

文章编号: 1000-8055(2009)02-0378-07

磁悬浮轴承金属橡胶环组合支承转子系统的动态性能

谢振宇¹, 王彤², 张景亭¹, 高华¹, 黄佩珍²

(1. 南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 航空宇航学院, 南京 210016)

摘 要: 将磁悬浮轴承支承在金属橡胶环上, 构成磁悬浮轴承金属橡胶环组合支承高速旋转实验系统. 通过理论分析、试验模态分析以及系统高速旋转实验研究了金属橡胶环对系统动态性能的影响. 研究结果表明, 增加合适支承刚度及支承阻尼的金属橡胶环可以明显降低转子在第一阶弯曲模态频率处的振动, 减轻磁悬浮轴承为抑制转子弯曲振动所付出的代价, 有利于系统平稳越过第一阶弯曲临界转速.

关 键 词: 磁悬浮轴承; 金属橡胶; 模态频率; 模态阻尼

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Dynamic characteristics of active magnetic bearing system with metal rubber annuluses

XIE Zhen-yu¹, WANG Tong², ZHANG Jing-ting¹,
GAO Hua¹, HUANG Pei-zhen²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of Aerospace Engineering
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To reduce the vibration of flexible rotor supported by active magnetic bearings, metal rubber annuluses were introduced and set around the active magnetic bearings, which are called as complex bearings. Dynamic characteristics of the system supported by the complex bearings were studied in this paper by theoretical analysis, experimental modal analysis and actual operation of the system. The results show that the metal rubber annulus can increase the first bending modal damping of the system obviously, and help the system to get across the first bending critical speed safely.

Key words: magnetic bearing; metal rubber; modal frequency; modal damping

由于磁悬浮轴承具有可主动控制, 与转子无接触, 能长期用于高低温等特殊环境中等特点, 因而被认为是支承技术的一次革命. 但磁悬浮轴承的等效刚度及等效阻尼一般比动压滑动轴承小 2~3 个数量级, 在系统接近或越过弯曲临界转速

时, 因阻尼过小, 转子振幅过大, 容易导致系统破坏^[1-4].

金属橡胶材料是一种均质的弹性多孔材料, 是用一定的工艺方法, 将一定质量的、拉伸开的、螺旋状态的金属丝有序地排在冲压或碾压模具

收稿日期: 2008-10-05; 修订日期: 2009-01-10

基金项目: 国家自然科学基金(50675105); 国家自然科学基金(10702028)

作者简介: 谢振宇, (1968-), 男, 湖南长沙人, 副教授, 博士, 主要从事机电一体化研究.

中,然后用冷冲压或者碾制的方法成型的.这种材料既具有所选金属的固有特性(耐高低温、抗腐蚀等),又具有普通橡胶的弹性,其阻尼比可达 0.35.是解决高温、高压、高真空、超低温等特殊环境下阻尼减振这一难题的新型阻尼装置^[5].但金属橡胶减振装置与被减振对象有接触,不适合支承高速旋转的转子.

当今组合型技术成果的比例显著上升,新的技术往往是已存在的几种科学原理的组合,是当代技术发展的一种趋势.为了克服单一支承型式的固有缺点,可以考虑不同型式组合的混合支承结构.目前在航空发动机设计上采用滚动轴承(或滑动轴承)与挤压油膜阻尼器混合支承已成为一种典型设计^[6].Hamburg 最早发表了有关该混合支承的论文,指出既有阻尼又有弹性地安置滚动球轴承在控制转子振动响应方面是有效的^[7].

与上述论述类似,本文将磁悬浮轴承支承在金属橡胶环上,构成磁悬浮轴承金属橡胶环组合

支承高速旋转实验系统,研究了该组合支承实验系统的动态性能.通过改进磁悬浮轴承的控制技术,并利用金属橡胶环产生的附加阻尼,降低转子越过弯曲临界转速时的振幅,减轻磁悬浮轴承为抑制转子振动所付出的代价.

1 实验台机械装置

图 1 为组合支承实验装置的机械结构图.转子由两个径向组合轴承和一个轴向磁悬浮轴承支承,内置高频电机带动转子高速旋转.图 1 中标号名称:1 为轴向传感器组件(两端),2 和 7 为径向组合支承组件(含金属橡胶环、磁悬浮轴承及径向传感器),3 为基座,4 为轴向磁悬浮轴承组件,5 为高频电机组件,6 为转子组件.转子总长 828 mm,转子铁芯外径 39.7 mm,转子铁芯轴向长度 22 mm,径向轴承、轴向轴承单边气隙均为 0.25 mm,径向轴承、轴向轴承偏磁电流均为 2.5 A,推力盘直径 82 mm,两个径向轴承间距离 703 mm.

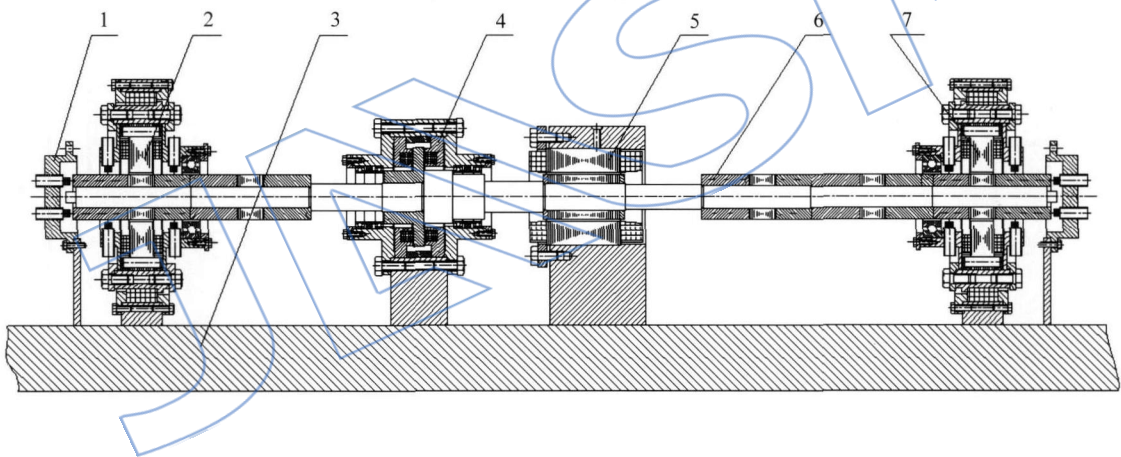


图 1 实验装置机械结构图
Fig. 1 Schematic illustration of mechanical structure

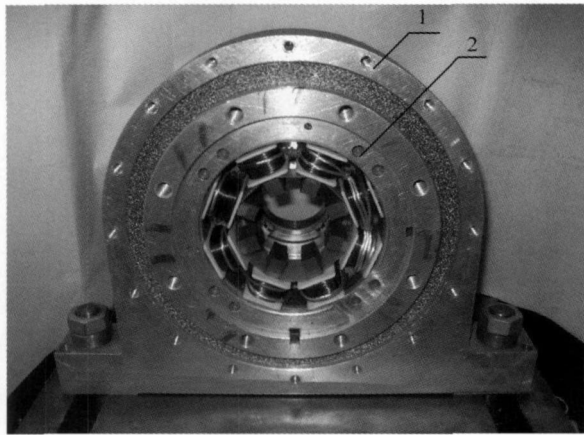


图 2 径向组合支承组件照片
Fig. 2 Photo of radial complex bearing

图 2 为径向组合支承组件(拆除传感器)实物图.图 2 中标号名称:1 为金属橡胶环,2 为径向磁悬浮轴承.金属橡胶环设计参数为:内径 152 mm,外径 176 mm,宽度 26 mm,径向刚度 1×10^6 N/m,径向阻尼 1×10^4 N · s/m.

2 数学模型

主轴材料的弹性模量 $E = 186 \times 10^9$ N/m²,材料密度 $\rho = 7850$ kg/m³.忽略非线性环节的影响,用 k_1 和 k_2 分别表示磁悬浮轴承与金属橡胶环的支承刚度, c_1 和 c_2 分别表示磁悬浮轴承与金属橡胶环的支承阻尼, m_1 和 m_2 分别表示两个径向磁悬浮轴承质量,将转子简化为具有 79 个集总质量及集总转动惯量的节点模型,如图 3.转子各节点

间用不同的无质量等截面弹性轴段来连接,在第 6 和 74 节点处各有一个磁悬浮轴承金属橡胶环组合支承.

采用集总参数法建立系统的数学模型. 状态变量中含各自由度控制电流. 用 x 和 y 分别表示转子各节点的线位移, ϕ 和 ψ 分别表示转子各节点的角位移, x_m 和 y_m 分别表示径向磁悬浮轴承质点的线位移, i_x 和 i_y 分别表示磁悬浮轴承在 x 和 y 方向的控制电流.

在通过转子轴线任意截面上,设方程组的解具有一般形式

$$x = x_0 e^{i\lambda t},$$

其中

$$y = u + iv,$$

相应的无量纲表达式为

$$\bar{x} = \bar{x}_0 e^{i\lambda t}, \lambda = \bar{u} + i\bar{v},$$

其中

$$\bar{u} = u/\omega_k, \bar{v} = v/\omega_k.$$

当转子存在不平衡时,系统无量纲方程可表示为

$$\begin{bmatrix} 0 & \tilde{M} & 0 \\ \tilde{M} & \bar{C} & 0 \\ \bar{K}_1 & \bar{K}_2 & \bar{K}_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{R}_1^T \\ \dot{R}_2^T \\ \dot{R}_3^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\tilde{M} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{K} & \bar{K}_i \\ 0 & \bar{K}_4 & \bar{K}_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1^T \\ R_2^T \\ R_3^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{F}^T \\ 0 \end{bmatrix} \tag{1}$$

其中 $\tilde{M}$, $\bar{C}$ 和 $\bar{K}$ 分别为质量、阻尼及各刚度矩阵,状态变量为

$$R^T = [R_1, R_2, R_3],$$

$$R_1^T = [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\phi}, \bar{\psi}, \dots, \bar{x}_{79}, \bar{y}_{79}, \bar{\phi}_9, \bar{\psi}_9, \bar{x}_{m_1}, \bar{y}_{m_1}, \bar{x}_{m_2}, \bar{y}_{m_2}],$$

$$R_2^T = [\bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{\phi}, \bar{\psi}, \dots, \bar{x}_{79}, \bar{y}_{79}, \bar{\phi}_9, \bar{\psi}_9, \bar{x}_{m_1}, \bar{y}_{m_1}, \bar{x}_{m_2}, \bar{y}_{m_2}],$$

$$R_3^T = [\bar{i}_{x_1}, \bar{i}_{y_1}, \bar{i}_{x_1}, \bar{i}_{y_1}, \bar{i}_{x_2}, \bar{i}_{y_2}, \bar{i}_{x_2}, \bar{i}_{y_2}]$$

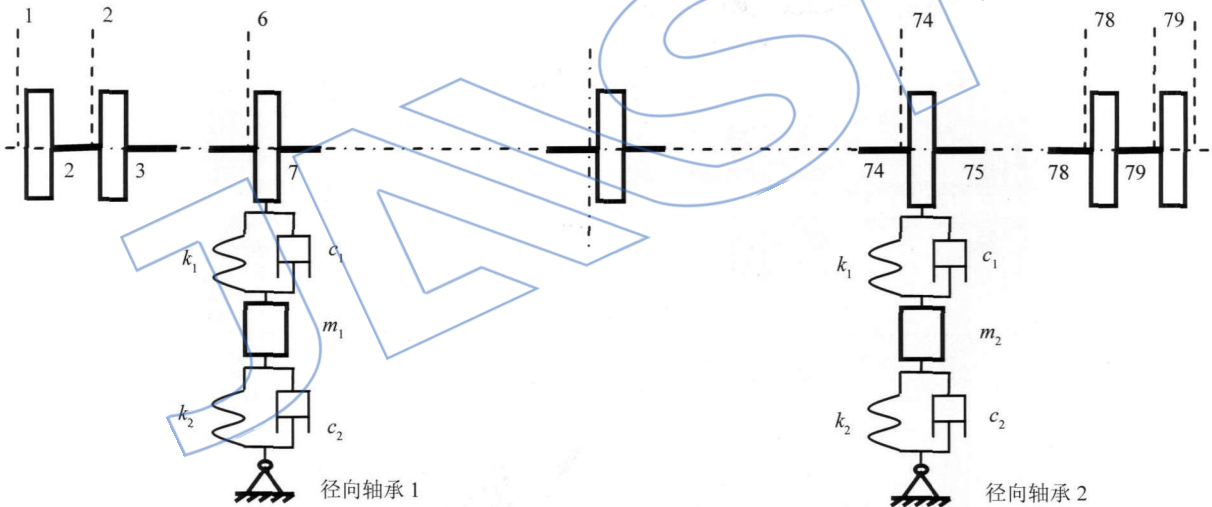


图 3 转子离散化模型

Fig. 3 Dispersed model of the rotor

无量纲位移与角速度

$$\bar{x} = \frac{x}{d_0}, \bar{y} = \frac{y}{d_0}, \bar{\phi} = \phi, \bar{\psi} = \psi, \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_k}$$

无量纲电流 $\bar{i}_x = i_x/i_0, \bar{i}_y = i_y/i_0$;

$\bar{F}$ 为广义外激振力 $\bar{F} = \left[\bar{F}_{r0} + i \bar{F}_{i0} \right] \cdot e^{i\alpha}$

有阻尼存在的不平衡响应中,转子涡动与不平衡力间有相位差,故转子各节点运动可用下式表示:

$$R = R_0 \cdot e^{i\alpha} = \left[R_{r0} + i R_{i0} \right] \cdot e^{i\alpha} \tag{2}$$

将式(2)代入式(1),并按实虚部展开. 若已知 $\bar{F}$,即可求得转子稳态不平衡响应振幅的实部与

虚部,进而分别求得各节点 x 和 y 方向稳态不平衡响应的振幅、滞后角及轨迹方程.

3 计算结果

当系统近似为线性系统时,转子各节点振动相似,相位相同. 故可通过分析转子某一节点(非振型节点)的振动获得转子的整体振动情况.

求解转子的不平衡响应,必须已知转子不平衡量的大小及其分布规律,然而对一个转子而言,这些量却是未知的,因此不平衡响应的分析主要用于研究转子对在某些位置上不平衡量的敏感程

度,或者在给定不平衡量情况下,通过计算在不同转速下的不平衡响应,来确定转子的临界转速.

假设各节点的不平衡量 e_j 分布在同一个平面上,且有 $e_j = 5 \times 10^{-6} \text{ m}$,其中 $j = (1, 2, \cdots, 79)$.

则

$$F_{r0} = [m_1 e_1 \omega^2, 0, 0, 0, \cdots, m_{79} e_{79} \omega^2, 0, 0, 0, 0, 0, 0] \cdot e^{i\omega t}$$
$$F_{i0} = [0, m_1 e_1 \omega^2, 0, 0, \cdots, 0, m_{79} e_{79} \omega^2, 0, 0, 0, 0, 0, 0] \cdot e^{i\omega t}$$

磁悬浮轴承控制参数如表 1,其中 k_p, k_i, k_d 和 T_d 分别表示控制器比例系数、积分系数、微分系数和微分时间系数.

在上述参数下,采用 MATLAB 软件对含或不金属橡胶环实验系统进行分析.距右端径向组合支承组件(参见图 1)对称中心 157 mm(第 57

表 1 磁悬浮轴承控制参数
Table 1 Control parameters of the magnetic bearing

	k_p	k_i	$k_d/10^{-3}$	$T_d/10^{-5} \text{ s}$
径向	2.55	16.61	6.9	1.12
轴向	1.62	12.88	2.7	1.12

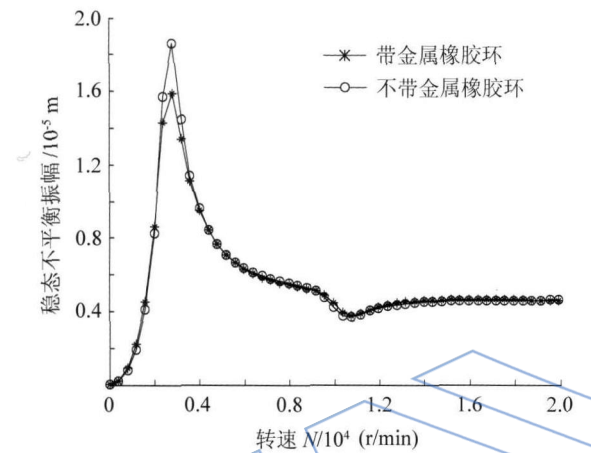


图 4 转子第 57 节点处不平衡响应
Fig. 4 Unbalance response of the 57th node

节点)处转子不平衡响应的分析结果如图 4 所示.

由图 4 可以看出,增加金属橡胶环可以明显降低转子在 3000 r/min 附近的振动.

4 试验模态分析

转子在上述参数下稳定悬浮,通过模态实验,可获得反映系统动态特性的频率、阻尼、振型等模态参数,预测系统的运行状况.

在转子上布置 12 个点,在第 6 和第 10 点布置 2 个参考传感器,用模态力锤分别激励第 1 至 12 点,进行多参考点锤击法模态试验,以分析含或不金属橡胶环实验系统的动态性能.实验采

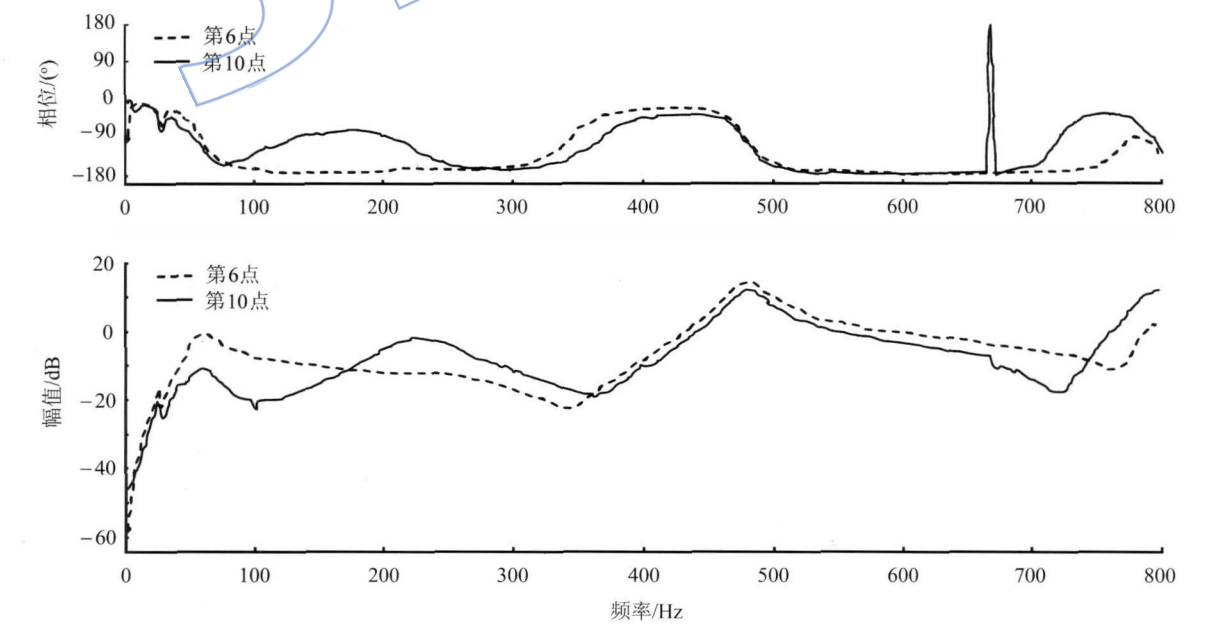


图 5 原点频率响应函数
Fig. 5 Driving point frequency response functions

用法国 OROS 公司的 OR34 四通道动态信号测试分析仪、美国 PCB 公司的力锤及加速度传感器. 数据分析采用南京航空航天大学“动态测试与分析中心”开发的 N-Modal 模态分析软件.

对组合支承实验系统进行模态实验中, 所获得的原点、跨点频率响应函数分别如图 5 和图 6 所示, 前 4 阶模态振型如图 7 所示. 对不含金属橡

胶环实验系统进行激振实验所得结果与此类似. 采用复模态指示因子 (Complex modal indication function, CMIF) 模态参数识别方法, 获得两种实验系统前 4 阶模态频率如表 2, 前 4 阶模态阻尼如表 3.

图 6 为两参考传感器间的跨点频率响应函数, 其一致性较好, 表明实验所获得的频率响应函

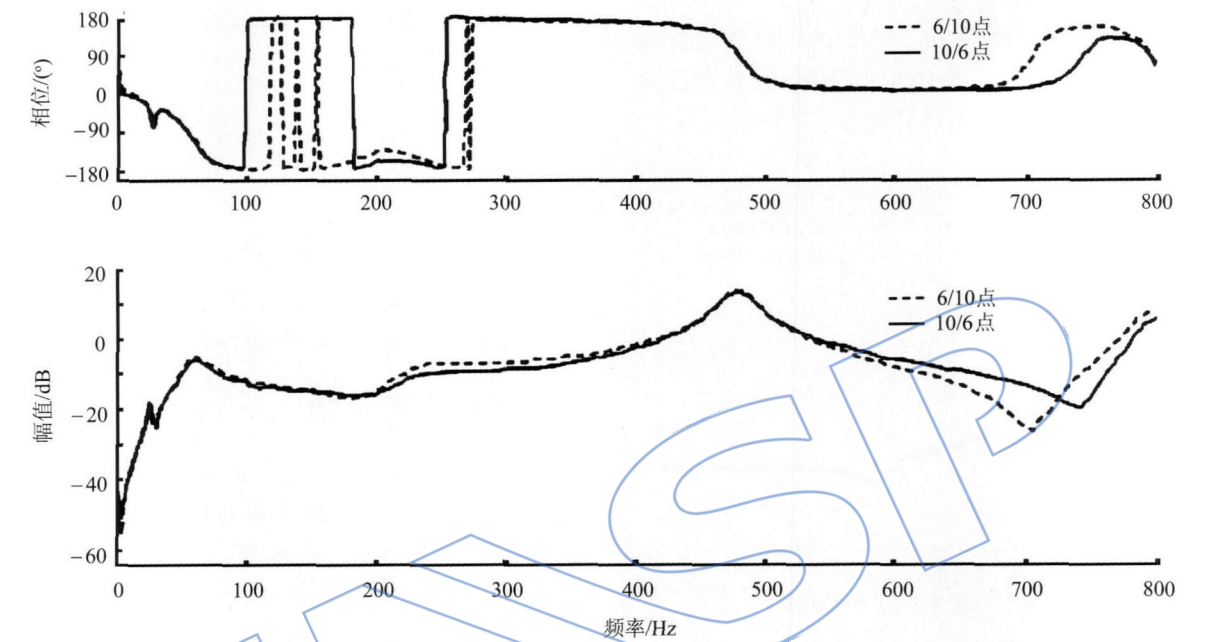


图 6 跨点频率响应函数
Fig. 6 Cross point frequency response functions

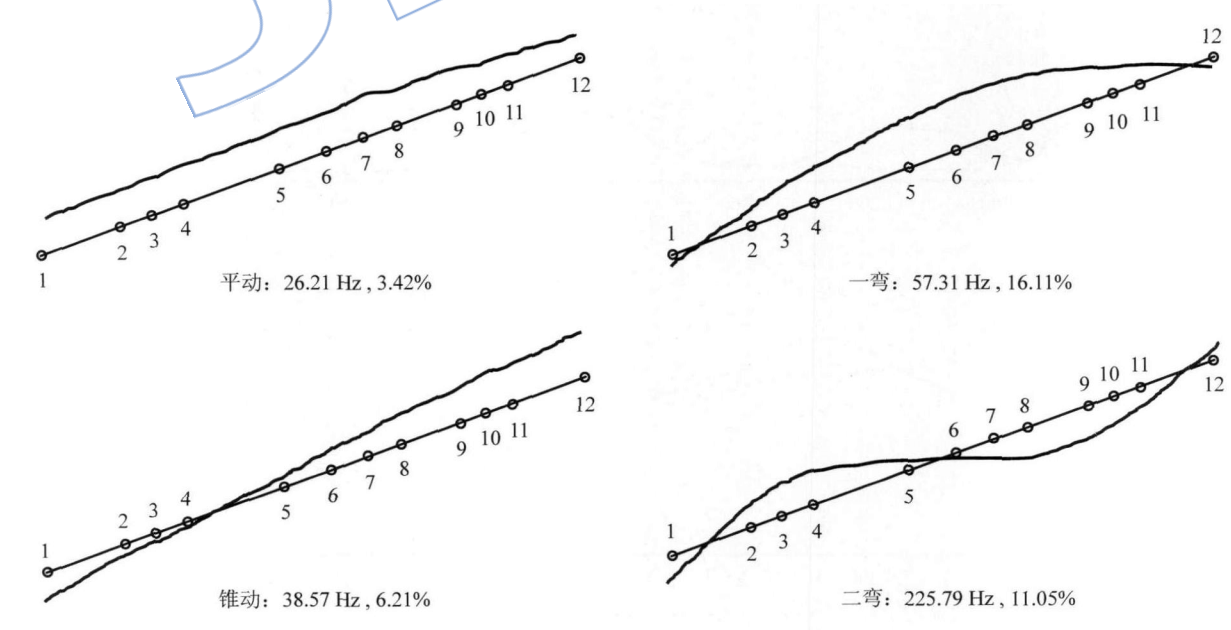


图 7 含金属橡胶环系统前 4 阶振型
Fig. 7 Vibration modes of the system with the metal rubber annuluses

数质量较高. 由表 3 可以看出, 增加金属橡胶环后, 系统在第一阶弯曲模态频率处的模态阻尼明显增加, 有利于系统越过第一阶弯曲临界转速. 考虑到阻尼识别误差 (一般认为阻尼是模态试验中最难以精确识别的参数), 可以认为增加金属橡胶环对该实验系统其他各阶模态阻尼的影响较小.

表 2 前 4 阶模态频率 (单位: Hz)

Table 2 First four mode frequencies (Unit: Hz)

	平动	锥动	一弯	二弯
不含金属橡胶环	20.4	37.0	58.3	219.8
含金属橡胶环	26.2	38.6	57.3	225.8

表 3 前 4 阶模态阻尼

Table 3 First four mode damps

	平动	锥动	一弯	二弯
不含金属橡胶环	2.7	7.2	12.2	10.7
含金属橡胶环	3.4	6.2	16.1	11.1

5 高速旋转实验

实验系统实物照片如图 8 所示. 参数与前述相同, 在含或不含金属橡胶环两种状态下, 将转子稳定悬浮, 并通过内置高频电机带动转子由 0 r/min 稳定运行至 16800 r/min (280 Hz).

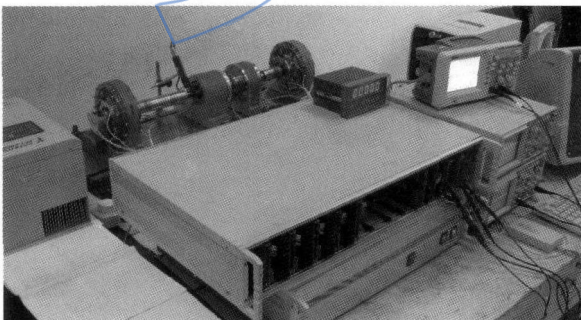


图 8 实验系统实物照片

Fig.8 Photo of the setup

系统运行过程中, 转子实际转速由光电传感器测量, 转子同频振动由 HP35670A 动态信号分析仪根据电涡流传感器输出实时获得. 电涡流传感器灵敏度为 6×10^{-5} m/V. 在距右端径向组合支承组件 (参见图 1) 对称中心 157 mm (第 57 节点) 处布置电涡流传感器, 测得该位置转子的同频

振动随转速变化如图 9 所示.

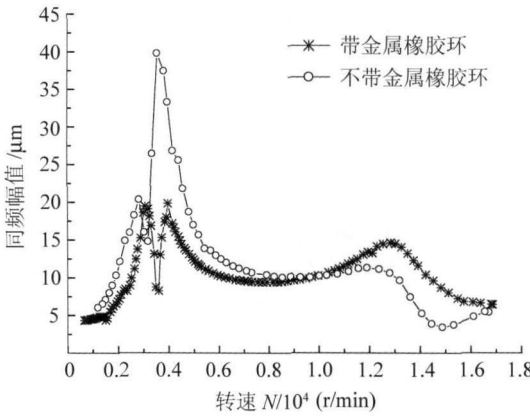


图 9 转子第 57 节点处同频振动

Fig.9 Vibration of the 57th rotor node

由图 9 可以看出, 两种实验系统均越过了两阶弯曲临界转速. 但含金属橡胶环实验系统在 60 Hz 附近 (第一阶弯曲模态频率处) 转子的振动明显降低; 在 220 Hz 附近 (第二阶弯曲模态频率处) 转子的振动略有增加. 这说明增加金属橡胶环能有效提高系统在第一阶弯曲模态频率处的支承阻尼.

6 总结与展望

由前述分析可知, 增加具有一定支承刚度与支承阻尼的金属橡胶环, 可以明显提高该实验系统在第一阶弯曲模态频率处的支承阻尼, 有利于系统安全稳定地越过第一阶弯曲临界转速. 这一方案简单易行, 能够减轻磁悬浮轴承为抑制转子弯曲振动所付出的代价.

旋转机械转子高速、重载、细长发展的趋势, 要求系统能越过更高阶弯曲临界转速, 因此有必要更深入研究超柔性转子系统的各种问题. 金属橡胶材料与磁悬浮轴承均具有非线性, 在转子振动较大时, 非线性的影响不可忽略. 另外本实验系统还需进一步优化组合支承各部分的支承刚度与支承阻尼, 提高系统的动态性能, 探索利用金属橡胶环提高系统二阶甚至更高阶弯曲模态阻尼的方法.

致谢: 特别感谢“哈尔滨工业大学金属橡胶技术研究开发中心”为本实验系统研制金属橡胶环.

参考文献:

[1] Hirochika U. Helium cold compressor with active magnetic bearings[C]// Proc. of the 7th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Zurich: ETH, 2000: 1-6.

- [2] YU Suyuan, YANG Guojun, SHI Lei. Application and research of the active magnetic bearing in the nuclear power plant of high temperature reactor [C] // Proc. of the 10th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Martigny: ETH, 2006.
- [3] Makoto I, Hiroyuki F, Osami M. Rotational test of flexible rotor supported by active magnetic bearings [C] // Proc. of the 10th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Martigny: ETH, 2006.
- [4] Kai A, Christoph S, Rainer N. Active balancing of a supercritical rotor on active magnetic bearings [C] // Proc. of the 10th Int. Symp. on Magnetic Bearings. Martigny: ETH, 2006.
- [5] 夏宇宏,姜洪源,敖宏瑞,等. 汽车用环形金属橡胶弹性元件的性能研究 [J]. 机械设计, 2002, (11) : 8-10.
- XIA Yuhong, JIANG Hongyuan, AO Hongrui, et al. Research on performance of annular metallic rubber elastic element employed in automobile [J]. Mechanical Design, 2002, (11) : 8-10. (in Chinese)
- [6] 夏南,孟光. 对挤压油膜阻尼器轴承和旋转机械转子-挤压油膜阻尼器轴承系统动力特性研究的回顾与展望 [J]. 机械强度, 2002, 24(2) : 216-224.
- XIA Nan, MENG Guang. Retrospect and prospect to the research on squeeze film damper bearing (SFDB) and on dynamic characteristics of rotating machinery rotor-SFDB system [J]. Journal of Mechanical Strength, 2002, 24(2) : 216-224. (in Chinese)
- [7] Hamburg G, Parkinson J. Gas turbine shaft dynamics [J]. SAE Trans. , 1962, 70 : 774-784.