

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.12.001

等温点接触弹流的润滑特性研究*

杨福芹,姜敬伟,刘欣

(青岛科技大学机电工程学院,山东青岛 266061)

摘要:针对改善点接触高副接触零件润滑状况的现实问题,对赫兹接触区内的润滑油膜进行了研究。耦合了接触力学和流体动力润滑方程,采用多重网格法,使用 Fortran 语言编程求解,对等温点接触弹流润滑方程组进行了数值计算,从而得到了不同椭圆率 Ke 、载荷 w 、卷吸速度 u 和粘度 η_0 等参数影响下的膜厚和压力变化曲线;通过研究膜厚和压力变化过程中最小膜厚和二次压力峰的位置,以及膜厚和压力的变化程度,得到了影响赫兹接触区内油膜变化规律的因素,并进行了分析和阐述。研究表明:接触椭圆随着椭圆率、载荷、卷吸速度和粘度等参数的改变而发生变化,接触椭圆的改变不同程度上影响着润滑油的膜厚和压力;在一定范围内增大椭圆率、卷吸速度和粘度及减小载荷,有利于改善润滑性能。

关键词:弹流润滑;椭圆率;载荷;卷吸速度;粘度

中图分类号:TH117

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2019)12-1235-07

Elastohydrodynamic lubrication characteristic of isothermal point contact

YANG Fu-qin, JIANG Jing-wei, LIU Xin

(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: In order to improve the lubrication condition of high pair contact parts in point contact, the lubrication oil film in Hertz contact zone was studied. Coupled with contact mechanics and hydrodynamic lubrication equations, the multigrid method and Fortran language programming were used to solve the equations of EHL of isothermal point contact, and the curves of film thickness and pressure with different ellipticity Ke , load w , entrainment velocity u and viscosity η_0 were obtained. By studying the position of minimum film thickness and secondary pressure peak and the change degree of film thickness and pressure in the process of changing of film thickness and pressure, the factors affecting the change law of oil film in Hertz contact zone were obtained and analyzed. The results indicate that the contact ellipse changes with the change of ellipticity, load, entrainment velocity and viscosity, and the change of contact ellipse affects the film thickness and pressure of lubrication oil in varying degrees. In a certain range, increasing ellipticity, entrainment velocity and viscosity and reducing load are beneficial to improving lubrication performance.

Key words: elastohydrodynamic lubrication(EHL); ellipticity; load; entrainment velocity; viscosity

0 引言

弹流润滑形成的弹流油膜能够隔开相互接触的两个表面,从而降低接触摩擦力和减缓磨损,这对于节约能源和提高机械系统的效率意义重大。近年来,点接触弹流润滑理论不断向前发展;GOHAR R^[1] 早期通过

实验成功测得了油膜的形态;HAMROCK B J^[2] 通过联立求解弹性变形方程和 Reynolds 方程,得到了等温点接触弹流润滑的数值解,同时研究了速度、材料等参数对压力和膜厚的影响,但采用的算法将其研究局限于解决轻中载问题;EVANS H P 等^[3] 和温诗铸等^[4] 分别采用逆解法和多重网格法,解决了重载点接触弹流润

收稿日期:2019-03-05

基金项目:山东省重点研发计划项目(2018GGX103015)

作者简介:杨福芹(1972-),女,山东烟台人,博士,副教授,硕士生导师,主要从事机械摩擦学及机械设计方面的研究。E-mail: y_f_q@163.com

滑问题;此后的点接触弹流润滑模型研究多是着眼于解决混合弹流润滑问题^[5-6]和工程问题^[7-9],点接触弹流润滑实验也多是膜厚进行测量和对油膜形状进行观察^[10-11]。以上研究均没有深入研究膜厚和压力变化规律的影响因素。

解决弹流润滑问题需要求解 Reynolds 方程、膜厚方程、载荷平衡方程、密压方程、粘压方程等组成的方程组,这是一个较为复杂的二维非线性问题,需要采用数值方法进行近似求解。现有的数值求解方法中,多重网格法利用稠密网格和稀疏网格,对精确解和近似解进行轮流迭代,以快速消除高低频偏差分量^[12],其优点是计算过程收敛快、结果精度高和适用较大参数的工况。

本文将采用多重网格法进行 Fortran 编程,对等温点接触弹流润滑方程组进行数值计算,研究椭圆率、载荷、卷吸速度、粘度等不同参数对赫兹接触区内润滑油膜厚和压力产生的影响,得到膜厚、压力曲线的变化规律,并分析产生变化规律的原因,以期进一步完善弹流润滑理论。

1 弹流润滑方程组

假设润滑油为牛顿流体,则点接触弹流润滑中的 Reynolds 方程如下:

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

式中: p —压力; h —膜厚; u —卷吸速度; η —粘度; ρ —密度; x —卷吸速度方向坐标变量; y —垂直于卷吸速度方向坐标变量。

Reynolds 方程边界条件为:

$$\begin{cases} p = \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \text{在计算域的全部边界上} \\ p \geq 0, \text{在计算域内} \end{cases}$$

膜厚方程为:

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

式中: h_{00} —刚体中心膜厚; R_x, R_y —接触的上、下两表面在 X, Y 方向的综合曲率半径; E' —两固体的综合弹性模量。

载荷平衡方程为:

$$\iint p(x, y) dx dy = \omega \quad (3)$$

Roelands 粘压关系式为^[13]:

$$\eta = \eta_0 \exp \{ (\ln \eta_0 + 9.67) [-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{Z_0}] \} \quad (4)$$

Z_0 与 Barus 粘压系数 α 的关系为:

$$Z_0 = \frac{\alpha}{[5.1 \times 10^{-9} (\ln \eta_0 + 9.67)]} \quad (5)$$

Dowson - Higginson 密压关系为:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (6)$$

点接触弹流润滑问题需要耦合接触力学和流体动力润滑方程。接触椭圆当量曲率半径为:

$$R = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y} \quad (7)$$

最大 Hertz 接触压力为:

$$P_H = \frac{3w}{2\pi ab} \quad (8)$$

式中: b —接触椭圆长半轴; a —接触椭圆短半轴。

b, a 值分别为:

$$b = \left(\frac{6Ke^2 F_2 RW}{\pi E'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

$$a = \frac{b}{Ke} \quad (10)$$

式中: Ke —椭圆率; F_2 —第二类椭圆积分。

Ke, F_2 值分别为:

$$Ke = \gamma^{0.6268} [1 + 0.063 2 \sin(0.631 5 \ln \gamma)] \quad (11)$$

$$F_2 = \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \gamma^{-1.0238} \right] \left[1 + 0.048 6 \gamma^{-1.3358} (\ln \gamma)^{1.0997} \right] \quad (12)$$

其中, γ 为:

$$\gamma = \frac{R_y}{R_x} \quad (13)$$

2 数值计算

在进行数值计算时,本研究运用多重网格法对 Reynolds 方程进行求解,运用多重网格积分法对膜厚求解,从而得到各网格层上各节点的弹性变形^[14]。在进行求解时,需要对弹流润滑的基本方程进行无量纲处理^[15],以减少研究变量的个数,避免求解过程中单位换算的干扰。

其中,无量纲参数组为:

膜厚参数 $H = R_x h / a^2$;

载荷参数 $W = w / (E' R_x^2)$;

速度参数 $U = \eta_0 u / (E' R_x)$;

材料参数 $G = \alpha E'$ 。

本研究运用多重网格法对等温点接触润滑方程组

进行计算时,笔者设置网格层数为 5,采用 W 循环,最顶层网格节点数为 256,收敛判据为压力和载荷相对误差均小于 10^{-4} 。

算例参数表如表 1 所示。

表 1 算例参数表

计算参数名称	参数数值
网格层数 M	5
最顶层网格节点数	256
X 方向综合曲率半径 R_X/m	0.006
椭圆率 Ke	1 ~ 5
卷吸速度方向(X) 求解域	$x_{in} = -1.6$ $x_{out} = 1.6$
Y 方向求解域	$y_{in} = -4.2$ $y_{out} = 4.2$
卷吸速度 $u/(m \cdot s^{-1})$	0.057 6 ~ 0.576 0
载荷 w/N	15 ~ 55
当量弹性模量 /Pa	2.26×10^{11}
润滑油粘度 $\eta_0/(Pa \cdot s)$	0.08 ~ 1.183
压力松弛因子 ω_1	0.3
总体膜厚松弛因子 ω_2	0.05
粘压系数 $/(m^2 \cdot N^{-1})$	2.2×10^{-8}

数值计算流程图如图 1 所示。

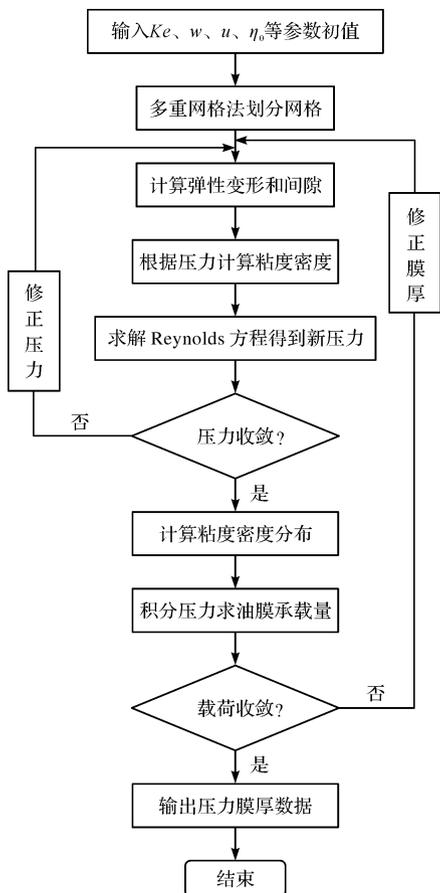
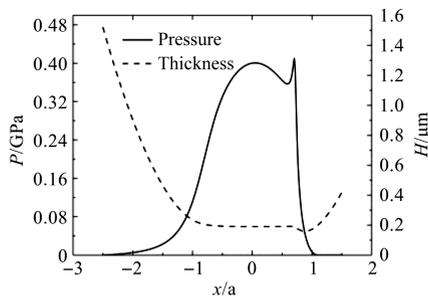


图 1 数值计算流程图

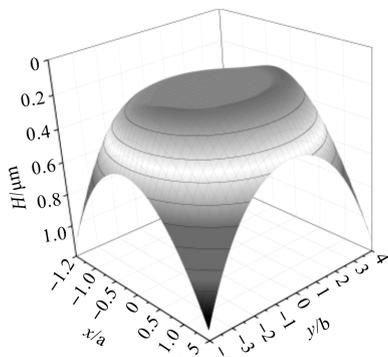
3 结果与分析

首先对计算方法进行验证。本研究采用文献 [16] 中的参数,对弹流润滑方程组使用 Fortran 语言编程,运算结果采用 origin 绘图软件进行处理。

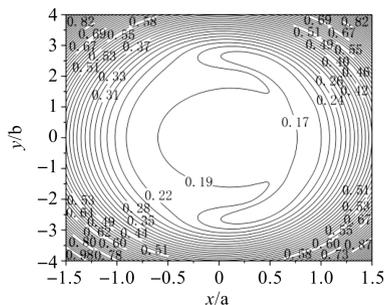
验证计算结果如图 2 所示。



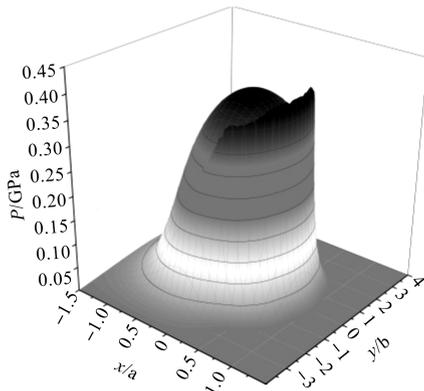
(a) 膜厚及压力分布二维图



(b) 膜厚分布三维图



(c) 膜厚分布等高线图



(d) 压力分布三维图

图 2 验证计算结果图

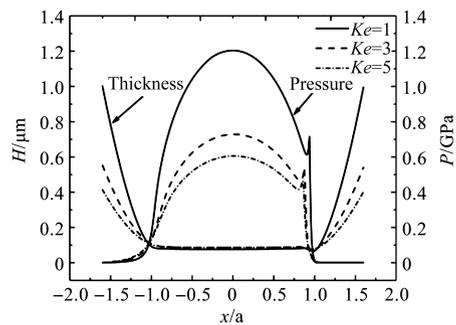
由图 2 可知:

- (1) 赫兹接触区中心油膜呈平行状;
- (2) 最小膜厚位于出口区两侧;
- (3) 油膜整体呈马蹄形特征;
- (4) 在出口处出现二次压力峰。

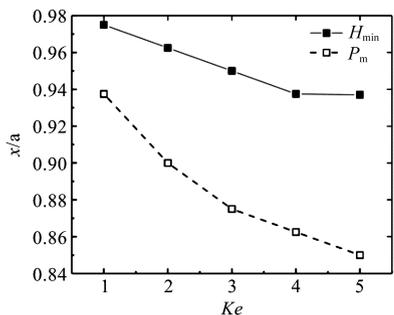
以上为点接触弹流润滑的典型特征。除此之外,图 2 中各点数据也与相关参考文献有较好的吻合性,证明了本文计算的正确性。

3.1 椭圆率 Ke 对等温点接触弹流润滑的影响

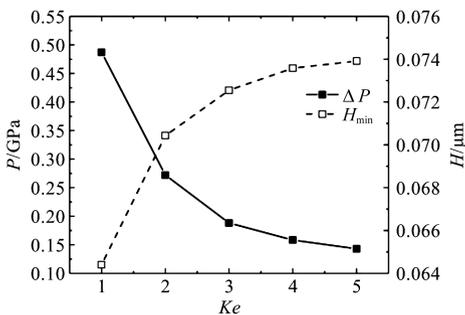
椭圆率 Ke 对等温点接触弹流润滑的影响如图 3 所示。



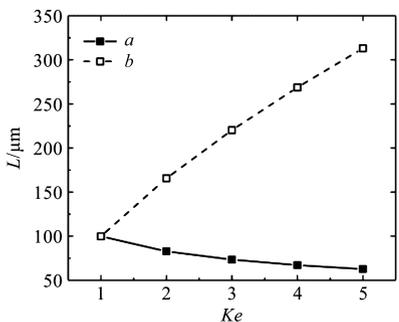
(a) 不同 Ke 下膜厚与压力曲线



(b) 最小膜厚 H_{min} 及二次压力峰 P_m 位置曲线



(c) 压力差值 ΔP 曲线和最小膜厚值 H_{min} 曲线



(d) a、b 值曲线

图 3 椭圆率 Ke 对等温点接触弹流润滑的影响

由图 3 可知：

(1) 随着椭圆率 Ke 增大,油膜中心压力和二次压力峰的值均显著减小^[17-18],二次压力峰逐渐等于油膜中心压力,二次压力峰的位置逐渐向入口区移动;形状由尖锐变钝,随着椭圆率 Ke 从 1 变化到 5,中心膜厚略有增加,最小膜厚的位置由两侧逐渐转移至中心面上的出口区;

(2) 随着椭圆率 Ke 的增大,中心压力与二次压力峰的差值 ΔP 在逐渐减小,中心压力减小的速度大于二次压力峰,最小膜厚值 H_{min} 在逐渐增大,颈缩现象逐渐减小甚至消失,说明椭圆率 Ke 越小,马蹄形油膜特征越明显;

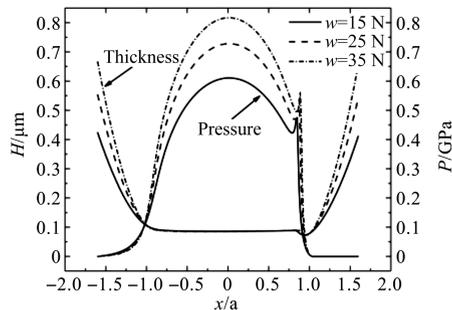
(3) 在 X 方向综合曲率半径 R_x 值保持不变的情况下,随 Ke 增大,接触椭圆短半轴 a 的值减小,而长半轴 b 的值迅速增大,且 b 值增大的速度大于 a 值减小的速度,接触区椭圆变得越来越“狭长”,接触区面积增大,油膜中心压力被分担而迅速下降;同时,随着接触区越来越“狭长”,椭圆接触区两侧润滑油出口处变大,在此积聚的润滑油更容易排泄,在外载荷和卷吸速度等其他参数不变的情况下,出口区润滑油颈缩变形程度和二次压力峰均逐渐减小。

中心压力与二次压力峰的差值 ΔP 曲线呈下降趋势表明:长半轴 b 值增加对于分担接触中心压力的效果较强,油膜中心压力的降低速度大于二次压力峰值的下降速度,在载荷不变的情况下,随 Ke 的增大,椭圆接触区油膜压力下降,因而中心膜厚和最小膜厚呈上升趋势,当 Ke 大于 8 ~ 10 时,可以把点接触弹流问题作为线接触弹流问题处理^[19]。

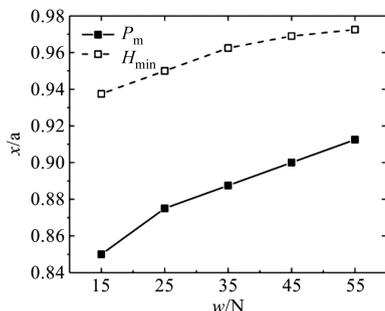
在相同接触压力情况下,线接触实验比点接触实验的总载荷量大得多,结合前述不同椭圆率 Ke 对压力和膜厚的影响分析,可以得出结论:保持 R_x 不变,提高 Ke ,可以提高点接触弹流油膜的承载能力。

3.2 载荷 w 对等温点接触弹流润滑的影响

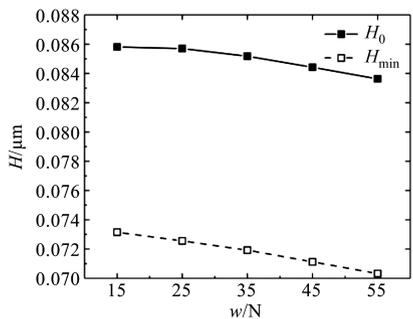
载荷 w 对等温点接触弹流润滑的影响如图 4 所示。



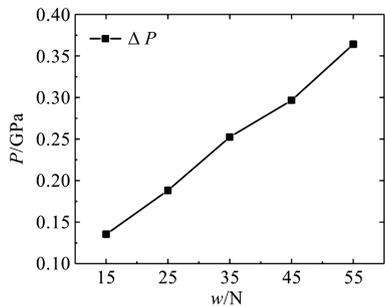
(a) 不同 w 下膜厚与压力曲线



(b) 最小膜厚 H_{min} 及二次压力峰 P_m 位置曲线



(c) 中心膜厚 H_0 和最小膜厚 H_{min} 数值曲线



(d) 压力差值 ΔP 曲线

图 4 载荷 w 对等温点接触弹流润滑的影响

由图 4 可知:

(1) 随着载荷 w 逐渐增加,油膜中心压力和二次压力峰的值显著增大,二次压力峰的位置随着载荷的增大逐渐向出口区移动,最小膜厚的位置逐渐向出口区移动,椭圆接触区整体变大;

(2) 随着载荷 w 的逐渐增大,中心膜厚和最小膜厚略有下降,中心膜厚和最小膜厚的下降曲线斜率值逐渐减小,这是由于增大载荷导致膜厚减小的同时,处于赫兹接触区域的润滑油的粘度在粘压效应影响下略有增加;当仅考虑粘度变化时,粘度增大会导致膜厚增加,因此,在该算例中,增大粘度,降低了中心膜厚和最小膜厚的减小速度,导致了中心膜厚和最小膜厚曲线的非线性趋势;

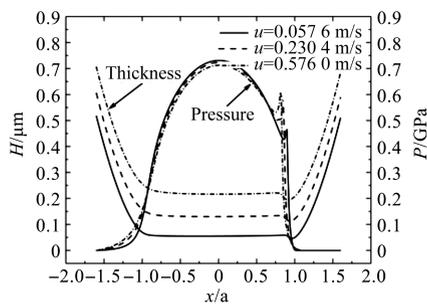
(3) 随着载荷 w 逐渐增大,中心压力与二次压力峰的差值 ΔP 显著增加,油膜中心压力的增速大于二次压力峰,说明随着载荷不断增加,在行程末会有更多的润滑油困在接触区内,出口区颈缩变形逐渐增大,二次压力峰值增大;但因颈缩变形增大带来的影响,不及增大的载荷对油膜中心压力产生的影响,因而二次压力峰的增大速度不及中心压力,中心压力与二次压力峰的差值 ΔP 随载荷增大而逐渐增加。

从上述分析中可以看出,减小载荷有利于改善弹流润滑性能。

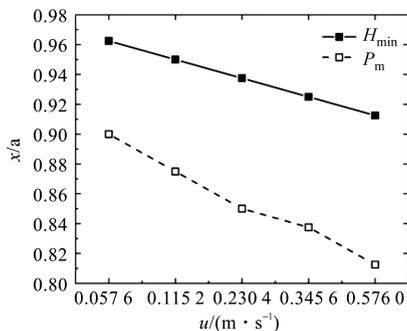
3.3 卷吸速度 u 对等温点接触弹流润滑的影响

卷吸速度 u 对等温点接触弹流润滑的影响如图 5

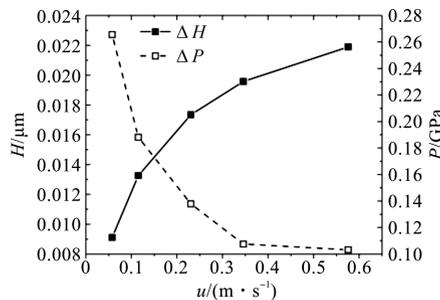
所示。



(a) 不同 u 下膜厚与压力曲线



(b) 最小膜厚 H_{min} 及二次压力峰 P_m 位置曲线



(c) 膜厚差值 ΔH 曲线和压力差值 ΔP 曲线

图 5 卷吸速度 u 对等温点接触弹流润滑的影响

由图 5 可知:

(1) 随着卷吸速度 u 的提升,中心油膜压力下降,而二次压力峰的值显著增大,二次压力峰逐渐向着入口区移动;随着卷吸速度 u 逐渐增大,中心膜厚和最小膜厚均显著增加,最小膜厚向着入口区移动;二次压力峰和最小膜厚位置的变化说明,赫兹接触区随着卷吸速度增大而变小;

(2) 随着卷吸速度 u 逐渐增大,中心压力与二次压力峰差值 ΔP 逐渐减小,越来越多的润滑油随着卷吸速度的提升被带入赫兹接触区,导致赫兹接触区膜厚增大从而接触区油膜中心压力下降;同时,二次压力峰数值增大,表明增多的润滑油在出口处积聚而排泄速度跟不上。

与此同时, ΔP 曲线斜率逐渐减小表明,由于卷吸速度增大,润滑两表面之间的膜厚增加使得接触两表面之间距离变大有利于润滑油排泄,在一定程度上降低了润滑油在颈缩处的积聚程度,造成二次压力峰随

卷吸速度增大而增大的程度减缓。另外随着卷吸速度逐渐增大,中心膜厚与最小膜厚的差值 ΔH 也在显著增加,由于随着卷吸速度增大,润滑油的吸入量增大,更多的润滑油在出口处积聚而导致颈缩变形加剧,因此,最小膜厚的增速落后于中心膜厚,中心膜厚与最小膜厚的差值逐渐增大。

综合上述分析可以得出:增大卷吸速度可以改善润滑状况;但另一方面,增大卷吸速度更容易导致乏油^[20-21]。因此,在实际工程中,应该适当改变卷吸速度的大小。

3.4 粘度 η_0 对等温点接触弹流润滑的影响

粘度 η_0 对等温点接触弹流润滑的影响如图 6 所示。

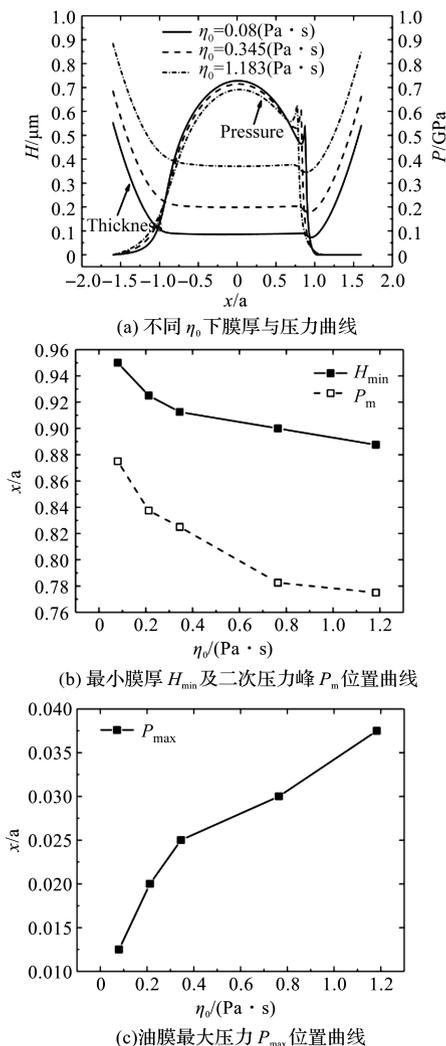


图 6 粘度 η_0 对等温点接触弹流润滑的影响

由图 6 可知:

(1) 粘度对弹流润滑的压力和膜厚有着明显的影响,随着粘度的逐渐增大,弹流油膜中心压力下降,而二次压力峰显著增大,二次压力峰的位置向着远离出口区的方向移动,随着粘度的增大,中心膜厚和最小膜

厚均明显增大,最小膜厚的位置向着远离出口区的方向移动;润滑油粘度增大,导致油膜整体膜厚增大,油膜中心压力下降,而高粘度的润滑油在相同时间内被挤出赫兹接触区的数量较少,而使得出口处的积聚程度增加,因此,二次压力峰随着粘度的增大而逐渐增大;

(2) 随着粘度的增大,赫兹接触区内油膜最大压力的位置在逐渐远离中心位置,油膜的压力波动加剧。

高粘度润滑剂有利于增大弹流油膜膜厚,减小油膜中心压力,一定程度上可以改善弹流润滑性能;但另一方面,增大的二次压力峰会对零件的工作寿命产生不良影响,高粘度的润滑油会导致弹流油膜温升的增大和功率的损失,同时,高粘度的润滑油也更容易导致乏油现象的产生。

4 结束语

采用多重网格法,本文对等温点接触弹流润滑方程组进行了求解,对不同参数影响膜厚、压力曲线变化的规律进行了分析,结论如下:

(1) 随着椭圆率 Ke 逐渐增大,颈缩程度逐渐减小,接触区椭圆长半轴迅速增长,接触区面积增大,长半轴区域分担接触中心压力,油膜中心压力迅速下降,且降低速度大于二次压力峰,中心油膜压力随椭圆率增大而降低,膜厚随椭圆率增加呈增大趋势,保持 R_x 不变、提高 Ke 可以提高点接触弹流油膜承载能力;

(2) 随着载荷 w 增大,椭圆接触区整体变大,粘压效应降低了膜厚减小速度,中心膜厚和最小膜厚下降曲线斜率呈现逐渐减小趋势,增大载荷对油膜中心压力的影响大于二次压力峰,减小载荷有利于改善弹流润滑性能;

(3) 随着卷吸速度 u 提升,被带入接触区的润滑油增多油膜中心压力下降,润滑油由于颈缩现象在出口处积聚而排泄速度跟不上,导致二次压力峰数值增大,接触两表面之间由于膜厚增加距离变大,有利于润滑油排泄,减缓了二次压力峰的增大程度,随 u 增大颈缩变形加剧,最小膜厚的增速不及中心膜厚;

(4) 随着粘度 η_0 增大,膜厚整体增大,两接触表面中心压力下降,润滑油在出口处的积聚程度增加,使得二次压力峰随着粘度的增大而逐渐增大,随粘度增大,油膜的压力波动加剧。

参考文献 (References):

[1] GOHAR R, CAMERON A. Optical measurement of oil film thickness under elastohydrodynamic lubrication [J]. **Na-**

- ture, 1963, 200(4905):458-459.
- [2] HAMROCK B J. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts; Part I-Theoretical formulation[J]. **Journal of Lubrication Technology**, 1976, 98(2):223-228.
- [3] EVANS H P, SNIDLE R W. The elastohydrodynamic lubrication of point contacts at heavy loads[J]. **Proceedings of the Royal Society A Mathematical Physical&Engineering Sciences**, 1982(382):183-199.
- [4] 邵凤常,温诗铸. 滚动轴承部分弹流润滑的研究[J]. 轴承, 1991(6):26-31.
- [5] 谭洪恩,杨沛然,尹昌磊. 特殊供油条件下点接触弹流润滑乏油分析[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(4):357-361.
- [6] 罗 剑,赵三星. 点接触混合润滑的数值求解方法[J]. 润滑与密封, 2017, 42(6):35-39.
- [7] 潘利君. 修形人字齿轮点接触热弹性流体动压润滑计算方法[D]. 长沙:湖南大学机械与运载工程学院, 2018.
- [8] LU C Y, LIU S J. A fatigue life prediction method of rolling bearing under elliptical contact elastohydrodynamic lubrication[J]. **Journal of Southeast University (English Edition)**, 2017, 33(1):46-52.
- [9] 曹宏涛,王伟,纪敬虎. 考虑粗糙度影响的微凹坑结构化机械密封润滑性能的数值模拟[J]. 流体机械, 2017, 45(5):16-20
- [10] 苗乃明,苏少航,丁建宁,等. 变速点、线接触副弹流润滑油膜的观测[J]. 润滑与密封, 2011, 36(2):68-71.
- [11] ZHANG Y G, WANG W Z, ZHANG S G, et al. Experimental study of EHL film thickness behavior at high speed in ball-on-ring contacts [J]. **Tribology International**, 2017(113):216-223.
- [12] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京:国防工业出版社, 1998.
- [13] ZHOU C, XIAO Z, CHEN S, et al. Normal and tangential oil film stiffness of modified spur gear with non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication [J]. **Tribology International**, 2017(109):319-327.
- [14] SPIKE H, GRANICK S. Equation for slip of simple liquid at smooth solid surfaces[J]. **Langmuir**, 2003, 19(12):5065-5071.
- [15] DAMIENS B, VENNER C H, CANN P M E, et al. Starved lubrication of elliptical EHD contacts[J]. **Tribology**, 2004, 126(1):105-111.
- [16] 鲍永岩. 基于多重网格技术点接触乏油弹流润滑数值分析[D]. 沈阳:东北大学机械工程与自动化学院, 2007.
- [17] 孙洪佩. 润滑系统液压软管失效分析与研究[J]. 液压气动与密封, 2018(3):84-56.
- [18] 朱可. 浅谈静压轴承润滑系统的调试及保护条件[J]. 液压气动与密封, 2017(9):60-63.
- [19] 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.
- [20] LIANG H, GUO D, LUO J. Experimental investigation of lubrication film starvation of polyalphaolefin oil at high speeds[J]. **Tribology Letters**, 2014, 56(3):491-500.
- [21] LIANG H, GUO D, MA L, et al. Experimental investigation of centrifugal effects on lubricant replenishment in the starved regime at high speeds [J]. **Tribology Letters**, 2015, 59(1):1-9.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

杨福芹,姜敬伟,刘 欣. 等温点接触弹流的润滑特性研究[J]. 机电工程, 2019, 36(12):1235-1241.

YANG Fu-qin, JIANG Jing-wei, LIU Xin. Elastohydrodynamic lubrication characteristic of isothermal point contact[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2019, 36(12):1235-1241.《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>