

磁悬浮轴承系统联轴器不对中动态特性研究*

姚润晖, 周瑾, 关旭东, 吴海同, 徐园平

(南京航空航天大学机电学院 南京, 210016)

摘要 为了使含有多跨转子的大型磁悬浮旋转机械系统能够稳定运行,开展联轴器不对中对转子动态特性的影响规律研究。通过将联轴器不对中量等效为施加在转子上的旋转力,建立具有联轴器不对中的磁悬浮转子系统数学模型。基于该模型仿真分析了转子的轴心轨迹和振动频谱,给出转子位移信号中转速二倍频分量幅值与转速、联轴器不对中量之间的关系,并进行磁悬浮轴承-转子系统联轴器不对中实验。实验结果表明:在一定转速下,随着联轴器不对中量增大,转子位移转速二倍频信号幅值近似呈线性增加,约为每增加 0.1 mm 不对中量,二倍频位移信号幅值增大 1.53 μm 。

关键词 磁悬浮轴承;联轴器不对中;频谱分析;轴心轨迹
中图分类号 TH133.3

引言

主动式磁悬浮轴承(active magnetic bearing, 简称 AMB)通过对转子施加可控电磁力以实现转子的无接触悬浮,具有无摩擦、无需润滑、寿命长、效率高、可控刚度阻尼^[1]及可实时监测转子位移等特点,常被用于支承高速旋转机械。由于机械制造误差和安装误差的存在,在含多跨转子的大型磁悬浮旋转机械中,不同轴段转子存在联轴器不对中现象。在联轴器的约束作用下,转子会受到转速同频、二倍频及多倍频作用力,表现为转子的振动频谱含有较大的基频成分和较多谐波分量,这会增大磁悬浮轴承电控系统负载,严重影响联轴器工作寿命,降低系统效率及稳定性。为了使系统能够稳定运行,研究联轴器不对中对转子动态特性的影响规律尤为重要。国内外学者对油膜轴承系统联轴器不对中进行了研究。Tuckmantel 等^[2]使用有限元法研究挠性联轴器不对中会使转子位移谐波分量上升。Verucchi 等^[3]使用估计转矩分析法进行电机的柔性联轴器不对中检测。Reddy 等^[4]使用小波变换的方式分析故障信号对联轴器不对中程度进行评估。李明等^[5]使用油膜轴承多跨转子实验台研究了联轴器不对中时转子运动规律,表现为二倍及多倍频谐波较多。蒋玲莉等^[6]对双转子系统的联轴器不对中现象进行仿真实验。庞智元等^[7]研究了多跨转子存在偏角不对中时,轴心轨迹逐渐呈“8 字形”。黄志伟等^[8]发现不对中与碰磨故障同时发生时出现非线性拟周期运动。

在磁悬浮轴承系统不对中方面,李红等^[9]使用 Fx-LMS 算法减弱了不对中对磁悬浮轴承转子的影响。冯锐等^[10]使用广义陷波器抑制了由不对中引起的磁悬浮高速电机对拖实验中的基频和二倍频信号。目前,针对具有联轴器不对中的磁悬浮轴承-转子系统的运动规律尚未深入进行定量研究。

针对上述问题,笔者开展联轴器平行不对中的磁悬浮轴承-转子系统动力学特性的定量分析。将不对中量等效为旋转力,模拟磁悬浮轴承转子系统的联轴器不对中工况,通过数学模型仿真分析不对中量对转子轴心轨迹和位移频谱的影响规律,并进行实验验证。

1 磁悬浮轴承系统联轴器不对中动力学分析

图 1 为联轴器受力示意图。图中: O_1 为被动轴中心; O_2 为主动轴中心。具有平行不对中量 d 的主动轴与被动轴由 2 个半联轴器连接,两轴以角速度 ω 旋转,转过的角度为 ωt 。由于两半联轴器材料相同,以联轴器上一点 M 为两半联轴器的连接点,则 O_2M 段半联轴器与 O_1M 段半联轴器的金属纤维分别受等量压应力与拉应力。

取 O_1M 上的点 N 满足 $MN = O_2M$,此时两半联轴器的总变形量为 O_1N ,且 O_1M 与 O_2M 的长度远大于不对中量 d ,可认为 O_2N 垂直于 O_1M 。总变形量 $O_1N = d\cos\omega t$,联轴器刚度为 K ,则每个半联轴器

* 国家自然科学基金资助项目(52075239);南京航空航天大学基本科研业务费专项科研资助项目(NZ2018460);江苏高校“青蓝工程”资助项目

收稿日期:2020-09-29;修回日期:2020-11-13

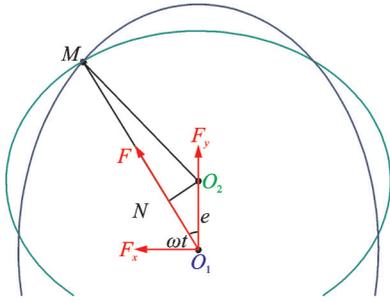


图 1 联轴器受力示意图

Fig.1 Force diagram of coupling

所受应力大小为

$$|F| = K \frac{O_1 N}{2} = \frac{Kd \cos \omega t}{2} \quad (1)$$

将该力投影至水平方向 F_x 和垂直方向 F_y , 即

$$F_{cy} = \frac{Kd(\cos \omega t)^2}{2} = \frac{Kd}{4} + \frac{Kd \cos 2\omega t}{4} \quad (2)$$

$$F_{cx} = \frac{Kd \sin \omega t \cos \omega t}{2} = \frac{Kd \sin 2\omega t}{4} \quad (3)$$

作用在磁悬浮轴承转子上的径向力为

$$F_c = \frac{Kd}{4} + \frac{Kd}{4} e^{i2\omega t} \quad (4)$$

其中: $Kd/4$ 为常力, 方向与两轴不对中量 d 同向; $Kde^{i2\omega t}/4$ 为由于联轴器不对中引起的角速度, 即转子转速二倍频的旋转力, 大小与 d 成正比。

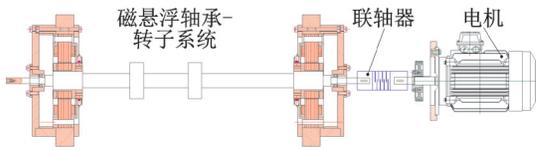


图 2 电机驱动磁悬浮轴承系统示意图

Fig.2 Magnetic bearing system driven by the motor

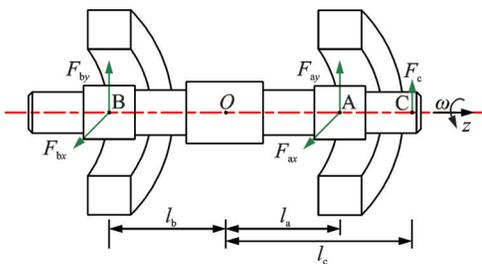


图 3 转子受力示意图

Fig.3 Stress diagram of the rotor

图 2 为电机驱动磁悬浮轴承系统示意图。若电机轴与磁悬浮转子轴存在平行不对中, 此时转子受力示意图如图 3 所示。转子受到四路径向磁悬浮轴承提供的支承力 $F_{ax}, F_{ay}, F_{bx}, F_{by}$, 并在与联轴器连接处受作用力 F_c 。转子中心到磁悬浮轴承 A, B 及联轴器安装处 C 的距离分别为 l_a, l_b, l_c 。

磁悬浮轴承 A 和磁悬浮轴承 B 各由 2 对电磁铁

组成, 产生可控的竖直电磁力 F_{ay}, F_{by} 与水平电磁力 F_{ax}, F_{bx} , 用于控制转子 A 端与 B 端在竖直与水平方向的位移。由麦克斯韦方程推导出第 i 路电磁铁提供电磁力 F_i 为

$$F_i = F_+ - F_- = \frac{\mu_0 A_a n^2}{4} \left[\frac{(i_0 + i_i)^2}{(s_0 - x_i)^2} - \frac{(i_0 - i_i)^2}{(s_0 + x_i)^2} \right] \quad (5)$$

其中: i_0 为转子悬浮在工作点位置时的偏置电流; i_i 为第 i 路磁悬浮轴承控制电流, 通过差动控制实现转子悬浮; s_0 为转子悬浮工作点位置; x_i 为转子在第 i 路方向产生的位移; μ_0, n, A_a 分别为真空磁导率、电磁铁中线圈匝数及电磁铁表面投影面积。

对式(5)在转子悬浮工作点 $x_i=0, i_i=0$ 处泰勒展开, 得到线性化处理后的磁悬浮轴承电磁力为

$$F(i_i, x_i) \approx k_{ei} i_i + k_{xi} x_i \quad (6)$$

其中: k_{ei} 为第 i 路电流刚度系数; k_{xi} 为第 i 路位移刚度系数。

四路磁悬浮轴承所提供支承力为

$$\begin{bmatrix} F_{ax} \\ F_{bx} \\ F_{ay} \\ F_{by} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{ear} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{ebr} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{eay} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{eby} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ar} \\ i_{br} \\ i_{ay} \\ i_{by} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{rar} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{rbr} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{ray} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{rby} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{ar} \\ x_{br} \\ x_{ay} \\ x_{by} \end{bmatrix} \quad (7)$$

根据转子动力学理论, 包含联轴器不对中所产生作用力的四自由度磁悬浮轴承刚性转子动力学方程为

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta}_y \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta}_x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_z \omega \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -J_z \omega & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{y} \\ \dot{\theta}_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ l_a & -l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & l_a & -l_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{ax} \\ F_{bx} \\ F_{ay} \\ F_{by} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ l_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & l_c & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{cx} \\ 0 \\ F_{cy} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} me\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \\ 0 \\ me\omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中: M 为转子质量; J_x, J_y, J_z 为转子绕 x, y, z 轴的转动惯量; $[x \ \theta_y \ y \ \theta_x]^T$ 为转子的广义坐标, 分别为转子在 x 轴、 y 轴的位移和转动角度; me 为等效不平衡质量的质径积; F_{cx} 和 F_{cy} 为联轴器不对中所产生作用力在 x 轴和 y 轴的分量。

2 磁悬浮轴承-转子系统联轴器不对中仿真

根据式(8)建立含有联轴器平行不对中等效作用力的四自由度刚性转子数学模型,如图4所示,并根据磁悬浮轴承-转子实验台的参数对数学模型赋值。仿

真实验中设定转子的转速为1 800 r/min,四对磁悬浮轴承均采用PID控制器控制,功率放大器等效为一惯性环节。根据实际测量的转子不平衡质量与偏心距为仿真模型添加激励,在联轴器安装处根据不对中量添加由式(4)计算得到的等效旋转力,用来模拟联轴器平行不对中工况。仿真实验参数如表1所示。

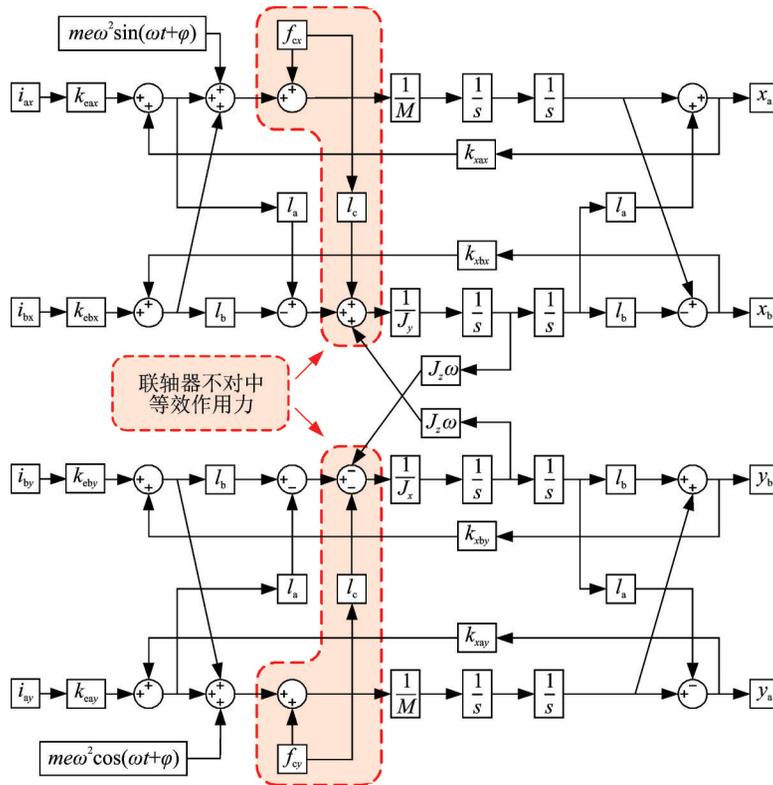


图4 刚性转子数学模型

Fig.4 Simulation shaft center trajectory

表1 仿真实验参数

Tab.1 Simulation parameters

参数	数值
转子质量 M/kg	9.32
磁悬浮轴承位移刚度 $k_x/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	1.251×10^6
磁悬浮轴承电流刚度 $k_i/(\text{N}\cdot\text{A}^{-1})$	180.556
膜片联轴器弯曲刚度 $k_c/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	1.871×10^5
赤道转动惯量 $J_x, J_y/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.136 9
极转动惯量 $J_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.004 69
不平衡质径积 $(\text{kg}\cdot\text{m})$	1.14×10^{-6}

仿真实验转子轴心轨迹如图5所示。转子转频为30 Hz,无不对中量的转子仅在自身不平衡质量影响下做同步正进动。当不对中量增至0.1 mm时,转子轴心轨迹在转速同频的不平衡力与联轴器不对中引起的转速二倍频旋转力的共同作用下出现凹陷,整体呈扩大趋势。当不对中量增至0.2 mm时,转速二倍频旋转力的幅值逐渐增大,使轴心轨迹凹

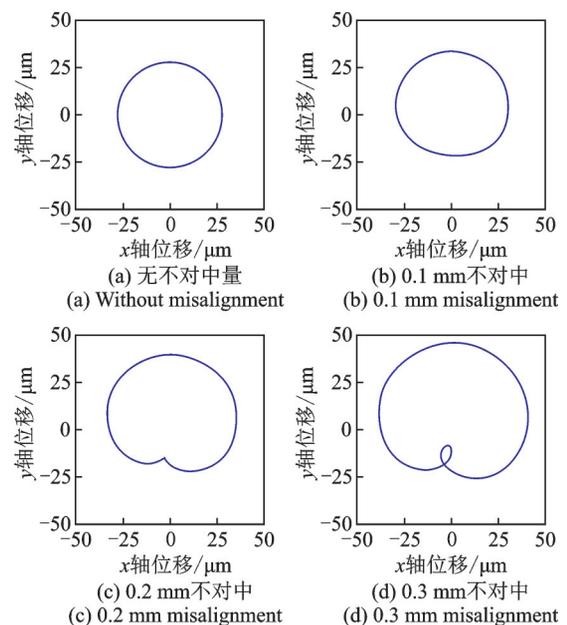


图5 仿真实验轴心轨迹

Fig.5 Simulation shaft center trajectory

陷处逐渐形成尖峰,轴心轨迹包围面积继续增加。当不对中量增至0.3 mm时,轴心轨迹凹陷处的尖峰逐渐形成“水滴形”,转子位移频谱的转速二倍频分量对轴心轨迹变化产生较大影响。

图6为仿真实验频谱分析对比。在30 Hz转频下,随不对中量增大,转速二倍频振动幅值近似呈线性增加,是导致轴心轨迹发生变形的主要因素。由于转子位移转速二倍频信号的幅值与转子转速密切相关,通过仿真建立转频-不对中量-转速二倍频位移信号幅值图,如图7所示。可见,在一定转速下,转子位移的转速二倍频分量幅值与不对中量成正比。随着转频提高,联轴器不对中量对转速二倍频信号的影响呈先增后降的趋势,并在转子刚体模态转频附近约47 Hz时达到最大值,即联轴器平行不对中对转子动态特性的影响在刚体模态转频附近更加明显。

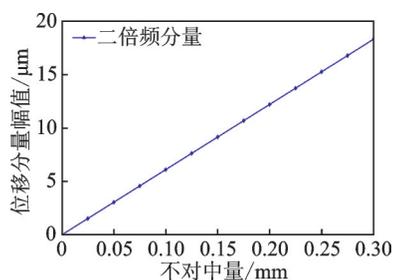


图6 仿真实验频谱分析对比

Fig.6 Spectrum analysis comparison chart of simulation

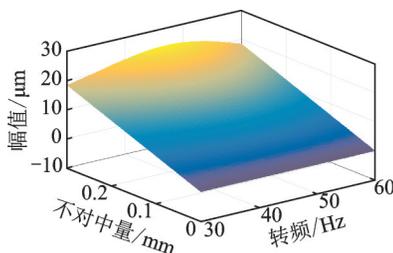


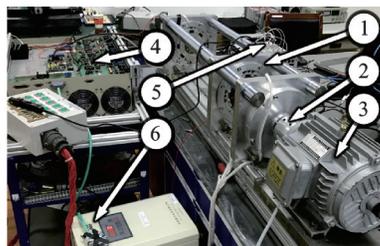
图7 转速二倍频位移信号幅值

Fig.7 Amplitude diagram of second-harmonic displacement signal of rotational speed

3 磁悬浮轴承-转子系统联轴器不对中实验

图8为磁悬浮轴承-转子联轴器实验平台。磁悬浮轴承-转子系统由电涡流传感器实时监测转子位移,经dSPACE仿真控制器处理后输出适当的控制电压,并由功率放大器电路转换为控制电流输入磁悬浮轴承,完成闭环反馈控制,实现转子稳定悬浮。

实验时先将转子稳定悬浮,使用联轴器连接转子与电动机,调节变频器将电机升速至1 800 r/min,即30 Hz。待转速稳定后,使用dSPACE仿真控制



1-磁悬浮轴承-转子实验平台; 2-联轴器; 3-电动机; 4-dSPACE仿真控制器; 5-功率放大器电路; 6-电动机变频器

图8 磁悬浮轴承-转子联轴器实验平台

Fig.8 Magnetic bearing system experimental platform

器采集转子位移信号,绘制转子位移频谱图与轴心轨迹图。将厚度为0.1 mm的刚性垫片放入电机与基座的间隙中,确保电机-刚性垫片-基座充分接触后拧紧电机的固定螺栓,使电机轴心与悬浮状态的转子中心产生初始状态以上0.1 mm的平行不对中量,开始旋转实验并进行信号采集与数据分析。依次调整电机轴心与悬浮状态的磁悬浮轴承转子中心不对中量为初始状态以上0.2 mm和0.3 mm,控制电机转频为30 Hz,分析在不同不对中量下磁悬浮轴承转子的位移频谱信号及轴心轨迹。

图9为实验频谱分析对比。转子正常悬浮时,在一定转速下,随联轴器不对中量增加,转子位移信号中转速二倍频分量近似呈线性增加,约为每增加0.1 mm平行不对中量,转速二倍频位移信号幅值增大1.53 μm 。由于实验台的机械加工误差引起的传感器检测误差会对转子轴心轨迹产生干扰,同时实验台电控系统也引入了部分高次谐波,使得转子振动位移频谱中存在转速为3,4,5,7,9倍频的谐波分量。

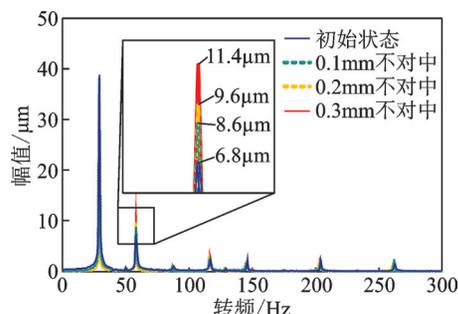


图9 实验频谱分析对比

Fig.9 Spectrum analysis comparison chart

上述干扰的叠加导致转子轴心轨迹呈不规则形状,图10为转子轴心轨迹图。随着联轴器不对中量增大,轴心轨迹相对初始状态下的轴心轨迹产生了凹陷,且转子轴心最大位移随转速二倍频分量的增大而逐渐增加,从约37 μm 增至43 μm 左右,与仿真实验的规律相符。

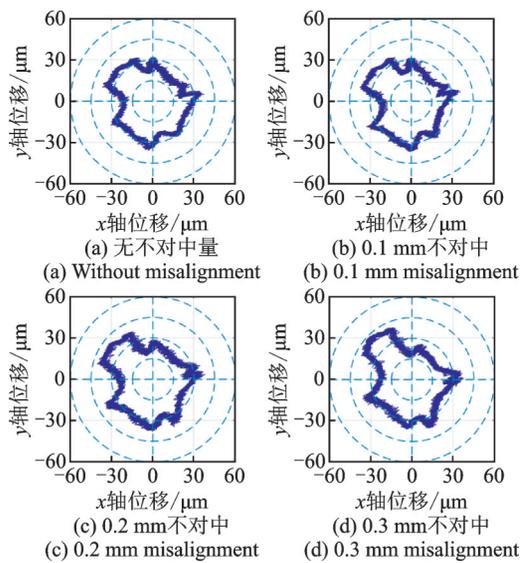


图10 轴心轨迹图

Fig.10 Shaft center trajectory

4 结论

1) 随着联轴器平行不对中量增大,磁悬浮轴承-转子系统轴心轨迹会发生凹陷,并逐渐形成“水滴形”轴心轨迹,可用作磁悬浮轴承系统联轴器不对中的判断依据。

2) 随着转频增加,联轴器平行不对中量对转子位移的转速二倍频信号的影响逐渐增强,并在转子刚体模态转频为47 Hz附近达到最大值,而后逐渐减弱。

3) 转子正常悬浮时,转子转速二倍频位移信号幅值随着联轴器不对中量增大近似呈线性增加,在本实验室条件下约为每增加0.1 mm平行不对中量,转速二倍频位移信号幅值增大 $1.53 \mu\text{m}$ 。

参 考 文 献

- [1] SCHWEITZER G, MASLEN H. 磁悬浮轴承——理论、设计及旋转机械应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2012: 11-12.
- [2] TUCKMANTEL F, CAVALCA K. Vibration signatures of a rotor-coupling-bearing system under angular misalignment [J]. Mechanism & Machine Theory, 2019, 133: 559-583.
- [3] VERUCCHI C, BOSSIO J, BOSSIO G, et al. Misalignment detection in induction motors with flexible coupling by means of estimated torque analysis and MCSA [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 80: 570-581.
- [4] REDDY M, SEKHAR A. Detection and monitoring of coupling misalignment in rotors using torque measurements [J]. Measurement, 2015, 61: 111-122.
- [5] 李明, 李自刚. 联轴器不对中故障转子系统的动力学试验 [J]. 振动、测试与诊断, 2015(2): 155-161.

LI Ming, LI Zigang. Theoretical and experimental study an dynamics of rotor-bearing system with the faults of coupling misalignment [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015 (2): 155-161. (in Chinese)

- [6] 蒋玲莉, 陈雨蒙, 李学军, 等. 双转子系统联轴器不对中振动响应分析 [J]. 机械科学与技术, 2019, 38(9): 1350-1356.

JIANG Lingli, CHEN Yumeng, LI Xuejun, et al. Vibration analysis of dual-rotor system with coupling misalignment [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(9): 1350-1356. (in Chinese)

- [7] 庞智元, 潘宏刚, 肖增弘, 等. 多跨转子系统联轴器偏角不对中振动特性与试验研究 [J]. 汽轮机技术, 2019, 61(5): 337-342.

PANG Zhiyuan, PAN Honggang, XIAO Zenghong, et al. Off-center vibration characteristics and experimental study of multi-span rotor system coupling [J]. Turbine Technology, 2019, 61(5): 337-342. (in Chinese)

- [8] 黄志伟, 周建中, 张勇传. 水轮发电机组转子不对中-碰摩耦合故障动力学分析 [J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(8): 88-93.

HUANG Zhiwei, ZHOU Jianzhong, ZHANG Yongchuan. Dynamic analysis on hydraulic generator rotors with coupling faults of misalignment and rub-impact [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(8): 88-93. (in Chinese)

- [9] 李红, 王拓宇, 郑世强. 基于算法的磁悬浮电机拖动系统多频率振动控制方法与实验研究 [J]. 哈尔滨理工大学学报, 2015, 20(2): 28-34.

LI Hong, WANG Tuoyu, ZHENG Shiqiang. Research on multi-frequency vibration of magnetically suspended high-speed motor based on FxLMS algorithm [J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2015, 20(2): 28-34. (in Chinese)

- [10] 冯锐, 郑世强, 房建成. 高速磁悬浮电动机对拖试验中转子不平衡量在线辨识与振动控制 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(3): 71-77.

FENG Rui, ZHENG Shiqiang, FANG Jiancheng. On-line identification and unbalanced vibration control of high-speed magnetically levitated motor for drag test [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(3): 71-77. (in Chinese)



第一作者简介:姚润晖,男,1997年3月生,硕士。主要研究方向为磁悬浮轴承技术。
E-mail: yaorunhui@nuaa.edu.cn

通信作者简介:周瑾,女,1972年10月生,博士、教授。主要研究方向为磁悬浮轴承技术。
E-mail: zhj@nuaa.edu.cn