

DOI: 10.16078/j.tribology.2019145

供油量对对数滚子弹流润滑特性的影响研究

孙浩洋*, 张洪信

(青岛大学 机电工程学院, 山东 青岛 266071)

摘要: 针对现有的凸度设计研究没有考虑供油量因素的现状, 研究了供油量对对数滚子弹流润滑特性的影响, 指出: 在轴向中部, 对数滚子的乏油润滑特性与无限长线接触弹流的乏油润滑特性相似; 在轴向端部, 当供油量较小时, 膜厚较小且轴向颈缩不明显; 随供油量的增加, 膜厚沿滚子轴线方向逐渐由中部向端部增大, 轴向颈缩逐步建立, 直至形成膜厚的端部闭合效应达到充分供油润滑. 在供油量由乏油到充分供油的变化过程中, 压力的边缘效应趋于显著. 因此, 充分供油条件下的凸度设计结果不能直接用于乏油工况, 乏油时需要的凸度量将小于充分供油润滑的凸度量.

关键词: 弹流; 有限长线接触; 对数滚子; 乏油; 凸度设计
中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2020)03-0346-07

Oil Supply in EHL Performance for the Logarithmic Profile Roller

SUN Haoyang*, ZHANG Hongxin

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Qingdao University, Shandong Qingdao 266071, China)

Abstract: Because the factors of oil supply are not taken into account in current crowning design, the influence of oil supply on the elastohydrodynamic lubrication characteristics of logarithmic roller was studied. It was concluded that in the middle of the roller in the axis directions, the lubrication characteristics of logarithmic roller were similar to those of infinite line contact under elastohydrodynamic lubrication. At the axial end, when the oil supply was low, the film thickness was low and the axial oil film neck shrinkage was not obvious. With the increase of oil supply, the film thickness increased gradually from the middle to the end along the axis direction of the roller, and the axial oil film neck shrinkage was gradually established until the end closure effect of the film thickness took into effect. Therefore, full oil lubrication was reached. The edge effect of pressure tended to be significant in the process from oil starvation to oil enrichment. Therefore, the results of crowning design under fully oil conditions can not be directly applied to oil-starvation conditions, and the crowning value needed in oil-starvation conditions was less than that of fully oil lubrication.

Key words: EHL; finite line contact; logarithmic profile roller; oil starvation; crowning design

线接触副通常工作在润滑状态下, 因承载能力大, 所以在工程中应用广泛, 如滚子轴承的滚道与滚子之间, 凸轮及其滚子从动件之间等, 属于有限长弹流润滑的研究范畴. WYMER等^[1]的开创性工作指出:

Received 6 August 2019, revised 9 November 2019, accepted 27 December 2019, available online 28 May 2020.

*Corresponding author. E-mail: haoyangnew@163.com, Tel: +86-532-85953626.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (50905090, 51575286), Shandong Provincial Natural Science Foundation, China(ZR2014EEM031) and Shandong Provincial Key Research and Development Program, China (2017GGX50106).

国家自然科学基金项目(50905090,51575286), 山东省自然科学基金项目(ZR2014EEM031)和山东省重点研发计划项目(2017GGX50106)资助.

不同于点接触弹流和无限长弹流, 滚子的边缘效应及据此提出的凸度设计是有限长弹流的特有研究内容; 由于接触区狭长轴向流动困难, 有限长弹流更容易出现乏油润滑。

高速是机械设备发展的方向之一, 乏油是润滑领域的1个研究热点. 杨沛然等^[2]对无限长线接触弹流提出了过量供油、适量供油和乏油的概念; Chevalier等对点接触弹流进行了乏油润滑研究^[3]; 武丹丹等^[4]分别针对Newton流体和Ree-Eyring流体对无限长线接触弹流在乏油工况下的成膜性能进行了研究; 白新瑞等^[5]使用Elrod算法求得了相切圆弧修形滚子的乏油数值解, 主要讨论了供油量对滚子中部压力和膜厚分布的影响规律。

滚子润滑的特性主要体现在轴向端部的边缘效应. 近年来有限长弹流润滑研究取得较大进展^[6,7]; 马家驹等^[8]讨论了修形滚子的端部闭合效应; 信召顺等^[9]对圆柱滚子轴承进行了微观非牛顿热弹流润滑研究; 孙浩洋^[10]对充分供油条件下的滚子润滑问题进行了系统分析, 进而首次提出了最佳凸度量取值区的概念, 指出最佳凸度量取值区的下限由膜厚分布确定, 以确保全膜润滑, 最佳凸度量取值区的上限由压力分布确定, 以确保压力分布的轴向均匀性, 并初步揭示了充分供油条件下的最佳凸度量取值区间随工况参数的变化规律^[11]; 吴继强等^[12]在运用拟动力学分析方法完成轴承的运动和力分析的基础上, 引入Hu-Zhu混合润滑模型^[13-14]分析了端部圆弧修形的鼓形滚子的性能并讨论了凸度设计的问题, 但在分析中没能考虑到供油量的影响. 可见对滚子的乏油润滑研究尚待深入. 对数凸形是最佳凸形^[10], 且对数滚子在高性能滚子接触副中得到广泛应用, 但尚未见到针对对数滚子的乏油润滑研究报导, 因此本文作者就供油量

对对数滚子的润滑特性, 特别是对边缘效应的影响展开研究.

1 对数滚子润滑的数学模型

如图1所示, 记对数凸形滚子全长为 L , 中部半径为 R_x . 滚子与下方固体组成摩擦副, 记载荷为 w , 固体表面线速度为 u_1 , 滚子以角速度 ω 绕轴线转动, 滚子表面线速度 $u_2 = \omega R_x$, 则卷吸速度 $u_e = (u_1 + u_2)/2$. 分别沿卷吸速度方向和滚子轴向建立 x 和 y 坐标, 沿膜厚方向建立 z 坐标. 为单纯讨论供油量的影响, 取等温模型研究. Reynolds方程为

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

式中: p 为压力, h 为膜厚, 设润滑剂为牛顿流体, η 为动力黏度, ρ 为密度. 部分油膜因子 $\theta(x, y) = \frac{h_f(x, y)}{h(x, y)}$; 其中: h_f 为油膜厚度, h 为摩擦副间隙. 当 $h_f < h$, 即膜厚不能填满摩擦副间隙时, 油膜压力 $p=0$; 当 $h_f = h$ 时, 油膜压力 $p>0$, 即:

$$\begin{cases} 0 < \theta(x, y) < 1, & p(x, y) = 0 \\ \theta(x, y) = 1, & p(x, y) > 0 \end{cases} \quad (2)$$

不区分适量供油与过量供油, 对不乏油润滑统称为充分供油润滑. 充分供油润滑时部分油膜因子 θ 恒取为1. 上式的边界条件为

$$\begin{cases} p(x_{in}, y) = p(x_{out}, y) = p(x, -y_{out}) = p(x, y_{out}) = 0 \\ p(x, y) \geq 0, x_{in} < x < x_{out}, -y_{out} < y < y_{out} \end{cases} \quad (3)$$

黏度与压力的关系为

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ A_1 \left[(1 + A_2 p)^{Z_0} - 1 \right] \right\} \quad (4)$$

式中: $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$, $A_2 = 5.1 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$, $Z_0 = \alpha / (A_1 A_2)$, α 为Barus黏压系数.

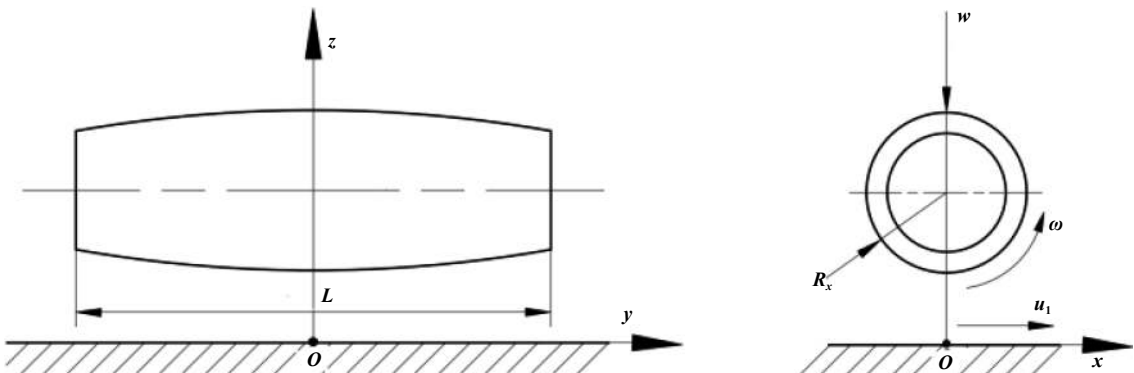


Fig. 1 Diagram of logarithmic roller lubrication

图1 对数滚子润滑的示意图

密度与压力的关系为

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 p / (1 + C_2 p)] \quad (5)$$

式中: $C_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$, $C_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$.

对数滚子的摩擦副间隙方程为

$$h(x, y) = h_{00} + \frac{2}{\pi E'} \iint \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' + R_x - \sqrt{(R_x - \delta \cdot S_{lu}(0, y))^2 - x^2} \quad (6)$$

δ 为文献[11]定义的凸度系数, $S_{lu}(0, y)$ 为Lundberg对数轮廓母线函数. 当 $\delta=1$ 时, 即为干接触下根据静弹性力学求得的理想轮廓. δ 的引入是为了表征润滑工况下需要的凸度量与干接触下需要的凸度量的不同.

载荷平衡方程为

$$\iint p dx dy = w \quad (7)$$

2 求解技术

求解过程在量纲一化后进行, 量纲一化的方法详见文献[10]. 压力求解使用多重网格法, 其中弹性变形使用多重网格积分法. 设置6层网格, x, y 方向在最高

层网格上分别均布257和513个节点. x 方向求解域为 $[-4.6a, 1.8a]$, 其中 a 为对应无限长线接触的Hertz接触半宽; y 方向求解域为 $[-0.5L, 0.5L]$. 压力初值取对应的无限长线接触赫兹压力场. 压力和载荷的计算精度分别取 1×10^{-4} 和 1×10^{-5} . 压力和膜厚以有量纲量表达, 表达结果的量纲一化坐标为 $X=100x/R_x$, $Y=100y/R_x$.

一组典型的输入工况如下: 环境温度 $t_0 = 313 \text{ K}$ (即 $40 \text{ }^\circ\text{C}$), 摩擦副综合弹性模量 $E' = 226 \text{ GPa}$, 两固体密度 $\rho_a = \rho_b = 7850 \text{ kg/m}^3$. 矿物油的环境黏度 $\eta_0 = 0.08 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, Barus黏压系数 $\alpha = 21.9 \text{ GPa}^{-1}$, 环境密度 $\rho_0 = 870 \text{ kg/m}^3$. 滑滚比为 $S = (u_1 - u_2)/u_e = 0.5$, 卷吸速度 $u_e = 0.5 \text{ m/s}$, 载荷 $w = 50 \text{ N}$ ($p_H = 0.379 \text{ GPa}$, p_H 为相应的无限长线接触最大Hertz接触压力). 滚子长度 $L = 2.5 \text{ mm}$, 滚子中部半径 $R_x = 5 \text{ mm}$, 凸度系数 $\delta = 2$.

3 结果和讨论

用入口区等效供油膜厚 h_{oil} 表征供油量, 增大 h_{oil} 直至充分供油润滑计算. 图2和图3给出了 h_{oil} 分别取为 0.2 和 $0.25 \text{ }\mu\text{m}$ 的压力、端部压力以及膜厚的分布图, 图4给出了充分供油条件下对应工况的计算结果. 可以看出: 随着供油量的增加, 端部压力的边缘效应

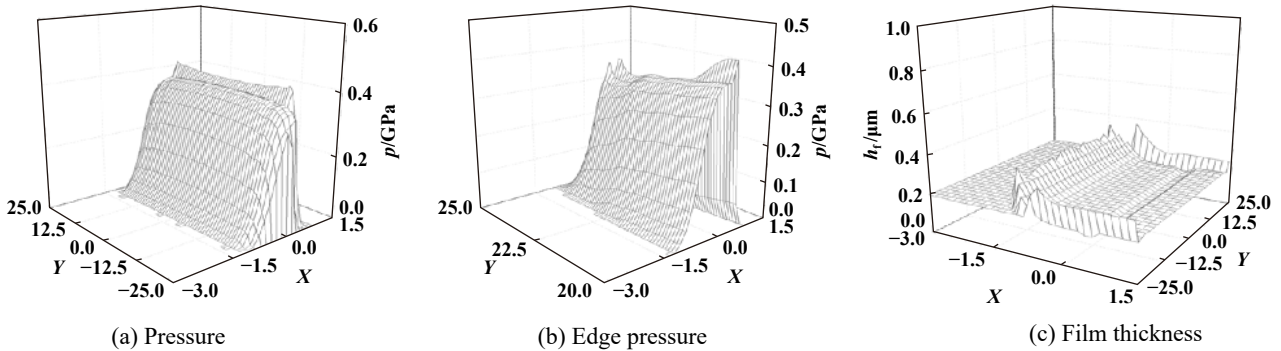


Fig. 2 Numerical solutions of $h_{oil} = 0.2 \text{ }\mu\text{m}$

图2 $h_{oil} = 0.2 \text{ }\mu\text{m}$ 的数值解

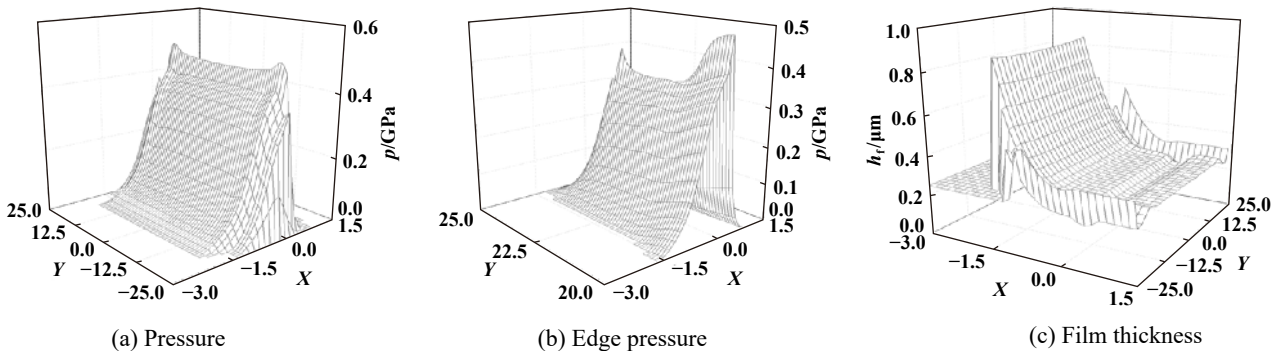


Fig. 3 Numerical solutions of $h_{oil} = 0.25 \text{ }\mu\text{m}$

图3 $h_{oil} = 0.25 \text{ }\mu\text{m}$ 的数值解

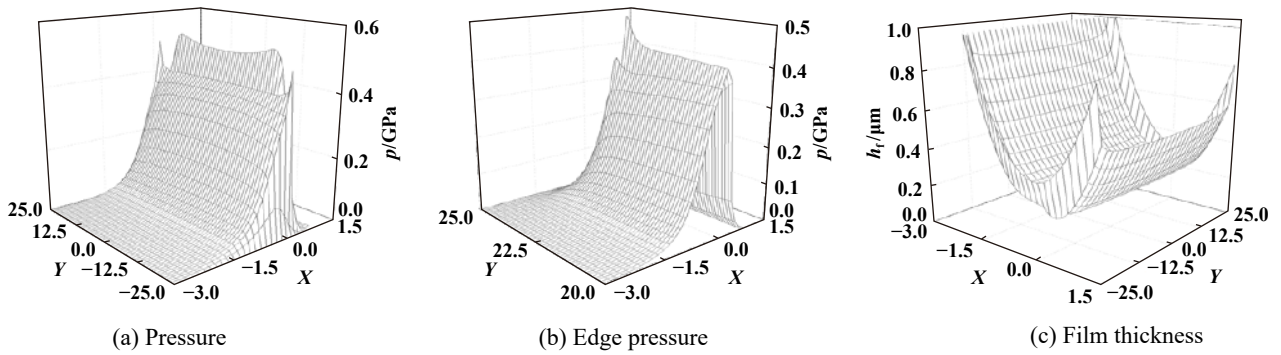


Fig. 4 Numerical solutions of fully oil supply
图 4 充分供油润滑的数值解

有增大趋势[见图2(b)、图3(b)和图4(b)];膜厚逐渐增大[见图2(c)、图3(c)和图4(c)]. 供油量的增加使得膜厚增加容易理解,值得注意的是供油量对压力边缘效应的影响. 为定量比较,取滚子中部沿卷吸速度方向即 $Y=0$ 截面和滚子轴线方向即 $X=0$ 截面讨论.

在滚子中部沿卷吸速度方向,随供油量的增加直至达到充分供油润滑的过程中,由图5(a)可见:二次压力峰逐渐抬高且其位置向润滑入口移动,承载区也有向润滑入口移动的趋势;由图5(b)可见:膜厚增大且油

膜起始位置从靠近接触区中部向润滑入口区方向移动直至充分供油润滑时铺满入口间隙;由图5(c)可见:摩擦副间隙逐渐增大;由图5(d)可见:入口油膜的起始位置逐渐向润滑入口方向移动直至铺满入口间隙,当 $h_{oil}=0.3 \mu\text{m}$ 时油膜已铺满 $Y=0$ 截面的摩擦副间隙. 在没有达到充分供油之前,随供油量的增加,动压效应将增强,图5给出的压力膜厚的变化趋势是动压效应增强的结果,且这一规律与已有的无限长线接触的乏油润滑特性相似^[5]. 这再次表明滚子中部的润滑特性与

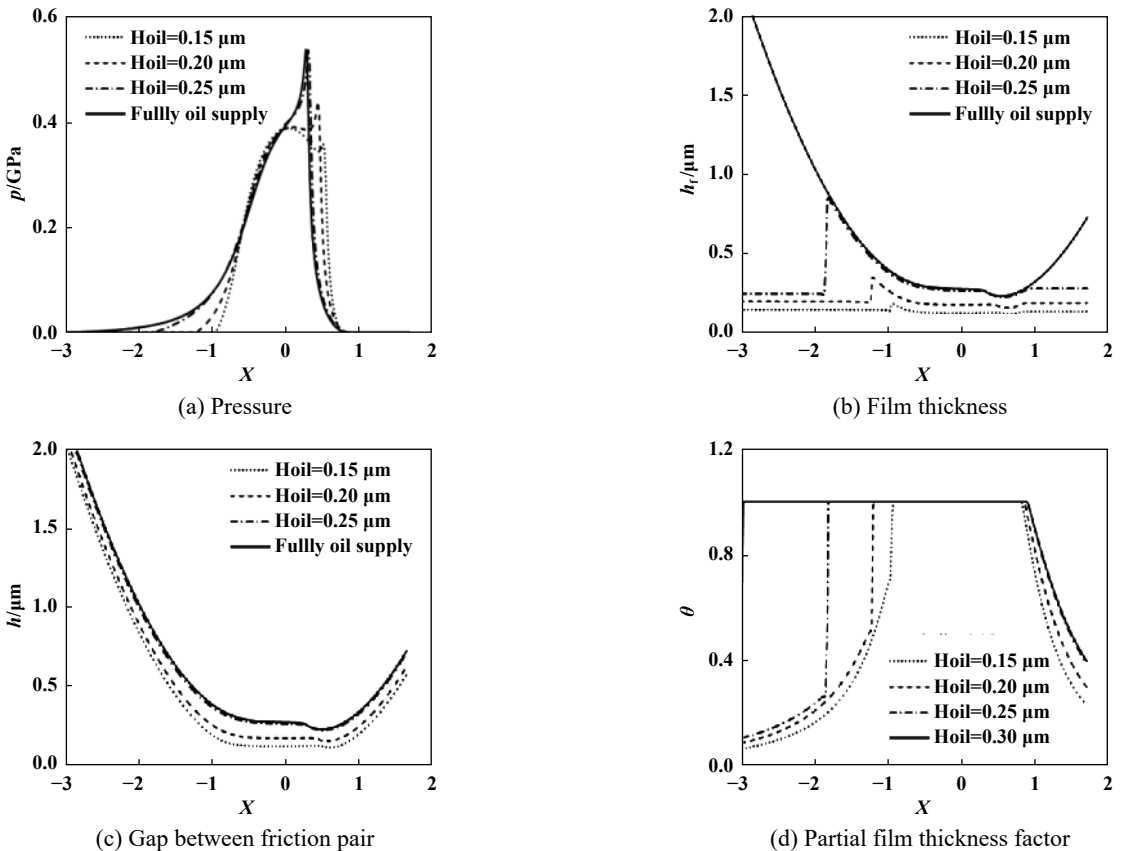


Fig. 5 Effect of oil supply on lubrication performance of $Y=0$
图 5 供油量对 $Y=0$ 截面润滑性能的影响

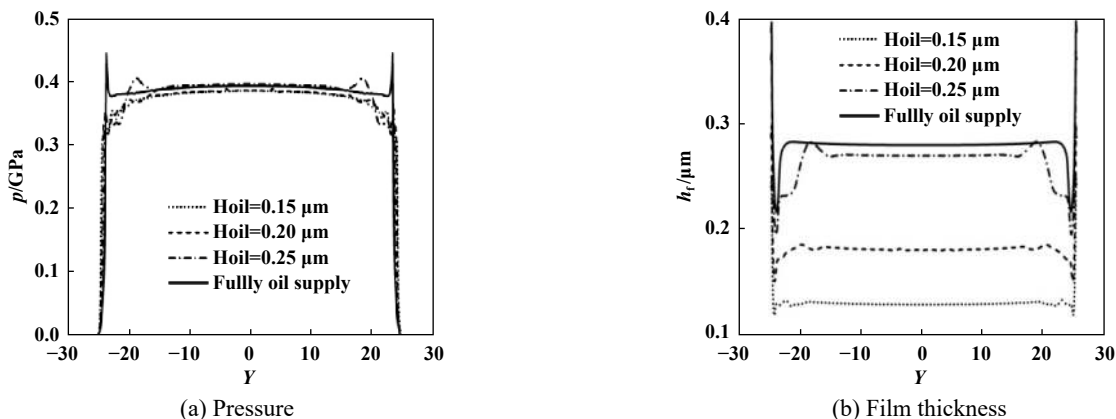


Fig. 6 Effect of oil supply on lubrication performance of $X=0$

图6 供油量对 $X=0$ 截面润滑性能的影响

无限长线接触弹流的润滑特性相似^[1].

沿滚子轴线方向, 随供油量的增加直至达到充分供油润滑的过程中, 由图6(a)可见: 中部压力略有增大但变化不显著, 端部压力则显著增大逐渐出现压力的边缘效应; 由图6(b)可见: 膜厚的轴向颈缩趋于显著, 端部闭合效应^[8]逐渐建立.

边缘效应以及为消除边缘效应而提出的凸度设计是有限长线接触研究的特有内容, 已有的凸度设计研究只考虑了凸形凸度几何参数、载荷速度等工况参数, 以及润滑油黏度密度等物性参数, 没有考虑供油量的影响^[11]. 上述结果表明, 在同一凸度量下供油量会影响边缘效应的强弱, 进而将影响到凸度设计的结果. 随供油量的增加, 压力的边缘效应趋于显著, 考虑到增大凸度量可以降低压力的边缘效应^[10], 因此供油量越大, 需要的凸度量也有增大的趋势. 为证实上述分析, 分别取为 $h_{oil}=0.25 \mu m$ 和充分供油, 以图6的工况参数为基础, 将凸度系数分别取为1、1.2、1.5和3, 比较不同供油条件下凸度量对压力边缘效应的影响, 计算结果见图7. 可以看出: 对应于同一凸度量, 充分供油时的边缘效应大于乏油工况[图7(a~c)], Lundberg轮廓在润滑条件下均出现边缘效应[图7(a)], 因此润滑条件下应取 $\delta>1$ 即Lundberg轮廓的凸度量不足, 这与已有研究结论一致^[7]; 充分供油时略大的凸度量与乏油工况时略小的凸度量对压力的轴向分布规律影响有等效性, 例如 $\delta=1.2$ 时的乏油解与 $\delta=1.5$ 时的充分供油解的边缘效应是相似的[图7(b~c)]. 乏油时 $\delta=1.5$ 已消除边缘效应[图7(c)], 可作为当前工况的凸度量设计结果; 充分供油时 $\delta=1.5$ 仍有边缘效应, 相应的凸度量设计结果应大于1.5. 当 $\delta=3.0$ 时, 因凸度量偏大, 乏油时的压力分布已明显向轴向中部集中, 充分供油时的轴

向压力分布向轴向中部集中程度不如前者显著.

乏油时的凸度量设计结果将小于充分供油润滑的凸度量设计结果. 由于乏油润滑介于充分供油润滑与干接触之间, 故这一结论也验证了他人早年的考虑弹流润滑工况时所设计的滚子凸度量会大于干接触工况下设计的滚子凸度量^[6]之结论. 极端乏油将趋近于干接触, 进而凸度量趋近于根据静弹性理论推得的Lundberg对数轮廓即凸度系数 $\delta=1$. 可见在凸度设计中, 除了考虑工况参数外, 还应将供油量考虑在内, 这将丰富凸度设计的内容.

4 结论

a. 在滚子中部, 供油量对对数滚子润滑特性的影响与无限长线接触弹流的结果相似, 即随供油量的增加, 在卷吸速度方向二次压力峰增大, 位置向入口区方向移动; 膜厚增大, 油膜起始位置逐渐从靠近接触区中部向入口区方向移动直至充分供油润滑时铺满入口间隙.

b. 在滚子轴向, 随乏油程度的加强, 滚子端部的压力边缘效应减小且压力沿轴向分布有向中部收缩的趋势. 供油量将影响压力的边缘效应, 因此, 在凸度设计中除了考虑了凸形凸度几何参数、载荷速度等工况参数, 以及润滑油黏度密度等物性参数外, 还应考虑供油量的影响. 乏油时的凸度量设计结果将小于充分供油润滑的凸度量设计结果.

c. 随供油量的增加, 膜厚沿滚子轴线方向逐渐由中部向端部增大, 轴向颈缩逐步建立, 直至形成膜厚的端部闭合效应达到充分供油润滑. 动压效应随供油量的减小而减弱进而降低压力的边缘效应, 是乏油与充分供油工况凸度量设计结果不同的原因.

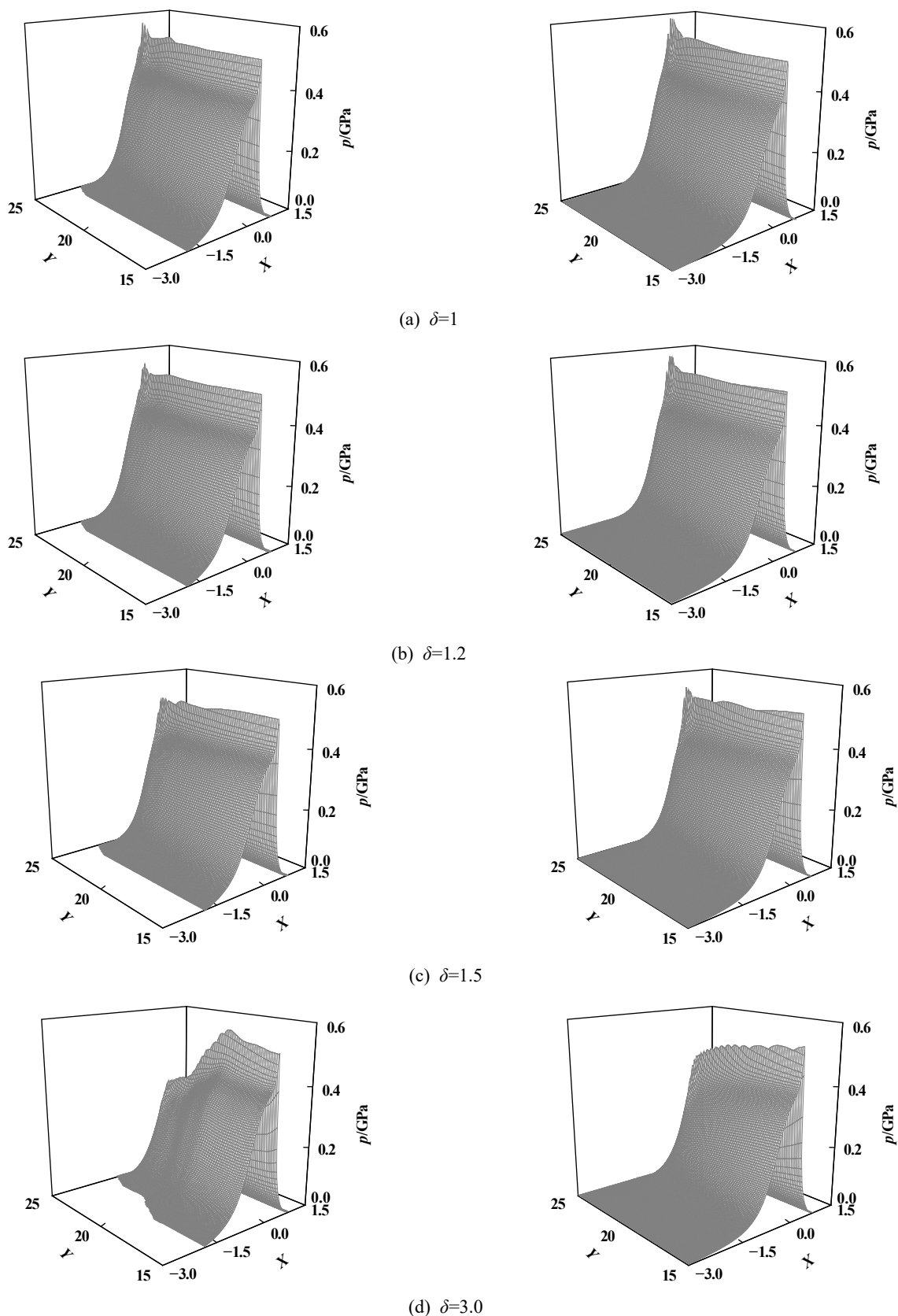


Fig. 7 Comparisons of the effect of crowning value on the end pressure distributions under different oil supply conditions (the left columns are the solutions of oil starvation $h_{oil}=0.25 \mu\text{m}$, the right columns are the solutions of full oil supply)

图 7 不同供油量工况下凸度量对端部压力分布的影响比较(左列为乏油解 $h_{oil}=0.25 \mu\text{m}$, 右列为充分供油解)

参考文献

- [1] Wymer D G, Cameron A. Elastohydrodynamic lubrication of a line contact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1974, 188(19): 221–238.
- [2] Yang Peiran, Cui Jinlei, Kaneta Motohiro, et al. Analysis of oil supply conditions for elastohydrodynamic lubrication in line contacts[J]. Tribology, 2006, 26(3): 242–246 (in Chinese) [杨沛然, 崔金磊, 兼田栢宏, 等. 线接触弹性流体动力润滑的供油条件分析[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(3): 242–246]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2006.03.011](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2006.03.011).
- [3] Chevalier F, Lubrecht A A, Cann P M E, et al. Film thickness in starved EHL point contacts[J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 120(1): 126–133. doi: [10.1115/1.2834175](https://doi.org/10.1115/1.2834175).
- [4] Wu Dandan, Liu Xiaoling, Long Tao. Thermal analysis for starved elasto-hydrodynamic lubrication line contacts based on elrod algorithm[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(10): 51–57, 67 (in Chinese) [武丹丹, 刘晓玲, 龙涛. 基于Elrod算法的线接触乏油热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2018, 43(10): 51–57, 67]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2018.10.010](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2018.10.010).
- [5] Bai Xinrui, Liu Xiaoling. Analysis of elastohydrodynamic lubrication for cylindrical roller bearings under starved oil-supply condition[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(1): 45–50 (in Chinese) [白新瑞, 刘晓玲. 乏油条件下圆柱滚子轴承的弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(1): 45–50].
- [6] Chen Xiaoyang, Zhang Zhiming, Ma Jiaju. Prospects for lubrication of finite line contacts[J]. Tribology, 1997, 17(3): 281–288 (in Chinese) [陈晓阳, 张直明, 马家驹. 有限长线接触弹流润滑的现状与展望[J]. 摩擦学学报, 1997, 17(3): 281–288]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.1997.03.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.1997.03.016).
- [7] Wang Zhijian, Shen Xuejin, Chen Xiaoyang, et al. Recent progress of elastohydrodynamic lubrication of finite line contacts[J]. Tribology, 2016, 36(1): 117–131 (in Chinese) [王志坚, 沈雪瑾, 陈晓阳, 等. 有限长线接触弹流理论研究的最新进展[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(1): 117–131]. doi: [10.16078/j.tribology.2016.01.018](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2016.01.018).
- [8] Ma Jiaju, Chen Xiaoyang, Liu shuangbiao. End closure of roller contacts in EHL[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 19(1): 71–73 (in Chinese) [马家驹, 陈晓阳, 刘双表. 滚子摩擦副弹流的闭合效应[J]. 中国机械工程, 1999, 19(1): 71–73]. doi: [10.3321/j.issn:1004-132X.1999.01.023](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-132X.1999.01.023).
- [9] Xin Zhaoshun, Liu Xiaoling, Yang Yubing. Analysis of non-newtonian thermal micro-EHL in cylindrical roller bearings[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(11): 43–48 (in Chinese) [信召顺, 刘晓玲, 杨玉冰. 圆柱滚子轴承的微观非牛顿热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2017, 42(11): 43–48]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2017.11.008](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2017.11.008).
- [10] Sun Haoyang. A study on the steady thermal EHL design and transient iso-thermal EHL characteristics of profiled rollers[D]. Shanghai: Shanghai University, 2005(in Chinese) [孙浩洋. 凸度滚子的稳态热弹流设计和动态等温特性研究[D]. 上海: 上海大学, 2005].
- [11] Sun Haoyang, Chen Xiaoyang, Zhang Hongxin. Crowning design for the logarithmic profile roller according to a thermal elastohydrodynamic lubrication(EHL) theory[J]. Tribology, 2010, 30(6): 567–571 (in Chinese) [孙浩洋, 陈晓阳, 张洪信. 对数滚子的热弹流凸度量设计研究[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(6): 567–571].
- [12] Wu Jiqiang, Wang Liqin, Lu Yufan, et al. Geometric modification on mixed lubrication performance of low-speed cylindrical roller bearing[J]. Tribology, 2019, 39(4): 470–478 (in Chinese) [吴继强, 王黎钦, 陆宇帆, 等. 几何修形对低速圆柱滚子轴承混合润滑性能的影响研究[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(4): 470–478]. doi: [10.16078/j.tribology.2018169](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018169).
- [13] Zhu Dong, Hu Yuanzhong. The study of transition from full film elastohydrodynamic to mixed and boundary lubrication[C]. The Advancing Frontier of Engineering Tribology, Proceedings of the 1999 STLE/ASME HS Cheng Tribology Surveillance, 1999: 150–156.
- [14] Hu Yuanzhong, Zhu Dong. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 1–9. doi: [10.1115/1.555322](https://doi.org/10.1115/1.555322).