

DOI: 10.3901/JME.2022.15.226

平箔片凹陷对止推箔片轴承性能影响试验研究^{*}

邱烁现¹ 徐方程²

(1. 大连理工大学机械工程学院 大连 116024;

2. 大连理工大学工业装备智能控制与优化教育部重点实验室 大连 116024)

摘要: 针对平箔片凹陷效应对气体止推箔片轴承静态特性的影响, 搭建了气体止推箔片轴承性能试验台, 分别对平箔片厚度为 0.10 mm, 0.15 mm, 0.20 mm 和 0.30 mm 的止推箔片轴承进行了承载力、摩擦力矩和楔形区域平箔片变形量的测量。试验结果表明: 在相同的载荷作用下, 随着平箔片厚度的增加, 其变形量减小, 使得作用在平箔片上气膜压力分布更均匀, 并且降低了轴承的摩擦力矩, 但是在平箔片厚度达到 0.2 mm 以上, 其变形量不再明显减小, 并且摩擦力矩有所上升, 因此在工程应用中应当采用厚度为 0.2 mm 左右的平箔片。

关键词: 气体止推箔片轴承; 平箔片凹陷; 承载力; 摩擦力矩; 变形量

中图分类号: V229; TH133

Experimental Study on the Effect of Top Foil Sagging on the Performance of Thrust Foil Bearing

QIU Shuoxian¹ XU Fangcheng²

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024;

2. Key Laboratory of Intelligent Control and Optimization for Industrial Equipment (Dalian University of Technology), Ministry of Education, Dalian 116024)

Abstract: The effect of top foil sagging on the static characteristics of gas thrust foil bearings is investigated. A gas thrust foil bearing test rig is built. Four top foils with different thicknesses of 0.10 mm, 0.15 mm, 0.20 mm, and 0.30 mm are selected, and bearing load capacity, friction torque and top foil deformation in taper area are measured. Test results showed that under the same external load, the top foil deformation decreases with increase of top foil thickness, which can make hydrodynamic pressure distribution on the top foil more uniform and reduce the friction torque of the bearing. However, when the thickness of top foil reaches more than 0.2 mm, the top deformation of taper area no longer decreases obviously and the friction torque increases. Therefore, it is inappropriate to use top foils with the thickness of about 0.20 mm in engineering application.

Key words: gas thrust foil bearing; top foil sagging; load capacity; friction torque; deformation

0 前言

气体止推箔片轴承被广泛应用在微小透平机械中用于平衡轴向承载力^[1-2], 比如: 曝气风机、压缩机等。与传统的油润滑轴承不同, 气体止推箔片轴承有着许多优良的性能, 比如: 工作可靠性高、耐高温、对环境无污染等^[3]。前期的研究主要是针对

于气体箔片径向轴承^[4-5], 但是随着科技的不断发展, 近些年对气体止推箔片轴承的需求越来越大, 于是行业内研究者们开始进行了对气体止推箔片轴承的研究。

在 19 世纪 70 年代末, 国际上就开始了气体箔片轴承的研究。HESHMAT 和 WALOWIT 等建立了波箔结构等效为弹簧结构的模型, 并对止推箔片轴承的静态特性进行了分析^[6]。然而, 他们没有考虑平箔片的变形, 模型结果的准确性会产生一定的偏差。但从这时候起, 对气体箔片轴承的理论研究

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11702050)。20210821 收到初稿, 20220327 收到修改稿

正式拉开了帷幕。ROGER 后来测得了止推箔片轴承的动刚度和阻尼特性, 并研究了轴承参数对刚度和阻尼的影响^[7]。IORDANNOFF 建立了考虑波纹结构摩擦的刚度计算模型, 推导了自由端和固定端的波箔刚度方程, 仿真结果与试验结果比较吻合^[8]。HESHMAT 和 XU 通过采用有限元法和有限差分法耦合的方式求解雷诺方程, 计算了轴承的压力分布和轴承承载力, 表明了这是求解止推箔片轴承静态特性的一种新的方法^[9]。在 2008 年, PARK 等研究了角不对中和滑流效应对气体止推箔片轴承性能的影响, 对气体雷诺方程和箔片变形方程求解的手段仍然采用的是有限元法和有限差分法耦合的方式^[10]。后来, DYKAS 和 BRUCKNER 详细介绍了气体止推箔片轴承的设计和制造过程^[11]。CONBOY 通过对雷诺方程进行修正, 建立了真实气体变化和湍流的系统模型, 研究了超临界 CO₂ 闭式循环下的轴承性能。通过把止推箔片轴承负载能力和功率损失的仿真结果与 NASA 的经验修正做了比较, 以进行验证^[12]。GAD 和 KANEKO 介绍了一种考虑波纹箔片凹陷、波纹箔片之间相互作用和摩擦的复杂的结构刚度模型, 并利用该刚度模型计算了止推箔片轴承的特性, 研究了楔形高度和摩擦效应对止推箔片轴承特性的影响^[13]。KIM 和 PARK 等利用简单的模型对轴承的最大承载力进行了优化, 结果表明楔形区域的高度和角度对气体止推箔片轴承承载力有显著的影响, 而最佳的楔形区域角度是单个扇形片角度的一半^[14]。

近年来对气体止推箔片轴承的研究也没有停下脚步, 反而愈加受到学者们的关注。2016 年, KIM 和 PARK 等研究了气体止推箔片轴承的动态特性, 并为止推箔片轴承在微小型透平机械上的应用提供了一个参考^[15]。在 2018 年, LATRAY 和 KIM 设计了一个高速气体止推箔片轴承测试试验台用来测量轴承承载力^[16], 成功获得了外径 38 mm 的止推箔片轴承的承载力达到了 75 N。另外, Fu 和 UNTAROIU 设计了一个具有 6 块扇形片的 3D CFD 模型用来仿真模拟止推箔片轴承的性能, 仿真结果与用雷诺方程理论编写的代码的计算结果进行比较, 但是仿真结果缺乏试验数据进行对比^[17]。

由于气体止推箔片轴承在航空航天以及一些民用领域应用越来越多, 所以国内学者近几年对这方面的研究也越来越多。西安交通大学的周权和侯予等通过试验分析了黏性支承下轴承的静态特性和高速透平试验台的稳定性^[18], 还提出了一种具有弹性的鼓泡结构的气体止推箔片轴承^[19], 并申请获得了

专利。湖南大学的冯凯也对气体箔片轴承进行了研究^[20], 描述了一种波纹箔片轴承的 3D 热流体动力学模型, 使用雷诺方程、能量方程和箔片变形方程求解轴承内温度的分布情况。西北工业大学的秦侃、李代金和罗凯等采用了不同的建模方法研究以 CO₂ 为工作介质的止推箔片轴承的性能, 比较了不同方法的止推箔片轴承的静态特性和动态特性^[21]。

不同于滚动轴承有相应的行业标准, 气体箔片轴承并无统一的标准可以参考, 所以止推箔片轴承产生动压的楔形区域处的设计和制造是一个难点。而楔形区域则关乎整个气体止推箔片轴承的性能, 所以对其进行研究是十分必要的。并且由于存在加工制造精度的问题, 目前很多气体止推箔片轴承的楔形区域下并没有波纹箔片支承。此外, 韩国曝气风机 TurboWin、TurboMax 等品牌上的止推箔片轴承平箔片的厚度为 0.2 mm, 燃料电池空压机供应商 Garret 的某些空压机上推力箔片轴承平箔片为 0.18 mm, 甚至更薄。因为气体动压是在轴承的楔形区域处开始产生, 所以楔形区域处的平箔片不可避免地会产生凹陷。本篇文章搭建了气体止推箔片轴承测试试验台, 研究了当止推箔片轴承楔形区域处无波纹箔片支承时, 在平箔片凹陷效应下, 平箔片的厚度对轴承特性的影响。

1 试验台介绍

气体止推箔片轴承测试试验台分为以下几个单元: 电机驱动单元、气缸加载单元、止推轴承单元以及数据采集单元。下面分别就各个单元进行详细介绍。

1.1 电机驱动单元

试验所用电机为三相异步电机功率为 6 kW, 可由变频器进行无级调速, 电机滚动轴承采用油气润滑方式。

1.2 止推轴承测试单元

止推轴承测试单元固定于线性导轨上, 目的是使止推箔片轴承只在推力盘法向的方向移动。如图 1 所示, 被测止推轴承单元主要由止推轴承、滚动轴承转子系统、力矩杆和力传感器(该传感器用于测摩擦力矩, 力传感器在图 1 中未标出)组成。力矩杆被安装在被测止推轴承的轴承座上, 当进行试验时, 摩擦力矩便可通过力矩杆传递到力传感器上测得。其中图 2 为传感器探头位置图, 红色箭头指向的小孔为传感器探头伸出的位置, 该采集点位于止推箔

片轴承楔形区域的正中心(即圆周方向距离平箔片焊接边为 15° , 径向方向为内外径中心)。

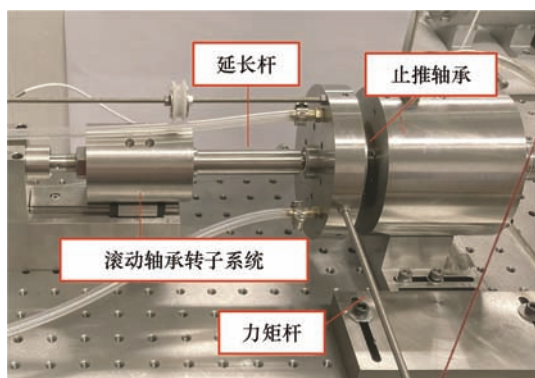


图 1 试验台被测止推轴承单元

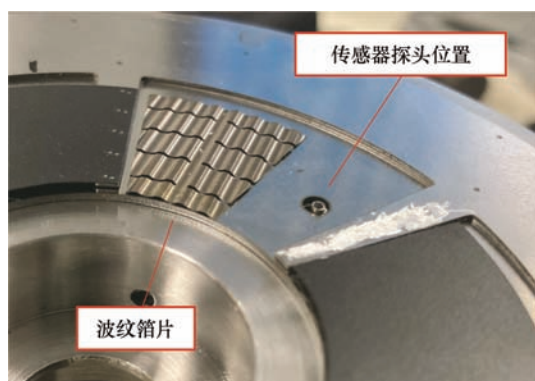


图 2 传感器探头位置图

此外, 为了防止光纤传感器的数据线滚动轴承转子系统接触, 对轴承座产生不必要的干扰, 增设延长杆, 如图 3 所示。

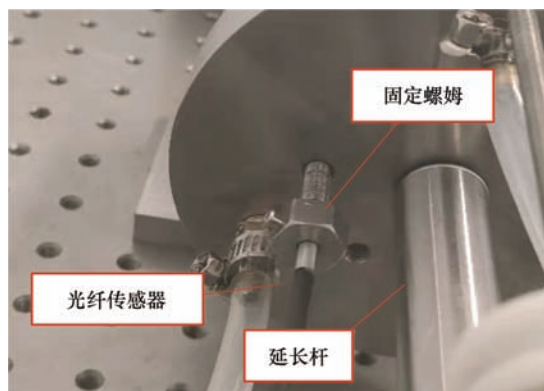


图 3 止推箔片轴承座背面图

1.3 被测止推轴承

由于止推箔片轴承所受到的轴向承载力直接作用在轴承的平箔片表面, 所以平箔片的厚度对轴承的静态特性会有很大的影响。而对于楔形区域下无波纹箔片支承的轴承来说, 这种影响则更加明显。根据以往文献的理论分析可知^[22]: 平箔片厚度越厚

的气体止推箔片轴承, 由于平箔片凹陷效应造成的平箔片变形量会更小, 相应的轴承最大承载力越大, 功率损失越小。当平箔片厚度达到 0.20 mm 时, 轴承的性能几乎已经达到了最佳值, 因此试验采用的是 0.10 mm , 0.15 mm , 0.20 mm 和 0.30 mm 四种不同厚度。

此外, 试验选用的止推箔片轴承有 6 片扇形片, 由于每片扇形片的楔形区域相对于整个扇形片的占比为 0.5 时, 轴承承载力是最优的^[14], 故试验选用的所有轴承的楔形区域比为 0.5 。止推箔片轴承内径为 18 mm , 轴承外径为 36 mm 。另外, 止推箔片轴承的楔形入口高度均为 $20\text{ }\mu\text{m}$, 轴承截面示意图如图 4 所示, 其中平箔片与垫板焊接在一起, 垫板与底板焊接在一起, 所以垫板厚度和波纹箔片厚度之差即为轴承楔形入口高度。止推箔片轴承的具体参数如表 1 所示。

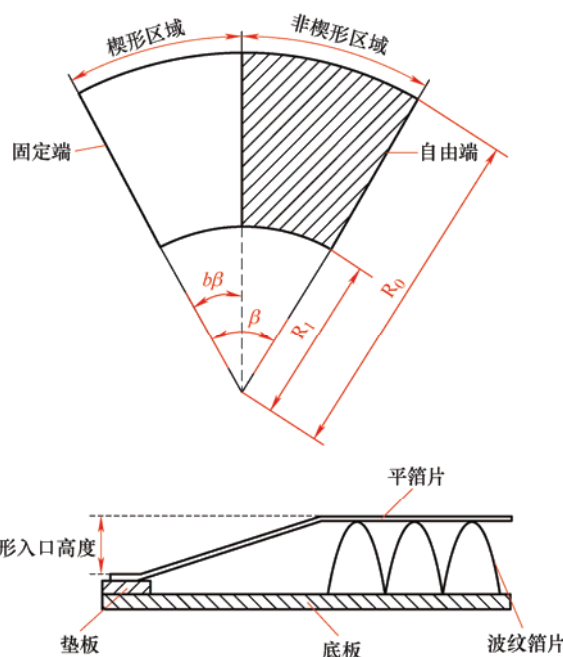


图 4 轴承结构示意图

表 1 止推箔片轴承详细参数表

参数	数值
轴承内径 R_I/mm	18
轴承外径 R_O/mm	36
楔形区域比 b	0.5
扇形片角度 $\beta/(^\circ)$	59
楔形入口高度 $h/\mu\text{m}$	20
扇形片数量 N	6
波纹箔片总刚度 $K/(\text{MN/m})$	29.1
平箔片厚度 T_{top}/mm	0.10, 0.15, 0.20, 0.30

1.4 气缸加载单元

气缸加载单元中的顶杆顶在力传感器(测承载力)上,力传感器(测载荷)与滚动轴承转子系统相连。其工作原理是:利用储气罐内的高压空气,通过手动调节高压空气管道上球阀的开度,控制顶杆向被测止推轴承方向移动,以实现对被测止推轴承的加载。

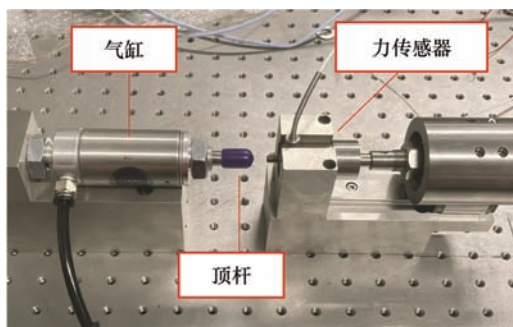


图5 试验台活塞加载单元

1.5 数据采集单元

光纤位移传感器用螺栓固定在轴承座上,探头通过伸出小孔,测量平箔片的变形量;力传感器WMC-1100被安装在滚动轴承转子系统上,用来测量施加在止推箔片轴承上的承载力;力传感器WMC-45与力矩杆相连,用来测量被测止推箔片轴承所受摩擦力矩。各传感器详细参数如表2所示。传感器所采集的电信号通过NI(National Instruments)公司的数据采集板传输到电脑中,经LabView软件进行显示和保存。

表2 传感器参数表

名称	型号	精度
光纤位移传感器	RC32-Q	$\pm 0.3\%$
力传感器(测承载力)	WMC-1100	$\pm 0.15\%$
力传感器(测摩擦力矩)	WMC-45	$\pm 0.15\%$

在试验之前,需对传感器灵敏度进行校准测试。如图6所示,光纤传感器固定于一维线性导轨上,通过手动改变探头与轴承平箔片的距离获得相应的电压-距离曲线。

结果表明,实际测试的电压与距离关系曲线与官方提供的曲线并不完全一致,所以采用实际测得的线性区域来计算距离变化,在此基础上对平箔片厚度为0.10 mm, 0.15 mm, 0.20 mm和0.30 mm轴承依次进行了传感器校准。图7是平箔片厚度为0.10 mm轴承对应的传感器灵敏度校核曲线以及传感器官方给出的电压-距离曲线。平箔片厚度为0.15 mm, 0.20 mm和0.30 mm轴承所对应的传感器灵敏度校核曲线与0.10 mm厚度的平箔片一致。

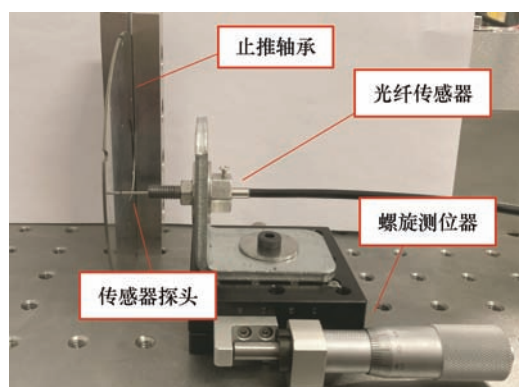


图6 传感器灵敏度校准

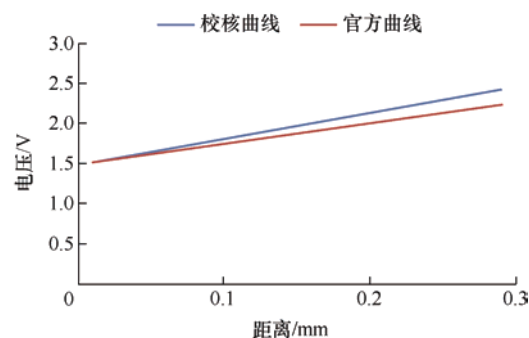


图7 传感器灵敏度比较

2 试验原理

试验的气体止推箔片轴承采用不同厚度的平箔片。在一定转速和载荷作用下,由于楔形区域没有波纹箔片支承,导致平箔片凹陷发生形变;光纤位移传感器穿过轴承座,将探头伸至平箔片后部,可直接测得平箔片变形量。

采用摩擦力矩法来测量轴承的承载力以及摩擦力矩。对止推箔片轴承进行加载时,旋转的推力盘带动推力盘和止推箔片轴承之间的气流,气流作用于止推箔片轴承的表面,从而使得止推箔片轴承产生了旋转的趋势。此时止推箔片轴承旋转所产生的扭矩通过力矩杆传递到力传感器(测摩擦力矩)上,力传感器(测摩擦力矩)测得的载荷与力矩杆的乘积即为止推箔片轴承所受到的摩擦力矩。

3 试验结果及分析

3.1 试验内容概述

由于研究目的是探究平箔片厚度对气体止推箔片轴承的影响规律,因此有针对性地对0.1 mm, 0.15 mm, 0.20 mm和0.30 mm平箔片厚度的止推轴承分别在20 000 r/min和24 000 r/min的转速下,测量平箔片变形量、轴承承载力和摩擦力矩,试验内容汇总后如表3所示。

表 3 试验内容

试验对象	转速条件	测试内容
平箔片0.10 mm厚止推轴承	20 000 r/min, 24 000 r/min	平箔片变形量, 轴承承载力, 摩擦力矩
平箔片0.15 mm厚止推轴承		
平箔片0.20 mm厚止推轴承		
平箔片0.30 mm厚止推轴承		

3.2 平箔片变形量的测试结果及分析

通过转速为 20 000 r/min 和 24 000 r/min 的轴承试验, 得到试验数据并用 MATLAB 软件进行处理, 绘制图如下。图 8 和图 9 分别是转速为 20 000 r/min 和 24 000 r/min 时, 平箔片变形量随轴承承载力变化曲线。

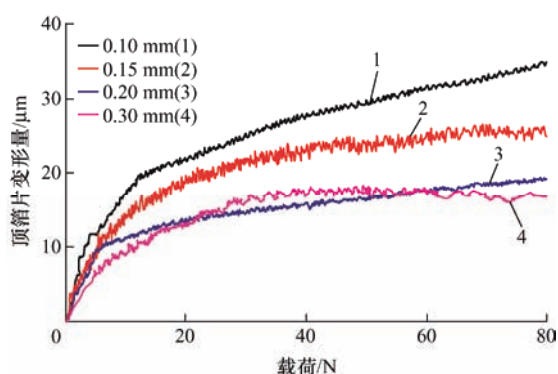


图 8 转速为 20 000 r/min 时不同厚度的平箔片变形量比较

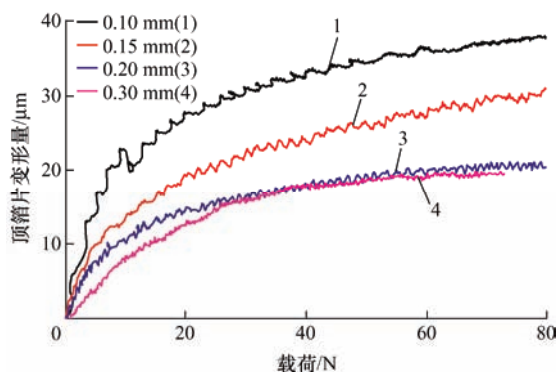


图 9 转速为 24 000 r/min 时不同厚度的平箔片变形量比较

结果表明, 随着载荷的不断增大, 平箔片的变形量也逐渐增加。如图 10 所示, 转速为 20 000 r/min 时, 当施加在轴承上的载荷为 70 N 时, 0.10 mm 厚度平箔片的变形量约为 33 μm , 0.15 mm 厚度约为 25 μm , 0.20 mm 厚度约为 19 μm , 0.30 mm 厚度只有 16 μm ; 而当转速为 24 000 r/min 时, 在 80 N 的载荷作用下, 0.10 mm 厚度平箔片的变形量约为 37 μm , 0.15 mm 厚度约为 30 μm , 0.20 mm 厚度约为 21 μm , 0.30 mm 厚度只有 19 μm 。结合两种转速下的试验数据, 在相同载荷作用下, 平箔片厚度越大其变形量越小, 但是当平箔片厚度达到 0.20 mm

以上, 其变形量不再明显减小。并且无论转速如何改变, 只要作用在轴承上的载荷相同, 那么同一平箔片的变形量几乎一致。

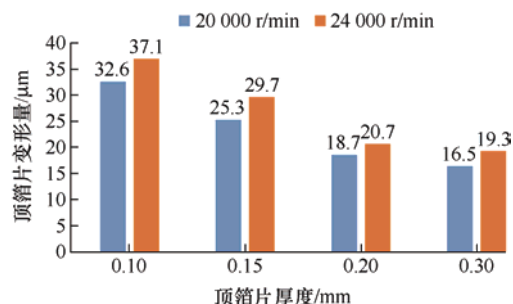
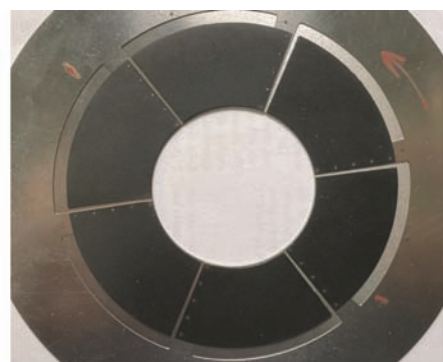
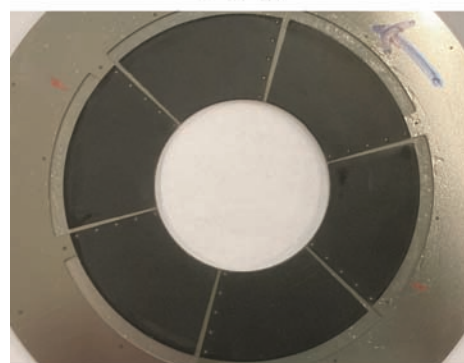


图 10 在载荷变化 70 N 时不同厚度的平箔片变形量比较

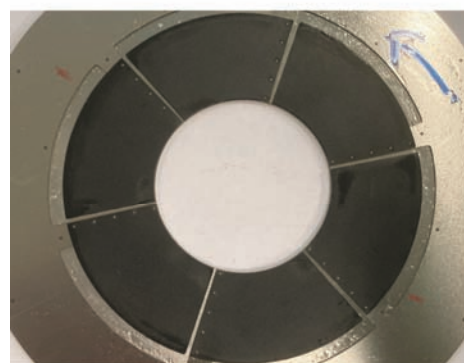
图 11 为止推轴承测试前后的整体对比图, 试验结束后轴承内侧和外侧有轻微摩擦痕迹。



(a) 测试前



(b) 转速为 20 000 r/min 的测试后



(c) 转速为 24 000 r/min 的测试后

图 11 试验前后轴承表面涂层对比

3.3 摩擦力矩的测试结果及分析

通过转速为 20 000 r/min 和 24 000 r/min 的轴承试验, 得到试验数据并用 MATLAB 软件进行处理, 绘制图如下。图 12 和图 13 分别是转速为 20 000 r/min 和 24 000 r/min 时, 摩擦力矩随轴承承载力变化曲线。

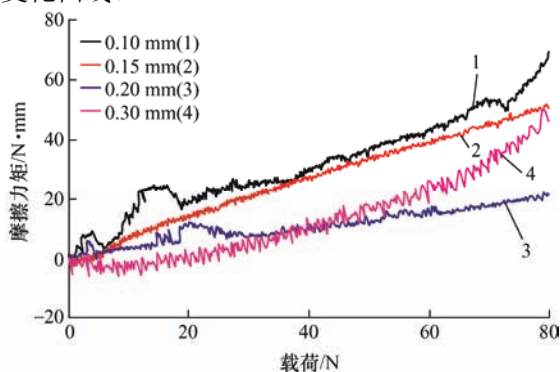


图 12 转速为 20 000 r/min 时不同厚度平箔片的止推箔片轴承摩擦力矩比较

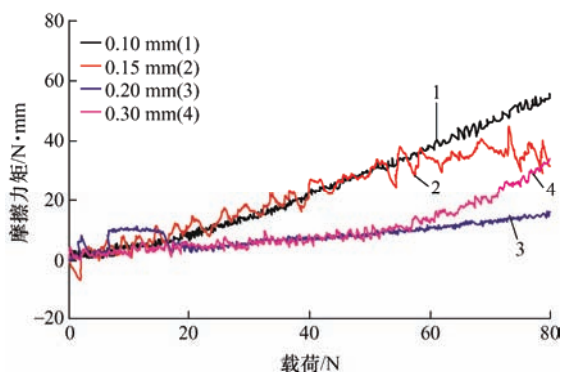


图 13 转速为 24 000 r/min 时不同厚度平箔片的止推箔片轴承摩擦力矩比较

结果表明, 随着载荷的不断增大, 轴承的摩擦力矩也逐渐增加。在图 14 中, 转速为 20 000 r/min 时, 当施加在轴承上的载荷为 80 N 时, 平箔片厚度为 0.10 mm 止推轴承的摩擦力矩约为 68 N·mm, 0.15 mm 厚度约为 51 N·mm, 0.30 mm 厚度约为 47 N·mm, 而 0.20 mm 厚度只有 22 N·mm。当转速为 24 000 r/min 时, 在相同的载荷下, 平箔片厚度为 0.10 mm 止推轴承的摩擦力矩约为 54 N·mm, 0.15 mm 厚度约为 36 N·mm, 0.30 mm 厚度约为 33 N·mm, 0.20 mm 厚度只有 15 N·mm。结合两种转速下的试验数据, 摩擦力矩随平箔片厚度呈先减小后增大的变化趋势, 当平箔片厚度为 0.2 mm 时, 摩擦力矩达到最小值。

根据 3.2 节平箔片变形量测试 results 和文献中的

理论分析^[22]可知, 当止推轴承的平箔片厚度为 0.10 mm 时, 在相同载荷作用下, 楔形区域(该区域无波纹箔片支承)平箔片变形量最大, 导致该区域气膜间隙最大, 无法产生足够的动压, 引起楔形区域和非楔形区域(该区域有波纹箔片支撑)分界线附近产生气膜压力突变(如图 15 所示), 导致摩擦力矩增大; 而当平箔片厚度达到 0.20 mm 时, 由于平箔片自身刚度增加, 导致相同载荷作用下其变形量最小, 气膜压力分布较均匀, 楔形区域和非楔形区域分界线附近气膜压力突变不明显, 导致摩擦力矩最小。

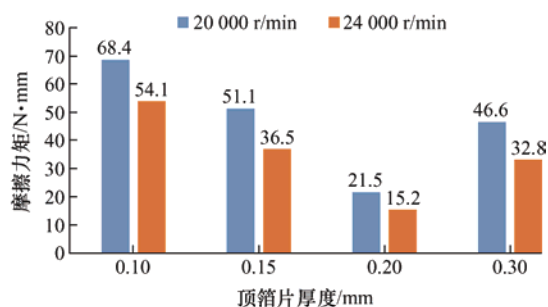


图 14 在载荷变化 80 N 时不同厚度平箔片的止推箔片轴承摩擦力矩比较

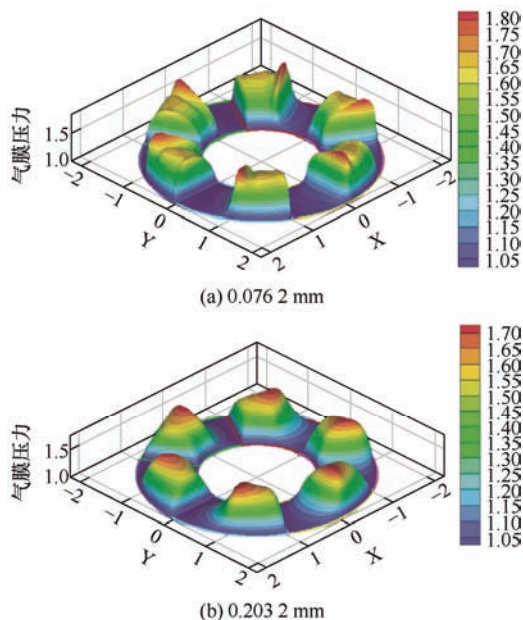


图 15 不同厚度平箔片的无量纲气膜压力分布比较^[22]

4 结论

本文以平箔片凹陷效应为出发点, 搭建了气体止推箔片轴承测试试验台。当 20 000 r/min 和

24 000 r/min 转速时, 测量了平箔片厚度分别为 0.10 mm, 0.15 mm, 0.20 mm 和 0.30 mm 的止推箔片轴承的平箔片变形量、轴承承载力以及摩擦力矩, 试验结果表明以下几点。

(1) 当作用在气体止推箔片轴承上的载荷相同时, 平箔片越厚, 由平箔片凹陷效应引起的平箔片变形量越小, 但是当厚度达到 0.2 mm 以上, 其变形量不再明显减小, 并且无论转速如何改变, 止推轴承平箔片的变形量几乎一致。

(2) 当施压载荷作用相同时, 摩擦力矩随平箔片厚度呈先减小后增大的趋势, 当厚度达到 0.2 mm 时, 摩擦力矩为最小值。

因此在实际工程应用上, 设计动压止推箔片轴承时, 应充分考虑平箔片的厚度, 不宜采用较薄或较厚的平箔片, 否则会导致轴承摩擦力矩和摩擦功耗过大, 最佳的平箔片厚度在 0.2 mm 左右。

参 考 文 献

- [1] LEE Y B, KIM T Y, KIM C H, et al. Thrust bump air foil bearings with variable axial Load: Theoretical predictions and experiments[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(6): 902-910.
- [2] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology — an overview[C]. ASME Turbo Expo, June 2-5, 1997, Orlando, Florida, USA, 1997.
- [3] FENG K, KANEKO S. Analytical model of bump-Type foil bearings using a link-spring structure and a finite-Element shell Model[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021706-11.
- [4] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [5] KU C-P R, HESHMAT H. Compliant foil bearings structural stiffness analysis: Part I-theoretical model including strip and variable bump foil geometry[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 394-400.
- [6] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas lubricated compliant thrust bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [7] KU C-P R. Dynamic structural properties of compliant foil thrust bearings-comparison between experimental and theoretical results[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(1): 70-7s5.
- [8] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: Method for a rapid design[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [9] HESHMAT C A, XU D S, HESHMAT H. Analysis of gas lubricated foil thrust bearings using coupled finite element and finite difference methods[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 199-204.
- [10] PARK D-J, KIM C-H, JANG G-H, et al. Theoretical considerations of static and dynamic characteristics of air foil thrust bearing with tilt and slip flow[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 282-295.
- [11] DYKAS B, BRUCKNER R, DELLACORTE C, et al. Design, fabrication, and performance of foil gas thrust bearings for microturbomachinery applications[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(1): 012301.
- [12] CONBOY T M. Real-gas effects in foil thrust bearings operating in the turbulent regime[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(3): 031703.
- [13] GAD A M, KANEKO S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: Application to generation II gas lubricated foil thrust bearing[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(4): 041701.
- [14] KIM T H, PARK M, LEE T W. Design optimization of gas foil thrust bearings for maximum load capacity[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(3): 031705.
- [15] KIM T H, PARK M S, LEE J, et al. Identification of dynamic characteristics of gas foil thrust bearings using base excitation[C]. ASME Turbo Expo, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea, 2016.
- [16] LATRAY N T, KIM D. A high speed test rig capable of running at 190,000rpm to characterize gas foil thrust bearings[C]. ASME Turbo Expo, June 11-15, 2018, Oslo, Norway, 2018.
- [17] FU G, UNTAROIU A, SWANSON E. Effect of foil geometry on the static performance of thrust foil bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(8): 082502.
- [18] ZHOU Q, HOU Y, CHEN C. Dynamic stability experiments of compliant foil thrust bearing with viscoelastic support[J]. Tribology International, 2009, 42(5): 662-665.
- [19] CHEN R G, ZHOU Q, LIU Y, et al. A preliminary study of the load bearing capacity of a new foil thrust gas bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225(C3): 673-678.

(下转第 242 页)

- [19] PAN Qiaosheng, HE Liangguo, PAN Chengliang, et al. Resonant-type inertia linear motor based on the harmonic vibration synthesis of piezoelectric bending actuator[J]. Sensors and Actuators A Physical, 2014, 209: 169-174.
- [20] XING Jichun, CAO Chenyang, QIN Yong, et al. Tests of a noncontact piezoelectric motor modulated by an electromagnetic field[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2019, 67(1): 124-130.
- [21] QIU Wei, HONG Yaying, MIZUNO Y, et al. Non-contact piezoelectric rotary motor modulated by giant electrorheological fluid[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 217: 124-128.
- [22] 潘巧生, 冯志华. 基于偏心轮受迫振动的压电马达研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(3): 35.
- PAN Qiaosheng, FENG Zhihua. Research of piezoelectric motor based on forced vibration of eccentric rotor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(3): 35.
- [23] PAN Qiaosheng, FENG Zhihua, CHEN Jian, et al. High-speed, low-friction piezoelectric motors based on centrifugal force[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 64(3): 1-1.
- [24] PAN Qiaosheng, HUANG Ziliang, WANG Quan, et al. Mass transfer from the rotor to the stator for improving the speed of the piezoelectric motor based on centrifugal force[J]. Review of Scientific Instruments, 2021, 92(5): 055008.
- 作者简介: 潘巧生, 男, 1990 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师, 第七届上银优秀机械博士论文获奖者。主要研究方向为压电驱动器, 超声换能器。
E-mail: panqs@hfut.edu.cn



(上接第 232 页)

- [20] FENG K, KANEKO S. A thermohydrodynamic sparse mesh model of bump-type foil bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(2): 022501.
- [21] QIN K, LI D, LUO K, et al. Comparison of modelling approaches for bump-type foil thrust bearings operating with CO₂[C]// ASME Turbo Expo, June 11-15, 2018, Oslo, Norway, 2018.
- [22] XU F C, KIM D J, YAZDI B Z. Theoretical study of top foil sagging effect on the performance of air thrust foil bearing[C]// ASME Turbo Expo, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea, 2016.
- 作者简介: 邱烁现, 男, 1999 年出生。研究方向为气体箔片轴承。
E-mail: qsx2018@mail.dlut.edu.cn
- 徐方成(通信作者), 男, 1985 年出生, 副教授。主要研究方向为气体箔片轴承、箔片密封、挤压油膜阻尼器、转子动力学。
E-mail: fcxu@dlut.edu.cn