

双级孔含油轴承油压扩散与表面渗析特性分析

张国涛,蔡伟杰,尹延国,韦习成

Oil Pressure Diffusion and Seepage Characteristics of Two-Stage Porous Bearing

ZHANG Guotao, CAI Weijie, YIN Yanguo, WEI Xicheng

在线阅读 View online: https://doi.org/10.16078/j.tribology.2021313

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

孔隙渗流对环面复层含油轴承润滑性能的影响

Effect of Porous Seepage on Lubrication Performance of Circular-Face Bilayer Oil Bearing 摩擦学学报. 2019, 39(2): 228 https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018146

双矩形腔静压滑动轴承高速时的油膜润滑特性

Lubrication Characteristics of Double Rectangular Cavity Hydrostatic Bearing at High Speed 摩擦学学报. 2018, 38(5): 609 https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.015

几何修形对低速圆柱滚子轴承混合润滑性能的影响研究

Geometric Modification on Mixed Lubrication Performance of Low-Speed Cylindrical Roller Bearing 摩擦学学报. 2019, 39(4): 470 https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018169

曲轴轴向运动对粗糙表面曲轴主轴承润滑性能影响的研究

Influence of Axial Motion of Crankshaft on Lubrication Performance of Rough Crankshaft Main Bearing 摩擦学学报. 2019, 39(5): 532 https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019049

计及轴颈倾斜的径向滑动轴承湍流润滑分析

Analysis of Turbulent Lubrication of Misaligned Journal Bearing 摩擦学学报. 2019, 39(2): 235 https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018133



关注微信公众号,获得更多资讯信息

DOI: 10.16078/j.tribology.2021313

双级孔含油轴承油压扩散与表面渗析特性分析

张国涛^{1,4*},蔡伟杰^{1,4}, 尹延国², 韦习成^{3,4}

(1. 安徽工业大学 机械工程学院, 安徽 马鞍山 243000;

2. 合肥工业大学 摩擦学研究所, 安徽 合肥 230009;

3. 上海大学 材料科学与工程学院, 上海 200444;

4. 上海大学(浙江) 高端装备基础件材料研究院, 浙江 嘉兴 314100)

摘 要:为探究含油轴承基体渗流及压力扩散对接触面间油膜润滑性能的影响,建立双级孔含油轴承系统的渗流润 滑模型,研究轴承摩擦面上油膜分布规律与双级孔隙中压力扩散行为,分析摩擦副倾角与轴承表层渗透率变化对 油膜润滑性能的影响.结果表明,流体动压力产生于摩擦界面的收敛区,并逐渐由摩擦界面向轴承基体扩散,在油 压扩散过程中流体压力的作用面积增大,压力数值降低.油膜的润滑性能随倾角增大或表层渗透率减小而得到改 善,相比单层含油轴承,具有致密表层的双级孔含油轴承具有较好的润滑性能.不同表层渗透率下,倾角对油膜摩 擦系数的影响差异显著:在本文中计算参数下,当表层渗透率小于7×10⁻¹⁵ m²时,油膜的摩擦系数随倾角增大而减 小;当表层渗透率高于7×10⁻¹⁵ m²时,油膜的摩擦系数随倾角增大而增大.倾角和表层渗透率影响含油轴承基体中的油 液渗流和压力扩散行为,最终使油膜的润滑性能发生改变.研究工作为明晰含油轴承润滑机理提供一定理论依据. 关键词:双级孔隙;含油轴承;渗透率;压力扩散;润滑性能 **中图分类号:**TH117.1 **文献标志码:A 文章编号:**1004-0595(2023)05-0549-12

Oil Pressure Diffusion and Seepage Characteristics of Two-Stage Porous Bearing

ZHANG Guotao^{1,4*}, CAI Weijie^{1,4}, YIN Yanguo², WEI Xicheng^{3,4}

School of Mechanical Engineering, Anhui University of Technology, Anhui Maanshan 243000, China
 Institute of Tribology, Hefei University of Technology, Anhui Hefei 230009, China

3. School of Materials Science and Engineering, Shanghai University, Shanghai 200444, China

4. Research Institute for Advanced Equipment Basic Materials, Shanghai

University (Zhejiang), Zhejiang Jiaxing 314100, China)

Abstract: Oil bearing is usually prepared by powder metallurgy process, which has the characteristics of selflubrication, lightweight and near net shape forming. It has significant technical advantages in the current situation of mechanical products pursuing high performance, low energy consumption and environmental friendliness. For exploring the influence of seepage and pressure diffusion on the oil film lubrication performance of oil bearing, the seepage lubrication model of two-stage hole oil bearing system was established. The oil film distribution on the friction surface and the pressure diffusion behavior in the two-stage hole were studied. The effects of the variable obliquity and surface permeability on the oil film lubrication performance were analyzed. The main purpose of the study was to reveal the interaction between fluid seepage and pressure diffusion in two-stage porous structure. Results showed that the

*Corresponding author. E-mail: hfutt@sina.com, Tel: +86-15375283582.

Received 28 December 2021, revised 17 March 2022, accepted 24 March 2022, available online 29 March 2022.

This project was supported by the National Natural Science Foundation of China (52005005, 51575151) and Anhui Natural Science Foundation (1908085QE195).

国家自然科学基金(52005005, 51575151)和安徽省自然科学基金(1908085QE195)资助.

hydrodynamic pressure was generated in the convergence zone of the friction face. From the friction face to the bottom of the bearing, the fluid pressure gradually diffused to the matrix, the pressure action area increased and the pressure value decreased during the oil pressure diffusion process. The lubrication performance of oil film became better with the increase of obliquity or the decrease of surface permeability. Reducing the surface permeability could decrease the seepage and diffusion effect of oil into the porous matrix in the oil film area, which was conducive to increasing the hydrodynamic pressure of oil film on the friction interface. The lubrication performance of two-stage oil bearing with dense surface was better than that of single-layer oil bearing. Under different surface permeability, the effect of obliquity on friction coefficient was significantly different. Under the calculation parameters in this paper, when the surface permeability was less than 7×10^{-15} m², the friction coefficient decreased with the increase of obliquity. While when the surface permeability was higher than 7×10^{-15} m², the friction coefficient increased with the increase of the obliquity. At lower surface permeability, the hydrodynamic pressure of oil film between friction interfaces increased with the increase of the obliquity. And the lubrication performance became better. At the same time, the seepage and pressure diffusion effects of oil film into the pores of bearing matrix were enhanced, which would hinder the improvement trend of the lubrication performance to a certain extent. When the surface permeability reached a certain value, the bearing capacity of the oil film hardly changed with the increase of the obliquity, and the friction coefficient of the oil film increased with the increase of the obliquity. Under different obliquity and surface permeability, the seepage behavior of oil in porous bearing interacted with pressure diffusion, and finally changed the lubrication performance of oil film. The research provided a theoretical basis for clarifying the lubrication mechanism of oil bearing.

Key words: two-stage hole; oil bearing; permeability; pressure diffusion; lubrication performance

含油轴承采用粉末冶金工艺制备,具有自润滑、 轻量化和近净成形特性,在当前机械产品追求高性 能、低能耗和环境友好性的现状下具备显著技术优 势.如在新能源汽车的发动机气门阀座、气门导管以 及变速箱中的齿轮、轴承和止推环等关键摩擦副中, 含油轴承材料均有广泛应用^[1-2].作为典型机械传动基 础件,含油轴承的润滑性能与服役质量对整机运行状 态具有重要影响^[3-4].

含油轴承工作时,轴承基体孔隙中储存的润滑油 在轴承间隙与多孔基体间循环流动,在摩擦界面形成 具有一定承载能力的动压油膜.关于含油轴承油膜润 滑性能的研究历来受到国内外学者的重视[5-7].研究表 明,当载荷和转速合理匹配时,轴承摩擦界面的动压 油膜足以抵挡外负载,含油轴承处于流体润滑状态[8-10]. 在流体润滑状态前提下,研究人员围绕含油轴承的润 滑模型与数值分析开展了大量研究.大多工作聚焦于 探讨含油轴承表面的润滑性能,数值分析不同孔隙结 构、轴承渗透率及油液非牛顿特性等对油膜润滑性能 的影响[11-14]. 这些研究表明, 含油轴承基体孔隙中的渗 流场变化对油膜的流体动压力与润滑特性有显著影 响. 与单层多孔质含油轴承相比, 具有双级孔隙分布 的含油轴承通过调控不同层间孔隙搭配,在轴承的承 载能力和工作性能方面具有明显优势[15-16].研究人员 通过考察双级孔含油轴承的润滑特性,分析轴承基体 孔隙结构对油膜压力分布规律的影响.本文作者所在 课题组也采用粉末冶金方法,制备了双级孔含油轴承 材料,结合数值模拟和摩擦学试验结果初步探讨了双 级孔含油轴承的渗流行为和自润滑机理[17]. 上述研究 丰富了含油轴承的渗流润滑理论,为含油轴承润滑特 性分析与轴承结构的润滑设计提供了理论指导.综上 分析可见,含油轴承基体中油液的渗流行为已经引起 研究人员广泛关注,相关研究聚焦于孔隙渗流对轴承 摩擦界面油膜润滑性能的影响,对轴承表面油液的析 出现象以及轴承基体中的油压扩散特性还较少报道, 涉及双级孔含油轴承基体渗流行为与压力扩散相互 作用方面的研究更少见,而这恰对揭示含油轴承油膜 润滑机理以及指导多孔结构的合理设计极为重要.本 文中以具有两层孔隙分布的双级孔含油轴承为研究 对象,分析多孔基体中渗流流场与油液压力的分布规 律,研究双级孔隙结构中流体渗流与压力扩散的相互 作用,研究工作为明晰双级孔含油轴承润滑机理提供 一定理论依据.

1 双级孔含油轴承润滑模型

双级孔含油轴承摩擦副的示意图如图1所示,在 摩擦副系统中建立坐标系:在轴承间隙区采用极坐标 系(θ , r, z)表述,在多孔轴承材料内部采用极坐标系($\tilde{\theta}$, \tilde{r} , \tilde{z})表述. O和 \tilde{O} 分别为上下试样中心,上试样材料接 触面为实体淬火钢环,内径和外径分别用 r_i 和 r_o 表示, 下试样为双级孔含油轴承,轴承基体中双层材料的渗 透率分别为 k_1 和 k_2 ,厚度分别为 \triangle_1 和 \triangle_2 ,上试样旋转 角速度为 ω ,接触面间中心膜厚为 h_0 ,并假设上试样和



Fig. 1 Schematic diagram of ring-face contact oil bearing system 图 1 环面接触摩擦副运动形式

下试样表面光滑.

在环面接触摩擦副常见的止推轴承或机械密封 中,由于支撑结构或变形作用下,接触面间常存在一 定倾角β,假设接触面上任意一点*M*(θ, r, 0)处的膜厚 为h,则任一点膜厚方程

$$h(\theta, r) = h_0 - r\cos\theta \tan\beta \tag{1}$$

假设摩擦副处于稳态运行工况,认为密度和黏度 为常数,忽略热效应影响.分别用纳维斯托克斯方程 和达西定律来描述油膜区和多孔基体中的流体流动. 得到极坐标下油膜区流体控制方程^[10]:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{\frac{h^{3}}{\mu}\frac{\partial p}{\partial\theta}\right\} + \frac{\partial}{\partial r}\left\{r\frac{h^{3}}{\mu}\frac{\partial p}{\partial r}\right\} = 6\omega r\frac{\partial h}{\partial\theta} + 12r\cdot\left(-\frac{k_{1}}{\tilde{\mu}}\frac{\partial \tilde{p}}{\partial\tilde{z}}\right)\Big|_{\tilde{z}=0}$$
(2)

式中, *p*为油膜区中的流体压力, *p*为多孔基体中的流体压力. *µ*为油膜区中的流体黏度, *µ*为多孔基体中的流体黏度.

在含油轴承材料中,假设轴承具有各向同性,由 极坐标系下达西定律可知表层多孔轴承中油液在*θ*, *r*,*ž*3个方向上的渗流速度为

$$V_{i,\tilde{\theta}} = -\frac{k_i}{\tilde{\mu}} \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{\theta}}$$
(3)

$$V_{i,\tilde{r}} = -\frac{k_i}{\tilde{\mu}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{r}}$$
(4)

$$V_{i,\tilde{z}} = -\frac{k_i}{\tilde{\mu}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}}$$
(5)

式中, k_i表示两层多孔质中的渗透率,下角标*i*=1和2分别代表表层和基层两层多孔介质.

稳态情况下,描述多孔质中流体的流量连续性方 程为

$$\frac{1}{\tilde{r}}\frac{\partial(\tilde{r}\rho V_{i,\tilde{r}})}{\partial\tilde{r}} + \frac{1}{\tilde{r}}\frac{\partial(\rho V_{i,\tilde{\theta}})}{\partial\tilde{\theta}} + \frac{\partial(\rho V_{i,\tilde{z}})}{\partial\tilde{z}} = 0$$
(6)

将方程(3)~(5)代入方程(6)中,得到双级孔隙中流 体流动的统一控制方程为

$$\frac{1}{\tilde{r}}\frac{k_{i}\tilde{\rho}}{\tilde{\mu}}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{r}} + \frac{\partial}{\partial\tilde{r}}\left(\frac{k_{i}\tilde{\rho}}{\tilde{\mu}}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{r}}\right) + \frac{1}{\tilde{r}^{2}}\frac{\partial}{\partial\tilde{\theta}}\left(\frac{k_{i}\tilde{\rho}}{\tilde{\mu}}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{\theta}}\right) + \frac{\partial}{\partial\tilde{z}}\left(\frac{k_{i}\tilde{\rho}}{\tilde{\mu}}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{z}}\right) = 0$$
(7)

取无量纲参数: $R = \frac{r}{r_o}$; $Z = \frac{z}{h}$; $H = \frac{h}{r_o}$; $R_I = \frac{r_i}{r_o}$; $P = \frac{p}{p_0}$; $\tilde{R} = \frac{\tilde{r}}{r_o}$; $\tilde{Z} = \frac{\tilde{z}}{r_o}$; $\tilde{V}_{\theta} = \frac{V_{\theta}}{\omega r_o}$; $\tilde{V}_r = \frac{V_r}{\omega r_o}$. 式中, p_0 为环境压力. 油膜区变形Reynolds方程无量纲化形式

$$\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{H^{3}\frac{\partial P}{\partial\theta}\right\} + \frac{\partial}{\partial R}\left\{RH^{3}\frac{\partial P}{\partial R}\right\} = \frac{6\mu\omega}{p_{0}}R\frac{\partial H}{\partial\theta} - \frac{12k_{1}}{r_{0}^{2}}\cdot R\left(\frac{\partial P}{\partial\tilde{Z}}\right)\Big|_{\tilde{Z}=0}$$
(8)

两层多孔质中的统一控制方程无量纲形式

$$\frac{1}{\tilde{R}}\frac{\partial\tilde{P}}{\partial\tilde{R}} + \frac{\partial}{\partial\tilde{R}}\left(\frac{\partial\tilde{P}}{\partial\tilde{R}}\right) + \frac{1}{\tilde{R}^2}\frac{\partial}{\partial\tilde{\theta}}\left(\frac{\partial\tilde{P}}{\partial\tilde{\theta}}\right) + \frac{\partial}{\partial\tilde{Z}}\left(\frac{\partial\tilde{P}}{\partial\tilde{Z}}\right) = 0 \qquad (9)$$

无量纲油膜承载力G可表示为

$$G = \int_0^{2\pi} \int_{R_{\rm I}}^{1} PR \mathrm{d}\theta \mathrm{d}R \tag{10}$$

无量纲流体摩擦力公式

$$F_{\rm fh} = \int_0^{\pi} \int_{R_{\rm I}}^1 \left(\left| \pm 3H \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{R^2}{H} \right| \right) \mathrm{d}R \mathrm{d}\theta \tag{11}$$

对上述模型进行边界条件设置:含油轴承摩擦表 面上的内环面压力和外环面压力均设置为为环境压 力,在油膜破裂位置采用Reynolds边界条件捕捉油膜 边界,周向上油膜压力采用压力循环边界条件,对轴 承底面采用不可渗透边界.分析润滑性能时,需要对 上述偏微分方程组进行求解.图2所示为含油轴承渗 流润滑模型的计算程序框图.首先,为轴承结构和润 滑油参数指定初始值,油液的初始压力和初始速度均 设置为零,并对双级孔隙中的流体控制方程(8)和方





程(9)进行数值计算,得到渗流场和压力场.利用油膜 区域与含油轴承之间的压力连续性边界条件,计算轴 承表面上的法向渗流压力.将法向渗流压力耦合到油 膜区控制方程中,反复迭代计算轴承系统渗流场和 压力场,计算迭代后的结果与前一步计算结果的相 对误差值,将油压相对误差小于10⁻⁴作为油压收敛 判据,满足收敛判据后退出压力迭代循环,采用复化 Simpson积分公式计算油膜的承载力和摩擦力,根据 方程(10)和方程(11)求出油膜的无量纲承载力和摩擦 力,两者相除即可得油膜的摩擦系数.数值分析过程 中,参考文献[10, 17-18],选取以下计算参数: $r_i=22$ mm, $r_o=30$ mm, $\mu=0.02$ Pa·s, $h_0=4\times10^{-6}$ m, $\Delta_1=\Delta_2=2$ mm, $\omega=2000$ r/min, $\beta=0.5\times10^{-4}\sim2.5\times10^{-4}$ rad, $k_1=1\times10^{-16}\sim$ 1×10^{-12} m², $k_2=1\times10^{-13}$ m².

2 结果与讨论

为便于分析轴承厚度方向上的油压扩散特性,在 含油轴承内部选择3个层面来展示油液压力的分布形 态:处于含油轴承最表层的摩擦界面、两层材料间的 层间界面和轴承底面.摩擦副间的油膜压力与多孔介 质内部的流体压力扩散结果如图3所示.计算图3所示 结果时表层渗透率k₁的取值为1.25×10⁻¹⁴ m². 由如图1 所示的倾斜环面副可知,摩擦副相对旋转过程中,转 角在(0, π)范围内时,摩擦副间的楔形空间是发散的,





对应转角位置为从最小油膜厚度逆时针旋转到最大 油膜厚度;在(π,2π)范围内时,摩擦副间的楔形空间是 收敛的,对应转角位置为从最大油膜厚度逆时针旋转 到最小油膜厚度.因此图3中流体动压力主要在收敛 区(π,2π)转角范围内产生.在摩擦界面上,流体动压力 主要发生在环面接触区中的收敛区,轴承圆心处流体 压力为零;从摩擦界面到轴承底面,流体压力逐渐由 环面接触区向圆心部位扩散传导,流体动压力作用面



Fig. 4 Dimensionless pressure distribution on three layers under obliquity: (a) distribution of dimensionless pressure along the circumferential direction on the friction interface; (a') radial distribution of dimensionless pressure on friction interface;
(b) distribution of dimensionless pressure along the circumferential direction at the interlayer interface; (b') radial distribution of dimensionless pressure at interlayer interface; (c) distribution of dimensionless pressure along the circumferential direction on the bottom surface of bearing; (c') radial distribution of dimensionless pressure on the bottom surface of bearing

图 4 倾角作用下三个层面上的无量纲压力分布: (a)摩擦界面上无量纲压力沿周向的分布; (a)摩擦界面上无量纲压力沿径向的分布; (b)层间界面上无量纲压力沿周向的分布; (b)层间界面上无量纲压力沿周向的分布; (b)层间界面上无量纲压力沿径向的分布; (c)轴承底面上无量纲压力沿周向的分布; (c)轴承底面上无量纲压力沿周向

积逐渐增大,压力峰值逐渐降低.

2.1 油压扩散特性分析

参考文献中的参数取值^[10,17-18],倾角变化范围 为0.5×10⁻⁴~2.5×10⁻⁴ rad,渗透率*k*1=1×10⁻¹⁴ m²,*k*2=1× 10⁻¹³ m²,其他参数保持不变,计算分析倾角变化对摩 擦副间的油膜压力和多孔介质内部的流体压力扩散 的影响,结果如图4所示.对比图4(a)、(b)和(c)可见,油 膜压力在周向呈反向正弦分布,在收敛区间时,随着 倾角增大,所选取3个界面上的周向流体压力均增大, 在发散区间时,随着倾角增大,所选取3个界面上的周 向流体压力均减小.观察图4(a)和(a')可见,环面摩擦 副间倾角越大,摩擦副间的最小油膜厚度越小(这可 以由环面接触摩擦副结构及油膜厚度公式可推得), 在摩擦界面上所形成的油膜动压力的峰值越高,在 图4(b~c')所示的多孔轴承基体内部流体压力中,随着 倾角增大,多孔轴承层间界面和轴承底面上的压力峰 值增大,说明摩擦界面间的动压油膜压力向多孔基体 中的扩散效应增强.对比图4(a')、(b')和(c')也可发现, 由于图4(a')中轴承表面非摩擦区域的油液压力为环境 压力,因此摩擦面上的油膜动压力将逐渐向多孔轴承 内部和圆心处扩散传导, 故在图4(b')和(c')所示的含油 轴承内部,非摩擦区域对应位置上的流体压力范围逐 渐增加,流体压力逐渐向圆心处扩散.但越靠近圆心 部位,流体压力扩散的能力越弱,倾角变化对径向上 压力分布的影响也越小,如在图4(b')和(c')的层间界面 和轴承底面上,不同倾角影响的4条径向压力曲线几 乎重叠到一起.

图5所示为两种渗透率下环面摩擦副系统的油膜 承载能力和摩擦系数随倾角的变化.图5(a)所示为选 取渗透率*k*₁=1×10⁻¹⁴ m², *k*₂=1×10⁻¹³ m²时的计算结果, 可见随着倾角增大,摩擦面间动压油膜的承载能力增 大,油膜的摩擦系数增大.承载能力增加是由图4中油 膜压力峰值随倾角变化所决定的,而摩擦系数的变化 显著不同于实体轴承的润滑分析结果(常见轴承润滑 特性分析中,油膜压力越大,承载能力越高,摩擦系数 越小).图5(b)所示为选取渗透率*k*₁=1×10⁻¹⁶ m², *k*₂=1× 10⁻¹³ m²时的计算结果,可见随着倾角增大,摩擦面间 动压油膜的承载能力增大,油膜的摩擦系数降低,这 符合实体轴承润滑理论的分析结果.当表层孔隙率较 小时,多孔含油轴承与常见实体轴承的润滑特性类 似,即油膜的摩擦系数和承载能力随倾角变化而变化 的趋势一致.

实际上,当含油轴承的渗透率无限小时,含油轴 承的孔隙率接近为零,此时含油轴承就是实体(不可 渗透)轴承. 如前所述, 增大摩擦副倾角能使最小油膜 厚度减小,接触面间的油膜动压效应增强,油膜的摩 擦系数降低,油膜承载能力提高,同时也易于向多孔 基体中渗流和扩散,当表层孔隙率较大时,较高的孔 隙率进一步增强了油液向多孔介质中的渗流及压力 扩散效应,反过来也会削弱增大倾角后油膜压力的增 大幅度[如图5(a)中油膜承载能力的增加幅度不如 图5(b)中油膜承载能力大1,同时渗流和扩散效应的增 强也会削弱摩擦系数的降低趋势.显然,摩擦系数随 孔隙率的变化比承载能力更为敏感,当取表层渗透率 $k_1 = 1 \times 10^{-14} \text{ m}^2$ 时,摩擦系数已然随着倾角增加而增加. 由此可猜想,表层渗透率在 $1 \times 10^{-16} \sim 1 \times 10^{-14} \text{ m}^2$ 之间必 然存在某一个值,使得摩擦系数随倾角变化而产生的 变化趋势发生反转.

为反映表层渗透率对摩擦副间的油膜压力与多 孔介质内部的流体压力扩散的影响,图6所示为表层 渗透率作用下摩擦界面、层间界面和轴承底面上的无 量纲油膜压力分布曲线,计算时选取倾角为2×10⁻⁴ rad. 由图6(a)、(b)和(c)可见,所选取的3个界面上的周向流 体压力分布与图4中分析的结果类似,即在收敛区间



Fig. 5 Oil film carrying capacity and friction coefficient of ring friction pair system vary with inclination at two permeabilities: (a) $k_1 = 1 \times 10^{-14} \text{ m}^2$, $k_2 = 1 \times 10^{-13} \text{ m}^2$; (b) $k_1 = 1 \times 10^{-16} \text{ m}^2$, $k_2 = 1 \times 10^{-13} \text{ m}^2$

图 5 两种渗透率下环面摩擦副系统的油膜承载能力和摩擦系数随倾角变化: (a) k_1 =1×10⁻¹⁴ m², k_2 =1×10⁻¹³ m²; (b) k_1 =1×10⁻¹⁶ m², k_2 =1×10⁻¹³ m²



Fig. 6 Dimensionless pressure distribution at three levels under surface permeability: (a) distribution of dimensionless pressure along the circumferential direction on the friction interface; (a') radial distribution of dimensionless pressure on friction interface;
(b) distribution of dimensionless pressure along the circumferential direction at the interlayer interface; (b') radial distribution of dimensionless pressure at interlayer interface; (c) distribution of dimensionless pressure along the circumferential direction on the bottom surface of bearing; (c') radial distribution of dimensionless pressure on the bottom surface of bearing

图 6 表层渗透率作用下三个层面上的无量纲压力分布:(a)摩擦界面上无量纲压力沿周向的分布;(a')摩擦界面上无量纲压力 沿径向的分布;(b)层间界面上无量纲压力沿周向的分布;(b')层间界面上无量纲压力沿径向的分布;(c)轴承底面上无量纲压力 沿周向的分布;(c')轴承底面上无量纲压力沿径向的分布

时,随着表层渗透率减小,所选取3个界面上的流体压 力均增大,在发散区间时,随着表层渗透率减小,所选 取3个界面上的流体压力均减小.不同的地方在于,当 渗透率低于1×10⁻¹⁴ m²时,渗透率变化对各界面上发散 区间内某一区域的流体压力的影响较小,如图6(a)、 (b)和(c)中的发散区间内,流体压力基本上不随渗透率 变化而变化.这是由于发散区间内是油膜破裂与溃灭 的过程,油膜动压力的峰值较小,向多孔轴承基体中 的扩散效应较弱,而较小的轴承渗透率又进一步削弱 了这种扩散效应,因此当轴承渗透率低至一定程度 时,流体压力向多孔基体中的渗流与扩散几乎可以忽 略;并且越靠近轴承底面,流体压力值越小,扩散效应 越弱,更大区域内的流体压力不受渗透率影响.在图6(a')、 (b')和(c')中,随着表层渗透率减小,所选取3个界面上 的径向流体压力均增大,其流体压力扩散及分布趋势 和图4中径向压力的分析过程类似. 图7所示为轴承层间界面及轴承底面上圆心处压 力随表层渗透率变化,由图7可见,轴承层间界面及轴 承底面上圆心处的压力均随表层渗透率增大而增大. 并且,当表层渗透率从1×10⁻¹⁶ m²增大到1×10⁻¹⁵ m²的 过程中,两处的压力呈现出小幅度增加趋势;当表层 渗透率从1×10⁻¹⁵ m²增大到1×10⁻¹³ m²的过程中,两处 的压力显著增加.渗透率越大,油压在多孔基体中的 扩散效果越强.



Fig. 7 Variation of pressure at the center of the circle on the interlayer interface and bearing bottom face with permeability 图 7 层间界面及轴承底面上圆心部压力随渗透率的变化

图8所示为表层渗透率对环面副的油膜承载能力 及摩擦系数的影响. 由图8(a)可见, 表层渗透率k₁的取 值范围为1×10⁻¹⁶~1×10⁻¹² m², 随表层渗透率增加, 油 膜承载力先迅速降低后趋于平缓, 结合整体图和局部 放大图可见, 随着倾角增大, 油膜承载能力在整个表 层渗透率变化范围内都增加. 由图8(b)可见, 随表层渗 透率增加, 油膜摩擦系数先迅速升高后趋于平缓, 油 膜摩擦系数与承载力的变化趋势相反, 这符合一般实 体轴承润滑理论的分析结果. 在流体润滑工况下, 压 装在刚性轴承座中的轴承底面及两端面具有良好密 封,在油膜压力驱动下接触面间的油液向轴承多孔基体中渗流.表层渗透率增加后,油液在油膜压力作用下更易向多孔基体中扩散,油膜压力变小,润滑性能变差(油膜承载能力降低,摩擦系数升高).图8(b)中的四条摩擦系数曲线存在近似的1个相交点,由局部放大图可见相交点对应的横坐标约为7×10⁻¹⁵ m².当表层渗透率小于7×10⁻¹⁵ m²时,随着摩擦副间倾角增大,油膜的摩擦系数逐渐减小,当表层渗透率高于7×10⁻¹⁵ m²时,随着摩擦副间倾角增大,油膜的摩擦系数逐渐减小,当表层渗透率高于7×10⁻¹⁵ m²时,随着摩擦副间倾角增大,油膜的摩擦系数逐渐竭大.因此表层渗透率约为7×10⁻¹⁵ m²是摩擦系数随倾角变化规律发生反转的突变点.这也验证了前述猜想.

分析可知,当表层渗透率较小时(小于7×10⁻¹⁵ m²时), 含油轴承与常见实体轴承的润滑特性类似,增大摩擦 副倾角后能使最小油膜厚度减小,接触面间的油膜动 压效应增强,油膜的摩擦系数降低,油膜承载能力提 高.当表层渗透率较高时(高于7×10⁻¹⁵ m²时),摩擦面间 油液易向多孔基体中渗流,增大摩擦副倾角使得油液 向多孔基体中的渗流效应进一步加剧,油膜压力向多 孔基体中扩散较快,动压油膜部分卸压,导致油膜的 摩擦系数升高.这与常见实体轴承的润滑特性不相符.

需要注意的是,当表层渗透率为1×10⁻¹³ m²,含油 轴承的两层渗透率相等,此时表示为普通单层含油轴 承,当表层渗透率低于1×10⁻¹³ m²,轴承是具有致密表 层的双级孔含油轴承.当外界润滑供给充分或工况条 件较好使得含油轴承处于流体润滑工况时,此时具有 致密表层的双级孔含油轴承的润滑性能较单层含油 轴承好(如图8所示,表层渗透率越小,摩擦系数越低).

2.2 摩擦表面上润滑油渗析特性分析

图9所示为不同倾角影响下轴承摩擦界面上的无 量纲法向渗析速度.渗析速度指的是摩擦界面上润滑 油向多孔基体渗入或从多孔基体向摩擦表面析出的 流动速度.计算图9所示结果时取表层渗透率k1的值为





1.25×10⁻¹⁴ m². 在图9中, 摩擦界面上法向渗析速度发 生位置与油膜压力发生位置相同, 均发生在收敛区间. 法向渗析速度有正负之分, 速度为正时, 润滑油从摩 擦界面向多孔基体渗入, 速度为负时, 润滑油从多孔 基体向摩擦界面析出. 在图9所示的4个倾角下, 润滑 油在环形接触区的收敛区间内总向多孔基体渗入, 在 紧邻渗入区的接触区入口位置润滑油向摩擦界面析 出. 显然可见, 渗入区分布面积明显大于析出区分布 面积, 随着倾角增大, 流体动压效应增强, 流体的渗析 速度峰值升高,渗析速度峰值发生位置在收敛区内逐 渐向最小油膜位置靠近.

图10所示为倾角作用下摩擦界面上的无量纲法 向速度.通过对比各倾角下的最大速度曲线可见,法 向渗析速度在圆周方向上和径向上的分布均呈现与 图9相似的规律.在周向上只存在渗入速度,渗入速度 要分布在收敛区(*n*, 2*n*),在径向上同时存在渗入和析 出速度,渗入速度在接触区,析出速度在接触区入口 部位.随着倾角增大,法向渗析速度在圆周方向上和



Fig. 9 Normal dialysis velocity between ring-face friction pairs at different inclination angles 图 9 不同倾角作用下环-面摩擦副间的法向渗析速度



Fig. 10 Dimensionless normal velocity at friction face under different inclination angles: (a) circumferential distribution of normal velocity; (b) radial distribution of normal velocity

图 10 不同倾角作用下摩擦界面上的无量纲法向速度:(a)法向速度沿周向的分布;(b)法向速度沿径向的分布

在径向上均增大.

图11所示为不同表层渗透率影响下轴承摩擦界 面上的无量纲法向渗析速度,其中倾角取值为2×10⁻⁴rad. 在图11中,不同表层渗透率下,摩擦界面上法向渗析速 度均发生在收敛区间.表层渗透率为1×10⁻¹⁶m²时,法向渗 析速度分布较为集中,靠近最小油膜厚度位置.随着 表层渗透率增大,法向渗析速度的分布逐渐变得均 匀,法向渗析速度分布逐渐由最小油膜位置向整个收 敛区间扩散.当表层渗透为1×10⁻¹²m²时,法向渗析速度 分布在整个收敛区间内,基本沿收敛区中间转角3π/2 位置两侧对称分布.与图9相似,油液渗入区的分布面 积大于析出区分布面积,随着表层渗透率增大,多孔基 体中油液的流动阻力减小,流体的渗析速度峰值升高.

图12所示为表层渗透率作用下摩擦界面上的无 量纲法向速度.对比各表层渗透率下的速度曲线可 见,法向渗析速度在径向上同时存在渗入和析出速 度,渗入速度在接触区,析出速度在接触区入口部位. 随着表层渗透率增大,法向渗析速度在圆周方向上和 在径向上均增大.当表层渗透率增大到1×10⁻¹³ m²后, 渗析速度逐渐变得平稳.结合图8分析可知,当表层渗 透率超过1×10⁻¹³ m²后,润滑油膜的承载能力和摩擦系 数也变得平稳.可见,含油轴承基体中油液的渗析速 度变化较小时,润滑油膜处于平稳流动状态,油膜的 承载能力和摩擦系数变化也不再发生显著变化.



Fig. 11 Normal dialysis rate between ring-surface friction pairs under different surface permeability 图 11 不同表层渗透率作用下环-面摩擦副间的法向渗析速度

2.3 润滑与承载机理分析

当然,本文中研究所得结论是基于一定变化范围 内的渗透率得出的.渗透率过小时,含油轴承接近不 可渗透的实体轴承:渗透率过大时,轴承材料的力学 性能变差,含油轴承不能适应工作要求,也就失去了 研究的意义.综合上述分析,图13所示为倾角和一定 变化范围内表层渗透率影响下环面摩擦副系统中的 油液渗流扩散和润滑承载模型.在图13中, Q代表油液 向多孔基体中的渗入量, G代表油膜的承载能力, f代 表油膜的摩擦系数,由图13可知,在较小渗透率前提 下,增大摩擦副间倾角对油膜的润滑性能有正反两方 面影响:一方面由摩擦副间动压效应增强导致油膜的 承载能力上升,摩擦系数降低;另一方面动压效应增 强后使得油液向多孔基体的渗流扩散增加,摩擦界面 油量减少,一定程度上削弱了动压效应.渗透率较小 时,油液向多孔基体的渗流强度相对较低,故第二方 面的作用较弱,第一方面的影响占主导,两方面综合 影响的结果是增大倾角使得油膜的润滑性能变好(即



油膜的承载能力上升、摩擦系数降低).

在较大轴承渗透率前提下,摩擦副间动压油膜向 多孔基体中的渗入量及压力扩散程度较高,含油轴承 基体相当于1个容量远大于动压油膜体积的储油器. 此时尽管增大倾角仍能改善油膜的润滑性能,但较高 渗透率阻碍了倾角增大所致的润滑性能改善趋势.当 渗透率足够大时,最终的结果是,增大倾角所致的油 膜承载能力提升被成功阻止—承载能力几乎不再随 倾角变化而变化,增大倾角所致的油膜摩擦系数变化 发生反转—摩擦系数随倾角增大而增大.由此可见, 油膜向多孔基体的渗入及压力扩散对油膜摩擦系数 的影响要比对承载能力的影响大得多.

3 结论

以环-面接触的双级孔含油轴承为研究对象,在 极坐标下建立双级孔含油轴承润滑模型,研究摩擦副 中油膜压力分布规律,分析摩擦副倾角及轴承渗透率







图 12 表层渗透率作用下摩擦界面上的无量纲法向速度:(a)法向速度沿周向的分布;(b)法向速度沿径向的分布

Fig. 13Oil seepage and lubrication model in porous bearing affected by inclination and surface permeability图 13倾角和表层渗透率影响下含油轴承油液渗流和润滑模型

a. 较低表层渗透率下,随着倾角增大,摩擦界面间的油膜动压效应增强,油膜的摩擦系数降低,承载能力提高,润滑性能变好;同时,油膜向轴承基体孔隙中的渗流和压力扩散效应增强,一定程度上阻碍了油膜润滑性能改善趋势.

b. 当表层渗透率大到一定程度后,油膜的承载能 力几乎不再随倾角增大而变化,油膜的摩擦系数随倾 角增大而增大.油膜向多孔基体中的渗入及压力扩散 对油膜摩擦系数的影响要比对承载能力的影响大.

c. 减小表层渗透率能降低油膜区中油液向多孔 基体中的渗流与扩散效应,利于提高摩擦界面上的油 膜动压力. 与普通单层含油轴承相比,具有致密表层 的双级孔含油轴承润滑性能较好.

参考文献

- [1] Tan Xinfeng, Luo Jianbin. Research advances of lubrication[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(2): 145–174,189 (in Chinese) [谭新峰, 雒建斌. 润滑研究进展[J]. 中国机械工程, 2020, 31(2): 145–174,189]. doi: 10.3969/j.issn.1004-132X.2020.02. 003.
- [2] Bhattacharjee B, Chakraborti P, Choudhuri K. Theoretical investigation of porous hydrostatic journal bearing under micropolar fluid lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2020, 234(1–2): 11–18. doi: 10.1177/2397791420905236.
- [3] Patela S J, Deherib G M. Ferrofluid lubrication of a double layer porous rough slider bearing[J]. International Journal of Applied Science and Engineering, 2018, 15(1): 1–15.
- [4] Wang Jingqiu, Zhao, Huajun, Huang Wei, et al. Investigation of porous polyimide lubricant retainers to improve the performance of rolling bearings under conditions of starved lubrication[J]. Wear, 2017, 380–381: 52–58. doi: 10.1016/j.wear.2017.03.008.
- [5] Gbehe O S T, Khlifi M, Nabhani M, et al. Numerical modeling of poro-elasticity effects on squeeze film of parallel plates using homogenization method[J]. Tribology International, 2016, 102: 70–78. doi: 10.1016/j.triboint.2016.05.025.
- [6] Chen Wenbin, Zhu Pengzhe, Liang He, et al. Molecular dynamics simulations of lubricant recycling in porous polyimide retainers of bearing[J]. Langmuir, 2021, 37(7): 2426–2435. doi: 10.1021/acs. langmuir.0c03468.
- [7] Eder S J, Ielchici C, Krenn S, et al. An experimental framework for determining wear in porous journal bearings operated in the mixed lubrication regime[J]. Tribology International, 2018, 123: 1–9. doi: 10.1016/j.triboint.2018.02.026.
- [8] Sharma S C, Singh A. Behavior of conical porous hybrid journal bearing with pseudoplastic lubricant[J]. Tribology Transactions,

2021, 64(3): 413-433. doi: 10.1080/10402004.2020.1850958.

- [9] Shah R C, Patel N I, Kataria R C. Some porous squeeze filmbearings using ferrofluid lubricant: a review with contributions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(9): 1157–1171. doi: 10.1177/1350650116629096.
- [10] Zhang Guotao, Shi Yingkang, Tong Baohong, et al. Analysis of the oil supply behavior and self-lubrication mechanism of the oil-bearing surface[J]. Tribology, 2022, 42(5): 1063–1070 (in Chinese) [张国涛, 史英康, 童宝宏, 等. 含油轴承表面供油行为与自润滑机 理分析[J]. 摩擦学学报, 2022, 42(5): 1063–1070]. doi: 10.16078/j. tribology.2021177.
- Yang Chang, Jiang Pan, Qin, Hongling, et al. 3D printing of porous polyimide for high-performance oil impregnated self-lubricating[J]. Tribology International, 2021, 160: 107009. doi: 10.1016/j.triboint. 2021.107009.
- [12] Zhang Guotao, Yin Yanguo. Seepage flow and lubrication mechanism of oil-bearing with bilayer pore distribution[J]. Scientia Sinica Technologica, 2019, 49(08): 961–970 (in Chinese) [张国涛, 尹延国. 复层孔隙分布含油轴承的孔道渗流及润滑机制[J]. 中国 科学:技术科学, 2019, 49(08): 961–970]. doi: 10.1360/N092018-00436.
- Zhu, Z H, Nathan R, Wu Q H. Multi-scale soft porous lubrication[J]. Tribology International, 2019, 137: 246–253. doi: 10.1016/j.triboint. 2019.05.003.
- [14] Zhang Guotao, Tong Baohong, Yin Yanguo, et al. Analysis of thermo-hydrodynamic lubrication performance and heat generating/transfer mechanism of ring-face contact bilayer oil bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(21): 98–107 (in Chinese) [张国涛, 童宝宏, 尹延国等. 环面接触复层多孔轴承热流体动压润滑性能及生/传热机制分析[J]. 机械工程学报, 2019, 55(21): 98–107]. doi: 10.3901/JME.2019.21.098.
- [15] Rao T V V L N, Rani A M A, Awang M, et al. Stability analysis of double porous and surface porous layer journal bearing[J]. Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces, 2016, 10(1): 19–25. doi: 10.1080/17515831.2015.1123350.
- [16] Singh A, Sharma S C. Analysis of a double layer porous hybrid journal bearing considering the combined influence of wear and non-Newtonian behaviour of lubricant[J]. Meccanica, 2021, 56(1): 73–98. doi: 10.1007/s11012-020-01259-2.
- [17] Zhang Guotao, Tong Baohong, Yin Yanguo. Temperature distribution and heat generating/transfer mechanism of the circular bilayer porous bearing for thermo-hydrodynamic problem[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 149: 119134. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119134.
- [18] Hanawa N, Kuniyoshi M, Miyatake M, et al. Static characteristics of a water-lubricated hydrostatic thrust bearing with a porous land region and a capillary restrictor[J]. Precision Engineering, 2017, 50: 293–307. doi: 10.1016/j.precisioneng.2017.06.002.