

悬臂型箔片轴承应用于高速透平的实验研究

郭雨, 赖天伟, 赵琪, 初阳, 陈双涛, 侯予
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为研究悬臂型箔片轴承的实际工作性能及其在高速透平机械中的应用效果,对悬臂型箔片轴承开展了实验研究。首先,在径向轴承性能实验台上进行了悬臂箔片径向轴承的静态加载、启动摩擦力矩和运行阻力矩测试实验,获得了不同箔片厚度和轴承载荷下轴承库仑阻尼和阻力矩的变化趋势。随后,将悬臂箔片径向轴承与止推轴承同时应用在主轴直径为 25 mm 的高速透平机械中,在高速透平机械性能实验台上开展了轴承-转子系统的瞬态升降速与高速稳定运行实验,对全动压悬臂箔片轴承支撑转子的瞬态特性与稳定性进行了分析。实验结果表明:悬臂箔片径向轴承的启动摩擦力矩($0.6\times10^{-2}\sim1.8\times10^{-2}\text{ N}\cdot\text{m}$)与运行阻力矩($0.25\times10^{-2}\sim0.5\times10^{-2}\text{ N}\cdot\text{m}$)较小;在全动压悬臂箔片径向轴承和止推轴承支撑下高速透平机械转速能够达到 $93.9\times10^3\text{ r/min}$;轴承-转子系统在升降速和高速运行过程中均具有较小的主频振幅($<6\text{ }\mu\text{m}$)和低频涡动振幅($<0.5\text{ }\mu\text{m}$),轴心轨迹清晰,表现出良好的稳定性。所开展的实验研究验证了悬臂箔片轴承在高速透平机械上应用的可行性。

关键词: 透平机械;悬臂箔片轴承;稳定性

中图分类号: TH137.52 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202005006 **文章编号:** 0253-987X(2020)05-0040-06



OSID 码

Experimental Study of Multi-Leaf Foil Bearing in
High-Speed Turbo-Machinery

GUO Yu, LAI Tianwei, ZHAO Qi, CHU Yang, CHEN Shuangtao, HOU Yu
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to evaluate the operation performance of the multi-leaf foil bearings and their application potential in high-speed turbo-machinery, an experimental research of multi-leaf foil bearings was conducted. At first, static and transient tests of the multi-leaf journal bearings with different foil thickness were performed on the journal bearing test rig, and the load-deflection, start-up and operating friction torque characteristics, as well as the bearing Coulomb friction and friction torque, under different foil thickness and bearing loads were obtained. Afterwards, both multi-leaf foil journal and thrust bearing were applied in the high-speed turbo-machinery with a rotor diameter of 25 mm. The transient speed-up, high speed, and speed-down experiments of the rotor-bearing system were conducted on the high-speed turbo-machinery test rig. The transient characteristics and stability of the rotor with the support of the aerodynamic multi-leaf foil bearings were analyzed. The experimental results indicate that: the start-up torque ($0.6\times10^{-2}\sim1.8\times10^{-2}\text{ N}\cdot\text{m}$) and steady operation frictional torque ($0.25\times10^{-2}\sim0.5\times10^{-2}\text{ N}\cdot\text{m}$) of

the multi-leaf foil journal bearing is relative small; the maximum rotor speed of the turbo-machinery reaches 93.9×10^3 r/min under the support of the aerodynamic multi-leaf foil bearings; small main frequency vibration amplitudes ($<6 \mu\text{m}$) and low-frequency swirling vibration amplitudes ($<0.5 \mu\text{m}$), as well as clear rotor orbit, were observed in all the transient speed-up, high speed and speed-down processes, showing a good stability. The experimental research provides the feasibility for the application of multi-leaf foil bearings in high-speed turbo-machinery.

Keywords: turbo-machinery; multi-leaf foil bearing; stability

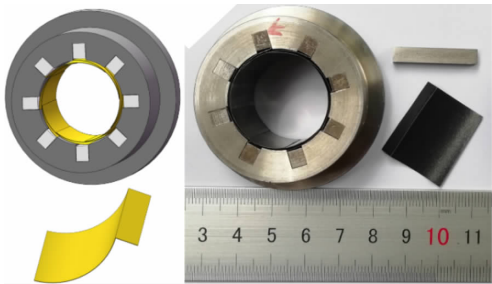
高速透平机械为满足较高的效率往往需要维持较高的工作转速,气体轴承由于高转速、低摩擦、无油润滑等特点在高速透平机械中具有良好的应用前景^[1-2]。箔片气体轴承是动压气体轴承的一种,具有很好的刚度与阻尼特性,可以有效耗散高速转子的涡动能量、抑制转子运转过程中的振动,维持转子平稳运行^[3-5]。箔片轴承自问世以来,已有多种不同的结构型式,如张紧型^[6]、波箔型^[7]、悬臂型^[8]、压缩弹簧型^[9]、多楔型^[10]、平箔型^[11]、缠绕型^[12]、鼓泡型^[13]和金属网型^[14]等。20 世纪 70 年代,悬臂箔片轴承在美国 NASA 支持下由 Garrett 公司研制,具有结构简单、启动力矩低、寿命长、费用低等优点^[15],主要应用在先进的透平机械系统中,如民用与军用飞行器的 ACM 系统^[16-17](如波音 F-18、F-14,麦道 DC-10,波音 757 等)、涡轮增压器和涡轮发电机等,取得了理想的应用效果^[18]。

由于悬臂箔片轴承的开发及应用背景的特殊性,已有公开文献多集中在数学建模与数值分析,相关实验研究报道较少。为了研究悬臂箔片轴承的实际工作性能及其在高速透平机械中的应用效果,本文将全动压悬臂箔片轴承应用在主轴直径为 25 mm 的高速透平机械中。首先,通过相应的径向轴承测试实验台对悬臂箔片径向轴承进行了静态加载、启动摩擦力矩和运行阻力矩测试,得到了主轴直径为 25 mm 的悬臂箔片径向轴承的具体工作性能参数。之后,将全动压悬臂箔片径向/止推轴承应用在主轴直径为 25 mm 的高速透平机械中,进行了瞬态升降速与高速运行实验,以分析悬臂箔片轴承支撑下的高速透平转子瞬态启停性能,并对其进行了转子动力学分析。本文工作验证了悬臂箔片轴承在高速透平机械中工程应用的可行性。

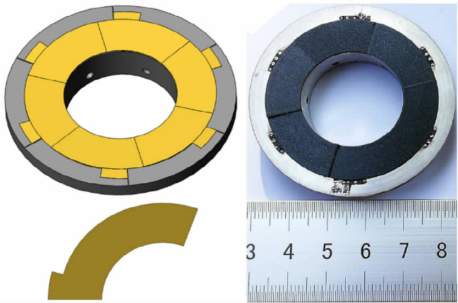
1 悬臂箔片轴承结构

实验所用悬臂箔片轴承的结构示意图与实物图分别见图 1 和图 2。悬臂箔片径向/止推轴承由轴

承座与 8 片/6 片悬臂箔片构成,悬臂箔片前缘通过固定销/点焊固定在轴承座内,后缘自由搭接在后一悬臂箔片上。悬臂箔片延展方向与主轴旋转方向一致。悬臂箔片径向轴承和悬臂箔片止推轴承的主要结构参数分别如表 1 和表 2 所示。



(a)结构示意图 (b)实物图
图 1 悬臂箔片径向轴承的结构示意图与实物图



(a)结构示意图 (b)实物图
图 2 悬臂箔片止推轴承的结构示意图与实物图

表 1 悬臂箔片径向轴承结构参数

参数	数值
轴承宽度/mm	25
轴承座内径/mm	13.02
箔片宽度/mm	25.5
箔片数	8
箔片半径/mm	13.51
箔片厚度/mm	0.1、0.12

表 2 悬臂箔片止推轴承结构参数

参数	数值
轴承内径/mm	26
轴承外径/mm	44
箔片数	8
箔片厚度/mm	0.1

2 悬臂箔片径向轴承测试

2.1 径向轴承实验台

为研究悬臂箔片径向轴承特性,通过径向轴承实验台对其进行了静态和瞬态性能测试。径向轴承实验台的结构如图 3 所示,主要由供气部分、机械部分、电控部分以及数据采集系统构成。机械结构的主要部件包括驱动透平、载荷加载机构、位移传感器、待测轴承、力矩传感器和转子。转子实际上由两个角接触球轴承(脂润滑)支撑,使待测轴承具有较大的自由度^[19]。

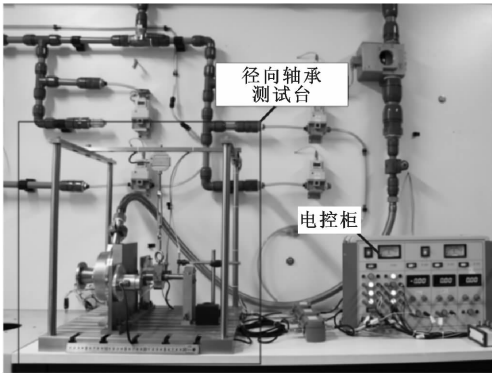


图 3 径向轴承实验台主体结构实物图

2.2 实验结果分析

不同箔片厚度下的悬臂径向轴承静态载荷-位移变化曲线如图 4 所示。根据静态加载测试中的载荷-位移曲线,可以看出悬臂箔片径向轴承具有非线性的刚度特性。悬臂箔片径向轴承的结构刚度随箔片厚度的增加而显著增大,0.1 mm 与 0.12 mm 箔片厚度的轴承结构刚度分别线性拟合为 $1.7 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$ 和 $2.38 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$ 。静态加载的实测曲线存在明显的迟滞环现象,这是由于轴承内部的库仑摩擦阻碍已变形的箔片恢复到初始状态所致,表明轴承在运行过程中具有一定的阻尼特性,有利于耗散轴承-转子系统的振动和涡动能量,有助于高速主轴的稳定性。采用数值积分法计算了静载变形曲线所围成的面积,一个周期内悬臂箔片径向轴承的功耗分别为 $4.26 \times 10^{-4} \text{ J}$ (0.1 mm) 和 $3.92 \times 10^{-4} \text{ J}$ (0.12

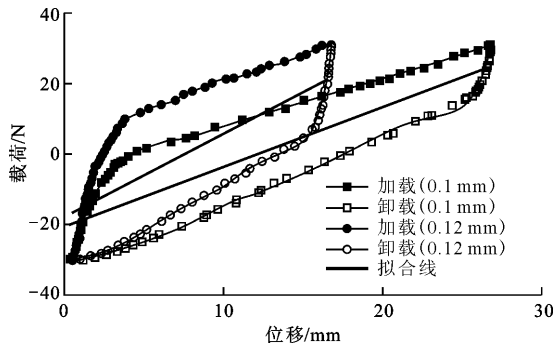


图 4 悬臂箔片径向轴承的载荷-变形曲线

mm), 计算公式如下

$$W = \int_{x_1}^{x_2} y_x(x) dx \tag{1}$$

轴承的启动摩擦力矩和稳定运行阻力矩是其在高速透平上应用的重要性能参数。悬臂箔片径向轴承在不同载荷下的启动摩擦力矩和稳定运行 ($40 \times 10^3 \text{ r/min}$) 时的阻力矩如图 5 所示。轴承的启动摩擦力矩和稳定运行阻力矩随载荷的增加而增大,然而在 0 载荷下的启动摩擦力矩并不为 0,这与轴承预紧力(由于箔片的柔性特性和悬臂箔片的预变形造成的)和静摩擦特性有关。当转子装配到悬臂箔片径向轴承中时,由于悬臂箔片的预变形,轴承表面与转子表面之间产生了一定的初始接触力(即预紧力),在相同的结构参数(包括转子直径、叶片半径、叶片长度、叶片角度和轴承内径等)和运行工况(包括轴承载荷等)下,轴承与转子的初始接触力随悬臂箔片轴承刚度(箔片厚度)的增大而提高,因此在相同轴承载荷下,0.12 mm 箔片厚度的悬臂径向轴承具有相对更大的启动摩擦力矩。同时,轴承载荷越大,悬臂箔片径向轴承与转子的接触力越大,从而启动摩擦力矩越大。在不同的轴承预载荷下,待测轴承可以获得较低的启动摩擦力矩,保证了悬臂箔片径向轴承支撑下的高速透平机械能够顺利启动。轴承的启动摩擦力矩越大,高速透平的启动压力越高,导致轴向载荷较大(由透平流道与轮背间隙间的压差决定),可能会产生转子起浮后升速过快、涡动过大、轴承和转子发热等不利因素。相同的轴承载荷下,由于有效的流体动压润滑作用,稳定运行时的轴承阻力矩远小于启动时的摩擦力矩,稳定运行时的阻力矩约为 $10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$,当轴承载荷由 5 N 增加到 20 N 时,悬臂箔片径向轴承的稳定运行阻力矩只增加约 47%,运行阻力矩的增加与轴承载荷的增大呈非比例关系。不同的轴承载荷下,稳定运行时待测轴承均具有较低的运行阻力矩,保证了悬臂箔片径

向轴承支撑下的高速透平转子具有较低的摩擦损失。

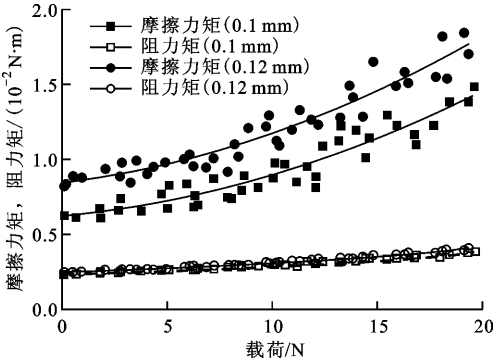


图 5 轴承的启动摩擦力矩和稳定运行阻力矩随轴承载荷的变化

3 悬臂箔片轴承在高速透平中的应用

3.1 高速透平实验台

本文轴承应用测试平台中高速透平采用主轴直径为 25 mm 的高速透平膨胀机,由膨胀轮、转子、径向轴承、止推轴承、壳体、制动轮等组成,转子水平布置并由两个径向轴承支撑。轴向载荷源于膨胀轮、制动轮中叶轮流道与轮背间隙的压差,并由两个止推轴承进行支撑。实验测试系统流程图如图 6 所示,实验台实物图与轴承-转子系统实物图分别如图 7a 与图 7b 所示。高速透平实验台由供气部分、机械部分、电控以及数据采集系统构成^[20]。轴承-转子系统的主要结构参数如表 3 所示。

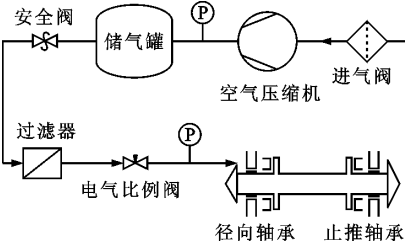
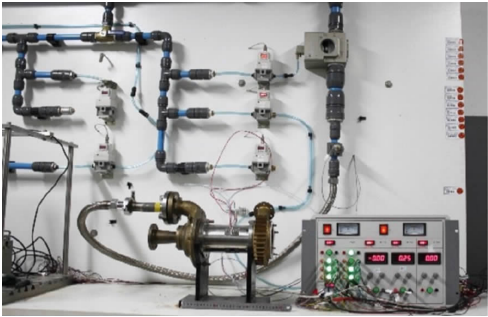


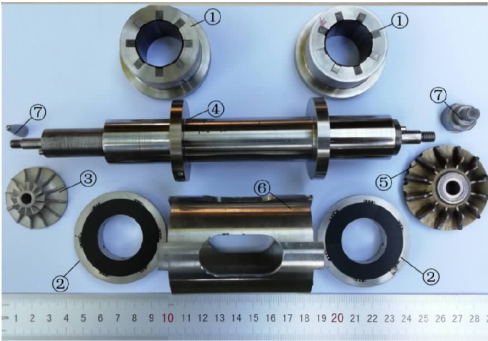
图 6 实验测试系统流程图

表 3 轴承-转子系统主要结构参数

参数	数值
轴颈直径/mm	25
膨胀轮直径/mm	36.5
止推盘外径/mm	44
转子质量/kg	0.891
转子长度/mm	250.5
制动轮直径/mm	60
径向轴承间距/mm	127
主轴材料	0Cr18Ni9



(a)高速透平实验台



1—悬臂箔片径向轴承;2—悬臂箔片止推轴承;3—膨胀轮;
4—转子;5—制动轮;6—轴套;7—螺母。

(b)轴承-转子系统

图 7 高速透平实验台与轴承-转子系统实物图

3.2 实验结果分析

高速透平在瞬态过程中的转速与工作轮供气压力如图 8 所示。根据转子的转速变化情况,瞬态过程可分为 6 个阶段,即:I 静止阶段;II 启动阶段;III 加速阶段;IV 高速阶段;V 减速阶段;VI 停止阶段。I 阶段时,供气压力由 0 开始逐渐升高,但由于工作轮的驱动力矩始终小于转子与轴承表面之间的静摩擦力矩,转子保持静止或干摩擦。在 II 阶段,工作轮的驱动力矩随供气压力的增加而逐渐增大。当供气压力达到一定值时,驱动力矩大于静摩擦力矩,转子开始加速转动,此时将供气压力保持不变或逐渐升高以维持转子转速稳定提升直至起浮,该压力即为启动压力。此阶段内,由于轴承间隙内产生了稳定的润滑气膜,动压润滑效果开始出现。在 III 阶段,供气压力继续升高,实验中稳定运行的最高转速达到 $93.9 \times 10^3 \text{ r/min}$ 。在 IV 阶段,供气压力保持在 0.96 MPa,转子稳定运行在高转速区间。在 V 阶段,逐渐降低供气压力,使转子转速持续降低。在 VI 阶段,当供给压力降低到一定值时,驱动透平所提供的驱动力矩小于叶轮转子系统所受阻力矩,转子转速将持续下降直到停止。

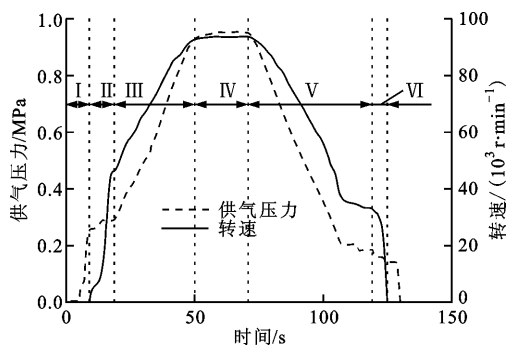


图8 瞬态过程中的转速与工作轮供气压力

为了分析高速透平转子在全动压悬臂箔片轴承支撑下的运行稳定性,对高速转子的振动特性进行了分析。瞬态过程中高速转子在 x 方向的振动瀑布图如图9所示。高速转子的主频占主导地位,主频与转速频率相同,振幅随转速的变化有轻微的波动趋势,同时频谱中存在低频和倍频振幅,这两者均表现出速度关联性。随着转速的增加,二倍频的振幅逐渐减小,直至几乎消失,因此二倍频振幅与主频振幅的比值随转速的增加而逐渐减小。在降速阶段,当转速降低到一定值时,二倍频振幅再次出现,其振幅随转速的降低而逐渐增大。产生二倍频的主要原因有转子不对中、转子非对称刚度、轴承非线性、往复力、共振、支承松动、气动力等。本文高速透平实验台中,轴承-转子系统的不对中、支承松动和轴承非线性可能是导致二倍频变化的主要原因。在整个升降速过程中,转子主频振幅较小,说明在全动压悬臂箔片轴承支撑下,叶轮转子系统具有良好的稳定性。

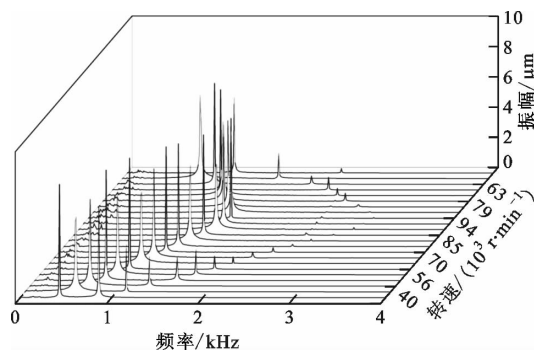


图9 瞬态过程转子在 x 方向的振动瀑布图

不同转速下转子的轴心轨迹如图10所示。随着转速的增加,倍频对转子轴心轨迹的影响逐渐减小,转子轴心轨迹先由不规则的哑铃型变为半圆形,再变为规则的椭圆型。在不同转速下,高速转子轴心轨迹均较为清晰和具有重复性,表现出良好的稳定性。

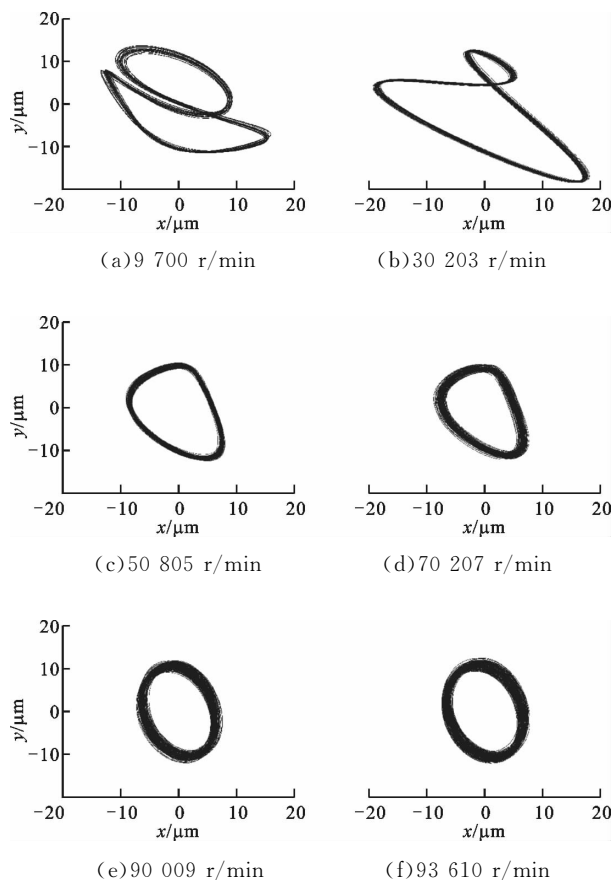


图10 瞬态过程中不同转速下转子轴心轨迹

4 结 论

本文将全动压悬臂箔片径向轴承和止推轴承应用在主轴直径为 25 mm 的高速透平机械中,并进行了瞬态升速、高速运行和降速实验,得到的主要结论如下。

(1)由于箔片间的库仑摩擦效应,不同厚度下的悬臂箔片径向轴承均具有非线性的结构刚度,轴承的结构刚度随箔片厚度的增大而升高。静态加载曲线中出现了典型的迟滞环现象,说明该类型轴承可产生一定的库仑阻尼,使叶轮转子系统具有良好的稳定性。

(2)悬臂箔片径向轴承的启动摩擦力矩与稳定运行时的阻力矩随箔片厚度和轴承载荷的增加而升高。在给定轴承载荷范围(0~20 N)内,轴承均具有较低的启动摩擦力矩与运行阻力矩,可以保证轴承支撑下的高速透平机械顺利启动,且稳定运行过程中摩擦损失较小。

(3)轴承-转子系统的升降速与高速运行过程中具有较低的主频和低频振幅以及清晰的轴心轨迹,表明悬臂箔片轴承-转子系统具有良好的稳定性和

可靠性,验证了其在高速透平机械领域应用推广的可行性,有利于进一步的悬臂箔片轴承承载机理研究、性能提升与工程应用。

参考文献:

- [1] 郭雨,侯予,陈双涛,等.采用箔片轴承的高速透平转子动力学分析[J].润滑与密封,2019,44(1):8-13.
GUO Yu, HOU Yu, CHEN Shuangtao, et al. Dynamic analysis of high speed turbine rotor with foil bearing [J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(1): 8-13.
- [2] 池长青.气体动静压轴承的动力学及热力学[M].北京:北京航空航天大学出版社,2008:2-6.
- [3] 侯予,王瑾,熊联友,等.气体轴承在低温透平膨胀机上的应用[J].低温工程,2001,121:29-33.
HOU Yu, WANG Ju, XIONG Lianyou, et al. Application of gas bearings on cryogenic turbo expander [J]. Cryogenics, 2001, 121: 29-33.
- [4] 侯予,杨山举,陈兴亚,等.箔片动压气体轴承在低温透平膨胀机中的应用[J].哈尔滨工程大学学报,2015(4):489-493.
HOU Yu, YANG Shanju, CHENG Xingya, et al. Application of compliant foil bearings in a cryogenic turboexpander [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015(4): 489-493.
- [5] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology: an overview; 97-GT-347 [R]. New York, USA: ASME, 1997: 1-11.
- [6] LICHT L. An experimental study of high-speed rotors supported by air-lubricated foil bearings: part 1 Rotation in pressurized and self-acting foil bearings [J]. Journal of Tribology, 1969, 91(3): 477-493.
- [7] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-654.
- [8] OH K P, ROHDE S M. A Theoretical investigation of the multileaf journal bearing [J]. Journal of Applied Mechanics, 1976, 43(2): 237-242.
- [9] SONG J, KIM D. Foil bearing with compression springs: analyses and experiments [J]. Journal of Tribology, 2006, 129(3): 628-639.
- [10] 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,2004(2):2-4.
HOU Yu, XIONG Lianyou, WANG Jin, et al. The development of aerodynamic foil journal bearing [J]. Lubrication Engineering, 2004(2): 2-4.
- [11] 许怀锦.转子-箔片轴承系统动力学特性理论及试验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.
- [12] LICHT L. Resilient foil journal bearing; 4133585 [P]. 1979-01-09.
- [13] LAI T, CHEN S, MA B, et al. Effects of bearing clearance and supporting stiffness on performances of rotor-bearing system with multi-decked protuberant gas foil journal bearing [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2014, 228(7): 780-788.
- [14] ANDRÉS L S, CHIRATHADAM T A, KIM T H. Measurement of structural stiffness and damping coefficients in a metal mesh foil bearing [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(3): 763-771.
- [15] 杜天恩.高速涡轮泵的箔片轴承技术[J].火箭推进,1994(4):1-7.
DU Tianen. Foil bearing technology of high speed turbine pump [J]. Journal of Rocket Propulsion, 1994(4): 1-7.
- [16] EMERSON T P. Application of foil air bearing turbo-machinery in aircraft environmental control systems [J]. Control Systems, 1978, 100(11): 111.
- [17] MCAULIFFE C, DZIORNY P J. Bearing cooling arrangement for air cycle machine; 5113670 [P]. 1992-05-09.
- [18] AGRAWAL G L. Foil gas bearings for turbomachinery; SAE technical paper [R]. Virginia, USA: SAE, 1990.
- [19] KUMAR M, KIM D. Static performance of hydrostatic air bump foil bearing [J]. Tribology International, 2010, 43(4): 752-758.
- [20] LAI T, GUO Y, WANG W, et al. Development and application of integrated aerodynamic protuberant foil journal and thrust bearing in turboexpander [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2017(5): 1-12.

(编辑 荆树蓉)