

动静压气体轴承-柔性转子系统的动力学特性*

韩东江, 杨金福, 陈昌婷, 赵晨

(中国科学院工程热物理研究所 北京, 100190)

摘要 针对高速动静压气体轴承-柔性转子系统中存在的气膜振荡现象, 考虑轴承供气压力对轴系动力学特性的影响, 开展了转子系统动力学特性的实验研究。采用模态实验分析的方法, 得到了转子临界转速区域, 为升速实验方案的制定以及气膜振荡机理的分析提供依据。采用分岔图、三维谱图、轴心轨迹等非线性振动测试与分析方法, 研究了供气压力对气膜振荡特性的影响。实验结果表明, 轴承供气压力对转子的升速响应和失稳门槛转速有着重要的影响。随着供气压力的增加, 消除了二阶模态气膜振荡, 同时, 变轴承供气压力方案下 1 阶模态气膜振荡的幅值比 0.4 MPa 下 1 阶模态气膜振荡的幅值小。另外, 较高的轴承供气压力能够提供较大的轴承直接刚度, 因此, 平动、锥动以及 1 阶弯曲固有频率随轴承供气压力的增加而增加。

关键词 气体动静压混合轴承; 轴承供气压力; 失稳门槛转速; 轴心轨迹; 分岔图

中图分类号 V231.96; TK05; TH133

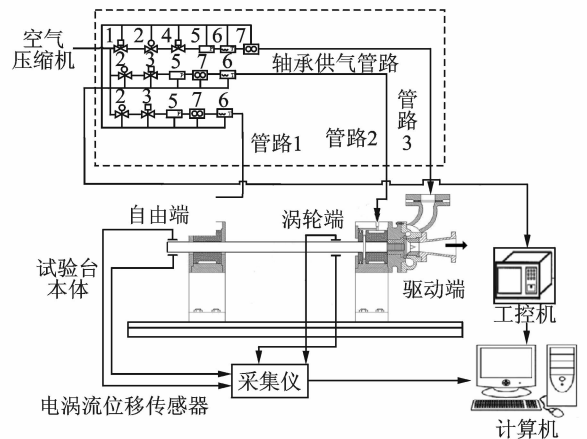
引言

当前, 适用于微型燃气轮机以及透平机械的气体轴承-转子系统的动力学特性研究引起越来越多学者的重视^[1-3]。Zheng 等^[4]采用非线性方法进行轴承-转子系统动力学行为的分析。San Andre's 等^[5]详细描述了动静压混合气体轴承的动力学分析理论发展。Osborne 等^[6]给出了透平机械上应用的动静压混合气体轴承支承的转子静态和动态动力学特性实验结果, 描述了供气压力对起飞转速和失稳门槛转速的重要性。Schiffmann 等^[7]讨论了影响箔片气体轴承稳定性的变量, 结果表明, 顶部箔片的轴向进给位置对轴承承载力和稳定性有重要的影响。Nicoletti^[8]提出了一套优化程序, 给出提高轴承-转子系统稳定性裕度的轴承参数, 结果表明, 改变轴承的结构参数对于提供高稳定裕度是可行的。

笔者基于动静压混合气体轴承支承的转子系统, 开展不同轴承供气压力下转子的动力学特性实验, 结合轴承-转子系统的模态实验结果, 进行了不同供气压力方案下的升速实验, 探讨了不同供气压力方案下轴承-转子系统动力学响应特性。

1 实验设备

实验系统的原理如图 1 所示, 包含控制系统、气体供给系统、数据采集和处理系统。转子的旋转能量来自于高压气体驱动径向透平。轴承供气压力能够被单独控制, 但温度保持不变, 且通过管路中的温



1. 主安全阀; 2. 稳压阀; 3. 调节阀; 4. 主调节阀; 5. 压力计; 6. 温度计; 7. 流量计

图 1 气体轴承-转子系统实验系统

Fig. 1 Test bed of gas bearing-rotor system

* 国家科技支撑计划资助项目(2011BAA05B03)
收稿日期: 2013-08-15; 修回日期: 2014-08-20

度传感器进行测量。转子两端布置 4 个电涡流位移传感器测量转子横向振动,同时,键相信号用来提供转子旋转速度、相位以及时间信息。

图 2 给出了试验台本体的结构图,由转子、气体轴承和带进气接口的轴承座组成。转子水平支撑在两个结构一样的圆柱动静压混合气体轴承上。轴承-转子系统的几何参数如表 1 所示。

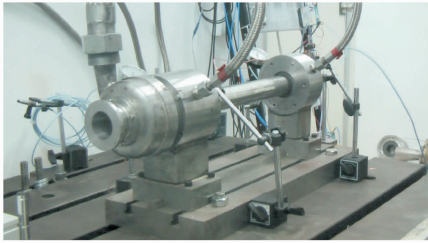


图 2 实验台本体

Fig. 2 Test rotor supported on gas bearings

表 1 轴承-转子系统几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of high speed bearing-rotor test rig

几何参数	数值
轴颈直径/mm	50
转子长度/mm	698
止推盘直径/mm	90
跨距/mm	525
转子质量/kg	10.36

一种新型的圆柱动静压混合气体轴承如图 3 所示,材料为石墨合金,轴承上沿轴向有两排供气孔,每排有 20 个。在轴承内表面上有人字形槽,以增加轴承承载能力。因此,轴承静压效果由外部气源通过静压孔提供,同时,在转子旋转过程中,人字槽能提供动压效果。轴承的结构参数如表 2 所示。

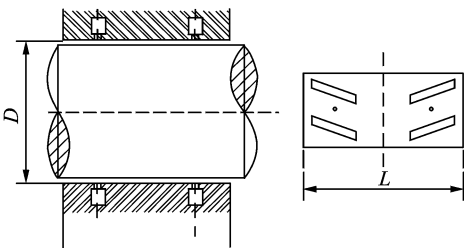


图 3 动静压混合气体轴承结构

Fig. 3 Sketch of hybrid gas bearing structure

表 2 轴承特性参数

Tab. 2 Characteristics of hybrid radial gas bearings

几何参数	数值
宽度/mm	60
内径/mm	50
径向间隙/mm	0.04
间隙比	0.001 6
长径比	1.2

2 动静压气体轴承支承下转子的动力学响应

不同轴承供气压力下模态实验得到的轴承-转子系统的固有特性反映其静态特性,残余不平衡量下转子的升速响应分析反映轴系的动态特性,频率耦合三维谱图(瀑布图)能够给出失稳门槛转速以及失稳后转子的动力学特征。

2.1 不同供气压力下的模态实验结果

在模态实验中,两个轴承采用相同轴承供气压力,利用多点激励、单点测量响应的方法进行模态实验。为了激励所有需要的特征频率,需要选择合适质量、形状和材料的力锤。激励对应的响应通过加速度传感器测量,不同轴承供气压力下模态实验的结果给出了轴承-转子系统的静态特性,能够确定轴系的临界转速区域。模态实验结果见表 3。可以看出,随着轴承供气压力的增加,轴系的平动、锥动和 1 阶弯曲固有频率随之增加。这是因为高的轴承供气压力会带来较大的轴承直接刚度,进而带来较明显的临界转速的增加。因此,参考表 3,需要选择合适的角加速度通过临界转速区域。

表 3 模态实验结果

Tab. 3 Results of experimental modal analysis

轴承供气压力/MPa	平动频率/Hz	锥动频率/Hz	1 阶弯曲频率/Hz
0.3	114.658	169.490	547.949
0.4	125.785	188.772	552.172
0.5	134.789	207.845	554.959
0.6	140.393	210.334	556.676

2.2 变化轴承供气压力方案时的升速响应

2.2.1 0.4 MPa 轴承供气压力下的响应

图 4 描述了 0.4 MPa 轴承供气压力下频率耦合 3-D 谱图,主要给出了同频响应和非同频振荡(低频气膜振荡)的结果。

气膜振荡发生在 30 600 r/min(510 Hz),1 阶模态振荡^[9]频率为 110 Hz,涡动比为 0.216。2 阶模态振荡频率为 217.50 Hz,涡动比为 0.426。如表 4

表 4 0.4 MPa 下的振动响应

Tab. 4 Responses for 0.4 MPa supply pressure

类型	f/Hz	幅值/ μm	涡动比
1 阶模态振荡	110.00	24.63	0.216
2 阶模态振荡	217.50	2.73	0.426
工频	510.00	5.86	1

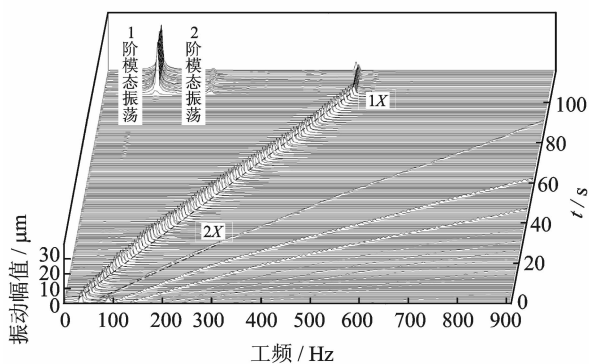


图4 0.4 MPa下频率耦合三维谱图

Fig. 4 Frequency coupling 3-D (time-frequency-amplitude) plot at the horizontal eddy sensor for 0.4 MPa feed pressure

所示,1阶模态振荡的幅值远大于2阶模态振荡和工频振动的幅值。

转子从29 250~31 000 r/min之间的轴心轨迹如图5所示,其振动幅值由于振荡的出现由20 μm增加到60 μm。

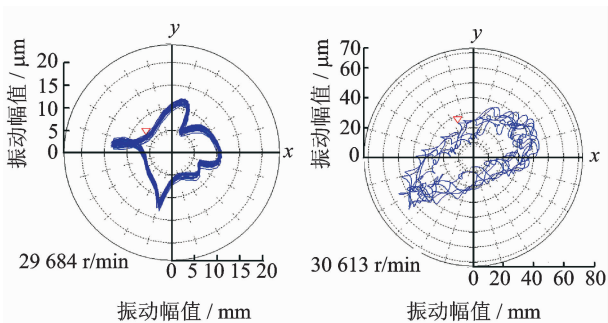


图5 0.4 MPa下发生气膜振荡时的轴心轨迹

Fig. 5 Journal orbits for feed pressure 0.4 MPa when gas film whip occurs

图6的分岔图给出了转子从稳定的周期一运行到不稳定的混沌状态的发展路径。气膜振荡发生在Q点,Q点为分岔点,为不稳定状态的起始点,对应转速为30 600 r/min。

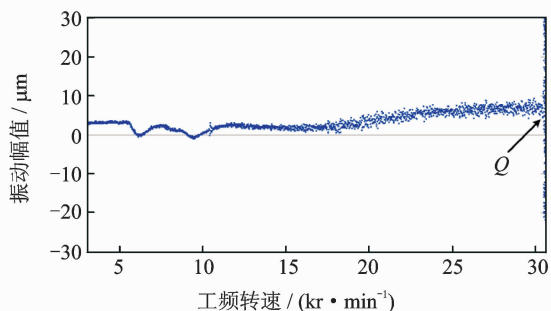


图6 0.4 MPa下的升速分岔图

Fig. 6 Bifurcation for 0.4MPa feed pressure

2.2.2 变轴承供气压力方案后的响应

在升速过程中,采用变化的轴承供气压力,但2个轴承的供气压力在1次实验中是同时变化的。当转子启动时,2个轴承的供气压力均为0.4 MPa,转速到达29 kr/min时,2个轴承的供气压力均变为0.5 MPa。

图7为变轴承供气压力方案下转子的升速三维谱图。气膜振荡发生在46 500 r/min(775 Hz),只出现1阶模态振荡(125 Hz),对应着0.4 MPa下转子的平动固有频率,如表3所示。振荡频率基本保持不变,振荡频率对应的幅值大约为2 μm,转速到58 500 r/min时,幅值突然增加,涡动比随转速增加而减小,如图8所示。

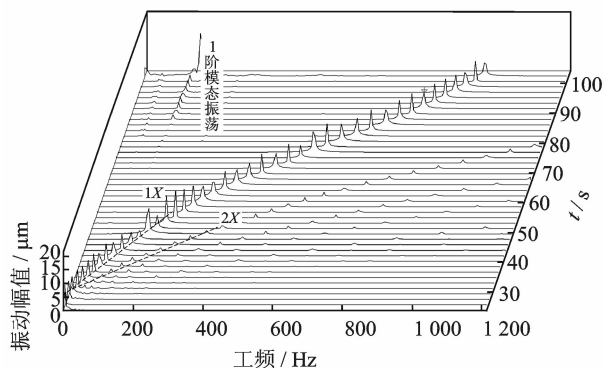


图7 变轴承供气压力下频率耦合三维谱图

Fig. 7 Frequency coupling 3-D (time-frequency-amplitude) plot at the horizontal eddy sensor for 0.5MPa feed pressure

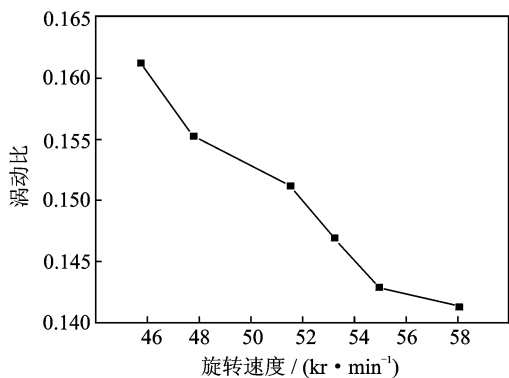


图8 升速过程涡动比

Fig. 8 Whirl frequency ratio for increasing rotational speed

图9给出了采用变轴承供气压力方案后转子的升速分岔图,转子的振动幅值在30 600 r/min时约为5 μm,远小于0.4 MPa下的24 μm,且分岔点不明显,最高转速能够达到58 500 r/min,对应转速58 398 r/min时的轴心轨迹如图10所示。

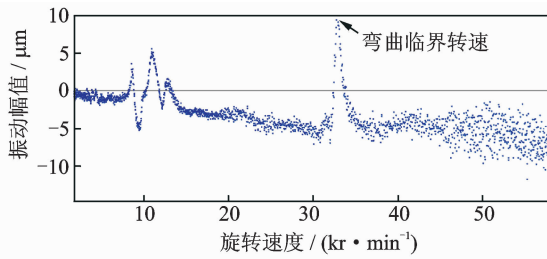


图9 变轴承供气压力下的分岔图

Fig.9 Bifurcation for varying feed pressures

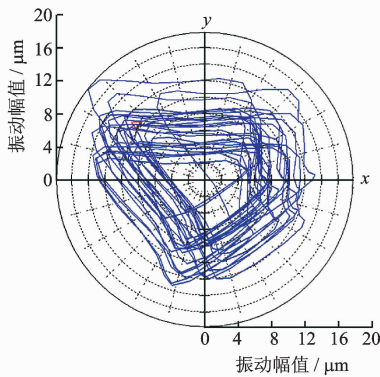


图10 58 398 r/min时的轴心轨迹

Fig.10 Rotor journal orbits at 58 398 r/min for varying feed pressures

2.3 对比分析

当轴承供气压力从 0.3 MPa 或 0.4 MPa 变化为变轴承供气压力方案,轴系的失稳门槛转速从 19 080 r/min 或 30 600 r/min 增加到 46 500 r/min,气膜刚度的增加能够带来临界速度的增加。同时,采用变轴承供气压力方案,2 阶模态振荡消失,1 阶模态振荡的振幅得以抑制。

3 结论

1) 在气体动静压混合气体轴承支承的转子系统上开展轴承-转子系统的动力学特性实验。轴承的公称间隙为 50 μm,转子质量为 10 kg,通过径向透平驱动能够达到 60 kr/min。

2) 转子不旋转时,进行不同轴承供气压力下的模态实验,得到轴承-转子系统的固有特征,这对于分析升速过程中的振荡现象,确定振荡特征有重要的作用。高的轴承供气压力带来较大的轴承直接刚度,因此,平动、锥动和 1 阶弯曲固有频率随轴承供气压力的增加而增加。

3) 对于不同轴承供气压力方案,转子的升速响应(同频和低频响应)表现出不同的动力学特征。随着轴承供气压力方案的变化,2 阶模态振荡被消除,

且 1 阶模态振荡频率对应的振幅减小,同时失稳转速也随供气压力增加而增加。此实验台上,气膜振荡的涡动比范围为 0.14~0.16。

4) 整体来说,选择合理的轴承供气压力方案,动静压混合气体轴承-转子系统能够达到更高的稳定运行转速。

参 考 文 献

- [1] Yang Jinfu, Chen Ce, Yang Shengbo, et al. An Analytic model of oil-film force on hydrodynamic journal bearing of finite length[C]// ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. USA: American Society of Mechanical Engineers, 2008:947-952.
- [2] 刘立强,陈纯正. 低温供气条件下新型切向小孔气体轴承动特性的实验研究[J]. 低温与特气,2002,20(1):7-9. Liu Liqiang, Chen Chunzheng. The experimental study on dynamic performance of a new type of bearing with holes of tangential supply in the cryogenic environment [J]. Low Temperature and Specialty Gases, 2002, 20 (1):7-9. (in Chinese)
- [3] 张卫,朱均. 转子-滑动轴承系统的稳定裕度[J]. 机械工程学报,1995,31(2):57-62. Zhang Wei, Zhu Jun. Stability margin of rotor-sliding bearing systems [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1995,31(2):57-62. (in Chinese)
- [4] Zheng Tiesheng, Hasebe N. Nonlinear dynamic behaviors of a complex rotor-bearing system[J]. Journal of Applied Mechanics, 2000,67(3):485-495.
- [5] San Andre's L, Wilde D A. Finite element analysis of gas bearings for oil-free turbomachinery[J]. Revue Europe'enne des Ele'ments Finis, 2001,10(6-7):769-790.
- [6] Osborne D A, San Andre's L. Experimental response of simple gas hybrid bearings for oil-free turbomachinery[J]. Transactions of the ASME, 2006,128:626-633.
- [7] Schiffmann J, Spakovszky Z S. Foil bearing design guidelines for improved stability[J]. Journal of Tribology, 2013,135(1):1-11.
- [8] Nicoletti R. Optimization of journal bearing profile for higher dynamic stability limits[J]. Journal of Tribology, 2013,135(1):1-13.
- [9] Muszynska A. Rotordynamics[M]. New York: Talor & Francis, 2005:444-450.



第一作者简介:韩东江,男,1986年10月生,助理研究员。主要研究方向为气体轴承-转子系统稳定性。曾发表《气浮轴承-转子系统振动特性实验研究》(《振动工程学报》2012年第27卷第6期)等论文。

E-mail: handongjiang@iet.cn

