

气固热耦合对微尺度气浮轴承微振动的影响

柴 辉¹, 龙 威¹, 杨绍华¹, 雷基林², 毕玉华²
(1. 昆明理工大学 机电工程学院, 昆明 650500;
2. 昆明理工大学 交通工程学院 云南省内燃机重点实验室, 昆明 650224)

摘 要: 基于气体润滑理论和稀薄气体动力学, 结合边界滑移和气固热耦合分析技术, 研究考虑温度影响引起的气浮轴承气膜局部变形问题对气旋与微振动的影响。研究表明: 气膜的最大形变量随温度升高呈线性增长; 考虑热耦合的气旋移动速度要明显小于传统数值分析方法所得结果, 且耦合条件下不同工作温度对气浮轴承微振动的影响也不相同; 结合实验可得, 随温度的升高, 微振动强度逐渐降低, 但温度升高并不改变其固有频率; 不同气体环境影响着气旋的移动速度和微振动强度, 其中分子数大小起主要影响作用。实际工作过程中应充分考虑环境因素带来的影响以减小微振动。

关 键 词: 气浮轴承; 微尺度气膜; 气固热耦合; 温度敏感性; 气旋与微振动

中图分类号: V19; TH133 **文献标志码:** A

Influence of gas-solid thermal coupling on micro-vibration of aerostatic bearing at micron scale

CHAI Hui¹, LONG Wei¹, YANG Shaohua¹, LEI Jilin², BI Yuhua²
(1. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering,
Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China;
2. Yunnan Province Key Laboratory of Internal Combustion Engines,
Faculty of Transportation Engineering,
Kunming University of Science and Technology, Kunming 650224, China)

Abstract: Based on gas lubrication theory and rarefied gas dynamics, and in combination with boundary slip and gas-solid thermal coupling analysis technology, the influence of local deformation of gas film on the gas-vortex and micro-vibration caused by temperature effect was studied. The research results show that: the maximum deformation variable of the gas film increases linearly with the temperature rise, considering that the gas-vortex movement velocity of thermal coupling is significantly smaller than the traditional numerical analysis method, under the coupling conditions, different operating temperatures have varied impact on the micro-vibration of the aerostatic bearing. With the increase of temperature, the micro-vibration intensity decreases, but the temperature increase does not change its natural frequency, and different gas environment influences the movement velocity and micro-vibration

收稿日期:2017-10-28

基金项目:国家自然科学基金(51766006); 清华大学摩擦学国家重点实验室开放基金(SKLTKF16B02); 昆明理工大学分析测试基金(2017M20162203067)

作者简介:柴辉(1993—),男,硕士生,主要研究方向为气体静压润滑。

通讯作者:龙威(1981—),女,副教授,博士,主要研究方向为气体静压润滑,微机电系统。

引用格式:柴辉,龙威,杨绍华,等.气固热耦合对微尺度气浮轴承微振动的影响[J].航空动力学报,2018,33(5):1121-1129. CHAI Hui, LONG Wei, YANG Shaohua, et al. Influence of gas-solid thermal coupling on micro-vibration of aerostatic bearing at micron scale[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1121-1129.

intensity of the gas-vortex, of which the molecular number plays a major role. The effect of environmental factors should be taken into account in the actual work process to reduce the micro-vibration.

Key words: aerostatic bearing; micron gas film; gas-solid thermal coupling; temperature sensitivity; gas-vortex and micro-vibration

气浮轴承由于具有高精度、零摩擦和无污染的特点,被广泛应用于高精度检测设备、超精密加工机床及航空器飞行测试等领域^[1-3]。并伴随着其工作环境的不断变化,机械整体对轴承的可靠性和工作稳定性要求也越来越高。要求其不仅能够保证在-250~315℃的温度范围内正常工作,而且要求能够同时承受径向和轴向两种载荷,保证主轴在旋转过程中和轴承座之间稳定传力,缓解两者之间的冲击和振动,避免磨损打滑等失效现象发生。在一般的工程计算中,基于等温假设,忽略温度变化完全可以满足要求。但随着气膜厚度的不断减小和精度要求的不断提高,微米级气膜内流动形式将呈现从层流向滑移流过渡的趋势^[4-6]。国内外学者先后对气浮轴承的动静态特性进行了分析。陈学东、孔中科等^[7-9]对气浮轴承的振动特性进行分析,观察到了气旋现象,并提出了一种气固耦合的仿真处理方法。李运堂等^[10]基于大涡模拟对静压气体推力轴承微幅自激振动特性展开分析,观测到了涡旋的产生。Chen等^[11]在不同的工作条件下研究了高速主轴空气静力轴颈轴承的各种几何设计的刚度。张瑞等^[12]开展了偏载工况下液压缸的双向流固耦合分析。崔海龙等^[13]提出一种基于 Ansys Workbench 的径向特性分析方法。利用流固耦合方法,对小孔气体静压主轴的动静态特性展开分析。虽然现有的力学模型对气体在微小间隙和节流孔内的流动特性做了很多假设,但忽略了温度对其内部微观特性的影响。空气轴承局部热变形引起气膜内气体膨胀和受热不均,改变气膜的形状和厚度,进而改变气膜内的压力分布及流动规律。因此,如果忽略气固热三者之间的耦合效果,均匀气膜在不同温度场条件下的数值模拟结果与实验测量数据之间会有显著偏差,影响和制约了气浮轴承在微米级尺度下计算的准确性和有效性。因而有必要针对气固热耦合现象对气浮轴承润滑微米级气膜的温度敏感性和气腔内气旋及气膜微振动现象进行深入研究。有效补充气浮轴承的设计计算方法和抑制微振动的条件,精确预测温度场影响下气浮轴承的静动态特性,为超精密轴系的

研制及其相关工程应用提供技术支撑。

1 工作原理及数学模型

如图 1 所示,本文选用外径为 50 mm 的圆盘型中心供气小孔节流静压止推轴承作为研究对象,图中 p_s 为供气压力(MPa), p_d 为节流后压力(MPa), p_0 为环境压力(MPa), h 为气膜厚度, Δh 为气膜厚度变化量(μm)。正常工作时,供气孔直径 $d_0=0.2\text{ mm}$,气腔深度 $\delta=0.2\text{ mm}$,气腔直径 $d_1=3\text{ mm}$ 。在常温标况条件下,不考虑温度热耦合影响,由气体静压润滑原理可知,气膜内流场的运动规律可用 Navier-Stokes(N-S)方程表示为

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial y}\right) = 12\eta \frac{\partial}{\partial \tau}(ph) + 6\eta\left[(u_1 + u_2) \frac{\partial (ph)}{\partial x} + (v_1 + v_2) \frac{\partial (ph)}{\partial y}\right] \tag{1}$$

式中 p 为压力; τ 为时间; η 为空气动力黏度; u_1 、 u_2 、 v_1 、 v_2 分别为轴承两侧面在 x 、 y 方向的运动速度。

气膜厚度 h 可用如下公式表示:

$$h = \begin{cases} h_0 + \delta_i \delta & 0 \leq r \leq d_1/2 \\ h_0 & r > d_1 \end{cases} \tag{2}$$
$$\delta_i = \begin{cases} 1 & \sqrt{x^2 + y^2} < \frac{d_1}{2} \\ 0 & \frac{d_1}{2} < \sqrt{x^2 + y^2} < \frac{D}{2} \end{cases}$$

式中 h_0 为气膜平均厚度; δ_i 为克罗内克函数; d_1 为气腔直径; δ 为气腔深度; D 为轴承外径; r 为沿

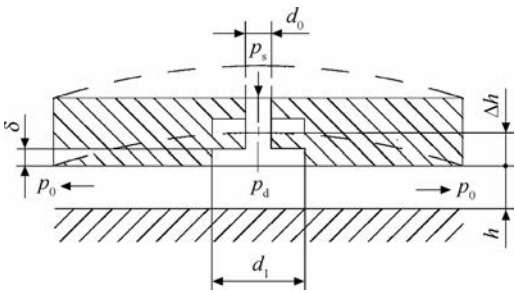


图 1 气浮轴承双向流固耦合结构示意图
Fig. 1 Structural diagram of bidirectional gas-solid coupling in aerostatic bearing

流动方向的距离。

在实际工作中随着环境温度和轴承局部温度升高,轴承局部发生热变形并伴随气膜内部气体膨胀,导致支撑气膜内部在高压区部分发生变形并影响流场规律,如图1虚线轮廓所示。此时气膜在竖直厚度方向发生变形,定义气膜厚度变化量为 Δh ,气腔边缘形变量最大记为 $\Delta h_{\max}$ 且向半径方向呈非线性递减。此时气膜厚度用如下公式表示:

$$h = \begin{cases} h_0 + \Delta h + \delta_i \delta & 0 \leq r_1 \leq d_1/2 \\ h_0 + \Delta h & r > d_1 \end{cases} \quad (3)$$

$$\delta_i = \begin{cases} 1 & \sqrt{x^2 + y^2} < \frac{d_1}{2} \\ 0 & \frac{d_1}{2} < \sqrt{x^2 + y^2} < \frac{D}{2} \end{cases}$$

将式(3)代入式(1),整理可得

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[(h_0 + \Delta h + \delta_i \delta)^3 p \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left[(h_0 + \Delta h + \delta_i \delta)^3 p \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \\ & 12\eta \frac{\partial}{\partial t} [p(h_0 + \Delta h + \delta_i \delta)] + \\ & 6\eta \left\{ (u_1 + u_2) \frac{\partial [p(h_0 + \Delta h + \delta_i \delta)]}{\partial x} + \right. \\ & \left. (v_1 + v_2) \frac{\partial [p(h_0 + \Delta h + \delta_i \delta)]}{\partial y} \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

供气压力的变化引起气膜厚度变化量 Δh

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[(C + \Delta h + \delta_i \delta)^3 p \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left[(C + \Delta h + \delta_i \delta)^3 p \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 12\eta \frac{\partial}{\partial t} (Cp) + \\ & 6\eta \left[(u_1 + u_2) \frac{\partial (Cp)}{\partial x} + (v_1 + v_2) \frac{\partial (Cp)}{\partial y} \right] \quad (5) \end{aligned}$$

式中 C 为分子热运动速度。

随着系统精度要求的不断提高,当气浮轴承气膜厚度处于微米级时,气膜内流态处于滑移流阶段,传统的N-S方程不能很好地体现其内部流动特征,由于边界滑移的影响^[14-16],此时需补充稀薄层^[17-18]流动的一阶速度滑移条件

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \bar{V} \frac{\partial f}{\partial \bar{l}} = \nu(f_m - f) \quad (6)$$

$$f_m = \exp[-C^2/2R(t+273.15)] \cdot$$

$$n/[2\pi R(t+273.15)]^{\frac{3}{2}} \quad (7)$$

式中 f 为速度分布函数; $\bar{l}$ 表示气体分子位置; $\bar{V}$ 为与气体分子速度无关的常数; ν 为碰撞频率; f_m 为局部Maxwell平衡态速度分布函数; R 气体常

数; t 为当地温度; n 为分子数密度。

2 气膜的温度敏感性和气旋现象

本文通过建立小孔节流气浮轴承的双向流固耦合模型,采用Ansys Workbench中Fluent模块和Static Structural模块分别对流体域与固体域进行初始化设置(包括:边界条件、耦合面、求解模型及监控设置)。在Static Structural模块中将前述计算得到的三维流场和压力分布耦合到固体域的气浮轴承上,即可得到气浮轴承在特定工况下的微小变形。分析流体域模型时均采用大涡模拟(LES),网格畸变量为0.05,满足计算精度。轴承材料为铝合金,通过数值计算得到气膜内气腔边缘厚度方向的最大形变量 $\Delta h_{\max}$,可得图2所示变化规律。

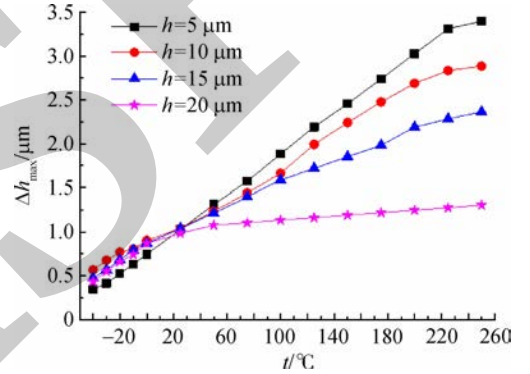


图2 $p_s=0.4$ MPa时不同气膜厚度最大形变量随温度的变化

Fig. 2 Maximum deformation of different gas film thickness varying with temperature under $p_s=0.4$ MPa

如图2所示,随着温度升高,气膜形变量均呈递增趋势,但增长速度随气膜厚度的增加而减小。在25℃之前,5μm厚度气膜对应的形变量最小,10~20μm气膜的形变量相差无几;在25℃之后,随着气膜厚度增加,5μm厚度气膜对应的形变量迅速增长,10~20μm厚度气膜的形变量逐渐开始拉开差距,且气膜越大其引发的形变量越小。尤其在25℃,气膜厚度为5~20μm时,最大形变量 $\Delta h_{\max}$ 均维持在1μm左右。因为前人的研究结论主要基于常温条件下进行,所以没有考虑气固热耦合影响,其分析结果的规律亦基本可靠。

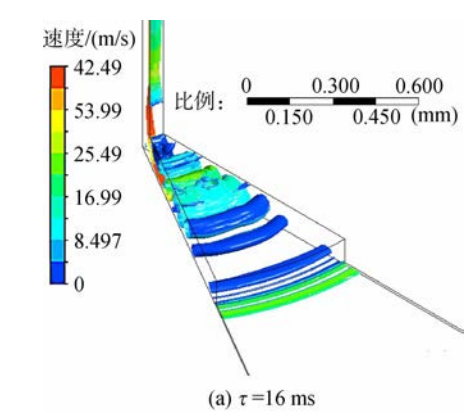
特别值得注意的是,当气膜厚度为20μm时,随着温度的升高,其形变量处于1~1.5μm。这是由于当气膜厚度较大时,气膜处于完全发展的

层流状态,其内部流动可用非定常的雷诺方程进行描述和预测,此时气膜对温度的敏感性很低,因此其最大形变量 $\Delta h_{\max}$ 也很小,其影响可以忽略不计。当气膜厚度降至 $5\text{ }\mu\text{m}$ 以下时,气膜内的流动属于滑移流区,传统的 N-S 方程和层流假设不能很好地描述其内部流动特性,需要引入稀薄层流动的一阶速度滑移条件。气膜的形变量在大范围内随温度变化呈线性增长,可知此时工作气膜内的流动状态及压力分布特性将具有强烈的温度敏感特征。

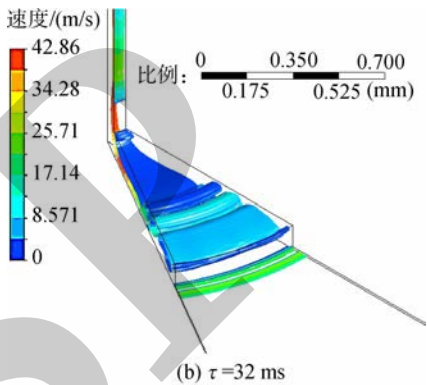
综上所述,对于气膜间隙在微米量级的气浮轴承,温度变化会引起气膜在厚度方向发生变形,导致气膜内气体的流动特性改变,进而影响气腔内气旋与微振动特征。因此,本文分析耦合条件下气膜内部气体流态,结合理想条件下和不同供气气体类型条件下的气旋位置和大小,分析温度热耦合条件和不同气体条件对气浮轴承气旋位置和大小影响,并分析其影响规律。

气浮轴承气腔内部涡量和主气旋随时间(τ)的扩散情况如图 3 所示,在 $p_s=0.4\text{ MPa}$, $h=10\text{ }\mu\text{m}$, $-40\text{ }^\circ\text{C}$ 考虑耦合的理想气体条件下,节流孔出口附近的湍流涡结构呈现复杂的三维特性,气旋涡结构尺度、运动发展过程也变得不规则,如图 3(a)~图 3(c)所示。主气旋的位置、大小和强度均随着时间的推移发生改变,其中主气旋位置逐渐向气腔外围扩散,气旋的大小和强度的逐渐减弱,如图 3(d)~图 3(f)所示。这主要是由于节流孔内的高速气流进入气腔初始时,由于气流冲击的影响,流线急剧弯曲,空间有限和气体动能大的缘故,产生的涡旋能极高、动量大,逐渐形成环形管状的大尺度涡旋;在固体壁面的作用下流动不断出现上下波动,涡旋的尺度逐渐增大并沿径向不断翻滚移动,涡发展到一定阶段后,而后由于流动横截面积的变大,在对流作用下迅速破裂分割为大量尺度细小的不规则涡旋;随之气体流速逐渐减小,最终在气体黏性的作用下逐渐耗散。

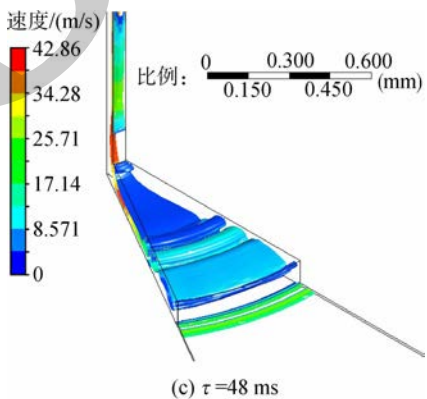
如图 4 所示,在 $p_s=0.4\text{ MPa}$, $h=10\text{ }\mu\text{m}$, $t=-40\text{ }^\circ\text{C}$ 考虑耦合的理想气体条件下,气浮轴承内部靠近节流孔处,气体压力呈现交替上升和下降的趋势,形成波峰与波谷的交替变化,从而导致气膜微振动的产生。主气旋位置位于从中心沿气腔半径 0.64 mm 处,气旋强度逐渐减弱,幅值波动较小,从而证实主气旋的位置、大小和强度都是随时间变化的。因此,采用理想条件与耦合条件在不同时刻和不同环境温度条件下作对比,通过对



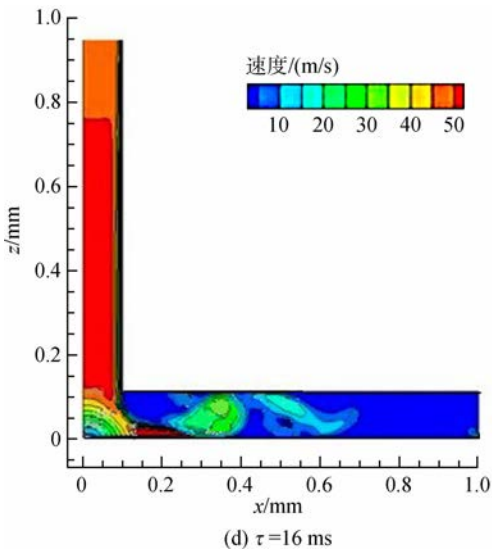
(a) $\tau=16\text{ ms}$



(b) $\tau=32\text{ ms}$



(c) $\tau=48\text{ ms}$



(d) $\tau=16\text{ ms}$

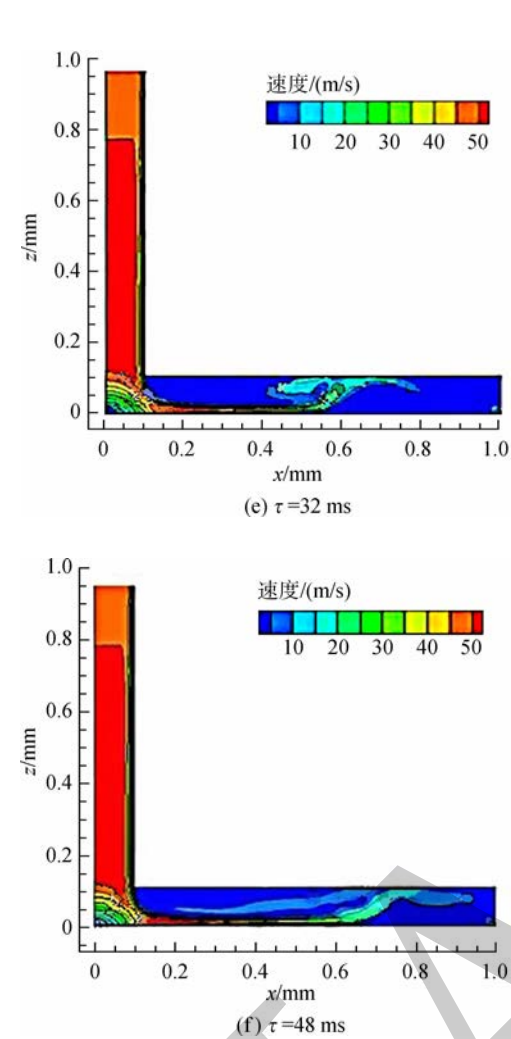


图 3 气腔内不同时刻涡量图和气旋位置图
Fig. 3 Diagram of vorticity and gas-vortex location at different times in the gas cavity

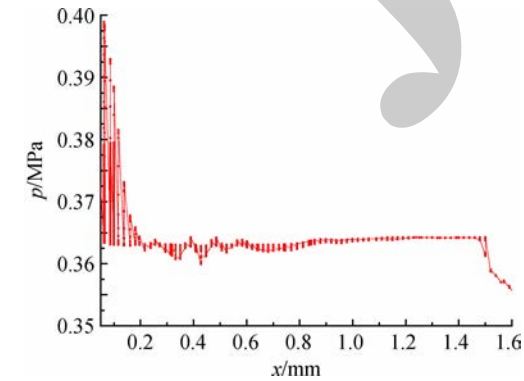
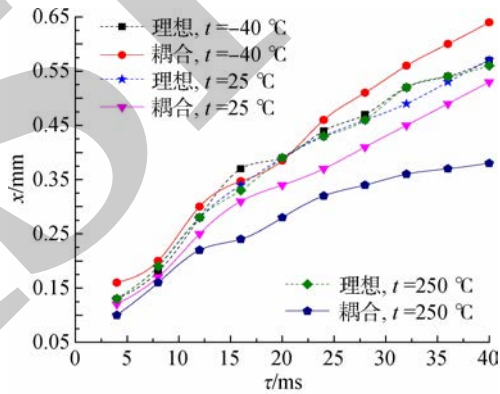
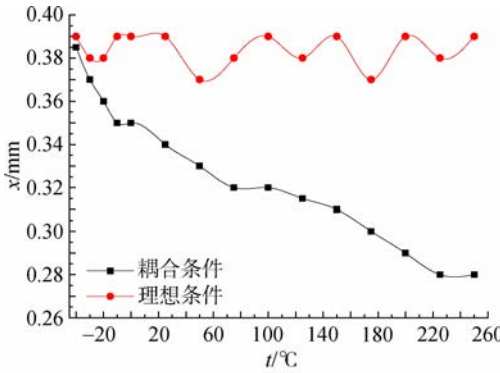


图 4 温度耦合条件下气腔内压力分布
Fig. 4 Pressure distribution in gas cavity under temperature coupling condition

在 $p_s=0.4$ MPa, $h=10\text{ }\mu\text{m}$ 条件下,分别取温度 $t=-40,25,250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 作为研究对象,如图 5(a)所示:理想状况下,主气旋位置沿气腔半径方向(x)呈线性增长,趋势逐渐向外围移动;不同温度下,主气旋移动速度与位置大致相同。这主要是由于理想条件为无阻尼、无黏性状态,除去误差,气体无任何阻碍。而热耦合条件下,主气旋位置虽然沿气腔半径方向实时向外扩散,但随着温度的升高,气旋的扩散速度逐渐降低。结合图 5(b),随着温度的升高,理想条件下气腔内主气旋位置保持在 $0.37\sim 0.39$ mm;而在热耦合条件下,随着温度的升高,气腔内主气旋的扩散速度逐渐降低,移动位移范围在 $0.385\sim 0.28$ mm。这主要是由于随着温度的升高,气腔内气体分子热运动加剧,碰撞更频繁,气膜内部更加趋向于无规则的气体运动逐渐与气旋旋转方向相抵消,气体黏度



(a) 不同时刻的主气旋位置



(b) $\tau=20$ ms, 不同温度的主气旋位置

图 5 理想与温度耦合条件下气腔内的主气旋位置
Fig. 5 Main gas vortex position in gas cavity under ideal and temperature coupling conditions

增加导致气旋扩散速度降低。可见温度升高会造成气旋的移动速度降低。

对于不同温度热耦合条件下气腔内压力陡降情况,如图 6 所示:在 $p_s=0.4$ MPa, $h=10\text{ }\mu\text{m}$,

比其气旋位置和压力腔内压力陡降大小来分析微振动的强度,为有效抑制或减小微振动提供理论支撑和技术帮助。

$\tau=16\text{ ms}$ 状况下, $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时气腔内主气旋的移动速度较快, 且压力陡降程度大, 即可考虑为气旋的强度和移动速度较大; 而在 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 气腔内气旋的扩散速度变化不大, 其压力分布中压力降幅较 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时更低; 当工作温度达到 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 气腔内气旋的扩散速度和压力分布中压力陡降都大幅降低。由上可知: 随着工作温度升高, 气腔内气旋的移动速度和压力的波动都大幅降低, 即为气旋的扩散速度和大小均随温度的升高而逐渐减小。这主要是由于温度升高导致气体能级升高, 气体分子之间的距离逐渐增大, 相互作用力逐渐减小, 可具体为在一定范围内分子间的吸引力和斥力均逐渐减小, 分子更倾向于做无规则运动而逐渐取代气旋的运动轨迹, 从而使得气旋扩散速度和微振动波动幅值降低。

线性趋势逐渐向气腔外扩散, 除去误差气旋的移动速度变化不大。这主要是由于理想气体为无阻尼、无黏性的气体, 每个分子在气体中的运动是独立的, 与其他分子无相互作用, 从而使得气旋移动速度基本保持不变; 反观空气、二氧化碳和氮气, 其气旋移动速度均为先增加后降低的趋势, 且在二氧化碳中气旋的移动速度较两者快, 氮气扩散移动速度最慢。

结合图 7(b), 在 $\tau=20\text{ ms}$ 时四种气体的气旋扩散速度均随温度的升高逐渐降低, 但二氧化碳中气旋的移动速度较其他三种气体快, 这可能是由于不同气体的分子数在其中起着至关重要的作用, 分子数越大, 则分子惯量越大, 导致气旋的移动速度相对较大, 从而使得二氧化碳扩散速度最快, 空气次之, 氮气最慢。

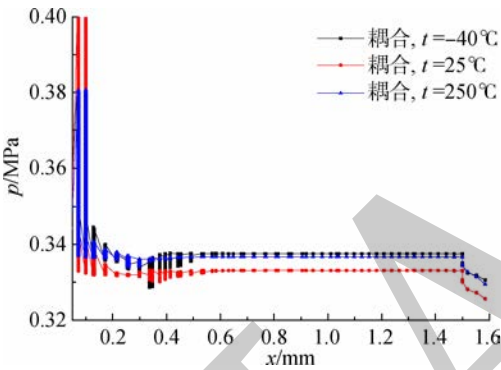
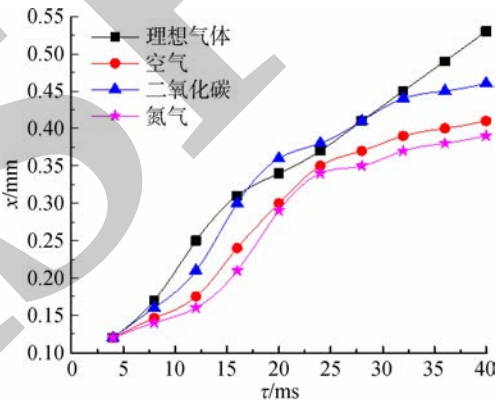


图 6 不同温度耦合条件下气腔内压力分布图

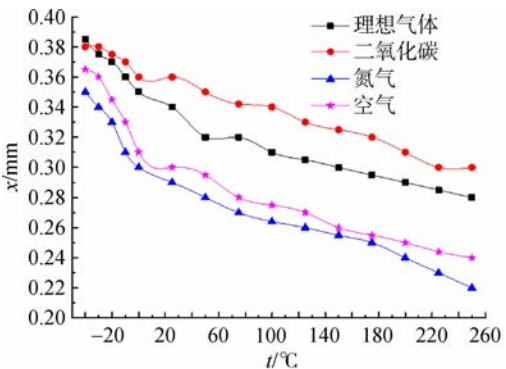
Fig. 6 Pressure distribution in gas cavity under different temperature coupling conditions

由此可知: 热耦合条件下, 气腔内气旋低温时移动速度最快, 随着温度升高, 相同时刻下气旋的移动速度逐渐降低, 且气腔内压力降幅逐渐减小; 随着时间的推移, 相同温度下气腔内气旋沿气腔半径方向逐渐向外移动, 且气腔内压力降幅逐渐减小, 使得微振动强度逐渐降低。因此, 根据轴承不同的工作环境采用理想气体、空气与二氧化碳以及氮气在不同时刻和不同环境温度条件下作对比, 通过对比其气旋位置和压力腔内压力陡降大小来分析微振动的强度, 从而为有效抑制微振动提供理论支撑和技术帮助。

如图 7(a) 所示, 在 $p_s=0.4\text{ MPa}$, $h=10\text{ }\mu\text{m}$ 时, 根据气浮轴承的工作环境不同, 按照气体在大气中所占体积比的不同, 分别选取理想气体、空气和二氧化碳及氮气作为气膜工作介质。从图中可以看出, 耦合条件下, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下理想气体随时间呈



(a) 不同气体在不同时间的主气旋位置, $t=25\text{ }^{\circ}\text{C}$



(b) 不同气体在不同温度下的主气旋位置, $\tau=20\text{ ms}$

图 7 温度耦合条件下气腔内的主气旋位置

Fig. 7 Main gas-vortex position in the gas cavity under temperature coupling condition

不同气体热耦合条件下气腔内压力降幅情况如图 8 所示: 在 $p_s=0.4\text{ MPa}$, $h=10\text{ }\mu\text{m}$, $\tau=16\text{ ms}$ 状况下, 空气、氮气以及二氧化碳的气旋移动速度均小于理想气体, 在进气孔附近, 理想气体的压力

陡降程度最大,即其微振动程度大于其他三种气体。这说明把空气轴承的工作介质简化为理想气体的分析方法,不能很好地诠释气腔内气体的流动特性和微振动特性,因此根据实际工作条件和环境选择不同的工作介质,对于空气轴承的设计分析和使用至关重要。除去理想气体,以二氧化碳为工作介质的气腔内部气旋移动速度最快和压力陡降较大,空气次之,氮气的气旋移动速度最慢且压力陡降最低。虽然三者压力陡降程度相差不大,但相较理想气体而言,微振动均不同程度减小。这主要是由于二氧化碳气体的分子数较大,分子的惯量更大,从而使得气旋的移动速度变大,但微振动程度相差不大;而理想气体的无阻尼、无黏性特性,使得气体分子上下波动较大,从而导致数值模拟的微振动程度偏大。

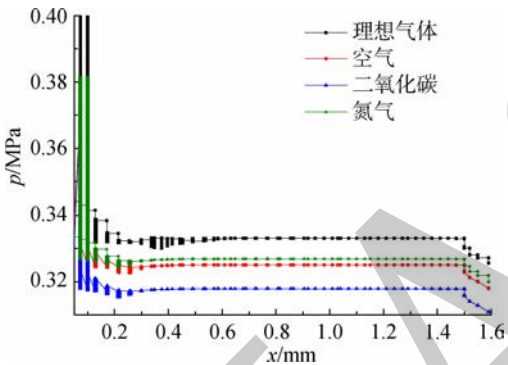


图 8 不同气体条件下气腔内压力分布图($t=25^{\circ}\text{C}$)
Fig. 8 Pressure distribution in gas cavity under different gaseous conditions ($t=25^{\circ}\text{C}$)

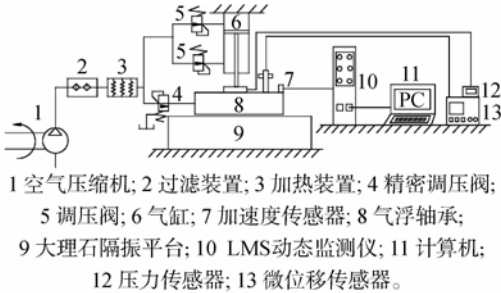
由此可知:耦合条件下,空气、氮气以及二氧化碳的气旋移动速度均小于理想气体移动速度,且理想气体气膜内压降幅值大于其他三种气体的压力分布。这说明:仅考虑理想气体条件下不能很好地诠释气腔内气体的流动特性和进行气膜微振动的相关结论;空气、二氧化碳和氮气的气旋移动速度大致为先增加后降低,且在二氧化碳中气旋的移动速度较两者快,氮气扩散移动速度最慢。气体的分子数在气旋移动速度和微振动程度中起着至关重要的作用,分子数越大,惯量越大,则气旋的移动越快;理想气体的无阻尼、无黏性,所以气体分子上下波动较大,导致数值分析的结果偏大,不能很好地模拟实际工作情况。

3 热耦合对轴承幅频特性的影响

3.1 实验设计

实验原理及实物图如图 9 所示:实验过程中

通过标准玻璃水银温度计测量温度,测量范围为 $-30\sim 300^{\circ}\text{C}$,分度值为 0.1°C ,并带有零点刻度,所有测量过程均为瞬时值。



(a) 原理图



(b) 实物图

图 9 微振动测试原理图和实物图
Fig. 9 Schematic and physical diagrams of micro-vibration test

3.2 结果分析

采用图 9 所示实验装置,对不同温度下气浮轴承的微振动大小进行测量并对比分析,通过实验数据分析考虑温度耦合对气浮轴承的时域和频域信号的影响规律。如图 10(a)所示,在 $h=10\text{ }\mu\text{m}$, $p_s=0.4\text{ MPa}$ 条件下,分别为气浮轴承选取在温度为 $t=0, 25, 100^{\circ}\text{C}$ 工作时的微振动加速度时域信号对比结果,图中 a 为振动幅值, g 为重力加速度。

从图 10(a)中可以明显地看出,随着温度的升高, 0°C 时轴承微振动幅值为 $11\sim 20\text{ }\mu\text{m}$,为初始气膜厚度的 $1.1\sim 2$ 倍,振动幅值较大;随着温度升高至 100°C ,轴承微振动幅值最低,在 $4\sim 7\text{ }\mu\text{m}$,为初始气膜厚度的 $0.4\sim 0.7$ 倍,振动幅值较小。由此可知:气浮轴承的微振动加速度幅值随温度的升高而降低。分析图 10(b)频域信号可以发现,温度升高并不改变其固有频率,仍为 7.82 Hz 左右。此外,频域信号中在 2601 Hz 和 6015 Hz 时观察到有明显较大的峰值,这主要是由于气浮支承、负载质量构成以及可能存在的外界环境

因素的单自由度弹簧质量系统的共振频率造成的。

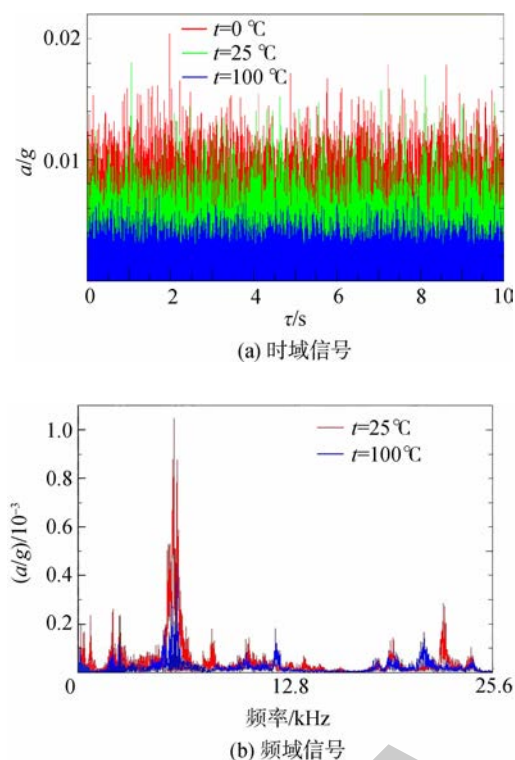


图10 不同温度下气浮轴承微振动的时域和频域信号
Fig. 10 Time-domain and frequency-domain signals of micro-vibration of aerostatic bearings at different temperatures

对比数值结果及实验数据可知:当气浮轴承工作温度逐渐升高时,气旋强度会逐渐减弱,流动特性逐渐接近于层流;但当工作温度低于某一临界值时,节流孔出口外缘流动特性更加接近于湍流状态,气旋强度增大,微振动强度也逐渐增大,主要反映在流动涡量和时域信号波动幅值上。在实际工作中要按照不同的工作环境选择适合的工作参数,以减弱微振动,同时应根据频域信号图来避免共振现象的发生。

4 结 论

1) 空气轴承工作气膜内的流动特性和压力分布具有强烈的温度敏感特征。空气轴承内部气腔外缘处,气膜压力呈现交替上升和下降的趋势,形成波峰与波谷的交替变化,从而证实随时间变化的主气旋引起气膜内产生无源自激振动。耦合条件下,气腔内气旋低温时移动速度最快,随着温度升高,相同时刻下气旋的移动速度逐渐降低,且气腔内压力陡降程度逐渐减小。随着时间的推

移,相同温度下气腔内气旋逐渐沿气腔半径方向向外移动,且气腔内压力陡降程度逐渐减小,从而使得微振动强度逐渐降低。

2) 按照工作环境的不同,分别选取理想气体、空气和二氧化碳和氮气作为工作介质。耦合条件下,空气、氮气以及二氧化碳的气旋移动速度均小于理想气体移动速度,且理想气体压力陡降幅度大与另外三者;空气、二氧化碳和氮气的气旋移动速度均为先增加后降低的趋势,且在二氧化碳中气旋的移动速度最快,氮气中气旋移动速度最慢。这是因为气体分子数对气旋移动速度和微振动程度有重要的影响:分子数越大,运动惯量越大,气旋的移动越快,理想气体无阻尼、无黏性,使得气体分子上下波动较大,从而导致数值模拟的微振动程度偏大。

3) 当气浮轴承工作温度逐渐升高时,气旋强度会逐渐减弱,流动特性逐渐接近于层流;但当工作温度低于某一临界值时,节流孔出口外缘流动特性更加接近于湍流状态,气旋强度增大,微振动强度也逐渐增大,主要反映在流动涡量和时域信号波动幅值上。因此,在实际中要根据不同的工作环境选择适合的工作参数,以削弱自激微振,同时根据频域信号图来避免共振现象的发生。

参考文献:

- [1] 朱懋成. 气浮支承动态特性及其微振动研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
ZHU Jincheng. Dynamic characteristics and nano-vibration of aerostatic bearings[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2014. (in Chinese)
- [2] 陈东菊, 边艳华, 周帅, 等. 空气静压导轨气膜波动主要影响因素分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(15): 97-103.
CHEN Dongju, BIAN Yanhua, ZHOU Shuai, et al. Influence factor analysis for gas fluctuation of aerostatic guideway[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(15): 97-103. (in Chinese)
- [3] 陈琦, 陈斌, 蔡黎明. 均压槽对空气静压轴承微振动的影响[J]. 光学精密工程, 2014, 12(12): 3354-3359.
CHEN Qi, CHEN Bin, CAI Liming. Effect of equalizing groove on small vibration of aerostatic bearings[J]. Optics and Precision Engineering, 2014, 12(12): 3354-3359. (in Chinese)
- [4] 张海军, 祝长生, 杨琴. 微气体径向轴承稳态性能稀薄效应分析[J]. 振动与冲击, 2008, 27(增刊): 19-22.
ZHANG Haijun, ZHU Changsheng, YANG Qin. Analysis of rarefaction effect on steady characteristic of micro-gas lubrication journal bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(Suppl.): 19-22. (in Chinese)
- [5] 马纲, 杨卫如, 沈心敏. 气膜密封中的角向气锤自激振动分

- 析[J]. 航空科学技术, 2015(11):73-77.
- MA Gang, YANG Weiru, SHEN Xinmin. Analyses on the self-excited vibration of air hammer in gas film seal[J]. Aeronautical Science and Technology, 2015(11):73-77. (in Chinese)
- [6] 丁雪兴, 陆俊杰, 刘勇. 热耗散变形下干气密封系统轴向振动稳定性分析[J]. 振动工程学报, 2016, 29(1):78-86.
- DING Xuexing, LU Junjie, LIU Yong. Stability analysis of axial vibration of dry gas sealing system under heat dissipation[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(1):78-86. (in Chinese)
- [7] 陈学东, 鲍秀兰, 何学明. 纳米级超精密气浮工件台振动特性分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2007, 35(11):10-13.
- CHEN Xuedong, BAO Xiulan, HE Xueming. Vibration analysis of ultra-precision stage with air-bearing[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition), 2007, 35(11):10-13. (in Chinese)
- [8] 孔中科, 陶继忠. 气体静压轴承压力腔内部气旋现象研究[C]//全国气体润滑与干气密封学术交流会. 河南 洛阳: 中国机械工程协会, 2012:73-77.
- [9] 孔中科, 陶继忠, 吉方, 等. 小孔节流气体静压轴承气锤振动现象的实验研究[J]. 润滑与密封, 2013, 38(7):66-70.
- KONG Zhongke, TAO Jizhong, JI Fang, et al. Experimental study on pneumatic hammer of aerostatic bearings with supply holes[J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(7):66-70. (in Chinese)
- [10] 李运堂, 蔺应晓, 朱红霞, 等. 基于大涡模拟静压气体推力轴承微幅自激振动特性分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(13):56-62.
- LI Yuntang, LIN Yingxiao, ZHU Hongxia, et al. Analysis of the micro self-vibration of aerostatic thrust bearing based on large eddy simulation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(13):56-62. (in Chinese)
- [11] CHEN Y S, CHIU C C, CHENG Y D. Influences of operational conditions and geometric parameters on the stiffness of aerostatic journal bearings[J]. Precision Engineering, 2010, 34(4):722-734.
- [12] 张瑞, 姜峰, 杨晋, 等. 基于动网格的液压缸双向流固耦合分析[J]. 中国机械工程, 2017, 28(2):156-162.
- ZHANG Rui, JIANG Feng, YANG Jin, et al. Fluid-structure coupling analysis of hydraulic cylinder based on dynamic mesh technology[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(2):156-162. (in Chinese)
- [13] 崔海龙, 岳晓斌, 雷大江, 等. 基于 ANSYS Workbench 的气体静压轴承径向特性分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(10):100-103.
- CUI Hailong, YUE Xiaobin, LEI Dajiang, et al. Study on radial characteristics of aerostatic bearing based on ANSYS Workbench[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(10):100-103. (in Chinese)
- [14] 张海军, 祝长生, 杨琴, 等. 广义 Maxwell 速度滑移边界模型[J]. 中国科学:物理学 力学 天文学, 2013, 43(5):662-669.
- ZHANG Haijun, ZHU Changsheng, YANG Qin, et al. Generalized Maxwell velocity slip boundary model[J]. Scientia Sinica Physica, Mechanica and Astronomica, 2013, 43(5):662-669. (in Chinese)
- [15] 李蒙, 涂正光, 徐晶磊. 高雷诺数槽道湍流的壁面模化大涡模拟研究[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11):2705-2712.
- LI Meng, TU Zhengguang, XU Jinglei. Investigation on wall modeled large eddy simulation of channel turbulent flow in high Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11):2705-2712. (in Chinese)
- [16] 樊菁. 稀薄气体动力学: 进展与应用[J]. 力学进展, 2013, 43(2):185-201.
- FAN Jing. Rarefied gas dynamics: progress and application[J]. Advances in Mechanics, 2013, 43(2):185-201. (in Chinese)
- [17] 宁方伟, 龙威, 刘岩. 微小尺度下平板间气体流动机理及压力特性分析[J]. 中国机械工程, 2016, 27(14):1862-1865.
- NING Fangwei, LONG Wei, LIU Yan. Analysis of gas flow mechanism and pressure characteristics between plates in micro scale[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(14):1862-1865. (in Chinese)
- [18] 刘华坪, 陈焕龙, 李德雄, 等. 射流旋涡发生器控制大折转角扩压叶栅二次流[J]. 航空动力学报, 2015, 30(4):838-845.
- LIU Huaping, CHEN Huanlong, LI Dexiong, et al. Secondary flow control in high-turning compressor cascade using vortex generator jet[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4):838-845. (in Chinese)

(编辑:陈 越)