

轴颈倾斜微型气体轴承的热流体动力润滑分析

吴 垚^{1,3}, 郝文君², 张彩丽¹, 曹巨江¹, 杨利花³

(1. 陕西科技大学 机电工程学院, 西安 710021;

2. 施耐德(西安)创新技术有限公司 低压事业部, 西安 710075;

3. 西安交通大学 航天航空学院, 西安 710049)

摘 要: 基于能量守恒原理推导计入气体稀薄效应的修正能量方程及其有限差分表达式,并通过偏导数法和有限差分法联立求解修正 Reynolds 方程、修正能量方程、气体黏温关系和气膜厚度方程,详细研究了微型气体轴承静态性能随结构参数、轴颈倾斜方位角和黏温热效应的变化规律。结果表明:气膜热效应提高了微型气体轴承的承载能力、摩擦系数和动态刚度系数,而降低了直接阻尼系数,轴颈倾斜误差对微型气体轴承的静、动态性能均产生不利影响,计算结果可为提高微型气体动压轴承-转子系统的稳定性提供重要理论依据。

关 键 词: 微型气体轴承; 轴颈倾斜; 稀薄效应; 修正能量方程; 热流体动力润滑

中图分类号: V229⁺.2; TH133.31⁺2

文献标志码: A

Thermohydrodynamic lubrication analysis of micro gas bearing with journal misalignment

WU Yao^{1,3}, XI Wenjun², ZHANG Caili¹, CAO Jujiang¹, YANG Lihua³

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering,

Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an 710021, China;

2. Energy Management Low Voltage Division,

Schneider (Xi'an) Innovation Technology Company, Limited, Xi'an 710075, China;

3. School of Aerospace Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Due to the ultra-thin gas film of microbearing and various loads caused by the high-speed rotation of micro rotor, the effects of gas rarefaction, viscosity-temperature relation and journal misalignment on the lubrication characteristics of micro gas bearing cannot be neglected. The modified energy equation and its finite difference expression considering rarefaction effect were derived based on the energy conversation, and the modified Reynolds equation, modified energy equation, gas viscosity-temperature relationship and film thickness equation were solved simultaneously by partial derivative method and finite difference method. The influences of structural parameters, misalignment angle and thermal effect on static and dynamic performance of microbearings were investigated in detail. Results showed that the load capacity, friction coefficient and dynamic stiffness coefficient of gas microbearing were improved by the gas film temperature, while the direct damping

收稿日期: 2021-04-29

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(J2019-IV-0021-0089); 国家自然科学基金面上项目(11872288);

陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2022JQ-002); 陕西科技大学引进人才博士启动基金项目(2021BJ-11)

作者简介: 吴垚(1989—),男,讲师,博士,主要从事微型气体轴承流体润滑理论研究。

引用格式: 吴垚,郝文君,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 Yao, XI Wenjun, ZHANG Caili, et al. Thermohydrodynamic lubrication analysis of micro gas bearing with journal misalignment[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(9): 1979-1991.

coefficient was reduced. The journal misalignment had an adverse influence on the static and dynamic performance of microbearing. Therefore, the results can provide an important theoretical basis for improving the stability of gas microbearing-rotor system in microfluidic devices.

Key words: micro gas bearing; journal misalignment; rarefaction effect; modified energy equation; thermohydrodynamic lubrication

随着近年来现代机械装置向着轻质量、微型化、高精度、低能耗和智能化等方向快速发展,微型涡轮发动机、微型燃气轮机、超精密机床主轴、小型冷热电联供系统和高速涡轮牙钻等微型旋转机械在航空航天、低温制冷、电力能源、军工兵器 and 生物医药等领域得到了广泛的应用。相比油液润滑轴承、滚动轴承、磁悬浮轴承和静压轴承等结构类型,微型气体动压轴承作为微型转子的最佳支承型式,具有结构简单、转速高、精度高、摩擦功耗低、无污染以及适用温度范围宽等优点,可满足微纳米间隙、超高速、高温条件下可靠运转的要求^[1]。当特征尺寸降低和微型转子高速旋转导致气流状态和气体性质发生改变,润滑气膜受到剪切力产生大量摩擦热,膜温升高会在膜内形成不均匀的温度场。同时,由于制造误差与装配不当、不对称受载变形以及材料属性等因素会使轴颈相对轴承孔处于偏斜状态。轴颈倾斜引起的轴向膜厚形状变化相对较大,偏斜量可与气膜厚度接近同一数量级,导致轴承局部区域的最小膜厚、温升和气体黏度变化,加剧气膜内温度分布差异,严重时甚至出现轴颈-轴瓦发生卡滞,导致轴承润滑失效。因此,必须考虑稀薄效应、黏温热效应和轴颈倾斜耦合作用对微型气体动压轴承静态特性的影响。

国内外学者对轴颈倾斜和滑动轴承热流体动力润滑特性开展了大量深入细致的工作,并取得了许多卓有成效的成果。1973年 Ezzat 和 Rohde^[2]考虑轴承静动部件的传热特性,研究了润滑油类型、轴承结构、入口温度和运行条件对有限长倾斜平面滑动轴承的热流体润滑性能的影响,提出了稳态载荷下滑动轴承三维热流体动力学分析方法。Majumdar^[3]联立求解 Reynolds 方程和能量方程得到了考虑润滑油黏度和密度均随温度变化的圆柱轴承温度场和压力场,结果表明黏度和密度改变会使承载能力小幅下降。Zhang 和 Bogoy^[4]通过同时求解具有滑移边界条件的 Navier-Stokes 方程和具有温度阶跃边界条件的能量方程分别得到超薄磁头/磁盘气体轴承的速度分布和温度分布,结果发现当磁头表面温度高于磁盘时,热流主

要通过热传导将热量从磁头传递到空气轴承,而黏性耗散则将热量从空气轴承传递到磁头,热传导效应随着飞行高度的降低而增加,而黏性耗散的影响随着飞行高度的降低而减小。Bouyer 和 Fillon^[5]通过在最小油膜厚度处添加局部或整体缺陷,提高了滑动轴承受到不对中扭矩时的热流体动力润滑性能,说明了在极端运行条件下,缺陷显著提高了最小膜厚,降低了润滑膜/轴瓦界面温度。Michaud 等^[6]利用 Newton-Raphson 法和有限元法同时求解 Reynolds 方程、润滑膜三维能量方程和固体热传导方程,建立了考虑汽蚀现象动压滑动轴承受动载时的瞬态热流体动力润滑模型,该模型可自动预测轴承中油膜的破裂和再生,说明了轴向散热、供油量以及油膜破裂及再生是决定最大油膜温度和位置的必要条件。Jang 等^[7]建立了考虑油膜破裂和重构的轴颈倾斜滑动轴承三维质量守恒热流体动力润滑模型,结果表明随着偏斜角增加,最小膜厚减小,油膜最大压力和最高温度向轴承两端移动,轴承承载能力、端泄流量和不对中力矩有所增加。Bai 等^[8]基于能量等分原理将传统理想气体状态方程分为两个独立的状态方程,推导了适用于任意气体的能量方程,分析了气体热效应对螺旋推力轴承和静压滑动轴承润滑性能的影响。黎伟和汪久根等^[9]通过求解多瓦可倾瓦轴承瓦块表面当量弹性变形,建立了考虑轴颈倾斜的可倾瓦滑动轴承热弹流润滑模型,比较分析了有无轴颈倾斜时轴瓦的油膜厚度、压力和温度分布差异。Şen 等^[10]采用控制体积法和有限差分法求解了一阶速度滑移和温度阶跃边界条件下的动量和能量方程,研究了考虑稀薄效应、黏性耗散和轴向传导条件下圆形微通道中层流的瞬态耦合传热机理。Linjamaa 等^[11]采用组合有限元方法建立了考虑动静压径向滑动轴承柔性聚合物轴瓦弹性变形和热变形的参数化计算模型,讨论了包括轴颈倾斜等各种工况下的轴承润滑性能,相比青铜材料轴承,具有柔性聚合物层的动静压轴承的最大压力和最小膜厚均有所提高。Yang 和 Palazzolo^[12-13]提出了考虑不可压缩多相流、热流体

效应、过渡湍流效应、轴颈-轴瓦热传导、非线性支点柔性以及轴瓦运动平衡条件的可倾瓦滑动轴承流固耦合-计算流体动力学模型,并给出了其转子动力学响应的详细计算方法。利用 Fukui-Kaneko 的稀薄效应模型, Li 等^[14]采用偏导数法求解得到微电子机械系统中考虑轴颈倾斜气体轴承动态特性的极限值。

然而,目前针对轴颈倾斜的微型气体轴承热流体动力润滑特性的研究文献较少。因此,本文基于能量守恒原理推导出适用于稀薄气体润滑的修正能量方程,通过偏导数法和有限差分法联立求解修正 Reynolds 方程、修正能量方程、膜厚方程和气体黏温方程,建立了轴颈倾斜微型气体轴承的热弹流动力润滑模型。详细探讨了稀薄效应、黏温热效应和轴颈偏斜缺陷共同作用下轴承静动态性能的变化规律,为提高微型气体轴承-转子系统的稳定性提供理论依据。

1 超薄气膜润滑分析模型

微型气体动压轴承的结构示意图和坐标系如图1所示,忽略流体润滑膜中的惯性效应且假设可压缩气体流动为层流,综合考虑稀薄效应、黏温热效应和轴颈倾斜超薄气膜润滑修正 Reynolds 方程的无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(Q p' H^3 \frac{\partial p'}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(Q p' H^3 \frac{\partial p'}{\partial \eta} \right) = \Lambda \frac{\partial (p' H)}{\partial \varphi} + 2\Lambda \frac{\partial (p' H)}{\partial \tau} \quad (1)$$

式中 $\varphi = x/R$ 和 $\eta = z/R$ 分别为微型轴承的无量纲周向角坐标和轴向坐标(x 和 z 分别为轴承的周向和轴向坐标, R 为轴颈半径), $p' = p/p_a$ 和 $H = h/C_b$

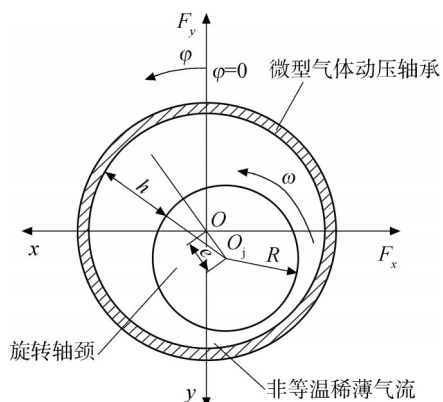


图1 微型稀薄气体润滑轴承结构示意图

Fig.1 Schematic illustration of rarefied gas-lubricated hydrodynamic microbearing

分别为无量纲气膜压力和气膜厚度(p 和 h 分别为有量纲气膜压力和气膜厚度, C_b 为轴承半径间隙, p_a 为环境压力, $p_a = 1.033 \times 10^5 \text{ N/m}^2$), 轴承数 $\Lambda = 6\mu\omega R^2/p_a C_b^2$ (μ 为气体动力黏度, ω 为轴颈转动角速度), $\tau = \omega t$ 为无量纲时间, t 为时间, Q 为考虑气体稀薄效应的 Poiseuille 流量系数^[15]。

$$Q = 1 + 0.10842Kn + 9.3593/Kn^{-1.17468} \quad (2)$$

式中 Kn 为 Knudsen 数, $Kn = \lambda_0/h$, λ_0 为气体分子平均自由程。

2 气膜厚度和黏温方程表达式

当轴颈在轴承孔中发生偏斜时会直接改变微型轴承轴向截面内气膜厚度分布,进而改变轴承径向截面内的气膜压力,轴颈倾斜微型气体轴承的坐标系如图2所示,原点位于轴承轴向对称面中心, z 轴沿轴承轴线方向, y 轴沿竖直方向向下, x 轴与 y 、 z 轴组成直角坐标系, B 为微型气体轴承宽度, $h_{\min}$ 最小气膜厚度,为考虑轴颈倾斜微型气体动压轴承的无量纲气膜厚度方程可表示为

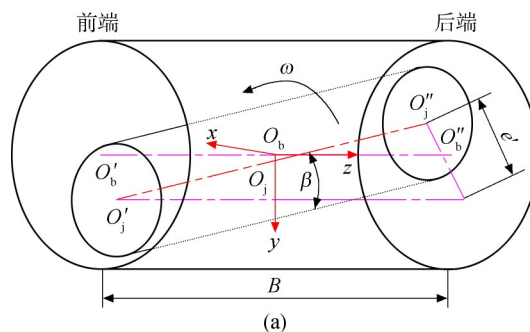
$$H = 1 + \varepsilon \cos(\varphi - \theta) + \frac{R}{C_b} \eta \sqrt{\tan^2 \beta_x + \tan^2 \beta_y} \cos(\varphi - \alpha - \theta) \quad (3)$$

式中 ε 为轴颈中心相对轴承中心的偏心率, θ 为轴承偏位角, β_x 和 β_y 分别为转轴绕 x 轴和 y 轴偏转的倾斜角, α 为微型气体轴承中间截面上轴颈中心线投影和偏心率方向的夹角, O'_j 、 O''_j 、 O'_b 和 O''_b 分别为轴颈轴线与轴承两端面交点, e'_x 、 e'_y 和 e'_z 分别为偏心距在轴承端面、 x 轴和 y 轴方向的投影。

根据几何位置关系, α 的表达式为

$$\begin{cases} \alpha = \pi + \arctan \frac{\tan \beta_y}{\tan \beta_x} - \theta & \beta_x > 0 \text{ 或 } \beta_y > 0 \\ \alpha = \theta - \arctan \frac{\tan \beta_y}{\tan \beta_x} & \beta_x < 0 \text{ 且 } \beta_y < 0 \end{cases} \quad (4)$$

采用 Sutherland 黏温关系计算考虑黏温热效应的稀薄气体动力黏度,当温度低于 2 000 K 时,计算气体黏度的表达式为



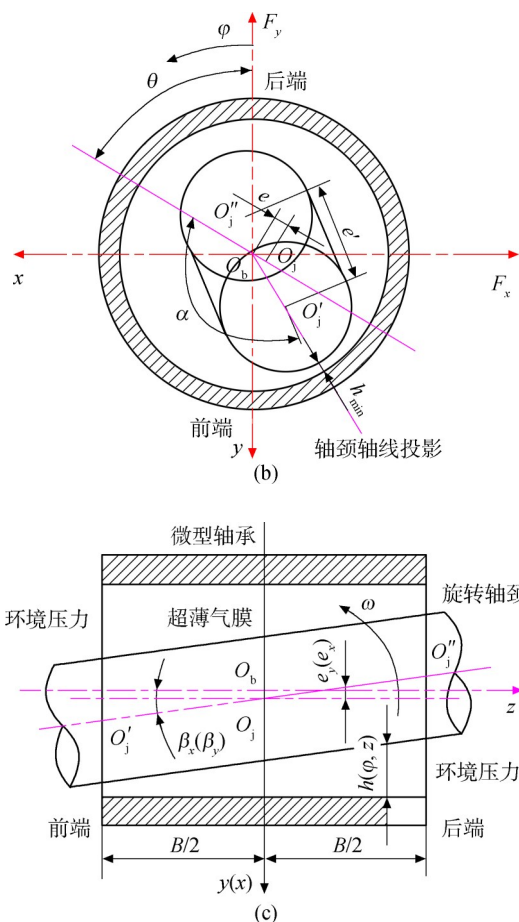


图2 轴颈倾斜微型气体动压滑动轴承坐标系
Fig.2 Coordinate system of micro gas bearing with journal misalignment

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \left(\frac{T_0 + T_s}{T + T_s} \right) \quad (5)$$

式中 μ_0 是温度为 T_0 时的空气动力黏度, T_s 为与气膜组分相关的 Sutherland 常数, $T_s = 110.4 \text{ K}$ 。

3 稀薄气体润滑能量方程

3.1 修正能量方程

润滑膜压力、膜厚、动力黏度和温度是互相影响的。为了获得微型动压轴承内超薄气膜的温度场,需要建立适用于稀薄气体润滑的能量方程^[16]。由于气膜的热量主要是由气流阻力、轴颈表面剪切力和轴颈-轴瓦界面处热传导等产生,而实际大多数情况下约 90% 的热量会通过流体膜带走,轴颈-轴瓦热传导的热量很少。此外,典型微型气体轴承的长径比范围为 0.05~0.1,比传统气体动压轴承低一个数量级。因此,本文忽略轴颈-气膜-轴瓦界面上沿膜厚方向的热量传递和稀薄气体流动时的动能与势能变化,假设稀薄气体流动是绝热且流体润滑剂的能量变化仅是温度的函数,气

膜温度 T 只是 x 和 z 的函数,因此,根据能量守恒原理得到稀薄气体润滑能量方程为

$$q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{U^2 \mu(T)}{h + 2\lambda_0} + \frac{h^3}{2\mu(T)} \frac{Q_p}{D} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (6)$$

$$J\rho c_v$$

其中

$$\begin{cases} q_x = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{2\mu(T)} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{Q_p}{D} \\ q_z = -\frac{h^3}{2\mu(T)} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \frac{Q_p}{D} \end{cases}$$

式中 q_x 和 q_z 分别为 x 和 z 方向的容积流量, U 为移动表面的滑动速度, ρ 为空气密度, c_v 为比定容热容, $c_v = 0.717 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, J 为热功当量, $J = 4.184 \text{ J/cal}$, T 为超薄气膜温度, D 为逆 Knudsen 数, $D = \sqrt{\pi}/(2Kn)$, Q_p 为 Poiseuille 流量系数。

3.2 修正能量方程的有限差分表达式

考虑到温度计算过程的方便和简洁,将上述能量方程无量纲化,令

$$\begin{cases} x = R\varphi, z = R\lambda, h = c_0 H \\ p = p_a p', \mu = \mu_0 \mu^*, q = U c_0 Q \\ T = \frac{UR\mu_0}{2J\rho c_v c_0^2} T^*, U = \omega R, \Lambda = \frac{6\mu\omega R^2}{p_a c_0^2} \\ T^* = \frac{12J\rho c_v}{\Lambda p_a} T, Kn^* = \frac{\lambda}{c_0} \end{cases} \quad (7)$$

稀薄气体润滑能量方程的无量纲表达式为

$$Q_x \frac{\partial T^*}{\partial \varphi} + Q_z \frac{\partial T^*}{\partial \lambda} = \frac{2\mu^*}{H + 2Kn^*} + \frac{6H^3}{\Lambda^2 \mu^*} Q \left[\left(\frac{\partial p'}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial p'}{\partial \lambda} \right)^2 \right] \quad (8)$$

其中

$$\begin{cases} Q_x = \frac{H}{2} - \frac{H^3}{2\Lambda\mu^*} \cdot \frac{\partial p'}{\partial \varphi} Q \\ Q_z = -\frac{H^3}{2\Lambda\mu^*} \cdot \frac{\partial p'}{\partial \lambda} Q \end{cases}$$

式(8)整理后变为

$$\frac{\partial T^*}{\partial \varphi} = \frac{1}{Q_x} \left\{ \frac{2\mu^*}{H + 2Kn^*} + \frac{6H^3}{\Lambda^2 \mu^*} Q \left[\left(\frac{\partial p'}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial p'}{\partial \lambda} \right)^2 \right] - Q_z \frac{\partial T^*}{\partial \lambda} \right\} \quad (9)$$

将式(9)写成有限差分形式为

$$\frac{T_{i,j}^* - T_{i-1,j}^*}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} = \frac{1}{Q_{x(i,j)}} \left\{ \frac{2\mu_{i,j}^*}{H_{i,j} + 2Kn_{(i,j)}^*} + \frac{6H_{i,j}^3}{\Lambda_{i,j}^2 \mu_{i,j}^*} Q_{i,j} \left[\left(\frac{p'_{i,j} - p'_{i-1,j}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} \right)^2 + \left(\frac{p'_{i,j} - p'_{i,j-1}}{\lambda_j - \lambda_{j-1}} \right)^2 \right] - Q_{z(i,j)} \frac{T_{i,j}^* - T_{i,j-1}^*}{\lambda_j - \lambda_{j-1}} \right\} \quad (10)$$

其中

$$\begin{cases} Q_{x(i,j)} = \frac{H_{i,j}}{2} - \frac{H_{i,j}^3}{2\Lambda_{i,j}\mu_{i,j}^*} Q_{i,j} \frac{p'_{i,j} - p'_{i-1,j}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} \\ Q_{z(i,j)} = -\frac{H_{i,j}^3}{2\Lambda_{i,j}\mu_{i,j}^*} Q_{i,j} \frac{p'_{i,j} - p'_{i,j-1}}{\lambda_j - \lambda_{j-1}} \\ Q_{i,j} = 1 + 0.10842Kn_{(i,j)}^* + 9.3593/Kn_{(i,j)}^* - 1.17468 \end{cases}$$

因此,适用于稀薄气体润滑的无量纲能量方程的有限差分形式为

$$\begin{aligned} \left(\frac{Q_{x(i,j)}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} + \frac{Q_{z(i,j)}}{\lambda_j - \lambda_{j-1}} \right) T_{i,j}^* &= \frac{Q_{x(i,j)}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} T_{i-1,j}^* + \\ &\frac{Q_{z(i,j)}}{\lambda_j - \lambda_{j-1}} T_{i,j-1}^* + \frac{2\mu_{i,j}^*}{H_{i,j} + 2Kn_{(i,j)}^*} + \\ &\frac{6H_{i,j}^3}{\Lambda_{i,j}^2 \mu_{i,j}^*} Q_{i,j} \left[\left(\frac{p'_{i,j} - p'_{i-1,j}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} \right)^2 + \left(\frac{p'_{i,j} - p'_{i,j-1}}{\lambda_j - \lambda_{j-1}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (11)$$

修正能量方程的温度边界条件为

$$\begin{cases} T|_{\varphi=0,\lambda} = T|_{\varphi=2\pi,\lambda} \\ \frac{\partial T}{\partial \lambda}|_{\lambda=0} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

微型气体轴承在水平和竖直方向的气膜力为

$$\begin{cases} \bar{F}_x = p_a R^2 \int_{-\frac{B}{2R}}^{\frac{B}{2R}} \int_0^{2\pi} (p'_0 - 1) \sin \varphi d\varphi d\lambda \\ \bar{F}_y = p_a R^2 \int_{-\frac{B}{2R}}^{\frac{B}{2R}} \int_0^{2\pi} (p'_0 - 1) \cos \varphi d\varphi d\lambda \end{cases} \quad (13)$$

相应偏位角、承载系数和摩擦因数的计算公式为

$$\begin{cases} \theta = \arctan \left(\frac{\bar{F}_x}{\bar{F}_y} \right) \\ C_1 = \frac{W}{p_a R B} = \frac{\sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2}}{p_a R B} = \\ \frac{R}{B} \int_{-\frac{B}{2R}}^{\frac{B}{2R}} \int_0^{2\pi} (p'_0 - 1) \cos \varphi d\varphi d\lambda \\ F_b = - \int_{-\frac{B}{2R}}^{\frac{B}{2R}} \int_0^{2\pi} \left(\frac{\Lambda}{6} \cdot \frac{1}{H} + \frac{H}{2} \cdot \frac{\partial p'_0}{\partial \varphi} \right) d\varphi d\lambda \end{cases} \quad (14)$$

当求得静态气膜压力和气膜厚度后,利用偏

导数法^[17-18]求解轴颈小扰动时微型气体轴承的动态刚度和阻尼系数 K_{ij} 和 D_{ij} ($i, j=x, y$),详细的求解过程见参考文献[19]。

4 结果和讨论

采用Matrix & laboratory(MATLAB)中偏导数方程(PDE)工具箱和有限差分法数值求解超薄气膜润滑 Reynolds 方程、能量方程和气体黏温方程,将考虑稀薄效应及黏温热效应前后的气膜压力分布与学者 Orr^[20]和 Lee 等^[21]的结果进行对比,如图3所示,当偏心率 $\epsilon=0.8$,长径比 $B/D_{j0}=0.075$ (B 为微型轴承宽度, D_{j0} 为轴颈直径)和轴承数 $\Lambda=1$ 时,本文计算结果与文献的结果吻合良好,误差小于3%,证明了本文微型气体动压轴承热流体动力润滑分析方法的正确性及计算程序的可靠性。

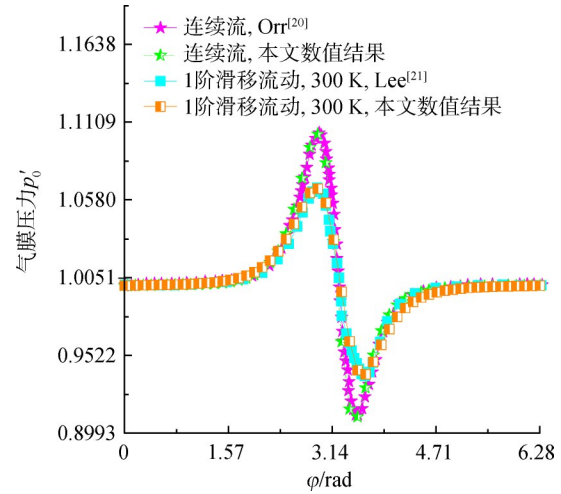


图3 考虑气体稀薄效应和热效应的气膜压力分布对比

Fig.3 Comparison of gas pressure distribution with considering gas rarefaction and thermal effects

4.1 轴颈倾斜角和黏温热效应对静态性能的影响

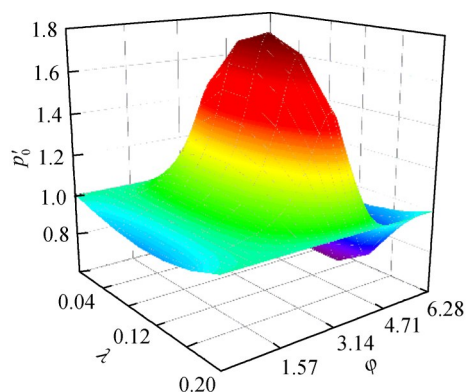
图4(a)~图4(d)分别给出了不同轴颈倾斜方向角对稀薄气体润滑和热流体动力润滑模型气膜压力 p'_0 和气膜厚度 H 的影响。可以看出,偏转角 β_x 和 β_y 导致气膜压力和气膜厚度分布产生了倾斜,相比轴颈绕 x 轴方向偏斜对 p'_0 和 H 的影响, β_y 显著降低了最大气膜压力,气膜厚度分布的偏转

程度也更明显。由于温度升高,气体分子间碰撞程度和分子动能增加,气体动力黏度随温度的增加而增加,气膜黏温效应略微增加了最大气膜压力。

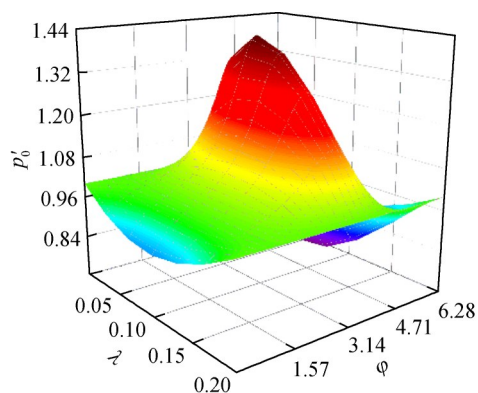
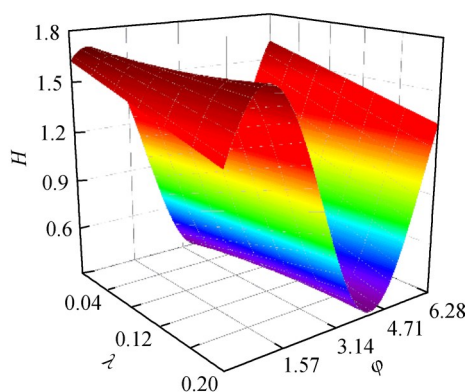
图 5 描述了当 $\epsilon=0.8, B/D_{j0}=0.1$ 时,微型气体动压轴承承载能力在不同方向偏斜角和黏温效应条件下随轴颈转速的变化规律。结果表明:考虑和不考虑轴颈倾斜时,稀薄气体润滑和热流体动力润滑模型的承载系数均随轴颈转速的增加接近线性增加。热流体动力润滑模型的承载系数大于稀薄气体润滑模型,随着偏斜角 β_x 和 β_y 逐渐

增加,考虑和不考虑黏温效应微型气体动压轴承的承载能力均显著下降,轴颈绕 y 轴偏转比绕 x 轴偏转对承载系数的降低作用更强。这是因为微型气体滑动轴承支承转子的质量,轴颈在竖直方向的偏转空间小于水平方向,偏转角越大对气膜厚度分布的改变越明显。轴颈转速越高,轴颈倾斜和黏温效应对微型气体轴承承载能力的影响效果增强。

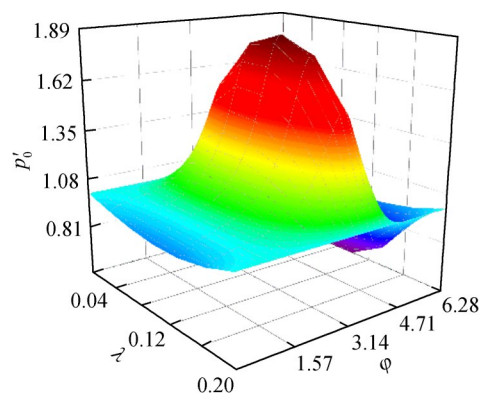
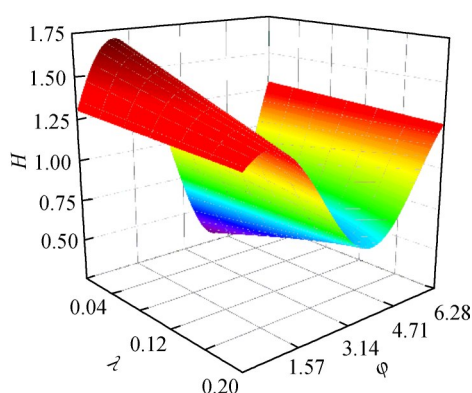
图 6(a)和图 6(b)分别表示 $\omega=5\times 10^4$ rad/s, $B/D_{j0}=0.1$ 时稀薄气体等温润滑与热流体动力润滑模型的承载系数 C_l 和摩擦因数 $-F_b$ 随偏心率



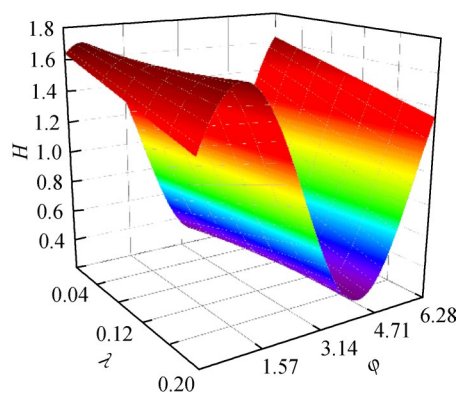
(a) $\beta_x=2.1\times 10^{-3}$ rad, $\beta_y=0$ rad, 稀薄气体润滑模型



(b) $\beta_x=0$ rad, $\beta_y=2.1\times 10^{-3}$ rad, 稀薄气体润滑模型



(c) $\beta_x=2.1\times 10^{-3}$ rad, $\beta_y=0$ rad, 热流体动力润滑模型



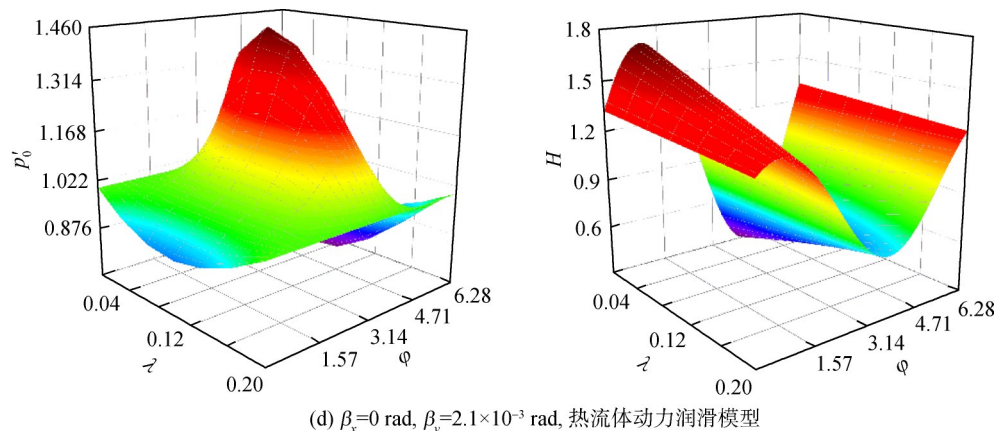
(d) $\beta_x=0$ rad, $\beta_y=2.1\times 10^{-3}$ rad, 热流体动力润滑模型图 4 不同轴颈倾斜角对稀薄气体和热流体动力润滑模型气膜压力和气膜厚度的影响($\epsilon=0.7, \omega=9\times 10^4$ rad/s, $B/D_0=0.1$)

Fig.4 Gas film pressure and thickness distributions within the micro gas bearing for different misalignment angle

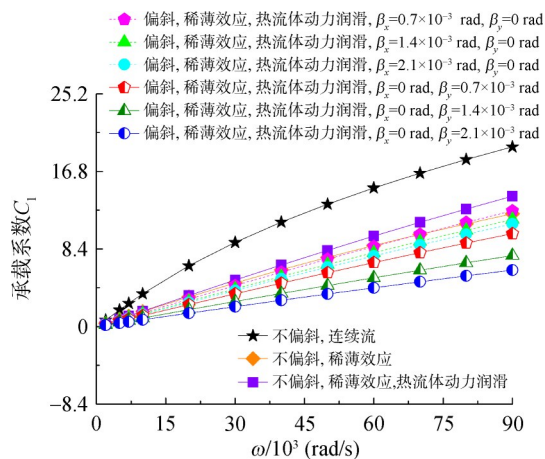
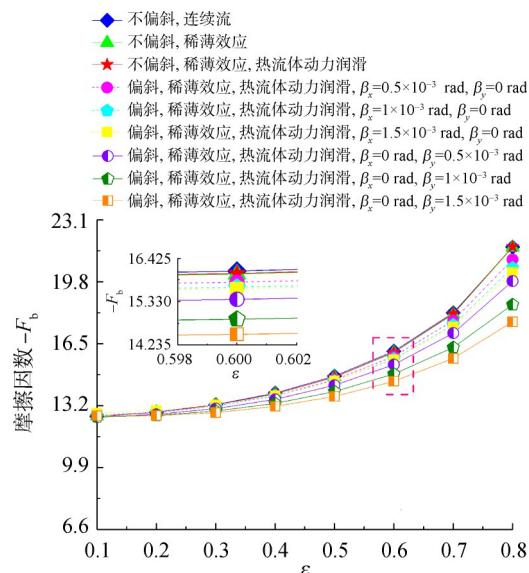
($\epsilon=0.7, \omega=9\times 10^4$ rad/s, $B/D_0=0.1$)

图 5 轴颈倾斜角和转动角速度对考虑黏温热效应微型气体轴承承载系数的影响

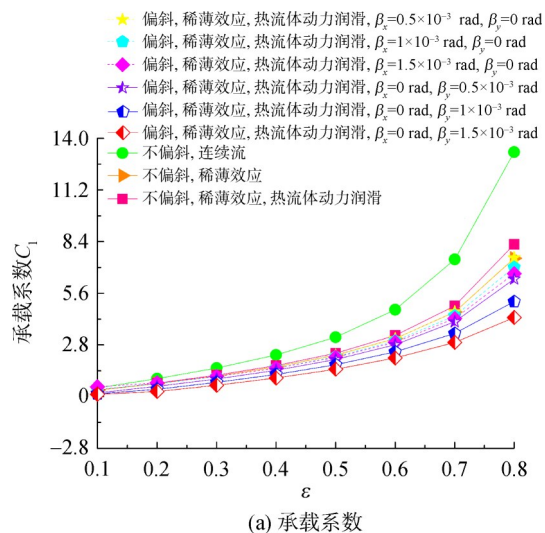
Fig.5 Load carrying capacity of gas microbearings considering viscosity-temperature effect for various rotation speed and misalignment angle



(b) 摩擦因数

图 6 轴颈倾斜角和偏心率对考虑黏温热效应微型气体轴承承载系数和摩擦因数的影响

Fig.6 Influence of eccentricity ratio and misalignment angle on load capacity coefficient and friction coefficient



(a) 承载系数

轴颈倾斜角的变化曲线。由图可知,气体稀薄效应降低了微型轴承的承载能力而黏温热效应则呈现出相反的影响趋势。随着偏心率的增加,无量纲承载力和摩擦力均逐渐增大。偏心率相同的条件下,承载系数和摩擦因数均随轴颈倾斜角 β_x 和 β_y 的增加而减小,倾斜方位角 β_y 对 C_l 和 $-F_b$ 的降低作用更为明显。 β_y 显著改变了微型轴承内的最小气膜厚度,导致气膜内切应力降低从而导致微型轴承的摩擦因数下降,且偏心率越大,气体稀薄

程度增强,更多的摩擦热在超薄气膜间隙内产生, C_l 和 $-F_b$ 受轴颈倾斜的影响更大。

4.2 轴颈倾斜角和黏温热效应对动态性能的影响

图 7 分别给出了轴颈倾斜方位角、黏温热效应和扰动频率对微型气体轴承动态刚度系数的影响。可以看出,直接刚度系数 K_{xx} 和 K_{yy} 随扰动频率的增加而增加,交叉耦合刚度 K_{xy} 随 Ω 增加先增加,当 $\Omega > 1$ 逐渐降低,最后趋近于稳定值, K_{yx} 则呈现出不断减小的变化趋势。气体稀薄效应降低了微型轴承的直接刚度,黏温热效应提高了轴承的 K_{xx} 和 K_{yy} ,而两者对交叉刚度系数的改变不明

显。考虑转子轴线和轴承孔中心线不平行缺陷,黏温热效应对刚度系数的提高效果远小于轴颈倾斜对微型气体轴承动态刚度系数的降低作用,偏转方位角越大则气膜刚度越小,轴颈绕 y 轴偏转的动态刚度系数更小。

图 8 分别显示了轴颈倾斜角、黏温热效应和无量纲扰动频率对微型气体轴承动态阻尼系数的影响。图中可知,阻尼系数 D_{xx} 随扰动频率增加呈现出先增加后减小的趋势,当 $\Omega > 1$ 各模型的 D_{xx} 曲线逐渐重合,动态阻尼系数交叉耦合项的绝对值随 Ω 均减小,当扰动频率 $\Omega > 2$ 时, D_{xy} 和 D_{yx} 趋

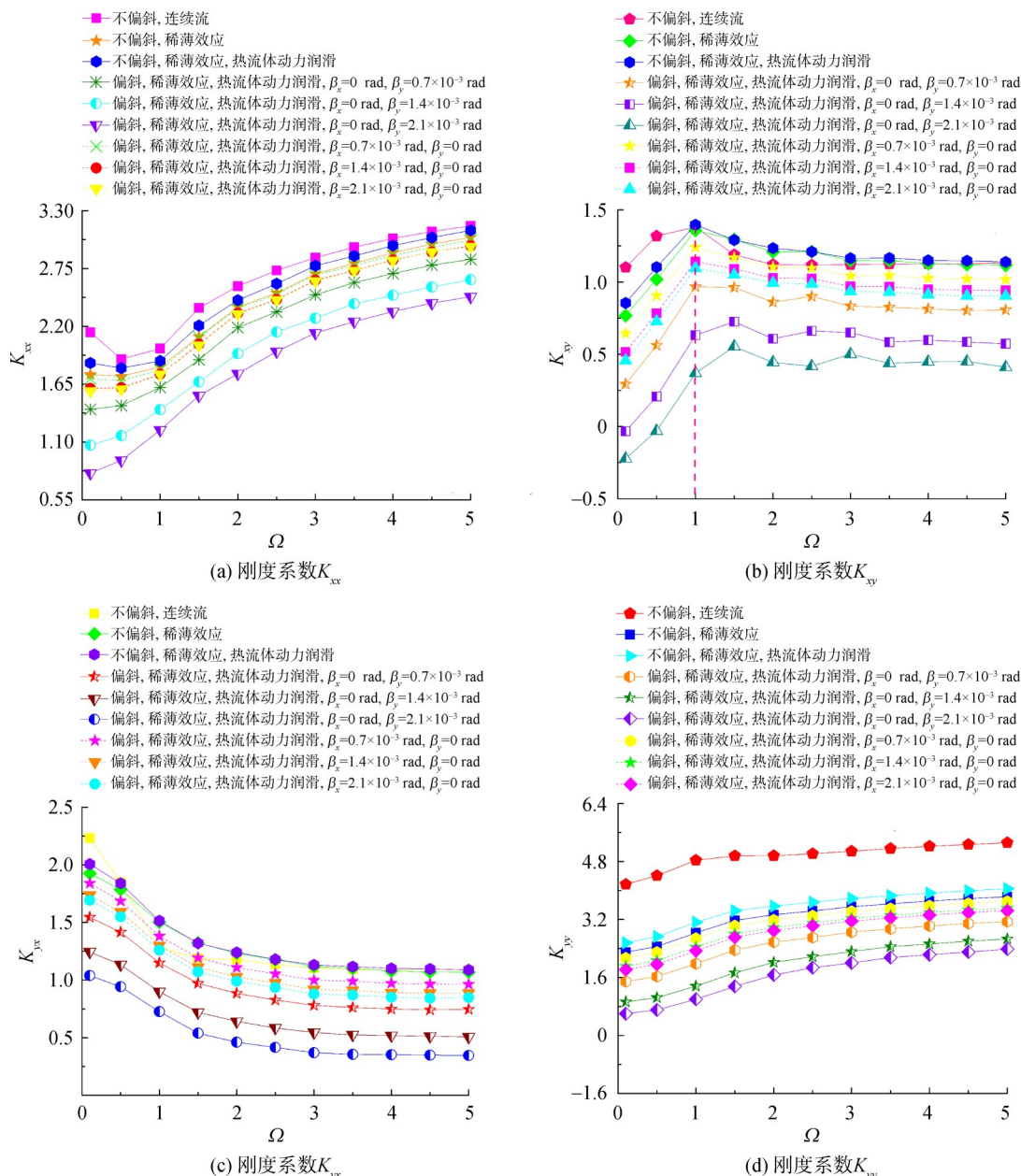


图 7 扰动频率和轴颈倾斜角对考虑黏温热效应微型气体轴承动态刚度系数的影响($\epsilon=0.7$, $\omega=7 \times 10^4$ rad/s, $B/D_{j0}=0.1$)

Fig.7 Influence of perturbation frequency and misalignment angle on dynamic stiffness coefficients

$$(\epsilon=0.7, \omega=7 \times 10^4 \text{ rad/s}, B/D_{j0}=0.1)$$

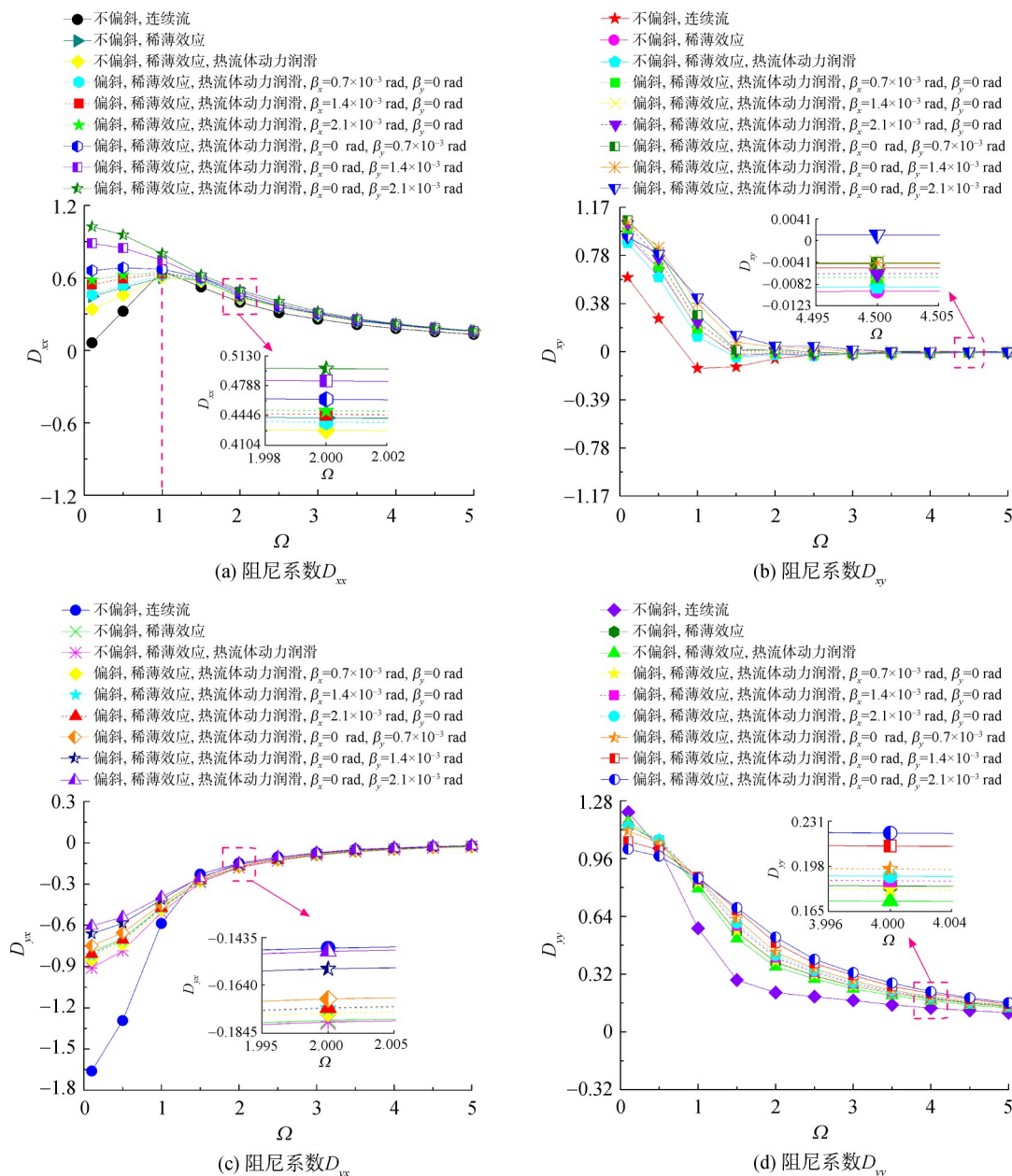


图8 扰动频率和轴颈倾斜角对考虑黏温热效应微型气体轴承动态阻尼系数的影响

$$(\epsilon=0.7, \omega=7 \times 10^4 \text{ rad/s}, B/D_{j0}=0.1)$$

Fig.8 Influence of perturbation frequency and misalignment angle on dynamic damping coefficients

$$(\epsilon=0.7, \omega=7 \times 10^4 \text{ rad/s}, B/D_{j0}=0.1)$$

近于零,而 D_{yy} 随扰动频率的增加而减小。相比等温气体连续流动模型,稀薄效应显著增加了微型轴承的直接阻尼系数,当稀薄效应与黏温热效应的耦合作用时, D_{xx} 和 D_{yy} 的值有所下降。当考虑轴颈倾斜角 β_x 和 β_y 时,各阻尼系数进一步增加,绕 y 轴偏转的动态阻尼系数始终大于轴颈绕 x 轴偏转的阻尼系数。

如图9所示,轴颈偏心率较大时,黏温热效应和轴颈倾斜对微型气体动压轴承动态系数的影响愈发明显。可以看出,直接动态刚度系数 K_{xx} 和

K_{yy} 均随偏心率 ϵ 的增加而增加,而直接阻尼系数则呈现出相反的变化趋势。稀薄效应显著降低了动态刚度系数而提高了 D_{xx} 和 D_{yy} ,当同时考虑气体黏温热效应时,微型轴承的直接刚度系数略微增加而直接阻尼系数有所下降,轴颈绕 x 或 y 轴偏转均降低了气膜刚度而增加了稀薄气体热流体动力润滑模型的直接阻尼系数,轴颈相对轴承孔的偏转方位角越大,直接刚度系数越小,直接阻尼系数越大,轴颈绕 y 轴偏转的直接刚度系数更小而直接阻尼系数偏大。

图 10 为考虑黏温热效应前后微型气体轴承动态刚度系数随轴颈旋转角速度和偏斜方位角的变化曲线。由于微型气体动压轴承必须在轴颈高速运转下正常工作,可以看出,动态刚度系数均随 ω 的增加而显著增加。在稀薄效应降低动态刚度系数的基础上考虑气体黏温热效应后各动态刚度系数有所增加。偏斜角 β_x 和 β_y 使超薄气膜刚度快速下降,轴颈绕 x 和 y 轴偏转方位角越大,动态刚度系数降低程度更为明显。这是因为轴颈倾斜角和动压效应增强加剧了轴承两端的侧泄量,降低了润滑气膜支承刚度。

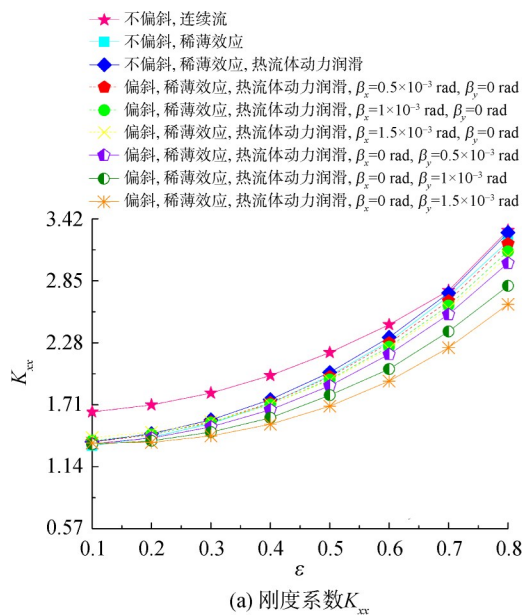


图 11 为轴颈转速、轴颈倾斜角和黏温热效应耦合作用下微型气体动压轴承的动态阻尼系数。从图中可知,直接阻尼系数 D_{xx} 和 D_{yy} 以及交叉耦合阻尼系数 D_{xy} 随 ω 增加先增加后减小,而 D_{yx} 表现出逐渐减小的趋势。气体稀薄效应增加了动态阻尼系数而黏温热效应降低了气膜阻尼。轴颈转速较小时,轴颈倾斜角 β_x 和 β_y 使各阻尼系数不断减小,当 $\omega > 2 \times 10^4$ rad/s 时,考虑不同轴颈倾斜角的动态阻尼系数曲线发生颠倒,此时随着 β_x 和 β_y 的不断增大,动态阻尼系数也逐渐增大,绕 y 轴偏转的动态阻尼系数始终大于绕 x 轴偏转的结果。

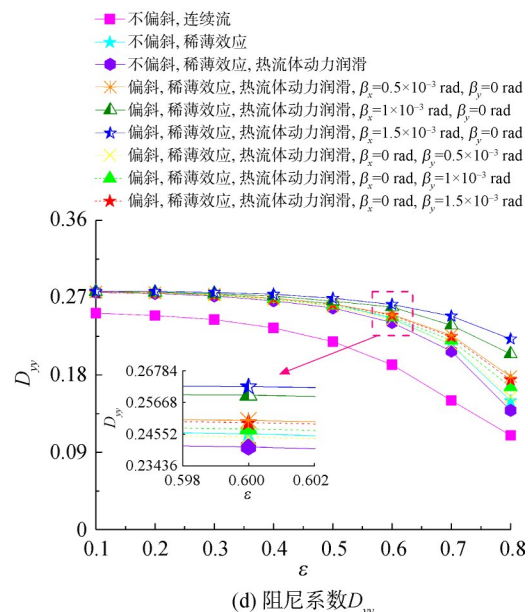
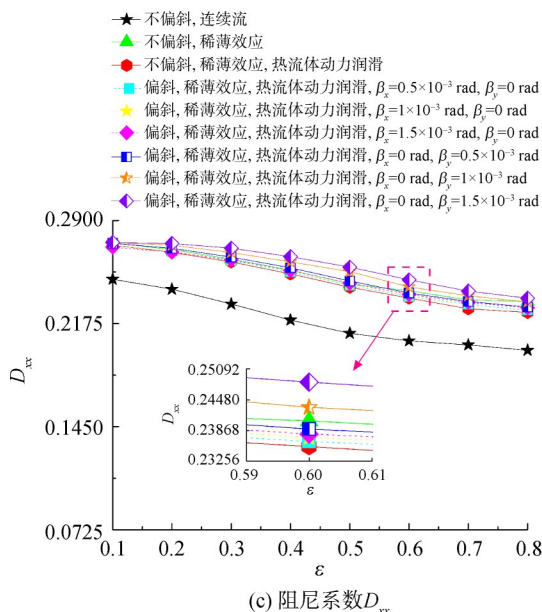
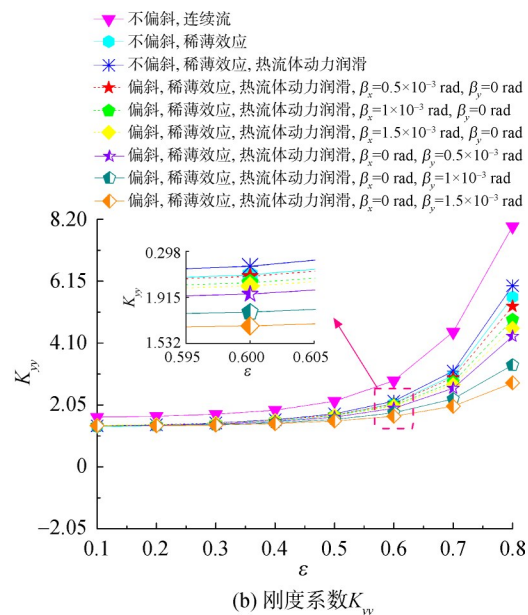
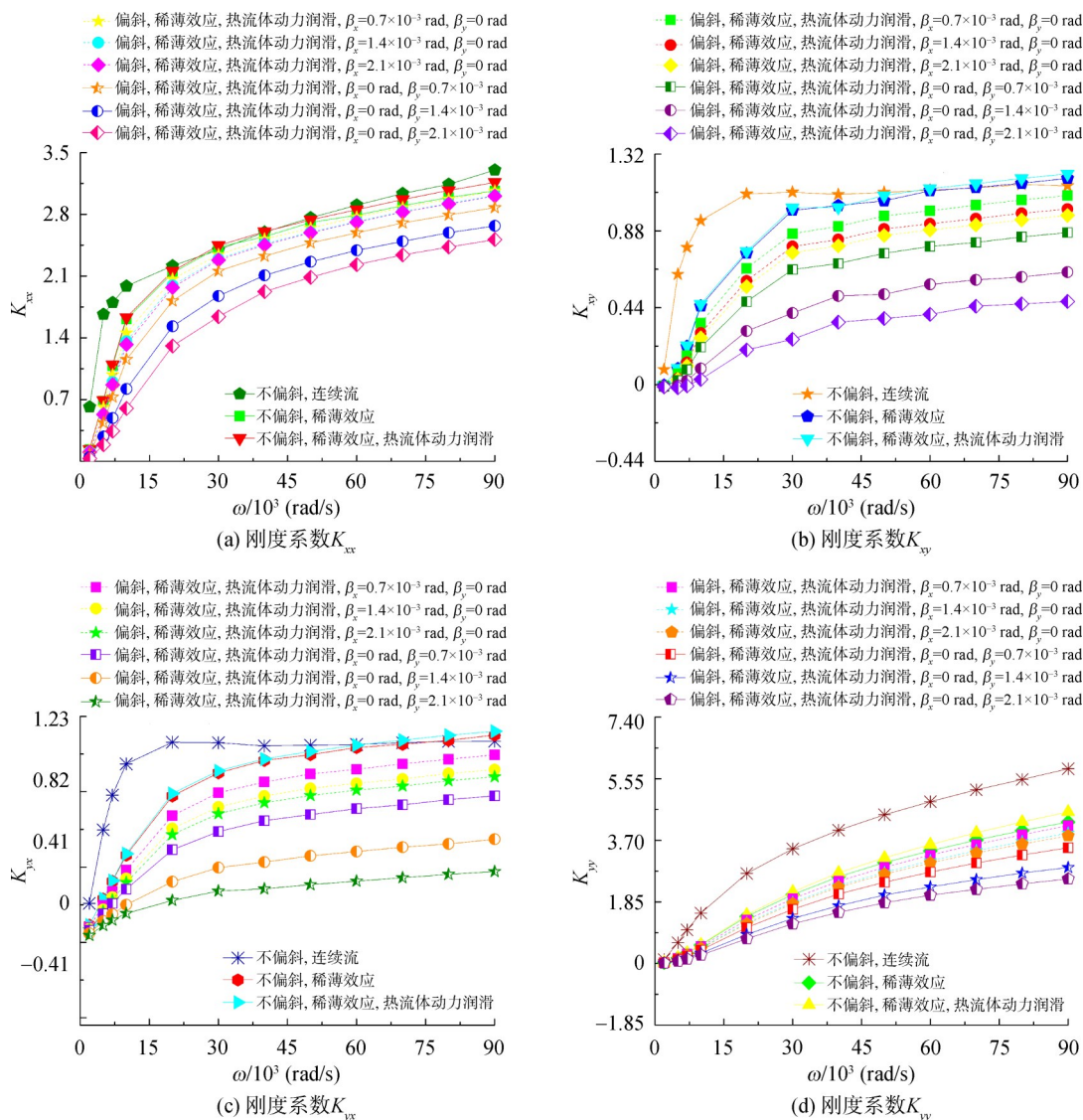
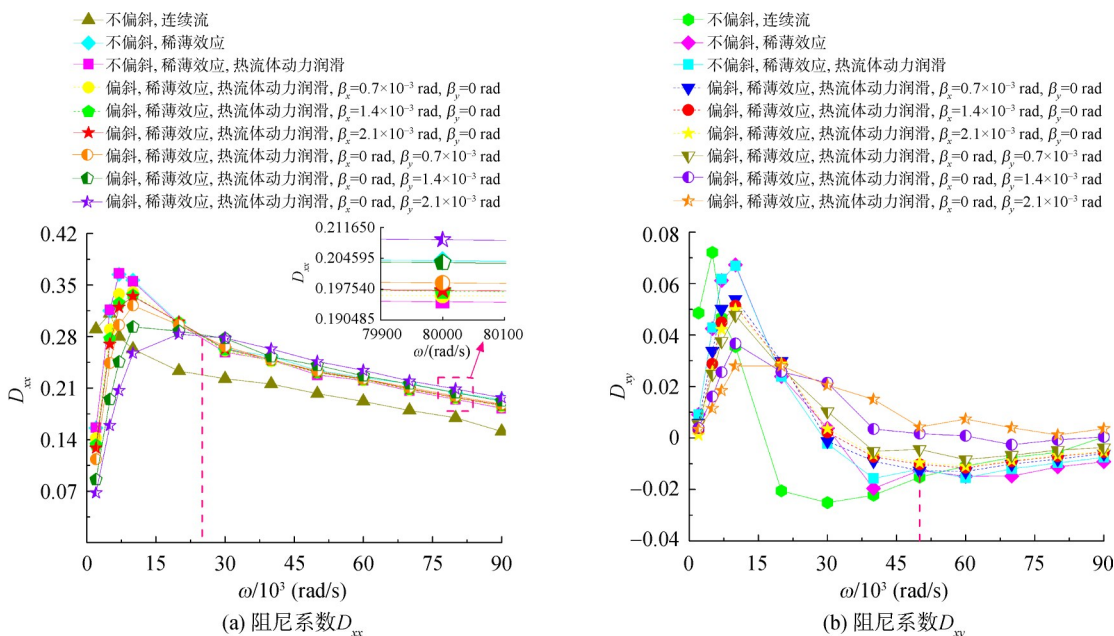


图 9 偏心率和轴颈倾斜角对考虑黏温热效应微型气体轴承动态系数的影响 ($\Omega=4, \omega=5 \times 10^4$ rad/s, $B/D_{j0}=0.1$)

Fig.9 Influence of eccentricity ratio and misalignment angle on dynamic coefficients

($\Omega=4, \omega=5 \times 10^4$ rad/s, $B/D_{j0}=0.1$)

图10 轴颈转速和轴颈倾斜角对考虑黏温热效应微型气体轴承动态刚度系数的影响 ($\Omega=4, \epsilon=0.7, B/D_{j0}=0.1$)Fig.10 Influence of rotation speed and misalignment angle on dynamic stiffness coefficients ($\Omega=4, \epsilon=0.7, B/D_{j0}=0.1$)

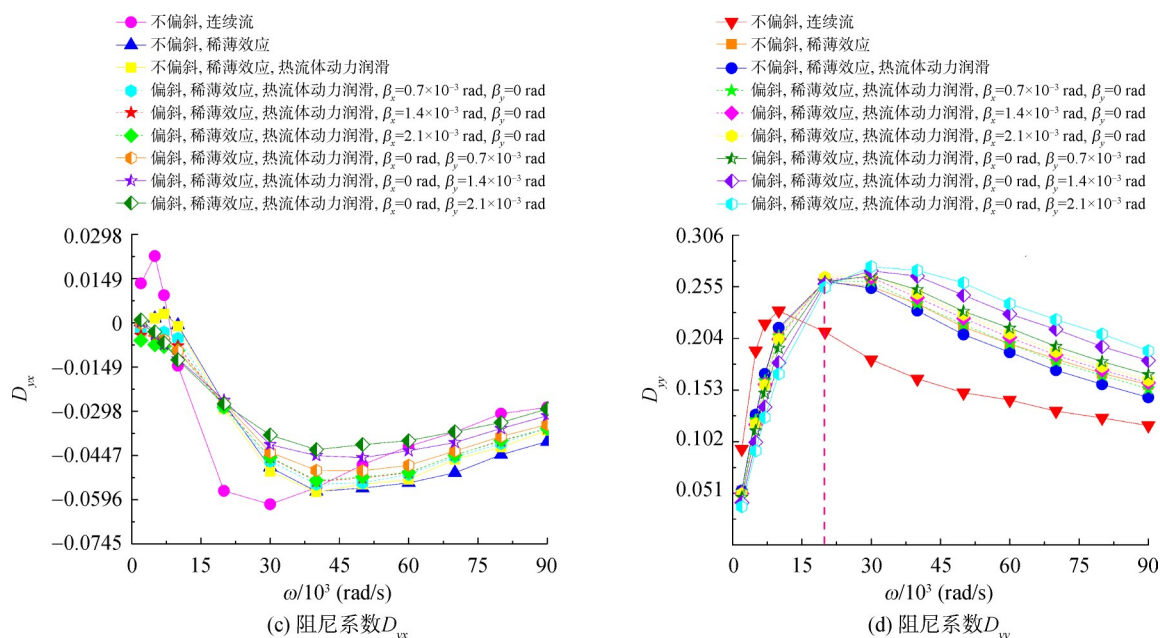


图 11 轴颈转速和轴颈倾斜角对考虑黏温热效应微型气体轴承动态阻尼系数的影响 ($\Omega=4, \epsilon=0.7, B/D_{j0}=0.1$)

Fig.11 Influence of rotation speed and misalignment angle on dynamic damping coefficients

($\Omega=4, \epsilon=0.7, B/D_{j0}=0.1$)

5 结 论

本文研究了稀薄效应、黏温热效应以及轴颈倾斜对微型气体动压轴承热流体动力润滑特性的影响,推导了计入气体稀薄效应的修正能量方程及其有限差分表达式。通过联立求解修正 Reynolds 方程、修正能量方程和气体黏温关系,讨论了黏温热效应、轴颈倾斜方位角和轴承结构参数对气膜压力分布、承载系数以及动态系数等润滑性能的影响。得出以下主要结论:

1) 当转子轴线和轴承孔中心线发生倾斜时,气膜压力分布和气膜厚度分布产生偏转,不同的偏转角对应不同的偏斜方向,相比轴颈绕 x 轴方向偏转,偏转角 β_y 对微型气体轴承最大气膜压力分布的降低效果更为明显。

2) 由于气体黏度是分子间动量传递的综合体现,温度升高加剧气体分子运动,气体黏度随温度的升高而升高。气膜热效应提高了微型气体轴承的最大气膜压力、承载系数和动态刚度系数,而降低了直接阻尼系数。

3) 当转子轴线和轴承孔中心线发生偏转时,微型气体轴承的承载能力、摩擦因数和动态刚度系数急剧下降,而各阻尼系数不断增加。轴颈绕 y 轴偏转比绕 x 轴偏转对承载系数、摩擦因数和刚度系数的降低作用更明显。

参考文献:

- [1] 燕震雷,伍林.稀薄效应对可倾瓦动压气体轴承性能的影响[J].航空动力学报,2020,35(7):1496-1505.
YAN Zhenlei, WU Lin. Effect of rarefied effect on the performance of tilting pad dynamic pressure gas bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1496-1505. (in Chinese)
- [2] EZZAT H A, ROHDE S M. A Study of the thermohydrodynamic performance of finite slider bearings[J]. Journal of Tribology, 1973, 95(3): 298-307.
- [3] MAJUMDAR B C. The thermohydrodynamic solution of oil journal bearings[J]. Wear, 1975, 31(2): 287-294.
- [4] ZHANG S, BOGY D B. A heat transfer model for thermal fluctuations in a thin slider/disk air bearing[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1999, 42(10): 1791-1800.
- [5] BOUYER J, FILLON M. Improvement of the THD performance of a misaligned plain journal bearing[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 334-342.
- [6] MICHAUD P, SOUCHET D, BONNEAU D. Thermohydrodynamic lubrication analysis for a dynamically loaded journal bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(1): 49-61.
- [7] JANG J Y, KHONSARI M M. On the behavior of misaligned journal bearings based on mass-conservative thermohydrodynamic analysis[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(1): 1-13.
- [8] BAI S, PENG X, MENG Y, et al. Modeling of gas thermal effect based on energy equipartition principle[J]. Tribology

- transactions, 2012, 55(6):752-761.
- [9] 黎伟,汪久根,洪玉芳,等.考虑轴颈偏斜的多瓦径向滑动轴承热流体动力润滑分析[J].润滑与密封, 2012, 37(11): 1-4.
- LI Wei, WANG Jiugen, HONG Yufang, et al. Thermo-elasto-hydrodynamic lubrication analysis on multi-tilting-pad journal bearing with misalignment[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(11):1-4. (in Chinese)
- [10] ŞEN S, DARICI S. Transient conjugate heat transfer in a circular microchannel involving rarefaction, viscous dissipation and axial conduction effects[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 111:855-862.
- [11] LINJAMAA A, LEHTOVAARA A, LARSSON R, et al. Modelling and analysis of elastic and thermal deformations of a hybrid journal bearing[J]. Tribology International, 2018, 118:451-457.
- [12] YANG J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermo-elasto-hydrodynamic computational fluid dynamics model of a tilting pad journal bearing: Part I static response[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(6):061702.1-061702.21.
- [13] YANG J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermo-elasto-hydrodynamic computational fluid dynamics model of a tilting pad journal bearing: Part II dynamic response[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(6):061703.1-061703.16.
- [14] LI L, ZHANG D, XIE Y. Effect of misalignment on the dynamic characteristic of MEMS gas bearing considering rarefaction effect[J]. Tribology International, 2019, 139:22-35.
- [15] DUWENSEE M. Numerical and experimental investigations of the head/disk interface[M]. San Diego: University of California, 2007.
- [16] FATU A, HAJJAM M, BONNEAU D. A new model of thermoelastohydrodynamic lubrication in dynamically loaded journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(1):53-54.
- [17] YANG L, LI H, YU L. Dynamic stiffness and damping coefficients of aerodynamic tilting-pad journal bearings[J]. Tribology International, 2007, 40(9):1399-1410.
- [18] 戚社苗, 耿海鹏, 虞烈. 动压气体轴承的动态刚度和动态阻尼系数[J]. 机械工程学报, 2007(5):91-98.
- QI Shemiao, GENG Haipeng, YU Lie. Dynamic stiffness and dynamic damping coefficients of aerodynamic bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007(5):91-98. (in Chinese)
- [19] 吴垚, 杨利花, 徐腾飞, 等. 气体动压径向轴承超薄气膜润滑特性分析[J]. 振动工程学报, 2019, 32(5):908-917.
- WU Yao, YANG Lihua, XU Tengfei, et al. Analysis on dynamic characteristics of the ultra-thin gas film lubrication in cylindrical gas journal bearing[J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(5):908-917. (in Chinese)
- [20] ORR D J. Macro-scale investigation of high speed gas bearings for MEMS devices[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- [21] LEE Y B, KWAK H D, KIM C H, et al. Numerical prediction of slip flow effect on gas-lubricated journal bearings for MEMS/MST-based micro-rotating machinery[J]. Tribology international, 2005, 38(2):89-96.

(编辑:张 雪)