

文章编号:1000-582X(2012)03-001-07

平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动啮合性能分析

陈永洪,张光辉,陈兵奎,罗文军

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:提出一种新型蜗杆传动形式——平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动。以微分几何和空间啮合理论为基础建立该传动的啮合函数、齿面方程的数学模型。分析该传动的各种传动形式,研究其母平面倾角对啮合性能的影响规律。研究表明:母平面倾角决定传动副的接触线分布;平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆传动具有良好的润滑性能;平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆传动具有较高的承载能力。为研制承载能力高、润滑性能好、体积小新型动力蜗杆传动形式提供理论基础。

关键词:平面内齿轮;蜗杆传动;数学模型;啮合性能

中图分类号:TH 132.429

文献标志码:A

Meshing performance analysis of planar internal gear enveloping crown worm driving

CHEN Yong-hong, ZHANG Guang-hui, CHEN Bing-kui, LUO Wen-jun

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: A new worm driving, i. e. planar internal gear enveloping crown worm driving, is presented. Its mathematical model of meshing functions and teeth surface equations are established basing on the theory of differential geometry and gear mesh. Various types of the driving, the macroscopic meshing performance and the microcosmic meshing performance are analyzed. The results show that the inclination angle of generating plane determines the distribution of contact lines, the planar internal gear primary-enveloping crown worm driving has ideal lubrication property, and the planar internal gear second-enveloping crown worm driving has high loading capacity. The studies are practicably instructive for developing new worm driving with high loading capacity, ideal lubrication and small volume.

Key words: planar internal gear; worm gears; mathematical models; meshing performance

内齿轮包络凸环面蜗杆传动是齿轮包络环面蜗杆传动的又一种型式。该传动的凸环面蜗杆由一内齿轮为工具齿轮与之共轭运动所包络展成。若将该工具齿轮作为蜗轮与该凸环面蜗杆组成一传动,则为内齿轮一次包络凸环面蜗杆传动;若将与凸环面蜗杆齿形一致的滚刀包络出另一蜗轮再与该凸环面蜗杆啮合,则为内齿轮二次包络凸环面蜗杆传动。

张光辉^[1]1965年于“蜗杆传动几何分类及齿轮包络蜗杆的实质”一文中,提出内齿轮包络凸环面蜗杆传动的8种可解型式。Goldfarb^[2]曾提出一种类似的传动形式。但由于凸环面蜗杆的制造难度大,目前尚无人对其进行深入的理论及实验研究。包络环面蜗杆传动具有多齿接触、重合度大、接触线总长度长及承载能力高等优点^[3-4],为目前动力蜗杆传动

收稿日期:2011-10-28

基金项目:国家科技支撑计划资助课题(2006BF01B01-3);国家自然科学基金青年科学基金资助项目(50805148)

作者简介:陈永洪(1984-),男,重庆大学博士研究生,主要从事机械传动相关研究。

张光辉(联系人),男,重庆大学教授,博士生导师,(E-mail)zhang_gh2900@163.com。

的主要发展方向。内齿轮包络凸环面蜗杆传动具有包络环面蜗杆的优点,其特殊的内啮合方式还使其结构更为紧凑,是一种体积小、传动比大、承载能力高的动力蜗杆传动,在航空航天、航海船舶、矿山冶金等运载领域具有良好的应用前景。此外,内齿轮包络凸环面蜗杆的包络理论也是研究内齿轮滚齿原理及内齿轮滚刀造型方法的基础,相关的理论分析及实验研究,对解决内齿轮滚刀造型难题和推广内齿滚齿技术具有重要作用^[5]。虚拟中心距环面蜗杆数控磨床^[6]的成功研制解决了凸环面蜗杆的制造难题,为内齿轮包络凸环面蜗杆传动的研制奠定了基础。

笔者针对平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动,运用微分几何和空间啮合原理,推导其一次包络理论和二次包络理论,分析该传动各种传动形式的宏观啮合质量及微观啮合质量,比较其各自的优缺点,为该传动副的设计和研制提供理论依据。

1 传动副数学模型

1.1 一次包络过程

建立坐标系如图 1 所示。

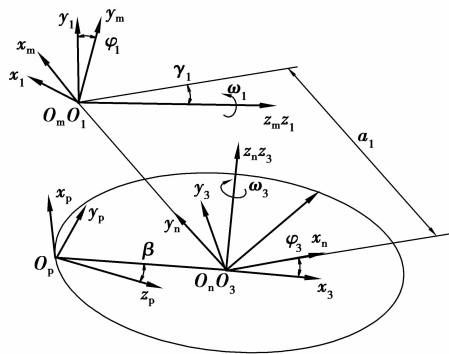


图 1 一次包络的标架设置

$\sigma_m(O_m - x_m y_m z_m)$ 和 $\sigma_n(O_n - x_n y_n z_n)$ 为空间固定标架, $\sigma_1(O_1 - x_1 y_1 z_1)$ 和 $\sigma_3(O_3 - x_3 y_3 z_3)$ 分别为与蜗杆和工具齿轮固连的运动标架, $\sigma_p(O_p - x_p y_p z_p)$ 为包络过程中的活动标架^[7]。 a_1 为一次包络中心距, β 为母平面倾角, r_b 为主基圆半径, γ_1 为一次包络过程中蜗杆安装倾角, ω_1 和 ω_3 分别为蜗杆和工具齿轮的转速, 传动比 $i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}$, φ_1 和 φ_3 分别为蜗杆和工具齿轮的角位移, r_1 为蜗杆脐部分度圆半径。有工具齿轮齿面在标架 σ_3 中的表达式为

$$\left. \begin{aligned} r_3 &= x_3 i_3 + y_3 j_3 + z_3 k_3, \\ x_3 &= v \sin \beta - r_b, \\ y_3 &= u, \\ z_3 &= v \cos \beta, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 u 和 v 为工具齿轮齿面参数。

由两齿面正确啮合条件有一次包络的啮合方程为

$$\left. \begin{aligned} \Phi^{(D)} &= M_1^{(D)} \cos \varphi_3 + M_2^{(D)} \sin \varphi_3 + M_3^{(D)} = 0, \\ M_1^{(D)} &= u \sin \beta \cos \gamma_1 + a_1 \cos \beta \sin \gamma_1, \\ M_2^{(D)} &= r_b \sin \beta \cos \gamma_1 - v \cos \gamma_1, \\ M_3^{(D)} &= -i_{31} u \cos \beta - a_1 \sin \beta \cos \gamma_1 - u \cos \beta \sin \gamma_1. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

将式(1)(2)联立并通过坐标变换到蜗杆固连标架 σ_1 下得蜗杆齿面方程。

将一次包络的啮合函数 $\Phi^{(D)}$ 对时间求导得一次包络的二阶函数 $\Phi_t^{(D)}$, 由活动标架法^[7]有一次包络的一阶函数为

$$\Psi^{(D)} = \Phi_t^{(D)} + \omega_{py}^{(13)} v_{px}^{(13)} - \omega_{px}^{(13)} v_{py}^{(13)}, \quad (3)$$

式中 $v_{px}^{(13)}$ 、 $v_{py}^{(13)}$ 、 $\omega_{py}^{(13)}$ 、 $\omega_{px}^{(13)}$ 分别为一次包络的相对速度和相对角速度在活动标架 σ_p 中沿 i_p 、 j_p 方向的分量。将式(3)与蜗杆齿面方程联立得蜗杆齿面根切线方程。

一次包络的接触线法线方向为

$$\mathbf{a}^{(D)} = \omega_{py}^{(13)} i_p - \omega_{px}^{(13)} j_p, \quad (4)$$

一次包络的接触线法向导数法曲率为

$$k_{\delta}^{(13)} = -\frac{(\mathbf{a}^{(D)})^2}{\Psi^{(D)}}, \quad (5)$$

一次包络的润滑角为

$$\theta_v^{(D)} = \arcsin \frac{v_p^{(13)} \mathbf{a}^{(D)}}{|v_p^{(13)}| |\mathbf{a}^{(D)}|}, \quad (6)$$

一次包络的相对卷吸速度为

$$v_n^{(D)} = \frac{v_p^{(1)} \mathbf{a}^{(D)} + v_p^{(3)} \mathbf{a}^{(D)}}{2 |\mathbf{a}^{(D)}|}, \quad (7)$$

式(7)中 $v_p^{(1)}$ 、 $v_p^{(3)}$ 分别为蜗杆和工具齿轮齿面接触点在活动标架 σ_p 下的速度矢量。

由于蜗杆的包络母面为平面, 所以有蜗杆齿面沿活动标架 σ_p 底矢 i_p 、 j_p 方向的法曲率及沿 i_p 方向的短程挠曲率分别为

$$\left. \begin{aligned} k_{ni_p}^{(1)} &= -\frac{(\omega_{py}^{(13)})^2}{\Psi^{(D)}}, \\ k_{nj_p}^{(1)} &= -\frac{(\omega_{px}^{(13)})^2}{\Psi^{(D)}}, \\ \tau_{g_{i_p}}^{(1)} &= \frac{\omega_{px}^{(13)} \omega_{py}^{(13)}}{\Psi^{(D)}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

1.2 二次包络过程

建立坐标系如图 2 所示, 图中 $\sigma_s(O_s - x_s y_s z_s)$ 和 $\sigma_t(O_t - x_t y_t z_t)$ 为空间固定标架, $\sigma_1(O_1 - x_1 y_1 z_1)$ 和 $\sigma_2(O_2 - x_2 y_2 z_2)$ 分别为与蜗杆和内蜗轮固连的运动标架, $\sigma_p(O_p - x_p y_p z_p)$ 为包络过程中的活动标架(图中未标示), σ_p 与 σ_1 之间的位置及运动关系与一次

包络过程一致。 a_2 为二次包络中心距, γ_2 为二次包络过程中蜗杆安装倾角, ω_1 和 ω_2 分别为蜗杆和内蜗轮的转速, 传动比 $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$, θ_1 和 θ_2 分别为蜗杆和内蜗轮的角位移。

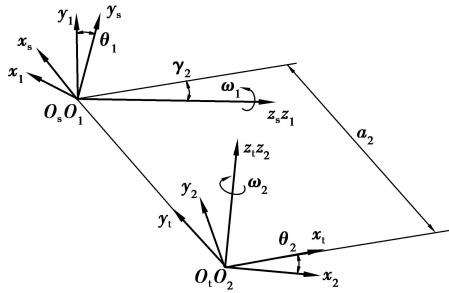


图2 二次包络的标架设置

蜗杆齿面上任何一点的么法矢与包络母面在该点处的么法矢重合。通过坐标变换有二次包络的啮合方程为

$$\begin{cases} \Phi^{(II)} = M_1^{(II)} \cos \theta_1 + M_2^{(II)} \sin \theta_1 + M_3^{(II)} = 0, \\ M_1^{(II)} = i_{21}(-Ax_1 \cos \gamma_2 + Bz_1 \cos \gamma_2 + Ca_2 \sin \gamma_2), \\ M_2^{(II)} = i_{21}(-Ay_1 \cos \gamma_2 + Dz_1 \cos \gamma_2 + Ea_2 \sin \gamma_2), \\ M_3^{(II)} = (1 + i_{21} \sin \gamma_2)(Cx_1 + Ey_1) - Ai_{21}a_2 \cos \gamma_2, \\ A = F + H, \\ B = F \sin \varphi_1 - G \cos \varphi_1 + H \cos \varphi_1, \\ C = F \cos \varphi_1 + G \sin \varphi_1 - H \cos \varphi_1, \\ D = -F \cos \varphi_1 - G \sin \varphi_1 + H \sin \varphi_1, \\ E = F \sin \varphi_1 - G \cos \varphi_1 - H \sin \varphi_1, \\ F = \sin \beta \cos \gamma_1, \\ G = \sin \varphi_3 \cos \beta, \\ H = \cos \varphi_3 \cos \beta \sin \gamma_1. \end{cases} \quad (9)$$

将式(9)与蜗杆齿面方程联立并通过坐标变换到内蜗轮固连标架 σ_2 下得内蜗轮齿面方程。

将二次包络的啮合函数 $\Phi^{(II)}$ 对时间求导得二次包络的二界函数 $\Phi_t^{(II)}$, 由活动标架法^[7]有二次包络的一界函数为

$$\begin{aligned} \Psi^{(II)} = & \Phi_t^{(II)} + \omega_{py}^{(12)} v_{px}^{(12)} - \omega_{px}^{(12)} v_{py}^{(12)} + \\ & k_{ni_p}^{(1)} (v_{px}^{(12)})^2 + k_{nj_p}^{(1)} (v_{py}^{(12)})^2 + \\ & 2\tau_{gi_p}^{(1)} v_{px}^{(12)} v_{py}^{(12)}, \end{aligned} \quad (10)$$

式中, $v_{px}^{(12)}$ 、 $v_{py}^{(12)}$ 、 $\omega_{py}^{(12)}$ 、 $\omega_{px}^{(12)}$ 分别为二次包络的相对速度和相对角速度在活动标架 σ_p 中沿 i_p 、 j_p 方向的分量。将式(10)与蜗轮齿面方程联立得蜗轮齿面根切线方程。

二次包络的接触线法线方向为

$$\begin{aligned} \mathbf{a}^{(II)} = & (v_{px}^{(12)} k_{ni_p}^{(1)} + v_{py}^{(12)} \tau_{gi_p}^{(1)} + \omega_{py}^{(12)}) \mathbf{i}_p + \\ & (v_{py}^{(12)} k_{nj_p}^{(1)} + v_{px}^{(12)} \tau_{gi_p}^{(1)} - \omega_{px}^{(12)}) \mathbf{j}_p, \end{aligned} \quad (11)$$

二次包络的接触线法向导引法曲率为

$$k_\delta^{(12)} = \frac{(\mathbf{a}^{(II)})^2}{\Psi^{(II)}}, \quad (12)$$

二次包络的润滑角为

$$\theta_v^{(II)} = \arcsin\left(\frac{v_p^{(12)} \mathbf{a}^{(II)}}{|v_p^{(12)}| |\mathbf{a}^{(II)}|}\right), \quad (13)$$

二次包络的相对卷吸速度为

$$v_n^{(II)} = \frac{v_p^{(1)} \mathbf{a}^{(I)} + v_p^{(2)} \mathbf{a}^{(II)}}{2|\mathbf{a}^{(I)}|}, \quad (14)$$

式(14)中, $v_p^{(1)}$ 、 $v_p^{(2)}$ 分别为蜗杆和内蜗轮齿面接触点在活动标架 σ_p 下的速度矢量。

2 传动副啮合性能分析

2.1 平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆传动

以表1中参数为例,当蜗轮蜗杆两轴线正交(即 $\gamma_1 = 0^\circ$)时,取工具齿轮固连标架 σ_3 中的 z_3 为横坐标,取 $R_3 = \sqrt{x_3^2 + y_3^2}$ 为纵坐标,将接触线向内齿轮轴截面 $z_3 O_3 R_3$ 做旋转投影。平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆正交传动的接触线分布随母平面倾角 β 的变化情况如图3所示,其接触区域狭窄。

表1 传动副参数

表1 传动副参数			mm
a_1	i_{31}	r_b	r_1
150	1/80	75	40

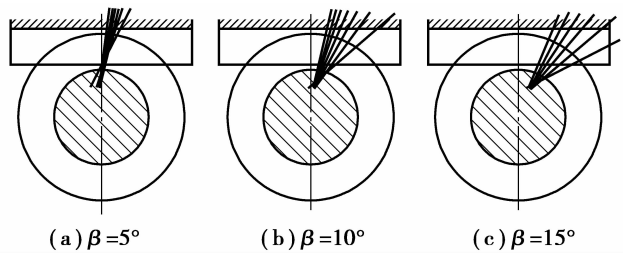


图3 正交时接触线分布

在结构上平面内齿轮包络凸环面蜗杆正交传动无法实现,需将凸环面蜗杆斜置一定角度后放入蜗轮内部,在此取蜗杆安装角 $\gamma_1 = 25^\circ$,并将蜗轮齿宽方向单向减薄以避免干涉,本文后续分析中只针对此种情况进行。按相同的投影方法处理,平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆非正交传动的接触线分布随母平面倾角 β 的变化情况如图4所示,随着 β 的增大接触线倾于齿高方向且分布均匀。

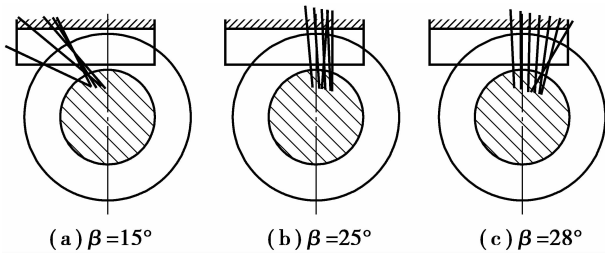


图 4 非正交时接触线分布

对比图 3、4 得出,蜗杆安装倾角的存在,有利于接触线的合理分布和扩大接触区。对非正交时 $\beta=28^\circ$ 的接触情况(图 5)进行微观啮合质量分析,各接触线之间蜗杆转角间隔 $\Delta\varphi_1=2\pi$,诱导法曲率等微观啮合性能如表 2 所示,可见在啮合过程中入口端的诱导法曲率相对较小,而出口端的相对卷吸速度大,润滑角接近 90° 。

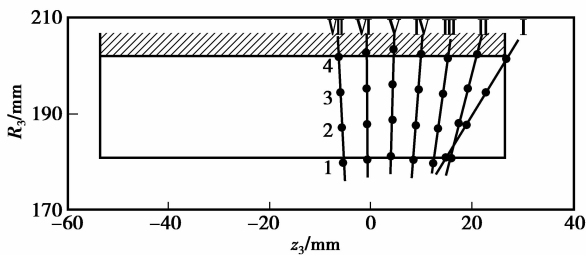


图 5 非正交时内蜗轮齿面接触线(点)号

表 2 非正交时齿面间微观啮合性能

线点号	号	$k_s^{(13)}/\text{mm}^{-1}$	$v_n^{(D)}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$	$\theta_v^{(D)}/(^{\circ})$
I	1	0.004 9	10.01	39.82
	2	0.003 7	8.68	47.16
	3	0.003 0	7.36	52.80
	4	0.002 5	6.03	57.41
II	1	0.005 5	17.62	65.95
	2	0.003 7	16.44	69.21
	3	0.004 1	15.27	71.72
	4	0.003 6	14.09	73.64
III	1	0.007 1	20.13	74.85
	2	0.006 2	19.01	76.74
	3	0.005 5	17.88	78.24
	4	0.004 9	16.75	79.41
IV	1	0.008 8	21.45	78.97
	2	0.007 8	20.37	80.31
	3	0.006 9	19.29	81.35
	4	0.006 3	18.21	82.14

续表 2

线点号	号	$k_s^{(13)}/\text{mm}^{-1}$	$v_n^{(D)}/(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$	$\theta_v^{(D)}/(^{\circ})$
V	1	0.010 6	22.51	81.34
	2	0.009 4	21.48	82.31
	3	0.008 4	20.45	83.17
	4	0.007 7	19.42	83.76
VI	1	0.012 5	23.63	82.74
	2	0.011 1	22.66	83.52
	3	0.010 0	21.69	84.16
	4	0.009 1	20.72	84.70
VII	1	0.014 6	24.95	83.54
	2	0.013 0	24.04	84.21
	3	0.011 8	23.14	84.85
	4	0.010 7	22.23	85.34

2.2 平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆传动

对于平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆传动,其一次包络和二次包络过程中的中心距、传动比及蜗杆安装倾角,若均相同则称为平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆典型传动;若仅蜗杆安装倾角不同则称为平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆角修正型传动;否则称为平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆一般型传动。

为便于比较,以表 1 中参数为例,取内蜗轮固连标架 σ_2 中的 z_2 为横坐标,取 $R_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$ 为纵坐标,将接触线向内蜗轮轴截面 $z_2O_2R_2$ 做旋转投影,得各种形式的平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆传动的接触线分布随母平面倾角 β 等参数的变化情况如下。

2.2.1 典型传动

将 $a_2 = a_1, i_{21} = i_{31}$ 及 $\gamma_2 = \gamma_1$ 带入二次包络的啮合方程式(9)可化简为

$$\left. \begin{aligned} \Phi^{(II)} &= \sin \Delta (N_1 \sin \Delta - N_2 \cos \Delta) = 0, \\ \Delta &= \frac{(\theta_1 - \varphi_1)}{2}, \\ N_1 &= u - a_1 \tan \beta \sin \gamma_1 \cos \gamma_1 - \\ &\quad a_1 \cos \varphi_3 \cos^2 \gamma_1 + i_{31} u \sin \gamma_1, \\ N_2 &= \frac{(a_1 - u \cos \varphi_3) \sin \gamma_1 - i_{31} u \cos \varphi_3}{\sin \varphi_3} + \\ &\quad \frac{(u - a_1 \cos \varphi_3) \tan \beta \cos \gamma_1}{\sin \varphi_3}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

由式(15)可知平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆典型传动啮合函数为两因式之积,故其瞬时呈双曲线接触。其中直线接触线为一次包络接触线的重现,将其所构成的平面接触区称为一次接触区,将曲线接触线所构成的曲面接触区称为二次接触区。

平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆典型传动的接触线分布随母平面倾角 β 的变化情况如图 6 所示,随着母平面倾角 β 的增大,其一次接触区逐渐增大,二次接触区逐渐减小,且二次接触区齿面位于一次接触区齿面所在平面的上方。

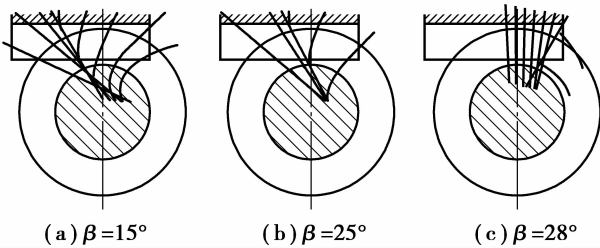


图 6 典型传动接触线分布

若以渐开线内齿轮为工具齿轮包络凸环面蜗杆,推测其接触线分布与平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆典型传动类似^[10-14]。以此蜗杆为基体制作滚刀,视工具齿轮为媒介齿轮,当滚刀与媒介齿轮内齿面按典型传动做共轭运动并沿媒介齿轮轴向螺旋进给以保证所滚出虚拟媒介齿面只存在有一次接触区,而媒介齿轮外齿面与所滚内齿轮按内齿轮传动做共轭运动,则由卡姆士定理可知所滚内齿轮即为渐开线内齿轮。

对 $\beta=15^\circ$ 时的接触情况(图 7)进行微观啮合质量分析,各接触线之间蜗杆转角间隔 $\Delta\varphi_1=2\pi$,诱导法曲率等微观啮合性能如表 3 所示,可以看出其一次接触区的相对卷吸速度相对较大,润滑角接近 90° ,而二次接触区的诱导法曲率相对较小。

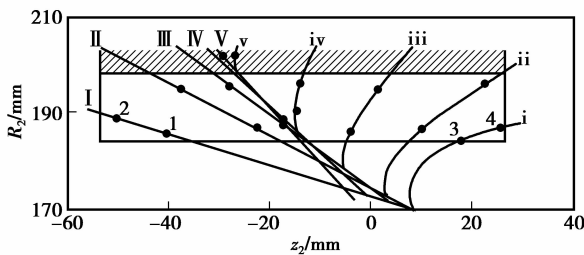


图 7 典型传动内齿轮齿面接触线(点)号

表 3 典型传动齿面间微观啮合性能

线点号	号	$k_b^{(12)}/(\text{mm}^{-1})$	$v_n^{(11)}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	$\theta_v^{(11)}/(^{\circ})$
1		0.003 2	15.01	82.54
I	2	0.002 7	9.93	83.85
i	3	0.001 4	4.36	34.91
	4	0.001 2	0.82	41.56

续表 3

线点号	号	$k_b^{(12)}/(\text{mm}^{-1})$	$v_n^{(11)}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	$\theta_v^{(11)}/(^{\circ})$
	1	0.004 2	17.87	82.90
II	2	0.003 0	8.95	84.94
ii	3	0.000 6	13.09	45.81
	4	0.000 6	8.51	51.10
	1	0.006 0	19.51	83.14
III	2	0.004 3	12.40	85.01
iii	3	0.000 2	16.69	48.75
	4	0.000 2	13.91	51.47
	1	0.007 6	18.86	83.75
IV	2	0.005 5	12.59	85.51
iv	3	0.000 1	11.51	53.24
	4	0.000 1	9.66	54.70
V	1	0.006 2	10.31	86.35
v	3	0.000 1	4.53	55.33

2.2.2 角修正型传动

对于角修正型传动,为了便于比较及加工方便,取 $\gamma_1=0^\circ$ 和 $\gamma_2=25^\circ$,得其接触线分布随母平面倾角 β 的变化情况如图 8 所示。可见随着 β 的增大接触线分布趋于均匀、同时啮合的齿数随之增多。

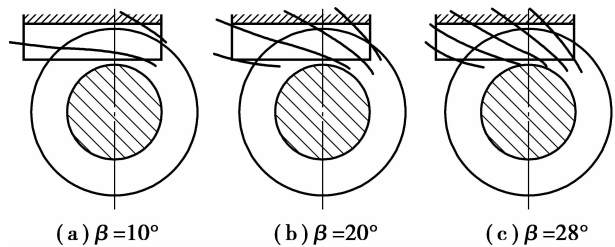


图 8 角修正型传动接触线分布

对 $\beta=28^\circ$ 时的接触情况(图 9)进行微观啮合质量分析,各接触线之间蜗杆转角间隔 $\Delta\varphi_1=2\pi$,诱导法曲率等微观啮合性能如表 4 所示,其诱导法曲率相对较小,相对卷吸速度相对较大、润滑角在 65° 左右。

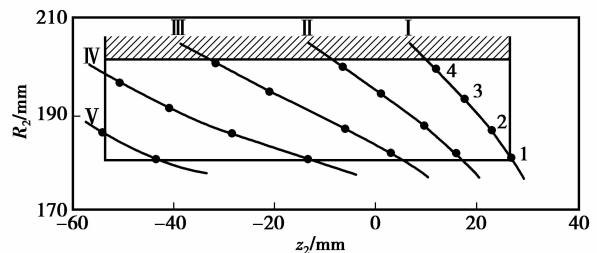


图 9 角修正型传动内齿轮齿面接触线(点)号

表 4 角修正型传动齿面间微观啮合性能

线点号	$k_{\delta}^{(12)}/\text{mm}^{-1}$	$v_n^{(11)}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	$\theta_v^{(11)}/(^{\circ})$
I	1	0.000 2	49.55
	2	0.000 4	50.58
	3	0.000 7	50.32
	4	0.001 4	49.11
II	1	0.000 1	43.98
	2	0.000 3	47.84
	3	0.000 4	49.60
	4	0.000 7	49.74
III	1	0.000 1	36.05
	2	0.000 2	43.39
	3	0.000 3	47.84
	4	0.000 4	50.01
IV	1	0.000 1	27.39
	2	0.000 1	36.47
	3	0.000 2	43.27
	4	0.000 2	48.13
V	1	0.000 1	22.19
	2	0.000 1	32.54

2.2.3 一般型传动

平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆一般型传动是通过改变二次包络过程中蜗轮蜗杆之间的相对位置关系和相对运动关系,以达到改变蜗轮齿面结构、优化接触区、提高啮合质量的目的。取母平面倾角 $\beta=28^{\circ}$,令 $\Delta i=i_{12}-i_{13}$ 和 $\Delta a=a_2-a_1$,得接触线分布随中心距及传动比的变化情况如图 10 所示,可以看出平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆一般型传动的接触线总体都倾于齿高方向且分布均匀,宏观啮合质量好。

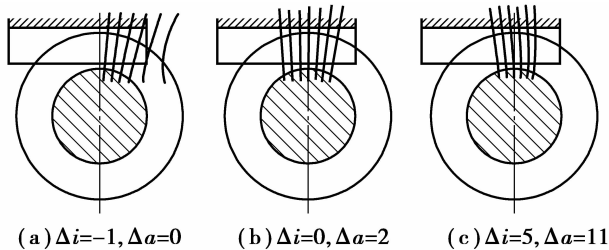


图 10 一般型传动接触线分布

对其中 $\Delta i=0, \Delta a=2$ 时的情况(图 11)进行微观啮合质量分析,接触线之间蜗杆转角间隔 $\Delta\varphi_1=2\pi$,诱导法曲率等微观啮合性能如表 5 所示,可见其诱导法曲率在平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动的所有传动形式中最小。

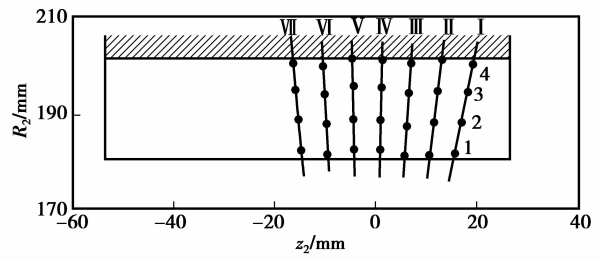


图 11 一般型传动内蜗轮齿面接触线(点)号

表 5 一般型传动齿面间微观啮合性能

线点号	$k_{\delta}^{(12)}/\text{mm}^{-1}$	$v_n^{(11)}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	$\theta_v^{(11)}/(^{\circ})$
I	1	0.000 1	8.63
	2	0.000 1	11.78
	3	0.000 1	13.30
	4	0.000 1	14.17
II	1	0.000 1	10.96
	2	0.000 1	15.46
	3	0.000 1	18.73
	4	0.000 2	21.02
III	1	0.000 1	14.75
	2	0.000 1	18.22
	3	0.000 1	20.91
	4	0.000 2	23.04
IV	1	0.000 1	15.95
	2	0.000 1	19.46
	3	0.000 1	22.43
	4	0.000 1	24.87
V	1	0.000 1	19.77
	2	0.000 1	23.05
	3	0.000 2	25.58
	4	0.000 5	27.86
VI	1	0.000 1	22.58
	2	0.000 2	25.36
	3	0.000 3	27.68
	4	0.000 7	29.77
VII	1	0.000 1	23.15
	2	0.000 1	26.07
	3	0.000 3	28.87
	4	0.000 8	31.37

3 结 论

1) 基于内齿轮二次包络凸环面蜗杆典型传动的二次作用原理,提出一种内齿轮滚齿原理及内齿轮滚刀造型方法的设想。

2) 母平面倾角对平面内齿轮包络凸环面蜗杆传

动的接触线分布起决定作用。对于平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆传动、平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆角修正型及一般型传动,当母平面倾角略大于蜗杆安装倾角时,其接触线分布较为理想;而平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆典型传动,为了同时获得较为合理的一次接触区和二次接触区,其母平面倾角值应小于蜗杆安装倾角。

3)平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆传动属凸-平面啮合,相对卷吸速度及润滑角较大,齿面间润滑性能好;平面内齿轮二次包络凸环面蜗杆传动属凸-凹面啮合,接触线诱导法曲率小,齿面间承载能力高。

4)平面内齿轮一次包络凸环面蜗杆传动因其良好的润滑性能及齿面的可精确磨削性,使平面内齿轮材料能以钢代铜,以增大承载能力和降低成本。

参考文献:

- [1] 张光辉. 蜗杆传动几何分类及齿轮包络蜗杆的实质[C]//太原工学院第五次科学报告会论文选. 太原:[出版者不详],1965:1-23.
- [2] GOLDFARB V I. What we know about spiroid gears[C]//Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmission, September 26-30, 2006, Chongqing, China. Beijing: Science Press, 2006:19-26.
- [3] 董学朱. 环面蜗杆传动设计和修形[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- [4] MOHAN L V, SHUNMUGAM M S. Geometrical aspects of double enveloping worm gear drive[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(11):2053-2065.
- [5] 胡占齐, 崔云起, 李玉昆, 等. 大型内齿轮加工的技术与发展趋势[J]. 工具技术, 2009, 43(6):17-23.
HU ZHAN-QI, CUI YUN-QI, LI YU-KUN, et al. Technologic status and developing trends of big internal gear manufacturing[J]. Tool Engineering, 2009, 43(6):17-23.
- [6] 张光辉, 黎亚元. 能虚拟中心距的环面蜗杆数控机床:中国, CN1907615[P]. 2007-02-07.
- [7] 张光辉, 王朝晋. 活动标架的应用及对 Baxter 诱导法曲率公式的改进[J]. 重庆大学学报:自然科学版, 1983(2):1-12.
ZHANG GUANG-HUI, WANG CHAO-JIN. The application of the live-coordinates frame and improvement of the Baxter's formula of the inductive normal curvature[J]. Journal of Chongqing University, Natural Science Edition, 1983(2):1-12.
- [8] LITVIN F L, PEREZ I G, YUKISHIMA K, et al. Design, simulation of meshing, and contact stresses for an improved worm gear drive[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(8):940-959.
- [9] CHEN K Y, TSAY C B. Mathematical model and worm wheel tooth working surfaces of the ZN-type hourglass worm gear set[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(9):1701-1712.
- [10] 张光辉. 平面二次包络弧面蜗杆传动的研究与应用[J]. 重庆大学学报:自然科学版, 1978, 1(4):1-18.
ZHANG GUANG-HUI. Study and application of planar double-enveloping hourglass worm gearing [J]. Journal of Chongqing University, Natural Science Edition, 1978, 1(4):1-18.
- [11] SHI W K, QIN D T, XU W J. Meshing control of the double-enveloping hourglass worm gearing under the conditions of existing the errors and the load [J]. Mechanism and Machine Theory, 2004, 39(1):61-74.
- [12] ZHAO Y P, ZHANG Z. Computer aided analysis on the meshing behavior of a height-modified dual-torus double-enveloping toroidal worm drive [J]. Computer-Aided Design, 2010, 42(12):1232-1240.
- [13] 孙月海, 段路茜, 王树人, 等. 基于接触线的二次包络 TI 蜗杆传动啮合性能分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(6):44-49.
SUN YUE-HAI, DUAN LU-QIAN, WANG SHU-REN, et al. Contact performance analysis of double enveloping TI worm gearing based on contact lines[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(6):44-49.
- [14] WANG S R, ZHAN D A, LIU H, et al. Tooth contact analysis of toroidal involute worm mating with involute helical gear[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(7):685-691.
- [15] 石万凯, 姜宏伟, 秦大同. 蜗轮稳态温度场的模拟及影响因素分析[J]. 重庆大学学报, 2009, 32(5):487-492.
SHI WAN-KAI, JIANG HONG-WEI, QIN DA-TONG. Simulation of a steady temperature field and analysis of factors affecting a worm gear[J]. Journal of Chongqing University, 2009, 32(5):487-492.
- [16] 姜宏伟, 石万凯, 秦大同. 蜗杆传动磨损的理论分析[J]. 重庆大学学报, 2008, 31(1):5-12.
JIANG HONG-WEI, SHI WAN-KAI, QIN DA-TONG. Theoretical analysis of wear in worm gears[J]. Journal of Chongqing University, 2008, 31(1):5-12.
- [17] 石万凯, 姜宏伟, 秦大同, 等. 新型涂层钢蜗杆副传动机理研究与传动性能评价[J]. 机械工程学报, 2010, 46(5):22-29.
SHI WAN-KAI, JIANG HONG-WEI, QIN DA-TONG, et al. Study on transmission mechanism and transmission performance evaluation of steel worm gear pair with new coatings [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(5):22-29.