

波箔型径向气体箔片轴承-转子系统 升降速动态特性试验

徐方程, 刘占生, 马瑞贤, 黄飞淋

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 为了研究以波箔型径向气体箔片轴承为支承的轴承-转子系统动力学特性, 专门设计了波箔型径向气体箔片轴承试验台, 质量为 0.458 kg 的转子在该试验台上实现了超过 80 000 r/min 的运转速度。径向轴承为波箔型径向气体箔片轴承, 止推轴承为多叶箔片轴承。试验结果表明: 波箔型径向气体箔片轴承能够实现转子高速运行, 在转子起飞后具有良好的运行稳定性, 其轴承支承处振动位移幅值一直维持在 20 μm 之内。由于驱动涡轮受到不平衡气流力的作用, 转轴升速时的起飞转速要高于降速时的起飞转速。

关 键 词: 波箔型径向气体箔片轴承; 试验台设计; 振动幅值; 起飞转速; 轴心轨迹

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37

文献标志码: A

Dynamic performance tests of bump-type gas foil journal bearing-rotor system in start-up and shut-down procedures

XU Fang-cheng, LIU Zhan-sheng, MA Rui-xian, HUANG Fei-lin

(School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to study the dynamic performance of bearing-rotor system supported by bump-type gas foil journal bearing, a test bed was designed for bump-type gas foil journal bearing. A rotor of 0.458 kg including turbine was supported by two bump-type gas foil journal bearings and multi-leaf thrust gas foil bearing, and the speed was more than 80 000 r/min. The experimental results show that bump-type gas foil journal bearings can offer high-speed operation stability after rotor lift-off, and the vibration displacement amplitude at bearing support is less than 20 μm . The rotor lift-off speed in start-up procedure is higher than that in shut-down procedure due to asymmetric drive of turbine.

Key words: bump-type gas foil journal bearing; test bed design; vibration amplitude; lift-off speed; axis orbits

波箔型径向气体箔片轴承(以下简称径向箔片轴承)是一种自作用式气体动压轴承,广泛应用于高速旋转机械,如涡轮膨胀机^[1]和微小型涡轮机械^[2]。相比于油润滑滑动轴承和滚动轴承,径向箔片轴承具有稳定性高、环境污染少、耐高温和工作转速高等优良特点^[3]。径向箔片轴承最早由 MTI (Mechanical Technology Incorporated) 发

明,它由平箔片、波箔片和轴承壳体组成,其中平箔片的一端与波箔片的一端同时焊接在轴承壳体的狭小槽内,两者的另一端都自由。平箔片相当于提供了轴承光滑表面和轴承部分刚度,而波箔片为弹性结构,为轴承提供了刚度。

对径向箔片轴承的理论研究相对来说比较成熟,已经形成了一套相对完善的理论研究体系,而

收稿日期:2012-12-07

基金项目:国家自然科学基金(11176010); 航空科学基金(20110377005)

作者简介:徐方程(1985—),男,浙江金华人,博士生,主要研究方向为气体箔片轴承、挤压油膜阻尼器及转子动力学等。

对该类型轴承进行试验研究目前正是研究热点,目前对径向箔片轴承的试验研究多集中在对轴承本身的动力学特性试验研究上^[4-9],但由于箔片本身材料属性,箔片轴承加工工艺和箔片表面镀层等关键技术难题的存在,使得径向箔片轴承-转子系统的试验研究相对困难,目前也只有国外少数几个学者实现了以径向箔片轴承为支承的转子系统高速运行试验,但其转子质量很小,属于极轻载荷.2000年,Heshmat^[10]搭建了径向箔片轴承支承的柔性转子试验台,对转子经过1阶临界转速时进行了动平衡,试验结果表明转子在高速时具有良好的稳定性,并且过临界转速后振动幅值保持在较低的水平上.2006年Salehi等^[11]对以箔片轴承为支承的微型燃气轮机进行了高速运行试验,转子的质量为9g,在转速达到700000 r/min的过程中转子经历了多个临界转速,并且临界转速测量结果和仿真计算结果吻合得较好.2009年Howard^[12]对比径向箔片轴承支承条件下和深沟球轴承以及角接触球轴承支承条件下的转子振动特性,试验研究了径向箔片轴承不对中对转子系统振动特性的影响,此外也证实了不对中会对轴承动力学特性系数造成影响.Kim和Andrés^[13]通过在波纹箔片和轴承壳体之间插入厚度极小的金属垫片,理论和试验研究了机械预压对径向箔片轴承动力学特性响应的影响,研究结果表明:简单地调整波纹箔片在轴承径向位置能够提高轴承承载力,并且减小了转子涡动、基频振动和低频振动.2012年Sim等^[14]进行了以波纹箔片轴承为支承的无油涡轮增压器转子动力学特性试验,以柴油发动机压缩供气为动力源,采用空心转子,实现了最高转速为130000 r/min,试验结果表明在波纹箔片和轴承壳体之间添加金属垫片能够提高转子动力学特性,使得转子在高速时振动幅值降低.

轴承-转子系统动力学特性试验是径向箔片轴承工程化应用的必经之路,因此本文设计了专门的波箔型径向气体箔片轴承-转子系统试验台.质量为0.458 kg的转子在该试验台上实现了超过80000 r/min的运转速度,测试对比了升速和降速过程中非驱动端的振动情况,同时也测量了平箔片的温度.

1 轴承-转子系统试验台介绍

试验装置主要由压缩供气系统、试验台本体及数据采集系统三部分组成.试验台转子采用涡

轮直接驱动,涡轮由两级活塞压缩机提供的压缩气体驱动.

1.1 试验台本体结构介绍

试验台本体结构设计如图1所示,多叶箔片止推轴承(简称多叶止推轴承)与径向箔片轴承固定在轴承支架上,两个轴承支架统一固定在平台台面上,转轴轴向串动量通过轴上的推力盘与其两侧的多叶箔片止推轴承的设计间隙大小进行控制.涡轮后端安装有一石墨密封盘,用来阻隔高压气体对驱动端径向箔片轴承的影响.试验台主要零部件设计尺寸如表1所示.

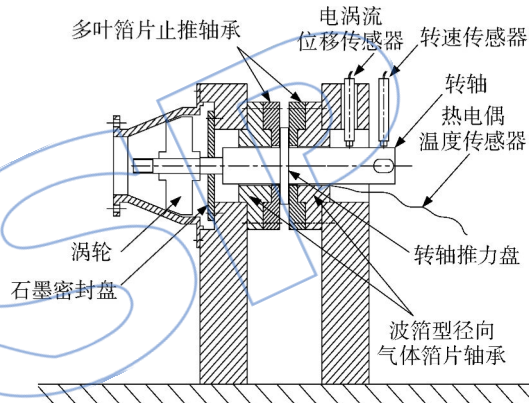


图1 波箔型径向气体箔片轴承-转子系统试验台结构

Fig. 1 Structure of bump-type gas foil journal bearing-rotor system test bed

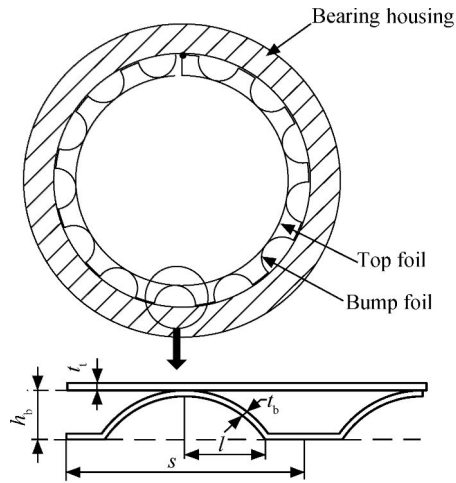
表1 试验台结构参数

Table 1 Structural parameters of test bed

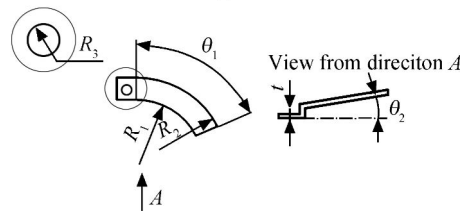
参数	数值
转轴直径/mm	19.78
转轴推力盘厚度/mm	5
转轴推力盘直径/mm	42
转轴长度/mm	166
径向轴承半径间隙/mm	0.01
转轴质量/kg	0.458
涡轮质量/kg	0.122

1.2 径向箔片轴承和多叶止推轴承箔片介绍

径向箔片轴承和多叶止推轴承的箔片材料均选用高弹合金钢 Inconel 718,其箔片设计如图2所示,设计参数如表2所示.图3为转子和轴承零件实物图,箔片沿多叶止推轴承止推面圆周方向互相搭接均匀分布六叶.



(a)



(b)

图 2 径向箔片轴承和多叶止推轴承箔片设计图

Fig. 2 Design configuration of foil of journal bearing and thrust bearing

表 2 径向箔片轴承和多叶止推轴承箔片设计参数

Table 2 Design parameters of foils of journal bearing and thrust bearing

参数	数值
径向箔片轴承长度 \$l_b\$/mm	20
平箔片厚度 \$t_t\$/mm	0.16
波纹箔片厚度 \$t_b\$/mm	0.16
波纹箔片半波纹长度 \$l\$/mm	1.75
波纹箔片高度 \$h_b\$/mm	0.5
波纹箔片单位长度 \$s\$/mm	4.2
波纹箔片波纹个数 \$N_b\$	13
止推箔片内半径 \$R_1\$/mm	12.5
止推箔片外半径 \$R_2\$/mm	17.0
止推箔片定位孔半径 \$R_3\$/mm	1.0
止推箔片弯折角度 \$\theta_1/^\circ\$	65
止推箔片仰角 \$\theta_2/^\circ\$	10
止推箔片厚度 \$t\$/mm	0.16
止推箔片弹性模量 \$E_b\$/GPa	214

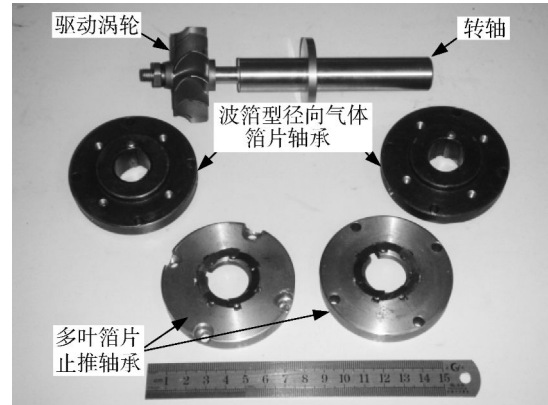


图 3 转子和轴承零件实物图

Fig. 3 Photo of rotor and bearing parts

2 轴承-转子系统动力学分析

利用有限单元法对轴承-转子系统进行动力学特性仿真,沿转子的轴线把转子系统划分为圆盘、轴段和轴承座等单元,单元之间在节点处连接^[15].转子系统有限元模型简图如图 4 所示,共划分 10 个单元、11 个节点,图中转子上下两行数字分别为转子各单元的长度和单元编号,各单元的几何和物理参数如表 3 所示,涡轮和推力盘被当成附加质量附加到节点 3 和节点 7,其附加质量分别为 0.122 kg 和 0.042 kg,附加极转动惯量分别为 $4.386 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 和 $1.140 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.通过转子质量计算转子两支承处受到的载荷基础上,利用小扰动法^[16-17]求解两支承处箔片轴承在各个转速下的刚度系数(如表 4 所示).建立转子系统的运动微分方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{J}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{Q} \quad (1)$$

其中 $\mathbf{M}$, $\mathbf{J}$, $\mathbf{K}$ 分别为转子系统的质量矩阵、陀螺力矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{U}$ 是系统各节点的位移向量;

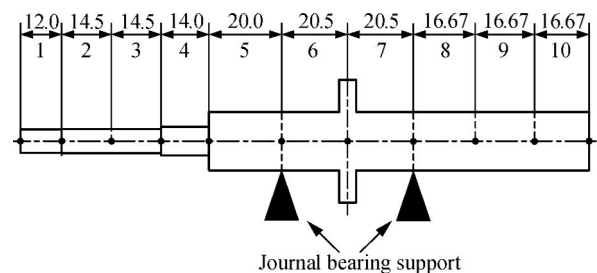


图 4 转子系统有限元模型(单位:mm)

Fig. 4 Finite element model of rotor system
(unit:mm)

表 3 转子单元结构参数(密度:7850 kg/m³)Table 3 Element structural parameters of rotor
(density:7850 kg/m³)

单元 编号	单元 外径/ mm	单元 长度/ mm	单元质量/ 10 ⁻³ kg	单元直径转动 惯量/10 ⁻⁶ (kg·m ²)
1	8.0	12.0	4.7	0.019
2	8.2	14.5	6.0	0.025
3	8.2	14.5	6.0	0.025
4	9.8	14.0	8.3	0.050
5	19.8	20.0	48.3	1.184
6	19.8	20.5	49.6	1.214
7	19.8	20.5	49.6	1.214
8	19.8	16.67	40.3	0.987
9	19.8	16.67	40.3	0.987
10	19.8	16.66	40.3	0.987

表 4 不同转速对应的气膜刚度系数

Table 4 Gas film stiffness coefficients with
different speeds

	转速/ 10 ³ (r/min)	$K_{xx}/$ 10 ⁶ (N/m)	$K_{yy}/$ 10 ⁶ (N/m)	$K_{xy}/$ 10 ⁶ (N/m)	$K_{yx}/$ 10 ⁶ (N/m)
涡轮 驱动 端径 向箔 片轴 承	10	0.39	0.44	0.54	0.12
	30	0.71	0.77	0.32	-0.16
	50	1.09	1.03	0.11	-0.07
	70	1.35	1.28	-0.07	0.36
	90	1.54	1.50	-0.18	0.11
	150	1.86	1.91	-0.27	0.18
非驱 动端 径向 箔片 轴承	200	2.02	2.10	-0.25	0.17
	10	0.16	0.14	0.27	-0.23
	30	0.62	0.57	0.25	-0.27
	50	1.00	0.95	0.05	-0.02
	70	1.27	1.24	-0.10	0.01
	90	1.46	1.47	-0.20	0.09
	150	1.76	1.87	-0.26	0.15
	200	1.95	2.08	-0.25	0.15

Q 为作用在节点的广义力, 系统的频率方程为

$$|-\mathbf{M}\omega^2 + \mathbf{J}\Omega\omega + \mathbf{K}| = 0 \quad (2)$$

当转子自转角速度 Ω 和涡动频率 ω 相等时,

在各转速对应的刚度下求解式(2)便可得到各转速下转子系统的各阶同步正向和反向涡动频率. 为求得系统临界转速, 将各转速对应的前 3 阶同步正向涡动频率和自转角速度直线相交, 如图 5 所示, 得到转子系统的 1 阶临界转速小于 5000 r/min, 2 阶临界转速为 11135 r/min, 3 阶临界转速为 166380 r/min.

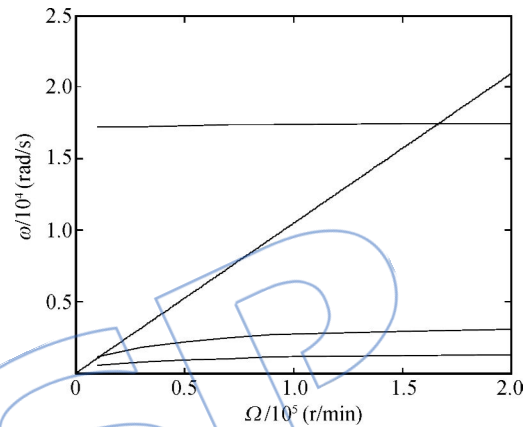


图 5 转子系统前 3 阶正向涡动频率随自转角速度变化图

Fig. 5 First three orders forward whirl frequency
of rotor system versus rotating speed

3 试验测试结果

试验台本体如图 6 所示, 位移传感器(水平)和位移传感器(垂直)测量非驱动端径向箔片轴承附近水平和垂直振动情况, 涡轮与驱动端径向轴承距离较近, 因此没有安装位移传感器对该轴承附近的转轴振动情况进行监测. 转速传感器测量转轴转速. 在非驱动端径向轴承处安装有热电偶温度传感器, 用来测量试验过程中径向箔片轴承平箔片的温度. 驱动涡轮所需的压缩干燥气体由两级活塞压

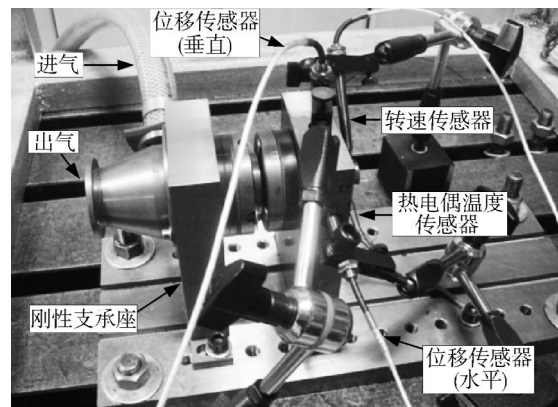


图 6 试验台本体实物图

Fig. 6 Photo of main body of test bed

缩机及气体干燥器提供,供气压力为0.5 MPa.

试验过程分为升速和降速两个阶段,转轴从0 r/min一直升到80 000 r/min后稳定一段时间再降速到0 r/min.

3.1 升速过程

图7是转轴升速过程非驱动端径向箔片轴承支承处水平方向(见图7(a))和垂直方向(见图7(b))振动波德图,从图中可以明显看出,当转速达到40 000 r/min左右时,水平和垂直方向的振动相位角发生大幅度变化,同时转子基频振动从较小的幅值突然增大,然后随着转速的升高,基频振动基本维持在一个稳定的幅值.由于水平方向和垂直方向的振动特性几乎相同,因此本文仅分析垂直方向的振动特性.

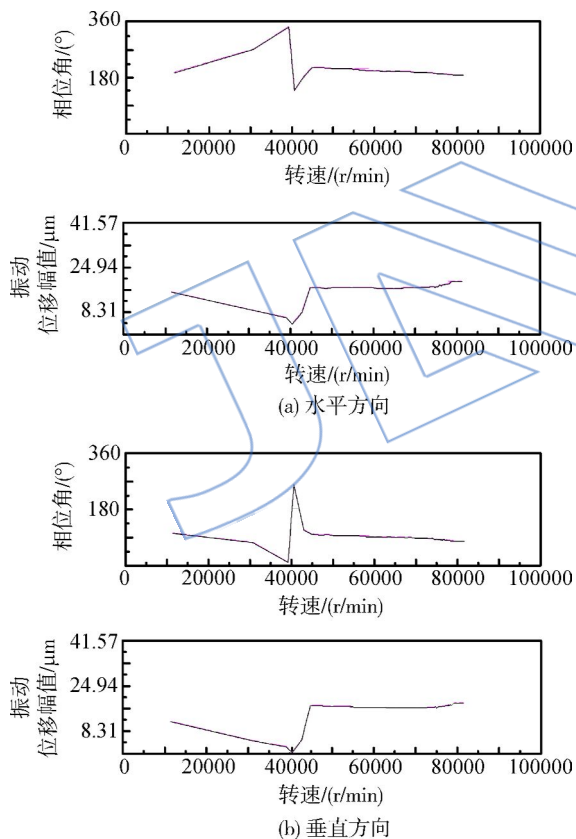
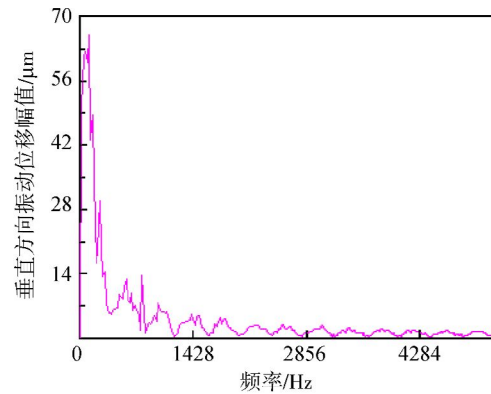


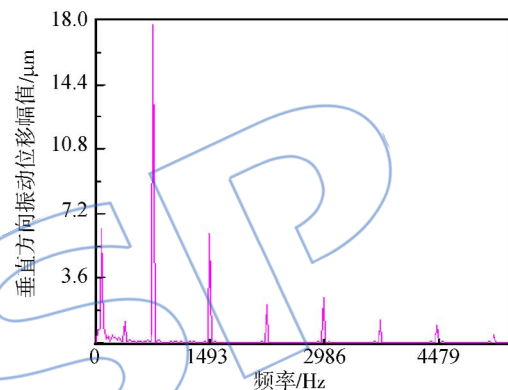
图7 升速过程非驱动端径向箔片轴承支承处振动波德图

Fig. 7 Bode diagrams at non-drive end of journal foil bearing support in start-up procedure

图8为转速为42 834 r/min和44 788 r/min时转轴在非驱动端垂直方向振动幅频图,对比两个转速时振动幅值和频率可知,转速为42 834 r/min时转轴振动主要表现为低频振动,且幅值较大,当转速达到44 788 r/min时,转轴振动以基频为主,两



(a) 42834 r/min



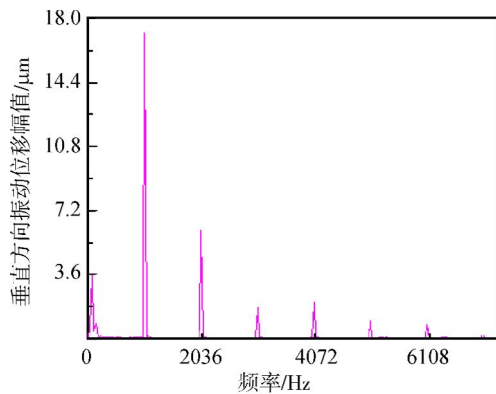
(b) 44788 r/min

图8 转速为42 834 r/min和44 788 r/min时非驱动端径向箔片轴承支承处垂直方向振动幅频图

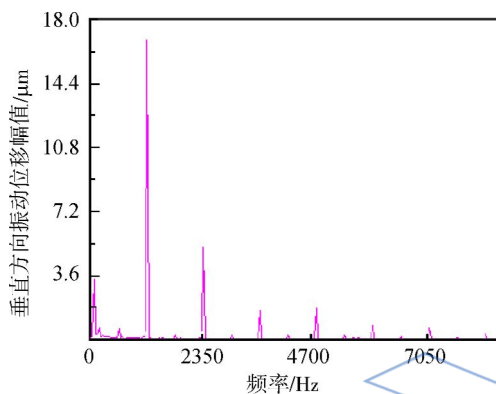
Fig. 8 Vertical vibration amplitude-frequency graph at non-drive end of journal foil bearing support with shaft speeds of 42 834 r/min and 44 788 r/min

个方向的振动幅值大幅度减小,同时还伴随有一定量的低频振动,这是因为当转轴转速较低时,转轴表面和径向轴承表面并没有形成气膜,此时转轴主要受到涡轮承受的气流力和转轴不平衡力的共同作用,当转速提高到转轴起飞转速时,转轴表面和径向轴承表面之间形成足够大的气膜力,抵消了涡轮承受的一部分气流力和转轴不平衡力,因此当转轴起飞后其振动幅值大幅度减小,并且频率以基频为主,从而也可以判断升速时44 788 r/min是转轴的起飞转速.

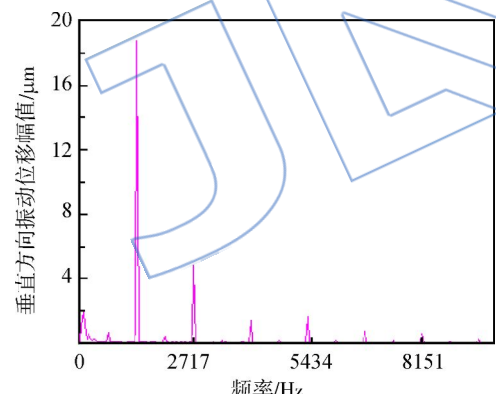
图9为转子起飞之后不同转速下(61 084, 70 494, 81 521 r/min)转轴在非驱动端垂直方向振动幅频图,从图中可以看出,随着转速的提高,转轴低频和二倍频振动幅值不断降低,基频振动位移幅值保持在18 μm附近,转轴运行非常稳定,进一步证明了随着转速的升高,转轴表面与径向轴承表面产生的气膜力增大,对转轴的振动起到了抑制作用.



(a) 61084 r/min



(b) 70494 r/min



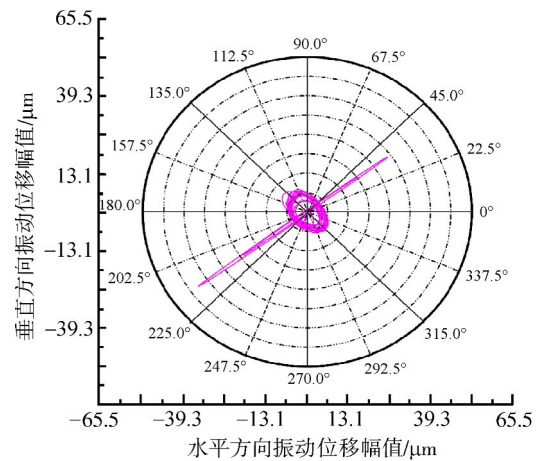
(c) 81521 r/min

图9 转速为61084,70494,81521 r/min时非驱动端径向箔片轴承支承处垂直方向振动幅频图

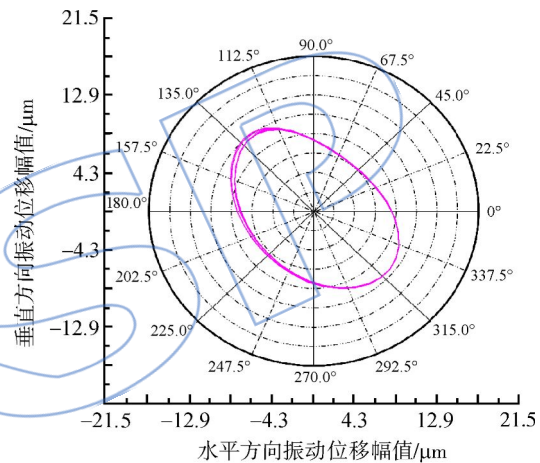
Fig. 9 Vertical vibration amplitude-frequency graph at non-drive end of journal foil bearing support with shaft speeds of 61084, 70494, 81521 r/min

图10为转速为42834,44788,81521 r/min时非驱动端的轴心轨迹情况。由图可见,转轴轴心轨迹由起飞之前的紊乱变化到起飞之后的清晰,变得具有规律性。

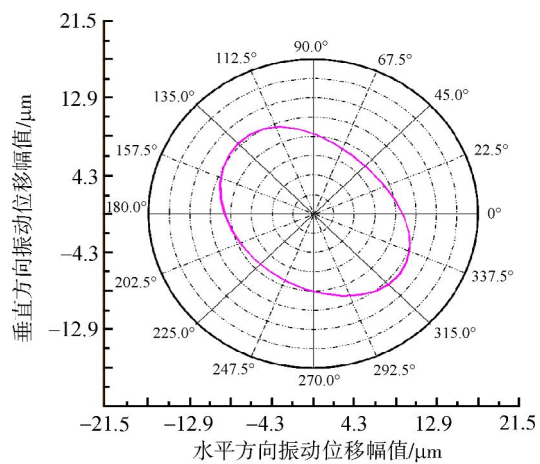
试验用转子前2阶临界转速过低,在转轴起飞转速之前已经经过,而3阶临界转速过高,因此径向箔片轴承动力学特性主要体现在转轴起飞前后以及平稳运行阶段。



(a) 42834 r/min



(b) 44788 r/min



(c) 81521 r/min

图10 转速为42834,44788,81521 r/min时非驱动端轴心轨迹

Fig. 10 Axis orbits at non-drive end with shaft speeds of 42834, 44788, 81521 r/min

3.2 降速过程

图11是转轴降速过程非驱动端径向箔片轴承支承处垂直方向振动波德图,从图中可以明显看出,当转速达到22000 r/min左右时,垂直方向

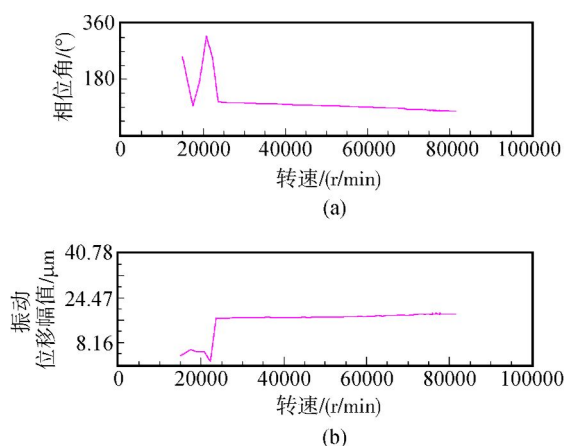


图 11 降速过程非驱动端径向箔片轴承支承处垂直方向振动波德图

Fig. 11 Bode diagrams in vertical direction at non-drive end of journal foil bearing support in shut-down procedure

的振动相位角发生大幅度变化,同时转子基频振动幅值突然降低.

图 12 为转速为 23 590 r/min 和 22 229 r/min

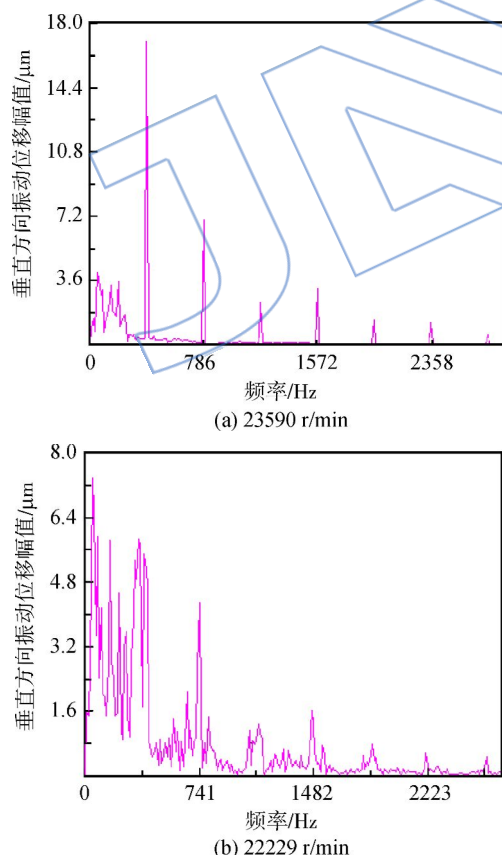


图 12 转速为 23 590 r/min 和 22 229 r/min 时非驱动端径向箔片轴承支承处垂直方向振动幅频图

Fig. 12 Vertical vibration amplitude-frequency graph at non-drive end of journal foil bearing support with shaft speeds of 22 229 r/min and 23 590 r/min

时转轴在非驱动端垂直方向振动幅频图,对比两个转速时的振动位移幅值和频率可知,转速为 23 590 r/min 时转轴出现了较大的低频振动,当转速降低到 22 229 r/min 时,转轴的低频振动幅值超过了基频振动幅值,说明转轴表面和径向轴承表面产生不了足够的气膜力,使得转轴和径向轴承表面产生摩擦,出现了较大的低频振动,从而可以判断降速时转轴的起飞转速为 23 590 r/min.

图 13 为降速过程中转速为 23 590 r/min 和 22 229 r/min 时非驱动端的轴心轨迹情况. 由图可见,转轴轴心轨迹由降落前的清晰变化到降落之后的紊乱.

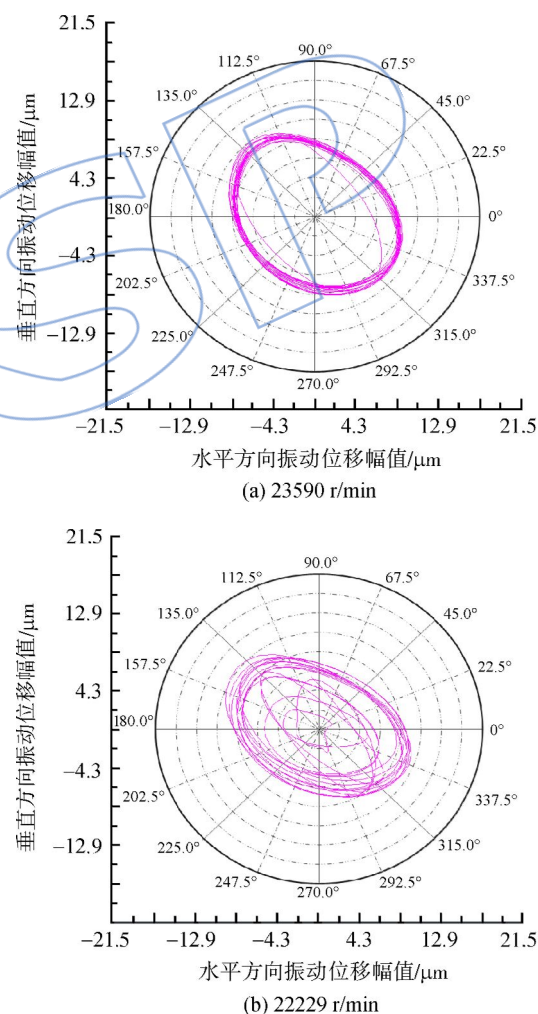


图 13 转速为 23 590 r/min 和 22 229 r/min 时非驱动端轴心轨迹

Fig. 13 Axis orbits at non-drive end with shaft speeds of 23 590 r/min and 22 229 r/min

4 试验结果对比分析

图 14 为升速和降速两个过程非驱动端垂直方向的瀑布图. 由图可见,转轴在起飞之前和降落

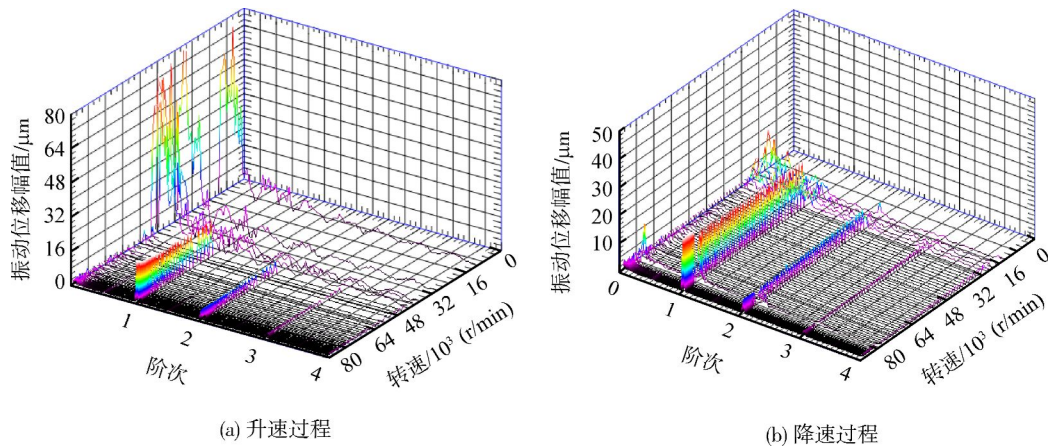


图14 非驱动端垂直方向在升速过程和降速过程的瀑布图

Fig. 14 Waterfalls in vertical direction at non-drive end in start-up and shut-down procedures

之后的振动频率以低频为主,起飞后振动以基频为主,并且有少量的高频。升速过程的转轴起飞转速要明显高于降速时的起飞转速,并且转轴起飞前的振动幅值也大于降落后的振动幅值,这是由转轴升速过程受到的由驱动涡轮传递的气流作用力要远远大于降速过程引起的。

将升速和降速过程转子起飞后转轴在非驱动端垂直方向上的基频振动位移幅值进行对比,如表5所示,从表中结果可以看出,转子在升降速过程中主要振动为基频振动,振动位移幅值数值较小,且随转速变化不明显,说明转子运转稳定。

表5 升速和降速试验结果对比

Table 5 Test results comparison of start-up and shut-down procedures

转速/ (r/min)	垂直方向基频振动位移幅值/ μm	
	升速过程	降速过程
30 000		17.2
40 000		17.2
50 000	17.4	17.4
60 000	17.0	17.8
70 000	16.8	17
80 000	18.6	18.6

5 结 论

本文对以波箔型径向气体箔片轴承为支承的转子进行了振动特性试验,实现了超过 80 000 r/min 的运转速度,得到了如下结论:

1) 波箔型径向气体箔片轴承能够实现转子

高速运行,在转子起飞后具有良好的运行稳定性,其轴承支承处振动位移幅值一直维持在 $20\mu\text{m}$ 之内。

2) 驱动涡轮受到不平衡气流力的作用,因此转轴升速时的起飞转速要高于降速时的起飞转速。

参考文献:

- [1] Agrawal G L. Foil air/gas bearing technology: an overview [R]. ASME Paper 1997-GT-347, 1997.
- [2] Kim D J, Andron C, Chang S S, et al. Mesoscale foil gas bearings for palm-sized turbomachinery: design, manufacturing, and modeling [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2009, 131(4): 042502. 1-042502. 10.
- [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. 1-021706. 11.
- [4] Rubio D, Andrés L S. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2006, 128(3): 653-660.
- [5] Salehi M, Heshmat H, Walton J F. Advancements in the structural stiffness and damping of a large compliant foil journal bearing: an experimental study [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2007, 129(1): 154-161.
- [6] Conlon M J, Dadouche A, Dmochowski W M, et al. A comparison of the steady-state and dynamic performance of first-and second-generation foil bearings [R]. ASME Paper 2010-GT-23683, 2010.
- [7] Rudloff L, Arghir M, Bonneau O, et al. Experimental analyses of a first generation foil bearing: startup torque and dynamic coefficients [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2011, 133(9): 092501. 1-092501. 9.

- [8] Andrés L S, Ryu K, Kim T H. Identification of structural stiffness and energy dissipation parameters in a second generation foil bearing; effect of shaft temperature[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2011, 133(3): 032501. 1-032501. 9.
- [9] Kim T H, Song J W, Lee Y B, et al. Thermal performance measurement of a bump type gas foil bearing floating on a hollow shaft for increasing rotating speed and static load [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2012, 134(2): 024501. 1-024501. 5.
- [10] Heshmat H. Operation of foil bearings beyond the bending critical mode [J]. *Journal of Tribology*, 2000, 122(1): 192-198.
- [11] Salehi M, Heshmat H, Walton J F, et al. Operation of a mesoscopic gas turbine simulator at speeds in excess of 700 000 rpm on foil bearings [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2007, 129(1): 170-176.
- [12] Howard S A. Misalignment in gas foil journal bearings; an experimental study [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2009, 131(2): 022501. 1-022501. 7.
- [13] Kim T H, Andrés L S. Effects of mechanical preload on the dynamic force response of gas foil bearings; measurements and model predictions [J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(4): 569-580.
- [14] Sim K, Kwon S B, Kim T H, et al. Feasibility study of an oil-free turbocharger supported on gas foil bearings via on-road tests of a 2-liter class diesel vehicle [J]. *ASME Paper* 2012-GT-69586, 2012.
- [15] 钟一谔. 转子动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1984.
- [16] 虞烈. 弹性箔片轴承的气弹润滑解 [J]. *西安交通大学学报*, 2004, 38(3): 327-330.
- YU Lie. Solution of elasto-aerodynamic lubrication for compliant foil bearings [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2004, 38(3): 327-330. (in Chinese)
- [17] 虞烈, 戚社苗, 耿海鹏. 弹性箔片空气动压轴承的完全气弹润滑解 [J]. *中国科学: E 辑*, 2005, 35(7): 746-760.
- YU Lie, QI Shemiao, GENG Haipeng. Solution of elasto-aerodynamic lubrication for compliant foil bearings [J]. *Science in China; Series E*, 2005, 35(7): 746-760. (in Chinese)