



# 渐开线齿轮参数设计

## 目录

- 一， 齿轮原理简介；
- 二， 齿轮知识简介；
- 三， 齿轮目标参数介绍；
- 四， 齿轮基本参数介绍；
- 五， 齿轮参数设计过程（重点）

# 一，齿轮原理简介

- 1，概述；
- 2，齿廓啮合基本定律；
- 3，渐开线的形成及特性；
- 4，压力角及渐开线函数；
- 5，渐开线啮合齿廓特征（重点）；

# 一，齿轮原理简介

- 1，概述；
- 1.1 齿轮传动机构的特点：
- 齿轮机构是现代机械中应用最广泛的传动机构，用于传递空间任意两轴或多轴之间的运动和动力。
- **齿轮传动主要优点：**传动效率高，结构紧凑，工作可靠、寿命长，传动比准确。
- **齿轮机构主要缺点：**制造及安装精度要求高，价格较贵，不宜用于两轴间距离较大的场合。

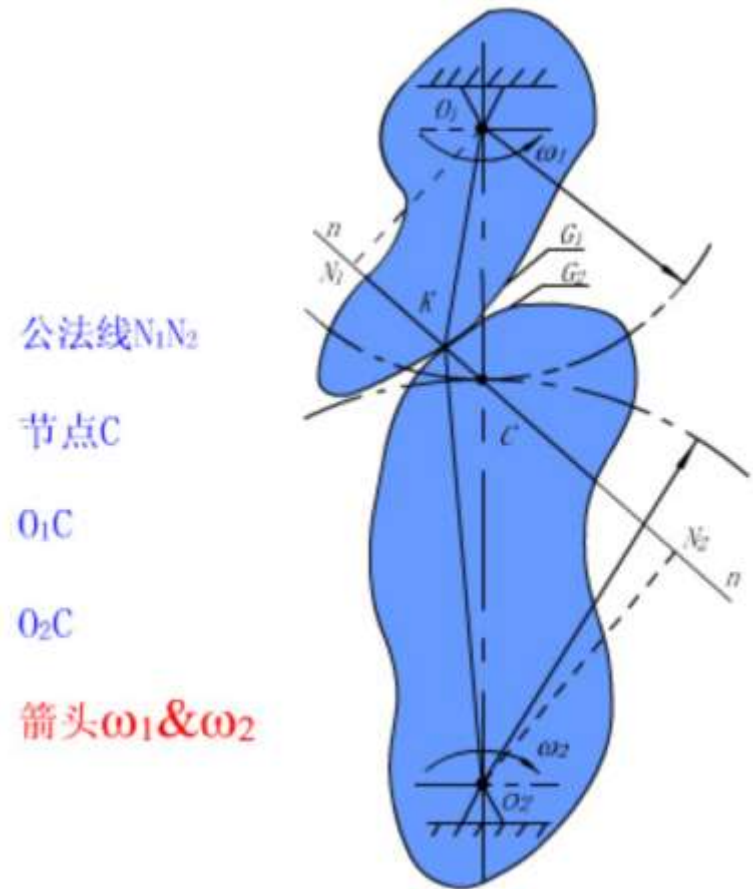
# 一，齿轮原理简介

- **1.2 传动的基本要求：**
- 在齿轮传动机构的研究、设计和生产中，一般要满足以下两个基本要求：
- **a，传动平稳**--在传动中保持瞬时传动比不变，冲击、振动及噪音尽量小。
- **b，承载能力大**--在尺寸小、重量轻的前提下，要求轮齿的强度高、耐磨性好及寿命长。

# 一， 齿轮原理简介

- 2， 齿廓啮合基本定律；
- 图示为一对作平面啮合的齿轮， 两轮的齿廓曲线分别为G1和G2。 设轮1绕轴O1以角速度 $\omega_1$ 转动， 轮2绕轴O2以角速度 $\omega_2$ 转动， 图中点K为两齿廓的接触点， 过点K作两齿廓的公法线nn， 公法线nn与连心线O1O2交于点C。 由三心定理可知， 点C是两轮的相对速度瞬心， 故有：

$$V_c = \overline{O_1C}\omega_1 = \overline{O_2C}\omega_2$$



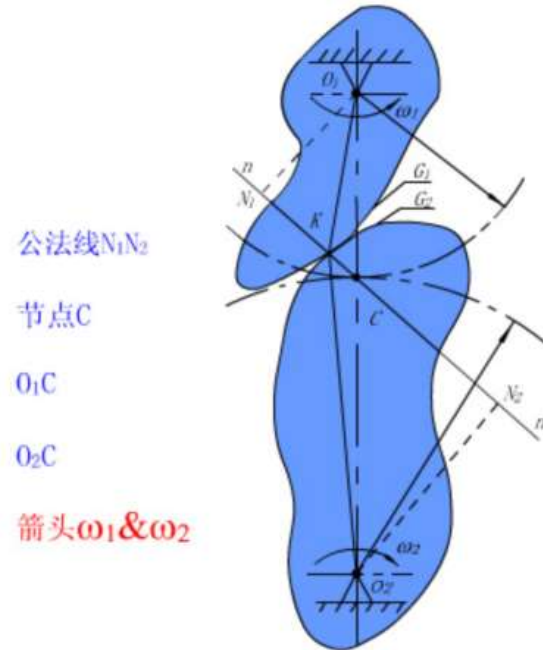
# 一，齿轮原理简介

- 2，齿廓啮合基本定律；

- $V_C = \overline{O_1C}\omega_1 = \overline{O_2C}\omega_2$
- 就有：

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \frac{r_2'}{r_1'}$$

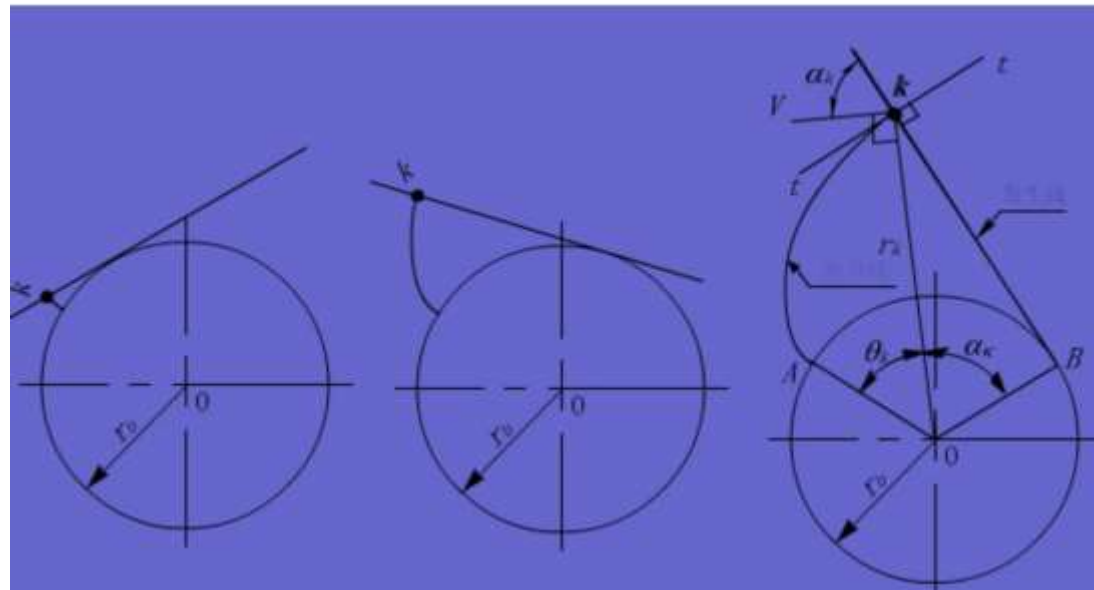
- 一对齿廓在任一位置啮合时，过接触点作齿廓公法线，必通过节点C，它们的传动比与连心线O<sub>1</sub>O<sub>2</sub>被节点C所分成两个线段成反比。这一规律称为齿廓啮合基本定律。



# 一， 齿轮原理简介

- 3， 渐开线的形成与特性
- 3.1 渐开线的形成
- 当直线**n-n**沿圆周作纯滚动时， 直线上任意一点**K**的轨迹**AK**称为该圆的渐开线。

- 起始圆称为基圆，  **$r_b$** ;
- 直线**n-n**为渐开线的发生线;
- **$\theta_k (= \angle AOK)$** 称为渐开线**AK**段的展角。

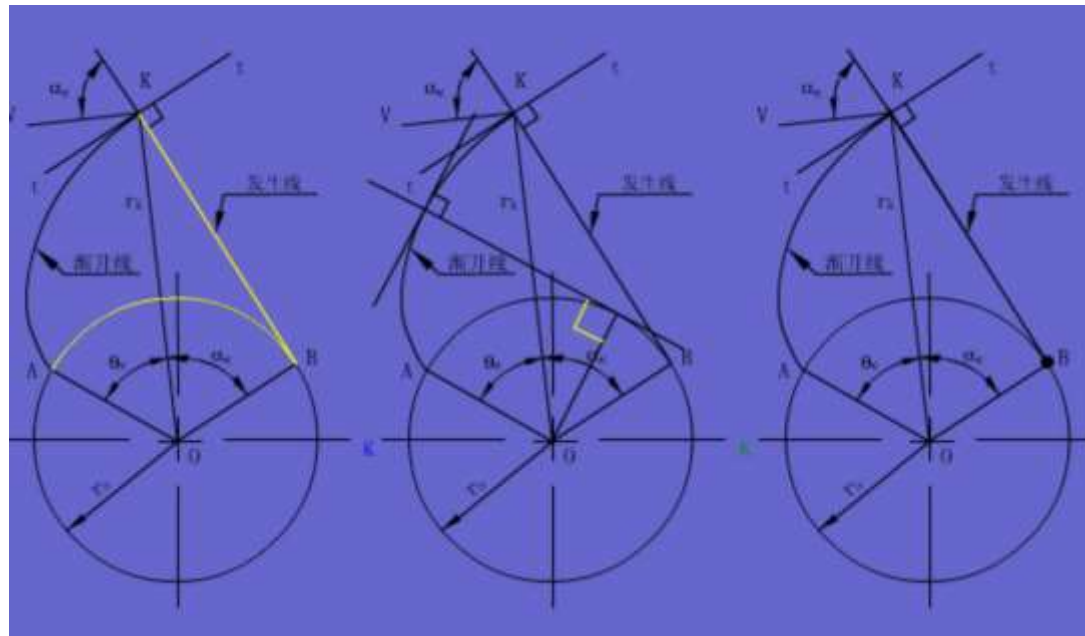




# 一， 齿轮原理简介



- 3， 渐开线的形成与特性
- 3.2 渐开线的性质
- 由渐开线的形成可知， 渐开线具有下列性质：
- **(1)** 发生线沿基圆滚过的长度， 等于基圆上被滚过的弧长， 即弦**KB=弧AB**。
- **(2)** 渐开线上任一点的法线必与基圆相切。
- **(3)** 发生线与基圆的切点**B**为渐开线上点**K**的曲率中心， 而线段**BK**是相应的曲率半径。



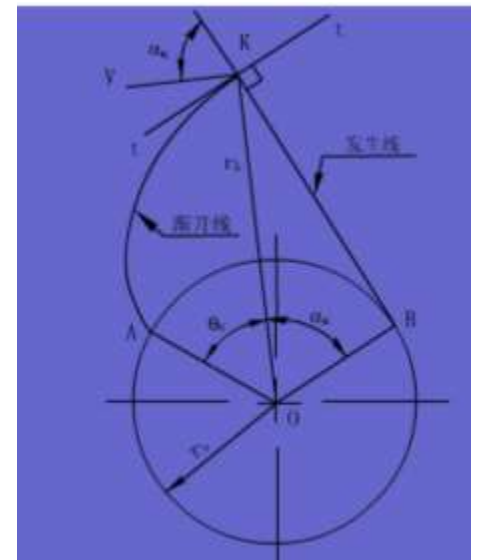
# 一， 齿轮原理简介

- 3， 渐开线的形成与特性
- 3.2 渐开线的性质
- (4) 渐开线的形状决定于基圆的大小。
- 基圆愈大， 渐开线愈平直； 当基圆半径趋于无穷大时， 渐开线将成为一条垂直于**N3K**的直线。 后面介绍的齿条的齿廓就是这种直线齿廓。
- (5) 基圆内无渐开线。

# 一， 齿轮原理简介

- 4， 渐开线齿廓的压力角及渐开线函数
- 4.1 压力角
- 如图所示， 点K为渐开线上任意一点， 其向径用 $r_k$ 表示。 若用此渐开线为齿轮的齿廓， 当齿轮绕点O转动时， 齿廓上点K速度的方向应垂直于直线OK， 即沿直线mm。 我们把法线BK与点K速度方向线mm之间所夹的锐角称为渐开线齿廓在该点的压力角， 用 $\alpha_k$ 表示,其大小等于 $\angle KOB$ 。
- 由 $\triangle KOB$ 可得：

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



# 一， 齿轮原理简介

- 4， 渐开线齿廓的压力角及渐开线函数
- 4.2 渐开线函数

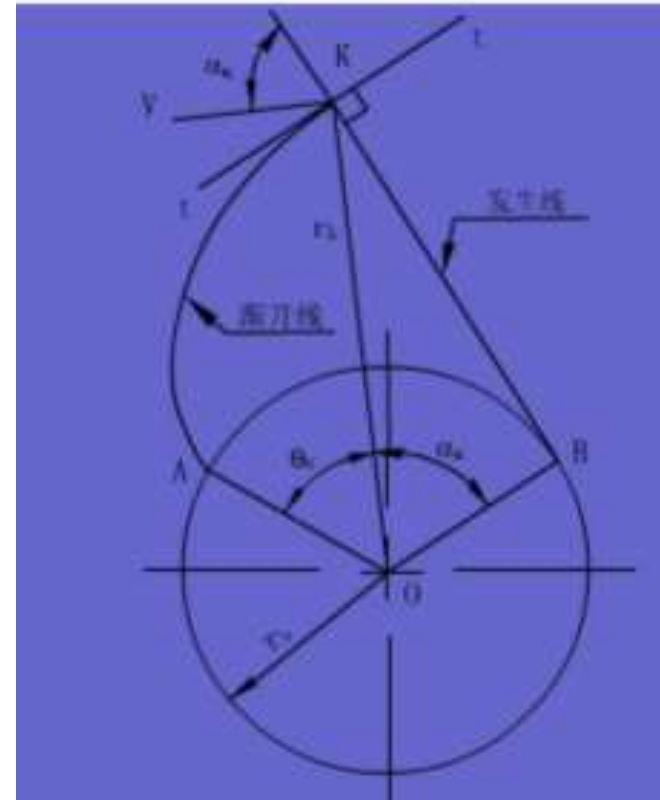
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{BK}{OB} = \frac{\overline{AB}}{rb} = \frac{(\theta + \alpha) \times \frac{2 \times rb \times \pi}{2 \times \pi}}{rb} = \theta + \alpha$$

即

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

上式表明：展角 $\theta_k$ 是压力角 $\alpha_k$ 的函数，称为渐开线函数。工程上用 $\operatorname{inv} \alpha$ 表示 $\theta$ ，即有

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$



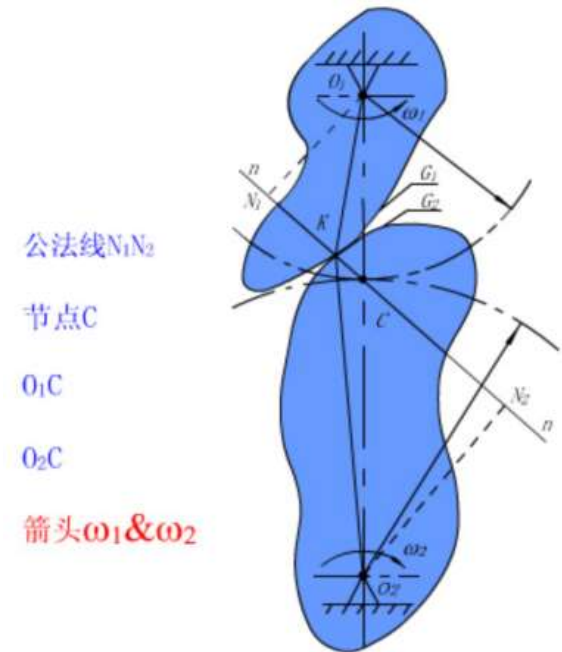
# 一，齿轮原理简介

- 4，渐开线齿廓的压力角及渐开线函数
- 4.2 渐开线函数

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

# 一， 齿轮原理简介

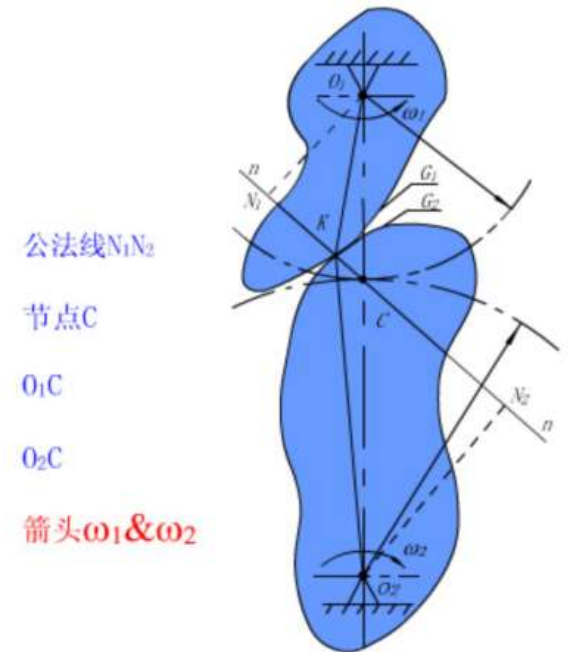
- 5， 渐开线啮合齿廓特征
- 5.1 啮合线是一条定直线
- 图示为一对渐开线齿廓 $g_1$ 、 $g_2$ 在任意位置啮合，啮合接触点为点 $K$ 。过点 $K$ 作这对齿廓的公法线 $N_1N_2$ ，根据渐开线的性质可知，公法线 $N_1N_2$ 必同时与两基圆相切，即公法线 $N_1N_2$ 为两基圆的一条内公切线。由于两基圆的大小和位置均固定不变，其内公切线只有一条。因此，不论两齿廓在任何位置啮合，它们的接触点一定在这条内公切线上（如图中的点 $K'$ ）。这条内公切线是接触点 $K$ 的轨迹，称为啮合线，亦即一对渐开线齿廓的啮合线是一条定直线。



# 一， 齿轮原理简介

- 5， 渐开线啮合齿廓特征
- 5.2 能满足定传动比要求
- 如上所述， 无论两齿廓在任何位置啮合， 接触点的公法线是一条定直线， 而且该直线与连心线 $O_1O_2$ 的交点 $C$ 是固定点。 因此， 一对渐开线齿廓能实现定传动比传动。

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{rb_2}{rb_1}$$



公法线 $N_1N_2$

节点 $C$

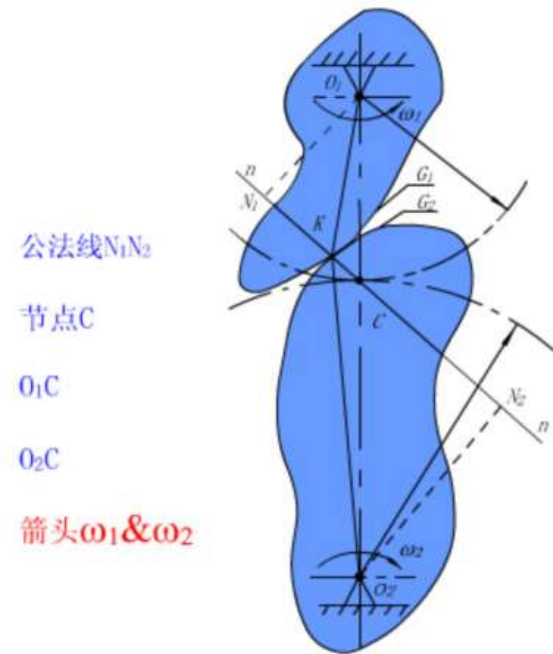
$O_1C$

$O_2C$

箭头 $\omega_1$ & $\omega_2$

# 一， 齿轮原理简介

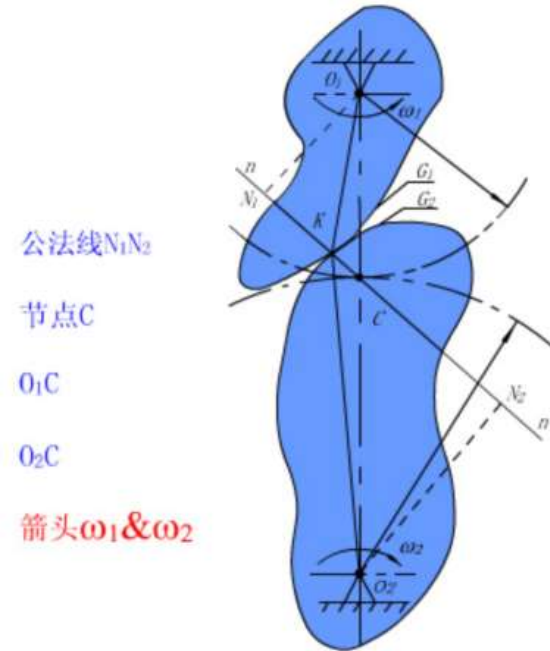
- 5， 渐开线啮合齿廓特征
- 5.3 啮合角恒定不变
- 两齿廓在任意位置啮合时，接触点的公法线与节圆公切线之间所夹的锐角称为啮合角。因为两渐开线齿廓接触点的公法线始终是定直线，所以其啮合角始终不变，而且在数值上恒等于节圆压力角，用 $\alpha'$ 表示。





# 一， 齿轮原理简介

- 5， 渐开线啮合齿廓特征
- 5.4 中心距具有可分性
- 一对渐开线齿廓啮合的传动比决定于其基圆的大小， 而齿轮一经设计加工好后， 它们的基圆也就固定不变， 因此当两轮的实际中心距略有偏差时， 仍能保持原传动比， 此特点称为渐开线齿廓啮合的可分性。



$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

## 二，齿轮基本知识简介

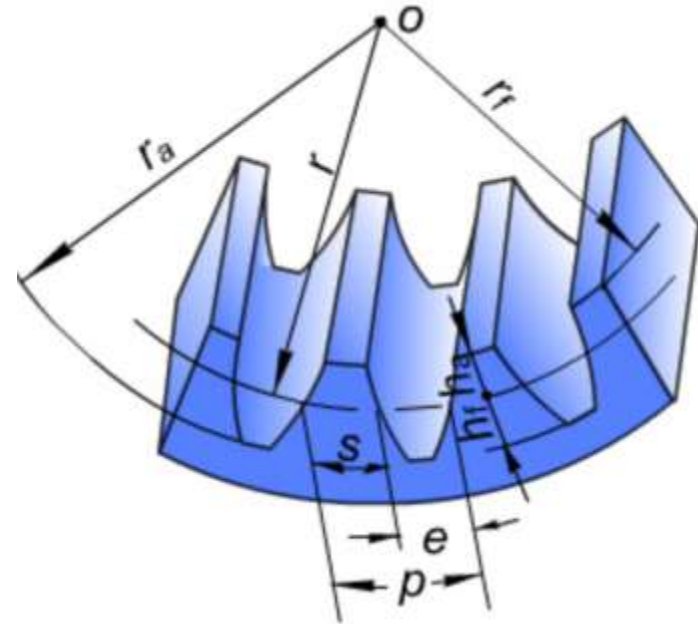
- 1，标准齿轮；
- 2，内齿轮；
- 3，齿条；
- 4，齿轮的切削加工原理；
- 5，变位齿轮；

## 二，齿轮基本知识简介

- 1，标准齿轮；
- 基本参数取标准值，具有标准的齿顶高和齿根高，分度圆齿厚等于齿槽宽的直齿圆柱齿轮称为标准齿轮，不能同时具备上述特征的直齿轮都是非标准齿轮。

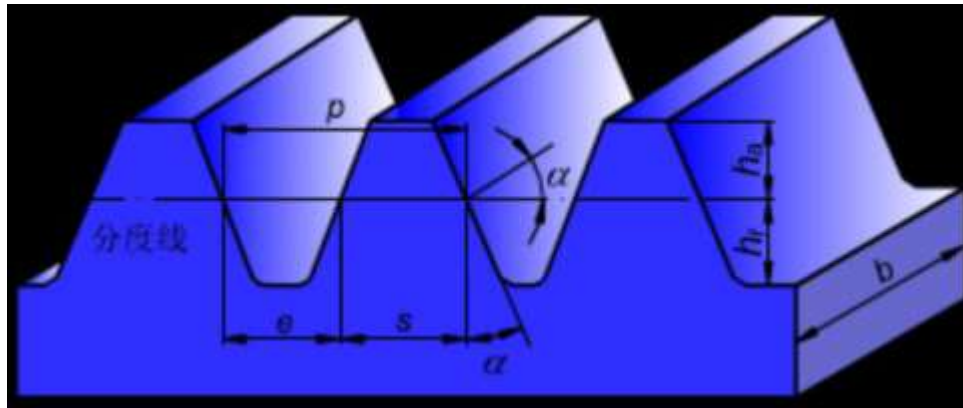
## 二，齿轮基本知识简介

- 2，内齿轮；
- （1）内齿轮的齿廓是内凹的，其齿厚和齿槽宽分别对应于外齿轮的齿槽宽和齿厚。
- （2）内齿轮的齿顶圆小于分度圆，齿根圆大于分度圆。
- （3）为了使内齿轮与外齿轮组成的内啮合齿轮传动能正确啮合，内齿轮的齿顶圆必须大于基圆。



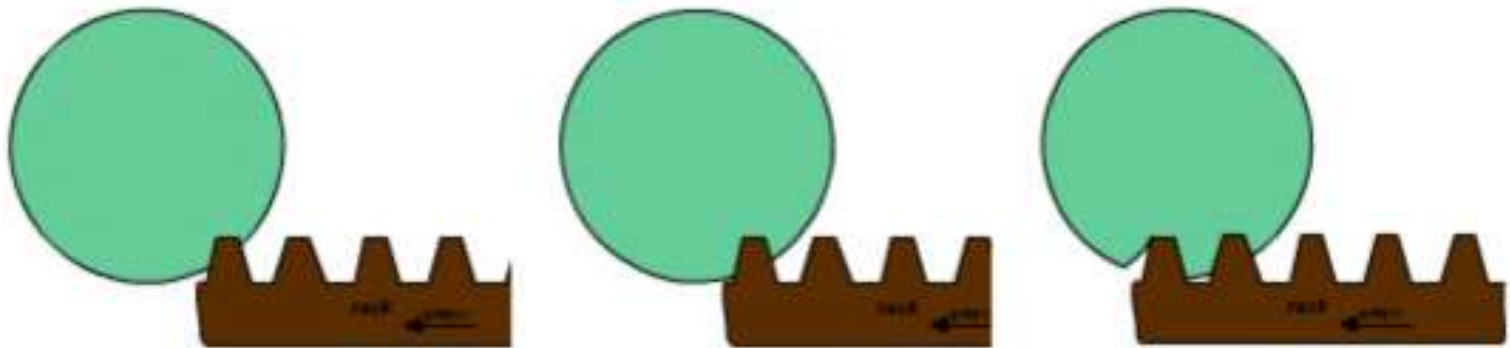
## 二， 齿轮基本知识简介

- 3， 齿条；
- 当标准外齿轮的齿数增加到无穷多时， 齿轮的基圆及其他圆都变成互相平行的直线， 同侧渐开线齿廓也变成互相平行的斜直线齿廓， 这样就形成标准齿条。
- 齿条的主要特点：
  - (1) 由于齿条齿廓为直线， 所以齿廓上各点具有相同的压力角， 且等于齿廓的倾斜角， 此角称为齿形角， 标准值为 $20^\circ$ 。
  - (2) 与齿顶线平行的任一条直线上具有相同的齿距和模数。
  - (3) 与齿顶线平行且齿厚等于齿槽宽的直线称为分度线（中线）， 它是计算齿条尺寸的基准线。



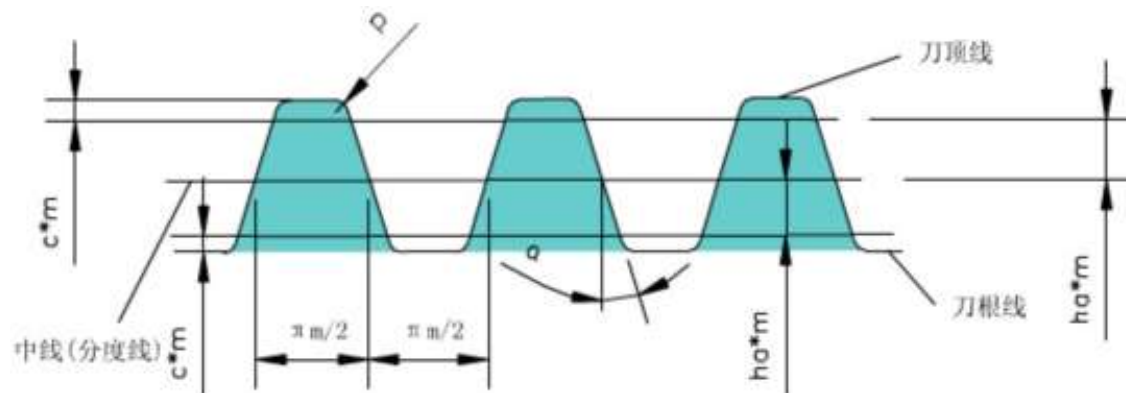
## 二，齿轮基本知识简介

- 4，齿轮的切削加工原理（范成法）；
- 范成法是利用一对齿轮啮合原理切削加工齿廓的。如图所示，假设将标准齿条作为刀具，另一齿轮为被切齿轮毛坯。当刀具以  $v=r\omega$  作等速移动，齿轮毛坯以  $\omega$  作等速转动时，刀具齿廓就能切出被加工齿轮的齿廓



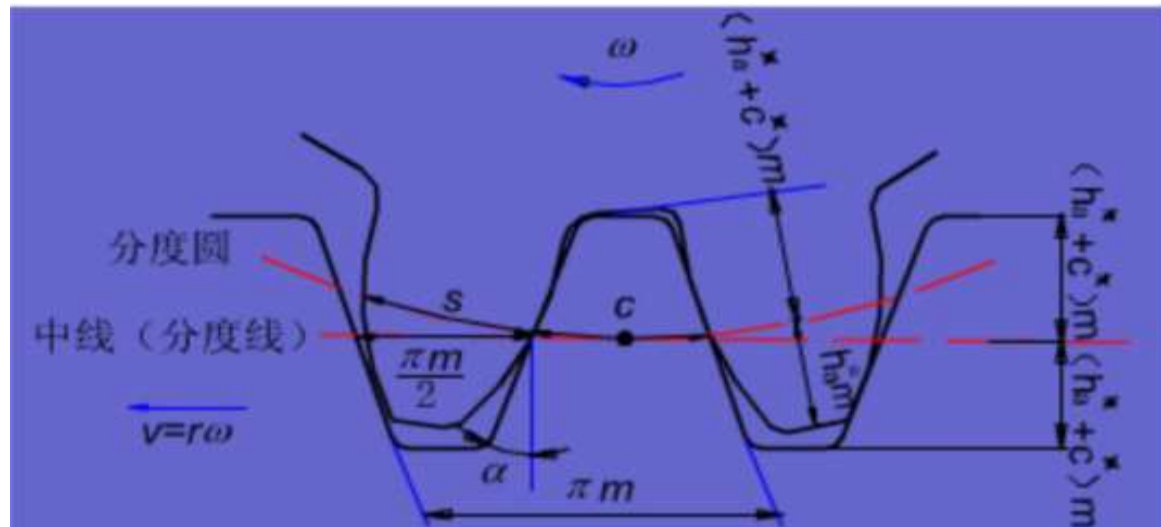
## 二， 齿轮基本知识简介

- 4.1标准齿条型刀具的齿形
- 它与标准齿条基本相同，只是齿顶增加了 $c^*m$ 的高度，目的是为了切出被切齿轮的径向间隙。因齿条刀的分度线等分其齿高，故又称为中线。
- 刀顶线与直线齿廓之间的过渡处不是直线，而是以半径为 $\rho$ 的圆角刀刃。它不能切出渐开线齿廓，只能切出齿根部分的过渡曲线。刀顶线是用来切制被切齿轮齿根圆的。



## 二， 齿轮基本知识简介

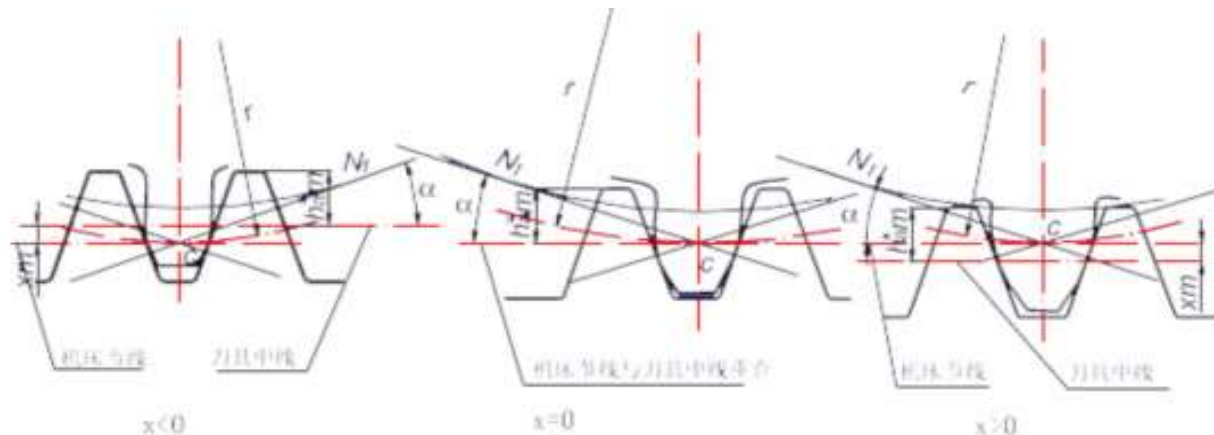
- 5 变位齿轮
- 5.1 标准齿轮的切制
- 齿条刀中线与齿轮坯分度圆相切并作纯滚动。因为刀具中线上的齿厚等于齿槽宽，所以被切齿轮齿槽宽等于齿厚，即 $e=s$ 。此外，由于分度圆与中线相切，则齿根高等于齿条刀顶线至分度圆的距离 $(ha^*+c^*)m$ 。因为齿轮坯的齿顶圆是预先已按标准齿轮的齿顶圆直径加工好了的，故其齿顶高等于 $ha^*m$ ，这样切出的齿轮是标准齿轮。





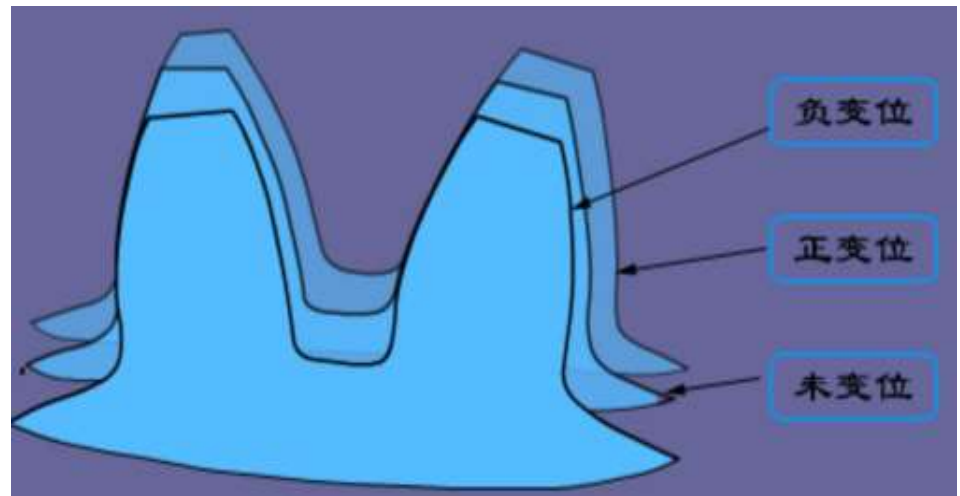
## 二， 齿轮基本知识简介

- 5 变位齿轮
- 5.2 变位齿轮的切制
- 当齿条刀中线不与齿轮坯分度圆相切，而是相距（相割或相离） $xm$ 时，刀具的移动速度 $v=r\omega$ 时，此时平行于刀具中线的一条直线（节线）与轮坯的分度圆相切并作纯滚动，这种改变刀具位置，使中线距离轮坯分度圆为 $xm$ 时，加工出的齿轮称为变位齿轮， $x$ 称为变位系数。距离 $xm$ 为齿条中线由切制标准齿轮的位置沿轮坯径向离开或靠近齿轮坯中心所移动的距离，称为径向变位量（简称变位量）， $\Delta = xm$



## 二，齿轮基本知识简介

- 5 变位齿轮
- 5.3 变位齿轮分类
- **正变位** 齿条刀中线远离齿轮中心，变位系数取正值( $x > 0$ )，称为正变位，所切出的齿轮称为正变位齿轮。
- **负变位** 齿条刀中线靠近齿轮中心，变位系数取负值( $x < 0$ )，称为负变位，所切出的齿轮称为负变位齿轮。
- 用同一把齿条刀切出齿数相同的标准齿轮、正变位齿轮及负变位齿轮。它们的模数、压力角、分度圆、齿距及基圆等均相同。由于 $x$ 的不同，虽然它们的齿廓渐开线均由相同的基圆展出，但所取的部位不同。他们的齿顶高、齿根高、齿厚及齿槽宽各不相同。



## 三，齿轮目标参数介绍

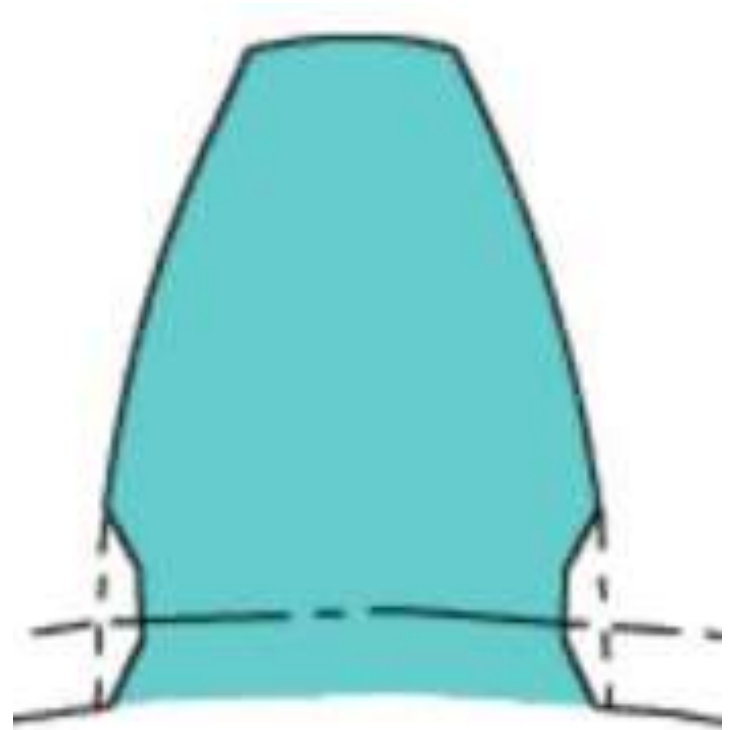
- 1，根切；
- 2，重合度；
- 3，滑动率；
- 4，是否会有干涉；
- 5，侧隙；
- 6，齿顶厚；
- 7，顶隙；
- 8，接触强度；
- 9，弯曲强度；
- 10，静强度。

## 三，齿轮目标参数介绍

- 1，根切；

### 1.1 根切现象：

**根切现象：**用范成法切制齿轮的过程中，有时刀具会把齿轮根部已加工好的渐开线齿廓切去一部分，这种现象称为根切。根切将削弱齿根的强度，甚至可能降低重合度，影响传动质量，应尽量避免。



## 三，齿轮目标参数介绍

- 1, 根切;  
1.2 避免根切的方法:
- 1) 标准齿轮齿数不小于最小齿数。

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

- 2) 变位齿轮变位系数不小于最小变位系数

$$x_{\min} = ha^* \frac{(z_{\min} - z)}{z_{\min}}$$

- 3) 改变齿顶高系数和压力角

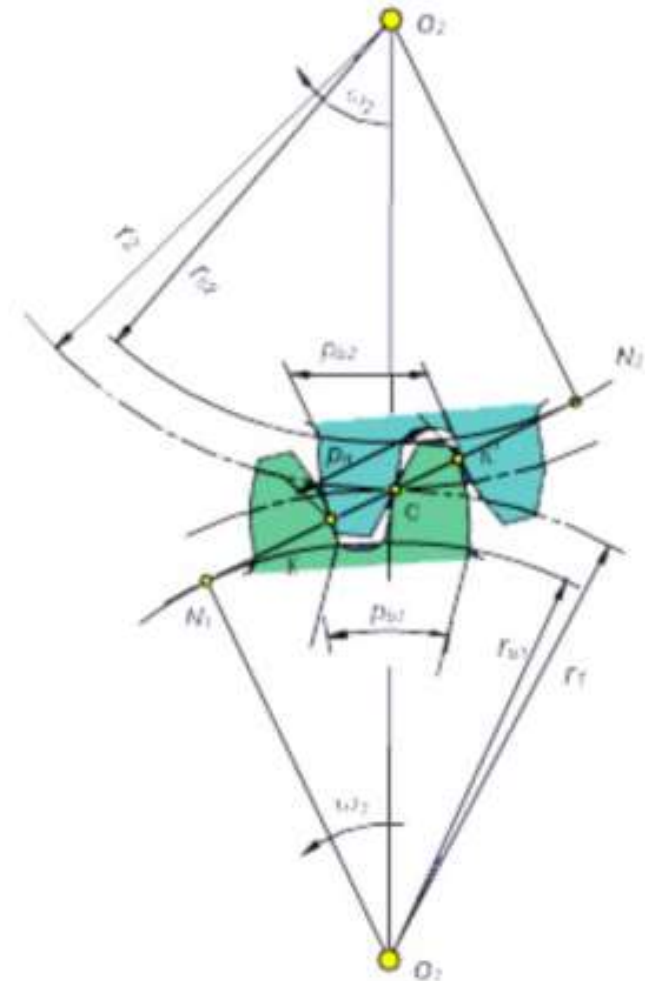
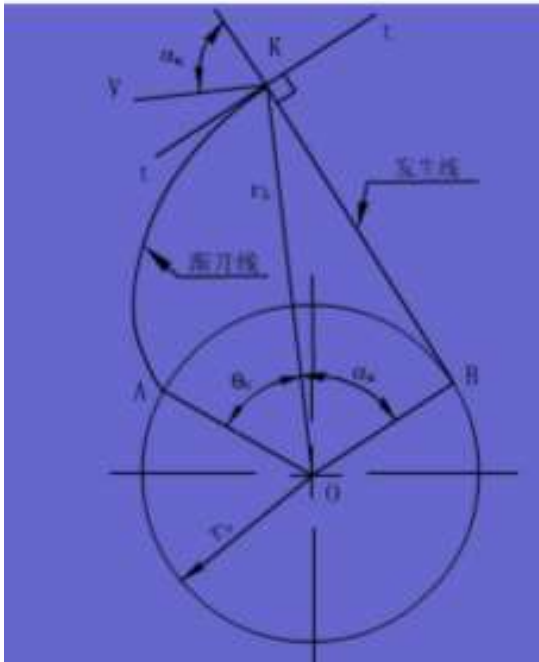
由式可知，减小齿顶高系数 $ha^*$ 或加大压力角 $\alpha$ ，均可提高齿轮避免根切的能力。但是，这样需要采用非标准刀具，成本将增加，一般情况不宜采用。

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 2， 重合度
- 2.1 齿轮正确啮合的条件
- 2.1.1 正确啮合条件
- 一对齿轮实现定传动比传的正确啮合条件为两轮的法向齿距相等。又由渐开线性质可知，齿轮法向齿距与基圆齿距相等，则该条件又可表述为两轮的基圆齿距相等。

# 三， 齿轮目标参数介绍

- 2， 重合度
- 2.1 齿轮正确啮合的条件
- 2.1.1 正确啮合条件



## 三，齿轮目标参数介绍

- 2，重合度
- 2.1 齿轮正确啮合的条件
- 2.1.1 正确啮合条件

$$Pb_1 = Pb_2$$

$$Pb = mn \times \pi \times \cos \alpha$$

$$mn_1 \times \pi \times \cos \alpha_1 = mn_2 \times \pi \times \cos \alpha_2$$

$$mn_1 \cos \alpha_1 = mn_2 \cos \alpha_2$$

由于齿轮的模数和压力角都已标准化，要使上式成立，可以取

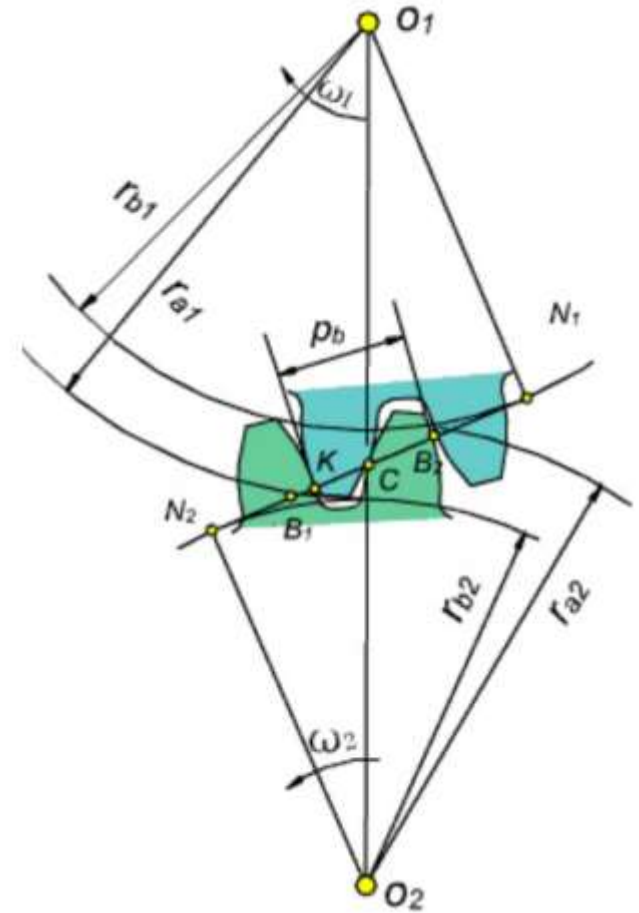
$$mn_1 = mn_2 = mn$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$



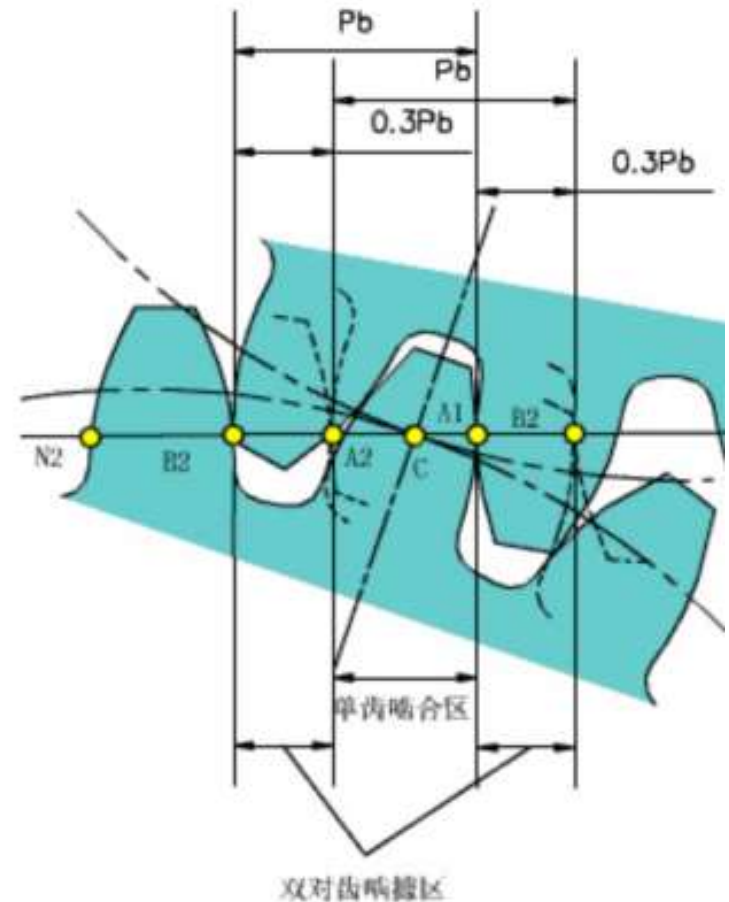
## 三，齿轮目标参数介绍

- 2，重合度
- 2.1 齿轮正确啮合的条件
- 2.1.2 连续传动条件
- 为保证齿轮定传动比传动的连续性，仅具备两轮的基圆齿距相等的条件是不够的，如果当前一对齿在点**B1**分离时，后一对齿尚未进入点**B2**啮合，这样，在前后两对齿交替啮合时将引起冲击，无法保证传动的平稳性。



### 三， 齿轮目标参数介绍

- 2， 重合度
- 2.2 重合度的物理意义
- 重合度的大小表明同时参与啮合的轮齿对数的多少。
- 如  $\epsilon\alpha=1$  表示， 齿轮传动的过程中始终只有一对齿啮合。 若  $\epsilon\alpha=1.3$  的情况如图所示， 在实际啮合线的 **B2A1** 和 **A2B1**（长度各为  $0.3Pb$ ） 段有两对轮齿同时在啮合， 称为双齿啮合区； 而在节点 **P** 附近 **A1A2** 段（长度为  $0.7Pb$ ）， 只有一对轮齿在啮合， 称为单齿啮合区。



## 三，齿轮目标参数介绍

- 2，重合度
- 2.2 重合度的计算公式
- $\varepsilon\alpha$ 值愈大，表明同时参加啮合轮齿的对数愈多，这对提高齿轮传动的承载能力和传动的平稳性都有十分重要的意义。

$$\varepsilon\alpha = \frac{1}{2\pi} \times [z_1 \times (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') + z_2 \times (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha')]$$

- 式中： $\alpha'$ 啮合角， $\alpha_{a1}, \alpha_{a2}$ 为齿轮的齿顶压力角。

## 三，齿轮目标参数介绍

- 3，滑动率
- 滑动率是两个齿轮啮合时两个啮合点之间的速度差。
- 他的大小影响的是齿轮的磨损和发热量。
- 设计时我们计算的是最大滑动率，最大滑动率出现在齿轮的齿顶与对应齿轮啮合的位置。
- 滑动率公式：

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha'}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \times \operatorname{tg} \alpha' - \operatorname{tg} \alpha_{a_2}} \times \frac{u+1}{u}$$

$$\eta_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha'}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \times \operatorname{tg} \alpha' - \operatorname{tg} \alpha_{a_1}} \times (u+1)$$

### 三， 齿轮目标参数介绍

- 4， 过渡曲线干涉判断
- 当一齿轮的齿顶与另一齿轮根部的过渡曲线接触时， 不能保证其传动比为常数， 此情况称为过渡曲线干涉。
- 当所选的变位系数的绝对值过大时， 可能发生这种干涉。

- 用齿条型刀具加工的齿轮啮合时

- (1) 小齿轮齿根与大齿轮齿顶不干涉的条件：

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} \times (\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4 \times (h^* - x_1)}{z_1 \times \sin 2\alpha}$$

- (2) 大齿轮齿根与小齿轮齿顶不干涉的条件：

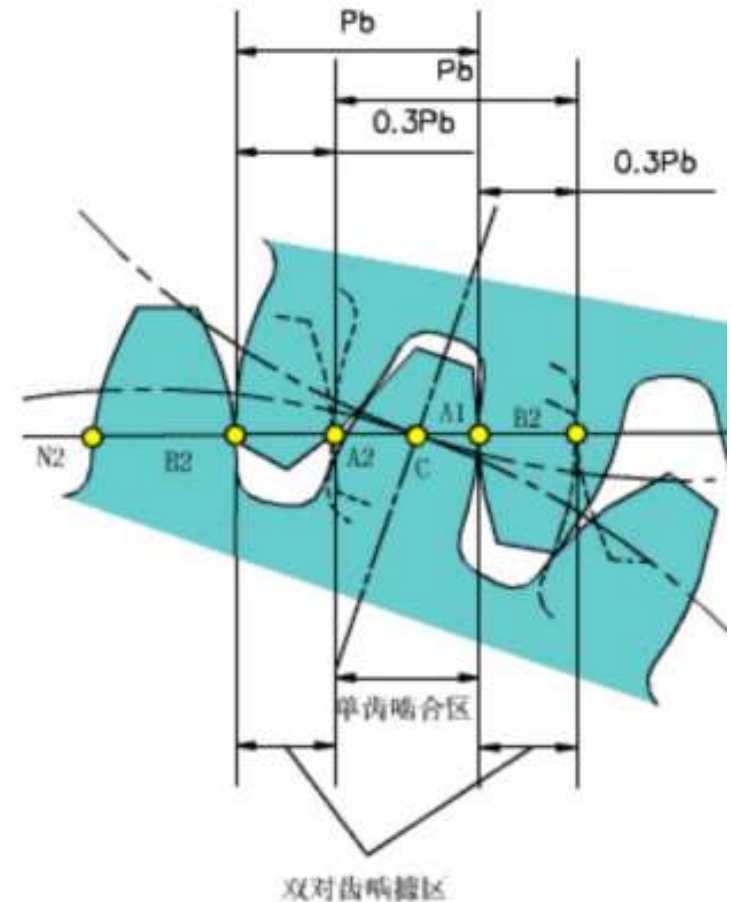
$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_1}{z_2} \times (\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4 \times (h^* - x_2)}{z_2 \times \sin 2\alpha}$$

### 三， 齿轮目标参数介绍

- 5， 侧隙
- 齿轮啮合传动时，为了在啮合齿廓之间形成润滑油膜，避免因轮齿摩擦发热膨胀而卡死，齿廓之间必须留有间隙，此间隙称为齿侧间隙，简称侧隙。
- 但是，齿侧间隙的存在会产生齿间冲击，影响齿轮传动的平稳性。因此，这个间隙只能很小，通常由齿轮公差来保证。对于齿轮运动设计仍按无齿侧间隙（侧隙为零）进行设计。
- 一对齿轮啮合过程中，两节圆作纯滚动。因此，两齿轮的节圆齿距应相等，即 $p1' = p2'$ 。为保证无齿侧间隙啮合，一齿轮的节圆齿厚必须等于另一齿轮节圆齿槽宽，即 $s1' = e2'$  或  $s2' = e1'$ 。这样有 $p1' = s1' + e1' + p1' = s2' + e2'$ ，故 $p = s1' + s2'$
- 即齿轮啮合传动的无侧隙啮合条件是：节圆齿距等于两轮节圆齿厚之和。

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 5， 侧隙
- 5.1 最小侧隙
- 最小侧隙是当一个齿轮的齿以最大允许实效齿厚与一个也具有最大允许实效齿厚的相配齿在最紧的允许中心距相啮合时， 在静态条件下允许侧隙。



## 三， 齿轮目标参数介绍

- 5， 侧隙
- 5.2 最小侧隙设置的目的是防止：
  - 1， 箱体、轴和轴承倾斜。
  - 2， 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不对称或倾斜。
  - 3， 安装误差， 如轴的偏心。
  - 4， 轴承的径向跳动。
  - 5， 温度的影响。（齿轮受热膨胀）
  - 6， 旋转零件的离心胀大。
  - 7， 其他因素， 如润滑剂污染等。



## 三，齿轮目标参数介绍

- 5，侧隙
- 5.3 最小侧隙设定的经验公式：

$$j_{bn \min} = \frac{2}{3} \times (0.06 + 0.0005 \times a + 0.03 \times mn)$$

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 5， 侧隙
- 5.4 最大侧隙
- 与最小侧隙想法，他是两个齿轮最小齿厚时，中心距在最大的情况下，所产生的间隙。
- 一般情况下，最大侧隙不影响传递运动的平稳性（正反转时需要考虑）。
- 他主要由最小侧隙和齿轮制造公差决定。

## 三，齿轮目标参数介绍

- 5，侧隙
- 5.4 最大侧隙
- 与最小侧隙想法，他是两个齿轮最小齿厚时，中心距在最大的情况下，所产生的间隙。
- 一般情况下，最大侧隙不影响传递运动的平稳性（正反转时需要考虑）。
- 他主要由最小侧隙和齿轮制造公差决定。

## 三，齿轮目标参数介绍

- 6，齿顶厚
- 对于正变位齿轮，过大的变位可能引起齿顶变尖（ $S_a = 0$ ）或齿顶厚过小的现象。为了保证齿轮的齿顶强度，齿顶厚不能太小，一般要求  $S_a \geq 0.25$ ，对于表面淬火的齿轮，要求  $S_a > 0.4 m$ 。

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 7， 顶隙
- 顶隙是一对齿轮啮合时， 一个齿轮的齿顶与另一个齿轮的齿根之间的间隙。
- 它主要由顶隙系数控制。
- 设计时要注意， 齿顶不能过小， 否则中心距变化时会冲击。同时顶隙还有储油的作用， 所以保留合适的顶隙是很必要的。

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 8， 接触强度
- 两个指标： 实现一个即可
- 8.1 齿轮的计算接触应力 $\leq$ 齿轮的许用接触应力
- 即 
$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$
- 8.2 接触强度的计算安全系数 $\geq$ 设定的最小安全系数
- 即 
$$S_H \geq S_{H \min}$$

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 8， 接触强度
- 接触强度计算的是齿面的接触应力是多少， 判断其运动过程中产生的应力是否会超过齿轮材料的允许应力而造成齿面点蚀。
- 点蚀的发展， 会产生振动和噪声， 以至不能正常工作而失效。

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 9， 弯曲强度
- 弯曲强度计算的是齿根的弯曲应力是多少， 判断其运动过程中齿根部位的应力是否会超过齿轮材料的允许应力而造成齿轮断裂。



## 三，齿轮目标参数介绍

- 9，弯曲强度
- 评判弯曲强度也是两个指标，符合任意一个即可：
- 9.1 齿轮的计算弯曲应力 $\leq$ 齿轮的许用弯曲应力
- 即 
$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$
- 9.2 弯曲强度的计算安全系数 $\geq$ 设定的最小安全系数
- 即 
$$S_F \geq S_{F \min}$$

## 三， 齿轮目标参数介绍

- 10， 静强度
- 当齿轮工作可能出现短时间、少次数的超过额定工况的大载荷时， 需要进行静强度校核。
- 如： 大启动转矩电机； 在运动中出现异常的重载荷或有重复性的中等甚至严重冲击； 出现堵转时。

## 三，齿轮目标参数介绍

- **11**，胶合强度（一般不计算）
- 高速重载齿轮传动，因齿面间压力大、相对滑动速度大，在啮合处摩擦发热多，产生瞬间高温，使油膜破裂，造成齿面金属直接接触并相互粘着，而后随齿面相对运动，又将粘接金属撕落，使齿面形成条状沟痕，产生齿面热胶合。

## 四，齿轮基本参数介绍

- 1，齿数；
- 2，模数；
- 3，压力角；
- 4，螺旋角；
- 5，齿宽；
- 6，中心距；
- 7，变位系数；
- 8，齿顶高系数；
- 9，顶隙系数；
- 10，公差

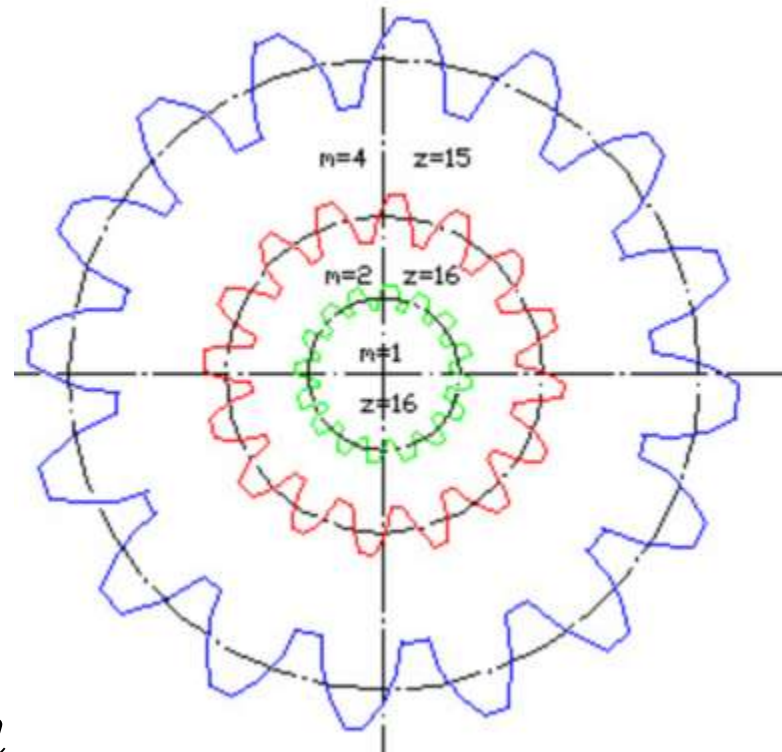
## 四，齿轮基本参数介绍

- 1，齿数
- 在齿轮整个圆周上轮齿的总数。用 $z$ 表示，必须是整数。
- 1.1 当中心距一定时，应选用较多的齿数，可以提高重合度，使传动平稳，减小噪音；模数的减小还可以减小齿轮重量和切削量，提高抗胶合能力。
- 1.2 选择齿数时，应保证齿数 $z$ 大于发生根切的最小齿数 $z_{min}$ ，对内啮合齿轮传动还要避免干涉。
- 1.3 满足传动要求的前提下，应尽量使 $z_1$ ， $z_2$ 互质，以便分散和消除齿轮制造误差对传动的影响。
- 1.4 当 $z_2 > 100$ 时，为便于加工，应尽量使 $z_2$ 不是质数。

## 四， 齿轮基本参数介绍

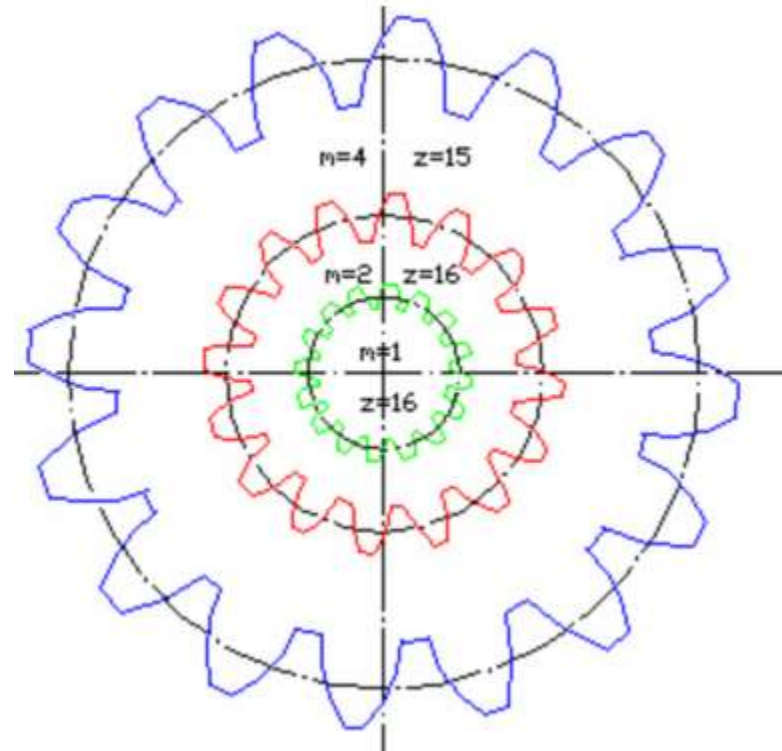
- 2， 模数
- 分度圆的周长= $\pi d = zp$
- 因为  $\pi$  是无理数， 对设计、 制造和测量均不方便， 为此取  $P/\pi$  为一个有理数， 称为模数， 用  $m$  表示。

- 即 
$$m = \frac{P}{\pi} \quad d = z \times m$$



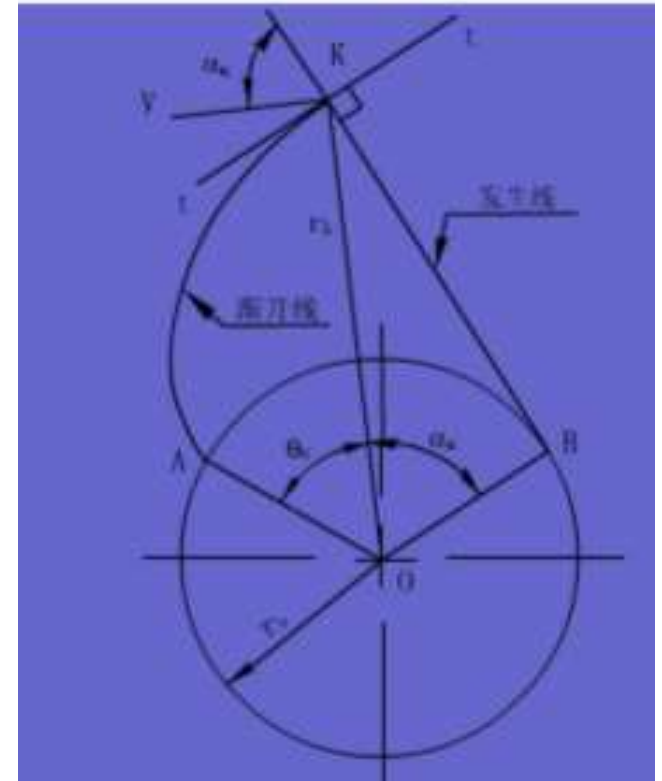
## 四， 齿轮基本参数介绍

- 2， 模数
- 模数 $m$ 是决定齿轮尺寸的一个基本参数。
- 齿数相同的齿轮， 模数愈大， 其尺寸也愈大。
- 模数一般由强度计算或者结构计算确定。
- 在强度和结构允许的条件下， 应取较小的模数。



## 四， 齿轮基本参数介绍

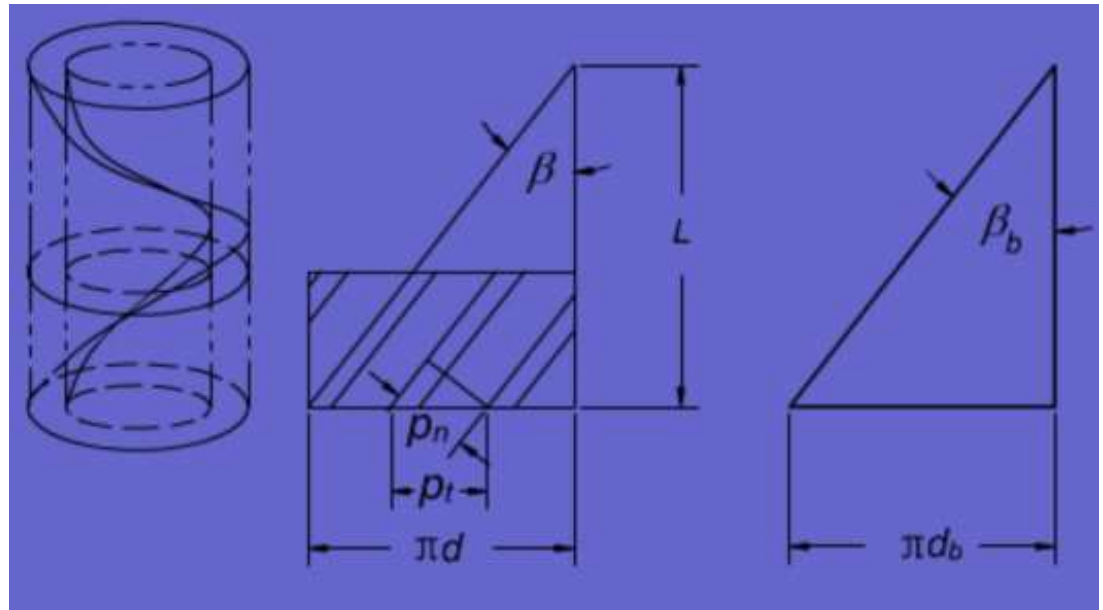
- 3， 压力角
- 压力角是渐开线运动方向与受力方向的夹角， 渐开线上每个点的压力角是不同的， 离基圆越远， 压力角越大。 基圆上的压力角为0， 分度圆上的压力角为**20度**。
- 我国规定分度圆压力角 $\alpha$ 的标准值一般为**20°**。 此外， 在某些场合也采用 $\alpha=14.5^\circ$ 、  $15^\circ$ 、  $22.5^\circ$  及  $25^\circ$  等的齿轮。





## 四， 齿轮基本参数介绍

- 4， 螺旋角
- 斜齿轮分度圆柱螺旋线的切线与其轴线所夹的锐角称为分度圆柱螺旋角， 简称分度圆螺旋角或螺旋角， 用 $\beta$ 表示。
- 斜齿轮不同截面的齿形参数的关系取决于螺旋角， 且用它表示斜齿轮轮齿倾斜的程度。

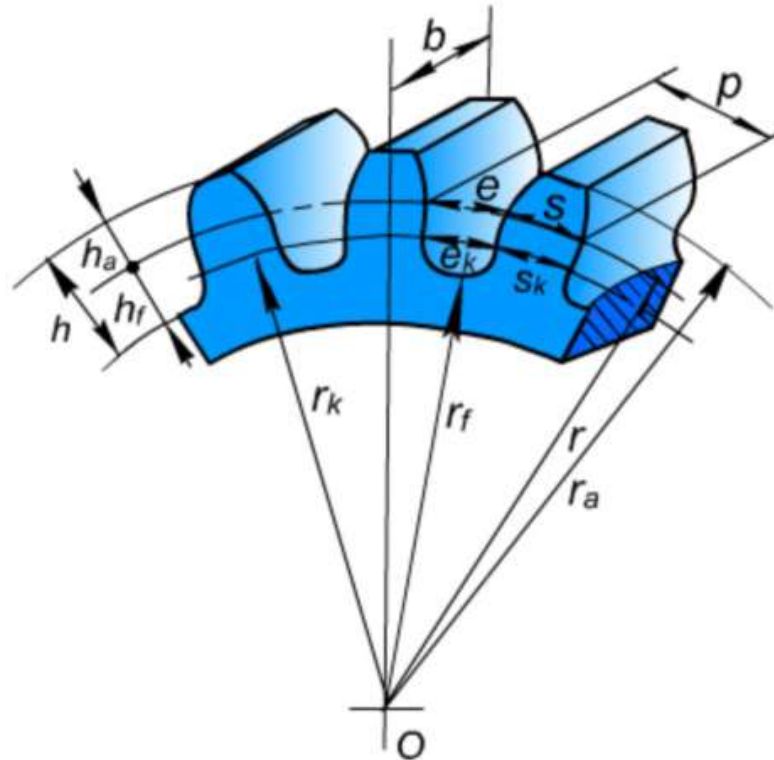


## 四，齿轮基本参数介绍

- 4，螺旋角
- 增大螺旋角，可以增大纵向重合度 $\varepsilon\beta$ ，使传动平稳，但轴向力随之增大，一般斜齿轮取 $8\sim 20$ 度。
- 通过调整螺旋角可以圆整中心距。
- 外啮合要求 $\beta_1=\beta_2$ ，旋向相反，内啮合要求 $\beta_1=\beta_2$ ，旋向相同。

## 四， 齿轮基本参数介绍

- 5， 齿宽
- 齿轮的有齿部位沿分度圆柱面的直母线方向量度的宽度。



## 四， 齿轮基本参数介绍

- 5， 齿宽
- 齿宽一般根据选择合适的齿宽系数确定。

**表 2.5-4 齿宽系数  $\phi_d$**

直齿轮、斜齿轮	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6
人字齿轮	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2

## 四， 齿轮基本参数介绍

- 6， 中心距
- 齿轮副的两轴线之间的最短距离。
- 中心距具有可分性， 中心距的变化不会引起传动比的变化。
- 中心距与齿轮的接触强度有关， 一般中心距越大接触强度越大。

## 四， 齿轮基本参数介绍

- 7， 变位系数
- 变位系数对各目标参数的影响：
  - A， 端面重合度 $\epsilon\alpha$ ， 正变位减少， 负变位增大。
  - B， 滑动率： 正变位 $\eta_{1\max}$ 减小， 负变位使 $\eta_{1\max}$ 和 $\eta_{2\max}$ 均增大。
  - C， 效率： 正变位提高， 负变位减小。
  - D， 用处： 正变位主要用于结构紧凑， 齿数和较小的场合。 也可用于提高齿轮强度和耐磨能力的场合。 负变位主要用于配凑中心距。

## 四，齿轮基本参数介绍

- 8，齿顶高系数
- 齿顶高 $h_a$ 与模数 $m$ 的比值，即 $h_a^* = h_a/m$ ；
- 一般设计取标准值 $h_a^* = 1$ ，特殊情况可取 $0.8 \sim 1.2$ ，汽车齿轮 $h_a^* = 1.5$ ；
- 该系数主要影响齿轮的齿顶圆直径。对重合度滑动率都会产生影响。

## 四，齿轮基本参数介绍

- 9，顶隙系数
- 顶隙 $c$ 与模数 $m$ 的比值，即 $c^*=c/m$ ；
- 一般设计取标准值 $c^*=0.25$ ，对渗碳淬火磨齿的齿轮取0.4或0.35；
- 该系数主要影响齿轮的齿根圆直径。



## 四，齿轮基本参数介绍

- 10，公差
- 这里的公差主要指齿轮制造过程中中心距的公差，公法线的公差，齿顶圆公差，齿根圆公差。
- 公差设置不当（过大或者范围没选好），在某些情况下会出现干涉或者不满足齿轮啮合基本定律的情况，比如重合度小于1。

## 五， 齿轮参数设计

- 齿轮参数设计的目的就是通过选定合适的齿轮基本参数来实现齿轮的目标参数。
- 1， 如何初选基本参数；
- 2， 如何计算评价目标参数；
- 3， 目标参数不合适， 如何调整基本参数。

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 1， 中心距初定：
- 根据齿面的接触强度， 我们可以通过公式初定中心距：

$$a \geq Aa(u \pm 1) \times \sqrt[3]{\frac{KT1}{\psi_a u \sigma_{HP}^2}}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
  - 1， 中心距初定：
  - $A_a$ 常系数
  - 当齿轮副为钢配钢时选择表2.5-2
  - 当齿轮副不是钢配钢时， 需要根据表2.5-3选择修正系数。

表 2.5-2 钢对钢齿轮副的  $A_a$ 、 $A_d$  值

螺旋角 $\beta / (^\circ)$	0	8~15	25~35
$A_a$	483	476	447
$A_d$	766	756	709

表 2.5-3 非钢对钢齿轮副的  $A_a$ 、 $A_d$  值的修正系数值

小齿轮材料	钢			铸 钢	
	大齿轮材料	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁	铸钢
修正系数	0.997	0.970	0.906	0.994	0.967
小齿轮材料	铸 钢	球墨铸铁		灰铸铁	
	大齿轮材料	灰铸铁	球墨铸铁	灰铸铁	灰铸铁
修正系数	0.398	0.943	0.880	0.836	

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 1， 中心距初定：
- u-速比；  $u = z_2/z_1$
- K-载荷系数， 一般取1.2~2；
- $\psi_a$ -齿宽系数， 根据表格选择；
- $\sigma_{HP}$ -许用接触应力， 一般取 $0.9\sigma_{Hlim}$

**表 2.5-4 齿宽系数  $\phi_d$**

直齿轮、斜齿轮	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6
人字齿轮	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
  - 1， 中心距初定：
- $\sigma_{Hlim}$ -齿轮材料的接触疲劳极限
- 齿轮材料的接触疲劳极限是指某种材料齿轮经长期的重复载荷作用（对大多数材料，其应力循环数为  $5 \times 10^7$ ）后，齿面不出现进展性点蚀时的极限应力。
- 其主要影响因素有：材料成分，力学性能，热处理及硬化层深、硬度梯度，结构，残余应力，材料的纯度和缺陷等。

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 2， 模数初定：
- 根据齿根弯曲强度， 我们可以通过公式初定模数：

$$mn \geq Am \times \sqrt[3]{\frac{KT1YFs}{\psi_d z1^2 \sigma_{FP}}}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 2， 模数初定：
- $A_m$ 常系数， 根据下表选择系数。

**表 2.5-5 系数  $A_m$  值**

螺旋角 $\beta / (^\circ)$	0	8~15	25~35
$A_m$	12.6	12.4	11.5



## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 2， 模数初定：
- $z_1$ -主动轮齿数；
- $K$ -载荷系数， 一般取 $1.2\sim 2$ ；
- $\psi_d$ -齿宽系数，  $\psi_d=0.5(u+1)\psi_a$ ；
- $Y_Fs$ 复合齿廓系数；  $Y_Fs=Y_{Fa}*Y_{sa}$ ；
- $\sigma_{FP}$ -许用弯曲应力， 一般取 $\sigma_{Flim}$

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 2， 模数初定：
- $\sigma_{Flim}$ -齿轮材料的弯曲疲劳极限
- 齿轮材料的弯曲疲劳极限是指某种材料齿轮经长期的重复载荷作用（对大多数材料，其应力循环数为  $3 \times 10^6$ ）后，齿根保持不破坏时的极限应力。
- 其主要影响因素有：材料成分，力学性能，热处理及硬化层深、硬度梯度，结构，残余应力，材料的纯度和缺陷等。

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 3， 齿数初定：
- 根据中心距 $a_p$ 、模数 $m$ 和速比 $u$ 初定齿数。
- $z_2 = z_1 u$
- $a_p \geq 0.5 \times (z_1 + z_2) \times m$
- $a_p \geq 0.5 \times (1 + u) \times z_1 \times m$
- $z_1 \leq 2 \times a_p / ((1 + u) \times m)$  取最接近整数
- $z_2 = z_1 u$  取整

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 4， 压力角： 选 $20^\circ$
- 5， 齿宽： 根据初算中心距时选定的齿宽系数计算。  
。  $b = \psi_a x a_p$
- 6， 螺旋角： 直齿，  $\beta = 0$
- 斜齿， 根据  $\sin \beta \geq \pi x m / b$  计算
- 7， 齿顶高系数：  $h_a = 1$ ， 也可以在  $0.8 \sim 1.2$  之间选择。
- 8， 顶隙系数：  $c^* = 0.25$  或  $0.35$
- 9， 公差。 根据加工能力设定。 公差越小， 齿轮性能越稳定， 公差越大， 经济性越好。

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- 10， 变位系数
- 三种情况对应不同的分配方法：
- a， 小齿轮齿数特别少；
- 以小齿轮不根切为原则；
- b， 需要提高齿轮的承载能力；
- c， 为了配凑中心距；

## 五， 齿轮参数设计

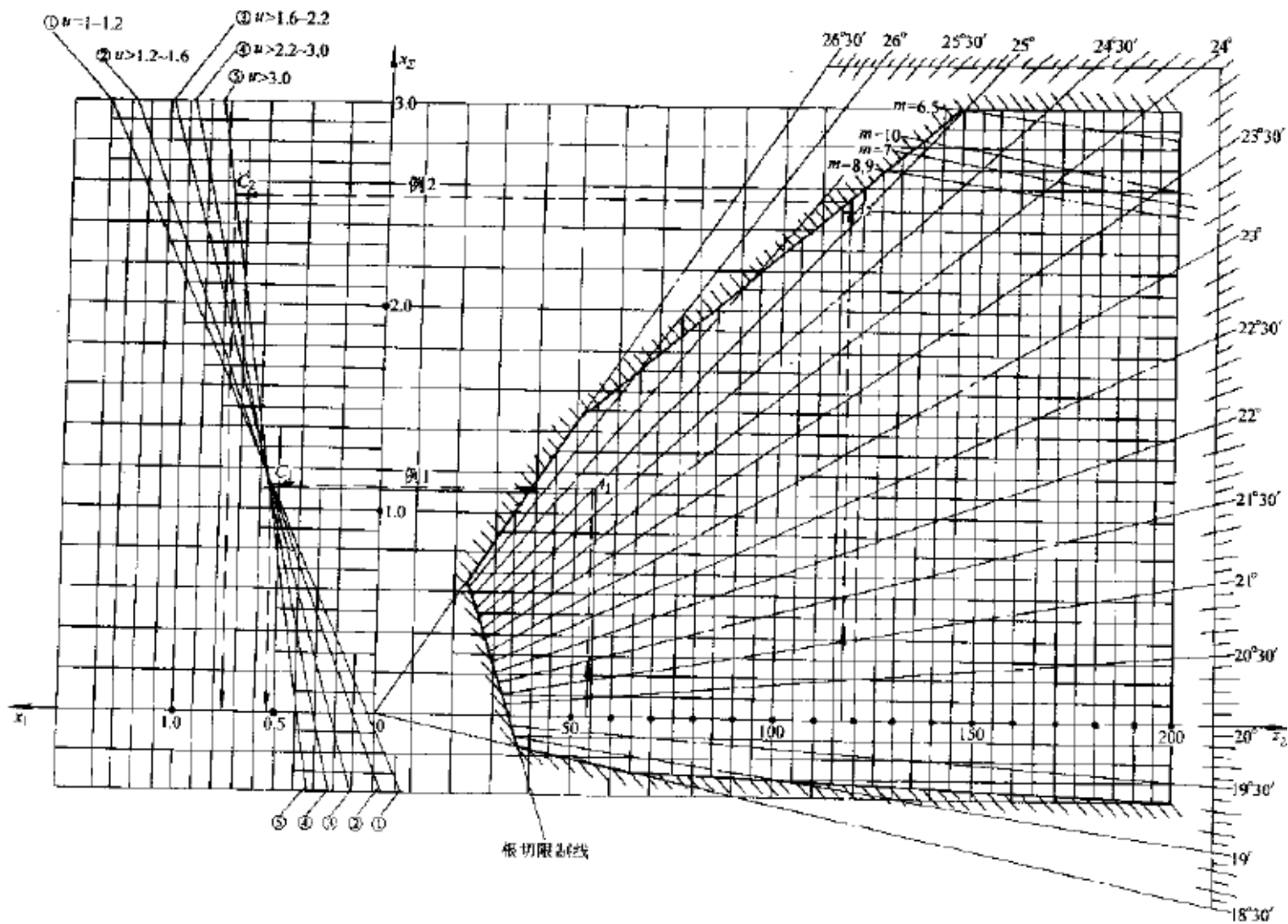
- 一， 如何初选参数：
- 10， 变位系数分配
- a， 小齿轮齿数特别少；
- 保证小齿轮的 $x_1$ 大于 $x_{1min}$
- 标准齿轮时， 我们知道变位系数为0时最小齿数为17。 那么齿数小于17时变位系数取多少不根切？

$$x_{min} = ha^* - \frac{z \sin^2 \alpha}{2}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 一， 如何初选参数：
- **10**， 变位系数分配
- **b**， 提高承载能力： 根据哈工大的变位系数图选。
- **c**， 配凑中心距； 计算得到 $x_{\Sigma}$ ， 然后根据哈工大变位系数图选择。

# 五， 齿轮参数设计





# 五， 齿轮参数设计



- 2, 计算目标参数:
- a, 根切;
- b, 重合度;
- c, 滑动率;
- d, 是否会有干涉;
- e, 侧隙;
- f, 齿顶厚;
- g, 顶隙;

## 五， 齿轮参数设计



- 2， 计算目标参数：
- a， 根切；
- 标准齿轮时我们知道变位系数为0， 其最小不根切齿数为17。
- 变位齿轮时， 一个齿数为z的齿轮， 我们只要保证在变位后其变位系数x大于最小变位系数x<sub>min</sub>即可。

$$x \geq x_{\min} = ha^* - \frac{z \sin^2 \alpha}{2}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- $b$ ， 重合度公式；

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha'_t) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha'_t)]$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m n}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- c， 滑动率公式；

$$\eta_1 = \frac{\tan \alpha_{af2} - \tan \alpha'_t}{\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \tan \alpha'_t - \tan \alpha_{af2}} \times \frac{u+1}{u}$$

$$\eta_2 = \frac{\tan \alpha_{af1} - \tan \alpha'_t}{\left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan \alpha'_t - \tan \alpha_{af1}} \times (u+1)$$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- d， 干涉判断；

$$\tan \alpha'_t - \frac{z_2}{z_1} (\tan \alpha_{af2} - \tan \alpha'_t) \geq \tan \alpha_t - \frac{4(h_a^* - x1)}{z_1 \sin 2\alpha}$$

$$\tan \alpha'_t - \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha_{af1} - \tan \alpha'_t) \geq \tan \alpha_t - \frac{4(h_a^* - x2)}{z_2 \sin 2\alpha}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- e， 侧隙
- 齿轮副侧隙的计算方法：
- 最小侧隙的计算：
- 中心距最下， 公法线最大值是出现最小侧隙。
- （1） 根据公法线上差值计算得到变位系数X1， X2

$$W^* = \cos \alpha_n [\pi(k - 0.5) + z' \operatorname{inv} \alpha_n]$$

$$\Delta W = \frac{Wk}{mn} - W^*$$

$$x = \frac{\Delta W}{2 \sin \alpha_n}$$

$$z' = z \frac{\operatorname{inv} \alpha_t}{\operatorname{inv} \alpha_n}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- e， 侧隙
- (2) 计算分度圆上齿厚

$$sn = 0.5\pi mt + 2x \tan \alpha_t mn$$

- (3) 计算节圆半径

$$d'_1 = 2a' \frac{z_1}{z_1 + z_2}$$

$$d'_2 = 2a' \frac{z_2}{z_1 + z_2}$$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- e， 侧隙
- (4) 计算节圆齿厚

$$sn' = sn \frac{d'}{d} - d' (inv \alpha' - inv \alpha)$$

- (5) 计算节圆节距

$$P' = \frac{\pi d'}{z}$$



## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- e， 侧隙
- (6) 计算实际最小侧隙

$$jn \min = P' - sn_1' - sn_2'$$

- (7) 计算推荐最小侧隙

$$jb n \min = \frac{2}{3} (0.06 + 0.0005a + 0.03mn)$$

- (8) 实际最小侧隙应大于推荐最小侧隙

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- $f$ ， 齿顶厚

$$s_a = da \left( \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right)$$

- 表面淬火的齿轮要求  $Sa \geq 0.4mn$ ， 一般齿轮要求  $Sa \geq 0.25mn$

## 五， 齿轮参数设计

- 2， 计算目标参数：
- $g$ ， 顶隙

$$C_1 = a' - da_1 - df_2$$

$$C_2 = a' - df_1 - da_2$$

- 最小不能小于0.15mn

## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- a， 根切
- 如果计算结果出现根切， 我们一般可以先通过调整变位系数进行微调。
- 微调失败则计算齿轮的最小变位系数， 如果相差较大则需要增加齿数。

## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- b， 重合度
- 如果重合度偏离目标重合度较少， 可以通过增加或者减小齿顶圆直径， 或者微调齿顶高系数来进行调整。
- 如果距离期望重合度较大， 则建议通过调整中心距来实现。

## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- c， 滑动率
- 滑动率一般可以通过变位系数来配平。
- 当其余条件不变时增大小齿轮的变位系数，小齿轮滑动率会减小，大齿轮滑动率会变大；减小小齿轮的变位系数，小齿轮的滑动率会增大，大齿轮的滑动率会降低。

## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- d， 过渡曲线干涉：
  - 可以通过调整变位系数和齿顶圆来实现， 规律不明显。
- 一般我们只要不采用较大的角变位传动， 是不会出现干涉的

## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- e， 侧隙
- 侧隙可以通过中心距或者变位系数来调节。
- 其余不变的情况下， 增大中心距则侧隙增加， 减小中心距则侧隙减小。
- 其余不变的情况下增大变位系数， 则侧隙减小， 减小变位系数则侧隙增大。



## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- f， 齿顶圆齿厚
- 齿顶圆齿厚跟齿顶高和变位系数有关。
- 齿顶圆齿厚偏小时可通过增加变位系数或者减小齿顶圆来实现。

## 五， 齿轮参数设计

- 3， 超差时如何进行微调：
- f， 顶隙
- 严格按照公式进行计算是不会出现顶隙干涉的。
- 当出现干涉时先应检查是否有地方计算错误。
- 计算无误， 那么如果是标准算法， 建议增大选用的顶隙系数。
- 也可以通过调大中心距， 调小齿顶圆和齿根圆的直接来避免干涉。



谢谢！！

更多文章请访问官网查阅

官网：[www.etagear.com](http://www.etagear.com)

您有任何想知道的齿轮知识可发送邮件，我们将编写相应的文章公开：

Email: [service@etagear.com](mailto:service@etagear.com)