



第8章 蜗杆传动

第1节 概述

第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

第3节 蜗杆传动的相对滑动速度、效率和润滑

第4节 蜗杆和蜗轮的材料及结构

第5节 蜗杆传动的受力分析

第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算



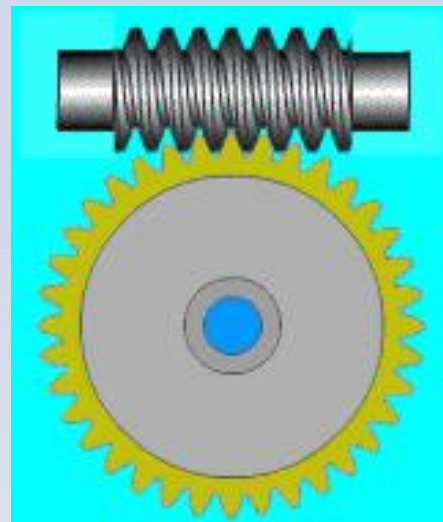
第1节 概述

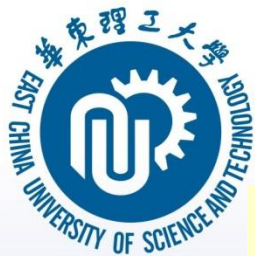
蜗杆传动：用于传递**交错轴**间的回转运动和动力，通常两轴交错角为 90° 。

蜗杆：类似于**螺杆**，有左旋和右旋之分，除特殊要求外，均采用右旋蜗杆；

蜗轮：可以看成是一个具有**凹形轮缘**的**斜齿轮**，其齿面与蜗杆齿面相共轭。

蜗杆传动，一般以蜗杆为主动件。





第1节 概述

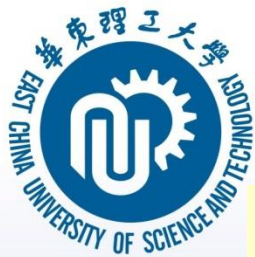
蜗杆传动的类型

按照蜗杆分度曲面形状的不同，蜗杆传动分为：

- 圆柱蜗杆传动：应用最广
- 环面蜗杆传动
- 锥蜗杆传动

按照所采用的加工方法不同，圆柱蜗杆又可分为：

- 阿基米德蜗杆：加工方便，应用最广
- 法向直廓蜗杆
- 渐开线蜗杆
- 圆弧圆柱蜗杆



第1节 概述

蜗杆传动的类型

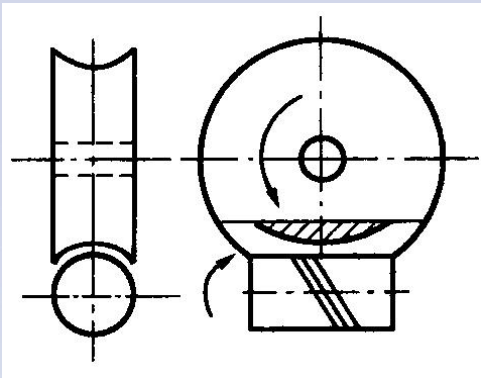
按照蜗杆分度曲面形状的不同，蜗杆传动分为：

圆柱蜗杆传动：应用最广

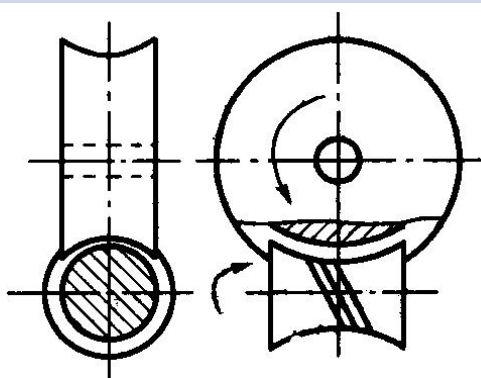
环面蜗杆传动

锥蜗杆传动

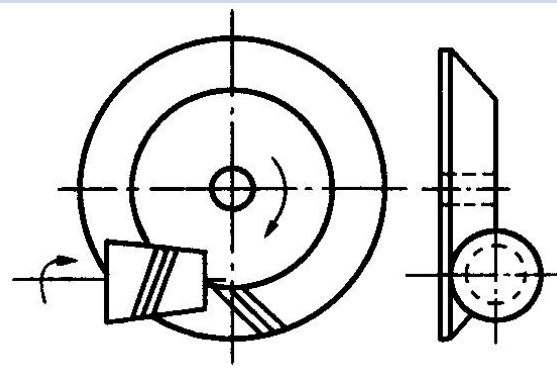
环面蜗杆和锥蜗杆制造较困难，安装要求较高，应用不如圆柱蜗杆广泛。



圆柱蜗杆传动



环面蜗杆传动



锥蜗杆传动

第1节 概述

按照所采用的加工方法不同，**圆柱蜗杆**又可分为：

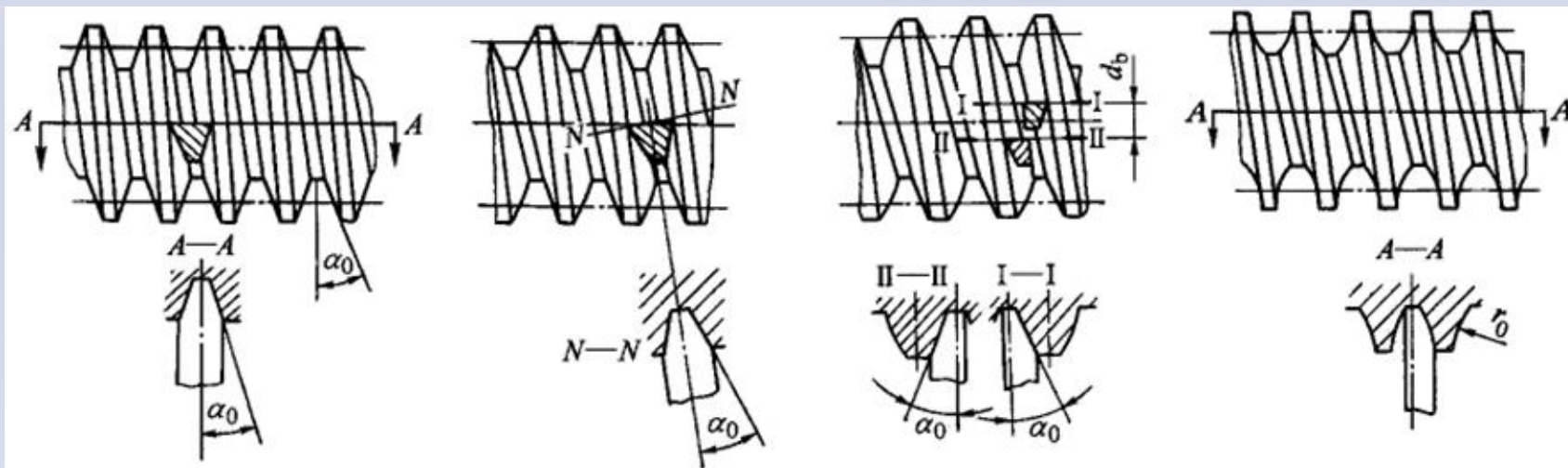
阿基米德蜗杆

法向直廓蜗杆

渐开线蜗杆

圆弧圆柱蜗杆

端面齿廓为阿基米德螺旋线，轴截面内齿廓为直线，加工方便，应用最广。

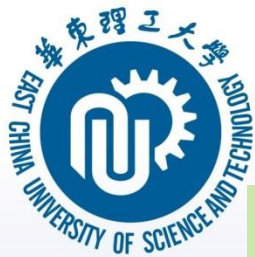


阿基米德蜗杆

法向直廓蜗杆

渐开线蜗杆

圆弧圆柱蜗杆



第1节 概述

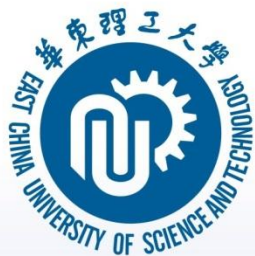
蜗杆传动的优、缺点

主要优点：

- ① 结构紧凑，传动比大。在动力传动中，单级传动的传动比 $i=8\sim 80$ ；在分度机构中，传动比可达1000；
- ② 传动平稳，噪声低；
- ③ 当蜗杆导程角很小时，能实现反行程自锁。

主要缺点：

- ① 传动效率较低，发热量大；
- ② 传递功率较小，通常不超过50kw；
- ③ 蜗轮齿圈常需用较贵重的青铜制造，成本较高。

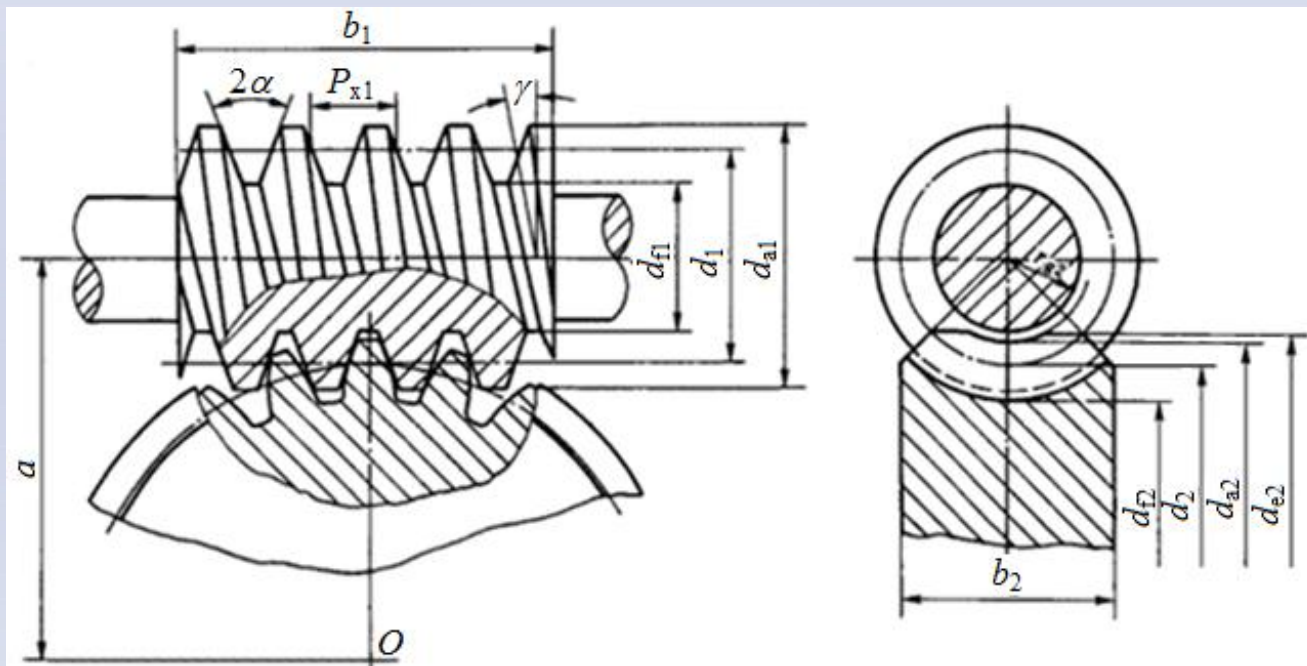


第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

蜗杆传动的主要参数

阿基米德蜗杆传动，通过蜗杆轴线并与蜗轮轴线垂直的平面称为**中间平面（或主平面）**。设计计算均以**中间平面**的参数和几何关系为准。

在**中间平面内**，蜗杆具有齿条形直线齿廓，其两侧边夹角 $2\alpha=40^\circ$ ，蜗杆与蜗轮的啮合相当于齿条与渐开线齿轮的啮合。



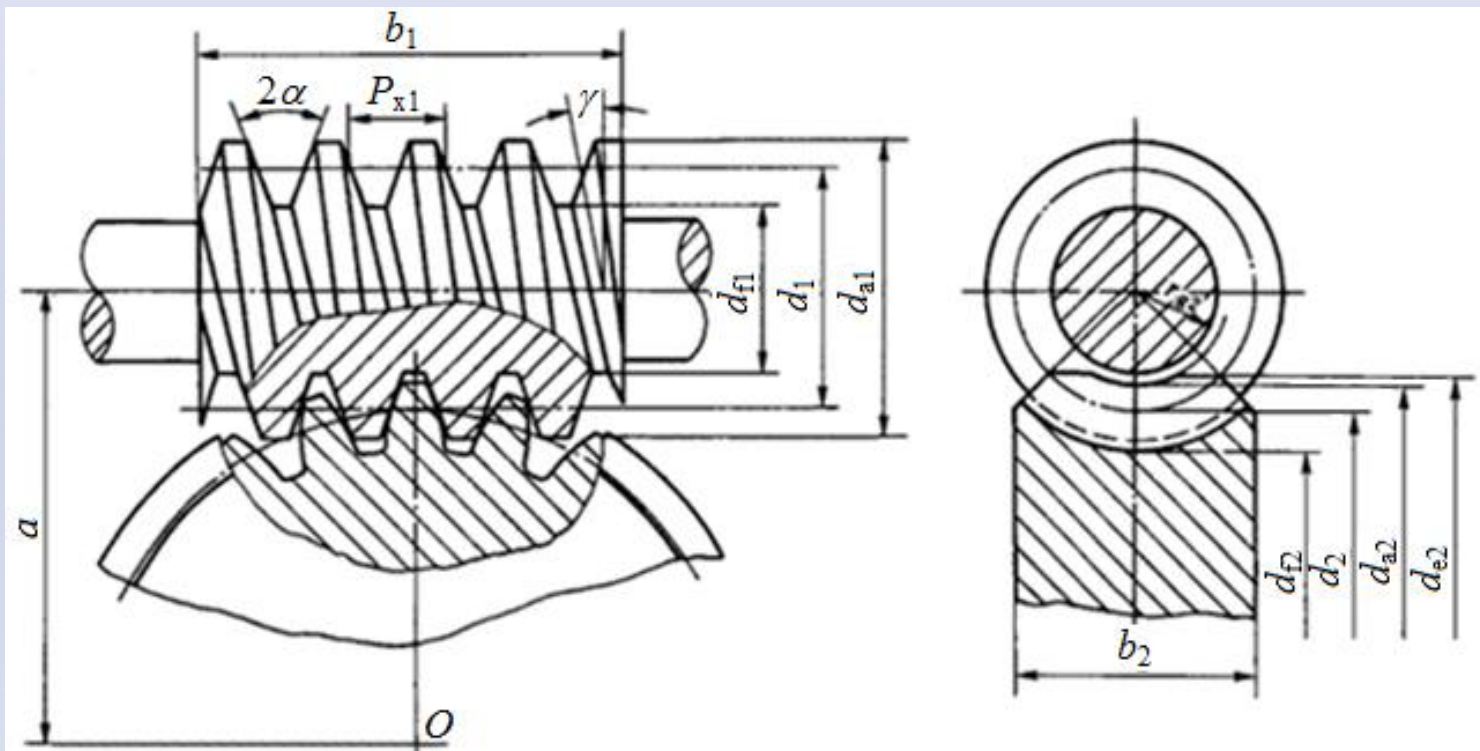


第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

蜗杆传动的主要参数

蜗杆： 分度圆直径 d_1 、齿根圆直径 d_{f1} 、齿顶圆直径 d_{a1} 、齿距 p (p_{x1})，导程角 (γ)，蜗杆齿宽 b_1 。

蜗轮： 分度圆直径 d_2 、
喉圆直径 d_{a2} 、
顶圆直径 d_{e2} 、
齿根圆直径 d_{f2} 、咽喉母圆半径 r_{g2} 、
蜗轮齿宽 b_2 。





第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

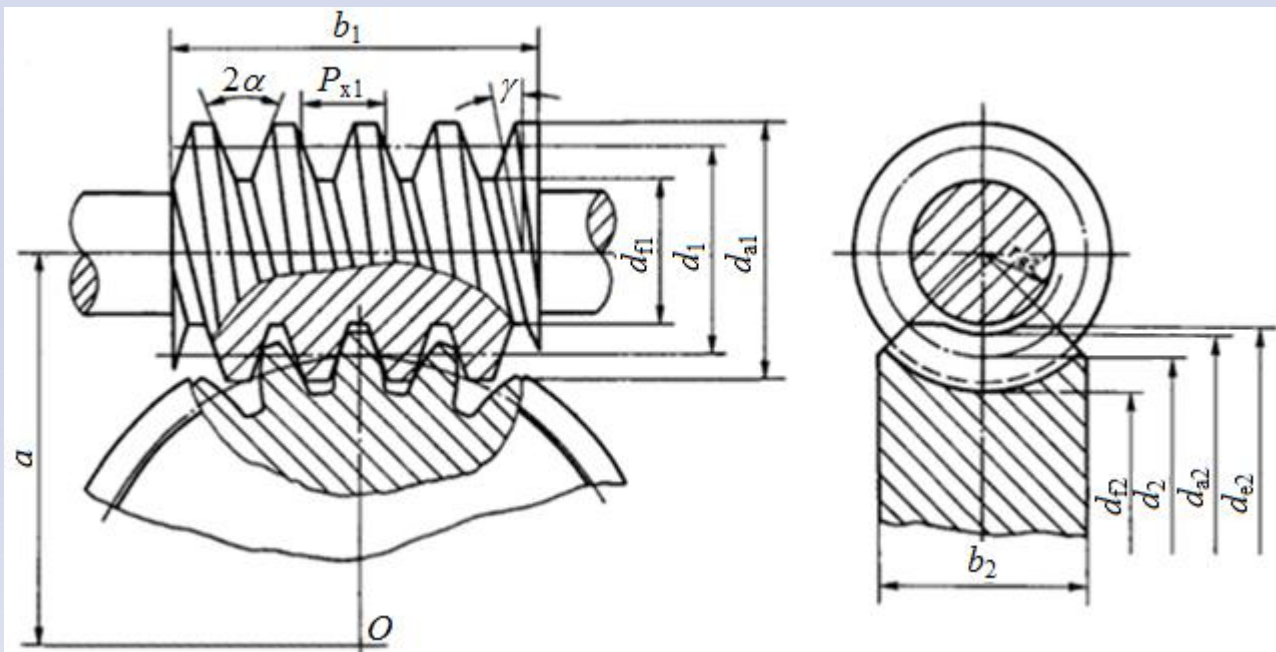
1. 模数 m 和压力角 α

在中间平面内，蜗杆的轴面齿距 p_{x1} 必等于蜗轮的端面齿距 p_{t2} ，即蜗杆的轴面模数 m_{x1} ($=p_{x1}/\pi$) 必等于蜗轮的端面模数 m_{t2} ($=p_{t2}/\pi$)；蜗杆的轴面压力角（齿廓角） α_{x1} 必等于蜗轮的端面压力角 α_{t2} ，即：

$$m_{x1} = m_{t2} = m$$

$$\alpha_{x1} = \alpha_{t2} = \alpha$$

蜗杆传动标准压力角 α 通常为 20° 。





第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

2. 蜗杆导程角和蜗轮螺旋角

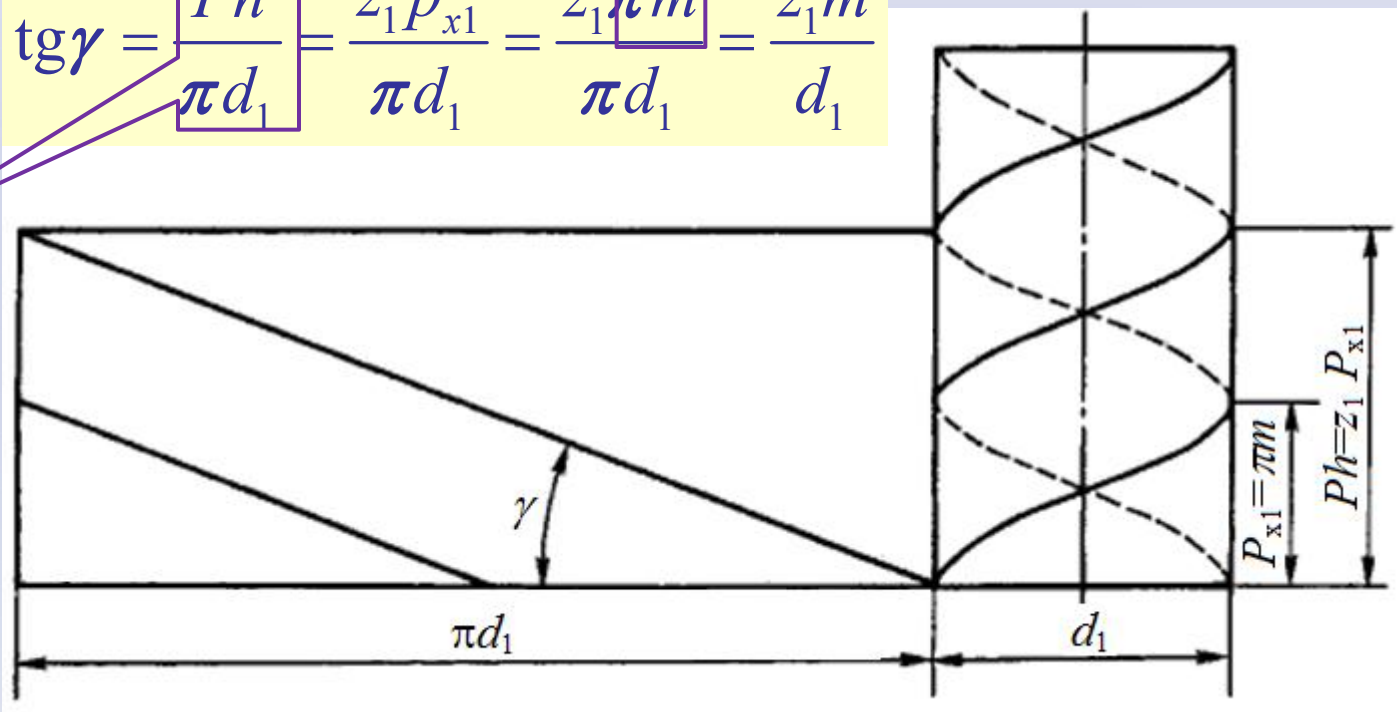
蜗杆分度圆柱螺旋线上任一点的切线与端面间所夹的锐角称为蜗杆的**导程角**，用 γ 表示，将蜗杆分度圆展开，则有：

齿轮
角度

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\operatorname{tg} \gamma} \neq z_1 m$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Ph}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_{x1}}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1}$$

螺纹
角度





第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

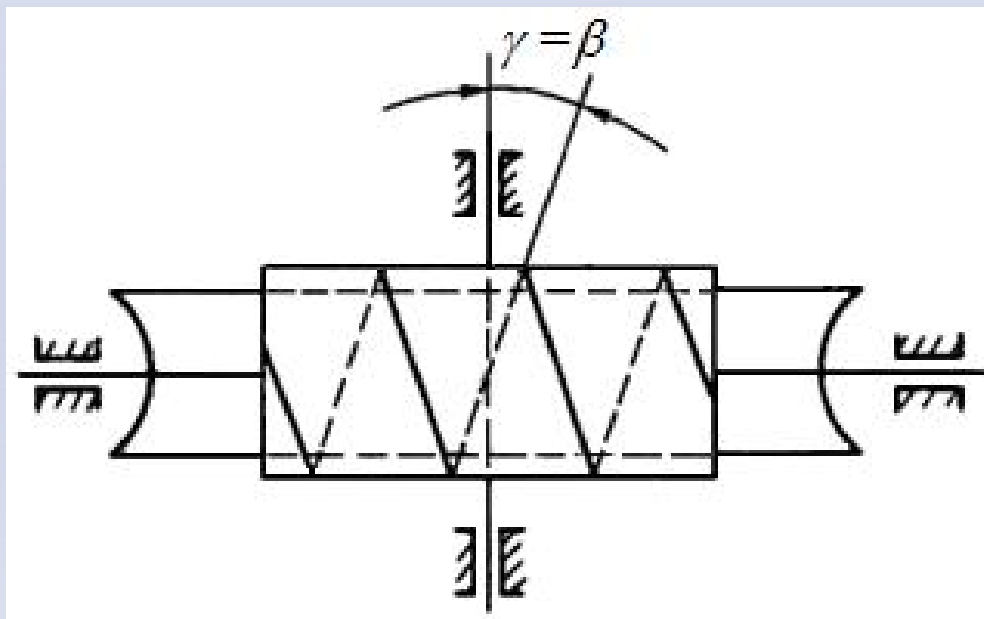
2. 蜗杆导程角和蜗轮螺旋角

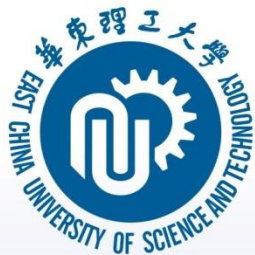
当蜗杆的导程角 γ 与蜗轮的螺旋角 β 数值相等、螺旋线方向相同时，蜗杆与蜗轮才能够啮合。因此，蜗杆传动正确啮合的条件是：

$$m_{x1} = m_{t2} = m$$

$$\alpha_{x1} = \alpha_{t2} = \alpha$$

$$\gamma = \beta, \text{ 且旋向相同}$$





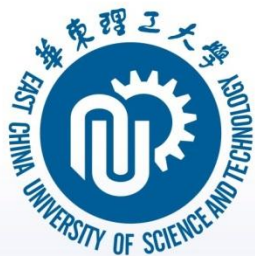
第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

3. 蜗杆分度圆直径 d_1

由蜗杆导程角公式 $\text{tg}\gamma = \frac{z_1 m}{d_1}$ ，得到 $d_1 = \frac{z_1 m}{\text{tg}\gamma}$

表明，当模数 m 一定时，改变蜗杆头数 z_1 或导程角 γ ，蜗杆分度圆直径 d_1 也随之改变。

在蜗杆传动中，蜗轮齿面的加工是用与蜗杆基本尺寸相同的滚刀切制的。即使模数相同，不同直径的蜗杆需要配备相应数量的蜗轮滚刀。这给刀具的储存和标准化带来不便。为此，国家标准规定：蜗杆分度圆直径 d_1 为标准值，同一标准模数， d_1 不多于4个。



第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

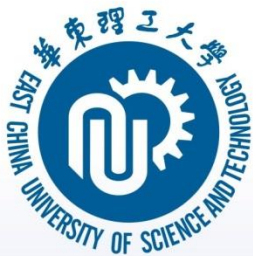
4. 蜗杆头数和蜗轮齿数

蜗杆头数 z_1 少，易于得到大传动比和实现反行程自锁，但相应导程角小，效率低，发热量大；蜗杆头数多，效率高，但头数过多时，导程角大，制造困难。

蜗杆头数根据传动比选取。

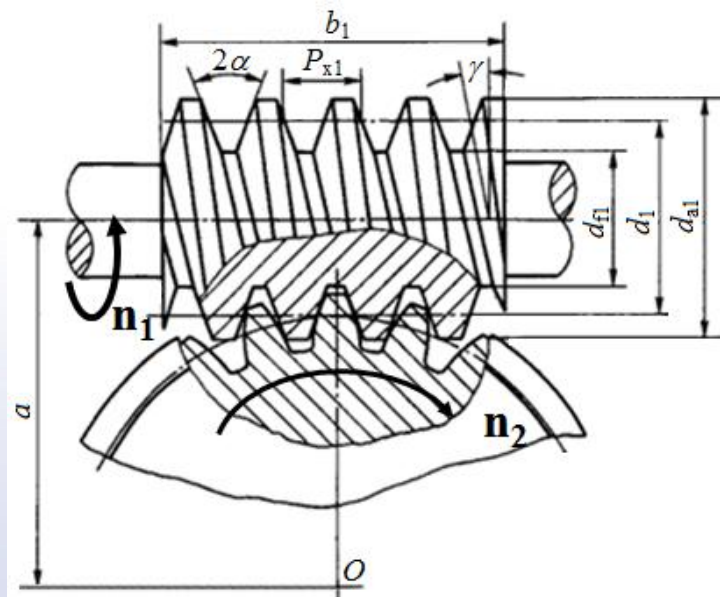
传动比 <i>i</i>	5~8	7~16	15~32	30~80
蜗杆头数 z_1	6	4	2	1

蜗轮的齿数 $z_2=i \cdot z_1$ 。为了保证传动的平稳性， z_2 不宜小于27；但 z_2 过大将使蜗轮尺寸增大，蜗杆的长度也随之增加，从而降低蜗杆的刚度，影响啮合精度，故通常取 $z_2=28 \sim 80$ 。



5. 蜗杆传动的传动比

蜗杆主动，蜗杆的螺旋齿面推动蜗轮的轮齿使蜗轮转动。在中间平面节点处，蜗杆的轴向速度 v_{x1} 等于蜗轮的圆周速度 v_2 ，即 $v_{x1} = v_2$ 。



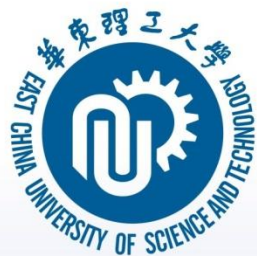
$$\text{而 } v_{x1} = Ph \cdot n_1 = z_1 p_{x1} \cdot n_1 = z_1 \pi m n_1 \quad v_2 = \pi d_2 \cdot n_2 = \pi m z_2 n_2$$

$$\text{因此 } z_1 n_1 = z_2 n_2$$

$$\text{传动比为 } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\left. \begin{aligned} z_2 &= d_2 / m \\ z_1 &= d_1 \tan \gamma / m \end{aligned} \right\} \rightarrow$$

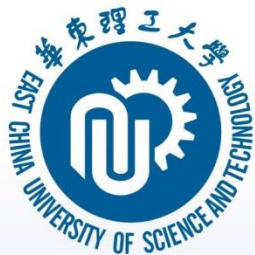
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1 \tan \gamma} \neq \frac{d_2}{d_1}$$



蜗杆传动的几何尺寸计算

标准圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算

名 称	代 号	公 式 与 说 明
齿 距	p	$p_{x1} = p_{x2} = \pi m$
齿 顶 高	h_a	$h_a = h_a^* m = m$, 其中 $h_a^* = 1$
顶 隙	c	$c = c^* m = 0.2m$, 其中 $c^* = 0.2$
齿 根 高	h_f	$h_f = h_a + c = 1.2m$
齿 高	h	$h = h_a + h_f = 2.2m$
蜗杆分度圆直径	d_1	由表 4-1 取标准值
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m$
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2.4m$
蜗 杆 导 程 角	γ	$\tan \gamma = \frac{mz_1}{d_1}$
蜗 杆 齿 宽	b_1	$b_1 \geq (11.5 + 0.08z_2)m$
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2$
蜗 轮 喉 圆 直 径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a = m(z_2 + 2)$
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_f = m(z_2 - 2.4)$
蜗 轮 外 圆 直 径	d_{e2}	当 $z_1=1$ 时, $d_{e2} \leq d_{a2} + 2m$ 当 $z_1=2 \sim 3$ 时, $d_{e2} \leq d_{a2} + 1.5m$ 当 $z_1=4$ 时, $d_{e2} \leq d_{a2} + m$
蜗轮咽喉母圆半径	r_{e2}	$r_{e2} = a - \frac{d_{a2}}{2}$
蜗 轮 螺 旋 角	β	$\beta = \gamma$, 与蜗杆螺旋线方向相同
蜗 轮 齿 宽	b_2	$b_2 \leq 0.7d_{a1}$
中 心 距	a	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1 + mz_2}{2}$



第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

【例4-1】现有一单头右旋阿基米德蜗杆，压力角 $\alpha=20^\circ$ 。测得蜗杆齿顶圆直径 $d_{a1}=49.95\text{mm}$ ，沿齿顶量得两个齿距的平均值为 $2p_{x1}=15.65\text{mm}$ 。欲配制一蜗轮，使其用于传动比 $i=62$ 的动力蜗杆传动，试计算所配制蜗轮的主要尺寸。

【解】1) 确定模数

$$\text{由 } 2p_{x1}=2\pi m \text{ 得 } m = \frac{2p_{x1}}{2\pi} = \frac{15.65}{2\pi} = 2.49\text{mm}$$

由表8-1，取 $m=2.5$

2) 确定蜗杆分度圆直径

$$d_1 = d_{a1} - 2m = 49.95 - 2 \times 2.5 = 44.95\text{mm}$$

由表8-1，取 $d_1=45\text{mm}$



第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

3) 蜗轮齿数 $z_2 = iz_1 = 62 \times 1 = 62$

4) 蜗轮螺旋角

$$\beta = \gamma = \arctan \frac{mz_1}{d_1} = \arctan \frac{2.5 \times 1}{45} = 3^\circ 10' 47'' (\text{右旋})$$

5) 蜗轮分度圆直径

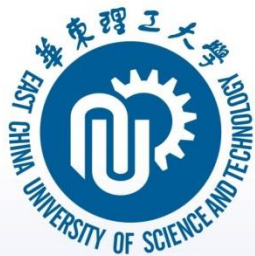
$$d_2 = mz_2 = 2.5 \times 62 = 155mm$$

6) 蜗轮喉圆直径

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 155 + 2 \times 2.5 = 160mm$$

7) 蜗轮齿根圆直径

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m = 155 - 2.4 \times 2.5 = 149mm$$



第2节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算

8) 蜗轮顶圆直径

$$d_{e2} \leq d_{a2} + 2m = 160 + 2 \times 2.5 = 165mm$$

取 $d_{e2} = 165mm$

9) 中心距

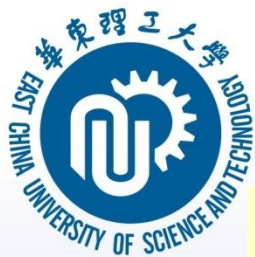
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{45 + 155}{2} = 100mm$$

10) 蜗轮咽喉母圆半径

$$r_{g2} = a - \frac{d_{a2}}{2} = 100 - \frac{160}{2} = 20mm$$

11) 蜗轮齿宽

$$b_2 \leq 0.7d_{a1} = 0.7 \times 49.95 \approx 35mm$$



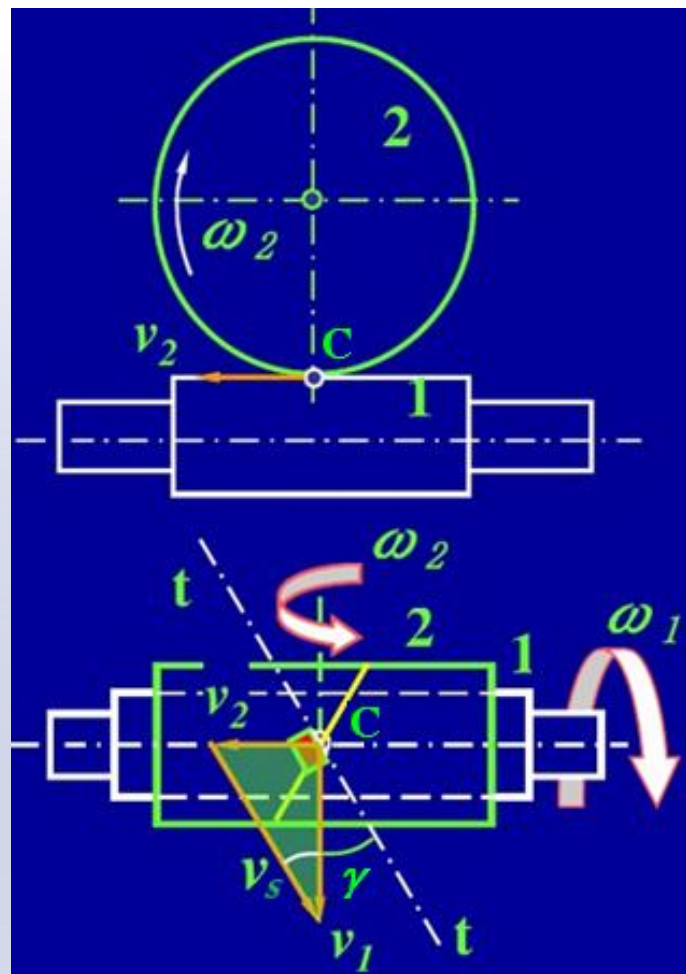
第3节 蜗杆传动的相对滑动速度、效率和润滑

一、蜗杆传动的相对滑动速度

如图，蜗杆传动在节点C处啮合， v_1 和 v_2 分别为蜗杆和蜗轮在节点处的圆周速度，由于蜗杆与蜗轮两轴交错角为 90° ，因此轮齿间有很大的相对滑动， v_1 、 v_2 的相对速度 v_s 称为**相对滑动速度**，其方向沿着齿面螺旋线方向，大小为：

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$$

相对滑动速度 v_s 比 v_1 、 v_2 都大。它对啮合处的润滑情况及磨损、胶合都有很大影响，一般应限制 $v_s \leq 15 \text{ m/s}$ 。





第3节 蜗杆传动的相对滑动速度、效率和润滑

二、蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动（蜗杆减速器）的总效率 η 一般包括三部分：轮齿的啮合效率 η_1 、考虑轴承摩擦损耗时的效率 η_2 和考虑箱体内润滑油搅动时的效率 η_3 ，即 $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ 。

其中，起主要作用的是轮齿的啮合效率 η_1 ，当蜗杆主动时：

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

式中， ρ_v 是当量摩擦角，其值与蜗杆传动的材料、表面硬度和相对滑动速度有关。



第3节 蜗杆传动的相对滑动速度、效率和润滑

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

轴承摩擦及搅油这两项功率损耗较小，一般取 $\eta_2 \eta_3 = 0.95 \sim 0.97$ ，则传动总效率为：

$$\eta = (0.95 \sim 0.97) \eta_1$$

初始设计时，可根据选定的蜗杆头数，按下表估取传动的总效率 η 。

闭式传动				开式传动	自锁
蜗杆头数 z_1				z_1	<0.5
1	2	3	4	1, 2	
0.7~0.75	0.75~0.82	0.82~0.87	0.87~0.92	0.6~0.7	



第3节 蜗杆传动的相对滑动速度、效率和润滑

二、蜗杆传动的润滑

蜗杆传动的润滑对提高传动效率、减轻磨损及防止产生胶合都十分重要。

润滑剂通常采用粘度较大的矿物油。润滑油中往往加入各种添加剂，以提高传动的抗胶合能力。

用青铜制造的蜗轮不能采用抗胶合能力强的活性润滑油，以免腐蚀青铜。

闭式蜗杆传动一般采用油池润滑或喷油润滑，开式蜗杆传动采用粘度较高的齿轮油或润滑脂润滑。



第4节 蜗杆和蜗轮的材料及结构

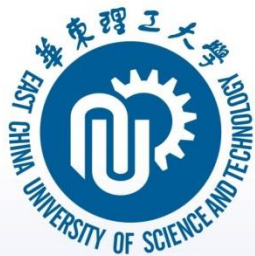
一、蜗杆和蜗轮的材料

蜗杆传动齿面间相对滑动速度较大，蜗杆副的材料不但要有一定的强度，而且要有良好的减摩性、耐磨性和抗胶合能力。

蜗杆常用的材料：碳钢和合金钢，要求齿面有较高的硬度和较小的表面粗糙度值。

高速、重载的蜗杆传动，蜗杆常用20、20Cr钢等经渗碳淬火到58~63HRC，或采用45、40Cr、40CrNi钢等经表面淬火到45~55HRC。

一般用途的蜗杆传动，蜗杆可采用40、45钢经调质处理，硬度为220~250HBS。



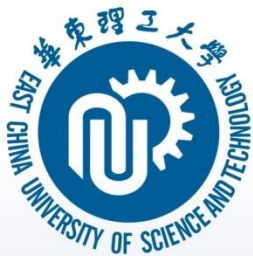
第4节 蜗杆和蜗轮的材料及结构

蜗轮常用的材料：青铜

高速、重载、相对滑动速度 $v_s > 3\text{m/s}$ 的重要传动，蜗轮可选用CuSn10Pb1、ZCuSn5Pb5Zn5等锡青铜，材料的抗胶合能力强，减摩性好，但价格较贵。

相对滑动速度 $v_s \leq 4\text{m/s}$ 的传动，蜗轮可选用ZCuAl10Fe3铝青铜，它的抗胶合能力稍差，但强度高，价格便宜。

低速、轻载、相对滑动速度 $v_s \leq 2\text{m/s}$ 的传动，蜗轮也可用HT150、HT200制造。

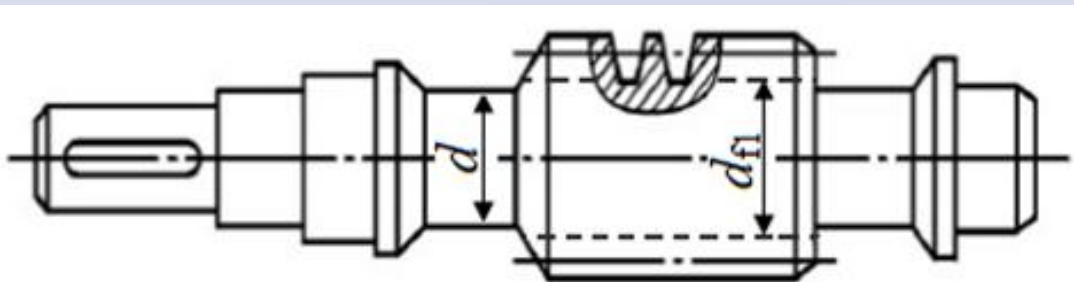


第4节 蜗杆和蜗轮的材料及结构

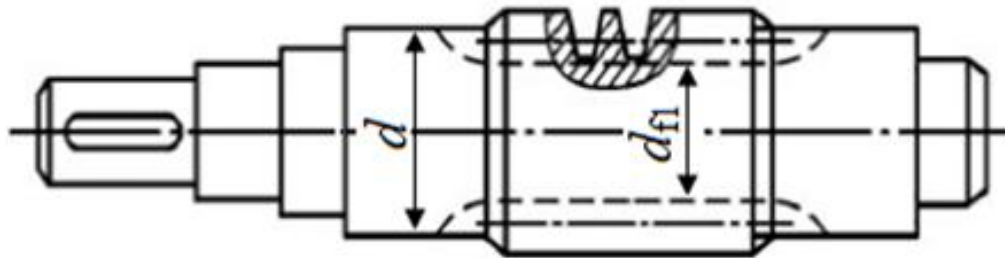
二、蜗杆和蜗轮的结构

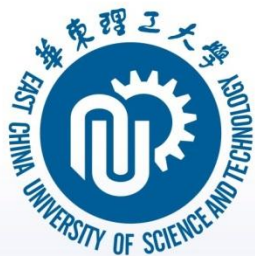
蜗杆的结构：蜗杆螺旋部分的直径不大，所以常和轴做成一体，称为**蜗杆轴**。蜗杆轴的结构要考虑蜗杆齿面的加工方法。

车制蜗杆



铣制蜗杆

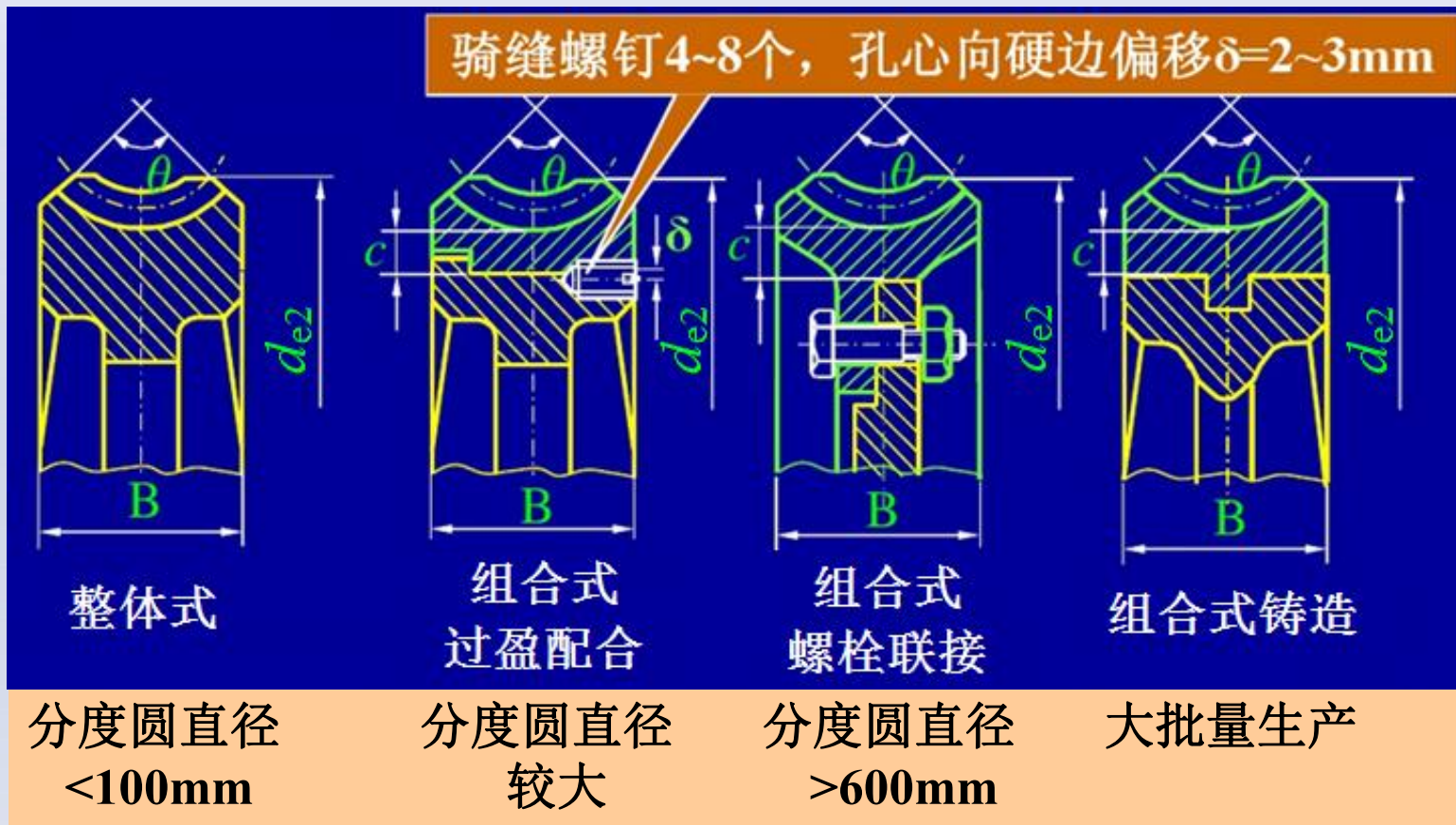




第4节 蜗杆和蜗轮的材料及结构

蜗轮的结构：**整体式**和**组合式**两种。

铸铁蜗轮和小尺寸青铜蜗轮常采整体式结构；较大尺寸的蜗轮，为了节省有色金属，常采用青铜齿圈和铸铁轮心的组合式结构。

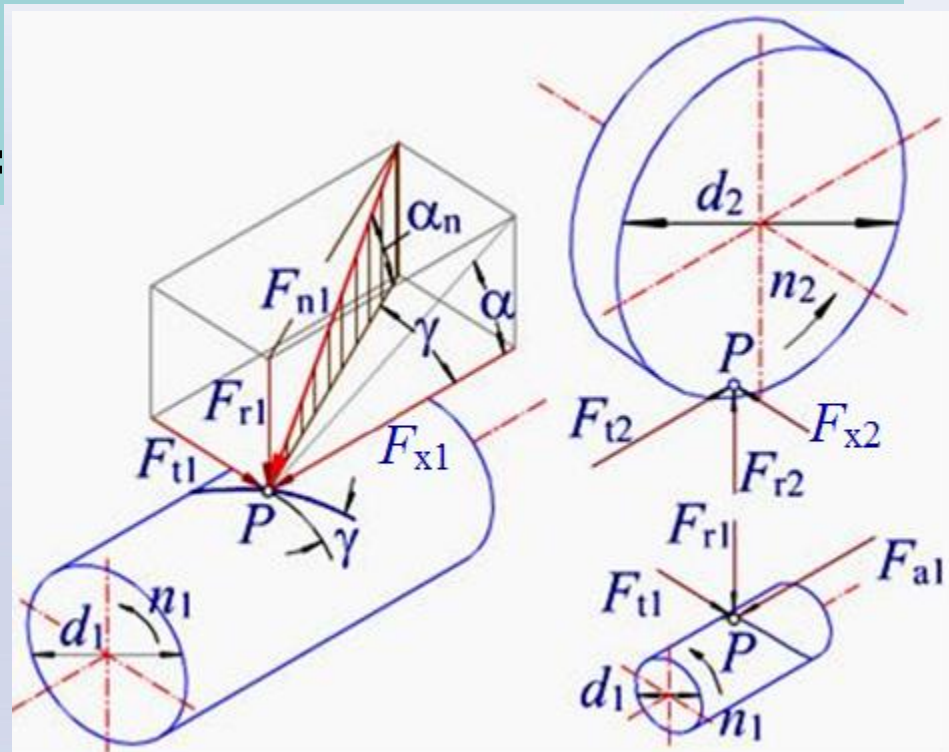


第5节 蜗杆传动的受力分析

下置式蜗杆传动

蜗杆为主动件，作用在齿面上的法向力 F_n 可以分解成三个互相垂直的分力：切向力 F_t 、轴向力 F_x 和径向力 F_r 。各分力的大小为：

$$\begin{cases} F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = -F_{x2} \\ F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = -F_{x1} \\ F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = -F_{r1} \end{cases}$$



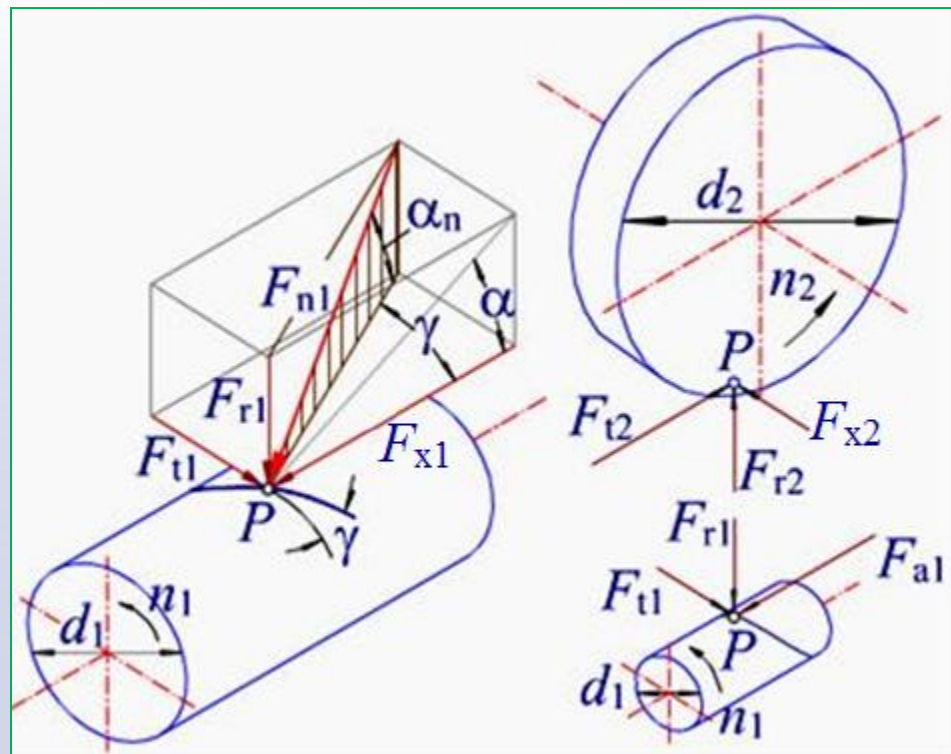
式中， T_1 、 T_2 ：分别作用在蜗杆和蜗轮上的转矩， $T_2 = T_1 i \eta_1$ ；
 i ：传动比； η_1 是啮合效率； d_1 、 d_2 ：分别是蜗杆和蜗轮的分度圆直径； α 是齿形角，通常 $\alpha = 20^\circ$ ；负号“-”表示力的方向相反。

第5节 蜗杆传动的受力分析

各力的方向

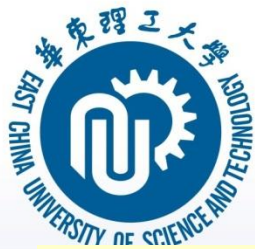
蜗杆切向力 F_{t1} 和蜗轮轴向力 F_{x2} 是一对作用与反作用力。蜗杆为主动件，其切向力 F_{t1} 的方向与蜗杆受力点的圆周速度方向相反。

蜗杆轴向力 F_{x1} 和蜗轮切向力 F_{t2} 是一对作用与反作用力。蜗杆轴向力 F_{x1} 的方向用主动轮左、右手定则判断。



从动件蜗轮切向力 F_{t2} 的方向与蜗轮受力点的圆周速度方向相同，**据此判断蜗轮的转动方向。**

蜗杆和蜗轮的**径向力 F_r** 指向各自轮心。



第5节 蜗杆传动的受力分析

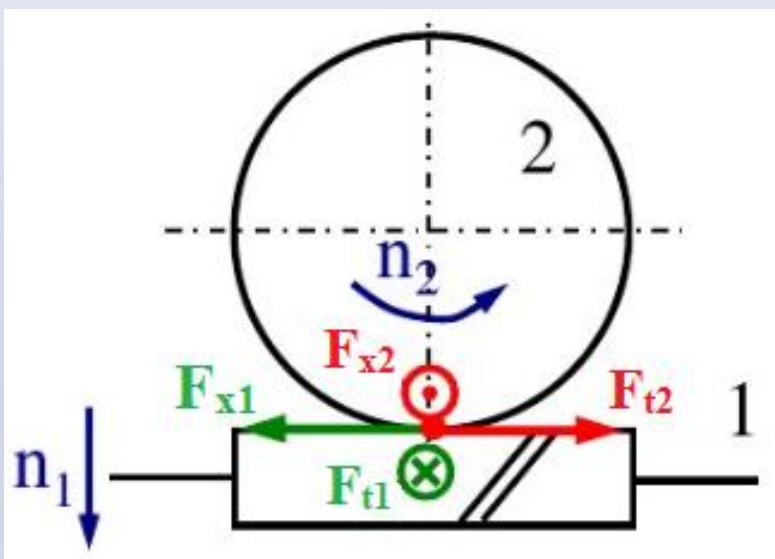
各力的方向

蜗杆左、右手定则：左旋用左手，右旋用右手，四指弯曲与蜗杆转向一致、大拇指伸直指向轴向力方向。

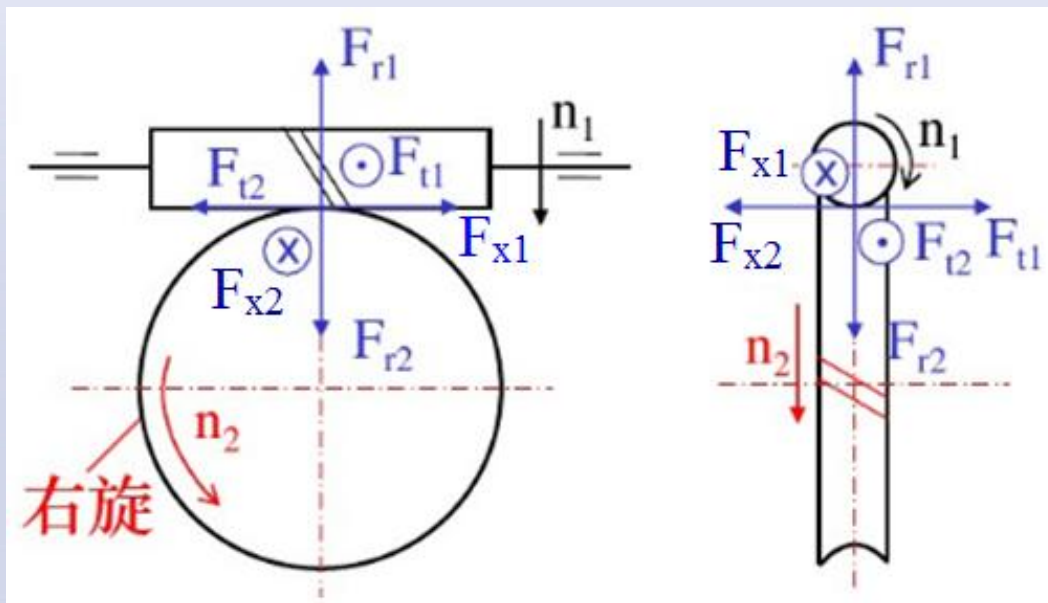
蜗杆旋向判断，将蜗杆竖直（即轴线竖直），看螺旋线，右边高为右旋；左边高为左旋。蜗轮旋向判断，与蜗杆相同。均与斜齿轮旋向判断相同。

第5节 蜗杆传动的受力分析

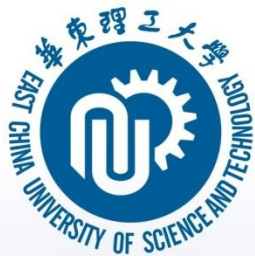
各力的方向判断、蜗轮旋转方向判断——实例



实例1-蜗杆下置式



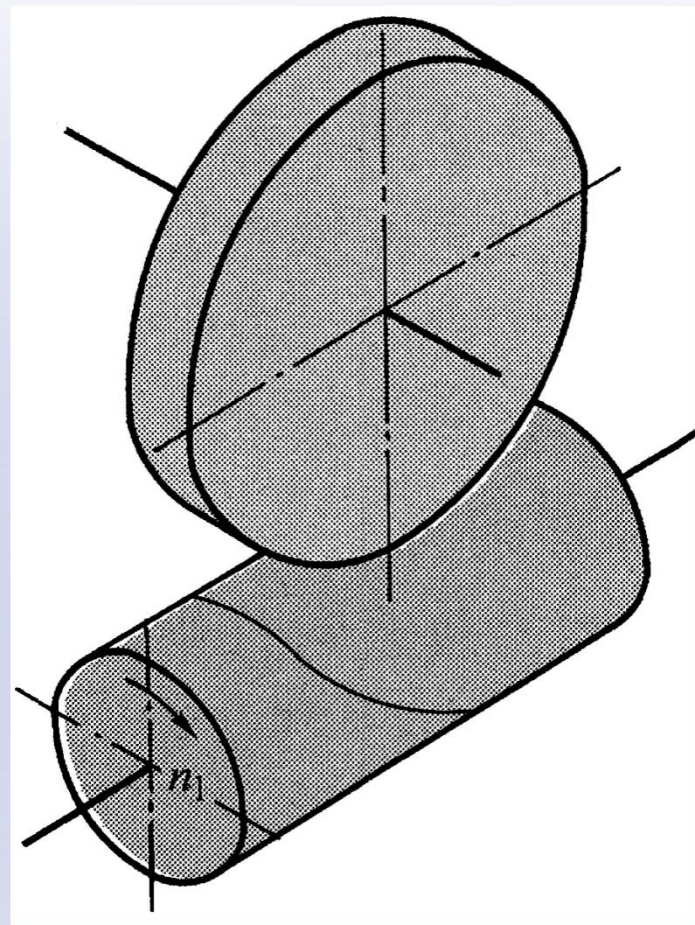
实例2-蜗杆上置式



第5节 蜗杆传动的受力分析

【例4-2】如图所示蜗杆传动中，已知模数 $m=8\text{mm}$ ，蜗杆头数 $z_1=2$ （右旋），蜗杆分度圆直径 $d_1=80\text{mm}$ ，传动比 $i=20.5$ ，蜗杆轴输入功率 $P_1=7.5\text{kW}$ ，转速 $n_1=960\text{r/min}$ ，转动方向如图所示，取啮合效率 $\eta_1=0.81$ ，试求：

- 1) 蜗轮的螺旋线分析和转动方向；
- 2) 计算并画出啮合点处各分力。





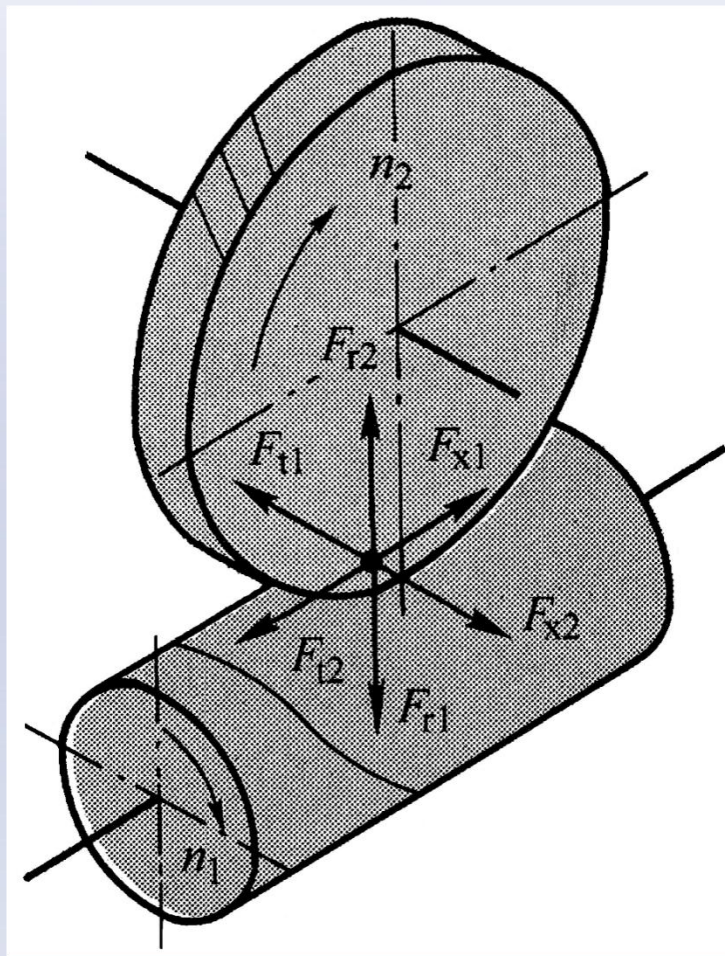
第5节 蜗杆传动的受力分析

【解】 1. 蜗轮的螺旋线方向和转动方向

右旋，顺时针方向。

2. 蜗杆蜗轮各分力的方向

如图所示。





第5节 蜗杆传动的受力分析

3. 计算各分力

蜗杆轴的转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{7.5}{960} = 7.46 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

蜗轮轴转矩 $T_2 = T_1 i \eta_1 = 7.46 \times 10^4 \times 20.5 \times 0.81 = 1.24 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$

蜗轮分度圆直径 $d_2 = m z_2 = m z_1 i = 8 \times 2 \times 20.5 = 328 \text{ mm}$

蜗杆切向力和蜗轮轴向力 $F_{t1} = F_{x2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 7.46 \times 10^4}{80} = 1865 \text{ N}$

蜗杆轴向力和蜗轮切向力 $F_{x1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1.24 \times 10^6}{328} = 7561 \text{ N}$

蜗杆和蜗轮的径向力 $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 7561 \times \tan 20^\circ = 2752 \text{ N}$



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

蜗杆传动的相对滑动速度较大，发热量大，效率较低，所以主要失效形式常为齿面的**磨损、胶合和点蚀**，而且因为蜗杆材料的强度较蜗轮高且齿形连续，使得**失效主要发生在蜗轮齿面上**。

目前对磨损和胶合尚缺乏完善的计算方法和数据，因此对于蜗杆传动的强度，通常是仿照圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度，对蜗轮齿面进行条件性计算，并在选取许用应力时，适当考虑胶合和磨损因素的影响。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

蜗杆传动的设计计算准则

对**闭式蜗杆传动**，蜗轮齿圈多用锡青铜制造，轮齿的主要失效形式为**疲劳点蚀**，故通常按蜗轮齿面**接触疲劳强度**进行计算；此外，传动连续工作时，还应进行**热平衡计算**。

对**开式蜗杆传动**，磨损和胶合为其主要失效形式，通常只计算蜗轮齿根弯曲疲劳强度。

蜗杆轴本身的强度和刚度计算方法与轴相同。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

一、蜗轮轮齿的齿面接触疲劳强度计算

蜗轮齿面的接触疲劳强度计算与斜齿轮类似，按蜗杆传动在节点处的啮合条件计算蜗轮齿面的接触应力，其接触疲劳强度校核式：

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

齿面接触疲劳强度设计式：

$$m^2 d_1 \geq KT_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2$$

计算出 $m^2 d_1$ 值并考虑蜗杆头数 z_1 ，由教材表8-1确定模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1 。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

二、蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度计算

蜗轮轮齿形状复杂，很难精确确定轮齿的危险截面和实际弯曲应力。但轮齿的抗弯曲能力远大于抗点蚀和抗胶合能力。只有蜗轮采用脆性材料，或传动承受强烈冲击等特殊情况下，或在开式传动中，才计算其弯曲疲劳强度。

其近似校核式和设计式分别为：

$$\sigma_F = \frac{1.64KT_2}{d_1d_2m} Y_{Fa} \leq [\sigma_F]$$

Y_{Fa} 是齿形系数，按蜗轮当量齿数 $z_v = z_2 / \cos^3\gamma$ 查表确定。

$$m^2 d_1 \geq \frac{1.64KT_2}{z_2 [\sigma_F]} Y_{Fa}$$

设计时导程角 γ 尚未确定，可根据蜗杆头数作如下估取：当 $z_1=1$ 时， $\gamma=3^\circ \sim 8^\circ$ ；当 $z_1=2$ 时， $\gamma=8^\circ \sim 16^\circ$ ；当 $z_1=4$ 时， $\gamma=16^\circ \sim 30^\circ$ 。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

三、蜗杆传动的热平衡计算

在单位时间内，蜗杆传动由于摩擦损耗产生的热量为：

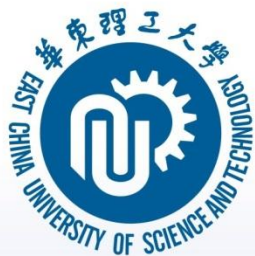
$$Q_1 = 1000 P_1 (1 - \eta)$$

式中， P_1 是蜗杆传动的输入功率(kW)； η 是蜗杆传动的总效率。

以自然冷却方式从箱体外壁散发到空气中去的热量为：

$$Q_2 = k_t A (t - t_0)$$

式中， k_t 是传热系数， $k_t = 10 \sim 17 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，当周围空气流通良好时取大值； A 是散热面积(m^2)，指内壁能被油飞溅到，外壁与周围空气所接触的箱体表面积； t 是箱体内油的工作温度($^\circ\text{C}$)，一般应小于 $60 \sim 70^\circ\text{C}$ ，最高不超过 80°C ； t_0 是环境温度，一般取 $t_0 = 20^\circ\text{C}$ 。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

三、蜗杆传动的热平衡计算

当达到热平衡时， $Q_1=Q_2$ ，这时润滑油的**工作温度**为：

$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{k_t A}$$

由此可得保持正常工作油温所需的**散热面积**为：

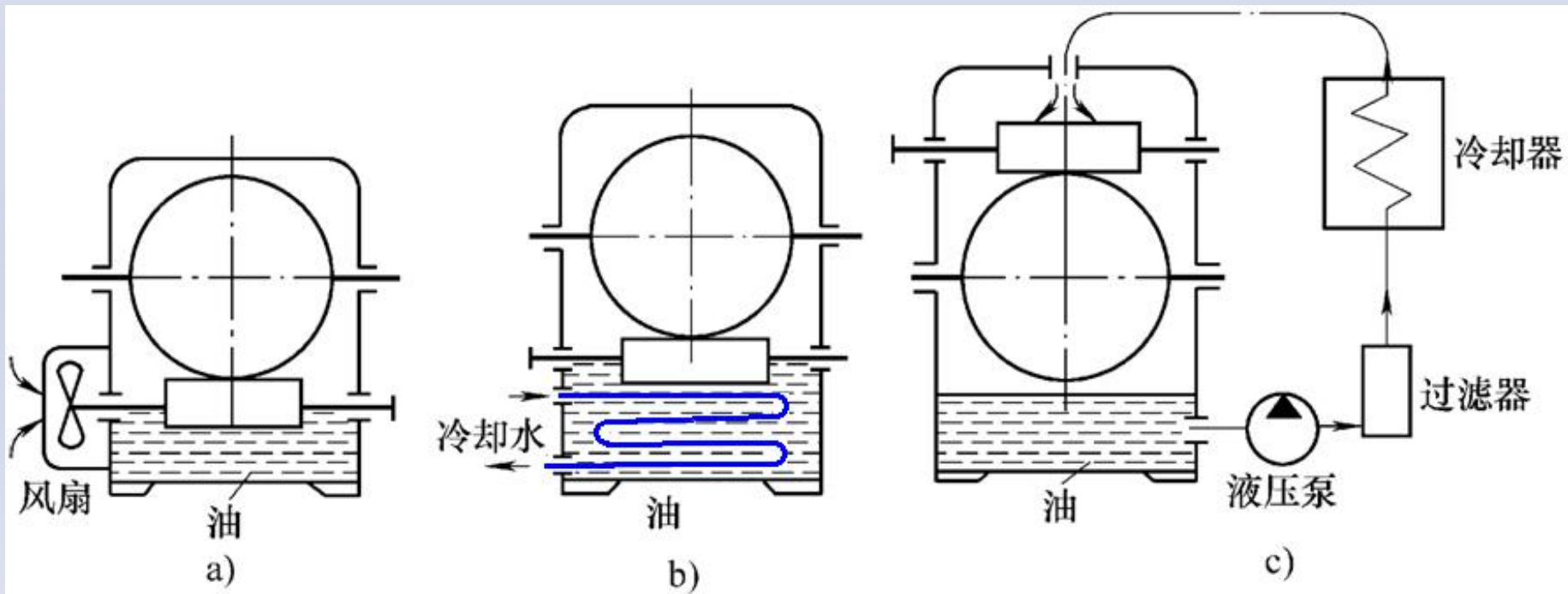
$$A = \frac{1000P_1(1-\eta)}{k_t(t-t_0)}$$

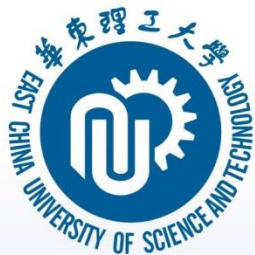
如果油温超过限定温度或箱体散热面积不足时，需要采取相应的冷却措施进行冷却。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

蜗杆传动的冷却措施： 1) 在箱体外铸出或焊上散热片，以增大散热面积； 2) 在蜗杆轴上装置风扇，以增大传热系数（图a）； 3) 在油池中装置蛇形冷却水管（图b）； 4) 采用压力喷油循环冷却（图c）。





第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

【例4-3】设计一单级阿基米德蜗杆减速器，已知输入轴传递功率 $P_1=2.8\text{kW}$ ，转速 $n_1=960\text{r/min}$ ，传动比 $i=20$ ，单向传动，载荷平稳，长期连续运转。

【解】减速器为闭式传动，蜗杆选用45钢经表面淬火，齿面硬度 $>45\text{HRC}$ ，蜗轮轮缘选用ZCuSn10Pb1，砂型铸造。根据载荷与工作情况，应按蜗轮齿面接触疲劳强度设计，并进行热平衡计算。

1. 按蜗轮齿面接触疲劳强度设计

由表8-5，蜗轮材料的许用接触应力 $[\sigma_H]=180\text{MPa}$

传动比 $i=20$ ，由表8-2，蜗杆头数 $z_1=2$

蜗轮转速 $n_2 = n_1 / i = 960 / 20 = 48\text{r/min}$



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

1. 按蜗轮齿面接触疲劳强度设计

由表8-4，估算啮合效率 $\eta_1=0.8$

蜗轮轴转矩

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1 \eta_1}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.8 \times 0.8}{48} = 4.5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

载荷系数，载荷平稳，蜗轮转速不高，取 $K=1.1$

计算 $m^2 d_1$

$$m^2 d_1 \geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 = 1.1 \times 4.5 \times 10^5 \times \left(\frac{480}{40 \times 180} \right)^2 = 2200 \text{ mm}^3$$

由表8-1，模数取标准值 $m=6.3\text{mm}$

由表8-1，蜗杆分度圆直径取标准值， $d_1=63\text{mm}$ 。



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

2. 计算相对滑动速度与传动效率

蜗杆导程角 $\gamma = \arctan \frac{mz_1}{d_1} = \arctan \frac{6.3 \times 2}{63} = 11^\circ 18' 36''$

蜗杆分度圆的圆周速度

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 63 \times 960}{60 \times 1000} = 3.17 \text{ m/s}$$

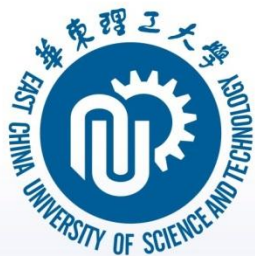
相对滑动速度 $v_3 = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{3.17}{\cos 11^\circ 18' 36''} = 3.23 \text{ m/s}$

当量摩擦角 取 $= 2^\circ 30'$

验算啮合效率 $\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} = \frac{\tan 11^\circ 18' 36''}{\tan(11^\circ 18' 36'' + 2^\circ 30')} = 0.81$

传动总效率

$$\eta = 0.96 \eta_1 = 0.96 \times 0.81 = 0.78, \text{ 在表8-4所列范围内}$$



第6节 蜗杆传动的失效形式和工作能力计算

3. 确定主要几何尺寸

蜗轮分度圆直径 $d_2 = mz_2 = 6.3 \times 40 = 252mm$

中心距 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{63 + 252}{2} = 157.50mm$

4. 热平衡计算

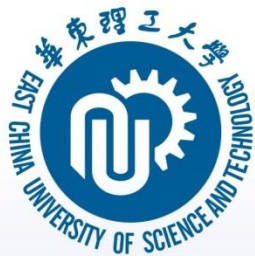
环境温度 取 $t_0 = 20^\circ\text{C}$

工作温度 取 $t = 70^\circ\text{C}$

传热系数 取 $k_1 = 13\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

需要的散热面积 $A = \frac{1000P_1(1-\eta)}{k_1(t-t_0)} = \frac{1000 \times 2.8 \times (1-0.78)}{13 \times (70-20)} = 0.95\text{m}^2$

5. 减速器结构设计 (略)



本章小结

- 蜗杆传动的主要参数和正确啮合条件
- 蜗杆传动的传动比和主要几何尺寸计算
- 蜗杆传动的受力分析、效率和热平衡计算
- 蜗杆传动的设计