

动压气体止推轴承间隙气动热及流动特性分析

乔湘云¹, 张镜洋², 陈卫东^{1,2}, 吕元伟², 罗欣洋³

(1. 南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室, 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 航天学院, 南京 211106;

3. 中国航空工业集团有限公司 金城南京机电液压工程研究中心
航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 211106)

摘 要: 以波箔型动压气体止推轴承为研究对象, 建立变截面气膜间隙润滑模型, 研究了有无黏性耗散时动压气体止推轴承间隙压力场及温度场分布, 获得几何参数以及转速对轴承间隙气膜压力和温度的影响规律。结果表明: 考虑黏性耗散时, 在收敛段末端和平直段外缘形成高温区; 无黏性耗散时, 轴承气膜高温区位于收敛间隙末端; 轴承气膜温升随转速线性增加; 考虑黏性耗散时, 气膜温升随楔形因子的增加而减小, 无黏性耗散时则与之相反; 气膜厚度越大, 温升越小, 厚度对轴承气膜温度分布无影响。本文参数范围内, 黏性耗散产生的温升占比达 90%。该研究证实了黏性耗散对动压气体止推轴承热流动物理机制有重要的影响, 可为动压气体轴承设计和高效运行提供理论基础。

关 键 词: 气体止推轴承; 黏性耗散; 温度场; 转速; 楔形因子

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37

文献标志码: A

Analysis of thermo-aerodynamic heat and flow characteristics in clearance of dynamic pressure gas thrust bearing

QIAO Xiangyun¹, ZHANG Jingyang², CHEN Weidong^{1,2},

LÜ Yuanwei², LUO Xinyang³

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of Astronautics,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211106, China;

3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration,
Jincheng Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems,
Aviation Industry Corporation of China, Limited, Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to reveal the thermo-aerodynamic characteristics of foil-type dynamic pressure gas thrust bearings in the presence or absence of viscosity dissipation, the lubrication models in the cross-section air film gap were built, and the term of viscosity dissipation and pressure variation term in the energy equations were decoupled and discussed respectively. The effects of wedge factor, air film thickness and rotation speed on flow field of the air film were obtained. The temperature distributions in air film between the presence and absence of viscosity dissipation were presented and compared. Results

收稿日期: 2021-09-25

基金项目: 航空基金(201928052008); 中央高校基本科研业务费专项资金(NT2020021)

作者简介: 乔湘云(1997—), 女, 硕士生, 主要研究方向为传热与传质。

通信作者: 张镜洋(1981—), 男, 副教授, 博士, 主要研究方向为传热与传质。E-mail: zjy@nuaa.edu.cn

引用格式: 乔湘云, 张镜洋, 陈卫东, 等. 动压气体止推轴承间隙气动热及流动特性分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(4): 860-869. QIAO Xiangyun, ZHANG Jingyang, CHEN Weidong, et al. Analysis of thermo-aerodynamic heat and flow characteristics in clearance of dynamic pressure gas thrust bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(4): 860-869.

showed that the peak temperature in the air film was located near the circumferential air outlet and the side of outer diameter in the presence of viscosity dissipation, while the peak value took place near the end of the convergence channel in the absence of viscosity dissipation. Contrary to the case without viscosity dissipation, the magnitude of temperature rise in the air film increased with the increase of wedge factor in the presence of viscosity dissipation. The magnitude of temperature rise increased with the increase of the rotational speed, and had no effect on the variation of air film thickness. This study confirmed that viscosity dissipation played a significant role in the temperature rise and flow field of the foil-type dynamic pressure gas thrust bearings. In high-speed working conditions, the temperature rise in the presence of viscosity dissipation accounted for more than 90%. The results are of significant importance by providing basic design guidelines for temperature rise of the air film.

Keywords: gas thrust bearing; viscous dissipation; temperature field; rotational speed; wedge factor

动压气体轴承是一种非接触式自润滑结构轴承,与传统接触式轴承相比具有极限转速高、结构简单、无复杂油路供给系统等优点,在机载高速旋转机械领域有着广阔的应用前景^[1-3]。高转速下轴承间隙内强剪切流动会产生强气动热效应,过高的气膜温度会导致轴承箔片烧蚀和失效^[4]。因此,强剪切气动热所诱导的轴承间隙流场及温度场复杂变化机理受到了国内外学者广泛关注。部分学者对动压气体轴承温度场的分布规律进行了探索,发现气动热影响下轴承间隙气膜温度呈抛物线状分布,气膜周向末端在半径较大处产热明显温度较高^[5-7]。轴承间隙剪切流气动热效应高度依赖间隙内的气流流动状态,且与转速、最小气膜厚度、入口气膜厚度和箔片变形等参数紧密相关,同时,热动热效应造成的温度和压力变化反而对间隙内流动参数衍变规律造成影响^[8-11]。同样,间隙气膜与转轴和箔片的对流换热也将显著影响轴承间隙热流动特征^[12-13]。例如, Salehi 等^[14]在大间隙尺度下忽略能量方程中的压力梯度项,并耦合雷诺方程建立动压气体轴承气动热场分析模型,但仅分析了圆周方向的一维温度分布特征。随后, Salehi 等^[15]通过实验研究了转速为 3×10^4 r/min、承载力为 1.5 kN 的轴承温度场分布,并与非等温雷诺方程耦合能量方程分析方法进行比较,结果显示该方法分析结果可靠。值得注意的是,动压气体止推轴承间隙涉及微尺度通道下强剪切流动,近几年来,研究者在微尺度通道内气动热研究上取得了一些成果。譬如, Nonino 等^[16]和 Aydin 等^[17-18]研究了黏性耗散对微通道中层流流动与传热的影响,结果表明由于

微通道内高速度梯度,黏性耗散对通道内的温度分布影响显著。另外,在大间隙尺度的研究中可忽略压力功效应,然而对于微尺度流动,这一因素的影响则不可忽略。Ramadan^[19]研究了微通道内压力功和黏性耗散对气体流动和换热的影响,数值结果表明,入口区域压力功的影响大于剪切功,而通道后缘黏性耗散效应影响更加显著。因此,微尺度通道下压力功和黏性耗散对流场和温度场的影响均十分显著。现有动压气体轴承研究尚未细致探究气膜的气动热效应中黏性耗散和压缩温升的占比及其对轴承压力和温度分布的影响。因此,研究两者对轴承压力和温度分布的影响规律,有利于揭示气动热效应对动压气体轴承间隙热流动的物理机制。

基于此,本文以波箔型动压气体止推轴承为研究对象,拟建立动压气体止推轴承间隙气动热分析模型,耦合非等温 Reynolds 方程、气膜厚度方程以及能量方程,形成气膜间隙流场和温度场的分析方法。数值研究了转速、轴承几何参数对轴承气膜间隙无量纲压力和温度分布的影响,重点分析了不同参数下压缩温升和黏性耗散温升变化规律,以及其对轴承气膜间隙温度场和流场的影响程度,本文工作可为动压气体轴承设计和高效运行提供理论基础和技术指导。

1 数值计算方法

1.1 物理模型

图 1(a) 为波箔型动压气体止推轴承结构示意图,定义 θ 为圆周方向, r 为径向, z 为气膜厚度方向。顶箔表面和止推盘表面形成变截面气膜间隙,其气膜间隙如图 1(b) 所示,其中 h_1 为初始最

大气膜厚度, h_2 为初始最小气膜厚度, h_3 为楔形间隙高度。单个扇形瓦结构如图1(c)所示, 其中节距比 b 为楔形区域所占扇形瓦比例, β 为扇形瓦张角。止推盘转速为 n , 由于黏性作用, 带动间隙内气体沿周向流动, 在气膜间隙内产生动压效应, 为轴承提供承载力。轴承的基本参数如表1所示。

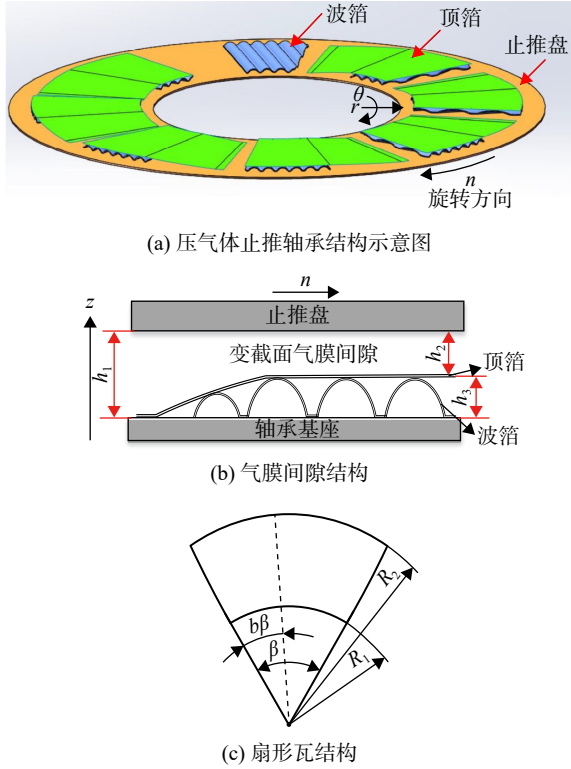


图1 动压气体止推轴承结构

Fig. 1 Structure of dynamic pressure gas thrust bearing

表1 计算工况

Table 1 Parameters of the calculation operating condition

参数	数值
初始最小气膜厚度 $h_2/\mu\text{m}$	8~36
楔形因子 $h_1=h_3/h_2$	2~8
转速 $n/10^4$ (r/min)	2~10
轴承外半径 R_2/mm	21.5
轴承内半径 R_1/mm	12
扇形瓦张角 $\beta/(\circ)$	60
节距比 b	0.5
箔片数 N	6

1.2 数值模型

1.2.1 气膜非等温 Reynolds 方程

进行轴承热分析时, 气膜温度的变化会对气体黏度和密度产生影响。因此, 稳态条件下, 计

算气膜间隙内压力分布采用可压缩气体非等温 Reynolds 方程, 具体表达如下:

$$\frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中 $\bar{r} = r/R_2$ 、 $\bar{h} = h/h_3$ 、 $\bar{p} = p/p_a$ 、 $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ 、 $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$ 、 $\Lambda = 6\omega\mu_0 R_2^2/p_a h_3^2$, 其中 h 为气膜厚度, p 为气膜压力, p_a 为环境压力, ρ 为气体密度, ρ_0 为室温下气体密度, μ 为气体黏度, μ_0 为室温下的气体黏度, ω 为转子角速度。

1.2.2 气膜能量方程

柱坐标系下, 动压气体止推轴承简化后的气膜三维稳态能量方程表达如下:

$$\rho c_p \left(v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \kappa \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \left(v_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中 c_p 为气体比定压热容; κ 为气体导热系数; v_r 为气体径向流速; v_θ 为气体周向流速; $v_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta}$ 表示由气体速度和压力梯度影响的压缩温升; $\mu \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right]$ 表示由速度梯度引起的剪应力所产生的黏性耗散。

气体黏度 μ 是气膜温度 T 的函数, 通过黏温方程来表示气体黏度随温度的变化规律^[13], 具体表达如下:

$$\mu = a(T - T_{\text{ref}}) \quad (3)$$

式中 $a = 4 \times 10^{-8}$ 、 $T_{\text{ref}} = -185.6$ K。密度 ρ 可通过理想气体状态方程确定。

联立式(2)和式(3), 得到无量纲化后的能量方程, 表达如下:

$$\bar{\rho} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} \right) = k_1 \frac{1}{\bar{h}^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} + k_2 \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + k_3 \frac{(\bar{T} + 1)}{\bar{h}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] \quad (4)$$

其中 $\bar{z} = \frac{z}{h} = \frac{z}{hh_3}$ 、 $\bar{T} = \frac{T - T_0}{T_0 - T_{\text{ref}}}$ 、 $\bar{v}_r = \frac{v_r}{\omega R_2}$ 、 $\bar{v}_\theta = \frac{v_\theta}{\omega R_2}$ 、 T_0 为室温 (293 K), $k_1 = \frac{\kappa}{\rho_0 c_p \omega h_3^2}$ 、 $k_2 = \frac{p_a}{\rho_0 c_p (T_0 - T_{\text{ref}})}$ 、 $k_3 = \frac{a \omega R_2^2}{\rho_0 c_p h_3^2}$ 。

1.2.3 气膜速度场

为求解无量纲能量方程(式(4)), 需计算气膜

各点的速度分量。

柱坐标系下气膜运动方程表达如下:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \quad (5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = r \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = r \mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \quad (6)$$

对式(5)、式(6)中的 z 进行二次积分, 代入相应的速度边界条件, 表达如下:

$$\begin{aligned} z=0, v_r &= 0, v_\theta = 0 \\ z=h, v_r &= 0, v_\theta = r\omega \end{aligned} \quad (7)$$

通过无量纲化后得到

$$\bar{v}_r = k_4 \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} (\bar{z}^2 - \bar{z}) \quad (8)$$

$$\bar{v}_\theta = k_4 \frac{1}{\bar{r}} \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} (\bar{z}^2 - \bar{z}) + \bar{r}\bar{z} \quad (9)$$

式中 $k_4 = \frac{p_a h_3^2}{2\mu\omega R_2^2}$ 。

1.3 边界条件

1.3.1 压力边界条件

动压气体止推轴承在运行时, 扇形瓦的每个边界都与环境接触, 因此各边界都为环境边界条件

$$\begin{aligned} \bar{r} &= 1, \bar{p} = 1; \bar{r} = R_1/R_2, \bar{p} = 1 \\ \theta &= 0, \bar{p} = 1; \theta = \beta, \bar{p} = 1 \end{aligned} \quad (10)$$

1.3.2 温度边界条件

图2为本文温度数值模拟边界条件。求解动压气体止推轴承能量方程的各截面温度边界条件, 具体如下文。

式(11)表示轴承前端的进口混合温度, 示意图如图3所示, 由于轴承结构的特殊性, 气膜内部不会有低于大气压的情况, 轴承端部排出的气体从顶箔前端补充, 保证气膜间隙的气体质量守恒。

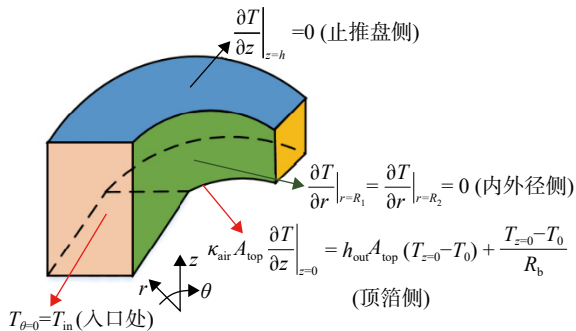


图2 工作流体域边界条件

Fig. 2 Boundary conditions for the working fluid region

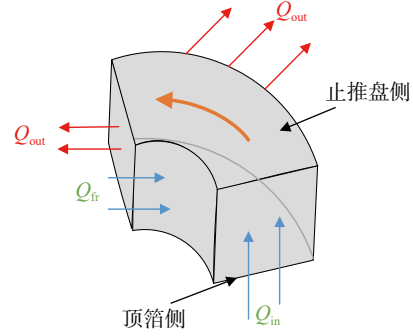


图3 气膜间隙内流动示意图

Fig. 3 Schematic diagram of flow in the gas clearance

补充进来的常温气体与循环高温气体混合达到一定冷却效果。基于热循环气流、进气冷却气流与混合气流的能量守恒条件, 因此在顶箔前端楔形入口处温度 T_{in} 为混合温度。

$$T_{in} = \frac{T_{fr} Q_{fr} + T_{out} Q_{out}}{Q_{in}} \quad (11)$$

式中 T_{fr} 和 Q_{fr} 为吸入的新鲜气体温度和流量, T_{out} 和 Q_{out} 为出口处排出气体的温度和流量, Q_{in} 为入口流量。

式(12)表示近顶箔侧气体热传导的热量一部分通过顶箔传导至波箔, 一部分与外界环境进行对流换热, 顶箔侧的传热示意图如图4所示。

$$\kappa_{air} A_{top} \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = h_{out} A_{top} (T_{z=0} - T_0) + \frac{T_{z=0} - T_0}{R_b} \quad (12)$$

式中 A_{top} 为气膜与顶箔接触面积, h_{out} 为自然表面传热系数, R_b 为轴承基座热阻, κ_{air} 为空气导热系数, $T_{z=0}$ 为近顶箔侧气体温度。

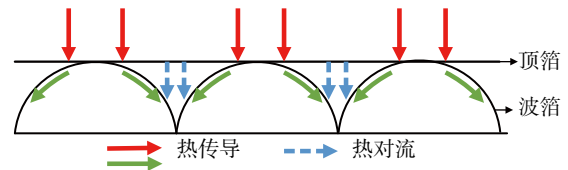


图4 顶箔侧传热示意图

Fig. 4 Schematic diagram of heat transfer at the top foil

在气膜和止推盘接触面上及轴承内外径表面与外界交界处, 设置为绝热边界^[20], 如式(13)、式(14)所示。

$$\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=h} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = 0 \quad (14)$$

1.4 轴承承载力

根据气膜压力分布和厚度分布结果, 可得到单个止推箔片轴承轴向承载力的计算公式

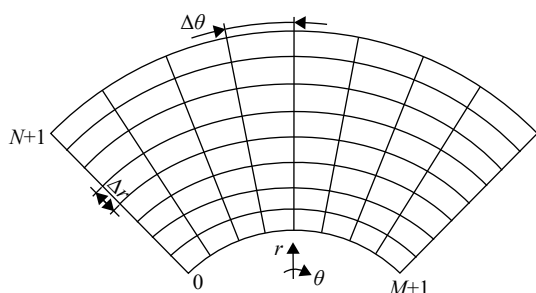
$$\bar{W} = \int_0^\beta \int_{R_1/R_2}^1 (\bar{p} - 1) \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (15)$$

轴承总轴向承载力为

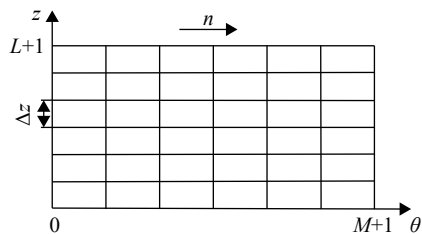
$$W = N p_a R_2^2 \bar{W} \quad (16)$$

1.5 网格划分及程序流程

雷诺方程和能量方程采用有限差分法求解, 求解压力场时箔片网格划分如图 5(a)所示, 定义扇形瓦的压力计算区域为(0: M+1; 0: N+1)。求解能量方程时, 在原求解雷诺方程的网格划分基础上, 对气膜厚度 z 方向进行网格划分, 如图 5(b)所示, 温度场的计算区域为(0: M+1; 0: N+1; 0: L+1), 其中 M 、 N 、 L 为 x 、 y 、 z 方向的网格数量。



(a) r - θ 方向网格划分



(b) z - θ 方向网格划分

图 5 网格划分

Fig. 5 Mesh generation

根据动压气体止推轴承的非等温 Reynolds 方程和能量方程, 结合式(11)~式(14)的温度边界条件, 求解动压气体止推轴承气膜间隙的温度分布情况, 其计算流程如图 6 所示。

1.6 模型验证

为验证本文数值计算方法的合理性, 选用与侯安平等^[21]承载力实验中相同的刚性气体止推轴承参数, 通过数值计算轴承承载力, 与侯安平等^[21]的承载力实验结果对比如图 7 所示。由对比结果可知, 本文数值计算所得到的承载力与实验结果吻合较好, 最大误差仅为 2%。图 8 为本文数值计

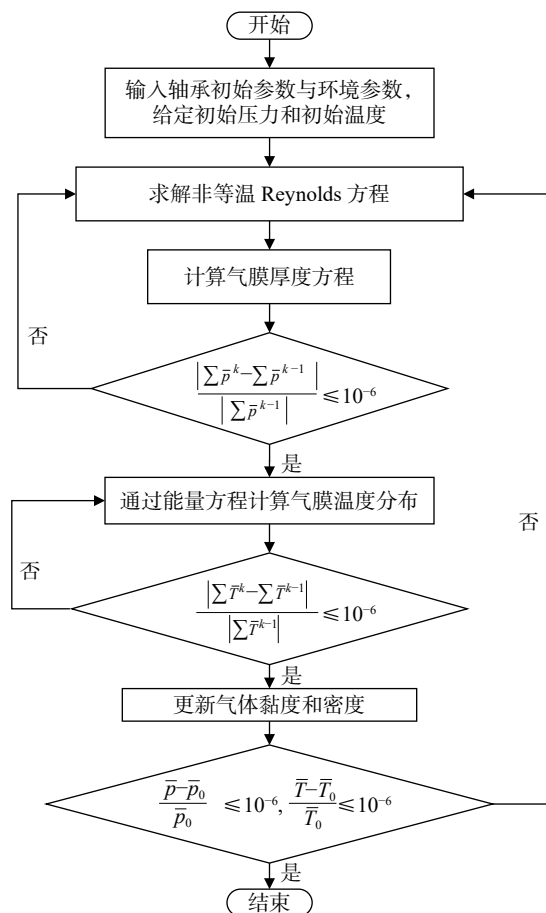


图 6 计算流程图

Fig. 6 Calculation Flowchart

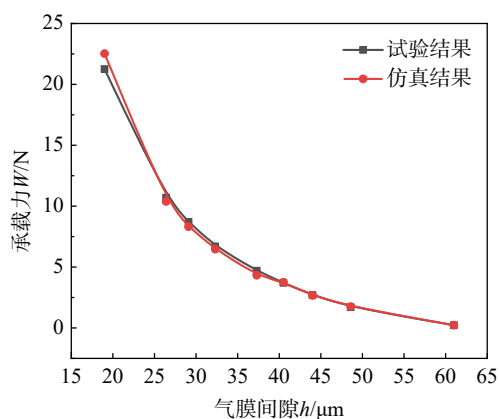


图 7 本文承载力计算结果与侯安平等^[21]实验结果对比

Fig. 7 Comparison of bearing capacity numerical calculation results between in this paper and in Hou, et al^[21]

算得到的气膜最高温度与 Liu 等^[22]的实验数据的比较。模拟结果与实验测量的趋势基本一致, 转速 $n=1.2 \times 10^4$ r/min 工况下, 实验与数值模拟的误差仅为 0.9%, 随着转速增大, 两者的偏差随之增加, 转速 $n=2.1 \times 10^4$ r/min 时, 实验与数值模拟的

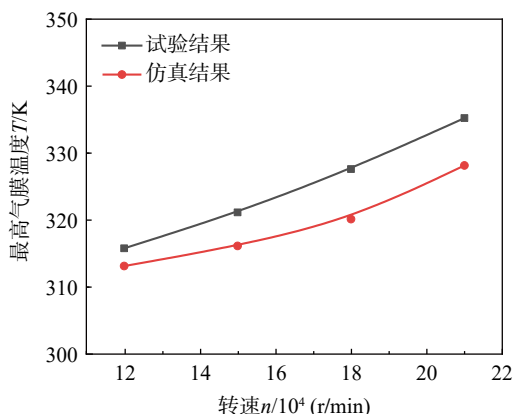
图8 本文温度计算结果与 Liu 等^[22] 实验结果对比

Fig. 8 Comparison of temperature numerical calculation results between in this paper and in Liu, et al^[22]

误差为 2.2%。因此, 本文的数值模拟方法可有效地揭示动压气体止推轴承间隙热流动的物理机制。

2 计算结果及分析

2.1 气动热对轴承间隙压力场和温度场的影响

为获得气动热对轴承间隙内流场和温度场的影响, 在楔形因子 $h_1=4$ 、初始最小气膜厚度 $h_2=6 \mu\text{m}$ 、转速 $n=5 \times 10^4 \text{ r/min}$ 的情况下, 比较了黏性耗散和压缩温升对轴承间隙无量纲气膜压力 $\bar{p}$ 和无量纲温度 $\bar{T}$ 分布的影响。

考虑黏性耗散和压缩温升的无量纲温度场分布如图 9(a) 所示, 温度沿旋转方向和径向逐渐上升, 在楔形间隙末端和平直段外缘形成高温区, 且外缘无量纲温度显著高于其他位置。最高无量纲温度可达 0.35, 其绝对温度最高可达 460.66 K; 不考虑黏性耗散时, 轴承间隙只存在压缩温升, 此时, 气膜温度随着楔形间隙的收敛而逐渐升高, 气膜高温区位于楔形间隙末端和平直段初段间隙中心位置, 最高无量纲温度仅为 0.03, 绝对温度最高温度为 309.42 K (见图 9(b))。有无黏性耗散时的最高绝对温度温差可达 150 K。图 10 为考虑黏性耗散和压缩温升、仅考虑压缩温升以及两者均不考虑的等气膜温度 3 种情况下轴承间隙无量纲压力 $\bar{p}$ 的分布比较。从图中可以看出, 沿圆周方向 3 种情况的压力 $\bar{p}$ 从入口处急剧增大, 周向压力梯度增大, 随着流动通道面积逐渐减小, 气体压缩效应剧烈, 峰值位于楔形间隙末端区域, 经过最小间隙位置后, 气膜压力变化缓慢, 到出口位置骤降为环境压力; 而有/无黏性耗散时的无量纲压力 $\bar{p}$ 比等温条件下的无量纲压力 $\bar{p}$ 分别高 4.2% 和 0.9%。这主要是因为动压气体轴承小尺度间隙内在高速旋转条件下沿半径方向速度增大,

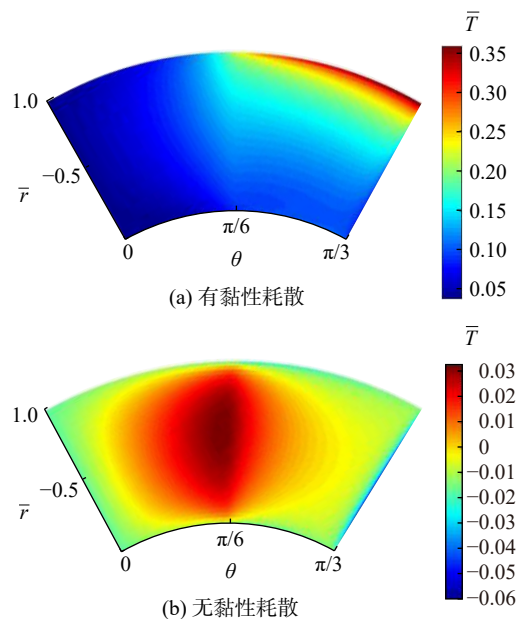


图9 无量纲气膜温度分布

Fig. 9 Dimensionless gas film temperature distribution with different circumstances

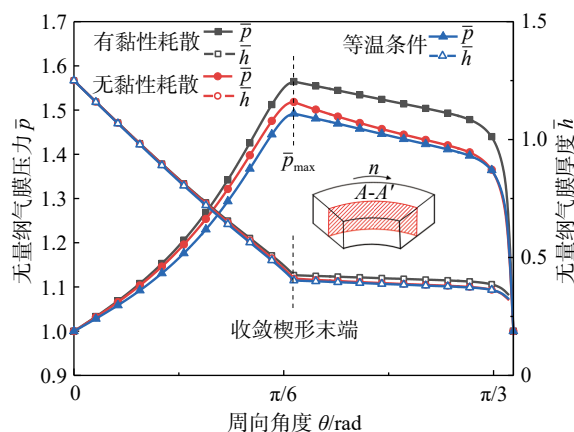


图10 无量纲气膜压力分布

Fig. 10 Dimensionless gas film pressure distribution

速度梯度增大进而导致大剪切力, 因黏性耗散产热导致的温升也大, 而由于楔形间隙面积收敛而导致的压缩温升效应相对较小, 产生的温升也较小。对于决定轴承承载能力的压力, 由两者导致的气体温升使得空气黏度增大从而导致楔形间隙动压压缩效应增强、最高气膜压力上升。而考虑黏性耗散时的最高压力较仅考虑压缩温升时的压力高 3.25%, 这主要是因为, 如图 11 所示, 黏性耗散产生的温升占主导地位, 气膜温度升高, 使得气体黏度增大, 而由理想气体状态方程所求的气体密度则受压力和温度的共同影响, 考虑黏性耗散时的气体密度较小。压缩温升和黏性耗散导致楔形间隙末端和平直段外缘高温。综上所述, 高转速下轴承间隙剪切流动存在强烈的热效应, 该

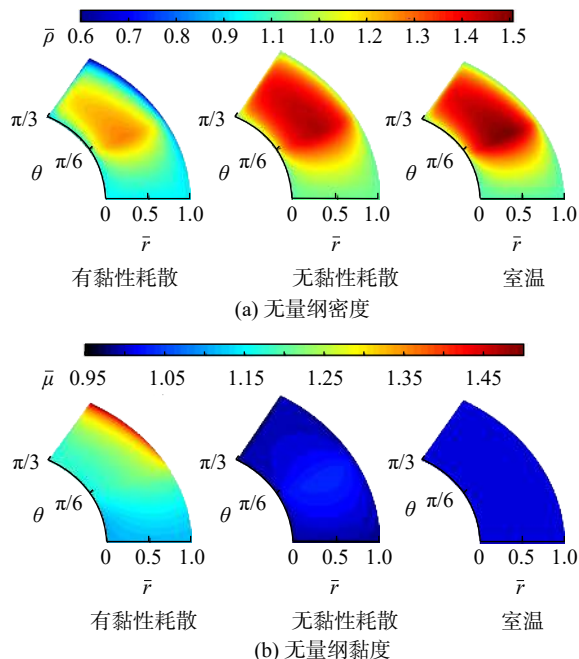


图 11 气体无量纲密度和黏度分布

Fig. 11 Distribution of gas dimensionless density and viscosity

热效应与压缩温升和黏性耗散有关,黏性耗散导致的气动热效应所占比远远大于压缩温升,且轴承气动热效应最强烈区域与该位置处大速度梯度紧密相关。

2.2 不同影响因素下气动热对气膜温度场和承载力影响

2.2.1 楔形因子

在最小初始气膜厚度 $h_2=4\text{ }\mu\text{m}$, 转速 $n=4\times 10^4\text{ r/min}$ 情况下,比较了不同楔形因子 h_f 变化下,黏性耗散和压缩温升对轴承间隙气膜无量纲温度 $\bar{T}$ 分布和轴承承载力 W 的影响。

图 12 呈现了不同楔形因子 h_f 变化情况下,黏

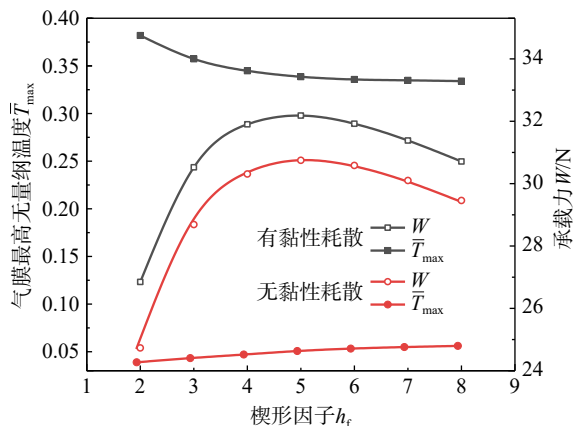


图 12 楔形因子对气膜最高无量纲温度和承载力影响

Fig. 12 Effect of wedge factors on the film maximum dimensionless temperature and load capacity

性耗散和压缩温升对轴承间隙气膜最高无量纲温度和轴承承载力的影响。如图所示,考虑黏性耗散和压缩温升时,气膜最高无量纲温度随着楔形因子 h_f 的增大而减小,最后基本保持不变,楔形因子 h_f 由 2 增大到 5 时,最高温度减小了 12.76%;而仅考虑压缩温升时的气膜温度则呈现与之相反的规律, $h_f=5$ 时的最高温度较 $h_f=2$ 时,升高了 30.3%。轴承承载力则随着楔形因子的增大先增大后减小,当 $h_f=5$ 时,承载力达到最大值,此时考虑黏性耗散和压缩温升的绝对温度较仅考虑压缩温升时高约 137.7 K,承载力高 2 N。

图 13 和图 14 分别为考虑黏性耗散和压缩温升、仅考虑压缩温升时的无量纲气膜温度 $\bar{T}$ 分布云图。由图 13 中可以看出,两者同时考虑时,随

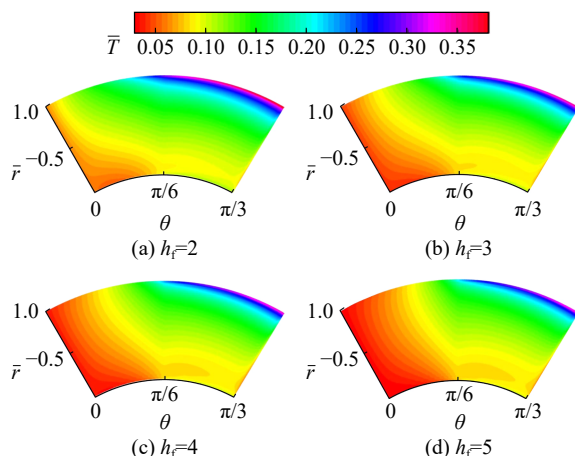


图 13 考虑黏性耗散时不同楔形因子条件下无量纲气膜温度分布

Fig. 13 Dimensionless film temperature distribution on different wedge factors with viscous dissipation

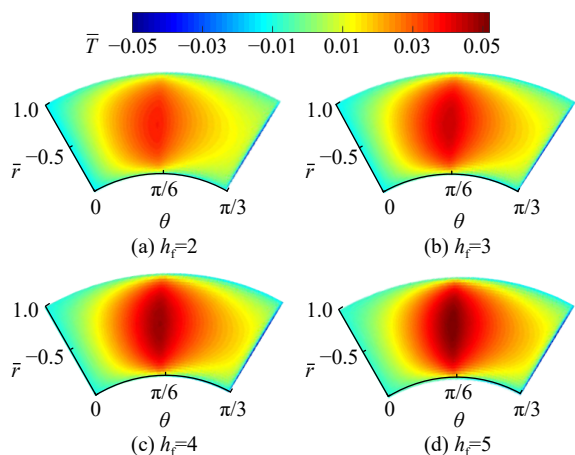


图 14 考虑压缩温升时不同楔形因子条件下无量纲气膜温度分布

Fig. 14 Dimensionless film temperature distribution on different wedge factors with compression heat

着楔形因子的增大, 轴承入口温度降低, 入口至楔形间隙处温度变化剧烈, 高温区域逐渐移动至楔形间隙末端和平直段外缘。而仅存在压缩温升时, 楔形因子的增大会使楔形间隙末端温度升高, 而不会对温度分布产生影响(如图14所示)。

这主要是因为楔形因子的变化是影响轴承楔形动压效应的主要因素, 楔形因子的增大使得轴承动压效应增强, 压力升高, 轴向承载力增大, 且存在一个最优值, $h_1=5$ 时轴承性能达到最佳。气体在楔形间隙段压缩效应剧烈, 因此只考虑压缩温升时, 气膜温度随着楔形因子的增大而逐渐升高。而同时考虑黏性耗散时, 楔形因子的增大使得楔形间隙高度增加, 轴承入口位置出现回流, 降低入口混合温度; 另外, 楔形间隙高度增加会减小速度梯度, 由速度梯度影响的气膜剪切力随之减小, 使得黏性耗散产热导致的温升减小。总之, 楔形因子会增强压缩温升但会削弱黏性耗散。值得注意的是, 存在一个优化的楔形因子, 该优化工况下轴承承载力达到最大, 但是该位置处的气动热效应并非最强, 后续动压气体止推轴承设计工作时, 应使其工作在优化的楔形因子工况下。

2.2.2 初始最小气膜厚度

在最大初始气膜厚度 $h_1=45 \mu\text{m}$, 转速 $n=5 \times 10^4 \text{ r/min}$ 情况下, 考虑黏性耗散和压缩温升、仅考虑压缩温升时轴承间隙气膜无量纲温度 $\bar{T}$ 和轴承承载力 W 随初始最小气膜厚度的变化规律。

图15为轴承气膜最高无量纲温度和轴承承载力随着初始最小气膜厚度 h_2 变化的曲线。由

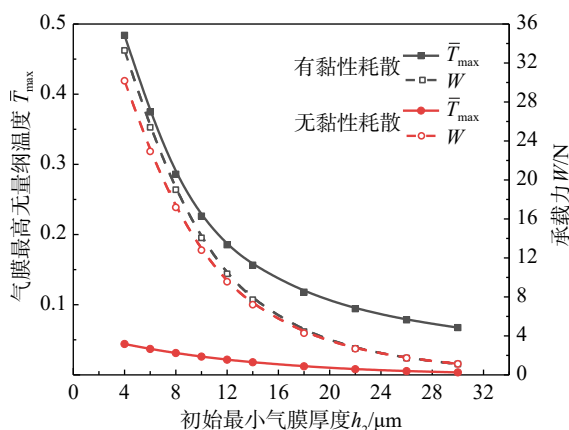


图15 初始最小气膜厚度对气膜最高无量纲温度和承载力的影响

Fig. 15 Effect of original minimal film thicknesses on the maximum dimensionless film temperature and load capacity of the bearings

图15可以看出, 考虑黏性耗散时轴承无量纲温度随着 h_2 减小快速降低, $h_2=14 \mu\text{m}$ 时绝对温度为 367.96 K , 较 $h_2=4 \mu\text{m}$ 时减小了 42.61% ; 仅考虑压缩温升时的温度也呈下降趋势, $h_2=14 \mu\text{m}$ 时绝对温度较 $h_2=4 \mu\text{m}$ 仅下降了 12.5 K 。两种情况下的轴承承载力都随着初始最小气膜厚度的减小而减小, h_2 超过 $18 \mu\text{m}$ 后, 两者承载力基本相同。这主要是因为随着初始最小气膜厚度的增大, 使得轴承楔形间隙处动压效应减弱, 降低气膜压力, 导致轴承承载力减弱。

图16、图17为不同初始最小气膜厚度下轴承气膜的温度分布云图, 如图所示, 气膜厚度对

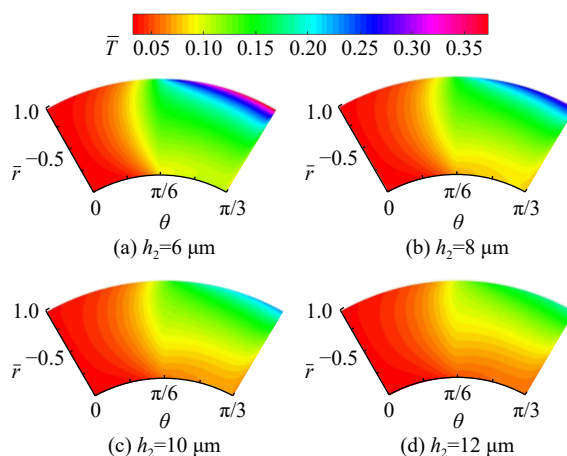


图16 考虑黏性耗散时, 不同初始最小气膜厚度条件下无量纲温度分布

Fig. 16 Dimensionless gas film temperature distribution on different original minimal film thicknesses with viscous dissipation

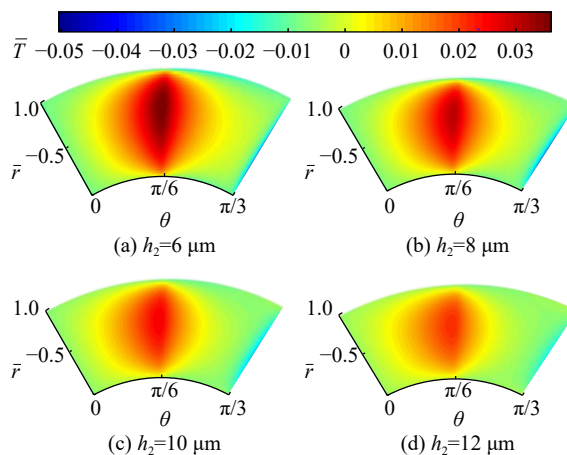


图17 考虑压缩温升时, 不同初始最小气膜厚度条件下无量纲温度分布

Fig. 17 Dimensionless gas film temperature distribution on different original minimal film thicknesses with compression heat

温度场的分布规律几乎没有影响。 h_2 的增大使得气膜间隙增大, 会削弱气体压缩效应, 使得压缩温升减小。而考虑黏性耗散时, 增大 h_2 会减小速度梯度, 进而减小剪切力, 使得由剪切力引起的黏性耗散产热逐渐降低, 轴承气膜温升减小。因此, 考虑到减少最小气膜厚度在增大轴承承载力的同时, 对应轴承间隙气膜气动热效应增强, 后续动压气体轴承设计中应合理地选择初始最小气膜厚度, 使得轴承工作中承载力和热效应的平衡。

2.2.3 转 速

动压气体轴承中, 转静子间存在相对运动速度是气体动压润滑形成的必备条件, 转速对轴承承载力和气动热有着重要的影响。在楔形因子 $h_1=5$, 初始最小气膜厚度 $h_2=6\text{ }\mu\text{m}$ 时, 考虑转速变化情况下对轴承间隙气膜温度和承载力的影响。

由图 18 可知, 两者气膜温度都随着转速的增加而增加, 而考虑黏性耗散时, 轴承气膜最高温度与转速近似呈指数关系, 随着转速的增加, 气膜温度急剧升高。增加转速会提高轴承动压效应, 使得气膜压力升高, 进而提高轴承承载力; 低转速时, 两者承载力几乎相同, 当转速超过 $5\times 10^4\text{ r/min}$ 后, 随着两者温差的增大, 气体黏度增大, 气体黏度的增加会提高轴承压压力, 使得承载力的差值进一步增大。转速为 $10\times 10^4\text{ r/min}$ 时, 两者绝对温度差值约为 800 K , 承载力差值约为 12.3 N 。

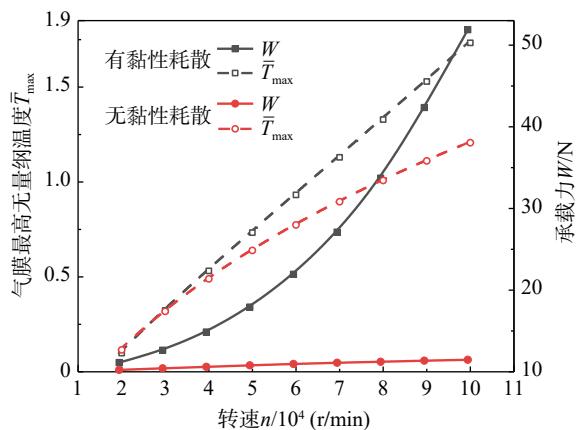


图 18 转速对气膜最高无量纲温度和承载力的影响

Fig. 18 Effect of rotational speed on the maximum dimensionless film temperature and load capacity

图 19、图 20 为不同转速下考虑黏性耗散热和压缩温升和仅考虑压缩温升时的气膜无量纲温度分布。如图所示, $n=2\times 10^4\text{ r/min}$ 时, 此时压缩产生的温升对温度的影响较为明显。随着转速的增

加, $n=6\times 10^4\text{ r/min}$ 时, 其绝对温度为 538.8 K , 较 $n=3\times 10^4\text{ r/min}$ 时升高了 55% , 此时由剪切力引起的黏性耗散温升效果远高于压缩带来的温升。这主要是因为转速较低时, 轴承内气体速度较小, 剪切力较小; 而随着转速升高, 气体速度增大, 剪切力增大, 由剪切力导致的黏性耗散产热快速升高, 虽然转速增加会使轴承间隙内气体压缩变得更加剧烈, 但高转速小尺度间隙内黏性耗散带来的温升占比可达 90% 以上, 对气膜温度的影响更明显。因此, 在轴承运行中应选择合适的运行参数, 避免因速度选择不合理而造成温升过高的情况, 影响轴承工作稳定性, 同时应对采取有效的冷却方式对轴承进行温度控制。

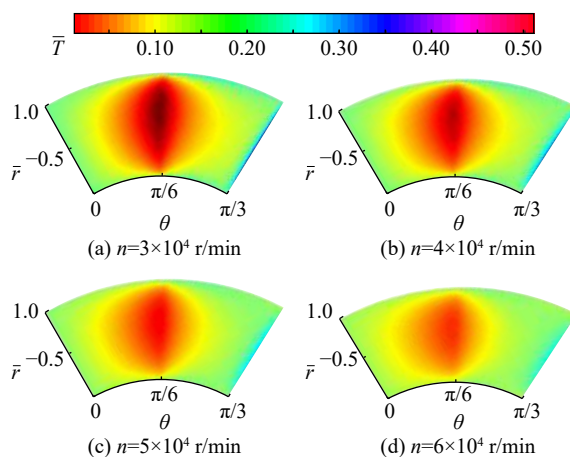


图 19 考虑黏性耗散热时, 不同转速条件下气膜无量纲温度分布

Fig. 19 Dimensionless film temperature distribution on different rotational speeds with viscous dissipation

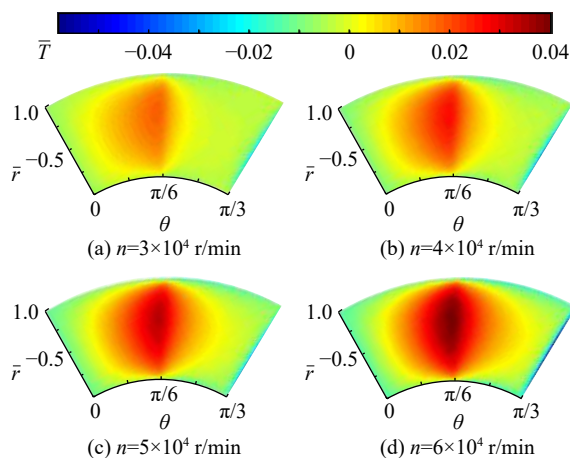


图 20 考虑压缩温升时, 不同转速条件下气膜无量纲温度分布

Fig. 20 Dimensionless film temperature distribution on different rotational speeds with compression heat

3 结 论

本文通过数值仿真研究了动压气体止推轴承变截面气膜间隙气动热及其对流动的影响, 并进一步分析了不同转速、初始最小气膜厚度及楔形因子等参数变化对气膜温度和承载力的影响, 得出以下结论:

1) 考虑黏性耗散时, 在楔形间隙末端和平直段外缘形成高温区, 且外缘无量纲温度显著高于其他位置; 而不考虑黏性耗散时, 仅存在压缩温升, 温度峰值则出现在轴承楔形间隙末端。

2) 随着楔形因子的增大, 考虑黏性耗散时, 气膜温度逐渐降低, 而仅存在压缩温升时则呈现相反的规律; 楔形因子 $h_f=5$ 时, 轴承承载力达到最优值。间隙气膜温度和承载力随着最小气膜厚度增加而降低, 气膜厚度的变化不影响温度场的分布; 承载力和间隙气膜气动热效应随着转速增大而增大, 气膜最高温度与转速几乎呈指数关系, 黏性耗散导致的气动热效应所占比重远远大于压缩温升, 高转速时, 黏性耗散导致的温升占比达90%以上。

参考文献:

- [1] XU F, KIM D, YAZDI B Z. Theoretical study of top foil sagging effect on the performance of air thrust foil bearing[R]. Seoul, South Korea: ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2016.
- [2] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas lubricated compliant thrust bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(4): 638-646.
- [3] KIM T H, LEE Y B, KIM T Y, et al. Rotor dynamic performance of an oil-free turbo blower focusing on load capacity of gas foil thrust bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2012, 134(2): 1-7.
- [4] 闫佳佳. 弹性箔片动压气体止推轴承-转子系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
YAN Jiajia. Research on dynamic characteristics of compliant foil gas bearing-rotor system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese)
- [5] 李映宏, 胡小强, 张凯, 等. 叠片式气体箔片推力轴承热特性分析[J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(3): 295-303.
LI Yinghong, HU Xiaoqiang, ZHANG Kai, et al. A thermohydrodynamic analysis of laminated gas foil thrust bearing[J]. *Journal of Tribology*, 2019, 39(3): 295-303. (in Chinese)
- [6] LEE D, KIM D. Design and performance prediction of hybrid air-foil thrust bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 133(4): 425-426.
- [7] 罗铁欣, 张镜洋. 动压气体止推轴承间隙气动热特性分析[J]. *机械设计与自动化*, 2019, 48(5): 39-42, 63.
LUO Yixin, ZHANG Jingyang. Analysis of gas film thermal characteristics of gas thrust bearing[J]. *Machine Building and Automation*, 2019, 48(5): 39-42, 63. (in Chinese)
- [8] 徐方程, 张广辉, 孙毅, 等. 平箔片楔形高度对气体止推箔片轴承特性影响[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(12): 3064-3072.
XU Fangcheng, ZHANG Guanghui, SUN Yi, et al. Performance analysis of air foil thrust bearings with different top foil taper heights[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(12): 3064-3072. (in Chinese)
- [9] SIM K, KIM D. Thermo hydrodynamic analysis of compliant flexure pivot tilting pad gas bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2008, 130(3): 502-513.
- [10] UNTAROIU A. Effect of foil geometry on the static performance of thrust foil bearings[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(8): 1-9.
- [11] 冯欣凯, 杨利花. 重载下可倾瓦推力轴承的热弹流润滑特性分析[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(9): 1861-1870.
FENG Xinkai, YANG Lihua. Analysis on thermoelasto-hydrodynamic lubrication characteristics of tilting pad thrust bearings under heavy load[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(9): 1861-1870. (in Chinese)
- [12] PENG Z C, KHONSARI M M. A thermo hydrodynamic analysis of foil journal bearings[J]. *Journal of Tribology*, 2006, 128(3): 534-541.
- [13] FENG K, KANEKO S. A Study of thermo hydrodynamic features of multi wound foil bearing using Lobatto point quadrature[R]. ASME Paper GT2008-50110, 2008.
- [14] SALEHI M, HESHMAT H. On the fluid flow and thermal analysis of a compliant surface foil bearing and seal[J]. ASLE(Association for the Study of Literature and Environment) Transactions, 2000, 43(2): 318-324.
- [15] SALEHI M, SWANSON E, HESHMAT H. Thermal features of compliant foil bearings: theory and experiments[J]. *Journal of Tribology*, 2001, 123(3): 18-34.
- [16] NONINO C, GIUDICE S D, SAVINO S. Temperature-dependent viscosity and viscous dissipation effects in microchannel flows with uniform wall heat flux[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2010, 31(8): 682-691.
- [17] AYDIN O. Effects of viscous dissipation on the heat transfer in forced pipe flow: Part 1 both hydrodynamically and thermally fully developed flow[J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, 46(5): 757-769.
- [18] AYDIN O. Effects of viscous dissipation on the heat transfer in a forced pipe flow: Part 2 thermally developing flow[J]. *Energy Conversion and Management*, 2005, 46(18): 3091-3102.
- [19] RAMADAN KM. Pressure work and viscous dissipation effects on heat transfer in a parallel-plate microchannel gas flow[J]. *Journal of Mechanics*, 2019, 35(2): 243-254.
- [20] GAD A M, KANEKO S. Fluid flow and thermal features of gas foil thrust bearings at moderate operating temperatures[R]. Milan, Italy: the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. Mechanisms and Machine Science, 2015.
- [21] 侯安平, 林蓬成, 王锐, 等. 气体动压止推轴承性能及实验[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(6): 1510-1518.
HOU Anping, LIN Pengcheng, WANG Rui, et al. Performance of air-dynamic lubrication thrust bearing and experiment[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(6): 1510-1518. (in Chinese)
- [22] LIU X, LI C, DU J, et al. Thermal characteristics study of the bump foil thrust bearing[J]. *Applied Sciences*, 2021, 11(9): 11-23.

(编辑: 王碧琨)