

超临界二氧化碳涡轮发电机振动试验

毕春晓^{1,2}, 韩东江^{1,2}, 杨金福^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

摘 要: 搭建 20 kW 超临界二氧化碳涡轮发电试验系统,开展涡轮发电机轴系临界转速数值仿真研究,对比分析空心轴与实心轴的前 4 阶临界转速与振型,并计算涡轮的前 4 阶模态频率。开展转速与负载对轴系振动特性影响的试验研究,采用频谱图分析转速 0~48 000 r/min、负载 0~20 kW 下涡轮端与自由端壳体加速度振动响应。计算与试验结果表明:文中空心转子的临界转速高于实心转子的临界转速,有涡轮转子的临界转速低于无涡轮转子的临界转速。随着负荷从 0 kW 增加到 15 kW,转子工频振动逐渐减小,但出现幅值较低的倍频振动;在转速区域 11 000~40 000 r/min,不同功率下驱动端的振动响应低于自由端的振动响应,在转速 48 000 r/min 时,不同功率下驱动端的振动响应均高于自由端的振动响应。

关 键 词: 超临界二氧化碳; 涡轮发电机; 频谱分析; 临界转速; 振动响应

中图分类号: V237

文献标志码: A

Vibration test of supercritical carbon dioxide turbine generator

BI Chunxiao^{1,2}, HAN Dongjiang^{1,2}, YANG Jinfu^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Engineering Science,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: 20 kW supercritical carbon dioxide turbine power generation test system was built. Numerical simulation study for the critical speed of the turbine generator shaft system was carried out. The first 4 order critical speeds of hollow and solid shafts were compared and analyzed. The first 4 order modal frequencies of the turbine were calculated. Some experiments were carried out to research the influence of the speed and load on vibration characteristics. Spectrum graphs were used to analyze the acceleration response of the shell at a speed of 0—48 000 r/min and a load of 0—20 kW. Calculation and test results showed that, the critical speed of hollow rotor was higher than that of the solid rotor, and critical speed of a rotor with a turbine was lower than that of a rotor without a turbine. As load increased from 0 kW to 15 kW, rotor power frequency vibration gradually decreased, but double frequency vibration with lower amplitude appeared. As the speed ran from 11 000 r/min to 40 000 r/min, vibration response of the drive end under different powers was lower than that of the free end. Vibration response of the drive end under different

收稿日期: 2021-03-13

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB1501005); 中国科学院青年创新促进会(2021141); 国家自然科学基金(11602268)

作者简介: 毕春晓(1994—), 男, 博士生, 主要从事滑动轴承及转子系统动力学特性研究。

通信作者: 韩东江(1986—), 男, 副研究员, 博士, 主要从事轴承及转子系统动力学特性研究。E-mail: handongjiang@iet.cn

引用格式: 毕春晓, 韩东江, 杨金福. 超临界二氧化碳涡轮发电机振动试验[J]. 航空动力学报, 2022, 37(7): 1437-1446. BI Chunxiao, HAN Dongjiang, YANG Jinfu. Vibration test of supercritical carbon dioxide turbine generator[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(7): 1437-1446.

powers was higher at 48 000 r/min than that of the free end.

Key words: supercritical carbon dioxide; turbine generator; frequency spectrum analysis; critical speed; vibration response

超临界二氧化碳具有密度大、黏度小、传热传质性能好的特点,作为热力循环工质可减少压缩耗功,提高循环效率。超临界二氧化碳布雷顿循环适用于太阳能、核能、余热利用等多个领域,是当前最具有发展前景的能量转换系统之一^[1],尤其作为降低太阳能光热发电成本的关键技术^[2]。循环系统中超临界二氧化碳涡轮机高参数和高性能的特点对轴承提出高 DN 值(转速 $\times$ 轴承内径)、高稳定性、高可靠性的要求。超临界二氧化碳涡轮机是典型的高速旋转机械设备,通常由涡轮、发电/电动一体机、密封及支承轴承组成。轴承支承的涡轮-发电/电动机转子系统是超临界二氧化碳涡轮机的核心旋转结构,该结构使得涡轮机在运行过程中能够高效且稳定地承载与输出各种动力载荷,进而保证超临界二氧化碳发电系统安全可靠地工作。因此,研究高速涡轮机转子-轴承系统的动力学特性对转子结构与运行可靠性显得尤为重要。

滚动轴承具有摩擦因数小、轴向尺寸小、冷却润滑需要的滑油较少、承载能力强、可同时承受轴向和径向外载荷等特点,在微小功率等级的涡轮动力装置中被广泛采用^[3-4]。Chiang 等^[5]采用数值仿真与试验的方法研究了涡轮机械双转子与单转子系统的动力学特性。邓四二等^[6]理论分析滚动轴承结构参数与双转子非线性动力学特性之间的关联。李朝峰等^[7]采用有限元法计算双转子-轴承系统的轴承支承刚度和内外转子转速比对系统临界转速影响。Mével 等^[8-9]数值与试验研究滚动轴承-转子系统非线性动力学行为中混沌发展路径。王立刚^[10]建立叶片-转子-轴承耦合系统非线性动力学模型,采用 Lagrange 方法分析了叶片振动对耦合系统非线性动力学行为的影响规律。

超临界二氧化碳涡轮发电机的轴承-转子系统是典型的机电耦合系统,其动力学问题相当复杂。研究人员通常将电磁系统与机械系统的模型分开考虑,如轴承-转子系统的数学模型、发电机/电动机的电磁力模型,然后再根据具体问题进行选择合适的模型机型分析^[11]。邱家骏^[12]有机结合经典力学与电磁学,系统研究了发电/电动机的机电耦合非线性振动特性。Lee 等^[13]预测了加速转

子通过一阶或多阶临界转速的不平衡响应。杨志安等^[14]应用非线性多尺度法研究水轮发电机定子系统磁固耦合电磁激发非线性振动,给出系统可能出现混沌的临界值。白晖宇等^[15]对当前国内外发电/电动机不平衡磁拉力研究现状进行分析和综述分析和总结不平衡磁拉力的机理、特征,并对不平衡磁拉力特别是非线性磁拉力的国内外发展概况进行介绍。Xu 等^[16]提出一种用于发电/电动机的通用电磁激励模型,研究极对数和摩擦参数对振动振幅的影响,提出了抑制振幅的方法,通过 Floquet 理论分别研究了质量偏心距,合成磁通势(MMF)、刚度系数、阻尼系数、接触刚度和摩擦因数对转子系统稳定性的影响。李艳明等^[17]采用有限元数值分析方法,分析了由于转子偏心导致的超高速永磁同步发电/电动机不平衡磁拉力变化规律,进而研究了轴系的固有频率及振动特性。郝龙等^[18-19]设计搭建了由动静压混合气体轴承支承的 45 kW 微型燃气轮机用高速发电机试验装置,开展了负荷与转速对转子非线性动力学特性的试验。研究结果表明:发电/电动机负荷增大,转子不平衡磁拉力随之增加,进而使得转子低频涡动转速提前,稳定裕度降低,且大负荷下,转子涡动频率成分增加,更容易出现碰摩失稳现象。整体来看,已有的研究多采用数值分析方法求解发电机转子的动力学响应,而其结果受含非线性因素的数学模型、边界条件及求解方法的影响,与试验结果很难吻合。

本文搭建了 20 kW 超临界二氧化碳涡轮发电试验装置,通过试验分析了负荷与转速特性对转子振动响应的影响规律,并构建轴系的动力学分析模型,采用振型图分析了空心轴结构、陀螺力矩对转轴临界转速的影响,可为超临界二氧化碳涡轮发电机轴系动力学设计、优化分析与故障诊断提供参考。

1 试验系统及发电机结构

试验系统由发电机本体及辅助子系统,振动采集与分析子系统,气源驱动子系统组成,示意图如图 1 所示,实际结构图如图 2 所示。

超临界二氧化碳工质透平发电机为高速永磁

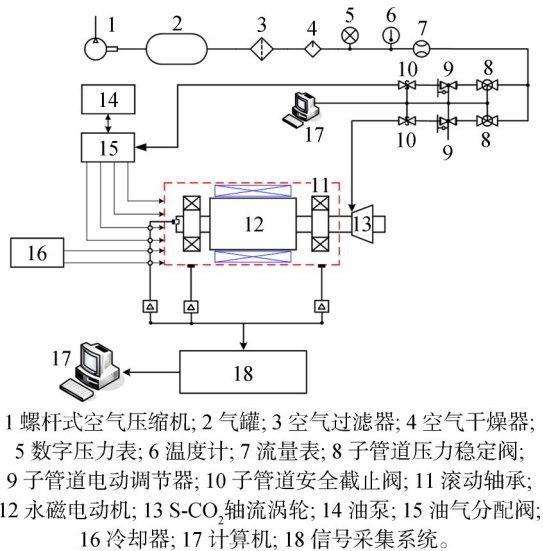


图 1 试验系统图

Fig.1 Test system diagram

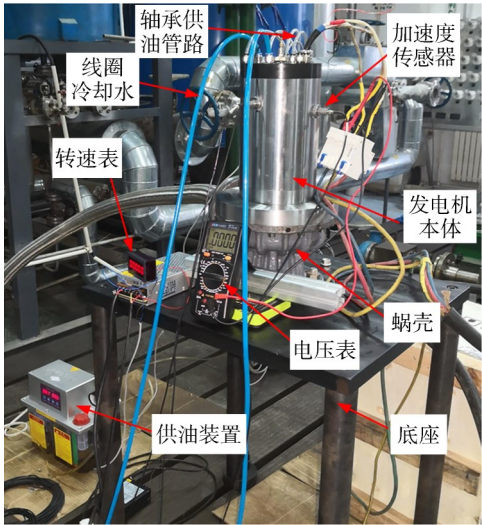


图 2 发电机试验台

Fig.2 Generator test bench

发电机与涡轮一体化的同轴设计方案,发电机额定功率为 20 kW,额定转速为 48 000 r/min,2 极。轴承设置在发电机两端,采用两对背靠背角接触球轴承提供径向和轴向支承与润滑,滚动轴承采用油/气润滑的方式进行润滑与冷却,透平涡轮悬臂布置,永磁发电机定子线圈采用水冷的方式,定子出线从机身轴向引出,转轴端面密封方式选用迷宫+碳环混合密封的方式。

转子结构如图 3 所示,为空心结构,其目的是为了减轻转轴质量,同时增加转轴中心的冷却。轴承采用斯凯孚的角接触球轴承,轴承球状滚动体材料为陶瓷,陶瓷球比钢球更轻,更硬,所以与同等大小的全钢轴承相比,混合陶瓷轴承的刚度更



图 3 转子结构实物图

Fig.3 Physical picture of rotor structure

大,运行速度更快。陶瓷球的质量轻有助于降低轴承离心力,同时轴承产生更少的热量。对需要快速启动和停止的机床或发电机应用场合来说,低离心力尤其重要。减少轴承产生的热量有助于降低能耗,延长润滑剂的使用寿命。轴承采用背靠背布置:在背对背配置中,载荷线沿着轴承轴的方向分散,该配置可承受两个方向的轴向力。背对背配置的轴承的刚度相对要大一些(发电机两边的轴承均为 2 个背对背布置),大约是单个轴承支承的 1.6 倍,而且也适合承受倾斜力矩。靠近涡轮端轴承内径相对较大,其可承受的载荷更大。涡轮采用部分进气冲动式轴流透平结构,设计工况下,透平的进气度为 0.1,等熵效率为 51% 左右。转子与轴承的结构参数如表 1 所列。发电测试装置由功率 100 kW 交流负载箱、电流 100 A 的气动开关和四相电缆组成。

发电机辅助子系统主要包括发电机定子线圈冷却系统与轴承润滑系统。定子线圈采用循环水冷却,冷却功率为 5 kW。轴承润滑采用油气混合润滑方式,0.3 MPa 的压缩空气与油泵提供的 0.1 MPa 润滑油在油气分配阀处混合后进入轴承进行润滑。

振动采集与分析子系统由振动加速度传感器、转速传感器与振动采集仪组成。在轴承外壳体上分别垂直布置两个加速度振动传感器,在远离涡轮的轴端轴向布置转速传感器,传感器采集的信号经采集仪进入电脑在线显示与存储。传感器的参数如表 2 所列。

由于该涡轮是以 S-CO₂ 作为工质进行设计的,但由于 S-CO₂ 闭式回路还未搭建完成,而本论文中试验主要开展高速下转子振动特性研究,因此采用试验室已有的高压空气气源进行驱动。驱动子系统包含空气压缩机、高压空气管道,以及沿管道布置的气体稳压阀,气动调节阀,过滤器,温

表 1 转子与轴承结构参数表
Table 1 Rotor and bearing structure parameter

参数	数值及说明
转子质量/kg	5.056
涡轮质量/kg	0.44
涡轮极转动惯量/(kg·mm ²)	482.29
涡轮直径转动惯量/ (kg·mm ²)	246.48
转子长度/mm	368.5
轴承跨距/mm	218.25
涡轮材料	GH4169
转子材料	38CrMoAl
涡轮侧轴承型号	SKF-VEX35/NS7CE1TL
自由侧轴承型号	SKF-VEX30/NS7CE1TL

表 2 传感器参数列表
Table 2 Sensor parameter

	参数	数值
压电加速度 传感器	灵敏度/(mV/ms ²)	0.509
	频率范围/kHz	0.5~10
	量程/(m/s ²)	1 000
	工作温度/°C	-40~+120
电感式传感器 (转速)	探头直径/mm	8
	检测距离/mm	8

度传感器,压力变送器,质量流量计等设备。采用螺杆空气压缩机作为动力气源,可产生压力范围为 0.1~1.0 MPa,最大流量为 1 400 N·m³/h 的高压空气。气体稳压阀可实现阀后压力稳定,稳压范围为 0.1~1.0 MPa。通过调节气动调节阀阀门开度,可以实现轴承供气管路、主管路高压空气压力、流量控制。采用热式空气质量流量计实现 0~1 500 N·m³/h 体积流量的测量及变送采集。过滤器可过滤最小直径为 0.01 μm 的杂质颗粒,实现轴承高压空气清洁,避免供气中出现杂质导致转子及涡轮划伤。

2 结果讨论

2.1 转子临界转速特性

2.1.1 涡轮模态特性

对涡轮的模态进行分析,以确定涡轮在运转频率是否与固有频率一致从而发生共振导致破

坏。这里在涡轮设计转速下的预应力状态下对涡轮进行模态分析,计算了涡轮的前 4 阶模态,对应的频率如表 3 所示。可以看到,涡轮的正常工作转速为 48 000 r/min,对应的频率为 800 Hz,而涡轮的第 1 阶共振频率为 2 777.5 Hz,两者相距较远,故涡轮不会由于转动导致的激励而发生共振,具有较大的安全裕度。

表 3 涡轮的模态频率计算值
Table 3 Simulation values of modal frequency
of the turbine

阶数	频率/Hz
1	2 777.5
2	2 790.7
3	3 519.4
4	3 860.8

2.1.2 轴系临界转速特性

转子采用空心轴结构设计,选取滚动轴承刚度为 1.0×10⁸ N/m,本文中成对使用滚动轴承,轴承刚度为 1.6×10⁸ N/m,通过测量实际转子三维模型中各轴段的长度、内径、外径,简化为简单轴段,将涡轮采用集中质量单元处理,共生成 45 个单元,46 个结点,模型总长度为 367 mm,总质量为 5.056 kg。驱动端轴承(1#轴承)和自由端轴承(2#轴承)分别位于 9#和 39#结点处,有限元模型如图 4 所示。

数值计算空心结构及涡轮对轴系前 4 阶临界转速的影响,如表 4 所列。可以看到,空心结构转子的临界转速略高于实心结构转子,空心结构转子的前 2 阶临界转速为 53 068 r/min 和 58 987 r/min,高于额定转速 10% 以上。去除涡轮后,转子的临界转速均大幅提高,这是因为涡轮的附加质量和转动惯量会使轴系临界转速下降。

图 5 给出空心转子前 4 阶模态振型。实心转子的前 4 阶模态振型与空心转子的完全一致。可以看到,前 2 阶是由于轴承刚度引起的平动与锥动临界转速,在涡轮处,转子的振动响应较大;第 3 阶为转子的 1 阶弯曲临界转速,第 4 阶为转子的 2 阶弯曲临界转速。

2.2 不同转速及负荷下轴系振动特性试验

以自由端、涡轮驱动端垂直方向和水平方向壳体加速度信号为对象,分析轴系在不同转速、不同负载下的振动特性。图 6~图 16 中,标注的

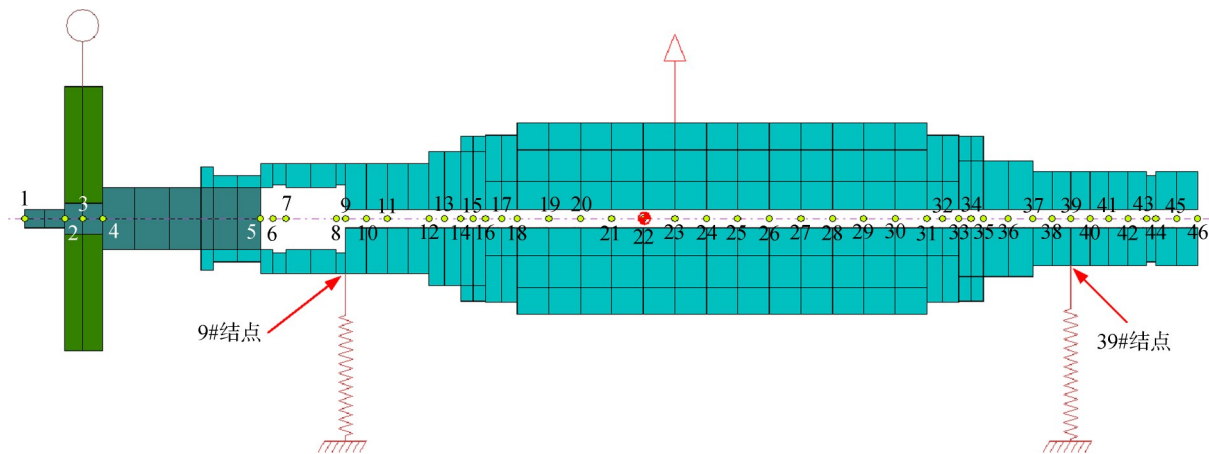


图 4 轴系有限元模型
Fig.4 Shafting finite element model

表 4 轴系前 4 阶临界转速

Table 4 The first four order critical speed of the shafting

阶数	空心轴/Hz(含涡轮)	实心轴/Hz(含涡轮)	空心轴/Hz(无涡轮)
1	884.46	881.82	934.77
2	983.11	981.35	1 819.02
3	2 420.10	2 283.72	2 852.73
4	4 061.70	3 701.16	4 800.76

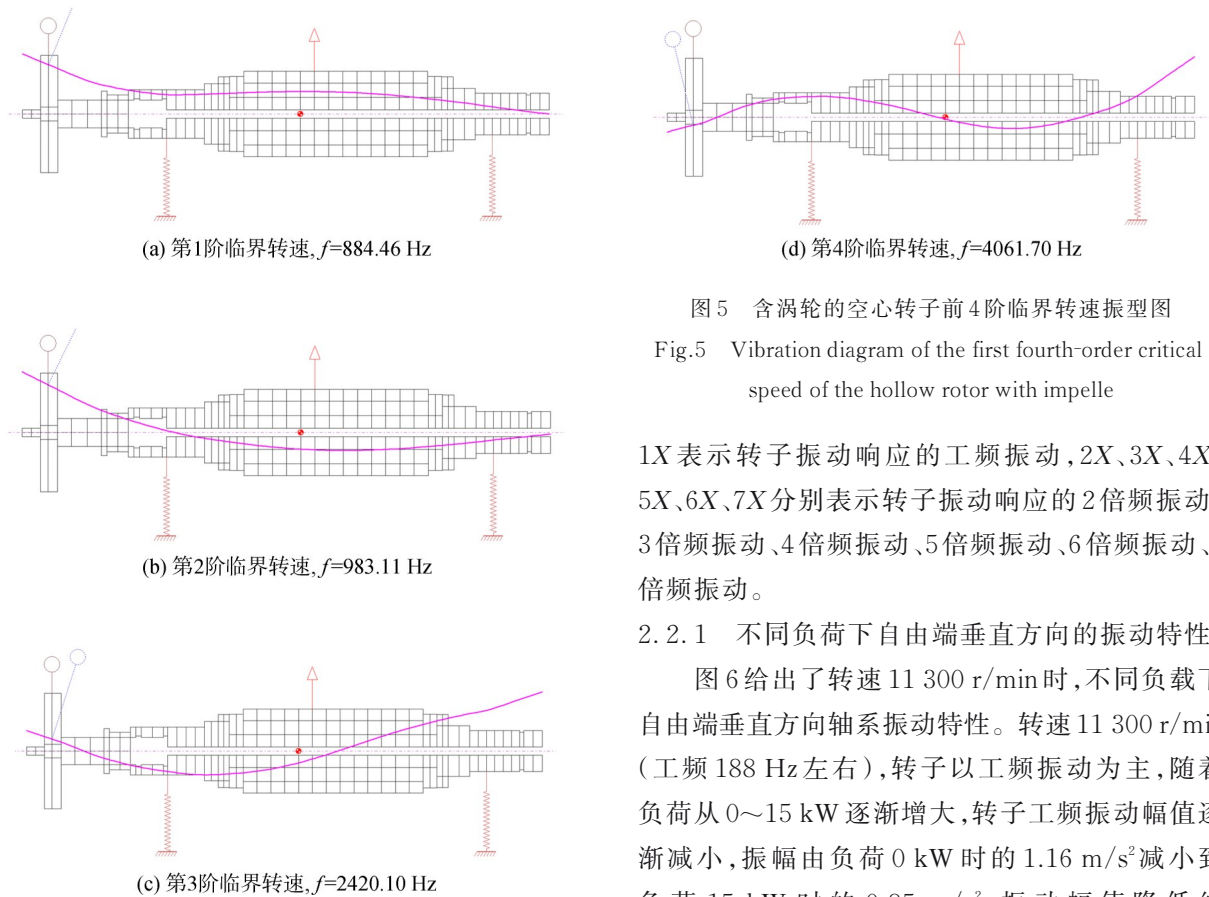


图 5 含涡轮的空心转子前 4 阶临界转速振型图
Fig.5 Vibration diagram of the first fourth-order critical speed of the hollow rotor with impelle

1X 表示转子振动响应的工频振动, 2X、3X、4X、5X、6X、7X 分别表示转子振动响应的 2 倍频振动、3 倍频振动、4 倍频振动、5 倍频振动、6 倍频振动、7 倍频振动。

2.2.1 不同负荷下自由端垂直方向的振动特性

图 6 给出了转速 11 300 r/min 时, 不同负载下自由端垂直方向轴系振动特性。转速 11 300 r/min (工频 188 Hz 左右), 转子以工频振动为主, 随着负荷从 0~15 kW 逐渐增大, 转子工频振动幅值逐渐减小, 振幅由负荷 0 kW 时的 1.16 m/s² 减小到负荷 15 kW 时的 0.85 m/s², 振动幅值降低约

26%;在频率950~1 150 Hz(5倍频~6倍频)处,出现幅值小于0.30 m/s²的高频频带振动;在频率1 600~1 800 Hz之间,出现幅值小于0.20 m/s²的高频频带振动;在2 300~2 800 Hz之间,出现幅值小于0.30 m/s²的高频频带振动。整体来看,转速为11 300 r/min时,转子振动以工频振动为主,在5倍频以上,出现振动幅值低于0.30 m/s²的高频频带振动,其振动幅值较小。

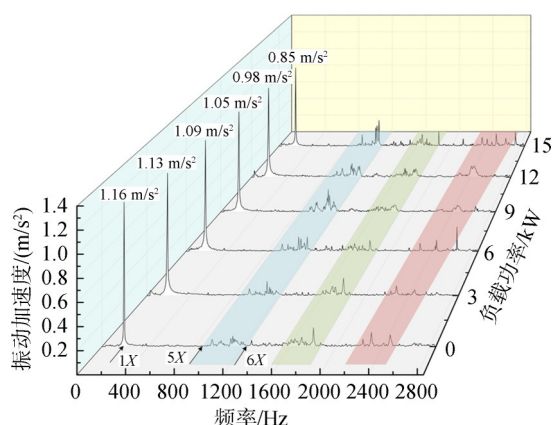


图6 转速11 300 r/min时的振动图谱

Fig.6 Vibration spectrum at a speed of 11 300 r/min

图7给出了转速20 000 r/min时,不同负载下自由端垂直方向轴系振动特性。转速20 000 r/min(工频333 Hz左右),转子以工频振动为主,随着负荷从0~15 kW逐渐增大,转子工频振动幅值逐渐减小,振幅由负荷0 kW时的2.83 m/s²减小到负荷15 kW时的1.60 m/s²,振动幅值降低约43%;在频率1 000 Hz处,出现幅值约为0.80 m/s²的高频振动;在1 600、1 900、2 200 Hz处,出现幅值低于0.20 m/s²的高频频带振动。整体来看,转速20 000 r/min时,转子振动以工频振动为主

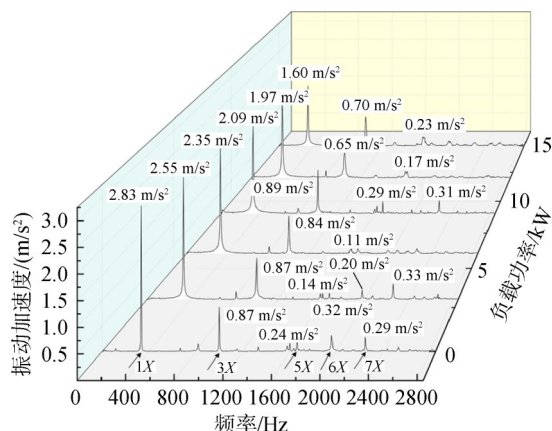


图7 转速20 000 r/min时的振动图谱

Fig.7 Vibration spectrum at a speed of 20 000 r/min

主,在3倍频处,出现约为0.80 m/s²的高频振动,振动幅值随负荷变化基本保持不变,在5倍频以上,出现振动幅值低于0.30 m/s²的高频振动。

图8给出了转速30 300 r/min时,不同负载下自由端垂直方向轴系振动特性。转速30 300 r/min(工频505 Hz左右),转子以工频振动为主,随着负荷从0 kW至15 kW逐渐增大,转子工频振动幅值逐渐减小,由负荷0 kW时的4.57 m/s²减小到负荷15 kW时的2.26 m/s²,振动幅值降低约50%;在频率1 010、1 510、2 016 Hz处(2倍频、3倍频、4倍频),转子的2倍频、3倍频、4倍频振动幅值随负荷增大逐渐增大,当负荷由0 kW增加到15 kW,2倍频、3倍频、4倍频振动幅值分别由1.70、1.30、0.32 m/s²增加到4.05、1.30、0.47 m/s²。整体来看,转速为30 300 r/min时,转子振动以工频振动和2倍频振动为主,工频振动随负荷增加而减小,2倍频振动随负荷增加而增加;同时,存在幅值相对较小的3倍频、4倍频振动。

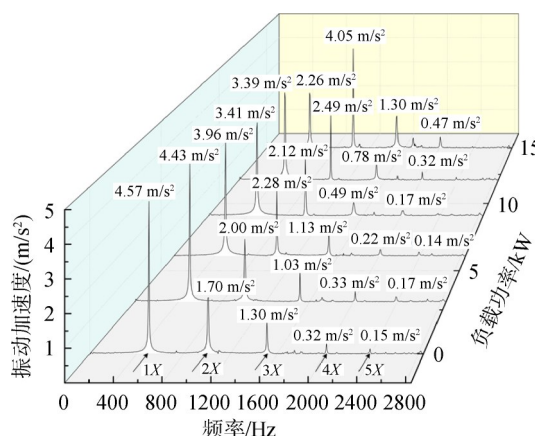


图8 转速30 300 r/min时的振动图谱

Fig.8 Vibration spectrum at a speed of 30 300 r/min

图9给出了转速40 000 r/min时,不同负载下自由端垂直方向轴系振动特性。转速40 400 r/min(工频673 Hz左右),转子以工频振动为主,随着负荷逐渐增大,转子工频振动幅值逐渐减小,由负荷0 kW时的8.67 m/s²减小到负荷15 kW时的3.11 m/s²,振动幅值降低约64%;转轴2倍频、3倍频、4倍频处的振动幅值较小,其中2倍频振动幅值约为0.70 m/s²,3倍频振动幅值约为0.20 m/s²,4倍频振动幅值约为0.50 m/s²,且2倍频、3倍频和4倍频振动幅值随负荷变化而变化的幅度较小。整体来看,转速为40 400 r/min时,转子振动以工频振动为主,工频振动随负荷增加而减小,2倍频、3倍频、4倍频振动幅值较小,且随负荷变化

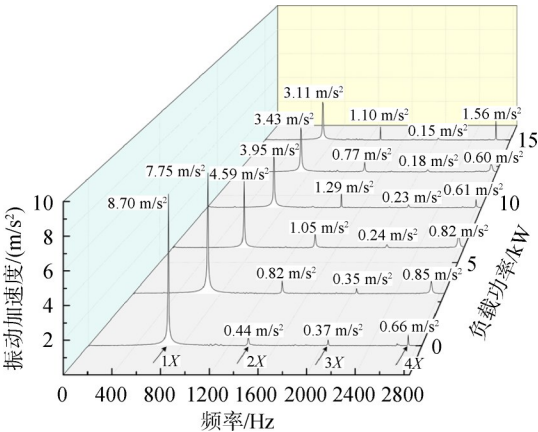


图 9 转速 40 000 r/min 时的振动图谱
Fig.9 Vibration spectrum at a speed of 40 000 r/min

不明显。

图 10 给出了转速 48 000 r/min 时,不同负载下自由端垂直方向轴系振动特性。转速 48 000 r/min(工频 800 Hz 左右),转子以工频振动为主,随着负荷逐渐增大,转子工频振动幅值逐渐减小,由负荷 0 kW 时的 4.95 m/s²减小到负荷 15 kW 时的 4.10 m/s²,振动幅值降低约 17%;转轴在 0~12 kW 负荷时的 2 倍频振动幅值较小,幅值约为 1.0 m/s²,15 kW 时的 2 倍频振动幅值突然增加到 5.57 m/s²;转轴在 0~15 kW 负荷时的 3 倍频处振动幅值相对较小,约为 1.50 m/s²,且随负荷变化较小。整体来看,转速为 48 000 r/min 时,转子振动以工频振动为主,工频振动随负荷增加而减小,负荷 15 kW 时 2 倍频振动幅值相对于低负荷时的 2 倍频振动明显增大,3 倍频振动幅值较小。

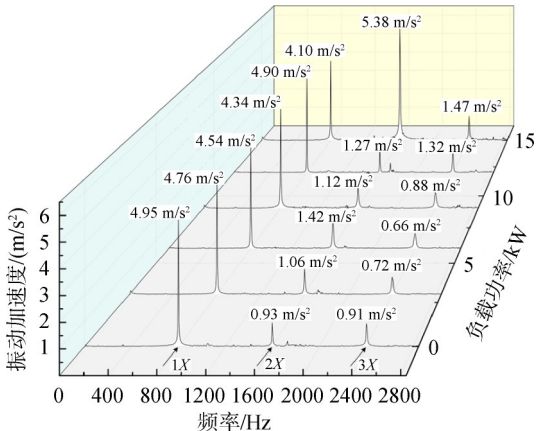


图 10 转速 48 000 r/min 时的振动图谱
Fig.10 Vibration spectrum at a speed of 48 000 r/min

2.2.2 不同转速下的振动特性

图 11 给出了负载功率为 0 kW(即不接入负

载),转子在不同转速下自由端水平方向壳体振动响应。转速在 10 000~20 000 r/min 之间,发电机振动以工频为主,振幅较小,其中 11 300 r/min 时振动响应为 1.10 m/s²,20 000 r/min 时振动响应为 2.88 m/s²。转子在 30 000 r/min 以上运行,工频振动增大,且出现幅值较低的 2 倍频、3 倍频及 4 倍频振动。由图 11 可以看到,转速 30 000、40 000、48 000 r/min 时工频振动分别为 6.43、7.33、8.54 m/s²,而对应的高频振动,幅值较小,在 0.38 m/s²至 1.01 m/s²之间。

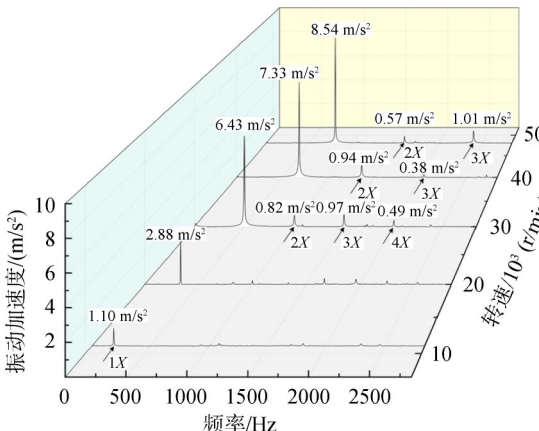


图 11 0 kW 自由端水平方向的振动图谱
Fig.11 Horizontal vibration spectrum of 0 kW at free end

图 12 给出了负载功率为 0 kW(即不接入负载),转子在不同转速下驱动端垂直方向壳体振动响应。转速在 11 300 r/min 时,发电机振动以工频振动为主,振幅较小,为 0.70 m/s²;转子在 20 000~40 000 r/min 运行时,工频振幅略有增加,且出现幅值较小的 2 倍频、3 倍频及 4 倍频振动,其振动幅值如图 12 中所示。转子在 48 000

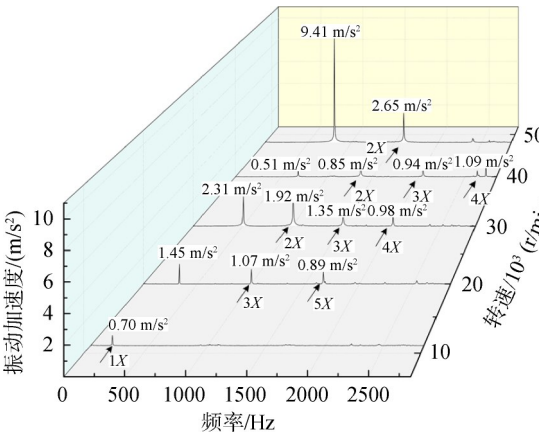


图 12 0 kW 驱动端垂直的振动图谱
Fig.12 Vertical vibration spectrum of 0 kW at drive end

r/min 时,工频振动显著增加,其幅值达 9.41 m/s^2 ,且 2 倍频振动也明显增加,振幅达 2.65 m/s^2 。

图 13 给出了负载功率为 0 kW (即不接入负载),转子在不同转速下驱动端水平方向壳体振动响应。转速在 $11\,300 \text{ r/min}$ 时,发电机振动以工频振动为主,振幅较小,为 0.58 m/s^2 ;转子在 $20\,000 \sim 40\,000 \text{ r/min}$ 运行时,工频振幅略有增加,且出现幅值较小的 2 倍频、3 倍频及 4 倍频振动,其振动幅值如图 13 中所示。转子在 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,工频振动显著增加,其幅值达 11.67 m/s^2 ,且 2 倍频振动也明显增加,振幅达 3.04 m/s^2 。驱动端水平与驱动端垂直有相同的振动规律。

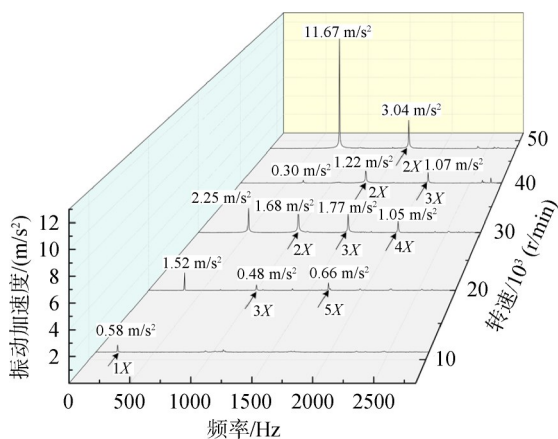


图 13 0 kW 驱动端水平的振动图谱

Fig.13 Horizontal vibration spectrum of 0 kW at drive end

图 14 给出了负载功率为 15 kW ,转子在不同转速下自由端水平方向壳体振动响应。可以看到,随着转速增加,工频振动逐渐增加,工频振动幅值由 $11\,300 \text{ r/min}$ 时的 0.58 m/s^2 增加到 $40\,000 \text{ r/min}$ 时的 3.25 m/s^2 ,转速 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,工频振动幅值增大到 12.22 m/s^2 。同时,随着转速的增加,出现倍频振动。在转速 $20\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 0.47 m/s^2 的 3 倍频振动分量;转速 $30\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 2.12 m/s^2 的 2 倍频,幅值为 1.04 m/s^2 的 3 倍频振动, 0.44 m/s^2 的 4 倍频振动分量;转速为 $40\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 1.76 m/s^2 的 2 倍频,幅值为 0.81 m/s^2 的 3 倍频, 0.71 m/s^2 的 4 倍频振动分量;转速为 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 0.71 m/s^2 的 2 倍频, 1.85 m/s^2 的 3 倍频。

图 15 给出了负载功率为 15 kW ,转子在不同转速下驱动端水平方向壳体振动响应。可以看到,随着转速增加,工频振动逐渐增加,工频振动幅值由 $11\,300 \text{ r/min}$ 时的 0.47 m/s^2 增加到 $40\,000 \text{ r/min}$

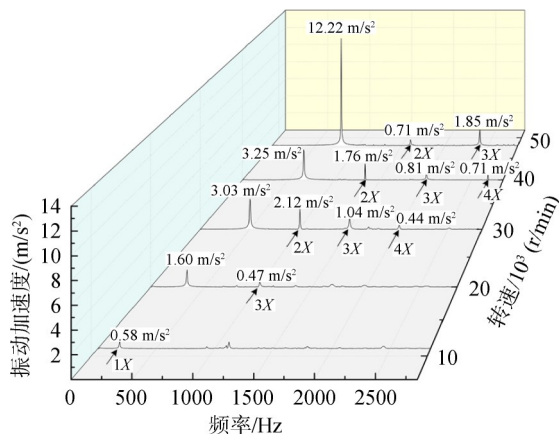


图 14 15 kW 自由端水平方向的振动图谱

Fig.14 Horizontal vibration spectrum of 15 kW at free end

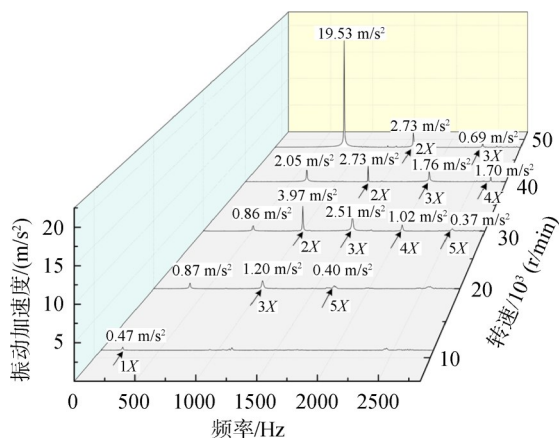


图 15 15 kW 驱动端水平方向的振动图谱

Fig.15 Horizontal vibration spectrum of 15 kW at drive end

r/min 时的 2.05 m/s^2 ,转速 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,工频振动幅值增大到 19.53 m/s^2 。同时,随着转速的增加,出现倍频振动。在转速 $20\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 1.20 m/s^2 的 3 倍频,幅值为 0.40 m/s^2 的 5 倍频振动分量;转速 $30\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 3.97 m/s^2 的 2 倍频,幅值为 2.51 m/s^2 的 3 倍频振动, 1.02 m/s^2 的 4 倍频振动,幅值为 0.37 m/s^2 的 5 倍频振动分量;转速为 $40\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 2.73 m/s^2 的 2 倍频,幅值为 1.76 m/s^2 的 3 倍频, 1.70 m/s^2 的 4 倍频振动分量;转速为 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 2.73 m/s^2 的 2 倍频, 0.69 m/s^2 的 3 倍频振动分量。

图 16 给出了负载功率为 15 kW ,转子在不同转速下驱动端垂直方向壳体振动响应。可以看到,随着转速增加,工频振动逐渐增加,工频振动幅值由 $11\,300 \text{ r/min}$ 时的 0.37 m/s^2 增加到 $40\,000 \text{ r/min}$ 时的 2.31 m/s^2 ,转速 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,工频

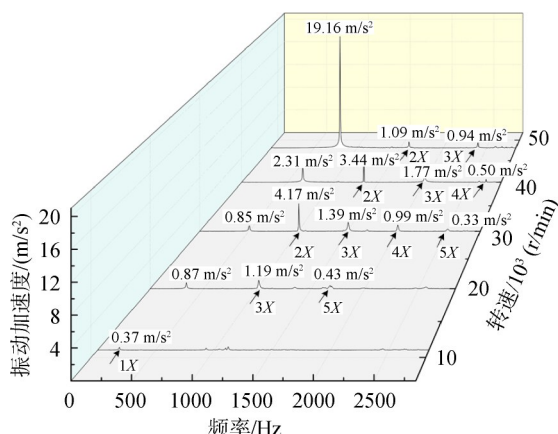


图16 15 kW驱动端垂直方向的振动图谱

Fig.16 Vertical vibration spectrum of 15 kW at drive end

振动幅值增大到 19.16 m/s^2 。同时,随着转速的增加,出现倍频振动。在转速 $20\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 1.19 m/s^2 的3倍频,幅值为 0.43 m/s^2 的5倍频振动分量;转速 $30\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 4.17 m/s^2 的2倍频,幅值为 1.39 m/s^2 的3倍频振动, 0.99 m/s^2 的4倍频振动,幅值为 0.33 m/s^2 的5倍频振动分量;转速为 $40\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 3.44 m/s^2 的2倍频,幅值为 1.77 m/s^2 的3倍频, 0.50 m/s^2 的4倍频振动分量;转速为 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,出现幅值为 1.09 m/s^2 的2倍频, 0.94 m/s^2 的3倍频振动分量。

3 结 论

本文通过基于 20 kW 超临界二氧化碳涡轮发电机试验台,结合涡轮发电机升速试验,开展转速与负载对转子振动特性影响的研究,主要结论如下。

1) 搭建超临界二氧化碳涡轮发电试验装置,采用油气润滑的滚动轴承支承,部分进气的轴流涡轮,发电机线圈水冷,实测运行转速 $48\,000 \text{ r/min}$,发电功率 15 kW 。

2) 构建涡轮发电机涡轮转子动力学分析模型,分析空心结构及涡轮对轴系临界转速的影响,文中所述涡轮发电机的轴系结构,其空心转子结构的临界转速略高于实心转子结构的临界转速,且去除涡轮后的转子临界转速高于含涡轮的转子临界转速。

3) 随着负荷从 0 kW 增加到 15 kW ,转子工频振动逐渐减小。在 $20\,000 \text{ r/min}$ 以下,转子的倍频振动以幅值较低的3倍频振动为主,在 $20\,000 \text{ r/min}$ 以上,转子的倍频振动以2倍频振动

为主,在 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,转子的2倍频振动幅值明显增加。产生2倍频振动是由于永磁发电机的电磁力引起的电磁振动,而发电机极数为2极,因此以2倍频振动为主。对于某一固定负荷,在 $40\,000 \text{ r/min}$ 以下,转子的工频振动随转速增加而变化不大,但在 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,转子的工频振动明显增加,其可能是由于该转速靠近轴系的1阶临界转速 (884.46 Hz)。该结果表明:需进一步考虑壳体与支承特性对涡轮发电机轴系进行优化设计与分析,避开轴系的临界转速区域。

4) 转速对驱动端与自由端振动响应的影响规律一致。在 $48\,000 \text{ r/min}$ 时,不同功率 (0 、 15 kW) 下驱动端的振动响应均高于自由端的振动响应,这是由于该转速靠近轴系的1阶弯曲转速区域,驱动端轴承处的相对位移较大;低转速区域 ($11\,000 \sim 40\,000 \text{ r/min}$),不同功率 (0 、 15 kW) 下驱动端的振动响应低于自由端的振动响应。

参考文献:

- [1] 王肖禾. 聚光太阳能驱动 CO_2 动力循环的系统集成与方法[D]. 北京:中国科学院大学,2020.
WANG Xiaohu. Integration and methods for CO_2 power cycle driven by concentrated solar thermal energy[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2020. (in Chinese)
- [2] IVERSON B D, CONBOY T M, PASCH J J, et al. Super-critical CO_2 Brayton cycles for solar-thermal energy[J]. Applied Energy, 2013, 111:957-970.
- [3] 路振勇. 航空发动机转子系统的动力学建模及非线性振动研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.
LU Zhenyong. Dynamical modeling and nonlinear vibration study of aero-engine rotor system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)
- [4] 闻邦椿,武新华,丁千. 故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M]. 北京:科学出版社,2004.
- [5] CHIANG H W D, HSU C N, TU S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6):1096-1104.
- [6] 邓四二,贺凤祥,杨海生,等. 航空发动机双转子-滚动轴承耦合系统的动力特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 2386-2395.
DENG Sier, HE Fengxiang, YANG Haisheng, et al. Analysis on dynamic characteristics of a dual rotor-rolling bearing coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(10):2386-2395. (in Chinese)
- [7] 李朝峰,刘广超,周世华,等. 双转子多盘转子系统的动态特性[J]. 东北电力大学学报(自然科学版), 2013, 34(7): 994-998.
LI Chaofeng, LIU Guangchao, ZHOU Shihua, et al. Dynam-

- ic characteristics of dual-rotor multi-disks-rotor system[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2013, 34(7):994-998.
- [8] MEVEL B, GUYADER J L. Routes to chaos in ball bearings [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 162(3):471-487.
- [9] MEVEL B, GUYADER J L. Experiments on routes to chaos in ball bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 318(3):549-564.
- [10] 王立刚. 叶片-转子-轴承耦合系统的非线性动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- WANG Ligang. Nonlinear dynamical behaviors of the coupling blade-rotor-bearing system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009. (in Chinese)
- [11] 裴宏雷. 异步电动机转子在轴承弹性支承下的电磁振动[D]. 河北: 燕山大学, 2011.
- PEI Honglei. Electromagnetic vibration subjected to heterogeneous air-gap electromagnetic force of asynchronous motor rotor supported by flexible bearing[D]. Hebei: Yanshan University, 2011. (in Chinese)
- [12] 邱家俊. 机电耦联系统的非线性振动[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [13] LEE Y B, KIM T H, KIM C H, et al. Unbalance response of a super-critical rotor supported by foil bearings-comparison with test results[J]. Tribology Transactions, 2004, 47(1): 54-60.
- [14] 杨志安, 李文兰, 邱家俊. 水轮发电机定子磁固耦合电磁激发的分岔与混沌[J]. 天津大学学报, 2005, 38(11):986-990.
- YANG Zhian, LI Wenlan, QIU Jiajun. Bifurcation and chaos excited by electromagnetism force of magnetism and solid coupling of hydroelectric-generator stator system[J]. Journal of Tianjin University, 2005, 38(11):986-990. (in Chinese)
- [15] 白晖宇, 荆建平, 孟光. 电机不平衡磁拉力研究现状与展望[J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(6):5-7.
- BAI Huiyu, JING Jianping, MENG Guang. Survey and outlook on the research of the unbalanced magnetic pull in the motors[J]. Noise and Vibration Control, 2009, 29(6):5-7. (in Chinese)
- [16] XU Xuepeng, HAN Qinkai, CHU Fulei. A general electromagnetic excitation model for electrical machines considering the magnetic saturation and rub impact[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 416, 154-171.
- [17] 李艳明, 郭宏, 谢清明, 等. 充磁导致的超高速永磁同步电机不平衡磁拉力[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(6): 771-775.
- LI Yanming, GUO Hong, XIE Qingming, et al. Unbalanced magnetic pull due to the magnetizing in super high speed permanent magnet synchronous machine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(6): 771-775. (in Chinese)
- [18] 郝龙, 杨金福, 唐长亮, 等. 变负载工况下高速永磁电机转子动力学特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(15): 1-5, 13.
- HAO Long, YANG Jinfu, TANG Changliang, et al. Tests for dynamic characteristics of a high speed permanent magnet motors rotor under different loads[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(15):1-5, 13. (in Chinese)
- [19] 郝龙. 微型燃气轮机气体轴承-转子动力学特性试验研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2017.
- HAO Long. Experimental study on dynamic characteristics of micro gas turbine gas bearing rotor system[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2017. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)