

文章编号 1004-924X(2019)05-1103-07

压电驱动的超声悬浮精密轴承静动态承载特性

贾 颖, 李东明*, 赵玉龙, 崔云先, 费继友
(大连交通大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116028)

摘要:为研究超声悬浮轴承的静、动态承载特性,设计了一种压电陶瓷驱动的全包围结构超声悬浮轴承。分析了气体挤压膜润滑承载机理,在等温隔热条件下,根据牛顿流体的气体动力学理论,建立了描述轴承启动阶段及支撑回转体稳定旋转阶段气膜压力的静、动态雷诺方程。采用有限差分法并利用 MATLAB 自定义函数的功能,对超声悬浮轴承的静态及动态承载力进行了数值计算。为验证理论计算的正确性,通过轴承样机自悬浮实验验证轴承悬浮特性的理论计算结果,得出在其谐振频率下,相同结构尺寸及悬浮参数的轴承静态承载力理论计算值与测量值之间的误差为 8.33%;在挤压数为 100, 2~5 μm 合理初始间隙下,动态悬浮力理论计算值与实验测量值相吻合。考虑样机结构特性引起的能量转换误差及实验环境因素影响,误差在合理允许范围之内,验证了理论分析及计算的正确性,对超声悬浮轴承的理论研究及设计具有一定的指导意义。

关键词:超声悬浮轴承;压电陶瓷;挤压气膜;承载力

中图分类号: TN384 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20192705.1103

Static and dynamic load capacity of piezoelectric actuated ultrasonic levitation precision bearing

JIA Ying, LI Dong-ming*, ZHAO Yu-long, CUI Yun-xian, FEI Ji-you

(School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

* Corresponding author, E-mail: lidongming2001@163.com

Abstract: An ultrasonic levitation bearing based on piezoelectric actuation is designed to study the static and dynamic capacities of an ultrasonic levitation bearing. In this paper, calculations and numerical simulations of the levitation force of a gas squeeze film bearing were done using the finite difference method and a MATLAB function to calculate discrete equations for numerical calculations. The Reynolds equation describing the pressure distribution of the gas film was established for the bearing's start-up and stable operation, according to the theory of gas dynamics of a Newtonian fluid, under the conditions of isothermality and adiabatic process and based on lubrication and load mechanism of a gas squeeze film. In addition, a bearing prototype was fabricated to measure the bearing capacity. For the resonant frequency, there is a difference of 8.33% between the theoretical value and the experimental result for the same size and levitation parameters. For the dynamic levitation force, the measurement results agree well with the solution of the theoretical calculations when the squeeze number is

收稿日期:2018-11-12;修订日期:2019-01-07.

基金项目:大连市科技创新基金资助项目(No. 2018J12GX040)

100 and the initial gap is between 2-5 μm . Studying the impact of electro-mechanical conversion and the experimental environment provide a basis for future ultrasonic levitation theory research and design.

Key words: ultrasonic levitation bearing; piezoceramics; squeezed film; bearing capacity

1 引言

轴承作为最广泛的回转支撑零件,其回转精度和润滑特性成为实现机械设备高精度运行不可忽略的影响因素。近年来,气体轴承在精密工程、微细加工、电子精密仪器和医疗器械等工程领域得到了广泛应用,是提高机械加工精度的重要技术途径^[1-5]。相比于传统接触方式的轴承结构,润滑介质为气体的超声悬浮轴承具有低摩擦、低磨损、自润滑、运动精度高、无外接气源和寿命长^[3-5]等优点,现已成为该领域的研究热点。

气体挤压膜悬浮力的研究起始于二十世纪六十年代,美国的 Saldu 提出了气体挤压膜悬浮平台自悬浮模型,并根据流体力学润滑的基本理论对平板间挤压气膜的承载力、应力分布及其影响因素进行了研究^[6]。进入 21 世纪,基于压电驱动的超声波悬浮支撑结构逐渐向多维、动态方向发展。2006 年,日本东京理科大学的 S. Yoshimoto、H. Kobayashi 等人提出了一种多维压电驱动超声直线悬浮导轨支撑结构,当气膜厚度为 5 μm 时,最大承载力达 14 N^[7]。2014 年,德国汉诺威大学振动力学研究所 Pro. Dr-Joerg Wallschek 课题组^[4-5]研制了超声振动悬浮旋转轴支撑样机,在直径为 50 mm 的不锈钢轴周向 120°均布 3 个即之万压电驱动器,初始间隙在 28 μm 的条件下,其承载能力已达到 51 N,单位面积的承载力大约为 6.37 N/cm²。关于超声悬浮支撑,我国最早开始研究的是中国科学院力学研究所的姚德良与傅仙罗^[8]。近十年,南京航空航天大学、上海交通大学、大连理工大学、吉林大学和西安交通大学等高校先后开展了气体挤压膜超声悬浮系统的研究^[9-16]。这些研究都缺乏对承载力精确的数学建模与计算,尚无成熟的理论研究方法对开发新型气体挤压膜超声悬浮轴承提供有效的技术支持。本课题组一直致力于超声悬浮支撑的研究^[17],本文设计了一种压电驱动的新型全包围结构超声悬浮轴承来实现对高精密仪器中回转元件的支撑

与润滑,对气体挤压膜轴承在启动及稳定旋转阶段的静动态悬浮力进行了理论计算。为验证轴承的承载能力,设计制作了纯黄铜制轴承样机,通过样机自悬浮实验验证了气体挤压膜轴承悬浮特性的理论研究结果。

2 超声悬浮承载原理与轴承结构设计

基于压电驱动的超声波悬浮支撑技术是利用压电晶体的逆压电效应,即压电晶体在交变电压作用下产生高频振动,对被支撑物体气隙中的气体进行周期性挤压,由于气体的黏性使得它在高频振动下不能快速与外界产生质量交换,形成一层平均气压高于环境压力的微米级气体挤压膜,从而产生承载能力。气体挤压膜的膜厚为微米级,主要用于运动副接触表面粗糙度等级在 10 级以上的高精度设备中的回转件支撑。

本文结合水声领域中圆管复合压电换能器理论,设计了一种全包围结构的超声悬浮气体轴承。图 1 为该轴承套筒结构示意图,主要由开有矩形槽的弹性金属圆筒、外表面可开螺栓孔的支撑座及矩形压电陶瓷(PZT-4)薄片组成。在圆柱壳体外表面贴有 120°夹角均布的压电片,支撑底座同时也呈 120°夹角均布。将套筒通过支座固定,微

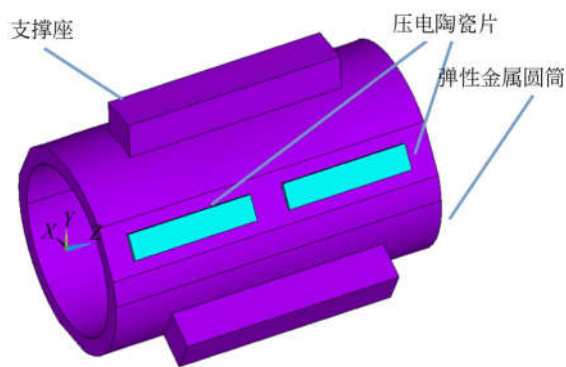


图 1 超声悬浮轴承套筒结构示意图

Fig. 1 Sleeve framework of ultrasonic levitation bearing

米级表面精度的被支撑回转体直接放置于套筒结构内,套筒内壁与被支撑回转体外表面间形成微米级气隙,在谐振频率的交流电压信号激振作用下,超声悬浮轴承套筒内壁上各个质点会产生周期性变化,此时对润滑层中的气体进行挤压,形成具有支撑能力的气体挤压薄膜,对回转体实现悬浮支撑,形成非接触气体润滑轴承结构。

圆筒材料为弹性金属,在压电陶瓷薄片上加加载高频(>20 kHz)交变电压,压电片会产生周期性高频振动。金属圆筒在高频振动下会产生径向三角型周期性挤压变形,反复挤压空气薄膜,故轴承与回转件间的空气润滑薄膜在工作状态下,同时也会受到20 kHz左右的振动挤压作用,从而具有一定的承载能力。这种超声振动形成的挤压膜用来实现对精密回转件的非接触、无摩擦悬浮支撑,提高轴承的旋转精度和工作效率。

3 超声悬浮轴承悬浮力的数值计算

3.1 轴承润滑承载机理

超声悬浮轴承的润滑方式可认为是气体厚膜润滑,润滑介质可近似认为是压缩牛顿流体,因挤压气膜的厚度很小,在工作状态下可将气体挤压膜近似视为绝热等温体。在此简化条件下,描述挤压膜内气体压力分布的直角坐标系 Reynolds 方程,根据流体动力学润滑理论建立方程如下:

$$\frac{1}{\sigma\mu} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = (U_0 + U_1) \rho \frac{\partial h}{\partial x} + h\rho \frac{\partial (U_0 + U_1)}{\partial x} + 2\rho \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (1)$$

式中: μ 为气体黏度, p 为压力, U 为速度, h 为气膜厚度, ρ 为气体密度。

等式右边:第一项为楔形效应即轴承间隙高度 h 的变化梯度 $\partial h/\partial x$ 所产生的承载力;第二项为裹挟作用即润滑剂在转轴转动下注入速度 U_i 在 x 方向上的变化对承载力的影响;第三项为气膜间隙的挤压运动对承载力的影响。

3.2 轴承静态承载力的计算

在轴承启动阶段,轴承与回转件之间无相对运动,挤压气膜中的压力主要由运动副间的挤压运动决定。此时,气膜内压力分布的雷诺方程简化为:

$$\frac{1}{\sigma\mu} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \rho \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = 2 \frac{\partial (oh)}{\partial t}. \quad (2)$$

对式(2)进行标准化处理得:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[H^3 P \frac{\partial P}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Z} \left[H^3 P \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = \sigma \frac{\partial (PH)}{\partial \tau}. \quad (3)$$

润滑膜厚度方程为:

$$h = h_0 + e \sin \omega t. \quad (4)$$

式中: h_0 为轴承初始间隙, e 为振幅, ω 为挤压角频率,对它进行无量纲化得:

$$H = 1 + \epsilon \sin \tau. \quad (5)$$

对于式(3)和式(5)中无量纲参数定义如下:

$$(x, z) = R(x, z); p = p_0 P; h = h_0 H; \tau = \omega t; \sigma = \frac{12\mu\omega R^2}{p_0 h_0^2}; \epsilon = \frac{e}{h_0}. \quad (6)$$

由此得出,在某一瞬时,挤压气膜中的压力由 σ 和 ϵ 两个参数和决定。其中,变量 σ 称为挤压数,变量 ϵ 表示轴承径向振动振幅即膜厚的变化量。

采用有限差分方法并利用 MATLAB 的自定义函数功能,对气膜的悬浮润滑方程进行迭代计算,得到了超声振动轴承内挤压气膜单挤压周期的压力分布。

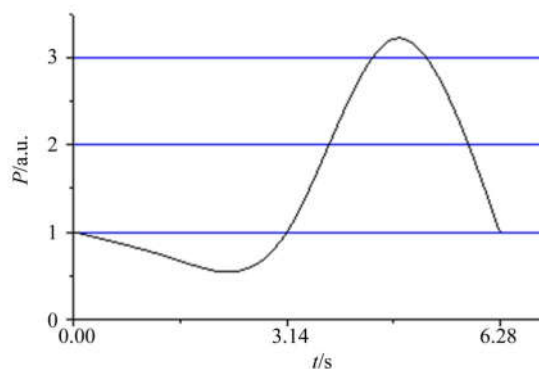


图2 气体挤压膜轴承一周期内挤压气膜的静态压力分布
Fig. 2 Distribution of static pressure in squeezed film of bearing in a period

由图2可以看出,在一个振动周期内,气体挤压膜轴承内挤压气膜的压力呈非对称分布,且平均压力高于环境压力。将挤压气膜压力分布函数对轴承内表面面积进行积分,即可得瞬时挤压气膜承载力 F :

$$F = \iint P d\theta dZ, \quad (6)$$

式中: P 为压力, θ 为周向角度, Z 为轴向长度。

3.3 轴承动态悬浮力的计算

当轴转动到达平衡位置时, 气体可以看成是不可压缩、隔热的牛顿流体来计算, 动态时期的雷诺方程为:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right] = -\frac{1}{2} \epsilon \omega \sin \theta + \frac{\partial e}{\partial t} \cos \theta + e \frac{\partial \varphi}{\partial t} \sin \theta \quad (7)$$

当转动在一定速率时, 最小的薄膜厚度大致保持在相同的位置。此时, φ 为常量, 雷诺方程的无量纲形式为:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{4\Lambda^2} \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = -6 \left[\frac{\mu_0 R^2 \omega}{C^2 K} \right] \epsilon \sin \theta + 12 \left[\frac{\mu_0 R^2 e}{C^2 K} \right] \cos \theta$$

令 $K = \frac{\mu_0 R^2 \omega}{C^2}$, 则有:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{4\Lambda^2} \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = -6 \epsilon \sin \theta + 12 \varphi \cos \theta, \quad (8)$$

其中 $\varphi = \frac{\epsilon}{\omega}$, 代表了旋转速率与挤压速率的比值。

方程描述的是在圆柱内厚度为 H 的挤压气膜的压力分布且方程在该范围内连续。按同样差

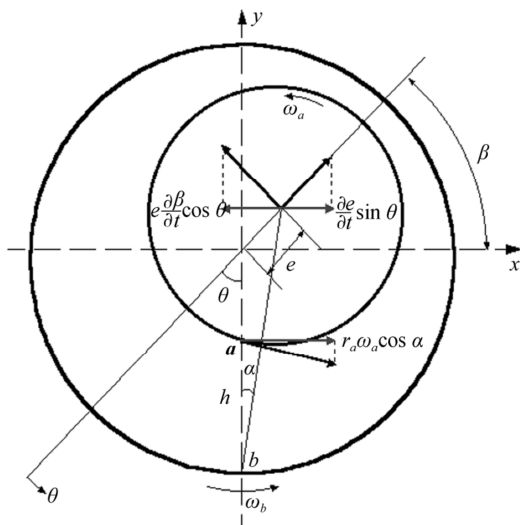


图 3 轴转动时超声悬浮轴承示意图

Fig. 3 Framework of bearing when spindle rotating

商替换方式, 得到各节点的变量与相邻各个节点变量的关系:

$$P_{i,j} = (A_1 P_{i+1,j} + A_2 P_{i,j-1} + A_3 P_{i,j+1} + A_4 P_{i,j-1} + A_5) / A_0$$

积分算子为:

$$\begin{aligned} A_0 &= 2 \left[\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{4\Lambda^2 (\Delta z)^2} \right], \\ A_1 &= \frac{1}{(\Delta x)^2} - \frac{3\epsilon \sin \theta}{2h\Delta z}, \\ A_2 &= \frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{3\epsilon \sin \theta}{2h\Delta z}, \\ A_3 &= \frac{1}{4\Lambda^2} \left[\frac{1}{(\Delta z)^2} - \frac{3\epsilon \sin \theta}{2h\Delta z} \right], \\ A_4 &= \frac{1}{4\Lambda^2} \left[\frac{1}{(\Delta z)^2} + \frac{3\epsilon \sin \theta}{2h\Delta z} \right], \\ A_5 &= -\frac{1}{h^3} [12\mu \cos \theta - 6\epsilon \sin \theta]. \end{aligned} \quad (9)$$

挤压膜悬浮润滑方程描述的是在圆柱内厚度为 H 的挤压气膜的压力分布且气体挤压膜在范围内连续分布。将承载区的气体挤压膜轴承驱动面沿周向展开为矩形, 根据气体挤压膜轴承承载区域的特点, 采用矩形单元做离散处理。通过计算节点周围 4 个单元上的压力值可以计算中心节点上的压力值。

求解过程如下: 首先, 将边界条件存在的初始值赋予给定的值各边界节点上的压力, 并估取其它各节点的压力值作为第一次的压力计算值 $P_{i,j}^{(1)}$, 然后按 $j=2, 3, \dots, n$ 的次序逐次计算, 每一列上再按照 $i=2, 3, \dots, m$ 的次序逐点按上述方法计算。将计算出的压力值取代原来节点处的压力值。当全部内节点计算过后会得到第二次的近似分布 $P_{i,j}^{(2)}$, 它比第一次更为精确。然后再次计算, 得到第三次的压力分布 $P_{i,j}^{(3)}$, 以次类推, 将迭代之后得到的数据进行检验。根据收敛准则:

$$\frac{\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |P_{i,j}^{(k)} - P_{i,j}^{(k-1)}|}{\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |P_{i,j}^{(k)}|} \leq \text{ERR}. \quad (10)$$

当允许相对误差值小于 10^{-6} 时终止迭代过程, 即求得的压力分布为 $P_{i,j}^{(k)}$ 。

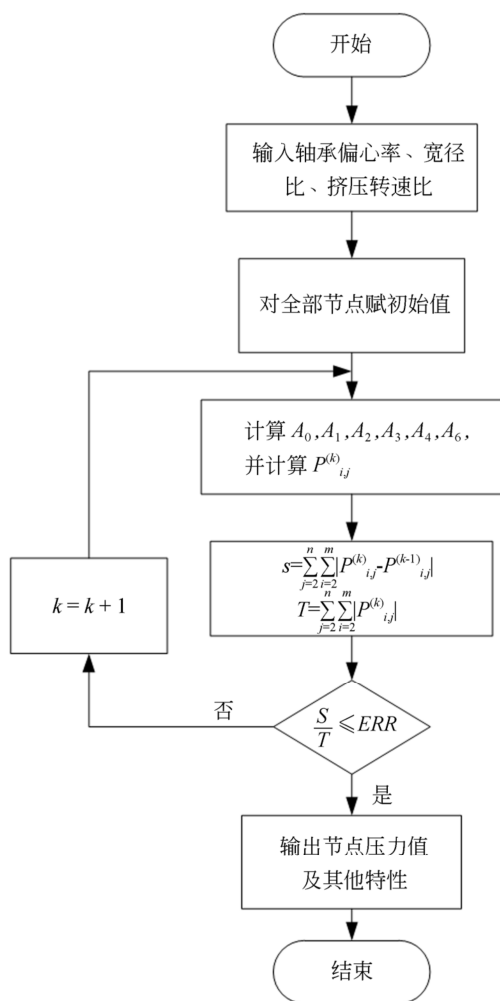


图 4 动态承载力计算流程图

Fig. 4 Calculation process of dynamic capacity

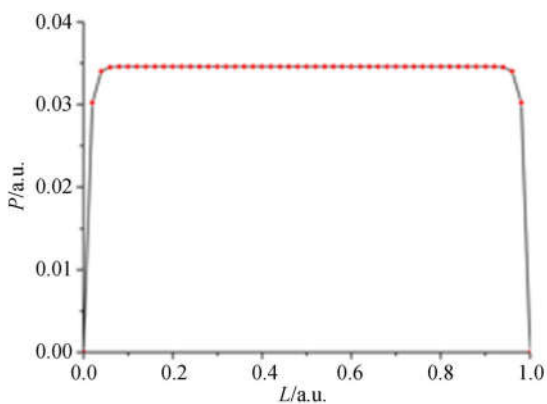


图 5 轴向压力分布

Fig. 5 Distribution of axial pressure

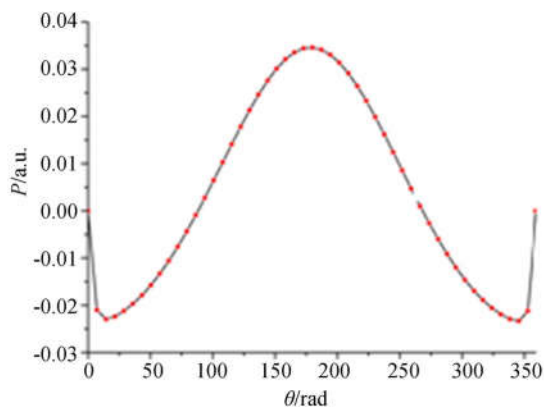


图 6 周向压力分布

Fig. 6 Distribution of circumferential pressure

4 承载实验与结果

为验证超声悬浮轴承的承载力理论计算方法的正确性,设计制作了纯黄铜制,半径为 10.02 mm,长 60 mm,壁厚 2 mm 的轴承样机,通过轴承样机自悬浮实验验证悬浮特性的理论研究结果,实验装置如图 7 所示。

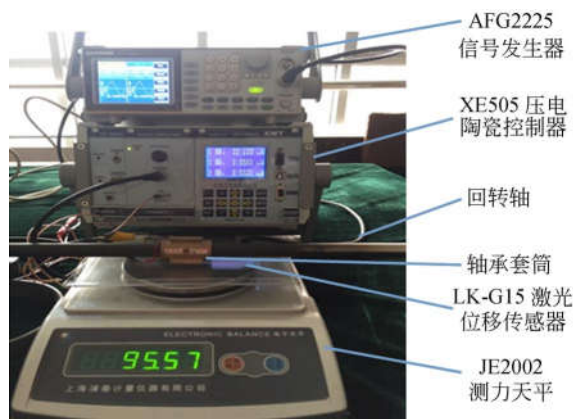


图 7 气体挤压膜轴承悬浮特性现场测试

Fig. 7 Field test of levitation capacity of bearing

根据超声悬浮轴承模态仿真的计算结果,调节信号发生器 AFG2225 的信号,使它输出谐振频率为 20.812 5 kHz 的正弦交流信号,将信号发生器的输出端与压电陶瓷控制器 XE-505 的输入端接线连接,选取基准直径为 20 mm 的回转轴并将轴两端固定,设置超声悬浮轴承样机与回转轴为间隙配合方式,采用基恩士 LK-G15 激光位移传感器测量初始间隙及径向振动位移。将经过压电陶瓷控制器放大后的信号作为激励信号驱动超

声悬浮轴承。按下信号发生器输出按钮,观察并记录测力装置 JE2002 电子天平的数值变化情况,测试前后测力装置的显示差值即为悬浮力。

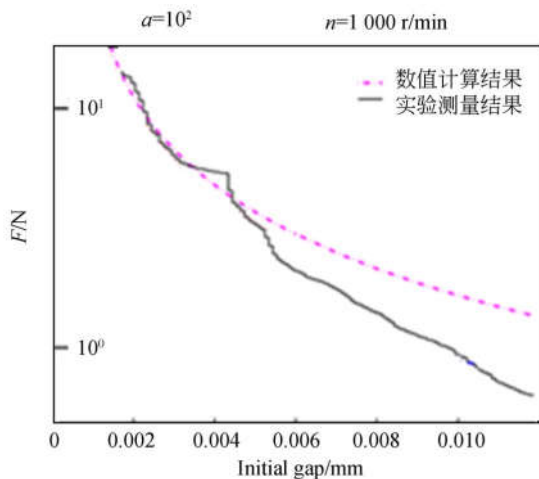


图 8 动态悬浮力实验结果与理论计算比较

Fig. 8 Comparison between measured and calculated dynamic levitation forces

实验中测得气体挤压膜轴承在悬浮初始间隙为 $3.2 \mu\text{m}$ 的状态下,在其谐振频率下静态承载力为 8.8 N ,利用静态承载力数学模型计算得出相同悬浮参数及结构尺寸的轴承承载力为 9.6 N 。理论计算值与实验测量值之间的误差为 8.33% 。以挤压数为 100,轴的稳定旋转速度为 1000 r/min 的运动状态下,逐渐改变初始间隙,动态悬浮力的实验测量值与数值计算值之间的比较如图 8 所示。由图可见,在初始间隙为 $2\sim 5 \mu\text{m}$

内,理论计算值与实验值基本相吻合。产生较大误差的主要原因是由于在轴承样机制作过程中,压电片负极面与金属圆筒外壁间起黏结固定作用的黏胶会吸收一部分由压电陶瓷片振动形变产生的机械能使轴承电-机转换能力降低,造成轴承实际承载力小于理论计算值。排除主要误差来源,轴承实际测得承载力与理论计算值之间的误差应控制在合理误差范围内,证明了超声悬浮轴承静、动态承载力理论计算方法的合理性与正确性。

5 结 论

本文针对超声悬轴承载力精确数学建模与计算的问题,在分析挤压膜润滑悬浮机理的基础上,采用有限差分法对气体挤压膜的压力方程进行离散与差商替换,并利用 MATLAB 自定义函数的功能对离散后的挤压膜压力方程进行理论计算与数值仿真。为验证数值计算的正确性,设计制作了全包围式超声波悬浮轴承,经自悬浮实验验证,轴承能够实现对样轴的有效支撑,并测得其静态承载能力与利用数学模型计算得出的相同尺寸及悬浮参数下的理论承载能力之间误差为 8.33% ;挤压数为 100,旋转速度为 1000 r/min 的稳定旋转运动状态下,初始间隙在 $2\sim 5 \mu\text{m}$ 内动态悬浮力理论计算值与实验测量值基本吻合。考虑误差的主要来源,实测静态承载能力与理论计算值相统一,验证了本文提出的挤压膜轴承承载特性的理论计算方法的正确性,该方法为超声悬浮轴承的设计提供了理论支撑。

参考文献:

- [1] 赵晓龙,张君安,董皓,等. 变截面节流器对空气静压轴承承载性能的影响[J]. 光学精密工程, 2018, 26(10):2446-2454.
ZHAO X L, ZHANG J A, DONG H, et al.. Influence of variable section throttle on performance of aerostatic bearings [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(10):2446-2454. (in Chinese)
- [2] 李一飞,尹益辉. 小孔节流静压支承轴承力学性能的数值建模[J]. 光学精密工程, 2017, 25(2):417-424.
LI Y F, YIN Y H. Numerical modeling of mechanical performances of aerostatic bearing with orifice-type restrictor[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(2):417-424. (in Chinese)
- [3] HU J H, NAKAMURA K, UEHA S. A noncontact

ultrasonic motor with the rotor levitated by axial acoustic viscous force[J]. *Proceedings of Ultrasonic World Congress*, 1997, 24-27:434-435.

- [4] ZHAO S, MOJRRZISCH S, WALLASCHEK J. An ultrasonic levitation journal bearing able to control spindle center position[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, 36(1): 168-181.
- [5] ZHAO S, TWIEFEL J, WALLASCHEK J. Design and experimental investigations of high power piezoelectric transducers for a novel squeeze film journal bearing[J]. *SPIE*, 2009, 7288:72881G.
- [6] SALBU E Q J. Compressible squeeze films and squeeze bearings[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1964(6):355-364.
- [7] ONO Y, YOSHIMOT S, MIYATAKE M. Impulse-load dynamics of squeeze film gas bearings for a linear motion guide[J]. *Journal of Tribolo-*

- gy, 2009, 131:1-6.
- [8] YAO D L, FU X L. Aerodynamic analysis of circular plate-shaped and circular ring-shaped squeeze film bearings[J]. *Mathematics and Mechanics English edition*, 1990, 8(12):759-766.
- [9] 田丰君, 车小红, 杨志刚, 等. 双向支撑超声悬浮轴承的设计[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(4):814-817. TIAN F J, CHE X H, YANG ZH G, et al.. Structure design bidirectional support ultrasonic levitation bearing[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(4):814-817 (in Chinese)
- [10] 彭太江, 杨志刚, 田丰君, 等. 轴系超声波悬浮支撑技术研究[J]. *光学精密工程*, 2008, 16(10):1895-1900. PENG T J, YANG ZH G, TIAN F J, et al.. Investigation on ultrasonic levitative support to high speed axis in fly wheel[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(10):1895-1900. (in Chinese)
- [11] 宋昶光, 孙晓东, 范尊强, 等. 超声悬浮轴承系统振幅衰减自抗扰控制[J]. *吉林大学学报*, 2015, 33(1):26-32. SONG Y G, SUN X D, FAN Z Q, et al.. Active disturbance rejection control for amplitude decay of ultrasonic levitation bearing systems[J]. *Journal of Jilin University*, 2015, 33(1):26-32. (in Chinese)
- [12] 魏剑宇. 超声波近场悬浮稳定性及悬浮高度研究[D]. 大连:大连理工大学, 2015:31-37. WEI J Y. *Study of Levitated Stability and Height in Near Field Acoustic Levitation*[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015: 31-37. (in Chinese)
- [13] 景敏卿, 刘恒, 沈园. 新型挤压膜气体轴承的研究[J]. *西安交通大学学报*, 2008, 42(7):799-802. JING M Q, LIU H, SHEN Y. New study squeeze film air bearing[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2008, 42(7):799-802. (in Chinese)
- [14] 朱达云. 超声激励的气体挤压膜直线导轨及其控制器的研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2012:31-33. ZHU D Y. *Analysis on Gas Squeeze-film Linear Guide using Ultrasonic Vibrations and its Controller*[D]. Nanjing: Nanjing University of Aerospace and Astromomy, 2012:31-33. (in Chinese)
- [15] 李新波, 王英伟, 等. 凹球面双发射极超声阵列悬浮能力研究[J]. *西安交通大学报*, 2018, 11:64-66. LI X B, WANG Y W, et al.. Ultrasonic array levitation capacity of concave spherical surface double emitter[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 11:64-66. (in Chinese)
- [16] 王洪臣, 杨志刚, 刘磊, 等. 基于轴向支撑超声波悬浮高速电机的研究[J]. *压电与声光*, 2015, 37(5):33-35. WANG H CH, YANG ZH G, LIU L, et al.. Based on axial support study on ultrasonic levitation high-speed motor [J]. *Piezoelectrics and Acoustooptics*, 2015, 37(5):33-35. (in Chinese)
- [17] 李东明, 崔爽, 丛琳皓, 等. 超声波轴承用挤压式压电换能器的共振频率[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(9):2424-2429. LI D M, CUI SH, CONG L H, et al.. Resonance frequency of extrusion type piezoelectric transducer ultrasonic bearing[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(9):2424-2429. (in Chinese)

作者简介:



贾颖(1980—),女,辽宁大连人,博士研究生,2006年于大连理工大学获得硕士学位,现为大连交通大学机械工程学院讲师,主要从事传感器与执行器方面的研究。E-mail: jia82718@126.com

通讯作者:



李东明(1971—),男,辽宁大连人,博士,教授,2003年于大连理工大学获得博士学位,主要从事传感器与执行器及精密加工方面的研究。E-mail: lidongming2001@163.com

导师简介:



赵玉龙(1968—),男,陕西西安人,教授,博士生导师,长江学者特聘教授,主要研究方向为MEMS技术、传感器技术及微纳制造领域的基础理论和工程应用。E-mail: zhaoyulong@mail.xjtu.edu.cn