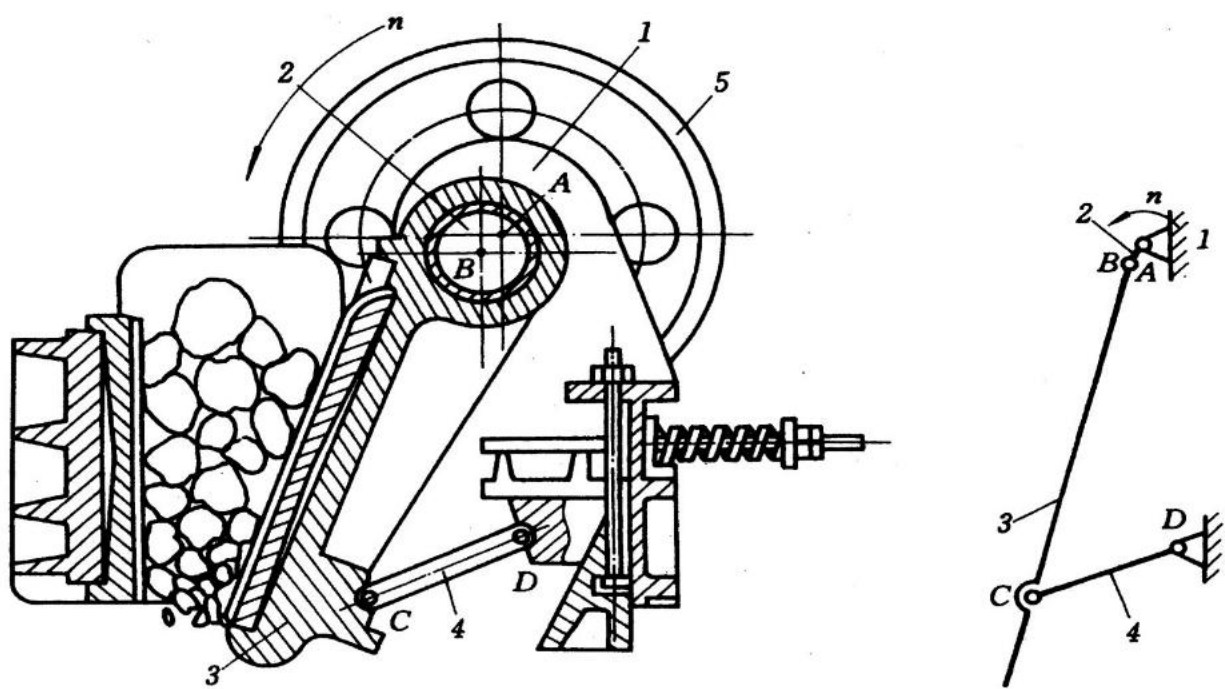


- 绘制机构运动简图的步骤：
  - (1) 分析机构的组成，观察相对运动关系，了解其工作原理。
  - (2) 确定所有的构件（数目与形状）、运动副（数目和类型）。
  - (3) 选择合理的位置，能充分反映机构的特性。
  - (4) 确定比例尺  $\mu_l = \frac{\text{实际尺寸(m)}}{\text{图上尺寸(mm)}}$
  - (5) 用规定的符号和线条绘制成机构运动简图。



- 【例1-1】如图1-11 (a) 所示为颚式破碎机的主体机构，试绘制其机构运动简图。
- 此机构为原动件偏心轴，从动件肋板、构件、机架共同构成的曲柄摇杆机构。
- 按图量取尺寸，选取合适的比例尺，确定A、B、C、D四个转动副的位置，即可绘制出机构运动简图，最后标出原动件的转动方向，如图1-11 (b) 所示。





(a) 颚式破碎机的主体结构

(b) 机构运动简图

图1-11 颚式破碎机的主体结构及其机构运动简图  
1—机架；2—偏心轴；3—动颚板；4—肋板；5—轮



- 1.3.1 平面机构的自由度
- 机构的自由度：指机构中各构件相对于机架所能有的独立运动的数目。
- 一个作平面运动的构件，可有三个自由度，而每个低副会引入两个约束，每个高副会引入一个约束。所以自由度的计算可用可动构件的自由度总数减去约束的总数，即：

$$F=3n-2P_l-P_h$$

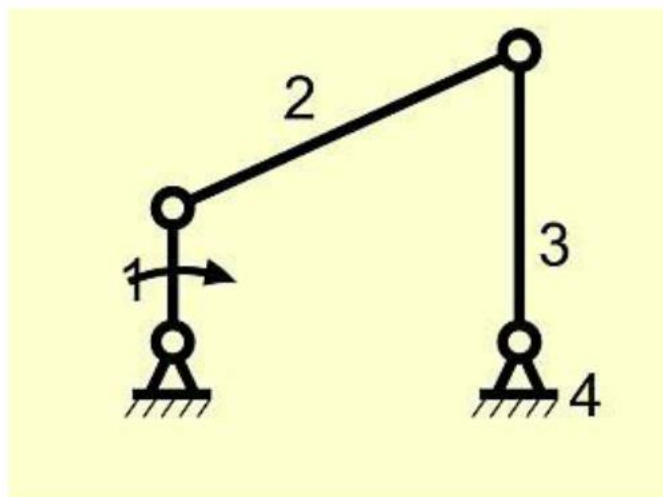
$n$ —活动构件数；  $P_l$ —低副数；  $P_h$ —高副数



如图1-12 (a) :

$$n = 3 \quad P_1 = 4$$

$$F = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$$

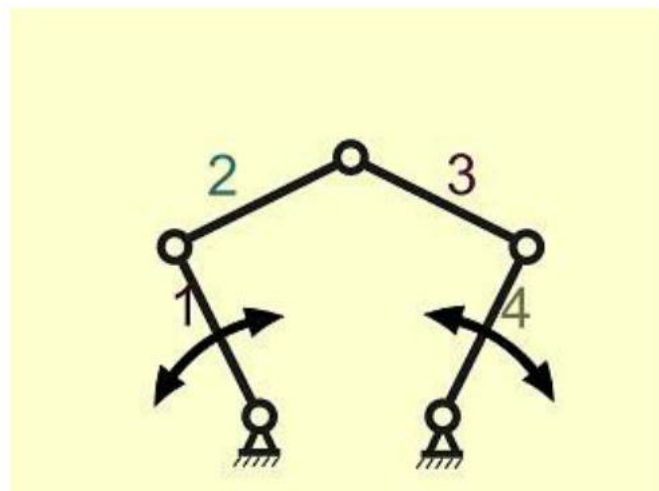


(a)

如图1-12 (b) :

$$n = 4 \quad P_1 = 5$$

$$F = 3 \times 4 - 2 \times 5 = 2$$



(b)

图1-12 机构的自由度



• 【例1-2】如图1-13所示，计算曲柄滑块机构的自由度。

• 活动构件数  $n=3$

• 低副数  $P_L = 4$

• 高副数  $P_H = 0$

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

$$= 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0$$

$$= 1$$

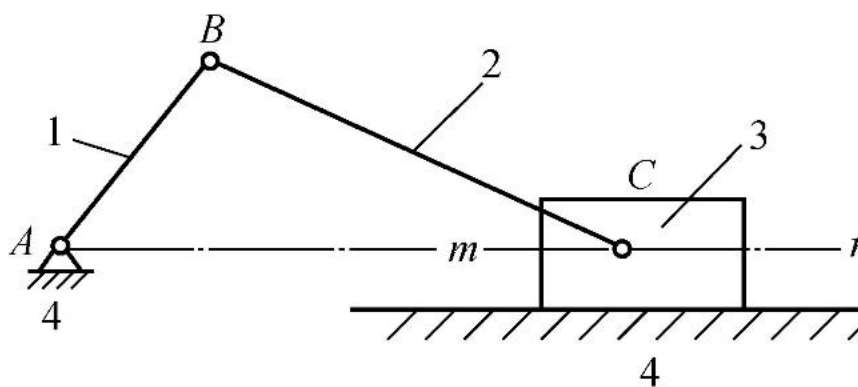


图1-13 曲柄滑块机构



• 【例1-3】如图1-14所示，计算图示凸轮机构的自由度。

• 解：活动构件数  $n=2$

• 低副数  $P_L = 2$

• 高副数  $P_H = 1$

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2P_L - P_H \\ &= 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 \\ &= 1 \end{aligned}$$

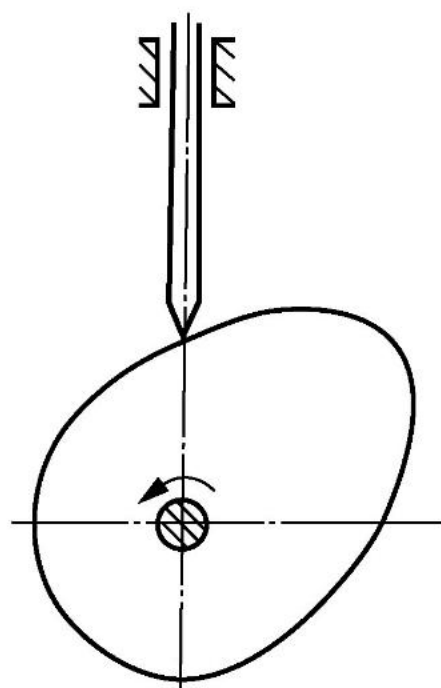


图1-14 凸轮机构

### 1). 复合铰链

由三个或三个以上构件组成的轴线重合的转动副称为复合铰链。

- 如图1-15所示，三个构件在同一轴线处形成两个转动副。
- 推理： $N$ 个构件时，有 $N - 1$ 个转动副。

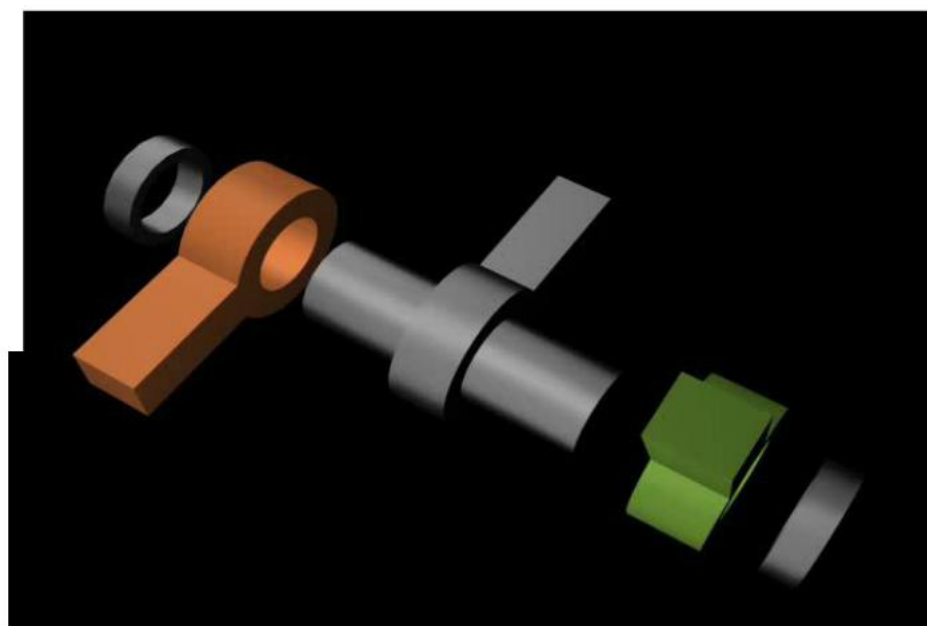
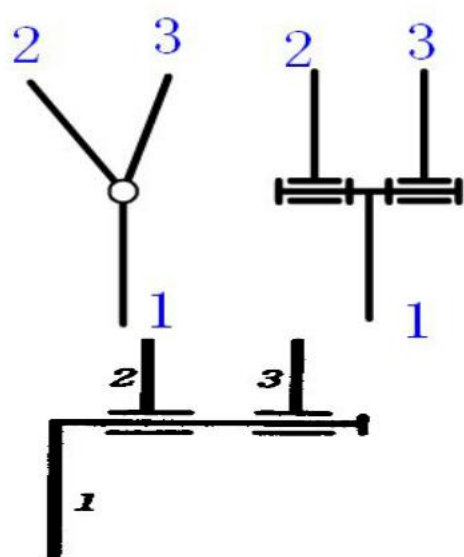


图1-15 复合铰链



• 【例1-4】计算如图1-16所示的复合杆机构的自由度。

• 解：活动构件数  $n=5$

• 低副数  $P_L = 7$

• 高副数  $P_H = 0$

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2P_L - P_H \\ &= 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 \\ &= 1 \end{aligned}$$

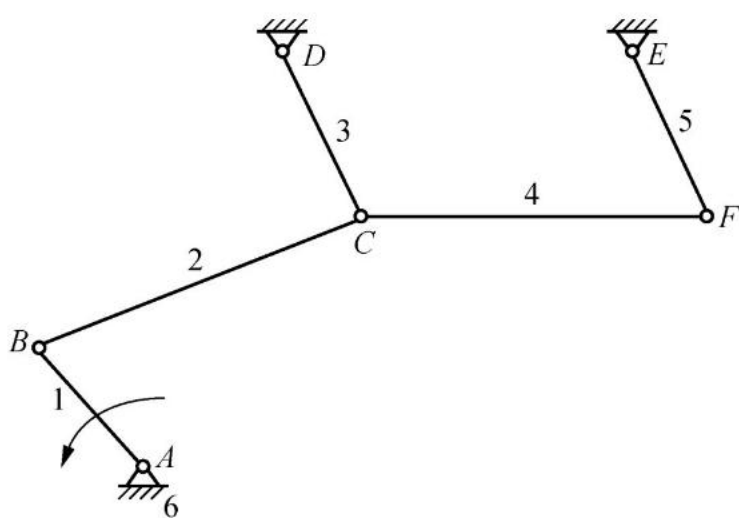


图1-16 复合杆机构





## 2) 局部自由度

(1)、局部自由度：机构中个别构件不影响其它构件运动，即对整个机构运动无关的自由度。

(2)、处理办法：在计算自由度时，拿掉这个局部自由度，即可将滚子与装滚子的构件固接在一起。



图1-17 局部自由度计算

$$n=3 \quad P_l=3 \quad P_h=1$$

$$F=3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 \times 1 = 2$$

$$n=2 \quad P_l=2 \quad P_h=1$$

$$F=2 \times 3 - 2 \times 2 - 1 \times 1 = 1$$



### 3). 虚约束

- (1) 虚约束：在机构中与其他运动副作用重复，而对构件间的相对运动不起独立限制作用的约束。
- (2) 处理办法：将具有虚约束运动副的构件连同它所带入的与机构运动无关的运动副一并不计。



## 常见虚约束

(1) 两构件构成多个导路平行的移动副，如图1-18所示。

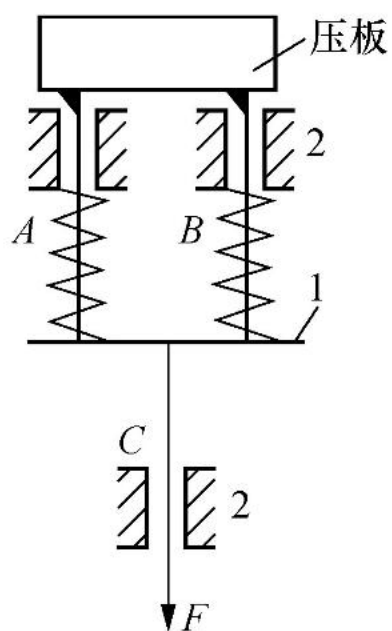


图1-18 两构件构成多个导路平行的移动副



(2) 两构件组成多个轴线互相重合的转动副，如图1-19所示。

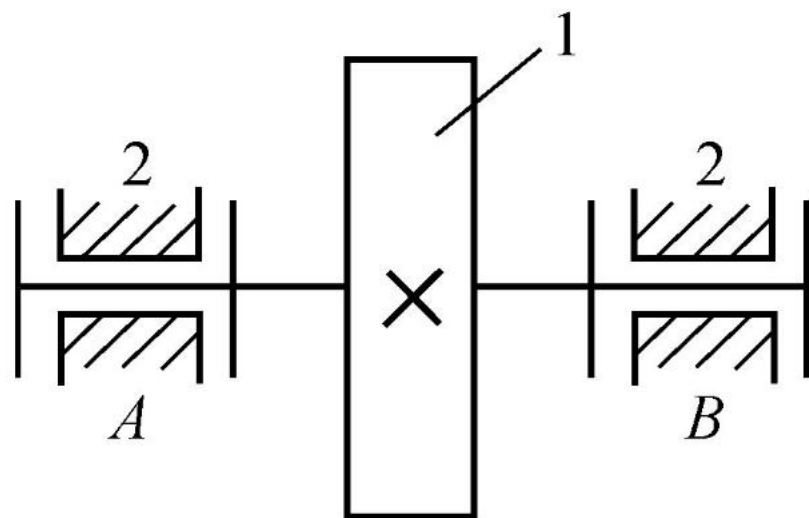


图1-19 两构件组成多个轴线互相重合的转动副



- (3) 机构中存在对传递运动不起独立作用的对称部分，如图1-20所示。

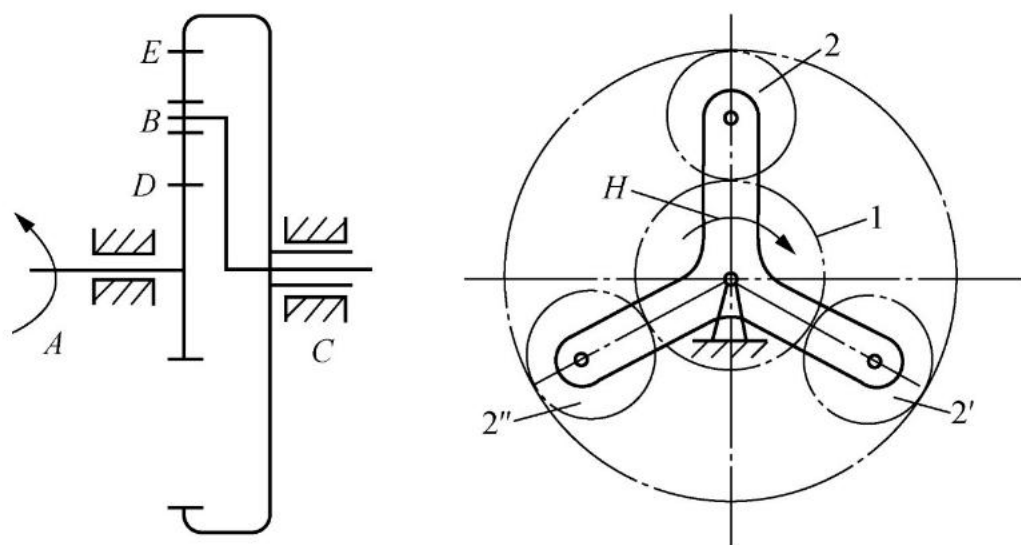


图1-20 行星轮系



- (4) 被连接件上点的轨迹与机构上连接点的轨迹重合，如图1-21所示。

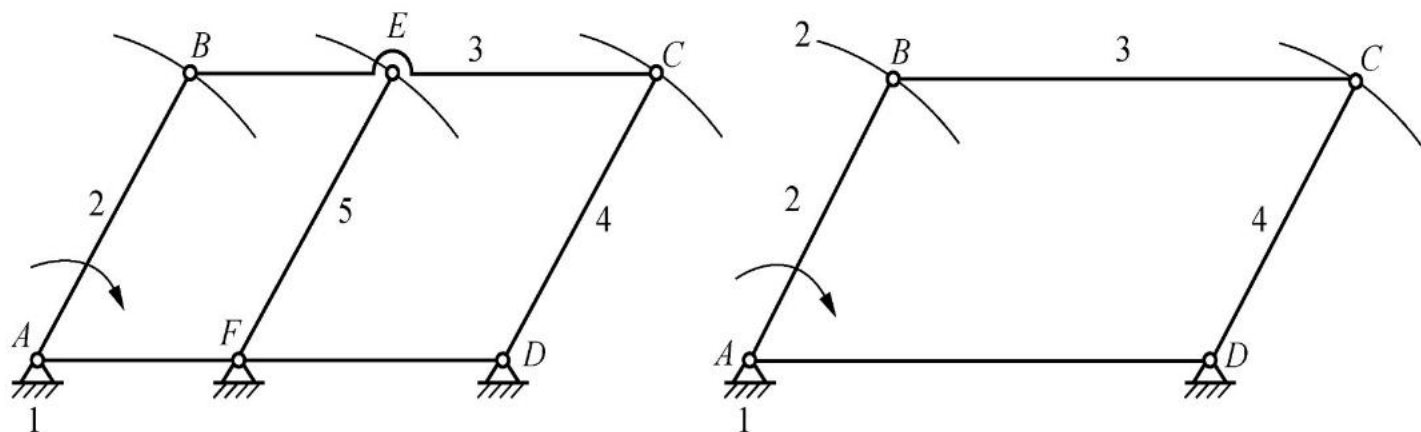


图1-21 平行四边形机构



- 1) 机构自由度数  $F \geq 1$ 。
- 2) 原动件数目等于机构自由度数  $F$ 。





- **平面连杆机构**：由若干个构件以低副（转动副和移动副）连接而成，且所有构件在相互平行平面内运动的机构，也称平面低副机构。
- **平面四杆机构**：最简单的平面四杆机构是由四个构件组成的，简称平面四杆机构。
- **铰链四杆机构**：构件间用四个转动副相连的平面四杆机构。



- 平面连杆机构的优点是：
- (1) 运动副都是低副，寿命长，传递动力大。
- (2) 何形状简单，易于加工，成本低。
- (3) 在主动件等速连续运动的条件下，当各构件的相对长度不同时,从动件可满足多种运动规律的要求。
- (4) 连杆上各点轨迹形状各异，可利用这些曲线来满足不同的轨迹要求。



- 平面连杆机构的缺点：
- （1）误差较大，降低机械效率。
- （2）不容易实现精确复杂的运动规律。
- （3）不宜用于高速传动。

## 2.2 铰链四杆机构



- 2.2.1 铰链四杆机构的组成
- (1) 机架——固定件，如图2-1所示构件4；
- (2) 连架杆——与机架用转动副相连接的构件，如图2-1所示构件1和构件3；
- (3) 连杆——不与机架直接相连的构件，如图2-1所示构件2。

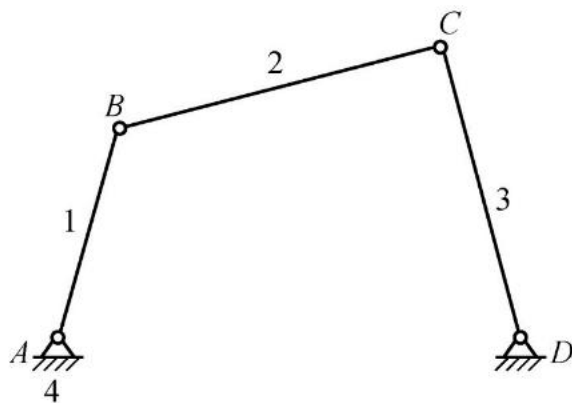
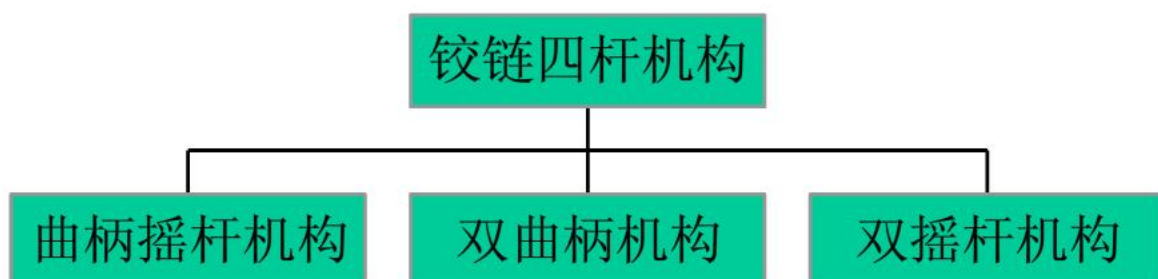


图2-1 铰链四杆机构



根据**连架杆**运动形式的不同，  
相对机架能做整周转动的称为**曲柄**，  
只能在一定角度范围内往复摆动的称为**摇杆**。  
这样，铰链四杆机构可分为三种基本形式：





## • 1. 曲柄摇杆机构

- 在铰链四杆机构的两连架杆中，若一个为曲柄，另一个为摇杆，则此四杆机构称为曲柄摇杆机构。
- 通常曲柄等速转动，摇杆作变速往复摆动。

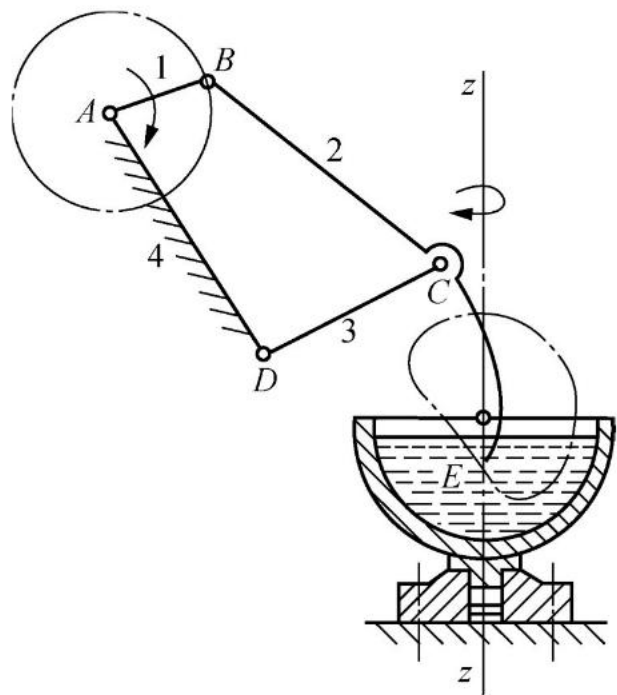


图2-2 搅拌机

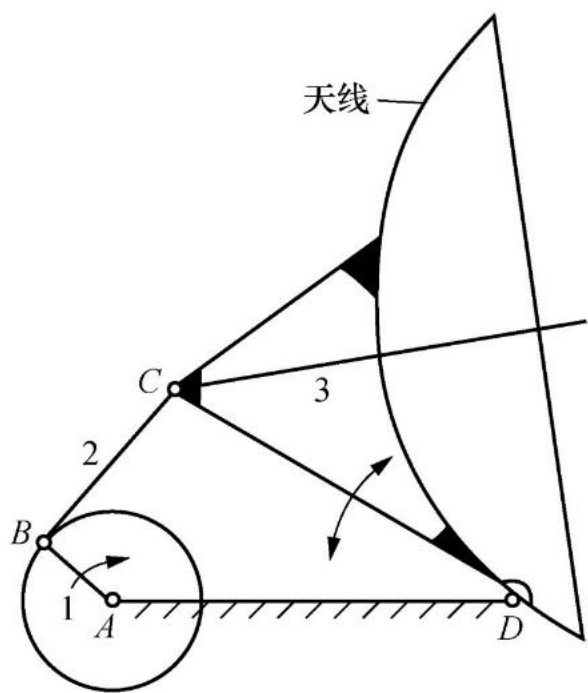


图2-3 雷达天线俯仰角的调整机构

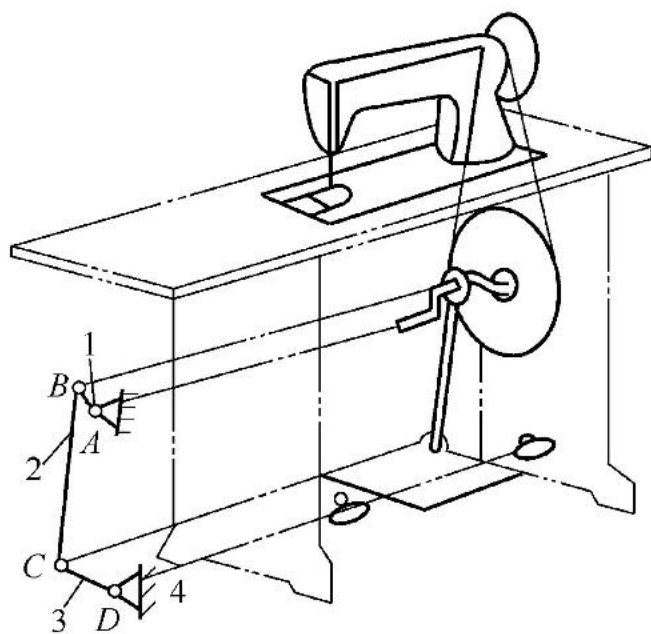


图2-4 缝纫机脚踏机构



## • 2. 双曲柄机构

- 在铰链四杆机构中，若两连架杆均为曲柄，则此四杆机构称为双曲柄机构。

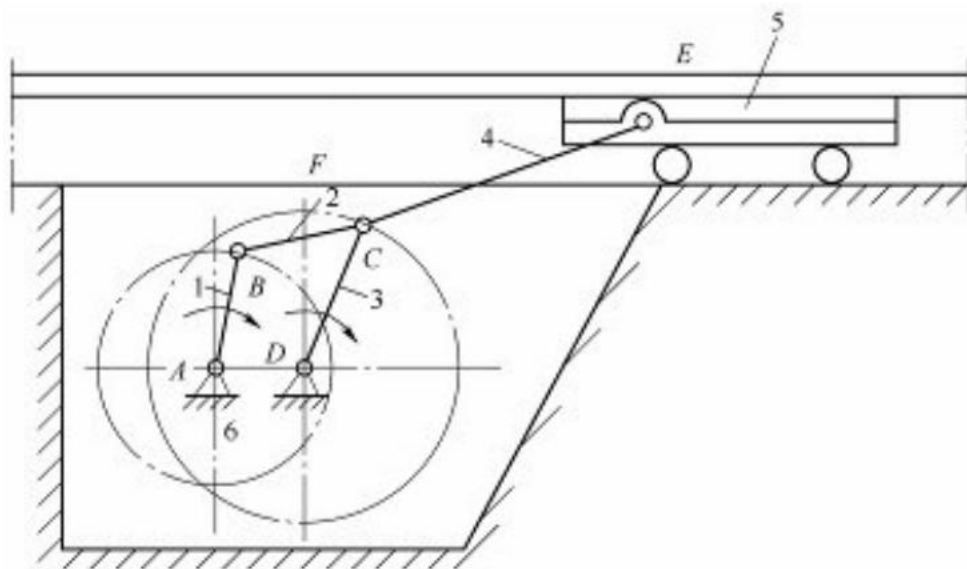


图2-5 惯性筛机构



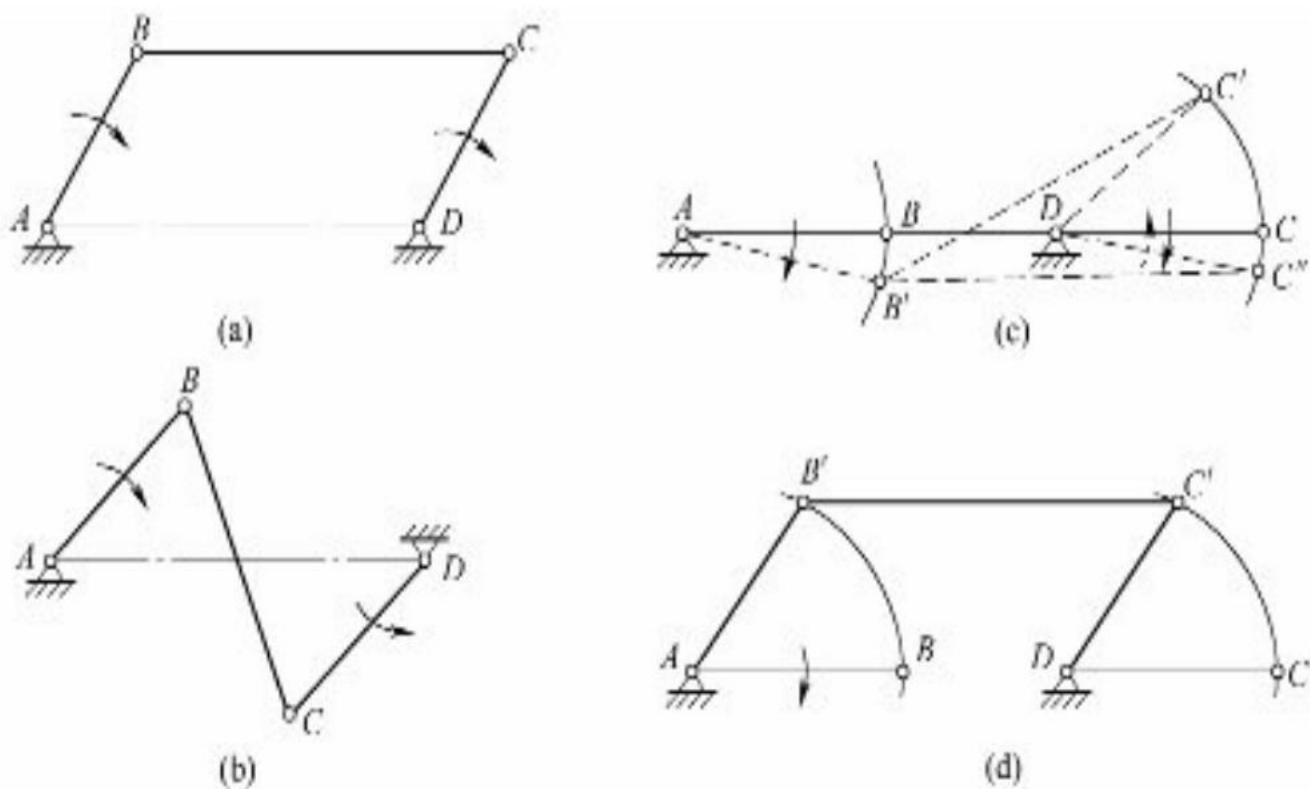


图2-6 平行四边形机构和反平行四边形机构



图3-5 车门启闭机构

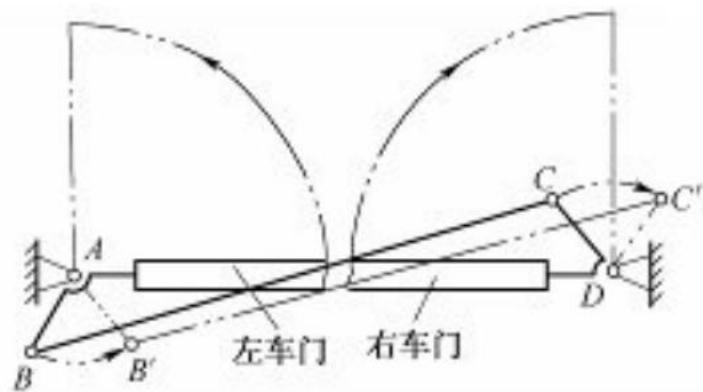
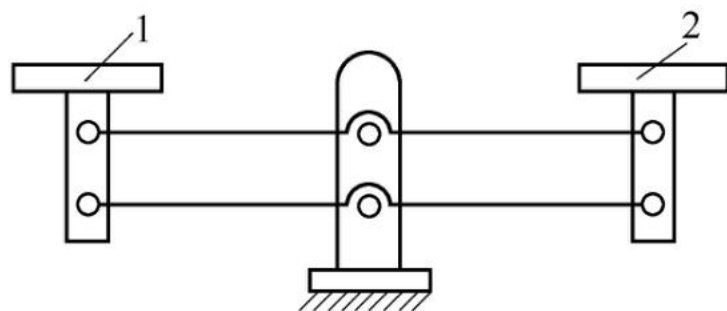


图3-6 天平



(e) 车门启闭机构

(f) 天平

图2-6反平行四边形机构和平行四边形机构的应用



- 3. 双摇杆机构
- 在铰链四杆机构中，若两连架杆均为摇杆，则此四杆机构称为双摇杆机构。

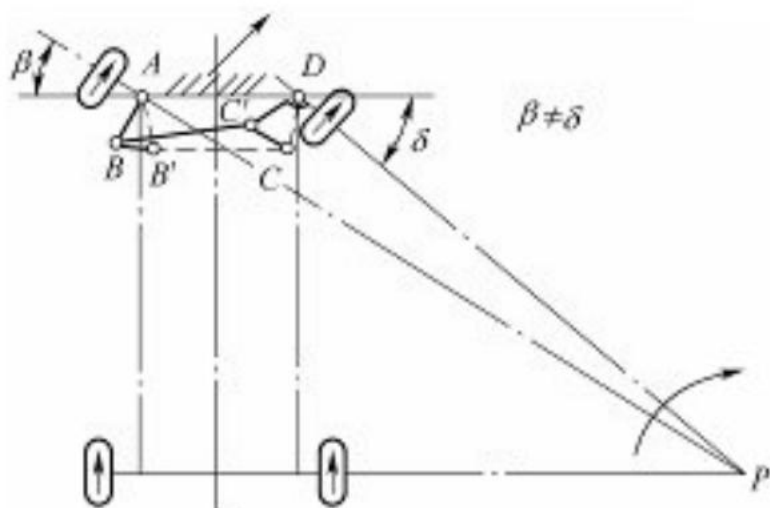


图2-7 轮式车辆的前轮转向机

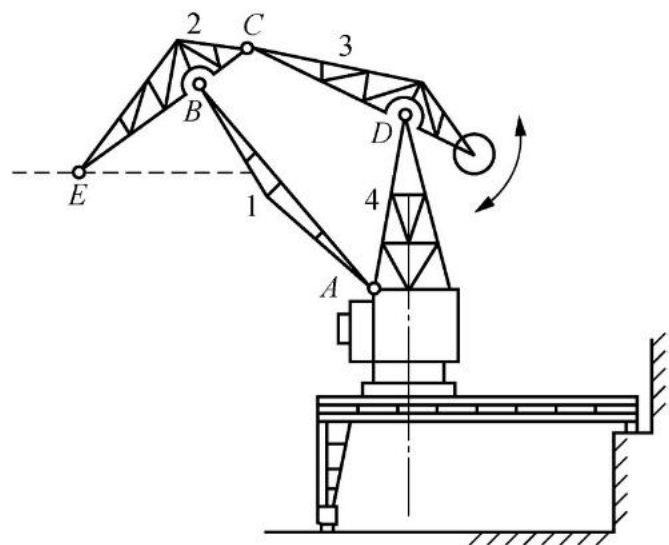


图2-8 鹤式起重机



- 曲柄存在的条件为：
- (1) 连架杆和机架中必有一杆是最短杆。
- (2) 最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和。
- 上述两个条件必须同时满足，否则机构不存在曲柄。



- 若满足最短杆与最长杆长度之和不小于或等于其余两杆长度之和时，可得到以下三种结构；
  - （1）连架杆是最短杆 为曲柄摇杆机构；
  - （2）机架是最短杆 为双曲柄机构；
  - （3）若最短杆是连杆，此机构为双摇杆机构。
- 若满足最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和时，为双摇杆机构。



### • 2.3.1 曲柄滑块机构

- 曲柄滑块机构是用移动副取代曲柄摇杆机构中的转动副而演化得到的。

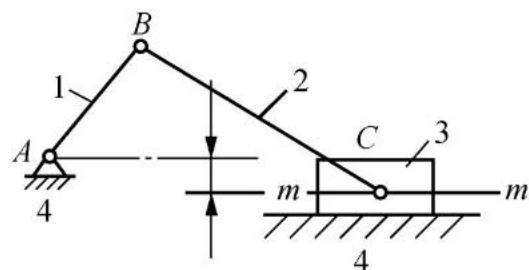
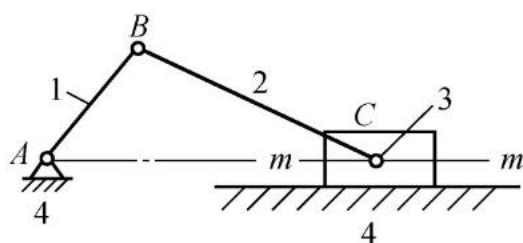


图2-9 曲柄滑块机构

(a) 对心曲柄滑块机构;

(b) 偏置曲柄滑块机构



- 曲柄滑块机构用于转动与往复移动之间的运动转换，广泛应用于活塞式内燃机、空气压缩机、冲床和自动送料机等机械设备中。如图2-10所示为曲柄滑块机构在冲床中的应用。

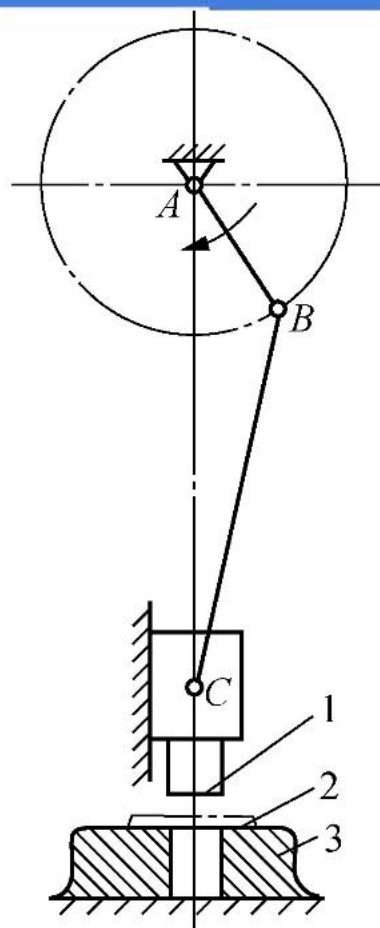


图2-10 曲柄滑块机构在冲床中的应用



导杆机构可看成是通过改变曲柄滑块机构中的固定构件演化而来的，如图2-11所示。

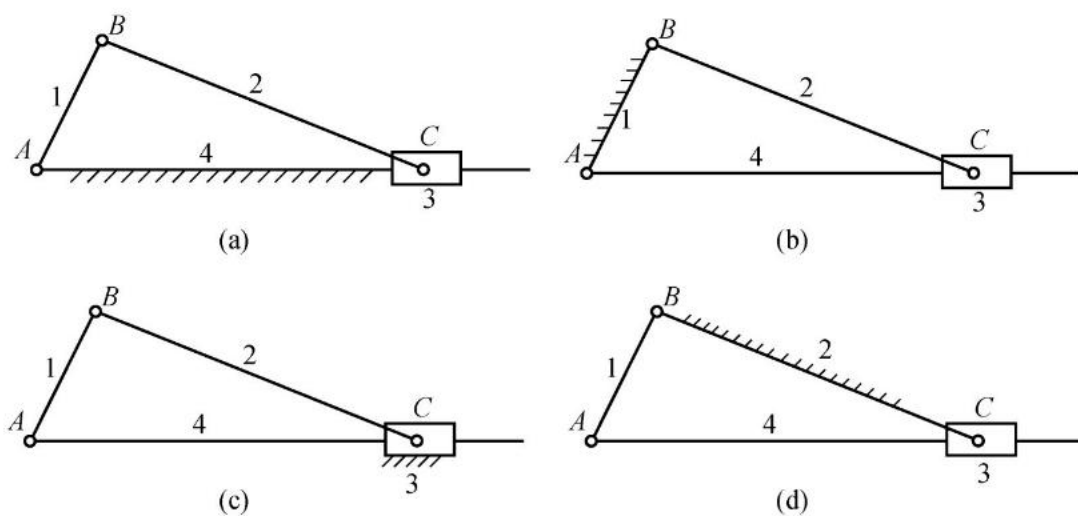


图2-11 曲柄滑块机构向导杆机构的演化

- (a) 对心曲柄滑块机构； (b) 曲柄转动导杆机构；  
 (c) 移动导杆机构； (d) 摆动导杆机构





- 1. 曲柄转动导杆机构

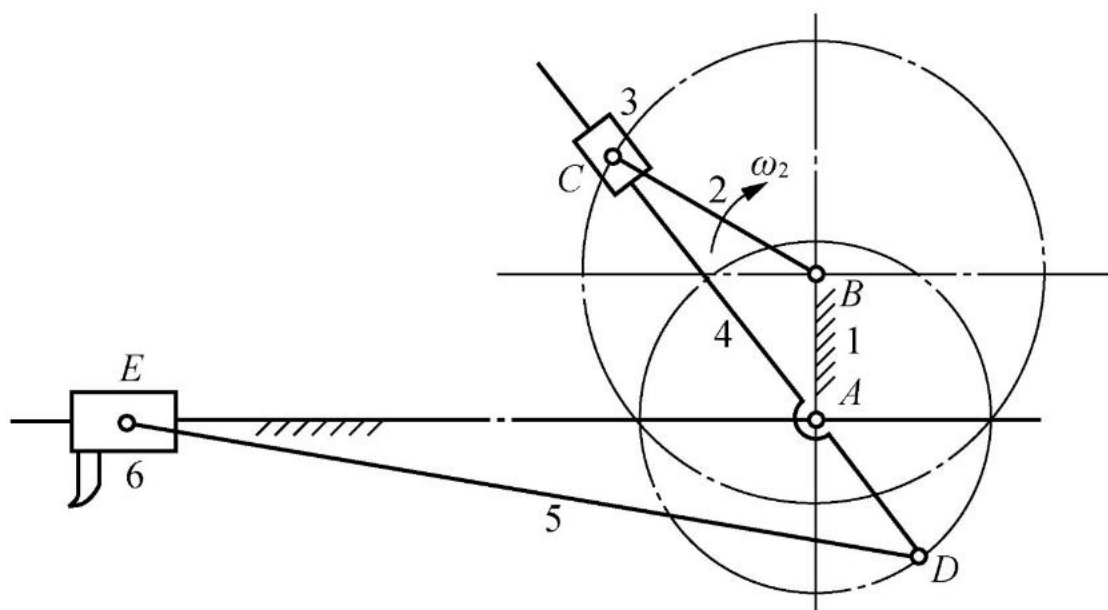


图2-12 小型刨床机构



## • 2. 曲柄摆动导杆机构

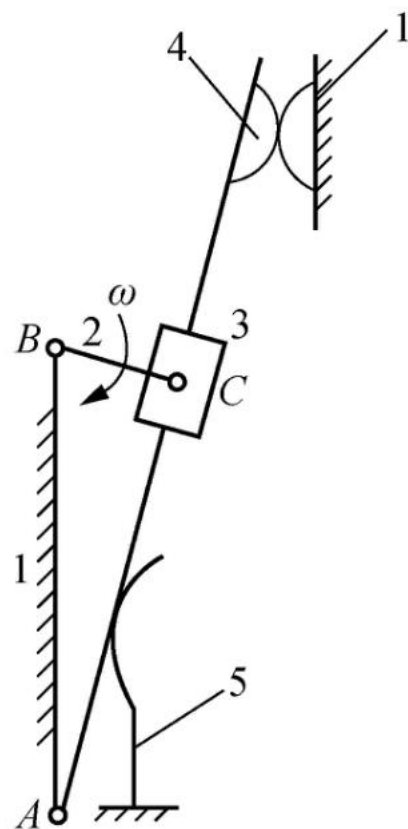


图2-13 曲柄摆动导杆机构在电器开关中的应用



- 3. 移动导杆机构
- 也称为定块机构。如图2-14所示，以滑块为机架，杆4只相对滑块作往复移动，滑块3称为定块。这种机构常用于抽水唧筒和抽油泵中。

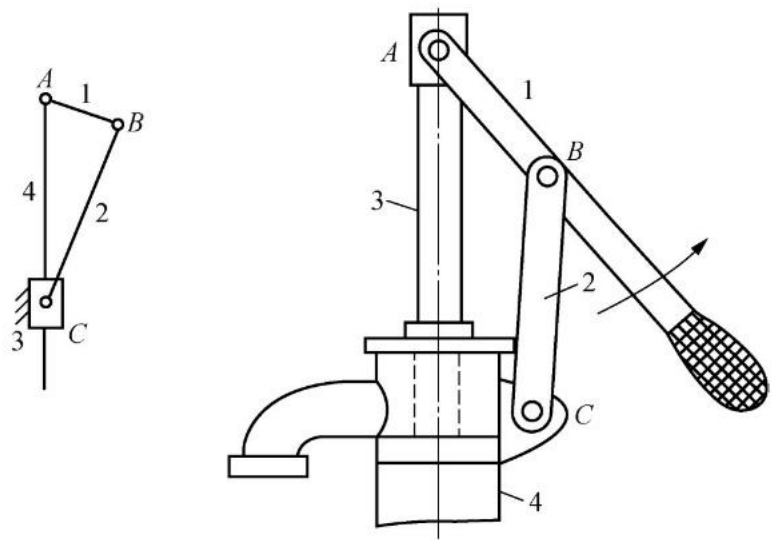


图2-14 抽水唧筒



## • 4. 摆动导杆机构

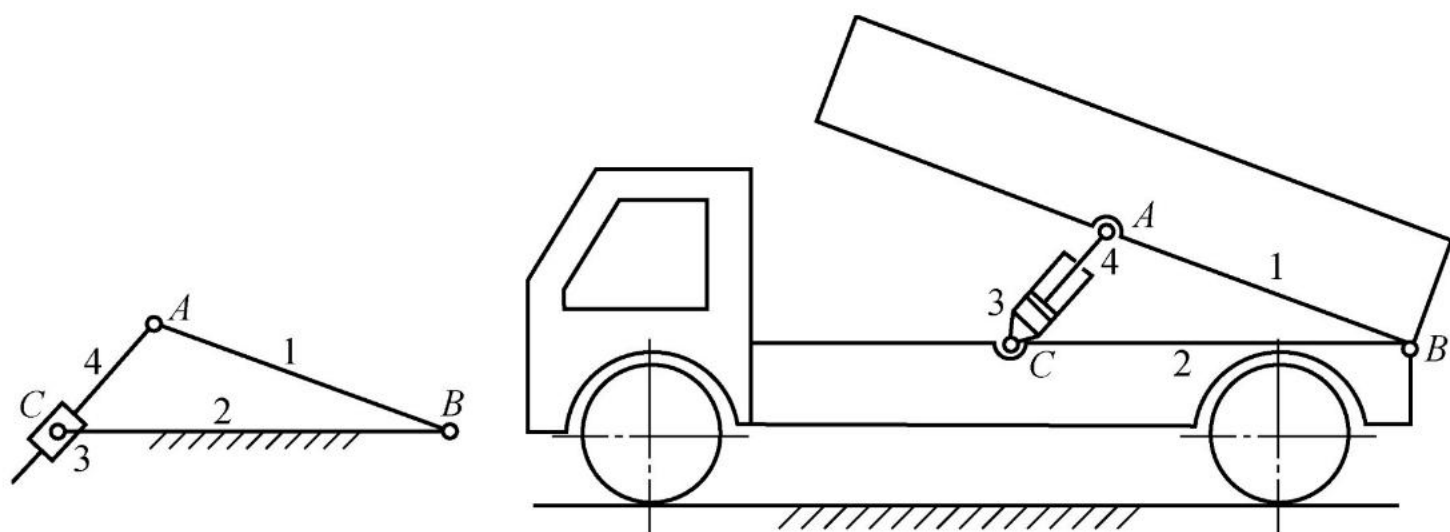


图2-15 汽车自动卸料机构



- 2.4.1 急回特性及行程速度变化系
- 1、急回特性
- 摇杆 $CD$ 处此两极限位置时曲柄所在直线之间的锐角 $\theta$ 称为极位夹角，机构中输出件在两极限位置间的移动距离或摆动角度 $\varphi$ 称为行程。

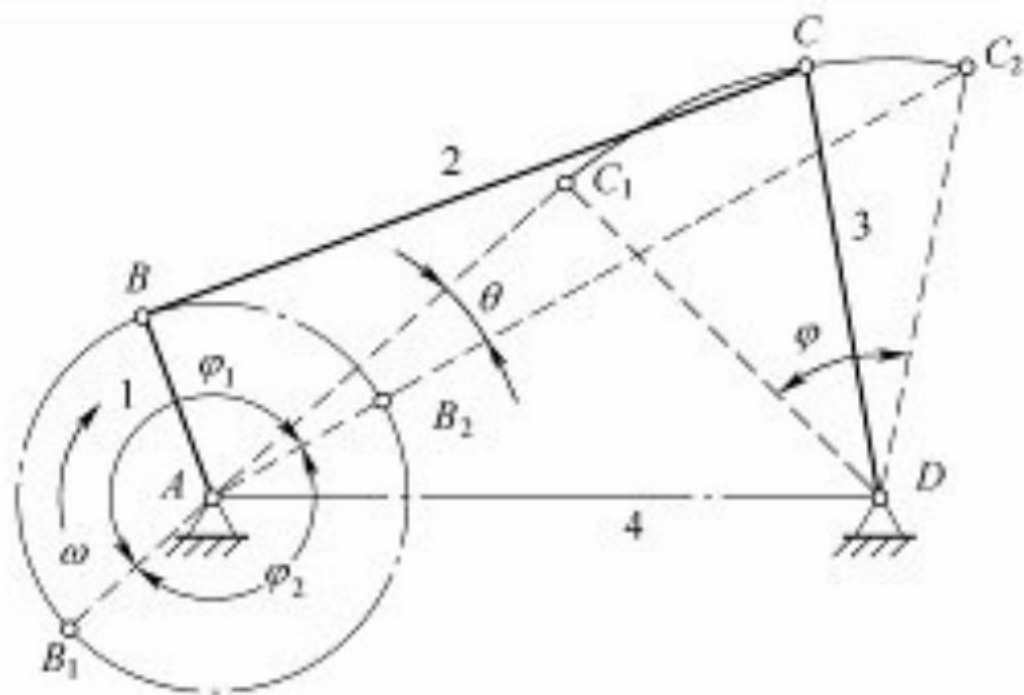


图2-16 急回特性



- 当摇杆  $CD$  由  $C_1D$  摆动到  $C_2D$  位置（工作行程）时，曲柄  $AB$  以等角速度顺时针从  $AB_1$  转到  $AB_2$ ，转过角度为： $\phi_1 = 180^\circ + \theta$ ，所需时间为  $t_1$ ， $C$  点的平均速度为  $v_1$ 。
- 当摇杆  $CD$  由  $C_2D$  摆回到  $C_1D$  位置（空回行程）时，曲柄  $AB$  以等角速度顺时针从  $AB_2$  回转到  $AB_1$ ，转过的角度为： $\phi_2 = 180^\circ - \theta$ ，所需时间为  $t_2$ ， $C$  点的平均速度为  $v_2$ 。
- 由于  $\phi_1 > \phi_2$ ，所以， $t_1 > t_2$ ， $v_2 > v_1$



- 综上所述，在输入件曲柄作等速转动时，作往复摆动的输出件摇杆在空载行程中的平均速度大于工作行程中的平均速度，这一性质称为连杆机构的急回特性。通常用行程速度变化系数 $K$ 来表示这种特性：

$$K = \frac{\text{从动件回程平均速度}}{\text{从动件工作平均速度}} = \frac{C_1 C_2 / t_2}{C_1 C_2 / t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\phi_1}{\phi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1}$$





- 机构的急回速度取决于夹角 $\theta$ 的大小。 $\theta$ 越大， $K$ 值越大，机构的急回程度也越高，但从另一方面看，机构运动的平稳性就越差。



- 曲柄滑块机构，当偏心距  $e=0$  时， $\theta=0$ ， $K=1$ ，机构无急回特性；当偏心距  $e \neq 0$  时， $\theta \neq 0$ ，则  $K > 1$ ，机构有急回特性。

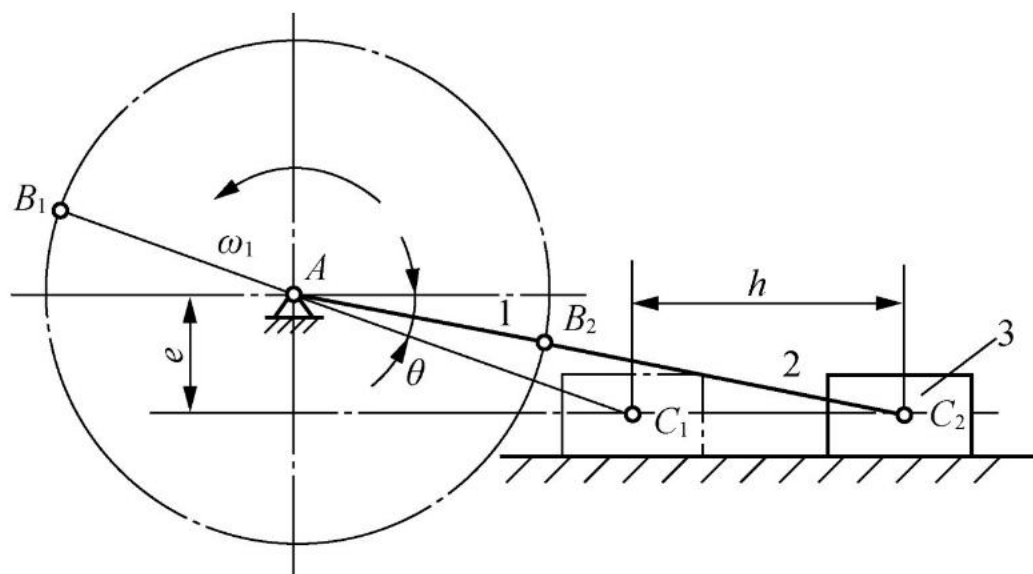


图2-17 偏置曲柄滑块机构

## 2.4.2 压力角和传动角



- 如图2-19所示的曲柄摇杆机构中，如不考虑构件的重量和摩擦力，可将 $F$ 分解可得推动摇杆的有效分力 $F_t = F \cos \alpha$ ，只能产生摩擦阻力的有害分力 $F_r = F \sin \alpha$ 。

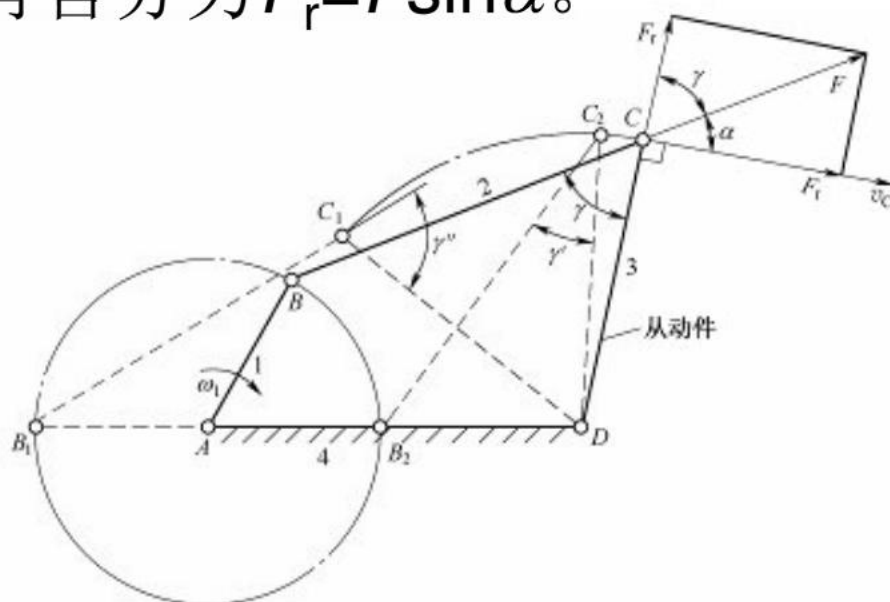


图2-19 压力角和传动角



- 其中 $\alpha$ 称为压力角，即为作用在从动件上的驱动力与该力作用点的绝对速度方向之间所加锐角称为压力角，通常把压力角座位判断一连杆机构是否具有良好的传力性能的标志。
- 常以连杆与摇杆所夹锐角 $\gamma$ 来衡量机构的传力性能。显而易见， $\gamma$ 即压力角的余角，称为传动角。因为 $\gamma=90^\circ-\alpha$ ，故 $\gamma$ 愈大，对机构传动愈有利。

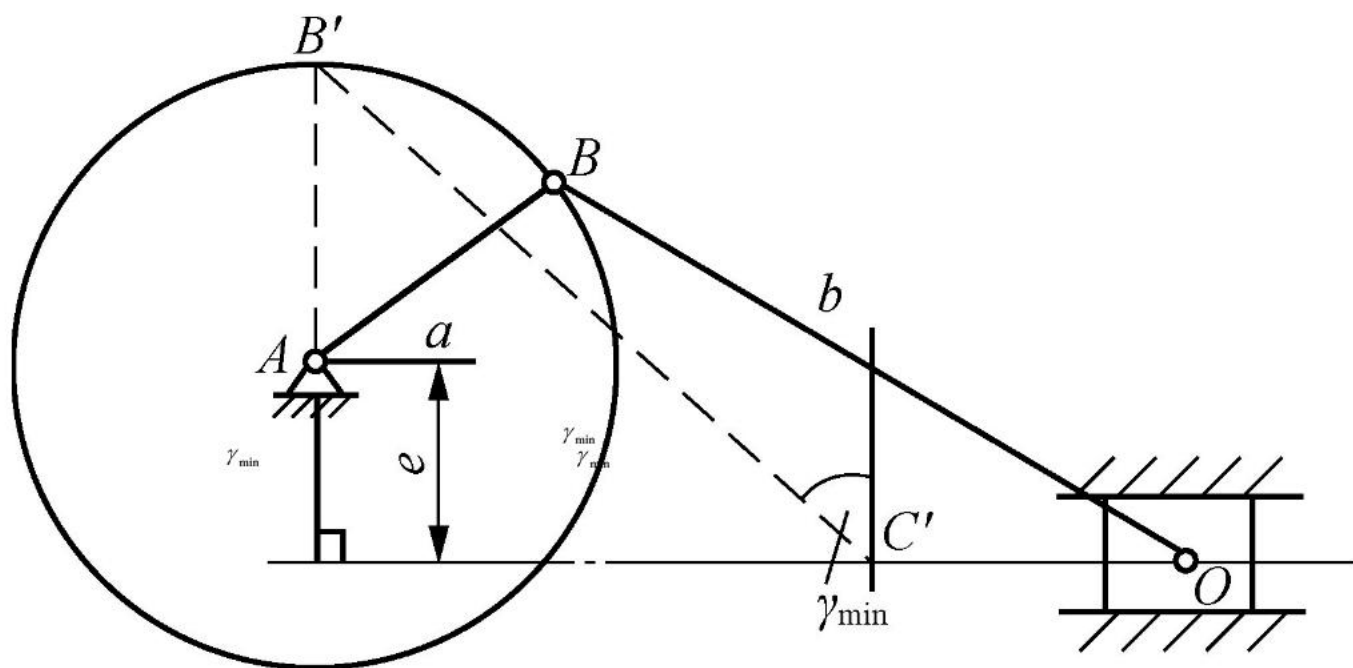


图2-20 曲柄摇杆机构的压力角和传动角

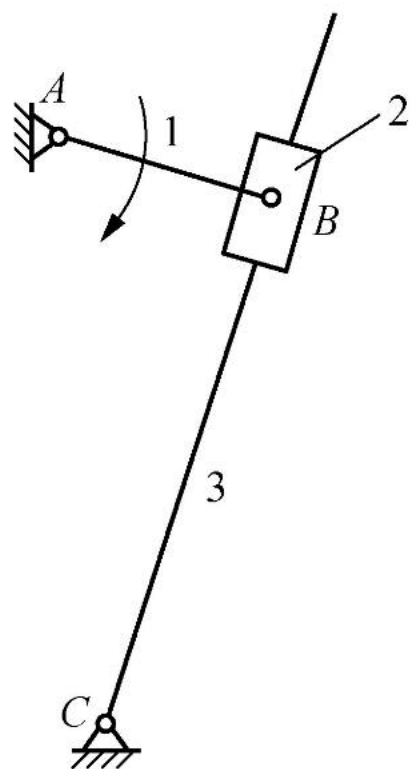


图2-21 摆动导杆机构的压力角和传动角



- 如图2-22所示的曲柄摇杆机构中，当摇杆 $CD$ 为主动件、曲柄 $AB$ 为从动件时，当摇杆处在两个极限位置时，连杆 $BC$ 与曲柄 $AB$ 共线。若不计各构件质量，则这时连杆加给曲柄的力将通过铰链 $A$ 的中心，这时连杆 $BC$ 无论给从动件曲柄 $AB$ 的力多么大都不能推动曲柄运动，机构所处的这种位置称为死点位置。

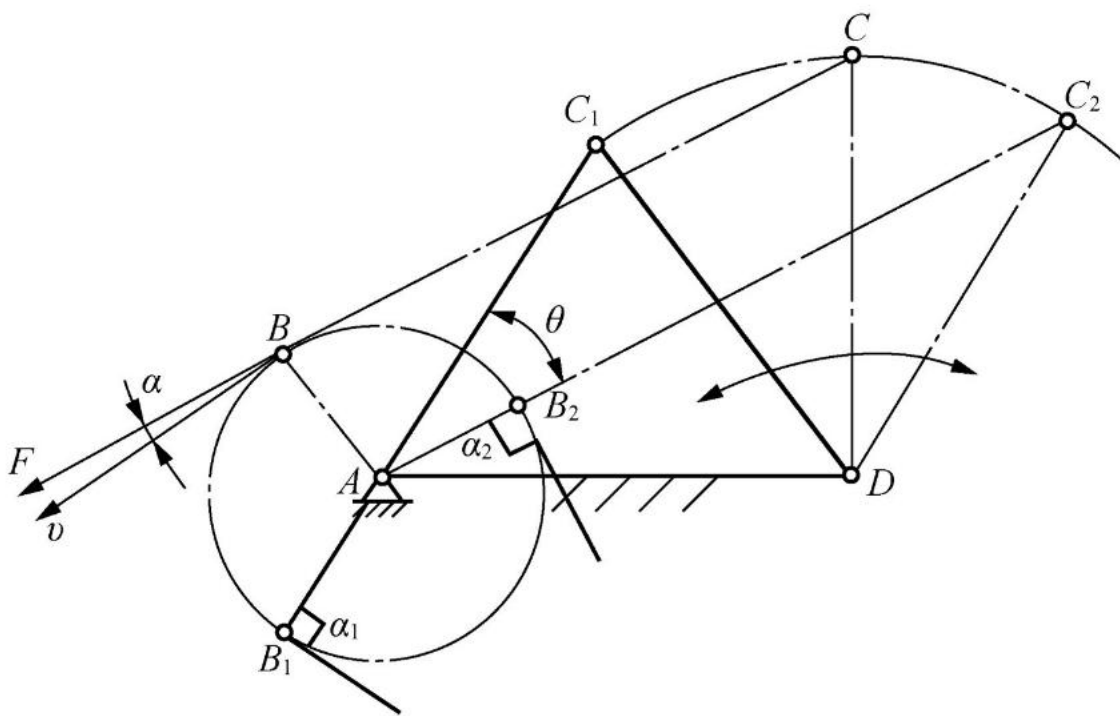


图2-22 死点位置





- 在实际应用中也有利用死点位置的性质来进行工作的。如图2-23所示快速夹具，机构处于死点位置，在去除外力 $F$ 后仍可加紧工件而不会自动脱落。只有向上扳动手柄3方可松开夹具。

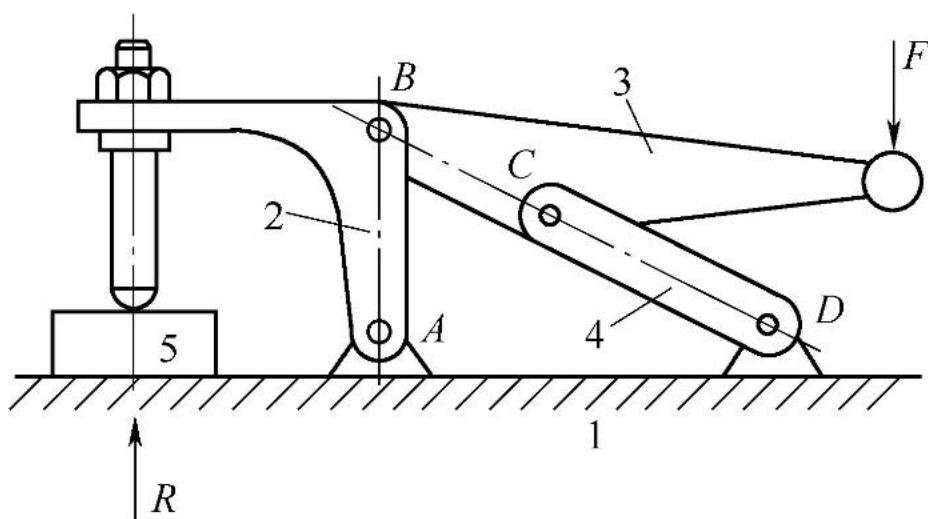


图2-23 死点的应用



- 2.5.1 四杆机构设计条件
- (1) 给定位置或运动规律，如连杆位置、连架杆对应位置或行程速度变化系数等。
- (2) 给定运动轨迹，如要求起重机中吊钩的轨迹为一直线；搅面机中搅拌杆端能按预定轨迹运动等，这些都是连杆上的点的轨迹。为了使机构设计的合理、可靠，还应考虑几何条件和传力性能要求等。

## 2.5.2 四杆机构的设计方法



- (1) 已知连杆的两个位置、及其长度，设计铰链四杆机构。

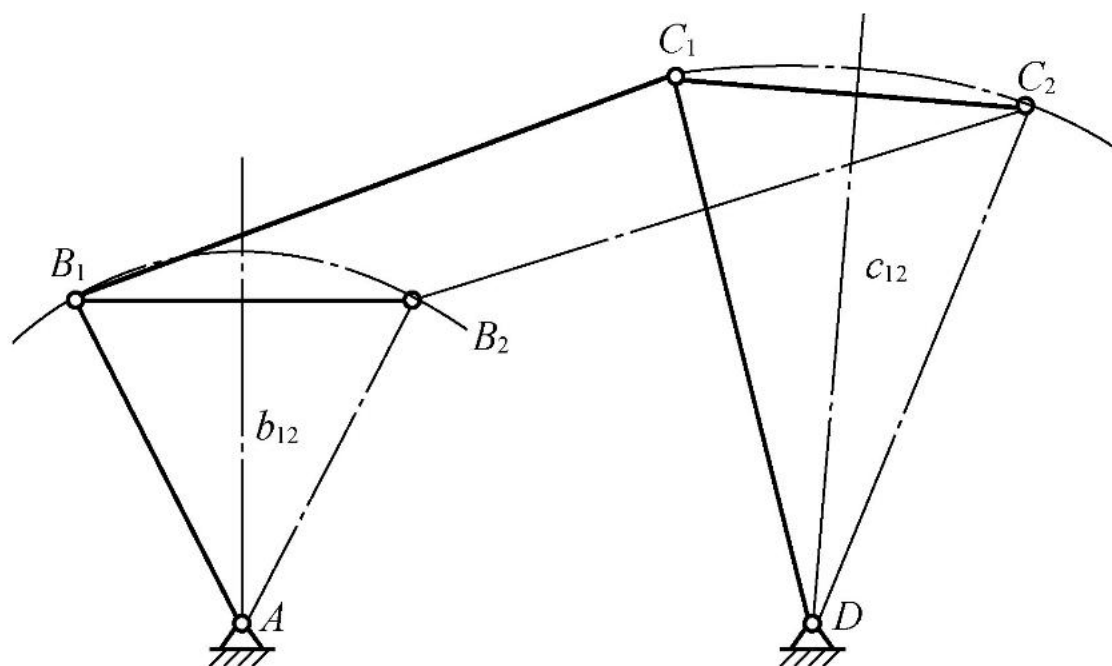


图2-24 已知连杆两位置设计铰链四杆机构



- (2) 按给定连杆三个位置设计四杆机构

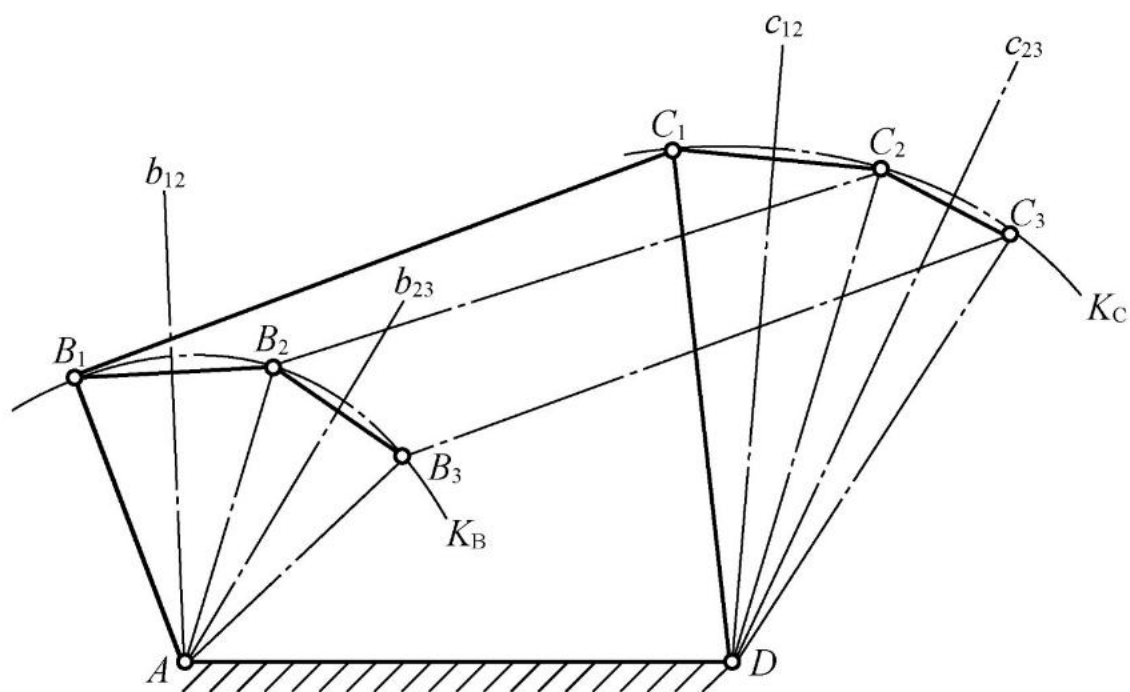


图2-25 按给定连杆三个位置设计四杆机构



• (3) 按给定的行程速度变化系数设计四杆机构

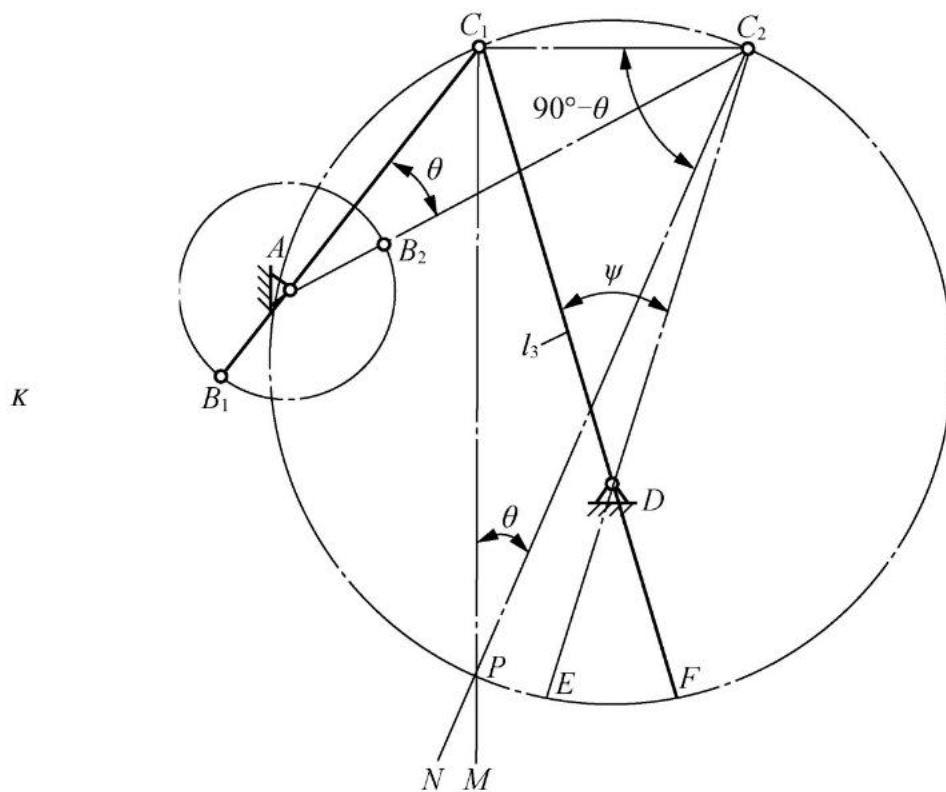


图2-26 按给定的行程速度变化系数设计四杆机构

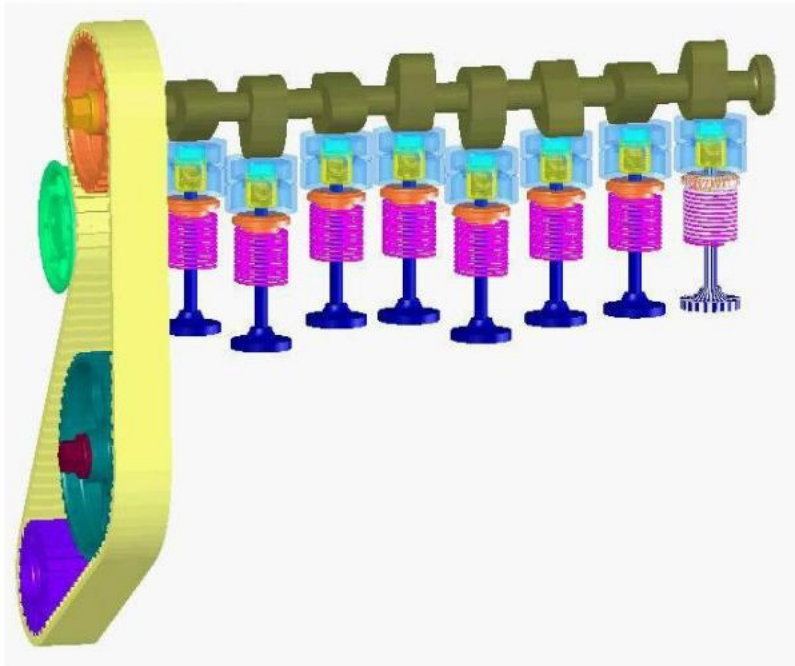


## 3.1 凸轮机构的应用和分类

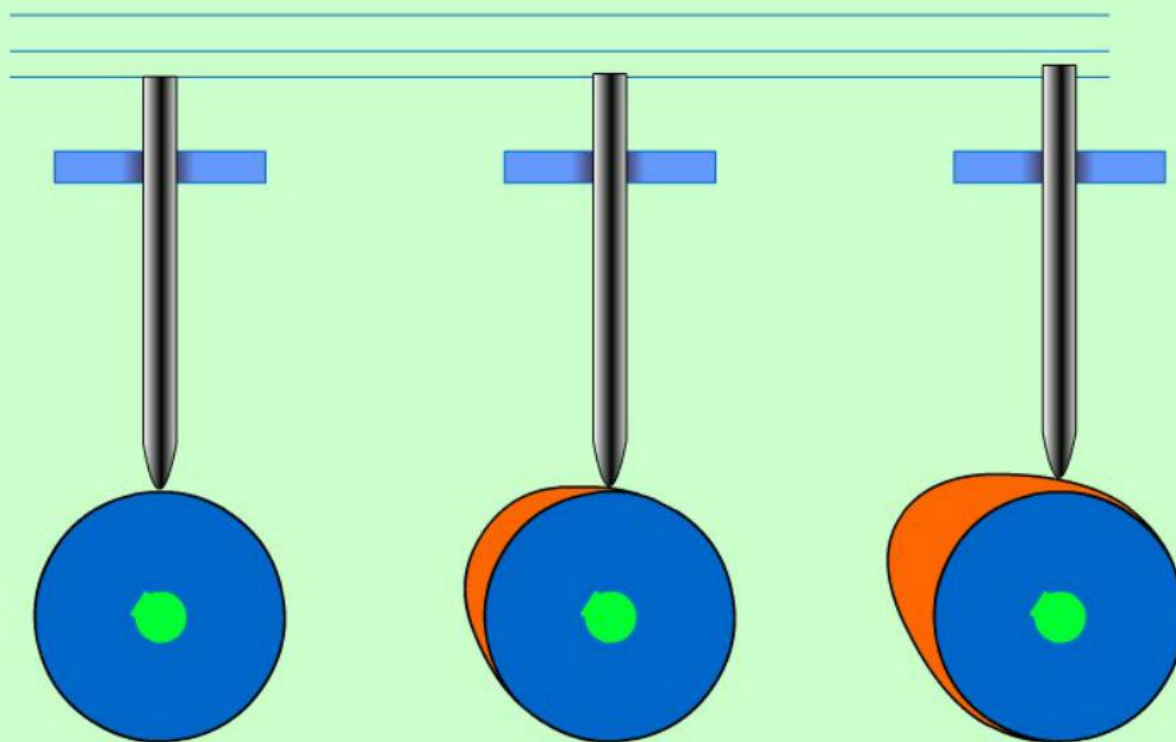
### 3.1.1 凸轮机构的组成、应用和特点



内燃机



配气机构





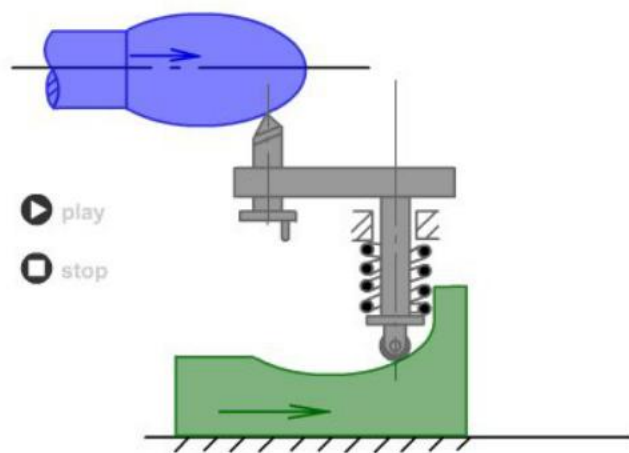
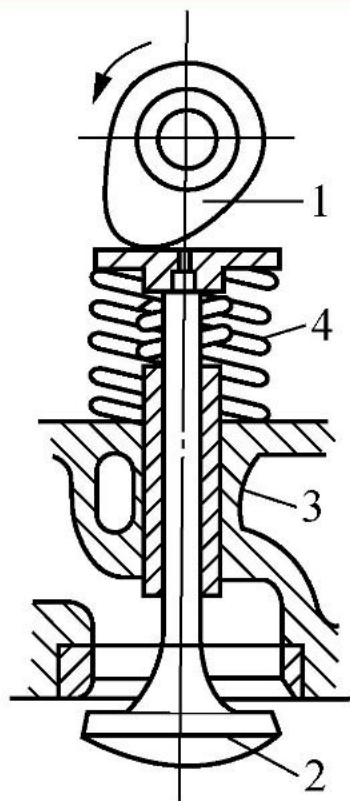
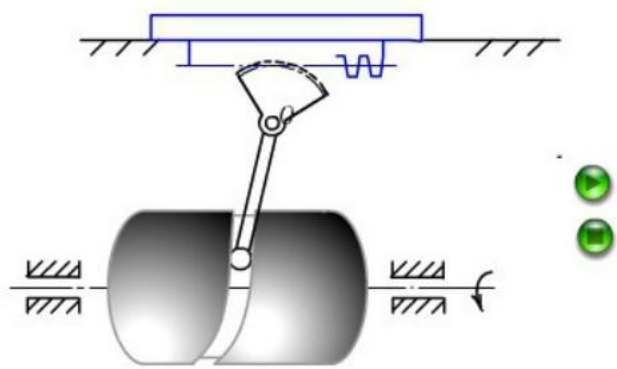


图3-1 配气机构



自动车床走刀机构

图3-3 自动车床走刀机构

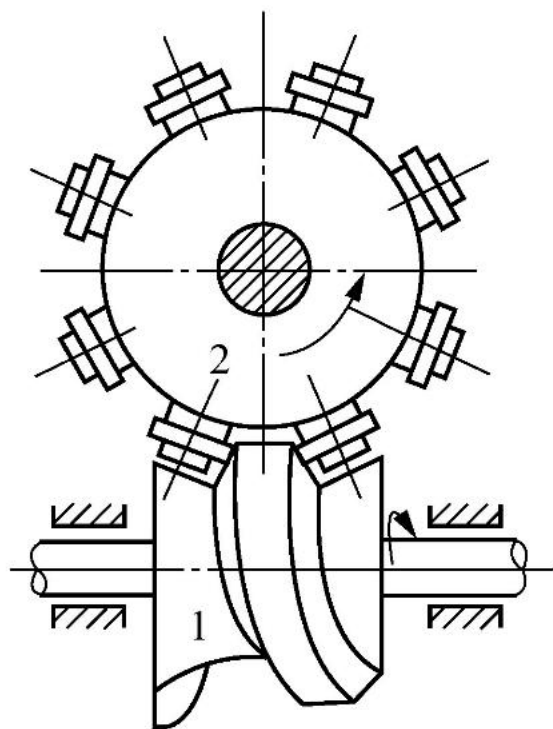


图3-4 分度转位机构



- 1、组成：凸轮，从动件，机架
- 2、作用：将凸轮的转动或移动转变为从动件的移动或摆动。
- 3、特点：
  - (1) 只需设计适当的凸轮轮廓，便可使从动件得到所需的运动规律
  - (1) 结构简单、紧凑，工作可靠，容易设计；
  - (2) 高副接触，易磨损
- 4、应用：适用于传力不大的控制机构和调节机构



### 3.1.2 凸轮机构的分类

凸轮机构的类型很多，通常按凸轮和从动件的形状、运动形式分类。

#### 1. 按凸轮的形状分类

##### 1) 盘形凸轮机构

它是凸轮的最基本型式。这种凸轮是一个绕固定轴转动且有变化半径的盘形零件，凸轮与从动件互作平面运动，是平面凸轮机构，如图3-1所示。

##### 2) 移动凸轮机构

当盘形凸轮的回转中心趋于无穷远时，凸轮相对机架作往复直线运动，这种凸轮称为移动凸轮，也是平面凸轮机构的一种，如图3-2所示。

##### 3) 圆柱凸轮

这种凸轮可看成是将移动凸轮卷成圆柱体而得到的凸轮，从动件与凸轮之间的相对运动为空间运动，因此圆柱凸轮机构是一个空间凸轮机构，如图3-3所示。

##### 4) 曲面凸轮

当圆柱表面用圆弧面代替时，就演化成曲面凸轮，它也是一种空间凸轮机构，如图3-4所示。



## 2. 按从动件形状分类

### 1) 尖顶从动件凸轮机构

尖顶能与任意复杂的凸轮轮廓保持接触，因而能实现任意预期的运动规律，如图3-5 (a) 所示。但因为凸轮与从动件为点或线接触，尖顶易发生磨损，所以只宜用于受力不大的低速凸轮机构中。

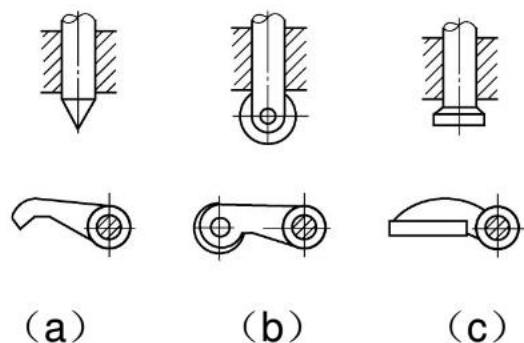


图3-5 凸轮机构从动件的形式

(a) 尖顶从动件； (b) 滚子从动件； (c) 平底从动件



## 2) 滚子从动件凸轮机构

在从动件的尖顶处安装一个滚子，即成为滚子从动件，这样通过将滑动摩擦转变为滚动摩擦，克服了尖顶从动件易磨损的缺点。滚子从动件耐磨损，可以承受较大载荷，是最常用的一种从动件型式，如图3-5 (b) 所示。缺点是凸轮上凹陷的轮廓未必能很好地与滚子接触，从而影响实现预期的运动规律。

## 3) 平底从动件凸轮机构

在从动件的尖顶处固定一个平板，即成为平底从动件，这种从动件与凸轮轮廓表面接触的端面为一平面，所以它不能与凹陷的凸轮轮廓相接触，如图3-5 (c) 所示。这种从动件的优点是：当不考虑摩擦时，凸轮与从动件之间的作用力始终与从动件的平底相垂直，传动效率较高，且接触面易于形成油膜，利于润滑，故常用于高速凸轮机构。

在凸轮机构中，从动件不仅有不同的形状，而且也可以有不同的运动形式。根据从动件的运动形式不同，可以把从动件分为直动从动件（直线运动）和摆动从动件两种。在直动从动件中，若导路轴线通过凸轮的回转轴，则称为对心直动从动件，否则称为偏置直动从动件。将不同形式的从动件和相应的凸轮组合起来，就构成了种类繁多的各种不同的凸轮机构。



### 3. 按从动件与凸轮保持接触（即锁合）的方式分类

1) 力锁合的凸轮机构即依靠重力、弹簧力锁合的凸轮机构，如图3-6（a）、（b）、（c）所示。

2) 几何锁合的凸轮机构。如沟槽凸轮、等径及等宽凸轮、共轭凸轮等，如图3-6（d）、（e）、（f）所示，都是利用几何形状来锁合的凸轮机构。

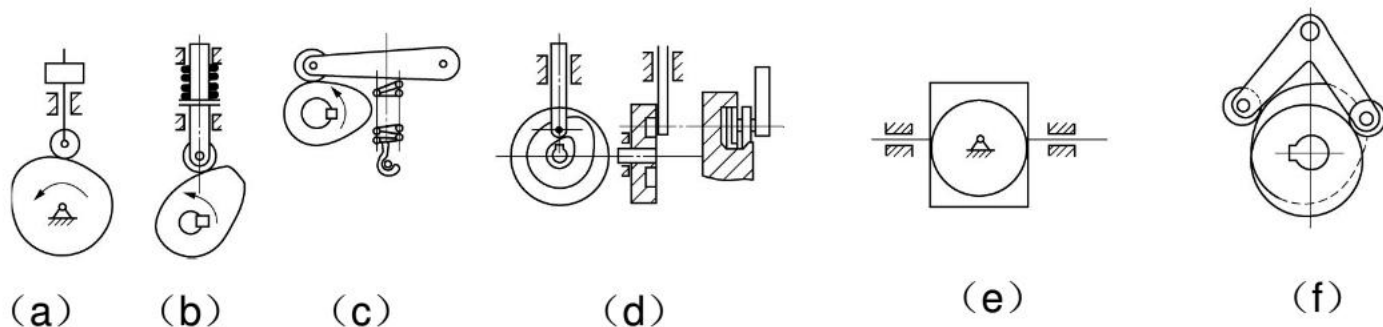


图3-6 锁合方式

(a)、(b)、(c) 力锁合；(d)、(e)、(f) 形锁合



## 3.2 凸轮机构的基本参数和从动件常用运动规律

凸轮机构设计的主要任务是根据实际工作要求确定从动件的运动规律，根据从动件的运动规律设计凸轮轮廓曲线。因此确定从动件的运动规律是凸轮设计的前提。

### 3.2.1 平面凸轮机构的基本参数和工作过程

如图3-7所示为一偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构，从动件移动导路至凸轮转动中心的偏执距离为。

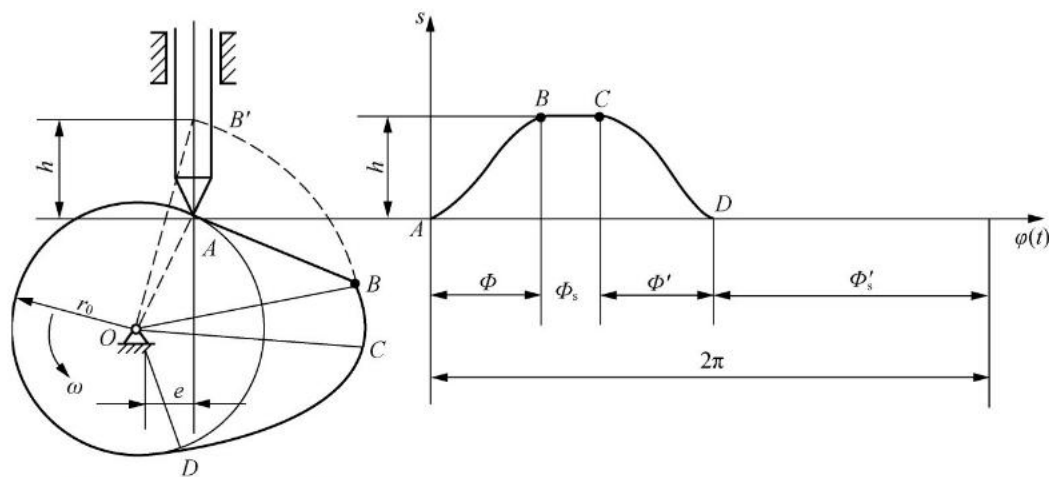


图3-7  
偏置直动尖顶从动件  
盘形凸轮机构

(a) 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构；

(b) 从动件位移线图





**基圆**：以凸轮的最小向径为半径所作的圆称为基圆，基圆半径用 $r_0$ 表示。

**推程运动角**：如图3-7所示，主动件凸轮匀速转动，从动件被凸轮推动，从动件的尖顶以一定运动规律从最近位置到达最远位置，从动件位移，这一过程称为推程，对应的凸轮转角称为推程运动角。

**远休止角**：当凸轮继续回转时，由于凸轮的向径没发生变化，从动件的尖顶在最远位置划过凸轮表面从点到点保持不动，这一过程称为远停程，此时凸轮转过的角度，称为远休止角。

**回程运动角**：当凸轮再继续回转，从动件的尖顶以一定运动规律从最远位置回到最近位置，这一过程称为回程，对应的凸轮转角称为回程运动角。

**近休止角**：当凸轮继续回转时，从动件的尖顶划过凸轮表面从点回到点保持不动，这一过程称为近停程，凸轮转过的角度，称为近休止角。

当凸轮继续回转时，从动件又重复上述升—停—降—停的运动循环。上述过程可以用从动件的位移曲线图来描述。以从动件的位移 $s$ 为纵坐标，对应的凸轮转角为横坐标，将凸轮转角或时间与对应的从动件位移之间的函数关系用曲线表达出来的图形称为从动件的位移线图，如图3-7（b）所示。



## 3.2.2 从动件常用运动规律

### 1. 等速运动规律

从动件上升或下降的速度为常数的运动规律，称为等速运动规律，如图3-8所示为从动件匀速上升过程。

由图3-8可知，从动件在运动开始和终止的瞬间，速度有突变，其加速度和惯性力在理论上为无穷大，致使凸轮机构产生强烈的振动、冲击、噪声和磨损，这种冲击为刚性冲击。因此，等速运动规律只适用于低速、轻载的场合。

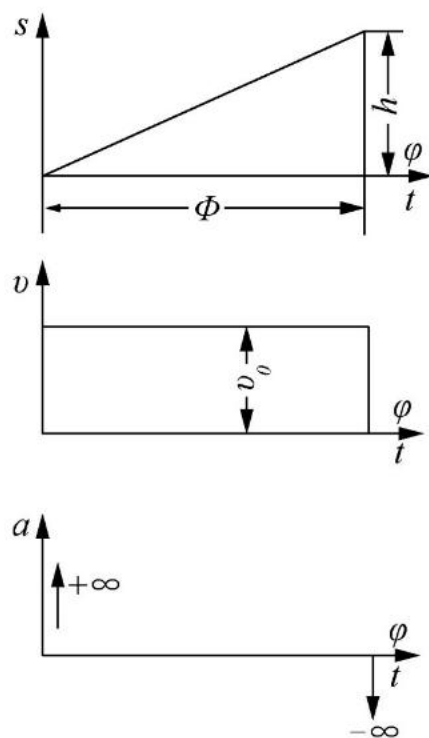


图3-8 等速运动规律



## 2. 等加速等减速运动规律

从动件在推程过程中，前半程作等加速运动，后半程作等减速运动，这种运动规律称为等加速等减速运动规律，通常加速度和减速度的绝对值相等，其运动线图如图3-9所示。同理，在回程过程中，前半程作等减速运动，后半程作等加速运动，这种运动规律称为等减速等加速运动规律。

由运动线图可知，当采用等加速等减速运动规律时，在起点、中点和终点时，加速度有突变，因而从动件的惯性力也将有突变，不过这一突变为有限值，所以，凸轮机构在这三个时间点引起的冲击称为柔性冲击。与等速运动规律相比，其冲击程度大为减小。因此，等加速等减速运动规律适用于中速的场合。

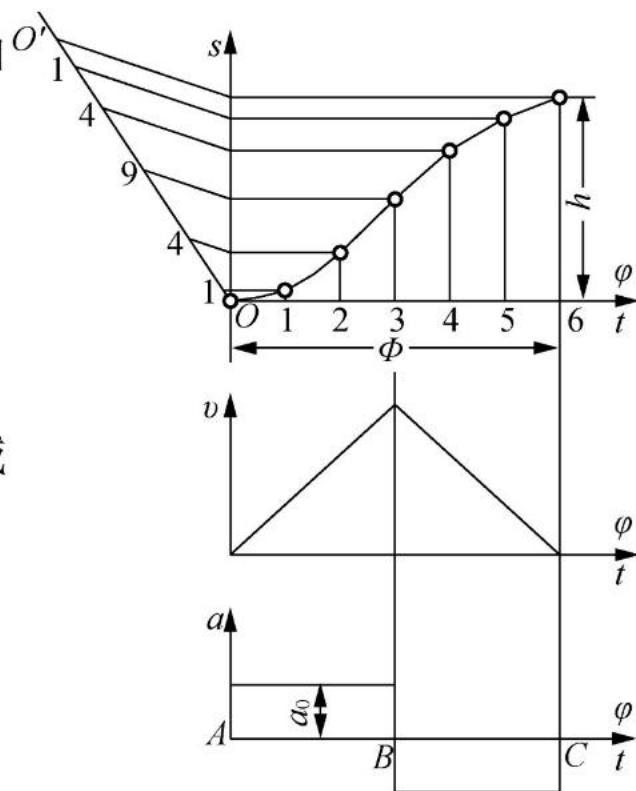


图3-9 等加速等减速运动规律



### 3. 余弦加速度运动规律

余弦加速度运动又称为简谐运动。因其加速度运动曲线为余弦曲线故称余弦运动规律，其运动规律运动线图如图3-10所示。

由加速度线图可知，此运动规律在行程的始末两点加速度存在有限突变，故也存在柔性冲击，只适用于中速场合。但当从动件作无停歇的升-降-升连续往复运动时，则得到连续的余弦曲线，柔性冲击被消除，这种情况下可用于高速场合。

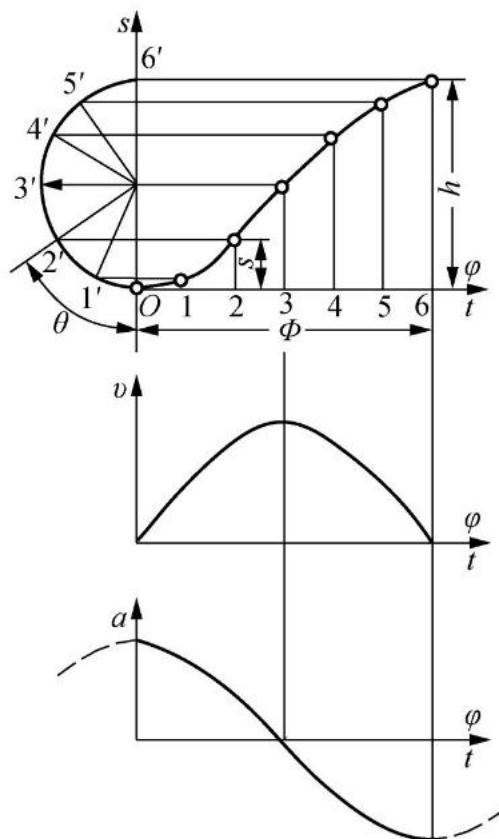


图3-10 余弦加速度运动规律



#### 4. 正弦加速度运动规律

正弦加速度运动规律其加速度运动曲线为正弦曲线，其运动规律运动线图如图3-11所示。

从动件按正弦加速度规律运动时，在全行程中无速度和加速度的突变，因此不产生冲击，适用于高速场合。

以上介绍了从动件常用的运动规律，实际生产中还有更多的运动规律，如复杂多项式运动规律、摆线运动规律等，了解从动件的运动规律，便于在凸轮机构设计时，根据机器的工作要求进行合理选择。

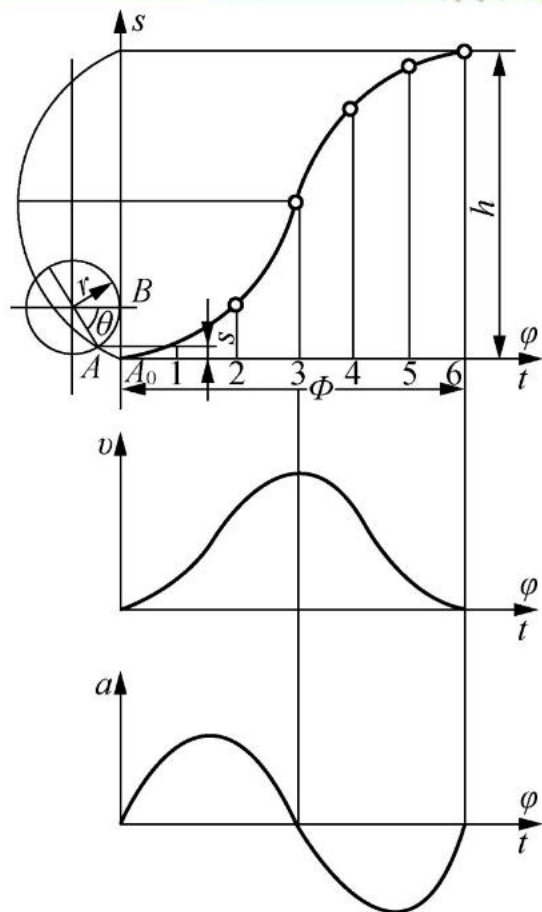


图3-11 正弦加速度运动规律



### 3.3 盘形凸轮轮廓曲线的设计

在合理地选择从动件的运动规律之后，根据工作要求和结构条件确定凸轮的结构形式，确定凸轮转向和基圆半径等基本尺寸，就可设计凸轮的轮廓曲线了。设计方法通常有图解法和解析法。图解法简便易行、直观，但作图误差大、精度低，适用于低速或对从动件运动规律要求不高的一般精度凸轮设计。对于精度要求高的高速凸轮、靠模凸轮等，则必须用解析法列出凸轮轮廓曲线的方程式，借助于计算机辅助设计精确地设计凸轮轮廓。本节主要介绍图解法。

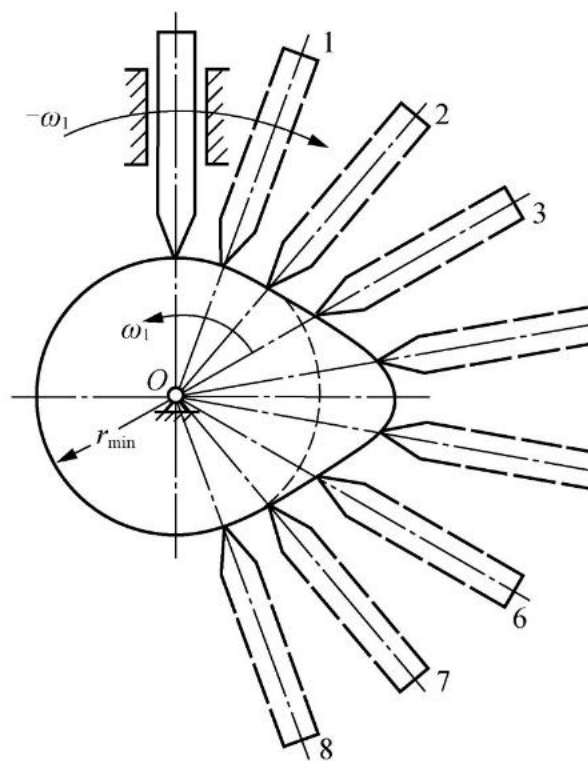


图3-12 反转法原理



### 3.3.2 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓的绘制

已知：从动件的位移曲线如图3-13 (b) 所示，偏距为 $e$ ，凸轮的基圆半径为 $r_0$ ，凸轮以等角速度顺时针回转，要求绘出此凸轮的轮廓。

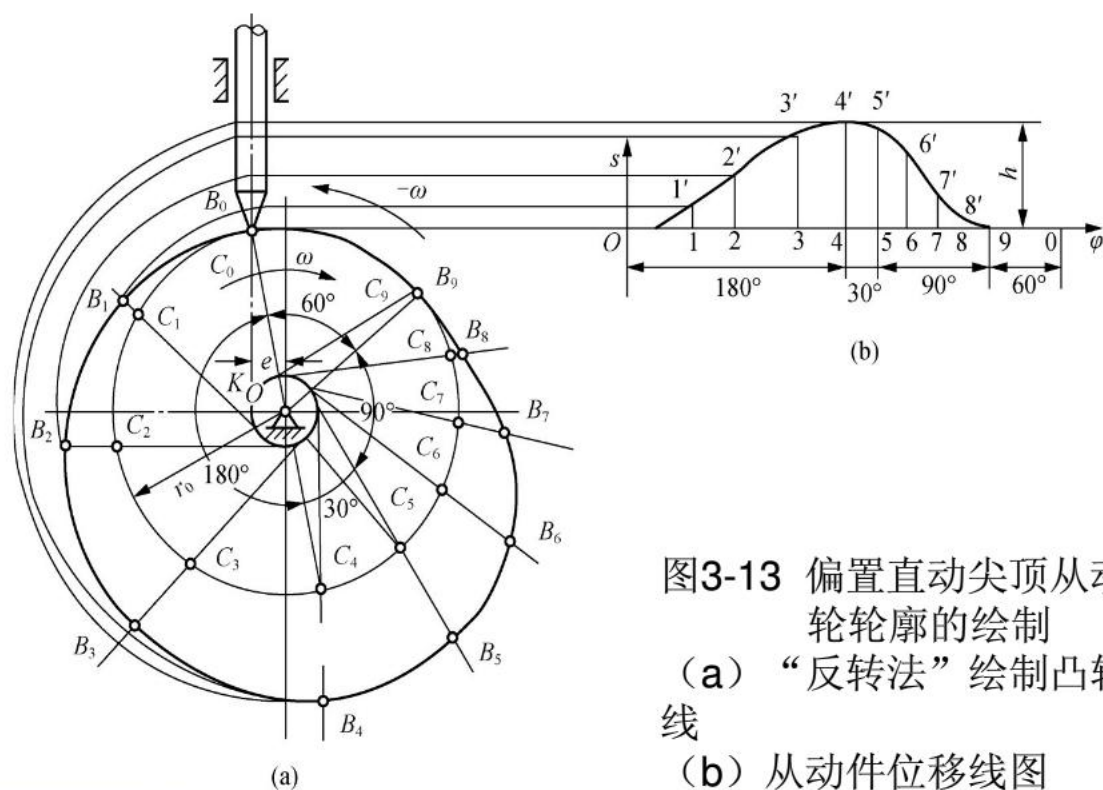


图3-13 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓的绘制

(a) “反转法”绘制凸轮外轮廓曲线

(b) 从动件位移线图



根据“反转法”的原理，作图步骤如下（见图3-13）：

- (1) 以与位移线图相同的比例尺作出偏距圆（以为半径的圆）和基圆，过偏距圆上任一点作偏距圆的切线作为从动件导路，并与基圆相交于点，该点也就是从动件尖顶的起始位置。
- (2) 自开始沿的方向在基圆上画出推程运动角、远休止角、回程运动角、近休止角，并在相应段与位移线图划分出若干等份，得、、……点。
- (3) 过各分点、、……向偏距圆做切线，作为从动件反转后的导路线。
- (4) 在以上的导路线上，从基圆上的点、、……开始向外量取相应的位移量，即取、、……得反转后尖顶的一系列位置、、……。
- (5) 将、、……点连成光滑的曲线，便得到所要求的凸轮轮廓，如图3-12 (a) 所示。





### 3.3.3 直动滚子从动件盘形凸轮轮廓的绘制

若从动件为滚子从动件，则可将滚子中心看作尖顶，其运动轨迹就是凸轮的理论轮廓曲线，凸轮的实际轮廓曲线是与理论轮廓曲线相距滚子半径 $r_T$ 的一条等距曲线，应注意的，凸轮的基圆是指理论轮廓线上的基圆，如图3-14所示。

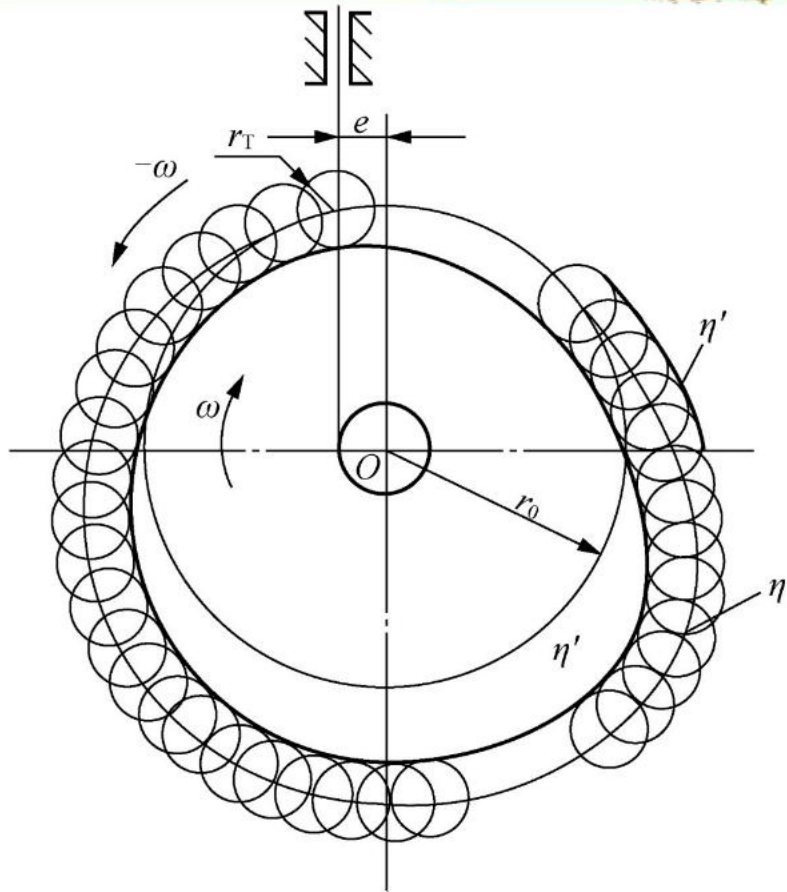


图3-14 直动滚子从动件盘形凸轮轮廓的绘制



### 3.4 凸轮设计中的几个问题

设计凸轮机构时，不仅要保证从动件能实现预定的运动规律，还要求整个机构传力性能良好、结构紧凑。这些要求与凸轮机构的压力角、基圆半径、滚子半径等因素相关。

#### 3.4.1 凸轮机构的压力角问题

如图3-15所示为凸轮机构在推程中某瞬时位置的情况，为作用在从动件上的外载荷，在忽略摩擦的情况下，则凸轮作用在从动件上的力将沿着接触点处的法线方向。此时凸轮机构中凸轮对从动件的作用力（法向力）方向与从动件上受力点速度方向所夹的锐角即为机构在该瞬时的压力角，如图3-15所示。将力正交分解为沿从动件轴向和径向两个分力，即

$$\begin{aligned} F_1 &= F \cos \alpha \\ F_2 &= F \sin \alpha \end{aligned}$$

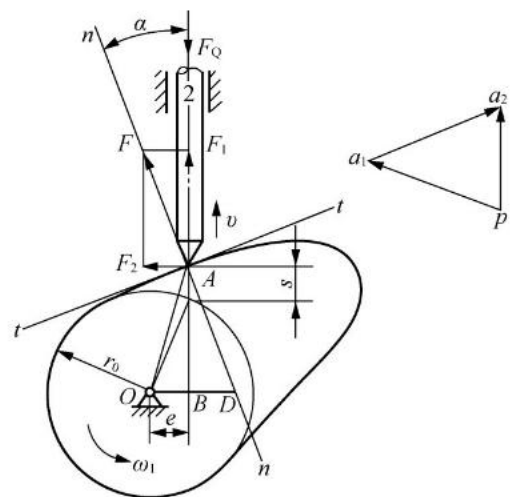


图3-15 凸轮机构的压力角



显然 $F_1$ 是推动从动件移动的有效分力，随着 $\alpha$ 的增大而减小； $F_2$ 是引起导路中摩擦阻力的有害分力，随着 $\alpha$ 的增大而增大。当 $\alpha$ 增大到一定数值时，由是引起的摩擦阻力超过有效分力 $F_1$ ，此时凸轮将无法推动从动件运动，机构发生自锁。可见，从传力合理、提高传动效率来看，压力角越小越好。通常设计凸轮机构时，要提出压力角条件，即

$\alpha_{\max} \leq [\alpha]$  或者  $\gamma_{\min} \geq [\gamma]$  一般情况下，推程时对直动从动件凸轮机构许用压力角  $[\alpha]=30^\circ \sim 40^\circ$  对摆动从动件凸轮机构许用压力角  $[\alpha]=40^\circ \sim 50^\circ$  作回程运动时  $[\alpha]=70^\circ \sim 80^\circ$

### 3.4.2 基圆半径的确定

从传动效率来看，压力角越小越好，但压力角减小将导致凸轮尺寸增大。由图3-15得压力角的计算公式

$$\alpha = \arctan \frac{\left(\frac{ds}{d\varphi}\right) \mp e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s}$$



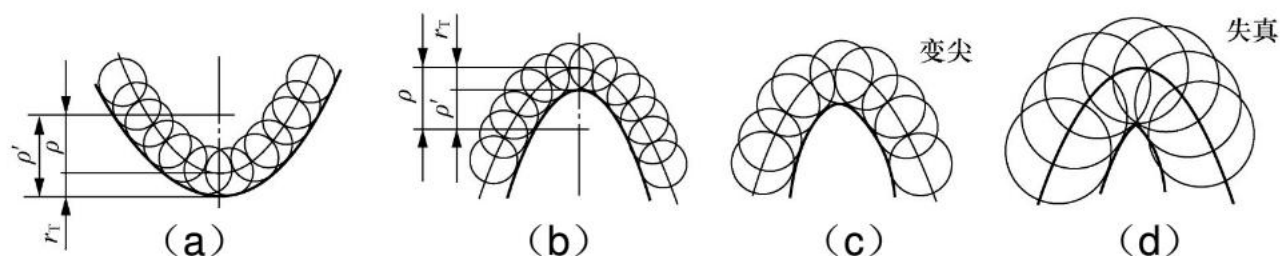
其中，“-”为导路在凸轮轴的右侧，“+”为导路在凸轮轴的左侧。

显然，如果从动件位移 $s$ 已给定，代表运动规律的 $\frac{ds}{d\varphi}$ 也是定值，则增大基圆半径 $r_0$ 会减小机构的压力角，但凸轮上各点对应的向径也增大，凸轮机构的尺寸也会增大；反之，减小基圆半径 $r_0$ ，机构的结构紧凑了，但机构的压力角却增大了，机构效率降低，容易引起自锁。由此可以清楚地看到基圆半径对压力角的影响。

因此实际设计中，为了获得紧凑的结构，一般是在保证凸轮推程轮廓的最大压力角不超过许用值即 $\leq \alpha_{\max}$ 的前提下，选取尽可能小的基圆半径，以缩小凸轮的尺寸。

### 3.4.3 滚子半径的选择

滚子从动件凸轮的轮廓曲线，是以理论轮廓上各点为圆心作一系列滚子圆的包络线而形成，滚子选择不当，则无法满足运动规律。如图3-16所示。



(a) 内凹的凸轮轮廓曲线； (b) 外凸的凸轮轮廓曲线 (c) 变尖的凸轮轮廓曲线； (d) 失真的凸轮轮廓曲线



## 1) 内凹的凸轮轮廓曲线

如图3-16 (a) 所示, 若  $\rho$  为理论轮廓曲率半径;  $\rho'$  为实际轮廓曲率半径, 为滚子半径, 则  $\rho' = \rho + r_T$  无论滚子半径大小如何, 则总能做出实际轮廓曲线。

## 2) 外凸的凸轮轮廓曲线

如图3-16 (b)、(c)、(d) 所示, 由于  $\rho' = \rho - r_T$ , 所以当①  $\rho > r_T$  时, 实际轮廓为平滑曲线。②若  $\rho = r_T$ ,  $\rho' = 0$  实际轮廓出现尖点, 易磨损; ③若  $\rho < r_T$ ,  $\rho' < 0$  则, 实际轮廓出现交叉, 加工时, 交叉部分被切除, 出现运动失真。

综上所述, 为使凸轮机构正常工作应保证理论轮廓的最小曲率半径  $\rho_{\min} > r_T$ , 即  $\rho_{\min} - r_T > 0$ 。



## 4.1 齿轮机构的特点和类型

### 4.1.1 齿轮机构的特点

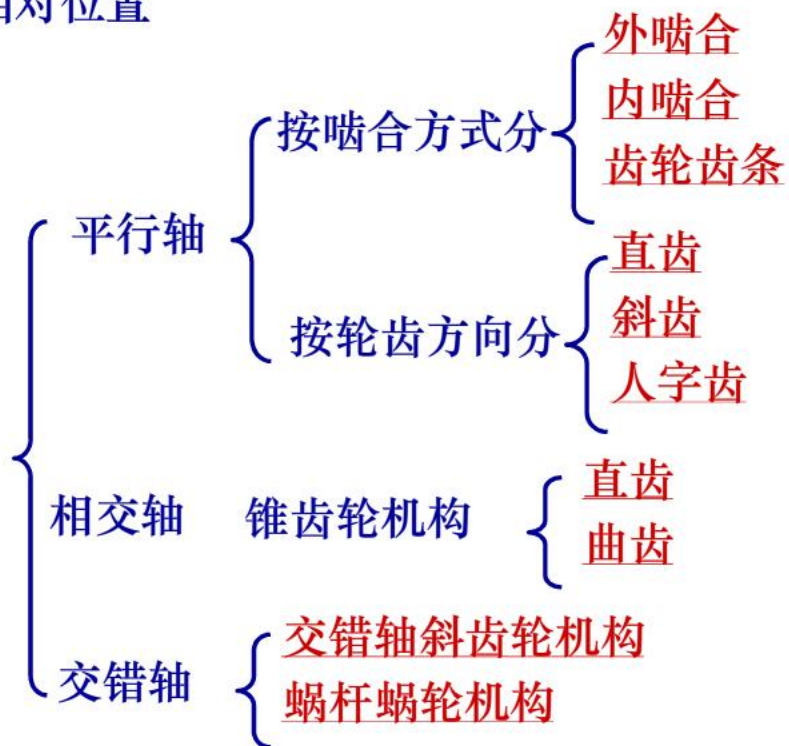
**优点：**瞬时传动比恒定，传动准确、平稳；效率高；寿命长，工作可靠；结构紧凑，适用的圆周速度和功率范围大。

**缺点：**制造和安装精度高，成本高；低精度齿轮会产生噪声和振动；不适宜远距离传动。



## 4.1.2 齿轮机构的类型

按两轴的相对位置





## 按齿轮机构传动的工作条件可分为：

- (1) 开式齿轮机构：齿轮是外露的，结构简单，但由于易落入灰砂和不能保证良好的润滑，轮齿极易磨损，为克服此缺点，常加设防护罩。多用于农业机械、建筑机械以及简易机械设备中的低速齿轮。
- (2) 闭式齿轮机构：齿轮密闭于刚性较大的箱壳内，润滑条件好，安装精确，可保证良好的工作，应用较广。如机床主轴箱中的齿轮、齿轮减速器等。

## 按轮齿齿面硬度，齿轮机构可分为：

- (1) 软齿面齿轮机构：两齿轮之一或两齿轮齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ 的齿轮传动。
- (2) 硬齿面齿轮机构：齿面硬度 $> 350\text{HBS}$ 的齿轮传动。

按齿轮齿廓曲线的形状分，齿轮机构可分为渐开线、摆线和圆弧齿轮三种，其中渐开线齿轮应用广泛。



## 4.2 渐开线的形成和基本性质



### 4.2.1 渐开线的形成

一直线沿一圆周作纯滚动时，直线上任意点的轨迹称为渐开线。

### 4.2.2 渐开线的性质

1) 发生线沿基圆滚过的长度等于基圆上被滚过的弧长，即

$$NK = \widehat{NA}$$

2) 发生线NK是渐开线K点的法线（渐开线的法线必切于基圆）

N是渐开线K点的曲率中心；

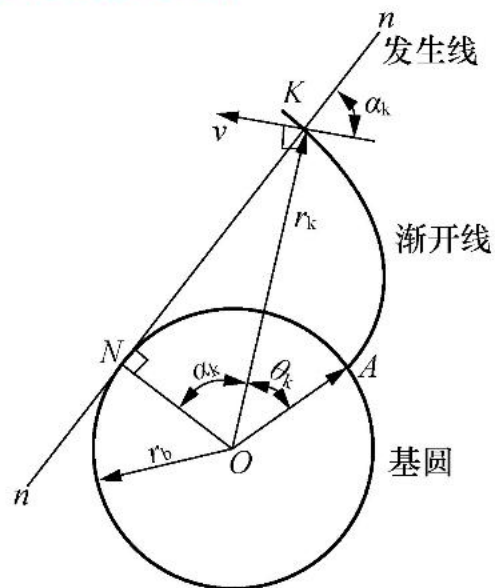
NK是渐开线K点的曲率半径；

$$\rho_k = NK = \sqrt{r_k^2 - r_b^2}$$

离圆心越远，曲率半径越大，渐开线越平缓。



### 渐开线的形成





3) 渐开线各点的压力角不等，离圆心越远，压力角越大。

$$\cos \alpha_k = \frac{r_b}{r_k}$$

4) 渐开线的形状取决于基圆的大小。

$$\because \rho_k = NK = r_b \tan \alpha_k$$

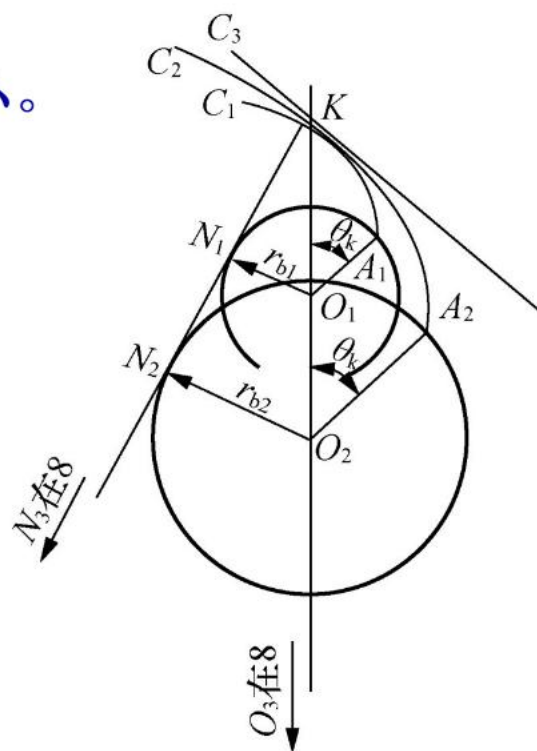
压力角（展角）相同时：

基圆相同，渐开线形状相同；

基圆小，渐开线弯曲；

基圆大，渐开线平缓；

基圆无穷大，渐开线变成直线。



5) 基圆内无渐开线。



### 4.2.3 渐开线的方程式

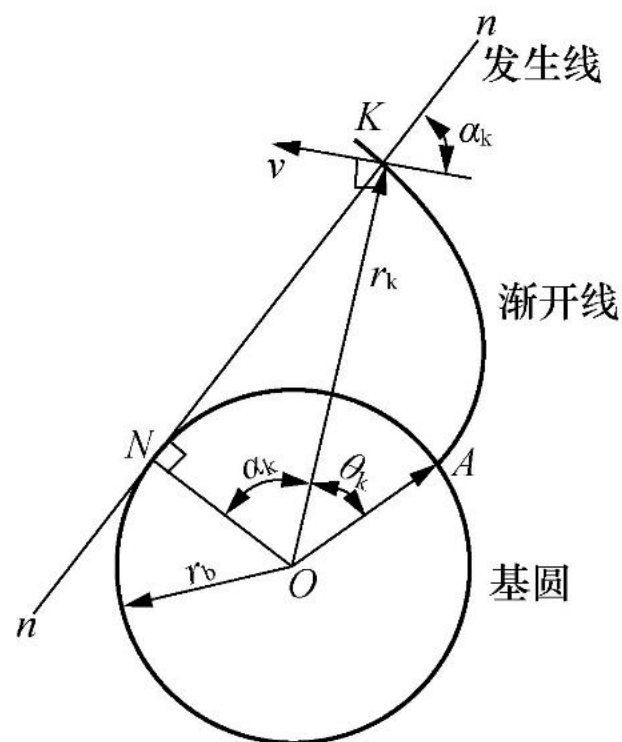
因为  $NK = \widehat{NA}$

$$r_b \tan \alpha_k = r_b (\theta_k + \alpha_k)$$

渐开线的极坐标参数方程

$$\left. \begin{aligned} r_k &= r_b / \cos \alpha_k \\ \theta_k &= \tan \alpha_k - \alpha_k \end{aligned} \right\}$$

渐开线函数:  $\text{inv} \alpha_k = \theta_k = \tan \alpha_k - \alpha_k$





## 4.2.4 渐开线齿廓啮合基本定律

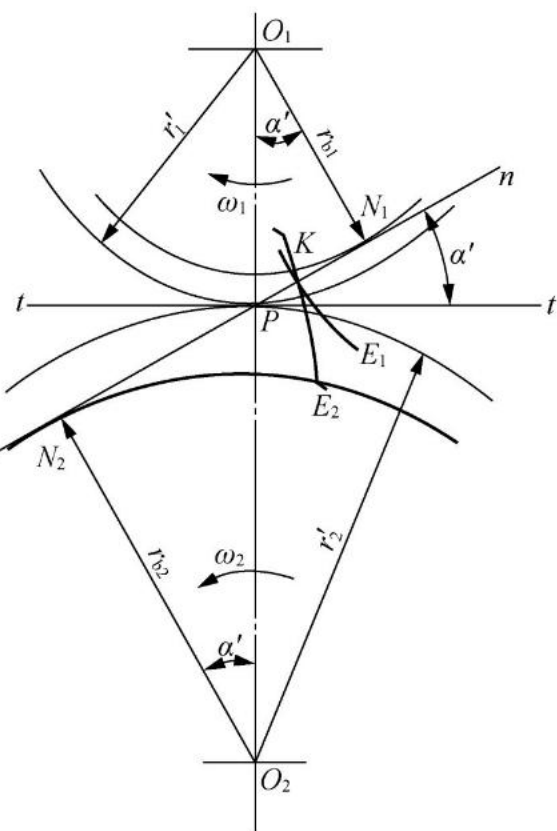
### (一) 渐开线齿廓能实现定比传动

$$\text{即 } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2'}{r_1'} = \text{常数}$$

**证明** 渐开线上任一点的法线必切于基圆 → 两渐开线齿廓接触点  $K$  的公法线  $nn$  必同时切于两个基圆，即为两基圆的内公切线  $N_1N_2$  → 当齿轮转向一定时，无论两齿廓在何处接触 ( $K, K'$ )，其公法线均与同一内公切线  $N_1N_2$  重合 →  $nn$  与连心线的交点  $P$  为定点 → 得证。

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

**意义** 渐开线齿轮传动平稳、准确。





**注意：**节圆是一对齿轮啮合传动时产生的，所以单个齿轮没有节圆，也不存在节点。

#### 4.2.5 渐开线齿廓啮合的特点

- (1) 啮合线为一条不变的直线
- (2) 传力方向不变
- (3) 渐开线齿轮中心距的可变性

分度圆与节圆、压力角与啮合角的区别：①就单独一个齿轮而言，只有分度圆和压力角，而无节圆和啮合角；只有当一对齿轮互相啮合时，才有节圆和啮合角；②当一对标准齿轮啮合时，分度圆是否与节圆重合，压力角与啮合角是否相等，取决于两齿轮是否为标准安装。如果标准安装，则两圆重合、两角相等；否则均不相等。

## 4.3 渐开线标准直齿圆柱齿轮



### 4.3.1 齿轮各部分的名称和符号

齿顶圆

$r_a, d_a$

齿根圆

$r_f, d_f$

齿厚

分度圆齿厚  $s$

齿槽宽

分度圆齿槽宽  $e$

齿距

分度圆齿距  $p = s + e$

分度圆

$r, d$

齿顶, 齿顶高

$h_a$

齿根, 齿根高

$h_f$

齿全高

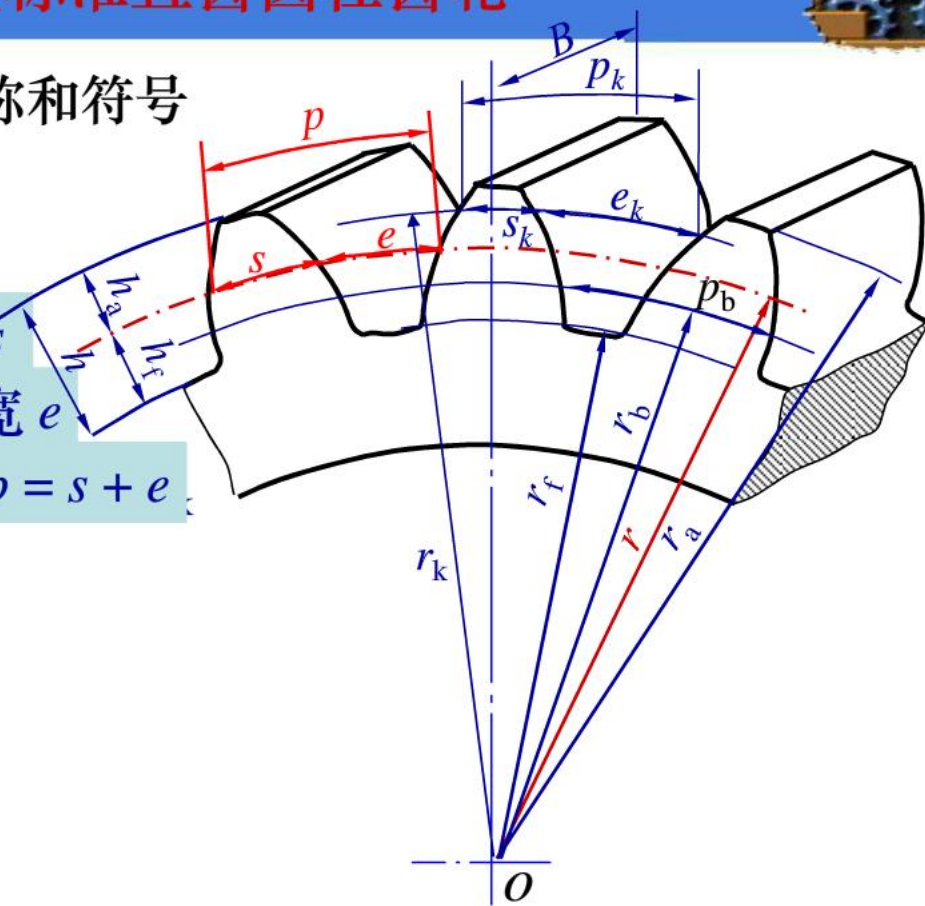
$h = h_a + h_f$

基圆

$r_b, d_b$

基圆齿距

$p_b$



标准直齿圆柱外齿轮



## 基本参数

1) 齿数 $z$

2) 模数 $m$  齿轮分度圆直径 $d$ 、齿数 $z$ 和齿距 $p$ 间的关系为 $\pi d = zp$ ,  $d = zp/\pi$ 。为便于设计、计算、制造和检验, 令 $p/\pi = m$ ,  $m$ 称为齿轮的模数, 其单位为mm, 已标准化(表4-2标准模数系列), 它是决定齿轮大小的主要参数之一,  $d = mz$ 。

3) 压力角 $\alpha$  即分度圆压力角, 规定其标准值为 $\alpha = 20^\circ$ 。它是决定齿轮齿廓形状的主要参数。

4) 齿顶高系数 $h_a^*$  齿顶高 $h_a = h_a^* m$

5) 顶隙系数 $c^*$  齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*) m$

齿制	$h_a^*$	$c^*$
正常齿制	1	0.25
短齿制	0.8	0.3



### 4.3.2 标准直齿圆柱齿轮的基本参数及几何尺寸计算

**标准齿轮：** $m$ 、 $\alpha$ 、 $h_a^*$ 、 $c^*$ 为标准值，且 $s=e$ 。

分度圆直径  $d = mz$

齿顶高  $h_a = h_a^* m$

齿根高  $h_f = (h_a^* + c^*) m$

齿全高  $h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) m$

齿顶圆直径  $d_a = d + 2h_a = (z + 2h_a^*) m$

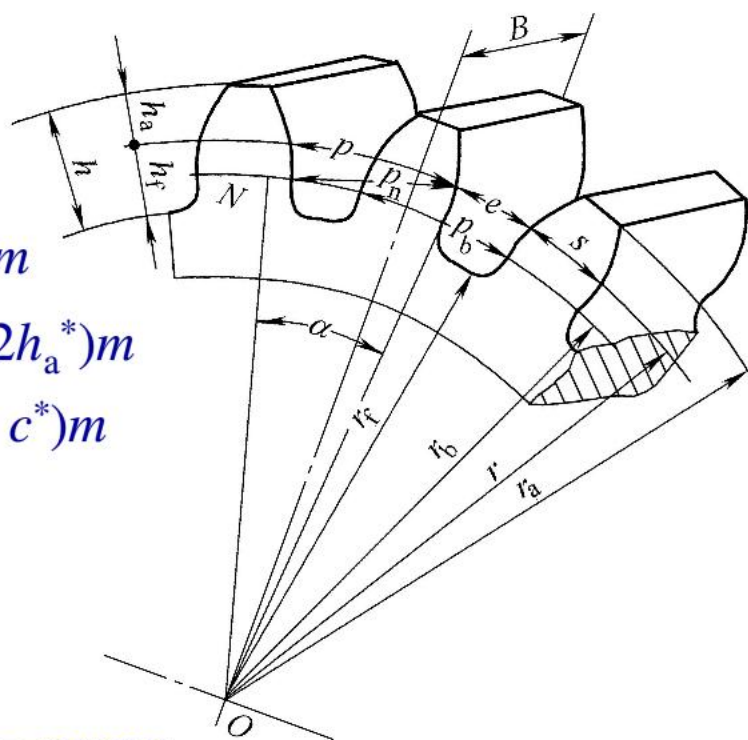
齿根圆  $d_f = d - 2h_f = (z - 2h_a^* - c^*) m$

基圆  $d_b = d \cos \alpha$

齿距  $p = \pi m$

齿厚与齿槽宽  $s = e = \pi m / 2$

基圆齿距与法向齿距  $p_b = p_n = p \cos \alpha$







【例 4-1】为修配一残损的正常齿制标准直齿圆柱外齿轮，实测齿高为 8.96mm，齿顶圆直径为 135.90mm。试确定该齿轮的主要尺寸。

解：由表 4-3 可知， $h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*)m$ 。

设  $h_a^* = 1$ ， $c^* = 0.25$ ，则

$$m = h / (2h_a^* + c^*) = 8.96 / (2 \times 1 + 0.25) = 3.982\text{mm}$$

由表 4-2 查得  $m = 4\text{mm}$ ，则

$$z = (d_a - 2h_a^*m) / m = (135.90 - 2 \times 1 \times 4) / 4 = 31.975$$

取齿数为  $z = 32$ 。

分度圆直径  $d = mz = 4 \times 32 = 128\text{mm}$

齿顶圆直径  $d_a = d + 2h_a^*m = 128 + 2 \times 1 \times 4 = 136\text{mm}$

齿根圆直径  $d_f = d - 2(h_a^* + c^*)m = 128 - 2 \times (1 + 0.25) \times 4 = 118\text{mm}$

基圆直径  $d_b = d \cos \alpha = 128 \times \cos 20^\circ = 120.281\text{mm}$

## 4.4 渐开线标准直齿圆柱齿轮的啮合传动



### 4.4.1 渐开线标准直齿圆柱齿轮的正确啮合条件

◆ **正确啮合：**为实现连续传动，前后两对齿应能同时在啮合线上接触，而不会相离或重叠。

即，两轮相邻两齿同侧齿廓沿公法线的距离应相等

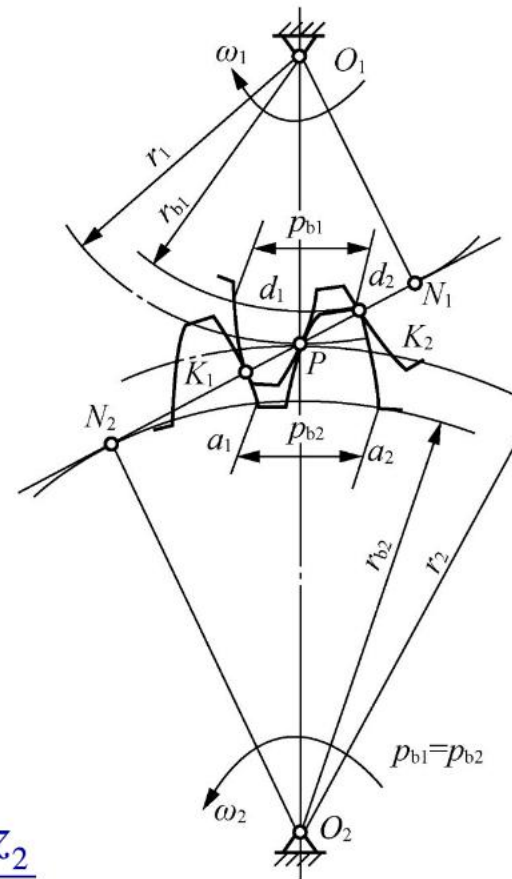
$$\overline{K_1 K'_1} = \overline{K_2 K'_2} \quad p_{b1} = p_{b2}$$

$$\pi m_1 \cos \alpha_1 = \pi m_2 \cos \alpha_2$$

$$m_1 = m_2 = m \quad \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

正确啮合条件：模数相等，压力角相等

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 C}{O_1 C} = \frac{r'_2}{r'_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_2 \cos \alpha}{r_1 \cos \alpha} = \frac{z_2}{z_1}$$





## 4.4.2 渐开线齿轮的标准中心距

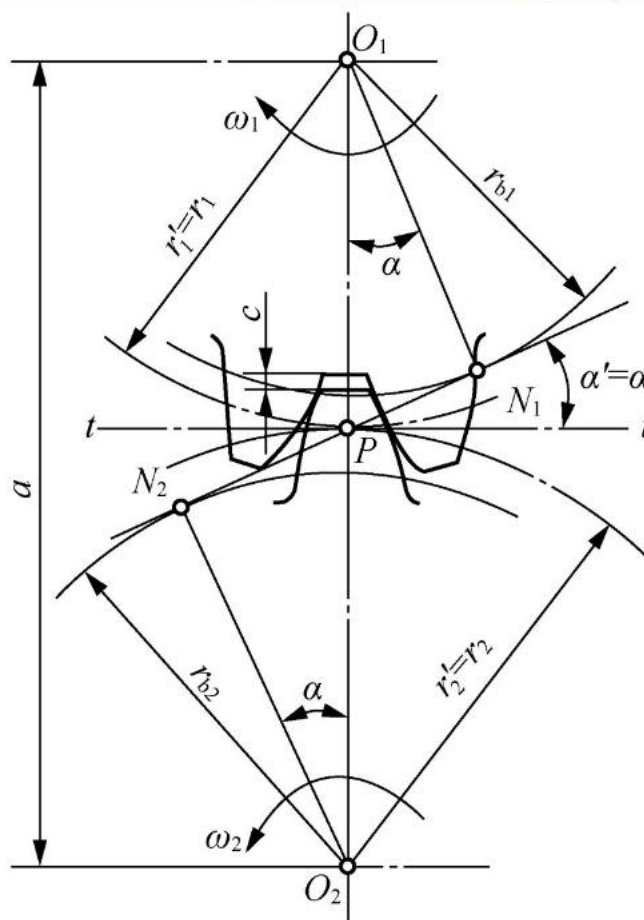
一对渐开线外啮合标准齿轮，如果安装正确，在理论上是没有齿侧间隙（简称侧隙）的。否则，两轮在啮合过程中就会发生冲击和噪声，正反转转换时还会出现空程。

而标准齿轮正确安装，实现无侧隙啮合的条件是：

$$s_1 = e_2 = \pi m / 2 = s_2 = e_1$$

因此正确安装的两标准齿轮，两分度圆正好相切，节圆和分度圆重合，这时的中心距称为标准中心距（简称中心距），用 $a$ 表示，见图4-7所示，即

$$a = r_1' + r_2' = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$





### 4.4.3 连续传动条件

#### ◆一对轮齿的啮合过程

起始啮合点 $B_2$ ，终止啮合点 $B_1$

极限啮合点 $N_1$ ，极限啮合点 $N_2$

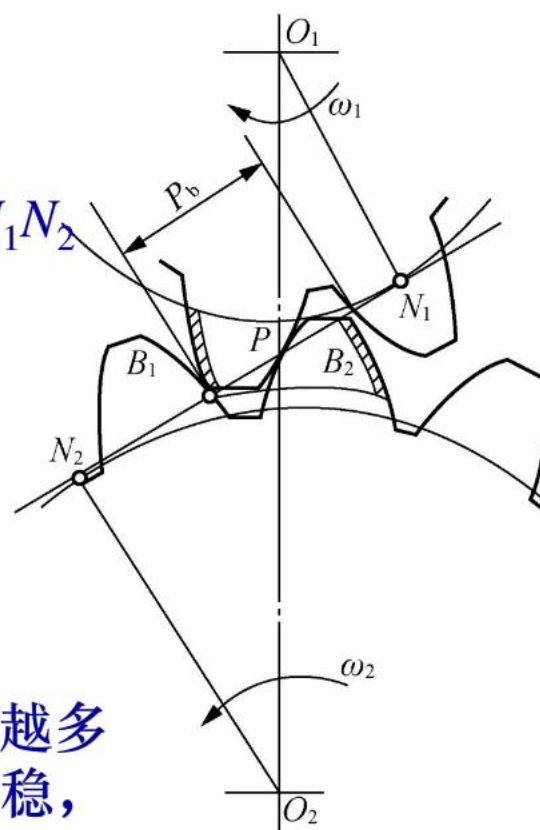
实际啮合线段 $B_1B_2$ ，极限啮合线段 $N_1N_2$

#### ◆连续传动条件

当前一对齿在 $B_1$ 点将要脱离啮合时，后一对齿正好或已经从 $B_2$ 点进入啮合。即满足 $B_1B_2 \geq p_b$ 。

#### ◆重合度 $\varepsilon = \frac{B_1B_2}{p_b} \geq 1$

重合度越大，表示同时啮合的齿对数越多或多对齿啮合的时间越长，齿轮传动越平稳，承载能力越高。





**【例 4-2】** 一对渐开线标准直齿圆柱齿轮（正常齿）传动，已知传动比  $i_{12} = 3$ ，小齿轮齿数  $z_1 = 30$ ，模数  $m = 3\text{mm}$ ，求两齿轮的几何尺寸及传动中心距。

解：（1）大齿轮的齿数

$$z_2 = i_{12} z_1 = 3 \times 30 = 90$$

（2）两齿轮的几何尺寸

由题意可知， $h_a^* = 1, c^* = 0.25$ ；

由正确啮合条件可知， $m_1 = m_2 = m$ ， $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha = 20^\circ$ ；

$$d_1 = m z_1 = 3 \times 30 = 90\text{mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 90 + 2 \times 1 \times 3 = 96\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) m = 90 - 2 \times (1 + 0.25) \times 3 = 82.5\text{mm}$$

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 90 \cos 20^\circ = 84.56\text{mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 3 \times 90 = 270\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m = 270 + 2 \times 1 \times 3 = 276\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*) m = 270 - 2 \times (1 + 0.25) \times 3 = 262.5\text{mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 270 \cos 20^\circ = 253.69\text{mm}$$

（3）传动中心距

$$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 \times (30 + 90) = 180\text{mm}$$



### 4.5.1 渐开线齿轮的加工原理

#### 1. 仿形法（成形法）

原理：刀具刃形与被加工齿轮的齿槽形状相同。

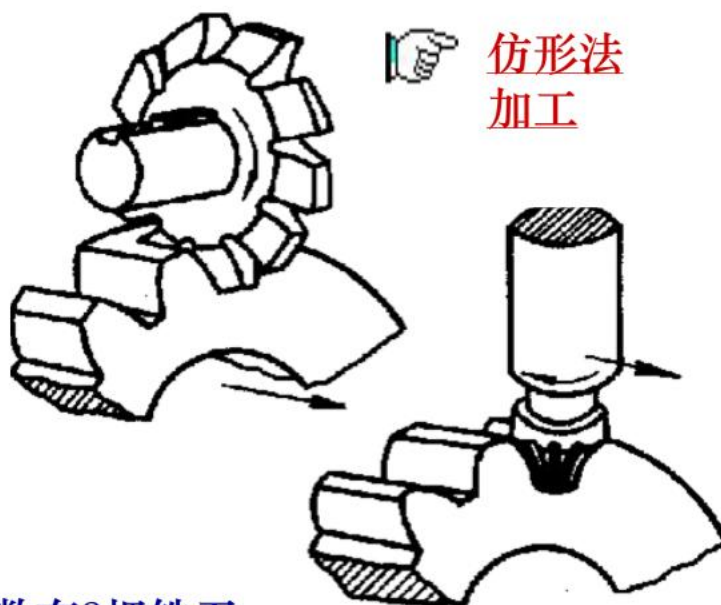
机床：普通铣床。

刀具：圆盘铣刀、指形铣刀。

运动：切削运动、进给运动、分度运动。

特点：精度低、生产率低。

应用：单件及低精度齿轮加工。



刀具的选择与 $m$ 、 $\alpha$ 、 $z$ 有关，每一种模数有8把铣刀。

刀号	1	2	3	4	5	6	7	8
加工齿数	12~	14~	17~	21~	26~	35~	55~	$\geq 13$
	13	16	20	25	34	54	134	5

每把刀的刀刃形状，按它加工范围内最少齿数的齿轮齿形来设计，故加工其它齿数的齿轮时存在理论误差。



## 2.展成法（包络法、范成法）

原理：一对齿轮啮合时其共轭齿廓互为包络线。如将一个齿轮做成刀具(刃形是渐开线)，并与齿坯仿照一对齿轮啮合进行相对运动( $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$ )，则加工出的齿轮必然是渐开线齿轮。

### (一) 齿轮插刀

机床：插齿机

运动：展成运动  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$

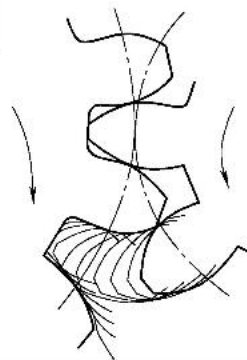
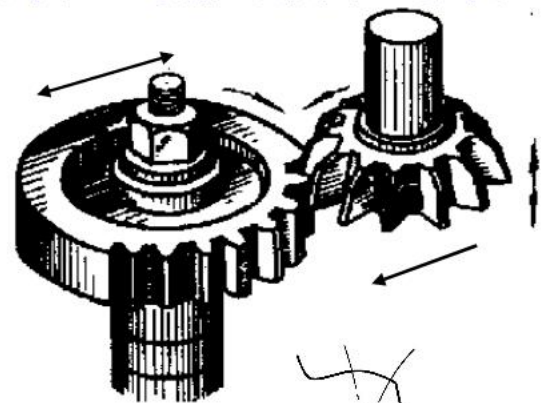
切削运动

进给运动

让刀运动



齿轮插刀插齿

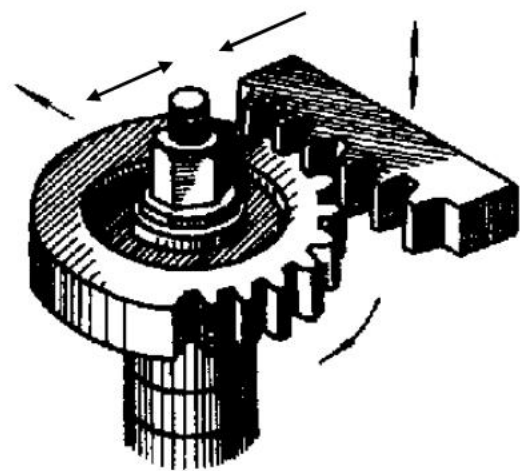
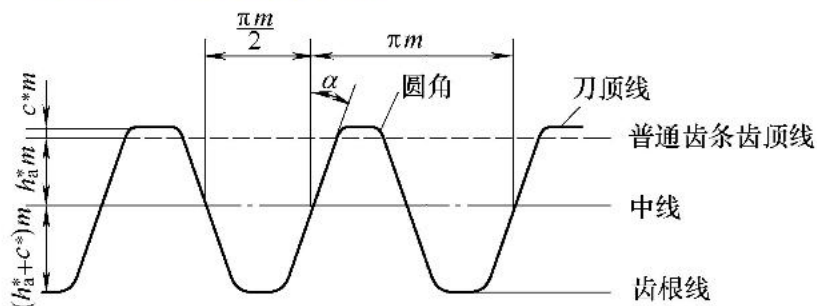


特点：精度高，生产率较低。

应用：加工单个或多联直齿轮。



## (二) 齿条插刀



机床：插齿机

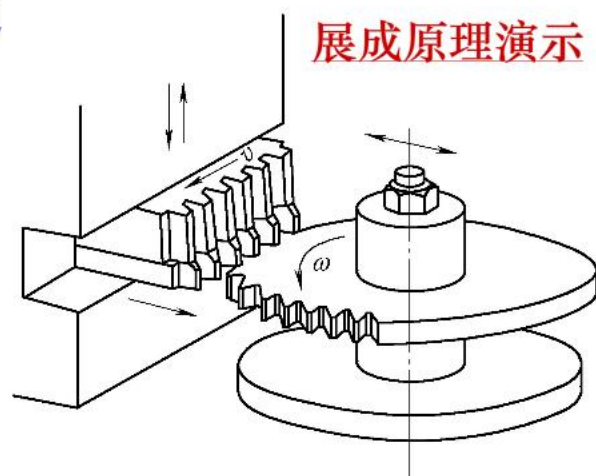
运动：展成运动  $v_1 = \omega_2 r_2 = \omega_2 m z_2 / 2$

切削运动

进给运动

让刀运动

展成原理演示



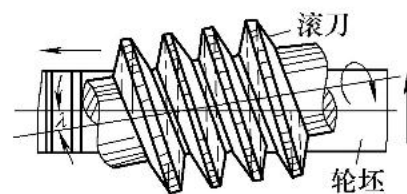
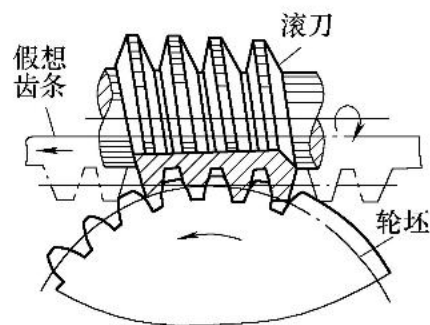
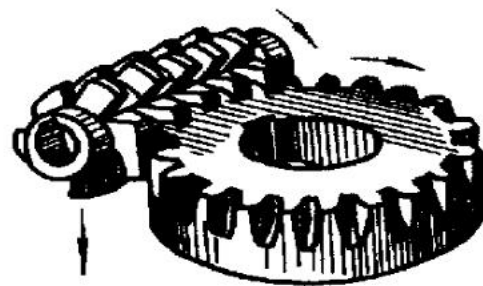
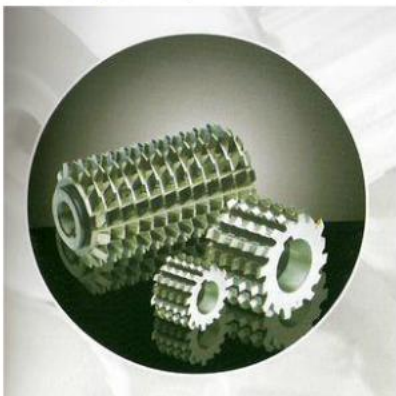
特点：精度高，生产率较低。

应用：加工单个或多联直齿轮。





### (三) 齿轮滚刀



机床：滚齿机

运动：展成运动  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$

切削运动

进给运动



齿轮滚刀滚齿

特点：精度较高，生产率高。

应用：加工直齿轮、斜齿轮、蜗轮及齿轮轴。



## 展成法总结：渐开线齿廓及齿轮基本参数的保证

- ◆ 渐开线齿廓：靠刀具和展成运动  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$  保证；
- ◆ 齿数  $z$ ：靠刀具，及调整机床改变传动比  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$  保证；
- ◆ 模数  $m$ ：靠刀具和展成运动  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$  保证；
- ◆ 压力角  $\alpha$ ：靠刀具和展成运动  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$  保证；
- ◆ 齿顶高系数  $h_a^*$ ：靠刀具和控制径向进刀量保证；
- ◆ 齿顶高系数  $c^*$ ：靠刀具和控制径向进刀量保证；

用同一把齿轮刀具，通过调节  $i_{12}$ ，可以加工出相同模数和压力角，不同齿数的齿轮（包括标准齿轮、变位齿轮）。



## 一、根切现象与不产生根切的最少齿数

◆根切现象 用展成法加工标准齿轮时，有时会将齿根部正常的渐开线齿廓切去一部分。

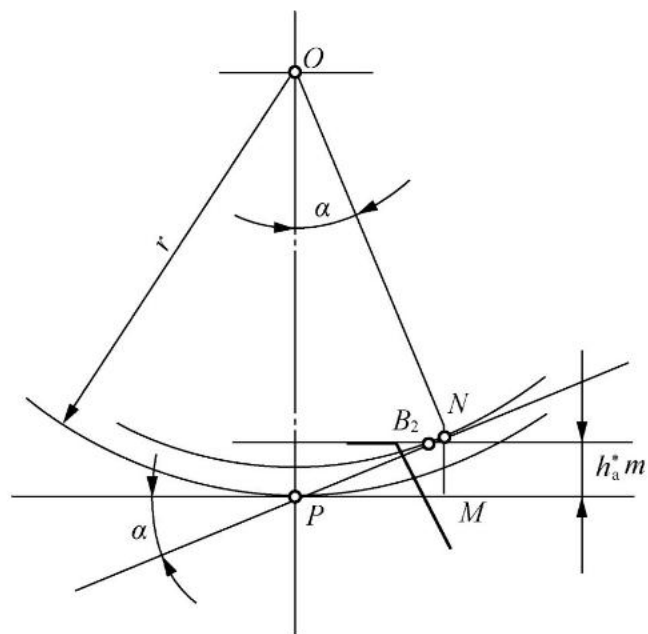
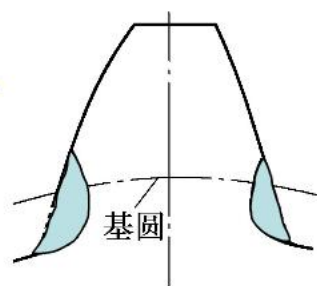
◆根切后果 轮齿弯曲强度和重合度降低。

◆根切原因

图示为用齿条刀具加工标准齿轮时情况，刀具中线与齿轮分度圆相切， $NP$ 为啮合线， $N$ 点为极限啮合点， $B$ 点为齿条顶线与啮合线的交点，即终止啮合点。

因为基圆以内无渐开线，故当终止啮合点 $B$ 高于极限啮合点 $N_1$ 时，就会产生根切。

根切的产生





◆ 标准齿轮不产生根切的最少齿数  
要避免根切，刀具的齿顶线不得超  
过N点，即

$$h_a^* m \leq NM$$

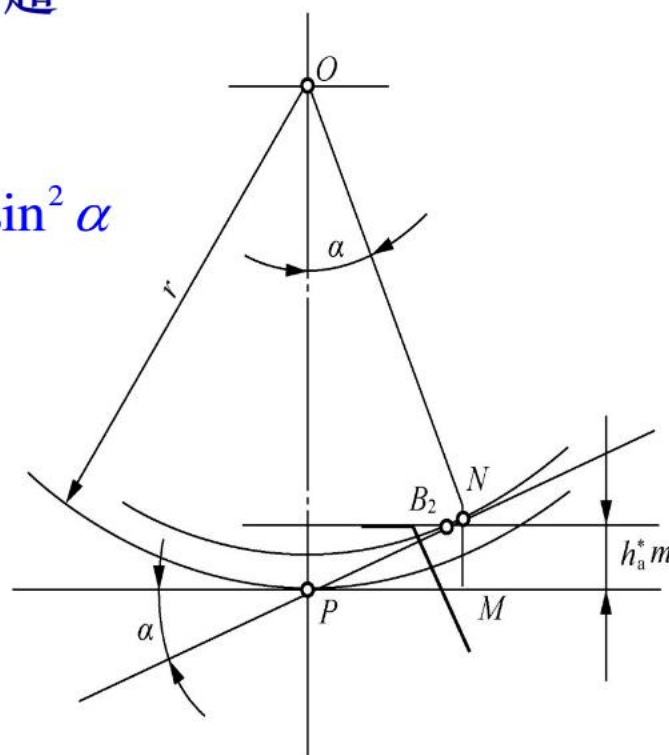
而  $NM = PN \times \sin \alpha = r \sin^2 \alpha = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha$

整理后得  $z \geq \frac{2h_a^* m}{\sin^2 \alpha}$

$$z_{\min} = \frac{2h_a^* m}{\sin^2 \alpha}$$

$\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 1$  时  $\rightarrow z_{\min} = 17$

$\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 0.8$  时  $\rightarrow z_{\min} = 14$



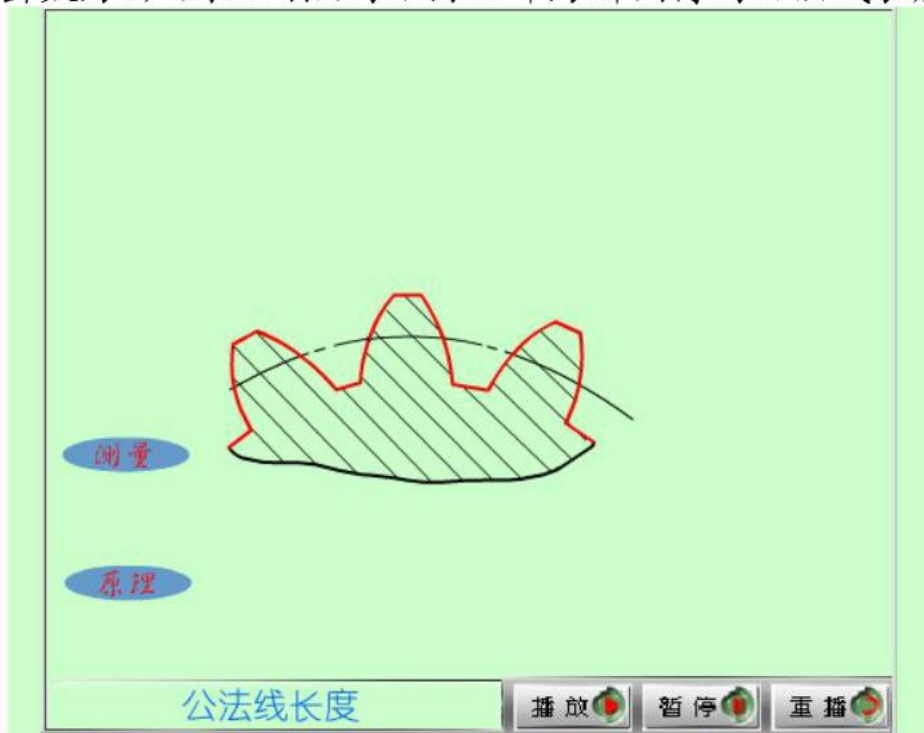


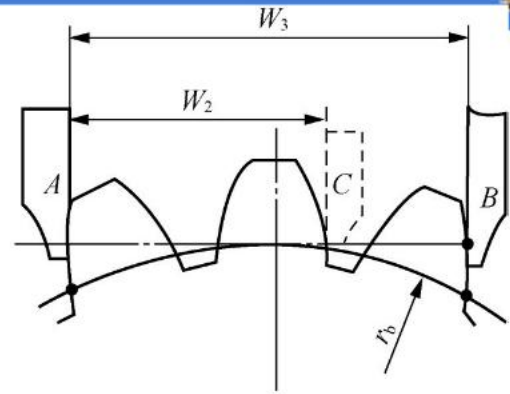
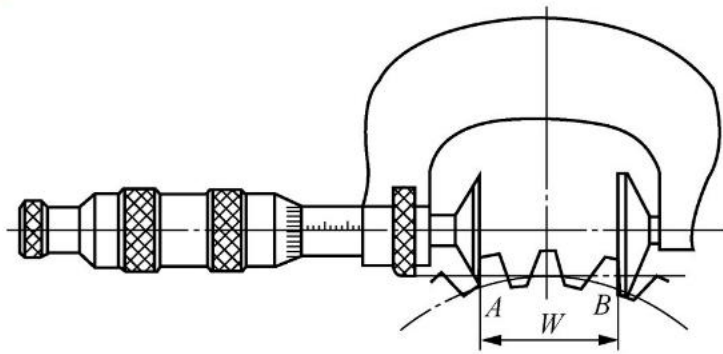
### 4.5.3 公法线长度和固定弦齿厚

公法线长度：是指齿轮千分尺跨过 $k$ 个齿所量得的齿廓间的法向距离。

用途：测量公法线长度的方法来检验齿轮的精度，以控制轮齿齿侧间隙公差

如何计算公法线长度呢？如图所示，设千分尺与齿廓相切于A、B两点，A、B两点在分度圆上，设跨齿数为 $k$ ，则AB两点的距离AB即为所测得的公法线长度，用 $W_k$ 表示。





根据渐开线的性质可得出

$$W_K = (k - 1)p_b + s_b$$

测量公法线长度只需要普通的卡尺或专用的公法线千分尺，测量方法简便，结果准确，在齿轮加工中应用比较广泛。标准齿轮的公法线长度计算公式为

$$W = m[2.9521(k - 0.5) + 0.014z]$$

当  $\alpha = 20^\circ$  时， $k = 0.111z + 0.5$ ，计算出的跨齿数  $k$  应四舍五入取整数。



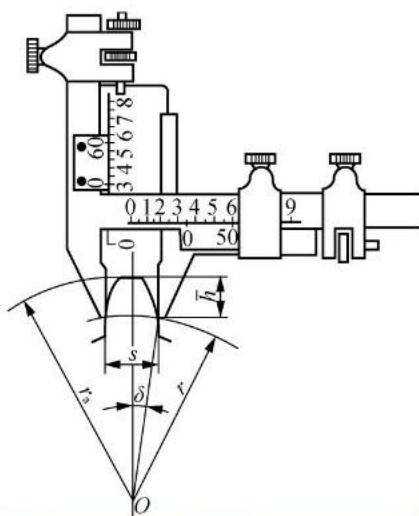
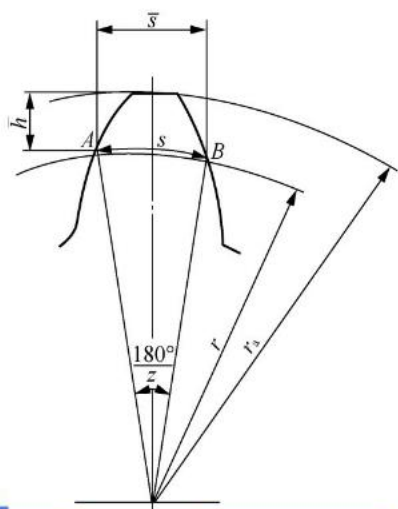
## 分度圆弦齿厚

测量公法线长度，对于某些齿宽较小的斜齿圆柱齿轮将无法测量；对于大模数齿轮，测量也有困难；此外，还不能用于检测锥齿轮和蜗轮。在这种情况下，通常改测齿轮的分度圆弦齿厚。

分度圆上的齿厚对应的弦长  $\overline{AB}$  称为分度圆弦齿厚，用  $\overline{s}$  表示，如图4-14所示。为了确定测量位置，把齿顶到分度圆弦齿厚的径向距离称为分度圆弦齿高，用  $\overline{h}$  表示。标准齿轮分度圆弦齿厚和弦齿高的计算公式分别为

$$\overline{s} = mz \sin \frac{90^\circ}{z}$$

$$\overline{h} = m \left[ h_a^* + \frac{z}{2} \left( 1 - \cos \frac{90^\circ}{z} \right) \right]$$



测量分度圆弦齿厚是以齿顶圆为基准的，测量的结果必然会受到齿顶圆误差的影响，而公法线长度测量与齿顶圆无关。



### 4.6.1 概述

标准齿轮设计计算简单，互换性好。但标准齿轮传动仍存在着一些局限性：

- (1) 为了避免加工时发生根切，标准齿轮的齿数必须大于或等于最少齿数 $Z_{\min}$ 。
- (2) 标准齿轮不适用于实际中心距 $a'$ 不等于标准中心距 $a$ 的场合；
- (3) 一对互相啮合的标准齿轮，小齿轮的抗弯能力比大齿轮低。

变位齿轮可避免以上标准齿轮的缺点

变位齿轮：改变刀具与齿坯相对位置后切制出来的齿轮。

变位量：刀具移动的距离 $xm$

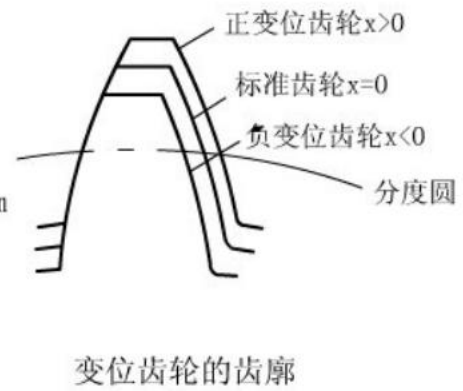
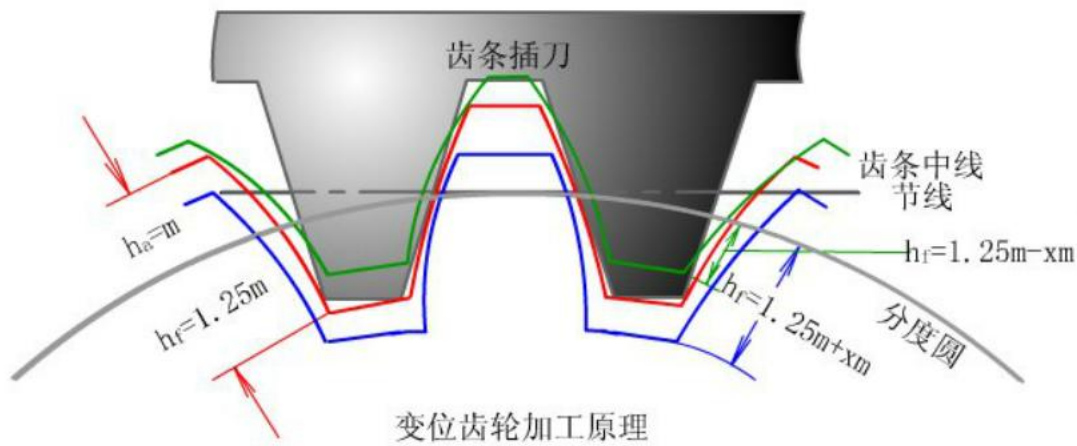
变位系数： $x$

正变位：刀具远离轮心的变位， $x > 0$

负变位：刀具移近轮心的变位， $x < 0$

标准齿轮：变位系数 $x=0$ 的齿轮。







## 4.6.2 变位齿轮传动的类型和特点

比较项目 \ 传动类型	标准齿轮传动	高度变位齿轮传动	角变位齿轮传动	
	$x_2 = x_1 = x_2 = 0$	$x_2 = x_1 + x_2 = 0$	正传动 $x_2 = x_1 + x_2 > 0$	负传动 $x_2 = x_1 + x_2 < 0$
啮合角	$\alpha' = \alpha$	$\alpha' = \alpha$	$\alpha' > \alpha$	$\alpha' < \alpha$
中心距	$a' = a$	$a' = a$	$a' > a$	$a' < a$
中心距变动系数	$y = 0$	$y = 0$	$y > 0$	$y < 0$
齿顶高变动系数	$\Delta y = 0$	$\Delta y = 0$	$\Delta y > 0$	$\Delta y < 0$
齿数限制	$z_1 \geq z_{\min}, z_2 \geq z_{\min}$	$z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}$	无限制	$z_1 + z_2 > 2z_{\min}$
传动特点	互换性好, 设计简单, 齿数受最小齿数限制。适用于无特殊要求的场合。	小齿轮采用正变位, 其齿数可小于 $z_{\min}$ 而不产生根切, 使两轮的抗弯强度大致相等。没有互换性, 必须成对设计、制造和使用。	提高齿面接触强度和抗弯强度, 改善齿面磨损条件, 便于凑中心距。没有互换性, 必须成对设计、制造和使用, 重合度减少。	齿面接触强度和抗弯强度都会降低, 齿面磨损严重, 没有互换性。一般不宜采用, 通常只用于凑中心距的场合。



### 4.6.3 变位齿轮的几何尺寸计算

名称	符号	计算公式
分度圆直径	$d$	$d = m z$
齿厚	$s$	$s = \frac{\pi m}{2} + 2xm \tan \alpha$
啮合角	$\alpha'$	$\text{inv} \alpha' = \text{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan \alpha$ 或 $\cos \alpha' = \frac{a}{a'} \cos \alpha$
齿顶高变动系数	$\Delta y$	$\Delta y = x_1 + x_2 - y$
中心距变动系数	$y$	$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$
齿顶高	$h_a$	$h_a = m(h_a^* + x_1 - \Delta y)$
齿根高	$h_f$	$h_f = m(h_f^* + c^* - x)$
齿全高	$h$	$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$
中心距	$a'$	$a' = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$
公法线长度	$W_K$	$W_K = m \cos \alpha [(k - 0.5)\pi + z \text{inv} \alpha] + 2xm \sin \alpha$

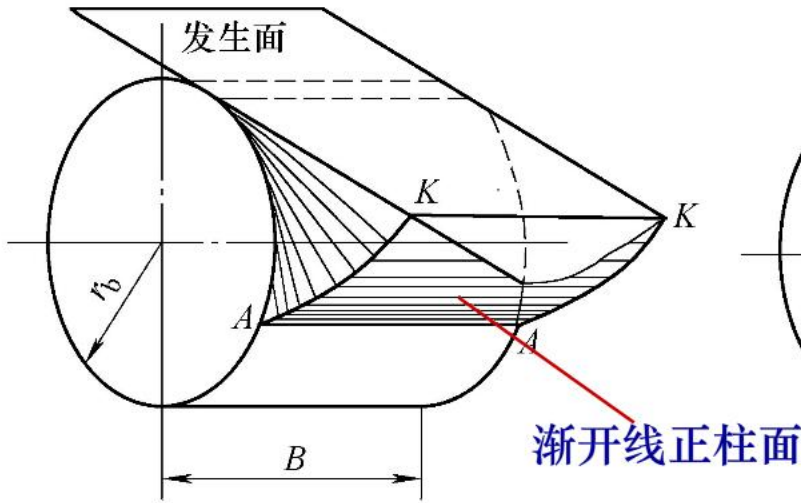
# 4.7 平行轴斜齿圆柱齿轮机构



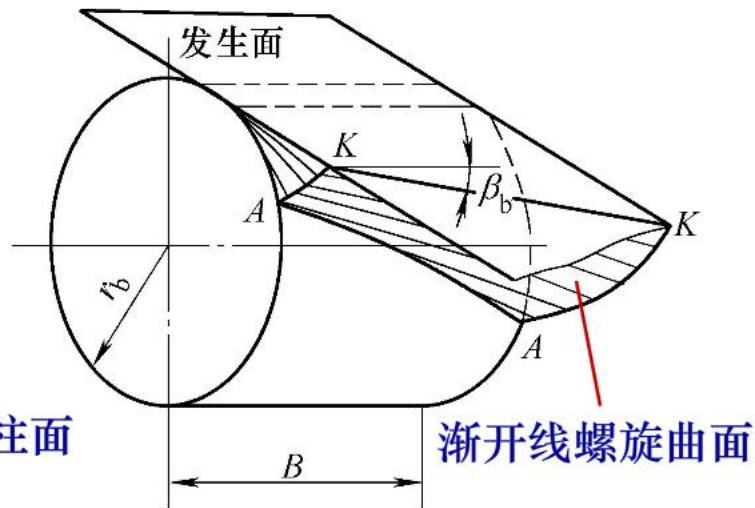
## 4.7.1 齿廓曲面的形成及啮合特点

**齿面形成** 发生面在基圆柱上作纯滚动，其上与圆柱体母线

- 平行的直线  $KK$  所形成的轨迹 → 直齿轮齿廓曲面
- 成一倾角  $\beta_b$  的直线  $KK$  所形成的轨迹 → 斜齿轮齿廓曲面



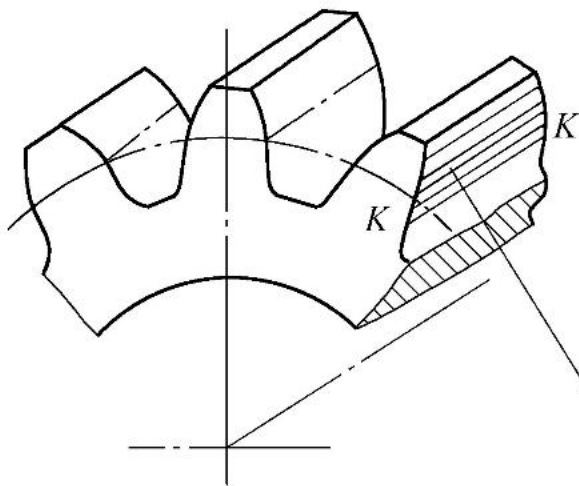
直齿轮齿面的形成



斜齿轮齿面的形成

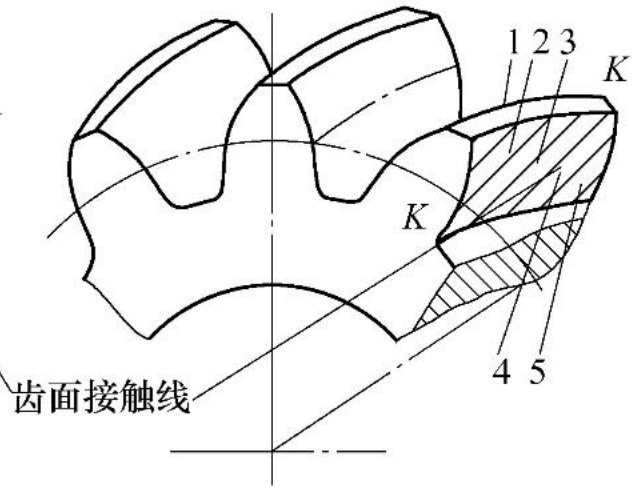


## 啮合特点



 **直齿轮机构**

沿齿宽同时接触，突然啮入，突然啮出，重合度小，有冲击。



 **斜齿轮机构**

沿齿宽逐渐接触，逐渐啮入，逐渐啮出，重合度大，工作平稳，产生轴向力，不能作滑动齿轮。

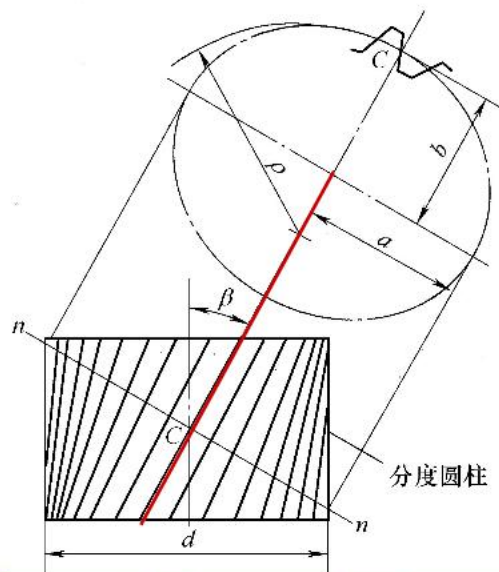


## 4.7.2 斜齿圆柱齿轮的基本参数和几何尺寸计算

### 1. 基本参数

◆ 端面(齿形)参数: 渐开线, 同直齿轮,  $m_t$ ,  $z$ ,  $\alpha_t$ ,  $h_{at}^*$ ,  $c_t^*$ , 但为非标准值。端面几何尺寸计算可套用直齿轮公式。

◆ 法面(齿形)参数: 非渐开线,  $m_n$ ,  $(z)$ ,  $\alpha_n$ ,  $h_{an}^*$ ,  $c_n^*$ , 与刀具的参数相同( $z$ 除外), 规定为标准值。





1. 齿数 $z$

2. 螺旋角 $\beta$

螺旋方向：分为左旋和右旋。

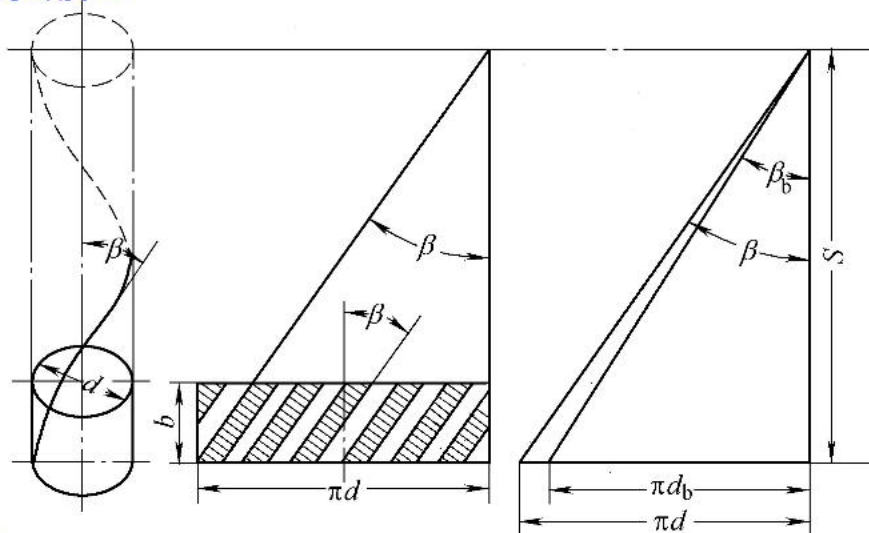
螺旋角  $\beta$ ：分度圆柱螺旋线上任一点的切线与轴线之间的夹角。

可将分度圆柱展开后求解。

$$\tan \beta = \frac{\pi d}{s}$$

$d$  是分度圆直径

$s$  是螺旋线的导程角





### 3. 模数 $m_t$ 、 $m_n$

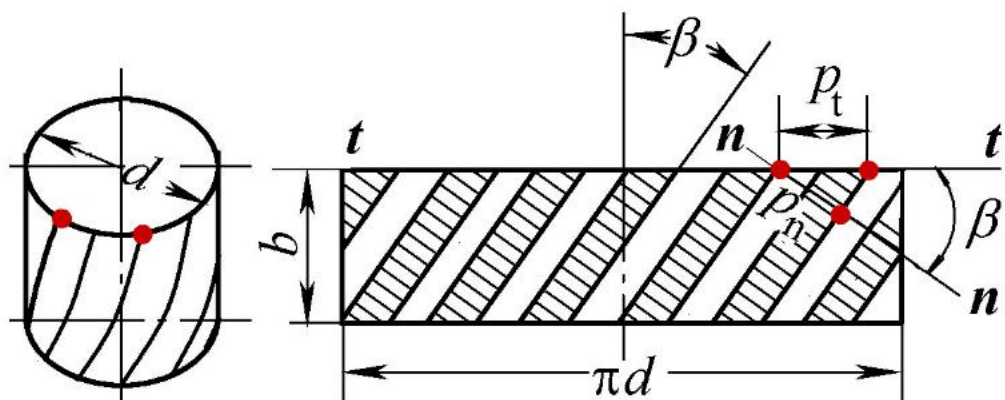
端面齿距  $p_t = \pi m_t$

法面齿距  $p_n = \pi m_n$

$$p_n = p_t \cos \beta$$

$$\pi m_n = \pi m_t \cos \beta$$

$$m_n = m_t \cos \beta$$



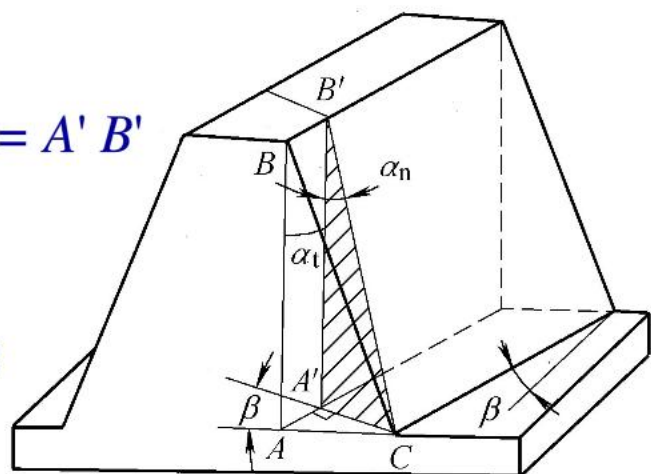
### 4. 压力角 $\alpha_t$ 、 $\alpha_n$

在直角  $\triangle ABC$  和  $\triangle A'B'C$  中,  $AB = A'B'$

所以有: 
$$\frac{AC}{\tan \alpha_t} = \frac{A'C}{\tan \alpha_n}$$

在直角  $\triangle AA'C$  中  $A'C = AC \cos \beta$

所以有: 
$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta$$







## 5. 齿顶高系数 $h_{at}^*$ 、 $h_{an}^*$

无论从法面或从端面来看，轮齿的齿顶高都是相同的。

$$\begin{aligned} h_a &= h_{an}^* m_n = h_{at}^* m_t \\ \text{又 } m_n &= m_t \cos \beta \end{aligned} \quad \longrightarrow \quad h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$$

## 6. 顶隙系数 $c_t^*$ 、 $c_n^*$

无论从法面或从端面来看，顶隙也是相同的。

$$\begin{aligned} c &= c_n^* m_n = c_t^* m_t \\ \text{又 } m_n &= m_t \cos \beta \end{aligned} \quad \longrightarrow \quad c_t^* = c_n^* \cos \beta$$



## 2.斜齿轮的几何尺寸

名称	符号	计算公式
端面模数	$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$ , $m_n$ 为标准值
端面压力角	$\alpha_t$	$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos\beta}$
分度圆直径	$d$	$d = m_t z = (m_n / \cos\beta) z$
齿顶高	$h_a$	$h_a = m_n h_{an}^*$
齿根高	$h_f$	$h_f = (h_{an}^* + c_n^*) m_n$
全齿高	$h$	$h = h_a + h_f = (2h_{an}^* + c_n^*) m_n$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a = d + 2h_a$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - 2h_f$
中心距	$a$	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2} m_t (z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2\cos\beta} (z_1 + z_2)$



### 4.7.3 斜齿轮传动正确啮合的条件和重合度

#### 1. 正确啮合的条件

一对外啮合斜齿圆柱齿轮的正确啮合条件为两斜齿轮的法面模数和法面压力角分别相等，螺旋角大小相等，旋向相反。即

$$\begin{cases} m_{n1} = m_{n2} = m_n \\ a_{n1} = a_{n2} = a_n \\ \beta_1 = \pm\beta_2 (\text{内啮合时取“+”，外啮合时取“-”}) \end{cases}$$

#### 2. 斜齿轮传动的重合度

$$\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_\beta = \varepsilon_t + b \tan \beta / P_t$$

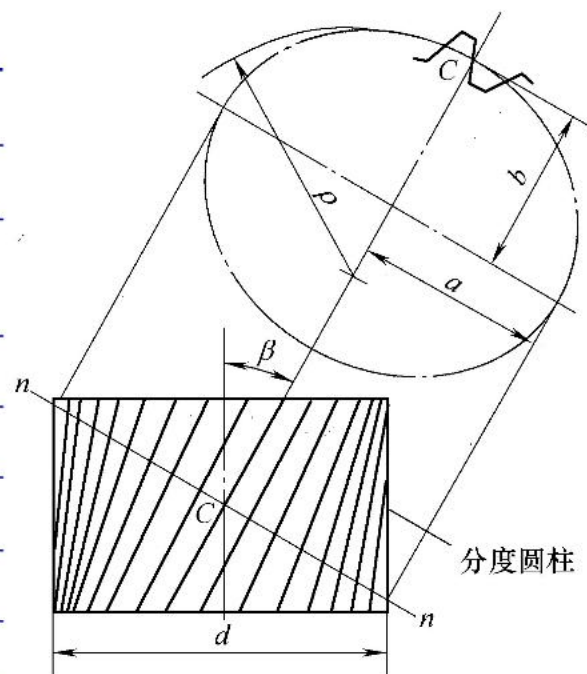


### 三、斜齿圆柱齿轮的当量齿轮及当量齿数

◆当量齿轮 与斜齿轮法面齿形相当（最接近）的假想的渐开线直齿圆柱齿轮，称为斜齿轮的当量齿轮。 **当量齿轮**

◆目的 选择加工斜齿轮的成形铣刀；确定斜齿轮不根切的最少齿数 $Z_{\min}$ ；计算轮齿强度。

参数	斜齿轮	当量齿轮
模数	$m_n$	$m_n$
齿数	$z$	$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$
螺旋角	$\beta$	$\beta=0^\circ$
压力角	$\alpha_n=20^\circ$	$\alpha=20^\circ$
齿顶高系数	$h_{an}^*=1$	$h_a^*=1$
顶隙系数	$c_n^*=0.25$	$c^*=0.25$
最少齿数	$z_{\min}=17\cos^3 \beta$	$z_{v\min}=17$



## 4.8 直齿圆锥齿轮机构



### 4.8.1 直齿圆锥齿轮机构的类型和传动比

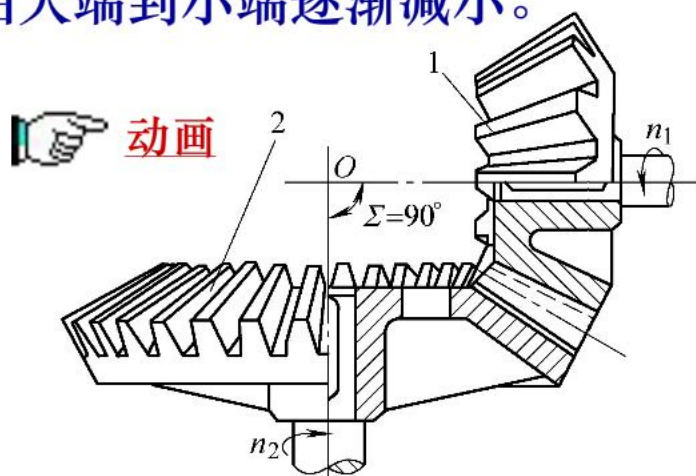
#### 特点

传递两相交轴之间（多为 $\Sigma=90^\circ$ ）的运动和动力；  
轮齿分布在截圆锥上，齿形由大端到小端逐渐减小。

#### 类型

直齿圆锥齿轮机构

曲齿圆锥齿轮机构



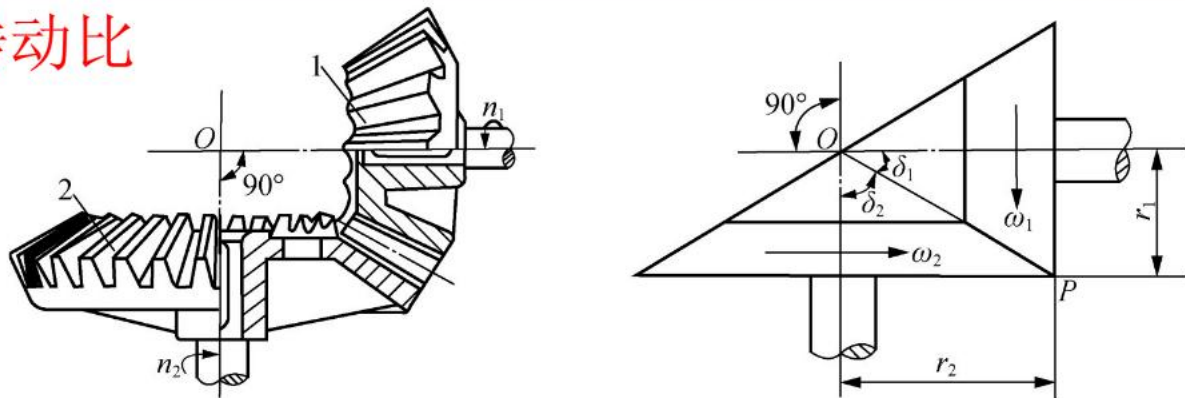
#### 应用

直齿圆锥齿轮机构设计、制造和安装简单，应用广泛；

曲齿圆锥齿轮机构传动平稳，承载能力高，常用于高速重载传动，如汽车、拖拉机、飞机的圆锥齿轮机构中。



# 传动比

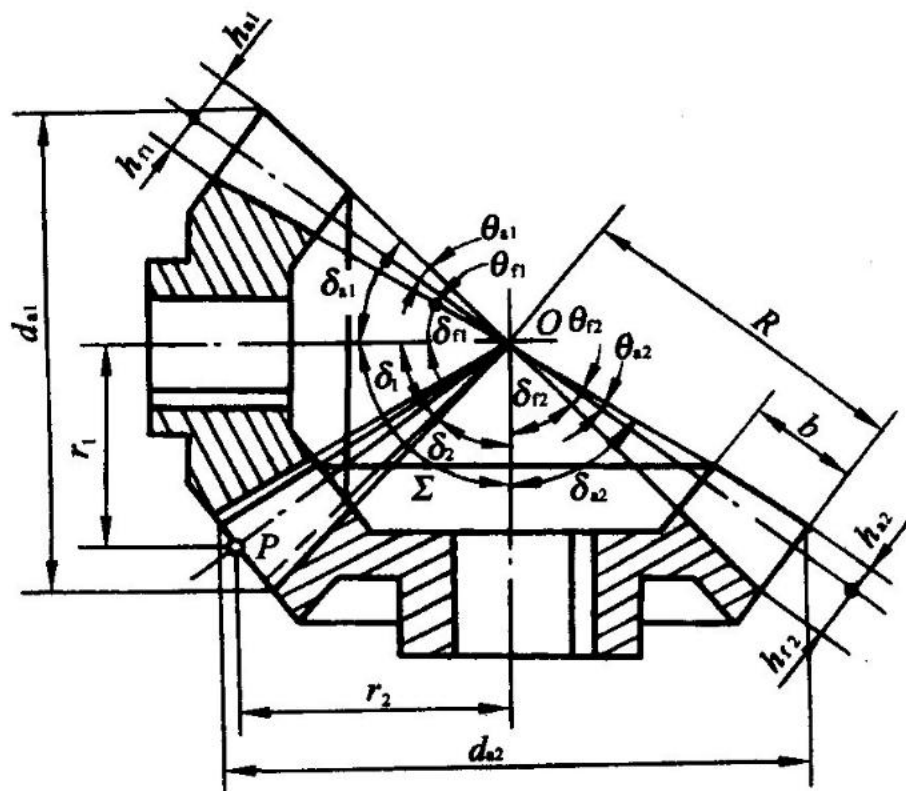


一对锥齿轮传动相当于一对节圆锥作相切纯滚动。锥齿轮有分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥和基圆锥。标准直齿锥齿轮传动，节圆锥与分度圆锥重合，如图所示。其传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\overline{OA} \sin \delta_2}{\overline{OA} \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \cot \delta_1 = \tan \delta_2$$



## 4.8.2 直齿圆锥齿轮机构的主要参数和几何尺寸计算





## 标准直齿圆锥齿轮机构 ( $\Sigma = 90^\circ$ ) 的主要几何尺寸计算公式

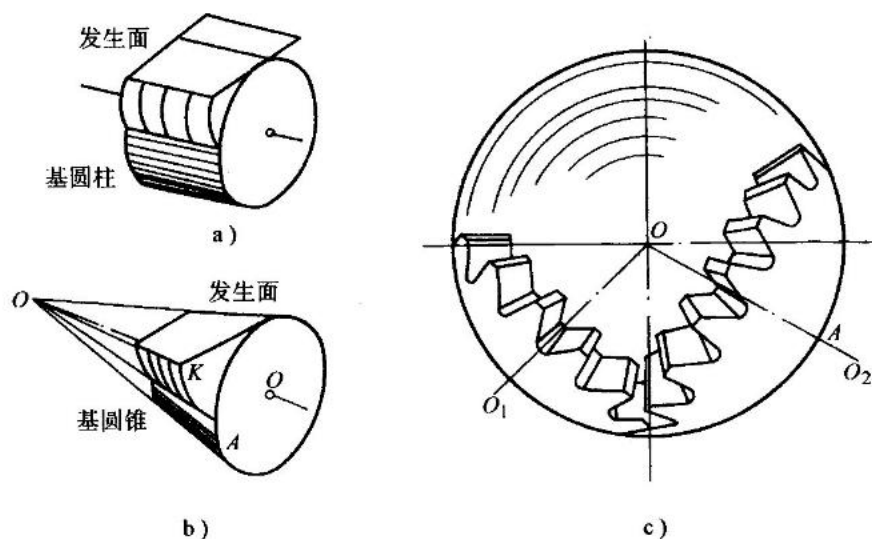
名称	符号	计算公式
分度圆锥角	$\delta$	$\delta_1 = \operatorname{arccot} \frac{z_2}{z_1}; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1; d_2 = mz_2$
齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m$
齿根高	$h_f$	$h_{f1} = h_{f2} = (h_a^* + c^*) m$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a \cos \delta_1; d_{a2} = d_2 + 2h_a \cos \delta_2$
齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f \cos \delta_1; d_{f2} = d_2 - 2h_f \cos \delta_2$
锥距	$R$	$R = \frac{1}{2} \sqrt{d_1^2 + d_2^2}$
齿顶角	$\theta_a$	$\theta_{a1} = \theta_{a2} = \arctan \frac{h_a}{R}$
齿根角	$\theta_f$	$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctan \frac{h_f}{R}$
齿顶圆锥角	$\delta_a$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
齿根圆锥角	$\delta_f$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
齿宽	$b$	$b \leq \frac{1}{3} R$





### 4.8.3 锥齿轮机构齿廓的形成、背锥和当量齿轮

圆柱齿轮的齿廓是发生面在基圆柱上作纯滚动时形成的，如图a所示。锥齿轮的齿廓是发生面在基圆锥上作纯滚动时形成的，如图b所示。在发生面上点产生的渐开线AK应在以OA为半径的球面上，所以称为球面渐开线，其齿廓如图c所示。

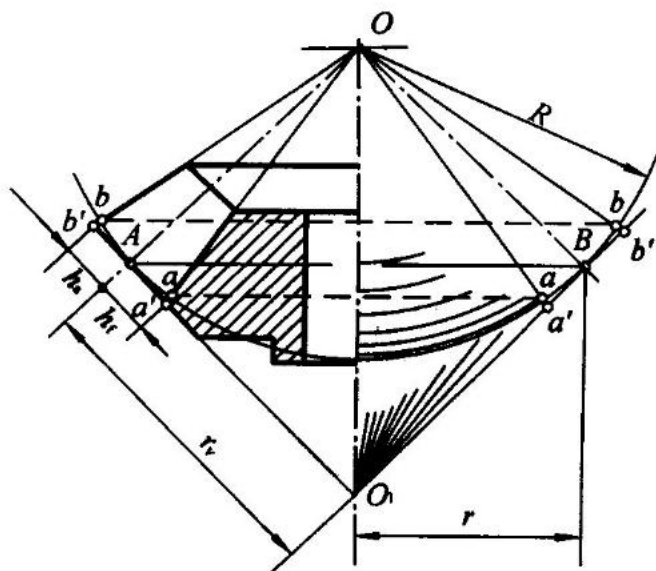


 球面渐开线



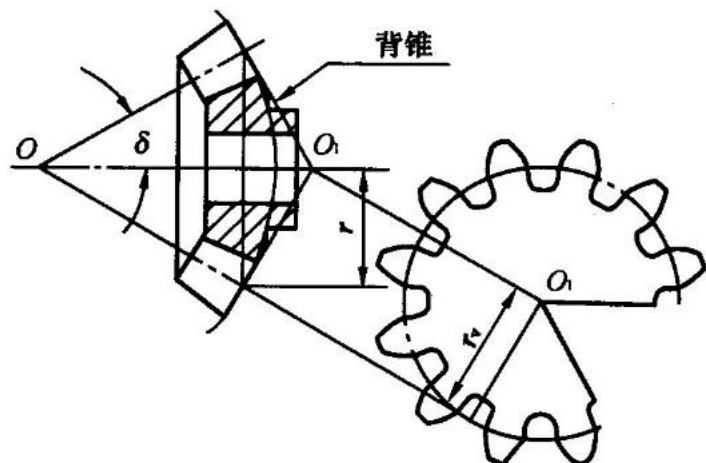
**背锥：**与大端球面相切于分度圆处的圆锥。

**当量齿轮、当量齿数：**与锥齿轮大端齿形（球面渐开线）相当的渐开线直齿圆柱齿轮。其齿数 $z_v$ 称为当量齿数。



圆锥齿轮的背锥

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$$



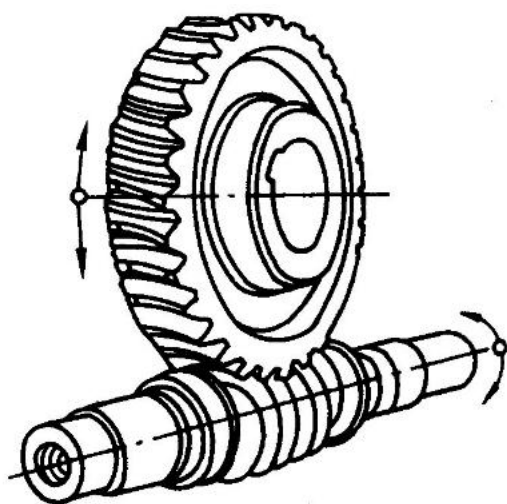
圆锥齿轮的当量齿轮



### 4.9.1 蜗杆蜗轮机构的组成和类型

蜗杆蜗轮机构用于传递空间两交错轴之间的运动和动力，通常两轴交错角为  $90^\circ$ ，如图4-29所示。

蜗杆蜗轮机构由蜗杆、蜗轮组成，一般为蜗杆主动，蜗轮从动，具有自锁性，作减速运动，广泛应用于各种机械和仪器设备之中。



蜗杆蜗轮机构

图4-29 蜗杆蜗轮机构



按蜗杆的形状不同，蜗杆蜗轮机构可分为圆柱蜗杆机构（见图4-30a）、圆弧面蜗杆机构（见图4-30b）和锥面蜗杆机构（见图4-30c）。其中圆柱蜗杆机构应用最广。

圆柱蜗杆按其齿廓曲线形状的不同，又可分为阿基米德蜗杆（ZA型）、渐开线蜗杆（ZI型）、法面直廓蜗杆（ZN型）等几种。其中阿基米德蜗杆由于加工方便应用最为广泛。

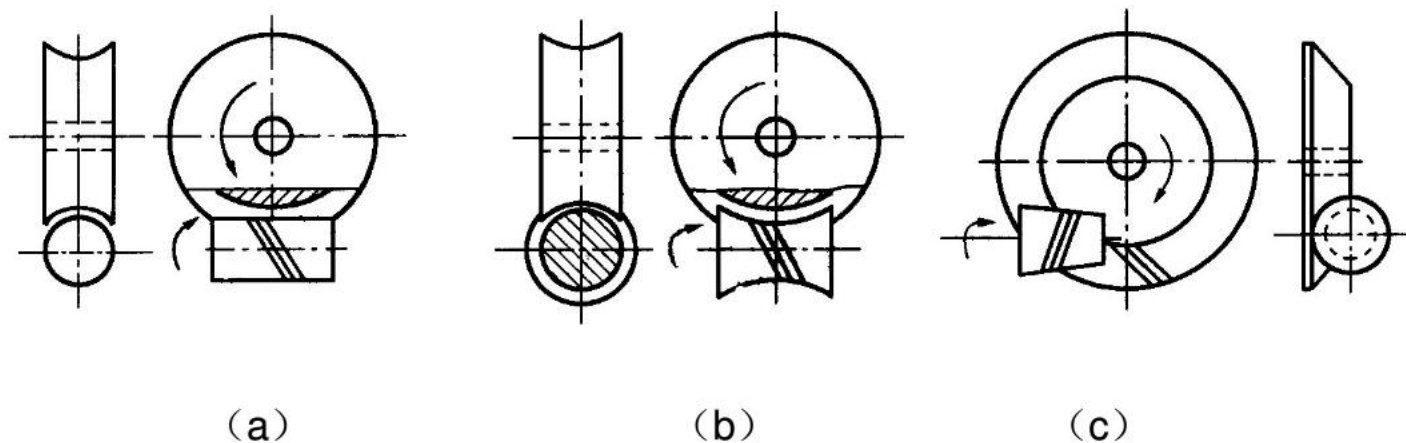


图4-30 蜗杆蜗轮机构类型



如图4-31所示为阿基米德蜗杆，其端面齿廓为阿基米德螺旋线，轴向齿廓为直线。它一般在车床上用成型车刀切制而成。

按螺旋方向不同，蜗杆可分为左旋和右旋。

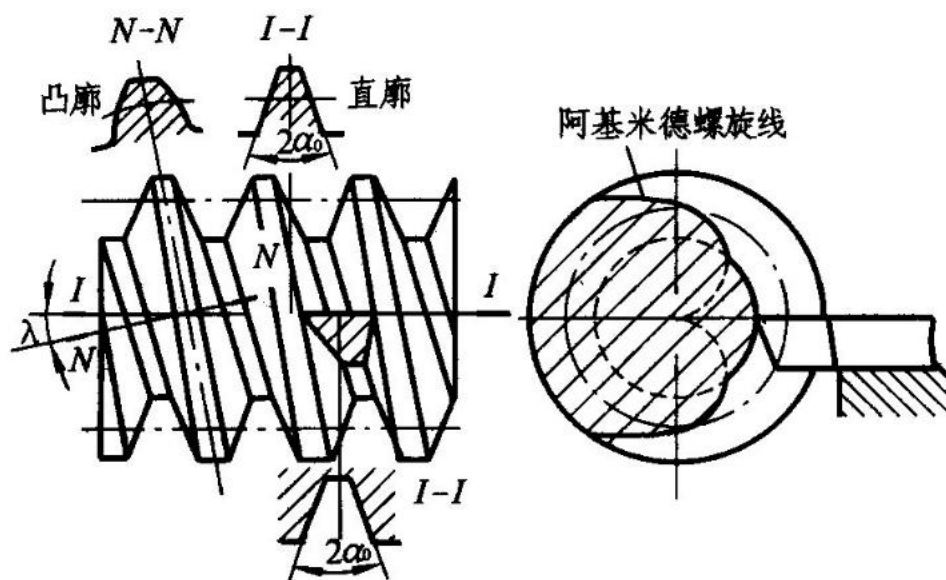


图4-31 阿基米德蜗杆



## 4.9.2 蜗杆蜗轮机构的特点

(1) 传动比大，结构紧凑，这是它的最大特点。单级蜗杆传动比 $i=5\sim 80$ ，若只传递运动（如分度机构），其传动比可达1000。

(2) 传动平稳，噪声小。由于蜗杆齿呈连续螺旋状，它与蜗轮齿的啮合是连续不断地进行的，同时啮合的齿数较多，故传动平稳，噪声小。

(3) 可制成具有自锁性的蜗杆。当蜗杆的螺旋线升角小于啮合面的当量摩擦角时，蜗杆传动便具有自锁性，此时只能由蜗杆带动蜗轮转动，反之则不能运动。

(4) 传动效率低。因蜗杆传动齿面间存在较大的相对滑动，摩擦损耗大，效率较低，一般为0.7~0.8，具有自锁性的蜗杆传动，其效率小于0.5。

(5) 蜗轮造价较高。为减轻齿面的磨损及防止胶合，蜗轮齿圈一般采用青铜制造，故成本较高。

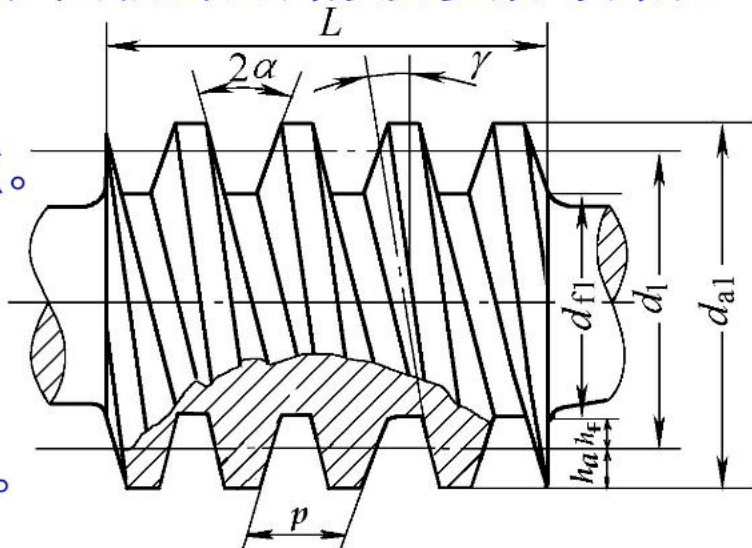


### 4.9.3 蜗杆蜗轮机构的主要参数和几何尺寸计算

蜗杆与梯形外螺纹大体相同，其轴剖面齿形及参数与齿条相同，规定为标准值。

#### 蜗杆的主要参数

- 1) 轴面模数  $m_{a1}=m$ ，标准值。
- 2) 轴面压力角  $\alpha_{a1}=\alpha=20^\circ$
- 3) 齿顶高系数  $h_a^*=1$
- 4) 顶隙系数  $c^*=0.2$
- 5) 蜗杆头数  $z_1=1、2、4、6。$
- 6) 蜗杆直径系数  $q$



蜗杆分度圆  $d_1 \neq m z_1$ ，其为独立参数。因蜗轮是用与蜗杆尺寸相同的蜗轮滚刀配对加工而成的，为了限制滚刀的数目，国家标准对每一标准模数规定了一定数目的标准蜗杆分度圆直径  $d_1$ ，并定义蜗杆直径系数  $q=d_1/m$ ， $d_1=mq$ 。



## 传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{z_1/z_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

值得注意的是蜗杆蜗轮机构的传动比*i*仅与 $z_1$ 和 $z_2$ 有关，而不等于蜗轮与蜗杆分度圆直径之比，即  $i = z_2/z_1 \neq d_2/d_1$  。

## 模数和压力角

$$\left. \begin{aligned} m_{a1} &= m_{t2} = m \\ \alpha_{a1} &= \alpha_{t2} = 20^\circ \end{aligned} \right\}$$





## 蜗杆的导程角 $\lambda$

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1}$$

## 蜗杆分度圆直径 $d_1$ 和直径系数 $q$

$$d_1 = m \frac{z_1}{\tan \lambda} \quad q = d_1 / m$$

## 中心距 $a$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1 + mz_2}{2} = \frac{1}{2} m(q + z_2)$$



## 蜗轮蜗杆机构的几何尺寸计算

蜗轮的分度圆直径为  $d_2 = m_{t2} z_2 = m z_2$

### 标准圆柱蜗杆机构的几何尺寸计算公式

名称	计算公式	
	蜗杆	蜗轮
齿顶高	$h_{a1} = h_a^* m = m$	$h_{a2} = h_a^* m = m$
齿根高	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = 1.2m$	$h_{f2} = (h_a^* + c^*) m = 1.2m$
分度圆直径	$d_1 = m q$	$d_2 = m z_2$
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$
顶隙	$c = 0.2m$	
蜗杆轴向齿距 蜗轮端面齿距	$p_{a1} = p_{a2} = \pi m$	
蜗杆分度圆柱的导程角	$\lambda = \arctan \frac{z_1}{q}$	
蜗轮分度圆上轮齿的螺旋角		$\beta = \lambda$
中心距	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}m(q + z_2)$	

注：标准圆柱蜗杆  $h_a^* = 1$



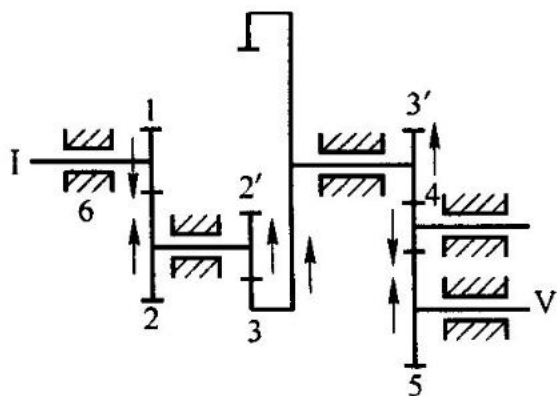
**轮系：** 由一系列相互啮合的齿轮机构组成的传动系统。

按齿轮的相对运动，可分为平面轮系和空间轮系。

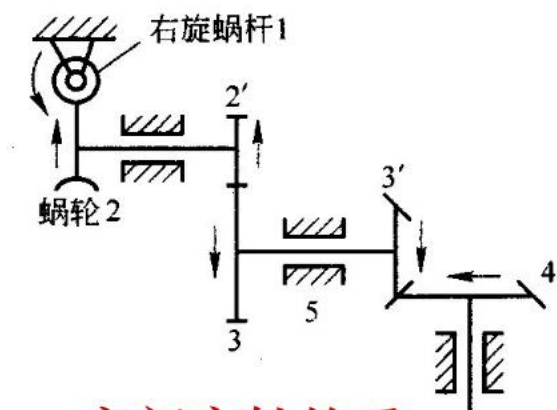
按齿轮的轴线是否固定，可分为定轴齿轮系和周转轮系。

## 5.1.1 定轴轮系传动比的计算

轮系中每个齿轮的几何轴线都是固定的。



平面定轴轮系



空间定轴轮系



所谓轮系的传动比，是指轮系中输入轴的角速度  $\omega_A$  (或转速) 与输出轴的角速度  $\omega_K$  (或转速) 之比，即

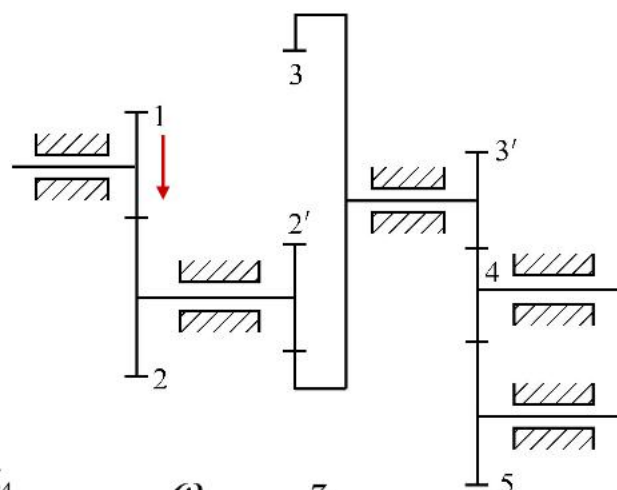
$$i_{AK} = \frac{\omega_A}{\omega_K} = \frac{n_A}{n_K}$$

计算轮系传动比时，既要确定传动比的大小，又要确定首末两构件的转向关系。

### 5.1.1 平面定轴轮系传动比的计算

一对齿轮的传动比大小为其齿数的反比。若考虑转向关系，外啮合时两齿轮的转向相反，传动比取“-”号；内啮合时两齿轮的转向相同，传动比取“+”号，则各对齿轮的传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad i_{2'3} = \frac{\omega_2'}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_2'} \quad i_{3'4} = \frac{\omega_3'}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3'} \quad i_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = -\frac{z_5}{z_4}$$





其中  $\omega_2 = \omega'_2$   $\omega_3 = \omega'_3$ 。将上式两边连乘可得

$$i_{12}i_{2'3}i_{3'4}i_{45} = \frac{\omega_1\omega'_2\omega'_3\omega_4}{\omega_2\omega_3\omega_4\omega_5} = (-1)^3 \frac{z_2z_3z_4z_5}{z_1z'_2z'_3z_4}$$

$$\text{所以 } i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = i_{12}i_{2'3}i_{3'4}i_{45} = (-1)^3 \frac{z_2z_3z_5}{z_1z'_2z'_3}$$

上式表明，平面定轴齿轮系的传动比等于组成齿轮系的各对齿轮传动比的连乘积，也等于从动轮齿数的连乘积与主动轮齿数的连乘积之比。首末两齿轮转向相同还是相反，取决于齿轮系中外啮合齿轮的对数。

将上述计算式推广，若以**A**表示首齿轮，**K**表示末齿轮，**m**表示圆柱齿轮外啮合的对数，则平面定轴齿轮系传动比的计算式为：

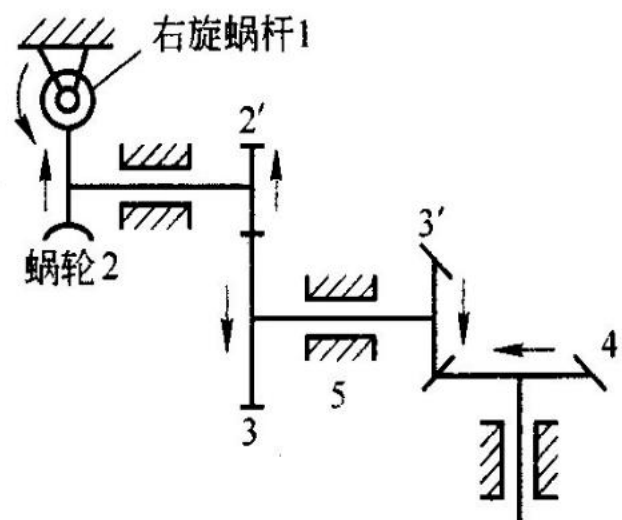


$$i_{AK} = \frac{\omega_A}{\omega_K} = (-1)^m \frac{\text{各对齿轮从动轮齿数的连乘积}}{\text{各对齿轮主动轮齿数的连乘积}}$$

**惰轮** 轮系中齿轮4同时与齿轮3' 和齿轮5啮合，其齿数大小不影响轮系传动比的大小，只起到改变转向的作用。

### 5.1.2 空间定轴轮系传动比的计算

一对空间齿轮传动比的大小也等于两齿轮齿数的反比，故也可用式上式来计算空间齿轮系传动比的大小。但由于各齿轮轴线不都互相平行，所以不能用的正负来确定首末齿轮的转向，而要采用在图上画箭头的方法来确定，如图所示。





【例 5-1】如图 5-2 所示的平面定轴齿轮系中，已知  $z_1 = z_2 = z_3' = z_4 = 20$ ，齿轮 1、3、3' 和 5 同轴线，各齿轮均为标准齿轮。若已知轮 1 的转速为  $n_1 = 1440 r_{\min}$ ，求轮 5 的转速  $n_5$ 。

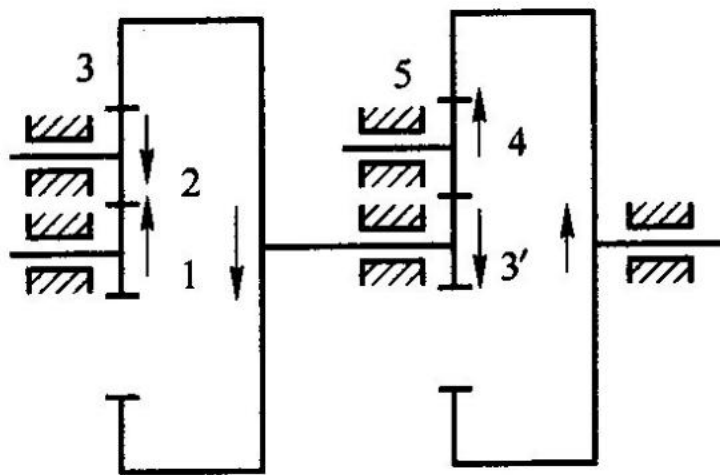


图5-2 平面定轴齿轮系



解 由图知该齿轮系为一平面定轴齿轮系, 齿轮 2 和 4 均为惰轮, 齿轮系中有两对外啮合齿轮, 由式 (5-1) 得

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = (-1)^2 \frac{z_3}{z_1} \frac{z_5}{z_3'} = \frac{z_3 z_5}{z_1 z_3'}$$

因齿轮 1、2、3 的模数相等, 故它们之间的中心距关系为

$$a_{12} = a_{23}$$

$$\frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 - z_2)$$

此式中  $m$  为齿轮的模数。由上式可得

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 20 + 2 \times 20 = 60$$

同理可得

$$z_5 = z_3' + 2z_4 = 20 + 2 \times 20 = 60$$

所以 
$$n_5 = n_1 (-1)^2 \frac{z_1 z_3'}{z_3 z_5} = 1440 \times \frac{20 \times 20}{60 \times 60} r_{\min} = 160 r_{\min}$$

$n_5$  为正值, 说明齿轮 5 与齿轮 1 转向相同。



## 5.2 行星齿轮系传动比的计算

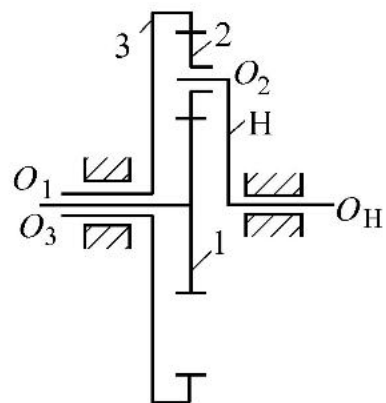
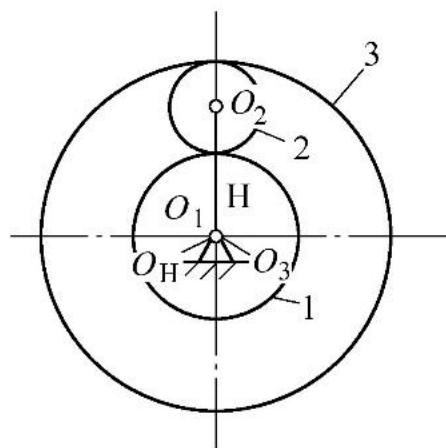


### 5.2.1 行星齿轮系的分类

轮系中至少有一个齿轮的几何轴线绕其它齿轮的固定轴线回转的轮系。

组成

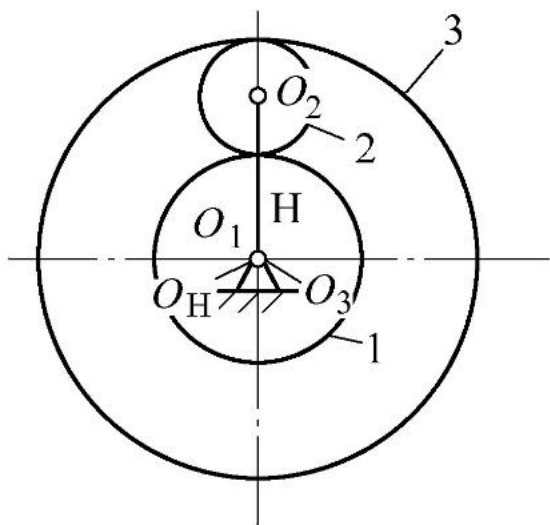
- 齿轮1 → 中心轮
- 齿轮2 → 行星轮
- 系杆H → 行星架
- 齿轮3 → 中心轮



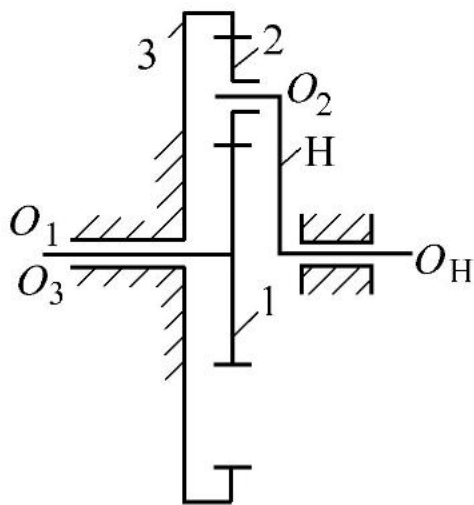
中心轮1、3和行星架H均绕固定轴线转动，称为基本构件，基本构件的轴线必须重合。



# 周转轮系的分类: (按自由度分类)

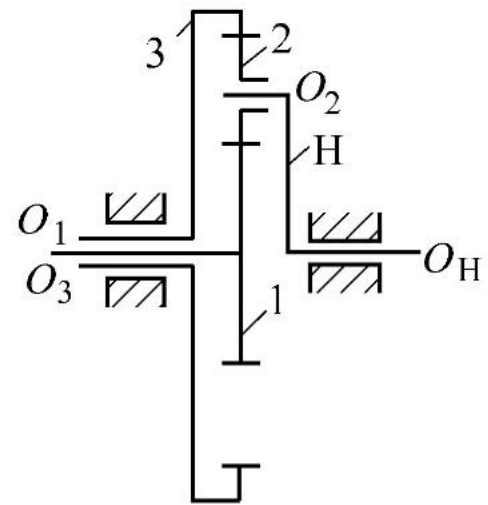


行星齿轮系也分为平面行星齿轮系和空间行星齿轮系两类，上述齿轮系均为平面行星齿轮系。



自由度  $F = 1$

简单行星轮系



自由度  $F = 2$

差动轮系



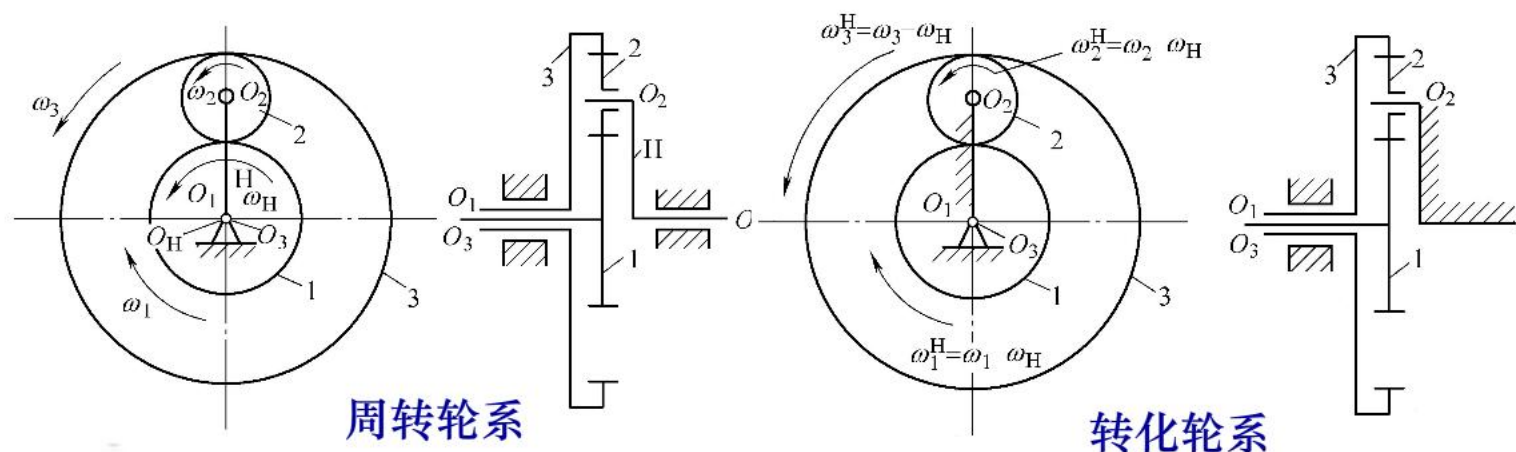
## 5.2.2 行星齿轮系的传动比计算

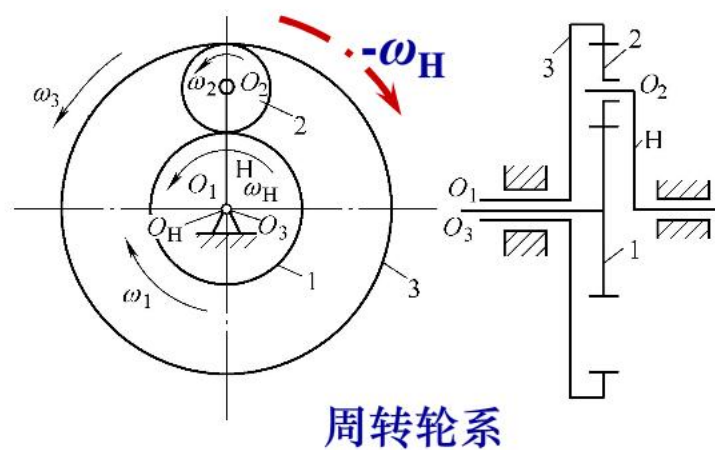
**定轴轮系与周转轮系比较。**

显然，不能将定轴轮系传动比的计算公式直接用于周转轮系

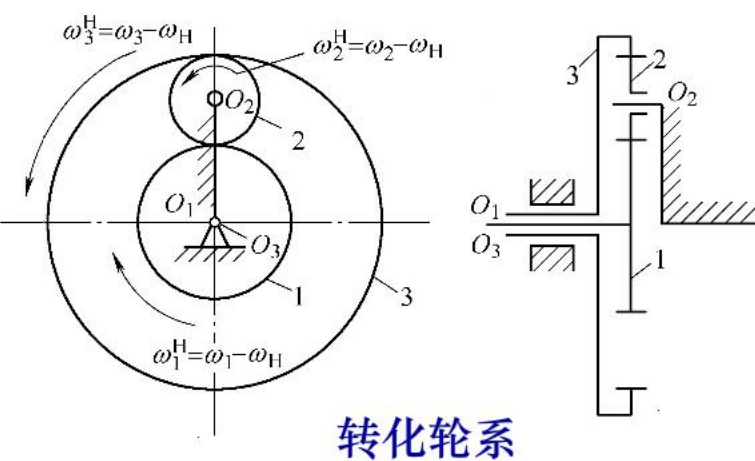
### 一、周转轮系的转化轮系

根据相对运动原理，若给整个轮系加上一个公共的角速度  $-\omega_H$ ，各构件之间的相对运动关系并不改变，但此时系杆H静止不动。于是周转轮系就转化为一假想的定轴轮系——转化轮系。





周转轮系



转化轮系

各构件在周转轮系和转化轮系中的速度如表所示。其中各 $\omega$ 为代数值，即含有正负。

因转化轮系为一假想的定轴轮系，故其传动比可按定轴轮系的计算方法求解，进而可求出周转轮系任意两构件的传动比。

构件	周转轮系	转化轮系
<b>1</b>	$\omega_1$	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
<b>2</b>	$\omega_2$	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
<b>3</b>	$\omega_3$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
<b>H</b>	$\omega_H$	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$

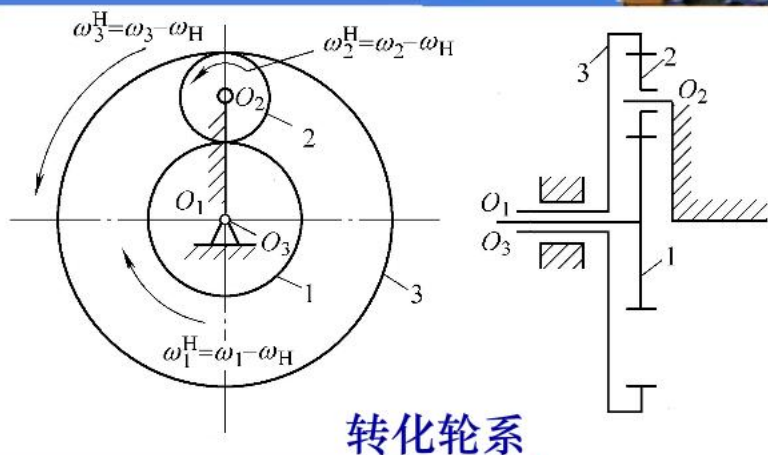


转化轮系中1、3两轮的传动比可以根据定轴轮系传动比的计算方法得出

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

推广到一般情况，可得：

$$i_{AK}^H = \frac{\omega_A}{\omega_K} = \frac{\omega_A - \omega_H}{\omega_K - \omega_H} = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数的连乘积}}{\text{所有主动轮齿数的连乘积}}$$



转化轮系

- 1) 公式只适用于齿轮A、K和行星架H之间的回转轴线互相平行的情况。
- 2) 齿数比前的“±”号表示在转化轮系中，齿轮A、K之间相对于行星架H的转向关系，它可由画箭头的方法确定。
- 3)  $\omega_A$ 、 $\omega_K$ 、 $\omega_H$ 均为代数值，在计算中必须同时代入正、负号，求得的结果也为代数值，即同时求得了构件转速的大小和转向。



【例5-2】如图5-6所示为一传动比很大的行星齿轮减速器。已知其中各齿轮齿数为  $z_1 = 100$   $z_2 = 101$   $z_2' = 100$   $z_3 = 99$ ，试求传动比  $i_{H1}$ 。

解 1. 结构分析

图示 5-6 所示行星齿轮系中齿轮 1 为活动太阳轮，齿轮 3 为固定太阳轮，双联齿轮 2-2' 为行星轮，H 为行星架。该齿轮系为仅有一个自由度的简单行星齿轮系。

2. 传动比计算

由式 (6-2) 得

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1H}$$

故

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H$$

又

$$i_{13}^H = (-1)^2 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = \frac{101 \times 99}{100 \times 100}$$

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 - \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{1}{10000}$$

所以

$$i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = 10000$$

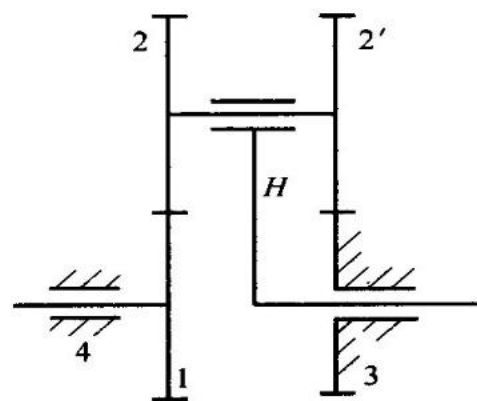


图5-6 行星齿轮减速器



即当系杆 H 转 10000 转，齿轮 1 才转 1 转，且两构件转向相同。本例也说明，行星系用少数几个齿轮就能获得很大的传动比。

若将  $z_3$  由 99 改为 100，则

$$i_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -100$$

若将  $z_2$  由 101 改为 100，则

$$i_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = 100$$

由此结果可见，同一种结构形式的行星齿轮系，由于某一齿轮的齿数略有变化（本例中仅差一个齿），其传动比则会发生巨大变化，同时转向可能也会改变。



### 5.2.3 复合齿轮系传动比的计算

**混合轮系** 由定轴轮系和周转轮系，或由几个基本周转轮系组合而成的轮系。

混合轮系传动比的计算步骤：

1) 划分轮系。将定轴轮系和基本的周转轮系区分开来。

分析复合齿轮系的关键是先找出行星齿轮系。方法是先找出行星轮与行星架，在找出与行星轮相啮合的太阳轮。行星轮、太阳轮、行星架构成一个行星齿轮系。找出所有的行星齿轮系后，剩下的就是定轴齿轮系。

2) 分别计算。分别列出各基本轮系传动比的计算式。

3) 联立求解。找出各基本轮系之间的联系，并联立求解。





1. 实现分路传动

2. 获得大的传动比

3. 实现换向传动

4. 实现变速传动

5. 用于对运动合成和分解



- **间歇运动机构**：在机械系统的驱动、传动、控制 and 操作装置中，经常需要某些能将主动件的连续的运动转换为从动件有规律的时停、时动的间歇运动的机构，这类机构统称为间歇运动机构。
- 常见的间歇运动机构有棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构和凸轮式间歇运动机构等。

# 6.1 棘轮机构



## 6.1.1 棘轮机构的工作原理

- 如图6-1所示，棘轮机构主要由棘轮、棘爪和机架组成。棘轮2固联在轴4上，其轮齿分布在轮的外缘（也可分布于内缘或端面）。

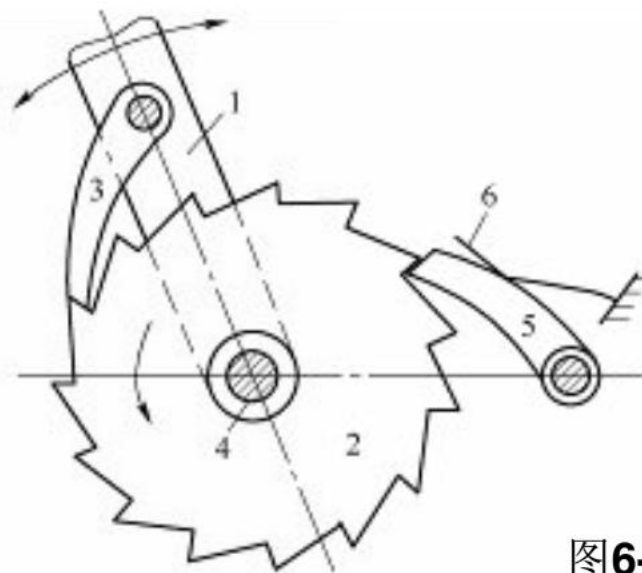


图6-1 齿式棘轮机构



- 主动件1空套在轴4上。当主动件1逆时针方向摆动时，与它相连的驱动棘爪3便借助弹簧或自重的作用插入棘轮的齿槽内，使棘轮随之转过一定的角度。当主动件1顺时针方向摆动时，驱动棘爪3便在棘轮齿背上滑过。
- 这时，簧片6迫使制动棘爪5插入棘轮的齿槽，阻止棘轮顺时针方向转动，故棘轮静止不动。当主动件1连续地往复摆动时，棘轮作单向间歇运动。

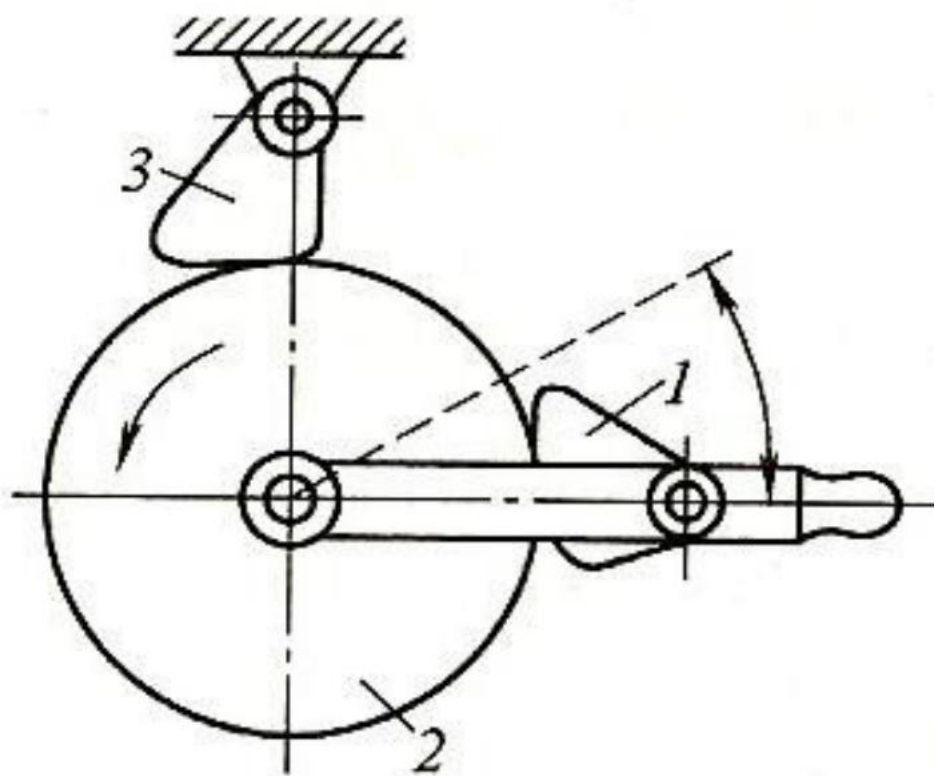


图6-2 摩擦式棘轮机构



- 1. 按工作原理不同，棘轮机构可分为齿式棘轮机构（如图6-1）和摩擦式棘轮机构（如图6-2）两大类。
- 2. 按啮合方式不同，棘轮机构可分为外啮合式棘轮机构（如图6-1、图6-2）和内啮合式棘轮机构（如图6-3、图6-4）。
- 3. 按从动件的运动形式又可分为单动式棘轮机构（如图6-1、图6-2、图6-3和图6-4）、双动式棘轮机构（如图6-5）和可变向棘轮机构。

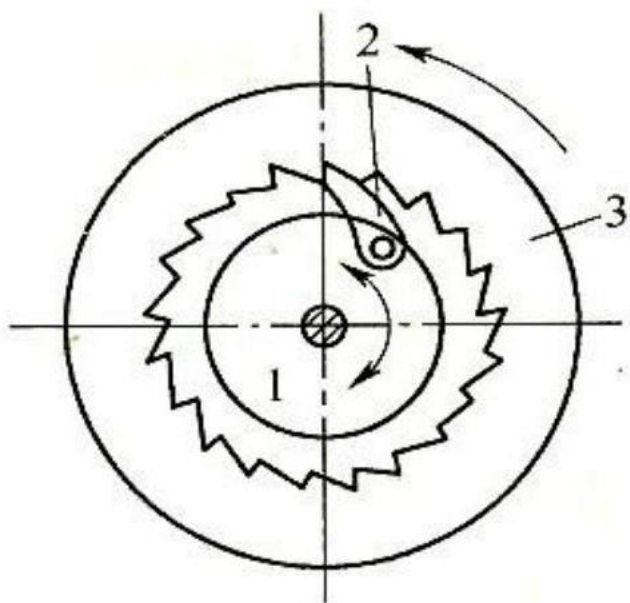


图6-3 内啮合齿式棘轮机构

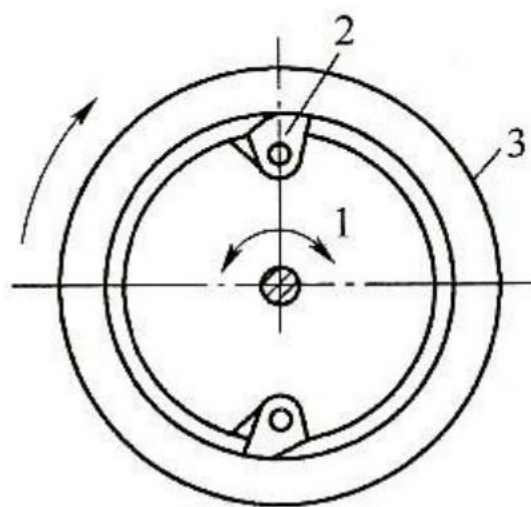


图6-4 内啮合摩擦式棘轮机构

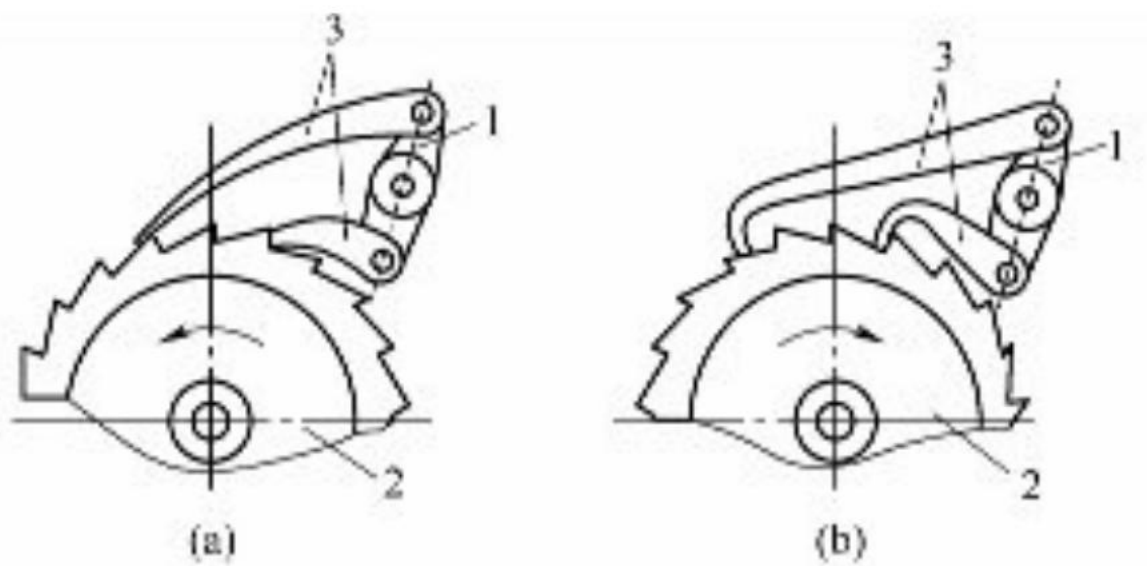


图6-5 双动式棘轮机构

(a) 平头双动式棘轮机构； (b) 勾头双动式棘轮机构



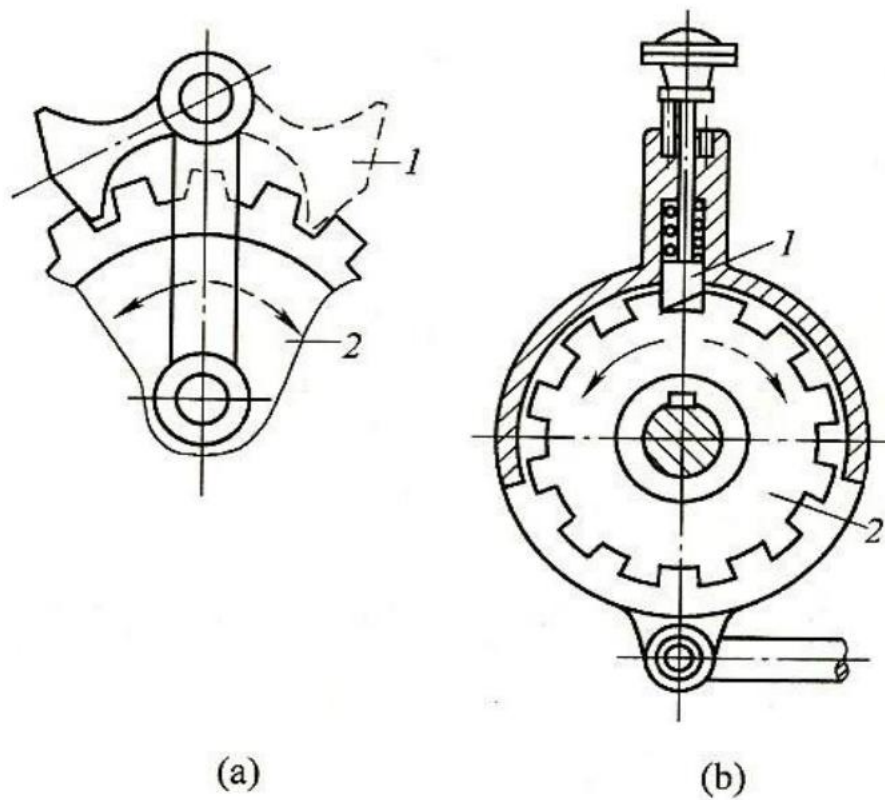


图6-6 可变向式棘轮机构  
(a) 矩形齿棘爪； (b) 可转向棘爪



- 另外还有种可调解角式棘轮机构。如图6-7所示，棘轮上加一遮板，变更遮板的位置，即可使棘爪行程的一部分在遮板上滑过，不与棘轮的齿相接触，从而改变棘轮转角的大小。

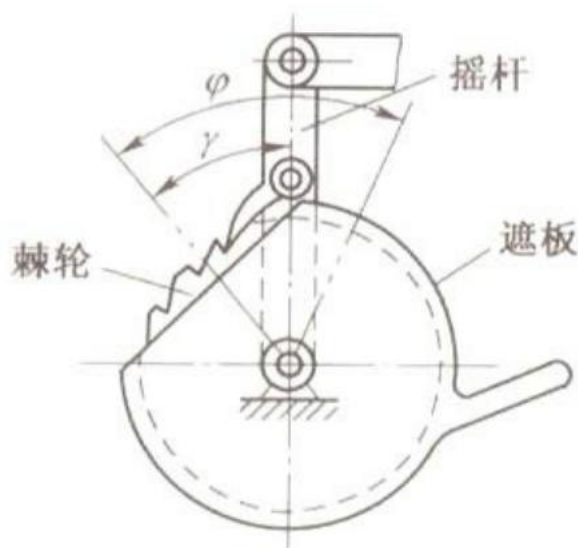


图6-7 可调解角式棘轮机构



- 1. 送给
- 如图6-8所示的自动浇注输送装置利用棘轮机构间歇送料，又如图6-9所示的牛头刨床工作台的横向进给机构就是利用棘轮机构实现正反向间歇转动，然后通过丝杠螺母带动工作台作横向间歇送给运动。

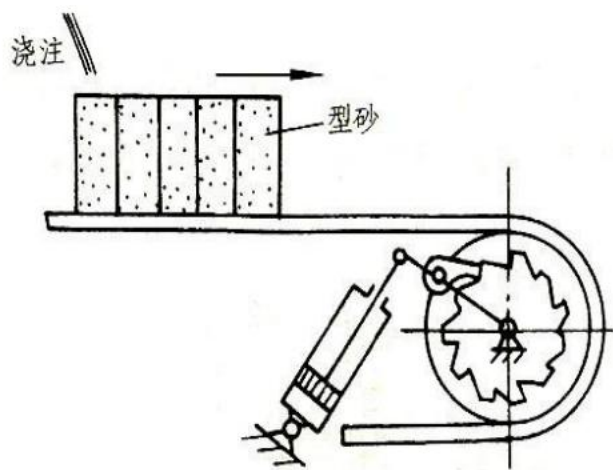


图6-8 自动浇注输送装置

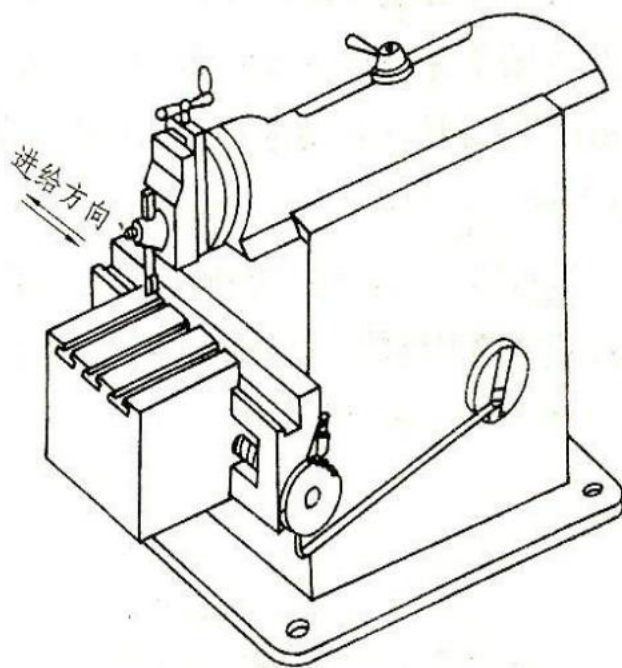


图6-9 牛头刨床横向进给机构



## • 2. 制动

- 如图6-10所示为防止机构逆转的停止器。通过棘爪卡在棘轮，这样可以防止链条断裂时卷筒出现顺时针回转。

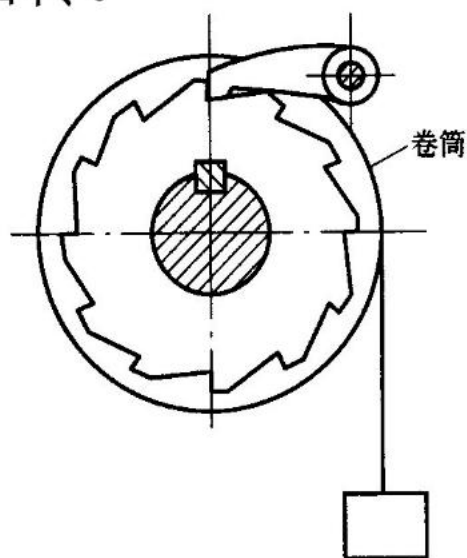


图6-10 卷扬机中的停止器

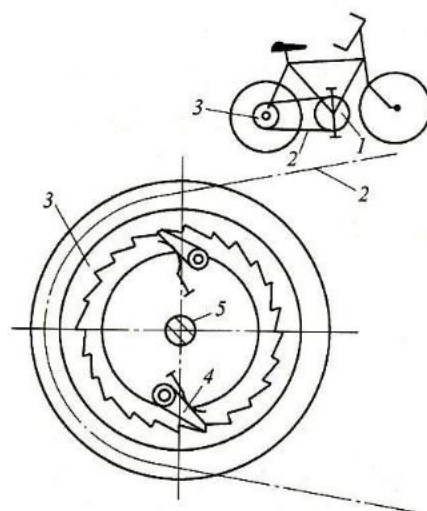


图6-11 自行车后轮轴的棘轮机构  
1—链轮；2—链条；3—小链轮；  
4—棘爪；5—后轮轴



### • 3. 超越运动

- 内啮合棘轮机构结构紧凑，并具有从动件可超越主动件转动的特性，称之为棘轮机构的超越性能，因此广泛用于超越离合器。
- 如6-11所示自行车后轮轴的棘轮机构，当脚踏踏板时，经链轮1和链条2带动内圈具有棘齿的小链轮3顺时针转动，再通过棘爪推动后轮顺时针转动。自行车下坡或自由滑行时，踏板不动，后轮轴借助下滑力或惯性超越小链轮而转动，此时棘爪4在棘轮齿背上划过，从动件转速超过主动件，超越运动。



### 6.2.1 槽轮机构的工作原理

- 如图6-7所示，槽轮机构是由具有径向槽的槽轮2、带有圆销A的拨盘1和机架组成。拨盘1作匀速转动时，驱使槽轮2作时转时停的间歇运动。
- 拨盘1上的圆销A尚未进入槽轮2的径向槽时，由于槽轮2的内凹锁住弧 $\beta$ 被拨盘1的外凸圆弧 $\alpha$ 卡住，故槽轮2静止不动。图中所示位置是当圆销A开始进入槽轮2的径向槽时的情况。



- 这时锁住弧被松开，因此槽轮2受圆销A驱使沿逆时针转动。当圆销A开始脱出槽轮的径向槽时，槽轮的另一内凹锁住弧又被拨盘1的外凸圆弧卡住，致使槽轮2又静止不动，直到圆销A再进入槽轮2的另一径向槽时，两者又重复上述的运动循环。
- 为了防止槽轮在工作过程中位置发生偏移，除上述锁住弧之外也可以采用其他专门的定位装置



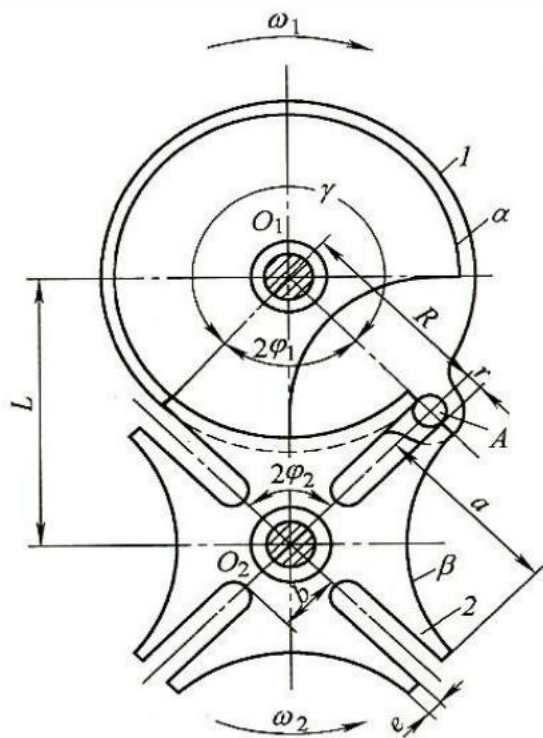


图6-12 外槽轮机构  
1—主动拨盘；2—从动槽轮  
 $\alpha$ -外凸锁止弧； $\beta$ -内凹锁止弧

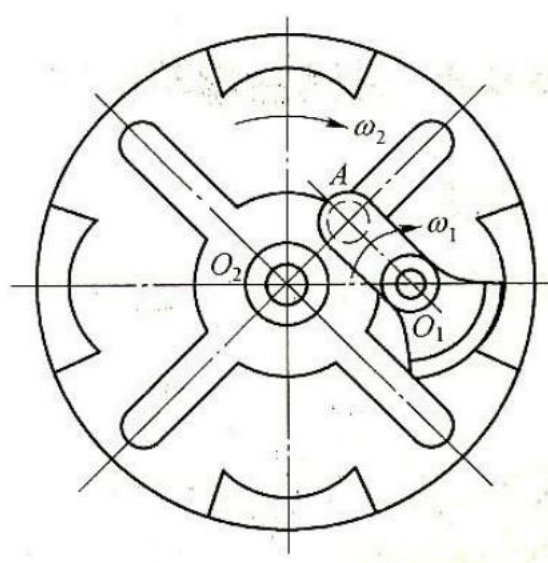


图6-12 内槽轮机构



- 1. 按照啮合情况不同，槽轮机构可分为外槽轮机构（如图6-12）和内槽轮机构（如图6-13）。
- 2. 按照拨盘上的圆销数目的不同，可分为单销槽轮机构（如图6-12、图6-13）、双销槽轮机构（如图6-14）和多销槽轮机构。
- 3. 按照构件是否在同一平面内运动可分为平面槽轮机构（如图6-12、图6-13和图6-14）和空间槽轮机构（如图6-15）。

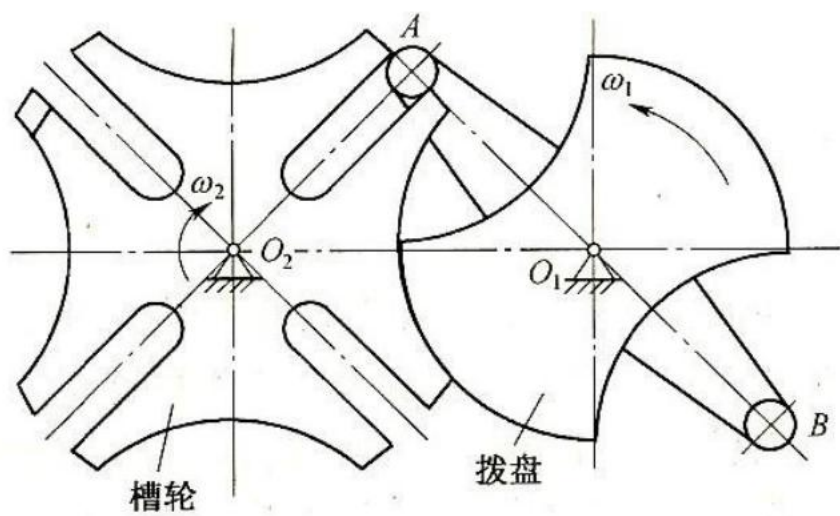


图6-14 双销槽轮机构

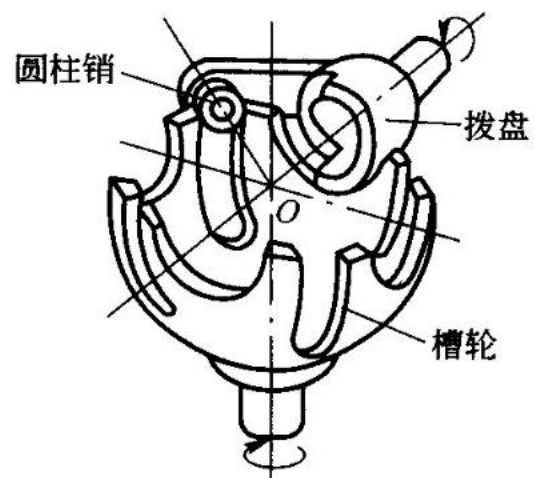


图6-15 空间槽轮机构

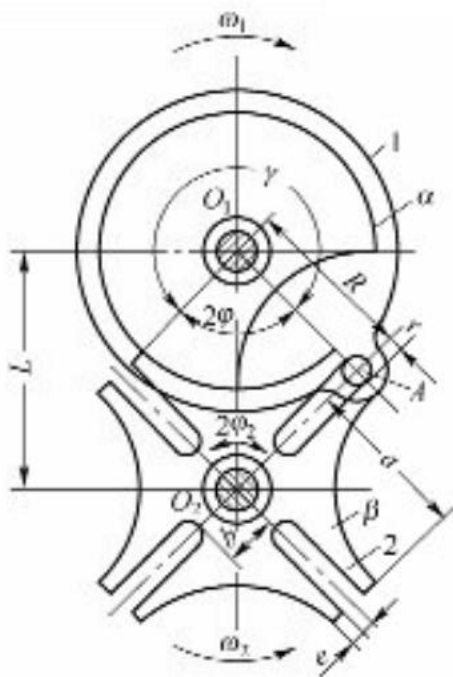


图6-7 槽轮机构

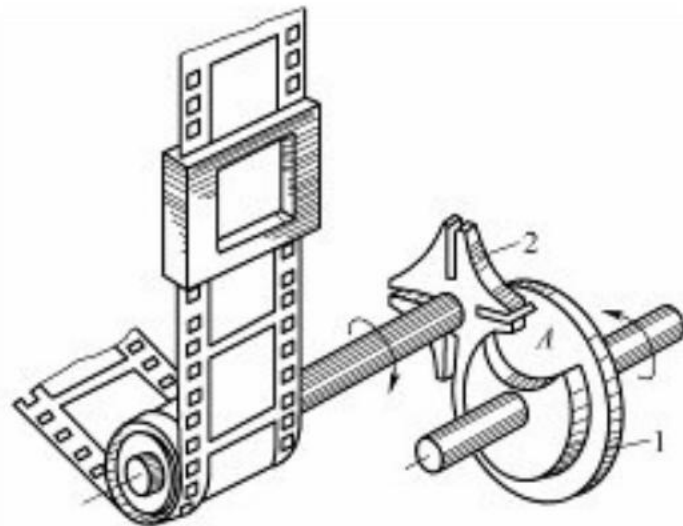


图6-8 电影放映机卷片机构

## 6.3 不完全齿轮机构



- 图6-9所示为不完全齿轮机构。这种机构的主动轮1为只有一个齿或几个齿的不完全齿轮，从动轮2由正常齿和带锁住弧的厚齿彼此相间地组成。
- 不完全齿轮机构常应用于多工位，多工序的自动机械或者生产线上，实现工作台的间歇转位和进给运动。如图6-19所示的机构，主动轴 I 上装有两个不完全齿轮机构，当主动轴 I 连续回转时，从动轴 II 能周期性地输出正转——停歇——反转运动。

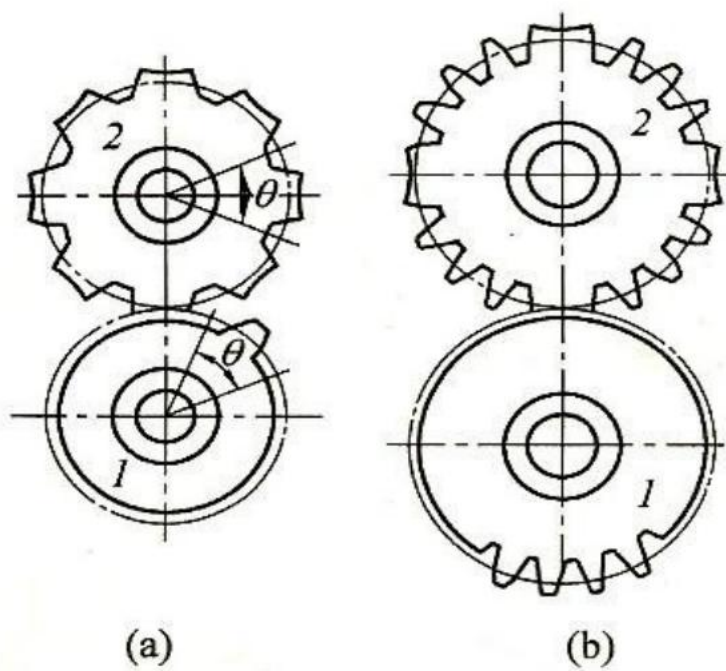
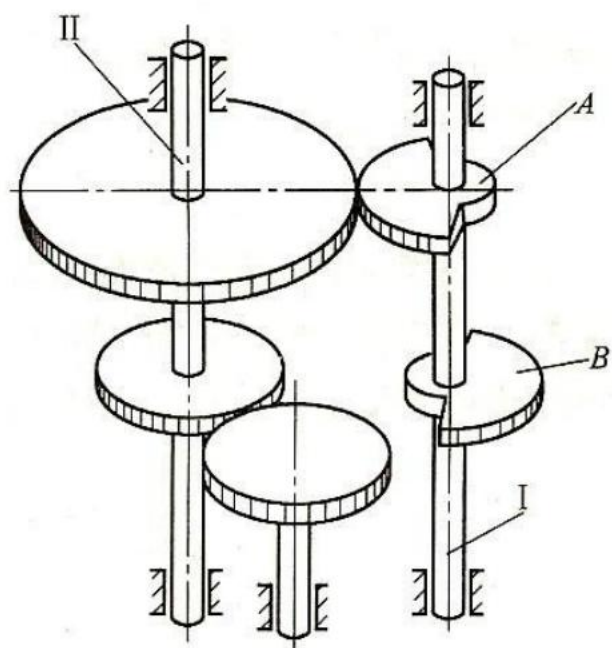


图6-18 不完全齿轮机构图



6-19 不完全齿轮机构的应用



- 机械中有许多构件是绕固定轴线转动的，这类构件称为刚性回转件（或称转子），如齿轮、飞轮等。这些回转件在旋转过程中的平衡问题关系到整个机械运转过程的平稳性、可靠性以及噪音的大小等。

### 7.1 概 述

- 7.1.1 刚性回转件平衡的目的
- 调整回转件的质量分布，使回转件工作时离心力系达到平衡，以消除附加动压力，尽可能减轻有害的机械振动，这就是回转件平衡的目的。



- 本章的讨论对象仅限于刚性回转件的平衡问题，即一般转速机械中的回转件的平衡问题。
- 1. 静平衡
- 对于轴向尺寸很小的回转件（宽径比  $B/D$  小于 0.2，其中： $B$  为圆盘宽度， $D$  为圆盘直径，），例如叶轮、飞轮、砂轮等，这类回转件的惯性力系的不平衡称为静不平衡，因此，通过在同一平面内加平衡质量（或减平衡质量）达到惯性力的平衡，称为静平衡。





- 2. 动平衡

- 对于轴向尺寸比较大的回转件（宽径比  $B/D$  大于 0.2），例如多缸发动机的曲轴和机床主轴等，其质量的分布不能再近似地认为分布在同一平面内，而应看作分布于垂直轴线的许多相互平行的回转面内。这种不平衡称为动不平衡。而通过加平衡质量（或减质量），使回转构件达到惯性力和惯性力偶矩的平衡，称为动平衡。



- 7.2.1 静平衡计算
- 静平衡计算适用于轴向尺寸很小的回转件（宽径比 $B/D$ 小于0.2）
- 如图7-1（a）所示，已知同一回转面内的不平衡质量 $m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$ ，以及其向径 $r_1$ 、 $r_2$ 、 $r_3$ ，求要使回转件达到静平衡，求应加的平衡质量 $m_b$ 以及向径 $r_b$ 。



- 如图7-1 (b) 所示, 依次作已知向量  $m_1r_1$ 、 $m_2r_2$  和  $m_3r_3$ ,  $m_b r_b$  即是由  $m_1r_1$ 、 $m_2r_2$ 、 $m_3r_3$  组成的首尾相连的多边形的封闭向量。根据回转件的结构特点确定的  $r_b$  大小, 即可求出平衡质量的大小。

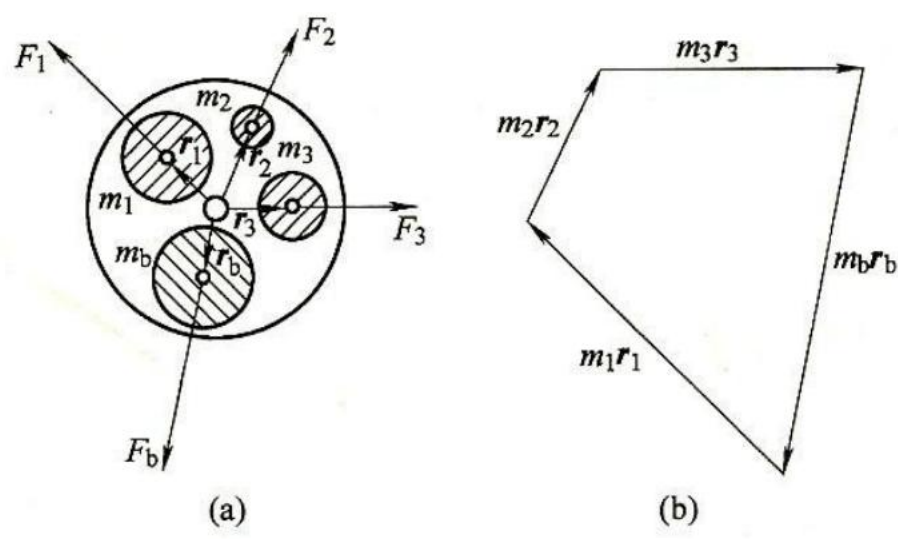


图7-1 静平衡向量图解法

## 7.2.2 动平衡的计算



- 对轴向尺寸较大的回转件，其动平衡的条件是：回转件上各个质量的离心力的向量和等于零，而且离心力所引起的力偶矩的向量和也等于零。

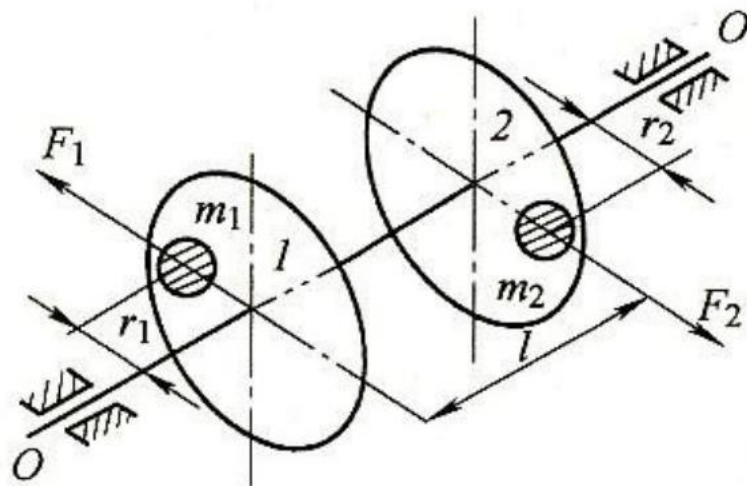


图7-1 动平衡向量图解法



- 对于动不平衡的回转件，所以要达到完全平衡，必须分别在任选的两个回转面（即平衡平面或校正平面）内的相应位置处各加上适当的平衡质量，使回转件的离心力系的合力和合力偶矩都为零，才能达到完全的平衡。而动平衡计算的任务是计算出为满足回转构件的惯性力和惯性力偶矩平衡应加平衡质量的大小和方位。



- 7.3.1 静平衡试验

- 利用静平衡架，找出不平衡质径积的大小和方向，并由此确定质量的大小和位置，使质心移到回转轴线上以达到静平衡。这种方法称为静平衡试验法。



- 如图7-4所示为导轨式静平衡架。试验时将回转件的轴放在导轨上。如回转件质心不在包含回转轴线的铅垂面内，则回转件在导轨上将发生滚动。
- 若不考虑滚动摩擦，那么当滚动停止时，质心 $S$ 即应处在最低位置，由此便可确定质心的偏移方向。然后再用橡皮泥在质心相反方向加一适当平衡质量，并逐步调整其大小或径向位置，直到该回转件在任意位置都能保持静止。

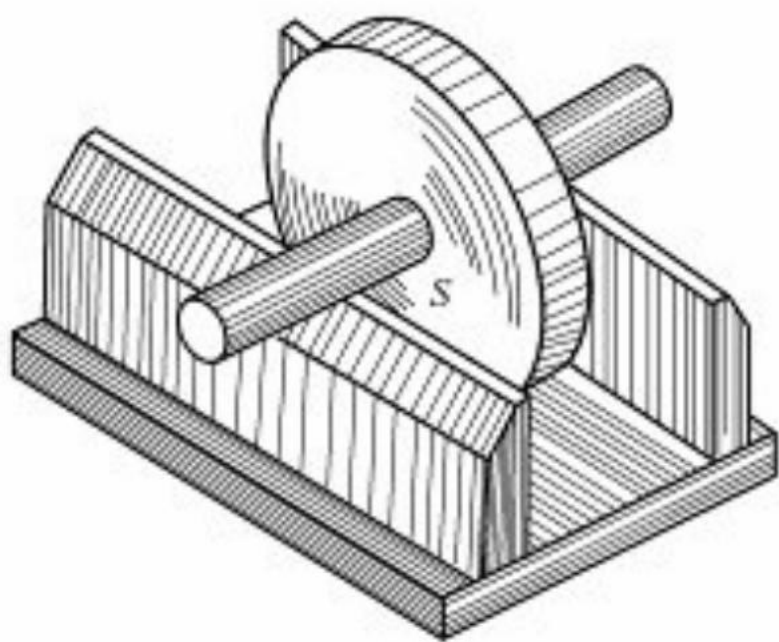


图7-4 导轨式静平衡架



图7-5 圆盘式静平衡架





- 对于宽径比 $B/D$ 大于0.2或有特殊要求的重要回转件，一般都要进行动平衡。
- 回转件的动平衡试验一般需要在专门的动平衡试验机上进行。当待平衡回转件在试验机上回转时，可测出回转件在两平衡基面上不平衡质量的大小和方位，从而在两个选定的校正平面应加上或减去平衡质量，最终达到平衡的目的。



## 8.1 概 述

- 联接的组成

机械联接一般由被联接件和联接件组成，有些时候被联接件之间进行直接联接，并无独立的联接件。

- 联接的类型



- 联接的目的

动联接：实现机械运动

静联接：便于机械的制造、装配、运输、安装和维护，降低成本。

## 8.2 键连接的类型

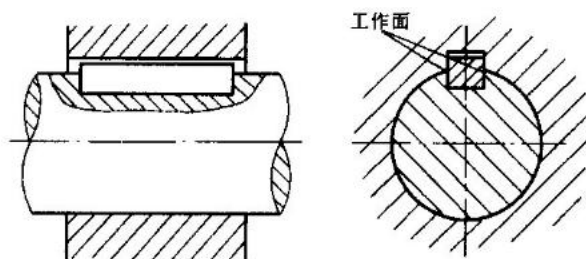


键是一种标准零件，通常用来实现轴与轴上零件之间的周向固定以传递转矩，有的还能实现轴上零件的轴向固定或轴向移动的导向。

键联接根据装配时是否预紧，可分为松键联接和紧键联接。

### 8.2.1 松键联接

松键联接依靠键与键槽侧面的挤压来传递转矩。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。



松键联接具有结构简单、装拆方便、定心性好等优点，因而应用广泛。这种键不能实现传动件的轴向固定。

松键联接包括平键、半圆键和花键联接。



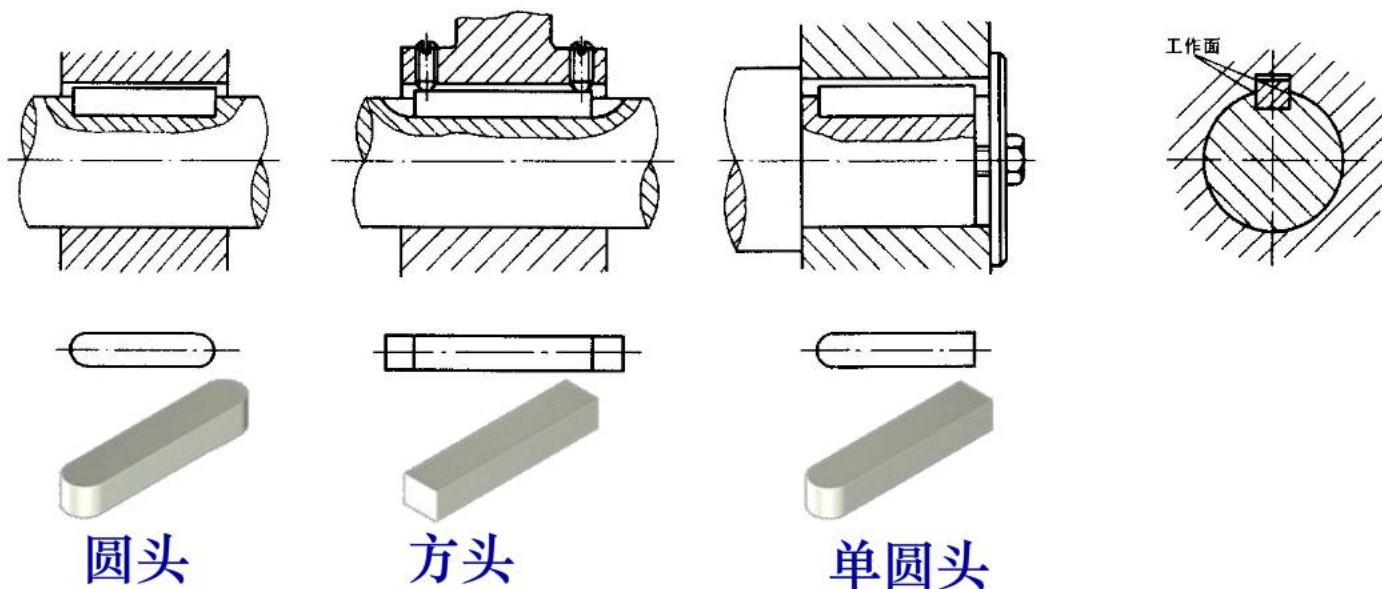
## 1. 平键联接

平键截面为矩形，平键的两个侧面是工作面。

平键又可分为普通平键、导向平键（导键）和滑动平键（滑键）三种

### (1) 普通平键联接

普通平键有圆头（A型）、方头（B型）和单圆头（C型）三种结构型式，如图所示。

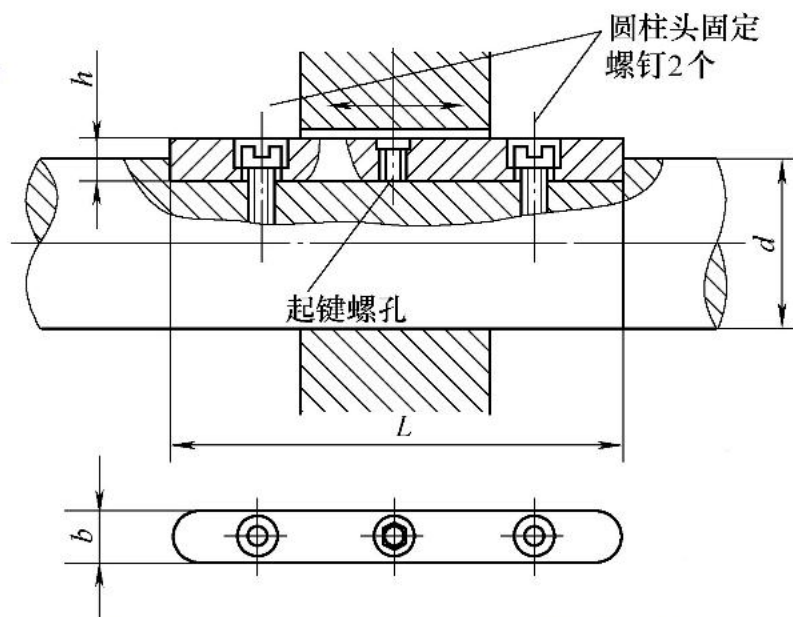


**A**型键轴向定位好，应用广泛，但轴上键槽端部的应力集中较大。**C**型键只能用于轴端。**A**、**C**型键的轴上键槽用立铣刀切制。**B**型键的轴上键槽用盘铣刀铣出。**B**型键避免了圆头平键的缺点，单键在键槽中的固定不好，常用紧定螺钉进行固定。



## (2) 导向平键联接

导向平键与普通平键结构相似，但比较长，其长度等于轮毂宽度与轮毂轴向移动距离之和。



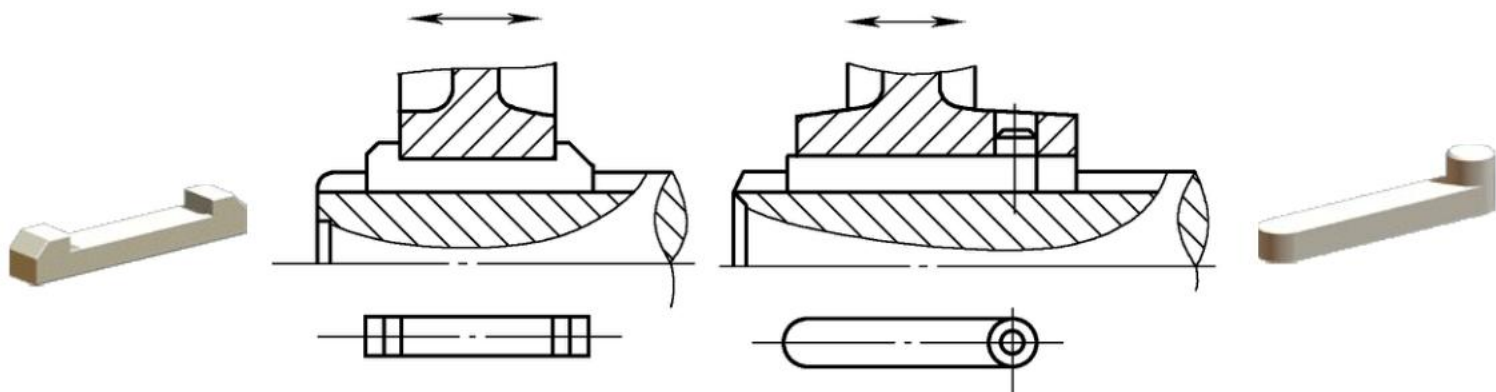
键用螺钉固定在轴槽中，键与毂槽为间隙配合，故轮毂件可在键上作轴向滑动，此时键起导向作用。为了拆卸方便，键上制有起键螺孔，拧入螺钉即可将键顶出。

导向平键用于轴上零件移动量不大的场合，如变速箱中的滑动齿轮与轴的联接。



### (3)滑键联接

当零件滑移的距离较大时，因所需导向平键的长度过大，制造困难，故宜采用滑键。



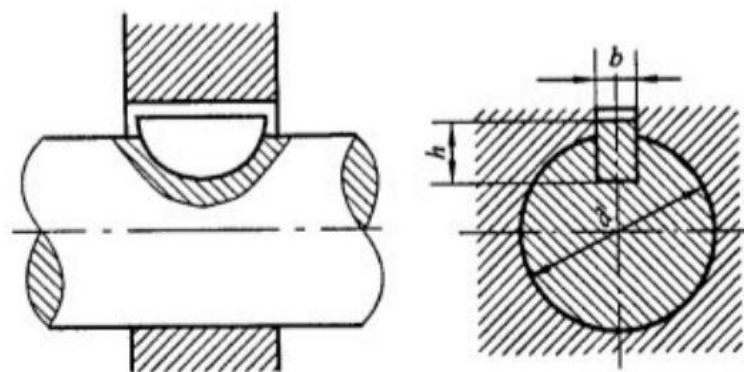
滑键比较短，固定在轮毂上，而轴上的键槽比较长，键与轴槽为间隙配合，轴上零件可带键在轴槽中滑动。

滑键主要用于轴上零件移动量较大的场合，如车床光杠与溜板箱之间的联接。



## 2. 半圆键联接

用于轴和轮毂之间的静联接，键的两个侧面为工作面，半圆键联接传递转矩的原理和平键相同，轴上的键槽用半径与键相同的盘状铣刀加工，因而键在槽中可绕其几何中心摆动，以适应轮毂键槽的斜度。这种联接的优点是工艺性较好，缺点是轴上键槽较深，对轴的强度削弱较大，一般用于传递转矩不大的锥形轴或轴端的轻载联接。



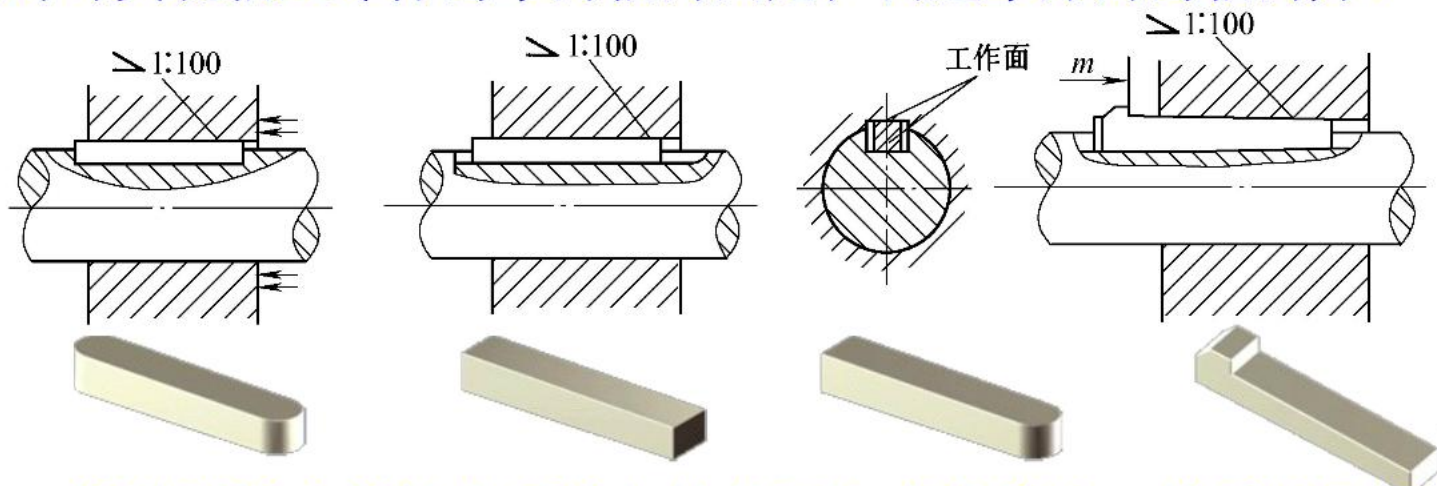




## 8.2.2 紧键联接

### 1. 楔键联接

键的上表面与轮毂上键槽的底面各有1:100的斜度，键楔入键槽后具有自锁性，可在轴、轮毂孔和键的接触表面上产生很大的楔紧力，工作时靠摩擦力实现轴上零件的周向固定并传递转矩，同时可实现轴上零件的单向轴向固定，传递单方向的轴向力。

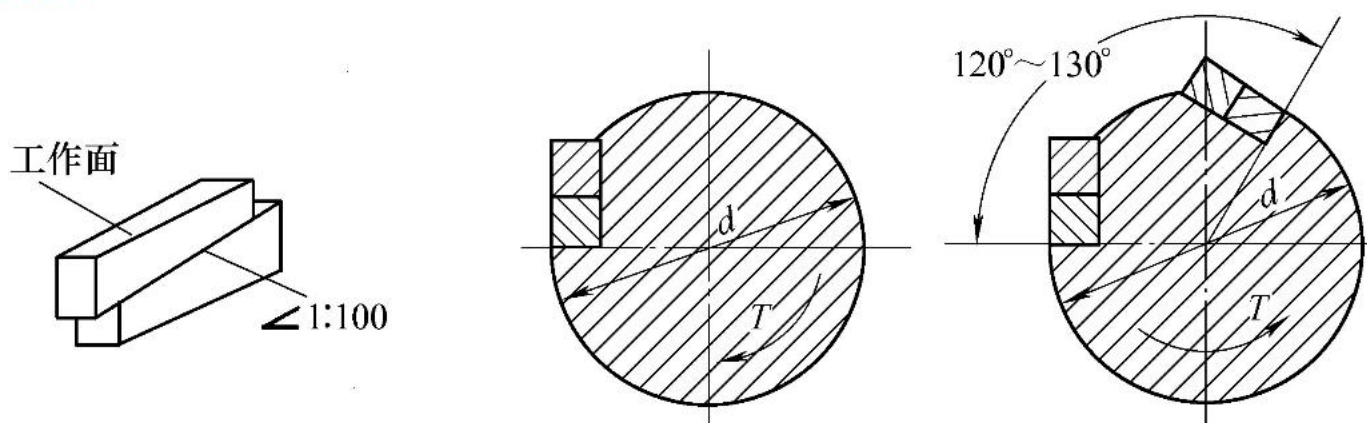


楔键联接会使轴上零件与轴的配合产生偏心，故适用于精度要求不高和转速较低的情况。常用的有普通楔键和钩头楔键。



## 2. 切向键联接

切向键由一对普通楔键组成，装配时将两键楔紧，窄面为工作面，其中与轴槽接触的窄面过轴线，工作压力沿轴的切向作用，能传递很大的转矩。一对切向键只能传递单向转矩，传递双向转矩时，需用两对切向键，互成 $120^\circ \sim 135^\circ$ 分布。（图中未画出轮毂零件）



切向键对中性较差，键槽对轴的削弱大，适用于载荷很大，对中性要求不高的场合，如重型及矿山机械。

## 8.3 平键联接的尺寸选择和强度校核



平键是标准件，选择的一般步骤是：先根据轴和轮毂联接的结构、使用条件和性能要求等选择键的类型；再根据轴的直径，从标准中选取键的尺寸；最后进行键联接的强度计算。

### 8.3.1 平键的类型选择

选择平键的类型时应考虑以下因素：平键所联接的结构、使用特性及工作条件；所要传递的转矩大小、载荷性质、转速高低；轴上的零件是否需要沿轴线作轴向滑动、滑动距离的长短；对中性的要求；键是否需要具有轴向固定等。平键联接的性质和应用如表。

配合种类	尺寸 b 的公差			配合性质及应用
	键	轴槽	轮毂槽	
较松键联接	h8	H8	D10	轮毂可在轴上移动
一般键联接		N8	Js8	键在轴上及轮毂中均固定，用于载荷不大的场合
较紧键联接		P8	P8	键在轴上及轮毂中牢固地固定，用于传递重载荷、冲击载荷或双向传递转矩



## 8.3.2 平键的尺寸选择

参见表8-2

## 8.3.3 平键联接的失效形式和强度校核计算

普通平键联接属于静联接，其主要的失效形式是键和轴及轮毂上的键槽三者中最弱者的工作面被压溃。

导向平键联接和滑键联接属于动联接，其主要失效形式为工作面过度磨损。

静联接（普通平键联接）的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld} \leq [\sigma_p] \quad (MPa)$$



动联接（导向平键和滑键联接）的比压强度条件为

$$p = \frac{4T}{hld} \leq [P] \quad (MPa)$$

表8-3 键联接的许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 和许用比压 $[p]$

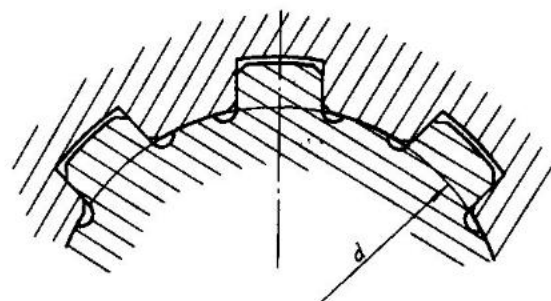
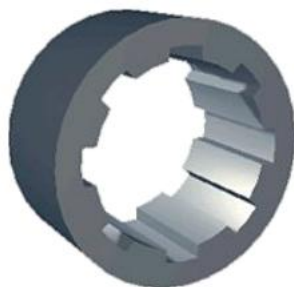
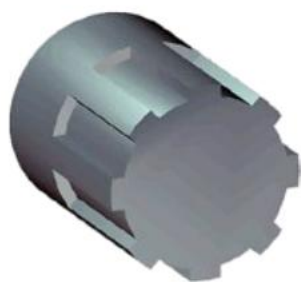
许用应力	联接方式	零件材料	载荷性质		
			静载荷	轻微冲击	大冲击
$[\sigma_p]/MPa$	静联接	钢	120~150	100~120	60~80
		铸铁	70~80	50~60	30~45
$[p]/MPa$	动联接	钢	50	40	30

如果校核后键联接的强度不够，在不超轂宽度的条件下，可适当增加键的长度，单键的长度一般不应超过 $2.25d$ ，否则载荷沿键长方向的分布将很不均匀；或者相隔 $180^\circ$ 安装2个平键，因考虑制造误差引起的载荷分布不均，只能按1.5个键作强度校核。



### 8.4.1 花键联接特点

花键联接是由带键齿的花键轴（外花键）和带键齿槽的轮毂（内花键）组成，工作面是齿侧面，可用于静连接或动连接。此联接在结构上可以近似看成多个均布的平键连接。

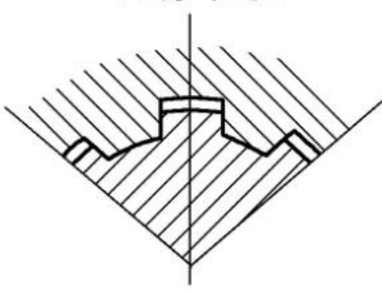
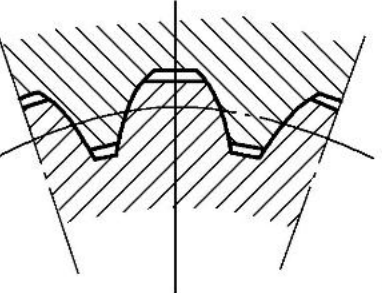


花键联接的联接处载荷均匀，承载能力高，定心性和导向性好，对轴的削弱小，但齿根仍有应力集中，加工花键需专门的设备和刀具，成本高。



## 8.4.2 花键联接的类型

花键按齿形可分为矩形花键和渐开线花键，其特性如下。

类型	特点	应用
<p>矩形花键</p> 	<p>按齿高不同分为轻系列和中系列，轻系列用于静联接和轻载联接；中系列用于中等载荷。</p> <p>为小径定心，定心精度高，定心稳定性好，能用磨削的方法消除热处理后的变形。</p>	<p>广泛应用于飞机、汽车、拖拉机、机床、农业机械及一般传动装置中。</p>
<p>渐开线花键</p> 	<p>齿廓为渐开线，应力集中小，齿根强度高。可用制造齿轮的方法来加工，同一把滚刀或插刀可加工模数相同、齿数不同的内、外花键，精度高、互换性好。</p> <p>为齿形定心，受载时齿上有径向分力，能起自动定心作用，使各齿受载均匀，寿命长。</p>	<p>用于载荷较大、定心精度要求高以及尺寸较大的联接。</p>



### 8.4.3 花键联接的选择和强度校核

花键联接的计算与平键联接的计算相似，首先选择键的类型，查出标准尺寸，再做强度校核。花键的受力情况也和平键类似，其可能的失效形式为：齿面被压溃（静联接）或过度磨损（动联接），因此只对联接进行挤压强度或耐磨性计算。

花键的强度条件为：

$$\text{静联接} \quad \sigma_p = \frac{2T}{kzld_{mh}'} \leq [\sigma_p]$$

$$\text{动联接} \quad P = \frac{2T}{kzld_{mh}'} \leq [P]$$

花键联接的许用挤压应力、许用压强（MPa）见下表





许用挤压应力、许用压强	联接工作方式	使用和制造情况	齿面未经热处理	齿面经热处理
[ $\sigma_p$ ]	静联接	不良	30~50	40~70
		中等	60~100	100~140
		良好	80~120	120~200
[p]	空载下移动的 动联接	不良	15~20	20~35
		中等	20~30	30~60
		良好	25~40	40~70
	在载荷作用下 移动的动联接	不良	—	3~10
		中等		5~15
		良好		10~20

注：（1）使用和制造不良指受变载荷、有双向冲击、振动频率高和振幅大、润滑不良（对动联接）、材料硬度不高或精度不高等。

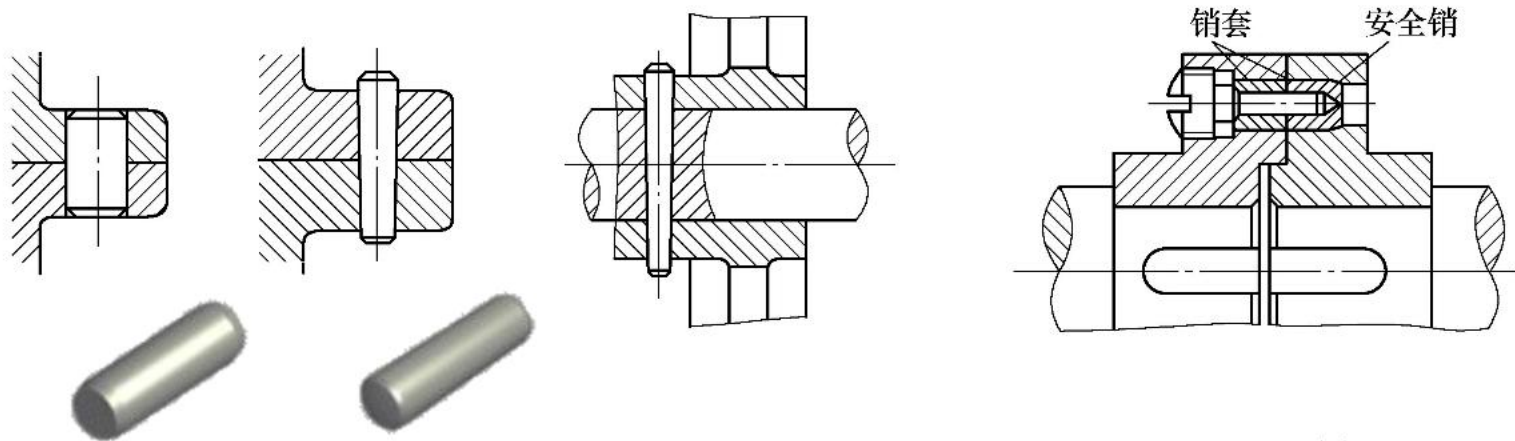
（2）同一情况下，[ $\sigma_p$ ]或[p]的较小值用于工作时间长和较重要场合。

（3）花键材料的抗拉极限不低于 600Mpa。



## 8.5.1 销联接的类型、特点及应用

销是标准的联接件，按结构可分为圆柱销和圆锥销等，按用途可分为定位销、联接销和安全销。被联接件上的销孔一般要进行配作，并进行铰削，销与孔多为过渡配合。圆柱销配合精度高，但不宜经常装拆，否则会降低定位精度或紧固性。圆锥销有1:50的锥度，定位精确，装拆方便，具有自锁性，可多次装拆。销的材料常用35钢和45钢，并进行淬火处理。



定位销

联接销

安全销



销的类型很多，且销均已标准化，销联接的类型取决于销的类型。

根据销的结构形式有：圆柱销、圆锥销、槽销、销轴和开口销等



定位销一般都不受载荷或只受很小的载荷，定位销的类型和尺寸有联接的结构或根据经验从标准中选取即可，一般也不做强度校核。但要注意，同一接合面上适用的定位销数目不得少于2个，否则不能起定位作用。销埋入一个被联接件的长度应大于  $(1\sim 2)d$ ；两个小之间的距离应尽可能远些，以提高定位精度。

联接销的直径可根据联接结构的特点、工作要求，按照经验或规范选定。联接销要承受载荷，一般先选择其类型和尺寸，必要时按照剪切强度条件和挤压强度条件进行校核计算。设计联接销的链接结构时，应当者注意安装后不易松脱和装拆方便。



## 8.5.2 销联接的强度计算

安全销是安全装置中的重要元件，在机器过载时应当被剪断，否则不起安全保护作用。因此，安全销的直径应按照过载时被剪断的强度条件来确定。设计安全销的联接结构时，应当考虑销被剪断后不易飞出和易于更换；为避免销被剪断时损坏孔壁，可在销孔内加销套。

销联接的强度计算公式

见课本表8-5



螺纹联接是利用带有螺纹的零件构成的可拆联接，它的功用是把两个或两个以上的零件联接在一起，这种联接形式结构简单，拆装方便，互换性好，工作可靠，形式灵活多样，可反复拆装而不必破坏任何零件。螺纹联接多为标准件，它由专业厂成批生产，成本低廉，因而应用广泛。

螺旋传动是一种常见的传动形式，旋转运动转变为直线运动的方式之一是螺旋传动，是空间机构，它与螺纹联接的用途不同，但在受力和几何关系方面有很多相似之处，也是利用螺纹来实现传动。

# 9.1 螺纹的类型和主要参数



## 9.1.1 螺纹的类型及应用

按照螺纹分布的表面不同，可分为外螺纹和内螺纹。

按照用途不同，可分为联接螺纹和传动螺纹。

按照螺旋线旋绕方向的不同，可分为左旋螺纹和右旋螺纹。

常用右旋螺纹。

按照螺旋线数目的不同，可分为单线、双线和多线螺纹。

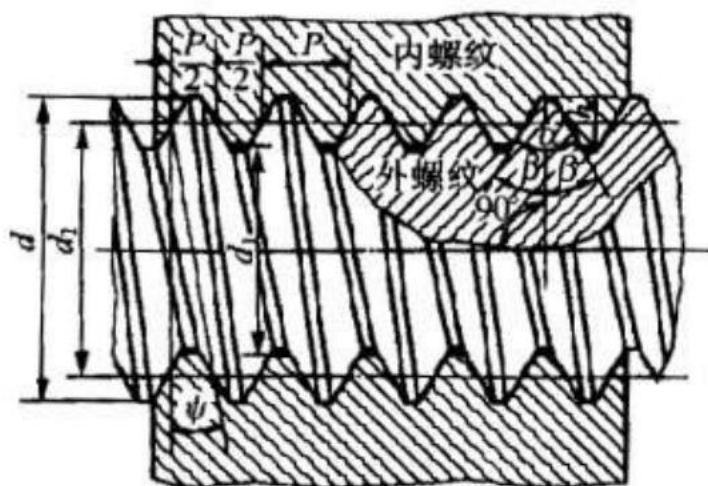
按照尺寸单位不同，可分为米制和英制（螺距以每英寸牙数表示）两类。我国除了将管螺纹保留英制外，其余都采用米制螺纹。

按照螺纹的截面形状不同，可分为三角形螺纹、管螺纹、矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹。前两种主要用于联接，后三种主要用于传动。其中除了矩形螺纹外，都已标准化。



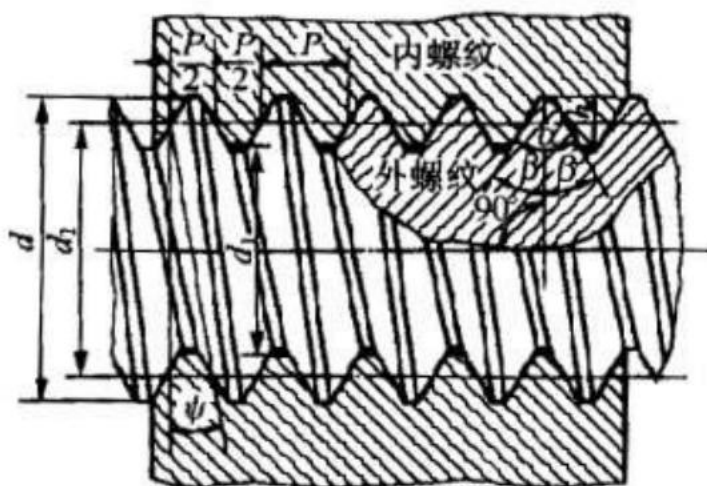
## 9.1.2 螺纹的主要参数

- 1) 外径 (大径)  $d$  ( $D$ ) —— 与外螺纹牙顶相重合的假想圆柱面直径, 亦称公称直径
- 2) 内径 (小径)  $d_1$  ( $D_1$ ) —— 与外螺纹牙底相重合的假想圆柱面直径 (危险剖面直径)
- 3) 中径  $d_2$  —— 在轴向剖面内牙厚与牙间宽相等处的假想圆柱面的直径,  $d_2 \approx 0.5(d+d_1)$





- 4) 螺距  $P$  ——相邻两牙在中径圆柱面的母线上对应两点间的轴向距离
  - 5) 导程 ( $S$ ) ——同一螺旋线上相邻两牙在中径圆柱面母线上的对应两点间的轴向距离
  - 6) 线数  $n$  ——螺纹螺旋线数目，一般为便于制造  $n \leq 4$
- 螺距、导程、线数之间关系： $S = nP$



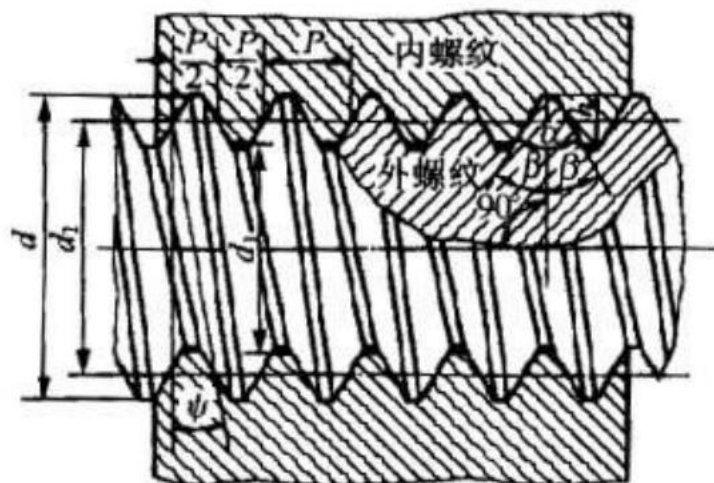




7) 螺旋升角  $\lambda$  —— 中径圆柱面上螺旋线的切线与垂直于螺旋线轴线的平面的夹角，不同直径处，螺旋升角不同，通常按螺纹中径处计算。

$$\tan \lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2}$$

8) 牙型角  $\alpha$  —— 螺纹轴向平面内螺纹牙型两侧边的夹角



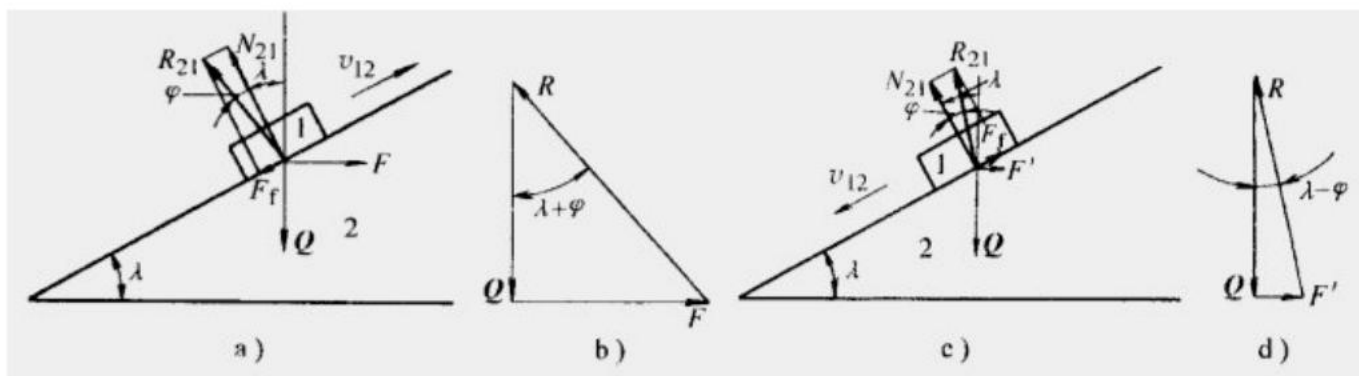
## 9.2 螺旋副的受力分析、自锁和效率



螺纹联接与螺旋传动都要借助外螺纹和内螺纹组成螺旋副。螺旋副按牙型不同可分为牙型角 $\alpha=0$ （矩形螺纹）和牙型角 $\alpha\neq 0$ 两大类。

### 9.2.1 牙型角等于零的螺纹（矩形螺纹）

螺旋副是由外螺纹（螺杆）和内螺纹组成的运动副，经过简化可以看作推动滑块（重物）沿螺纹表面运动（如图所示）将矩形螺纹沿中径 $d_2$ 处展开得一倾斜角为 $\lambda$ （即螺纹升角）的斜面，斜面上的滑块代表螺母，螺母和螺杆的相对运动可以看作滑块在斜面上的运动。



(a) 螺母螺旋上升 (b) 上升的力矢量三角形 (c) 螺母螺旋下降 (d) 下降的力矢量三角形



## 1. 旋紧

滑块在斜面上等速上升时  $F=Q \tan(\lambda+\varphi)$

当量摩擦角  $\varphi = \arctan f$

## 2. 松退

滑块沿斜面等速下降时，摩擦力向上  $F'=Q \tan(\lambda-\varphi)$

由公式可知，若  $\lambda \leq \varphi$ ，说明此时无论轴向载荷有多大，滑块（即螺母）都不能沿斜面运动，这种现象称为自锁。

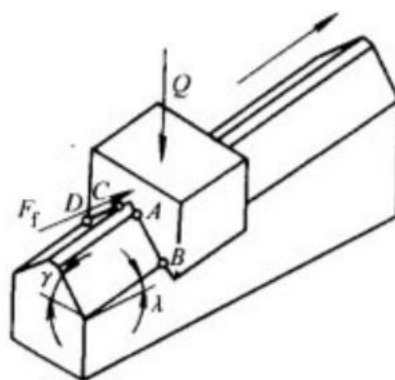
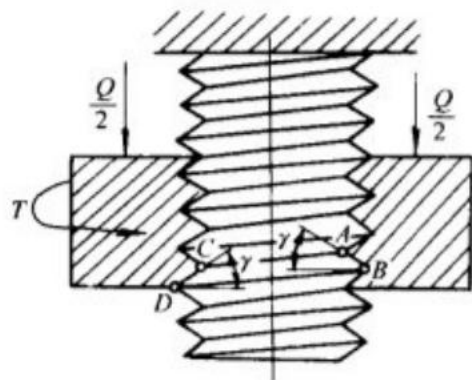
螺旋副的效率

$$\eta = \frac{W_2}{W_1} = \frac{QS}{2\pi T} = \frac{Q\pi d_2 \tan \lambda}{Q\pi d_2 \tan(\lambda + \varphi)} = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \varphi)}$$



## 9.2.2 牙型角不等于零的螺纹（非矩形）

螺纹牙型角不等于零的螺母和螺杆相对转动时，相当于一楔形滑块沿楔形斜面移动，如图所示。



1. 旋紧  $F = Q \tan(\lambda + \varphi_v)$

2. 松退  $F' = Q \tan(\lambda - \varphi_v)$

3. 自锁  $\lambda \leq \varphi$

螺旋副的效率  $\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \varphi_v)}$

# 9.3 螺纹联接的基本类型和螺纹联接件



## 9.3.1 螺纹联接的基本类型

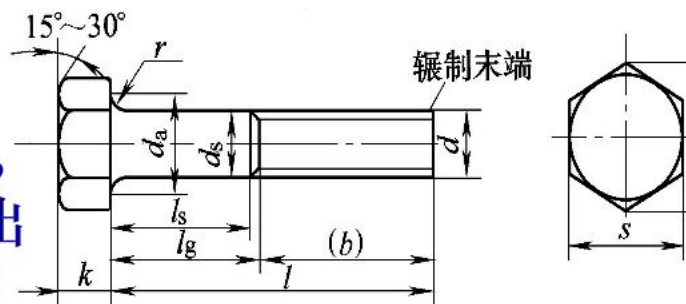
类型	构造	主要尺寸关系	特点、应用
螺栓联接	<p>普通螺栓联接</p>	<p>螺纹余留长度 <math>l_1</math></p> <p>普通螺栓联接 静载荷 <math>l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d</math> 变载荷 <math>l_1 \geq 0.75d</math> 冲击、弯曲载荷 <math>l_1 \geq d</math></p>	<p>被联接件都不切削螺纹, 使用不受被联接件材料的限制, 构造简单, 装拆方便, 成本低, 应用最广</p> <p>用于通孔, 能从被联接件两边进行装配的场合</p>
	<p>铰制孔用螺栓联接</p>	<p>铰制孔用螺栓联接 <math>l_1</math> 尽可能小 螺纹伸出长度 <math>l_2 = (0.2 \sim 0.3)d</math> 螺栓轴线到被联接件边缘的距离 <math>e = d + (3 \sim 6)\text{mm}</math></p>	<p>铰制孔用螺栓联接, 螺栓杆与孔之间紧密配合, 有良好的承受横向载荷的能力和定位作用</p>
双头螺柱联接		<p>螺纹旋入深度 <math>l_3</math>, 当螺纹孔零件为: 钢或青铜 <math>l_3 = d</math> 铸铁 <math>l_3 = (1.25 \sim 1.5)d</math> 合金 <math>l_3 = (1.5 \sim 2.5)d</math> 螺纹孔深度 <math>l_4 = l_3 + (2 \sim 2.5)d</math> 钻孔深度 <math>l_5 = l_4 + (0.5 \sim 1)d</math> <math>l_1, l_2</math> 同上</p>	<p>双头螺柱的两端都有螺纹, 其一端紧固地旋入被联接件之一的螺纹孔内, 另一端与螺母旋合而将两被联接件联接</p> <p>用于不能用螺栓联接且又需经常拆卸的场合</p>
螺钉联接		<p><math>l_1, l_2, l_3, l_4</math> 同上</p>	<p>不用螺母, 而且能有光整的外露表面, 应用与双头螺柱相似, 但不宜用于经常拆卸的联接, 以免损坏被联接件的螺纹孔</p>



## 9.3.2 螺纹联接件

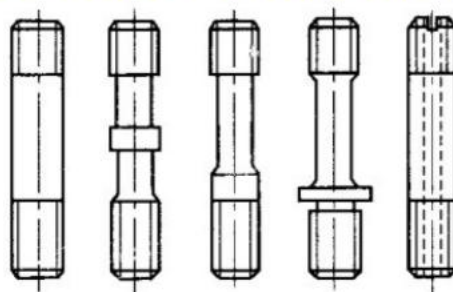
### 1. 螺栓

普通六角头螺栓的种类很多，应用最广。精度分为A、B、C三级，通用机械中多用C级。螺杆部可制出一段螺纹或全螺纹，螺纹有粗牙和细牙之分，常用粗牙。



### 2. 双头螺柱

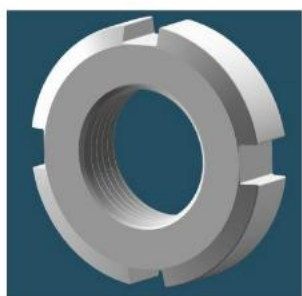
两端均制有螺纹，两端螺纹可以相同或不同，有A型（带腰杆）、B型（带退刀槽）两种结构型式。





### 3. 螺母

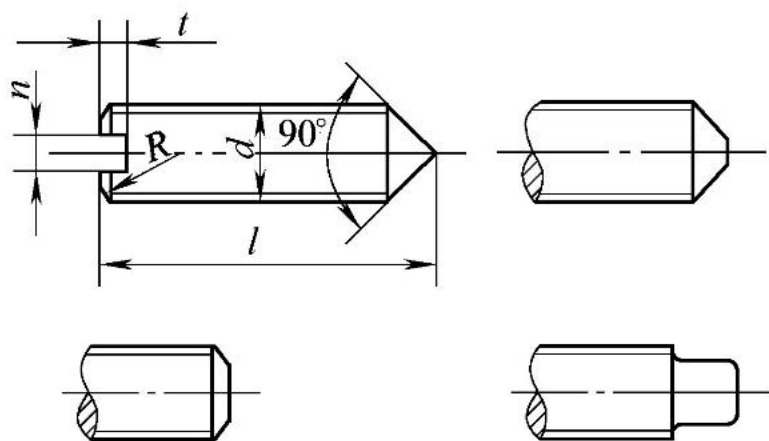
螺母是带有内螺纹的联接件。螺母按形状分为六角螺母、方螺母（很少用）和圆螺母。六角螺母应用最广泛，按其厚薄又分为：标准六角螺母，用于一般场合；扁螺母，用于轴向尺寸受限制的场合；厚螺母，用于经常拆装易于磨损处。圆螺母用于轴上零件的轴向固定。





## 4. 紧定螺钉

末端形状有锥端、平端和圆柱端等形式。锥端适用于被紧定零件的表面硬度较低或不经常拆卸的场合；平端接触面积大，不伤零件表面，常用于顶紧硬度较大的平面或经常拆卸的场合；圆柱端压入轴上的凹坑中，适用于紧定空心轴上的零件位置。

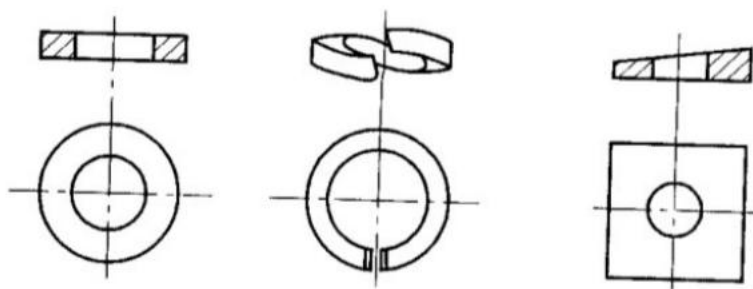






## 5. 垫圈

垫圈是中间有孔的薄板状零件，是螺纹联接中不可缺少的附件。当被联接件表面不够平整时采用平垫圈，可以起垫平接触面的作用；弹簧垫圈还兼有防松的作用；当螺栓轴线与被联接件的接触面不垂直时需要用斜垫圈，以防止螺栓承受附加弯矩。



(a) 平垫圈； (b) 弹簧垫圈； (c) 斜垫圈



### 9.4.1 螺纹联接的预紧

#### ■ 预紧和预紧力

大多数螺纹联接在装配时都需要拧紧，使之在承受工作载荷之前，预先受到力的作用，这个预加的作用力称为预紧力，这一拧紧过程称为预紧。

#### ■ 预紧的目的

增强联接的可靠性和紧密性，以防止受载后被联接件间出现缝隙或发生相对移动。

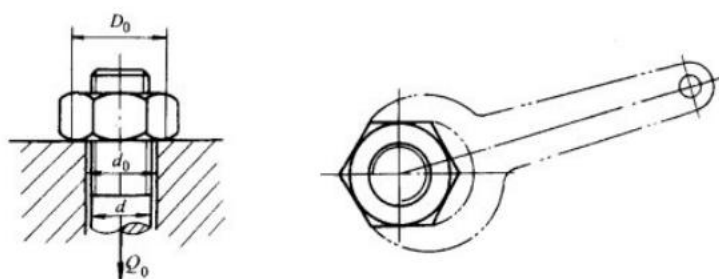
#### ■ 预紧力的控制

预紧力的大小要适度，太小起不到预紧的作用，太大可能使螺栓过载断裂。对于重要的螺纹联接，装配时必须控制其预紧力的大小。预紧力与拧紧力矩成正比，一般可通过控制拧紧力矩来间接控制预紧力。

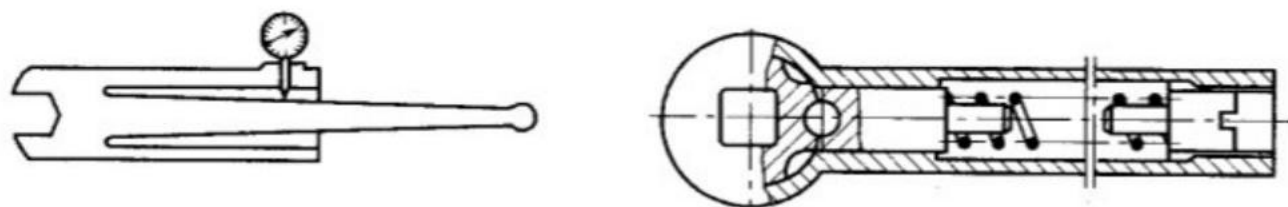


## 1. 控制拧紧力矩

①凭工人经验控制扳手力矩



②用测力矩扳手或定力矩扳手来控制力矩





## 2. 控制螺栓伸长量

拧紧力矩由于受摩擦因数不符实际等影响可能计算不准确，影响预紧力的准确性。较准确地控制预紧力的方法是用测量拧紧时螺栓伸长量来控制预紧力。伸长量与预紧力的关系见材料力学。

### 9.4.2 螺纹联接的防松

#### ■ 螺纹联接具有自锁性

螺纹联接通常采用三角形螺纹，其升角 $\lambda(1.5^\circ \sim 3.5^\circ)$ 小于当量摩擦角 $\rho_v(5^\circ \sim 6^\circ)$ ，满足自锁条件，一般情况下不会自行松脱。



## ■ 松脱的原因

在冲击、振动或变载荷作用下，或在高温或温度变化较大的情况下，螺纹联接中的预紧力和摩擦力会逐渐减小或可能瞬时消失，导致联接失效。

## ■ 防松方法

重要的螺纹联接均应采取防松措施。防松的根本问题是防止螺旋副的相对转动。按防松原理不同，防松方法可分为摩擦防松和机械防松等。



## ● 弹簧垫圈防松

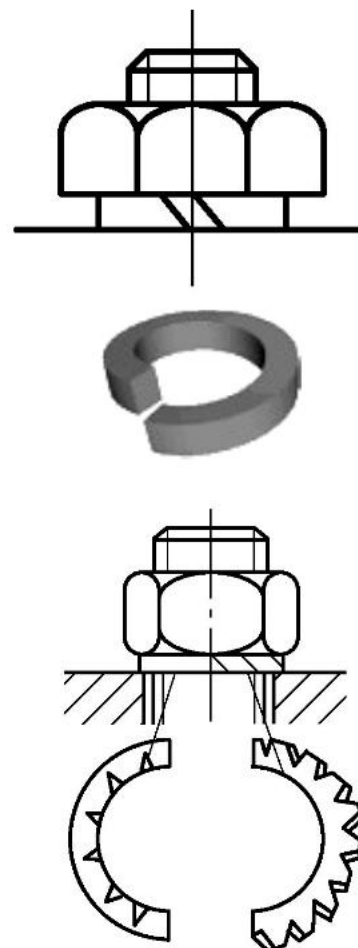
**原理：**螺母拧紧后，靠垫圈压平而产生的反弹力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被联接件的支承面也有防松作用。

**特点：**结构简单，使用方便，但在振动冲击载荷作用下，防松效果较差，用于一般的联接。

## ● 弹性带齿垫圈防松

**原理：**与弹簧垫圈相似。

**特点：**分外齿和内齿，无开口，弹力均匀，比弹簧垫圈防松效果好。但它不宜用于经常装拆或材料较软的被联接件。

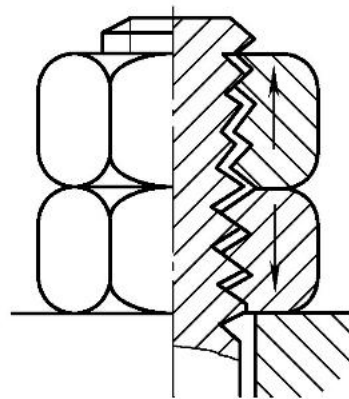




## ● 对顶螺母防松

**原理：**两螺母对顶拧紧后，使旋合螺纹间始终受到附加的压力和摩擦力的作用。

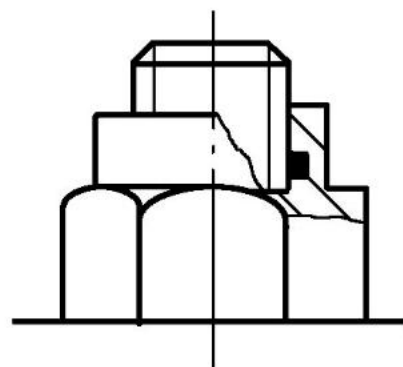
**特点：**结构简单，防松效果好，适用于低速、平稳和重载的固定装置的联接。



## ● 尼龙圈锁紧螺母防松

**原理：**螺母中嵌有尼龙圈，装配后尼龙圈内孔被胀大，箍紧螺栓。

**特点：**尼龙弹性好，与螺纹牙接触紧密，摩擦大。但不宜用于频繁装拆和高温场合。

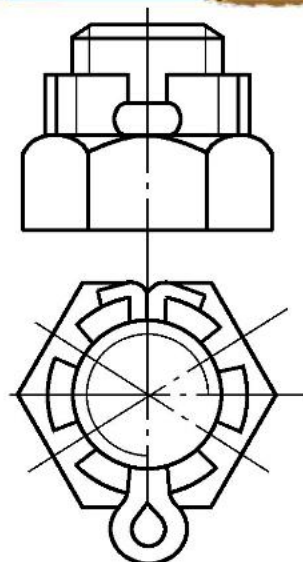




- 槽形螺母加开口销防松

原理：开槽螺母拧紧后，将开口销穿入螺栓尾部小孔和螺母的槽内，并将开口销尾部掰开与螺母侧面贴紧。

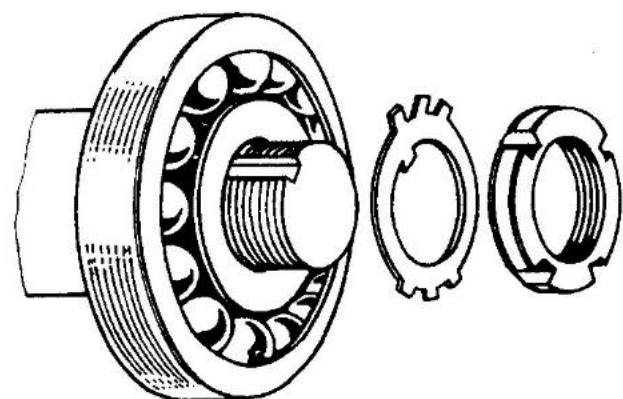
特点：适用于有较大冲击、振动的高速机械中运动部件的联接。



- 圆螺母加带翅垫片防松

原理：使垫片内翅嵌入螺栓（轴）的槽内，拧紧螺母后将垫片的外翅之一折弯嵌入螺母的一个槽内。

特点：圆螺母为细牙螺纹，防松可靠，主要用于滚动轴承内圈与轴的固定。



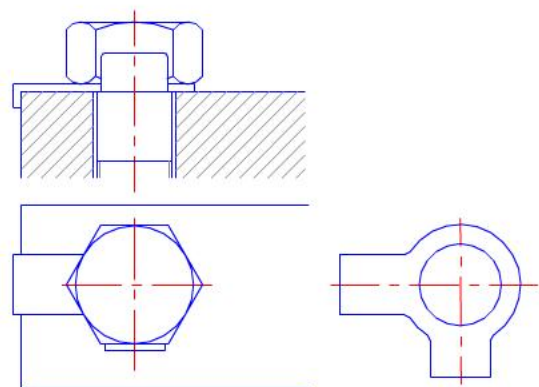




## ● 止动垫片防松

**原理：**螺钉拧紧后，将双耳止动垫圈分别向螺母和被联接件的侧面折弯贴紧，即可将螺钉锁住。

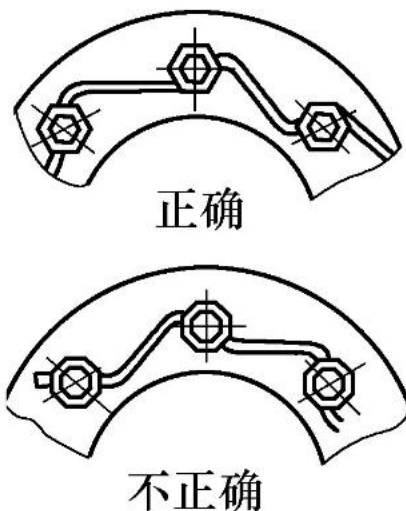
**特点：**结构简单，使用方便，防松可靠。



## ● 串联钢丝防松

**原理：**用钢丝穿入各螺钉头部的孔内，将各螺钉串联起来，使其相互制动。但需注意钢丝的穿入方向。

**特点：**适用于螺钉组联接，拆卸不便。

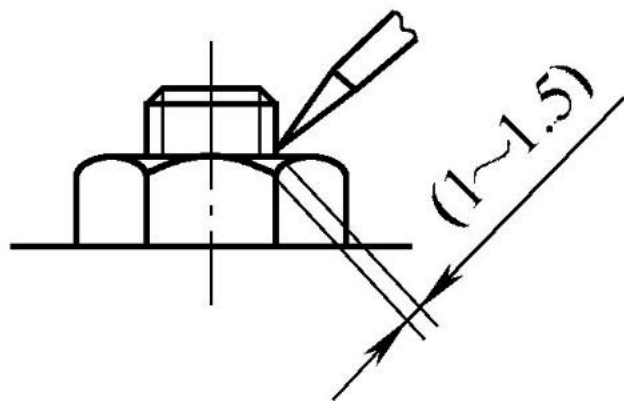




## ● 冲点防松

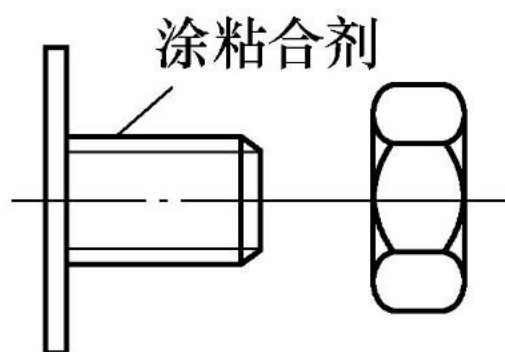
原理：拧紧螺母后，在内外螺纹的旋合缝隙处用冲头冲几个点，使其发生塑性变形，防止螺母退出。

特点：属破坏性防松，不能重复装拆，用于一次性联接。



## ● 胶接防松

原理：用粘合剂涂于螺纹旋合表面，拧紧螺母后粘合剂能自行固化，起到防松效果。

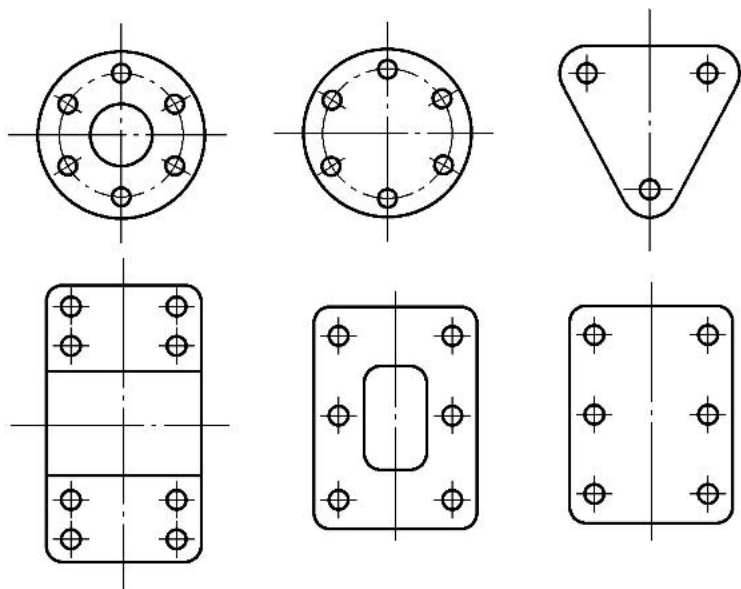




### 9.4.3 螺栓组联接结构设计注意事项

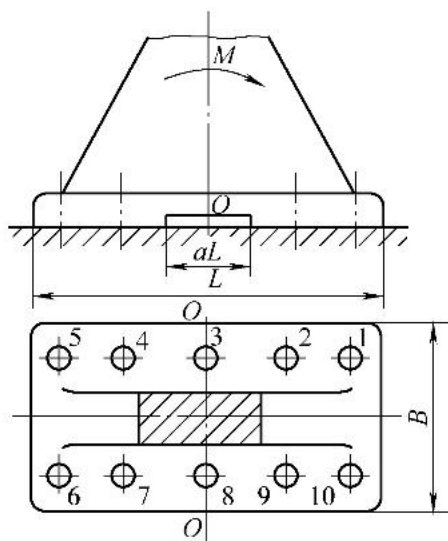
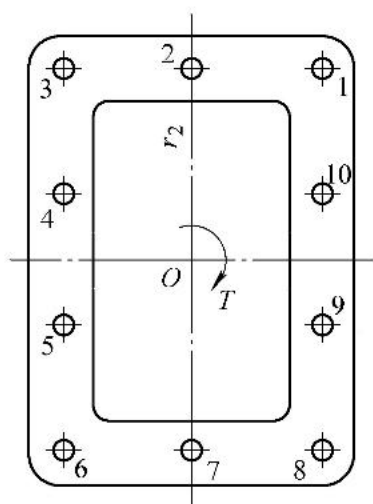
螺栓组联接结构设计的主要目的是合理地确定联接结合面的几何形状和螺栓的布置形式，力求各螺栓和联接结合面间受力均匀、便于加工和装配。为此，应综合考虑以下几个方面的问题：

1) 螺栓的布置应对称、均匀，以使结合面受力均匀，加工方便。为此，结合面常采用简单的轴对称的几何形状。





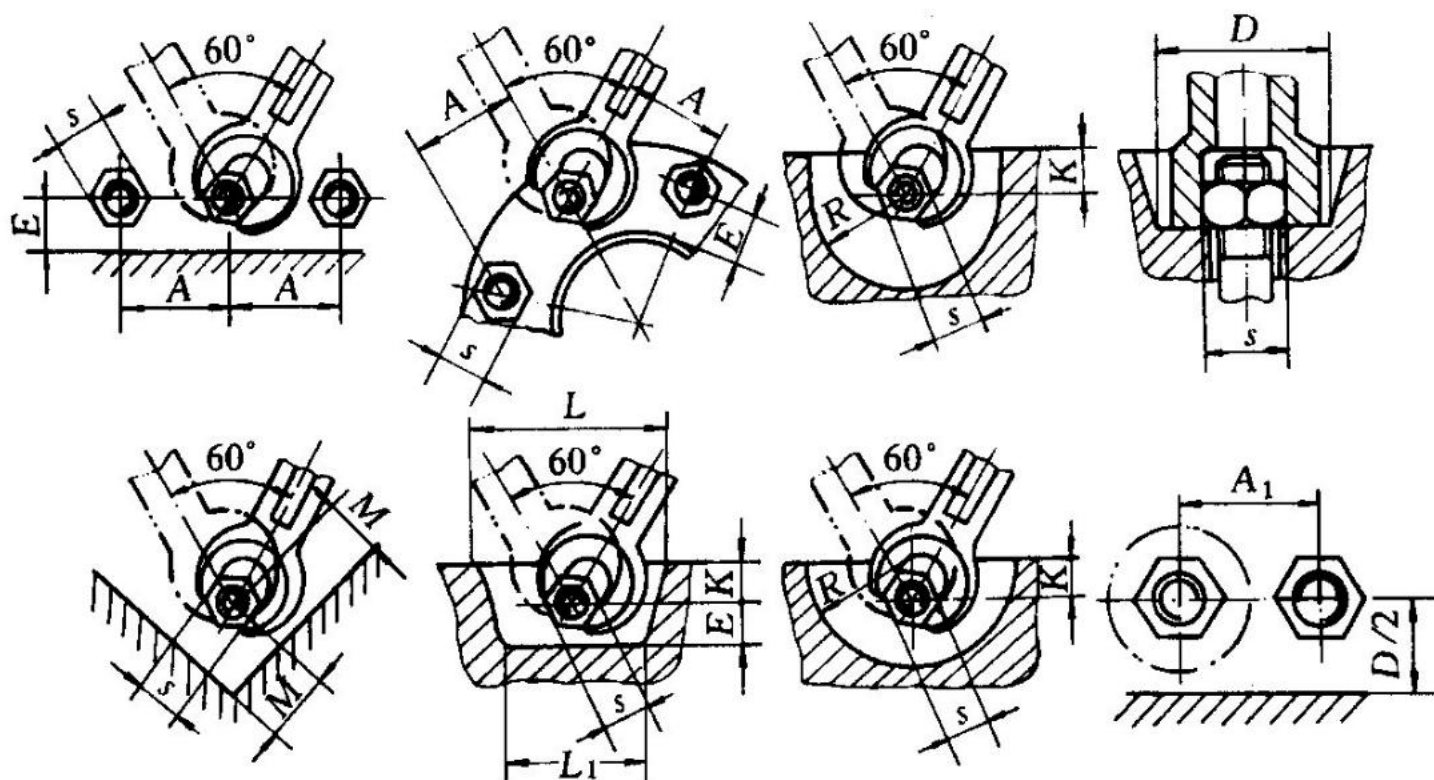
2) 螺栓的布置应使各螺栓受力合理。对于配合螺栓联接，不要在平行于工作载荷方向上成排地布置8个以上的螺栓，以免载荷分布过度不均。为了减小螺栓承受的载荷，对承受旋转力矩和翻转力矩作用的螺栓组，应将螺栓适当靠近结合面的边缘布置。



右图中3、8螺栓的作用不大，可去掉。

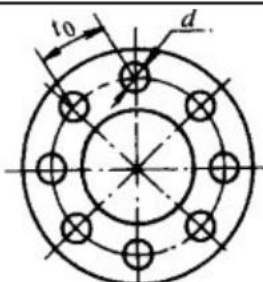


3) 螺栓之间、螺栓与机体壁之间应有合理的距离，以满足加工和装拆要求。扳手空间尺寸可查手册确定。

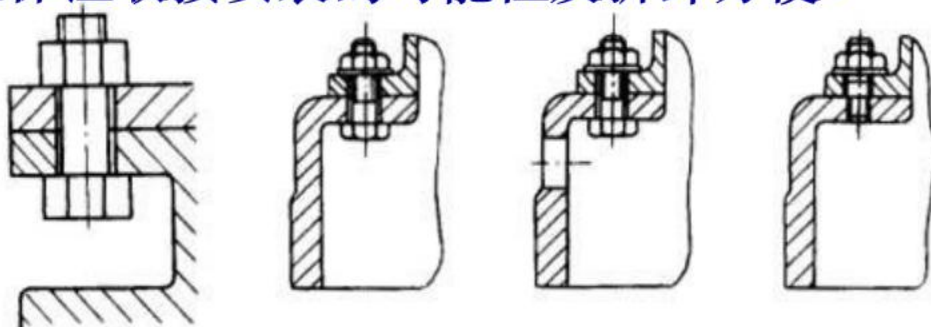




4) 分布在同一圆周上的螺栓数目，应取成3、4、6、8、12等易于分度的数目，以利划线和钻孔。

	工作压力/MPa					
	≤1.6	1.6 ~ 4	4 ~ 10	10 ~ 16	16 ~ 20	20 ~ 30
	$t_0/mm$					
	$7d$	$4.5d$	$4.5d$	$4d$	$3.5d$	$3d$

5) 应保证联接安装的可能性及拆卸方便。



(a) 无法装配; (b) 难以装配; (c) 容易装配



## 6) 避免螺栓承受偏心载荷。

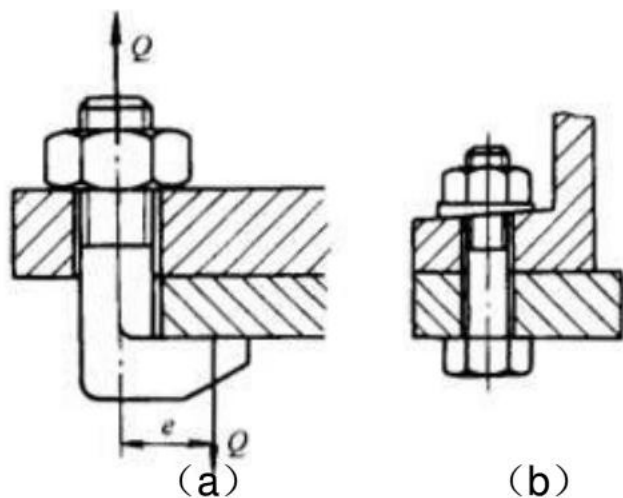


图9-19 尽量不用的螺栓联接结构

(a) 不合理的螺栓头结构； (b) 不合理的被连接件

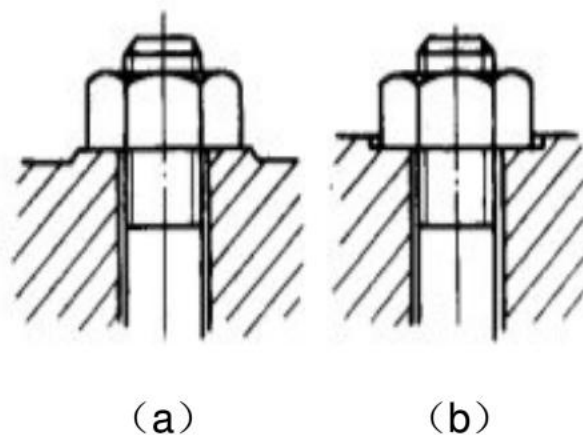


图9-20 凸台与沉头座的应用

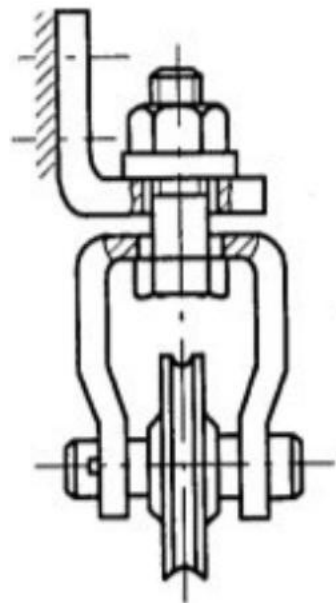
(a) 凸台； (b) 沉



## 9.5.1 普通螺栓联接的强度计算

### 2. 紧螺栓联接联接的强度计算

松螺栓联接在装配时不需拧紧螺母，所以只有在承受工作载荷时螺栓才受到拉力的作用。在图示可转向吊挂滑轮螺纹联接中，为了保证吊挂滑轮在工作中能相对机架自由转动，螺母不能拧紧，故其为松螺栓联接。



松螺栓联接的强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma] \quad \text{或} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$$

$F_a$ —工作拉力 (N) ；

$d_1$ —螺栓小径 (mm) ；

$[\sigma]$ —螺栓材料的许用拉应力 (MPa) 。





## 2. 紧螺栓联接联接的强度计算

### (1) 受横向工作载荷的紧螺栓联接

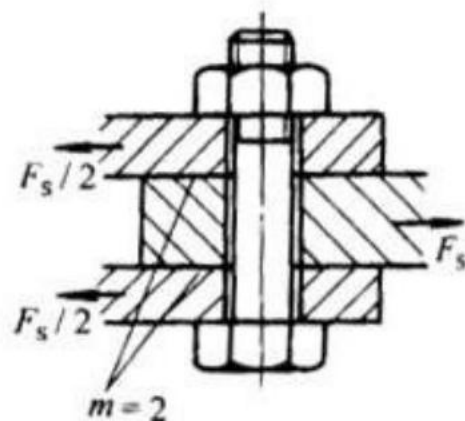
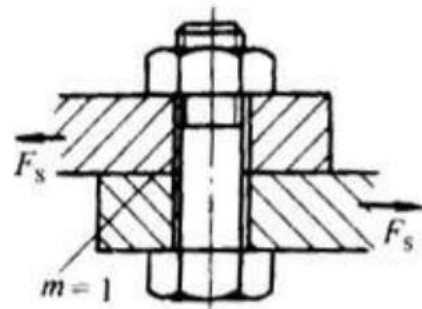
强度条件为

$$\sigma_e = \frac{1.3F'}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma] \quad \text{或} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{5.2F'}{\pi[\sigma]}}$$

$F'$ —螺栓所受的轴向预紧力 (N) ;

$d_1$ —螺栓小径 (mm) ;

$[\sigma]$ —螺栓材料的许用拉应力 (MPa) 。





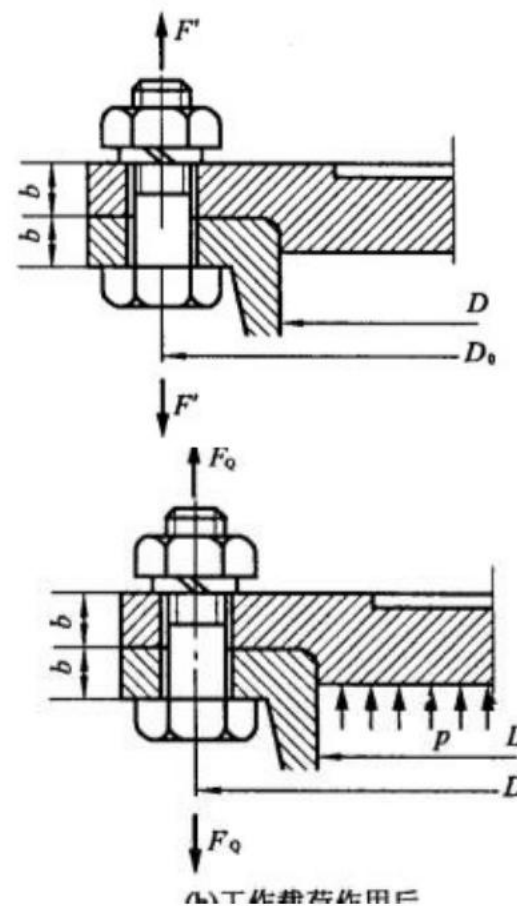
## (2) 受轴向工作载荷的紧螺栓联接

强度条件为

$$\sigma_e = \frac{1.3F_Q}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma]$$

或

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5.2F_Q}{\pi[\sigma]}}$$





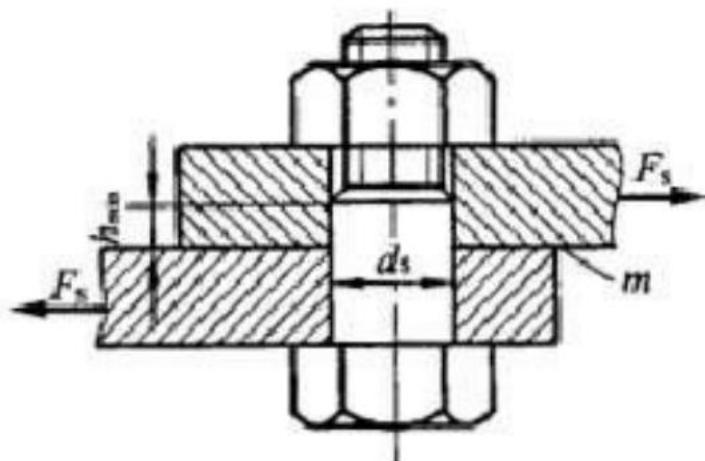
## 9.5.2 铰制孔用螺栓联接的强度计算

铰制孔用螺栓联接的失效形式一般为螺栓杆被剪断，螺栓杆或孔壁被压溃。因此，铰制孔用螺栓联接须进行剪切强度和挤压强度计算。

螺栓杆的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{4F_s}{\pi d_s^2} \leq [\tau]$$

$$\sigma_p = \frac{F_s}{d_s h_{\min}} \leq [\sigma_p]$$

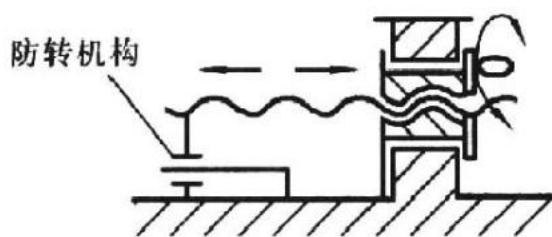
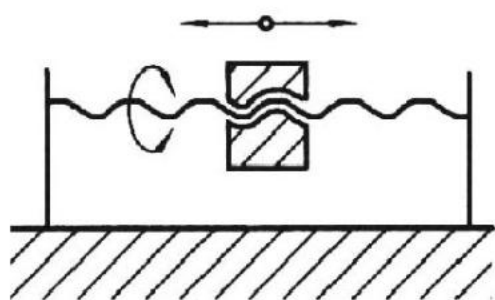
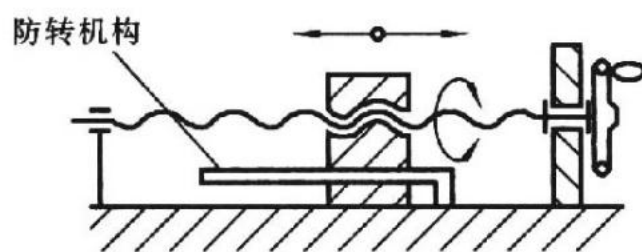
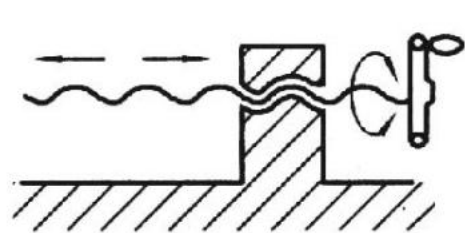




螺旋传动主要由螺杆与螺母组成，主要用来把旋转运动转变为直线运动，同时传递运动和动力。螺旋传动平稳，易获得较高的运动精度，有良好的减速性能，用较小的转矩就可以获得很大的轴向推力，且可以具有自锁性。螺旋传动应用广泛，且类型多样。

### 9.6.1 螺旋传动的运动形式

1. 螺母固定端不动，螺杆转动并往复移动
2. 螺杆转动，螺母做直线运动
3. 螺母旋转并沿直线移动，螺杆固定不动
4. 螺母转动，螺杆直线移动

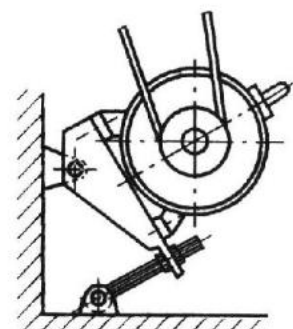
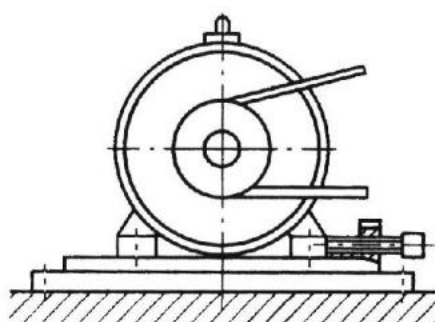
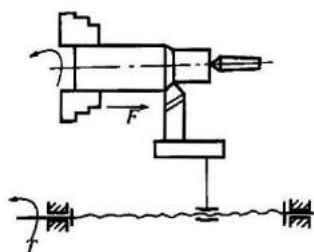
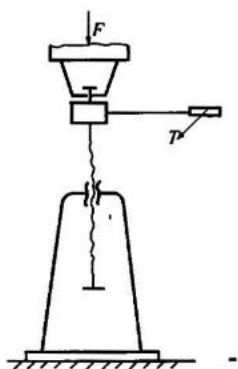




## 9.6.2 螺旋传动的类型和应用

1. 按其用途不同可为以下三种类型

- (1) 传力螺旋 如千斤顶
- (2) 传导螺旋 如机床丝杠
- (3) 调整螺旋 如张紧装置





## 2. 按螺纹副的摩擦性质分为三类

- (1) 滑动螺旋（滑动摩擦）
- (2) 滚动螺旋（滚动摩擦）
- (3) 静压螺旋（流体摩擦）

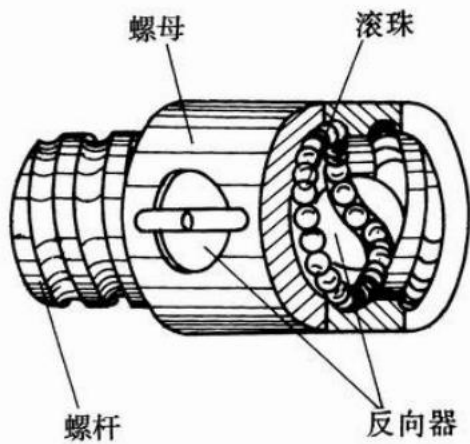
### 9.6.3 滚动螺旋传动简介

用滚动体在螺纹工作面间实现滚动摩擦的螺旋传动，又称滚珠丝杠传动。滚动体通常为滚珠，也有用滚子的。滚动螺旋传动的摩擦系数、效率、磨损、寿命、抗爬行性能、传动精度和轴向刚度等虽比静压螺旋传动稍差，但远比滑动螺旋传动为好。滚动螺旋传动的效率一般在90%以上。它不自锁，具有传动的可逆性；但结构复杂，制造精度要求高，抗冲击性能差。它已广泛地应用于机床、飞机、船舶和汽车等要求高精度或高效率的场合。

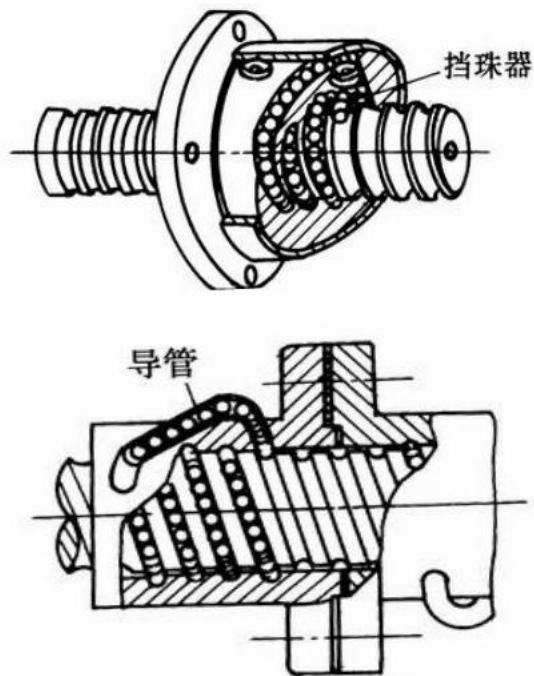


# 滚动螺旋机构

按循环方式分为



内循环滚珠丝杠



外循环滚珠丝杠





## 9.6.4 滑动螺旋传动螺杆及螺母材料

螺旋副	材料牌号	应用范围
螺杆	Q235、Q275、45、50	材料不经热处理，适用于经常运动、受力不大、转速较低的传动
	40Cr、65Mn、T12、40WMn、18CrMnTi	材料需经热处理，以提高其耐磨性，适用于重载、转速较高的重要传动。
	9Mn2V、CrWMn、38CrMoAl	材料需经热处理，以提高其尺寸的稳定性，适用于精密传动的螺旋
螺母	ZCuSn9Pb1、 ZCuSn5Pb5Zn5	材料耐磨性好，适用于一般 传动
	ZCuAl9Fe3 ZCu25Al6Fe13Mn3	材料耐磨性好，强度高，适用于重载、低速的传动。对于尺寸较大或高速传动，螺母可采用钢或铸铁制造，内孔浇注青铜或巴氏合金



## 9.6.5 滑动螺旋传动的计算

螺旋副的主要的失效形式是其磨损。

因此，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。

### 1. 螺旋副的耐磨性计算

则耐磨性校核公式为

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

令  $\phi = \frac{H'}{d_2}$  整理后得螺纹中径的设计公式  $d_2 \geq \sqrt{\frac{F p}{\pi \phi h [P]}}$

计算出 $d_2$ 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，还要验算所选螺纹参数能否满足自锁条件。



## 2. 螺纹牙的强度计算

因为螺母材料一般弱于螺杆材料，所以螺纹牙的剪切和弯曲破坏多发生在螺母上。

螺纹牙的剪切和弯曲强度条件分别为

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

## 3. 螺杆的强度计算

在轴向力 $F$ 的作用下，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

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



#### 4. 螺杆的稳定性计算

细长螺杆且受较大轴向力时，可能发生侧弯而丧失稳定性。螺杆受压时的稳定性条件为

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

当  $\lambda \geq 100$  时，临界载荷为 
$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\beta l)^2}$$

当  $\lambda < 100$  时， $\sigma_b \geq 370MPa$  的普通碳素钢临界载荷为

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

$\sigma_b \geq 470MPa$  的优质碳素钢临界载荷为

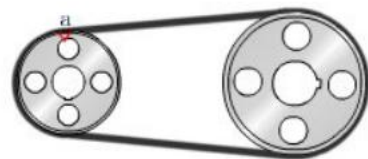
$$F_{cr} = (461 - 2.57\lambda) \frac{\pi d_1^2}{4}$$

当  $\lambda < 40$  时，不必进行稳定性校核。



## 10.1 概 述

带传动是一种常用的机械传动装置，他的主要作用是传递转矩和转速。大部分带传动是依靠挠性传动带与带轮间的摩擦力来传递运动和动力的。



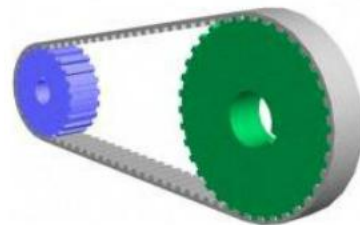
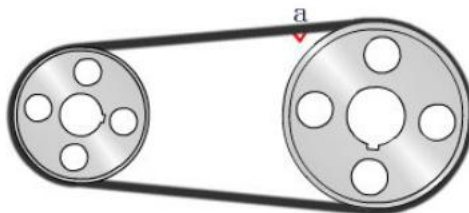
组成：主动轮、从动轮、传动带和机架。

### 10.1.1 带传动的类型及应用

#### 1. 按传动原理分

摩擦型带传动

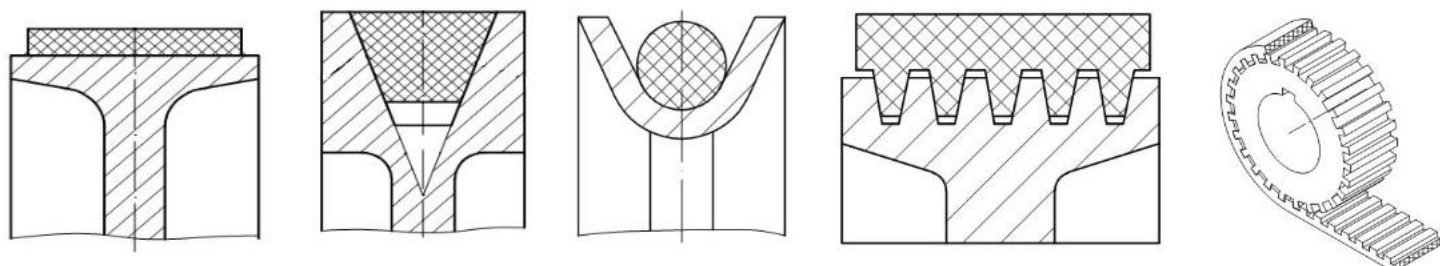
啮合型带传动





## 2. 按传动带的截面形状分

- (1) 平带 平带的截面形状为矩形，内表面为工作面
- (2) V带 V带的截面形状为梯形，两侧面为工作面
- (3) 圆形带 横截面为圆形，
- (4) 多楔带 它是在平带的基础上由多根V带组成的传动带
- (5) 同步带 纵截面为齿形





## 10.1.2 带传动的特点

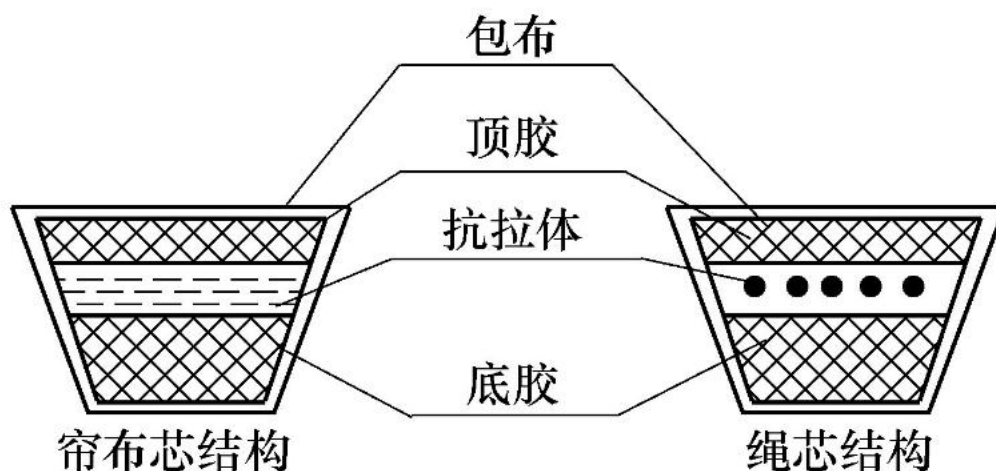
- (1) 具有良好的弹性，可缓和冲击和振动，传动平稳、噪音小。
- (2) 过载时，带在带轮上打滑，对其它零件起安全保护作用。
- (3) 结构简单，制造、安装和维护方便，成本较低。
- (4) 能适应两轴中心距较大的场合。
- (5) 工作时有弹性滑动，传动比不准确，传动效率低。
- (6) 外廓尺寸较大，结构不紧凑，带的寿命短，作用在轴上的力大。
- (7) 不宜用于易燃易爆场合。

一般情况下，带传动传动的功率 $P \leq 100 \text{ kW}$ ，带速 $5 \sim 25 \text{ m/s}$ ，平均传动比 $i \leq 5$ ，传动效率为 $94\% \sim 97\%$ 。目前带传动所能传递的最大功率为 $700 \text{ kW}$ ，高速带的带速可达 $60 \text{ m/s}$ 。



### 10.1.3 V带的结构和型号

标准普通V带都制成无接头的环形。其构造如图所示。当V带受弯曲时，带中保持其原长度不变的周线称为节线，由全部节线构成节面。带的节面宽度称为节宽 ( $b_d$ )，V带受纵向弯曲时，该宽度保持不变。

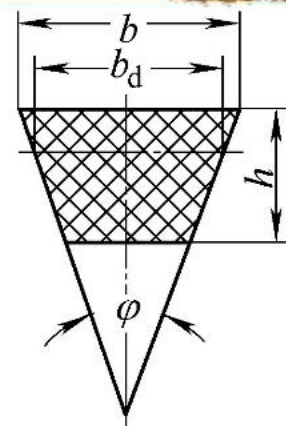






普通V带已标准化，其周线长度 $L_d$ 为带的基础长度。

普通V带两侧楔角 $\phi$ 为 $40^\circ$ ，相对高度约为0.7，并按其截面尺寸的不同将其分为Y、Z、A、B、C、D、E七种型号。



普通V带横截面尺寸 (GB/T11544-1997) (单位: mm)

型号	Y	Z	A	B	C	D	E
顶宽 $b$ (mm)	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0
节宽 $b_p$ (mm)	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
高度 $h$ (mm)	4.0	6.0	8.0	11.0	14.0	19.0	23.0
楔角 $\phi$	40°						
每米质量 $q$ (kg/m)	0.03	0.06	0.11	0.19	0.33	0.66	1.02

# 10.2 带传动的工作情况分析



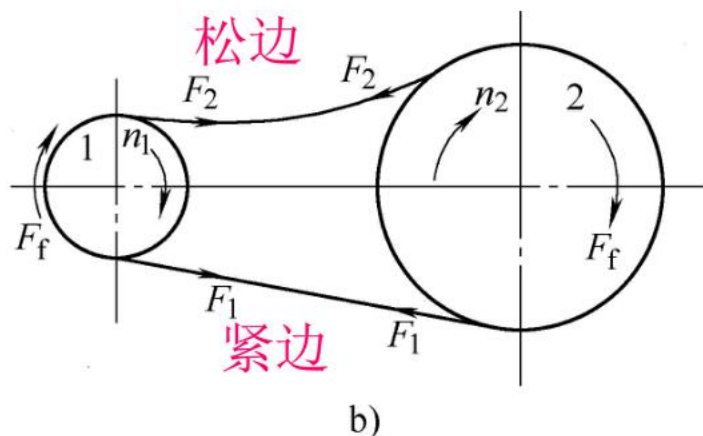
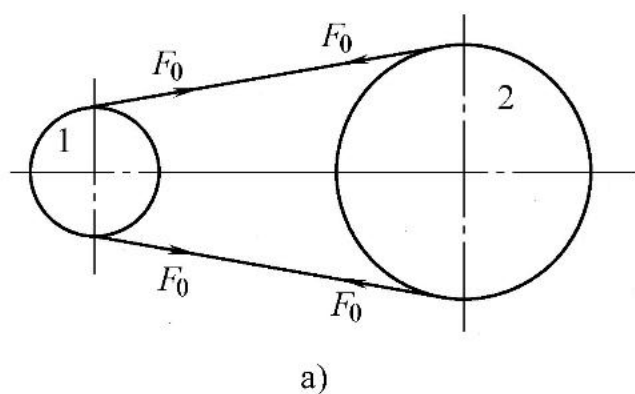
## 10.2.1 带传动的受力分析

**张紧状态:** 带两边拉力相等 → 张紧力  $F_0$

**工作状态:** 带两边拉力不相等 (通过带所受摩擦力分析得知)

拉力增加 → 紧边  $F_0 \nearrow F_1$  紧边拉力

拉力减少 → 松边  $F_0 \searrow F_2$  松边拉力





## 有效圆周力 $F$ 的大小

设带在工作前后总长不变，并考虑带为弹性体，则紧边拉力的增加量应等于松边拉力的减少量。

$$\therefore F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

$$\text{即: } 2F_0 = F_1 + F_2$$

松紧边拉力差，即为带传动的有效圆周力 $F$ ，在数值上 $F$ 等于任一带轮与带接触弧上的摩擦力的总和 $F_f$ ，即

$$F = F_f = F_1 - F_2$$

有效圆周力 $F$  (N)、速度 $V$  (m/s) 和传递功率 $P$  (KW) 之间的关系为

$$P = \frac{FV}{1000} \quad \text{KW}$$



## 最大有效圆周力

当带在带轮上即将打滑尚未打滑时，摩擦力达到临界值，此时带所能传递的有效圆周力亦达到最大值。临界状态下的 $F_1$ 与 $F_2$ 之间的关系可用著名的欧拉公式表示为：

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f_v \alpha}$$

$f_v$  为当量摩擦系数， $f_v = f / \sin \frac{\varphi}{2}$

$f$  为带与带轮之间的摩擦系数；

$\varphi$  为带的楔角；

$\alpha$  为带轮包角，rad；

$e$  为自然对数的底。

根据前述几个公式  
经整理后，可得出  
带所能传递的最大  
有效圆周力为：

$$\left. \begin{aligned} F_{\max} &= F_1 \left( 1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \\ F_{\max} &= 2F_0 \left( \frac{1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}}}{1 + \frac{1}{e^{f_v \alpha}}} \right) \end{aligned} \right\}$$



由式上式可知，带所传递的圆周力 $F$ 与下列因素有关：

(1) 初拉力 $F_0$   $F$ 与 $F_0$ 成正比，初拉力 $F_0$ 增大，带与带轮间的正压力增大，则传动时产生的摩擦力就越大，故 $F$ 也就越大。但 $F_0$ 过大会加剧带的磨损，致使带过快松弛，缩短其工作时间。

(2) 包角 $\alpha$  包角越大，带传动的圆周力就越大。对于带传动，大带轮的包角 $\alpha_2$ 大于小带轮的包角 $\alpha_1$ ，因此打滑首先发生在小带轮上。一般要求 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ （特殊情况下允许 $\alpha_1 \geq 90^\circ$ ）

(3) 当量摩擦系数 $f$   $f$ 越大，摩擦力也越大， $F$ 就越大。与平带相比，V带的当量摩擦系数 $f$ 较大，所以V带传递能力远高于平带。

## 10.2.2 带传动工作时的应力分析

带是在变应力下工作，当应力较大，应力变化频率较高时，带将很快产生疲劳断裂而失效，从而限制了带的使用寿命。带传动工作时，带所受应力有如下几种：



1. 由紧边拉力和松边产生的拉应力

紧边拉应力  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$

松边拉应力  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$

$$\because F_1 > F_2 \quad \therefore \sigma_1 > \sigma_2$$

2. 由离心力产生的拉应力

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A}$$

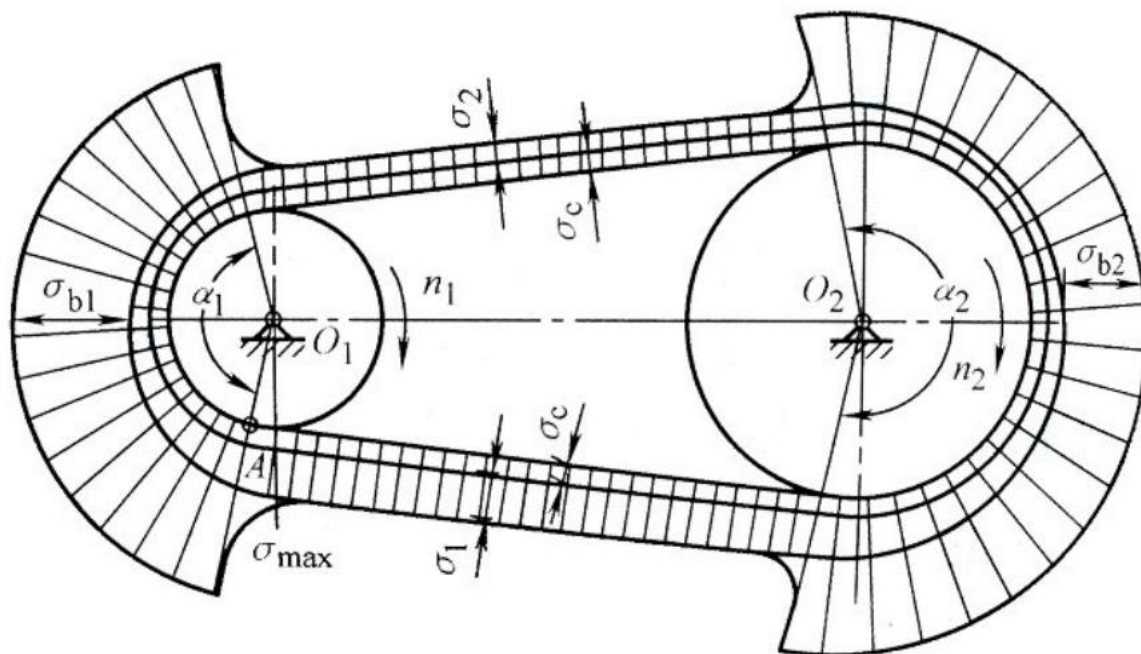
3. 由带弯曲产生弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{hE}{d_d}$$



带工作时总应力分布如图所示。由图可见，带上的应力是变化的，最大应力发生在紧边与小带轮的接触处。其最大应力为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$





### 10.2.3 带传动的弹性滑动和传动比

由于带是弹性体，工作时会产生弹性变形。当带由紧边绕经主动轮进入松边时，它所受的拉力由 $F_1$ 逐渐减小为 $F_2$ ，带因弹性变形变小而回缩，带的运动滞后于带轮，即带与带轮之间产生了局部相对滑动。导致带速低于主动轮的圆周速度。相对滑动同样发生在从动轮上，使带的速度大于从动轮的圆周速度。这种由于带的弹性变形而引起带与带轮之间的局部相对滑动，称为弹性滑动。

弹性滑动和打滑是两个完全不同的概念，打滑是过载引起的，因此可以避免。而弹性滑动时由于带的弹性和拉力差引起的，是传动中不可避免的现象。

由弹性滑动所引起的从动轮的圆周速度 $v_2$ 小于主动轮的圆周速度 $v_1$ ，其速度的降低率用滑动率 $\varepsilon$ 表示，即

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{d_{d1} n_1 - d_{d2} n_2}{d_{d1} n_1}$$





由上式可得带传动的传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\varepsilon)}$$

从动轮的转速

$$n_2 = \frac{n_1 d_{d1}(1-\varepsilon)}{d_{d2}}$$

因带传动的滑动率  $\varepsilon$  通常为  $0.01 \sim 0.02$ ，在一般计算中可忽略不计，因此可得带传动的传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_{d2}}{d_{d1}}$$



### 10.3.1 带传动的失效形式和设计准则

由于带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏，因此带传动的设计准则是在保证带传动不打滑的情况下，使带具有一定的疲劳强度和寿命。

### 10.3.2 单根普通V带所能传递的功率

在带的实际工作条件与上述特定条件不同时，需对 $P_0$ 进行修正。修正后即得与实际条件相符的单根普通V带所能传递的功率，称该功率为许用功率 $[P_0]$ 。

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$$

$\Delta P_0$ ---功率增量，考虑传动比 $i \neq 1$ 时，带在大轮上的弯曲应力较小，故寿命相同的条件下，可增大传递的功率。

$K_\alpha$ ---包角修正系数，考虑 $\alpha \neq 180^\circ$ 时，对传动能力的影响。

$K_L$ ---带长度修正系数，考虑带长与特定长度不同时对传动能力的影响。



### 10.3.3 普通V带传动的设计方法和步骤

#### 一. 已知条件和设计的内容

**已知条件：**传动用途、工作情况和原动机种类；传递的功率  $P$ ，主、从动轮的转速  $n_1$ ， $n_2$  (或传动比)；其它要求，如外廓尺寸及安装位置要求等。

**设计内容：**确定带的型号、基准长度、根数；确定带轮的材料、结构尺寸；确定传动中心距及作用在轴上的力；初拉力和张紧方式。



## 二 . V带传动的设计步骤

- 1、确定计算功率 $P_C$
- 2、选择V带型号
- 3、确定带轮的基准直径 $d_1$ 、 $d_2$
- 4、验算带速 $v$
- 5、计算中心距和带长
- 6、验算小带轮包角
- 7、确定V带根数
- 8、计算初拉力 $F_0$
- 9、计算轴上压力
10. 带轮结构的设计



# 1. 确定计算功率 $P_c = K_A P$

$K_A$ ---工作情况系数

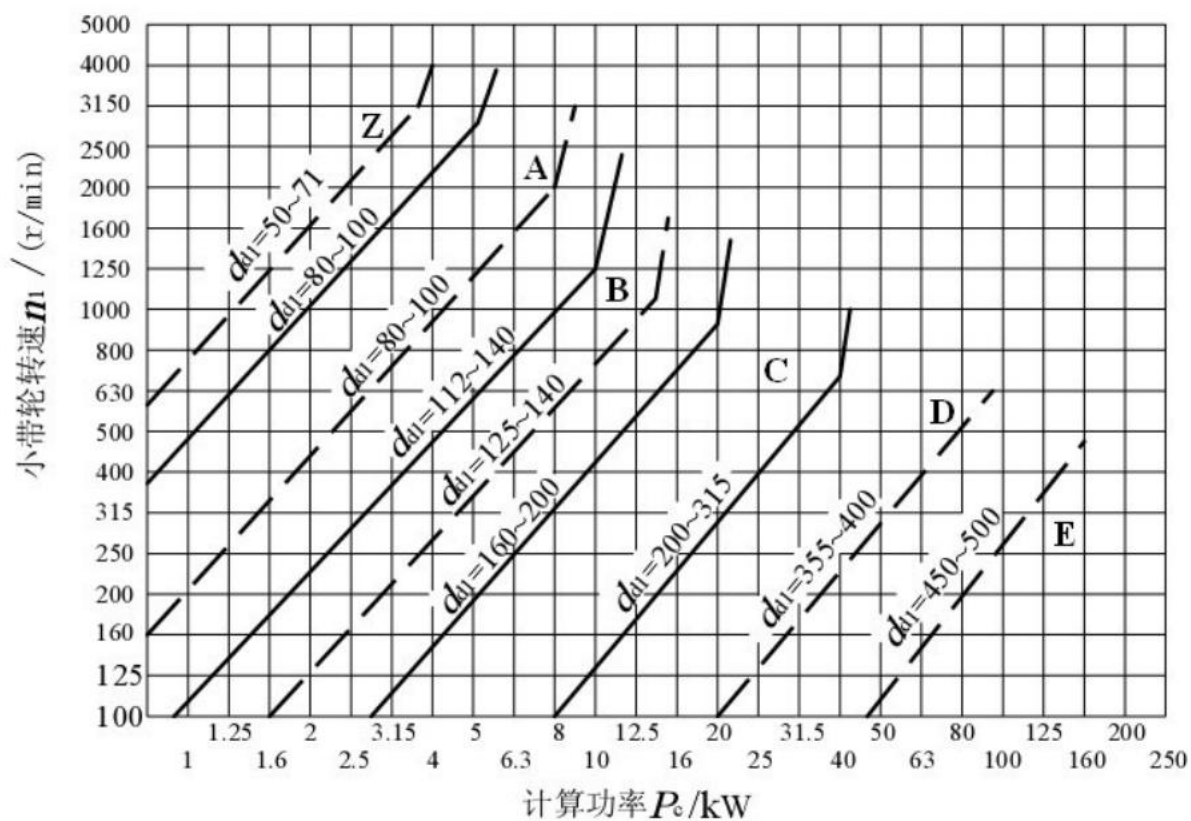
表10-7 工作情况系数  $K_A$

工况	适用范围	载荷类型					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天工作时间/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载 荷 变 动 微小	液体搅拌机、通风机和鼓风机 ( $P \leq 7.5\text{kW}$ )、离心机水泵和压缩机、轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载 荷 变 动 较小	带式输送机 (不均匀载荷)、通风机 ( $P > 7.5\text{kW}$ )、发电机、金属切削机床、印刷机、冲床、压力机、旋转筛、木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载 荷 变 动 较大	制砂机、斗式提升机、往复式水泵和压缩机、起重机、摩擦机、冲剪机床、橡胶机械、振动器、纺织机械、重型输送机、木材加工机械	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载 荷 变 动 很大	破碎机、摩擦机、卷扬机、橡胶压延机、压出机	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6



## 2. 选定V带的型号

根据计算功率和小带轮的转速，按图10-10选择普通V带的型号。





### 3. 确定带轮的基准直径

为降低带的弯曲应力，小带轮的基准直径 $d_1$ 应大于或等于该型号带轮的最小直径 $d_{\min}$ 。

大轮直径由公式  $d_2 = d_1 \frac{n_1}{n_2}$  算，并圆整，取标准系列值。

表10-3 V带轮最小直径及标准直径系列

V带型号	Y	Z	A	B	C	D	E
最小直径 $d_{\min}$	20	50	75	125	200	355	500
基准直径系列	22,22.4,25,28,31.5,35.5,40,45,50,56,63,71,75,80,90,95,100,106,112,118,125,132,140,150,160,170,180,200,212,224,236,250,265,280,300,315,355,375,400,425,450,475,500,530,560,600,630,670,710,750,800,900,1000						



#### 4、验算带速 $v$

$$\text{带速} \quad v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \quad \text{m/s}$$

$v$ 不能太大也不能太小，一般 $v$ 应在5~25m/s范围内。

#### 5、计算中心距和带长

初定中心距：如果中心距未给出，可按下式初选中心距 $a_0$

$$0.7(d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1 + d_2)$$

确定带长：初定带长 $L_0$ 可按下列几何长度计算公式求得

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$$

根据初定的 $L_0$ 由表10-2选取相近的基准长度 $L_d$ 。传动的实际中心距可近似按下式确定：

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$$





## 6、验算小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ$$

对于V带，一般要求 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ，否则，应增大中心距或加张紧轮。

## 7、确定V带的根数

$$z \geq \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

为了使每根V带受力均匀，带的根数不宜太多，通常取带的根数小于10根。



## 8、计算初拉力 $F_0$

初拉力  $F_0$  的大小对带传动的正常工作及寿命影响很大。初拉力不足，易出现打滑；初拉力过大，则V带寿命降低，压轴力增大。

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \quad N$$

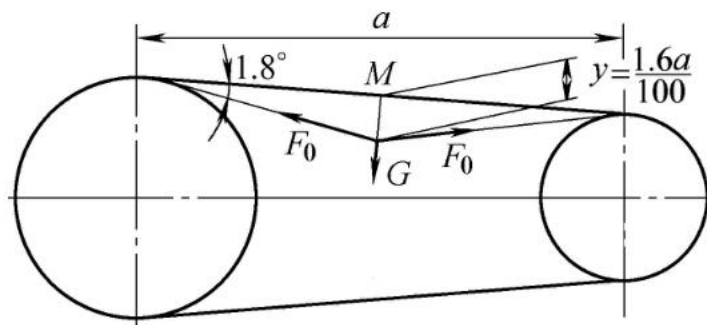
式中  $P_c$ ——计算功率，kW；

$Z$ ——V带的根数；

$v$ ——V带速度，m/s；

$K_\alpha$ ——包角修正系；

$q$ ——V带每米长质量，kg/m。

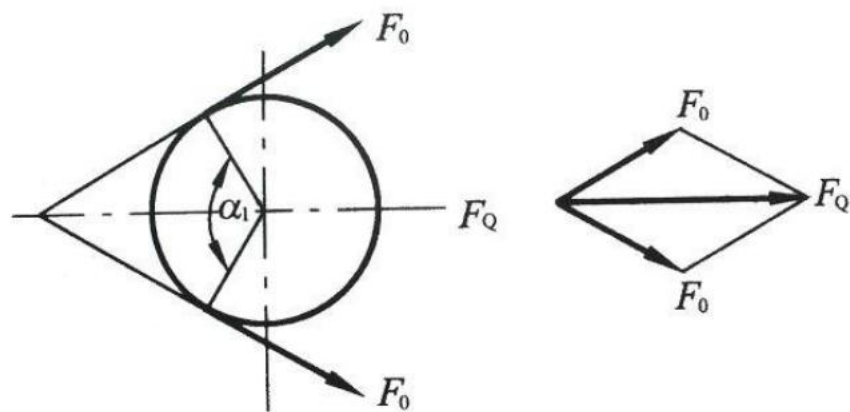


由于新带易松弛，所以对于非自动张紧的带传动，安装新带时的初拉力应为上述初拉力的1.5倍。



## 9、计算轴压力

V带作用在轴上的压力 $F_Q$ 一般可近似按两边的初拉力 $F_0$ 的合力来计算。



$$F_Q = 2Z F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



## 10. 带轮结构的设计

带轮结构的设计根据带轮槽型、槽数、基准直径和轴的尺寸确定。参见本章10.4节部分或有关机械设计手册。

**【例 10-1】** 设计一带式输送机的普通 V 带传动。原动机为 Y112M-4 异步电动机，其额定功率  $P=4\text{kW}$ ，满载转速  $n_1=1440\text{ r/min}$ ，从动轮转速  $n_2=470\text{ r/min}$ ，单班制工作，载荷变动较小，要求中心距  $a\leq 550\text{ mm}$ 。

解. (1) 确定计算功率  $P_c$

由表 10-7 查的  $K_A=1.1$ ，故

$$P_c = K_A P = 1.1 \times 4 = 4.4\text{ kW}$$

(2) 选择带型

根据  $P_c=4.4\text{kW}$  和  $n_1=1440\text{ r/min}$ ，由图 10-9 初步选定 A 型 V 带。

(3) 选取带轮基准直径  $d_{d1}$  和  $d_{d2}$

由表 10-3 取  $d_{d1}=100\text{ mm}$ ，按公式计算大带轮基准直径  $d_{d2}$

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = \frac{1440}{470} \times 100 = 306\text{ mm}$$



由表 10-3 取直径系列值,  $d_{d2} = 315\text{mm}$ , 则实际传动比  $i$ 、从动轮的实际转速分别为

$$i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{315}{100} = 3.15$$

$$n_2' = \frac{n_1}{i} = \frac{1440}{3.15} \approx 457\text{r/min}$$

从动轮的转速误差率为

$$\frac{457-470}{470} \times 100\% \approx -2.8\%$$

在  $\pm 5\%$  以内, 符合要求。

(4) 验算带速  $v$

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \approx \frac{3.14 \times 100 \times 1440}{60 \times 1000} = 7.54\text{m/s}$$

带速  $v$  在  $5 \sim 25\text{m/s}$  范围内, 故合适。



(5) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$

由式 (10-13) 初定中心距  $a_0 = 450\text{mm}$  符合下式:

$$\begin{aligned} 0.7(d_{d1} + d_{d2}) &< a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2}) \\ &= 0.7 \times (100 + 315)\text{mm} < a_0 < 2 \times (100 + 315)\text{mm} \end{aligned}$$

由式 (10-14) 的带长

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 450 + \frac{3.14}{2} \times (100 + 315) + \frac{(315 - 100)^2}{4 \times 450} \\ &= 1578\text{mm} \end{aligned}$$

由表 10-2 查的 A 型带基准长度  $L_d = 1600\text{mm}$ , 计算实际中心距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 450 + \frac{1600 - 1578}{2} = 461\text{mm}$$

取  $a = 460\text{mm}$



## 6. 验算小带轮包角 $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{a2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 100}{460} \times 57.3^\circ \approx 153.2^\circ > 120^\circ$$

包角合适。

## 7. 确定带的根数 $z$

由表 10-4、表 10-5 查得,  $P_0 = 1.31 \text{ kW}$ ,  $\Delta P_0 = 0.17 \text{ kW}$ 。

由表 10-6 查得,  $K_\alpha = 0.926$ 。

由表 10-2 查得,  $K_L = 0.99$ 。

由式 (10-17) 得

$$z \geq \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} = \frac{4.4}{(1.31 + 0.17) \times 0.926 \times 0.99} = 3.25$$

取  $z = 4$  根。

## 8. 确定初拉力 $F_0$

由式 (10-18) 计算单根普通 V 带的初拉力



$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{500P_c}{zv} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \frac{500 \times 4.4}{4 \times 7.54} \left( \frac{2.5}{0.926} - 1 \right) + 0.1 \times 7.54^2 \\ &\approx 129.7\text{N} \end{aligned}$$

### 9. 计算作用在轴上的压力 $F_Q$

由式 (10-19) 得

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 129.7 \times \sin \frac{153.2^\circ}{2} \approx 1009\text{N}$$

### 10. 带轮的结构设计

按本章 10.4 节内容进行设计 (设计过程及带轮零件工作图略)





### 10.4.1 V带轮的要求

对于V带轮设计的主要要求是：

- (1) 质量轻、结构工艺性好。
- (2) 无过大的铸造内应力。
- (3) 质量分布较均匀，转速高时要进行动平衡试验。
- (4) 轮槽工作面表面粗糙度要合适，以减少带的磨损。
- (5) 轮槽尺寸和槽面角保持一定的精度，以使载荷沿高度方向分布

### 10.4.2 V带轮的材料

带轮的材料以铸铁为主，常用牌号为HT150、HT200。铸铁带轮允许的最大圆周速度为25m/s，速度高于25m/s时，可采用铸钢或钢板冲压后焊接，小功率时可用铝合金或工程塑料。



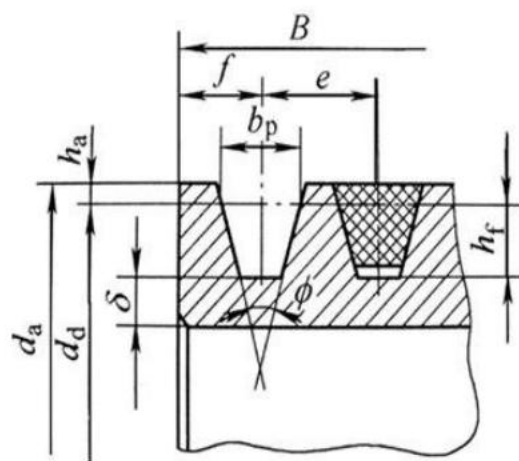
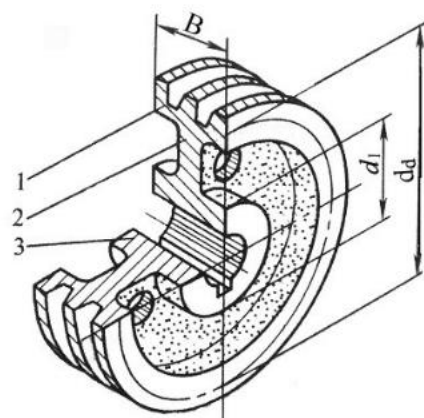
### 10.4.3 V带轮的结构

如图所示，V带轮由轮缘1、轮辐2、轮毂3三部分组成。轮缘是安装传动带的部分，轮毂是与轴配合的部分，轮辐是连接轮缘和轮毂的部分。

V带轮的典型结构有四种：实心式、腹板式、孔板式、轮辐式。其结构形式可根据带轮基准直径的大小来选择。

为保证变形后V带仍能够与带轮的两侧面很好的接触，带轮的槽角一般小于带的楔角，一般为 $32^\circ$ 、 $34^\circ$ 、 $36^\circ$ 和 $38^\circ$ 。

带轮的技术要求有：轮槽工作面不应有砂眼、气孔，轮辐及轮毂不应有缩孔及较大凹陷，轮槽棱边要倒圆或倒钝。带轮顶圆的径向圆跳动和轮缘两侧面的端面圆跳动按公差等级IT11选取。



# 10.5 带传动的张紧、安装和维护

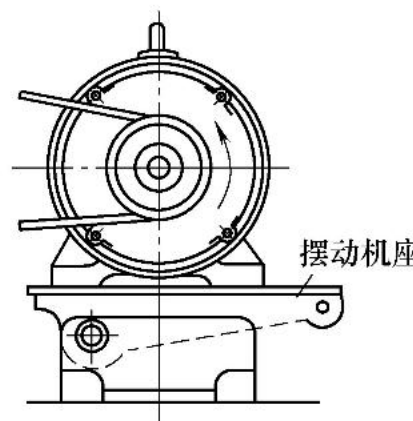
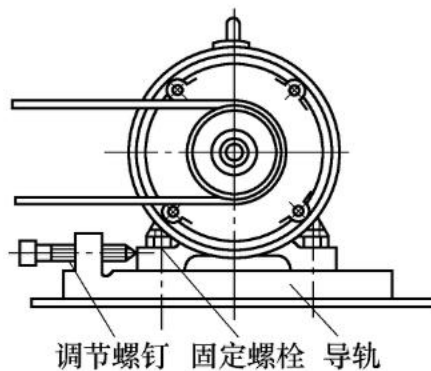
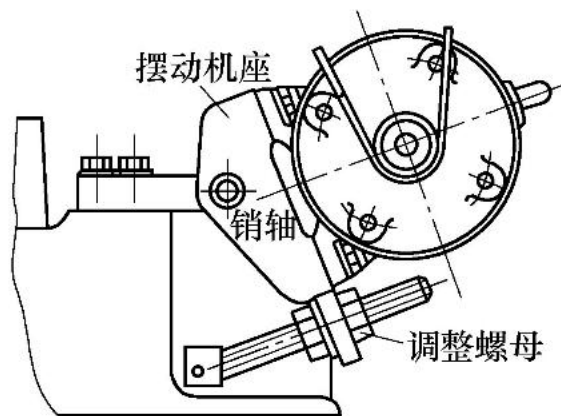


## 10.5.1 带传动的张紧装置

由于V带工作一段时间后，会因永久性伸长而松弛，影响带传动的正常工作。为了保证带传动具有足够的工作能力，应采用张紧装置来调整带的张紧力。

调整中心距 ①定期张紧（定期调整中心距）

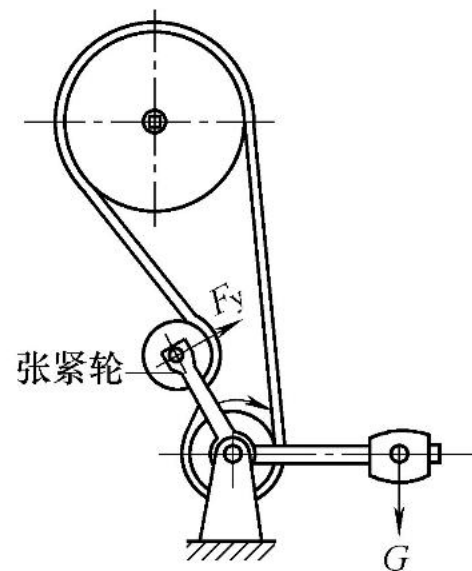
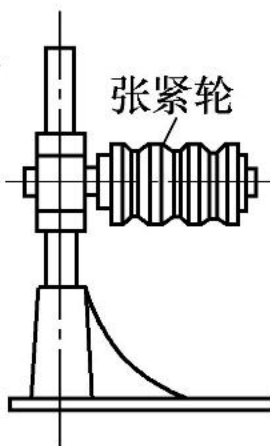
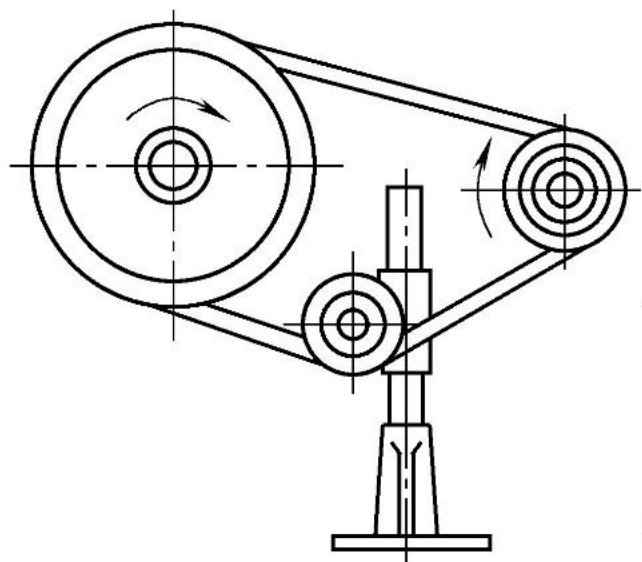
②自动张紧（靠自重）





利用张紧轮使带张紧 ①定期张紧

②自动张紧





## 11.5.2 带传动的安装与维护

### 1. 安装时的注意事项

(1) 安装时，两轴线应平行，一般要求两带轮轴线的平行度误差小于 $0.006a$ （ $a$ 为中心距），两轮相对应轮槽的中心线应重合，以防带侧面磨损加剧。

(2) 装拆时不能硬撬，以免损伤带。应先缩短中心距，将V带装入轮槽，然后再调整中心距并张紧带。

(3) 安装时，带的松紧应适当。一般应按规定的初拉力张紧，可用测量力装置检测，业可用经验法估算。经验法又称为大拇指下压法。即用大拇指压带的中部，张紧程度以大拇指能按下 $10 \sim 15\text{mm}$ 为宜。见图 10-16。

(4) 水平布置时应使带的松边在上，紧边在下。

(5) V带在带轮槽中应处于正确位置，见图 10-17，过高或过低都不利于带的正常工作。

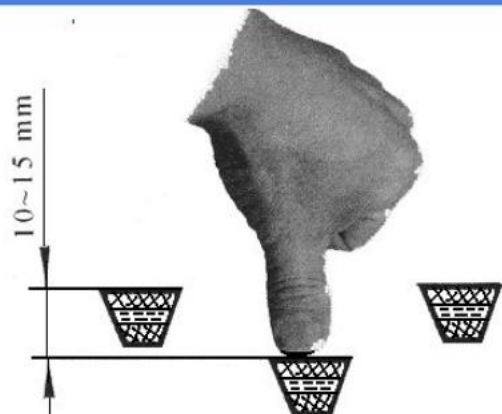
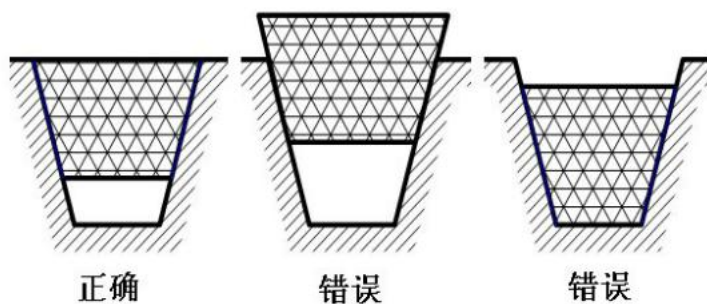


图10-16 大拇指指下压法测带的张紧程度图



10-17 带在带轮槽中的位置

## 2. 使用时的注意事项

- (1) 带应避免与酸、碱、油等有机溶剂接触，使用时防止润滑油流入带与带轮的工作面，工作温度一般不超过 $60^{\circ}\text{C}$ 。
- (2) 为了确保安全，应加装防护罩。
- (3) 定期检查带的松紧，检查带是否出现疲劳现象，如发现V带有疲劳撕裂现象，应及时更换全部V带，切忌新旧V带混合使用。



## 11.1 概 述

### 11.1.1 链传动的组成、特点和应用

链传动是一种常见的机械传动形式，它借助于中间挠性体（链条）来传递运动和动力的一种挠性传动，兼有带传动和齿轮传动的特点。

链传动由主动链轮1、从动链轮3和绕在链轮上的中间挠性件链条2组成，靠链条与链轮轮齿的啮合来传递平行轴间的运动和动力。



## 特点和应用

- ①没有弹性滑动和打滑，平均传动比准确；
- ②效率高；
- ③轴上受力小；
- ④能在较恶劣的环境下工作；
- ⑤具有中间挠性件，可缓和冲击，吸收振动，并适用于大中心距传动；
- ⑥瞬时传动比和链速变化，故传动平稳性差、工作时冲击和噪声较大；
- ⑦磨损后易发生脱链；
- ⑧只能用于平行轴间的传动。

链传动在矿山、冶金、轻工、化工、运输等机械设备中应用广泛。主要用于中心距较大、只要求平均传动比准确或工作环境恶劣的传动，一般布置在低速级。



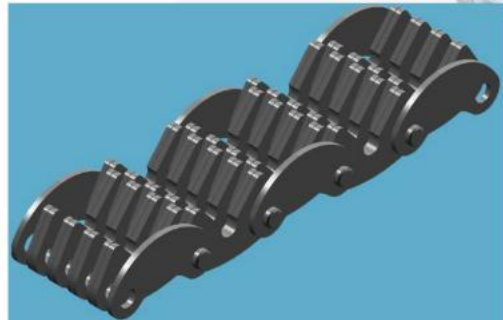
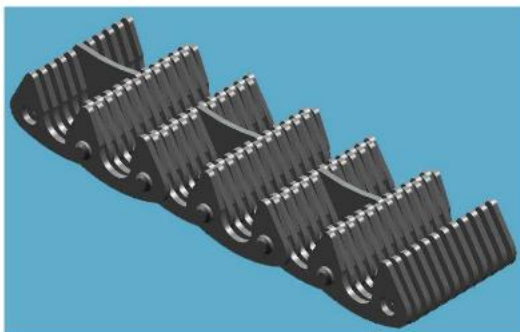
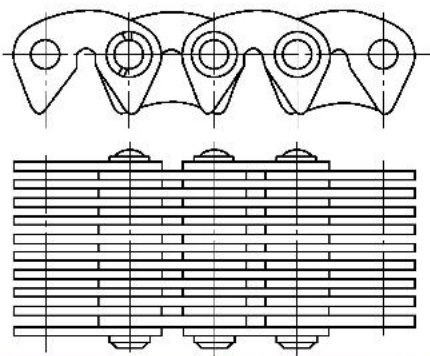
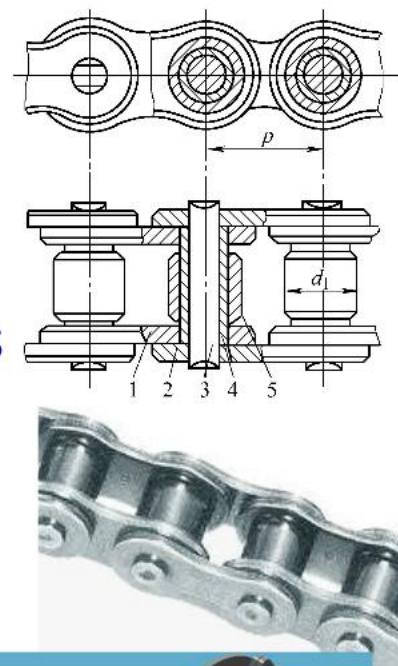


## 11.1.2 链传动的类型

按用途链可分为传动链、牵引链和起重链。

按结构的不同传动链主要有滚子链和齿形链。

滚子链运动不均匀，适用于轻载低速传动；齿形链传动平稳、噪声小，但价格较贵，适用于高速重载传动。



# 11.2 滚子链和链轮

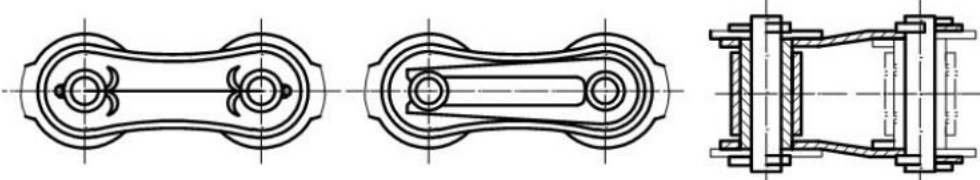
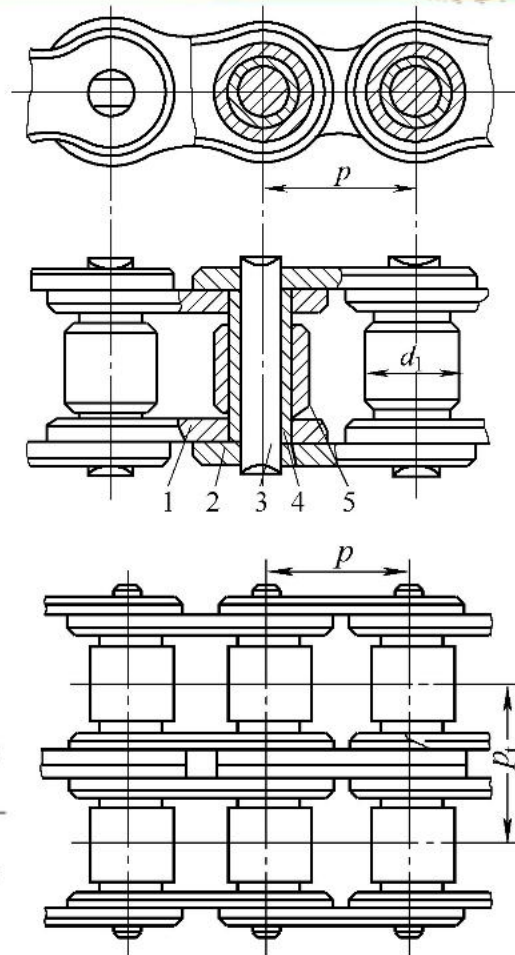


## 11.2.1 滚子链的结构

套筒滚子链由内链板1、外链板2、销轴3、套筒4和滚子5组成。

套筒滚子链上相邻两销轴中心的距离称为节距，用  $p$  表示。

链条的长度以节数来表示，链节数常取偶数，奇数节时须采用过渡链节。





## 11.2.2 滚子链的标准

滚子链已经标准化，分为A、B两种系列。A级链用于重载、高速和重要的链传动；B级链用于一般传动。国际上链节距采用英制单位，我国标准中规定链节距采用米制单位。

按国标规定滚子链的标记方法为：

链号—排数×链节数 国家标准代号。例如：A系列滚子链，节距为19.05mm，双排，链节数为100，其标记为

12A—2×100 GB/T 1243—1997



### 11.2.3 链轮

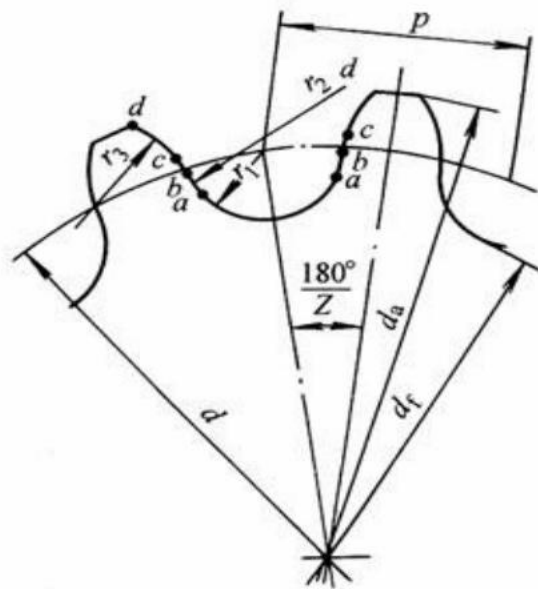
对链轮齿形的基本要求是：链条滚子能平稳、自由地进入啮合和退出啮合；啮合时滚子与齿面接触良好；齿形应简单，便于加工。

链轮的端面齿形如图所示

分度圆直径

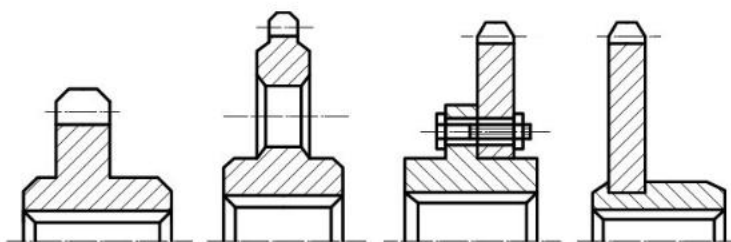
$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

链轮齿应具有足够的强度和耐磨性，故齿面多经热处理。小链轮的啮合次数比大链轮的啮合次数多，所受冲击力也大，所以材料一般优于大链轮。常用的链轮材料为中碳钢（35、45钢），不重要的场合则用Q235A、Q275A钢，重要的链轮可采用合金钢。





**链轮结构型式：**实心式、孔板式、组合式、轮辐式。





## 11.3.1 链传动的运动特性

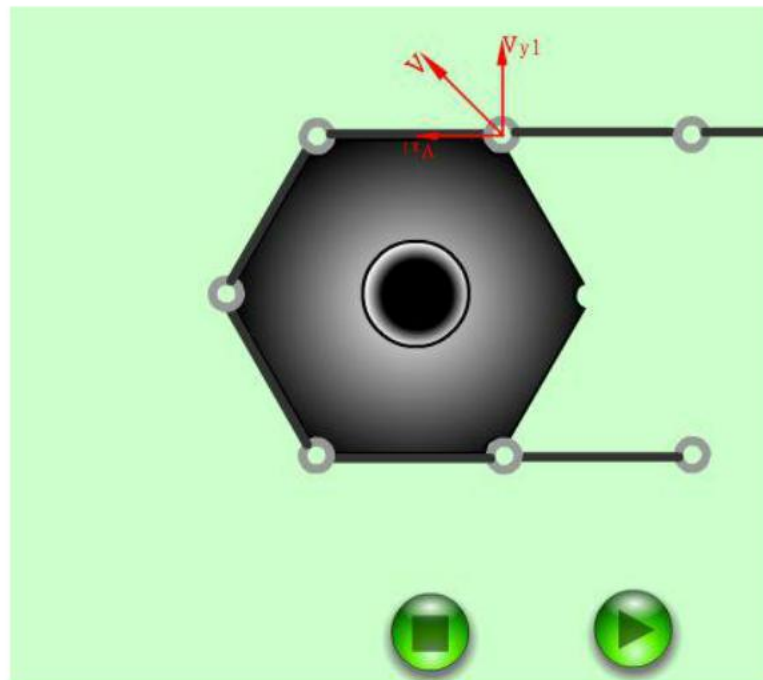
在链传动中，链条包在链轮上如同包在两正多边形的轮子上。正多边形的边长等于链条的节距  $p$ 。

链的平均速度为：

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000} \quad m/s$$

链的平均传动比为：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \text{常数}$$





实际上，平均传动比的瞬时值是按每一链节的啮合过程做周期性变化的。链传动工作时不可避免地会产生振动、冲击及附加动载荷，使传动不平稳，因此链传动不适用于高速传动。

## 11.3.2 链传动主要参数的选择

### (一) 链轮齿数及传动比

**链轮齿数：**为使链传动的运动平稳，小链轮齿数不宜过少，对于滚子链，可按链速选取 $z_1$ ，然后按传动比确定大链轮齿数。 $z_2 = iz_1$ ，一般 $z_2$ 不宜大于120，过多易发生跳齿和脱链现象。一般链条节数为偶数，而链轮齿数最好选取奇数，这样可使磨损较均匀。

**滚子链的传动比：**通常小于6，推荐 $i=2 \sim 3.5$ 。若传动比过大，则链条在小链轮上的包角过小，小链轮同时参与啮合的齿数就会过少，从而使链齿磨损加快；传动比过大，还会使传动装置外廓尺寸加大。



## (二) 中心距

若链传动中心距过小，则小链轮上的包角也小，同时啮合的链轮齿数也减少；若中心距过大，则易使链条抖动。一般可取中心距  $a=(30\sim 50)p$ ，最大取  $a_{\max}=80p$ 。

## (三) 链的节距

链节距是链传动中最重要的参数，链的节距越大，其承载能力越高，传动的不均匀性、附加载荷和冲击也越大。因此，设计时应尽可能选用较小的链节距，高速重载时可选用小节距多排链。

链条长度用链节数表示，按带长的公式可导出

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$$

由此算出的链的节数，须圆整为整数，最好取为偶数。





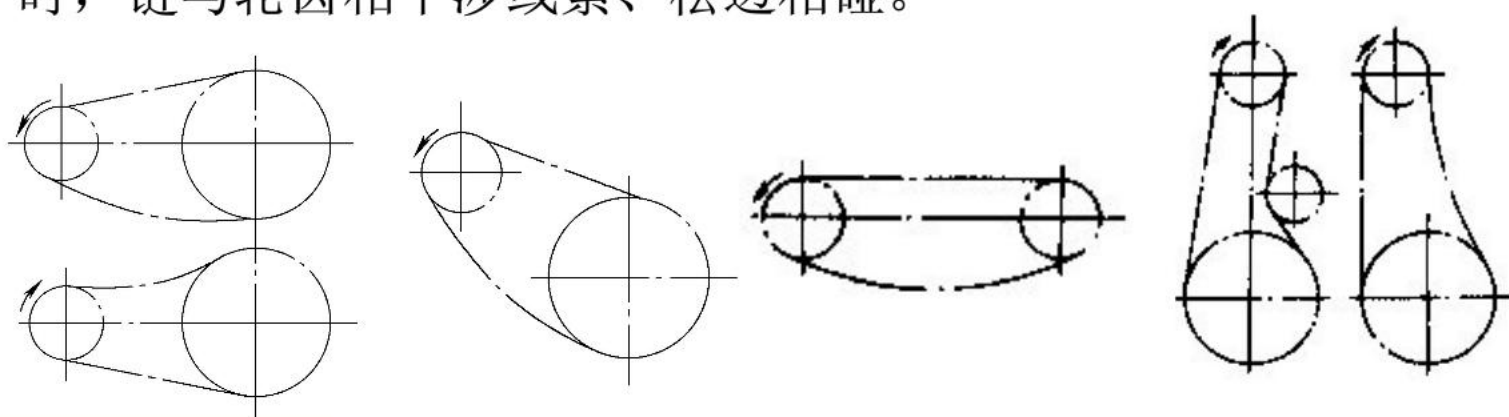


## 11.4.1 链传动的布置

布置链传动时应注意：

(1) 为保证链条与链轮正确啮合，要保持两轮轴线平行及两轮的运动平面处在同一铅垂平面内，运动平面一般不允许布置在水平面或倾斜面内，否则容易引起脱链和不正常磨损。

(2) 尽量使两轮中心连线水平或接近水平，中心连线与水平线夹角最好不要大于 $45^\circ$ ，并使松边在下，以免松边垂度过大时，链与轮齿相干涉或紧、松边相碰。

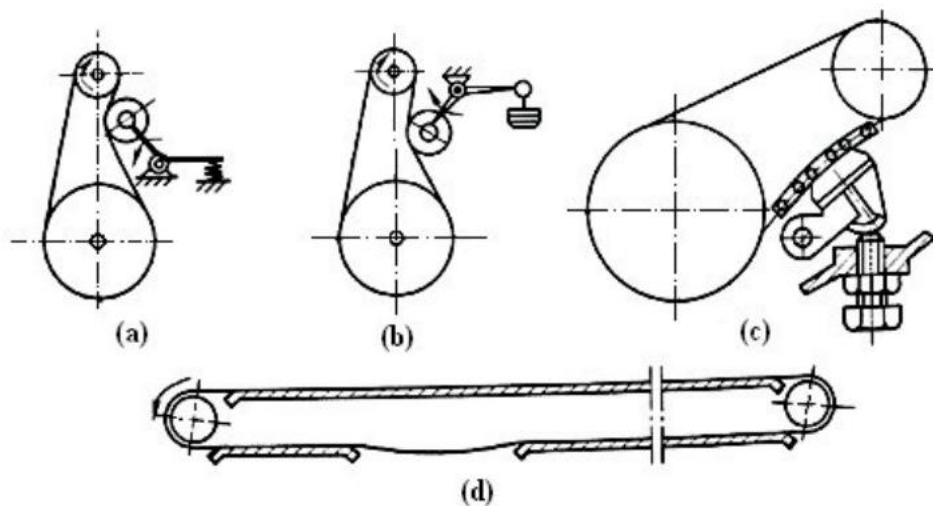




## 11.4.2 链传动的张紧

链条张紧的目的是为了避免垂度过大时产生啮合不良、松边颤抖和跳齿等现象。同时也是为了增加链条和链轮的啮合包角。通常采用的张紧方法有：

- (1) 调整中心距
- (2) 采用张紧轮

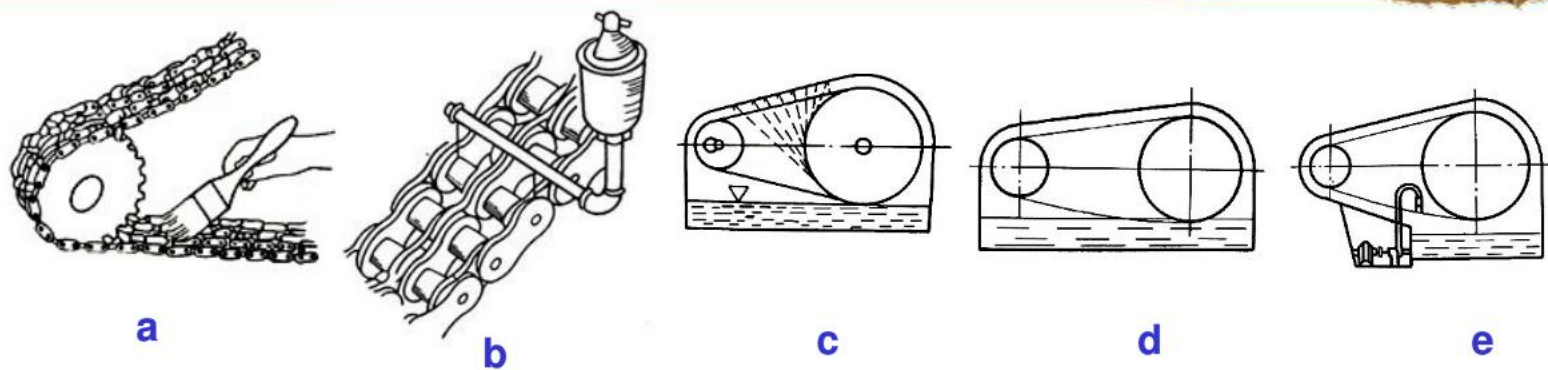




## 11.4.3 链传动的润滑

表11-2 滚子链传动常用的润滑方法

润滑方式	润滑方法	供油量
人工润滑	用刷子或油壶定期在链条松边内外链板间隙中注油	每班注油一次
滴油润滑	具有简单外壳，油杯滴油	单排链每分钟供油 5 ~ 20 滴，速度高时取大值
油浴润滑	采用密封外壳，链条从油池中通过	链条浸油深度 6 ~ 12mm，视链速而定
飞溅润滑	采用密封外壳，在链轮侧边安装甩油盘飞溅润滑。甩油盘圆周速度 $v > 3\text{m/s}$ 。当链条宽度大于 125mm 时，链轮两侧各装一个甩油盘。	链条不得浸入油池，甩油盘浸油深度 12 ~ 15mm
压力喷油润滑	采用密封外壳，油泵供油，循环油可起润滑和冷却作用，喷油口设在链条啮入处。	每个喷油口供油量可根据链节距及链速的大小查阅有关机械设计手册



(a) 人工润滑； (b) 滴油润滑； (c) 油浴润滑； (d) 飞溅润滑； (e) 压力喷油润滑

润滑油推荐采用牌号为**L—AN32**、**L—AN46**、**L—AN68**的全损耗系统用油，温度低时选取前者。对于开式及重载低速的链传动，可在润滑油中加入**MoS<sub>2</sub>**、**WS<sub>2</sub>**等添加剂。对于不使用润滑油的场合，允许涂抹润滑脂，但应定期清洗与涂抹。采用喷镀塑料的套筒或粉末冶金制作的含油筒，因而有自润滑作用，允许不加润滑油。



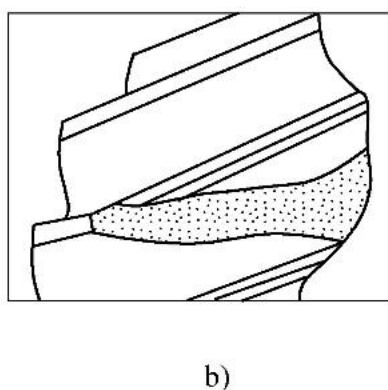
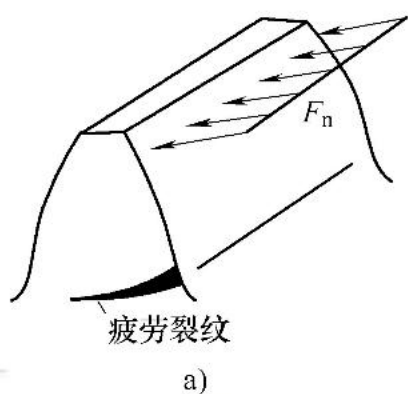
## 12.1 轮齿的失效形式和设计准则

### (一) 轮齿折断

**疲劳折断：**齿根在循环变化的弯曲应力的作用下，产生疲劳裂纹，裂纹不断扩展，最终导致齿根弯曲疲劳折断。

**过载折断：**轮齿过载或受冲击载荷作用时，突然弯曲折断。  
直齿轮易发生**全齿折断**，斜齿轮易发生**局部折断**。

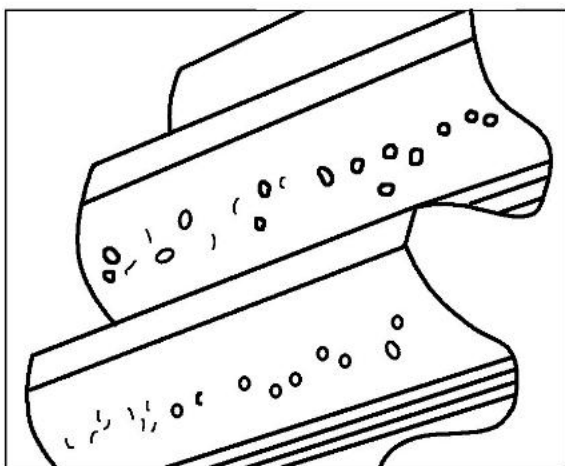
■ **抗折断措施：**采用韧性材料，提高制造精度，降低齿根应力集中，避免过载和冲击等。





## (二) 齿面点蚀

轮齿工作时，齿面接触应力是按脉动循环变化的。当这种交变接触应力重复次数超过一定限度后，轮齿表层或次表层就会产生不规则的细微的疲劳裂纹，疲劳裂纹蔓延扩展使金属脱落而在齿面形成麻点状凹坑，即为齿面点蚀。





轮齿在啮合过程中，因为在节线处同时啮合齿对数少，接触应力大，且在节点处齿廓相对滑动速度小，油膜不易形成，摩擦力大，所以点蚀大多出现在靠近节线的齿根表面上。

对于软齿面（齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ）的闭式齿轮传动常因齿面疲劳点蚀而失效。



■ **抗点蚀措施：**提高齿面硬度和齿面加工精度；选用黏度合适的润滑油等。

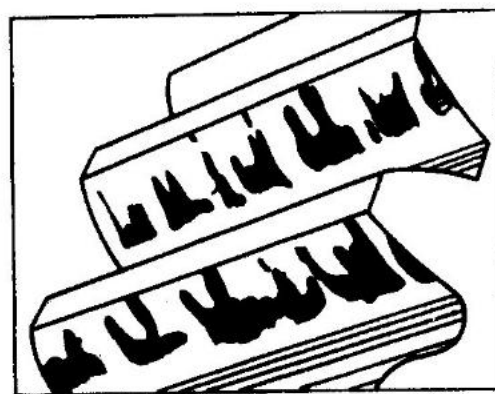
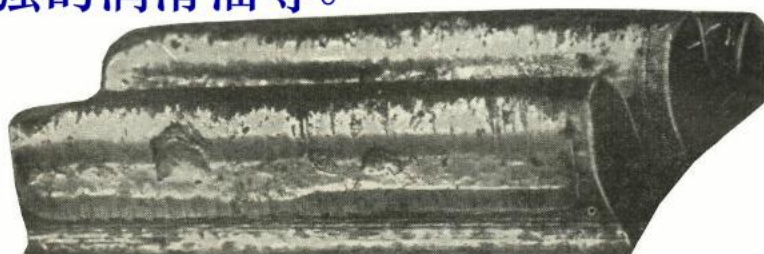


### (三) 齿面胶合

对于重载、高速齿轮传动，因啮合区产生很大的摩擦热，导致局部温度过高，使润滑油膜破裂，接触齿面金属发生粘着，随着齿面的相对运动，使金属从齿面上撕落而引起严重的粘着磨损，这种现象称为齿面胶合。

此外在重载低速齿轮传动中，由于局部齿面啮合处压力很高，且速度低，不易形成油膜，使接触表面膜被刺破而粘着，也产生胶合破坏，称之为冷胶合。

■抗胶合措施：提高齿面硬度，减小齿面粗糙度和齿轮模数，采用抗胶合能力强的润滑油等。



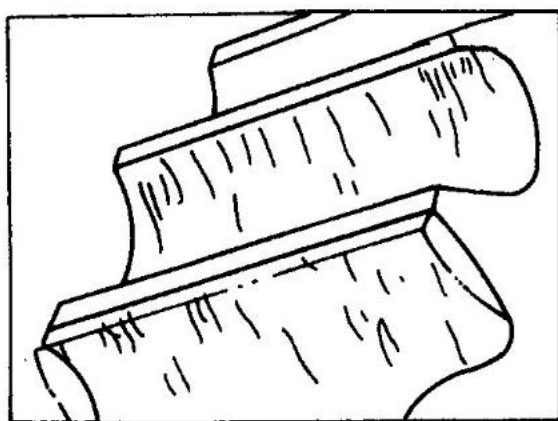




#### (四) 齿面磨损

当轮齿工作面间落入灰尘、硬屑等磨料物质时，会引起齿面磨损。磨损后，正确齿廓形状遭到破坏，引起冲击、振动和噪声且齿厚减薄，最后导致轮齿因强度不足而折断。磨损是开式齿轮传动的主要失效形式。

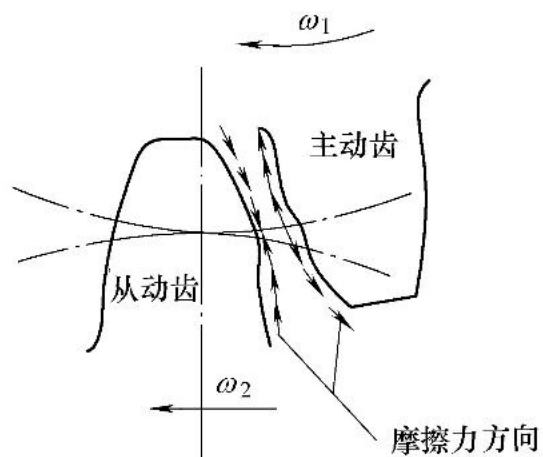
■抗磨损措施：提高齿面硬度，改善密封和润滑条件，采用减摩性好的润滑油等。





## (五) 齿面塑性变形

齿面较软的轮齿，载荷及摩擦力又很大时，轮齿在啮合过程中，齿面表层的材料就会沿着摩擦力的方向产生局部塑性变形，使齿廓失去正确的形状，导致失效。



齿面塑性变形是低速、重载软齿面闭式传动的主要破坏形式。

■ 抗塑变措施：提高齿面硬度，采用粘度较大的润滑油等。





## 12.1.2 齿轮传动的设计准则

**闭式齿轮传动：**对软齿面（硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ）齿轮，其主要失效形式是齿面点蚀，其次是轮齿折断，故通常按齿面接触疲劳强度进行设计，然后按弯曲疲劳强度进行校核；对硬齿面（硬度 $> 350\text{HBS}$ ）齿轮，其主要失效形式是轮齿折断，其次是齿面点蚀，此时可按齿根弯曲疲劳强度进行设计，然后再按齿面接触疲劳强度进行校核。

**对于开式齿轮传动：**其主要失效形式是齿面磨损和轮齿折断，因磨损尚无成熟的计算方法，故通常只按轮齿折断进行齿根弯曲疲劳强度设计，并通过适当增大模数的方法来考虑磨损的影响。

齿轮的轮圈、轮幅、轮毂等部位的尺寸，通常仅作结构设计，不进行强度计算。





## 1. 钢

齿轮常用钢材为优质碳素钢、合金钢和铸钢，一般多用锻件或轧制钢材；

较大直径 ( $d > 400 \sim 600 \text{mm}$ ) 的齿轮不宜锻造，需采用铸钢如ZG340-640、ZG40Cr等。因铸钢收缩率大，内应力大故加工前应进行正火或回火处理。

齿轮按照不同的热处理方法所获得的齿面硬度的高低，分为软齿面和硬齿面两类。

(1) 软齿面齿轮 齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ，热处理后切齿。常用材料为45钢、50钢等正火处理或45钢、40Cr、35SiMn等作调质处理。为了使大、小齿轮的寿命接近相等，推荐小齿轮的齿面硬度比大齿轮高30~50HBS，这类齿轮常用于对强度与精度要求不高的传动中。



(2) 硬齿面齿轮 齿面硬度  $> 350\text{HBS}$ ，一般用锻钢经正火或调质后切齿，再作表面硬化处理，最后进行磨齿等精加工。表面硬化的方法可采用表面淬火、渗碳淬火、氮化等。硬齿面齿轮常用的材料为40Cr、20Cr、20CrMnTi、38CrMoAlA等。这类齿轮由于齿面硬度高，承载能力高于软齿面齿轮，常用于高速、重载、精密的传动中。

## 2. 铸铁

铸铁的抗弯和耐冲击性能较差，但价格低廉、浇铸简单，加工方便。主要用于低速、工作平稳、传递功率不大和对尺寸与重量无严格要求的开式齿轮。常用材料有HT300、HT350、QT500-7等。



### 3.非金属材料

对高速、小功率、精度不高及要求低噪音的齿轮传动，常用非金属材料（如夹布胶木、尼龙等）做小齿轮，大齿轮仍用钢或铸铁制造。

设计时应根据工作条件、尺寸大小、毛坯制造及热处理方法等因素综合考虑后选用。

#### 12.2.3 齿面硬度差

热处理后的齿轮表面可分为软齿面（齿面硬度 $\leq 350\text{HBS}$ ）和硬齿面（齿面硬度 $> 350\text{HBS}$ ）两种。调质和正火后的齿面一般为软齿面，表面淬火后的齿面为硬齿面。当大、小齿轮均为软齿面时，由于单位时间内小齿轮应力循环次数多，为了使大、小齿轮的寿命接近相等，推荐小齿轮的齿面硬度比大齿轮高 $30\sim 50\text{HBS}$ ，或更高一些。传动比越大，齿面硬度差就应该越大。当大、小齿轮均为硬齿面时，硬度差宜小不宜大。



### 12.3.1 齿轮传动精度分类

#### 1. 齿轮精度等级

分12级，1级最高，12级最低，常用6~9级。

#### 2. 齿轮精度分类

- 1) 传递运动的准确性精度 (I组公差)
- 2) 传递运动的平稳性精度 (II组公差)
- 3) 载荷分布的均匀性精度 (III组公差)

### 12.3.2 圆柱齿轮传动精度等级选择

根据齿轮传动的用途、工作条件、传递功率和圆周速度的大小及其它技术要求等来选择。在传递功率大、圆周速度高、要求传动平稳、噪声低等场合，应选较高的精度等级；反之，为了降低制造成本，可选较低的精度等级。



## 12.4 直齿圆柱齿轮传动的受力和计算载荷

### 12.4.1 齿轮受力分析

设一对标准齿轮正确安装，齿廓在C点接触，略去  $F_f$  不计，轮齿间的总压力为  $F_n$ ，沿啮合线指向齿面。对  $F_n$  进行分解：

**圆周力**  $F_{t1} = 2T_1 / d_1$

**径向力**  $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha$

**法向力**  $F_{n1} = F_{t1} / \cos \alpha = 2T_1 / d_1 \cos \alpha$

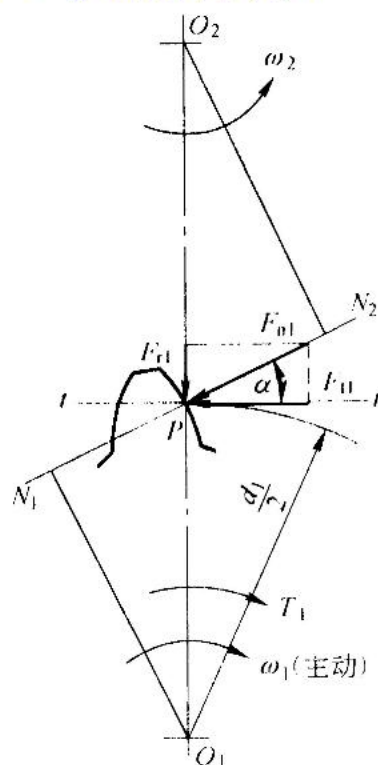
$d_1$  为小齿轮分度圆直径，mm；

$\alpha$  为分度圆压力角；

$T_1$  为小齿轮转矩，N·mm；

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1}$$

$P$  为功率，kw； $n_1$  为小齿轮转速，r/min。





## 主、从动齿轮的受力方向

主动轮 $F_{t1}$ 与 $v_1$ 反向；

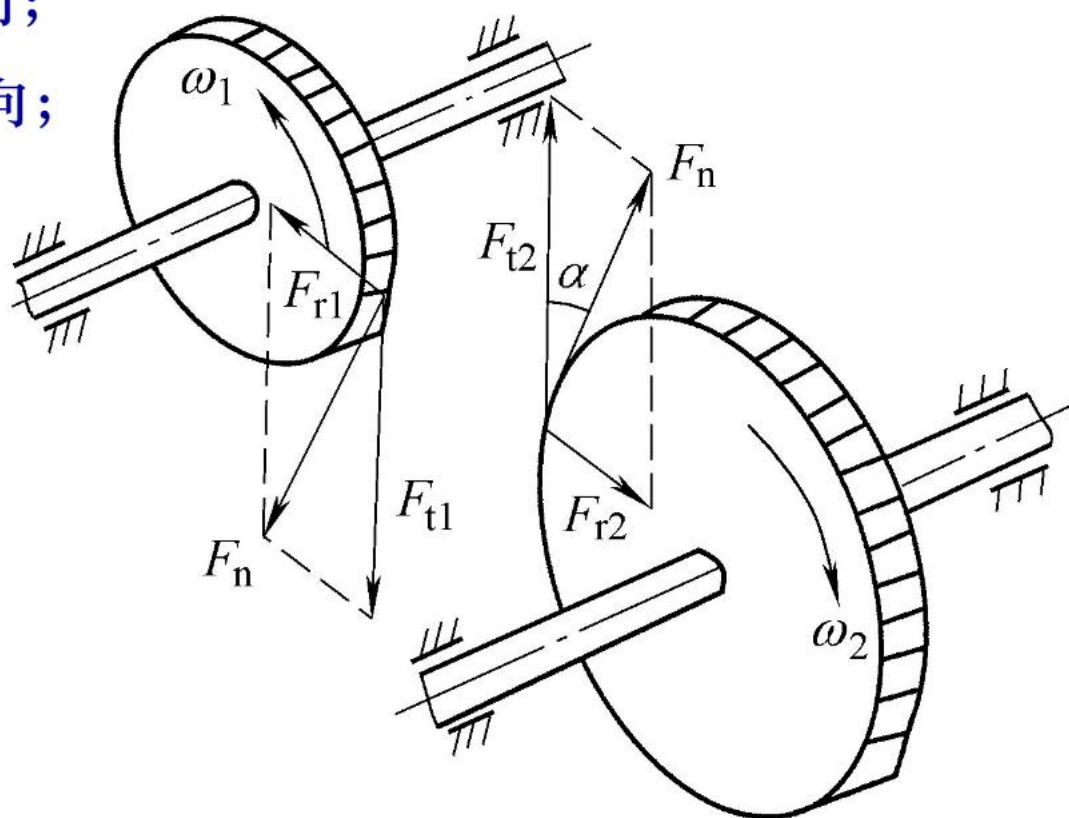
从动轮 $F_{t2}$ 与 $v_2$ 同向；

$F_{r1}$ 指向 $O_1$ ；

$F_{r2}$ 指向 $O_2$ ；

$F_{t1} = -F_{t2}$

$F_{r1} = -F_{r2}$





## 12.4.2 计算载荷

$$F_{nc} = KF_n$$

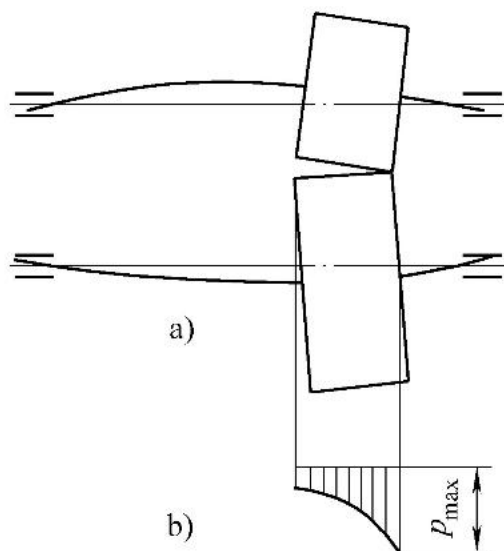
式中， $K$ 为载荷系数，用以考虑以下因素影响：

1) 原动机和工作机的动力特性、轴和联轴器系统的质量和刚度，以及运行状态等外部因素引起的附加动载荷。

2) 齿轮副在啮合过程中，因制造误差及运转速度变化引起的内部附加动载荷。

3) 由于轴的变形和齿轮制造误差等引起载荷沿齿宽方向分布不均性。

4) 同时参与啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀性。





## 载荷系数 $K$

工作机械	载荷特性	原动机		
		电动机	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀加料的运输机和加料机、轻型卷扬机、发电机、机床辅助传动	均匀、轻微冲击	1~1.2	1.2~1.6	1.6~1.8
不均匀加料的运输机和加料机、重型卷扬机、球磨机、机床主传动	中等冲击	1.2~1.6	1.6~1.8	1.8~2.0
冲床、钻床、轧机、破碎机、挖掘机	大的冲击	1.6~1.8	1.9~2.1	2.2~2.4

注：斜齿、圆周速度低、精度高、齿宽系数小、齿轮在两轴承间对称布置时取小值。直齿、圆周速度高、精度低、齿宽系数大、齿轮在两轴承间不对称布置时取大值。

# 12.5 直齿圆柱齿轮传动强度计算



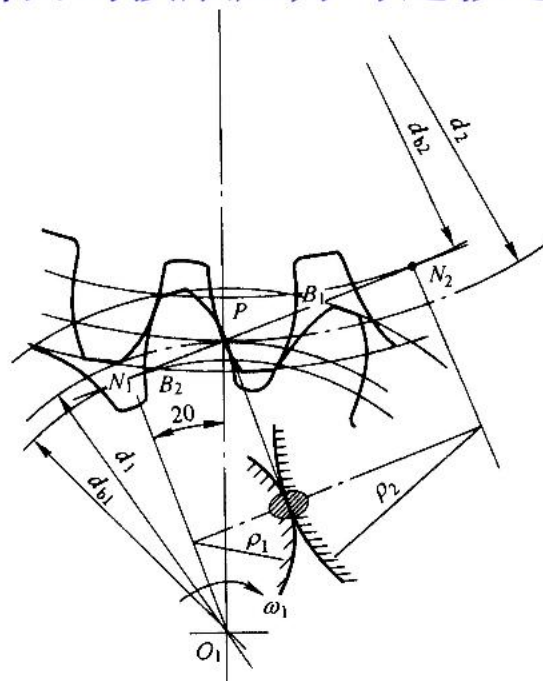
## 12.5.1 齿面接触疲劳强度计算

针对齿面疲劳点蚀失效。

一对渐开线圆柱齿轮在节点处啮合时，其齿面接触状况可近似认为与两圆柱体的接触相当，故其齿面的接触应力可近似地用赫兹公式计算

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b\pi} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}}$$

$\mu$ —泊松比； $E_1, E_2$ —弹性系数；  
 $\rho$ —曲率半径； $b$ —齿宽；  
 $F_n$ —轮齿上的法向力。





齿面疲劳点蚀首先发生在节线附近靠近齿根处，故齿面疲劳强度计算以节点作为计算点，节点曲率半径 $\rho$ 为

$$\rho_1 = \overline{N_1 P} = d_1 \cdot \sin \alpha / 2 \quad \rho_2 = \overline{N_2 P} = d_2 \cdot \sin \alpha / 2$$

两齿轮齿数比  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$

对一对钢制标准齿轮有齿面接触强度校核公式为：

$$\sigma_H = 668 \sqrt{\frac{(u \pm 1)^3 K T_1}{u b d_1^2}} \leq [\sigma_H]$$



如取齿宽系数 $\psi_d = b/a$ ，则可导出设计公式：

$$d_1 \geq 76.433 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)}{\psi_d u [\sigma_H]^2}} \quad [\sigma_H] = \frac{Z_{NT} \sigma_{Hlim}}{S_H}$$

在应用齿面接触疲劳强度计算公式时应注意：

校核式

设计式

$$\sigma_H = 668 \sqrt{\frac{(u \pm 1)^3 KT_1}{ubd_1^2}} \leq [\sigma_H] \quad d_1 \geq 76.433 \sqrt{\frac{KT_1(u \pm 1)}{\psi_d u [\sigma_H]^2}}$$

1) 公式中，“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。

2) 由于一对齿轮啮合时， $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ ，但 $[\sigma_{H1}] \neq [\sigma_{H2}]$ ，故应将两者中的较小值代入公式。

## 12.5.2 齿根弯曲疲劳强度计算

针对轮齿疲劳折断失效。

由齿轮传动受力分析及实践证明，轮齿可看作一悬臂梁。考虑最危险情况，即载荷作用在齿顶，仅由一对轮齿承担，由 $30^\circ$ 切线法确定危险截面。

由工程力学知：

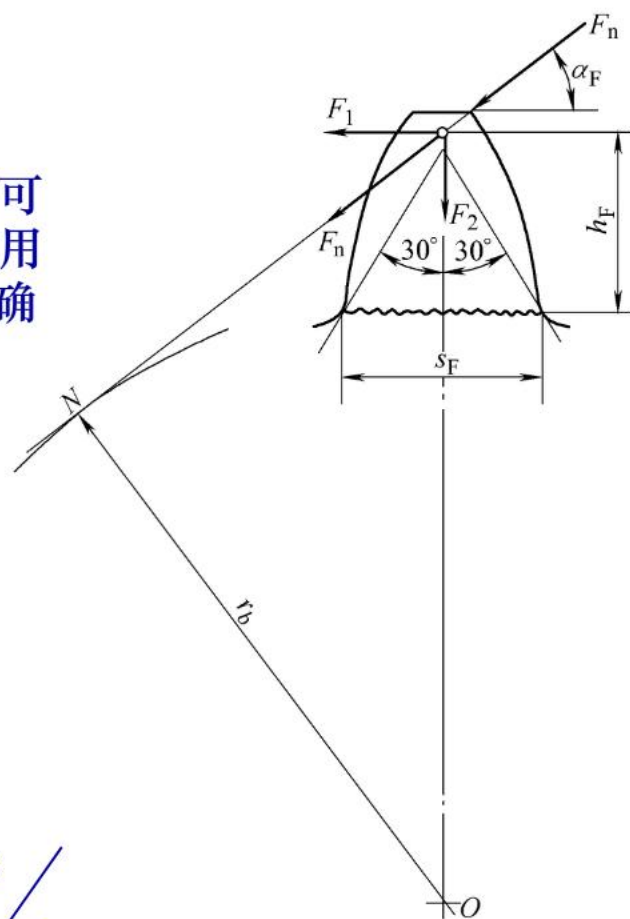
$$\sigma_F = M / W$$

$$F_1 = F_n \cos \alpha_F$$

$$F_2 = F_n \sin \alpha_F$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha$$

$$M = KF_n \cos \alpha_F h_F \quad W = \frac{bS_F^2}{6}$$







将 $M$ 、 $W$ 代入有：

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{6KF_n h_F \cos \alpha_F}{bs_F^2} = \frac{KF_t}{bm} \cdot \frac{6(h_F/m) \cos \alpha_F}{(S_F/m)^2 \cos \alpha}$$

令  $Y_F = \frac{6h_F \cos \alpha_F}{\left(\frac{S_F}{m}\right)^2 \cos \alpha}$  并代入  $F_t = 2T_1/d_1$  得

轮齿弯曲疲劳强度的校核公式：

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F Y_S}{bd_1 m} \leq [\sigma_F]$$

$Y_F$ —齿形系数；  $Y_S$ —应力修正系数  $[\sigma_F]$ 为许用弯曲应力，MPa。



如取齿宽系数 $\psi_d = b/d$ ，则可导出设计公式

$$m \geq 1.26 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_F Y_S}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$$

$$[\sigma_F] = \frac{Y_{NT} \sigma_{Flim}}{S_F}$$

$\sigma_{Flim}$  — 试验齿轮的弯曲疲劳极限；

$S_F$  — 弯曲强度计算的安全系数。

安全系数 $S_H$ 和 $S_F$

安全系数	软齿面 ( $\leq 350\text{HBW}$ )	硬齿面 ( $> 350\text{HBW}$ )	重要的传动、渗碳淬火齿轮或铸铁齿轮
$S_H$	1.0~1.1	1.1~1.2	1.3
$S_F$	1.3~1.4	1.4~1.6	1.6~2.2



在应用齿根弯曲疲劳强度计算公式时应注意：

$$\text{校核式} \quad \sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F Y_S}{bd_1 m} \leq [\sigma_F]$$

$$\text{设计式} \quad m \geq 1.26 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_F Y_S}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$$

- 1) 设计公式中，“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。
- 2) 由于大、小齿轮的齿形系数 $Y_F$ 和许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 是不同的，故进行轮齿弯曲强度校核时，大、小齿轮应分别计算；
- 3) 由于大、小齿轮的比值 $Y_F/[\sigma_F]$ 可能不同，进行设计计算时，应将两者中的较大值代入设计公式，并将求得的 $m$ 后圆整成标准值；



### 直齿圆柱齿轮传动的设计计算步骤

1. 闭式软齿面齿轮传动（硬度 $\leq 350$  HBW）
  - 1) 选择齿轮材料、热处理方式、精度等级及计算许用应力；
  - 2) 合理选择齿轮参数，按接触疲劳强度设计公式算出小齿轮分度圆直径；
  - 3) 计算齿轮的主要尺寸；
  - 4) 校核所设计的齿轮传动的弯曲疲劳强度；
  - 5) 确定齿轮的结构尺寸；
  - 6) 绘制齿轮的工作图。



## 2. 闭式硬齿面齿轮传动（硬度>350 HBW）

- 1) 选择齿轮材料、热处理方式及精度等级；
- 2) 合理选择齿轮参数，按弯曲疲劳强度设计公式求出模数  $m$ ，并按标准模数；
- 3) 计算齿轮的主要尺寸；
- 4) 校核齿面的接触疲劳强度；
- 5) 确定齿轮的结构尺寸；
- 6) 绘制齿轮的工作图。



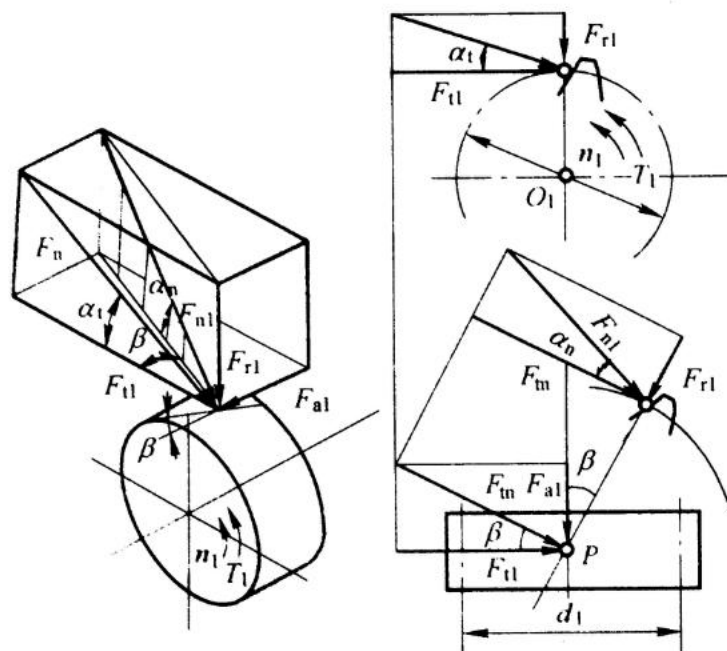
### 3. 开式齿轮传动

- 1) 选择齿轮材料、热处理方式及精度等级，常选钢与铸铁配对；
- 2) 合理选择齿轮参数，按弯曲疲劳强度设计公式求出模数  $m$ ，并加大10%~20%，取标准模数；
- 3) 计算齿轮的主要尺寸；
- 4) 确定齿轮的结构尺寸；
- 5) 绘制齿轮的工作图。



## 12.7.1 斜齿圆柱齿轮轮齿受力分析

如图所示为斜齿圆柱齿轮在节点处的受力情况，若略去齿面间的摩擦力，作用在与齿面垂直的法平面内的法向力可分解为径向力 $F_{r1}$ 、圆周力 $F_{t1}$ 和轴向力 $F_{a1}$ 。



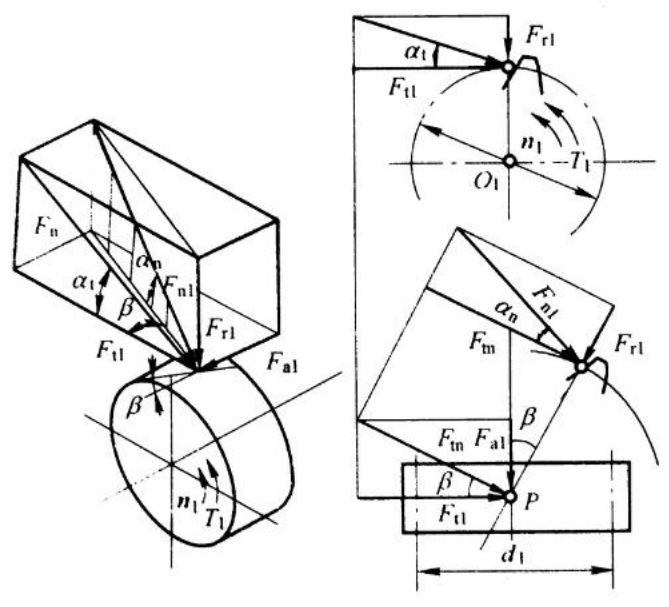


## 作用力大小:

$$\text{圆周力 } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$\text{径向力 } F_{r1} = \frac{F_{t1} \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_{t1} \tan \beta$$



## 作用力方向:

主动轮  $F_{t1}$  与  $v_1$  反向; 从动轮  $F_{t2}$  与  $v_2$  同向;  
 $F_r$  指向各自轮心;

主动轮  $F_{a1}$  用左右手定则判断: 左旋用左手, 右旋用右手, 四指弯曲与主动轮转向一致、大拇指伸直指向轴向力方向。





## 12.7.2 斜齿圆柱齿轮强度计算

### (一) 齿面接触疲劳强度计算

一对钢制标准斜齿圆柱齿轮传动：

校核公式 
$$\sigma_H = 3.17Z_E \sqrt{\frac{(u \pm 1)KT_1}{ubd_1^2}} \leq [\sigma_H]$$

设计公式 
$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{KT_1(u \pm 1)}{\varphi_d u} \left( \frac{3.17Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

式中参数的意义同直齿圆柱齿轮。



## (二) 齿根弯曲疲劳强度计算

斜齿轮的齿根弯曲疲劳强度计算，应按斜齿轮的法面当量直齿圆柱齿轮进行，模数应为法向模数。

校核公式 
$$\sigma_F = \frac{1.6KT_1Y_F Y_S \cos \beta}{bz_1 m_n^2} \leq [\sigma_F]$$

设计公式 
$$m_n \geq 1.173 \sqrt{\frac{KT_1 Y_F Y_S \cos^2 \beta}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]}}$$

注意：  $Y_F, Y_S$  用按当量齿数  $Z_v$  查取



### (三) 参数选择

#### 1. 齿数

斜齿圆柱齿轮不产生根切的最少齿数比直齿轮少，其计算公式为

$$Z_{\min} \geq 17 \cos^3 \beta$$

随着螺旋角 $\beta$ 的增加，不产生根切的最少齿数将减小，取小齿数可得到较紧凑的传动结构。

#### 2. 螺旋角 $\beta$

增大螺旋角 $\beta$ ，可增加重合度，使运动平稳，齿轮承载能力提高；但螺旋角过大，会导致轴向力增加，使轴承及传动装置尺寸也相应增大，同时使传动效率有所降低。一般可取 $\beta=8\sim 20^\circ$ 。对于人字齿轮或两对左右对称配置的斜齿圆柱齿轮，由于轴向力抵消，可取 $\beta=25\sim 40^\circ$ 。



## 12.8 直齿锥齿轮传动



### 12.8.1 直齿锥齿轮传动受力分析

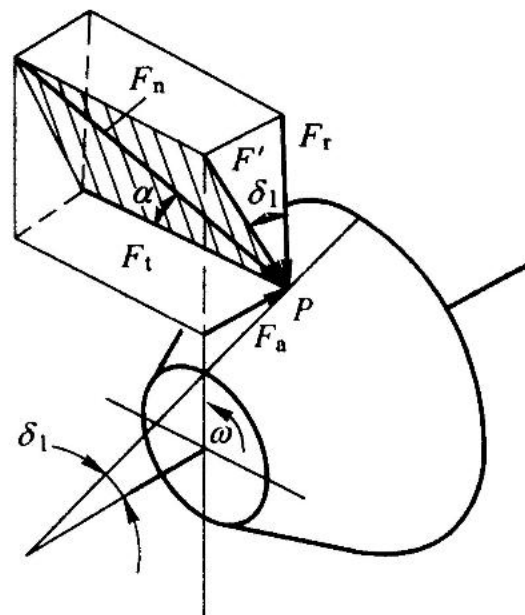
如图所示为直齿圆锥齿轮的受力情况，略去摩擦力，法向力可视为集中作用于分度圆锥齿宽中点处的法向截面内，则法向力可分解为三个分力：

**作用力大小：**

$$\text{圆周力 } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = -F_{t2}$$

$$\text{径向力 } F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1 = -F_{a2}$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1 = -F_{r2}$$





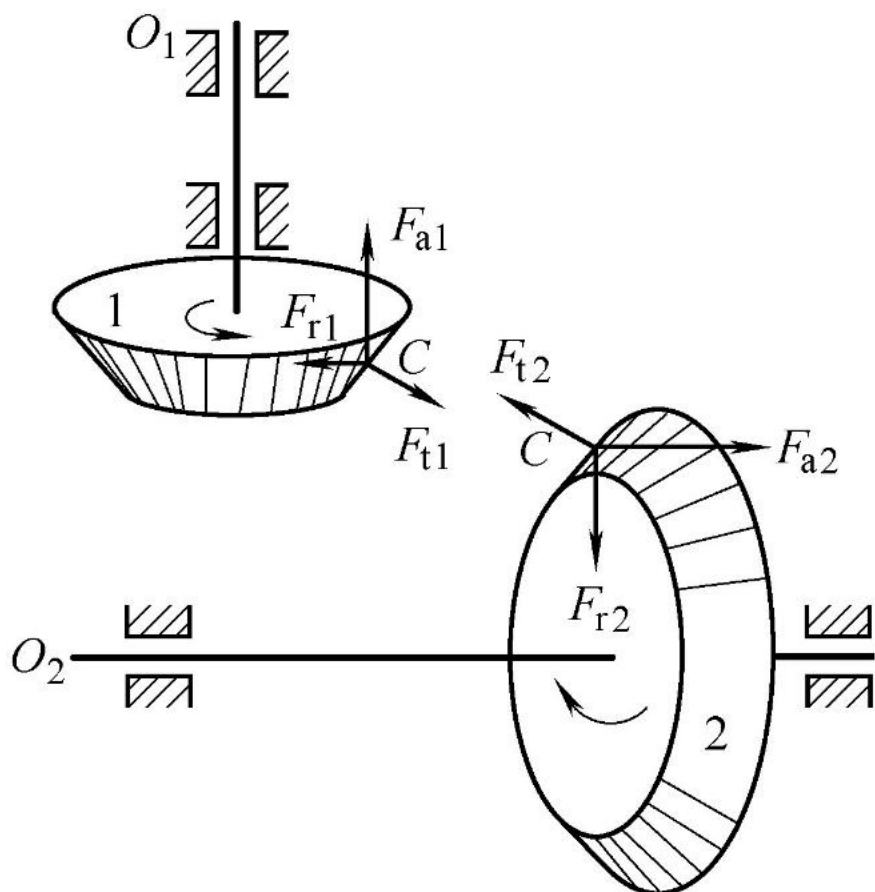
## 作用力方向:

主动轮 $F_{t1}$ 与 $v_1$ 反向;  
从动轮 $F_{t2}$ 与 $v_2$ 同向;  
 $F_r$ 指向各自轮心;  
 $F_a$ 由小端指向大端。

$$F_{t1} = -F_{t2}$$

$$F_{a1} = -F_{r2}$$

$$F_{r1} = -F_{a2}$$





## 12.8.2 强度计算

圆锥齿轮强度计算，一般以齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮作为计算基础。

### (一) 齿面接触疲劳强度计算 ( $\Sigma=90^\circ$ , 钢)

**校核公式:**

$$\sigma_H = \frac{4.98Z_E}{1-0.5\psi_R} \sqrt{\frac{KT_1}{u\psi_R d_1^3}} \leq [\sigma_H]$$

取齿宽系数  $\psi_R = b/R$

**设计公式:**

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left[ \frac{4.98Z_E}{(1-0.5\psi_R)[\sigma_H]} \right]^2 \frac{KT_1}{\psi_R u}}$$



## (二) 齿根弯曲疲劳强度计算

校核公式:

$$\sigma_F = \frac{4KT_1 Y_F Y_S}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 z_1^2 m^3 \sqrt{u^2 + 1}} \leq [\sigma_F]$$

设计公式:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F Y_S}{\sqrt{u^2 + 1} \psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 z_1^2 [\sigma_F]}}$$

$Y_F$ —齿形系数，按当量齿数 $Z_V$ 查；

$Y_S$ —应力修正系数，按当量齿数 $Z_V$ 查；



### (三) 主要参数选择

#### 1. 模数 $m$

大端模数 $m$ 为标准值，模数过小加工、检验都不方便，一般取  $m \geq 2\text{mm}$ 。

#### 2. 齿数 $z$

锥齿轮不产生根切的齿数比圆柱齿轮少， $z_{\min} \geq 17 \cos \delta$ 。  
常取小轮齿数  $z_1 \geq 20$ 。

3. 齿宽系数：直齿圆锥齿轮传动，因轮齿由大端向小端缩小，载荷沿齿宽分布不均匀， $\psi_R$ 不宜取得太大，一般取  $\psi_R=0.15\sim 0.35$ 。传动比大时， $\psi_R=0.25\sim 0.30$ 。

#### 4. 分度圆锥角

$$\tan \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = \mu$$



# 12.9 蜗杆传动



## 12.9.1 蜗杆传动的受力分析

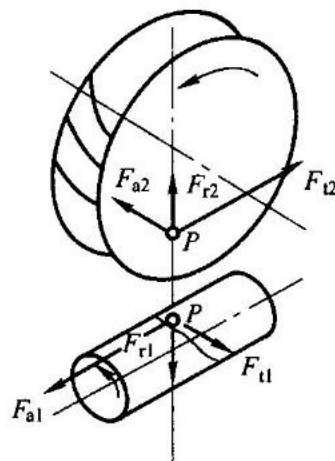
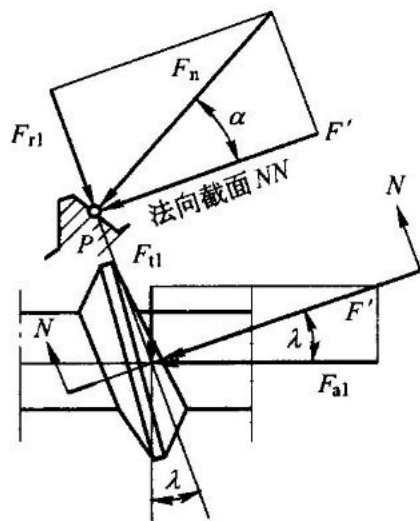
与斜齿轮受力相似，不考虑摩擦力时作用于齿面上的法向力可分解为圆周力 $F_t$ 、径向力 $F_r$ 和轴向力 $F_a$ ：

**作用力大小：**

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = -F_{a2}$$

$$F_{a1} = -F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$$





## 作用力方向:

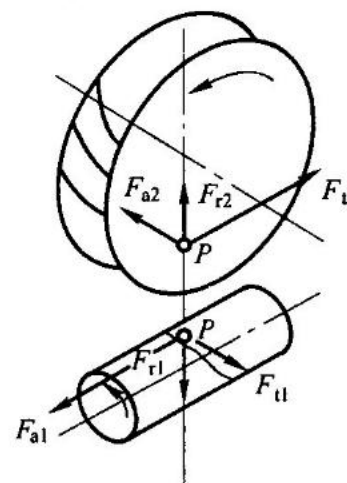
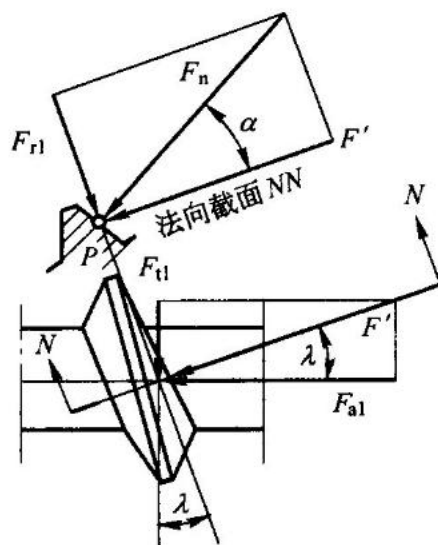
主动轮  $F_{t1}$  与  $v_1$  反向;

从动轮  $F_{t2}$  与  $v_2$  同向;

$F_r$  指向各自轮心;

主动轮  $F_{a1}$  用左右手定则判断:

左旋用左手, 右旋用右手, 四指弯曲与主动轮转向一致、大拇指伸直指向轴向力方向。



$$F_{t1} = -F_{a2}$$

$$F_{r1} = -F_{r2}$$

$$F_{a1} = -F_{t2}$$



## 12.9.2 蜗杆传动的失效形式和设计准则

**失效形式** 蜗杆传动中，由于材料和结构上的原因，蜗杆螺旋部分的强度总是高于蜗轮轮齿的强度，所以失效常发生在蜗轮轮齿上。

蜗杆传动中蜗杆与蜗轮齿面间的相对滑动速度较大，效率低，摩擦发热大，其主要失效形式是蜗轮齿面产生胶合，点蚀及磨损。在一般闭式传动中容易出现胶合或点蚀，开式传动中主要是轮齿的磨损和弯曲折断。

**设计准则** 根据蜗杆传动的失效形式和工作特点，对于闭式蜗杆传动，通常是按齿面接触疲劳强度进行设计，而按齿根弯曲疲劳强度进行校核，此外，对于连续工作的闭式蜗杆传动，还应作热平衡核算；对于开式传动，通常只需按齿根弯曲疲劳强度进行设计；对蜗杆来说，主要是控制蜗杆轴变形，应对其进行刚度计算。



### 12.9.3 蜗杆传动的材料选择及蜗轮常用材料的许用应力

蜗杆、蜗轮的材料不仅要求有足够的强度，更重要的是具有良好的减摩、耐磨和抗胶合性能。

#### 蜗杆材料

- 蜗杆一般是用碳素钢或合金钢制成。
- 高速重载且载荷变化较大的条件下，常用20CrMnTi、20Cr等，经渗碳淬火，58~63HRC；
- 高速重载且载荷稳定的条件下常用45钢、40Cr等，经表面淬火，45~55HRC；
- 对于不重要的传动及低速中载蜗杆，可采用45钢调质，220~250HBS。



## 蜗轮材料

■ 蜗轮常用材料为青铜和铸铁。

■ 锡青铜 (ZcuSn10Pb1) 的抗胶合和耐磨性能好, 允许的滑动速度  $v \leq 25\text{m/s}$ , 易于切削加工, 但价格较贵;

■ 滑动速度较低的传动, 可用铝铁青铜ZcuAl10Fe3, 它的抗胶合能力远比锡青铜差, 但强度较高, 价格便宜, 一般用于  $v \leq 4\text{m/s}$  的传动;

■ 铸铝青铜适用于  $v \leq 10\text{m/s}$  ;

■ 在低速轻载或不重要的传动中, 蜗轮可用灰铸铁 (HT200 或HT300) 制造, 允许  $v \leq 2\text{m/s}$  。



## 蜗轮常用材料及许用应力

材料牌号	铸造方法	适用的滑动速度 $v_s/(m/s)$	许用接触应力 $[\sigma_H]/MPa$						
			滑动速度 $v_s/(m/s)$						
			0.5	1	2	3	4	6	8
ZCuSn10Pb1	砂模 金属模	$\leq 25$	134 200						
ZCuSnPb5Zn5	砂模 金属模 离心浇铸	$\leq 12$	128 134 174						
ZCuA19Fe3	砂模 金属模 离心浇铸	$\leq 10$	250	230	210	180	160	120	90
HT150 (120~150HBS) HT200 (120~150HBS)	砂模	$\leq 2$	130	115	90	—	—	—	—

注：1. 表中 $[\sigma_H]$ 是蜗杆齿面硬度 $>350HBW$ 条件下的值，若 $\leq 350HBW$ 时 $[\sigma_H]$ 需降低15%~20%。  
2. 当传动短时工作时，可将表中锡青铜的 $[\sigma_H]$ 值增加40%~50%。



## 12.9.4 蜗杆传动的强度计算

由失效形式和设计准则可知，在进行蜗杆传动的强度计算时，只需作蜗轮轮齿的强度计算。

### 1. 蜗轮齿面接触强度计算

蜗杆传动可以近似地看作齿条与斜齿圆柱齿轮的啮合传动，并考虑蜗杆和蜗轮齿廓特点，可得齿面接触疲劳强度的校核公式和设计公式。

校核公式

$$\sigma_H = 500 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2}} = 500 \sqrt{\frac{KT_2}{m^2 d_1 Z_2^2}} \leq [\sigma_H]$$

设计公式

$$m^2 d_1 = \left( \frac{500}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 KT_2$$

### 2. 蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度

蜗轮轮齿弯曲疲劳强度所限定的承载能力，大都超过齿面点蚀和热平衡计算所限定的承载能力。只有在少数情况下，例如在强烈冲击的传动中，或蜗轮采用脆性材料时，计算其弯曲强度才有意义。需要计算时可参考有关书籍。



## 12.9.5 蜗杆传动的热平衡计算

### (一)蜗杆传动的效率

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)}$$

$\eta_1$  — 啮合效率； $\eta_2$ 、 $\eta_3$  — 轴承及搅油效率； $\gamma$  — 导程角

$\rho_v$  — 当量摩擦角，由表13-7查取；

设计初，蜗杆传动的效率 $\eta$ 可按下表估算。

蜗杆传动总效率 $\eta$

闭式传动		开式传动		自锁
$Z_1$				$< 0.5$
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>1~2</b>	
<b>0.7~0.75</b>	<b>0.7~0.82</b>	<b>0.87~0.92</b>	<b>0.6~0.7</b>	





## (二)蜗杆传动的热平衡计算

∵  $v_s$  大 → 效率低、发热大 → 要求散热及时，否则磨损 ↑ → 胶合 → 热平衡计算。

在闭式传动中，热量通过箱体散发，要求箱体內的油温和周围空气温度之差不超过允许值，即：

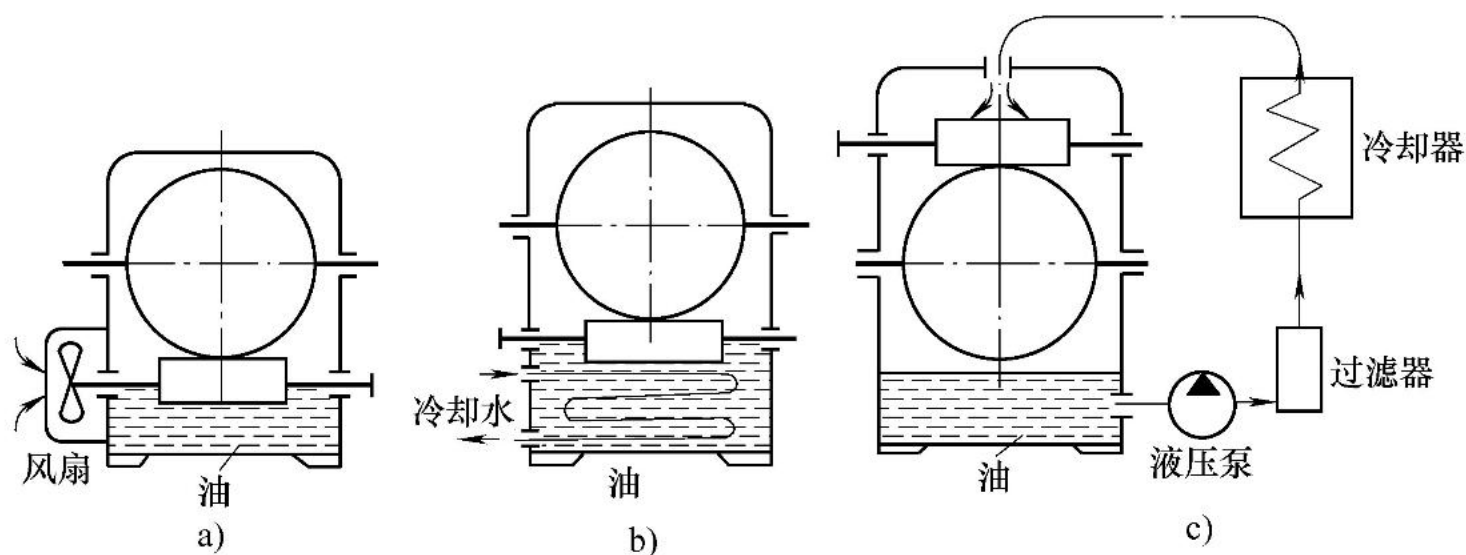
$$\Delta t = t - t_0 = \frac{1000P_1(1-\eta)}{\alpha_t A} \leq 60 \sim 70^\circ\text{C}$$

$\eta$ —传动效率； $\alpha_t$ —表面传热系数，根据箱体周围通风条件，一般取  $\alpha_t = 10 \sim 17 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ； $A$ —散热面积( $\text{m}^2$ )，指箱体外壁与空气接触而内壁被油飞溅到的箱壳面积。对于箱体上的散热片，其散热面积按50%计算； $t_0$ —润滑油的许用温度，一般为  $60 \sim 70^\circ\text{C}$  并使油温  $t$  小于  $90^\circ\text{C}$ 。



如果润滑油的工作温度超过许用温度，可采用下述冷却措施：

- 1) 增大散热面积  $A$ ：加散热片。
- 2) 提高散热系数  $\alpha_t$ ：装风扇、装蛇形冷却水管或油冷却。





## 12.9.6 圆柱蜗杆传动的参数选择

### 1. 模数 $m$

蜗杆的轴面模数等于蜗轮的端面模数，为标准值。一般传递动力时取 $m=2\sim 8\text{mm}$ 。

### 2. 蜗杆直径系数 $q$

直径系数 $q$ 反映了直径与模数 $m$ 之间的关系，在 $d_1$ 与 $m$ 均为标准值的条件下， $q$ 也是确定的标准值，不能随意定值。

3. 蜗杆头数、蜗轮齿数可根据传动比，按表5—8推荐用值选取。

### 4. 蜗杆导程角 $\gamma$ 及蜗轮螺旋角 $\beta$

$\gamma=\beta$ ，一般取右旋。 $\gamma$ 角随 $m$ 、 $d_1$ 、 $Z_1$ 值而定。



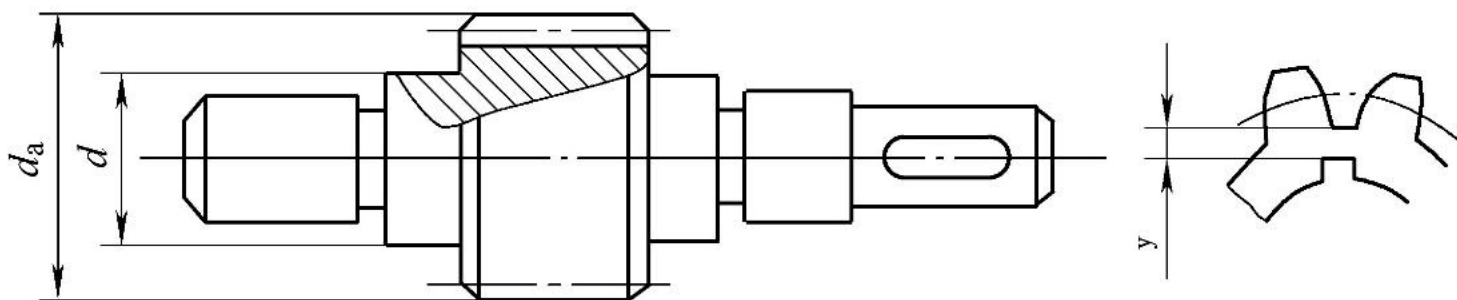
## 12.9.7 蜗杆传动设计步骤

- 1、成对选择蜗杆、蜗轮材料，确定许用应力；
- 2、按蜗轮齿面接触强度，计算 $m^2d_1$ 值；
- 3、确定传动的基本参数，计算蜗杆传动尺寸；
- 4、热平衡计算。

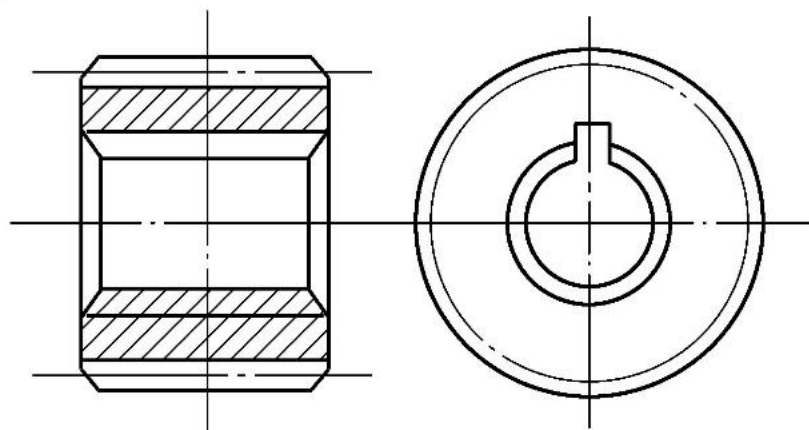


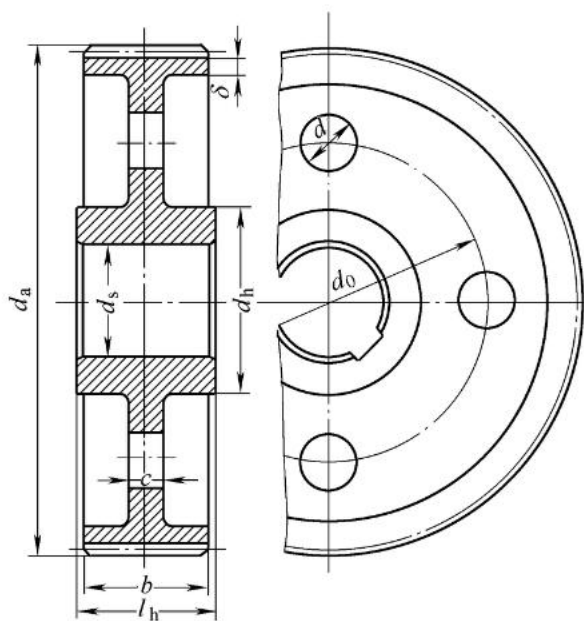
## 12.10.1 圆柱齿轮结构

1. 齿轮轴:  $y < 2.5m_n$



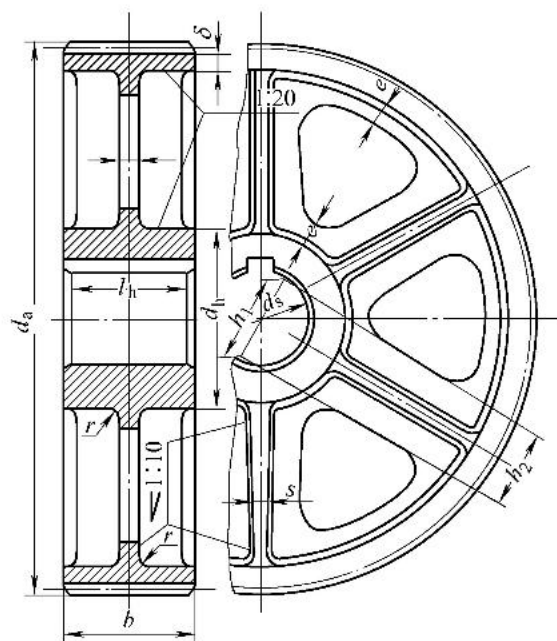
2. 实心式齿轮  
当齿顶圆直径  
 $d_a \leq 200\text{mm}$





### 3. 辐板式齿轮 ( $200\text{mm} < d_a \leq 500\text{mm}$ )

$d_h = 1.6d_s$ ;  $l_h = (1.2 \sim 1.5)d_s$ , 并使  $l_h \geq b$ ;  
 $c = 0.3b$ ;  $\delta = (2.5 \sim 4)m_n$ , 但不小于 8mm;  
 $d_0$  和  $d$  按结构取定, 当  $d$  较小时可不开孔



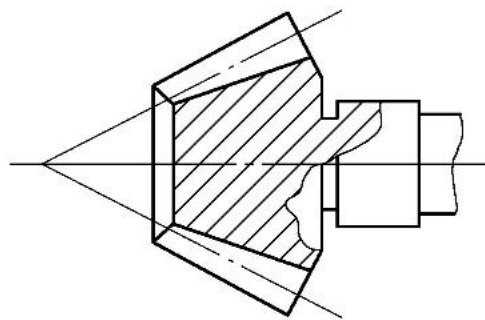
### 4. 轮辐式齿轮 ( $d_a > 500\text{mm}$ )

$d_h = 1.6d_s$  (铸钢);  $d_h = 1.8d_s$  (铸铁);  $l_h = (1.2 \sim 1.5)d_s$ ,  
 并使  $l_h \geq b$ ;  $c = 0.2b$ , 但不小于 10mm;  $\delta = (2.5 \sim 4)m_n$ ,  
 但不小于 8mm;  $h_1 = 0.8d_s$ ;  $h_2 = 0.8h_1$ ;  $s = 0.15h_1$ ,  
 但不小于 10mm;  $e = 0.8\delta$

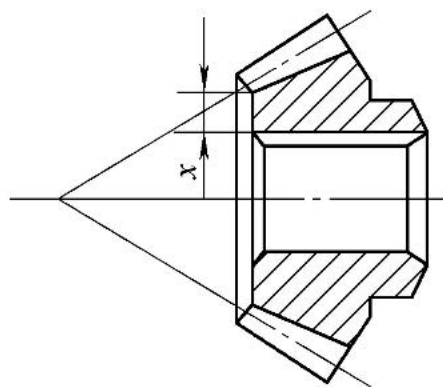


## 12.10.2 锥齿轮结构

1. 锥齿轮轴  $x < 1.6m$

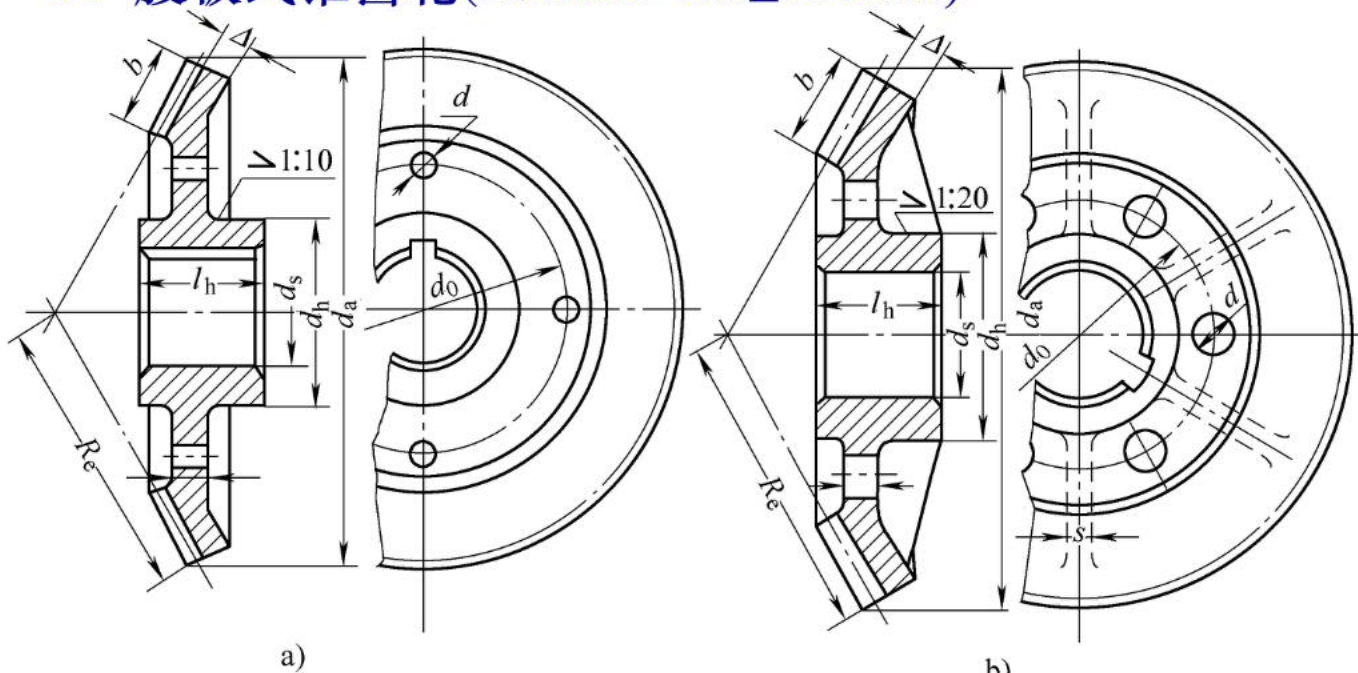


2. 实心式锥齿轮  $x \geq 1.6m$





### 3. 腹板式锥齿轮(200mm < da ≤ 500mm)



a)

b)

$$d_h = 1.6 d_s; l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s;$$

$$c = (0.2 \sim 0.3) b;$$

$$\Delta = (2.5 \sim 4) m_e, \text{但不小于 } 10\text{mm};$$

$d_0$ 和 $d$ 按结构取定

$$d_h = (1.6 \sim 1.8) d_s; l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s;$$

$$c = (0.2 \sim 0.3) b; s = 0.8c;$$

$$\Delta = (2.5 \sim 4) m, \text{但不小于 } 10\text{mm};$$

$d_0$ 和 $d$ 按结构取定

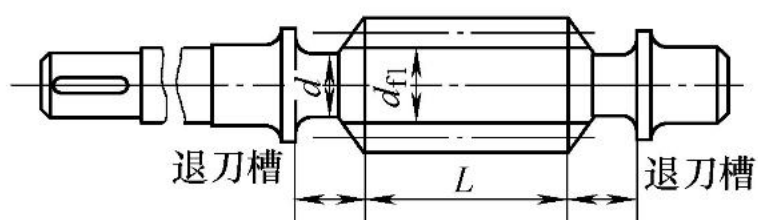




## 12.10.3 蜗轮蜗杆结构

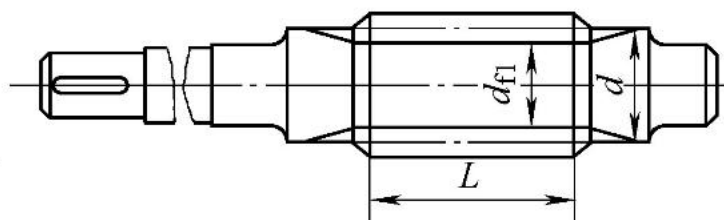
### 1. 蜗杆结构

通常蜗杆与轴做成一体，称为蜗杆轴。



a)

车制蜗杆



b)

铣制蜗杆



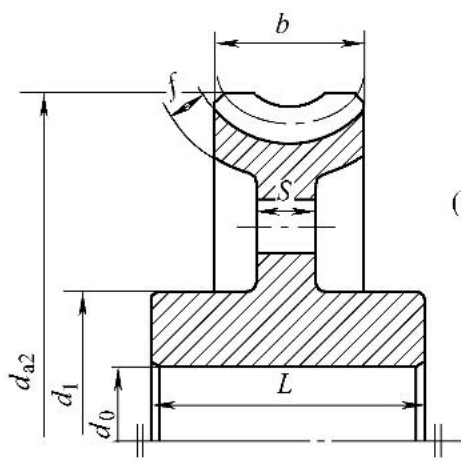
## 2. 蜗轮结构

1) 整体式：主要用于铸铁蜗轮或分度圆直径小于100mm的青铜蜗轮（如图a）。

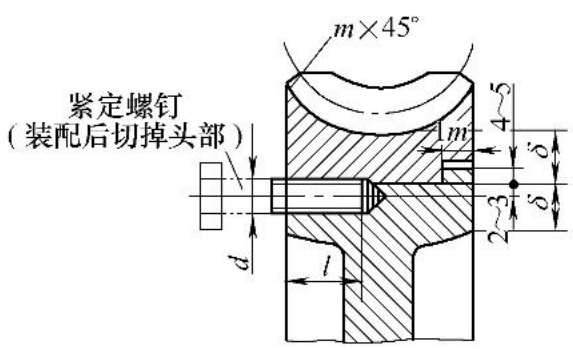
2) 轮箍式：当蜗轮直径较大时，为了节省有色金属，采用轮箍式（如图b）这种结构由青铜齿圈和铸铁轮芯组成，齿圈与轮芯通常采用过盈配合，并加台肩和螺钉固定，螺钉数一般为4~8个。

3) 螺栓联接式：当蜗轮分度圆直径更大（ $>400\text{mm}$ ）时，可采用螺栓联接型式（如图c）。其齿圈与轮芯用铰制孔螺栓联接。

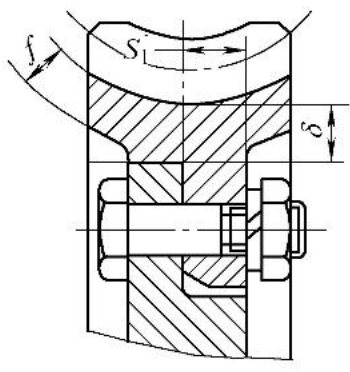
4) 镶铸式：大批生产时，采用镶铸式（如图d），即将青铜轮缘镶铸在铸铁轮芯上，在浇铸前先在轮芯上预制出榫槽，以防滑动。



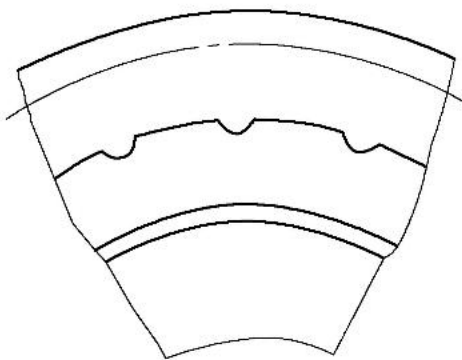
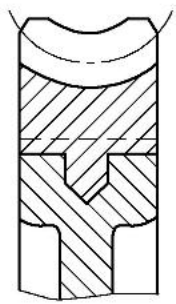
a)



b)



c)



d)



## 12.10.4 齿轮传动、蜗杆传动的润滑

开式传动 人工定期(油或脂)

闭式传动

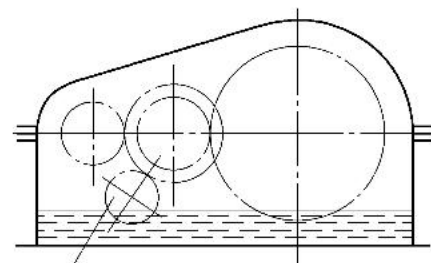
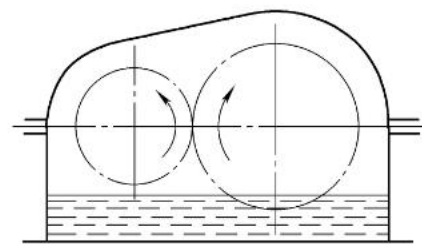
油池润滑 ( $v \leq 10\text{m/s}$ )

最低油面=全齿高  $\geq 10\text{mm}$

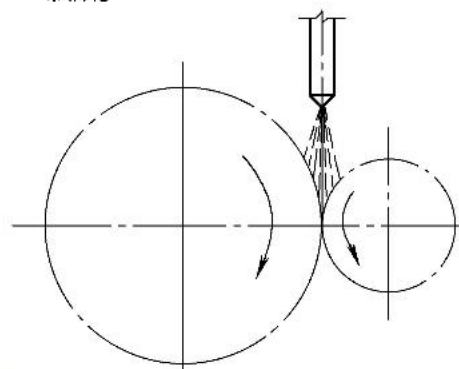
最高油面  $\leq (1/3 \sim 1/6) r$

喷油润滑 ( $v > 10\text{m/s}$ )

蜗杆传动一般都采用油润滑。



带油轮





## 2. 润滑油的选择

齿轮传动可根据表12-14来选择润滑油的粘度，即可由机械设计手册选定润滑油的牌号。

齿 轮 材 料	强度极限 $\sigma_b (MPa)$	圆周速度 $v (m/s)$						
		<0.5	0.5~1	1~2.5	2.5~5	5~10.5	10.5 ~ 25	>25
		运动粘度 $\nu (mm^2/s) (40^\circ C)$						
塑料、铸 铁、青铜	—	350	220	150	100	80	55	—
钢	450~1000	500	350	220	150	100	80	55
	1000~1050	500	500	350	220	150	100	80
渗碳或 表面淬 火的钢	1050~1580	900	500	500	350	220	150	100



**闭式蜗杆传动**的润滑油粘度可根据相对速度和载荷类型选取；对于开式传动，则采用粘度较高的齿轮油或润滑脂。

滑动速度 $v_s / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	<1	<2.5	<5	>5~10	>10~15	>15~25	>25
工作条件	重载	重载	中载	—	—	—	—
粘度 / $(\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}) (v_{40}^\circ\text{C})$	1000	680	320	220	150	100	68
润滑方法	油浴			油浴或喷油	压力喷油润滑及其压力 / $(\text{N} \cdot \text{mm}^{-2})$		
					0.07	0.2	0.3



## 13.1 概 述

### 13.1.1 分类

按照轴线形状的不同，轴可分为曲轴、直轴和挠性软钢丝轴三大类。

按照承受载荷的不同，轴可分为：

- 心 轴—只承受弯矩的轴，如定滑轮轴。
- 传动轴—只承受扭矩的轴，如汽车的传动轴。
- 转 轴—同时承受弯矩和扭矩的轴，如减速器的轴。

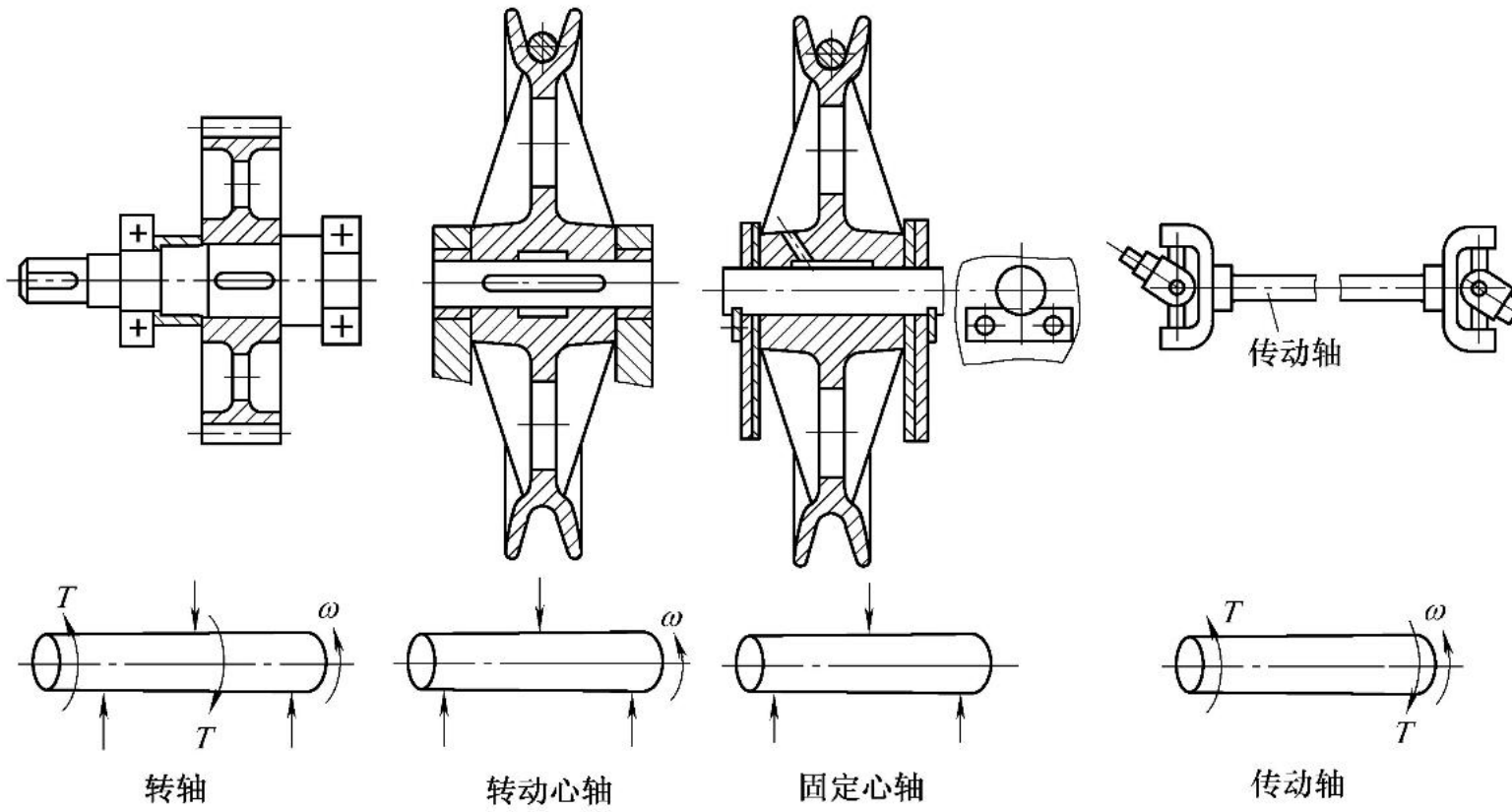
直轴根据外形的不同，可分为光轴和阶梯轴。阶梯轴便于轴上零件的装拆和定位，省材料重量轻，应用普遍。

曲轴是专用零件，主要用在内燃机一类的活塞式机械中。

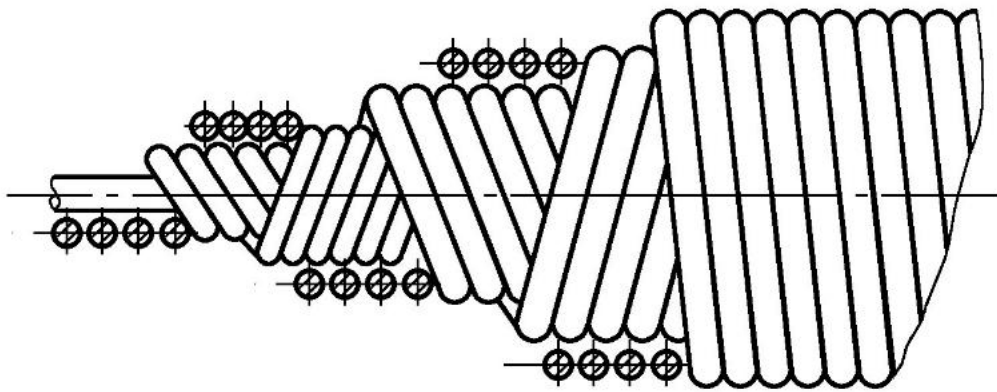
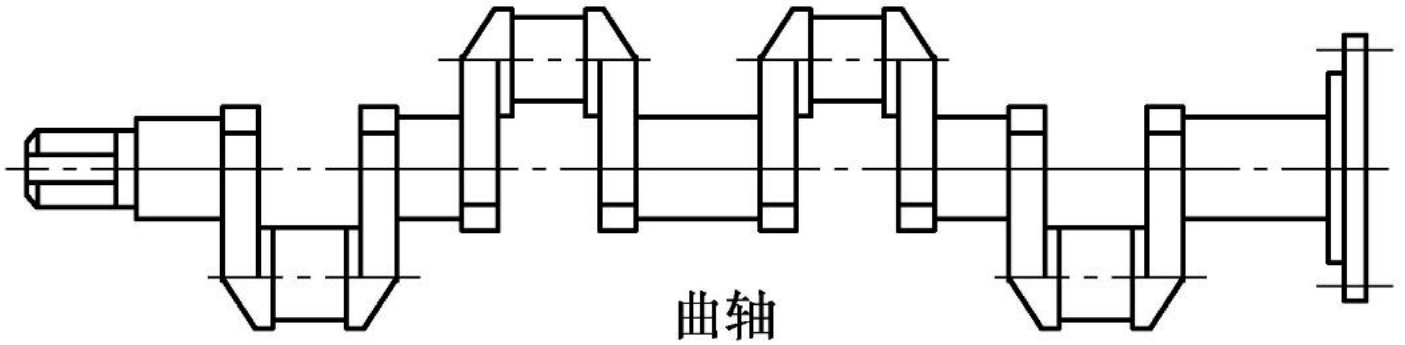
轴一般是实心轴，有特殊要求时可制成空心轴，如车床主轴。

除了刚性轴外，还有钢丝软轴，可以把回转运动灵活地传到不开敞地空间位置，常用于医疗器械和小型机具中。

# 轴的实例









## 13.1.2 材料与毛坯

1. 轴的材料：首先应有足够的强度，对应力集中敏感性低；还应满足刚度、耐磨性、耐腐蚀性及良好的加工性。常用的材料主要有碳钢、合金钢、球墨铸铁和高强度铸铁。

选择轴的材料时，应考虑轴所受载荷的大小和性质、转速高低、周围环境、轴的形状和尺寸、生产批量、重要程度、材料机械性能及经济性等因素，选用时注意如下几点：

(1) 碳钢有足够高的强度，对应力集中敏感性较低，便于进行各种热处理及机械加工，价格低、供应充足，故应用最广。一般机器中的轴，可用30、40、45、50等牌号的优质中碳钢制造，尤以45号钢经调质处理最常用。

(2) 合金钢机械性能更高，常用于制造高速、重载的轴，或受力大而要求尺寸小、重量轻的轴。至于那些处于高温、低温或腐蚀介质中工作的轴，多数用合金钢制造。常用的合金钢有：12CrNi2、12CrNi3、20Cr、40Cr、38SiMnMo等。

(3) 通过进行各种热处理、化学处理及表面强化处理，可以提高用碳钢或合金钢制造的轴的强度及耐磨性。特别是合金钢，只有进行热处理后才能充分显示其优越的机械性能。



(4) 合金钢对应力集中的敏感性高，所以合金钢轴的结构形状必须合理，否则就失去用合金钢的意义。另外，在一般工作温度下，合金钢和碳钢的弹性模量十分接近，因此依靠选用合金钢来提高轴的刚度是不行的，此时应通过增大轴径等方式来解决。

(5) 球墨铸铁和高强度铸铁的机械强度比碳钢低，但因铸造工艺性好，易于得到较复杂的外形，吸振性、耐磨性好，对应力集中敏感性低，价廉，故应用日趋增多。

## 2. 轴的毛坯

可用轧制圆钢材、锻造、焊接、铸造等方法获得。对要求不高的轴或较长的轴，毛坯直径小于150mm时，可用轧制圆钢材；对受力大，生产批量大的重要轴的毛坯可由锻造提供；对直径特大而件数很少的轴可用焊件毛坯；生产批量大、外形复杂、尺寸较大的轴，可用铸造毛坯。



### 13.1.3 失效形式与设计准则

1. 轴的失效形式：主要有因疲劳强度不足而产生的疲劳断裂、因静强度不足而产生的塑性变形或脆性断裂、磨损、超过允许范围的变形和振动等。

2. 轴的设计应满足如下准则：

(1) 根据轴的工作条件、生产批量和经济性原则，选取适合的材料、毛坯形式及热处理方法。

(2) 根据轴的受力情况、轴上零件的安装位置、配合尺寸及定位方式、轴的加工方法等具体要求，确定轴的合理结构形状及尺寸，即进行轴的结构设计。

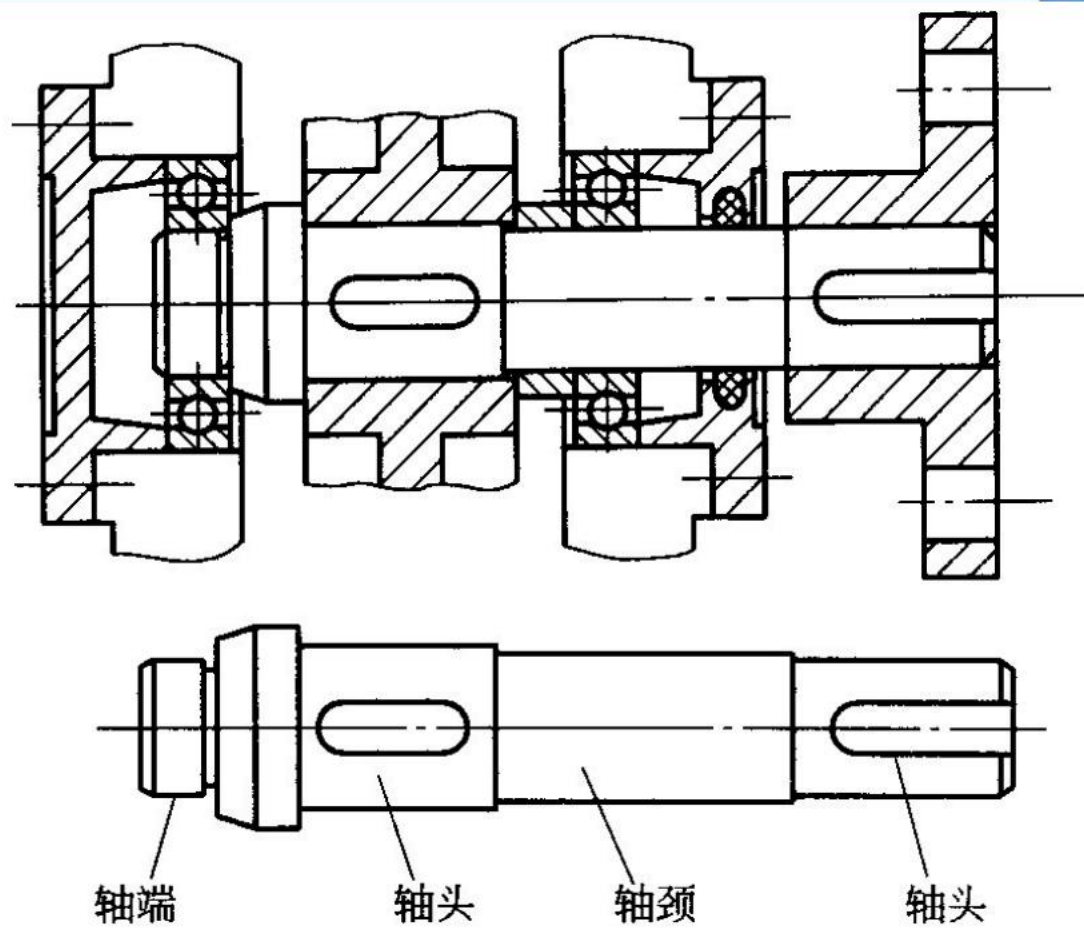
(3) 轴的强度计算或校核。对受力大的细长轴（如蜗杆轴）和对刚度要求高的轴，还要进行刚度计算。在对高速工作下的轴，因有共振危险，故应进行振动稳定性计算。



轴的结构设计的任务，就是在满足强度、刚度和振动稳定性的基础上，根据轴上零件的定位要求及轴的加工、装配工艺性要求，合理地设计出轴的结构形状和全部尺寸。

### 13.2.1 轴结构的组成

如图所示为圆柱齿轮减速器中的低速轴。轴通常由轴头、轴颈、轴肩、轴环、轴端及轴身等部分组成。轴的支撑部位与轴承配合处的轴段称为轴颈，根据所在的位置又可分为端轴颈（位于轴的两端，只承受弯矩）和中轴颈（位于轴的中间，同时承受弯矩和扭矩）。根据轴颈所受载荷的方向，轴颈又可分为承受径向力的径向轴颈（简称轴颈）和承受轴向力的止推轴颈。安装轮毂的轴段称为轴头。轴头与轴颈间的轴段称为轴身。





## 13.2.2 零件在轴上的定位

零件在轴上的定位分为轴向定位和周向定位。

### 1. 零件在轴上的轴向定位

常用轴向定位方法有：轴肩（或轴环）、套筒、圆螺母、弹性挡圈、圆锥形轴头等。

### 2. 零件在轴上的周向定位：

零件在轴上的周向定位方式可根据其传递转矩的大小和性质、零件对中精度的高低、加工难易等因素来选择。

常用的周向定位方法有：键、花键、成形、弹性环、销、过盈等联结，通称轴毂联结。

## 13.2.3 轴及轴上零件结构的工艺性

合理的轴的结构工艺性，应该是轴的结构应尽量简单，有良好的加工和装配工艺性，以利减少劳动量，提高劳动生产率及减少应力集中，提高轴的疲劳强度。



1. 使轴的形状接近于等强度条件，以充分利用材料的承载能力。
2. 设计合理的结构，利于加工和装配
3. 改进轴的结构，减少应力集中
4. 改变轴上零件的布置方式，有时可以减小轴上的载荷，提高轴的强度。
5. 改进轴上零件的结构也可以减小轴上的载荷。





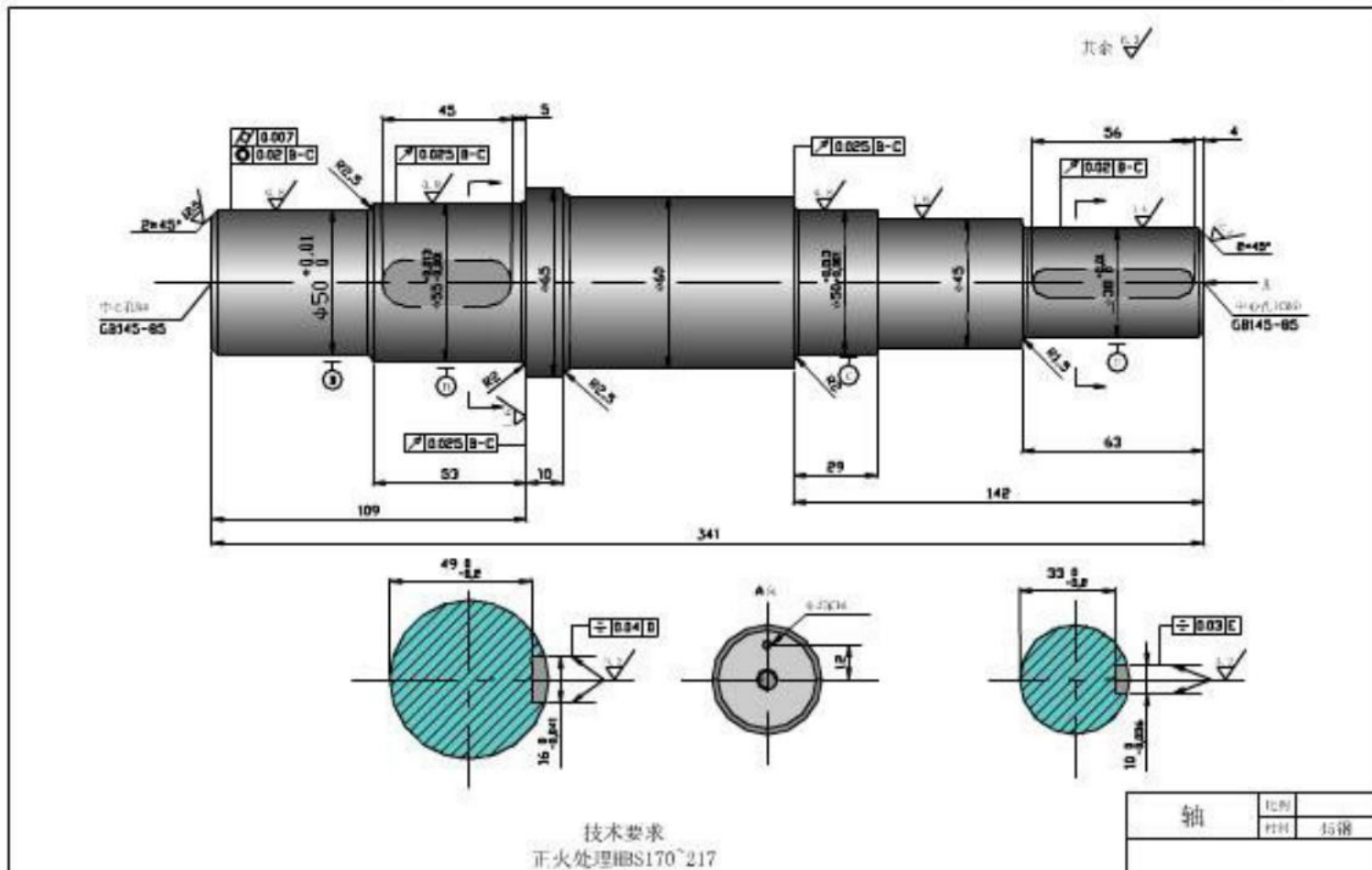
## 13.2.4 轴结构的设计步骤

轴的结构设计须在经过初步强度计算，已知轴的最小直径以及轴上零件尺寸（主要是毂孔直径及宽度）后才进行。其主要步骤为：

- 1. 确定轴上零件装配方案：**轴的结构与轴上零件的位置以及从轴的哪一端装配有关。
- 2. 确定轴上零件定位方式：**根据具体工作情况，对轴上零件的轴向和周向的定位方式进行选择。轴向定位通常是轴肩或轴环与套筒、圆螺母、弹性挡圈等组合使用，周向定位多采用平键、花键或过盈配合联接。
- 3. 确定各轴段直径：**轴的结构设计是在初步估算轴的最小直径的基础上进行的，为了零件在轴上定位的需要，通常将轴设计为阶梯轴。根据作用的不同，轴的轴肩可分为定位轴肩和工艺轴肩（为装配方便而设），定位轴肩的高度值有一定的要求；工艺轴肩的高度值则较小，无特别要求。所以直径的确定是在强度计算基础上，根据轴向定位的要求，定出各轴段的最终直径。



4. **确定各轴段长度**：主要根据轴上配合零件毂孔长度、位置、轴承宽度、轴承端盖的厚度等因素确定。
5. **确定轴的结构细节**：如倒角尺寸、过渡圆角半径、退刀槽尺寸、轴端螺纹孔尺寸，选择键槽尺寸等。
6. **确定轴的加工精度、尺寸公差、形位公差、配合、表面粗糙度及技术要求**：轴的精度根据配合要求和加工可能性而定。精度越高，成本越高。通用机器中轴的精度多为IT5-IT7。轴应根据装配要求，定出合理的形位公差，主要有：配合轴段的直径相对于轴颈（基准）的同轴度及它的圆度、圆柱度；定位轴肩的垂直度；键槽相对于轴心线的平行度和对称度等。
7. **画出轴的工作图**：轴的结构设计常与轴的强度计算和刚度计算、轴承及联轴器尺寸的选择计算、键联接强度校核计算等交叉进行，反复修改，最后确定最佳结构方案，画出轴的结构图。





## 13.3.1 轴的扭转强度计算

开始设计轴时，通常还不知道轴上零件的位置及支点位置，无法确定轴的受力情况，只有待轴的结构设计基本完成后，才能对轴进行受力分析及强度、刚度的计算。因此，一般在进行轴的结构设计前先按纯扭转受力情况对轴的直径进行估算。

对于圆截面的实心轴，其抗扭强度条件为

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2d^3 n} \leq [\tau]$$

轴的设计计算公式为

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2[\tau]}} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

求出的直径值，需圆整成标准直径，并作为轴的最小直径



### 13.3.2 轴的弯扭合成强度计算

完成轴的结构设计后，作用在轴上外载荷（扭矩和弯矩）的大小、方向、作用点、载荷种类及支点反力等就已确定，可按弯扭合成的理论进行轴危险截面的强度校核。

进行强度计算时通常把轴当作置于铰链支座上的梁，作用于轴上零件的力作为集中力，其作用点取为零件轮毂宽度的中点。支点反力的作用点一般可近似的取在轴承宽度的中点上。具体的计算步骤如下：

1. 画出轴的空间力系图。将轴上作用力分解为水平面分力和垂直面分力，并求出水平面和垂直面上的约束反力。
2. 分别作出水平面上的弯矩图和垂直面上的弯矩图。
3. 计算出合成弯矩,绘出合成弯矩图。
4. 作出扭矩图。
5. 计算当量弯矩,绘出当量弯矩图。
6. 校核危险截面的强度。



### 13.3.3 轴的刚度计算

轴受载荷的作用后会发生弯曲、扭转变形，如变形过大会影响轴上零件的正常工作，例如装有齿轮的轴，如果变形过大会使齿轮啮合状态恶化。因此，对于有刚度要求的轴必须要进行轴的刚度校核计算。轴的刚度有弯曲刚度和扭转刚度两种，下面分别讨论这两种刚度的计算方法。

#### 1. 轴的弯曲刚度校核计算

应用材料力学计算公式和方法算出轴的挠度  $y$  或转角  $\theta$ ，并使其满足下式

$$y \leq [y]$$

$$\theta \leq [\theta]$$

#### 2. 轴的扭转刚度校核计算

应用材料力学的计算公式和方法算出轴每米长的扭转角  $\varphi$ ，并使其满足下式

$$\varphi \leq [\varphi]$$



## 1. 类比法

这种方法是根据轴的工作条件，选择与其相似的轴进行类比及结构设计，画出轴的零件图。用类比法设计轴一般不进行强度计算。由于完全依靠现有资料及设计者经验进行轴的设计，设计结果比较可靠、稳妥，同时又可加快设计进程，因此类比法较为常用，但有时这种方法有一定的盲目性。

## 2. 设计计算法

用设计计算法设计轴的一般步骤为：

- 1) 根据轴的工作条件选择材料，确定许用应力。
- 2) 按纯扭转强度计算初估轴的最小直径。
- 3) 设计轴的结构，绘制出轴的结构草图。具体内容包括以下几点：
  - (1) 根据工作要求确定轴上零件的位置和固定方式；
  - (2) 确定各轴段的直径；
  - (3) 确定各轴段的长度；
  - (4) 根据有关设计手册确定轴的结构细节，如圆角、倒角、退刀槽等尺寸。



4) 按弯扭合成进行轴的强度校核。一般在轴上选取2~3个危险截面进行强度校核。若危险截面强度不够或强度裕度过大, 则必须重新修改轴的结构。

5) 修改轴的结构后再进行校核计算。这样反复交替地校核和修改, 直至设计出较为合理的轴的结构。

6) 绘制轴的零件图。

需要指出的是: (1) 一般情况下设计轴时不必进行轴的刚度、振动、稳定性等校核。如需进行轴的刚度校核时, 也只作轴的弯曲刚度校核。(2) 对用于重要场合的轴、高速转动的轴应采用疲劳强度校核计算方法进行轴的强度校核。具体内容可查阅机械设计方面的有关资料。

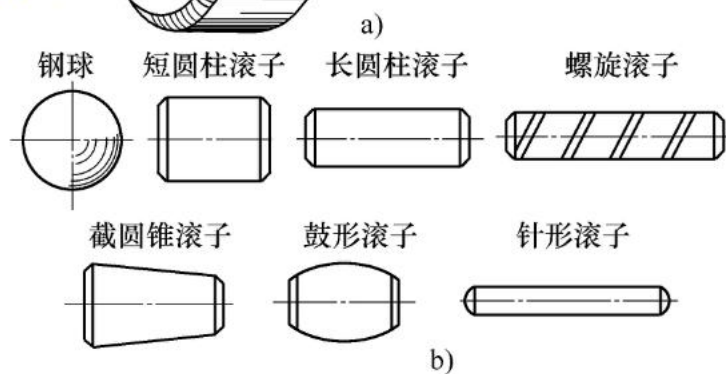
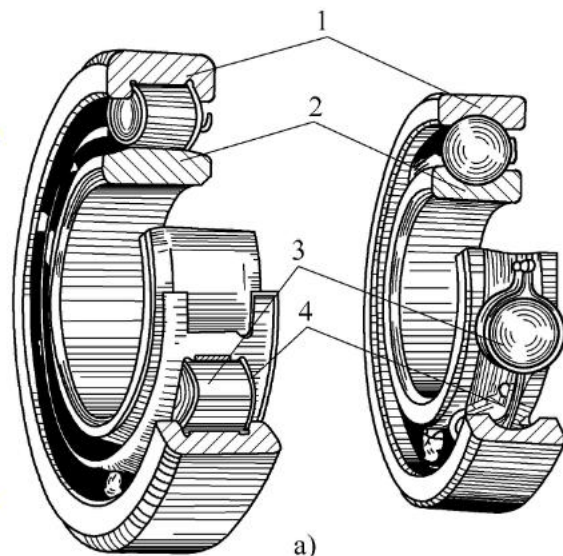
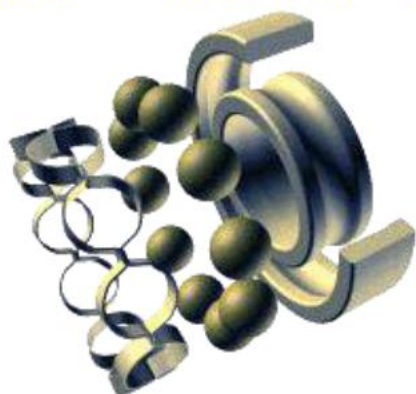




## 14.1 滚动轴承的结构、类型及代号

### 14.1.1 滚动轴承的结构

- ◆ 外圈1：有沟槽。与轴承座装配。
- ◆ 内圈2：有沟槽。与轴颈装配。
- ◆ 滚动体3：在内、外圈滚道间滚动，实现滚动摩擦。有球形和滚子两大类。
- ◆ 保持架4：将滚动体均匀地隔开。





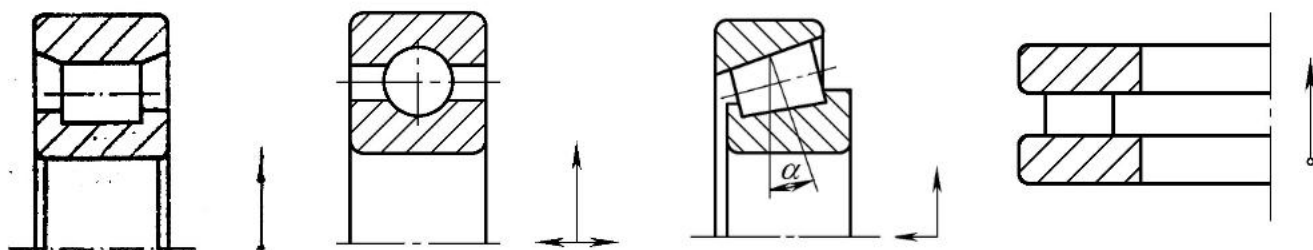
## 14.1.2 滚动轴承的类型

### 1. 按滚动体的形状分

- ◆球轴承：与套圈滚道点接触，摩擦小。
- ◆滚子轴承：与套圈滚道线接触，承载能力高。

### 2. 按能承受载荷的方向分

- ◆向心轴承：只能承受或主要承受径向载荷，其接触角 $\alpha$ 为  $0^\circ \sim 45^\circ$ 。
- ◆推力轴承：只能承受或主要承受轴向载荷，其接触角 $\alpha$ 为  $45^\circ \sim 90^\circ$ 。





3. 轴承按其工作时能否调心,分为:
  - ◆调心轴承;
  - ◆非调心轴承;
4. 轴承按滚动体的列数,分为:
  - ◆单列轴承——具有一列滚动体的轴承;
  - ◆双列轴承——具有二列滚动体的轴承;
  - ◆多列轴承——具有多于两列滚动体的轴承,如三列、四列轴承。

### 14.1.3 滚动轴承的代号

按GB/T272—93的规定,轴承代号由基本代号、前置代号和后置代号构成。

#### 1. 基本代号

基本代号表示轴承的基本类型、结构、尺寸,是轴承代号的基础。基本代号由轴承类型代号、尺寸系列代号、及内径代号三部分组成。



## 滚动轴承代号的构成 (GB/T272—1993)

前置代号	基本代号					后置代号							
轴承分部件代号	五	四	三	二	一	内部结构代号	密封与防尘结构代号	保持架及其材料代号	特殊轴承材料代号	公差等级代号	游隙代号	多轴配置代号	其他代号
	类型代号	尺寸系列代号		内径代号									
宽度系列代号		直径系列代号											



- 1) **类型代号** 由数字和大写的拉丁字母表示。
- 2) **尺寸系列代号** 由轴承的宽（高）度系列代号和直径系列代号组合而成。其中：直径系列代号表示内径相同的同类轴承有几种不同的外径和宽度；宽度系列代号表示内、外径相同的同类轴承宽度的变化。宽度系列代号为0时，在轴承代号中通常省略（在调心滚子轴承和圆锥滚子轴承中不可省略）。
- 3) **轴承的内径代号**。
- 4) **基本代号的编制规则**。当轴承的类型代号用字母表示时，字母应与表示轴承尺寸的系列代号、内径代号或安装配合特征尺寸的数字之间空半个汉字距。

## 2. 前置代号

前置代号用字母表示成套轴承的分部件，代号及其含义可查阅机械设计手册。

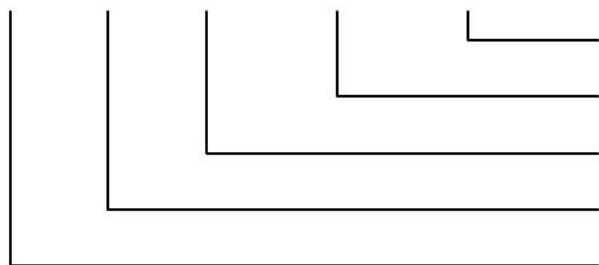


### 3. 后置代号

后置代号置于基本代号的右边并与基本代号空半个汉字距（代号有符号除外）。

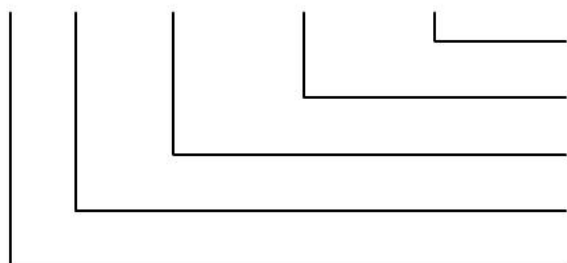
【例 14-1】试说明下轴承代号的意义：6203 30310/P6X

解 6    2    03            



公差等级为 0 级（代号/P0，省略）  
轴承内径  $d=17$  mm  
直径系列为轻系列  
宽度系列代号为 0，省略  
深沟球轴承

3    0    3    10    /P6X



公差等级为 6X 级  
轴承内径  $d=50$  mm  
直径系列为中系列  
宽度系列代号为 0  
圆锥滚子轴承

## 14.2 滚动轴承类型的选择



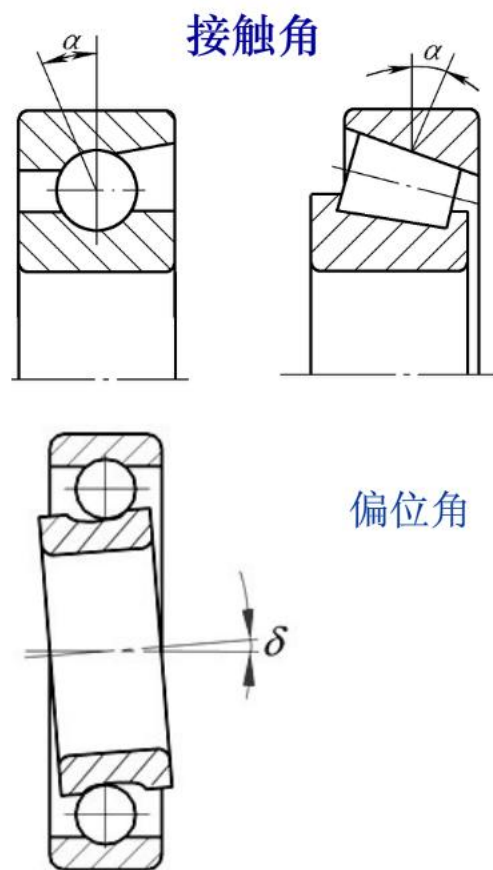
### 14.2.1 影响轴承承载能力的参数

◆游隙：两套圈之间沿径向或轴向的相对位移量，相应称为径向或轴向游隙。其对轴承的寿命、温升和噪声有很大影响。

◆极限转速：滚动轴承在一定的载荷和润滑条件下，允许的最高转速称为极限转速。滚动轴承的转速过高会使摩擦面间产生高温，使润滑失效，从而导致滚动体退火或胶合而产生破坏。

◆偏位差：轴承内、外圈轴线之间的相对角位移 $\delta$ 。其许用值越大，轴承自动适应轴挠曲变形的能力越强。

◆接触角：滚动体与外圈滚道接触处的公法线与轴承径向平面间的夹角 $\alpha$ 。接触角越大，轴承承受轴向载荷的能力越大。





## 14.2.2 滚动轴承类型的选择

熟悉轴承的类型和特性，明确使用要求，是合理选择轴承类型的前提。一般应考虑以下因素。

### 一、承受载荷情况

(1) 载荷方向。主要承受径向力时，选用向心轴承；承受纯轴向力时，选用推力轴承；同时承受径向力和轴向力时，选用角接触轴承。

(2) 载荷大小。承受的载荷较大时，应选择滚子轴承或尺寸系列较大的轴承；反之，选择球轴承或尺寸系列较小的轴承。

(3) 载荷性质。载荷平稳时，可选择球轴承；有冲击和振动时，宜选择滚子轴承。

### 二、转速限制

转速较高时，可选择球轴承和轻系列的轴承；反之，可选择滚子轴承和重系列的轴承；推力轴承的极限转速很低。





### 三、调心性要求

轴及支承系统的刚性较差或安装精度较低时，应采用调心球轴承和调心滚子轴承。

### 四、允许的空间

对轴承的径向尺寸有限制时，宜选轻系列、特轻系列或滚针轴承；对轴承的轴向尺寸有限制时，宜选窄系列轴承。

### 五、安装与拆卸

在轴承座不是剖分而必须沿轴向装拆轴承以及需要频繁装拆轴承的机械中，应优先选用内、外圈可分离的轴承（如3类，N类等）；当轴承在长轴上安装时，为便于装拆可选用内圈为圆锥孔的轴承（后置代号第2项为K）。



## 六、公差等级

滚动轴承公差等级分为6级：0级（普通级）、6级、6X级、5级、4级及2级。普通级最低，2级最高。普通级应用最广。对大多数机械而言，选用0级公差的轴承足以满足要求。但对于旋转精度有严格要求的机床主轴、精密机械、仪表以及高速旋转的轴应选用高精度的轴承。

## 七、经济性要求

在满足使用要求的前提下，尽量选用便宜的轴承，以降低成本。普通结构的轴承比特殊结构的轴承便宜，球轴承比滚子轴承便宜，精度低的轴承比精度高的轴承便宜。



### 14.3.1 滚动轴承的主要失效形式

#### 1. 点蚀

轴承工作时，滚动体和滚道上各点受到循环接触应力的作用，经一定循环次数（工作小时数）后，在滚动体或滚道表面将产生疲劳点蚀，从而产生噪声和振动，致使轴承失效。疲劳点蚀是在正常运转条件下轴承的一种主要失效形式。

#### 2. 塑性变形

轴承受负荷过大或有巨大冲击负荷时，在滚动体或滚道表面可能由于局部触应力超过材料的屈服极限而发生塑性变形，形成凹坑而失效。这种失效形式主要表现在转速极低或摆动的轴承中。

#### 3. 磨损

润滑不良、杂物和灰尘的侵入都会引起轴承早期磨损，从而使轴承丧失旋转精度、噪声增大、温度升高，最终导致轴承失效。此外，由于设计、安装、使用中某些非正常的原因，可能导致轴承的破裂、保持架损坏及回火、腐蚀等现象，使轴承失效。



## 14.3.2 滚动轴承的计算准则

在选择滚动轴承类型后要确定其型号和尺寸，为此需要真对轴承的的主要失效形式进行计算。其计算准则为：

1. 对于一般转速的轴承，如果轴承的制造、保管、安装、使用等条件均良好时，轴承的主要失效形式为疲劳点蚀，因此应按基本额定动负荷进行寿命计算。
2. 对于高速轴承，除疲劳点蚀外其工作表面的过热而导致的轴承失效也是重要的失效形式，因此除需进行寿命计算外还应验算其极限转速。
3. 对于低速轴承，可近似认为轴承各元件是在静应力作用下工作的，其失效形式为塑性变形，故应按额定静负荷进行强度计算。



### 14.4.1 寿命

轴承工作时，滚动体或套圈出现疲劳点蚀前的累计总转数（或工作小时数），称为轴承的寿命。

### 14.4.2 基本额定寿命

同型号的一批轴承，在相同的工作条件下，由于材质、加工、装配等不可避免地存在差异，因此寿命并不相同而呈现很大的离散性，最高寿命和最低寿命可能差40倍之多。一批在相同条件下运转的同一型号的轴承，其可靠度为90%（即失效率为10%）时的寿命称为基本额定寿命。

换言之，一批同型号轴承工作运转达到基本额定寿命时，已有10%的轴承先后出现疲劳点蚀，90%的轴承还能继续工作。用 $L_{10}$ 表示。



### 14.4.3 基本额定动负荷

◆基本额定动负荷 $C$ ：使轴承的基本额定寿命恰好为 $10^6$ 转时，轴承所能承受的载荷值，用 $C$ 表示。

基本额定动负荷表征了轴承的承载能力。对于向心轴承其指纯径向载荷，用 $C_r$ 表示；对于推力轴承其指纯轴向载荷，用 $C_a$ 表示。 $C$ 值可查轴承手册确定。

### 14.4.4 寿命计算公式

根据大量的试验和理论分析结果推导出轴承疲劳寿命的计算公式下：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon \quad (h)$$



按预期寿命要求选择轴承型号时，可按下式确定轴承应具备的基本额定动载荷 $C_c$ 值。

$$C_c = \frac{f_p \cdot P}{f_t} \sqrt[\varepsilon]{\frac{60n[L_{10h}]}{10^6}}$$

#### 14.4.5 当量动负荷 $P$ 的计算

滚动轴承的基本额定动负荷是在向心轴承只受径向负荷、推力轴承只受轴向负荷的特定条件下确定的，轴承往往承受着径向负荷和轴向负荷的联合作用，因此，需将该实际联合负荷等效为一假想的当量动负荷 $P$ 来处理，在此载荷作用下，轴承的工作寿命与轴承在实际工作负荷下的寿命相同。



1. 只承受径向负荷**P**的径向接触轴承

$$p = F_r$$

2. 只承受轴向负荷**P**的轴向接触轴承

$$p = F_a$$

3. 同时承受径向载荷和轴向载荷作用的深沟球轴承和角接触轴承

$$p = XF_r + YF_a$$

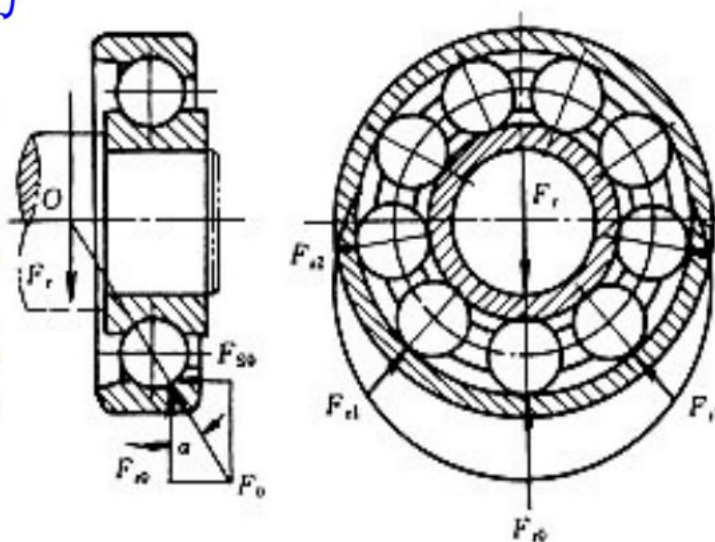




## 14.4.6 向心角接触轴承的载荷计算

### 1. 向心角接触轴承的附加轴向力

角接触轴承受径向载荷 $F_r$ 作用时，由于其存在接触角 $\alpha$ ，承载区内任一滚动体上的法向力可分解为径向分力和轴向分力。各滚动体上所受轴向分力的总和即为轴承的附加轴向力 $F_s$ 。



角接触轴承半圈承载时的附加轴向力 $F_s$

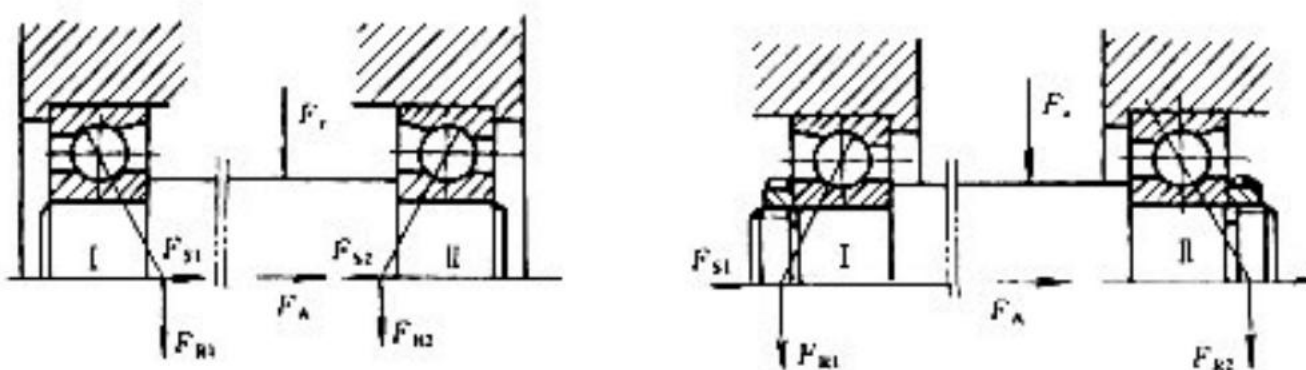
轴承类型	角接触向心球轴承			圆锥滚子轴承
	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 40^\circ$	
$F_s$	$eF_r$	$0.68F_r$	$1.14F_r$	$F_r/2Y$ $Y=0.4\cot\alpha$



## 2. 向心角接触轴承的轴向载荷计算

为了使向心角接触轴承能正常工作，通常采用两个轴承成对使用、对称安装的方式。如图所示为成对安装角接触轴承的两种安装方式。正装时外圈窄边相对，轴的实际支点偏向两支点里侧；反装时外圈窄边相背，轴的实际支点偏向两支点外侧。简化计算时可近似认为支点在轴承宽度的中点处。

因此在计算轴承所受的轴向载荷时，不但要考虑 $F_s$ 与 $F_a$ 的作用，还要考虑到安装方式的影响。





计算两支点轴向载荷的步骤如下：

- 1) 根据轴承和安装方式，画出内部轴向力 $F_{S1}$ 和 $F_{S2}$ 的方向（即正装时相向，反装时背向）
- 2) 判断轴向合力 $F_{S1}+F_{S2}+F_A$ （计算时各带正负号）的指向，确定被“压紧”和被“放松”的轴承。正装时轴向合力指向的一端为紧端；反装时轴向合力指向的一端为松端；
- 3) 压紧端的轴向载荷 $F_a$ 等于除去压紧端本身的内部轴向力外，所有轴向力的代数和；
- 4) 放松端的轴向载荷 $F_a$ 等于放松端内部的轴向力 $F_S$ 。



对于转速很低 ( $n \leq 10 \text{r/min}$ )、基本不转或摆动的轴承,其主要失效形式是塑性变形,因此,设计时必须进行静强度计算。对于虽然转速较高但承受重载或冲击负荷的轴承,除必须进行寿命计算外,还应进行静强度计算。

### 14.5.1 基本额定静载荷

GB/T4662—93规定,使受载最大的滚动体与滚道接触中心处引起的接触应力达到一定值(对于调心轴承为4 600MPa,所有滚子轴承为4 000 MPa,所有其他球轴承为4 200 MPa)的负荷,作为轴承静强度的界限,称为基本额定静负荷,用 $C_0$ 表示(向心轴承指径向额定静负荷 $C_{0r}$ ,推力轴承指轴向额定静负荷 $C_{0a}$ )其值可查阅轴承样本。



## 14.5.2 当量静负荷

当轴承上同时作用有径向负荷 $F_r$ 和轴向负荷 $F_a$ 时，应折合成一个当量静负荷 $P_0$ ，即

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

若计算出的 $P_0 < F_r$ ，则应取 $P_0 = F_r$ ；对只承受径向负荷的轴承， $P_0 = F_r$ ；对只承受轴向负荷的轴承， $P_0 = F_a$ 。

## 14.5.3 静强度计算

静强度计算公式

$$\frac{C_0}{P_0} \geq S_0$$

$S_0$ 为静强度安全系数；若轴承转速较低，对运转精度和摩擦力矩要求不高时，允许有较大接触应力，可取 $S_0 < 1$ ；对于推力调心轴承，不论是否旋转，均应取 $S_0 \geq 4$ 。

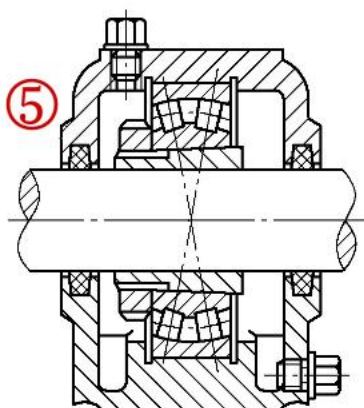
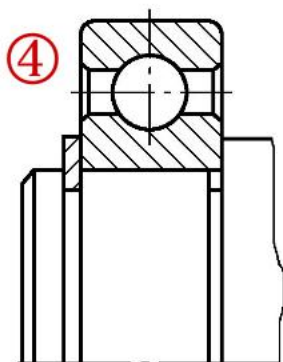
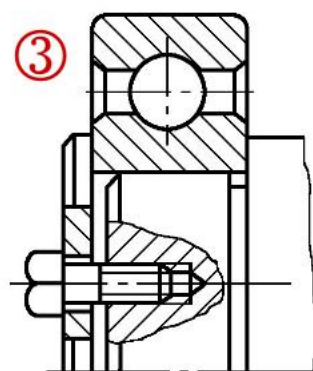
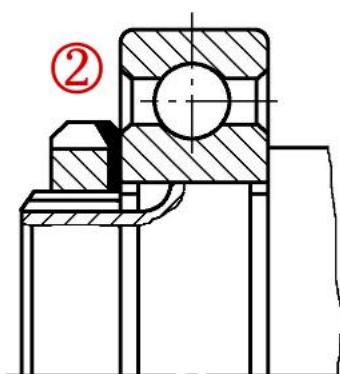
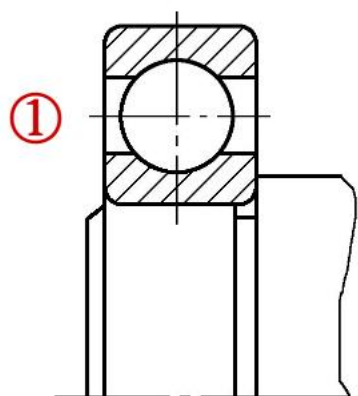


为了保证滚动轴承的正常工作，除了要合理选择轴承的类型和尺寸外，还必须正确、合理地进行轴承的组合设计，即正确解决轴承的轴向位置固定、轴承与其他零件的配合、轴承的调整与装拆等问题。

### 14.6.1 轴承的轴向固定

#### 1. 内圈的固定

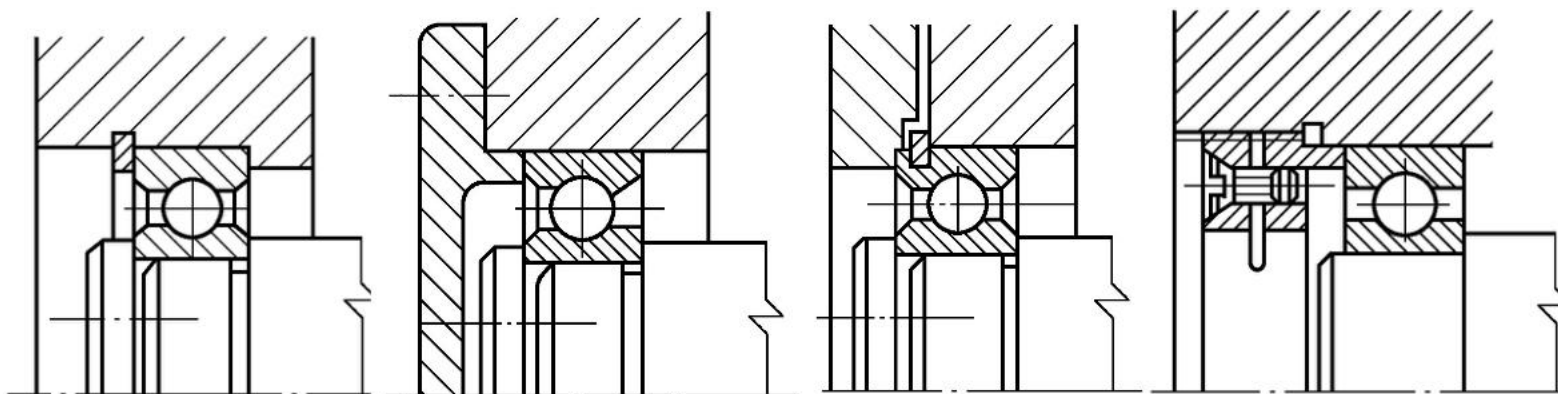
- ①轴肩固定。方便、可靠、最常用。
- ②圆螺母固定。可靠，用于高速轴向力较大时。
- ③轴端挡圈固定。用于高速轴向力较大时。
- ④弹簧挡圈固定。轻巧，承受的轴向力小，常用于深沟球轴承。
- ⑤锥套固定。靠摩擦工作，适用光轴、低速、轻载或经常装拆场合。





## 2. 外圈固定

- ◆ 弹簧挡圈固定。简单、方便、紧凑，但能承受的轴向力小。
- ◆ 轴承端盖固定。最常用，适于高速、轴向力较大时。
- ◆ 止动环固定。与带有止动槽的轴承配套，用于剖分式轴承座。
- ◆ 螺纹环固定。用于高速、轴向力较大而不便采用轴承盖时。



弹簧挡圈固定

轴承端盖固定

止动环固定

螺纹环固定

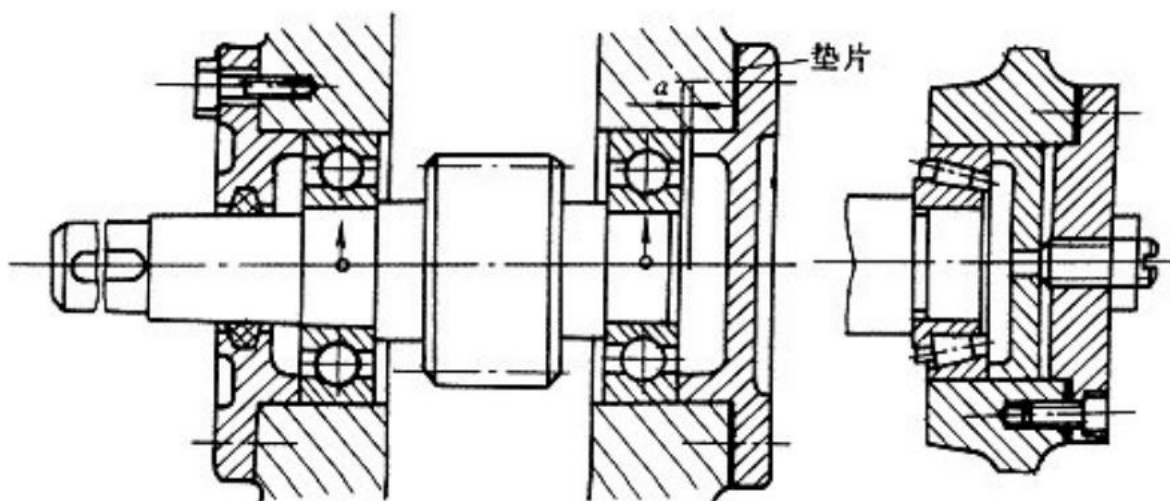




## 14.6.2 轴组件的轴向固定

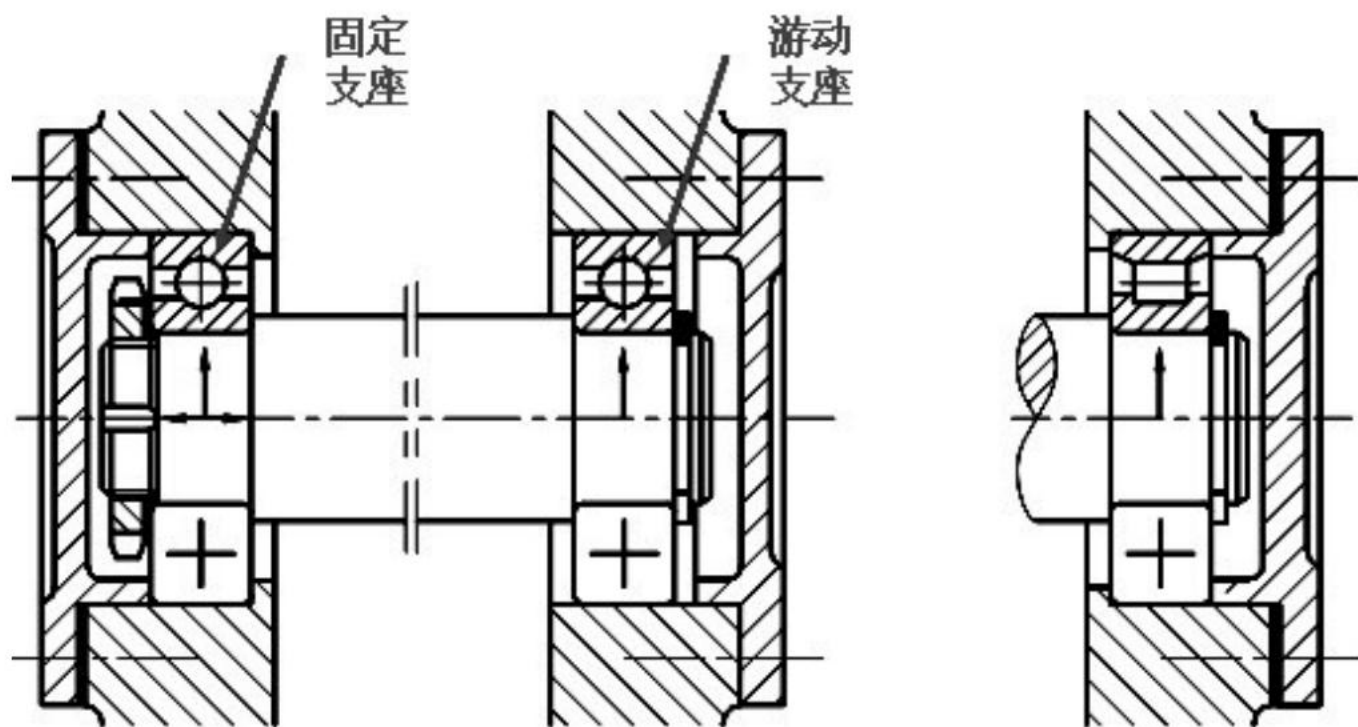
滚动轴承组成的支承结构必须满足轴组件轴向定位可靠、准确的要求，并要考虑轴在工作中有热伸长时其伸长量能够得到补偿。常用轴组件轴向固定的方法有二种。

### 1. 两端固定





## 2. 一端固定、一端游动式



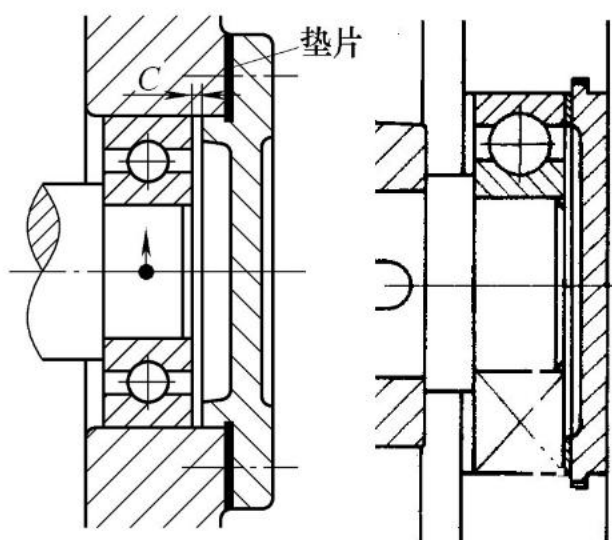


## 14.6.3 轴承组合的调整

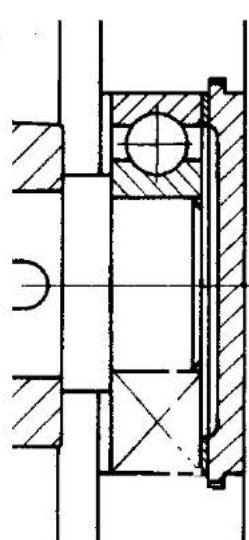
### 1. 轴承间隙的调整

◆目的：保证轴的回转精度及轴承运转灵活性，简化加工。

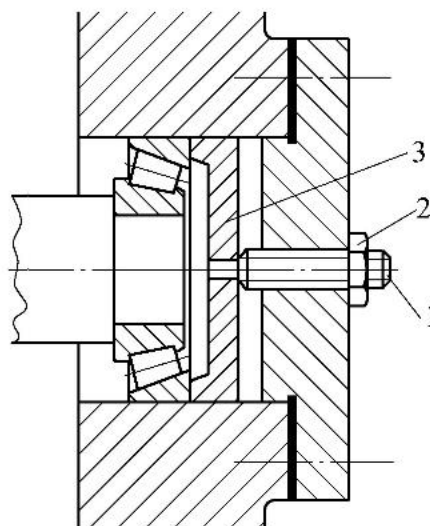
◆方法：采用调整垫片、调整环、调整螺钉、圆螺母等。



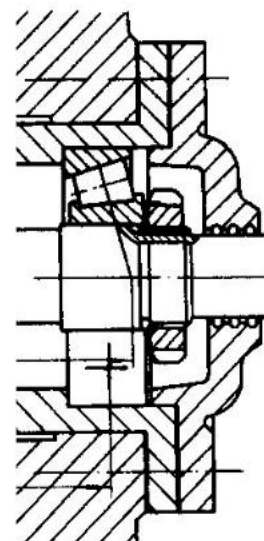
调整垫片



调整环



调整螺钉



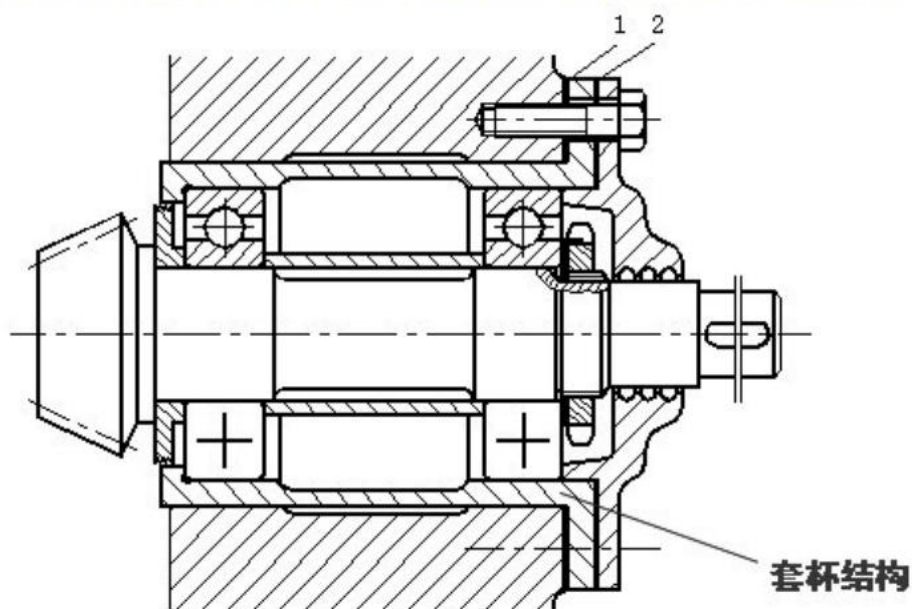
圆螺母



## 2. 轴组件位置的调整

某些场合要求轴上安装的零件必须有准确的轴向位置，例如，锥齿轮传动要求两锥齿轮的顶点相重合，蜗杆传动要求蜗轮的中间平面要通过蜗杆的轴线等。这种情况下需要有轴向位置调整的措施。

如图所示，为锥齿轮轴组件位置的调整方式，通过改变套杯与箱体间垫片1的厚度，使套杯做轴向移动，以调整锥齿轮的位置。垫片2用来调整轴承间隙





## 14.6.4 滚动轴承的配合

滚动轴承的内圈与轴、外圈与孔之间应根据具体情况来选择不同的配合。由于滚动轴承是标准件，因此轴承内孔与轴的配合应采用基孔制，轴承外圈与轴承座孔的配合应采用基轴制。通常内圈为转动圈，转动圈应采用较紧的配合，如采用n6、m6、K6、js6等，转速愈高、载荷愈大、振动愈大，则配合应紧些，要经常拆卸的轴承，则配合应松些；固定圈（一般为外圈）应采用较松的配合，通常采用J7、J6、H7、G7等。关于配合与公差的具体资料，可参阅机械零件设计手册。

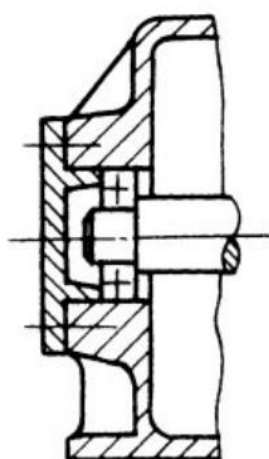
## 14.6.5 轴承组合支承部分的刚度和同轴度

轴和安装轴承的轴承座或箱体，应具有足够的刚度，同一轴线上的两轴承孔应保证有一定的同轴度，否则会使轴承旋转不灵活，降低传动效率，影响轴承的寿命。

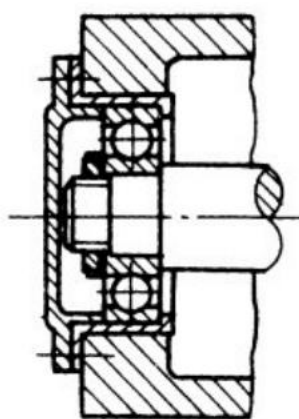


为了使箱体或轴承座在安装轴承处有足够的刚度，可适当增加箱体或轴承座在该处的壁厚，或采用加强肋[图（a）示]

为了保证同轴度，尽可能采用整体铸造的箱体或轴承座，并采用相同直径的轴承孔，以便加工时一次定位镗出。如果同一轴上装有不同外径的轴承，为了便于轴承座孔一次镗出，可利用衬筒来安装轴承[图（b）所示]。



a



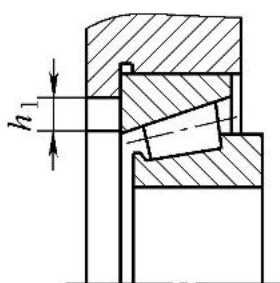
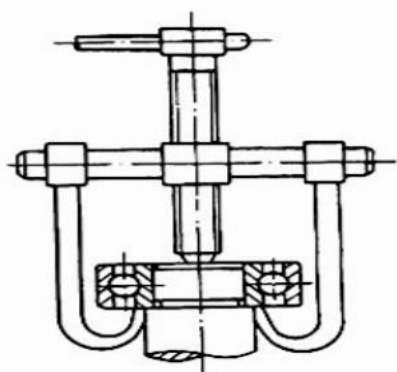
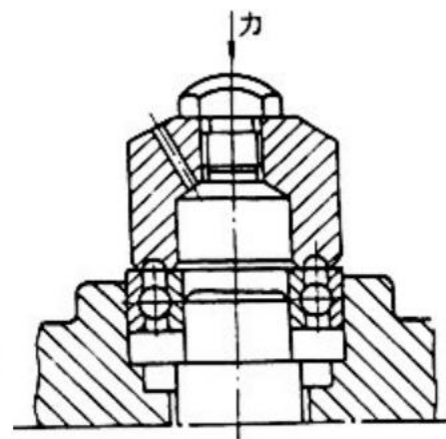
b



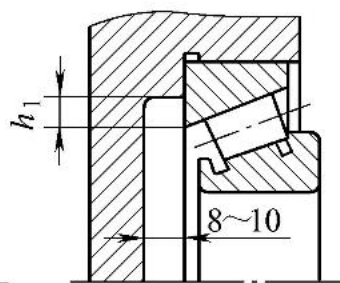
## 14.6.6 滚动轴承的安装和拆卸

◆ **装配方法：**内圈与轴颈采用过盈配合时，可采用压力机压入，或将轴承在油中加热至 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ 后进行热装。

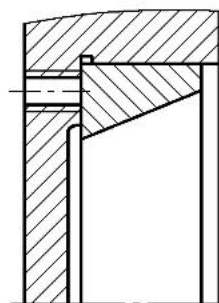
◆ **拆卸方法：**轴承内圈的拆卸常采用拆卸器（三爪）进行。外圈拆卸则用套筒或螺钉顶出。为便于拆卸，轴肩或孔肩的高度应低于定位套圈的高度，并要留出拆卸空间。



a)



b)



c)



## 14.6.7 滚动轴承的润滑与密封

◆目的：减小摩擦和磨损、提高效率、延长寿命、散热、减振、防锈、降低接触应力等。

滚动轴承常用的润滑剂有润滑油、润滑脂及固体润滑剂。

### 1) 脂润滑

最常用的滚动轴承的润滑剂为润滑脂。脂润滑通常用于速度不太高及不便于经常加油的场合。其主要特点是润滑脂不易流失、易于密封、油膜强度高、承载能力强，一次加脂后可以工作相当长的时间。润滑脂的填充量一般应是轴承中空隙体积的 $1/2 \sim 1/3$ 。





## 2) 油润滑

油润滑适用于高速、高温条件下工作的轴承。油润滑的特点是摩擦系数小、润滑可靠，且具有冷却散热和清洗的作用。缺点是对密封和和供油的要求较高。

选用润滑油时可根据温度和 $dn$ 值由图14-23选出润滑油应具有粘度值，然后根据粘度值从润滑油产品目录中选出相应的润滑油牌号。常用的润滑方式有：

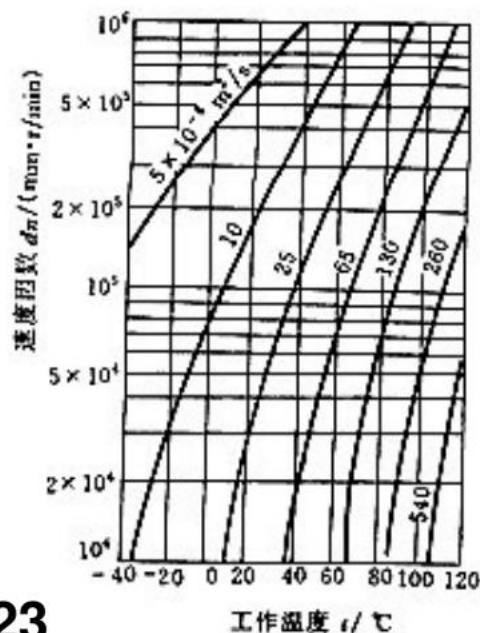


图14-23



## 油浴润滑

轴承局部浸入润滑油中，油面不得高于最低滚动体中心。该方法简单易行，适用于中、低速轴承的润滑。

## 飞溅润滑

这是一般闭式齿轮传动装置中轴承常用的润滑方法。利用转动的齿轮把润滑油甩到箱体的四周内壁面上，然后通过沟槽把油引到轴承中。

## 喷油润滑

利用油泵将润滑油增压，通过油管或油孔，经喷嘴将润滑油对准轴承内圈与滚动体间的位置喷射，从而润滑轴承。这种方式适用于高速、重载、要求润滑可靠的轴承。

## 油雾润滑

油雾润滑需要专门的油雾发生器。这种方式有益于轴承冷却，供油量可以精确调节，适用于高速、高温轴承部件的润滑。

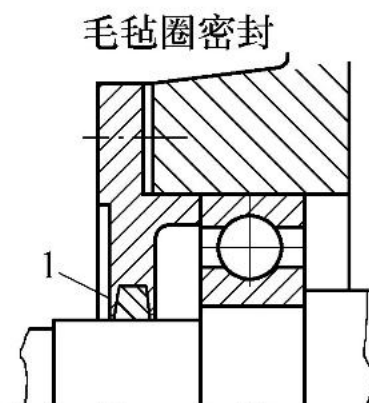


## 2. 滚动轴承的密封

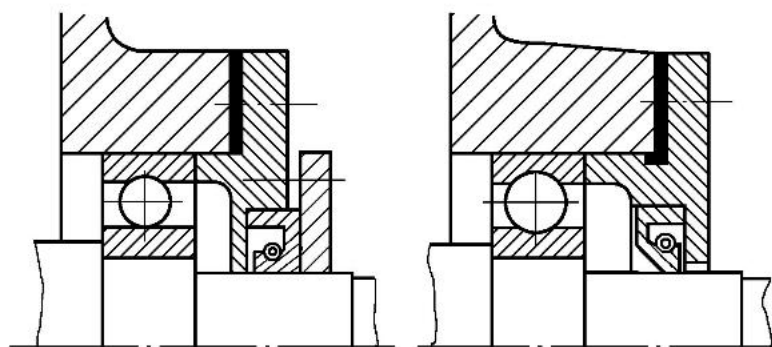
目的是防止灰尘、水、酸气和其他杂物进入轴承，并阻止润滑剂流失，以保护轴承。

### 1. 接触式密封

◆毛毡圈密封。适用脂润滑，环境清洁，滑动速度低于 $4\sim 5\text{m/s}$ ，温度低于 $90^\circ\text{C}$ 的场合。



◆唇形密封圈密封。密封圈为标准件，材料为皮革、塑料或耐油橡胶。分有金属骨架和无骨架、单唇和多唇等形式。适用脂或油润滑，滑动速度低于 $7\text{m/s}$ ，温度 $-40\sim 100^\circ\text{C}$ 。



a)

b)

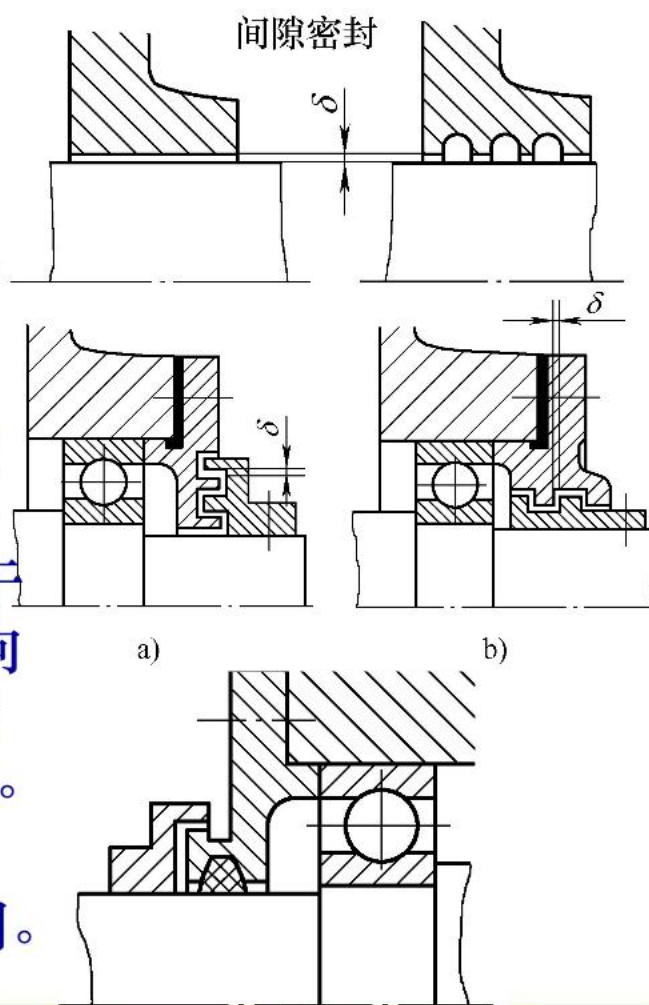


## 2. 非接触式密封

◆ **间隙密封**。靠轴与盖间的细小间隙密封，间隙越小越长，效果越好， $\delta=0.1\sim 0.3\text{mm}$ 。适用脂或油润滑，干燥清洁的环境。

◆ **迷宫式密封**。旋转件与静止件间的间隙为迷宫（曲路）形式，并在其中填充润滑脂以加强密封效果。分为径向和轴向两种，径向间隙 $\delta$ 不大于 $0.1\sim 0.2\text{mm}$ ；考虑到轴的热膨胀，轴向间隙应取大些， $\delta=1.5\sim 2\text{mm}$ 。适用脂或油润滑，温度不高于润滑脂的滴点。结构复杂，但密封效果好。

3. 组合密封。几种密封组合使用。





虽然滚动轴承有一系列优点，在一般机器中获得了广泛使用，但是在高速、高精度、重载、结构上要求剖分等场合下，滑动轴承就显示出它的优异性能。因而在气轮机、离心式压缩机、内燃机、大型电机中多采用滑动轴承；在低速而带有冲击的机器，如水泥搅拌机、滚筒清砂机、破碎机等也采用滑动轴承。

### 14.7.1 滑动轴承的类型和结构

根据轴承所能承受载荷的方向，它可分为向心滑动轴承和推力滑动轴承两类。

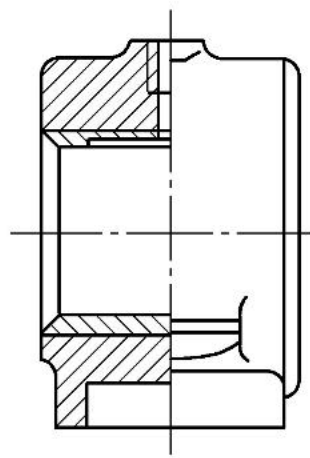
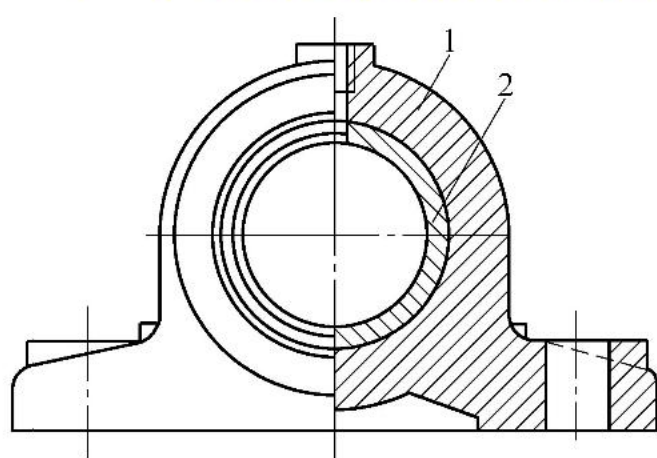
**向心滑动轴承**用于承受与轴线垂直的径向力；

**推力滑动轴承**用于承受与轴线平行的轴向力。



## 1. 向心滑动轴承

### (一) 整体式径向滑动轴承



1—轴承座

2—轴瓦

**特点：结构简单，成本低廉。**

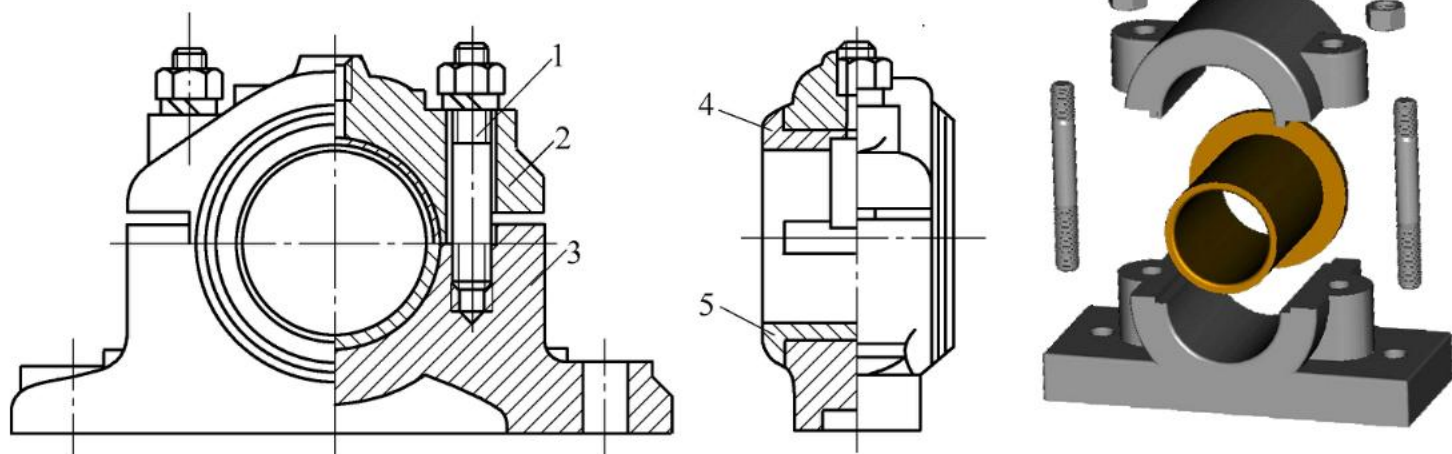
**因磨损而造成的间隙无法调整。**

**只能从轴向装拆，不方便。**

**应用：低速、轻载、间歇工作而不需要经常装拆的场合。**



## (二) 剖分式径向滑动轴承



1—螺柱 2—轴承盖 3—轴承座 4—上轴瓦 5—下轴瓦

水平剖分式径向滑动轴承

**特点：**结构复杂、可以调整磨损而造成的间隙、装拆方便。

**应用：**需调整间隙、重型轴及经常装拆的场合。

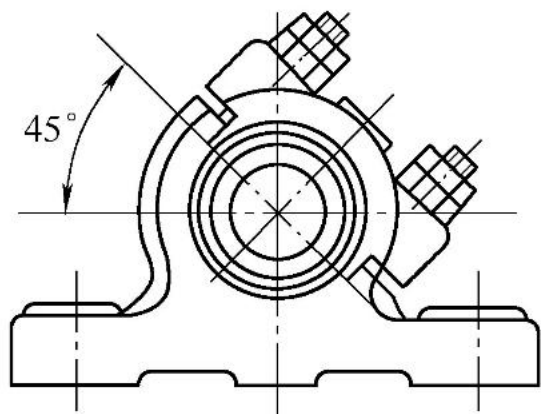


当轴承受到的径向力有较大偏斜时，可采用斜剖分式径向滑动轴承，其剖分角一般为 $45^\circ$ 。

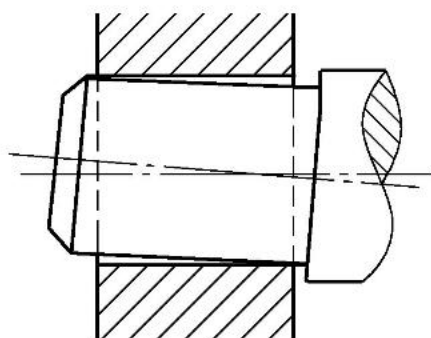
### (三) 自动调心式径向滑动轴承

特点：轴瓦与轴承座为球面接触，可自动适应轴的变形。

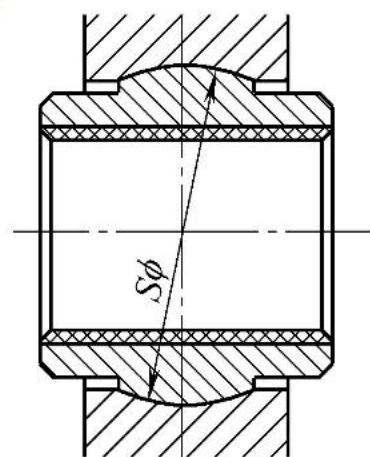
适用：轴的刚度小、制造精度较低的情况。



斜剖分式径向滑动轴承



边缘摩擦



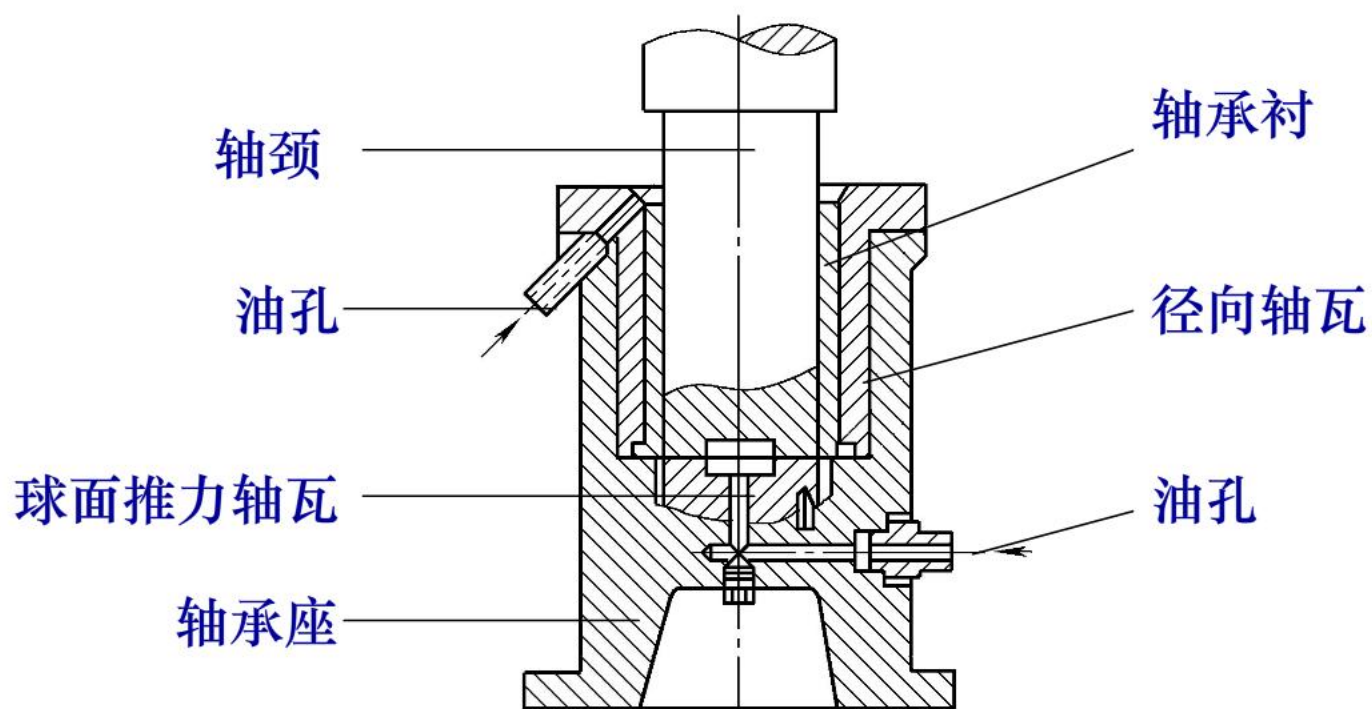
自动调心式轴承





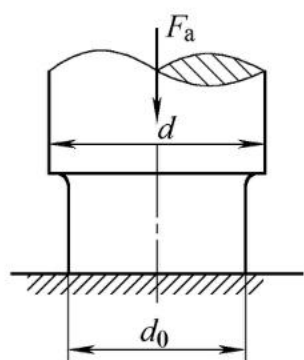
## 2. 推力滑动轴承

推力滑动轴承用来承受轴向载荷，典型结构如图所示。

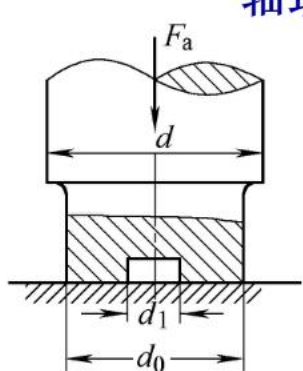




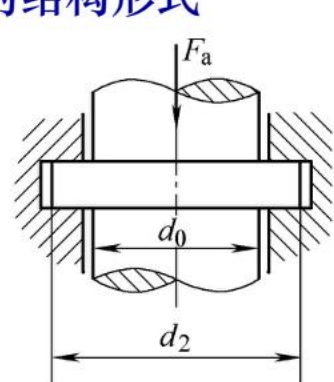
## 轴颈的结构形式



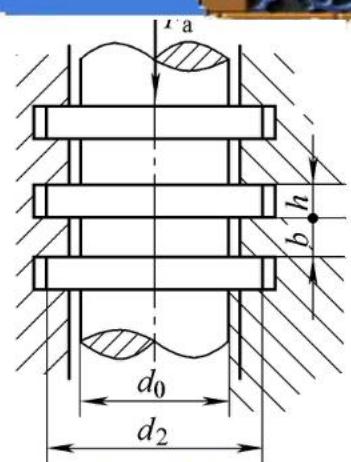
实心式



空心式



单环式



多环式

◆ 实心式：端面受力，压力分布不均匀，润滑效果差，边缘磨损快。

◆ 空心式：压力分布较均匀，润滑条件较实心式改善。

◆ 单环式：环形端面受力，结构简单，润滑方便，常用于低速、轻载的场合。

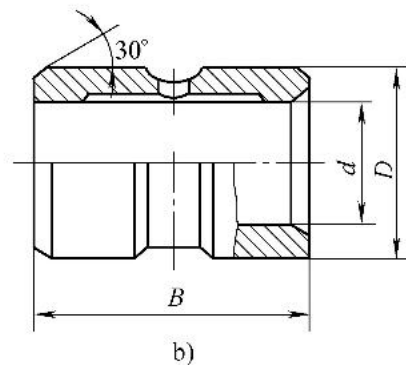
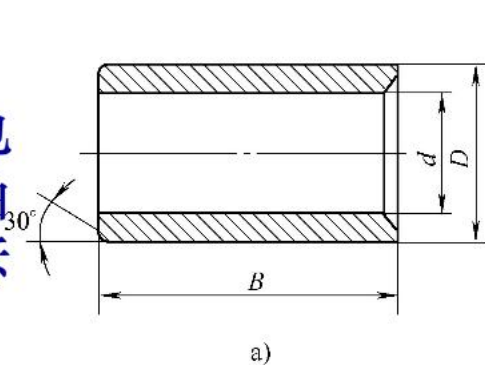
◆ 多环式：可承受较大的单向或双向载荷，但环数较多时，各环间载荷分布不均。



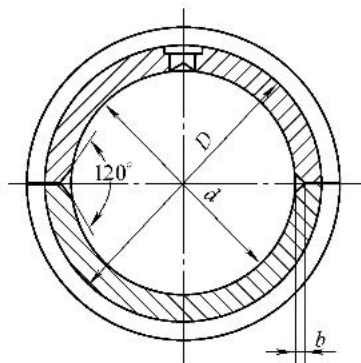
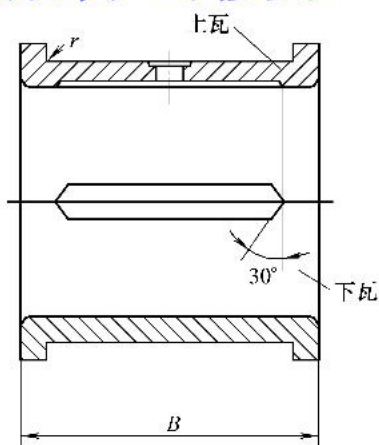
## 14.7.2 轴瓦与轴衬

### 1. 轴瓦的结构

◆ **整体式轴瓦**：也称轴套，用于整体式轴承。需从轴端安装和拆卸，可修复性差。

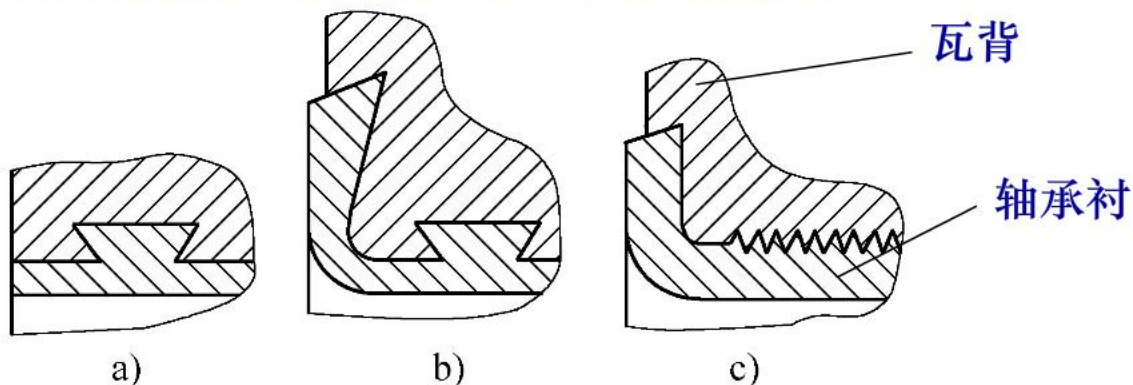


◆ **剖分式轴瓦**：用于剖分式轴承。可以直接从轴的中部安装和拆卸，可修复。

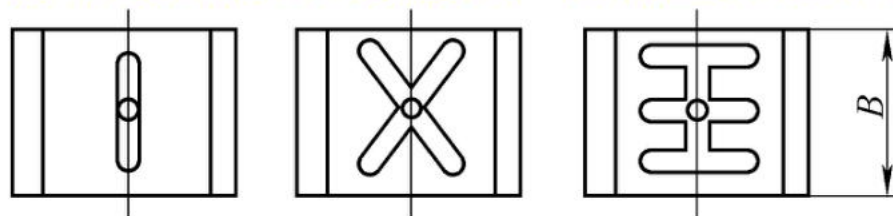




◆ **轴承衬**：贴附或浇注在轴瓦内表面上的一层减摩耐磨材料。其与轴颈直接接触，对轴承的工作影响很大。



◆ **油槽形式**：油槽的形状和分布应使摩擦副表面得到均匀的润滑。为了不影晌轴承的承载能力，油槽应开在非承载区。





## 2. 轴承的常用材料

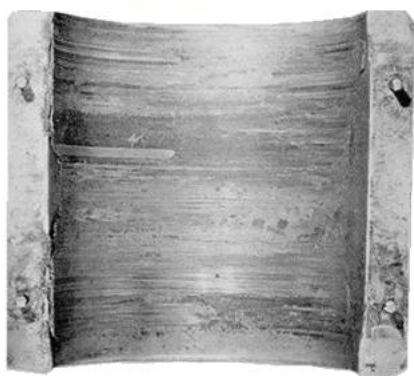
滑动轴承的失效形式：轴承表面的磨损、胶合或疲劳剥落。



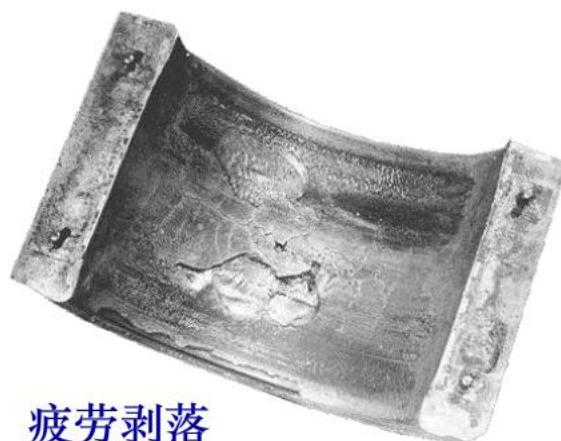
磨损



扩展点蚀



胶合



疲劳剥落



## 对轴承材料的基本要求

- ◆ 减摩性好：摩擦副具有较低的摩擦系数。
- ◆ 耐磨性好：单位时间的磨损量（磨损率）小。
- ◆ 抗胶合性好：材料的耐热性与抗粘附性好。
- ◆ 嵌入性好：材料容纳硬质颗粒嵌入，从而减轻轴承滑动表面发生刮伤或磨粒磨损的性能。
- ◆ 磨合性好：轴瓦与轴颈表面经短期轻载运行后，形成相互吻合的表面形状和粗糙度的能力（或性质）。

此外还应有足够的强度和抗腐蚀能力、良好的导热性、工艺性和经济性。



## 1. 金属材料

### (1) 轴承合金。又称为巴氏合金或白合金。

以较软的锡或铅为基体，其中悬浮锑锡及铜锡硬晶粒。具有良好的嵌入性、摩擦顺应性、磨合性和抗胶合能力。但因强度很低，不能单独作轴瓦，只能作为轴承衬附在青铜或铸铁轴瓦上，其价格较贵。适用于重载、中高速场合。

### (2) 铜合金。有锡青铜、铅青铜、铝青铜和黄铜。

铜合金具有较好的强度、减摩性和耐磨性。其中，锡青铜的减摩性和耐磨性最好，但嵌入性和磨合性比轴承合金差，适用于中速及重载场合；铅青铜的抗胶合能力强，适用于高速重载；铝青铜强度和硬度高，抗胶合能力差，适用于低速重载；黄铜是铜锌合金，减摩性和耐磨性比青铜差，但工艺性好，适用于低速中载。



(3) 铝合金。为铝锡合金，具有强度高、耐腐蚀、导热性好等优点，可用铸造、冲压、轧制等方法制造，适合批量生产。但磨合性差，要求轴颈有较高的硬度和加工精度。可部分代替价格较贵的轴承合金或青铜材料。

(4) 铸铁。灰铸铁、耐磨铸铁和球磨铸铁。铸铁中的石墨具有润滑作用，价格低廉，但磨合性差。适用于低速、轻载和不重要的场合。

## 2. 粉末冶金材料

由铜、铁、石墨等粉未经压制、烧结而成多孔隙（10%~35%）材料，又称陶瓷金属。工作前在热油中浸泡几个小时，使孔隙中充满润滑油，工作时轴瓦温度升高，油膨胀后进入摩擦表面进行润滑，停车后由于毛细作用，油又吸回轴瓦内，故又称为含油轴承，可在长时间不加油的情况下工作。但其性脆，适用于中、低速、无冲击、润滑不便或要求清洁的场合。





### 3. 非金属材料

◆塑料：酚醛塑料、尼龙、聚四氟乙烯等，具有摩擦因数小、抗压强度高、耐腐蚀性和耐磨性好等优点。但导热能力差，应注意冷却。

◆橡胶：具有良好的弹性和减摩性，故常用于以水做润滑剂且环境较脏污之处。其内壁上带有轴向沟槽，以利润滑剂流通，而且还可以增强冷却效果和冲走污物。

◆碳—石墨：由不同量和石墨构成的人造材料，石墨量越多材料越软，摩擦因数越小。还可以在其中加入金属、聚四氟乙烯和二硫化钼等。是电动机电刷的常用材料。



### 14.7.3 非液体摩擦滑动轴承的计算

非液体摩擦：指轴承处于边界摩擦或混合摩擦状态。

◆ 失效形式：边界油膜破裂，导致磨损和胶合。

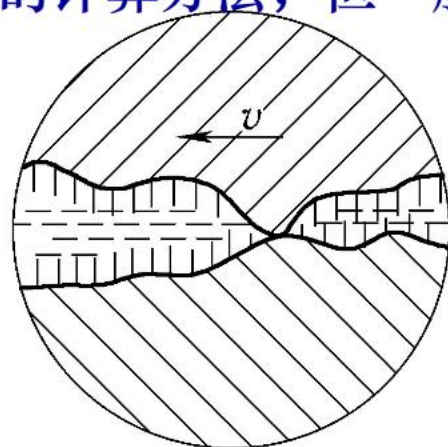
◆ 设计准则：保证边界膜不破裂。

因边界膜强度与压强、温度、轴承材料、轴颈和轴承表面粗糙度、润滑油供给等有关，目前尚无精确的计算方法，但一般可作条件性计算。

(1) 限制轴承压强  $p \leq [p]$ ， $p$  过大，润滑油膜不易形成和保持。

(2) 限制摩擦发热  $pv \leq [pv]$ ， $f pv$  是摩擦力，限制  $pv$  即间接限制摩擦发热。

(3) 限制滑动速度  $v \leq [v]$ ，即使  $p$ 、 $pv$  合格，但  $v$  过大仍会使磨损过快。



非液体摩擦



## 以向心滑动轴承为例介绍其校核过程

已知条件：径向载荷 $F_r$  (N)、轴转速 $n$ (r/min)、轴颈 $d$  (mm)，轴承宽度 $B$  (mm)。

### 1. 校核轴承压强 $p$ (MPa)

$$p = \frac{F_r}{dB} \leq [p] \quad [p] \text{—材料的许用压强, MPa。}$$

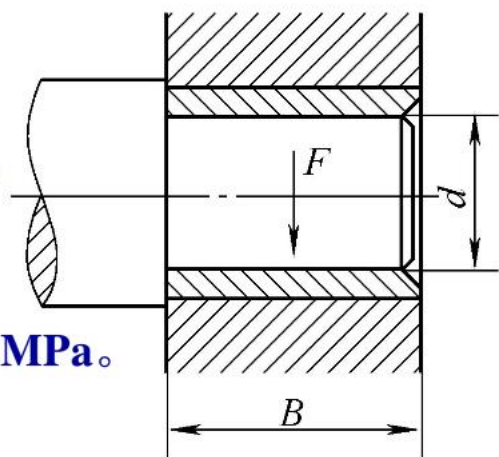
### 2. 校核摩擦热

$$pv = \frac{F_r}{Bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{F_r n}{19100B} \leq [pv]$$

$v$ —轴颈圆周速度, m/s;  
[ $pv$ ]—材料的 $pv$ 许用值,  
MPa·m/s

### 3. 校核滑动速度 $v$ (m/s)

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} \leq [v] \quad [v] \text{—材料的许用滑动速度}$$



# 14.8 滚动轴承与滑动轴承的比较



性能	滑动轴承		滚动轴承	
	非液体摩擦轴承	液体摩擦轴承	滚动轴承	
摩擦特性	边界摩擦或混和摩擦	液体摩擦	滚动摩擦	
一般对轴承的效率 $\eta$	$\eta \approx 0.97$	$\eta \approx 0.995$	$\eta \approx 0.99$	
承载能力与转速的关系	随转速增高而降低	在一定转速下, 随转速增高而增大	一般无关, 但极高转速时承载能力降低低	
适应转速	低速	中、高速	低、中速	
承受冲击载荷的能力	较高	高	不高	
功率损失	较大	较小	较小	
启动阻力	大	大	小	
噪声	较小	极小	高速时较大	
旋转精度	一般	较高	较高、预紧后更高	
安装精度要求	剖分结构、容易装拆			
	安装精度要求不高	安装精度要求高	安装精度要求高	
外廓尺寸	径向	小	小	大
	轴向	较大	较大	中
润滑剂	油、脂或固体	润滑油	润滑油或润滑脂	
润滑剂量	较少	较多	中	
维护	较简单	较复杂, 油质要洁净	维护方便、润滑较简单	
经济性	批量生产价格低	造价高	中	

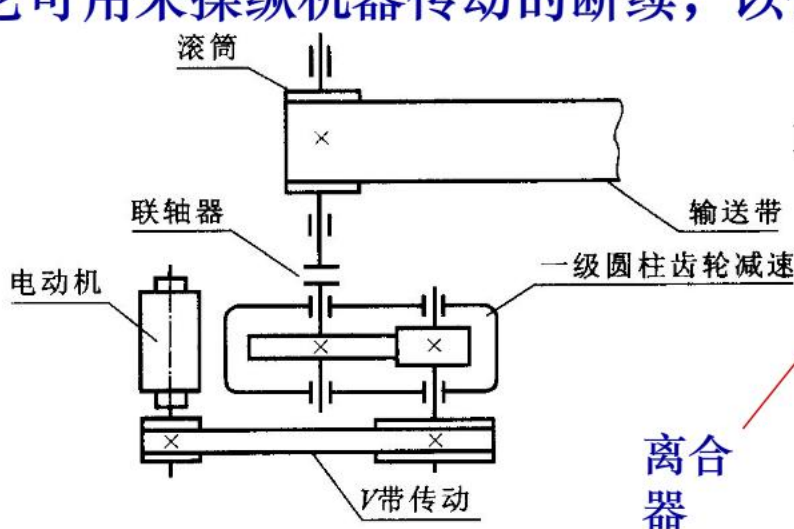


## 15.1 概述

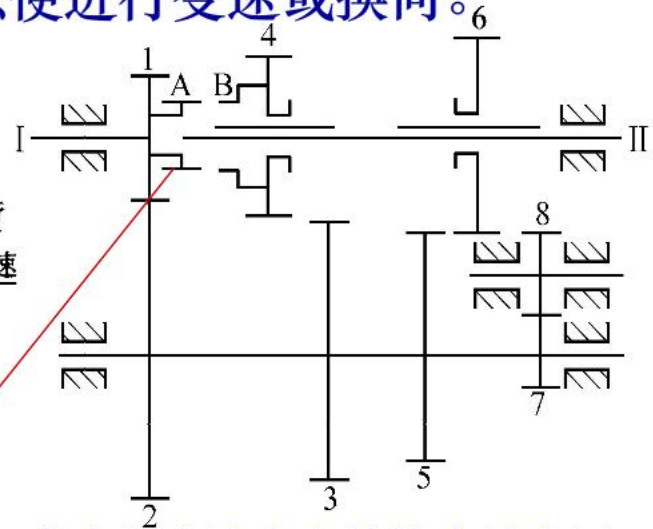
联轴器和离合器主要用于轴与轴的联接，以传递运动和转矩。

◆ **联轴器**：用于将两轴联接在一起，机器运转时两轴不能分离，只有在机器停车时才可将两轴分离。

◆ **离合器**：在机器运转过程中，可使两轴随时接合或分离。它可用来操纵机器传动的断续，以便进行变速或换向。



联轴器在带式输送机中的应用

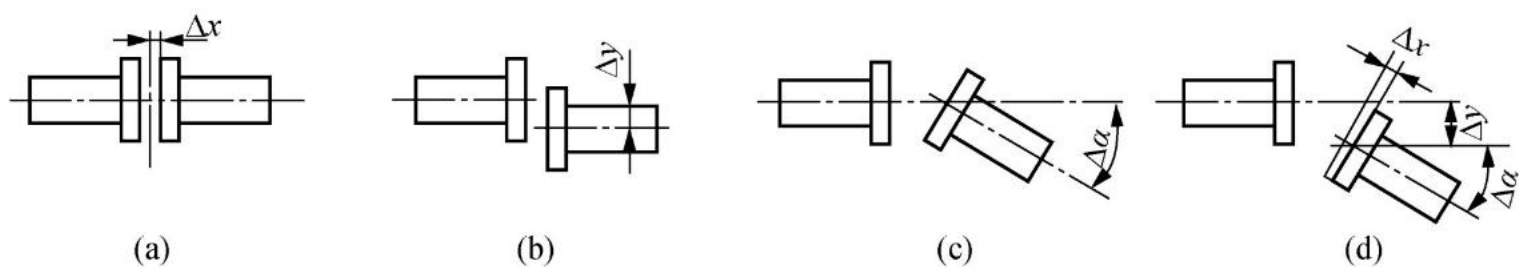


离合器在汽车变速箱中的应用



## 轴的相对位移

联轴器所联接的两轴，由于制造及安装误差、受载变形以及温度变化的影响等，难以精确对中，而是存在着某种程度的相对位移。联轴器应具有一定的适应上述位移的能力，否则就会在系统中引起附加载荷，影响机器的正常工作。



(a) 轴向位移  $\Delta x$

(b) 径向位移  $\Delta y$

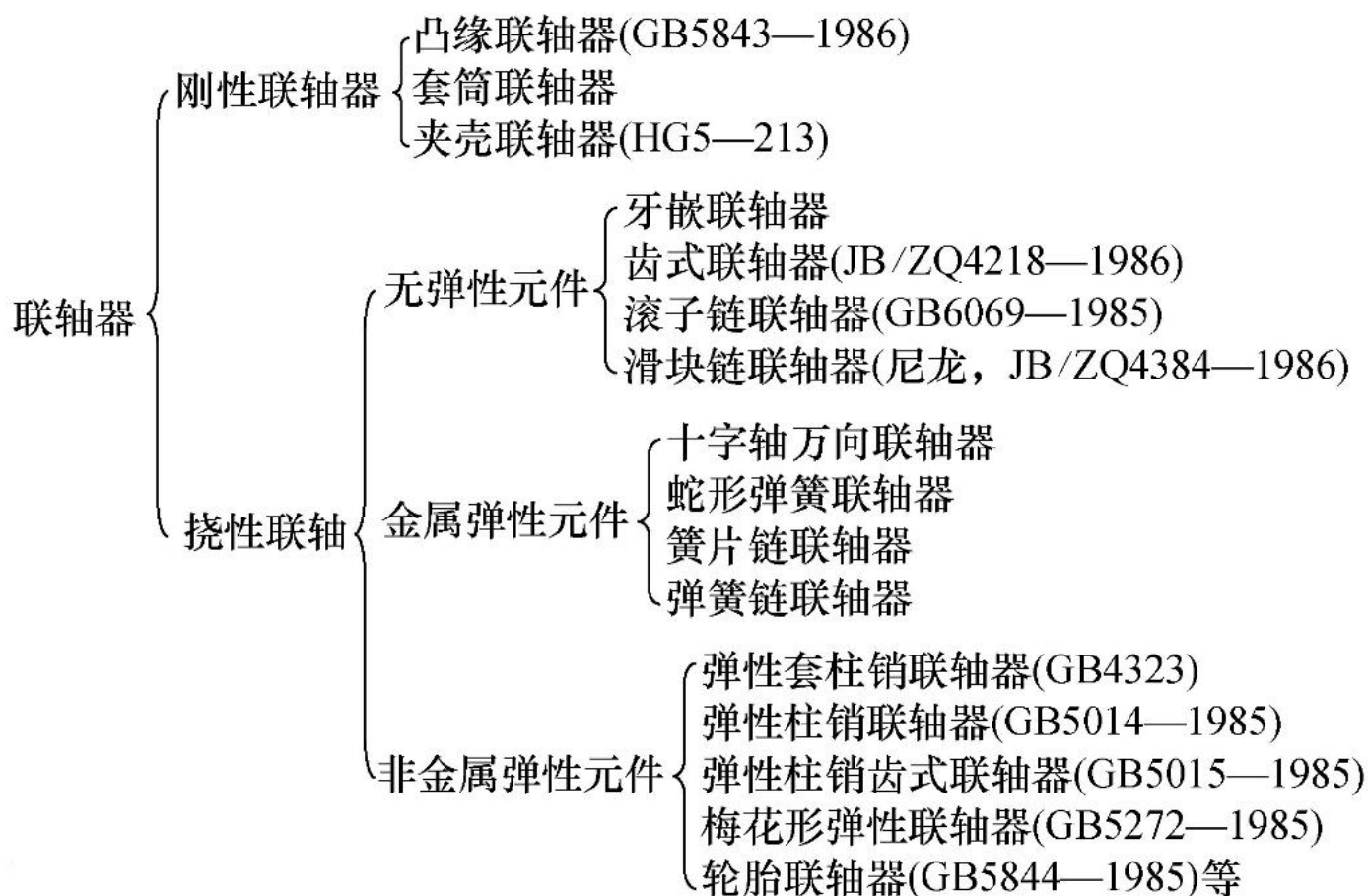
(c) 角度位移  $\Delta \alpha$

(d) 综合位移  $\Delta x$ 、 $\Delta y$ 、 $\Delta \alpha$





## 常见的联轴器分类方法

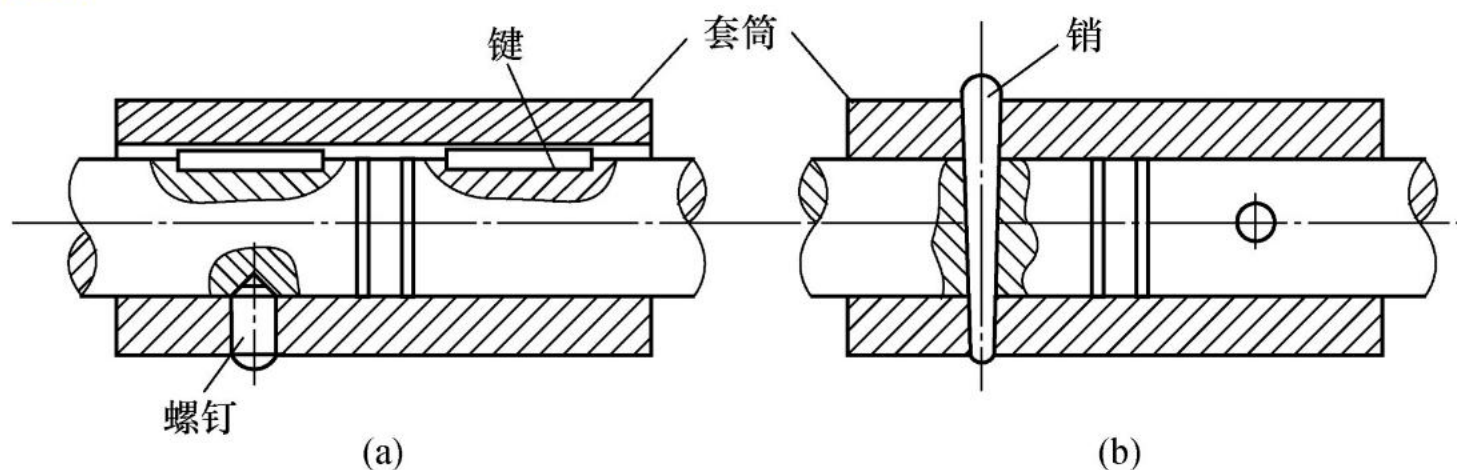




## 15.2.1 刚性联轴器

### 1. 套筒联轴器

由套筒和键（销）组成，靠中间套筒传递转矩。结构简单，制造方便，径向尺寸小；但要求两轴线严格对中，装拆时轴须作轴向移动。适用于低速、平稳、轻载、小尺寸轴的联接。





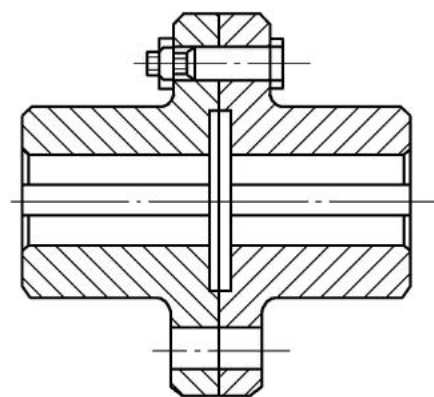


## 2. 凸缘联轴器

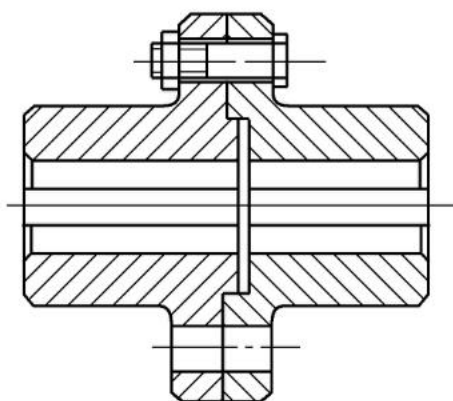
◆原理：由两半联轴器、螺栓和键组成。普通凸缘联轴器靠配合螺栓实现两轴对中，靠螺栓受剪切和挤压传递转矩；对中榫凸缘联轴器则靠凸肩和凹槽实现对中，靠结合面的摩擦传递转矩。联轴器的材料通常为铸铁，重载或圆周速度大于30m/s时采用铸钢或锻钢。

◆特点：结构简单，制造方便，传递转矩较大；但要求两轴严格对中，不能缓冲减振。

◆适用场合：低速、平稳、刚性大、对中性好的两轴联接。



普通凸缘联轴器



对中榫凸缘联轴器



## 15.2.2 挠性联轴器

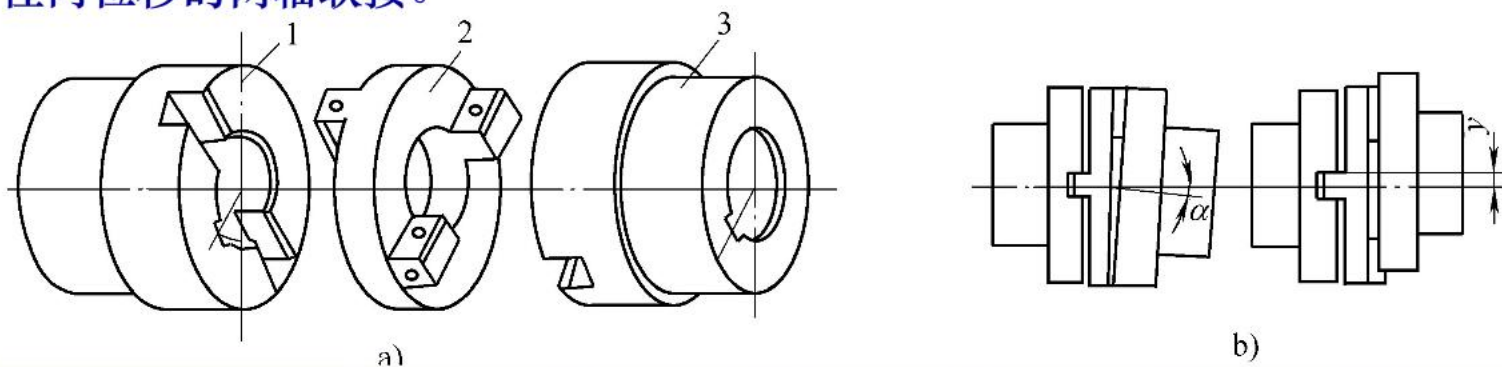
### 1. 无弹性元件的挠性联轴器

这类联轴器利用本身结构的相对移动量来补偿两轴的对中误差。常用的有十字滑块联轴器、万向联轴器和齿轮联轴器等。

#### 1. 十字滑块联轴器



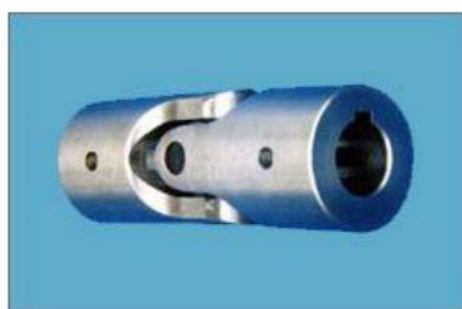
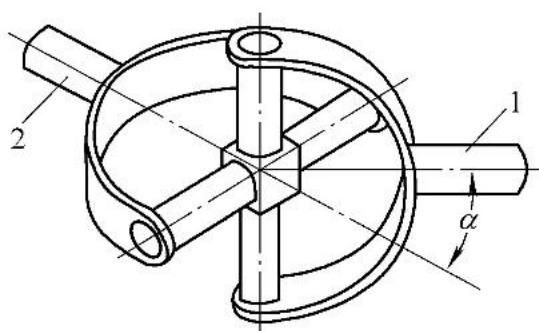
两半联轴器1、3端面开有凹槽，中间盘2两面有凸榫，凸榫与凹槽配合构成移动副，故在传递转矩的同时，可补偿两轴线之间的径向位移和少量角位移。联轴器的材料一般为45钢，工作表面要进行热处理，并进行润滑。滑块偏心转动会引起离心力、增大磨损。适用转速 $n < 300\text{r/min}$ 、较平稳、有径向位移的两轴联接。





## 2. 万向联轴器

◆单万向联轴器：十字轴四端用铰链分别与轴1、2的叉形接头相联，构成一空间机构。该联轴器允许两轴间有较大的角位移（可达 $40^{\circ}\sim 45^{\circ}$ ）。但当两轴不共线时，它们的角速度比值是变化的，两轴夹角越大，其变化幅度越大，产生的动载荷越大。适用于低速、角位移较小或对平稳性要求不高的场合。

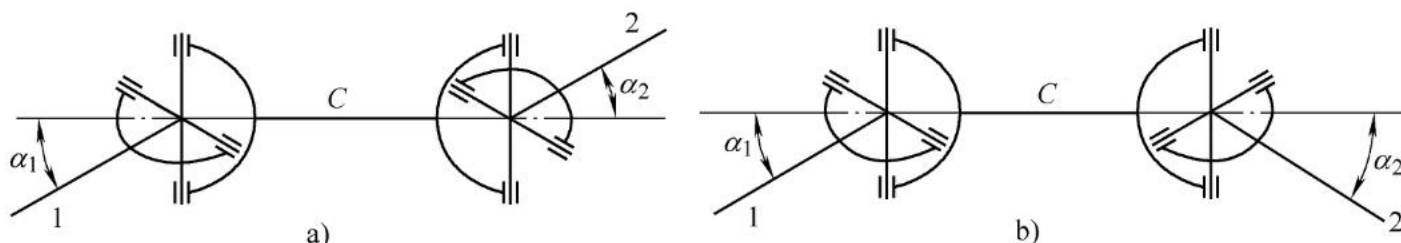




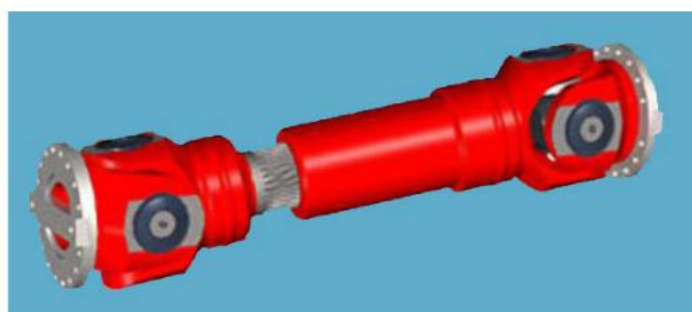
◆双万向联轴器：由两个单万向联轴器串接组成。满足以下两个条件时，可实现两轴的等角速度传动。

①主、从动轴与中间轴的夹角必须相等， $\alpha_1 = \alpha_2$ ；

②中间轴两端的叉面必须共面。



万向联轴器多采用合金钢制造。结构紧凑，维护方便，可适应较大的角位移，广泛应用于汽车、轧钢机和机床等机器的传动系统中。

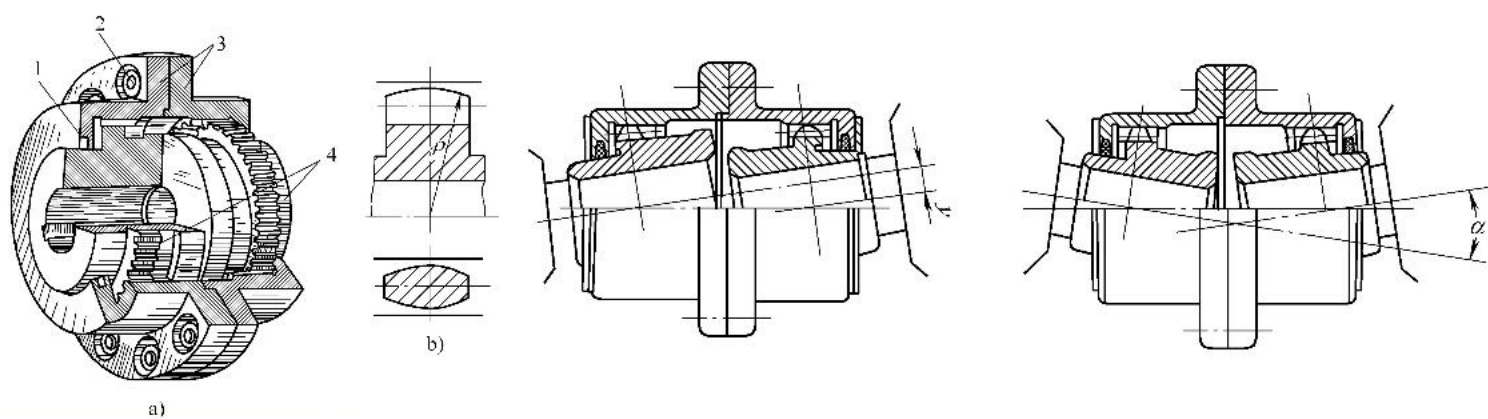




## 2. 齿式联轴器

由两个有内齿的外壳3和两个有外齿的轴套4组成，两轴套分别与两轴用键联接，两外壳用螺栓连为一体，靠齿轮啮合传递转矩。为了能补偿两轴的综合位移，外齿齿顶常制成球面，轴向制成鼓形，并取较大的齿侧间隙。为减小摩擦和磨损，须润滑。

该联轴器能传递很大的转矩，补偿综合位移；但结构复杂、笨重、造价高。常用于重型机械中。





机械设计基础

主页

目录

上一页

下一页

后退

退出

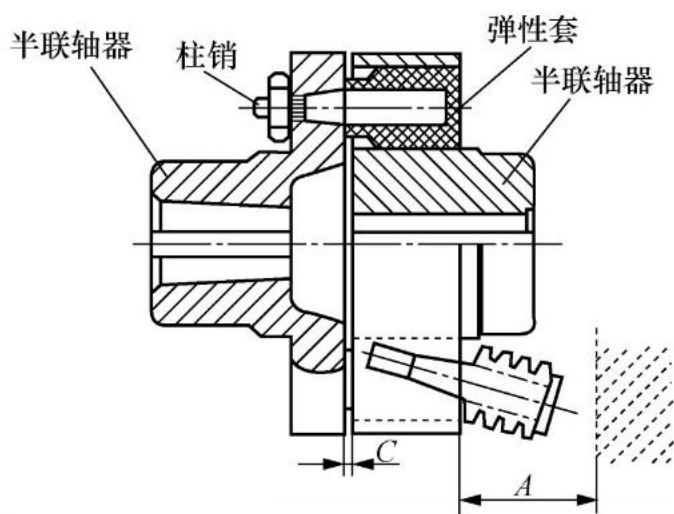


## 2. 有弹性元件的挠性联轴器

有弹性元件的挠性联轴器靠弹性元件的弹性变形来补偿两轴线的相对位移，而且可以缓冲减振。常用的有弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、轮胎式联轴器等。

### 1. 弹性套柱销联轴器

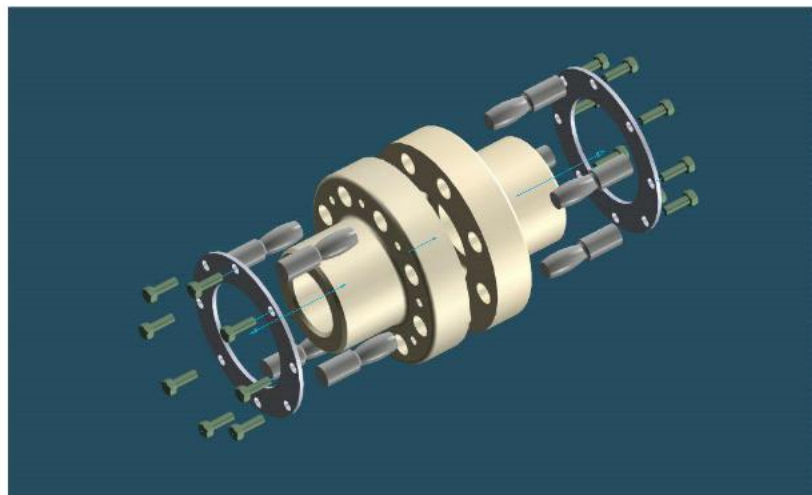
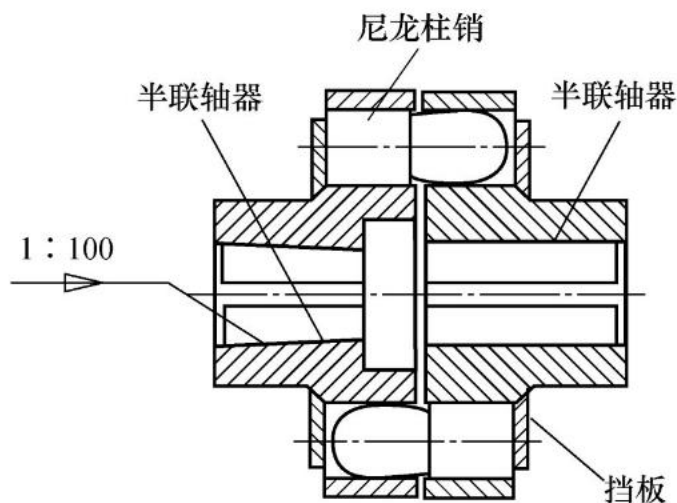
两半联轴器用套有弹性套的柱销联接，工作时通过挤压弹性套传递转矩，可补偿综合位移和缓冲减振。它制造容易，装拆方便，但弹性套易磨损，寿命短。适用于联接需正反转或起动频繁、受中小转矩及不容易对中的两轴。





## 2. 弹性柱销联轴器

两半联轴器用尼龙柱销联接，柱销两侧装有挡销板。结构简单，安装、制造方便，寿命较长，有一定的缓冲减振能力，可补偿一定的轴向位移及少量的径向位移和角位移。适用于轴向串动量大、经常正反转、起动频繁和转速较高的场合。

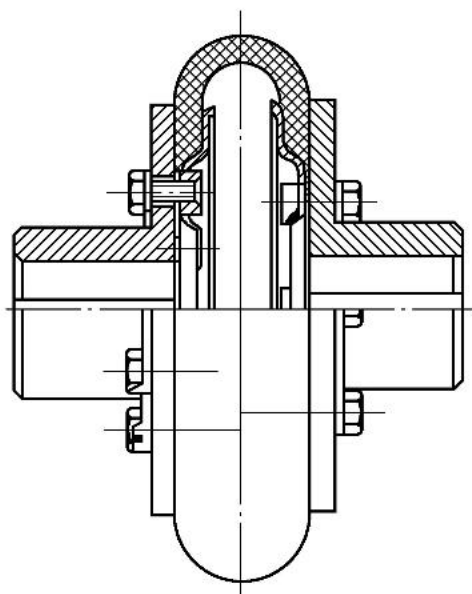






### 3. 轮胎式联轴器

两半联轴器用橡胶或橡胶织物制成的轮胎联接。其结构比较简单，弹性大，具有良好的缓冲减振能力和补偿较大综合位移的能力。但其径向尺寸较大。它适用于启动频繁、正反向运转、有冲击振动、两轴相对位移较大以及潮湿、多尘之处。





### 15.2.3 联轴器的选择

联轴器大部分已标准化，选用者应根据使用要求，如机械机构类型、要求传递工作情况、计算转矩、工作转速、轴径、伸出轴头、被联接的两轴最大位移和工作条件来确定选用类型和规格。具体在选择时应考虑以下几点：

- (1) 传递载荷的大小和性质；
- (2) 转速的高低；
- (3) 需要补偿相对位移的大小和性质；
- (4) 启动频率，正反转的要求，对缓冲减振的要求，对工作温度，安全要求等；
- (5) 制造、安装和维护的成本。



## 一、联轴器类型的选择

- ◆ 低速、刚性大的短轴可选用固定式刚性联轴器；
- ◆ 低速、刚性小的长轴可选用可移式刚性联轴器；
- ◆ 传递转矩较大的重型机械选用齿式联轴器；
- ◆ 对于高速、有振动和冲击的机械，选用弹性联轴器；
- ◆ 轴线位置有较大变动的两轴，应选用万向联轴器；

## 二、联轴器型号选择

联轴器的型号是根据所传递的转矩、轴的直径和转速，从联轴器的标准中选用的，具体应满足以下条件：



1) 计算转矩 $T_c$ 应小于等于联轴器的公称转矩 $[T]$ ， $T_c \leq [T]$

其中  $T_c = KT = K \times 9550 \times \frac{P}{n}$   
 $K$ —工作情况系数；  
 $P$ —传递的功率 (kw) ；  
 $n$ —工作转速 (r/min) ；  
 $T$ —联轴器的工作转矩 (N.m)。

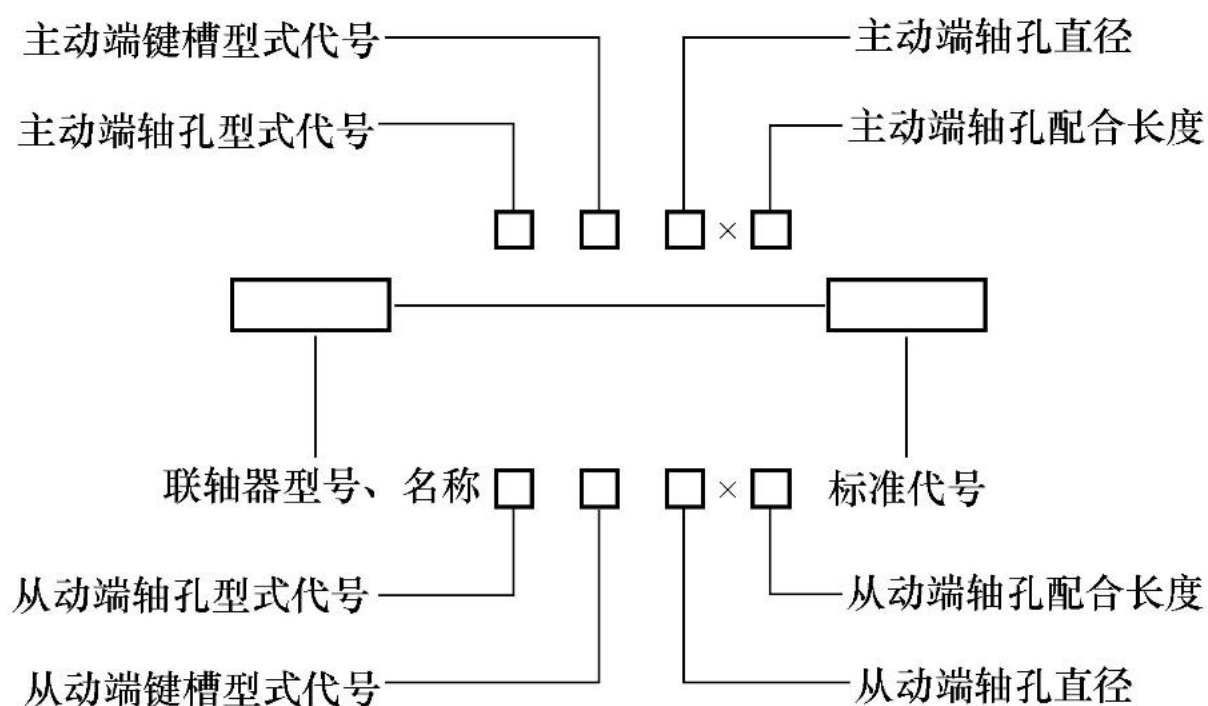
2) 转速 $n$ 应小于等于联轴器的许用转速 $[n]$ ， $n \leq [n]$

3) 轴的直径应在所选联轴器孔径范围之内， $d_{min} \leq d \leq d_{max}$



## 15.2.4 联轴器的标记

联轴器的标记方法按国标GB/T3582—1997的规定为：





### 1) 轴孔形式的代号为

Y型——长圆柱形轴孔；

J型——有沉孔的短圆柱形轴孔；

J1型——无沉孔的短圆柱形轴孔；

Z型——有沉孔的圆锥形轴孔；

Z1型——无沉孔的圆锥形轴孔。

### 2) 轴孔键槽形式的代号为

A型——平键单键槽

B型——平键双键槽， $120^\circ$  布置

B1型——平键双键槽， $160^\circ$  布置

C型——圆锥形轴孔平键单键槽

### 3) Y型孔和A型键槽的代号，标记中课省略。

4) 联轴器两端轴孔和键槽的形式、尺寸相同时，指标记一端，另一端省略。



离合器可以根据需要随时分离或联接机器的两轴，如汽车需临时停车时不必熄火，可以操纵离合器，使变速箱的输入轴与汽车发动机的输出轴分离。离合器应能迅速、平稳、可靠、灵活地联接或分离机器的两轴。离合器按其工作原理可分为嵌合式和摩擦式两类。

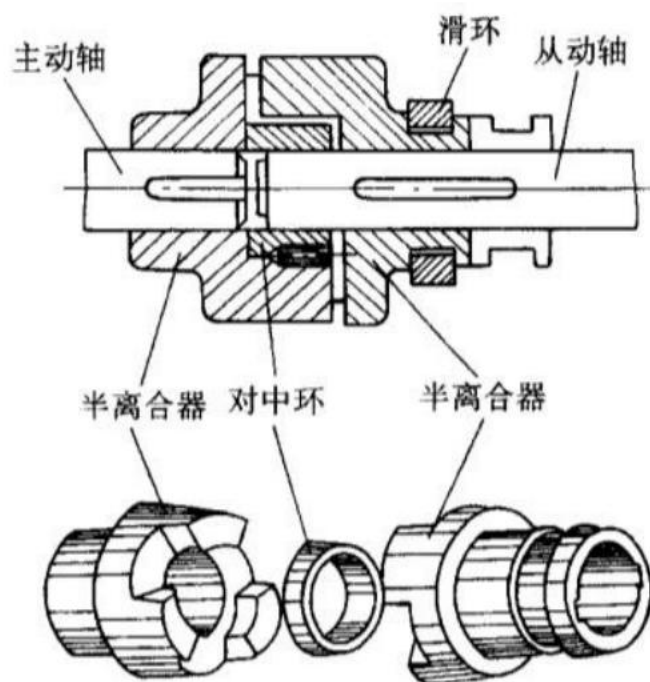
对离合器的基本要求是接合平稳、分离迅速、工作可靠、操作维护方便、外廓尺寸小、重量轻、耐磨性和散热性好。

### 一、牙嵌离合器

它由两个端面带牙的半离合器组成。一半离合器固定在主动轴上，另一半半离合器与从动轴联接，通过操纵机构可使其在轴上作轴向移动，以实现两半离合器的接合与分离。



为了便于两轴对中，在离合器中装有对中环，从动轴可在对中环中自由转动。



该离合器结构简单，外廓尺寸小，能传递较大的转矩。但其只宜在两轴不回转或转速差很小时进行结合，否则容易打断牙齿

牙嵌式离合器的常用材料为低碳合金钢（如20Cr，20MnB）经表面渗碳淬火后硬度达56~62HRC。有时采用中碳合金钢（如40Cr，45MnB），经表面淬火后硬度达56~62HRC。

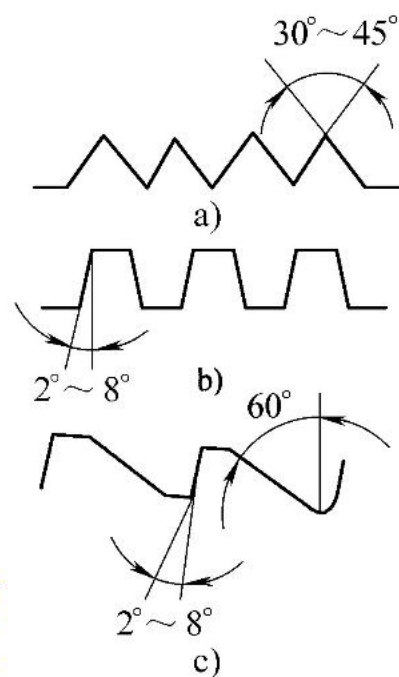




牙嵌式离合器的牙形有三角形、梯形和锯齿形。三角形牙传递中、小转矩，牙数为15~60；梯形、锯齿形牙可传递较大的转矩，牙数为3~15。梯形牙可补偿磨损后的牙侧间隙。锯齿形牙只能单向工作，反转时由于有较大轴分力向力，会迫使离合器自行分离。

### 15.3.2 摩擦式离合器

摩擦离合器是通过主、从动摩擦盘压紧后产生的摩擦力来传递运动和转矩的。其特点是运转中便于接合，在过载时可打滑保护其他零件；接合平稳，冲击小，振动小。但传递的转矩小，适用于高转速、低转矩的情况。

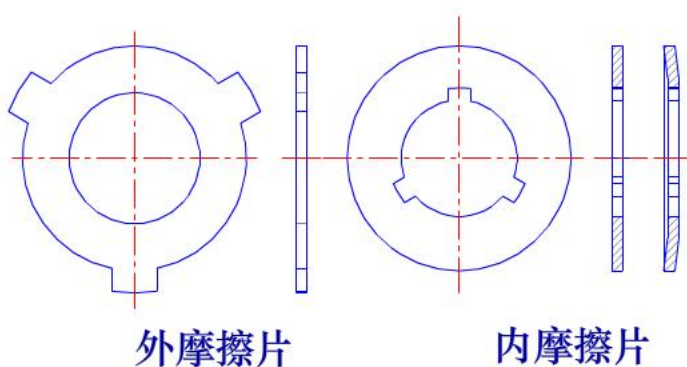
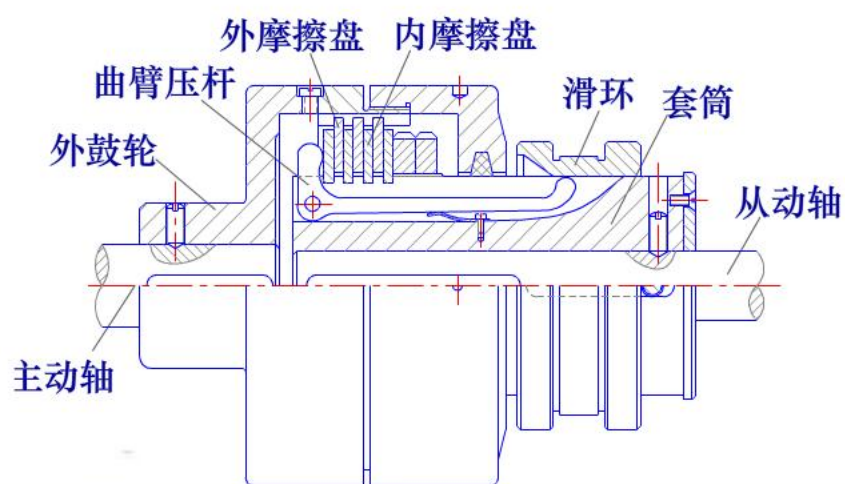
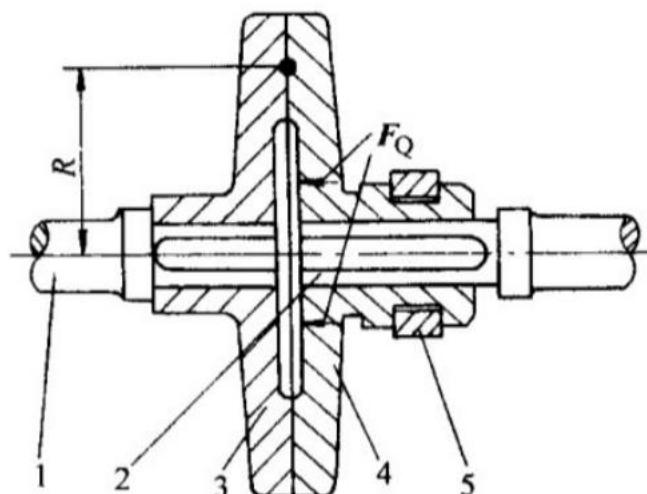




摩擦离合器的类型很多，常用的是圆盘摩擦离合器，它又分为单盘式和多盘式两种。

多盘式

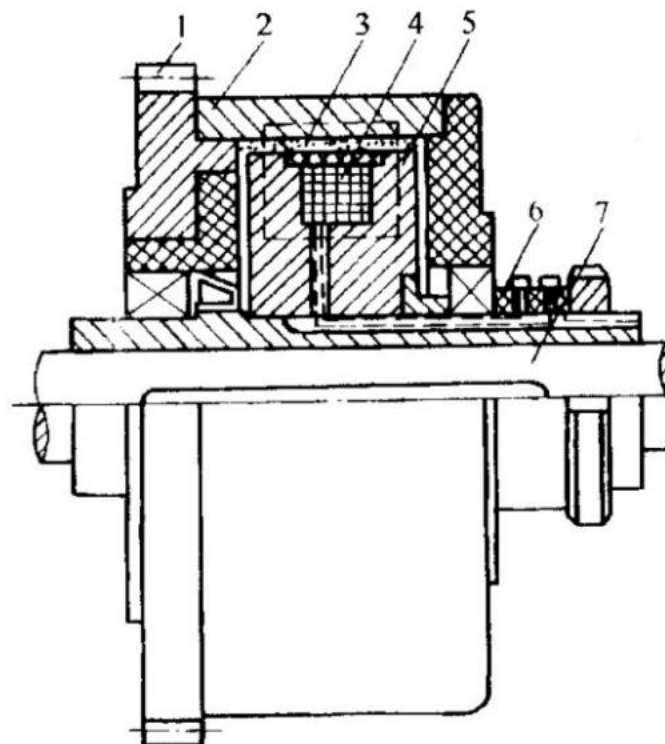
单盘式





### 15.3.3 磁粉离合和器

磁粉离合器是利用磁粉来传递转矩的操纵式离合器，其结构如图15-17所示。主动轴7与磁铁轮芯5相固联，在轮芯外缘的凹槽内绕有环形励磁线圈4，线圈与接触环6相联，接触环与电源相通，从动外鼓轮2与齿轮1相联，并与磁铁轮芯间约有0.5~2mm的间隙，其中填充磁导率高的铁粉和油或石墨的混合物3，这样，当线圈通电时，形成一个经轮芯、外鼓轮又回到轮芯的闭合磁通，使铁粉磁化。当主动轴旋转时，由于磁粉的作用，带动外鼓轮一起旋转来传递转矩。当断电时，铁粉恢复为松散状态，离合器即行分离。





## 特点

这种离合器结合平稳，动作迅速，使用寿命长，可以远距离操纵，并有过载保护作用。但尺寸和质量较大。

## 应用

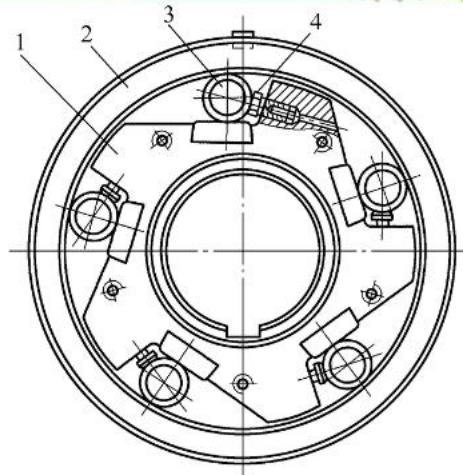
适宜用作自动控制元件和高频快速离合，如数控机床，电子计算机中的控制结构，也宜用于过载保护和带负荷起动的重型机械。



### 15.3.4 定向离合器

定向离合器也称为超越离合器，它只能传递单向转矩。

图示滚柱式超越离合器由星轮1、外环2、滚柱3和压簧推杆4组成，装配时滚柱处于半楔紧状态。



星轮和外环均可作为主动件。当外环主动且逆时针转动时，在摩擦力和压簧推力的作用下滚柱滚向楔口小端，将外环和星轮进一步楔紧，从而驱动星轮一起转动，离合器处于接合状态；当外环主动且顺时针转动时，滚柱克服压簧的推力滚到楔口大端，外环和星轮被放松，离合器处于分离状态，故只能定向工作。

当外环与星轮同时逆时针转动时，若外环的转速大于星轮的转速，离合器处于接合状态；反之，离合器处于分离状态，因此又称为超越离合器。



### 1. 联轴器的使用与维护

- 1) 联轴器的安装误差应严格控制。由于所联接两轴的相对偏差在负载后还可能增大，故通常要求安装误差不大于许用补偿量的二分之一。
- 2) 在工作后应检查两轴对中情况，其相对偏移不应大于许用补偿量。应定期检查传力零件是否损坏，如连接螺栓断裂、弹性套磨损失效等，以便及时更换。
- 3) 对于转速较高的联轴器力求径向尺寸小、质量轻，同时要  
进行平衡检验。对其联接螺栓之间的质量差有严格的限制，不得任意更换。
- 4) 有润滑要求的联轴器（如齿轮联轴器等），要定期检查润滑情况。



## 2. 离合器的使用与维护

- 1) 片式摩擦离合器在工作时不应有打滑或分离不彻底现象。应经常检查作用在摩擦片上的压力是否足够，回位弹簧是否灵活，摩擦片磨损情况，主、从动片之间的间隙，必要时应注意调整或更换。
- 2) 应定期检查离合器的操纵系统是否操作灵活，工作可靠。有防护罩、散热片的离合器，使用前应检查防护罩、散热片是否完好。
- 3) 有润滑要求的离合器（如超越离合器）应密封严实，不得有漏油现象。在运行中如有异常响声，应及时停车检查。



## 16.1 传动系统的功能与分类

### 16.1.1 传动机构的功能

1. **变速**：通过实现变速传动，以满足工作机的变速要求；
2. **传递动力**：把原动机输入的转矩变换为工作机所需要的转矩或力；
3. **改变运动形式**：把原动机输入的等速旋转运动，转变为工作机所需要的各种运动规律变化，实现运动运动形式的转换；
4. **实现运动的合成与分解**：实现由一个或多个原动机驱动若干个相同或不同速度的工作机；
5. **作为工作机与原动机的桥梁**：由于受机体外形、尺寸的限制，或为了安全和操作方便，工作机不易与原动机直接连接时，也需要用传动装置来连接。
6. **实现某些操纵控制功能**：如起停、离合、制动或换向等。





### 1. 实现运动形式的转换

原动件（如电动机）的运动形式都是匀速回转运动，而工作机构所要求的运动形式是多种多样的。传动机构可以把匀速回转运动转变为诸如移动、摆动、间歇运动和平面复杂运动等各种各样的运动形式。

### 2. 实现运动转速（或速度）的变化

一般情况下，原动件转速很高，而工作机构则较慢，并且根据不同的工作情况要求下获得不同的运动转速（或速度）。

当需要获得较大的定传动比时，可以将多级齿轮传动、带传动、蜗杆传动和链传动等组合起来满足速度变化的要求，即选用减速器或增速器来实现减速或增速的速度变化。根据具体的使用场合，可采用多级圆柱齿轮减速器、圆锥-圆柱齿轮减速器、蜗杆减速器以及蜗杆-圆柱齿轮减速器等来实现方案。



当工作机构的运转速度需要调节的时，齿轮变速传动机构则是一种经济的实现方案。当然也可以采用机械无级调速变速器，或者采用电动机的变频调速方案来实现。

### 3. 实现运动的合成与分解

采用各种差动轮系可以进行运动的合成与分解。

### 4. 获得较大的机械效益

根据一定功率下减速增矩的原理，通过减速传动机构可以实现用较小驱动转矩来产生较大的输出转矩，即获得较大的机械效益的功能要求。



机械传动是用各种形式的机构来传递运动和动力，其性能指标有两类：一是运动特性，通常用转速、传动比、变速范围等参数来表示；二是动力特性，通常用功率、转矩、效率等参数来表示。

1. 功率 
$$P = \frac{Fv}{1000}$$

2. 圆周速度的转速 
$$v = \frac{\pi nd}{60 \times 1000}$$

传递的功率与转矩、转速的关系为

$$T = 9550 \frac{P}{n}$$



### 3. 传动比

传动比反映了机械传动增速或减速的能力。一般情况下，传动装置均为减速运动。在摩擦传动中，V带传动可达到的传动比最大，平带传动次之，然后是摩擦轮传动。在啮合传动中，就一对啮合传动而言，蜗杆传动可达到的传动比最大，其次是齿轮传动和链传动。

### 4. 功率损耗和传动效率

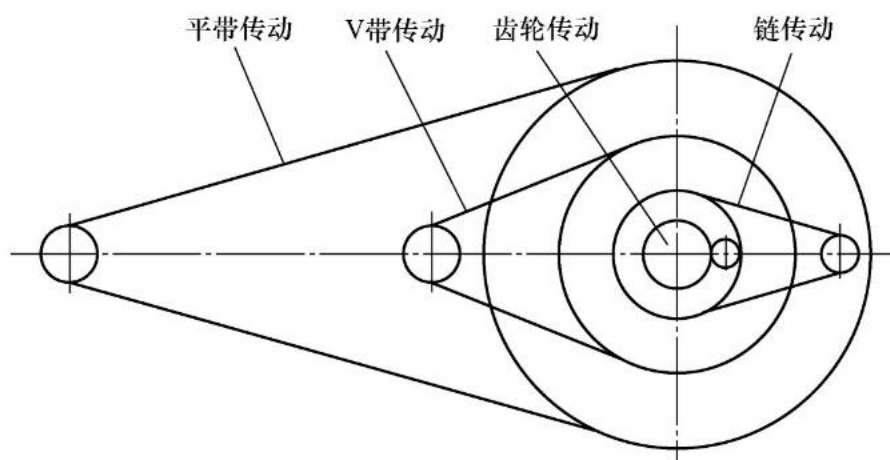
机械传动效率的高低表明机械驱动功率的有效利用程度，是反映机械传动装置性能指标的重要参数之一。机械传动效率低，不仅功率损失大，而且损耗的功率往往产生大量的热量，必须采取散热措施。

传动装置的功率损耗主要是由摩擦引起的。因此，为了提高传动装置的效率就必须采取措施设法减少传动中的摩擦。



## 5. 外廓尺寸和重量

传动装置的尺寸与中心距 $a$ 、传动比 $i$ 、轮直径 $d$ 及轮宽 $b$ 有关，其中影响最大的参数是中心距 $a$ 。



挠性传动（如带传动、链传动）的外轮廓尺寸较大，啮合传动中的直接接触传动（如齿轮传动）外廓尺寸较小。传动装置的外廓尺寸及重量的大小，通常以单位传递功率所占用的体积及重量来衡量。

# 16.4 机械传动的方案设计



## 常用机构的运动及动力特性

机构类型	运动及动力特性
连杆机构	可以输出多种运动，实现一定轨迹、位置要求。运动副为面接触，承载能力大，但动平衡困难，不宜用于高速
凸轮机构	可以输出任意运动规律的移动、摆动，但动程不大。运动副为滚动兼滑动的高副，不适于重载
齿轮机构	圆形齿轮实现定传动比传动，非圆形齿轮实现变传动比传动。功率和转速范围都很大，传动比准确可靠
螺旋机构	输出移动或转动，实现微动、增力、定位等功能。工作平稳，精度高，但效率低，易磨损
棘轮机构	输出间歇运动，并且动程可调；但工作时冲击、噪声较大，只适用于低速轻载
槽轮机构	输出间歇运动，转位平稳；有柔性冲击，不宜用于高速
带传动	中心距变化范围较广。结构简单，具有吸振特点，无噪声，传动平稳。过载打滑，可起安全保护作用
链传动	中心距变化范围较广。平均传动比准确，瞬时传动比不准确，比带传动承载能力强，传动工作时动载荷及噪声大，在冲击振动情况下工作时寿命较短



机械传动类型可参照下述原则进行选择：

## 1. 定传动比传动的类型选用原则

### (1) 功率范围

当传递功率小于100kW时，各种传动类型都可以采用。但功率较大时，宜采用齿轮传动，以降低功率的损耗。对于传递中小功率，宜采用结构简单而可靠的传动类型，以降低成本，如带传动。此时，传递效率是次要的。

### (2) 传动效率

对于大功率传动，传动效率很重要。传动功率越大，愈要采用高效率的传动类型。

### (3) 传动比范围

不用类型的传动装置，最大单级传动比差别较大。当采用多级传动时，应合理安排传动的次序。

### (4) 布局与结构尺寸

对于平行轴之间的传动，宜采用圆柱齿轮传动、带传动、链传动；对于相交轴之间的传动，可采用锥齿轮或圆锥摩擦轮传动；对于交轴之间的传动，可采用蜗杆传动或交错轴齿轮传动。两轴相距较远时可采用带传动、链传动；反之采用齿轮传动。

### (5) 其他要求

例如噪声要求，链传动和齿轮传动的噪声较大，带传动和摩擦轮传动的噪声较小。



## 16.4.2 传动顺序的布置

合理布置传动机构顺序的一般原则如下：

1. 承载能力较小的带传动易布置在高速级，使之与原动机相连，齿轮或其他传动机构布置在带传动之后，这样既有利于整个传动系统的结构尺寸紧凑、均匀，又有利于发挥带传动的传动平稳、缓冲减振和过载保护的特点。
2. 链传动平稳性差，且有冲击、振动，不适合于高速传动，一般应将其布置在低速级。
3. 根据工作条件选用开式或闭式齿轮传动。闭式齿轮传动一般布置在高速级，以减小闭式传动的轮廓尺寸、降低成本。开式齿轮传动制造精度较低、润滑不良、工作条件差，磨损严重，一般应布置在低速级。
4. 传递大功率时，一般均采用圆柱齿轮。
5. 在传动系统中，若有改变运动形式的机构，如连杆机构、凸轮机构、间歇运动机构等，一般将其设置在传动系统的最后一级。





### 16.4.3 总传动比的分配

合理地将总传动比分配到传动系统的各级传动中，是传动系统设计的另一个重要问题。它直接影响传动装置的外廓尺寸、总重量、润滑状态及工作能力。

在多级传动中，总传动比与各级传动的传动比之间的关系为

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdots i_n$$

传动比分配的一般原则为

1. 各级传动机构的传动比应尽量在推荐的范围内选取。
2. 各级传动应做到尺寸协调，结构均匀、紧凑。
3. 各级传动零件彼此避免发生干涉，防止传动零件与轴干涉，并使所有传动零件安装方便
4. 在卧式齿轮减速器中，通常应使各级大齿轮的直径相近，以便于对齿轮进行浸油润滑。



## 常用机械传动的单级传动比推荐值

类型	平带传动	V带传动	链传动	圆柱齿轮传动	锥齿轮传动	蜗杆传动
推荐值	<b>2~4</b>	<b>2~4</b>	<b>2~5</b>	<b>3~5</b>	<b>2~3</b>	<b>8~40</b>
最大值	<b>5</b>	<b>7</b>	<b>6</b>	<b>10</b>	<b>5</b>	<b>80</b>

传动比分配是一项复杂又艰巨的任务，往往要经过多次测算，分析比较，最后确定出比较合理的结果。



1. 确定传动系统的总传动比 
$$i = \frac{n_d}{n_r}$$

2. 选择机械传动类型和拟定总体布置方案

根据机器的功能要求、结构要求、空间位置、工艺性能、总传动比及其他限制性条件，选择传动系统所需的传动类型，并拟定从原动机到工作机的传动系统的总体布置方案。

3. 分配总传动比

根据传动方案的设计要求，将总传动比分配分配到各级传动。

4. 计算机械传动系统的性能参数

性能参数的计算，主要包括动力计算和效率计算等，这是传动方案优劣的重要指标，也是各级传动强度计算的依据。



## 5. 确定传动装置的主要几何尺寸

通过各级传动的强度分析，结构设计和几何尺寸计算，确定其基本参数和主要几何尺寸，如齿轮传动的齿数、模数、齿宽和中心距等。

## 6. 绘制传动系统的运动简图（即传动系统图）

## 7. 绘制传动部件和总体的装配图