



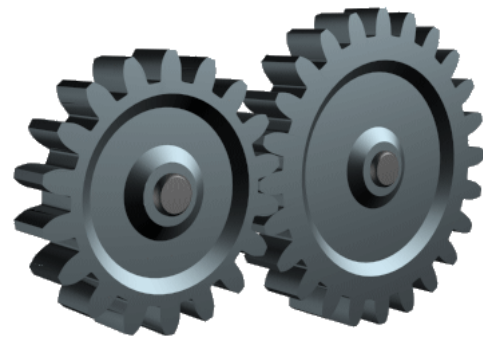
第03章

齿轮传动设计

第03节 蜗杆的传动

宋超阳

songcy@ieee.org



本章要点概述

- 齿轮机构及其设计
 - 齿轮机构的类型与特点
 - 渐开线直齿圆柱齿轮机构
 - 其他齿轮机构及其传动分析
- 齿轮传动设计
 - 齿轮传动的失效形式和设计约束
 - 直齿圆柱齿轮传动的强度条件
 - 齿轮材料和许用应力
 - 斜齿圆柱齿轮传动的强度条件
 - 直齿锥齿轮传动的强度条件
 - 齿轮传动的设计方法
 - 行星齿轮传动设计概要
 - 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮传动
 - 齿轮传动类型的选择
- 蜗杆传动设计
 - 圆柱蜗杆传动主要参数及几何尺寸
 - 蜗杆传动的失效形式和设计约束
 - 圆柱蜗杆传动的强度条件
 - 蜗杆传动的效率和热平衡计算
 - 圆柱蜗杆传动的设计方法
 - 环面蜗杆传动
 - 蜗杆传动类型的选择
- 齿轮系及其设计
 - 定轴齿轮系及其传动比
 - 周转齿轮系及其传动比
 - 复合齿轮系及其传动比
 - 齿轮系的应用
 - 行星轮系设计
 - 其他行星传动简介

蜗杆传动用于传递空间两交错轴之间的运动和动力
通常两轴线的交错角为 90°

蜗杆传动设计

圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸

蜗杆传动的失效形式和设计约束

圆柱蜗杆传动的强度条件

蜗杆传动的效率和热平衡计算

圆柱蜗杆传动的设计方法

环面蜗杆传动

蜗杆传动类型的选择

蜗杆传动的特点与主要设计任务

• 蜗杆传动应用颇为广泛

优点

- 传动比大
 - 在动力传动中，一般传动比 $i = 10 \sim 80$
 - 在分度机构中， i 可达1000
- 结构紧凑
- 传动平稳
- 噪声低
- 能自锁

缺点

- 由于在啮合齿面间产生很大的相对滑动速度，因此摩擦发热大，传动效率低
- 且常需耗用非铁合金，故不适用于大功率和长期连续工作场合的传动

• 蜗杆传动设计的主要任务

- 在满足蜗杆传动的轮齿强度、蜗杆刚度、热平衡和经济性等约束条件下
- 合理确定蜗杆传动的主要类型、参数（如模数、蜗杆头数、蜗轮齿数、变位系数、蜗杆分度圆柱导程角和中心距等）、几何尺寸和结构尺寸
- 以达到预定的传动功能和性能的要求

蜗杆传动的类型

• 按蜗杆的形状分为

圆柱蜗杆传动

- 普通圆柱蜗杆传动
(多用直母线刀刃加工)
- 圆弧圆柱蜗杆传动

环面蜗杆传动

锥面蜗杆传动等

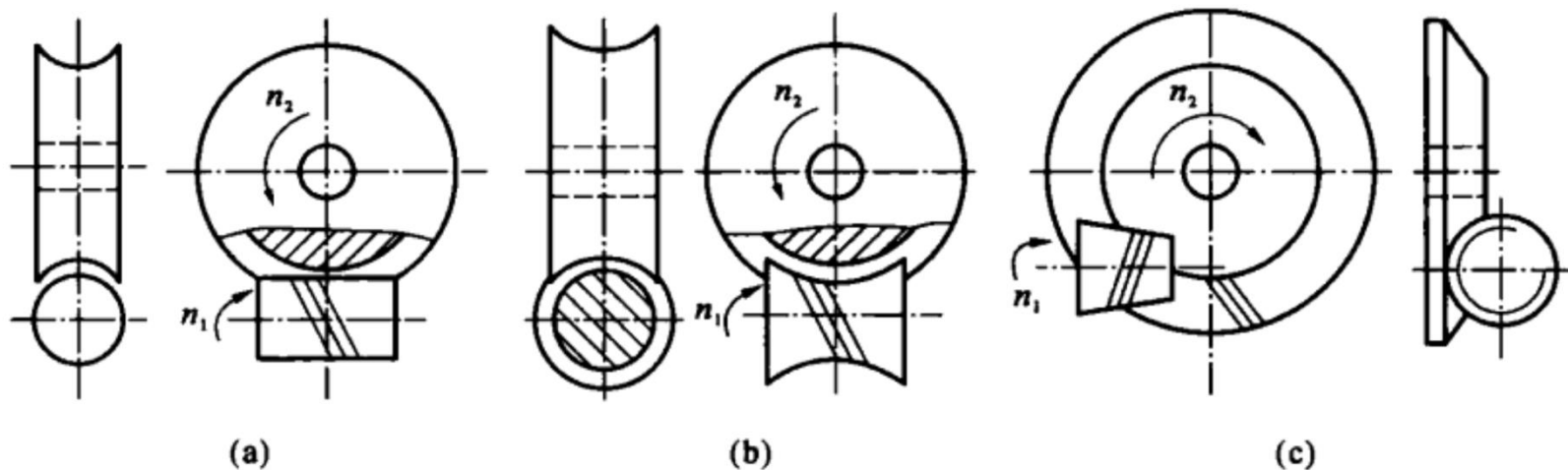


图 4-1 蜗杆传动的类型

(a) 圆柱蜗杆传动；(b) 环面蜗杆传动；(c) 锥面蜗杆传动

普通圆柱蜗杆传动 (ZA/ZI/ZN/ZK型)

• 按齿廓曲线的不同

(1) 阿基米德蜗杆

• (ZA蜗杆)

(2) 渐开线蜗杆

• (ZI蜗杆)

(3) 法向直廓蜗杆

• (ZN蜗杆)

(4) 锥面包络圆柱蜗杆

• (ZK蜗杆)

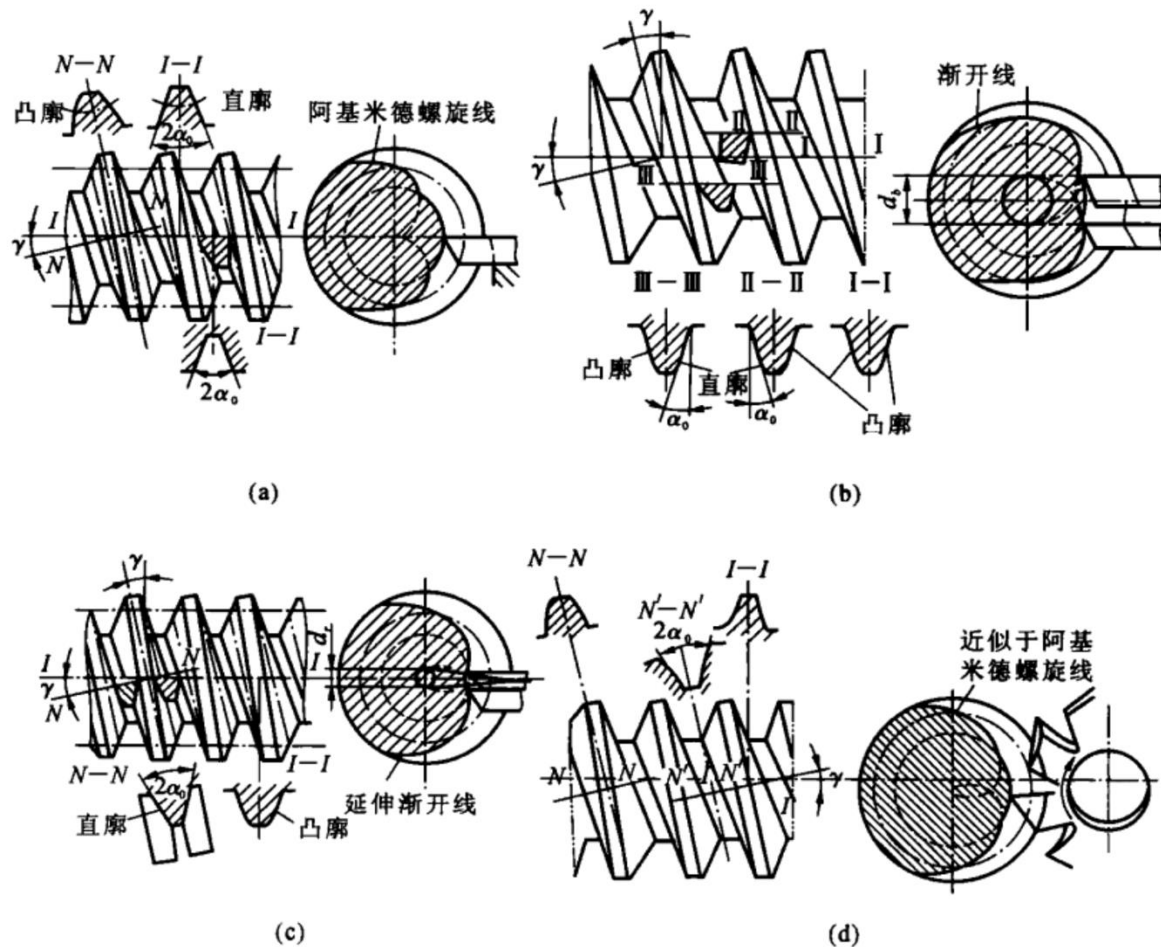
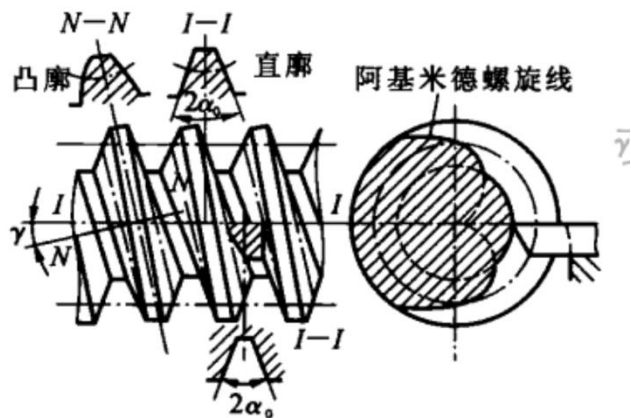


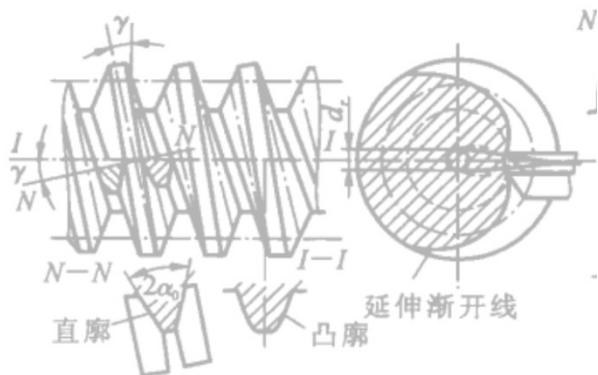
图 4-2 普通圆柱蜗杆的类型

(a) 阿基米德蜗杆(ZA蜗杆);(b) 渐开线蜗杆(ZI蜗杆);
(c) 法向直廓蜗杆(ZN蜗杆);(d) 锥面包络圆柱蜗杆(ZK蜗杆)

普通圆柱蜗杆传动



(a)



(c)

• (1) 阿基米德蜗杆

• ZA蜗杆

• 蜗杆的齿面为阿基米德螺旋面，在轴向剖面II上具有直线齿廓，端面齿廓为阿基米德螺旋线

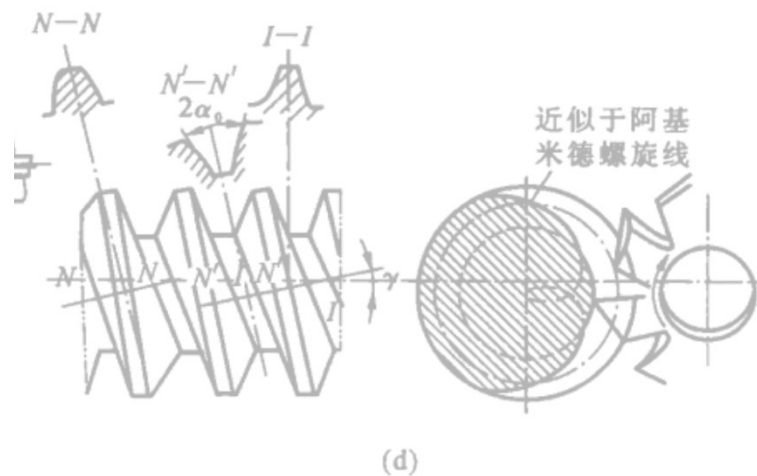
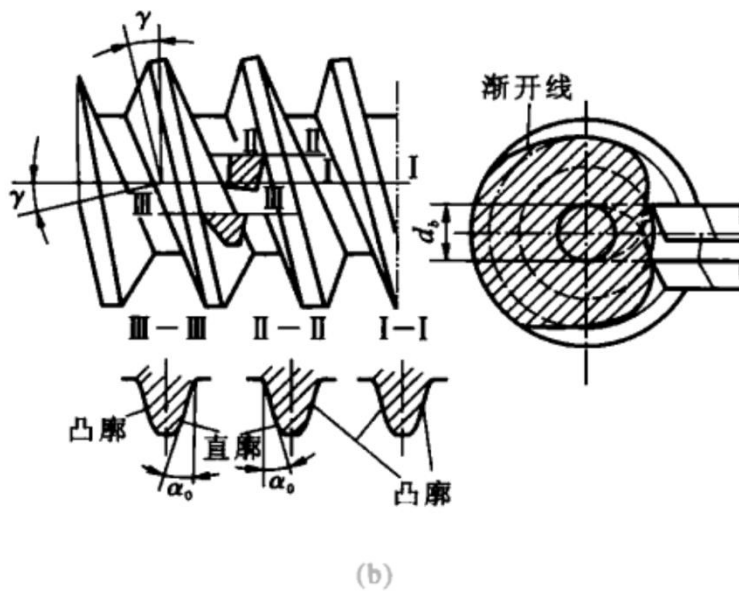
• 加工时，车刀切削平面通过蜗杆轴线。车削简单，但当导程角大时，加工不便，且难于磨削，不易保证加工精度

• 一般用于低速、轻载或不太重要的传动

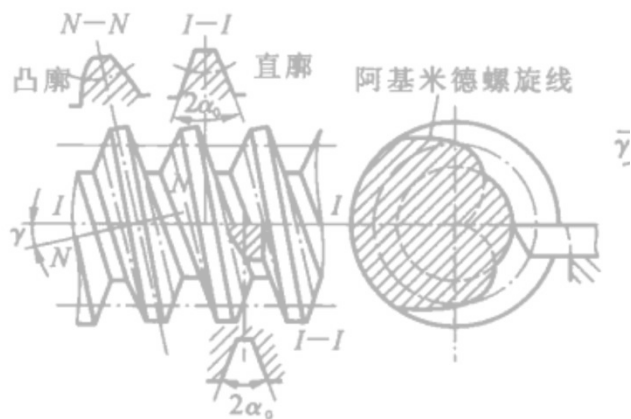
普通圆柱蜗杆传动

• (2) 渐开线蜗杆

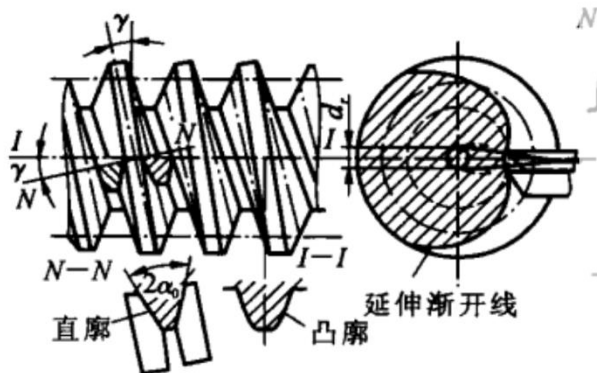
- ZI蜗杆
- 蜗杆的齿面为渐开螺旋面，端面齿廓为渐开线。加工时，车刀刀刃平面与基圆相切
- 可以磨削，易保证加工精度
- 一般用于蜗杆头数较多、转速较高和较精密的传动



普通圆柱蜗杆传动



(a)



(c)

• (3) 法向直廓蜗杆

• ZN蜗杆

- 蜗杆的端面齿廓为延伸渐开线，法面N-N齿廓为直线
- 车削时，车刀刀刃平面置于螺旋线的法面上，加工简单，可用砂轮磨削
- 常用于多头、精密传动

普通圆柱蜗杆传动

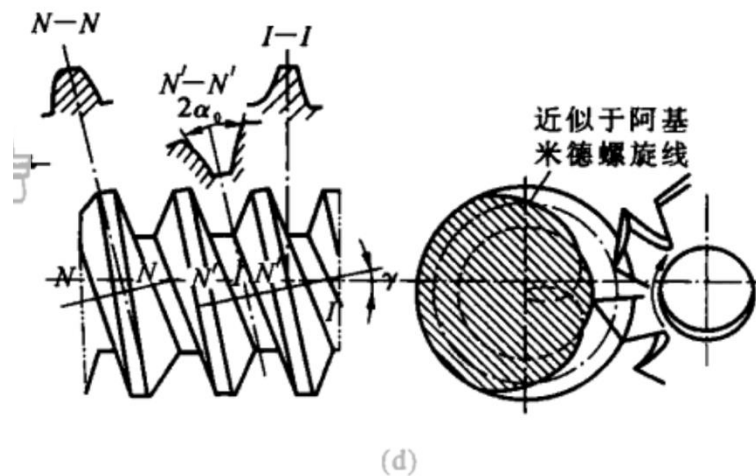
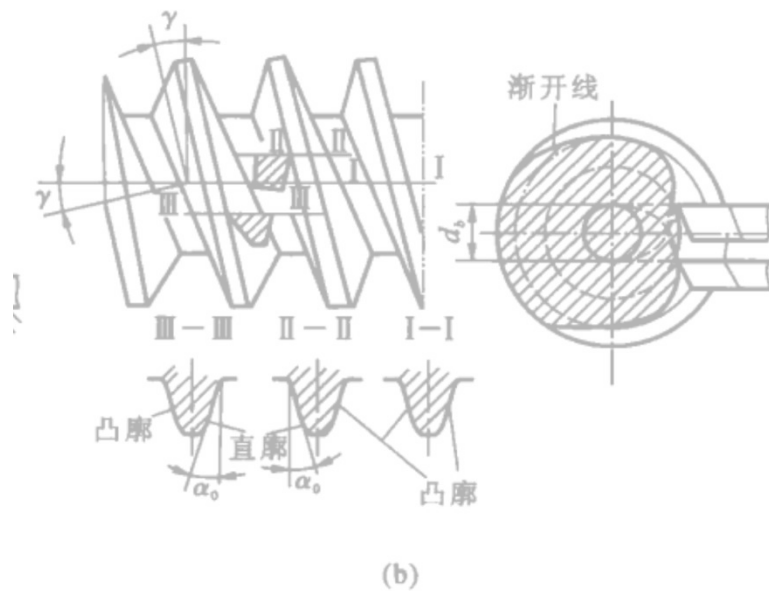
• (4) 锥面包络圆柱蜗杆

• ZK蜗杆

• 蜗杆的齿面为圆锥面族的包络曲面，在各个剖面上的齿廓都呈曲线

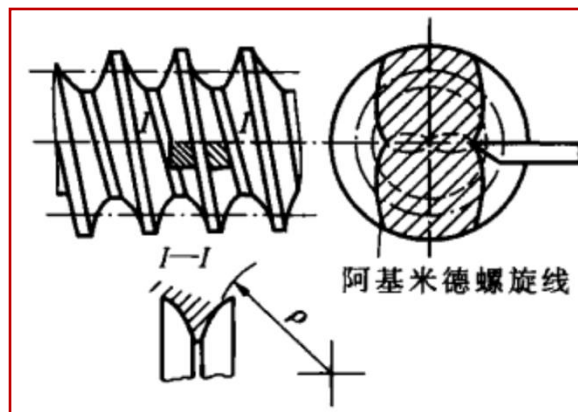
• 加工时，采用盘状铣刀或砂轮放置在蜗杆齿槽的法向面内，由刀具锥面包络而成

• 切削和磨削容易，易获得高精度，目前应用广泛

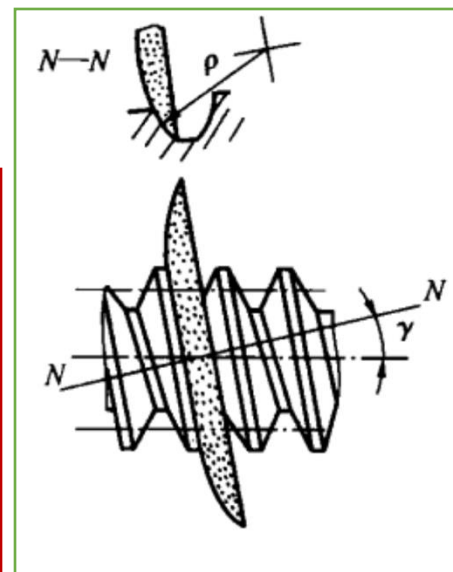


圆弧圆柱蜗杆传动 (ZC型)

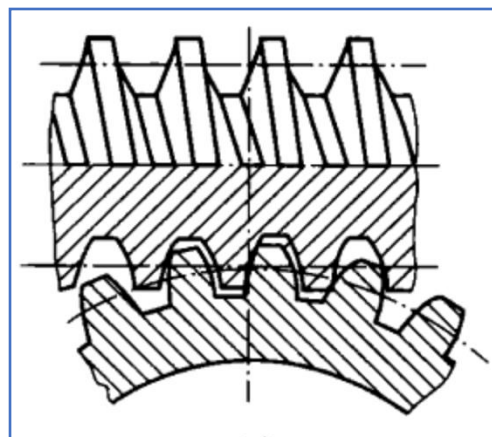
- 蜗杆轴向剖面为圆弧形齿廓
 - 用圆弧形车刀加工，切削时，刀刃平面通过蜗杆轴线
- 蜗杆轴向剖面为圆弧的环面砂轮
 - 装置在蜗杆螺旋线的法面内，由砂轮面包络而成，可以获得很高的精度，目前我国正推广这一种
- 是一种凹凸弧齿廓相啮合的传动
 - 在中间平面上蜗杆的齿廓为内凹弧形，与之相配的蜗轮齿廓为凸弧形
 - 综合曲率半径大，承载能力高
 - 一般较普通圆柱蜗杆传动高 50~150%
 - 传动效率高，一般可达 90% 以上
 - 由于瞬时接触线与滑动速度方向交角大有利于啮合面间的油膜形成，摩擦小
 - 蜗杆能磨削，精度高，广泛应用于冶金、矿山、化工、起重运输等机械中



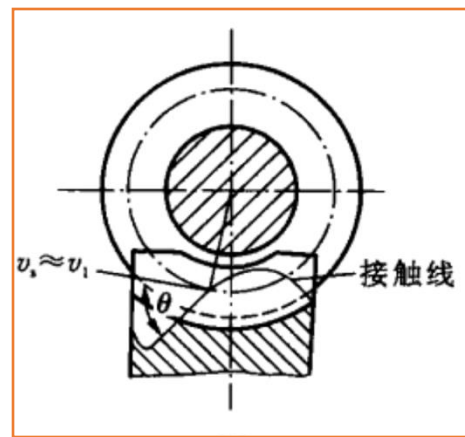
(a)



(b)



(c)



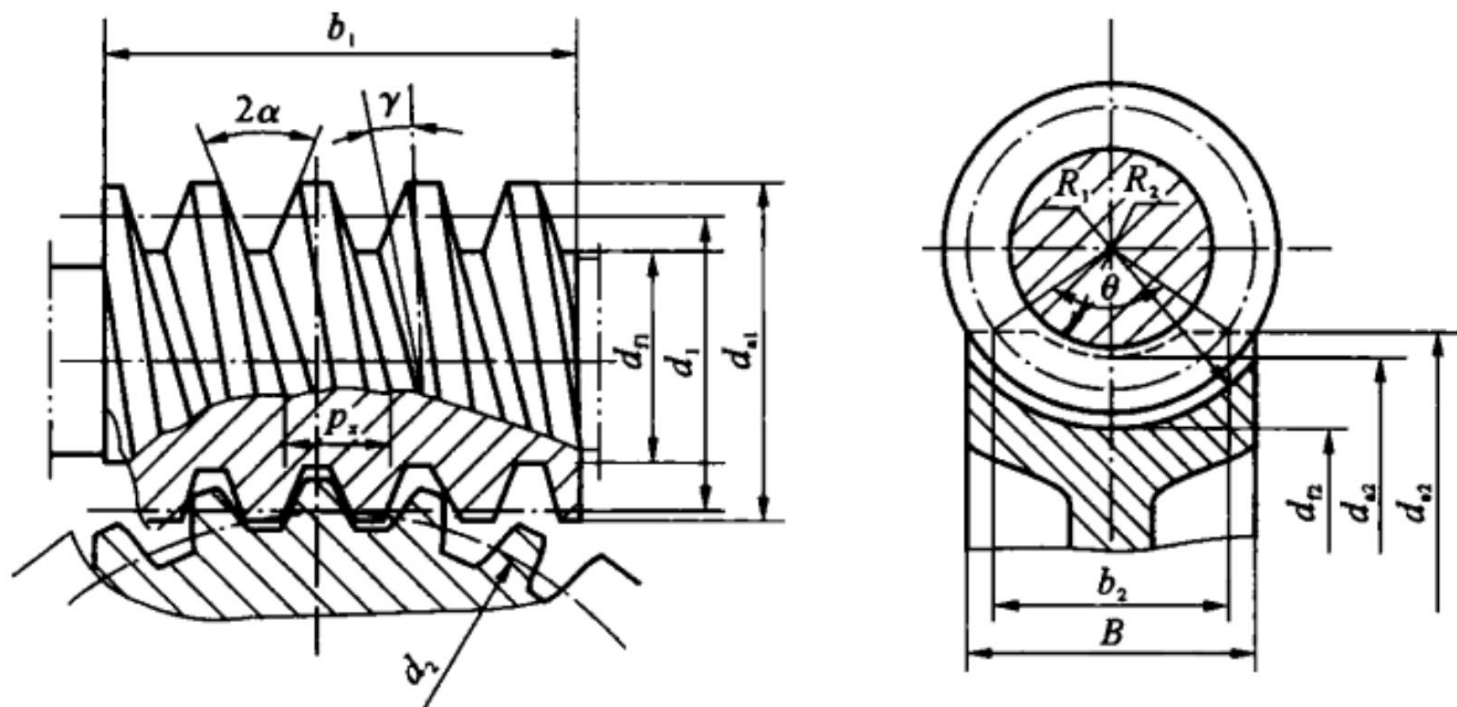
(d)

圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸

蜗杆传动设计

主要参数及几何尺寸计算

- 在设计阿基米德蜗杆传动时，常取此平面内的参数和尺寸作为计算基准
 - 在中间平面（通过蜗杆轴线且垂直于蜗轮轴线的平面）上，相当于齿条与齿轮的啮合传动
- 蜗杆传动的主要参数
 - 模数 m 、齿形角 α 、蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2 、蜗杆直径系数 q 、蜗杆分度圆柱导程角 γ 、传动比 i 、中心距 a 和蜗轮变位系数 x_2 等



普通圆柱蜗杆传动的主要参数

1) 模数 m 、齿形角 α

- 蜗杆和蜗轮啮合时，在中间平面上

$$m_{x1} = m_{t2} = m, \quad \alpha_{x1} = \alpha_{t2} = \alpha$$

- 蜗杆的轴向模数 m_{x1} 与蜗轮的端面模数 m_{t2} 相等
- 轴向压力角 α_{x1} 与端面压力角 α_{t2} 相等
- 模数 m 取标准值
- ZA蜗杆的轴向压力角为标准值， $\alpha_x = 20^\circ$
- 其余三种（ZN、ZI、ZK）蜗杆的法向压力角为标准值，即 $\alpha_n = 20^\circ$

普通圆柱蜗杆传动的主要参数

2) 蜗杆分度圆直径 d_1 和直径系数 q

- 加工蜗轮时，常用与配对蜗杆具有同样参数和直径的蜗轮滚刀来加工。这样，只要有一种尺寸的蜗杆，就必须用与之配对的蜗轮滚刀
- 为了减少蜗轮滚刀的数目，便于刀具的标准化，将蜗杆分度圆直径 d_1 定为标准值，
 - 即对应于每一种标准模数规定一定数量的蜗杆分度圆直径 d_1
- 蜗杆直径系数 q
 - d_1 与 m 的比值

$$q = \frac{d_1}{m}$$

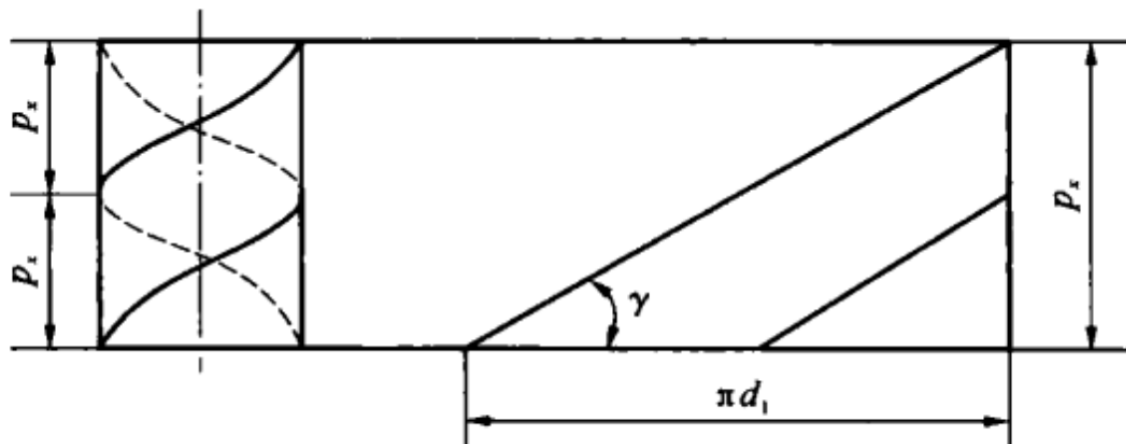
表 4-1 普通圆柱蜗杆传动常用的参数匹配(摘自 GB/T 10085—1988)

模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	$m^2 d_1$	模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	$m^2 d_1$
1.25	20	1	16.000	31	6.3	80	1,2,4	12.698	3 175
	22.4	1	17.900	35		112	1	17.798	4 445
1.6	20	1,2,4	12.500	51.2	8	63	1,2,4	7.875	4 032
	28	1	17.500	72		80	1,2,4,6	10.000	5 120
2	18	1,2,4	9.000	72		100	1,2,4	12.500	6 400
	22.4	1,2,4	11.2	89.2		140	1	17.500	8 960
	28	1,2,4	14.00	112	10	71	1,2,4	7.100	7 100
35.5	1	17.750	142	90		1,2,4,6	9.000	9 000	
2.5	20	1,2,4	8.000	125		112	1	11.200	11 200
	25	1,2,4,6	10.000	156	160	1	16.000	16 000	
	31.5	1,2,4	12.600	197	12.5	90	1,2,4	7.200	14 062
3.15	45	1	18.000	281		112	1,2,4	8.960	17 500
	25	1,2,4	7.937	248		140	1,2,4	11.200	21 875
4	31.5	1,2,4,6	10.000	313	16	200	1	16.000	31 250
	40	1,2,4	12.678	396		112	1,2,4	7.000	28 672
	56	1	17.778	556		140	1,2,4	8.750	35 840
5	31.5	1,2,4	7.875	504	20	180	1,2,4	11.250	46 080
	40	1,2,4,6	10.000	640		250	1	15.625	64 000
	50	1,2,4	12.500	800		140	1,2,4	7.000	56 000
6.3	71	1	17.750	1136	25	160	1,2,4	8.000	64 000
	40	1,2,4	8.000	1000		224	1,2,4	11.200	89 600
	50	1,2,4,6	10.000	1 250		315	1	15.750	126 000
8	63	1,2,4	12.600	1 575	31.5	180	1,2,4	7.200	112 500
	90	1	18.000	2 250		200	1,2,4	8.000	125 000
	50	1,2,4	7.936	1 984		280	1,2,4	11.200	175 000
10	63	1,2,4,6	10.000	2 500	40	400	1	16.000	250 000

普通圆柱蜗杆传动的主要参数

3) 传动比 i

- 通常蜗杆传动是以蜗杆为主动的减速装置，故其传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$
 - n_1 、 n_2 ：蜗杆和蜗轮的转速 (r/min)
- 将蜗杆分度圆柱螺旋线展开成直角三角形的斜边
 - p_z 为导程，对于多头蜗杆， $p_z = z_1 p_x$ ，其中， $p_x = \pi m$ 为蜗杆的轴向齿距
- 蜗杆分度圆柱导程角为 $\tan \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_x}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q}$



由蜗杆传动的正确啮合条件可知，当两轴线的交错角为 90° 时，导程角 γ 与蜗轮分度圆螺旋角 β 相等，且方向相同

图 4-5 导程角与导程的关系

普通圆柱蜗杆传动的主要参数

4) 变位系数 x_2

- 普通圆柱蜗杆传动变位的主要目的是凑中心距和凑传动比，使之符合标准或推荐值
- 蜗杆传动的变位方法与齿轮传动相同，也是在切削时，将刀具相对于蜗轮移位
- 凑中心距时，蜗轮变位系数 x_2 为

$$x_2 = \frac{a'}{m} - \frac{1}{2}(q + z_2) = \frac{a' - a}{m}$$

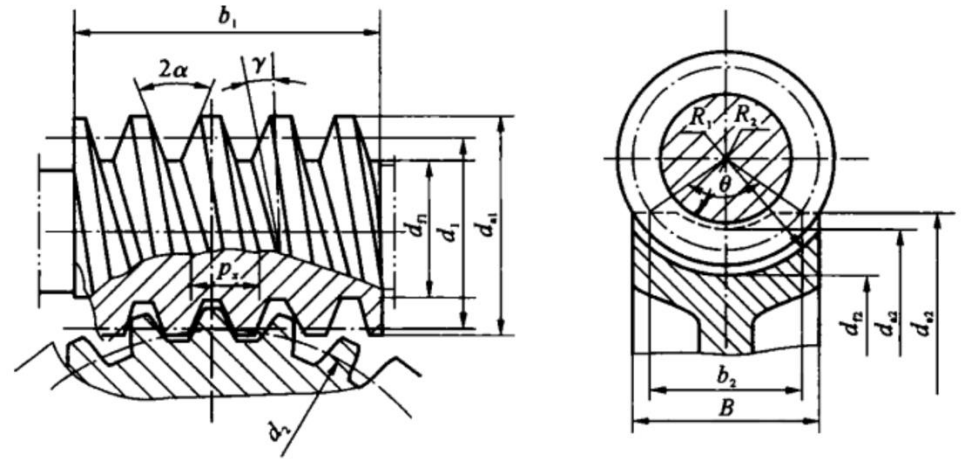
- 式中 a 、 a' ：未变位时的中心距和变位后的中心距

圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸

普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算

表 4-2 圆柱蜗杆传动的主要几何尺寸的计算公式

名称	符号	普通圆柱蜗杆传动	圆弧圆柱蜗杆传动
中心距	a	$a = 0.5m(q+z_2)$ $a' = 0.5m(q+z_2+2x_2)$ (变位)	$a = 0.5m(q+z_2+2x_2)$
齿形角	α	$\alpha_z = 20^\circ$ (ZA 型), $\alpha_n = 20^\circ$ (ZN, ZI, ZK 型)	$\alpha_n = 23^\circ$ 或 24°
蜗轮齿数	z_2	$z_2 = z_1 i$	$z_2 = z_1 i$
传动比	i	$i = z_2 / z_1$	$i = z_2 / z_1$
模数	m	$m = m_n / \cos\gamma$ (取标准值)	$m = m_n / \cos\gamma$ (取标准值)
蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = mq$	$d_1 = mq$
蜗杆轴向齿距	p_z	$p_z = m\pi$	$p_z = m\pi$
蜗杆导程	p_r	$p_r = z_1 p_z$	$p_r = z_1 p_z$
蜗杆分度圆柱导程角	γ	$\gamma = \arctan z_1 / q$	$\gamma = \arctan z_1 / q$
顶隙	c	$c = c^* m, c^* = 0.2$	$c = 0.16m$
蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m$ 一般 $h_a^* = 1$; 短齿, $h_a^* = 0.8$	$z_1 \leq 3, h_{a1} = m; z_1 > 3, h_{a1} = 0.9m$
蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = h_f^* m + c$	$h_{f1} = 1.16m$
蜗杆齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
蜗杆螺纹部分长度	b_1	根据表 4-3 中公式计算	$b_1 = 2.5m \sqrt{z_2 + 2 + 2x_2}$
蜗杆轴向齿厚	S_{z1}	$S_{z1} = 0.5m\pi$	$S_{z1} = 0.4m\pi$
蜗杆法向齿厚	S_{n1}	$S_{n1} = S_{z1} \cos\gamma$	$S_{n1} = S_{z1} \cos\gamma$
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = z_2 m$	$d_2 = z_2 m$
蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = h_a^* m$ $h_{a2} = m(h_a^* + x_2)$ (变位) $h_{a2} = m(h_a^* - x_2 + c^*)$ (变位)	$z_1 \leq 3, h_{a2} = m + x_2 m$ $z_1 > 3, h_{a2} = 0.9m + x_2 m$ $h_{f2} = 1.16m - x_2 m$
蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = m(h_f^* + c^*)$ $h_{f2} = m(h_f^* - x_2 + c^*)$ (变位)	
蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$
蜗轮齿宽	b_2	$b_2 \approx 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$	$b_2 \approx 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$
蜗轮齿根圆弧半径	R_1	$R_1 = 0.5d_{a1} + c$	$R_1 = 0.5d_{a1} + c$
蜗轮齿顶圆弧半径	R_2	$R_2 = 0.5d_{f1} + c$	$R_2 = 0.5d_{f1} + c$
蜗轮顶圆直径	d_{e2}	按表 4-3 选取	$d_{e2} = d_{a2} + 2(0.3 \sim 0.5)m$ $B = 0.45(d_1 + 6m)$
蜗轮轮毂宽度	B	按表 4-3 选取	
齿廓圆弧中心到蜗杆齿厚对称线的距离	l_1		$l_1 = \rho \cos\alpha_n + 0.5S_{n1}$
齿廓圆弧中心到蜗杆轴线的距离	l_2		$l_2 = \rho \sin\alpha_n + 0.5d_1$

表 4-3 普通圆柱蜗杆传动的蜗轮宽度 B 、顶圆直径 d_{e2} 及蜗杆螺纹部分长度 b_1 的计算公式

z_1	B	d_{e2}	x_2	b_1
1	$\leq 0.75d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 2m$	0	$\geq (11 + 0.06z_2)m$
			-0.5	$\geq (8 + 0.06z_2)m$
2	$\leq 0.75d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 1.5m$	-0.1	$\geq (10.5 + z_1)m$
			0.5	$\geq (11 + 0.1z_2)m$
3	$\leq 0.75d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 1.5m$	1.0	$\geq (12 + 0.1z_2)m$
			0	$\geq (12.5 + 0.09z_2)m$
4	$\leq 0.67d_{a1}$	$\leq d_{a2} + m$	-0.5	$\geq (9.5 + 0.09z_2)m$
			-0.1	$\geq (10.5 + z_1)m$
4	$\leq 0.67d_{a1}$	$\leq d_{a2} + m$	0.5	$\geq (12.5 + 0.1z_2)m$
			0.1	$\geq (13 + 0.1z_2)m$

当变位系数 x_2 为中间值时, b_1 取 x_2 邻近两公式所求值的较大者。经磨削的蜗杆, 按左式所求的长度应再增加一定的值:
 当 $m < 10$ mm 时, 增加 25 mm;
 当 $m = 10 \sim 16$ mm 时, 增加 35 ~ 40 mm;
 当 $m > 16$ mm 时, 增加 50 mm

圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算

蜗杆传动设计

圆弧圆柱蜗杆传动的主要参数

- 圆弧圆柱蜗杆的基本齿廓是指通过蜗杆分度圆柱的法截面齿形
 - 主要参数有模数 m 、齿形角 α_0 、齿廓圆弧半径 ρ 和蜗轮变位系数 x_2 等
 - 砂轮轴截面齿形角 $\alpha_0 = 23^\circ$
 - 砂轮轴截面圆弧半径 $\rho = (5\sim 6)m$ (m 为模数)
 - 蜗轮变位系数 $x_2 = 0.5\sim 1.5$

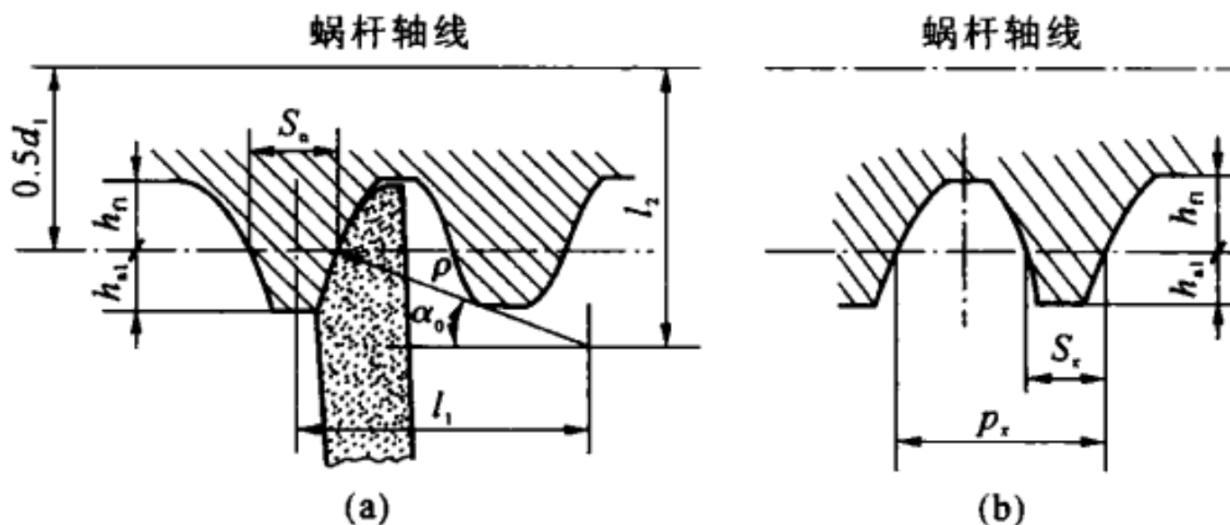


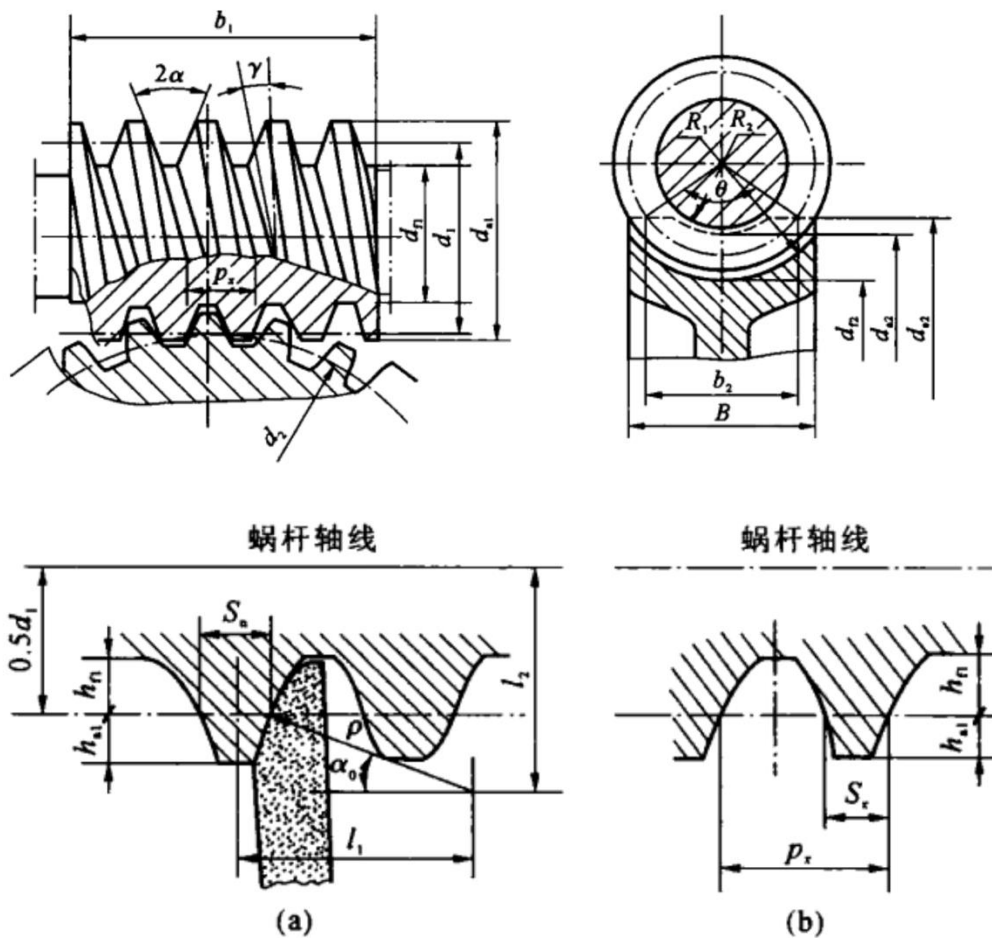
图 4-6 圆弧圆柱蜗杆齿形

(a) 法截面齿形；(b) 轴截面齿形

圆弧圆柱蜗杆传动的几何尺寸

表 4-4 圆弧圆柱蜗杆传动常用的参数匹配

中心距 a /mm	公称传动比 i	模数 m /mm	蜗杆分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_c	中心距 a /mm	公称传动比 i	模数 m /mm	蜗杆分度圆直径 d_1 /mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	实际传动比 i_c
100	10	4.8	46.4	3	31	0.5	10.33	180	10	9.2	80.6	3	29	0.685	9.67
	12.5	4	44	3	37	1	12.33		12.5	7.8	69.4	3	36	0.628	12
	16	4.8	46.4	2	31	0.5	15.5		16	8.2	78.6	2	33	0.659	16.5
	20	3.8	38.4	2	41	0.763	20.5		20	7.1	70.8	2	39	0.866	19.5
	25	3.2	36.6	2	49	1.031	24.5		25	5.6	58.8	2	52	0.893	26
	31.5	4.8	46.4	1	31	0.5	31		31.5	8.2	78.6	1	33	0.659	33
	40	3.8	38.4	1	41	0.763	41		40	7.1	70.8	1	40	0.366	40
	50	3.2	36.6	1	50	0.531	50		50	5.6	58.8	1	52	0.893	52
	60	2.75	32.5	1	60	0.455	60		60	5	55	1	60	0.5	60
	125	10	6.2	57.6	3	31	0.016		10.33	200	10	10	82	3	31
12.5		5.2	54.6	3	37	0.288	12.33	12.5	8.2		78.6	3	38	0.598	12.67
16		6.2	57.6	2	31	0.016	15.5	16	10		82	2	31	0.4	15.5
20		4.8	46.4	2	41	0.708	20.5	20	7.8		69.4	2	41	0.692	20.5
25		4	44	2	51	0.250	25.5	25	6.5		67	2	51	0.115	25.5
31.5		6.2	57.6	1	30	0.516	30	31.5	10		82	1	31	0.4	31
40		4.8	46.4	1	41	0.708	41	40	7.8		69.4	1	41	0.692	41
50		4	44	1	50	0.750	50	50	6.5		67	1	50	0.615	50
60	3.5	39	1	59	0.643	59	60	5.6	58.8	1	60	0.464	60		
160	10	7.8	59.4	3	31	0.564	10.33	250	10	12.5	105	3	31	0.3	10.33
	12.5	6.5	67	3	37	0.962	12.33		12.5	10.5	99	3	37	0.595	12.33
	16	7.8	69.4	2	31	0.564	15.5		16	12.5	105	2	31	0.3	15.5
	20	6.2	57.6	2	41	0.661	20.5		20	10	82	2	41	0.4	20.5
	25	5.2	54.6	2	49	1.019	24.5		25	8.2	78.6	2	51	0.195	25.5
	31.5	7.8	69.4	1	31	0.564	31		31.5	12.5	105	1	31	0.3	31
	40	6.2	57.6	1	41	0.661	41		40	10	82	1	41	0.4	41
	50	5.2	54.6	1	50	0.519	50		50	8.2	78.6	1	50	0.695	50
	60	4.4	47.2	1	61	0.5	61		60	7.1	70.8	1	59	0.725	59


 图 4-6 圆弧圆柱蜗杆齿形
 (a) 法截面齿形; (b) 轴截面齿形

蜗杆传动的 失效形式和设计约束

蜗杆传动设计

蜗杆传动的滑动速度与失效形式

- 当蜗杆传动在节点啮合处啮合时，蜗杆的圆周速度为 v_1 ，蜗轮的圆周速度为 v_2 ，滑动速度 v_s 为

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000 \cos \gamma} \quad (\text{m/s})$$

- 由于、比蜗杆的圆周速度还要大，所以在蜗杆、蜗轮的齿廓间将产生很大的相对滑动，引起较大的摩擦、磨损和发热，导致传动效率的降低
- 闭式蜗杆传动的失效形式主要是轮齿齿面的点蚀、磨损和胶合，有时 ($z_2 > 80$) 会出现轮齿的弯曲折断
 - 通常情况下，蜗杆材料的机械强度高于蜗轮，故失效多发生在强度较低的蜗轮上
 - 在一般闭式传动中，由于蜗杆、蜗轮齿面间的相对滑动速度大，摩擦发热大，使润滑油黏度因温度升高而下降，润滑条件变坏，容易发生胶合或点蚀
 - 在开式传动中，主要是轮齿的磨损和弯曲折断

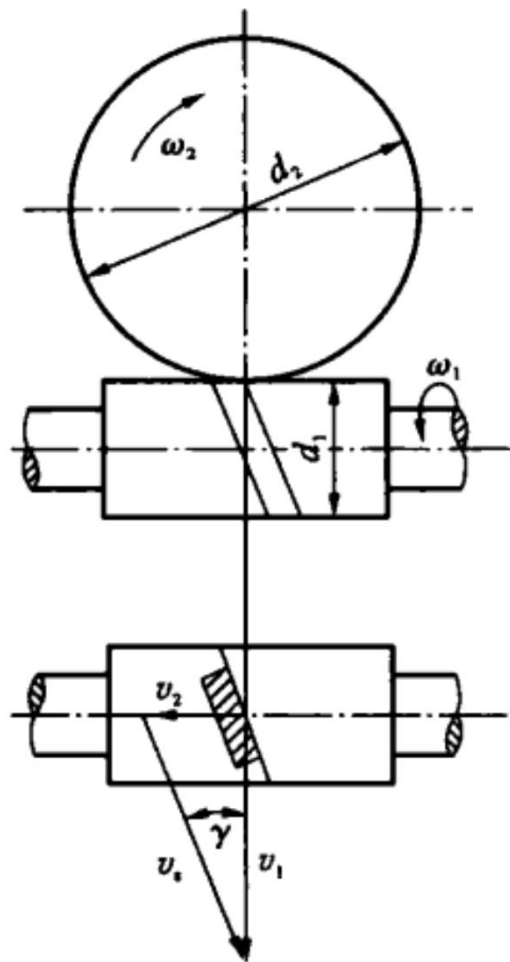


图 4-7 蜗杆传动的滑动速度

圆柱蜗杆传动的强度条件

(1) 闭式传动

- 控制蜗轮齿面的点蚀和胶合，按齿面接触强度条件计算，其约束条件是接触应力不超过许用值
- 当 $z_2 > 80$ 时，还需防止轮齿弯曲折断，按轮齿弯曲疲劳强度条件计算，其约束条件是齿根弯曲应力不超过许用值

(2) 连续工作的闭式传动

- 在这种工作条件下，摩擦发热大，效率低，温升高，若散热不好，将可能因润滑条件恶化而产生胶合
- 因此，其约束条件除上述两项外，还应控制温升，即热平衡时，润滑油的温度不超过许用值

(3) 开式传动

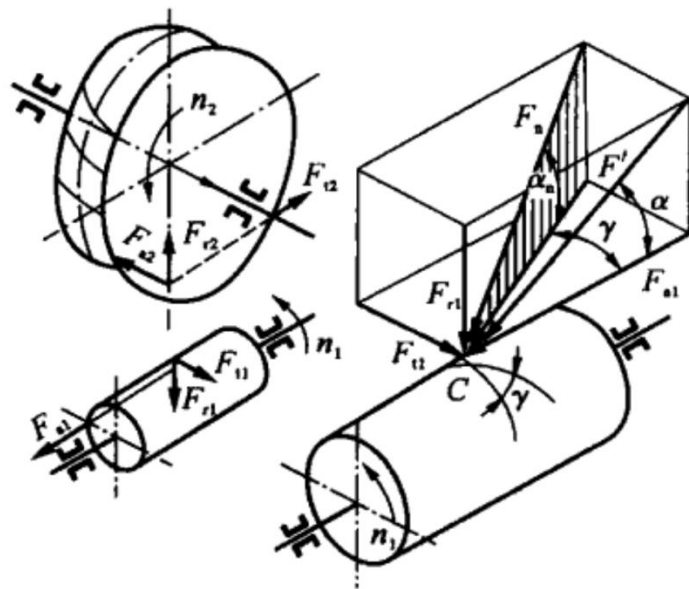
- 主要控制因磨损而引起的蜗轮轮齿的折断，按轮齿弯曲疲劳强度条件计算，其约束条件是轮齿弯曲应力不超过许用值
- 对蜗杆来说，主要是控制蜗杆轴的变形，其约束条件是蜗杆轴的变形不超过许用值

圆柱蜗杆传动的 强度条件

蜗杆传动设计

蜗杆传动的受力分析

- 受力分析的过程和斜齿圆柱齿轮传动的相似
 - 为简化起见，受力分析时通常不考虑摩擦力
- 假定作用在蜗杆齿面上的法向力 F ，集中作用于节点 C 上， F_n 可分解为三个相互垂直的分力
 - 圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a
 - 由于蜗杆轴与蜗轮轴在空间交错成 90° ，所以作用在蜗杆上的圆周力和蜗轮上的轴向力、蜗杆上的轴向力和蜗轮上的圆周力、蜗杆上的径向力和蜗轮上的径向力分别大小相等而方向相反



确定各分力的方向时，先确定蜗杆受力的方向

- 因蜗杆主动，所以蜗杆所受的圆周力 F_{t1} 的方向与它的转向相反
- 径向力 F_{r1} 的方向总是沿半径指向轴心
- 轴向力 F_{a1} 的方向，分析方法与斜齿圆柱齿轮传动相同，对主动蜗杆用左（右）手法则判定
- 蜗轮所受三个分力的方向可由图所示的关系确定

$$\begin{aligned}
 & T_1, T_2: \text{蜗杆、蜗轮上的名义转矩} \\
 & T_2 = T_1 i \eta: i \text{ 传动比, } \eta \text{ 传动效率} \\
 & \alpha_n: \text{蜗杆法面压力角} \\
 & F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = -F_{a2} \\
 & F_{a1} = -F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \\
 & F_{r1} = -F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \\
 & F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma}
 \end{aligned}$$

蜗杆传动的强度条件

- 根据设计约束分析，蜗杆传动的强度条件包括
 - 蜗轮齿面接触强度条件 + 轮齿弯曲疲劳强度条件
 - 如前所述，蜗杆传动的失效多发生在蜗轮上，所以，在进行蜗杆传动的强度计算时，只需对蜗轮轮齿进行强度校核
 - 至于蜗杆的强度可按轴的强度计算方法进行，必要时还要进行蜗杆的刚度计算
 - 对于闭式蜗杆传动，只需校核齿面接触疲劳强度，一般无须校核蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度
 - 只有当蜗轮齿数很多 ($z_2 > 80$) 时，才需校核蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度
 - 对于开式蜗杆传动，只需校核齿根弯曲疲劳强度。



机械设计

Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳
songcy@ieee.org