

DOI: 10.7652/xjtub201401020

波箔箔片动压气体轴承的实验研究

马斌¹, 孙皖¹, 赖天伟¹, 郑越青^{1,2}, 陈双涛¹, 侯予¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 中国工程物理研究院机械制造工艺研究所, 621900, 四川绵阳)

摘要: 为满足透平机械高速可靠运转的需求,设计了一种波箔型箔片轴承,其基本结构由柔性平箔和支承平箔的弹性波箔组成。在气体轴承-高速低温透平膨胀机实验台上对波箔箔片动压气体轴承进行了实验,实验中采用压缩空气驱动透平转子,以功率 75 kW 的阿特拉斯螺杆压缩机作为供气源,从而获得了 0.1~1.15 MPa、标准工况下最高流量为 600 m³/h 的压缩空气。将波箔厚度为 0.05 mm 及 0.07 mm 的 2 种箔片动压气体径向轴承,应用于主轴 $\Phi 25$ mm 的标准工况下 150 m³/h 制氧机用高速透平膨胀机,研究了箔片支承高速透平转子的振动特性及稳定性。实验结果表明:波箔弹性元件的刚度是轴承性能的重要影响因素之一,0.05 mm 波箔刚度小,柔性变形裕度较大,可以抑制转子不稳定涡动,透平膨胀机转子最高转速达 93 366 r/min;0.07 mm 波箔刚度较大,柔性变形裕度相对较小,当最高转速达到 93 161 r/min 时转子出现涡动。2 种波箔厚度的轴承最高转速达到 9.3 万 r/min 时转子的最大振幅均小于 20 μ m,波箔轴承表现出了良好的刚度和阻尼特性,可有效抑制 $\Phi 25$ mm 的高速透平膨胀机转子的涡动。

关键词: 动压气体轴承;箔片;透平膨胀机;实验研究

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)01-0118-05

Experimental Study on Gas Lubricated Hydrodynamic Bump Type Foil Bearing

MA Bin¹, SUN Wan¹, LAI Tianwei¹, ZHENG Yueqing^{1,2}, CHEN Shuangtao¹, HOU Yu¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Institute of Mechanical Manufacturing Technology, China Academy of Engineering Physics, Mianyang, Sichuan 621900, China)

Abstract: A bump type gas foil bearing was designed to meet the requirements of reliability and stability of high speed turbomachinery employed in engineering and an experimental investigation into the bump type gas foil bearing was carried out on a gas bearing high speed turbo-expander rotor test rig. The bump type gas foil bearing mainly consists of compliant top plate foil and bottom bump foil layers. In the experiment, the turbo-expander rotor was driven by compressed air with the pressure of 0.1-1.15 MPa and a volume flow rate of up to 600 m³/h (under standard conditions) from a 75 kW Atlas scroll compressor. Two bump type gas foil bearings having the foil 0.05 mm and 0.07 mm in thickness were applied in an industrial 150 m³/h (under standard conditions) oxygen high speed turbo-expander in which the diameter of the rotor is 25 mm. The vibration characteristics and the stability were examined. The results show that stiffness was one of the most important factors in bearing performance. The good stiffness characteristic of the

收稿日期: 2013-03-21。 作者简介: 马斌(1984—),男,博士生;侯予(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金委员会和中国工程物理研究院联合基金资助项目(11176023);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目;中国科学院低温工程重点实验室开放课题(CRYO201226)。

网络出版时间: 2013-10-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20131017.0814.004.html>

0.05 mm foil promoted effectively the vibration performance of the bearing, and the maximum rotational speed reached 93 366 r/min. In comparison, the larger stiffness of 0.07 mm foil caused the instable rotation of the rotor at 93 161 r/min. When the maximum rotating speed of the turboexpander rotor was 93 000 r/min, the present bump type gas foil bearing had good stiffness and damping performance. In addition, the maximum vibration amplitudes were smaller than 20 μm , thus effectively inhibiting the rotor whirl in the high speed turbo-expander.

Keywords: gas bearing; foil; turboexpander; experimental study

为满足航空航天、能源动力工程领域技术发展的需求,对高速转子轴承润滑技术提出了更高的要求。高转速下油润滑膜易遭到高温破坏,加之润滑油会给系统带来污染,油润滑轴承已无法适用众多应用场合。磁轴承造价高,结构与控制系统复杂,所以限制了其广泛应用。

箔片动压气体轴承是一种气体动压润滑轴承,1928年由英国 Thomoson Houton 公司的 Pollock 首先发明,经过 60 多年的发展,箔片轴承的研究取得了显著的成果^[1]。

本文将波箔厚度为 0.05 mm 和 0.07 mm 的 2 种箔片动压气体径向轴承应用于高速透平膨胀机,研究了其振动特性和稳定性。

1 波箔箔片轴承的结构及应用

波箔箔片轴承是箔片轴承的代表,基本结构如图 1 所示,由柔性平箔和支承平箔的弹性波箔组成。弹性波箔箔片突起且沿周向分布,突起的高度和节距一致,平箔与波箔突起顶端贴合,两者均为一端固定,另外一端自由伸展。

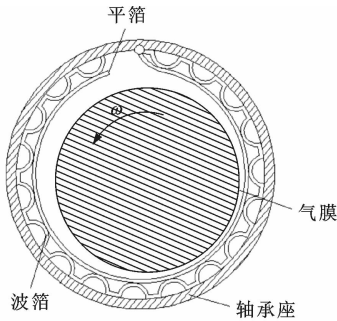


图 1 波箔箔片轴承

波箔箔片轴承具有良好的稳定性和可靠性,可对高速转子不平衡涡动进行有效抑制,同时具有抗微小颗粒污染、抗转子冲击载荷等特点,在现代工业中应用前景广泛,如空气制冷系统(ACMs)、高速低温透平膨胀机、高速涡轮压缩机、汽车和飞机用微小高速燃气透平、高速低温透平机械等^[2]。目前,围

绕波箔箔片径向动压气体轴承的研究主要包括轴承静特性参数、动态特性参数的理论与实验,轴承的稳定性、启停性,轴承的热力性能,高速轴承转子系统动力学特性等^[3-7]。

2 波箔箔片轴承实验与分析

西安交通大学制冷低温研究所在气体轴承及高速透平膨胀机方面的研究工作已系统地开展了 30 余年,先后成功开发了 15 万 r/min(主轴直径 D 为 25 mm)、20 万 r/min(D 为 17 mm)、30 万 r/min(D 为 12 mm)的系列高速箔片动压气体轴承转子系统及透平膨胀机。本文针对波箔箔片轴承转子的振动特性及高速稳定性进行了实验研究,并将波箔箔片动压气体径向轴承应用于 D 为 25 mm 的工业用高速低温透平膨胀机。

实验中透平转子由压缩空气驱动,并以功率为 75 kW 的阿特拉斯螺杆压缩机作为供气源,由此可获得 0 ~ 1.15 MPa、标准工况下最高流量为 600 m^3/h 的压缩空气。高速透平实验台在西安交通大学研制开发的标准工况下 150 m^3/h 制氧机用透平膨胀机(PLK-8.33 $\times$ 2/20-5)的基础上进行了改造,实验用高速低温透平膨胀机及部件如图 2 所示。透平膨胀机包括转子、径向轴承、止推轴承、壳体、喷嘴环、涡壳等,工作参数如表 1 所示。改造前透平膨胀机工作在中压工况,改造后的透平膨胀机根据不同气量(供气压力)和制动功率而工作在 0 ~ 90 000 r/min 之间。止推轴承上采用静压单排小孔为止推轴承供气,止推轴承和径向轴承如图 3 所示,

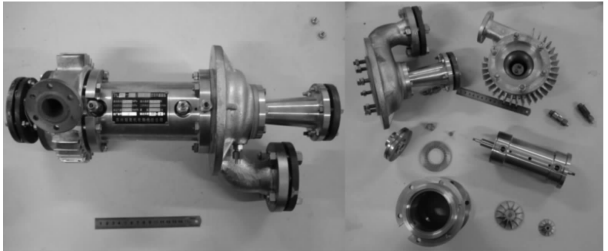


图 2 实验用高速低温透平膨胀机及部件

供气压力为 0.50~0.65 MPa。高速透平轴承转子系统如图 4 所示。

表 1 高速透平膨胀机工作参数

参数	数值	参数	数值
D_1/mm	60	l_N/mm	127
D_2/mm	36.5	D/mm	25
D_{out}/mm	44	L/mm	250.5
D_{in}/mm	30	G_m/g	891

注： D_1 为风机轮外径； D_2 为工作轮外径； D_{out} 为止推盘外径； D_{in} 为止推盘直径； l_N 为轴承跨距； L 为主轴总长； G_m 为主轴质量。

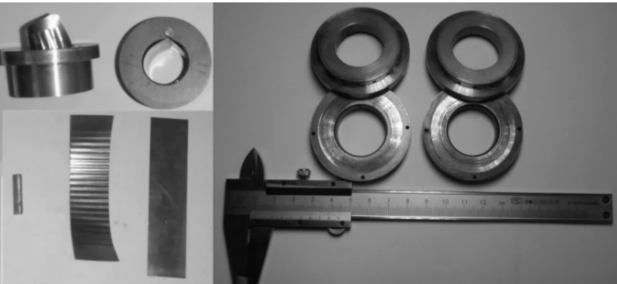


图 3 径向轴承和止推轴承

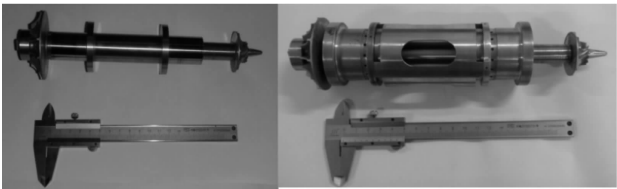


图 4 高速透平轴承转子系统

本文设计、加工了波箔箔片,结构和设计尺寸如图 5 所示。用小孔定位销钉将波箔和平箔固定在自行设计的动压径向轴承座上,箔片材料为铍青铜,铍青铜的厚度为 0.07 mm,波箔箔片结构参数如表 2 所示。实验中采用了不同内径参数的 5 副黄铜轴承座,径向轴承座内径 D_3 分别为 25.76、25.78、25.84、25.86、25.88 mm。

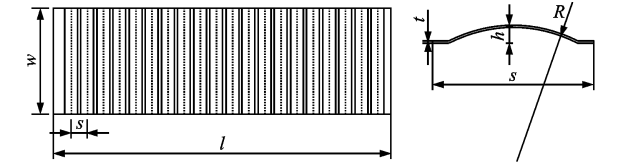


图 5 波箔箔片结构和设计尺寸

定义名义气膜间隙为 $D_3 - D - 2(h + 0.07 \text{ mm})$,针对 2 种规格的波箔箔片分别以不同名义气膜间隙进行实验,实验轴承组合编号及参数如表 3 所示。实验中,由于 $0 \text{ }\mu\text{m}$ 名义气膜间隙时最高稳定转速均达到 93 000 r/min,因此本文着重对比 $0 \text{ }\mu\text{m}$ 名义

气膜间隙时 2 种波箔轴承的动态性能。

表 2 波箔箔片结构参数

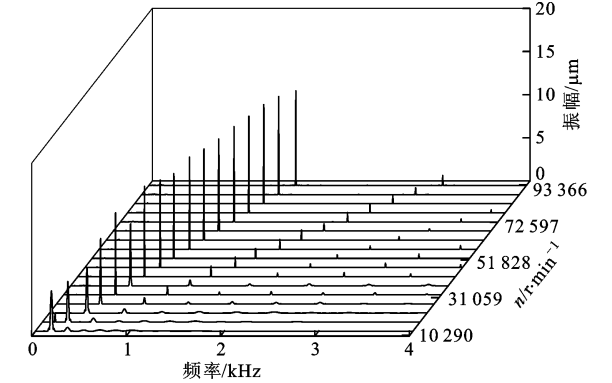
参数	铍青铜波箔	参数	铍青铜波箔
t/mm	0.05,0.07	l/mm	78.5
h/mm	0.4	w/mm	24.5
s/mm	3.75	R/mm	3.35

注： t 为波箔厚度； h 为波箔高度； s 为波拱跨距； l 为波片长； w 为波片宽； R 为波拱半径。

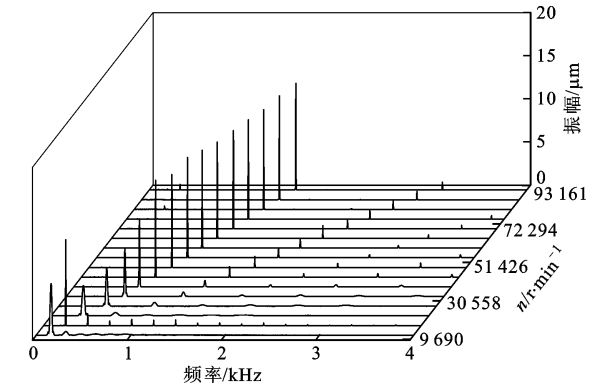
表 3 实验轴承组合编号及参数

组合编号	t/mm	平箔厚度 / mm	轴承座半 径/ mm	名义气膜 间隙/ μm
1	0.07	0.07	25.84	0
2	0.07	0.07	25.86	10
3	0.07	0.07	25.88	20
4	0.05	0.07	25.76	-10
5	0.05	0.07	25.78	0
6	0.05	0.07	25.86	40

透平膨胀机转子升速瀑布图如图 6 所示。从图 6 可以看出,转子低频时涡动很小,转速较高时依然非常稳定,整个启动过程表现出了良好的稳定性,稳



(a) t 为 0.05 mm 时



(b) t 为 0.07 mm 时

图 6 透平膨胀机转子升速瀑布图

定转速达到了 93 000 r/min 以上。从图 6 还可以看出,转子振幅随转速的升高而增大,但增大趋势逐渐减小,表明转子振幅受不平衡质量影响随转速的升高而增大,转子转速提高后箔片轴承弹性支撑发生适应性形变而产生更大的阻尼,从而抑制了转子振幅的过度增大,使转子处于一个相对稳定的运转状态。

波箔厚度 t 为 0.05 mm 时轴承转子升速的轴心轨迹如图 7 所示。从图 7 可以看出,启动初期($n=10\,290$ r/min),转子轴心轨迹与其之后的轴心轨迹基本一致,表明此时已经形成有效的动压气膜。当转速在 60 000 r/min 附近时,转子轴心轨迹开始发散,随着转速的升高,轴心轨迹发散趋势并不明显,即使在最大转速($n=93\,366$ r/min)时也是如此,表明轴心轨迹发散情况得到抑制;当转速高于 93 366 r/min 时,转子轴心轨迹出现明显变形,该转速下转子振动的时域、频域及轴心轨迹如图 8 所示。

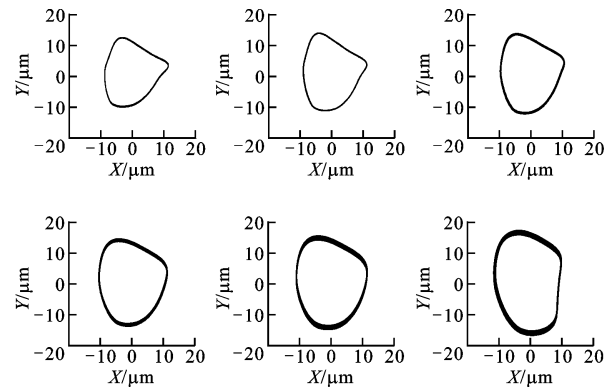


图 7 t 为 0.05 mm 时轴承转子升速轴心轨迹

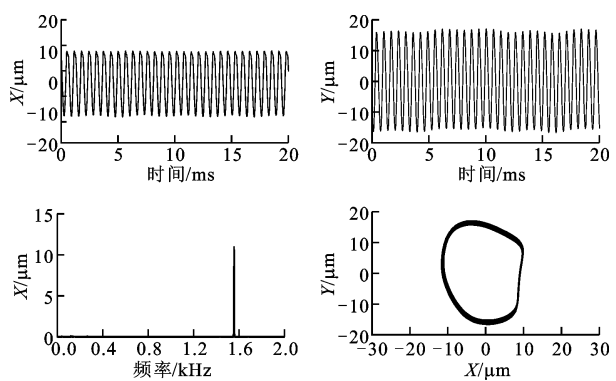


图 8 93 366 r/min 时转子振动的时域、频域及轴心轨迹

t 为 0.07 mm 时轴承转子升速轴心轨迹如图 9 所示。从图 9 可以看出,启动初期($n=9\,690$ r/min),转子尚未形成有效的动压气膜,轴承轴心轨迹振幅明显大于其他转速,甚至大于最高转速($n=93\,161$ r/min)下

存在涡动时的振幅。当转速达到 40 000 r/min 时,轴承轴心轨迹逐渐出现规律性的变化,表明此时已经形成有效的动压气膜;当转速在 70 000 r/min 附近时,轴承轴心轨迹开始发散,转速在 77 000 r/min 左右时这种发散更为明显。这是由于随着转速的升高,轴承轴心轨迹在 X 和 Y 方向的振幅逐渐增大,高转速下轴承轴心轨迹呈现出发散性,但具有一定的规律。当转速高于 93 161 r/min 时,轴承轴心轨迹发散趋势最为严重,该转速下转子振动的时域、频域及轴心轨迹如图 10 所示。从图 10 可以看出,轴承轴心轨迹十分清晰,涡动受到了有效抑制,轴承表现出良好的运转特性与稳定性。

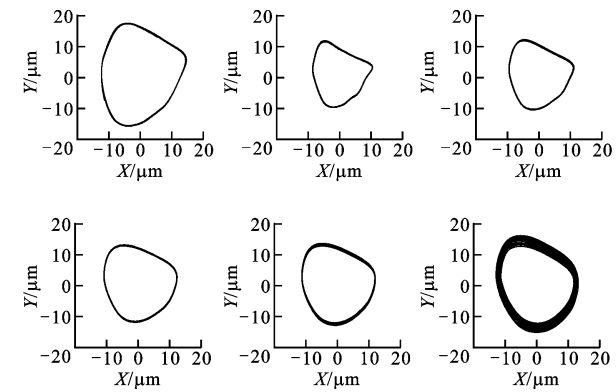


图 9 t 为 0.07 mm 时轴承转子升速轴心轨迹

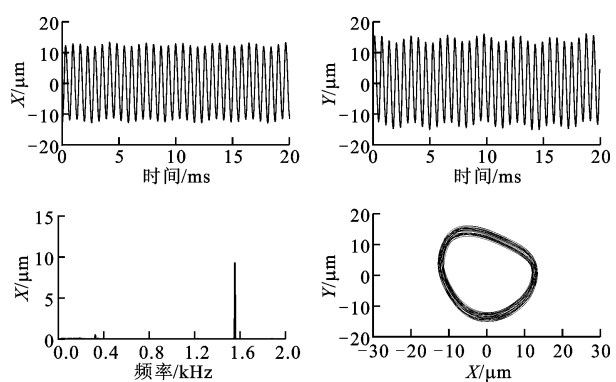


图 10 93 161 r/min 时转子振动的时域、频域及轴心轨迹

对比图 7、9 可见,波箔轴承表现出了良好的刚度和阻尼特性,有效抑制了转子的涡动,但也表现出一定的差异性。 t 为 0.05 mm 时的刚度小于 t 为 0.07 mm 时,作为弹性元件,有利于受压变形形成压力气膜。具体表现为,启动初期,转子在较低转速下易形成有效的动压气膜,在较高转速下对涡动的抑制能力更强,如 t 为 0.05 mm 时轴承轴心轨迹在高转速下发散程度小于 t 为 0.07 mm 时的情况。

高转速、重载荷时,转子对轴承的冲击较大, t 为0.05 mm的轴承在转速达到93 366 r/min时,相比转速为77 021 r/min及 t 为0.07 mm的轴承在转速为93 161 r/min时,轴心轨迹发生内凹变形,而 t 为0.07 mm时轴承性能较为稳定,在产生有效动压气膜后轴心轨迹并未明显变形,表明刚度高的弹性元件具有的承载力更大。

3 结 论

在搭建的气体轴承高速低温透平膨胀机实验台上对自主开发的波箔箔片动压气体轴承开展了实验研究,实验透平膨胀机最高转速达到了9.3万 r/min,转子最大振幅小于20 μm 。实验中该轴承表现出了良好的刚度和阻尼特性,有效抑制了转子 D 为25 mm的高速透平膨胀机的涡动。鉴于国内目前尚没有箔片轴承自主设计开发并成功应用的案例,本文的研究工作对于具有自主知识产权的高速动压箔片气体轴承的进一步研究与应用具有重要的参考价值。

参考文献:

- [1] 侯予,熊联友,王瑾,等. 箔片式动压径向气体轴承的发展[J]. 润滑与密封,2000(2): 2-5.
HOU Yu, XIONG Lianyou, WANG Jin, et al. The development of aerodynamic foil journal bearing [J]. Lubrication Engineering, 2000(2): 2-5.

- [2] 朱朝辉,熊联友,侯予,等. 弹性箔片动压气体轴承在高速透平机械中的应用[J]. 深冷技术,2002(2): 6-9.
ZHU Zhaohui, XIONG Lianyou, HOU Yu, et al. Application of aerodynamic foil bearings in high speed turbomachinery [J]. Cryogenic Technology, 2002(2): 6-9.
- [3] RUBIO D, SAN A L. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(3): 653-660.
- [4] ANDRES L S, RUBIO D, KIM T H. Rotordynamic performance of a rotor supported on bump type foil gas bearings: experiments and predictions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(3): 850-857.
- [5] ANDRES L S, KIM T H. Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors [J]. Tribology International, 2008, 41(8): 704-715.
- [6] LE L S, ARGHIR M, FRENE J. A new foil bearing dynamic structural model [C] // Proceedings of the ASME/STLE International Joint Tribology Conference. New York, USA: ASME, 2008: 993-995.
- [7] HOWARD S A, ANDRES L S. A new analysis tool assessment for rotor dynamic modeling of gas foil bearings [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(2): 022505.

(编辑 苗凌)

(上接第89页)

- [7] LIU Wei, YANG Yuyong, LI Mingzhe. Numerical simulation of multi-point stretch forming and controlling on accuracy of formed workpiece [J]. Int J Adv Manuf Technol, 2010, 50: 61-66.
- [8] 张昊晗,李明哲,付文智,等. 多辊下压式拉形柔性浮动夹持数值模拟与实验[J]. 农业机械学报,2012,43(6): 230-234.
ZHANG Haohan, LI Mingzhe, FU Wenzhi, et al. Numerical simulation and experiment of flexible floating clamping in multi-roll stretch forming process [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6): 230-234.
- [9] 李永丰,丛晓霜,何鑫华,等. 柔性压辊拉形中回弹的数值模拟[J]. 塑性工程学报,2010,17(6): 46-50.
LI Yongfeng, CONG Xiaoshuang, HE Xinhua, et al. Numerical simulation research on springback of flexible-roller stretch forming [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2010, 17(6): 46-50.

- [10] 曹金凤,石亦平. ABAQUS有限元分析常见问题解答[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

[本刊相关文献链接]

- 彭赫力,刘纯国,李明哲. 马鞍面件柔性夹钳多点拉形实验与数值模拟[J]. 2012,46(5):109-113. [doi:10.7652/xjtuxb201205019]
- 范淑琴,赵升吨,张琦,等. 直角法兰双辊夹持扩旋成形有限元模型的确定[J]. 2010,44(5):66-70. [doi:10.7652/xjtuxb201005014]
- 谭富星,许旭东,李光俊,等. 柔性夹持多点拉形过程的数值模拟[J]. 2008,42(9):1160-1164. [doi:10.7652/xjtuxb200809021]
- 谭富星,李明哲,蔡中义,等. 钛合金网板多点成形起皱缺陷的数值模拟[J]. 2007,41(9):1026-1030. [doi:10.7652/xjtuxb200709005]

(编辑 葛赵青)