

考虑滚道波纹度的推力球轴承油膜的测量与计算

任志强, 郭峰, 王静*

(青岛理工大学机械工程学院, 山东 青岛 266033)

摘要: 使用能够模拟推力球轴承工作的光干涉油膜测量系统, 在静态时基于 Hertz 接触理论测量得到了该轴承座圈滚道的波纹度变化, 并测量了轴承工作一周的油膜变化情况. 依据试验参数进行了钢球与玻璃盘接触以及钢球与座圈滚道接触的弹性流体动压润滑 (EHL) 数值分析. 试验和理论分析均较好地验证了表面波纹度对润滑状态的影响, 发现推力球轴承运动时油膜的变化和滚道的表面波纹度密切相关.

关键词: 推力球轴承; 波纹度; 弹流润滑; 仿真计算

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2013)06-0586-08

Measurement and Simulation of the Oil Film in a Thrust Ball Bearing Considering the Waviness on Its Raceway

REN Zhi-qiang, GUO Feng, WANG Jing*

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

Abstract: Using a custom-made optical interferometry system which can simulate the motion of a thrust ball bearing, the waviness on the raceway of the housing washer was obtained by the Hertzian contact theory, and the variation of oil film thickness in one revolution of the ball-glass contacts was measured. Based on the experimental parameters, elastohydrodynamic lubrication calculations were carried out to theoretically reproduce the contacts between the balls and the glass as well as those between the balls and the raceway. Both experiments and theoretical analyses verified the influence of the waviness on lubrication state and proved that the variation of the oil film in the thrust bearing's motion was related closely to the surface waviness on the raceway.

Key words: thrust ball bearing, waviness, EHL, simulation

轴承广泛应用于各种机械中, 其加工精度对机械运转可靠性与寿命有着重要影响. 很多学者对推力球轴承进行了大量的研究, 陈志澜等^[1]研究了推力轴承瓦面形面对润滑性能影响, 林冠宇等^[2]对氯苯基硅油润滑球轴承在真空环境下摩擦性能与泄漏量进行了研究. 马家驹和陈晓阳^[3]研究了滚子摩擦副弹流润滑特性及其应用.

局限于目前的加工方法, 轴承滚道不可避免地

都会存在波纹度. 轴承滚道的波纹度不但影响轴承运转的精度, 而且对轴承的寿命、径向刚度、摩擦力矩、震动和噪声均有很大的影响^[4-5], 所以控制加工过程中轴承滚道的波纹度就显得尤为重要. 要研究波纹度的影响, 首先需要 1 种能够精确测量轴承滚道波纹度的方法. 一般地, 轴承滚道波纹度的测量需要专用的系统. 测量方法多集中于测量轴承运转过程中产生的振动来间接得出滚道的波纹度. 这类测

Received 27 March 2013, revised 16 August 2013, accepted 24 September 2013, available online 28 November 2013.

* Corresponding author. E-mail: wj20011226@163.com, Tel: +86-532-85071980.

The project was supported by the National Key Basic Research Program of China (973) (2011CB706602-1) and National Natural Science Foundation of China (51275253).

国家重点基础研究发展计划(973 计划)子课题(2011CB706602-1)和国家自然科学基金项目(51275253)资助.

量方法不直观,受外界影响因素较大,不适合高精度轴承波纹度的测量.本文中则根据 Hertz 接触理论和光干涉技术,简单直观地实现了对轴承滚道表面的波纹度的测量.

目前国际上关于表面波纹度对弹流润滑影响的研究已经比较成熟. Wang 等^[6]研究了波纹度对稳态纯滑动点接触弹流问题的影响.谭洪恩等^[7]研究了时变波动表面的等温弹流润滑问题. Ehret 等^[8]研究了波纹度方向对稳态点接触弹流润滑问题的影响.但这些研究中所考虑的波纹度均为振幅和波长相同的规则波动,一个 Hertz 接触区存在多个余弦波.而实际轴承接触中,滚道上的波纹度如何变化以及其变化对油膜变化的影响尚未见报道.

因此,本文中首先对轴承滚道的波纹度和轴承运转过程的油膜进行了测量,并数值模拟了滚道波纹度对轴承油膜厚度变化的影响.

1 滚道波纹度的光学测量

1.1 试验系统

本试验中使用自行开发的油膜光干涉测量系统对推力球轴承进行研究(如图1所示)^[9].移去推力

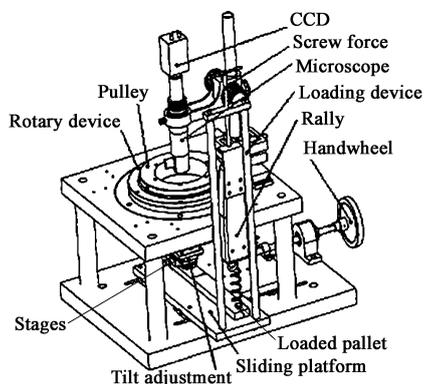


Fig. 1 Diagram of the optical interference measurement system

图1 油膜光干涉测量系统示意图

球轴承的轴圈,使钢球与玻璃盘接触.此系统可以在不同的载荷、速度及润滑条件下对推力球轴承的运动状态与润滑情况进行准确测量,通过系统采集的图片可以得到轴承中每个钢球的承载、速度、膜厚和油膜形状等参数.推力球轴承座圈的水平位置依靠微调螺杆来调节.玻璃盘水平固定,轴承加载机构可以浮动加载.调节座圈水平,并使轴承回转中心与玻璃盘回转中心重合.

1.2 试验原理

Hertz 弹性接触理论^[10]是根据完全弹性体的静

态接触条件得出的,通常被用来作为异向曲面接触副的弹性变形和应力场计算的依据.本试验中,当在轴承下座圈施加一个载荷 w ,在钢球与玻璃盘接触的上接触区会产生 1 个弹性变形量 Δh_1 ,同样钢球与轴承座圈接触的下接触区产生弹性变形量 Δh_2 (见图2).试验中玻璃盘固定并选定其下表面为零点

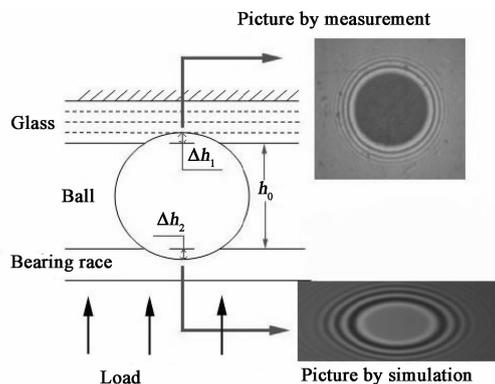


Fig. 2 Experimental schematics

图2 试验原理图

基准,以向下为正方向.调整玻璃盘的水平度误差为 $0.1 \mu\text{m}$,这样轴承座圈一点处的高度值 h_0 见式(1).

$$h_0 = D - \Delta h_1 - \Delta h_2 \quad (1)$$

式中: D 为钢球直径.

计算钢球上表面和玻璃盘接触区与下表面和滚道接触区的变形并由式(1)可得到轴承座圈某点处的高度值.将这种方法应用于整个轴承中就会得到各个钢球与滚道接触各点的高度坐标,将其连成曲线即可近似获得轴承轨道的波纹度.

在上接触区钢球与玻璃盘为非协调点接触,综合曲率半径为 $R_1 = R$ (R 为钢球半径),综合弹性模量为 E' .假设钢球所承受的载荷为

$$w_1 = \frac{2E'a^3}{3R} \quad (2)$$

式中,Hertz 接触区半宽 a 由试验测得.根据 Hertz 弹性接触理论,上接触区中心处的变形量为

$$\Delta h_1 = \frac{a^2}{R} = \sqrt[3]{\frac{9w_1^2}{4E'^2R}} \quad (3)$$

下接触区为钢球与轴承滚道接触.在轴承运动方向即滚道方向(X 轴)为非协调接触,垂直于轴承运动方向(Y 轴)为协调接触,因此产生了椭圆形接触区.下接触区在 X 轴和 Y 轴方向的综合曲率半径如式(4)所示.

$$\begin{cases} R_x = R \\ R_y = \frac{RR'}{R' - R} \end{cases} \quad (4)$$

式中, R' 为滚道半径.

根据 Hertz 接触理论^[10] 可获得下接触区的弹性变形量为

$$\Delta h_2 = \xi \sqrt[3]{\frac{9}{2\varepsilon\bar{R}} \left(\frac{w_2}{\pi k E'} \right)^2} \quad (5)$$

式中, w_2 为下接触区承受载荷, $w_2 = w_1$, $\xi = \frac{\pi}{2} + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \ln \left(\frac{R_y}{R_s} \right)$, $\varepsilon = 1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \frac{R_x}{R_y}$, $\bar{R} = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y}$. 基于方程(1)、(3)和(5), 可以求得整个轴承座圈的波纹度.

1.3 试验结果

根据上述方案, 作者对 NSK 51207 与 NSK51307 (具体参数见表 1) 两种型号的推力球轴承的下座圈

进行了波纹度的测量和计算. 试验中所使用的玻璃为镀有 Cr 膜的 K9 玻璃, 其弹性模量为 72 GPa, 泊松比为 0.2. NSK 51207 与 NSK51307 分别含有 14 和 12 个钢球, 因此试验中对两种轴承在下滚道一圈内分别取 14 和 12 个点, 测得波纹度后采用曲线拟合的方法得到如图 3 所示的曲线. 图 3 显示两种轴承滚道波纹度的波动幅度均为 2.0 μm 左右.

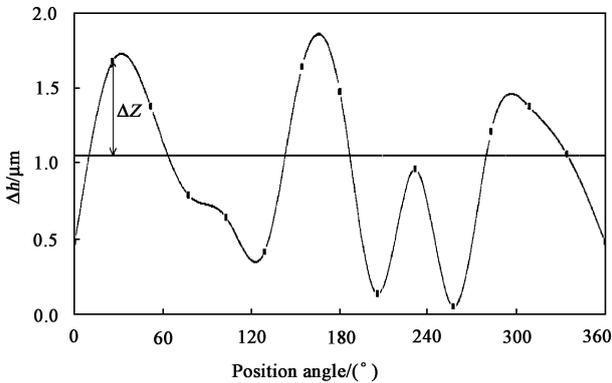
2 基于波纹度轴承膜厚的测量

采用该试验系统, 对轴承运转中的油膜形状及膜厚进行了测量. 本试验使用的润滑油为 PAO100 (黏度 40 $^{\circ}\text{C}$: 1 258 mm^2/s 、密度 0.853 g/cm^3 ; 试验条件下黏度 20 $^{\circ}\text{C}$: 3 934 mm^2/s), 轴承运转线速度为 5 mm/s , 载荷为 90 N. 图 4 给出了图 3(a) 中 NSK

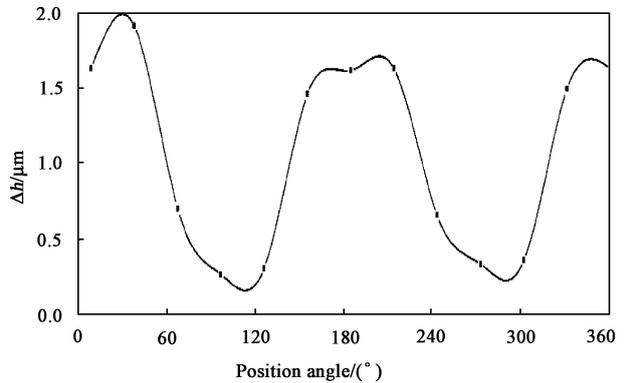
表 1 轴承参数表

Table 1 Bearing parameters

Type	Radius of steel ball /mm	Radius of the rolling bearing /mm	Radius of the raceway /mm	Elastic modulus /mm	Poisson ratio
51 207	4.762 5	24.5	5.854	207	0.3
51 307	5.953 1	26	6.953 6	207	0.3



(a) NSK 51207



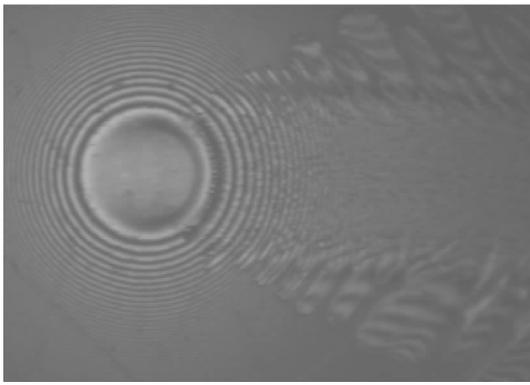
(b) NSK 51307

Fig. 3 Waviness on the raceway

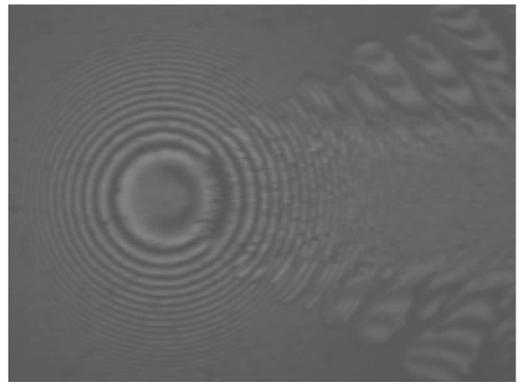
图 3 滚道的波纹度

51207 的 Δh 值差别最大的两点处(滚道转角分别为 155° 和 260°) 测得的光干涉图片. 两图对比可见油膜形状及赫兹接触区大小有明显差别. 在 Δh 值为最大处, 接触区所承受载荷较大, 对应的图 4(a) 的光干涉赫兹接触区较大, 油膜较薄. 而在 Δh 值为最小处, 接触区所承受载荷较小, 对应的图 4(b) 的光干涉赫兹接触区则较小, 油膜较厚. 图 5 给出了图 3(b) 中 NSK 51307 Δh 值差别较大的两点处(滚道转角分别为 120° 和 210°) 测得的光干涉图片, 也可以发现油膜形状有较明显差异.

图 6 给出了轴承运转一周中根据光干涉图片测量得出的上接触区各点中心膜厚及最小膜厚数据的拟合曲线. 对比图 3 与图 6 可见, 下接触区滚道的波纹度造成了上接触区中心膜厚和最小膜厚的波动, 波动幅度约为 50 nm. 但相比图 3 所示的波纹度曲线, 中心膜厚和最小膜厚的波动幅度弱很多. 依据波纹度的振幅下降理论^[11-12], 这是由于表面波纹度发生了弹性变形所致. 与图 4 和图 5 对应的两种轴承油膜中截面曲线图分别如图 7(a)、(b) 所示.



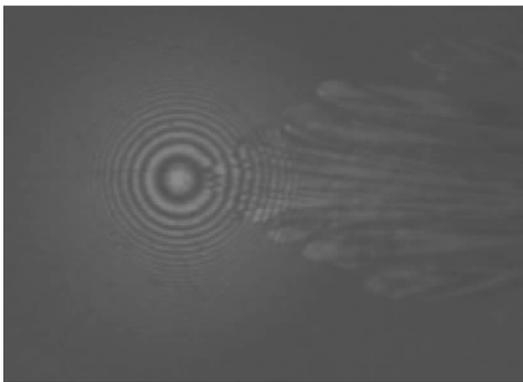
(a) Position angle 155°



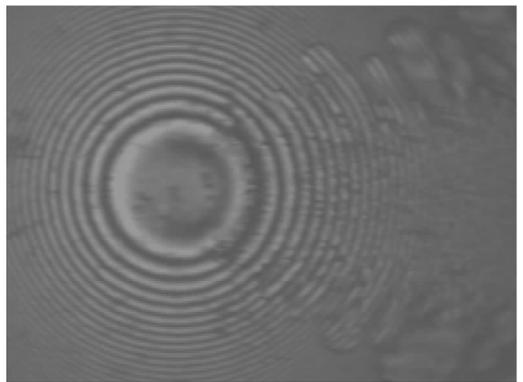
(b) Position angle 260°

Fig. 4 Interferograms of NSK51207

图4 NSK51207 光干涉图像



(a) Position angle 120°



(b) Position angle 210°

Fig. 5 Interferograms of NSK51307

图5 NSK51307 光干涉图像

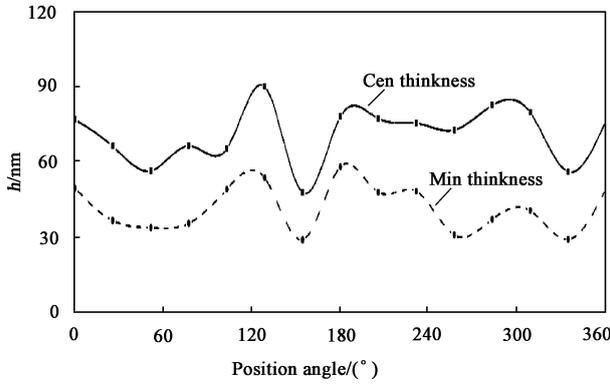
3 仿真计算

3.1 计算方法

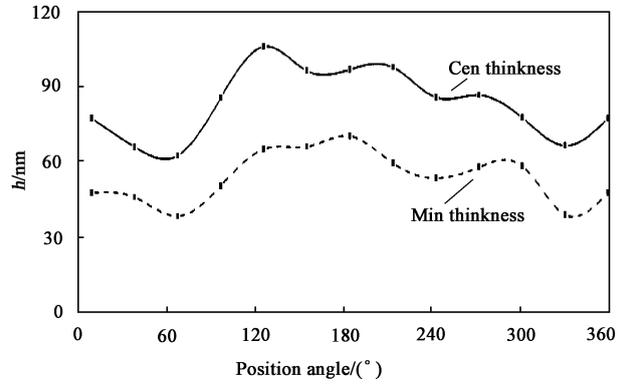
针对上述试验结果,作者展开了仿真分析.另外轴承钢球与下圈接触面的油膜变化情况,无法通过试验测量得出,但可通过理论计算获得,以此可弥补试验的不足.

本文中采用稳态等温点接触弹性流体动压润滑数学模型,雷诺方程及其边界条件、膜厚方程、润滑油的黏度和密度方程以及载荷平衡方程参见文献[13].计算方法采用多重网格法和多重网格积分法^[14].基于试验测量得到的滚道波纹度值,首先对轴承运行中下接触区的油膜厚度进行计算,然后再计算上接触区的油膜厚度的变化.对上、下接触区的计算,均是首先进行一点处的仿真计算,其中波纹度直接影响程序计算中的刚体中心膜厚 H_{00} 的值.计算过程如下:

计算中首先在波纹度曲线上选取合适的一点作为零点基准,即图4(a)中的水平基准线,将此零点值与程序计算得到的初始刚体中心膜厚 H_{00} 值(为无量纲量)相对应.其次,求出波纹度曲线中各个点与零点值的差值 Δz .然后,将 H_{00} 与 Δz 的和作为该点处的初始膜厚 H_{00} 值,输出该点的载荷值.将这种方法应用于整个轴承滚道各点.然后比较各点计算的载荷总和与试验加载载荷是否一致,如果不一致则重新调整零点基准值,再次进行上述计算直至计算总载荷与试验载荷一致.至此轴承钢球与滚道接触处的下接触区各点的仿真计算进行完毕,得到计算结果.由于上表面与下表面所承受的载荷相等,则将下接触区各点计算得到的载荷作为上接触区对应各点的初始输入载荷,代入理论模型进行循环迭代,分别计算上接触区各点的载荷值,直至输出载荷与输入载荷相等,则上接触区的仿真计算进行完毕,输出计算结果.



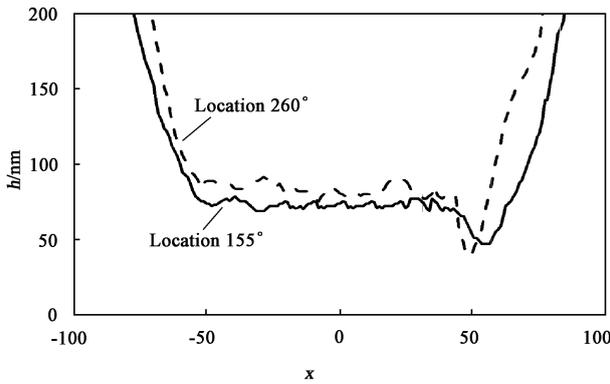
(a) NSK 51207



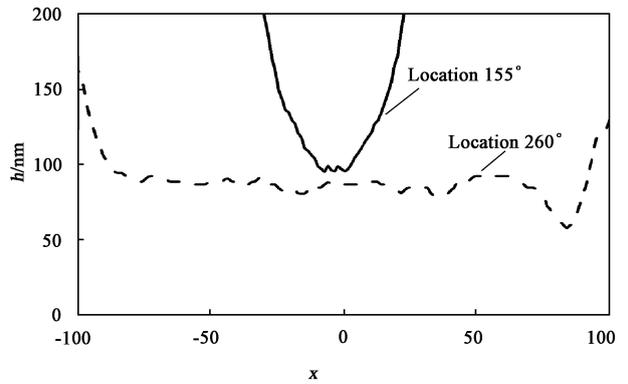
(b) NSK 51307

Fig. 6 Variation of the central and minimum film thickness in one revolution

图6 试验测得中心膜厚及最小膜厚在轴承运转一周中的变化曲线



(a) NSK 51207



(b) NSK 51307

Fig. 7 Mid - section oil film thickness at two angular locations for both bearings

图7 两种轴承分别在两位置角处的油膜中截面曲线

3.2 下接触区

图8给出了两种轴承在下接触区的中心膜厚计算曲线. 两种轴承在下接触区的中心膜厚变化曲线均与图3中的下滚道波纹度变化曲线相对应. 从图8中可以看出: 两种轴承的中心膜厚曲线由于受到

波纹度的影响而产生了明显的变化. NSK51207 轴承中波纹度最大值处(170°处)的中心膜厚值非常小, 此点附近的膜厚为 89.08 和 91.62 nm, 与最大膜厚值 809.69 nm 差距明显, 所以此处的润滑状态相对较为恶劣, 两运动表面可能相互接触, 长时间工作可能产生磨损. 在波纹度最小值处(255°处)的中心膜厚最大, 膜厚值达到 809.69 nm, 此处的润滑状态良好. 波纹度变化 1.9 μm 能够导致油膜厚度变化 720.61 nm, 由此可见轴承滚道的波纹度对润滑状态具有显著影响.

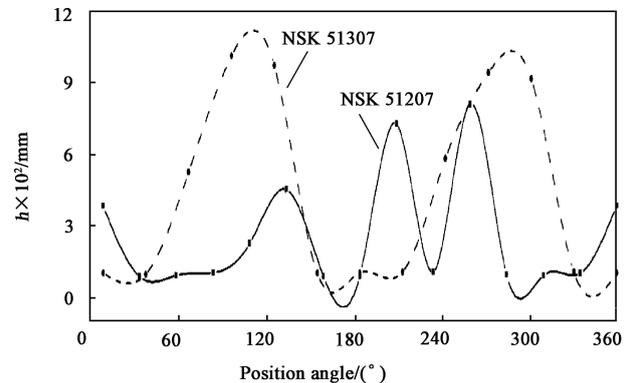


Fig. 8 Central film in the contacts of ball - raceway

图8 钢球 - 滚道接触面中心膜厚曲线

图9(a)为 NSK51207 轴承在 155° 位置角与 260° 位置角时的下接触区润滑油的膜厚与压力中截面曲线. 图9(b)则分别给出了 NSK 51307 轴承在 120° 和 210° 位置角的压力和膜厚中截面曲线. 图9(a)在 260° 位置角和图9(b)在 120° 位置角处的油膜压力较小, 显示两者的润滑区域已经是流体润滑区域. 图10给出了两种轴承在4种位置角处的油膜

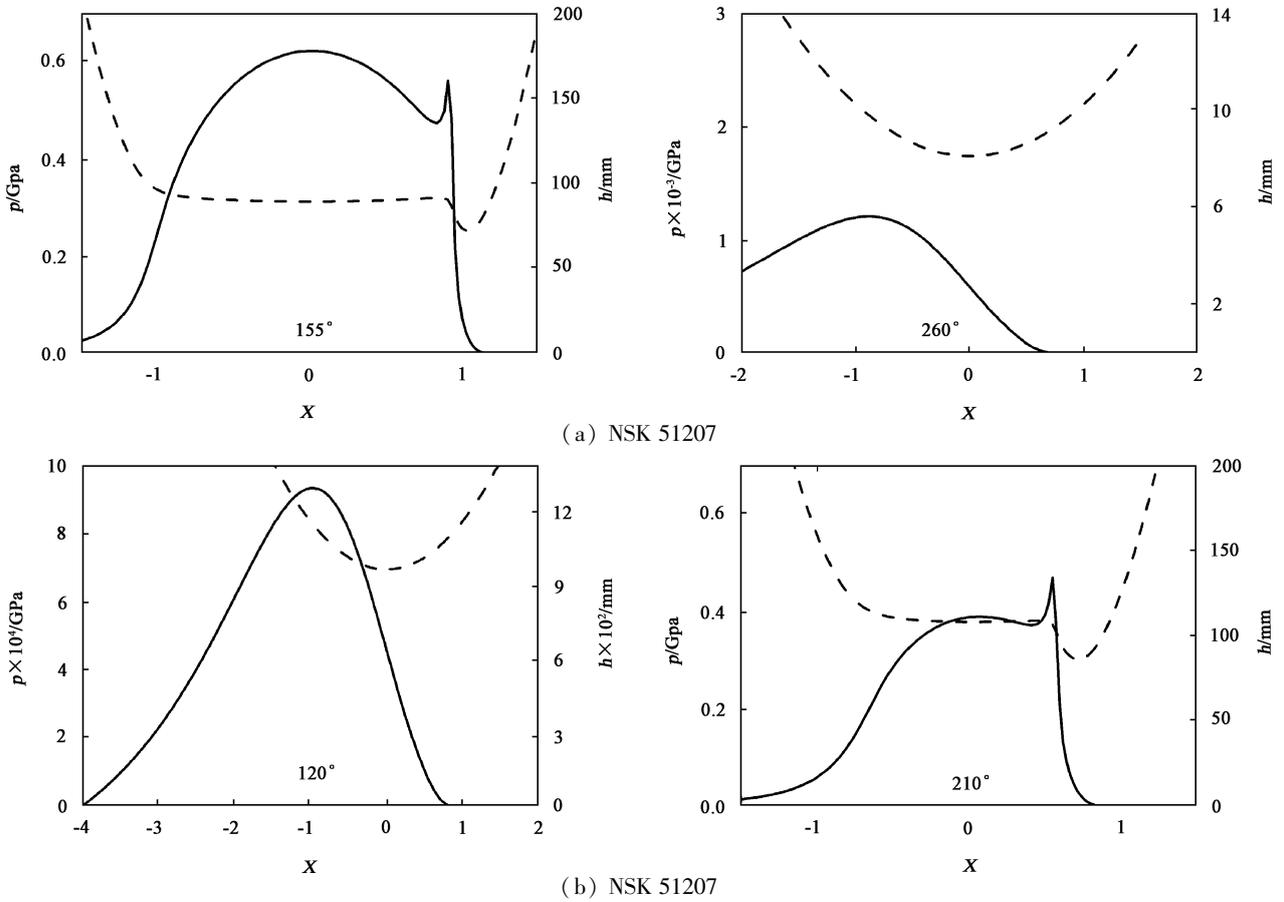
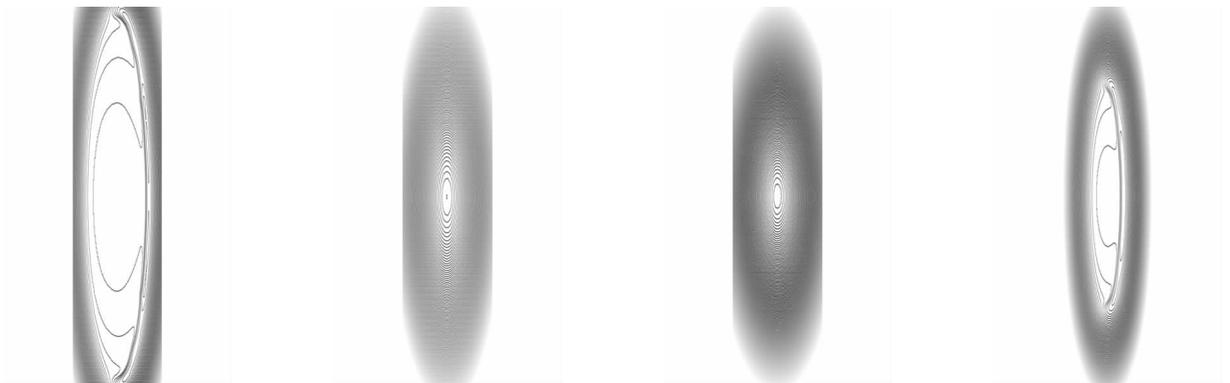


Fig. 9 Film thickness and pressure on the contact of steel ball - raceway

图 9 钢球 - 滚道接触面膜厚与压力曲线



(a) NSK51207/155°

(b) NSK51207/260°

(c) NSK 5130/120°

(d) NSK 51307/210°

Fig. 10 Contour maps of oil film in the contacts of ball - raceway

图 10 钢球 - 滚道接触面膜厚等值线图

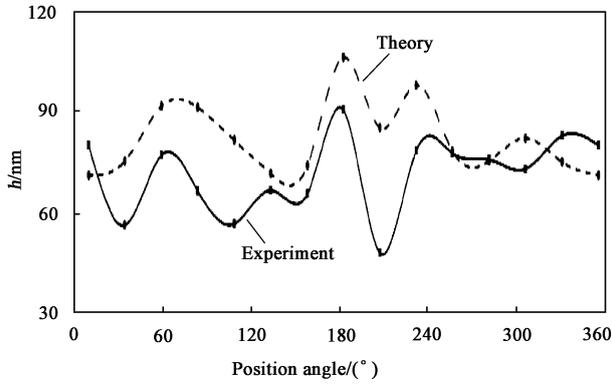
等值线图.

3.3 上接触区

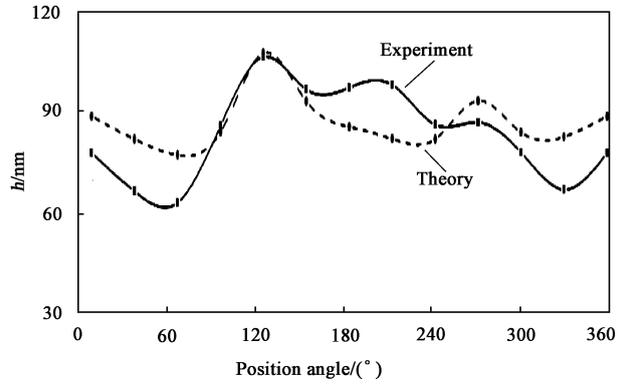
图 11 给出了 NSK51207 和 NSK51307 两种轴承数值计算与试验测得的中心膜厚曲线的对比图. 从图 11 中可见理论模拟出的中心膜厚曲线与试验测得中心膜厚曲线波动趋势一致,波动范围相近,但数

值计算得出的膜厚整体上要比试验中测得的膜厚偏厚. 这可能是由于:① 理论模型的偏差,这包括对时变效应和非牛顿流变模型的忽略;② 试验测量存在的误差.

图 12(a) 分别给出了 NSK 51207 轴承在 155° 和 260° 位置角的压力和膜厚中截面曲线;图 12(b)



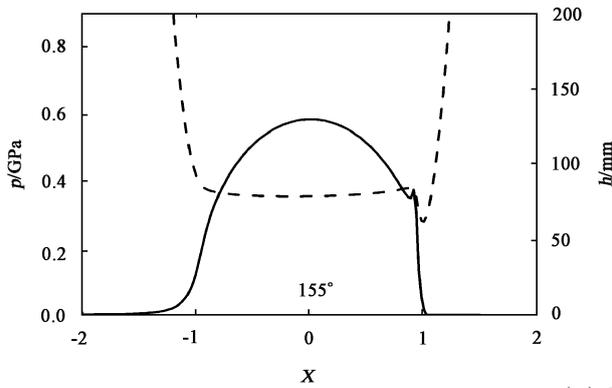
(a) NSK 51207



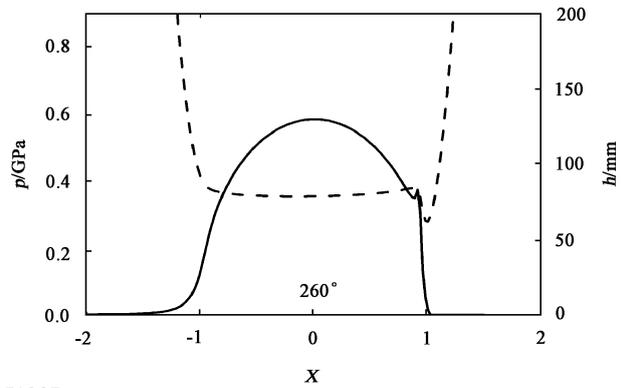
(b) NSK 51307

Fig. 11 Central film of theory and experiment

图 11 理论 - 试验中心膜厚对比曲线



(a) NSK 51207



(b) NSK 51207

Fig. 12 Film thickness and pressure profiles in the contacts of steel - glass and pressure

profiles in the contacts of steel - glass

图 12 钢球 - 玻璃盘接触面压力与膜厚曲线

则分别给出了 NSK 51307 轴承在 120° 和 210° 位置角的压力和膜厚中截面曲线. 需要指出的是图 12 (b) 中的 120° 位置角的油膜中截面曲线显示润滑状态为流体润滑. 这与图 7 (b) 所示的试验结果相吻合. 图 13 则给出了两种轴承共 4 种位置角处的油膜等值线图, 与图 4 和图 5 对比可知, 理论结果与试验结果吻合情况良好.

4 结论

a. 在光干涉推力球轴承试验台上, 对推力轴承的滚道波纹度进行了测量, 总结得出 1 种测量轴承表面波纹度的方法.

b. 对轴承运动 1 周的钢球 - 玻璃盘接触的油膜变化进行了测量, 使用理论分析方法对试验结果

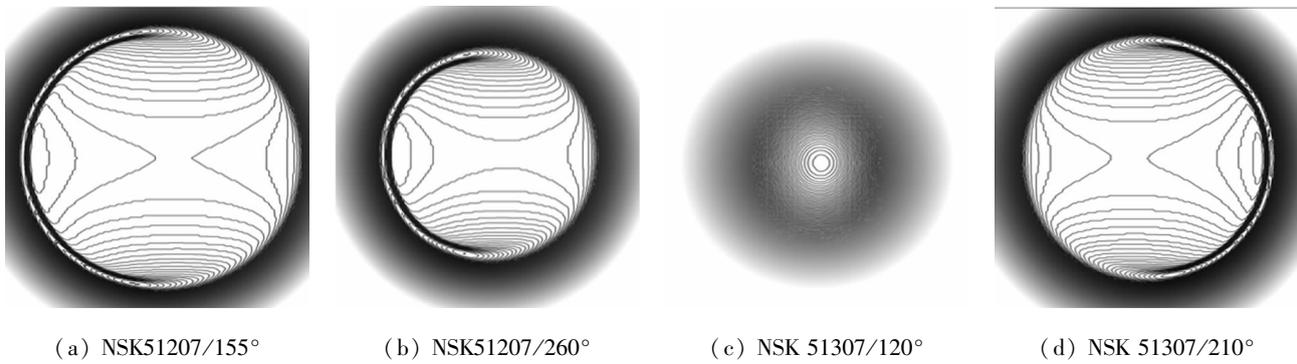


Fig. 13 Contour maps of oil films in the contacts of steel ball - glass

图 13 钢球 - 玻璃盘接触面膜厚等值线图

进行了数值模拟,并对试验无法测量的钢球 - 滚道接触进行了数值仿真。理论和试验均表明表面波纹度对轴承运动状态影响很大,油膜波动明显。

参考文献:

- [1] Chen Z L, Yuan X Y, Wang H L, *et al.* The influence of thrust bearing pad face shape on lubrication performance [J]. *Tribology*, 2003, 23 (1): 56 - 59 (in Chinese) [陈志澜, 袁小阳, 王海林, 等. 推力轴承瓦面形面对润滑性能影响的研究 [J]. *摩擦学报*, 2003, 23 (1): 56 - 59].
- [2] Lin G Y, Wang S R, Wang L P. Frictional performance and leakage chlorphenyl silicone of ball bearings lubricated by oil in vacuum [J]. *Tribology*, 2009, 29 (6): 526 - 530 (in Chinese) [林冠宇, 王淑荣, 王立朋. 氯苯基硅油润滑球轴承在真空环境下摩擦性能与泄漏量研究 [J]. *摩擦学报*, 2009, 29 (6): 526 - 530].
- [3] Ma J J, Chen X Y. EHL properties of roller contacts and Its application part II : a numerical analysis of EHL for engineering logarithmic roller [J]. *Tribology*, 2000, 20 (1): 63 - 66 (in Chinese) [马家驹 陈晓阳. 滚子摩擦副弹流润滑特性及其应用: II. 工程对数滚子的弹流数值解 [J]. *摩擦学报*, 2000, 20 (1): 63 - 66].
- [4] Wu Y P, Zhang W P, Sun L H. The analysis of ball bearing vibration characteristics caused by outer race waviness [J]. *Coal Mine Machinery*, 2004, 06: 25 - 26 (in Chinese) [吴云鹏, 张文平, 孙立红. 滚动轴承外圈波纹度引起的振动特性研究. *煤矿机械*, 2004, 06: 25 - 26].
- [5] Yin Y F, Zhang C. Analysis of noise due to surface - waviness induced nonlinear contact in rolling bearing [J]. *Noise and Vibration Control*, 2011, 1: 43 - 47 (in Chinese) [殷玉枫, 张闯. 表面波纹度激励下的滚动轴承非线性接触噪声分析

- [J]. *噪声与振动控制*, 2011, 1: 43 - 47].
- [6] Wang J, M Kaneta, Guo F, *et al.* Occurrence of micro - EHL in simple sliding motion with transverse roughness [J]. *IMEchE Journal of Engineering Tribology*, 2006, 220: 273 - 285.
- [7] Tan H E, Rang P R, Zhou Z M. Analysis of isothermal elastohydrodynamic lubrication with surface waviness [J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 3 (33): 17 - 25 (in Chinese) [谭洪恩, 杨沛然, 周志梅. 波动表面的等温弹流润滑分析 [J]. *润滑与密封*, 2008, 3 (33): 17 - 25].
- [8] Ehret P, Dowson D, Taylor C M. Waviness orientation in EHL point contact. *Proceedings of the 22nd Leeds - Lyon Symposium on Tribology*, 1996: 235 - 244.
- [9] Zhou G M. Study on dichromatic interferometry of lubricant film measurement [D]. Qingdao: Qingdao Technological University, 2011 (in Chinese) [周广梅. 润滑油膜双色光干涉测量技术的研究 [D]. 青岛: 青岛理工大学, 2011].
- [10] Johnson K L. *Contact mechanics* [M]. Cambridge University Press, 1985.
- [11] Sperka P, Krupka I, Hartl M. Experimental study of real roughness concentrated cotacts [J]. *Tribology International*, 2010, 43: 1 893 - 1 901.
- [12] Wang J, Venner C H, Lubrecht A A. Amplitude reduction in EHL line contacts under rolling sliding conditions [J]. *Tribology International*, 2011, 44 (12): 1 997 - 2 001.
- [13] Guo F. On the multilevel approach to the thermal EHL problems in elliptical contacts [D]. Qingdao Institute of Architecture and Engineering, 1998 (in Chinese) [郭峰. 椭圆接触微观热弹性流体动力润滑求解的多重网格算法研究 [D]. 青岛建筑工程学院, 1998].
- [14] Venner C H, Lubrecht A A. *Multilevel methods in lubrication* [M]. *Tribology series*, 2000.