

圆柱滚子轴承椭圆兜孔副的 静动特性及稳定性研究

李旭莹^{1a}, 刘延斌^{1a,1b*}, 宁仲², 黄杰^{1a}, 凌金博^{1a}, 杨琨^{1a}

(1. 河南科技大学 a. 机电工程学院, b. 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 河南 洛阳 471003; 2. 洛阳轴承研究所有限公司, 河南 洛阳 471039)

摘要: **目的** 探究椭圆兜孔形面参数对兜孔-滚子副静动特性及稳定性的影响, 为圆柱滚子轴承降摩减振的兜孔优化设计提供理论依据。**方法** 基于流体动力润滑理论, 建立椭圆兜孔-滚子副热流体动力润滑数学模型, 采用有限差分法和超松驰迭代法实现模型的求解, 计算不同兜孔无量纲椭圆度和弧面偏置角下椭圆兜孔-滚子副的油膜压力分布、周向承载力、摩擦因数、温升、刚度、阻尼及界限失稳转速, 研究兜孔无量纲椭圆度和弧面偏置角对兜孔-滚子副静动特性及稳定性的影响规律。**结果** 当无量纲椭圆度从 0 增加到 4.61×10^{-3} , 压力峰值先增大、后趋于平稳, 周向承载力逐渐降低, 摩擦因数先降低、后升高, 最大温升先减小、后趋于平稳, 刚度、阻尼及界限失稳转速先升高后趋于平稳。当无量纲椭圆度为 1.32×10^{-3} 时, 椭圆兜孔-滚子副摩擦学性能最佳, 温升较低, 稳定性最好。当弧面偏置角从 0° 增加到 150° , 压力峰值和周向承载力先增加、后减小, 摩擦因数和最大温升先减小、后升高, 刚度、阻尼及界限失稳转速先升高、后降低。当弧面偏置角较小或较大时, 周向承载力急剧下降。当弧面偏置角为 90° 时, 椭圆兜孔-滚子副的润滑性能较好。**结论** 兜孔无量纲椭圆度和弧面偏置角对兜孔-滚子副的静动特性及稳定性影响显著。选择合适的兜孔无量纲椭圆度和弧面偏置角可明显提高兜孔-滚子副的承载能力和摩擦学性能, 有效抑制温升, 显著增加刚度、阻尼及界限失稳转速。

关键词: 圆柱滚子轴承; 椭圆兜孔; 流体润滑; 静动特性; 稳定性

中图分类号: TH117 文献标志码: A 文章编号: 1001-3660(2024)21-0073-14

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2024.21.009

Static and Dynamic Characteristics and Stability of Elliptical Pocket Pair of Cylindrical Roller Bearing

LI Xuying^{1a}, LIU Yanbin^{1a,1b*}, NING Zhong², HUANG Jie^{1a}, LING Jinbo^{1a}, YANG Kun^{1a}

(1. School of Mechatronics Engineering, b. Collaborative Innovation Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province, Henan University of Science and Technology, Henan Luoyang 471003, China;

2. Luoyang Bearing Research Institute Co., Ltd., Henan Luoyang 471039, China)

ABSTRACT: The work aims to investigate the effect of elliptical pocket shape parameters on the static and dynamic

收稿日期: 2023-10-25; 修订日期: 2024-02-27

Received: 2023-10-25; Revised: 2024-02-27

基金项目: 国家自然科学基金 (52175086)

Fund: The National Natural Science Foundation of China (52175086)

引文格式: 李旭莹, 刘延斌, 宁仲, 等. 圆柱滚子轴承椭圆兜孔副的静动特性及稳定性研究[J]. 表面技术, 2024, 53(21): 73-86.

LI Xuying, LIU Yanbin, NING Zhong, et al. Static and Dynamic Characteristics and Stability of Elliptical Pocket Pair of Cylindrical Roller Bearing[J]. Surface Technology, 2024, 53(21): 73-86.

*通信作者 (Corresponding author)

characteristics and stability of pocket-roller pair and provide a theoretical basis for the optimization design of pocket in cylindrical roller bearings for reducing friction and vibration. Based on the theory of hydrodynamic lubrication, the mathematical model for the hydrodynamic lubrication of elliptical pocket-roller pair was established. Finite difference method and successive over relaxation were used to solve the model. The oil film pressure distribution, bearing capacity, friction coefficient, temperature rise, stiffness, damping and threshold rotational speed of elliptical pocket-roller pair under different ovality and hole arc surface offset angles of pocket were calculated. The effect of dimensionless ovality of pocket and hole arc surface offset angles on the static and dynamic characteristics and stability of the pocket-roller pair was studied. Due to the unique structure of elliptical pocket cylindrical roller bearing, it was difficult to experimentally verify the lubrication performance of a single elliptical pocket-roller pair. The good hydrodynamic lubrication effect of the elliptical pocket pair was verified indirectly by comparing the cage slip rate of the elliptical pocket pair and the ordinary circular pocket pair, and the high oil film stiffness and damping of the elliptical pocket pair was also verified indirectly by comparing the vibration acceleration amplitude. As a result, when the dimensionless ovality increased from 0 to 4.61×10^{-3} , the peak pressure increased at first and then stabilized, the bearing capacity reduced gradually, the friction coefficient decreased at first and then increased, the maximum temperature rise decreased at first and then stabilized, the stiffness, damping and threshold rotational speed increased at first and then stabilized. When the dimensionless ovality was 1.32×10^{-3} , the pocket-roller pair had best tribological performance, lower temperature rise and best stability. When the hole arc surface offset angle increased from 0° to 150° , the peak pressure and bearing capacity increased at first and then decreased, the friction coefficient and maximum temperature decreased at first and then increased, the stiffness, damping and threshold rotational speed increased at first and then decreased. When hole arc surface offset angle was small or large, the bearing capacity reduced sharply. When hole arc surface offset angle was 90° , the lubrication performance of the pocket-roller pair was best. In summary, the dimensionless ovality of the pocket and hole arc surface offset angles have significant effect on the static and dynamic characteristics and stability of the pocket-roller pair. Proper selection of dimensionless ovality of pocket and hole arc surface offset angles can significantly improve the bearing capacity and friction performance, effectively inhibit the temperature rise, and significantly increase the stiffness, damping and limiting destabilizing rotational speed of the pocket-roller pair. Through relevant experiments, it is found that, the cage slip rate of elliptical pocket cylindrical roller bearing is lower than that of ordinary circular pocket bearing and the vibration acceleration amplitude is significantly smaller than that of ordinary circular pocket bearing. It has been indirectly verified that the elliptical pocket pair has good hydrodynamic lubrication effect and high oil film stiffness and damping.

KEY WORDS: cylindrical roller bearing; elliptical pocket; fluid lubrication; static and dynamic characteristics; stability

圆柱滚子轴承广泛应用于回转机械中,主要起回转轴的径向支撑作用。在复杂工况下,轴承内部摩擦副由于润滑性能的降低,极易引起元件直接接触,导致轴承表面擦伤、磨损,产生振动噪声^[1-3]。因此,研究圆柱滚子轴承内部摩擦副的静动特性及稳定性具有重要意义。

华希俊等^[4]研究了工况参数及织构形貌参数对滚子-滚道副平均无量纲压力的影响,但忽略了热效应的影响。Ma 等^[5]以兜孔-滚子副为对象,分析了转速及兜孔尺寸对兜孔-滚子副最小膜厚、压力峰值的影响,却未考虑温度对黏度的影响。周江敏等^[6]分析了表面纹理和硬弹比对滚子-滚道副压力峰值和最大温升的影响,却未研究摩擦副的动特性。王志坚等^[7]以带涂层的滚子-滚道副为对象,研究了涂层厚度及滚子凸度对滚子-滚道副最小膜厚和压力峰值的影响,但未考虑热效应的影响。Tsuha 等^[8]研究了滚子修形参数对滚子-滚道副膜厚、压力、刚度的影响,却未对滚子-滚道副的阻尼进行分析。信召顺等^[9]分析

了载荷、粗糙度对滚子-滚道副最小膜厚、压力峰值、温升的影响,却未研究滚子-滚道副的动特性。张玉言等^[10]分析了初始扰动量和滚子尺寸对滚子-滚道副刚度、阻尼的影响,却忽略了热效应的影响。雷春丽等^[11]分析了载荷、表面粗糙形貌对滚子-滚道副刚度的影响,却忽略了对滚子-滚道副阻尼的分析。刘红彬等^[12]分析了微凹坑对滚子-挡边副摩擦因数的影响,但忽略了温度的影响。刘晓玲等^[13]研究了滚子表面缺陷对滚子-滚道副最小膜厚、压力峰值的影响,却未考虑润滑油的黏度随温度的变化。吴继强等^[14]分析了滚子修形参数和内滚道粗糙度对滚子-滚道副膜厚和压力的影响,却忽略了热效应的影响。路遵友等^[15]研究了粗糙度和热变形对滚子-滚道副最大压力、温升等静特性的影响,却未对滚子-滚道副的动特性进行分析。

综上所述,国内外对圆柱滚子轴承内部摩擦副的润滑性能进行了大量研究,但目前对圆柱滚子轴承内部摩擦副润滑的研究主要集中于滚子-滚道、滚子-挡

边等, 而对兜孔-滚子润滑的研究较少, 对具有特殊兜孔结构润滑性能的研究更为鲜见。兜孔形状必然会影响兜孔-滚子副的摩擦润滑性能, 而兜孔-滚子副的摩擦润滑性能又会影响保持架和滚子的运动状态, 因此兜孔形状的改变势必影响轴承的动态特性及稳定性^[16-17]。此外, 关于圆柱滚子轴承内部摩擦副静动特性的研究大多忽略了热效应, 而热效应对摩擦副的承载能力、摩擦因数和稳定性都有显著影响^[18-19], 故考虑热效应的特殊兜孔-滚子副的润滑性能研究具有重要意义。

基于此, 本文针对圆柱滚子轴承椭圆兜孔-滚子副 (以下简称兜孔副), 建立热流体动力润滑数学模型, 研究兜孔无量纲椭圆度和弧面偏置角对兜孔副静

动特性及稳定性的影响规律, 为轴承的动态性能分析及降摩减振设计提供理论参考。

1 轴承椭圆兜孔结构

椭圆兜孔圆柱滚子轴承如图 1 所示。图 1a 为轴承的三维视图; 图 1b 为椭圆兜孔保持架的剖面图, 兜孔左壁、右壁是相对于图中旋转方向而言; 图 1c 为椭圆兜孔结构示意图, 其中 R_{\max} 和 R_{\min} 分别为椭圆兜孔的长短半轴, R 为滚子半径, α 为椭圆兜孔的弧面偏置角 (椭圆长轴与水平方向的夹角)。6 种特定弧面偏置角下的兜孔副如图 2 所示。

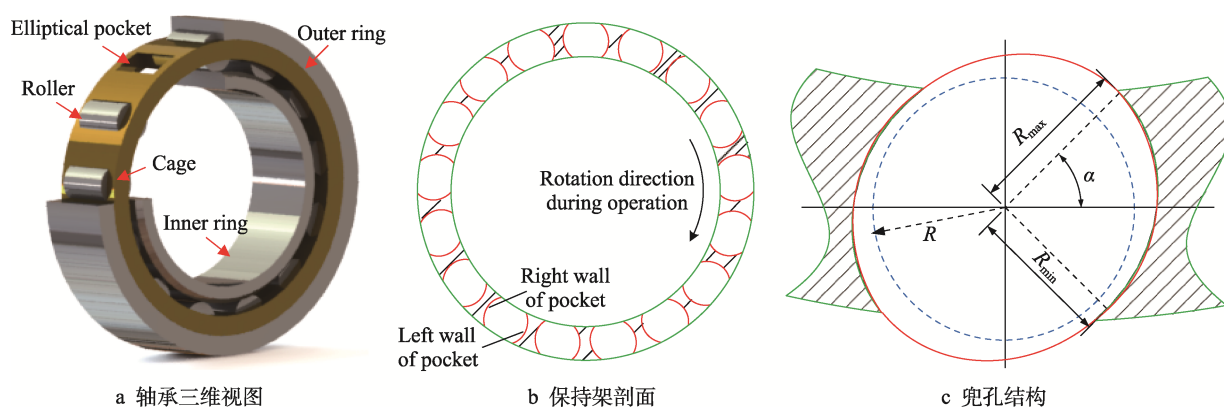


图 1 椭圆兜孔圆柱滚子轴承

Fig.1 Cylindrical roller bearing with elliptical pocket: a) 3D appearance diagram; b) cage profile view; c) pocket structure

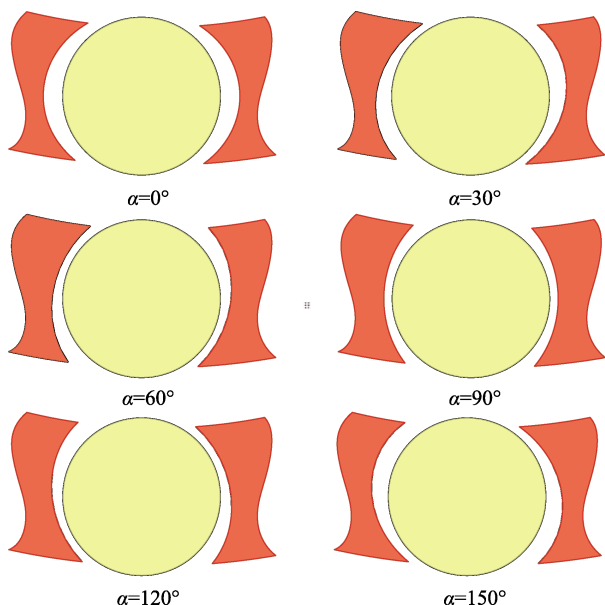


图 2 特定弧面偏置角下的兜孔副

Fig.2 Pocket pair under specific hole arc surface offset angles

为更好地描述兜孔的椭圆程度, 定义如下的无量纲椭圆度:

$$G = \frac{\Delta x}{R'_{\max} - \Delta x} \quad (1)$$

式中: $\Delta x = (R'_{\max} - R'_{\min}) / 2$, 如图 3 所示; R' 为圆的半径; R'_{\max} 和 R'_{\min} 分别为椭圆的长、短半轴。

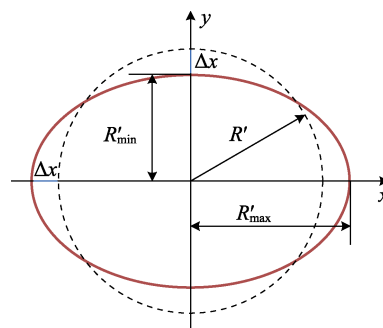


图 3 椭圆与圆的几何关系

Fig.3 Geometric relationship between ellipses and circles

2 椭圆兜孔副数学模型

2.1 膜厚方程

椭圆兜孔-滚子副结构如图 4 所示。为减少工作量, 忽略滚子的倾斜和歪斜, 滚子与椭圆兜孔间的膜厚方程^[20]为:

$$h = c[1 + m\cos^2(\psi - \alpha) + \varepsilon\cos(\psi - \theta)] \quad (2)$$

式中: $m = (R_{\max} - R_{\min}) / c$; $\varepsilon = e / c$; $c = R_{\min} - R$; ε 为偏心率; c 为半径间隙; e 为滚子中心 O_j 与椭圆兜孔中心 O_b 之间的距离; α 为弧面偏置角; θ 为 y 轴与 O_b 、 O_j 连线间的夹角; ψ 为圆周方向角度; δ 为兜孔包角。

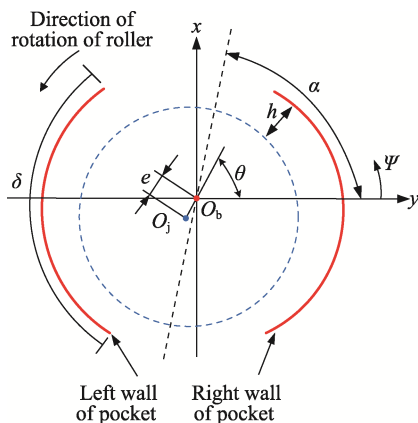


图 4 椭圆兜孔-滚子副结构
Fig.4 Elliptical pocket-roller pair structure

2.2 控制方程

圆柱滚子轴承兜孔间隙较小, 滚子与兜孔摩擦副属于典型的共形接触^[21]。假设供油充分, 且润滑油为牛顿流体, 在忽略涡流、湍流和惯性力等影响条件下, 基于流体动力润滑理论, 控制方程^[22]如下:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\omega \frac{\partial h}{\partial \varphi} + 12\dot{e} \cos \varphi + 12\dot{\theta} \sin \varphi \quad (3)$$

式中: p 为油膜压力; φ 和 y 分别为控制方程坐标变量, $\varphi = \psi - \theta$; h 为油膜厚度; ω 为滚子转速; η 为润滑油动力黏度; \dot{e} 和 $\dot{\theta}$ 为轴心的瞬时变位速度, $\dot{e} = de/dt$; $\dot{\theta} = d\theta/dt$ 。

引入无量纲参数: $H = \frac{h}{c}$, $\eta^* = \frac{\eta}{\eta_0}$, $P = \frac{pc^2}{2\omega\eta_0 R^2}$,

$\lambda = \frac{2y}{L}$, 将无量纲参数代入式 (3), 即得到无量纲形式的控制方程:

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

式中: H 为无量纲油膜厚度; D 为滚子直径; L 为滚子长度; η^* 为无量纲润滑油动力黏度; η_0 为润滑油初始动力黏度; P 为无量纲油膜压力; λ 坐标的原点取滚子轴向中央, $-1 \leq \lambda \leq 1$; $\varepsilon' = \dot{e}/c\omega$, $\theta' = \dot{\theta}/\omega$ 。

采用 Reynolds 压力边界条件, 即:

$$\begin{cases} P(\varphi_1^i, \lambda) = 0 \\ P(\varphi_2^i, \lambda) = \frac{\partial P}{\partial \varphi}(\varphi_2^i, \lambda) = 0 \\ P(\varphi, \pm 1) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: φ_1^i 和 φ_2^i 分别为第 i 个兜孔壁油膜起始边和第 i 个兜孔壁油膜破裂边。

2.3 能量方程

假设滚子在旋转过程中产生的热量全部由润滑油带走, 即润滑油为“绝热流动”, 则忽略热传导项后的能量方程为:

$$q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\eta U^2}{J\rho c_0 h} + \frac{h^3}{12\eta J\rho c_0} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

式中: T 为润滑油温度; J 为润滑油热功当量; c_0 为润滑油比热容。

引入无量纲参数: $\varphi = x/R$, $T^* = \frac{2J\rho c_0 c^2}{\omega RL\eta_0} T$, 将

无量纲参数代入式 (6) 即可得到无量纲形式的能量方程:

$$\frac{\partial T^*}{\partial \varphi} = \frac{1}{Q_x} \left(-\frac{D}{L} Q_y \frac{\partial T^*}{\partial \lambda} + \frac{2\eta^*}{H} \right) + \frac{6H}{Q_x \eta^*} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial P}{\partial \lambda} \right)^2 \right] \quad (7)$$

式中: $Q_x = \frac{H}{2} - \frac{H^3}{2} \frac{\partial P}{\partial \varphi}$; $Q_y = -\frac{H^3}{2} \frac{\partial P}{\partial \lambda}$ 。

2.4 黏压-黏温方程

采用 Roelands 黏压-黏温方程^[22]:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} P)^{0.68} \times \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-1.1} - 1 \right] \right\} \quad (8)$$

式中: η_0 为初始黏度; T_0 为初始温度。

2.5 静特性参数计算

本文研究的兜孔副静特性参数包括压力峰值、周向承载力、摩擦因数、最大温升。对节点油膜压力进行积分求解, 即可得到水平和竖直方向承载力的计算方程:

$$\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^2 \begin{Bmatrix} W_x^i \\ W_y^i \end{Bmatrix} = - \sum_{i=1}^2 \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1^i}^{\varphi_2^i} P d\lambda \begin{Bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{Bmatrix} d\varphi \quad (9)$$

式中: $i=1$ 代表兜孔左壁; $i=2$ 代表兜孔右壁。无量纲油膜承载力的计算公式为:

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \quad (10)$$

通过对整个润滑膜区域内流体层中的剪切应力积分即可求得无量纲摩擦力:

$$F_f = \sum_{i=1}^2 \int_{-1}^1 \int_{\phi_1^i}^{\phi_2^i} \left(\frac{\eta^* R \omega}{H} + \frac{H}{2} \frac{\partial P}{R \partial \phi} \right) R d\phi d\lambda \quad (11)$$

滚子表面的摩擦因数为摩擦力和承载力的比值:

$$\mu = \frac{F_f}{W} \quad (12)$$

2.6 动特性系数计算及油膜稳定性判别方法

刚度和阻尼是评价油膜动力学特性的重要参数, 显著影响系统的稳定性^[23]。采用动态扰动法即可求出刚度和阻尼系数:

$$\begin{Bmatrix} K_{\varepsilon\varepsilon} \\ K_{\theta\varepsilon} \end{Bmatrix} = - \sum_{i=1}^2 \int_{-1}^1 \int_{\phi_1^i}^{\phi_2^i} P_{\varepsilon} \begin{Bmatrix} \cos \phi \\ \sin \phi \end{Bmatrix} d\phi d\lambda \quad (13)$$

$$\begin{Bmatrix} K_{\varepsilon\theta} \\ K_{\theta\theta} \end{Bmatrix} = - \sum_{i=1}^2 \int_{-1}^1 \int_{\phi_1^i}^{\phi_2^i} P_{\theta} \begin{Bmatrix} \cos \phi \\ \sin \phi \end{Bmatrix} d\phi d\lambda \quad (14)$$

$$\begin{Bmatrix} B_{\varepsilon\varepsilon} \\ B_{\theta\varepsilon} \end{Bmatrix} = - \sum_{i=1}^2 \int_{-1}^1 \int_{\phi_1^i}^{\phi_2^i} P_{\varepsilon'} \begin{Bmatrix} \cos \phi \\ \sin \phi \end{Bmatrix} d\phi d\lambda \quad (15)$$

$$\begin{Bmatrix} B_{\varepsilon\theta} \\ B_{\theta\theta} \end{Bmatrix} = - \sum_{i=1}^2 \int_{-1}^1 \int_{\phi_1^i}^{\phi_2^i} P_{\theta'} \begin{Bmatrix} \cos \phi \\ \sin \phi \end{Bmatrix} d\phi d\lambda \quad (16)$$

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{\varepsilon\varepsilon} & K_{\varepsilon\theta} \\ K_{\theta\varepsilon} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{\varepsilon\varepsilon} & B_{\varepsilon\theta} \\ B_{\theta\varepsilon} & B_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \quad (18)$$

(ε, θ) 坐标比 (x, y) 坐标超前 1 个偏位角, 将 (ε, θ) 坐标下的刚度系数和阻尼系数经过转换即可得到 (x, y) 坐标下的 8 个动特性系数 K_{xx} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 、 K_{yy} 、 C_{xx} 、 C_{xy} 、 C_{yx} 、 C_{yy} , 进而可以计算求得反映油膜综合刚度的相对值——等效刚度 K_{eq} , 反映油膜中涡动因素对阻尼因素的相对比例关系——界限涡动比 Γ_{st}^2 , 以及界限失稳转速 n_{st} ^[24]:

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - K_{xy}C_{yx} - K_{yx}C_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (19)$$

$$\Gamma_{st}^2 = \frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}{C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx}} \quad (20)$$

$$n_{st} = \frac{K_{eq}}{\Gamma_{st}^2} \quad (21)$$

当 $K_{eq} < 0$ 时, 即为绝对不稳定; 当 $K_{eq} > 0$ 、 $\Gamma_{st}^2 < 0$ 时, 一般为绝对稳定; 当 $K_{eq} > 0$ 、 $\Gamma_{st}^2 > 0$ 时, 系统失稳, n_{st} 为一定值。当界限失稳转速值越大时, 油膜和滚子能够适应更大范围的速度变化, 降低发生失稳的风险, 故油膜和滚子的稳定性越好。

3 数值求解方法及验证

采用有限差分法对兜孔副的热流体动力润滑模

型的油膜压力分布进行求解。将油膜划分为等距网格区域, 用各个节点上的压力值构成各阶差商, 从而近似表达控制方程中的导数, 以达到求解目的。对于节点 (i, j) 上的一阶导数, $\partial P / \partial \phi$ 采用半步长插入点上的 P 值构成的中商差表示为:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \phi} \right)_{(i,j)} \approx \frac{P_{i+1/2,j} - P_{i-1/2,j}}{\Delta \phi} \quad (22)$$

用相邻半步长插入点上一阶导数的中心差表示节点 (i, j) 上的二阶导数为:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial}{\partial \phi} H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right)_{i,j} &\approx \frac{\left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right)_{i+1/2,j} - \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right)_{i-1/2,j}}{\Delta \phi} = \\ &= \frac{H_{i+1/2,j}^3 \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta \phi} - H_{i-1/2,j}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta \phi}}{\Delta \phi} \end{aligned} \quad (23)$$

同理, 应用有限差分法, 控制方程无量纲形式转化为:

$$P_{i,j} = \frac{A_{i,j}P_{i+1,j} + B_{i,j}P_{i-1,j} + C_{i,j}P_{i,j+1} + D_{i,j}P_{i,j-1} - F_{i,j}}{E_{i,j}} \quad (24)$$

式中: $A_{i,j} = H_{i+1/2,j}^3$; $B_{i,j} = H_{i-1/2,j}^3$; $C_{i,j} = \left(\frac{D \Delta \phi}{L \Delta \lambda} \right)^2 H_{i,j+1/2}^3$; $D_{i,j} = \left(\frac{D \Delta \phi}{L \Delta \lambda} \right)^2 H_{i,j-1/2}^3$; $E_{i,j} = A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j}$; $F_{i,j} = \Delta \phi (H_{i+1/2,j} - H_{i-1/2,j})$ 。

采用相对精度收敛准则:

$$\frac{\sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=1}^{n-1} |P_{i,j}^{k+1} - P_{i,j}^k|}{\sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=1}^{n-1} |P_{i,j}^{k+1}|} \leq 0.001 \quad (25)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=1}^{n-1} |T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k|}{\sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=1}^{n-1} |T_{i,j}^{k+1}|} \leq 0.001 \quad (26)$$

式中: k 表示迭代次数。

采用有限差分法对控制方程和能量方程进行离散化处理, 应用 Fortran 语言编写程序, 利用超松弛迭代法联立求解控制方程、膜厚方程、能量方程和黏压-黏温方程, 直至油膜压力和温度满足收敛要求, 进而通过上述公式计算求得周向承载力、摩擦因数、刚度、阻尼及界限失稳转速, 计算流程如图 5 所示。

为验证本文数值求解方法的可靠性, 以文献[25]中椭圆轴承为比较对象, 椭圆轴承结构及润滑油参数见表 1。运用上述方法建立该轴承的数学模型, 并求解, 将仿真数据和文献[25]中的试验结果进行对比分析。不同工况下仿真数据与试验结果对比曲线如图 6 所示。

由图 6 可见, 仿真得到的最大温升与文献[25]中试验结果的变化趋势基本一致, 但仿真数据偏高。导

致仿真结果与试验结果出现偏差的主要原因为, 本文是基于润滑油绝热流动假设下计算的, 而试验时少部分热量会通过轴颈和轴瓦传导, 致使温度略有降低^[26]。由于仿真数据与试验结果的最大误差不超过 5%, 因此本文的数值求解方法具有较高的可靠性。

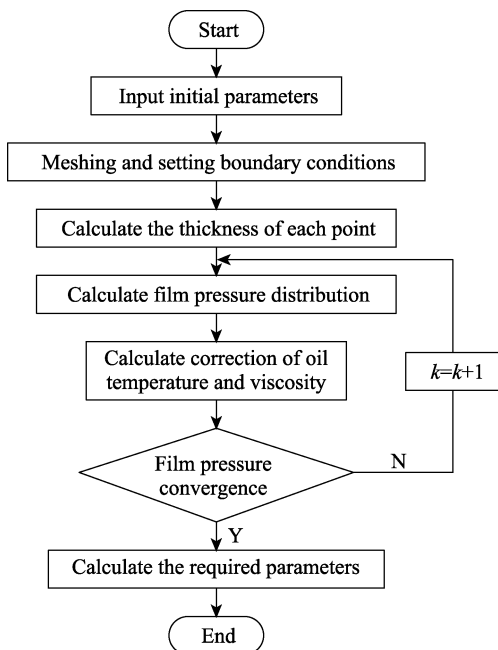


图 5 计算流程
Fig.5 Calculation flow chart

表 1 文献[25]中椭圆轴承结构及润滑油参数
Tab.1 Elliptical bearing structure and lubricating oil parameters in reference [25]

Parameters	Values
Bearing length/mm	100
Major axis of an ellipse/mm	50.2
Minor axis of an ellipse/mm	50.1
Oil density/(kg·m ⁻³)	850
Oil viscosity/(Pa·s)	0.032 6
Oil thermal capacity/(J·kg·K)	2 000

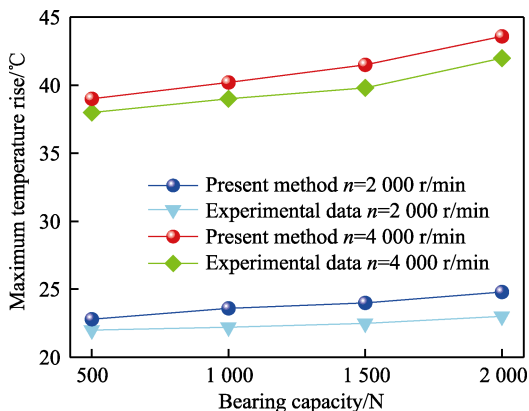


图 6 仿真数据与文献[25]试验结果对比
Fig.6 Comparison between simulation data and experimental results in reference [25]

4 结果与讨论

4.1 椭圆兜孔副主要参数

本文采用椭圆兜孔副的主要参数见表 2。

表 2 椭圆兜孔副主要参数
Tab.2 Main parameters of elliptical pocket pair

Parameters	Values
Roller radius/mm	15
Speed of roller/(r·min ⁻¹)	3 000
Roller length/mm	24
Clearance of pocket/mm	0.1
Initial temperature/°C	30
Oil density/(kg·m ⁻³)	970
Oil initial viscosity/(Pa·s)	0.055
Oil thermal capacity/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	1 940
Angle of pocket/(°)	150

4.2 无量纲椭圆度对兜孔副静动特性及稳定性的影响

4.2.1 对兜孔副静特性的影响

当偏心率为 0.1, 弧面偏置角为 90°时, 不同兜孔无量纲椭圆度下的兜孔副无量纲压力等高线如图 7 所示。无量纲椭圆度为 0 时, 即为普通圆兜孔, 普通圆兜孔副只形成单个压力峰, 而椭圆兜孔副均形成了双压力峰。相较于普通圆兜孔副的单个压力峰, 椭圆兜孔更能有效地抑制滚子涡动的趋势, 减小滚子与兜孔的碰撞概率, 增加滚子稳定性。当无量纲椭圆度为 0.67×10^{-3} 时, 兜孔左壁和右壁的油膜压力分布出现明显的椭圆状, 表明已经形成有效的双油楔承载油膜, 兜孔左壁的压力数值较大, 说明是主要承载区。随着无量纲椭圆度的增加, 滚子与兜孔左壁间的油膜承载区域变得集中, 且油膜压力明显升高; 滚子与兜孔右壁间的油膜承载区域变宽, 压力增大。综合图 7 可知, 无量纲椭圆度对油膜压力的分布有显著影响, 这是因为随着无量纲椭圆度的增加, 滚子与椭圆兜孔壁间的侧隙明显增大, 油膜厚度梯度变大, 从而增强了润滑油的流体动压效应, 导致油膜压力逐渐升高。

不同偏心率下, 兜孔副静特性参数随无量纲椭圆度的变化曲线如图 8 所示。由图 8a 可知, 无量纲压力峰值随着无量纲椭圆度的增加而增加, 当无量纲椭圆度超过 3.3×10^{-3} 后, 压力峰值随无量纲椭圆度的增加变化不大。随着偏心率的增加, 压力峰值增大。由图 8b 可知, 无量纲周向承载力随着无量纲椭圆度的增加而降低, 当无量纲椭圆度大于 1.32×10^{-3} 时, 油膜周向承载力随无量纲椭圆度的增加下降明显。当无量纲椭圆度一定时, 随着偏心率的增加, 周向承载力显著提高。由图 8c 可知, 摩擦因数随无量纲椭圆度

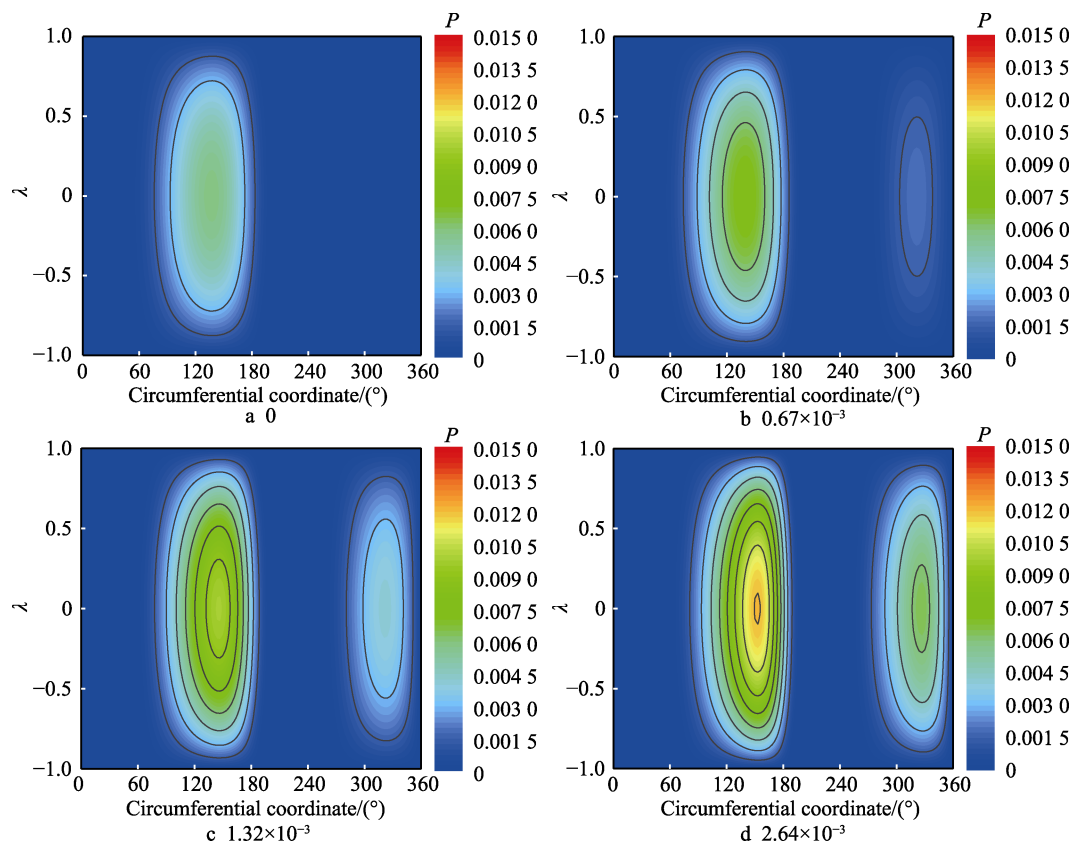


图 7 不同无量纲椭圆度下的压力等高线图

Fig.7 Pressure contour map under different dimensionless ovality

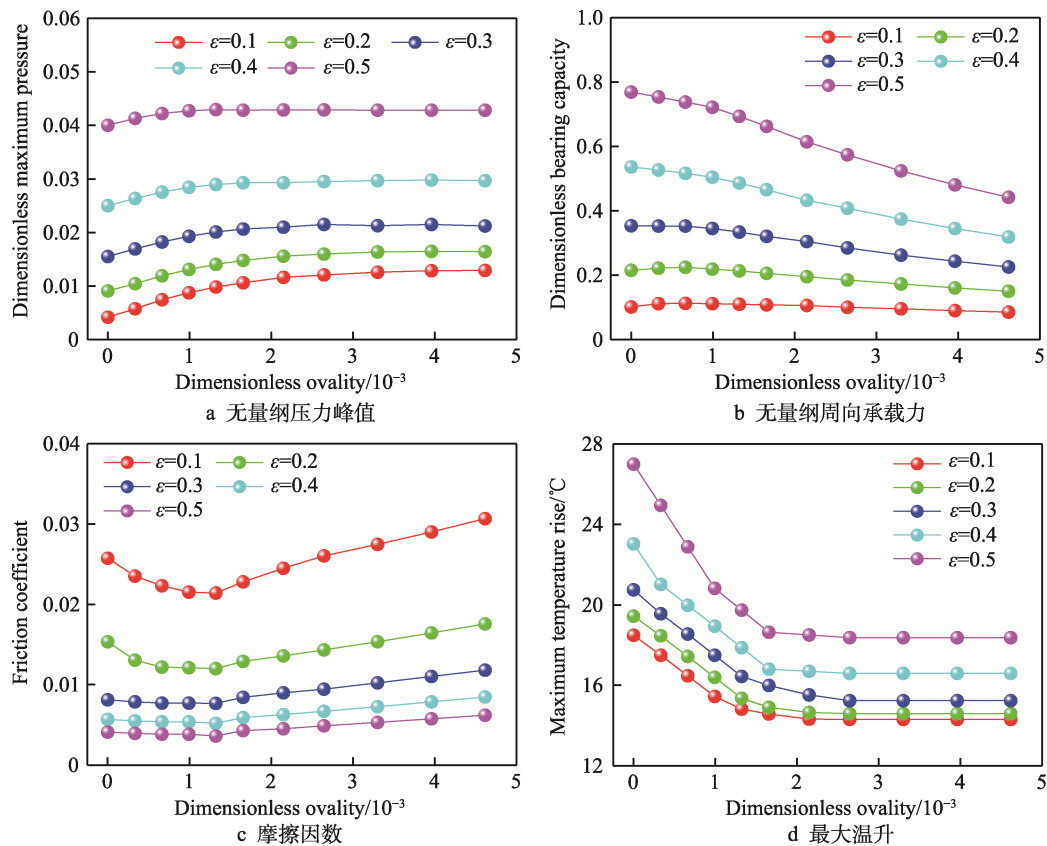


图 8 无量纲椭圆度对兜孔副静特性的影响

Fig.8 Effect of dimensionless ovality on static characteristics of pocket pair: a) dimensionless Pmax; b) dimensionless circumference capacity; c) friction coefficient; d) maximum temperature rise

的增加先减小、后增大,当无量纲椭圆度为 1.32×10^{-3} 时,摩擦因数达到最小值,但当椭圆度较大时,流体润滑下的摩擦因数总体变化不大。同一无量纲椭圆度下,摩擦因数随偏心率的增加而减小。由图 8d 可见,当无量纲椭圆度小于 1.65×10^{-3} 时,随着无量纲椭圆度的增加,最大温升下降明显,当无量纲椭圆度大于 3.3×10^{-3} 时,最大温升变化较小。同一无量纲椭圆度下,最大温升随着偏心率的增加持续升高。

综合图 8 可见,兜孔无量纲椭圆度对兜孔副油膜静特性的影响显著。这是因为随着无量纲椭圆度的增加,滚子与椭圆兜孔壁间的侧隙增大,使油膜厚度梯度变大,从而加剧了油膜的流体动压效应,引起压力峰值增大,但在双油楔油膜力相互作用下,导致承载力降低。同时,兜孔副间隙增大,使润滑油通过流动带走更多的热量,致使温度降低。

4.2.2 对兜孔副动特性及稳定性的影响

给定偏心率下,无量纲椭圆度对兜孔副动特性的影响曲线如图 9 所示。图 9a 为无量纲刚度系数的绝对值随无量纲椭圆度的变化曲线,可以看出,随着无量纲椭圆度的增加,无量纲刚度系数显著增大,当无量纲椭圆度超过 3.3×10^{-3} 时,刚度系数变化不大。当无量纲椭圆度小于 1.65×10^{-3} 时,主刚度系数 K_{yy} 显著

增大,说明油膜具有更好的抵御外力的能力,但交叉刚度系数 K_{yx} 和 K_{xy} 也明显增加,这将增大油膜失稳的风险。主刚度系数 K_{xx} 随无量纲椭圆度的增加变化较小。图 9b 为无量纲阻尼系数的绝对值随无量纲椭圆度的变化曲线,其中交叉阻尼系数 C_{xy} 和 C_{yx} 相等。由图 9b 可见,当无量纲椭圆度小于 1.65×10^{-3} 时,主阻尼系数 C_{yy} 增加幅度较大,且数值最高,阻尼系数 C_{xy} 、 C_{yx} 、 C_{xx} 随无量纲椭圆度的增加而升高。综合图 9 可知,无量纲椭圆度对兜孔副油膜动特性的影响显著。随着无量纲椭圆度的增加,刚度系数和阻尼系数都有不同程度的增大趋势,其中主刚度系数 K_{yy} 和主阻尼系数 C_{yy} 显著增加,具有更强的抵抗外力的能力和减振性能,进而提高了滚子稳定性。

等效刚度和界限涡动比随无量纲椭圆度的变化曲线如图 10 所示。由图 10 可知,当兜孔无量纲椭圆度小于 0.66×10^{-3} 时,等效刚度随着无量纲椭圆度的增加显著提高。无量纲椭圆度超过 1.32×10^{-3} 时,等效刚度增加缓慢。界限涡动比随无量纲椭圆度的增加先增大、后缓慢减小,当无量纲椭圆度为 1.65×10^{-3} 时,界限涡动比达到最大值。

无量纲界限失稳转速随无量纲椭圆度的变化曲线如图 11 所示。由图 11 可知,界限失稳转速随无

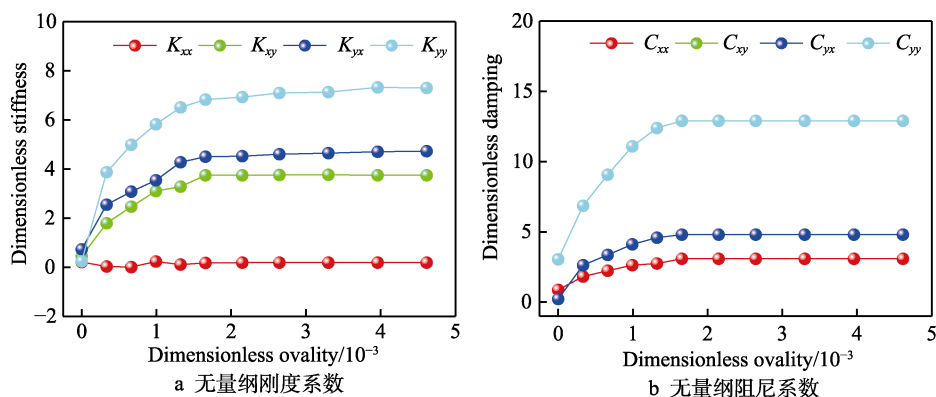


图 9 无量纲椭圆度对兜孔副动特性的影响

Fig.9 Effect of dimensionless ovality on dynamic characteristics of pocket pair:
a) dimensionless stiffness; b) dimensionless damping

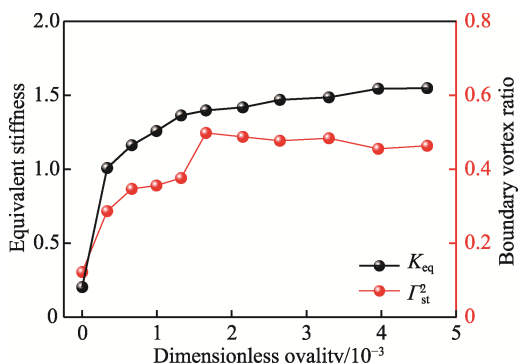


图 10 无量纲椭圆度对等效刚度和界限涡动比的影响
Fig.10 Effect of dimensionless ovality on effective stiffness and bounding vortex ratio

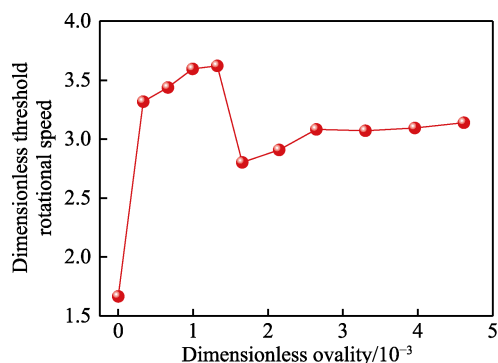


图 11 无量纲椭圆度对无量纲界限失稳转速的影响
Fig.11 Effect of dimensionless ovality on dimensionless threshold rotational speed

量纲椭圆度的增加先增大、后减小。当无量纲椭圆度大于 2.64×10^{-3} 时, 界限失稳转速逐渐平稳。当无量纲椭圆度为 1.32×10^{-3} 时, 界限失稳转速值达到最大。说明油膜和滚子能够适应更大范围的速度变化, 降低发生失稳的风险, 故此时油膜及滚子的稳定性最佳。

4.3 弧面偏置角对兜孔副静动特性及稳定性的影响

4.3.1 对兜孔副静特性的影响

当偏心率为 0.2 时, 不同弧面偏置角下的兜孔副无量纲油膜压力等高线图如图 12 所示。图 12a 为圆兜孔的无量纲压力等高线图, 由于圆兜孔无长、短半轴, 故弧面偏置角为 0° 。图 12b、c、d 分别是弧面偏置角为 30° 、 60° 、 90° 时 (兜孔无量纲椭圆度为 1.32×10^{-3}) 的无量纲压力等高线图。可以看出, 滚子仅与圆兜孔左壁形成了油楔, 而与椭圆兜孔左壁、右壁均会形成有效的承载油膜, 椭圆兜孔左壁的压力相对较大, 说明为主要承载区, 椭圆兜孔双油楔的油膜力可有效降低滚子与兜孔碰撞的概率, 增加滚子的稳定性。随着弧面偏置角的增加, 滚子与兜孔左壁间的油膜压力呈升高的趋势, 但与兜孔右壁间的压力减小。综合图

12 可知, 弧面偏置角对油膜压力分布有显著影响。这是因为滚子与圆兜孔右壁间隙不收敛, 导致油膜无法承受压力而破裂, 随着弧面偏置角的增加, 滚子中心位置更接近兜孔左壁, 致使椭圆兜孔左壁的压力增大, 兜孔右壁的压力减小。

当兜孔无量纲椭圆度为 1.32×10^{-3} 时, 不同偏心率下弧面偏置角对兜孔副油膜静特性的影响曲线如图 13 所示。由图 13a 可见, 无量纲油膜压力峰值随弧面偏置角的增加先增大、后减小。当弧面偏置角为 90° 时, 压力峰值达到最大值。压力峰值随偏心率的增加而升高, 且变化幅度逐渐增大。由图 13b 可见, 无量纲周向承载力和无量纲压力峰值有相同的变化趋势, 当弧面偏置角较小或较大时, 承载能力都会急剧下降, 此时油膜承载能力较弱。由图 13c 可见, 摩擦因数随弧面偏置角的增加先降低、后升高, 弧面偏置角为 $60^\circ \sim 120^\circ$ 时, 摩擦因数相对较低。当弧面偏置角一定时, 随着偏心率的增加, 摩擦因数逐渐减小。由图 13d 可见, 最大温升随着弧面偏置角的增加先降低、后升高, 当弧面偏置角为 90° 时, 最大温升较低。同一弧面偏置角下, 随着偏心率的增加, 最大温升升高。

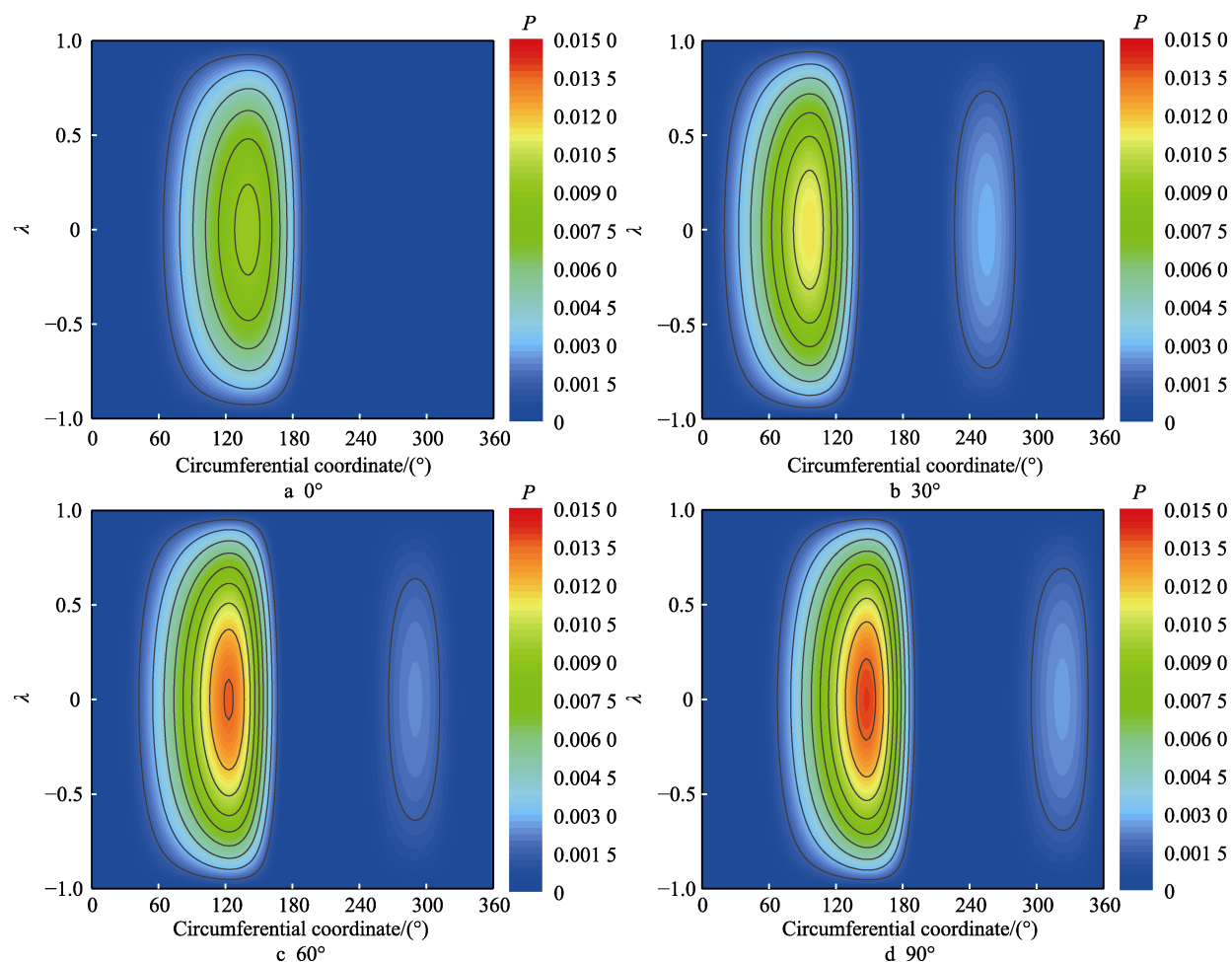


图 12 不同弧面偏置角下的压力等高线图

Fig.12 Pressure contour map under different hole arc surface offset angles

综合图 13 可知,弧面偏置角对兜孔副静特性影响显著,这是由于随着弧面偏置角的变化,滚子处于不同的静平衡位置,导致静特性有所差别。同一弧面偏置角下,随着偏心率的增加,油膜的流体动压效应增加,进而引起压力峰值、周向承载力增大,同时润滑油黏度随着温度升高而降低,致使摩擦因数降低。

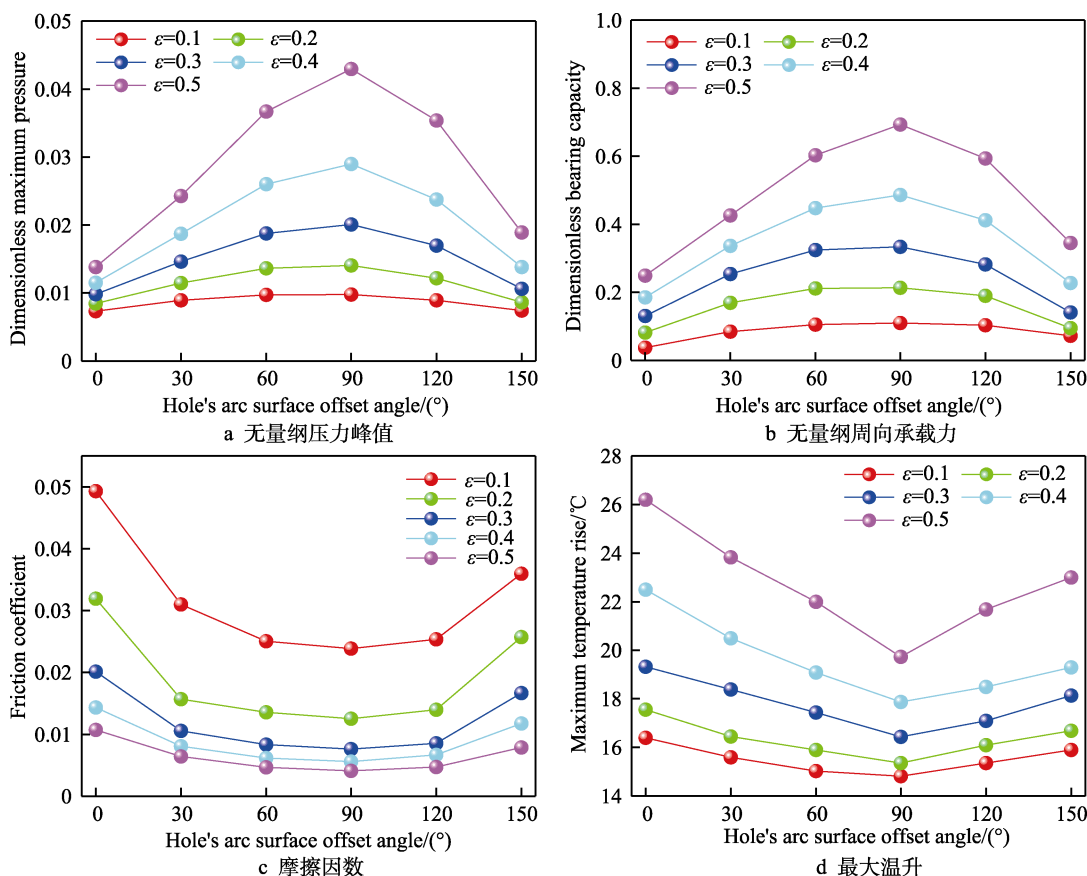


图 13 弧面偏置角对兜孔副静特性的影响

Fig.13 Effect of holes arc surface offset angle on static characteristics of pocket pair: a) dimensionless Pmax; b) dimensionless bearing capacity; c) friction coefficient; d) maximum temperature rise

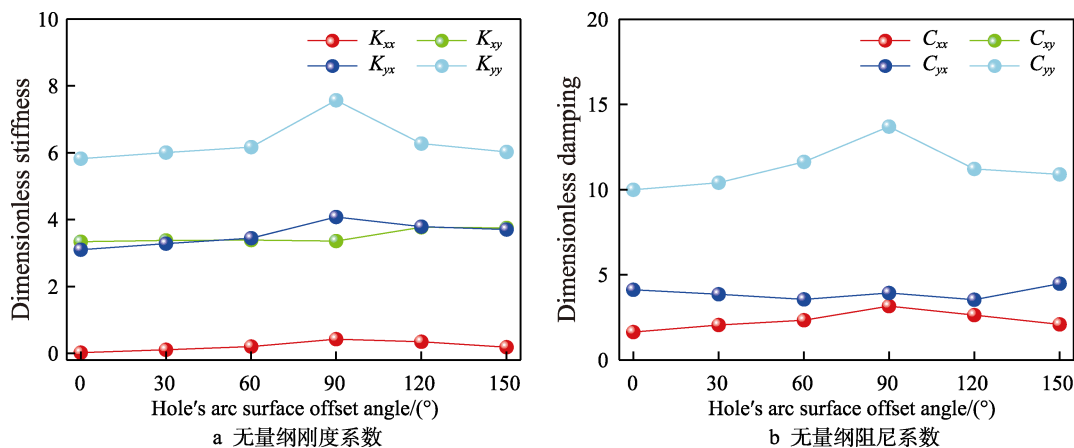


图 14 弧面偏置角对兜孔副动特性的影响

Fig.14 Effect of hole arc surface offset angles on dynamic characteristics of pocket pair: a) dimensionless stiffness; b) dimensionless damping

4.3.2 对兜孔副动特性及稳定性的影响

当偏心率一定时,兜孔副油膜动特性随弧面偏置角的变化曲线如图 14 所示。图 14a 为无量纲刚度系数的绝对值随弧面偏置角的变化情况,可以看出,主刚度系数 K_{yy} 和交叉刚度系数 K_{yx} 随弧面偏置角的增加先增大、后减小。当弧面偏置角为 90° 时达到最大值,而刚度系数 K_{xy} 和 K_{xx} 对弧面偏置角的增加变化

不大。图 14b 为无量纲阻尼系数的绝对值随弧面偏置角的变化曲线, 其中交叉阻尼系数 C_{xy} 和 C_{yx} 相等。当弧面偏置角小于 90° 时, 主阻尼系数 C_{yy} 显著增加, 说明此时滚子恢复平衡位置的速度较快。当弧面偏置角大于 90° 时, 油膜恢复稳定状态的速度逐渐降低。由图 14 可知, 弧面偏置角对兜孔副动特性有显著影响, 选择合适的弧面偏置角能显著提高油膜稳定性。当弧面偏置角为 90° 左右时, 主刚度系数 K_{yy} 和主阻尼系数 C_{yy} 显著提高, 滚子稳定性越好。

等效刚度和界限涡动比随弧面偏置角的变化曲线如图 15 所示。可以看出, 等效刚度随弧面偏置角的增加先增大、后减小, 当弧面偏置角为 90° 时, 等效刚度达到最大值。界限涡动比随弧面偏置角的增加先减小、后增加, 当弧面偏置角为 90° 时, 界限涡动比达到最小值。

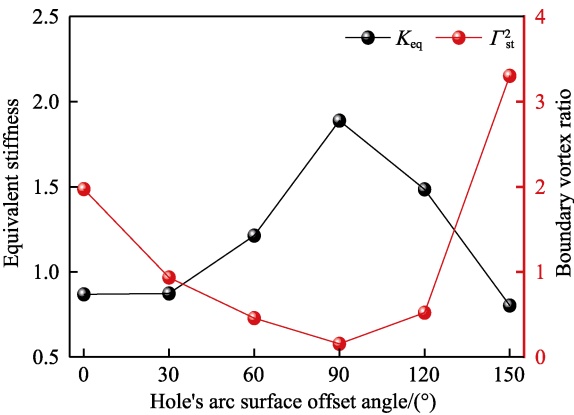


图 15 弧面偏置角对等效刚度和界限涡动比的影响
Fig.15 Effect of hole arc surface offset angles on effective stiffness and bounding vortex ratio

无量纲界限失稳转速随弧面偏置角的变化曲线如图 16 所示。可以看出, 随着弧面偏置角的增加, 界限失稳转速先增大、后减小。当弧面偏置角为 90° 时, 界限失稳转速值相较于其他角度显著提高, 油膜和滚子发生失稳的风险明显降低, 稳定性最佳。

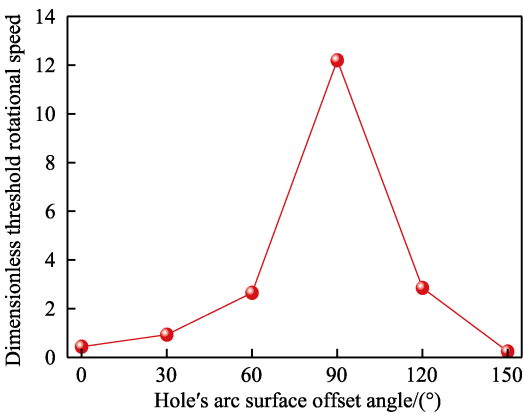


图 16 弧面偏置角对无量纲界限失稳转速的影响
Fig.16 Effect of hole arc surface offset angle on dimensionless threshold rotational speed

5 试验验证

由于椭圆兜孔圆柱滚子轴承的结构较为特殊, 难以对单个椭圆兜孔-滚子副的润滑性能进行试验验证, 而整套轴承的动态特性却可以通过现有试验条件获得^[27]。因此, 本文采用椭圆兜孔和普通圆兜孔保持架打滑率的对比来间接验证椭圆兜孔副具有较好的流体动压效应^[28], 采用振动加速度幅值的对比来间接验证椭圆兜孔副具有较高的油膜刚度和阻尼。试验轴承如图 17 所示, 其中椭圆兜孔保持架的无量纲椭圆度为 0.026, 弧面偏置角为 0° 。试验轴承基本结构参数见表 3, 材料参数见表 4。

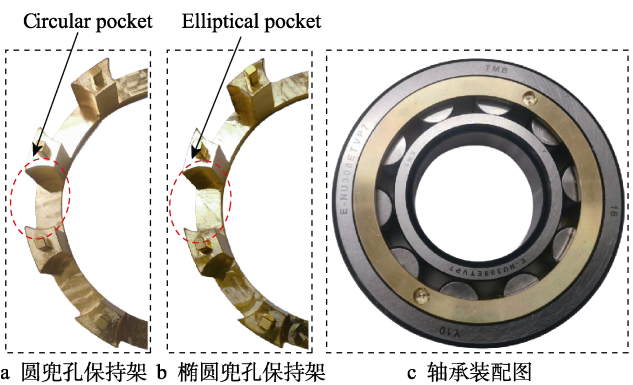


图 17 试验轴承
Fig.17 Test bearings: a) circular pocket cage; b) elliptical pocket cage; c) bearing assembly diagram

表 3 试验轴承基本结构参数 Tab.3 Basic structural parameters of test bearing	
Parameters	Values
Bearing bore diameter/mm	40
Bearing outside diameter/mm	90
Pitch diameter/mm	66
Bearing width/mm	23
Roller number	10
Roller diameter/mm	14
Roller length/mm	15

表 4 试验轴承材料 Tab.4 Material of test bearing	
Bearing elements	Material
Inner ring	Steel
Outer ring	Steel
Rollers	Steel
Cage	Brass

试验设备为高速轴承保持架运动状态试验机, 该试验机由主体结构、电主轴驱动系统、液压加载系统、润滑系统、电控与计算机软件系统等组成, 试验机主

体部分如图 18 所示。试验方法是在试验轴承保持架的基准面上镶嵌一个磁块,通过基于霍尔效应的转速传感器,测量磁块单位时间内通过的次数来获得保持架转速,再根据文献[29]中的计算方法获得保持架打滑率;振动加速度幅值是将振动加速度传感器放在主机外壳上测得的。

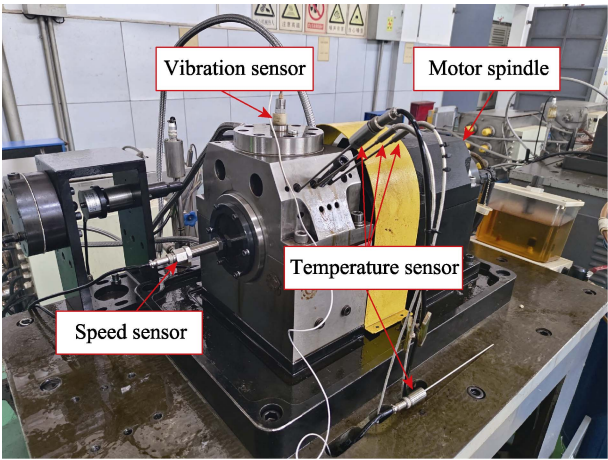


图 18 试验机主体部分
Fig.18 Main part of test machine

试验采用 4106 航空润滑油,其基本参数见表 5。试验供油压力为 0.4 MPa,供油温度为室温(28℃)。试验过程中,通过给定内圈转速,改变径向载荷,利用传感器进行各项数值的监测,以获得不同工况下试验轴承的保持架转速和振动加速度幅值。

当内圈转速分别为 12 000、15 000 r/min 时,椭

表 5 4106 航空润滑油基本参数
Tab.5 Basic parameter of 4106 aviation lubricating oil

Parameters	Values
Dynamic viscosity/(Pa·s)	0.055
Viscosity-pressure coefficient/(Pa ⁻¹)	1.85×10 ⁻⁸
Viscosity-temperature coefficient/(℃ ⁻¹)	0.031 53
Coefficient of heat transfer/(N·s ⁻¹ ·℃ ⁻¹)	0.096 58

圆兜孔轴承与普通圆兜孔轴承的保持架打滑率、振动加速度幅值在不同径向载荷下的变化曲线如图 19、图 20 所示。由图 19a、图 20a 可见,随着径向载荷的增加,轴承保持架打滑率逐渐降低,且椭圆兜孔圆柱滚子轴承的保持架打滑率均低于普通圆兜孔轴承。这是因为椭圆兜孔副相较于普通圆兜孔副有 2 个压力峰,且压力峰值较高,增强了兜孔与滚子的润滑性能,提高了滚子的动态稳定性,降低了滚子与兜孔干接触的概率,而滚子与保持架在流体动压润滑下的摩擦因数远小于干接触时的摩擦因数,因此保持架的阻力矩明显减小,从而使得保持架打滑率明显降低^[28]。由图 19b、图 20b 可见,随着径向载荷的增加,振动加速度幅值逐渐增大,且椭圆兜孔圆柱滚子轴承的振动加速度幅值明显小于普通圆兜孔轴承。这是由于椭圆兜孔副显著提高了油膜刚度和阻尼,进而提高了滚子和保持架的相对稳定性^[30],致使椭圆兜孔轴承的振动加速度幅值较低。通过以上的试验对比,侧面验证了椭圆兜孔副具有较好的流体动压效应和较高的油膜刚度、阻尼。

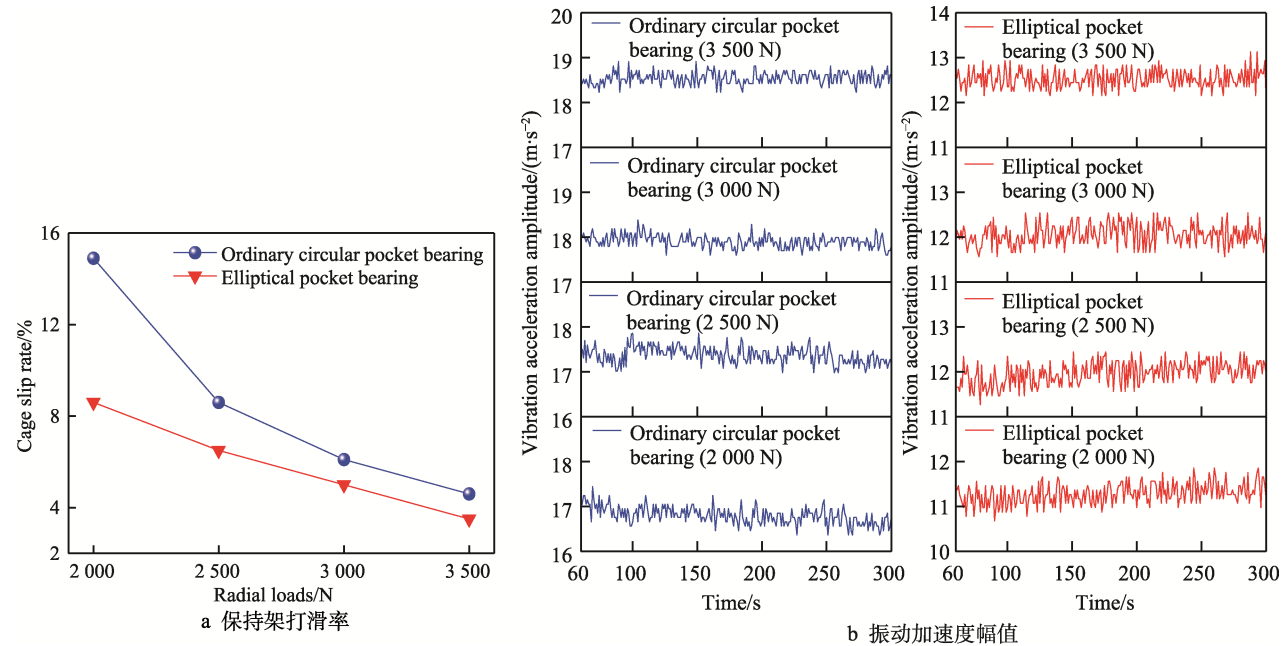


图 19 内圈转速为 12 000 r/min 时保持架打滑率和振动加速度幅值在不同径向载荷下的变化曲线
Fig.19 Variation curves of cage slip rate and vibration acceleration amplitude under different radial loads when the inner ring speed is 12 000 r/min: a) cage slip rate; b) vibration acceleration amplitude

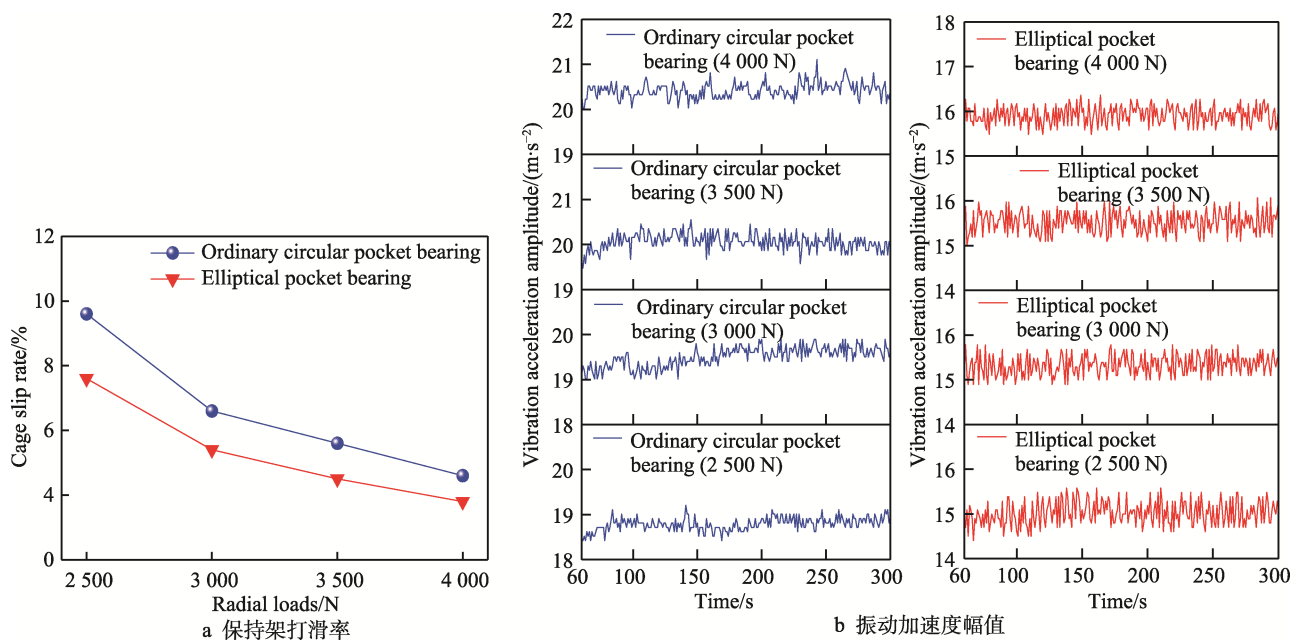


图 20 内圈转速为 15 000 r/min 时保持架打滑率和振动加速度幅值在不同径向载荷下的变化曲线
Fig.20 Variation curves of cage slip rate and vibration acceleration amplitude under different radial loads when the inner ring speed is 15 000 r/min: a) cage slip rate; b) vibration acceleration amplitude

6 结论

本文针对圆柱滚子轴承椭圆兜孔副,建立了热流体动力润滑数学模型,探究了兜孔无量纲椭圆度和弧面偏置角对兜孔副静动特性及稳定性的影响,具体结论如下:

1) 随着兜孔无量纲椭圆度的增大,兜孔副的压力峰值先增大、后趋于平稳,周向承载力降低,摩擦因数先降低、后升高,最大温升先减小、后趋于平稳。随着弧面偏置角的增加,压力峰值和周向承载力先增加、后减小,摩擦因数和最大温升先减小、后升高。

2) 随着兜孔无量纲椭圆度的增大,兜孔副的刚度和阻尼明显升高。当无量纲椭圆度大于 3.3×10^{-3} 时,刚度和阻尼变化不大。随着弧面偏置角的增加,刚度和阻尼先增大、后减小。当弧面偏置角为 90° 时,刚度和阻尼均达到最大值。

3) 随着兜孔无量纲椭圆度的增大,兜孔副的界限失稳转速先升高、后趋于平稳。当无量纲椭圆度为 1.32×10^{-3} 时,界限失稳转速值最大。随着弧面偏置角的增加,界限失稳转速先升高、后降低。当弧面偏置角为 90° 时,界限失稳转速值达到最大。

参考文献:

[1] 夏伯乾, 高磊, 张绍林, 等. 线接触弹流摩擦副的动特性研究[J]. 机械科学与技术, 2021, 40(4): 493-499.
XIA B Q, GAO L, ZHANG S L, et al. Research on Dynamic Characteristics of Line Contact EHL Friction Pair[J]. Mechanical Science and Technology for Aero-

space Engineering, 2021, 40(4): 493-499.

- [2] 张辉, 段明德, 秦世坤, 等. 多孔聚醚醚酮保持架材料的 FDM 制备及其摩擦学性能研究[J]. 轴承, 2023(10): 57-62.
ZHANG H, DUAN M D, QIN S K, et al. FDM Preparation of Porous PEEK Cage Materials and Research on Their Tribological Properties[J]. Bearing, 2023(10): 57-62.
- [3] 宋乾坤, 周孟然. 基于 CWT-CNN 的滚动轴承故障诊断[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2023, 40(3): 42-47.
SONG Q K, ZHOU M R. Fault Diagnosis of Rolling Bearing Based on CWT-CNN[J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2023, 40(3): 42-47.
- [4] 华希俊, 许洪山, 陈亚林, 等. 激光微织构滚动轴承表面润滑性能的数值分析[J]. 表面技术, 2018, 47(3): 36-41.
HUA X J, XU H S, CHEN Y L, et al. Numerical Analysis on Lubrication Performance of Laser Micro-Textured Roller Bearings[J]. Surface Technology, 2018, 47(3): 36-41.
- [5] MA F B, JIANG F Y, AN Q. Simulation of Hydrodynamic Lubrication between Cage Pockets and Rollers in Cylindrical Roller Bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(14): 2551-2560.
- [6] 周江敏, 刘晓玲, 李栋, 等. 接触表面性质对圆柱滚子轴承混合润滑的影响[J]. 表面技术, 2019, 48(12): 174-181.
ZHOU J M, LIU X L, LI D, et al. Effect of Contact Surface Properties on Mixed Lubrication in Cylindrical

- Roller Bearings[J]. Surface Technology, 2019, 48(12): 174-181.
- [7] 王志坚, 董宇微, 张学飞. 涂层材料特性对滚子轴承润滑性能的影响[J]. 润滑与密封, 2022, 47(12): 158-163.
WANG Z J, DONG Y W, ZHANG X F. Effect of Coating Material on Roller Bearings Lubricating Performance[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(12): 158-163.
- [8] TSUHA N A H, CAVALCA K L. Finite Line Contact Stiffness under Elastohydrodynamic Lubrication Considering Linear and Nonlinear Force Models[J]. Tribology International, 2020, 146: 106219.
- [9] 信召顺, 刘晓玲, 杨玉冰. 圆柱滚子轴承的微观非牛顿热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2017, 42(11): 43-48.
XIN Z S, LIU X L, YANG Y B. Analysis of Non-Newtonian Thermal Micro-EHL in Cylindrical Roller Bearings[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(11): 43-48.
- [10] 张玉言, 蒋玲, 马晨波. 圆柱滚子轴承弹流接触副刚度及阻尼系数研究[J]. 润滑与密封, 2020, 45(12): 7-12.
ZHANG Y Y, JIANG L, MA C B. Analysis of the Stiffness and Damping Coefficients for the Contact Pair of Cylindrical Roller Bearings under Elastohydrodynamic Lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(12): 7-12.
- [11] 雷春丽, 李复宏, 郭俊锋, 等. 基于多参数耦合的滚动轴承油膜刚度分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(10): 225-232.
LEI C L, LI F H, GUO J F, et al. Analysis on the Oil Film Stiffness of Rolling Bearings Based on Multi Parameter Coupling[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(10): 225-232.
- [12] 刘红彬, 史永生, 王海洋, 等. 圆柱滚子轴承织构化内圈挡边摩擦特性分析[J]. 机械设计, 2017, 34(9): 32-38.
LIU H B, SHI Y S, WANG H Y, et al. Analysis of the Tribological Effect of Texture on the Inner Ring back Face Rib of Cylindrical Roller Bearing[J]. Journal of Machine Design, 2017, 34(9): 32-38.
- [13] 刘晓玲, 杜肖, 杨沛然. 考虑滚子表面缺陷的滚动轴承动态微观润滑研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 131-138.
LIU X L, DU X, YANG P R. Study on Dynamic Micro-Elastohydrodynamic Lubrication with Surface Defects of Rollers in Rolling Bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 131-138.
- [14] 吴继强, 王黎钦, 陆宇帆, 等. 几何修形对低速圆柱滚子轴承混合润滑性能的影响研究[J]. 摩擦学报, 2019, 39(4): 470-478.
WU J Q, WANG L Q, LU Y F, et al. Geometric Modification on Mixed Lubrication Performance of Low-Speed Cylindrical Roller Bearing[J]. Tribology, 2019, 39(4): 470-478.
- [15] 路遵友, 吕延军, 李莎, 等. 考虑热弹性变形和表面粗糙度的圆柱滚子轴承热弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(13): 159-169.
LU Z Y, LYU Y J, LI S, et al. Thermal Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of Cylindrical Roller Bearing Considering Thermal Elastic Deformation and Surface Roughness[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(13): 159-169.
- [16] QIAN W H. Dynamic Simulation of Cylindrical Roller Bearings[D]. RWTH Aachen University, Aachen, 2014.
- [17] 刘延斌, 邓增辉, 桑得雨. V 形兜孔圆柱滚子轴承的高速动态性能[J]. 航空学报, 2021, 42(7): 424135.
LIU Y B, DENG Z H, SANG D Y. High-Speed Dynamic Performance of Cylindrical Roller Bearing with V-Shape Pocket[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2021, 42(7): 424135.
- [18] 杨帅, 郭红, 张泽斌. 热效应对径向浮环轴承最小油膜厚度及稳定性影响研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(18): 215-222.
YANG S, GUO H, ZHANG Z B. Thermal Effect on the Minimum Film Thickness and Stability for a Journal Floating Ring Bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(18): 215-222.
- [19] 王丽丽, 何梦雪, 张伟, 等. 表面微织构椭圆轴承的热效应分析[J]. 表面技术, 2022, 51(8): 291-297.
WANG L L, HE M X, ZHANG W, et al. Thermal Effect Analysis of Surface Micro-Textured Elliptical Bearing[J]. Surface Technology, 2022, 51(8): 291-297.
- [20] MISHRA P C, PANDEY R K, ATHRE K. Temperature Profile of an Elliptic Bore Journal Bearing[J]. Tribology International, 2007, 40(3): 453-458.
- [21] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Advanced Concepts of Bearing Technology: Rolling Bearing Analysis[M]. Fifth Edition. Florida: CRC Press, 2006.
- [22] 张直明. 滑动轴承的液体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
ZHANG Z M. Hydrodynamic Lubrication Theory of Sliding Bearing[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986.
- [23] RAHMANI F, DUTT J K, PANDEY R K. Stability of Rotor Supported on Powder Lubricated Journal Bearings with Surface Pockets[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2021, 235(12): 2317-2329.
- [24] 阎庆华, 安琦. 三油楔固定瓦滑动轴承启动过程的性能[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2007, 33(4): 569-572.
YAN Q H, AN Q. Characteristics of Three-Fixing-Lobe Journal Bearing during Start-up Process[J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2007, 33(4): 569-572.
- [25] SINGLA A, CHAUHAN A. Experimental Study for Performance Evaluation of Steadily Loaded True Elliptical and Orthogonally Displaced Non-Circular Journal Bearing Profiles[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2016, 68(6): 702-711.

- bofilm of Ionic Liquid on Nickel-Based Interface at High Temperature with High Lubricity[J]. *Tribology International*, 2022, 166: 107359.
- [17] GUO B, LI Y, ZHENG J M, et al. Tribological Properties of a Halogen-Free Ionic Liquid for Inconel 690-Tungsten Carbide Contact[J]. *Tribology International*, 2021, 163: 107153.
- [18] BRADARIC C J, DOWNARD A, KENNEDY C, et al. Industrial Preparation of Phosphonium Ionic Liquids[J]. *Green Chemistry*, 2003, 5(2): 143-152.
- [19] 李飞舟, 杨朝钊, 郭便, 等. 两种油溶性离子液体与进口添加剂的摩擦学性能对比[J]. *表面技术*, 2023, 52(6): 223-234.
- LI F Z, YANG Z Z, GUO B, et al. Comparison of Tribological Performance between Two Oil-Soluble Ionic Liquids and Imported Additives[J]. *Surface Technology*, 2023, 52(6): 223-234.
- [20] PANDEY P, SOMERS A E, HAIT S K, et al. Study of Phosphonium Based Ionic Liquid/Dispersant Additive Interactions Using Spectroscopic Technique for Lubricant Applications[J]. *Journal of Molecular Liquids*, 2021, 338: 116665.
- [21] DUAN H T, LI W M, KUMARA C, et al. Ionic Liquids as Oil Additives for Lubricating Oxygen-Diffusion Case-Hardened Titanium[J]. *Tribology International*, 2019, 136: 342-348.

(上接第 54 页)

- [29] 李娜, 刘全生, 甄明, 等. 不同变质程度煤燃烧反应性及 FTIR 分析其热解过程结构变化[J]. *光谱学与光谱分析*, 2016, 36(9): 2760-2765.
- LI N, LIU Q S, ZHEN M, et al. Coal Combustion Reactivity of Different Metamorphic Degree and Structure Changes of FTIR Analysis in Pyrolysis Process[J]. *Spectroscopy and Spectral Analysis*, 2016, 36(9): 2760-2765.
- [30] LEE D W, DE LOS SANTOS V L, SEO J W, et al. The Structure of Graphite Oxide: Investigation of Its Surface Chemical Groups[J]. *The Journal of Physical Chemistry B*, 2010, 114(17): 5723-5728.
- [31] LIU Y, ERDEMIR A, MELETIS E I. A Study of the Wear Mechanism of Diamond-Like Carbon Films[J]. *Surface and Coatings Technology*, 1996, 82(1/2): 48-56.
- [32] FERRARI A C, ROBERTSON J. Interpretation of Raman Spectra of Disordered and Amorphous Carbon[J]. *Physical Review B*, 2000, 61(20): 14095-14107.
- [33] 王泉珺, 孙红娟, 彭同江, 等. 氧化石墨阳离子交换容量测定过程中结构的变化[J]. *物理化学学报*, 2017, 33(2): 413-418.
- WANG Q J, SUN H J, PENG T J, et al. Structure Development during the Cation Exchange Processes of Graphite Oxide[J]. *Acta Physico-Chimica Sinica*, 2017, 33(2): 413-418.
- [34] SHCHUKAREV A V, KOROLKOV D V. XPS Study of Group IA Carbonates[J]. *Central European Journal of Chemistry*, 2004, 2(2): 347-362.
- [35] WANG X F, CHENG J J, YU H G, et al. A Facile Hydrothermal Synthesis of Carbon Dots Modified G-C₃N₄ for Enhanced Photocatalytic H₂-Evolution Performance[J]. *Dalton Transactions*, 2017, 46(19): 6417-6424.
- [36] DRAGOMAN M, DRAGOMAN D. Graphene-Based Quantum Electronics[J]. *Progress in Quantum Electronics*, 2009, 33(6): 165-214.

(上接第 86 页)

- [26] 吴垚, 郗文君, 张彩丽, 等. 轴颈倾斜微型气体轴承的热流体动力润滑分析[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(9): 1979-1991.
- WU Y, (CHI/XI) W J, ZHANG C L, et al. Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of Micro Gas Bearing with Journal Misalignment[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(9): 1979-1991.
- [27] 柳剑. 弹流润滑状态下的滚动轴承摩擦副动力学特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
- LIU J. Study on Dynamic Characteristics of Rolling Bearing Friction Pair under Elastohydrodynamic Lubrication[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2014.
- [28] 袁倩倩, 朱永生, 张进华, 等. 考虑润滑碰撞的精密轴承保持架动态特性[J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(1): 110-117.
- YUAN Q Q, ZHU Y S, ZHANG J H, et al. Cage Dynamic Characteristic of Precision Rolling Ball Bearings Considering Lubrication Collision[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(1): 110-117.
- [29] 邓四二, 顾金芳, 崔永存, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(1): 207-215.
- DENG S E, GU J F, CUI Y C, et al. Analysis on Dynamic Characteristics of Cage in High-Speed Cylindrical Roller Bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(1): 207-215.
- [30] 李强, 张硕, 王玉君, 等. 动载荷作用下的轴颈涡动与滑动轴承瞬态油膜力耦合机制研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(24): 158-164.
- LI Q, ZHANG S, WANG Y J, et al. Coupling Mechanism Analysis between Shaft Whirling and Transient Oil Film Force of Journal Bearings under Dynamical Load[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(24): 158-164.