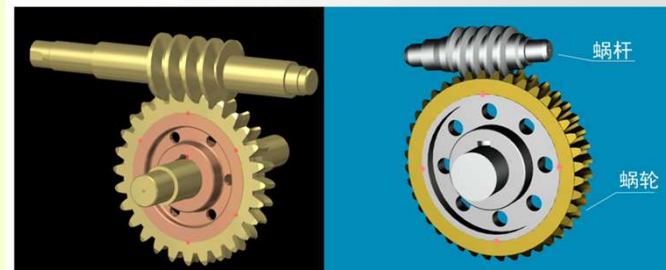


第十章 蜗杆传动



10-1 蜗杆机构传动特点

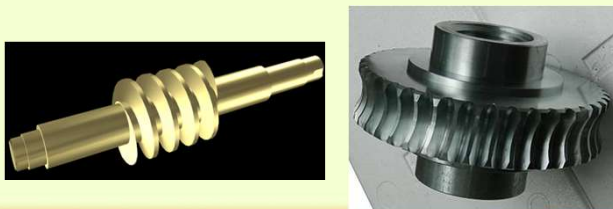
蜗杆传动由**蜗杆**和**蜗轮**组成，用于传递空间两交错轴之间的运动和转矩，通常是两轴在空间相互垂直，轴交错角 $\Sigma = 90^\circ$ 。传动中一般**蜗杆**是**主动件**，**蜗轮**是**从动件**。



➤ **蜗杆**：若单个斜齿轮的齿数很少（如 $z=1$ ）而且 β 很大时，轮齿在圆柱体上构成多圈完整的螺旋。这样得到的齿轮叫做蜗杆。

➤ **蜗轮**：与蜗杆相啮合的大齿轮是一个斜齿轮，称为蜗轮。

蜗轮形状像斜齿轮，只是它的轮齿沿齿宽方向又弯曲成圆弧形，以便与蜗杆更好地啮合。

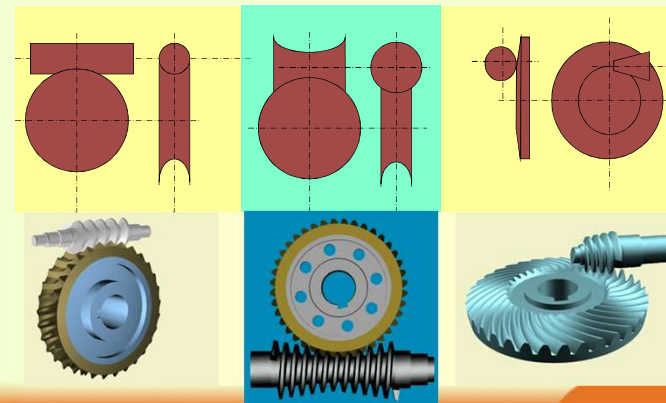


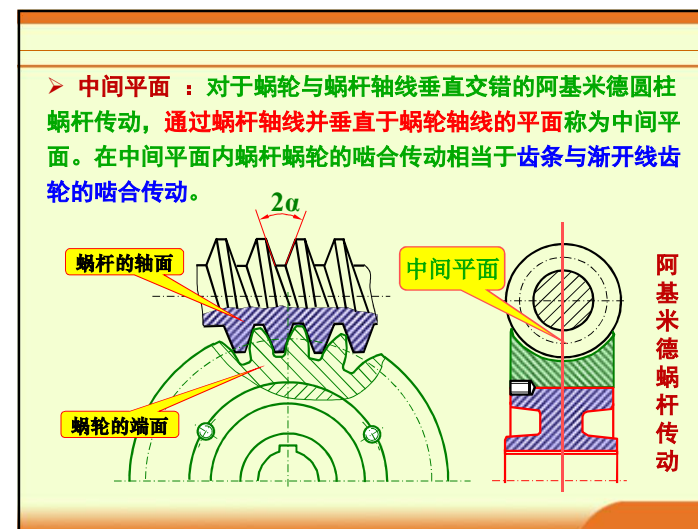
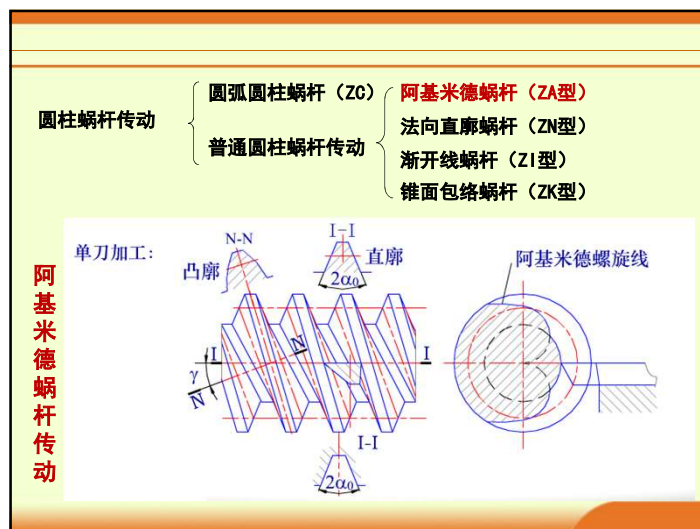
根据蜗杆形状分类：

圆柱蜗杆机构

环面蜗杆机构

锥蜗杆机构





➤ 蜗杆传动机构的特点

- 蜗杆传动的最大特点是结构紧凑、传动比大。
- 传动平稳、噪声小。
- 可制成具有自锁性的蜗杆。
- 蜗杆传动的主要缺点是效率较低，通常为70%~80%、发热量大和磨损大，常需耗用有色金属。
- 蜗轮的造价较高。

10-2 蜗杆机构的几何参数

1. 模数和压力角

➤ 蜗杆传动的设计计算以中间平面的参数和几何关系为准。

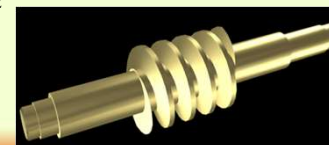
➤ 正确啮合条件：

$$m_{x1} = m_{x2}, \alpha_{x1} = \alpha_{x2}, \gamma = \beta_2, \text{旋向相同}$$

蜗杆轴面的模数和压力角分别等于蜗轮端面的模数和压力角

γ —— 蜗杆的导程角。

β_2 —— 蜗轮的螺旋角。



2. 蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2

(1) 蜗杆的齿数（螺旋线的条数）称为**头数**，用 z_1 表示。

$z_1=1$ 或2时，分别称为**单头**蜗杆或**双头**蜗杆，

$z_1 \geq 3$ 时称为**多头**蜗杆。

单头蜗杆能获得大传动比，反行程具有自锁性，但效率低。

动力传动时常采用双头或多头蜗杆。

(2) 蜗轮齿数 z_2

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 $z_2 < 26$ ），否则啮合区域显著减小，同时参与啮合的蜗轮齿数减少，传动平稳性变差。

z_2 也不宜太大，则在模数一定时，蜗轮直径增大，使相啮合的蜗杆变长，支承间距加大，降低蜗杆的弯曲刚度。

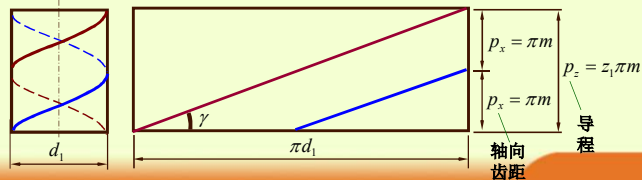
3. 蜗杆分度圆直径 d_1

为了限制滚刀的数目，规定蜗杆分度圆直径 d_1 为标准值，且与模数 m 相搭配。（规定蜗杆的直径系数： $q = d_1/m$ ）

4. 导程角 γ —蜗杆分度圆上螺旋线的切线与蜗杆端面之间的夹角

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

若 $\Sigma = 90^\circ$ ，则 $\gamma = \beta$ ，且旋向相同。 β —蜗轮的螺旋角。



10-3 蜗杆传动的运动学及效率

一、蜗杆传动的运动学

1. 传动比

蜗轮节圆（分度圆）的圆周速度：

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{\pi m z_2 n_2}{60}$$

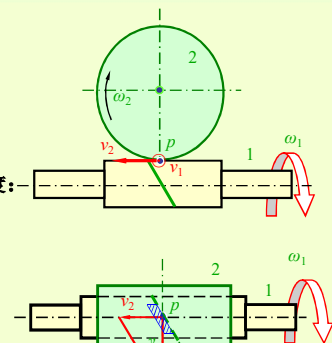
蜗杆中间平面（齿条）的直线运动速度：

$$v_{a1} = \frac{\pi m z_1 n_1}{60}$$

$$v_2 = v_{a1} \Rightarrow i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \neq \frac{d_2}{d_1}$$

2. 齿面间的相对滑动速度 v_s ：

蜗轮蜗杆在节点处的相对速度：
 $v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \cos \gamma}$ 影响润滑情况、磨损、胶合
 常用 $v_s \leq 12 \text{ m/s}$ 。



二、蜗杆传动的效率

蜗杆传动的总效率为：

$$\begin{cases} \eta_1 \text{—考虑啮合摩擦损耗的效率;} \\ \eta = \eta_1 \times \eta_2 \\ \eta_2 \text{—考虑轴承摩擦损耗及搅油损耗的效率;} \end{cases}$$

蜗杆主动时： $\eta_1 = \tan \gamma / \tan(\gamma + \rho')$

ρ' ——当量摩擦角， $\rho' = \arctan f'$ 。

$\gamma \uparrow \rightarrow \eta_1 \uparrow$ ，但会导致加工困难。

η_2 —由轴承类型选取，较小，可忽略不计；

初步设计时，可参考，

	$z_1 = 1,$	$\eta = 0.7 \sim 0.75$
闭式传动	$z_1 = 2,$	$\eta = 0.75 \sim 0.82$
	$z_1 = 4,$	$\eta = 0.85 \sim 0.92$
开式传动	$z_1 = 1, 2,$	$\eta = 0.6 \sim 0.7$

三、蜗杆传动的自锁

蜗轮主动时：

$$\eta_1 = \frac{\tan(\gamma - \rho')}{\tan \gamma}$$

当蜗轮为主动，且 $\gamma < \rho'$ 时，啮合效率 η_1 为负值，即蜗杆传动发生“自锁”。

对于这种蜗杆传动，当蜗杆为主动时其传动效率极低，通常效率 $< 50\%$ 。

10-4 蜗杆、蜗轮的材料及结构

一、材料选择

对蜗杆副材料的要求：高强度、良好的减摩耐磨性能和抗胶合性能。一般采用青铜蜗轮齿圈与钢蜗杆配合。

➤ 蜗杆材料：碳素钢、合金钢

一般情况：45、35SiMn、40Cr，表面淬火 HRC 45~50

高速重载：20Cr、15Cr、20CrMnTi，渗碳淬火 HRC 56~62

低速轻载或不重要传动：45、40，调质 HBS 220~300

➤ 蜗轮材料：

$v_s \geq 3\text{m/s}$ 的重要传动：铸造锡青铜

$v_s \leq 6 \sim 10\text{m/s}$ 的传动：铸造铝青铜

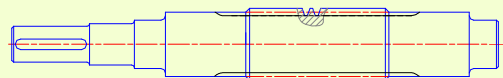
$v_s \leq 2\text{m/s}$ 的低速传动：灰铸铁

二、结构

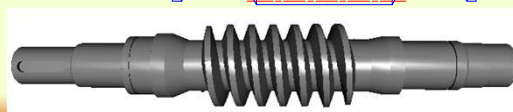
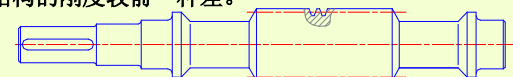
1、蜗杆的结构

蜗杆通常与轴制成一体 → 蜗杆轴

➤ 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。



2、蜗轮的结构

蜗轮的结构

整体式蜗轮

齿圈式蜗轮

螺栓联接式蜗轮

镶铸式蜗轮



三、失效形式及计算准则

齿面**相对滑动速度** v_s 大，增加了胶合和磨损失效的可能性。
蜗杆材料强度较蜗轮高得多，因而仅需计算**蜗轮**的轮齿强度。

➤ **闭式传动**：润滑良好时，多因齿面点蚀而失效。

润滑不良时，将发生齿面胶合失效。

设计准则：按齿面接触强度进行设计，

再按齿根弯曲强度进行校核。

同时，为保证散热，还应进行**热平衡**计算。

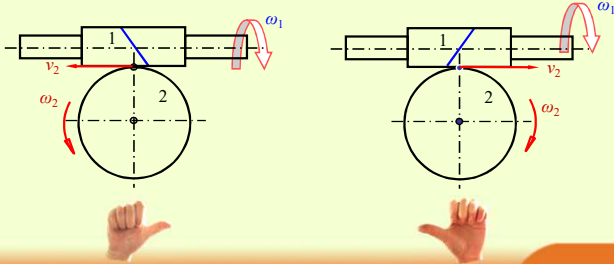
➤ **开式传动**：多发生齿面磨损和轮齿折断。

设计准则：按齿根弯曲强度进行设计。

➤ 若蜗杆较长，还应进行**蜗杆刚度**计算。

➤ 讨论：蜗杆蜗轮转向关系

转向关系可以用**主动轮左（右）手法则**判定：蜗杆螺旋线是右旋（左旋）用右（左）手，四个手指的方向与蜗杆的转向相同，大拇指的**反**方向则为蜗轮在啮合点的线速度方向，并由此确定蜗轮的转向。



9-5 蜗杆传动的强度计算

一、蜗杆传动的受力分析

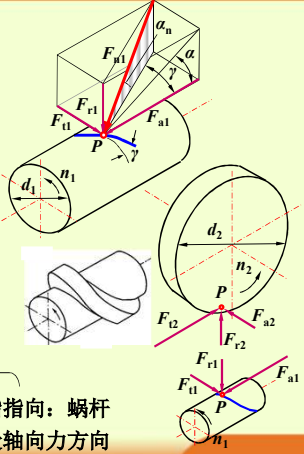
$$\begin{cases} F_{t1} = -F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} \\ F_{a1} = -F_{t2} = -\frac{2T_2}{d_2} = -\frac{2i\eta T_1}{d_2} \\ F_{r1} = -F_{r2} = F_{a1} \tan \alpha = -F_{t2} \tan \alpha \end{cases}$$

圆周力 F_t — 主反从同

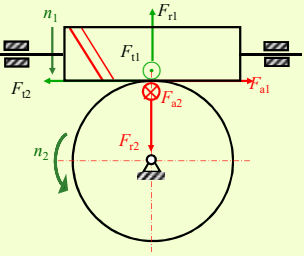
径向力 F_r — 指向各自的轮心

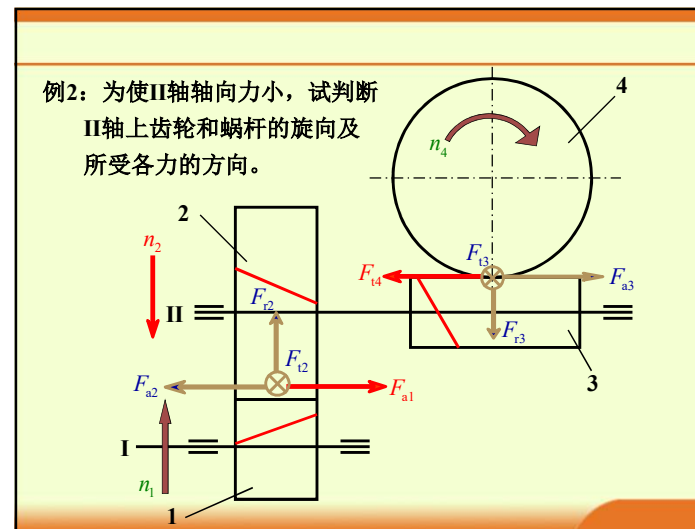
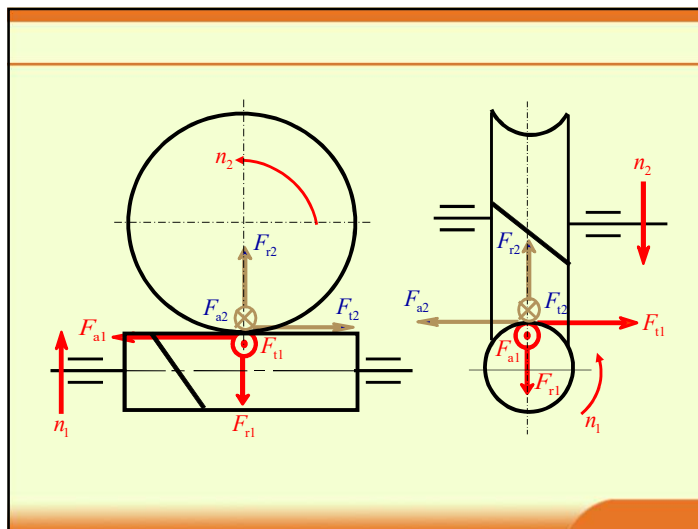
轴向力 F_a — 主动轮左右手螺旋法则

左手或右手： 四指环绕方 拇指指向：蜗杆
蜗杆旋向 向：蜗杆转向 所受轴向力方向



例1：图示蜗杆传动，轮1主动。试画出蜗杆和蜗轮所受力的方向和蜗轮的转向。





二、蜗轮的强度计算

对于钢制蜗杆对青铜或铸铁蜗轮（齿圈）：

1、接触疲劳强度计算

校核公式：

$$\sigma_H = \frac{510}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

设计公式：

$$m^2 d_1 \geq \left(\frac{510}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 KT_2$$

2、弯曲疲劳强度计算

校核公式：

$$\sigma_F = \frac{2.2KT_2 Y_F}{m^2 d_1 z_2 \cos \gamma} \leq [\sigma_F]$$

设计公式：

$$m^2 d_1 \geq \frac{2.2KT_2 Y_F}{z_2 [\sigma_F]}$$

➤ 载荷系数K：载荷平稳K=1~1.2；载荷变化大K=1.1~1.3；严重冲击K=1.5。

➤ $[\sigma_H]$ 、 $[\sigma_F]$ 、 Y_F —查表。 z_1 —按传动比查表取推荐值。

9-6 蜗杆传动的热平衡计算

➤ **原因：**蜗杆传动效率低、摩擦损失大→工作时发热量大。在闭式传动中，如果热量不能及时散掉→将因油温不断升高而使润滑油稀释，粘度降低→润滑失效→摩擦损失增大，轮齿磨损加剧，甚至发生胶合。

➤ **目的：**控制油温稳定地处于规定的范围内。

➤ **方法：**

单位时间内由于摩擦损耗而产生的热量为 $Q_1 = 1000P_1(1-\eta)$

单位时间内散逸的热量 $Q_2 = h_t A(t-t_0)$

热平衡时，产生的热量与散逸的热量相等， $Q_1 = Q_2$

$$\Delta t = t - t_0 = \frac{1000P_1(1-\eta)}{h_t A} \leq [\Delta t] = 50 \sim 60^\circ \text{C}$$

P_1 —蜗杆传递的功率， h_t —散热系数， A —散热面积。

➤ 若不满足热平衡条件，应采取的措施：增加散热面积、提高散热系数。☹

蜗杆传动的散热方式

增加散热面积

安装风扇

冷却水管

压力喷油润滑



作业

P237-238: 10-6、10-10