

多孔介质气体润滑轴承气热耦合研究

康磊¹, 张肖男², 娄建军³, 强亮亮³

(1. 清华东莞创新中心, 广东 东莞 523808; 2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;
3. 江苏禄航动力科技有限公司, 江苏 南京 211113)

摘要:考虑气体温度梯度对工质物性及轴承热稳定性的影响, 以及润滑气体和多孔介质的传热耦合, 在满足 Darcy 定律条件下三维求解雷诺方程, 计算了轴承间隙和多孔介质中气体的压力及温度分布。分析了 3 个给定供给压力(0.5、0.65 和 0.8 MPa)、3 种轴承偏心率(0.2、0.5、0.8)对轴承的承载能力、偏位角及润滑流量的影响, 计算结果表明:在不同的轴偏心率下均存在有一段轴承最佳渗透系数范围, 表征该范围承载能力最强; 偏心率越大, 轴承承载能力越高, 最佳渗透系数区间也越明显; 轴承压缩数越大承载能力也越高; 间隙中温度分布不均匀导致轴承承载能力降低, 通过调整压力和偏心率增加介质的润滑流量, 及时导出摩擦产生热量降低间隙中气膜温度, 可使轴承平衡稳定运行。

关键词:多孔介质; 气膜间隙; 压力场; 温度场; 有限差分法

中图分类号: TH133.3 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.03.023

[引用本文格式] 康磊, 张肖男, 娄建军, 等. 多孔介质气体润滑轴承气热耦合研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(3): 158-166.
KANG Lei, ZHANG Xiao-nan, LOU Jian-jun, et al. Conjugate heat transfer study on porous media gas lubricated bearing[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 158-166.

Conjugate Heat Transfer Study on Porous Media Gas Lubricated Bearing

KANG Lei¹, ZHANG Xiao-nan², LOU Jian-jun³, QIANG Liang-liang³

(1. Tsinghua Innovation Center in Dongguan, Dongguan, China, Post Code: 523808;
2. No. 703 Research Institute of CSIC, Harbin, China, Post Code: 150078;
3. Jiangsu Luhang Power Technology Co. Ltd., Nanjing, China, Post Code: 211113)

Abstract: Porous media bearing has been widely used for its high load capacity and static and dynamic characteristics. This paper considers the influence of temperature gradient on bearing characteristics and solves the Reynolds equation in three-dimensions under the condition of Darcy's law. The pressure distribution in the bearing gap and porous media is calculated. Since the temperature of the lubricating medium affects the physical properties, the heat transfer coupling between the lubricating gas and the porous medium is considered. The effects on the bearing characteristics from different pressures, different eccentricities, and different temperature conditions are investigated. The calculation results shows: there is a range of optimal feeding parameter for bearing load capacity under different eccentricities; the greater the eccentricity, the higher the bearing capacity, and the more noticeable the optimal feeding parameter interval. The larger bearing number of bearing, the higher the capacity. As the temperature increases, the viscosity decreases, and the temperature distribution in the gap is non-uniform, which causes the bearing load to decrease. By adjusting the pressure and eccentricity, the lubrication flow rate of the medium is increased, and the film temperature is lowered, leading to stable operation of the bearing.

Key words: porous media, film gap, pressure field, temperature field, finite difference method

符号说明

c —轴承间隙,mm;
 h —气膜厚度,mm;
 e —偏心量,mm;
 θ —圆柱坐标系下周向角度坐标,rad;
 r —圆柱坐标系下径向位移坐标,rad;
 U —轴承间隙中气体周向速度,m/s;
 V —轴承间隙中气体轴向速度,m/s;
 W —轴承间隙中气体径向速度,m/s;
 w —多孔介质中气体的径向速度,m/s;
 u —多孔介质中气体的周向速度,m/s;
 v —多孔介质中气体的轴向速度,m/s;
 Ω —旋转角速度,rad/s;
 ζ —多孔介质渗透率, m^2 ;
 μ —气体动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
 φ —相位角,rad;
 R —轴半径,mm;
 D —轴径,mm;
 x —笛卡尔坐标系下周向坐标位置,mm;
 y —笛卡尔坐标系下轴向坐标位置,mm;
 z —笛卡尔坐标系下径向坐标位置,mm;
 ρ —气体密度, kg/m^3 ;
 H —多孔介质厚度,mm;
 p —间隙中或多孔介质中的气体压力,Pa;
 k' —导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
 p_a —排气压力,Pa;
 p_s —进气压力,Pa;
 q —轴承间隙中气体,流量;
 L —轴承宽度,mm;
 w_g —轴承载荷,N;
 w_t —轴承载荷的径向分量,N;
 w_n —轴承载荷的切向分量,N;
 C_v —气体定容比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;
 V_t —气体非轴向分量,m/s;
 β_t —气体体积膨胀系数, K^{-1} ;
 Q_s —气体线性热流密度, W/m ;
 h_B —多孔介质与轴承表面对流换热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
 h_j —多孔介质与轴表面对流换热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
 Pr —普朗特数;
 f —气体与接触介质表面的摩擦系数;
 T —温度,K;
 Δp —无量纲轴承渗透数;
 Λ —无量纲轴承压缩数;
 $\overline{W}$ —无量纲轴承载系数;
 c_s —固体域的定压比热, J/kg ;
 c_p —气体域的定压比热, J/kg ;
 ε —偏心率 $\varepsilon = e/c$;
 φ —加权系数;
 R_c —气体常数;
下标 0—轴承间隙气体与轴接触表面;
下标 h—轴承间隙气体与多孔介质接触表面;
下标 B—轴承表面;
下标 J—转子轴表面;

下标 1—气膜间隙;
下标 2—多孔介质;
下标 f—气体域;
下标 s—固体域;
下标 m—两相加权后。

引 言

多孔介质材料中分布着成千上万且互相连通的小孔,高压气体通过此材料节流后会产生更加均匀的压力分布,多孔质静压轴承具有很高的承载能力和良好的动态稳定性^[1],在机床、精密仪器及高速旋转设备中被广泛应用;多孔介质内的流动满足 Darcy 定律,German^[2]认为在雷诺数较小时,流体中的粘性力占主导作用时 Darcy 定律才是有效的,而雷诺数较大时惯性力起主导作用,这时 Darcy 定律就变的不精确了,渗透率是由多孔材料特性决定的;随着压力和温度的变化,多孔质材料会发生变形影响孔隙率的变化,从而影响到渗透系数^[3];台湾学者 CHIH-CHUAN LEE 和 HSIEN-I YOU^[4]假设气膜间隙中流动绝热,计算了多孔介质轴承间隙的压力场,研究得:轴承载荷对应着一个最佳轴承压缩数,对应最大载荷的轴承压缩数在 0.5 ~ 1.0 之间;T. S. Luong^[5]等人利用试验和数值的方法研究了多孔介质的空气推力轴承静态特性,研究表明:一维线性 Darcy 定律模型和三维线性 Darcy 定律模型轴承的静力学特性均能和试验吻合;NewWay Precision Air Bearings Inc^[6]科研人员研究了多孔介质内和气膜间隙中压力分布,计算承载能力,并获得了与滑移速度、空气粘度系数相关的阻力系数的表达式,计算了介质与轴的热传导,忽略了空气对流和多孔介质的传热。Ehsan Mohseni Languri 和 Davood Domairry Ganji^[7]计算了多孔介质内的热传导,显示纵向的张量系数是横向的三倍。刘大全等人^[8]采用一维稳态计算模型研究了滑动轴承一维温度场稳态热效应,避开了温度场控制方程和广义雷诺方程的迭代,可快速获得轴承的热效应。崔海龙等人^[9]采用 ANSYS 对多孔介质静压轴承的径向特征做了模拟,得到不同承载条件下最佳刚度的气膜间隙区间;任佟等人^[10]提出了一种气膜阻尼模型预测气体轴承动态特性的方法,揭示了气膜阻尼影响气体轴承动态特性的内在机制;谢伟松等人^[11]总结了弹性箔片气体轴承在航空发动机领域的应用现状,阐述了

箔片轴承减轻了机械润滑的重量并解决了高温失效问题,但基于 Reynolds 方程的多场耦合求解及动态稳定性等方面还需继续深入研究;杜洪峰等人^[12]采用有限元方法对真空预载型多孔介质静压气体轴承数值分析,将负压腔引入多孔质静压轴承设计中,并给出了轴承刚度和负压腔面积的对应关系;冯凯等人^[13]结合能量方程和热传导方程求解雷诺方程得到轴承内的气压分布,并揭示了载荷、转速、温升之间的关系;李运堂等人^[14]以真空环境下小孔节流静压轴承为研究对象,推导了黏性流转变为分子流的临界半径,并给出了提高轴承性能的几个关键参数;张卫艳等人^[15]利用仿真和试验的方法确定了在给定的气膜厚度时,存在最佳渗透区间使轴承承载能力最强。

当转速升高到一定程度时,产生的热量不能快速传出,导致间隙内的工质的状态发生变化,且温度的升高导致轴承体产生变形,这时就不能忽略温度对轴承求解的影响,本文在前人各种计算方法的基础上耦合了雷诺方程、连续方程、温度传输控制方程、两相热平衡方程及状态方程等,求解了多孔介质轴承的间隙压力场、间隙温度场、多孔质压力场及多孔质温度场等多个物理场,通过壁面、轴接触区域、进出口等边界条件、获得了间隙和多孔介质中的气体流道分布特征,所有方程的离散方法均采用有限差分方法;相对于单一的温度场或压力场,计算准确性明显提高,相对于两相传热,压力的变化对轴承特性的影响更为直接。

1 理论分析

1.1 气膜间隙压力场

图 1 给出了径向气体多孔介质轴承结构剖面图,在间隙中气体在以下假设条件下满足雷诺方程:(1) 忽略介质重力的影响;(2) 壁面边界上无滑移;(3) 忽略压力在气膜厚度方向的变化;(4) 忽略气膜曲率的影响;(5) 满足牛顿黏性定律;(6) 忽略惯性力的影响;(7) 在气膜厚度方向的粘度无变化;(8) 间隙内流动为层流。在间隙中气体速度满足式(1),式(1)与连续方程联立可得气体润滑在笛卡尔坐标系下的雷诺方程见式(2),在间隙中的气膜厚度满足 $h = c + e \cos \theta$,式中的密度 ρ 是温度和压力的状态函数,粘度 μ 是温度的单值函数;将 $\frac{\partial h}{\partial t}$ 项用

靠近轴和多孔介质的速度边界差 $W_h - W_0$ 代替,令 $U = U_0 + U_h, V = V_0 + U_h$ 且认为流体密度不随时间变化,可将雷诺方程简化成式(3);由于在轴表面的径向速度 W_0 为零,在多孔介质壁面边界满足 Darcy 定律 $W_h = -\frac{\xi}{\mu} \left(\frac{\partial p_2}{\partial r} \right)_{r=H}$,可将雷诺方程转化成圆柱坐标系下的表达式(3);式中 Ω 为旋转角速度;气体通过外部压力在多孔介质中节流并进入轴承间隙,根据方程(4)可获得在间隙中的压力分布,随着转速的增加,转子在一定偏心率和相位时达到力平衡,轴向、周向对压力积分可得到径向力(式(5))和切向力(式(6)),平衡位置的承载力和相位角分别按式(7)、式(8)给出。

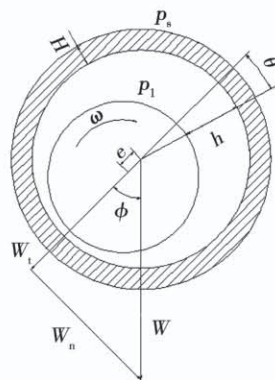


图 1 多孔介质轴承轴向剖视图

Fig. 1 The Axial section view of porous media bearing

$$\begin{cases} U = \frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p_1}{R \partial \theta} + \frac{\Omega R}{2} \\ V = \frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p_1}{\partial z} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p_1}{\partial y} \right) = \\ & 6(U_0 + U_h) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6(V_0 + V_h) \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + \\ & 6\rho h \frac{\partial(U_0 + U_h)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial(V_0 + V_h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \quad [4] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p_1}{\partial y} \right) = \\ & 6 \left[\frac{\partial}{\partial x} (U \rho h) + \frac{\partial}{\partial y} (V \rho h) + 2\rho (W_h - W_0) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{h^3 p_1}{12\mu R_c T_1} \frac{\partial p_1}{\partial \theta} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3 p_1}{12\mu R_c T_1} \frac{\partial p_1}{\partial z} \right\} = \\ & \frac{\Omega}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{p_1}{R_c T_1} h \right) - \frac{\xi}{\mu R_c T_1} p \frac{\partial p_2}{\partial r} \end{aligned} \quad (4)$$

$$w_t = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{2\pi} p_1 R \cos \theta d\theta dy \quad (5)$$

$$w_n = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{2\pi} p_1 R \sin \theta d\theta dy \quad (6)$$

$$w_g = \sqrt{w_t^2 + w_n^2} \quad (7)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(-\frac{w_n}{w_t} \right) \quad (8)$$

1.2 多孔介质内气体压力场

多孔介质径向轴承的结构见图2,气体在多孔介质中满足 Darcy 定律,若多孔介质为各向同性,在三个方向均有速度和压力梯度的关系,见式(9),将此式代入连续方程,可得气体在多孔介质中压力满足方程(10)。

$$w = -\frac{\xi}{\mu} \frac{\partial p_2}{\partial r}; u = -\frac{\xi}{\mu} \frac{\partial p_2}{\partial \theta}; v = -\frac{\xi}{\mu} \frac{\partial p_2}{\partial z} \quad [4] \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\xi}{2\mu R_c T_2} \left[\frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2(p_2^2)}{\partial \theta^2} \right) + \frac{\partial^2(p_2^2)}{\partial r^2} \right] + \frac{\partial^2(p_2^2)}{\partial z^2} &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

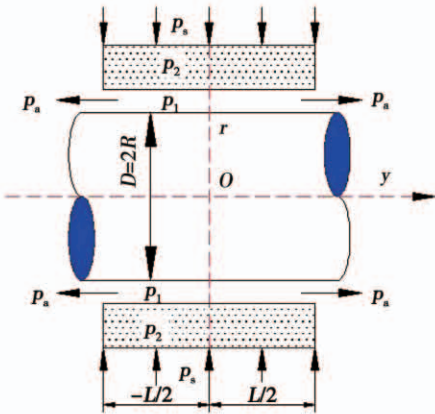


图2 多孔介质轴承切向剖视图

Fig.2 The tangential section view of porous media bearing

1.3 气膜间隙温度场

图3为多孔介质轴承微元段示意图,转子和多孔介质之间通过间隙气体传递温度,多孔介质内的温度传输控制方程见式(11),其中气体的密度 ρ 、粘度 μ 、比热 C_v 均取决于其热力状态,式中 $V_t = \sqrt{U^2 + W^2}$,湍流剪切力项 $R\Omega\tau_{xy}$ 是基于雷诺数和摩擦系数的函数,关系式见式(12);体积膨胀系数

$\beta_t = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$ 为密度对温度的导数项,对润滑气体通常 $\beta_t T$ 在 $[0,1]$ 之间,按理想气体考虑, $\beta_t T$ 取1;将动量方程、湍流剪切力项代入方程(11),消掉连续方程项,可得到二维温度控制方程(13),左侧第一项为周向、轴向对流项之和,第二项为径向对流项,第三项为导热项, Q_s 可按式(14)计算,右侧项为耗散功,流体的摩擦和热传递决定了换热系数 h_B 和 h_J ,因此换热系数可以按式(15)来表示。

$$\begin{aligned} C_v \left[\frac{\partial(\rho h U T_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h V T_1)}{\partial z} \right] + \frac{1}{2} \left[\frac{\partial(\rho h U V_t^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h W V_t^2)}{\partial z} \right] &= Q_s + (T_1 \beta_t - 1) h \left(U \frac{\partial p_1}{\partial x} + W \frac{\partial p_1}{\partial z} \right) + \\ R\Omega \tau_{xy} & \quad (11) \end{aligned}$$

$$\tau_{xy} = \frac{h}{2} \frac{\partial p_1}{\partial x} + \frac{\mu}{4h} [UK_B - (U - R\Omega)K_J] \quad (12)$$

$$C_v \rho h \left(U \frac{\partial T_1}{\partial r \partial \theta} + V \frac{\partial T_1}{\partial z} \right) + C_v \rho W (T_2|_{r=H} - T_1) +$$

$$Q_s = \frac{12\mu}{h} \left(V^2 + \frac{\Omega^2 r^2}{12} + \left(U - \frac{\Omega r}{2} \right)^2 \right) \quad (13)$$

$$Q_s = h_B (T - T_B) + h_J (T - T_J) \quad (14)$$

$$h_B = \frac{1}{2} \frac{\rho C_v V_B f_B}{P r^{2/3}} h_J = \frac{1}{2} \frac{\rho C_v V_J f_J}{P r^{2/3}} \quad (15)$$

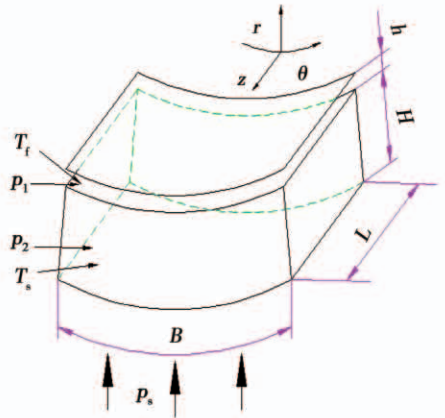


图3 多孔介质轴承局部示意图

Fig.3 The partial section views of porous media bearing

1.4 多孔介质内气体温度场

根据热平衡给出了在多孔介质内固体和气体相的传热方程,见式(16)和式(17),在固体域中, $(1 - \varphi) (\rho c_s)_s \frac{\partial T_s}{\partial t}$ 项为固体温度的非定常项, $\nabla k'_s \nabla T_s$ 为通过固体的传导热量, q_s'' 表征单位体积域内产生的

热量;在气体域中,热传导和热对流同步进行, $\varphi(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t}$ 项为气体占有的非定常热量分数, $v \nabla T_f$ 表示由速度引起的对流项,是传递单位体积气体的温度梯度, $(\rho c_p)_f v \nabla T_f$ 项为对流引起的单位体积气体的热流密度。 q_f''' 表征单位体积域内气体产生的热量,多孔介质的传热系数主要取决于多孔材料的孔隙率,当流体和固体的热传导同步发生并达到热平衡时,即 $T_f = T_s = T$,固项和气相可加权合并,如方程(18)所示, $(\rho c_s)_m, k_m', q_m'''$ 分别表示加权后单位体积的总热容量,整体导热系数和单位体积介质的总热量。当气体较为稀薄时,在孔边界处易产生温度滑移,孔内的气体流动可认为是 Knudsen 扩散,气体中的热传导系数趋近于零,热量几乎完全通过固体传输;当流体逐渐变热时, k_f 增加至与 k_s 相同的量级时可按照封闭对流传热模型给出。

$$(1 - \varphi)(\rho c_s)_s \frac{\partial T_2}{\partial t} = (1 - \varphi) \nabla (k_s' \nabla T_2) + (1 - \varphi) q_s'''$$

$$\varphi(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f v \nabla T_f = \varphi \nabla (k_f' \nabla T_f) + \varphi q_f'''$$

$$(\rho c_s)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_f v \nabla T = \nabla (k_m' \nabla T) + q_m'''$$

$$(\rho c)_m = (1 - \varphi)(\rho c_s)_s + \varphi(\rho c_p)_f^{[7]}$$

$$k_m' = (1 - \varphi)k_s' + \varphi k_f'$$

$$q_m''' = (1 - \varphi)q_s''' + \varphi q_f'''$$

2 网格划分、边界条件及计算实例

采用有限差分方法离散气体、固体域,形成多层网格节点;气体间隙的周向第一层的压力和温度与多孔介质最后一层相同,轴向外侧间隙压力为环境压力,圆周方向的压力温度满足周期性条件;多孔介质第一层压力温度与进气压力温度相同,多孔介质内周向满足周期性边界。

压力边界:

$$p_1(\theta, L/2) = p_1(\theta, -L/2) = p_a, 0 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$p_1(0, z) = p_1(2\pi, z), -L/2 \leq z \leq L/2;$$

$$p_1(\theta, z, 0) = p_2(\theta, z, r_H)$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi, -L/2 \leq z \leq L/2;$$

$$p_2(\theta, z, r_0) = p_s$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi, -L/2 \leq z \leq L/2;$$

$$p_2(0, z, r) = p_2(2\pi, z, r)$$

$$-L/2 \leq z \leq L/2, r_0 \leq r \leq r_H;$$

温度边界:

$$T_1(\theta, L/2) = T_1(\theta, -L/2), 0 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$T_1(0, z) = T_1(2\pi, z), -L/2 \leq z \leq L/2;$$

$$T_1(\theta, z, 0) = T_2(\theta, z, r_H)$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi, -L/2 \leq z \leq L/2;$$

$$T_2(\theta, z, r_0) = T_s$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi, -L/2 \leq z \leq L/2;$$

$$T_2(0, z, r) = T_2(2\pi, z, r)$$

$$-L/2 \leq z \leq L/2, r_0 \leq r \leq r_H;$$

以文献[4]的相同无量纲数据选取某压缩机用气体轴承的参数为算例,工作转速 $N_s = 24\,000$ r/min,轴颈 $R = 25$ mm,间隙比 $C/R = 0.001$,多孔介质厚度 $H = 5$ mm,宽径比 $L/D = 1$,排气压力 $p_a = 101\,325$ Pa,进气压力 p_s 取 500、650、800 kPa;多孔介质材料为多孔碳环,间隙润滑工质为空气;对该模型按前述方法求解方程,获得了多孔介质的渗透特性及气体压力对轴承承载能力的影响。

3 计算结果与讨论

3.1 压力及承载能力结果分析

根据受力平衡计算轴承和转子的相对位置,并在圆柱坐标系下求解间隙中的雷诺方程、能量方程和多孔介质内的压力和热平衡方程,气体间隙和多孔介质交界面的温度压力相同,渗透参数 Λp 表征轴承多孔质渗透性能和几何尺寸相关的无量纲参数,即 $\Lambda p = 12\xi R^2/(c^3 H)$;轴承压缩数 Λ 表示气体压缩效应对轴承性能影响程度的无量纲参数,即 $\Lambda = 6\mu\omega/[p_a(c/R)^2]$; ω 为轴旋转角速度;无量纲承载系数是承载力与圆周压力的比值,即 $\bar{W} = W/2\pi R L P_a$ 。图 4 和图 5 分别给出了在不同偏心率时渗透参数和轴承压缩数与无量纲承载系数的关系曲线,并与文献[4]中的曲线对比验证。轴承承载能力在 Λp 处在 0.4 ~ 0.8 时处于最大值,随着 Λp 的进一步增加,轴承承载能力也逐步下降;在不同偏心率下,轴承承载能力随压缩数 Λ 的增大而增大。

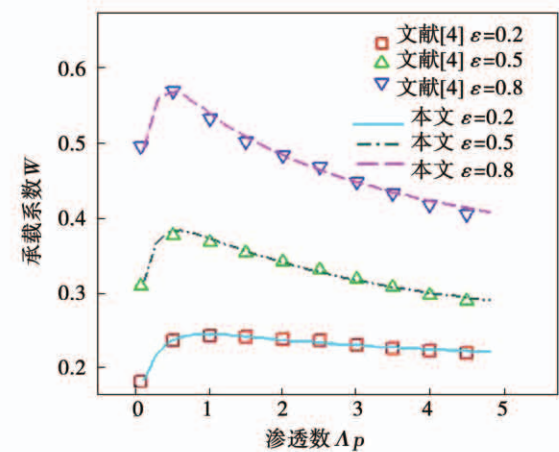


图4 承载系数与渗透数的变化关系

Fig.4 Variation of bearing capacity with permeability

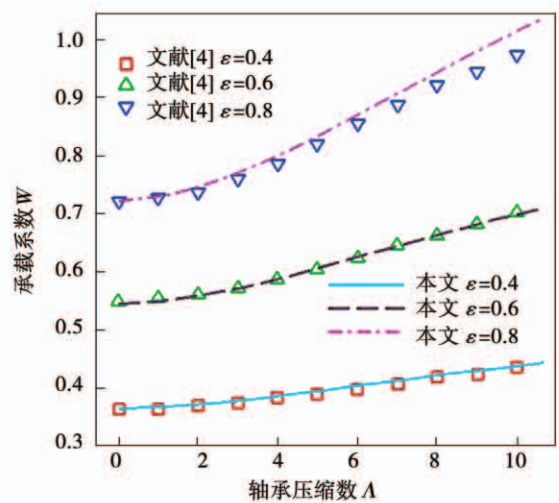


图5 承载系数与轴承压缩数的变化关系

Fig.5 Variation of bearing capacity with bearing number

图6~图8分别给出了3种不同进气压力下承载力、偏位角和润滑剂质量流量随偏心率的变化关系。轴承偏心率越高,轴与轴瓦之间的楔形效应越明显,则轴承承载能力越强;进气压力越大承载能力越强,偏位角越小,相同偏心率时压力越大需要的气体流量也越大;随偏心率的增加,轴承承载能力在各种压力下均是增大的,偏位角也呈增大的趋势,而相同压力下气体流量却是减小的。

图9~图11给出了3种不同进气压力下承载力、偏位角和润滑剂质量流量随无量纲轴承压缩数的变化关系,各种压力下,随着轴承压缩数的增大承载能力也增大,与图5的结论一致,偏位角随着轴承

压缩数的增加几乎呈线性增长趋势,而气体流量却随着轴承压缩数的增加而减小。

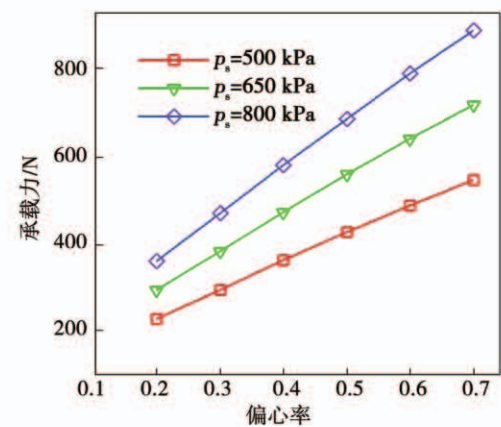


图6 承载力随偏心率的变化

Fig.6 Variation of bearing capacity with eccentricity

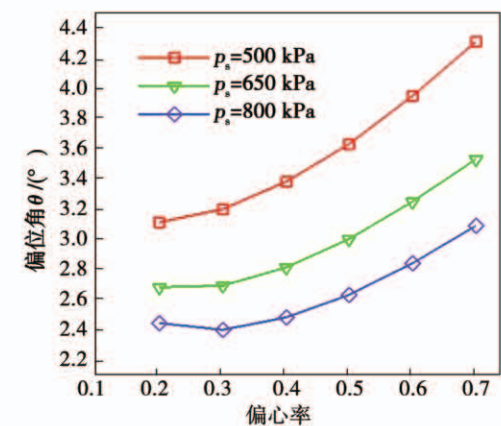


图7 偏位角随偏心率的变化

Fig.7 Variation of deflection angle with eccentricity

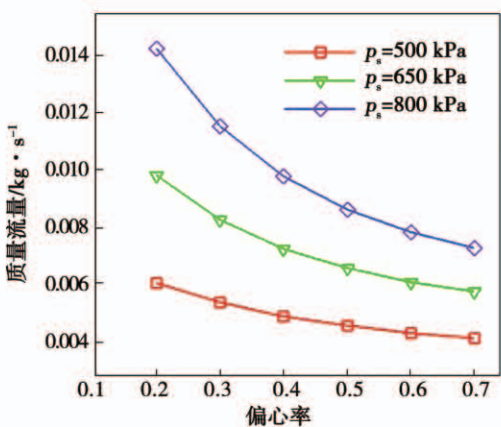


图8 润滑剂质量流量随偏心率的变化

Fig.8 Lubrication mass flow rate variation with eccentricity

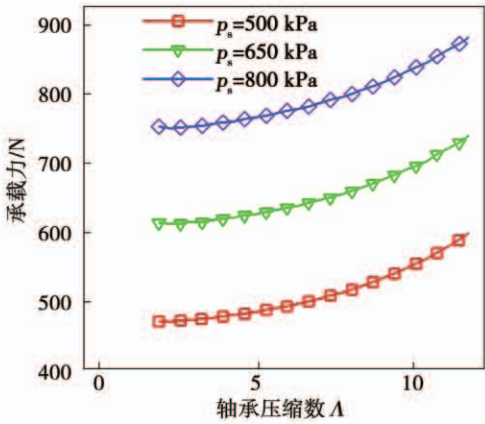


图 9 承载力随轴承压缩数的变化

Fig. 9 Variation of bearing capacity with bearing compressibility number

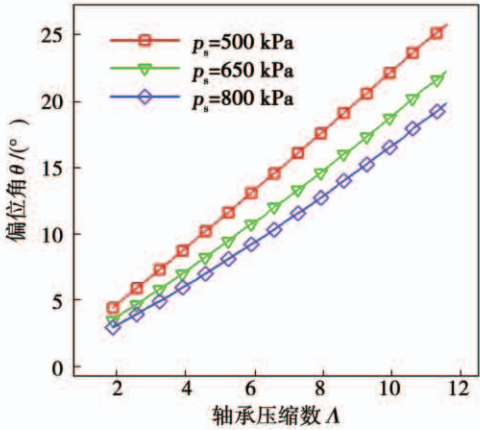


图 10 偏位角随轴承压缩数的变化

Fig. 10 Variation of deflection angle with bearing compressibility number

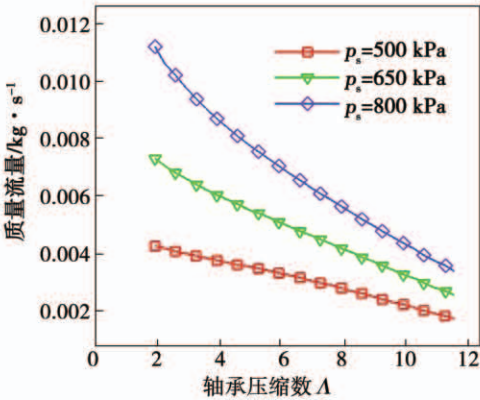


图 11 润滑剂质量流量随轴承压缩数的变化

Fig. 11 Lubrication mass flow rate variation with bearing compressibility number

3.2 压力和温度计算结果的 3D 分析

选取某飞行器轴承基于本程序耦合分析,其参数如下:最大半径 20 mm,间隙为 0.02,轴承长度 30 mm,最大转速 30 000 r/min,多孔介质径向厚度 3 mm,偏心率 0.4,多孔介质渗透率为 $9 \times 10^{-14} \text{ m}^2$,进气温度和压力为 27 ℃、500 kPa;空气、多孔介质和轴的导热系数分别为 0.025、151 和 16 W/(m · K),对流换热系数为 30 W/(m² · K),该轴承是中间供气两侧排气,图 12 给出了该轴承间隙内的压力分布云图,图 13 显示了轴旋转时多孔介质轴承润滑间隙内的三维压力分布图,主要的润滑作用发生在厚度最小的气膜附近,在该处沿周向压力呈现明显的正态分布特征,图 14 为轴承内间隙分布,间隙越小的地方轴承压力越大,由于轴的旋转效应,压力在周向的分布相对轴向较为均匀,在周向的压力变化平衡了整个轴的重力,在轴向靠近出口位置由于挤压效应作用,压力梯度较大。

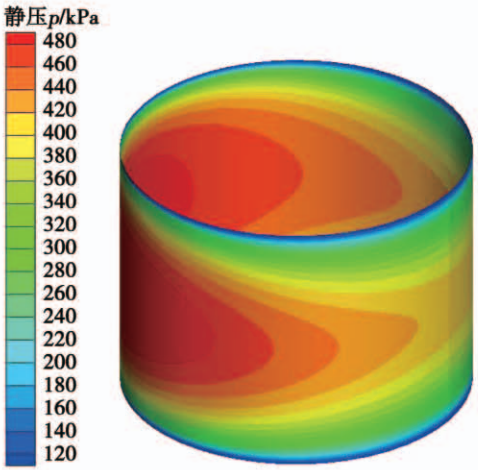
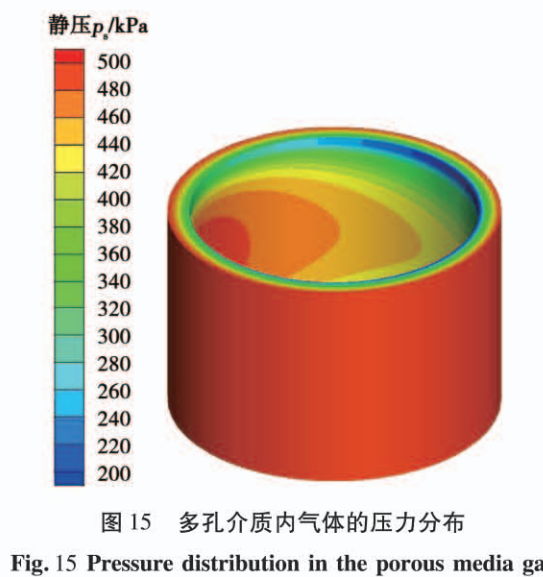
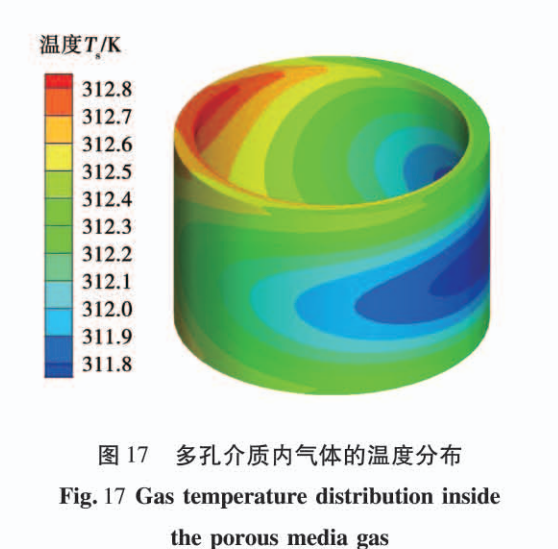
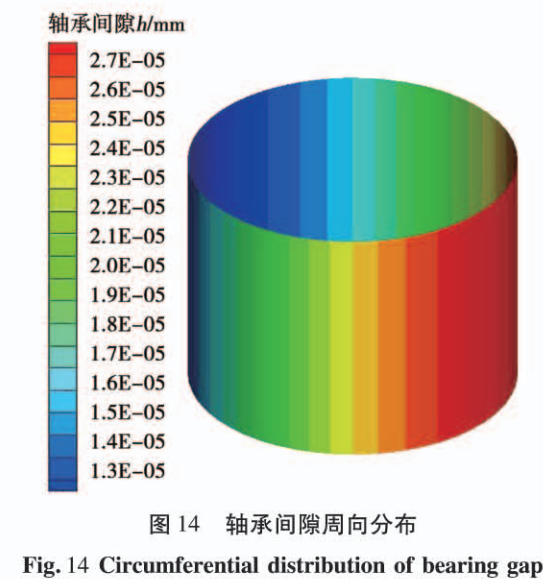
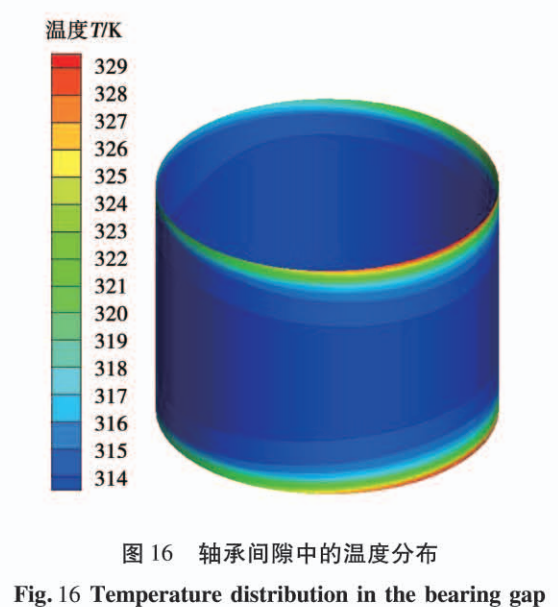
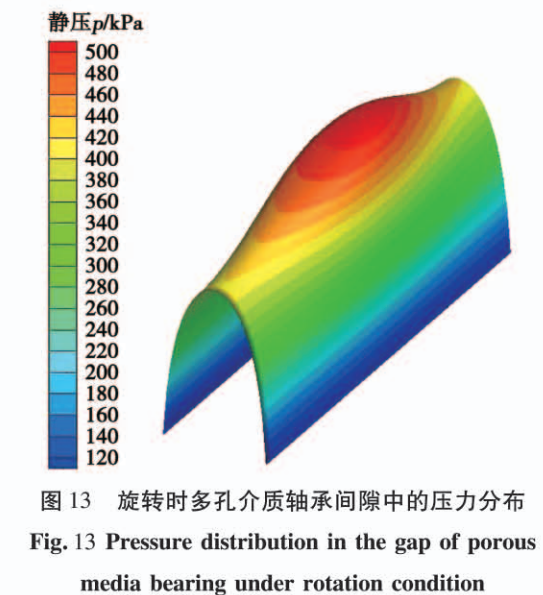


图 12 轴承间隙中的压力 3D 分布

Fig. 12 3D pressure distribution in the bearing gap

图 15 显示了多孔介质内气体压力的变化,气体在穿过多孔介质时逐步节流直至轴承间隙,图 16 和图 17 分别给出了轴承间隙和多孔介质内的温度场分布,轴承内温升主要是气体自身粘性摩擦、与接触壁面的摩擦以及气体自身膨胀和压缩产生的热量,通过接触的多孔介质和转子对流换热,由图看出在多孔介质内和间隙的主流区域温度变化并不大,气体在间隙中靠近出口位置由于膨胀导致轴向速度加大,而摩擦产生热量与速度梯度正相关,因此在间隙出口处温度最高,温升约为 15 ℃,但温度的变化对轴承的承载能力影响并不大。



4 结 论

通过求解润滑间隙内的雷诺方程、多孔介质内的连续方程、气膜间隙内温度传输控制方程以及多孔介质内的两相耦合传热方程获得了间隙内及多孔介质内的压力场和温度场。

(1) 在不同的偏心率下承载能力随着轴承压缩数的增大而增大,轴承承载能力在 Λ_p 处在 0.4 ~ 0.8 时处于最大值,随着 Λ_p 的进一步增加,轴承承载能力也逐步下降。

(2) 轴承偏心率越高,楔形效应的作用使轴承承载能力越强,偏位角也呈增大的趋势,而相同压力下气体流量却是减小的;各种压力下,偏位角随着轴承数的增大而增大,消耗气体流量却随着轴承数的

增加而减小。

(3) 在多孔介质内和间隙的主流区域温度变化并不大,气体在间隙中靠近出口位置由于膨胀导致轴向速度加大,而摩擦产生较多的热量无法及时带走,因此在间隙出口处温度最高,温升约为 15 ℃。

参考文献:

- [1] 杜金名,卢泽生,孙雅洲. 空气静压轴承各种节流形式的比较[J]. 航空精密制造技术,2003,39(6):4-7.
DU Jin-ming, LU Ze-sheng, SUN Ya-zhou. comparison of all types of restriction for aerostatic bearings[J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 2003, 39(6):4-7.
- [2] GERMAN RM. Gas flow physics in porous metals[J]. The Int Journal of Powder Technology, 1979, 15(1):23-30.
- [3] 杜金名,卢泽生,孙雅洲. 影响空气静压多孔质轴承静态性能的有关因素[J]. 中国机械工程,2003,14(5):417-419.
DU Jin-ming, LU Ze-sheng, SUN Ya-zhou. Relative factors affecting static performance of aero-static porous bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 14(5):417-419
- [4] LEE C C, YOU H I. Characteristics of externally pressurized porous gas bearing considering structure permeability[J]. Tribology Transaction, 2004, 52(6):768-776.
- [5] LUONG T S, POTZE W, POST J B. Numerical and experimental analysis of aerostatic thrust bearings with porous restrictors[J]. Tribology International, 2004(37):825-832.
- [6] EVANS P, FLEETMAN T, GOLDSZTEIN G, et al. Analysis of Pressurized Porous Air Bearing[J]. 20th Annual Workshop on Mathematical problems in Industry University of Delaware, 2004(7):21-25.
- [7] LANGURI E M, GANJI D D. Heat transfer in porous media[J]. Heat Transfer- Mathematical Modelling, Numerical Methods and Information Technology, 2011, 631-641.
- [8] 刘大全,苗同臣. 滑动轴承一维温度场稳态热效应研究[J]. 中国电机工程学报,2010,30(32):91-95.
LIU Da-quan, MIAO Tong-chen. One-dimensional steady state thermal effects of journal bearing[J]. Proceedings of The CSEE, 2010, 30(32):91-95.
- [9] 崔海龙,岳晓斌,张连新,等. 基于 ANSYS 的多孔静压轴承径向特性数值模拟[J]. 组合机床与自动化加工技术,2014,11:43-45.
CUI Hai-long, YUE Xiao-bin, ZHANG Lian-xin, et al. Numerical

simulation on radial characteristic of porous aerostatic bearing based on ANSYS[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2014, 11:43-45.

- [10] 任 佟,陈东菊,李彦生,等. 气体轴承的动态特性分析及试验研究[J]. 西安交通大学学报,2019,53(8).
REN Tong, CHEN Dong-ju, LI Yan-sheng, et al. Dynamic characteristic analysis and experimental study for gas bearing[J]. Journal of Xi' An JiaoTong University, 2019, 53(8).
- [11] 谢伟松,林 鑫,王伟韬,等. 航空发动机弹性箔片气体动压轴承技术研究及效能评价综述[J]. 润滑与密封,2018,43(7):136-145.
XIE Wei-song, LIN Xin, WANG Wei-tao, et al. Review of technique application and performance evaluation for aerodynamic elastic foil bearing in aero-engine[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(7):136-145.
- [12] 杜洪峰,张晓峰,林 彬,等. 真空预载型多孔质气体止推轴承静态特性研究. [J]. 润滑与密封,2019,44(3):41-47.
DU Hong-feng, ZHANG Xiao-feng, LIN Bin, et al. Researcher on study steady state characteristic of vacuum preload porous aerostatic thrust bearing[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(3):41-47.
- [13] 冯 凯,李文俊,霍彦伟,等. 带有限制层的多孔介质静压气体轴承温度特性分析. [J]. 机械工程学报,2018,54(12):216-223.
FENG Kai, LI Wen-jun, HUO Yan-wei, et al. Thermal characteristic analysis of aerostatic porous journal bearing with surface-restricted layer[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(12):216-223.
- [14] 李运堂,王 军,万 欣,等. 真空环境下小孔节流式静压气体轴承流场特性与轴承性能分析[J]. 中国机械工程,2018,29(5):526-530.
LI Yun-tang, WANG Jun, WAN Xin, et al. Analysis on characteristics and bearing performance of aerostatic gas bearing with pocketed-orifice type restrictor working in vacuum condition[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(5):526-530.
- [15] 张卫艳,林 彬,张晓峰. 多孔质气体静压径向轴承的 fluent 仿真与试验研究. [J]. 润滑与密封,2018,43(3):23-30.
ZHANG Wei-yan, LIN Bin, ZHANG Xiao-feng. Fluent simulation and experimental study of porous aerostatic journal bearing[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(3):23-30.

(姜雪梅 编辑)