

## 蜗杆传动概述



蜗杆传动是一种在空间交错轴间传递运动的机构。

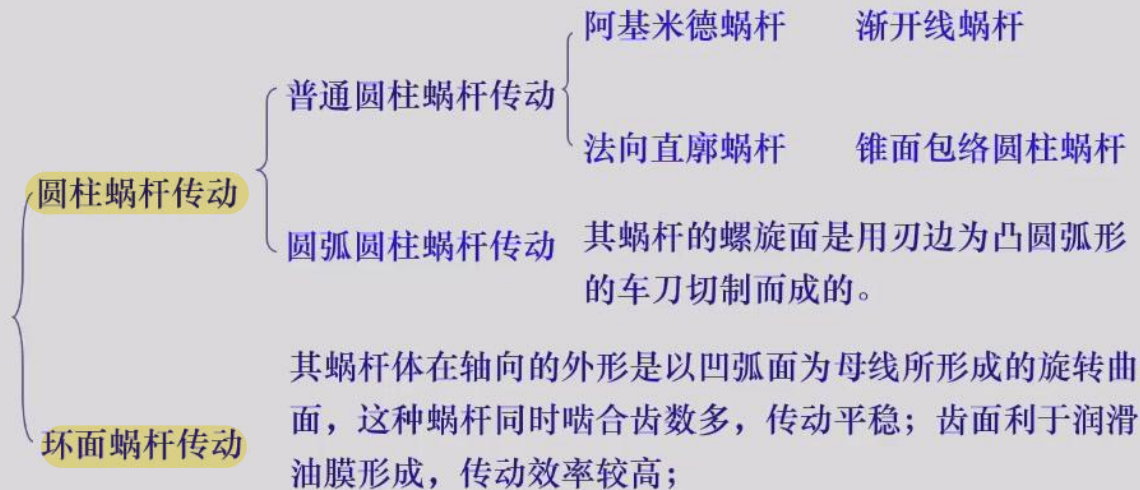
蜗杆传动的主要特点有：

1. 传动比大，一般为 $i=5\sim80$ ，大的可达300以上；
2. 重合度大，传动平稳，噪声低；
3. 摩擦磨损问题突出，磨损是主要的失效形式；
4. 传动效率低（50%-95%），具有自锁性时，阿基米德蜗杆的效率40%-45%。

由于上述特点，蜗杆传动主要用于运动传递，而在动力传输中的应用受到限制。

随着加工工艺技术的发展和新型蜗杆传动技术的不断出现，蜗杆传动的优点得到进一步的发扬，而其缺点得到较好地克服。因此蜗杆传动已普遍应用于各类运动与动力传动装置中。

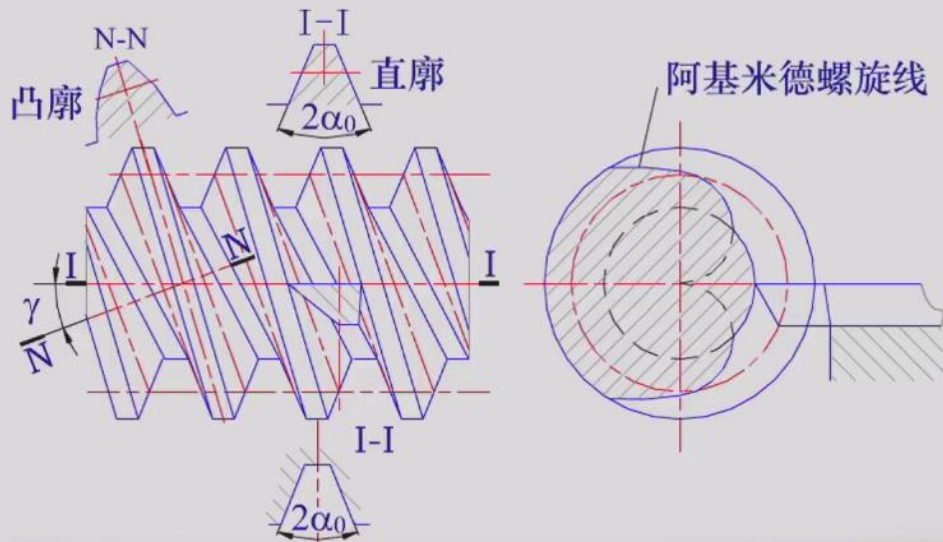
# 蜗杆传动的类型



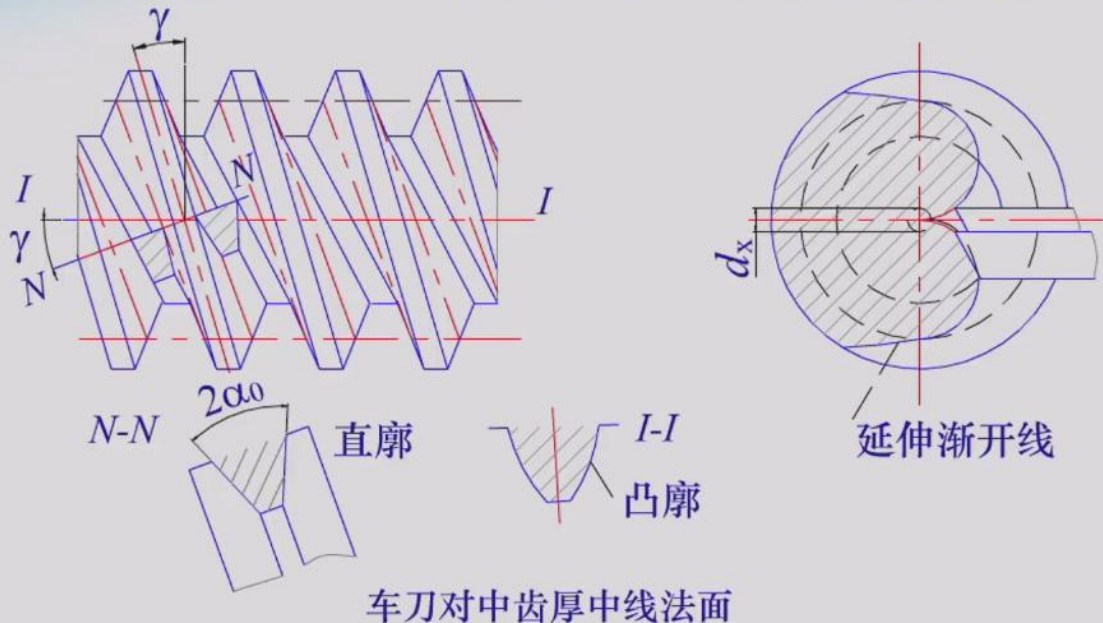
阿基米德蜗杆在垂直于蜗杆轴线的平面(即端面)上, 齿廓为阿基米德螺旋线; 在包含轴线的平面上的齿廓(即轴向齿廓)为直线, 其齿形角 $\alpha_0=20^\circ$ 。

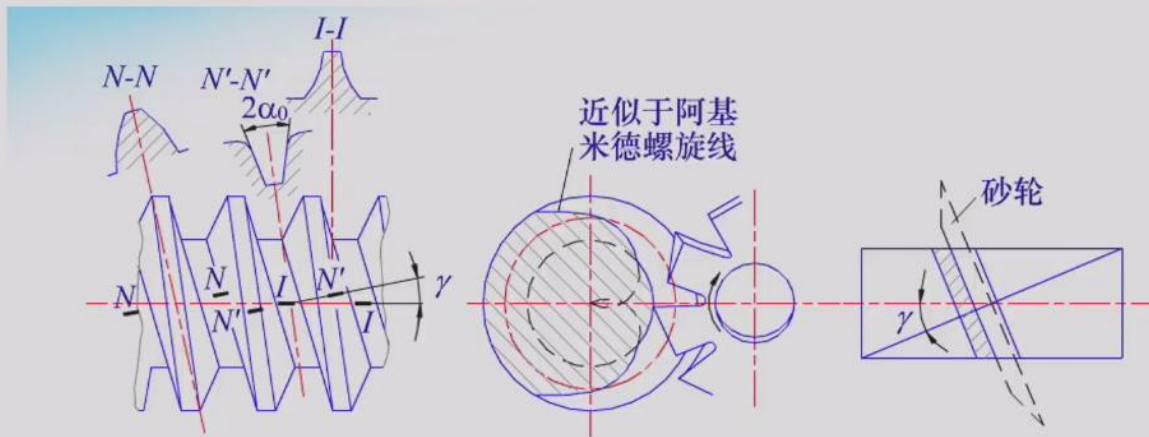
这种蜗杆可在车床上用直线刀刃的单刀(导程角 $\gamma \leq 3^\circ$  时)或双刀(导程角 $\gamma > 3^\circ$  时)车削加工。刀具的安装如下图所示。

单刀加工:



法向直廓蜗杆的端面齿廓为延伸渐开线，法面齿廓为直线。这种蜗杆可在车床上用直线刀刃的单刀或双刀车削加工，但这种蜗杆磨削比较困难。





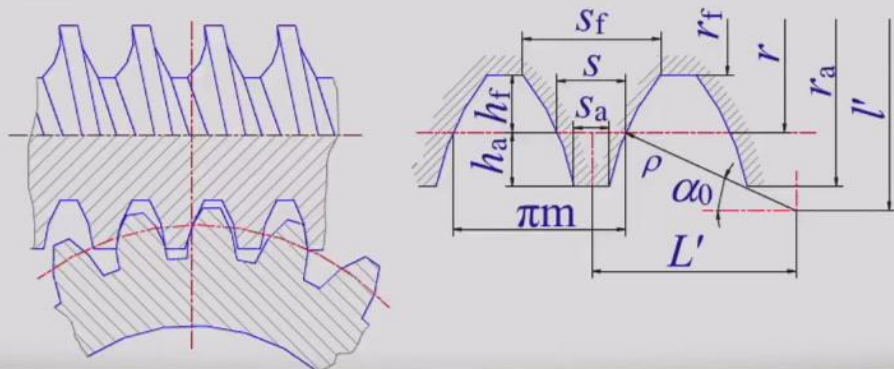
锥面包络圆柱蜗杆是一种非线性螺旋齿面蜗杆，它不能在车床上加工，只能在铣床上铣制并在磨床上磨削。加工时，除工件作螺旋运动外，刀具同时绕其自身的轴线作回转运动。铣刀(或砂轮)回转曲面的包络面即为蜗杆的螺旋齿面。

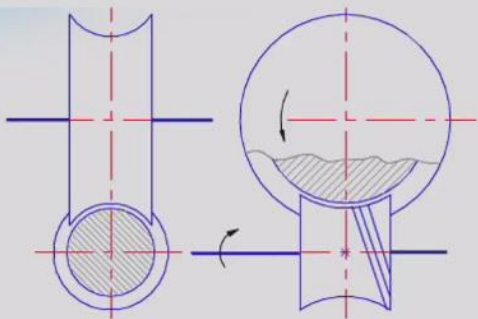


圆弧圆柱蜗杆传动和普通圆柱蜗杆传动相似，只是齿廓形状有所区别。这种蜗杆的螺旋面是用刃边是凸圆弧形的刀具切制的，而蜗轮是用范成法制造的。在中间平面上，蜗杆的齿廓为凹弧形，而与之相配的蜗轮的齿廓则为凸弧形。

圆弧圆柱蜗杆传动的特点：

- ① 效率高，一般可达90%以上；
- ② 承载能力高，一般情况下约为普通圆柱蜗杆传动的1.5~2.5倍；
- ③ 与普通圆柱蜗杆传动相比，具有体积小，质量小，结构紧凑等优点。





环面蜗杆传动是指蜗杆体在轴向的外形是以凹圆弧为母线所形成的旋转曲面。在这种传动的啮合带内，蜗轮的节圆位于蜗杆的节弧面上，即蜗杆的节弧沿蜗轮的节圆包着蜗轮。同时相啮合的齿对多，轮齿的接触线与蜗杆齿运动的方向近似垂直，有利于改善轮齿受力情况和润滑油膜的形成。

环面蜗杆传动的特点：

- ①承载能力高，约为阿基米德蜗杆传动的2~4倍；
- ②传动效率高，一般可达85%~90%；
- ③要求制造和安装精度高。

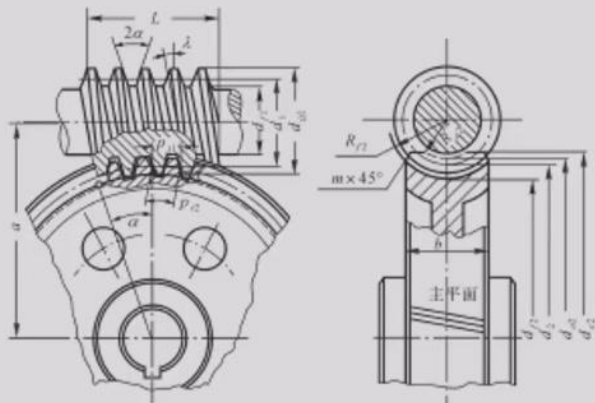
## 普通蜗杆传动的参数与尺寸

### 一、模数 $m$ 和压力角 $\alpha$

蜗杆与蜗轮啮合时，蜗杆的轴面模数、压力角应与蜗轮的端面模数、压力角相等，即

$$m_{a1} = m_{t2} = m$$

$$\alpha_{a1} = \alpha_{t2}$$





# 普通蜗杆传动的参数与尺寸

## 二、蜗杆的分度圆直径 $d_1$

由于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 $d_1$ 。直径 $d_1$ 与模数 $m$ 的比值 $q$ 称为蜗杆的直径系数。

$$q = d_1 / m$$

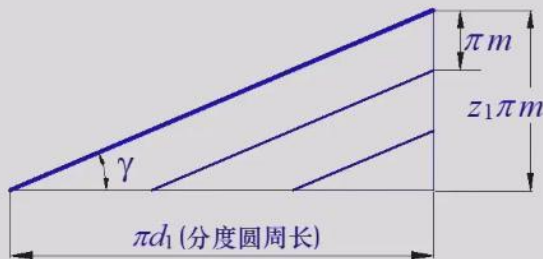
$$d_1 = mq$$

## 三、导程角 $\gamma$

$$\tan \gamma = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1}$$

在 $m$ 和 $d_1$ 为标准值时， $z_1 \uparrow \rightarrow \gamma \uparrow$

正确啮合时，蜗轮蜗杆螺旋线方向相同，且 $\gamma_1 = \beta_2$



# 普通蜗杆传动的参数与尺寸

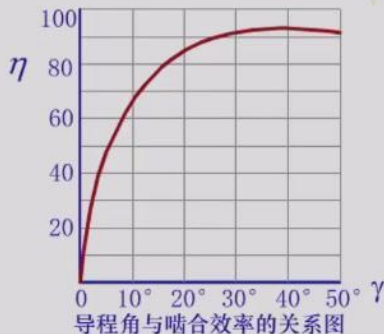
## 四、传动比 $i$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \neq \frac{d_2}{d_1}$$

## 五、蜗杆头数 $z_1$ ，蜗轮齿数 $z_2$

蜗杆的头数  $z_1$ ：较少的蜗杆头数（如：单头蜗杆）可以实现较大的传动比，但传动效率较低；

蜗杆头数越多，传动效率越高，但制造越困难。



考虑啮合摩擦损耗时的蜗杆传动效率：

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi_v)}$$

# 普通蜗杆传动的参数与尺寸

蜗轮齿数主要取决于传动比，即 $z_2 = i z_1$ 。 $z_2$ 不宜太小（如 $z_2 < 26$ ），否则将使传动平稳性变差。 $z_2$ 也不宜太大，否则在模数一定时，蜗轮直径将增大，从而使相啮合的蜗杆支承间距加大，降低蜗杆的弯曲刚度。

表 7-2  $z_1$ 、 $z_2$  的荐用值

传动比 $i = z_2 / z_1$	7~8	9~13	14~27	28~40	>40
蜗杆头数 $z_1$	4	3, 4	2, 3	1, 2	1
蜗轮齿数 $z_2$	28~32	27~52	28~81	28~80	>40

六、中心距

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



# 普通蜗杆传动的承载能力计算

## 一、蜗杆传动的失效形式

滑动摩擦

蜗杆传动的主要失效形式是胶合、点蚀和磨损，这是设计中要解决的主要问题。

蜗轮磨损、系统过热、蜗杆刚度不足是主要的失效形式。

## 二、蜗杆传动的常用材料

- 为了减摩，通常蜗杆用钢材，蜗轮用有色金属（铜合金、铝合金）。
- 高速重载的蜗杆常用15Cr、20Cr渗碳淬火，或45钢、40Cr淬火。
- 低速中轻载的蜗杆可用45钢调质。
- 蜗轮常用材料有：铸造锡青铜、铸造铝青铜、灰铸铁等。

## 三、蜗杆传动的设计准则

蜗轮的齿面接触疲劳强度计算 —— 防止齿面过度磨损引起的失效。

蜗轮的齿根弯曲疲劳强度计算 —— 弯曲折断很少发生， $z_2 > 80-100$ 时才进行弯曲强度核算。

蜗杆的刚度计算 —— 防止蜗杆刚度不足引起的失效。

传动系统的热平衡计算 —— 防止过热引起的失效。

# 普通蜗杆传动的承载能力计算

## 四、蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析与斜齿圆柱齿轮的受力分析相同，轮齿在受到法向载荷 $F_n$ 的情况下，可分解出径向载荷 $F_r$ 、周向载荷 $F_t$ 、轴向载荷 $F_a$ 。

在不计摩擦力时，有以下关系：

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

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

从：带动转动方向

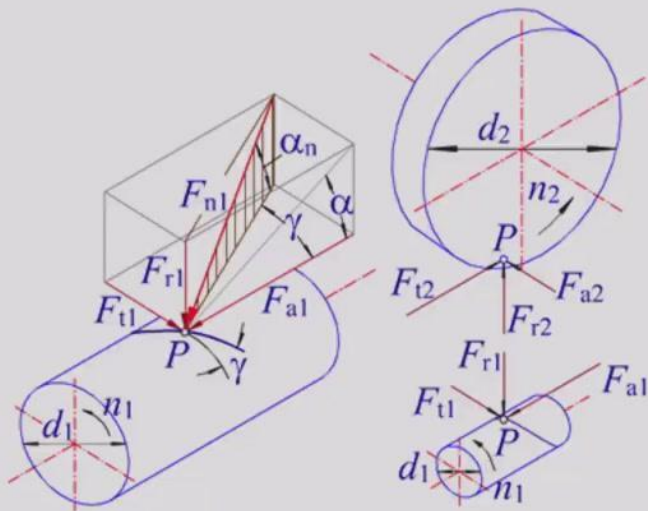
$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$$

$$F_n = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma}$$

$F_n, F_{r2}$ ：指向圆心

主：阻碍转动方向

$F_{a1}, F_{a2}$ ：阻碍力





## 五、蜗杆传动接触疲劳强度计算

蜗杆传动的失效形式，主要是蜗轮轮齿的点蚀、磨损和胶合，轮齿折断较少见。

接触强度的设计公式：

$$md^2 \geq \left( \frac{480}{[\sigma_H] z_2} \right)^2 KT_2$$



蜗轮轮齿弯曲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。

一般不做弯曲强度计算，当蜗轮齿数 $z_2 > 80-100$ ，根据需要进行弯曲强度计算。

## 环面蜗杆承载能力计算

设计标准传动时可按JB/T7936-2010中的额定输入功率 $P_1$ 和额定输出转矩 $T_2$ 查表得中心距 $a$ 。

设计非标准传动时按表初选中心距 $a$ 值，计算许用功率，根据实际功率，经修正得到中心距终值。

蜗杆的旋向：把蜗杆立起来看螺旋线哪边高，左边高为左旋，右边高为右旋  
当蜗杆和蜗轮啮合时，蜗轮的回转方向：根据蜗杆的回转方向来确定。  
左旋用左手，右旋用右手，四指的弯曲方向为蜗杆的旋转方向，  
大拇指的指向反方向为蜗轮的回转方向。

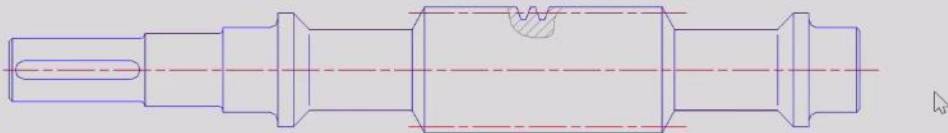
# 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计

## 一、蜗杆的结构

蜗杆螺旋部分的直径不大，所以常和轴做成一个整体。当蜗杆螺旋部分的直径较大时，可以将轴与蜗杆分开制作。



- 无退刀槽，加工螺旋部分时只能用铣制的办法。

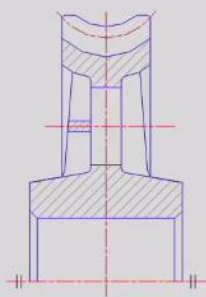


- 有退刀槽，螺旋部分可用车制，也可用铣制加工，但该结构的刚度较前一种差。

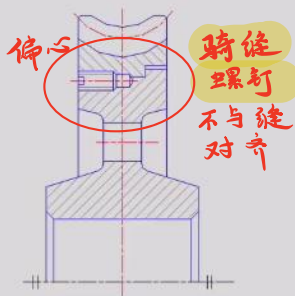
# 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计

## 二、蜗轮的结构

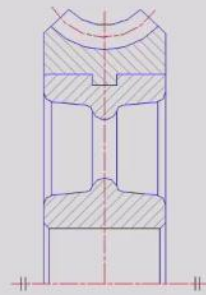
为了减摩的需要，蜗轮通常要用青铜制作。为了节省铜材，当蜗轮直径较大时，采用组合式蜗轮结构，齿圈用青铜，轮芯用铸铁或碳素钢。常用蜗轮的结构形式如下：



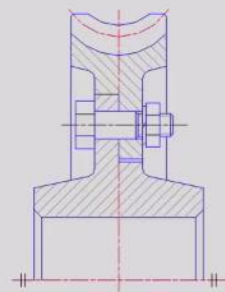
整体式蜗轮



配合式蜗轮



拼铸式蜗轮



螺栓联接式蜗轮

# 普通蜗杆传动的效率、润滑与热平衡

## 一、蜗杆传动的效率

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3$$

$\eta_1$ —计及啮合摩擦损耗的效率； 低

$\eta_2$ —计及轴承摩擦损耗的效率； 高

$\eta_3$ —计及溅油损耗的效率； 高

$\eta_1$ 是对总效率影响最大的因素，可由下式确定：

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

式中： $\gamma$ —蜗杆的导程角，  
 $\varphi_v$ —当量摩擦角。

因为  $\tan \gamma = \frac{z_1 m}{d_1}$  所以  $Z_1 \uparrow \rightarrow \gamma \uparrow \rightarrow \eta \uparrow$

效率与蜗杆头数的大致关系为：

蜗杆头数	1	2	4	6
总效率	0.70	0.80	0.90	0.95



# 普通蜗杆传动的效率、润滑与热平衡

## 二、蜗杆传动的润滑

润滑的主要目的在于减摩与散热。具体润滑方法与齿轮传动的润滑相近。

### ■ 润滑油

润滑油的种类很多，需根据蜗杆、蜗轮配对材料和运转条件选用。

### ■ 润滑油粘度及给油方式

一般根据相对滑动速度及载荷类型进行选择。给油方法包括：油池润滑、喷油润滑等，若采用喷油润滑，喷油嘴要对准蜗杆啮入端，而且要控制一定的油压。

### ■ 润滑油量

黏度高

润滑油量的选择既要考虑充分的润滑，又不致产生过大的搅油损耗。

对于下置蜗杆或侧置蜗杆传动，浸油深度应为蜗杆的一个齿高；

当蜗杆上置时，浸油深度约为蜗轮外径的 $1/3$ 。

# 普通蜗杆传动的效率、润滑与热平衡

## 三、蜗杆传动的热平衡

由于传动效率较低，对于长期运转的蜗杆传动，会产生较大的热量。  
如果产生的热量不能及时散去，则系统的热平衡温度将过高，就会破坏润滑状态，从而导致系统进一步恶化。

系统因摩擦功耗产生的热量为：  $\Phi_1 = 1000P(1-\eta)$

自然冷却从箱壁散去的热量为：  $\Phi_2 = \alpha_d S(t_o - t_a)$

$\alpha_d$ —箱体表面的散热系数，可取  $\alpha_d = (8.15 \sim 17.45) \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$S$ —箱体的可散热面积( $\text{m}^2$ );

$t_o$ —润滑油的工作温度( $^\circ\text{C}$ );  $t_a$ —环境温度( $^\circ\text{C}$ )。

在热平衡条件下可得：

$$t_o = t_a + \frac{1000P(1-\eta)}{\alpha_d S}$$

可用于系统热平衡验算，一般  $t_o \leq 70 \sim 80^\circ\text{C}$

$$S = \frac{1000P(1-\eta)}{\alpha_d (t_o - t_a)}$$

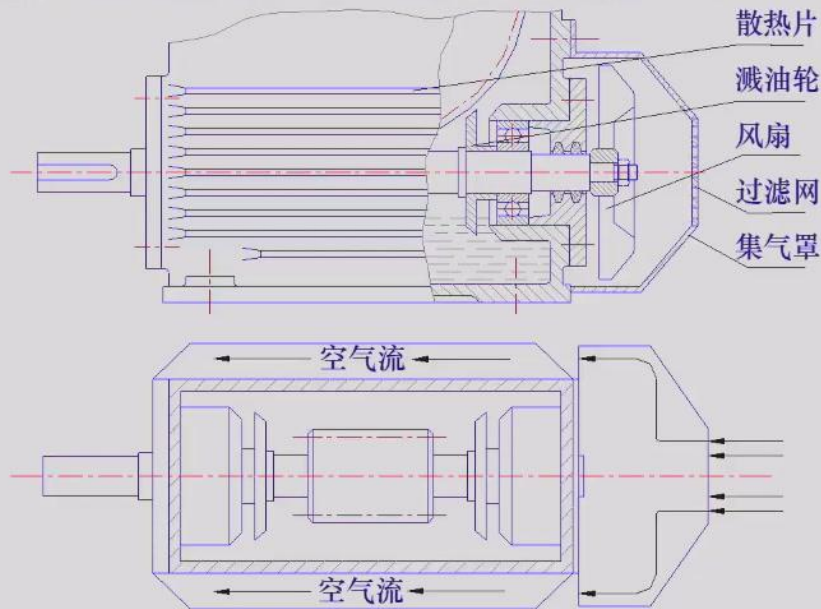
可用于结构设计

# 普通蜗杆传动的效率、润滑与热平衡

## 四、蜗杆传动的散热措施

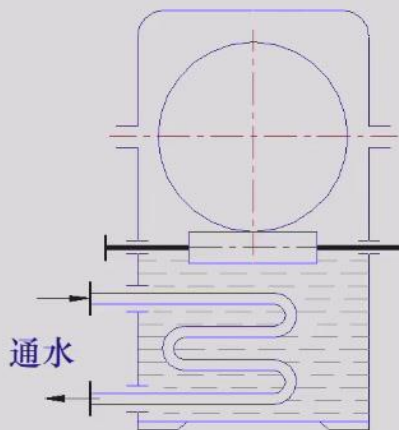
当自然冷却的热平衡温度过高时，可采用以下措施：

1. 加散热片以增大散热面积或在蜗杆轴端加装风扇以加速空气流通。

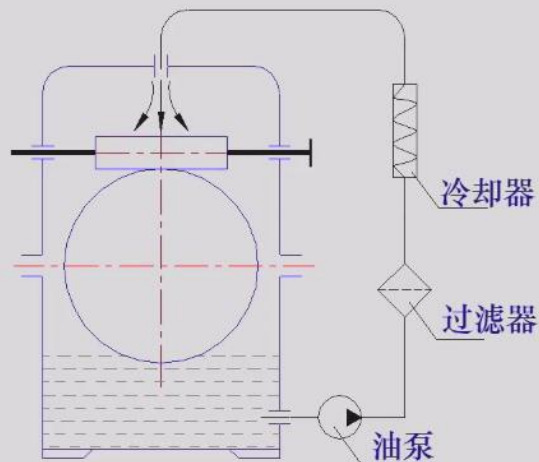


## 普通蜗杆传动的效率、润滑与热平衡

### 2. 加冷却管路或散热器冷却。



传动箱内装循环冷却管路



传动箱外装循环冷却器

## 齿轮受力分析

如图传动系统，要求轴II、III上的轴向力抵消一部分，试确定：

- 1) 蜗轮6的转向；**逆**
- 2) 斜齿轮3、4和蜗杆5、蜗轮6的旋向；**右和右**
- 3) 分别画出1-6在啮合点的受力方向。

**斜齿轮 啮合：一左一右**

**蜗 已蜗杆 啮合：双左 / 双右**

**轴竖起来判断)**

**判断主动轴)**

**用力 / 右手反向拇指**

