

气旋现象对气体静压轴承微振动影响的实验

龙威^{1,2}, 裴浩¹, 杨绍华¹, 柴辉¹

(1. 昆明理工大学机电工程学院, 昆明 650500;

2. 清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084)

摘 要: 气体静压轴承是气浮系统的重要组成元件,其气膜自激微振动会降低气浮系统的工作精度和刚度特性。为了进一步提高气体静压轴承的工作精度和稳定性,在分析轴承内部气膜波动形成机理的基础上,开展了数值计算及实验研究。不仅验证了气旋分布规律和气旋中心压降的存在可靠性,并且有力证明了气膜支撑区域内沿流动方向存在的分区现象。结合实验进一步分析了影响高压区气旋强度和分布位置的可能因素。结果表明:供气压力、供气孔径和气腔结构都分别对气旋的位置和强度有各自不同的影响规律;而主气旋的核心位置和内外压差造成的压力脉动又会直接决定气体静压轴承微振动的强度和频率特征。

关 键 词: 气体静压轴承; 微振动; 气旋; 压力脉动; 频率响应

中图分类号: V216.2

文献标志码: A

Experiment on effect of gas vortex on micro-vibration of aerostatic bearing

LONG Wei^{1,2}, PEI Hao¹, YANG Shaohua¹, CHAI Hui¹

(1. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering,

Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China;

2. State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: As a crucial element of air support system, self-excited micro-vibration of gas film in aerostatic bearing could reduce the measurement accuracy and stiffness characteristics of the working system simultaneously. In order to further improve the working precision and stability of the aerostatic bearing, numerical calculation and experiment were carried out based on the study of formation mechanism of the micro-vibration of gas film in aerostatic bearing. The research conclusions not only verified the gas vortex's distribution law and existing pressure drop but also validated distinct zoned phenomenon of gas film along flow direction. Combined with a series of experiments to analyze the ties between intensity and location of gas vortex, main factors were summarized. The results showed that both location and intensity of the gas vortex were affected by supply pressure, inlet diameter and feed pocket structure respectively. Furthermore, the pressure fluctuation caused by pressure difference of main gas vortex was in direct relation to micro-vibration intensity and frequency response of aerostatic bearing.

收稿日期: 2016-12-08

基金项目: 国家自然科学基金(51305185); 清华大学摩擦学国家重点实验室开放基金(SKLTkf16B02)

作者简介: 龙威(1981—),女,副教授,博士,主要从事气体静压润滑、微/纳机械相关研究。

通讯作者: 杨绍华(1992—),男,硕士生,主要从事液气压传动与控制、微/纳机械工程相关研究。E-mail:18725020778@163.com

引用格式: 龙威,裴浩,杨绍华,等. 气旋现象对气体静压轴承微振动影响的实验[J]. 航空动力学报,2017,32(12):3049-3056. LONG Wei, PEI Hao, YANG Shaohua, et al. Experiment on effect of gas vortex on micro-vibration of aerostatic bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(12): 3049-3056.

Key words: aerostatic bearing; micro-vibration; gas vortex; pressure fluctuation; frequency response

气体静压轴承由于能提供多自由度的低摩擦运动,常被空间飞行器三轴气浮仿真装置和惯导测试设备选作精密支承,实现设备所需精度,其设计的核心内容是减振^[1]。轴承气膜内流动规律和气膜稳定性会通过气动浮子传动到承载着执行机构的终端,特别是对于航空发动机类的高速转子,振动会严重影响机组安全运行^[2]。系统振动过大的问题常普遍产生一系列危害动力学效应^[3],因而气膜系统微振动现象成为气体轴承设计研制和使用中的一个关键技术问题。

目前,国内外学者对气膜波动现象及引起气膜波动的原因提出了不同观点。Belforte 等^[4]通过实验证明在空气静压导轨压力腔的节流孔附近存在压力陡降的现象。Aoyama 等^[5-6]对空气静压导轨中的气膜波动现象进行了研究,分析了空气静压导轨的瞬态微反弹与小孔之间的关系。Sawada 等^[7]对引起振动的导轨本身性能也进行了相关分析,发现导轨的结构对振动有影响。Mori^[8]提出了单供气孔的气体推力轴承在节流孔出口处存在压力陡降的观点。CHEN Xuedong 等^[9]提出有腔气浮轴承节流孔处存在气旋,并指出气旋会引起气膜的波动。陈策等^[10]描述了气体润滑轴承中,气膜涡动引起混沌振动的整个过程。以上文献均从连续流角度出发,对于气旋的形成原因和变化规律、气旋与压力脉动之间的关系、气旋的位置和强度受哪些因素影响等问题并没有给出合理的解释;另一方面,由于气膜的厚度为微米级别,现有的测试手段和方法也比较有限,对此进行的实验探究也十分有限。

综合国内外研究发现,对于气体轴承的振动问题大致可以分为两个方面:一方面是由于外负载扰动引起的压膜效应。如图 1 所示,当负载收到外部扰动激励,由于气膜内的容性效应,使得气膜厚度(h)随着时间呈现一定规律的变化。当外界的干扰频率与气浮系统的固有频率相同,或是其倍频时,气体轴承会出现高频振动,并发出低频啸叫。这种受迫振动的幅值较大,气膜流态被破坏,对于这种振动现象,可以通过设计合理的节流器加以避免^[11]。另一方面,是由节流器结构造成的气膜本身的微振动。如图 2 所示,当气膜厚度(h)在微米级时,沿节流孔轴向引入供气压力为 p_s 的气体是典型的冲击射流,射流与周围介质的

混合会使混合层表面形成气旋,经过腔深(δ)的节流器节流效应后,气流压力降至 p_{di} 。射流旋涡有效阻碍和推迟了通道涡发展,在下侧将主流流体卷入端壁附面层内,而在上侧将低能流体带入主流中^[12]。气膜内部气体旋涡在产生和发展过程中形成压力脉动,以压力波的形式作用于气浮块下表面,形成气膜系统微幅自激振动,进入气膜支撑区后压力脉动逐渐减少,最终在气膜出口降至 p_a 。

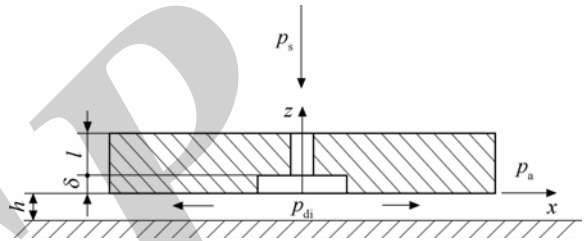


图 1 圆盘型小孔节流气体静压轴承工作示意图
Fig. 1 Schematic diagram of aerostatic bearing with disc type orifice

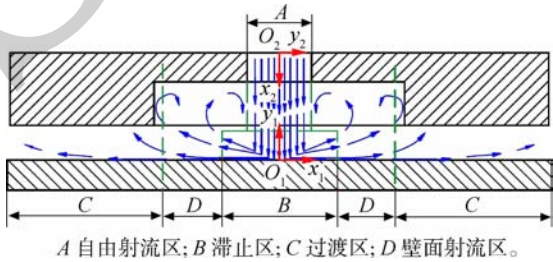


图 2 气膜内部气体流态示意图
Fig. 2 Schematic diagram of gas flow in gas film

这种微幅自激振动是伴随气膜内部流场存在的,无法通过结构参数的改变而消失。气体轴承内部的微幅自激振动,振动幅值为几纳米到几十纳米,频率从几十赫兹到几千赫兹的有规律的上下或偏摆振动。随着超精密运动平台对运动精度要求的不断提高,微振动已经成为制约气浮支撑技术发展的重大问题^[13-14]。传统气膜研究是基于层流假设,目前已经无法准确解释润滑气膜中的湍流脉动现象。随着计算机技术的发展,在模型性能已经趋近瓶颈的情况下,采用大涡模拟成为复杂流动模拟的可行途径^[15]。因而,本文从进口区冲击射流的流动机理出发,搭建实验台精确测量气体静压轴承沿流动方向的气膜压力变化,结合数值计算分析供气孔附近高压区的气旋现象,

研究气体静压轴承微振动特性。不仅证明气旋现象与气膜压力脉动的关系,同时对气旋的形成发展和影响因素进行归纳和总结,最终明确气旋现象对气体静压轴承微振动特性的影响规律。

1 实验部分

1.1 实验原理和装置

由于微米级气膜难于直接测量气膜压力,因此设计如图 3 所示的压力分布测试装置。将环面节流气体静压轴承倒置做为测压板,中心直径为 0.2 mm 的供气孔与测压板上的气道连通,在气道末端安装压力传感器,气膜压力经气道传递至压力传感器,移动上部的气体静压轴承实现对气膜径向压力的测量。由于供气孔直径很小,对气膜造成的影响可以忽略不计。实验装置如图 3 所示,图 4 为气膜微振动测试装置。

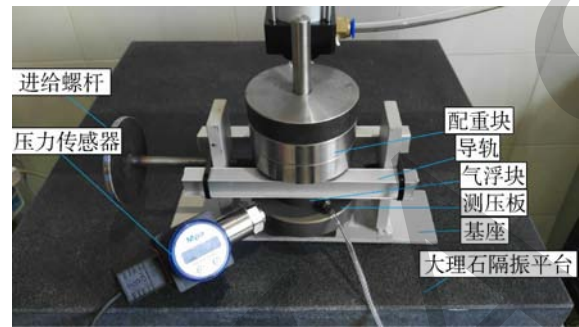


图 3 气膜径向压力分布测试装置
Fig. 3 Experimental rig for radial pressure distribution of gas film



图 4 气膜微振动测试装置
Fig. 4 Experimental rig for micro-vibration of gas film

1.2 实验条件的确定

在实验中采用复合节流式圆形单孔气体静压轴承,气体静压轴承直径为 50 mm,供气孔直径为 0.1~0.3 mm,气腔深度为 0.2~0.5 mm,气腔直径为 2~10 mm。实验的环境温度为 20℃,供气压力为 0.2~0.5 MPa,加适当质量的配重块使气

膜的厚度保持在 10 μm。

1.3 实验方法和过程

采用圆盘型小孔节流中心供气的气体静压轴承进行测试,保持被测轴承的供气孔与下部的测压板中心线与导轨平行,保证所测的气膜压力方向为气体静压轴承半径方向。缓慢移动进给螺杆,使被测轴承沿着直径方向缓慢移动,分别记录不同位置的压力。多次测量,而且使被测点尽可能的密集,对实验结果进行加权平均,以使实验数据更加准确。

2 气旋现象与压力脉动

如图 2 所示,在自由射流区(A 区),射流的外层气体分子受到剪切力作用,将内部气体分子包围住;高压气体一离开供气孔喷嘴就与周围介质发生剧烈的动量交换和紊动扩张;在中心线附近的射流介质保持高速运动,类似自由射流中等速核心区域^[16]。在这个高压高速区域内不存在速度梯度,属于流速、温度和体积分数脉动均服从高斯分布的大尺度紊动区域,因此 A 区内压力 p 的分布规律为

$$p = p_m \cdot \exp(-0.696\eta_p^2) \tag{1}$$

其中 p_m 为轴线压力; $\eta_p = y_p/b_p$, b_p 压力半值宽。

当流动进入滞止区(即 B 区),由于射流介质体积膨胀,与周围介质互相掺混的同时伴随强烈的动量交换。特别是当气体运动到底板附近时,气体分子速度发生转换,速度大小从自由射流入口速度 u_0 迅速减弱,在支撑板滞点处气体分子的速度变为零,整个过程以绝热压缩的形式完成。在自由射流转化为滞止区冲击射流的过程中,气体分子速度变化剧烈,分子动能变大,使得压力能减小,在流体的外边界形成速度不连续的间断面,产生逆差现象,将周围原有静止的气体分子卷吸到射流中,发生卷吸现象,形成主涡旋。进一步分析流场内动量的通量可知,气体射流底板时均压力分布规律满足高斯分布

$$p = \bar{p}_s \cdot \exp(-0.693\eta^2) \tag{2}$$

其中 $\bar{p}_s$ 为滞点处的时均压力; $\eta = y_p/b_{1/2}$, y_p 为距最大处时均压力点的距离, $b_{1/2}$ 为自由射流区半值宽,即 $b_{1/2} = y|_{p=p_m/2}$ 。

将压力脉动 p' 和轴线压力脉动 p'_m 的方均根值无量纲化,并以 $\sqrt{p'^2}/\sqrt{p'^2_m} \approx 0.2$ 为渐进线,可得冲击区内压力脉动强度:

$$\sqrt{p'^2}/\sqrt{p'^2_m} = \exp\left(0.824\sqrt{\frac{y}{b_{1/2}}}\right) \tag{3}$$

沿半径方向流动,当流动进入过渡区(C区),气体分子的速度 u_1 在前后压差的驱动下沿着 x_1 方向扩散,导致过流截面增加,瞬间气体“膨胀”,局部雷诺数增加,局部压力和密度降低。基于质量流量守恒和能量守恒原则,此时分子速度略有增加。当 x_1 接近气腔外缘时,由于工艺限制和气体润滑气膜厚度的要求,使得沿气膜高度方向自由射流区所占比例 $h_1/h \geq 10$,此处气体的过流截面急剧收缩,气体分子在节流器出口附近的运动速度因碰撞壁面产生竖直方向分量,经过分子与分子、分子与壁面的一系列折叠碰撞,在气腔出口的凹槽壁面处会产生次级涡旋。此涡旋的强度较主气旋略小,但气旋的存在使得流场速度、压力不连续,一定程度上强化了气腔内的压力冲击强度,进一步对气浮微振产生影响。类似冲击区压力的分析方法,将压力脉动 p' 和轴线压力脉动 p'_m 的方均根值无量纲化后,并以 $\sqrt{p'^2}/\sqrt{p_m'^2} \approx 0.2$ 为渐进线,可得过渡区内压力脉动强度:

$$\sqrt{p'^2}/\sqrt{p_m'^2} = \exp\left(0.824\sqrt{\frac{2y_1}{h_1}}\right) \quad (4)$$

最后,当气流进入分子壁面射流区(即D区)后,不管是压力能还是动能都降至很低,在后续运动过程中主要以水平方向牛顿内摩擦力为主,形成完全发展的层流,至轴承外边界(即压力出口)压力降至与环境大气压相同。在前半部分的压力驱动区^[17],紊动壁面射流分为两层:内层具有明显的壁面效应;外层具有一定的自由射流特征。气体分子进入牛顿摩擦区后,由于速度的垂直分量变得微乎其微,其对壁面竖直方向的冲击变得非常小,这部分流动无法形成完整的气旋,引起的微振动程度也十分微弱,对气体静压轴承微振动的影响可以忽略。

3 结果与讨论

3.1 气旋分布与压力变化

基于以上理论分析,借助 ANSYS FLUENT 软件对气膜内流场进行数值模拟。为确保精确的计算,网格采用六面体网格,并且控制单个网格的最大与最小特征尺寸之比小于10。边界条件采用入口压力边界,供气孔入口处压力为供气压力,气膜出口处为标准大气压。首先,采用基于压力的求解器,压力-速度耦合采用 PISO (pressure implicit split operator) 算法,密度、湍动能、湍流耗散采用数值耗散较小的二阶迎风格式,动量采

用边界差分格式,使用 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) 模型计算稳态值作为系统的初始条件。然后,针对高压区有主旋(B区)、次旋(C区)和壁面射流区(D区)的紊动分量这一特征,采用二阶隐式格式的非定常大涡模拟方法计算流场达到统计稳定所需的时间。

图5(a)所示为气体静压轴承内部流动完全发展后气膜高压区(即单侧供气孔至气腔区域)的速度矢量分布图,其中 x 表示气膜半径方向,即气腔内气流方向; z 表示气膜高度方向,即供气孔处气流入射方向。从图中可以清晰地看出,在大涡模拟的瞬态流场中,高速气体从供气孔进入气腔后,由于气体分子的碰撞和卷吸过程,流线发生大尺度弯曲,贴近下壁面的流束在气腔中部形成一个尺度和强度都很大的旋涡,与前文理论分析得到主气旋结论一致。随着供气不断增加,初始的气体分子被卷携包裹至气旋内部,靠近供气孔的气旋不断吸收供气压力 p_s 的压力能,气旋中心的气体分子被束缚得越来越紧,速度越来越高,因而产生的压力脉动增强,使得微振动幅值迅速增强。气旋外缘的分子主要与气腔靠近射流的上顶面和支撑板靠近气旋的下底面发生切向剧烈摩擦,将原本较高的动能以热能的形式耗散掉之后沿水平方向向出口方向运动,在接近气腔侧壁面时,由于气膜入口相对腔深非常小,所以运动过来的气体分子再次发生与固体壁面的折叠碰撞,再次形成气旋,进一步增加了微振动的强度。但此时分子运动速度较入口处已经减小很多,因而这部分气旋虽然形成面积较大,但强度较气腔内部的主气旋作用效果较小。沿流动方向,在随后的区域发生流动分离和回流现象,范围蔓延至整个气腔内部,与前文提出的过渡区概念相一致。与图5(b)所示实验测得的气腔区域压力分布相比,可以明显看出,实验中压降出现在 $x_1 = 0.6$ mm位置处,与数值模拟中气旋的位置符合得很好,证明了气膜径向压力分布测试装置可靠,进一步对比数值模拟中气旋处的压降与实验中气旋处的压降,发现符合得很好。研究发现,主气旋强度越大,对应的气膜内压降程度也越大。这主要是由于气旋区域的气体分子是转动的,气体分子的动能越大,形成的气旋规模越大、强度越强,基于伯努利方程所阐释的能量守恒定律可知,此时必然以牺牲压力能为代价,因而造成局部压降现象。

但是不管供气压力和微振强度怎么变化,由图6可见,系统的频响特性变化并不大,产生峰值

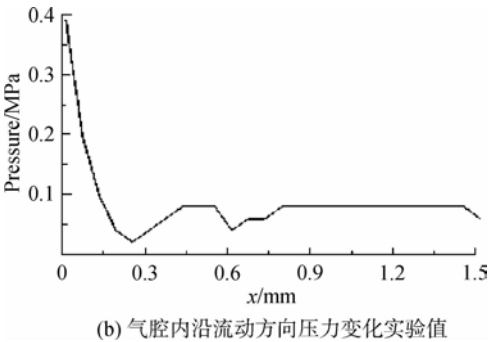
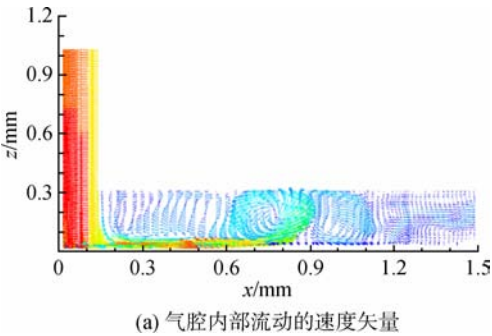


图 5 气腔内部气旋现象和局部压降
Fig. 5 Gas vortex phenomenon and local pressure drop in gas cavity

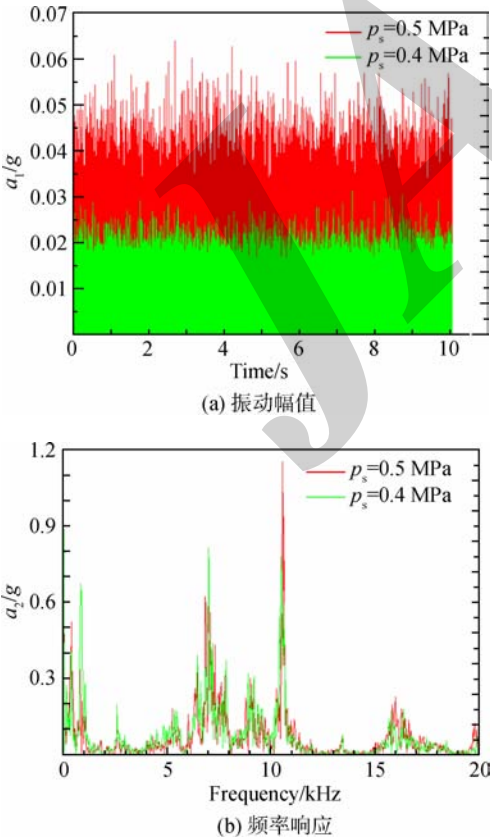


图 6 不同供气压力对应气体静压轴承微振动的时域信号
Fig. 6 Time domain signal of the micro-vibration of the aerostatic bearing with different gas supply pressures

的几个频率点基本重合,因此可以判断由气旋形成的气膜微振动是一种无源自激微振动,图中 a_1 为振动幅值, a_2 为频率幅值, g 为重力加速度。

本文为了研究气旋与自激微振动的关系,选用气旋中心压降 Δp 表示气旋强度,选用气旋中心至压力滞点的距离表示气旋的位置。由于本文选用模型是中心对称结构,为方便起见,用 R 表示气旋位置。

3.2 气旋现象的影响因素实验研究

相比其他节流器形式,小孔节流气体静压轴承气膜内气旋现象最为明显,其微振动问题也最为突出。不同的来流条件和结构影响气旋的结构特征和损失分布也有所不同^[18],本文主要从工作参数和结构参数两方面对影响气旋现象的因素进行分析。

3.2.1 供气压力的实验研究

供气压力 p_s 的大小决定输入到气膜系统中的总能量大小。同时,随着供气压力 p_s 增大,自由射流区(A区)和滞止区(B区)的范围会发生显著变化,直接影响高压区主气旋的强度和分布位置。以外圆直径为 50 mm,气腔深度为 0.2 mm,供气孔直径为 0.2 mm 的轴承为例,实验表明,当供气压力 $p_s > 0.5$ MPa 时,气膜失稳,因此本文主要研究供气压力 p_s 在 0.2~0.5 MPa 范围内,高压区主气旋的变化规律,如图 7 所示。

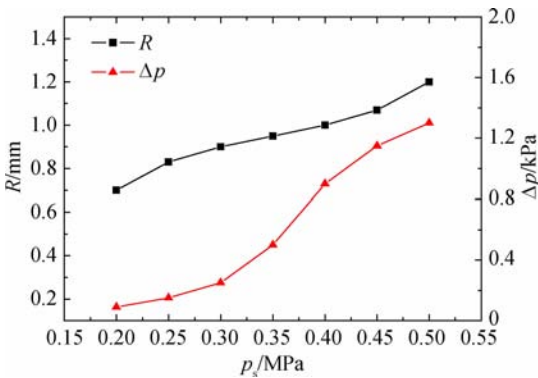


图 7 供气压力对气旋现象的影响
Fig. 7 Effect of supply pressure on gas vortex

从图 7 可以看出,随着供气压力的增大,主气旋逐渐远离供气中心,气旋的位置沿着半径方向向外移动,从 $R = 0.72$ mm 增至 $R = 1.2$ mm;同时,气旋中心的压降 Δp 逐渐增大,从 $\Delta p = 0.11$ kPa 增至 $\Delta p = 1.3$ kPa,增大了 10 倍以上。这主要是由于随着供气压力的增大,系统输入能量增加,在气膜内部结构不变的条件下,局部压力损失和供气压力成正比,因而使的气旋的涡量逐渐增

加,因此气旋内外的压力降也同比增加。

3.2.2 供气孔直径的实验研究

供气孔直径 d 是气体静压轴承节流器的关键参数之一,它与气膜厚度 h 之间的比值直接决定节流器的节流效果。由于工艺性限制,目前加工供气孔的直径不小于 0.1 mm。因而本文通过对外圆直径为 50 mm,供气压力为 0.3 MPa 的轴承为例,对供气孔直径 $d=0.1\sim0.3$ mm 的气体静压轴承气膜内流态进行实验分析,研究供气孔直径对气旋强度及位置的影响规律。

随着供气孔直径的增大,气腔内整体压力水平增高。如图 8 所示:当供气孔直径由 0.1 mm 增加到 0.2 mm 时,气旋中心逐渐远离供气中心,气旋沿半径方向向外移动,从 $R=0.35$ mm 移动到 $R=1$ mm;同时,气旋中心的压降从 $\Delta p=0.7$ kPa 增至 $\Delta p=0.9$ kPa。这主要是由于:对于小孔节流形式而言,随着供气孔直径的增大,进入气腔的气体所携带的压力能增加,经过滞止区的气体动能增强,使气旋向外移动,且气旋的能量增加。随着供气孔的直径从 0.2 mm 进一步增加到 0.3 mm,气旋中心的位置回缩,沿半径方向逐渐返回供气孔附近,同时气旋中心的压降也急剧减小。这主要是由于:对于本文所用的 $10\text{ }\mu\text{m}$ 高度的工作气膜,当供气孔直径 $d>0.2$ mm 时 $\pi d^2/4<\pi dh$,节流器从小孔节流退化环面节流,气膜内部的气旋主要是由滞止区反射气流形成的,因而此时测得气旋位置靠近供气孔;由于过渡区不复存在,气膜内容性效应减弱,动能损耗增强,气旋内外压降急剧降低。

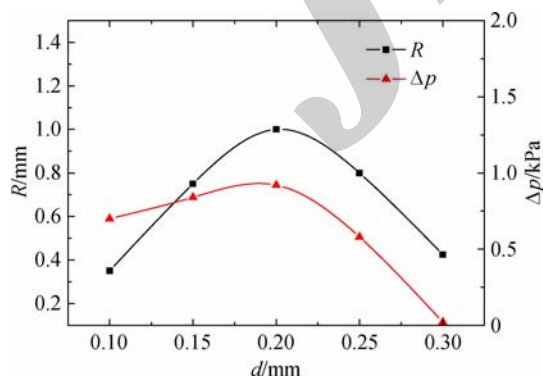


图 8 供气孔直径对气旋现象的影响
Fig. 8 Effect of inlet diameter on gas vortex

3.2.3 气腔结构的实验研究

相对环面节流器而言,小孔节流形式由于引入气腔结构,气体静压轴承的承载能力和静刚度都有了大幅提升。但是小孔节流器的动态特性和

稳定性却逊于环面节流,表现为小孔节流器内部自激微振强度要明显高于环面节流器。通过前述分析可知,这主要是因为气腔结构的存在使得在环面节流器入口区域的壁面射流区之前增加了一个专属小孔节流器的过渡区(即 C 区)。过渡区的存在使得次气旋得以形成,并且随着气腔结构的变化,主气旋和次气旋的发展、脱涡过程都受到了不同程度的影响。基于稳定性考虑,本文对外圆直径为 50 mm,供气孔直径 $d=0.2$ mm,气腔直径 $d_1=3\sim10$ mm,腔深 $\delta=0.2\sim0.5$ mm 的气体静压轴承进行实验分析,研究气腔结构对气旋强度及位置的影响规律。

如图 9 所示,随着气腔直径的增大,测得气旋中心先是沿半径方向向外移动,当气腔直径 d_1 增加到 5 mm 时,气旋中心位于 $R=1.5$ mm 附近,之后随着气腔直径继续增大,气旋位置基本上变化不大。同时,气旋中心的压降 Δp 先从 0.85 kPa 迅速降至 0.45 kPa,当气腔直径 d_1 增加到 5 mm 时,气旋中心的压降降至最低点;随着气腔直径继续增大,气旋强度逐渐回升,从 $\Delta p=0.45$ kPa 增至 $p=0.77$ kPa。这是由于:当气腔直径较小时,主气旋的发展受到气腔侧壁面的影响,随着气腔直径增大,气旋逐渐向外移动;当气腔直径进一步增加超过 5 mm 时,气腔内部整体容积增大,同时气腔内部高压气体密度也进一步增加,增大了气旋向外扩展所需要克服的阻力,因而气旋向外发展越来越难,气旋位置变化不再明显。而对于气旋压降的情况,当气腔直径从 3 mm 增加到 5 mm 时,由于进气孔直径相同,供气压力相同,进入气腔气体所携带的压力能相同,而滞止区的局部压力损失减小,因而气腔内部整体压力水平较高,气旋中心内外压差较小。当气腔直径进一步增加超过 5 mm 时,气旋充分发展的同时气膜容性效应

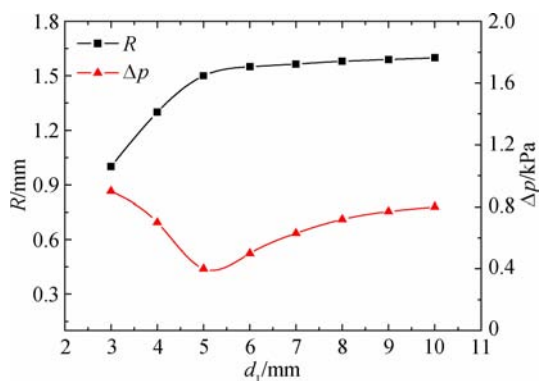


图 9 气腔直径对气旋现象的影响
Fig. 9 Effect of gas cavity diameter on gas vortex

增强,能量转化代替了损耗,气旋中心的内外压差得到分子动能的补充逐渐回升,但无论如何,也无法回升到最初的压力能水平,这说明气膜内部流动的发展总体而言还是一个熵增的过程。特别值得强调的是:当气腔直径过大时,此时气膜内部不同区域的压力梯度变化大,对应压力脉动增强,轴承的不稳定性增加。

如图 10 所示:随着气腔深度增大,气旋中心逐渐远离供气中心,气腔内整体压力水平降低。气旋位置沿着半径方向先向外移动,从 $R=1\text{ mm}$ 增至 $R=1.38\text{ mm}$,随后略有回缩,基本稳定在 $R=1.3\text{ mm}$ 左右。同时,气旋中心的压降 Δp 总体趋势是下降的,当气腔深度大于 0.4 mm 以后 Δp 基本稳定在 0.18 kPa 作用,虽仍有减小,但差别不大。这主要是由于:气腔内形成的主气旋主要是靠近下底面的壁面射流受到流动过程中的转捩卷吸而形成的,只要气腔深度可以保证气旋的形成,其进一步发展主要沿流动方向,而对气腔深度方向并不敏感,同时随着气腔深度增加,气腔高压区的分子压力能水平越来越大,主气旋要进一步扩展收到的抑制作用也越来越强,因此,其内外压差也逐渐减小。

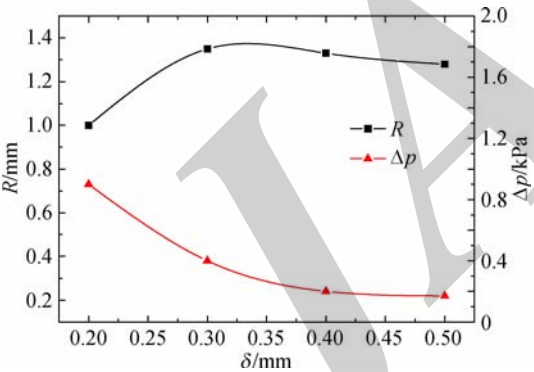


图 10 气腔深度对气旋现象的影响
Fig. 10 Effect of gas cavity depth on gas vortex

3.3 气旋现象对微振动特性的影响

由前述分析可知,气旋的形成和发展造成高压区内出现压力脉动 p' ,随时间变化的压力冲击使得气浮块在气膜平衡位置附近做上下微幅振动,微振动幅值 Δh 随冲击压力 $\Delta p'$ 变化;微振动频率不仅受冲击压力影响,也与气旋在高压区的分布位置有关。

3.3.1 气旋位置的影响

如图 11 所示,随着气旋中心远离供气孔,气膜系统振动强度逐渐增加,但系统微振动固有频率不变。这是由于随着气旋位置沿着气体静压轴

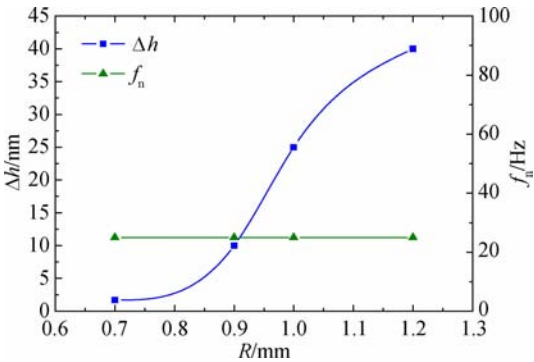


图 11 气旋位置对微振动特性的影响
Fig. 11 Effect of gas vortex position on micro-vibration characteristics

承向外移动,气旋在半径方向上所占的范围更大,使得气膜高压区局部压力变化更大,压力脉动增强导致气膜系统的微振动强度逐渐增加。但由于气膜本身的结构特征没发生变化,因而系统的固有频率(f_n)保持不变,不随着气旋位置的改变而发生任何变化。

3.3.2 气旋强度的影响

如图 12 所示,随着气旋内外压差 Δp 增大,气膜系统振动强度逐渐增加(近似呈线性),但是固有频率不变。这主要是由于:随着气旋强度的增大,气膜高压区的压力脉动对气体静压轴承的冲击也更加强烈,使得气膜系统的振动强度逐渐增加;而固有频率是系统的本质特征,它不会随着外界输入信号的强弱而发生改变。

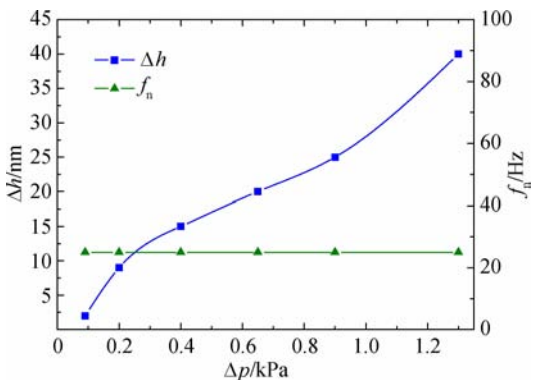


图 12 气旋强度对微振动特性的影响
Fig. 12 Effect of gas vortex intensity on micro-vibration characteristics

4 结 论

1) 对气膜径向的压力分布情况和气膜高度方向的微振动现象,分别设计、搭建了相应的实验装置,完成了测试工作。实验结果表明:沿气膜径

向压力存在明显的压降现象,与前期理论分析结果一致。同时测试发现,气膜内压降大小和气浮块的微振动强度之间存在密切的关系。

2) 将理论分析和实验结果相结合,分析了影响高压区气旋强度和分布位置的可能因素,印证了本文前期对小孔节流气体静压轴承气膜内全域流动规律的分析结论。

3) 结合振动测试和频响实验,进一步探究了气旋强度和分布位置对微振动时域特征(振动强度)和频域特征(固有频率)的影响规律,随着气旋位置沿着气浮轴承向外移动,气膜系统的微幅振动强度逐渐增加;随着气旋强度的增大,气膜系统的振动强度逐渐增加。

参考文献:

- [1] 廖明夫,丛佩红,王娟,等.航空发动机转子振动的“热模态”和减振设计[J].航空动力学报,2015,30(5):1125-1140.
LIAO Mingfu, CONG Peihong, WANG Juan, et al. “Hot modes” of rotor vibrations and vibration reduction design for aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5):1125-1140. (in Chinese)
- [2] 张炳康,何立东,杨秀峰,等.环形动力吸振器进行转子振动控制的实验[J].航空动力学报,2015,30(4):972-978.
ZHANG Bingkang, HE Lidong, YANG Xiufeng, et al. Experiment on vibration control of rotor with ring dynamic vibration vibration absorber [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4):972-978. (in Chinese)
- [3] 刘永泉,肖森,洪杰,等.三支点柔性转子系统支承不同心激励特征及振动响应分析[J].航空学报,2017,38(3):184-193.
LIU Yongquan, XIAO Sen, HONG Jie, et al. Investigation on the excitation characteristics and dynamic response for the flexible rotor with three supportings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2017, 38(3):184-193. (in Chinese)
- [4] BELFORTE G, RAPARELLI T, VIKTOROV V. Discharge coefficients of orifice-type restrictor for aerostatic bearings[J]. Tribology International, 2007, 40:512-521.
- [5] AOYAMA T, KAKINUMA Y, KOBAYASHI Y. Numerical and experimental analysis for the small vibration of aerostatic guideways[J]. CIRP Annals: Manufacturing Technology, 2006, 55(1):419-422.
- [6] AOYAMA T, KOIZUMI K, KAKIMUMA Y, et al. Numerical and experimental analysis of transient state micro-bounce of aerostatic guideways caused by small pores[J]. CIRP Annals: Manufacturing Technology, 2009, 58(1):367-370.
- [7] SAWADA K, KAWAI T, EBIHARA K, et al. Improvement of air bearing performance by means of laminarization and its application to ultraprecision micromachining [C] // Proceedings of the EUSPEN International Topical Conference. Aachen, German: Aachen University, 2003:61-64.
- [8] MORI H. A theoretical investigation of pressure depression in externally pressurized gas-lubricated circular thrust bearing[J]. The Japan Society of Mechanical Engineers, 1960, 26(169):1249-1256.
- [9] CHEN Xuedong, HE Xueming. The effect of the recess shape on performance analysis of the gas lubricated bearing in optically lithography [J]. Tribology International, 2006, 39(11):1336-1341.
- [10] 陈策,杨金福,聂超群.气体润滑轴承-转子系统非线性动力学特征的实验[J].航空动力学报,2008,23(8):1413-1419.
CHEN Ce, YANG Jinfu, NIE Chaoqun. Experimental research on nonlinear dynamic characteristic of gas lubrication bearings and high speed rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8):1413-1419. (in Chinese)
- [11] 杜建军,刘瞰,张国庆,等.带有圆周方向均压槽的静压气体止推轴承的气锤自激[J].润滑与密封,2010,35(1):9-12.
DU Jianjun, LIU Tun, ZHANG Guoqing, et al. Study of self-excited vibration for externally pressurized gas thrust bearing with circumferential groove[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(1):9-12. (in Chinese)
- [12] 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)
- [13] 叶裁玺.超精密运动平台中气浮支承振动特性的研究[D].武汉:华中科技大学,2010.
YE Yixi. Vibration characteristics of ultra precision motion platform in the floating support[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2010. (in Chinese)
- [14] 陈东菊,边艳华,周帅.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. Influence factor analysis for gas fluctuation of aerostatic guideway [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(15):97-103. (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] 董志勇.射流力学[M].北京:科学出版社,2005.
- [17] 宁方伟,龙威,公玲,等.稀薄条件下平板间润滑气膜内速度滑移现象分析[J].机械强度,2016,38(4):738-743.
NING Fangwei, LONG Wei, GONG Ling, et al. Analysis of velocity slip between flat in lubricating film under conditions of thin gas[J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(4):738-743. (in Chinese)
- [18] 林奇燕,郑群,岳国强.叶栅二次流旋涡结构与损失分析[J].航空动力学报,2007,22(9):1518-1525.
LIN Qiyang, ZHENG Qun, YUE Guoqiang. Analysis of secondary flow vortex structure and losses in turbine cascades [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(9):1518-1525. (in Chinese)

(编辑:陈越)