

三自由度 GMA 油膜轴承可视化实验装置

尹雪梅¹, 姬帅城², 吴超², 马明飞², 张绍林³

(1. 郑州轻工业大学 能源与动力工程学院, 郑州 450002;

2. 郑州轻工业大学 机电工程学院, 郑州 450002;

3. 郑州大学 机械与动力工程学院, 郑州 450001)

摘 要: 给出了一种三自由度超磁致伸缩驱动器(GMA)油膜轴承可视化实验装置,介绍了它的组成、工作原理及调整方法。该实验装置利用涡轮蜗杆-丝杠传动机构调整实验主轴竖直高度,采用十字滑台、GMA、模具弹簧调整实验轴承在水平面的位置,方便改变实验轴承偏心率,并可利用 GMA 控制轴承座,减少转子系统振动。在实验台上,进行了椭圆轴承油膜的温和和压力测量以及轴心静平衡位置调整实验。结果表明:通过控制椭圆轴承短轴油膜来调整所支撑转子系统轴心静平衡位置的效果更明显。该实验台可以采集旋转速度在 0~10 000 r/min 之间的转子轴心轨迹、控制转子工频振动、观察油膜和气穴的形成与破裂实验,为 GMA 油膜轴承动态性能实验研究打下了一定基础。

关 键 词: 油膜轴承实验装置; 超磁致伸缩驱动器(GMA); 三自由度; 静平衡位置; 振动控制

中图分类号: V232.2; TH133.3

文献标志码: A

Three degree of freedom visualization experimental device of GMA oil film bearing

YIN Xuemei¹, JI Shuaicheng², WU Chao²,
MA Mingfei², ZHANG Shaolin³

(1. School of Energy and Power Engineering,
Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering,
Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China;

3. School of Mechanical and Power Engineering,
Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: A three-degree-of-freedom visual experimental device for a controlled oil-film bearing with giant magnetostrictive actuators (GMA) was presented. The basic structure, working principle and adjustment method of the experimental device were introduced. A turbo-worm-screw drive mechanism was used to adjust the vertical height of the experimental spindle. And a cross sliding table, GMA and a mold spring were adopted to adjust the position of the experimental bearing on the horizontal plane. It was convenient to change the eccentricity of the experimen-

收稿日期: 2020-09-10

基金项目: 国家自然科学基金(U1404515,51706209); 河南省科技攻关项目(202102210071);

河南省高等学校重点科研项目(20A460028)

作者简介: 尹雪梅(1979—),女,副教授,博士,主要从事流体传热性能的研究工作。

通信作者: 吴超(1978—),男,教授,博士,主要进行轴承-转子系统动力学研究。E-mail:wuchao7379@163.com

引用格式: 尹雪梅,姬帅城,吴超,等. 三自由度 GMA 油膜轴承可视化实验装置[J]. 航空动力学报,2021,36(8):1749-1755. YIN Xuemei, JI Shuaicheng, WU Chao, et al. Three degree of freedom visualization experimental device of GMA oil film bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(8): 1749-1755.

tal bearing and to control the bearing seat by using a GMA to reduce the vibration of the rotor. The pressure and temperature of the oil film of the elliptic bearing were measured on the adjusted experimental bench. Adjustment experiments of static balance position of the rotor supported by the elliptic bearing were also carried out. Results showed that it was obvious to change the static balance position of the rotor system by controlling the short axis oil film of the elliptical bearing. The experimental device can be used to conduct experiments such as axis trajectory acquisition, rotor power frequency vibration control, formation and fracture observation of oil film and cavitation with rotating speed between 0~10 000 r/min, laying a certain foundation for the subsequent experiments on the dynamic performance of GMA oil film bearing.

Key words: oil film bearing experimental device; gaint magnetostrictive actuators(GMA); three degrees of freedom; static balance position; vibration control

获得油膜轴承性能的方法一般有两种:一种是基于流体控制方程的数值模拟;另一种是搭建实验台对轴承性能进行实验^[1-2]。油膜轴承性能数值模拟方法能方便得到轴承性能参数随各工况的变化关系,但在建立 Renolds 方程或者 Navier-Stokes 方程时有许多假设条件,还需要融入压力、温度等边界条件,不同的假设和边界条件对油膜轴承性能计算结果影响较大^[3-6]。油膜轴承性能实验能准确得到滑动轴承综合性能,同时也是验证数值模拟方法和理论计算结果正确性的依据^[7-8]。因此,对油膜轴承进行实验研究显得尤为重要。随着转子旋转速度升高,对滑动轴承稳定性要求提高,需要观察动载油膜和气穴的形成与破裂情况,出现了以有机玻璃轴承作为研究对象的实验装置^[9]。Jacobson 利用高速 CCD(charge coupled device)相机最先拍摄动载轴承中的油膜气穴现象;Kawase 观察到油膜初始气穴的两种形状;Sun 等实现了同步采集油膜压力和油膜图像,但由于实验轴颈不转动及试件加工误差,实验结果出现失真^[10]。国内上海大学率先搭建了全景圆柱轴承油膜实验装置,能够采集动压油膜图像^[11]。上海大学也搭建了挤压油膜轴承可视化实验台,研究了油膜气穴形成机理^[12-13]。山东大学搭建了螺旋槽轴承实验台,分析了气穴条纹与实验条件之间的关系^[14-15]。本文在这些研究的基础上,根据超磁致伸缩驱动器(GMA)油膜轴承的工作原理^[16],设计具有三自由度的油膜轴承可视化实验装置,介绍其工作原理及调整方法,并以椭圆轴承为例进行了轴心静平衡位置调整,为探索 GMA 油膜轴承动压承载机理、油膜气穴分布规律等打下一定基础。

1 实验台结构及工作原理

GMA 油膜轴承实验台结构简图如图 1,采用四柱滑台结构,共有三层。上层支撑板安装涡轮蜗杆-丝杠升降机;中间导向支撑板层安装电主轴;底层底板上安装十字滑台、GMA 和磨具弹簧等。实验轴承安装在十字滑台上,可以随十字滑台运动。GMA 和磨具弹簧均通过专门底座安装在底板上,磨具弹簧和 GMA 输出端与轴承底板接触的地方放置可以自由滚动的钢珠,以防止水平面内两个方向在运动时发生干涉。底板下面装有四个可调支座,可以调整底板水平度。底板上安装四根立柱作为支撑,上支撑板安装在四根立柱顶端。导向支撑板通过导套安装在立柱上,可

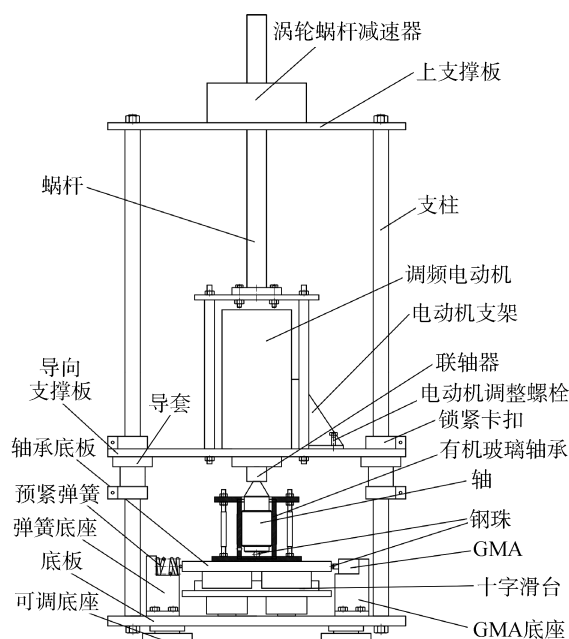


图1 实验台结构简图

Fig.1 Structure diagram of experimental device

以沿立柱方向滑动。导套可以保证导向支撑板与立柱的垂直度。导向支撑板上端和导套下端均有锁紧卡扣,实验时可以锁死以降低导向支撑板振动。导向支撑板和丝杠升降机下端联接在一起,通过丝杠升降机来调整导向支撑板高度。安装在导向支撑板上的电主轴,可随导向支撑板运动,便于下方实验轴承的安装和拆卸。电主轴安装在 L 形电动机支架上,并通过竖直支架固定电主轴位置,其局部结构如图 2。电主轴支架下表面加工有四个细牙螺纹,通过调整四个细牙螺钉的旋入深度,可以调整电主轴支架下表面与导向支撑板的间隙,进而调整主轴垂直度。

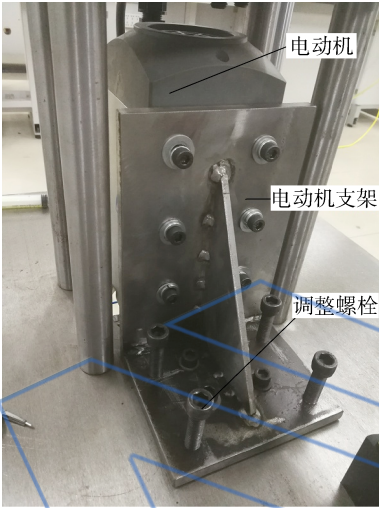


图 2 电动机安装局部结构
Fig.2 Local structure of motor installation

实验主轴上端通过联轴器与可调频电主轴连接,为增加主轴刚度,在主轴下端放置钢球,对主轴起支撑作用。电主轴由调频器控制,转速在 600~24 000 r/min 之间连续可调。实验轴承偏心率可以通过改变磨具弹簧和 GMA 的相对位置来调整。实验台润滑系统由额定流量为 16 L/min、额定供油压力为 2 MPa 的液压泵供油。实验时

可以通过溢流阀和减压阀来调节流量和进油压力。

为准确利用 GMA 控制轴承座,根据 GMA 中超磁致伸缩棒的尺寸^[16],选择两个磨具弹簧来给 GMA 提供预应力,保证磨具弹簧并联刚度小于 GMA 的刚度,大于轴承油膜的刚度。工作时,磨具弹簧一直处于压缩状态,使 GMA 产生的位移和力能够传递给轴承座,又保证轴承座和 GMA 不分离。

2 实验轴承设计

为观察润滑油流态及气穴产生和破裂过程,实验轴承采用有机玻璃加工而成,沿圆周 360°方向可视。相比一般轴承材料,有机玻璃质软、易变形、不耐高温。由于设计转速高,为减小功耗、降低温升,轴承采用较大半径间隙。实验轴承采用椭圆结构,由两段圆弧组成,轴承直径为 60 mm、长径比为 0.8、最小相对间隙为 0.002、椭圆度为 1/3。计算得到椭圆轴承偏心率 ϵ 、转速 n 分别在 0.025~0.325 和 2 700~10 000 r/min 之间的油膜轴承主刚度系数 K_{xx} 和 K_{yy} 、承载力 F 和流量 q ,见表 1。

一般滑动轴承加工方法不适合有机玻璃轴承加工^[17]。通过试加工,发现走刀行距对轴瓦透光度影响大,主轴转速和背吃刀量也有影响。根据设计轴承尺寸,考虑透光度要求和加工效率,选择走刀行距小于等于 0.1 mm,转速为 1 000 r/min,背吃刀量为 0.1 mm。为防止轴承变形,加工前利用上下压板固定试件毛坯,加工时保证轴承轴心线和压板垂直,便于后续轴承实验台调整。加工完成的有机玻璃轴承如图 3。其中,一个轴瓦的中间、沿圆周方向加工有六个螺纹孔,用于安装压力表和温度计,测量油膜压力和温度;另一个轴瓦表面完整,方便观察油膜情况。

表 1 长径比为 0.8 的椭圆轴承主要性能参数

Table 1 Main performance parameters of elliptical bearing with length diameter ratio of 0.8

ϵ	$n/(r/min)$	$K_{xx}/(kN/mm)$	$K_{yy}/(kN/mm)$	F/N	$q/(mL/min)$
0.025	2 700	1.245	24.534	3.2	28.54
	10 000	4.610	90.870	12	105.7
0.325	2 700	7.817	57.761	85.5	35.41
	10 000	28.95	213.930	316	131.2



图3 实验轴承照片

Fig.3 Photo of experimental bearings

3 实验装置调整方法

实验主轴高度调整主要依靠丝杠升降机来实现,丝杠升降机下端带动电动机和主轴一起移动。丝杠升降机型号为SWL2.5,涡轮蜗杆传动比为1/24,蜗杆每转行程为0.25 mm,在升降机手轮上添加刻度盘,可以实现 $1\text{ }\mu\text{m}/(^{\circ})$ 。调整实验台下方的四个可调支座,利用水平仪可判断实验台是否水平。

由于油膜间隙小,对实验台的调整精度要求高,需先对主轴旋转精度进行调整,要保证主轴中心线和电动机伸出端轴中心线同轴线,以免高速旋转时主轴产生过大跳动,影响实验。图4为使用千分表对主轴旋转精度进行调整的示意图。利用千分表测量实验主轴的圆跳动来判断主轴和电动机伸出端轴线的同轴度,可通过改变夹持主轴轴端长度、夹紧力大小等进行调整。

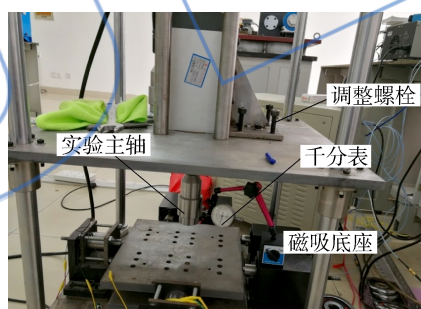


图4 主轴回转精度的调整

Fig.4 Adjustment of spindle rotation accuracy

实验时为保证主轴在实验轴承内出现轴向倾斜,还要保证主轴与实验轴承压板垂直,需要调整主轴与轴承压板的垂直度。垂直度测试方法与主轴旋转精度测试方法类似,需将千分表通过磁吸底座固定在主轴上,测量轴承上压板的面跳动,如图5(a)。如果不满足要求,可调整电动机支架底

板上四个细牙螺钉的旋入深度,微调实验主轴与轴承上压板的夹角。

实验主轴与实验轴承同轴度的调整方法与前面基本一样,不同的是需将千分表指针打在轴承内圈轴瓦上进行测量,如图5(b),可以通过GMA后面的细牙螺纹(两个方向)来调整轴承在水平面内的位置,保证同轴度要求。GMA结构及参数见文献[16]。

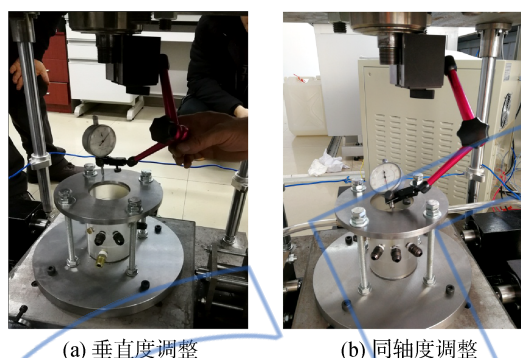
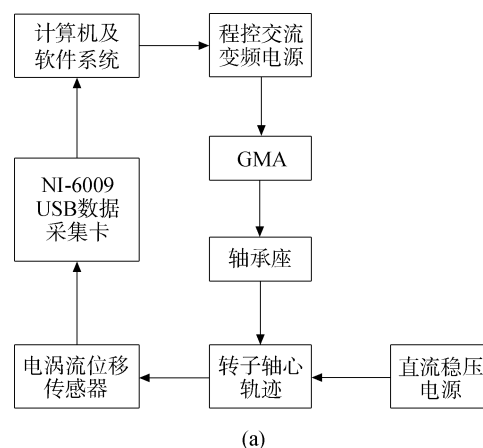


图5 垂直度和同轴度的调整

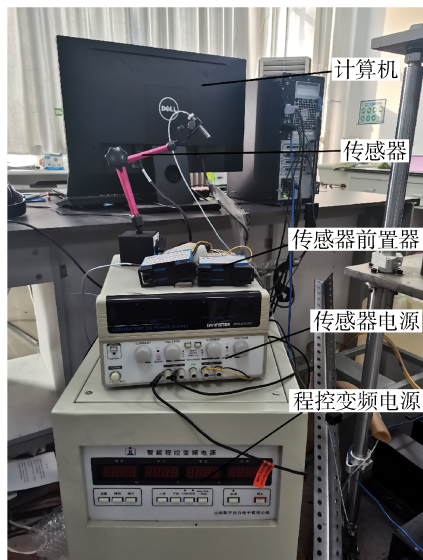
Fig.5 Adjustment of verticality and coaxiality

4 实验台测控系统设计

基于LabVIEW(laboratory virtual instrument engineering workbench)软件,开发实验台测控系统软件^[18],利用电涡流位移传感器测量主轴振动信号,经数据采集卡将采集的信号传递给计算机,通过计算机程序处理并显示。根据信号分析结果,控制程控电源输出不同幅值和频率的交流电压,改变GMA位移输出,控制实验轴承底座位置,改变油膜间隙,抑制转子振动。显然,系统形成了闭环控制。测控系统结构及硬件照片如图6。



(a)



(b)

图6 测控系统结构及硬件设备

Fig.6 Detection and control system composition and hardware device

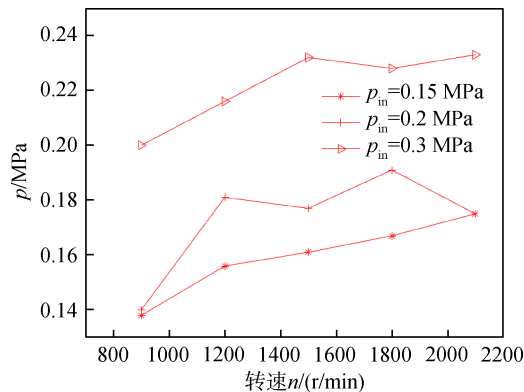
5 初步实验结果分析

5.1 椭圆轴承温度和压力测试

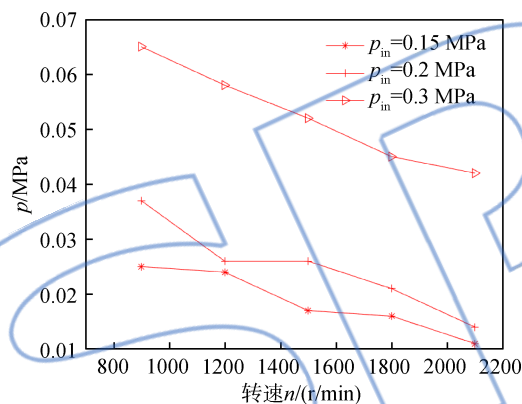
通过测量实验轴承油膜压力和温度分布,研究进油压力和转速对油膜压力、温度的影响,来考察实验轴承是否正常工作。使用的压力表为基于弹性敏感元件的压力表,压力表量程为0~2.5 MPa,分辨率为0.02 MPa。使用的温度计为医用精密水银温度计,量程为0~50°,精度为0.01°。为减少漏油对测试结果影响,在安装压力表和温度计时,需使用橡胶密封圈密封。实验中使用的润滑油为32号导轨油。

部分压力(p)测试结果如图7。当改变供油压力 p_m 和转速 n 时,靠近短轴处测点一的压力均高于靠近长轴处测点三的压力。在椭圆轴承上靠近短轴处,油膜厚度小,压力大,表明出现了动压效应。从测点一的结果还可以看出,随着转速升高,压力增大,同时随着进油压力提升,测点一压力也升高,这说明转速较低时,测点压力不但反映了动压效应,也反映出较大的静压影响。而测点三在椭圆轴承长轴附近,由于油膜破裂没有形成动压,随着转速增大,油流阻力增大,出现油膜压力降低。这说明实验轴承已正常工作。

为了进一步验证实验轴承稳定工作,对进油温度、回油温度及环境温度进行了测量。每次温度测量前实验台运转5 min进行预热,然后利用红外测温仪和温度计分别测量玻璃轴承外侧和内



(a) 测点一



(b) 测点三

图7 压力随转速的变化关系

Fig.7 Pressure versus rotational speed

侧的温度。红外测温仪测量结果表明,六个测点的温度均比环境温度高出1.5℃左右。对比轴承油膜温度测量结果发现,六个测点中测点三的温度最低,测点一和测点五的温度最高,均比测点三的温度高出2℃左右。同时对比压力测量结果发现,在相同条件下,测点一、测点五的压力和温度都是最高的,这说明在测点一和测点五附近的轴瓦上形成了动压油膜,即椭圆轴承轴瓦上形成了两个承载区。

以测点一为例,观察进油压力 p_m 和转速 n 对油膜温升的影响。在不同工况下,轴承运转相同时间间隔后测点一的温升 t (测点温度减去测点的初始温度)随转速的变化曲线如图8。由图可知,随转速增加,润滑油膜温度升高,说明轴承摩擦功耗随转速升高而增大。当利用GMA对轴承座进行动态控制时,油膜温度普遍升高更快,说明当GMA给轴承座施加激励,油膜阻尼消耗更多机械能,导致润滑油温升加快。

5.2 轴心静平衡位置调整

给GMA施加直流偏置电压,通过GMA控制

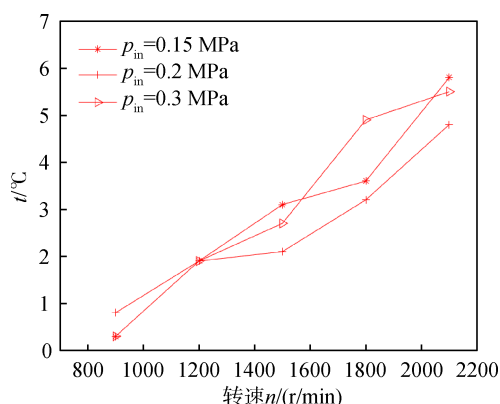


图8 测点一温升随转速的变化关系
Fig.8 Variation of temperature rise of measuring point 1 with rotating speed

轴承底座,改变转子和轴承的相对位置,从而控制轴心静平衡位置。图9(a)是转子转速为2 700 r/min、对短轴方向(X方向)GMA施加9.8 V直流电压时,对转子静平衡位置的控制结果。图9(b)为转子转速在900 r/min、对长轴方向(Y方向)GMA施加19.9 V直流电压的控制结果。图中转子轴心轨迹均以转子静止时的位置为原点。控制参数见表2。

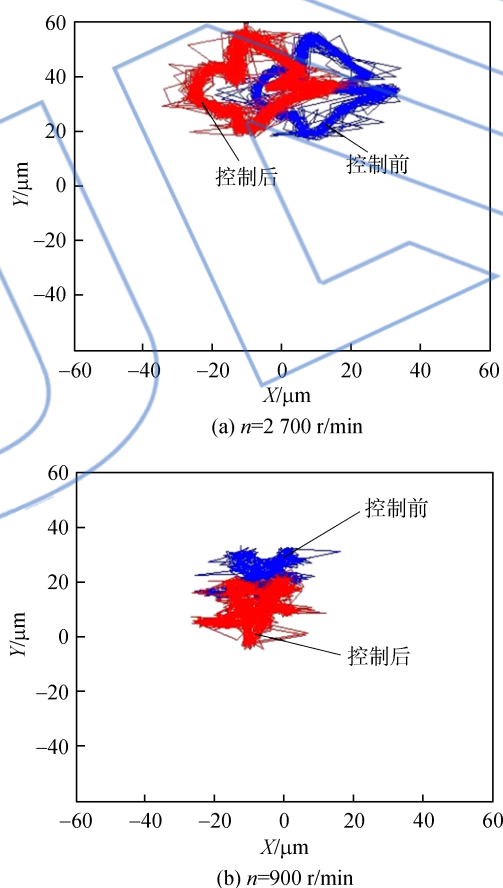


图9 轴心静平衡位置控制实验

Fig.9 Control experiment of axis static balance position

表2 轴心静平衡位置控制参数

Table 2 Control parameters of axis static balance position

转速 $n/(r/min)$	控制方向	控制电压 U/V
2 700	短轴	9.8
900	长轴	19.9

图9可以看出,控制前后转子静平衡位置发生了明显变化,且在两个方向上进行单独位移控制时,相互不会影响。同时还可以看出,对于椭圆轴承来说,给短轴的GMA上施加9.8 V电压要比在长轴GMA上施加19.9 V电压对轴心静平衡位置的影响更大(施加直流电压越大,GMA伸长量越大),这主要是因为椭圆轴承短轴油膜薄,刚度大,短轴油膜改变引起的作用力大,对转子轴心静平衡位置的影响更大。

以上说明实验台能够利用GMA控制轴承座在平面内的位置,不同方向间的控制不会产生干涉,在相同条件下,控制椭圆轴承短轴油膜要比控制长轴油膜效果明显,这为利用GMA控制轴承油膜抑制转子振动、改变轴承偏心率、观察油膜形成和破裂实验等打下了良好的基础。

6 结 论

1) 介绍了一种立式三自由度GMA油膜轴承可视化实验台,利用涡轮蜗杆-丝杠传动机构调整实验主轴的竖直高度,采用十字滑台、GMA、模具弹簧调整实验轴承在水平面的位置;实验台可采集轴心轨迹、调整轴心静平衡位置、控制转子系统振动、观察油膜形成与破裂的实验。

2) 该实验装置利用GMA进行轴承位置控制和调整时,各方向相互独立,不会发生干涉。

3) 控制椭圆轴承所支撑转子系统的轴心静平衡位置时,通过椭圆轴承短轴油膜进行控制要比通过长轴油膜进行控制的范围大、效果明显。

参考文献:

- [1] 张直明. 滑动轴承流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- [2] 李锋, 刘占生, 李明海, 等. 非零压差边界下间隙流动雷诺方程近似解析解[J]. 航空动力学报, 2018, 33(1): 156-164.
LI Feng, LIU Zhansheng, LI Minghai, et al. Approximate analytical solution of the Reynolds equation for clearance flow with pressure difference boundary conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(1): 156-164. (in Chinese)
- [3] ZHANG Shenglun, XU Hua, ZHANG Lei, et al. Vibration

- suppression mechanism research of adjustable elliptical journal bearing under synchronous unbalance load[J]. Tribology International, 2018, 132:185-198.
- [4] AMIT S, AMIT C. Experimental study for performance evaluation of steadily loaded true elliptical and orthogonally displaced non-circular journal bearing profiles[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2016, 68(6):702-711.
- [5] WANG W, CAI SZ, WU C, et al. Vibration suppression evaluation of smart journal bearing using giant magnetostrictive actuators[J]. Key Engineering Materials, 2015, 3920:323-327.
- [6] 李国顺, 文振华, 傅勤毅, 等. 主动控制空气支承动态特性的研究与优化[J]. 机械工程学报, 2002, 38(5):27-29.
- LI Guoshun, WEN Zhenhua, FU Qinyi, et al. Analysis and optimization of the dynamic characteristics in a active controlled air bearing system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(5):27-29. (in Chinese)
- [7] 吴超, 尹雪梅, 王文. GMA 油膜轴承动态控制轴心轨迹的试验研究[J]. 中国机械工程, 2016, 27(1):41-45.
- WU Chao, YIN Xuemei, WANG Wen. Dynamic experimental investigation on vibration compression function of rotor center trajectory using controllable oil-film bearing with GMA[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(1):41-45. (in Chinese)
- [8] KNIGHT J D, GHADIMI P. Analysis and observation of cavities in a journal bearing considering flow continuity[J]. Tribology Transactions, 2001, 44(1):88-96.
- [9] 陈滢, 孙美丽, 房超峰, 等. 动载滑动轴承油膜分布及压力同步采集研究[J]. 润滑与密封, 2006, 31(10):157-160.
- CHEN Ying, SUN Meili, FANG Chaofeng, et al. Simultaneous pressure measurement and high speed photography study of cavitation in a dynamically loaded journal bearing[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(10):157-160. (in Chinese)
- [10] SUN D C, BREWE D E. Simultaneous pressure measurement and high-speed photograph study of cavitation in a dynamically loaded journal bearing[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(1):88-95.
- [11] 房超峰, 孙美丽, 王贤刚, 等. 动载滑动轴承瞬态油膜的全景实验研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(7):54-58.
- FANG Chaofeng, SUN Meili, WANG Xiangang, et al. Experimental investigation of dynamically loaded journal bearing with panoramic view of transient oil film[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(7):54-58. (in Chinese)
- [12] SUN Dacheng, WANG Wen, ZHANG Zhiming, et al. A theory of cavitation in an oscillatory oil squeeze film[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(3):332-340.
- [13] SUN Meili, ZHANG Zhiming, CHEN Xiaoyang, et al. Experimental study of cavitation in an oscillatory oil squeeze film[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(3):341-350.
- [14] 王丽丽, 路长厚, 张建川, 等. 高速螺旋油楔滑动轴承空穴机理的实验研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(5):1-5, 20.
- WANG Lili, LU Changhou, ZHANG Jianchuan, et al. Experimental investigation on cavitation mechanism of a high speed spiral oil wedge journal bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(5):1-5, 20. (in Chinese)
- [15] 杨莹. 螺旋油楔滑动轴承空穴特性的理论与实验研究[D]. 济南:山东大学, 2010.
- YANG Ying. Theoretical and experimental study on the cavitation characteristics of a spiral oil wedge journal bearing[D]. Jinan: Shandong University, 2010. (in Chinese)
- [16] 吴超, 尹雪梅, 马明飞, 等. 基于超磁致伸缩驱动器的油膜轴承-转子系统的稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(1):57-61.
- WU Chao, YIN Xuemei, MA Mingfei, et al. Stability of oil film bearing-rotor system based on GMA[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(1):57-61. (in Chinese)
- [17] 梁存真, 夏伯乾, 郭红, 等. 基于有机玻璃切削透光度的工艺参数试验研究[J]. 机械设计与制造, 2014(9):19-21, 25.
- LIANG Cunzhen, XIA Boqian, GUO Hong, et al. Experimental investigation of process parameters based on plexiglass cutting transmittance[J]. Machinery Design and Manufacture, 2014(9):19-21, 25. (in Chinese)
- [18] 赵保伟, 巩晓赞, 丁丽丽, 等. 基于LabVIEW的齿轮调制故障检测系统设计[J]. 机床与液压, 2018, 46(5):143-148.
- ZHAO Baowei, GONG Xiaoyun, DING Lili, et al. Design of gear modulation fault detection system based on LabVIEW[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2018, 46(5):143-148. (in Chinese)

(编辑:张雪)

更正

本刊于2021年第36卷第7期1345-1355页刊登的《大转角涡轮叶栅复合弯曲定性分析与应用验证》一文(DOI:10.13224/j.cnki.jasp.20200411),作者为王松涛,薛兴旭,周逊,罗磊。由于作者疏忽,遗漏了通信作者的信息说明,特此补充更正。

补充内容如下:

通信作者:周逊(1971—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

E-mail:zhouxun@hit.edu.cn