

双跨转子系统质量不平衡故障模拟与 振动特性实验研究

陈尚年¹, 李录平¹, 张世海², 欧阳敏南¹, 樊昂¹, 王颖¹

(1. 长沙理工大学能源与动力工程学院, 湖南省 长沙市 410014;

2. 贵州电网有限责任公司电力科学研究院, 贵州省 贵阳市 550002)

EXPERIMENTAL STUDY ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF DOUBLE SPAN ROTOR SYSTEM UNDER DIFFERENT MASS UNBALANCE DISTRIBUTION CONDITIONS

CHEN Shangnian¹, LI Luping¹, ZHANG Shihai², OU YANG Minnan¹, FAN Ang¹, WANG Ying¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410014, Hunan Province, China; 2. Electric Power Research Institute of Guizhou Power Grid Co., Ltd., Guiyang 550002, Guizhou Province, China)

摘要: 转子系统的质量不平衡是旋转机械的主要故障之一, 严重影响着旋转设备安全稳定的运行。针对转子系统的不平衡质量造成轴系振动增大的问题。本文通过实验模拟的方法, 研究了不平衡质量的分布对轴系振动响应特性的影响。实验结果表明: 引起轴系振动响应变化的因素不仅与转子系统的不平衡质量、转子的转速有关, 而且与不平衡质量的分布情况有关。在对转子系统进行动平衡时, 应根据具体的轴系结构, 有针对性地进行分析与调整, 降低轴系的不平衡振动响应幅值。

关键词: 旋转机械; 质量不平衡; 转子系统; 不平衡振动响应。

Abstract: The mass imbalance of the rotor system is one of the main faults of rotating machine, which seriously affects the safety and stability of rotating equipment. To solve the problem of the shafting vibration caused by the imbalance mass of the rotor system, in this paper, the impact of the distribution of unbalanced mass on the vibration response characteristics of the shafting is studied by the method of experimental simulation. The results of the experiment show that the factors that cause the shafting vibration response change are not only related to the unbalanced mass and the speed of the rotor system, but also related to the distribution of unbalanced mass. When balancing the rotor system, it should be analyzed and adjusted according to the specific shafting structure, and analyzed and adjusted pertinently to reduce the unbalanced vibration response amplitude of the shafting system.

Key words: rotating machine; mass imbalance; rotor system; unbalanced vibration response.

1 引言

转子系统是旋转机械动力传输的关键部件, 转子系统的振动故障往往影响设备稳定、安全、高效运行, 而造成轴系振动过大的主要因素是转子系统的质量不平衡。因此, 针对转子系统的不平衡振动故障, 国内外学者进行了大量的研究。2004年, 韩清凯等[1]基于300MW汽轮发电机组模型, 研究了转子—轴承系统的非线性动力学特性, 通过建立单跨的双圆盘不

平衡转子—轴承系统模型, 利用数值分析方法对该模型的动力学特性进行了分析, 并经过实验测量, 验证了建立模型的动力学特性与实验结果一致。2006年, 晋风华等[2]利用矢量分析方法对汽轮机叶片脱落故障进行了诊断。2009年, Arun Kr, Jalan等[3]研究了稳态条件下关于转子系统不对中与不平衡故障的诊断技术, 提出了一种能够识别转子系统不对中和不平衡故障的方法。2010年, 刘淑莲等[4]对非线性转子

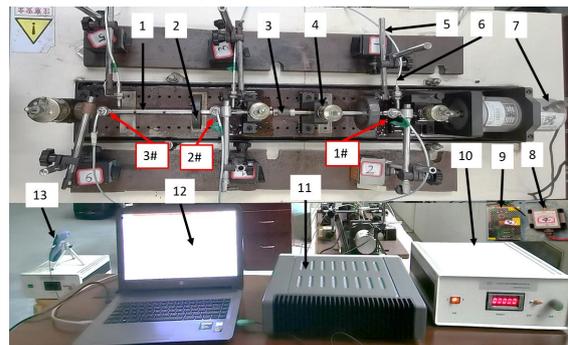
系统不平衡响应的研究中提出了一种全息谱分析方法,将作用于转子上的油膜力与不平衡量引起的振动响应分离开,提取出不平衡响应产生的工频分量来识别非线性转子系统的不平衡量。2015年,唐贵基等[5]提出了一种基于 Ansys 的瞬态动力学分析进行虚拟动平衡的方法,相比于传统的多次加重试验,该方法省时省力,但需要测量转子系统由不平衡质量所引起的振动幅值和相位,提前精准计算转子系统的相关刚度和阻尼等系数。2017年,宾光富等[6]通过建立有限元模型研究了 1000MW 汽轮机组轴系振动特性,分析表明提高轴承入口油温可以减小低压转子轴承处的振动响应。同时,针对转子不平衡问题,建立了虚拟动平衡模型,通过施加不平衡激励,经动力学计算分析获取虚拟不平衡响应的影响系数,再重新进行配重计算分析,可减少机组多次启停机 [7]。2018年,曹仲勋等[8]分别研究了在刚性支撑和柔性支撑下,转子系统因不平衡响应造成轴系相对振动、绝对振动及轴承座振动的滞后角变化情况。2018年,曹丽华等[9]通过建立转子系统的动力学模型,对汽轮机转子的多因素动力特性和稳定性预测进行了分析研究。2018年,洪杰等[10]建立高转速柔性转子实验系统,模拟转子系统突加不平衡质量的振动特性,通过分析转子振动过程的时域和频域特征,表明突加不平衡会导致转子的瞬态振动加剧,冲击特征较为明显。2019年,虞磊等[11]利用有限元仿真方法分析了转子系统突加不平衡质量的振动响应特征。2020年, Hong 等[12]利用数学分析方法研究了转子系统质量不平衡故障的模态特性。2021年, Wen 等[13]利用初始相点分析方法来识别转子的振动故障,经实例验证该方法能有效区分转子热弯曲故障和转子不平衡故障。综上所述,大部分的研究多采用有限元数值模拟和仿真计算的方法对转子质量不平衡引起的振动特性及转子系统的动平衡进行研究。但由于制造加工和安装等因素,对于多跨转子系统动平衡后仍会存在一定量的残余不平衡,因此多跨转子系统中不平衡质量分布的位置不同往往会影响到设备的稳定运行,而目前针对这方面的研究却鲜有报道。本文通过实验模拟,

对双跨四支撑转子系统的不平衡质量分布角度为 0° 、 45° 、 90° 、 135° 、 180° 状态下,对不平衡质量分布不同产生的振动响应特性进行了研究。

2 实验对象与检测系统设计

2.1 实验装置组成

实验装置如图 1 所示,由 INV1612 转子试验台和振动测试系统组成。其中转子试验台和调速设备包括转子实验台基座、4 个自润滑式轴承支座、长度分别为 370mm 和 290mm 且直径为 10mm 的两根主轴;两个直径 78mm 和厚度 15mm 的圆盘分别固定在主轴的中间位置;用弹性联轴器连接两根转子、磁式直流电机;通过数显调速台控制电流的大小来改变驱动电机的转速。



1-主轴; 2-圆盘; 3-联轴器; 4-支撑轴承; 5-传感器支架; 6-位移传感器; 7-驱动电机; 8-前置放大器; 9-传感器供电器; 10-数显调速台; 11-数据采集仪; 12-电脑; 13-激光测速仪

图 1 转子系统的实验装置图

Figure 1 Experimental device diagram of the rotor system

2.2 测试系统

对于双跨四支撑转子系统,如图 1 所示,分别在轴系的最右侧 1#测点、轴系的中间部位 2#测点及轴系末端最左侧 3#测点处的 x 和 y 方向安装电涡流位移传感器,接通电源后,测试调整电涡流位移传感器的静态输出电压在 100mV 左右,激光测速仪对准键相槽,将传感器、振动分析仪、电脑等设备接通;转子的振动信号分析原理如图 2 所示,利用 LMS 测试系统进行数据的采集与分析,设定采样频率为 512Hz,分辨率为 0.5Hz,谱线数为 1024。

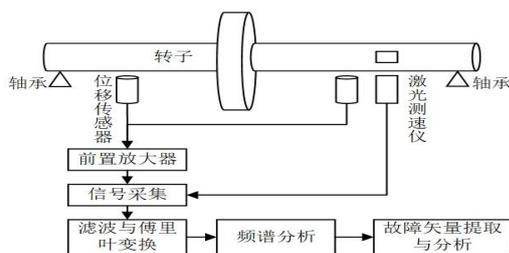


图2 转子系统的振动信号分析原理图

Figure 2 Vibration signal analysis principle of rotor system

3 实验转子振动特性实验

3.1 转子系统临界转速测量

在动平衡之后测量的双跨四支撑转子系统在初始状态下随转速升高的工频振动响应特性曲线 (Bode 图), 如图 3 所示, 横坐标为转子的转速 (单位: r/min), 纵坐标分别为振幅 (单位: mm) 和相位 (单位: $^{\circ}$); 其中曲线 1#-1x 表示在 1 位置处的工频振动响应随转速变化的分量。

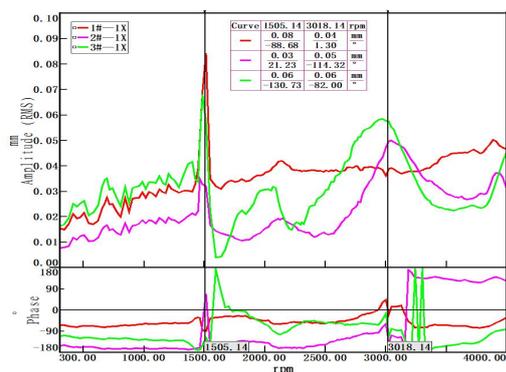


图3 原始状态下, 振动随转速的变化曲线

Fig3 In the original state, the curve of vibration change with the rotational speed

从图 3 可知, 该双跨四支撑轴系的前两阶临界转速分别约为 1505.14r/min 和 3018.14r/min, 分别对应该轴系第一、二跨转子的第一阶临界转速; 当转子的转速为 4000r/min 时, 测得 1#、2#、3#测点处的振动响应分别为 $0.05\text{mm} \angle -32.08^{\circ}$ 、 $0.03\text{mm} \angle 122.82^{\circ}$ 、 $0.05\text{mm} \angle -81.50^{\circ}$ 。

3.2 不平衡分布与振动响应的关系实验

针对转子上不平衡质量分布引起轴系振动变化的情况, 在第一跨转子的圆盘上 0° 位置

添加 5.5g 的质量块, 然后依次在第二跨转子的圆盘上顺时针方向 0° 、 45° 、 90° 、 135° 、 180° 的位置处添加相同重量的质量块, 分别测试不同角度组合下轴系的振动响应。为模拟转子系统的振动响应是因为转子质量不平衡而引起, 避免转子系统在实验中受原始不平衡量和驱动系统的影响给实验测量带来较大的误差, 利用矢量运算方法将加质量块后测试的不平衡振动响应与初始状态下的振动响应进行矢量相减, 计算出转子系统因不平衡质量在不同角度组合下的振动响应变化。

3.2.1 不平衡质量同向和反向分布情况

轴系上不平衡质量块同向分布和反向分布时, 3 个测点处测得的升速区间在 300r/min-3500r/min 内的工频振动响应曲线如图 4 和图 5 所示。

(1) 不平衡质量同向分布

两圆盘上同向加不平衡质量块, 如图 4 所示, 各测点处的振动响应幅值与图 3 相比均发生明显增大, 并且第二阶临界转速与初始状态相比, 增加约 100r/min, 1#测点处振幅值在接近一阶临界转速附近时达到 0.06mm, 在过一阶临界转速后振动幅值增加缓慢, 最大值不超过 0.1mm; 2#测点处振幅值在接近一阶临界转速时达到 0.1mm, 过一阶临界转速后振幅值逐渐增大; 测点 3#的振幅值在接近一阶临界转速时到达 0.3mm, 并持续增大, 在过一阶临界转速之后振幅迅速增大; 且第一阶临界转速之后相位发生反向突变; 在二阶临界转速附近, 测点 2#、3#位置测得的振幅约为 0.48mm、0.79mm, 比初始的振动响应幅值高 10 倍; 在第二阶临界转速附近, 各测点处的相位均处于平稳变化, 且 1#测点测得的相位与 2#、3#测点测得的相位相差约 90° 。

(2) 不平衡质量反相分布时

两圆盘上反向加不平衡质量块, 如图 5 所示, 各测点的振动响应幅值也均发生明显增大, 在第一阶临界转速附近, 1#、2#测点的振幅值约为 0.05mm 左右, 3#位置的振幅值约为 0.35mm, 且过一阶临界转速之后, 1#位置的振动响应基本处于平稳状态, 2#、3#位置的振动

响应幅值逐渐增大；在二阶临界转速附近，2#、3#位置测得的振幅值约为 0.35mm、0.66mm；在一、二阶临界转速时，1#与 2#、3#测点的相位差接近于 180° ，且在二阶临界转速时 1#测点的相位约为 90° ，2#、3#测点的相位约为 -90° 。因此，根据图 3、图 4、图 5 可以看出不平衡质量块同向分布和反向分布均会造成轴系的振动响应幅值增大，但与图 4 中的同向不平衡时振动响应相比，反向不平衡分布振幅值发生了减小的现象，测点 2#与 3#的相位在第一、二阶临界转速之间基本保持一致，但 1#与 2#、3#测点的相位在不平衡质量同向分布时相差 90° 左右，反向分布时相差 180° 左右。

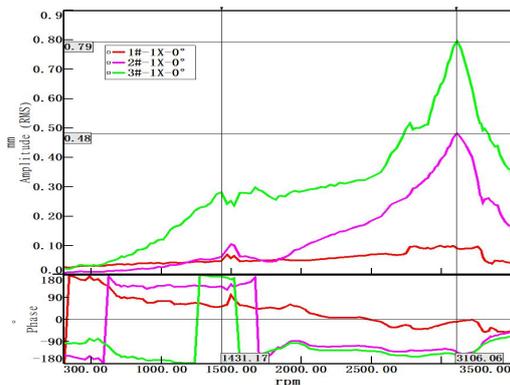


图 4 质量块同向分布时，振动随转速的变化曲线
 Fig 4 When the mass block is distributed in the same direction, the curve of the vibration change with the rotational speed.

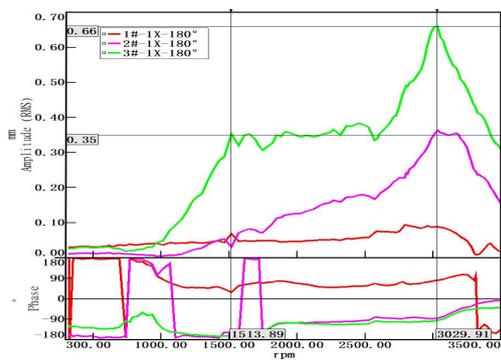


图 5 质量块反向分布时，振动随转速的变化曲线
 Fig 5 When the mass block is distributed in the opposite direction, the curve of the vibration change with the rotational speed.

3.2.2 同一位置处各转速下的不平衡振动响应分析

轴系上 2#、3#测点处的振动响应幅值在各转速下的变化情况如图 6、图 7 所示。当质量块分布角度为 0° 、 45° 、 90° 、 135° 、 180° 时，转子的转速越高，轴系上 2#测点处和 3#测点处的振动响应幅值也越大，在 $1000\text{r/min}\sim 2500\text{r/min}$ 范围内，振动响应幅值的增加趋势较大；且当不平衡质量分布角度一定时，相同转速下，3#测点的振动响应幅值高于 2#测点的振动响应幅值。因此，轴系上不平衡质量所产生的振动响应幅值会随转速的升高而增大，但受不平衡质量块分布角度不同的影响，振动响应的增量各不相同。

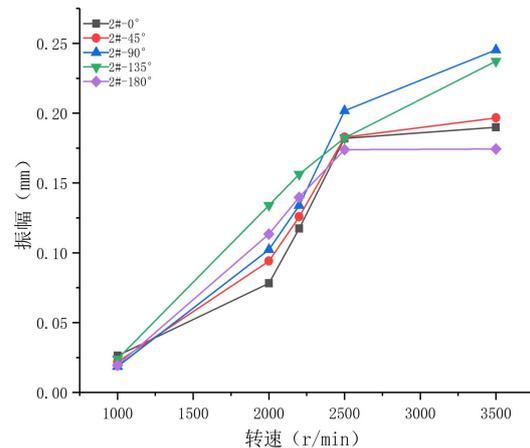


图 6 2#位置处的振动响应变化
 Fig 6 Vibration response change in 2 # position

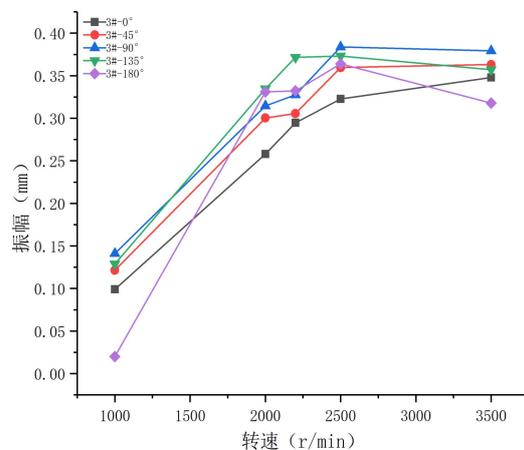


图 7 3#位置处的振动响应变化
 Fig 7 Vibration response change in 3 # position

3.2.3 不同位置处不平衡分布的振动响应分析

针对于柔性转子, 无论单根转子还是整个轴系, 其工作转速均高于第一阶临界转速。因此, 根据质量块按不同角度的分布而引起轴系振动的响应情况, 经处理后研究轴系的转速分别为 2200r/min、3100r/min、3500r/min 时, 各测点处的振动响应特性如图 8、9、10 所示。在一定转速下, 不论质量块在转子上分布的角度如何变化, 轴系末端 3#处的振动响应幅值均高于轴系中间位置 2#处的振动响应幅值, 且靠近电机侧 1#处的振动响应幅值最小。

由图 8 发现, 转速为 2200r/min 时, 质量块分布角度越大, 测点 2#和测点 3#处的振动响应幅值也越大; 且当质量块分布角度为 180° 时轴系各测点处的振幅值高于 0° 时的振幅值, 验证了双跨四支撑轴系的工作转速介于第一、二阶临界转速之间时轴系的不平衡量同向分布比其他角度分布的振动响应值小, 与文献 [14] 得出的两跨转子系统不平衡振动响应规律相符。

根据图 9、图 10 所示, 工作转速在第二阶临界转速后, 不平衡质量块同向分布时的振幅值高于反向分布时的振幅值, 但不平衡质量块分布角度为 90° 时, 发现此时的振动响应最大。因此, 造成轴系不平衡响应的因素不仅与不平衡量的大小和转速有关, 还与不平衡量分布的角度有关。

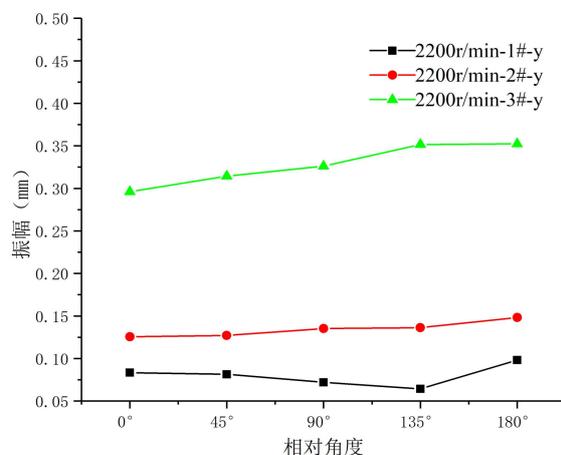


图 8 2200r/min 时, 不同角度的振动响应
Fig 8 When 2200r/min, the vibration response change in different angles

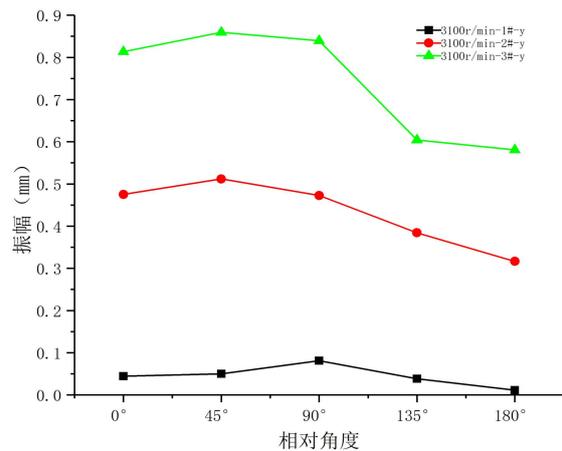


图 9 3100r/min 时, 不同角度的振动响应
Fig9 When 3100r/min, the vibration response change in different angles

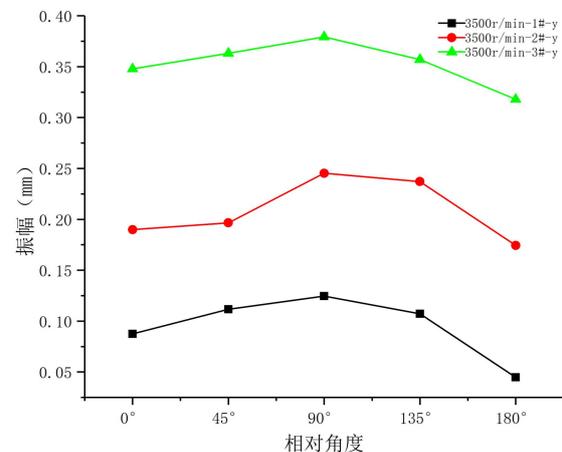


图 10 3500r/min 时, 不同角度的振动响应
Fig10 When 3500r/min, the vibration response change in different angles

4 结论

通过实验模拟双跨四支撑转子系统因质量不平衡造成轴系振动的响应特性。研究不平衡质量块的分布角度为 0°、45°、90°、135°、180° 时的振动响应, 得出如下结论:

(1) 实验研究表明, 轴系上不平衡质量所产生的振动响应幅值会随转速的升高而增大, 只是不平衡量分布的角度不同变化量也不相同, 在运行中要严格监控转子的转速。

(2) 通过分析发现, 不平衡质量的分布一定时, 在一定的转速下, 轴系上不同位置测量得到的由不平衡质量引起的振动响应不同; 当工作转速介于第一、二阶临界转速之间时, 不平衡质量同向分布比反向分布时的振动响应幅

值小,而转子的工作转速高于第二阶临界转速时,不平衡质量反向分布时振动响应幅值最小,这可能与轴系的结构、支撑轴承特性以及不平衡激起的阶次振型等因素相关。

(3)双跨四支撑转子系统的不平衡振动响应幅值与不平衡质量、轴系的转速以及不平衡质量的分布情况等有关。因此对于运行的旋转机械,在进行转子系统动平衡的同时,要结合轴系的具体结构,有针对性地分析不平衡量的分布情况,在安装、调整时要严格地对轴系进行动平衡,以降低整个轴系的不平衡振动响应,以满足实际工程的需要。

参 考 文 献

- [1] 韩清凯,于涛,俞建成,闻邦椿.单跨双圆盘不平衡转子-轴承系统的非线性动力学分析[J].机械工程学报,2004,40(04):16-20.
- [2] 晋风华,李录平,张建东.汽轮机叶片脱落故障定位方法的研究[J].汽轮机技术,2006,48(01):37-39.
- [3] Jalan A K, Mohanty A R. Model based fault diagnosis of a rotor-bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 327(3-5):604-622.
- [4] 刘淑莲,李强,郑水英.基于全息谱分析的非线性转子系统不平衡量识别[J].机械工程学报,2010,46(17):62-67.
- [5] 唐贵基,张文德,李琨,宗鹏程,黄伟,张家伟.基于 Ansys 的汽轮机转子动平衡一次加准法研究[J].汽轮机技术,2015,57(03):189-192.
- [6] 宾光富,姚剑飞,王钢,崔亚辉.单支撑 1000MW 汽轮机支承动力特性对轴系振动的影响[J].动力工程学报,2017,37(10):796-800+807.
- [7] 宾光富,周伟,王维民,李学军.基于动力学响应分析的透平机械多转子轴系虚拟动平衡研究[J].振动与冲击,2017,36(18):8-12+28.
- [8] 曹仲勋,王青华,李冬冬,杨建刚,吴亚军.柔性支撑下转子系统不平衡响应滞后角研究[J].汽轮机技术,2018,60(01):27-30.
- [9] 曹丽华,司和勇,李盼,李勇.汽轮机转子动力特性的多因素分析及稳定性预测[J].中国电机工程学报,2018,38(03):823-831.
- [10] 洪杰,陈成,王永锋,马艳红.突加不平衡激励下高速柔性转子系统振动特性试验[J].航空动力学报,2018,33(01):15-23.
- [11] 虞磊,马会防,耿景艳,王卫国,廖明夫,王四季.模型转子突加不平衡响应分析及试验验证[J].航空动力学报,2019,34(10):2256-2263.
- [12] Jie HONG, Pingchao YU, Yanhong MA, Dayi ZHANG. Investigation on nonlinear lateral-torsional coupled vibration of a rotor system with substantial unbalance[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(06):1642-1660.
- [13] Wen Xiankui, Liu Shi, Qing Shaowei, Li Xiang, Deng Tongtian, Zhang Shihai. A Method Based on Initial-phase-point Analysis for Determining the Fault Mode of the Unbalanced Vibration of Turbine Rotor[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1865(3):1-7.
- [14] 高金吉, 缪红燕, 徐鸿, 王维民. 多转子轴系优化耦联及其不平衡响应有限元分析[J]. 振动与冲击, 2005, 24(02):1-4+8.

作者简介:

陈尚年 (1997-), 男, 甘肃, 硕士研究生, 研究方向为动力机械状态检测与故障诊断。

李录平 (1963-), 男, 湖南, 博士, 教授, 研究生导师, 主要从事动力机械状态检测与故障诊断方面的研究。

张世海 (1983-), 男, 贵州, 硕士, 高级工程师, 主要从事汽轮发电机组故障诊断、火力发电厂机组调试等工作。