

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.01.008

混合排列结构化滑动轴承承载力数值研究

王振¹, 王兆强¹, 罗一平¹, 胡山¹, 杨俭²

(1. 上海工程技术大学汽车工程学院, 上海 201620; 2. 上海工程技术大学城市轨道交通学院, 上海 201620)

摘要:为研究轴颈表面加工混合排列的微观结构对滑动轴承性能的影响,基于雷诺方程建立无偏心径向滑动轴承动压润滑模型,设计3种单一微观结构与3种混合微观结构,最后采用MATLAB软件编程,分析微观结构形状、面积率等参数对无偏心径向滑动轴承性能的影响。研究表明:相比于单一微观结构,混合排列结构化无偏心滑动轴承承载力提升程度与混合排列种类有关;存在最优微观结构结构参数和混合结构排列种类,使轴承承载力提升最大。

关键词:滑动轴承;无偏心;混合排列;动压润滑;承载能力

中图分类号:TH133.31 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)01-0035-06

Numerical Analysis for Load Carrying Capacity of Mixed Arrangement Surface Textured Sliding Bearing

WANG Zhen¹, WANG Zhaoqiang¹, LUO Yiping¹, HU Shan¹, YANG Jian²

(1. School of Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;

2. School of Urban Rail Transportation, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: Based on the Reynolds equation, a finite length non-eccentric radial sliding bearing hydrodynamic lubrication model was established. Three different kinds of single surface texture and three different mixed surface texture lubrication model were established. Programming with MATLAB, the performance of load carrying capacity of non-eccentric radial sliding bearing with different types and different area density of surface texture were respectively compared and analyzed. The results showed that compared with the single surface texture, the enhancement degree of load carrying capacity of mixed arrangement surface textures would depend on its arrangement type. Furthermore, it has been found that there were optimum parameters and arrangement type of surface texture of non-eccentric radial sliding bearing to reach the maximum of load carrying capacity.

Keywords: sliding bearing; non-eccentric; mixed arrangement; hydrodynamic lubrication; load carrying capacity

在摩擦副表面加工微观结构来降低其摩擦磨损程度和提高其油膜承载力^[1-3],引起越来越多专家学者的关注。最早研究微观结构的 Etsion 等^[4-5]利用激光技术,在机械密封表面加工出规则排布的微凹坑,产生额外流体动压效应;在活塞环上加工出表面纹理,改善活塞环的摩擦性能。邓海顺等^[6]通过建立配流副低压区结构化模型,研究了微凹坑直径、深度、面积率对低压区的油膜承载力、补偿力矩的影响,结果表明:一定直径、深度及面积率的微凹坑配流副可以提供较大的

承载力和补偿力矩。

在轴承方面的研究与应用, SINANOĞLU C 等^[7]在轴颈表面加工微观结构进行试验,研究表面结构对滑动轴承的性能和承载能力的影响。实验结果表明,合理的微观结构可以提升滑动轴承的承载能力。Brizmer 等^[8]利用激光表面织构技术在推力轴承表面设计微观结构,发现表面微观结构可以大幅度提高其承载力,并且,不同织构面积率和深度对轴承承载力的影响程度不同,存在最优的织构面积率和深度,使轴承

收稿日期:2017-07-06;修回日期:2017-09-30

基金项目:国家自然科学基金-青年基金(51505272);流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金(GZKF-201514)。

第一作者简介:王振(1992),男,山东枣庄人,硕士,主要研究方向为流体传动与控制。通信作者:王兆强(1981),男,山东禹城人,博士,讲师,主要研究方向为流体传动与控制。E-mail:wangzhaoqiang_2008@126.com

的承载力提升最大。通过建立和求解 Reynolds 方程, Tala-lghil 等^[9-11]分析了圆柱形和球冠形单一微观织构对滑动轴承性能的影响,研究发现在轴承的不同位置区域设计不同种类的微观织构,轴承性能的提升程度不同。合适的微观织构分布,可以获得最大轴承承载力。

目前国内外对单一织构的研究比较普遍^[12-16],而对于混合型微观织构的研究较少。因此,笔者基于无偏心径向滑动轴承,在其表面设计不同种类微观织构,并进行混合排列,研究其对滑动轴承性能的影响。

1 仿真模型及控制方程

1.1 滑动轴承和微观织构模型的建立

本课题组旨在对比单一织构与混合织构对无偏心滑动轴承性能的影响,为方便研究,文中涉及的无偏心滑动轴承润滑模型如图 1 所示。取滑动轴承的偏心率为 $\xi = 0$, x 轴沿圆周方向, z 轴沿轴线方向, y 轴沿膜厚方向。滑动轴承参数如下:轴承内径 $D = 56$ mm, 轴承宽 $L = 48$ mm, 半径间隙 $c = 0.05$ mm, φ 为轴承周向角度。润滑油黏度为 $\eta = 0.05$ Pa · s。转速 $n_1 = 3\ 000$ r/min。

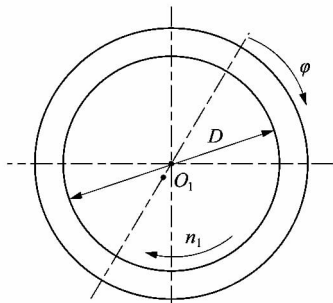


图 1 无偏心滑动轴承几何结构模型
Figure 1 Schematic of non-eccentric radial sliding bearing

文中分析涉及的微观织构分布在轴承轴颈表面。图 2 为正方形、圆柱形和球冠形 3 种基本微观织构,织构宽度 w 分别与 3 种织构形状下的边长 a_0 、直径 d_0 和 d_1 相对应,为方便比较,选取 3 种微观织构横截面 $a_0 = d_0 = d_1$, 织构深度为 h_p 。图 3 所示为单一织构,织构的截面面积占控制单元面积的比率用织构面积率 s 表示,控制单元为相邻织构间围成的边长为 m' 的虚拟正方形。从图 4 可知,单一微观织构的面积率分别为:正方形 $s = a_0^2/m_1^2$, 圆柱形和球冠形 $s = \pi d_0^2/(4m_2^2)$ 。对于混合微观织构,沿轴向方向为同一织构,沿周向方向为 2 种不同织构相间排列,沿周向方向相邻织构为一组,

其中 $B = \pi D$, 为轴承沿周向展开长度。球冠形、圆柱形混合微观织构面积率 $s = \pi d_0^2/(4m_2^2)$, 则球冠形、正方形混合微观织构和圆柱形、正方形混合微观织构面积率 $s = (a_0^2 + \pi d_0^2)/(m_1^2 + 4m_2^2)$ 。

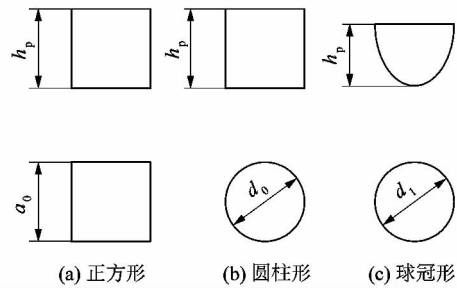


图 2 3 种微观织构模型

Figure 2 Simplified geometrical model of three kinds of surface texture

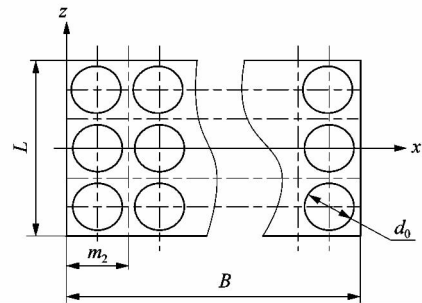


图 3 单一微观织构分布图

Figure 3 Single surface texture on sliding bearing

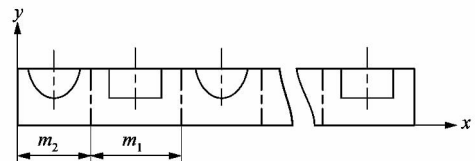


图 4 混合微观织构轴承展开图

Figure 4 Mixed arrangement surface texture

1.2 建立与求解方程

为了方便分析,假设:①摩擦副表面被一层均匀的油膜分开;②由于油膜厚度很小,不考虑压力沿膜厚方向的变化;③润滑剂为牛顿流体,忽略其惯性力和体积力的变化。由此得到不可压缩流体在稳态层流条件下的 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中: h 为轴承某一局部膜厚, η 为润滑油黏度, U 为轴承的运动速度, p 为产生的润滑油膜压力。

定义下列无量纲参数:对于周向方向,取 $\varphi = x/r$, r

为轴承半径, φ 的区间范围为 $0 \leq \varphi \leq 2\pi$; 对于轴向坐标, 选取轴承宽度 l 的一半作为相对单位, 则 z 方向的无量纲量为 $\lambda = 2z/l$, λ 的取值范围为 $-1 \leq \lambda \leq 1$; 对于方程中的膜厚 h , 选 c 为其相对单位, 则无量纲膜厚 $H = h/c$ 。对于压力 p 的无量纲形式, 先以一未定的 p_0 值作为 P 的无量纲形式, 则有 $P = p/p_0$ 。则可以推导出正方形, 圆柱形和球冠形 3 种微观织构下的轴承膜厚的无量纲方程:

$$H(\varphi, \lambda) = \begin{cases} 1 & (\varphi, \lambda) \notin \Omega \\ 1 + \frac{h_p}{c} & (\varphi, \lambda) \in \Omega \end{cases} \circ$$

式中 Ω 为织构区域。将无量纲化参数代入方程(1), 得到无量纲化的雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 6U \frac{r}{P_0 c^2} \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (2)$$

令 $P_0 = \frac{6U\eta r}{c^2}$, 代入方程(2)中, 则有:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (3)$$

求解二维雷诺方程的数值方法有有限差分法和有限元法, 对于一般轴承采用有限差分法即可获得很好的数值解。文中采用半步长有限差分法对方程(3)进行离散, 并用 SSOR 方法对离散的代数方程组进行数值迭代求解。则计算区域内任意点的润滑油膜压力方程为:

$$P_{i,j}^{(k)} = (1 - \beta) P_{i,j}^{(k-1)} + \beta [(A_{i,j} P_{i+1,j}^{(k-1)} + B_{i,j} P_{i-1,j}^{(k-1)} + C_{i,j} P_{i,j+1}^{(k-1)} + D_{i,j} P_{i,j-1}^{(k-1)} - F_{i,j}) / E_{i,j}] \quad (4)$$

式中: β 为松弛因子, 文中取 1.75; i, j 为有限差分法网格节点所在列数和行数的编号; A, B, C, D, E, F 为有限差分方程(4)的系数。其中:

$$A_{i,j} = H_{i+0.5,j}^3; B_{i,j} = H_{i-0.5,j}^3; C_{i,j} = \left(\frac{d}{l} \cdot \right.$$

$$\left. \frac{\Delta \varphi}{\Delta l} \right)^2 H_{i,j+0.5}^3; D_{i,j} = \left(\frac{d}{l} \cdot \frac{\Delta \varphi}{\Delta l} \right)^2 H_{i,j-0.5}^3; E_{i,j} = A_{i,j} + B_{i,j} +$$

$$C_{i,j} + D_{i,j}; F_{i,j} = 3\Delta \varphi (H_{i+0.5,j} - H_{i-0.5,j}) \circ$$

$$\text{收敛准则为: } \frac{\sum_2^m \sum_2^n |P_{i,j}^{(k)} - P_{i,j}^{(k-1)}|}{\sum_2^m \sum_2^n |P_{i,j}^{(k)}|} \leq \delta \circ$$

$$\text{边界条件为: } \begin{cases} \text{轴承两端, } z = \pm \frac{l}{2}, P = 0; \\ \text{起始边上, } \varphi = 0 \text{ 或 } \varphi = 2\pi, P = 0. \end{cases}$$

式中: m, n 为有限差分法网格在列方向和行方向划分的份数, δ 为允许相对误差值。

在求解方程的过程中, 根据流体润滑成膜理论, 油膜由于空化而产生负压力, 图 5 为单个正方形微观织构在控制单元内的无量纲压力 P 分布图。在求解工程中, 对小于零的压力置零, 并设定负压区为等压区, 图 6 为对负压置零后的正方形织构轴承无量纲油膜压力 P 分布展开图。

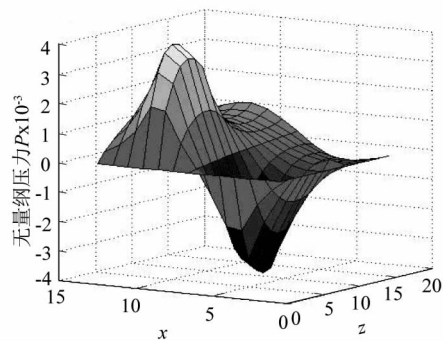


图 5 单个正方形微观织构在控制单元无量纲压力分布

Figure 5 Single square surface texture dimensionless pressure

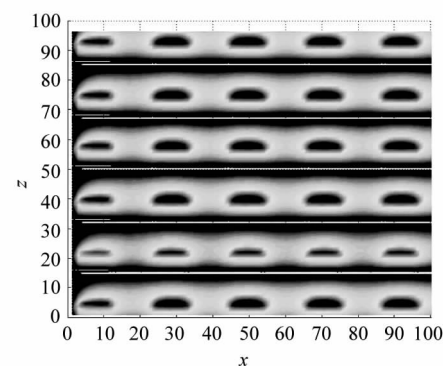


图 6 对负压置零后的正方形织构轴承无量纲油膜压力展开图

Figure 6 Dimensionless pressure of square surface texture sliding bearing after negative pressure set to zero

2 数值计算与结果分析

2.1 单一织构参数对轴承无量纲压力 P 影响

对于单一织构, 选取 $a_0 = 30 \mu\text{m}$, $d_0 = 30 \mu\text{m}$, 球冠形截面直径 $d_1 = 30 \mu\text{m}$, $h_p = 5 \sim 50 \mu\text{m}$, $s = 5\% \sim 60\%$, 由于计算结果数据较多, 选取结果中最大无量纲压力 P 附近 3 条曲线进行分析。图 7~9 分别为正方形、圆柱形和球冠形微观织构参数对无量纲压力 P 的影响。从图 7(a)、图 8(a) 及图 9(a) 中可以看出, 无量

纲压力 P 随着织构深度的增大,呈现先增加后减小的趋势,这表明 P 受微观织构深度的影响,且存在一个最优的织构深度,使 P 值最大;不同种类微观织构在同一深度下的 P 不同,表明存在一种最优微观织构,使 P 值最大。从图 7(b)、图 8(b)及图 9(b)中可以看出, P 随着织构面积率的增大,也呈现先增加后减小的趋势,这表明存在一个最优的织构面积率,使无量纲压力 P 最大。由于织构种类不同且在不同织构深度和面积率下,产生的油膜厚度、形状不同,形成不同的动压效应导致无量纲压力 P 的值不同。对于正方形和圆柱形微观织构,当 $s = 15\%$, $h_p = 35 \mu\text{m}$ 时,无量纲压力 P 达到最大值,分别为 7.321 9 和 5.017 0;对于球冠形微观织构,当 $s = 5\%$, $h_p = 40 \mu\text{m}$ 时, P 达到最大值为 4.855 0,表明 P 的值取决于织构种类和参数。与球冠形无量纲压力 P 对比,正方形微观织构提升 50.8%,圆柱形微观织构提升 3.3%,正方形微观织构提升效果明显。

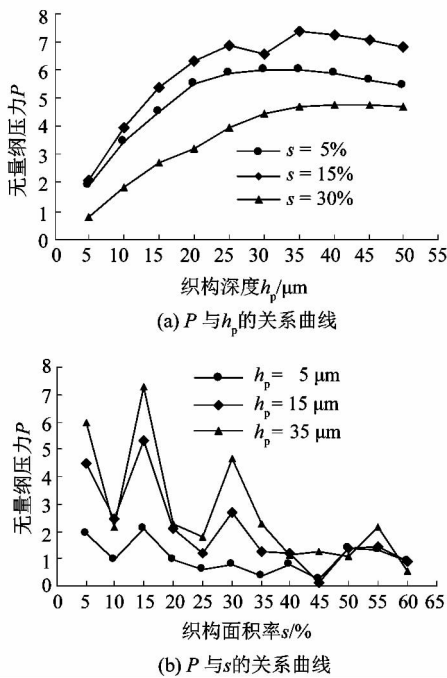


图 7 正方形织构参数与无量纲压力 P 曲线
Figure 7 Influence of square surface texture on dimensionless pressure P

2.2 混合织构与无量纲压力 P 的关系

对于混合织构,选取 $a_0 = 30 \mu\text{m}$, $d_0 = 30 \mu\text{m}$, $d_1 = 30 \mu\text{m}$, $h_p = 5 \sim 50 \mu\text{m}$, 选取不同的 m_1 和 m_2 , 取 $s = 5\% \sim 60\%$, 就计算结果中最大无量纲压力 P 附近 3 条曲线进行分析。图 10 ~ 12 分别为圆柱形和正方形的

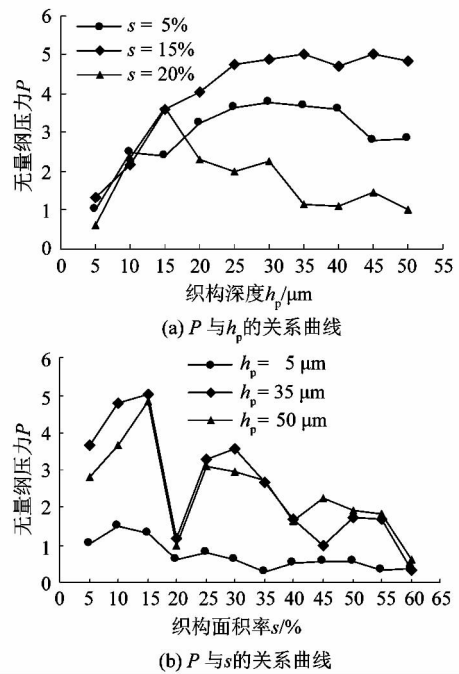


图 8 圆柱形织构参数与无量纲压力 P 曲线
Figure 8 Influence of cylinder surface texture on dimensionless pressure P

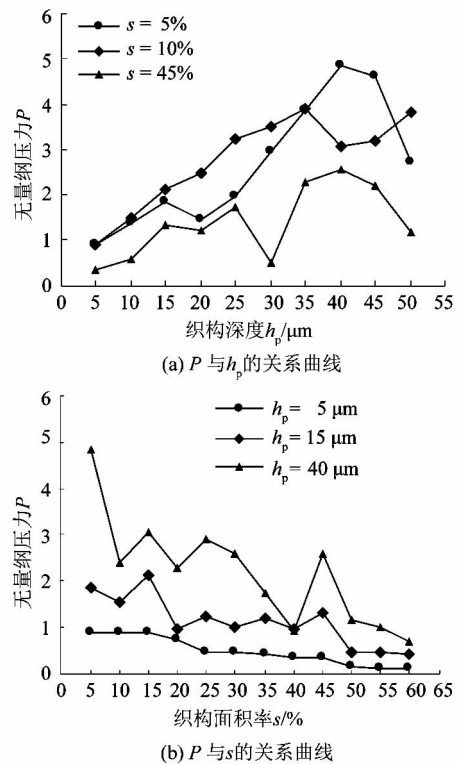


图 9 球冠形织构参数与无量纲压力 P 曲线
Figure 9 Influence of sphere surface texture on dimensionless pressure P

混合织构(以下称混合织构 I)、球冠形和正方形的混合微观织构(以下称混合织构 II)、球冠形和圆柱形的混合织构(以下称混合织构 III)的织构参数对无量纲压力 P 的影响。从图 10(a)、11(a)和 12(a)中可以看出,无量纲压力 P 随着混合织构深度的增大,呈现先增加后减小的趋势,和单一织构趋势相同,表明存在最优混合织构深度对无量纲压力 P 影响最大;不同混合织构在同一深度下 P 不同,这表明存在一种最优混合微观织构,使无量纲压力 P 最大。从图 10(b)、11(b)和 12(b)中可以看出,无量纲压力 P 随着混合织构面积率的增大,呈现先增加后减小的趋势,这表明存在一个最优的混合织构面积率,使混合微观织构 P 最大;不同微观织构在同一面积率下 P 值不同,这表明存在一种最优混合微观织构,使 P 最大。不同于单一微观织构,对于混合织构 I、II 和 III 中, P 达到最大值时的混合织构参数相同,即 $s = 15\%$, $h_p = 35 \mu\text{m}$, 3 种混合织构的最大无量纲压力分别为 7.047 5, 8.689 8 和 6.573 6。与混合织构 III 的最大无量纲压力 P 比较,混合织构 I 提升 7.21%, 混合织构 II 提升 32.19%。在上述 3 种混合织构中,混合织构 II 提升效果明显。

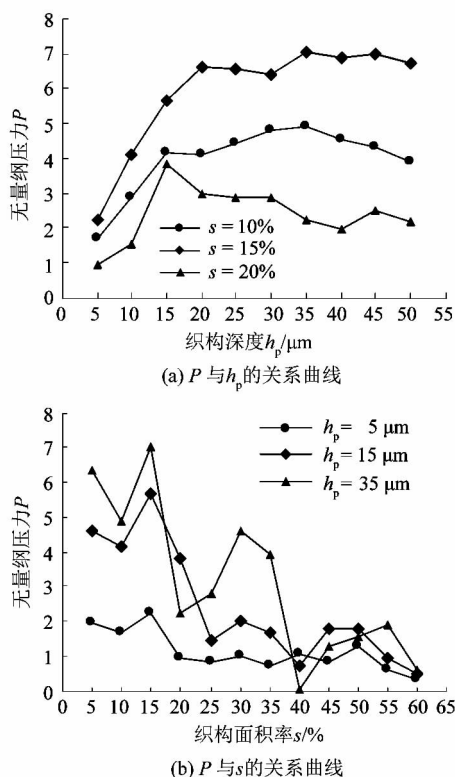


图 10 混合织构 I 与无量纲压力 P 曲线
Figure 10 Influence of mixed texture I on dimensionless pressure P

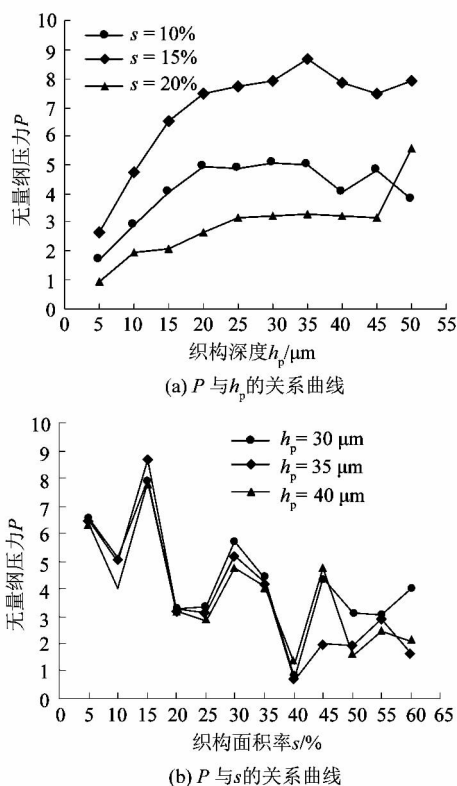


图 11 混合织构 II 与无量纲压力 P 曲线
Figure 11 Influence of mixed texture II on dimensionless pressure P

2.3 最优参数下最大无量纲压力 P 的对比

最大无量纲压力 P 的值与微观织构种类曲线如图 13 所示。对于球冠形微观织构,当 $s = 5\%$, $h_p = 40 \mu\text{m}$ 时,无量纲压力 P 达到最大值;对于其余微观织构,当 $s = 15\%$, $h_p = 35 \mu\text{m}$ 时,无量纲压力 P 达到最大值。对承载力无量纲压力 P 的提升,混合织构 II > 正方形 > 混合织构 I > 混合织构 III > 圆柱形 > 球冠形。在单一织构中,对无量纲压力 P 提升最大和最小的微观织构分别是正方形和球冠形,而混合织构 II 的最大无量纲压力 P 大于单一织构,混合织构 I 的最大无量纲压力 P 小于正方形微观织构,说明混合织构对无量纲压力 P 的影响不仅取决于组成其单一织构的种类,还取决于单一织构的排列方式。相对于正方形微观织构,混合织构 II 提升 18.68%;相对于球冠形微观织构,混合织构 III 提升 35.40%,在上述 6 种织构中,存在最优的织构种类和参数,使无量纲压力 P 值最大。

4 结论

课题组以无偏心滑动轴承为模型,在其表面设计不同种类微观结构,并进行混合排列,研究对滑动轴承性能的影响。结果表明:①不同微观织构对无量纲压

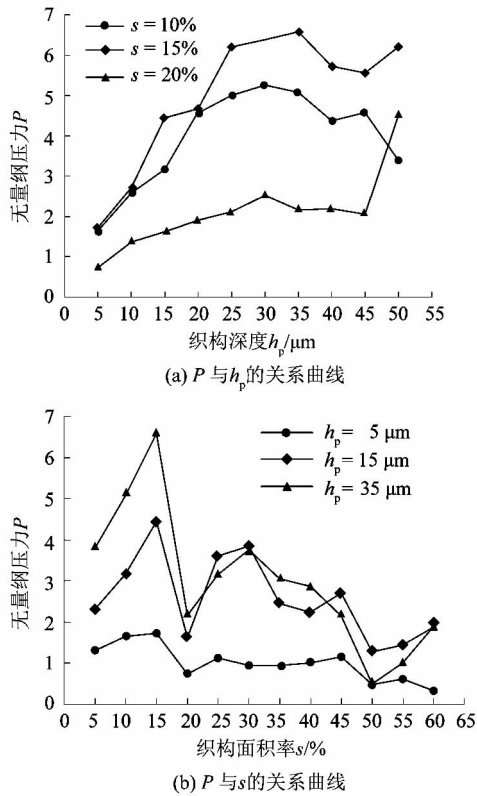


图 12 混合织构 III 与无量纲压力 P 曲线
 Figure 12 Influence of mixed texture III on dimensionless pressure P

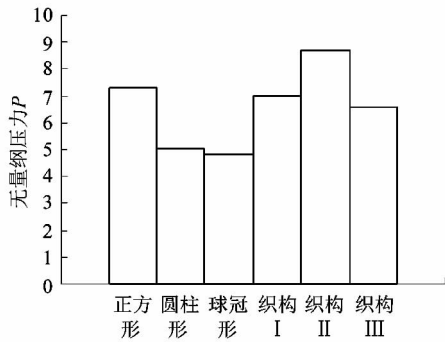


图 13 无量纲压力 P 与织构种类关系曲线
 Figure 13 Influence of surface texture types on maximum dimensionless pressure P

力 P 的提升能力不同,其中混合织构 II > 正方形 > 混合织构 I > 混合织构 III > 圆柱形 > 球冠形;②混合微观织构的组成形式影响无量纲压力 P 的提升程度;③无论单一织构还是混合织构,存在最优微观织构结构参数和混合织构排列种类,使轴承承载力提升最大。

参考文献:

[1] 万轶,李建亮. 激光织构化形貌对密封副摩擦学性能的影响[J]. 激光技术,2015,39(4):506-509.

[2] ETSION I, BURSTEIN L. A model for mechanical seals with regular microsurface structure [J]. Tribology transactions, 1996, 39(3):677-683.

[3] SI BNANOĞLU C. The analysis of the effects of surface texture on the capability of load carriage of journal bearings using neural network [J]. Industrial lubrication and tribology, 2005, 57(1):28-40.

[4] ETSION I, HALPERIN G, BRIZMER V, et al. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearing [J]. Tribology letters, 2004, 17(2):295-300.

[5] ETSION I, SHER E. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings [J]. Tribology international, 2009, 42(4):542-547.

[6] 邓海顺, 祁胜, 于海武, 等. 轴向柱塞泵配流副低压区织构化数值分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6):203-207.

[7] SINANOĞLU C, NAIR F, KARAMI M B. Effects of shaft surface texture on journal bearing pressure distribution [J]. Journal of materials processing technology, 2005, 168(2):344-353.

[8] BRIZMER V, KLIGERMAN Y, ETSION I. A laser surface textured parallel thrust bearing [J]. Tribology transactions, 2003, 46(3):397-403.

[9] TALA-LGHIL N, MASPEYROT P, FILLON M et al. Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions [J]. Journal of engineering tribology, 2007, 221(6):623-633.

[10] TALA-LGHIL N, FILLON M, MASPEYROT P. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing [J]. Tribology international, 2011, 44(3):211-219.

[11] TALA-LGHIL N, FILLON M. A numerical Investigation of both thermal and texturing surface effects on the journal bearings static characteristics [J]. Tribology international, 2015, 90:228-239.

[12] HAMILTON D B, WALOWIT J A, ALLEN C M. A theory of lubrication by microirregularities [J]. Journal of basic engineering, 1966, 88(1):177-185.

[13] SUDEEP U, PANDEY R K, TANDON N. Effects of surface texturing on friction and vibration behaviors of slider lubricated concentrated point contacts under linear reciprocating motion [J]. Tribology international, 2013, 62:198-207.

[14] IBATAN T, UDDIN M S, CHOWDHURY M A K. Recent development on surface texturing in enhancing tribological performance of bearing sliders [J]. Surface & coatings technology, 2015, 272:102-120.

[15] SYED I, SARANGI M. Hydrodynamic lubrication with deterministic micro textures considering fluid inertia effect [J]. Tribology international, 2014, 69:30-38.

[16] 于海武, 袁思欢, 孙造, 等. 微凹坑形状对试件表面摩擦特性的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2011, 39(1):106-110.