

文章编号:1000-8055(2012)07-1646-06

气膜约束对轴系固有频率影响的试验

韩东江^{1,2}, 杨金福¹, 张占一¹

(1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院研究生院, 北京 100039)

摘 要: 对 10 kg 转子进行自由状态和有气膜约束两种状态下的试验模态分析, 试验结果给出了转子平动、锥动和一阶弯曲时的固有频率及其振型等模态参数, 分析了轴承供气压力变化对轴系固有频率的影响. 进行了轴系升降速试验, 结果表明: 气膜约束下的模态分析结果比自由状态下的更接近于升降速试验的结果. 试验结果为气体轴系固有频率的确定以及控制参数的选取提供了依据, 也为下一步轴系振动控制奠定了基础.

关 键 词: 气膜约束; 模态分析; 固有频率; 轴承供气压力; 振动控制; 气体轴承-转子系统 (轴系)

中图分类号: V214.3⁺3

文献标志码: A

Experiment on effect of gas film constraint on natural frequency of gas bearing-rotor system

HAN Dong-jiang^{1,2}, YANG Jin-fu¹, ZHANG Zhan-yi¹

(1. Institute of Engineering Thermo physics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)

Abstract: Experimental modal analysis (EMA) was presented on the 10 kg rotor in free constraint state and gas film constraint state. The experimental results were given including rotor translation, conical moving and the first bending natural frequency and modal shape. The effect of gas film constraint on natural frequency of gas bearing-rotor system was analyzed by the experiment. EMA under gas film constraint was closer to the raising speed experimental results. The results provide a basis to determine the natural frequency of the gas shaft and to choose the control parameters. Also, it lays a foundation for vibration controlling of the gas bearing-rotor system.

Key words: gas film constraint; modal analysis; natural frequency; bearing supply pressure; vibration controlling; gas bearing-rotor system (GBRS)

相比于滚动轴承和油润滑轴承-转子系统, 气体润滑轴承-转子系统具有低损耗、长寿命、高精度等特点, 因此广泛应用于航空、航天领域的微型燃气轮机、高速永磁电机及高速透平膨胀机等高

速旋转设备中. 而在气体润滑轴承-转子系统的一体化设计过程中, 试验分析的方法是必不可少的手段之一. 通常, 利用轴系升降速试验来确定轴系的临界转速区域, 在临界转速区域, 采取一定的避

收稿日期: 2011-09-02

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1646_029.html

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (2010CB227306)

作者简介: 韩东江 (1986—), 男, 内蒙古赤峰人, 博士生, 主要从事微型燃气轮机的轴系振动及其稳定性方向研究.

振或减振措施,使转子平稳通过;利用轴系升速试验来验证转子能否达到设计转速,并在设计转速下稳定运行。而在进行轴系升降速试验之前,准确地确定轴系固有频率区域和振型等模态参数,为轴系升降速试验方案的制定以及轴系的一体化设计提供一定的试验依据是必要的^[1-3]。

试验模态分析正是研究结构动力特性,识别系统的模态参数的一种有效方法,为结构系统的振动分析、振动故障诊断、预报以及结构动力特性的优化设计提供了很好的依据^[4-5]。而转子在约束状态下运行时,传统的悬挂模态分析不能较为准确地反映实际约束状态下的模态参数,因此,有约束下的模态分析引起更多学者的重视^[6-11]。

本文在气体轴承-转子系统试验台上,对自由状态和有气膜约束状态下的转子进行了对比试验模态分析,研究了气膜约束对轴系固有频率的影响,并通过轴系的升降速试验,验证了约束状态下模态试验分析的合理性。

1 模态分析

1.1 模态分析的基本方法

试验模态分析或模态参数识别的任务是由一定频率段内实测频率响应函数数据,确定系统的模态参数即模态频率 ω_r 、模态阻尼比 ζ_r 和振型 Φ_r ^[12]。

在时域内,轴承-转子系统的动态特性可由 N 阶矩阵微分方程描述

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X}(t) + KX(t) = f(t) \quad (1)$$

式中 $f(t)$ 为 N 维激振力向量; $X(t)$ 、 $\dot{X}(t)$ 、 $\ddot{X}(t)$ 分别为 N 维位移、速度和加速度响应向量; M 、 K 、 C 分别为结构的质量、刚度和阻尼矩阵,通常为实对称 N 阶矩阵。

将时域分析经 Laplace 变换为频域分析,即将式(1)经 Laplace 变换,得到以复数 s 为变量的矩阵代数方程

$$[Ms^2 + Cs + K]X(s) = F(s) \quad (2)$$

频响函数矩阵表示为

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_{ri} \Phi_{rj}}{m_r[(\omega_r^2 - \omega^2) + j2\zeta_r\omega_r\omega]}$$

其中

$$\omega_r^2 = k_r/m_r$$

$$\zeta_r = c_r/2m_r\omega_r$$

m_r 、 k_r 分别称为第 r 阶模态质量和模态刚度(又称为广义质量和广义刚度), $H_{ij}(\omega)$ 为频率响应

函数矩阵中第 i 行,第 j 列的值, Φ_{ri} 为第 r 阶,第 i 行的振型矩阵。 ω_r 、 c_r 、 ζ_r 和 Φ_r 称为第 r 阶模态频率、模态阻尼、模态阻尼比和模态振型。

试验时,考虑转子结构特点,采用多点激振法,不直接测量传递函数矩阵中的 i,j 分量,而是在 i 点测量响应 X_i ,公式如下:

$$X_i(\omega) = \sum_{j=1}^n H(i,j) \cdot F_j(\omega) \quad (3)$$

其中 X_i 为 i 点的响应, $F_j(\omega)$ 为 j 点的激振力。

1.2 模态试验

试验中采用多点锤击产生激励,单点加速度测量响应的模态试验方法,对气体轴承-转子系统在不同供气压力下的模态特性进行了测试。试验前,对力锤的质量、锤头形状及材料进行选择,以保证能够激起所需模态,响应由加速度传感器测量,通过采集仪接入计算机进行后处理。

试验中先测量自由约束状态下转子的模态参数,所谓的自由模态,是指转子处于近似自由状态,其基本支承方式是用软弹簧悬置转子(使悬置弹簧固有频率远低于转子的一阶固有频率),通常,采用橡皮绳悬挂来代替软弹簧支承,本文中转子自由模态下测量就采用这种支承方式;然后在有支承(其支承方式为两个径向气体轴承)状态下,改变气体轴承的轴承供气压力,测量转子系统在不同轴承供气压力下的模态参数。其中转子的物性参数如表 1。

表 1 转子的物性参数

Table1 Physical parameters of the rotor

转子 质量/kg	转子 长度/mm	轴承中心 跨距/mm	转子 直径/mm	转子 材料
10.32	700	525	50	3Gr13

在数据分析时,为了去除脉冲力以外的噪声信号和信号截断带来的误差对试验结果的影响和响应信号,分别对脉冲力信号和加速度响应信号加了力窗和指数窗。利用复模态单自由度拟合方法,先由每个频响函数拟合得到各测点的模态频率、阻尼和振型,再由振型加权确定各阶模态的频率和阻尼,各阶模态的频率和阻尼确定后,再由每个频响函数拟合得到各测点的最后振型。在生成转子几何结构图时,采用从左到右的方法,定义关键点,关键点连线,再由线生成面。

试验时,在转子上等分布置 10 个激励点,而加速度传感器布置在点 1,位置如图 2 中所示,试

验台及采集系统如图 1.

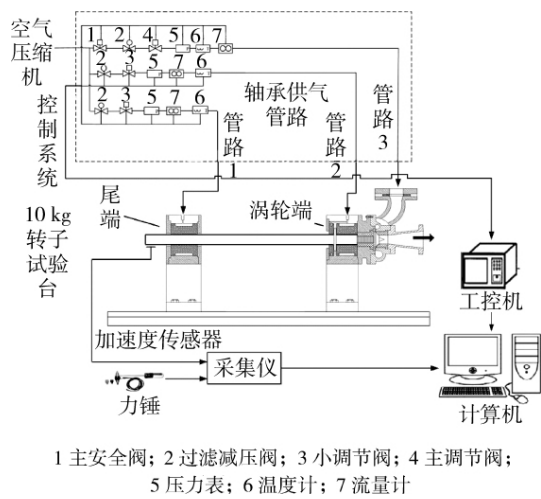


图 1 试验台及采集系统简图
Fig. 1 Test rig and collection system

1.3 模态分析

在气体轴承-转子系统的工作频带内,平动、锥动和一阶弯曲模态参数对系统的振动特性影响较大,因此主要研究了轴系的平动,锥动和一阶弯曲模态参数随着轴承供气压力的变化情况.典型的振型图如图 2 所示,模态分析结果如表 2.

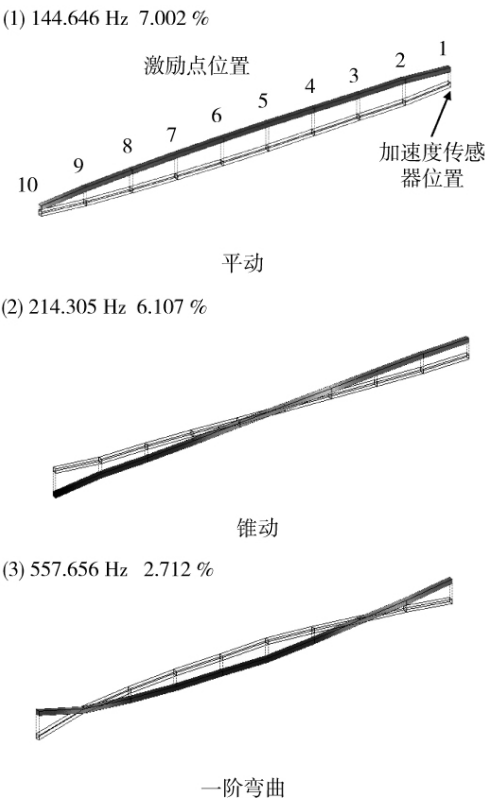


图 2 典型振型
Fig. 2 Typical vibration modes

表 2 模态试验分析结果

Table 2 Result of experiment modal analysis

轴承供气 压力/MPa	平动固有 频率/Hz	锥动固有 频率/Hz	一阶弯曲固 有频率/Hz
自由模态			522.773
0.1	0	0	561.150
0.2	99.388	138.198	545.506
0.3	114.658	169.49	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
0.7	144.646	214.305	557.656

图 2 为轴承供气压力为 0.6 MPa 时,转子平动、锥动以及一阶弯曲模态振型.表 2 给出了模态参数随轴承供气压力的变化关系.从上述试验结果可以看出,第一,随着轴承供气压力的增加,轴系平动、锥动、一阶弯曲固有频率均增加;第二,从表 2 试验数据中可以看出,转子在自由模态下一阶弯曲固有频率值要低于转子在有约束状态下的值;第三,自由状态下的模态试验,无法得到轴系的平动和锥动固有频率,其原因是平动和锥动固有频率反映的是轴系支承特性;第四,当轴承供气压力为 0.1 MPa 时,转子未完全浮起来,此时气膜没有起作用,转子与轴承之间的约束方式与轴承供气压力为 0.2 MPa 时不同,是刚性接触.因此,在 0.1 MPa 轴承供气压力下,平动和锥动固有频率为 0 Hz,而一阶弯曲固有频率值相对较大.

产生以上结果的原因如下:轴系的等效刚度 K 由转子刚度 K_s 、气体轴承的气膜刚度 K_e (假设两个气体轴承气膜刚度相等)、轴承座及基础刚度 K_b 三部分通过串并联的方式组成,其中两个气体轴承的连接方式为并联,而转子、轴承座及基础、转子三者之间为串联.因此可以得到轴系等效刚度与转子刚度、轴承座及基础刚度、转子刚度三者间的关系公式(4)所示.

$$K = \frac{2K_e K_s K_b}{(K_s K_b + 2K_e K_b + 2K_s K_e)} \tag{4}$$

如式(4)所示,在转子刚度 K_s 和轴承座及基础刚度 K_b 不变的前提下:轴承供气压力的变化会引起气膜刚度的变化,随着轴承供气压力的增加,轴承的气膜刚度 K_e 增加,由式(4)可以看出, K_e 增加,轴系等效刚度随之增加,故表 2 中数据轴系平

动、锥动和一阶弯曲固有频率随轴承供气压力增加而增加;而在自由约束状态(悬挂模态)下的固有频率值,由于轴承座及基础刚度 K_b 和轴承的气膜刚度 K_e 均为 0,因此轴系一阶弯曲固有频率值(522.773 Hz)低于有气膜约束状态的下固有频率值(545.506~557.656 Hz).

对于以气体轴承-转子系统为旋转部件的设备,转子是在有气膜约束状态下运行,因此其气膜约束状态下模态试验得到的结果可能更加准确地反映转子的特性.下面通过轴系升降速试验,来验证有气膜约束状态下的模态固有频率值较自由状态下的更加接近于实际的临界转速区域.

2 轴系升降速试验

气体轴承-转子系统采用表 1 中所述转子,动静压混合石墨气体轴承,设计转速 60 000 r/min,在驱动涡轮一端的径向轴承处布置 2 个电涡流位移传感器(分别测量 X-Y 方向的振动);在尾端的径向轴承处布置 3 个电涡流位移传感器(分别测量轴颈 X-Y 方向的振动和转子转速).

2.1 轴承供气压力方案

升速试验中轴承供气方案如表 3 所示,转子在启动时,涡轮端径向止推混合轴承(下面称轴承 A)和尾端径向轴承(下面称轴承 B)供气压力均为 0.30 MPa;当转子转速到达 27 000 r/min 时,轴承 B 的供气压力由 0.30 MPa 变为 0.55 MPa,轴承 A 的供气压力不变;当转子转速达 39 000 r/min 时,轴承 A 的供气压力由 0.30 MPa 变为 0.55 MPa,轴承 B 的供气压力不变,直到转速到达设计转速 60 000 r/min.

表 3 升速过程轴承供气压力方案
Table 3 Plan of the bearing supply pressure in acc process

涡轮端径向止推混合轴承(轴承 A)/MPa	尾端径向轴承(轴承 B)/MPa	供气压力变化时对应转速/(r/min)
0.30	0.30	0
0.30	0.55	27 000
0.55	0.55	39 000

表 3 中轴承供气方案是通过多次升速试验匹配得到的.根据文献[8,10]中给出的轴系工程稳定性判别准则,轴系无论是在气膜涡动、气膜振荡,还是处于混沌状态下工作,只要能够有效地控

制转子运动的位移边界最大值而不发生动静接触,轴系则仍能稳定工作;根据文献[11]中所述,通过匹配合理的轴承供气压力方案,能够有效地避免与转子固有频率区域产生的耦合共振,可以推迟和消除升速过程中的低频涡动和震荡,从而提高轴系运行转速;在上述原则下,采用调整轴承供气压力方案的措施,使表 1 中所述转子在气体轴承支承下,达到额定转速 60 000 r/min.

降速过程,轴承 A 和轴承 B 轴承供气压力始终保持 0.55 MPa.

2.2 驱动涡轮控制参数

由于转子转速较高,在现有条件下无法用电机进行驱动,因此从空气压缩机引高压气体驱动转子旋转,通过控制管路上阀门开度来控制流量,进而控制转子升速的角加速度,如图 1 管路 3 所示.文中的升速试验,升速过程驱动涡轮管路压力为 0.6 MPa,气体温度为 21 ℃,转子升速的角加速度为 11.12 r/s²;降速过程,切断驱动涡轮阀门,使转子自由停车.

2.3 升降速试验结果分析

以尾端振动为例,研究轴系升降速过程中的振动特性.图 3 给出了轴系尾端升速过程的转速-幅值曲线,图 4 给出了轴系尾端降速过程的转速-幅值曲线.

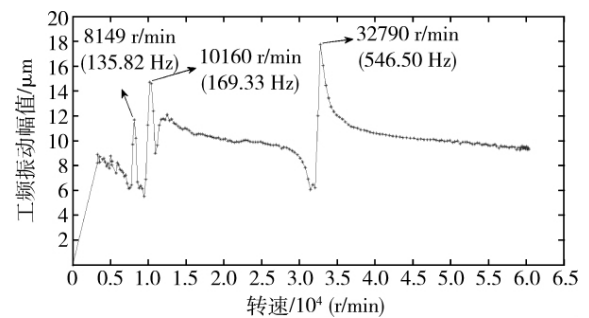


图 3 尾端升速过程转速-幅值曲线
Fig. 3 Speed-amplitude curve in rotor tail acc process

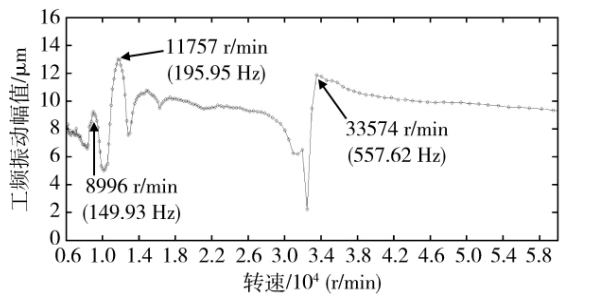


图 4 尾端降速过程转速-幅值曲线
Fig. 4 Speed-amplitude curve in rotor tail deceleration process

如图 3 所示,横坐标为转速,单位 r/min ,纵坐标为工频振动幅值,单位为 μm . 转子最高转速到达设计转速 $60\,000\text{ r/min}$,在升速过程中尾端跨平动、锥动和一阶弯曲临界转速区域,与模态分析结果一致.

从轴承供气压力方案中可以看出,转子升速通过平动和锥动临界转速区域时,尾端轴承供气压力为 0.3 MPa ,从表 2 中读出,与之对应的转子平动和锥动固有频率值分别为 $114.658\text{ Hz}(6\,880\text{ r/min})$ 和 $169.49\text{ Hz}(10\,170\text{ r/min})$;通过一阶弯曲临界转速区域时,尾端轴承供气压力为 0.55 MPa ,从表 2 中可以读出,与之对应的转子一阶弯曲固有频率值为 $555.818\text{ Hz}(33\,349\text{ r/min})$.

如表 4、图 3、表 2 中所示,负号表示相对值的大小,尾端升速过程转速-幅值曲线和模态结果主要有以下特征:

首先,模态值与升速得到的临界转速值在锥动和一阶弯曲处相差不大,相对差值在 2% 以内,平动处相差较大,差值在 15.57% ;其次,自由模态下的一阶弯曲固有频率值 $522.773\text{ Hz}(31\,366\text{ r/min})$ 与升速得到的一阶弯曲临界转速值相对差值在 4.5% 左右,相比较而言,有气膜约束下的模态分析值更接近升速试验的结果.

表 4 尾端升速过程临界转速与工频振动幅值
Table 4 Critical speed and vibration amplitude of acc process

尾端	平动临界转速/(r/min); 工频振幅/ μm	锥动临界转速/(r/min); 工频振幅/ μm	一阶弯曲临界转速/(r/min); 工频振幅/ μm
升速	8149;2	10160;15	32790;18
与模态差值/(r/min)	1269	-10	-559
相对差值/%	15.57	-0.10	1.70

如上分析,升速过程中平动临界转速值与相应供气压力下模态试验分析值相差较大,可能的原因是:升速过程中,驱动转子旋转的能量(高压气体驱动叶轮)影响了低转速、低轴承供气压力下低阶模态值.

为了验证上述原因,在降速过程中,切断驱动涡轮气源输入阀门,使转子自由停车,同时保证轴承供气压力始终为 0.55 MPa ,研究尾端降速过程振动特性.

图 4 为尾端减速过程转速-幅值曲线,从表 2 中可以读出,供气压力为 0.55 MPa 时,平动、锥动和一阶弯曲固有频率值分别为 $137.591\text{ Hz}(8\,255\text{ r/min})$, $209.090\text{ Hz}(12\,545\text{ r/min})$ 和 $555.818\text{ Hz}(33\,349\text{ r/min})$.

在转子自由停车过程中,没有外界驱动能量的输入,转速-幅值曲线如表 5、图 4 中所示,可以看出:第一,模态值与降速得到的临界转速值在一阶弯曲处相差不大,在平动和锥动处相对差值在 8.24% 以内,较升速过程的 15.57% ,更能反映两者之间的关系.第二,对于前两阶(平动和锥动)临界转速值与约束模态试验值存在的 8.24% 及 6.70% 的相对差值,其原因可能是,前两阶模态值主要反映气膜(支承方式)的特性,而旋转下气膜的刚度与静态下气膜刚度不同,导致两者出现差值,至于两者的大小关系,仍需通过理论和试验进行进一步的分析;一阶弯曲模态值主要反映的是转子特性,气膜的动特性在其中影响很小,两者之间的差值在 2% 以内,故约束试验模态分析得到的一阶弯曲固有频率可以作为升降速试验的相应临界转速值.

表 5 尾端降速过程临界转速与工频振动幅值
Table 5 Critical speed and vibration amplitude of deceleration process

尾端	平动临界转速/(r/min); 工频振幅/ μm	锥动临界转速/(r/min); 工频振幅/ μm	一阶弯曲临界转速/(r/min); 工频振幅/ μm
降速	8996;9	11757;13	33574;12
与模态差值/(r/min)	741	-788	225
相对差值/%	8.24	-6.70	0.67

3 结 论

以上试验结果给出了气膜约束对轴系固有频率的影响规律,并通过升降速试验,验证了气膜约束下模态分析的合理性. 具体结论如下:

- 1) 约束状态下的模态试验分析为转子固有频率的测试与分析提供一种比较合理的方法.
- 2) 对比发现:约束模态下的测试分析结果较自由模态下的更接近升降速试验中的临界转速值.
- 3) 通过轴系升降速试验,可以得出:约束试验模态分析得到一阶弯曲固有频率值可以作为升

降速试验的相应临界转速值;而平动和锥动固有频率值与升降速试验得到的相应临界转速值相差较大,其机理仍需进一步分析。

4) 改变轴承供气压力能够调整约束状态下的轴系模态参数,为轴系一体化设计以及轴系振动控制提供一定的指导作用。

参考文献:

- [1] 王云,雷娜. 旋转冲压发动机冲压转子振动模态分析[J]. 南昌航空大学学报:自然科学版,2008,22(2):22-25.
WANG Yun, LEI Na. Analysis of the vibration modal of a ram-compressed rotor of rotating ram jet[J]. Journal of Nanchang Hangkong University: Natural Science, 2008, 22(2): 22-25. (in Chinese)
- [2] 冯洪伟,房建成. 磁悬浮控制力矩陀螺的高速转子模态分析及实验研究[J]. 中国惯性技术学报,2005,13(1):72-76.
FENG Hongwei, FANG Jiancheng. Modal analysis and experimental study of magnetic suspended CMG's structure [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2005, 13(1): 72-76. (in Chinese)
- [3] 祝长生,陈永校. 三相异步电机结构模态特性[J]. 电工电能新技术,1997(1):1-5.
ZHU Changsheng, CHEN Yongxiao. The structural dynamic behaviours of a three-phase induction motor[J]. Advanced Technology of Electrical Engineering and Energy, 1997(1): 1-5. (in Chinese)
- [4] 黄捷. 实验模态分析中结构建模的研究与虚拟式模态分析仪的研制[D]. 重庆:重庆大学,2010.
HUANG Jie. Study on structural modeling of experimental modal analysis and development on virtual instrument of modal analysis [D]. Chongqing: Chongqing University, 2010. (in Chinese)
- [5] 王轩. 飞行环境下航天器结构的模态分析技术[D]. 上海:复旦大学,2008.
WANG Xuan. Operational modal identification of spacecraft structures[D]. Shanghai: Fudan University, 2008. (in Chinese)
- [6] 张建华,姜寿山,祝强. 用模态综合法对三轴飞行模拟转台进行动力学分析[J]. 现代制造工程,2008(2):66-69.
ZHANG Jianhua, JIANG Shoushang, ZHU qiang. Modal synthesis and it's use in the dynamic analysis of three axes turntable[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2008 (2): 66-69. (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] 施丽铭,张艳春. 燃气轮机转子模态试验与分析[J]. 燃气轮机技术,2007,20(4):47-49.
SHI Liming, ZHANG Yanchun. Model test and analysis of gas turbine rotor[J]. Gas Turbine Technology, 2007, 20(4): 47-49. (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] 郭俊,刘宝玉,杨金福,等. 气体轴承转子系统低频耦合涡动特性控制的试验研究[J]. 润滑与密封,2010,35(3):86-89.
GUO Jun, LIU Baoyu, YANG Jinfu, et al. An experimental research on the control of sub-synchronous coupling whirl characteristics of gas lubrication bearings rotor system[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(3): 86-89. (in Chinese)
- [11] 郭俊. 轴承供气压力对转子振动性能影响的试验研究[D]. 辽宁 抚顺:辽宁石油化工大学,2010.
GUO Jun. Bearing supply pressure on experimental research of rotor vibration performance[D]. Liaoning Fushun: University of Petroleum & Chemical Technology, 2010. (in Chinese)
- [12] 曹树谦,张文德,萧龙翔. 振动结构模态分析-理论、实践与应用[M]. 天津:天津大学出版社,2001.