

纵向表面粗糙度对滚子副乏油润滑性能的影响*

刘晓玲 杨沛然

(青岛理工大学机械工程学院, 青岛 266033)

【摘要】 对全膜及乏油条件下纵向粗糙度滚子副弹流润滑问题进行了求解。结果表明,滚子接触副中部与端部的润滑特性不同,由于端部效应的存在,其端部油膜厚度远低于中部。表面粗糙度会引起油膜厚度及压力的波动,在纯滚动条件下,油膜波动的波长等于粗糙度的波长,而幅值大于粗糙度的幅值。表面粗糙度会降低油膜厚度,尤其在乏油润滑条件下。供油膜厚越小,滚子接触副越容易乏油。在一定供油量下,表面粗糙度的幅值越大,波长越小,对滚子副的润滑越不利。

关键词: 滚子副 粗糙度 乏油 润滑性能

中图分类号: TH117.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)11-0202-06

Effects of Longitudinal Surface Roughness on the Lubricating Performance of Starved Roller EHL Contacts

Liu Xiaoling Yang Peiran

(School of Mechanical Engineering, Qingdao Technological University, Qingdao 266033, China)

Abstract

Numerical solution for the roller elastohydrodynamic lubrication (EHL) contacts with longitudinal surface roughness under fully flooded and starved conditions was obtained. The results showed that the lubricating performance in the middle and the end parts of the roller was different. Owing to the side leakage effect, the film thickness at the end parts of the roller was much lower than that in the middle part of the roller. Oscillations of the film thickness and pressure could be caused by the surface roughness. Under pure rolling condition, the wavelength of the film oscillation equaled the wavelength of the surface roughness, while the amplitude was larger than that of the roughness. Surface roughness could reduce the film thickness, especially for the starved EHL contacts. The smaller the thickness of the oil supply layer was, the easier the starvation in the roller contact could be. In addition, when the oil supply quantity is specified, larger amplitude and smaller wavelength are more harmful to the lubricating performance of the roller contacts.

Key words Roller contacts, Roughness, Starvation, Lubricating performance

引言

圆柱滚子轴承、凸轮及其从动件等机械零件的长度是一定的,端部通常有圆角或倒角以减小端部效应。该类零件的接触可等效为滚子副,称为有限长线接触,对有限长线接触的弹流润滑分析中往往

假设滚子表面是光滑的,且处于富油状态^[1-3]。实际上,滚子表面即使经过精加工,经精密检查仍是粗糙的。粗糙度是由于表面上有波长很短的微凸体形成的,通常用具有不同幅度和间距的峰谷来表征。粗糙度不仅影响滚子的表面质量,还会导致滚子工作过程中的振动和噪声,即使在充分供油条件下,过

分粗糙及具有点蚀的表面也会使零件的可靠性和寿命骤减;若因供油不足而使弹流润滑的膜厚减小,即使是很缓和的表面粗糙度也会使零件受损。本文考察在乏油润滑状态下滚子表面粗糙度对润滑的影响,以便为轴承等零件的设计、使用提供理论依据。

1 数学模型

与充分供油时的几何模型相同^[3],乏油条件下有限长线接触弹流润滑的几何模型为端部修形的圆柱滚子 a 与无限大刚性平面 b 形成的润滑,见图 1,其中, x 坐标沿滚子的滚动方向, y 坐标沿滚子的轴线方向。工程应用中在入口乏油区两固体表面上各有一薄层油膜,两层油膜中间是气体,而且由于气穴效应在两表面上供油膜也可能不连续。所以,为数值计算方便,入口供油条件只用一个参数,即等效供油膜厚度 h_{oil} 来表示。本文假设等效供油膜厚是常量,即

$$h_{oil} = (h_a u_a + h_b u_b) / u_e \quad (1)$$

其中

$$u_e = (u_a + u_b) / 2$$

式中 h_a, h_b ——固体 a、b 表面的供油层厚度, m

u_a, u_b ——固体 a、b 表面的滚动速度, m/s

u_e ——沿 x 方向的卷吸速度, m/s

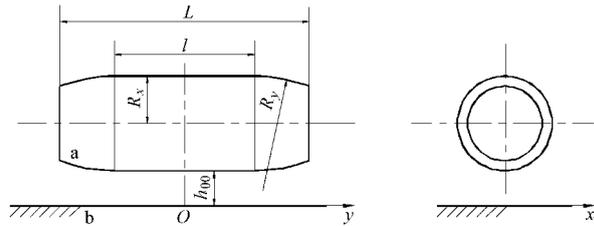


图 1 滚子副接触几何模型

Fig. 1 Geometry model for roller contacts

乏油弹流润滑模型中,两个作用表面间的入口区及出口区间隙由于没有足够的润滑油来充满而不能形成连续的润滑油膜,故此区域的压力为零,而中间区域由于具有有效的润滑油膜而成为压力区。

在乏油条件下,适用于牛顿流体的等温有限长线接触 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3 \partial p}{\eta \partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3 \partial p}{\eta \partial y} \right) = 12 u_e \frac{\partial}{\partial x} (\rho \theta h) \quad (2)$$

式中 x, y ——坐标, m

ρ ——润滑油密度, kg/m³

η ——润滑油粘度, Pa·s

p ——油膜压力, Pa

h ——两接触固体间的总间隙, m

部分油膜比例 θ 用于表示润滑油膜注满两表面接触间隙 h 的程度^[4], 为

$$\theta(x, y) = h_f(x, y) / h(x, y) \quad (3)$$

式中 $h_f(x, y)$ ——油膜厚度, m

若 $0 < \theta < 1$, 则表示该点乏油。入口区油膜厚度等于等效供油膜厚 h_{oil} , 而出口区油膜厚度由于端泄一般会小于 h_{oil} , 此处油膜压力应等于气穴压力。但若 $\theta = 1$, 接触间隙充满润滑油膜, 即 $h_f = h$ 。

为得到唯一解, 将 θ 和 p 作为两个独立变量, 因此, 方程(2)的补充条件为

$$p(x, y)(1 - \theta(x, y)) = 0 \quad (4)$$

$$\text{即} \begin{cases} \theta(x, y) = 1 & (p(x, y) > 0) \\ 0 < \theta(x, y) \leq 1 & (p(x, y) = 0) \end{cases} \quad (5)$$

根据问题的对称性, 数值解可在半域上获得, 所以, 方程(2)的边界条件为

$$\begin{cases} p(x_{in}, y) = p(x_{out}, y) = p(x, y_{out}) = 0 \\ p(x, y) \geq 0 \quad (x_{in} < x < x_{out}, 0 \leq y < y_{out}) \end{cases} \quad (6)$$

式中 x_{in}, x_{out} —— x 方向计算域起点和终点坐标, m

y_{out} —— y 方向计算域的终点坐标, m

有限长线接触的总间隙方程为

$$h(x, y) = h_{00} + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{(y - l/2)^2}{2R_y} f_{\Delta} - s(y) + \frac{2}{\pi E'} \iint \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dx' dy' \quad (7)$$

式中 h_{00} ——刚体中心膜厚, m

R_x, R_y ——滚子半径和滚子端部修形半径, m

l ——滚子直线段的长度, m

f_{Δ} ——符号函数, 当 $y > l/2$ 时, $f_{\Delta} = 1$; 当 $y \leq l/2$ 时, $f_{\Delta} = 0$

E' ——综合弹性模量, Pa

滚子表面纵向粗糙度 $s(y)$ 的表达式为

$$s(y) = A \cos \left(\frac{2\pi}{L_R} y \right) \quad (8)$$

式中 A ——粗糙度波幅, m

L_R ——粗糙度波长, m

已知外载荷 w (N), 压力 p 应满足载荷方程

$$\iint p dx dy = w \quad (9)$$

采用 Roelands 公式^[5], 粘压关系可表示为

$$\eta = \eta_0 \exp(A_1 ((1 + A_2 p)^{z_0} - 1)) \quad (10)$$

其中 $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$ $A_2 = 5.1 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$

$$z_0 = \alpha / (A_1 A_2)$$

式中 η_0 ——润滑油的环境粘度, Pa·s

α ——Barus 粘压系数, Pa⁻¹

z_0 ——粘压系数

采用 Dowson - Higginson 密压关系^[6]

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 p / (1 + C_2 p)] \quad (11)$$

其中 $C_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ $C_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$

式中 ρ_0 ——润滑油的环境密度, kg/m³

2 数值方法

采用的数值方法是在方程(1)~(11)无量纲化的基础上进行的。由于计算域关于 x 轴对称,因此采用半域。压力的求解采用多重网格法^[7],其中压力 p 和部分油膜比例 θ 松弛过程的流程简图参见文献[8];总间隙的求解采用多重网格积分法。使用5层网格 W 循环,最高层网格上 x 方向的节点数为257, y 方向半域的节点数为513。收敛判据为压力的相对误差和载荷的相对误差均小于 1×10^{-3} 。

3 结果和讨论

本文只讨论钢对钢的接触。输入参数为 $\eta_0 = 0.08 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\alpha = 2.2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$, $E' = 226 \times 10^9 \text{ Pa}$, $R_x = 12.7 \text{ mm}$, $R_y = 4 \text{ mm}$, $l = 12.7 \text{ mm}$, 设滚子全长

为 $L = 14.7 \text{ mm}$, $x_{\text{in}} = -4.5b_H$, $x_{\text{out}} = 4.5b_H$ (b_H 为Hertz接触区半宽), $y_{\text{out}} = 0.5L$, 速度参数 $U_e = u_e \eta_0 / (E'R_x) = 6 \times 10^{-11}$, 最大 Hertz 压力 $p_H = 0.4 \text{ GPa}$ ($w = 830.45 \text{ N}$)。本文采用 ORIGIN 软件分析结果。

图2为全膜润滑条件下粗糙表面($A = 0.1 \mu\text{m}$, $L_R/b_H = 1.6$)与光滑表面的膜厚等值线图及 $x = 0$ 截面膜厚曲线比较,由图中可见,滚子接触副的中部与端部的润滑特性明显不同。由于端部效应的存在,端部油膜厚度远远低于中部。表面粗糙度引起了油膜厚度的波动,在纯滚动条件下,波动的波长等于粗糙度的波长,而幅值大于粗糙度的幅值。这说明滚子副处于全膜润滑时,由于粗糙度引起的局部变形会加剧油膜的波动,波动油膜厚度的平均值约为光滑表面的油膜厚度值。滚子副端部的膜厚较全膜润滑进一步降低,表明端部的润滑条件更加恶劣。

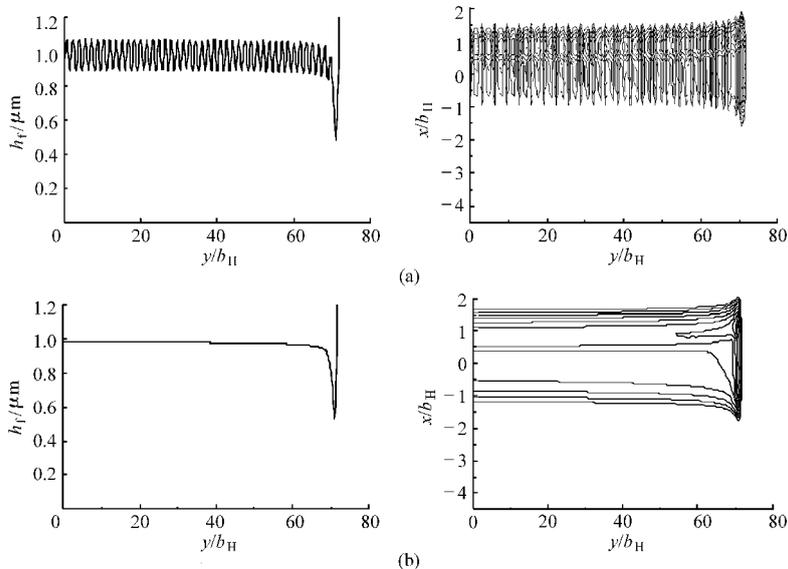


图2 全膜润滑条件下粗糙表面($A = 0.1 \mu\text{m}$, $L_R/b_H = 1.6$)与光滑表面的膜厚等值线图及 $x = 0$ 截面膜厚曲线

Fig.2 Film thickness contour map and corresponding profile on the plane of $x = 0$ between the rough ($A = 0.1 \mu\text{m}$,

$L_R/b_H = 1.6$) and smooth surfaces in fully flooded contact

(a) 粗糙表面 (b) 光滑表面

图3为乏油条件下粗糙度表面和光滑表面的膜厚等值线图及 $x = 0$ 截面膜厚曲线($h_{\text{oil}} = 0.9 \mu\text{m}$)。与图2相比,乏油润滑条件下, $x = 0$ 截面光滑表面滚子副中部和端部膜厚明显低于全膜润滑条件;滚子表面粗糙度同样也引起油膜厚度的波动,波动的波长等于粗糙度的波长,而幅值大于粗糙度的幅值,但小于全膜光滑滚子副的局部膜厚幅值。这说明滚子副处于乏油润滑时,由于粗糙度的存在引起的油膜波动小于全膜条件,且局部最大油膜与最小油膜的差别较全膜润滑时的膜厚亦有所减小。

表1进一步给出了全膜及乏油润滑条件下,光

滑滚子副和粗糙滚子副的中心膜厚和最小膜厚的比较。由表可见,在全膜润滑条件下,光滑滚子副与粗糙滚子副的中心膜厚相差约9.26%,最小膜厚的相对误差约为7.7%;而在乏油润滑条件下,光滑滚子副与粗糙滚子副的中心膜厚相差约10.4%,最小膜厚的相对误差约为0.85%。对于光滑滚子副,乏油中心膜厚与全膜润滑的中心膜厚相差约23%,最小膜厚相差约24%;对于粗糙滚子副,乏油中心膜厚与全膜润滑的中心膜厚相差约51%,最小膜厚相差约47%。可见,在本文工况下,乏油状态下的粗糙度对润滑性能的影响更大些。

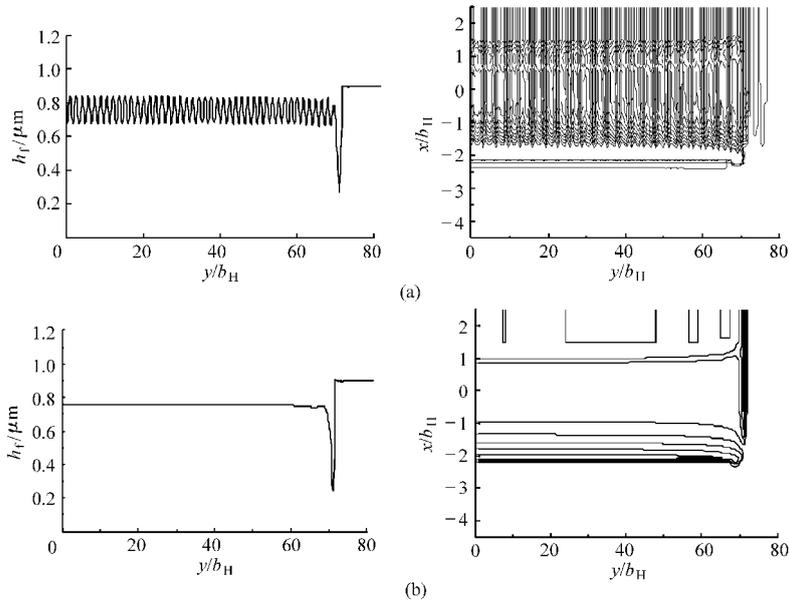


图 3 乏油条件下粗糙表面和光滑表面的膜厚等值线图及 $x=0$ 截面的膜厚分布 ($A=0.1 \mu\text{m}, L_R/b_H=1.6, h_{oil}=0.9 \mu\text{m}$)

Fig. 3 Film thickness contour map and corresponding profile on the plane of $x=0$ between the rough and smooth surfaces in the starved contact for $h_{oil}=0.9 \mu\text{m}, A=0.1 \mu\text{m},$ and $L_R/b_H=1.6$

(a) 粗糙表面 (b) 光滑表面

表 1 全膜及乏油润滑条件下,光滑和粗糙滚子副的中心膜厚和最小膜厚

Tab.1 Under fully flooded and starved case, the central and minimum film thickness between the smooth and rough roller contacts

参数	μm			
	全膜润滑 光滑表面	全膜润滑 粗糙表面	乏油润滑 光滑表面	乏油润滑 粗糙表面
h_{cen}	0.983	0.892	0.757	0.678
h_{min}	0.480	0.443	0.233	0.235

在乏油润滑条件下,不同的供油层厚度即乏油

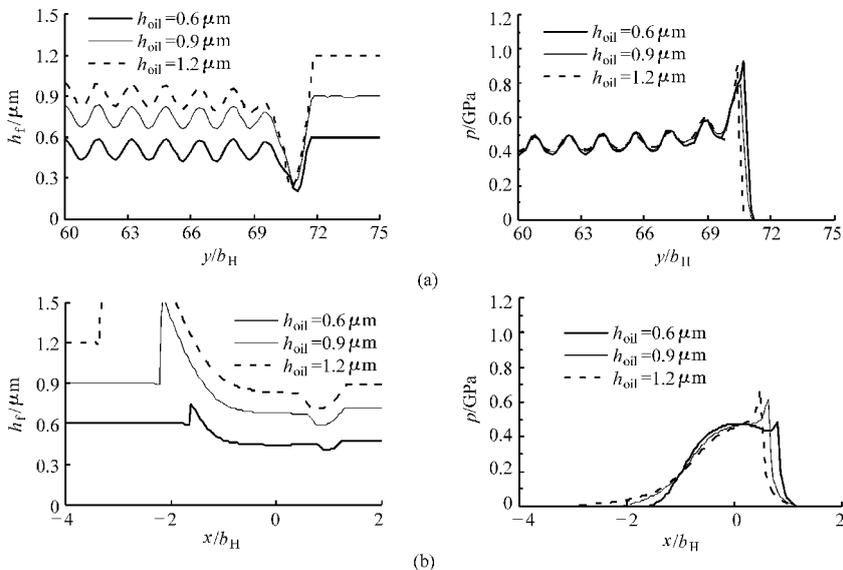


图 4 不同供油条件下的膜厚及压力分布 ($A=0.1 \mu\text{m}, L_R/b_H=1.6$)

Fig. 4 Distributions of the film thickness and pressure with various h_{oil} ($A=0.1 \mu\text{m}, L_R/b_H=1.6$)

(a) $x=0$ (b) $y=0$

程度会影响粗糙滚子副的润滑特性。为此,图 4 分别给出了 $x=0$ 及 $y=0$ 截面不同供油层厚度下的油膜厚度及压力分布。由图可见,随着供油厚度的减小,沿轴向和卷吸方向的油膜厚度均明显降低。沿轴向,油膜厚度成波状分布,局部最大与最小膜厚的差值略增,局部压力略有变化;沿卷吸方向,油膜新月面的位置向接触区中心移动,油膜出口颈缩变小变低并向出口方向移动,油膜压力特别是第二压力峰明显降低,同时压力起始点的位置向接触区移动。结果说明,供油膜厚越小,滚子副越容易乏油;而表面粗糙度的存在使得滚子副的润滑性能恶化。因

此,降低滚子表面粗糙度,充分供给润滑油,维持滚子副的最佳供油量可以延长滚子副的寿命。

图5给出了充分供油及乏油润滑条件下,表面粗糙度的幅值对膜厚及压力的影响。其中图5a为全膜润滑结果,图5b为乏油的结果。由图中可见,随着粗糙度幅值的增加,局部膜厚的幅值增加,局部

压力的幅值也增加,但全膜润滑的局部膜厚幅值变化较乏油润滑要大,而其局部压力幅值的变化要小。这是由于在乏油润滑条件下,中心膜厚的平均值低于供油层厚度。可见,表面粗糙度的幅值越小,滚子副的润滑性能越好。因此,在滚子的加工过程中要尽可能提高滚子副的表面质量。

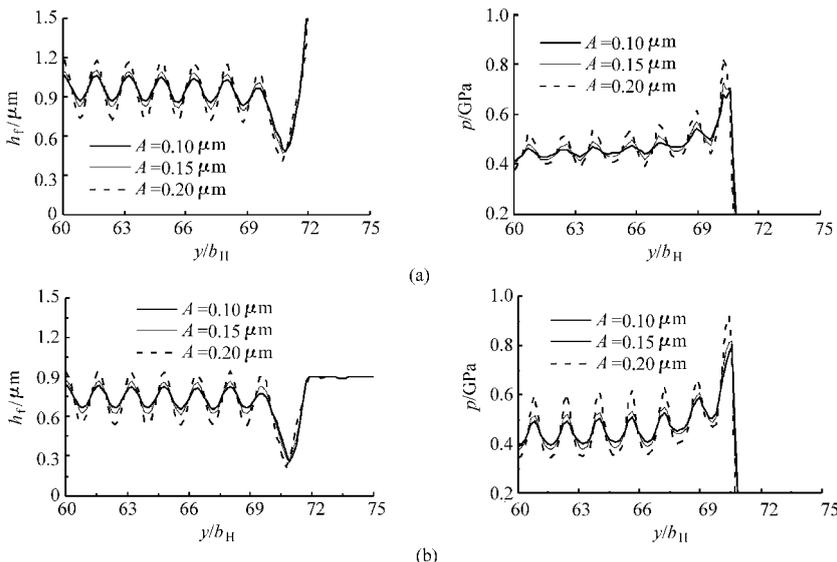


图5 表面粗糙度的幅值对膜厚及压力的影响 ($h_{oil} = 0.9 \mu\text{m}$, $L_R/b_H = 1.6$)

Fig.5 Influence of the amplitude of the roughness on the film thickness and pressure ($h_{oil} = 0.9 \mu\text{m}$, $L_R/b_H = 1.6$)

(a) 充分供油 (b) 乏油

图6给出了充分供油及乏油润滑条件下,表面粗糙度的波长对膜厚及压力的影响。其中图6a为全膜润滑结果,图6b为乏油润滑结果。由图中可见,保持粗糙峰幅值不变,随着表面粗糙度波长的增

加,局部膜厚的波长增加,局部压力的波长也随之增加;相应的,全膜润滑和乏油条件下局部膜厚幅值减小,局部压力峰的幅值亦随之变化。可见,粗糙度的波长越大,滚子副的润滑性能也越好。

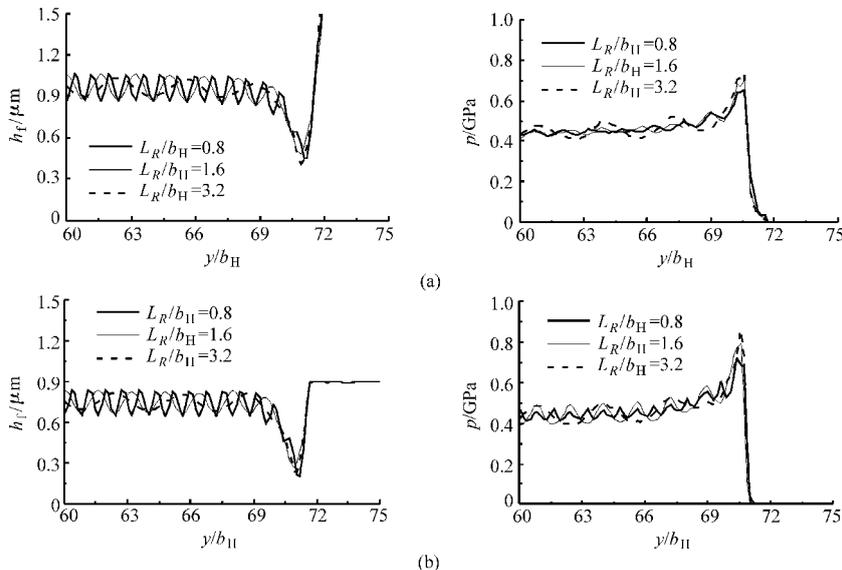


图6 表面粗糙度的波长对膜厚及压力的影响 ($h_{oil} = 0.9 \mu\text{m}$, $A = 0.1 \mu\text{m}$)

Fig.6 Influence of the wave length of the roughness on the film thickness and pressure ($h_{oil} = 0.9 \mu\text{m}$, $A = 0.1 \mu\text{m}$)

(a) 充分供油 (b) 乏油

4 结论

(1) 与全膜润滑相比, 乏油条件下有限长滚子副的润滑性能更差。

(2) 表面粗糙度会引起油膜厚度及压力的波

动, 从而在滚子接触副中产生局部压力及膜厚的变化, 对润滑不利。

(3) 在一定的供油条件下, 滚子副表面粗糙度的幅值越小, 波长越大, 对润滑的危害越小。

参 考 文 献

- 1 Mostofi A, Gohar R. Elastohydrodynamic lubrication of finite line contacts[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 598 ~ 604.
- 2 Park T J, Kim K W. Elastohydrodynamic lubrication of a finite line contact[J]. Wear, 1998, 223(1~2): 102 ~ 109.
- 3 Liu X, Yang P. Analysis of the thermal elastohydrodynamic lubrication of a finite line contact[J]. Tribology International, 2002, 35(3): 137 ~ 144.
- 4 Elrod H G. A cavitation algorithm[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1981, 103(3): 350 ~ 354.
- 5 Roelands C J A. Correlation aspects of viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils [D]. Delft: Delft University of Technology, 1966.
- 6 Dowson D, Higginson G R. Elastohydrodynamic lubrication[M]. New York: Pergamon Press, 1977.
- 7 Venner C H. Multilevel solution of the EHL line and point contact problems[D]. Enschede: University of Twente, 1991.
- 8 Yin C, Yang P, Tan H, et al. Thermal elastohydrodynamic lubrication of starved elliptical contacts [J]. Tribology International, 2009, 42(6): 964 ~ 974.

(上接第 197 页)

- 6 Kim S, Chung S. Synthesis of the multi-step straightness control system for shaft straightening processes [J]. Mechatronics, 2002, 12(1): 139 ~ 156.
- 7 Lu H, Zhang X, Leopold J, et al. Straightening model and prediction of straightening stroke of precision linear guide rail[C] // Proceedings of the 1st International Conference on Intelligent Robotics and Applications, ICIRA 2008. Wuhan: Springer Verlag, 2008: 321 ~ 328.
- 8 弓海霞, 闫通海, 王进礼. 钻具校直的理论研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2002, 23(3): 116 ~ 119.
Gong Haixia, Yan Tonghai, Wang Jinli. Straightening of drill pipe[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2002, 23(3): 116 ~ 119. (in Chinese)
- 9 Li J, Zou H, Xiong G. Establishment and application of load-deflection model of press straightening[J]. Key Engineering Materials, 2004, 274 ~ 276(1): 475 ~ 480.
- 10 Katoh T, Urata E. Measurement and control of a straightening process for seamless pipes[J]. ASME Journal of Engineering for Industry-transactions, 1993, 115(3): 347 ~ 351.
- 11 Wu B J, Chan L C, Lee T C, et al. A study on the precision modeling of the bars produced in two cross-roll straightening [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2000, 99(1~3): 202 ~ 206.