

轴向间隙对高速双涡轮转子稳定性的试验

卞双¹, 王正威¹, 杨金福², 于明涛¹, 边技超¹

(1. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 北京 102206;

2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 通过轴向间隙静态试验判断轴承供气压力不同时的轴向间隙,采用时间三维谱图、轴心轨迹、频谱分析等非线性振动测试及分析方法,研究了轴向间隙对高速涡轮转子稳定性的影响.结果表明:当左右两侧轴向间隙不相等时,在升速过程中会出现气膜振荡和半速涡动现象;当左右两侧轴向间隙相等时,气膜振荡和半速涡动消失,能提高轴承转子系统的稳定性.

关 键 词: 轴向间隙; 高速双涡轮膨胀发电机; 稳定性; 三维谱阵; 轴承供气压力

中图分类号: V214.3⁺3; V214.3⁺4

文献标志码: A

Experiment on axial clearance on high-speed dual-turbine rotor stability

BIAN Shuang¹, WANG Zheng-wei¹, YANG Jin-fu²,

YU Ming-tao¹, BIAN Ji-chao¹

(1. School of Energy, Power and Mechanical Engineering,
North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: The axial clearance under different bearing gas supply pressures can be measured through rotor static test. The effects of the axial clearance on the stability of high-speed dual-turbine rotor of generator can be analyzed by vibration test and analysis methods, including three-dimensional spectrum, axis center tracks and frequency spectrum characteristics. Results showed that the gas film half-speed whirl and gas film whip appeared during run-up when the left and right sides of the axial clearance were not equal. When the axial clearance of the left and right ends of the rotor was equal, the gas film half-speed whirl and gas film whip disappeared, which could enhance the stability of gas bearing rotor system.

Key words: axial clearance; high-speed turbine generator; stability;
three-dimensional spectrum; bearing supply pressure

高速涡轮膨胀发电机由于其转速高、体积小和功率密度大等优点,成为分布式供能系统的

核心设备,以小规模、分散式的方式应用于学校、医院、重要政府部门、边防哨所、海岛、坦克环控等

收稿日期: 2015-08-12

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2012BAA11B02)

作者简介: 卞双(1975—),女,副教授,硕士,主要研究方向为汽轮机寿命管理、大机组运行特性等.

引用格式: 卞双,王正威,杨金福,等. 轴向间隙对高速双涡轮转子稳定性的试验[J]. 航空动力学报,2017,32(5):1091-1098. BIAN Shuang, WANG Zhengwei, YANG Jinfu, et al. Experiment on axial clearance on high-speed dual-turbine rotor stability [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(5): 1091-1098.

领域. 由于气体润滑轴承具有转速高、振动和噪声小、摩擦功耗小、寿命长、洁净无污染等突出优点. 在高速涡轮膨胀发电机设备中采用的是气体静压径向-止推联合轴承支撑的双涡轮转子系统. 其高速涡轮转子的稳定运转直接影响着系统的安全与效率, 因此对其采用的气体轴承轴系进行稳定性研究是十分重要的^[1-3].

由于气体轴承的承载能力较低, 在高速旋转的特定条件下容易出现失稳, 出现涡动、振荡和共振等非线性行为, 导致转子轴承系统的稳定性降低. 气体轴承-转子系统流固耦合的特性会使转子呈现涡动、振荡和共振等非线性行为, 影响转子的稳定性. 针对滑动轴承的涡动、振荡机制及其对稳定性的影响和相关的防治措施, 国内外已经有大量理论和试验研究^[4-6]. 杨金福、陈策等^[7-9]提出了轴承-转子系统耦合调频原理及工程稳定性判别准则, 分析了动态失稳过程中, 分岔、混沌等非线性特征与动态稳定性的关联性. ZHU Xuehua, Luis 等^[10-12]通过理论和试验研究了静压、动静混合等多种形式的气体轴承-转子系统的动静特性, 结果表明静压气体轴承刚度随供气压力的升高而增大, 阻尼则减小. 陈策、韩东江、赵晨、杨金福等^[13-18]对轴承供气压力对气体轴承转子系统的振

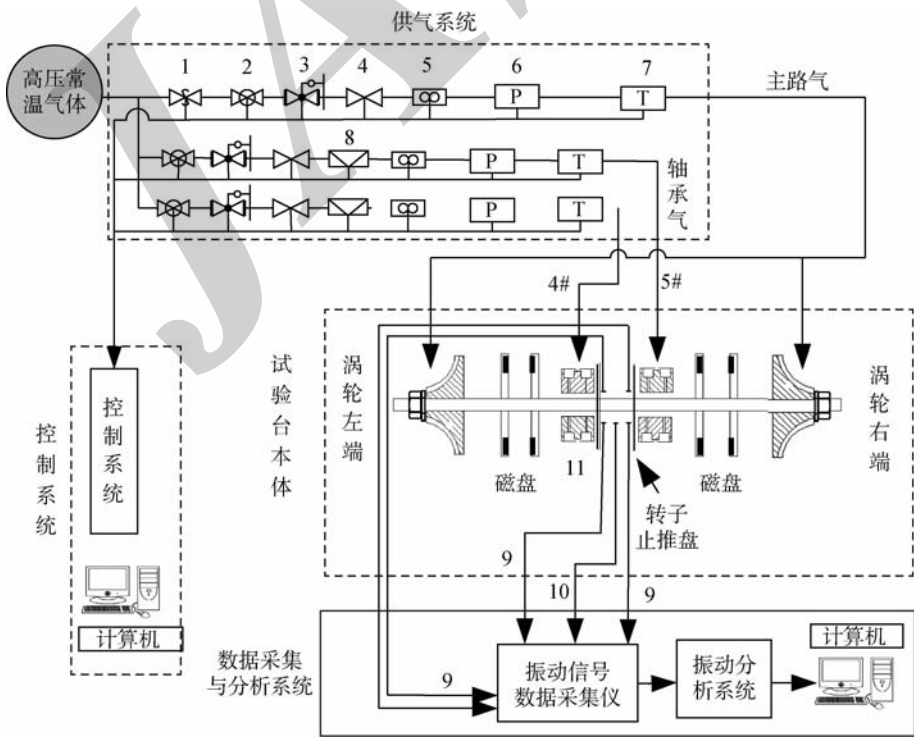
动特性的影响做了试验研究.

本文针对左右两端轴承不同供气压力下转子处于不同的轴向间隙进行对比试验, 采用时间三维谱图、轴心轨迹、频谱分析等非线性振动测试及分析方法进行对比分析, 得出高速转子轴承系统在转子两端的轴向间隙相等时, 系统的稳定性较好.

1 试验台结构及机理分析

1.1 试验系统结构

如图 1 所示为高速双涡轮膨胀发电机试验台图中 P 表示压力计, T 表示温度计. 试验台由试验台本体, 供气系统, 控制系统和数据采集与分析系统 4 部分组成. 试验台本体即高速双涡轮发电机, 为双涡轮同轴、单跨、四磁盘结构, 同端的两块磁盘间形成磁场, 在转子转动时与放置两块磁盘间的线圈发生相对移动来实现发电功能. 供气系统为轴系的旋转提供动力. 空气压缩机提供的常温、高压气体作为动力源, 驱动转子两端的涡轮带动转子旋转. 并且又能够提供气体轴承支路的气源. 控制系统能够对试验过程进行远程控制, 通过供气系统管道上的仪表数值的反馈来控制阀门进而调节轴承气供气压力及驱动气流量. 数据采集及分析系统能够对试验过程中产生的振动数据进



1 紧急切断阀; 2 球阀; 3 稳压阀; 4 调节阀; 5 流量计; 6 压力计; 7 温度计;
8 空气过滤器; 9 电涡流位移传感器; 10 转速传感器; 11 径向止推联合气体轴承

图 1 高速双涡轮膨胀发电机系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of high-speed dual-turbine expansion generator system

行实时监测、采集、存储,为后期的数据分析提供平台.数据采集系统中在转轴的中间位置开键相槽并布置电涡流传感器用以测量转速.在键相槽两侧等距位置分别布置两个互相垂直的电涡流传感器,用以测量两端水平方向与垂直方向的振幅.

1.2 试验机理分析

由于气体轴承具有摩擦阻力极低且旋转精度高的优点.在试验中采用的是气体静压径向-止推联合轴承,处于两块轴承止推面之间的转轴圆盘部分为止推盘见图 1,在轴承的内部和止推面有一定数量的小孔见图 2,当给轴承提供一定压力的气体时,在轴承内径与转子外径的间隙和轴承止推面与转子止推盘的间隙会出现一定压力的气膜,分别起到支撑转子和止推的作用.然而由于两端轴承供气压力的不同会导致止推面气膜产生的轴向力不同,进而推动转子在轴向移动,即导致转子的轴向间隙会不同.当试验过程中调节轴承供气压力改变系统振动特性的同时,左右两端轴承与转子止推盘的间隙也发生改变,同时对系统振动特性也产生相应的影响.

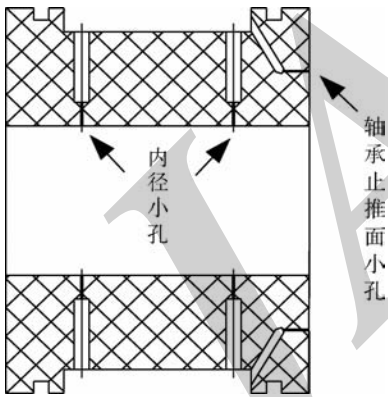


图 2 气体轴承结构图
Fig. 2 Structural diagram of gas bearing

2 轴向间隙静态特性试验

对高速双涡轮膨胀发电机的左右两端轴承供给一定压力的轴承气,而关闭驱动涡轮转动的主路气,使转子处于静态,然后调节左右两端轴承供气压力,用百分表测出不同情况下的轴承转子轴向间隙.

首先,设备调试完成后,左右轴承轴向间隙的总值固定.选择即转子左端止推盘与左端轴承间隙为零时作为转子轴向间隙基准零位,然后将转子移动到最右端使左端轴承间隙最大,用百分表可测出最大轴向间隙的数值.

然后,由于空气源压力可用的合适范围为 0.20~0.80 MPa.将两端气浮轴承的供气压力参数分别从 0.20 MPa 以 0.05 MPa 的幅度升高到 0.80 MPa.用百分表测量即可读出左端轴承间隙的数值.将所得数据分成 3 组,以轴承供气压力为横坐标,左端轴承轴向间隙为纵坐标绘制成图 3、图 4 和图 5(为了数据的直观统计和作图的方便,以及项目保密要求,统一将间隙数值简化为无量纲的数字).

图 3 中的点均为左右两端轴承供气压力相同时的数据.图中所示的平行横坐标的直线表示两端轴承的轴向间隙相等,处于此线以下的点表示左端轴承轴向间隙小于右端,线以上的点,反之.由图可以发现,当两端轴承供气压力较小时即均小于 0.60 MPa 时,左端轴承的轴向间隙要小于右端轴承的轴向间隙,右端轴承止推性能较好.当两端轴承供气压力大于 0.80 MPa 时,右端轴承的间隙较小,左端轴承止推性能较好.在两端轴承供气压力较高(为 0.50,0.60,0.70,0.75 MPa)时,转子两端的轴向间隙相等.

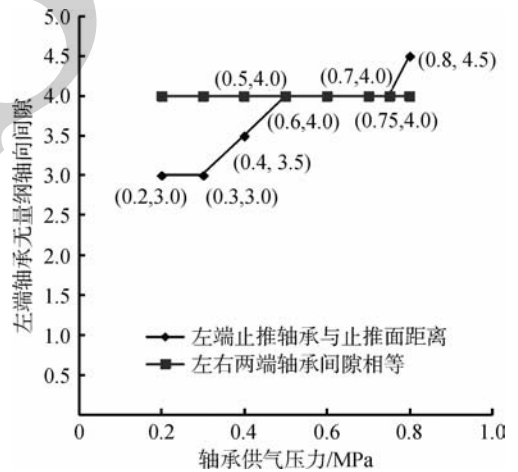


图 3 轴承阻力特性曲线
Fig. 3 Resistance characteristic curve of bearing

图 4 为选取左端气浮轴承的供气压力参数分别保持在 0.20,0.30,⋯,0.80 MPa,而右端供气压力分别以左端供气压力参数为起点以 0.05 MPa 的增幅升高到 0.80 MPa 时得到的数据绘制.从图中可以看出在右端轴承供气压力皆大于左端时,左端轴承轴向间隙小于右端.当保持左端轴承供气压力不变,继续增大右端供气压力时,左端轴承轴向间隙会继续减小.而当左右两端供气压力分别为 0.50,0.55 MPa 和 0.70,0.75 MPa 时转子两端轴向间隙相等.

图 5 选取右端气浮轴承的供气压力参数分别

保持在 0.20,0.30,⋯,0.80 MPa,而改变左端轴承供气压力时得到的数据绘制.从图中可知,曲线绝大部分都在表示两端轴承的轴向间隙相等的直线上方,表示在左端供气压力较大时,左端轴承轴向间隙大于右端.继续增大左端供气压力,左端轴承轴向间隙也随之增大.而当左右两端供气压力分别为 0.40,0.20,0.45,0.20 MPa 和 0.75,0.70 MPa 时转子两端轴向间隙相等.

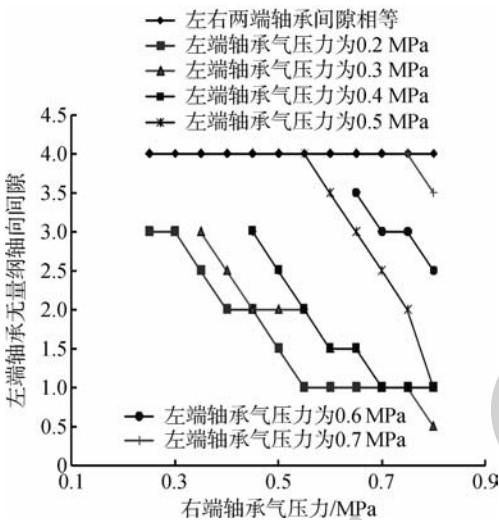


图 4 右端轴承供气压力与轴向间隙关系曲线
Fig. 4 Relationship curve about bearing supply pressure of the right end with axial clearance

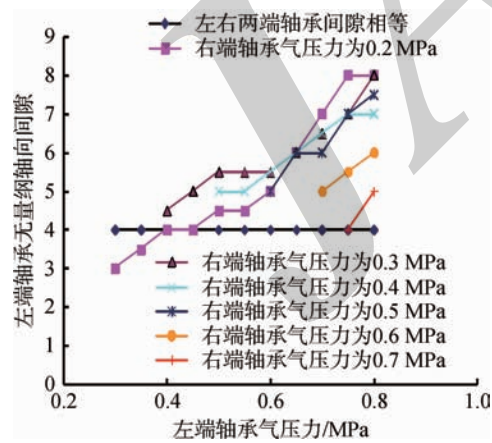


图 5 左端轴承供气压力与轴向间隙关系曲线
Fig. 5 Relationship curve about bearing supply pressure of the left end with axial clearance

3 轴向间隙升速特性试验

根据静态试验的测量结果,选择左端轴承间隙小于右侧、左端轴承间隙大于右侧、左端轴承间隙等于右侧 3 种情况的 4 种供气压力组合进行转子升速试验,分析 4 次试验的转子振动特性,以判

断不同的轴向间隙对试验系统振动特性的影响,对后来的试验研究提供借鉴.

3.1 选取试验方案

4 次试验的方案如表 1. 前 3 次试验通过供气压力组合的选取,代表了 3 种不同的轴向间隙试验条件. 由于两端涡轮在结构上相互对称,气源驱动涡轮产生的轴向力也相互抵消. 为了消除供气压力的影响,选取试验 3 涡轮右端的供气压力数值介于试验 1 与试验 2 之间. 在试验分析中采用涡轮右端数据对比分析. 由于升速试验中动压效应等一些因素会对静态试验的结果有一定的影响,为了试验结果的准确性,选取第 4 次试验与第 3 次试验对比.

表 1 轴承供气压力方案

Table 1 Plans for bearing supply pressure			
试验序号	涡轮左端轴承无量纲轴向间隙	涡轮右端轴承无量纲轴向间隙	涡轮左端轴承供气压力/MPa
1	2.5	5.5	0.60
2	6.0	2.0	0.65
3	4.0	4.0	0.75
4	4.0	4.0	0.75

3.2 左端轴承轴向间隙小于右端下振动特性分析

选择试验涡轮右端垂直方向的图谱进行分析,如图 6 所示,图中 X,Y 分别表示水平方向、垂直方向的振动坐标,在试验三维谱阵中,从工频(1×)可以看出,第 1 组试验在 10 898 r/min 以下时,随着驱动气源流量的增加,转速相应的增加. 在 10 898 r/min 时出现气膜振荡,频率为 50 Hz 左右,一直持续到升速过程结束,振荡振幅为 25 μm 左右,约为工频振幅的一半. 并且伴随着气膜振荡的出现,工频转速随着驱动气源流量的增加却增加缓慢,而工频振幅幅值却逐渐增加,最大转速为 11 917 r/min 时达到最大(62 μm). 根据耦合调频可知,驱动气源的动能,转化为振动能量. 整个升速过程没有越过转速临界区. 从转速幅值曲线中也可以看出,转速在 8 000 r/min 以下时,振幅在 10 μm 以下. 然而转速从 10 000 r/min 到 12 000 r/min 的过程,振幅幅值急剧升高,升速过程结束时达到 70 μm. 从分岔图中也可以看出在 10 000 r/min 左右出现混沌现象. 图中的分岔为在转速为 7 734 r/min 出现半速涡动,涡动比为 0.485,可以看出轴心轨迹呈现外 8 字,但涡动幅值相对工频幅值较小,比值为 0.07. 从转速幅值曲线中可以看到半速涡动导致在 8 000 r/min 左右振幅突然升

高. 频谱图中也可以看出有高频出现,但由于幅值较小并基本不变,在转速较高时对系统影响不大.

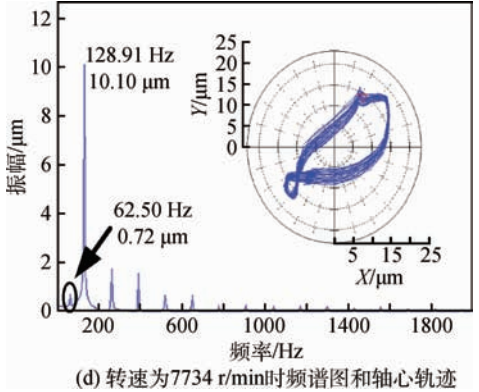
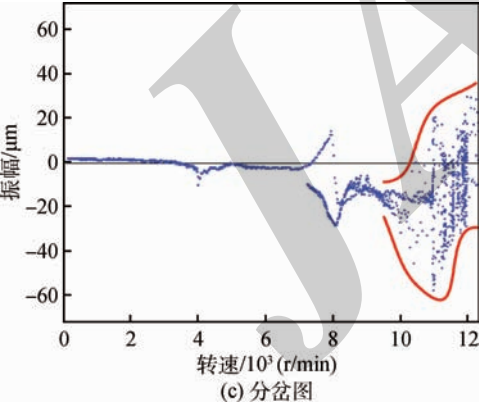
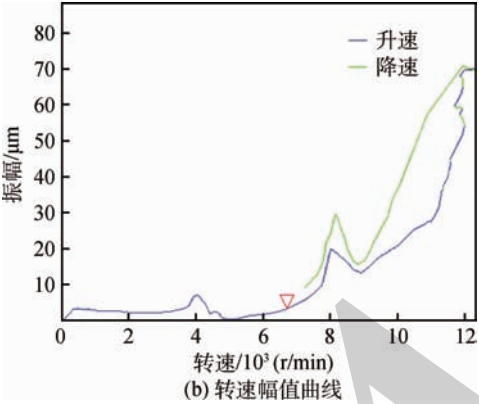
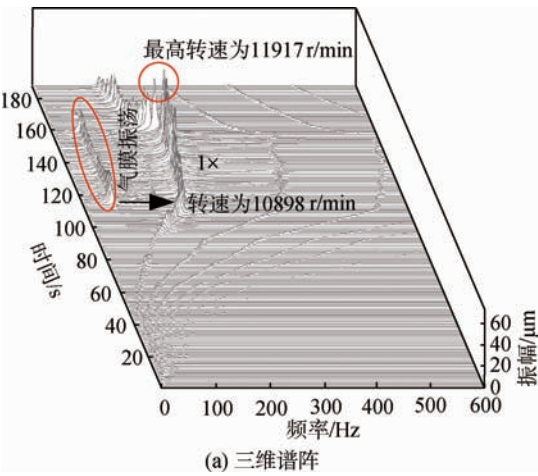


图 6 试验 1 升速过程振动特性

3.3 左端轴承轴向间隙大于右端下振动特性分析

试验 2 振动特性和试验 1 较类似,但低频现象却有不同之处,如图 7 所示. 试验中在转速为 7109 r/min 时出现了一处半速涡动,时间很短,约为 1 s 左右. 频谱图中看出涡动频率为 58.92 Hz,工频频率为 117.19 Hz,比值为 0.50. 涡动振幅为 10.70 μm ,工频振幅为 7.12 μm ,比值为 1.5. 分岔图中出现明显的分岔. 在转速为 10459 r/min 时出现气膜振荡,比试验 1 中约提前 500 r/min 出现. 气膜振荡频率依然为 50 Hz 左右,振幅振幅为 25 μm 左右. 在转速为 10703 r/min 到 11757 r/min 过程气膜振荡消失,但随后又出现,一直持续到升速过程结束.

在韩东江、赵晨等^[15-16]的研究中已经阐述较高的供气压力能够消除气膜半速涡动,较低的供气压力能够抑制气膜振荡的振幅. 试验 2 的右端供气压力为 0.50 MPa 比试验 1 中 0.80 MPa 低,试验 2 的半速涡动现象比试验 1 明显,符合以往结论. 然而试验 2 中气膜振荡振幅不仅没有减小,而且气膜振荡提前出现,不符合供气压力变化的特性. 可见,在此时的情况下,供气压力和轴向间隙的影响同时存在,试验中轴承轴向间隙对振动特性的影响占主导地位.

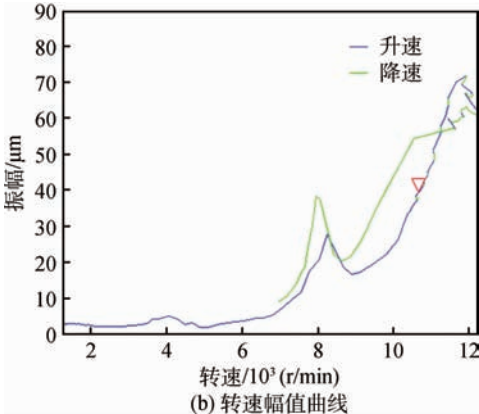
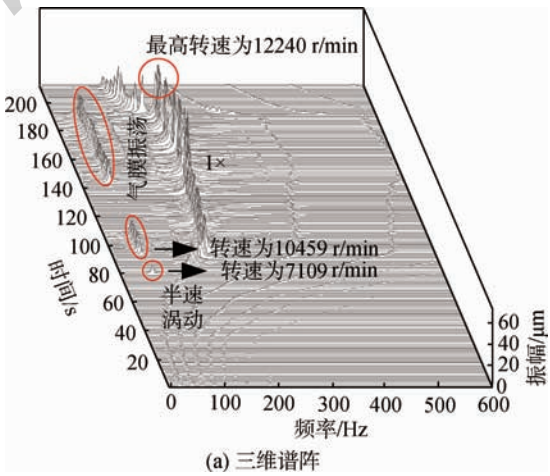


Fig. 6 Vibration characteristic of test 1 during run-up

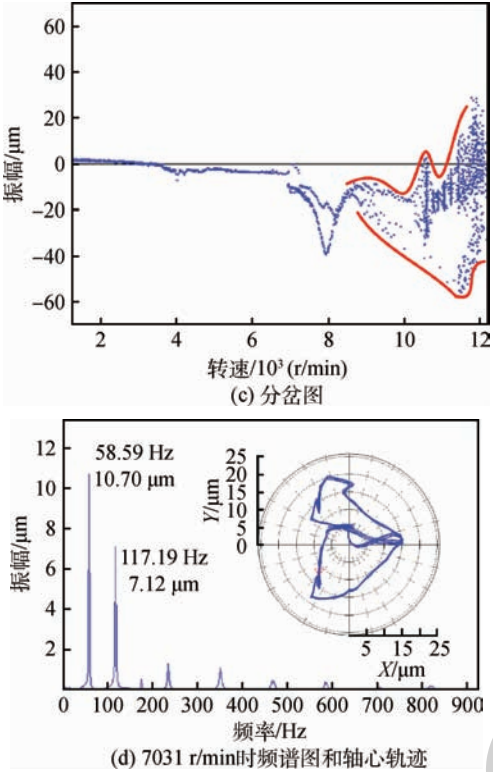


图 7 试验 2 升速过程振动特性

Fig. 7 Vibration characteristic of test 2 during run-up

3.4 左端轴承轴向间隙等于右端下振动特性分析

试验 3 三维谱阵中转速在临界区域增加缓慢,并伴随有高频的出现,高频幅值较小对工频影响不大,如图 8 所示。随后转速越过临界区,最高转速到 41 257 r/min。升速过程没有出现气膜振荡和半速涡动。转速幅值曲线在临界区振幅最大为 35 μm,约为前两次试验最大幅值的一半。可见此次试验升速过程很平稳,振动特性比前两次试验较好。由于试验 3 的供气压力数值选取在前两次试验之间,也表明本次试验中供气压力的影响较小。从前 3 次试验的对比中,可以表明当左端轴承轴向间隙等于右端时,系统的升速特性较好。

由于在升速过程中会附加动压特性等动态因素的影响,导致在静态试验中的数值与实际升速试验不符。为了排除第 3 次试验的偶然性,选取了左端轴承轴向间隙等于右端时对应的另一组供气压力组合进行第 4 次试验对比分析。

由图 9 振动特性谱图可以看出,试验 4 最高转速达到 41 371 r/min,和试验 3 的振动特性非常相似。在升速过程只是出现高频,没有出现气膜振荡和半速涡动。升速过程的最大振幅为 41.7 μm。由此可以看出,试验 3 和试验 4 的振动特性较好,表明当保证左端轴承轴向间隙等于右端时,供气

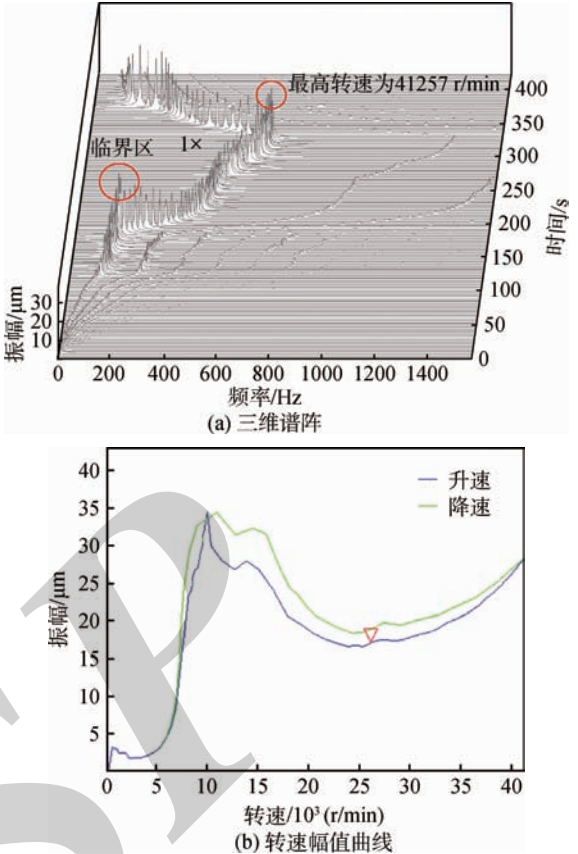


图 8 试验 3 升速过程振动特性

Fig. 8 Vibration characteristic of test 3 during run-up

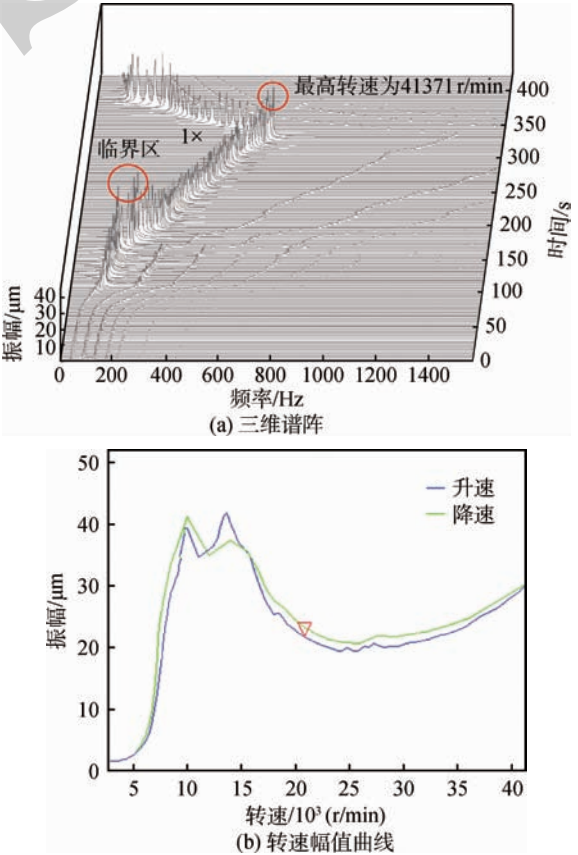


图 9 试验 4 升速过程振动特性

Fig. 9 Vibration characteristic of test 4 during run-up

压力的改变和动态效应因素对试验的影响较小。

在以上4次试验的对比中可以看出,在左右两侧轴向间隙不相等的情况下,在升速过程出现气膜振荡与半速涡动现象,并且转速不能平稳的越过临界区。而在左右两侧轴向间隙相等时,系统升速过程较平稳,振幅较小,系统的稳定性较好。

4 结 论

本文基于气浮轴承-转子支承的高速双涡轮转子结构,通过时间三维谱图、轴心轨迹图、时间幅值曲线和分岔图等对系统的低频和工频特性进行了分析,着重对比了系统在不同的左右轴向间隙下,系统的升速振动特性。通过对比分析,可得如下结论:

1) 对于转子轴向间隙静态试验,在两端供气压力为0.50~0.80 MPa时,转子左右两侧轴向间隙相等。在供气压力小于0.50 MPa时,右端轴承止推性能较好;在0.80 MPa及以上时,左端轴承止推性能较好。

2) 当左右两端轴承轴向间隙不相等时,在升速过程中会出现气膜振荡和半速涡动现象,导致系统稳定性降低。

3) 当左右两端轴承轴向间隙相等时,系统能够在升速过程平稳的通过临界区达到较高的转速,具有较好的稳定性。为轴系稳定性试验给出一定的指导作用。

参考文献:

- [1] 隋军,金红光.我国分布式供能关键技术研究进展[J].发电与空调,2012,33(4):1-4.
SUI Jun, JIN Hongguang. Research and development on key technologies of distributed energy system in China[J]. Power Generation and Air Condition, 2012, 33(4): 1-4. (in Chinese)
- [2] 陈汝刚,侯予,袁秀玲,等.气体轴承在高速透平机械中的应用[J].流体机械,2007,35(4):28-32.
CHEN Rugang, HOU Yu, YUAN Xiuling, et al. Application of gas bearings on high speed turbo-machinery[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(4): 28-32. (in Chinese)
- [3] 侯予,熊联友,王秉琛,等.橡胶圈加稳切向小空供气径向轴承的试验研究[J].润滑与密封,2004,29(5):39-43.
HOU Yu, XIONG Lianyou, WANG Bingchen, et al. The experimental study of rubber rings support journal gas bearing with orifices of tangential supply[J]. Lubrication Engineering, 2004, 29(5): 39-43. (in Chinese)
- [4] 黄灏,刘品宽,董泽光.静压比推气体轴承性能仿真[J].计算机仿真,2010,27(3):340-342.
HUANG Hao, LIU Pinkuan, DONG Zeguang. The per-

formances simulation of aerostatic thrust bearing[J]. Computer Simulation, 2010, 27(3): 340-342. (in Chinese)

- [5] 郭良斌,王祖温,孙昂.小孔节流静压气体球轴承的结构参数设计[J].哈尔滨工业大学学报,2005,37(11):1595-1598.
GUO Liangbin, WANG Zuwen, SUN Ang. Design of configuration parameters of externally pressurized spherical gas bearings with or if ice compensation[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005, 37(11): 1595-1598. (in Chinese)
- [6] 李树森,郭永红,朱赞彬,等.精密机床静压气体轴承静特性分析及基本参数的优化[J].润滑与密封,2012,37(1):29-32.
LI Shusen, GUO Yonghong, ZHU Zanbin, et al. Static characteristics analysis and basic parameters optimization of aerostatic bearing for precision machine tool[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(1): 29-32. (in Chinese)
- [7] 杨金福.流体动力润滑及轴承转子系统的稳定性研究[D].北京:华北电力大学,2006.
YANG Jinfu. Study on stability of fluid dynamic lubricates and bearing rotor system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2006. (in Chinese)
- [8] 陈策.轴承-转子系统非线性动力学行为及其耦合调频技术研究[D].北京:中国科学院,2008.
CHEN Ce. Research on rotor-bearings system nonlinear dynamics behaviors fluid-solid interaction and its frequency modulations[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2008. (in Chinese)
- [9] 杨金福,杨晟博,陈策,等.滑动轴承-转子系统的稳定性研究[J].航空动力学报,2008,23(8):1420-1426.
YANG Jinfu, YANG Shengbo, CHEN Ce, et al. Research on sliding bearings and rotor system stability[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1420-1426. (in Chinese)
- [10] ZHU Xuehua, Luis S A. Rotor dynamic performance of flexure pivot hydrostatic gas bearings for oil-free turbomachinery[R]. Vienna, Austria: ASME Turbo Expo, 2004.
- [11] Luis S A, Dara C. Angled injection-hydrostatic bearings analysis and comparison to test results[J]. Journal of Tribology, 1997, 119(1): 179-187.
- [12] Luis S A. Hybrid flexure pivot-tilting pad gas bearing: analysis and experimental validation[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(7): 551-558.
- [13] 陈策,杨金福,聂超群.气体润滑轴承-转子系统非线性动力学特性的实验研究[J].航空动力学报,2008,23(8):1413-1419.
CHEN Ce, YANG Jinfu, NIE Chaoqun. Experimental research on nonlinear dynamic characteristic of gas lubrication bearings and high speed rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1413-1419. (in Chinese)
- [14] 韩东江,杨金福,张占一.气膜约束对轴系固有频率影响的试验[J].航空动力学报,2012,27(7):1646-1651.
HAN Dongjiang, YANG Jinfu, ZHANG Zhanyi. Experimental on effect of gas film constraint on natural frequency of gas bearing-rotor system[J]. Journal of Aerospace Pow-

er,2012,27(7):1646-1651. (in Chinese)

[15] 韩东江,杨金福,陈昌婷,等. 轴承供气压力对静压气体轴承-转子系统动力学特性影响的实验[J]. 推进技术,2014,35 (9):1265-1270.

HAN Dongjiang, YANG Jinfu, CHEN Changting, et al. Experimental research for effects of bearing supply gas pressure on aerostatic bearing-rotor system dynamic characteristics[J]. Journal of Propulsion Technology,2014,35 (9):1265-1270. (in Chinese)

[16] 赵晨,杨金福,韩东江,等. 气体轴承透平膨胀制冷机的低频振动特性[J]. 化工学报,2012,63(S2):181-186.

ZHAO Chen, YANG Jinfu, HAN Dongjiang, et al. Low-frequency vibration characteristic of gas bearing turbo-refrigerator[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering,2012,63(S2):181-186. (in Chinese)

[17] 杨金福,陈策,刘玉晗,等. 高速压气机涡轮转子结构轴系非线性振动性能试验[J]. 航空动力学报,2011,26(10):2200-2206.

YANG Jinfu, CHEN Ce, LIU Yuhan, et al. Experimental on nonlinear vibration characteristics of high-speed rotor bearings system with compressor turbine structure[J]. Journal of Aerospace Power,2011,26(10):2200-2206. (in Chinese)

[18] 韩东江,杨金福,赵晨,等. 气浮轴承-转子系统振动特性实验研究[J]. 振动工程学报,2012,25(6):680-685.

HAN Dongjiang, YANG Jinfu, ZHAO Chen, et al. An experimental study on vibration characteristics for gas bearing-rotor system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012,25(6):680-685. (in Chinese)

(编辑:王碧珺)