

复合微织构排列方式对轴承润滑性能的影响^{*}

王丽丽 张 伟 葛 雪 段敬东

(山东科技大学机械电子工程学院 青岛 266590)

摘要: 目前对于多种织构复合表面轴承的排列方式的研究有待进一步深化。为了提升轴承承载力、降低摩擦因数和提升轴承稳定性,数值模拟及试验研究复合微织构排列方式对滑动轴承系统的动静特性的影响,并与单一微织构轴承及光滑轴承进行比较。利用有限差分法对轴承转子系统中油膜的 Reynolds 方程进行数值求解,针对圆形复合矩形、三角形复合菱形及六边形复合月牙形三种复合织构,在四种不同排列方式的条件下对轴承静特性(油膜压力、承载力、摩擦阻力和端泄量)以及轴承动特性(刚度系数和阻尼系数)的影响进行研究,并利用摩擦磨损试验机对摩擦副摩擦学性能进行进一步试验探究。理论及试验结果显示,复合微织构轴承比光滑轴承和单一微织构轴承获得更大的承载力、更小的摩擦因数、更佳的动特性性能;三角形复合菱形微织构时摩擦副性能最佳,排列方式为周向对应平行排列时能够取得最佳的摩擦及润滑性能。研究复合织构排列方式对轴承润滑性能的影响可为复合织构在实际工况中应用提供理论参考和指导。

关键词: 复合微织构; 排列方式; 滑动轴承; 动静特性; 摩擦因数

中图分类号: TH117

Effect of Compound Micro Texture Arrangement on Journal Bearing Lubrication Performance

WANG Lili ZHANG Wei GE Xue DUAN Jingdong

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology,
Qingdao 266590, China)

Abstract: Lubrication performance of composite micro textured surfaces has a certain extent study, however, current research on the arrangement of various textured composite surface bearings must be further advanced. To improve bearing stability, capacity, and reduce the friction factor, the effect of compound micro textures and its arrangement on the static and dynamic characteristics of a hydrodynamic journal bearing system is studied numerically and experimentally, and a comparison between a single and smooth micro texture journal bearing is conducted. The Reynolds equation, oil film thickness equation of the micro texture journal bearing, and the disturbance pressure equation of the oil film in the journal bearing rotor system is numerically solved using the finite difference method and Reynolds boundary condition. Aiming to produce three compound texture shapes (circular composite rectangle, triangular composite rhombic and hexagonal composite crescent), the bearing static characteristics: oil film pressure, bearing capacity, friction drag and end leakage, and the bearing dynamic characteristics: stiffness and damping coefficient are studied under the conditions of four different arrangement modes (Circumferential and axial corresponding parallel, circumferential staggered parallel and axial staggered parallel), and the friction pair tribological properties are further examined using the friction and wear tester. Theoretical and experimental results demonstrate that the compound micro texture bearing obtains greater bearing capacity, smaller friction factor, better dynamic performance and stability than the smooth and single micro texture journal bearings. This is because during the process of fluid lubrication, different composite texture units interact, and the hydrodynamic effect of composite texture units is stronger. The triangular composite rhombic micro texture is more capable of improving the dynamic and static characteristics of the bearing, and reducing the friction coefficient of friction pairs, has a small fluctuation range and the best tribological

^{*} 矿山机械工程山东省重点实验室校企联合基金(山东科技大学)(2022KLMM304)和山东省博士后创新项目专项资金(201701016)资助项目。

Fund: Supported by Shandong Province Key Laboratory of Mine Mechanical Engineering, Shandong University of Science and Technology (2022KLMM304) and Shandong Provincial Postdoctoral Innovation Foundation (201701016).

20220502 收到初稿, 20220913 收到修改稿

performance. When the arrangement mode is circumferential corresponding parallel, the texture arrangement of the same shape is parallel to the movement direction, which is conducive to enhancing the wedge and hydrodynamic effect of the bearing. In addition, each micro texture in the pressure rise region ensures that the inflow of lubricating oil is larger than the outflow, which also results in an improved hydrodynamic effect. Thus, when the arrangement mode is circumferential corresponding parallel, it effectively increases the bearing capacity and direct stiffness coefficient, and reduces the bearing friction drag, crossing coupling stiffness coefficient and damping coefficient. Simultaneously, the experiment proves that the friction coefficient and tribological performance of parallel arranged friction pairs corresponding to the circumferential direction are the smallest. In summary, this study demonstrates that investigating the effect of composite texture arrangement on bearing lubrication performance, can improve bearing capacity and stability, reduce the bearing friction coefficient, and provide an important theoretical reference including guidance for the practical application of compound micro textures in industry.

Keywords: compound micro texture; arrangement; journal bearing; static and dynamic characteristics; friction factor

0 前言

通常滑动轴承接触面被认为是光滑的,一些研究表明,在滑动轴承表面加工适当的微观织构能够有效提升摩擦副的表面摩擦性能,即为表面织构化,汉密尔顿在 1966 年首次提出在机械零件表面加工纹理,表面织构成为摩擦学研究的热门问题^[1]。

TALA-IGHIL 等^[2]研究圆形凹坑在稳态条件下对滑动轴承系统润滑的影响,指出圆形凹坑参数影响油膜厚度、压力分布和摩擦扭矩等重要轴承特性。SINGH 等^[3-4]基于 Reynolds 方程研究不同织构表面的动静特性,球形织构轴承有更好的性能,并且织构布置在上升区的影响更为显著。YAMADA 等^[5]采用考虑惯性效应和能量损失的模型进行数值分析,并通过正弦激励法试验验证理论计算,最终得出在轴承表面布置方形织构能够获得最佳性能。YU 等^[6]通过数值模型及试验验证得出椭圆形织构对提升摩擦副动压效应最佳的结论。MATELE 等^[7]从理论上研究三角形、方形及密集方形对轴承性能的影响,获知圆形织构对轴承性能提升最大,方形织构最小。PATNAYAK 等^[8]从淡水鱼皮肤中得到启发,设计一种仿生织构,研究考虑气蚀的仿生-织构融合微孔轴承的动静特性,得出仿生纹理融合的微孔使轴承动静特性有显著的改善。SHARMA 等^[9]研究磁流体润滑剂润滑的人字形微沟槽滑动轴承的数值模型,结果表明磁流体润滑剂能够提升油膜厚度、轴承刚度及临界速度。SHARMA 等^[10]数值研究 V 型凸起、微凹坑及光滑表面对滑动轴承的影响,研究结果显示,当偏心率为 0.8 和 0.6,织构凸起高度和凹坑深度为 0.4 时,圆形织构对轴承性能的提升最大。LEANDRI 等^[11]计算径向圆形凹坑织构轴承的剪切应力等参数,得到密度 5.5%的径向织构轴承能够降低 10%左右的剪切应力。HAN 等^[12]研究微

沟槽对轴径倾斜的滑动轴承的影响。BRIZMER 等^[13]研究不同参数的圆形织构在全织构分布和部分织构分布状态下的轴承性能。王丽丽等^[14]研究滑动轴承的摩擦磨损性能随微织构尺寸的变化规律,研究表明随着微织构尺寸的增加,滑动轴承润滑性能呈先提高后降低趋势。董艇舰等^[15]研究凹槽位置、深度、倾斜角和面积率等因素对不对中径向滑动轴承润滑摩擦学性能的影响,指出凹槽微织构分布在升压区且轴向占比在 50%附近时轴承承载力较高。张辉等^[16]研究指出,微织构能够提升轴承摩擦学性能有三个方面的原因,分别为储存磨粒、二次润滑及微动压效应。

以上研究表明了不同形状的织构会对轴承产生不同的影响,这是由于不同的形状在轴承运转过程中产生的流体动压效应不同。学者们研究不同形状的微织构的复合效应。MENG 等^[17]研究上下复合织构对轴承油膜动态特性的影响,结果表明复合微织构布置在压力上升区的动特性最佳。胡宇等^[18]研究表明复合型织构的最佳面积率和深度与织构形状有关。ZENG 等^[19]基于雷诺方程建立数学模型来研究圆形凹面织构的摩擦学性能。JIA 等^[20]研究指出微凹坑和沟槽组成的复合织构可产生适中的油膜厚度,解决沟槽润滑不足的问题。阮鸿雁等^[21]研究由多圆弧及三角形构成的复合织构表面,指出复合织构表面的动压润滑更好。目前对于复合微织构表面的润滑性能进行了一定程度的研究,而对于多种织构复合表面轴承的排列方式的研究有待进一步深化。因此,本文运用有限差分法对油膜的 Reynolds 方程进行数值求解,针对三种复合织构在四种不同排列方式的条件下对轴承承载力、摩擦阻力、刚度系数和阻尼系数等的影响进行研究,并进一步对摩擦副摩擦学性能进行试验探究。本文复合织构排列方式的研究对于提升轴承承载力、降低轴承摩擦因数和提升轴承稳定性具有重要的意义。

1 理论模型

1.1 微织构油膜方程的建立

为了改善轴承的性能,如图1a所示在轴承周向角度 φ_1 到 φ_2 范围内,设置不同形状的复合微织构阵列。图1b展示了复合微织构滑动轴承沿周向的展开图,为了更加清晰地展示复合微织构的区域,对复合微织构区域适当放大,与实际所建立的模型有一定差距。大量文献表明,全织构分布的滑动轴承润滑性能反而降低,而在滑动轴承油膜压力上升区域加工微织构能起到积极效果。在 φ 、 λ 坐标系中, φ 为滑动轴承周向方向, λ 为滑动轴承轴向方向。如图1b所示的复合微织构分布在部分区域内,起始角度为 φ_1 ,终止角度为 φ_2 。在微织构分布区域内,微织构总数量为 $p \times q$ 个,其中轴向方向为 p 个,周向方向为 q 个。微织构结构采用研究获知的性能优异的圆形、月牙形、六边形、矩形、菱形及三角形织构^[22],通过调整微织构的半径或者轴向长度和周向长度的大小控制织构尺寸。

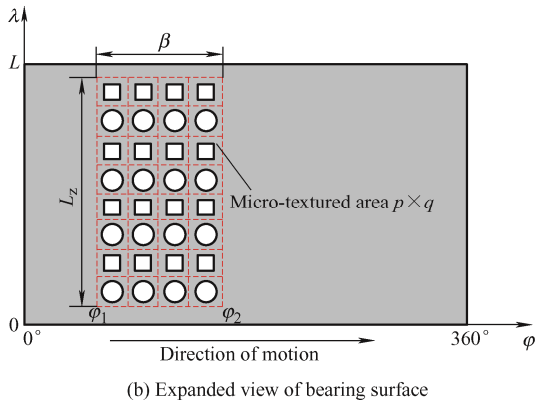
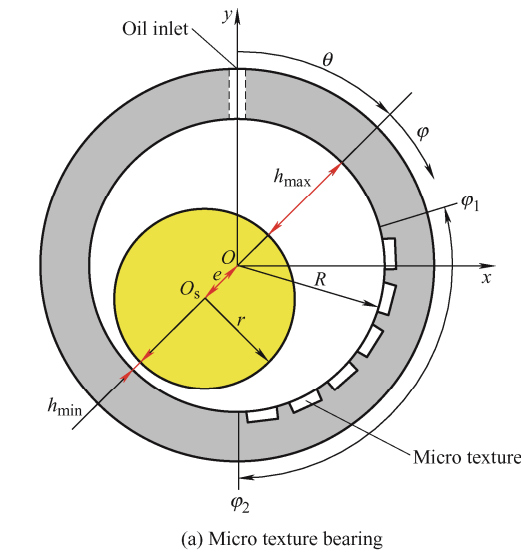


图1 轴承结构示意图

Fig. 1 Diagram of journal bearing structure

设置圆形复合矩形、三角形复合菱形及六边形复合月牙形三种复合织构形状,四种复合织构排列方式。如图2中展示的排列方式,以圆形复合矩形为例,其他形状复合织构排列类似。图2a中两种不同形状织构沿周向平行排列,称为周向对应排列;图2b中两种不同形状织构沿轴向平行排列,称为轴向对应排列;图2c中两种不同形状织构沿周向交错平行排列,称为周向交错排列;图2d中两种不同形状织构沿轴向交错平行排列,称为轴向交错平行排列。

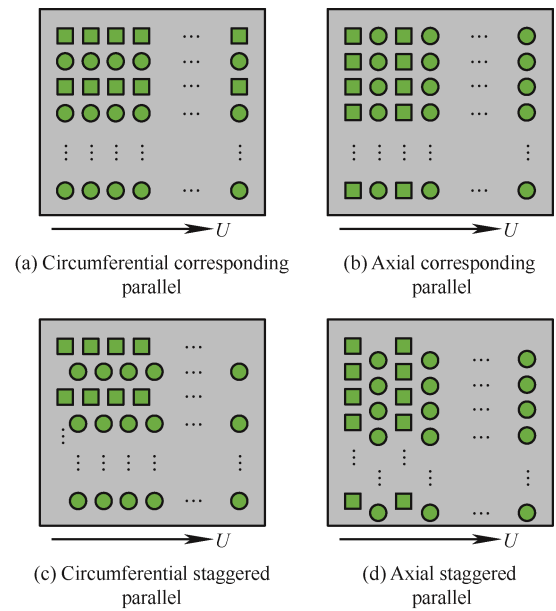


图2 复合微织构排列方式示意图

Fig. 2 Schematic diagram of composite micro texture arrangement

对于光滑轴承来说,其油膜厚度 h 可计算如下:

$$h(x, y) = c_r + e_x \sin \theta - e_y \cos \theta + \Delta h(x, y) \quad (1)$$

式中, c_r 为滑动轴承半径间隙, e_x 为周向的偏心距, e_y 为轴向的偏心距, θ 为初始偏位角, Δh 为织构的表达式。

$$\Delta h(x, y) = \begin{cases} h_{p1}, & \text{织构内部} \\ h_{p2}, & \text{织构内部} \\ 0, & \text{织构外部} \end{cases}$$

式中, h_p 为织构深度, x 为周向方向, y 为轴向方向。

在复合微织构区域,每一个微织构称为一个微织构单元,在 x 、 y 坐标系中,每一个微织构中心对应一个坐标 (x_p, y_p) 。以圆形复合矩形微织构为例,圆形微织构半径为 r_p ,矩形微织构两边长度分别为 a 、 b ,通过控制 r_p 、 a 、 b 的值进而调整微织构的面积,织构的表达式为:

$$\Delta h(x, y) = \begin{cases} h_{p1}, & (x-x_{p1})^2 + (y-y_{p1})^2 \leq r_p^2 \\ h_{p1}, & -\frac{a}{2} \leq (x-x_{p2}) \leq \frac{a}{2} \& -\frac{b}{2} \leq (y-y_{p2}) \leq \frac{b}{2} \\ 0, & \text{其余区域} \end{cases} \quad (2)$$

1.2 控制方程

为了更好地了解轴承性能, 获得轴承的压力场和动力系数, 采用轴承动特性的求解方程为^[23]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} + 6(\varepsilon' \cos \varphi + \varepsilon \theta' \sin \varphi) \quad (3)$$

式中, P 为量纲一压力, $P=(p c_r)/(2 \omega \eta r p_{\text{air}})$, p 为油膜压力, ω 为轴颈转速, η 为润滑油黏度, p_{air} 为环境压力; H 为量纲一轴承油膜厚度, $H=h/c_r$; d 为轴承直径, L 为轴承宽度; φ, λ 为极坐标下的周向及轴向, $\varphi=x/r$, $\lambda=2y/L$, r 为滑动轴承半径, $\varepsilon'=\dot{\varepsilon}/c_r \omega$, $\theta'=\dot{\theta}/\omega$, $\dot{\varepsilon}$ 、 $\dot{\theta}$ 为轴心的瞬时变位速度。

将式(3)对 ε 、 θ 、 ε' 、 θ' 进行求导, 得到以下 4 个扰动压力的 Reynolds 方程:

$$\text{Rey}(P_\varepsilon) = -3 \sin \varphi - \frac{9}{H} \cos \varphi \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 3H \left[\left(\cos \varphi \frac{\partial H}{\partial \varphi} + H \sin \varphi \right) \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \cos \varphi \frac{\partial H}{\partial \varphi} \frac{\partial H}{\partial \lambda} \right] \quad (4a)$$

$$\text{Rey}(P_\theta) = 3 \cos \varphi - \frac{9}{H} \sin \varphi \frac{\partial H}{\partial \varphi} +$$

$$3H \left[\left(\sin \varphi \frac{\partial H}{\partial \varphi} - H \cos \varphi \right) \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \sin \varphi \frac{\partial H}{\partial \varphi} \frac{\partial H}{\partial \lambda} \right] \quad (4b)$$

$$\text{Rey}(P_{\varepsilon'}) = 6 \cos \varphi \quad (4c)$$

$$\text{Rey}(P_{\theta'}) = 6 \sin \varphi \quad (4d)$$

式中 $\text{Rey}()$ 表示算符:

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

静特性油膜边界条件为雷诺边界条件, 扰动压力的计算边界条件是, 在完整油膜区域的全部周边上扰动压力均等于零。通过上述处理, 可以得到轴承油膜的压力分布, 通过方程 (2) ~ (4) 及边界条件, 可以求解得到轴承油膜的扰动压力。通过对轴承油膜扰动压力使用 Simpson 方法进行积分, 可以获得动力系数 (即刚度系数 $K_{\varepsilon\varepsilon}$ 、 $K_{\varepsilon\theta}$ 、 $K_{\theta\varepsilon}$ 、 $K_{\theta\theta}$ 和阻尼系数 $B_{\varepsilon\varepsilon}$ 、 $B_{\varepsilon\theta}$ 、 $B_{\theta\varepsilon}$ 、 $B_{\theta\theta}$), 其表达式如下:

$$\begin{Bmatrix} K_{\varepsilon\varepsilon} \\ K_{\theta\varepsilon} \end{Bmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_\varepsilon \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi d\lambda \quad (5a)$$

$$\begin{Bmatrix} K_{\varepsilon\theta} \\ K_{\theta\theta} \end{Bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_\theta \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi d\lambda \quad (5b)$$

$$\begin{Bmatrix} B_{\varepsilon\varepsilon} \\ B_{\theta\varepsilon} \end{Bmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\varepsilon'} \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi d\lambda \quad (5c)$$

$$\begin{Bmatrix} B_{\varepsilon\theta} \\ B_{\theta\theta} \end{Bmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\theta'} \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi d\lambda \quad (5d)$$

上述动力系数是使用 (ε, θ) 坐标表示的量纲一形式, 为了方便评估轴承转子的稳定性, 有必要将 (ε, θ) 坐标转换成笛卡尔坐标系来表示即可。

2 数值计算

计算采用的轴承参数如表 1 所示, 其余参数如下: 结构密度为 10%, 以矩形结构为例, 结构大小为 $a \times b = 200 \mu\text{m} \times 200 \mu\text{m}$, 结构深度为 $9 \mu\text{m}$, 其余形状保证面积相同、深度相同; 文献[3, 17]指出在轴承压力上升区布置微结构能够有效提升轴承的润滑性能, 同时进一步根据文献[22]的结果, 将结构区域的范围 $[\varphi_1, \varphi_2]$ 取为 $[45^\circ, 180^\circ]$ 。使用文献[17]提出的有限半步差分法计算滑动轴承油膜压力场及动特性扰动压力

场, 当压力场满足 $\frac{\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |P_{0i,j}^k - P_{0i,j}^{k-1}|}{\sum_{i=2}^m \sum_{j=2}^n |P_{0i,j}^k|} \leq \delta$ 时压力

迭代停止, $P_{0i,j}^k$ 表示 $P_{i,j}$, $P_{\varepsilon(i,j)}$, $P_{\theta(i,j)}$, $P_{\varepsilon'(i,j)}$, $P_{\theta'(i,j)}$; δ 为允许相对误差, $\delta=10^{-4}$ 。计算静特性时, 当油膜达到稳定平衡位置时, 应满足 $F_x/F_y \leq 4 \times 10^{-3}$, F_x 为 x 方向分力, F 为 y 方向分力, 此时静特性迭代计算停止^[23]。

表 1 滑动轴承计算参数

Table 1 Calculation parameters of journal bearing	
Physical quantity	Numerical value
Bearing radius / mm	15
Radius clearance / μm	30
Environmental pressure / kPa	100
Axial rotational speed / ($10^3 \text{ r} \cdot \text{m}^{-1}$)	6
Lubricating oil viscosity / ($\text{MPa} \cdot \text{s}$)	3.5

如图 3 所示, 对照文献[23], 将计算得到的阻尼系数进行对比分析, 虽然本文计算的数值结果与文献的计算结果有些差异, 但是其变化趋势是相同

的, 数值误差也在 10% 以内, 由于在计算时网格设置不同, 可能会造成数值计算的差异。因此基于上述比较, 验证了本文计算模型的正确性, 可以用于后续研究。

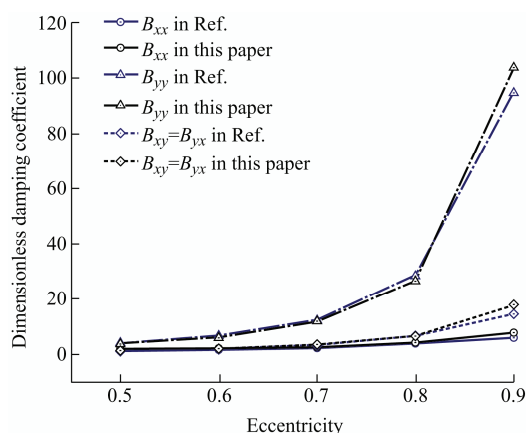


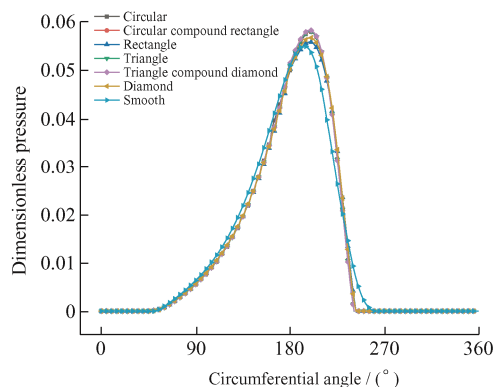
图3 本文阻尼系数计算与文献[23]计算对比

Fig. 3 Damping coefficient comparison in Ref. [23] and the calculated results

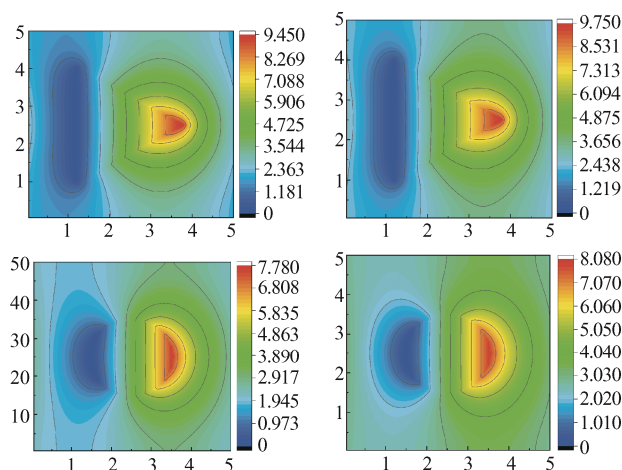
3 结果与分析

3.1 复合微织构轴承静特性分析

图 4a 为不同织构形状时轴承轴向中间截面 (图 1b 中纵坐标 $\lambda=L/2$ 截面) 的压力曲线图。根据文献[6]计算方法, 计算得到单一三角形及圆形的压力分布云图 (图 4b), 以及复合织构中三角形织构及圆形织构的压力云图 (图 4c)。通过图 4a 观察, 微织构轴承的曲线峰值均高于光滑轴承的曲线峰值, 这与文献[3]中 SINGH 的结论一致, 从而进一步证明了理论计算结果的正确性。复合织构对于轴承性能的提升更大, 复合织构的压力峰值均高于其构成单一织构的峰值, 圆形复合矩形的油膜压力最大值较光滑轴承提升了 5.47%, 较矩形织构轴承提升了 4.02%; 三角形复合菱形织构较光滑轴承提升了 6.08%, 较菱形织构提升了 3.29%。图 4b 为单一织构的三角形及圆形织构压力云图, 图 4c 为三角形复合菱形中的三角形、圆形复合矩形中的圆形织构的压力云图, 对比发现在同种工作条件下, 复合织构中的三角形织构单元最大压力高于单一织构三角形单元的最大压力, 其圆形织构结论也相同, 与单一织构对于轴承性能的提升的原因类似: 储存磨粒、二次润滑和微动压效应, 在流体润滑过程中, 不同的复合织构单元间相互影响, 使得复合织构单元的微动压效应更强, 微织构单元处的压力峰值更高, 使得轴承的最大压力变大, 提高了轴承的润滑性能。



(a) Pressure of the bearing axial middle section



(b) Single texture pressure

(c) Compound texture pressure

图4 不同织构形状轴承压力曲线及织构量纲一压力云图

Fig. 4 Journal bearing pressure curve and dimensionless texture pressure nephogram at different texture shapes

3.2 复合微织构排列方式对轴承性能的影响

本节研究复合微织构的排列方式对轴承油膜润滑特性的影响, 织构分布在周向角度 $45^\circ \sim 180^\circ$ 的范围内, 以圆形复合月牙形为研究对象, 研究排列图 2a、2b、2c、2d 所示四种不同的排列方式对轴承油膜的摩擦性能影响。

如图 5 所示, 周向对应排列、轴向对应排列、周向交错排列及轴向交错排列的承载力是逐渐减小的, 最大压力与承载力的变化规律一致也是逐渐减小的, 而摩擦阻力是逐渐变大的, 端泄量逐渐减小。因此四种排列方式的静特性性能排序为: 周向对应平行排列 (图 2a) > 轴向平行对应排列 (图 2b) > 周向交错平行排列 (图 2c) > 轴向交错平行排列 (图 2d)。排列方式为周向对应排列时, 同种形状织构排列平行于运动方向, 这有利于增强楔形效应, 增强轴承的动压效应; 另外, 每一个分布在压力上升区的微织构会使润滑油的流入大于流出, 产生微动压效应, 获得更大微动压效应。通过分析不同排列方式下的轴承静特性, 得到周向对应平行排列下的轴承油膜有最佳的静特性。

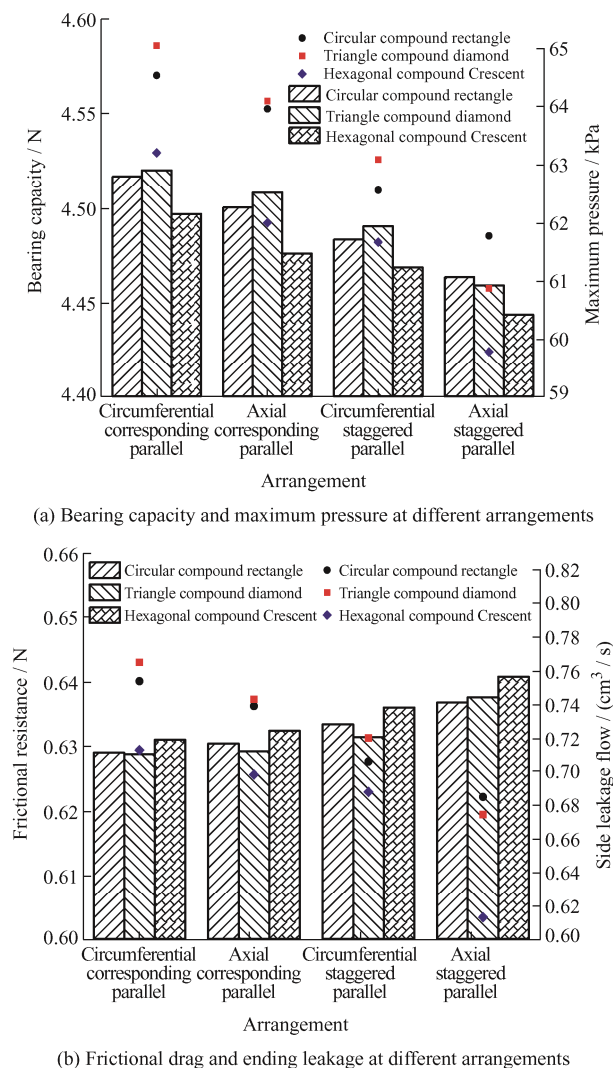
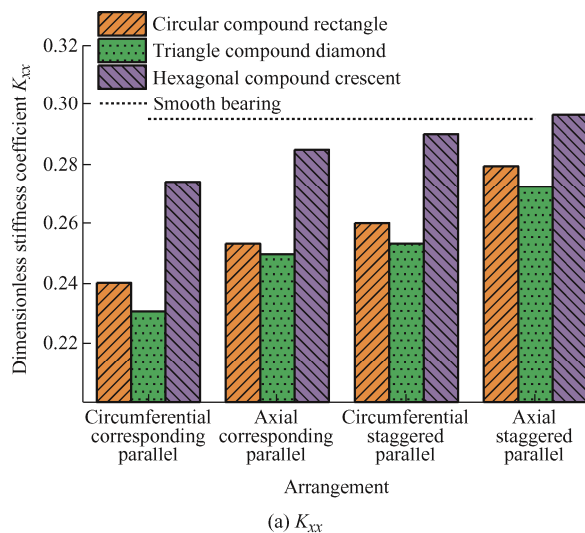
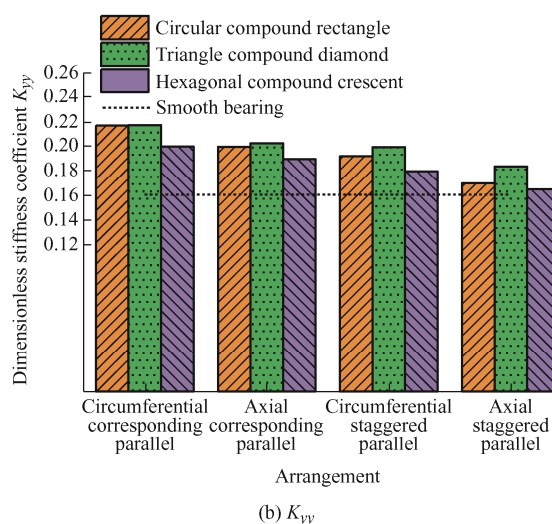


图5 不同排列方式下轴承静特性参数

Fig. 5 Static characteristic parameters of bearing at different arrangements

另外, 三角形复合菱形结构对轴承静特性的提升最大, 六边形复合月牙形对轴承静特性的提升最小。这是由于三角形与菱形结构都是沿运动方向逐

(a) K_{xx} (b) K_{yy}

渐收敛, 因而产生更强的微动压效应, 更有利于提升轴承静特性。

图 6 是不同排列方式下的油膜直接刚度系数 K_{xx} 、 K_{yy} , 油膜交叉刚度系数 K_{xy} 、 K_{yx} , 其中刚度系数中下标的第一个符号表示油膜反力的增量方向, 第二个符号表示轴心偏移方向。如图 6a、6b 所示, 不同排列方式的轴承直接刚度系数 K_{yy} 都大于光滑轴承, 这也意味着在轴承表面加工不同排列的复合织构会提升轴承的刚度系数 K_{yy} , 提升轴承抵抗来自 y 方向外力的能力。对于三种不同的复合织构 (圆形复合矩形, 三角形复合菱形及六边形复合月牙形), 周向对应平行排列的 K_{yy} 值最大, 轴向交错平行排列最差。这就意味着周向对应平行排列能够获得更大的直接刚度系数 K_{yy} , 有更强抵抗 y 方向外力的能力, 轴承的稳定性更强。相较于光滑轴承, 圆形复合矩形周向对应平行排列的 K_{yy} 值提升了 35.11%, 三角形复合菱形周向对应平行排列的 K_{yy} 值提升了 35.42%, 六边形复合月牙形周向对应平行的 K_{yy} 值提升了 24.61%。如图 6c、6d 为轴承油膜的交叉耦合刚度系数, 周向对应平行排列的 $|K_{xy}|$ 和 $|K_{yx}|$ 的值最小, 轴向交错平行排列最大。这就意味着, 周向对应平行排列的轴承油膜输入的涡动能量更少, 轴承更加稳定。相较于光滑轴承, 圆形复合矩形的 $|K_{xy}|$ 值降低了 8.02%, 三角形复合菱形降低了 8.14%, 六边形复合月牙形上升了 12.7%; 圆形复合矩形的 $|K_{yx}|$ 值上升了 5.57%, 三角形复合菱形上升了 4.93%, 六边形复合月牙形上升了 6.2%。通过上述分析, 三角形复合菱形结构的 K_{yy} 值最大, 交叉耦合刚度系数的值最小, 能够获得更佳稳定性; 而六边形复合月牙形的 K_{yy} 值最小, 交叉耦合刚度系数的值最大, 对轴承稳定性的提升不明显。

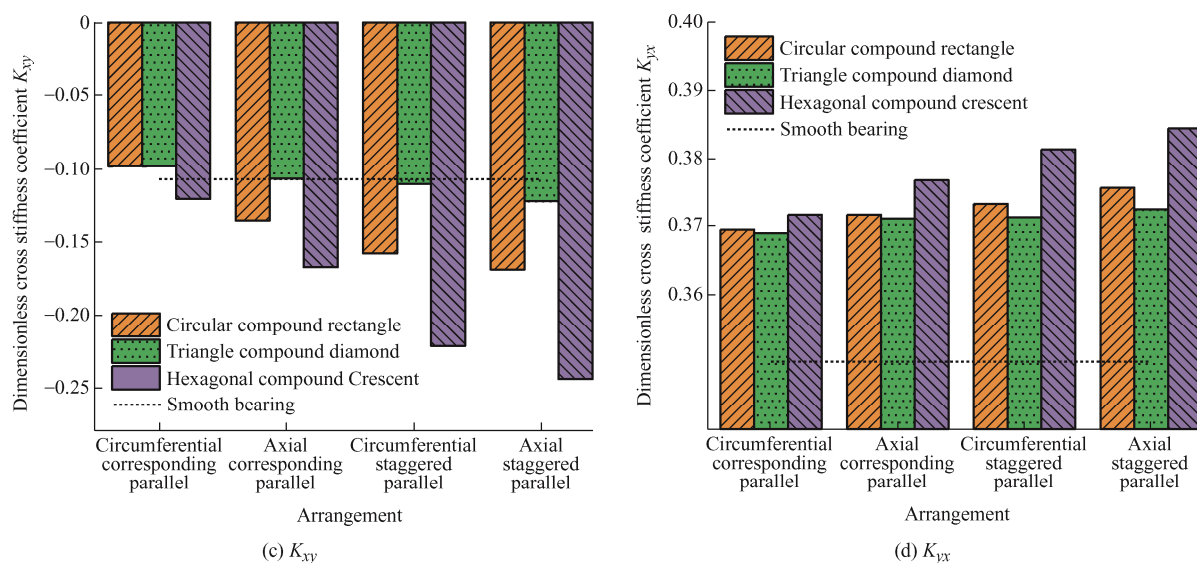


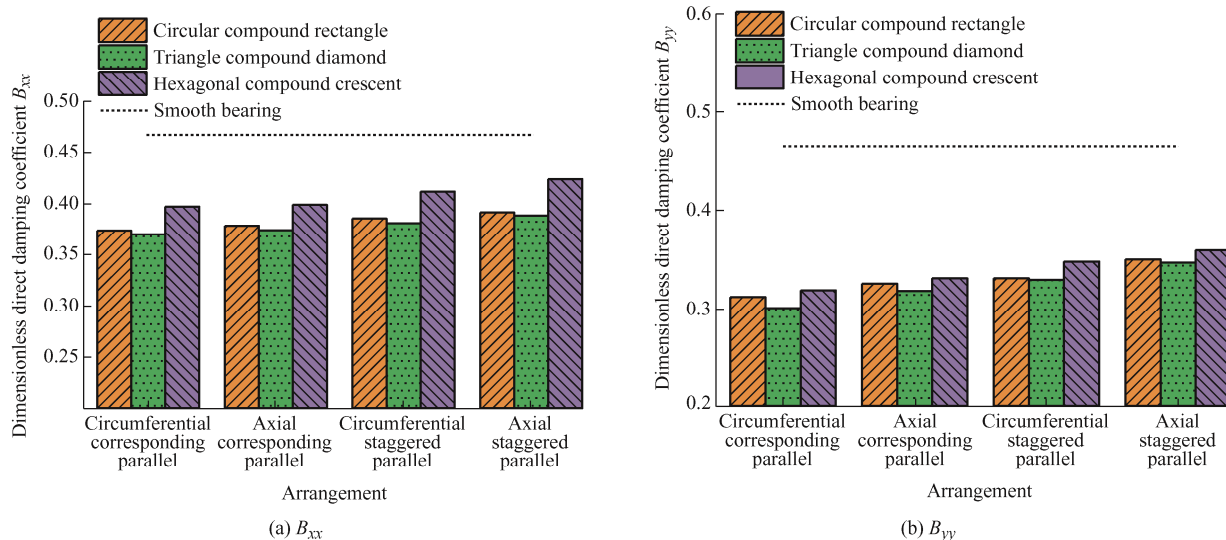
图 6 不同复合微织构排列方式下轴承刚度系数

Fig. 6 Dimensionless stiffness coefficient of journal bearing at different arrangements

复合织构轴承的交叉耦合刚度系数较光滑轴承有小幅度的增大。这是因为油在织构内部流动时会产生微小的漩涡, 这种漩涡在织构深度较浅时并不明显, 所以轴承输入的涡动能会出现小幅度的增加, 导致轴承油膜的交叉耦合刚度系数小幅度增大。

如图 7 所示为不同织构排列方式下的多种复合织构轴承油膜的阻尼系数。由图可见, 不同排列方式的多种复合微织构轴承油膜的阻尼系数均小于光滑轴承, 且周向对应排列的各项阻尼值最小。对于直接刚度系数 B_{yy} , 圆形复合矩形周向对应排列较光滑轴承下降了 32.25%, 三角形复合菱形周向对应排

列较光滑轴承下降了 33.69%, 六边形复合月牙形对应平行排列较光滑轴承下降了 3.95%。对于刚度系数 B_{xx} , 圆形复合矩形周向对应平行排列较光滑轴承下降了 20.08%, 三角形复合菱形周向对应平行排列较光滑轴承下降了 20.53%, 六边形复合月牙形对应平行排列较光滑轴承下降了 15.11%。对于轴承交叉耦合阻尼系数 B_{xy} 和 B_{yx} , 周向对应平行排列的三种复合微织构轴承较光滑轴承下降最大。因此, 阻尼大小的排序为: 轴向交错平行排列 > 周向交错平行排列 > 轴向对应平行排列 > 周向对应平行排列。因此, 应选择周向对应平行排列来进行加工复合微织构阵列, 以获得更小的轴承阻尼。



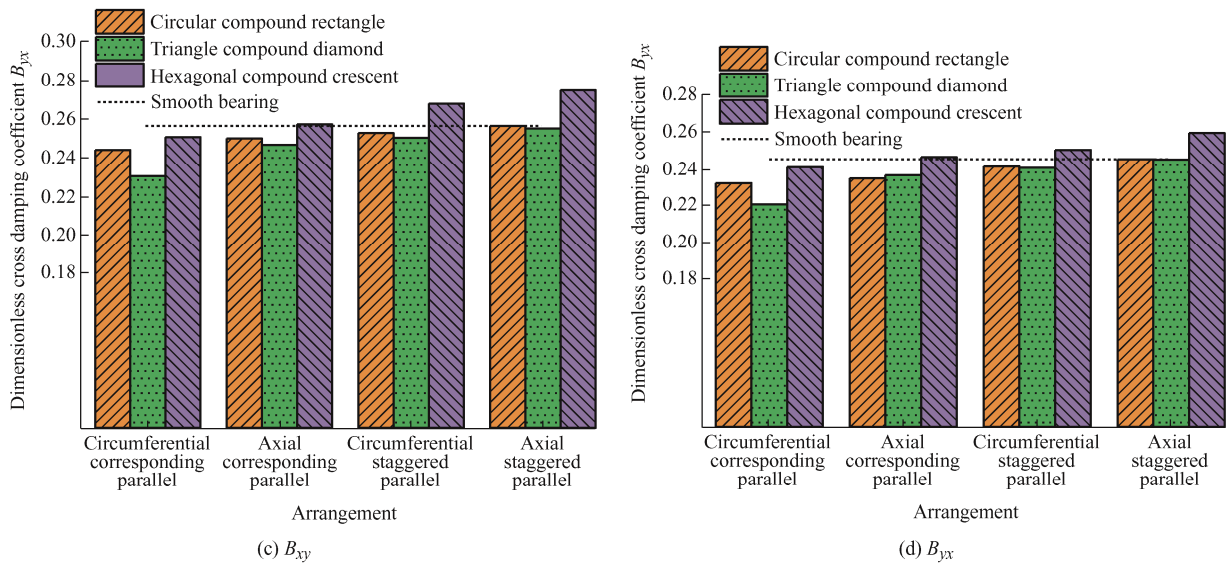


图7 不同结构排列方式下的轴承油膜阻尼系数

Fig. 7 Dimensionless damping coefficient of journal bearings at different arrangements

分析不同复合结构的刚度和阻尼表明, 由不同形状的织物复合而成的织物阵列对于轴承性能的提升也是不同的。三角形复合菱形织物的阻尼最小, 且 K_{yy} 最大, 交叉耦合刚度系数值最小, 更有利于提升轴承的动特性; 六边形复合月牙形对轴承动特性的提升最小。

图8所示为不同结构的轴承油膜临界速度。进一步说明复合结构对动特性的提升作用。微结构轴承的临界速度都大于光滑轴承的临界速度, 说明微结构轴承能够适应更大范围的速度变化, 轴承稳定性更强。对比单一微结构轴承, 复合微结构的

临界速度更大。较光滑轴承, 三角形复合菱形结构临界速度提升了 10.84%, 较菱形结构提升了 4.93%; 矩形复合圆形结构轴承临界速度较光滑轴承提升了 5.62%, 较矩形结构提升了 4.34%。因此, 相较于光滑轴承及单一微结构轴承, 复合微结构的临界速度更大, 轴承的稳定性更好。

通过分析不同排列方式下的复合微结构轴承静特性与动特性, 可以发现周向对应平行排列的复合微结构轴承承载力更大, 摩擦阻力更小, K_{yy} 的值更大, 交叉耦合刚度系数更小, 阻尼系数更小, 具有更好的摩擦学性能。此外, 三角形复合菱形轴承能够获得最佳的轴承静特性和动特性, 对轴承摩擦学性能的提升最明显。

4 试验研究

为了进一步验证理论结果, 通过 RL-FP30 型激光打标机在试验试件表面加工微结构, 使用 MWF-1 型摩擦磨损试验机进行试验。采取面接触形式的摩擦副来进行摩擦磨损试验, 上试件为圆柱形摩擦头, 安装于试验仪夹具中; 下试件为光滑表面圆盘, 通过螺钉固定在试验机下试件夹具上。采用的试件参数见表2。表3为 MWF-1 型摩擦磨损试验机的技术参数, 通过与摩擦副链接的压力传感器记录摩擦磨损过程中的瞬时压力及瞬时摩擦力, 将数据传输至数据处理中心对数据计算处理得到摩擦副的瞬时摩擦因数。

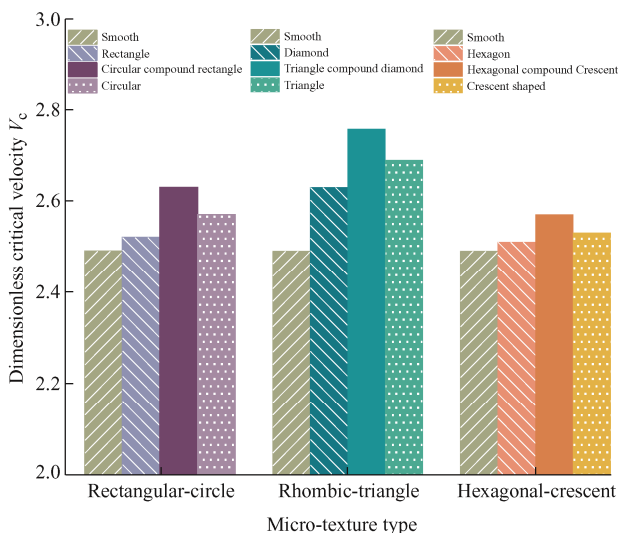


图8 不同结构类型下的复合微结构轴承量纲一临界速度

Fig. 8 Dimensionless critical velocity of composite micro textured bearings with different texture types

表 2 试件参数表

Table 2 Friction piece parameters

Physical quantity	Upper test piece	Lower test piece
Diameter / mm	6	67
Thickness / mm	10	5
Surface roughness / μm	2~8	2~8
Mode of motion	Reciprocating motion	Stationary
Material	45#	45#
Texture	No	Yes

表 3 WMF-1 型摩擦磨损试验机技术参数

Table 3 Technical parameters of friction and wear testing machine of WMF-1

Physical quantity	Main parameter value
Reciprocating frequency / Hz	0.1~65
Range of motion / mm	0.5~40
Maximum friction / kN	1
Loading force range / N	20~1 000
Loading range	Motorized spring loading
Frequency / kW	5

试验采用的矩形微织构的尺寸为 $200\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$, 保证各形状的微织构面积与矩形织构的面积大体一致, 都在 $200\ \mu\text{m} \times 200\ \mu\text{m}$ 左右, 且与理论研究的微织构尺寸相同。摩擦副织构密度为 10%, 排列方式如图 9 中四种排列方式。摩擦磨损试验机工艺参数为: 摩擦频率为 4 Hz, 加载试验力为 20 N, 磨损时间定为 40 min, 使用 ISO 黏度等级为 5#, 运动黏度为 $5.5\ \text{mm}^2/\text{s}$ 的低黏度润滑油。

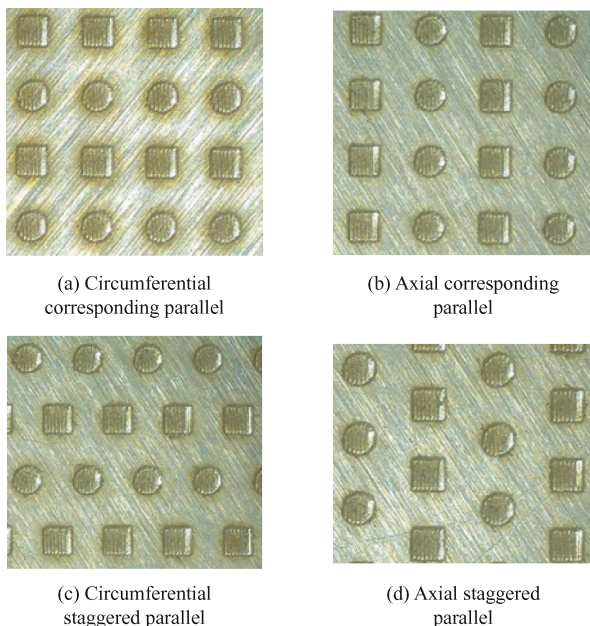
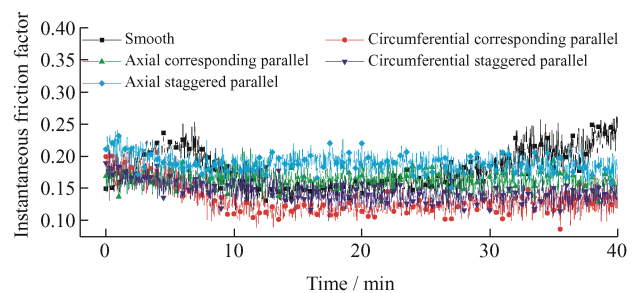


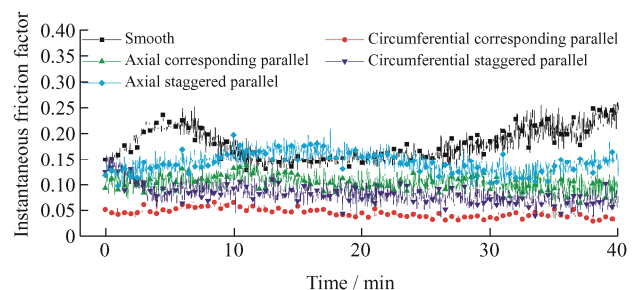
图 9 不同排列方式织构摩擦副表面放大图

Fig. 9 Enlarged view of texture friction pair surface at different arrangements

图 10 显示了不同排列方式下圆形复合矩形及三角形复合菱形的微织构摩擦副瞬时摩擦因数。由文献[22]获知, 摩擦副在摩擦磨损试验中有初始磨损阶段、稳定磨损阶段及剧烈磨损阶段三个阶段。如图 10a, 周向对应平行排列与轴向对应平行排列的瞬时摩擦因数在稳定磨损阶段 (10~25 min) 低于光滑表面的瞬时摩擦因数, 这是由于织构的储存磨粒、二次润滑及微动压效应的作用, 致使摩擦副更加平稳地运行, 织构摩擦副的瞬时摩擦因数降低且波动减小; 矩形复合圆形的瞬时摩擦因数大小排序为: 周向对应平行排列 < 轴向对应平行排列 < 周向交错平行排列 < 轴向交错平行排列, 周向对应平行排列对摩擦因数的降低作用最好。而在图 10a 的初始阶段 (0~5 min), 织构摩擦副的摩擦因数高于光滑, 这是由在织构加工微织构以及试研预处理不足导致摩擦副初始表面粗糙度变大。图 10b 中只有轴向交错平行排列的摩擦因数高于光滑表面的值, 其余三种排列均低于光滑表面, 瞬时摩擦因数排序为: 周向对应平行排列 < 轴向对应平行排列 < 周向交错平行排列 < 轴向交错平行排列; 周向对应平行排列的摩擦因数值最小, 波动幅度最小, 产生振动及疲劳磨损的几率最小, 周向对应平行排列降低摩擦副摩擦因数的能力最强。



(a) Friction factors of rectangular composite circular textures



(b) Friction factor of triangular composite rhombus texture

图 10 不同排列方式下摩擦副瞬时摩擦因数

Fig. 10 Instantaneous friction factor of friction pair at different arrangements

综合分析图 10, 轴向交错排列的初始摩擦阶段比较长 (0~18 min), 稳定磨损阶段较短 (18~

27 min), 这会增加摩擦副的磨损与振动, 缩短使用寿命, 这对摩擦副的摩擦学性能是不利的。周向对应平行排列对摩擦副摩擦学性能的提升最大, 这与理论计算得到周向排列对轴承静特性、动特性提升最大的结论是一致的。周向对应排列的两种复合织构摩擦副的摩擦因数, 尤其是三角形复合菱形织构, 初始磨损时间短 (0~9 min), 表明摩擦副能更快地磨合, 摩擦副的稳定磨损阶段长 (9~35 min), 摩擦副能够稳定工作的时间长, 延长摩擦副的使用寿命, 而且剧烈磨损阶段摩擦因数增加幅度不大, 波动最小, 因此产生振动及疲劳磨损的概率便大大下降, 对提升摩擦副摩擦学性能是有利的, 这与前面理论分析得到三角形复合菱形织构性能更好的结论是一致的。

5 结论

研究复合织构排列方式对轴承润滑性能的影响, 并试验进一步分析摩擦副的摩擦因数, 为轴承摩擦副表面的复合微织构的应用提供理论基础, 得到以下结论:

(1) 相比光滑轴承以及单一织构轴承, 复合织构对于轴承润滑性能的提升更大。

(2) 周向对应平行排列可以有效增大轴承承载力和直接刚度系数 K_{yy} , 降低轴承摩擦阻力、交叉耦合刚度系数和阻尼系数, 同时试验证明周向对应平行排列摩擦副的摩擦因数最小和摩擦学性能最佳, 理论和试验结果一致。

(3) 理论和试验表明, 三角形复合菱形的复合织构形状提升轴承动静特性的能力更强, 降低摩擦副摩擦因数的能力更强, 波动幅度小, 摩擦学性能最佳。

参 考 文 献

- [1] HAMILTON D B, WALOWIT J A, ALLEN C M. A Theory of lubrication by microirregularities[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1966, 88(1): 177-185.
- [2] TALA-IGHIL Nacer, FILLON Michel, MASPEYROT Patrick. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing[J]. *Tribology International*, 2011, 44(3): 211-219.
- [3] SINGH Niranjana, AWASTHI R K. Influence of dimple location and depth on the performance characteristics of the hydrodynamic journal bearing system[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2020, 234(9): 1500-1513.
- [4] SINGH Niranjana, AWASTHI Rajeev Kumar. Influence of texture geometries on the performance parameters of hydrodynamic journal bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(10): 2056-2072.
- [5] YAMADA Hiroyuki, TAURA Hiroo, KANEKO Satoru. Numerical and experimental analyses of the dynamic characteristics of journal bearings with square dimples[J]. *Journal of Tribology*, 2018, 140(1): 1-13.
- [6] YU H, DENG H, HUANG W, et al. The effect of dimple shapes on friction of parallel surfaces[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2011, 225(8): 693-703.
- [7] MATELE Shivank, PANDEY KN. Effect of surface texturing on the dynamic characteristics of hydrodynamic journal bearing comprising concepts of green tribology[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2018, 232(11): 1365-1376.
- [8] PATTNAYAK Manas Ranjan, PANDEY R K, DUTTAJAYANTA Kumar. Performance improvement of an oil-lubricated journal bearing using bionic-textures fused micro-pockets[J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(4): 041804/1-041804/16.
- [9] SHARMA Satish C, SAHU Krishnakant. On the behavior of a ferrofluid-lubricated herringbone-grooved hybrid slot-entry bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(11): 2295-2315.
- [10] SHARMA Sanjay, SHARMA Aniket, JAMWAL Gourav, et al. The effect of V-shape protruded and dimple textured on the load-carrying capacity and coefficient of friction of hydrodynamic journal bearing: A comparative numerical study[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(5): 997-1011.
- [11] LEANDRI Ito Ramos, DOUGLAS Jhon Ramos, GREGORY Bregion Daniel. Evaluation of textured journal bearings under dynamic operating conditions in rotating machinery[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2020, 234(6): 842-857.
- [12] HAN Yanxiang, FU Yonghong. Influence of micro-grooves on the lubrication performance of a misaligned bearing[J]. *Proceedings of the Institution of*

- Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2020, 234(6): 887-899.
- [13] BRIZMER V, KLIGERMAN Y. A Laser Surface Textured Journal Bearing[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(3): 1-9.
- [14] 王丽丽, 张伟, 赵兴堂, 等. 微织构尺寸对轴承摩擦磨损性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2021(5): 723-730.
- WANG Lili, ZHANG Wei, ZHAO Xingtang, et al. Effect of micro-texture size on friction and wear performance of journal bearing[J]. Tribology, 2021(5): 723-730. (in Chinese)
- [15] 董艇舰, 李建强, 杨帆, 等. 不对中径向滑动轴承微凹槽织构数值分析[J]. 润滑与密封, 2021, 10(19): 1-11.
- DONG Tingjian, LI Jianqiang, YANG Fan, et al. Numerical analysis of groove texture for misaligned journal bearing[J]. Lubrication Engineering, 2021, 10(19): 1-11. (in Chinese)
- [16] 张辉, 刘洋, 王伟, 等. 织构化表面设计及其摩擦学应用[J]. 机械工程学报, 2019, 55(17): 85-93.
- ZHANG Hui, LIU Yang, WANG Wei, et al. Surface texture design and its tribological application[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(17): 85-93. (in Chinese)
- [17] MENG Fanming, ZHANG Yifei, SU Linlin, et al. Dynamic characteristics of compound textured journal bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2021, 235(7): 1312-1334.
- [18] 胡宇, 王优强, 菅光霄, 等. 平行滑块表面不同形状复合型织构的润滑性能研究[J]. 表面技术, 2022(1): 43-51.
- HU Yu, WANG Youqiang, JIAN Guangxiao, et al. Study on lubrication properties of parallel slider surface with different shape compound texture[J]. Surface Technology, 2022(1): 43-51. (in Chinese)
- [19] ZENG Fankeng, CHENG Yu, WAN Zhenping, et al. Tribological performance of circular-concave-and-spherical-convex compound texture under hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology, 2022, 144(4): 041805.
- [20] JIA Hekun, ZHOU Zeyuan, YIN Bifeng, et al. Effect of compound texture on lubrication and sealing performance of plunger pump[J]. Lubrication Science, 2021, 33(2): 43-59.
- [21] 阮鸿雁, 吕建军, 司辉, 等. 多圆弧与三角形复合织构表面的动压润滑性能[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2010, 31(3): 254-258.
- RUAN Hongyan, LÜ Jianjun, SI Hui, et al. Hydrodynamic lubrication performance on multi-textured surface structured by multi-arcs and triangle textures [J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2010, 31(3): 254-258. (in Chinese)
- [22] 赵兴堂. 仿生微织构对滑动轴承摩擦磨损性能的影响研究[D]. 青岛: 山东科技大学, 2020.
- ZHAO Xingtang. Effect of Bionic Micro Texture on Friction and Wear Properties of Journal Bearing[D]. Qingdao: Shandong University of science and technology. (in Chinese)
- [23] 张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力学理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- ZHANG Zhiming, ZHANG Yanyang, XIE Youbo, et al. Hydrodynamic theory of sliding bearing[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986. (in Chinese)
-
- 作者简介: 王丽丽, 女, 1979 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为摩擦学和流体润滑理论。
- E-mail: wang-ly-ly@163.com