

机械设计基础

绪论

机器：机器是一种人为实物组合的具有确定机械运动的装置，它用来完成有用功、转换能量或处理信息，以代替或减轻人类的劳动。

机构可以定义为：是一个具有确定的机械运动的构件系统，或称它是用来传递运动和动力的可动装置。

现代机器的组成：原动机、传动机构、执行机构、控制机构

从制造安装的角度：部件、零件

零件和构件，部件和机构的区别

	零件	构件	部件	机构
定义	制造的单元	运动的单元	在制造中完成同一目的的若干协调工作的零件组合体	具有各自特点的能变换运动的基本组合体
特点	制造中不可再分的最小实物体。有形体特征	单一的整体或是有几个最基本的实物（零件）组合的刚性结构	强调制造和功能，有形体特征。	强调原理和运动，无形体特征。

平面机构的自由度和速度分析

运动副：由两个构件直接接触而产生一定相对运动的联接称为运动副。两构件上参与接触构成运动副的部分称为运动副元素。

运动副分类：

- 高副：以点或线接触
- 低副：以面接触

按相对运动形式：

空间运动副：球面副、圆柱副、螺旋副

平面运动副：转动副、移动副

机构=机架+主动件+从动件

机架 - 作为参考系的构件

主动件 - 按给定运动规律运动的构件

从动件 - 其余可动构件

机构运动简图、机构示意图

绘制机构运动简图步骤:

自由度

相对机架具有独立运动数目

计算公式

二、平面机构自由度的计算公式

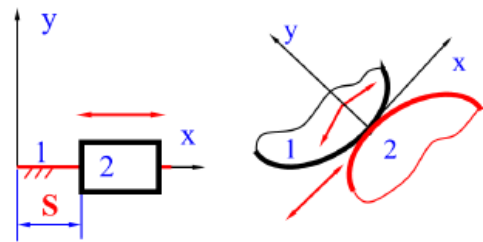
若机构中有 K 个构件，其中活动构件数为 $n=K-1$ ，机构的总自由度为 $3n$ ；

P_L 个低副，失去自由度为 $2P_L$ ；

P_H 个高副，失去自由度为 P_H ；

则平面机构自由度为

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



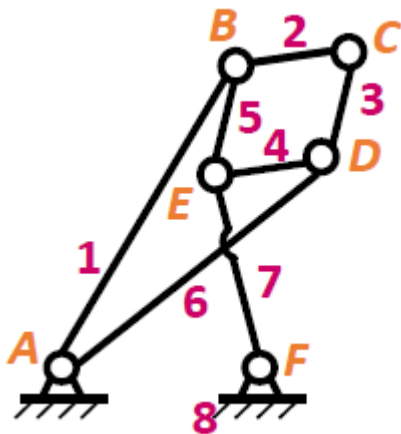
平面机构自由度=活动构件自由度的和-运动副引入约束数目的和

具有确定运动条件:

- 1) 若机构自由度 $F \leq 0$ ，则机构不能动；
- 2) 若 $F > 0$ 且与原动件数相等，则机构各构件间的相对运动是确定的，因此，机构具有确定运动的条件是：**机构的原动件数等于机构的自由度数**；
- 3) 若 $F > 0$ ，而原动件数 $< F$ ，则构件间的运动是不确定的；
- 4) 若 $F > 0$ ，而原动件数 $> F$ ，则构件间不能运动或产生破坏。

计算注意事项

1. 复合铰链：两个以上构件在同一处由转动副连接
K个构件汇交的复合铰链具有 (K-1) 个转动副。



$$n=7, P_L=10, P_H=0, \text{ 则}$$

$$F = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0$$

$$= 21 - 20$$

$$= 1$$

机架算构件

2. 局部自由度：不影响机构整体运动的自由度
在计算机构自由度时，局部自由度应当舍弃不计。

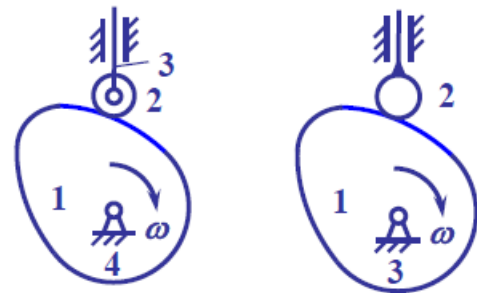
$$n=3, P_L=3, P_H=1, \text{ 则}$$

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

$$= 2$$

与实际不符!

有局部自由度的地方，应将其去掉，
 看做将滚子与从动件焊在一起。



$$n=2, P_L=2, P_H=1, \text{ 则}$$

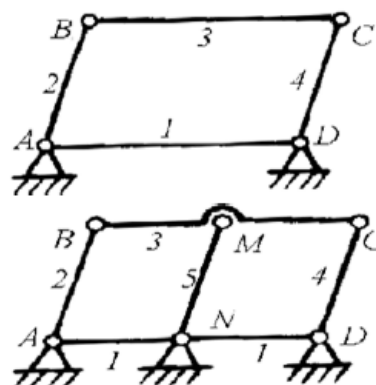
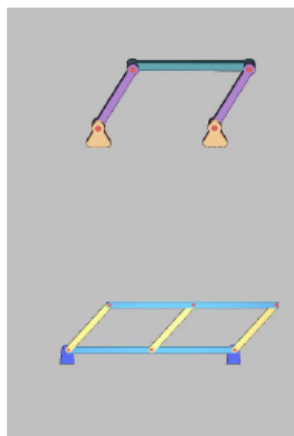
$$F = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1$$

$$= 1$$

减少构件数目

3. 虚约束：在机构中，有些约束所起的限制作用可能是重复的，这种不起独立限制作用的约束称为虚约束。

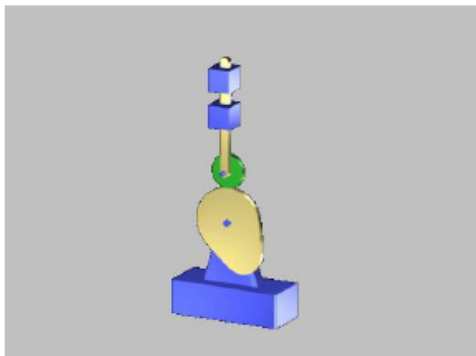
应先将产生虚约束的构件和运动副去掉，然后再进行计算。



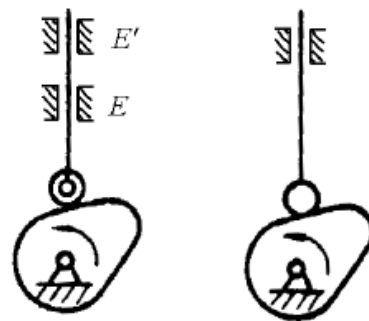
算出 $F=0$ 但实际机构可动，证明存在虚约束

常见的虚约束有以下几种情况：

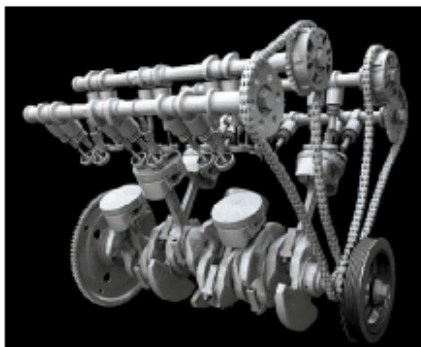
1) 当两构件组成多个移动副，且其导路互相平行或重合时，则只有一个移动副起约束作用，其余都是虚约束。



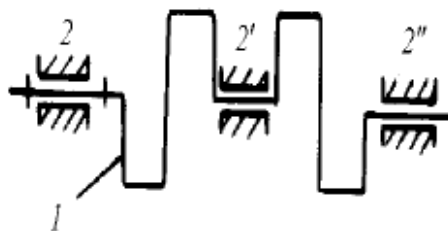
带虚约束的凸轮机构



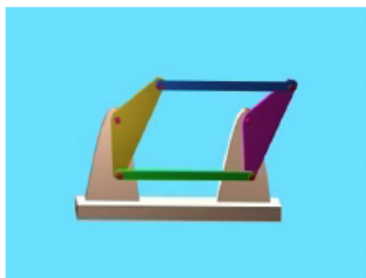
2) 当两构件构成多个转动副，且轴线互相重合时，则只有一个转动副起作用，其余转动副都是虚约束。



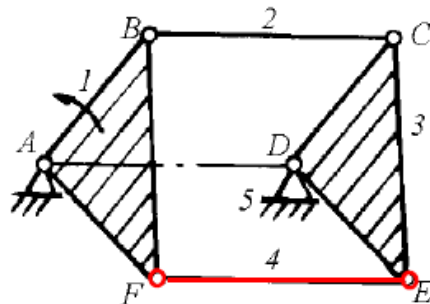
带虚约束的曲轴



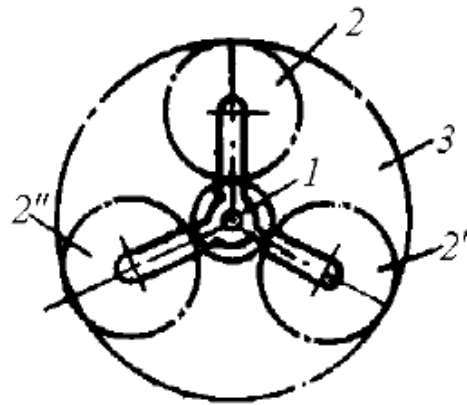
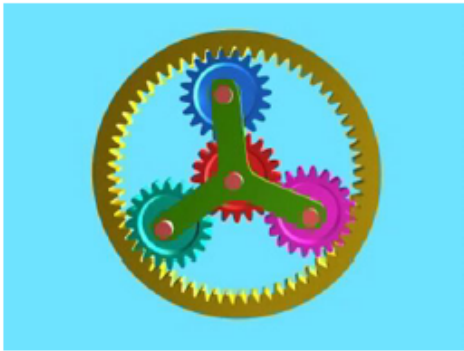
3) 如果机构中两活动构件上某两点的距离始终保持不变，此时若用具有两个转动副的附加构件来连接这两个点，则将会引入一个虚约束。



带虚约束的杆机构

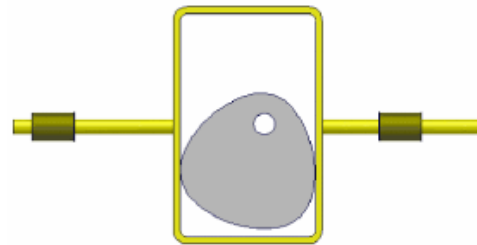
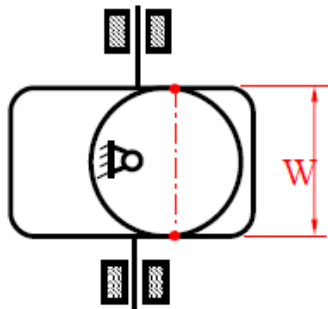


4) 机构中对运动起重复限制作用的对称部分也往往会引入虚约束。



带虚约束的行星轮系

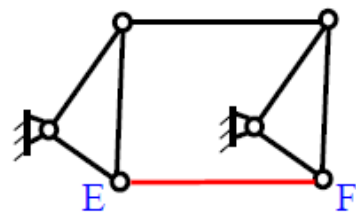
5) 两构件构成高副，两处接触，且法线重合。如等宽凸轮。



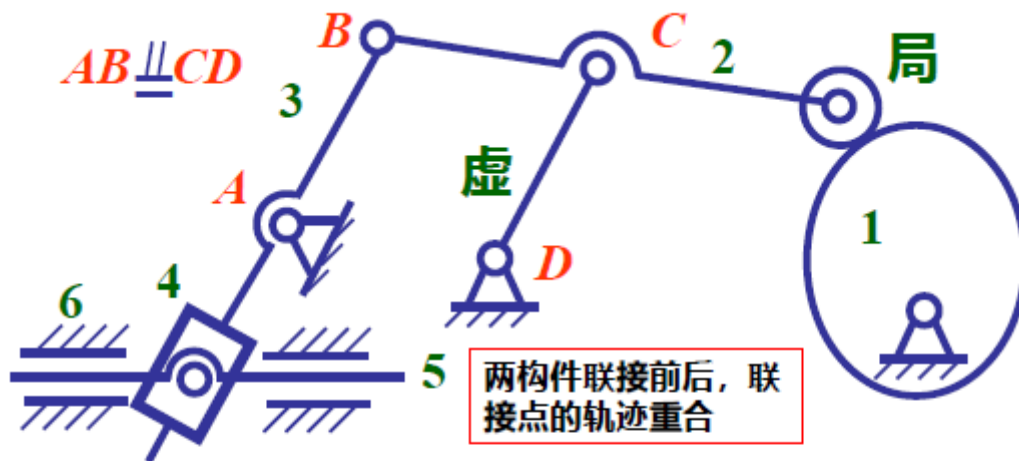
虚约束作用

虚约束的作用：

- ① 改善构件的受力情况，如多个行星轮。
- ② 增加机构的刚度，如轴与轴承、机床导轨。
- ③ 使机构运动顺利，避免运动不确定。



例题



解： $n=5$, $P_L=6$, $P_H=1$, 则

$$F=3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$$

速度瞬心

四、速度瞬心及其在机构速度分析上的应用 (见表1-1-4)

表1-1-4 速度瞬心及其应用

要点	主要内容	
速度瞬心	分类	①相对瞬心：瞬时相对速度等于零的点； ②绝对瞬心：瞬时绝对速度等于零的点
	计算	由 K 个构件组成的机构，其瞬心总数为 $N=K(K-1)/2$
瞬心位置的确定	根据定义确定	①转动副：转动副的中心； ②移动副：导路垂线的无穷远处； ③纯滚动高副：接触点； ④滑动兼滚动的高副：过接触点的公法线上
	根据三心定理确定	四连杆机构中，作平面平行运动的三个构件共有三个瞬心，它们位于同一直线上
瞬心法的应用	适用于构件数目较少的机构的速度分析，不能用于加速度分析	

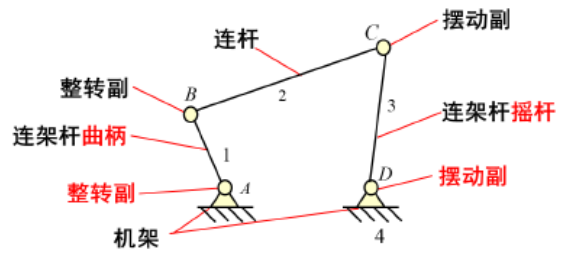
平面连杆机构

机架：机构的固定构件

连架杆：与机架用转动副相连接的构件

连杆：不与机架连接的构件

若组成转动副的两构件能作整周相对转动，则为**整转副**，否则称为**摆动副**。



铰链四杆机构

曲柄：与机架组成整转副的连架杆

摇杆：与机架组成摆动副的连架杆

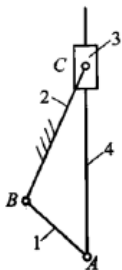
分类

铰链四杆机构

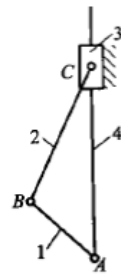
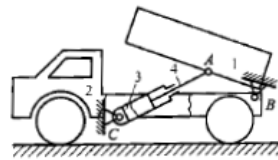
- 曲柄摇杆机构
- 双曲柄机构
- 双摇杆机构

含有一个移动副的四杆机构

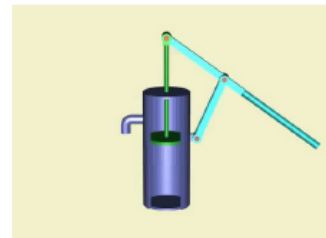
- 曲柄滑块
- 导杆机构
- 摇块机构、定块机构



摇块机构

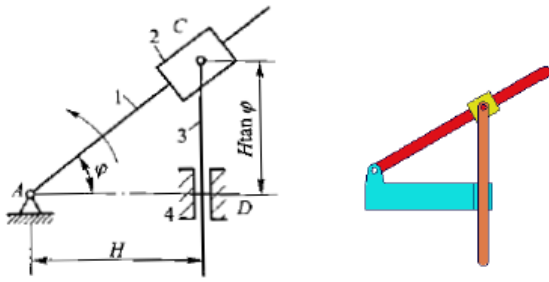


定块机构



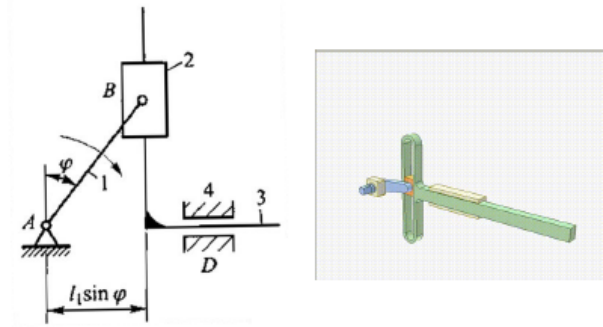
含有两个移动副的四杆机构

(1) 两移动副不相邻



正切机构

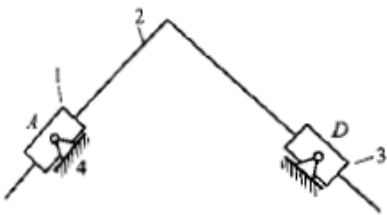
(2) 两移动副相邻



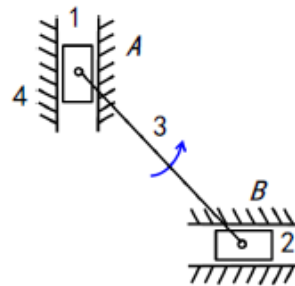
正弦机构

20

(3) 两移动副相邻，
且不与机架相关联

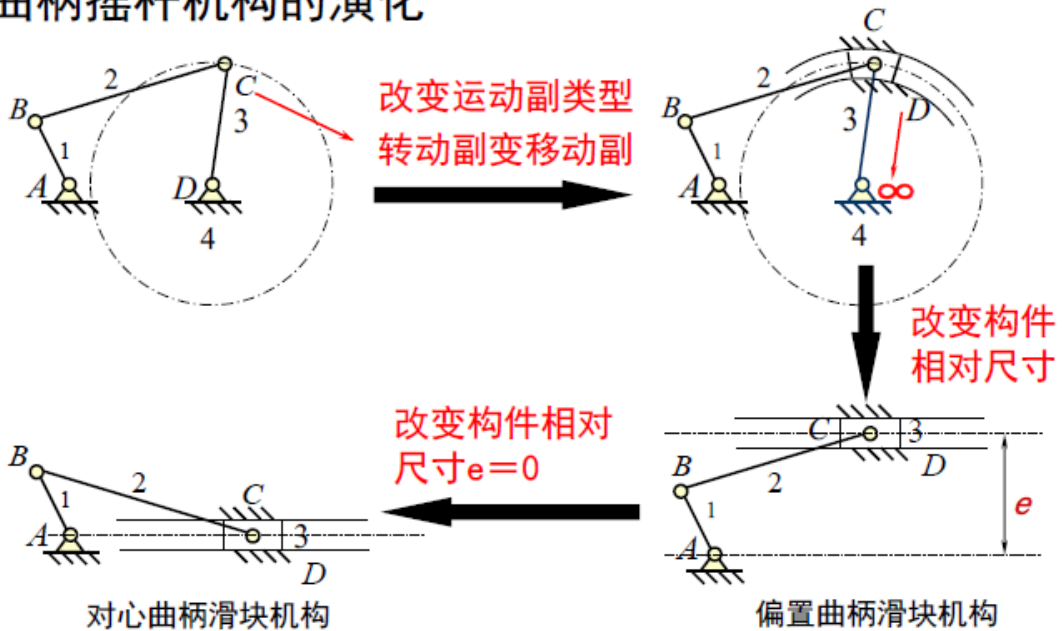


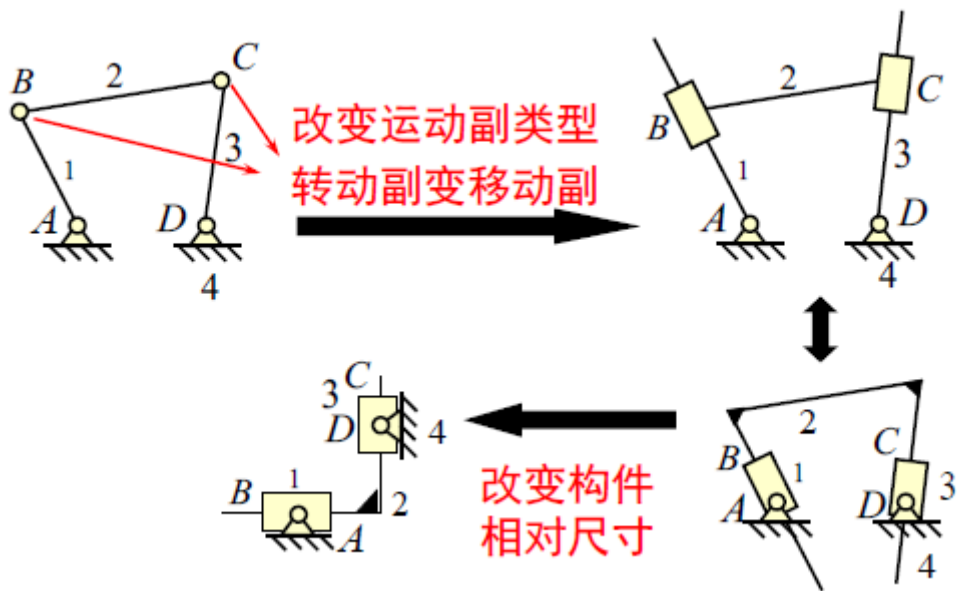
(4) 两移动副都与机
架相关联



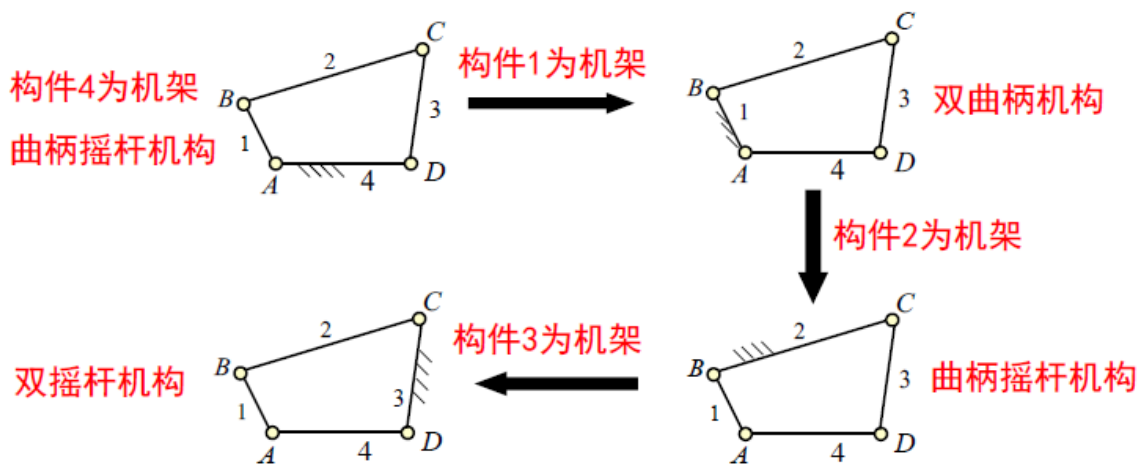
平面四杆机构演化

1、曲柄摇杆机构的演化





4、机架的选择与四杆机构演化的关系



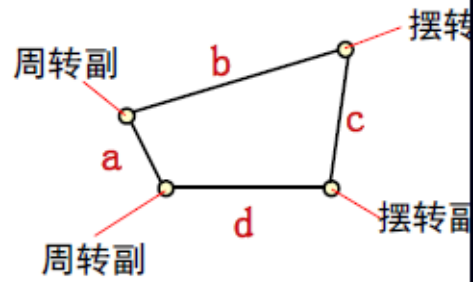
平面四杆机构有曲柄充分必要条件

平面四杆机构有曲柄的充分必要条件：

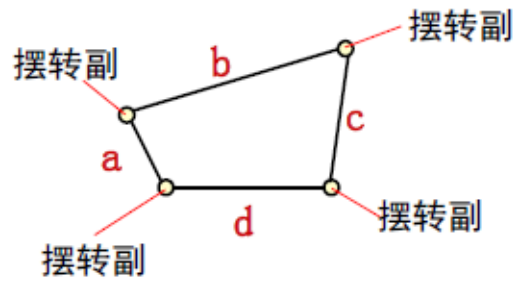
- ◆ 最短杆与最长杆之和小于等于其它两杆长度之和
- ◆ 最短杆是连架杆或机架

双摇杆机构有两种情况：

$a + b \leq c + d$
最短杆为连杆时，
是双摇杆机构。



$a + b > c + d$
双摇杆机构。



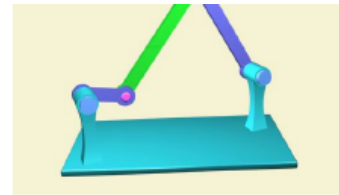
特性

急回特性

极位夹角

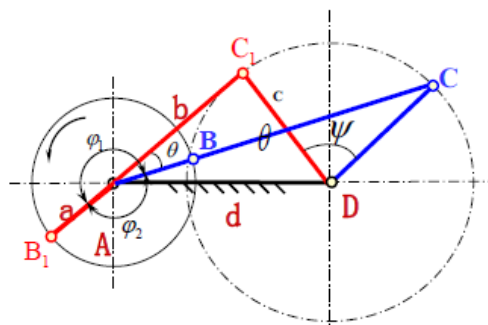
1. 极位夹角

当机构从动件处于两极限位置时，主动件曲柄在两个相应位置所夹的角 θ



摆角：摇杆在两极限位置间的夹角 ψ

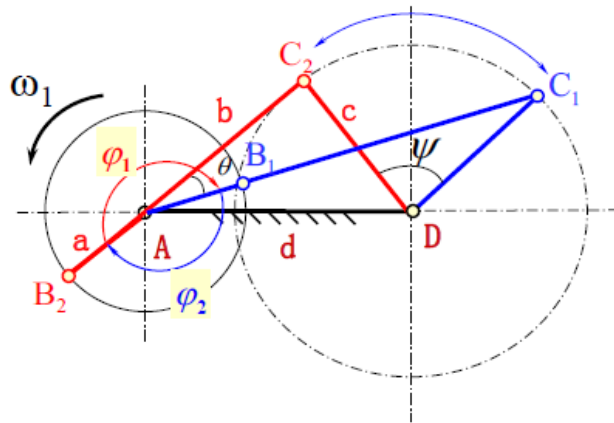
转角： φ



极限位置存在两个转角，对应相同摆角，但等速回转时摇杆速度不同，

主动件a 从动件c

运动: $AB_1 \rightarrow AB_2$ $DC_1 \rightarrow DC_2$
 时间: t_1 t_1
 转角: φ_1 ψ
 运动: $AB_2 \rightarrow AB_1$ $DC_2 \rightarrow DC_1$
 时间: t_2 t_2
 转角: φ_2 ψ



从动件c的平均角速度:

$$DC_1 \rightarrow DC_2: \overline{\omega_3'} = \frac{\psi}{t_1} \quad t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega_1}$$

$$DC_2 \rightarrow DC_1: \overline{\omega_3''} = \frac{\psi}{t_2} \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1} = \frac{180^\circ - \theta}{\omega_1}$$

$$t_1 > t_2 \quad \overline{\omega_3'} < \overline{\omega_3''}$$

行程速比系数

3. 行程速比系数K

急回运动特性可用行程速比系数表示, 通常把从动件往复运动平均速度的比(大于1)称为行程速比系数, 用K表示。

$$K = \frac{\text{从动件快速行程平均速度}}{\text{从动件慢速行程平均速度}} = \frac{\overline{\omega_3''}}{\overline{\omega_3'}}$$

$$\overline{\omega_3'} = \frac{\psi}{t_1} \quad t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega_1}$$

$$\overline{\omega_3''} = \frac{\psi}{t_2} \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1} = \frac{180^\circ - \theta}{\omega_1}$$

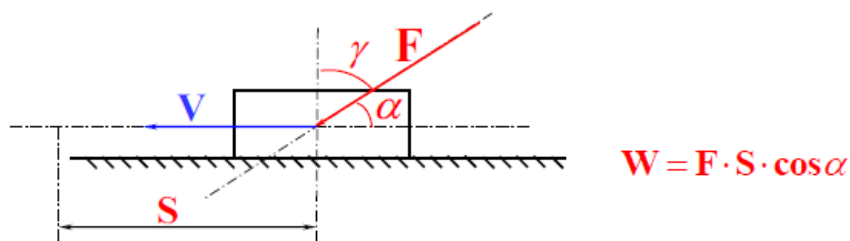
$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \iff \theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1}$$

压力角和传动角

三、压力角和传动角

压力角: 力F的作用线与力作用点绝对速度V所夹的锐角α称为压力角。

传动角: 压力角的余角γ称为传动角。



$$W = F \cdot S \cdot \cos \alpha$$

在其它条件不变的情况下压力角α越小, 做功W越大。

压力角是机构传力性能的一个重要指标, 它是力的利用率大小的衡量指标。

压力角越小, 传动角越大, 传动效率越高

曲柄摇杆的最小传动角出现在曲柄与机架共线的位置

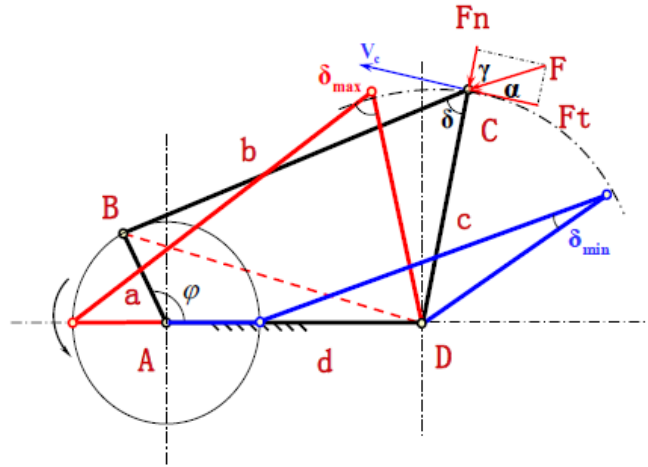
曲柄摇杆机构的传动角

$$\overline{BD}^2 = a^2 + d^2 - 2ad\cos\varphi$$

$$\overline{BD}^2 = b^2 + c^2 - 2bc\cos\delta$$

$$\cos\delta = \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2 + 2ad\cos\varphi}{2bc}$$

当 $\delta < 90^\circ$
 $\gamma = \delta$



$\varphi=0^\circ$ 传动角最小； $\varphi=180^\circ$ ，传动角最大；传动角都用锐角表示。

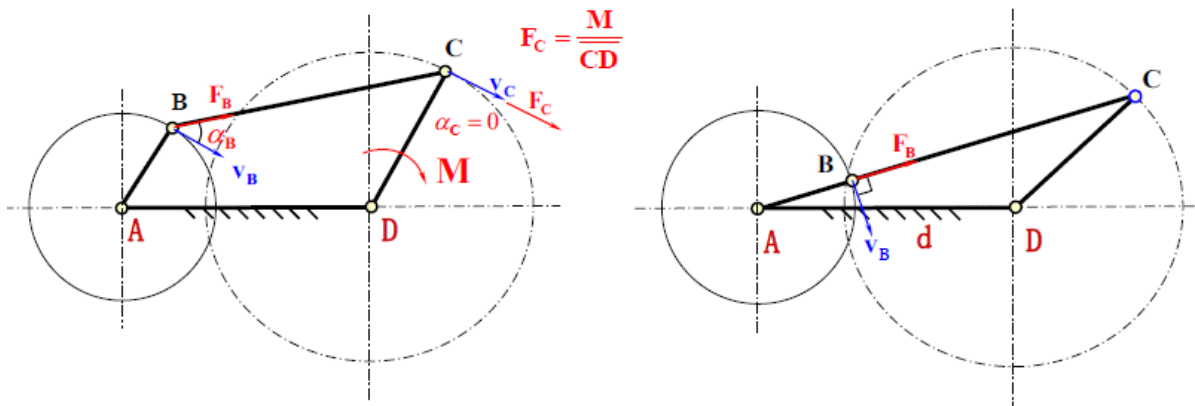
当 $\delta > 90^\circ$ ， $\delta = 180^\circ - \delta$

死点

压力角为 90° ，传动角为 0°

曲柄摇杆机构：摇杆为主动件有死点

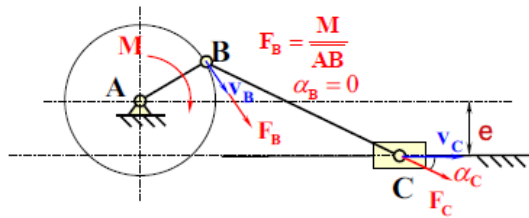
曲柄摇杆机构（摇杆为主动件）的死点



AB与BC共线时 $\alpha_B = 90^\circ$ 或者 $\gamma_B = 0$ 机构有死点存在

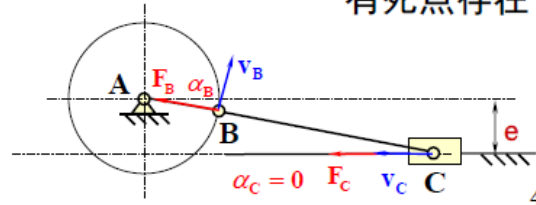
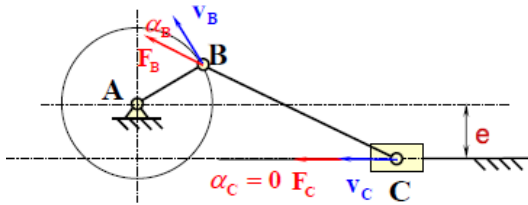
曲柄滑块机构：滑块为主动件有死点

曲柄滑块机构（曲柄为主动件）的死点



无死点存在

曲柄滑块机构（滑块为主动件）的死点



有死点存在

平面四杆机构设计

按照给定行程速度变化系数设计四杆机构

已知条件：

- 行程速度变化系数 K
- 摇杆长度 l_3
- 摇杆摆角 ψ

求：

- 曲柄长度 l_1
- 连杆长度 l_2
- 机架长度 l_4

摆杆位置、外接圆、圆周角相等，极限位置曲柄连杆共线确定曲柄连杆长度

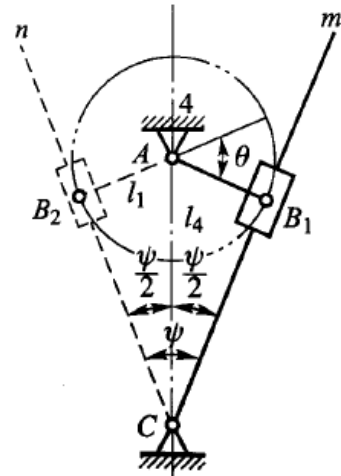
+机架长度条件，用半径限制

根据急回特性设计摆动导杆

如何按从动件的急回运动特性设计摆动导杆机构？

- 已知条件：行程速度变化系数 K
- 机架长度 l_3

- 求：曲柄长度 l_1



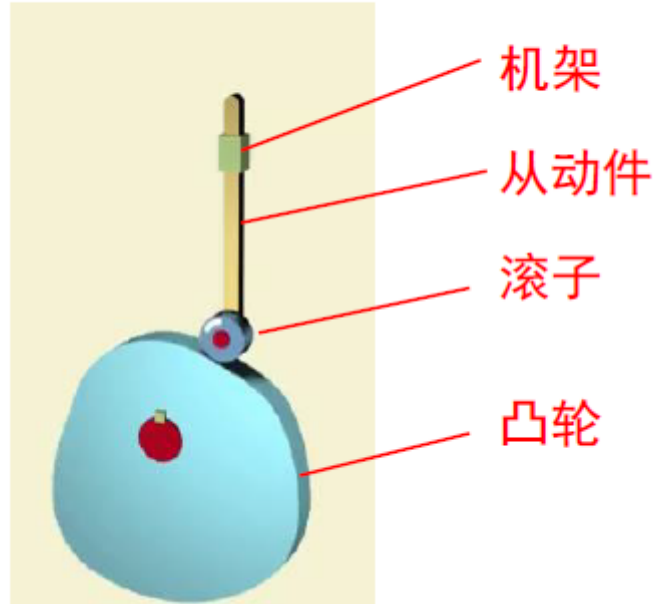
根据连杆位置：三点共圆；垂直平分线+其他条件限制

根据连杆曲线

凸轮机构

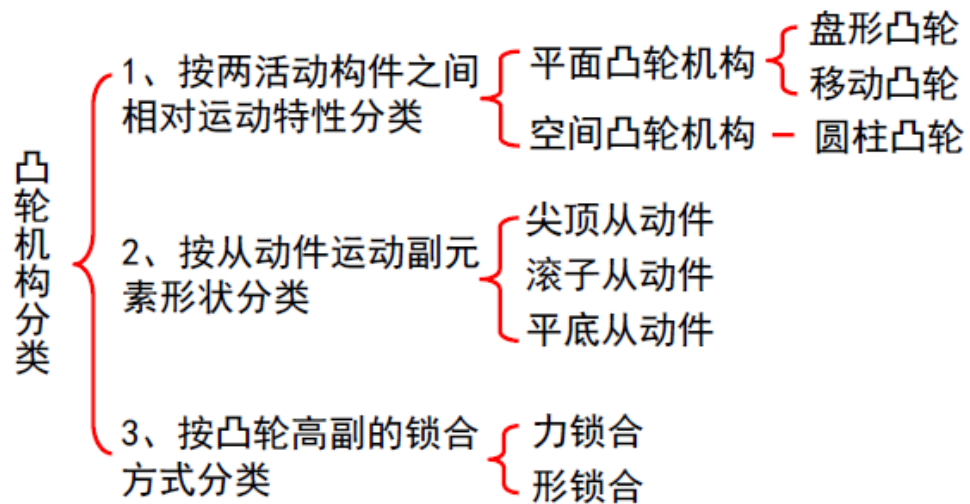
凸轮组成

典型的凸轮机构的工作原理



分类

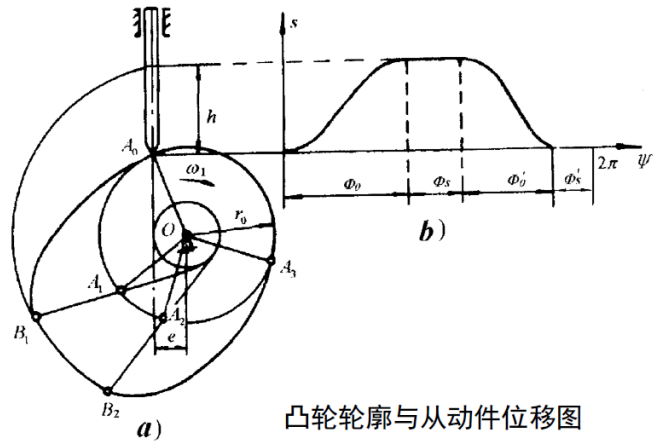
凸轮机构的分类



基本名词与术语

一、凸轮机构的运动循环及基本名词术语

基圆半径 r_0
 偏距 e
 偏距圆
 从动件行程 h
 从动件位移 s



凸轮轮廓与从动件位移图

从动件推程 (A_0B_1): 推程运动角 Φ_0

从动件远休程 (B_1B_2): 远休程角 Φ_s

从动件回程 (B_2A_3): 回程运动角 Φ'_0

从动件近休程 (A_3A_0): 近休程角 Φ'_s

二、从动件运动规律

1. 等速运动规律

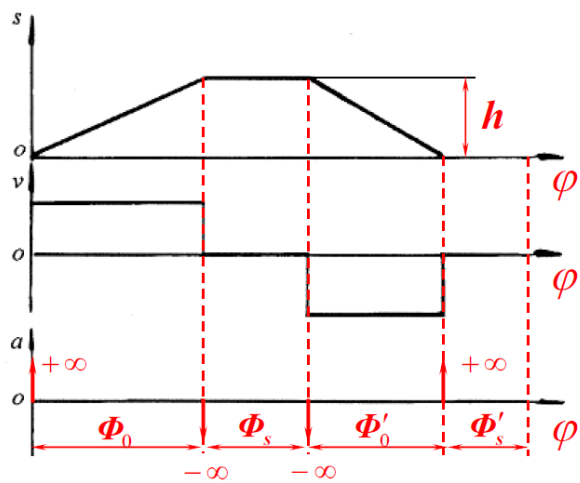
推程运动方程

$$0 \leq \varphi \leq \Phi_0$$

从动件位移 $s = \frac{h}{\Phi_0} \varphi$

$$v = \frac{h}{\Phi_0} \omega_1$$

$$a = 0$$



1. 等速运动规律

远休程运动方程

$$\Phi_0 < \varphi \leq \Phi_0 + \Phi_s$$

$$s = h$$

$$v = 0$$

$$a = 0$$

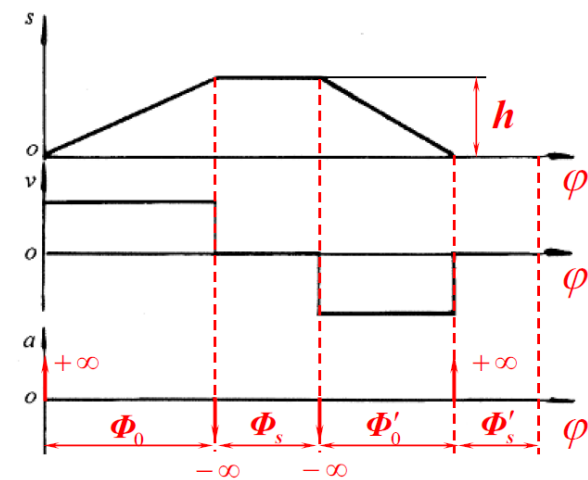
回程运动方程

$$\Phi_0 + \Phi_s \leq \varphi \leq \Phi_0 + \Phi_s + \Phi'_0$$

$$s = h \left[1 - \frac{\varphi - (\Phi_0 + \Phi_s)}{\Phi'_0} \right]$$

$$v = -\frac{h}{\Phi'_0} \omega_1$$

$$a = 0$$



近休程运动方程

$$s = 0$$

$$v = 0$$

$$\Phi_0 + \Phi_s + \Phi'_0 \leq \varphi \leq \Phi_0 + \Phi_s + \Phi'_0 + \Phi'_s$$

$$a = 0$$

简谐运动

从动件运动规律

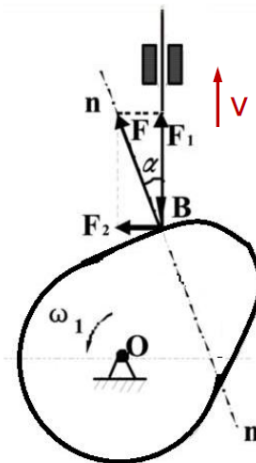
对于重载的凸轮机构，由于其动量 mv 较大，当从动件突然被阻止时，将出现很大的冲击力。因此对这类从动件应选择 v_{\max} 值较小的运动规律；

对于高速轻载的凸轮机构，当凸轮高速运转时，从动件将产生很大的惯性力从而增加运动副中的动压力和摩擦力，加剧磨损、降低使用寿命。因此，宜选择 a_{\max} 值较小的运动规律，以减小惯性力，改善其动力性能。

凸轮机构压力角

压力角：从动件上的驱动力与该力作用点绝对速度之间所夹的锐角。

自锁：当压力角增大到一定程度，有害分力 F_2 在导路中所引起的摩擦阻力大于有用分力 F_1 ，此时无论凸轮施加多大的驱动力，从动件都不能运动。



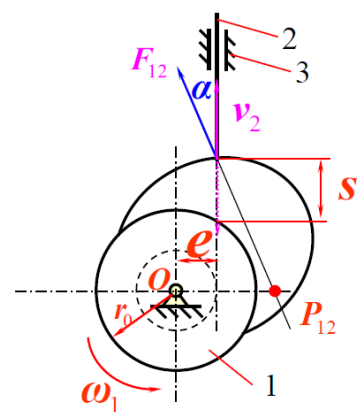
压力角计算表达式：

$$\tan \alpha = \frac{\overline{OP_{12}} \mp e}{s_0 + s} = \frac{ds/d\varphi \mp e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s}$$

$$\overline{OP_{12}} = \frac{v}{w} = \frac{ds}{d\varphi} \quad s_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$$

$ds/d\varphi$, s — 凸轮运动规律

r_0 , e — 凸轮基本尺寸



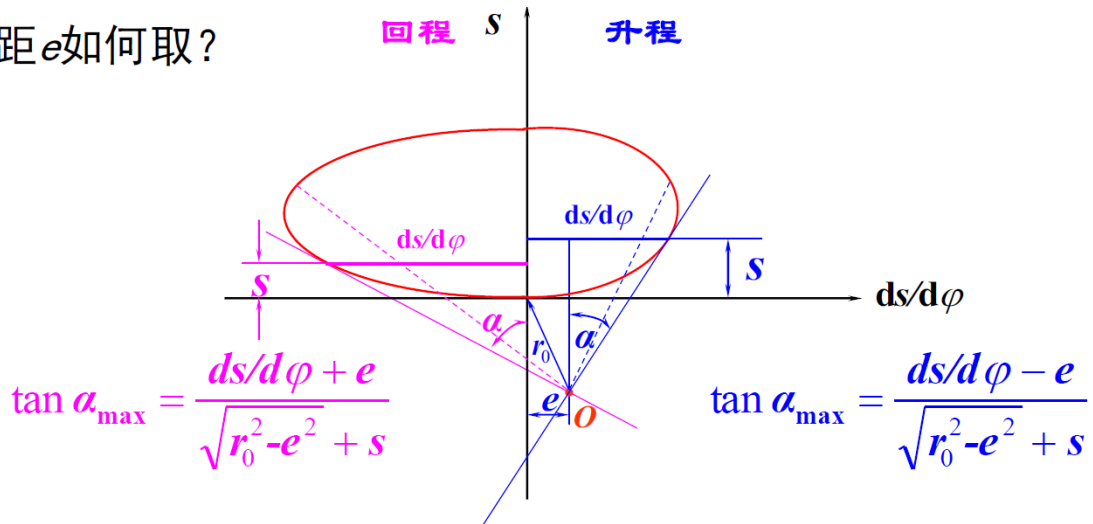
$$\alpha_{\max} \leq [\alpha]$$

基圆半径 r_0 越小，压力角越大。基圆半径 r_0 过小，压力角就会超过许用值；

实际设计中在保证压力角不超过许用值的前提下，选取尽可能小的基圆半径，缩小凸轮尺寸。

偏距如何取？

偏距 e 如何取？



为减小推程压力角，应将从动件导路向推程相对速度瞬心 P_{12} 的同侧偏置。为减小回程压力角，偏距 e 不宜取过大。

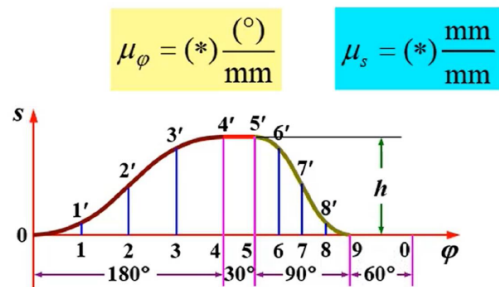
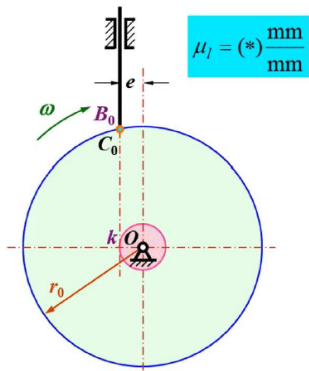
26

凸轮轮廓线设计

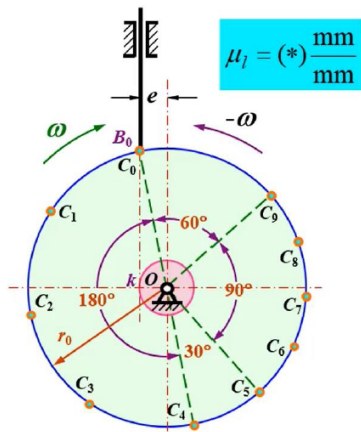
图解法：

(1) 选取长度比例尺 μ_l ，以 r_0 为半径作基圆，以 e 为半径作偏距圆，导路线与基圆交点 $B_0(C_0)$ 为从动件尖端起始位置。

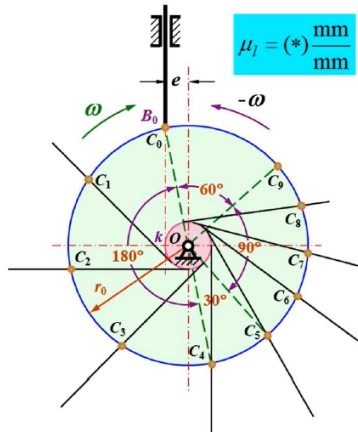
(2) 选取横坐标角度比例尺 μ_φ ，纵坐标长度比例尺 $\mu_s = \mu_l$ ，绘制从动件位移曲线，将推程运动角、回程运动角若干等分。



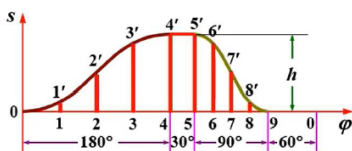
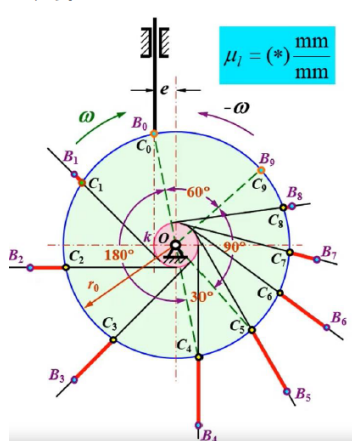
(3) 自 OC_0 开始, 沿 $-\omega$ 取推程运动角、远休止角、回程运动角、近休止角, 画出等分点。



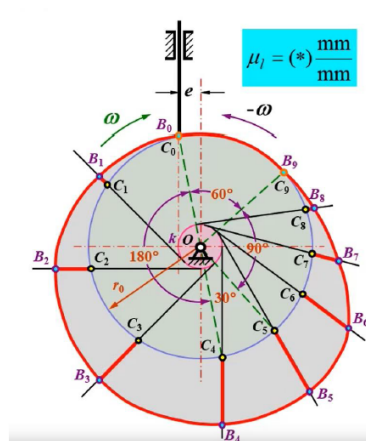
(4) 过 $C_1, C_2, C_3 \dots$ 作偏距圆的一系列切线, 得到反转后从动件导路的一系列位置。



(5) 沿各切线自基圆开始量取从动件相应的位移量, 得到反转后尖顶的一系列位置。

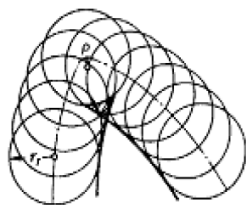
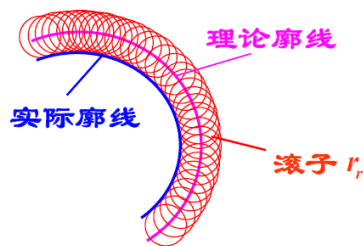


(6) 将 $B_1, B_2, B_3 \dots$ 连成光滑曲线得到凸轮轮廓曲线。



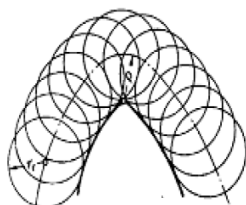
2. 凸轮理论轮廓的外凸部分

实际轮廓曲率半径 ρ_a 、理论轮廓曲率半径 ρ 与滚子半径 r_r 三者之间的关系为: $\rho_a = \rho - r_r$



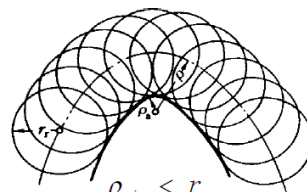
$$\rho_{\min} < r_r$$

$$\rho_a < 0$$



$$\rho_{\min} = r_r$$

$$\rho_a = 0$$



$$\rho_{\min} < r_r$$

$$\rho_a > 0$$

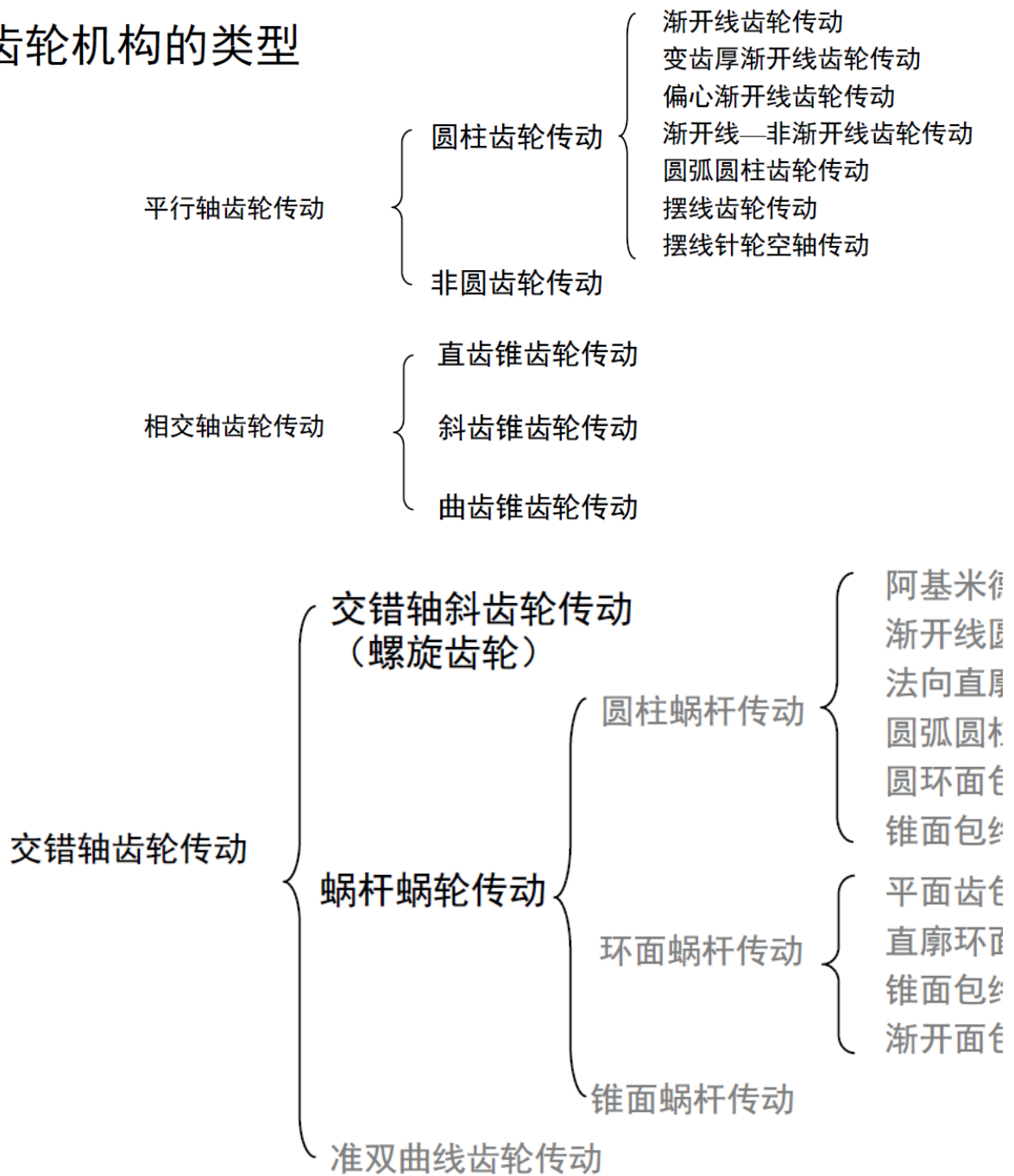
一般推荐: $r_r < \rho_{\min} - \Delta$

齿轮机构

齿轮机构的优点是: 结构紧凑, 工作可靠, 效率高, 寿命长, 能保证恒定的传动比, 而且其传递的功率与适用的速度范围大。但是其制造安装费用较高, 低精度齿轮传动的振动噪声较大。

依靠轮齿直接接触构成高副来传递两轴之间的运动和动力。

齿轮机构的类型



平行轴之间传递传动

1. 直齿轮外啮合：转向相反
2. 直齿轮内啮合：转向相同
3. 斜齿圆柱齿轮：

轮齿与其轴线倾斜。两轮转向相反，传动平稳,适合于高速传动,但有轴向力。

4. 人字齿圆柱齿轮机构：旋向相反斜齿轮对称组成，轴向力被相互抵消，适合高速和重载传动，制造成本高
5. 斜齿内啮合圆柱齿轮机构：轮齿与其轴线倾斜。内齿轮加工困难。它与斜齿外齿轮啮合时两轮转向相同。有轴向力。

相交轴之间传递运动

直齿、斜齿、曲齿圆锥齿轮机构

交错轴之间传递运动

1. 交错轴斜齿圆柱齿轮机构

两螺旋角数值不等的斜齿轮啮合。可组成两轴线任意交错传动，两轮齿为点接触，滑动速度较大，主要用于传递运动或轻载传动。

2. 蜗杆蜗轮传动

蜗杆蜗轮传动多用于两轴交错角为90°的传动，其传动比大，传动平稳，具有自锁性，但效率较低

齿轮机构作用

齿轮用于传递（变换）运动和力矩

齿廓实现定角速度比传动的条件

为什么要定角速度比？当主动轮以等角速度回转时，从动轮的角速度为变数，从而产生惯性力矩，会影响齿轮寿命、机器振动和噪声

如何实现定角速比？

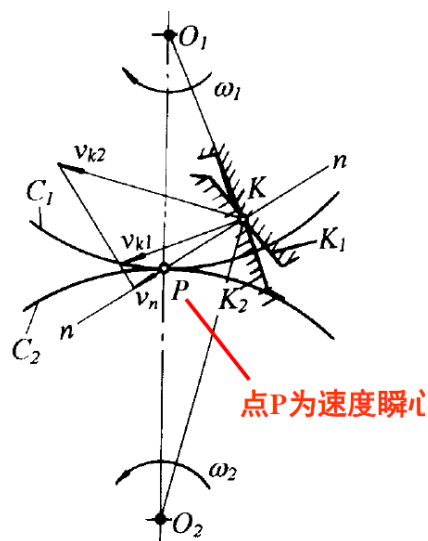
速度瞬心：

一、齿廓啮合基本定律

任意齿廓的两齿轮啮合时，其瞬时角速度的比值等于齿廓接触点公法线将其中心距分成两段长度的反比。

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

在齿轮机构中，相对速度瞬心P称为啮合节点，简称节点。



角速比恒定，节点恒定不动

欲使两齿轮瞬时传动比恒定，必须使P为固定点。此时，节曲线为圆，称其为齿轮的节圆。

共轭齿廓的形成

凡能满足齿廓啮合基本定律的一对齿廓称为共轭齿廓。共轭齿廓啮合时，两齿廓在啮合点相切，其啮合点的公法线通过节点P。理论上，只要给定一齿轮的齿廓曲线，并给定中心距和传动比*i*₁₂，就可以求出与之共轭的另一齿轮的齿廓曲线。共轭齿廓可以用包络线法、齿廓法线法或动瞬心线法等方法求得。

渐开线齿廓

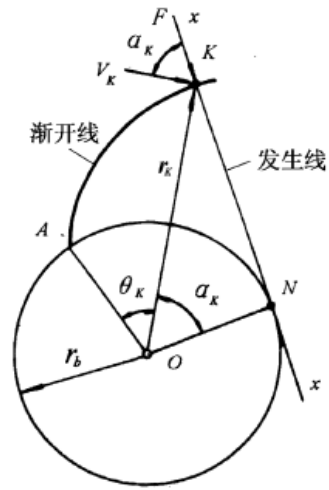
3、渐开线的性质

(1) 发生线在基圆上滚过的线段长度等于基圆上被滚过的圆弧长度（纯滚动），即

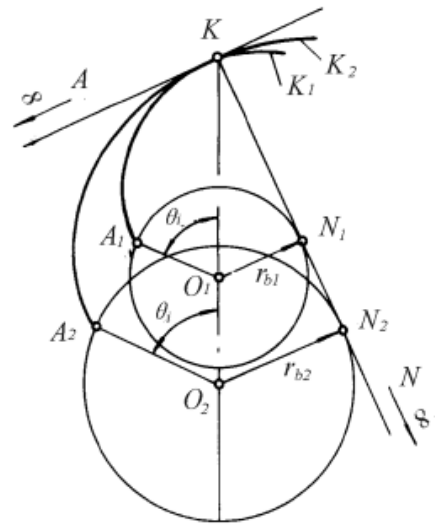
$$\overline{KN} = \widehat{AN}$$

(2) 渐开线上任一点的法线(KM)切于基圆。

(3) 基圆以内没有渐开线。



(4) 渐开线的形状仅取决于其基圆的大小。基圆越小，渐开线越弯曲；基圆越大，渐开线越平直，当基圆半径为无穷大时，渐开线就变成一条直线。



二、渐开线齿廓满足定角速比要求

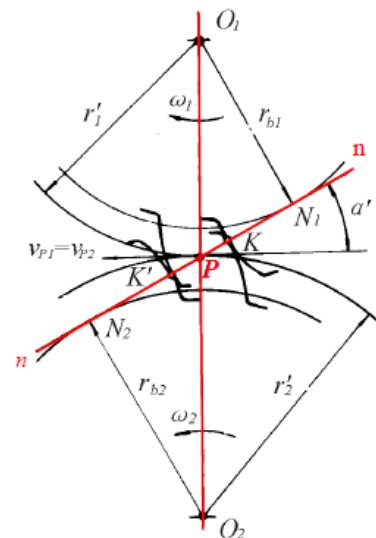
由渐开线特点可知，两齿轮齿廓任一点K处啮合的法线n-m必相切于各自的基圆（过啮合点所作的齿廓公法线即两基圆的内公切线）。两基圆为定圆，它们的内公切线在同一方向只有一条，它与连心线交点位置是不变的。即无论两齿廓在何处接触，过接触点的公法线均与连心线交于同一点P。

1、传动比恒定不变

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}} = \frac{r_2'}{r_1'}$$

2、中心距变动不影响传动比（可分性）

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

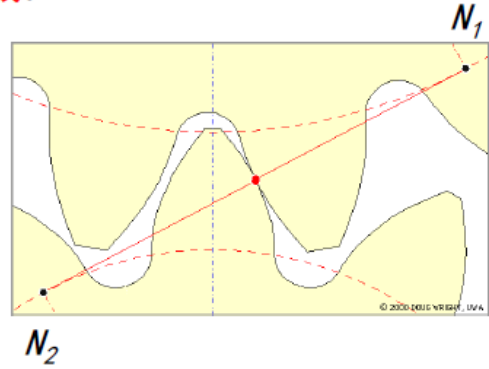


基圆公切线即为渐开线齿廓的理论啮合线

3、啮合线是过节点的直线

齿轮传动时，两齿廓啮合点的轨迹，称为**啮合线**。

渐开线齿轮无论在哪一点接触，接触齿廓的公法线总是两基圆的内公切线 N_1N_2 。即一对渐开线齿廓从开始啮合到脱离啮合，所有的啮合点都应在直线 N_1N_2 上，因此，直线 N_1N_2 就是渐开线齿廓的**理论啮合线**。

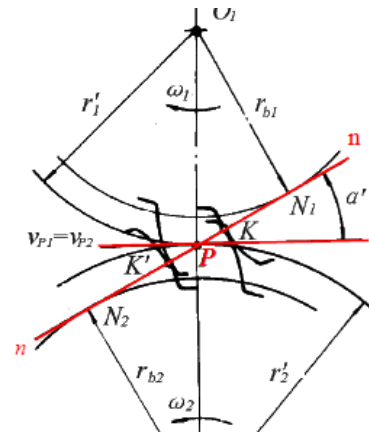


啮合角数值与节圆压力角相同

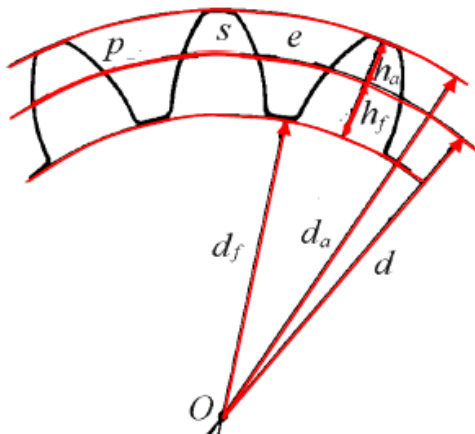
啮合线与节点 P 线速度的夹角 α' 称为**啮合角**。

渐开线齿轮传动中啮合角为常数，在数值上等于节圆上的压力角。

啮合角不变表示齿廓间法向作用力方向不变，若齿轮传递的力矩恒定，则轮齿之间、轴与轴承之间压力的大小和方向均不变，传动平稳。

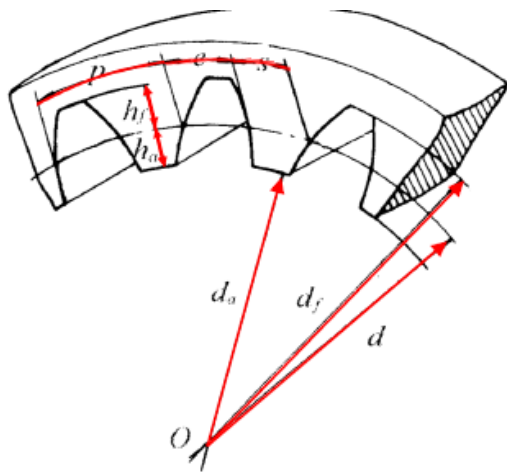


齿轮各部分名称以及基本尺寸



- | | |
|--------------|-----------|
| 齿顶圆 d_a | 齿顶高 h_a |
| 齿根圆 d_f | 齿根高 h_f |
| 分度圆 d | 全齿高 h |
| 齿厚 s_i | |
| 齿槽宽 e_i | |
| 齿距(周节) p_i | |

内齿轮



- 齿顶圆 d_a
- 齿根圆 d_f
- 分度圆 d
- 齿厚 s_i
- 齿槽宽 e_i
- 齿距(周节) p_i
- 齿顶高 h_a
- 齿根高 h_f
- 全齿高 h

内齿轮：齿顶圆半径小于齿根圆半径

齿轮几何尺寸

1. 齿数 z
2. 模数

在齿轮分度圆上有如下基本几何关系：

$$\pi d = z p$$

π —— 圆周率，已知。

z —— 齿数，已知。

p —— 周节（分度圆齿距），未知。

d —— 分度圆直径，未知。

模数的意义

模数的意义

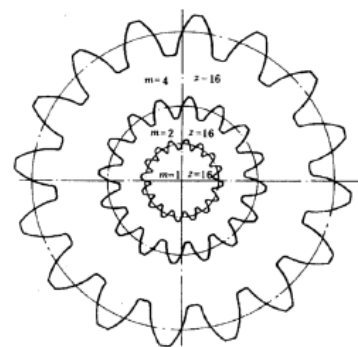
- ◆ 模数的量纲 mm
- ◆ 确定模数 m 实际上就是确定周节 p ，也就是确定齿厚 s 和齿槽宽 e 。模数 m 越大，周节 p 越大，齿厚 s 和齿槽宽 e 也越大，齿轮尺寸也越大。
- ◆ 进而推论，模数越大，轮齿的抗弯强度越大。

确定模数的依据

- ◆ 根据轮齿的抗弯强度选择齿轮的模数

分度圆压力角 α ：标准压力角为 20° ，为提高综合强度推荐为 25°

齿顶高系数与径向间隙系数



一组齿数相同，模数不同的齿轮

(4) **齿顶高系数** 齿顶高 h_a 与模数成正比, 即

$$h_a = h_a^* m$$

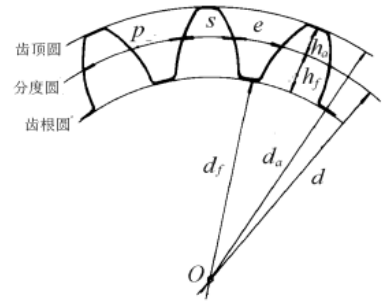
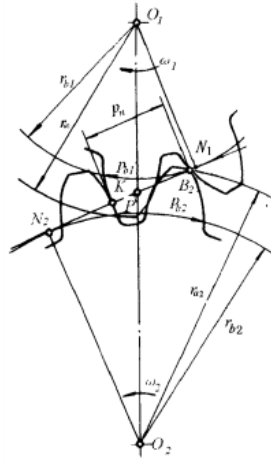
h_a^* —— 齿顶高系数

(5) **径向间隙系数** 齿根高 h_f 与模数成正比, 即

$$h_f = (h_a^* + c^*) m$$

c^* —— 径向间隙系数

$c = c^* m$ —— 齿轮径向间隙



一般情况下取标准值

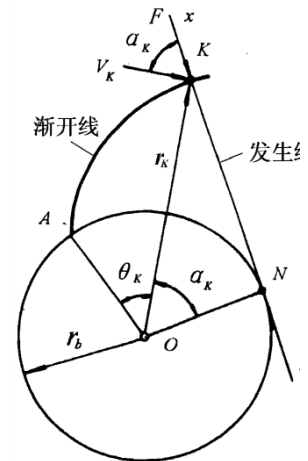
正常齿标准 $h_a^* = 1, c^* = 0.25$

短齿标准 $h_a^* = 0.8, c^* = 0.3$

表5.5 渐开线标准直齿圆柱齿轮几何尺寸公式表

名称	代号	公式
分度圆直径	d	$d_1 = mz_1 \quad d_2 = mz_2$
基圆直径	d_b	$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha, \quad d_{b2} = mz_2 \cos \alpha$
齿顶高	h_a	$h_a = h_a^* m$
齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^*) m$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = m(z_1 + 2h_a^*) \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a = m(z_2 + 2h_a^*)$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^*) \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f = m(z_2 - 2h_a^* - 2c^*)$
分度圆齿距	p	$p = \pi m$
分度圆齿厚	s	$s = \frac{1}{2} \pi m$
基圆齿距	p_b	$p_b = \pi m \cos \alpha$
中心距	a	$a = \frac{1}{2} m(z_2 \pm z_1)$

注: 上面符号用于外齿轮或外啮合传动, 下面符号用于内齿轮或内啮合传动。



标准直齿圆柱齿轮:

1. 齿形符合基准齿形;
2. 基本参数为标准值;
3. 分度圆齿厚与齿槽宽相等。

啮合条件

两轮模数和压力角必须分别相等

一对渐开线齿轮正确啮合的条件为：

$$P_{n1} = P_{n2}$$

或 $P_{b1} = P_{b2}$

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

$$\begin{cases} m_1 = m_2 = m \\ \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \end{cases}$$

侧隙

在一对装配好的齿轮副中，节圆上的齿槽宽超过相啮合轮齿齿厚的量。

(1) 齿轮侧隙的作用

齿轮啮合侧隙保证了润滑油膜、齿轮热膨胀和装配误差补偿的空间。

(2) 齿轮侧隙的产生原因

齿轮侧隙产生的根本原因是

$$e'_2 > s'_1, \quad e'_1 > s'_2$$

- ▲ 减薄齿厚
- ▲ 增大中心距
- ▲ 齿轮变位

一对标准齿轮啮合中心距对齿侧间隙的影响

●中心距 $a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$ 齿轮节圆与分度圆重合

$$e'_2 = s'_1, \quad e'_1 = s'_2, \quad j_t = 0$$

●中心距 $a > \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$ 齿轮节圆大于分度圆

$$e'_2 > s'_1, \quad e'_1 > s'_2, \quad j_t > 0$$

●中心距 $a < \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$ 齿轮节圆小于分度圆

$$e'_2 < s'_1, \quad e'_1 < s'_2, \quad j_t < 0$$

标准中心距

$$a' = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} \quad \text{当} \quad \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 1 \quad \text{时,}$$

$$a = r_1 + r_2 = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$$

即两齿轮的分度圆半径之和（分度圆与节圆重合）；

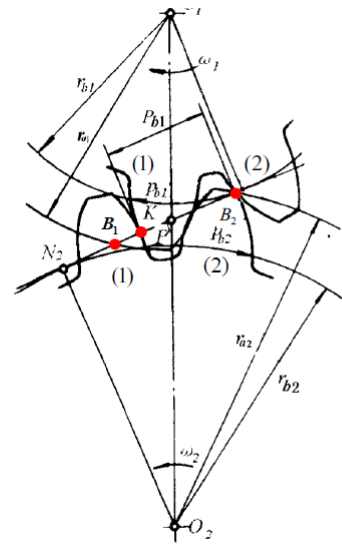
此时为标准齿轮传动，此中心距称为**标准中心距**。

重合度

实际啮合线 B_1B_2 与法向齿距 P_b 的比值称为重合度,用 ε 表示:

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{P_b} \geq 1$$

重合度 ε 值越大,表明齿轮传动的连续性和平稳性越好,一般机械制造业中,齿轮传动的许用重合度 $[\varepsilon]=1.3\sim 1.4$,即要求 $\varepsilon \geq [\varepsilon]$ 。



重合度计算(齿顶圆、齿根圆、基圆、分度圆的渐开线法线都与基圆相切)

轮系

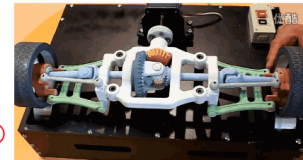
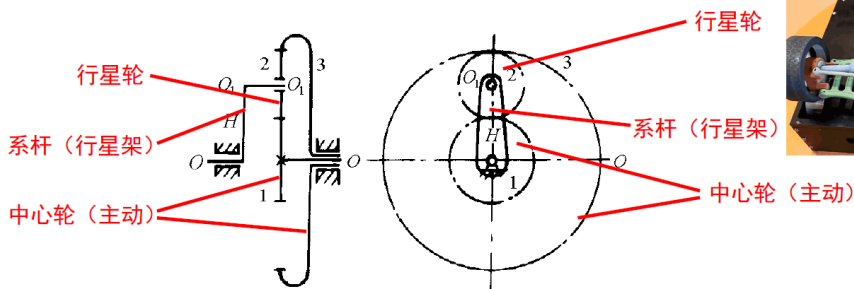
轮系分类

- 定轴轮系: 轮系运转时, 如果各齿轮轴线的位置都固定不动, 则称之为定轴轮系 (或称为普通轮系)
- 周转轮系: 轮系运转时, 至少有一个齿轮轴线的位置不固定, 而是绕某一固定轴线回转, 则称该轮系为周转轮系

自由度数目不同, 周转轮系分类

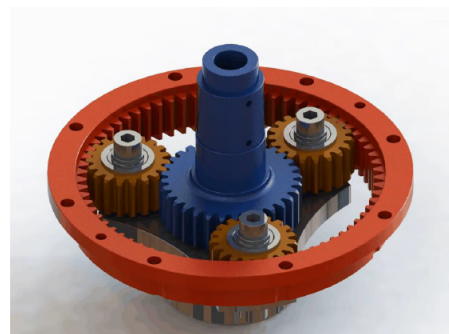
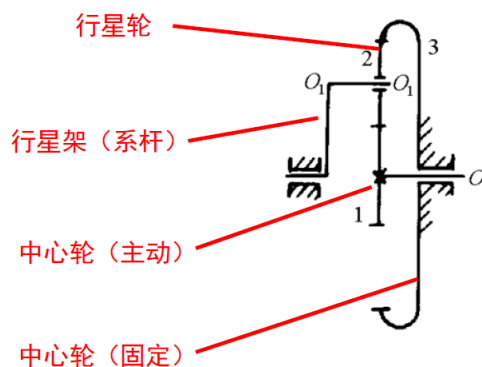
- 差动轮系

1) 差动轮系 自由度为2



- 行星轮系

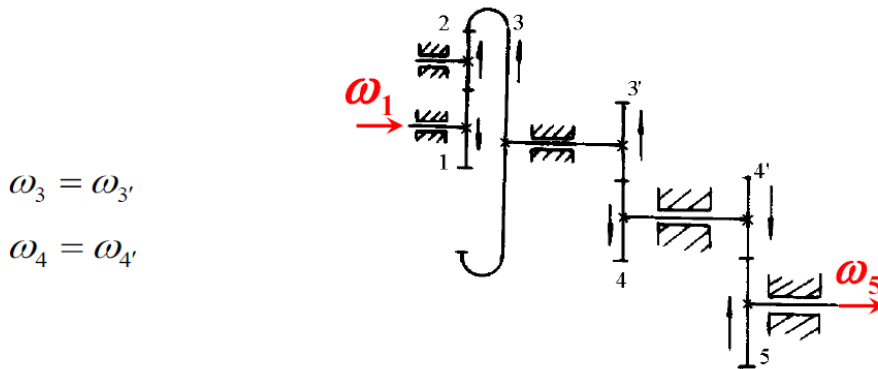
2) 行星轮系 (自由度=1)



轮系功用

- 实现相距较远的两轴之间的传动、分路传动、变速变向传动、大速比和大功率传动、运动的合成与分解

定轴轮系及其传动比



$$\omega_3 = \omega_{3'}$$

$$\omega_4 = \omega_{4'}$$

$$i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{3'4} \cdot i_{4'5} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \omega_{3'} \cdot \omega_{4'}}{\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4 \cdot \omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = i_{15} = \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_{3'} \cdot z_{4'}}$$

一般定轴轮系的传动比计算公式为：

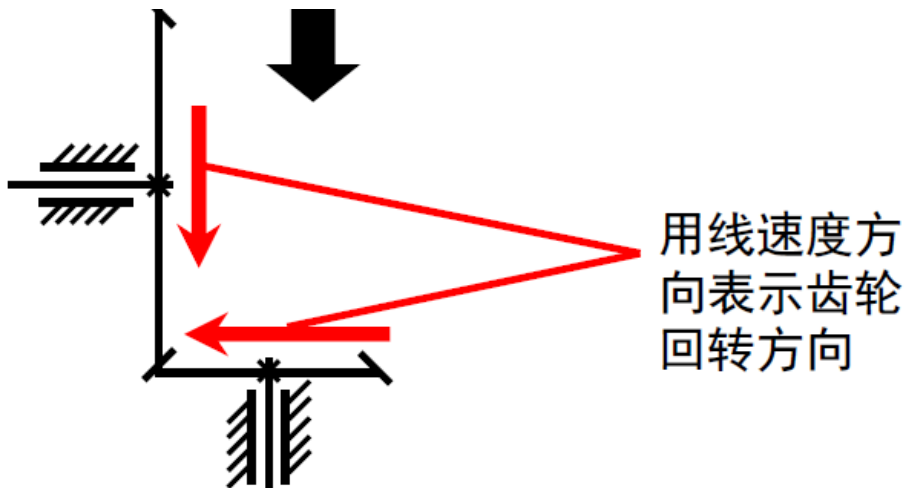
$$i_{AB} = \frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{\text{从A到B所有从动轮齿数连乘积}}{\text{从A到B所有主动轮齿数连乘积}}$$

外啮合带负号，内啮合为正号

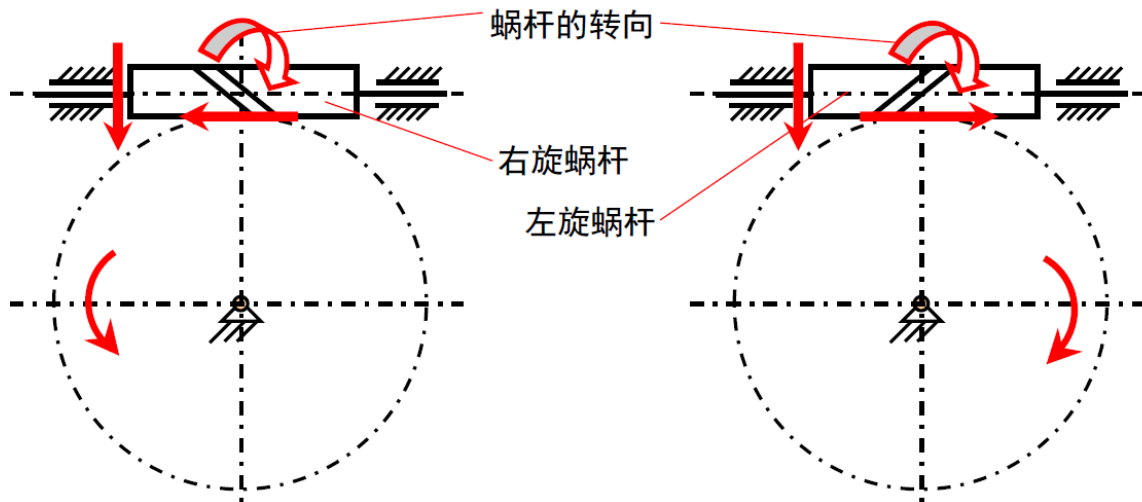
若传动比的计算结果为正，则表示输入轴与输出轴的转向相同，为负则表示转向相反。

用线速度方向表示齿轮回转方向

圆锥齿轮转向



蜗杆蜗轮传动转向



左手规则 以左手握住蜗杆，四指指向蜗杆的转向，则拇指的指向为啮合点处蜗轮的线速度方向。

右手规则 以右手握住蜗杆，四指指向蜗杆的转向，则拇指的指向为啮合点处蜗轮的线速度方向。

周转轮系传动比计算

转化机构法：使得行星架变为固定件，并保持各构件相对运动不变（定轴轮系）

计算该转化机构（定轴轮系）的传动比：

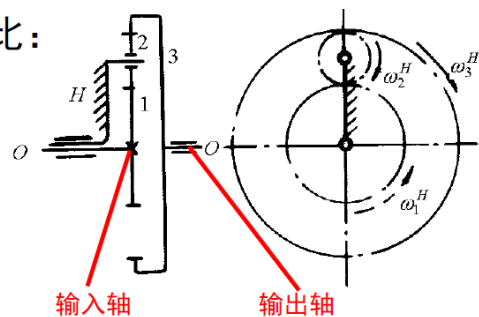
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$$

$$= \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(+\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$\omega_H = \frac{z_1 \omega_1 + z_3 \omega_3}{z_3 + z_1}$$

差动轮系中系杆角速度的表达式



构件名称	原周转轮系中各构件的角速度	转化机构中各构件的角速度
系杆H	ω_H	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$
中心轮1	ω_1	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
行星轮2	ω_2	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
中心轮3	ω_3	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$

行星轮系n3=0

图所示的行星轮系中，已知各轮齿数 $z_1=27, z_2=17, z_3=61$ ，齿轮1的转速 $n_1=6000 \text{ r/min}$ ，求传动比 i_{1H} 和行星架H的转速 n_H 。

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = (-) \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}$$

$$\frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = (-) \frac{61}{27}$$

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{61}{27} \approx 3.26$$

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{6000}{3.26} \approx 1840 \text{ r/min}$$

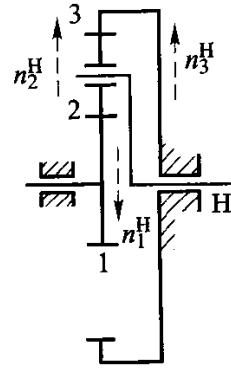
n_H 的转向与 n_1 相同

$$i_{12}^H = \frac{n_1^H}{n_2^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = (-) \frac{z_2}{z_1}$$

$$\frac{6000 - 1840}{n_2 - 1840} = (-) \frac{17}{27}$$

$$n_2 \approx -4767 \text{ r/min}$$

n_2 的转向与 n_1 相反



32

混合轮系：分为定轴轮系和周转轮系

轮系设计条件

传动比条件

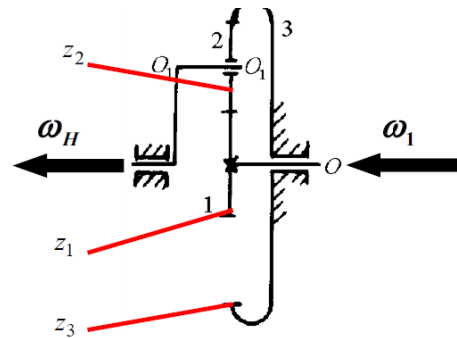
行星轮系必须能实现给定的传动比 i_{1H}

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

令 $\omega_3 = 0$ ，得到

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

$$z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$$



同心条件（半径-齿数）

2、同心条件

行星架的回转轴线应与中心轮的轴线相重合

若采用标准齿轮或高度变位齿轮传动，则同心条件为

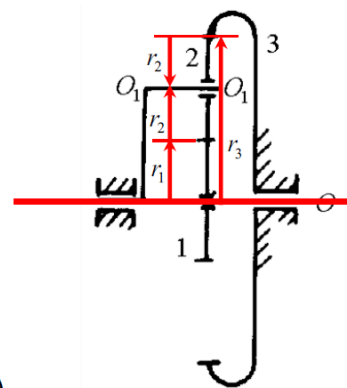
$$r_1 + r_2 = r_3 - r_2$$

$$\downarrow$$

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

$$\downarrow$$

$$z_2 = \frac{(z_3 - z_1)}{2} = \frac{z_1(i_{1H} - 2)}{2} \quad z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$$



上式表明两中心轮的齿数 z_1, z_3 应同时为奇数或偶数

37

3、装配条件

为使各个行星轮都能均匀分布地装入两个中心轮之间，行星轮的数目 k 与各轮齿数之间必须有一定的关系。否则，当第一个行星轮装好后，其余行星轮便可能无法均布安装。

安装下一个行星轮时中心轮1转过角 φ_1

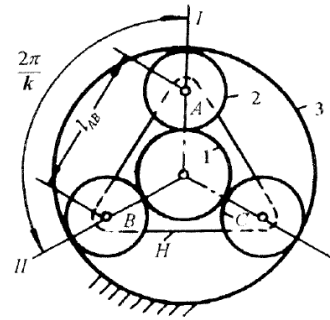
中心轮1转角 φ_1 与行星轮转过的角度应满足传动比关系，即：

$$\varphi_1 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{2\pi}{k} \quad i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

此时中心轮1转角 φ_1 对应于整数 N 个齿

$$\varphi_1 = N \frac{2\pi}{z_1} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{2\pi}{k} \quad \Rightarrow \quad N = \frac{z_1 + z_3}{k} = \frac{z_1 i_{1H}}{k}$$

两中心轮的齿数 z_1, z_3 之和应能被行星轮个数 k 所整除



38

4、邻接条件

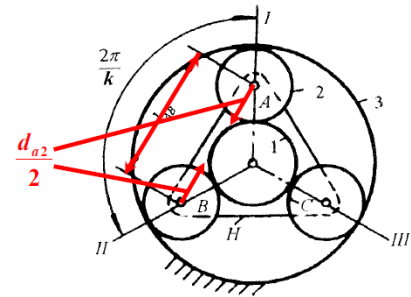
保证相邻两行星轮不致相碰，称为邻接条件。

相邻两行星轮的中心距应大于行星轮齿顶圆直径，齿顶才不致相碰。

采用标准齿轮时 $l_{AB} > d_{a2}$

$$2(r_1 + r_2) \sin \frac{\pi}{k} > 2(r_2 + h_a^* m)$$

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2h_a^*$$



1、传动比条件 $z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$

2、同心条件 $z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = z_1(i_{1H} - 2) / 2$

3、装配条件 $N = \frac{z_1 + z_3}{k} = \frac{z_1 i_{1H}}{k}$

4、邻接条件 $(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2h_a^*$

为了设计时便于选择各轮的齿数，通常把前三个条件合并为一个总的配齿公式

$$z_1 : z_2 : z_3 : N = z_1 : \frac{z_1(i_{1H} - 2)}{2} : z_1(i_{1H} - 1) : \frac{z_1 i_{1H}}{k}$$

图所示锥齿轮组成的差动轮系中，已知 $z_1=60, z_2=40, z_2'=z_3=20$ ，若 n_1 和 n_3 均为120 r/min，但转向相反，求 n_H 的大小和方向。

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = (+) \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$

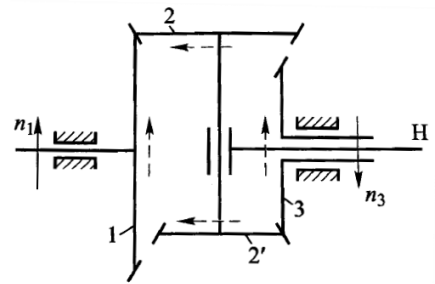
上式中的“+”号是由轮1和轮3虚线箭头同向而确定的，与实线箭头无关。设实线箭头朝上为正，则 $n_1 = 120$ r/min, $n_3 = -120$ r/min, 代入上式得

$$\frac{120 - n_H}{-120 - n_H} = (+) \frac{40}{60}$$

解得

$$n_H = 600 \text{ r/min}$$

n_H 的转向与 n_1 相同，箭头朝上。



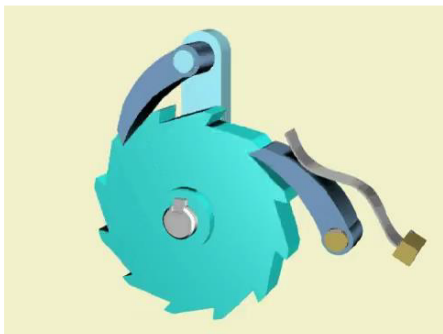
间歇运动机构

当主动件作连续运动时，从动件作周期性的运动和停顿，这类机构称为间歇运动机构。它在各种自动化机械中得到广泛的应用，用来满足转位、步进、计数、分度等工作要求。

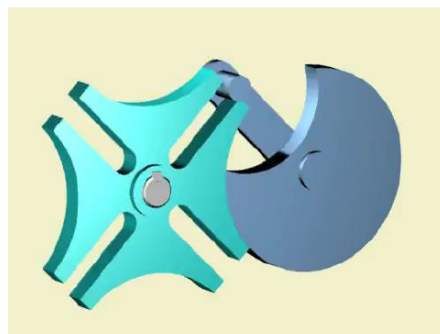
常用的间歇运动机构可以分为两类：

- 1) 主动件往复摆动，从动件间歇运动，如**棘轮机构**；
- 2) 主动件连续运动，从动件间歇运动，如**槽轮机构**、不完全齿轮机构等。

棘轮机构



槽轮机构



运动方式分类：

齿式棘轮机构

机构简单，制造方便；
棘轮的转角是相邻齿所夹中心角的倍数（有级调节）；
噪音、冲击和磨损较大，不宜用于高速。

摩擦式棘轮机构

传动平稳、无噪音；
靠摩擦传动，会出现打滑现象，
传动精度不高，运动准确性差，适用于低速轻载场合。

棘爪工作条件

为使棘爪受力最小， $\angle O_1AO_2=90^\circ$

为保证棘爪啮紧齿根， F_n 对 O_2 的力矩 $>F_f$ 对 O_2 的力矩

$$F_n L \sin \varphi > F_f L \cos \varphi \quad (\varphi: \text{棘齿偏斜角})$$

因为: $F_f = f F_n$, $f = \tan \rho$

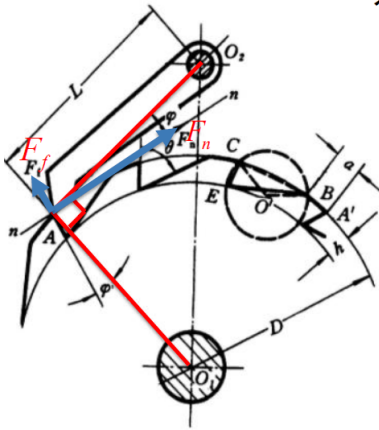
得到: $\tan \varphi > \tan \rho$

$$\varphi > \rho$$

ρ : 棘齿与棘爪之间的摩擦角

当摩擦系数 $f=0.2$ 时, $\rho \approx 11.5^\circ$

为可靠起见, 通常 $\varphi=20^\circ$



力矩条件

槽轮

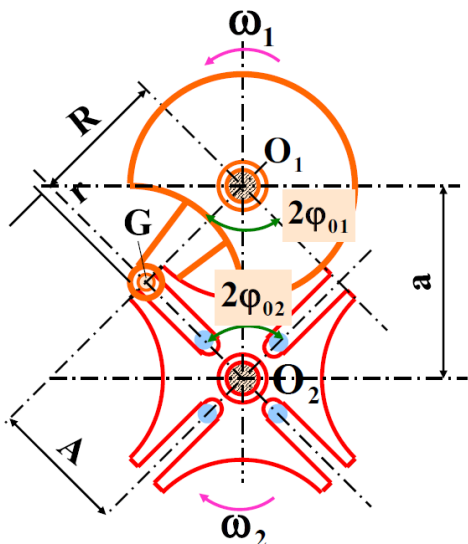
工作原理: 拨盘的连续运动转换为槽轮的单向间歇运动。

槽轮机构的特点: 结构简单、工作可靠, 适用于分度、步进、转位

槽轮槽数 z 和拨盘圆销数 K 的选择

关键: 转化为角度运动的比值

槽轮槽数 z 和拨盘圆销数 K 的选择



● 运动特性系数 τ

在一个运动循环中, 槽轮的运动时间 t_2 对拨盘的运动时间 t_1 的比值。

当 $K=1$ 时,

$$\because O_1G \perp O_2G \quad \therefore 2\varphi_{01} + 2\varphi_{02} = \pi$$

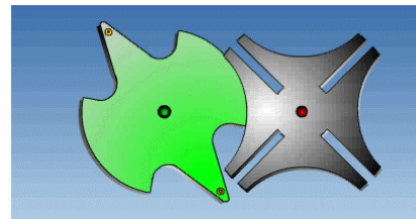
$$2\varphi_{01} = \pi - 2\varphi_{02} = \pi - (2\pi/z)$$

$$\tau = \frac{t_2}{t_1} = \frac{2\varphi_{01}/\omega_1}{2\pi/\omega_1} = \frac{z-2}{2z}$$

14

$$\text{当 } K \geq 1 \text{ 时, } \tau = \frac{K(z-2)}{2z}$$

z 为槽数, K 为均布的圆销数



3) 对于 $K=1$ 的单销外槽轮机构, $\tau < 0.5$ 。若要求 $\tau > 0.5$, 应增加圆销数 K 。

4) 槽轮必须有停歇时间, 所以 $\tau < 1$ 。拨盘的圆销数 K 与槽轮槽数 z 的关系应为:

$$K < \frac{2z}{z-2} \quad \begin{array}{l} z = 4, K = 1 \sim 3 \\ z \geq 6 \text{时}, K = 1 \sim 2 \end{array}$$

5) $z > 9$ 时, 槽轮尺寸较大, 转动时惯性力矩增大; τ 随槽数增加变化不大, 起不到明显作用, 故 z 常取4-8。

不完全齿轮机构

主动轮: 只有一个齿或几个齿的不完全齿轮

从动轮: 由正常齿和带止锁弧的齿厚彼此相间地组成

主动轮的整周连续回转 \rightarrow **从动轮的单向间歇转动**

不完全齿轮机构特点:

从动轮在运动期间保持匀速转动; 从动轮启动或停止时, 会产生刚性冲击, 不宜用于高速场合。常用于计数器、电影放映机等专用机械中。

凸轮间歇运动机构:

凸轮间歇运动机构特点: 运转可靠、传动平稳、定位精度高, 适用于高速传动, 转盘可以实现任何运动规律; 可以改变凸轮推程运动角得到所需的转盘转动和停歇运动的比值。

螺纹连接

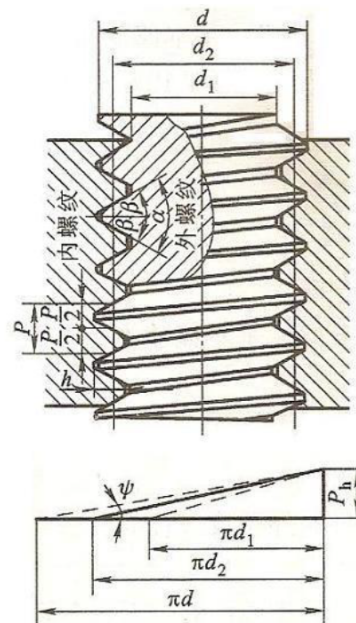
d —**螺纹大径** (螺纹公称直径)

d_1 —**螺纹小径** (常用直径计算螺纹断面的强度)

d_2 —**螺纹中径** (螺纹的牙厚和牙间相等处的假想圆柱直径, 是螺纹几何关系和受力分析的基准)

p —**螺距** (相邻两牙对应点间的轴向距离)

h —**接触高度** (内外螺纹旋合后, 接触面的径向高度)



8

螺纹参数

P_h —**导程**（沿螺纹旋转一周的轴向位移）

$$P_h = n \cdot P$$

n —**线数**（螺旋线的根数）

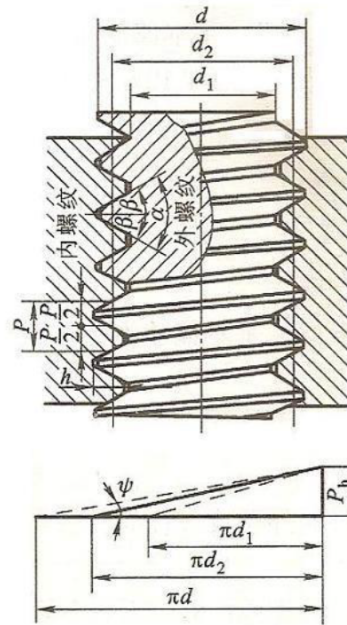
ψ —**螺纹升角**（在中径圆柱上螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面之间的夹角）

$$\tan \psi = P_h / \pi d_2 = n \cdot P / \pi d_2$$

α —**牙型角**（轴向截面内螺纹牙型相邻两侧边的夹角），
 β —**牙侧角**（牙型侧边与螺纹轴线的垂线间的夹角）

$$\beta = \alpha / 2 \quad (\text{对称牙型})$$

旋向（一般为右旋）



9

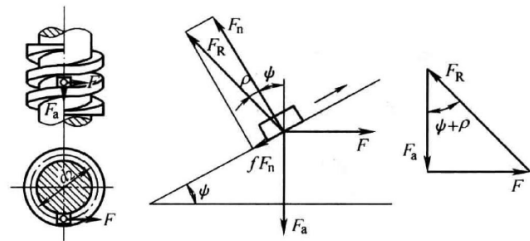
螺纹副受力

矩形螺纹

矩形螺纹 ($\beta=0$)

圆周力：拧紧时 $F = F_a \tan(\psi + \rho)$

松开时 $F = F_a \tan(\psi - \rho)$

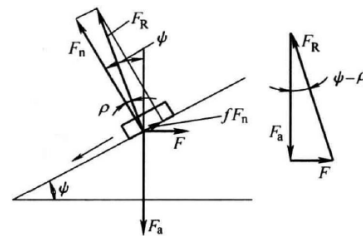


式中: F_a —轴向载荷

ρ —摩擦角 $\rho = \arctan f$

f —摩擦系数

F_n —法向压力



非矩形螺纹 (计算当量摩擦系数)

非矩形螺纹 ($\beta \neq 0$)

圆周力：拧紧时 $F = F_a \tan(\psi + \rho')$

松开时 $F = F_a \tan(\psi - \rho')$

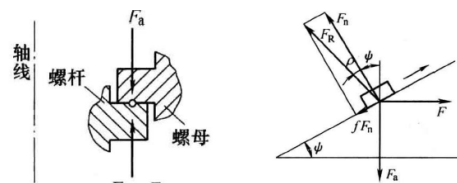
式中: F_a —轴向载荷

ρ' —当量摩擦角 $\rho' = \arctan f'$

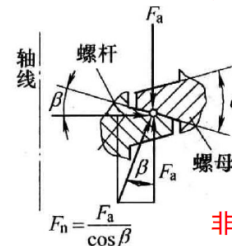
f' —当量摩擦系数 $f' = \frac{f}{\cos \beta}$

F_n —法向压力

f —摩擦系数



矩形螺纹



非矩形螺纹

$$\text{摩擦力: } fF_n = \frac{F_a}{\cos \beta} f = \frac{f}{\cos \beta} F_a = f' F_a$$

12

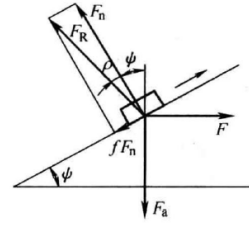
效率 (有效功/输入功)

螺纹副的效率：有效功/输入功

当轴向载荷为阻力(滑块上升)

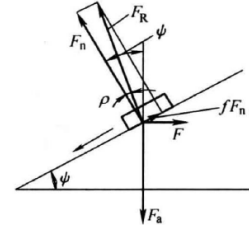
$$\eta = \frac{F_a P_h}{2\pi T} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \cdot \tan \psi}{2\pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot F_a \tan(\psi + \rho')}$$

$$= \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$$



当轴向载荷为驱动力(滑块下降)

$$\eta = \frac{2\pi T}{F_a P_h} = \frac{\tan(\psi - \rho')}{\tan \psi}$$

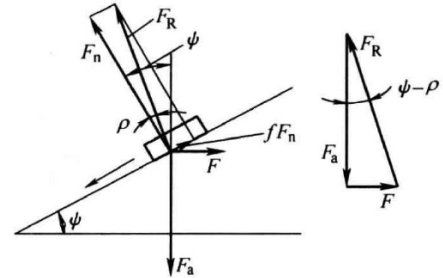


自锁

自锁：无论施加多大的轴向力 F_a 都不能使螺旋副相对运动的现象，称为自锁。

自锁条件： $F = F_a \tan(\psi - \rho') \leq 0$

$$\psi \leq \rho'$$



说明在自锁条件下，必须施加反向驱动力 F 才能使滑块等速下滑。

过大的螺纹升角制造困难，一般 ψ 角不大于 25°

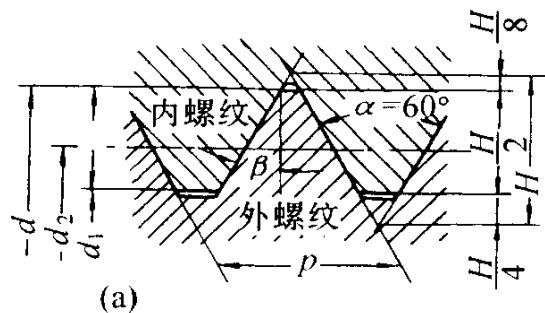
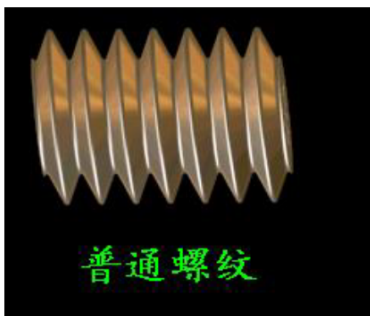
螺纹分类：

按照螺纹在螺杆轴向剖面牙形分类：三角形、矩形、梯形、锯齿形、管螺纹

按照螺纹母体形状：圆柱螺纹、圆锥螺纹

常用螺纹特点和应用

1) 普通螺纹(代号：M GB 192-81)



(1) 特点：牙形为等边三角形。

牙型角 $\alpha=2\beta=60^\circ$ 。牙型斜角 $\beta=30^\circ$ ，因 β 大，所以当量摩擦系数大，自锁性能好，主要用于连接。

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} \quad \rho' = \arctan f'$$

(2) 普通螺纹分类

同一公称直径 d ，按螺距大小分2种：

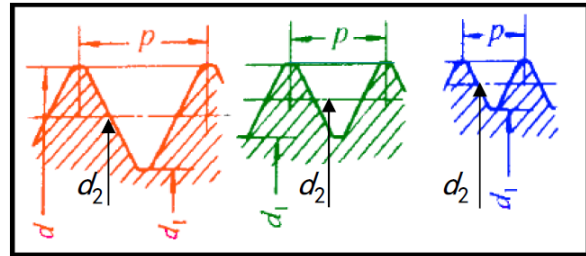
- 普通细牙螺纹
- 普通粗牙螺纹

粗牙：常用螺纹（螺距最大）

细牙：特殊用途

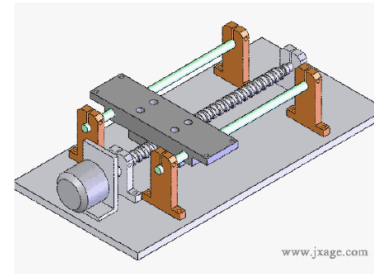
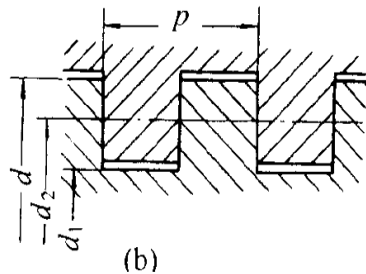
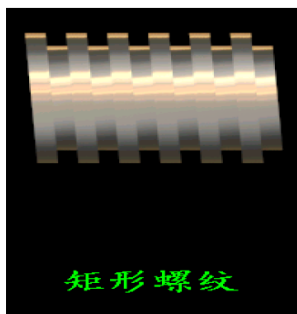
A) 优点：细牙自锁性能更好。常用于承受冲击、振动及变载荷、或空心、薄壁零件上及微调装置中。

$$\tan\psi = n \cdot p / \pi d_2 \quad \psi \leq \rho'$$



B) 缺点：细牙小，相同载荷下磨损快，易脱扣。

2) 矩形螺纹

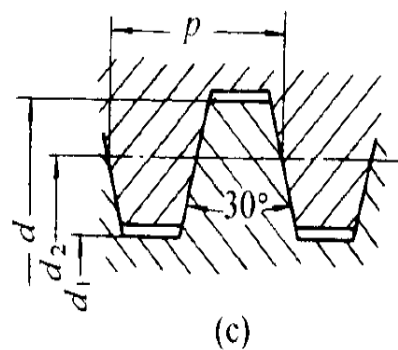
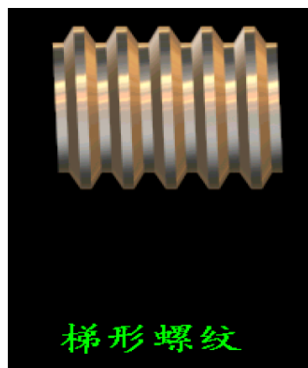


特点：牙形为正方形。

牙形斜角为 $\beta=0^\circ$ ，所以效率高，用于传动，暂未标准化。因制造困难，磨损后间隙不能补偿，常被梯形螺纹代替。 $\cos\beta \approx 1$ ， f' 较小， ρ' 很小，不易自锁。

$$\eta = \frac{\tan\psi}{\tan(\psi + \rho')} \quad 19$$

3) 梯形螺纹 (代号: Tr GB 192-81)

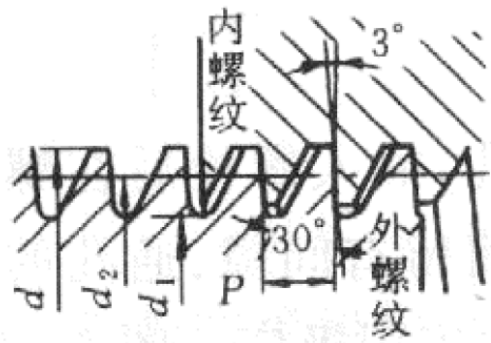
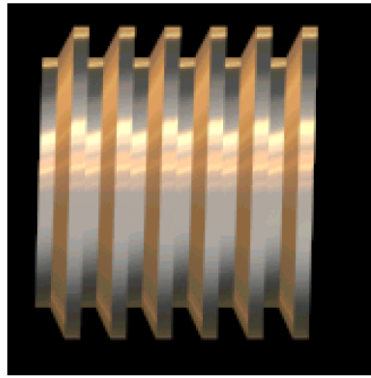


特点：牙形为等腰梯形。

牙形角 $\alpha=2\beta=30^\circ$ 。牙形斜角 $\beta=15^\circ$ ，比矩形螺纹效率略低，但是，牙根强度较高，易于制造，可以补偿磨损间隙，在螺旋传动中有广泛应用。

补偿磨损间隙

4) 锯齿形螺纹(代号: S JB 4315-86)

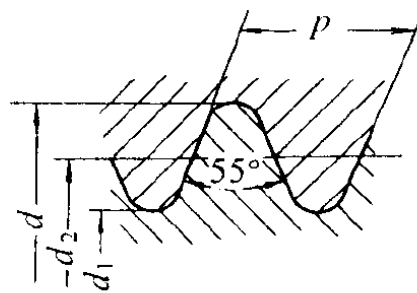
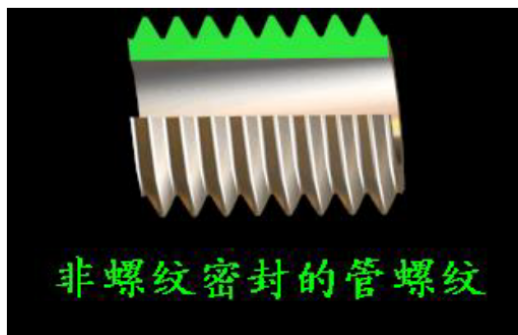


特点: 牙形为不等腰梯形。

工作边牙形斜角 $\beta=3^\circ$, 非工作边 $\beta=30^\circ$, 它综合了矩形螺纹效率高和梯形螺纹牙根强度高的优点, 能承受较大的载荷, 对中性好。但是, 只能用于单向传动。

只能用于单向传动

5) 圆柱管螺纹 (代号: R_p GB/T 7307-87)



(c)

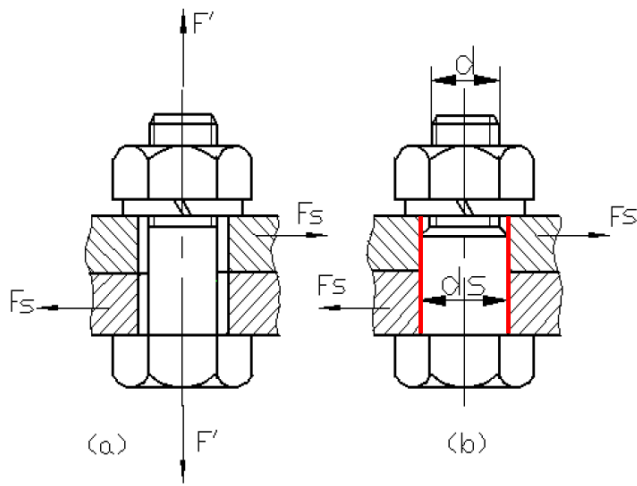
特点: 牙形为等腰三角形。为英制细牙螺纹。

牙形角 $\alpha=55^\circ$, 以管子通孔内径为公称直径, 内外螺纹旋合后, 无径向间隙, 密封性好, 用于管件连接。

螺纹连接基本类型

四种基本类型: 螺栓连接、螺钉连接、双头螺柱连接、紧定螺钉连接

螺栓连接分为: 受拉螺栓连接、受剪螺栓连接 (铰制孔螺栓连接)



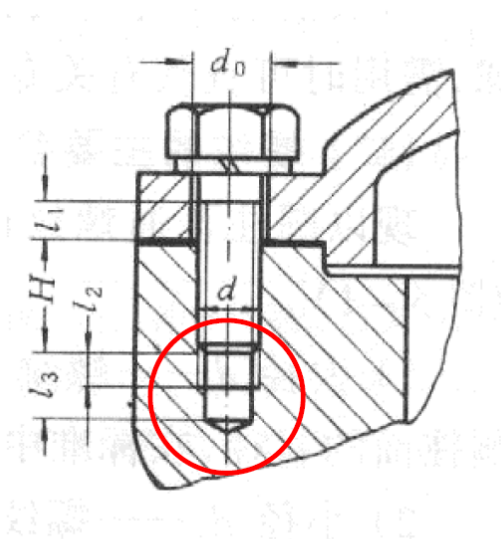
铰刀

- a) 普通螺栓连接。加工、装拆方便，应用十分广泛。
- b) 铰制孔螺栓连接。孔需精加工，螺栓也用铰制孔用螺栓，螺栓与孔采用过渡配合，主要承受横向载荷，兼起定位作用。

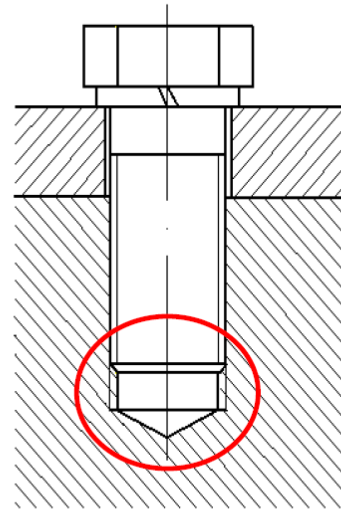
26

螺钉连接（不能开通孔、希望结构紧凑、有光整外露表面、无法装拆螺母）

注意：不宜经常拆装，以免螺纹磨损



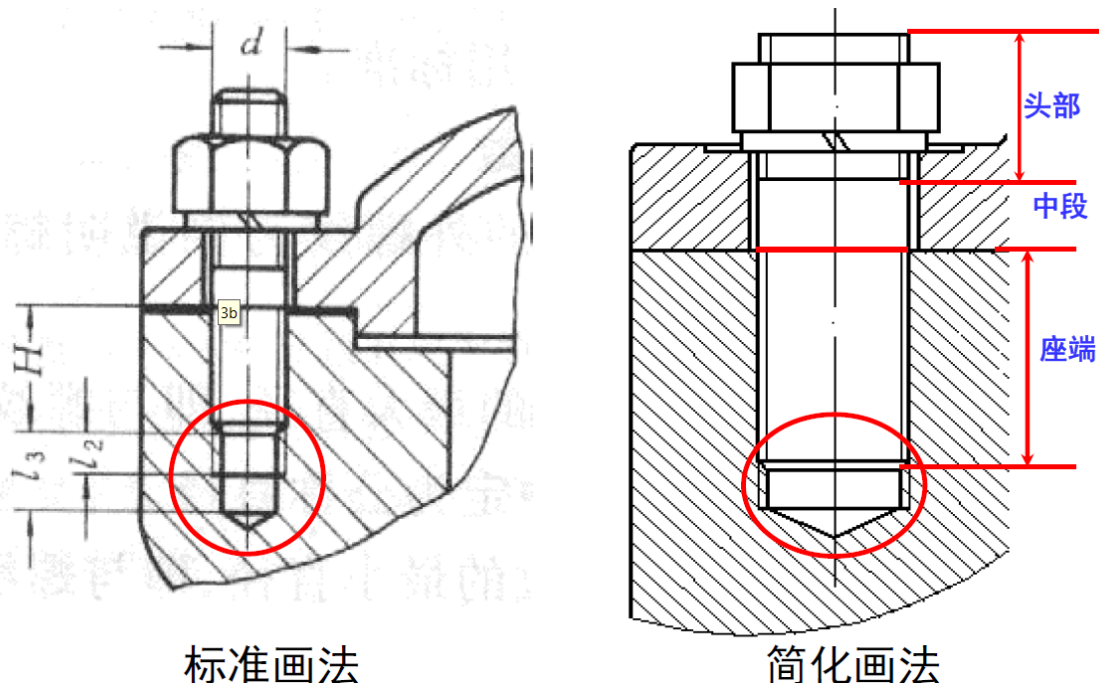
标准画法



简化画法

双头螺柱连接：

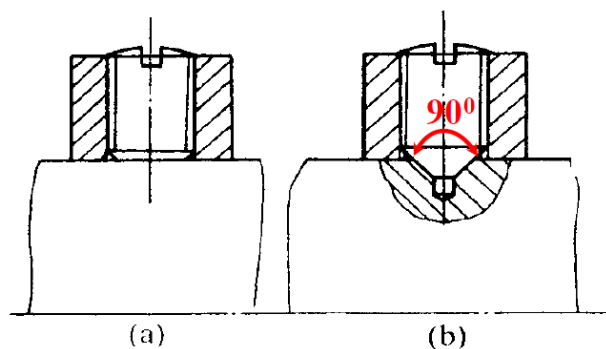
当需要螺钉连接，又要经常拆卸或螺钉无法安装时，采用此连接。



紧固螺钉连接

旋入被连接件的螺纹孔中，顶住另一被连接件的表面或凹坑。
 常用来连接、固定2个零件**相对位置**的情况，有时也可以**传递不大的力和力矩**。

结构特点：被连接件之一有螺纹孔，另一个没有。



a) 顶住被连接件表面 b) 顶入相应的坑槽中

固定相对位置
传递不大的力

- 连接零件包括：
- 1 螺栓
 - 2 螺钉
 - 3 双头螺柱
 - 4 紧定螺钉
 - 5 螺母
 - 6 垫圈
 - 7 防松零件
- 公称直径都为**螺纹大径**

垫圈

作用：用来**保护被连接件的支承表面**。

结构：有方形、圆形、弹簧垫圈和斜垫圈等。

螺纹连接预紧力和防松

预紧的目的:

- 1) 增强连接的刚性、紧密性和防松能力
- 2) 对受拉螺栓可提高其疲劳强度
- 3) 对受剪螺栓可增大其连接中的摩擦力

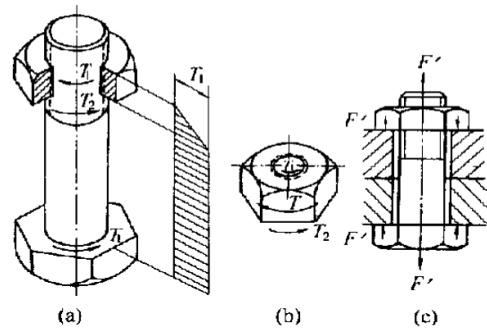
预紧力的控制:

在受载之前就受到预紧力 F' 作用, 该预紧力与工作载荷有关

预紧力 F' { 过大—螺栓超载
 { 过小—连接失效 } 控制预紧力 (重要连接)

控制方法——**拧紧力矩 T**

拧紧时螺母受力 { 螺旋副的摩擦力矩 T_1
 { 螺母与支承面的摩擦力矩 T_2

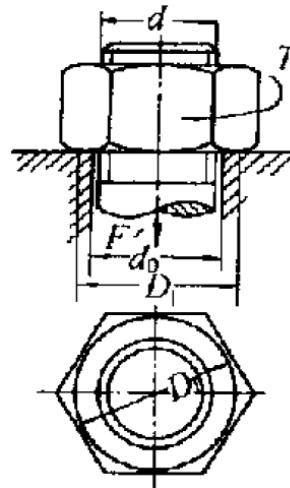


拧紧螺母时的力矩和预紧力 39

$$T = T_1 + T_2$$

$$T_1 = F' \tan(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}$$

$$T_2 = \frac{1}{3} f F' \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$



$$T = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \tan(\psi + \rho') + \frac{2f}{3d} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] F' d = k_t F' d$$

将常用的钢制M10~M68普通螺栓的参数代入, 并取 $f \approx 0.15$, $\rho' \approx 8.5^\circ$, 计算可得:

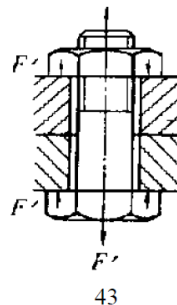
$$T \approx 0.2 F' d \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

d 为螺纹公称直径, F' 为预紧力, 对不受轴向工作载荷螺纹, F_a 即预紧力

控制拧紧力矩的方法 { 测力矩扳手 定力矩扳手 测量螺栓形变量

防松的根本问题在于防止螺纹副相对转动

- 按工作原理分3种方法
- 摩擦防松 (保持摩擦力矩, 阻止相对转动)
 - 机械防松 (用机械办法约束螺旋副)
 - 永久防松 (将螺母与螺栓焊死、铆死和胶住)



摩擦防松

原理: 使螺纹副中产生不随连接所受外载荷而变的压力, 保持摩擦力, 阻止螺纹副相对运动。

双螺母、弹簧垫圈、锁紧螺母

机械防松

开口销与六角开槽螺母、止动垫圈

永久防松

三、永久防松

点焊、冲点破坏螺纹, 或涂胶于旋合段。可靠, 但要破坏螺纹副。

!!!! 螺栓连接强度计算

松螺栓联接

松螺栓连接无需把螺母拧紧, 承受工作载荷前, 初零件自重外, 连接不受力

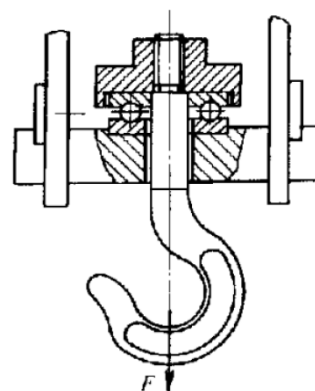
强度条件和设计公式:

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

以小径 d_1 作为强度计算的依据。

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

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1.2 \sim 1.7}$$



$[\sigma]$, σ_s — 松螺栓许用拉应力和材料屈服极限

紧螺栓连接

二、紧螺栓连接

1、特点：

受工作载荷之前，螺栓受到**预紧力** F'

2、分类：按连接受载情况分两类

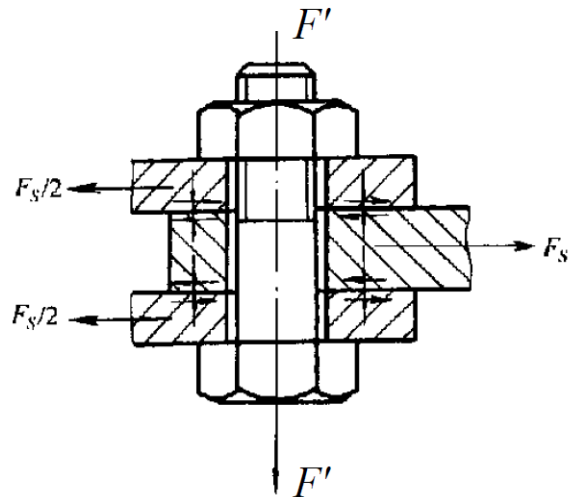
- 1) 受**横向**载荷的紧螺栓连接
- 2) 受**轴向**载荷的紧螺栓连接

受横向载荷的紧螺栓连接

(1) 普通螺栓连接

靠预紧力在接合面所产生的**摩擦力**平衡外载荷 F_s ，螺栓所受到**工作拉力**即为**预紧力** F'

此外，拧紧螺栓时螺栓还受到**摩擦力矩** T 作用。



按第4强度理论求螺栓的**当量应力**

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

$$\sigma = \frac{4F'}{\pi d_1^2}$$

螺栓的强度条件为：

$$\star \sigma_e = \frac{4 \times 1.3F'}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \text{ MPa}$$

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

公式表明：

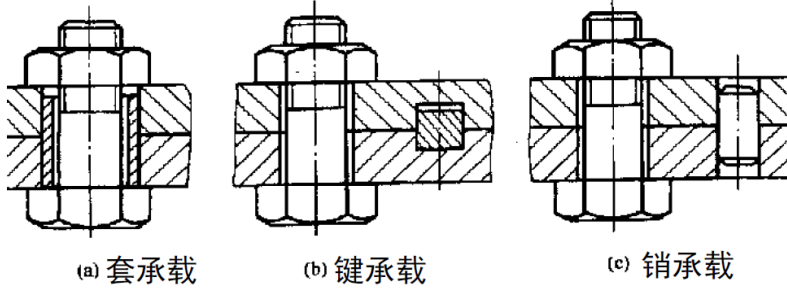
1) 使螺栓的拉应力 σ 增加了30%，相当考虑了扭剪应力。

2) 公式只适用于单头三角螺纹，1.3必须乘在拧紧时所产生的轴向上，对于矩形螺纹乘1.2，梯形螺纹乘1.25。

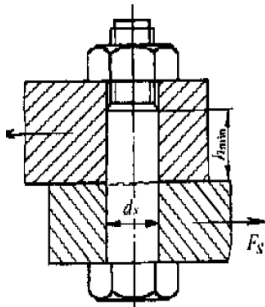
$$\sigma_e = \frac{4 \times 1.3 F'}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

靠摩擦力承受横向载荷不可靠，且预紧力较大，螺栓直径也较大。 $F' \geq F_s / f$

解决办法？用抗剪件承受横向载荷



(2) 铰制孔螺栓连接



螺栓杆的剪切强度条件：

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

螺栓与孔壁的挤压强度条件：

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

式中：

d_s — 螺栓抗剪面直径，mm

m — 螺栓抗剪面数目

h_{\min} — 螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度，mm

$$h_{\min} \geq 1.25 d_s$$

$[\tau]$ — 螺栓的许用剪切应力，MPa

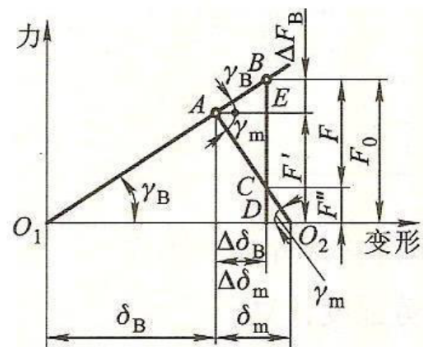
$[\sigma]_p$ — 螺栓和孔壁材料中较软材料的许用挤压应力，MPa

轴向工作载荷紧螺栓链接

$$\begin{cases} \Delta\delta_b = \frac{F_0 - F'}{C_B} = \frac{F + F'' - F'}{C_B} \\ \Delta\delta_m = \frac{F' - F''}{C_m} \end{cases}$$

$$F'' = F' - \frac{C_m}{C_B + C_m} F \quad \text{残余预紧力}$$

$$\star F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$$



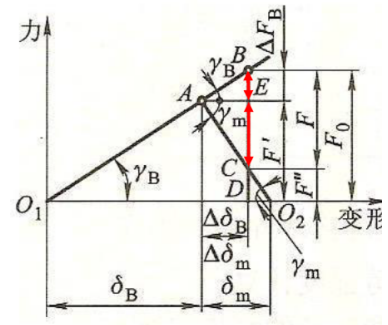
螺栓受的总拉力 F_0 为预紧力 F' 与工作拉力的一部分 ΔF_b 之和。

工作拉力的另一部分 ΔF_m 使被连接件的压力由 F' 减小到 F'' 。

ΔF_b 和 ΔF_m 分配关系与螺栓和被连接件的刚度成正比。

$$\begin{cases} F'' = F' - \frac{C_m}{C_B + C_m} F \\ F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta F_m = \frac{C_m}{C_m + C_B} F \\ \Delta F_b = \frac{C_B}{C_B + C_m} F \end{cases}$$

$$\frac{C_B}{C_B + C_m} \text{ 定义为螺栓的相对刚度}$$



其值与螺栓和被连接件的材料、尺寸、结构、工作载荷作用位置及连接中垫片等材料等因素有关，可通过计算和实验求出。对于一般计算，钢制螺栓可查表确定。

65

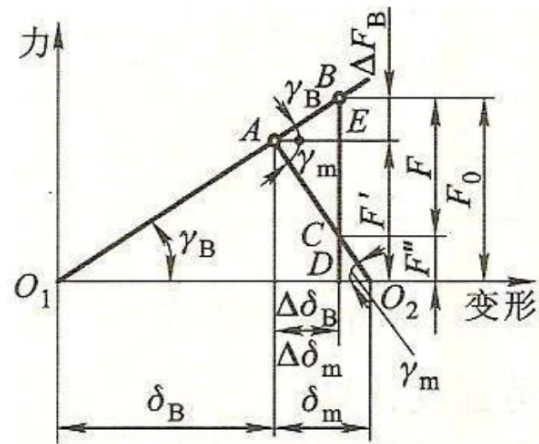
F_0 : 总拉力
 F' : 预紧力
 F : 工作拉力
 F'' : 残余预紧力

δ_b 、 $\Delta\delta_b$: 螺栓形变量

δ_m 、 $\Delta\delta_m$: 被连接件形变量

$C_B = \tan \gamma_B$ 螺栓刚度

$C_m = \tan \gamma_m$ 被连接件刚度



(2) 静强度计算

考虑卸载后补充拧紧，产生摩擦力矩，其静强度条件为：

$$\sigma = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad \text{MPa}$$

$$\text{或 } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} \quad \text{mm}$$

式中 $[\sigma]$ — 紧螺栓连接的许用拉应力

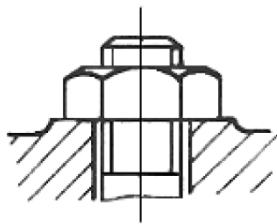
螺栓组连接设计

1. 连接结合面的几何形状常设计成轴对称的简单几何形状
2. 螺栓的布置应使各螺栓的受力合理
3. 螺栓的排列应有合理的间距、边距

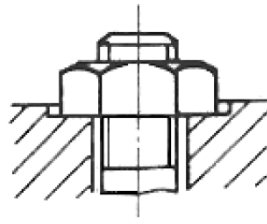
4. 分布在同一圆周上的螺栓数目，应取4、6、8等偶数，以便钻孔时在圆周上分度和画线，同一螺栓组中的螺栓材料、直径和长度应相等。

5. 避免螺栓承受偏心载荷，导致附加弯矩

从**结构**和**工艺**两方面保证载荷不偏心

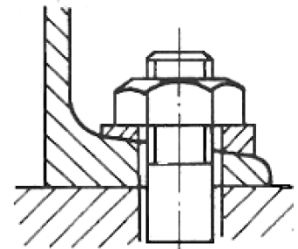


(a)



(b)

凸面和沉头座的应用



斜垫圈的应用

提高螺栓连接强度的措施

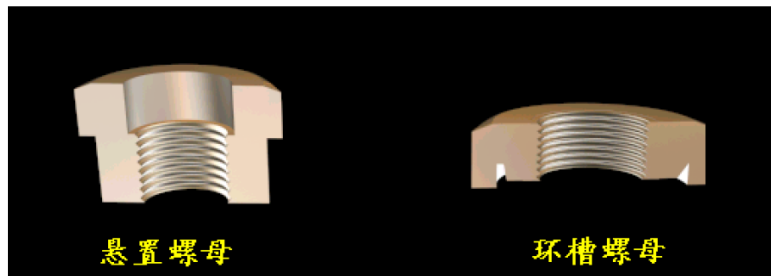
改善螺纹牙的受力可采用下列措施：

1) 悬置螺母

使母体和栓杆的变形一致以**减小螺距变化差**，可以提高疲劳强度40%。

2) 环槽螺母

利用螺母下部受拉且有弹性可提高疲劳强度30%。



1、减小应力幅

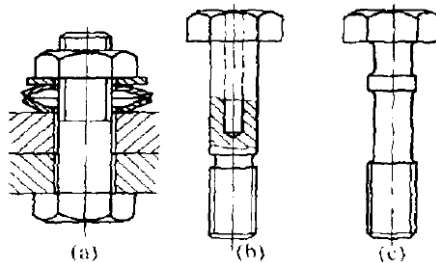
1) 降低**螺栓**的刚度 C_B

2) 增大被**连接件**的刚度 C_m

工作载荷和预紧力不变，**应力幅减小**

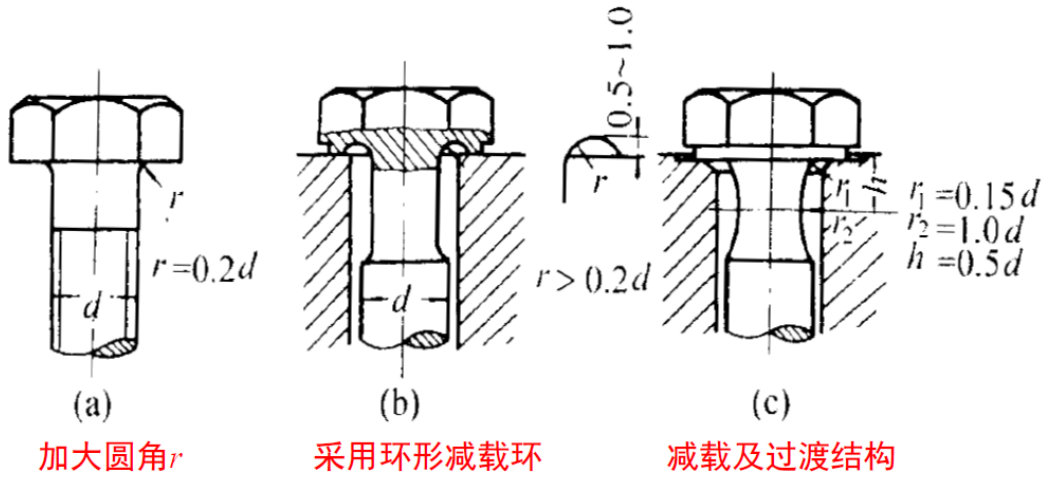
$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$$

降低螺栓刚度 C_B 的措施

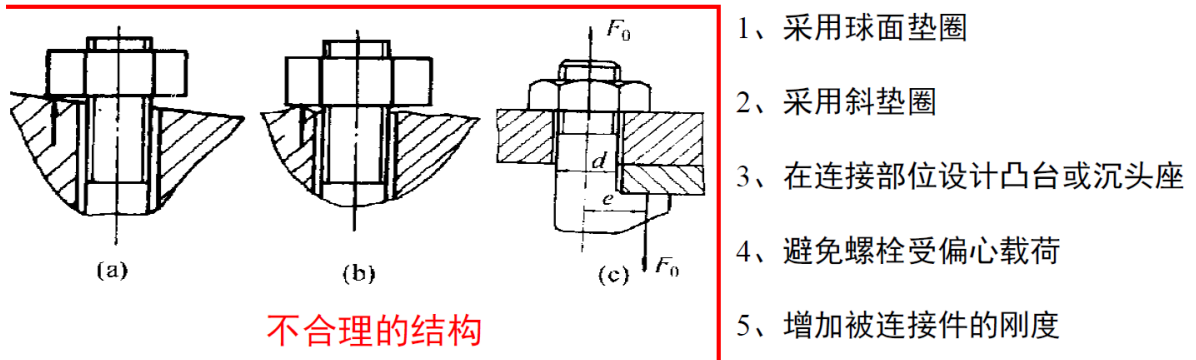


安装弹性元件 空心杆 减小螺栓直径

2、减小应力集中



3、避免附加弯曲应力



图中错误？

齿轮传动

常用系数

常用的运动和动力参数

1. 传动比 i

$$i = n_1/n_2$$

2. 圆周速度 V

$$V = \pi d n / 60 / 1000 \quad \text{m/s}$$

3. 传动功率 P

$$P = F \times V / 1000 \quad \text{KW}$$

4. 传动转矩 T

$$T = 9.55 \times 10^6 \times P / n \quad \text{N.mm}$$

(单位: P/KW, n/r/min)

二、传动特点

- 1、**瞬时传动比恒定**，是其广泛应用的重要原因之一。
- 2、**传动效率高**，0.98以上，可达0.99。对大功率传动重要。
- 3、**工作可靠使用寿命长**，10到20年，车辆和矿井机械重要。
- 4、**结构紧凑**，与带传动和链传动相比。
- 5、**适应范围大**，传递功率从1W~数万kW，圆周速度可达300m/s。
- 6、**齿轮加工时需要专用的机床和刀具，成本高。**
- 7、**精度低时噪音大。**
- 8、**不易用于轴间距过大的传动。**

四、齿轮传动的标准和精度

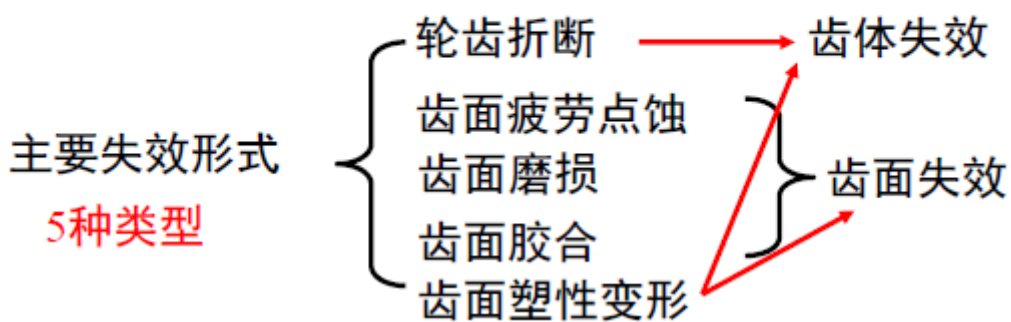
- 1、GB1357—87规定齿轮模数为标准值，单位mm
- 2、精度分13级，0级最高，12级最低。3~5为高精度级，6~8为常用级，9级、10~12级为较低和低精度

齿轮失效类型

表11-1-1 轮齿的失效形式

形式	主要内容	
轮齿折断	闭式硬齿面、脆性材料齿轮传动的主要破坏形式	
	分类	①过载折断；②疲劳折断
齿面点蚀	闭式软齿面齿轮传动的主要破坏形式	
	发生部位及原因	发生在节线附近齿根一侧。因为轮齿节点处啮合时，相对滑动速度方向改变，不易形成油膜，润滑效果不好；而且此处一般为单齿对啮合，齿面接触应力大
齿面胶合	高速重载、低速重载闭式传动的主要破坏形式	
	分类	①热胶合；②冷胶合
	增强抗胶合能力的措施	①提高齿面硬度；②减小表面粗糙度；③选择合适的润滑油
齿面磨损	可分为：①磨粒磨损；②跑合磨损	
塑性变形	低速重载软齿面闭式传动的主要破坏形式	

★ 齿轮传动的失效主要发生在轮齿部分



1、轮齿的折断

1) 发生：轮齿为悬臂梁，变应力，受拉侧出裂纹，反复作用，疲劳断裂

常发生在齿根部分（弯曲应力最大，有应力集中）

直齿轮全齿折断

斜齿轮局部折断

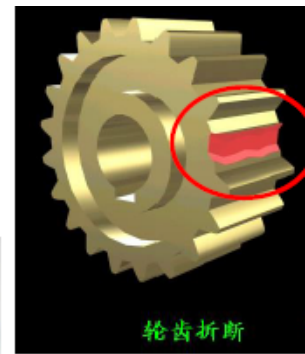
2) 危害：毁坏性，必须避免

3) 防治措施：

(1) 减小应力集中，增大齿根圆角

(2) 提高制造精度

(3) 合理选材和热处理



脆性材料过载和冲击情况

11

2、齿面疲劳点蚀

发生：齿面接触处产生脉动循环接触变应力，反复作用，出现疲劳裂纹，裂纹扩展，金属脱落，形成麻点状凹坑。

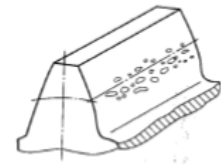
麻点—扩大—大片—损伤

危害：齿形破坏—振动、噪音—传动失效

点蚀位置：齿面节线偏齿根侧（该点处同时啮合齿数较少，接触应力较大）

主要影响因素及防止措施：

- 1) 与齿面硬度有关。提高齿面硬度，可减小点蚀。
- 2) 降低齿面粗糙度。
- 3) 合理选择润滑油粘度。



润滑良好的闭式软齿面主要失效形式。与循环次数有关，属疲劳失效，与滑动速度无直接关系。

3、齿面磨损

磨粒磨损

发生：齿面间落入砂粒、铁屑等磨料性物质时，使齿面磨薄。

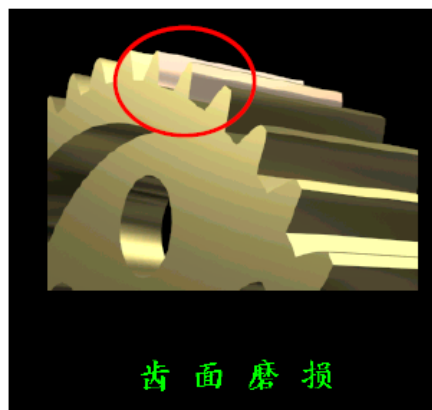
危害：齿厚减薄→轮齿折断；产生噪声和震动→传动失效

防治措施：

- 1) 改善润滑和密封
- 2) 改为闭式传动
- 3) 提高齿面硬度

跑合磨损

发生：新的齿轮副，加工表面有一定的粗糙度，受载不均，磨损速度和磨损量较大。



开式齿轮传动的主要失效形式

4、齿面胶合

发生：

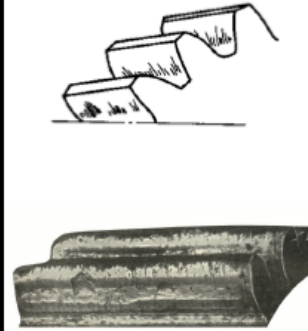
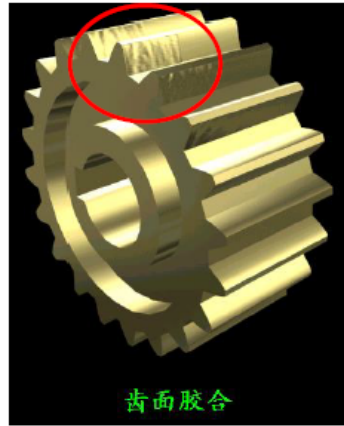
高速重载传动中—摩擦热大—啮合点温高—
润滑失效—微峰局部粘合—（较软的齿面）
滑动撕裂—沿滑动方向的条状划伤。

特点：与滑动速度有关，非疲劳失效，与循环次数无关。发生在齿顶、齿根等相对速度较大处。

危害：严重的失效之一。

防止措施：

- 1) 减小模数，降低齿高，降低滑动系数。
- 2) 采用抗胶合能力强的材料
- 3) 选用加入极压添加剂的润滑油。



高速重载齿轮传动主要失效

5、轮齿塑性变形

发生：齿面材料较软，低速重载（过载严重）和频繁启动的传动

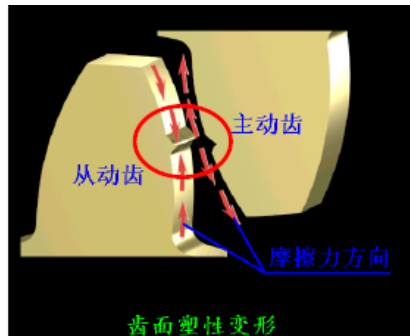
有两种情况：

- 1) 突然过载导致整个轮齿发生歪斜。
- 2) 齿面材料沿摩擦力方向流动。

危害：破坏正确啮合。

防治措施：

- 1) 提高齿面硬度
- 2) 选用合适的润滑油粘度



齿面发生不可恢复塑性变形

设计准则

二、齿轮传动的设计准则

取决于齿轮传动的失效形式：

1 软齿面闭式齿轮传动：常因齿面点蚀而失效，故通常先按齿面接触疲劳强度进行设计，然后，校核齿根弯曲疲劳强度。

2 硬齿面闭式齿轮传动：其齿面接触承载能力较高，故通常先按齿根弯曲疲劳强度进行设计，然后，校核齿面接触疲劳强度。

3 高速重载齿轮传动：可能出现齿面胶合，故需校核齿面胶合强度。

4 开式齿轮传动：其主要失效形式是齿面磨损，而且在轮齿磨薄后往往会发生轮齿折断。故，目前多是按齿根弯曲疲劳强度进行设计，并考虑磨损的影响将模数适当增大。

二、齿轮材料及热处理 (见表11-1-2)

表11-1-2 齿轮材料及热处理

要点	主要内容
材料	①优质碳钢；②铸钢；③铸铁；④合金结构钢
热处理	①表面淬火；②渗碳淬火；③调质；④正火；⑤渗氮
选择原则	一般小齿轮的硬度高于大齿轮的硬度，若两者均为软齿面，则小齿轮的硬度要高出大齿轮 20~50HBS

1 获得软齿面方法 ($HBS \leq 350$)，正火或调质

当大小齿轮都是软齿面时，考虑到小齿轮齿根较薄，弯曲强度较低，且受载次数较多，常采用小齿轮调质，大齿轮正火，并且使小齿轮硬度比大齿轮高 $HBS = 30 \sim 50$ 。

2 获得硬齿面方法 ($HBS > 350$)，整体淬火，表面淬火，渗碳淬火，氮化处理等。

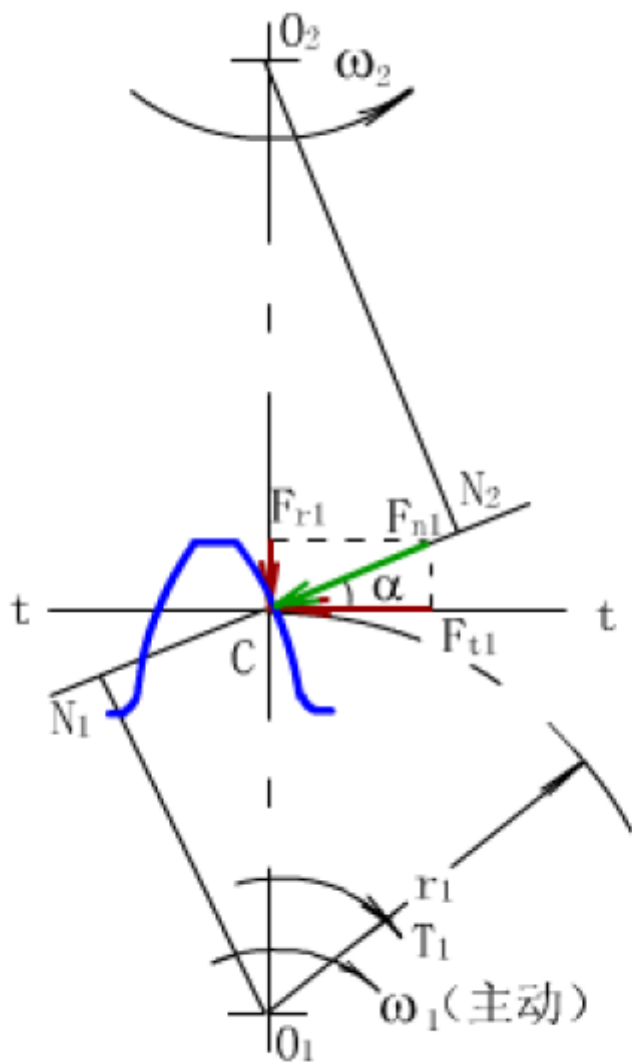
硬齿面齿轮的承载能力较强，但需专门设备磨齿，常用于要求结构紧凑或生产批量大的齿轮。硬齿面齿轮传动是当前发展趋势，可以考虑选用。

硬齿面的加工方法：

1) 表面处理 一磨削达到4~5级精度，成本高。

2) 直接用硬度高的刀具加工，达7~8级精度，成本低。

!!!! 受力分析



直齿圆柱齿轮传动受力分析

圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

径向力 $F_r = F_t \tan \alpha$

法向力 $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$

T_1 : 小齿轮转矩 (N·mm)

P : 齿轮传递功率 (kW)

n_1 : 小齿轮转速 (r/min)

d_1 : 小齿轮分度圆直径 (mm)

α : 压力角

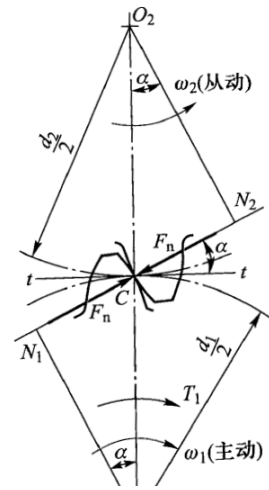
$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

作用于主、从动轮上各对力的大小和方向关系：

作用于主、从动轮上的各对力均**大小相等，方向相反**

注意：

- 1 **主动轮**上 F_t 是阻力，与力作用点的圆周速度方向相反，**从动轮**上 F_t 是驱动力，与力作用点的圆周速度方向相同。
- 2 F_r 的方向与**啮合方式**有关，对于外啮合，主、从动轮上的径向力分别指向各自的轮心。



名义载荷和计算载荷

假设名义载荷为 F_n ，则计算载荷为 F_{nc}

$$F_{nc} = KF_n$$

按节点C计算接触应力

令 $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha \sin \alpha}}$ (节点区域系数)

齿面接触疲劳强度校核公式： $\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$

材料弹性系数 Z_E

小齿轮			大齿轮			
材料	$E(\text{MPa})$	μ	钢	铸钢	铸铁	球墨铸铁
钢	206000	0.3	189.8	188.9	165.4	181.4
铸钢	202000	0.3	188.9	188.0	161.4	180.5
铸铁	126000	0.3	165.4	161.4	146.0	156.6
球墨铸铁	173000	0.3	181.4	180.5	156.6	173.9

引入齿宽系数 ϕ_d

取 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ 或 $\phi_a = \frac{b}{a}$, $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

齿面接触疲劳强度的设计公式: $\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma]_H}\right)^2} \text{ mm}$$

或 $a \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{2\phi_a u} \cdot \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma]_H}\right)^2} \text{ mm}$

式中: u —齿数比, 十号为外啮合, 一号为内啮合

T_1 —小齿轮传递的转矩, N.mm

a —传递中心距, mm

$[\sigma]_H$ —许用接触应力, MPa

$\phi_d = b/d_1$ —齿宽系数, 按表选取

齿宽系数 $\phi_d = b/d_1$

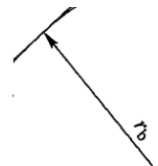
齿轮相对于轴承的位置	齿面硬度	
	软齿面	硬齿面
对称布置	0.8~1.4	0.4~0.9
非对称布置	0.6~1.2	0.3~0.6
悬臂布置	0.3~0.4	0.2~0.25

d_1 —小齿轮分度圆直径, mm

b —齿宽, mm

定义齿形系数 $Y_F = \frac{6\left(\frac{h_F}{m}\right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{S_F}{m}\right)^2 \cos \alpha}$

引入模数 m



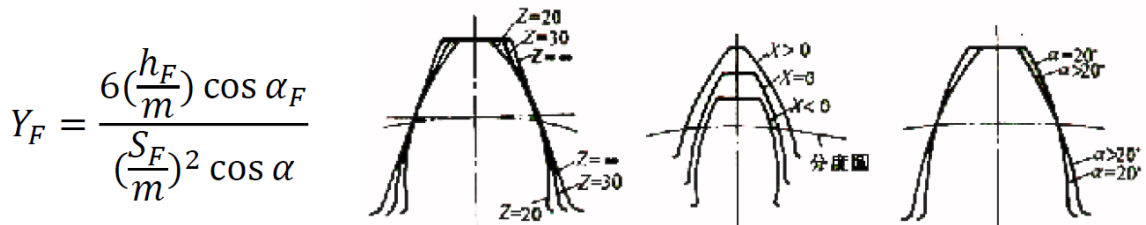
注意: 引入载荷系数 K , 应力修正系数 Y_s , 重合度系数 Y_ε , 得齿根弯曲疲劳强度校核公式:

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_F Y_S Y_\varepsilon \leq [\sigma]_F \quad [\sigma]_F \text{—许用齿根弯曲应力}$$

取 $\phi_d = b/d_1$, $F_t = 2T_1/d_1$, $d_1 = mZ_1$, 得到**齿根弯曲疲劳强度的设计公式**

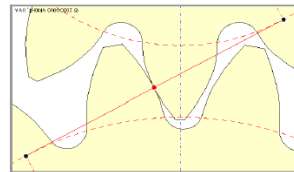
$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_F Y_S Y_\varepsilon}{[\sigma]_F}} \quad \text{mm}$$

式中： Y_F ---**齿形系数**，反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力 σ_F 的影响。而与模数 m 无关。



Y_ε --**重合度系数**，表示将全部载荷作用于齿顶时的齿根应力折算为载荷作用于单对齿啮合区上界点D时的齿根应力系数。

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_a}$$



讨论：

- 1) 在进行 σ_F 计算时，一对齿轮的齿根弯曲应力不相等，**齿数小者弯曲应力大**。因为 $Z_1 < Z_2$ ，有 $Y_{F1} Y_{S1} > Y_{F2} Y_{S2}$ ，所以 $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$ 。
- 2) 两者的 $[\sigma]_F$ 也不同，一般地， $[\sigma]_{F1} > [\sigma]_{F2}$ ，校核计算时，**大小齿轮应分别进行计算**。

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_F Y_S Y_\varepsilon \leq [\sigma]_F$$

$$\sigma_{F1} = \frac{KF_t}{bm} Y_{F1} Y_{s1} Y_\varepsilon = \frac{2KT_1}{bmd_1} Y_{F1} Y_{s1} Y_\varepsilon \leq [\sigma]_{F1}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{KF_t}{bm} Y_{F2} Y_{s2} Y_\varepsilon = \frac{2KT_1}{bmd_1} Y_{F2} Y_{s2} Y_\varepsilon \leq [\sigma]_{F2}$$

因此，按齿根弯曲疲劳强度设计模数时，得到：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_F Y_s Y_\varepsilon}{[\sigma]_F}} \quad \text{mm}$$

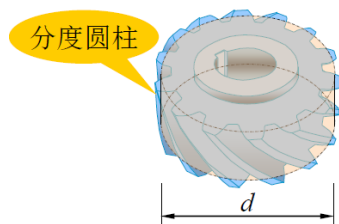
$$\frac{Y_F Y_s}{[\sigma]_F} = \max \left\{ \frac{Y_{F1} Y_{s1}}{[\sigma]_{F1}}, \frac{Y_{F2} Y_{s2}}{[\sigma]_{F2}} \right\}$$

平行轴斜齿轮

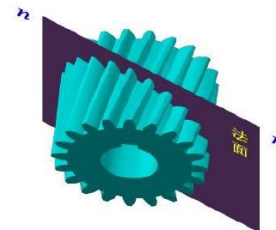
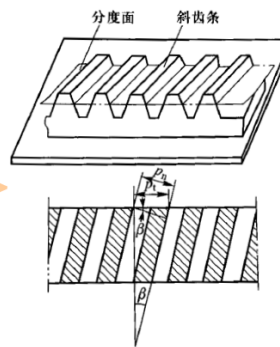
渐开线螺旋面，直线与圆柱母线形成一定夹角

二、主要参数和几何尺寸

1 法面模数 m_n 与端面模数 m_t



展开



斜齿轮法面

□ 端面参数(t) (垂直于轴线的截面)

□ 法面参数(n) (垂直于螺旋线的切线方向的截面)

□ 端面齿距 p_t 与法面齿距 p_n 关系

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

$$\Rightarrow \square m_t = m_n / \cos \beta$$

β ：分度圆螺旋角

m_t ：端面模数

m_n ：法向模数

端面和法面

2 法面压力角 α_n 与端面压力角 α_t

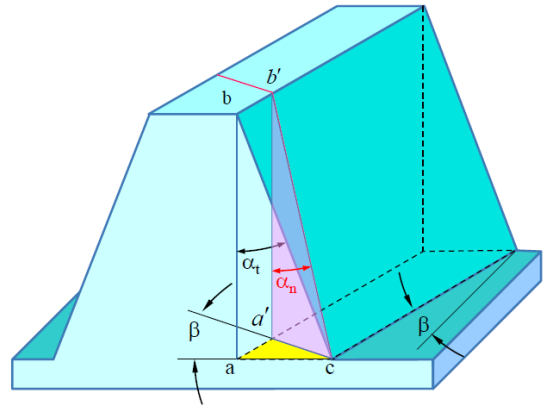
- 端面参数(t)、法面参数(n)
- 端面压力角 α_t 与法面压力角 α_n 关系

$$\tan \alpha_n = \frac{a'c}{a'b'} \quad \tan \alpha_t = \frac{ac}{ab}$$

$$a'b' = ab$$

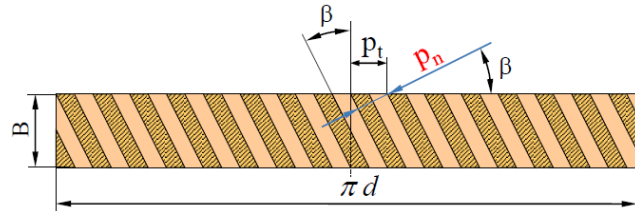
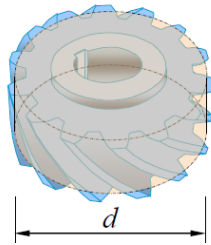
$$a'c = ac \cdot \cos \beta$$

$$\Rightarrow \tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$$



β 分度圆螺旋角

3 其它几何尺寸



分度圆直径d: ?

$$d = m_z z = z m_n / \cos \beta$$

中心距a: ?

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta)$$

其余参数见书p67表4-4

端面与法面 $\cos \beta$

2 斜齿轮传动的重合度

- 直齿轮传动:

$$\varepsilon_t = \frac{FG}{p_t}$$

- 斜齿轮传动:

$$\varepsilon = \frac{FH}{p_t} = \frac{FG + GH}{p_t} = \varepsilon_t + \frac{b \tan \beta}{p_t}$$

ε_t : 端面重合度, 与斜齿轮端面轮廓相同的直齿轮传动的重合度

$\frac{b \tan \beta}{p_t}$: 齿轮倾斜而产生的的附件重合度

b 和 β 如何影响重合度? 产生什么效果?

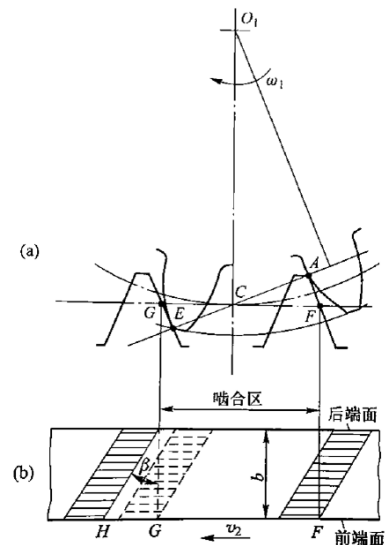


图 4-19 斜齿轮传动的重合度

斜齿轮的强度计算时针对法面进行的，所以需要知道斜齿轮的法向齿形，但是法向齿形较为复杂，所以采用与斜齿轮法面齿形相当的虚拟的直齿圆柱齿轮（即为当量齿轮）进行等效。

$$\text{长轴: } a = \frac{d}{2\cos\beta}$$

$$\text{短轴: } b = \frac{d}{2}$$

$$\text{C点的曲率半径: } \rho = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2\cos^2\beta}$$

以 ρ 为分度圆半径，以法向模数 m_n 为模数，取法面压力角 α_n 作一直齿圆柱齿轮，其齿形可认为近似于斜齿轮的法向齿形。该直齿圆柱齿轮称为斜齿圆柱齿轮的**当量齿轮**，其齿数称为**当量齿数** z_v 。

$$z_v = \frac{2\rho}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2\beta} = \frac{m_n z}{m_n \cos^3\beta} = \frac{z}{\cos^3\beta}$$

z : 斜齿轮实际齿数

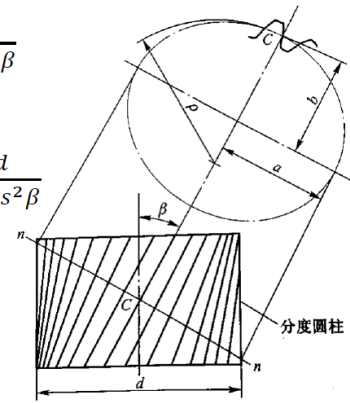


图 4-20 斜齿轮的当量齿轮

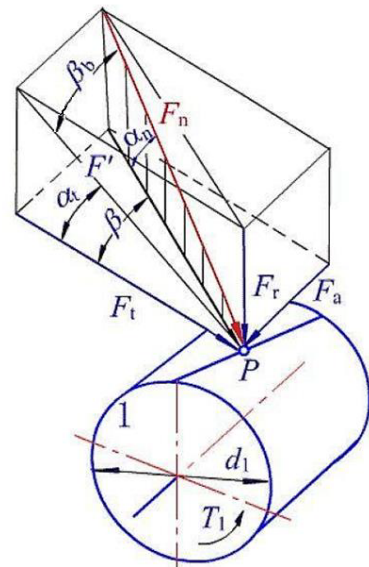
过斜齿轮分度圆柱上齿廓的任一点C作轮齿螺旋线的法面 $n-n$ ，该法面与分度圆柱的交线为一椭圆。

圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

径向力 $F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = F_t \tan \alpha_t$

轴向力 $F_a = F_t \tan \beta$

法向力 $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b}$



作用于主、从动轮上各对力的方向判断：

圆周力 F_t 、径向力 F_r 的方向与直齿轮相同：

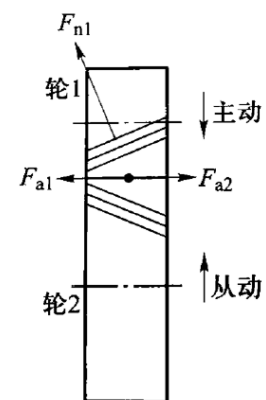
F_t 在**主动轮**上与运动方向相反，在**从动轮**上与运动方向相同。

F_r 的方向与**啮合方式**有关，对于外啮合，主、从动轮上的径向力分别指向各自的轮心。

轴向力 F_a 的方向判断：

用主动轮左（右）手法则判断：

对**主动轮**，齿的旋向若为**右旋**，则用**右手**（左旋用**左手**）握住轮的轴线，并使**四指**的方向顺着轮的**转向**方向，此时**拇指**的指向即为**轴向力**的方向。



主动轮左右手法则!!!

齿面接触强度的校核公式为：

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H \quad \text{MPa}$$

$$Z_H \text{—节点区域系数} \quad Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos \alpha_t \sin \alpha_t}}$$

Z_β —螺旋角系数，用下式计算，亦可查图得到

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

Z_ε —重合度系数，与端面和轴向重合度 ε_α 和 ε_β 有关，可查图

Z_E —材料系数，可查表

$$\text{取齿宽系数 } \phi_d = \frac{b}{d_1} \quad \text{或} \quad \phi_a = \frac{b}{a} \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

齿面接触疲劳强度的设计公式：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2} \quad \text{mm}$$

$$a \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{2\phi_d u} \cdot \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2} \quad \text{mm}$$

三、齿根弯曲疲劳强度的计算

斜齿轮的接触线是倾斜的，局部折断，精确计算较复杂，工程上一般采用简化处理：

1) 按法面当量圆柱齿轮计算

2) 引入螺旋角系数 Y_β 考虑斜齿轮的齿根弯曲应力比其当量直齿轮小的因素。

斜齿圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度校核公式：

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

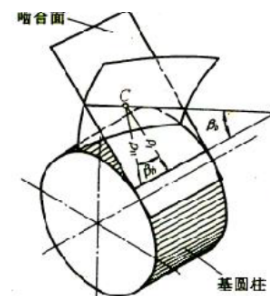
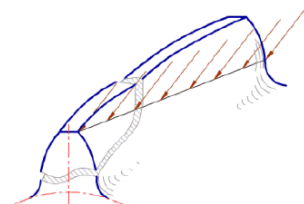


图 8-23 节点曲率半径



斜齿圆柱齿轮齿根弯曲应力及折断

取齿宽系数 $\phi_d = \frac{b}{d_1}$ $d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}$ $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

按齿根弯曲疲劳强度设计公式：

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\varepsilon Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_F Y_S}{[\sigma]_F}} \quad \text{mm}$$

式中，涉及到齿数Z的系数有 Y_F 和 Y_S ，用斜齿轮当量齿数 Z_v 查取。而 Y_ε 和 Y_β 按重合度和螺旋角查取。

$$Z_v = Z / \cos^3 \beta$$

斜齿轮法面模数 m_n 为标准值

Y_F --齿形系数
 Y_S --应力修正系数
 Y_ε --重合度系数
 Y_β --螺旋角系数

讨论：★

一对斜齿轮传动中，其齿面接触应力和齿根弯曲应力也存在直齿轮的问题，即

- 1) $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 和 $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$
- 2) 设计时：

$$[\sigma]_H = \min \{ [\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2} \}$$

$$\frac{Y_F Y_S}{[\sigma]_F} = \max \left\{ \frac{Y_{F1} Y_{S1}}{[\sigma]_{F1}}, \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{[\sigma]_{F2}} \right\}$$

二、齿轮传动的许用应力

1. 许用接触应力 $[\sigma]_H$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim} Z_N}{S_H} \quad \text{MPa}$$

$\sigma_{H \lim}$ ---试验齿轮的齿面接触疲劳极限，MPa，可通过查表获得。

S_H ---齿面接触强度计算安全系数，一般 $S_H = 1$ 。可通过查表选择。

Z_N ---接触强度计算的寿命系数 $Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$

式中应力循环基数 N_0 和疲劳曲线指数 m 与材料及热处理方法有关

N ---实际应力循环次数 $N = 60na l_h$

式中， n ---齿轮转速，r/min； a ---齿轮转一周，同一侧齿面啮合的次数； l_h ---齿轮的工作寿命，h（小时）

2 许用弯曲应力 $[\sigma]_F$

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_N}{S_F}$$

$\sigma_{F \text{ lim}}$ — 计入了齿根应力修正系数之后，试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力

S_F — 齿根弯曲强度计算安全系数，失效后有危险，一般取 $S_F = 1.25$ ，或查表选择。

Y_N — 弯曲强度计算的寿命系数 $Y_N = m \sqrt{\frac{N_0}{N}}$

式中， N_0 、 m 由试验获得，随材料而异。

齿轮结构设计：齿根圆到键槽距离

齿轮轴

如果圆柱齿轮齿根圆到键槽底面的径向距离 $e \leq 2.5m$ ，则可将齿轮与轴做成一体称为齿轮轴。

实心式齿轮

腹板式齿轮

轮辐式齿轮

齿轮润滑方式

一、 齿轮传动的润滑方式

开式和半开式齿轮传动，因速度低，一般是人工定期加油或在齿面涂抹润滑脂。

闭式齿轮传动中，润滑方式取决于齿轮的圆周速度 v 。

当 $v \leq 10\text{m/s}$ 时，可采用浸油润滑。 当 $v > 10\text{m/s}$ 时，可采用喷油润滑。

