

DOI: 10.7652/xjtuxb201903019

滚子包络端面啮合蜗杆传动的啮合性能分析

王凯¹, 付敏², 王珏翎¹

(1. 成都工业职业技术学院装备制造学院, 610218, 成都;
2. 重庆理工大学机械检测技术与装备教育部工程研究中心, 400054, 重庆)

摘要: 为了提高蜗杆的承载能力、传动精度和效率,提出一种新型蜗杆传动形式——滚子包络端面啮合蜗杆传动。根据微分几何和齿轮啮合原理建立坐标系,推导蜗杆齿面方程,以及诱导法曲率、润滑角、卷吸速度和自转角等齿面啮合参数计算公式,研究蜗杆主要设计参数对啮合性能的影响规律。研究结果表明:滚子包络端面啮合蜗杆传动的单段蜗杆与蜗轮同时啮合齿对数为 5,具有较高的承载能力;最大润滑角达到 89°以上,具有良好的润滑性能,为后续的优化设计确定了参数合理的取值范围。

关键词: 滚子包络;端面啮合蜗杆;啮合性能分析

中图分类号: TH132.44 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)03-0135-08

Meshing Performance Analysis on the Worm Drive in Roller Enveloping End Face Engagement

WANGK Kai¹, FU Min², WANG Jueling¹

(1. Equipment Manufacturing Institute, Chengdu Vocational & Technical College of Industry, Chengdu 610218, China;
2. Engineering Research Center of Mechanical Testing Technology and Equipment, Ministry of Education, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China)

Abstract: A new type of transmission-roller enveloping end meshing worm drive is proposed in order to enhance the loading capacity, transmission accuracy and efficiency of worm. According to the principle of differential geometry and gear meshing, the coordinate system is established, the worm tooth surface equation is deduced, and the formulas for calculating the meshing parameters such as normal curvature, lubrication angle, entrainment speed and rotation angle are derived. The influence of main design parameters of worm on the meshing performance is studied. The results show that: the number of simultaneous meshing pairs of single-section worm with worm gear reaches 5, which indicates this new type of worm drive has high loading capacity; and its maximum lubrication angle is over 89°, with good lubrication performance. A reasonable range of parameters is provided for subsequent optimal design of worms.

Keywords: roller envelope; end face engagement worm; meshing performance analysis

为了解决蜗杆传动发热量大、成本高、齿面容易磨损的问题,提出滚子包络端面啮合蜗杆传动,该蜗杆采用双段蜗杆左右分布与单个蜗轮内啮合的结构形式,由蜗杆作为主动件,蜗轮为从动件。蜗轮轮齿为圆周均布的圆柱与轴承的装配体,即装配完整的蜗轮轮齿在传动过程中能够自转,一方面将蜗杆与

收稿日期: 2018-08-09。 作者简介: 王凯(1983—),女,博士,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875070); 教育部春晖计划资助项目(Z2016123)。

网络出版时间: 2018-11-20 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20181116.1133.002.html>

蜗轮的啮合齿面间的滑动摩擦部分转变为滚动摩擦,降低损耗、提高效率,另一方面蜗轮轮齿的自转能够使滚子与蜗杆啮合时接触面不局限于单一区域而是整个滚子表面,降低了接触面的磨损,减小了由轮齿磨损带来的传动误差。

王进戈等提出的无侧隙双滚子包络环面蜗杆传动的蜗轮由两个对称蜗轮半体组成,蜗轮轮齿为双滚柱且滚柱错位均布在蜗轮半体的周向,滚柱可以自转,蜗轮轮齿及滚柱错位布置,分别与蜗杆的左右侧齿面啮合,从而实现了无侧隙,消除了回程误差,传动平稳、精度高^[1]。邓星桥等提出了无侧隙平面包络端面啮合蜗杆传动,特点在于蜗杆为两段且为端面啮合,左右两段蜗杆通过一连接轴实现蜗杆传动装置的联接,左右两段蜗杆始终与蜗轮保持接触,旨在解决蜗杆承载能力及间隙等实际问题^[2]。滚子包络端面啮合蜗杆传动具有无侧隙双滚子包络环面蜗杆和无侧隙平面包络端面啮合蜗杆传动的优点,为双端内啮合的方式,啮合齿对数更多,是一种承载能力高的蜗杆传动。邓星桥团队研究的正弦齿端面啮合蜗杆传动以正弦齿为母面包络形成蜗杆,对该蜗杆传动进行参数化分析,具有线性接触、良好的啮合性能和润滑性能,以及能够自动消除间隙的优点^[3]。陈尚友研究的无侧隙滚柱包络端面啮合蜗杆传动,蜗杆与蜗轮轮齿为外啮合的结构形式,单段啮合最大齿数达到了 3^[4]。

孙月海等对基于接触线的二次包络 TI 蜗杆传动进行了啮合性能分析^[5]。柳在鑫等针对交错轴双滚子包络环面蜗杆传动进行了啮合性能分析^[6]。陈永洪等基于平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动开展了啮合性能分析^[7]。王凯等对无侧隙双滚子环面蜗杆传动进行了啮合分析^[8-9]。Litvin 等对改进的蜗杆传动进行了接触应力和啮合性能分析^[10]。

本文以滚子包络端面啮合蜗杆传动为研究对象,以微分几何和齿轮啮合原理为基础,推导了齿面方程和啮合性能相关公式,分析该传动各设计参数对啮合性能的影响,为该传动的优化设计提供了理论依据。

1 传动的工作原理

本文提出的滚子包络端面啮合蜗杆传动的工作原理图如图 1 所示,该蜗杆副由蜗杆轴、两段蜗杆和蜗轮构成,其中两蜗杆分别安装在蜗杆轴的左右两侧,由台阶和轴套确定其轴向位置。作为减速装置,蜗杆为主动件,蜗轮为从动件,工作过程中蜗杆轴输入,蜗轮输出;左端蜗杆的上齿面始终与蜗轮轮齿相

啮合,右端蜗杆的下齿面始终与蜗轮轮齿相啮合,两端的蜗杆与蜗轮呈对称啮合状态,在蜗杆副正反转的情况下能够起到消除间隙的作用。

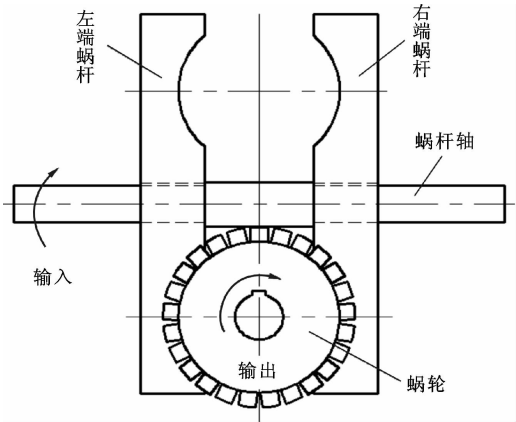
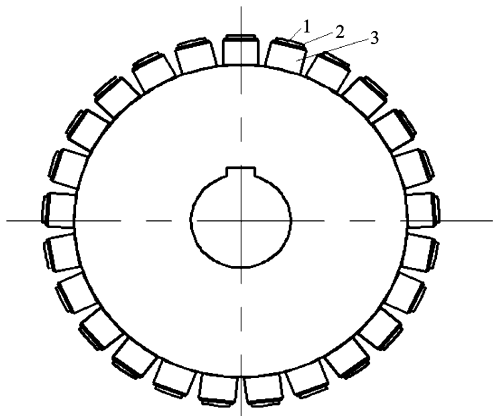


图 1 滚子包络端面啮合蜗杆传动工作原理

滚子包络端面啮合蜗杆传动的蜗轮轮齿为能够绕自身转动的滚柱,可以将蜗轮与蜗杆啮合齿面间的滑动摩擦部分转换为滚动摩擦,从而减少磨损,降低损耗,减少发热,提高效率。传动结构用滚针轴承作为滚柱,蜗轮的轮齿轴颈与滚针轴承内圈接触为滚动摩擦,滚针轴承外圈与蜗杆齿面接触也为滚动摩擦,采用该蜗轮代替传统的铜合金蜗轮,可降低成本、提高承载能力。与滚子包络端面蜗杆啮合的蜗轮轮齿以蜗轮圆周均布的 25 个圆柱为轴颈,在每个轴颈上安装一个滚针轴承,并通过轴用卡簧将轴承固定在轴颈卡槽上组成蜗轮轮齿;轴颈通过过盈配合与滚针轴承精密配合,并利用卡簧固定,形成具有自转功能的蜗轮机构,结构图如图 2 所示。



1:蜗轮滚柱;2:卡簧;3:滚针轴承

图 2 蜗轮结构图

蜗杆齿面成形原理图如图 3 所示,传统的环境蜗杆齿面由蜗轮水平中心线上下两部分轮齿与蜗杆啮合形成,端面蜗杆齿面由蜗轮垂直中心线的左右

两部分轮齿与蜗杆啮合形成。由此表明,端面啮合的方式同时啮合的齿数多,可满足不同传动比与多工作负载的需求。

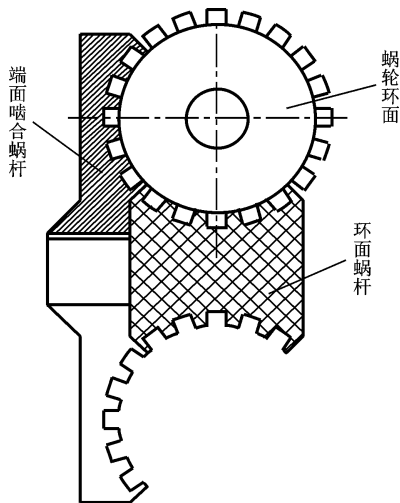


图3 蜗杆齿面成形原理

2 传动的啮合分析

2.1 坐标系的设置及坐标变换

坐标系设置如图4所示, $\sigma_1(i_1, j_1, k_1)$ 为蜗杆静坐标系, $\sigma_2(i_2, j_2, k_2)$ 为蜗轮静坐标系, $\sigma_{1'}(i_{1'}, j_{1'}, k_{1'})$ 为蜗杆动坐标系, $\sigma_{2'}(i_{2'}, j_{2'}, k_{2'})$ 为蜗轮动坐标系, $k_1 = k_{1'}$ 为蜗杆回转轴, $k_2 = k_{2'}$ 为蜗轮回转轴, ω_1 为蜗杆的角速度, ω_2 为蜗轮的角速度。蜗轮轮齿为单个滚子,在滚子柱顶中心建立坐标系 $\sigma_0(i_0, j_0, k_0)$ 。端面啮合蜗杆绕回转轴转动的转角为 φ_1 ,蜗轮绕回转轴转动的转角为 φ_2 ,且 $\varphi_1/\varphi_2 = \omega_1/\omega_2 = Z_2/Z_1 = i_{12} = 1/i_{21}$,其中 Z_1 为蜗杆头数, Z_2 为蜗轮的齿数, i_{12} 为传动比。当 $\varphi_1 = \varphi_2 = 0^\circ$ 时,动坐标系与

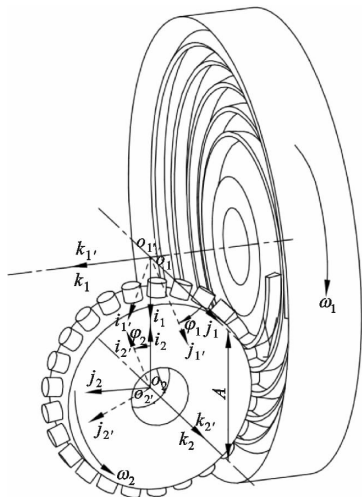


图4 坐标系的设置

静坐标系重合,设 o_0 点在 σ_2 中的坐标为 (a_2, b_2, c_2) ,在接触点 o_p 处设置活动标架 $\sigma_p(e_1, e_2, n)$,固定坐标系 S_0 的位置在滚子顶部圆的中心。

蜗杆传动包络过程中,蜗轮柱面坐标与蜗杆动坐标的转换如下

$$(i_{1'}, j_{1'}, k_{1'})^T = M_{10}(i_0, j_0, k_0)^T \quad (1)$$

$$M_{10} = \begin{bmatrix} M_{11}^{10} & M_{12}^{10} & M_{13}^{10} & M_{14}^{10} \\ M_{21}^{10} & M_{22}^{10} & M_{23}^{10} & M_{24}^{10} \\ M_{31}^{10} & M_{32}^{10} & M_{33}^{10} & M_{34}^{10} \\ M_{41}^{10} & M_{42}^{10} & M_{43}^{10} & M_{44}^{10} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{11}^{10} &= \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 \\ M_{12}^{10} &= -\sin\varphi_1 \\ M_{13}^{10} &= \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 \\ M_{14}^{10} &= -a_2 \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 - A \cos\varphi_1 \\ M_{21}^{10} &= -\sin\varphi_1 \sin\varphi_2 \\ M_{22}^{10} &= -\cos\varphi_1 \\ M_{23}^{10} &= -\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 \\ M_{24}^{10} &= a_2 \sin\varphi_1 \cos\varphi_2 + A \sin\varphi_1 \\ M_{31}^{10} &= -\cos\varphi_2 \\ M_{32}^{10} &= 0 \\ M_{33}^{10} &= \sin\varphi_2 \\ M_{34}^{10} &= -a_2 \sin\varphi_2 \\ M_{41}^{10} &= 0 \\ M_{42}^{10} &= 0 \\ M_{43}^{10} &= 0 \\ M_{44}^{10} &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

2.2 相对速度

活动标架是在曲面的各点建立与曲面有密切联系的正交标架,使表面上的每一给定点都有唯一标架与之对应^[9]。活动标架转换到蜗轮动坐标系的底矢和坐标变换过程如下。

图5为蜗轮滚柱活动标架设置图,由图可见,滚柱面在坐标系 σ_0 中的矢量方程为

$$\left. \begin{aligned} r_0 &= x_0 i_0 + y_0 j_0 + z_0 k_0 \\ x_0 &= R \cos\theta \\ y_0 &= R \sin\theta \\ z_0 &= u \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: u, θ 为柱面参数; R 为蜗轮滚柱的回转半径。

蜗杆传动的中心距为 ξ ,将 ξ 写到 $\sigma_{2'}$ 中为

$$\xi = A \cos\varphi_2 i_{2'} - A \sin\varphi_2 j_{2'} \quad (5)$$

在包络过程中不考虑误差,假设中心距不变,有

$\frac{d\xi}{dt} = 0$,则相对速度矢量在 $\sigma_{2'}$ 中表示为

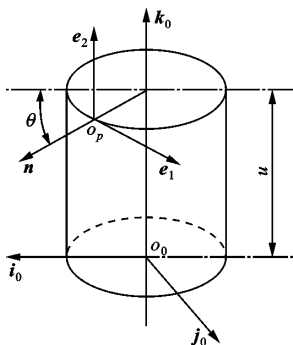


图5 蜗轮滚柱活动标架的设置

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{V}^{(1'2')} &= B_1 \mathbf{i}_{2'} + B_2 \mathbf{j}_{2'} + B_3 \mathbf{k}_{2'} \\ B_1 &= -\cos\varphi_2 y_0 + i_{21} x_0 \\ B_2 &= \sin\varphi_2 y_0 - i_{21} (a_2 - z_0) \\ B_3 &= \cos\varphi_2 (a_2 - z_0) - \sin\varphi_2 x_0 - A \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

经过底矢变换,相对速度矢量在蜗轮活动标架 σ_p 中可以表示为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{V}^{(1'2')} &= V_1^{(1'2')} \mathbf{e}_1 + V_2^{(1'2')} \mathbf{e}_2 + V_n^{(1'2')} \mathbf{n} \\ V_1^{(1'2')} &= -B_2 \sin\theta + B_3 \cos\theta \\ V_2^{(1'2')} &= -B_1 \\ V_n^{(1'2')} &= B_2 \cos\theta + B_3 \sin\theta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中 $V_1^{(1'2')}$ 、 $V_2^{(1'2')}$ 、 $V_n^{(1'2')}$ 分别为相对速度矢量在活动坐标系 σ_p 下的投影。

2.3 齿面方程

由啮合原理^[11]可知,当母面随转角 φ_2 变化时,在不同时刻的不同位置构成了一个单参数曲面族,该曲面族的包络面就是蜗杆齿面。滚子包络端面啮合蜗杆齿面方程为

$$\left. \begin{aligned} r_{1'} &= x_1 i_{1'} + y_1 j_{1'} + z_1 k_{1'} \\ x_1 &= -\cos\varphi_1 \cos\varphi_2 (a_2 - z_0) + \cos\varphi_1 \sin\varphi_2 x_0 - \\ &\quad y_0 \sin\varphi_1 + A \cos\varphi_1 \\ y_1 &= \sin\varphi_1 \cos\varphi_2 (a_2 - z_0) - \sin\varphi_1 \sin\varphi_2 x_0 - \\ &\quad y_0 \cos\varphi_1 - A \sin\varphi_1 \\ z_1 &= -\sin\varphi_2 (a_2 - z_0) - \cos\varphi_2 x_0 \\ r_0 &= x_0 i_0 + y_0 j_0 + z_0 k_0 \\ u &= P_1 / P_2 \\ \varphi_2 &= i_{21} \varphi_1, -\pi \leq \varphi_1 \leq \pi \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

2.3.1 一界函数 根据齿轮啮合原理^[11],齿面偶 $[\Sigma^{(2')}, \Sigma^{(1')}]$ 的一界函数为

$$\Psi = \frac{1}{D^2} \begin{bmatrix} E & F & r_\theta^{(2')} v^{(21)} \\ F & G & r_u^{(2')} v^{(21)} \\ \Phi_\theta & \Phi_u & \Phi_t \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: E 、 F 、 G 为母面 $\Sigma^{(2')}$ 的第一基本量, $E =$

$$(r_\theta^{(2')})^2, F = r_\theta^{(2')} r_u^{(2')}, G = (r_u^{(2')})^2; D = \sqrt{EG}; r_\theta^{(2')} = \sqrt{E} e_1; r_u^{(2')} = \sqrt{G} e_2.$$

2.3.2 诱导法曲率 根据活动标架法^[11],在包络过程中滚子包络端面啮合蜗杆传动沿接触线法线方向的诱导法曲率为

$$k_\delta^{(1'2')} = -k_\delta^{(2'1')} = -\frac{(\omega_2^{(1'2')} + V_1^{(1'2')}/R)^2 + (\omega_1^{(1'2')})^2}{\Psi} \quad (10)$$

2.3.3 润滑角 由齿轮啮合原理^[11],端面啮合蜗杆传动的润滑角为

$$\mu = \arcsin \left| \frac{V_1^{(1'2')} (V_1^{(1'2')}/R - \omega_2^{(1'2')}) + V_2^{(1'2')} \omega_1^{(1'2')}}{\sqrt{(V_1^{(1'2')}/R - \omega_2^{(1'2')})^2 + (\omega_1^{(1'2')})^2}} \right| \quad (11)$$

2.3.4 相对卷吸速度 相对卷吸速度为

$$\left. \begin{aligned} V_{jx} &= 0.5 = (V_\sigma^{(1')} + V_\sigma^{(2')}) \\ V_\sigma^{(1')} &= \frac{V_1^{(1')} (V_1^{(1'2')}/R - \omega_2^{(1'2')}) + V_2^{(1')} \omega_1^{(1'2')}}{\sqrt{(V_1^{(1'2')}/R - \omega_2^{(1'2')})^2 + (\omega_1^{(1'2')})^2}} \\ V_\sigma^{(2')} &= \frac{V_1^{(2')} (V_1^{(1'2')}/R - \omega_2^{(1'2')}) + V_2^{(2')} \omega_1^{(1'2')}}{\sqrt{(V_1^{(1'2')}/R - \omega_2^{(1'2')})^2 + (\omega_1^{(1'2')})^2}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

2.3.5 自转角 自转角 μ_{z0} 是 $\mathbf{v}^{(12)}$ 与 $\mathbf{k}_0$ 之间的夹角,可由下式确定^[8-9,11]

$$\mu_{z0} = \arccos \frac{|\mathbf{k}_0 \cdot \mathbf{v}^{(12)}|}{|\mathbf{v}^{(12)}|} = \arccos \frac{|\mathbf{v}_2^{(12)}|}{\sqrt{(v_1^{(12)})^2 + (v_2^{(12)})^2}} \quad (13)$$

3 传动副的啮合性能分析

假定沿接触线方向载荷分布均匀,应用 MATLAB 对滚子包络端面啮合蜗杆传动的啮合性能进行分析,确定设计参数最优值范围^[3,12-13]。

3.1 滚柱半径对啮合性能的影响

以中心距 $A=125$ mm、 $Z_1=1$ 、 $Z_2=25$ 、 $i_{12}=25/1$ 、 $k_1=0.35$ 为例,说明滚柱半径 R 对端面啮合蜗杆传动中诱导法曲率、润滑角、相对卷吸速度和自转角的影响。根据蜗轮尺寸的几何关系计算得 $R < 11.53$ mm,为了保证蜗杆的承载能力,本文选取 R 的范围为 3~11 mm 来分析蜗杆副的啮合性能。

图 6~图 9 分别给出了 R 取 3~11 mm 时蜗杆的诱导法曲率、润滑角、相对卷吸速度及自转角的啮合性能状态。

从图 6 可以看出:诱导法曲率随着滚柱半径的增大,甲乙面均有明显减小的趋势,这对传动是利

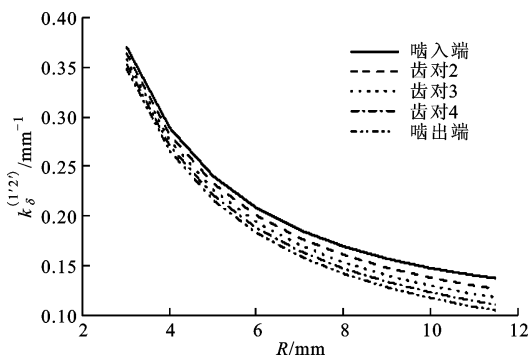


图 6 R 对诱导法曲率的影响

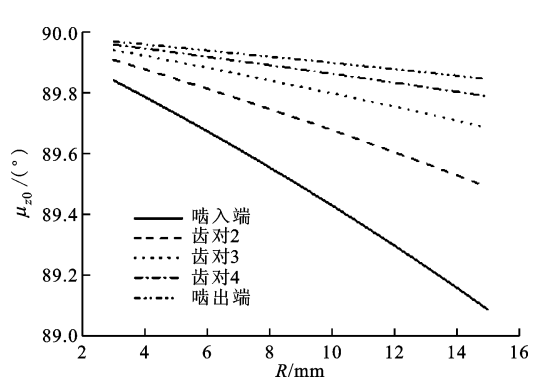


图 9 R 对自转角的影响

的。甲面滚子半径从 3 mm 增大到 11 mm,啐入端的诱导法曲率减小 $0.231\ 3\ \text{mm}^{-1}$,齿对 3 的诱导法曲率减小 $0.237\ 8\ \text{mm}^{-1}$,啐出端的诱导法曲率减小 $0.240\ 8\ \text{mm}^{-1}$ 。

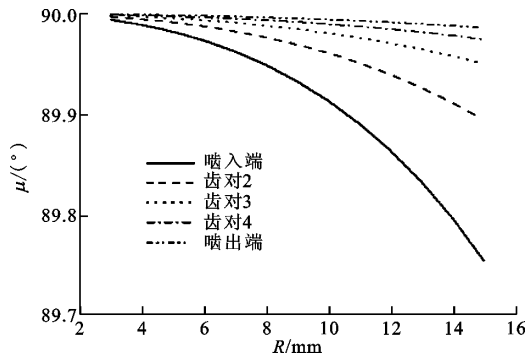


图 7 R 对润滑角的影响

从图 7 可以看出:润滑角随着滚柱半径的增大呈略微减小的趋势。滚子半径从 3 mm 增大到 11 mm,啐入端的润滑角减小了 $0.102\ 3^\circ$,齿对 3 的润滑角减小了 0.022° ,啐出端的润滑角减小了 $0.006\ 3^\circ$ 。

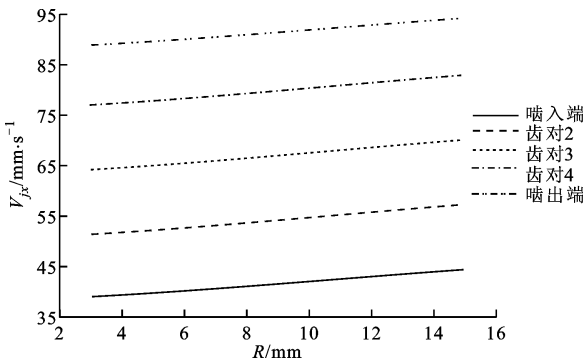


图 8 R 对相对卷吸速度的影响

从图 8 可以看出:相对卷吸速度随着滚柱半径增大呈增大态势,当滚柱半径从 3 mm 增加到 11 mm,啐入端相对卷吸速度增大 $3.508\ 2\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$,齿对 3 相对卷吸速度增大 $3.999\ 1\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$,啐出端相对卷吸速度增大 $3.499\ 9\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

从图 9 可以看出:自转角随着滚柱半径增大呈减小趋势,从啐入到啐出的 5 对齿自转角依次增大,滚柱半径从 3 mm 增加到 11 mm,啐入端自转角减小 $0.753\ 3^\circ$,齿对 3 自转角减小 $0.254\ 7^\circ$,啐出端自转角减小 $0.123\ 3^\circ$ 。

总体来说,滚柱半径对端面啮合蜗杆副的啮合性能影响明显,较大的 R 可以获得较小的诱导法曲率和较大的相对卷吸速度,从而获得优越的啮合性能。

3.2 喉径系数对啮合性能的影响

为了研究喉径系数 k_1 对蜗杆副啮合性能的影响,将端面蜗杆传动的喉径系数作为变参,其他参数不变,取 $R=9\ \text{mm}$ 。本文 k_1 的取值范围为 $0.15 \sim 0.6$ 。

图 10~图 13 分别给出了 k_1 取 $0.15 \sim 0.6$ 时蜗杆的诱导法曲率、润滑角、相对卷吸速度及自转角等啮合性能状态。

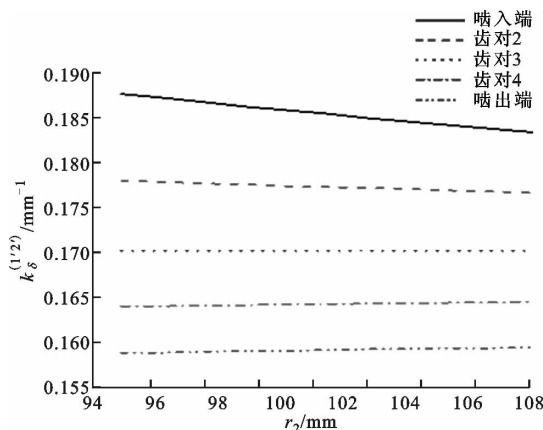


图 10 k_1 对诱导法曲率的影响

从图 10 可以看出:啐入端的诱导法曲率随着喉径系数的增大呈减小趋势,喉径系数从 0.1 增大到 0.6,其诱导法曲率减小 $0.010\ 4\ \text{mm}^{-1}$,齿对 2、3 的诱导法曲率变化微弱,齿对 4、啐出端的诱导法曲率

随着喉径系数的增大呈微弱增大的趋势。

从图 11 可以看出:随着喉径系数的增大,润滑角呈增大趋势。喉径系数从 0.1 增大到 0.6,啮入端的润滑角增大 $0.024\ 8^{\circ}$,其他 4 对啮合齿对的润滑角基本保持不变。该蜗杆的润滑角均达到 89.9° 以上,润滑效果好。

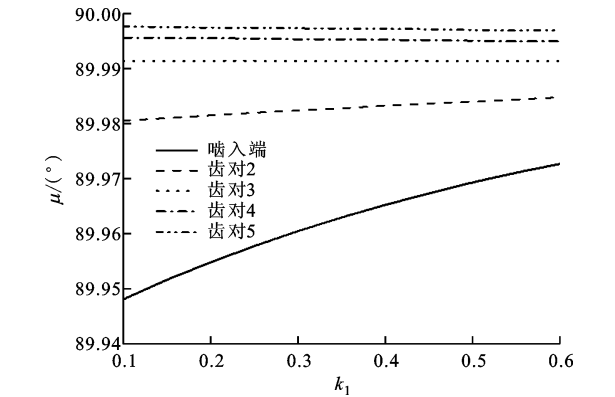


图 11 k_1 对润滑角的影响

从图 12 可以看出:啮入端和齿对 2 的相对卷吸速度随着喉径系数的增大而增大,齿对 3、4 和啮出端的相对卷吸速度随着喉径系数的增大而减小;当喉径系数从 0.1 增大到 0.6,啮入端的相对卷吸速度增大 $7.631\ 5\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

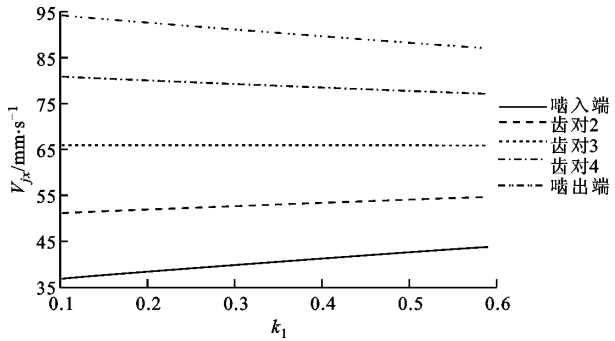


图 12 k_1 对相对卷吸速度的影响

从图 13 可以看出:啮入端、齿对 2 的自转角随着喉径系数的增大而增大,齿对 3、4 和啮出端的自转角随着喉径系数的增大而减小。当喉径系数从 0.1 增大到 0.6,啮入端的自转角增大 $0.160\ 1^{\circ}$,齿对 2 的自转角增大 $0.034\ 5^{\circ}$,齿对 3 的自转角减小 $0.000\ 3^{\circ}$,齿对 4 的自转角减小 $0.009\ 9^{\circ}$,啮出端的自转角增大 0.012° 。

总体来说,喉径系数对端面啮合蜗杆传动的啮合性能影响显著,增大喉径系数能够同时获得较小的诱导法曲率、较大的润滑角和较大的相对卷吸速度。因此,选择合理的喉径系数对端面啮合蜗杆传动的综合啮合性能影响较大。

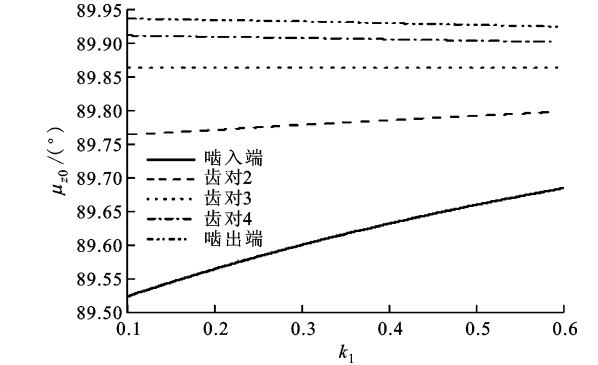


图 13 k_1 对自转角的影响

3.3 沿接触线方向啮合性能情况

以 $A = 125\ \text{mm}$ 、 $i = 25$ 、 $Z_1 = 1$ 、 $Z_2 = 25$ 、 $R = 9\ \text{mm}$ 为例,说明各啮合齿对沿接触线方向的诱导法曲率、润滑角、相对卷吸速度和自转角的变化情况。

图 14 给出了沿接触线方向诱导法曲率的变化情况。啮入端从齿根到齿顶诱导法曲率减小 $0.004\ 3\ \text{mm}^{-1}$,齿对 2 从齿根到齿顶诱导法曲率减小 $0.001\ 3\ \text{mm}^{-1}$,齿对 3、4 从齿根到齿顶的诱导法曲率基本保持不变,啮出端从齿根到齿顶诱导法曲率增大 $0.000\ 6\ \text{mm}^{-1}$ 。

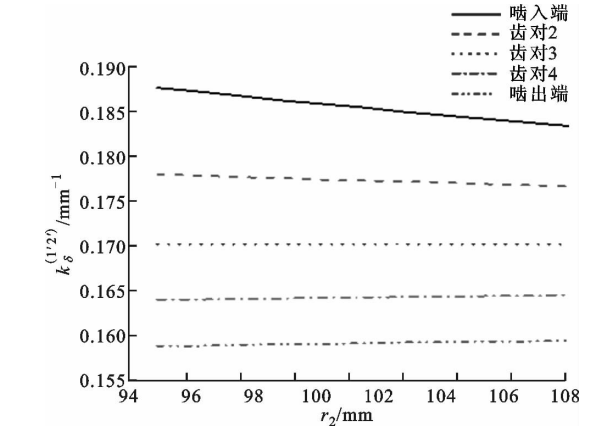


图 14 各啮合齿对沿接触线方向的诱导法曲率分布

图 15 给出了沿接触线方向润滑角的变化情况。啮入端齿根到齿顶润滑角增大 $0.010\ 2^{\circ}$,齿对 2 齿根到齿顶润滑角增大 $0.001\ 8^{\circ}$,齿对 3 从齿根到齿顶的润滑角基本保持不变,齿对 4、啮出端从齿根到齿顶的润滑角减小 $0.000\ 3^{\circ}$ 。

图 16 给出了沿接触线方向相对卷吸速度的变化情况。甲面啮入端齿根到齿顶相对卷吸速度减小 $3.177\ 7\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$,齿对 2、3、4 和啮出端齿根到齿顶相对卷吸速度分别减小 $4.516\ 1$ 、 5.569 、 $6.270\ 5$ 、 $6.576\ 9\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

图 17 给出了沿接触线方向自转角的变化情况。啮入端到齿顶自转角增加 0.665° ,齿对 2 的自转角

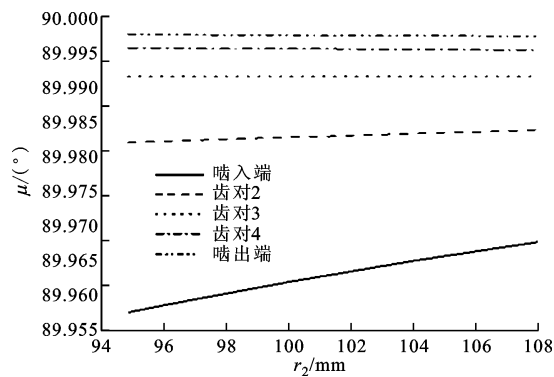


图 15 各啮合齿对沿接触线方向的润滑角分布

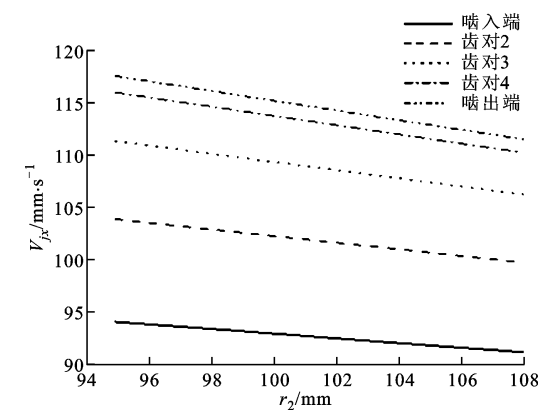


图 16 各啮合齿对沿接触线方向的相对卷吸速度分布

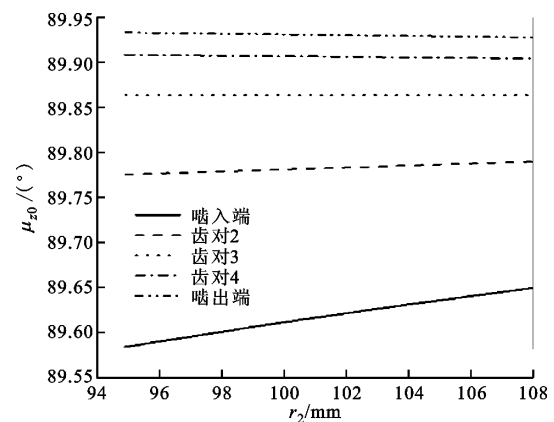


图 17 各啮合齿对沿接触线方向的自转角分布

增加 0.014 5°,齿对 3、4 和啮出端齿根到齿顶的自转角依次减小 0.000 1°、0.004 2°、0.005 1°。

4 结 论

根据齿轮啮合原理推导出滚子包络端面啮合蜗杆传动的啮合分析主要公式,运用 MATLAB 分析了蜗杆主要设计参数的取值范围。

滚子包络端面啮合蜗杆传动属于端面内啮合,单段蜗杆与蜗轮啮合的同时啮合齿对数达到 5,诱导法曲率较小,齿面间的承载能力高,润滑角及相对

卷吸速度均较大,蜗杆齿面间的润滑性能较好。分析结果可为滚子包络端面啮合蜗杆传动的进一步研究和设计工作提供理论依据。

参考文献:

[1] 王进戈,张均富,洪雷. 无侧隙双滚子包络环面蜗杆传动机构: CN101290042 [P]. 2008-10-22.

[2] 邓星桥,王进戈,郑有春. 两段式包络环面端面啮合蜗杆传动装置: CN203488637U [P]. 2013-12-04.

[3] 邓星桥,向中凡,王进戈. 加工和安装误差对无侧隙蜗杆传动接触线及齿廓的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(2): 111-116.

DENG Xingqiao, XIANG Zhongfan, WANG Jinge. Effects of errors on tooth profile and contact curve of non-backlash double-roller enveloping hourglass worm [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45 (2): 111-116.

[4] 陈尚友. 无侧隙滚柱包络端面啮合蜗杆传动建模与研究 [D]. 成都: 西华大学, 2015: 25-30.

[5] 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 Yuehai, DUAN Luqian, WANG Shuren, 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.

[6] 柳在鑫,王进戈,张均富,等. 交错轴双滚子包络环面蜗杆传动啮合分析 [J]. 四川大学学报(工程科学版), 2012, 44(4): 221-225.

LIU Zai-xin, WANG Jin-ge, ZHANG Jun-fu, et al. Meshing analysis of non-parallel double-roller enveloping hourglass worm gearing [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2012, 44 (4): 221-225.

[7] 陈永洪,张光辉,陈兵奎,等. 平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动啮合性能分析 [J]. 重庆大学学报, 2012, 35(3): 1-7.

CHEN Yong-hong, ZHANG Guang-hui, CHEN Bing-kui, et al. Meshing performance analysis of planar internal gear enveloping crown worm driving [J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(3): 1-7.

[8] 王凯,王进戈,邓星桥. 无侧隙双滚子包络环面蜗杆传动的啮合性能分析 [J]. 机械传动, 2009, 33(6): 12-15.

WANG Kai, WANG Jinge, DENG Xingqiao. Meshing analysis of non-backlash double roller enveloping hourglass worm gearing [J]. Journal of Mechanical, 2009,

- 33(6): 12-15.
- [9] 洪雷, 王进戈, 张均富. 无侧隙双滚子包络环面蜗杆传动的啮合分析 [J]. 西华大学学报(自然科学版), 2008, 27(3): 18-20.
HONG Lei, WANG Jingge, ZHANG Junfu, et al. Meshing analysis of non-backlash double-roller enveloping hourglass worm gearing [J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2008, 27(3): 18-20.
- [10] 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.
- [11] 吴序堂. 齿轮啮合原理 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2009: 120-240.
- [12] 柳在鑫, 王进戈, 张均富, 等. 倾斜式双滚子包络环面蜗杆副承载能力研究 [J]. 高技术通讯, 2013, 23(5): 491-496.
LIU Zaixin, WANG Jingge, ZHANG Junfu, et al. Research on the load carrying capacity of inclined double-roller enveloping hourglass worm gears [J]. Chinese High Technology Letters, 2013, 23(5): 491-496.
- [13] DENG Xingqiao, WANG Jingge, HORSTEMEYER M F. Modification design method for an enveloping hourglass worm with consideration of machining and misalignment errors [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(5): 948-956.

[本刊相关文献链接]

- 李金宽, 柳在鑫, 李世蓉, 等. 倾斜式双滚柱包络环面蜗杆传动弹流润滑分析. 2018, 52(3): 83-90. [doi:10.7652/xjtuxb201803012]
- 申建广, 陶涛, 梅雪松, 等. 一种数控滚齿机工作台动态特性建模方法及实验分析. 2017, 51(12): 1-7. [doi:10.7652/xjtuxb201712001]
- 李金宽, 柳在鑫, 张翠. 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的等温弹流润滑分析. 2017, 51(5): 88-94. [doi:10.7652/xjtuxb201705013]
- 杨捷, 王进戈, 陈守安, 等. 无侧隙平面一次包络端面啮合环面蜗杆副弹流润滑分析. 2017, 51(3): 88-94. [doi:10.7652/xjtuxb201703015]
- 田红亮, 郑金华, 陈甜敏, 等. 直线运动滚动导轨副的法向接触力学模型. 2016, 50(5): 1-11. [doi:10.7652/xjtuxb201605001]

(编辑 荆树蓉 陶晴)

(上接第 124 页)

- [9] VISHWANATHA H M, ERAVELLY J, KUMAR C S, et al. Microstructure and mechanical properties of aluminum-alumina bulk nanocomposite produced by a novel two-step ultrasonic casting technique [J]. Metallurgical and Materials Transactions: A, 2016, 47(11): 5630-5640.
- [10] 杜飞, 洪军, 李宝童, 等. 结合面参数的超声检测方法研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3): 19-23.
DU Fei, HONG Jun, LI Baotong, et al. Contact parameter estimation with ultrasonic method [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(3): 19-23.
- [11] STCINWOLF A. Shaker random testing with low kurtosis: review of methods and application for sigma limiting [J]. Shock and Vibration, 2010, 17: 219-231.
- [12] WU Shusen, ZHONG Gu, WAN Li, et al. Microstructure and properties of rheo-diecast Al-20Si-2Cu-1Ni-0.4Mg alloy with direct ultrasonic vibration process [J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2010, 20(S3): 763-767.
- [13] TONG Wen, LI Wei, XIA Chen. Effects of ultrasonic vibration on plastic deformation of AZ31 during the tensile process [J]. International Journal of Minerals Metallurgy & Materials, 2011, 18(1): 70-76.
- [14] ANDREAS N, ANDREAS S. Surface properties in ultrasonic vibration assisted turning of particle reinforced aluminum matrix composites [J]. Procedia CIRP, 2014, 13: 125-130.
- [15] LAI Jianping, JIANG Rongpiao, LIU Huashan, et al. Influence of cerium on microstructures and mechanical properties of Al-Zn-Mg-Cu alloys [J]. Journal of Central South University, 2012, 19(4): 869-874.
- [16] ZHANG Lihua, YU Jun, ZHANG Xiaoming. Effect of ultrasonic power and casting speed on solidification structure of 7050 aluminum alloy ingot in ultrasonic field [J]. Journal of Central South University of Technology, 2010, 17(3): 431-436.

(编辑 荆树蓉)