

螺旋槽干气密封气膜振动测试与稳定性分析*

丁雪兴, 张海舟, 张伟政, 苏虹, 赵芳

(兰州理工大学石油化工学院 兰州, 730050)

摘要 采用高精度改进型的电涡流微型传感器和高速数据采集卡,在不同工况下,对螺旋槽干气密封气膜平衡位移和气膜振动位移进行测量;在同种工况下,对 3 种不同螺旋角的螺旋槽干气密封气膜振动位移进行测量,对测得的数据用基于 Labview 软件开发的干气密封测试系统进行频谱分析。试验结果表明:在不同工况下,气膜平衡位移随压力和转速的升高而增大,气膜振动位移随着压力和转速的升高而降低;在同种工况下,存在着气膜振动位移最小的最佳螺旋角,本试验中最优螺旋角为 74°。

关键词 干气密封; Labview 软件; 频谱分析; 气膜平衡位移; 气膜振动位移

中图分类号 TH113.1

引言

由于干气密封解决了机械密封不能干运转的难题,所以在高速透平机械的轴端密封中得到了广泛应用^[1]。其密封技术主要体现在动压效应和稳定性方面,而气体端面密封的稳定性一直是国内外研究的热点和难点^[2-3]。由于气膜厚度为微米级,气膜的微小变化都可能导致动静密封环间干摩擦或泄漏量增大;因此,保证气膜系统动态稳定性是干气密封可靠运行的关键^[4]。Etsion^[5]对非接触式锥面机械密封的动态性能作了实验,采用 3 个传感器来监测补偿静环的工作情况,对密封失效原因和稳定工作进行了解释。Keneta 等^[6]对上述分析进行测试,但测试的密封模型和现实运转的密封相差甚远。魏统胜等^[7]用 PL302 双通道数据采集器及频谱分析仪测试了高速转子在升降速过程中对迷宫密封中气流激振效应的亚异步自激振动响应,得到了振动响应的三维频谱图。陈铭等^[8]采用电涡流位移传感器、金属管浮子流量计、多功能智能转速仪和电阻应变式扭矩仪对气膜厚度、泄漏量、转速和扭矩等进行了测量。钱恩等^[9]介绍了一种基于虚拟仪器技术的气体端面密封试验台的测试系统,展示了虚拟仪器开发平台的主要功能和特点。笔者采用 Labview 软件以及相应的硬件,建立干气密封试验台,对其气膜振动进行测试与分析。

1 气膜振动位移测试技术

1.1 干气密封测试系统

气膜振动测试系统的原理流程图如图 1 所示。首先,由传感器采集位移振动非电量信号;然后,转换成电信号,通过数据采集卡,经接口电路将传感器输出的数字信号传送到计算机;最后,用 Labview 软件进行数据处理。

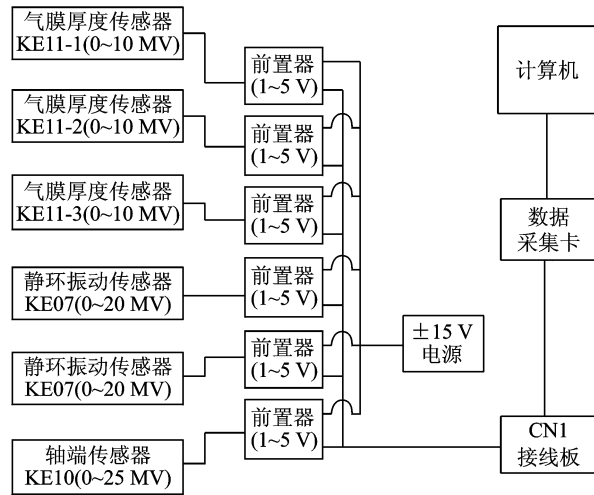


图 1 气膜振动测试原理图

干气密封测试系统试验台如图 2 所示,传感器的接线图如图 3 所示,样机的动环图如图 4 所示。

* 国家自然科学基金资助项目(50965010,51165020);高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20096201110001)
收稿日期:2012-10-12;修改稿收到日期:2012-12-30

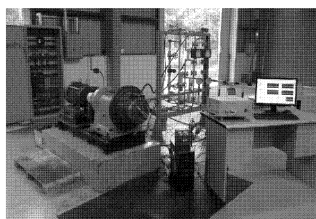


图2 干气密封系统试验台

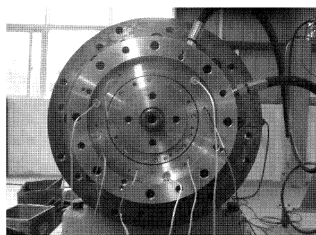


图3 传感器接线图

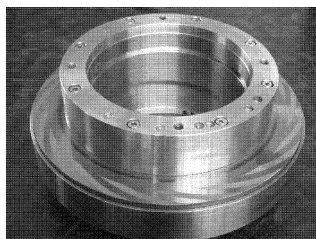


图4 密封动环图

1.2 干气密封测试系统关键部件的选择

由于本试验是在气膜厚度极薄、振动量为微米级的情况下进行测量,所以测量难度很大。为解决此问题,本试验传感器选用高精度改进型微型传感器。静环材质选用石墨,动环采用导磁性较好的硬质合金(碳化钨)。

1.3 干气密封测试系统的抗干扰措施

干气密封测试系统抑制干扰主要有以下措施:
a. 降低干扰源的干扰,通过采用接地技术在一定程度上消除设备带来的干扰;
b. 提高传输通道的抗干扰能力,尽量缩短传导线的长度,并采用屏蔽技术,所有传感器导线采用高密屏蔽铜网,减少干扰磁场的影响;
c. 提高敏感测试设备的抗干扰能力,将原来输入阻抗为10M 提高到了1G,保证干扰电流不会影响流入信号。

1.4 气膜平衡和振动位移测量技术

干气密封气膜密封环系统气膜振动测试的参数

包括气膜平衡位移和气膜振动位移。选用ST-GL型电涡流传感器来测量两密封环端面的气膜平衡位移,电涡流传感器是以高频电涡流效应为原理的非接触式测量位移振动传感器。在静环端面相隔 120° 、径向位置相同的地方安装3个圆柱形探头,如图5中1,2,3开孔所示。探头埋在静环端面内粘牢后,静环端面与探头端面一起研磨,使得静环端面与探头端面平齐,如图6所示。电涡流位移传感器利用楞次定律将传感器线圈与被测金属导体之间距离的变化转换成线圈品质因数、等效阻抗和等效电感3个参数的变化,再通过检波、校正等电路变为线性电压(电流)的变化,即可测出气膜平衡和振动位移。

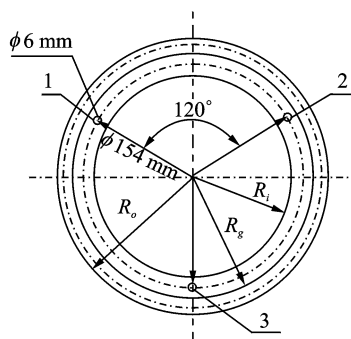


图5 传感器相对于静环位置的气膜振动测量

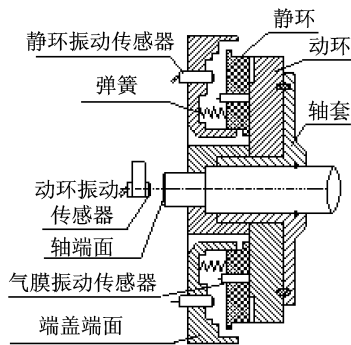


图6 气膜振动测量传感器安放示意图

2 不同工况下气膜振动位移的测试与分析

2.1 相同压力、不同转速下的气膜振动分析

图7为压力 $p=0.4\text{ MPa}$ 、转速 n 分别为1, 2 kr/min时的气膜振动波形图和频谱分析图。

当 $p=0.4\text{ MPa}$ 时,气膜波形图的初始值 $\delta=-2\text{ }\mu\text{m}$ 。由图7(a)可知,当 $n=1\text{ kr/min}$ 时,气膜平衡位移测试值 $\delta=-0.2\text{ }\mu\text{m}$,所以测试的气膜平衡位移 $\delta=1.8\text{ }\mu\text{m}$;由图7(b)可知,当 $n=2\text{ kr/min}$ 时,

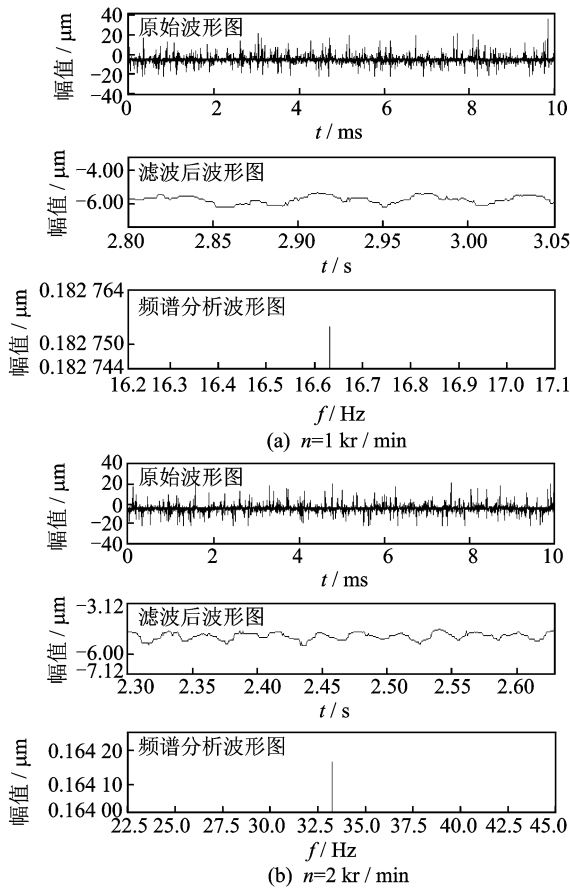


图7 气膜振动波形图和频谱分析图

气膜平衡位移测试值 $\delta=0.5 \mu\text{m}$, 所以气膜平衡位移 $\delta=2.5 \mu\text{m}$; 同样方法可得 $n=0.2, 0.5, 1.5 \text{ kr/min}$ 时气膜平衡位移分别为 $1.2, 1.4, 2.1 \mu\text{m}$ 。0.4 MPa下, 不同转速的气膜平衡位移线性关系如图8(a)所示。

由图7(a)可知, 当 $n=1 \text{ kr/min}$ 时, 气膜振动位移为 $0.183 \mu\text{m}$; 由图7(b)可知, 当 $n=2 \text{ kr/min}$ 时, 气膜振动位移为 $0.164 \mu\text{m}$, 同样方法测得 $n=0.2, 0.5, 1.5 \text{ kr/min}$ 时的气膜振动位移分别为 $0.209, 0.191, 0.172 \mu\text{m}$ 。0.4 MPa下, 不同转速的气膜振动位移线性关系如图8(b)所示。

由图8(a)可知, 在压力 $p=0.4 \text{ MPa}$ 条件下, 气膜平衡位移随着转速的上升而增大, 这与转速升高动压效应增大的机理相吻合; 由图8(b)可知, 在压力 $p=0.4 \text{ MPa}$ 条件下, 气膜振动位移随着转速的升高而降低, 即随着转速的升高, 气膜振动的稳定性越好。

2.2 相同转速、不同压力下的气膜振动分析

图9为转速 $n=2 \text{ kr/min}$ 、压力分别为 $0.4, 0.6 \text{ MPa}$ 时的气膜振动波形图和频谱分析图。气膜

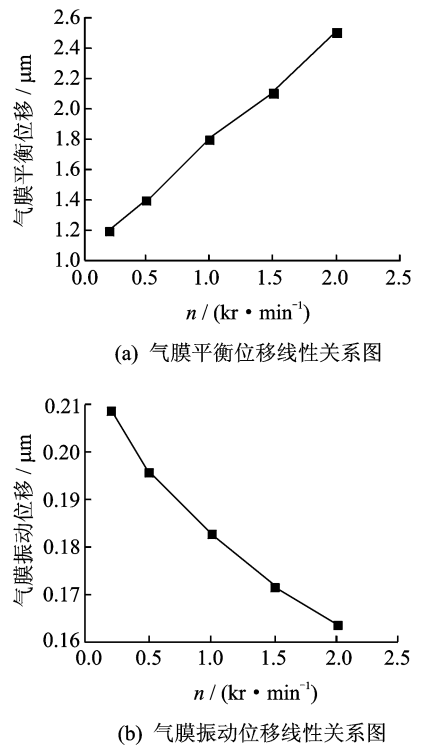


图8 相同压力、不同转速下气膜平衡和振动位移的线性关系图

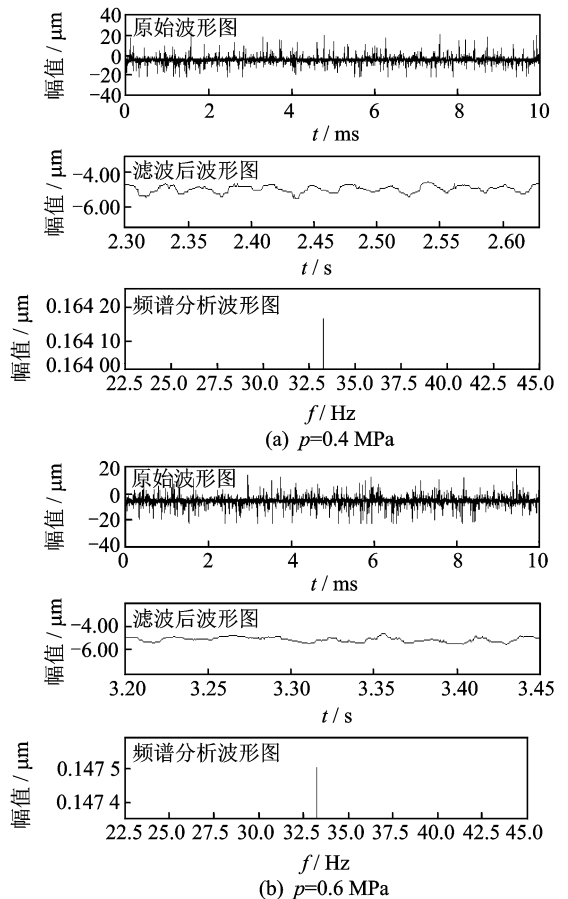


图9 气膜振动波形图和频谱分析图

波形图初始值分别为 $\delta = -2 \mu\text{m}$ 和 $\delta = -2.3 \mu\text{m}$ 。由图9(a)可知, $n = 2 \text{ kr/min}$, $p = 0.4 \text{ MPa}$ 时,气膜平衡位移测试值 $\delta = 0.5 \mu\text{m}$,所以测试的气膜平衡位移 $\delta = 2.5 \mu\text{m}$; $p = 0.6 \text{ MPa}$ 时,气膜平衡位移测试值 $\delta = 0.27 \mu\text{m}$,所以测试的气膜平衡位移为 $\delta = 2.57 \mu\text{m}$;用同样的方法可得压力 $p = 0.2, 0.3, 0.5 \text{ MPa}$ 时气膜的平衡位移分别为 $2.4, 2.46, 2.53 \mu\text{m}$ 。 $n = 2 \text{ kr/min}$ 时,不同压力下的气膜平衡位移的线性关系如图10(a)所示。

由图9(a)可知,当压力为 0.4 MPa 时气膜振动位移为 $0.164 \mu\text{m}$ 。由图9(b)可知,当压力为 0.6 MPa 时气膜振动位移为 $0.147 \mu\text{m}$ 。同样方法测得当压力为 $0.2, 0.3, 0.5 \text{ MPa}$ 时的气膜振动位移分别为 $0.173, 0.169, 0.155 \mu\text{m}$ 。在 $n = 2 \text{ kr/min}$ 下,不同压力的气膜振动位移线性关系如图10(b)所示。

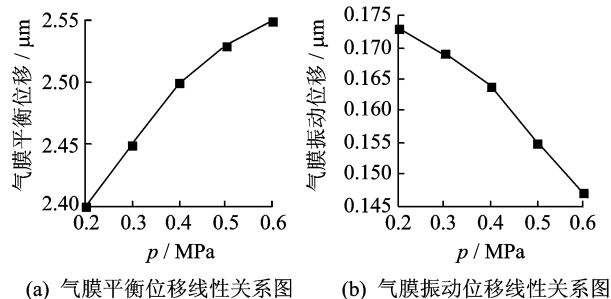


图10 相同转速、不同压力下的气膜平衡位移和振动位移线性关系图

由图10(a)可知,在转速 $n = 2 \text{ kr/min}$ 时,气膜平衡位移随着压力的上升而增大,这与压力升高气膜压力增大的机理相吻合;由图10(b)可知,气膜振动位移随着压力的升高而减小,即随着压力的升高,气膜振动的稳定性越好。

3 3种不同螺旋角对气膜振动位移的影响

在 $p = 0.5 \text{ MPa}$, $n = 3 \text{ kr/min}$ 条件下,当螺旋角 $\beta = 73.9, 74, 74.1^\circ$ 时,气膜振动波形图和频谱分析图如图11所示。

由图12可知,在相同的工况下,当螺旋角 $\beta = 74^\circ$ 时,气膜振动位移明显小于螺旋角 $\beta = 73.9, 74.1^\circ$ 时的气膜振动位移,说明气膜振动稳定性对螺旋角的变化很敏感;因此,选取合适的螺旋角可增加气膜振动的稳定性。

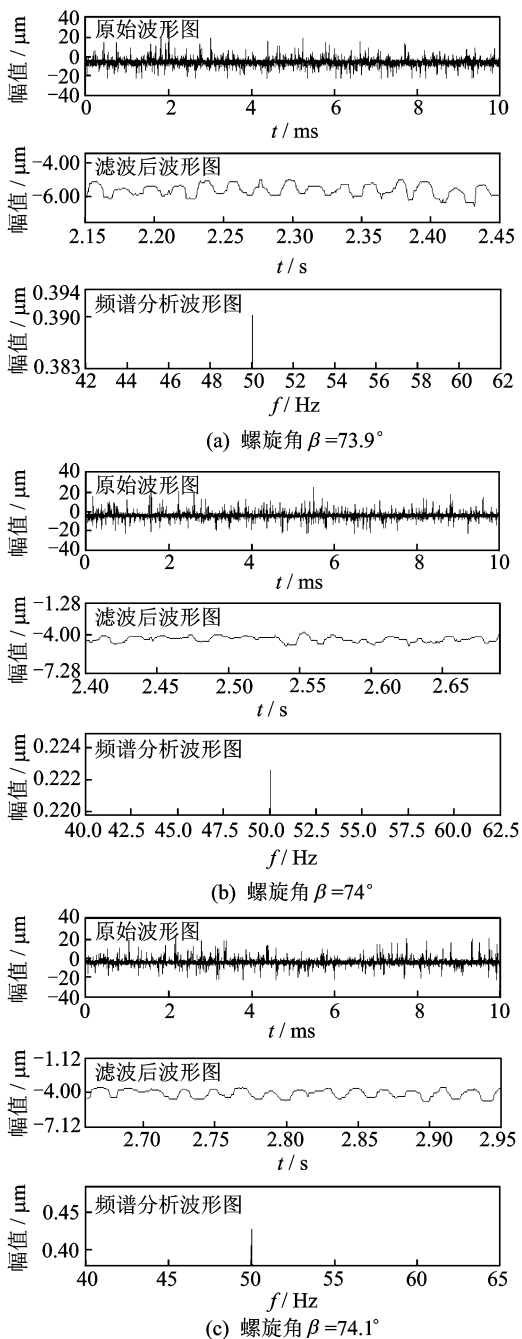


图11 不同螺旋角下气膜振动波形图和频谱分析图

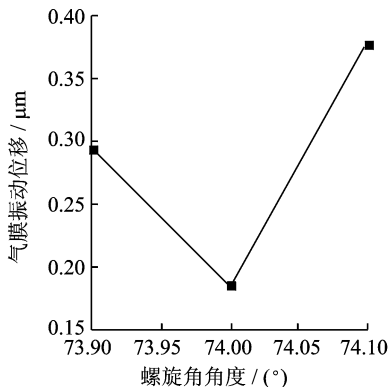


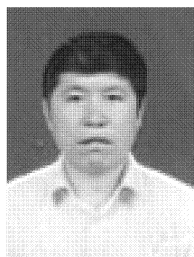
图12 不同螺旋角对气膜振动位移的线性关系图

4 结束语

本研究中介质气体的压力变化范围为 0.2~0.6 MPa, 转速变化范围为 0.2~3 kr/min, 测得气膜的平衡位移为 1.2~3 μm , 振动位移为 0.1~0.4 μm 。说明在不同的工况下, 气膜振动是变化的, 且随着转速和压力的升高气膜平衡位移增大, 气膜振动位移减小, 所以干气密封可以在高速高压的环境下应用。另外, 测得气膜振动的稳定性对螺旋角的变化很敏感, 选取合适的螺旋角可增加气膜振动的稳定性。

参 考 文 献

- [1] Aimone R J, Forsthoffer W E, Salzman R M. Dry gas seal systems-part 2: best practices for design and selection, which can help prevent failures[J]. *Turbomachinery International*, 2007, 48(2):24-26.
- [2] 宫燃, 葛如海, 谢明祥. 密封环扰动状态下稳定性分析及动态响应[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(8):179-182.
Gong Ran, Ge Ruhai, Xie Mingxiang. Stability and dynamical characteristic investigation on seal under small disturbance [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(8):179-182. (in Chinese)
- [3] Bloch H P. Consider dry gas seals for centrifugal compressors[J]. *Hydrocarbon Processing*, 2005, 84(1):9-10.
- [4] 丁雪兴, 王悦, 张伟政, 等. 螺旋槽干气密封润滑气膜角向涡动的稳定性分析[J]. *北京化工大学学报*, 2008, 35(2):7-11.
Ding Xuexing, Wang Yue, Zhang Weizheng, et al. A stability analysis for lubricating gaseous film of spiral grooved gas seals subjected to angular eddy motion [J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology*, 2008, 35(2):7-11. (in Chinese)
- [5] Etsion I. Experimental observation of the dynamic behavior of non-contacting coned-face mechanical seals [J]. *ASLE Transactions*, 1984, 27(3):263-270.
- [6] Keneta M, Fukahori M. Pumping action of aligned smooth face seals due to axial vibrations-experiment [J]. *Journal Tribology Transaction, ASME*, 1986, 108(1):46-52.
- [7] 魏统胜, 郝点, 于海明, 等. 迷宫密封气流激振效应对转子振动响应影响的实验研究[J]. *石油大学学报: 自然科学版*, 2000, 24(3):70-72.
Wei Tongsheng, Hao Dian, Yu Haiming, et al. Experimental investigation on rotor-dynamic characteristics stimulated by airflow in labyrinth seals[J]. *Journal of the University of Petroleum: Edition of Natural Science*, 2000, 24(3):70-72. (in Chinese)
- [8] 陈铭, 张秋翔, 蔡纪宁, 等. 气体端面密封试验设备[J]. *流体机械*, 2005, 33(2):14-16.
Chen Ming, Zhang Qiuxiang, Cai Jining, et al. Experimental equipment of dry gas seal[J]. *Fluid Machinery*, 2005, 33(2):14-16. (in Chinese)
- [9] 钱恩, 张秋翔, 蔡纪宁, 等. 气体端面密封试验台的测试系统[J]. *液气动与密封*, 2006(1):41-43.
Qian En, Zhang Qiuxiang, Cai Jining, et al. Testingsystemon experimental equipment of dry gas seal [J]. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2006(1):41-43. (in Chinese)



第一作者简介:丁雪兴,男,1964年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为流体机械动密封。曾发表《基于二阶滑移边界的螺旋槽干气密封气膜刚度计算与分析》(《机械工程学报》2011年第47卷第23期)等论文。
E-mail:dingxx1@163.com