

考虑粗糙度的复合微织构轴承动力特性分析*

王丽丽^{1,2}, 张伟^{1,2}, 段敬东^{1,2}, 李国清³, 葛雪^{1,2}

(1. 山东科技大学机械电子工程学院 青岛, 266590)

(2. 山东科技大学矿山机械工程山东省重点实验室 青岛, 266590)

(3. 山东科大机电科技股份有限公司 济宁, 272000)

摘要 为了提高滑动轴承旋转摩擦副的动力学性能和优化轴承结构, 综合考虑表面粗糙度和复合微织构等因素, 建立轴承转子系统的动力学特性计算模型, 从理论上研究了考虑表面粗糙度时的复合微织构轴承的稳定性。针对圆形复合矩形微织构轴承, 计算了不同粗糙度下轴承的油膜压力和临界速度, 分析了不同复合微织构深度下的轴承刚度系数、阻尼系数及临界速度。研究表明: 复合微织构轴承可以获得更大的临界速度, 提高轴承的稳定性; 复合微织构轴承的稳定性随织构深度的增大先增大后减小, 在圆形和矩形织构无量纲深度分别为0.2和0.3附近稳定性最佳; 相较于不考虑粗糙度时, 采用均方根偏差为0.209 μm 时的考虑粗糙度的复合微织构轴承稳定性更佳, 但最佳织构深度有所减小。

关键词 复合微织构轴承; 织构深度; 动力学特性; 临界速度; 表面粗糙度

中图分类号 TH117

引言

随着机械设备向高转速、低振动噪声及高可靠性方向发展, 如何提高旋转摩擦副的动力学性能, 提升其在高速运转时的稳定性, 成为了摩擦学与润滑理论研究的热点问题。大量研究表明^[1-4], 在摩擦副表面加工适当的微织构能有效提升摩擦副的摩擦性能和稳定性, 即为表面织构化。Hu等^[5]研究了一种新型凸起式气体箔片径向滑动轴承, 并指出轴承的承载能力和直接刚度均能得到较大提高。Pattnayak等^[6]指出, 仿生纹理融合的微袋孔轴承的静态和动态性能有了显著的改善, 具有更好的稳定性。郑文斌等^[7]指出, 在润滑表面设定特定参数的微织构, 可提高轴承的动特性和轴承转子系统稳定性。Singh等^[8-9]研究指出, 织构深径比为1的球面织构能够更好地改善轴承性能, 稳定性更佳。Meng等^[10]研究表明, 复合微织构布置在压力上升区的动特性最佳, 第2层织构深度为10 μm 时动特性最佳, 稳定性更好。Sharma等^[11-12]研究了磁流体润滑剂对人字形沟槽轴承、矩形圆形和三角形微沟槽滑动轴承润滑性能的影响。于洋洋等^[13]考虑活塞具有矩形织构的摩擦与

润滑因素, 研究了活塞织构对液压减振器动态阻尼特性的影响。

轴颈和轴瓦制造的表面粗糙度会影响轴承的润滑性能, 甚至会损坏轴承, 因此研究轴承稳定性十分重要。García等^[14]考虑粗糙度、空化效应及轴承表面磨损的影响, 研究了不同粗糙度及承载力下轴颈不对中轴承的静、动特性。文献[15]建立了一种滑动轴承接触磨损热弹流模型, 研究了不同粗糙度密度和尖端表面对轴承静、动特性的影响。邵康等^[16]研究了轴承粗糙度、转速和润滑油的温度等各因素对内燃机主轴承的摩擦功率损失影响。Ma等^[17]通过改进随机粗糙度高度的概率密度函数, 扩展了Christensen的随机模型, 研究了不同粗糙度和偏心对滑动轴承稳定性的影响。陈振宇等^[18]研究了不同表面圆柱度下的滑动轴承临界速度, 结果证明圆柱度对轴承临界速度的影响较小。

鉴于不同形状、不同参数的单一微织构所表现出的不同摩擦学性能的现象, 笔者综合了圆形织构和矩形织构2种形状微织构的优势, 研究了考虑粗糙度的条件下, 圆形复合矩形微织构轴承的刚度系数、阻尼系数及临界速度等动特性参数。

* 山东省矿山机械工程重点实验室校企联合基金资助项目(2022KLMM304); 山东省博士后创新专项资金资助项目(201701016)

收稿日期: 2022-06-06; 修回日期: 2022-06-29

1 理论模型

1.1 滑动轴承润滑理论的建立

1.1.1 微织构轴承油膜厚度方程

采用轴承-转子系统分析了复合微织构径向滑动轴承的动力学特性。轴承转子系统和轴承结构示意图如图1所示。轴的两端由2个滑动轴承支撑,组成了轴承转子系统的两部分,两端滑动轴承的各项参数相同,因此计算其中一部分即可,见图1(a)。为了改善轴承的性能,在轴承周向角度 $[\varphi_1, \varphi_2]$ 范围内,设置不同形状的复合微织构阵列,为了更加清晰地展示复合微织构区域,对其进行适当放大,见图1(b)。复合微织构滑动轴承沿周向的展开见图1(c),其中 φ 为周向, λ 为轴向,复合微织构分布在起始角为 φ_1 、终止角为 φ_2 的部分区域内。在微织构分布区域内,微织构总共数量为 $p \times q$ 个,其中 p 为轴向的个数, q 为周向的个数。

微织构结构通过调整微织构的半径或者轴向长

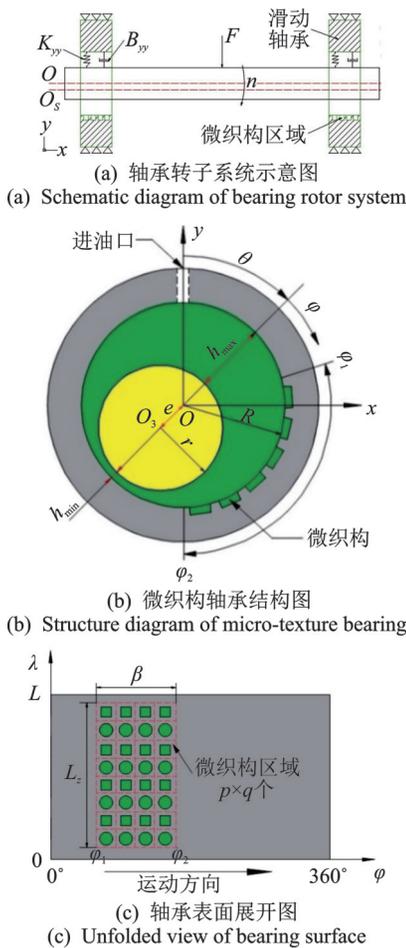


图1 轴承转子系统和轴承结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of bearing rotor system and bearing structure

度和周向长度的大小控制织构尺寸,微织构形状为图1(c)中的圆形复合矩形,排列方式为周向对应排列,相同形状织构沿周向运动方向排列,不同形状织构沿轴向垂直运动方向排列。

光滑轴承的油膜厚度 h 计算式为

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

其中: c_r 为滑动轴承半径间隙; e 为偏心率; θ 为初始偏位角; $\Delta h(x, y)$ 为织构的表达式。

$$\Delta h(x, y) = \begin{cases} h_{p1} & (\text{织构内部}) \\ h_{p2} & (\text{织构内部}) \\ 0 & (\text{织构外部}) \end{cases} \quad (2)$$

其中: h_p 为织构深度。

每一个微织构称为一个微织构单元,以圆形复合矩形微织构为例,在 x, y 坐标系中,微织构中心都对应一个坐标 (x_p, y_p) ,圆形微织构半径为 r_p ,矩形微织构两边长度为 a 和 b ,其织构区域可表征为

$$\Delta h(x, y) = \begin{cases} h_{p1} & ((x - x_{p1})^2 + (y - y_{p1})^2 \leq r^2) \\ h_{p2} & (-\frac{a}{2} \leq (x - x_{p2}) \leq \frac{a}{2}, -\frac{b}{2} \leq (y - y_{p2}) \leq \frac{b}{2}) \\ 0 & (\text{其余区域}) \end{cases} \quad (3)$$

1.1.2 动力学特性计算模型

为了得到轴承的动力学特性系数,了解轴承性能的变化规律,可以运用动特性求解方程^[19],即

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} + 6(\epsilon' \cos \varphi + \epsilon \theta' \sin \varphi) \quad (4)$$

其中: P 为无量纲压力; H 为无量纲轴承油膜厚度; d 为轴承直径; L 为轴承宽度; $\epsilon \theta', \epsilon'$ 为无量纲扰动。

对式(4)中 $\epsilon, \theta, \epsilon', \theta'$ 进行求导,得到4个扰动压力的 Reynolds 方程。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边界上,扰动压力均等于0。通过对轴承油膜扰动压力进行积分,可以获得8个动力学特性系数为

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

$$\begin{Bmatrix} K_{\epsilon\theta} \\ K_{\theta\theta} \end{Bmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\theta} \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi d\lambda \quad (6)$$

$$\begin{Bmatrix} B_{\epsilon\epsilon} \\ B_{\theta\epsilon} \end{Bmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\epsilon'} \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi d\lambda \quad (7)$$

$$\begin{cases} B_{\epsilon\theta} \\ B_{\theta\theta} \end{cases} = - \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P_{\theta'} \begin{cases} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{cases} d\varphi d\lambda \quad (8)$$

其中： $K_{\epsilon\epsilon}, K_{\theta\epsilon}, K_{\epsilon\theta}$ 和 $K_{\theta\theta}$ 为刚度系数； $B_{\epsilon\epsilon}, B_{\theta\epsilon}, B_{\epsilon\theta}$ 和 $B_{\theta\theta}$ 为阻尼系数。

上述动力系数使用坐标 (ϵ, θ) 表示，为了方便评估轴承转子的稳定性，将坐标 (ϵ, θ) 转换成笛卡尔坐标系，从而获得 k_{ij} 和 $b_{ij} (i, j = x, y)$ ，其分别为笛卡尔坐标系中的刚度系数和阻尼系数， \dot{x} 和 \dot{y} 代表了 x 和 y 方向上的扰动速度，公式中的 x 和 y 对应了相应方向上的扰动位移。

上述8个动力系数通常不能同时达到相应的最优值，根据其组合效应，可以确定轴承-转子系统的临界转速，通过临界速度判断轴承-转子系统的稳定性。对于轴承-转子系统，其振动方程可以用 x, y 方向上已知的8个动力系数来描述，即

$$m\ddot{x} + k_{xx}x + b_{xx}\dot{x} + k_{xy}y + b_{xy}\dot{y} = 0 \quad (9)$$

$$m\ddot{y} + k_{yy}y + b_{yy}\dot{y} + k_{yx}x + b_{yx}\dot{x} = 0 \quad (10)$$

其中， \ddot{x} 和 \ddot{y} 分别为 x 和 y 方向上的加速度。

基于Routh-Hurwitz稳定性准则，轴承转子系统的无量纲临界速度 V_c 可表示为

$$V_c = \frac{\omega}{\sqrt{g/c}} = \sqrt{\frac{1}{F_c} \frac{GB_1B_2}{G^2 + K_2B_1^2 - GK_1B_1}} \quad (11)$$

其中： g, ω 分别为轴承的重力加速度与轴承转子临界角速度。

B_1, B_2, K_1, K_2 和 G 可以通过下面的关系式来确定：
 $B_1 = B_{xx} + B_{yy}; B_2 = B_{xx}B_{yy} - B_{xy}B_{yx}; K_1 = K_{xx} + K_{yy};$
 $K_2 = K_{xx}K_{yy} - K_{xy}K_{yx}; G = K_{xx}B_{yy} - K_{xy}B_{yx} - K_{yx}B_{xy} + K_{yy}B_{xx}。$

1.2 粗糙度理论模型

在可能发生微凸体接触的位置，很难分析机械部件真实接触粗糙表面上微凸体的非稳定随机性分布。笔者采用高斯分布的Weierstrass-Mandelbort分形函数(简称W-M函数)，表征轴承及织构表面的粗糙度^[20]，即

$$Z(x) = G^{D-1} \sum_{n=1}^{\infty} \gamma^{-(2-D)n} \cos(2\pi\gamma^n x) \quad (12)$$

其中： $Z(x)$ 为表面形貌粗糙度值； G 为尺度维数； D 为分型维数； γ^n 为轮廓空间频率，通常 $\gamma > 1$ 。

为了将W-M分型函数应用到轴承计算中，将2维 $Z(x)$ 扩大到3维 $Z(x, y)$ ，即

$$Z(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} G_n \gamma^{-(3-D_n)n} \times \sin[\gamma^n (x \cos B_n + y \sin B_n) + A_n] \quad (13)$$

其中： G_n 为服从均值为0、方差为1的正态分布的随

机数，即尺度系数； A_n, B_n 为独立服从 $[0, 2\pi]$ 的均匀分布的随机数； $D_i \in (2, 3)$ ； γ 为大于1的常数，通常取值为1.5； n 为自然序列数。

对于复合微织构轴承的油膜厚度式(1)，同时引入 $H = h/c_r$ ，可获得考虑粗糙度的复合微织构无量纲油膜厚度 H 为

$$H(\varphi, \lambda) = 1 + \epsilon \cos(\varphi - \theta) + H_p(\varphi, \lambda) + Z(\varphi, \lambda) \quad (14)$$

其中： ϵ 为偏心率。

将考虑表面粗糙度的油膜厚度方程代入到式(4)和扰动压力雷诺方程，从而计算考虑表面粗糙度的轴承动力学特性，分析粗糙度对复合织构轴承润滑性能的影响。

2 数值计算

微织构滑动轴承参数如表1所示。微织构位于轴瓦的表面，轴颈转子不设置微织构。织构周向分布的起始角为 $\varphi_1 = 45^\circ$ ，终止角为 $\varphi_2 = 180^\circ$ ，轴向全覆盖。以矩形织构为例，织构大小为 $a \times b = 400 \mu\text{m} \times 400 \mu\text{m}$ ，织构面密度为10%，周向对应平行排列，圆形微织构保证面积和深度相同。

表1 微织构滑动轴承参数

Tab.1 Parameters of micro-texture journal bearing		
参数	符号	数值
轴承半径/mm	R	15
半径间隙/ μm	c_r	30
环境压力/Pa	P_{air}	1×10^5
轴颈转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	Ω	6 000
润滑油黏度/($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	H	0.003 5

运用有限半步差分法和雷诺边界条件计算滑动轴承的动特性系数，计算结果与文献[19]的对比如图2所示。由图可知，动特性系数的变化趋势是相同的，数值误差也在10%以内，验证了本计算模型的正确性。

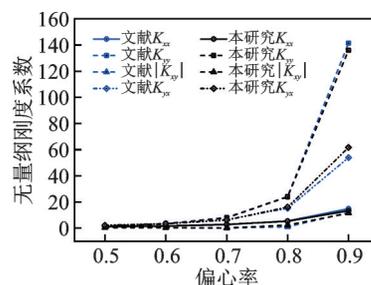


图2 计算结果与文献[19]的对比

Fig.2 Comparison of calculation results and reference [19]

粗糙表面图如图3所示。将计算结果与文献[20]计算结果进行对比,如表2所示。由表可知,都满足高斯分布的凹凸体粗糙表面,误差都在10%以内且数值较为接近,验证了本研究数值计算的正确性。

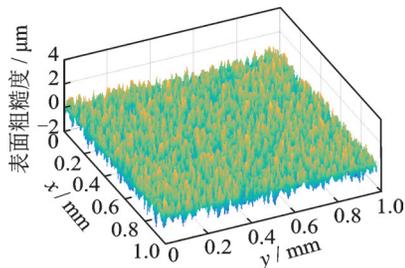


图3 粗糙表面图
Fig.3 Rough surface

表2 计算结果与文献[20]计算结果的对比

Tab.2 Comparison of the calculation results with the calculation results of the reference [20]

项目	平均值/ μm	均方根偏差/ μm	峰度
理论值	0	0.5	3
文献[20]数值	0.003 2	0.501 5	3.040 6
本研究计算值	0.004 6	0.503 9	3.066 4

大量研究表明,轴承粗糙度在 $0.2\sim 0.8\ \mu\text{m}$ 之间。笔者使用均值为0左右、均方根偏差在 $0.21\ \mu\text{m}$ 左右的粗糙表面来研究粗糙表面复合织构轴承的润滑性能。

3 结果与分析

3.1 粗糙度对复合微织构轴承临界速度的影响

不同粗糙度下轴承的油膜压力和临界速度如图4所示。图4(a)为不同粗糙度下圆形复合矩形织构轴承无量纲油膜压力,随着粗糙度的增加,轴承的压力曲线波动也随之增大,油膜最大压力值先增大后减小,当粗糙度均方根偏差为 $0.209\ \mu\text{m}$ 时,油膜的最大压力值达到最大值,此时复合矩形织构轴承得到最佳曲线。图4(b)所示当粗糙度为 $0.303\ \mu\text{m}$ 时光滑轴承得到的最佳曲线,这是由于复合织构轴承在油膜压力上升区域布置微织构,当粗糙度为 $0.303\ \mu\text{m}$ 时,织构深度进一步加深,织构的输入涡动能量加大,反而抑制了轴承油膜的动压效应,引起织构轴承最大压力的减小,润滑性能降低。由图4(b)可知:复合织构轴承及光滑轴承的临界速度都随着粗糙度的增加先增大后减小,当粗糙度为 $0.303\ \mu\text{m}$ 时光滑轴承临界速度最大,此时相较于不考虑粗糙度的光滑轴承提升了30%;当粗糙度为 $0.209\ \mu\text{m}$ 时复合织构临界速度最大,此时相较于不考虑粗糙度的光滑轴承提升了44.6%。对于没有织构的光滑轴

承,当粗糙度大于 $0.6\ \mu\text{m}$ 后,轴承的临界速度快速下降;而轴承表面加工有复合织构的轴承当粗糙度超过 $0.4\ \mu\text{m}$ 时,其临界速度快速下降。因此,虽然复合织构轴承可以获得更大的临界速度,保证轴承的稳定性更佳,但是复合织构轴承的粗糙度要求较高,不同粗糙度大小的复合织构轴承临界速度相差较大且要求轴承接触面粗糙度较小;而当光滑轴承粗糙度小于 $0.6\ \mu\text{m}$ 时,轴承的临界速度相差不大,轴承对表面粗糙度加工精度要求不高,且粗糙度允许范围较宽,但是轴承的临界速度相比复合织构轴承要小。总之,轴承并非绝对越光滑其润滑性能越好,接触表面达到合适的粗糙度反而更有利于增强轴承的动压效应,提高轴承的稳定性。

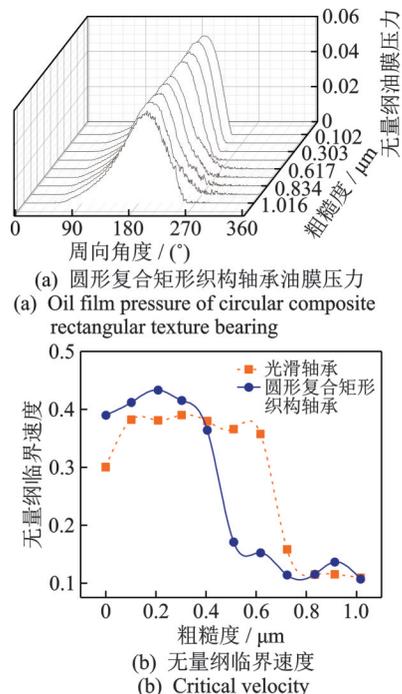


图4 不同粗糙度下轴承的油膜压力和临界速度

Fig.4 Oil film pressure and critical velocity of bearings with different roughness

3.2 表面粗糙度对复合织构轴承动特性系数的影响

根据3.1节研究的结论,复合织构轴承的最佳粗糙度均方根偏差为 $0.209\ \mu\text{m}$ 。不考虑粗糙度时复合微织构轴承无量纲刚度系数如图5所示。其中: H_1 为不同圆形织构的无量纲深度; K_{xx}, K_{yy}, K_{xy} 和 K_{yx} 为矩形织构的无量纲深度 H_2 下的轴承油膜刚度系数。轴承油膜的直接刚度系数 K_{yy} 随着织构深度 H_1 和 H_2 的增大是先增大后减小,轴承的直接刚度系数 K_{yy} 在 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 的区域内取到最优值,此时 K_{yy} 较光滑轴承平均提升了34.42%,即当织构深度在 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 范围内时,轴承对抗来自y方向的外力能力最强。轴承油膜的直接刚度

系数 K_{xx} 随着织构深度的增加先减小后增大,并且在 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 的范围内取到最小值,此时轴承抵抗来自 x 方向的外力能力最小,但由于轴承的主要承载方向为 y 方向, x 方向的承载可以忽略不计。可以发现,轴承的两个直接刚度系数 K_{xx} 与 K_{yy} 的变化规律是相反的。轴承油膜交叉耦合刚度系

数的绝对值随织构深度 H_1 和 H_2 的增大是先减小后增大,在 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 区域内,轴承油膜交叉耦合刚度系数的绝对值达到最小值,此时轴承油膜的 $|K_{xy}|$ 较光滑轴承下降最多为 7.74%, $|K_{yx}|$ 上升最小为 5.26%,这意味着此时轴承输入的失稳能量最少,轴承越稳定。

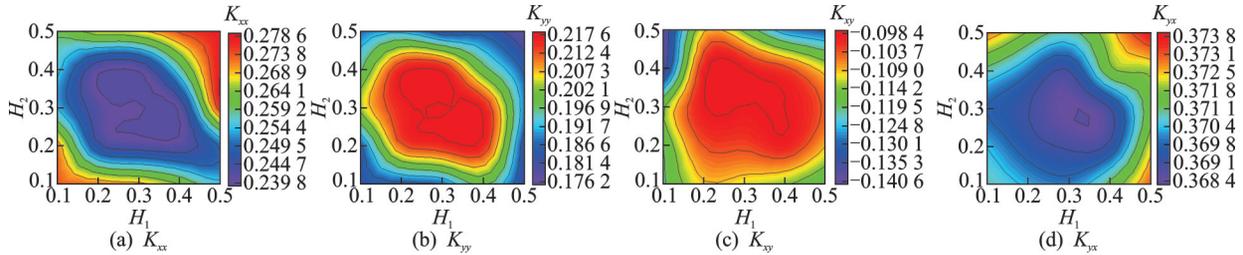


图5 不考虑粗糙度时复合微织构轴承无量纲刚度系数

Fig.5 Dimensionless stiffness coefficient of composite micro-texture bearing without considering roughness

不同深度 H_1 和 H_2 下,考虑粗糙度时复合微织构轴承无量纲刚度系数如图6所示。此时,直接刚度系数 K_{yy} 随深度的增大先变大再变小,交叉耦合刚度系数先变小后变大,这与图5不考虑粗糙度复合织构轴承的结论相一致。考虑粗糙度轴承的最大 K_{yy} 、最小 K_{xx} 及 K_{xy} 都处于 $H_1=0.2, H_2=0.3$ 和 $H_1=0.3, H_2=0.2$ 这两点为中心的附近区域。刚度系数的最佳深度并不固定, K_{xx} 和 K_{xy} 的中心在 $H_1=0.2, H_2=0.3$; 而 K_{yy} 及 K_{yx} 的最佳位置为 $H_1=0.2, H_2=0.3$ 和 $H_1=0.3, H_2=0.2$ 这两点。这是由于轴承表面的粗糙度是随机的,每个织构处粗糙度凹凸体的大小都

不同,这会导致织构深度不均,又因为粗糙度轴承对织构深度更加敏感,会导致相同深度的织构产生不同的微动压效应,造成织构最佳深度可能会不同,因此保证轴承表面粗糙度均匀十分重要。另外,合适深度的织构可以有效提高轴承的动特性,最佳深度的 K_{yy} 较不考虑粗糙度的复合织构轴承提高了 13.84%; 交叉耦合刚度系数较不考虑粗糙度复合织构轴承平均下降了 8.64% 与 11.63%。总之,合适织构深度的考虑粗糙度轴承可以获得更大的 K_{yy} 及更小的交叉耦合刚度系数,且考虑粗糙度复合织构轴承要求表面粗糙度均匀以获得更佳的刚度系数。

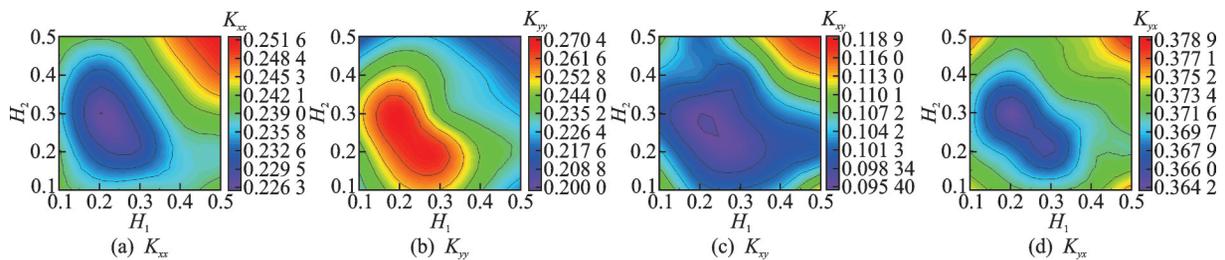


图6 考虑粗糙度时复合微织构轴承无量纲刚度系数

Fig.6 Dimensionless stiffness coefficient of composite micro-texture bearing considering roughness

图7为不考虑粗糙度时复合微织构轴承的无量纲阻尼系数。由图可以看出,轴承油膜阻尼系数的变化规律是相同的,当织构深度 $H_1 < 0.3, H_2 < 0.3$ 时,轴承油膜的阻尼系数随着织构深度的增加而减小,在 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 的区域内取到最小值,此时相较于光滑轴承,其 B_{xx} 下降了 19.72%, B_{yy} 下降了 5.37%, B_{yy} 与 B_{yx} 的值分别下降了 6.18% 和 6.84%。当织构的深度继续增加,轴承油膜的阻尼系数并没有降低,反而出现了上升,这是由于当织构深度增大到一定值后,织构内部会出现反向涡流,降低织构的微动压效应,增加输入的涡动能量,表现为最大压力减小,承载能力降低,轴承的交叉耦合刚度系数增

大,油膜的稳定性降低,阻尼也进一步增大。

不同深度下,考虑粗糙度时复合微织构轴承无量纲阻尼系数如图8所示。考虑粗糙度轴承刚度系数的变化趋势与不考虑粗糙度织构轴承的变化趋势相同,随深度的增大先变小而后变大,最佳深度位于 $0.2 \leq H_1 \leq 0.3, 0.2 \leq H_2 \leq 0.3$ 的范围内;考虑粗糙度的阻尼系数较不考虑粗糙度的阻尼系数都有所降低。因此,考虑粗糙度的复合织构轴承最佳深度较不考虑粗糙度复合织构轴承有所减小,并且要求表面粗糙度更均匀。另外,最佳深度的考虑粗糙度织构轴承可以获得更大的承载力及 K_{yy} 、更小的摩擦阻力、交叉耦合刚度系数及阻尼系数,轴承的润滑性能更好。

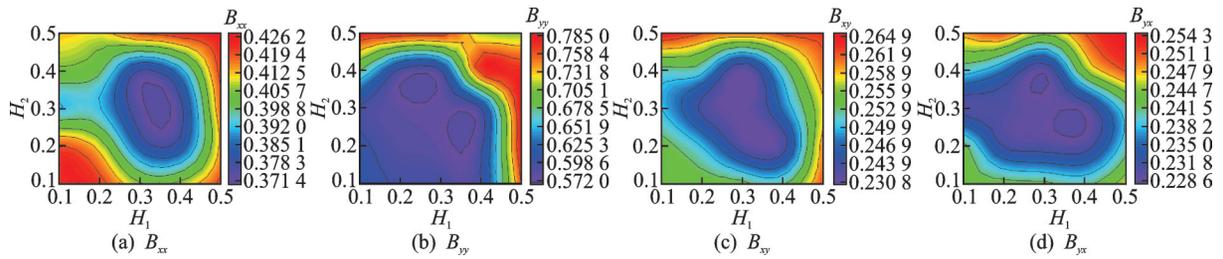


图7 不考虑粗糙度时复合微织构轴承的无量纲阻尼系数

Fig.7 Dimensionless damping coefficient of composite micro-texture bearing without considering roughness

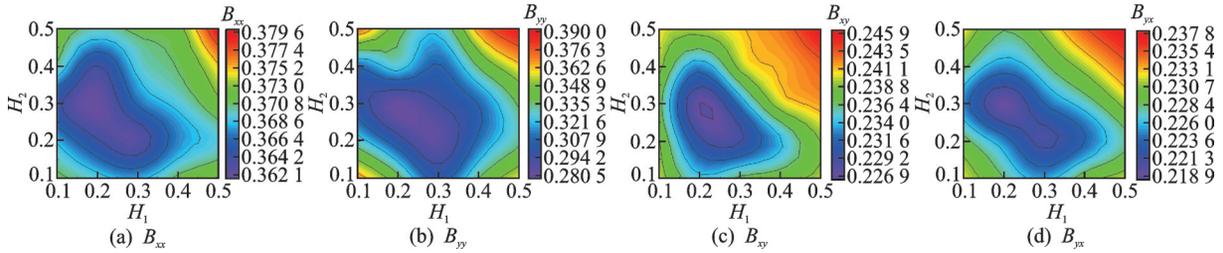


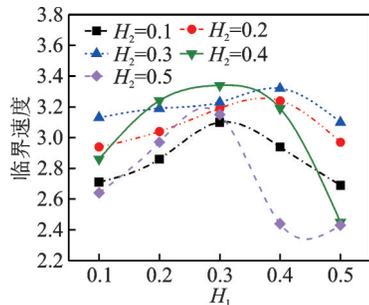
图8 考虑粗糙度时复合微织构轴承无量纲阻尼系数

Fig.8 Dimensionless damping coefficient of composite micro-texture bearing considering roughness

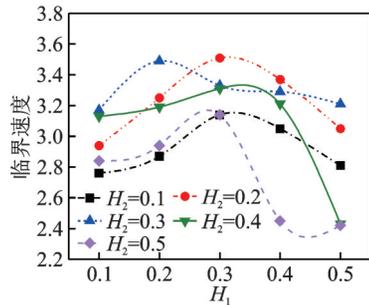
3.3 表面粗糙度对复合织构轴承临界速度的影响

不同深度下,复合微织构轴承无量纲临界速度如图9所示。由图9(a)可知,当轴承不考虑粗糙度时,复合微织构轴承的临界速度随轴承深度 H_1 和 H_2 的增大是先增大后减小,在深度 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 范围内获得最大值,此时轴承临界速度最大,轴承可以在更大转速范围内保持稳定,轴承稳定性最佳。由图9(b)可知,考虑粗糙度时轴承临界速度随织构深

度 H_1 和 H_2 的变化规律与不考虑粗糙度时相同,都是随 H_1 和 H_2 的增大先增大后减小;不同的是考虑粗糙度时,在 $H_1=0.2, H_2=0.3$ 与 $H_1=0.3, H_2=0.2$ 的范围内临界速度获得最大值,最佳织构深度有所减小,这与刚度阻尼系数的变化是一致的,产生的原因都是由于考虑粗糙度后织构最大深度增大所引起。另外还可发现,考虑粗糙度时的最大临界速度较不考虑粗糙度时增大了5.1%,这也说明了合适的粗糙度会增强轴承润滑性能,提升轴承的稳定性。



(a) 不考虑粗糙度
(a) Roughness is not considered



(b) 考虑粗糙度
(b) Roughness is considered

图9 复合微织构轴承无量纲临界速度

Fig.9 Critical velocity of composite micro-textured bearing

4 结论

1) 接触表面达到合适的粗糙度更有利于增强轴承的动压效应,提高轴承的稳定性。相比于光滑轴承的最佳粗糙度均方根偏差 $0.303 \mu\text{m}$,复合织构轴承的最佳粗糙度均方根偏差为 $0.209 \mu\text{m}$,复合织构轴承的更小,需要的加工精度更高。

2) 复合微织构轴承的稳定性随微织构深度的增大先增大后减小。不考虑粗糙度时复合微织构无量纲深度 $H_1=0.3, H_2=0.3$ 附近稳定性最佳;考虑表面粗糙度时复合微织构 $H_1=0.2, H_2=0.3$ 或 $H_1=0.3, H_2=0.2$ 附近稳定性最佳,临界速度最大,轴承动力学特性最好。

3) 相较于不考虑粗糙度的复合微织构轴承,考虑粗糙度时,轴承能够获得更大的 K_{yy} 值、更小的交叉耦合刚度系数及阻尼系数,无量纲临界速度提升了5.1%,轴承稳定性更佳,轴承的最佳织构深度有所减小。

参 考 文 献

- [1] BRIZMER V, KLIGERMAN Y. A laser surface textured journal bearing [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 134(3): 031702.
- [2] TALA-IGHIL N, MASPEYROT P, FILLON M, et al. Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2007, 221(6): 623-633.
- [3] QIU Y, KHONSARI M M. Performance analysis of full-film textured surfaces with consideration of roughness effects[J]. *Journal of Tribology*, 2011, 133(2): 021704.
- [4] TALA-IGHIL 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.
- [5] HU H Y, FENG M, REN T M. Study on the performance of gas foil journal bearings with bump-type shim foil[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(3): 509-523.
- [6] PATTNAYAK M R, PANDEY R K, DUTT J K. Performance improvement of an oil-lubricated journal bearing using bionic-textures fused micro-pockets [J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(4): 041804.
- [7] 郑文斌, 裴世源, 洪军. 表面微织构对滑动轴承支撑主轴稳定性的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(5): 88-93.
ZHENG Wenbin, PEI Shiyuan, HONG Jun. Influence of surface texture on the stability of spindle supported by sliding bearing[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(5): 88-93.(in Chinese)
- [8] SINGH N, AWASTHI R K. 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.
- [9] SINGH N, AWASTHI R. 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.
- [10] MENG F M, ZHANG Y F, SU L L, et al. Dynamic characteristics of compound textured journal bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(7): 1312-1334.
- [11] SHARMA S C, SAHU K. 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.
- [12] SHARMA S C, TOMAR A K. Study on MR fluid hybrid hole-entry spherical journal bearing with micro-grooves[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2021, 202-203: 106504.
- [13] 于洋洋, 张俊红, 王俊, 等. 活塞织构对液压减振器动态阻尼特性影响分析 [J]. *振动、测试与诊断*, 2021, 41(4): 747-755.
YU Yangyang, ZHANG Junhong, WANG Jun, et al. Dynamic damping characteristics of hydraulic vibration absorber with textured of piston [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2021, 41(4): 747-755.(in Chinese)
- [14] GARCÍA C P, ROJAS J P, ABRIL S O. A numerical model for the analysis of the bearings of a diesel engine subjected to conditions of wear and misalignment [J]. *Lubricants*, 2021, 9(4): 42.
- [15] KALOGIANNIS K, MERRITT D R, MIAN O. Contact and wear thermo-elastohydrodynamic model validation for engine bearings [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231(9): 1117-1127.
- [16] 邵康, 刘昌文, 毕凤荣, 等. 内燃机主轴摩擦功率损失的影响因素 [J]. *振动、测试与诊断*, 2015, 35(6): 1019-1024.
SHAO Kang, LIU Changwen, BI Fengrong, et al. Research on the effect of friction power loss of internal combustion engines' main bearings [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2015, 35(6): 1019-1024.(in Chinese)
- [17] MA J J, FU C, ZHANG H, et al. Modelling non-gaussian surfaces and misalignment for condition monitoring of journal bearings [J]. *Measurement*, 2021, 174: 108983.
- [18] 陈振宇, 徐武彬, 李冰. 基于SDT圆度误差模型下滑动轴承油膜特性的研究 [J]. *机械传动*, 2022, 46(4): 42-47, 117.
CHEN Zhenyu, XU Wubin, LI Bing. Study on oil film characteristic of sliding bearing based on SDT roundness error model [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2022, 46(4): 42-47, 117.(in Chinese)
- [19] 张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力润滑理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1986: 65-73, 275-305.
- [20] 方超. 具有微织构形貌的接触界面的动力学响应特性分析 [D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2019.



第一作者简介: 王丽丽, 女, 1979年10月生, 博士、副教授。主要研究方向为摩擦学。

E-mail: wang-ly-ly@163.com