

DOI: 10.7652/xjtuxb201705013

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

李金宽, 柳在鑫, 张翠
(西华大学机械工程学院, 610039, 成都)

摘要: 为了研究倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的共轭齿对在啮合传动过程中的润滑特性, 在其啮合理论和弹性流体动力润滑理论的基础上, 根据牛顿流体弹流润滑模型建立了倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的等温弹流润滑简化模型及线接触弹流数学模型, 利用牛顿迭代法和牛顿-拉夫逊法进行了数值求解, 得到了该传动副的油膜压力及油膜厚度曲线, 并据此分析了滚柱半径、喉径系数、滚柱偏距、倾斜角对弹流润滑特性的影响。结果表明: 该传动副具有较好的润滑性能; 喉径系数和滚柱偏距是影响润滑特性的重要因素, 滚柱半径和倾斜角对润滑特性的影响较小; 蜗轮齿顶处的润滑效果优于蜗轮齿根处; 要使传动副保持良好的润滑性能, 喉径系数不宜过小, 滚柱偏距不宜过大。

关键词: 双滚子; 环面蜗杆传动; 弹性流体动力润滑; 油膜压力; 油膜厚度

中图分类号: TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)05-0088-07

Analysis on Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication Performance of Inclined Double-Roller Enveloping Hourglass Worm Drive

LI Jinkuan, LIU Zaixin, ZHANG Cui
(School of Mechanical Engineering, Xihua University, Chengdu 610039, China)

Abstract: To study the lubrication performance of the conjugating tooth-pairs in inclined double-roller enveloping hourglass worm drive, a simplified model of isothermal elastohydrodynamic lubrication (EHL) and a line-contact mathematical model are established with Newtonian fluid EHL model based on the meshing theory of inclined double-roller enveloping hourglass worm drive and the theory of EHL. The oil film pressure and thickness are analyzed by using Newton iteration and Newton-Raphson method. And the effects of roller radius, orifice coefficient, offset distance and inclined angle on the EHL performance of this worm drive are analyzed. It can be concluded that this transmission has better lubrication performance and that the orifice coefficient and offset distance are the most important factors affecting the EHL performance, and roller radius and inclined angle have less influence. The EHL performance at addendum of the worm gear is better than that at dedendum. The orifice coefficient should not be too small and offset distance should not be too large for effectively improving the lubrication performance of the inclined double-roller enveloping hourglass worm drive.

Keywords: double-roller; hourglass worm drive; elastohydrodynamic lubrication; oil film pressure; oil film thickness

倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动^[1-4]为多齿共轭传动,其主要失效形式为蜗轮轮齿断裂及齿面胶合。该传动副的润滑状况直接影响其磨损、传动效率及齿面胶合,如果能在传动副之间形成全膜润滑,就可避免直接接触,从而减少磨损,提高传动效率,降低油温,改善传动副的抗胶合能力。研究这种传动副的弹流润滑特性可为进一步分析其失效机理及优化设计制造提供必要的基础。

Sharif 等运用弹流润滑理论并计入齿面的弹性变形与润滑油的黏压效应,对渐开线蜗杆传动的润滑问题进行了研究,计算出了压力、温度和油膜厚度的分布^[5-7];许立忠等根据 Dowson-Higginson 公式,对超环面行星蜗杆传动的弹流润滑状态进行了研究^[8];徐小兵等综合了滑动速度的影响,利用 Dowson-Higginson 公式对蜗杆传动的油膜厚度进行了分析^[9];汪久根等根据 Chittenden 等提出的油膜厚度公式,分析了阿基米德蜗杆传动的油膜厚度^[10]。以上研究为滚柱包络蜗杆传动的弹流润滑分析提供了理论依据。

本文基于倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的啮合理论和弹性流体动力润滑理论,根据牛顿流体的润滑特性对该传动副的等温线接触弹流润滑问题进行了数值求解,得到了该传动副的油膜压力及油膜厚度曲线,并分析了设计参数滚柱半径 R 、喉径系数 k_1 、滚柱偏距 c_2 、倾斜角 γ 对弹流润滑特性的影响,以期为该传动副的后续研究工作提供理论依据。

1 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的工作原理

图 1 所示为倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的三维模型,图中 γ 为滚柱倾斜角。蜗轮由 2 个半边蜗轮组成,圆柱滚子均匀分布在每个半边蜗轮的周向,且滚子可绕自身轴线转动。该传动采用双排滚子错位布置,其中一排圆柱滚子与蜗杆左侧齿面啮合,另一排圆柱滚子与蜗杆右侧齿面接触,蜗杆左、右齿面分别由与中间平面两边相距一定距离的圆柱滚子包络而成,通过调节这 2 个半边蜗轮轮体的安装位置,使滚子与蜗杆齿面始终保持接触,从而可实现无侧隙传动。就单排圆柱滚子齿而言,工作过程中存在侧隙,从而保证了传动的正常工作和良好的润滑,但对整体而言,通过采用双排滚子错位布置,可消除传动的回程误差,使传动平稳,提高传动精度^[1-2]。这种传动副在传动过程中为瞬时多齿啮

合,接触线是复杂的空间曲线,且每一啮合齿对上仅有一条接触线。图 2 所示即为在蜗杆喉部参与啮合的一条接触线,图中 x_0 、 y_0 、 z_0 表示圆柱滚子的坐标。

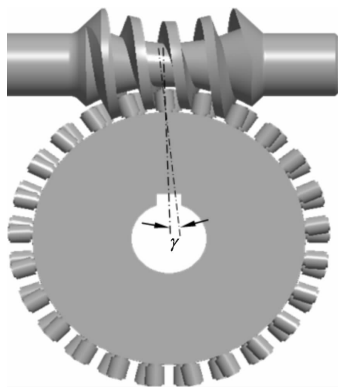


图 1 蜗杆传动三维模型结构图

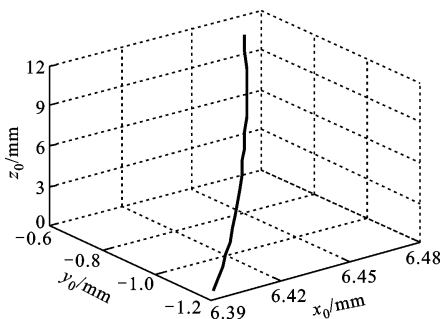


图 2 齿对啮合接触线

2 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的弹流润滑模型

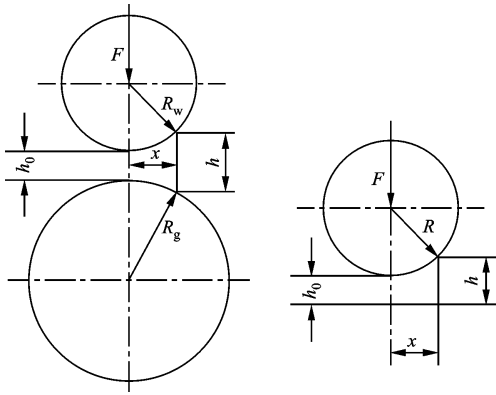
2.1 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的弹流润滑简化模型

由于倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动接触区的宽度与表面在接触点处的曲率半径相比很小,并且弹流润滑研究只涉及接触点附近的区域,所以根据赫兹接触理论,该传动副的线接触问题可以等效为一平面与一当量圆柱体的接触,它们的弹流润滑性能是等效的^[11]。图 3a 所示的接触模型可以用一个具有当量弹性模量 E' 和当量曲率半径 R 的弹性圆柱与刚性平面的接触来代替^[11-12](如图 3b 所示),使其构成的间隙与图 3a 中的相同。图 3 中 R_1 、 R_2 分别为圆柱滚子和蜗杆在啮合点处的曲率半径, h 为任意一点 x 处的油膜厚度, h_0 为中心油膜厚度。

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right); \quad \frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

式中: μ_1 、 E_1 和 μ_2 、 E_2 分别为蜗杆和蜗轮轮齿的泊

松比及弹性模量。



(a)两弹性圆柱的接触 (b)弹性圆柱与刚性平面的接触

图3 线接触简化模型

由于倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆的传动过程十分复杂,在传动过程中载荷、表面速度及接触几何均随时间的变化而变化,在同一接触线上不同接触点处的载荷、曲率半径和表面速度均不相同,因此在该传动副进行弹流润滑特性分析时,接触线上的运动参数和几何参数不能直接带入膜厚度方程^[13],需要对该传动副的弹流润滑模型进行简化。根据赫兹理论,可将倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动任意接触点处的几何接触模型,简化为一圆柱体与一刚性平面的接触^[12]。将该传动副的弹流润滑模型简化为多个离散的圆柱体沿接触线分布,如图4所示,图中 P_1 、 P_2 分别为瞬时接触线 C_t 上的2个端点, R_o 为诱导法曲率半径, F_n 为接触点 P 处的法向载荷, $S^{(0)}$ 为蜗轮齿平面, $V^{(1)}$ 为蜗杆齿面在接触点 P 的速度, $V^{(2)}$ 为蜗轮齿面在接触点 P 的速度, $V_o^{(1)}$ 、 $V_o^{(2)}$ 分别为 $V^{(1)}$ 、 $V^{(2)}$ 在 P 点沿接触线法线方向的投影。应用图4所示的该传动副的弹流润滑模型,就可以求解该传动副任一瞬时接触线上的

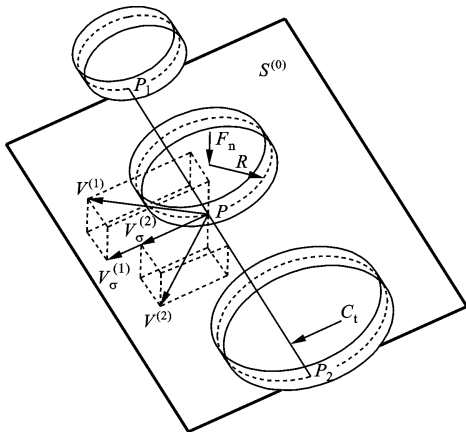


图4 传动副的弹流润滑模型

任意一点 P 处的油膜压力及膜厚。

经简化后的当量曲率半径^[12]为

$$R = R_o = 1/k_o \quad (1)$$

式中: k_o 为诱导法曲率,可根据文献[2]求得。

基于2个纯滚动接触进行弹流润滑分析,设 v_1 、 v_2 分别为蜗轮和蜗杆在啮合点处沿接触线法线方向的速度,根据文献[1,12],该传动副的卷吸速度

$$v_{jx} = (v_1 + v_2)/2 \quad (2)$$

式中

$$v_1 = \frac{v_1^2 (v_1^{12}/R - \omega_2^{12}) + v_2^2 \omega_1^{12}}{[(v_1^{12}/R - \omega_2^{12})^2 + (\omega_1^{12})^2]^{1/2}}$$

$$v_2 = \frac{v_2^2 (v_1^{12}/R - \omega_2^{12}) + v_2^2 \omega_1^{12}}{[(v_1^{12}/R - \omega_2^{12})^2 + (\omega_1^{12})^2]^{1/2}}$$

$$v_1^{12} = B_1 D_2 \cos\theta + B_2 D_1 \cos\theta - B_3 \sin\theta$$

$$\omega_1^{12} = i_{21} \sin\theta - (D_2 \sin\varphi_2 + D_1 \cos\varphi_2) \cos\theta$$

$$\omega_2^{12} = D_1 \sin\varphi_2 - D_2 \cos\varphi_2$$

$$v_1^1 = z_2 (D_1 \sin\varphi_2 - D_2 \cos\varphi_2) \cos\theta - B_3 \sin\theta$$

$$v_2^1 = z_2 (D_1 \cos\varphi_2 + D_2 \sin\varphi_2)$$

$$v_1^2 = \omega_0 R + i_{21} (a_2 D_1 - b_2 D_2 - u) \cos\theta$$

$$v_2^2 = i_{21} (x_2 D_1 + y_2 D_2); \quad B_1 = i_{21} y_2 - z_2 \cos\varphi_2$$

$$B_2 = z_2 \sin\varphi_2 - i_{21} x_2$$

$$B_3 = x_2 \cos\varphi_2 - y_2 \sin\varphi_2 - A$$

$$x_2 = a_2 + D_2 R \sin\theta - D_1 u$$

$$y_2 = b_2 + D_1 R \sin\theta + D_2 u; \quad z_2 = c_2 + R \cos\theta$$

$$D_1 = \cos\alpha \cos\gamma - \sin\alpha \sin\gamma$$

$$D_2 = -\sin\alpha \cos\gamma - \cos\alpha \sin\gamma$$

其中 (a_2, b_2, c_2) 为滚柱回转中心在蜗轮中的坐标^[1-2], ω_0 为滚柱的自转角速度^[2], i_{21} 为该传动副的传动比, φ_2 为蜗轮转角。

考虑齿间载荷分配系数的影响,该传动副每个齿在啮合点处单位长度上的载荷

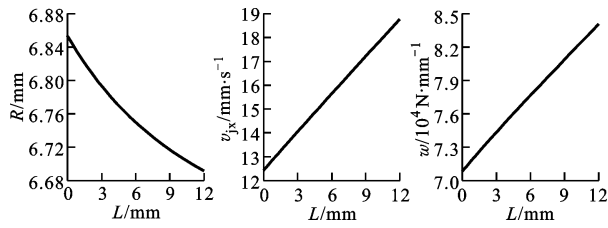
$$w_i = \frac{F_{ni}}{L} = \frac{F_{t1}}{L \cos\alpha_n \cos\beta} = \frac{2K_i T_1}{L d_1 \cos\alpha_n \cos\beta} \quad (3)$$

式中: $i=1,2,3,4$; K_i 为齿间载荷分配系数^[4]; L 为接触线长度; α_n 为压力角; β 为螺旋升角^[3]。

当喉径系数 $k_1=0.4$ 、滚柱偏距 $c_2=7$ mm、滚柱半径 $R=6.5$ mm、倾斜角 $\gamma=6^\circ$ 时,蜗杆喉部参与啮合的接触线上的当量曲率半径 R 、卷吸速度 v_{jx} 和单位长度上的载荷 w 沿接触线方向的变化曲线如图5所示,可以看出,当量曲率半径沿接触线方向逐渐减小,卷吸速度和单位长度载荷沿接触线方向线性增大。

2.2 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的弹流润滑基本方程

引入如下量纲一参数^[14-15]: $H = h/R$; $W = w/\omega$



(a) 当量曲率半径 (b) 卷吸速度 (c) 单位长度载荷

图5 当量曲率半径、卷吸速度和单位长度载荷沿接触线方向的分布

$E'R; U = \eta_0 v_{ix}/E'R; G = \alpha E'; X = x/b; P = p/p_H; \bar{\eta} = \eta/\eta_0; \bar{\rho} = \rho/\rho_0$ 。其中, η_0 为初始黏度, α 为黏压系数, x 为流动方向, b 为赫兹接触半宽, p 为油膜压力, p_H 为最大赫兹接触压力, ρ_0 为初始密度。根据牛顿流体润滑模型, 利用赫兹接触参数对线接触弹流润滑基本方程进行归一化^[14-15]。

(1) 量纲一雷诺方程

$$\frac{d}{dX} \left(\epsilon \frac{dp}{dX} \right) = \frac{d(\bar{\rho}H)}{dX} \quad (4)$$

式中: $\epsilon = \frac{\rho H^3}{\eta \lambda}$, 其中 $\lambda = \frac{12\eta_0 U R^2}{p_H b^2}$ 。边界条件: 入口

$$P(X_{in}) = 0; \text{出口 } P(X_{out}) = \frac{dP(X_{out})}{dX_{out}} = 0。$$

(2) 量纲一膜厚方程

$$H(x) = H_0 + \frac{X^2}{2R} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{in}}^{X_{out}} \ln|X - X'| P(X') dX' \quad (5)$$

(3) 量纲一黏压方程

$$\bar{\eta} = \exp\{(\ln \eta_0 + 9.67)[-1 + (1 + p_H P/p_0)^z]\} \quad (6)$$

式中: $z = 0.68$ 。

(4) 量纲一密压方程

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \quad (7)$$

(5) 量纲一载荷方程

$$W = \int_{X_{in}}^{X_{out}} P(X) dX = \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

2.3 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动弹流润滑的数值解法

线接触弹流润滑的数值解法有很多, 例如逆解法、牛顿迭代法、直接迭代法以及多重网格法等^[11]。本文根据倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的传动特点, 采用牛顿迭代法对该传动副的线接触等温弹流润滑问题进行求解, 其原理是利用差分法将积分形式的雷诺方程离散, 求得各节点压力、中心膜厚和油膜终点位置或终点处膜厚的非线性方程组, 然

后用牛顿-拉夫逊法进行求解^[16]。

(1) 雷诺离散方程

$$f_i = H_i^3 \left(\frac{dP}{dX} \right)_i - I \bar{\eta}_i \left(H_i - \frac{\bar{\rho}_{out} H_{out}}{\rho_i} \right) = 0 \quad (9)$$

式中: I 为量纲化系数, $I = \frac{3\pi^2 U}{4W^2}$; $\bar{\rho}_{out} H_{out}$ 为出口处量纲一的密度和膜厚的乘积, 可利用 $\bar{\rho}_{out} H_{out} = \bar{\rho}_m H_m$ 对 $\bar{\rho}_{out} H_{out}$ 进行修正。

(2) 膜厚离散方程

$$H_i = H_0 + \frac{x_i^2}{2R} + \sum_{j=1}^n K_{ij} P_j \quad (10)$$

式中

$$K_{ij} = \Delta X [(i-j+1/2)(\ln(i-j+1/2)-1) - (i-j-1/2)(\ln|i-j-1/2|-1) + \ln \Delta X] / \pi$$

(3) 载荷离散方程

$$W = \sum_{i=1}^n P_i \Delta X = \frac{\pi}{2} \quad (11)$$

在求解迭代过程中利用下山法, 将求得的差量 ΔP 、 ΔH_0 和 $\Delta(\bar{\rho}_m H_m)$ 乘以下山因子 λ , 再与它们的初值相加组成下一次迭代的值, 即

$$\left. \begin{aligned} P^{k+1} &= P^k + \lambda \Delta P \\ H_0^{k+1} &= H_0^k + \lambda \Delta H_0 \\ (\bar{\rho}_m H_m)^{k+1} &= (\bar{\rho}_m H_m)^k + \lambda \Delta(\bar{\rho}_m H_m) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

3 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的等温线接触弹流润滑特性

3.1 等温线接触润滑特性

某一倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的基本设计参数为: 蜗杆头数 $Z_1 = 1$, 蜗轮齿数 $Z_2 = 25$, 中心距 $A = 125$ mm, 喉径系数 $k_1 = 0.4$, 滚柱偏距 $c_2 = 7$ mm, 滚柱半径 $R = 6.5$ mm, 倾斜角 $\gamma = 6^\circ$ 。所用润滑油的初始黏度 $\eta_0 = 0.028$ Pa·s。蜗杆和蜗轮的材料参数为: $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$, $E_1 = E_2 = 210$ GPa。当节点数 $N = 400$ 、 $\lambda = 0.4$ 时, 假设该传动副的接触表面光滑, 蜗杆喉部参与啮合的一条接触线上分度圆处的等温稳态弹流润滑的油膜压力分布和油膜形状如图6所示。

由图6可知, 该传动副在等温稳态弹流润滑状态下的润滑特性有如下特点: 在接触区中部, 油膜近似为平面形状, 油膜压力与赫兹压力较为接近; 在出口区, 油膜压力出现明显的二次压力峰, 随后急剧下降到环境压力; 在二次压力峰相对应处, 油膜开始收缩, 形成出口区的颈缩, 颈缩处的油膜厚度即为该传动副的最小油膜厚度 h_{min} ^[11]。

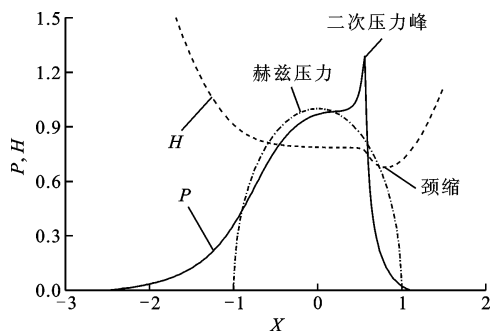


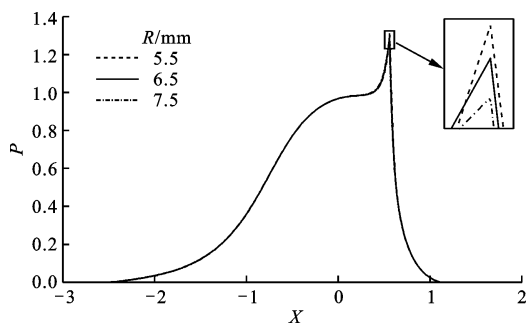
图6 压力分布及油膜形状

3.2 设计参数对等温线接触润滑特性的影响

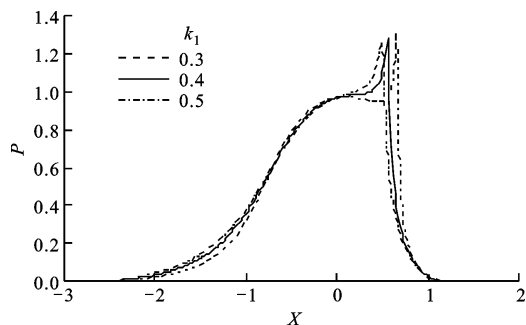
由线接触弹流润滑方程可以看出,卷吸速度 v_{jx} 、载荷 w 和润滑油黏度对油膜压力及油膜形状均有影响,但卷吸速度、载荷的大小与传动副的设计参数滚柱半径 R 、喉径系数 k_1 、滚柱偏距 c_2 、倾斜角 γ 密不可分。下面,将具体分析这些设计参数对油膜压力及油膜厚度的影响。

3.2.1 设计参数对油膜压力的影响 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动的油膜压力随设计参数的变化曲线如图7所示。从图中可以看出,设计参数对油膜压力具有不同程度的影响:喉径系数 k_1 、滚柱偏距 c_2 对该传动副弹流润滑油膜压力的影响较为明显,随着 k_1 的增大,二次压力峰值减小,且位置向入口区方向移动;二次压力峰值随着 c_2 的增大而增大,位置向出口区移动; R 和 γ 对油膜压力的影响较小,二次压力峰值随着 R 的增大而减小,随着 γ 的增大而增大,但位置几乎没有发生变化。不同设计参数对油膜压力曲线的拟合性也不同:在接触中部区,不同 R 、 c_2 和 γ 下的油膜压力曲线具有较好的拟合性,而不同 k_1 下的压力曲线的拟合性则较差, k_1 越小,油膜压力曲线越接近赫兹压力曲线。

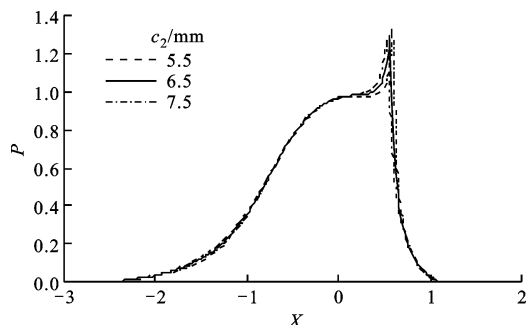
3.2.2 设计参数对油膜厚度的影响 该传动副的油膜厚度随设计参数的变化曲线如图8所示。从图中可以看出, k_1 和 c_2 对该传动副弹流润滑油膜厚度的影响较大:油膜厚度随着 k_1 的增大而增大,且二次压力峰所对应的颈缩现象提前出现,位置远离出口区向入口区方向移动; c_2 越大则油膜厚度越小,颈缩现象延迟出现并向出口区方向移动。 γ 对油膜厚度的影响较小, γ 越大则油膜厚度越小,颈缩现象延迟出现并向出口区方向移动。相对于 k_1 和 c_2 , R 对油膜厚度的影响不明显,主要体现在: R 越大则颈缩现象越延迟出现,并逐渐远离入口区。可以认为, k_1 和 c_2 是影响该传动副弹流润滑油膜厚度的重要因素, k_1 和 c_2 的合理取值可使油膜厚度更为理想。



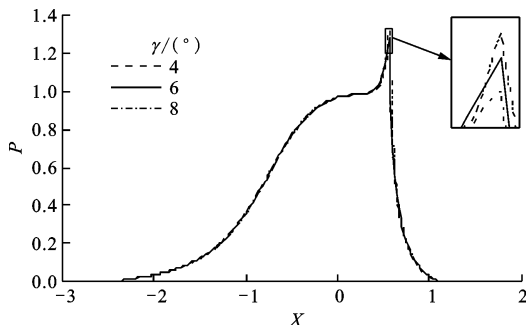
(a) 滚柱半径对油膜压力的影响



(b) 喉径系数对油膜压力的影响



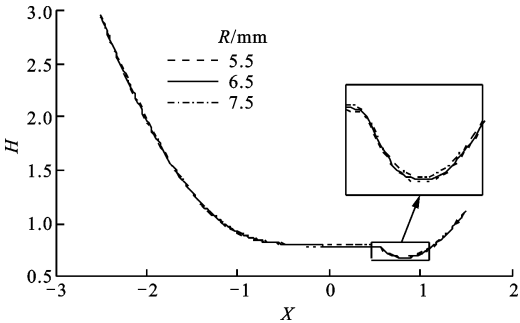
(c) 滚柱偏距对油膜压力的影响



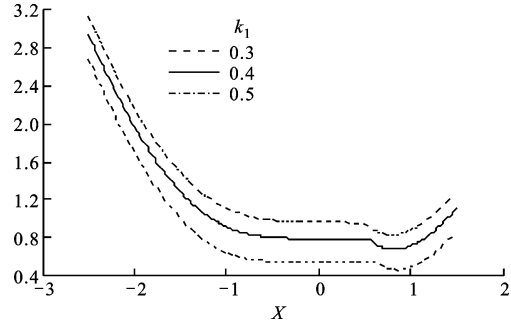
(d) 倾斜角对油膜压力的影响

图7 设计参数对油膜压力的影响

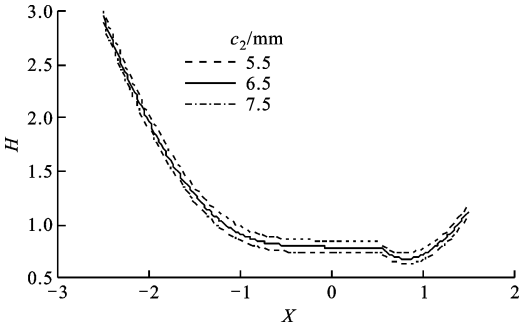
当 $k_1=0.4$ 、 $c_2=7$ mm、 $R=6.5$ mm、 $\gamma=6^\circ$ 时,根据油膜厚度颈缩处的最小油膜厚度 $h_{\min}$,利用牛顿流体弹流润滑模型计算得到了该传动副纯滚动啮合中的弹流润滑最小油膜厚度沿接触线方向的分布,并与用Dowson-Higginson润滑油膜厚度经验



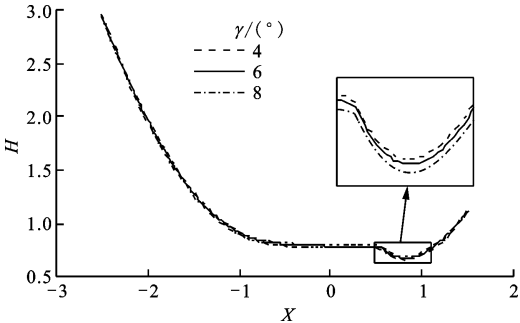
(a) 滚柱半径对油膜厚度的影响



(b) 喉径系数对油膜厚度的影响



(c) 滚柱偏距对油膜厚度的影响



(d) 倾斜角对油膜厚度的影响

图 8 设计参数对油膜厚度的影响

公式^[14]所得到的最小油膜厚度沿接触线方向的分布相比较,如图 9 所示。由图 9 可见:传动副最小油膜厚度沿接触线方向增大;蜗轮齿顶处的最小油膜厚度大于蜗轮齿根处,因此蜗轮齿顶处的润滑效果要优于蜗轮齿根处。数值解与经验公式解的变化趋

势相吻合,经验公式解偏小,由此验证了本文数值模型和数值结果的正确性。

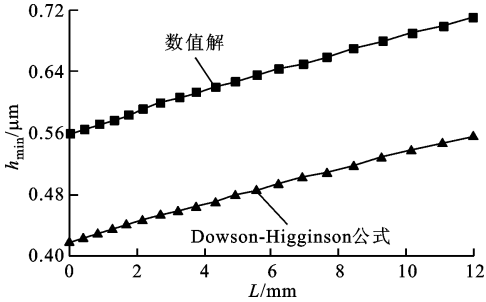


图 9 最小油膜厚度计算结果比较

4 结 论

本文在倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动啮合理论和弹性流体动力润滑理论的基础上,建立了该传动副的简化弹流模型,采用牛顿迭代法与牛顿-拉夫逊法对传动副的等温线接触弹流润滑问题进行了求解,并分析了设计参数对油膜压力及油膜厚度的影响。

(1)基于赫兹接触理论将该传动副的接触问题简化为一弹性圆柱与一刚性平面的接触问题,建立了传动副的线接触弹流模型,并基于雷诺方程建立传动副的等温线接触弹流润滑数学模型对其进行了数值求解。

(2)设计参数中滚柱半径 R 、喉径系数 k_1 、滚柱偏距 c_2 、倾斜角 γ 对该传动副的油膜压力和油膜厚度有不同程度的影响: k_1 对传动副的弹流润滑特性影响较大, c_2 的影响次之, R 和 γ 的影响最小。为了保证传动副具有良好的润滑性能, k_1 不宜过小, c_2 不宜过大。

(3)该传动副蜗轮齿顶处的润滑效果要优于蜗轮齿根处。

参考文献:

[1] 柳在鑫,唐豪,杨龙祥. 基于空间啮合理论的倾斜式双滚子包络环面蜗杆实体建模 [J]. 西华大学学报(自然科学版), 2013, 32(4): 53-57.
LIU Zai-xin, TANG Hao, YANG Long-xiang. Solid modeling of non-parallel double-roller enveloping hour-glass worm based on space engagement theory [J]. Journal of Xihua University (Natural Science), 2013, 32(4): 53-57.
[2] 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 Zaixin, WANG Jing, ZHANG Junfu, 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.
- [3] 柳在鑫, 王进戈, 张均富. 倾斜式双圆柱滚子包络环面蜗杆传动几何特性分析 [J]. 北京理工大学学报, 2013, 33(5): 459-464.
- LIU Zaixin, WANG Jing, ZHANG Junfu. Geometrical characteristics analysis of non-parallel double-roller enveloping hourglass worm gearing [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2013, 33(5): 459-464.
- [4] 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 Jing, ZHANG Junfu. Research on the load carrying capacity of inclined double-roller enveloping hourglass worm gears [J]. Chinese High Technology Letters, 2013, 23(5): 491-496.
- [5] SHARIF K J, KONG S, EVANS H P, et al. Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears: part 1 Theoretical formulation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2001, 215(7): 817-830.
- [6] SHARIF K J, KONG S, EVANS H P, et al. Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears: part 2 Results [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2001, 215(7): 831-846.
- [7] SHARIF K J, EVANS H P, SNIDLE R W, et al. Effect of elastohydrodynamic film thickness on a wear model for worm gears [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2006, 220(3): 295-306.
- [8] 许立忠, 杨育林, 黄真. 超环面行星蜗杆传动弹流润滑状态研究 [J]. 机械工程学报, 2002, 38(9): 114-117.
- XU Li-zhong, YANG Yu-lin, HUANG Zhen, et al. EHL condition for toroidal drive [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(9): 114-117.
- [9] 徐小兵, 帅玉妹, 刘扬松. 蜗杆传动的弹性流体动力润滑 [J]. 润滑与密封, 2003(4): 49-52.
- XU Xiao-bing, SHUAI Yu-mei, LIU Yang-song. Elastic hydrodynamic lubrication on worm drive [J]. Lubrication Engineering, 2003(4): 49-52.
- [10] 汪久根, 朱聘和. 蜗杆传动的润滑分析 [J]. 润滑与密封, 2005, 167(1): 3-4.
- WANG Jiu-gen, ZHU Pin-he. Study on lubrication in worm gear transmission [J]. Lubrication Engineering, 2005, 167(1): 3-4.
- [11] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1992: 13-16, 75-111.
- [12] 邱昕洋, 张光辉, 秦大同. 钢制平面蜗轮传动弹流润滑分析 [J]. 重庆大学学报, 2010, 33(3): 24-29.
- QIU Xin-yang, ZHANG Guang-hui, QIN Da-tong. Analysis of elastohydrodynamic lubrication of steel planar worm gear drive [J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(3): 24-29.
- [13] 张有忱, 康凯, 张立仁. 圆弧圆柱蜗杆传动弹流润滑分析 [J]. 北京化工大学学报, 2001, 28(2): 52-55.
- ZHANG You-chen, KANG Kai, ZHANG Li-ren. Analysis of the elastohydrodynamic lubrication(EHL) of arc cylindrical worm drive [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology, 2001, 28(2): 52-55.
- [14] TORABI A, AKBARZADEH S, SALIMPOUR M R. Mixed thermo elastohydrodynamic lubrication analysis of finite length cam and follower mechanism [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(3): 1295-1303.
- [15] WANG You-qiang, HE Zhi-cheng, SU Wei. Effect of impact load on transient elastohydrodynamic lubrication of involute spur gears [J]. Tribology Transactions, 2012, 55(2): 155-162.
- [16] LEE R T, CHU H M, CHIOU Y C. Inverse approach for calculating pressure and viscosity in elastohydrodynamic lubrication of line contacts [J]. Tribology International, 2002, 35(12): 809-817.

(编辑 葛赵青)