

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2009.07.006

斜齿轮非稳态等温弹流润滑数值分析

黄立¹ 胡元中¹ 王文中²

(1. 清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084; 2. 北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081)

摘要:建立了渐开线斜齿圆柱齿轮弹流润滑计算的数学模型,将渐开线斜齿圆柱齿轮的啮合等效为长椭圆接触的弹流润滑问题,针对实际高速列车用齿轮在平稳运行和启动工况下,应用统一 Reynolds 方程方法求得了轮齿在不同啮合瞬时的非稳态弹流润滑完全数值解。结果表明:随啮合位置不同,啮合线上各点的压力、膜厚分布均有很大变化;油膜形状受瞬态挤压效应影响,与稳态解有明显不同;主动轮齿顶/被动轮根部润滑条件相对较差。

关键词:斜齿轮;非稳态弹流润滑;挤压效应;长椭圆接触

中图分类号: TH132.417 **文献标识码:** A **文章编号:** 0254-0150(2009)7-023-5

Numerical Analysis of Transient Elastohydrodynamic Lubrication of Helical Gears

Huang Li¹ Hu Yuanzhong¹ Wang Wenzhong²

(1. The State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. School of Mechanical & Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The elastohydrodynamic lubrication (EHL) model of the helical gears was developed in which the mesh of a pair of helical gears is simplified into a long elliptical-contacts lubrication problem. Based on the unified Reynolds equation approach, the numerical solutions of transient lubrication problem of meshing process were obtained for the steady and start-up conditions. The results show that the distributions of pressure and film thickness vary greatly at different meshing positions. The transient squeezing effect has strong effect on the shape of film thickness distribution which means the transient analysis is necessary for the lubrication analysis of gear. The position of the root of the driven tooth is in relatively poor lubrication condition in engagement process.

Keywords: helical gears; transient elastohydrodynamic lubrication; squeezing effect; long elliptical contacts

斜齿圆柱齿轮是高速、重载工况下常用的传动零件。在实际工况中常由于润滑失效导致两齿面金属接触并相互粘着,使得齿面沿滑动方向被撕下而形成沟纹,出现齿面胶合现象。在低速重载传动中,由于齿面间的润滑膜不易形成,也可能产生胶合破坏。可见,润滑的失效是导致齿面胶合的主要原因。在已有的研究结果中,大多将啮合过程分成若干个稳态过程求解^[1],或视为准稳态过程求解^[2],使问题简化,而忽略了瞬时挤压效应对齿轮润滑的影响。对于斜齿圆柱齿轮的啮合过程,由于每个瞬时沿齿面接触区域的曲率半径、卷吸速度、滑滚比和载荷等参数均不相同,所以啮合过程具有强烈的非稳态特征。本文作者考虑实际齿轮啮合工况,将一对齿啮合简化为一长椭圆接触问题,基于统一 Reynolds 方程模型建立了斜齿圆柱齿轮完全瞬态弹流润滑模型,得到了整个啮合

过程的非稳态等温解。

1 啮合点几何分析

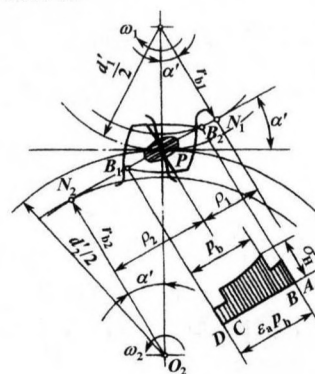


图1 两斜齿轮啮合端面参数

Fig 1 Transverse parameters of engaged helical gears

由齿轮啮合理论可知,斜齿圆柱齿轮在理论上是线接触运动副,但在工程实际中,由于加工误差,理论接触线上的各点在实际啮合中不可能同时接触,通常采用齿轮端面修形的办法以避免偏载,从而两斜齿轮在每一啮合瞬时可以近似为一个长椭圆比的点接触

收稿日期: 2009-03-09

作者简介: 黄立(1986—),男,硕士研究生,主要从事弹流润滑方面的研究. E-mail: jshuangli@126.com.

问题。齿顶与齿根间任意啮合位置处两齿面的曲率半径为

$$R_{11} = \frac{r_{k1} \sin \alpha_{k1}}{\cos \beta}, R_{21} = \frac{r_{k2} \sin \alpha_{k2}}{\cos \beta} \quad (1)$$

式中: r_{k1} 、 r_{k2} 分别为任一啮合位置主/被动齿轮的半径; α_{k1} 、 α_{k2} 为啮合位置的法向压力角。

考虑轮齿端面修形, 假定轮齿沿接触线方向的曲率半径 R_{12} 、 R_{22} 为 1 m。运用 Hertz 接触理论可以得到每一啮合瞬时的 Hertz 参数。由于螺旋角的存在, 在某一瞬时时刻, 斜齿圆柱齿轮啮合线上各点的卷吸速度不同, 但考虑到接触区域沿齿宽方向的宽度与齿轮半径相差几个数量级, 而任意位置上的卷吸速度为 $u = u_0 + \frac{(\omega_1 - \omega_2) y \sin \beta}{2}$, 其中 u_0 为接触区中心位置的卷吸速度, $u_0 = \frac{\omega_1 r_{k1} \sin \alpha_{k1} + \omega_2 r_{k2} \sin \alpha_{k2}}{2}$, 因此作者在分析中忽略卷吸速度沿接触线的变化。

2 控制方程

2.1 Reynolds 方程

油膜承受的流体动压力由 Reynolds 方程确定:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho}{12\eta^*} h^3 \frac{\partial p_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho}{12\eta^*} h^3 \frac{\partial p_1}{\partial y} \right) = u_e \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad h > h_{lim} \quad (2)$$

并满足如下边界条件

$$p_1(x_0, y) = p_1(x_e, y) = p_1(x, y_0) = p_1(x, y_e) = 0$$

当膜厚小于某一极小值 h_{lim} 时 (如 $h_{lim} = 0.5$ nm), 认为两齿面发生接触, 接触压力由 Hu 和 Zhu 等^[3-4] 提出的简化 Reynolds 方程求得:

$$u_e \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad h \leq h_{lim} \quad (3)$$

流体润滑区和表面直接接触区边界上压力满足连续条件, 即 $p_1 = p_c$ 。

2.2 膜厚方程

$$h(x, y, t) = h_0(t) + h_s(x, y) + v(x, y, t) \quad (4)$$

式中: $h_0(t)$ 为两刚体接近距离; $h_s(x, y)$ 表示接触表面原始几何形状, $h_s(x, y) = x^2/(2R_x) + y^2/(2R_y)$; $v(x, y, t)$ 为表面弹性变形, 可由下式计算^[5]

$$v(x, y, t) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega + \Omega_c} \frac{p_1(\xi, \eta) + p_c(\xi, \eta)}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta \quad (5)$$

2.3 载荷平衡方程

$$W(t) = \iint_{\Omega} p(x, y, t) dx dy \quad (6)$$

2.4 润滑剂特性

密压关系采用 Dowson-Higginson 公式:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (7)$$

黏压关系采用 Barus 公式:

$$\eta = \eta_0 e^{ap - 0.042(T - T_0)} \quad (8)$$

3 数值求解方法

图 2 给出了润滑计算域。设瞬时啮合点接触区的两主曲率方向分别为 X 、 Y 轴, 名义接触区的中心在 $X=0$, $Y=0$ 处。为保证润滑状态为富油润滑, 取计算区域边界为 $X_0 = -2.5a$, $X_e = 1.5a$; $Y_0 = -2b$, $Y_e = 2b$ 。其中 $a = 0.75$ mm, $b = 4.3$ mm, 分别为轮齿受载最大时的啮合区 Hertz 接触半径。

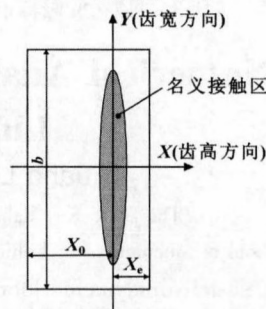


图 2 润滑计算区域

Fig 2 Calculation domain of EHL

在数值求解时, 控制方程先进行量纲一处理, 然后进行离散化。计算网格划分为 257×257 均匀网格。量纲一的量为: $P = p/p_H$, $H = h/a$, $X = x/a$, $Y = y/b$ 。

采用逐行扫描法和低松弛迭代法求解压力, 快速傅里叶变换算法加速弹性变形的计算^[5]。压力迭代因子 $\omega_p = 0.05$, 载荷迭代因子 $\omega_L = 0.001$ 。收敛精度: 周期精度为 10^{-5} , 压力精度为 5×10^{-5} , 其中周期误差定义为 $E_{periodic} = (\sum_i H_{c,period,new} - \sum_i H_{c,period,old}) / \sum_i H_{c,period,new}$, H_c 为名义接触区中心位置处的膜厚。

4 结果分析

计算选用一组高速列车用齿轮, 参数如表 1 所示。

表 1 齿轮和润滑油的有关参数

Table 1 Parameters of gear and lubricant

Module of gear m_n /mm	6
Tooth number of driving gear z_1	28
Tooth number of driven gear z_2	85
Speed ratio i	3.036
Normal angle α_n	26°
Helix angle β	20°
Equivalent elastic modulus E'/Pa	2.27×10^{11}
Viscosity of lubricant at 40 °C $\eta_0/(Pa \cdot s)$	0.067 7
Viscosity of lubricant at 100 °C $\eta_0/(Pa \cdot s)$	0.008 596

作者针对高速列车正常运行工况和启动工况分别进行了齿轮润滑分析计算。

4.1 稳定运行工况

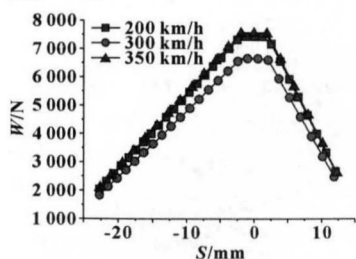


图3 载荷随啮合位置的变化

Fig 3 The change of load with meshing points

高速列车正常运行时速有 200, 300 和 350 km/h。其正常运行温度 $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 最高允许 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。考虑重合度的影响, 假设在啮合线的不同位置上载荷变化如图 3 所示。

图 4 给出了在不同啮合位置上齿面曲率半径 R_x , 接触区 Hertz 参数 p_H , a_H , K_e 、卷吸速度 u_e 、滑滚比 SR 等量的变化, 其中 S 为负值时表示啮出位置。由图 4 可见, 斜齿轮在啮合过程中齿形曲率半径、齿面滑滚比、卷吸速度、接触区 Hertz 参数随啮合位置的变化而显著变化, 其润滑分析为时变性较强的非稳态润滑问题。

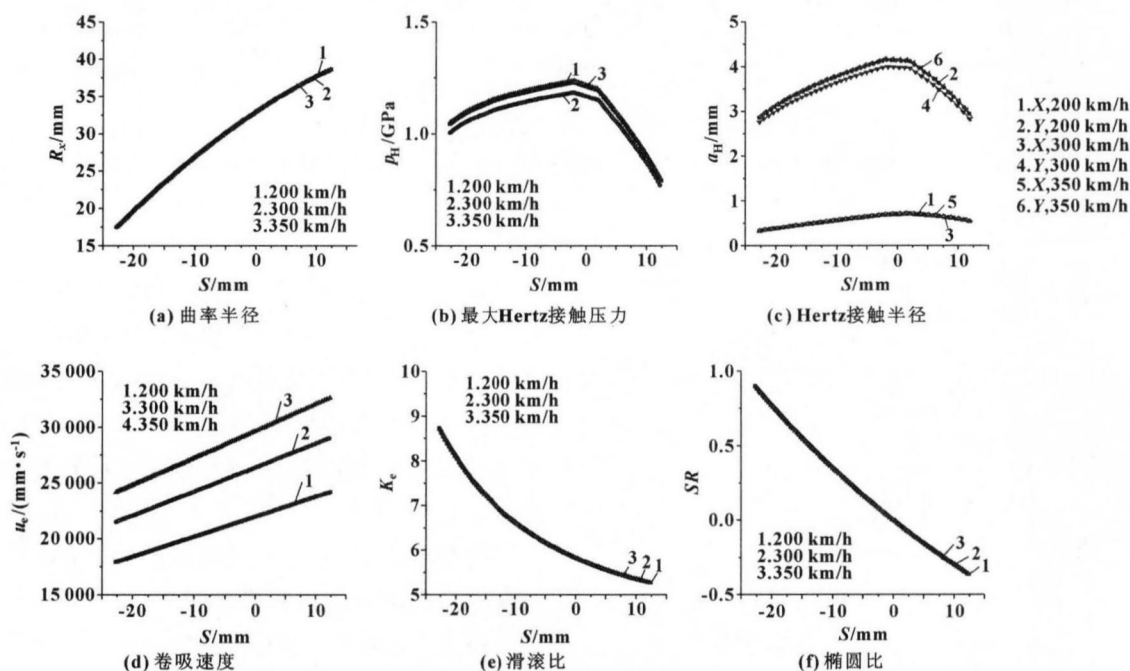


图4 曲率半径 (a)、最大 Hertz 接触压力 (b)、Hertz 接触半径 (c)、卷吸速度 (d)、滑滚比 (e)、椭圆比 (f) 在一个啮合周期中的变化

Fig 4 Variation of curvature radius (a), maximum Hertz contact pressure (b), Hertz contact radius (c), entrainment velocity (d), slide-roll ratio (e), ellipticity (f) in a gearing mesh cycle

图 5 给出了时速为 200, 300 和 350 km/h 时高速列车齿轮在温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时啮合区中心和最小膜厚随时间的变化。由图 5 可见在 300 km/h, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高速高温工况下, 以及高周期精度要求 (10^{-5}) 时, 本计算模型仍可在三个周期后得到收敛解, 可见采用的计算方法具有很好的收敛性。图中中心膜厚定义为计算区域中心位置膜厚, 即 $(0, 0)$ 点膜厚, 最小膜厚为整个计算区域膜厚的最小值。如图所示, 中心膜厚和最小膜厚在节点附近变化较大, 其中中心

膜厚比最小膜厚变化剧烈, 低温工况比高温工况变化剧烈, 低速与高速之间区别不明显。由于齿面间卷吸速度从齿顶到齿根线性增大, 因而膜厚逐渐增大。同时由于在节点附近受载最大, 因而在节点附近出现膜厚的较大波动。当环境温度升高到 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 由于润滑剂黏度的减小, 中心和最小膜厚在各啮合位置都有大幅减小, 对润滑性能产生不良影响, 因而在齿轮实际工作时要严格控制其温升。

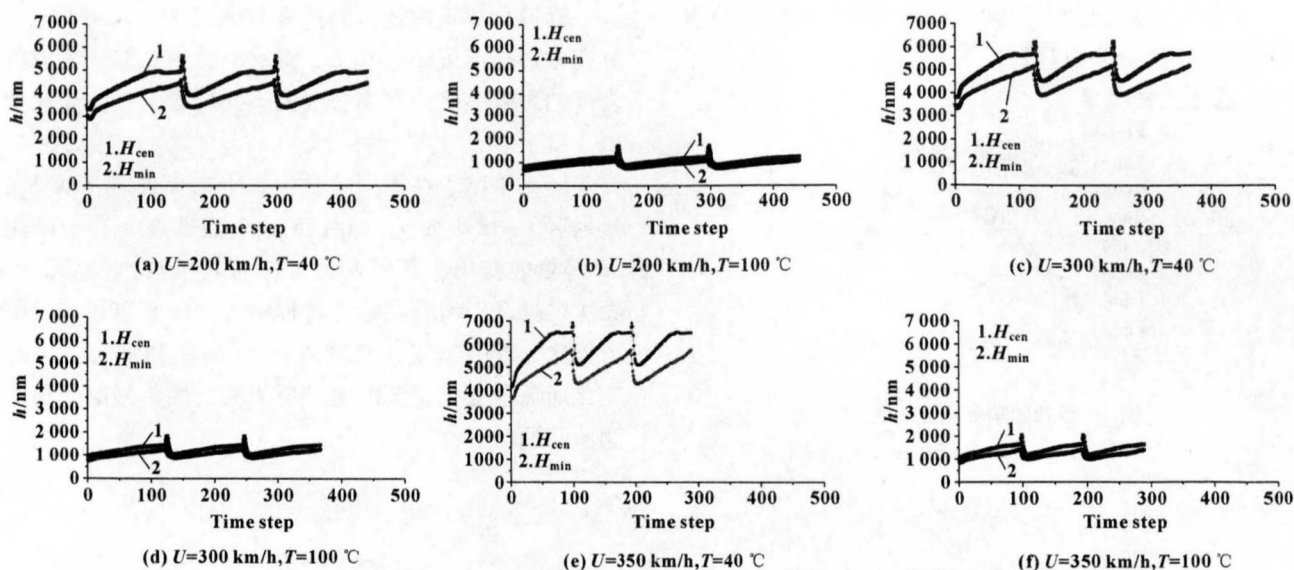


图 5 不同工况下中心膜厚和最小膜厚的变化

Fig 5 Variation of central and minimum film thickness in different working conditions

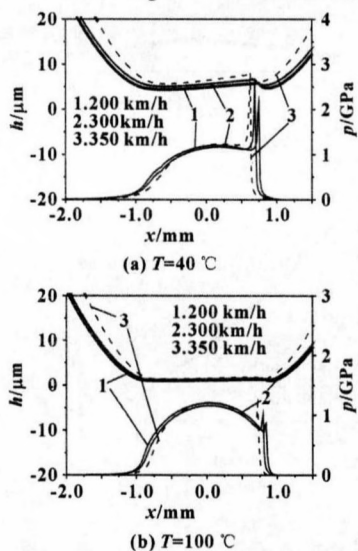


图 6 不同速度不同温度下节点位置压力、膜厚轮廓

Fig 6 Pressure and film thickness profiles at pitch point subjected to different speeds and ambient temperatures

图 6 给出了在不同时速、不同温度下一对齿啮合在节点处的压力和油膜厚度轮廓。由图中可见,当传动稳定运行时,随转速增大,接触区膜厚相应增大,接触区膜厚逐渐出现一定的倾斜,接触区压力整体变化较小,而二次压力峰逐渐增大,其位置逐渐向中心区移动,反应出了很强的齿间瞬态挤压效应,这是和稳态分析结果明显的区别。当工作温度升高到 100 °C 时,由于润滑剂黏度显著减小,导致膜厚变薄,二次压力峰较低温工况有显著减小,总体压力分布更趋近

Hertz 分布。

4.2 启动阶段

观察齿轮上任一固定轮齿,可知由于齿轮传动的特殊性,一个齿退出啮合到这个齿下一次进入啮合这两个啮合周期之间是非连续的,中间存在一段空载状态,因此在这两个啮合周期之间并不存在挤压效应,故采用取特征速度点来描述启动阶段齿轮的非稳态润滑状态是可行的。

齿轮传动往往会在启动阶段产生较大的噪声,而且从开机启动到进入正常运行阶段,电机的输出功率,转速,都在不断变化且幅度较大,因此启动阶段齿轮的润滑状态的变化对齿轮的使用寿命应有显著影响。图 7 给出了启动阶段齿轮传递的功率与转速间的变化关系。

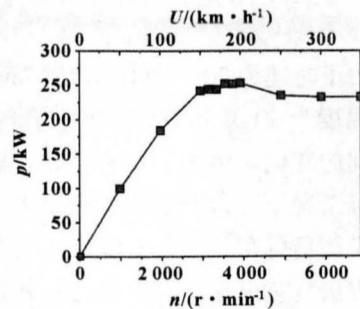


图 7 启动阶段输出功率与齿轮转速的关系曲线

Fig 7 Relationship between out-put power and gear rotating speeds in starting process

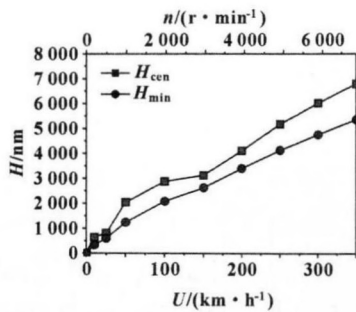


图 8 节点位置中心膜厚与最小膜厚随速度变化

Fig 8 Variation of central film thickness and minimum film thickness with speed at pitch point

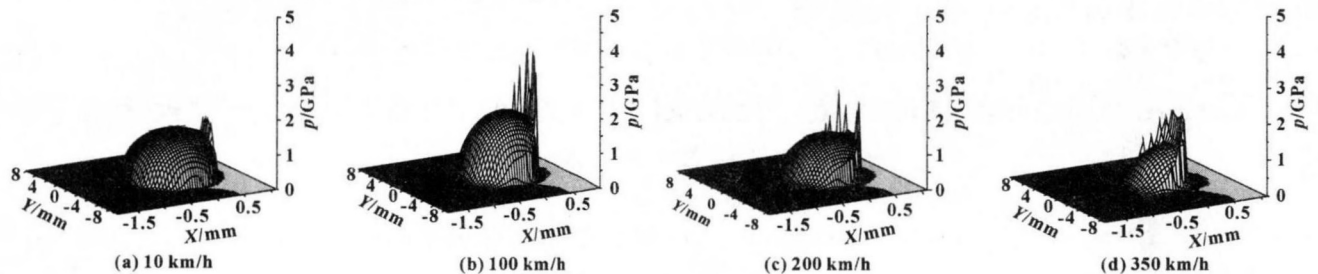


图 9 节点位置压力分布三维图

Fig 9 3D plots of pressure at pitch point

5 结论

通过将斜齿轮啮合简化为长椭圆接触,基于统一 Reynolds 方程系统方法,建立了斜齿轮瞬态弹流润滑模型,并针对正常运行和启动过程进行了润滑分析。对于正常运行工况,随啮合位置不同,油膜膜厚和压力分布均发生显著变化,且受环境温度明显影响。对于启动过程而言,随转速逐渐升高,齿面润滑状态逐渐由边界润滑过渡到混合润滑,在高速时形成弹流润滑。由于强烈的瞬时挤压效应,接触区中心油膜不再平坦,而是出现明显的倾斜,出口颈缩程度增大,表明对于齿轮润滑分析,有必要考虑瞬态效应。在一个啮合周期内,被动轮齿根/主动轮齿顶位置,膜厚较小,润滑条件相对较差。

参考文献

- [1] 王优强,刘冬伟,李伟. 渐开线斜齿轮瞬态弹流润滑数值分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33 (7): 20-24.
Wang Youqiang, Liu Dongwei, Li Wei. Numerical Analysis of Instantaneous Elastohydrodynamic Lubrication for Helical

图 8 给出了在启动阶段中心和最小油膜厚度随速度的变化。由图中可见,随转速增大,油膜厚度逐渐增大。高速列车用齿轮齿面粗糙度按标准要求通常 $R_a \leq 1.6 \mu\text{m}$, 当 $H \geq 3R_a$ 时润滑状态为全膜润滑。分析图 8 可知随速度增大,油膜逐渐形成,齿间润滑状态逐渐由边界润滑变化为混合润滑并在高速时形成弹流润滑。

图 9 给出了各速度时的节点压力三维图。由图中可见,随启动速度逐渐升高,接触压力由 Hertz 压力分布形态逐渐过渡到了典型弹流压力分布形状,反应了齿间有效润滑的形成。

Gears [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33 (7): 20-24.

- [2] 杨萍,杨沛然. 斜齿圆柱齿轮的热弹流润滑理论[J]. 机械工程学报, 2006 (10): 43-48.
Yang Ping, Yang Peiran. Theory of Thermal Elastohydrodynamic Lubrication for Helical Gears [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006 (10): 43-48.
- [3] Hu Y Z, Zhu D. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contact [J]. J of Tribology, 2000, 122: 1-9.
- [4] Zhu D, Hu Y Z. The study of transition from elastohydrodynamic to mixed and boundary lubrication [C] //The advancing frontier of engineering tribology [M]. Proceedings of the 1999 STLE/ASME H. S. Cheng Tribology Surveillance, 1999: 150-156.
- [5] K L Johnson. Contact Mechanics [M]. Cambridge University Press, 1996.
- [6] 王文中. 混合润滑的数值模拟和实验研究[D]. 北京: 清华大学, 2003.