



基于刚性隔离轴系的磁悬浮电机 振动抑制研究

岳晓晶, 李朋宾, 李自强

(中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘要: 针对采用磁悬浮轴承的高速电机在驱动轴承试验台时, 因支承刚度相对较低而在承受负载端动态激励后出现反复失稳的问题, 文章提出一种基于刚性隔离轴系与振动传递率分析的解决方案。建立耦合系统动力学模型, 通过激振力传递与模态分析, 揭示了试验转子扰动通过低刚度传递路径传递并激励系统固有频率是导致失稳的根本原因。理论计算表明, 该设计可将敏感转速区的激振力传递率峰值降低91.3%。台架试验验证结果表明, 改进后系统在原失稳转速区的振动幅值下降52%, 稳态转速区振动幅值降低80%, 成功实现全工况范围内的稳定运行。本研究为解决因抗外部扰动能力不足而制约磁悬浮轴承系统工程应用的问题, 提供了有效的设计理论与工程实践经验。

关键词: 磁悬浮电机; 轴承试验; 激振力传递率; 失稳; 隔离轴系

中图分类号: U237; U266.4

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2026)02-0066-07

0 引言

磁悬浮轴承-转子系统具有高转速、无摩擦磨损、高效率、免维护、可主动控制等优势, 已广泛应用于压缩机、膨胀机、机载飞轮等旋转机械设备中^[1-4]。其核心在于通过控制算法可在线调节阻尼与刚度, 为实现转子振动的主动控制奠定了基础。然而, 这一优势也带来了固有的局限性: 为兼顾稳定性与功耗, 磁悬浮轴承的等效支撑刚度(通常为 10^6 N/m量级)显著低于传统角接触球轴承(可达 10^8 N/m量级)。这种较低的被动刚度导致系统对来自基础或负载端的动态干扰更为敏感, 抗干扰能力较弱, 从而成为制约其在航空发动机、机车、泵组等大功率复杂工况下应用的关键瓶颈。

目前, 针对外部激励下如何提升磁悬浮系统稳定性的研究, 主要集中于通过先进控制算法(如滑膜控制、 H_∞ 控制及扰动观测器等)提升系统本体的鲁棒性。

文献[5]通过分析基础简谐激励下磁悬浮转子的动力学响应, 设计了干扰观测器对基础激励进行动力学行为预测, 该控制器可对基础俯仰运动造成的转子不稳定现象进行补偿。文献[6]研究表明, PID(proportion integral differential)控制对基础激励的抑制效果有限, 并据此设计了 H_∞ 控制器以避免基础激励下转子的失稳现象。文献[7]对磁悬浮转子的不平衡振动控制进行了研究。文献[8]针对重载磁悬浮轴承-转子的自适应控制性能开展了相关研究。

在外部激励作用下, 主动控制器虽能在一定范围内抑制转子振动, 但受限于磁悬浮轴承-转子系统中转子与保护轴承之间的有限间隙。一旦激励振幅或频率超过限值, 转子振动将超过悬浮间隙, 从而引发失稳^[9]。将隔振器作为连接系统之间的部件, 是减小有害振动并传递扭矩的有效途径之一, 设计合适的隔振器系统或转接座, 可有效降低载荷的传递率^[10-12]。

在高速轴承试验台等实际装备中, 磁悬浮电机面临的核心挑战通常源于负载端。负载振源多种多样,

基金项目: 国家财政稳定支持项目(GJCZ-0103-04)

通信作者: 岳晓晶, 男, 硕士, 高级工程师, 主要从事航空发动机强度传动方面的研究; E-mail: 492988266@qq.com

引用格式: 岳晓晶, 李朋宾, 李自强. 基于刚性隔离轴系的磁悬浮电机振动抑制研究[J]. 机车电传动, 2026(2): 66-72. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.008.

Citation: YUE Xiaojing, LI Pengbin, LI Ziqiang. Vibration suppression for magnetic levitation motors based on a rigid isolation shaft system[J]. Electric drive for locomotives, 2026(2): 66-72. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.008.

例如由材质不均匀、结构不对称及装配制造误差引起的不平衡, 以及运行过程中因碰磨、松动或变形产生的继发不平衡等^[13]。这些振源所产生的激励力通过轴承、轴承座、外壳、隔振器等支承结构在系统内传递^[14], 形成“驱动-传递路径-负载”强耦合动力学系统, 其稳定性由整个耦合链路的振动传递特性共同决定。力传递率作为评价隔振效果的性能指标^[15], 为此类分析提供了关键理论工具。然而, 高速转子系统中普遍存在的陀螺力矩效应会改变模态分布, 且失稳瞬间常伴随非线性刚度硬化或软弹簧效应。鉴于本文重点关注诱发失稳的外部激励传递路径及阻断方法, 而非精确复现非线性碰磨瞬态过程, 因此在传递路径分析中, 采用线性化集总参数模型是合理的工程近似。

本文以某轴承试验台为背景, 针对其驱动用磁悬浮电机在特定转速区间内反复失稳的问题, 建立耦合系统动力学模型, 量化分析从负载端至电机的振动传递路径。研究旨在辨识影响扰动传递的关键参数, 并提出一种基于刚性隔离轴系的被动振动阻断设计方案, 进而通过台架试验验证该方案的有效性, 以提升磁悬浮电机在复杂工况下的运行可靠性。

1 耦合动力学系统失稳描述

1.1 系统介绍

本文研究对象为由磁悬浮电机（驱动端）、尼龙绳

联轴器（振动传递路径）及主轴轴承轴系（负载端）构成的整体耦合动力学系统, 文中所述失稳现象均指该系统在运行中表现出的动态失稳行为。

该主轴轴承试验台计划采用额定功率 100 kW、额定转速 24 000 r/min 的五自由度磁悬浮电机作为驱动源。原设备结构如图 1 所示, 电机转子通过尼龙绳柔性连接直接驱动试验转子。试验转子采用简支梁支承结构, 其非驱动端为圆柱滚子轴承, 驱动端为角接触球轴承。被试轴承安装在远离电机端的悬臂处, 直接承受径向载荷和轴向载荷。

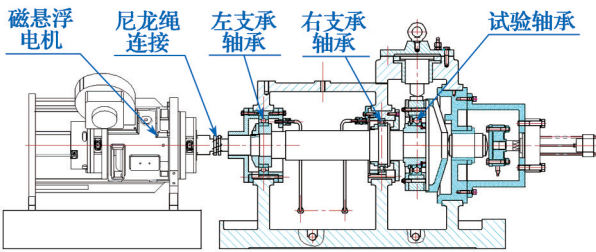


图1 原系统设备结构
Fig. 1 Equipment structure of the original system

1.2 失稳现象与电机特性

在执行某型轴承试验载荷谱施加过程中, 当电机转子升速至 5 200 r/min 附近时, 轴心轨迹急剧发散, 振幅超过保护阈值, 触发控制系统紧急停车。该失稳现象具有可重复性, 轴心轨迹如图 2 所示。

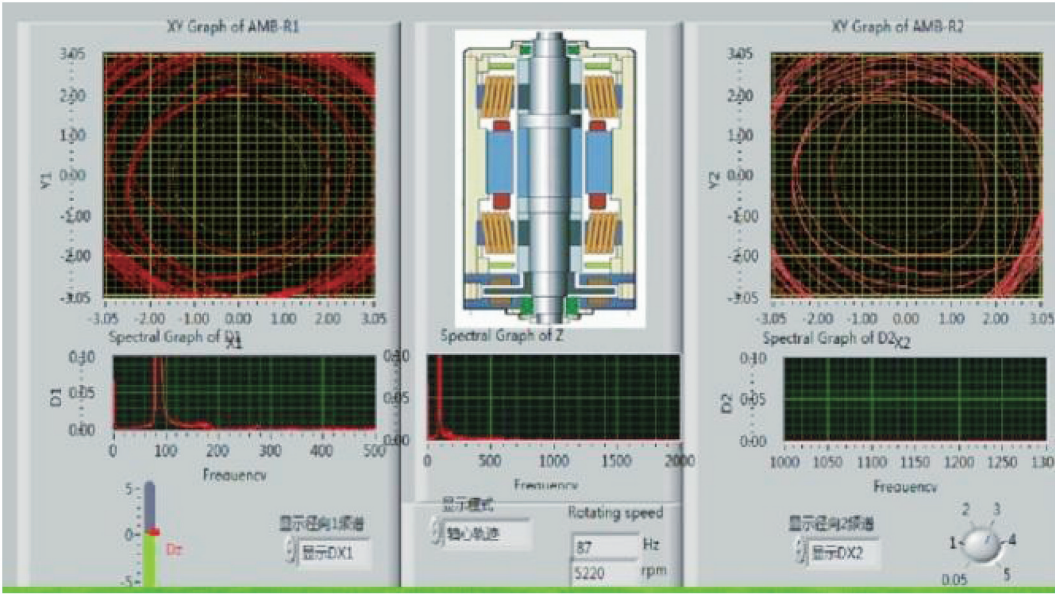


图2 失稳状态轴心轨迹图
Fig. 2 Shaft center trajectory during unstable operation

磁悬浮轴承特性与转子系统密切相关, 在转子转速、偏心、陀螺力矩、外部激励等工况参数不断变化的情形下, 几乎无法在单个磁轴承上独立模拟这些变量。因此, 必须将转子和磁轴承作为整体进行分析计算, 借助 Comsol 软件的多物理场分析能力, 获取转子系统的耦合特性。电磁轴承参数如表 1。

基于表 1 所示的电磁轴承参数, 对磁悬浮电机转子模型进行建模, 模型结构如图 3 所示。

磁悬浮轴承的支承刚度远低于电机转子自身的刚度, 因此转子呈现明显的刚性临界转速特征。为此, 在转子运行过程中, 通过升速响应分析识别转子系统的临界转速, 计算得到磁悬浮轴承处升速振动特性曲

表1 电磁轴承的参数
Table 1 Parameters of electromagnetic bearing

参数名称	参数值或说明	参数名称	参数值
轴承类型	C型8磁极	定子外径/mm	164
转子外径/mm	120	磁极宽度/mm	22
线圈匝数	82	裸线径/mm	1
轴承宽度/mm	60	气隙/mm	0.5
最大电流/A	6	偏置电流/A	3
比例系数 K_p	5	积分系数 K_i	20
微分系数 K_d	0.005		

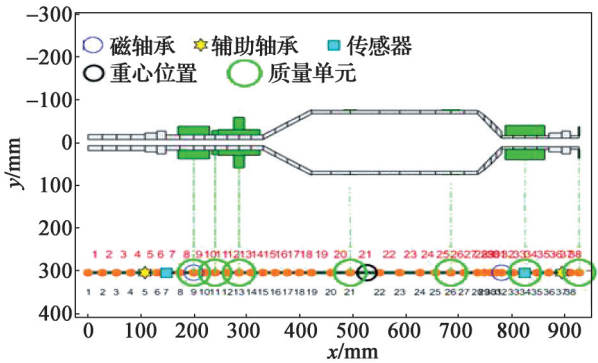


图3 电机转子有限元模型

Fig. 3 Finite element model of motor rotor

线如图4所示。结果表明，电机转子的临界转速位于5 000~6 000 r/min（对应83~100 Hz）区间内。

2 失稳机理分析

基于上述分析，电机转子的失稳转速恰好处其固有频率区间，初步表明共振是引发失稳的直接机制。

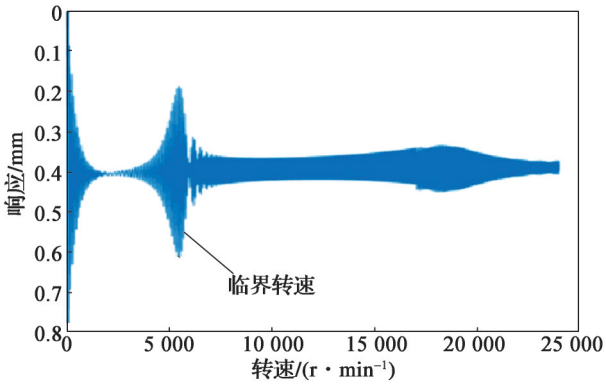


图4 转子升速振动特性曲线图

Fig. 4 Rotor vibration characteristic curve during speed ramp-up

传统研究通常将转子系统自身的不平衡、不对中^[15]等内部激励视为此类共振的直接原因。然而，在本系统中，试验转子端的内部激励通过尼龙绳联轴器这一柔性传递路径，成为了作用于磁悬浮电机转子的关键外部激励。该激励的效应并非固定不变，而是强烈依赖于传递路径的动力学特性。因此，为揭示失稳的根本原因，有必要对完整链路进行系统分析，建立耦合系统的动力学模型，从而阐明扰动在特定路径下传递并与系统固有频率发生耦合的完整机制。

2.1 耦合系统动力学模型

为建立耦合系统动力学模型，将系统简化为如图5所示的集中参数模型。该模型由磁悬浮电机转子系统、尼龙绳联轴器耦合单元及试验转子系统3部分构成，表征了具有较高刚度的负载端所产生的扰动经柔性连接传递至由低刚度支承的驱动单元的物理过程。

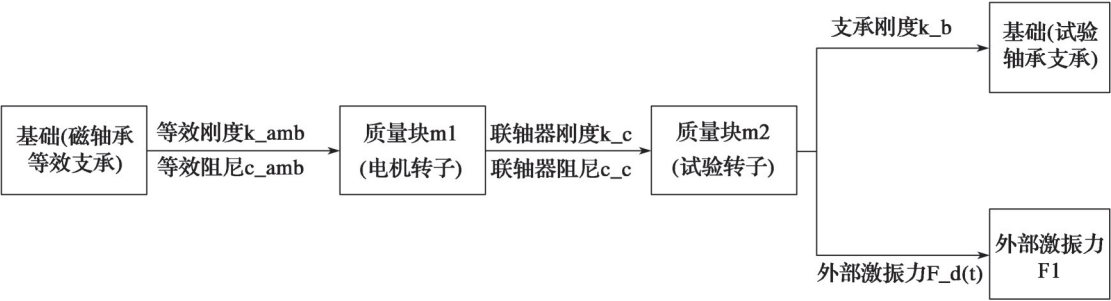


图5 集中参数模型

Fig. 5 Lumped parameter model

将磁悬浮电机转子视为刚性，由两个径向磁轴承支承。磁轴承在平衡点附近的力-位移-电流关系可线性化如下：

$$F_{amb} = -K_a \times x - K_v \times \dot{x} + K_i \times i \quad (1)$$

式中： K_a 、 K_v 、 K_i 分别为位移刚度矩阵、速度刚度矩阵和电流刚度矩阵，由磁轴承PID控制参数决定。

在稳定性初步分析中，可将磁轴承等效为线性弹簧-阻尼器，其等效刚度为 k_{amb} ，等效阻尼为 c_{amb} 。

尼龙绳联轴器模型的主要功能为传递扭矩并补偿

微小不对中，其径向弯曲刚度较低，可建模为连接电机与试验转子的线性弹簧-阻尼单元，刚度为 k_c ，阻尼为 c_c 。

将试验转子模型简化为集中质量 m_t ，其支承刚度 k_b 由试验轴承的载荷-变形特性决定，并随外部施加的径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a 变化。试验转子受到因不平衡、不对中及滚子通过效应产生的等效谐波激振力 $F_d(t)$ 。

系统的运动方程可写为：

$$m_1 \times \ddot{x}_1 + (c_{amb} + c_c) \times \dot{x}_1 - c_c \times \dot{x}_2 + (k_{amb} + k_c) \times x_1 - k_c \times x_2 = 0 \quad (2)$$

$$m_2 \times \ddot{x}_2 - c_c \times \dot{x}_1 + c_c \times \dot{x}_2 - k_c \times x_1 + (k_b + k_c) \times x_2 = F_d(t) \quad (3)$$

式中: m_1 为磁悬浮电机转子的等效质量; m_2 为试验转子的等效质量; x_1 、 x_2 分别为电机转子与试验转子的径向位移; $\ddot{x}_1$ 、 $\ddot{x}_2$ 分别为电机转子与试验转子的加速度; $\dot{x}_1$ 、 $\dot{x}_2$ 分别为电机转子与试验转子的速度。

为进一步评估上述单自由度平动模型在本案例转子动力学分析中的适用性, 对包含陀螺效应的完整状态空间模型进行定性分析。考虑转子偏摆与锥动效应的多自由度磁悬浮转子系统, 其运动方程的一般形式如式(4)所示。

$$M\ddot{x} + (C + \Omega G)\dot{x} + Kx = F_{ext} \quad (4)$$

式中: x 为系统广义位移向量(包括平动与转动自由度); M 、 C 、 K 分别为质量矩阵、阻尼矩阵与刚度矩阵; Ω 为转子转速; G 为陀螺矩阵, 表征高速旋转状态下因陀螺力矩引起的耦合效应; F_{ext} 为外部激励力向量。

通过计算分析可知, 在系统失稳转速区间(5 000~6 000 r/min, 对应83~100 Hz)内, 由陀螺力矩引起的频率漂移量不足2%, 锥动模态与平动模态的耦合度极低, 仅在接近额定转速(24 000 r/min, 400 Hz)时, 陀螺力矩才开始产生显著影响。鉴于本文的核心目标是揭示诱发失稳的振动传递路径机理, 且失稳现象集中发生于中低转速区的平动主导模态附近, 因此采用简化的单自由度平动模型进行激振力传递率分析是合理且有效的工程近似。

2.2 基于激振力传递率的振动传递路径分析

经典隔振理论指出, 力传递率是评价隔振效果的核心指标, 其幅值直接取决于系统的刚度与阻尼。上述耦合系统动力学模型完整描述了磁悬浮电机、柔性联轴器与试验转子三者之间的质量、刚度与阻尼关系。

定义从试验转子端到磁悬浮电机支承端的激振力传递率为 $T_F(\omega)$, 即

$$T_F(\omega) = |F_{motor}(\omega) \div F_d(\omega)| \quad (5)$$

式中: $F_{motor}(\omega)$ 为传递至电机支承处的动态力; $F_d(\omega)$ 为试验转子端的激励力。

通过求解系统的频响函数, 可计算得到 $T_F(\omega)$ 随激振频率(正比于转速)变化的曲线。

试验过程中使用尼龙绳种类包括普通尼龙绳和特种合成纤维绳(如涤纶绳、高模量聚乙烯绳等)。尼龙绳刚度对传递率影响的分析结果如图6所示。

在原系统中, 不同刚度尼龙绳对应的传递率曲线在83~102 Hz(对应4 980~6 120 r/min)频率范围内均出现一个尖锐峰值, 且峰值 $T_F > 0.5$ 。从数值上看,

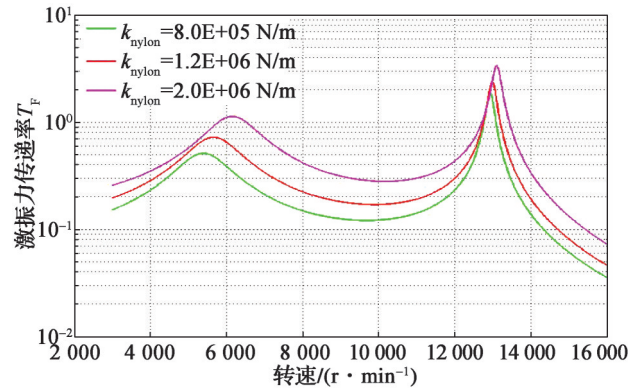


图6 尼龙绳刚度对传递率影响

Fig. 6 Effect of nylon rope stiffness on transmissibility

T_F 介于0.5~1之间, 表明激振力在传递过程中已被衰减, 在一定程度上起到了一定的隔振效果。然而, 判断系统是否失稳的决定性因素并非传递率的绝对数值, 而是传递至磁悬浮轴承处的绝对动态力幅值是否超过其当前工况下的有效承载能力。

综上, 需对试验转子端的实际激振力幅值 F_d 进行估算。试验转子采用悬臂式结构, 被试轴承位于远端, 其不平衡响应及轴承通过效应是主要振源。依据动平衡精度等级G2.5及转子质量参数, 计算得到在5 200 r/min下理论残余不平衡力约为118 N。进一步考虑装配不对中、载荷波动等附加动态力, 实际作用于转子上的等效激振力可达300~500 N量级, 本文取400 N作为典型分析值。基于上述分析, 在原系统共振峰值处(取 $T_F = 0.52$), 传递至磁悬浮电机转子上的绝对动态力为208 N。根据表1所列参数, 单边磁轴承的静态最大承载力计算值约为420 N, 然而在动态激励下, 受限于功放电流响应速率、PID控制器相位滞后以及转子振动速度引入的附加刚度效应, 磁轴承的有效动态承载力显著低于静态值。结合升速振动特性及控制参数仿真, 在该频率区间内, 磁轴承能够提供的有效动态支承力约为170~210 N。由此可知, 尽管尼龙绳联轴器对激振力产生了近50%的衰减, 但由于负载端原始扰动力幅值较大, 衰减后的绝对力仍接近甚至超过磁轴承实时承载上限, 从而触发控制系统失稳保护停机。同时, 传递率曲线峰值恰好落入电机转子的一阶平动临界转速区间(83~100 Hz, 见图4), 共振效应进一步放大了位移响应幅值, 使失稳现象在该转速段具有高度可重复性。

3 刚性隔离轴系设计与振动传递特性分析

3.1 刚性隔离轴系方案设计

原有尼龙绳等柔性连接方式虽能补偿一定的安装不对中, 但其刚度范围有限, 在电机固有频率敏感区, 无法有效衰减负载端扰动的传递。根据第2.2节分析, 试验转子端产生的动态激振力经低刚度路径传递后, 其绝对力幅值仍超过磁悬浮轴承的动态承载力极限,

从而引发共振失稳。

为从根本上阻断这一振动传递路径,本研究团队提出一种基于刚性隔离轴系的被动振动抑制方案,如图7所示。在磁悬浮电机转子与试验转子之间,设置一套由高刚度角接触球轴承支持的独立中间轴系,以替代原有的尼龙绳联轴器。

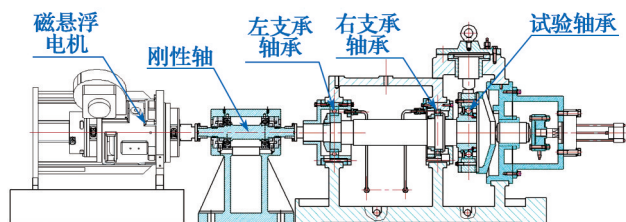


图7 新系统结构示意图

Fig. 7 Structure diagram of the modified system

隔离轴系的核心是一对背靠背安装并施加适当预紧的角接触球轴承。该轴承副可提供高达 10^8 N/m量级的径向刚度 k_{iso} , 相比原尼龙绳刚度(10^6 N/m量级)提高了两个数量级。根据振动理论,在传递路径中插入高刚度单元,可显著提高该路径的机械阻抗,使来自负载端的振动波在此处发生强烈的反射与衰减,从而阻断振动的传递。

3.2 激振力传递率分析

引入具有独立高刚度支承的隔离轴,相当于为原二自由度系统增加了一个自由度,从而改变了系统的质量与刚度分布。通过合理设计隔离轴的质量与支承刚度,可重新分配系统的固有频率与振型,使由电机转子主导的新模态频率远离工作转速区间,同时在工作转速区间内,使振动能量被限制并集中于隔离轴构件本身。

基于新系统的三自由度模型,重新计算其激振力传递率曲线,结果如图8中蓝色虚线所示。由图8可知,在电机转子固有频率区83~100 Hz(5 000~6 000 r/min)内,新系统的传递率峰值 T_F 降至0.04以下,较原系统峰值降低约91.3%。进一步将分析频率范围扩展至额定转速24 000 r/min以上,未发现新的明显传递率峰值。这表明在整个运行包线内,负载端扰动均处于深度隔振区,且不会诱发新的结构共振,从而验证了刚性隔离轴系的有效性。

3.3 振动响应频谱分析与控制参数评估

为进一步揭示刚性隔离轴系对磁悬浮电机转子振动响应的抑制机理,基于本文所建立的耦合系统动力学模型,在全转速工况下对系统的频域响应特性进行数值仿真。仿真中引入质量不平衡激励、不对中附加激励及随机扰动等复合激励,施加于试验转子端。通过对系统空间模型进行时域积分,求解电机转子自由端的径向位移响应,并采用Hanning窗对响应信号进行

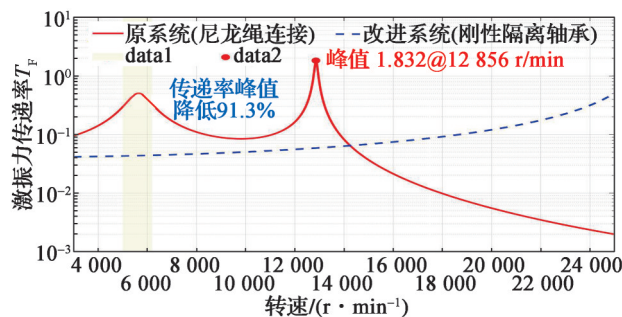
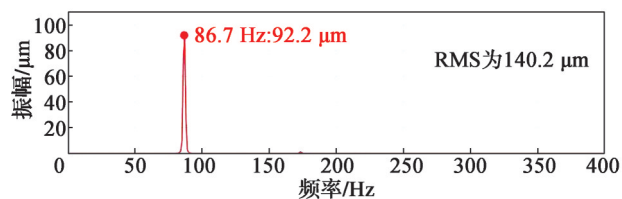


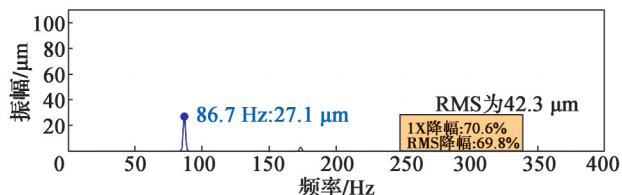
图8 新旧系统传递率对比图

Fig. 8 Comparison of transmissibility between the original and modified systems

快速傅里叶变换,得到单边幅值谱,如图9所示。



(a) 原系统频谱(@5 200 r/min)



(b) 改进系统频谱(@5 200 r/min)

图9 新旧频谱对比图

Fig. 9 Comparison of vibration spectra between the original and modified systems

由图9(a)可知,原系统频谱在86.7 Hz(基频)处存在一个幅值高达92.2 μm 的显著尖峰,表明不平衡激励经低刚度尼龙绳路径传递至电机转子,激发了系统的平动共振模态。在0~400 Hz频带内,总振动均方根值(RMS)达140 μm ,振动能量高度集中于共振频段。由图9(b)可见,改进后系统在86.7 Hz处的幅值降至27.1 μm ,降幅约为71%,同时全频带RMS值也显著降低。上述频域对比结果表明,刚性隔离轴系使传递至电机本体的动态力幅值大幅衰减,同时86.7 Hz敏感模态不再被激发,频谱中未出现新增共振峰。

刚性隔离轴系的引入改变了电机转子端的支承边界条件与等效质量分布,理论上将影响磁悬浮轴承控制对象的传递函数特性,从而可能使原有PID参数组合偏离最优整定状态。针对这一问题,通过开展调试试验评估了控制参数的适应性。试验结果表明,磁悬浮轴承在新结构下仍能保证全转速范围内的稳定悬浮,考虑到工程改动最小化原则以及后续试验验证的连续性,台架试验阶段仍沿用原控制参数。

4 试验验证

将所设计的刚性隔离轴系统集成于试验台,在完全

相同的试验工况下, 对比两种系统电机运行情况。运行结果如图10所示。

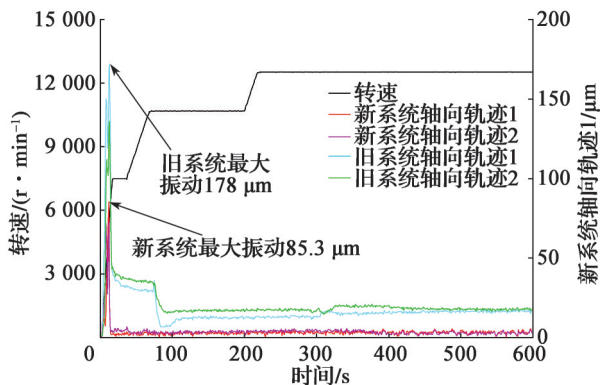


图10 试验验证对比图

Fig. 10 Comparison during experimental verification

基于刚性隔离轴系的系统, 在整个转子升速过程中, 最大振动值为85.3 μm , 较原系统振动值178 μm 降低52%; 同时在电机平稳运行阶段, 其振动幅值较原系统也大幅降低。这表明隔离轴系显著减轻了磁悬浮电机所受的外部扰动, 改善了电机运行环境。

值得注意的是, 新系统的激振力传递率下降了90%以上, 而实测位移幅值仅降低约50%, 主要原因有3点: ①理论分析针对的是激振力传递率, 而台架实测的是转子位移响应, 两者经由磁轴承闭环刚度建立非线性映射, 共振区的压缩效应使得位移衰减比例小于力的衰减比例; ②角接触球轴承等效阻尼的取值偏于理想, 实际工况下受润滑与温升影响, 真实阻尼低于理论值; ③模型机理仿真中的外部激励较为理想化, 在上述因素共同作用下, 位移幅值的改善幅度不及力传递率。尽管如此, 50%以上的位移降幅已足以将振动峰值稳定控制在保护阈值以下并留有安全裕量, 实现了消除失稳停机的核心目标。

目前, 该试验台已累计完成数千小时的多款轴承试验, 涵盖轴承试验所有工况, 未再发生由振动引发的失稳停车故障。

5 结束语

为了改善磁悬浮电机在外部扰动下的运行稳定性, 本文通过激振力传递率分析揭示了低刚度传递路径诱发共振失稳的机理, 进而提出一种基于刚性隔离轴系的被动振动阻断方案。理论计算表明, 改进后系统在敏感转速区内的激振力传递率峰值降低约91.3%, 频域仿真预测工频振动幅值由92.2 μm 降至27.1 μm 。台架试验进一步验证, 原失稳转速区最大振动峰峰值由178 μm 下降至85.3 μm , 降幅约52%, 累计运行逾3 000 h未再发生失稳。该方案以牺牲部分安装容差能力为代价, 为固定式台架中磁悬浮电机的抗扰动设计提供了有效的工程解决方案。

需要说明的是, 刚性隔离轴系以高刚度角接触球轴承替代柔性尼龙绳联轴器, 虽然有效阻断了振动传递, 但是也对驱动端与负载端的安装同轴度提出了更为严苛的要求——由原方案可容忍的0.20 mm以上径向偏差压缩至0.03 mm以内, 实际安装中需依赖激光对中仪等精密校准手段。此外, 隔离轴系中的球轴承摩擦损耗仅局限于短小的中间惰轴部件 (实测功耗低于200 W), 磁悬浮电机本体的转子与保护轴承之间仍保持无接触悬浮状态, 系统核心的无摩擦、长寿命优势并未丧失。综上, 该方案尤其适用于负载端扰动剧烈但安装位置固定的台架试验环境; 对于存在基础大幅晃动或需频繁拆装的移动式应用场景, 需进一步权衡对中维护成本与隔振收益的平衡。

参考文献:

- [1] MASLEN E H, SCHWEITZER G. Magnetic bearings theory, design, and application to rotating machinery[M]. New York: Springer, 2009.
- [2] SIVA SRINIVAS R, TIWARI R, KANNABABU C. Application of active magnetic bearings in flexible rotordynamic systems: a state-of-the-art review[J]. Mechanical systems and signal processing, 2018, 106: 537-572.
- [3] 张维煜, 朱焜秋, 袁野. 磁悬浮轴承应用发展及关键技术综述[J]. 电工技术学报, 2015, 30(12): 12-20.
ZHANG Weiyu, ZHU Huangqiu, YUAN Ye. Study on key technologies and applications of magnetic bearings[J]. Transactions of China electrotechnical society, 2015, 30 (12): 12-20.
- [4] 金超武, 董岳, 苏浩, 等. 磁悬浮轴承转子热弯曲振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(4): 36-47.
JIN Chaowu, DONG Yue, SU Hao, et al. Characteristics of thermal-bow vibration in an active magnetic bearing supported rotor[J]. Journal of vibration and shock, 2022, 41(4): 36-47.
- [5] COLE M O, KEOGH P S, BURROWS C R. Vibration control of a flexible rotor/magnetic bearing system subject to direct forcing and base motion disturbances[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part C: journal of mechanical engineering science, 1998, 212(7): 535-546.
- [6] 吴华春, 涂星, 周建, 等. 磁悬浮转子不平衡振动控制研究综述[J]. 轴承, 2022(3): 1-9.
WU Huachun, TU Xing, ZHOU Jian, et al. Review on unbalanced vibration control for magnetic suspension rotor[J]. Bearing, 2022(3): 1-9.
- [7] 关旭东, 周瑾, 金超武, 等. 重载磁悬浮轴承-转子自适应控制性能[J]. 浙江大学学报(自然科学版), 2020, 54(4): 662-670.
GUAN Xudong, ZHOU Jin, JIN Chaowu, et al. Adaptive control performance of heavy load magnetic bearing and rotor[J]. Journal of Zhejiang university (engineering science),

- 2020, 54(4): 662-670.
- [8] 张一博, 周瑾, 沈权, 等. 基础激励下磁悬浮转子-隔振器系统振动抑制研究[J]. 振动与冲击, 2023, 42(12): 152-163. ZHANG Yibo, ZHOU Jin, SHEN Quan, et al. A study on vibration control of active magnetic rotor-isolator system under base excitation[J]. Journal of vibration and shock, 2023, 42(12): 152-163.
- [9] HAWKINS L, MURPHY B, ZIERER J, et al. Shock and vibration testing of an AMB supported energy storage fly-wheel[J]. JSME international journal series C: mechanical system, machine elements and manufacturing, 2003, 46(2): 429-435.
- [10] HUANG X C, LIU X T, SUN J Y, et al. Effect of the system imperfections on the dynamic response of a high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator[J]. Nonlinear dynamics, 2014, 76(2): 1157-1167.
- [11] 聂卫健, 邓旺群, 唐虎标, 等. 高速转子试验支座振动优化设计与验证[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2023, 36(5): 11-16. NIE Weijian, DENG Wangqun, TANG Hubiao, et al. Vibration optimization design and experiment for high-speed rotor test support[J]. Gas turbine experiment and research, 2023, 36(5): 11-16.
- [12] 冯志鹏, 宋希庚, 薛冬新, 等. 旋转机械振动故障诊断理论与技术进展综述[J]. 振动与冲击, 2001, 20(4): 36-39. FENG Zhipeng, SONG Xigeng, XUE Dongxin, et al. Survey of vibration fault diagnosis of rotational machinery[J]. Journal of vibration and shock, 2001, 20(4): 36-39.
- [13] 郭垒磊, 李悦, 于溯源. 主动磁悬浮轴承支承旋转机械的减振性能研究[J]. 高技术通讯, 2013, 23(6): 617-622. GUO Leilei, LI Yue, YU Suyuan. Study on the vibration attenuation capability of rotating machinery supported by active magnetic bearings[J]. Chinese high technology letters, 2013, 23(6): 617-622.
- [14] 米泽宁, 孙红灵, 孙陆阳. 含附体结构主被动隔振系统的性能分析[J]. 振动工程学报, 2022, 35(6): 1442-1452. MI Zening, SUN Hongling, SUN Luyang. Performance analysis of composite active-passive vibration isolation system with attached structures[J]. Journal of vibration engineering, 2022, 35(6): 1442-1452.

Vibration suppression for magnetic levitation motors based on a rigid isolation shaft system

YUE Xiaojing, LI Pengbin, LI Ziqiang

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang, Sichuan 621000, China)

Abstract: To address recurrent instability of high-speed motors equipped with magnetic levitation bearings when driving bearing test rigs—a problem stemming from their relatively low support stiffness under dynamic excitations from the load side—this paper proposes a solution consisting of a rigid isolation shaft system and a vibration transmissibility analysis approach. A dynamical model of the coupled system was established, and excitation force transmission and modal analyses identified the root cause of instability: disturbances from the test rotor are transmitted via a low-stiffness path and excite the system's natural frequencies. Theoretical calculations indicate that the proposed design reduces peak excitation force transmissibility in critical speed ranges by 91.3%. Bench test results validated the design: the modified system achieves a 52% reduction in vibration amplitude in formerly unstable speed ranges and an 80% reduction in formerly stable speed ranges, enabling stable operation across the full operating range. This study provides an effective design theory and practical engineering experience for overcoming limitations imposed by inadequate resistance to external disturbances in engineering applications of magnetic levitation bearings.

Keywords: magnetic levitation motor; bearing test; excitation force transmissibility; instability; isolation shaft system