

乏油状态下准双曲面齿轮传动润滑机理分析

蒲 伟¹, 汪巨基¹, 肖 科^{2*}, 王家序¹, 龙见炳³, 申曙光³

(1. 四川大学 空天科学与工程学院, 四川 成都 610065; 2. 重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044;

3. 贵州群建精密机械有限公司, 贵州 遵义 563003)

摘 要:在工程实际中, 准双曲面齿轮不可避免地因润滑剂供给不足导致乏油问题, 鉴于此, 综合考虑了啮合区接触几何、粗糙形貌、入口区供油量、啮合界面速度矢量任意性等因素, 建立了乏油状态下准双曲面齿轮传动界面任意速度矢量润滑分析模型, 开展了乏油分析模型结果与文献实验数据的对比研究, 数值分析了不同入口区供油量条件下准双曲面齿轮传动界面啮入点、啮合中点和啮出点的油膜演变规律, 探讨了转速对不同供油量条件下传动界面润滑性能的影响。结果表明: 乏油分析模型结果与文献实验数据取得了良好的一致性; 随着入口区供油量的减小, 3个啮合点油膜厚度的差异逐渐减小, 当供油量减小到某一值时, 3个啮合位置的油膜厚度基本一致; 在不同的供油量下, 转速对润滑状态的影响较为显著, 油膜厚度随着转速的增加而升高, 但是, 转速升高到某一值时, 乏油条件下的油膜厚度值将趋于稳定, 而充分供油条件下的油膜厚度值将会继续增大。

关键词:准双曲面齿轮; 乏油; 油膜

中图分类号: TH132

文献标志码: A

文章编号: 2096-3246(2019)01-0236-05

Analysis on Lubrication Behavior of Hypoid Gears Under Starved Condition

PU Wei¹, WANG Jujī¹, XIAO Ke^{2*}, WANG Jiaxu¹, LONG Jianbing³, SHEN Shuguang³

(1. School of Aeronautics and Astronautics, Sichuan Univ., Chengdu 610065, China;

2. College of Mechanical Eng., Chongqing Univ., Chongqing 400044, China;

3. Guizhou Group Construction Precision Machinery Co., Ltd, Zunyi 563003, China)

Abstract: In engineering practice, the starvation may occur due to insufficient supply of lubricant in hypoid gears. Therefore, a starved elastohydrodynamic lubrication model for hypoid gears was developed with the consideration of contact geometry, surface roughness, inlet oil layer thickness, and arbitrary entrainment velocity vector of interface. Model validation was executed by means of comparison between the obtained numerical results and the available starved EHL data found from some previous studies. A comprehensive analysis for the effect of inlet oil supply condition on film thickness at engaging-in, engaging-out and pitch point was conducted in a wide range of operating conditions. In addition, the influence of speed on lubrication performance under different inlet oil supply condition was obtained. The results showed that the comparison between numerical and experimental results demonstrates a good agreement. It was indicated that the difference of film thickness among the three meshing point are getting smaller when the amount of lubricant in the inlet decreased. If the inlet oil layer thickness is reduced down to a certain value, the film thickness of the three meshing points would be the same. Besides, the speed has significant effect on the lubrication behavior. The film thickness gradually increases with the increase of the speed, if the speed keeps getting greater, the film thickness would remain constant under starved condition while the film thickness would keep rising under fully flooded condition.

Key words: hypoid gears; starved lubrication; lubrication performance

准双曲面齿轮作为重载卡车的关键基础零部件, 在运动传递和动力变换过程中, 轮齿界面滑动

速度大, 接触压力高, 对润滑条件要求极为苛刻。然而, 在工程实际中, 准双曲面齿轮不可避免地存在

收稿日期: 2017-10-24

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2017YFB1300600); 国家自然科学基金资助项目(51475051; 51435001); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(YJ201752)

作者简介: 蒲 伟(1989—), 男, 副教授, 博士。研究方向: 高性能齿轮传动与摩擦学。E-mail: pwei@scu.edu.cn

* 通信联系人 E-mail: 470567110@qq.com

网络出版时间: 2018-12-23 09:21:25

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.TB.20181219.1536.004.html>

<http://jsuese.ijournals.cn>

<http://jsuese.scu.edu.cn>

润滑剂供给不足的情况,导致传动界面润滑失效,诱发疲劳、磨损等问题。因此,深入研究乏油条件下准双曲面齿轮传动润滑机理,对改善和提高重载卡车等典型装备传动系统的综合性能具有十分重要的意义。

早期关于弹流润滑乏油实验研究,大多通过入口压力边界到接触中心距离衡量乏油的严重程度。Wedeven等^[1]采用光干涉方法分析了不同入口压力边界对油膜厚度分布的影响,提出了中心油膜与入口压力边界的关系式。随后,Chiu^[2]也采用类似的方法研究了界面乏油问题。在工程中,入口区的压力边界难以直接测量,所以限制了上述方法的应用。Svoboda等^[3]实现了通过控制入口区油膜厚度模拟乏油状态的实验方法。随后,Menga等^[4]采用光干涉方法系统研究了乏油和滑动速度对润滑界面凹陷现象的影响。早期关于乏油理论的研究,学者们大多也采用与早期实验手段相同的方法,通过定义入口区压力边界到接触中心的距离模拟不同乏油情况,代表性的研究者包括Kingsbury^[5]、Hamrock^[6]等。Elrod^[7]提出了一种能够自适应确定入口区压力边界位置的算法,使研究者们得以采用入口区油膜厚度作为边界量求解乏油问题。代表性的研究者包括Damien^[8]、Venner^[9]等。王文中等^[10]系统分析了供油量和织构对润滑油膜的影响。随后,王文中等^[11-12]进一步研究了轴承滚动表面油层分布对润滑性能的影响以及低速下滚动轴承润滑接触区补充供油机制。但是,以上关于乏油问题的研究,大多局限于速度矢量与主轴重合的光滑表面,对于任意速度矢量准双曲面齿轮传动问题的乏油研究较为滞后。

鉴于此,作者在取得重载下准双曲面齿轮传动润滑机理研究的相关进展^[13-14]基础上,综合考虑啮合区接触几何、入口区供油量、速度矢量任意性等因素,建立乏油状态下准双曲面齿轮传动任意速度矢量润滑分析模型,开展乏油分析模型与文献实验数据的对比研究,揭示不同入口区供油量和转速对传动界面啮入点、啮合中点和啮出点的油膜演变规律,为进一步研究乏油状态对准双曲面齿轮传动疲劳寿命的影响奠定基础。

1 任意速度矢量乏油润滑模型

准双曲面齿轮传动的接触润滑问题可简化为如图1所示的椭圆接触模型,卷吸速度方向与椭圆的短轴成一夹角,其中, a 、 b 分别为Hertz接触椭圆的长短轴。 $\mathbf{u}_e$ 为综合卷吸速度, $\mathbf{u}_s$ 为滑动速度, $\mathbf{u}_1$ 、 $\mathbf{u}_2$ 分别为两表面的速度矢量。 θ 是 $\mathbf{u}_e$ 与 x 方向的夹角。在乏油状

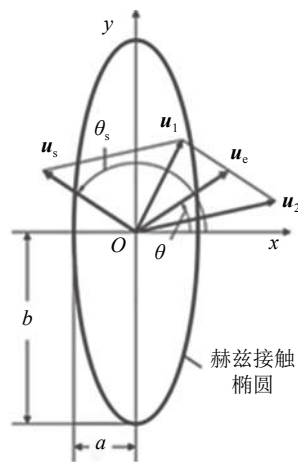


图1 润滑分析接触几何

Fig. 1 Contact geometry of lubrication analysis

态时,润滑油不能够完全填充局部微观间隙,导致局部空化现象,因此,以上的Reynolds方程将不再适用。根据Jacobsson等^[15]提出的油膜比例方法和Elrod^[7]提出的质量守恒算法,引入部分油膜比例变量 φ 到Reynolds方程,用于描述微观界面乏油现象,则乏油条件下任意速度矢量点接触稳态弹流润滑Reynolds方程可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u_e \cos \theta \frac{\partial(\varphi \rho h)}{\partial x} + u_e \sin \theta \frac{\partial(\varphi \rho h)}{\partial y} + \frac{\partial(\varphi \rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

式中, φ 为油膜厚度 h_r 与间隙 h 的比值。

求解式(1)时,必须满足以下补余条件:

$$\begin{cases} 0 \leq \varphi < 1, & p = 0; \\ \varphi = 1, & p > 0 \end{cases} \quad (2)$$

间隙 h 求解方程为:

$$h(x, y, t) = h_0(t) + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + V(x, y) \quad (3)$$

式中, $V(x, y)$ 为接触表面弹性变形,表达式如下:

$$V(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \varsigma)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\varsigma)^2}} d\xi d\varsigma \quad (4)$$

压力密度方程:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (5)$$

压力黏度方程:

$$\eta = \eta_0 \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^Z - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

载荷平衡方程:

$$W = \int_{x_{out}}^{x_{in}} P(x) dx \quad (7)$$

2 数值计算

在乏油的数值计算中,其求解算法与充分供油情况下基本相同,采用准系统数值解法求解Reynolds方程,运用DC-FFT求解弹性变形,只是在针对乏油和空穴的区域,需要做部分调整。在迭代过程中,当求得每一节点压力时,需要检查补余条件:当 $P_{i,j}>0$,则 $\varphi_{i,j}=1$;当 $P_{i,j}<0$,则令 $P_{i,j}=0$,此时 $\varphi_{i,j}$ 则是Reynolds方程中多出来的一个未知量,可通过离散的Reynolds方程(8)求得 $\zeta_{i,j}$ 的迭代格式(9)。当 $\varphi_{i,j}$ 求得后,再次检查补余条件:当 $\varphi_{i,j}<1$,则令 $P_{i,j}=0$;当 $\varphi_{i,j}>1$,则令 $\varphi_{i,j}=1$ 。

$$\frac{1}{\Delta X^2} \left[\varepsilon_{i+1/2,j}^x P_{i+1,j} - (\varepsilon_{i+1/2,j}^x + \varepsilon_{i-1/2,j}^x) P_{i,j} + \varepsilon_{i-1/2,j}^x P_{i-1,j} \right] +$$
$$\frac{1}{\Delta Y^2} \left[\varepsilon_{i,j+1/2}^y P_{i,j+1} - (\varepsilon_{i,j+1/2}^y + \varepsilon_{i,j-1/2}^y) P_{i,j} + \varepsilon_{i,j-1/2}^y P_{i,j-1} \right] =$$
$$\frac{\cos \theta}{\Delta X} (1.5\varphi_{i,j}\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j} - 2\varphi_{i-1,j}\bar{\rho}_{i-1,j}H_{i-1,j} + 0.5\varphi_{i-2,j}\bar{\rho}_{i-2,j}H_{i-2,j}) +$$
$$\frac{\sin \theta}{k\Delta Y} (1.5\varphi_{i,j}\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j} - 2\varphi_{i,j-1}\bar{\rho}_{i,j-1}H_{i,j-1} + 0.5\varphi_{i,j-2}\bar{\rho}_{i,j-2}H_{i,j-2}) +$$
$$\frac{1}{\Delta \bar{t}} (1.5\varphi_{i,j}\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j} - 2\varphi_{i,j}^{\bar{t}_{n-1}}\bar{\rho}_{i,j}^{\bar{t}_{n-1}}H_{i,j}^{\bar{t}_{n-1}} + 0.5\varphi_{i,j}^{\bar{t}_{n-2}}\bar{\rho}_{i,j}^{\bar{t}_{n-2}}H_{i,j}^{\bar{t}_{n-2}})$$

(8)

$$\varphi_{i,j} = \left\{ \frac{1}{\Delta X^2} \left[\varepsilon_{i+1/2,j}^x P_{i+1,j} - (\varepsilon_{i+1/2,j}^x + \varepsilon_{i-1/2,j}^x) P_{i,j} + \varepsilon_{i-1/2,j}^x P_{i-1,j} \right] + \right.$$
$$\frac{1}{\Delta Y^2} \left[\varepsilon_{i,j+1/2}^y P_{i,j+1} - (\varepsilon_{i,j+1/2}^y + \varepsilon_{i,j-1/2}^y) P_{i,j} + \varepsilon_{i,j-1/2}^y P_{i,j-1} \right] +$$
$$\frac{\cos \theta (2\varphi_{i-1,j}\bar{\rho}_{i-1,j}H_{i-1,j} - 0.5\varphi_{i-2,j}\bar{\rho}_{i-2,j}H_{i-2,j})}{\Delta X} +$$
$$\frac{\sin \theta (2\varphi_{i,j-1}\bar{\rho}_{i,j-1}H_{i,j-1} - 0.5\varphi_{i,j-2}\bar{\rho}_{i,j-2}H_{i,j-2})}{k\Delta Y} +$$
$$\left. \frac{2\varphi_{i,j}^{\bar{t}_{n-1}}\bar{\rho}_{i,j}^{\bar{t}_{n-1}}H_{i,j}^{\bar{t}_{n-1}} - 0.5\varphi_{i,j}^{\bar{t}_{n-2}}\bar{\rho}_{i,j}^{\bar{t}_{n-2}}H_{i,j}^{\bar{t}_{n-2}}}{\Delta \bar{t}} \right\} \left| \right.$$
$$\left(\frac{1.5\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j}\cos \theta}{\Delta X} + \frac{1.5\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j}\sin \theta}{k\Delta Y} + \frac{1.5\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j}}{\Delta \bar{t}} \right)$$

(9)

3 结果与讨论

3.1 模型验证

为了验证提出的乏油模型及算法的科学性与合理性,将开展理论分析,与文献[4]实验结果对比研究。文献[4]实验装置如图2所示。

假定右边滚子-盘接触出口区的油膜全部进入左边实验球-盘接触区,则左边实验球盘接触入口区的油膜厚度等于右边试件出口区油膜厚度与钢球滚动残留油膜厚度之和。因此,通过光干涉方法和调节右边滚子与盘主轴的运动速度,可以获得不同的入口区供油量。本组算例的输入数据与文献[4]实验参数完全吻合,主要输入参数如表1所示。计算仿真

速度范围为0.012 5~0.100 0 m/s,求解域为 $-2 \leq X \leq 2$ 和 $-2 \leq Y \leq 2$,对应网格数为256×256。迭代收敛精度 $\varepsilon_p = \varepsilon_\zeta < 10^{-6}$ 。本文计算值与文献[4]实验值对比结果如图3所示。图3中, h_{cft2} 表示在充分供油条件下的中心油膜厚度, h_{oil} 表示入口区供油厚度, h_c 表示中心膜厚。从图3中可以得出,入口区供油量对中心油膜厚度的影响十分显著,随着供油量的增大,中心油膜厚度逐渐增加,在不同供油量下本文模型得出的油膜厚度值与文献[4]实验值较为吻合,证明了本文模型的科学性与合理性。

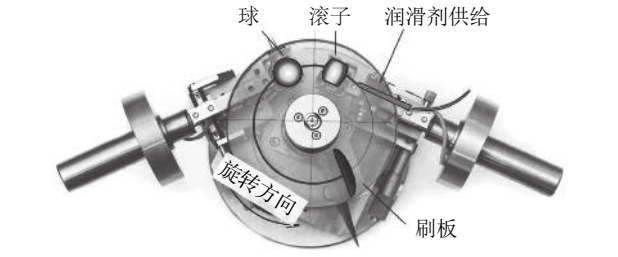


图 2 入口区供油量控制实验装置
Fig. 2 Experimental rig of inlet oil control

表 1 输入参数

Tab. 1 Input parameters	
实验参数	数值
载荷/N	25
球半径/mm	38
润滑剂黏度/(Pa·s)	0.69
黏压系数/(GPa ⁻¹)	23
钢盘弹性模量/GPa	212
玻璃盘弹性模量/GPa	81

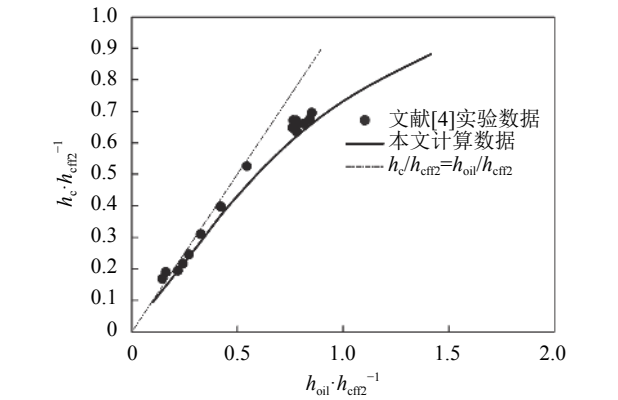


图 3 油膜厚度计算值与实验比较
Fig. 3 Comparison between simulated film thickness and test data

3.2 准双曲面齿轮传动乏油分析

将探讨不同供油量和不同的运行速度对光滑传动界面润滑油膜的影响。所有算例啮合点几何与速度参数均来自作者前期发表的文献[14],所有算例转

矩为120 N·m, 齿坯参数与文献[14]算例保持一致, 润滑剂参数 $\eta_0=0.15\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\alpha=12.5\text{ GPa}^{-1}$, 粗糙表面的 R_a 值为 $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 。

图4为不同的入口区供油量对应的啮入点2维油膜分布。由图4可以看出: 入口区供油量将会显著影响界面油膜的分布, 供油量越小, 接触区油膜越薄; 当入口区供油量为1 000 nm时, 入口区油膜分布存在一个明显的突变效应, 随着供油量的减小, 突变的程度逐渐减缓, 直至消失。图5为在不同供油量情况下啮入点、啮合中点和啮出点的中心油膜厚度变化情况, 其中, 小齿轮的转速恒定为300 r/min, 供油量范围为 $0.1\sim 30\text{ }\mu\text{m}$ 。从图5中可以得出: 供油量会显著影响界面的润滑状态, 随着供油量的增加, 中心油膜厚度逐渐增大; 当增大到某一值时, 比如 $10\text{ }\mu\text{m}$, 3个啮合位置的中心油膜厚度将趋于稳定, 不再随着供油量的增大而增大, 说明此时的供油量已满足充分供油润滑条件。此外, 可以观察到, 随着供油量的减小, 3个啮合点油膜厚度的差异逐渐减小, 当入口区供油量减小到100 nm时, 3个啮合位置中心油膜厚度基本一致。

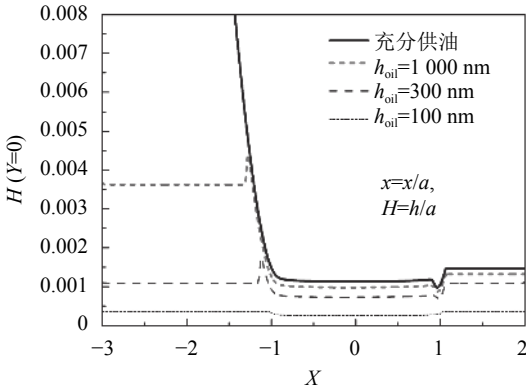


图 4 入口区不同供油量对应的啮入点2维油膜分布
Fig. 4 Two dimensional distributions of film under different oil supplement at inlet

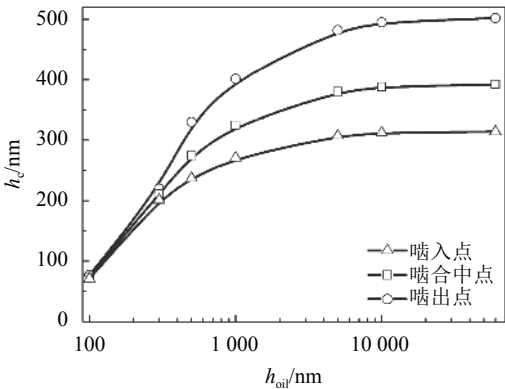


图 5 入口区供油量对各啮合点中心油膜厚度的影响
Fig. 5 Effect of different oil supplement on contact center film thickness

图6为在不同供油量情况下, 不同转速对啮入点中心油膜厚度的影响, 转速范围为 $100\sim 3\,000\text{ r/min}$, 对应3种供油量是充分供油、600和300 nm。从图6中可以得出: 在不同的供油量下, 转速对润滑状态的影响较为显著, 中心油膜厚度随着转速的增加而升高; 但是, 转速升高到某一值时, 例如1 000 r/min, 入口区供油量为600和300 nm所对应的中心油膜厚度将趋于稳定, 而处于充分供油状态的界面所对应的油膜厚度将会继续增大。

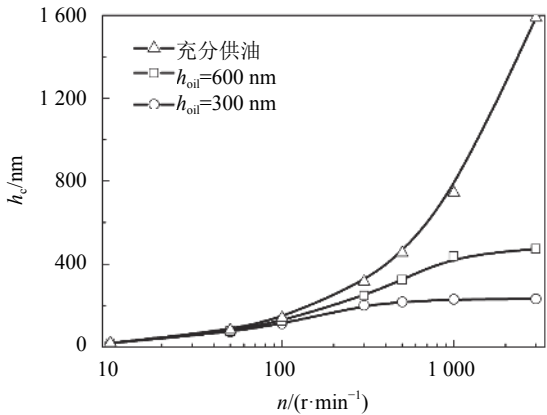


图 6 不同供油量下齿轮转速对啮入点中心油膜厚度的影响
Fig. 6 Effect of rotational speed on center film thickness under different oil supplement

图7和8是粗糙表面情况下的乏油分析结果。图7为在不同供油量情况下啮入点、啮合中点和啮出点的平均油膜厚度变化情况, 转速和供油量范围与光滑情况一致。从图7中可以得出: 粗糙表面下供油量对各点平均油膜厚度的影响规律与光滑表面中心油膜厚度变化规律较为吻合, 平均油膜厚度随着供油量的增加而增大, 最终趋于一个定值; 各啮合点平均油膜值之间的差异随着供油量的减小而减小。

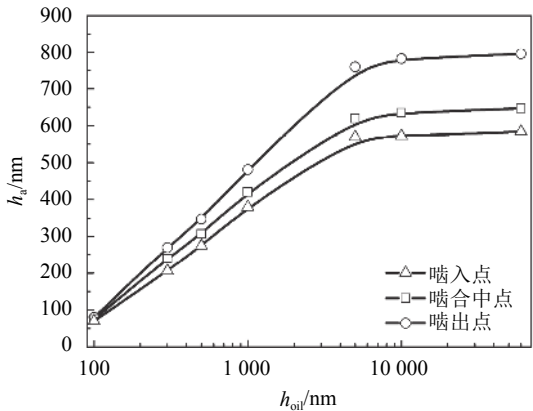


图 7 入口区供油量对各啮合点平均油膜厚度的影响
Fig. 7 Effect of different oil supplement on average film thickness

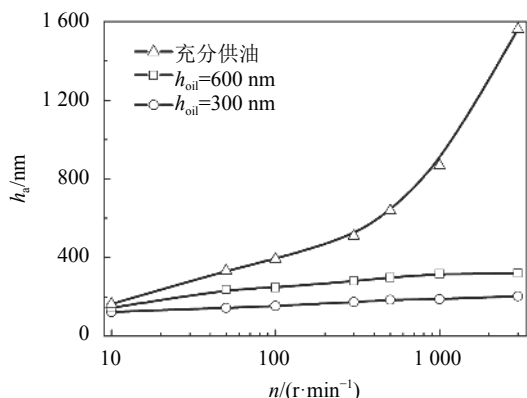


图 8 不同供油量下齿轮转速对啮入点平均油膜厚度的影响

Fig. 8 Effect of rotational speed on average film thickness under different oil supplement

图8为不同供油量下齿轮转速对啮入点平均油膜厚度的影响。从图8中可以得出:粗糙表面下齿轮转速对啮入点平均油膜厚度的影响规律与光滑表面中心油膜厚度变化规律较为一致;但在极低速时,例如10 r/min时,光滑表面的平均膜厚基本为0,而粗糙表面的平均膜厚在120~140 nm之间,说明粗糙形貌具有一定的储油功能。

4 结 论

1)综合考虑了啮合区接触几何、入口区供油量、速度矢量任意性等因素,建立了乏油状态下准双曲面齿轮传动任意速度矢量润滑分析模型,数值分析结果与文献实验数据取得了较好的一致性,验证了本乏油模型的科学性和实用性。

2)在不同的供油量下,啮入点的润滑油膜最小,随着供油量的减小,各啮合点油膜厚度值均逐渐减小,且啮入点、啮合中点、啮出点3个啮合点油膜厚度之间的差异逐渐减小,当入口区供油量减小到某一值时,3个啮合位置的油膜厚度基本一致,说明啮合区位置对油膜的影响程度将因乏油的加剧而弱化。

3)在不同的供油量下,转速对润滑状态的影响较为显著,油膜厚度随着转速的增加而升高,但是,转速升高到某一值时,例如1000 r/min,入口区供油量为600和300 nm所对应的油膜厚度值将趋于稳定,而处于充分供油状态的界面所对应的油膜厚度值将会继续增大。

参考文献:

[1] Wedeven L D, Evans D, Cameron A. Optical analysis of ball

bearing starvation[J]. Journal of Tribology, 1971, 93(3): 349.

- [2] Chiu Y P. Analysis and prediction of lubricant film starvation in rolling contact systems[J]. ASLE Transactions, 1974, 17: 22–35.
- [3] Svoboda P, Kostal D, Krupka I, et al. Experimental study of starved EHL contacts based on thickness of oil layer in the contact inlet[J]. Tribology International, 2013, 67: 140–145.
- [4] Menga X, Zhanga B, Jing W, et al. Experimental observation on the surface dimple variations in starved EHL of sliding steel-glass point contacts[J]. Tribology International, 2017, 105: 166–174.
- [5] Kingsbury E. Parched elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology, 1985, 107: 229–233.
- [6] Hamrock B J, Dowson D. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part 4—Starvation results[J]. Journal of Lubrication Technology, 1977, 99: 15–23.
- [7] Elrod H G. A cavitation algorithm[J]. Journal of Tribology, 1981, 103: 350–354.
- [8] Damiens B, Venner C H, Cann P M E, et al. Starved lubrication of elliptical EHD contacts[J]. Journal of Tribology, 2004, 126: 105–111.
- [9] Venner C H, Berger G, Lugt P M. Waviness deformation in starved EHL circular contacts[J]. Journal of Tribology, 2004, 126: 248–257.
- [10] Li Shanshan, Wang Wenzhong, Kong Lingjia. Effects of oil feeding on lubrication performance in point contacts of micro-textured surfaces[J]. Tribology, 2012, 32(5): 444–451. [李珊珊, 王文中, 孔凌嘉. 供油量对点接触表面微织构润滑性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(5): 444–451.]
- [11] Qian Lu, Wang Wenzhong, Zhao Ziqiang, et al. Lubrication analysis for rolling bearing considering lubricant layers distribution on raceway surface[J]. Tribology, 2014, 34(2): 165–172. [钱璐, 王文中, 赵自强, 等. 考虑滚道表面油层分布的滚动轴承润滑分析[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(2): 165–172.]
- [12] Han Bing, Wang Wenzhong, Zhao Ziqiang. Oil replenishment mechanism of lubricated contact at low speed[J]. Tribology, 2016, 36(3): 341–347. [韩兵, 王文中, 赵自强. 低速下润滑接触区补充供油机制的研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(3): 341–347.]
- [13] Pu W, Wang J, Zhang Y, et al. A theoretical analysis of the mixed elastohydrodynamic lubrication in elliptical contacts with an arbitrary entrainment angle[J]. Journal of Tribology, 2014, 136: 041505.
- [14] Pu Wei, Wang Jiaxu, Zhu Dong, et al. Analysis on lubrication performance of hypoid gears at high loads[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(11): 55–61. [蒲伟, 王家序, 杨荣松, 等. 重载下准双曲面齿轮传动界面润滑机理分析[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(11): 55–61.]
- [15] Jakobsson B, Floberg L. The finite journal bearing, considering vaporization[J]. Wear, 2003, 2(8): 1884–1888.

(编辑 黄小川)

引用格式: Pu Wei, Wang Juji, Xiao Ke, et al. Analysis on lubrication behavior of hypoid gears under starved condition[J]. Advanced Engineering Sciences, 2019, 51(1): 236–240. [蒲伟, 汪巨基, 肖科, 等. 乏油状态下准双曲面齿轮传动润滑机理分析[J]. 工程科学与技术, 2019, 51(1): 236–240.]