

4.3 环面蜗杆传动

环面蜗杆传动的蜗杆外形,是以一个凹圆弧为母线绕蜗杆轴线回转而形成的回转面,故称圆环回转面蜗杆,简称环面蜗杆。

4.3.1 环面蜗杆传动的分类及特点

环面蜗杆传动的类别,取决于形成螺旋齿面的母线或母面。母线为直线时,称为直廓环面蜗杆传动(TSL型);母面为平面时,称为平面包络环面蜗杆传动。平面包络环面蜗杆传动泛指平面一次包络环面蜗杆传动(TVP型)和平面二次包络环面蜗杆传动(TOP型)。在平面一次包络环面蜗杆传动中,又有直齿平面包络环面蜗杆传动和斜齿平面包络环面蜗杆传动之分。

直廓环面蜗杆传动(TSL型)和平面二次包络环面蜗杆传动,都是多齿接触和双接触线接触。因此,扩大了接触面积、改善了油膜形成条件、增大了齿面间的相对曲率半径等,这就是提高传动效率和承载能力的原因所在;平面一次包络环面蜗杆传动虽是单接触线接触,但也有多齿接触等优点,所以其传动效率和承载能力也比圆柱蜗杆传动大得多。

平面包络环面蜗杆比较容易实现完全符合其啮合原理的精确加工和淬硬磨削,尤其对于平面一次包络环面蜗杆传动的蜗轮不需制作滚刀,因而工艺更简易。

4.3.2 环面蜗杆传动的形成原理

(1) 直廓环面蜗杆的形成原理

在图14-4-11中,蜗杆毛坯轴线 O_1-O_1 与刀座回转中心 O_2 的垂距等于蜗杆传动的中心距 a ,毛坯以 ω_1 角速度回转,刀座以 ω_2 角速度回转, $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ 等于蜗杆传动的传动比,刀刃(即母线)为直线,这样切削出的螺旋面是“原始型”的直廓环面蜗杆的螺旋面,其轴向齿廓为直线。

(2) 平面包络环面蜗杆的形成原理

如图14-4-12所示,设平面 F 与基锥 A 相切并一起绕轴线 O_2-O_2 以角速度 ω_2 回转。与此同时蜗杆毛坯绕其轴线 O_1-O_1 以角速度 ω_1 回转,这样,平面 F 在蜗杆毛坯上包络出的曲面便是平面

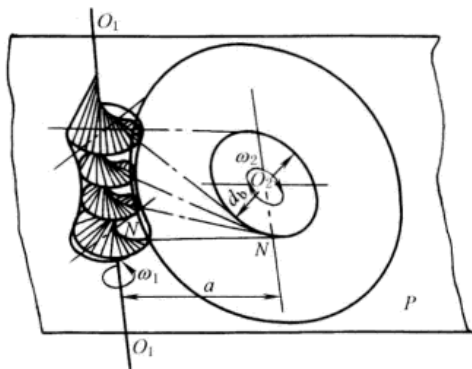


图 14-4-11 直廓环面蜗杆形成原理

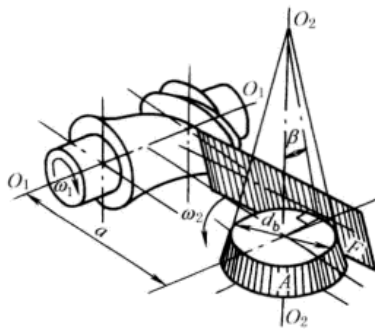


图 14-4-12 平面包络蜗杆形成原理

包络环面蜗杆的螺旋齿面。平面 F 就是母面,实际上是平面齿工艺齿轮的齿面,在传动中,也就是配对蜗轮的齿面。这种传动称为平面一次包络环面蜗杆传动。中间平面与基锥 A 截得的圆称为基圆,其直径为 d_b 。当平面 F 与轴线 O_2-O_2 的夹角 $\beta=0$ 时,是直齿平面包络环面蜗杆,适用于大传动比分度机构;当 $\beta>0$ 时,是斜齿平面包络环面蜗杆,适用于传递动力。

若再以上述蜗杆齿面为母面,即用与上述蜗杆齿面相同的滚刀,对蜗轮毛坯进行滚刀(包络)得到蜗轮,用此蜗轮与上述蜗杆所组成的传动称为平面二次包络环面蜗杆传动。

4.3.3 环面蜗杆传动的参数选择和几何尺寸计算

首先根据承载能力的要求确定中心距 a ,再按直廓环面蜗杆传动(表14-4-23)和平面二次包络环面蜗杆传动(表14-4-24)分别计算几何尺寸。

续表

名 称	代号/单位	计算公式和说明
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}/mm	$d_{f2} = d_{a2} - 2h$
蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a1}/mm	$R_{a1} = a - d_{a1}/2$
蜗杆齿根圆弧半径	R_{f1}/mm	$R_{f1} = a - d_{f1}/2$
分度圆压力角	$\alpha/(^{\circ})$	$\alpha = \arcsin(d_b/d_2)$
圆周齿侧间隙	j_1/mm	由表 14-4-71 查得
圆周齿侧间隙半角	$\alpha_j/(^{\circ})$	$\alpha_j = \arcsin(j_1/d_2)$
蜗杆齿厚半角	$\gamma_1/(^{\circ})$	$\gamma_1 = 0.225\tau - \alpha_j$ $\gamma_1 = 0.25\tau - \alpha_j$ (用于等齿厚)
蜗轮齿厚半角	$\gamma_2/(^{\circ})$	$\gamma_2 = 0.275\tau$ $\gamma_2 = 0.25\tau$ (用于等齿厚)
蜗杆轴线截面齿形半角	$\alpha_1/(^{\circ})$	$\alpha_1 = \alpha + \gamma_1$
蜗轮齿形角	$\alpha_2/(^{\circ})$	$\alpha_2 = \alpha_1 - 0.5\tau + \alpha_j$
蜗杆螺旋入口修形量	Δ_f/mm	$\Delta_f = (0.0003 + 0.000034i)a$
蜗杆中间平面齿厚修形减薄量	$\Delta s_{n1}/\text{mm}$	$\Delta s_{n1} = 2\Delta_f \left(0.3 - \frac{56.7}{z_2 \varphi_h}\right)^2 \cos \gamma$ 等齿厚时 $\Delta s_{n1} = 2\Delta_f \left(0.3 - \frac{63}{z_2 \varphi_h}\right)^2 \cos \gamma$
蜗杆中间平面法向弦齿厚	\bar{s}_{n1}/mm	$\bar{s}_{n1} = d_2 \sin \gamma_1 \cos \gamma$ 中间平面有修形量时 $\bar{s}_{n1} = d_2 \sin \gamma_1 \cos \gamma - \Delta s_{n1}$
蜗杆法向弦齿厚测量齿高	\bar{h}_{a1}/mm	$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5d_2(1 - \cos \gamma_1)$
蜗轮中间平面法向弦齿厚	\bar{s}_{n2}/mm	$\bar{s}_{n2} = d_2 \sin \gamma_2 \cos \gamma$
蜗轮法向弦齿厚测量齿高	\bar{h}_{a2}/mm	$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5d_2(1 - \cos \gamma_2)$
蜗杆外径处肩带宽度	δ/mm	$\delta = 0.5m_t$ (圆整)
蜗杆螺旋入口修缘量	Δ_j/mm	$\Delta_j = 0.03h$
入口修缘对应角	$\psi/(^{\circ})$	$\psi = \varphi_h - 0.6\tau$
蜗杆顶圆最大直径	d_{ea1}/mm	$d_{ea1} = 2[a - (R_{a1}^2 - 0.25b_1)^{0.5}]$
蜗杆齿根圆最大直径	d_{ef1}/mm	作图确定
蜗轮齿顶圆最大直径	d_{ea2}/mm	作图确定
蜗轮齿顶圆弧半径	R_{a2}/mm	$R_{a2} \geq 0.53d_{f1}$
工作起始角	$\varphi_s/(^{\circ})$	$\varphi_s = \alpha - \varphi_h$

注：1. 通常蜗杆和蜗轮的齿厚角分别为 0.45τ 和 0.55τ ，当中心距 $a \leq 160\text{mm}$ 、传动比 $i > 25$ 时，为防止蜗轮刀具刀顶过窄，可按等齿厚分配。

2. 表中算例按抛物线修形计算，若按其他方法修形，相关公式应作变动。

表 14-4-24

平面二次包络环面蜗杆传动的参数和几何尺寸计算

名 称	代号/单位	计算公式和说明
中心距	a/mm	根据承载能力确定
传动比	i	$i = \frac{z_2}{z_1}$ 根据工作要求确定
蜗杆头数	z_1	根据 i 和工作要求确定
蜗轮齿数	z_2	$z_2 = iz_1$

续表

名 称	代号/单位	计算公式和说明
蜗杆分度圆直径	d_1/mm	$d_1 \approx k_1 a$ (圆整) $i > 20, k_1 = 0.33 \sim 0.38$ $i > 10, k_1 = 0.36 \sim 0.42$ $i \leq 10, k_1 = 0.40 \sim 0.50$
蜗轮分度圆直径	d_2/mm	$d_2 = 2a - d_1$
蜗轮端面模数	m_t/mm	$m_t = d_2/z_2$
齿顶高	h_a/mm	$h_a = 0.7m_t$
齿根高	h_f/mm	$h_f = 0.9m_t$
全齿高	h/mm	$h = h_a + h_f$
齿顶间隙	c/mm	$c = 0.2m_t$
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}/mm	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}/mm	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$
蜗杆齿根圆弧半径	R_{f1}/mm	$R_{f1} = a - 0.5d_{f1}$
蜗杆齿顶圆弧半径	R_{a1}/mm	$R_{a1} = a - 0.5d_{a1}$
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}/mm	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$
蜗轮齿顶圆直径	d_{a2}/mm	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$
蜗杆喉部分度圆导程角	$\gamma/(^{\circ})$	$\gamma = \arctan[d_2/(d_1 i_{12})]$
齿距角	$\tau/(^{\circ})$	$\tau = 360/z_2$
主基圆直径	d_b/mm	$d_b = k_2 a$ (圆整) $k_2 = 0.5 \sim 0.67$ 一般取 $k_2 = 0.63$, 小传动比可取较小值
蜗轮分度圆压力角	$\alpha/(^{\circ})$	$\alpha = \arcsin(d_b/d_2)$ $(\alpha = 20^{\circ} \sim 25^{\circ})$
蜗杆包围蜗轮齿数	z'	$z' = z_2/10$ (圆整)
蜗杆包围蜗轮的工作半角	$\varphi_h/(^{\circ})$	$\varphi_h = 0.5\tau(z' - 0.45)$
工作起始角	$\varphi_s/(^{\circ})$	$\varphi_s = \alpha - \varphi_h$
蜗轮齿宽	b_2/mm	$b_2 = (0.9 \sim 1.0)d_{f1}$ (圆整)
蜗杆工作长度	b_1/mm	$b_1 = d_2 \sin \varphi_h$
蜗杆外径处肩带宽度	δ/mm	$\delta \leq m_t$
蜗杆最大齿顶圆直径	d_{ea1}/mm	$d_{ea1} = 2[a - (R_{a1}^2 - 0.25b_1^2)^{0.5}]$
蜗杆最大齿根圆直径	d_{ef1}/mm	作图确定
蜗轮分度圆齿距	p_t/mm	$p_t = \pi m_t$
圆周齿侧间隙	j/mm	由表 14-4-75 查得
蜗轮分度圆齿厚	s_2/mm	$i_{12} > 10$ 时, $s_2 = 0.55p_t$ $i_{12} \leq 10$ 时, $s_2 = p_t - s_1 - j$
蜗杆分度圆弧齿厚	s_1/mm	$i_{12} > 10$ 时, $s_1 = p_t - s_2 - j$ $i_{12} \leq 10$ 时, $s_1 = k_3 p_t$ $z_1 < 4$ 时, $k_3 \approx 0.45$ $z_1 = 4, k_3 = 0.46$ $z_1 = 5, k_3 = 0.47$ $z_1 = 6, k_3 = 0.48$ $z_1 = 8, k_3 = 0.49$

续表

名 称		代号/单位	计算公式和说明	
产形面倾角		$\beta/(^{\circ})$	$\tan\beta\approx\frac{\cos(\alpha+\Delta)\frac{d_2}{2a}\cos\alpha}{\cos(\alpha+\Delta)-\frac{d_2}{2a}\cos\alpha}\times\frac{1}{i}$ $i\geqslant30,\Delta=8^{\circ};i<30,\Delta=6^{\circ}$ $i<10,\Delta=1^{\circ}\sim4^{\circ}\text{或}\Delta=i(0.1^{\circ}\sim0.2^{\circ})$	
蜗杆分度圆法向齿厚		s_{n1}/mm	$s_{n1}=s_1\cos\gamma$	
蜗轮分度圆法向齿厚		s_{n2}/mm	$s_{n2}=s_2\cos\gamma$	
蜗轮齿顶圆半径		R_{a2}/mm	$R_{a2}\geqslant0.53d_{f1}$	
蜗杆齿厚测量齿高		\bar{h}_{a1}/mm	$\bar{h}_{a1}=h_a-0.5d_2\{1-\cos[\arcsin(s_1/d_2)]\}$	
蜗轮齿厚测量齿高		\bar{h}_{a2}/mm	$\bar{h}_{a2}=h_a+0.5d_2\{1-\cos[\arcsin(s_2/d_2)]\}$	
蜗杆修缘值	入口端	修缘值	e_a/mm	$e_a=0.3\sim1$
		修缘长度	E_a/mm	$E_a=(1/4\sim1)p_t$
	出口端	修缘值	e_b/mm	$e_b=0.2\sim0.8$
		修缘长度	E_b/mm	$E_b=(1/3\sim1)p_t$

4.3.4 环面蜗杆传动的修形和修缘计算

环面蜗杆的修形,是为了使传动获得较高的承载能力和传动效率。环面蜗杆啮入口或啮出口的修缘,是为了保证蜗杆螺牙能平稳地进入啮合或退出啮合。

(1) 直廓环面蜗杆

直廓环面蜗杆的修形,是将“原始形”直廓环面蜗杆(如图 14-4-13 细实线部分所示,特点为等齿厚)的螺牙从中间向两端逐渐减薄而成(如图 14-4-13 实线部分所示,其特点是近似于“原始形”蜗杆磨损后的形状)。目前在工业生产中使用的直廓环面蜗杆传动一般均经修形,即“修正形”。“修正形”又有“全修形”和“对称修形”等形式。“全修形”的修形曲线其特征是没有拐点,极值点对应的角度值等于 $1.42\varphi_h$ 。修形曲线按抛物线确定(即“全修形”的蜗杆螺牙的螺旋线在展开的全长上与“原始形”的偏离数值),其方程为:

$$\Delta_y = \Delta_f \left(0.3 - 0.7 \frac{\varphi_y}{\varphi_h} \right)^2$$

式中 Δ_f ——啮入口修形量,见表 14-4-26;

φ_y ——用来确定 Δ_y 的角度值。

实现“全修形”环面蜗杆传动,需要具有机械修正装置或数控的专用机床,故当前应用较少。

“对称修形”是在增大中心距、成形圆直径和改变分齿挂轮的速比后,对“原始形”蜗杆进行修形而获得的。“对称修形”的修形曲线接近于“全修形”的修形曲线。因此,“对称修形”也可获得较好的啮

合性能。由于实现“对称修形”不需增设新的修正机构或专用机床,故当前应用较广。

“对称修形”的修形计算公式见表 14-4-25。

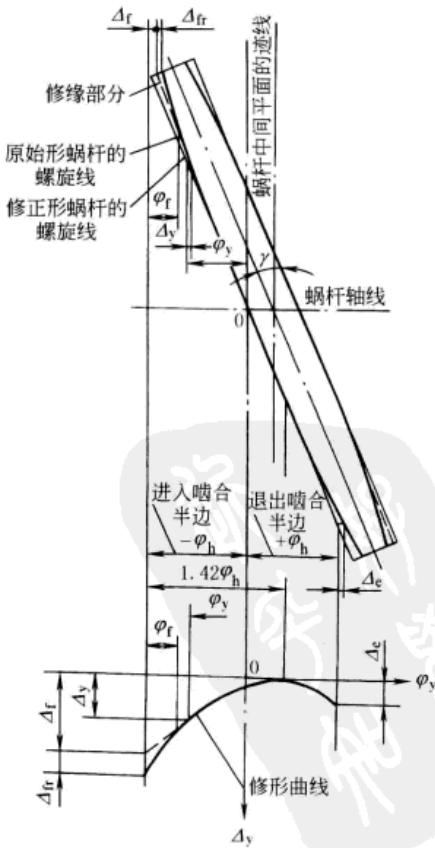


图 14-4-13 直廓环面蜗杆螺牙截面展开图