

超微型高速空气轴承的动态特性

李海旺^{1,2,3,4}, 尹 帅¹, 闫晓军^{1,2,3,4}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国防科技重点实验室, 北京 100191;

3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

4. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

飞机/发动机综合系统安全性北京市重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 对微型转子(半径为 19.85 mm)动态特性进行了数值模拟和实验研究。在数值模拟中,利用 ANSYS 对空气轴承-微转子系统进行了双向瞬态流固耦合研究;模拟了启动阶段转子在空气轴承调节下的运动过程。结果表明:转子的动态过程为一运动幅度逐渐减小的振荡过程,最后将稳定于某一平衡位置;在轴承供压越大时,转子运动幅度越大,且达到稳定所需时间更长。计算结果发现了轴承间隙宽度与轴承流量的正相关关系。在对应实验中,实验结果与模拟结果很好的相符。由数值模拟和实验研究,说明了在较大止推轴承供压下由于转子轴向运动幅度大,有更大发生碰撞的风险;而在 70 927 Pa 的供压下进行启动则更为合适。

关 键 词: 微型发动机; 动态特性; 空气轴承; 流固耦合; 转子

中图分类号: V232.2

文献标志码: A

Dynamic performance of super micro high speed air bearings

LI Haiwang^{1,2,3,4}, YIN Shuai¹, YAN Xiaojun^{1,2,3,4}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine

Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

3. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;

4. Aircraft/Engine Integrated System Safety Beijing Key Laboratory,

School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The dynamic performance of micro rotor (radius of 19.85 mm) was numerical-ly and experimentally investigated. In numerical simulation, transient two-way fluid-solid coupling simulation was carried out by using ANSYS. The dynamic process of rotor's position in initial stage under the effects from air bearings was simulated. The results showed that the displacement process of rotor presented a vibration motion with reducing amplitude as the elapse of time and the rotor ultimately stabilized to an equilibrium position. For higher

收稿日期: 2016-04-14

作者简介: 李海旺(1982—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事微尺度动力系统研究。

引用格式: 李海旺,尹帅,闫晓军. 超微型高速空气轴承的动态特性[J]. 航空动力学报,2017,32(11):2680-2686. LI Haiwang, YIN Shuai, YAN Xiaojun. Dynamic performance of super micro high speed air bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(11):2680-2686.

levels of supply pressure of thrust bearing, larger range of displacement of rotor appeared and the rotor spent more time reaching stabilization. Besides, the positive relationship between air bearing gap height and bearing flow rate was revealed in results. In corresponding experiments, the experiment results were in good agreement with simulations. The numerical and experimental results show that the rotor has a greater risk of collision because the range of displacement of rotor is bigger at higher level of supply pressure of thrust bearing. Supply pressure of 70927 Pa is more suitable for thrust bearing in initial stage.

Key words: micro engine; dynamic performance; air bearings; fluid-solid coupling; rotor

由于电子和加工技术的长足进步,微型机械的应用变得越来越广泛。基于 microelectromechanical systems (MEMS) 技术的微型静电马达^[1-3]、微型电磁马达^[4-6]、微型火箭发动机^[7]等已经被开发出来。设计作为未来微型飞行器动力源的微型燃气涡轮发动机在航空领域则受到了很大的重视。美国麻省理工大学^[8-11]对此已经开展了相关的基础研究并且取得了不错的成果,其开发的超微燃气涡轮发动机转子直径只有 4.2 mm,整个器件的厚度只有 3.7 mm,转子最高转速达到了 1.2×10^6 r/min。其工作原理与传统的航空发动机相似,但是各部件高度整合以保证尺寸缩小。超微型燃气涡轮发动机中涡轮转子是其核心部件。转子高速稳定的运行是整机输出额定功率的关键。而在绝大多数的超微型涡轮发动机中,与传统的发动机不同,为了减少摩擦,采用的是空气轴承来支撑转子的旋转。

轴承是保证转子稳定运行以及达到超高速运转的重要部件。与其他转子系统的研究不同,空气轴承系统中必须考虑转子在轴承启动后的自调节过程,没有实体轴的限制,转子很容易在轴承启动中由于不合适的轴承供压而发生碰撞,造成设备损坏。因此,轴承的性能至关重要。为了研究空气轴承的原理与性能,建立了超微型涡轮发动机转子-轴承系统的尺寸放大模型进行数值与实验研究。

在使用空气轴承的转子系统启动过程中,轴承气流与转子等固体存在明显的相互影响,转子在非平衡状态下会在气流作用下产生大的位移或者振动偏转,使得情况非常复杂。因此与传统的包含实体轴的涡轮转子系统不同,转子大位移的分析对于优化轴承性能是至关重要的。对于常规尺寸的转子系统,轴向、径向以及转子的转速等都可以通过在设备内部布置传感器来检测,而对于微型设备,内部空间狭小,超高的转速,使得布置

传感器变得非常困难。所以,建立流固耦合数值模型来提供参考及预测对于改进设备变得非常必要。

对于包含空气轴承系统的研究有过很多,比如 Boffey 等^[12]、Roudebush^[13]、Chen 等^[14]以及 Licht 等^[15]对流体静力止推轴承进行过研究。止推轴承入口位置分布以及间隙等的影响都有深入的分析,但是对于能直接反映轴承性能的转子动力学研究很少。对于此类流固耦合问题,给出解析解几乎是不可能的,基于简化条件的相关解析模型被提出过^[16],但是限制很多,无法给出直观具体的结果。

利用 ANSYS 系列软件间的交互接口,建立了静压空气轴承-微转子系统的双向瞬态流固耦合模型,同时考虑固体求解和流体求解进行分离式的耦合模拟;在耦合过程中,转子在轴承作用下的大位移过程为主要研究对象,利用流固交界面,在每一时间步内,流体求解器求得流体域的情况,得出交界面上的气动力,插值传递给固体求解器,从而求解出交界面上相应的节点位移并返回给流体求解器,以此循环。本文建立了空气轴承-转子的流固耦合瞬态模型,并实验验证了模型的合理性,得出对实验改良的建议。

1 模型的建立

在本转子系统中,图 1 显示的是实验装置的截面示意图。包围转子的空间为一圆柱形气室,转子在其中运转。转子半径 $r = 19.85$ mm,质量 $m = 6.3$ g,由三维打印技术加工制作。止推轴承由上止推轴承和下止推轴承组成,其向转子提供支撑刚度,并负责调节转子的轴向位置。径向轴承则分布在转子四周,为其提供径向的刚度,并负责调节转子的径向位置。目前,轴承由外部压气机气源提供,并由电子阀门分别控制。

上下止推轴承都包括 8 个同圆周均匀分布的

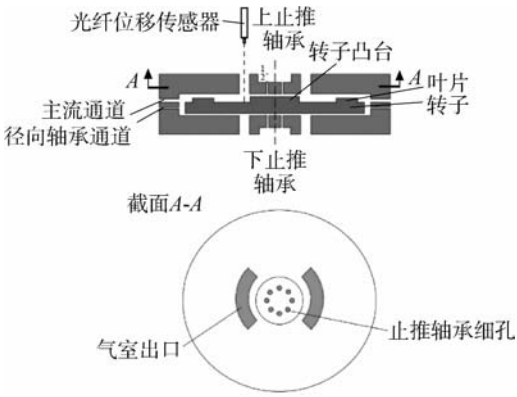


图 1 转子与气室结构示意图

Fig. 1 Structure sketch of rotor and chamber

细孔, 圆周半径为 2 mm, 细孔半径为 0.25 mm。空气通过细孔进入到气室, 并在转子与气室壁之间的止推轴承间隙形成高压从而提供转子轴向的刚度; 与其相似, 径向轴承包 括一个径向均匀分布的通道, 空气通过这一通道在转子四周形成高压提供径向的刚度; 而主流空气则通过径向均匀分布的通道, 流经静子, 从而驱动转子旋转; 气室上下各有两个垂直的出口通道。

转子(固体域)是完全被空气(流体域)支撑和驱动的, 因此转子和流场情况是由两者相互影响决定的, 数值模拟初始时不能给定转子的运动规律; 将转子在空气轴承调节下的运动过程作为研究求解对象, 以此研究转子的动态过程和轴承的性能。

ANSYS Workbench 是一个提供加载和管理 API(application programming interface)基本框架的平台, 在此框架中, 各组件(API)通过 Jscript、VBScript 和 HTML 脚本语言组织, 并编制适合自己的使用界面。本文利用这一平台搭建了流固耦合的分析系统, 从建模、分网、计算、数据耦合, 到后处理都可以在这一系统中实现。

在启动设备之前, 转子停止在气室的底部, 当止推轴承供气之后, 转子被托起并被调节至平衡位置等待被驱动旋转。止推轴承首先被启动, 之后是径向轴承, 最后主流开始供给以驱动转子。

为了分析转子在启动阶段被止推轴承托起并调节至平衡位置的过程, 在 ANSYS 中建立了三维简化模型, 如图 2 和图 3 所示, 由于转子在此阶段没有转速, 转子为二维构型, 主流不工作。通过相关 CFD 计算, 结果表明, 在启动阶段止推轴承工作时, 首先叶片区域并不会形成高压区域, 气流不会流经叶片区域, 叶片对于轴承性能的影响可以忽略, 并且主流通道是暂时封闭的, 所以将转子

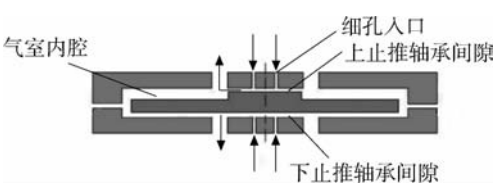


图 2 简化模型截面示意图

Fig. 2 Cross-sectional view of simplified model

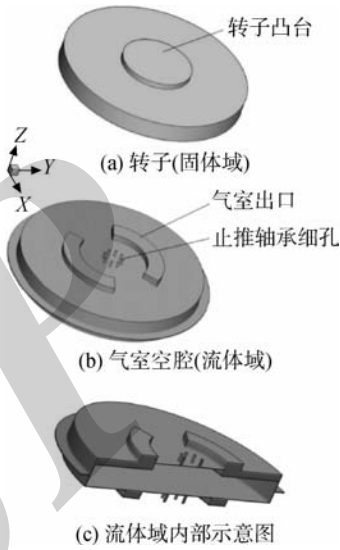


图 3 模型流体域和固体域示意图

Fig. 3 Model geometric configuration of fluid and solid domains

的叶片以及主流通道在模型中省略; 其省略可以减少网格数量, 并且简化动网格更新, 大大提高了计算效率。

2 耦合模拟

流体域方面, 在 FLUENT 软件中建模并求解, 细孔中流体压降大, 空气在模拟中设定为可压缩完全气体, 运用 $k-\epsilon$ 黏性模型、壁面方程以及能量方程。细孔的入口和气室的出口设置为压力边界条件, 出口压力设为标准大气压条件; 各细孔入口条件相同; 上下止推轴承细孔入口条件相同; 各壁面设为无滑移光滑壁面; 利用被动型动网格模型更新每一时间步的网格。经过网格无关性研究, 流体域网格数大约为 4.5×10^5 个。流体域的运动方程则为 Navier-Stokes 方程。

固体域方面, 在 Transient Structural 软件中建模并计算, 转子被给予三个自由度(X、Y、Z 方向), 利用有限元的固体求解器求解位移和应力应变情况, 加入非线性分析, 不考虑热应力, 考虑转子的标准重力, 转子质量分布均匀。Transient

Structural 在每一时间步中的基础运动控制方程^[17]为

$$\boldsymbol{M}\boldsymbol{a} + \boldsymbol{C}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{n} = \boldsymbol{F}(t)$$

(1)

式中 $\boldsymbol{M}$ 为质量矩阵, $\boldsymbol{C}$ 为阻尼矩阵, $\boldsymbol{K}$ 为刚度矩阵, $\boldsymbol{a}$ 为节点的加速度向量, $\boldsymbol{u}$ 为节点的速度向量, $\boldsymbol{n}$ 为节点的位移向量, $\boldsymbol{F}(t)$ 为载荷向量, t 为时间。通过刚度矩阵的更新, 非线性效应如材料非线性已经被考虑。

图 4 为流体域和固体域的网格划分情况。

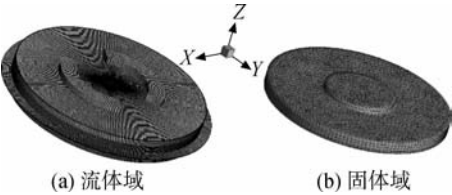


图 4 流体域和固体域网格划分

Fig. 4 Computational grid for fluid and solid domains

利用 ANSYS Workbench, 将两求解器耦合, 定义模型中转子壁面为数据交界面, 将流体域求解的交界面上气动力与固体域求解的交界面上的位移进行插值交换, 并迭代至满足要求, 从而建立了双向瞬态流固耦合求解模型。

模拟中使用了动网格更新算法, 由于设置网格以及网格变形量的需要, 在初始时, 下止推轴承间隙宽度(轴向)为 0.05 mm, 而不是真实情况下的 0 mm。所以模拟是从真实情况的中途开始的, 转子在模拟初始时拥有一个轴向的初始速度。而在实验中要测得转子在这一位置的速度是非常困难的, 目前实验条件并不允许。因此在模拟中, 依据初始位置时转子所受轴向合力, 结合能量方程估算出转子在模拟中的初始速度。

本文中进行了三组轴承细孔入口供压 p_{in} (位置 2 处总压) 条件(70 927、111 457、151 987 Pa) 下的模拟与对应的实验。条件是基于实验可行性选取的。三个供压条件下转子的初始速度分别为: 16.02、24.88、40.87 mm/s。计算结果表明, 在这些条件下, 转子受气动力而产生的形变是可以忽略不计的。

图 5 展示的是三种供压条件下, 转子上一点的轴向速度(V)随时间 t 变化图。模拟中数据取得保证转子在最后极值速度小于 0.5 mm/s。可见, 转子速度在模拟中呈现出了幅值逐渐减小的振荡趋势, 速度趋向于零, 这也说明转子将会趋向并停止于某一平衡位置。这与实验中的现象是相

符的。在更大的止推轴承供压下, 转子的位移的最大幅值也会更大; 在 151 987 Pa 的条件下转子在第一个正轴向的运动中获得了更多的动能, 并且花费了更多时间来达到较小的速度, 从而达到稳定; 在 70 927、111 457、151 987 Pa 的供压下, 转子速度 V 所达到的最大速度分别为 16.333、25.176、41.813 mm/s。

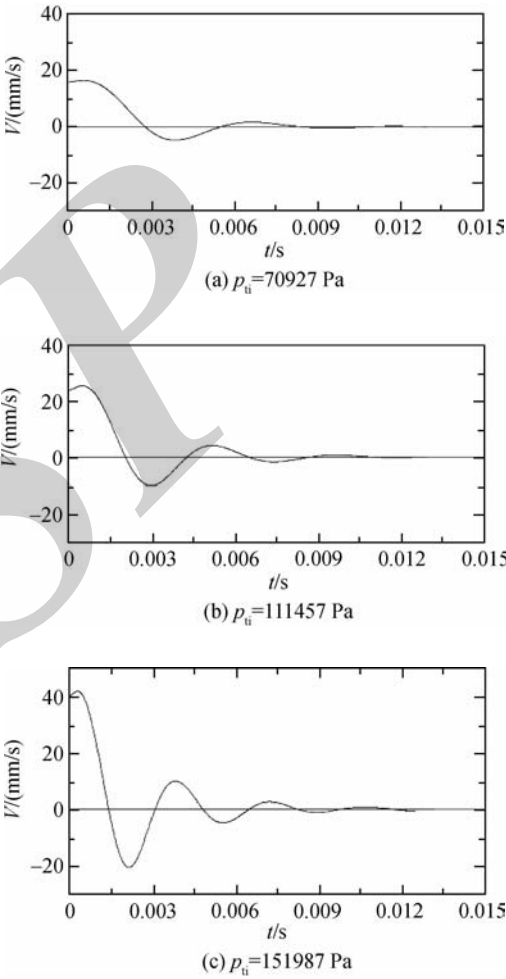


图 5 三种供压条件下转子轴向速度变化图

Fig. 5 Variations of velocity in axial direction for three pressure supply conditions

而图 6 则是三种供压条件下对应的止推轴承间隙宽度 h 随时间 t 的变化图, 可以从中得出转子整体的位移情况, 计算模型很好地呈现了转子幅值逐渐减小的上下位移运动, 并且其最终趋向于一平衡位置; 即转子-空气轴承的某一动态平衡状态。在供压为 151 987 Pa 时, 转子达到了三组条件下的最高位置, 此时上止推轴承间隙宽度只有 0.0583 mm, 在受到扰动时将很容易与气室的上壁面发生碰撞; 由于转子上下结构的差异, 所受轴承的载荷肯定会有差别, 所以三种情况下, 转子

都没有在上、下止推轴承间隙宽度相等的位置达到稳定状态,并且,最终达到了三个不同的平衡位置,当轴承供压越高时,平衡位置越高。

以获得转子在轴向上的位移变化过程。采样频率为 12000 次/s。每一供压条件下进行多次实验从而获得相对稳定的数据。

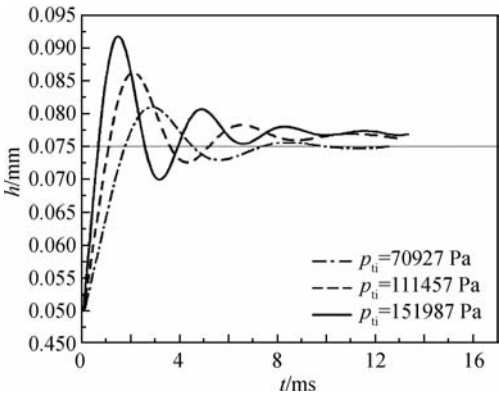


图 6 三种入口压力条件下止推轴承间隙宽度变化图
Fig. 6 Variations of aft thrust gap height for three inlet pressures

在转子运动过程中,上下止推轴承流经细孔的流量也会因为间隙宽度而变化,图 7 所示的是在 111457 Pa 的条件下,下止推轴承流经细孔的流量 q 以及下止推轴承间隙宽度 h 的关系。可以看到,两者变化趋势是相同的并且是同步的,在间隙宽度减小时,流量也会减小,在间隙宽度增大时,流量也会增大。这说明在此入口条件下,间隙宽度是影响轴承流量的重要条件,这在 Teo 等^[18]的研究中有过讨论。

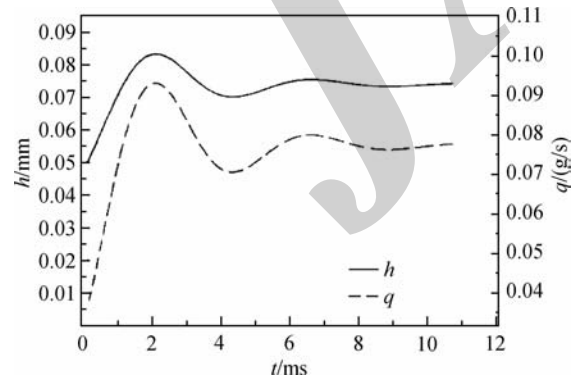


图 7 下止推轴承流量与下止推轴承间隙宽度关系
Fig. 7 Relationship between the flow rate of aft thrust bearing and the height of aft thrust bearing gap

3 实 验

实验装置如图 8 所示,使用光纤位移传感器在气室上方检测转子的动态过程。利用纤维光学杠杆原理测量距离,转子上布置反光区域,从而可

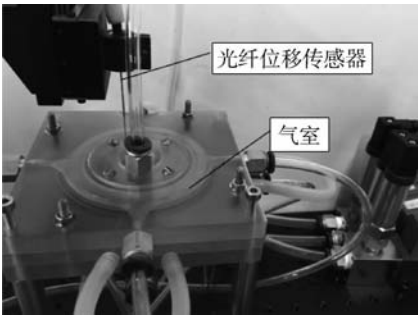


图 8 主要实验装置
Fig. 8 Main experimental facilities

在实验研究中,由两个电子流量阀门分别控制上下止推轴承的供压,忽略管路对流体产生的沿程损失,即阀门直接控制位置 1 的总压力。位置 1 处的压力与数值模拟所用到的位置 2 处的压力关系有如下关系,查阅流体阻力手册^[19]得其值为 0.5。

$$\frac{p_t - p_{ti}}{\frac{1}{2}\rho V_{fi}^2} = 0.5 \tag{2}$$

式中 p_t 为气室轴承入口处(位置 1)的气体总压; V_{fi} 为细孔入口处流体速度(位置 2)的流速; ρ 为流体密度。因此就能得出数值模拟所对应的实验入口条件,出口是敞开的,可以视作大气压条件。

图 9 是实验所获得的转子无量纲位移 D 随时间 t 的变化图,可以很清楚地看到转子如数值模拟中一样也呈现了运动幅值减小的振荡运动,并最终趋向于一平衡位置,轴向速度趋近零。并

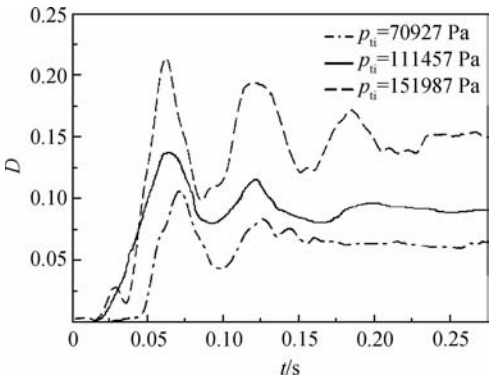


图 9 转子无量纲位移实验结果
Fig. 9 Rotor dimensionless experimental displacement results

且,当供压越大时,在第一次上升过程中达到更高位置,整个过程的运动幅度也更大,并且花费了更长的时间达到平衡状态。这些都与数值模拟的结果是相同的,所以,这说明了数值模型的可靠性以及合理性。

而两者对比下,可以看到在供压为 70 927 Pa 整个调节过程所用时间在模拟和实验中是有区别的,在供压为 70 927 Pa 时,转子的调节过程约为 0.1 s。而在数值模型中,调节过程在 12 ms 左右时已经趋近结束(见图 5(c)),时间上差别较大;其原因如下:①首先,数值模型中,下止推轴承间隙宽度由 0~0.05 mm 的变化过程没有被包括;②其次数值计算中使用的相关模型如湍流模型没有对具体工况进行优化,使得结果不准确;③再次,实际情况中,止推轴承供气波动或者细孔中流量不均以及转子密度不均等问题肯定会造成转子在实验中发生倾斜或摇摆,那么轴承作用其上的力将不再只是轴向方向,造成轴承对转子在轴向上的调节作用减弱;而由于目前只有一个传感器工作,只能检测转子上一点,导致获得的位移曲线中存在额外的抖动或振荡,这可以在结果曲线中看出来,这势必影响转子,使之不能尽快达到稳定;④另外,由于加工的误差和运转中的磨损,实验装置中止推轴承间隙宽度比设计值更大,因此造成止推轴承间隙中压力相对较小,转子在不平衡时受到的回复力就会减小,整个调节的过程的效率将会受到影响;⑤另一方面,计算中考虑的沿程损失等还不够全面,阀门之后的管路中造成的沿程损失可能会使实验中止推轴承细孔处的入口压强偏小,使得实验结果与数值计算结果偏差;⑥最后,测量误差也会对结果造成影响。

4 结 论

本文在 ANSYS 中建立了双向瞬态流固耦合模型,对微型转子受空气轴承的位移调节过程进行了模拟计算,得出了转子在止推轴承的作用下直观的位移过程以及一系列结论,与实验进行对比后证明了模型的合理性和可靠性,这预示着这一模型将在超微型转子设备的相关实验中起到更多重要的作用,提供直观的参考和预测,为微尺度系统动态研究提供了一个新的方法。

研究结果表明,转子在止推轴承启动后,被轴承托起后会呈现位移幅值逐渐减小的上下振荡的运动,最后将稳定于一平衡位置。在这一过程中,随着上下止推轴承的供压增大,振荡幅度越大,所

达到的最高速度也更大,在供压为 151 987 Pa 时转子非常容易在受到扰动时与壁面的碰撞;其次,供压越大,转子最后稳定于一平衡位置的所需时间也更久,即,轴承对其调节至平衡位置的效率越低,这也是不利于实际时的应用的。在对应的实验研究中,这些结果都得到了很好的验证。

参考文献:

- [1] FAN L S, TAI Y C, MULLER R S. IC: processed electrostatic micromotors[J]. *Sensors and Actuators*, 1989, 20(1/2): 41-47.
- [2] TRIMMER W S N, GABRIEL K J. Design considerations for a practical electrostatic micro-motor[J]. *Sensors and Actuators*, 1987, 11(2): 189-206.
- [3] TEE K P, GE S S, TAY F E H. Adaptive control of electrostatic microactuators with bidirectional drive[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2009, 17(2): 340-352.
- [4] YANG C, ZHAO X, DING G, et al. An axial flux electromagnetic micromotor[J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2001, 11(2): 113-117.
- [5] CARICCHI F, CRESCIMBINI F, SANTINI E. Axial flux electromagnetic differential induction motor[C]// *Proceedings of Seventh International Conference on Electrical Machines and Drives*. Durham, UK: the Institution Engineering and Technology, 1995: 1-5.
- [6] DING G. Fabrication of stator winding of electromagnetic micromotor with 1-mm diameter[C]// *Proceedings of Asia Pacific Symposium on Microelectronics and Micro-Electro Mechanical Systems*. Gold Coast, Australia: International Society for Optics and Photonics, 1999: 352-358.
- [7] LONDON A P, AYÓN A A, EPSTEIN A H, et al. Micro-fabrication of a high pressure bipropellant rocket engine [J]. *Sensors and Actuators: A Physical*, 2001, 92(1): 351-357.
- [8] EPSTEIN A H. Millimeter-scale, micro-electro-mechanical systems gas turbine engines[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, 126(2): 205-226.
- [9] TEO C J. MEMS turbomachinery rotor dynamics: modeling, design and testing[D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology, 2006.
- [10] LIN C C. Development of a microfabricated turbine-driven air bearing rig[D]. Cambridge, UK: Massachusetts Institute of Technology, 1999.
- [11] EPSTEIN A H, SENTURIA S D. Macro power from micro machinery[J]. *Science*, 1997, 276(5316): 1211-1211.
- [12] BOFFEY D A, DESAI D M. An experimental investigation into the rubber-stabilization of an externally-pressurized air-lubricated thrust bearing [J]. *Journal of Tribology*, 1980, 102(1): 65-70.
- [13] ROUDEBUSH W H. An analysis of the effect of several parameters on the stability of an air-lubricated hydrostatic

thrust bearing[EB/OL]. [2016-08-21]. Http: // digital. li-
brary. unt. edu/ark:/67531/metadc56526/.

[14] CHEN N N S, HO K W. Performance study of a hydro-
static air thrust bearing[J]. Wear, 1981, 70(2): 207-217.

[15] LICHT L, ELROD H. A study of the stability of external-
ly pressurized gas bearings[J]. Journal of Applied Me-
chanics, 1958, 27(2): 269-271.

[16] LIU Ren, WANG Xiaoli. Dynamic characteristics analysis
of micro air spiral grooved thrust bearing-rotor system
[C]// Proceedings of 2011 IEEE International Conference
on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems
(NEMS). Kaohsiung, China: IEEE, 2011: 719-723.

[17] ANSYS Incorporation. Structural analysis guide[M]. Can-
onsburg, US: ANSYS Incorporation, 1998.

[18] TEO C J, SPAKOVSKY Z S. Modeling and experimental
investigation of micro-hydrostatic gas thrust bearings for mi-
cro-turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 2006,
128(4): 597-605.

[19] IDELCHIK I E, FRIED E. Handbook of hydraulic resist-
ance[M]. New York: Hemisphere Publishing Corporation,
1986.

(编辑:陈 越)