

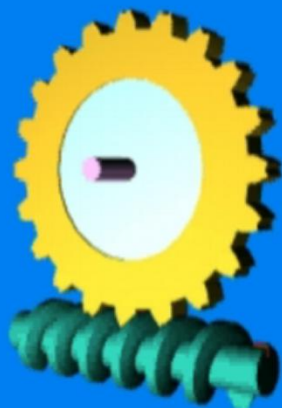
第7章 蜗杆传动

§ 7—1 蜗杆传动的类型及特点

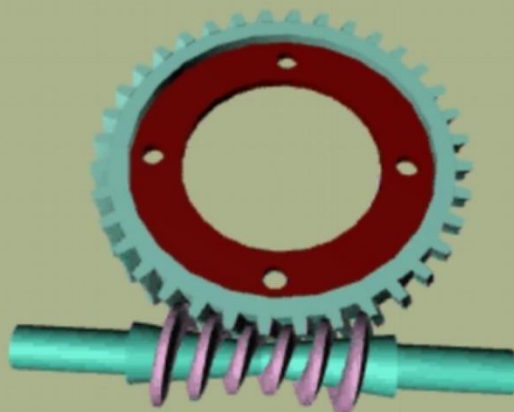
一、蜗杆传动的类型

1、按蜗杆形式分类

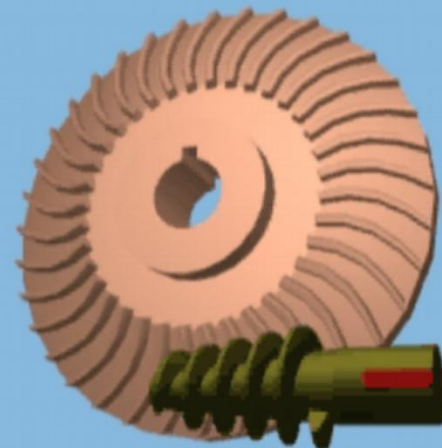
圆柱蜗杆传动



环面蜗杆

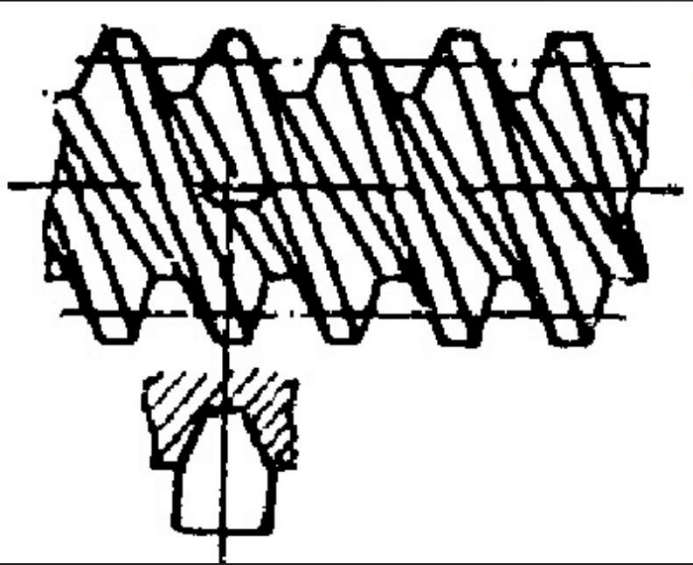


锥蜗杆

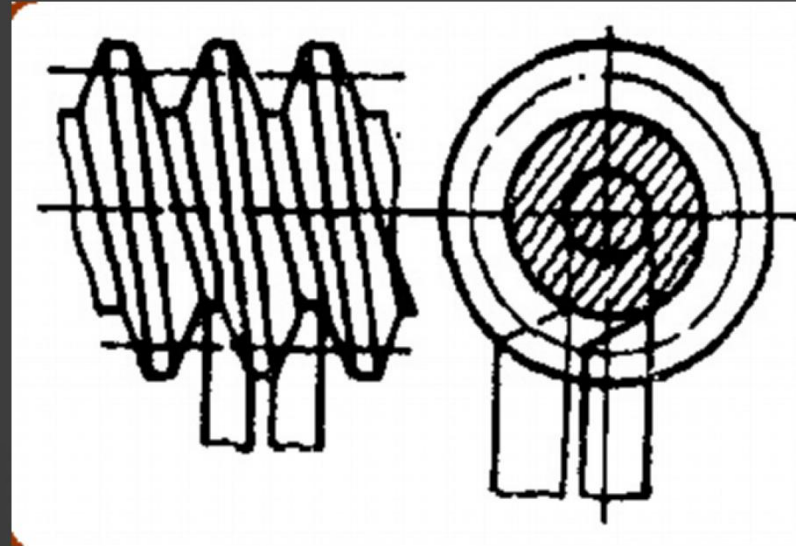


2 普通圆柱蜗杆按刀具加工位置分

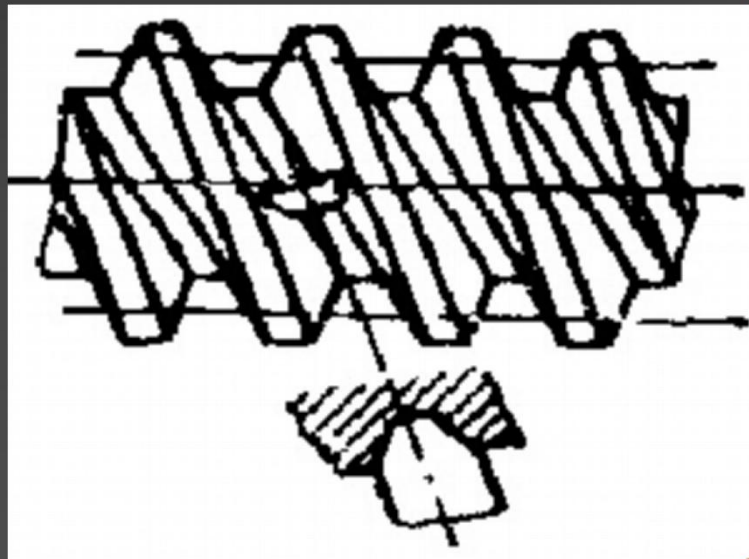
阿基米德蜗杆(ZA)



渐开线蜗杆(ZI)



法向直廓蜗杆(ZN)



二、蜗杆传动的特点

- 1、传动比大，传递动力时一般为 $8\sim 70$ ，传递运动时可达几百甚至1000
- 2、连续啮合，传动平稳
- 3、具有自锁性——当蜗杆的螺旋线升角小于啮合面的当量摩擦角时
- 4、效率较低。自锁时，效率 $\leq 50\%$

三、蜗杆传动应用范围

传动要求紧凑，自锁，功率小于50 K W场合

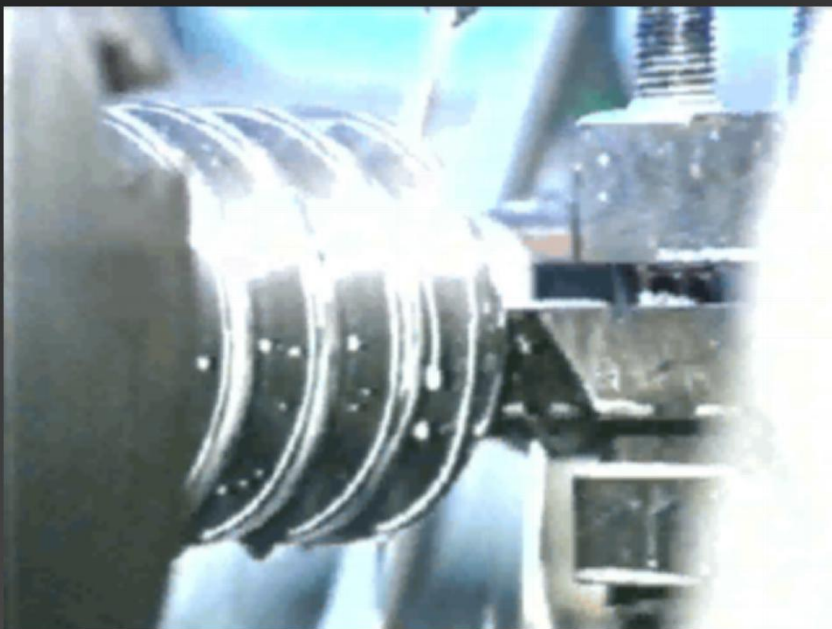
§ 7—2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算

一、主要参数及其选择

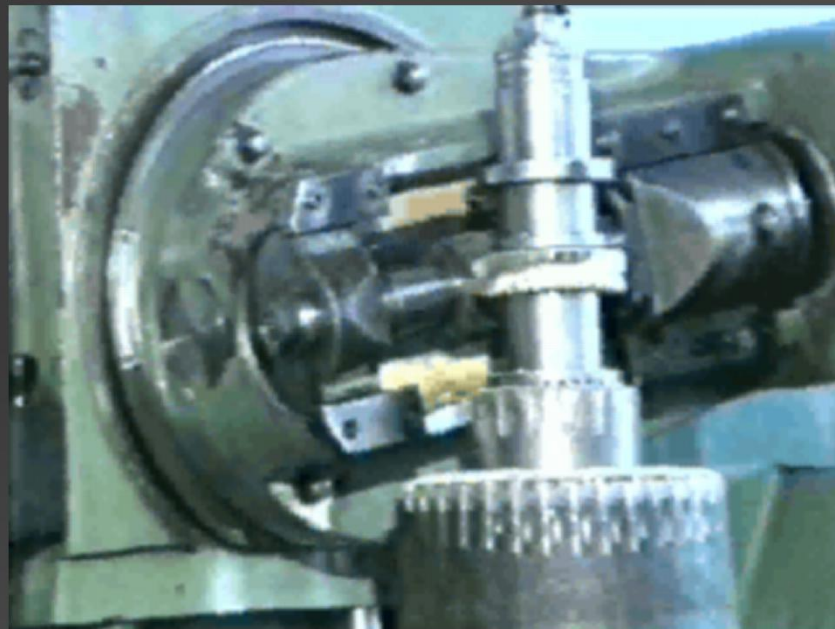
1、模数 m 和压力角 α $\tan \alpha_x = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$

2、蜗杆的分度圆直径 d_1 和直径系数 q

蜗杆加工



蜗轮加工



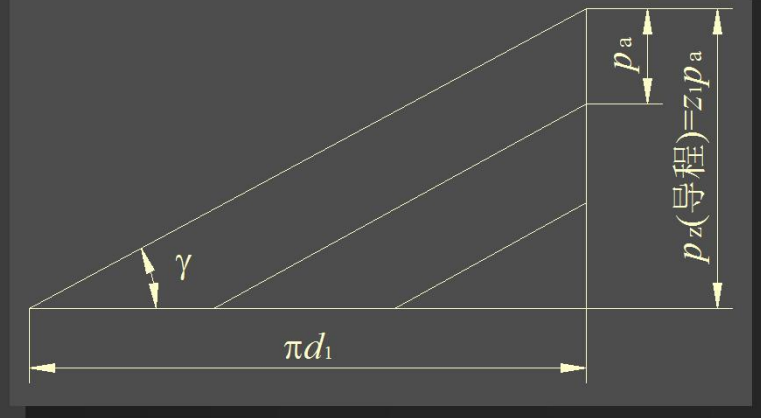
直径系数 $q = \frac{d_1}{m}$

3、蜗杆头数 Z_1

GB/T10085—1988规定蜗杆的头数 Z_1 为1、2、4、6，由传动比和效率来确定，参考表7—3

4、导程角 γ

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



导程角小，则传动效率低，易自锁；导程角大，则传动效率高，但加工困难，国标规定导程角多数在 $3^\circ \sim 31^\circ$ 之间

5、传动比 i 和齿数比 u

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_{\text{从}}}{Z_{\text{主}}} \quad u = \frac{Z_{\text{大}}}{Z_{\text{小}}}$$

$$i = \frac{z_2 m}{z_1 m} = \frac{d_2}{m z_1} = \frac{2a - d_1}{m z_1} = \frac{2a - m q}{m z_1} = \frac{1}{z_1} \left(\frac{2a}{m} - q \right)$$

由于 a 、 m 、 q 、 z_1 均有相应的系列值和标准值，传动比也可以标准化，G B/T10087—1988规定一级圆柱蜗杆装置可以从下列数值中选取

5, 7.5, 10, 12.5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 50, 60, 70, 80

$$u = \frac{Z_{\text{大}}}{Z_{\text{小}}}$$

u 常用为15~50，为便于提高蜗杆副加工精度，齿数比宜避免整数

当传动为减速传动时， $i=n_1/n_2=z_2/z_1=u$

6、蜗轮齿数 Z_2

齿数 Z_2 满足传动比要求，同时保证蜗杆传动的平稳性和效率

$$Z_{2\min} > 28$$

齿数 Z_2 不宜过大，否则尺寸大，蜗杆支承间距加大，刚度差

7、标准中心距 a

$$Z_{2\max} < 80$$

$$a = \frac{m}{2}(q + Z_2) \neq \frac{1}{2}m(Z_1 + Z_2)$$

中心距 a 大小反映能够传递功率的大小，G B/T10085——1988规定了标准蜗杆减速装置的中心距值，表7—4

二、蜗杆传动变位的特点

变位的目的 蜗轮变位

1) 中心距改变 $a' \neq a$, Z_2 不变, $Z'_2 = Z_2$, 传动比 i_{12} 不变

2) 中心距不变, $a' = a$ Z_2 改变 $Z'_2 \neq Z_2$ $i'_{12} = \frac{Z'_2}{Z_1} \neq i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$

蜗轮变位系数的推荐范围-0.5~+0.5,如从接触强度考虑,采用正变位系数好,如从改善蜗杆传动的摩擦磨损考虑,采用负变位较好。在GB/T10085-1998中,大部分采用负变位

三、蜗杆传动的几何尺寸计算

表7—5 蜗轮顶圆直径 d_{a2} 、蜗轮根圆直径 d_{f2} , 蜗轮齿宽B, 蜗轮齿宽角, 蜗杆齿宽b1等

§ 7—3 普通圆柱蜗杆传动承载能力计算

一、失效形式，设计准则及常用材料

失效形式与齿轮传动相同：点蚀、胶合、磨损、轮齿折断

失效一般发生在蜗轮齿

闭式传动：蜗杆传动多因点蚀或胶合失效

设计准则：按齿面接触疲劳强度设计，校核齿根弯曲疲劳强度

计算热平衡 蜗杆刚度

开式传动：蜗杆传动多因齿面磨损和轮齿折断失效

设计准则：按齿面弯曲疲劳强度设计

蜗杆、蜗轮常用材料

- 要求：
- 1) 足够的强度
 - 2) 良好的减摩、耐磨性
 - 3) 良好的抗胶合性、易跑合性

实验证明：在蜗杆齿面粗糙度满足要求的前提下，蜗杆、蜗轮齿面硬度相差越大，抗胶合能力越强，故蜗杆硬度高于蜗轮

蜗杆：优质碳钢或合金钢，蜗杆齿面经渗碳淬火或调质后渗氮，再磨削或抛光

40、45、40Cr

表7—6蜗杆常用材料、热处理

蜗轮：铸造锡青铜，铸造铝铁青铜，灰铸铁，球墨铸铁

蜗杆蜗轮配对：蜗轮用铸造铝铁青铜时，蜗杆的材料应选用硬齿面的淬火钢

二、蜗杆传动的受力分析

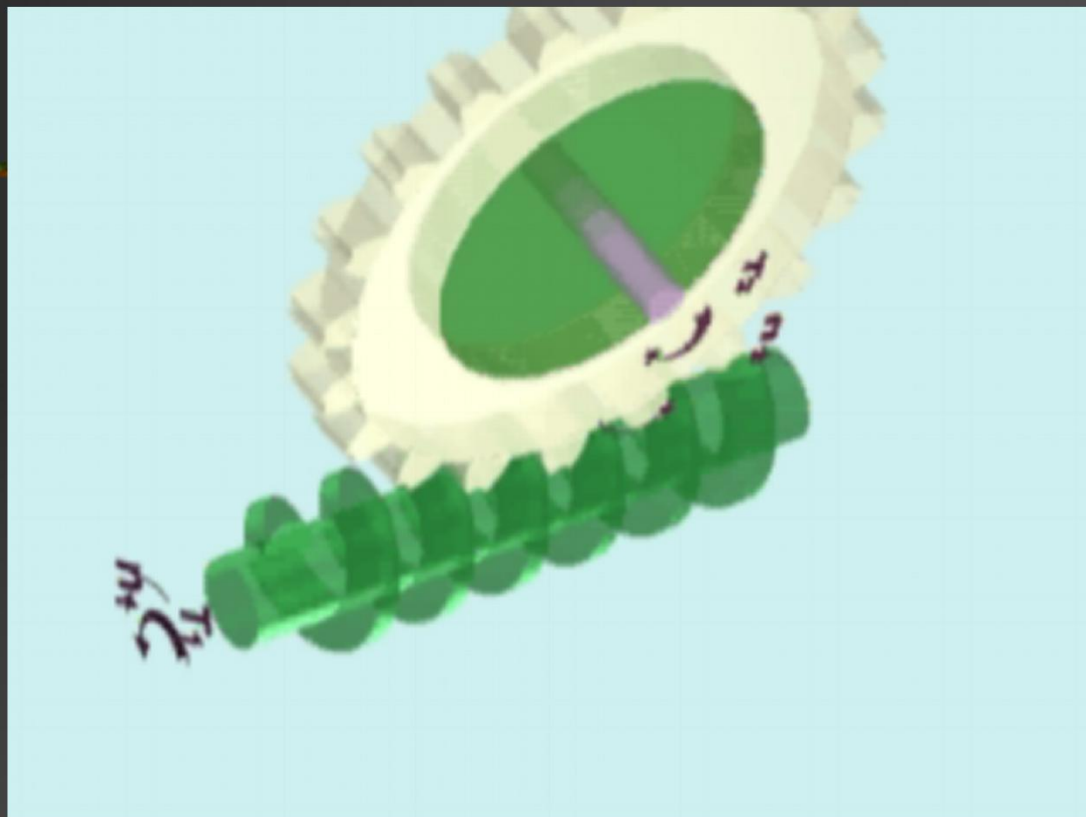
力的大小

圆周力

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

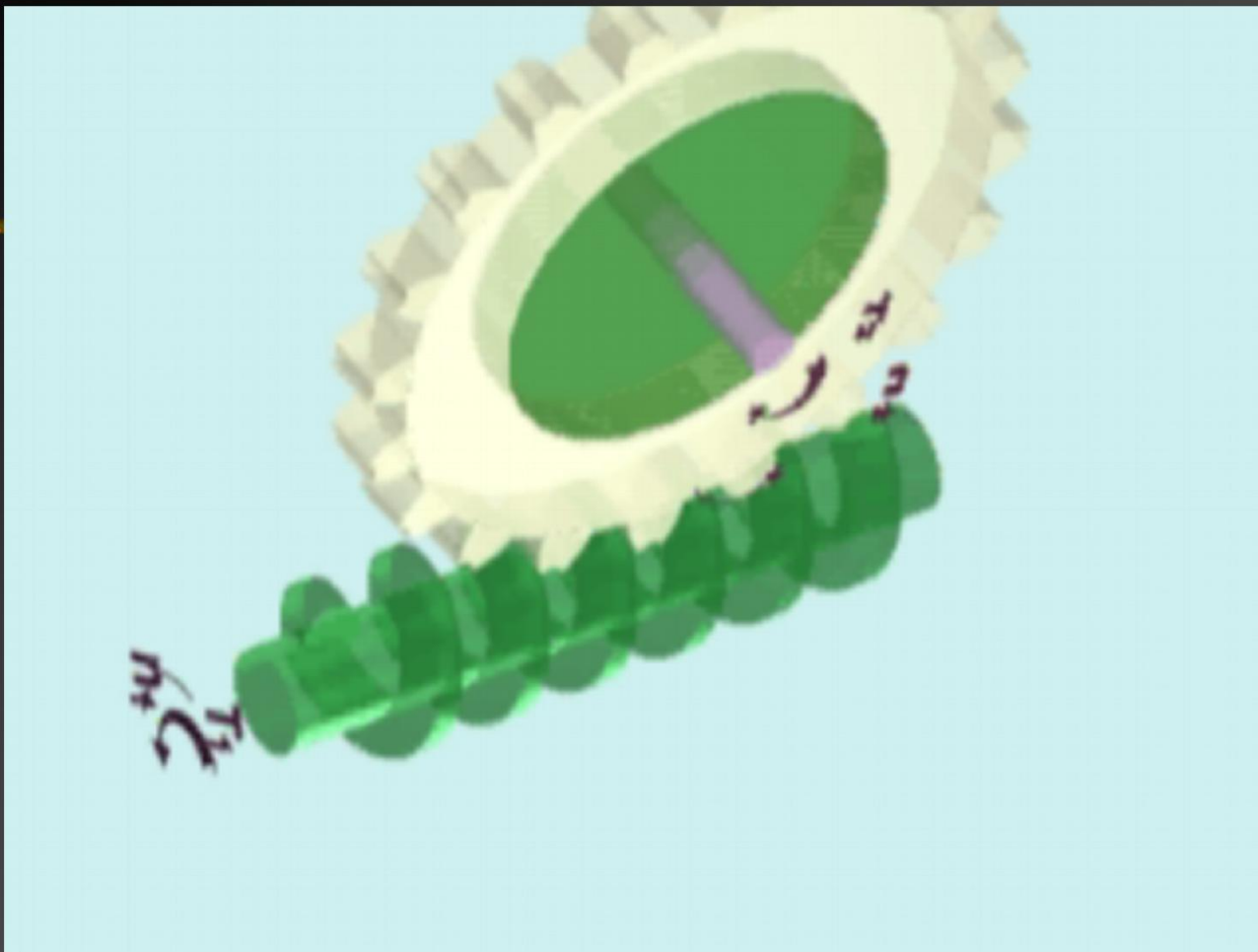
轴向力

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



径向力 $F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$

力的方向和蜗轮转向的判别



圆周力

F_t ——主反从同

径向力

F_r ——指向各自的
轴线

轴向力

F_{a1} ——蜗杆左右
手螺旋定则

蜗轮转向的判别： F_{a1} 的反向即为蜗轮的角速度 w_2 方向

判定蜗轮转向 例1

判定蜗轮转向 例2

三、蜗杆传动的强度计算

1、蜗轮齿面接触疲劳强度计算

按主平面内斜齿轮与齿条啮合进行强度计算

校核公式
$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_P \sqrt{KT_2 / a^3} \leq [\sigma]_H$$

Z_E ——材料的弹性系数表7—9

Z_P ——接触系数，根据 d_1/a 查图7—10

当 $i=70\sim20$ 时， $d_1/a \approx 0.3\sim0.4$ ，当 $i=20\sim5$ 时， $d_1/a \approx 0.4\sim0.5$

当 i 小时，取大的 d_1/a 值，此时蜗杆的刚度和承载能力增大，但导程角小，效率降低；如要提高效率，取小的 d_1/a

(1) 当蜗轮材料为铸造锡青铜时，许用应力 $[\sigma]_H$ 与循环次数有关

$$[\sigma]_H = K_{HN} [\sigma]_{OH} \quad [\sigma]_{OH} \text{——基本许用接触应力，表7-10}$$

$$K_{HN} \text{——接触强度寿命系数} \quad K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} \quad N = 60 j n_2 L_h \quad \begin{matrix} \text{见书} \\ \text{p253} \end{matrix}$$

(2) 当蜗轮材料为铸造铝铁青铜或灰铸铁时，许用应力 $[\sigma]_H$ 与循环次数无关，表7—11

设计公式
$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_P}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

$$d_1 \approx 0.68a^{0.875}$$

$$m = \frac{2a - d_1}{z_2}$$

2、蜗轮齿根弯曲疲劳强度计算

定 m , q (表7-2)

主平面内相当于齿条与斜齿轮啮合

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

Y_{Fa2} ——蜗轮齿形系数 由当量齿数 $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \gamma}$ 及变位系数从图7-11查

Y_β ——螺旋角影响系数 $Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120}$ γ : 蜗杆分度圆导程角,

$$\gamma = \arctan(z_1 / q)$$

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{oF} \cdot K_{Fn}$$

$[\sigma]_{oF}$ ——蜗轮基本许用应力, 表7-12

寿命系数
$$K_{Fn} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}$$

设计公式

$$m^2 d_1 \geq \frac{1.53 K T_2}{Z_2 [\sigma]_F} Y_{Fa2} Y_\beta$$

参考表7-2定 m 、 d_1
再按表7-5计算蜗
杆及轮的参数

四、蜗杆的刚度计算

计算模型： 简支梁

集中载荷： $P = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$

蜗杆最大挠度：

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 EI} L^3 \leq [y] \quad [y] = \frac{d_1}{1000}$$

$$\text{危险截面惯性矩 } I = \frac{\pi d_1^4}{64}$$

$L=0.9d_2$ d_2 蜗轮分度圆直径

§ 7—4 蜗杆传动的滑动速度及效率

一、蜗杆传动的滑动速度

V_1 ——蜗杆节点圆周速度

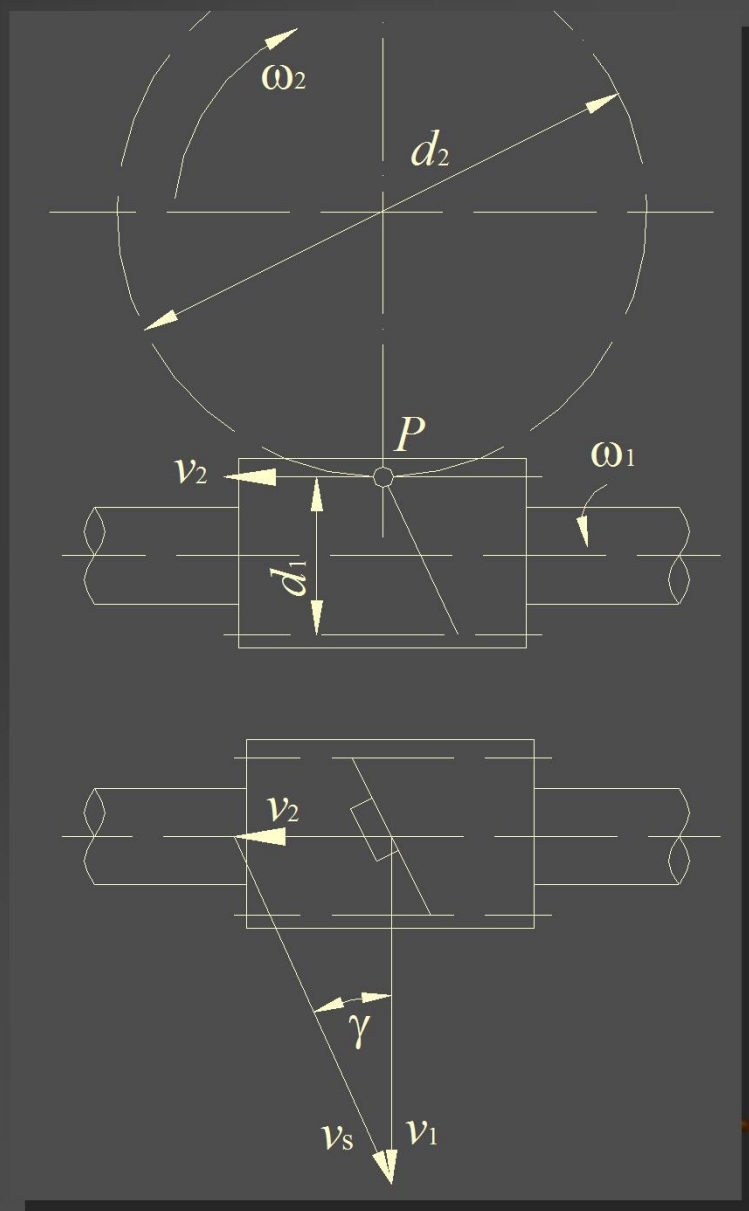
V_2 ——蜗轮节点圆周速度

蜗杆蜗轮齿面间相对滑动速度 V_s

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} > V_1$$

较大的 V_s 引起:

- 1、易发生齿面磨损和胶合
- 2、如润滑条件良好,有助于形成润滑油膜,减少摩擦、磨损,提高传动效率 表7—8示



二、蜗杆传动的效率

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

η_1 ——由啮合摩擦损耗所决定的效率（按螺旋副效率计算）

蜗杆主动 $\eta_1 = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_v)$

蜗轮主动 $\eta_1 = \operatorname{tg}(\gamma - \varphi_v) / \operatorname{tg} \gamma$

φ_v ——当量摩擦角
查表7-8

从上式中看出, η_1 与 γ 有关, 见图7-9

γ 一般小于 28°

η_2 ——轴承的效率 η_2 、 η_3 一般取 $0.95 \sim 0.96$

η_3 ——蜗杆或蜗轮搅油引起的效率

蜗杆传动设计时, 需先知道传动效率可根据蜗杆头数估取传动效率

Z1	1,	2,	4,	6
效率	0.7,	0.8,	0.9,	0.95

或 $\eta = (100 - 3.5\sqrt{i})\%$

§ 7—5 蜗杆传动的润滑及热平衡计算

一、蜗杆传动的润滑

目的：1) 提高效率；2) 降低温升，防止磨损和胶合

润滑油要求：较高的粘度和足够的极压性

推荐使用复合齿轮油、适宜的中等级极压齿轮油，不重要或低速场合用粘度较高的矿物油，为减小胶合，加入添加剂

1、润滑油粘度及给油方法——表7-14

2、润滑油量 浸油深度 $\frac{1}{3}d_{a2}$

二、蜗杆传动热平衡计算

原因——效率低，发热大，温升高，润滑油粘度下降

润滑油在齿面间被稀释，加剧磨损和胶合。

设蜗杆传动功率为 P (K W),效率为 η

蜗杆传动单位时间的发热量为

$$H_1 = 1000 P(1 - \eta)$$

自然冷却方式, 单位时间散热量为

$$H_2 = K_d S(t - t_0)$$

K_d ——箱体表面散热系数, 取 $8.15 \sim 17.45$
 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$, 风冷时见表7-13

S ——箱体散热面积, S
 $= 9 \times 10^{-5} a^{1.88} m^2$

t ——油的工作温度

t_0 ——环境温度

达到热平衡时

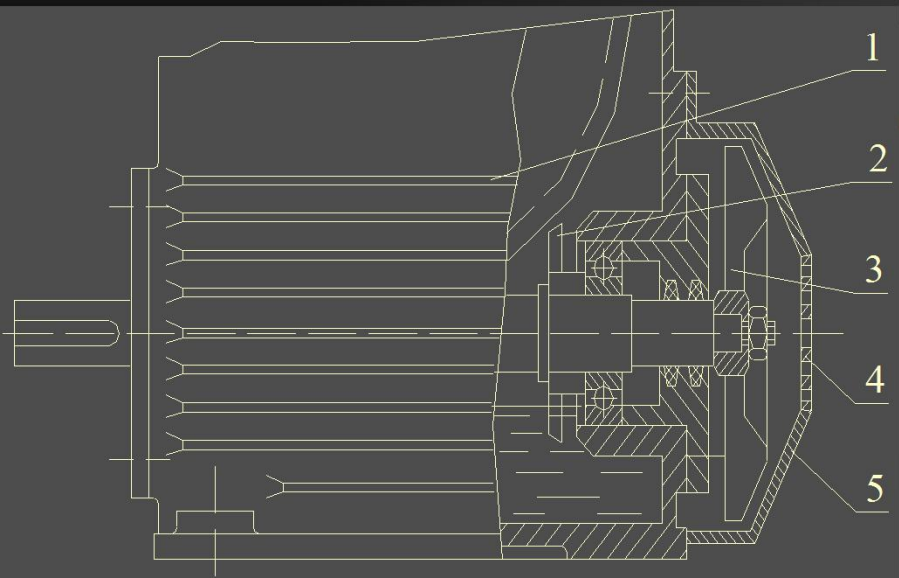
$$1000 P(1 - \eta) = K_d S(t - t_0)$$

可得到热平衡时的温度

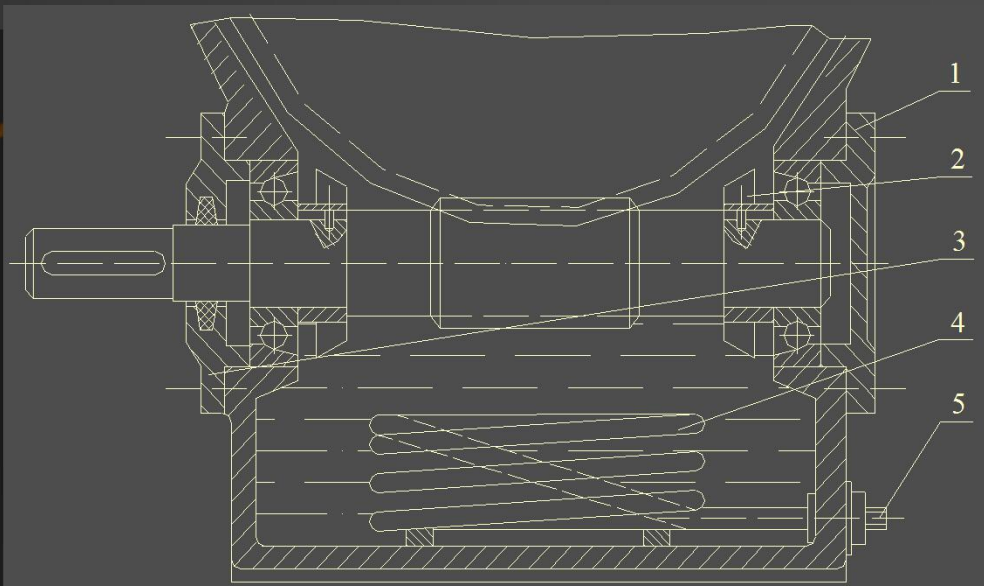
$$t = t_0 + \frac{1000 P(1 - \eta)}{K_d S} (^\circ C) \leq [t] = 80^\circ C$$

如 $t > 80^{\circ}$ 时措施:

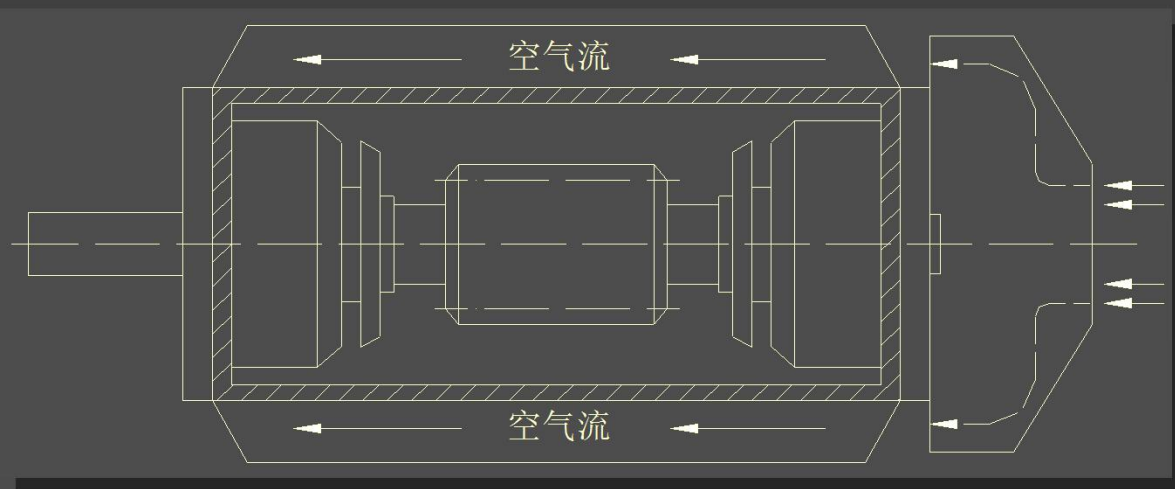
1 加散热片以增大散热面积



3 在传动箱内安装循环冷却管路



2 蜗杆轴端加风扇，强制风冷却



三、蜗杆的布置

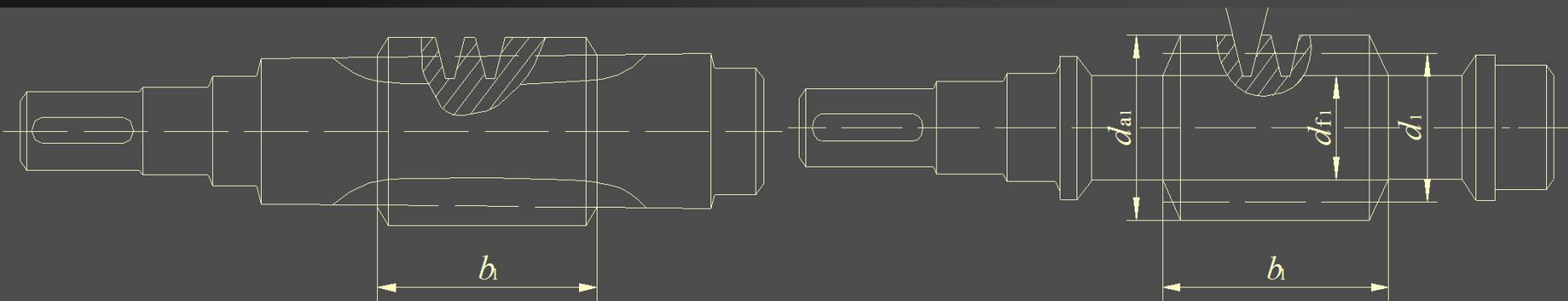
上置：当蜗杆的速度大于 $4\sim 5\text{m/s}$ 时（避免搅油损失过大）
p260图7-12

下置：当采用浸油润滑时尽量下置

下置时尽量至少为一个齿高，但不能超过最低滚动体的中心。

§ 7—6 普通圆柱蜗杆、蜗轮的结构设计

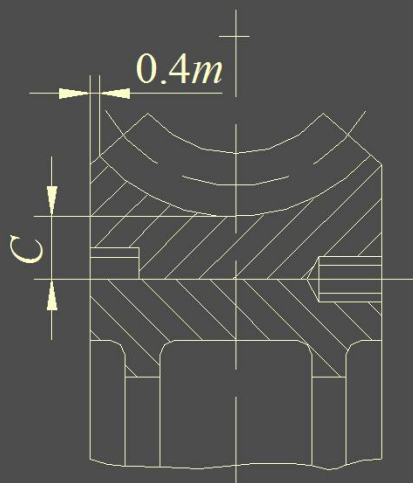
1、蜗杆——一般与轴成一体



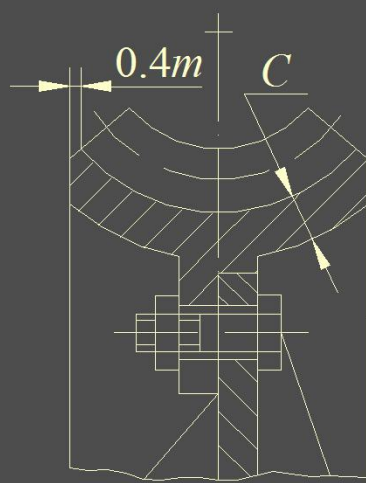
2、蜗轮

轮齿部分——青铜

轮毂部分——钢



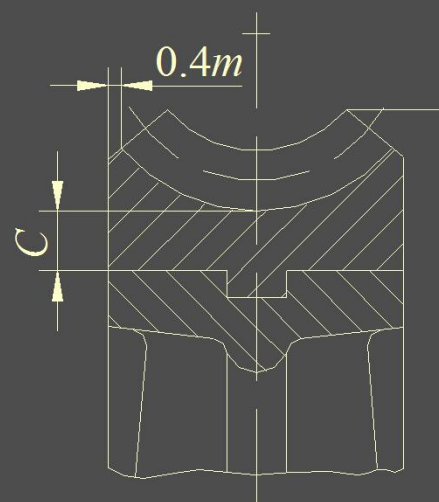
齿圈式



螺栓联接式



整体浇铸式



拼铸式





右旋蜗杆

