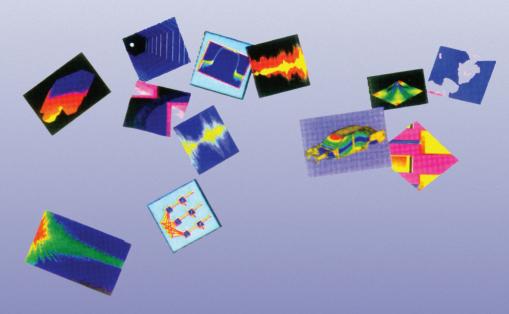
中文核心期刊(机械、仪表类) Ei Compendex 收录期刊 中国科学引文数据库来源期刊 中文科技期刊数据库收录期刊 ISSN1004-6801 CN32-1361/V CODEN ZCZHFY







振动.测试与诊断

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis

第 41 卷 第 6 期 Vol.41 No.6 总第 206 期 62021



南京航空航天大学全国高校机械工程测试技术研究会中航工业上海航空测控技术研究所北京、水 强度 研究所

主办协办出版





把测试交给仪器 将思想留给自己

我们测量应变、加速度、速度、位移、噪声、扭矩、温度、电压、电流、压力、功率、湿度、阻抗、频率、流量、转速 几乎所有物理量

近 12 年来,我们一直致力于仪器、软件及传感器的设计、研发、制造、并提供测试方案、软硬件定制、数据分析、测试报告、现场施工 几乎所有工作于一身



公司产品具有完全自主知识产权,响应国家仪器国产化的要求

卓越的抗干扰能力,保证强磁强电环境下,能正常工作

土 500V 共模电压 (传导干扰), 依然有 120dB 以上的抑制能力

万兆以太网通迅,保证几千个通道,实时高速采集、实时传输、实时存盘、实时分析

单通道可支持应变、振动、压力、温度等测量

系统可支持自标定功能

功能丰富的采集分析软件,并能与 MATLAB、LABVIEW、CVI 无缝对接

每通道独立 DSP 抗混滤 波器和模拟滤波器,以及双 24 位Σ-Δ型 ADC,保证测量精度



航空航天



兵器舰船



轨道交通



土木工程

全国免费服务热线:400-656-8848

电话: 0523-84126515 84126525 84126535

0523-84567688 84560788 传真:0523-84567585 84126533 官网:www.tztiot.com www.js-test.com 江苏泰之特物联科技股份有限公司 江苏泰斯特电子设备制造有限公司

地址: 江苏省靖江市经济开发区城北园区孤山中路9号

邮箱:info@tztiot.com



欢迎关注官方微信





机器故障诊断专家系统 (VDS)



振动故障诊断系统(VDS)是专门为机械设备预测维护(PdM)设计的振动数 据管理系统,支持巡检趋势分析和历史数据分析,提供图形建模工具更好 的跟踪、记录机械运行状态以及提供振动分析功能, 提取特征值, 分析故 障原因,生成故障诊断报告。



动态信号分析系统 (DSA)









CoCo-80X/90X 手持式动态信号分析仪	Spider-80X/80Xi 高通道动态信号分析系统	Spider-80SG/80SGi 应力应变及多物理量测试模块	Spider-20/20E 掌上动态信号分析仪
4/8/16个输入通道,1个信号源输出	4~1024输入通道,同步采样与分析	8通道/每模块,可扩展到512通道	4个输入通道,1个转速输出通道
超便携性,手持式、小巧、轻便,重量为2.27kg(含电池)	24位A/D,内置掉电保护装置	整合振动控制系统、动态信号分析与应变测试,可同时进行测试	重量0.56kg,尺寸: 135mm X 109mm X 32.5mm
支持AC/DC、支持以太网、USB、 SD卡数据通信 支持与PC联机工作模式和独立的黑 匣子工作模式		支持全桥、半桥、1/4 桥	支持AC/DC,内置电池,4g闪存,电池保证6小时续航
易用性,无需连接PC操作,实时采 紧凑与坚固的结构设计,8个模 集、处理、分析		24 位A/D ,采样率为0.48Hz-102.4 kHz	无线/有线两款,内置WIFI,支持ipad 无线与PC端连接操作
内置可充电电池,工作时间>8小时	采样率可达到256K	具备远程测试监控功能	采样率可达到256K
	_	应变花功能	_

CoCo/Spider分析功能:波形记录、频谱分析、机械故障诊断、远程状态监测、冲击响应谱、阈值检测、阶次跟踪、倍频程分析、振动烈度测量

1 0571-86062276





EDM-Modal 模态测试分析系统

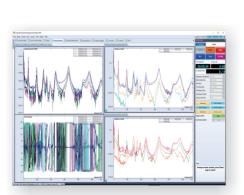
支持4~512通道数多种动态信号分析仪

Spider-80X CoCo-80/90X

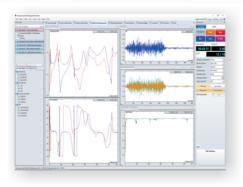


Spider-20/20E

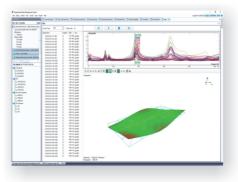
锤击法测试 (Hammer Impact Testing)



工作模态测试 (OMA)

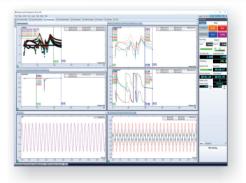


单/多输入多输出 (SIMO/MIMO-FRF)



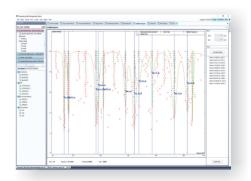
工作变形分析 (ODS)

1 0571-86062276



Spider-80Xi

单/多输入多输出步进正弦测试 (SIMO/MIMO Stepped Sine Testing)



Ploy-X模态参数识别 (最小二乘复频域法)



科技创造品牌 服务赢得信赖

協加英国共和国投資 YMC PIEZOTRONICS INC







扬州英迈克测控技术有限公司)成立于2011年4月,注册资本1000万元,是苏试试验(股票代码300416)旗下专业从事压电式振动加速度计、动态力传感器、小型永磁式振动台、振动信号调理器、动态信号分析仪、振动控制器、冲击测量仪等设计、研发与生产为一体的国家高新技术企业。公司通过了IS09001:2008质量管理体系认证,多种产品取得高新技术产品证书、软件著作权、专利证书和欧盟CE认证。产品在航空航天、重大基础工程、科研和教学等多个领域得到广泛应用。并批量出口到世界各地。

◎我们的产品

◇ 振动传感器:加速度、速度、位移、动态力、压力传感器

◇ 信号调理器:电荷、电压、IEPE、应变调理器

◇ 振动激励系统:模态激振器、振动台、脉冲力锤、振动校准仪

◇ 信号分析系统:振动测试、模态分析、冲击测量、应变测试、振动校准

中国扬州市祥云路47号 电话:0514-87960802 邮箱: sales@chinayme.com

更多信息请访问: WWW.chinaymc.com







● 声像仪



声像仪(声学相机)是一种将声音可视化的仪器,能够实时显示空间中的声场强 度的分布情况,声场彩色云图代表对应位置处的声音强度。在工业生产中,声像 仪可广泛用于声源定位和设备故障诊断等声学信号分析。

| 产品特点

- 实时声场成像与噪声源快速定位
- 手持便携式,单人操作
- 工作频率范围广
- 记录声纹特征,辅助故障分析
- 可同时进行环境噪声等级评估



● 激光测振仪

激光多普勒测振仪是一种高精度的非接触式振动测量仪器,能够精确测量物体的振动位移、速度和加速度,具有纳米 级的振幅分辨率、较大的检测带宽和出色的响应平坦度,检测距离远,操作便捷,可单人携带。

| 单点激光测振仪





- 检测带宽0.5Hz-20kHz
- 一体式设计,单人携带
- 可变焦光学镜头
- 分层隔离、抗震设计
- 模拟/数字信号双模式输出
- 便携式波形与频谱显示 (平板,可选)

| 光纤激光测振仪



一产品特点

- 检测带宽100 Hz 1 GHz
- 振幅检测灵敏度 < 1 nm
- 成像分辨率高(<5µm)
- 抗震动光学设计
- 光纤探头体积小、质量轻,可以结 合机器人检测

● 声学超构材料

欢					
	材料名称	名称	工作频段 (Hz)		厚度 (mm)
来	MetaBox-FP2	共鸣腔阵列型超构吸声平板	400-1000	0.85	38
单	MetaBox-FP3	共鸣腔阵列型超构吸声平板	125-400	0.9	125
迎来单定制高性	MetaBox-MP1	多层微穿孔板型超构吸声平板	315-5000	0.9	93
高	MetaBox-MP2	微穿孔蜂窝板型超构吸声平板	500-1600	0.8	24
能声				The same	
学				RATE	
料料	€ 1 M 2				

- 南京市栖霞区纬地路南大科学园孵化中心3号楼7层
- gscg@imeta-center.com
- http://www.imeta-center.com

热烈祝贺本刊三编赵淳生院士

荣获 2021年"最美科技工作者"称号

日前,中共中央宣传部、中国科协、科技部、中国科学院、中国工程院、国防科工局联合组织开展了2021年"最美科技工作者"评选活动,旨在进一步做好对广大科技工作者的政治引领和政治吸纳,激发广大科技工作者的荣誉感、自豪感、责任感。本刊主编赵淳生院士荣获2021年"最美科技工作者"称号。

赵淳生,中国科学院院士,南京航空航天大学教授,机械工程专家。1938年11月生于湖南衡山。1961年毕业于南京航空学院飞机系。1984年获法国巴黎高等机械学院工程力学博士学位。2005年当选为中国科学院院士。现任南航"机械结构力学与控制国家重点实验室"战略顾问、"国家地方联合超声电机工程实验室"主任、"南京航达超控科技有限公司"董事长、《振动、测试与诊断》主编、国际IWPMA组委会成员。

代表著作:《机械振动参数识别及其应用》(合著,科学出版社,1989)、《超声电机技术与应用》



(科学出版社,2007)、《Ultrasonic Motors:Technologies and Applications》(Science Press Bejing and Springer-Verlag Berlin Heidelnerg,2011);发表学术论文400多篇;其团队研制的超声电机已在国防装备、嫦娥三号、嫦娥四号、嫦娥五号、行云二号的1、2号星以及海丝1号等卫星上应用;共获国家、省部级科技奖20余项,其中国家技术发明二等奖2项、四等奖1项、国家科技进步三等奖1项、国家级国防专用科技进步三等奖1项、中华优秀出版物图书奖1项。先后荣获江苏省优秀教育工作者、江苏省先进科技工作者、国防系统先进工作者、总装备部先进工作者、江苏省首届十大杰出专利发明人、南京市十大科技之星等荣誉称号。2014年,获何梁何利基金"科学与技术进步奖"、美国 Virginia Tech. "能量收集材料和系统中心(CEHMS)"颁发的"超声电机技术杰出贡献奖"和由 IWPMA(International Workshop on Piezoelectric Materails and Applications in Actuotors)颁发的"压电超声电机领域内的终生成就奖"。2015年荣获全国先进工作者称号。

《振动、测试与诊断》编辑部

《振动、测试与诊断》征稿简则

一、征稿范围

《振动、测试与诊断》主要刊登有关振动利用、动态测试和故障诊断的标准、测试理论和测试手段的论文,包括试验测试技术、测试仪器的研制方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别、故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等。不拘泥于行业(如机械、交通、农业、生物、能源、航空、航天、航海、建筑、地震等)和测试项目(如振动、冲击、力位移、噪声等)。

二、来稿要求

- 1. 主题突出新颖,背景清楚,立论有据,有一定的创新和实用价值,语句通顺,文字精炼。
- 2. 来稿内容包括:中文文章题目、作者、作者所在单位名称、单位所在城市及邮政编码、中文摘要、关键词(4~8个)、中图分类号;英文的文章题目、作者姓名(汉语拼音)、作者所在单位的对外英文名称、单位所在城市及邮政编码、英文摘要、英文关键词(4~8个);正文;参考文献;第一作者简介及照片。
- 3. 论文标题不宜超过 20 个字。标题中不能使用非公知公用的缩写词、符号、代号和商品名称,不要出现数学式和化学式等。
- 4. 摘要的主要内容包括研究目的、创新试验方法、研究结果和最终结论。摘要须有作者的具体研究内容,要突出作者原创性工作。摘要具有自明性和独立性,不包含数学式、插图和表格。英文摘要可不局限于中文摘要的直译,不少于150个实词,尽量用短句子,标题应简明确切。
 - 5. 来稿研究内容如属何种基金资助项目,须在首页下方注明项目资助名称及编号。
 - 6. 文中插图和表格应少而精,插图须清晰,须提供中英文图题名和表题名。
- 7. 文中出现的物理量和单位应符合国家标准。一般变量用斜体表示。表示向量、矢量和矩阵的变量用 黑斜体表示。
- 8. 参考文献的引用遵循"公开、最新、关键、必要和亲自阅读过"的原则,按出现顺序进行编号。其著录格式如下:

专著:「序号]作者. 书名[M]. 版本. 出版地:出版者,出版年: 引用页码.

期刊文章:[序号]作者. 题目[J]. 刊名,年,卷(期):页码. 本刊要求中文期刊类文献提供相应的英文格式,即双语著录。

会议论文: 「序号]作者. 题目「C]//论文集名. 出版地: 出版单位, 年: 页码.

学位论文:[序号]作者. 题目[D]. 地点:单位,年.

专利:[序号]设计人.专利题名:专利国别,专利号[P].公告日期.

科技报告:「序号]作者. 题名[R]. 出版地:出版单位,年.

国际、国家标准,行业规范:[序号]标准起草者.标准编号标准名称[S].出版地:出版单位,年.

电子文献:「序号]作者. 电子文献题名「EB/OL].(发布或更新日期)「引用日期」. 获取和访问路径.

- 9. 文章长度按照本刊实际页面双栏排版,建议不超过6页。若超过,从第7页开始版面费将加倍。
- 10. 本刊对上决审会进行评议的稿件须进行查重处理,若查重结果超过20%,直接退稿。
- 11. 来稿请勿涉及保密内容,并请提供单位相关证明,文责自负,请勿一稿两投。编辑部对录用稿件有删改权。
- 12. 本刊已许可中国学术期刊(光盘版)电子杂志社在中国知网及其他相关系列数据库产品中,以数字化方式复制、汇编、发行、信息网络传播本刊全文,著作权使用费与本刊稿酬一并支持。本刊享有版权,同时拥有以光盘及网络版形式发表该论文的权利。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意本刊上述声明。
- 三、编辑部地址:南京市御道街 29 号《振动、测试与诊断》编辑部(210016)

网址:http://zdcs.nuaa.edu.cn 电话、传真: 025-84893332 E-mail:gchen@nuaa.edu.cn

振动、测试与诊断

ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN

2021年12月

(双月刊)

第41卷第6期 (总第206期)

目 次

专家论坛

火炮振动与控制的发展现状及应用前景 ………………杨国来, 葛建立, 孙全兆, 王丽群 (1043) 论 文 主余震序列作用下基础隔震结构地震损伤研究 ………刘洁亚,黄小宁,王 宁,杜永峰,张 丹(1052) 考虑轮轨黏着变化的货运列车纵向动力学仿真 基于深度融合策略的转子轴心轨迹识别研究 ………………郭明军, 李伟光, 杨期江, 赵学智(1074) 基于形态学多重分形的风电机组轴承故障诊断 ………类 信,齐咏生,高学金,刘利强,李永亭(1081) 快速谱峭度结合阶次分析滚动轴承故障诊断 ………张旭辉,张 超,樊红卫,毛清华,杨一晴(1090) 滚动轴承性能退化的时序多元状态估计方法 多变量因果驱动的系统服役安全状态评估方法 ………谢军太,王 伟,高智勇,高建民,蒋家东(1105) 强差异性神经网络集成的转子故障识别方法 ……………………马森财, 赵荣珍, 吴耀春(1112) 基于频域参数识别的混凝土泵车臂架减振实验 ……………黄 毅, 刘建武, 胡 勇, 范佳源(1119) 局域共振型声子晶体梁的动态模型和带隙 ………………汤璐嘉, 吕延军, 刘 成, 郭 城(1132) 某无人机激光雷达隔振设计与试验测试 …………骆海涛, 王浩楠, 于长帅, 刘广明 (1143) 基于直接速度反馈的管道振动主动控制 ……………陈 钊,何立东,贾兴运,杨建江,闫 伟(1148)

考虑车体弹性的轨道车辆多吸振器减振方法
反射式光纤温度传感器的设计 张 平, 马吉祥(1164)
柔性零件车削振动系统建模与实验王永强,吕凯波,娄培生,王昱昊,庞新宇,常宗旭(1170)
基于 S/PDIF 信号解码的数字加速度计校准方法 ···············王 朝, 蔡晨光, 杨 明, 孔 明(1176)
基于路表应变和基频的基顶当量回弹模量研究 张献民,刘小兰(1182)
幕墙对悬挑楼盖振动模态影响及等效模拟方法朱前坤,刘开放,芮 佳,张举涛,杜永峰(1190)
基于尖点突变理论和 MWMPE 的围岩稳定监测张建伟,李香瑞,严 鹏,王 勇(1199)
基于测试性增长的指标动态评估方法
转子进动定理的扩充和完善 廖明夫,赵清周(1216)
刚性体惯性参数识别方法研究郭晓航,王 攀,邓兆祥,罗 渊(1221)
基于子空间LQG的高速列车预测控制器性能监控····································
第 41 卷第 6 期英文摘要 ····································

广告・信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》(1137) 向审稿人致谢(1245) 扬州英迈克测控技术有限公司(1246) 东方振动和噪声技术研究所(1247)

(第41卷卷终)

振动、测试与诊断(双月刊)	第41卷 第6期
ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN	2021年12月出版 责任编辑: 陈 琪
主 管 中华人民共和国工业和信息化部	印 刷 南京航空航天大学印刷厂
主 办 南 京 航 空 航 天 大 学	发 行 江 苏 省 邮 政 局
全国高校机械工程测试技术研究会	邮发代号 28-239
主 编 赵淳生 编辑出版 《振动、测试与诊断》编辑部 地 址 南京市御道街 29 号邮 编 210016	发行范围 公 开 发 行 电 话 (025)84893332 E - mail qchen@nuaa.edu.cn 网 址 http://zdcs.nuaa.edu.cn 创刊日期 1980年10月

JOURNAL OF VIBRATION, MEASUREMENT & DIAGNOSIS

(BIMONTHLY)

Dec. 2021

Vol. 41 No.6 (Sum No. 206)

CONTENTS

TECHNICAL COMMENT

Development and Application Prospects of Gun Vibration and Control
······································
PAPERS
Seismic Damage of Base-Isolated Structure Under Main Shock-Aftershock Sequences
······LIU Jieya, HUANG Xiaoning, WANG Ning, DU Yongfeng, ZHANG Dan (1052)
Simulation for Longitudinal Dynamics of Freight Train Considering Variation of Adhesion
LI Bin, YANG Zhongliang, LUO Shihui, MA Weihua, WU Qing, WANG Chen (1059)
Wind Characteristics of Near Strata Based on Field-Measured Data
WANG Xueping, LUAN Xuetao, LI Wanrun, DU Yongfeng (1066)
Rotor Axis Locus Recognition Based on Deep Fusion Strategy
GUO Mingjun, LI Weiguang, YANG Qijiang, ZHAO Xuezhi (1074)
Fault Diagnosis of Wind Turbine Bearing Based on Morphological Multi-fractal Analysis
······FAN Ji, QI Yongsheng, GAO Xuejin, LIU Liqiang, LI Yongting (1081)
Improved Fault Diagnosis of Rolling Bearing by Fast Kurtogram and Order Analysis
ZHANG Xuhui, ZHANG Chao, FAN Hongwei, MAO Qinghua, YANG Yiqing (1090)
Performance Degradation Assessment of Rolling Bearing Based on AR Model and Multivariate State
Estimation Technique
······ZHANG Long, WU Rongzhen, ZHOU Jianmin, YI Jianyu, XU Tianpeng, WANG Liang,
ZOU Meng (1096)
State Evaluation Method of Performance Safety for Complex Electro-mechanical System Driven by
Multivariate Causality
XIE Juntai, WANG Wei, GAO Zhiyong, GAO Jianmin, JIANG Jiadong (1105)
Method of Rotor Fault Identification Based on Strong Differential Ensemble Neural Network
······MA Sencai, ZHAO Rongzhen, WU Yaochun (1112)
Experimental Research on Vibration Depression of Pump Truck Boom Based on Parameter Identification
in Frequency-Domain ····································
Dynamic Characteristics of Inerter-based Quasi-zero Stiffness Vibration Isolator
WANG Yong, LI Haoxuan, CHENG Chun, DING Hu, CHEN Liqun (1124)
Dynamic Model and Band Gaps of Locally Resonant Phononic Crystal Beams
······TANG Lujia, LYU Yanjun, LIU Cheng, GUO Cheng (1132)
Fault Degree Identification of Rolling Bearing Based on QPSO-HMM
YANG Zhengxin, WANG Minggang, GONG Bo, DANG Pengfei (1138)
Vibration Isolation Design and Experimental Testing of UAV Laser Radar
LUO Haitao, WANG Haonan, YU Changshuai, LIU Guangming (1143)

Active Vibration Control of Pipeline Based on Direct Velocity Feedback	
······································	(1148)
Vibration Reduction Method of Multiple Dynamic Vibration Absorbers Considering Vehicle Body Elastic	city
······QI Hui , WEN Yongpeng , Л Zhonghui	(1155)
Design of Reflective Optical Fiber Temperature Sensor ······ZHANG Ping, MA Jixiang	(1164)
Modeling and Experimental Research on Vibration System in Turning of Flexible Workpieces	
WANG Yongqiang, LYU Kaibo, LOU Peisheng, WANG Yuhao, PANG Xinyu,	
CHANG Zongxu	(1170)
Digital Accelerometer Calibration Method Based on S/PDIF Signal Decoding	
WANG Zhao, CAI Chenguang, YANG Ming, KONG Ming	(1176)
Equivalent Modulus of Elasticity Based on Surface Strain and Fundamental Frequency	
·····ZHANG Xianmin, LIU Xiaolan	(1182)
Influence of Curtain Wall on Vibration Mode of Cantilevered Floor and Equivalent Simulation Method	
ZHU Qiankun, LIU Kaifang, RUI Jia, ZHANG Jutao, DU Yongfeng	(1190)
Surrounding Rock Stability Monitoring Based on Cusp Catastrophe Theory and MWMPE	
······ZHANG Jianwei, LI Xiangrui, YAN Peng, WANG Yong	(1199)
Indicator Dynamic Evaluation Method Based on Testability Growth	
WANG Kang, SHI Xianjun, NIE Xinhua, LI Qi, CHEN Yao	
Improvement of Theorems on Precessional Motion of RotorsLIAO Mingfu, ZHAO Qingzhou	(1216)
Identification Method of Inertia Parameter for Rigid Body	
GUO Xiaohang, WANG Pan, DENG Zhaoxiang, LUO Yuan	(1221)
Performance Monitoring of High Speed Train Predictive Controller Based on Subspace LQG	
LIU Bohong, LIAN Wenbo, LI Wanwan	(1226)
Abstracts of Vol.41 No.6 in English	(1232)

 $(End\ of\ the\ Volume\ 41)$

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis(Bimonthly)

Vol. 41 N	o.6 Publishing Date Dec. 2021	;	Start Publication October 1980
Responsible Institution	Ministry of Industry and Information	Printed by	NUAA Printing House
	Technology of the People's Republic	Address	29 Yudao Street, Nanjing, China
	of China	Zipcode	210016
Sponsored by	Nanjing University of Aeronautics	Tel	(025)84893332
	& Astronautics University Association of Mechanics	E-mail	qchen@nuaa.edu.cn
	Engineering Measurement Technology	Website	http://zdcs.nuaa.edu.cn
Edited & Published by		Distributed by	Jiangsu Province Post Bureau
Editor in Chief	Zhao Chunsheng	Post Office Distr	ribution Code 28-239

◆专家论坛▶

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.001

火炮振动与控制的发展现状及应用前景

杨国来, 葛建立, 孙全兆, 王丽群

(南京理工大学机械工程学院 南京,210094)

摘要 火炮是一个多场耦合复杂系统,其发射过程具有高瞬态和强冲击特征,火炮振动是影响射击精度的重要因素 之一,是火炮领域的重要研究内容。近年来提出了火炮多体系统动力学、非线性动态有限元、多目标多学科优化及 不确定性等火炮现代设计理论与方法,对炮身、架体、底盘等重要部件及各部件间连接关系组成的火炮系统进行建 模、仿真及优化,从而达到减小炮口振动、提高射击稳定性和射击安全性的目的。笔者从火炮振动与系统优化、弹炮 耦合、火炮不确定性分析与优化等方面对近年来取得的成果进行了总结和分类讨论,并提出了火炮振动领域存在的 问题及火炮振动与控制的应用前景。

关键词 火炮振动:射击精度:多体系统动力学:有限元法:弹炮耦合:不确定性 中图分类号 TJ3

引 言

火炮在第二次世界大战中被誉为"战争之神", 是当今世界各国军队常规武器装备的主体。火炮发 射过程中,在高温、高压、高瞬态火药燃气压力作用 下不可避免地产生振动,特别是炮口振动会对火炮 射击精度造成不利影响。火炮射击精度涉及到火 炮、弹药及气象条件等,是一个复杂的系统问题。为 了研究方便,常常将火炮划分成不同的子系统,但是 不同子系统之间是相互影响和高度耦合的。因此, 采用完整的系统方法来解决精度问题是一个更好的 选择。近年来,连续体力学、动力学设计、数值和计 算机技术以及测试技术等各个学科分支在解决复杂 工程问题中取得了很大进展,这为通过新技术更好 地理解和改进火炮射击精度提供了可能性[1]。火炮 射击精度包括射击准确度和射击密集度,射击准确 度与系统误差有关,可以修正;射击密集度是惯性弹 丸的随机散布,与多种不确定性有关,无法消除,但 是可以通过合理设计,控制在一定范围内。火炮振 动是影响射击密集度的重要因素之一,是火炮结构 的固有属性。火炮振动与控制在新型火炮设计和现 有火炮改型设计的各个环节中占有重要地位,引起 各国兵工界的普遍重视。因火炮振动涉及到多种物 理场的耦合,且非线性、瞬态性强,其研究具有相当

的难度[1-2]。各国火炮科研人员在该领域进行了大 量的理论和试验研究。值得一提的是,从1977年到 2001年,美国陆军装备研究与发展中心举办了10次 火炮动力学学术会议[3],此后的历届国际弹道会议都 有关于火炮振动与控制相关的主题,提出了许多火 炮振动分析和控制的新理论、新方法。国内在20世 纪80年代正式立项火炮振动与控制的专题研究,随 后获得了快速发展。历次国内的弹道学术会议一般 都设置火炮振动与控制研究专题,在理论分析、数值 计算及检验测试方面取得了十分显著的成果。

近年来火炮振动与控制的研究进展主要集中在 以下几个方面:①火炮振动与系统优化;②弹炮耦 合;③火炮不确定性分析与优化。

火炮振动与控制研究现状 1

1.1 火炮振动与系统优化

火炮总体设计是决定武器性能的关键,振动分 析与仿真是研究火炮总体性能的一种重要理论方法 与途径,主要解决炮口振动与射击稳定性问题。火 炮振动的有效控制充分反映出火炮部件设计及集成 的合理性,但由于发射过程具有高瞬态和强冲击特 征,其振动特性及控制的研究具有极大难度。火炮 发射时高温、高压(可达 600 MPa)气体作用于炮身,

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11172139,11572158,51705253);国家基础研究发展计划("九七三"计划)资助项目 (51319702);国防重点预研基金资助项目(301070603,30107040705) 收稿日期:2021-10-28;修回日期:2021-11-15

使后坐部分在反后坐装置作用下产生大位移运动,炮膛合力通过反后坐装置缓冲后传递至摇架,然后通过摇架耳轴和高低机传递至上架/炮塔,再通过座圈传递至下架和大架(牵引炮),车载炮和自行火炮则传递至卡车或装甲车底盘,最后作用到地面上。由于炮膛合力产生的翻转力矩会使整个火炮有跳起趋势,系统具有一定的刚度和阻尼特性则会阻止火炮跳起,从而产生振动。近年来,多体系统动力学、有限元等成为火炮振动研究的主要理论和方法^[48]。

传统的火炮多体系统动力学模型[9-11]常常将火 炮简化为炮身、摇架、上架、下架和大架等少数几个 刚体,炮身相对于摇架的运动采用滑移铰模拟,摇架 相对于上架的转动在耳轴处建立旋转铰,上架相对 于下架的回转同样采用旋转铰模拟,下架和大架多 采用固定铰连接。炮膛合力、复进机力、制退机力及 平衡机力等通过子程序嵌入到火炮多体动力学模型 中,高低机和方向机采用扭簧模拟。火炮的多刚体 模型自由度少,只有几个或者几十个自由度,刚体间 的连接关系简单,可以通过自编程序或者商业软件 实现,模型的求解速度快。随着计算机技术、数值计 算方法的发展和火炮振动研究的深入开展,身管、摇 架、上架,甚至大架或者底盘的柔性被考虑进模型。 滑移铰和旋转铰不能考虑部件形状和配合间隙对火 炮振动的影响,接触模型开始用于替代滑移铰和旋 转铰,除了能很好地模拟配合间隙外,还能得到接触 力和接触应力,这为火炮关键配合部件的设计提供 了理论依据。

耳轴和座圈是火炮发射载荷传递的重要环节,传统的建模方式是采用等效旋转铰模拟。含间隙旋转铰的火炮耳轴-轴承接触碰撞动力学模型^[12]可以更有效地用于研究耳轴-轴承配合间隙对火炮振动的影响;火炮回转支撑滚珠与内、外滚道的接触碰撞模型能够模拟滚珠、滚道形状及配合间隙对火炮振动特性的影响^[13]。

火炮振动的系统优化模型主要以各部件质量、质心、后坐部分偏心距、反后坐装置参数、火线高、前后衬瓦间距、高低机的刚度和阻尼、驻锄尺寸等作为设计变量,以炮口振动、弹丸起始扰动、射击稳定性等表征指标作为目标函数 [14-18]。但是在同一个模型中对火炮结构总体参数和关键部件的结构参数进行优化具有很大的难度。 文献 [19-20]提出了一种基于径向基函数神经网络自适应代理模型的火炮多柔体系统参数优化方法,解决了火炮总体结构参数优化和关键零部件结构参数优化相互割裂的现状,形成了大口径火炮一体化优化设计方法。近年来,基

于有限元模型的火炮总体参数动态优化也已渐渐成熟。此法通常以代理模型为基础,结合遗传优化算法、神经网络学习方法等实现,开展了各种火炮振动的多目标优化设计研究^[21-23]。

坦克或自行火炮行进间射击增加了火炮振动与控制的研究难度,与停车时射击的最大区别是需要同时考虑火炮射击载荷和路面激励对系统振动与受力的影响。行进间射击火炮振动涉及到多体系统动力学、火炮发射振动、车辆行驶动力学及数值计算等多个学科。目前,国内外针对行进间射击技术的研究主要是围绕路面-底盘-火炮系统一体化模型,探讨在不同路面激励、不同车速下履带或轮式底盘与火炮系统耦合振动的规律,特别是炮口振动规律与现代控制策略。

美国陆军装甲兵工程委员会很早就对各种装甲 战斗车辆行进间探测、打击静止或运动目标的性能 进行了评估与论证[2426]。在坦克和自行火炮行进间 路面-底盘-火炮系统动力学模型中,考虑路面激励和 后坐载荷的共同作用,将坦克车体的振动与火炮在 稳定器作用下的运动有机结合起来,分析车体振动 对火炮运动的影响[27-30];建立了考虑多个结构非线性 因素的坦克行进间刚柔耦合多体系统动力学模型, 对坦克行进间射击炮口振动进行多目标优化设计, 研究了高速机动条件下坦克行进间火炮非线性振动 及稳定性对炮口振动的影响[31-33]。文献[34]提出了 一种坦克火炮稳定系统约束跟随控制方法,建立了 包含双向稳定系统的坦克行进间动对动稳定控制模 型(如图1所示);进一步,提出了一种基于坦克火炮 双向稳定控制状态空间模型的自适应鲁棒反馈控制 方法,并建立了一种含方位向电机和俯仰向电动缸 的坦克行进间对动稳定控制联合仿真模型(如图2所 示),为提高火炮行进间射击精度提供了保障[35]。炮 口吸振器也是一种有效减小炮口振动的方法,但是 减振器的安装和固定需考虑炮口冲击波的影响[36]。 这些工作促进了火炮行进间射击时的振动控制,为 火炮结构设计和控制系统设计提供了理论参考。

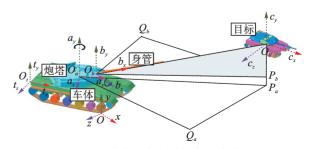


图 1 敌我坦克之间的位置关系

Fig.1 The position relationship between friend and foe tanks

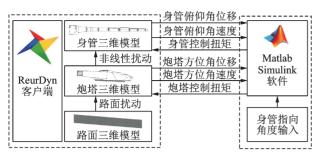


图 2 联合仿真数据交互的仿真框架

Fig.2 Simulation framework of co-simulation data interaction

1.2 弹炮耦合

火炮发射时,弹丸在火药气体推动下沿着身管内膛运动,弹丸与身管内壁发生接触、碰撞,这个接触碰撞给身管以很大激励,受激励的身管反过来又影响弹丸的运动,即弹炮耦合问题。弹炮耦合研究身管在火药气体和弹丸碰撞联合激励下的炮口振动及弹丸起始扰动,炮口振动的控制有助于提高射击精度^[37-39]。通过研究膛线、坡膛、身管弯曲等身管结构特征,弹丸质量偏心、弹带等弹丸结构特征,弹炮间隙、摩擦特性等配合关系对炮口振动的影响,指导身管和弹丸关键特征参数的优化设计,提升射击精度^[40]。面对精确火力打击的作战需求,弹炮耦合对研究炮射制导弹药与发射环境的适应性具有重要理论意义。

弹炮耦合接触/碰撞有限元建模理论与方法已趋于成熟,如将双线性本构模型、Johnson-Cook本构模型等用于弹带材料建模^[41-42]。火药燃气压力作用于身管内壁并随弹丸运动而变化的荷载条件建模方法,解决了以往燃气压力径向效应加载不准甚至无法加载的问题,获得了轴向不同位置热冲击载荷差异性引起的轴向非均匀温度分布及轴向温度梯度^[43-44]。弹丸挤进身管内膛仿真有效模拟了弹带材

料的挤压变形、刻槽过程、挤进阻力和挤进速度,对火炮挤进压力的假设进行了修正^[45-47]。文献 [48]建立了挤进系统的流固耦合计算模型,通过火炮发射试验进行了验证,如图 3 所示,并进行了挤进系统优化设计。进一步建立了考虑真实挤进速度的两相流内弹道与弹炮相互作用有限元耦合模型,探索了能量转化过程,如图 4 所示,为提高能源效率进行了优化^[49]。将火药燃烧、弹丸挤进与弹丸膛内运动过程耦合起来的建模理论与方法对于弹-炮-药一体化设计与优化具有重要理论意义。

弹炮耦合有限元建模方法虽然与弹丸膛内运动的实际过程比较接近,但是由于膛线身管结构的特殊性,有限元模型无法精确描述其几何特征,如大口径火炮膛线深度约为3 mm,宽度约为4 mm,而身管内径达155 mm,长度约为8 000 mm,膛线与身管尺度不同。精确的几何表述是弹丸与身管大滑移动接触问题的基础和关键。膛线身管和弹

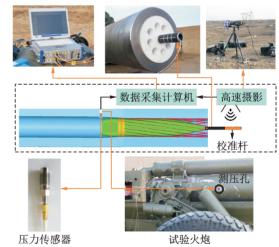


图 3 挤进发射试验原理和实物图

Fig.3 Schematic diagram and physical picture of real gun launch experiment

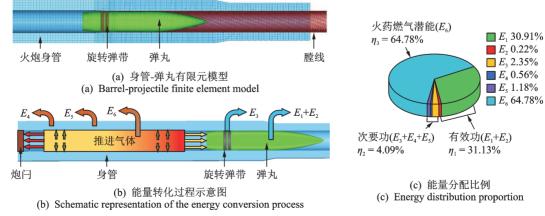


图 4 内弹道能量转换的数值模拟研究

Fig.4 Numerical Simulation of Energy Conversion in Interior Ballistics Stage

丸的非均匀有理B样条(non uniform rational B-spline,简称NURBS)建模及等几何接触分析^[50-51]为解决这类问题提供了一种新思路^[52-54]。NURBS与拉格朗日有限元耦合的三维混合单元建模方法^[55]既能借鉴有限元法成熟的理论和程序,又充分利用了NURBS单元的高精度特点,对于计算精度要求高或是几何形状复杂的膛线、弹带等结构能够发挥较好的作用。

1.3 火炮不确定性分析与优化

火炮发射过程实际上是一个受多种不确定性因素影响的不确定性过程,特别是炮口振动和弹丸起始扰动具有不确定性的特点。受不确定性因素的影响,每一发射弹的膛内载荷、火炮振动特性以及弹丸的飞行轨迹与姿态都存在差异,这些差异汇聚到落点坐标,最终影响到火炮武器系统的一项重要战术技术指标——射击密集度。火炮不确定性分析与优化研究着重解决火炮随机振动问题,为火炮射击密集度设计提供方法理论和分析手段,从不确定性角度揭示火炮发射过程本质并掌握其变化规律,从而实现对火炮射击密集度的有效控制。近年来,火炮工程领域主要针对火炮不确定性振动分析与优化两大类进行了研究。

在火炮不确定性振动研究方面,着重分析不确定性参数对火炮静态或动态特性的影响,目前该领域的研究处于起步阶段。这种研究滞后,一方面是由于火炮振动系统本身的复杂性造成的。火炮振动系统结构复杂,显式微分方程组通常由于这种复杂性而存在推导困难,振动系统的梯度信息也难以直接获得,属于典型的复杂非线性泛函系统。针对这一问题,文献[56]通过偏微分计算的后向链式法则

推导了前馈神经网络微分方程,提出了基于前馈神经网络微分的区间摄动法,实现在较小计算成本的情况下近似获得不确定性响应的区间边界。另一方面,现有的不确定性分析方法大多只能处理一些具有显式函数关系的简单工程问题,如图5所示,无法很好地求解复杂非线性泛函系统的不确定性分析。针对复杂的火炮系统,文献[57-59]基于混沌多项式模型(如图6所示),系统研究了火炮随机振动问题,并提出了一种新型Legendre多项式区间扩张函数,有效克服了区间包裹效应,形成了基于Legendre多项式的区间非线性振动求解方法。目前该领域研究核心在于解决以下问题:振动模型复杂性与不确定性分析复杂性共同导致的计算效率低下;区间方法的"包裹效应"和子区间法的"维度灾难";由统计知识欠缺导致的混合不确定性。

在火炮不确定性优化研究领域,以火炮关键参 数误差方案设计为目标的不确定性优化研究目前发 展较为完善,形成了以随机优化、区间优化为代表的 理论体系。在随机不确定性优化方面,文献[60]考 虑了制导炮弹飞行环境下的不确定性因素,利用线 性协方差分析法推导了系统误差传播方程,进而建 立了不确定飞行环境下的弹道优化模型,利用Chebyshev伪谱法并结合内点算法获得方案弹道的最优 解。文献[61-62]提出了一种指标要求导向型的火 炮随机因素计算方法,构建了射击密集度稳健设计 模型。随机规划法具有良好的有效性和鲁棒性,优 化方案对随机干扰也有很好的抑制效果。但是由于 测量、成本等因素的限制,确定火炮发射过程中随机 参数的概率分布通常很难,必须对它们的分布类型 做一些假设。针对这一问题,很多研究采用了区间 规划法优化火炮的供输弹、协调器结构[63-64]、后坐流

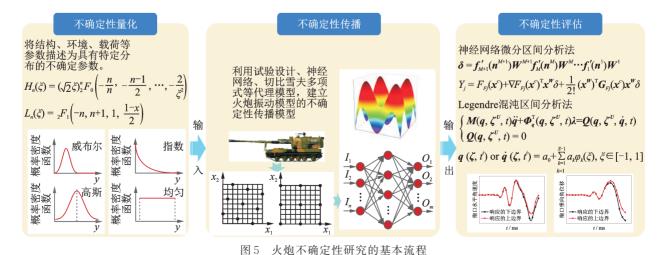


Fig.5 The basic process of artillery uncertainty research

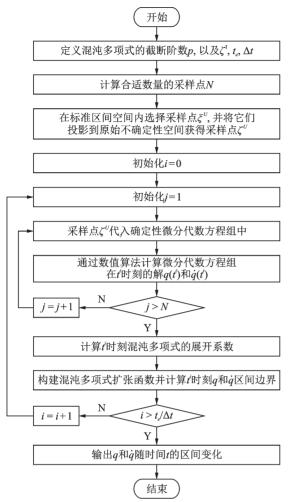


图 6 基于混沌多项式展开的区间不确定性动力学求解方法 Fig.6 A method for solving interval uncertainty dynamics using polynomial chaos expansion

液孔尺寸^[65]、摇架结构尺寸^[66]等。这些研究通常转化为两层嵌套优化问题求解,其中外层优化器用于设计变量的寻优,内层优化器用于计算不确定性目标函数和约束函数的区间边界。对于每个特定的区间向量,确定性优化过程都需要执行两次。嵌套优化所导致的效率低下是限制其工程应用的最大瓶颈,尤其是当优化模型中存在多个目标函数和多个约束函数时。为此,一些启发性研究提出了基于前馈神经网络微分的非线性区间数优化算法^[67]、基于Legendre 多项式展开的区间数优化算法^[67]、基于Chebyshev代理模型与仿射算法的区间优化方法^[69]等多种方法,消除区间不确定性优化中最耗时的内层优化,从而在一定程度上解决了传统嵌套优化的优化效率低下难题。

整体而言,现有火炮振动分析及优化研究很少考虑火炮振动系统的不确定性,对于不确定性所导致的射击现象缺乏系统分析和深层次机理研究。

2 火炮振动与控制的应用前景

大威力、高精度、高机动性是火炮发展的趋势, 也是未来战场对火炮的要求。大威力意味着炮口动 能大,火炮受到的反作用力大,需要加强火炮结构, 从而引起重量的增加;高机动性又希望火炮轻量化, 这一对矛盾对火炮的设计理论提出了更高的挑战; 高精度则要求尽量减小火炮振动。火炮振动与控制 理论和建模方法的研究成果从火炮平台的角度为解 决这一问题提供了一种思路,将极大促进火炮在以 下几个方面的进步。

- 1)超轻型大口径火炮的研制。超轻型大口径 榴弹炮从传统的9t优化到3t多(如美国M777),大 大提高了战术机动性,武装直升机载运和空投变得 容易,使得大威力火炮更容易布置到山地、丘陵等一 些阵地。超轻型迫击炮兼顾了威力与人工便携性。 超轻型大口径火炮研制的难点在于火炮整体刚度不 好控制,相同的后坐能量会导致炮口振动变大,射击 稳定性变差,对保证火炮射击精度和发射安全性是 一个很大的挑战。
- 2) 坦克炮、自行火炮的高速行进间射击技术。高速行进间射击时,路面对车体的冲击加剧,炮口振动剧烈,射击精度差,不易击中目标。火炮振动与控制方法和技术的进步为炮口振动控制提供了理论参考,高速行驶情况将炮口振动控制在某一范围,为火炮射击提供有利条件。高效可靠的双稳控制算法、反馈信号的精确测试、执行结构的优化设计是高速行进间振动控制的难点。
- 3)炮射制导弹药技术。目前的炮弹多为惯性 无控弹,精确打击能力差。炮射简易制导炮弹成本 低,射程范围内速度快,打击效果好,对未来战场适 应能力强;但是其难度在于火炮膛内发射环境恶劣, 制导元器件容易损坏。轴向过载、旋转过载、弹丸与 内膛的剧烈碰撞过载是制导元器件难以克服的障 碍,弹-炮-药适应性研究和一体化设计将有助于解 决这一难题。

3 结束语

火炮振动与控制技术近年来取得了很大进展,对火炮零部件设计、系统设计与优化、轻量化设计等方面发挥了巨大作用,对解决火炮威力与机动性之间的矛盾提供了快捷经济的途径,加快了火炮武器的升级换代。然而,火炮振动与控制仍然存在一些亟待解决的问题:①由于火炮试验对场地和操作要

求严格,火炮振动与控制仿真理论和方法普遍缺乏 严谨的试验验证,如果能对火炮振动与优化模型、弹 炮耦合模型、火炮不确定性理论等进行严格考核和 验证,并形成行业规范,用来指导火炮设计,必将带 来火炮武器性能的极大提升;②火炮振动与控制模 型、理论和方法具有一定的难度,现有成果比较分 散,若能形成系统性、可操作性的工程设计软件、使 用规范或者专家库,便于为火炮设计人员和制造装 配人员提供参考。

参 考 文 献

- [1] 杨国来,葛建立,孙全兆.火炮发射动力学概论[M]. 北京:国防工业出版社,2018:1-8.
- [2] 杨国来,杨占华,葛建立,等.火炮时变力学[M].北京:科学出版社,2020:1-11.
- [3] ERENGIL M. Proceedings of the 10th U.S. army gun dynamics symposium [R]. Austin Texas: The University of Texas at Austin, 2002.
- [4] BALLA J. Dynamics of mounted automatic cannon on track vehicle [J]. International Journal of Mathematical Models and Methods in Applied Sciences, 2011, 5(3): 423-432.
- [5] BALLA J, KRIST Z, CONG I L. Infantry fighting vehicle in case of burst firing [C] //ICMT-2015, International Conference on Military Technologies. Brno; Czech Republic, 2015.
- [6] 王德石, 史跃东. 火炮振动分析与多体系统模型研究 [J]. 动力学与控制学报, 2012, 10(4): 303-324. WANG Deshi, SHI Yuedong. Research on gun's vibration and modeling methods by multibody dynamics [J]. Journal of Dynamics and Control, 2012, 10(4): 303-324. (in Chinese).
- [7] 芮筱亭,何斌,陆毓琪,等.刚柔多体系统动力学离散时间传递矩阵法[J]. 南京理工大学学报,2006,30(4):389-394.

 RUI Xiaoting, HE Bin, LU Yuqi, et al. Discrete time transfer matrix method for rigid-flexible multibody system dynamics[J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2006, 30(4):389-394. (in Chi-
- [8] 芮筱亭,刘怡昕,于海龙.坦克自行火炮发射动力学 [M].北京:科学出版社,2011:1-20.
- [9] 杨国来.多柔体系统参数化模型及其在火炮中的应用研究[D].南京:南京理工大学,1999.
- [10] 石明全.某火炮自动供输弹系统和全炮耦合的发射动力学研究[D].南京:南京理工大学,2003.
- [11] 周军, 高跃飞, 王登, 等. 基于 ADAMS 的火炮发射

动力学仿真研究[J]. 振动与冲击,2020,39(23):135-140.

ZHOU Jun, GAO Yuefei, WANG Deng, et al. Artillery launch dynamic simulation based on ADAMS [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39 (23): 135-140. (in Chinese)

[12] 谢润, 杨国来, 徐锐, 等. 考虑耳轴-轴承间隙的自行 高炮行进间射击炮口响应研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(16): 156-169.

XIE Run, YANG Guolai, XU Rui, et al. Muzzle response of self-propelled antiaircraft gun on the move in consideration of clearance between trunnion and bearing [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34 (16): 156-169. (in Chinese)

- [13] 曾晋春. 车载式火炮刚柔耦合发射动力学研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2010.
- [14] 周乐,杨国来,葛建立,等.基于遗传算法的火炮反后 坐装置结构多目标优化研究[J]. 兵工学报,2015, 36(3):433-436.

ZHOU Le, YANG Guolai, GE Jianli, et al. Structural multi-objective optimization of artillery recoil mechanism based on genetic algorithm [J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(3): 433-436. (in Chinese)

- [15] 王飞,杨国来,葛建立,等.某火炮射击稳定性的总体 参数灵敏度分析与优化[J].火炮发射与控制学报, 2014, 35(4):58-61.
 - WANG Fei, YANG Guolai, GE Jianli, et al. Overall structure parameters sensitivity analysis and optimization of a gun firing stability [J]. Journal of Gun Launch and Control, 2014, 35(4): 58-61. (in Chinese)
- [16] 林通,钱林方,陈光宋,等.面向输弹一致性的某输弹机稳健优化设计研究[J]. 兵工学报,2019,40(2):
 - LIN Tong, QIAN Linfang, CHEN Guangsong, et al. Research on robust optimal design of a ramming mechanism for consistency of ammunition ramming[J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(2): 243-250.(in Chinese)
- [17] 王浩, 葛建立, 王知, 等. 基于非层次型改进二级求解技术的大口径火炮多学科优化设计[J]. 弹道学报, 2019, 31(1): 7-13.
 - WANG Hao, GE Jianli, WANG Zhi, et al. Multi-disciplinary optimization design of large caliber gun based on non-hierarchical improved two-hevel solving technique [J]. Journal of Ballistics, 2019, 31(1): 7-13. (in Chinese)
- [18] 单春来,刘朋科,古斌,等.多级优化算法在火炮总体结构设计中的应用[J/OL]. 兵工学报,[2021-05-14]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2176.TJ.20210514. 1335.004.html.

- [19] 萧辉,杨国来,孙全兆.火炮多柔体动力学结构优化研究[J]. 兵工学报, 2017, 38(1): 27-34. XIAO Hui, YANG Guolai, SUN Quanzhao. Research on flexible multi-body dynamics structure optimization of artilleries.[J]. Acta Armamentarii, 2017, 38(1): 27-34. (in Chinese)
- [20] XIAO H, YANG G L, GE J L. Surrogate-based multiobjective optimization of firing accuracy and firing stability for a towed artillery [J]. Journal of Vibroengineering, 2017, 19(1): 290-301.
- [21] 梁传建,杨国来,王晓锋.基于神经网络和遗传算法的火炮结构动力学优化[J]. 兵工学报,2015,36(5):789-794.

 LIANG Chuanjian, YANG Guolai, WANG Xiaofeng. Structural dynamics optimization of gun based on neural networks and genetic algorithms[J]. Acta Armamentarii,2015,36(5):789-794. (in Chinese)
- [22] 葛建立,谢新宇,刘国志,等.复合材料座钣动态响应分析及结构优化[J]. 弹道学报, 2020(4): 83-90. GE Jianli, XIE Xinyu, LIU Guozhi, et al. Dynamic response analysis and structural optimization of composite base plate [J]. Journal of Ballistics, 2020(4): 83-90. (in Chinese)
- [23] 赵天枝.面向复杂机械结构动力学优化的近似模型研究[D].南京:南京理工大学,2017.
- [24] PURDY D J. Modelling and simulation of a weapon control system for a main battle tank[C]//Proceedings of the 8th U.S. Army Symposium on Gun Dynamics. Watervliet: Benet Laboratories, 1996: 14-16.
- [25] MURDZA C. Weapon recoil effects on canted lightweight vehicles [R]. Aberdeen: Army Research Lab, 1994.
- [26] BUNDY M, NEWILL J, MARCOPOLI V, et al. A methodology for characterizing gun barrel flexure due to vehicle motion [J]. Shock and Vibration, 2001, 8(3/4): 223-228.
- [27] 史力晨, 王良曦, 张兵志. 坦克-火炮系统行驶间振动 建模与仿真[J]. 兵工学报, 2003, 24(4): 442-446. SHI Lichen, WANG Liangxi, ZHANG Bingzhi. Modeling and simulation of a moving tank-gun system in vibration [J]. Acta Armamentarii, 2003, 24(4): 442-446. (in Chinese)
- [28] 李剑峰, 王剑, 李振平, 等. 履带车辆行进间射击的随机响应研究[J]. 车辆与动力技术, 2009, 3: 9-12. LI Jianfeng, WANG Jian, LI Zhenping, et al. Research on random response for tracked vehicle marching fire [J]. Vehicle and Power Technology, 2009, 3: 9-12. (in Chinese)
- [29] 冯长根,温波,李才葆.自行火炮行进间射击动力学

- 研究[J]. 兵工学报, 2002, 23(4): 457-461. FENG Changgen, WEN Bo, LI Caibao. Dynamic analysis of a self-propelled gun firing on the move[J]. Acta Armamentarii, 2002, 23(4): 457-461. (in Chinese)
- [30] 钱明伟, 王良明. 自行火炮行进间动力学模型及仿真研究[J]. 兵工学报, 2004, 25(5):520-524.

 QIAN Mingwei, WANG Liangming. Modelling and simulation of dynamics for the self propelled artillery running on the road[J]. Armamentarii, 2004, 25(5): 520-524. (in Chinese)
- [31] 陈宇, 杨国来, 谢润, 等. 某坦克行进间射击炮口振动 优化与分析[J]. 弹道学报, 2016, 28(4): 86-89. CHEN Yu, YANG Guolai, XIE Run, et al. Optimization and analysis of muzzle vibration for tank firing on the move [J]. Journal of Ballistics, 2016, 28(4): 86-89. (in Chinese)
- [32] 陈宇,杨国来,付羽翀,等.高速机动条件下坦克行进 间火炮非线性振动动力学研究[J]. 兵工学报,2019, 40(7): 1339-1348. CHEN Yu, YANG Guolai, FU Yuchong, et al. Dynamic simulation on nonlinear vibration of marching tank gun under high mobility conditions[J]. Acta Arma-

mentarii, 2019, 40(7): 1339-1348. (in Chinese)

- [33] 陈宇,杨国来.稳定器作用下坦克行进间炮口振动特性研究[J].振动与冲击,2019,38(8):21-27. CHEN Yu, YANG Guolai. A study on muzzle vibration characteristics of moving tanks under the influence of a stabilizer [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019,38(8):21-27. (in Chinese)
- [34] MA Y Z, YANG G L, SUN Q Q, et al. Adaptive robust control for tank stability: a constraint-following approach [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2021, 235(1): 3-14.
- [35] MA Y Z, YANG G L, SUN Q Q, et al. Adaptive robust feedback control of moving target tracking for all-Electrical tank with uncertainty [J/OL]. Defence Technology, [2021-03-10]. https://doi.org/10.1016/j.dt.2021.03.005.
- [36] LITTLEFIELD A, KATHE E, MESSIER R, et al. Gun barrel vibration absorber to increase accuracy[C]//
 Proceedings of the 42nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/
 ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials
 Conference.Seattle: U.S. Army ARDEC, 2001.
- [37] KEINÄNEN H, MOILANEN S, TERVOKOSKI J, et al. Influence of rotating band construction on gun tube loading—part I: numerical approach [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2012, 134(4): 61-65.
- [38] EDWARD A J. Advanced gun system gun and

- projectile dynamic model results and correlation to test data[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2012, 134: 51-60.
- [39] GUR Y, AZULAY I, TOUATI D, et al. Jump error and gun dynamics: a comparison between two types of 120mm smooth-bore tank guns [C] //23th International Symposium on Ballistics Tarragona. Spain: Lunch Dynamics, 2007; 565-572.
- [40] ERLINE T F. Deviation effect of an in-bore centerline on a 5-inch naval gun [R]. Aberdeen: Army Research Lab, 2000.
- [41] LI Z, GE J L, YANG G L, et al. Modeling and dynamic simulation on engraving process of rotating band into cylinder using three different numerical methods [J]. Journal of Vibroengineering, 2016, 18(2): 768-780.
- [42] 马佳, 陈光宋, 吉磊, 等. 身管内膛与弹丸前定心部接触碰撞响应分析[J]. 弹道学报, 2019, 31(4): 74-81. MA Jia, CHEN Guangsong, JI Lei, et al. Analysis on contact/impact response between barrel and bourrelet [J]. Journal of Ballistics, 2019, 31(4): 74-81. (in Chinese)
- [43] 于情波, 杨国来, 葛建立, 等. 基于火药燃气压力空间 变化的火炮发射动力学研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(17): 141-147.
 - YU Qingbo, YANG Guolai, GE Jianli, et al. Artillery firing dynamics based on spatial variation of propellant gases pressure [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(17): 141-147. (in Chinese)
- [44] 于情波,杨国来,葛建立.基于随动边界的火炮身管 热力联合效应数值分析[J]. 兵工学报,2019,40(4):697-707.
 - YU Qingbo, YANG Guolai, GE Jianli. Numeric analysis of barrel heat-pressure joint effect based on follow-up boundary [J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(4): 697-707. (in Chinese)
- [45] SUN Q Z, YANG G L, GE J L. Modeling and simulation on engraving process of p rojectile rotating band under different charge cases [J]. Journal of Vibration and Control, 2017, 23(6): 1044-1054.
- [46] 孙河洋,马吉胜,李伟,等. 坡膛结构变化对火炮内弹道性能影响的研究[J]. 兵工学报,2012,33(6):669-675.

 SUN Heyang, MA Jisheng, LI Wei. et al. Study on influence of bore structure on gun's interior ballistic perfor-
- 675. (in Chinese)
 [47] 李森,钱林方,孙河洋.某大口径火炮弹带热力耦合挤进动力学数值模拟研究[J]. 兵工学报,2016,37(10):1803-1811.

mances [J]. Acta Armamentarii, 2012, 33(6): 669-

- LI Miao, QIAN Linfang, SUN Heyang. Research on coupled thermo-mechanical model during rotating band engraving process [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(10): 1803-1811. (in Chinese)
- [48] XIN T, YANG G L, XU F J, et al. Modeling, simulation and uncertain optimization on gun engraving system[J]. Mathematics, 2021, 9(4): 1-25.
- [49] XIN T, YANG G L, WANG L Q, et al. Numerical calculation and uncertain optimization of energy conversion in interior ballistics stage [J]. Energies, 2020, 13(21): 1-21.
- [50] LU J. Isogeometric contact analysis: geometric basis and formulation for frictionless contact [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2011, 200(5/6/7/8): 726-741.
- [51] HIERMEIER M, WALL W A, POPP A. A truly variationally consistent and symmetric mortar-based contact formulation for finite deformation solid mechanics [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2018, 342: 532-560.
- [52] 过斌, 葛建立, 杨国来,等. 三维实体结构 NURBS等几何分析[J]. 工程力学, 2015, 32(9): 42-48. GUO Bin, GE Jianli, YANG Guolai, et al. NURBS-based isogeometric analysis of three-dimensional solid structures [J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(9): 42-48. (in Chinese)
- [53] 过减, 葛建立, 张鸿浩, 等. 膛线身管的 NURBS 建模与等几何数值分析[J]. 南京理工大学学报, 2015, 39(5): 538-543.

 GUO Bin, GE Jianli, ZHANG Honghao, et al. NURBS model and isogeometric analysis of rifled barrel [J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2015, 39(5): 538-543. (in Chinese)
- [54] 程清思. 弹丸沿身管大滑移接触问题的等几何分析方法研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2018.
- [55] GE J L, GUO B, YANG G L, et al. Blending isogeometric and Lagrangian elements in three-dimensional analysis [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2016, 112: 50-63.
- [56] WANG L Q, CHEN Z T, YANG G L. An interval uncertainty analysis method for structural response bounds using feedforward neural network differentiation [J]. Applied Mathematical Modelling, 2020, 82: 449-468.
- [57] WANG L Q, CHEN Z T, YANG G L. An uncertainty analysis method for artillery dynamics with hybrid stochastic and interval parameters [J]. Computer Modeling in Engineering and Sciences, 2021, 126(2): 479-503.

- [58] WANG L Q, CHEN Z T, YANG G L. A polynomial chaos expansion approach for nonlinear dynamic systems with interval uncertainty [J]. Nonlinear Dynamics, 2020, 101(4):2489-2508.
- [59] WANG L Q, YANG G L. An interval uncertainty propagation method using polynomial chaos expansion and its application in complicated multibody dynamic systems [J]. Nonlinear Dynamics, 2021, 105: 837-858.
- [60] 陈琦, 王中原, 常思江, 等. 不确定飞行环境下的滑翔 制导炮弹方案弹道优化[J]. 航空学报, 2014, 35(9): 2593-2604.
 - CHEN Qi, WANG Zhongyuan, CHANG Sijiang, et al. Optimal trajectory design under uncertainty for a gliding guided projectil [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(9): 2593-2604. (in Chinese)
- [61] 王丽群,杨国来,刘俊民,等.面向火炮射击密集度的随机因素稳健设计[J]. 兵工学报,2016,37(11):1983-1988.
 - WANG Liqun, YANG Guolai, LIU Junmin, et al. Robust design of random factors on gun firing dispersion [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37 (11): 1983-1988. (in Chinese)
- [62] WANG L Q, YANG G L, SUN Q Q, et al. An uncertain optimization method for overall ballistics based on stochastic programming and a neural network surrogate model [J]. Engineering Optimization, 2019, 51(4): 663-679.
- [63] 石海军,钱林方,李森.具有参数区间不确定的协调器保性能优化[J]. 兵工学报,2014,35(2):152-157. SHI Haijun, QIAN Linfang, LI Miao. Guaranteed cost optimization for the shell transfer arm with interval uncertainty [J]. Acta Armamentarii, 2014,35(2):152-157. (in Chinese)
- [64] 蒋清山, 钱林方, 徐亚栋, 等. 考虑区间不确定性的某弹丸提升装置参数优化[J]. 兵工学报, 2015, 36(6): 1117-1122.
 - JIANG Qingshan, QIAN Linfang, XU Yadong, et al. Parameter optimization of a shell elevating device with interval uncertainties [J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(6): 1117-1122. (in Chinese)
- [65] 李荣, 杨国来, 孙全兆, 等. 火炮后坐阻力的区间不确定性优化研究[J]. 弹道学报, 2017, 29(2): 78-84.

 LI Rong, YANG Guolai, SUN Quanzhao, et al. Optimization on interval uncertainty of artillery recoil resistance[J]. Journal of Ballistics, 2017, 29(2): 78-84. (in Chinese)
- [66] 李志旭,杨国来,葛建立.考虑材料特性参数误差的某火炮摇架多目标优化[J].南京理工大学学报,2017,41(6):671-675.

- LI Zhixu, YANG Guolai, GE Jianli. Multi-objective optimization for cradle carriage of gun considering material property parameter errors [J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2017, 41(6): 671-675. (in Chinese)
- [67] WANG L Q, CHEN Z T, YANG G L, et al. An interval uncertain optimization method using back-propagation neural network differentiation [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2020, 366: 113065.
- [68] WANG L Q, YANG G L, LI Z X, et al. An efficient nonlinear interval uncertain optimization method using Legendre polynomial chaos expansion [J]. Applied Soft Computing, 2021, 108: 107454.
- [69] XU F J, YANG G L, WANG L Q, et al., Interval uncertain optimization for interior ballistics based on Chebyshev surrogate model and affine arithmetic [J]. Engineering Optimization, 2021, 53(8): 1331-1348.



第一作者简介:杨国来,男,1968年11月 出生,博士、教授、博士生导师。现任特 种设备可靠性设计与控制工信部重点实 验室副主任、南京理工大学国际教育学 院院长,兼任辽宁省瞬态物理力学与能 量转换材料重点实验室学术委员会主任 委员、江苏省振动工程学会副理事长、中 国兵工学会智能装备技术专业委员会委 员、中国兵工学会火炮专业委员会委员、 吴运铎国防科技创新中心专家委员会委 员。江苏省青蓝工程优秀教学团队带头 人、江苏省"333高层次人才工程"中青年 科技带头人。主要从事火炮发射振动与 控制、磁阻尼制退技术、模块装药火炮发 射技术等方面的研究工作。主持国防 "九七三"课题、国防重大专项、国家重大 仪器专项、武器装备型号/演示验证、国 家自然科学基金等高层次科研项目30 余项。获国家级教学成果一等奖和二等 奖各1项、国防科技进步一等奖3项和二 等奖4项、兵器工业科技进步特等奖和 兵器装备科技进步特等奖各1项。出版 专著/教材5部,发表学术论文200余篇, 授权发明专利32项。

E-mail: yyanggl@njust.edu.cn

通信作者简介: 葛建立, 男, 1980年3月生, 副教授。主要研究方向为火炮现代设计理论与方法。

E-mail: gejianli@njust.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.002

主余震序列作用下基础隔震结构地震损伤研究*

刘洁亚1, 黄小宁1,2, 王 宁1,2, 杜永峰3, 张 丹1,2

(1.青海大学土木工程学院 西宁,810016)

(2.青海省建筑节能材料与工程安全重点实验室 西宁,810016)

(3. 兰州理工大学防震减灾研究所 兰州,730050)

摘要 为了定量评估余震对基础隔震结构造成的损伤,采用损伤指数作为性能指标评估主余震序列作用下基础隔震结构的抗震性能。基于速度反应谱可以反映结构由外力作用产生的最大能量,提出一种基于力与能量双匹配的主余震序列型构造方法,将此构造方法构造出的人工主余震序列作为激励,对基础隔震结构进行弹塑性时程分析,并以地震损伤指数作为指标评估该结构的抗震性能。研究结果表明:基于力与能量双匹配的人工主余震序列构造方法可以有效模拟真实主余震序列地震动;对比分析基础隔震框架模型各工况下的损伤指数,发现随着余震峰值加速度的增加,上部结构损伤指数增长超过20%,下部隔震层损伤指数增长超过15%。余震的产生使损伤指数明显增大,结构发生严重破坏。

关键词 主余震序列;基础隔震结构;速度反应谱;损伤指数;弹塑性时程分析中图分类号 TU375.4; P315.3⁺1

引言

据调查地震资料显示,强震发生后产生强余震的概率很高。例如:1999年Chi-Chi地震,其矩震级为7.6级,6.0级以上余震达3次^[1];2008年汶川地震,矩震级为8.0级,6.0级以上余震达5次^[2];2011年To-hoku地震,矩震级为9.0级,7.0级以上余震达3次^[3]。

强余震的发生使本身经历强震作用已明显破坏 的结构,在主体结构损伤基础上发生二次破坏,加大 结构破坏概率[4]。然而,建筑结构抗震规范的规定 只关注主震作用下结构的安全性,没有考虑余震对 建筑结构所造成的附加损伤,且建筑结构在经历强 震作用后会进入塑性状态,短时间内产生的余震会 使结构抗震能力无法抵抗地震作用,引起严重的经 济损失和人员伤亡情况。为了更好地评估结构在主 余震序列作用下的抗震性能,国内外学者针对主余 震序列构造方法开展了一系列研究。Amadio等[5] 采用重复主震的方法构造主余震序列,对单自由度 体系在构造主余震序列作用下的抗震性能进行了研 究。温卫平[6]根据提出的预测地震动公式计算出不 同断层距和场地的峰值地面加速度值(peak ground acceleration, 简称 PGA), 对 PGA调幅至公式所计算 的PGA值,进行组合形成主余震序列。何政等[7]采 用地震动衰减公式对现有真实地震动进行调幅来构 造主余震序列型地震动。Li等[8]基于地震发生的随 机性,采用蒙特卡洛方法计算出余震震级的概率分 布,挑选出最大余震震级来构造主余震序列。以上 学者对构造主余震序列方法的研究可以归类于3种 方法:重复法,衰减法,随机法。于晓辉等[9]研究表 明,采用重复法、随机法构造出的人工主余震序列其 余震PGA高于实际余震PGA,会高估余震对结构 造成的破坏;然而,采用衰减法构造出的人工主余震 序列其余震PGA低于实际余震PGA,会低估余震 对结构造成的破坏。籍多发[10]在充分考虑各种影响 因素后提出一种基于谱加速度放大系数的主余震序 列构造方法,此构造方法以主余震加速度反应谱拟 合程度为主要参考依据,并没有考虑构造主余震序 列与真实主余震序列地震动速度反应谱之间的拟合 程度。速度反应谱可以理解为是一种功率谱,功率 谱能够反映地面运动能量和频率信息[11]。当构造主 余震序列与真实主余震序列地震动仅满足加速度反 应谱频谱特性要求,不满足速度反应谱频谱特性要 求时,是无法得出构造人工主震序列可以真实反映 实际主余震序列的结论。

本研究内容以基于谱加速度放大系数构造主余 震序列[10]作为初选条件,筛选出拟合程度高的加速

^{*} 青海省自然科学基金青年基金资助项目(2018-ZJ-938Q);青海省创新平台建设专项资助项目(2018-ZJ-T01) 收稿日期;2021-01-29;修回日期;2021-04-01

度反应谱;在挑选出的地震动中,对其速度反应谱的 拟合程度进行研究,提出一种力与能量双匹配的主 余震构造方法。为验证该方法的正确性,利用该方 法构造 20 条主余震序列地震动,将 20 条主余震序 列地震动作为激励,对某 7 层基础隔震结构进行弹 塑性时程分析,采用 Park-Ang 损伤指数计算模型结 构的损伤指数,并将损伤指数作为性能指标评价结 构的抗震性能。

1 主余震序列型地震动的构造方法

1.1 主余震序列构造方法步骤

考虑到速度反应谱能够反映结构由外力作用产生的最大能量和频率的信息,笔者提出一种力与能量双匹配的主余震构造方法,详细步骤如下。

- 1) 确定余震震级[12],得到不同余震的PGA值。
- 2) 从太平洋地震工程研究中心(PEER)数据库中选取地震动,所选地震动记录的场地条件要求一致,与余震谱加速度放大系数拟合公式 $\gamma_{\beta}(T)^{[10]}$ 进行对比,将对比后误差较小的地震动挑选出来,表征误差的计算公式为

$$E = \sum \frac{\gamma(T) - \gamma_{\beta}(T)}{\gamma_{\beta}(T)} \tag{1}$$

其中: $\gamma(T)$ 为任意地震的反应谱与峰值加速度的比值; $\gamma_{\beta}(T)$ 为给定的 γ 衰减关系;E为误差。

$$\ln(\gamma_{\beta}) = b_1 + b_2 M_{as} + (b_3 + b_4 M_{as}) \ln(D_{as} + M_{as}/D_{as})^{b_5} + b_6 \ln(V_{S30}) + \varepsilon$$
(2)

3) 计算步骤 2 中选出的余震地震动 $\gamma(T)$ 与其主震的 $\gamma(T)$ 的比值,与余震与主震谱加速度放大系数拟合公式 $\nabla \gamma_{\beta}(T)^{[10]}$ 进行对比,将对比后误差较小的地震动挑选出来作为候选余震。表征误差的计算公式为

$$E = \sum \frac{\nabla \gamma(T) - \nabla \gamma_{\beta}(T)}{\nabla \gamma_{\beta}(T)}$$
 (3)

其中: $\nabla \gamma(T)$ 为备选余震库中地震动 $\gamma(T)$ 与其主震的 $\gamma(T)$ 的比值; $\nabla \gamma_{\beta}(T)$ 为给定的 γ 衰减关系;E为误差。

$$\ln (\nabla \gamma_{\beta}) = b_1 M_{\text{ms}} + b_2 \nabla M + b_3 \ln (\nabla D + (\nabla M/D_{\text{as}})^{b_4}) + b_5 \ln (760/V_{\text{S30}}) + \epsilon \quad (4)$$

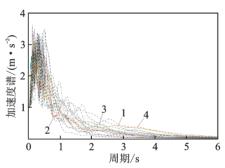
其中: M_{ms} 为主震的震级; M_{as} 为余震的震级; D_{ms} 为主震的断层距; D_{as} 为余震的断层距; V_{sso} 为平均剪切波速; b_1,b_2,b_3,b_4,b_5,b_6 及 ϵ 的取值参照文献[10]公式中参数值进行赋值。

4) 将步骤3计算得出的加速度反应谱匹配程度较高的地震动挑选出来,对其速度反应谱以峰值地

面速度(peak ground velocity,简称 PGV)为标准进行归一化处理^[18],将拟合度高的余震作为目标余震,与主震相连,形成主余震序列。

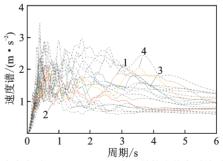
1.2 主余震序列地震动的构造

为验证笔者所提出的构造方法的合理性,以中国台湾 Chi-Chi 主余震地震动为例进行对比分析(Chi-Chi 地震动主震震级为 7.62, PGA 为 0.173g;余震震级为 6.20, PGA 为 0.065g),将挑选出的不同余震地震动参数代入式(2)、式(4)进行计算,将计算得出的匹配程度较高的地震动挑选出来与实际Chi-Chi 地震动数据进行对比。图 1 所示为挑选出误差较小的 20 条余震地震动的加速度反应谱。图 2 为 20 条余震地震动对应的速度反应谱。从图 1、图 2 中可以看出,匹配度高的加速度反应谱对应的速度反应谱不一定能较好地反映真实速度反应谱特性。



1-真实余震; 2, 3, 4-匹配度误差较小的余震地震动图 1 余震加速度反应谱

Fig.1 Acceleration response spectrum of aftershock



1-真实余震; 2, 3, 4-匹配度误差较小的余震地震动图 2 余震速度反应谱

Fig.2 Velocity response spectrum of aftershock

为更好地反映速度反应谱的频谱特性,使不同地 震动记录的速度反应谱最大值具有可比性,将匹配度 误差小的3条余震与真实余震地震动的速度反应谱 以PGV为标准做归一化处理^[13],如图3所示。从图3 中可以看出,编号4地震动速度反应谱与真实余震速 度谱拟合度较接近,且大部分数值包络了平均值(编 号5),有效反映了真实余震速度反应谱的特点。

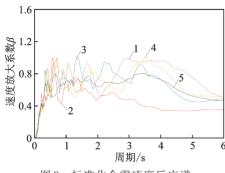


图 3 标准化余震速度反应谱

Fig.3 Normalization velocity response spectrum of aftershock

将编号4余震地震动作为目标余震与主震相连,形成主余震序列。此方法构造出的余震与实际余震地震动的场地条件和PGV大小相同,与实际余震加速度反应谱的衰减关系γ拟合程度高,与目标余震的震级差别不是特别明显,说明基于力与能量双匹配的主余震构造方法所构造出的主余震序列地震动可以有效模拟真实主余震序列地震动。在进行基础隔震结构非线性分析时,将构造的主余震序列型地震动作为激励进行输入。其中,主余震记录之间加入30 s的时间间隔,使受主震影响发生惯性震动的主体结构经过一定时间的能量耗散,结构恢复到新的平衡状态^[9]。如图4所示。

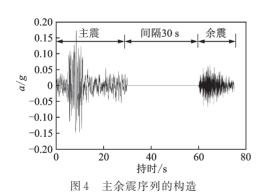


Fig.4 Construction of main shock-aftershock sequence

2 基础隔震框架结构地震损伤模型

2.1 上部结构损伤模型

由于基础隔震结构的上部框架结构和下部隔震层结构材料属性不相同[14],将上部结构与隔震层分别作为整体,分析其在地震作用下的损伤特性。为合理描述上部结构在主余震序列作用下的损伤状态,选择Park等[15]提出的变形能力与耗能能力双参数地震损伤模型,损伤计算公式为

$$D_i = D_{bi} + D_{hi} \tag{5}$$

$$D_{bi} = \delta_m / \delta_u \tag{6}$$

$$D_{\mathrm{h}i} = \beta \left[\mathrm{d}\varepsilon \middle/ F_{\mathrm{y}} \delta_{\mathrm{u}} \right] \tag{7}$$

其中: D_i 为构件i的损伤指数; D_{bi} 为构件i由变形引起的损伤指数; D_{bi} 为构件i由耗能引起的损伤指数; δ_m 为地震作用下构件的最大位移; δ_u 为单调荷载作用下构件的极限位移; F_y 为构件的屈服强度; $\int d\varepsilon$ 为构件总的滞回耗能; β 为耗能因子。

β计算公式为

 β =(-0.447+0.073 λ +0.24 λ_N +0.314 ρ)0.7 P_ω (8) 其中: λ 为剪跨比,当 λ <1.7时,取 λ =1.7; λ_N 为轴压比,当 λ_N <0.2时,取 λ_N =0.2; ρ 为纵筋配筋率; ρ_ω 为体积配箍率,当 ρ_ω >2%时取 ρ_ω =2%; β —般取值范围为0~0.85,本研究中 β 取为0.15。

2.2 隔震层损伤模型

Park 等[15]提出的基于变形和耗能的构件损伤模型适用于抗震结构和隔震结构上部结构构件,但对于隔震结构下部隔震层,此模型无法反映隔震支座的拉压、剪切特性所带来的损伤影响。杜东升等[16]结合隔震层拉、压特性,弹塑性变形和累积滞回耗能,提出了隔震层的损伤模型,损伤计算公式为

$$D_{IS} = \max\left(\frac{r_i}{R_i}\right) + \frac{\beta^-}{Q_d \delta_d} \sum E_d + \beta^+ \frac{\max\left(\sigma_i\right)}{\sigma_u} \quad (9)$$

其中: r_i 为隔震支座在地震作用下的剪切变形; R_i 为隔震支座的极限剪切变形; Q_a 为隔震支座的屈服强度; δ_a 为隔震支座的极限位移; $\sum E_a$ 为隔震支座累积滞回耗能; β^- 为隔震支座耗能因子,本研究取0.01; β^+ 为隔震支座拉、压损伤因子; σ_i 为隔震支座拉、压应力限值。

3 算例分析

3.1 模型的建立

笔者以 7 层基础隔震钢筋混凝土框架结构为例。层高为 3.6 m,抗震设防烈度为 8 度,场地类别为 II 类,设计地震分组为第 2 组,场地特征周期为 0.4 s,受力筋采用 HRB400 级钢筋,混凝土等级为 C30。柱截面尺寸为 0.6 m× 0.6 m,梁截面尺寸为 0.3 m× 0.5 m,隔震层顶部支墩截面尺寸为 0.8 m× 0.8 m,隔震层梁截面尺寸为 0.4 m× 0.6 m,结构平面布置如图 5 所示。内部配筋为柱纵筋 12 ± 20 ,箍筋 ± 10 ± 10

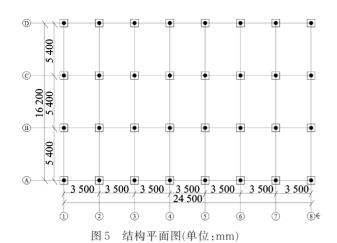


Fig.5 Plan layout of structure(unit:mm)

笔者采用PERFORM-3D软件进行弹塑性时程分析,对基础隔震钢筋混凝土框架结构模型进行参数定义。其中:混凝土损伤塑性模型参数根据《混凝土结构设计规范》(GB 50010—2010)^[17]采用双线模型,不考虑强度损失,弹性模量为0.3×10⁵MPa,泊松比为0.2,极限应变为0.02 mm;钢筋选用三折线模型,不考虑强度损失,弹性模量为0.2×10⁶MPa,极限应变为0.075 mm;橡胶本构采用二折线模型,考虑支座各个方向的影响,为剪切性能与轴向拉压性能赋予数值,轴向受拉刚度为1.07×10³N/mm,轴向受压刚度为2.312×10³N/mm,框架梁和框架柱均采用纤维截面进行模拟。

表1 橡胶隔震支座参数

Tab.1 Parameters of rubber isolation bearing

隔震支座尺寸	数值	隔震支座力学性能	数值
有效直径/mm	600	等效阻尼比/%	30.9
产品外径/mm	620	屈服前刚度/(kN•m-1)	9 262
铅芯直径/mm	120	屈服后刚度/(kN•m-1)	1 205
橡胶总厚度/mm	120	屈服力/kN	90.4
支座总高度/mm	206	极限变形/%	350

3.2 加载工况设计

根据《中国地震动参数区划图》第 6.2条,多遇地震的 PGA 宜按不低于设防 PGA 的 1/3 倍确定,罕遇地震的 PGA 宜按设防 PGA 的 1.6 倍~2.3 倍确定,极罕遇地震的 PGA 宜按设防 PGA 的 2.7 倍~3.2 倍确定^[18]。笔者选择 1.2 节所挑选出来的 20条地震动作为激励,对基础隔震结构进行弹塑性时程分析。20条地震动加载工况相同,以 Chi-Chi 地震动为例,对其 PGA 幅值比例调整进行说明,使其分别相当于多遇(小震)、设防(中震)、罕遇(大震)和极罕遇(巨震)地震作用,加载工况如表 2 所示。

表 2 加载工况 Tab.2 Loading condition

工况	数值	峰值加速度/g	地震类型
1	0.2g	0.2	中震
2	0.4g	0.4	大震
3	0.6g	0.6	巨震
4	0.4g + 0.1g	0.4	大震+小震
5	0.4g + 0.4g	0.4	大震+大震
6	0.6g + 0.1g	0.6	巨震+小震
7	0.6g + 0.4g	0.6	巨震+大震
•			

3.3 结构模型验证

应用 PKPM 软件来验证该非线性模型的正确性。在 PKPM 软件中建立 7 层基础隔震框架结构模型,如图 6 所示。

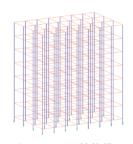


图 6 PKPM 结构模型 Fig.6 Model of PKPM structure

通过对比PERFORM-3D软件与PKPM软件各自计算得到的结构前3阶自振周期和质量来验证模型的正确性,计算结果如表3所示。对比分析两个软件的计算结果可以看出,两个软件计算得出的自振周期和质量之间误差较小,说明本研究建立的基础隔震框架结构模型是合理的。

表 3 自振周期和质量

Tab.3 Natural cycles and mass

参数	PERFORM-3D	PKPM	误差/%
周期 T ₁ /s	2.333	2.154	7.67
周期 T_2/s	2.305	2.109	8.50
周期 T ₃ /s	2.286	1.991	12.90
总质量/t	5 252.1	5 143.6	2.07

3.4 损伤指数对比

由 PERFORM-3D 非线性有限元软件建立基础隔震框架结构实体模型,根据 Park 等^[15]提出的构件损伤模型和杜东升等^[16]提出的隔震层损伤模型,分别计算主震与主余震序列地震动作用下上部结构构件和隔震层的损伤指数,计算结果取平均值后绘制于

图 7 和图 8,并对工况 2,3(仅主震)与工况 4,5,6,7(主 余震序列地震动)作用下结构的损伤指数进行对比。

由计算结果可知,仅在PGA为0.4g的单独主震 地震动作用下,上部结构损伤指数均值为0.137,隔 震层损伤指数均值为0.380。在主余震序列分别为 主震 0.4g+余震 0.1g、主震 0.4g+余震 0.4g 地震动 作用下,上部结构的损伤指数均值为0.153和0.181, 损伤指数分别增大8.2%和20.3%,隔震层的损伤指 数均值为0.395和0.453,损伤指数分别增大4.0% 和14.8%。由此说明,当结构经历主余震序列地震 动作用时,结构的损伤大于仅单独主震对结构的损 伤影响;在两次相同罕遇地震的主余震序列组合作 用下,结构损伤明显大于罕遇地震与多遇地震主余 震序列组合作用下的损伤。仅在PGA为0.6g的单 独主震地震动作用下,上部结构损伤指数均值为 0.294,隔震层损伤指数均值为0.555。在主余震序 列分别为主震 0.6g+余震 0.1g、主震 0.6g+余震 0.4g 地震动作用下,上部结构的损伤指数均值为 0.316 和 0.365, 损伤指数分别增大 5.7% 和 19.7%, 隔震层的损伤指数均值为0.596和0.659,损伤指数 分别增大6.8%和15.4%。由此说明,在主余震序列 地震动作用下,当结构经历主震的PGA增大时,结 构损伤指数会明显增加,在极罕遇地震与罕遇地震 的主余震序列组合作用下结构的损伤明显大于罕遇 地震与罕遇地震主余震序列组合作用下的损伤。从 图 7、图 8 中可以看出, 当经历的余震 PGA 较小时, 其损伤也有增加,且隔震层的损伤指数明显大于上 部结构损伤指数。由此说明,在余震地震动作用较 小时,结构大部分耗能由下部隔震层承担,隔震层充 分发挥了其优良的耗能能力。

综合考虑变形和耗能对结构的影响,基础隔震结构上部结构的损伤程度以最大楼层损伤指数 D_{max} 来评估。根据文献 [15] 损伤模型,笔者采用文献 [19] 给出的上部结构损伤状态与损伤指数的关系,将损伤指数大于 0.9 定义为上部结构进入倒塌状态。对于下部隔震层的损伤程度依据我国现行《建筑抗震设计规范》 [20],以隔震层最大位移 D_{m} [21] 进行评估。采用文献 [19] 给出的下部隔震支座损伤状态与位移的关系,将位移大于 330 mm 定义为下部隔震层进入倒塌状态。模型在各地震工况下隔震层发生的最大位移如图 9 所示。

由计算结果可知,本研究建立的7层基础隔震结构在0.4g单独主震作用下,下部隔震层位移均值为118.86 mm,处于基本完好状态;在经历0.1g余震

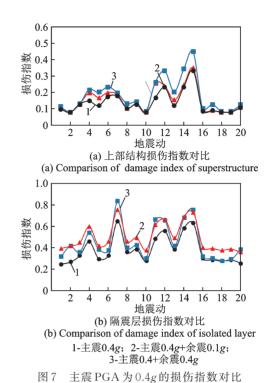


Fig.7 Damage index comparison of the main shock PGA is 0.4g

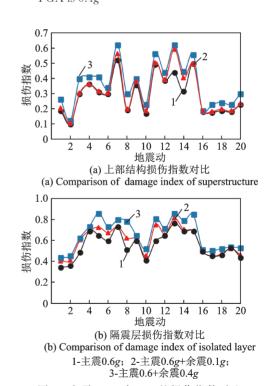


图 8 主震 PGA 为 0.6g 的损伤指数对比 Fig.8 Damage index comparison of the main shock PGA is 0.6g

作用后,下部隔震层位移均值为117.95 mm,处于基本完好状态;但在经历0.4g余震作用后,下部隔震层位移均值为121.01 mm,处于轻微破坏状态。在0.6g单独主震作用下,下部隔震层位移均值为

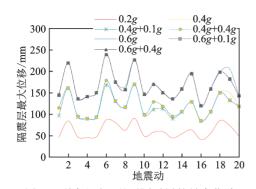


图 9 不同地震工况下隔震层的最大位移 Fig.9 Maximum displacement of isolated layer under different seismic conditions

169.07 mm,处于轻微破坏状态;在经历 0.1g 余震作用后,下部隔震层位移均值为 167.52 mm;在经历 0.4g 余震作用后,下部隔震层位移均值仍为 167.52 mm,处于轻微破坏状态。通过对比不同地震工况下隔震层的最大位移发现,主震一定时,随着余震地震动峰值的增加,隔震层的最大位移增大不明显,甚至略有减小,说明随着余震地震动峰值的增加,隔震支座充分发挥了其耗能作用。根据我国抗震规范[20]规定的弹性层间位移角和弹塑性层间位移角限值,采用文献[22]给出的上部结构损伤状态与层间位移角的关系,将层间位移角大于 5.0% 定义为结构进入倒塌状态。模型在各地震工况下上部结构发生的最大层间位移角如图 10 所示。

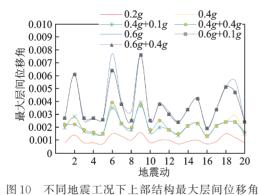


Fig.10 Maximum interlayer displacement angle of superstructure different seismic conditions

将隔震层极限位移 D_u 减去地震作用下隔震层最大位移 D_m 的差量与地震作用下隔震层最大位移 D_m 的比值称为隔震层的安全余量 (D_u-D_m/D_m) 。在设防地震作用下,下部隔震层最大位移均值为61.547 mm,安全余量为436%,上部结构最大层间位移角为0.001,小于抗震规范规定的弹性位移角限值 1/550,上部结构处于弹性状态;与设防地震相比,在罕遇地震作用下,下部隔震层最大位移均值为118.86 mm,安全余量为178%,上部结构最大层间

位移角为 0.002 1,结构产生轻微的塑性损伤;分别 经历 0.1g 和 0.4g 余震作用后,上部结构最大层间位 移角仍为 0.002 1,下部隔震层安全余量下降至 173%。在极罕遇地震作用下,下部隔震层最大位移均值为 169.07 mm,安全余量为 95%,上部结构最大层间位移角为 0.003 9;分别经历 0.1g 和 0.4g 余震作用后,上部结构最大层间位移角下降为 0.003 7,下部隔震层最大位移下降为 167.52 mm,但隔震层的损伤指数一直随着主震、余震强度的增加而增加,说明隔震支座充分发挥了其耗能作用。

4 结 论

- 1) 采用力与能量双匹配构造方法构造的人工 主余震序列地震动,其加速度反应谱和速度反应谱 的拟合程度皆与真实主余震序列地震动相似。
- 2)基础隔震框架模型在8度罕遇、极罕遇地震作用后,分别经历PGA为0.1g的余震作用,上部结构损伤指数分别增加8.2%和5.7%,隔震层损伤指数分别增加4.0%和6.8%;分别经历PGA为0.4g的余震作用后,上部结构损伤指数分别增加20.3%和19.7%,隔震层损伤指数分别增加14.8%和15.4%。基础隔震框架模型相比于在单独主震作用下,在经历主余震序列地震动作用后,结构发生明显损伤,并且随着余震强度的增加,损伤越来越严重。
- 3)在主余震序列分别为主震 0.4g+余震 0.1g、主震 0.6g+余震 0.1g 的地震动作用下,随着主震 PGA的增加,上部结构损伤指数增加 51.58%,隔震层损伤指数增加 33.72%;在主余震序列分别为主震 0.4g+余震 0.4g、主震 0.6g+余震 0.4g 地震动作用下,随着主震 PGA的增加,上部结构损伤指数增加 50.41%,隔震层损伤指数增加 31.26%。由此说明,当经历的余震作用相同时,随着结构经历主震的 PGA增大,结构损伤指数明显增加,结构发生明显损伤,并且随着主震强度的增加,损伤加剧。
- 4) 损伤指数反映了结构的变形能力和耗能能力。基础隔震结构在各地震工况作用下,上部结构和下部隔震层的损伤指数均值皆随着主震、余震地震动峰值的增加而有所增加。当主震一定时,随着余震地震动峰值的增加,下部隔震层的最大位移和上部结构最大层间位移角增加不明显,说明随着余震地震动峰值的增加,隔震层的耗能能力大于其变形能力,隔震支座充分发挥了其耗能作用。

参考 文献

[1] WANG G Q, BOORE D M, IGEL H, et al.

- Comparisons of ground motions from five aftershocks of the 1999 Chi-Chi, Taiwan, earthquake with empirical predictions largely based on data from California [J]. Bulletin of the Seismological Society of America, 2004, 94(6): 2198-2212.
- [2] 董丞妍, 罗明良, 昌小莉, 等. 汶川及芦山地震余震分布的空间尺度效应[J]. 地震学报, 2015, 37(1): 113-124.
 - DONG Chengyan, LUO Mingliang, CHANG Xiaoli, et al. Spatial location behavior of aftershocks of Wenchuan and Lushan earthquakes[J]. Journal of Seismology, 2015,37(1): 113-124. (in Chinese)
- [3] HIROSE F, MIYAOKA K, HAYASHIMOTO N, et al. Outline of the 2011 off the pacific coast of tohoku earthquake-seismicity foreshocks, main shock, aftershock, and induced activity [J]. Earth Planets Space, 2011, 63(7): 513-518.
- [4] 于晓辉, 吕大刚, 肖寒. 主余震序列型地震动的增量损伤谱研究[J]. 工程力学, 2017, 34(3):47-53,114. YU Xiaohui, LÜ Dagang, XIAO Han. Incremental damage spectra of main shock-aftershock sequence-type ground motions [J]. Engineering Mechanics, 2017, 34(3):47-53,114. (in Chinese)
- [5] AMADIO C, FRAGIACOMO M, RAJGELJ S. The effects of repeated earthquake ground motions on the non-linear response of SDOF systems [J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2003, 32:291-308.
- [6] 温伟平.基于主余震序列型地震动的损伤谱研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2011.
- [7] 何政,刘耀龙.考虑NGA地震动衰减关系的主余震概率损伤分析[J].哈尔滨工业大学学报,2014,46(6):86-92.
 - HE Zheng, LIU Yaolong. Probabilistic damage analysis of main shock-aftershock with the consideration of next generation attenuation relationship [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(6): 86-92. (in Chinese)
- [8] LI Q, ELLINGWOOD B R. Performance evaluation and damage assessment of steel frame building under main shock-aftershock earthquake sequences [J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2007, 36(3):405-427.
- [9] 于晓辉, 乔雨蒙, 代旷宇, 等. 主余震序列作用下非线性单自由度体系的增量损伤分析[J]. 工程力学, 2019, 36(3):121-130.
 - YU Xiaohui, QIAO Yumeng, DAI Kuangyu, et al. Incremental damage analysis of nonlinear single-degree-freedom systems subjected to main shock-aftershock earthquake sequences[J]. Engineering Mechanics, 2019, 36(3):121-130. (in Chinese)

- [10] 籍多发. 主余震地震动特征及结构地震反应分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [11] 钟骁珺.基于 MATLAB 的地震波动力特性分析[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2010.
- [12] 吴波,欧进萍.主震与余震的震级统计关系及其地震动模型参数[J]. 地震工程与工程震动,1993,13(3):28-35.
 - WU Bo, OU Jinping . Statistical relationship between magnitude of main shock and aftershock and parameters of ground motion model [J]. Earthquake Engineering and Engineering ,1993,13(3):28-35.(in Chinese)
- [13] 黄杰.考虑竖向及脉冲效应的近断层地震动作用下风力发电结构动力响应及破坏模式分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2019.
- [14] 黄小宁.框-剪隔震结构抗扭设计及双随机地震倒塌可靠度研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017.
- [15] PARK Y J, ANG A H S. Mechanistic seismic damage model for reinforced concrete [J]. Journal of Structural Engineering, 1985, 111(4): 722-739.
- [16] 杜东升,王曙光,刘伟庆.隔震结构损伤性能与可靠度研究[J].振动与冲击,2016,35(1):222-227. DU Dongsheng, WANG Shuguang, LIU Weiqing. Reliability-based damage performance of base-isolated structures [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(1): 222-227. (in Chinese)
- [17] GB 50010-2010 混凝土结构设计规范[S].
- [18] 袁辉辉,吴庆雄,陈宝春.平缀管式钢筋混凝土格构柱 拟动力试验研究[J].工程力学, 2019, 36(7): 67-78. YUAN Huihui, WU Qingxiong, CHEN Baochun. Pseudo-dynamic test of CFST lattice columns with flat lacing tubes[J]. Engineering Mechanics, 2019, 36(7): 67-78. (in Chinese)
- [19] 丁雅杰.考虑地基不均匀沉降的基础隔震结构损伤分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017.
- [20] GB 50011-2010 建筑抗震设计规范[S].
- [21] 刘娟.高层隔震建筑基于性态的抗震设防及地震易损性分析[D].广州:广州大学,2014.
- [22] WEN Y K, KANG Y J. Minimum building life-cycle cost design criteria, I methodology and II applications [J]. ASCE Journal of Structural Engineering, 2001, 127(3): 28-33.



第一作者简介:刘洁亚,女,1994年8月 生,硕士生。主要研究方向为建筑结构 抗震。

E-mail:liu13997225623@163.com

通信作者简介:黄小宁,女,1988年3月 生,博士、副教授。主要研究方向为结构 减震与抗震性能评估。

E-mail:hxiaoning@163.com。

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.003

考虑轮轨黏着变化的货运列车纵向动力学仿真*

李斌1, 杨忠良1, 罗世辉1, 马卫华1, 吴庆2, 王晨3

(1.西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都,610036)

(2. 澳大利亚中央昆士兰大学铁路工程中心 罗克汉普顿,4701)

(3. 石家庄铁道大学机械工程学院 石家庄,050043)

摘要 为研究黏着系数对纵向动力学的影响,建立"1+1"型2万吨重载组合列车计算模型,引入剩余黏着力评价机车牵引力的发挥,研究了黏着限制、曲线黏降及曲线润滑因素影响下的黏着系数变化及其可能引发的列车纵向动力学性能差异。结果表明:在直线牵引工况下列车牵引力提升由于黏着限制而变缓慢,所发挥最大牵引力下降,单机车最大牵引力由380 kN限制到272 kN,拉钩力最大值由800 kN减小到595 kN;在R400 m小曲线牵引工况下,牵引力应从第7档位降低到第6档位,确保机车安全通过;考虑曲线润滑时,牵引档位更低:摩擦因数为0.075和0.10时机车降低档位对应为第2,3档位;摩擦因数为0.125时头部和中部机车通过曲线需分别降低到第4,3档位。由于曲线牵引各工况下发挥的最大牵引力相同,拉钩力最大值差异较小。在纵向动力学计算中,列车牵引力利用和黏着系数变化密切相关,轮轨黏着不足将限制机车能发挥的最大牵引力,进而影响车钩力大小。

关键词 重载列车; 纵向动力学; 黏着系数; 牵引力中图分类号 U260; U270

引言

目前,重载货运列车中广泛使用大功率交流传动电力机车,列车牵引重量和编组长度不断增加,导致列车纵向冲动问题愈发突出,威胁行车安全。列车纵向冲动对列车钩缓装置、车体及走行部等部件造成一定程度的损伤,严重时可引发脱轨事故。张帅等^[1]分别对 HXD1 机车牵引列车在惰行、牵引和电制动工况下的速度、车钩力等参数进行仿真计算,计算结果与试验一致。刘鹏飞等^[2]对万吨列车牵引和制动工况下机车的受力特点进行分析,研究机车运行性能受牵引力、制动力及车钩力等因素影响的程度。刘宏波等^[3]对重载组合列车在平直道上的牵引工况进行纵向动力学计算,分析了不同提手柄时间对列车纵向性能的影响。

机车的牵引力和电制动力是列车运行作用力的重要组成部分,对列车的纵向运行性能有显著的影响。现代机车的功率、牵引力和电制动力得到明显提升,而黏着成为主要的限制因素。Wu等[4]采用联合仿真的方法将轮轨黏着控制引入列车纵向动力学计算中并与传统查表计算牵引力法进行对比,所得出的机车牵引力有明显不同。Spiryagin等[57]建立

了机车的机电一体化模型,在机车多体动力学模型的基础上引入牵引控制,使机车牵引力的表达更加真实,可用于列车纵向动力学的计算。

一旦作用于车轮上的牵引力或电制动力超过黏着限制时,车轮会面临空转的危险,导致轮轨擦伤。因此,在黏着限制下发挥的牵引力和电制动力更加切合实际,有助于提高纵向动力学计算的精确性。笔者在传统不考虑黏着变化纵向动力学计算的基础上引入黏着系数变化,探索了黏着系数变化下可能引发的列车纵向动力学性能的差异。

1 列车纵向动力学概述

图1所示为纵向动力学分析模型,进行纵向动力学计算时,受计算条件限制,通常将机车车辆视为具有单一纵向自由度的刚体,刚体间用非线性力元进行连接,对应的运动方程为

 $m_i \ddot{X}_i = F_{Ci-1} - F_{Ci} - F_{wi} + F_{TEi} - F_{DBi} - F_{Bi}$ 其中: m_i 为第i节车的质量; F_{Ci-1} , F_{Ci} 为第i-1节、第i节车的车钩力; F_{wi} 为第i节车基本阻力; F_{TEi} , F_{DBi} 分别为对应机车的牵引力和电制动力; F_{Bi} 为第i节车的空气制动力。

^{*} 国家自然科学基金面上资助项目(51575458) 收稿日期:2019-03-09;修回日期:2021-01-05

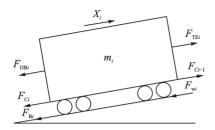


Fig.1 The analysis model of longitudinal train dynamic

列车纵向动力学分析模型

我国重载货车基本使用摩擦式缓冲器,其摩擦阻尼特性使缓冲器产生非线性迟滞,并导致加载和卸载曲线之间的不连续性。通常通过引入一定的过渡特性来解决这一问题。

图 2 所示为常见的货车用斜楔-弹簧缓冲器模型图,对应的缓冲器阻抗力表达式图为

$$F_{c} = F_{s}(x) \tan \theta / [\tan \theta + \mu(v)]$$

其中:x为缓冲器位移; θ 为楔角;v为相邻车辆间的相对速度; μ 为摩擦因数;F。为弹簧力。

在此基础上考虑车钩间隙、弹簧完全压缩后出现的极限刚度和预紧力特性之后,即可得到反映车辆间非线性特性的连接力元。

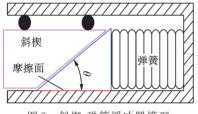


图 2 斜楔-弹簧缓冲器模型

Fig.2 The wedge-spring draft gear model

我国机车车辆的单位基本阻力为

$$w_0 = a + bv + cv^2$$

其中:v为运行速度;系数a,b,c由经验数据统计而来。

机车的牵引力和电制动力可采用查表法进行计算,即输入机车的牵引和电制动特性,根据机车运行速度、档位等信息确定机车作用力。

列车施加制动力时,列车管减压,制动缸增压,制动缸活塞产生推力经过杠杆系统放大传递给闸瓦,闸瓦上的实算压力^[9]为

$$K = \frac{\pi}{4} d_z^2 p_z \eta_z \gamma_z n_z / (10^6 n_k)$$

其中: d_z 为制动缸直径; η_z 为制动装置传动效率; γ_z 为制动倍率; n_z 为制动缸数; n_k 为闸瓦数; p_z 为制动缸空气压力。

可根据气体流动方程进行建模^[9]。车辆制动力为

$$B = NK\phi_b$$

其中:N为车辆闸瓦数;K为车辆闸瓦压力; φ_k 为闸瓦摩擦因数。

笔者采用列车动力学及能耗仿真器(train dynamics and energy analyser/ train simulator,简称TDEAS)进行纵向动力学计算分析。TDEAS软件是牵引动力国家重点实验室机车车辆研究所基于列车纵向动力学、列车牵引制动、列车能耗及机车车辆横向动力学等理论而研发的列车动力学及能耗仿真软件,具有结果准确、计算效率高、界面友好等优点,通过了国际测评[10]。软件同时提供可应用于列车纵向动力学计算、列车牵引计算、调车作业、碰撞仿真及能耗仿真,还有可用于司机培训及技能评价的模拟驾驶功能。图3、图4所示分别为TDEAS中缓冲系统[11]和制动系统[8]仿真与实测数据的比较,可见所建模型能较好地反映实际特性。

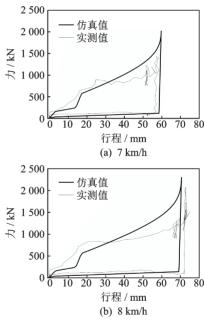


图 3 调车冲击仿真与试验对比

Fig.3 Comparison between measurement and simulation for wagon shunting impact

2 黏着原理

如图 $5^{[12]}$ 所示,当车轮在牵引状态下以速度 v_0 前进时,车轮在轮轨接触点处的旋转线速度略大于前进速度,使得轮轨间有宏观滑动速度 v_0 。而轮轨材料具有一定的弹性,进入微小接触斑的车轮和钢轨材料将分别产生压应变和拉应变,两者看上去就像黏结在一起并未产生真实的滑动,而是以共同的应变速率流过接触斑,此时轮轨黏着依靠两者间的静摩擦。若牵引力矩继续增大,切向应变将有所增

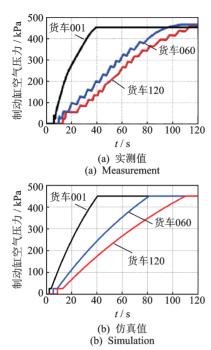


图 4 常用制动工况仿真与试验对比

Fig.4 Comparison between measurement and simulation for service brake

加,而切向应力也将随之增加,一旦超过静摩擦极限,摩擦力只能维持在滑动摩擦的限值之内,接触斑上的轮轨材料应变速率产生差异,从而产生真实的滑动。因此,轮轨间的宏观滑动速度实际上由接触斑前端的黏着应变速率和后端的真实滑动速度差两部分组成。

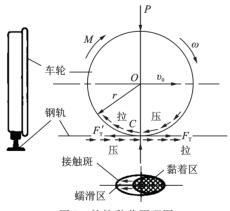


图 5 轮轨黏着原理图

Fig.5 Wheel-rail adhesion

牵引力较小时,接触斑几乎处于全黏着;牵引力非常大时,接触斑几乎处于全滑动。通常摩擦因数要高于黏着系数,只有接近全滑动时,黏着系数才接近于摩擦因数。铁路黏着利用的意义在于使车轮尽可能地保持在未发生全滑动的临界状态下工作,让牵引力或制动力得到最大程度的发挥,避免由于全滑动而引发的车轮打滑和空转[13]。

黏着系数与运营环境、机车构造及线路质量等因素相关,不易通过理论来计算,通常可采用经验公式进行计算。我国国产电力机车常用的牵引计算黏着系数^[9]在干燥轨面为

$$\mu_i = 0.24 + 12/(100 + 8v)$$

机车制动时作用于车轮力矩的方向、变化规律均相对于牵引工况下有一定的差异,而且轮轨间垂向载荷的变化均存在一定的差异,因此制动黏着系数与牵引黏着系数有一定的区别。我国制动黏着系数公式[14]在干燥轨面为

$$\mu_i = 0.0624 + 45.6/(260 + v)$$

不发生空转时机车所能实现的最大黏着牵引/ 制动力为

$$F_{ii} = P_{ii} g \mu_i$$

其中:P,为机车的全部质量;µ,为计算黏着系数。

将机车施加牵引(或电制动)力后黏着牵引(或电制动)力的余量视为剩余黏着力,则剩余黏着力可表示为

$$F_{r,\mu} = F_{\mu} - F_{\text{TE}}$$
 (牵引)
 $F_{r,\mu} = F_{\mu} - F_{\text{DB}}$ (制动)

其中:FTE和FDB分别为机车的牵引力和电制动力。

3 纵向动力学计算

3.1 计算条件设置

对"1+1"型2万吨重载组合列车(机车+105辆货车+机车+105辆货车)进行纵向动力学计算,其中机车和货车的主要技术参数如表1所示。该机车采用无级调速,其牵引特性公式[15]为

$$F_{\text{TE}} = \begin{cases} 760 & (v \leqslant 5 \text{ km/h}) \\ 760 - (v - 5) \times 228/60 (5 \text{ km/h} < v \leqslant 65 \text{ km/h}) \\ 9600 \times 3.6/v & (65 \text{ km/h} < v \leqslant 120 \text{ km/h}) \end{cases}$$

表 1 机车和货车主要技术参数

Tab.1 Main parameters of locomotive and wagon

主要技术参数	机车	货车
最高速度/(km•h ⁻¹)	120	120
持续功率/kW	9 600	_
轴式	$2 \times (B0-B0)$	(B0-B0)
质量/t	2×100	100
车钩型号	13A	牵引杆/16/17钩
缓冲器型号	QKX100	MT-2
起动牵引力/kN	760	_
电制动力/kN	461	_

为了方便操控,笔者将牵引力均分为10个档位,分别对应于10%~100%。

3.2 直线牵引工况

在不考虑线路黏着限制的前提下,初始牵引档 位设置为第1档位,以5s为间隔进行加档,使列车 加速到70 km/h。单机车牵引力(仿真机车为两节 重联机车,此处指一节机车)、牵引档位和单机车剩 余黏着力如图6所示,单机车达到的最大牵引力为 380 kN,随后列车速度提升,牵引特性进入线性递 减区,牵引力下降,但是机车剩余黏着力长时间处于 负值状态,面临空转危险,对机车本身和线路造成一 定的危害。对前60s内的变化进行分析,如图7所 示,可见当牵引档位在第7档位之后,剩余黏着力已 有所不足,而且列车速度在较高的机车牵引力驱动 下快速上升,黏着系数由于速度提升而下降,剩余黏 着力也将急剧下降,因此不应该在剩余黏着力快速 下降的时候继续提升牵引力,应当等待剩余黏着力 恢复稳定且具有相对充足的裕量之后再进一步增大 机车牵引力。此外,也可以考虑通过撒砂操作来增 大轮轨间的黏着系数。

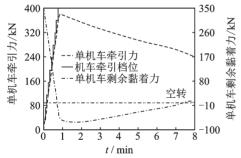


图 6 不考虑线路黏着限制的直线牵引工况

Fig.6 Tracting on straight track-without adhesion limit

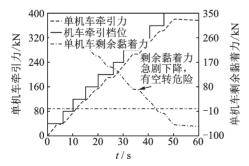


图 7 不考虑线路黏着限制(前 60 s)的直线牵引工况 Fig. 7 Tracting on straight track-without adhesion limit (within 60 s)

图 8 为考虑线路黏着限制的单机车牵引力/牵引档位的时间历程图,机车在短时间内可以升到第7档位,随后由于剩余黏着力不足,无法继续提升档位。第 3.5 min 时剩余黏着力恢复,机车牵引力上升

10%,提升到第8档位。此时列车速度较高,牵引力随着机车运行速度的提升而减小,因此剩余黏着力在由于运行速度增大导致机车牵引力减小的情况下逐渐恢复,第8.5 min 再次恢复到相对充裕的范围后,机车进一步提升到第9档位。在整个运行过程中机车的剩余黏着力基本处于40 kN 以下的范围,得到了充分利用。整个过程中所能发挥的最大牵引力限制到272 kN。

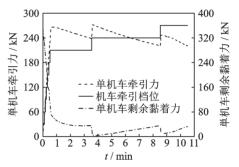


图 8 考虑线路黏着限制的直线牵引工况

Fig.8 Tracting on straight track-within adhesion limit

表 2 所示为各档位提升所需时间。图 9 所示为两种情形下拉钩力的时域峰值随车钩位置的分布图,车辆位置对应沿列车前进方向 1,2,…,213 共213 个位置。拉钩力分布呈现左倾的"M"型,两个最大值均出现在头部及中部机车处。其中,头部机车拉钩力峰值近似等于单节机车牵引力的 2 倍,在不考虑线路黏着限制情形中,由于牵引档位在短时间内提升至最大值,而且提升档位时所处的运行速

表 2 各档位提升所需时间

Tab.2	Time f	or each	notch		S
牵引档位	1	2	3	4	5
不考虑线路黏着限制	0	5	10	15	20
考虑线路黏着限制	0	5	10	15	20
牵引档位	6	7	8	9	10
不考虑线路黏着限制	25	30	35	40	45
考虑线路黏着限制	25	30	213	512	_

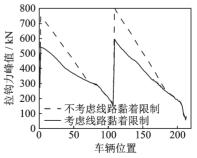


图 9 直线牵引工况下拉钩力峰值随车位分布

Fig.9 Straight track-distribution of maximum coupler-pulling force with wagon position

度较小,对应的牵引力较高,造成的拉钩力较大,拉钩力峰值的最大值为800 kN;而考虑线路黏着限制之后,机车第8、第9档位提升时列车运行速度较高,牵引特性曲线进入线性递减区,牵引力有所下降,导致的拉钩力峰值较低,最大值为595 kN^[13]。

3.3 曲线牵引工况

3.3.1 不考虑曲线润滑

曲线对列车牵引力的发挥也有明显的影响,这 是因为钢轨超高以及内外侧动轮走行距离不同而引 起横向和纵向滑动,黏着系数将有所下降,因此用于 列车加速的牵引力将变少。

电力机车在曲线半径小于600 m时,牵引计算的黏着系数^[9]为

$$\mu_r = \mu_i (0.67 + 0.00055R)$$

分别对列车在400 m和500 m半径曲线上的牵引工况进行计算,曲线长度为400 m,曲线两侧设置60 m的缓和曲线,列车从入缓和曲线处以第1档位开始起动,在线路黏着限制允许的前提下提升牵引档位。仿真线路长度为2 km。线路配置为:60 m缓和曲线+400 m曲线+60 m缓和曲线+1 480 m直线。列车中部机车完全驶离曲线区段后还有一段直线使机车升档,考察列车在这一过程中的运行性能。

图 10、图 11 所示为列车在 400 m 半径曲线上运行的单机车牵引力/牵引档位时间历程图。机车在提升至第 7 档位之后保持不变,头部机车在第 1.3 min之后正式进入曲线区段,线路黏着系数下降,因此头部机车剩余黏着力明显降低,但仍然处于安全范围之内。考虑到中部机车进入曲线区段时其剩余黏着力将明显下降,继续保持原有牵引档位很可能由于机车剩余黏着力不足而引发空转,因此在第 4.7 min时机车提前降低牵引档位,此时中部机车剩余黏着力由于机车牵引力的下降而上升,而在第 4.9 min之后中部机车正式进入曲线区段,其剩余黏着力进一步下降。在第 5.6 min时中部机车驶离曲线,线路黏着条件明显恢复,机车可以提升牵引档位,在后面的直线区段内机车可以提升至第 8 档位,积余黏着力也不容机车继续升档。

图 12、图 13 所示为列车在 500 m 半径曲线上运行的单机车牵引力/牵引档位时间历程图。机车提升至第 7档位之后保持不变,头部机车在第 1.3 min之后正式进入曲线区段。相比于 400 m 半径曲线,500 m 半径曲线上的黏着系数下降相对较少,但所剩余的黏着力仍然不容许机车继续提升牵引档位,头部机车以第 7档位通过曲线线路。当第 4.9 min 中部机车进入曲线区段时,由于中部机车剩余黏着力余

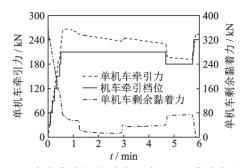


图 10 不考虑曲线润滑(头部机车)R400曲线牵引工况 Fig.10 Tracting on R400 track-without curve lubricationleading locomotive

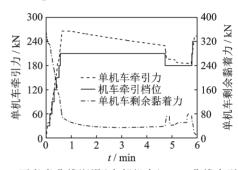


图 11 不考虑曲线润滑(中部机车)R400曲线牵引工况 Fig.11 Tracting on R400 track-without curve lubricationmiddle locomotive

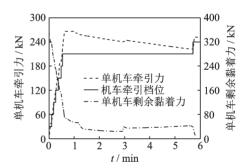


图 12 不考虑曲线润滑(头部机车)R500曲线牵引工况 Fig.12 Tracting on R500 track-without curve lubricationleading locomotive

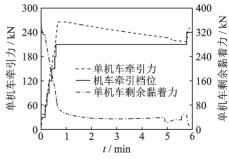


图 13 不考虑曲线润滑(中部机车)R500曲线牵引工况 Fig.13 Tracting on R500 track-without curve lubricationmiddle locomotive

量充足,因此可以保持第7档位运行。第5.6 min 时中部机车驶离曲线区段,线路黏着条件明显恢复,机车可以提升牵引档位,该过程与前面的工况类似[13]。

3.3.2 考虑曲线润滑

列车在小半径曲线运行时轮轨横向作用加剧, 轮轨磨耗程度也将加重,通常可采用涂润滑剂的方 式进行减轻磨损。受轮轨间的横向作用,润滑剂可 能受挤压而流到轨顶,曲线线路上黏着系数将严重下降。用于轮缘-轨角润滑剂的摩擦因数通常较低,为0.1左右^[16]。分别选取0.075,0.10和0.125这3组系数进行计算,如图14所示。

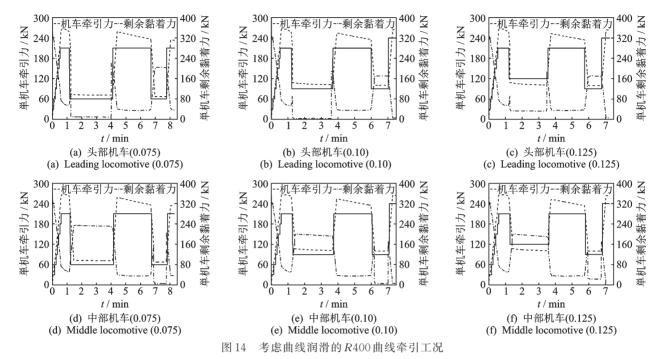


Fig.14 Tracting on R400 track-with curve lubrication

以系数为0.075的曲线牵引工况为例进行说 明,如图14(a,d)所示。机车在提升至第7档位之后 保持不变,考虑到受润滑剂影响的曲线黏着系数非 常低,因此在第1.2 min 时机车连续降档,从第7档 位降低到第2档位;头部机车在第1.3 min之后正式 进入曲线区段,线路黏着系数大幅度下降,其剩余黏 着力明显降低,在整个曲线区段的运行中接近于零; 在第4.0 min 时头部机车驶离曲线区段,此时中部机 车离曲线区段还有一定的距离,因此机车继续提升 至第7档位;在第6.7 min中部机车接近曲线时,为 确保中部机车在曲线上的安全运行,继续降低至第 2档位,此时中部机车剩余黏着力上升;当第6.9 min 时中部机车正式进入曲线区段,其剩余黏着力进一 步下降,接近于零;在第7.8 min 时中部机车驶离曲 线,线路黏着条件明显恢复,机车可以提升牵引档 位,在后面的直线范围内机车可以提升至第8档位, 剩余黏着力也接近于零;当系数提高到0.10时,黏 着条件有所改善,机车通过曲线时降低到第3档位, 如图 14(b,e)所示;系数为 0.125 时,头部机车通过 曲线时需降低到第4档位,中部机车通过曲线时降 低到第3档位,如图14(c,f)所示。

图 15 为曲线通过下的拉钩力峰值随车辆位置的分布图,可见各曲线牵引工况下的拉钩力峰值的

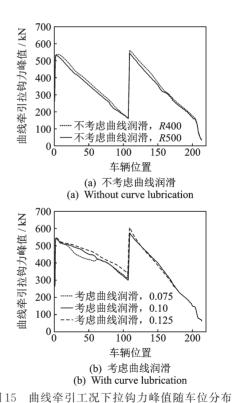


Fig.15 Curve track-distribution of maximum coupler-pulling force with wagon position

最大值没有明显差异,这是由于各工况在前30s内均将牵引档位提升至第7档位,最大牵引力相近。

4 结 论

- 1)分析了轮轨黏着的基本原理,根据黏着系数的计算经验公式,引入剩余黏着力这一指标作为机车发挥牵引力的容许限度。
- 2) 列车在直线牵引工况下,当不考虑线路黏着限制时,机车可能由于剩余黏着力不足导致空转。按照黏着限制进行计算时,列车牵引力提升由于黏着限制而变缓慢,所发挥的最大牵引力下降,单机车最大牵引力由 380 kN 限制到 272 kN,所导致的拉钩力峰值最大值由 800 kN减小到 595 kN。
- 3)曲线牵引工况下,当不考虑曲线润滑时,为确保机车安全地通过 R400 m曲线,需将牵引档位降低到第6档位,而通过 R500 m曲线无需降档; R400 m曲线牵引工况,考虑不同系数的曲线润滑时,0.075 系数下机车通过曲线时需降低到第2档位;0.10 系数需降低到第3档位;0.125 系数下头部和中部机车通过曲线时需分别降低到第4和第3档位。列车起动时在30 s内均达到第7档位,发挥的最大牵引力相同,因此拉钩力峰值最大值没有较大差异。
- 4) 本研究在传统不考虑黏着变化纵向动力学 计算的基础上引入黏着系数变化,探索了黏着系数 变化下可能引发的列车纵向动力学性能的差异。使 用经验公式对机车黏着特性进行表述具有一定的局 限性,后续可建立机车详细的牵引控制模型进行更 加精确的研究分析。

参 考 文 献

- [1] 张帅,魏伟. HXD1组合列车牵引与电制动模型的验证[J]. 铁道机车车辆, 2018, 38(5): 39-44.
 ZHANG Shuai, WEI Wei. Verification of traction and dynamic braking models for HXD1 combined train[J].
 Railway Locomotive & Car, 2018, 38(5): 39-44. (in Chinese)
- [2] 刘鹏飞, 王开云, 张大伟. 牵引及制动操纵对重载机车轮轨动力作用的影响[J]. 中国铁道科学, 2017, 38(2): 96-104.

 LIU Pengfei, WANG Kaiyun, ZHANG Dawei. Influence of traction and braking operation on wheel-rail dynamic interaction for heavy haul locomotive [J]. China Railway Science, 2017, 38(2): 96-104. (in Chinese)
- [3] 刘宏波, 王自力. 重载列车平直道上牵引工况纵向性能研究[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30(2): 53-55.

 LIU Hongbo, WANG Zili. Longitudinal force study of heavy haul train running on straight and smooth line in different traction conditions[J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30(2): 53-55. (in Chinese)
- [4] WU Q, SPIRYAGIN M, WOLFS P, et al. Traction

- modelling in train dynamics [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 233(4): 382-395.
- [5] SPIRYAGIN M, WOLFS P, COLE C, et al. Influence of AC system design on the realisation of tractive efforts by high adhesion locomotives [J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(8): 1241-1264.
- [6] SPIRYAGIN M, WOLFS P, SZANTO F, et al. Simplified and advanced modelling of traction control systems of heavy-haul locomotives [J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(5): 672-691.
- [7] SPIRYAGIN M, SUN Y, COLE C, et al. Development of traction control for hauling locomotives [J]. Journal of System Design and Dynamics, 2011, 5(6): 1214-1225.
- [8] WU Q, LUO S, COLE C. Longitudinal dynamics and energy analysis for heavy haul trains [J]. Journal of Modern Transportation, 2014, 22(3): 127-136.
- [9] 饶忠.列车牵引计算[M].北京:中国铁道出版社, 2010:60-79.
- [10] WU Q, SPIRYAGIN M, COLE C, et al. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results [J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(3): 343-365.
- [11] WU Q. Optimisations of draft gear designs for heavy haul trains [D]. Rockhampton, Australia: Central Queensland University, 2016.
- [12] 金学松, 刘启跃. 轮轨摩擦学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2004: 125-126.
- [13] 李斌. 考虑轮轨黏着变化的列车纵向动力学仿真研究 [D]. 成都: 西南交通大学. 2019.
- [14] 王猷丕, 莫钧, 陈朝发. 我国铁路制动黏着系数的试验研究[J]. 中国铁道科学, 1991(2): 1-19,108. WANG Youpi, MO Jun, CHEN Zhaofa. Survey and investigation on braking adhesion in China [J]. China Railway Science, 1991(2): 1-19,108. (in Chinese)
- [15] 邹瑞明.组合式重载列车中部机车运行安全性研究 [D].成都:西南交通大学,2015.
- [16] LEWIS R, OLOFSSON U. Wheel-rail interface handbook[M]. United States of America: CRC press, 2009: 519-523.



第一作者简介:李斌,男,1992年11月 生,硕士生。主要研究方向为机车车辆 动力学。

E-mail: BL12153@126.com

通信作者简介: 杨忠良, 男, 1980年1月生, 高级工程师。主要研究方向为机车车辆系统动力学。

E-mail:clbyzl@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.004

基于实测数据的近地层风特性分析研究*

王雪平1, 栾雪涛1, 李万润1,2, 杜永峰1,2

(1. 兰州理工大学防震减灾研究所 兰州,730050)

(2. 兰州理工大学西部土木工程防灾减灾教育部工程研究中心 兰州,730050)

摘要 根据世界风能技术中心实际测风塔测到的大风天气下近地层不同高度处的风速风向数据,对该风场的平均风速与风向、湍流度、阵风因子、湍流积分尺度和脉动风速功率谱进行分析。结果表明:当平均风速曲线出现较大的尖峰时,平均风向会出现低谷;顺风向湍流强度和湍流积分尺度都明显大于横风向和竖风向相应的湍流强度和湍流积分尺度,各分量比值大致为1:0.1213:0.1886;文献[1-2]中建议的经验公式均能较好地反映顺风向阵风因子与湍流强度的变化关系,并借助实测数据通过曲线拟合给出了相应的经验公式;顺风向湍流积分尺度有随平均风速的增大而减小的趋势,而竖风向湍流积分尺度随平均风速的增大呈幂指数增长;纵向实测脉动风速功率谱与Von Karman和 Kaimal 经验谱吻合较差,竖向脉动风速功率谱与 Panofsky 经验谱在高频段有所偏差,通过拟合得到的经验谱与实测谱更为接近。

关键词 风速风向数据;湍流强度;湍流积分尺度;阵风因子;脉动风速功率谱中图分类号 TK81; TU312.1

引言

随着各国对化石能源枯竭、供应紧张及气候变暖等问题的日益重视,解决能源结构的优化问题成为实现经济和环境保护协调发展的关键。因此,新能源事业在世界可持续发展事业中的地位和作用就显得尤为重要,特别是作为主要推动力的风电产业也逐渐转向稳定和市场化发展。伴随着技术创新和成本的持续下降,全球风电行业会迎来新的高速增长期。与此同时,合理的利用土地资源从而使风能资源得到最有效的开发利用也是提高风能利用效率的首要措施,而决定风电机组载荷和发电效率的关键在于外部风况条件,风电场所在区域强风天气下的风特性[36]则是评判风电机组适于在该地区安装运行的主要依据。因此,研究风电场所在地区的极端强风特征对风电场的建设布置和发电效益具有重要的指导意义。

作为研究风场特性最直接和最可靠的研究手段,现场实测已经成为风电场选址及结构抗风设计中尤为重要的环节,也是对抗风理论研究进行验证的基础和前提。近些年,国内外在风特性研究领域取得了一些重要的研究成果,文献[1-2]在完成超高

层建筑风洞实验的基础上,对内陆良态风作用下的 现场实测数据进行了对比分析,并通过研究内陆良 态风和沿海台风风速特性的不同,发现风特性差别 的原因与宏观地貌有很大关系。文献[7-8]基于不 同高度处的台风过程中实测数据对风特性经验曲线 进行拟合分析,并对台风和季风作用下的脉动风速 谱特性进行了对比分析。王浩等[9-10]采用多尺度小 波变换方法提取时变平均风速,并对实测脉动风速 的非平稳风特性进行了分析。Elliott等[11]通过分析 风电场气象塔采集的风数据来描述有尾流和无尾流 情况下的流场特性,发现风速和湍流强度的变化与 风向和地面粗糙度有关。戴靠山等[12]基于台风特征 参数,结合现行风荷载规范建立风力发电机有限元 模型并进行了风荷载响应分析。虽然国内外学者在 风场特性方面做了大量研究工作,但还未能满足实 际工程选址及设计的要求。因此,笔者根据2017年 3月8日15,41,61,100及119m高度处的数据,对大 风(瞬时风速达到17.2~20.7 m/s)天气中平均风速 与风向、湍流度、阵风因子、湍流积分尺度和功率谱 进行了研究,为今后风电场的选址和风电结构抗强 风设计提供参考。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51568041);教育部长江学者创新团队资助项目(IRT13068);甘肃省住建厅科技攻关资助项目(JK2016-12)

1 风观测系统

1.1 风观测仪器

观测点位于美国可再生能源实验室的国家风能技术中心,位于科罗拉多州博尔德以南约8 km,距丹佛西北36 km、科罗拉多山脉东侧约5 km处,海拔约1828.8 m。该测风塔上的仪表类型和高度如图1所示。分别在测风塔15,41,61,100和119 m高度处布置超声风速仪,采样频率为20 Hz,通过专用软件同步采集数据。



图1 测风塔仪器布置示意图

Fig.1 Arrangement of instrument for wind measuring tower

1.2 数据处理

超声风速仪的x,y,z轴分别对应于正北、正西和竖直向,测得风速仪坐标下的3个方向的风速序列及风向角,即 $u_x(t),u_y(t),u_z(t)$ 及 β ,根据转换公式推导出脉动风速的纵向分量u(t)、横向分量v(t)和垂直分量w(t)。具体计算公式如下。

平均水平风速为

$$U = \left[\overline{u_x}^2 + \overline{u_y}^2 \right] \tag{1}$$

垂直平均风速为

$$W = \overline{u_z(t)} \tag{2}$$

故各风速子样本的脉动风速分量u(t),v(t)和w(t)可以根据如下公式进行计算。

纵向脉动风速为

$$u(t) = u_x(t)\cos\beta + u_y(t)\sin\beta - U \tag{3}$$

横向脉动风速为

$$v(t) = -u_x(t)\sin\beta + u_y(t)\cos\beta \tag{4}$$

垂直脉动风速为

$$w(t) = u_z(t) - W \tag{5}$$

2 实测结果

2.1 风速时程分析

笔者选取该测风塔2017年3月8日全天的风速

数据^[13]进行统计分析,按照我国建筑结构荷载规范,将实测数据按 10 min平均时距分成不同的数据组,得到了 10 min平均风速及平均风向随时间的变化曲线图,如图 2 所示。全天的平均风向主要分布在240°~300°之间,即西南到西北范围内。当平均风速曲线出现向下较大的尖峰时,平均风向也会呈现同样的趋势;当平均风速曲线出现向上较大的尖峰时,平均风向反而会出现低谷。出现该现象的主要原因在于此次分析选取的数据是大风天气,可能会出现"飑"现象,持续时间短暂,突然发作的大风,使得瞬间风速突增,风向急转。从图 3 可以看出,最大风速出现在上午9:00左右,15和100 m高度处的瞬时风速基本围绕平均风速上下波动。通过对比发现,100 m处的平均风速要大于15 m处的平均风速。

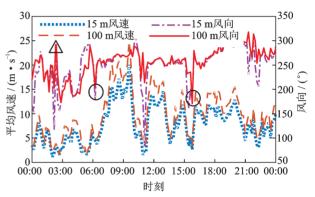


图 2 平均风速及平均风向随时间变化曲线

Fig.2 Variation curve of average wind speed and average wind direction

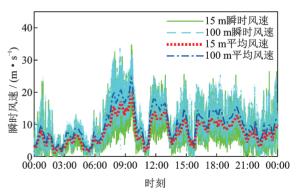


图 3 瞬时风速和平均风速时间历程

Fig.3 Time history of instantaneous wind speed and mean wind speed

2.2 风速廓线特征

风速廓线是指大气边界层中平均风速随高度的垂直变化曲线,对于建筑结构选址和设计是重要的参考资料。影响近地层水平风速垂直分布的因素主要从大气层状态、地域环境及天气等方面考虑,风廓线一般服从指数函数和对数函数的分布规律[14]。

在近地层,风速随高度变化的风剖面公式如下。 指数函数

$$u = u_* (z/z_0)^{\alpha} \tag{6}$$

对数函数

$$u = \frac{1}{k} u_* \ln \frac{z}{z_0} \tag{7}$$

其中:u为高度z处的风速; α 为指数函数中风廓线幂指数值; z_0 为粗糙度长度; u_* 为粗糙度长度 z_0 处的风速;k为卡曼常数。

为合理地描述风剖面指数分布规律,笔者对其进行最小二乘拟合,并给出该地区平均风速风剖面指数的统计直方图。从图4中可以看出,风剖面指数的整体波动范围为0.2~0.7,平均值为0.34,标准差为0.101,离散性较大,并且在0.2~0.4之间较为集中。通过对大风时段2个风速样本进行适应性拟合(如图5所示),从适应性效果可以看出,实测数据用指数函数和对数函数拟合垂直风廓线,拟合效果都比较好。

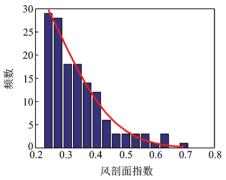


图 4 风剖面指数分布直方图

Fig.4 Histogram of wind profile index

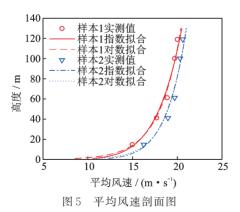


Fig.5 Average wind velocity profile

3 湍流特性分析

3.1 湍流强度特征

湍流强度表示瞬时风速偏离平均风速的程度,

是衡量大气运动稳定程度的重要特征量。影响湍流强度的因素主要有天气状况、地表粗糙度及地域等。在风电工程中,常选取10 min平均风速作为计算湍流强度的标准,公式为

$$I = \sigma_i / U \quad (i = u, v, w) \tag{8}$$

其中:U为 10 min平均风速; σ_i 为 10 min平均时距内各分量瞬时风速的标准值。

针对观测期间大风天气进行湍流强度计算,实测平均风速与湍流强度曲线如图6所示。由图可知:风速较小时湍流强度变化较大;风速较大时,湍流强度则变化较小;顺风向湍流强度明显大于横风向和竖风向湍流强度。

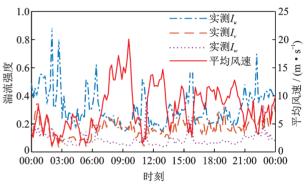


图 6 湍流强度变化曲线

Fig.6 Variation curve of turbulence intensity

图 7 给出了各高度处湍流强度随平均风速的变化曲线,可以看出:顺风向和竖风向湍流强度随平均风速的变化趋势近似服从指数分布,并且随着高度的增加,湍流强度随平均风速指数函数分布的幂指数值逐渐增大;低风速时,顺风向和竖风向湍流强度较大,最大值分别达到 1.0 和 0.4;随着平均风速的增大,湍流强度逐渐减小。

图 8 给出了各向湍流强度随高度的变化曲线以及国内外经验曲线,并基于各高度处实测数据对各向湍流度平均剖面进行 $I_i = c(z/10)^d$ 的拟合。由图 8 可以看出:相较于欧洲规范和日本规范的规定,各高度纵向湍流强度实测结果都偏大,与英国工程科学数据库 (engineering sciences data unit,简称 ESDU) 经验值相比数值又明显偏小;各高度处横向湍流强度和竖向湍流强度实测结果均较经验结果偏大,经验公式不再适合该风场的实际情况。考虑到在横风向和竖风向方面得出的经验规律尚不完善,于是分别得到拟合修正后的经验公式如图 8 (b) 所示。

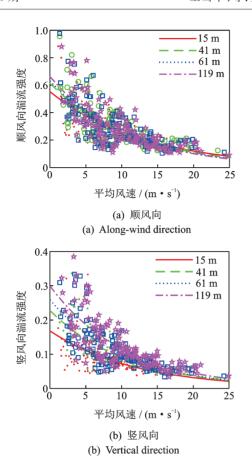
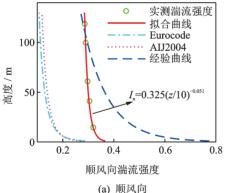
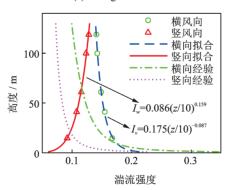


图 7 湍流强度随风速的变化

Fig.7 Relationship of turbulence intensity and wind speed



(a) 顺风向 (a) Along-wind direction



(b) 横风向和竖风向 (b) Across-wind and vertical direction 图 8 湍流强度剖面图

Fig.8 Turbulence intensity profile

3.2 湍流积分尺度

湍流积分尺度是湍流漩涡平均尺度的度量,定义为脉动风速相关函数的无穷积分,反映大气湍流涡旋的扩散能力。在此,通过式(9)计算脉动风速的湍流积分尺度

$$L_{i} = \frac{U}{\sigma_{i}^{2}} \int_{0}^{\infty} R(\tau) d\tau \quad (i = u, v, w)$$
 (9)

其中: R(τ)为脉动风速的自相关函数。

表1给出了观测期间湍流强度实测结果汇总。通过表1可以看出,在近地面顺风向湍流积分尺度与竖风向湍流积分尺度都随高度增加而增大,顺风向、横风向、竖风向湍流积分尺度平均值分别为177.62,21.54和33.50m,各分量的比值大致为1:0.121:0.189,顺风向湍流积分尺度明显大于横风向和竖风向湍流积分尺度。

表 1 湍流积分尺度汇总表 Tab.1 Values of turbulence integral scale

H/m	湍流积	分尺度平均	1 . 1 . 1	
<i>H</i> / III	L_u	L_v	L_w	L_u : L_v : L_w
15	138.079	19.791	14.930	1:0.208:0.150
41	173.615	22.029	30.174	1:0.196:0.235
61	183.367	22.952	36.965	1:0.190:0.260
100	195.584	21.476	42.288	1:0.178:0.297
119	197.463	21.465	43.146	1:0.171:0.294
平均值	177.621	21.542	33.501	1:0.121:0.188

为研究顺风向湍流积分尺度与平均风速之间的变化率随高度的变化情况,采用线形的倾斜程度来进行判断。由图 9 可以看出:顺风向湍流积分尺度与平均风速的相关性较强,随着平均风速的增长,各高度处的顺风向湍流积分尺度呈线性增长,并且随着高度的增加,线性变化率逐渐增大;而横风向和竖风向湍流积分尺度与平均风速的相关性较差,湍流积分尺度分布较离散。

通过最小二乘法拟合,得到拟合结果及经验公式如图 10 所示,受到温度、地面粗糙度等因素的影响,在不同地区所统计出来的结果是不尽相同的。对比发现,经验公式得到的顺风向湍流积分尺度结果要大于实测结果,各向湍流积分尺度通过 $L_i = a(z/30)^6$ 拟合得到的拟合结果较为理想。

顺风向 $L_{y} = 90.595(z/30)^{0.167}$

横风向 $L_v = 18.644(z/30)^{0.036}$

竖风向 $L_w = 5.536(z/30)^{0.440}$

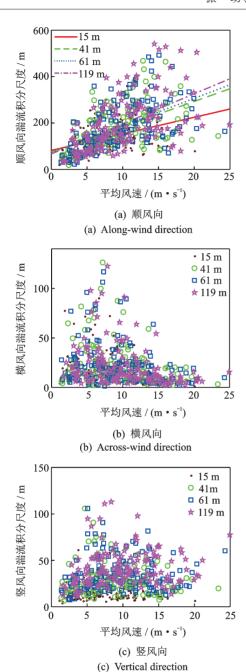


图 9 湍流积分尺度随风速变化图 Fig.9 Relationship of turbulence integral scale and wind

speed

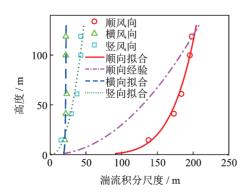


图 10 湍流积分尺度剖面图 Fig.10 Turbulence integral scale profile

3.3 阵风因子

阵风系数也是风电工程中需要重点关注的参数,同样可以表征脉动风的强弱程度。通常定义为平均时距为 3 s 的最大风速 U_{3s} 与 10 min 平均风速的比值,即

$$G_i = \frac{U_{3s,i}}{U} \quad (i = u, v, w)$$
 (10)

表 2 给出了观测期间各向湍流强度实测结果汇总,可以看出,在近地面各方向阵风因子比值与高度关系不大,顺风向、横风向、竖风向阵风因子平均值分别为 1.715,0.861 和 0.558,各分量比值大致为1:0.502:0.326,顺风向阵风因子都大于1,明显大于其余两个阵风因子分量。

表 2 阵风因子汇总表 Tab.2 Values of Gust factor

H/m	阵员	凤 因子平均	6 : 6 : 6	
<i>H</i> / III	$G_{\scriptscriptstyle u}$	G_v	G_w	$G_u : G_v : G_w$
15	1.779	0.942	0.429	1:0.524:0.235
41	1.729	0.881	0.549	1:0.497:0.305
61	1.696	0.862	0.582	1:0.492:0.330
100	1.692	0.809	0.605	1:0.469:0.343
119	1.678	0.809	0.625	1:0.470:0.356
平均值	1.715	0.861	0.558	1:0.502:0.326

顺风向阵风因子与湍流强度的经验表达式为

$$G_u = 1 + cI_u^d \ln(T/t)$$
 (11)

其中:T为平均风速时距,即 10 min;t为阵风风速时距,取为 3 s;c 和 d 为常数 (Cao 等^[15]建议 c = 0.5,d = 1.15; Ishizaki^[16]建议 c = 0.5,d = 1; Choi^[17]建议 c = 0.62,d = 1.27)。

图 11 给出了 15 m 和 100 m 高度基于实测数据得到的顺风向阵风因子与湍流强度的变化关系,与经验结果进行对比发现,Ishizaki和 Choi建议的经验计算结果均能较好地反映阵风因子和湍流强度之间的变化趋势。基于式(11)对实测结果进行了最小二乘拟合,得到了最佳的拟合参数,c和d的拟合值在15 m 和 100 m 高度处分别为 0.594 和 1.253,0.519 和 1.136。

由图 12 可以看出:在竖风向上,阵风因子随着湍流强度的增大而增大,通过最小二乘法拟合,发现竖风向线性函数的适应性较好,但在高度上拟合曲线倾斜度并无规律性变化;在横风向上,阵风因子与湍流强度的相关性较差,分布趋势不明显。

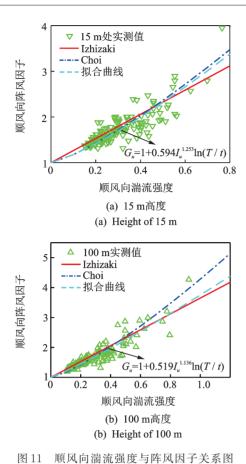


Fig.11 Relationship of turbulence intensity and gust factor

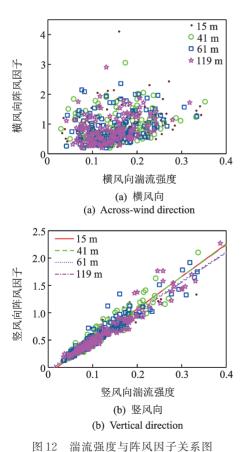


Fig.12 Relationship of turbulence intensity and gust factor

3.4 脉动风速谱

脉动风速谱包括顺风向、横风向及竖风向脉动风速谱,能够清晰展示各向脉动风能量在频率域的分布,也是风电工程抗风设计的重要参考指标。根据 Kolmogrove 理论^[18],功率谱密度函数统一表示为

$$\frac{nS_u(n,z)}{\sigma_u^2} = \frac{P_1 f^{(P_2 P_4 - \frac{2}{3})}}{(1 + P_2 f^{P_3})^{P_4}}$$
(12)

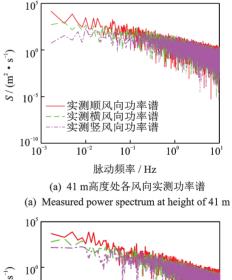
其中: P_1 , P_2 , P_3 , P_4 为需要拟合的参数,取值均大于0;n为脉动频率;f为相似律坐标或者莫宁坐标。

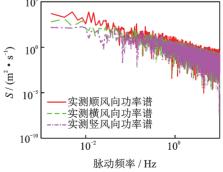
基于实测数据对式(12)进行拟合,并用式(13) 衡量实测谱与经验谱或拟合谱之间吻合程度

$$\delta = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{m} \left(\frac{F^{i} - F_{0}^{i}}{F_{0}^{i}} \right)^{2}$$
 (13)

其中: $F = nS(n)/\sigma^2$,S(n)为经验风谱值或拟合谱值; $F_0 = nS_0(n)/\sigma^2$, $S_0(n)$ 为实测风谱值。

图 13 给出了 41 m 和 100 m 高度处各向功率谱密度函数变化曲线,从图中可以看出,顺风向功率谱密度函数略大于横风向和竖风向功率谱密度函数值,高频部分能量波动幅度较大。由图 14 可见, Kaimal 经验谱与 Vor karman 经验谱明显低于实测





(b) 100 m高度处各风向实测功率谱
(b) Measured power spectrum at height of 100 m
图 13 实测功率谱对比图

Fig.13 Contrast diagram of measured wind speed spectrum

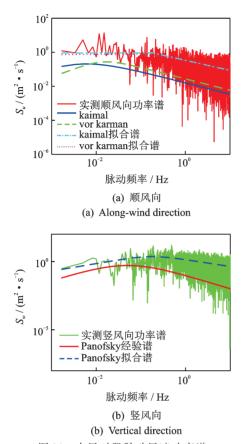


图 14 大风时段脉动风速功率谱

Fig.14 Power spectrum of fluctuating wind speed components during windy period

顺风向风谱值,Panofsky 经验谱在低频段与实测功率谱比较接近,高频段吻合程度较差。通过式(12)对实测谱进行拟和,对原始谱进行了改进,对比结果如表3所示。

表 3 脉动风速谱的参数拟合结果

Tab.3 Parameter fitting results of wind speed spectrum

参数	$P_{\scriptscriptstyle 1}$	$P_{\scriptscriptstyle 2}$	P_3	P_4	原始谱 偏差δ	拟合谱 偏差δ
Vor Karman	0.886	0.001	87.089	0.007	0.170	0.118
Kaimal	8.555	59.773	1.274	0.145	0.165	0.120
Panofsky	0.802	1.357	1.919	0.548	1.468	0.811

4 结 论

- 1) 各高度纵向湍流度实测结果均较欧洲规范和日本规范的规定都偏大,与ESDU经验值相比数值又明显偏小,并对实测数据进行拟合得到了各分量湍流度剖面的经验公式。
 - 2) Ishizaki 和 Choi 建议的经验公式能较好地反

映顺风向阵风因子与湍流强度的变化关系,并对实测得到的阵风因子和湍流强度结果进行参数拟合。

- 3) 顺风向湍流强度随湍流积分尺度的增大而减小,服从指数分布;横风向湍流强度随湍流积分尺度的增大而增大,服从幂函数分布,凹面向下。
- 4) Kaimal 经验谱与 Vor karman 经验谱明显低于实测顺风向功率值, 竖向脉动风速功率谱与 Panofsky 经验谱在高频段有所偏差。通过最小二乘法拟合后的经验谱与实测谱更加吻合。

参 考 文 献

- [1] 梁枢果,彭晓辉,王磊,等.良态风作用下超高层建筑 风压特性现场实测与风洞试验对比研究[J].土木工程 学报,2015(5):35-43.
 - LIANG Shuguo, PENG Xiaohui, WANG Lei, et al. Comparative study between field measurement and wind tunnel test for wind pressure on Wuhan International Stock Building [J]. China Civil Engineering Journal, 2015(5):35-43. (in Chinese)
- [2] 王磊,王永贵,梁枢果,等.内陆良态风与沿海台风风特性实测对比研究[J].武汉理工大学学报,2016,38(1):59-64.
 - WANG Lei, WANG Yonggui, LIANG Shuguo, et al. Comparative study on field measurement of wind characteristics between inland normal wind and coastal typhoon wind [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2016, 38(1):59-64. (in Chinese)
- [3] TORIUMI R, KATSUCHI H, FURUYA N. A study on spatial correlation of natural wind [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2000, 87(2):203-216.
- [4] MASTERS F J, TIELEMAN H W, BALDERRAMA J A. Surface wind measurements in three Gulf Coast hurricanes of 2005 [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2010, 98(10):533-547.
- [5] DAVENPORT A G. The spectrum of horizontal gustiness near the ground in high winds [J]. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1962, 88(376):197-198.
- [6] 蒋磊,李锦华,李春祥.基于现场实测的大跨度膜结构风场特性分析[J].振动、测试与诊断,2019(1):68-77.

JIANG Lei, LI Jinhua, LI Chunxiang. Wind field characteristics of large span membrane structure based on field measurement [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019(1):68-77. (in Chinese)

- [7] 王旭,黄鹏,顾明,等.台风"米雷"近地层脉动风特性实测研究[J].土木工程学报,2013(7):28-36.
 - WANG Xu, HUANG Peng, GU Ming, et al. Research on fluctuating wind characteristics near ground of typhoon 'Soulik' by field measurement [J]. China Civil Engineering Journal, 2013(7):28-36. (in Chinese)
- [8] 黄鹏, 戴银桃, 王旭, 等. 上海沿海地区近地风脉动风速谱及相干性研究[J]. 工程力学, 2014, 31(4): 126-133.
 - HUANG Peng, DAI Yintao, WANG Xu, et al. Field measurement on power spectra and coherence characteristics of near-ground wind in Shanghai coastal area [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2014, 31(4):126-133. (in Chinese)
- [9] 王浩, 茅建校, 杨敏, 等. 润扬大桥桥址区实测台风非平稳特性研究[J]. 振动工程学报, 2016, 29(2): 298-304.
 - WANG Hao, MAO Jianxiao, YANG Min, et al. Study on non-stationary characteristics of measured typhoons at Runyang Suspension Bridge site [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(2): 298-304. (in Chinese)
- [10] 王浩,程怀宇,茅建校,等.基于结构健康监测的苏通大桥实测强风演变功率谱[J].同济大学学报(自然科学版),2015,43(6):838-844.
 - WANG Hao, CHENG Huaiyu, MAO Jianxiao, et al. Evolutionary power spectral density of recorded strong wind at sutong bridge based on structural health monitoring [J]. Journal of Tongji University (Natural Science Edition), 2015, 43(6):838-844. (in Chinese)
- [11] ELLIOTT D L, BARNARD J C. Observations of wind turbine wakes and surface roughness effects on wind flow variability[J]. Solar Energy, 1990, 45(5): 265-283.
- [12] 戴靠山,盛超.风力发电机台风荷载响应分析[J].结构工程师,2015,31(6):98-106.

- DAI Kaoshan, SHENG Chao. Wind turbine tower structural responses under typhoon loads[J]. Journal of Structural Engineers, 2015, 31(6): 98-106. (in Chinese)
- [13] NREL. NWTC information portal[DB/OL]. (2015-04-01) [2018-06-06]. https://nwtc.nrel.gov/.
- [14] DAVENPORT A G. Rationale for determining design wind velocities [J]. Proc Asce, 1960, 86:39-68.
- [15] CAO S, TAMURA Y, KIKUCHI N, et al. Wind characteristics of a strong typhoon [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2009, 97(1): 11-21.
- [16] ISHIZAKI H. Wind profiles, turbulence intensities and gust factors for design in typhoon-prone regions [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 1983, 13(1):55-66.
- [17] CHOI E C C. Gradient height and velocity profile during typhoons [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 1984, 13(1):31-41.
- [18] 徐安,傅继阳,赵若红,等.土木工程相关的台风近地 风场实测研究[J]. 空气动力学学报,2010,28(1): 23-31.

XU An, FU Jiyang, ZHAO Ruohong, et al. Field measurements of typhoons according to civil engineering research[J]. Journal of Aerodynamics, 2010, 28(1):23-31. (in Chinese)



第一作者简介:王雪平,男,1976年9月 生,硕士、副教授。主要研究方向为结构 健康监测、地理信息系统及其应用。 E-mail:wangxueping@lut.cn

通信作者简介:李万润,男,1985年12月 生,博士、副教授。主要研究方向为结构 健康监测及损伤识别。

E-mail:ce_wrli@lut.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.005

基于深度融合策略的转子轴心轨迹识别研究*

郭明军1,2, 李伟光2, 杨期江3, 赵学智2

- (1.广西科技大学机械与汽车工程学院 柳州,545616)
- (2. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州,510640)
 - (3.广州航海学院轮机工程学院 广州,510725)

摘要 针对以人工特征为输入的旋转机械故障的传统智能识别方法的精度较低及深度学习方法对数据量依赖性强的问题,鉴于Hu不变矩具有伸缩、平移及旋转不变性的特点及无监督深度学习模型在小样本数据特征提取方面的优势,提出了一种融合Hu不变矩及深度卷积自动编码特征的故障诊断模型(deep convolutional auto-encoder fault diagnosis model,简称DCAE-FDM)。首先,采用有效奇异值法对原始振动信号进行提纯,得到提纯的轴心轨迹集,并按一定比例划分为训练集和测试集,分别计算出它们的Hu不变矩特征;其次,利用所构造的DCAE-FDM模型对轴心轨迹进行自适应特征提取,得到深度自动编码特征;然后,将Hu不变矩与深度自动编码特征进行融合,并将训练集的融合特征作为输入对BP神经网络进行训练;最后,采用测试集的融合特征对训练好的模型进行测试。试验结果表明,所提方法的识别效果明显优于深度学习方法及传统识别方法,所提方法的平均准确率达98.5%,比次优模型高出约6个百分点。

关键词 特征提取;深度学习;卷积神经网络;自动编码器;轴心轨迹中图分类号 TH113.2;TN 911.72

引言

汽轮机、压缩机、风机及轧机等旋转机械的转子轴心轨迹包含了机械装备运行状态的丰富信息,其形状与故障类型紧密相关,如椭圆形、香蕉形、外8形、内8形及花瓣形等分别与转子的不平衡、弱不对中、强不对中、油膜涡动及碰磨故障相对应^[1]。因此,对轴心轨迹进行分析研究,对旋转机械的状态监测与故障诊断及延长其生命周期具有重要意义。

轴心轨迹的识别是旋转机械智能诊断的重要手段,其本质是二维图形的模式识别问题,通常包括特征提取和分类识别两个相对独立的阶段^[2]。常用的轴心轨迹特征包括描述子、几何参数特征及矩特征等,将这类可通过理论计算得到且具有明确物理意义的特征统称为人工特征,对其向量化序列进行学习训练后,利用人工神经网络^[3]、D-S证据理论^[4]、模糊聚类^[5]、灰色关联分析^[6]和支持向量机(support vector machine,简称SVM)^[7]等模式识别方法完成分类任务。袁喜来等^[3]以改进不变矩为特征向量作为

概率神经网络的输入进行训练,成功识别了水电机组不同工况下的轴心轨迹。袁倩等[4]以轴心轨迹的不变矩和傅里叶描述子为特征,提出了一种基于D-S证据理论的轴心轨迹自动识别方法,并成功应用于磁轴承转子的轴心轨迹识别。李辉等[5]以多重分形谱特征为输入,借助模糊C-均值聚类方法实现轴心轨迹的分类识别。李友平等[6]以不变矩作为特征向量,采用关联度分析方法实现轴心轨迹的自动识别。何刘海等[7]以不变矩作为特征向量,采用SVM决策树有效识别了航空发动机转子的轴心轨迹。

上述基于人工特征的传统智能识别方法不仅步骤繁琐,而且依赖于专家经验且精度也有待提高^[8]。近年来,深度学习的兴起,为解决上述问题提供了新的解决方案。深度学习模型特有的多隐层结构,使其不仅具有比传统神经网络更强的特征学习能力和非线性映射能力,而且能够满足机械设备监测数据的自适应特征提取的要求,减少对专家分析经验的依赖并提高模式识别的精度^[9]。基于此,堆栈去噪自编码机(stack denoising auto-encoder,简称

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51875205,51875216);广东省自然科学基金资助项目(2018A030310017,2019A1515011780);广东省教育厅资助项目(2018KQNCX191);广州市科技计划资助项目(201904010133);广东省重大科技专项资助项目(2019B090918003);广西科技大学博士基金资助项目(校科博21z59)收稿日期:2019-12-03;修回日期:2020-07-05

SDAE)、深度置信网络(deep belief networks,简称 DBN)、卷 积 神 经 网 络 (convolutional neural network, 简称CNN)以及卷积自动编码器(convolutional auto-encode, 简称 CAE) 等深度学习模型已成 功应用于滚动轴承、齿轮箱等机械故障诊断领域。 李松柏等[8]提出了一种集成多传感器信息及 SDAE 的齿轮故障诊断模型,具有比传统故障诊断方法更 高的抗噪性及鲁棒性。李巍华等[10]利用DBN对轴 承的原始振动信号进行自适应特征提取,增强了识 别过程的智能性。刘星辰等[11]提出一种一维深度卷 积神经网络,实现了原始轴承及齿轮箱振动信号的 自适应特征学习与故障诊断。李东东等[12]利用改 进的CAE实现了行星齿轮箱的故障特征提取与检 测。上述深度学习模型中,CAE综合了CNN在图 像处理方面的优势及自动编码器(auto encoder,简 称AE)高效的无监督学习能力,特别适用于本研究 的转子轴心轨迹图像的识别。

综上所述,特征提取是轴心轨迹识别的关键,所提取的特征可概括为人工特征(如不变矩、傅里叶描述子等)及深度特征(通过深度学习模型得到的特征)。不管是何种特征,其所包含的信息都是有限的,这在一定程度上限制了故障诊断识别精度的提高。同时,传统的模式识别方法还面临着如何解决小样本、非线性等难题。基于此,笔者将人工特征与深度特征进行融合,提出一种融合 Hu 不变矩及深度卷积自动编码特征的故障诊断模型(DCAE-FDM)用于轴心轨迹识别,效果明显优于单独采用人工特征或深度特征的方法。

1 轴心轨迹获取

轴心轨迹是旋转机械的重要图形特征,包含了丰富的设备运行状态信息,如椭圆形对应不平衡、香蕉形对应弱不对中、外8形对应强不对中及花瓣形对应碰磨故障等[17]。本研究的轴心轨迹数据来源于课题组研发的大型滑动轴承试验台,如图1所示,其主要由转子及其两端的滑动轴承、滑动轴承座、液压顶升装置、伺服电机和二级减振平台等部分组成。轴心轨迹可通过转子同一轴截面相互垂直的两个位移传感器 d_1 和 d_2 进行测量,测得的信号分别为 D_1 和 D_2 ,如图2所示。其他试验参数如表1所示。

图 3(a)为由信号 D₁和 D₂直接合成得到的原始 轴心轨迹图,由图可知,轴心轨迹混成一团,既不能 直接判别设备的状态,也无法直接输入深度学习模



图 1 滑动轴承试验台 Fig.1 Sliding bearing test rig

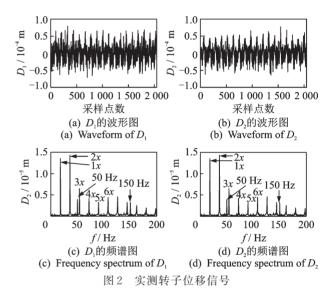


Fig.2 The measured rotor displacement signals

表 1 试验基本参数 Tab.1 Basic test parameters

参数	 数值
转速/(r•min ⁻¹)	0~4 000
转子质量/N	50 000
采样频率/Hz	2 048
采样点数	4 096

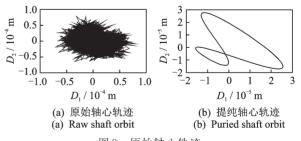


图 3 原始轴心轨迹 Fig. 3 Raw shaft orbit

型进行自动识别。因此,笔者采用有效奇异值法^[13] 进行轴心轨迹提纯,结果如图 3(b)所示。由图 3(b) 可知,轴心轨迹为外 8 字形,说明转子存在严重的不对中故障,这一点和原始信号的频谱特征相吻合

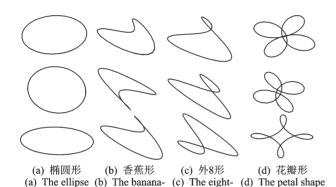
(1x,2x的幅值都较大)。

采用不同的轴承试验件,在试验台主轴的工作转速范围内逐渐改变转速并采集对应的振动信号,获得大量的试验数据。采用有效奇异值法^[12]获得4类提纯的轴心轨迹图各100张,随机选取每类轴心轨迹中的80%作为训练集,剩下20%为测试集,具体如表2所示。图4为其中的部分图形。

表 2 轴心轨迹数据集

Tab.2 Data set of axis trajectory

轨迹形状	转子状态	训练集	测试集	样本标签
椭圆	不平衡	80	20	0
香蕉	弱不对中	80	20	1
外8	强不对中	80	20	2
花瓣	晃荡	80	20	3



like like S 4 提纯轴心轨迹

Fig.4 Purified axis orbits

2 Hu不变矩及其性质

由于信号的振幅、初相位及频率成分等不同,使得轴心轨迹形状各异,表现为其位置、方向及大小等也会不一样。为了实现轴心轨迹识别,需要提取到它的不变特征,其中图形的Hu不变矩特征就是其中最具代表性的一种,它因具有平移、旋转和伸缩不变性等特点,已在模式识别领域得到了广泛应用^[3,67]。

假设f(x,y)为图像在 R^2 平面上的灰度密度函数,则其s+t阶几何矩定义为

$$m_{st} = -\int_{+\infty}^{-\infty} x^s y^t f(x, y) dx dy \tag{1}$$

其中: m_{st} 为图形的s+t阶几何矩,为分段连续函数;x,y为图形的像素点坐标。

实际应用中,通常采用其离散形式,具体如式(2)所示

$$m_{st} = \sum_{x} \sum_{y} f(x, y) x^{s} y^{t}$$
 (2)

对轴心轨迹图进行二值化处理之后,灰度值函数 f(x,y)的取值只能为0或1,其中轴心轨迹线经过的坐标点灰度值取1,其余情况取0。故可将式(2)简化为

$$m_{st} = \sum_{x} \sum_{y} x^{s} y^{t} \tag{3}$$

1) 平移不变性。由式(3)可以看出, m_{st} 随着图形坐标的改变而变化,并不满足不变性的要求。为获得平移不变性,需将灰度函数进行零均值化处理得到s+t阶中心距 μ_{st} ,其表达式为

$$\mu_{st} = \sum_{x} \sum_{y} (x - \bar{x})^{s} (y - \bar{y})^{t}$$
 (4)

其中:x和y为图形的质心坐标,表达式为

$$\begin{cases} \bar{x} = m_{10}/m_{00} \\ \bar{y} = m_{01}/m_{00} \end{cases}$$
 (5)

2) 伸缩不变性。为了使中心距 μ_{st} 进一步具备伸缩不变性,需对其进行归一化处理为 η_{st} ,其表达式为

$$\eta_{st} = \frac{\eta_{st}}{\mu_{00}^{1 + \frac{s+t}{2}}} \quad (s+t \ge 2) \tag{6}$$

3) 旋转不变性。为了使归一化中心距 η_{st} 进一步具备旋转不变性,Hu利用二阶和三阶归一化中心距构造出了7个不变矩 $M_1 \sim M_2$,具体表达式为

$$\begin{cases} M_{1} = \eta_{20} + \eta_{02} \\ M_{2} = (\eta_{20} - \eta_{02})^{2} + 4\eta_{11} \\ M_{3} = (\eta_{30} - 3\eta_{12})^{2} + 3(\eta_{21} + \eta_{03})^{2} \\ M_{4} = (\eta_{30} + \eta_{12})^{2} + (\eta_{21} + \eta_{03})^{2} \\ M_{5} = (\eta_{20} - 3\eta_{12})(\eta_{30} + \eta_{12}) [(\eta_{30} + \eta_{12})^{2} - 3(\eta_{21} + \eta_{03})^{2}] + 3(\eta_{21} - \eta_{03})(\eta_{21} + \eta_{03}) [3(\eta_{30} + \eta_{12})^{2} - (\eta_{21} + \eta_{03})^{2}] \\ M_{6} = (\eta_{20} - \eta_{02}) [(\eta_{30} + \eta_{12})^{2} - (\eta_{21} + \eta_{03})^{2}] + 4\eta_{11}(\eta_{30} + \eta_{12})(\eta_{21} + \eta_{03}) \\ M_{7} = (3\eta_{12} - \eta_{30})(\eta_{30} + \eta_{12}) [(\eta_{30} + \eta_{12})^{2} - 3(\eta_{21} + \eta_{03})^{2}] + 3(\eta_{21} - \eta_{03})(\eta_{21} - \eta_{03}) [3(\eta_{30} + \eta_{12})^{2} - (\eta_{21} + \eta_{03})^{2}] \end{cases}$$

通过式(7)计算得到的Hu不变矩同时具有平移、旋转及伸缩不变性,可作为轴心轨迹的特征,部分计算结果如表3所示。

由表 3 可知,同类轴心轨迹图的各阶不变矩的数值变化较大,不同类轴心轨迹图对应的各阶不变矩的数值较为接近。因此,无法直接根据上述 Hu不变矩特征识别出轴心轨迹图的类型。

表 3 轴心轨迹图的不变矩

Tab.3 Invariant moments of shaft orbits

标签	M_1	$M_{\scriptscriptstyle 2}$	$M_{\scriptscriptstyle 3}$	$M_{\scriptscriptstyle 4}$	$M_{\scriptscriptstyle 5}$	$M_{\scriptscriptstyle 6}$	M_7
0	3.18	11.28	17.41	15.41	-32.13	21.05	31.88
0	3.18	10.80	15.02	16.21	31.94	22.30	-32.03
0	3.18	11.48	16.33	16.38	33.86	-22.95	32.74
1	3.16	10.59	14.50	15.52	-31.06	-20.94	-30.55
1	3.17	11.29	15.26	15.11	30.30	21.07	32.17
1	3.16	10.66	14.52	15.32	-30.44	-20.86	30.36
2	3.16	10.33	14.24	16.21	31.52	21.39	-31.70
2	3.16	10.57	14.75	16.13	-32.82	21.90	31.57
2	3.16	10.26	14.28	15.68	31.31	20.91	-30.67
3	3.17	11.91	15.26	15.93	-31.54	22.60	-32.43
3	3.17	10.84	17.90	15.65	32.57	-21.56	-32.56
3	3.17	10.77	17.03	17.72	35.12	-23.19	35.52

3 深度卷积自编码故障诊断模型

AE是一种无监督的深度学习模型,即使在样本量较少的情况下也能自动提取到数据高阶特征的简明表达,从而提高数据的分类精度^[14],但是它会忽略图像的局部特征;而 CNN 因具有局部感受野特性,且对图像的位移、旋转、缩放等变化具有很好的适应性,故在图像的局部特征提取方面具有优势,但它忽略了图像中的高阶统计特性^[15]。笔者综合考虑AE和 CNN 两者的优势,将 CNN 与 AE 模型相结合,构建一种 DCAE-FDM 模型,如图 5 所示。由图可知,该模型包括输入模块、编码模块、解码模块及输出模块。

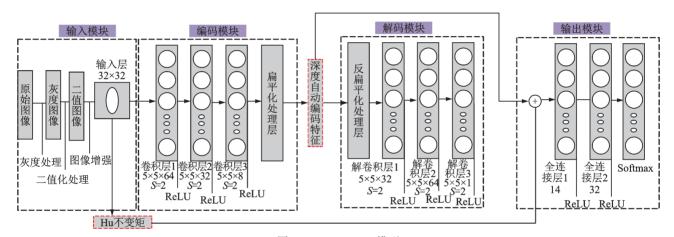


图 5 DCAE-FDM 模型 Fig5 Model of DCAE-FDM

3.1 输入模块

输入模块主要功能是对输入图像进行预处理。首先,对输入数据集进行色彩空间转换,在python中调用opencv中的cv2.cvtColor()函数将其统一处理为灰度图像。此过程的阈值 θ 可由式(8)计算

$$\theta = \sum_{i=1}^{r} \sum_{j=1}^{c} h_{ij} \tag{8}$$

其中:r为像素矩阵的行数;c为像素矩阵的列数;本研究中取r=c=32; h_{ij} 为灰度值。

根据式(8)计算得到 θ ,进一步将图像换转为二值图像,表达式为

$$k_{ij} = \begin{cases} 1 & (h_{ij} > \theta) \\ 0 & (h_{ij} \leqslant \theta) \end{cases} \tag{9}$$

其次,调用 cv2.resize()函数,将二值图像统一缩放为32×32尺寸,并采用最近邻算法对图像的边

缘特征进行增强。

3.2 编码模块

编码模块由卷积层和ReLU激活函数交替组成,其中卷积层充当输入轴心轨迹图的特征提取器的功能,而ReLU激活函数将提取到的特征进行非线性映射。卷积层的输出可表示为

$$C_1 = x_j^k = f(\sum_{i \in S} x_j^{k-1} * w_{ij}^k + b_j^k)$$
 (10)

其中: C_1 为卷积层的输出结果, $x_j^{\prime k}$, $x_j^{\prime k-1}$ 分别为第 k 层及其前1层中的第 j个神经元对应的输入向量; S_j 为卷积核的感受区域, w_i^k 为前1层输入映射到第 k 层的第 j个卷积核的第 i个权值系数; b_j^k 为与卷积核相关的偏置项;*表示卷积操作。

f为ReLU激活函数,其表达式为

$$f(x_i) = \begin{cases} x & (x_i > 0) \\ 0 & (x_i \le 0) \end{cases}$$
 (11)

其中:x,为对应的输入值。

通过编码模块可将输入的轴心轨迹图编码到7维空间,表4为提取到的部分编码特征。

由表4可知,对于轴心轨迹图,相同类型的各阶

编码特征差异较大,不同类型对应各阶编码特征的数值较为接近。因此,无法直接根据上述编码特征识别出轴心轨迹图的类型。

表 4 轴心轨迹图的编码特征

Tab.4 Encoding features of shaft orbits

标签	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7
0	170.89	268.42	-5.74	219.16	-177.33	86.07	-164.28
0	170.45	268.07	-5.49	218.62	-176.94	85.77	-164.35
0	170.40	267.69	-5.52	218.93	-176.78	85.87	-163.96
1	169.97	264.66	-6.22	216.44	-174.24	86.48	-161.91
1	170.49	265.81	-6.19	217.41	-175.21	86.49	-162.63
1	170.83	265.38	-6.35	217.37	-175.54	85.76	-161.97
2	168.96	263.28	-6.35	215.31	-174.39	85.02	-160.14
2	169.49	263.39	-6.20	215.91	-173.56	86.05	-161.23
2	169.66	264.32	-6.19	216.48	-174.32	85.89	-161.70
3	170.25	266.22	-5.95	217.69	-175.89	85.71	-162.80
3	169.92	265.48	-5.86	217.25	-175.48	85.26	-162.31
3	169.82	266.30	-5.88	217.09	-176.10	85.40	-162.55

3.3 解码模块

解码模块由反卷积层和激活函数交替组成,该 模块的作用是从编码特征中恢复出原始输入的近似 表达。反卷积层的输出表示为

$$C_2 = x'_j^k = f(\sum_{i \in S} x_j^{k-1} \otimes w'_{ij}^k + b'_j^k)$$
 (12)

其中: C_2 为反卷积层的输出结果; $x_j^{\prime k}$, $x_j^{\prime k-1}$ 分别表示第k层及其前 1层中的第j个神经元对应的输入向量; $w_j^{\prime k}$ 为前 1层输入映射到第k层的第j个反卷积核的第i个权值系数; $b_j^{\prime k}$ 为与反卷积核相关的偏置项; \otimes 表示反卷积操作;f为 ReLU 激活函数,其表达式与式(11)相同。

3.4 输出模块

解码模块由反卷积层和激活函数交替组成,该 模块的作用是从编码特征中恢复出原始输入的近似 表达。反卷积层的输出表示为

$$\operatorname{softmax}(y_i) = \exp(y_i) / \sum_{j=1}^{n} \exp(y_i) \quad (13)$$

其中: y, 为神经网络的原始输出。

网络训练的目标函数采用交叉熵损失函数,其 计算式为

$$L(m,n) = -\sum m(x)\log n(x)$$
 (14)

其中:m为样本理想输出的概率分布;n为预测结果的概率分布;L(m,n)为两者之间的距离。

4 试验分析

本研究的轴心轨迹识别流程具体步骤如下。

- 1) 样本集构造。采用有效奇异值法^[13]对采集到的振动信号进行降噪提纯,并进一步合成得到提纯轴心轨迹,具体结果如表2所示。随机选取每类轴心轨迹中的80%作为训练集,剩下20%为测试集。
- 2) 特征融合。首先,按照式(7)计算出训练集数据的7个Hu不变矩,部分计算结果如表3所示; 其次,采用图7中的模型提取训练集的自动编码特征,部分计算结果如表4所示;最后,将两种特征进行拼接得到训练集的融合特征。对测试集采用同样的步骤计算得到测试集的融合特征。
- 3) 分类器训练与测试。首先,采用训练集的融合特征对输出模块中的BP神经网络进行训练,并保存训练好的模型;其次,利用测试集的融合特征对训练好的模型进行测试,根据相关指标对模型进行评估。

4.1 评估指标

常用的 4个分类模型评价指标^[15]分别为准确率 (Accurary)、精确率(Precision)、召回率(Recall)和 F,得分值,它们可分别由式(15)~(18)计算得到

$$Acc = \frac{Tn + TP}{TP + FN + TN + FP}$$
 (15)

$$Pre = TP/(TP + FP) \tag{16}$$

$$Rec = TP/(TP + FN)$$
 (17)

$$F_1 = 2*\frac{\text{Pre*Rec}}{\text{Pre} + \text{Rec}} \tag{18}$$

其中: TP,FN分别为正类样本被正确或错误识别的数量;FP为负类被判定为正类的数量;TN为负类样本被判定为负类的数量。

上述4个指标中,Pre和Rec指标通常不单独使用,而 F_1 指标是两者的加权调和平均,且能够使得两者取值最大化,是常用的模型评估指标。此外,Acc表示的是正确识别样本的数量与总样本数量的比值,也常用于模型评估。

4.2 试验结果

按照试验步骤分别得到训练集和测试集的融合特征,采用前者训练BP神经网路作为分类器,结果如图6所示。图6(a)为损失值变化曲线,由图可知,随着训练次数的增加,损失值不断降低,最终衰减到接近0。图6(b)为准确率变化曲线,由图可知,随着训练次数的增加,准确率不断上升,当训练次数接近40时,准确率达到100%。此后保持恒定,说明此时的模型已经收敛。

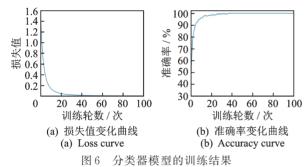


Fig.6 Training results of classifier model

采用测试集的融合特征对上述训练好的分类器进行测试,并与其他方法进行比较。表5为使用笔者所提方法、深度学习方法(DAE+BP,DAE+SVM)及传统识别方法(Hu+SVM,Hu+BP)进行10次试验的各指标的平均值。

由表5可以看出,笔者所提方法的各指标均明显 优于其他方法,传统识别方法次之,深度学习方法效 果最差。其原因在于所提方法融合了传统识别方法

表 5 不同模型诊断结果

Tab.5 Diagnosis results of different models %

评价 指标	所提 方法	DAE+ BP	DAE+ SVM	Hu+ BP	Hu+ SVM
精确率	98.70	78.20	75.60	94.10	93.20
召回率	98.50	77.90	75.20	92.80	91.60
F_1 得分	98.50	77.70	74.80	92.60	91.60
准确率	98.50	77.88	75.13	92.63	91.63

计算得到的人工特征及深度学习方法自适应提取的深度编码特征,不仅使得轴心轨迹的特征维度得到扩展,且使得融合的特征当中包含了更丰富的数据信息;传统识别方法计算得到的Hu不变矩具有明确的物理含义,对分类器的性能要求不高,通过合适调参可获得一定的效果;深度学习方法对输入数据量较为敏感,样本容量越大识别效果越好,而本研究的样本量较小,这是导致其识别效果差的主要原因。

图 7 为上述方法的准确率及 F_1 得分值的对比情况。由图可知,所提方法的准确率和得分值在各次式验中均大于其他方法,而传统识别方法的这两个值比深度学习的大,这也验证了前文的分析结果。

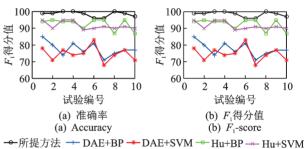


图 7 不同方法的准确率及 F_1 得分值的对比情况

Fig. 7 Comparison of accuracy and F_i -score of different methods

5 结束语

本研究针对采用单一的人工特征或者深度特征 为输入的滑动轴承转子轴心轨迹的识别方法精度较 低的问题,提出了一种融合Hu不变矩及深度卷积自 动编码特征的故障诊断模型。首先,计算出轴心轨 迹的具有旋转、平移及伸缩不变性的Hu不变矩特 征;其次,利用所构造的DCAE-FDM模型自适应提 取轴心轨迹的深度自动编码特征;最后,将Hu不变 矩与深度自动编码特征进行融合,并将融合特征作 为输入对BP神经网络进行训练。试验结果表明,所 提方法在精确率、召回率、F₁得分值及准确率等方面 均明显优于深度学习方法(DAE+BP, DAE+ SVM)及传统识别方法(Hu+SVM, Hu+BP)。

参考文献

[1] 张景润,李伟光,李振,等.基于奇异值差分谱理论的 大型转子轴心轨迹提纯[J].振动与冲击,2019,38(4): 199-205.

ZHANG Jingrun, LI Weiguang, LI Zhen, et al. Purification a large rotor axis's based on the difference spectrum theory of singular value [J]. Journal of Vibration

- and Shock, 2019, 38(4):199-205.(in Chinese)
- [2] 郭鹏程,罗兴锜,王勇劲,等.基于粒子群算法与改进BP神经网络的水电机组轴心轨迹识别[J].中国电机工程学报,2011,31(8);93-97.
 - GUO Pengcheng, LUO Xingqi, WANG Yongjin, et al. Identification of shaft centerline orbit for hydropower units based on particle swarm optimization and improved BP neural network [J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2011, 31(8): 93-97. (in Chinese)
- [3] 袁喜来,刘东,胡晓,等.基于改进不变矩与概率神经网络的水电机组轴心轨迹特征提取研究[J].中国农村水利水电,2019(6):149-152.
 - YUAN Xilai, LIU Dong, HU Xiao, et al. Rearch on the feature extraction of hydropower units shaft orbit based on improved moment invariants and PNN [J]. China Rural Water and Hydropower, 2019 (6): 149-152. (in Chinese)
- [4] 袁倩,孙冬梅,范文.基于 D-S证据理论的轴心轨迹自动识别方法[J].机床与液压,2017,45(7):167-171. YUAN Qian, SUN Dongmei, FAN Wen. Automatic identification method of axis orbits based on D-S evidential theory [J]. Machine Tool & Hydraulic, 2017, 45(7):167-171. (in Chinese)
- [5] 李辉,白亮,罗兴錡,等.基于模糊聚类的水电机组轴心轨迹多重分形特征识别[J].水力发电学报,2012,31(4):238-242.
 - LI Hui, BAI Liang, LUO Xingqi, et al. Multi-fractal feature recognition for shaft centerline orbit of hydropower units based on fuzzy clustering [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31(4):238-242.(in Chinese)
- [6] 李友平,陈启卷.基于灰色理论与不变性矩的水电机组 轴心轨迹自动识别[J].电力系统自动化,2001,25(9): 19-22.
 - LI Youping, CHEN Qijuan. Automatic identification of axis orbit of hydroelectric generating set based on grey theory and moment invariants [J]. Journal of Automation of Electric Power Systems, 2001, 25(9): 19-22. (in Chinese)
- [7] 何刘海,吴桂娇,王平.基于支持向量机决策树的航空 发动机轴心轨迹识别方法[J].中国机械工程,2019,30(8):91-96.
 - HE Liuhai, WU Guijiao, WANG Ping. Shift orbit recognition method of aero gengines based on SVM decision tree [J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(8):91-96. (in Chinese)
- [8] 李松柏,康子剑,陶洁.基于信息融合及堆栈降噪自编码的齿轮故障诊断[J].振动与冲击,2019,38(5):216-221.
 - LI Songbai, KANG Zijian, TAO Jie. Gear fault diagnosis based on information fusion and stacked de-noising auto-encoder [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(5):216-221. (in Chinese)
- [9] 雷亚国,贾峰,周昕,等.基于深度学习理论的机械装备

- 大数据健康监测方法[J]. 机械工程学报,2015,51(21):49-56.
- LEI Yaguo, JIA Feng, ZHOU Xin, et al. A deep learning-based method for machinery health monitoring with big data [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(21):49-56. (in Chinese)
- [10] 李巍华,单外平,曾雪琼.基于深度信念网络的轴承故障分类识别[J].振动工程学报,2016,29(2):340-347. LI Weihua, SHAN Waiping, ZENG Xueqiong. Bearing fault identification based on deep belief network [J]. Chinese Journal of Vibration Engineering, 2016,29(2): 340-347. (in Chinese)
- [11] 刘星辰,周奇才,赵炯,等.一维卷积神经网络实时抗噪故障诊断算法[J].哈尔滨工业大学学报,2019,51(7):89-95.
 - LIU Xingchen, ZHOU Qicai, ZHAO Jiong, et al. Real-time and anti-noise fault diagnosis algorithm based on 1-D convolutional neural network [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2019,51(7):89-95. (in Chinese)
- [12] 李东东,王浩,杨帆,等.基于无监督特征学习的行星齿轮箱故障特征提取和检测[J].电网技术,2018,42(11):3805-3811.
 - LI Dongdong, WANG Hao, YANG Fan, et al. Feature extraction and detection of planetary gear box fault using unsupervised feature learning [J]. Power System Technology, 2018, 42(11):3805-3811. (in Chinese)
- [13] 郭明军,李伟光,杨期江,等.基于有效奇异值数量规律的滑动轴承转子轴心轨迹提纯研究[J].振动与冲击,2019,38(22):155-161.
 - GUO Mingjun, LI Weiguang, YANG Qijiang, et al. Purification of the axis trajectory of a rotor supported by sliding bearings based on the number rule of effective singular values [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38 (22):155-161. (in Chinese)
- [14] BENGIO Y. Learning deep architectures for AI [J]. Foundations and Trends in Machine Learning, 2009, 2(1):1-12.
- [15] 张习之,李立君.基于改进卷积自编码机的油茶果图像识别研究[J].林业工程学报,2019,4(3):118-124.
 ZHANG Xizhi, LI Lijun. Research of image rreconition of camellia oleifera fruit based on improved convolutional auto-encoder [J]. Journal of Forestry Engineering,

2019,4(3):118-124. (in Chinese)



第一作者简介:郭明军,男,1991年6月 生,博士。主要研究方向为故障诊断、信 号处理。

E-mail:scutgmj@163.com

通信作者简介:李伟光,男,1958年4月 生,博士、教授。主要研究方向为故障诊 断、信号处理及智能制造等。

E-mail: wguangli@scut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.006

基于形态学多重分形的风电机组轴承故障诊断*

樊 信 ^{1,2}, 齐咏生 ^{1,2}, 高学金 ³, 刘利强 ^{1,2}, 李永亭 ^{1,2} (1.内蒙古工业大学电力学院 呼和浩特,010080)

(2. 内蒙古自治区机电控制重点实验室 呼和浩特,010051) (3. 北京工业大学信息学部 北京,100124)

摘要 针对风电机组滚动轴承振动信号通常具有非线性和低信噪比的特点,提出一种基于形态学多重分形 (morphological multi-fractal, 简称 MMF)和改进的灰色关联分析 (improved grey relational analysis, 简称 IGRA)的 滚动轴承故障诊断方法。首先,通过信号质量指数研究了轴承振动信号的多重分形特性;其次,利用形态学方法计算轴承各种状态广义维数与多重分形谱的参数,并分析了各个参数对轴承运行状态的反映能力,选取能够有效区分轴承状态的参数作为故障特征量;然后,引入离差最大化加权对经典的灰色关联模型进行改进,提升了信息的利用率以及模型的可靠性;最后,利用改进的灰色关联分析实现了滚动轴承的故障诊断。通过仿真分析和应用实例对该方法的有效性进行验证,结果表明该方法能准确识别轴承故障类型,较传统方法准确率更高,运算时间更短,适合解决实际工程问题。

关键词 故障诊断;特征提取;数学形态学;多重分形;离差最大化;灰色关联分析中图分类号 TH17;TH133.3

引言

滚动轴承是风力发电机传动链系统中最重要也是最易受到损伤的零部件之一,如果发生故障将对整个旋转机械甚至整个风机的运行状态产生重大影响^[1]。振动信号分析是对风机滚动轴承运行工况进行实时监测和故障诊断最常用的工具之一^[2]。滚动轴承振动信号通常具有非线性、非平稳的特点。

分形几何为表征振动信号的复杂性和非线性提供了一种分析方法,分形维数是度量分形的重要指标^[3],最常用的分形维数有盒维数和关联维数。Zhang等^[4]提出了基于数学形态学计算信号分形维数的方法,计算量小,精度更高。但是,盒维数、关联维数及形态学分形维数等在实际应用中仅仅是信号的单重分形维数,分形特征不够全面,单重分形默认整个振动信号的尺度属性相同,仅仅能从整体体现信号的不规则性,不能反映信号局部奇异性^[5]。

多重分形可以更细致地刻画信号局域空间分布特征,更全面地表征信号的分形特性。在进行多重分形的估计时,一般使用盒计数法,以此对信号区域进行均匀网格划分。在此过程中,网格位置的不确

定性使得运算产生一定的随机误差,导致多重分形难以准确描述信号非线性特性。而基于形态学的多重分形能够很好地避免这些问题,其使用多尺度数学形态学的思想由形态学单重分形维数发展而来,为信号多个观测尺度的无限集合^[67]。它以信号每个离散点为对象,网格的位置相较于数据点确定,精度更高,而且只进行简单的加减和取大小处理,所以计算更为简单快速。此外,该方法不仅能够全面反映信号的不规则性,还可以细致体现其局部奇异性。

形态学多重分形通常使用基于测度理论的多重分形奇异谱(multi-fractal spectrum,简称 MFS)和基于 Renyi 信息熵的广义维数 (generalized fractal dimension,简称 GFD)来表达多重分形特征 [8-11],得到两种多重分形结果后,同时可以获得若干特征参数,比如奇异谱谱宽、分形维数差、广义维数波动范围等,这些特征参数都有明确的物理意义。如何选择能够对轴承运行状态进行识别的特征量也非常关键。熊兴隆等 [12]选择多重分形谱谱宽和分形维数差作为特征量。 韦祥等 [13]使用较小层次广义分形维数进行振动信号的初次特征提取。虽然这些特征量对信号故障的描述有一定效果,但利用盒计数法计算

^{*} 国家自然科学基金资助项目(61763037);内蒙古自治区科技计划资助项目(2019,2020GG0283);内蒙古自然科学基金面上资助项目(2020MS05029)

信号多重分形时,其内在缺陷问题难以克服。此外,在特征量的选取方面,对于更加复杂的信号,仅从广义维数或多重分形谱单个角度对振动信号进行描述,结果往往不够具体完备,不能全方位体现多重分形特性,而且在选择特征量时没有关注各个分形参数对轴承运行状态的反映能力。因此,有必要使用形态学两种多重分形角度提取特征参数,对提取的特征分析其对于轴承不同状态区分效果的好坏,只选择区分效果好的特征构建用于故障识别的特征向量。

得到能够表征轴承状态的特征之后,需使用一些模式识别算法进行故障诊断。传统的智能诊断算法要有充足的有效数据进行训练学习建立模型,对样本量需求大,时间成本多。因此,以有限的数据特征、较小的计算量并且能确保较高的识别率为前提的诊断方法为故障诊断技术提供了一种新的研究方向。灰色关联分析[14-15]可以很好地达到这个效果,其通过描述振动信号特征向量间的几何相似度识别轴承状态归属,面向状态特征本身的变化趋势,同时回避智能识别算法模型复杂的问题。但是传统的灰色关联分析中,计算整体关联度时没有考虑各特征指标的权重,仅采用平均加权,如此求得的关联度准确性不强,难以具化特征指标对关联度大小的影响。

为克服上述传统盒计数法提取振动信号多重分形特征不稳定、特征参数选取不准确、传统智能识别算法学习慢及样本需求量大的难点,笔者提出使用形态学计算其广义维数与多重分形谱,结合二者在不同状态下的实际情况,选择能够有效区分信号故障类型的参数作为特征量,使用能够定量测量不同状态特征间近似程度的改进型灰色关联分析作为风电机组轴承故障诊断方法,根据加权灰色关联度的大小分布可以对轴承故障状态进行精确识别,实验结果表明了所提算法的有效性。

1 特征提取

1.1 数学形态学的多重分形方法

假设离散时间信号为f(n), $n=0,1,\cdots,N$,单位结构元素为g(m), $m=0,1,\cdots,M-1$,尺度范围为 $1 \le \epsilon \le \epsilon_{\max}$ 。

在分析尺度 ε 下,f(n)的膨胀和腐蚀分别为

$$f \oplus g^{\oplus \varepsilon}(n) = \underbrace{((f \oplus g) \oplus g \cdots) \oplus g}_{\varepsilon}$$
 (1)

$$f\Theta g^{\Theta \varepsilon}(n) = \underbrace{((f\Theta g)\Theta g \cdots)\Theta g}_{\varepsilon} \tag{2}$$

则尺度 ϵ 下形态学覆盖的面积 $A_s(\epsilon)$ 为

$$A_{g}(\varepsilon) = \sum_{n=1}^{N} [f \oplus g^{\oplus \varepsilon}(n) - f \Theta g^{\Theta \varepsilon}(n)] \quad (3)$$

Maragos证明,当 $\epsilon \rightarrow 0$ 时,有

$$\ln \frac{A_g(\varepsilon)}{(\varepsilon')^2} \cong D_M \ln \frac{1}{\varepsilon'} + \ln c \tag{4}$$

利用最小二乘拟合,可得到数学形态学分形维数 D_M 的估计。

在此基础上,用不同尺度 ϵ 对信号f(n)进行膨胀和腐蚀,定义一个表征局部度量的测度分布函数 $u_n(\epsilon)$ 为

$$u_{n}(\varepsilon) = \frac{f \bigoplus g^{\oplus \varepsilon}(n) - f \Theta g^{\Theta \varepsilon}(n)}{\sum_{n=1}^{N} f \bigoplus g^{\oplus \varepsilon}(n) - f \Theta g^{\Theta \varepsilon}(n)}$$
(5)

其中: $f \oplus g^{\oplus \epsilon}(n) - f \Theta g^{\Theta \epsilon}(n)$ 为信号中每个数据点膨胀与腐蚀变换的差值,等同于盒覆盖法单个网格用的盒子数。

分布函数 $u_n(\varepsilon)$ 反映了上述差异的分布,并且 $u_n(\varepsilon)$ 的高阶矩所体现的奇异性描述了信号在不同尺度 ε 时的不均匀性。

首先给出基于Renyi信息熵的广义维数定义多重分形,给定权重因子q,广义信息熵为

$$K_{q}(\varepsilon) = t(\varepsilon) \frac{\ln \sum_{n=1}^{N} [u_{n}(\varepsilon)]^{q}}{1 - q}$$
 (6)

其中: $t(\varepsilon)$ 为系数,具体形式为

$$t(\varepsilon) = \frac{\ln A_g(\varepsilon)/\varepsilon^2}{\ln N} \tag{7}$$

定义配分函数为

$$\chi(\varepsilon,q) = \left[\sum_{n=1}^{N} \left[u_n(\varepsilon)\right]^q\right]^{t(\varepsilon)} = \varepsilon^{\tau(q)}$$
 (8)

则基于数学形态学的广义维数的表达式为

$$D_{q} = \begin{cases} \frac{1}{q-1} \lim_{\epsilon \to 0} \frac{\ln \chi(\epsilon, q)}{\ln \epsilon} & (q \neq 1) \\ \sum_{n=1}^{N} u_{n} \ln u_{n} & (q = 1) \end{cases}$$
(9)

利用线性最小二乘拟合估计 D_q 的大小。当q=0时,可得 $D_q=D_M$,广义维数退化为形态学单重分形维数。

基于测度理论的多重分形谱描述多重分形时,按照 $u_n(\varepsilon)$ 的大小得到满足式(10)的幂函数子集

$$u_n(\varepsilon) \propto \varepsilon^{\alpha}$$
 (10)

其中: α 为奇异指数,其范围为 $\alpha \in [\alpha_{min}, \alpha_{max}]$,它可以体现分形集内各区间的奇异强度。

根据式(8),定义质量指数 $\tau(q)$ 为

$$\tau(q) = \frac{\ln \chi(\varepsilon, q)}{\ln \varepsilon}$$
 (11)

若质量指数 $\tau(q)$ 可微,通过 Legendre 变换,得 到形态学多重分形谱 α - $f(\alpha)$ 为

$$\begin{cases} \alpha(q) = d\tau(q)/q \\ f(\alpha) = \alpha q - \tau(q) \end{cases}$$
 (12)

其中: $f(\alpha)$ 为具有相同 α 大小的分形维数子集,称为 多重分形奇异谱。

1.2 形态学多重分形特征参数物理意义

本质上,由奇异谱 $\alpha - f(\alpha)$ 和广义维数 $q - D_q$ 得到数学形态学多重分形若干个重要特征,可以量化分析轴承状态,在后续分析中,可以选择刻画轴承状态灵敏的特征为状态特征向量。

- 1) 形态学多重分形谱谱宽 $\Delta \alpha = \alpha_{max} \alpha_{min}$ 。谱宽反映了信号在分形基础上概率测度分布的不规律程度, $\Delta \alpha$ 越大不均匀程度越大, 多重分形特性越明显, 波动越强烈。其中: α_{min} 和 α_{max} 分别为奇异谱 $f(\alpha)$ 最小、最大奇异指数。 α_{max} 也可以刻画信号局部 奇异性和正则性强弱, α_{max} 越大代表信号局部 波动越强。
- 2) 形态学多重分形谱谱高 $\max f(\alpha)$ 。 $\max f(\alpha)$ 刻画了相同概率下单元数的变化速度,体现了振动信号局部奇异性大小。
- 3) 分形维数差 Δf 。 $\Delta f = f(\alpha_{max}) f(\alpha_{min})$, $f(\alpha_{max})$ 和 $f(\alpha_{min})$ 分别为波动最大、最小分形维数点集, Δf 体现了轴承振动信号最大波动与最小波动出现比例,如果 $\Delta f < 0$,说明概率最小子集数比概率最大子集数小,反之亦然。
- 4) 形态学广义维数波动范围 ΔD_q 。由广义维数的波动程度描述信号的振动剧烈程度,范围越大,振动越剧烈。
- 5) 最大广义维数 D_{maxq} 。 能够体现振动信号的 非均匀性, D_{maxq} 越大,振动信号的数据分布越不均匀, 多重分形性越强。

2 状态识别

2.1 灰色关联分析

灰色关联分析是一种多因素统计分析方法,能够

定量比对和分析因素之间变化发展态势,它是根据灰色关联度(grey relational grade,简称GRG)测量数据向量之间近似程度的方法。这种方法无需样本有典型的分布规律,只需有代表性的少量样本,运算简单。

设滚动轴承的状态类型为n种,每种状态的特征个数为m个,构成的标准特征向量为 $x_i(j)(i=1,2,...,n;j=1,2,...,m)$ 。待识别的特征向量为y(j)(j=1,2,...,m)。因此,待识别的特征向量和标准特征向量的灰色关联系数 $n_i(j)$ 定义为

$$n_i(j) = \frac{\min_i \min_j B_i(j) + \rho \max_i \max_j B_i(j)}{B_i(j) + \rho \max_i \max_j B_i(j)} \quad (13)$$

其中: $B_i(j)$ 为待识别的特征向量y(j)和标准特征向量 $x_i(j)$ 间的绝对偏差数列, $B_i(j) = |y(j) - x_i(j)|$; ρ 为分辨系数, ρ 越小,分辨力越大,一般取值区间为(0,1),通常设置为0.5。

求取 $\eta_i(i)$ 的平均值作为GRG为

$$\gamma_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m \eta_i(j) \tag{14}$$

2.2 离差最大化赋权的灰色关联分析

在实际分析中,原始数据中不同特征的关联系数值对于最后的总关联系数影响不同,若只求取各特征指标关联系数的平均值作为GRG,难以准确体现待识别特征向量与标准特征向量之间的关系。为了克服这一问题,笔者提出一种改进的灰色关联分析,在用式(14)计算GRG过程中,使用离差最大化对于不同的特征进行权重匹配,这个权重值反映了各个特征指标对整体关联度的影响,使得GRG结果更加准确,待识别特征向量与标准特征向量的关系描述更加均衡客观,从而提高故障诊断的准确率。

离差是统计学中能够体现数据差异程度的一个重要统计量。笔者提出的离差最大化基本思想就是各个特征之间的离差占所有特征之间总离差的比例来确定权重,特征值差异越大应该被赋予更大的权重,所得权重具有客观性,可以真实地体现特征之间的离散程度。细节描述如下。

对于有n种故障状态,m个特征指标的原始数据做无量纲化处理,得到矩阵P

$$P = (b_{i,i})_{n \times m} \tag{15}$$

对于第i个特征指标对应的权重为

$$\omega_{j} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \sum_{k=1}^{n} |b_{ij} - b_{kj}|}{\sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} \sum_{k=1}^{n} |b_{ij} - b_{kj}|}$$
(16)

由此得到的加权灰色关联度为

$$\gamma_i = \sum_{j=1}^m w_j \eta_i(j) \tag{17}$$

根据式(17)得到的GRG表示待识别特征向量和若干个标准特征分量之间的相关性程度。如果两个分量完全无关,则GRG的值为0;如果两个分量一致,则GRG值为1。若待识别特征向量与标准特征向量中一组分量的GRG比其他分量的GRG高,则待识别特征向量与该标准特征分量更为相似,以此判断振动信号所属类型。

2.3 MMF-IGRA 算法实现步骤

通过 MMF 和 IGRA 诊断方法的整体框图如图 1 所示,该方法的详细步骤如下:

 $1, 2, \dots, t$);

- 2) 采用数学形态学的方法计算 n 种类型的多重分形谱和广义维数,选择稳定性最好、区分区间大、最能表征状态信息的 m 个特征,然后通过 t 组信号的特征 平均值构建标准故障特征向量 $\{X_{feature...}\}(i=1,2,\cdots,n;j=1,2,\cdots,m);$
- 3) 通过离差最大化计算 m 个特征的关联度权重系数 ω_i ($j=1,2,\dots,m$);
- 4) 另取n种状态下的各s组振动信号作为待识别集合 { $Y_{i,l}$ }($i=1,2,\cdots,n;\ l=1,2,\cdots,s$),重复步骤 2 得到某一种状态其中一组待识别特征向量为 { Y_{feature} }($j=1,2,\cdots,m$);
- 5) 计算待识别特征向量与标准故障特征向量 中各个分量的加权灰色关联度,得到与待识别特征 向量灰色关联度最大的类型,从而实现轴承状态的 识别。

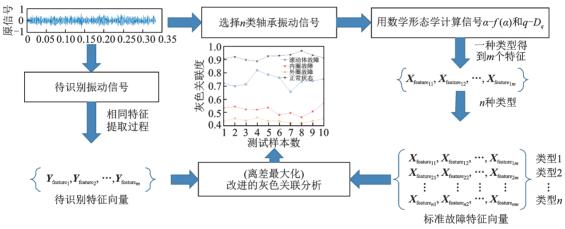


图1 故障诊断算法过程图

Fig.1 Process diagram of fault diagnosis algorithm

3 试验验证

3.1 仿真试验数据及参数优选

为了验证笔者所提方法的有效性,采用美国凯斯西储大学(CWRU)轴承数据中心获得的滚动轴承数据。试验所用轴承为SKF6205型深沟球轴承,采用电火花加工将单点故障引入试验轴承,故障深度为0.2794mm。轴承数据中包含了不同转速的多组轴承不同故障类型的数据,笔者选择负载为22kW、转速为1730r/min、采样频率为12kHz滚动轴承驱动端振动信号进行分析,选择损伤直径为0.1778mm的3种故障类型,分别为滚珠故障、内圈故障、外圈故障,加上正常状态共4种类型。选取10

组 4类振动加速度数据作为训练样本,共 40个样本,每个样本的数据长度为 4 000,组成训练样本集合 $\{X_{i,i}\}$,以此进行分析后建立标准故障特征向量。另取 4 种状态下非重复的各 12 组振动数据作为测试样本 $\{Y_{i,i}\}$,共 48个样本,每个样本的数据长度也为 4 000,组成测试样本集合,以此进行故障诊断结果分析与验证。

在计算轴承训练样本 $\{X_{i,l}\}$ 和测试样本 $\{Y_{i,l}\}$ 数学形态学广义维数和多重分形谱之前,需要先优选3个参数:结构元素g、分析尺度 ϵ 和权重因子q。选择扁平型结构元素 $g=[0\ 0\ 0]$ 作为单位结构元素,可以消除振动信号幅值范围对计算结果的影响,并且很大程度上减小了计算量。最大分析尺度 ϵ_{max}

并没有固定的确定方法,文献[16]指出分析范围在 $1 \le \epsilon \le N/2$ 内即可,但是尺度越大,分析时的运算量越大。结合轴承振动信号实际特点,本研究设置为 $1 \le \epsilon \le 40$ 。权重因子 q 直接关系多重分形的精度,通过给定 q 的取值范围,求取概率测度分布函数的 q 阶中心矩,以此表示分形信号在不同结构层次上的特征。笔者在实际计算过程中,发现若 q 大于一定范围后,继续增加对多重分形结果影响很小,而且 q 的 范 围 增 加 使 运 算 量 增 大,故 选 定 $q \in (-30,30)$,步长为 0.5。

3.2 轴承振动信号多重分形存在性

根据多重分形理论,研究对象具有多重分形特性时,其配分函数应该具有标度不变性,其质量指数与尺度应该存在非线性关系。本节以质量指数出发,取训练样本中4种轴承状态下各一个样本,其4种状态质量指数如图2所示,可以明显看出,4种状态的质量指数曲线全为上凸折线,因此都具有多重分形特性。正常状态质量指数图接近线性关系,而3种故障状态上凸明显,非线性较强,质量指数曲线斜率都大于正常状态,其多重分形特征强于正常状态。因此可以表明,轴承在不同运行状态下都具有多重分形特征,并且正常状态时多重分形性最弱。

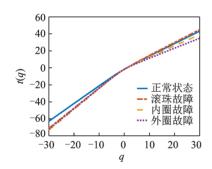


图 2 轴承振动信号质量指数图 Fig.2 Quality index of vibration signals

3.3 形态学多重分形特征参数提取与选择

3.3.1 多重分形谱参数提取

为了得到轴承振动信号的多重分形特征参数,仍取 3.2 节的 4 个样本, 计算 4 种状态形态学多重分形谱。由图 3 可以看出, 4 条曲线都呈现为开口朝下的抛物线, 内在动力学机制的差异造成 4 种状态振动信号 $\alpha - f(\alpha)$ 曲线分布区间、值域及形状各异。

图 4 清楚地标出了根据实际多重分形谱提取的 谱参数。轴承发生故障时相较于正常状态,谱宽 $\Delta \alpha$

都有不同程度的增加。在该标度区间内,外圈故障振动信号的谱宽 $\Delta \alpha$ 最大,这是因为外圈故障相较于其他 3 种状态的冲击脉冲幅值最大,信号的不稳定性最强。轴承发生故障时最大奇异指数 α_{max} 的值同样大于正常状态,表明正常状态信号的奇异性小,故障冲击程度加大其 α_{max} 也逐渐增大。4 种状态的分形维数差 Δf 都小于 0 ,说明轴承振动信号最大概率子集数都大于最小概率子集数。随着故障冲击程度的增加,其 Δf 的绝对值增大,大峰值所占比值也在增大,波动最平稳子集数在减少,波动最剧烈子集数在增加。所以外圈故障信号中大峰值占的比例最高,正常状态最低。可知谱参数满足信号振动规律,具有可以表征故障特征信息的能力。

3.3.2 广义维数参数提取

利用形态学覆盖得到的上述 4 种状态信号广义 分形维数如图 5 所示,可见曲线随着 q 的增加呈单调 递减,表明信号具有多重分形特性。还可看到,4 种状态下的振动信号 D_q 不恒等于 1,说明振动信号数 据呈不规则分布。随着故障冲击振幅的增大,广义 维数 D_q 偏离 1 的程度在不断增大,即外圈故障偏离程度最大,正常状态最接近 1。同样,在发生故障时,广义维数波动范围 ΔD_q 大于正常状态,并且故障冲击幅值越大, ΔD_q 的波动范围越大,其多重分形性越强。 q 取最小时对应的最大广义维数 $D_{\max q}$,从小

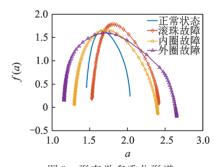


图 3 形态学多重分形谱

Fig.3 Morphological multifractal spectrum

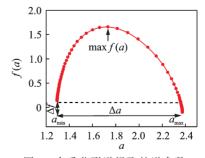


图 4 多重分形谱提取的谱参数

Fig.4 Spectral parameters extracted from multifractal spectrum

到大依次为正常状态、滚珠故障、内圈故障和外圈故 障,4种状态振动信号数据的分布越来越不均匀,多 重分形性越来越强。因此,使用轴承不同状态振动 信号的广义维数特征来分析信号是可行的。

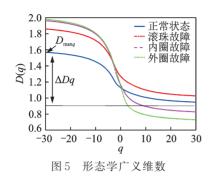


Fig. 5 Generalized dimension of morphology

3.3.3 关键参数的选择

故障特征是状态识别技术的基础,故障特征提 取的好坏将直接关系状态识别的准确性。对于10 组4种状态训练信号集合{X,,},计算其上述6种形 态学多重分形特征参数,并求平均值,总结如表1所 示。可以看出 $\Delta\alpha$, α_{max} 以及 ΔD_a 规律明显,不同状态 下处于不同区间段,区分效果好。而 Δf , max $f(\alpha)$ 和 D_{maxa} 分布规律不突出,作为参数易导致状态混 淆。图6是表1中参数经过归一化处理效果图,可以

表1 不同状态形态学多重分形参数 Tab.1 Morphological multifractal parameters

状态 特征	正常状态	滚珠故障	内圏故障	外圈故障
Δα	0.65	0.89	1.10	1.26
Δf	-0.20	-0.21	-0.28	-0.39
$\max f$	1.65	1.78	1.66	1.60
α_{max}	2.11	2.38	2.45	2.62
ΔD_q	0.55	0.78	0.98	1.14
$D_{\mathrm{max}q}$	1.58	1.84	1.94	1.95

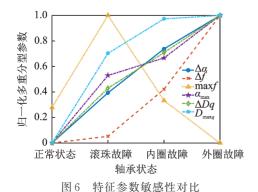


Fig.6 Sensitivity comparison of characteristic parameters

直观地看出, $\Delta \alpha$, ΔD_a , Δf 的绝对值、 α_{max} 和 D_{maxa} 随着 故障振动幅度的增加而不断变大,与实际变化规律 基本一致,但 $\max f(\alpha)$ 的变化规律性不强,受信号 的干扰成分影响较大。其中: $\Delta\alpha$ 和 ΔD_a 的分布平 均,灵敏度高,区分度好,对轴承不同状态变化敏感; α_{max} 的效果次之; Δf 对正常状态和滚珠故障、 $D_{\text{max}g}$ 对 内圈和外圈故障、 $\max f(\alpha)$ 对正常状态和内圈故障 的区分效果不理想。

综上分析,根据各个参数对不同状态信号描述 的反映能力,6个多重分形参数中只确定 $\Delta\alpha$, α_{max} 和 ΔD。作为特征量。所选参数能够表征故障信号序列 动力学机制,可以很好地刻画轴承在不同工作状态 下的情况,对轴承运行状态变化具有很强的敏感性 和稳定性,可作为滚动轴承运行状态的特征。

3.4 基于IGRA的故障识别

使用IGRA对测试样本集合{Y;}}4种状态的振 动信号进行识别。先根据前面分析选定的3个特征 参数 $\Delta \alpha$, α_{max} 和 ΔD_a , 由其 10 组平均值结果构建基于 训练样本集合 $\{X_{ij}\}$ 的滚动轴承工况标准特征向量, $T_1 \sim T_4$ 分别表示正常状态、滚珠故障、内圈故障和 外圈故障4种状态的标准特征向量的4个分量。使 用离差最大化计算标准特征向量特征指标的权重, 计算得到的权重系数为 $\omega_i = \{0.38, 0.26, 0.36\}$ 。以 识别难度最大的滚珠故障为例,将{Y,,}中12组滚 珠故障信号分别作为待识别向量,利用式(14)和 式(17)计算12组待识别信号特征向量分别与 $T_1 \sim T_4$ 的平均灰色关联度和改进的加权灰色关联 度,由于篇幅所限,表2各展示3组待识别信号的结 果。可以看出,相较于传统的GRA,笔者所提的 IGRA 识别滚珠故障效果明显,待识别向量与滚珠 故障分量 T2关联度接近于1,与正常状态分量 T1 关联度小于0.7,关联度区间间隔大,区分明显。传 统的 GRA 待识别向量与 T_2 的关联度小于 0.9,与 T_1 关联度比较接近,虽未出现错判,但易造成识别 错误。由此证明IGRA较传统GRA对于轴承诊断 的效果更好。

$$T = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.65 & 2.11 & 0.55 \\ 0.89 & 2.38 & 0.78 \\ 1.10 & 2.45 & 0.98 \\ 1.26 & 2.62 & 1.14 \end{bmatrix}$$
 (18)

因此,通过加权灰色关联度的大小识别全部测 试样本 $\{Y_i\}$ 中4种状态的轴承,图7(b)~图9(b)给 出了利用形态学多重分形特征对正常、滚珠与内圈

表	2 传统 GRA	和 I(GRA i	识别滚	珠故障结果比	比较
Tab.2	Comparison	of	ball	fault	recognition	results
	between trac	litio	nal (RA a	nd IGRA	

between traditional GRII and IGRII							
方法	ДП ПЛ	正常状	滚珠故	内圈故	外圈故		
	组别	态	障	障	障		
传统 GRA	1组	0.823	0.871	0.604	0.450		
	2组	0.771	0.862	0.635	0.425		
	3组	0.784	0.881	0.621	0.477		
IGRA	1组	0.686	0.976	0.535	0.448		
	2组	0.670	0.956	0.580	0.484		
	3组	0.656	0.991	0.548	0.465		

故障的识别结果。横轴为测试样本数,纵轴为加权灰色关联度(无量纲),可以看到,3种状态所有的样本都可以被准确识别,而且待识别的状态与所属类别灰色关联度较高,灰色关联度波动范围较小,诊断准确稳定,与其他类别灰色关联度低,不存在交叉误判,总体成功率为100%。同样比较了用盒计数法多重分形特征进行IGRA诊断的结果,如图7(a)~图9(a)发现,虽然轴承类型大体能被识别,但在部分样本点存在干扰交叉,诊断稳定性较差,各状态关联度区分性不高。

表 3 还给出了使用两种方法计算 12 组样本振

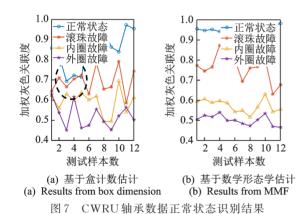


Fig.7 Recognition result of normal signals for CWRU data

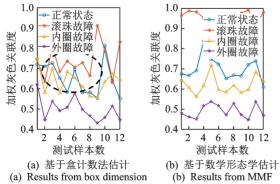


图 8 CWRU轴承数据滚珠故障识别结果

Fig.8 Recognition result of ball fault signals for CWRU data

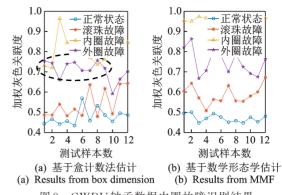


图 9 CWRU轴承数据内圈故障识别结果
9 Recognition result of inner fault signals for CW

Fig.9 Recognition result of inner fault signals for CWRU data

表 3 两种方法时间成本与识别精度

Tab.3 Time cost and recognition accuracy of two methods

计算方法	运行时间/s	识别精度/%
盒计数法	114.62	85.41
形态学方法	20.14	100.00

动信号多重分形特征的时间以及识别精度,可以发现,盒计数法提取多重分形特征消耗的时间远比使用形态学操作的时间长,基本在5倍以上。所以利用形态学计算的方法计算效率更高,识别精度为100%,比盒计数多重分形计算结果更加准确,对振动信号内在动力学机制的刻画更为贴切。在与IG-RA结合时,对滚动轴承的识别具有明显的优势,诊断效果良好。

4 风场数据验证

为了进一步验证笔者所提方法的有效性与工程实用性,使用从内蒙古翁贡乌拉风电场采集的风电机组传动链轴承故障加速度信号进行验证(风机型号都为阳明1.5 MW风机)。该数据分为3种状态:正常状态、外圈故障和内圈故障。采样频率为26 kHz,轴承型号为6332MC3SKF深沟球轴承。参数如表4所示。

训练样本和测试样本的划分与仿真试验相同, 参数设置与仿真试验也相同。用形态学计算真实风 机正常状态、内圈故障和外圈故障3种状态的多重

表 4 滚动轴承 6332MC3 SKF 基本参数

Tab.4 Parameters of rolling element bearing
6332MC3SKF

内径/mm	外径/mm	滚动体数	厚度/mm	接触角
160	340	8	65	0

分形谱和广义维数,使用上节确定的 3 个特征 $\Delta \alpha$, α_{max} 和 ΔD_q , 求其 10 组数据平均值, 建立标准故障特征向量。 12 组待检测信号作为待识别向量, 用离差最大化对标准故障特征向量确定各个特征指标关联度的权重, 计算加权灰色关联度, 3 种状态的识别效果如图 $10\sim12$ 所示, 并比较了使用盒计数计算多重分形进行识别的结果。可以证明形态学多重分形在

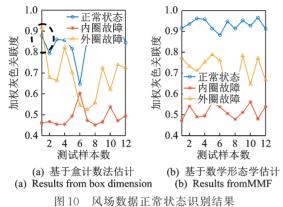


Fig.10 Recognition result of normal signals for wind field

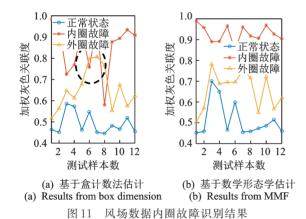


Fig.11 Recognition result of inner fault signals for wind field data

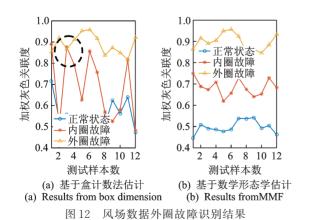


Fig.12 Recognition result of inner fault signals for wind field data

提取特征方面的有效性,识别结果准确稳定,适合实际现场应用。

5 结 论

- 1) 采用形态学方法计算轴承振动信号的多重 分形特征,包括多重分形谱和广义维数。从不同角 度说明了轴承运行在正常状态和发生故障时振动信 号的多重分形特性,故障情况比正常工况多重分形 性强,而且故障冲击强度越大,多重分形性和局部奇 异性越强。
- 2)根据计算得到两种多重分形表达方法,从曲线中提取了若干参数,这些参数都具有明确的物理意义。根据对轴承工况刻画的反映能力,选择区分度最大的3个特征作为表征轴承状态信息的特征量。利用优选的特征构建标准故障特征向量与待识别向量,对传统灰色关联度计算方法进行改进,使用离差最大化确定特征指标不同的权重,计算加权灰色关联度。
- 3)提出一种 MMF与 IGRA 的轴承故障诊断方法。仿真结果和实际风场试验表明,相比于用盒计数法多重分形结合 IGRA,本研究方法对振动信号的多重分形特性描述更为精细,诊断效果更好。该方法简单合理,避免了智能复杂算法的束缚,为轴承故障诊断提供了一种新的思路。对于更加复杂的机械系统,能够提取更全面的多重分形特征参数来表达复杂故障信息,还可进一步通过对不同状态关联度区间的划分,实现轴承故障诊断类型的自增长。

参 考 文 献

- [1] 武哲.旋转机械故障诊断与预测方法及其应用研究 [D].北京:北京交通大学,2016.
- [2] HOU F T, CHEN J, DONG G M. Weak fault feature extraction of rolling bearings based on globally optimized sparse coding and approximate SVD [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 111: 234-250.
- [3] 罗颂荣,程军圣,郑近德.基于ITD分形模糊熵的轴承早期故障诊断[J].振动、测试与诊断,2013,33(4):706-711.
 - LUO Songrong, CHENG Junsheng, ZHENG Jinde. Incipient fault diagnosis based on itd fractal dimension and fuzzy entropy for bearings [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33 (4): 706-711. (in Chinese)
- [4] ZHANG P L, LI B, MI S S, et al. Bearing fault

- detection using multi-scale fractal dimensions based on morphological covers [J]. Shock and Vibration, 2012, 19(6):1373-1383.
- [5] LIU H M, WANG X, LU C. Rolling bearing fault diagnosis based on LCD-TEO and multifractal detrended fluctuation analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 60/61:273-288.
- [6] WANG B, HU X, LI H R. Rolling bearing performance degradation condition recognition based on mathematical morphological fractal dimension and fuzzy C-means[J]. Measurement, 2017, 109:1-8.
- [7] LI Y F, ZUO M, LIN J H, et al. Fault detection method for railway wheel flat using an adaptive multiscale morphological filter[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 84:642-658.
- [8] 王广, 沈昕, 竺晓程, 等. 基于多重分形的湍流风场脉动特性[J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(11): 1417-1421.
 - WANG Guang, SHEN Xin, ZHU Xiaocheng, et al. Turbulence characteristics of turbulent wind field based on multifractal theory [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2018, 52(11):1417-1421. (in Chinese)
- [9] ZHENG Z, JIANG W L, WANG Z W, et al. Gear fault diagnosis method based on local mean decomposition and generalized morphological fractal dimensions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 91: 151-167.
- [10] DU W L, TAO J F, LI Y M, et al. Wavelet leaders multifractal features based fault diagnosis of rotating mechanism [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, 43(1/2):57-75.
- [11] HE S L, CHEN J L, ZHOU Z T, et al. Multifractal entropy based adaptive multiwavelet construction and its application for mechanical compound-fault diagnosis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 76/77;742-758.
- [12] 熊兴隆, 张琬童, 冯磊, 等. 基于多重分形谱的光纤周界振动信号识别[J]. 光子学报, 2019, 48(2):56-67. XIONG Xinglong, ZHANG Wantong, FENG Lei, et al. Optical fiber perimeter vibration signal recognition based on multifractal spectrum[J]. Acta Photonica Sinica, 2019, 48(2): 56-67. (in Chinese)

- [13] 韦祥, 李本威, 吴易明. GFD和核主元分析的机械振动特征提取[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(1): 32-38. WEI Xiang, LI Benwei, WU Yiming. Vibration feature extraction based on generalized fractal dimension and kernel principal component analysis [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(1): 32-38. (in Chinese)
- [14] 阎艳, 郝佳, 陈中明, 等. 基于模糊决策图与灰色关联分析的枪械设计方案评价[J]. 兵工学报, 2016, 37(10):1934-1940.
 - YAN Yan, HAO Jia, CHEN Zhongming. et al. Design scheme evaluation based on fuzzy decision maps and grey relational analysis [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(10): 1934-1940. (in Chinese)
- [15] 孙曙光,张强,杜太行,等.基于灰色关联度的框架式断路器故障诊断方法[J].仪器仪表学报,2017,38(10): 2525-2535.
 - SUN Shuguang, ZHANG Qiang, DU Taihang, et al. Fault diagnosis method of frame-type circuit breaker based on grey correlation degree [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, 38 (10): 2525-2535. (in Chinese)
- [16] 张亢,程军圣,杨宇.基于局部均值分解与形态学分形维数的滚动轴承故障诊断方法[J].振动与冲击,2013,32(9):90-94.
 - ZHANG Kang, CHENG Junsheng, YANG Yu. Roller bearing fault diagnosis based on local mean decomposition and morphological fractal dimension [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(9):90-94. (in Chinese)



第一作者简介: 獎信, 男, 1995年3月, 硕士。主要研究方向为风电机组状态监测与故障诊断。

E-mail: jifan327@gmail.com

通信作者简介: 齐咏生, 男, 1975年12月, 博士、教授, 硕士生导师。主要研究方向为风电机组状态监测与故障诊断。E-mail: qys@imut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.007

快速谱峭度结合阶次分析滚动轴承故障诊断*

张旭辉1,2, 张 超1, 樊红卫1,2, 毛清华1,2, 杨一晴1

(1. 西安科技大学机械工程学院 西安,710054)

(2.陕西省矿山机电装备智能监测重点实验室 西安,710054)

摘要 针对变速齿轮箱振动信号非平稳、强干扰及信号调制等特征,导致滚动轴承故障难以精确诊断,提出了融合快速谱峭度的滚动轴承故障包络阶次谱诊断方法。采用快速谱峭度自适应确定滤波参数,对时域信号进行带通滤波和包络以提高信噪比,将包络后时域非平稳信号重采样后转换为角域伪平稳信号,消除"频率模糊",对角域包络信号频谱分析得到阶次包络谱,根据阶次特征对比实现滚动轴承故障诊断,完成了从600~1500 r/min升速过程中齿轮箱滚动轴承外圈故障的模拟与信号分析实验。结果表明,所提出的方法故障特征阶次最大误差为1.84%,能够有效提取变速工况下滚动轴承故障特征并判定其类型。

关键词 变转速;滚动轴承;故障诊断;快速谱峭度;阶次分析中图分类号 TH113.1; TH133.3

引言

滚动轴承广泛应用于各类旋转机械,其健康状 态直接关系机器的工作性能,其故障时常会引发重 大安全事故,从而给用户带来巨大经济损失。据统 计,滚动轴承引起的旋转机械故障约占到30%[1]。 针对滚动轴承故障诊断,国内外学者已经做了大量 工作,其中针对稳态工况下滚动轴承的故障诊断方 法主要有:包络谱分析[2]、经验模态分解(empirical mode decomposition, 简称 EMD)[3-4]、小波变换[5-6] 等。相比稳态工况,滚动轴承在启停等变转速运行 阶段更容易发生故障,因此对变转速(非稳态)滚动 轴承的故障诊断更加具有现实意义。齿轮箱作为机 械设备主要的传动装置,运行过程中存在大量干扰 因素,导致滚动轴承故障产生早期,其微弱的振动信 号通常被湮没在干扰噪声中,并呈现出调制现象。 如何在变转速、强干扰下对滚动轴承进行精准故障 诊断是旋转机械故障诊断的研究热点之一。

常用的傅里叶变换在处理变转速振动信号时会出现"频率模糊"现象,故众多学者采用阶次分析来处理变转速问题。但是,滚动轴承出现故障时,往往伴随一定程度的信号调制现象,即冲击信号对系统固有振动信号的调制。因此,利用阶次分析对轴承进行故障诊断时,需结合包络解调方法,将故障信号

从高频信号中提取出来,从而进行滚动轴承故障的 有效诊断。

栾孝驰等^[7]提出了基于阶次包络谱的轴承微弱故障分析方法,通过包络分析实现了信号解调,但干扰信号未得到有效消除,导致包络阶次谱故障特征不明显。苏文胜等^[8]利用 EMD 滤波方法去除高频分量的干扰,但由于 EMD 分解本身存在模态混叠的问题,导致滤波结果不理想。丁康等^[9]提出 Morlet小波结合谱峭度的滚动轴承故障诊断方法,其中,小波初始带宽选择是依据故障特征频率的 2~3倍设定的。变转速工况下,轴承故障特征频率随转速时变,因此该方法存在初始带宽难以选择的问题。郝高岩等^[10]提出了融合滤波定阶理论和阶次包络谱分析的轴承故障诊断方法,但其带通滤波中心频率及带宽选择受人工干预较大。Borghesani等^[11]结合带通滤波和时域逆采样阶次去除齿轮箱干扰信号,但该方法存在角域信号滤波带宽选取问题。

综上分析,目前的变转速滚动轴承故障诊断方法主要采用包络阶次分析方法,对齿轮箱干扰采用带通滤波处理,其主要问题是选取滤波参数时主要依赖人工设定,参数设置对信号分析结果影响较大。为解决上述问题,笔者提出快速谱峭度结合阶次分析的变速齿轮箱滚动轴承故障诊断分析方法,通过

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51605380,51974228);陕西省重点科技创新团队资助项目(2018TD-032);陕西省重点研发计划资助项目(2019GY-093)

快速谱峭度自适应确定滤波参数,结合 Hilbert 包络解调方法,对非平稳包络信号进行阶次分析,以实现滚动轴承的故障诊断。

1 基干快速谱峭度的包络分析

1.1 快速谱峭度

峭度是一个对信号瞬时特征非常敏感的时域无量纲参数指标,常用来检测滚动轴承振动信号中冲击成分的强弱。谱峭度则是用来表征信号各条谱线上峭度值的大小,以寻找信号中非平稳成分及其在频域中的位置,其计算式[12]为

$$K(f) = \frac{\langle |H(t,f)|^4 \rangle}{\{\langle |H(t,f)|^2 \rangle\}^2} - 2 \tag{1}$$

其中: $<\cdot>$ 为数学期望; $|\cdot|$ 为取模;H(t,f)为原始信号X(t)在频率f处的复包络。

要得到信号中的瞬态成分,需计算出每个频带的峭度值,从中找出最大峭度所在的频带。为显著减少谱峭度计算时间,进行快速谱峭度计算,采用1/3-二叉树滤波器组实现各子频带谱峭度的快速计算,根据色图深浅表征峭度值大小。

通过基于FIR 滤波器构建具有相位准解析低通滤波器 $h_1(n)$ 和高通滤波器 $h_2(n)$

$$\begin{cases} h_{1}(n) = h_{0}(n) e^{j\pi n}/4 = \\ h_{0}(n) \left[\cos(\pi n/4 + j\sin(\pi n/4))\right] \\ h_{2}(n) = h_{0}(n) e^{j\sin n}/4 = \\ h_{0}(n) \left[\cos(3\pi n/4 + j\sin(3\pi n/4))\right] \end{cases}$$
(2)

其中: $h_0(n)$ 为截止频率; $h_1(n)$ 为由 $h_0(n)$ 频移 1/8得到带宽为[0,1/4]的准解析低通滤波器; $h_2(n)$ 为由 $h_0(n)$ 频移 3/8得到带宽为[1/4,1/2]的准解析高通滤波器。

利用以上两个滤波器对原始信号X(t)进行二分段滤波,以二倍降采样和上述方式迭代滤波对原始信号进行M级分解,每级滤波产生 2^m 个子信号,最终将原始信号X(t)分解为不同子信号 $c_m^i(n)$,其中:m为分解级数,取 $0,1,\cdots,M-1$;i为子信号位置系数,取 $0,1,\cdots,2^m-1$ 。

信号分解计算式为

$$\begin{cases}
c_{m+1}^{2i}(k) = h_1(n)^* c_m^i(2k) \\
c_{m+1}^{2i+1}(k) = h_2(n)^* c_m^i(2k)
\end{cases}$$
(3)

其中:*为卷积运算; $c_m^i(k)$ 为第 m级中第 i个子信号; $|c_m^i(k)|$ 为信号复包络信号,其对应的滤波器带宽为 $\Delta f = 2^{-m-1}$;中心频率为 $f_i = (i+1) \times 2^{-m-1}$ 。

为提高精度,对上述M级分别再做三分段滤波。和上述方式类似,得到复包络信号 $c_m^i(k)$ 带入式(1)为

$$K(f_{i}, \Delta f_{m}) = \frac{\left| c_{m}^{i}(k) \right|^{4} >}{\left\{ \left| c_{m}^{i}(k) \right|^{2} > \right\}^{2}} - 2 \qquad (4)$$

计算出各子信号的谱峭度,将所有峭度进行对比,得到最大谱峭度 $K_{\max}(f_i,\Delta f_m)$ 所对应的中心频率 f_i 和最佳带宽 Δf_m ,即为最优滤波中心频率及带宽,进而对原始信号X(t)进行带通滤波,得到滤波后的时域信号x(t)。

1.2 包络分析

针对滚动轴承振动信号常存在调制现象,应用 Hilbert 包络解调方法^[3],对滤波后连续时间信号 x(t)经希尔伯特变换检波除去高频分量,得到含有 轴承故障分量的包络信号A(t)

$$A(t) = \sqrt{x^2(t) + \hat{x}^2(t)}$$
 (5)

其中: $\hat{x}(t)$ 为x(t)经过Hilbert变换的虚部。

2 滚动轴承故障特征阶次计算

阶次分析是用以去除转速对振动信号的干扰^[13],解决转速变化对信号频率调制的影响。阶次、转速、频率之间关系为

$$O = 60f/n \tag{6}$$

其中: (0为阶次; f为频率; n为转速。

采用阶次分析对滤波后的包络信号A(t)进行等角度重采样。首先,通过鉴相信号得到时间序列 $\{t\}$;其次,对原始信号X(t)进行三次样条插值得到角域伪平稳信号;最后,进行常规快速傅里叶变换(fast Fourier transform,简称FFT)分析得到包络阶次谱。

由于滚动轴承大都是外圈不旋转,其各部件故障特征频率公式^[14]可分别表示为

$$f_{\rm i} = \frac{1}{2} f_{\rm r} Z (1 + \frac{d}{D} \cos \alpha) \tag{7}$$

$$f_{o} = \frac{1}{2} f_{r} Z \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \tag{8}$$

$$f_{\rm b} = \frac{1}{2} f_{\rm r} \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right]$$
 (9)

其中: f_i, f_o, f_o分别为滚动轴承内圈、外圈、滚动体故障特征频率; f_c为轴承所在轴转频; Z为滚动体个数; D为节径; d为滚动体直径; α为接触角。

通常齿轮箱轴承转速难以直接获取,本研究利用电机输出转频fm,结合式(6) \sim (9),代入齿轮箱

传动比*i*,计算出*fm*下的轴承故障特征阶次,即能表征变转速工况下滚动轴承内圈、外圈、滚动体故障所对应的阶次,其分别为

$$O_{\rm i} = \frac{f_{\rm i}}{f_{\rm m}} = \frac{f_{\rm i}}{if_{\rm r}} = \frac{(D + d\cos\alpha)Z}{2iD}$$
 (10)

$$O_{\circ} = \frac{f_{\circ}}{f_{\rm m}} = \frac{f_{\circ}}{if_{\rm r}} = \frac{(D - d\cos\alpha)Z}{2iD}$$
 (11)

$$O_{\rm b} = \frac{f_{\rm b}}{f_{\rm m}} = \frac{f_{\rm b}}{if_{\rm r}} = \frac{D^2 - d^2 \cos^2 \alpha}{2idD}$$
 (12)

其中: O_i, O_o, O_b分别为滚动轴承内圈、外圈、滚动体故障特征阶次。

3 改进的变速滚动轴承故障诊断

针对变速滤波参数非自适应导致的故障误诊问题,提出融合快速谱峭度的包络分析及阶次分析方法,流程如图1所示。

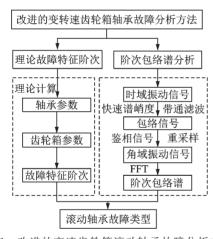


图 1 改进的变速齿轮箱滚动轴承故障分析方法
Fig.1 Improved variable speed gearbox rolling bearing fault analysis method

上述提出的变速齿轮箱滚动轴承故障诊断方法主要步骤如下:

- 1) 应用快速谱峭度确定原始信号的最优滤波 参数(中心频率与带宽),对滤波后信号进行包络;
- 2) 对包络信号进行阶次分析后解调,求得包络 阶次谱;
- 3)通过轴承故障特征阶次计算与包络阶次谱 突出阶次对比,确定故障类型。

4 滚动轴承故障诊断实例

4.1 平台设计与搭建

为验证笔者所提出快速谱峭度结合阶次分析的

变速齿轮箱滚动轴承故障诊断方法的有效性,设计 了齿轮传动系统故障诊断实验平台,具有行星齿轮 箱和二级平行轴齿轮箱两级传动,传动链及测点分 布如图2所示。为模拟齿轮箱实际运行过程中振动 信号的复杂性,选取距离电机端较远的二级平行轴 齿轮箱第2级传动主动轮的滚动轴承作为实验轴 承,即图中测点1。

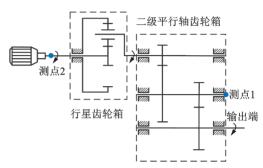


图 2 实验平台原理图及测点分布

Fig.2 Experimental platform schematic and measurement point distribution

根据图 2 所搭建的实验平台如图 3 所示,由变频交流电机、行星齿轮箱、二级平行轴齿轮箱等组成,采用转速传感器跟踪转速,加速度传感器测量振动信号,通过径向加载突出信号特征,齿轮箱参数见表 1。

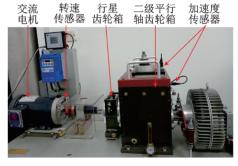


图 3 故障模拟实验平台

Fig.3 Fault simulation test platform

表 1 两级减速箱减速比

Tab.1 Reduction ratio of two-stage gearbox

减速箱	行星齿轮箱	平行轴齿轮箱
减速比	4.57	3.45

4.2 轴承故障和电机变速模拟

实验中,采用两个加速度传感器分别采集轴承 径向、轴向振动信号(图3中竖直和水平安装的两个 传感器),加速度传感器的灵敏度为103 mV/g。采 用光电传感器测量实时转速,传感器安装在驱动电 机端(图 2 中测点 2),振动信号采样频率设计为25.6 kHz,满足采样定律。被测轴承类型为ER-16K,其主要参数见表 2。根据齿轮箱、轴承参数和电机转速,由式(10)~(12)计算可得轴承故障特征阶次见表 3。

表 2 滚动轴承结构参数

Tab.2 Structural parameters of rolling bearing

滚珠	滚珠	节圆	接触
个数	直径/mm	半径/mm	角/(°)
9	7.94	38.51	0

表 3 滚动轴承故障特征

Tab.3 Fault characteristic of rolling bearing

轴承零部件	外圈	内圈	滚动体
故障特征阶次	0.226 4	0.344 4	0.144 8

在滚动轴承的外圈设置故障,故障尺寸为3 mm×2 mm×0.5 mm,如图4 所示。为模拟机床在加工零件过程中首先粗加工、再到精加工整个实际过程,实验通过交流电机变频控制实现变转速运行,从电机控制端得到转速曲线,如图5 所示。



图 4 滚动轴承外圈故障 Fig.4 Rolling bearing outer ring failure

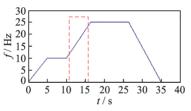


图 5 电机转速曲线 Fig.5 Motor speed graph

4.3 信号分析与误差评定

选取所测信号中11~16 s间5 s加速阶段的数据进行分析,完成本研究方法与不经滤波的阶次包络谱分析的对比。时域振动信号如图6所示,振幅随转速不断增大,表现出较强的非平稳性。电机转

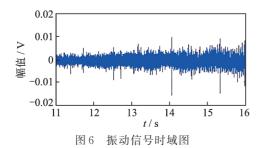


Fig.6 Vibration signal time domain diagram

速脉冲如图 7 所示,加速工况下,鉴相信号频率随时间增加而增加。

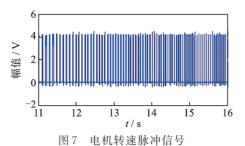


Fig.7 Motor speed pulse signal

图 8 为 11~16 s 信号进行常规 FFT 的频谱图, 从图中可以看出频谱范围较宽,由局部频谱放大图 中可看到存在较强频率混叠及噪声干扰,无法用来 判定轴承外圈是否发生故障。

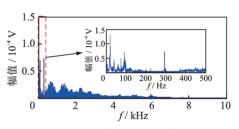


图 8 振动信号FFT频谱图

Fig.8 Vibration signal FFT spectrum

图 9 为对原始信号不经滤波直接进行包络阶次分析的结果,图中突出阶次较复杂,虽然能找到0.226 4 阶次及其 2 倍阶次,但故障阶次峰值不占优,不能准确判断轴承外圈是否故障。

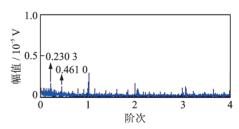


图 9 未滤波的滚动轴承外圈故障阶次包络谱

Fig.9 Unfiltered rolling bearing outer ring fault order envelope spectrum

应用笔者所提出的方法,对所采集的轴承振动信号进行分解,选择的最大分解级数M为5,截止频率 $h_0(n)$ 根据 FIR 滤波器的频率归一化设计,一般取 0.4。将M和 $h_0(n)$ 代入式(2)~(4),可计算得出各子信号的谱峭度,如图 10 所示。将所有峭度对比,得到最大谱峭度 $K_{\max}(f_i, \Delta f_m)$ 所对应的中心频率 f_i 为 4.2 kHz 和最佳带宽 Δf_m 为 400 Hz。

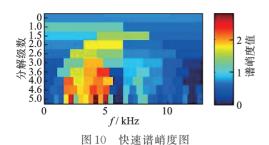


Fig.10 Fast kurtogram spectrum

根据快速谱峭度所计算出的 fi 和 \(\Delta f_m\) 对原始信号进行滤波,通过式(5)得到包络信号后,进行阶次频谱分析得到如图 11 所示包络阶次谱图。由图可以明显看出 0.224 6 阶次及其 n 倍阶次,与轴承外圈的理论故障特征阶次相符,二者误差见表 4,阶次最大误差仅为 1.84%。由此可判定轴承外圈出现故障,验证了本研究所提方法的有效性。

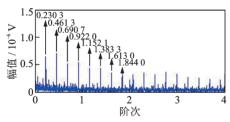


图 11 滚动轴承外圈故障阶次包络谱

Fig.11 Order envelope spectrum of rolling bearing outer fault

表 4 实验误差分析表 Tab.4 Experimental error analysis table

阶次	理论阶次	实际阶次	误差值/%
1	0.226 4	0.230 3	1.72
2	0.4528	0.461 0	1.81
3	0.679 2	0.690 7	1.69
4	0.905 6	0.922 0	1.81
5	1.132 0	$1.152\ 1$	1.78
6	1.358 4	1.383 3	1.84
7	1.584 8	1.613 0	1.78
8	1.811 2	1.844 0	1.81

5 结 论

- 1) 采用快速谱峭度自适应地确定带通滤波器 滤波中心频率与带宽参数,避免了依靠人工经验设 定的不足。
- 2) 变速工况下,采用阶次分析对振动信号进行 角域重采样,解决了直接频谱分析出现"频率模糊" 的问题。
 - 3) 融合快速谱峭度与包络阶次分析可以快速

精确地诊断轴承故障,相比直接包络阶次分析,能够准确锁定故障部位。

参 考 文 献

- [1] 张西宁,雷威,李兵.主分量分析和隐马尔科夫模型结合的轴承监测诊断方法[J].西安交通大学学报,2017,51(6):1-7,109.
 - ZHANG Xining, LEI Wei, LI Bing. Bearing fault detection and diagnosis method based on principal component analysis and hidden markov model [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(6): 1-7, 109. (in Chinese)
- [2] 陈祥龙,冯辅周,张兵志,等.基于平方包络谱相关峭度的最优共振解调诊断滚动轴承故障[J].机械工程学报,2018,54(21):90-100.
 - CHEN Xianglong, FENG Fuzhou, ZHANG Bingzhi, et al. Rolling bearing fault diagnosis with optimal resonant frequency band demodulation based on squared envelope spectral correlated kurtosis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54 (21): 90-100. (in Chinese)
- [3] 孙伟,李新民,金小强,等.应用EMD和倒包络谱分析的故障提取方法[J].振动、测试与诊断,2018,38(5):1057-1062.
 - SUN Wei, LI Xinmin, JIN Xiaoqiang, et al. Feature extraction method based on EMD and envelope cepstrum [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5):1057-1062.(in Chinese)
- [4] XIONG Q, XU Y H, PENG Y Q, et al. Low-speed rolling bearing fault diagnosis based on EMD denoising and parameter estimate with alpha stable distribution [J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2017, 31(4): 1587-1601.
- [5] 祝小彦,王永杰,张钰淇,等.基于自适应最优 Morlet 小波的滚动轴承故障诊断[J].振动、测试与诊断, 2018,38(5);1021-1029.
 - ZHU Xiaoyan, WANG Yongjie, ZHANG Yuqi, et al. Method of incipient fault diagnosis of bearing based on adaptive optimal morlet wavelet [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38 (5): 1021-1029.(in Chinese)
- [6] 林桐,陈果,滕春禹,等.基于机匣振动信号的滚动轴 承故障协同诊断技术[J]. 航空动力学报,2018, 33(10):2376-2384.
 - LIN Tong, CHEN Guo, TENG Chunyu, et al. Roll-

- ing bearing collaborative fault diagnosis technology for casing vibration signal[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10);2376-2384.(in Chinese)
- [7] 栾孝驰,沙云东.某型涡扇发动机中介轴承微弱故障特征信号提取技术[J].科学技术与工程,2018,18(13):167-174.
 - LUAN Xiaochi, SHA Yundong. Technology to extract weak fault characteristic signal of intermediate bearing of some turbofan engine [J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(13):167-174.(in Chinese)
- [8] 苏文胜,王奉涛,张志新,等.EMD降噪和谱峭度法在滚动轴承早期故障诊断中的应用[J].振动与冲击,2010,29(3):18-21,201.
 - SU Wensheng, WANG Fengtao, ZHANG Zhixin, et al. Application of EMD denoising and spectral kurtosis in early fault diagnosis of rolling element bearings [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29 (3): 18-21, 201. (in Chinese)
- [9] 丁康,黄志东,林慧斌.一种谱峭度和 Morlet 小波的滚动轴承微弱故障诊断方法[J]. 振动工程学报,2014,27(1):128-135.
 - DING Kang, HUANG Zhizhong, LIN Huibin. A weak fault diagnosis method for rolling element bearings based on Morlet wavelet and spectral kurtosis [J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(1):128-135. (in Chinese)
- [10] 郝高岩,刘永强,廖英英.一种基于改进阶次包络谱的滚动轴承故障诊断算法[J]. 振动与冲击,2016,35(15):144-148.
 - HAO Gaoyan, LIU Yongqiang, LIAO Yingying. A rolling bearing fault diagnosis algorithm based on improved order envelope spectrum [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(15): 144-148.(in Chinese)

- [11] BORGHESANI P, RICCI R, CHATTERTON S, et al. A new procedure for using envelope analysis for rolling element bearing diagnostics in variable operating conditions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 38(1): 23-35.
- [12] DWYER R. Detection of non-Gaussian signals by frequency domain Kurtosis estimation [C] //IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing. Boston, MA:IEEE, 1983:607-610.
- [13] 陈向民,于德介,李蓉.基于阶次解调谱的变速齿轮箱复合故障诊断方法[J].振动工程学报,2013,26(6):951-959
 - CHEN Xiangmin, YU Dejie, LI Rong. A compound faults diagnosis method for variational-speed gearbox based on order tracking demodulation spectrum [J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26 (6): 951-959.(in Chinese)
- [14] 柏林,甄杰,彭畅,等. 变转速下滚动轴承阶比峭度图 法故障特征提取[J]. 振动、测试与诊断,2016,36(4):653-658.
 - BO Lin, ZHEN Jie, PENG Chang, et al. COT-kurtogram based fault features extraction for rolling element bearing under varying speed [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 653-658. (in Chinese)



第一作者简介: 张旭辉, 男, 1972年10月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为设备运行状态监测与故障诊断。曾发表《A tri-stable piezoelectric vibration energy harvester for composite shape beam: nonlinear modeling and analysis》(《Sensors》2020, Vol.20, No.5)等论文。E-mail: zhangxh@xust.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.008

滚动轴承性能退化的时序多元状态估计方法*

张 龙1, 吴荣真1, 周建民1, 易剑昱1, 徐天鹏1, 王 良1, 邹 孟2

(1. 华东交通大学机电与车辆工程学院 南昌,330013)

(2.中国铁路南昌局集团有限公司南昌车辆段 南昌,330201)

摘要 滚动轴承性能退化评估是预诊断的提前和基础,对在役滚动轴承实施在线状态监测和性能退化评估具有重要意义。针对概率相似度量评估方法存在模型复杂、容易过早饱和等现象,提出一种基于自回归时序(autoregressive model,简称 AR)模型和多元状态估计(multivariate state estimation technique,简称 MSET)的滚动轴承性能在线评估方法,其中AR模型用于提取轴承振动信号的状态特征,MSET模型用于重构AR模型系数。首先,提取正常运行状态下振动信号的AR模型系数构建MSET模型的历史记忆矩阵;其次,将待测信号的AR系数作为观测向量输入MSET模型中得到重构后的估计向量;最后,由原始AR系数和重构AR系数分别构造自回归模型,并各自完成对待测信号的时序建模,将两自回归模型所得残差序列的均方根值之差作为性能劣化程度指标。离散实验数据和全寿命疲劳实验数据分析结果表明,该方法能够有效检测早期故障,且具有与轴承故障发展趋势一致性更好等优点。

关键词 AR模型;多元状态估计;滚动轴承;性能退化评估中图分类号 TH133

引言

实现接近零的停机时间和减少停机时间成本是预诊断的最终目标^[1]。然而,在实际发生故障之前,如果没有对剩余使用寿命的准确预测,就不可能实现预诊断的根本优势。性能退化评估是实现预诊段的前提与基础。滚动轴承是旋转机械的关键部件,一旦其发生故障,将直接影响到机械设备的正常安全运行甚至造成重大安全事故^[2]。因此,如何对滚动轴承实现在役状态监测和性能退化评估具有重要意义。

对设备的信号进行合适的状态特征提取是故障诊断与预测的前提^[3]。振动信号由于具有信息量大、易采集等优点而被广泛采用。常见的基于振动信号的设备状态特征提取可分为时域统计分析、频域分析、时频域分析以及时序模型分析(如自回归滑动平均模型、自回归时序模型)等^[4-8]。其中,时序模型分析法,尤其是AR模型分析方法,因其模型参数具有表征系统状态的能力且对系统的状态变化敏感度高,而在故障诊断领域中应用广泛。如文献[9]直接用AR模型表征轴承振动信号系统,并将AR模型

的系数作为特征参数导入神经网络中实现了轴承的故障诊断。文献[10]直接利用AR模型的系数作为特征,采用隐马尔可夫模型对不同类型的轴承故障进行分类。

性能退化评估的本质是度量待测样本信号与无故障基准模型之间相似性。近年来,一些基于概率相似度的性能退化评估模型被相继提出,如隐马尔科夫模型(hidden Markov model,简称 HMM)和高斯混合模型(Gaussian mixed models,简称 GMM)等。基于概率相似度的评估模型的核心为建立无故障下的密度模型并以此进行异常检测。季云等[11]通过狄利克雷混合模型(Dirichlet process mixture model,简称 DPMM)获取设备最优退化状态数,建立其连续隐马尔科夫模型(continuous hidden Markov model,简称 CHMM),将观测信号属于 CHMM的概率值作为轴承性能退化量值。李巍华等[12]利用小波包熵与 GMM 模型对轴承进行性能劣化估计,结果表明该方法能有效反映轴承在全寿命周期中的性能劣化过程。

基于特征提取的概率相似度评估模型期望通过合适的信号处理方法对相应数据进行深层次的信息

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51665013,51865130); 江西省自然科学基金资助项目(20161BAB216134,20171BAB206028,20152ACB21020); 江西省研究生创新资金资助项目(YC2019-S243) 收稿日期:2019-12-09; 修回日期:2020-07-06

挖掘,以提高特征对故障程度的敏感性、一致性等,但在实际应用中仍存在一些问题:①计算复杂,GMM及HMM等的训练和测试过程复杂;②过早饱和现象,当HMM等概率评估模型表明待测样本与无故障基准模型的相似度为零时,存在设备并未完全进入真正失效状态的状况,即模型极限值早于真实失效值。

基于重构的性能劣化评估模型核心为利用待测数据通过无故障基准模型进行重构,用待测数据重构前后的差异性来度量性能劣化程度。如奚立峰等^[13]以正常样本数据训练自组织映射神经网络,而轴承故障程度通过重构后待测样本与无故障基准模型偏离程度进行量化。重构模型的基本思路为通过重构偏离度(如欧式距离)来量化测试数据的故障程度,有效避免了概率相似度评估模型存在的过早饱和现象。

多元状态估计(multivariate state estimation technique, 简称 MSET)是由美国阿尔贡国家实验室开发的一种非参数建模方法^[14],其核心是建立系统或设备正常状态下的非参数模型,对输入的观测向量进行最优重构估计可得到输入的估计向量,利用估计向量和观测向量之间的差异性来反映系统或设备的健康状态。MSET实质为一种先进的模式识别方法,通过覆盖正常状态下的样本数据进行相似性建模,与传统神经网络相比,MSET模型具有模型简单、计算量小和模型物理意义明确等优点^[15-16]。

综上所述,笔者利用AR模型提取信号的AR系数作为其特征向量,以此来表征信号的状态特征。将得到的AR系数作为观测向量输入由正常运行状态下得到的历史记忆矩阵中进行最优重构估计,结合提出的均方根之差作为故障程度指标实现轴承的性能劣化评估。

1 理论基础

1.1 AR 模型

AR模型作为一种随机信号参数化建模的重要方法,其将随机信号定义为白噪激励线性系统的响应,通过参数模型对信号进行描述[17]。AR模型的参数对系统状态变化敏感,且能够表征系统状态特征,故将其作为多变量状态估计的输入参数。

取时间序列 y(t), AR 模型的分析阶数为 p,则 关于时间序列的 p阶 AR 模型可以表示为

$$y(t) = L(t) + \sum_{i=1}^{p} \alpha_{i} y(t-j)$$
 (1)

其中:L(t)为AR模型的残差; α_i 为第i项的系数。

AR模型参数估计的本质为选取合适的 AR系数使模型的残差 L(t) 为高斯白噪声。笔者用最小二乘法和贝叶斯信息准则(Bayesian information criterion, 简称 BIC)分别计算模型系数和选择模型阶数。具体步骤如下:

- 1) 首先确定一个AR模型合适的分析阶数p, 这里p分别取1,2,...,300;
- 2) 通过最小二乘法分别求得各阶次下的自回 归参数 $\alpha_j(j=1,2,\cdots,300)$,构造式(1)所示的 AR 模型,进而得到残差 L(t);
- 3) 分别计算各阶次残差L(t)的 BIC 值,根据所得 BIC 值最小确定最优阶数。

1.2 多状态变量估计

MSET是由美国阿尔贡国家实验室开发的一种非参数建模方法^[14],早期应用于核电厂中传感器校验、工业设备检测及电子产品预测等领域^[18]。MSET的本质为利用系统正常运行状况下的历史数据,对各变量数据之间的内在联系进行充分挖掘,并根据所获得的知识完成目标对象的状态估计。

设在某一时刻 t_j ,观测到某一过程或者设备中有n个相互关联的变量,将其记为观测变量 $X(t_i)$,即

$$X(t_j) = \begin{bmatrix} x_1(t_j) & x_2(t_j) & \cdots & x_n(t_j) \end{bmatrix}^{\mathsf{T}}$$
 (2)
其中: $x_i(t_i)$ 为 t_i 时刻状态变量 x_i 的测量值。

在 MSET 建模中,首先构建历史记忆矩阵 D。 D 中的列数 m代表着 m 个时刻的历史状态,行数 n 则代表具有相互关联性的 n 个状态变量。历史记忆矩阵 D 可用式(3)表示为

$$D_{n \times m} = \begin{bmatrix} X(t_1) & X(t_2) & \cdots & X(t_m) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1(t_1) & x_1(t_2) & \cdots & x_1(t_m) \\ x_2(t_1) & x_2(t_2) & \cdots & x_2(t_m) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_n(t_1) & x_n(t_2) & \cdots & x_n(t_m) \end{bmatrix}$$
(3)

通过合理的方法选择出历史记忆矩阵中的m个正常运行状态下的历史观测向量,而其所形成的子空间(用 $D_{n\times m}$ 表示)能够代表过程或设备在正常运行下的整个动态过程。历史记忆矩阵D作为MSET非参数建模方法的基础,也是对过程或设备在正常状态下运行特性的学习和记忆的过程。

在MSET 动态建模中,模型的输入为某一时刻

过程或者设备的观测向量 X_{obs} ,MSET模型在对输入观测向量与历史记忆矩阵进行比较后输出对当前状态的估计向量 X_{est} 。对于任一输入观测向量 X_{obs} ,MSET模型都将对应生成一个m维的权值向量W

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} w_1 & w_2 & \cdots & w_m \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

由历史记忆矩阵中m个观测向量进行加权线性组合可得到估计向量 X_{ext} ,即

$$X_{\text{est}} = DW = D[w_1 \quad w_2 \quad \cdots \quad w_m]^{\text{T}} = w_1 X(t_1) + w_2 X(t_2) + \cdots + w_m X(t_m) \quad (5)$$

权重向量 W代表该输入状态与历史记忆矩阵中各列的相似度,其可通过残差向量 ϵ 最小化获得。其中残差向量 ϵ 为观测向量 $X_{\rm obs}$ 与估计向量 $X_{\rm est}$ 之间的差值,即

$$\varepsilon = X_{\text{est}} - X_{\text{obs}} \tag{6}$$

由残差极小化可求得权值向量 W为

$$\mathbf{W} = (\mathbf{D}^{\mathsf{T}} \otimes \mathbf{D})^{-1} (\mathbf{D}^{\mathsf{T}} \otimes \mathbf{X}_{\mathsf{obs}}) \tag{7}$$

其中:⊗为非线性运算符号。

 \otimes 可用来代替普通矩阵中乘积运算,以此解决数据相关产生的共线性问题,避免 $D^{\mathsf{T}}\otimes D$ 所存在的不可逆现象,从而扩大式(7)的适应范围 $^{[19]}$ 。

笔者将两向量之间的 Euclidean 距离作为 MEST 方法中的非线性运算符,即

$$\bigotimes(X,Y) = \sqrt{\sum_{r=1}^{n} (x_i - y_i)^2}$$
 (8)

其中:x_i和y_i为变量。

该非线性运算符的物理意义直观且明确,通过空间几何距离来度量两个向量之间的相似度。当两个向量之间的相似性越高,其几何距离越接近0;当两向量之间的差异性越大时,其非线性运算的结果越大。式(7)直观地反映了观测向量与历史记忆矩阵中各列向量的相似性,当输入的观测向量与历史记忆矩阵中各列向量相似程度越大时,其对应的权值也越大;反之则越小。将式(7)代入式(5)可得到MSET模型对过程或设备的最终预测结果,即为估计向量 $X_{\rm SM}$,可表示为

$$X_{\text{est}} = D(D^{\mathsf{T}} \otimes D)^{-1} (D^{\mathsf{T}} \otimes X_{\text{obs}}) \tag{9}$$

当过程或设备正常运行时,MSET的新输入观测向量 X_{obs} 位于过程记忆矩阵所代表的正常工作空间内,与D矩阵中的部分历史观测向量距离较近,相应其MSET的估计向量 X_{est} 与观测向量 X_{obs} 之间的残差小,具有很高的重构精度。当过程或设备的健康状况发生改变,开始出现故障时,必然引起过程或设备动态特性的改变,导致输入观测向量偏离原先的正常工作空间,此时通过对历史记忆矩阵D中的历史观测向量进行组合将无法构造其对应的精确

预测值,即估计向量 X_{est} 与观测向量 X_{obs} 之间的残差大,预测精度下降。因此,在故障诊断中可利用观测值与估计值之间的残差大小进行故障模式识别或性能退化评估,这是由于观测向量和估计向量之间的差异包含着故障信息[19]。

2 性能退化评估模型和自适应预警 阈值

综上所述,鉴于观测向量和估计向量之间的差异程度包含了故障信息,故MSET能够通过滚动轴承正常运行状态下建立的非参数模型进行性能退化评估。但如何对观测向量与估计向量之间的偏离程度进行定量分析是一较大难题,此外,如何对模型的预警阈值进行合理的设定也是另一关键所在。以上两个问题是使用MSET模型进行性能退化评估的难点,笔者将采用2.1和2.2两节中所阐述的方法解决上述问题。

2.1 性能退化评估模型

基于MSET的滚动轴承性能退化评估模型流 程如图1所示,可分为MSET模型的构建和预测两 部分。在MSET模型的构建阶段中,首先采集滚动 轴承在正常状态下运行的历史样本数据,然后利用 AR 模型对历史样本数据进行特征提取,将得到的 AR模型系数作为 MSET模型的历史观测向量,并 选择合适的历史观测向量进行历史记忆矩阵构建。 在MSET模型的预测阶段,将待测滚动轴承振动信 号的AR系数作为观测向量输入MSET模型中,由 于MSET模型中的历史记忆矩阵由正常状态下的 历史观测向量组成,当输入的观测向量是处于无故 障或轻微故障状态所测得时,其与历史记忆矩阵中 各列向量的相似度高,输出的估计向量 X_{est} (重构 AR模型系数)与观测向量 X_{obs} (原始 AR模型系数) 之间的差异小,预测精度高。但当输入信号的故障 程度逐渐增加时,其由AR模型所得的观测向量与 正常状态下的历史记忆矩阵相似度也将逐渐减小, 经 MSET 模型所得的估计向量 X_{est} 与观测向量 X_{obs} 之间的差异将逐渐增大。

由于 MSET 模型输出的是估计向量 X_{est} ,即重构后的 AR 模型系数,虽然待测样本信号的状态特征也隐藏其中,但并不能直观地表明滚动轴承的性能劣化程度。因此,先将经 MSET 模型重构后所得到的 AR 模型系数(估计向量 X_{est})与原始待测样本信号的 AR 模型系数(观测向量 X_{obs})分别代人待测

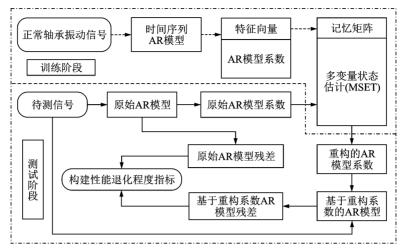


图 1 滚动轴承性能退化评估方法流程图

Fig.1 Procedure of bearing performance degradation assessment

样本信号的AR模型中,通过时序建模可得到各自 残差序列,但仅通过两残差序列的直接对比也无法 直观地揭示性能劣化程度。根据AR模型定义可知,由 X_{obs} 所得的原始残差序列信号的标准偏差小、能量小,而 X_{est} 所得到的残差序列信号情况相反。因此,笔者利用均方根值(root mean of square,简称 RMS)能反映信号能量这一特点,同时考虑两残差序列之间的差异性反映了故障程度信息,故选择两残差序列的均方根值之差(difference of root mean square value,简称 DR)作为故障程度指标,即可评估滚动轴承的性能退化程度,其具体表达式为

$$DR = \left| R_{\text{est}} - R_{\text{obs}} \right| \tag{10}$$

其中: R_{obs} 为原始观测信号 AR模型系数下 AR模型 残差序列的均方根值; R_{est} 为经 MSET模型重构后 AR模型残差序列的均方根值。

2.2 自适应预警阈值

笔者所用的性能劣化程度指标 DR 是一个连续变化的参数,用以揭示滚动轴承偏离正常状况的程度。对该参数设定一种合理的预警阈值有助于设备维护人员及时掌握机器的性能状态。

由统计学中的 3σ 准则可知,对于一组符合正态分布或近似正态分布的数据,设该数据的标准差为 σ ,均值为 μ ,则样本数值落在(μ - 3σ , μ + 3σ)区间内的概率为 0.997 3。因此,可以近似认为相近故障程度下样本数据的 DR 值在一定程度上也符合正态分布。为避免偶然误差对实验结果产生影响,要求当连续多个样本的 DR 值超过由历史样本 DR 值所确定的(μ - 3σ , μ + 3σ)区间范围时,则认为当前时刻样本的故障程度发生较大改变[17]。该自适应预警阈值根据 DR 值的 3σ 准则得到,可将未超过阈值的样本

归入正常样本范围内,并更新 DR 值的 3σ 区间。由于 DR 值变化趋势呈总体上升,故只计算自适应预警阈值上限 $\mu+3\sigma$,如式(11)所示

T(t) =

$$\begin{cases}
\sum_{i=1}^{t} D_{i} \\
t
\end{cases} + 3\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{t} (D_{i} - \frac{\sum_{i=1}^{t} D_{i}}{t})^{2}}{t}} \quad (t = [1, t_{e}]) \\
\sum_{i=1}^{t_{e}} D_{i} \\
\frac{\sum_{i=1}^{t_{e}} D_{i}}{t_{e}} + 3\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{t_{e}} (D_{i} - \frac{\sum_{i=1}^{t} D_{i}}{t_{e}})^{2}}{t_{e}}} \quad (t = [t_{e} + 1, n])
\end{cases}$$
(11)

其中: $\{D(i), i=1, 2, \dots, n\}$ 为 t=[1, n] 时刻的 DR 值; T(t) 为 t 时刻自适应预警阈值。

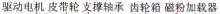
当第1次出现连续多个待测样本的 DR 值超过 t_e 时刻的预警阈值 $T(t_e)$ 时,定义该时刻为性能劣化 开始时刻或故障程度加深时刻。本研究要求连续 3 个待测样本的 DR 值大于或等于 t_e 时刻的预警阈值 $T(t_e)$ 。

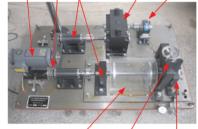
3 离散实验数据分析

离散实验数据在江苏千鹏所生产的QPZZ-II型齿轮轴承综合故障模拟实验台采集获得,其具体结构如图2所示。实验台包括上下两部分,上半部为齿轮传动部分,下半部为本次离散实验中所采用的转子轴承故障模拟部分,这两部分都由变频电机通过皮带对整个设备进行驱动。实验采用型号为NU205EM的内圈可拆式滚子轴承,在实验中处于最右端的轴承座内。对实验轴承的内圈进行电火花加工,加工的轴向凹槽深度一致且贯穿内圈,效果如

图 3 所示。图 3 中从右到左内圈故障宽度分别为 1.00,0.17,0.05 和 0 mm。本次离散实验的测试工况为:内圈转速为 1 218 r/min,采样频率为 12 kHz,径向施加 40 kg 的载荷。

从健康状态的滚动轴承信号中选择 40 个样本数据作为训练数据,每组样本数据长度为 2 000,然后再从无故障和 3 种不同故障程度实验中各采集 3 组数据作为测试样本数据,其数据长度也为 2 000。图 4 为图 3 不同内圈故障程度的信号时域波形,且由图 3 中从左往右 4 组内圈故障轴承所获得的振动信号时域波形图依次对应图 4(a),(b),(c)和(d)。可以看出随着内圈故障程度的加深,振动信号的循环冲击现象以及振动幅值逐渐加大。





NU205EM实验轴承 双转子 螺旋加载机构实验轴承座





图 2 齿轮轴承综合故障模拟实验台

Fig.2 Test rig for bearing and gear fault simulation



图 3 不同故障程度的轴承内圈

Fig.3 Bearing inner ring of different fault degree

建立各样本的 AR 模型时,不同的定阶准则所确定的样本阶数不一致,不同健康状态的样本采用同样的定阶准则确定的阶数亦不相同。过高的模型阶数会导致过拟合现象,实际中多通过测试误差来评价学习方法的泛化能力。此种评价方法依赖于测试数据集,但有限的测试数据集可能导致评价结果不可靠。为此,笔者主要采用 BIC 准则确定各训练样本的阶数,取人工植入故障实验中 20 组正常状态下振动信号,并分别计算其最优阶数,结果如图 5 所示。由图 5 可知,所用组别的最优 AR 阶数相近,为减少后续工作计算量,在离散实验中采用的 AR 阶

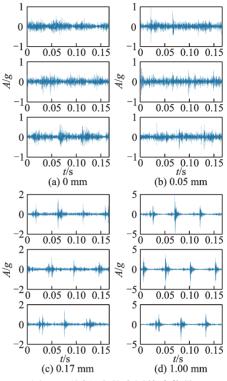


图 4 不同程度的内圈故障信号

Fig.4 Vibration of different inner race fault severity levels

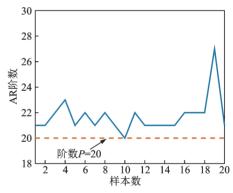


图 5 20个无故障信号的最优阶数图

Fig.5 Optimal orders of 20 signals without bearing faults

数均为20。

将健康状况下样本数据的 AR模型系数作为历史观测向量,并以此构建出 MSET模型的历史记忆矩阵。分别对无故障和 3 种不同故障程度的内圈样本数据进行 AR模型系数提取,以此作为观测向量依次输入前述构建的 MSET模型中,将得到的重构向量(即重构后的 AR模型系数)代入原待测样本信号的 AR模型中,结果如图 6 所示。图 6 中 mean 为 3 个样本经重构后的平均 DR值(无量纲)。从图 6 中可以得出以下几点:①无故障样本信号的 DR值最小,且 3 个样本的 DR均值为 0.002 36,接近于 0,这是由于无故障待测样本与历史记忆矩阵中各向量相似程度高,估计向量与观测向量的差异性小,两残差

序列的能量差异程度不大,故其 DR 值接近 0;②当轴承故障程度由 0 过渡到 0.05 mm 时,其样本数据的平均 DR 值增大 18倍,说明该方法能够检测到系统的细微变化,对滚动轴承早期故障具有较好的敏感性;③从无故障到 1 mm 故障程度信号的 DR 值呈递增趋势,说明随着故障程度的加深, DR 值也增加,表明 DR 值具有表征故障程度的能力。

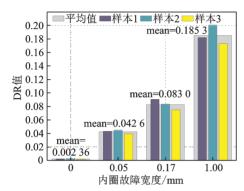


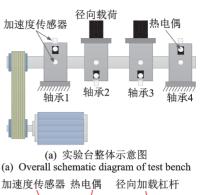
图 6 不同程度内圈故障信号的 DR 值

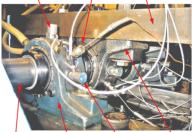
Fig.6 DR value of inner circle fault signal with different degree

4 全寿命疲劳实验数据分析

工业实际中轴承故障的发生和发展是一个连续演化的过程,而离散实验只能反映出 DR 值具有表征故障程度的能力,不能反映故障的连续变化过程,因此具有一定的局限性。为进一步验证笔者所提方法在轴承全寿命评估中的有效性和可行性,利用美国 University of Cincinnati [20]所提供的轴承全寿命数据进行分析与验证。该轴承疲劳实验台的具体结构示意图如图 7(a)所示,图 7(b)为实验台的局部图。

整台实验设备由电机、主轴、测量系统、润滑系统和加载装置等5大部分组成。其中,电机为驱动装置,带动主轴上4个轴承座内的双列滚柱轴承(型号均为ZA-2115)转动,主轴转速为2 kr/min。为缩短实验所需时间,利用杠杆机构在轴承座2和3上施加26.67 kN的径向载荷。通过轴承结构参数和转速计算可得内圈故障频率约为297.9 Hz、外圈故障频率约为236.4 Hz。在实验过程中,每隔10 min对4个轴承的振动信号进行一次采样,采样频率为20 kHz,采样时间为1.024 s。疲劳实验共采集到984组数据,每组数据都含有4列长为20480的数据,依次对应图7(a)中的4个轴承。本研究分析的数据是第1列,即图7(a)中的轴承1。疲劳实验结束后对各轴承进行拆解,从图8可以看出,轴承1的外圈已经产生严重故障。





主轴 轴承1 加速度传感器 轴承2 (b) 实验台局部照片 (b) Partial photos of test bench

图 7 滚动轴承疲劳实验台

Fig.7 Test rig for bearing run-to-failure test



图 8 轴承1外圈失效 Fig.8 The failed outer race of bearing 1

除去最后两组异常的轴承振动信号,对剩下的 982 组原始数据分别计算其 AR 模型系数。根据 BIC 准则,分别计算前 30 组数据的 AR 模型最优阶数,其结果如图 9 所示。从图 9 可以看出,前 30 组数据的最小阶数为 29。为减少后续相应工作计算量,全寿命疲劳实验分析中的 AR 模型阶数均取为 29。在全寿命分析实验中,选择前 250 个时刻的样本数据构建正常状态基准模型,若将 250 个样本的 AR 模型系数全部作为历史观测向量构建历史记忆矩阵,由离散实验分析结果可知,将正常状态下的待测样本代人 MEST 模型时其 DR 值接近于 0,不利于自适应预警阈值的构建。因此,笔者利用前 100 个时刻的样本数据构建历史记忆矩阵,后 150 个样本作为训练样本构建自适应预警阈值。

利用所提性能退化模型对全寿命周期 982 个样本进行分析,滚动轴承性能评估曲线如图 10 所示,其中实线为本研究的故障程度指标 DR 值,虚线为式(11) 所得到的自适应预警阈值。考虑到噪声的干

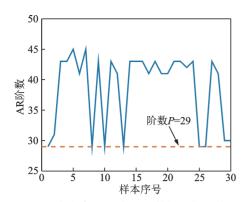


图 9 全寿命过程前 30 组数据最优阶数 Fig.9 Optimal orders of the first 30 groups of run-to-failure data

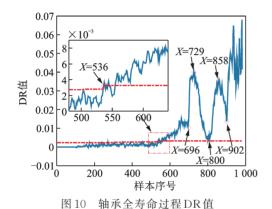


图 10 福州工州市及在10代出

Fig.10 DR values of bearing run-to-failure test

扰以及故障程度存在渐变性等特点,对所得到的 DR值做5点平滑处理,即图中每时刻所得到的DR 值均由其本身与前后各两个点通过线性拟合所得。

由图 10 可以看出, DR 值曲线整体呈现上升趋 势,表明DR值与轴承故障发展趋势的一致性较好。 此外还可以看出,滚动轴承性能退化评估总体可分 为4个阶段,即健康阶段、早期故障阶段、中度故障 阶段以及极度恶化至失效阶段。在图10中,滚动轴 承测试样本的 DR 值于 536 时刻出现连续 3 个时刻 的 DR 值大于或等于自适应预警阈值,说明该时刻 的观测向量已开始偏离历史记忆矩阵,轴承开始出 现早期故障;在536~696时刻,轴承振动信号的DR 值总体呈现上升趋势,并在696时刻后出现DR值阶 跃增长现象,说明在536时刻后,观测向量与历史记 忆矩阵的偏离程度不断增加,轴承劣化程度一直在 加重,且在697时刻开始到达中度故障程度;在 697~902 时刻,轴承测试样本信号的 DR 值总体变 化趋势为先增后减再增再减,测试样本DR值出现 往复波动,可视为轴承性能退化阶段开始出现"故障 磨平-再度劣化"的过程,其中在729~800时刻,由于 存在故障剥落点逐渐被磨平的现象,因轴承故障而 产生的冲击减小,测试样本的观测向量与历史记忆 矩阵的偏离程度减小,故待测样本的 DR值也随之减小,而在801~858时刻中,轴承性能再度劣化,冲击特征再次加强,测试样本的观测向量与历史记忆矩阵的差异性变大,因而 DR值增大;在 903~982时刻,测试样本 DR值曲线总体呈现上升趋势,虽在后半段的 DR值曲线有一定的波动,这表明轴承的"磨平-劣化"现象更加显著,同时该过程所需的时间也大大减少,表明轴承性能急剧恶化。

为验证笔者所提方法的优越性,利用峭度作为滚动轴承全寿命疲劳实验的故障程度指标,进行对比分析,全寿命过程峭度演化曲线如图 11 所示。由图 11 可以看出,以峭度为故障程度指标所得到的自适应预警阈值在 646 时刻报警,相比于由 MSET 模型所得到的预警时刻晚 110 时刻。

为验证 MSET模型方法的有效性,对 536 号样本数据的原始信号以包络谱谱峰因子[21]为优化指标进行自适应带通滤波,对所得到的滤波信号进行包络谱分析,其结果如图 12 所示。由图 12 可以看出,滤波后振动信号中噪声成分减少,时域图中出现较为明显的脉冲现象,且在包络谱中出现与外圈故障频率相近的 1 倍频 230.5 Hz, 2 倍频 460.9 Hz 和 3 倍频 691.4 Hz,故可认为轴承在此时刻发生了外圈故障,验证了方法的有效性及相较于传统方法的优越性。

查阅相关文献,发现部分文献中的早期故障点为534号样本[22],利用文献[21]相同方法对534号样本进行包络谱分析,其结果如图13所示。由图13可以看出,滤波后振动信号中噪声成分减少,时域图中出现较为明显的脉冲现象,且在包络谱中也出现与外圈故障频率相近的1倍频230.5 Hz和2倍频460.9 Hz,可以确定此时也已发生外圈故障。虽然本研究方法在536号样本时刻预警,但与实际发生故障时刻较为接近,且与传统峭度作为故障程度指标所得到的646时刻自适应预警阈值相比,仍具有一定的优势。

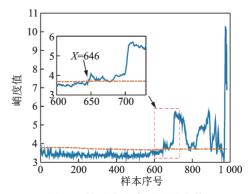
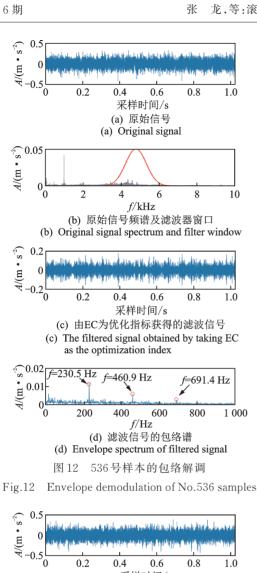
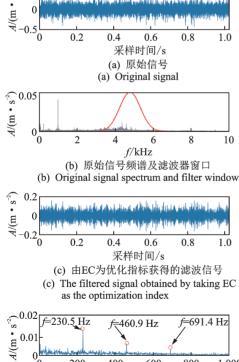


图 11 轴承全寿命过程峭度值

Fig.11 Kurtosis values of bearing run-to-failure test





(d) 滤波信号的包络谱 (d) Envelope spectrum of filtered signal 图 13 534号样本的包络解调

f/kHz

600

1 000

Fig.13 Envelope demodulation of No.534 samples

200

5 结 论

- 1) 通过对人工植入故障数据的分析,验证了由 AR模型和 MSET 结合所得的 DR 值能区分轴承的 不同故障程度,且具有表征故障程度的能力。
- 2) 通过全寿命疲劳实验数据分析处理,发现在 整个性能退化曲线中,故障程度指标 DR 值与故障 发展趋势的一致性更好。相比与传统的时域指标, 该方法能更为及时地发现轴承早期故障,为设备维 护提供更为精确的数据基础。

文 献

- [1] LIU J, DJURDJANOVIC D, NI J, et al. Similarity based method for manufacturing process performance prediction and diagnosis [J]. Computers in Industry, 2007.58(6):558-566.
- [2] 周东华,魏慕恒,司小胜,工业过程异常检测、寿命预 测与维修决策的研究进展[J]. 自动化学报, 2013, 39(6): 711-722.
 - ZHOU Donghua, WEI Muheng, SI Xiaosheng. A survey on anomaly detection, life prediction and maintenance decision for industrial processes [J]. Acta Automatica Sinica, 2013, 39(6): 711-722.(in Chinese)
- [3] 张龙,成俊良,杨世锡,等.基于时序模型和自联想神 经网络的齿轮故障程度评估[J]. 振动与冲击, 2019, 38(2): 18-24.
 - ZHANG Long, CHENG Junliang, YANG Shixi, et al. Fault severity assessment for gears based on AR and auto-associative neural network [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(2): 18-24. (in Chinese)
- [4] HONARVAR F, MARTIN H R . New statistical moments for diagnostics of rolling element bearings [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1997, 119: 425-432.
- [5] 罗毅,甄立敬.基于小波包与倒频谱分析的风电机组 齿轮箱齿轮裂纹诊断方法[J]. 振动与冲击, 2015, 34(3): 210-214.
 - LUO Yi, ZHEN Lijing. Diagnosis method of turbine gearbox gearcrack based on wavelet packet and cepstrum analysis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(3): 210-214. (in Chinese)
- [6] TANG B, LIU W, SONG T. Wind turbine fault diagnosis based on Morlet wavelet transformation and Wigner-Ville distribution [J]. Renewable Energy, 2010, 35(12): 2862-2866.
- 马伦,康建设,孟妍,等.基于 Morlet 小波变换的滚动 轴承早期故障特征提取研究[J]. 仪器仪表学报, 2013, 34(4): 920-926.

- MA Lun, KANG Jianshe, MENG Yan, et al. Research on feature extraction of rolling bearing incipient fault based on Morlet wavelet transform [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2013, 34 (4); 920-926. (in Chinese)
- [8] 于德介,程军圣,杨宇.基于EMD和AR模型的滚动轴 承故障诊断方法[J].振动工程学报,2004,17(3): 84-87.
 - YU Dejie, CHENG Junsheng, YANG Yu. A fault diagnosis approach for roller bearings based on EMD method and AR model [J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(3): 84-87. (in Chinese)
- [9] BAILLIE D C, MATHEW J. A comparison of autoregressive modeling techniques for fault diagnosis of rolling element bearings [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1996, 10(1): 1-17.
- [10] HASAN O, KENNETH L A. HMM-based fault detection and diagnosis scheme for rolling element bearings[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 4(127): 299-366.
- [11] 季云,王恒,朱龙彪,等.基于DPMM-CHMM的机械设备性能退化评估研究[J].振动与冲击,2017,36(23):170-174.
 - JI Yun, WANG Heng, ZHU Longbiao, et al. Performance degradation assessment for mechanical equipment based on DPMM- CHMM[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(23): 170-174. (in Chinese)
- [12] 李巍华,戴炳雄,张绍辉.基于小波包熵和高斯混合模型的轴承性能退化评估[J].振动与冲击,2013,32(21):35-40.
 - LI Weihua, DAI Bingxiong, ZHANG Shaohui. Bearing performance degradation assessment based on wavelet packet entropy and Gaussian mixture model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(21): 35-40. (in Chinese)
- [13] 奚立峰,黄润青,李兴林,等.基于神经网络的球轴承 剩余寿命预测[J]. 机械工程学报,2007,43(10):137-143.
 - XI Lifeng, HUANG Runqing, LI Xinglin, et al. Residual life predictions for ball bearing based on neural networks [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2007,43(10): 137-143. (in Chinese)
- [14] SINGER R M, GROSS K C, HERZOG J P, et al. Model-based nuclear power plant monitoring and fault detection: theoretical foundations [C] //ISAP '97 International Conference on Intelligent System Application to Power Systems. Seoul, United States: [s.n.], 1997: 60-65.
- [15] GUO P, INFIELD D, YANG X. Wind turbine generator condition-monitoring using temperature trend analysis[J]. IEEE Transactions on Sustainable Energy,

- 2012, 3(1): 124-133.
- [16] 郭鹏,徐明,白楠,等.基于SCADA运行数据的风电机组塔架振动建模与监测[J].中国电机工程学报,2013,33(5):128-135.
 - GUO Peng, XU Ming, BAI Nan, et al. Wind turbine tower vibration modeling and monitoring driven by SCADA data [J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(5): 128-135. (in Chinese)
- [17] 何翔,高宏力,郭亮,等.基于AR模型和谱熵的自适应 小波包络检测[J].中国机械工程,2017,28(3):348-352.
 - HE Xiang, GAO Hongli, GUO Liang, et al. Adaptive wavelet envelope dnvelope detection based on AR model and spectral entropy [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(3): 348-352.(in Chinese)
- [18] 郭鹏, DAVID Infield, 杨锡运. 风电机组齿轮箱温度趋势状态监测及分析方法[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(32): 129-136.
 - GUO Peng, DAVID Infield, YANG Xiyun. Wind turbine gearbox condition monitoring using temperature trend analysis[J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31 (32): 129-136. (in Chinese)
- [19] 刘涛,刘吉臻,吕游,等.基于多元状态估计和偏离度的 电厂风机故障预警[J]. 动力工程学报,2016,36(6):454-460.
 - LIU Tao, LIU Jizhen, LÜ You, et al. Early fault warning of power plant fans based on MSET and the deviation degree [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2016, 36(6): 454-460. (in Chinese)
- [20] QIU H, LEE J, LIN J, et al. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289(4): 1066-1090.
- [21] 张龙,熊国良,黄文艺.复小波共振解调频带优化方法和新指标[J]. 机械工程学报,2015,51(3):129-138. ZHANG Long, XIONG Guoliang, HUANG Wenyi. New procedure and index for the parameter optimization of complex wavelet based resonance demodulation [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015,51(3):129-138. (in Chinese)
- [22] 薛冬.滚动轴承故障诊断及性能退化评估[D]. 吉林: 东北电力大学, 2019.



第一作者简介:张龙,男,1980年11月生,副教授。主要研究方向为机械故障诊断与健康维护。曾发表《复小波共振解调频带优化方法和新指标》(《机械工程学报》2015年第51卷第3期)等论文。E-mail: longzh@126.com。

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.009

多变量因果驱动的系统服役安全状态评估方法*

谢军太1,2, 王 伟1,2, 高智勇1,2, 高建民1,2, 蒋家东3

- (1. 西安交通大学中国西部质量科学与技术研究院 西安,710049)
- (2.西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室 西安,710049)
- (3. 国家市场监管总局质量基础效能研究重点实验室 北京,100028)

摘要 针对传统状态评估侧重于关键生产单元,未考虑监测变量间的因果关系对状态评估精度的影响等问题,提出一种基于多变量因果驱动的复杂机电系统服役安全状态评估方法。从频域角度将广义偏定向相干分析法用于系统变量之间的因果测度分析,建立反映系统实时运行状态的因果网络模型。基于该模型,从多维统计的角度利用网络平均路径长度、聚类系数和网络结构熵提取系统的关键运行特征,并通过融合形成反映系统服役状态的综合指数。选取某化工企业实际运行过程中典型机组的故障数据进行验证,结果表明,相对于单一维度的状态评估指标,融合后形成的综合指数能够更加全面、准确地反映系统服役状态演化。

关键词 因果网络模型;状态评估;服役安全;复杂机电系统中图分类号 TH17

引言

流程工业生产过程复杂,各生产单元之间高度 关联耦合,是一类典型的复杂机电系统[1]。为了保证系统的正常运行,通常会在系统中安装大量传感器来对系统的运行状态进行实时监测和控制。这些监测数据蕴含了系统丰富的状态演化信息,可用于系统服役状态评估。但是复杂机电系统规模庞大,以系统单一监测指标为主的状态评估方法无法从全局的角度对系统的服役状态进行有效的表征,导致对系统的运行状态把握不准确,容易形成过调度或调度不及时,造成系统的生产效率下降或停车等事故,进而给企业带来严重的经济损失[2]。

流程工业复杂机电系统服役状态的演化通常体现为多变量耦合状态的改变^[3-5]。当系统正常运行时,监测变量之间耦合关系处于相对稳定的状态;当系统发生异常或故障时,监测变量之间的耦合关系会发生变化,而且异常或故障往往会按照某种模式进行定向传递^[6]。传统状态评估方法因其未能充分考虑故障传播的因果效应,影响其建模和评估精度。

为了准确反映系统服役过程中的故障因果传播 效应,需要对多维监测变量之间的因果测度进行分

析,通过量化系统异常发生前后因果网络拓扑结构 的变化实现系统服役状态的准确评估。目前,基于 数据的因果关系分析方法主要有:格兰杰因果分析 法[7-8]、贝叶斯网络方法[9]和偏定向相干性方法(partial directed coherence, 简称 PDC)^[10]等。贝叶斯网 络方法在计算变量间因果关系时依赖于大量先验知 识,在实际的生产系统中难以获得,故利用贝叶斯网 络方法难以实现系统变量的因果测度分析。基于时 域的格兰杰因果关系分析方法和基于频域的PDC 方法虽然可以对经济[11]、医学[10]领域多变量间的因 果关系进行分析,但当系统存在多变量之间互为因 果时,格兰杰因果关系分析方法仅从两两变量的因 果关系角度进行检验,忽略了其他变量之间的影响, 可能产生间接因果的判定[12];PDC方法抗噪性较 差,无法直接应用于具有强噪声特点的复杂机电系 统监测变量因果网络建模。广义偏定向相干性分析 (generalized partial directed coherence, 简称 GPDC) 方法[13]基于PDC方法提出,通过对时间序列方差进 行归一化,增强PDC方法的抗噪声性能,故可将其 应用于复杂机电系统的因果网络建模。

笔者针对现有状态评估方法未考虑监测变量间 的因果关系,进而导致复杂机电系统服役状态评估

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2019YFF0217500);国家质量监督检验检疫总局质量基础设施效能研究重点实验室开放研究课题基金资助项目(KF20180301) 收稿日期:2019-12-03;修回日期:2020-05-24

结果不精确的问题,提出一种多变量因果驱动的系统服役状态评估方法,从系统监测变量之间的因果关系分析角度出发,构建反映系统实时运行状态演化信息的因果网络模型,通过融合反映网络模型拓扑结构演化的多维特征,建立定量评估系统状态异常综合指数,实现系统服役状态的有效评估。

1 基础理论

1.1 广义偏定向相干性方法

GPDC是Baccala提出的一种分析变量之间因果关系的方法^[13],该方法通过构建多变量自回归(multivariate autoregressive,简称MVAR)模型来对变量间的因果关系进行分析。其优势是可以检测出多变量系统中各变量之间的直接因果,同时对时间序列方差进行了归一化,避免了由于时间序列量纲水平不同而导致的因果测度分析失真的现象,其基本原理^[14]如下。

1) MVAR模型。对于一组长度为L的时间序列 $y(n) \in R^M$,其中:M为时间序列的个数; $n=1,2,\cdots,L$ 为变量的长度。可以用p阶的多变量自回归模型进行充分表示

$$\begin{bmatrix} y_1(n) \\ \vdots \\ y_M(n) \end{bmatrix} = \sum_{r=1}^p A_r \begin{bmatrix} y_1(n-r) \\ \vdots \\ y_M(n-r) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} w_1(n) \\ \vdots \\ w_M(n) \end{bmatrix}$$
(1)

其中: $[w_1 \cdots w_M]^T = w$,是一个不相关的白噪声向量,其协方差矩阵为 $\Lambda = \operatorname{diag}(\lambda_i^2)$; A_r 为一个 $M \times M$ 的系数矩阵, $r = 1, 2, \dots, p$ 。

实值参数 a_{ki} 反映了滞后阶次为r时,时间序列 k和 i 之间的关联影响关系

$$A_r = \begin{bmatrix} a_{11}^r & \cdots & a_{1M}^r \\ \vdots & & \vdots \\ a_{M1}^r & \cdots & a_{MM}^r \end{bmatrix}$$
 (2)

- 2)参数估计。通常可以使用不同的方法(如 Akaike 信息准则 (AIC)和 Schwarz 贝叶斯准则 (SBC))估计MVAR模型的最佳阶数p。在时间序列的分析中,SBC方法优于AIC方法,故笔者选取 SBC方法估计MVAR模型的最佳阶数p。
- 3) GPDC测度的计算。首先,对系数矩阵A,进行傅里叶变换得

$$A(f) = A(0) + \sum_{k=1}^{p} A(k) e^{-j2\pi f T}$$
 (3)

在频率 f 处第 j 个变量对第 i 个变量因果测度为

$$x_{ij}(f) = \frac{\left(\frac{1}{\lambda_i}\right) \bar{A}_{ij}(f)}{\sqrt{\sum_{m=1}^{M} \left(\frac{1}{\lambda_m^2}\right) \left|\bar{A}_{mj}(f)\right|^2}}$$
(4)

其中: $\overline{A}_{ij}(f)$ 为矩阵 $\overline{A}(f) = 1 - A(f)$ 的一个元素; $x_{ij}(f)$ 为监测变量 x_i 对监测变量 x_i 的因果测度值,经过归一化后,其取值区间为[0,1]。

由于GDPC方法将时间序列的噪声干扰进行 归一化,分析结果不会因变量量纲不同而受影响,算 法适应能力强。

1.2 复杂网络全局特征分析

复杂网络作为研究复杂系统的动力演化行为的 手段,其网络具有丰富的全局特征,常用的特征 如下。

1) 平均路径长度。平均路径长度从节点之间的距离角度出发,所度量的是网络节点之间的信息传播效率^[15]。两节点之间的最短路径 d_{ij} 定义为从节点 i 到节点 j 所经过的最短距离; 网络的平均路径长度 L 定义为所有节点对之间最短路径的平均值,即

$$L = \frac{1}{N(N-1)} \sum_{i \neq j} d_{ij} \tag{5}$$

其中: N为因果网络中的节点总数。

平均路径长度作为复杂网络的全局特征指标, 可以定量地描述网络节点之间的通信链路长短,对 网络中节点空间的分布进行度量。

2) 聚类系数。聚类系数是用存在三角关系的 节点密度度量网络演化过程中节点的聚集程度。对 于网络中的一个节点 *i* , 其聚类系数 *C_i*定义为网络 中存在实际连接节点 *i* 的邻接点与所有可能的连接 点的比值^[16]。即

$$C_{i} = \frac{2e_{i}}{k_{i}(k_{i} - 1)} \tag{6}$$

其中: k_i 为节点i的度; e_i 表示与节点i之间存在实际连通关系的邻接点数。

整个网络的聚类系数C为所有节点的聚类系数C,的均值,定义为

$$C = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} C_i \tag{7}$$

其中:N为网络中的节点数。

聚类系数的大小仅与网络的拓扑结构有关,当 网络中边的权重发生变化,但整体的拓扑结构不变 时,其网络的聚类系数亦不发生变化。

3) 网络结构熵。熵是一种无序性度量,网络结构熵从网络的异构性、非标度性角度出发,可以有效表征系统拓扑结构演化,其表达式[17]为

$$\widehat{E} = \frac{-2\sum_{i=1}^{N} P(k_i) \ln P(k_i) - \ln 4(N-1)}{2 \ln N - \ln 4(N-1)}$$
(8)

其中: $P(k_i)$ 为网络中各节点的点强度分布; k_i 为节点的点强度; N为网络中所有节点的数目。

2 系统服役安全状态评估流程

流程工业复杂机电系统由多个生产装置构成, 其各单元设备之间根据物料或信息存在着一定的耦 合关系。当系统服役状态发生变化时,其局部各监 测变量之间的因果关系也会发生变化。基于这一原 理,可以建立复杂机电系统拓扑网络模型,通过观察 拓扑网络模型演化过程特征实现系统服役状态评 估。如图1所示,首先,应用GPDC方法对复杂机电 系统监测变量进行因果网络建模,根据一定的规则 对所建立的因果网络模型进行简化;其次,基于简化 后的因果网络模型,提取平均路径长度、聚类系数和 网络结构熵等反映复杂网络全局拓扑特征的度量参 数,对因果网络模型演化进行量化表征;最后,根据 不同维度特征异常波动信息,重构系统的异常状态 空间,实现多维度特征的有效融合,形成表征系统服 役安全状态的服役安全异常指数(performance safety anomaly index, 简称 PSAI)。

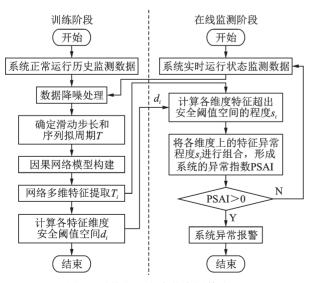


图1 系统服役安全状态评估流程

Fig.1 The flow chart of state evaluation

2.1 系统因果网络建模

复杂机电系统因果网络建模以各监测变量为节点,变量之间的因果测度为边权,构建有向加权网络。系统服役状态的动态变化可以通过各变量之间的因果测度值 c_{ij}来体现。系统正常运行时,各监测变量之间的耦合关系波动较小,故因果测度值 c_{ij}也会稳定在一个较小的阈值范围内。当系统发生故障时,各监测变量之间的耦合关系会发生非常剧烈的波动。

- 1)数据预处理:通过监测数据的归一化和小波 降噪,降低噪声对后续因果分析的影响。
- 2) 网络构建:对于一个n维监测时间序列 x_1, x_2, \dots, x_n ,利用GPDC方法计算各变量之间因果测度 c_n ,形成 $n \times n$ 的因果关系矩阵C

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & \cdots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & \cdots & c_{2n} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & \cdots & c_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{n1} & c_{n2} & c_{n3} & \cdots & c_{nn} \end{bmatrix}$$
(9)

其中:每个元素 c_{ij} 代表变量i和j之间的因果测度关系。

由于GPDC方法计算两变量之间双向因果,故得到的因果关系矩阵可有效反映变量间因果关系。

2.2 系统网络模型简化

两变量因果关系是相互的,即 c_{ij} 和 c_{ji} 的值可能都不为零,会使有向网络构建过程中网络的拓扑结构变得复杂。为了简化因果网络模型,将变量间净因果作为网络构建依据。定义变量 i 和 i 净因果为

$$cnet_{ii} = c_{ii} - c_{ii} \tag{10}$$

净因果 $cnet_{ij}$ 的正负代表了变量 i 与变量 j 之间的因果方向。当 $cnet_{ij}$ 值为正时,因果方向为从变量 j 到变量 i; 反之,因果方向为从 i 到 j 。 $cnet_{ij}$ 的绝对值 为边的权重。

2.3 系统网络模型的多维特征提取

流程工程复杂机电系统的因果网络模型对于其 服役状态具有较好的表征能力,能准确反映实际生 产系统的工作机理,而基于复杂网络的全局特征提 取可以将网络的状态演化进行量化。当网络的拓扑 结构发生变化时,其全局特征参数也在发生变化。 笔者选取复杂网络的平均路径长度、聚类系数和网 络结构熵等作为系统因果网络拓扑特征的度量 参数。

2.4 系统异常指数模型的构建

当因果网络拓扑结构发生变化时,其异常状态可能被某个全局特征进行表征,也可能在多个维度上的全局特征都发生异常波动。因此,因果网络在单个维度上的统计特征无法对网络拓扑结构的变化进行全面表征,需要根据多个维度上的特征异常波动信息构建系统的异常状态空间,实现系统服役状态量化评估,具体步骤如下:

- 1)根据系统正常运行阶段的监测数据,计算各个维度上的全局特征度量参数,确定各维度特征的安全阈值,计算其安全阈值区间的宽度 d_i;
- 2) 用系统实时运行数据构建因果网络模型,提取该网络每个维度上的特征 *T*;
 - 3) 计算各维度特征值超出安全阈值的限度 s_i

$$s_i = y_i/d_i \tag{11}$$

其中:yi为第i个维度上,特征值超出安全阈值的值。

4) 将各个维度上的特征异常限度进行组合,构成系统的异常向量S

$$S = [s_1, s_2, \dots, s_n] \tag{12}$$

求取S的模PSAI = |S|,即为系统的异常指数

$$PSAI = \sqrt{s_1^2 + s_2^2 + \dots + s_n^2}$$
 (13)

当系统服役处于正常状态时,各维度特征值都在其安全阈值内波动,每个维度的特征异常程度 s_i 都为 0,最终融合后的系统异常指数 PSAI 也为 0。当系统服役状态出现异常时,即使某个阶段的统计特征处于安全阈值区间内,但从多个维度的特征进行观测,其他维度的特征已经超出了安全阈值,即其特征异常程度 $s_i > 0$,因此系统异常指数 PSAI > 0。

3 实例验证

3.1 监测数据获取及预处理

应用某煤化工企业一次压缩机组故障停车前 13天监测数据进行验证。该故障可描述为:因机组 空压机透平轴封泄漏,高温气体辐射到电液转换器 上,电液转换器的信号电缆被烤引起信号受阻,最终 导致高位阀无法动作,进气流量失控,机组被迫手动 停车。机组先后出现多次异常。首次异常出现后, 由于系统自身存在调节机制,状态自动得到部分恢复。但随故障持续恶化,机组出现更严重的异常,经过紧急人工调整,在一定程度上恢复了运行,但系统还是处于持续的异常状态,如此反复导致系统被迫停车检修。选用与故障相关的20个监测变量如表1所示。

表1 压缩机组监测变量

Tab.1 Compressor unit monitoring variable

编号	变量名称	变量描述	单位
1	PSE7655	空压机组汽机转速	r/min
2	A_AFI7650	汽机新汽流量	t/h
3	A_API7622	增压机3段排气压力	MPa
4	A_API7602	空压机排气压力	MPa
5	A_EPIC7655	汽机抽汽压PID输出	%
6	PSE7656	空压机组汽机转速	r/min
7	A_API7602	空压机排气压力	MPa
8	A_RSPEED	空压机组转速测量值	r/min
9	A_API7604	空压机排气压力	MPa
10	A_API7611	增压机1段进气压力	MPa
11	A_API7614	增压机2段排气压力	MPa
12	A_APRATIO	增压机-段压比	
13	A_ATI7611	增压机1段进气温度	$^{\circ}$ C
14	A_ATI7642	增压机止推正推瓦温	$^{\circ}$ C
15	A_RZI7634	增压机轴位移	mm
16	G_ATE_0403	主汽阀后蒸汽温度	$^{\circ}$ C
17	G_AVIR_0401	轴承座振动	mm/s
18	A_AFI7611	增压机进气流量	$\mathrm{Nm}^{3}/\mathrm{h}$
19	A_RKI7630	空压机键相	r/min
20	A_RKI7650	汽轮机键相	r/min

由于上述监测数据直接从分布式控制系统中获得,会受到环境中噪声的干扰,故在进行因果测度分析之前,需要对监测数据进行降噪处理,笔者采用小波降噪的方法对监测数据进行降噪处理。

3.2 多变量因果驱动的系统网络建模

系统状态演化过程中监测变量之间的因果测度一直处于波动变化。根据GPDC方法原理,一般认为GPDC测度大于0.2时,两监测点之间才存在因果关系;小于0.2时则认为两变量之间不存在因果。为了观察监测变量之间的因果测度演变情况,选取部分变量之间的GPDC测度随时间变化的趋势曲线进行分析,如图2所示。

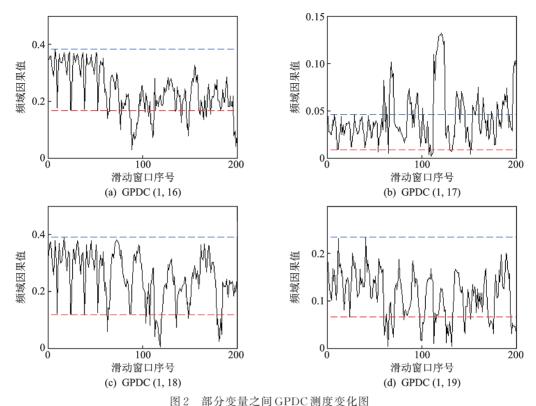


Fig.2 GPDC change graph between partial variables

当系统服役于正常状态时,监测变量 1~16之间的 GPDC 测度明显小于 0.2,属于弱因果;而系统服役状态演变过程中 GPDC 测度发生较为剧烈的波动,其因果关系在因果和非因果之间不断切换,因果测度变化是复杂机电系统耦合网络模型拓扑结构不断演变的动因。对于与该故障相关程度较弱的监测变量因果关系,如监测变量 4和 19,这两个变量之间的 GPDC 测度变化则相对较小,在系统的状态演化过程中,其变量间因果测度一直处于弱因果状态。

用 GPDC 方法分别计算系统正常状态下(滑动窗口 50)和异常状态下(滑动窗口 90)两两变量之间的因果测度,生成多变量因果关系矩阵,对复杂机电系统的因果网络模型进行构建。图 3(a,b)分别为系统正常和异常运行状态下的因果网络模型。

当系统正常运行时,各监测变量之间联系密切; 当系统发生异常时,由于系统部分功能衰弱,改变了 变量之间的信息传递渠道,进而导致部分关键节点 的连接度变小。图 3(a)中,与大量节点连通的核心 节点主要有节点 4、节点 5和节点 6,这 3个节点所代 表的是空压机排气压力、汽机抽汽压力和转速的监 测数据,这些参数是直接影响工况的关键参数,它们 的高连接度也说明了该耦合网络模型能够在一定程 度上反映系统的生产机理和工况状态。

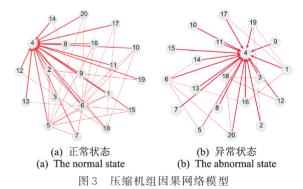


Fig.3 The causal network model of compressor unit

通过观察变量间的因果网络模型演变可以发现系统运行状态的改变,但由于网络模型较为复杂,其无法直观定量判定系统是否处于异常和异常的程度,故需要提取能够有效反映因果网络模型的相关特征,对网络模型的演变进行量化表征。

3.3 多维特征融合的系统服役状态评估

基于所建立的因果网络模型,分别用平均路径 长度、聚类系数和网络结构熵等网络的全局特征度 量参数以及式(13)计算综合异常指数对系统的异常 演变过程进行量化,分析相对于单一特征度量参数, 基于多维特征融合的异常指数在量化分析系统状态 异常演变过程中的优势。

1) 基于单一特征的服役状态评估。

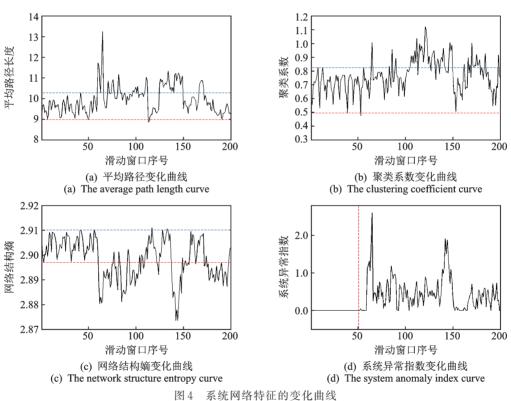
分别利用式(5)、式(7)和式(8)对连续滑动时间 窗建立系统耦合网络并进行特征提取,得到系统服 役状态演化过程中平均路径长度、聚类系数和网络 结构熵的变化曲线,如图 4(a,b,c)所示。从图中可 以看出,在系统正常运行时,3个特征均在一定范围 内稳定波动,该特征阈值范围作为系统服役过程异 常状态判定的依据;当系统发生异常状态时,其波动 阈值超出安全阈值区间,且异常状态越严重,波动的 幅度就会越剧烈。

系统发生故障(滑动窗口60)后,虽然3个维度 特征的变化曲线都明显超出了正常阈值空间,但通 过观察图 4(a,b,c)可以发现,3个维度上的特征均 有部分落在正常阈值空间内,因而通过单一特征无 法对系统故障发展过程进行有效度量。

2) 基于异常指数的服役状态评估。

利用2.4节中所提出的系统异常指数模型构建 方法对所提取的因果网络多维特征进行融合,融合 后的异常指数 PSAI 随系统故障演化趋势如图 4(d) 所示。

图 4(d)中滑动窗口步长为 100 min。在故障发 展过程中,压缩机组在系统性停车之前一段时间(滑 动窗口60以后),系统处于不同程度的异常状态。 这也说明了相对于单一维度特征,归一化后的多维 网络特征度量指标对于系统的异常状态表征更加连 续,对系统的状态演化具有更好的识别能力。



The varying curve of network characteristics

结 论

1) 针对复杂机电系统状态变化迅速,而传统的 状态评估方法对系统运行状态评估不精确的问题, 提出一种多变量因果驱动的复杂机电系统服役状态 评估方法。该方法引入广义相干性分析方法对系统 监测变量之间的因果关系进行实时分析,建立反映 系统服役状态的因果网络模型。在此基础上,提取 因果网络多维特征,并进行融合形成精确表征系统 服役状态的异常指数 PSAI, 用于综合量化表征系统 服役状态演化过程,避免因单一网络特征难以全面 准确评估系统真实的服役状态而产生误报的问题。

2)应用某化工企业压缩机组的故障发展过程 状态监测数据进行验证,结果表明,所提出的方法能 够实现复杂机电系统服役过程中的实时因果网络建 模,且相比于单一特征,融合后的特征对系统的服役 状态具有更好的量化表征能力。在大型复杂机电系 统服役状态评估过程中可以快速对系统网络模型进 行构建,为系统精准调度提供实时的决策依据。

参 考 文 献

- [1] WANG R X, GAO X, GAO J M, et al. An information transfer based novel framework for fault root cause tracing of complex electromechanical systems in the processing industry [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 101:121-139.
- [2] XIE J T, GAO J M, GAO Z Y, et al. Application research of multivariate linkage fluctuation analysis on condition evaluation in process industry [J]. Science China Technological Sciences, 2018, 61(3):1-11.
- [3] KUMAR S P L. Knowledge-based expert system in manufacturing planning: state-of-the-art review [J]. International Journal of Production Research, 2019, 57(15/16): 4766-4790.
- [4] 冯龙飞,高建民,高智勇,等. 基于 DCCA-NSEn 的系统耦合网络建模与评估[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(5):1046-1052.
 FENG Longfei, GAO Jianmin, GAO Zhiyong, et al. System coupling network modeling and evaluation based on DCCA-NSEn[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5): 1046-1052. (in Chinese)
- [5] TONG C, SONG Y, YAN X. Distributed statistical process monitoring based on four-subspace construction and bayesian inference [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2013, 52(29):9897-9907.
- [6] HAN P P, ZHANG Y, WANG L, et al. Model reduction of DFIG wind turbine system based on inner coupling analysis[J]. Energies, 2018, 11: 3234.
- [7] GUPTA P, SINGH A. Causal nexus between foreign direct investment and economic growth: a study of BRICS nations using VECM and Granger causality test [J]. Journal of Advances in Management Research, 2017, 13(2):179-202.
- [8] HU M, LI W, LIANG H. A copula-based granger causality measure for the analysis of neural spike train data [J]. IEEE/ACM Transactions on Computational Biology & Bioinformatics, 2018, 15(2):562-569.
- [9] SIERRA L A, YEPES V, GARCIA T, et al. Bayesian network method for decision-making about the social sustainability of infrastructure projects[J]. Journal of Cleaner Production, 2018, 176:521-534.
- [10] JANWATTANAPONG P, CABRERIZO M, CHEN F, et al. Classification of interictal epileptiform

- discharges using partial directed coherence [C] //IEEE International Conference on Bioinformatics & Bioengineering. Washington D.C., USA: IEEE, 2018.
- [11] ZHAO X, SUN Y, LI X, et al. Multiscale transfer entropy: measuring information transfer on multiple time scales [J]. Communications in Nonlinear Science & Numerical Simulation, 2018,62:202-212.
- [12] QIN Y, TAO J. Brain efficient connectivity analysis of attention based on the granger causality method [J]. Journal of Biomedical Engineering, 2016, 33 (1): 56-60
- [13] OMIDVARNIA A, AZEMI G, BOASHASH B, et al. Measuring time-varying information flow in scalp EEG signals: orthogonalized partial directed coherence [J]. IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 2014, 61(3):680-693.
- [14] MI X, CHENG N, ZHANG T. Performance comparison between gPDC and PCMI for measuring directionality of neural information flow [J]. Journal of Neuroscience Methods, 2014, 227:57-64.
- [15] MAO G, NING Z. Fast approximation of average shortest path length of directed BA networks [J]. Physica A Statistical Mechanics & Its Applications, 2017, 466:243-248.
- [16] YUAN Z, CHONG W. Identification of essential proteins using improved node and edge clustering coefficient [C]//Proceedings of the 37th Chinese Control Conference. Wuhan, China; [s.n.], 2018.
- [17] GAO X E, LI K Q, CHEN B. Invulnerability measure of a military heterogeneous network based on network structure entropy [J]. IEEE Access, 2017, 6: 6700-6708.



第一作者简介:谢军太,男,1984年5月生,助理研究员、硕士生导师。主要研究方向为装备制造与服役质量控制、系统安全可靠性分析、智能诊断与运维决策等。曾发表《基于SOM复杂机电系统服役过程动态标记方法》(《振动、测试与诊断》2020年第40卷第2期)等论文。

E-mail: xiejuntai@xjtu.edu.cn

通信作者简介:高智勇,男,1973年4月 生,教授、博士生导师。主要研究方向为 智能制造与智能质量、质量安全可靠性、 信息质量控制、工业安全与大数据分 析等。

E-mail:zhygao@mail.xjtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.010

强差异性神经网络集成的转子故障识别方法*

马森财, 赵荣珍, 吴耀春

(兰州理工大学机电工程学院 兰州,730050)

摘要 针对误差反向传播(back propagation,简称 BP)神经网络在作为传统 Bagging集成学习机中的基分类器时,存在相互之间差异性偏低的问题,引入一种特征扰动法对集成学习机的分类性能进行改进。首先,将 Relief-F 特征评估算法和改进轮盘赌选择法进行结合,并设置基分类器的数目为 30 个,从转子故障特征集中选择出 30 个特征子集,每个特征子集的故障特征维数为 30;其次,将训练集和测试集分别投影在对应的 30 个故障特征子集上,得到对应于30 个基分类器的系列训练子集和测试子集,通过此方式实现了特征扰动环节;最后,利用 Bagging集成学习机中自带的自助采样法对各训练子集进行处理,使其在最终输入至各基分类器时在特征空间和样本集合上都具有一定的差异性,间接使训练后的基分类器之间显示出更高的差异性,让最终的分类结果可信度更高。用一种低维双跨转子故障数据集对该集成学习方法进行类别辨识的结果表明,本方法能够显著提高 BP 网络的辨识准确率,并且具有良好的抗干扰性能。

关键词 集成学习; 神经网络; 转子; 故障诊断中图分类号 TH165⁺.3; TP391.4

引言

旋转机械故障辨识属于典型的多分类问题。随着该类机械装置向大型化与复杂化方向的发展,它们在发生故障时响应信号呈现出来的非平稳、非线性及信号频率成分复杂多变等动态变化的特点^[12],使得故障的分类与辨识性能要求被提升到了一个新高度。因此,对改进与完善传统的分类器性能问题进行探讨,这对于发展旋转机械的智能故障诊断技术具有非常积极的促进作用。

模式识别领域中的集成学习方法可以显著提高单一分类器的分类精度^[3-6],且网络结构的搭建较为简便。文献[7]建立了一种利用自适应概率神经网络作为基分类器的集成学习模型,并将模型应用于电机轴承故障诊断,结果表明该模型具有良好的诊断精度和泛化性。针对高速列车故障的分类识别,文献[8]提出了一种基于选择性集成学习的支持向量机(support vector machine,简称SVM)多分类器融合算法,该算法选取对数据分类效果较好的若干SVM分类器进行融合,提高了高速列车故障分类准确率。针对滚动轴承早期故障诊断中故障特征微弱、难以有效检测的问题,文献[9]利用AdaBoost集

成学习算法提升了单一SVM的分类性能。实验结果表明,结合优选的敏感特征参量,AdaBoost_SVM方法能有效地诊断出滚动轴承的早期故障。然而,进一步归纳总结后发现,借助集成学习模型虽然能有效地提高单一分类器的辨识精度,但若是参与集成学习的分类器之间差异性较低,就会影响集成学习模型辨识结果的可信度和泛化性,违背了集成学习中基分类器应"好而不同"的原则。对影响集成学习的基分类器差异性问题进行探讨,能够提高集成学习机的分类与辨识性能。

基于上述分析,笔者利用 Relief-F 法对故障特征进行评估并获取相应的特征权重;利用改进轮盘赌算法依据特征权重扰动训练集的特征空间,使得 Bagging 集成学习阶段经扰动后训练集训练出来的基分类器能获得较大的差异性;将该方法应用到转子故障模式辨识中,用实验验证其有效性。

1 相关原理

1.1 Relief-F特征评估算法

Relief-F算法[10]是一种用于多分类数据的特征

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51675253);国家重点研发计划资助项目(2016YFF0203303-04);兰州理工大学红柳一流 学科建设资助项目

评估算法,突破了Relief算法仅限于二分类数据特征评估的局限。该方法会根据指定的评价准则为每个特征赋予一个适当的权重。Relief-F方法的主要思想是:一个特征重要与否,取决于它是否可以使同类的样本相近,而不同类的样本距离远。根据该思想,每次随机地从N个样本中选择第i个样本记为 S_{pick} ,每个特征权重是根据选中样本 S_{pick} 和与其在同一个类别的近邻样本H的距离,以及与 S_{pick} 不属于同一类别的其他各近邻样本M(C)之间的距离来更新的。因此,第r个特征 F_r 的权重更新公式为

$$\operatorname{Re \, lief-}F(F_r) = W_r - \frac{f(F_r, S_{\operatorname{pick}}, H)}{n} + \sum_{C \in \mathcal{L}} \frac{f(F_r, S_{\operatorname{pick}}, M(C))}{n} \tag{1}$$

其中: $f(F_r, S_{pick}, H)$ 为计算样本 S_{pick} 和与 S_{pick} 同类的最近邻样本H在特征 F_r 下的距离; $f(F_r, S_{pick}, M(C))$ 为计算样本 S_{pick} 和与 S_{pick} 不同类的最近邻样本M(C)在特征 F_r 下的距离^[11];n为迭代更新次数;W为特征权重向量。

1.2 集成学习概念

集成学习针对同一问题要构造多个学习器,若构造的学习器是同一类,则称为同质集成;反之则称为异质集成。集成学习的很多理论研究都是针对弱学习器进行的 $^{[12-13]}$,常用的弱学习器包括:人工神经网络(artificial neural network,简称 ANN)、SVM 和决策树等,它们在 k类问题上的识别准确率一般不低于 $\frac{1}{k}$ 。集成学习通过利用子学习器间的差异性保证各分类器分类错误的独立性,并按照一定的合成策略去预测结果。因此,为达到更好的集成效果,如何有效地增加子学习器之间的差异性是相关研究的核心工作之一 $^{[15-16]}$ 。

1.3 Bagging 算法

Bagging 算法是并行式集成学习方法的代表。它直接基于自助采样法[17],其采样过程为:给定包含 n个样本的原始训练集,先随机取出一个样本放入 训练子集中,再把该样本放回初始训练集中,使得下次采样时该样本仍有可能被选中,这样经过 n次随机采样操作,可得到含 n个样本的训练子集,该采样集中含有重复被采到的样本。照此方法,可采样出若干个含 n个训练样本的训练子集,然后基于每个训练子集训练出一个子学习器,最终学习结果通过综合子学习器的学习结果得到。对于回归预测问

题,通常将子学习器的结果经过简单平均后得到集成学习结果。对于分类问题,常用投票法得到最终结果。

1.4 Bagging 集成学习算法用于 BP 神经网络的有效性

本研究拟采用的基分类器为BP神经网络,为了解Bagging集成学习方法对BP神经网络分类能力的优化作用,参照文献[18]设定了神经网络的各项参数后进行了如下实验:对加州大学欧文分校的鸢尾花数据集[19]进行了随机划分(按照7:3的比例,70%为训练集,30%为测试集),分别在BP神经网络和以BP网络为基学习器的Bagging集成学习机上进行了10次独立实验。具体识别结果如图1所示。

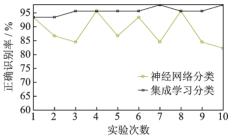


图 1 神经网络和集成神经网络的分类结果对比

Fig.1 Comparison of classification results between neural networks and integrated neural networks

由图1可知,集成BP神经网络的分类精度始终 高于单个BP神经网络的分类精度,而且集成神经 网络的分类稳定性更好。

文献[20-21]指出,分类准确率不能作为评价 Bagging集成学习算法分类性能的唯一指标。在建立集成学习模型时,还需考虑基分类器是否达到差异性要求,若未达到,需要从输入特征或者分类算法参数等方面进行扰动,以增强基分类器之间的差异性,让分类结果具有更强的说服力。

2 建立的强差异性神经网络集成模型

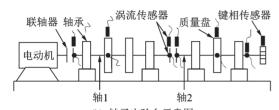
2.1 振动信号特征提取及特征降维

本实验研究对象为图 2 所示的一套多通道、双转子实验台。该实验台上共有 6 对电涡流传感器,布置在 6 个关键截面处^[22],采集其位移振动信号,如图 2(b)所示,其中尾端带曲线的黑色矩形和圆点都代表一个电涡流传感器。在转速为 3 kr/min、采样频率为 5 kHz 下采集了多通道转子实验台正常状态、不平衡状态、不对中状态,碰磨状态及松动状态

5种类型的振动信号各80组,共400组信号样本,其中70%作为训练样本,30%作为测试样本。图3、图4分别为预处理前后的转子不平衡振动信号。



(a) 转子实验台 (a) Rotor experiment platform



(b) 转子实验台示意图 (b) Schematic diagram of rotor experiment platform 图 2 转子实验台的实物图与示意图

Fig.2 Physical diagram and schematic diagram of the rotor experimental platform

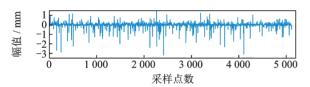


图 3 预处理前的转子不平衡状态振动信号

Fig.3 Unbalanced vibration signal before pre-treatment

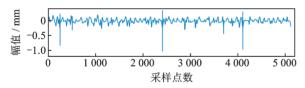


图 4 预处理后的转子不平衡状态振动信号

Fig.4 Unbalanced vibration signal after pre-treatment

按表1所示提取振动信号的特征,由于实验台 共有12个振动信号采集通道,故可提取到11×12= 132维的特征,依此构建出原始的转子故障特征数 据集。为后续计算方便,将原始数据集进行归一化, 归一化区间为[一1,1]。由于数据集的特征维数过 高,不利于后续的扰动和分类操作,采用主成分分析 法在保证累积方差贡献率不低于95%的前提下将 维数约简至46维,后续操作的数据集为低维的转子 故障数据集*U*。

2.2 设计的特征扰动流程

传统的 Bagging 集成学习模型中仅以 Bagging 算法中自带的自助采样法扰动训练集,产生样本不

表 1 为通道 ch_i 构造的原始特征集(i=1, 2, \cdots , 12) Tab.1 The original feature set of the channel ch_i (i=1, 2, \cdots , 12)

序号	特征	序号	特征
1	峰峰值	5	裕度指标
2	波形指标	6	峭度指标
3	峰值指标	7~11	IMF分量的奇异值
4	脉冲指标		

7~11为信号经EMD分解后前5个IMF分量的奇异值

同的训练子集,训练子集训练的基分类器之间也具备了一定程度的差异性,但是并不显著。

为增大参与集成学习的子BP神经网络之间的差异性,进而提高集成分类结果的可靠性,本研究采用了扰动训练集特征空间的方法。在特征扰动环节,引入Relief-F特征评估算法和轮盘赌选择法。首先,通过Relief-F算法得到训练集S的特征权重向量W;其次,将此权重向量作为轮盘赌选择法的输入来进行特征的随机选择,进而产生一系列特征子集。实验中,传统的轮盘赌法在构建一个特征子集时,同一个特征可能会被多次选中,不符合本实验要求,故需要对轮盘赌法实行改进,命名为改进的轮盘赌选择法(improved roulette wheel selection,简称IRWS)。IRWS算法步骤如下。

输入:权重向量 $W=(w_1, w_2, \dots, w_{46})$;循环次数 $k(k \leq 46)$ 。输出:筛选出的特征集F。

- 1) 通过权重向量构造轮盘,操作一次选择出一个特征 f,(t为区间[1,46]上的任意整数值);
 - 2) 令 $w_i = 0$,更新剩余特征权重,更新公式为

$$w_p = w_p / \sum_{p=1}^{46} w_p \tag{2}$$

算法中,循环 k次相当于从 46 维的特征中选择 出 k个特征来构建特征子集。原始的轮盘赌算法中 同一特征有可能被重复选中,改进后的轮盘赌算法 相当于将特征依据其权重进行不放回抽样。因此, 本研究中建立的改进型集成神经网络算法步骤 如下。

输入:训练集S;测试集T;循环次数c。输出:最终分类结果 R_e 。

- 1) 通过 Relief-F 算法得到训练集 S 的特征权重向量 $W=(w_1, w_2, \cdots, w_{46})$;
- 2) 以特征权重向量 W 为轮盘的输入,用改进轮盘赌算法得到特征子集 $F_i(j=1,2,\cdots,c)$;将训练集 S 和测试集 T 在特征子集 F_i 上投影得到中间训练集 S_i 和测试子集 T_i ;对 S_i 进行自助采样操作得到训练

子集 S_{ij} ;利用 S_{ij} 训练神经网络得到基分类器 BP_{ij} ;利用 BP_{ij} 对 T_{ij} 进行分类识别得到结果 R_{ij} 。

3) 采用相对多数投票法输出最终分类结果 Re。

上述算法中,循环次数c的取值直接决定了产生训练子集的数目,间接决定了子BP网络的数目。为后续实验表达方便,将本研究所提的基于特征扰动的集成BP神经网络命名为DE-BP。

图 5 为产生任意一个训练子集 S_{ij} 和测试子集 T_{ij} 的流程图,图中矩形框代表操作,平行四边形框代表数据。特征扰动的本质为特征选择的过程,即利用特征选择的手段从特征集中选出 c 个特征子集,使得训练子集在特征空间上产生差异;然后利用 Bagging 集成学习机中嵌入的自助采样法扰动训练子集的样本,使得输入至 c 个子 BP 网络的训练子集不仅在特征空间上具有差异性,还在具体的样本上具有一定的差别。测试子集 T_{ij} (j=1,2,…,c)之间所含具体样本相同,只是样本所处的特征空间不同。即训练基分类器 BP,的测试子集 T_{ij} 必须在同一个特征空间内。

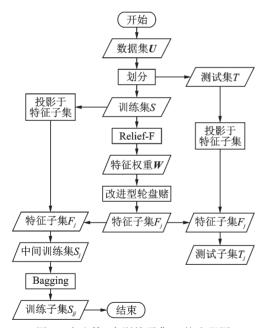


图 5 产生第j个训练子集 S_{ij} 的流程图

Fig. 5 The process of generating the jth training set named S_{ij}

图 6 为经 Relief-F 方法得到的低维转子故障数据集中各特征的权重。

图 7 为在特征扰动阶段依据更新后权重所构造的轮盘。其中,左图为选择第 1 个特征前构造的轮盘,右图为选择第 29 个特征前构造的轮盘。为绘图方便,将图 6 中少数评价为负值的权重直接取其绝对值变为正值。

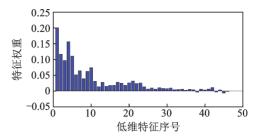


图 6 低维特征的权重分布

Fig.6 Weight distribution of low-dimensional features

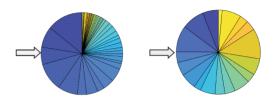


图 7 依据更新后权重构造的改进型轮盘

Fig.7 Improved roulette constructed according to the updated weights

表 2 为循环次数 k 取值为 28 时,经 IRWS 算法选择出的故障特征子集。表中"序号"指 46 个低维特征的特征序号。

表 2 k=28 时经 IRWS 算法所得的特征子集

Tab.2 Feature subset obtained by the algorithm named improved roulette wheel selection at k = 28

次数 序号 次数 序号 次数 序号 第1次 17 第11次 8 第21次 18 第2次 5 第12次 30 第22次 19 第3次 4 第13次 9 第23次 21 第4次 1 第14次 20 第24次 28						
第2次 5 第12次 30 第22次 19 第3次 4 第13次 9 第23次 21	次数	序号	次数	序号	次数	序号
第3次 4 第13次 9 第23次 21	第1次	17	第11次	8	第21次	18
	第2次	5	第12次	30	第22次	19
第4次 1 第14次 20 第24次 28	第3次	4	第13次	9	第23次	21
	第4次	1	第14次	20	第24次	28
第 5 次 14 第 15 次 10 第 25 次 23	第5次	14	第15次	10	第25次	23
第6次 6 第16次 11 第26次 24	第6次	6	第16次	11	第26次	24
第7次 2 第17次 12 第27次 25	第7次	2	第17次	12	第27次	25
第8次 7 第18次 13 第28次 26	第8次	7	第18次	13	第28次	26
第9次 3 第19次 16	第9次	3	第19次	16		
第10次 15 第20次 22	第10次	15	第20次	22		

图 8 表示最后的集成学习阶段, 橙色环代表数据, 粉色环代表操作手段。如:测试子集 T_c 由训练完毕的 BP。网络进行识别得到结果 R_c 。投票(vote)阶段, 对 c个分类结果(R_1, R_2, \cdots, R_c)用相对多数投票法进行表决, 得到最终的识别结果 R_s 。

图 8 中,输入至不同基分类器的测试子集 T_j 所在的特征空间不同。本研究是在 Bagging 集成学习的基础上将训练集经过特征扰动产生在特征空间和具体样本上都有一定差异性的训练子集 S_{jj} ,间接使得通过训练子集 S_{jj} 产生的基分类器 BP_j 之间具有了

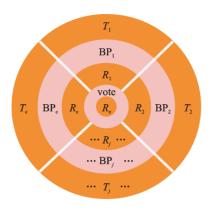


图8 集成学习过程

Fig.8 Process of ensemble learning

更大的差异性,测试样本 T_i 的特征空间只随其对应的训练子集 S_j 的特征空间做出改变,以达到适应基分类器 BP_i 的目的。对于单个的BP神经网络,输入其中的训练集和测试集所处的特征空间必须一致。经过该模型得到的分类结果可信度高。

2.3 相关参数的设定结果

特征扰动环节中,特征子集的维数在保证单个的子BP神经网络的平均识别准确率不低于70%的前提下选取(参与分类的所有BP神经网络的隐含层激活函数统一设定为Sigmoid函数,隐含层神经元数目都定为12个),最终确定特征子集的维数为k=30。

在集成学习中基分类器的个数(也是特征子集的个数)c值的确定采用实验法,先预设子分类器的数目为10个,以每次的平均分类精度不小于95%为原则,以5为增量改变基分类器的数目,最终确定基分类器的个数c为30。

3 实验结果与分析

3.1 DE-BP神经网络的辨识能力验证

将集成BP神经网络命名为E-BP,以转速为3kr/min下的低维转子故障数据集作为识别对象,对比BP,E-BP和DE-BP的识别结果,如表3所示。

从表3可看出,在分类准确率上,DE-BP模型要明显高于BP神经网络。与E-BP模型相比,DE-BP网络的基分类器输入特征维数虽然减少,但基本未影响其最终的分类准确率,且由于双扰动的原因,使得各分类器间的差异性更大,结果具有更高的可信度。

表 3 不同算法的分类准确率

Tab.3 Comparative of classification results from different algorithms %

故障类型	BP	E-BP	DE-BP
不平衡	92.1	100.0	100.0
不对中	84.6	98.7	100.0
碰磨故障	76.7	87.9	83.3
松动故障	65.4	100.0	98.3
正常状态	73.6	99.2	100.0
平均	78.5	97.16	96.3

3.2 变工况下 DE-BP 方法的识别能力

为验证本研究所提 DE-BP 网络是否在不同转速下仍具有较好的辨识能力,分别用 2 800 r/min 和 3 200 r/min 两种工况下的转子故障数据集进行验证。为验证本研究方法抗速度波动干扰的能力,同时将两种转速下的故障数据集混合后重新划分训练集和测试集,并用 DE-BP 模型进行分类。识别结果如表 4 所示。

表 4 DE-BP网络在不同工况下的辨识精度
Tab.4 Identification accuracy of DE - BP network under different working conditions

		8	
+ 1 1 2 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	转速/(r•min ⁻¹)		
故障类型	2 800	3 200	2 800~3 200
不平衡故障	100.0	100.0	75.0
不对中故障	100.0	100.0	89.6
碰磨故障	87.5	91.7	76.0
松动故障	100.0	100.0	93.5
正常状态	93.7	100.0	72.0
平均	96.3	98.3	81.22

表 4 表明,在不同的转速下该模型仍然具有较高的分类精度,且 DE-BP 对波动速度下的故障具有一定的辨识能力,故笔者构建的模型在转子故障模式识别领域具有较好的适用性。

3.3 DE-BP方法对含噪数据的敏感性验证

为检验本研究方法对含噪数据的处理能力,以 2~800~r/min 的转子故障数据集为研究对象,定义扰动矩阵为 $W = \lambda rand(m,n)$,并将其添加至测试数据集中,模拟含噪数据。其中: $\lambda \in [0,1]$,为噪声强度因子;rand(m,n)为随机矩阵生成函数,矩阵元素为 [0,1]内的随机数;m为测试样本数目,在本研究中为 120;n为特征维数,在本研究中为 46。在实验中对比 BP, DE-BP 和 E-BP 方法对不同噪声强度因子下测试集的平均识别率,结果如图 9 所示。

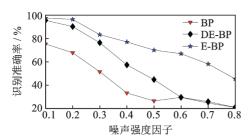


图 9 DE-BP的抗噪能力验证

Fig.9 Noise immunity verification of DE-BP

由图 9 可知,噪声强度对 DE-BP的分类效果有影响。当噪声增强到一定程度后, DE-BP的分类精度和 BP 网络趋于一致,但在一定范围内 ED-BP的分类精度始终要高于 BP 的分类精度。在噪声强度相同的情况下, E-BP 的识别准确率始终要高于 DE-PB,这是由于 DE-BP 中输入至基分类器的数据集特征维数为 30,并不是完整的 46 维,而在 E-BP 中输入至基分类器的数据集特征维数完整,并未减少。可以得出如下结论: DE-BP 方法是在 E-BP 的基础上,通过牺牲部分识别精度和抗噪性换取了基分类器 BP,之间差异性的显著提高。

4 结 论

- 1)提出了一种基于差异性 BP神经网络集成的转子故障辨识方法。与传统集成学习分类方法不同,所提方法为提高基分类器之间的随机差异性,增加了特征扰动环节,扰动了训练集的特征空间和样本集,产生了具有较强差异性的基分类器,使结果更具说服性。
- 2) 实验数据分析表明,研究提出的集成学习模型在提高了基分类器差异性的同时,还能有效地识别出转子故障,符合集成学习"好而不同"的理念。
- 3)在BP神经网络的基础上引入了Bagging集成学习算法,使得分类器具有较强的抗干扰能力。
- 4)本研究所提的特征扰动法,可以作为一种新的特征选择方法的参考。同时也发现,在分类过程中引入多个基分类器导致了整个识别过程的执行效率有所下降。在下一步的工作中,将引入执行效率高的算法,作为集成学习的基分类器,并尝试将算法参数扰动和输出表示扰动引入至集成学习中。

参 考 文 献

[1] 雷亚国, 贾峰, 孔德同, 等. 大数据下机械智能故障诊断的机遇与挑战[J]. 机械工程学报, 2018, 54(5): 94-104. LEI Yaguo, JIA Feng, KONG Detong, et al. Opportunities and challenges of machinery intelligent fault diagnosis in big data era[J]. Journal of Mechanical Engineer-

- ing, 2018, 54(5): 94-104.(in Chinese)
- [2] 郑近德, 程军圣, 杨宇. 基于 LCD 和排列熵的滚动轴承故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(5): 802-806. ZHENG Jinde, CHENG Junsheng, YANG Yu. A rolling bearing fault diagnosis method based on LCD and permutation entropy [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(5): 802-806. (in Chinese)
- [3] 徐涛, 苏瀚, 杨国庆. 基于空间拟合和神经网络的机场噪声预测集成模型[J]. 中国环境科学, 2016, 36(4): 1250-1257.
 - XU Tao, SU Han, YANG Guoqing. Airport noise prediction ensemble model based on space fitting and neural network [J]. China Environmental Science, 2016, 36(4): 1250-1257. (in Chinese)
- [4] 张志义, 余涛, 王德志, 等. 基于集成学习的含电气热商业楼宇群的分时电价求解[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(1): 112-125.
 - ZHANG Zhiyi, YU Tao, WANG Dezhi, et al. Optimal solution of time-of-use price based on ensemble learning for electricity-gas-heat commercial building [J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(1): 112-125. (in Chinese)
- [5] 汤健, 柴天佑, 丛秋梅, 等. 基于 EMD 和选择性集成 学习算法的磨机负荷参数软测量[J]. 自动化学报, 2014, 40(9): 1853-1866.
 - TANG Jian, CHAI Tianyou, CONG Qiumei, et al. Soft sensor approach for modeling mill load parameters based on EMD and selective ensemble learning algorithm[J]. Acta Automatica Sinica, 2014, 40(9): 1853-1866. (in Chinese)
- [6] WANG Z, LU C, WANG Z, et al. Fault diagnosis and health assessment for bearings using the Mahalanobis-Taguchi system based on EMD-SVD[J]. Transactions of the Institute of Measurement & Control, 2013, 35(6): 798-807.
- [7] 张习习,顾幸生.基于集成学习概率神经网络的电机 轴承故障诊断[J].华东理工大学学报(自然科学版), 2020,46(1):68-76.
 - ZHANG Xixi, GU Xingsheng. Motor bearing fault diagnosis method based on integrated learning probabilistic neural network [J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2020, 46 (1): 68-76. (in Chinese)
- [8] 饶川, 苟先太, 金炜东. 基于选择性集成学习的高速 列车故障识别研究[J]. 计算机应用研究, 2018, 35(5): 1365-1367.
 - RAO Chuan, GOU Xiantai, JIN Weidong. Study on recognition of high speed rail malfunction based on selective ensemble learning [J]. Application Research of Computers, 2018, 35 (5): 1365-1367. (in Chinese)
- [9] 陈法法,杨晶晶,肖文荣,等.Adaboost_SVM集成模

型的滚动轴承早期故障诊断[J]. 机械科学与技术, 2018, 37(2): 237-243.

CHEN Fafa, YANG Jingjing, XIAO Wenrong, et al. Early fault diagnosis of rolling bearing based on ensemble model of adaboost SVM [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2018, 37(2): 237-243. (in Chinese)

- [10] 何涛, 胡洁, 夏鹏, 等. 基于 ReliefF 算法与遗传算法 的肌电信号特征选择[J]. 上海交通大学学报, 2016, 50(2): 204-208.
 - HE Tao, HU Jie, XIA Peng, et al. Feature selection of emg signal based on relieff algorithm and genetic algorithm [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2016, 50(2): 204-208. (in Chinese)
- [11] LE T T, Simmons W K, Misaki M, et al. Differential privacy-based evaporative cooling feature selection and classification with relief-F and random forests[J]. Bioinformatics, 2017, 33(18): 2906-2913.
- [12] 史欣田, 庞景月, 张新, 等. 基于集成极限学习机的卫星大数据分析[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(12): 81-91
 - SHI Xintian, PANG Jingyue, ZHANG Xin, et al. Satellite big data analysis based on bagging extreme learning machine [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(12): 81-91. (in Chinese)
- [13] 孟宗, 顾海燕, 李姗姗. 基于神经网络集成的 B 样条经验 模态分解端点效应抑制方法 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(9): 106-112.
 - MENG Zong, GU Haiyan, LI Shanshan. Restraining method for end effect of B-spline empirical mode decomposition based on neural network ensemble [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(9): 106-112. (in Chinese)
- [14] 付忠良, 赵向辉, 苗青, 等. AdaBoost算法的推广——组集成学习算法[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2010, 42(6): 91-98.
 - FU Zhongliang, ZHAO Xianghui, MIAO Qing, et al. Ensemble learning algorithms generalization of Ada-Boost [J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2010, 42(6): 91-98. (in Chinese)
- [15] 唐耀华, 高静怀, 包乾宗. 一种新的选择性支持向量机集成学习算法[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(10): 1221-1225.
 - TANG Yaohua, GAO Jinghuai, BAO Qianzong. Novel selective support vector machine ensemble learning algorithm[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(10): 1221-1225. (in Chinese)
- [16] 杨宏晖,王芸,孙进才,等.融合样本选择与特征选择的 AdaBoost 支持向量机集成算法[J]. 西安交通大学学报,2014,48(12):63-68.
 - YANG Honghui, WANG Yun, SUN Jincai, et al. An

- AdaBoost support vector machine ensemble method with integration of instance selection and feature selection [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(12): 63-68. (in Chinese)
- [17] 沈乐君,游志胜,李晓峰.自助重要性采样用于实时 多目标视觉跟踪[J].自动化学报,2012,38(10):1663-1670.
 - SHEN Lejun, YOU Zhisheng, LI Xiaofeng. Real-time visual tracking of multiple targets using bootstrap importance sampling [J]. Acta Automatica Sinica, 2012, 38(10): 1663-1670. (in Chinese)
- [18] 熊秋鹏.基于神经网络技术的空间碎片损伤模式识别研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
- [19] 赵荣珍, 赵孝礼, 何敬举, 等. 相关流形距离在转子故障数据集分类中的应用方法[J]. 振动与冲击, 2017, 36(18): 125-130.
 - ZHAO Rongzhen, ZHAO Xiaoli, HE Jingju, et al. Application of correlation manifold distance in the classification of rotor fault data set [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36 (18): 125-130. (in Chinese)
- [20] 周志华,陈世福.神经网络集成[J]. 计算机学报, 2002, 25(1): 1-8.
 - ZHOU Zhihua, CHEN Shifu. Neural network ensemble [J]. Chinese Journal of Computers, 2002, 25 (1): 1-8. (in Chinese)
- [21] 凌锦江,陈兆乾,周志华.基于特征选择的神经网络 集成方法[J].复旦学报(自然科学版),2004,43(5): 685-688.
 - LING Jinjiang, CHEN Zhaoqian, ZHOU Zhihua. Feature selection based neural network ensemble method [J]. Fudan Journal (Natural Science), 2004, 43 (5): 685-688. (in Chinese)
- [22] 霍天龙,赵荣珍,胡宝权.基于熵带法与PSO优化的 SVM 转子故障诊断[J].振动、测试与诊断,2011,31(3):279-284.
 - HUO Tianlong, ZHAO Rongzhen, HU Baoquan. Fault diagnosis for rotor systems based on entropy band method and support vector machine optimized by PSO [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3): 279-284. (in Chinese)



第一作者简介:马森财,男,1994年7月生,硕士生。主要研究方向为旋转机械 故障诊断技术。

E-mail: masencaibangong@163.com

通信作者简介:赵荣珍,女,1960年12月生,博士、教授,博士生导师。主要研究方向为旋转机械故障诊断和动态测试技术。E-mail:zhaorongzhen@lut.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.011

基于频域参数识别的混凝土泵车臂架减振实验*

黄 毅, 刘建武, 胡 勇, 范佳源

(长沙理工大学汽车与机械工程学院 长沙,410114)

摘要 针对混凝土泵车臂架末端的振动问题,考虑实际施工过程中多关节臂架姿态多变导致臂架系统动态特性随之变化的特点,采用基于频域参数识别的主动控制策略进行泵车臂架振动控制的实验研究。以臂架末端振动作为反馈变量,优选提供主动控制力的作动油缸,建立混凝土泵车臂架系统主动控制的全局模型。采用双归一化方法进行臂架系统参数的频域在线识别,推导了最优控制变量表达式,并给出了显式收敛条件。基于美国国家仪器公司软硬件搭建了混凝土泵车臂架振动主动控制实验装置,对该算法的效果进行了实验验证。实验结果表明,采用该主动控制算法,臂架末端的振动加速度幅值衰减了约59%,取得了较明显的减振实验效果,验证了该算法的可行性与实用性。

关键词 减振控制; 频域; 参数辨识; 双归一化方法; 臂架; 混凝土泵车中图分类号 TH113.1

引言

随着混凝土泵车臂架的超长化与轻量化,臂架 结构的柔性越来越大。在沿臂架布置的管道中混凝 土的流动冲击激励作用下,臂架容易产生较大的振 动,严重影响臂架的定位精度、结构寿命与施工安 全[1]。针对类似的简单臂架的振动控制,国内外学 者进行了广泛的研究,主要采用主动控制方法[2],如 模态控制法[3]、极点配置法[4]和最优控制法[5]等,在 仿真与实验方面皆取得一定的振动控制效果。然 而,上述算法都是基于臂架结构的精确模型来进行 振动控制的,对建模精度有特定的要求,鲁棒性较 差,限制了其在实际工程中的应用。考虑到臂架的 姿态变化会导致动力系统动态特性的变化,故需考 虑在线辨识系统动态特性参数的基础上进行振动控 制。系统参数辨识的实现可分为时域辨识方法[6]和 频域辨识方法[7]两种。时域辨识方法以滤波器的形 式建立受控振动系统和控制器的数学模型,然后采 用在线辨识技术确定受控系统模型参数,通过数字 信号处理获取最优控制器的各项参数。利用时域辨 识方法进行振动控制,可获得更快的更新速度,但存 在待辨识参数较多的问题,且易受到信号波动的影 响,因此需要增加用于参考的信号和与外部扰动信

号不相关的随机辨识信号。研究人员已将时域辨识 方法应用于柔性结构的振动控制并取得了一定效 果[8]。 频域辨识方法先将采集的振动信号进行傅里 叶变换,对控制通道和外扰力响应进行频域参数辨 识,优化控制律设计,进一步利用傅里叶逆变换把控 制输出变量转换到时域。频域辨识方法待辨识的参 数较少,不易受到信号波动的影响,不需要增加用于 参考的信号和与外部扰动信号不相关的随机辨识信 号,但缺点是更新速度相对缓慢。已有研究将频域 辨识方法用于直升机系统的参数辨识,实现对直升 机结构响应的有效控制[9-10]。在众多的参数识别方 法中,最小均方法由于计算有效,应用非常广泛。根 据不同的应用特点,出现了许多改进方法。考虑到 传统最小均方法受外界扰动易发散的缺点,采用双 归一化最小均方法进行系统参数的在线识别具有更 好的效果[11]。

混凝土泵车臂架系统模态频域变化范围窄,且由于实际施工过程中臂架姿态变化缓慢,因此臂架系统的传递函数变化缓慢。在硬件计算能力有限的情况下,这为系统参数在线识别创造了条件。笔者以某工程机械公司52m混凝土泵车臂架为研究对象,采用基于频域的双归一化最小均方法进行泵车臂架振动主动控制的实验研究。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51875048); 湖南省自然科学基金资助项目(2018JJ2418); 中国博士后科学基金资助项目(2017M612548)

1 臂架减振算法分析

本研究中的52m混凝土泵车臂架主要结构如图1所示,分别包括转台、末端软管、第1臂节至第5臂节、第1臂节油缸至第5臂节油缸和附着在第1臂节至第5臂节上的混凝土输送管道。

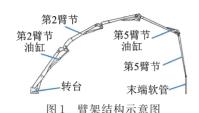


Fig.1 Structure diagram of boom system

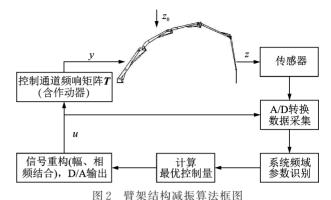
混凝土泵车工作时,通过安装在底盘上的双供料油缸的往复交替运动将混凝土连续推送进混凝土输送管道,混凝土沿着附着在臂架上的输送管道流动到臂架末端,并通过软管引导混凝土浇筑。由于双供料油缸的往复推送,使得混凝土在输送管中周期性流动,是导致臂架产生较大振动的主要振源^[12],其控制框图如图 2 所示。臂架的外部扰动,即双供料油缸往复推送混凝土过程中传递到臂架上的力和力矩,引起臂架末端的振动响应为 z₀,作动器作用引起臂架振动响应为 y,振动传感器测量得到的臂架末端振动响应为 z。控制系统由测量得到的臂架末端振动响应为 z。控制系统由测量得到的数据对控制通道频响矩阵和外扰响应幅值进行辨识,计算最优控制电压值,输出至液压阀以控制臂架作动油缸的往复运动。

控制量与臂架末端响应之间的关系可以在频域 内表示为式(1)所示的臂架系统全局模型

$$T_{n,2i(j+1)\times 1} = \left[T_{11c}, T_{11s}, \dots, T_{1ic}, T_{1is}, \dots, T_{jic}, T_{jis}, \dots, z_{01c}, z_{01s}, \dots, z_{0ic}, z_{0is}\right]^{\mathsf{T}}$$
(5)

其中:Z,U的余弦和正弦分量分别用下标 c和 s 加以标识;频响函数 T的实部和虚部分别用下标 c和 s 加以标识。

采用双归一化最小均方法对无控时臂架末端的 复响应幅值、控制通道频响矩阵进行辨识,相当于解决如下约束优化问题:考虑约束条件 $Z_n = U_n \hat{T}_n$,确



 $Fig. 2 \quad Diagram \ of \ vibration \ reduction \ algorithm$

其中: z_{0n} 为无控时臂架末端的复响应幅值; z_{n} 为受控时臂架末端的复响应幅值; u_{n} 为给作动器输入电压的复控制幅值;T为控制通道频响矩阵。

控制量与响应量的时域形式信号是逐段地转换成频域形式,如双供料油缸每交替1次更新控制量1次,则取往复推送过程内的信号为1段,用下标n来标注第n段信号。

在臂架泵送作业过程中,其无控时臂架末端的复响应幅值 z_{0n} 与控制通道频响矩阵T在不同的时间段n内是变化的,因此需要在线辨识 z_{0n} 与T的值。

为了应用双归一化最小均方法对无控时臂架末端的复响应幅值和控制通道频响矩阵进行辨识,全局模型式(1)转化为

$$Z_{n} = U_{n}T_{n} \tag{2}$$

对于有i个被控减振点、j个控制输入点的系统,有

$$Z_{n,2i \times 1} = [z_{n1c}, z_{n1s}, z_{n2c}, z_{n2s}, \cdots, z_{nic}, z_{nis}]^{T}$$
 (3)

定新的控制通道频响矩阵辨识量 \hat{T}_{n+1} ,满足增量 $\Delta \hat{T}_{n+1} \triangleq \hat{T}_{n+1} - \hat{T}_n$ 的欧式范数取极小值。采用如下目标函数

$$J_{n} = (\hat{T}_{n+1} - \hat{T}_{n})^{T} (\hat{T}_{n+1} - \hat{T}_{n}) + \lambda (Z_{n}^{T} Z_{n} - Z_{n}^{T} U_{n} \hat{T}_{n+1})$$
(6)

其中:λ为拉格朗日因子。

令 $\partial J_n/\partial \hat{T}_{n+1}=0$, 可得到使 J_n 取极小值的最优解

 $\hat{T}_{n+1} = \hat{T}_n + \mu''(U_n^T U_n + \delta I)^{-1} U_n^T (Z_n - U_n \hat{T}_n)$ (7) 其中:因子 $\mu'' > 0$,其作用为控制辨识量的增量变化 但不改变向量的方向;因子 $\delta > 0$ 。

可知满足式(7)收敛条件的μ"的取值范围为

$$0 < \mu'' < \frac{2}{1 + \delta / \max(\lambda')} \tag{8}$$

其中: $U_{,,}^{\mathsf{T}}U_{,,}$ 的特征值为 λ' 。

同理,考虑约束条件 U_n =一 $(T_n^TW_zT_n+W_u+W_{\Delta u})^{-1}T_n^TW_zZ_{0n}+(T_n^TW_zT_n+W_u+W_{\Delta u})^{-1}W_{\Delta u}U_{n-1}$, 满足 $\Delta U_{n+1} \triangleq U_{n+1}-U_n$ 的欧式范数取极小值,可以计算出控制电流量 U_{n+1} 。其中:对角权矩阵 W_z 限制响应幅值;对角权矩阵 W_u 限制控制幅值;对角权矩阵 $W_{\Delta u}$ 限制控制变化率。

$$U_{n+1} = \left[(1 - \overline{\mu}'')I + \overline{\mu}''(T^{T}W_{z}T + W_{u} + W_{\Delta u})^{-1}W_{\Delta u} \right]U_{n} - \overline{\mu}''(T^{T}W_{z}T + W_{u} + W_{\Delta u})^{-1}T^{T}W_{z}Z_{0n}$$
(9)

其中:因子 μ "的作用与 μ "相同。

可知满足式(9)收敛条件的 μ "的取值范围为

$$0 < \overline{\mu''} < \frac{2}{1 - \min\left(\overline{\lambda''}\right)} \tag{10}$$

其中: $\overline{\lambda}''$ 为矩阵 $(T^{\mathrm{T}}W_zT + W_u + W_{\Delta u})^{-1}W_{\Delta u}$ 的特征值。

通过上述理论分析,得出了进行臂架末端振动控制的作动油缸的最优控制变量表达式,并给出了显式收敛条件。下面将基于NI LabVIEW 软件平台和 CompactRIO 硬件平台进行上述算法的实验验证。

2 臂架减振实验分析

工作状态下的泵车臂架各臂节之间的夹角可根据目标施工位置任意调整,理论上泵车姿态有无穷多种。但从实际工程应用中发现,臂架伸展程度越大,臂架末端振动越严重,因此笔者以泵车臂架伸展程度较大的接近水平姿态进行研究。

综合考虑实际典型臂架施工姿态及柔性杆件作动器位置的抑振效果,笔者采用第2,3臂之间用以对臂架姿态进行变幅调整的臂架油缸作为振动作动器,并取机械臂末端振动加速度作为反馈监测变量。采用前述基于频域参数识别的混凝土泵车臂架减振方法不依赖臂架系统的精确数学模型,通过系统参数频域在线识别,因此该方法可以推广至其他

任意姿态。

基于频域参数识别的混凝土泵车臂架减振实验 系统采用美国国家仪器公司软硬件进行搭建,采用 LabVIEW语言实现控制算法。硬件主要包括传感 器、控制器和作动器。传感器包括1个Dytran 7701 加速度传感器和5个Hesmor倾角传感器。其中: Dytran 7701 加速度传感器灵敏度为 980 mV/g,安 装于第5节臂架末端,实时反馈臂架末端的垂向振 动信号; Hesmor 倾角传感器安装于每节臂架的侧 面,实时反馈臂架姿态。控制器采用内置500 MHz 主频微处理器的美国 NI CompactRIO 9014 嵌入式 控制器,用于反馈信号的采集与处理、控制信号的计 算与输出,并搭配 XNET,9233,9253 和 9401 模块, 安装于泵车侧面的主电控柜中。其中:XNET高速 控制器局域网络(controller area network, 简称 CAN)模块用于采集泵送开闭、减振开闭等设备状 态信号;9233加速度模块用于采集振动加速度信 号;9253电流模块用于采集倾角传感器信号(用以 确定臂架姿态);9401数字输出模块用于输出脉冲 宽度调制(pulse width modulation, 简称PWM)形式 的振动控制信号至电磁阀,以实现对臂架油缸(作动 器)的控制。振动主动控制作动器的作动由第2,3 臂架之间的臂架油缸完成,即通过控制电压驱动电 磁阀的开闭与换向,控制臂架油缸的往复伸缩运动, 从而实现对臂架施加拉压作用力。搭建好的臂架减 振实验装置示意图如图3所示。



图 3 臂架减振实验装置示意图

Fig.3 Experimental device of vibration depression of boom

实验时,由混凝土泵送实验台提供循环的混凝土料,通过连续泵送混凝土,模拟实际工况时混凝土对臂架的激励,以产生臂架振动。实验过程中泵车排量为100%,发动机转速为1850 r/min,泵送频率为0.34 Hz。当前水平姿态下,臂架的前2阶弯曲模态频率分别为0.34 和1.43 Hz。先离线测得0.34 Hz频率下臂架系统的频响矩阵和无控响应,以此作为辨识的初始值,以加快控制开始阶段的收敛速度及防止过大的突然冲击。实验过程要经历时频、频时转换。采样得到的加速度响应为离散时域信号,而

控制算法用频域值计算,给出的结果也是频域值,但 输出到作动器的控制信号则要求是时域值。因此, 对采样值进行离散傅里叶分析的开始时刻、控制量 输出的开始时刻在相位上都要协调一致。泵送液压 缸的交替信号为控制提供了现成的触发信号。

 $W_z = \text{diag}(55.0, 45.0),$ 取 参 数 diag(0.15, 0.05), T_c , T_s , z_{0c} 和 z_{0s} 的辨识初始值均采 用实验值, μ'' = diag(0.15, 0.16, 0.15, 0.16),确定控 制量的μ,控制与辨识结果如图4~10所示。图中共 显示 90 个迭代周期,控制从第10个迭代周期处开 启。可知,经过15个迭代周期后,控制目标函数达 到稳定状态;经过20个迭代周期后,控制电压幅值 都达到稳定状态,控制波动在较小范围内。通过采 用该减振控制,臂架末端振动加速度幅值从1.77 m/ s^2 减小到 0.74 m/ s^2 以内,衰减幅度达到 59%。从辨 识效果上看,经过20个迭代周期后,辨识结果基本 达到稳定状态,但与"真实值"有一定差距,其中在辨 识参数 T_c 和 T_s 过程中波动较大,而在辨识参数 z_{0c} 和 z_0 。过程中波动很小。由图 7~10 可见,尽管识别的 值与理论值有一定偏差,但是基本均收敛,且整体控 制效果较好。从本质上讲,识别出来的值是目标函 数的最优解之一。

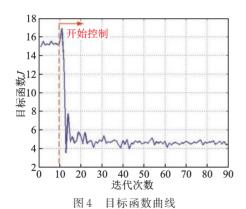


Fig.4 Curve of objective function

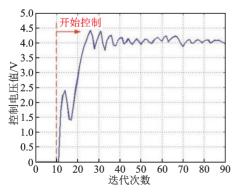


图 5 控制电压曲线

Fig.5 Curve of control voltage

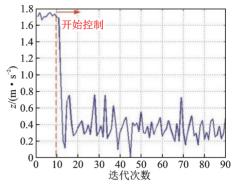


图 6 末端加速度幅值

Fig.6 Amplitude of acceleration of the tip

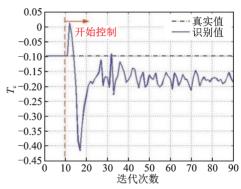


图 7 T_c的真实值与识别值

Fig.7 The target and identified value of T_c

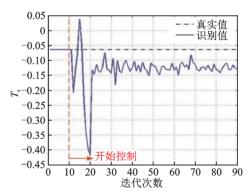


图 8 T_s的真实值与识别值

Fig. 8 The target and identified value of $T_{\rm s}$

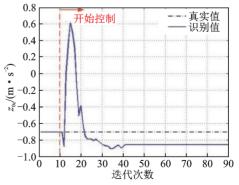


图 9 z_{0c} 的真实值与识别值

Fig.9 The target and identified value of z_{0c}

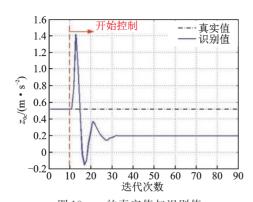


图 10 z_{0} 的真实值与识别值 Fig.10 The target and identified value of z_{0}

3 结束语

针对混凝土泵车臂架末端在某些工况下振动过大的问题,结合实际工况中臂架系统模态频域参数变化缓慢的特点,采用了一种双归一化最小均方法的控制方法来抑制混凝土泵车臂架末端的持续强迫振动。对算法的收敛性进行了理论推导,得出显式收敛条件。通过双归一化最小均方法对无控时混凝土泵车臂架末端的外扰复响应幅值及控制通道频响矩阵进行辨识,并计算最优控制量。搭建了混凝土泵车臂架振动主动控制实验系统,开展了混凝土泵车臂架振动主动控制实验系统,开展了混凝土流动冲击作用下的混凝土泵车臂架强迫振动实验研究,取得实际工况下柔性臂架振动加速度幅值衰减59%的振动控制效果,通过实验验证了上述控制算法的有效性。由于该主动控制算法不依赖精确的臂架模型,因而在实现混凝土泵车臂架结构响应的主动控制方面具有很好的实用性与参考价值。

参 考 文 献

- [1] CAZZULANI G, GHIELMETTI C, GIBERTI H, et al. Overview on the truck mounted concrete boom pump: a dynamic numerical model for active control logic definition[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2011, 44(1): 4232-4237.
- [2] ADDISON A, ANDREA V, DAVIDE C. Active vibration damping in hydraulic construction machinery [J]. Procedia Engineering, 2017, 176: 514-528.
- [3] 李建涛, 邓华, 姜圣, 等. 基于模态参数辨识的泵车臂 架系统振动控制研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38 (7): 99-104.
 - LI Jiantao, DENG Hua, JIANG Sheng, et al. Vibration control of a pump truck boom system based on modal parametric identification [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38 (7):99-104.(in Chinese)
- [4] 黄毅,吴斌兴,王佳茜.混凝土泵车臂架振动响应的 主动控制实验研究[J].振动与冲击,2012,31(2):

91-94.

- HUANG Yi, WU Binxing, WANG Jiaqian. Test for active control of boom vibration of a concrete [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(2): 91-94. (in Chinese)
- [5] QIUZC, LIC, ZHANGXM. Experimental study on active vibration control for a kind of two-link flexible manipulator [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 118(1): 623-644.
- [6] ALEXEY A B, ROMEO O, ALEXEY A B. Parameter identification of linear discrete-time systems with guaranteed transient performance [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 51(15): 1038-1043.
- [7] TANG W, SHI Z K, LI H C. Frequency-domain GTLS identification combined with time-frequency filtering for flight flutter modal parameter identification [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2006, 19 (1): 44-51.
- [8] JIANG E, QIAN C, LIU H. Design of the H1 robust control for the piezoelectric actuator based on chaos optimization algorithm [J]. Aerospace Science and Technology, 2015, 47(3): 238-246.
- [9] 赵灿峰,顾仲权.直升机结构响应频域自适应控制的试验研究[J].振动工程学报,2010,23(1):12-18. ZHAO Canfeng, GU Zhongquan. Experimental research of frequency active control of structural response for helicopter [J]. Journal of Vibration Engineering, 2010,23(1):12-18.(in Chinese)
- [10] 赵灿峰. 直升机结构响应主动控制频域法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- [11] MUHAMMAD S A. Comments on "two-stage fractional least mean square identification algorithm for parameter estimation of CARMA systems" [J]. Signal Processing, 2015, 117: 279-280.
- [12] 黄毅,鄂加强,郭岗,等.变姿态柔性机械臂横向振动主动控制理论与实验[J].天津大学学报,2016,49(7):716-720.
 - HUANG Yi, E Jiaqiang, GUO Gang, et al. Theoretical and experimental study on active control of transverse vibration of flexible manipulator in time-varying postures [J]. Journal of Tianjin University, 2016, 49(7): 716-720.(in Chinese)



第一作者简介:黄毅,男,1978年3月生,博士、教授。主要研究方向为工程机械动力学及控制。曾发表《超长柔性臂架回转振动主动控制研究》(《振动与冲击》2017年第35卷第6期)等论文。

E-mail:tjhuangyi110usa@gmail.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.012

惯容准零刚度隔振器动态特性研究*

王 勇 ^{1,2}, 李 昊 轩 ¹, 程 春 ³, 丁 虎 ², 陈 立 群 ² (1.江苏大学汽车工程研究院 镇江,212013) (2.上海大学力学与工程科学学院 上海,200444) (3.江苏师范大学机电工程学院 徐州,221116)

摘要 将惯容器运用于准零刚度(quasi-zero stiffness,简称 QZS)隔振器中,根据惯容器、弹簧与阻尼器的布置形式,提出并联式与串联式惯容准零刚度隔振器。研究两种惯容准零刚度隔振器在简谐力激励下的动态特性,运用谐波平衡法求解系统的动态响应,揭示两个主要的结构参数(惯质比与刚度比)对系统动态特性的影响规律,定义动态位移峰值、力传递率峰值、隔振频带以及高频带的力传递率4个性能评价指标来评价系统的隔振性能。研究表明,相较准零刚度隔振器,并联式惯容准零刚度隔振器的力传递率峰值较小,隔振频带较宽,但动态位移峰值与高频带的力传递率较大;串联式惯容准零刚度隔振器能拓宽准零刚度隔振器的隔振频带,高频带的力传递率都趋于零,但动态位移峰值与力传递率峰值较大。研究内容为将惯容器运用于准零刚度低频隔振领域具有理论指导意义。

关键词 惯容器; 准零刚度; 隔振器; 动态特性; 隔振性能中图分类号 TB535; O322

引言

准零刚度隔振器由于具有高静刚度低动刚度特性,能克服传统线性隔振器存在的降低固有频率与提高承载力的矛盾,因而受到广泛关注[1-2]。准零刚度隔振器一般由正刚度弹性元件和负刚度机构组成,其中正刚度弹性元件用于承受主要载荷,负刚度机构用于抵消正刚度弹性元件的刚度,使系统在静态平衡位置处的刚度趋于零。正刚度弹性元件一般为垂直弹簧,而负刚度机构有多种形式,如斜置或水平弹簧[3-4]、电磁弹簧[5]、屈曲梁[6]、滚球装置[7-8]、双稳定层合板[9]、菱形机构[10]及X形机构[11]等。高静刚度特性使准零刚度隔振器的承载能力提高,静态位移减小;低动刚度特性使准零刚度隔振器的面有频率降低,获得比线性隔振器更宽的隔振频带。

惯容器^[12]是一种具有两个独立自由端点的装置,作用于两端的力与两端的相对加速度成正比,该比值称为"惯质系数"(单位为kg)。作为一种新型的机械装置,惯容器也广泛运用于隔振领域。Hu等^[13]分析了5种惯容隔振器的动态特性,运用H∞和H₂优化方法优化了系统的结构参数,与线性隔振器相比,惯容隔振器的传递率峰值较小。Wang等^[14]研究了8种惯容隔振器的动态特性,定义了4个

性能评价指标来综合评价惯容隔振器的隔振性能,相较线性隔振器,惯容隔振器可以有更好的隔振性能,在此基础上进一步提出加速度-速度切换控制策略来改善惯容隔振器的隔振性能^[15]。王勇等^[16]将惯容器斜置,设计了一种具有几何非线性的斜置式惯容隔振器,研究表明当激励力幅值较小时,与线性隔振器相比,斜置式惯容隔振器的力传递率峰值较小,隔振频带较宽,而动态位移峰值较大。

目前,关于惯容隔振器的研究主要是将惯容器运用于线性隔振器,分析惯容线性隔振器的动态性能。笔者将惯容器运用于准零刚度隔振器的两振性能。根是否可进一步改善准零刚度隔振器的隔振性能。根据惯容器、弹簧与阻尼器的布置形式,提出并联式与串联式两种惯容准零刚度隔振器。研究两种惯容准零刚度隔振器在简谐力激励下的动态特性,运用谐波平衡法求解系统的动态响应,揭示两个主要的结构参数(惯质比与刚度比)对系统动态特性的影响规律,定义动态位移峰值、力传递率峰值、隔振频带以及高频带的力传递率4个性能评价指标[14]来评价系统的隔振性能,并与准零刚度隔振器进行对比分析。

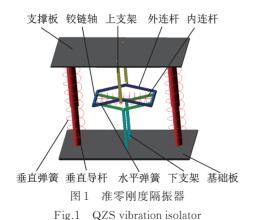
动态位移峰值定义为隔振物体在振动过程中的 最大动位移;力传递率定义为经隔振器传递到基础

^{*} 国家自然科学基金资助项目(12172153,51805216);中国博士后科学基金资助项目(2019M651464);机械结构力学及控制国家重点实验室开放基金资助项目(MCMS-E-0220Y01) 收稿日期:2019-08-21;修回日期:2019-11-09

的力幅值与激励力幅值之间的比值,力传递率峰值 决定了传递到基础的最大的力幅值;隔振频带定义 为隔振器起作用的频带范围,表明在此频带内,力 传递率小于1,隔振器有隔振效果;高频带的力传 递率定义为激励频率远大于系统固有频率时的力 传递率,反映了隔振器在高频带的隔振性能。对于 隔振器,需要减小隔振物体自身的振动,同时减小 传递到基础的力,因此在实际工程中动态位移峰值 与力传递率峰值不应太大。为了增加隔振器起作 用的工作范围,应具有较宽的隔振频带;若要进一 步改善高频带的隔振性能,应具有较小的高频带的 力传递率。

1 并联式惯容准零刚度隔振器

惯容准零刚度隔振器由惯容器与准零刚度隔振器组成,笔者研究的准零刚度隔振器如图1所示。垂直弹簧两端分别与支撑板和基础板固连,起承载作用,负刚度机构采用菱形机构[10],由2个铰链轴、4个支架、8个连杆以及1个水平弹簧组成。连杆由内外连杆构成,支架由上下支架组成。连杆一端套在铰链轴上,另一端通过铰接的方式与支架连接。水平弹簧的两端套在铰链轴上。上、下支架分别与支撑板和基础板固连。当准零刚度隔振器承受静态载荷,处于静态平衡位置时,所有的连杆处于同一水平面。



并联式惯容准零刚度隔振器见图 2,其中惯容器、垂直弹簧与阻尼器处于并联状态,外界激励为简谐力激励。负刚度机构中的水平弹簧通过连杆与支架将力传递给支撑板和基础板,其力传递路径见图 3。系统结构参数以及外界激励参数定义见表 1。

内外连杆与水平面的夹角 α 等于 $\arctan(x/\sqrt{4l^2-x^2})$,水平弹簧力 f_{hh} 等于

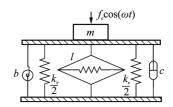


图 2 并联式惯容准零刚度隔振器

Fig.2 Parallel-connected inerter-based QZS vibration isolator

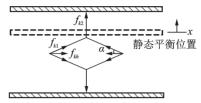


图 3 水平弹簧力传递路径示意图

Fig.3 Schematic of the horizontal spring force transmission path

表 1 参数定义
Tab.1 Parameter definition

符号	定义	单位
m	隔振器承载质量	kg
k_v	两个垂直弹簧的总刚度	N/m
$k_{\scriptscriptstyle h}$	水平弹簧刚度	N/m
l_{0}	水平弹簧初始长度	m
l	内外连杆长度	m
b	惯容器惯质系数	kg
С	阻尼器阻尼系数	$(N \bullet_S)/m$
f_e	简谐力激励幅值	N
ω	简谐力激励频率	rad/s
t	激励时间	s
\boldsymbol{x}	承载质量从静态平衡位置时的位移	m
α	内外连杆与水平面的夹角	٥
$f_{\it kh}$	水平弹簧力	N
f_{k2}	水平弹簧产生的垂直弹性力	N

 $k_h(2l\cos\alpha-l_0)$,由水平弹簧产生的垂直弹性力 f_{lo} 为

$$f_{k2} = f_{kh} \tan \alpha = k_h x \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{4l^2 - x^2}} \right)$$
 (1)

采用菱形结构的准零刚度隔振器的力-位移与 刚度-位移特性为

$$\begin{cases} f = k_{v}x + k_{h}x \left(\frac{l_{0}}{\sqrt{4l^{2} - x^{2}}} - 1 \right) \\ k = k_{v} + k_{h} \left(\frac{4l_{0}l^{2}}{(4l^{2} - x^{2})^{\frac{3}{2}}} - 1 \right) \end{cases}$$
 (2)

将式(2)无量纲化,可得

$$\begin{cases} F = X + \beta X \left(\frac{\eta}{\sqrt{4 - X^2}} - 1 \right) \\ K = 1 + \beta \left(\frac{4\eta}{(4 - X^2)^{\frac{3}{2}}} - 1 \right) \end{cases}$$
 (3)

其中: X=x/l; $\beta = k_h/k_v$; $\eta = l_0/l$; $F=f/(k_v l)$; $K=k/k_v$

若准零刚度隔振器在静态平衡位置处的刚度为零,则可得到准零刚度特性。此时刚度比 β 与长度比n满足以下关系

$$\eta_{\text{QZS}} = 2(\beta - 1)/\beta \tag{4}$$

该准零刚度隔振器的静力学分析见文献[10]。 当系统位移量X较小时,可将无量纲力F在X=0处 进行泰勒级数展开以近似处理,可得

$$F \cong \gamma_1 X + \gamma_3 X^3 + \gamma_5 X^5$$
 (5)
其中: $\gamma_1 = 1 + \beta \left(\frac{\eta}{2} - 1\right); \gamma_3 = \frac{\beta \eta}{16}; \gamma_5 = \frac{3\beta \eta}{256}$ 。

当系统获得准零刚度特性时, γ_1 =0,此时式(5)仅包含3次与5次位移项。

并联式惯容准零刚度隔振器在简谐力激励下的 动力学方程为

$$(m+b) \ddot{x} + c\dot{x} + k_{v}x + k_{h}x \left(\frac{l_{0}}{\sqrt{4l^{2}-x^{2}}} - 1\right) = f_{e} \cos\omega t$$
(6)

式(6)表示对时间t求导,将式(6)无量纲化,可得

式(7)表示对参数T求导。运用式(5),式(7)可近似为

$$(1+\delta)X'' + 2\zeta X' + \gamma_1 X + \gamma_3 X^3 + \gamma_5 X^5 = F_e \cos \Omega T$$
(8)

运用谐波平衡法求解式(8),假设解的形式为

$$X = a\cos(\Omega T + \theta) \tag{9}$$

(12)

忽略高次谐波项的影响,可得并联式惯容准零 刚度隔振器的幅频及相频特性关系

$$\gamma_1 a + \frac{3\gamma_3}{4} a^3 + \frac{5\gamma_5}{8} a^5 - (1+\delta) \Omega^2 a = F_e \cos\theta$$
 (10)

$$-2\xi a\Omega = F \cdot \sin\theta \tag{11}$$

$$\left[\gamma_{1}a + \frac{3\gamma_{3}}{4}a^{3} + \frac{5\gamma_{5}}{8}a^{5} - (1+\delta)\Omega^{2}a\right]^{2} + \left[2\zeta a\Omega\right]^{2} = F_{e}^{2}$$

$$\theta = \arctan \frac{2\zeta\Omega}{(1+\delta)\Omega^2 - \gamma_1 - \frac{3\gamma_3}{4}a^2 - \frac{5\gamma_5}{8}a^4}$$
 (13)

经并联式惯容准零刚度隔振器传递到基础的无 量纲力为

 $F_{\varphi} = \delta X'' + 2 \xi X' + \gamma_1 X + \gamma_3 X^3 + \gamma_5 X^5$ (14) 运用式(9),则并联式惯容准零刚度隔振器的力传递率为

$$T_{Fp} = F_{,p}/F_{,e} = \frac{\sqrt{\left(-\delta\Omega^{2}a + \gamma_{1}a + \frac{3}{4}\gamma_{3}a^{3} + \frac{5}{8}\gamma_{5}a^{5}\right)^{2} + (2\zeta\Omega a)^{2}}}{F_{,e}}$$
(15)

运用式(12),式(15)也可写为

$$I_{Fp} = \frac{\sqrt{\left(\gamma_{1}a + \frac{3}{4}\gamma_{3}a^{3} + \frac{5}{8}\gamma_{5}a^{5} - \delta\Omega^{2}a\right)^{2} + (2\zeta\Omega a)^{2}}}{\sqrt{\left(\gamma_{1}a + \frac{3}{4}\gamma_{3}a^{3} + \frac{5}{8}\gamma_{5}a^{5} - (1+\delta)\Omega^{2}a\right)^{2} + (2\zeta\Omega a)^{2}}}$$
(16)

惯容准零刚度隔振器的隔振性能用动态位移峰值、力传递率峰值、隔振频带以及高频带的力传递率4个性能评价指标来评价,并联式惯容准零刚度隔振器的4个性能评价指标确定过程如下。

1) 动态位移峰值 a_m 。将式(12)对激励频率 Ω 求导,可得

$$\begin{cases} J_{1}da/d\Omega + J_{2} = 0 \\ J_{1} = 2\left[\gamma_{1}a + \frac{3\gamma_{3}}{4}a^{3} + \frac{5\gamma_{5}}{8}a^{5} - (1+\delta)\Omega^{2}a\right] \times \\ \left[\gamma_{1} + \frac{9\gamma_{3}}{4}a^{2} + \frac{25\gamma_{5}}{8}a^{4} - (1+\delta)\Omega^{2}\right] + 8\zeta^{2}\Omega^{2}a \\ J_{2} = 8\zeta^{2}a^{2}\Omega - 4(1+\delta)a\Omega \times \\ \left[\gamma_{1}a + \frac{3\gamma_{3}}{4}a^{3} + \frac{5\gamma_{5}}{8}a^{5} - (1+\delta)\Omega^{2}a\right] \end{cases}$$

$$(17)$$

对于动态位移峰值 a_m ,满足 $\mathrm{d}a_m/\mathrm{d}\Omega=0$,即 $J_2=0$,可得

$$\Omega^{2} = \frac{1}{1+\delta} \left(\gamma_{1} + \frac{3\gamma_{3}}{4} a_{m}^{2} + \frac{5\gamma_{5}}{8} a_{m}^{4} \right) - \frac{2\zeta^{2}}{(1+\delta)^{2}}$$
 (18)

将式(18)代入式(12)可得

$$5(1+\delta)\zeta^{2}\gamma_{5}a_{m}^{6} + 6(1+\delta)\zeta^{2}\gamma_{3}a_{m}^{4} + 8\zeta^{2}[(1+\delta)\gamma_{1} - \zeta^{2}]a_{m}^{2} - 2(1+\delta^{2})F_{e}^{2} - 4\delta F_{e}^{2} = 0$$
 (19 求解式(19),可确定动态位移峰值 a_{m0}

2) 力传递率峰值 T_{Fpm} 。 令式(16) 力传递率 T_{Fp} 表达式中的分子与分母的平方分别为 N_o 与 M_o ,即

$$\begin{cases}
N_{p} = \left(\gamma_{1} a + \frac{3}{4} \gamma_{3} a^{3} + \frac{5}{8} \gamma_{5} a^{5} - \delta \Omega^{2} a\right)^{2} + (2\zeta \Omega a)^{2} \\
M_{p} = \left[\gamma_{1} a + \frac{3}{4} \gamma_{3} a^{3} + \frac{5}{8} \gamma_{5} a^{5} - (1 + \delta) \Omega^{2} a\right]^{2} + (2\zeta \Omega a)^{2}
\end{cases}$$
(20)

对于力传递率峰值 T_{Fpm} ,满足 $\mathrm{d}T_{Fpm}/\mathrm{d}\Omega=0$,即 $N_p\mathrm{d}M_p/\mathrm{d}\Omega=M_p\mathrm{d}N_p/\mathrm{d}\Omega=0$ (21)

结合式(12)与式(21),求解此非线性方程组,可确定力传递率峰值 T_{From} 。

3) 隔振频带 Ω_{io} 在隔振频带内,满足 $T_{Fp} \leq 1$,对于临界隔振频率点 $(\Omega_{ii}a_{ij})$,有 $T_{Fp} = 1$,即 $N_{p} = M_{p}$,可得

$$\Omega_{ij}^{2} = \frac{1}{1+2\delta} \left(2\gamma_{1} + \frac{3\gamma_{3}}{2} a_{ij}^{2} + \frac{5\gamma_{5}}{4} a_{ij}^{4} \right) \quad (22)$$

将式(22)代入式(12)可得

$$\frac{25}{64} \gamma_{5}^{2} a_{ij}^{10} + \frac{15}{16} \gamma_{3} \gamma_{5} a_{ij}^{8} + \left[5(1+2\delta) \zeta^{2} \gamma_{5} + \frac{9}{16} \gamma_{3}^{2} + \frac{5}{4} \gamma_{1} \gamma_{5} \right] a_{ij}^{6} + \left[6(1+2\delta) \zeta^{2} + \frac{3}{2} \gamma_{1} \right] \gamma_{3} a_{ij}^{4} + \left[8(1+2\delta) \zeta^{2} + \gamma_{1} \right] \gamma_{1} a_{ij}^{2} - \left[4\delta (1+\delta) + 1 \right] F_{e}^{2} = 0$$
(23)

求解式(23),可确定临界隔振频率点($\Omega_{ij}a_{ij}$)。若系统呈现线性或软特性,则隔振频带 Ω_i 由临界隔振频率点($\Omega_{ij}a_{ij}$)决定;若系统呈现硬特性,则隔振频带 Ω_i 由跳下频率点($\Omega_{ji}a_{ji}$)决定。将式(12)对振幅 α 求导,可得

$$J_1 + J_2 d\Omega/da = 0 \tag{24}$$

对于跳下频率点,满足 $d\Omega_{jd}/da_{jd}=0$,即 $J_1=0$,结合式(12),求解此非线性方程组,可确定跳下频率点($\Omega_{jd}a_{jd}$)。

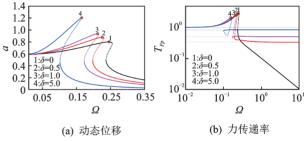
4) 高频带的力传递率 T_{Fplim} 。 当激励频率远大 于系统固有频率时,并联式惯容准零刚度隔振器在 高频带的力传递率为

$$T_{Fp \lim} = \lim_{\delta \to 0} T_{Fp} = \delta/(1+\delta) \tag{25}$$

阻尼比 ζ 与激励力幅值 F_ϵ 对准零刚度隔振器动态特性的影响已经被广泛研究,可知其动态位移峰值 a_m 与力传递率峰值 T_{Fpm} 随着激励力幅值 F_ϵ 的增加而增大,随着阻尼比 ζ 的增加而减小。从式(7)表征的并联式惯容准零刚度隔振器在简谐力激励下的无量纲动力学方程中可看出,为了使根号项 $\sqrt{4-X^2}$ 有意义,位移X应满足关系 $0 \le |X| \le 2$,因此笔者研究的惯容准零刚度隔振器的动态位移峰值 a_m 不应超过 $2(0 \le a_m \le 2)$,这是由组成惯容准零刚度隔振器的菱形负刚度机构决定的,所以笔者研究考虑激励力幅值较小的情况。

本研究的两个主要结构参数,即惯质比 δ 与刚度比 β 对惯容准零刚度隔振器动态特性的影响,惯质比 δ 决定了系统的惯性特性,刚度比 β 决定了系统的刚度特性。在下面的分析中对于不同的刚度比 β ,长度比 $\eta=\eta_{\rm QZS}$,此时获得准零刚度特性,即 $\gamma_1=0$ 。不同惯质比 δ 与刚度比 β 下,并联式惯容准零刚度隔振器的动态位移与力传递率分别如图4与图5所示,图中的动态位移峰值 a_m 与力传递率峰值 $T_{\rm Fpm}$ 用圆圈表示,前3个评价指标如图6所示。在所选择的结构参数范围内,并联式惯容准零刚度隔振器表现出硬特性,隔振频带 Ω 的跳下频率点 $(\Omega_{\rm U},a_{\rm U})$ 决定。

从图 4、图 5 与图 6 中可看出,当其他参数不变而仅改变惯质比 δ 时,随着惯质比 δ 的增加,并联式惯容准零刚度隔振器的动态位移峰值逐渐增大,力传递率峰值逐渐减小,隔振频带逐渐变宽,高频带的力传递率逐渐增大;当仅改变刚度比 β 时,随着刚度比 β 的增加,并联式惯容准零刚度隔振器的动态位移峰值逐渐减小,力传递率峰值逐渐增加,隔振频带



(a) Dynamic displacement

(b) Force transmissibility

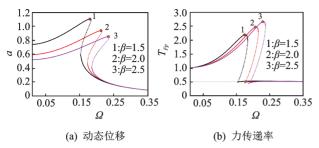
图 4 不同惯质比下并联式惯容准零刚度隔振器动态位移 与力传递率(β =2, η = $\eta_{\rm QZS}$, ξ =0.05, F_e =0.02)

Fig.4 Dynamic displacement and force transmissibility of the parallel-connected inerter-based QZS vibration isolator for different δ (β =2, $\eta=\eta_{\rm QZS}$, ζ =0.05, F_e =0.02)

逐渐变窄,高频带的力传递率基本一致。

对于并联式惯容准零刚度隔振器,若要减小动态位移峰值,则应取较小的惯质比 δ 与较大的刚度比 β ;若要减小力传递率峰值并拓宽隔振频带,则应取较大的惯质比 δ 与较小的刚度比 β ;若要减小高频带的力传递率,则应取较小的惯质比 δ 。与准零刚度隔振器相比,即令式(δ)、式(7)与式(8)中的惯质比 δ =0,其动态位移峰值较大,力传递率峰值较小,隔振频带较宽,高频带的力传递率较大。

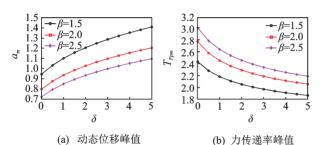
并联式惯容准零刚度隔振器动态响应的解析解与数值解对比如图7所示,两种数值解,即数值解1



- (a) Dynamic displacement
- (b) Force transmissibility

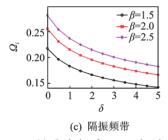
图 5 不同刚度比下并联式惯容准零刚度隔振器动态位移 与力传递率(δ =1, η = η _{ozs}, ζ =0.05, F_e=0.02)

Fig. 5 Dynamic displacement and force transmissibility of the parallel-connected inerter-based QZS vibration isolator for different β (δ =1, η = η _{QZS}, ζ =0.05, F_e =0.02)



(a) Peak dynamic displacement

(b) Peak force transmissibility



(c) Isolation frequency band

图 6 并联式惯容准零刚度隔振器动态位移峰值、传递率峰值与隔振频带 $(\eta=\eta_{\rm QZS},\,\zeta=0.05,\,F_e=0.02)$

Fig.6 Peak dynamic displacement, peak force transmissibility and isolation frequency band of the parallel-connected inerter-based QZS vibration isolator ($\eta = \eta_{\rm QZS}$, $\zeta = 0.05$, $F_* = 0.02$)

和 2,分别通过四阶定步长的龙格库塔法对原始系统式(7)和近似系统式(8)进行数值积分求解得到。

在整个频带内,两种数值解比较一致,表明当激励力幅值较小时,近似系统能够很好地模拟原始系统;在低频区域解析解与数值解的误差较大,这是因为本研究运用谐波平衡法主要得到了系统的主共振响应,而数值解中也包含了高次谐波响应;在其他频带,解析解与数值解的误差较小,说明运用谐波平衡法求解系统的动态响应是可行的。

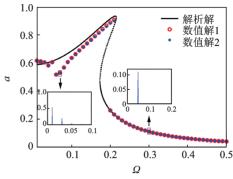


图 7 并联式惯容准零刚度隔振器动态响应解析解与数值解 对比(δ =1, β =2, η = η _{OZS}, ζ =0.05,F_e=0.02)

Fig.7 Comparison between analytical results and numerical results of the dynamic response for the parallel-connected inerter-based vibration isolator ($\delta=1$, $\beta=2$, $\eta=\eta_{\rm QZS}$, $\zeta=0.05$, $F_{\rm e}=0.02$)

2 串联式惯容准零刚度隔振器

串联式惯容准零刚度隔振器如图 8 所示,其中惯容器与阻尼器先串联再与垂直弹簧并联,此系统为 1.5 自由度系统,惯容器从系统静态平衡位置开始时的位移为 x_b 。

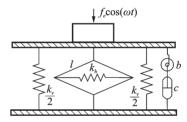


图 8 串联式惯容准零刚度隔振器

Fig.8 Series-connected inerter-based QZS vibration isolator

串联式惯容准零刚度隔振器在简谐力激励下的 动力学方程为

$$\begin{cases} (m+b)\ddot{x} - b\ddot{x}_b + k_v x + k_h x \left(\frac{l_0}{\sqrt{4l^2 - x^2}} + 1\right) = f_e \cos \omega t \\ -b\ddot{x} + b\ddot{x}_b + c\dot{x}_b = 0 \end{cases}$$

$$(26)$$

将式(26)无量纲化,可得

$$\begin{cases}
(1+\delta)X'' - \delta X_b'' + X + \beta X \left(\frac{\eta}{\sqrt{4-X^2}} - 1 \right) = F_e \cos \Omega T \\
-\delta X'' + \delta X_b'' + 2\zeta X_b' = 0
\end{cases}$$
(27)

其中: $X_b = x_b/l$,其余无量纲参数与上节一致。 运用式(5),式(27)可近似为

$$\begin{cases} (1+\delta)X'' - \delta X_b'' + \gamma_1 X + \gamma_3 X^3 + \gamma_5 X^5 = F_e \cos\Omega T \\ -\delta X'' + \delta X_b'' + 2\zeta X_b' = 0 \end{cases}$$
(28)

运用谐波平衡法求解式(28),假设解的形式为

$$\begin{cases}
X = a \cos \theta \\
X_b = a_b \cos \theta_b
\end{cases}$$
(29)

忽略高次谐波项的影响,可得串联式惯容准零 刚度隔振器的幅频及相频特性关系

$$-2\zeta\Omega a_b\cos(\theta-\theta_b) = F_e\sin\theta \tag{30}$$

$$(\gamma_1 - \Omega^2)a + \frac{3\gamma_3a^3}{4} + \frac{5\gamma_5a^5}{8} + 2\zeta\Omega a_b\sin(\theta - \theta)$$

$$\theta_b) = F_e \cos\theta \tag{31}$$

$$\delta\Omega^2 a \cos(\theta_b - \theta) - \delta\Omega^2 a_b = 0 \tag{32}$$

$$\delta\Omega^2 a \sin(\theta_b - \theta) - 2\zeta\Omega a_b = 0 \tag{33}$$

由式(32)与式(33),可得振幅 a 与 a_b的关系

$$a_b = \delta \Omega a / \sqrt{(\delta \Omega)^2 + (2\zeta)^2}$$
 (34)

将式(34)分别代入式(30)与式(31),再平方相 加,可得

$$\left[(\gamma_{1} - \Omega^{2}) + \frac{3\gamma_{3}a^{2}}{4} + \frac{5\gamma_{5}a^{4}}{8} - \frac{4\delta\zeta^{2}\Omega^{2}}{\delta^{2}\Omega^{2} + 4\zeta^{2}} \right]^{2} a^{2} + \left[\frac{2\delta^{2}\zeta\Omega^{3}}{\delta^{2}\Omega^{2} + 4\zeta^{2}} \right]^{2} a^{2} = F_{e}^{2}$$
(35)

根据式(35)与式(34),可确定系统的振幅a与 a_{ho}

经串联式惯容准零刚度隔振器传递到基础的无 量纲力为

$$F_{ts} = \gamma_1 X + \gamma_3 X^3 + \gamma_5 X^5 + 2\zeta X_b' \qquad (36)$$

运用式(29),则串联式惯容准零刚度隔振器的 力传递率为

$$T_{Fs} = F_{ts}/F_e =$$

$$\sqrt{\left[\gamma_{1}a + \frac{3\gamma_{3}a^{3}}{4} + \frac{5\gamma_{5}a^{5}}{8} + 2\zeta\Omega a_{b}\sin(\theta - \theta_{b})\right]^{2} + \left[2\zeta\Omega a_{b}\cos(\theta - \theta_{b})\right]^{2}} F_{e}$$
(37)

运用式(30)~(35),式(37)也可写为 $T_{Fs} = N_s/M_s$ (38) $N_s = \left[\left(\gamma_1 a + \frac{3\gamma_3 a^3}{4} + \frac{5\gamma_5 a^5}{8} \right) (\delta^2 \Omega^2 + 4\zeta^2) - \right]$ $4\delta\zeta^2\Omega^2a$ $\Big]^2+[2\delta^2\zeta\Omega^3a]^2$ (39)

$$M_{s} = \left[\left((\gamma_{1} - \Omega^{2}) a + \frac{3\gamma_{3}a^{3}}{4} + \frac{5\gamma_{5}a^{5}}{8} \right) (\delta^{2}\Omega^{2} + 4\zeta^{2}) - 4\delta\zeta^{2}\Omega^{2}a \right]^{2} + \left[2\delta^{2}\zeta\Omega^{3}a \right]^{2}$$

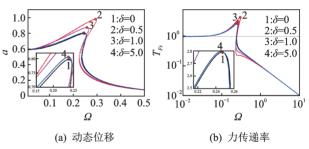
$$(40)$$

串联式惯容准零刚度隔振器的4个性能评价指 标求解过程与并联式类似,主要根据式(35)、式(38) \sim (40),其高频带的力传递率 T_{Fslim} =0。

不同惯质比 δ 与刚度比 β 下,串联式惯容准零刚 度隔振器的动态位移与力传递率分别如图 9 与图 10 所示,前3个性能评价指标如图11所示。在所选择 的结构参数范围内,串联式惯容准零刚度隔振器表 现出硬特性,隔振频带由跳下频率点决定。

当其他参数不变而仅改变惯质比δ时,随着惯 质比δ的增加,串联式惯容准零刚度隔振器的动态 位移峰值与力传递率峰值逐渐减小,隔振频带逐渐 变宽,当惯质比δ增大到一定值后,动态位移峰值、 力传递率峰值与隔振频带变化很小,并渐近趋于准 零刚度隔振器的各个指标值,即如图11中的虚线所 示。当仅改变刚度比 β 时,随着刚度比 β 的增加,串 联式惯容准零刚度隔振器的动态位移峰值逐渐减 小,力传递率峰值逐渐增加,隔振频带逐渐变窄,与 并联式惯容准零刚度隔振器的变化趋势类似。

对于串联式惯容准零刚度隔振器,若要减小动 态位移峰值,则应取较大的惯质比 δ 与较大的刚度

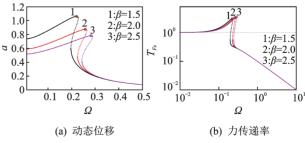


(a) Dynamic displacement

(b) Force transmissibility

不同惯质比下串联式惯容准零刚度隔振器动态位移 与力传递率(β =2, η = η_{ozs} , ζ =0.05, F_{ϵ} =0.02)

Fig.9 Dynamic displacement and force transmissibility of the series-connected inerter-based QZS vibration isolator for different δ ($\beta=2$, $\eta=\eta_{\text{ozs}}$, $\zeta=0.05$, $F_e=0.02$)

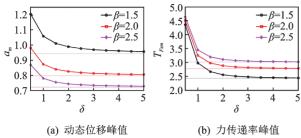


(a) Dynamic displacement

(b) Force transmissibility

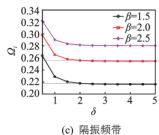
图 10 不同刚度比下串联式惯容准零刚度隔振器动态位移 与力传递率($\delta=1$, $\eta=\eta_{\rm QZS}$, $\zeta=0.05$, $F_e=0.02$)

Fig.10 Dynamic displacement and force transmissibility of the series-connected inerter-based QZS vibration isolator for different β ($\delta = 1$, $\eta = \eta_{\text{OZS}}$, $\zeta = 0.05$, $F_e = 0.02$)



(a) Peak dynamic displacement

(b) Peak force transmissibility



(c) Isolation frequency band

图 11 串联式惯容准零刚度隔振器动态位移峰值、传递率峰 值与隔振频带($\eta = \eta_{ozs}$, $\zeta = 0.05$, $F_e = 0.02$)

Fig.11 Peak dynamic displacement, peak force transmissibility and isolation frequency band of the series-connected inerter-based QZS vibration isolator ($\eta = \eta_{OZS}$, $\zeta =$ $0.05, F_e = 0.02)$

比β;若要减小力传递率峰值并拓宽隔振频带,则应 取较大的惯质比 δ 与较小的刚度比 β 。与准零刚度 隔振器相比,其动态位移峰值与力传递率峰值较大, 当惯质比较小时隔振频带较窄,而当惯质比较大时 隔振频带较宽,高频带的力传递率都趋于零。

串联式惯容准零刚度隔振器动态响应的解析解 与数值解对比如图 12 所示,数值解 1 和 2 分别通过 四阶定步长的龙格库塔法对原始系统式(27)和近 似系统式(28)进行数值积分求解得到,对比结果与 并联式惯容准零刚度隔振器类似,表明近似系统能 够很好地模拟原始系统,运用谐波平衡法求解系统

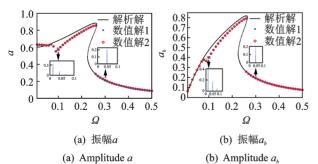


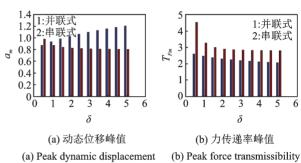
图 12 串联式惯容准零刚度隔振器动态响应解析解与数值 解对比($\delta=1$, $\beta=2$, $\eta=\eta_{ozs}$, $\zeta=0.05$, $F_e=0.02$)

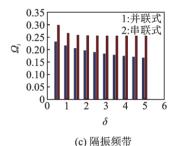
Fig.12 Comparison between analytical results and numerical results of the dynamic response for the series-connected inerter-based vibration isolator ($\delta = 1$, $\beta = 2$, $\eta = \eta_{ozs}, \zeta = 0.05, F_e = 0.02)$

的动态响应是可行的。

两种惯容准零刚度隔振器隔振性能 对比分析

并联式与串联式惯容准零刚度隔振器隔振性能 对比如图13所示。与串联式惯容准零刚度隔振器 相比,并联式惯容准零刚度隔振器的动态位移峰值 较大,力传递率峰值较小,隔振频带较宽,高频带的 力传递率较大。当考虑减小力传递率峰值,拓宽隔 振频带,可选择并联式惯容准零刚度隔振器;当考虑 减小动态位移峰值与高频带的力传递率,可选择串 联式惯容准零刚度隔振器。





(c) Isolation frequency band

图 13 两种惯容准零刚度隔振器动态性能对比(β =2, η = η_{gzs} , $\zeta = 0.05$, $F_e = 0.02$)

Fig.13 Comparison of the dynamic performance for the two inerter-based QZS vibration isolators ($\beta=2$, $\eta=\eta_{gzs}$, $\zeta = 0.05, F_e = 0.02$

论 结

- 1) 运用谐波平衡法可以方便地求解惯容准零 刚度隔振器的动态响应,解析解与数值解比较一致, 验证了解析解的精确性与可靠性,且采用泰勒级数 展开的近似系统能很好地模拟原始系统。
- 2) 相较串联式惯容准零刚度隔振器,并联式惯 容准零刚度隔振器能进一步降低准零刚度隔振器的 力传递率峰值,拓宽隔振频带,但动态位移峰值与高 频带的力传递率较大。
- 3) 串联式惯容准零刚度隔振器能拓宽准零刚 度隔振器的隔振频带,高频带的力传递率都趋于零,

但动态位移峰值与力传递率峰值较大。

参 考 文 献

- [1] IBRAHIM R A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 314(3): 371-452.
- [2] 陆泽琦, 陈立群. 非线性被动隔振的若干进展[J]. 力学学报, 2017, 49(3): 550-564.
 LU Zeqi, CHEN Liqun. Some recent progresses in non-linear passive isolations of vibrations [J]. Chinese Jour-

linear passive isolations of vibrations [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2017, 49(3): 550-564. (in Chinese)

- [3] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Static analysis of a passive vibration isolation with quasi zero-stiffness characteristic [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 301(3): 678689.
- [4] 王勇,李舜酩,程春,等.立方速度反馈控制的准零刚度隔振器动力学特性分析[J].振动工程学报,2016,29(2):305-313.
 - WANG Yong, LI Shunming, CHENG Chun, et al. Dynamic analysis of a quasi-zero-stiffness vibration isolator with cubic velocity feedback control [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(2): 305-313.(in Chinese)
- [5] ZHOU N, LIU K. A tunable high-static low-dynamic stiffness vibration isolator [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(9):1254-1273.
- [6] 刘兴天, 孙靖雅, 肖锋, 等. 准零刚度微振动隔振器的原理和性能研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(21): 69-73.
 - LIU Xingtian, SUN Jingya, XIAO Feng, et al. Principle and performance of a quasi-zero stiffness isolator for micro-vibration isolation [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(21): 69-73.(in Chinese)
- [7] 王毅,徐道临,周加喜.滚球型准零刚度隔振器的特性分析[J].振动与冲击,2015,34(4):142-147. WANG Yi, XU Daolin, ZHOU Jiaxi. Characteristic analysis of a ball-type vibration isolator with quasi-zero-stiffness [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(4):142-147.(in Chinese)
- [8] 程春,李舜酩,王勇,等.考虑载荷变化的准零刚度隔振器动态特性[J].振动、测试与诊断,2017,37(4):743-749. CHENG Chun, LI Shunming, WANG Yong, et al.

Dynamic analysis of quasi-zero-stiffness vibration isolator considering load variation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 743-749.(in Chinese)

[9] 李昊,赵发刚,周徐斌.基于混杂双稳定层合板的准零刚度隔振装置[J].力学学报,2019,51(2):

354-363.

- LI Hao, ZHAO Fagang, ZHOU Xubin. A quasi-zero stiffness vibration isolator based on hybrid bistable composite laminate [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51(2): 354-363. (in Chinese)
- [10] CHENG C, LI S M, WANG Y, et al. Force and displacement transmissibility of a quasi-zero stiffness vibration isolator with geometric nonlinear damping [J]. Nonlinear Dynamics, 2017, 87(4): 2267-2279.
- [11] LIU C C, JING X J, LI F M. Vibration isolation using a hybrid lever-type isolation system with an X-shape supporting structure [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 98: 169-177.
- [12] SMITH M C. Synthesis of mechanical networks: the inerter [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10): 1648-1662.
- [13] HU Y, CHEN M Z Q, SHU Z, et al. Analysis and optimisation for inerter-based isolators via fixed-point theory and algebraic solution [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 346: 17-36.
- [14] WANG Y, WANG R C, MENG H D. Analysis and comparison of the dynamic performance of one-stage inerter-based and linear vibration isolators [J]. International Journal of Applied Mechanics, 2018, 10(1):1850005.
- [15] WANG Y, MENG H D, ZHANG B Y, et al. Analytical research on the dynamic performance of semi-active inerter-based vibration isolator with acceleration-velocity-based control strategy [J]. Structural Control and Health Monitoring, 2019, 26(4): e2336.
- [16] 王勇,汪若尘,孟浩东.一种具有几何非线性的斜置式惯容隔振器动态特性研究[J].振动与冲击,2018,37(21):184-189.

WANG Yong, WANG Ruochen, MENG Haodong. Dynamic characteristics of an inclined inerter-based vibration isolator with geometrical nonlinearity [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (21): 184-189. (in Chinese)



第一作者简介:王勇,男,1989年6月生,副教授。主要研究方向为非线性振动分析与控制。曾发表《Analytical research on the dynamic performance of semi-active inerter-based vibration isolator with acceleration-velocity-based control strategy》(《Structural Control and Health Monitoring》2019, Vol. 26, No. 4)等论文。E-mail:wangy1921@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.013

局域共振型声子晶体梁的动态模型和带隙*

汤璐嘉1,2, 吕延军1,2, 刘 成1, 郭 城1

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院 西安,710048)

(2. 华中科技大学数字制造装备与技术国家重点实验室 武汉,430074)

摘要 建立了一种具有边界条件的局域共振型声子晶体梁的理论模型,其中声子晶体简支梁连接有周期分布的弹簧振子结构。根据 Hamilton 原理得到了该结构的动力学方程,采用 Rayleigh-Ritz方法求得了该结构的动态特性以及局域共振型带隙的数值结果。所得到的结果同已有文献中的实验结果具有较好的一致性,说明所提出的理论模型是可行的。根据所建立的理论模型,分析了梁的长度和晶格常数对带隙的影响。可以看出:当声子晶体的晶格常数相对于梁的长度较小时,结构的频响特性中具有明显的带隙,在弹簧振子的固有频率处有反共振峰出现,并且始终位于带隙范围内;而当晶格常数相对于梁的长度较大时,结构的带隙情况较为复杂,且受边界条件的影响较大。

关键词 简支梁;声子晶体;弹簧振子系统;局域共振型带隙中图分类号 TH113.1

引言

近年来,声子晶体等具有周期结构的新型复合 材料受到了广泛的关注[1-5]。当声波或弹性波在声 子晶体结构中传播时,带隙范围内的波会受到抑制, 因此声子晶体在结构减振降噪方面具有广泛的应用 前景。目前,关于声子晶体带隙的产生机理主要有 布拉格散射机理和局域共振机理[6-8],其中局域共振 型声子晶体可以在较低频率范围内形成带隙,因此 具有重要的研究意义。温激鸿等[9-10]将声子晶体简 化为结构周期性的弹簧振子,在研究无限周期弹簧 振子结构振动带隙的基础上,运用数值计算和振动 实验的方法分析了有限周期弹簧振子结构的振动和 传输特性。同时,运用理论计算、有限元仿真和实验 验证相结合的研究方法,对1D~3D声子晶体纵向 振动及1D和2D声子晶体弯曲振动的带隙特性及减 振特性进行了研究,并对声子晶体的带隙机理进行 了初步探讨。通过将声子晶体的周期性结构引入到 细直梁的结构设计中,温激鸿等[11]构造了二组元变 截面的周期性结构细直梁,推导了细直梁弯曲振动 中的弹性波能带结构的计算方法,并采用有限元法 对有限周期结构条件下的振动传输特性进行了仿 真,分析了晶格尺寸、材料组分比、截面尺寸对振动 带隙的影响。郁殿龙等[12-13]针对1D声子晶体和2D 声子晶体薄板,运用平面波展开法分别计算了1D声 子晶体的带隙结构和2D声子晶体薄板的振动能带 结构,并仿真分析了1D声子晶体横波对带隙的影响 及2D声子晶体薄板的振动频率响应。Beli等[14]提 出了一种带互连局部谐振器的梁和板超材料结构, 运用 Timoshenko 梁和 Mindlin-Reissner 板模型计算 了其能带结构和动态强迫响应。同时,通过改变局 部谐振器的互连特性,对带隙进行了参数化分析。 吴健等[15]设计了一种多频局域共振型声子晶体板结 构,基于平面波展开法建立了其弯曲波带隙计算理 论模型,分析了其带隙特性,并通过激光扫描测振仪 测试证实了该结构的两个低频带隙。Qian[16]通过结 合平面波展开法、Euler-Bernoulli梁理论和非局域理 论,研究了具有尺寸效应的压电声子晶体的纳米带 隙特性,分析了热电耦合、尺寸效应和几何参数对带 隙的影响。上述研究采用了传统的平面波展开法来 对声子晶体的弹性波带隙进行计算,但该方法存在 收敛速度慢的问题。为此,温激鸿等[17]将声子晶体 中的元胞简化为了有限自由度的弹簧振子结构,基 于集中质量法提出了1D声子晶体弹性波带隙的快 速计算方法。通过比较该方法与传统平面波展开法 的计算结果和收敛性,表明了该方法具有较快的计

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51775428);陕西省重点研发计划资助项目(2020GY-06);数字制造装备与技术国家重点实验室开放课题资助项目(DMETKF2017014) 收稿日期:2019-09-01;修回日期:2019-12-12

算收敛速度。在文献[13]的研究工作基础上,刘铁 权等[18]基于辛数学方法,探讨了1D声子晶体的晶格 振动,确定了波矢与本征值的色散关系,并通过本征 值计数法求解了特征频率,从而得到了1D声子晶 体的禁带区间。蔡力等[19]通过分析声子晶体带隙边 缘振动模式,揭示了其带隙特性和变化规律,讨论了 一维声子晶体细直梁结构的弯曲振动,并通过振动 实验对其振动传输特性进行了测试,为带隙特性研 究和降噪设计提供了思路。陈圣兵等[20]针对局域 共振声子晶体,给出了含压电分流阵列的局域共振 梁带隙计算模型,运用传递矩阵法计算了弯曲波传 播常数,通过比较传统模型的计算结果,发现构建的 模型可以有效提高局域共振带隙的计算精度。齐晓 巧等[21]研究了空间梁声子晶体的带隙结构,通过求 解梁单元的振动方程,并结合声子晶体梁的力与位 移连续性条件和 Bloch 定理, 推导得到了声子晶体 的色散方程和带隙特性。Kuo-Chih等[22]研究了声 子晶体中点缺陷模式对弯曲波群速度的影响,并运 用转移矩阵法和超单元技术,从理论上得到了缺陷 模式的能带结构和群速度。另外,通过建立高灵敏 度光纤布拉格光栅传感系统和测量位移透射率,证 明了带隙内局域缺陷模式的存在。

但是,在目前声子晶体模型的研究中,一般并不考虑模型的边界条件。为此,笔者建立具有边界条件的局域共振型声子晶体梁的动态模型,依据 Hamilton 原理,采用 Rayleigh-Ritz 方法对该结构的动态特性进行研究。将得到的数值结果同已有文献中的实验结果进行比较,并分析结构的带隙情况。

1 理论模型

图 1 给出了局域共振型声子晶体梁的理论模型。图 1 中,等截面简支梁长度为L,弹性模量和转动惯量分别为E和J,密度和横截面积分别为 ρ 和A。不失一般性,假设该简支梁共连接有S个弹簧一质量系统, M_s 和 k_s 为弹簧一质量系统的质量和刚度, a_s 为连接点的坐标。根据所示坐标系,可将梁的横向振动响应用u(x,t)表示,质量块的位移用 $v_s(t)$ 表示,且假设集中简谐激励 $F\cos(\omega t)$ 作用于梁上的点 a_F 处。因此,可将声子晶体梁的总动能T和总势能U表示为

$$T = \int_{0}^{L} \frac{1}{2} \rho A u^{2}(x, t) dx + \sum_{s} \frac{1}{2} M_{s} v_{s}^{2}(t)$$
 (1)

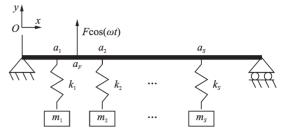


图1 声子晶体简支梁示意图

Fig.1 Schematic diagram of the phononic crystal beam

$$U = \int_0^L \frac{1}{2} EJ \left[\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 dx + \sum_s \frac{1}{2} k_s [v_s(t) - u(a_s,t)]^2$$

$$(2)$$

采用 Euler-Bernoulli 模型构建梁的动力学模型。若集中简谐激励作用于 $x=a_F$ 处,则其所做的功可以表示为

$$W = F\cos(\omega t)u(a_{\rm E}, t) \tag{3}$$

假设该结构在简谐激励作用下的动态响应也具 有简谐形式,因此假设

$$u(x,t) = u(x)\cos(\omega t) \tag{4}$$

$$v_s(t) = v_s \cos(\omega t) \tag{5}$$

该结构动态模型应符合 Hamilton 原理,则有

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U + W) dt = 0 \tag{6}$$

假设 t_1 和 t_2 时刻系统的位移已知,并选择 t_1 和 t_2 时刻之间的间隔为一个时间周期,则可得到简谐情况下该结构激励和响应的变分方程

$$\delta \left\{ \frac{1}{2} M_s \omega^2 v_s^2 - \int_0^L \frac{1}{2} \rho A \omega^2 u^2(x) dx + \sum_s \int_0^L \frac{1}{2} EJ \left[\frac{\partial^2 u(x)}{\partial x^2} \right]^2 dx + Fu(a_F) - \sum_s \frac{1}{2} k_s [v_s - u(a_s)]^2 \right\} = 0$$

$$(7)$$

对于简支边界条件,梁的横向振动响应须满足

$$u(0) = u(L) \tag{8}$$

$$\frac{\partial^2 u(0)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u(L)}{\partial x^2} = 0 \tag{9}$$

笔者采用 Rayleigh-Ritz 方法进行求解,假设简 支梁的横向振动为

$$u(x) = \sum c_n \sin \frac{n\pi x}{L} \tag{10}$$

此处所假设的横向振动试函数已经满足系统边界条件。将所假设的梁的横向振动表达式代入变分方程中,可以得到

$$\int_{0}^{L} \rho A \omega^{2} \sum_{m} c_{m} \sin \frac{m\pi x}{L} \sum_{n} \sin \frac{n\pi x}{L} \delta c_{n} dx +$$

$$\sum_{s} M_{s} \omega^{2} v_{s} \delta v_{s} + F \sum_{n} \sin \frac{n\pi a_{F}}{L} \delta c_{n} -$$

$$\int_{0}^{L} EJ \sum_{m} \left(-\frac{m^{2} \pi^{2} c_{m}}{L^{2}} \sin \frac{m\pi x}{L} \right) \times$$

$$\sum_{n} \left(-\frac{n^{2} \pi^{2} \delta c_{n}}{L^{2}} \sin \frac{n\pi x}{L} \right) dx - \sum_{s} k_{s} (v_{s} - \sum_{m} c_{m} \sin \frac{m\pi a_{s}}{L}) (\delta v_{s} - \sum_{n} \sin \frac{n\pi a_{s}}{L} \delta c_{n}) = 0$$

$$11)$$
利用正弦函数的正交性,可得

$$\frac{L}{2} \rho A \omega^{2} \sum_{n} c_{n} \delta c_{n} + \sum_{s} M_{s} \omega^{2} v_{s} \delta v_{s} - \sum_{s} k_{s} (v_{s} - \sum_{m} c_{m} \sin \frac{m \pi a_{s}}{L}) (\delta v_{s} - \sum_{n} \sin \frac{n \pi a_{s}}{L} \delta c_{n}) - \frac{L}{2} EJ \sum_{n} \frac{n^{4} \pi^{4} c_{n}}{L^{4}} \delta c_{n} + F \sum_{s} \sin \frac{n \pi a_{F}}{L} \delta c_{n} = 0$$
(12)

因此,根据变分 δc_n 和 δv_s 的任意性可以得到

$$\sum_{s} k_{s} \left(v_{s} - \sum_{m} c_{m} \sin \frac{m\pi a_{s}}{L} \right) \sin \frac{n\pi a_{s}}{L} + \frac{L}{2} \rho A \omega^{2} c_{n} - \frac{L}{2} EJ \frac{n^{4} \pi^{4}}{L^{4}} c_{n} = -F \sin \frac{n\pi a_{F}}{L}$$
(13)

$$M_s \omega^2 v_s - k_s (v_s - \sum_m c_m \sin \frac{m\pi a_s}{L}) = 0$$
 (14)

令 $\boldsymbol{\Phi} = \begin{bmatrix} c_1 & c_2 & \cdots & c_N & v_1 & v_2 & \cdots & v_s \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$,可以将以上两式重新整理为矩阵形式,即有

$$(\boldsymbol{M}\omega^2 + \boldsymbol{K})\boldsymbol{\Phi} = F \tag{15}$$

其中

$$M = \begin{bmatrix} M^1 & 0 \\ 0 & M^2 \end{bmatrix}_{(N+S)\times(N+S)}$$
 (16)

$$\begin{cases}
M_{ij}^{1} = \frac{L}{2} \rho A \delta_{ij} \\
M_{sl}^{2} = \delta_{sl} M_{s}
\end{cases}$$
(17)

$$K = \begin{bmatrix} K^{1} & B^{T} \\ B & K^{2} \end{bmatrix}_{(N+S)\times(N+S)}$$
(18)

$$K_{ij}^{1} = -\frac{L}{2} EJ \frac{j^{4} \pi^{4}}{L^{4}} \delta_{ij} - \sum_{s} k_{s} \sin \frac{i\pi a_{s}}{L} \sin \frac{j\pi a_{s}}{L}$$
 (19)

$$K_{st}^2 = -k_s \delta_{st} \tag{20}$$

$$B_{si} = k_s \sin \frac{i\pi a_s}{L} \tag{21}$$

$$F = \begin{bmatrix} F^1 \\ F^2 \end{bmatrix}_{(N+S)\times 1} \tag{22}$$

$$F_i^1 = -F\sin\frac{i\pi a_F}{L} \tag{23}$$

$$F_s^2 = 0 \tag{24}$$

以上矩阵形式中, δ_{ij} 为 Kronecker 符号,i和j的变化范围为 $1\sim N$,s和t的变化范围为 $1\sim S$,且矩阵 M和K均为实对称矩阵。求解式(15)即可以得到该结构在集中载荷作用下的动态响应。

此外,当外载荷为零时,求解式(25)可得该耦合系统的各阶固有频率以及对应的振型

$$(\boldsymbol{M}\boldsymbol{\omega}^2 + \boldsymbol{K})\,\boldsymbol{\Phi} = 0\tag{25}$$

2 数值计算

2.1 局域共振型声子晶体梁的动态特性

本节将对局域共振型声子晶体梁的动态特性进行计算,并同文献[2]中的结果进行比较。计算时,取梁的参数如下:L=1.0 m,EJ=0.336 25 Nm²; ρA =0.053 1 kg/m。文献[2]中的实验模型长度为0.48 m,而本研究中为了满足 Euler-Bernoulli模型,将梁的长度进行了延长。此外,每个弹簧振子的质量m=0.013 kg,刚度k=125 352.0 N/m,周期弹簧振子结构之间的晶格常数 Δa =0.08 m,并对称地连接于梁上。当简谐激励作用点 a_F =0.3L,梁上某点x=0.7L处的响应和激励之间的频率响应特性如图 2 所示,此时激励点和响应点之间共有 5 个弹簧振子结构。

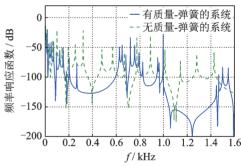


Fig.2 Frequency responses of the phononic beam with and without the periodic structure

图 2 中绘制了有和无弹簧振子系统时,梁上两点之间的频率响应特性。在频率段 200~600 Hz和1000~1 460 Hz之间,结构上激励点和响应点之间弹性波的传递有较大幅度的衰减,这与文献[2]中的实验结果比较接近。此外,由于不是无限周期结构的形式,所以带隙范围内的弹性波并不能完全阻隔。从图 2 中还可以看出,相比于无周期结构的情况,周期结构梁在带隙范围内的固有频率数减少了,

即周期结构使得原结构在带隙范围内发生共振的可能减小。

2.2 关键参数对带隙的影响

本节将对梁的长度L和声子晶体的晶格常数 Δa 对梁动态特性的带隙的影响进行研究。梁和弹 簧振子的物理参数仍然采用前节的参数, 当梁的长 度L和弹簧振子之间的晶格常数 Δa 发生变化时,对 结构的动态特性进行数值计算。为了和上节一致, 系统激励点和响应点的位置对称的设置在梁中心的 两侧,并且激励点和响应点之间始终保持有5个弹 簧振子结构。首先考虑梁长度发生变化时的情况, 当弹簧振子之间的晶格常数 $\Delta a = 0.08 \text{ m}$ 时,图 3 给 出了梁长度L=1.5,3.0,4.0,5.0 m时,结构上激励 点和响应点之间的频率响应曲线。从图3中可以看 出,在1200 Hz内,周期结构梁有明显的带隙存在。 但L=1.5 m和L=3.0,4.0,5.0 m结构频响特性在 低频范围有一定不同。在250~1000 Hz范围内,当 L=1.5 m 时有一个明显的峰值。L=3.0,4.0,5.0 m时,系统的频率响应特性具有明显的带隙。在带隙 范围内,频率494 Hz处都有反共振峰出现,而该频 率就是单个弹簧振子的固有频率。也就是说,当梁 的长度较大时,尽管随着梁长度的变化,梁自身的固 有频率会发生变化,但声子晶体的带隙形式是比较 接近的。

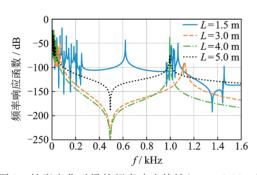


图 3 长度变化时梁的频率响应特性(Δa = 0.08 m)

Fig.3 Frequency responses of the beam considering the different beam lengths ($\Delta a = 0.08 \text{ m}$)

为了研究弹簧振子的晶格常数 Δa 发生变化时结构的频率响应特性,假设梁的长度 L=2.0 m,绘制了 $\Delta a=0.04$, 0.06, 0.08 m时结构的频率响应特性,如图 4 所示。由图 4 可以看出,当弹簧振子间的间隙减小时,结构频率响应特性中带隙范围将增加,这与声子晶体结构的特点是吻合的。与图 3 类似,在频率 494 Hz 处,也就是单个弹簧振子的固有频率处有反共振峰存在。下面考虑梁长度 L 较小时的情

况,图 5 绘制了 L=1.2 m 时系统的频率响应特性。 当 Δa = 0.04 m 时,结构的带隙类似于图 4 中的曲线。当 Δa = 0.06 m 时,结构的带隙也非常明显,但没有极值出现,并且带隙的范围要小于 Δa = 0.04 m 的情况。当 Δa = 0.08 m 时,结构的带隙情况则较为复杂。

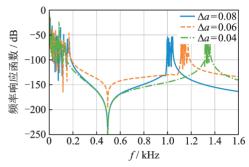


图4 弹簧振子晶格常数变化时梁的频率响应特性 (L=2.0 m)

Fig.4 Frequency responses of the beam considering the different lattice constants (L=2.0 m)

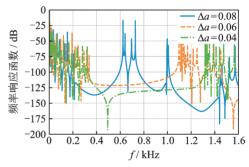


图 5 弹簧振子晶格常数变化时梁的频率响应特性 (L=1.2 m)

Fig.5 Frequency responses of the beam considering the different lattice constants (L=1.2 m)

根据以上的数值结果可以看出,对于声子晶体简支梁而言,其带隙可分为两种情况。当 $\Delta a/L$ 值较小时,结构的带隙较为明显,并且在单个弹簧振子的固有频率处有反共振峰出现。随着弹簧振子之间间隙的减小,带隙的范围也逐渐增加。当 $\Delta a/L$ 值较大时,结构的带隙表现的较为复杂,即边界条件对带隙的影响较大。

3 结束语

笔者建立了声子晶体简支梁的理论模型以研究 局域共振型声子晶体梁的带隙,简支梁上平均分布 有一系列的弹簧振子系统。根据 Hamilton 原理建 立了声子晶体简支梁的理论模型,并采用 RayleighRitz 方法对其求解,最终得到该结构的动态特性。 将数值结果同已有文献中的实验结果进行比较,二 者之间具有较好的一致性。进一步对梁的长度和声 子晶体的晶格常数对带隙的影响进行分析,当晶格 常数相对于梁长度较小时,结构的带隙较为明显。 在弹簧振子结构的固有频率处,频率响应函数有反 共振峰出现,并且位于带隙范围内。当晶格常数减 小时,带隙范围增大。而当晶格常数相对于梁长度 较大时,结构的带隙情况则较为复杂,受边界条件影响较大。

参 考 文 献

- [1] 钱登辉,史治宇,吴静红.贴附型局域共振声子晶体双层板的带隙特性[J].振动、测试与诊断,2019,39(3):484-494.
 - QIAN Denghui, SHI Zhiyu, WU Jinghong. Bandgap properties in stubbed-on locally resonant phononic crystal double panel structures [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39 (3): 484-494. (in Chinese)
- [2] 王刚,温激鸿,温熙森,等.细直梁弯曲振动中的局域 共振带隙[J]. 机械工程学报,2005,41(10):107-110. WANG Gang, WEN Jihong, WEN Xisen, et al. Locally resonant elastic wave band gaps in flexural vibrations of slender beams[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2005,41(10):107-110. (in Chinese)
- [3] 文岐华,左曙光,魏欢.多振子梁弯曲振动中的局域共振带隙[J]. 物理学报,2012,61(3):034301.
 WEN Qihua, ZOU Shuguang, WEI Huan. Locally resonant elastic wave band gaps in flexural vibration of multioscillators beam[J]. Acta Physica Sinica, 2012,61(3):034301. (in Chinese)
- [4] 陈荣. 基于减振器的周期振子动态性能研究[J]. 船舶工程,2014,36(S1):70-73,94.

 CHEN Rong. Research on dynamic characteristics of periodic structure based on rubber absorbers[J]. Ship Engineering,2014,36(S1):70-73,94. (in Chinese)
- [5] LIU M, ZHU W D. Modeling and analysis of in-plane and out-of-plane elastic wave propagation in a phononic-crystal circular beam [J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 462:114886.
- [6] 喻浩,陈荣.周期弹簧振子结构的局域共振带隙和布拉格带隙特征研究[J].船舶工程,2017,39(5):41-44. YU Hao, CHEN Rong. Study on locally resonance and bragg band gap characteristics of periodic mass spring structure[J]. Ship Engineering, 2017, 39(5):41-44. (in Chinese)

- [7] 宁荣辉,朱石坚,翁雪涛,等.有限周期结构梁弯曲振动特性研究[J].武汉理工大学学报(交通科学与工程版),2018,42(4):686-690.
 - NING Ronghui, ZHU Shijian, WENG Xuetao, et al. Flexural vibration characteristics of finite periodic structure beams[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2018, 42(4):686-690. (in Chinese)
- [8] GENG Q, CAI T Y, LI Y M. Flexural wave manipulation and energy harvesting characteristics of a defect phononic crystal beam with thermal effects [J]. Journal of Applied Physics, 2019, 125(3):035103.
- [9] 温激鸿,王刚,刘耀宗,等.周期弹簧振子结构振动带 隙及隔振特性研究[J].机械工程学报,2005,41(2):205-209.
 - WEN Jihong, WANG Gang, LIU Yaozong, et al. Research on vibration band gaps and characteristic of vibration isolation of periodic mass-spring structure [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(2): 205-209. (in Chinese)
- [10] 温激鸿,王刚,郁殿龙,等.声子晶体振动带隙及减振特性研究[J].中国科学(E辑:技术科学),2007,37(9):1126-1139.
 - WEN Jihong, WANG Gang, YU Dianlong, et al. Research on vibration band gaps and vibration isolation characteristics of phonon crystal [J]. Science in China (Series E: Technological Sciences), 2007, 37(9):1126-1139. (in Chinese)
- [11] 温激鸿,郁殿龙,王刚,等.周期结构细直梁弯曲振动中的振动带隙[J]. 机械工程学报,2005,41(4):1-6. WEN Jihong, YU Dianlong, WANG Gang, et al. Elastic wave band gaps in flexural vibrations of straight beams[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005,41(4):1-6. (in Chinese)
- [12] 郁殿龙,刘耀宗,邱静,等.一维声子晶体振动特性与 仿真[J].振动与冲击,2005,24(2):92-94. YU Dianlong,LIU Yaozong,QIU Jing, et al. Vibration property and simulation of one dimension phononic crystals[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(2): 92-94. (in Chinese)
- [13] 郁殿龙,刘耀宗,王刚,等.二维声子晶体薄板的振动特性[J]. 机械工程学报,2006,42(2):150-154.
 YU Dianlong, LIU Yaozong, WANG Gang, et al. Vibration property of two dimension phononic crystals thin plate [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006,42(2):150-154. (in Chinese)
- [14] BELI D, ARRUDA J R F, RUZZENE M. Wave propagation in elastic metamaterial beams and plates with interconnected resonators [J]. International Journal

of Solids and Structures, 2018, 139: 105-120.

- [15] 吴健,白晓春,肖勇,等.一种多频局域共振型声子晶体板的低频带隙与减振特性[J].物理学报,2016,65(6):209-219.
 - WU Jian, BAI Xiaochun, XIAO Yong, et al. Low frequency band gaps and vibration reduction properties of a multi-frequency locally resonant phononic plate [J]. Acta Physica Sinica, 2016, 65(6): 209-219. (in Chinese)
- [16] QIAN D H. Bandgap properties of a piezoelectric phononic crystal nanobeam based on nonlocal theory [J]. Journal of Materials Science, 2019, 54(5): 4038-4048
- [17] 温激鸿,王刚,刘耀宗,等.基于集中质量法的一维声子晶体弹性波带隙计算[J].物理学报,2004,53(10):3384-3388.
 - WEN Jihong, WANG Gang, LIU Yaozong, et al. Lumped-mass method on calculation of elastic band gaps of one-dimensional phononic crystals [J]. Acta Physica Sinica, 2004, 53(10):3384-3388. (in Chinese)
- [18] 刘铁权,邓子辰,周加喜.基于辛数学方法的一维声子晶体禁带计算[J].振动与冲击,2010,29(12):102-105,241.
 - LIU Tiequan, DENG Zichen, ZHOU Jiaxi. Symplectic method for calculation of band gap of one-dimensional phononic crystals [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(12):102-105, 241. (in Chinese)
- [19] 蔡力,韩小云,温熙森.一维声子晶体振动带隙的带边模式研究[J]. 机械工程学报,2011,47(9):90-96.
 CAI Li, HAN Xiaoyun, WEN Xisen. Research on the band-edge mode of vibration band gap of one-dimension-

al phononic crystal [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(9):90-96. (in Chinese)

nal of Vibration and Shock, 2017, 36(14): 121-125. (in

- [20] 陈圣兵,王刚.可调谐局域共振梁带隙模型改进[J]. 振动与冲击,2017,36(14):121-125.

 CHEN Shengbing, WANG Gang. Band-gap model improvement for tunable locally resonant beams[J]. Jour-
- [21] 齐晓巧,李团结,张震,等.空间梁声子晶体带隙结构 [J].光子学报,2017,46(10):156-163. QI Xiaoqiao,LI Tuanjie,ZHANG Zhen, et al. Research of band-gap structure of the spatial beam phononic crystal[J]. Acta Photonica Sinica, 2017, 46(10):156-163.
- [22] KUO-CHIH C, ZHANG Z Q, WANG H X. Experimental study on slow flexural waves around the defect modes in a phononic crystal beam using fiber bragg gratings [J]. Physics Letters A, 2016, 380 (47): 3963-3969.



Chinese)

(in Chinese)

第一作者简介:汤璐嘉,女,1995年1月生,硕士。主要研究方向为机电系统的性能分析、测试与控制。

E-mail:tanglujia1220@outlook.com

通信作者简介: 吕延军, 男, 1972年5月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为非线性动力学与控制、工业润滑与工程摩擦学等。

E-mail:yanjunlu@xaut.edu.cn

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学和全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为 EI Compendex 数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价 30元,全年 180元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址:南京市御道街 29号 邮政编码:210016 电话:(025)84893332 邮发代号:28-239 E-mail:gchen@nuaa.edu.cn 网址:http://zdcs.nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.014

基于 QPSO-HMM 的滚动轴承故障程度辨识"

杨铮鑫1, 王明罡1, 龚 博2, 党鹏飞

(1.沈阳化工大学机械与动力工程学院 沈阳,110142) (2.采油六厂第二油矿地质队 大庆,163400)

摘要 综合量子粒子群优化算法(quantum particle swarm optimization,简称 QPSO)的全局搜索能力与隐马尔科夫模型(hidden Markov model,简称 HMM)良好的时间序列分类能力,提出一种基于 QPSO-HMM 的滚动轴承故障程度辨识方法,并利用实测振动信号对该方法的性能进行验证。首先,采用变分模态分解对实测振动信号进行分解,并用奇异值分解进行信号特征提取;其次,利用 QPSO算法和样本信号对 HMM 进行训练;最后,将测试信号输入训练得到的 HMM 中进行滚动轴承故障程度辨识。结果表明,该算法解决了 HMM 的参数估计局部最优化问题,对滚动轴承不同故障程度的辨识准确率较高。

关键词 故障程度辨识;隐马尔科夫模型;量子粒子群优化;滚动轴承中图分类号 TH133.33; TH165

引言

滚动轴承是旋转机械中的关键部件,其故障可能导致高成本停机,甚至造成整个机械的灾难性故障^[1]。为了保证机械的运行安全,降低维修成本,以故障程度评估技术为核心的状态维修越来越受到人们的重视^[2]。目前,滚动轴承的故障程度辨识已经成了新的研究热点。

滚动轴承的工作环境十分复杂,给其故障信号 的特征提取带来了许多困难。国内外众多学者对信 号特征提取技术进行了深入的研究。文献[3]用小 波变换把滚动轴承的原始信号分解,通过相关性比 对,选择最优的本征模态函数(intrinsic mode function, 简称 IMF), 最后用主成分分析的方法对特征 矩阵进行降维,并通过Gath-Geva分类算法进行故 障辨识。文献[4]提出一种基于集合经验模态分解 和多尺度模糊熵的故障特征提取方法,并将特征向 量作为支持向量机的输入,以此进行训练和测试。 Hilbert-Huang 变换(Hilbert-Huang transform, 简称 HHT)是一种自适应信号处理方法,在处理非线性、 非稳态信号方面有着很大优势,已经广泛应用于故 障诊断、生物医学、海洋科学等方面。 文献[5]利用 HHT变换和奇异值分解,获得特征向量矩阵,运用 Elman 神经网络进行状态识别。文献[6]提出一种 改进的 HHT 变换方法并定义多种均值曲线,从得

到的多个 IMF 分量中选择最优分量,再采用改进的 经验调幅调频分解和改进的直接正交方法对信号进 行解调,将该方法用于故障诊断,通过实验验证了该 方法的可行性。

HMM 拥有很强的时间序列分类能力,经常用 来描述一个系统中各种隐状态的转移和显示概率, 能够对滚动轴承的故障程度进行精确的辨识。文 献[7]把HMM运用在有着各种不同操作的化工应 用中,把测量数据作为训练数据来对HMM进行训 练。然后以此模型为标准,对数据样本进行分类,通 过实验证明了此方法的有效性。文献[8]用谱相关 密度组合切片能量熵的方法对不同状态下的滚动轴 承原始信号进行特征提取,并对连续的 HMM 进行 训练,利用得到的HMM进行故障诊断,诊断结果较 为准确。QPSO算法以量子物理基本理论为基础, 摆脱了粒子群优化算法(particle swarm optimization, 简称 PSO) 容易陷入局部最优的问题, 近年来 已被广泛地应用于动力学参数辨识、路径优化、图像 处理等方面。文献[9]利用奇异熵对包含大量噪声 的振动信号进行降噪处理,并采用QPSO优化相关 向量机故障诊断方法进行故障识别,通过实验证实 了此方法的有效性。

笔者利用 QPSO 算法的全局搜索能力,将其引入 HMM 中,解决了 HMM 训练过程陷入局部最优的情况,并提出了基于 QPSO-HMM 的滚动轴承故

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11702178);辽宁省博士启动基金资助项目(20180540013);辽宁省教育厅资助项目(LQ2019008) 收稿日期;2019-10-13;修回日期;2020-04-30

障程度辨识方法。实验结果表明,故障程度辨识准确率较高。

1 OPSO算法的基本原理

QPSO算法是基于PSO算法提出的一种新的种群智能算法 $^{[10]}$,具有强大的全局搜索能力。QPSO算法的种群由N个代表最优解的粒子组成,在一个M维的空间中进行最优解搜索,在t时刻,第i个粒子的位置为

$$X_{i}(t) = [x_{i1}(t) x_{i2}(t) \cdots x_{iM}(t)]$$
 (1)

在 QPSO 算法中,每个粒子移动所遵循的公式为

$$C(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} P_{i}(t) = \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^{N} P_{i1}(t), \sum_{i=1}^{N} P_{i2}(t), \dots, \sum_{i=1}^{N} P_{iM}(t) \right]$$
(2)

$$p_{ij}(t) = \varphi_{ij}(t) P_{ij}(t) + [1 - \varphi_{ij}(t)] Pg_{j}(t)$$
(3)

$$\boldsymbol{x}_{ij}(t+1) = \boldsymbol{p}_{ij}(t) \pm \alpha(t) \left| \boldsymbol{C}_{j}(t) - \boldsymbol{x}_{ij}(t) \right| \ln \left(\frac{1}{\boldsymbol{u}_{ij}(t)} \right)$$
(4)

其中: $P_i(t)$ 为第i个粒子在第t次迭代的最好位置矢量;Pg(t)为第t次迭代时的全局最好位置矢量;C(t)为第t次迭代时全体粒子当前最好位置的中心位置; $p_i(t)$ 为 $P_i(t)$ 与Pg(t)之间的随机位置; $q_{ij}(t+1)$ 和 $u_{ij}(t+1)$ 为[0,1]上均匀分布的随机数。

 $\alpha(t)$ 为收缩-扩张系数,它是算法中群体规模和 迭代次数以外的唯一一个可控参数,对于不同取值 的 $\alpha(t)$,会对粒子的收敛性产生影响。通常采取线 性减少的方式从m减少到n,其公式为

$$\alpha(t) = m - (m - n)t/t_{\text{max}} \tag{5}$$

其中:一般取 $m=1, n=0.5; t_{max}$ 为最大迭代次数。

2 基于 QPSO 优化的 HMM 模型

2.1 HMM 原理

HMM是一个统计模型,具有隐示和显示的两个随机过程,若干个隐藏状态 Q的马尔科夫链组成了隐示过程,各个隐藏状态之间的转换是基于状态转移矩阵 A。每个隐藏状态都会通过状态发射矩阵 B 随机发射观测向量以进行显示过程。每个观测向量可以通过概率密度分布表明它所对应的状态。由于 HMM 强大的时间序列分类能力,因此适合对滚

动轴承的故障程度进行分类。

离散隐马尔科夫模型的参数由 S, X, π, A, B 来表示。通常表示为 $\lambda = (\pi, A, B)$ 。在滚动轴承故障诊断中,各参数分别表示如下:

- 1) Q为滚动轴承状态, $Q = \{Q_1, Q_2, \dots, Q_s\}$, t时刻状态为 $q_i, q_i \in Q$, 其中S为滚动轴承状态个数;
- 2) T 为特征向量数(观测值数), T 个观测值为 $V = \{V_1, V_2, \dots, V_T\}$, t 时刻观测值为 $o_t, o_t \in V$;
- 3) π 为初始状态概率矩阵, $\pi = \{\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_S\}$, 其中 $\pi_i = P(q_i = Q_i)$, $1 \le i \le S$;
- 4) A 为状态转移矩阵, $A = \{a_{ij}\}$, $a_{ij} = P(q_{i+1} = Q_i \mid q_i = Q_i)$, $1 \le i, j \le S$;
- 5) B 为状态发射矩阵, $B = \{b_j(k)\}$, $b_j(k) = P(o_i = V_k \mid q_i = Q_i)$, $1 \le j \le S$, $1 \le k \le X$ 。

2.2 基于 OPSO 优化的 HMM

HMM通常采用Baum-Welch算法(简称BW算法)进行学习训练,利用归递的思想,由每一个模型独立进化最后收敛。但是由于一般情况下给定的训练数据有限,这种方法往往只能得到局部最优,影响HMM的训练效果。将QPSO算法引入到HMM的训练过程中,将每一个HMM作为QPSO中的粒子,将HMM参数作为粒子的位置矢量,利用QPSO算法较强的全局搜索能力,提高HMM的训练效率,并且避免陷入局部最优。QPSO-HMM训练流程如图1所示,具体过程如下。

1) 初始化QPSO的相关参数,建立适应度函数

$$f(\lambda_i) = \sum_{i=1}^{T} \ln\left(P(o^n | \lambda_i)\right)$$
 (6)

其中: $n=1,2,\dots,T$; λ_i 为第i个粒子对应的HMM参数。

- 2)随机生成若干个HMM,每一个HMM代表一个粒子,并对每一个HMM中的 π ,A,B进行归一化,确保其概率之和都为1。
- 3) 将每一个随机生成的 HMM 都输入式(6)中计算其对数似然,并从中选出对视似然最大的 HMM,作为当前最优粒子储存,然后进入迭代搜寻全局最优粒子。
- 4) 利用式(2)~(5)计算 QPSO 各算法参数并 更新粒子位置,移动后的每个粒子对应一个更新后的 HMM。
- 5) 将新的 HMM 输入式(6) 中求对数似然,选出 对数似然最大的 HMM 与当前最优 HMM 进行比较, 若大于,将其替换;若小于,则返回第4步继续计算。

6) 当迭代步数达到预定的上限,停止迭代,得 到的当前最优HMM为全局最优HMM。

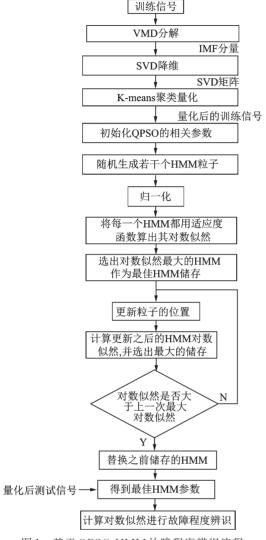


图 1 基于 QPSO-HMM 故障程度辨识流程

Fig.1 Fault degree identification process based on QPSO-HMM

3 基于 QPSO-HMM 故障程度辨识 方法

- 1)特征提取。采用变分模态分解(variational mode decomposition,简称 VMD)[11]获取各信号的 IMF,通过奇异值分解(singular value decomposition,简称 SVD)的方法从 IMF 矩阵中得到各种状态的轴承特征矩阵。
- 2) 分组编码。采用 K-means 聚类算法^[12]将特征向量进行分组,并通过矢量量化将每组特征向量进行量化和编码,以得到观测数据。
- 3) HMM训练。首先设定种群数量为10,迭代次数为30次,然后随机生成10个HMM,对每个

HMM 中的 π , A 和 B 进行归一化。用 2.2 节中提出的方法, 进行 HMM 的参数估计。

4)故障程度辨识。将测试信号的观测数据输入 到训练好的HMM中,通过Viterbi算法^[13]可以得到每 组测试信号在此HMM中的对数似然值。对数似然值 越大,则代表测试信号的故障程度越接近于此HMM 对应的轴承故障程度,从而实现了故障程度辨识。

4 实验与分析

采用美国凯斯西储大学的健康轴承和内圈故障轴承实验数据^[14],对基于 QPSO-HMM 的轴承故障程度辨识方法性能进行验证。内圈故障尺寸为0.177 8,0.355 6,0.533 4 mm。将健康轴承记为无故障,0.177 8 mm 记为轻度故障,0.355 6 mm 记为中度故障,0.533 4 mm 记为重度故障。

4.1 VMD分解与SVD特征提取

首先,在转速为1797r/min时取4种状态下的振动信号作为训练信号,将每组信号分为12帧,每一帧包含10000个采样点,再把每一帧信号平均分成5组,每组2000个采样点。对每组信号进行VMD分解,模态数K为4^[15],得到一个4×2000的IMF矩阵。其中,内圈重度故障信号的IMF分量如图2所示。

其次,使用 SVD 分解,将 IMF 矩阵进行特征值降维,得到一个 5×4 的奇异值矩阵。将 12 帧信号分别进行此操作,得到滚动轴承不同故障状态时的奇异值矩阵。然后,用 K-means 聚类算法和矢量量化的方法,将每种故障状态对应的奇异值矩阵的每一列进行聚类并量化,得到量化后的训练信号。其中,重度故障状态第 1 帧的奇异值矩阵 D 和量化后的训练信号 V 如下

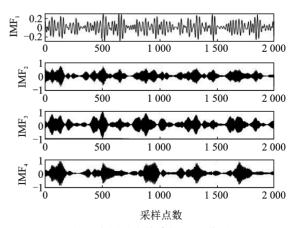


图 2 内圈重度故障的 IMF 分量

Fig.2 IMF components of serious inner ring faults

$$D = \begin{bmatrix} 12.4 & 14.2 & 12.0 & 13.7 & 12.1 \\ 10.7 & 11.2 & 10.3 & 11.4 & 10.5 \\ 8.8 & 4.8 & 8.2 & 4.6 & 8.9 \\ 4.8 & 2.3 & 4.8 & 2.1 & 4.7 \end{bmatrix}$$

$$V = \begin{bmatrix} 1 & 5 & 1 & 5 & 1 \end{bmatrix}$$

4.2 QPSO-HMM模型训练

对每个HMM模型λ的参数进行估计。用第2.2节中提出的QPSO-HMM方法和BW算法,分别对HMM进行训练,得到正常轴承、轻度故障、中度故障和重度故障状态下的内圈故障HMM。图3为利用两种算法求HMM参数的迭代曲线对比。BW算法的迭代过程(除中度故障以外)只迭代了1次,没有进行进一步的寻优过程。从QPSO的HMM训练过程可以发现,随着迭代次数的增加,对数似然值也在逐渐增大。

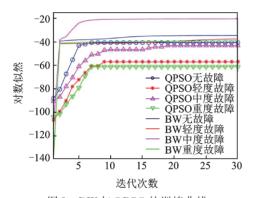


图 3 BW与QPSO的训练曲线 Fig.3 Training curve of BW and QPSO

4.3 滚动轴承故障程度辨识

经过训练后,利用两种算法分别得到了与内圈 4种故障程度相对应的 HMM 模型。采用转速为 1772 和 1730 r/min的原始振动信号作为测试数据 对其进行验证。将求得的 24组测试数据分别输入到每一个 HMM 模型中,采用 Viterbi 算法计算相应的对数似然值,以表示这个测试数据与各个 HMM 的相似程度。对数似然值越大,就证明此测试数据与这个 HMM 模型的相似程度越大,以此确定故障类型。

基于QPSO-HMM方法的轴承故障程度辨识结果如图4所示。由图4(a)~(d)可以看出,QPSO-HMM训练出的HMM,对于4种不同故障程度的HMM,引入与其故障程度相对应的测试数据,所计算得到的对数似然值最大。结果表明,基于QPSO-HMM方法训练出的HMM,能够对4种轴承故障程度进行有效的辨识,而且没有出现误判。

为了进一步对比和验证 QPSO-HMM 方法的性

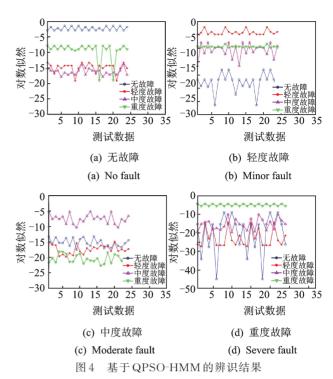


Fig.4 Identification result based on QPSO-HMM

能,将同样的测试数据引入BW-HMM训练得到的HMM,辨识结果表明,中度与重度故障的辨识结果出现误判,如图5所示。其中:在图5(a)中,第11、第23组数据判别错误;在图5(b)中,第9、第21组数据判别错误。

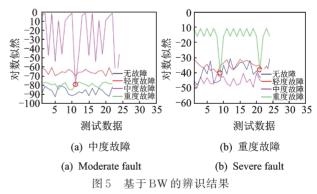


Fig.5 Identification result based on BW

5 结束语

笔者提出了一种基于 QPSO-HMM 的滚动轴承故障程度辨识方法,该方法通过 SVD 以及 K-means 聚类进行特征提取,将提取到的观测向量导入 QP-SO算法中进行训练得到最优 HMM,并将其用于轴承故障程度的辨识。利用不同转速下的轴承内圈故障实测振动信号进行有效性验证,并与 Baum-Welch算法进行比较分析。结果表明,利用 Baum-Welch算法训练得到的 HMM,对滚动轴承中度和重度故

障的辨识出现了误判的情况;而利用笔者提出的方法是一种有效的滚动轴承故障程度辨识,对于4种故障程度均没有出现误判的情况,辨识准确率较高。

参 考 文 献

- [1] CERRADA M, SÁNCHEZ R V, LI C, et al. A review on data-driven fault severity assessment in rolling bearings [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018,99:169-196.
- [2] LU C, CHEN J, HONG R J, et al. Degradation trend estimation of slewing bearing based on LSSVM model [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 76/77:353-366.
- [3] 赵荣珍,李霁蒲,邓林峰.EWT多尺度排列熵与GG聚类的轴承故障辨识方法[J].振动、测试与诊断,2019,39(2):416-423.
 - ZHAO Rongzhen, LI Jipu, DENG Linfeng. Method integrate EWT multi-scale permutation entropy with GG clustering for bearing fault diagnosis [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39 (2): 416-423.(in Chinese)
- [4] ZHAO H M, SUN M, DENG W, et al. A new feature extraction method based on EEMD and multi-scale fuzzy entropy for motor bearing [J]. Entropy, 2017, 19(1):1-21.
- [5] LIU H M, WANG X, LU C. Rolling bearing fault diagnosis under variable conditions using hibert-huang transform and singular value decomposition [J]. Mathematical Problemsin Engineering, 2014(1):1-10.
- [6] 郑近德,程军圣.改进的希尔伯特-黄变换及其在滚动轴承故障诊断中的应用[J]. 机械工程学报,2015,51(1):138-145.
 - ZHENG Jinde, CHENG Junsheng. Improve Hilbert-Huang transform and its applications to rolling bearing fault diagnosis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015,51(1):138-145.(in Chinese)
- [7] WANG F, TAN S, SHI H B. Hidden Markov model-based approach for multimode process monitoring [J]. Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems, 2015,148:51-59.
- [8] 郝芳,王宏超,李宏伟.基于连续隐马尔可夫的滚动轴 承故障诊断[J]. 中国工程机械学报, 2019,17(2): 184-188.
 - HAO Fang, WANG Hongchao, LI Hongwei. Fault diagnosis of rolling bearing based on continuous hidden Markov model[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2019, 17(2):184-188. (in Chinese)
- [9] 邓芳明,温开云,何怡刚,等.基于 RFID 传感标签及 QPSO-RVM 的变压器绕组故障在线诊断技术[J].中

国电机工程学报,2018,38(24):7184-7193.

DENG Fangming, WEN Kaiyun, HE Yigang, et al. On-line fault diagnosis for transformer windings based on RFID sensor tags and QPSO-RVM[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(24):7184-7193. (in Chinese)

- [10] 房立金,党鹏飞.基于量子粒子群优化算法的机器人运动学标定方法[J].机械工程学报,2016,52(7):23-30. FANG Lijin, DANG Pengfei. Kinematic calibration method of robots based on quantum-behaved particle swarm optimization [J]. Journal of Mechanical Engineering,2016,52(7):23-30. (in Chinese)
- [11] DRAGOMIRETSKIY K, ZOSSO D. Variational mode decomposition [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2014, 62(3):531-544.
- [12] 卢瑞瑞.基于 K-means 聚类的马尔可夫过程在股价趋势预测中的应用[D].武汉:华中科技大学,2009.
- [13] 周浩,胡坚明,张毅,等.基于隐 Markov 模型的短时交通崩溃事件预测[J].清华大学学报(自然科学版), 2016,56(12):1333-1340.
 - ZHOU Hao, HU Jianming, ZHANG Yi, et al. Short-term traffic breakdown prediction using a hidden Markov model[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2016, 56(12):1333-1340. (in Chinese)
- [14] Bearing Data Center Website, Case Western Reserve University. Data files [EB/OL]. [2019-08-23]. http://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/pages/download-data-file.
- [15] 刘长良,武英杰,甄成刚.基于变分模态分解和模糊 C 均值聚类的滚动轴承故障诊断 [J]. 中国电机工程学报,2015,35(13):3358-3365.

LIU Changliang, WU Yingjie, ZHEN Chenggang. Rolling bearing fault diagnosis based on variational mode decomposition and fuzzy C means clustering [J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(13): 3358-3365. (in Chinese)



第一作者简介:杨铮鑫,女,1981年10月生,副教授、硕士生导师。主要研究方向为复合材料非线性动力学、转子动力学及故障诊断等。曾发表《Natural characteristics analysis of magneto-elastic multilayered plate using analytical and finite element methed》(《Composite Structures》2018, Vol.185)等论文。

E-mai: zhengxin1021@sina.com

通信作者简介:党鹏飞,男,1986年3月生,讲师、硕士生导师。主要研究方向为转子动力学及故障诊断。

E-mail:pfdang@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.015

某无人机激光雷达隔振设计与试验测试*

骆海涛1,2, 王浩楠3, 于长帅1,2, 刘广明1,2

(1.中国科学院沈阳自动化研究所机器人学国家重点实验室 沈阳,110016)

(2.中国科学院机器人与智能制造创新研究院 沈阳,110169) (3.东北大学机械工程与自动化学院 沈阳,110819)

摘要 在无人机勘测、航空救援及电力巡检等任务中,激光雷达是一种必备的技术手段。由于无人机在飞行过程中激光雷达将受到复杂的振动工况,为了保证其正常使用和高精度工作,必须对激光雷达进行隔振设计。通过对无人机进行飞行试验得到激光雷达安装位置的振动响应信号;根据隔振理论设计了一款橡胶隔振器,并使用时间积分的方法进行了数值模拟;开展了隔振系统的振动试验测试,获取了激光雷达上某点的响应曲线。分析与测试结果表明:隔振器在x,y方向隔振性能均能达到90%,在z方向上隔振性能达到80%以上。仿真与试验结果一致性好,能够满足该无人机激光雷达系统的使用环境要求。

关键词 无人机系统;激光雷达;隔振器设计;数值仿真分析;振动试验测试中图分类号 V217⁺.32; V222; TH122

引言

无人机(unmanned aerial vehicle, 简称 UAV)是 一种有动力、可控制、能携带多种设备执行多种任 务,具有固定翼、单旋翼、多旋翼等多种机型结构的 无人驾驶航空器。无人机通过搭载多种载荷,可实 现南极科研考察、航空摄影、地面灾害评估、航空测 绘、交通监视、公共安全、消防救援、人工增雨及喷洒 农药等多方面应用。无人机可实现电力巡检任务, 通过搭载激光雷达,在检查电力问题时起到电子眼 的作用,避免工程师高危工作,高效提高巡检效率。 无人机实现以上功能需要一套完整的可适应复杂环 境的激光雷达支持,而激光雷达在严酷的飞行条件 下也要承受复杂的振动环境的考验。根据激励特 点、频率范围分为低频振动环境和高频随机振动环 境,低频振动环境主要由无人机发动机的点火、关机 以及飞行环境急剧变化引起,频率范围一般为5~ 100 Hz^[1];高频随机振动环境主要由发动机喷流噪 声和气动噪声激励以及无人机旋翼旋转产生,其频 率范围一般为20~2000 Hz。激光雷达的使用环境 主要受到来自无人机振动工况的干扰,振动源来自 于无人机发动机机组工作中产生的振动、飞行工况 的急剧变化以及各种大气现象等。如果产品不能适 应上述各种机载飞行环境,那么就会在执行任务的 过程中出现故障,从而影响设备的可靠性[2-3]。

在航天航空减振隔振领域,潘忠文等[4]设计了一种黏性阻尼器用于改善卫星振动环境。杨文芳等[5]基于有限元分析技术对机载电子设备进行减振设计。这些减隔振措施都是针对具体的应用对象和使用环境开展的设计、分析和测试工作,不具有普适性。因此,需要根据无人机系统自身的动态性能和实际的环境工况来开展研究工作。

笔者通过无人机飞行试验现场实测得到了激光 雷达安装位置的振动信号,以此作为外部激励条件 设计了一款橡胶隔振器,并通过仿真分析和振动试 验计算了其隔振性能,仿真和试验结果一致性好,验 证了数值仿真分析方法的可靠性。同时,所设计的 隔振器在三个方向上均具有优良的隔振性能,为保 证无人机激光雷达的高精度可靠运行创造了条件。

1 激光雷达飞行测试

1.1 工作性能要求

本研究无人机安装的激光雷达是 Velodyne 公司出品,具有 100 m 的远量程测量距离,且重量轻,仅有 830 g。该激光雷达承受冲击振动加速度应小于 50g,且在 $5\sim2~000~\text{Hz}$ 的频率范围内所承受的均方根加速度值小于 3g。

^{*}国家自然科学基金资助项目(51975567,51505470);中国科学院青年创新促进会资助项目(2018237);机器人学国家重点实验室资助项目(Y7A1207301)

收稿日期:2019-08-21;修回日期:2019-10-14

1.2 振动工况测试

为了准确得到激光雷达直接装载在无人机安装 支架上的振动响应情况,对无人机样机进行飞行测 试。通过加速度传感器记录无人机雷达安装位置的 振动响应。测试工程样机如图1所示。

在空中飞行阶段,主要受到来自发动机的作用 及不稳定的空气流作用,从而引起无人机系统的振动。无人机工作中的状态基本都属于空中飞行阶段,在测试时保持无人机空中飞行一段时间后记录 该工况下的响应情况。其时域响应曲线及功率谱密

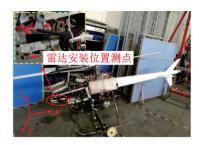


图 1 无人机样机 Fig.1 UAV prototype

度(power spectral density, 简称 PSD)曲线如图 2 和图 3 所示。图 3 中 RMS 为均方根(root mean square, 简称 RMS)。

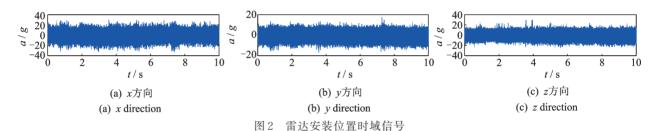


Fig.2 Radar installation position time domain signal

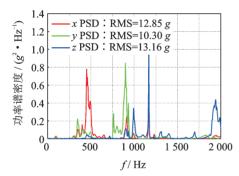


图 3 雷达安装位置 PSD 响应

Fig.3 Radar installation location PSD response

分析上述得到的时域随机振动响应及频域随机振动响应信号可知:根据时域曲线,其最大加速度幅值达到 50g,已经超过激光雷达所能承受的最大冲击加速度值;根据功率谱密度曲线,其振动响应的均方根加速度值均超过 3g,超过激光雷达所能承受的最大加速度均方根值,且最大均方根加速度值为13.16g,为允许值的 4.39 倍。

通过以上分析,在无人机工作过程中已经产生超出激光雷达承受能力的加速度振动幅值及均方根加速度值,如果没有合适的减隔振措施,激光雷达将会受到损坏。通过分析上述功率谱密度曲线,可以发现在无人机飞行过程中各方向的响应峰值普遍高于250 Hz,如表1所示。通过合理设计隔振器结构,采用橡胶材料设计隔振器,可以有效降低激光雷达安装位置的加速度响应。

表 1 无人机飞行工况下的频率成分

Tab.1 Frequency components in flight mode of UAV

方向	1阶频率/Hz	2阶频率/Hz	3阶频率/Hz
x	452	912	1 172
У	348	764	900
z	992	1 172	1 940

2 隔振器设计

2.1 动力学建模及隔振理论

建立无人机支架与激光雷达连接的动力学方程,其中无人机支架传递过来较大的基础振动y(t)。在动力学方程中先通过线性弹簧和线性阻尼单元表示隔振器,经过隔振器衰减后的振动响应传递到激光雷达上,此时产生较小的振动响应x(t),如图4所示。

建立该系统的振动运动方程

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0$$
 (1)

当基础振动信号假设为简谐振动时,令基础振

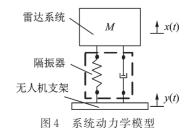


Fig.4 Systematic dynamics model

动信号为 $y = A \sin \omega t$,采用复数法解微分方程。将基础振动位移y与激光雷达的稳态响应解x都表示成复数形式,即: $x = Ae^{i\omega t}$; $y = Be^{i(\omega t - \theta)}$ 。

代入式(1)得到

$$(k - m\omega^2 + ic\omega) Be^{i(\omega t - \theta)} = A(k + ic\omega) e^{i\omega t}$$
 (2)

$$\begin{cases} \eta = \frac{B}{A} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \\ \xi = c/2\sqrt{mk} \end{cases}$$
(3)

其中:η为振幅放大因子;λ为激振频率与共振频率 的比值;ξ为阻尼比。

如图 5 所示,以频率比λ为横坐标,放大因子 η 为纵坐标,作出不同阻尼比情况下的幅频响应曲线, 其中绝对位移传递率及频率比均为无量纲单位。

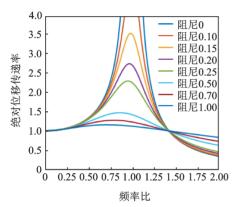


图 5 传递率幅频响应曲线

Fig.5 Transfer rate amplitude response curve

由图 5 可得出以下结论^[6-8]: 当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时,可以看出传递率随频率增加逐渐减少,表明隔振效果越好;然而在该频率范围内增大,传递率也跟着变大,此时增大阻尼减弱了结构的隔振效果。

由于激光雷达标准要求在振动环境为5~2000 Hz 下均方根加速度值小于3g,根据输入条件最高为 13.16g,要求隔振效率为78%以上。

$$\eta = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} > \sqrt{\frac{1}{(1 - \lambda^2)^2}}$$
 (4)

其中

$$\sqrt{1/(1-\lambda^2)^2} < 0.22 \tag{5}$$

计算得到

$$\lambda = \omega/\omega_n > 2.77 \tag{6}$$

已知无人机振动试验得到飞行中的频率成分, 在设计隔振器时使安装隔振器后的结构基频满 足式(6)。

2.2 隔振器结构设计

基于激光雷达的安装空间、结构尺寸以及激光

雷达的工作状态,需要以悬架的形式安装到无人机 支架前端位置,因此设计一款适用于悬架结构的隔 振器^[9],如图6所示。

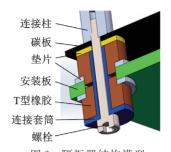


图 6 隔振器结构模型

Fig.6 Vibration isolator structure model

该隔振器通过连接柱与无人机支架前端连接, 为了保证结构承载及隔振效果,设计对称布置的 4 个隔振器,考虑到多个隔振器的隔振质心可能因为 安装或结构尺寸问题有较大的偏移问题,因此在连 接柱与隔振器间设计高硬度的碳板调整质心。

无人机飞行过程中有较大的加速度扰动,因此设计T型的橡胶结构可适用于3个自由度方向的隔振;橡胶材料具有较低的弹性模量,能获得较低的基频,提高隔振效果;橡胶材料还具有一定的阻尼特性,在低频共振区能较好地抑制共振响应;同时设计上下对称的隔振器结构,对隔振性能有较大的提升。

通过合理地设计该橡胶隔振器的结构尺寸能有效降低无人机飞行中产生的振动响应,对激光雷达进行有效保护,并能有效稳定激光雷达工作精度。

3 隔振性能仿真分析

建立无人机激光雷达系统的三维模型,如图7 所示。通过有限元分析方法进行该无人机激光雷达 系统的振动分析,进行橡胶隔振器的设计。

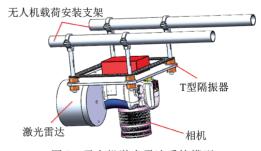


图 7 无人机激光雷达系统模型 Fig.7 UAV lidar system model

由于橡胶材料在分析中具有几何大变形非线性,且笔者设计的橡胶隔振器 T 型橡胶与结构的连接方式为接触,因此具有接触非线性特性。笔者在分析中采用线性弹性忽略材料的非线性特性,但由

于具有几何及接触非线性特性,对于该隔振器性能的分析具有特殊要求,常用的线性分析方法不可靠。本研究通过采用 ABAQUS 仿真分析软件、稳态动力学隐式分析方法 Dynamic Implicit 作为主要分析方法^[10]。

笔者采用航天材料及工艺研究所研制的硅橡胶 ZN-11系列,其对应的橡胶材料参数如表2所示。

表 2 橡胶材料参数

Tab.2 Rubber material parameters

牌号	密度/ (t•mm ⁻³)	泊松比	剪切模 量/MPa	损耗因子
ZN-11	1×10^{-9}	0.49	1.2	0.2

测得激光雷达上某点的时域信号傅里叶变换 PSD功率谱密度曲线,如图8所示。

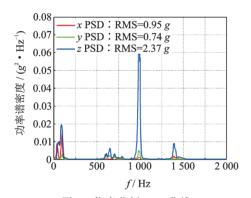


图 8 仿真分析 PSD 曲线

Fig.8 Simulation analysis of PSD curves

通过仿真分析可以得到该隔振器安装后整体结构的基频大概为100 Hz左右,满足隔振理论设计。同时通过有限元分析结果得到的加速度响应情况表明,该橡胶隔振器能有效降低激光雷达的振动响应,在3个方向都达到较好的隔振效果,其振动分析响应均方根加速度均低于3g。

4 隔振性能试验测试

设计该无人机激光雷达系统的振动工装,并对整个激光雷达模拟件及隔振器进行实物加工。通过在振动台控制 K_1 点输入测得的无人机飞行工况下支架安装激光雷达位置的真实振动响应,进行模拟无人机激光雷达系统的振动测试,并记录激光雷达响应点 A_1 的振动响应情况[11-12],振动试验平台如图 9 所示。

通过振动试验,得知在飞行状态下,无人机激光雷达经过隔振器后振动信号减弱,时域信号如图 10 所示,其测点频域 PSD 曲线如图 11 所示。

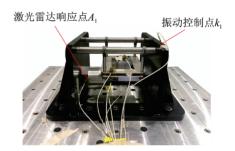


图 9 无人机激光雷达系统振动测试台 Fig. 9 UAV Lidar System Vibration Test

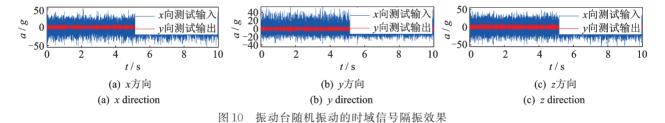


Fig.10 Time-domain signal vibration isolation effect of random vibration of shaking table

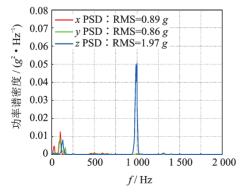


图 11 激光雷达测点 PSD 曲线

Fig.11 Lidar measuring point PSD curve

由振动测试结果可知,通过无人机支架的振动响应经过橡胶隔振器衰减后,传递到激光雷达上振动响应有明显的减弱。其振动响应均方根加速度均低于3g,且时域信号幅值同样有明显减弱,响应信号幅值均低于10g。将上述仿真分析结果及试验测试结果进行归纳总结,对隔振性能仿真及测试进行对比,如表3所示。

5 结束语

本研究在未知无人机激光雷达系统振动响应的 情况下,首先,在无人机飞行状态下采集激光雷达安

表 3 隔振性能仿真测试对比

Tab.3	Comparison	of	vibration	isolation	performance	simulation	test
I an.s	Comparison	UI	vibiation	isolation	periormance	Simulation	icsi

方向	输入多	条件	激光雷克	达仿真结果	激	光雷达测试结	i果
刀凹	时域响应/g	RMS/g	RMS/g	隔振效率/%	时域响应/g	RMS/g	隔振效率/%
x	53.88	12.85	0.95	92.61	4.00	0.89	93.07
y	54.84	10.30	0.75	92.72	4.15	0.86	91.65
z	54.93	13.16	2.37	81.99	9.01	1.97	85.03

装位置的振动响应信号,信号时域幅值接近55g,均 方根加速度值接近13g,发现该振动响应远超过激 光雷达所能承受的最大允许幅值响应 50g 及均方根 加速度值3g,因此必须对该激光雷达进行隔振设 计;其次,提出了一种T型橡胶隔振器结构,用于该 激光雷达系统的隔振,并通过有限元仿真分析得知 该橡胶隔振器的隔振效果较好,在各个方向上激光 雷达的均方根加速度值小于3g,隔振效果均能达到 80%以上,能有效保护激光雷达正常工作;最后,通 过振动台进行该模拟激光雷达的测试试验,达到了 较好的隔振效果,在3个方向上的时域响应幅值均小 于10g,均方根加速度值小于3g,试验效果与仿真效 果相近,隔振效率误差小于5%。以上验证了该T型 橡胶隔振器的隔振性能较好,以及该有限元分析方 法的可靠性。在进行试验测试前进行有限元分析能 有效减少试验成本,缩短设计周期,优化结构设计。

参 考 文 献

- [1] JAIN P C. Vibration environment and the rockets [J]. Procedia Engineering, 2016, 144:729-735.
- [2] CONSTANTINESCU C E, RUGESCU R D, CIOCHINA S, et al. First flight experiment with the nerva-1 inertial platform [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 325/326:990-993.
- [3] IBRAHIM R A . Recent advances in nonlinear passive vibration isolators [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 314(3/4/5):371-452.
- [4] 潘忠文,邢建伟,王檑,等.并联式承载减振—体的整星隔振研究[J].力学学报,2019,51(2):364-370. PAN Zhongwen, XING Jianwei, WANG Lei, et al. Research on whole-spacecraft vibration isolation based on parallel load-bearing and damping system [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019,51(2):364-370.(in Chinese)
- [5] 杨文芳,魏强,朱兰琴.基于有限元分析的机载电子设备减振设计[J].振动与冲击,2010,29(5):230-234. YANG Wenfang, WEI Qiang, ZHU Lanqin. Anti-vi-bration design for an airborne electronic equipment based on finite element method[J]. Journal of Vibration and Shock,2010,29(5):230-234.(in Chinese)
- [6] MALLIK A K, KHER V, PURI M, et al. On the

- modelling of non-linear elastomeric vibration isolators [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 219(2): 239-253
- [7] SUN X, ZHANG S, XU J. Parameter design of a multi-delayed isolator with asymmetrical nonlinearity [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018; 138/139;398-408.
- [8] LUO X Y, ZHANG Y S, ZHENG Y P. Nonlinear revision of the linear model for stockbridge vibration damper and experiment validation [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 328;504-508.
- [9] 陈学前,沈展鹏,刘信恩,等.不确定性因素对某橡胶隔振器连接刚度的影响[J].振动、测试与诊断,2015,35(3):530-534. CHEN Xueqian, SHEN Zhanpeng,LIU Xin'en, et al.
 - Rigidity of the uncertainties connected to a rubber isolator [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(3):530-534.(in Chinese)
- [10] 邹广平,程贺章.金属橡胶减振器随机振动有限元仿真[J]. 中国机械工程,2016,27(14):1960-1963.

 ZOU Guangping, CHENG Hezhang. Finite element simulation of metal rubber damper random vibration[J].

 China Mechanical Engineering, 2016, 27(14):1960-1963.(in Chinese)
- [11] KARNAUKHOV V G , TKACHENKO Y V . Active damping of the resonant vibrations of a flexible cylindrical panel with sensors and actuators [J]. International Applied Mechanics, 2011, 47 (6): 720-726
- [12] WANG H X, GONG X S, PAN F, et al. Experimental investigations on the dynamic behavior of o-type wire-cable vibration isolators [J]. Shock and Vibration, 2015, 2015; 1-12



第一作者简介: 骆海涛, 男, 1983年3月 生,博士、研究员。主要研究方向为高速 重载机器人动力学、特种环境结构力学 性能研究、空间结构减重抗振、基于多元 约束的结构优化、有限元仿真和试验测 试等。曾发表《大型航天搅拌摩擦焊机 器人动态仿真分析与优化设计》(北京: 科学出版社, 2018年)等论著。

E-mail: luohaitao@sia.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.016

基于直接速度反馈的管道振动主动控制*

陈 钊 ^{1,2}, 何立东 ^{1,2}, 贾兴运 ^{1,2}, 杨建江 ^{1,2}, 闫 伟 ^{1,3} (1.北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京,100029) (2.北京化工大学化工安全教育部工程研究中心 北京,100029)

摘要 管道振动给石化设备的安全运行带来严重的隐患。基于直接速度反馈控制原理,利用主动阻尼装置向振动管道系统施加控制力,实现了对管道振动的主动控制。利用根轨迹法分析了控制系统的稳定性,实验验证了惯性作动器的动态特性对系统稳定性的影响,在增益系数过大时观察到了系统失稳的现象。以加速度信号作为评价指标,对不同反馈增益系数下主动阻尼装置对管道振动的控制效果进行了对比,并探究了主动阻尼装置的有效作用频带。结果表明,在反馈增益系数选择合理的情况下,主动阻尼装置对作动器线性工作频带内(20~50 Hz)的管道振动都能有较好的控制效果,最高降幅可达80%。最后对主动阻尼装置的设计和使用提出了参考意见,为振动控制效果的进一步提高提供了思路。

关键词 直接速度反馈; 主动阻尼装置; 惯性作动器; 管道系统; 振动主动控制 中图分类号 TB535; TH113

引言

作为输送介质、传递能量的设备,管道系统在石油化工领域十分常见。管道的振动会引起管道系统的疲劳损伤,降低使用寿命,甚至出现裂纹或断裂,给设备的安全运行带来隐患。目前,工程中常采用缓冲罐、孔板等结构降低流体的压力脉动,减小激励源^[1],但均需在停机时施工,给企业的生产带来影响。通过改变管线结构、调整支撑位置来调节管道固有频率,避免管道固有频率与激振力频率接近,可降低因共振而导致的剧烈振动^[2],但容易造成局部应力集中,有时还会受到现场空间条件的限制。近年来,随着自动控制技术的发展及传感器、作动器性能的提升,振动主动控制技术取得了长足的进步,在航空、航天、车辆、船舶及机械加工等领域都得到了应用^[3+9]。其控制效果好,适应性强,作用频带宽,为管道振动问题的解决提供了新的指导方向。

惯性作动器因其结构简单、响应迅速、输出力均匀等优点,在振动主动控制中得到了广泛应用^[10]。Gonzalez等^[11]采用惯性作动器对平板的振动进行主动控制,分别对加速度反馈控制、速度反馈控制、位移反馈控制和比例积分微分(proportion integral differential, 简称 PID)控制算法下的控制效果进行了

仿真研究。Baumann等[12]对速度反馈控制系统的稳定性进行了分析及相应的实验研究。西班牙达诺巴特集团将惯性作动器应用在了铣削加工的振动控制中,并对比了不同控制算法下的振动控制效果^[13-14]。刘孝斌等^[15]开展了多个惯性作动器对平板宽频带振动的控制效果。Chen等^[16]基于LabVIEW软件和NI PXI控制平台,采用惯性作动器对模拟铣削振动进行PID控制,并取得了良好的减振效果。

除了控制算法,传感器和作动器的位置布置对控制系统的稳定性和控制效果也具有重要的影响,异位布置带来的相位滞后不利于系统的稳定^[17-18]。因此,在条件允许的情况下,应尽量选择同位布置,构成作动器到传感器的最小相位系统,以保证较大的稳定裕度。

笔者搭建了管道振动实验台,基于同位布置的直接速度反馈控制算法^[19],利用主动阻尼装置向管道系统施加控制力,实现了对管道振动的主动控制。分析了直接速度反馈控制系统的稳定性和控制效果,并在实验中对比了主动阻尼装置在不同反馈增益下的振动控制效果,研究了主动阻尼装置控制管道振动的有效作用频带。实验结果表明,在惯性作动器线性工作频带内,利用主动阻尼减振系统对管道系统施加控制力,可以显著降低管道振动,避免系

^{*} 国家科技重大专项资助项目(2017-IV-0010-0047);国防科技重点实验室基金资助项目(614220406020717);中国博士后科学基金资助项目(2020M670113);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(JD2003,ZY2105) 收稿日期:2019-08-12;修回日期:2019-11-04

统因反馈增益过大而出现失稳现象。

1 主动阻尼装置原理

主动阻尼装置采用的是直接速度反馈(direct velocity feedback,简称 DVF)控制算法,该算法将被控系统的振动速度信号作为反馈控制量。控制流程如图 1 所示,采用加速度传感器采集被控系统的振动信号,经控制器内的硬件电路滤波、积分、放大,得到与被控系统振动速度信号成比例的控制信号,输入至功率放大器,由功率放大器驱动惯性作动器输出作动力,控制系统的振动,主动阻尼装置的控制器及功率放大器如图 2 所示。其中:G(s) 为系统的振动加速度与所受外力之间的传递函数; $G_{act}(s)$ 为作动器输出的作动力 F_{act} 与其所加控制电压 V_{in} 之间的传递函数。

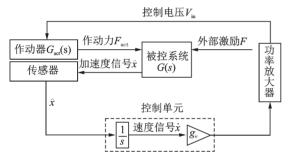


图1 主动阻尼装置的控制系统模型

Fig.1 The control system model of active damping device



图 2 控制器及功率放大器

Fig.2 Controller and power amplifier

1.1 直接速度反馈控制算法

当采用直接速度反馈控制时,功率放大器输出 给作动器的控制电压可表示为

$$V_{\rm in} = -g_v \dot{x} \tag{1}$$

其中: g_v 为反馈增益系数; \dot{x} 为被控系统测点处的振动速度。

假设作动器在线性范围内工作,在控制电压 V_{in} 作用下,作动器输出给被控系统的作动力 F_{act} 可表示为

$$F_{\text{act}} = g_a V_{\text{in}} = -g_a g_v \dot{x} \tag{2}$$

其中:ga为作动器的输出力常数。

被控系统在外部激励下的运动微分方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \tag{3}$$

其中:M,C,K分别为被控系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;F为系统受到的外激振力矩阵; \ddot{x} , \dot{x} ,x分别为系统的加速度、速度和位移矩阵。

笔者采用同位布置,即测量点与作动器安装在同一位置,以保证较大的稳定裕度。在直接速度反馈控制下,作动器向系统施加作动力,系统的运动微分方程变为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F + F_{act} \tag{4}$$

其中:Fact 为作动器向系统施加的控制力。

将式(4)代入式(5)中,可得

$$M\ddot{x} + (C + g_a g_v) \dot{x} + Kx = F \tag{5}$$

可以看出,如果将惯性作动器视为理想的线性 作动器,在直接速度反馈控制规律下,作动器相当于 对系统施加了阻尼力,从而达到控制系统振动的 目的。

1.2 惯性作动器的动力学模型

笔者使用的电磁式惯性作动器如图 3 所示。图 4 为电磁式惯性作动器的简化模型,由惯性质量 m_a 、弹簧 k_a 、阻尼元件 c_a 、线圈、永磁铁及底座组成。线圈与惯性质量组装为整体,通过弹簧及阻尼元件与底座连接,永磁铁固定在底座上。线圈通入交变电流后产生交变磁场,与作动器内永磁铁产生的恒定磁场相互作用产生电磁力,惯性质量在电磁力的作用下产生振动,对底座产生反作用力,从而按照设定的控制规律向被控系统输出作动力,控制系统振动。

作动器输出的作动力 $F_{\rm act}$ 与其所加控制电压 $V_{\rm in}$ 之间的传递函数为

$$G_{\text{act}}(s) = \frac{g_a s^2}{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2}$$
 (6)

其中: g_a, ω_a, ζ_a 分别为作动器的输出力常数、固有频率和阻尼比,与作动器内部磁场分布情况、线圈绕



图 3 电磁式惯性作动器

Fig.3 Electromagnetic inertial actuator

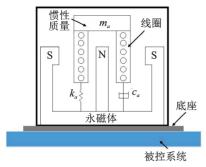


图 4 惯性作动器的简化模型

Fig.4 Simplified model of inertial actuator

组、惯性质量大小、阻尼元件以及弹簧刚度有关。

根据表1中惯性作动器的规格参数,对其输出力特性进行了仿真分析,得到作动器输出力与控制电压的幅频特性曲线,如图5所示。可以看出,在一定频率范围内,作动器的输出力大小仅与控制电压有关,且输出力与控制电压的相位保持在0°附近,在这段频率范围内可以将惯性作动器视为理想的线性作动器。

表 1 惯性作动器的主要参数

Tab.1 Main parameters of inertial actuator

<i>₩ τ\.</i>	W. H-
名称	数值
惯性质量/kg	2.2
弹簧刚度/(N•m ⁻¹)	6 130
阻尼比	0.15
输出力常数/(N•V-1)	4
最大行程/mm	± 2

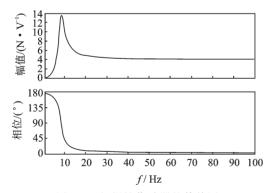


图 5 理想惯性作动器的伯德图

Fig.5 Bode diagram of ideal inertial actuator

实验测试了惯性作动器的输出力特性,得到作动器输出力与控制电压的幅频特性曲线,如图 6 所示。可以看出,作动器在低频段(约 11 Hz)出现了共振现象,这不仅限制了惯性作动器的有效作用频带,还会对系统的稳定性造成影响。

根据式(6)中惯性作动器的动力学模型公式以 及实验测得的频响数据,采用最小二乘法拟合出作

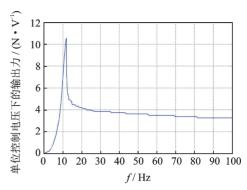


图 6 实验测得的惯性作动器幅频特性曲线

Fig.6 Measured amplitude-frequency characteristic curve of inertial actuator

动器的输出力 $F_{\rm act}$ 与其控制电压 $V_{\rm in}$ 之间的传递函数为

$$G_{\text{act}}(s) = \frac{3.21s^2}{s^2 + 21.41s + 4356.37} \tag{7}$$

2 管道振动实验台介绍

搭建管道振动实验台见图7,实验中通过信号发生器及功率放大器控制激振器输出恒定大小的激振力,管道在激振力的作用下做受迫振动。设计了管夹及钢板作为连接装置,实现作动器与管道系统的连接。选取了距激振力输入位置较近的A点作为惯性作动器的安装位置,在激振力作用下,该处的振动相对于整个管道系统较为明显。主动阻尼装置对管道系统振动控制的实验结果具有代表性。

实验中保证激振器产生幅值恒定的正弦激振力,对该管道系统进行扫频激励。利用作动器内部的加速度传感器对管道振动进行测量,为降低采集信号中的高频噪声的干扰,采用二阶低通滤波电路对采集到的加速度信号进行处理,截止频率为2kHz,并对加速度信号高通滤波处理,以去掉信号中的直流分量,截止频率为10Hz。

管道原始振动的幅频响应曲线如图 8 所示,可以看出,在 23 Hz 附近,管道振动剧烈,这是由于管道受一阶固有频率影响产生共振所引发的。



图 7 管道振动实验台

Fig.7 Vibration pipeline test bench

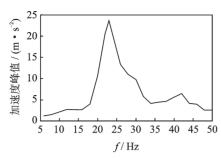


图 8 管道原始振动曲线

Fig.8 Original vibration curve of the pipeline

3 直接速度反馈控制系统的稳定性和 控制效果分析

直接速度反馈控制下的系统方框图如图 9 所示,其中:G(s)为系统的振动加速度 \ddot{x} 与所受外力F之间的传递函数。

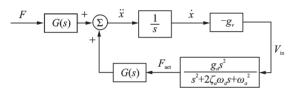


图 9 直接速度反馈控制系统方框图

Fig.9 Block diagram of direct velocity feedback control sys-

系统的闭环特征方程为

$$1 + g_v \frac{1}{s} \frac{g_a s^2}{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2} G(s) = 0$$
 (8)

由管道原始振动曲线可以看出,管道系统在所选频带内的振动主要受到系统一阶固有频率的影响。为分析直接速度反馈控制系统的稳定性,将该管道系统简化为单自由度系统,系统的振动加速度 \ddot{x} 与所受外力F之间的传递函数G(s)可简化为

$$G(s) = \frac{s^2}{m(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)}$$
(9)

其中:m, ω_n , ζ_n 分别为被控系统的质量、固有频率和阻尼比。

根据实验测得的管道原始振动数据,采用最小 二乘法拟合出管道系统的振动加速度与其所受外力 之间的传递函数

$$G(s) = \frac{s^2}{11.24s^2 + 199.45s + 229205.73}$$
 (10)

此时,控制系统的闭环特征方程可以写为

$$1 + g_v \frac{1}{s} \frac{g_a s^2}{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2} \frac{s^2}{m(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} = 0$$
(11)

图 10 为反馈增益 g_v从 0 变化到无穷大的过程

中,对应闭环系统的根轨迹曲线,表2列举了 g_v 分别设置为100,200和300时,被控系统与作动器的模态参数。可以看出,随着反馈增益系数 g_v 的增大,被控管道系统的阻尼比 ξ_v 逐渐增大;但当 g_v 大于某值时,系统特征方程的根将位于复平面的右半平面,作动器向系统提供了负阻尼,这意味着当增益系数过大时,闭环系统将会失稳。

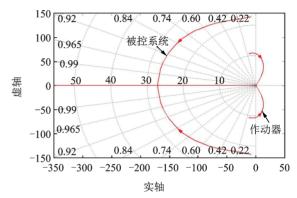


图 10 闭环系统的根轨迹曲线

Fig.10 Root locus curve of closed loop system

表2 不同反馈增益系数下被控系统与作动器的模态参数
Tab.2 Modal parameters of the controlled system
and the actuator with different feedback gain
coefficients

口烛坳头	被控	系统	作	动器
反馈增益 œ	固有频率	阻尼比	固有频率	阻尼比
g_v	$\omega_n/{ m Hz}$	ζ_n	$\omega_a/{ m Hz}$	ζ_a
0	22.7	0.0618	10.5	0.162 1
100	22.5	$0.191\ 2$	10.6	0.102 4
200	22.6	0.319 1	10.6	0.040 9
300	23.1	0.435 1	10.4	-0.0067

图 11 为当反馈增益 g_v =1时,系统的奈奎斯特曲线。图中左侧象限内的小圆是由于作动器的共振所产生的,而右侧象限内的大圆是由于被控系统的共振所产生的。由奈奎斯特稳定判据可知,此时系统处于条件稳定状态,当控制增益过大时,奈奎斯特曲线将包含 $(-1,j_o)$ 点,闭环系统将会失稳,在作动器的固有频率附近发生振荡。

根据图 9 的控制系统方框图,可得在直接速度 反馈控制下系统的振动响应与其所受到激振力之间 的闭环传递函数为

$$\frac{\ddot{x}(s)}{F(s)} = \frac{G(s)}{1 + g_v \frac{1}{s} G_{\text{act}}(s) G(s)}$$
(12)

由式(12)可以看出,当 g_v 为能够保持系统稳定的最大反馈增益时,被控系统在外部激振力下的振

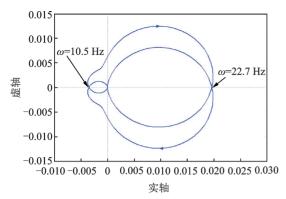


图 11 主动阻尼装置作用下闭环系统的奈奎斯特图 Fig.11 Nyquist diagram of the closed-loop system under active damping device

动响应最小,振动控制效果最好。因此,为提高系统的控制性能,需合理设置反馈增益系数,在保持系统稳定的前提下实现最佳的控制效果。

4 主动阻尼装置对管道系统振动控制 的实验研究

为验证主动阻尼装置对管道振动的控制效果,在图 7 所搭建的管道实验台上,利用主动阻尼装置进行了管道系统的振动控制实验。利用 NI Lab-VIEW 平台对作动器内加速度传感器测量到的信号进行处理,得到作动器安装位置处的振动速度 \dot{x} ,并实时采集作动器的控制电压 $V_{\rm in}$,从而计算出功率放大器不同放大倍数下的反馈增益 g_v 。通过调节功率放大器的放大倍数,改变反馈增益系数 g_v ,分别设定反馈增益系数 g_v 为100,200和300,对比不同反馈增益下主动阻尼装置对管道系统的振动控制效果。

4.1 主动阻尼装置对管道单频率振动的控制效果

模拟工程中管道共振的情况,控制激振器输出23 Hz的正弦激振力,管道系统在激振力的作用下做受迫振动,得到不同反馈增益下管道系统的振动时域波形及频谱图,如图12~14所示。

可以看出,施加控制后,当反馈增益较小(g_v =100)时,管道系统的振动有所降低,加速度峰值从23.64 m/s²降低到9.01 m/s²,振动降幅可达62%。随着反馈增益系数的增大(g_v =200),振幅进一步降低,加速度峰值降为4.77 m/s²,振动降幅增加到80%。

当反馈增益 g_v 达到 300 时,系统因增益系数过 大而失稳,出现了作动器固有频率附近的自激振动, 并且由于作动器内惯性质量的振幅过大,与作动器

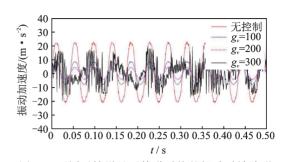


图 12 不同反馈增益下管道系统的振动时域波形 Fig.12 Vibration time domain waveform of the pipeline system with different feedback gain

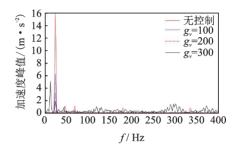


图 13 不同反馈增益下管道系统的振动频谱图
Fig.13 Vibration spectrum of the pipeline system with different feedback gain

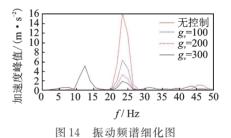


Fig.14 Detailed vibration spectrum

端盖发生碰撞,导致系统的振动频谱中出现了高倍 频成分,这对于系统振动的控制是不利的。为避免 在使用中系统因增益过大而出现失稳的情况,需合 理选择主动阻尼装置的反馈增益系数。如果被控系 统的振动传递函数是已知的,那么可以通过根轨迹 分析法近似求出使系统保持稳定的最佳反馈增益系 数。对于振动传递函数未知的被控系统,最大的反 馈增益系数只能通过实验的方法获得。通常是先选 取比较小的反馈增益作为初始增益,在实验中增加 其大小,直到该闭环系统失稳,从而探索出合适的反 馈增益系数。

4.2 主动阻尼装置的有效作用频带

由图 5 中惯性作动器的伯德图可知,作动器只能在其线性范围内输出与控制信号同相位的作动力。当采用直接速度反馈控制时,在固有频率范围

内及其以下频段,由于输出力与控制信号之间存在相位延迟,惯性作动器并不能向系统提供预期的阻尼力,而是会发生正反馈,引起自身的共振。

为探究主动阻尼装置控制振动的有效频率范围,设定激振器以1Hz为步长进行扫频,频率范围为6~50Hz,管道系统在激振力的作用下做受迫振动。实验中分别设定100,200及300反馈增益系数,得到不同反馈增益下管道系统振动的幅频响应曲线,如图15所示。

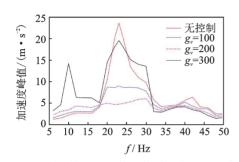


图 15 不同反馈增益系数下管道系统的频响曲线 Fig.15 Frequency response curve of the pipeline system with different feedback gain coefficients

由实验数据可以看出,在 $20\sim50$ Hz 范围内,施加控制后,管道系统的振动降低。当反馈增益较小时,振动控制效果随着反馈增益系数的增大而提高。但是当反馈增益 g_v 达到 300 时,管道振动由于系统失稳而变大,振动控制效果变差,这是因为增益过大时,作动器向系统提供了负阻尼。因此,采用主动阻尼装置对系统振动进行主动控制时,应合理设置反馈增益系数。反馈增益过小会导致减振效果不佳,反馈增益过大则会使系统失稳。对于本研究实验中所选取的 3个反馈增益系数,当 g_v =200 时,作动器对该管道系统的振动控制效果较好。

在6~19 Hz范围内,施加控制后,管道系统的振动均不降反增。这是由于作动器未在其线性频率范围内工作,该频段内的输出力与控制信号之间存在严重的相位延迟,作动器未能向系统提供预期的阻尼力,发生了正反馈而导致系统失稳。该现象为主动阻尼装置的设计和使用提供了指导,在选用惯性作动器时,应使作动器的固有频率远离被控系统的振动频带,以保证其在线性范围内工作,避免系统因作动器输出力的相位延迟而失稳。这可以通过降低作动器内连接弹簧的刚度实现,但是也要考虑实际应用中可能出现的问题,比如当惯性质量振幅过大时,可能会超出行程与作动器端盖发生碰撞,这对于振动的控制是极为不利的。

5 结 论

- 1) 搭建了管道振动实验台,基于直接速度反馈控制原理,采用主动阻尼装置实现了对管道系统振动的主动控制。当反馈增益系数设置合理时,主动阻尼装置对管道系统在作动器线性工作频带内的振动都能得到较好的控制,最高振动降幅可达80%。
- 2) 将管道实验台简化为单自由度系统,分析了 反馈增益系数变化对系统稳定性的影响,实验验证 了不同反馈增益系数下主动阻尼装置的振动控制效 果。在使用主动阻尼装置时,应合理设置反馈增益 系数,避免系统因反馈增益过大而失稳,或是因增益 过小而振动控制效果欠佳。
- 3) 当被控系统的动力学模型已知时,可以通过 根轨迹法求出使系统保持稳定的最大反馈增益系数。对于动力学模型未知的系统,可以先选取比较小的反馈增益作为初始值,在实验中增加其大小,探索出使系统保持稳定的最大反馈增益系数,适量施加控制力,达到最佳的控制效果。
- 4) 受到作动器固有频率的影响,施加直接速度 反馈控制后,由于输出力与控制信号之间相位延迟 的存在,系统在低频段的振动不降反增。因此,在设 计选用作动器时,应使作动器的固有频率远离被控 系统的振动频率范围,保证其在线性范围内工作,但 是也要考虑实际应用时可能出现的问题。
- 5) 通过激振器向管道系统输入激励力,模拟工程中管道振动的情况,研究了主动阻尼装置控制管道振动的可行性。实际工程中,受到管内流体脉动的影响,管道振动的幅值和频率会发生变化,可能会出现多频率成分的振动。

参 考 文 献

- [1] 宋辉辉, 韩省亮, 李永东, 等. 孔板消减气流脉动的数值模拟及实验研究[J]. 应用力学学报, 2011, 28(1): 39-43.
 - SONG Huihui, HAN Xingliang, LI Yongdong, et al. Numerical simulation and experimental research on orifice plate reducing gas pulsation[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2011, 28(1):39-43.(in Chinese)
- [2] 崔巍升, 宫建国, 金涛. 化工厂管道振动原因分析及控制[J]. 流体机械, 2011, 39(10):34-38.
 - CUI Weisheng, GONG Jianguo, JIN Tao. Analysis and controlling of pipeline vibration in chemical plant [J]. Fluid Machinery, 2011, 39 (10): 34-38. (in Chinese)
- [3] 陆洋, 顾仲权, 凌爱民, 等. 直升机结构响应主动控制 飞行试验[J]. 振动工程学报, 2012, 25(1):24-29.

- LU Yang, GU Zhongquan, LING Aimin, et al. Flight test of active control of structure response for helicopter [J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(1):24-29.(in Chinese)
- [4] 沈星, 涂凡凡, 陈金金, 等. 风洞悬臂杆结构主动减振系统的研究[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(3): 414-419.

 SHEN Xing, TU Fanfan, CHEN Jinjin, et al. Study of active damping system for the captilever sting in wind
 - active damping system for the cantilever sting in wind tunnel based on piezoelectric actuators[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(3):414-419.(in Chinese)
- [5] JOHNSON C D, WILKE P S, GROSSERODE P J. Whole-spacecraft vibration isolation system for the GFO/Taurus mission[J]. Proceedings of SPIE, 1999, 3672:175-185.
- [6] 翟兴辉,肖刚,罗亚军,等.环形天线结构的振动主动控制[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1148-1154.
 ZHAI Xinghui, XIAO Gang, LUO Yajun, et al. Research on active vibration control of loop antenna structure[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018,38(6):1148-1154.(in Chinese)
- [7] JONES W D. Easy ride: bose corp uses speaker technology to give cars adaptive suspension [J]. IEEE Spectrum, 2005, 42(5):12-14.
- [8] DALEY S, JOHNSON F A, PEARSON J B, et al. Active vibration control for marine applications [J]. Control Engineering Practice, 2004, 12(4):465-474.
- [9] MONNIN J, KUSTER F, WEGENER K. Optimal control for chatter mitigation in milling—part 1: modeling and control design [J]. Control Engineering Practice, 2014, 24:156-166.
- [10] PAULITSCH C, GARDONIO P, ELLIOTT S J. Active vibration control using an inertial actuator with internal damping [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119(4):2131-2140.
- [11] GONZÁLEZ D C, GARDONIO P. Feedback control laws for proof-mass electrodynamic actuators[J]. Smart Materials and Structures, 2007, 16(5):1766-1783.
- [12] BAUMANN O N, ELLIOTT S J. The stability of decentralized multichannel velocity feedback controllers using inertial actuators [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2007, 121(1):188-196.
- [13] MUNOA J , MANCISIDOR I , LOIX N , et al. Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator [J]. CIRP Annals Manufacturing Technology, 2013, 62 (1):407-410.

- [14] BILBAO G A, BARRIOS A, MANCISIDOR I, et al. Control laws for chatter suppression in milling using an inertial actuator [C] // ISMA 2010-International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven, Belgium: International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2010.
- [15] 刘孝斌, 王震, 张伟. 平板上多通道惯性吸振器宽频 主动吸振测量[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(2): 213-216.
 - LIU Xiaobin, WANG Zhen, ZHANG Wei. Active absorption measurement of panels using multichannel inertial absorbers in wideband frequencies [J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(2);213-216.(in Chinese)
- [16] CHEN P, ZHAI J, ZHANG X, et al. Research on active vibration control of thin-walled workpiece in milling based on voice coil motor [C] // International Conference on Intelligent Robotics and Applications. Heidelberg, Berlin: Springer, 2013.
- [17] 袁明,裘进浩,季宏丽,等.基于同位加速度负反馈的振动主动控制研究[J].振动、测试与诊断,2014,34(2):254-260.
 - YUAN Ming, QIU Jinhao, JI Hongli, et al. Active control of vibration using collocated negative acceleration feedback strategy [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(2):254-260.(in Chinese)
- [18] 邱志成. 基于加速度反馈的挠性智能结构振动主动控制[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3):143-151.
 QIU Zhicheng. Active vibration control of flexible smart structure based on acceleration feedback [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3):143-151.(in Chinese)
- [19] ANDRÉ P. Vibration control of active structures an introduction [M]. London: Kluwer Academic Publishers, 1999: 93-95.



第一作者简介:陈钊,男,1995年10月生,硕士生。主要研究方向为机械加工振动主动控制技术及管道减振技术。曾发表《挤压油膜阻尼器非线性振动机理及结构创新综述》(《机电工程》2019年第34卷第4期)等论文。

E-mail: chenzhaozhao1024@163.com

通信作者简介:何立东,男,1963年2月 生,教授、博士生导师。主要研究方向为蜂 窝密封、旋转机械与管道振动控制技术。 E-mail:1963he@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.017

考虑车体弹性的轨道车辆多吸振器减振方法*

祁慧1, 文永蓬1,2, 纪忠辉1

(1.上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海,201620) (2.西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都,610031)

摘要 针对轨道车辆车体各位置振动情况差异明显特点,以及刚性频段、弹性频段的减振存在宽频减振需求,建立了含多吸振器的弹性车体模型,提出了评价轨道车辆多吸振器减振指标。探讨了单吸振器在抑制车体垂向振动时存在的局限性,提出了基于轨道车辆弹性车体模型的多吸振器设计步骤,形成了能够同时抑制弹性振动与刚性振动的多吸振器设计方法,明确了多吸振器的优越性,并利用 Sperling 平稳性指标对多吸振器减振效果进行验证。结果表明:综合多频段、全车长的轨道车辆多吸振器减振指标能够有效地评价车体吸振器的减振效果;相比单吸振器,多吸振器能同时兼顾刚性频段和弹性频段,而且分散质量分布,对车下空闲体积要求更小,具有更好的优越性。该工作对抑制城市轨道车辆的垂向振动、提高车辆乘坐舒适性有一定参考价值。

关键词 多吸振器;弹性车体;垂向振动;轨道车辆多吸振器减振指标; Sperling 平稳性指标中图分类号 $U260.331^+.5$; U270.1

引言

近年来,城市轨道交通快速发展,车体轻量化设计成为一个趋势,但车体的轻量化直接降低了车身刚度,导致车辆振动加剧,影响了车辆的运行平稳性和乘客的乘坐舒适性[1]。动力吸振器能有效吸收车体振动的能量,结构简单且易于安装,已成为提高车辆运行平稳性的有效手段之一。

目前,国内外学者对轨道车辆弹性车体的振动分析与抑制做了大量研究。曾京等[12]考虑车体的弹性,将车体看作欧拉梁,建立车辆垂向振动的数学模型,为分析轨道车辆车体的垂向振动响应提供了理论依据。王珊珊等[3]在保证车辆动力学参数相同的前提下,对比分析刚性和弹性车体模型及其在振动加速度等方面的特征,结果表明弹性作用对车体振动有重要的影响。刚柔耦合车辆模型的建立,能够更准确地反映轨道车辆行驶中的实际情况。诸多学者基于上述垂向动力学模型,利用附加在车体下方的动力吸振器,来降低轨道车辆车体的振动。文永蓬等[4]研究了适用于车轨耦合条件下车体单个被动式吸振器的优化,有效抑制了车体的刚性振动。文献[5-8]在包含结构阻尼的刚柔耦合模型基础上,提出安装单个被动式

吸振器,通过吸振器质量、位置等参数的合理优化设计,可以有效抑制车体的弹性振动。对轨道车辆的振动控制大都是基于单个被动式吸振器,其只有一个振子,减振的目标频率单一,导致减振频带较窄,单个被动式吸振器不能满足宽频减振需求。文献[9-10]提出适用于车体宽频减振的半主动式磁流变吸振器的设计方法,并对具体结构的实施方式进行探讨。Akiyama等[11]在转向架之间安装的主动式动力吸振器,对降低车体的弯曲振动效果显著,并且车辆的运行品质得以提升。以上研究大都是利用单个吸振器对车体进行减振,即使将单个被动式化为主动式,实现了宽频减振的效果[12],也无法规避其结构复杂、价格昂贵、实施困难等问题,更忽略了车体多个位置振动剧烈的特点,亟需一种兼顾城轨车辆考虑车体弹性的多频段、多位置的宽频减振方法。

为此,笔者建立含多吸振器的考虑车体弹性的垂向振动模型,从全车长、多频段的角度分析车体的垂向振动,提出综合评价多吸振器抑振效果的评价指标。基于此指标考虑吸振器的参数、位置,从而形成车体多吸振器的设计方法,实现对车体垂向振动的良好抑制效果。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11472176);上海市自然科学基金资助项目(15ZR1419200);牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2103)

1 含多吸振器考虑车体弹性的垂向振动模型

含多吸振器考虑车体弹性的垂向振动模型如图 1 所示,包含轮对、转向架、车体以及多吸振器等。

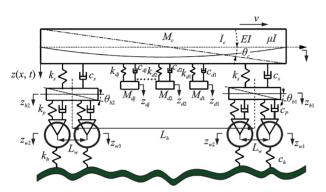


图1 含多吸振器考虑车体弹性的垂向振动模型

Fig.1 Vertical vibration model with multi-vibrator considering car body elasticity

轨道不平顺激励的输入引起轮对的垂向振动位移分别用 z_{w1}, z_{w2}, z_{w3} 和 z_{w4} 表示;轮对垂向振动经一系弹簧传递至前后转向架, $z_{b1}, z_{b2}, \theta_{b1}$ 和 θ_{b2} 分别为转向架的浮沉振动位移和转头角;转向架振动经二系弹簧传递至车体,考虑车体的弹性,将车体等效为弹性均质等截面欧拉梁,则z(x,t)为车体包含刚性、弹性振动的总位移, z_{e} 和 θ_{e} 分别为车体的浮沉位移和转头角;车体振动能量经吸振器吸收后,转换为吸振器垂向位移 z_{dj} ($j=1,2,\cdots,N_{d}$)。其余参数如表1所示,其中: ρ 为车体密度;A为横截面积;E为弹性模量;I为截面惯性矩; μ 为内滞阻尼系数。

车体弹性振动方程为

$$EI\frac{\partial^{4}z(x,t)}{\partial x^{4}} + \mu I\frac{\partial^{5}z(x,t)}{\partial t\partial x^{4}} + \rho A\frac{\partial^{2}z(x,t)}{\partial t^{2}} = \sum_{i=1}^{2} F_{si}\delta(x-x_{i}) + \sum_{j=1}^{N_{d}} F_{dj}$$
(1)

其中: $F_{si}(i=1,2)$ 分别为第1、第2转向架的二系悬挂作用在弹性车体上的力; $F_{dj}(j=1,2,\cdots,N_d)$ 为车下吸振器作用在弹性车体上的力。

$$F_{si} = -k_s(z(x_i, t) - z_{bi}) - c_s(\dot{z}(x_i, t) - \dot{z}_{bi})$$
(2)
$$F_{dj} = -k_{dj}(z(x_{j+2}, t) - z_{dj}) - c_{dj}(\dot{z}(x_{j+2}, t) - \dot{z}_{dj})$$
(3)

通过分离变量法将偏微分方程化简为单变量的常微分方程。车体的垂向振动位移为z(x,t),包含车体的刚体浮沉运动振型 $Y_1(x)=1$,刚体点头运动 振型 $Y_2(x)=L/2-x$ 以及 弹性 振型 函数

表 1 含多吸振器考虑车体弹性的振动模型参数

Tab.1 Parameters of a model with multi-vibrator considering car body elasticity

参数	数值	含义
$M_c/{ m kg}$	3.9×10^{4}	车体质量
$M_\iota/{ m kg}$	2 600	单个构架质量
$M_{\scriptscriptstyle w}/{ m kg}$	1 118.5	单个轮对质量
$E_{I}/\left(\mathrm{kN}\bullet\mathrm{m}^{2}\right)$	3.21×10^{6}	车体截面等效抗弯刚度
$\rho_{\scriptscriptstyle A}/~({ m t}{}^{ullet}{ m m}^{-1})$	1.78	车体单位长度等效质量
$J_c/~(\mathrm{kg} { m \cdot m}^2)$	1.911×10^{6}	车体转动惯量
$J_t/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2)$	1 930	单个构架转动惯量
$k_p/(\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1})$	$2.4\!\times\!10^{\scriptscriptstyle 6}$	一系垂向刚度
$k_s/(\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1})$	7×10^5	二系垂向刚度
$c_p/(\mathrm{N} \cdot \mathrm{s} \cdot \mathrm{m}^{-1})$	5×10^4	一系垂向阻尼
$c_s/(\mathrm{N} \cdot \mathrm{s} \cdot \mathrm{m}^{-1})$	1.3×10^{5}	二系垂向阻尼
L_b/m	7.85	车辆定距之半
$L_w/{ m m}$	1.25	转向架轴距之半
L/m	21.88	车身总长

 $Y_i(x)_0$

利用自由边界欧拉梁的弹性振型,代替车辆的弹性振型,车体的位移可由车体的浮沉、点头以及自由边界欧拉梁弹性振动叠加,有

$$z(x,t) = z_{c}(t) + (L/2 - x)\theta_{c}(t) + \sum_{i=3}^{N} Y_{i}(x)q_{i}(t)$$
(4)

设车体为弹性悬挂上的自由梁,可以确定车体的弹性振型,并利用振型的正交性和Dirac函数的性质,得到车体弹性振动方程

$$M_{\varepsilon}[\ddot{q}_{i}(t)+2\xi_{i}\omega_{i}\dot{q}_{i}(t)+\omega^{2}q_{i}(t)]=Y_{i}(x_{1})F_{s1}+$$

$$Y_{i}(x_{2})F_{s2} + \sum_{i=1}^{N_{d}} Y_{i}(x_{j+2})F_{dj}$$
 (5)

其中: ξ_i 和 ω_i 分别为第i阶车体的阻尼比和自振频率。

车体的浮沉运动方程为

$$M_c \ddot{z}_c(t) = \sum_{i=1}^2 F_{si} + \sum_{i=1}^{N_d} F_{dj}$$
 (6)

车体的点头运动方程为

$$I_{c}\ddot{\theta}_{c}(t) = \sum_{i=1}^{2} F_{si}(L/2 - x_{i}) + \sum_{j=1}^{N_{d}} (x_{j+2}) F_{dj}$$
 (7)

吸振器的运动方程为

$$M_d \ddot{z}_{dj} = F_{dj} \quad (j = 1, 2, \dots, N_d)$$
 (8)

车辆系统其余部件的运动方程可同理推出,综合车辆系统各部件的运动方程得到整个车辆系统的统一表达形式,最终得到含吸振器的系统动力学方

程矩阵,如式(9)所示

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = F \tag{9}$$

其中:M,C和K为包含吸振器的车辆系统的质量、阻尼和刚度矩阵:Z,F为系统的输出阵、输入阵。

将式(9)两边同时进行傅里叶变换,并考虑轮对间的时滞关系, $h_q(\omega)$ 为时滞矩阵, K_h 和 C_h 为轮轨接触刚度和阻尼矩阵,车辆的加速度频率响应特性函数 $H_q(\omega)$ 为

$$H_a(\omega) = ((-\omega^2 M + i\omega C + K)^{-1} (K_h + i\omega C_h) h_q(\omega))(-\omega^2)$$
(10)

在轨道不平顺激励下,加速度功率谱密度的表示为

$$G_{\tilde{z}}(\omega) = \left| H_a(\omega) \right|^2 G_{q_1}(\omega) \tag{11}$$

其中: $G_{q_1}(\omega)$ 为轨道不平顺激励 $q_1(\omega)$ 的加速度功率谱密度; $G_{\bar{q}}(\omega)$ 为响应量 \ddot{Z} 的功率谱密度。

由式(11)可知,轨道不平顺激励频率引发弹性车体多阶固有振型振动,体现为车体振动有较宽的振动频带以及多个共振峰值。通过安装多吸振器,可以同时抑制车体多个频率的振动。当吸振器的个数为j时,总的质量比保持不变,其中一个吸振器与弹性车体主振动系统的质量比 $\mu_j = M_{di}/M_c$ 。

依据最优同调
$$\gamma_j = \omega_{dj}/\omega_c = 1/(1+\mu_j)$$
,得
$$k_{dj} = \mu_j M_c (2\pi f_{cj})^2 (1/(1+\mu_j))^2 \qquad (12)$$

依据最优阻尼比
$$\zeta_j = c_{dj}/c_c = \sqrt{\frac{3\mu_j}{8(1+\mu_j)^3}}$$
,得

$$c_{dj} = 2\mu_j M_c 2\pi f_{cj} \sqrt{\frac{3\mu_j}{8(1+\mu_j)^3}}$$
 (13)

各吸振器与车体的质量比 μ_j 以及吸振器减振的目标频率 f_{cj} 决定吸振器的刚度 k_{dj} 和阻尼 c_{dj} 。当吸振器个数 $j=1,2,\cdots,N_d$,吸振器系统对车体的影响规律是不变的,吸振器系统的参数改变对车体振动能量的传递特性的影响如图2所示。

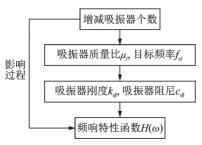


图 2 吸振器个数变化对车体振动的影响过程

Fig.2 Influence of the number of vibration absorbers

2 吸振器减振指标的确立

将考虑车体弹性的模型称为弹性车体模型,该模型包含多阶振型的共同作用。令城市轨道车辆的运行速度为构造速度80 km/h,在轨道不平顺的随机激励下,对比典型位置处的加速度功率谱,如图3 所示。

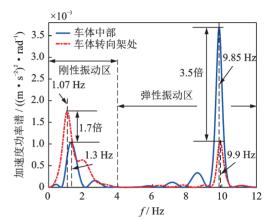


图 3 车体典型位置处的加速度功率谱

Fig.3 Acceleration power spectrum at typical position of vehicle body

由图3可知,车体的振动分为刚性振动和弹性 振动。在刚性主振区,车体转向架和中部分别在 1.07 和 1.3 Hz处形成振动峰值,且转向架处的振动 峰值是中部的1.7倍;而在弹性主振区,车体转向架 和中部的振动峰值分别出现在9.9和9.85 Hz处,且 车体中部的振动峰值是转向架处的3.5倍。由此可 见,车体典型位置处的振动情形差别较大,不同位置 处的振动峰值频率与功率谱密度都发生了偏移。这 是因为在构造速度下轨道不平顺的随机激励引发了 弹性车体多阶振型共同振动[13],并且使车体各主振 区的振型产生一定的耦合,导致峰值频率偏移。因 此,在研究车体振动情况时,仅仅考虑车体单个位置 的振动无法全面反映问题,需要对车体全车长的振 动情况进行分析。图 4 为弹性车体在构造速度为 80 km/h下,全车所有位置的加速度功率谱变化 情况。

由图 4 可知, 车体振动的加速度功率谱与频率及车体位置成复杂的函数关系。从 0~4 Hz 的刚性主振区看, 刚性振动峰值随观察点从 0到 21.88 m先减小后增大, 但总体变化趋势较为平缓, 因为车体中部的刚性振动只有浮沉没有点头, 所以中部刚性振动稍小于端部; 然而在 4~15 Hz 的弹性主振区, 弹性振动峰值随观察点从 0到 21.88 m, 呈现一个 W

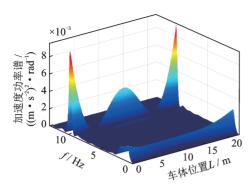


图 4 弹性车体全车长的加速度功率谱

Fig.4 Acceleration power spectrum of the full length of the elastic body

形,在车体的前、后转向架处 18.79 和 3.09 m 左右, 弹性振动达到最小,但在车体的两端部和中部达到振动极值。这是因为轨道不平顺的外界激励引起了车体多个自振频率的振动响应,并且多个振型进行叠加,在几个振型的叠加区域内,车体任何一个位置的质点同时参与这几个振型的运动,其振动位移是几个振型引起位移的矢量和,振动的位移可能相互消减也可能相互叠加。

综上,车体不同位置的振动加速度功率谱差别 较大,车体中部和端部相比其他位置的振动剧烈,所 以在研究车体吸振器抑制车体振动时,考虑安装位 置的影响是必不可少的。

针对各位置振动情况差异明显的特点,以及刚性频段、弹性频段存在宽频减振的需求,为分析吸振器在较宽的振动频带以及全车长上的综合减振的情况,笔者提出轨道车辆多吸振器减振指标,介绍如下。

在轨道不平顺的随机激励下,不含吸振器的车体在某观察点位置l的加速度功率谱为 $G_{Z_l}(\omega)$,为了更直观了解车体此观察点l处两个振动频带的振动情况,将车体 $0\sim15$ Hz振动频带划分为1500个相等的单位长度, $0\sim400$ 代表刚性振动频带, $400\sim1500$ 代表弹性振动频带,利用矩形公式对各频带的加速度功率谱累加,则观察点l处刚性频段 $0\sim4$ Hz振动面积能量为

$$S_{Rl} = \sum_{i=1}^{400} G_{\ddot{Z}_l}(\omega_{i/100}) \Delta f$$
 (14)

弹性频段4~15 Hz振动面积能量为

$$S_{El} = \sum_{i=401}^{1500} G_{\ddot{Z}_l}(\omega_{i/100}) \Delta f$$
 (15)

其中: $G_{\tilde{z}_{i}}(\omega_{i/100})$ 为在车体l处振动频率为i/100~Hz时振动加速度功率谱值; $\Delta f = 0.01~Hz$ 。

车体全车长的刚性振动体积能量 RVOL_{no-dva}为

$$RVOL_{no-dva} = S_{R0} + \cdots S_{Rl} + \cdots + S_{RL}$$
 (16)
车体全车长的弹性振动体积能量 EVOL_{no-dva}为

$$EVOL_{no-dva} = S_{E0} + \cdots S_{El} + \cdots + S_{EL}$$
 (17)

于是,车体全车长的综合振动体积能量为

$$VOL_{nordya} = RVOL_{nordya} + EVOL_{nordya}$$
 (18)

同理,当附加单个吸振器时,车体全车长综合振动体积能量为

以此类推,当吸振器的数目为2时,车体全车长综合振动体积能量表示为 VOL_{dva2} ,当吸振器数目为多个,车体全车长综合振动体积能量表示为 $VOL_{dvaN,\circ}$

定义无量纲数 ΔVOL_{N_d} 为轨道车辆多吸振器减振指标,则

$$\Delta VOL_{N_{s}} = VOL_{\text{no-dya}} - VOL_{\text{dya}N_{s}}$$
 (20)

由式(20)可知, ΔVOL_{N_a} 指标的物理含义为无 吸振器的车体在宽频带、全车长范围内的振动体积 能量与加入吸振器后的振动体积能量之差。该指标 综合考虑了车体多位置、多频段的振动情况,其值越 大,则代表车体振动能量的减少越大,吸振器的抑振性能越好。

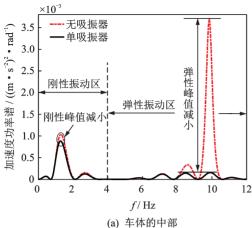
3 单吸振器的不足

将弹性车体视为主振动系统,当合理设计附加 吸振器系统的质量比和设计频率时,便可得到较好 的减振效果。由文献[14]可知,吸振器的质量越大 减振效果越好。但考虑到车辆限界的影响,附加设备的体积不能过大,因此将吸振器的质量设定为车体质量的0.1倍,即 μ =0.1。

根据城市轨道车辆车下设备的布置要求,装置应对称悬挂在车下,以防车体重心偏移导致超过车辆限界,因此单吸振器布置在车体中部。以 ΔVOL 指标为减振目标,遍历 0~15 Hz 的频率,得到吸振器减振效果最优的目标频率为 8.6 Hz。基于上述设计,单吸振器对车体振动的抑振效果如图 5 所示。

由图 5(a)可知,单吸振器对车体中部两个振动区的峰值都有一定程度的降低,这是因为设计频率主要针对弹性振动,单吸振器对于车体中部的弹性振动有很好的抑制作用。

由图 5(b)可知,单吸振器使车体转向架处的弹性振动得到了有效抑制,但在刚性振动频段,车体浮沉振动产生了5%的增振情况。



(a) 年净的中部
(a) Middle position of the car body

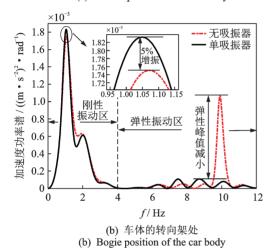


图 5 单吸振器在不同观察点的减振对比

Fig.5 Comparison of vibration reduction of a single vibration absorber at different observation points

综合图 5(a,b), 针对车体弹性振动频率设计的单吸振器可以有效抑制车体中部的弹性振动,但会对车体其他位置的刚性振动产生增振情况。这是因为单个振子无法解决车体振动多频带、多位置的问题,这也是提出多吸振器研究的动机。此外,单吸振器质量过大也会导致应力集中和较难适应车下空间,还易造成安装困难,单吸振器的适用范围受到限制。

4 多吸振器的优越性

4.1 多吸振器的设计步骤

1)确定各吸振器的质量。为了具有可比性,将悬挂在车下的多吸振器的总质量与单吸振器的质量保持一致,为车体主振系质量的0.1倍。根据城市轨道车辆车下设备布置要求,悬挂在车体下的设备在进行安放时,应注意重量平衡,因此将附加的多吸振器的质量等分。

- 2) 固定各吸振器的位置。弹性车体的中部以及两个端部的振动程度较为剧烈,是吸振器减振的核心位置,因此质量相等的多吸振器可分别对称布置在两端部以及车体中部,又因车端设有连接缓冲等装置,其长度一般为1~1.5 m,在距离车端1.5 m内不便安装吸振器结构,于是将车端的吸振器移动至距离车端1.5 m的近端处。
- 3) 遍历寻找各吸振器的目标频率的最优值。 图 6 为两个频带的峰值频率随车体位置变化图。 由图6可知,车体位置从0遍历至21.88 m,刚性峰 值频率先增大后减小,其变化范围为0.9~1.35 Hz, 将其设定为刚性吸振器(降低车体刚性振动的吸振 器)的寻优频段;弹性峰值频率的变化范围为7~ 10 Hz,设定为弹性吸振器(降低车体弹性振动的吸 振器)的目标频段。在距离两车端5m左右对称出 现峰值频率的较小值,这是因为车体弹性一阶振型 和转向架浮沉振型在此位置发生耦合,导致此两处 的弹性峰值频率产生较大偏移。确定了两频带的 减振范围之后,需选定各吸振器对应的目标频带。 车体点头振动位移最大点在车体端部,弹性一阶振 型的波腹(模态变形最大点)在车中和两端。置于 车体中部的吸振器用于吸收弹性振动的能量,对称 置于车体近端的吸振器分别吸收刚性振动和弹性 振动的能量。

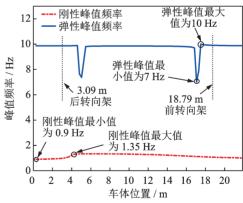


图 6 两频带的峰值频率随车体位置的变化

Fig.6 The peak frequency of the two bands varies with the position of the vehicle body

以三吸振器的设计为例,设三吸振器的目标频率分别为 f_{c1} , f_{c2} 和 f_{c3} ,遍历每个吸振器目标频带。为了简化计算,目标频率 f_{c1} 在 0.9~1.35 Hz 上以 0.05 Hz 为间隔遍历,目标频率 f_{c2} 和 f_{c3} 在 7~10 Hz 上以 0.1 Hz 为间隔遍历,共计9×30×30=8 100组设计方案。计算硬件是 Intel(R) Core(TM) i7—8750H, CPU 主频为 2.20 GHz, 计算时长大约需要

8h。利用计算出来的 ΔVOL 观察每组设计方案对 车体振动的抑制效果。

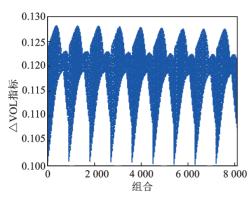


图 7 8 100 种设计方案的减振指标图

Fig.7 Vibration reduction index chart of 8 100 design schemes

图 7 为 8 100 种设计方案综合减振指标 ΔVOL 图。由图 7 可知,在 8 100 种设计方案中,有 9 组较优设计。为获得三吸振器各自的最佳设计频率,取此9组设计方案单独研究。

表 2 为 9 组较优设计方案中各吸振器的目标频率 f_{c1} 率及减振指标值,由表 2 可知,吸振器的目标频率 f_{c2} 和 f_{c3} 固定在 8.2 和 10 Hz 处,可以取得较好的减振效果。这是因为目标频率 f_{c3} 用于抑制弹性一阶振动,吸振器与车体形成的耦合系统,在一阶弹性频率附近产生了低频振动,也就是频率跳变的现象,而目标频率 f_{c2} 用于抑制了跳变频率处的振动 f_{c2} 用

表 2 9组较优设计方案 Tab.2 9 groups of better design

组号	$f_{c1}/{ m Hz}$	$f_{c2}/{ m Hz}$	$f_{c3}/{ m Hz}$	总频带 ΔVOL
360	0.95	8.2	10	0.128 1
1 260	1.00	8.2	10	0.128 1
2 160	1.05	8.2	10	0.128 0
3 060	1.10	8.2	10	0.127 9
3 960	1.15	8.2	10	0.127 8
4 860	1.20	8.2	10	0.127 6
5 760	1.25	8.2	10	0.127 5
6 660	1.30	8.2	10	0.127 4
7 560	1.35	8.2	10	0.127 4

为更加合理设计目标频率 f_{c1} ,缩小目标频率 $0.9 \sim 1.35$ Hz的遍历间隔为 0.005 Hz,得到目标频率 f_{c1} 对减振指标的影响曲线图,如图 8所示。

由图 8 可知, ΔVOL 指标值随吸振器的目标频率增大,减振指标值先增加后逐渐下降再微小增

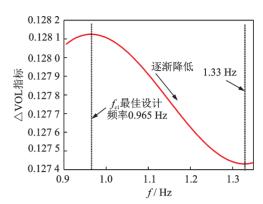


图 8 目标频率 fc1 对减振指标的影响

Fig. 8 Impact of target frequency f_{c1} on vibration reduction index

加。当吸振器设计频率为1.33 Hz,减振效果较差; 而当吸振器设计频率为0.965 Hz,达到最优的减振 性能。

4.2 单吸振器与多吸振器的对比

当车辆运行速度为80 km/h时,保持吸振器系统总质量比不变,对比采用相同方法设计的不同个数吸振器的减振效果,利用ΔVOL观察吸振器的抑振效果,如表3所示。

由表3可知,两吸振器总ΔVOL指标值为0.1245, 比单吸振器提高了3.7%,而三吸振器的总ΔVOL值为 0.1281,比单吸振器提高了6.7%。可见随着个数的增加,吸振器的减振效果提高,这是因为多吸振器的目标 频率增多,减振的频带被拓宽。此外,在车体的弹性振动频带,两吸振器的弹性ΔVOL值为0.1064,减振效 果比单吸振器略差。这是因为单吸振器只针对弹性频 段减振,而两吸振器需要兼顾刚弹两频段,且兼顾的效 果并不佳;三吸振器对弹性振动的抑振效果比单吸振器提高了5%,对刚性频带的抑振效果比单吸振器增加 了23.5%,三吸振器可以同时兼顾两个振动频带,都能 达到比单吸振器更优的减振性能。

因此,当多吸振器比单吸振器在各频带都有更高的减振性能时,吸振器个数越少,吸振系统设计的复杂程度越低。相较于单吸振器、两吸振器,三吸振

表 3 不同个数的吸振器减振效果对比

Tab.3 Contrast of vibration absorbers with different numbers

条件	刚性频带 RΔVOL _{N_d}	弹性频带 $E\Delta { m VOL}_{N_d}$	总频带 ΔVOL _{Nd}	减振总 百分比/%
单吸振器	0.011 9	0.108 1	0.120 0	42.3
两吸振器	0.018 1	0.106 4	0.124 5	43.9
三吸振器	0.014 7	0.113 4	0.128 1	45.2

器可以对各频带都有更优的减振效果。当吸振器个数增为4个甚至更多时,会增加系统设计和运算的复杂性,因此确定吸振器个数为3最为合适。

为更加直观对比三吸振器综合减振效果,得到 含三吸振器弹性车体全车长加速度功率谱图,如 图9所示。由图9可知,三吸振器对车体振动剧烈位 置有明显抑制效果。

图 10 为车体典型位置处吸振器的减振效果。 由图 10(a)可知,在车体中部,三吸振器保持了与单

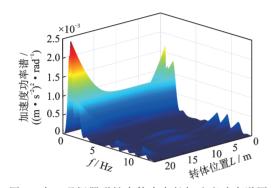


图 9 含三吸振器弹性车体全车长加速度功率谱图 Fig.9 Acceleration power spectrum of full length of elastic body with three shock absorbers

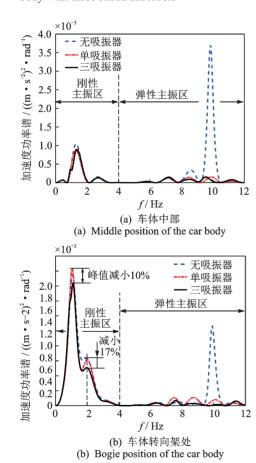


图 10 车体典型位置处吸振器的减振效果 Fig.10 Vibration reduction effect of the vibration absor

Fig.10 Vibration reduction effect of the vibration absorber at the typical position of the car body 吸振器相当的减振效果,对车体的刚性和弹性主振 区都有减振效果。

由图 10(b)可知,在车体转向架处,相比于单吸振器对刚性峰值的增振,三吸振器使刚性振动峰值降低了 10%,还使 2 Hz处值降低 17%,对弹性频带的振动也有明显的抑制,这是因为三吸振器分散布置在振动剧烈的位置,即车体中部和近端处,使得吸振器能够有针对性地解决问题,从而实现较优的抑振效果。

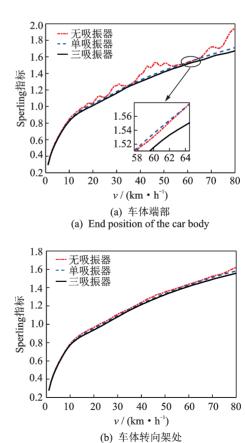
综合表 3 和图 10, 在总的质量比一定的情况下, 可通过合理配置多吸振器的参数及安装位置,达到 比单吸振器更优的减振性能。

5 验证

目前,在国际上对轨道车辆舒适度的验证方法有多种,Sperling平稳性指标^[16]是较为常用的。笔者采用Sperling平稳性指标对本研究中多吸振器减振效果的优越性进行验证。

图 11 为弹性车体安装单、三吸振器,在车体典型位置的平稳性指标对比图。

图 11(a,b)分别为车体端部和转向架处的 Sperling 平稳性指标图,由图可知,常用速度区间内,三吸振器的减振效果明显优于单吸振器。在



(b) Bogie position of the car body

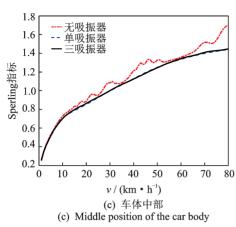


图 11 单、三吸振器的 Sperling 平稳性指标

Fig.11 Sperling index of single and triple shock absorbers

60 km/h左右的速度区间上,车体端部的平稳性指标值比无吸振器时稍大,不能实现全速度区间内减振,而三吸振器弥补了这一缺点。图 11(c)为车体中部的 Sperling 平稳性指标图,由图可知,分散布置的三吸振器保持了单吸振器对车体中部良好的减振作用,且在构造速度下对车体的减振作用达到15%。

综合图 11 可知,在保持吸振器总的质量一定时,多吸振器可以更好地抑制车体振动,使车辆的 Sperling 指标更低,提高了车辆的运行稳定性。总的来说,无论是对车体中部、端部还是车体转向架处,吸振器都可以有效抑制车体振动,相比单吸振器,多吸振器的设计可以分散质量分布,对车下空闲体积要求更小,因此具有更好的优越性。

6 结 论

- 1) 针对轨道车辆车体各位置振动情况差异明显的特点,以及刚性频段、弹性频段的减振存在宽频减振的需求,提出了评价轨道车辆多吸振器减振指标。该指标可以准确反应吸振器在全车长与多频段因素下的减振性能,因此建议利用轨道车辆多吸振器减振指标来指导吸振器的参数设计,进行抑振效果评价。
- 2) 为兼顾车体多频段、多位置的减振要求,明确了轨道车辆车体多吸振器的设计方法。首先,根据重量平衡的要求,确定各吸振器质量;其次,针对弹性车体振动特点,固定各吸振器位置;最后,以多吸振器减振指标为衡量,遍历得各吸振器最佳目标频率。
 - 3) 保持总质量比不变,多吸振器的减振效果

优于单吸振器。在刚性和弹性主振区,三吸振器的抑振效果比单吸振器分别提高了23.5%和5%。相比单吸振器,多吸振器的设计可以分散质量分布,对车下空闲体积要求更小,因此具有更好的优越性。

参 考 文 献

- [1] 曾京, 邬平波, 郝建华. 铁道客车系统的垂向减振分析 [J]. 中国铁道科学, 2006, 27(3):62-67.
 - ZENG Jing, WU Pingbo, HAO Jianhua. Analysis of vertical vibration reduction for railway vehicle systems [J]. China Railway Science, 2006, 27 (3):62-67.(in Chinese)
- [2] 曾京,罗仁.考虑车体弹性效应的铁道客车系统振动分析[J].铁道学报,2007,29(6):19-25.
 - ZENG Jing, LUO Ren. Vibration analysis of railway passenger car systems by considering flexible carbody effect [J]. Journal of the China Railway Society, 2007, 29(6):19-25. (in Chinese)
- [3] 王珊珊,任尊松,孙守光,等.某型弹性高速车辆系统振动传递特性研究[J].振动工程学报,2016,29(1):148-155.
 - WANG Shanshan, REN Zunsong, SUN Shouguang, et al. Vibration and transmission characteristics of one elastic high-speed vehicle system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29 (1):148-155. (in Chinese)
- [4] 文永蓬,李琼,尚慧琳,等.考虑车轨耦合作用的车体动力吸振器减振性能研究[J].振动与冲击,2016,35(21):53-62.
 - WEN Yongpeng, LI Qiong, SHANG Huilin, et al. Performances of dynamic absorbers for urban rail vehicle body considering effects of vehicle-track coupling [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(21):53-62. (in Chinese)
- [5] 周劲松,张伟,孙文静,等.铁道车辆弹性车体动力吸振器减振分析[J].中国铁道科学,2009,30(3):86-90. ZHOU Jinsong, ZHANG Wei, SUN Wenjing, et al. Vibration reduction analysis of the dynamic vibration absorber on the flexible carbody of railway vehicles [J]. China Railway Science, 2009, 30(3):86-90. (in Chinese)
- [6] 周劲松,宫岛,任利惠,等.铁道车辆弹性车体被动减振仿真分析[J]. 同济大学学报(自然科学版),2009,37(8):1085-1089.
 - ZHOU Jinsong, GONG Dao, REN Lihui, et al. Simu-

- lation on passive vibration control of flexible carbody of railway passenger vehicles[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2009, 37 (8): 1085-1089. (in Chinese)
- [7] ZHOU J, GOODALL R, REN L, et al. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(5):461-471.
- [8] GONG D, ZHOU J, SUN W. On the resonant vibration of a flexible railway car body and its suppression with a dynamic vibration absorber[J]. Journal of Vibration and Control, 2013, 19(5): 649-657.
- [9] 文永蓬,孙倩,周伟浩.轨道车辆车体磁流变弹性体吸振器的建模与仿真[J]. 机械工程学报,2018,54(22):114-127.
 - WEN Yongpeng, SUN Qian, ZHOU Weihao. Modeling and simulation of vibration absorber for the carbody utilizing magnetorheological elastomers [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54 (22): 114-127. (in Chinese)
- [10] WEN Y P, SUN Q, ZOU Y, et al. Study on the vibration suppression of a flexible carbody for urban railway vehicles with a magnetorheological elastomer-based dynamic vibration absorber [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2020, 234 (7): 749-764.
- [11] AKIYAMA Y, TOMIOKA T, TAKIGAMI T. Development of active mass dampers for reducing multimodal flexural vibrations of carbody [J]. Quarterly Report of RTRI, 2014, 55(1):1-6.
- [12] 宋伟志,姚永玉,赵海军,等.基于新型材料的吸振器设计及电流控制方法[J].振动、测试与诊断,2018,38(5):1009-1013.
 - SONG Weizhi, YAO Yongyu, ZHAO Haijun, et al. Design of broadband vibration absorber and current control method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5):1009-1013. (in Chinese)

- [13] 贺小龙,张立民,鲁连涛. 高速列车车体模态贡献量对振动的影响分析[J]. 铁道学报,2017,39(12):16-22. HE Xiaolong, ZHANG Limin, LU Liantao. Analysis of impact of modal contribution factors of high-speed train body on vibration[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39 (12):16-22.(in Chinese)
- [14] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章, 译. 北京: 机械工业出版社, 2013: 95-99.
- [15] 宫岛,周劲松,杜帅妹,等.高速动车组车下设备对车体振动传递与模态频率的影响机理研究[J]. 机械工程学报,2016,52(18):126-133.
 - GONG Dao, ZHOU Jinsong, DU Shuaimei, et al. Study on the effect of the underframe equipment on vibration transmissibility and modal frequency of the car body for high-speed EMU trains [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52 (18): 126-133. (in Chinese)
- [16] 邹钰,文永蓬,纪忠辉,等.车轨耦合下钢轨复合吸振器的减振方法研究[J].振动、测试与诊断,2021,41(5):888-896.

ZOU Yu, WEN Yongpeng, JI Zhonghui, et al. Vibration reduction method of rail composite shock absorber with vehicle track coupling[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(5): 888-896.(in Chinese)



第一作者简介: 祁慧, 女, 1993年5月生, 硕士生。主要研究方向为城市轨道交通 车辆车体振动与控制。

E-mail: 18621028293@163.com

通信作者简介: 文永蓬, 男, 1979年10月生, 博士、副教授。主要研究方向为城市轨道车辆振动与控制、城市轨道车辆关键结构优化设计及城市轨道车辆车轮磨损。

E-mail: yp_wen@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.018

反射式光纤温度传感器的设计*

张 平, 马吉祥

(西安建筑科技大学机电工程学院 西安,710055)

摘要 针对强磁、狭小空间等特殊环境下的液体温度实时检测,利用液体折射率随温度变化规律,结合光在液体中的传播特性,设计了用于液体温度实时检测的反射式光纤温度传感器。在提出反射式光纤温度传感器测温原理的基础上,确定了传感器探头结构,根据光纤纤端光场近似高斯分布的特性建立传感器数学模型,分析了不同参数对传感器输出特性的影响,并搭建传感器实验平台进行静态标定。实验结果表明:在 $30\sim120^{\circ}$ 的测量范围内,该传感器可以实现对温度的检测,灵敏度为 $0.71\,\mathrm{mV}/^{\circ}$ 。

关键词 光纤; 温度传感器; 液体; 数学模型; 特性中图分类号 TH811

引言

液体温度是许多工业生产中重要的参量。但是在一些应用领域由于特殊的工作环境和要求,如高电压、大电流、强电磁干扰、高温、空间狭小及实时检测等^[12],对传感器的性能提出了较高的要求。热电偶、电阻等具有电特性的温度传感器容易受到电磁干扰的影响,而红外测温属于非接触测量^[3],仅可以检测到物体表面温度^[4]。为此,这些特殊环境就需要可靠性高、绝缘性好、抗电磁干扰性强、响应快及体积小的温度传感器。

光纤传感器是以光为载体,光纤作为介质,用来感知及传播外界变化传感器^[5],具有体积小、化学稳定性好、抗电磁干扰及响应快等特点,可用于特殊环境下液体温度检测^[6]。李艳萍等^[7]设计了反射式光纤温度传感器,但仍以半导体材料作为温度敏感元件。敏感元件材料^[8]是经过自身的热物理或化学性质变化来反映温度,所以存在热滞性^[9],不能满足实时性测量要求。为了解决此问题,笔者基于液体折射率实时随液体温度变化规律,提出一种反射式双圈同轴光纤测温传感器。该传感器可实现变压器内部绝缘油温、电站风机齿轮箱油温、风力发电机润滑油温^[10]等强磁电环境下油温的实时监测。相比于传统的热敏电阻、红外测温,该传感器不仅抗磁干扰、响应快,还可将传感器探头伸入液体内部,实现液体内部温度测量。该反射式光

纤温度传感器采用双圈同轴结构可消除光源强度 波动、反射表面性质以及光纤光强损耗等变化对传 感器输出特性的影响^[11]。

1 传感器测温原理及结构

1.1 测温原理

反射式光纤测温传感器是由光源、入射光纤、接收光纤、转换电路以及进液套组成。光源为波长650 nm的激光器发出的光,通过入射光纤传输到充满待测液的进液套中,经过反射面后由接收光纤接收送至光电转换器进行光电转换。接收光强的变化反映了被测温度的变化,其光强响应特性是这类传感器的设计依据和应用基础。光强响应特性是在纤端出射光场分布的基础上建立起来的,因此首先必须建立合适的光场分布假设。对于单接收光纤传感头结构,以发射光纤中心轴线为z轴,以过两光纤端面中心的连线为x轴建立坐标系,如图1所示。

光纤温度传感器利用液体折射率随温度变化的特性来实现,当温度升高时液体的折射率变小,变化近似成线性关系。通过对实验数据的拟合可以得到油液的折射率 n_T 随温度变化的经验关系[12]为

$$n_T = n_{20} - \alpha (T - 20) \tag{1}$$

其中: n_{20} 为20℃时液体的折射率; α 为该液体温度系数;T为液体实际温度。

光纤最大入射角 θ_{N_A} 与光纤的数值孔径 N_A 和介

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51405366);陕西省液压技术重点实验室基金资助项目(YYJS2022KF08) 收稿日期;2019-12-25;修回日期;2020-03-25

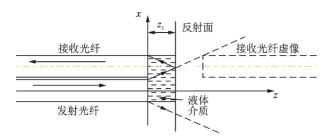


图 1 单接收光纤温度传感器光耦合原理图

Fig.1 Schematic of optical coupling of single receiving fiber temperature sensor

质折射率n_T有关

$$\sin\theta_{N_A} = \frac{N_A}{n_T} \tag{2}$$

Yuan 等^[13]认为纤端光场既不是纯粹的高斯光束,也不是纯粹均匀分布的几何光束,而是更接近于两者的混合。结合文献[14]及上述两种近似情况,且考虑激光光束在液体传播过程中存在油液吸收度等因素,给出光束在油液中传播的强度调制函数为

$$I(T) = \frac{AK_0I_0}{\pi R^2(T)} \exp\left[-x^2/R^2(T)\right]$$
 (3)

其中:A 为油液对光的吸收度;K。为光波在发射光纤中的损耗;I。为光源耦合到光纤中的光强;R(T)为光场分布等效半径;x 为发射光纤和接收光纤的轴间距。

$$R(T) = a_0 + k \tan \theta_{N_A} z^{\frac{3}{2}}$$
 (4)

其中: a₀为纤芯半径; z 为反射面与光纤端面的垂直 距离; k 为光场耦合系数表征光源的性质和耦合条 件对光场分布的影响。

将式(1)、式(2)代入式(4),可得到温度和光强调制函数的关系为

$$I(T) = \frac{AK_0 I_0}{\pi \left(a_0 + k \tan \left(\arcsin \left(\frac{N_A}{n_{20} - \alpha(T - 20)} \right) \right) z^{\frac{3}{2}} \right)^2} \times \exp \left[-x^2 / \left(a_0 + k \tan \left(\arcsin \left(\frac{N_A}{n_{20} - \alpha(T - 20)} \right) \right) z^{\frac{3}{2}} \right)^2 \right]$$

$$(5)$$

通过式(5)可知,当参数 x, a_0 , z 和 N_A 一定时, 光纤输出特性仅与光纤端面与反射体之间的液体温度有关。接收光强的大小决定于反射体和光纤探头之间液体的温度,当温度改变时输出光强也发生相应的变化,可以通过对输出光强的检测得到温度的变化量。此过程不需要热敏元件,缩短了响应时间。

1.2 传感器结构

传感器结构如图 2 所示,由反射体、进液套、传感器主体及传输光纤组成。传感器主体、进液套、反射体之间通过螺纹连接,在反射体的反射面和传感器主体的端面间形成确定的距离。

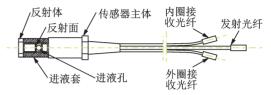


图 2 反射式光纤温度传感器结构示意图

Fig.2 Schematic of the structure of reflective optical fiber temperature sensor

进液套结构如图 3 所示,液体能够通过进液孔进入进液套中,并在反射体的反射面和传感器主体的端面间形成液体膜,液体厚度即为反射面与传感器主体端面的垂直距离。



图 3 进液套 Fig.3 Liquid-accessible device

探头光纤排列方式如图 4 所示,结构为双圈同轴。传感器结构中心为单根发射光纤(TF),外围为接收光纤,包括内圈接收光纤和外圈接收光纤两部分。内圈接收光纤(RF₁)有 6 根,外圈接收光纤分为两组,第1组(RF₂)、第2组(RF₃)均为6根。这样的排列方式可以在相同的面积布置更多的光纤,且较多的接收光纤可以增大外圈的接收光功率。

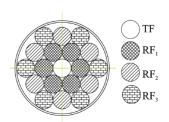


图 4 双圈同轴式光纤排列结构

Fig.4 Structure of double-circle coaxial optical fiber arrangement

2 反射式光纤温度传感器模型

如图1所示的单接收光纤温度传感器,假设反射面为光滑镜面,不考虑散射的影响,则接收光纤所接收到的光强等价于将之置于反射体镜像对称处直接接收到的光强乘以镜面的反射系数。根据光纤纤端光强分布假设,将式(3)在接收光纤端面积分得到光功率为

$$\phi(T) = A\rho \iint KI(T) \exp\left(-\sum_{i} \eta_{i} r_{i}\right) ds \qquad (6)$$

其中: ρ 为镜面反射率;K为接收光纤的光功率损耗系数(本征损耗); $\exp(-\sum \eta_i r_i)$ 表示由于接收光纤弯曲所附加的损耗;S为光纤有效接收面积。

将式(5)代入式(6)可得

$$\phi(T) = A\rho \iint_{s} \frac{K_{0}KI_{0}}{\pi \left(a_{0} + k \tan\left(\arcsin\left(\frac{N_{A}}{n_{20} - \alpha(T - 20)}\right)\right)z^{\frac{3}{2}}\right)^{2}} \times \exp\left[\frac{-x^{2}}{\left(a_{0} + k \tan\left(\arcsin\left(\frac{N_{A}}{n_{20} - \alpha(T - 20)}\right)\right)z^{\frac{3}{2}}\right)^{2}}\right] \exp\left(-\sum_{i} \eta_{i} r_{i}\right) ds$$

$$(7)$$

从式(7)可以看出,在距离确定的情况下,传感器输出除了受到液体温度变化的影响外,还受到入射光功率波动、光纤传输损耗、微弯损耗和油液吸收率A的影响。

为解决此类问题,采用如图 4 所示的双圈同轴的结构。以发射光纤中心轴线为z轴,以过发射光纤中心的径向连线为x轴,在端面建立坐标系如图 5 所示。

由图 4 所示的光纤探头光纤束的排列方式和图 5 可知,若 TF与 RF₁的轴间距分别为d,则 TF与RF₂和 RF₃的轴间距分别为 $\sqrt{3d}$ 和 2d。在图 5 所建

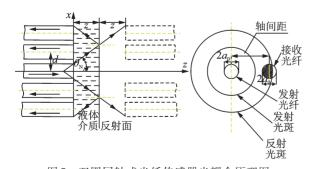


图 5 双圈同轴式光纤传感器光耦合原理图 Fig.5 Optical coupling schematic of double-loop coaxial fiber optic sensor

立的坐标系中,将轴间距x=d代入式(7),分别计算内圈接收光纤和外圈接收光纤所接收到的总光功率,则得

$$\phi_{1}(T) = 6A_{1}\rho_{1} \iint_{s_{1}} \frac{K_{0}K_{1}I_{0}}{\pi R^{2}(T)} \exp\left(-\sum_{i}\eta_{i}r_{i}\right) \times \exp\left(-\frac{d^{2}}{R^{2}(T)}\right) ds_{1}$$

$$(8)$$

$$\phi_{2}(T) = 6A_{2}\rho_{2} \iint_{s_{2}} \frac{K_{0}K_{2}I_{0}}{\pi R^{2}(T)} \exp\left(-\sum_{j}\eta_{j}r_{j}\right) \times \exp\left(-\frac{(\sqrt{3}d)^{2}}{R^{2}(T)}\right) ds_{2}$$

$$(9)$$

$$\phi_{3}(T) = 6A_{3}\rho_{3} \iint_{s_{3}} \frac{K_{0}K_{3}I_{0}}{\pi R^{2}(T)} \exp\left(-\sum_{j}\eta_{k}r_{k}\right) \times \exp\left(-\frac{(2d)^{2}}{R^{2}(T)}\right) ds_{3}$$

$$(10)$$

其中: ϕ_1 为内圈接收光纤束接收的光功率; ϕ_2 为外圈接收光纤束第1组接收的光功率; ϕ_3 为外圈接收光纤束第2组接收的光功率。

此积分式较为复杂。由于单根多模光纤纤芯半径较小,可用接收光纤端面中心点处的光强来作为各个光纤面上的平均光强。以内圈为例,可得其接收光功率表达式为

$$\phi_{1}(T) = 6A_{1}\rho_{1} \frac{K_{0}K_{1}I_{0}S_{1}}{\pi R^{2}(T)} \exp(-\sum_{i}\eta_{i}r_{i}) \times \exp(\frac{-d^{2}}{R^{2}(T)})$$
(11)

采用内圈与外圈接收光功率比值,得到光纤传感器的输出特性调制函数。内外接收光纤为同规格光纤,光纤端面的纤芯面积、本征损耗和弯曲所带来的附加损耗等可认为相等,则得到光纤传感器输出特性调制函数为

$$M(T) = \frac{\phi_{2} + \phi_{3}}{\phi_{1}} = \begin{bmatrix} 6A_{2}\rho_{2}S_{2} \frac{K_{0}K_{2}I_{0}}{\pi R^{2}(T)} \exp(-\sum_{j}\eta_{j}r_{j}) \exp(\frac{-(\sqrt{3}d)^{2}}{R^{2}(T)}) + \\ 6A_{3}\rho_{3}S_{3} \frac{K_{0}K_{3}I_{0}}{\pi R^{2}(T)} \exp(-\sum_{k}\eta_{k}r_{k}) \exp(\frac{-(2d)^{2}}{R^{2}(T)}) \end{bmatrix} \\ 6A_{1}\rho_{1} \frac{K_{0}K_{1}I_{0}S_{1}}{\pi R^{2}(T)} \exp(-\sum_{i}\eta_{i}r_{i}) \exp(\frac{-d^{2}}{R^{2}(T)})$$

$$(12)$$

在光纤探头与反射面之间距离确定的前提下,由于接收光纤采用同种油液环境、同一反射面和同一光纤,则M(T)中的油液吸收率A、接收面反射率 ρ 、光纤接收面积S本证损耗K和弯曲附加损耗

$$\exp(-\sum \eta_{i}r_{i})$$
可认为一致,则有如下近似关系
$$\begin{cases} A_{1} = A_{2} = A_{3} \\ \rho_{1} = \rho_{2} = \rho_{3} \\ S_{1} = S_{2} = S_{3} \\ K_{1} = K_{2} = K_{3} \\ \exp(-\sum_{j} \eta_{j}r_{j}) = \exp(-\sum_{k} \eta_{k}r_{k}) = \exp(-\sum_{i} \eta_{i}r_{i}) \end{cases}$$
 (13)

最终双圈同轴光纤温度传感器调制函数为

$$M(T) = \frac{\phi_2 + \phi_3}{\phi_1} = \frac{\exp(\frac{-\sqrt{3} d^2}{R^2(T)}) + \exp(\frac{-2d^2}{R^2(T)})}{\exp(\frac{-d^2}{R^2(T)})}$$
(14)

用比值处理的方法可以消除光源功率波动 I_0 、光纤传输损耗 K、微弯损耗($-\sum \eta_i r_i$)和油液吸收率 A等对传感器输出特性的影响,使得输出特性只与油液温度的变化有关。

3 输出特性仿真

根据数学模型,可分别绘制出反射距离、数值 孔径、轴间距及纤芯半径不同时的双圈同轴光纤温 度传感器的特性曲线,以液体温度为横坐标,光功 率比值M(T)为纵坐标,建立坐标系。为了更好地 比较灵敏度变化,以 $d=300 \mu m$, $a_0=100 \mu m$, $N_A=$ 0.22,z=1.5 mm 时的特性曲线初始点为原点建立 坐标系,将其余参数的特性曲线初始点平移至该坐 标原点,如图6所示。图6(a)是当 $d=300 \, \mu m, a_0=$ 100 μm, N_A =0.22, 改变反射面距离 z 时, 所对应的 输出特性调制曲线;图 6(b) 是当 a_0 =100 μm, z=1.5 mm,改变光纤轴间距 d 时,所对应的输出特 性调制曲线;图 6(c)是当 $d=300 \mu m$, $a_0=100 \mu m$, z=1.5 mm,改变光纤数值孔径 N_A 时,所对应的输 出特性调制曲线;图 6(d)是当 $z=1.5 \text{ mm}, N_A=$ 0.22,改变接收光纤纤芯半径时,所对应的输出特 性调制曲线。由图(6)中的接收光纤束光强随各 参数的变化曲线可知,当其他条件不变时,温度在 $20\sim100$ ℃时,反射面距离z=1.5 mm 时的特性曲线 灵敏度是z=1.3 mm 时灵敏度的 2.47 倍; 仅增大入 射光纤和接收光纤的轴间距 d 时,轴间距 d=300比 d=400 的 灵 敏 度 增 加 了 13.6%; 仅 增 大 光 纤 的 数值孔径 N_A 时,数值孔径 N_A =0.22 时的特性曲线

灵敏度是 N_A =0.5时灵敏度的1.70倍;仅增大光纤的纤芯半径时,接收光纤纤径 a_0 =100比 a_0 =200的灵敏度增加了43.7%。

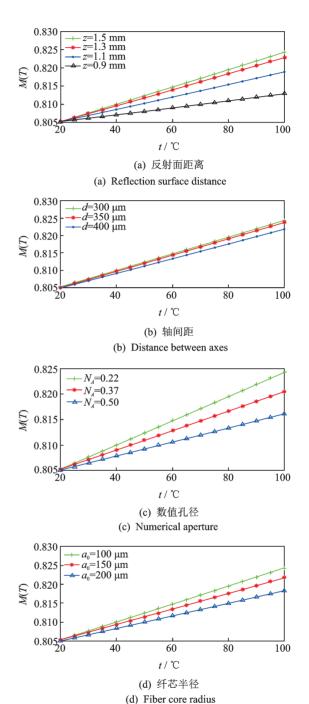


图 6 不同参数所对应的输出特性曲线

Fig.6 The output characteristic curve corresponding to different parameters

设计的光纤探头的光纤布置见图 4,纤芯半径 a_0 为 $100~\mu m$,轴间距 d 为 $300~\mu m$,数值孔径 N_A 为 0.22,反射面距离为 1.5~m m。根据式 (14) 得到输出特性仿真曲线如图 $7~m \pi$ 。

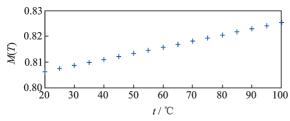


图 7 输出特性调制曲线

Fig.7 Output characteristic modulation curve

4 测量实验与结果

4.1 调理电路

当光源发出的光强信号到达接收光纤的接收端时,需要将光信号转化为可测量的电信号。信号检测系统模块构成如图 8 所示。图中各模块的主要功能如下:光电转换模块,调理电路中的光电转换芯片为 OPTI01,其外接直流补偿电路实现对稳定背景光干扰的滤除;陷波电路模块滤除周围环境中带人的工频干扰;滤波放大模块实现低频滤波,滤除混叠干扰信号;除法电路模块采用 AD711JD 和AD633JN芯片组合实现比值处理,其输出的电压信号为负值电压;信号采集模块实现信号的输出采集。

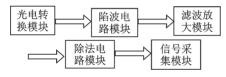


图 8 信号检测系统模块框图

Fig.8 Signal detection system block diagram

4.2 实验台的搭建

所搭建的实验台如图 9 所示,主要包括:650 nm 激光光源、光纤传感器、信号调理盒、V-1010 微电脑 加热平台、液压油、数据采集模块及上位机。



图 9 反射式光纤传感器测温实验台

Fig.9 Reflective fiber-optic sensor temperature test bench

4.3 实验测试

采用上述设计的电路并结合光源、光纤和数据

采集模块等对反射式光纤温度传感器进行标定实验。打开 V-1010 微电脑加热平台,选用 32 号抗磨液压油,根据实验环境和油液特性,设置温度控制器初始温度为 30 \mathbb{C} ,每调整 $4\mathbb{C}$,加热 5 min后,记录对应的除法电路模块输出的电压值。重复以上操作,直至 $120\mathbb{C}$,得到结果如图 10 所示。通过分析可知,实验结果与仿真结果基本一致,传感器调理模块输出的电压值随温度增加而增加。对所测量数值进行线性拟合,在温度为 $30\sim120\mathbb{C}$ 范围内,传感器的灵敏度为 0.71 m V/\mathbb{C} 。

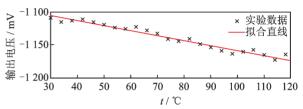


图 10 系统输出量与温度关系曲线图

Fig. 10 Relationship between system output and temper-

5 结 论

- 1) 光纤温度传感器根据液体折射率随温度变化的特性,利用折射率与光纤最大入射角的正弦值成反比,得出M(T)与进液套中油液温度的关系,通过检测M(T)的变化实现对温度的检测。
- 2) 利用液体折射率随温度变化的特性,结合高斯光束分布和均匀几何光束分布理论对反射式光纤温度传感器的纤端光场分布进行了分析,得出其输出特性函数表达式,建立数学模型。
- 3) 通过仿真分析,当其他条件不变时,仅增大 光纤的反射面距离z时,光纤传感器灵敏度增大;仅 增大光纤的轴间距d时,光纤传感器灵敏度减小;仅 增大光纤的数值孔径 N_A时,光纤传感器灵敏度减小;仅增大接收光纤的纤芯半径 a₀时,光纤传感器灵 敏度减小。
- 4) 搭建了实验台并进行了传感器静态标定实验。实验结果表明:在30~120 ℃的测量范围内,该传感器可以实现对温度的实时检测,灵敏度为0.71mV/℃。

参 考 文 献

[1] 何妍,陈江波,许晶,等.光纤光栅温度传感器在变压器油温测量中的应用研究[J].变压器,2017,54(3):60-63

HE Yan, CHEN Jiangbo, XU Jing, et al. Application

- of optical fiber grating temperature sensor to transformer oil temperature measurement [J]. Transformer, 2017, 54(3):60-63. (in Chinese)
- [2] 廖国珍,张军,蔡祥,等.基于石墨烯的全光纤温度传感器的研究[J].光学学报,2013,33(7):26-32. LIAO Guozhen, ZHANG Jun, CAI Xiang, et al. All-fiber temperature sensor based on graphene[J]. Acta Optica Sinica, 2013,33(7):26-32. (in Chinese)
- [3] SIELAFF A, GOWIK M, VÖLZEL C, et al. Temperature measurement using infrared thermometry within semi-transparent media [J]. Experimental Heat Transfer, 2019, 32(6):545-565.
- [4] WEISL, QINWB, HANLW, et al. The research on compensation algorithm of infrared temperature measurement based on intelligent sensors[J]. Cluster Computing, 2019, 22(3):6091-6100.
- [5] 宋世德,张作才,王晓娜.光纤布拉格光栅钢筋腐蚀传感器[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1255-1259. SONG Shide, ZHANG Zuocai, WANG Xiaona. Optical fiber grating sensors for monitoring corrosion of reinforcing steel[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018,38(6):1255-1259. (in Chinese)
- [6] WANG H, MENG H, XIONG R, et al. Simultaneous-measurement of refractive index and temperature based on asymmetric structures modal interference [J]. Optics Communications , 2016, 364:191-194.
- [7] 李艳萍, 郭秀梅, 刘海涛, 等. 反射式光纤温度传感器的研究 [J]. 计算机测量与控制, 2010, 18(9): 2201-2202,2206.

 LI Yanping, GUO Xiumei, LIU Haitao, et al. Study on-reflection type optical fiber temperature sensor [J]. Computer Measurement & Control, 2010, 18(9): 2201-

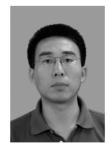
2202,2206. (in Chinese)

- [8] 胡鹏程,时玮泽,梅健挺.高精度铂电阻测温系统[J]. 光学精密工程,2014,22(4):988-995. HU Pengcheng, SHI Weize, MEI Jianting, et al. Highprecision Pt-resistance temperature measurement system [J]. Optics and Precision Engineering, 2014, 22(4):988-995. (in Chinese)
- [9] 朱蕾.-80~300℃铂电阻温度计在0℃的热迟滞性研究 [J].计量技术,2018(5):26-28.

- ZHU Lei. Study of $-80\sim300^{\circ}$ C platinum resistance thermometer in thermal hysteresis of 0° C [J]. Measurement Technique, 2018(5): 26-28. (in Chinese)
- [10] QIU Y, FENG Y, SUN J, et al. Applying thermophysics for wind turbine drivetrain fault diagnosis using SCADA data [J]. IET Renewable Power Generation, 2016, 10(5): 661-668.
- [11] 张平,张小栋,董晓妮.双圈同轴光纤传感器在润滑油介质中的输出特性[J].中国光学,2015,8(3):439-446.
 - ZHANG Ping, ZHANG Xiaodong, DONG Xiaoni. Output characteristics of sensor with two-circle coaxial optical fiber in lubricating oil medium [J]. Chinese Optics, 2015,8(3):439-446. (in Chinese)
- [12] 张宏, 万葆红. 测量液体折射率随温度的变化[J]. 大学物理实验, 1998(1):1-3.

 ZHANG Hong, WAN Baohong. Measuring the change of the index of refraction of liquid varying with temp-eratures [J]. Physical Experiment of College, 1998(1): 1-3. (in Chinese)
- [13] YUAN L, JIAN P, TAO Y, et al. Analysis of the cocompensation mechanism of a fiber-optic displacement sensor [J]. Sensors & Actuators A Physical, 1993, 36(3):177-182.
- [14] 徐涛, 吕海宝, 杨华勇, 等. 一种强度补偿反射式光纤 位移传感器的研究[J]. 国防科技大学学报, 2000(6): 109-112.

XU Tao, LYU Haibao , YANG Huayong, et al. Research of a reflective fiber-optic displacement sensor with inte-nsity compensation [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2000(6): 109-112. (in Chinese)



第一作者简介:张平,男,1980年5月生,博士、副教授。主要研究方向为流体传动与控制、光纤检测技术。曾发表《自调整复合级联形态滤波算法及应用》(《振动、测试与诊断》2015年第35卷第3期)等论文。

E-mail: zp_80@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.019

柔性零件车削振动系统建模与实验*

王永强^{1,2}, 吕凯波¹, 娄培生¹, 王昱昊¹, 庞新宇¹, 常宗旭¹ (1.太原理工大学机械与运载工程学院 太原,030024) (2.火箭军装备部驻长治地区军事代表室 长治,046000)

摘要 由于刀具进给运动致使工件系统所受切削力的位置实时改变,根据实际车削加工过程,建立柔性工件颤振动力学模型,得到工件车削时系统的时变稳定性极限图。考虑在加工过程中主轴-卡盘、顶尖-尾座对工件的影响,建立实际切削系统的主轴-卡盘-工件-顶尖有限元模型,研究工件在不同位置的刚度分布和不同支承条件下固有频率的变化规律,并开展相应的车削实验。研究结果表明:工件刚度在不同切削位置具有时变性,在中间靠近顶尖位置刚度最低;增大主轴、顶尖支承刚度可在一定程度上提高系统固有频率,改善系统动态特性。切削实验表明,柔性工件在车削状态下通常经历稳定-颤振-再稳定的变化过程,在中间靠近顶尖位置容易发生颤振,轴心轨迹发生混乱。实验结果与理论有限元模型计算结果基本吻合,该模型可用于指导实际柔性工件的车削加工。

关键词 柔性工件; 车削; 颤振; 时变系统; 建模; 稳定性中图分类号 TH113.1

引言

切削加工过程中产生的振动现象与机床结构和切削过程的动态特性密切相关,在不同的切削振动类型中,颤振是影响工件表面质量和加工效率最为常见和主要的一种振动形式^[1]。柔性工件如航空发动机中的细长拉杆、风扇轴、机床的滚珠丝杠及光杠等由于刚性弱,切削过程中极易诱发颤振。因此,为了有效预测此类零件切削加工的稳定性,准确建立切削振动系统的动力学模型就显得尤为重要。

国内外学者在切削系统的建模与颤振稳定性分析方面做了诸多研究。吴卫国等^[2]建立了一精密加工系统的单自由度颤振模型,实验结果表明,增加工件悬臂长度、减小夹紧力将降低系统稳定性。Vela-Martinez等^[3]分别将工件、刀具系统作为单自由度振动系统,采用闭环控制理论,分析两自由度振动耦合系统的稳定性。梁国利等^[4]建立了主轴-刚性工件-顶尖车削振动模型,研究轴承支承刚度对工件动态特性的影响。丛春晓等^[5]通过理论分析和实验测试,预测双卡盘装夹方式下细长轴加工颤振的稳定性。郭力^[6]对车削激励下主轴的轴心轨迹进行在线监测,研究了不同转速及工况下主轴稳定车削和空载状态时轴心轨迹的变化规律。

近年来,学者们考虑到车削过程的时变性因素,

建立了工件直径、质量及切削位置等变化的振动模型。韩贤国等[7]建立了考虑工件质量和直径变化的旋转轴振动力学模型,得到了工件自身变化、主切削力和走刀速度对振动响应的影响,并进行了实验验证。Otto等[8]建立了切削系统的多自由度动力学模型,且考虑系统的多阶模态作用,分析了切削位置改变对颤振稳定性的影响。黄贤振等[9]考虑随机因素对金属切削颤振的影响,采用蒙特卡罗数值模拟方法,提出了一种金属切削过程中颤振稳定性可靠度计算模型。Lu等[10]建立了一种细长轴车削颤振解析模型,预测和解释颤振在整个切削路径上的起始位置与持续效应,并得到了实验验证。

当前,在柔性工件车削系统颤振建模方面,大部分研究将工件的边界支承(卡盘、顶尖)作用简化为固定或铰支约束,而忽略了主轴-卡盘-顶尖系统对工件切削系统振动特性的影响。笔者基于柔性工件车削颤振稳定性理论,建立包含主轴、顶尖子系统的有限元模型,获取切削系统的动力学参数,研究工件刚度和固有频率对车削振动系统的影响,并通过车削实验加以验证。

1 颤振稳定性分析

再生型颤振在实际的车削过程中最为常见,它

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51805352);山西省自然科学基金资助项目(201601D011057) 收稿日期:2019-10-10;修回日期:2019-12-03

是由振纹再生效应引发的,即前一次车削形成的振 纹与后一次车削振动位移不同相,从而引起切削力 的动态变化。

细长轴工件的刚度往往要比机床的刚度小得 多,因此将细长轴看做切削系统的主振动体。图1 为根据车刀在进行外圆车削时所建立的细长轴再生 型车削颤振系统动力学模型,其运动方程为

$$m\ddot{q}(t) + c\dot{q}(t) + kq(t) = \Delta f \cos\beta$$
 (1)

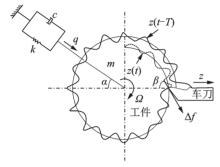


图 1 再生型车削颤振系统动力学模型

Fig.1 Dynamic model of regenerative turning chatter

动态切削力可表示为

$$\Delta f = k_c b \left[\mu z (t - T) - z(t) \right] \cos \left(\beta - \alpha \right) \quad (2)$$

其中:m为振动系统的等效质量;k为振动系统的等效刚度;c为振动系统的等效阻尼; β 为动态车削力 Δf 与测量车削厚度方向z的夹角; α 为主振方向q与测量车削厚度方向z的夹角;k。为切削刚度系数;b为车削宽度;z(t)为本次车削振纹轨迹;z(t-T)为前一次车削表面残留振纹轨迹;T为工件每转所用时间; $T=60/\Omega,\Omega$ 为机床主轴转速; $0<\mu<1$ 为前后两次车削的重叠系数。

将式(2)代入到式(1)中,进一步整理可得再生 型车削颤振微分方程为

$$\ddot{z}(t) + 2\omega_n \zeta z(t) + \omega_n^2 z(t) = K \left[\mu z(t-T) - z(t) \right]$$
(3)

其中: ω_n 为系统固有频率, $\omega_n^2 = k/m$; ζ 为系统的阻尼比; $\lambda = \omega/\omega_n$, ω 为颤振频率; $u = \cos(\beta - \alpha)\cos(\alpha)$ 为方向系数; $K = \omega_n^2 k_c b u/k_o$

通过闭环控制理论的稳定性判据,可求得车削 颤振的稳定性极限表达式为

$$b = -\frac{2\zeta\lambda k}{k_c \mu \sin\theta} \tag{4}$$

显然,切削过程稳定性不仅与切削参数(k, μ , θ)有关,还与切削系统的动力学特性(ξ , λ ,k)有关。

实际切削过程中,由于刀具进给运动致使工件 系统所受切削力的位置实时改变,在不同切削位置 处,工件的刚度会发生变化。根据式(4)可以绘制此时变切削系统的稳定性曲线,如图2所示。可见,随着工件刚度的减小,系统的稳定切削深度随之下降。当某切削位置(工件刚度)对应的临界切削深度小于所采用的切削深度时,系统切削状态进入稳定性曲线上方的非稳定区域,颤振可能发生。因此,在切削参数给定的情况下,切削振动系统在当前切削位置处的动力学特性参数决定着加工过程的稳定性。下面将采用有限元建模和实验测试相结合的方法,着重研究系统动力学参数(ωn,k)变化对切削稳定性的影响规律。

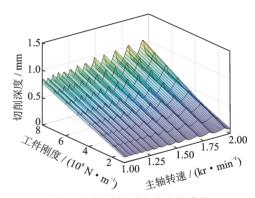


图 2 切削系统时变稳定性曲线

Fig.2 Time-varying stability of cutting System

2 切削系统有限元模型

为更加接近实际切削加工过程,建立3个子系统模型:①主轴-卡盘-工件模型;②主轴-轴承模型; ③工件-顶尖模型。考虑实际加工中的复杂接触,添加各部分子系统之间的边界约束条件,最终得到整个切削系统的有限元模型。

2.1 主轴-卡盘-工件模型

基于沈阳机床厂的 CA6140 型车床,建立细长轴的有限元车削模型,并对主轴、卡盘和工件进行一体化处理,视为一个零件。约束主轴左端面轴向自由度,释放径向自由度。工件直径为 20 mm,长度为 400 mm(卡盘夹持长度为 40 mm)。其材料设为结构钢,密度为 7 850 kg/m³,弹性模量为 200 GPa,泊松比为 0.3。

2.2 主轴-轴承模型

由于CA6140主轴前、后端轴承均为双列圆柱滚子轴承,中间轴承为单列圆柱滚子轴承,主要承受径向力作用,所以主要考虑轴承径向刚度对系统的影响。实际选用的轴承参数见表1。

表1 主轴前、中、后轴承参数

Tab.1 Front, middle and rear bearing parameters of the spindle

部位	轴承类型	轴承代号	主要尺寸/mm
前端	双列圆柱滚子轴承	NN3021K	$105\times160\times41$
中端	单列圆柱滚子轴承	NU216	$80 \times 140 \times 26$
后端	双列圆柱滚子轴承	NN3015K	$75 \times 115 \times 30$

根据赫兹接触理论,滚动轴承的支承刚度可以 采用式(5)[10]进行估算

$$k_b = \frac{1}{K_1/d_b + 4/\pi (1 + d_b/D_b) K_2/d_b b_b}$$
 (5)

其中: d_b 和 D_b 分别为轴承内径和外径; b_b 为轴承宽度; K_1 为轴承系数,其范围为 $(0.44\sim0.66)\times10^{-10}$ m²/N; K_2 为轴承精度系数,其范围为 $(5\sim25)\times10^{-11}$ m³/N,因主轴中有单、双列滚子轴承,故取其平均值代入计算。

轴承的刚度值如表2所示。

表 2 有限元模型中的轴承刚度

Tab.2 Bearing stiffness in finite element model

轴承代号	刚度/(10 ⁷ N•mm ⁻¹)
NN30212K	0.817~4.080
NU216	$0.416\sim 2.080$
NN3015K	$0.428 \sim 2.140$

主轴添加轴承约束,基于表 2 计算结果并取平均值,设置靠近卡盘端轴承刚度为 2.45×10⁷ N/mm,中间位置处轴承刚度设置为 1.25×10⁷ N/mm,远离卡盘端轴承刚度为 1.29×10⁷ N/mm。

2.3 工件-顶尖模型

实际的车削过程中,工件的另一端往往采用轴承转动的无弹性顶尖,保证顶尖与中心孔良好接触而使工件径向定位。轴向力是由工件尾座丝杆控制,故在顶尖和工件的接触处添加弹簧约束(径向和轴向),模拟顶尖对工件的作用。根据实验测得数据,设置竖直方向刚度为7.4×10⁶ N/mm,水平方向刚度为8.4×10⁶ N/mm,轴向刚度为80 N/mm,压缩量为0.02 mm。同时对尾座底面约束全部自由度。

根据子系统建立模型中各部件接触和边界约束关系,在形状规则的部分采用映射方法划分网格,其余部分自动分网。选取 solid186 单元和 combi214 单元应用于实体模型和弹簧单元,共有 215 504 个单元,340 077 个节点,其划分完成的模型如图 3 所示。

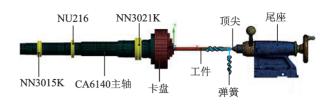


图 3 有限元模型 Fig.3 Finite element model

2.4 有限元参数获取

工件上等距取8个点,将工件分为9段,在每个点上施加节点力F=200 N,计算出对应的变形量,即可求得该点处的刚度。

对工件系统进行模态分析,其边界约束条件同上。在车削实验中,主轴转速为1120 r/min,属于中低速切削。同时考虑到实际机械结构在工作状态下,通常仅有少数的低阶模态起主导作用,因此求解前3阶模态振型,如图4所示。

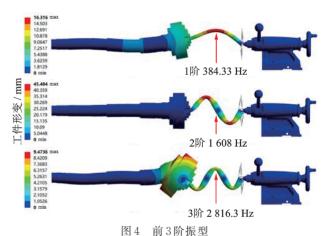


Fig.4 First three modes

由图 4 可以观察到,工件系统的模态以弯曲模态为主,1阶振型呈卡盘与工件的"V"型弯曲,工件固有频率为 383.39 Hz。2 阶振型呈工件的"N"型弯曲,固有频率为 1608 Hz。3 阶振型呈卡盘与工件的"W"型弯曲,固有频率达 2816.3 Hz。如果考虑多阶模态对切削系统稳定性的影响,可根据振型叠加原理与模态截断法予以分析。

卡盘端和顶尖端的支承状态很大程度上会影响 工件的模态振型,较小的支承刚度会使卡盘随工件 发生弯曲变形(见图 4)。为了获得不同位置处支承 刚度对工件系统固有频率的影响,通过改变支承刚 度,给出工件系统1阶固有频率的变化曲线,如图 5 所示。

仿真结果显示:①增大主轴轴承刚度,可以提高

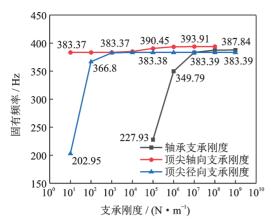


图 5 不同支承刚度下工件固有频率曲线

Fig.5 Natural frequency curve of workpiece under different supporting stiffness

工件系统的固有频率,但增大到某一值后,其固有频率的变化非常微小,因此提高轴承刚度在一定程度上能够改善系统的动态性能,使车削加工远离共振频率,提高车削稳定性;②工件系统固有频率随着顶尖径向刚度的变化而保持稳定,仅在刚度很小时发生变化,而实验测量刚度要远大于该刚度,故在实际加工中顶尖支承能够使系统处于一个相对稳定的状态;③改变顶尖轴向刚度几乎不影响系统固有频率,即通过改变顶尖轴向预压力无法大幅改善工件的动态性能。

3 实验分析

3.1 测试系统的搭建

实验装置布置如图 6 所示,图中 X 为测试点,在该点处布置水平、竖直两个方向的电涡流传感器,用于测量这两个方向的振动位移。数据采集器为 NI USB-6002,实验所用刀具为日本三菱公司硬质合金刀片 DCMT11T304,其中刀尖半径为 0.4 mm,后角



图6 实验装置

Fig.6 Experimental setup

为 7° 。与之相配套的刀杆是海纳精密车削刀具 SDNCN2525M11, 截面为 $25 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}$, 刀杆长 度为150 mm。

3.2 模态测试分析

测量工件不同位置的刚度,结合其他两种模型,得到工件沿切削方向的刚度分布,如图7所示。

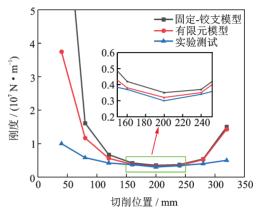


图 7 不同位置处工件刚度分布对比

Fig.7 Comparison of workpiece stiffness distribution at different locations

图 7表明:①工件的刚度分布呈中间小、两边大的趋势,整个车削过程刚度具有时变性,因此可以预测颤振从中间靠近顶尖位置处发生,在刚度较大处结束;②对比工件不同夹持方式,可见固定-铰支模型使工件两侧刚度变大,其原因是未考虑实际加工中主轴、顶尖对工件的影响,约束、受力等集中于工件自身,使得刚度太大;③实验测试低于其他两者,原因在于工件的装夹方式是一个装配体模型,在车削力的作用下,机床各个部件变形叠加,使得工件实测变形增大,因此刚度减小。

对上述的实验装置进行力锤敲击实验,获取工件的固有频率,结合其他两种模型,得到其频率响应 (frequency response function, 简称 FRF)曲线,如图8所示。

固定-铰支模型下固有频率远大于其他两者,其原因在于:模型中工件根据实际工况简化为一端固定一端铰支的梁振动模型;而有限元模型考虑了车床主轴、轴承以及卡盘的影响,其约束受力、等效质量等更接近实际工况,所以固有频率值较接近于实验测试。结合文献[2]可以发现,顶尖支承可提高主轴-工件系统固有频率,改善系统动态性能;因此,与工件的固定-铰支模型相比,主轴-卡盘-工件-顶尖模型与实验测试更吻合。

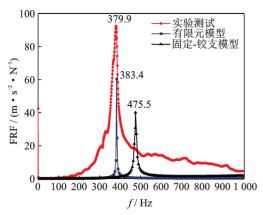


图 8 不同装夹方式下工件幅频响应曲线

Fig.8 Amplitude-frequency response curve of workpiece under different fixing ways

3.3 车削振动分析

为验证系统稳定性理论分析的结果,并探究切削参数与时变位置对车削系统稳定性的影响,进行如下车削实验:主轴转速为1120 r/min,进给速度为0.1 mm/r,单边车削深度为0.8 mm。此切削参数下,随着工件刚度降低,切削系统将步入稳定性曲线上部的非稳定区域(见图2)并发生颤振;随着切削位置靠近顶尖,工件刚度增大,切削系统又回到稳定区域。图9为实验车削信号的时域波形及工件的加工情况。

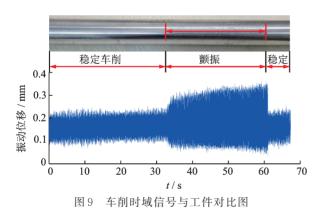


Fig.9 Contrast between turning time domain signal and workpiece

对比分析图 9,可以看到车削状态从稳定到颤振的变化过程。在平稳车削阶段,振动位移的峰峰值在 0.13 mm 左右;发生颤振时,信号的幅值有明显增大,其峰峰值为 0.20 mm 左右,工件变得不稳定。对比工件加工情况,发现工件表面由光滑变得粗糙,工件在中间靠近顶尖位置附件发生颤振,使得在工件表面留下颤振痕迹,持续一段时间后,恢复稳定车削状态。可见随着切削位置的改变,工件的刚度先

减小后增大(见图7),整个切削过程经历了稳定-颤振-稳定3个阶段,证实了切削过程的时变性,与预测结果一致。

根据车削时 y, z 两方向得到的数据, 绘制工件 在车削过程中的轴心轨迹, 图 10 左图为稳定车削时 的轴心轨迹, 右图为发生颤振时的轴心轨迹。

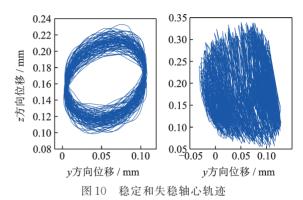


Fig.10 Orbits in stable and unstable cutting

通过研究工件失稳前后的运动特征,可以发现 平稳车削时轴心轨迹为椭圆,发生颤振时轴心轨迹 变得很混乱。其原因是在车削过程中工件始终受到 来自刀具的偏心力,所以轴心轨迹为椭圆;当车削失 稳时,系统产生的非线性振动或自激振动在频率上 与轴频无确定的倍数关系,导致合成后轴心轨迹变 得混乱。

将整个车削过程的振动位移信号做短时傅里叶变换,得到如图11所示时频瀑布图。

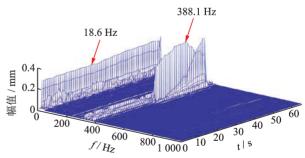


图 11 切削振动信号时频瀑布图

Fig.11 Time-frequency waterfall diagram of cutting vibration

时频瀑布图可以凸显频率成分的时变特性,适用于分析整个切削过程。由图可知:稳定车削过程中有多频率成分出现,主要以18.6 Hz的工频成分为主,呈现振幅平稳,带宽较宽等特点;随着颤振的发生,频率成分由宽带向窄带过渡,集中在388.1 Hz附近,频率幅值急剧增大。通常再生型颤振频率略大于车削系统某环节的固有频率,实验结果与这一特征完全相符。

4 结 论

- 1) 考虑工件刚度的影响,通过建立柔性工件车削颤振动力学模型,得到切削三维稳定性极限图。利用实验获得的相关动力学参数,证实了切削过程的时变性并预测了工件颤振发生的位置,可为柔性工件实际加工参数的选取提供可靠依据。
- 2)研究支承刚度对主轴-卡盘-工件-顶尖系统 动态特性的影响,通过增加轴承数量或增大轴承预 紧力提高支承刚度,在一定程度上可提高系统的固 有频率,改善切削系统动态性能,提高车削稳定性。
- 3) 考虑主轴、顶尖对工件的影响,建立主轴-卡盘-工件-顶尖有限元模型,与简化模型相比,该模型 更接近实际车削系统,可提高振动分析结果的准确性。

参 考 文 献

- [1] SIDDHPURA M, PAUROBALLY R. A review of chatter vibration research in turning [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012, 61: 27-47.
- [2] 吴卫国,王贵成,沈春根,等.精密车床主轴动态特性 对系统稳定性的影响[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2007,28(4):293-296. WU Weiguo, WANG Guicheng, SHEN Chungen, et al.
 - WU Weiguo, WANG Guicheng, SHEN Chungen, et al. Effect of spindle dynamics on system stability in superprecision machining center [J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science), 2007, 28 (4): 293-296. (in Chinese)
- [3] VELA-MARTINEZ L, JAUREGUI-CORREA J C, RUBIO-CERDA E, et al. Analysis of compliance between the cutting tool and the workpiece on the stability of a turning process[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, 48 (9): 1054-1062.
- [4] 梁国利,段明德,赵海莲,等. 轴承刚度对主轴-卡盘-工件系统动态特性的影响[J]. 河南科技大学学报(自然科学版),2013,34(4):21-25.

 LIANG Guoli, DUAN Mingde, ZHAO Hailian, et al.
 In-fluence of bearing stiffness on dynamic characteristics of spindle-chuck-workpiece system[J]. Journal of Henan University of Science & Technology (Natural Science),2013,34(4):21-25. (in Chinese)
- [5] 丛春晓,刘恒,吕凯波,等.细长轴车削颤振的稳定性分析和实验研究[J].振动与冲击,2012,31(5):73-76.

- CONG Chunxiao, LIU Heng, LYU Kaibo, et al. Stability analysis and test for cutting chatter of a slender shaft [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(5): 73-76. (in Chinese)
- [6] 郭力. 车削激励下主轴高精度轴心轨迹在线测试研究 [J]. 机床与液压,2016,44(20):166-168.
 - GUO Li. Study on spindle precision axis track linetest under turning excitation [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(20): 166-168. (in Chinese)
- [7] 韩贤国,王敏杰,欧阳华江.考虑直径和质量变化的车削工件振动建模和试验分析[J].大连理工大学学报,2012,52(4):514-521.
 - HAN Xianguo, WANG Minjie, OUYANG Huajiang. Esta-blishment of vibration model and experimental analyses of workpiece with variable mass and diameter in-turning process [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2012, 52(4):514-521. (in Chinese)
- [8] OTTO A, KHASAWNEH F A, RADONS G, et al. Position-dependent stability analysis of turning with tool andworkpiece compliance [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015, 79(9): 1453-1463.
- [9] 黄贤振,许乙川,张义民,等.车削加工颤振稳定性可 靠度蒙特卡罗法仿真[J].振动、测试与诊断,2016, 36(3):484-487.
 - HUANG Xianzhen, XU Yichuan, ZHANG Yimin, et al. Monte Carlo simulation of chatter stability reliability in turning[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(3):484-487. (in Chinese)
- [10] LU K, LIAN Z, GU F, et al. Model-based chatter stability prediction and detection for the turning of a flexible workpiece [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018,100:814-826.
- [11] RIVIN E I. Stiffness and damping in mechanical design [M]. New York: Marcel Dekker, 1999: 156-159.



第一作者简介: 王永强, 男, 1993年9月 生, 硕士。主要研究方向为机械系统动 力学。

E-mail: wangyongqiang914@163.com

通信作者简介:吕凯波,男,1984年2月 生,博士、副教授、硕士生导师。主要研 究方向为机械系统动力学及机械测试、 技术与信号处理。

E-mail:lvkaibo@tyut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.020

基于 S/PDIF 信号解码的数字加速度计校准方法*

王朝1, 蔡晨光2, 杨明3, 孔明

(1.中国计量大学计量测试工程学院 杭州,310018) (2.中国计量科学研究院 北京,100029) (3.北京化工大学信息科学与技术学院 北京,100029)

摘要 Polytec公司的外差激光干涉仪可输出 24位精度、固定输出延时与量化采样率的索尼/飞利浦数字接口格式 (sony/philips digital interface format, 简称 S/PDIF)数字信号。常规外差激光干涉法的数字加速度计动态校准存在 处理数据量较大、导致时间开销或系统成本增加的问题。利用现场可编辑逻辑门阵列(field programmable gate array, 简称 FPGA)对 Polytec 外差激光干涉仪输出 S/PDIF 数字信号的实时解码,实现了以 S/PDIF 数字信号对其 他传输协议的微机电系统(micro electromechanical systems, 简称 MEMS)数字加速度计的振动台动态校准。通过 与常规外差激光干涉法校准结果对比,证实了该方法具有较高的校准精度。本方法有效减少了校准系统的数据处 理量,使其适用于低频振动校准,且具有较强的抗干扰能力。

关键词 数字加速度计;振动台动态校准;外差激光干涉法; S/PDIF 数字信号;现场可编辑逻辑门阵列中图分类号 TH825;TB934

引言

由于 MEMS 数字加速度计具有体积小、功耗低、噪声低等特点,广泛用于航空航天、惯性导航、汽车工业等各个领域[1·2]。MEMS 数字加速度计作为上述领域中重要的信息转换器件,需要对其进行校准以保证测量结果的准确性[3·5]。

根据校准装置产生的环境因素及可提供的标准 加速度的情况,数字加速度计校准方法分为动态校 准方法与静态校准方法[6-7]。静态校准方法具有操 作简单、对实验设备和环境要求较低的优势,但其无 法对加速度计的灵敏度幅值与灵敏度相位等参数进 行校准。相对于静态校准方法,动态校准方法可以 准确地实现加速度计的灵敏度幅值与灵敏度相位等 参数的校准。对于应用于捷联惯导等系统中的加速 度计,已知其灵敏度相位可显著减小捷联惯导系统 的速度误差[8],因此对于动态校准方法的研究十分 重要。外差激光干涉仪具有检测灵活、抗干扰能力 强、结构简单等优势,被广泛用于各种精密测量领 域[9-10]。基于奈奎斯特采样(Nyquist sampling,简称 NS)、混频器与低通滤波器采样(mixer and low-pass filter, 简称 MLPFS)、带通采样(bandpass sampling, 简称 BPS)[11]的常规外差激光干涉校准方法可以精 确地得出被校模拟量输出加速度计的灵敏度幅值与 灵敏度相位。对于数字加速度计,若使用常规外差 激光干涉法校准,需要数字加速度计输出信号与解 调后的外差激光干涉信号进行相应的对齐补偿,以 得出准确的灵敏度相位校准结果。上述方法均需通 过解调外差激光干涉信号的方式来获取振动激励信 号,采集干涉信号所需采样率均为兆赫兹以上,采集 与处理数据量较大,可能导致数据处理所需时间较 长或硬件内存不足,在需要较长采集时间的低频校 准中,此问题尤为明显。

Polytec 外差激光干涉仪可输出包含振动速度信息的 S/PDIF 数字信号,其具有输出 24位高精度、固定延时、抗干扰的特点。通过对 S/PDIF 信号的解码可以准确地获得被校加速度计的振动激励信号。笔者提出了一种以 S/PDIF 信号对其他数字输出协议加速度计振动台动态校准的方法。利用 FP-GA 的高速并行处理能力[12],对 Polytec 外差激光干涉仪输出的 S/PDIF 信号与数字加速度计输出数字信号实时解码。 S/PDIF 信号输出延时为固定值,通过简单算法对由此造成的相位延时进行补偿,同时在信号采集过程中完成了与加速度计输出信号的对齐处理,保证了灵敏度相位校准精度。 S/PDIF 信号量化采样率为固定的 48 kSa/s,数据量较小且

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2017YFF0205003) 收稿日期:2019-09-17;修回日期:2019-12-05

解码过程交由 FPGA 进行,减少了上位机内存占用与处理时间。通过与常规外差激光干涉校准方法进行对比,证明了本方法具有较高的校准精度。

1 校准系统及原理

本方法搭建了如图1所示的校准系统,标准直线振动台为被校数字加速度计提供所需振动激励。Polytec外差激光干涉仪利用外差干涉原理,通过测量振动激励,输出外差激光干涉信号,高精度速度译码器将干涉信号解调为包含振动速度信息的S/PDIF信号并输出。PXIe-5172负责同步采集并处理S/PDIF信号与加速度计输出信号,经PXIe-5172处理成功后的信号传递至上位机,由上位机做进一步数据处理并显示振动波形与校准结果。

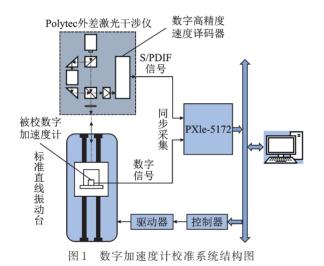


Fig.1 The structure diagram of digital accelerometer calibration system

对于数字加速度计,其解码后的输出信号(二进制数转换为十进制数)值除以其标度因数即为输出加速度值,对其灵敏度幅值的校准可转换为对其标度因数的校准。实际标度因数可由加速度计输出加速度值与输入激励加速度(解码S/PDIF信号获得)之比,并乘以理论标度因数获得。灵敏度相位为数字加速度计解码信号的拟合初相与对应输入激励加速度的拟合初相之差。可由灵敏度相位计算加速度计输出延时。笔者将对数字加速度计标度因数与灵敏度相位进行校准。

2 基于 S/PDIF 信号解码的数字加速 度计校准方法

笔者将以校准RS422数字信号输出的加速度

计为例,来证明提出方法的正确性与可行性。 RS422信号解码后为加速度计输出信号,S/PDIF 信号解码后为振动激励信号(二进制数转换为十进 制数)。通过相位补偿算法实现加速度计振动激励 信号与输出信号的相位补偿,达到两信号对齐的效 果。基于四参数正弦逼近算法分别对两信号进行拟 合,获得其相应的峰值与初相,以计算被校加速度计 标度因数修正值与灵敏度相位。

2.1 S/PDIF及RS422信号解码与相位差补偿

Polytec 外差激光干涉仪由 ELECTRICAL 数字接口输出 S/PDIF 数字信号。S/PDIF 信号传输结构如图 2 所示,其分为左右声道进行连续传输,每个声道大小为 32 位,因不同声道头码编码模板不同,故头码可以用来区分左右声道起始位置。信号数据位最多可传输 24 位有效数据,其他数据位功能及作用详见文献[13-14]。S/PDIF 信号右声道信号数据为 0,解码过程中只需匹配左声道头码以获取左声道信号数据。



图 2 S/PDIF 信号传输结构图

Fig.2 The structure diagram of S/PDIF signal transmission

S/PDIF 信号编码格式为双相符号编码(bi-phase mark code,简称BMC),BMC编码原理如图 3 所示,BMC码10或01代表数据1,BMC码00或11代表0,每组代表数据的BMC码之前必须产生一次跳变以区分其边界。

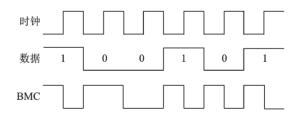


图3 BMC编码原理图

Fig.3 The principle diagram of BMC coding

为获取完整的 BMC 码数据,则必须以至少 2 倍的时钟速率采集信号。本方法所使用的 S/PDIF 信号数据量化采样率 F_{κ} 为 48 kSa/s,所需采样率 F_{s} 至少为

$$F_s = 2F_K B_b S_u \tag{1}$$

其中:B,为信号声道位数;S,为信号声道数量。

RS422数字信号编码及传输规则如图 4 所示, 其输出形式为非连续有效的数字信号。RS422数字 信号数据包数据被拆分为每 8位(1个字节)为1组, 每组包含起始位、奇偶校验位和停止位。为采集完 整的 RS422信号,所需采样率最小为其波特率。

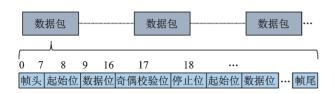


图 4 RS422 信号传输结构图

Fig.4 The structure diagram of RS422 signal transmission

为实现两不同协议数字信号的采集、解码与对 齐补偿,本方法所使用的采集与处理系统为NIPX-Ie-5172示波器,其内置4通道最高采样率250 MSa/s的精度为14 bit的模数转换器(analog-to-digital converter,简称ADC),以及一个可重新编程的FP-GA芯片,可通过使用LabVIEW FPGA模块对示波 器内置FPGA芯片编程。

信号处理流程如图 5 所示, ADC 负责同步采集 S/PDIF 与 RS422信号,并将采集数据传递至 FPGA。根据 S/PDIF 信号与 RS422信号编码的特点, 利用 FPGA 高速并行处理能力实现对两信号的并行采集与解码。为采集到完整周期的数字信号, 排除信号输出端与接收端的相位漂移及时钟不同步的影响, 保证灵敏度相位校准精度, 两通道所使用采样率 F, 均为 125 MHz。依据两信号所需最低采样率不同, 对采集到的信号进行降采样处理以完整恢复原始数字信号波形。

两信号对齐补偿原理如图 6 所示,由于 S/PDIF信号为连续输出有效信号,RS422 为非连续输出,且两者信号输出速率不同,即使同步采集,也无法保证两信号解码后完全对齐。为提高灵敏度相位校准精度,将 RS422 解码信号升采样,使其与 S/PDIF信号量化采样率同为 48 kSa/s,并在采集开始阶段对两信号进行对齐补偿,即在采集开始后,当 FPGA 对第 1个完整 RS422 数据包成功解码后,才允许最近的 S/PDIF解码数据与 RS422 解码数据通过 FPGA FIFO 同步传递至上位机。采集过程中,在成功解码下一个 RS422 数据包之前,当前 RS422 解码数据值将重复随新的 S/PDIF解码数据传递至上位机。此补偿方法有效避免了由加速度计输出信号速率变化对后续正弦逼近算法的影响,增加了笔者提出的

校准方法对不同型号数字加速度计校准的适应性。

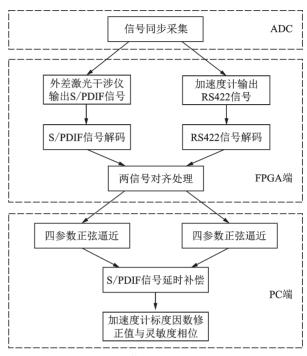


图 5 信号处理流程图

Fig.5 The flow chart of signal processing

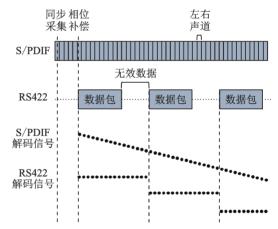


图 6 S/PDIF 信号与 RS422 信号对齐补偿原理图

Fig.6 The schematic diagram of signal alignment compensa-

外差激光干涉仪输出 S/PDIF 信号有固定 1 ms 时间延时[15],通过式(2)补偿由此造成的相位延时

$$\Delta \varphi = 2\pi f \Delta t \tag{2}$$

其中: Δt 为S/PDIF信号输出延时。

2.2 加速度计振动激励信号与输出信号的幅值与 初相求解

对于加速度计振动激励信号与输出信号,需分别使用四参数正弦逼近法拟合为正弦曲线以获得相应的幅值与初相。使用正弦逼近法拟合振动激励速

度信号 v(t_i)[16-17] 及矩阵形式表达式

$$v(t_i) = A_L \cos(\omega t_i) - B_L \sin(\omega t_i) + C_L t_i + D_L$$
 (3)

$$\begin{bmatrix} \cos(\omega t_1) & -\sin(\omega t_1) & t_1 & 1 \\ \cos(\omega t_2) & -\sin(\omega t_2) & t_2 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \cos(\omega t_n) & -\sin(\omega t_n) & t_n & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_L \\ B_L \\ C_L \\ D_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \vdots \\ v_n \end{bmatrix}$$
(4)

其中: t_i 为采集时刻, $i=0,1,\cdots,n-1,n$ 为采样数目。

通过对式(4)超定方程组的求解,得到参数 A_L , B_L , C_L 及 D_L , 则振动激励速度信号拟合峰值 v_p 与初相 φ_v 分别为

$$\begin{cases} v_p = \sqrt{A_L^2 + B_L^2} \\ \varphi_v = \arctan \frac{B_L}{A_L} \end{cases}$$
 (5)

同理,使用正弦逼近法拟合被校加速度计输出信号,得到的信号峰值 b_s 与初相 φ_s 分别为

$$\begin{cases} b_{S} = \sqrt{A_{S}^{2} + B_{S}^{2}} \\ \varphi_{u} = \arctan \frac{B_{S}}{A_{S}} \end{cases}$$
 (6)

加速度计标度因数修正值为

$$L = \frac{b_s g}{2\pi f v_p} \tag{7}$$

其中:重力加速度g=9.801 226。

灵敏度相位为

$$\varphi_{S} = \varphi_{u} - (\varphi_{v} + \Delta\varphi + \frac{\pi}{2})$$
 (8)

3 实验结果与分析

为验证基于 S/PDIF 信号解码的数字加速度计校准方法的精度,搭建了如图 7 所示的校准装置。选用频率范围为 0.01~200 Hz 的标准直线振动台、Polytec OFV-5000 外差激光干涉仪、PXIe-5172 及上位机。被校数字加速度计为 MSI3200G 微惯性测量组合中的内置数字加速度计,理论标度因数为60 000 LSB/g。依据 1/3 倍频程选择校准频点,每个频点校准 10 次。1~20 Hz 频率范围内的校准结果如图 8 所示,表 1 给出了校准结果的标准差。表 2 给出了 5~20 Hz 常规外差激光干涉方法校准的校准结果。

1~20 Hz 频率范围内标度因数修正值的最大相对标准差与灵敏度相位的最大标准差分别为0.612‰与0.047 0°。标度因数修正值与理论标度因数的差值在允许误差范围内。由灵敏度相位计算

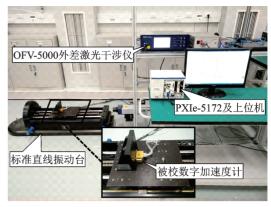
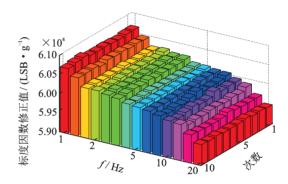


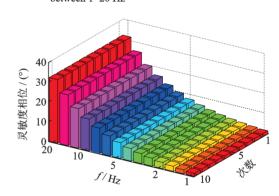
图 7 校准系统实物图

Fig.7 The physical diagram of calibration system



(a) 1~20 Hz频率范围内标度因数的校准结果

(a) The scale factor calibration results at frequencies between $1{\sim}20~{\rm Hz}$



(b) 1~20 Hz频率范围内灵敏度相位的校准结果

(b) The sensitivity phases calibration results at frequencies between $1{\sim}20~{\rm Hz}$

图 8 1~20 Hz频率范围内标度因数与灵敏度相位的校准结果 Fig.8 The sensitivity calibration results at frequencies between 1~20 Hz

1~20 Hz频率范围内的加速度计输出时间延时,结果均在4.47±0.025 ms范围内,符合相位延时线性变化特征^[8]。本研究提出方法的校准结果与常规校准方法校准结果相比,标度因数修正值最大误差为2.170‰,灵敏度相位最大误差为23.718‰,证明了本方法具有较高的校准精度。

由于常规校准方法采集与处理数据量较大,致

表 1 1~20 Hz 频率范围内标度因数修正值与灵敏度相位 的标准差

Tab.1 The standard deviations of the calibrated scale factor correction and sensitivity phases in the frequency from $1{\sim}20~{\rm Hz}$

f/Hz	标度因数修 正值平均值/ (LSB•g ⁻¹)	标度因数修 正值相对标 准差/%	灵敏度相 位平均值/ (°)	灵敏度相 位标准差/ (°)
1.00	60 692.2	0.040 9	1.602 1	0.013 1
1.25	60 505.7	0.028 1	2.016 5	0.0118
1.60	60 295.1	0.020 0	2.563 7	0.010 7
2.00	60 279.3	0.033 7	3.209 5	0.013 2
2.50	60 252.1	0.017 8	4.024 0	0.0317
3.15	60 229.6	0.027 9	5.052 6	0.013 3
4.00	60 126.9	0.022 4	6.415 5	0.0078
5.00	60 109.4	0.014 1	8.023 4	0.008 1
6.30	60 079.6	0.017 3	10.107 0	0.013 2
8.00	60 026.2	0.056 3	12.832 3	0.047 0
10.00	59 969.7	0.061 0	16.029 9	0.027 7
12.50	59 850.6	0.061 2	20.020 0	0.024 8
16.00	59 700.4	0.036 4	25.663 9	0.029 4
20.00	59 517.6	0.023 6	32.111 1	0.027 3

表 2 5~20 Hz常规外差激光干涉法校准结果

Tab.2 The sensitivity calibration results of conventional heterodyne interferometry at frequencies between $5{\sim}20~{\rm Hz}$

f/Hz	标度因数修正值 平均值/(LSB•g ⁻¹)	灵敏度相位平均值/ (°)
5.0	60 219.6	8.147 0
6.3	60 172.4	10.334 4
8.0	59 896.0	13.021 5
10.0	59 963.5	16.306 7
12.5	59 908.9	20.494 8
16.0	59 590.3	26.097 5
20.0	59 616.6	32.729 2

使校准系统内存不足,故无法进行更低频率的对比。本研究提出的方法仍可进行振动频率在1Hz以下的数字加速度计校准,但由于所使用加速度计性能的限制,没有进行更低频率的校准实验。

4 结束语

笔者提出了一种基于 Polytec 外差激光干涉仪输出 S/PDIF 数字信号对数字加速度计动态校准的方法,利用 FPGA 高速并行处理两路不同协议的数字信号,减少了上位机的数据处理量,使本方法适用于更低频率的数字加速度计校准。在信号采集过程中进行对齐处理,并在采集完成后进行相位补偿,保证了加速度计灵敏度相位校准精度。实验结果证明,本方法具有较高的数字加速度计标度因数与灵敏度相位校准精度,抗干扰能力强,能够更好地满足实际工程需求。

参 考 文 献

- [1] 林伟俊, 胡世昌, 郑旭东, 等. 电容式加速度计的数字 化处理电路及其与模拟电路的比较[J]. 传感技术学报, 2009, 22(11): 1562-1567.
 - LIN Weijun, HU Shichang, ZHENG Xudong, et al. A comparison between analog and digital capacitive accelerometer [J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2009, 22(11): 1562-1567.(in Chinese)
- [2] 张斌,王昊,张霞,等.改善数字式加速度计处理电路 温度稳定性的一种方法[J].传感技术学报,2010, 23(12):1722-1727.
 - ZHANG Bin, WANG Hao, ZHANG Xia, et al. One method to improve the temperature stability of processing circuit of digital accelerometer[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2010, 23(12): 1722-1727. (in Chinese)
- [3] YANG M, CAI C G, WANG Y, et al. A novel low frequency vibration measurement method based on single camera [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2018, 1065; 222016.
- [4] 占伟伟,蔡莉. 一种减小加速度计重力法标定中安装 误差影响的方法[J]. 振动与冲击,2019,38(13):249-252.
 - ZHAN Weiwei, CAI Li. A method reducing effect of installation error in accelerometer gravimetric calibration [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38 (13): 249-252.(in Chinese)
- [5] 彭孝东,张铁民,李继宇,等.三轴数字MEMS加速度计现场标定方法[J].振动、测试与诊断,2014,34(3):544-548.
 - PENG Xiaodong, ZHANG Tiemin, LI Jiyu, et al. Field calibration of three-axis MEMS digital acceleration [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(3): 544-548.(in Chinese)

- [6] 董雪明,何懿才,关伟.加速度计校准技术综述[J]. 计测技术,2014,34(4):5-9.
 - DONG Xueming, HE Yicai, GUAN Wei. Review of linear accelerometer calibration techniques[J]. Metrology & Measurement Technology, 2014, 34(4): 5-9.(in Chinese)
- [7] 李永光.高精度加速度计标定与补偿技术研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2011.
- [8] 邵会兵,王彬,申亮亮.一种捷联惯导系统加速度计时间延迟参数标定方法[J].宇航学报,2018,39(1):60-66
 - SHAO Huibing, WANG Shan, SHEN Liangliang. A time-delay parameter calibration method for accelerometers in strapdown inertial navigation system [J]. Journal of Astronautics, 2018, 39(1): 60-66.(in Chinese)
- [9] 乐燕芬, 句爱松. 外差激光干涉仪非线性误差分析及测量[J]. 激光与光电子学进展, 2016, 53(5): 209-218.
 - LE Yanfen, JU Aisong. Analysis and measurement of the nonlinear errors in heterodyne interferometers [J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2016, 53(5): 209-218. (in Chinese)
- [10] 赵思维, 严利平, 杨涛, 等. 基于 DSP 的激光外差干涉 信号处理方法[J]. 浙江理工大学学报, 2011, 28(2): 217-220.
 - ZHAO Siwei, YAN Liping, YANG Tao, et al. Laser heterodyne interference signal processing based on DSP [J]. Journal of Zhejiang Science Technology University, 2011,28(2): 217-220. (in Chinese)
- [11] YANG M, ZHU H J, CAI C G, et al. Bandpass-sampling-based heterodyne interferometer signal acquisition for vibration measurements in primary vibration calibration [J]. Applied Optics, 2018, 57(29): 8586-8592.
- [12] 易志强, 韩宾, 江虹, 等. 基于 FPGA 的多通道同步实

- 时高速数据采集系统设计[J]. 电子技术应用, 2019 (6): 70-74.
- YI Zhiqiang, HAN Bin, JIANG Hong, et al. Design of multi-channel synchronous real-time high-speed data acquisition system based on FPGA [J]. Application of Electronic Technique, 2019(6): 70-74.(in Chinese)
- [13] 刘家桐, 葛芬. 基于 FPGA 的 S/PDIF 接收机数据解码系统的实现[J]. 电子器件, 2018, 41(3): 194-198. LIU Jiatong, GE Fen. The design of S/PDIF receiving and decoding circuit[J]. Chinese Journal of Electron Devices, 2018, 41(3): 194-198.(in Chinese)
- [14] 吕江波, 虞露. S/PDIF 数字音频接口和接收机中的数据译码实现[J]. 电声技术, 2002, 9(4): 15-20. LÜ Jiangbo, YU Lu. Implementation of data decoding in S/PDIF digital audio interface and receiver[J]. Audio Engineering, 2002, 9(4): 15-20.(in Chinese)
- [15] Polytec GmbH .Datasheet OFV-5000[EB/OL].[2018-11-03].https://www.polytec.com/cn/.
- [16] ISO 16063-41—2011 Methods for the calibration of vibration and shock transducers/part 41; calibration of laser vibrometers[S].
- [17] 杨明,蔡晨光,王颖,等.外差式激光干涉信号的采集与解调方法综述[J].激光杂志,2018,39(1):20-24. YANG Ming, CAI Chenguang, WANG Ying, et al. Review of acquisition and demodulation method of heterodyne interferometer signal[J]. Laser Journal, 2018, 39(1):20-24.(in Chinese)



第一作者简介:王朝,男,1994年4月生,硕士生。主要研究方向为外差激光干涉绝对法数字加速度计校准。 E-mail:498657506@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.021

基于路表应变和基频的基顶当量回弹模量研究*

张献民1,2, 刘小兰3

(1.南京航空航天大学民航学院 南京,210016) (2.中国民航大学机场学院 天津,300300) (3.天津城建大学土木工程学院 天津,300384)

摘要 基于全车模型与弹性层状体系道路模型的动态响应,首先,确定了道路动态检测区域为距离轮胎-路面接触点 0.4~0.8 m处;其次,分析该测试区域内面层模量、面层厚度和基顶当量回弹模量对路表应变和基频的影响规律,发现路表应变随着面层模量、面层厚度和基顶当量回弹模量的增加而减小,但基频随面层厚度的增加而降低,随面层模量和基顶当量回弹模量的增加而增长;然后,借助大量的数值模型建立了距离车轮不同位置处的路表应变拟合公式、道路基频拟合公式、基顶当量回弹模量拟合公式;最后,借助现场测试结果验证了本研究方法的适用性和可靠性,为道路工程的检测维护提供依据与参考。

关键词 路表应变;基频;面层模量;面层厚度;基顶当量回弹模量中图分类号 U416.2

引言

公路作为交通运输中最重要的基础设施,其健康状况直接影响车辆的正常通行[1-2]。目前,主要是利用贝克曼梁、自动弯沉仪和落锤式弯沉仪(falling weight deflectometer,简称FWD)[3-4]对路面承载力进行检测。贝克曼梁测得的是路面静态弯沉,不能反映路面结构真实的工作状态,而且测试效率低下[5];自动弯沉仪设备昂贵,且测试结果的准确性还有待商榷[6-7];FWD是通过对路面施加动载来模拟行车单轮荷载,采用模拟加载的方式对路面承载力进行检测,不能够代表真实的行车荷载,而且是停车采样,在测试过程中存在一定的安全隐患[8-9]。因此,科学有效地进行路面承载力检测,一直是公路管理部门急待解决的技术难题。

笔者提出在车辆正常通行状态下基于路表应变和基频的道路承载能力评估新方法。首先,通过将智能传感器布置在既不影响车辆正常通行,又能有效反映道路振动特征的位置采集数据;其次,借助车路动态响应的数值模型分析面层模量、面层厚度和基顶当量回弹模量对路表应变和基频的影响规律,建立距车轮不同位置处路表应变拟合公式、道路基频拟合公式及基顶当量回弹模量拟合公式;然后,对

加速度信号进行傅里叶变换得到道路基频,借助道路基频反演基顶当量回弹模量求解路表应变;最后,通过国道107线南三环至高邑大市场路段的现场试验,验证了本研究方法的有效性。

1 车路动态响应模型及验证

1.1 车路动态响应模型

实际作用于道路结构的车辆荷载为动荷载,受路面不平整度的影响^[10],因此借助有限元软件建立考虑路面平整度的全车模型^[11],用MPC184单元模拟车身,用Mass21单元模拟车辆悬架和非悬架质量、俯仰和倾斜转动惯量,用Combine14单元模拟车辆的弹簧和阻尼单元,用结构瞬态分析中的完全法求解车辆动荷载。

综合考虑车辆荷载影响范围及计算精度和效率,并结合文献[12-13]建立长为23 m(x方向)、宽为16 m(z方向)、深为9 m(y方向)的道路模型(不包括面层厚度),道路结构层参数见表1。道路模型底部为完全固定约束,x和z方向仅约束该方向位移,最后质量为30 t全车模型以20 m/s(72 km/h)沿路表中线行驶于平整度等级为A级的道路。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52108333) 收稿日期:2019-05-07;修回日期:2019-08-28

表 1 结构层参数 Tab.1 Structure layer parameters

结构层	厚度/m	模量/MPa	泊松比	密度/(kg•m ⁻³)
面层	0.14~0.30	500~6 000	0.25	2 400
面层下	9	110~5 500	0.30	1 850

1.2 车路动态响应模型验证

为了验证数值模型的可靠性,笔者将现场实测的弯沉与数值模拟的弯沉进行了对比,如图1所示。其中,现场实测沥青道路的结构层参数是通过FWD试验反演得到的(见表2^[14]),加载车辆的前轴为单轴单轮,后轴为单轴双轮,胎压为800 kPa,车速为20 m/s,现场实测的弯沉数据是通过在面层轮迹中心位置埋置传感器直接测量得到^[14]。

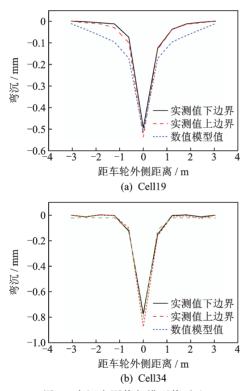


图1 弯沉实测值与模型值对比

Fig.1 Deflection of measured and model values

表 2 现场实测沥青路面结构层参数

Tab.2 Structure layer parameters of asphalt pavement in field test

道路编号	参数	面层	基层	土基
0.0111.0	模量/MPa	2 073.89	320.48	42.029
cell19	厚度/m	0.13	0.79	4.60
119.4	模量/MPa	2 060.11	108.173	58.565
cell34	厚度/m	0.11	0.31	1.18

图 1(a)中, cell19 数值模型弯沉值与现场实测弯沉值的最大差值为 0.040 6 mm, 误差为 7.55%; 图 1(b)中, cell34 数值模型弯沉值与现场实测弯沉值的最大差值为 0.106 mm, 误差为 12.11%。实测弯沉值与模型弯沉值的误差均不超过 13%, 说明该模型能较好地反映道路结构动态响应。

1.3 道路动态检测区域的确定

在现有的多数道路测试中,通常为了保证测试精度与测试车辆和传感器的安全,选取距离行驶车辆一定距离的安全范围内布置传感器,即道路动态检测区域。因此,选取面层模量为2000 MPa、面层厚度为0.14 m、基顶当量回弹模量为500 MPa时,基于全宽度路面范围内的车-路动态响应的车辆荷载和应变场如图2所示,研究路表压应变的变化规律并确定道路动态检测区域。

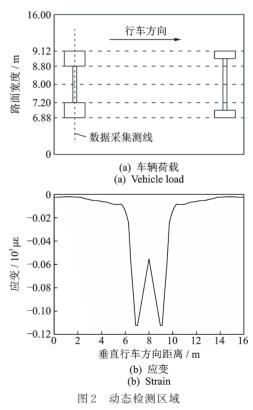


Fig.2 Dynamic test area

由图 2 可知, 车辆荷载的轮胎作用位置处路表压应变最大,随着检测位置远离车辆轮胎, 路表压应变逐渐减小。当检测位置距离轮胎-路面接触点超过 0.8 m(即图 2 中垂直行车方向的距离低于 6.08 m或高于 9.92 m)时, 路表压应变低于 -0.015×10⁻³με。为了提高信噪比并保证测试精度,选取布置传感器的最远位置为距离轮胎-路面接触点

0.8 m。与此同时,考虑到车辆正常行驶过程中横向偏移对测试传感器安全性的影响,选取布置传感器的最近位置为距离轮胎-路面接触点 0.4 m。最终选取道路动态检测区域为距离轮胎-路面接触点 0.4~0.8 m处,因为该区域不仅能够保证道路动态检测的精度和信噪比,而且能够确保车辆行驶和布置传感器的安全。

2 数值结果分析

为了方便,采用 E_c 和 E_c 分别表示面层回弹模量和基顶当量回弹模量; h_c 表示面层厚度; ϵ 表示路表压应变;f表示基频。

2.1 应变与基顶当量回弹模量关系

以基顶当量回弹模量为1500MPa时距离轮胎-路面接触点0.4m为例(见图3),将图3中的曲线拟合公式整理于表3,并将表3公式中的拟合系数回归于图4。

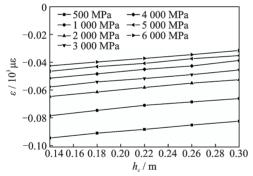


图 3 应变与面层参数关系图

Fig.3 Relationship between strain and surface parameters

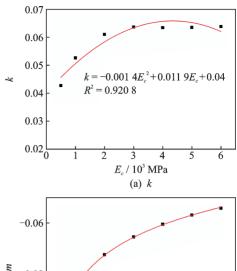
表 3 应变回归公式表 (E_i=1 500 MPa)

Tab.3 Regression formula of strain (E_t =1 500 MPa)

E_c/MPa	$\varepsilon = kh_c + m$	相关系数	k	m
500	$0.0427h_c - 0.0992$	0.950 9	0.042 7	-0.099 2
1 000	$0.052 \ 6h_c - 0.085 \ 7$	$0.975\ 1$	0.052 6	-0.0857
2 000	$0.061~0h_c - 0.072~5$	0.998 4	0.0610	-0.0725
3 000	$0.063 6h_c - 0.065 5$	$0.997\ 4$	0.063 6	-0.0655
4 000	$0.063 \ 4h_c - 0.060 \ 5$	0.9948	0.0634	-0.0605
5 000	$0.063\ 5h_c - 0.056\ 9$	0.9939	0.063 5	-0.0569
6 000	$0.063~8h_c - 0.054~2$	0.994 1	0.0638	-0.0542

k和m为系数

由图 3 知, 当面层厚度一定时, 路表压应变随着面层模量的增加而减小; 当面层模量一定时, 路表压应变随着面层厚度的增加而减小。 当面层模量从500 MPa 增加到 4 000 MPa, 路表压应变增长显著;



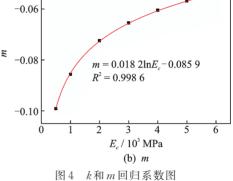


Fig.4 Regression coefficient of k and m

当面层模量从 4 000 MPa增加到 6 000 MPa, 路表压应变增长缓慢。因此,对于面层模量高于4 000 MPa的道路结构,不能通过提高面层模量来显著降低路表压应变。

同理,可得不同 E_i 下的回归系数公式如表4所示。对表4公式中的拟合进行回归,如图5所示。

表 4 应变系数回归公式表

Tab.4 Regression formula of strain coefficient

E _t /	$k=aE_c^2+bE_c+c$	$m=d\ln E_c+e$
110	$-0.018 5E_c^2 + 0.101 0E_c + 0.471 3$ $R^2 = 9008$	$0.1473 \ln E_c - 0.5589$ $R^2 = 9841$
500	$-0.006 \ 4E_c^2 + 0.034 \ 6E_c + 0.191 \ 2$ $R^2 = 9 \ 149$	$0.049 \ 3 \ln E_c - 0.204 \ 7$ $R^2 = 9 \ 916$
1 500	$-0.001 4E_{c}^{2} + 0.011 9E_{c} + 0.040 0$ $R^{2} = 9 208$	$0.018 2 \ln E_c - 0.085 9$ $R^2 = 9 986$
2 500	$-0.0003E_{c}^{2}+0.0019E_{c}+0.0330$ $R^{2}=9025$	$0.011 2 \ln E_c - 0.056 3$ $R^2 = 9998$
3 500	$-0.000 5E_c^2 + 0.004 6E_c + 0.015 3$ $R^2 = 9717$	$0.005 5 \ln E_c - 0.039 4$ $R^2 = 9 687$
4 500	$-0.000 2E_c^2 + 0.002 6E_c + 0.011 3$ $R^2 = 9 459$	0.004 $1 \ln E_c - 0.0317$ $R^2 = 9773$
5 500	$0.000 09E_{c}^{2} + 0.001 2E_{c} + 0.011 5$ $R^{2} = 9876$	$0.003 \ 3 \ln E_c - 0.026 \ 8$ $R^2 = 9 \ 510$

a,b,c,d和 e为系数

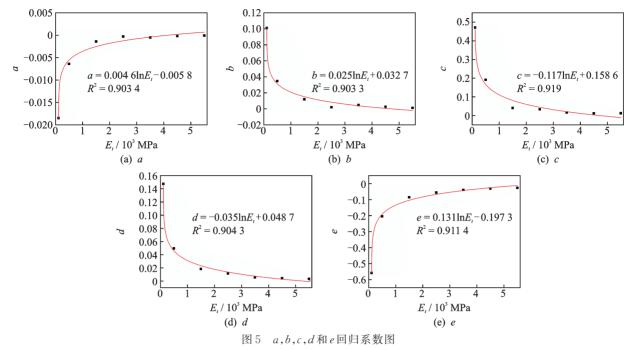


Fig. 5 Regression coefficient of a, b, c, d and e

综上所述,基顶当量回弹模量为110~5500 MPa 时的路表压应变计算公式如式(1)所示

$$\begin{cases} \varepsilon = kh_c + m \\ k = (0.004 6 \ln E_t - 0.005 8) E_c^2 + \\ (-0.025 \ln E_t + 0.032 7) E_c + \\ (-0.117 \ln E_t + 0.158 6) \\ m = (-0.035 \ln E_t + 0.048 7) E_c + \\ 0.131 \ln E_t - 0.197 3 \end{cases}$$
(1)

对于弹性多层体系可按厚度等效公式转换为4 层体系,再按文献[15]求解基顶当量回弹模量,最后 代入式(1)求解路表压应变。

同理,可以得到距离轮胎-路面接触点 0.6 和 0.8 m处的路表压应变计算公式如式(2)、式(3)所示

$$\begin{cases} \varepsilon = k_1 h_{\varepsilon} + m_1 \\ k_1 = (-0.004 \ln E_{t} + 0.0021) E_{\varepsilon}^{2} + \\ (0.0114 \ln E_{t} - 0.0181) E_{\varepsilon} + \\ (-0.03 \ln E_{t} + 0.0529) \\ m_1 = (-0.014 \ln E_{t} + 0.0211) E_{\varepsilon} + \\ 0.0465 \ln E_{t} - 0.073 \end{cases}$$
(2)

$$\begin{cases} \varepsilon = k_2 h_c + m_2 \\ k_2 = (-0.002 \ln E_t + 0.004) E_c^2 + \\ (0.014 3 \ln E_t - 0.035 3) E_c + \\ (-0.067 \ln E_t + 0.119 9) \\ m_2 = (-0.008 \ln E_t + 0.016) E_c + \\ 0.024 8 \ln E_t - 0.046 1 \end{cases}$$
(3)

2.2 基频与基顶当量回弹模量关系

以基顶当量回弹模量1500 MPa为例(见图6), 将图6中的曲线拟合公式整理于表5,并将表5公式 中的拟合系数回归于图7。

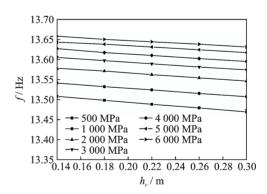


图 6 基频与面层参数关系图

Fig.6 Relationship between fundamental frequency and surface parameters

由图 6知,当面层厚度一定时,道路基频随着面层模量的增加而增加;而且随着面层模量的增加,道路基频的增长幅度逐渐降低。当面层模量一定时,道路基频随着面层厚度的增加而减少。因此,道路基频同时受面层厚度和模量的影响。

同理,可得不同 E_i 下的回归系数公式如表 6 所示,再对表 6 公式中的拟合进行回归,如图 8 所示。

综上所述,基顶当量回弹模量为 110~5 500 MPa时的基频计算公式如式(4)所示

表 5 频率回归公式表 (E_t=1 500 MPa)

Tab.5 Regression formula of frequency (E_t =1 500 MPa)

E_c/MPa	$f=ph_c+q$	相关系数	Þ	q
500	$-0.245\ 5h_c+13.542$	0.9997	-0.2455	13.542
1 000	$-0.2137h_c+13.571$	0.9999	-0.2137	13.571
2 000	$-0.205\ 3h_c + 13.607$	0.9998	-0.2053	13.607
3 000	$-0.1937h_c+13.632$	0.9997	-0.1937	13.632
4 000	$-0.1924h_c+13.653$	0.9987	-0.1924	13.653
5 000	$-0.166\ 3h_c+13.667$	0.9996	-0.1663	13.667
6 000	$-0.1617h_c+13.680$	0.999 5	-0.1617	13.680

p和q为系数

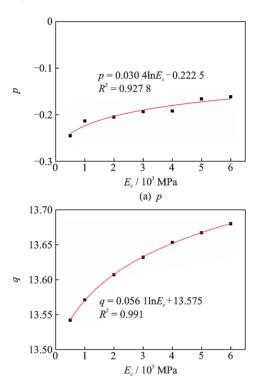


图 7 p和 q 回归系数图 Fig. 7 Regression coefficient of p and q

(b) q

$$\begin{cases}
f = ph_{c} + q \\
p = (0.0027E_{t}^{2} - 0.021E_{t} + 0.0494) \ln E_{c} - \\
0.0063E_{t}^{2} + 0.055E_{t} - 0.2633
\end{cases} (4)$$

$$q = (-0.0024E_{t} + 0.0594) \ln E_{c} + \\
2.2521 \ln E_{t} + 12.117$$

通过沥青路面的道路基频计算公式(4),反算得到沥青路面的基顶当量回弹模量计算公式,如表7所示。

3 工程应用

3.1 道路结构概况

国道107线南三环至高邑大市场段,起点位于

表 6 频率系数回归公式表

Tab.6 Regression formula of frequency coefficient

E _t /MPa	$p = A \ln E_c + B$	$q = C ln E_c + D$
110	$0.046~0E_c - 0.248~2$	$0.059 \ 8 \ln E_c + 7.289 \ 4$
110	$R^2 = 0.9309$	$R^2 = 0.9985$
F00	$0.039~0 \ln E_c - 0.236~1$	$0.057 \; 1 \ln E_c + 9.989 \; 7$
500	$R^2 = 0.9100$	$R^2 = 0.9893$
1.500	$0.030 \; 4 \ln E_c - 0.222 \; 5$	$0.056~1 ln E_c + 13.575$
1 500	$R^2 = 0.927 8$	$R^2 = 0.9910$
2.500	$0.006 \; 9 \ln E_c - 0.153 \; 7$	$0.053~0 \ln E_c + 14.337$
2 500	$R^2 = 0.9525$	$R^2 = 0.9844$
2.500	$0.009 \ 7 \ln E_c - 0.1381$	$0.052 \; 6 \ln E_c + 14.919$
3 500	$R^2 = 0.9188$	$R^2 = 0.9779$
4.500	$0.012 \ 1 \ln E_c - 0.142 \ 1$	$0.047 \; 6 \ln E_c + 15.366$
4 500	$R^2 = 0.9099$	$R^2 = 0.9693$
F F00	$0.014 \; 9 \ln E_c - 0.155 \; 5$	$0.046~6 \ln E_c + 15.834$
5 500	$R^2 = 0.9428$	$R^2 = 0.989 1$

A,B,C和D为系数

表 7 基于基频的基顶当量回弹模量反演公式

Tab.7 Inversion formula of equivalent modulus of elasticity based on fundamental frequency

面层厚度/m	基顶当量回弹模量求解公式
0.14	$E_t' = (0.0035E_c^{0.0841}) e^{(-0.0081\ln E_c + 0.472)f}$
0.15	$E_t' = (0.0035E_c^{0.0841}) e^{(-0.007\ln E_c + 0.4718)f}$
0.16	$E_t' = (0.0035E_c^{0.0841}) e^{(-0.007\ln E_c + 0.4715)f}$
0.17	$E_t' = (0.0036E_c^{0.0743}) e^{(-0.007\ln E_c + 0.4713)f}$
0.18	$E_t' = (0.0036E_c^{0.0695}) e^{(-0.006\ln E_c + 0.4711)f}$
0.19	$E_t' = (0.0036E_c^{0.0695}) e^{(-0.006\ln E_c + 0.4708)f}$
0.20	$E_t' = (0.0036E_c^{0.0569}) e^{(-0.006\ln E_c + 0.4707)f}$
0.21	$E_t' = (0.0036E_c^{0.0523}) e^{(-0.006\ln E_c + 0.4705)f}$
0.22	$E_t' = (0.0037 E_c^{0.0468}) e^{(-0.006 \ln E_c + 0.4703)f}$
0.23	$E_t' = (0.0037E_c^{0.0481}) e^{(-0.005\ln E_c + 0.4701)f}$
0.24	$E_t' = (0.0037E_c^{0.0396}) e^{(-0.005\ln E_c + 0.47)f}$
0.25	$E_t' = (0.0037E_c^{0.0424}) e^{(-0.005\ln E_c + 0.4698)f}$
0.26	$E_t' = (0.0037E_c^{0.0424}) e^{(-0.005\ln E_c + 0.4697)f}$
0.27	$E_t' = (0.0038E_c^{0.0379}) e^{(-0.005\ln E_c + 0.4695)f}$
0.28	$E_t' = (0.0038E_c^{-0.0296}) e^{(-0.005\ln E_c + 0.4694)f}$
0.29	$E_t' = (0.0038E_c^{0.0288}) e^{(-0.004\ln E_c + 0.4692)f}$
0.30	$E_t' = (0.0038E_c^{0.0288}) e^{(-0.004\ln E_c + 0.4692)f}$

国道107与南三环立体交叉处桩号为K301+900, 终点位于高邑大市场桩号为K340+129,全长为

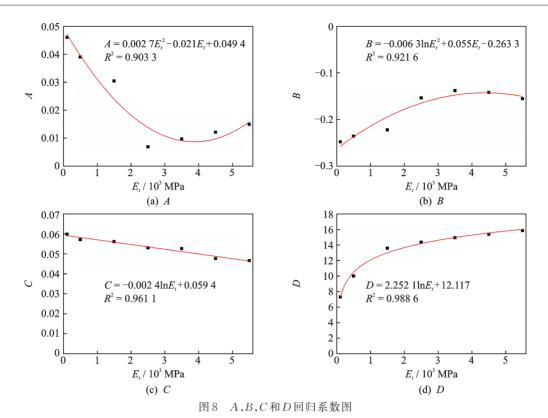


Fig.8 Regression coefficient of A, B, C and D

38.229 km。公路等级为一级公路,双向四车道,路 面宽为18.4~53 m。笔者选取桩号K308+500至桩 号K309+500的右半幅路段进行试验,该路段路面 宽为9.9 m, 旧路面结构为8 cm 沥青混凝土、15 cm 二灰碎石和 26 cm 石灰土。此次维修挖除原有的沥 青面层,加铺20 cm水稳碎石基层、8 cm粗粒式沥青 混凝土 AC-25C(掺加坑车辙剂)和6cm经济型沥青 玛蹄脂ESMA-13。具体道路结构层参数如表8所 示,其中挖除原有沥青面层后的旧路基层顶面回弹 模量是通过FWD试验反演得到的,面层和基层模 量通过室内试验测得,泊松比和密度参照结构层材 料的试验结果及规范推荐值选取,基顶当量回弹模 量依据水稳碎石基层和旧路顶部参数、按规范要求 换算得到的数值为 4 242 MPa[16],路面平整度等级 依据连续式平整度仪测试结果评定为A级,30T测 试车辆以72 km/h(20 m/s)左右的速度沿路表中线 行驶。

表 8 现场试验道路结构层参数 Tab.8 Structure layer parameters in field test

结构层	厚度/m	模量/MPa	泊松比	密度/(kg•m ⁻³)
沥青面层	0.14	4 000	0.25	2 400
水稳碎石基层	0.20	3 000	0.25	2 200
旧路顶部	_	366	0.30	1 850

3.2 试验仪器设备

试验过程中主要的检测仪器有:美国BDI-STS-WIFI STRUCTURAL TESTING SYSTEM测试系统、加速度传感器、应变传感器、磁性支座、无线数据传输节点及无线数据传输基站。加速度传感器主要用于采集道路结构振动加速度信号,对加速度信号进行快速傅里叶变换可得到道路基频;应变传感器主要用于采集路表应变信号。

3.3 试验方案与数据处理

距离轮胎-路面接触点 0.4,0.6,0.8 m分别布置 3条测线,每条测线上间隔 30 m分别布置 2组传感器,每组传感器由1个加速度传感器、1个横向应变传感器及1个纵向应变传感器组成,共计6个加速度传感器、6个横向应变传感器和6个纵向应变传感器,具体布置如图 9 所示。

加载车辆的前轴为单轴单轮,后轴为单轴双轮,总质量和胎压分别为 3×10⁴ kg 和 0.7 MPa。当该车辆以 70 km/h左右的速度通过测试路段时,采集到的加速度信号和应变信号如图 10 所示。由于不同位置处的加速度信号相差甚微,仅给出 A1062 加速度传感器的信号,如图 10(a) 所示;同时给出不同位

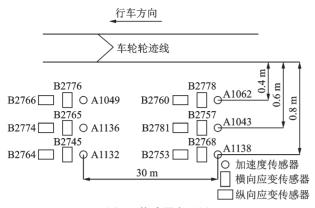
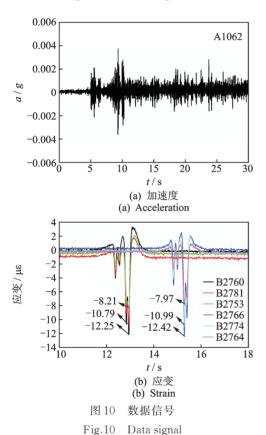


图 9 传感器布置图

Fig.9 Sensor arrangement



置处应变传感器的信号,如图 10(b)所示。对加速度信号进行快速傅里叶变换得到道路基频,如图 11 所示;对同一测线上 2个应变传感器的应变取算术平均值,如表 9 所示。

将路表应变和道路基频的实测值与本研究公式(1)~(4)计算值对比,并将由表7反演的基顶当量回弹模量与实测值求得的基顶当量回弹模量对比,如表9所示。

由表 9 可知, 距车轮 0.4 和 0.6 m 处路表应变的 实测值和计算值误差不超过 10%, 距车轮 0.8 m 处 的误差不超过 20%。本研究公式(4)求解的基频计

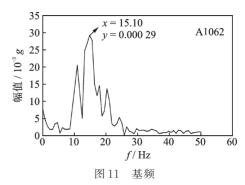


Fig.11 Fundamental frequency

表9 实测值与计算值对比

Tab.9 Correlation between measured and calculated values

测试参数	距车轮距离/m	实测值	计算值	误差/%
	0.4	-12.08	12.34	2.06
路表应变/με	0.6	-10.15	10.89	6.82
	0.8	-6.59	8.09	18.59
基频/Hz		15.10	15.42	2.13
基顶当量回弹		4 242	4 134	2.56
模量/MPa		4 242	4 134	2.56

算值与现场试验实测值误差为2.13%,表7反演的基顶当量回弹模量计算值与现场试验实测值误差为2.56%,两者的误差均在3%以内。因此,本研究方法能够满足道路工程设计施工和检测维护的精度要求。

4 结 论

- 1) 路表应变随着面层模量、面层厚度和基顶当量回弹模量的增加而减小;但当面层模量超过4 000 MPa时,路表应变随面层模量的增长变化缓慢。
- 2) 道路基频随着面层模量和基顶当量回弹模量的增加而增加,但随着面层厚度的增加而减小;当面层模量超过4000 MPa时,道路基频随面层模量的增长变化不显著。
- 3)基于大量数值模型建立了距离车辆不同位置处路表应变的求解方法、道路基频的求解方法以及基顶当量回弹模量的反演方法,并借助现场试验验证了本研究方法的可靠性,为道路工程的设计施工和检测维护提供依据。

参 考 文 献

[1] 徐立新.公路路面性能检测和评估方法的研究与实践

[D].南京:南京理工大学, 2008.

28(5): 5-9. (in Chinese))

- [2] 徐开华.路基承载力的现场检测技术研究[D].青岛: 山东科技大学,2013.
- [3] 郑木莲,王选仓,王崇涛.路基弯沉检测标准[J].长安大学学报(自然科学版), 2008, 28(5): 5-9.

 ZHENG Mulian, WANG Xuancang, WANG Chongtao. Test standard of sub-grade deflection[J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2008,
- [4] 刘钰.基于线阵 CCD 的路面弯沉盆检测方法研究[D]. 西安:长安大学,2012.
- [5] 邓翠翠.路基路面回弹弯沉检测和评定结果分析[J]. 交通标准化, 2012(18): 153-156. DENG Cuicui. Analysis of detection and evaluation results of rebound deflection on sub-grade and pavement [J]. Transportation Standardization, 2012 (18): 153-156. (in Chinese)
- [6] 李刚.自动弯沉仪检测路面弯沉影响因素分析[J].公路交通科技, 2004, 21(10): 48-50.

 LI Gang. Influencing factor on automatic deflection-meter in examining road surface [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2004, 21(10): 48-50. (in Chinese))
- [7] 董元帅,唐伯明,刘清泉,等.沥青路面动态弯沉综合修正系数研究[J].东南大学学报(自然科学版), 2011, 41(5): 1081-1085.

 DONG Yuanshuai, TANG Boming, LIU Qingquan, et al. Dynamic synthetic deflection correction factor of asphalt pavement based on deflection basin parameters [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2011, 41(5): 1081-1085. (in Chinese)
- [8] WONKI B, YONGSOO K, JEDOL D, et al. Scaling the operating deflection shapes obtained from scanning laser doppler vibrometer [J]. Journal of Nondestructive Evaluation, 2011, 30(2): 91-98.

- [9] ARRAIGADA M, PARTL M N, ANGELONE S. Determination of road deflections from traffic induced accelerations [J]. Road Materials and Pavement Design, 2007, 8(3): 399-421.
- [10] 偶昌宝.沥青路面结构动力响应分析[D].杭州:浙江大学,2005.
- [11] 王亚东.基于标准能量冲击荷载下的桥梁结构力学性能研究[D].天津:中国民航大学,2014.
- [12] 梁洪涛.移动荷载作用下层状沥青路面结构时程响应 分析[D].长沙:中南大学,2013.
- [13] 黄琴龙,凌建明.路基工作区的确定方法研究[J].同济 大学学报(自然科学版), 2011, 39(4): 551-555. HUANG Qinlong, LING Jianming. Methodology study on defining subgrade's working area[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2011, 39(4): 551-555. (in Chinese)
- [14] GONZALO R, SOHEIL N. Pavement structural evaluation at the network level: final report[R]. U.S., Virginia: Department of Transportation Federal Highway Administration, 2016.
- [15] JTG D40—2006 公路水泥混凝土路面设计规范[S]. 北京:人民交通出版社,2006.
- [16] 李皓玉.车辆与路面相互作用下路面结构动力学研究 [D]. 北京:北京交通大学, 2011.



第一作者简介: 张献民, 男, 1959年10月生, 教授、博士生导师。主要研究方向为路基路面检测评估。

E-mail:cauczxm@126.com

通信作者简介:刘小兰,女,1989年10月生,讲师。主要研究方向为路基路面检测评估。

E-mail: 1066323835@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.022

幕墙对悬挑楼盖振动模态影响及等效模拟方法*

朱前坤¹, 刘开放¹, 芮 佳², 张举涛², 杜永峰¹ (1.兰州理工大学防震减灾研究所 兰州,730050) (2.甘肃省建筑设计研究院 兰州,730030)

摘要 以某体育馆悬挑楼盖为分析对象,通过数值仿真和现场测试研究了幕墙的约束刚度对楼盖振动模态的影响。首先,对体育馆悬挑楼盖(含幕墙)进行现场模态测试,利用随机子空间法对测试的多组数据进行模态拟合,获得楼盖在环境激励下的振动模态;其次,将试验模态与有限元仿真模拟的结果进行对比,参照试验模态并依据所提出的幕墙的一种等效模拟方法对有限元模型进行修正。结果表明:考虑幕墙对主体结构的约束刚度后,实测的楼盖的前6阶频率与有限元前6阶频率相对误差均小于5%,各阶平均误差小于2%,振型吻合度较高,进一步验证了由吊柱等强度比较高的支撑体系来实现幕墙对悬挑楼盖约束刚度的贡献及一种等效模拟方法的合理性。

关键词 幕墙;悬挑楼盖;振动模态;等效模拟;约束效应 中图分类号 TU375.5; TU311.41; TH39

引言

玻璃幕墙作为一种新型建筑结构,由于具有装饰、美观和节能等优点已被广泛地应用于建筑物的外部装饰^[1-2]。然而,对于大跨悬挑结构,当幕墙体系刚度足够大时,必须考虑幕墙与主体结构构件的约束效应对楼盖模态的影响。

目前,国内外学者对于幕墙主要讨论的是在地 震、风等作用下幕墙与主体结构耦合作用对幕墙动 力响应的影响[37],对于幕墙参与工作后的空间效应 对整体结构刚度影响的研究不多。文献[8-9]研究 表明,考虑幕墙结构后整体结构的抗侧刚度有了较 大的提升,并通过释放幕墙结构支座的水平约束调 整整体结构的抗侧刚度。吴亚舸等[10]采用SATWE 计算模型时对幕墙进行了简化,将幕墙的质量按幕 墙恒载和活载取值,幕墙的刚度采用等刚度代换的 方法参与整体计算,虽考虑了幕墙刚度和质量对主 体结构的影响,但主要针对的是地震作用下幕墙对 整体结构动力特性的影响。文献[11-12]研究表明, 楼盖的振动模态性能是由其楼盖构件自身的参数决 定的,幕墙等非结构构件不参与结构工作。然而对 于大跨悬挑楼盖,应考虑幕墙等非结构构件对楼盖 振动模态的贡献。大多数学者只关心非结构构件对 楼盖影响的有限阶频率,对振型关注较少。文 献[13-14]研究表明,非结构构件会增加楼层的刚度,并显著改变其振动模式,但是只考虑了前1或2阶等有限频率的影响,而对振型影响鲜有考虑。楼盖的振型和频率是研究结构人致振动和舒适度评估的基础[15-20],应综合考虑多阶振型与频率。一般情况下,调谐质量阻尼器(tuned mass damper,简称TMD)等减振装置的参数设计及位置安装完全依赖于楼盖的模态特性,而对于过量振动的楼盖用TMD振动控制时,获得精确的振型显得尤为必要[21]。

笔者针对以上方法的不足,按照现有国内外对幕墙的处理方法进行幕墙的等效,对比有限元法分析的悬挑楼盖的振型和实测振型很难一致,且频率误差较大,依据所提出的约束效应,对有限元模型进行修正,修正后的有限元的结果和实测模态结果高度吻合。

1 现有方法分析幕墙对楼盖模态的 影响

1.1 幕墙的一般处理

由于幕墙结构体系的复杂性,一般采用简化的 方式进行分析。工程人员采用通用工程有限元软件 计算幕墙与整体结构的作用时,通常将幕墙等非结

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52168041, 51868046, 51668042); 甘肃省高等学校产业支撑计划资助项目(2020C-40) 收稿日期:2019-12-09; 修回日期:2020-03-24

构构件按等效荷载或相应的恒载和活载取值,均匀地施加于结构上^[22-23]。现有幕墙影响处理方法包括两种:①等效幕墙的质量^[24];②考虑幕墙对楼盖竖向刚度的贡献^[13]。现有的做法均忽略了幕墙及其骨架与主体结构排柱等构件的约束效应,因此笔者在以上两种做法的基础上进行修正,对幕墙的约束效应进行等效模拟。

1.2 工程案例

标高为 13.5 m、跨度为 15 m 的悬挑楼盖的建筑使用功能为休息厅,由于其跨度大、质量轻,在人群荷载下易产生振动问题,引起人员不适[25]。因此,本研究以此楼盖为分析对象,建筑局部剖面图如图 1 所示,其中主桁架及悬挑桁架支撑柱采用钢筋混凝土柱(steel reinforced concrete column,简称 SRC柱),悬挑主体采用钢框架-支撑结构,框架梁采用箱型和H型钢梁,上部钢梁之间设有斜撑。悬挑端部主要由吊柱和吊索将上下楼盖相连,吊柱和吊索为主要受力构件,东侧设 15 m 跨的悬空休息厅,平面布置图如图 2 所示。采用厚度为180 mm 钢筋桁架楼承板,现场施工如图 3 所示,悬挑楼盖构件及主桁架系统主要构件参数见表 1

和表2。

1.3 ANSYS有限元建模

1.3.1 单元的选取

采用有限元软件 ANSYS 对悬挑楼盖进行建模,钢桁架、吊柱和板底钢梁选用 Beam188单元,混凝土板选用 Shell181单元,吊索、腹杆和撑杆选用 Link180单元,各单元的材料特性如表3所示,楼盖的有限元整体模型如图4所示。

1.3.2 模型修正

有限元模型修正的目的是保证有限元的结果与试验结果高度吻合。修正的参数包括边界条件和混凝土板等弹性模量的优化等[26-27]。其中,边界条件的合理模拟是获得动力响应分析的关键,钢框架的结构响应与其梁柱之间的连接密切相关,在分析和设计中,应将梁柱之间的连接模拟为半刚性连接[28-29]。笔者对于半刚性的则是通过释放梁柱之间的轴向约束,选用轴向弹簧阻尼器 Combin14 单元,模拟二者之间的滑移情况(见表 4),不同构件之间通过耦合共用节点实现一个整体。其次,通过 ANSYS的优化模块选择楼盖最优的弹性模量,修正后的参数如表 4 所示。

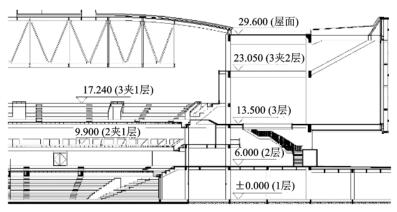


图1 建筑局部剖面图(单位: m)

Fig.1 Local section of a building (unit: m)

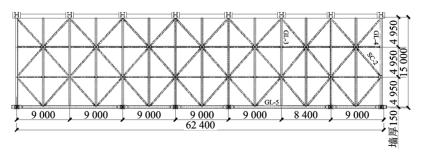


图2 悬挑楼盖平面图 (单位: mm)

Fig.2 Cantilever floor plan (unit: mm)



图 3 悬挑楼盖施工现场

Fig.3 Cantilever floor construction site

表1 悬挑楼盖构件参数

Tab.1 Parameters of cantilever floor members

构件	截面规格/mm	截面类型	备注
GL3	H1 000×350×20×24	焊接H形	楼面次梁
GL4	$B1~000\times400\times20\times24$	焊接矩形	楼面次梁
GL5	$B1000\!\times\!400\!\times\!20\!\times\!24$	焊接矩形	楼面主梁
SC2	P 245×8.0	热轧无缝	水平支撑

表 2 悬挑楼盖主桁架系统

Tab.2 Cantilevered floor main truss system

构件	截面规格/mm
吊柱	$ B 300 \times 300 \times 14 \times 14 $
连系梁	$B~1000\times400\times20\times24$
悬挑桁架弦杆	$B~1000\times600\times40\times40$
悬挑桁架腹杆	$B~700\times600\times50\times50$
屋面支撑	P 351×8.0

表 3 初始有限元模型的模型参数

Tab.3 Model parameters of the initial finite element model

	材料特性			
单元类型	弹性模量/ 密度/		泊松比	
	$(N \bullet mm^{-1})$	$(kg \bullet m^{-3})$	1日1公 比	
Shell181	3.15×10^{10}	2 550	0.2	
Beam188	2×10^{11}	7 850	0.3	
Link180	2×10^{11}	7 850	0.3	

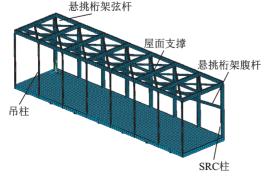


图 4 悬挑楼盖初始有限元整体模型

Fig.4 Finite element integral model of cantilever floor

表 4 修正前后的参数对比

Tab.4 Parameter comparison before and after up-

模型修正	楼板的弹性模量/ (N•mm ⁻¹)	边界条件(梁柱之间)
修正前	3.15×10^{10}	Uxyz + Rotxy
修正后	2.52×10^{10}	Uxy+Rotxy+COM-
	2.32 × 10	BIN14(Uz)

1.4 模态分析

1.4.1 现有幕墙处理方法一

现有幕墙处理方法一是采用 Mass 21 单元等效幕墙的质量^[24]。因此,基于方法一并结合前期楼盖的修正参数,对楼盖进行模态分析,单独提取所关注的楼盖的振型。由于篇幅有限,选取的前4 阶振型如图 5 所示,前4 阶频率分别为 2.80 ,3.02 ,3.54 和 4.29 Hz。

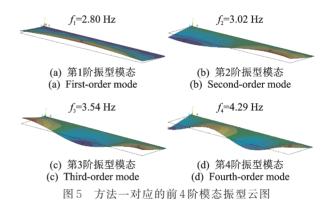


Fig.5 First 4 order modal shapes of method one

1.4.2 现有幕墙处理方法二

现有幕墙处理方法二在等效质量的基础上,选 用Combin14单元模拟玻璃幕墙的全高,参照试验频 率,通过赋予弹簧不同的刚度进而获得精确的有限 元模型[13]。因此,参照现有方法二进一步考虑幕墙 的刚度贡献,在悬挑楼板端部的下弹簧节点处采用 Mass21单元,在2,3层楼的上下端点连接Combin14 单元,每个竖向弹簧的水平距离为1m,竖向长度为 16 m,模拟玻璃幕墙的全高。其中,玻璃幕墙的质 量为 200 kg/m²,玻璃幕墙长为 63 m,宽为 200 mm (包括玻璃和骨架,厚度近似等效为一个单一的整 体),高为16 m,计算幕墙的质量常数为3200 kg/ m。最初的弹簧刚度在 $0 \sim 2.21 \times 10^8$ kn/m之间变 化,每单位水平长度增加10倍。表5显示了不同刚 度值对应的楼盖的频率。幕墙的模型见图6。单独 提取弹簧刚度为2.21×108 kn/m 所对应的楼盖的前 4振型见图7。现有幕墙的两种方法所对应的楼盖 的前4阶频率如表6所示。

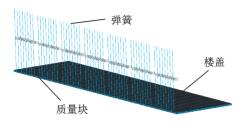
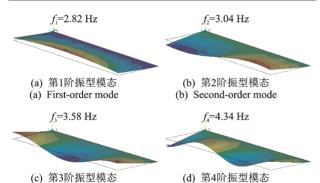


图 6 包括质量和弹簧模拟玻璃幕墙的有限元模型 Fig.6 Finite element model including mass and springs representing glass curtain wall

表 5 不同刚度对应的楼盖的频率

Tab.5 Frequency of floor corresponding to different stiffness values

	弹簧刚度/(kn•m ⁻¹)				
阶数		2.21×	2.21×	2.21×	2.21×
	0	10^{5}	10^{6}	10^{7}	10^{8}
1	2.801	2.802	2.803	2.811	2.822
2	3.015	3.015	3.017	3.028	3.041
3	3.543	3.544	3.547	3.564	3.582
4	4.289	4.289	4.294	4.318	4.343



(c) Third-order mode (d) Fourth-order mode 图 7 方法二对应的前 4 阶模态振型云图 Fig. 7 First 4 order modal shapes of method two

表 6 现有幕墙处理方法对应的楼盖频率

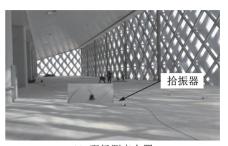
Tab.6 Floor frequency corresponding to existing curtain wall treatment methods

17人 坐4-	楼盖的	预率/Hz
阶数	方法1	方法2
1	2.80	2.82
2	3.02	3.04
3	3.54	3.58
4	4.29	4.34

2 含有幕墙的楼盖模态实测

2.1 测试内容和方法

采用环境激励法测试体育馆整体工程完工后悬 挑楼盖的模态。测量时间选择晚上,因入夜后楼盖 的振动比较平稳,各种干扰因素也少,可测得比较理想的天然脉动响应信号,现场测试如图8所示。



(a) 现场测点布置 (a) Layout of field measuring points



(b) 数据采样 (b) Data sampling 图 8 现场测试 Fig.8 Field testing

2.2 测试仪器

拾振器选用国家地震局941B低频竖向拾振器,941型拾振器精度为0.17 Hz。采集仪器选用东方所的 INV3060V 型 24 位 网 络 分 布 式 采 集 仪 ,INV3060V型采集仪可对噪声和应变等各种物理测量信号进行采集。

2.3 测点布置

拾振器的布置方式将影响到振动信号的拾取质量,进而影响后续数据分析,因此选取各模态振型的振幅区域作为测点,此外再选取楼盖响应较为明显的其他区域布置测点。

综合上述测点的布置方式并结合现有设备情况,选定测点数共85个(包括参考点),如图9所示。 采用移动拾振器的测试方法进行,共移动10组。

2.4 数据处理

对实测所采得数据,采用模态识别的方法进行处理。模态分析方法包括频域法、时域法、增强型频域分解算法(enhanced frequency domain decomposition algorithm,简称EFDD)、多参考点的最小二乘复频域模态分析方法以及功率谱多项式法等5类算法。选用计算精确度较高的时域法中的随机子空间法(stochastic subspace identification,简称SSI)进行模态分

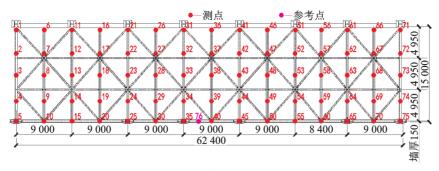


图 9 测点布置 (单位:mm)

Fig.9 Layout of measuring points (unit: mm)

析,并采用EFDD算法进行对比^[30],确保试验的准确性。实测楼盖的前4阶频率分别为3.36,4.13,5.23和6.63 Hz。实测结果如表7所示,前4阶振型特性见图10。

表7 实测楼盖模态分析结果

Tab.7 Analysis results of measured floor modes

	现场实测/Hz	阻尼比/%	振型特性
1	3.36	2.091	<u> </u>
1			
2	4.13	2.325	竖向振动
3	5.23	3.096	竖向振动
4	6.63	1.735	竖向振动

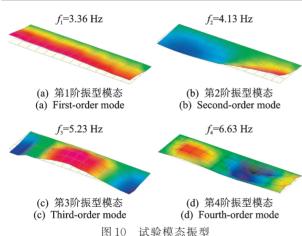


图 10 风湿快心派至

Fig.10 Experimental mode shapes

振型相关矩阵校验可用来校核各阶模态振型之间的正交性,理想的模态分析结果的振型相关矩阵除主对角元素外,其他元素的值都很小。由图11可知,试验模态分析结果较理想。

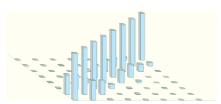


图 11 振型相关矩阵校验

Fig.11 Verification of modal correlation matrix

2.5 幕墙现有做法结果分析

对比有限元模态和实测模态分析结果,如表8 所示,现有幕墙处理方法一得到的楼盖1阶频率为 2.80 Hz,与试验1阶频率3.36 Hz误差为16.67%。 现有幕墙处理方法二在等效幕墙的质量基础上,进 一步通过弹簧单元模拟幕墙这一非结构构件,得到 楼盖1阶频率2.82 Hz,相比于方法一与试验结果进 一步接近,但与试验1阶频率误差还是较大,误差为 16.07%,两种方法得到的其余各阶频率误差和振型 与试验振型差异也较大。其原因是现有做法一只考 虑了幕墙的质量,而忽略了幕墙对楼盖刚度的贡献; 现有做法二在考虑幕墙质量的同时,虽考虑了幕墙 刚度的贡献,但轴向垂直弹簧仅提供竖向刚度,另外 2和3层悬挑端部之间8根吊柱(见图12)的存在影 响了弹簧的效应。因此,按照现有做法考虑幕墙对 楼盖模态的影响是不全面的,应考虑幕墙约束效应, 进而对有限元模型进行修正。

表 8 现有幕墙处理方法与实测频率对比

Tab.8 Comparison of existing curtain wall treatment methods with measured frequencies

吃米			楼盖的	频率/Hz	
阶数	方法一	方法二	实测	误差一/%	误差二/%
1	2.80	2.82	3.36	16.67	16.07
2	3.02	3.04	4.13	26.88	26.39
3	3.54	3.58	5.23	32.31	31.55
4	4.29	4.34	6.63	35.29	34.54

3 约束效应对有限元模型的修正

目前,对于有限元模型修正主要包括对边界条件的优化和混凝土板等弹性模量的优化^[26-27]。对于非结构构件采用弹簧和质量单元进行等效模拟^[13]。笔者在以上做法的基础上进行修正,对幕墙的约束效应进行等效模拟,由吊柱等强度比较高的支撑体系来实现幕墙约束刚度的贡献,进而考虑幕墙参与

楼盖模态计算。

3.1 约束效应

幕墙及其骨架与排柱构成了空间体系,该体系与原排柱相比具有约束效应,即面内抗侧刚度与原排柱相比呈几何级数倍增加,幕墙一般采用菱形或矩形骨架,现场如图 12 所示。骨架之间通过连接件设置不同的约束,面外惯性矩的放大作用和幕墙与支承结构之间的连接形式有很大的关联性,其面外抗侧刚度也成倍增加。此外,幕墙一般通过其骨架与排柱关联,对楼盖的约束作用也是通过排柱实现,与墙通过梁直接约束楼盖不同。体系构件之间的弱联结可称为约束效应。图 13 为幕墙骨架和排柱构成的立面图。

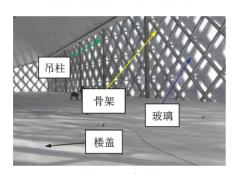


图 12 现场图 Fig.12 Field diagram

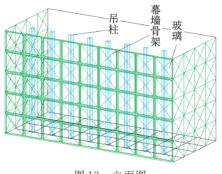


图 13 立面图 Fig.13 Elevation sketch

3.2 约束效应在有限元模型修正的实现

约束效应在有限元模型中的实现有两种方法:①幕墙的整体建模,包括幕墙的骨架、玻璃和预埋件的模拟,其次还有骨架、玻璃和主体结构之间的约束等,通过精细化的建模即可实现约束效应;②幕墙的等效,由于幕墙体系较复杂,完整的建模分析工程量较大,通常在计算模型中对幕墙的质量和刚度进行合理的等效,进而实现约束效应。Devin等[13]分别用Mass21和Combin14单元等效模拟幕墙的质量和刚度。本结构由于楼盖的高度和端部吊柱的存在,用弹簧模拟不能完全等效模拟幕墙的约束效应。因此,借鉴以往采用Mass21单元和Combin14单元等

效幕墙的基础上,由吊柱等强度比较高的支撑体系来实现约束效应。

因为幕墙的存在,吊柱整体刚度增大很多倍。例如,格构柱比几根单柱子刚度的组合大很多,因此约束效应大大提升了吊柱整体的惯性矩。在ANSYS计算模型中采用等效的原则考虑幕墙参与结构计算。采用MASS21等效质量,幕墙的刚度则是通过等效刚度实现,等效的原则是通过将吊柱的弹性模量增加不同的级数倍进而考虑幕墙的约束效应影响。吊柱弹性模量的增大从根本上导致吊柱刚度增大,进而影响楼盖的振动模态。

3.3 嘉墙等效模拟刚度的计算及评定标准

为了快速估算幕墙的约束效应所等效的吊柱刚度,假定幕墙与吊柱为同种材料,并将玻璃与支承龙骨假定为同一厚度 t_2 ,由材料力学知识可知,面外刚度等于弹性模量 E 与截面惯性矩 I 的乘积。对于同种材料的幕墙与吊柱,面外刚度之比则等效于截面惯性矩之比。吊柱的根数为n,宽度为 b_1 ,厚度为 t_1 ;幕墙的宽度为 b_2 ,厚度为 t_2 ,其中:单根吊柱的截面惯性矩 $I_1 = \frac{b_1 t_1^3}{12}$;幕墙的截面惯性矩 $I_2 = \frac{b_2 t_2^3}{12}$ 。幕墙的截面惯性矩和 n 根吊柱的截面惯性矩之比为 $A_1 = \frac{b_2 t_2^3}{nb_1 t_1^3}$,考虑幕墙的约束效应并等效幕墙的刚度后,则 n 根吊柱的截面惯性矩增大为 $I_3 = \frac{nb_2 t_3^3}{12}$,其中: $t_3 = t + t_1 + t_2$,t 为吊柱与幕墙的净距,即吊柱截面惯性矩的增大倍数近似可写成 $A_2 = \frac{I_3}{I_1} = \frac{b_2(t+t_1+t_2)^3}{nb_1 t_1^3}$ 。

本案例中吊柱尺寸为 300 mm × 300 mm, 根数为 8, 幕墙厚度为 200 mm, 幕墙与吊柱的净距为 400 mm, 可得 A_1 近似等于 8倍, A_2 按实墙等效考虑近似等于 700 级数倍。真实情况下的约束效应所等效的吊柱的截面惯性矩应介于两者之间,近似为实墙的 1/2, 即 350 级数倍至完全按实墙 700 级数倍。在有限元模型中的有限元分析, 幕墙约束刚度的实现则通过等强度增大吊柱的弹性模量, 约束刚度的增大范围介于上述所计算的 350 及 700 级数倍之间。最终级数倍的选定应符合有限元与实测吻合度的两条评定标准:①各阶误差都小于 5%;②选择平均误差较小的有限元频率所对应的级数倍。

3.4 修正后有限元模型模态与实测模态的对比

参照试验模态与前期计算的吊柱的刚度范围, 依次将吊柱的约束刚度增加不同的级数倍,楼盖的 振动模态发生了显著的变化。表 9 为不同级数倍的 吊柱的约束刚度所对应的楼盖频率。随着级数倍的 增加,有限元与试验每阶频率的相对误差逐渐减小,各阶频率的平均误差逐渐减小。吊柱的约束刚度从 100 倍增大至 500 级数倍时,有限元与实测误差从 7.69%降低到 1.93%; 当将吊柱的约束刚度增大至 500 倍时,有限元模态频率为与试验测试的前 6 阶相对 误差 分别为: 0.3%, 1.69%, 1.53%, 4.22%,

1.07%、和2.77%,前6阶平均误差为1.93%,满足上述两条指标的评定标准,且振型吻合度较高,选取的前4阶振型对比见图14;增大600级数倍至1000倍之间,虽各阶频率平均误差较小,满足第1条评定标准,但根据第2条评定标准,应选定平均误差较小的频率所对应的级数倍。综上所述,最终选取将吊柱约束刚度增大500级数倍的有限元模型作为最终模型的修正参数。

表 9 有限元不同级数倍吊柱的约束刚度所对应的频率与试验频率对比

Tab.9 The frequency corresponding to the elastic modulus of suspension column with different series of finite element method is compared with the experimental frequency

17人 李仆	试验			有限元不同	级数倍吊柱的纠	的東刚度		
阶数	频率/Hz	1×10^{2}	5×10^{2}	6×10^{2}	7×10^{2}	8×10^{2}	9×10^{2}	1×10^{3}
1	3.36	3.30	3.37	3.45	3.46	3.46	3.47	3.47
2	4.13	3.76	4.06	4.08	4.10	4.11	4.12	4.13
3	5.23	4.64	5.15	5.18	5.21	5.23	5.25	5.26
4	6.63	5.70	6.35	6.39	6.43	6.45	6.47	6.49
5	7.38	6.85	7.46	7.50	7.54	7.56	7.58	7.59
6	8.08	7.86	8.31	8.34	8.36	8.38	8.39	8.40
 事阶相对说	吴差/ %	1.8~14.03	0.3~4.22	0.96~3.62	0.38~3.35	0~3.58	0.24~3.69	0~3.81
平均误差/	0/0	7.69	1.93	2.27	2.08	2.01	2.09	2.07

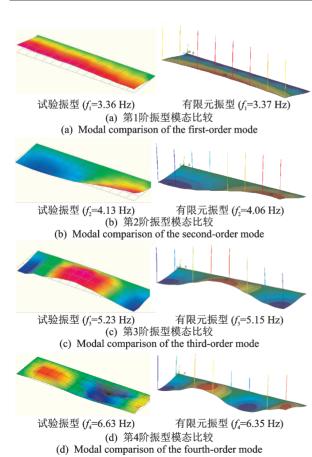


图 14 有限元与试验振型对比
Fig.14 Comparison of finite element and experimental modes

对比分析有限元和试验的振动模态,考虑约束效应后,有限元分析的悬挑楼盖的1阶频率为3.37 Hz,试验测试频率为3.36 Hz,相对误差为0.3%,前6阶频率平均误差为1.93%,且每阶振型吻合度较好。综上所述,通过等强度增大吊柱的刚度进而考虑幕墙的约束刚度是合理的。

4 结 论

- 1) 按照现有的两种方法考虑幕墙对楼盖的影响是不全面的,其一阶频率和实测频率的相对误差分别为16.67%和16.07%,误差较大,且有限元振型和实测振型吻合度较低。
- 2) 考虑约束效应后,有限元模态分析结果与实测结果吻合度较好。与未考虑约束效应楼盖自振频率相比,考虑约束效应后,有限元分析的楼盖的1阶自振频率与试验测试的楼盖1阶频率从原先相对误差范围16.67%和16.07%降低到5%范围内,振型吻合度更好。进一步证实幕墙与排柱约束效应的合理性,忽略其影响可能导致设计结果偏保守。
- 3) 楼盖的振动模态分析是研究人致结构相互 作用和舒适度评估的基础。幕墙约束效应的提出, 进一步证实了幕墙等非结构构件对楼盖的振动模态 存在不可忽略的影响。

依据。

nese)

参 考 文 献

- [1] SCHOBER H, SCHNEIDER J. Developments in structural glass and glass structures [J]. Structural Engineering International, 2004, 14(2):84-87.
- [2] 黄小坤,赵西安,刘军进,等.我国建筑幕墙技术30年发展[J].建筑科学,2013,29(11):80-88.
 HUANG Xiaokun,ZHAO Xi'an,LIU Junjin,et al. 30-year development of curtain wall technology in China [J]. Architectural Science,2013, 29(11):80-88.(in Chinese)
- [3] 黄宝锋,卢文胜,曹文清.建筑幕墙抗震性能指标探讨 [J]. 土木工程学报,2009,42(9):7-12. HUANG Baofeng,LU Wensheng,CAO Wenqing. Discussion on seismic performance index of building curtain wall [J]. Journal of Civil Engineering, 2009, 42(9):7-12. (in Chinese)

[4] 任祥香,卢文胜,曹文清.考虑主体结构地震反应的建

- 筑幕墙振动台试验方法 [J]. 土木工程学报, 2014, 47(S2): 235-240.

 REN Xiangxiang, LU Wensheng, CAO Wenqing. Shaking table test method for building curtain wall considering seismic response of main structure [J]. Journal of Civil Engineering, 2014, 47(S2): 235-240. (in Chi-
- [5] 武岳,郭轶宏,孙晓颖.北京新保利大厦幕墙索支承结构抗震性能研究[J].建筑结构,2010,40(6):63-66. WU Yue,GUO Yihong,SUN Xiaoying. Study on seismic behavior of cable-supported curtain wall structure of Beijing New Poly Building [J]. Architectural Structure, 2010, 40(6):63-66. (in Chinese)
- [6] LI M, WANG Y Q, TAO W, et al. Research progress on wind-resistant and seismic performance of glass curtain wall supported by plane cable net [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014(578/579):790-794.
- [7] HU X, GAO Y T. Wind vibration effect on unit glass curtain wall considering the turbulent wind [J]. Advanced Materials Research, 2011, 255(260):836-839.
- [8] 钱鹏,王建,周建龙.某工程中玻璃幕墙结构对主体结构设计的影响 [J].结构工程师,2010,26(4):26-30. QIAN Peng, WANG Jian, ZHOU Jianlong. The influence of glass curtain wall structure on the main structure design in a project [J]. Structural Engineer, 2010, 26(4):26-30. (in Chinese)
- [9] 熊惠莉.建筑工程中玻璃幕墙结构与主体结构的关系 [J]. 中华建设,2012(9);259-261.

- XIONG Huili. The relationship between glass curtain wall structure and main structure in architectural engineering [J]. China Construction, 2012(9):259-261. (in Chinese)
- [10] 吴亚舸,路岗,虞伟.中国石油装备产业基地国际交流中心主题馆钢结构设计与研究[J].建筑结构,2013,43(S1):1318-1322.
 - WU Yake, LU Gang, YU Wei. Design and research on steel structure of theme hall of international exchange center of China petroleum equipment industry base [J]. Architectural Structure, 2013, 43 (S1): 1318-1322. (in Chinese)
- [11] 贾子文,周绪红. 冷弯薄壁型钢-混凝土组合楼盖振动性能试验研究 [J]. 土木工程学报,2011,44(4):42-51. JIA Ziwen, ZHOU Xuhong. Experimental study on vibration performance of cold-formed thin-walled steel-concrete composite floor [J]. Journal of Civil Engineering,2011,44(4):42-51. (in Chinese)
- [12] 吴庆雄,黄宛昆,陈宝春.中、下承式钢管混凝土拱桥 面内振动模态分析 [J]. 工程力学,2012,29(11): 221-227.
 - WU Qingxiong, HUANG Wankun, CHEN Baochun. In-plane vibration modal analysis of through concrete filled steel tube arch bridge [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29 (11):221-227. (in Chinese)
- [13] DEVIN A, FANNING P J, PAVIC A. Modelling effect of non-structural partitions on floor modal properties [J]. Engineering Structures, 2015, 91:58-69.
- [14] SETAREH M. Vibration serviceability of a building floor structure. I: dynamic testing and computer modeling [J]. Journal of Performance of Constructed Facilities, 2010, 24(6): 497-507.
- [15] 李庆武,胡凯,倪建公,等.某大跨悬挑楼盖结构人行舒适度分析与振动控制[J].建筑结构,2018(17):34-37. LI Qingwu, HU Kai, NI Jiangong, et al. Pedestrian comfort analysis and vibration control of a long-span cantilever floor structure [J]. Architectural Structure, 2018(17):34-37.(in Chinese)
- [16] 毛俊义.大跨度长悬挑结构楼板竖向振动舒适度分析 验算[J].建筑结构,2018(S1):410-413. MAO Junyi. Vertical vibration comfort analysis and check of long-span and long-cantilever floor [J]. Architectural Structure,2018(S1):410-413.(in Chinese)
- [17] 朱前坤,刘路路,杜永峰,等.考虑行人-结构相互作用

的悬挑钢筋桁架楼承板振动控制研究 [J]. 建筑结构 学报,2018,39(1):99-108.

ZHU Qiankun, LIU Lulu, DU Yongfeng, et al. Vibration control of cantilevered steel truss floor deck considering pedestrian-structure interaction [J]. Journal of Architectural Structure, 2018, 39 (1):99-108. (in Chinese)

- [18] LAI E, GENTILE C, MULAS M G. Experimental and numerical serviceability assessment of a steel cantilever footbridge [J]. Journal of Constructional Steel Research, 2017, 132: 16-28.
- [19] CAO L, LIU J, LI J, et al. Experimental and analytical studies on the vibration serviceability of long-span prestressed concrete floor [J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2018, 17(2):417-428.
- [20] WANG D, WU C, ZHANG Y, et al. Study on vertical vibration control of long-span steel footbridge with tuned mass dampers under pedestrian excitation [J].

 Journal of Constructional Steel Research, 2019, 154: 84-98.
- [21] 操礼林,李爱群,陈鑫.人群荷载下大型火车站房大跨楼盖振动舒适度控制研究[J]. 土木工程学报,2010(S1):334-340.
 - CAO Lilin, LI Aiqun, CHEN Xin. Study on vibration comfort control of large-span floor of large railway station under crowd load [J]. Journal of Civil Engineering, 2010 (S1): 334-340. (in Chinese)
- [22] 于敬海,李路川,闫翔宇.某办公楼屋顶玻璃幕墙钢结构受力分析与计算[C]//第十三届全国现代结构工程学术研讨会.海南:[s.n.],2014.
- [23] 李勇,石永久,王元清. 单层索网玻璃幕墙与主体结结构 地震响应的整体分析[J]. 建筑科学,2009,25(7):5-10. LI Yong, SHI Yongjiu, WANG Yuanqing. Global analysis of seismic response of single-layer cable net glass curtain wall and main structure [J]. Architectural Science,2009,25(7):5-10. (in Chinese)
- [24] 宣剑锋. 基于 ANSYS 分析的某幕墙钢结构设计[J]. 结构工程师, 2006, 22(3):11-14.

XUAN Jianfeng. Design of a curtain wall steel structure

- based on ANSYS analysis [J]. Structural Engineer, 2006, 22(3): 11-14. (in Chinese)
- [25] LAW S S, WU Z M, CHAN S L. Vibration control study of a suspension footbridge using hybrid slotted bolted connection elements [J]. Engineering Structures, 2004, 26(1): 107-116.
- [26] VALIPOUR H R, BRADFORD M A. Nonlinear P-Δ analysis of steel frames with semi-rigid connections [J]. Steel and Composite Structures, 2013, 14(1): 1-20.
- [27] HAYALIOGLU M S, DEGERTEKIN S O. Minimum cost design of steel frames with semi-rigid connections and column bases via genetic optimization [J]. Computers & Structures, 2005, 83 (21/22): 1849-1863.
- [28] ZHU Q K, HUI X L, DU Y F, et al. A full path assessment approach for vibration serviceability and vibration control of footbridge [J]. Structural Engineering and Mechanics, 2019,70(6):765.
- [29] RAFIEE A, TALATAHARI S, HADIDI A. Optimum design of steel frames with semi-rigid connections using Big Bang-Big Crunch method [J]. Steel and Composite Structures, 2013, 14(5): 431-451.
- [30] 陈永高,钟振宇.环境激励下桥梁结构信号分解与模态 参数识别[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1267-1274.

CHEN Yonggao, ZHONG Zhenyu. Signal decomposition and modal parameter identification of bridge structure under environmental excitation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38 (6): 1267-1274.(in Chinese)



第一作者简介:朱前坤,男,1981年4月生,博士、教授。主要研究方向为大跨结构的振动舒适度及结构体系的隔震。曾发表《激励-传播-感知全路径楼盖人致振动舒适度评估》(《中国科学:技术科学》2019年第9期)等论文.

E-mail:zhuqklut@qq.com.

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.023

基于尖点突变理论和MWMPE的围岩稳定监测*

张建伟1, 李香瑞1, 严鹏2, 王勇等

(1. 华北水利水电大学水利学院 郑州,450046)

(2.武汉大学水工岩石力学教育部重点实验室 武汉,430072)

(3.珠江水利委员会珠江水利科学研究院 广州,510635)

摘要 为实时监测水电站地下厂房围岩运行情况,提出一种尖点突变理论和多通道加权多尺度排列熵(multi-channel weighted multi-scale permutation entropy,简称MWMPE)相结合的监测方法。首先,结合某电站地下厂房围岩变形监测数据,将不同时间段日平均位移作为一系列特解,反演得到非线性动力模型;其次,采用尖点突变理论,建立围岩变形速率尖点突变模型,提出围岩稳定判据;然后,运用MWMPE的方法,对不同测点的变形监测信息进行动态融合,提取围岩变形特征值,确定围岩安全范围;最后,通过对比融合后熵值的变化,与传统多尺度排列熵(multi-scale permutation entropy,简称MPE)方法作比较,提出一种新的稳定预警线,对围岩进行在线安全监测、预警。结果表明:该方法能够有效提取地下厂房围岩变形特征值,并根据实时MWMPE值对围岩进行在线安全监测,为地下厂房等结构的围岩维持安全稳定提供了新的思路。

关键词 围岩;稳定;突变理论;多通道加权多尺度排列熵;安全监测中图分类号 TV731.6

引言

地下厂房的围岩稳定分析一直以来备受关注, 洞室围岩稳定性及安全监测对于水电站的正常运 行、工程设计具有十分重要的指导意义。

围岩稳定性评价是判定围岩安全状态的核心与前提。在地下厂房实际开挖过程中,受岩体强度极限及地下水位突变等因素影响,岩体变形往往会出现从稳定连续跳跃到不连续状态的情况[1]。同时,围岩失稳常伴有非均匀性和大位移变形,是一个具有高度非线性的问题。如何依据围岩监测数据,运用非线性分析方法判定围岩稳定性尤为重要。

依据围岩变形监测数据分析围岩稳定性被现行规范所采用^[2]。20世纪70年代以来,随着各种非线性理论的逐步发展,突变理论已成为研究围岩非线性问题的有力手段。Yang等^[3]运用突变理论分析了岩溶地区隧道底板安全厚度。Yang等^[4]基于突变理论建立了隧道底板与岩溶相互作用模型,分析了围岩破坏机理和安全厚度。穆成林等^[5]提出了基于突变理论的层状岩体屈曲破坏模型。除此之外,突变理论还广泛应

用于岩土工程的各个方面^[6-7]。突变理论作为对不连续现象和突变过程进行定性研究的一种方法,已成为洞室围岩稳定性的重要分析工具之一,但是为确保围岩时刻处于安全状态,围岩的在线监测不可或缺。

Bandt等^[8]提出排列熵(permutation entropy,简称 PE)方法来检测随机信号的突变,该方法计算简单而快速。但是,围岩不同位置的监测数据性质复杂,包含多种时间尺度,因此基于单一尺度结构的排列熵方法对这类复杂数据的分析效率不佳。为了解决这个问题,文献[9-10]引入了多尺度排列熵,MPE抗噪能力强,计算量小,能有效反映围岩的非线性动力学特性。然而,MPE在实际应用中仍存在以下不足:①MPE算法中的粗粒度处理会减少时间序列的长度,进而导致信息的缺乏,特别是对于较短的时间序列,影响尤为明显;②MPE方法只考虑了重构分量中元素之间的差值差异,忽略了嵌入在幅值中的信息;③MPE算法仅适用于对局部区域即单个测点进行监测分析,缺乏对多个测点进行整体性分析的能力。

为了克服 MPE 的这些不足,并保留其优点,根

^{*} 教育部重点实验室开放基金资助项目(RMHSE1902);广州市科技计划资助项目(2020-ky34) 收稿日期;2020-10-19;修回日期;2020-11-28

据围岩的非线性变形特点,同时考虑到围岩变形监测中多个测点的分析,提出了突变理论和多通道加权多尺度排列熵的方法。结合某抽水蓄能电站地下厂房围岩监测数据,利用突变理论,对围岩进行稳定性分析评价,采用 MWMPE 的方法,提取围岩安全特征值,最后进行围岩稳定的多源信息融合[11-12],从而实现基于数据驱动、信息融合的地下厂房围岩稳定在线监测。与基于 MPE 的稳定性安全监测方法相比,该方法能有效地对厂房围岩稳定性问题进行安全在线监测,具有更高的实用价值。

1 围岩稳定判据理论

1.1 非线性动力模型反演

将不同时间的位移速率作为模型的特解,反演由监测数据得到的围岩位移速率的非线性动力模型。以位移速率X作为系统变量,得到一个动力系统为

$$dX/dt = f(X) \tag{1}$$

采用向量和矩阵形式,f(X)为由位移变化速率矩阵 G_k 及所对应的矩阵 P_k 11 组成的突变特征值矩阵 D,表达式为

$$D = GP \tag{2}$$

保留 3 阶阶次^[12]后反演得到非线性动力学模型为

$$dX/dt = a_0 + a_1X + a_2X^2 + a_3X^3$$
 (3)

1.2 尖点突变理论

突变是岩土工程中最为常见的现象,突变理论分析了事物变化过程中从一种状态到另一种状态跳跃变化的普遍规律,为判别围岩稳定性提出了一种新的准则[18]。

尖点突变模型的势函数是控制变量为i和j、状态变量为x的双参数函数,表示为

$$V(x) = x^4 + ix^2 + jx \tag{4}$$

势函数的1阶导函数为状态曲面,2阶导函数为突变点集,得到尖点突变模型,如图1 所示。

1.3 围岩稳定状况判别

通过监测位移数据反演出的非线性动力学模型,在满足 $(\partial V/\partial X)_{x'}=0$ 情况下进行积分,得到方程

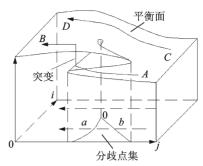


图1 尖点型突变模型

Fig.1 Cusp catastrophe model

$$V = b_0 + b_1 X + b_2 X^2 + b_3 X^3 + b_4 X^4$$
 (5)

对式(5)进行 Tschirnhaus 变换, 令X = Y - L, 其中 $L = b_3/4b_4$,则式(5)变换为

$$V = d_0 + d_1 Y + d_2 Y^2 + d_4 Y^4 \tag{6}$$

令式(6)中的 $V = d_4V^*$, E, Q, P 分别为 d_0 , d_1 , d_2 与 d_4 的比值, 可以建立出判断地下洞室围 岩稳定性的尖点突变模型, 势函数表示为

$$V^* = Y^4 + PY^2 + QY + E \tag{7}$$

即判断围岩失稳的充要判据,判别式为

$$\Delta = 8P^3 + 27Q^2 \tag{8}$$

系统的稳定性可以通过△值的正负来判断,即

$$\Delta \begin{cases} > 0 & (围岩处于稳定状态) \\ = 0 & (围岩处于临界状态) \\ < 0 & (围岩处于失稳状态) \end{cases}$$
 (9)

2 特征信息提取理论

2.1 多尺度排列熵

排列熵算法是一种用于描述时间序列复杂程度的非线性分析方法^[8],文献[9-10]基于此提出了多尺度排列熵算法,具体运算如下。

对时间序列X(i)进行粗粒化处理

$$Y(j) = \frac{1}{s} \sum_{i=(j-1)s+1}^{js} X(i) \quad (j=1, 2, \dots, n/s) \quad (10)$$

对新的时间序列 Y(j)进行相空间重构,得到 重构矩阵 $^{[14]}$

$$\begin{bmatrix} Y(1) & Y(1+\tau) & \cdots & Y(1+(m-1)\tau) \\ Y(2) & Y(2+\tau) & \cdots & Y(2+(m-1)\tau) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ Y(K) & Y(K+\tau) & \cdots & Y(K+(m-1)\tau) \end{bmatrix}$$
(11)

其中: m,τ 分别为嵌入维数和延迟时间; $K = n/s - (m-1)\tau$ 。

将每一行重构分量中的元素按其大小根据升序

进行重新排列,若存在大小相等的情况时,按其原本 所处的相对位置排列,如式(12)所示

$$y[i+(u_m-1)\tau] \geqslant \cdots \geqslant y[i+(u_1-1)\tau]$$
 (12)
其中: u 为重构分量中各个元素所在列的索引。

因此,对于任意一个重构分量,其元素的排列方式 可 有 m! 种 。 计 算 每 种 序 列 出 现 的 概 率 P_1, P_2, \dots, P_k ,得多尺度排列熵为

$$H_{P}(m) = -\sum_{u=1}^{m!} P_{u} \ln P_{u}$$
 (13)

进行归一化处理后可得

$$0 \leqslant H_{\scriptscriptstyle b} = H_{\scriptscriptstyle b}(m) / \ln(m!) \leqslant 1 \tag{14}$$

 H_{p} 的大小代表了时间序列Y的随机性,其值越 趋近于1,表明数据越复杂没有规律。

2.2 多通道加权多尺度排列熵

多通道的原理,就是将所有时间序列同一时间的每一个值与所在时间所有值的均值的方差作为权重,每一时间求取每一个加权平均值,计算如下

$$X(i) = \sum_{e=1}^{v} X_{e}(i) D_{e}(i) / \sum_{e=1}^{v} D_{e}(i)$$
 (15)

其中:v 为时间序列个数; $X_v(i)$ 为原时间序列; $D_v(i)$ 为方差;X(i) 为融合后的时间序列。

多尺度加权排列熵的原理,就是在不同尺度下, 将时间序列进行粗粒化处理,再进行相空间重构、各分量加权,并计算排列熵值。由于原始的粗粒化方 法会大量减少序列长度,导致信息缺乏,故采用改进 的粗粒化方法,运算过程如下。

对时间序列 X(i) 进行改进的粗粒化处理,得到

$$Z_{i} = \frac{1}{s} \sum_{t=i}^{i+s-1} X(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n-s+1) \quad (16)$$

将处理后的 Z_i 进行相空间重构,再计算出每个子序列的权重 $^{[15]}$

$$\omega_{i} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^{m} (Z_{u+(k-1)\tau} - \overline{Z}_{u})^{2}$$
 (17)

其中: $\overline{Z_u}$ 为每一个子序列的算术平均值。

每一种排列方式出现的概率为

$$P_{\omega}(Q_{u}) = \sum \omega_{i}^{Q_{u}} / \sum \omega_{i}$$
 (18)

其中: Q, 为任意相同排列方式。

有几种排列方式,Q就有几种可能的值^[16]。某一尺度下的多通道加权排列熵值为

$$H_{m,\tau} = -\frac{1}{\ln(m!)} \sum_{u=1}^{m!} P_{\omega}(Q_u) \ln P_{\omega}(Q_u) \quad (19)$$

所以,某个子序列下多通道加权多尺度排列熵 为多个尺度下多通道加权排列熵的集合

$$H_{s,m,\tau} = \{ H_{s,m,\tau} | s \}$$
 (20)

其中: s取某一值。

以集合中所有元素的均值 \overline{H} 作为某一子序列下的 \overline{MWMPE} 值

$$\overline{H} = \frac{H_{1,m,\tau} + H_{2,m,\tau} + \dots + H_{s,m,\tau}}{s} \tag{21}$$

以各个子序列的<u>日</u>作为元素,观察它们随时间的变化情况,确定围岩稳定特征值。

2.3 参数选取

在计算 MWMPE 值时,合理选取嵌入维数 m 和延迟时间 τ 同样重要。在 m 值的确定上,m 过小会导致重构的每个向量蕴含的信息过少,偶然性增加,不能准确反映系统特性;m 过大会使得时间序列均匀化,不仅更加耗费时间,而且无法凸显出异常数据带来的影响。在 τ 值的确定上,当 τ 过大时,各重构分量的相关性太小,无法反映出时间序列的动力特性;当 τ 过小时,使得相邻重构分量之间重复元素过多,关联程度过大,不利于构建新的空间坐标。参考张建伟等[17]的计算方法,选取 $m=4,\tau=2$ 。

2.4 围岩稳定性特征值提取

通过 MWMPE 算法提取围岩稳定性特征值的 步骤如下:

- 1) 在围岩的关键位置布设传感器采集围岩变形信息,根据数据滑动的方式提取子序列,以所有数据的前 N个数作为一个子序列,并按步长 h沿 N向后滑动,依次取子序列;
- 2) 选取合适的尺度因子(一般大于10),将时间 序列(围岩变形数据)进行粗粒化处理;
- 3)利用互信息法与伪近临法分别确定参数 τ 和 m;
- 4) 采用 MWMPE 的方法,分析计算多个测点的监测数据,得到一系列在各时间序列下计算出来的 MWMPE 值 $\overline{H_1}$, $\overline{H_2}$,…, $\overline{H_T}$,观察它们随时间的变化情况:
- 5) 通过*H*值的变化情况分析围岩的安全状态, 提取围岩稳定性特征值。

通过 MWMPE 算法提取围岩变形特征值的流程如图 2 所示。

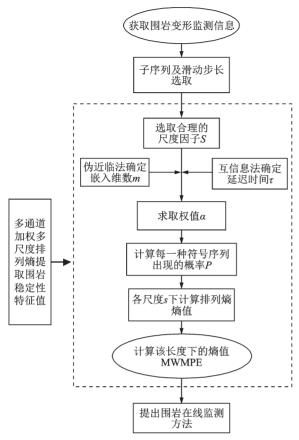


图 2 提取围岩稳定性特征值流程图

Fig.2 Flow chart of extracting characteristic value of surrounding rock stability

3 工程实例

3.1 工程概况

某抽水蓄能电站具有高水头、大流量等特点。由于水库的存在,岩体中裂隙水压力偏高,降低了岩体的物理力学性质,对工程的安全稳定运行产生了一定威胁。为及时了解围岩稳定情况,主厂房分别在1#机和3#机及安装场附近均设主观测断面并布置各种监测仪器。厂房系统断面平面布置如图3所示。厂房多点位移计布置如图4所示。

3.2 地下厂房围岩稳定分析

多点位移计监测了围岩内部 4个不同深度的绝对位移量(0,1.5,3.5 和 8.5 m)。根据实际情况,围岩变形由岩体内部向临空面方向,位移逐渐增大,每根锚杆在不同深度监测的绝对位移变形量在围岩的表面最大,即孔口处最危险,孔口处的安全状态往往代表着整根锚杆的安全状态。

对地下厂房围岩变形进行监测,其中 I-I 断面拱顶处一个典型测点 M_4 的累计变形如图 5 所示。

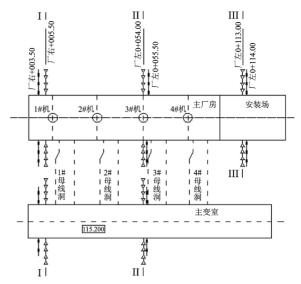


图 3 厂房系统观测平面布置图(单位:m)

Fig.3 Layout of plant system observation (unit:m)

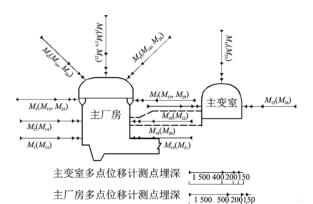


图 4 多点位移计布置图(单位:cm)

Fig.4 Layout of multipoint displacement meter (unit:cm)

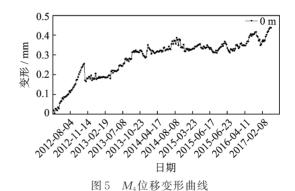


Fig. 5 M_4 displacement deformation curve

将 I-I 断面 M_4 测点监测数据进行整理,得到测杆 M_4 测点位移速率,如表 1 所示。

根据 1.1 节的计算方法,反演出非线性动力模型并积分,可得

$$V = -0.226X^4 + 0.177X^3 - 0.171X^2 - 0.052X$$
(22)

对式(22)进行 Tschirnhaus 变换,令

表 1 M_4 位移变形速率

Tab.1 M_4 displacement deformation rate

日期	位移速率/(mm•d ⁻¹)
20120302~20120430	0.001 0
$20120430\sim20120529$	0.000 2
$20120529 \sim 20120629$	0.001 4
$20120629 \sim 20120729$	0.000 9
$20120729 \sim 20120829$	0.001 0
$20170829 \sim 20120929$	0.002 1
:	:
$20161221{\sim}20170129$	-0.0008
$20170129{\sim}20170222$	0.000 8
$20170222 \sim 20170321$	0.000 0
$20170321\sim20170423$	0.000 9
$20170423\sim20170521$	0.000 5
$20170521\sim0170622$	0.000 4

X = Y - L,其中 $L = b_3/4b_4 = -0.1958$,则

 $V = d_0 + d_1 Y + d_2 Y^2 + d_4 Y^4$ (23)

其中: d_4 , d_2 , d_1 , d_0 分别等于-0.2263, -0.1186, -0.1055, -0.0127。

得到P=0.5239,Q=0.4660,E=0.0560。依据判别式可得其 $\Delta=7.0134>0$,说明, M_4 孔口附近区域处于稳定状态。

根据尖点突变理论,计算得到 I-I 断面测点 $M_1 \sim M_9$ 各参数及 Δ ,如表2 所示。

表 2 I-I 断面各测点监测计算结果

Tab.2 Monitoring and calculation results of each measuring point of I-I section

测点	P	Q	E	Δ	判别
M_1	0.966 9	-0.4872	-0.0399	13.64	稳定
M_2	0.9678	0.403 0	0.036 1	11.64	稳定
M_3	0.602 9	-0.0409	$0.051\ 2$	1.80	稳定
$M_{\scriptscriptstyle 4}$	0.523 9	0.466 0	0.056 0	7.01	稳定
M_5	1.599 4	-0.3101	0.0030	35.33	稳定
M_6	0.590 2	0.218 0	0.009 1	2.93	稳定
M_7	0.599 9	0.251 1	0.028 9	3.43	稳定
M_8	-0.9795	0.9817	1.012 1	18.50	稳定
M_9	0.901 1	-0.3986	-0.0607	10.14	稳定

由表 2 可知,各个测点位移尖点突变模型的判别式均大于零,可判定 I-I 断面处于稳定状态。

3.3 围岩稳定预警线选取

根据变形监测数据,分别计算测点 MPE 与 MWMPE值,确定预警区间。

图 6分别为 I-I 断面各测点孔口处围岩 MPE 值变化情况。由图可知,围岩不同测点的熵值曲线整体平稳,其最大特征值为 0.785,最小特征值为 0.735。由尖点突变理论可知,围岩处于安全状态,运行平稳。对应围岩的安全状态,可以将特征值包含的区间 0.735~0.785 视为围岩 MPE 值的安全预警区间。

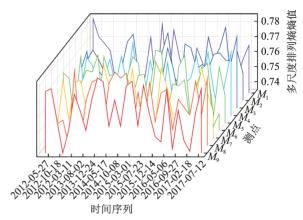


图 6 断面各测点孔口熵值变化值

Fig.6 Entropy change value of orifice at each measuring point of cross section

利用 MWMPE 对 $M_1 \sim M_9$ 通道的监测数据进行信息融合,提取围岩整体的特征信息。多通道加权信息融合的关键在权值的确定,然后通过权值计算出融合后的时间序列。根据式(15) \sim (21)可计算得到多个情况的 MWMPE值,如图 7 所示。

MWMPE方法是结合了数据具有相关性的多 通道的非线性分析方法,由图7可知:①熵值始终在 一个范围波动,这是由于地下厂房围岩在无外界扰 动时,围岩受到的作用无较大变化,围岩变形趋势基 本不变, 熵值也基本不变。但是, 外界环境条件并非 恒定不变,一般情况下,伴随着地下水位的小幅度上 下波动等客观原因, 熵值也会存在一定波动, 但只要 处于安全区间内,围岩仍处于稳定状态。但若由于 外界环境突变,或围岩的累进性破坏,使得熵值超出 了安全区间范围,应及时预警,并视情况采取应对措 施;②图7(a)I-I断面各部位MWMPE值曲线整体 平稳,最大特征值为0.823,最小特征值为0.786。 图 7(b) 围岩断面整体 MWMPE 值曲线平稳, 最大特 征值为0.820,最小特征值为0.790。将特征值包含 区间 0.790~0.820 视为围岩整体 MWMPE 值的安 全预警区间,超出该范围的值视为围岩处于欠稳定 状态,应及时报警;③图7(b)的波动区间在图7(a) 的波动区间内,且MWMPE值略大于MPE值,这是

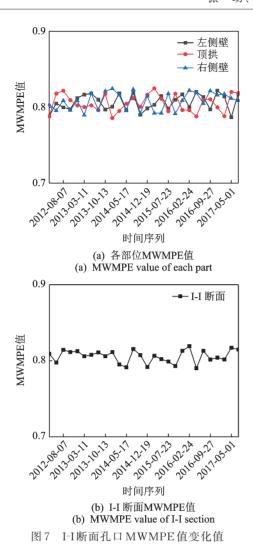


Fig.7 Change value of MWMPE value at the orifice of section I-I

特征信息提取特点导致的客观结果,即熵值的大小反映振动信号的复杂与随机性,熵值越大,说明其信号的复杂性和随机性越大,其信号愈能反映结构自身特性;MWMPE熵值曲线整体较MPE熵值往上抬,即融合后的特征信息更加丰富。

以往的监测多采用单通道的分析方法,单点监测只能反映局部状态,只适用于由单一测点判断单一结构或多个通道间相互独立的情况。但是在实际工程中,整体结构的监测需多个通道共同分析,不同通道之间并非相互独立、毫无关联。MWMPE能够解决单测点测量范围有限、各通道间结构的整体运行状况监测的问题。MWMPE算法通过各个通道所占整体结构的占比进行特征信息融合后得到一条熵值曲线,即可监测厂房围岩整体结构的运行状态。相比于传统的单通道分析方法,更能反映并综合评价围岩的整体变形情况,将融合后的围岩稳定特征值0.790~0.820视为安全预警线,更加方便快捷。

4 结 论

- 1) 围 岩变形是一种复杂的演化过程,受外界环境和人为因素影响,具有非线性特征,将突变理论与监测数据相结合,提出通过尖点突变模型的判别式来判别围岩稳定状态的方法是可行的。
- 2) MWMPE作为一种非平稳信号分析方法,具有自适应好及鲁棒性好等特点,有效解决了MPE方法粗粒化导致信息缺乏、相空间重构未考虑权重影响等缺点,对多个通道信息进行融合分析,结果更可靠。
- 3) 基于突变理论和 MWMPE 算法,提出一种新的稳定特征向量-安全预警线,该指标能够有效反映厂房围岩结构运行特征,实现厂房围岩的安全在线监测,该方法为地下厂房围岩稳定监测提供了新思路,为结构的运行状态评价及预警提供了依据。

参考文献

- [1] 赵瑜,张建伟,院淑芳.基于突变理论的地下厂房围岩稳定性安全评价[J].岩石力学与工程学报,2014,33(S2):3973-3978.
 - ZHAO Yu, ZHANG Jianwei, YUAN Shufang, et al. Safety evaluation of surrounding rock stability of underground powerhouse based on catastrophe theory [J]. Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2014, 33(S2):3973-3978. (in Chinese)
- [2] 国家能源局.NB/T 35090-2016 水电站地下厂房设计规范[S].北京:中国电力出版社,2017.
- [3] YANG X L, XIAO H B. Safety thickness analysis of tunnel floor in karst region based on catastrophe theory [J]. Journal of Central South University, 2016, 23(9): 2364-2372.
- [4] YANG X L, LI Z W, LIU Z B, et al. Collapse analysis of tunnel floor in karst area based on Hoek Brown rock media [J]. Journal of Central South University, 2017, 24(4):957-966.
- [5] 穆成林,裴向军,路军富,等.基于尖点突变模型巷道层 状围岩失稳机制及判据研究[J]. 煤炭学报,2017, 42(6): 1429-1435.
 - MU Chenglin, PEI Xiangjun, LU Junfu, et al. Study on instability mechanism and criterion of roadway layered surrounding rock based on cusp catastrophe model [J]. Journal of Coal Industry, 2017, 42 (6): 1429-1435. (in Chinese)
- [6] CHEN Y H, CHEN L, WANG X Q, et al. Critical buckling load calculation of piles based on cusp catastrophe theory [J]. Marine Georesources &

- Geotechnology, 2015, 33(3):222-228.
- [7] KANG Z Y. The cusp catasteophic model of instability of the quasi static rock movement [J]. Acta Seismologica Sinica, 1984(3): 352-360.
- [8] BANDT C, POMPE B. Permutation entropy: a natural com-plexity measure for time series [J]. Pysical Review Letters, 2002, 88(17):1-4.
- [9] YE Y G, ZHANG Y X, WANG Q B, et al. Fault diagnosis of high-speed train suspension systems using multiscale permutation entropy and linear local tangent space alignment [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 138:1-19.
- [10] LI H M, HUANG J Y, YANG X W, et al. Fault diagnosis for rotating machinery using multiscale permutation entropy and convolutional neural networks [J]. Entropy, 2020, 22(8):1-23.
- [11] 李火坤,张宇驰,邓冰梅,等.拱坝多传感器振动信号的 数据级融合方法[J].振动、测试与诊断,2015,35(6): 1075-1082.
 - LI Huokun, ZHANG Chiyu, DENG Bingmei, et al. Data level fusion method for multi-sensor vibration signals of arch dam [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1075-1082. (in Chinese)
- [12] 王海军,李康,练继建.基于数据融合和LMD的厂房结构动参数识别研究[J].振动与冲击,2018,37(2):175-181.
 - WANG Haijun, LI Kang, LIAN Jijian, et al. Dynamic parameter identification of workshop structure based on data fusion and LMD [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(2):175-181. (in Chinese)
- [13] 潘岳,王志强,张勇. 突变理论在岩体系统动力失稳中的应用[M]. 北京:科学出版社,2008:1-3.
- [14] 赵荣珍,李霁蒲,邓林峰.EWT多尺度排列熵与GG聚 类的轴承故障辨识方法[J].振动、测试与诊断,2019,

39(2):416-423.

- ZHAO Rongzhen, LI Jipu, DENG Linfeng. Bearing fault identification method based on EWT multi-scale permutation entropy and GG clustering [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39 (2): 416-423.(in Chinese)
- [15] 马晓君. 泵站管道振动状态监测研究与应用[D]. 郑州: 华北水利水电大学, 2019.
- [16] 陈柯宇,高金凤,吴平.基于多尺度加权排列熵的管道 泄漏检测[J].测控技术,2019,38(2):118-122.
 - CHEN Keyu, GAO Jinfeng, WU Ping, et al. Pipeline leakage detection based on multi-scale weighted permutation entropy pipeline leakage detection based on multi-scale weighted permutation entropy [J]. Measurement & Control Technology, 2019, 38(2):118-122. (in Chinese)
- [17] 张建伟,侯鸽,赵瑜,等.排列熵算法在水工结构损伤诊断中的应用[J].振动、测试与诊断,2018,38(2):234-239.

ZHANG Jianwei, HOU Ge, ZHAO Yu, et al. Application of permutation entropy algorithm in damage diagnosis of hydraulic structures[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(2): 234-239. (in Chinese)



第一作者简介: 张建伟, 男, 1979年3月生, 博士、教授。主要研究方向为水工结构耦联振动与安全。曾发表《Operation conditions monitoring of flood discharge structure based on variance dedication rate and permutation entropy》(《Nonlinear Dynamics》 2018, Vol. 93, No. 4)等论文。

E-mail:zjwcivil@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.024

基于测试性增长的指标动态评估方法*

王 康¹, 史贤俊¹, 聂新华¹, 李 祺², 陈 垚³ (1.海军航空大学310教研室 烟台,264001)

(2.中国航天科工集团第三研究院 北京,100074) (3.91776部队 北京,100161)

摘要 针对现有测试性指标评估方法未能考虑装备研制阶段不同层次结构测试性水平动态增长的特性,导致测试性评估置信度不高的问题,提出一种测试性增长条件下基于层次Bayes 网络模型的测试性指标动态评估方法。根据装备结构特征建立测试性指标动态评估的层次Bayes 网络模型,并以测试性指标作为网络传递参数;考虑延缓纠正的测试性增长试验策略,给定测试性阶段序化增长约束条件,针对不同层次节点各阶段增长试验数据,采用单边Fisher 精确检验法对测试性增长趋势进行检验,并基于检验结果确定增长阶段数;提出利用最大熵模型和改进Gompertz模型的先验参数估计方法,结合Bayes定理以及研制阶段各层次节点先验信息确定节点先验分布;进一步基于层次Bayes 网络融合推理算法确定顶层节点测试性指标的后验分布,实现对装备测试性指标的动态评估,并通过案例进行验证。结果表明,该方法相较于直接运用Beta分布,具备更为准确合理的指标评估结论。

关键词 测试性;指标评估;测试性增长;层次Bayes网络;Fisher精确检验;最大熵模型;Gompertz模型中图分类号 TJ761.1; V216.8

引言

测试性指标评估是指运用与装备测试性相关的 所有信息,包括各阶段成败型试验数据和先验信息, 以一定的方式确定装备的测试性指标——故障检测 率 (fault detection rate, 简称 FDR) 和故障隔离率 (fault isolation rate, 简称FIR)等是否达到规定的测 试性要求[1]。测试性指标评估是确保及检验测试性 设计要求的重要环节[2],贯穿于装备研制的任一阶 段,通常采用故障注入的方式获取各阶段故障检测/ 隔离成败型试验数据,完成测试性指标 FDR/FIR 的评估[3]。目前,对测试性领域相关文献[49]进行分 析,主要采用基于经典统计理论和基于小子样理论 的测试性指标评估技术对装备测试性水平进行评 定[10]。基于经典统计理论的评估技术应用前提是基 于大样本或者较大样本,其受限于导弹等高精度武 器装备故障注入试验的有损性和破坏性,因此故障 的大量注入不切合工程实际,进一步导致无法得到 充足的故障检测/隔离成败型数据[11],制约着采用经 典评估方法的评估精度和置信度。

基于小子样理论的评估技术核心思想是扩大信息量,但考虑先验信息来源广泛、数据量大,在小子

样验证试验成败型数据条件下,会存在先验信息"淹 没"试验数据的情况,文献[4]针对虚拟测试数据样 本大、限制少的特点,研究了测试性虚拟测试数据的 可信度分析方法以及与实测数据融合的综合评估方 法。文献[12]针对小样本测试数据测试性评估可信 度低、结果不准确的问题,利用最大熵方法确定不同 形式先验信息的超参数,并基于混合后验分布对测 试性指标进行估计。上述文献在不同融合方法下, 充分考虑了多源先验信息可信度问题,均能在一定 程度上提高指标评估的精度和置信度,但先验信息 均未予考虑测试性增长阶段的试验数据,并忽略了 测试性水平动态增长的特性,无疑会影响评估结论。 进一步考虑研制阶段测试性增长试验数据,文献 [1, 13]将可靠性研究中的多元 Dirichlet 分布应用 于测试性综合评估中,结合"小子样、异总体"研制阶 段增长试验数据和外场数据,基于Bayes方法给出 了测试性指标 FDR/FIR 的综合评估模型,并验证 了模型评估的有效性;但是模型仅通过单一超参数 描述测试性的方差,使得 Dirichlet 分布具备较强的 主导性,在进行小子样评估时先验信息占主导作用, 不符合工程实际。针对 Dirichlet 分布的不足,文

^{*} 国家自然科学基金重点资助项目(61433011) 收稿日期:2019-08-17;修回日期:2020-04-23

献[14]基于可靠性增长的二项数据提出了一种具备条件分布形式的新 Dirichlet 分布类,能更好地纳入专家信息,新 Dirichlet 分布对于测试性增长评估与预测具备借鉴意义,但实际应用中各阶段先验信息来源对专家经验依赖较大。因此,如何选择合适的测试性增长数学模型来描述测试性增长分析过程,是装备测试性指标动态评估需要首先解决的问题。此外,根据装备不同阶段的测试性增长指标约束,测试性增长试验的实施是分阶段逐级开展的,即对装备的设备级(包括车间可更换单元(shop replaceable uint,简称 SRU)级和现场可更换单元(line replaceable uint,简称 LRU)级)、分系统级以及系统级分别进行相应的测试性增长试验,故测试性指标评估应当综合考虑装备的系统结构特性与增长特性。

综上所述,笔者在文献[15]利用层次 Bayesian 网络(hierarchy Bayesian network, 简称 HBN)模型表征装备结构特性的研究基础之上,构建测试性增长条件下基于HBN的测试性指标综合评估模型(下称 HBN 指标评估模型),然后分别从测试性增长策略选择、测试性增长检验、测试性增长模型选取及模型参数确定和先验超参数确定等方面完善测试性指标动态评估分析过程,实现在小子样条件下得到较高精度和置信度的测试性指标评估结论,进而加速装备定型。

1 HBN指标评估模型

文献[15]给出了系统结构模型向 HBN 模型转换的具体过程(包括 HBN 模型结构参数和概率参数的确定),通过给出如图 1 所示的 HBN 指标评估模型的示意图,引入本研究所需相关参数。

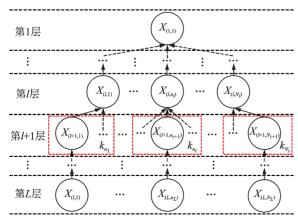


图1 HBN指标评估模型示意图

Fig.1 Schematic diagram of HBN indicator evaluation model 图 1 中模型及相关参数的描述如下:

- 1) HBN指标评估模型具备 L 层(与装备结构相对应),且具备传递方向的单一性(自下而上),同时不存在越层传递的情形;
- 2) $X_{(l,n_l)}$ 表示第 $l(l=1,2,\cdots,L)$ 层第 $n_l(n_l=1,2,\cdots,N_l)$ 个节点,其中 N_l 为第 l层节点总数,且当 l=1时, $N_1=1$,即表示第 1层具备唯一节点(对应于装备结构即为系统层);
- 3) 节点 $X_{(l,n_l)}$ 有 k_{n_l} 个父节点,且满足 N_{l+1} = $\sum_{n_l=1}^{N_l} k_{n_l}$ 。

笔者以测试性指标值 FDR 作为模型的传递参数,考虑节点取值为二态情形,以节点 $X_{(l,n_i)}$ 为例,其 FDR 即为 $X_{(l,n_i)}$ =1(节点故障可检测/隔离)时节点的概率值,记为 $p_{(l,n_i)}$ 。在文献[15]的研究基础上,明确了测试性指标 $p_{(l,n_i)}$ 的先验分布来源于两部分,此处对这两部分来源进行了重新定义。

定义1 自先验分布。将节点 $X_{(l,n_j)}$ 由系统结构模型中获取的增长试验数据等先验信息,通过测试性增长模型等方式转化为先验分布形式,则称该先验分布为节点自先验,记为 $\pi_s(p_{(l,n_j)})$ 。

定义2 继承先验分布。将节点 $X_{(l,n_l)}$ 由其父节点 $p_a(X_{(l,n_l)})$ 的先验信息,通过融合推理方式转化为先验分布形式,则称该先验分布为继承先验,记为 $\pi_i(p_{(l,n_l)})$ 。

自先验分布可通过多源先验信息融合方法求解,为了降低先验不确定性影响,现有文献^[8,16]针对先验信息的相容信检验和可信度计算均有一定研究。为了避免多源先验信息不确定性对评估的影响,笔者仅考虑实际装备测试性增长成败型数据作为先验信息来源,如若能提供其他准确的先验信息,则可通过文献[12]求解节点混合多源先验分布作为节点自先验分布。在获取节点 $X_{(l,n)}$ 的自先验和继承先验分布后,采用文献[15]中的HBN融合推理算法对其进行融合,但其中基于专家知识确定二者权重系数,具备很强的主观性。针对这一问题,引入先验分布 $\pi(p_{(l,n)})$ 的Shannon-Jaynes信息熵定义

$$H(\pi(p_{(l,n_l)})) = -\int_{-1}^{1} \pi(p_{(l,n_l)}) \ln(\pi(p_{(l,n_l)})) dp_{(l,n_l)}$$
(1)

先验信息熵描述的是先验信息不确定性的度量,若先验信息熵越大,则表明对应先验信息具备更大的随机性,因此由该先验信息获得的先验分布更符合真实的先验分布^[17]。进一步,当对不同来源先验信息进行融合时,如若先验信息熵越大,则说明其

对融合先验具备更大的权重,故可以结合式(1)来确定融合权重系数

$$\begin{cases} w_{(l,n_{l})}^{i} = \frac{H(\pi_{i}(p_{(l,n_{l})}))}{H(\pi_{i}(p_{(l,n_{l})})) + H(\pi_{s}(p_{(l,n_{l})}))} \\ w_{(l,n_{l})}^{s} = \frac{H(\pi_{s}(p_{(l,n_{l})}))}{H(\pi_{i}(p_{(l,n_{l})})) + H(\pi_{s}(p_{(l,n_{l})}))} \end{cases}$$
(2)

根据式(2)即可确定节点 $X_{(l,n_l)}$ 的融合先验分布 $\pi_{\mathrm{f}}(p_{(l,n_l)})$

$$\pi_{\rm f}(p_{(l,n_l)}) = w_{(l,n_l)}^{\rm i} \pi_{\rm i}(p_{(l,n_l)}) + w_{(l,n_l)}^{\rm s} \pi_{\rm s}(p_{(l,n_l)}) \quad (3)$$

2 基于测试性增长的指标动态评估

延缓纠正策略的每一阶段均可认为是一次完整

的测试性验证方案,可以视为"试验一发现缺陷一集中纠正一再试验"的过程,直至某一阶段后测试性指标满足要求,通常在装备研制阶段的后期开展,装备结构在该阶段基本固化,技术状态也基本稳定。考虑测试性增长试验属于评价性质的试验,通常更为关注经过增长阶段后的指标评估结果是否满足指标要求,因此选择研制后期结构相对固化后的延缓纠正策略作为本研究的重点。图 2给出了考虑延缓纠正策略的测试性动态评估技术流程,以具备增长特性的实物试验数据为核心,其他类型测试性多源先验信息(点估计型、单侧置信下限型或者双侧置信区间型、虚拟试验数据等)为辅,开展测试性指标动态评估。

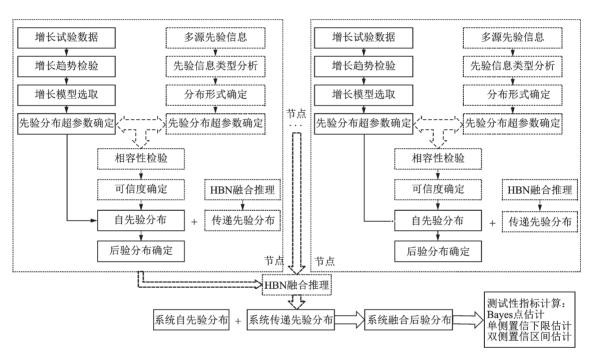


图 2 考虑延缓纠正策略的测试性指标动态评估技术流程

Fig.2 The technical flow of testability indicator dynamic evaluation considering delaying correction strategy

2.1 测试性增长描述

以节点 $X_{(l,n)}$ 为例,给出延缓纠正策略实施的几点假设:

- 1) 假设考虑延缓纠正策略的测试性增长试验 开展时装备结构不再变化,并认为此时系统所具备 的故障模式种类以及故障率保持不变;
- 2) 假设装备一共经过 $m_{(l,n_i)}$ 个阶段的测试性增长试验,并设第 $i(i=1,2,\cdots,m_{(l,n_i)})$ 阶段的成败型试验数据为 $(n_{(l,n_i)}^{(i)},f_{(l,n_i)}^{(i)})$,其中 $n_{(l,n_i)}^{(i)}$ 表示注入故障总数, $f_{(l,n)}^{(i)}$ 表示未能成功检测/隔离故障数,并以 $p_{(l,n_i)}^{(i)}$

表征该阶段 FDR值(以 $p_{(i,n_i)}^{(0)}$ 表示初始值),同时 $p_{(i,n_i)}^{(i+1)}$ 表示经过阶段 i 的测试性增长改进措施后的 FDR值,同时作为第 i+1 阶段的增长试验前的 FDR值;

- 3) 假定第 $m_{(l,n_l)}$ 个阶段的增长试验结束时,装备仍进行识别缺陷及设计增长,然后投入实际试验,记实际试验成败型数据为 $(n_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)}+1)},f_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)}+1)})$,并以此阶段测试性指标 $p_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)}+1)}$ 作为评估结论;
 - 4) 测试性增长试验满足阶段序化约束条件为

$$0 \leqslant p_{(l,n_l)}^{(0)} \leqslant p_{(l,n_l)}^{(1)} \leqslant \cdots \leqslant p_{(l,n_l)}^{(i)} \leqslant \cdots \leqslant p_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)}+1)} \leqslant 1$$

$$(4)$$

满足上述约束条件的节点 $X_{(l,n)}$ 测试性增长试验过程如图 3 所示,由图可以看出,延缓纠正策略经缺陷识别和改进设计后的增长趋势呈阶梯状增长趋势,同时在同一增长阶段测试性指标 FDR 值保持不变。当经过 $m_{(l,n_i)}$ 个阶段的增长后,根据第 $m_{(l,n_i)}+1$ 阶段测试性增长的预测值开展实际试验,进行测试性指标的动态评估。图中横坐标表示实际的增长阶段,纵坐标表示节点 $X_{(l,n)}$ 的 FDR 值。

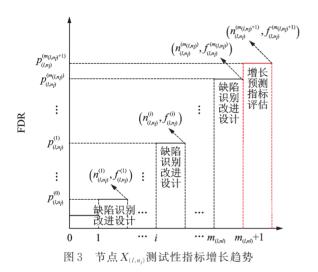


Fig.3 The growth trend of testability indicator at node $X_{(l,n_l)}$

2.2 测试性增长趋势检验

由于当前得到的各阶段测试性增长成败型数据 具备样本数小、分布参数不确定的情况,为了保证能 合理运用装备测试性增长试验的成败型数据,需对 其进行趋势检验,以检验增长数据是否满足延缓纠 正策略中第4点假设给出的阶段序化约束条 件式(4)。

针对节点 $X_{(l,n)}$ 相邻两增长阶段 $p_{(l,n)}^{(i)}$ 和 $p_{(l,n)}^{(i+1)}$,构建如下假设检验

$$\begin{cases}
H_0: p_{(l,n_l)}^{(i+1)} = p_{(l,n_l)}^{(i)} \\
H_1: p_{(l,n_l)}^{(i+1)} > p_{(l,n_l)}^{(i)}
\end{cases}$$
(5)

根据成败型试验数据的特点,以及2×2列联 表构造原则,建立2×2列联表,如表1所示。

表1 成败型数据2×2列联表

Tab.1 The 2×2 contingency table of success or failure data

成败情况	阶段 <i>i</i>	阶段 $i+1$
成功次数	$n_{(l,n_l)}^{(i)} - f_{(l,n_l)}^{(i)}$	$n_{(l,n_l)}^{(i+1)} - f_{(l,n_l)}^{(i+1)}$
失败次数	$f_{(l,n_l)}^{(i)}$	$f_{(l,n_l)}^{(i+1)}$

根据表 1, 将边缘固定为 $n_{(l,n_l)}^{(i)}$, $n_{(l,n_l)}^{(i+1)}$, $f_{(l,n_l)}^{(i)}$ + $f_{(l,n_l)}^{(i+1)}$ 和 $n_{(l,n_l)}^{(i)}$ — $f_{(l,n_l)}^{(i)}$ + $n_{(l,n_l)}^{(i+1)}$ — $f_{(l,n_l)}^{(i+1)}$,则由 Fisher 精确检验得到观测频数的精确概率 $P_{(l,n_l)}$ 可通过超几何分布进行求解

$$P_{(l,n_{l})} = \frac{\begin{pmatrix} f_{(l,n_{l})}^{(i)} + f_{(l,n_{l})}^{(i)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} h_{(l,n_{l})}^{(i)} + f_{(l,n_{l})}^{(i)} + f_{(l,n_{l})}^{(i)} \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} n_{(l,n_{l})}^{(i)} + n_{(l,n_{l})}^{(i+1)} \\ n_{(l,n_{l})}^{(i)} \end{pmatrix}} = \frac{\begin{pmatrix} f_{(l,n_{l})}^{(i)} + f_{(l,n_{l})}^{(i+1)} \\ f_{(l,n_{l})}^{(i)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} n_{(l,n_{l})}^{(i)} - f_{(l,n_{l})}^{(i)} + n_{(l,n_{l})}^{(i+1)} - f_{(l,n_{l})}^{(i+1)} \\ h_{(l,n_{l})}^{(i)} - f_{(l,n_{l})}^{(i+1)} \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} n_{(l,n_{l})}^{(i)} + n_{(l,n_{l})}^{(i+1)} - f_{(l,n_{l})}^{(i+1)} \\ f_{(l,n_{l})}^{(i)} + n_{(l,n_{l})}^{(i+1)} \end{pmatrix}}$$

$$(6)$$

据此构建单边Fisher精确检验统计量

$$Q_{\scriptscriptstyle (l,\, n_l)}^{\scriptscriptstyle (i \to \, i \, + \, 1)} \! = \!$$

$$\sum_{z=0}^{f_{(l,n_l)}^{(i+1)}} \frac{\left(f_{(l,n_l)}^{(i)} + f_{(l,n_l)}^{(i+1)}\right) \left(n_{(l,n_l)}^{(i)} - f_{(l,n_l)}^{(i)} + n_{(l,n_l)}^{(i+1)} - f_{(l,n_l)}^{(i+1)}\right)}{z} \frac{n_{(l,n_l)}^{(i)} - z}{\left(n_{(l,n_l)}^{(i)} + n_{(l,n_l)}^{(i+1)}\right)} \frac{n_{(l,n_l)}^{(i+1)} - z}{n_{(l,n_l)}^{(i+1)}}$$

其中: $Q^{(i \rightarrow i+1)}_{(l,n_i)}$ 为节点 $X_{(l,n_i)}$ 第i阶段到第i+1阶段的检验统计量。

给定显著性水平 α (通常取 $\alpha \leq 0.2$),根据检验统计量的取值,则有如下判定规则

$$\begin{cases} \text{if } Q_{(l,n_i)}^{(i \to i+1)} > \alpha, \text{ 接受 } H_0 \\ \text{if } Q_{(l,n_i)}^{(i \to i+1)} \leqslant \alpha, \text{ 接受 } H_1 \end{cases}$$
(8)

接受假设 H_0 即表示相邻两阶段增长试验不具备增长趋势,接受假设 H_1 即表示相邻两阶段增长试验具备增长趋势。当接受假设 H_0 时,将当前阶段i和阶段i+1成败型数据合并,并记合并后的增长成败型数据为 $(n^{(i)}_{(l,n)}+n^{(i+1)}_{(l,n)},f^{(i)}_{(l,n)}+f^{(i+1)}_{(l,n)})$,并与原第i+2阶段数据进行增长性检验,此时实际增长阶段数减1。以此类推,最终确定接受假设 H_0 的次数为k次,则实际的增长阶段数可确定为m-k次。

2.3 测试性增长模型选取及参数确定

2.3.1 测试性增长模型选取

Gompertz模型最初来源于时间序列分析,在可靠性领域有一定应用,笔者将其引入装备系统级、分系统级以及设备级的测试性增长分析过程中,针对延缓纠正策略阶梯状的增长趋势,考虑离散Gomp-

ertz模型如下

$$p_{(l,n)}^{(j)} = ab^{c^{j}} \tag{9}$$

其中: $j(j \in Z^+)$ 为增长阶段数; $p_{(l,n)}^{(j)}$ 为节点 $X_{(l,n)}$ 在增长阶段j时的测试性指标值;模型参数a为测试性指标的极限值;模型参数b为初始测试性指标值 $p_{(l,n)}^{(0)}$ 与极限测试性指标值 $p_{(l,n)}^{(j\to\infty)}$ 之比;模型参数b为测试性指标增长速度。

a,b,c满足以下约束条件

$$\begin{cases}
0 < a \le 1 \\
0 < b < 1 \\
0 < c < 1
\end{cases}$$
(10)

当确定模型参数 a, b 和 c 后,能得到指标初值 $p^{(0)}_{(l,n_i)} = ab$, 以及通过j 的取值可描述出如图 2 所示的 阶梯状增长趋势。同时模型中涉及到 3 个参数,相对而言其具备较强的适应性,能较好地拟合测试性增长试验成败型数据。

2.3.2 模型参数确定

确定 Gompertz 模型参数的前提条件是增长阶段数必须为 3 的倍数,当阶段数不为 3 的倍数时,通常的处理方式为忽略 1 组或者 2 组增长阶段数据,再按照增长阶段数为 3 的倍数确定参数。但这种处理方式一方面未能对增长趋势进行检验,另一方面略去的数据必然会影响参数的估计,且对于增长阶段小于 3 的情况无法处理,最终影响测试性指标的评估结论。因此,笔者在现有文献基础上,针对离散 Gompertz 模型设计参数确定求解方法,以解决增长数据可能存在损失以及无法计算的问题。

假设各阶段增长试验相互独立,根据节点 $X_{(l,n_i)}$ 第i阶段的成败型试验数据 $(n_{(l,n_i)}^{(i)},f_{(l,n_i)}^{(i)})$,则 $m_{(l,n_i)}$ 个阶段的似然函数之核定义为

$$L_{(l,n_l)} = \prod_{i=1}^{m_{(l,n_l)}} \left(p_{(l,n_l)}^{(i)} \right)^{n_{(l,n_l)}^{(i)} - f_{(l,n_l)}^{(i)}} \left(1 - p_{(l,n_l)}^{(i)} \right)^{f_{(l,n_l)}^{(i)}} \quad (11)$$

两边取对数得

$$\ln L_{(l,n_l)} =$$

$$\sum_{i=1}^{m_{(l,n_l)}} \left((n_{(l,n_l)}^{(i)} - f_{(l,n_l)}^{(i)}) \ln p_{(l,n_l)}^{(i)} + f_{(l,n_l)}^{(i)} \ln (1 - p_{(l,n_l)}^{(i)}) \right) (12)$$

将式(9)代入式(12),则有

 $\ln L_{(l,n_l)} =$

$$\sum_{i=1}^{m_{(l,n_i)}} \!\! \left((n_{(l,n_i)}^{(i)} \! - \! f_{(l,n_l)}^{(i)}) \left(\ln a + c^i \ln b \right) + \! f_{(l,n_l)}^{(i)} \ln \left(1 - a b^{c^i} \right) \right)$$

(13)

根据极大似然估计(maximum likelihood estimation, 简称MLE)方法的原理,用使似然函数达到最大的 \hat{a} , \hat{b} 和 \hat{c} 来估计参数a, b 和c。现有方法通常通过求取 $\ln L_{(l,n)}$ 对参数a, b 和c 的偏导,但二阶偏导计算过于繁琐,不一定总能保证二阶偏导小于0,且其受各增长阶段的成败型数据和阶段数制约,故方法不再适用。事实上,根据MLE方法的原理,可将式(13)的最大值问题转换为一个复杂的非线性约束优化问题,约束目标为

$$\begin{cases}
\min & -\ln L_{(l,n_l)} \\
0 < a \le 1 \\
\text{s.t.} & 0 < b < 1 \\
0 < c < 1
\end{cases}$$
(14)

通过编程实现式(14)最小优化问题的求解,使式(14)达到最小的 \hat{a} , \hat{b} 和 \hat{c} 值作为离散Gompertz模型参数a,b和c值的估计值,解决了现有Gompertz模型受增长阶段数制约的问题。

2.4 基于最大熵模型的先验超参数确定

考虑到测试性故障注入试验的结果具备成败型数据形式,通常选用二项分布的共轭分布——Beta 分布作为测试性指标的先验分布模型。因此,节点 $X_{(l,n_l)}$ 的自先验分布 $\pi_s(p_{(l,n_l)})$ 可具备如下形式

$$\pi_{s}(p_{(l,n_{l})}) \triangleq \operatorname{Beta}(p_{(l,n_{l})}; \alpha, \beta) = \frac{p_{(l,n_{l})}^{\alpha-1}(1 - p_{(l,n_{l})})^{\beta-1}}{B(\alpha, \beta)}$$
(15)

其中:α和β为超参数。

 $B(\alpha,\beta)$ 满足

$$B(\alpha, \beta) = \int_{0}^{1} p_{(l, n_{l})}^{\alpha - 1} (1 - p_{(l, n_{l})})^{\beta - 1} dp_{(l, n_{l})}$$
 (16)

将式(15)代入式(1)中,即有

 $H(\pi_s(p_{(l,n_l)})) \triangleq H(\text{Beta}(p_{(l,n_l)}; \alpha, \beta)) =$

$$\ln\left(B(\alpha,\beta)\right) - \frac{\alpha-1}{B(\alpha,\beta)} \cdot \frac{\partial B(\alpha,\beta)}{\partial \alpha} - \frac{\beta-1}{B(\alpha,\beta)} \cdot$$

$$\frac{\partial B(\alpha, \beta)}{\partial \beta} \tag{17}$$

其中: $\frac{\partial B(\alpha,\beta)}{\partial \alpha}$ 和 $\frac{\partial B(\alpha,\beta)}{\partial \beta}$ 表示 $B(\alpha,\beta)$ 分别对超参数 α 和 β 的偏导数,可通过式(16)求解。

经过 $m_{(l,n_l)}$ 个阶段测试性增长试验后,装备投入实际试用阶段的指标预测值为 $\hat{p}_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)}+1)}=\hat{a}\hat{b}^{\frac{m_{(l,n_l)}+1}{2}}$,可作为测试性指标的点估计值。由此可建立测试性

指 标 $p_{(l,n_l)}$ 的 一 阶 矩 估 计 $E(p_{(l,n_l)})$ 与 点 估 计 值 $\hat{p}_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)}+1)}$ 间的关系为

$$E(p_{(l,n_l)}) = \int_{0}^{1} p_{(l,n_l)} \pi(p_{(l,n_l)}) dp = \hat{p}_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)})^{+1}}$$
(18)

将式(15)代入式(18)中,结合式(17)则可通过如下最大熵模型求解超参数 α 和 β

$$\begin{cases} \max \ H(\pi_{s}(p_{(l,n_{l})})) \\ \text{s.t.} \ \hat{p}_{(l,n_{l})}^{(m_{(l,n_{l})}+1)} = \frac{\alpha}{\alpha+\beta} \\ (\alpha > 0, \beta > 0) \end{cases}$$
 (19)

至此,即可确定各节点自先验分布 $\pi_s(p_{(l,n_l)})$ 。通过文献[15]中的HBN融合推理算法,即可确定各节点的继承先验分布 $\pi_i(p_{(l,n_l)})$,且经偏度-峰度检验,选取拟合分布通常具备 Beta 分布形式,并基于似然估计确定各节点继承先验分布的超参数。进一步可通过本研究给出的改进融合权重系数方法,基于式(3)确定融合先验分布 $\pi_f(p_{(l,n_l)})$,同样将其拟合为Beta 分布形式并确定其超参数。结合实际试验成败型数据 $(n_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)})},f_{(l,n_l)}^{(m_{(l,n_l)})})$,即可得到各节点后验分布

$$\pi_{f}\left(p_{(l,n_{l})}\middle|\left(n_{(l,n_{l})}^{(m_{(l,n_{l})}+1)},f_{(l,n_{l})}^{(m_{(l,n_{l})}+1)}\right)\right) =$$

$$\operatorname{Beta}\left(p_{(l,n_{l})}; \alpha_{f} + n_{(l,n_{l})}^{(m_{(l,n_{l})}+1)} - f_{(l,n_{l})}^{(m_{(l,n_{l})}+1)}, \beta_{f} + f_{(l,n_{l})}^{(m_{(l,n_{l})}+1)}\right)$$

$$(20)$$

其中: α_f , β_f 为融合先验分布 $\pi_f(p_{(l,n_f)})$ 的先验超参数。

通过 HBN 指标评估模型逐层推理,最终即可得到顶层(系统层)测试性指标 $p_{(1,1)}$ 的后验分布,并基于顶层后验分布确定 $p_{(1,1)}$ 的 Bayes 点估计以及置信区间估计。

3 案例应用及分析

为了有效掌握某武器装备系统是否达到研制目标,根据收集到的各组成单元研制阶段的试验数据,结合对系统开展的验证试验数据,对其测试性指标进行评定。假定约定层次到设备级,通过分析该系统结构,则可以构建如图4所示的HBN指标评估模型。

该系统在研制阶段共经历了 $m_{(1,1)} = 2$ 个阶段的增长试验,部件1共经历了 $m_{(2,2)} = 3$ 个阶段的增长试验,部件2共经历 $m_{(2,1)} = 4$ 个阶段的增长试验,相应的增长数据如表2所示。

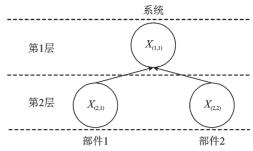


图 4 HBN 指标评估模型

Fig.4 The HBN indicator evaluation model

表 2 各节点不同阶段试验数据

Tab.2 The test data of different stages at each node

节点		实际试验			
	i=1	i = 2	i = 3	i = 4	
$X_{(1,1)}^{-1}$	(7,3)	(18,3)	_	_	(9,1)
$X_{(2,1)}^{\ \ 2}$	(20,14)	(20,6)	(20,4)	(20,2)	(9,0)
$X_{(2,2)}^{-1}$	(4,2)	(9,2)	(18, 2)	_	(9,0)

1-采用固定最大允许检测失败数的增长试验方案;2-采用固定样本量的增长试验方案

3.1 节点增长趋势检验

给定显著性水平 α = 0.2, 对节点 $X_{(1,1)}$, $X_{(2,1)}$ 和 $X_{(2,2)}$ 各增长阶段进行趋势检验。

1) 对于节点 $X_{(1,1)}$, 共计两个增长阶段, 根据式(5)构建如下假设检验问题

$$\begin{cases}
H_0: p_{(1,1)}^{(2)} = p_{(1,1)}^{(1)} \\
H_1: p_{(1,1)}^{(2)} > p_{(1,1)}^{(1)}
\end{cases}$$
(21)

通过式(7)构建假设检验量 $Q_{(1,1)}^{(1-2)}$,并将第1增长阶段和第2增长阶段成败型数据代人式(7),则得到 $Q_{(1,1)}^{(1-2)}=0.1937 < 0.2$,根据式(8)的判断规则,接受式(21)中的假设 H_1 ,即阶段1和阶段2具备增长趋势。

- 2) 对于节点 $X_{(2,1)}$,同理可得阶段 1 和阶段 2 之间的检验统计量 $Q_{(2,1)}^{(1\to 2)} = 0.0128 < 0.2$,可见两阶段间具备增长趋势;阶段 2 和阶段 3 之间的检验统计量 $Q_{(2,1)}^{(2\to 3)} = 0.3582 > 0.2$,即两阶段间不具备增长趋势;将阶段 2 和阶段 3 数据融合得到新的第 2 阶段数据为(40,10),与原第 4 阶段数据(20,2)进行增长趋势检验,得到检验统计量 $Q_{(2,1)}^{(2'\to 3')} = 0.1521 < 0.2$,具备增长趋势,故最终确定增长阶段数为 3。
- 3) 对于节点 $X_{(2,2)}$,有 $Q_{(2,2)}^{(1\to2)}$ =0.3538>0.2,表明阶段1和阶段2间不具备增长趋势,将两阶段数据合并得(13,4),进一步能得到 $Q_{(2,2)}^{(1'\to2')}$ =0.1824<

0.2,具备增长趋势,因此确定实际增长阶段数为2。

通过上述分析,可以得到各节点实际增长阶段数以及各阶段成败型数据如表3所示。

表 3 各节点增长数据 Tab.3 The growth data at each node

 节点		曾长检验后阶段	ζ <i>i</i> ′
	i'=1	i'=2	i'=3
$X_{(1,1)}$	(7,3)	(18,3)	_
$X_{(2,1)}$	(20,14)	(40,10)	(20,2)
$X_{\scriptscriptstyle (2,2)}$	(13,4)	(18,2)	_

3.2 节点离散 Gompert 模型参数确定

不同节点的离散 Gompert 模型参数可通过式(13)和式(14)进行确定。

1) 将表 1 中节点 $X_{(1,1)}$ 增长数据带人,并通过优化约束求解,则可得节点 $X_{(1,1)}$ 的离散 Gompert 模型参数为: $\hat{a}_{(1,1)}=0.9339$, $\hat{b}_{(1,1)}=0.1203$, $\hat{c}_{(1,1)}=0.232$,因此根据式 (9) 即可描述节点 $X_{(1,1)}$ 的测试性增长公式

$$\hat{p}_{(1,1)}^{(i)} = 0.9339 \times 0.1203^{0.232^{i}}$$
 (22)

2) 同理可得到节点 $X_{(2,1)}$ 的测试性增长公式

$$\hat{p}_{(2,1)}^{(i)} = 0.9417 \times 0.0032^{0.199^{i}} \tag{23}$$

3) 节点 X(2,2) 的测试性增长公式为

$$\hat{p}_{(2,2)}^{(i)} = 0.940.6 \times 0.220.6^{0.2091^{i}} \tag{24}$$

3.3 节点超参数确定

依据延缓纠正策略假设3,各节点在增长阶段完成后仍进行测试性增长,然后投入实际试验,根据式(22)~(24),即有各节点实际试验阶段测试性指标参数的预测值为

$$\begin{cases} \hat{p}_{(1,1)}^{(3)} = 0.9096 \\ \hat{p}_{(2,1)}^{(4)} = 0.9332 \\ \hat{p}_{(2,2)}^{(3)} = 0.9366 \end{cases}$$
 (25)

- 1)根据式(17)和式(19),可确定各节点的自先验 $\pi_s(p_{(l,n_i)})$ 超参数,如表4所示。
- 2)根据文献[15]的HBN融合推理算法,由节点 $X_{(2,1)}$ 和节点 $X_{(2,2)}$ 的自先验分布和实际试验数据,能得到节点 $X_{(1,1)}$ 的继承先验 $\pi_i(p_{(1,1)})$ 超参数,满足

$$\pi_i(p_{(1,1)}) = \text{Beta}(p_{(1,1)}; \alpha_i = 60.992, \beta_i = 1.8867)$$

3) 依据式(2)和式(3),由节点 $X_{(1)}$ 自先验分布

表 4 各节点自先验超参数

Tab.4 Self-priori hyperparameter at each node

#: .E	自先验	超参数	- 嫡值 H (π _s (p _(l,n)))	
节点	α	β	一 阿田 $II(\pi_{\mathrm{s}}(p_{(l,n_l)}))$	
$X_{(1,1)}$	9.403 4	0.934 6	-1.406 7	
$X_{(2,1)}$	13.317 4	0.953 3	-1.7078	
$X_{(2,2)}$	14.130 9	0.956 5	-1.7599	

和继承先验分布可确定其融合先验分布为

$$\pi_f(p_{(1,1)}) = \text{Beta}(p_{(1,1)}; \alpha_f = 48.8027, \beta_f = 2.5018)$$

节点 $X_{(1,1)}$ 的 3 种先验分布的对比情况如图 5 所示,其中横坐标 $p_{(1,1)}$ 表示节点 $X_{(1,1)}$ 测试性指标,纵坐标 d 表示概率密度。从图中可以直观反映出节点自先验和继承先验的融合推理情况,融合先验分布介于自先验分布和继承先验之间。

结合节点 $X_{(1,1)}$ 实际试验数据和式(27),则根据式(20)可得后验分布为

$$\pi_{f}\left(p_{(1,1)}\middle|(n_{(1,1)}^{(3)},f_{(1,1)}^{(3)})\right) = \text{Beta}(p_{(1,1)}; 53.2138, 2.594)$$
(28)

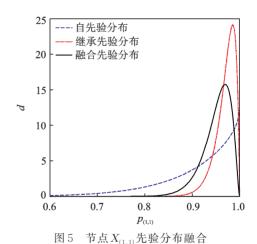


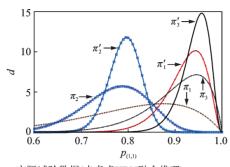
图 5 月点 $A_{(1,1)}$ 无验为 和 熙 日

Fig. 5 Prior distribution fusion at node $X_{(1,1)}$

3.4 指标评估

在得到系统节点 $X_{(1,1)}$ 的后验分布后,基于后验分布即可通过Bayes方法对测试性指标 $p_{(1,1)}$ 进行指标评估,评估形式通常包括点估计型、置信下限估计型以及置信区间估计型。为了充分分析增长特性以及HBN融合推理特性于指标评估中的影响,分别针对不考虑HBN融合推理(运用Bayes方法得到测试性指标的Beta分布形式^[17])以及考虑HBN融合推理两方面进行研究,且每方面均对只考虑实际试验

数据、考虑增长数据和实际试验数据结合以及考虑增长特性和实际试验数据结合3种情形进行分析,6种后验分布的概率密度曲线如图6所示(为了增加



- 实际试验数据(未考虑HBN融合推理)π; — 实际实验数据(考虑HBN融合推理)π;
- 一 增长数据+实际试验数据(未考虑HBN融合推理)π,
- 一增长数据+实际实验数据(考虑HBN融合推理) π_2'
- 增长特性+实际实验数据(未考虑HBN融合推理)π, — 增长特性+实际试验数据(考虑HBN融合推理)π',

图 6 节点 X_(1,1)不同来源后验分布对比

Fig.6 Comparison between posterior distributions from different sources at node $X_{(1,1)}$

图形辨识度,采用1:5:10 000进行绘图)。基于图6中不同来源的后验分布给出了各自的指标评估结论,如表5所示。

由表5和图6可以得到以下结论。

1) 在不考虑 HBN 融合推理时,即通过 Bayes 方

法确定系统FDR后验分布进行指标评估,通过表5 可得系统 FDR 的点估计值满足 $\hat{p}^{(\pi_2)} < \hat{p}^{(\pi_1)} < \hat{p}^{(\pi_3)}$ (符 号 $\hat{p}^{(\cdot)}$ 表示·分布下FDR点估计值),置信度 $\gamma = 0.9$ 或 $\gamma = 0.95$ 下的置信下限估计值满足 $\hat{p}_{L,\gamma}^{(\pi_1)} < \hat{p}_{L,\gamma}^{(\pi_2)} <$ $\hat{p}_{L_{x}}^{(\pi_{3})}$ (符号 $\hat{p}_{L_{x}}^{(r)}$ 表示·分布下置信度为 γ 的FDR置信 下限估计值),估计区间长度满足 $L_{\gamma}^{(\pi_1)} < L_{\gamma}^{(\pi_2)} < L_{\gamma}^{(\pi_3)}$ (符号L^(*)表示·分布下置信度为γ时采用区间估计 的区间长度)。由此可见:①将增长数据作为先验数 据纳入考虑范围,在相同置信度水平下能提高置信 下限值,且相应的置信区间长度也有所缩短,这说明 增长数据的引入增加了FDR评估的精度,这一点亦 可从图6中看出,后验分布概率密度函数π₂相较于 π, 极值更大,形状更窄,概率密度函数也相对更为集 中;②考虑增长数据的增长特性,以本研究给出的离 散 Gompert 模型对增长特性进行描述,所得到的 FDR点估计、不同置信度下的置信下限值以及区间 长度均优于其他两种情形,说明对于数据来源的合 理运用能在一定程度上提高FDR评估精度,故评估 时需要首先分析数据特性,避免忽略数据包含的潜 在信息,造成评估精度的降低。

2) 考虑 HBN 融合推理时,即通过 HBN 指标评估模型确定 FDR 后验分布进行指标评估,根据表 5 其点估计值满足 $\hat{p}^{(\pi_2^i)} < \hat{p}^{(\pi_3^i)}$,置信度 $\gamma = 0.9$ 或

表 5 不同来源后验分布的FDR估计结果

Tab.5 FDR estimation results of posterior distributions from different sources

			置信下限估计		90%置信区间		95% 置信区间	
后 	后验分布		置信度 0.90	置信度 0.95	估计区间	区间 长度	估计区间	区间 长度
	实际试验数据 1	0.8	0.631 6	0.570 8	[0.5708,0.9590]	0.388 2	[0.5173,0.9718]	0.454 5
未考虑 HBN 融合推理	增长数据 $+$ 实际试验数据 2	0.771 4	0.678 1	0.647 8	[0.6478,0.8772]	0.229 4	[0.6209,0.8925]	0.271 6
ION II THE CO.	增长特性 $+$ 实际试验数据 3	0.9	0.808 7	0.771 2	[0.7712,0.9816]	0.210 4	[0.7365,0.9874]	0.250 9
	实际试验数据 π'_1	0.919 9	0.860 1	0.836 9	[0.8369,0.9773]	0.140 4	[0.8151,0.9828]	0.167 7
考虑 HBN 融合推理	增长数据 $+$ 实际试验数据 π_2'	0.792 9	0.748 4	0.734 9	[0.7349,0.8459]	0.111 0	[0.7228,0.8548]	0.132 0
	增长特性 $+$ 实际试验数据 π_3'	0.941 9	0.901 4	0.885 4	[0.8854,0.9814]	0.096 0	[0.8711,0.9854]	0.114 3

¹⁻在无先验信息前提下将实际试验数据转化为Beta分布的形式; 2-增长数据+实际实验数据为不考虑数据的增长特性,以各增长阶段成败型数据单纯的相加减,作为实际试验前的先验信息; 3-考虑增长数据的增长特性,即本研究采用的方法

 $\gamma = 0.95$ 下的置信下限估计值满足 $\hat{p}_{L,y}^{(\pi_2')} < \hat{p}_{L,y}^{(\pi_3')} < \hat{p}_{L,y}^{(\pi_3')}$,估计区间长度满足 $L_y^{(\pi_2')} < L_y^{(\pi_1')} <$ $L_{x}^{(\pi_{x}^{\prime})}$ 。由此可见:①将各节点增长数据作为先验数 据纳入考虑范围,并经由HBN融合推理,在相同置 信度水平下,所得到的FDR点估计值以及置信度下 限值均降低,这是由于底层节点 $X_{(2,1)}$ 的增长数据的 直接利用大幅降低了其自身的评估精度,经由HBN 融合推理后使得顶层节点 $X_{(1)}$ 的精度也随之降低, 但由于数据量的增加,使其估计区间长度有所降低, 图 6 反映即为后验分布概率密度函数 π_2 相较于 π_1 曲 线前移,曲线形状相对更窄与集中;②考虑各节点数 据的增长特性,并经由HBN指标评估模型进行融合 推理,得到顶层节点 $X_{(1,1)}$ FDR的点估计、相同置信 度水平下的置信下限估计值以及置信区间长度等均 优于考虑HBN融合推理的其他两种情形,也充分说 明了数据增长特性对于FDR指标评估的影响,能有 效提高评估精度。

3) 对考虑 HBN 融合推理以及不考虑 HBN 融合推理进行纵向比较,对比分析后验分布概率密度函数 π_1 和 π'_1 , π_2 和 π'_2 或者 π_3 和 π'_3 ,均表明经过 HBN 融合推理能提高 FDR 点估计值和置信下限估计值,以及能缩短置信区间估计的长度,即满足

$$\begin{cases} \hat{\rho}^{(\pi_1)} < \hat{\rho}^{(\pi_1')}, \; \hat{\rho}^{(\pi_1)}_{L,\gamma} < \hat{\rho}^{(\pi_1')}_{L,\gamma}, \; L_{\gamma}^{(\pi_1)} < L_{\gamma}^{(\pi_1')} \\ \hat{\rho}^{(\pi_2)} < \hat{\rho}^{(\pi_2')}, \; \hat{\rho}^{(\pi_2)}_{L,\gamma} < \hat{\rho}^{(\pi_2')}_{L,\gamma}, \; L_{\gamma}^{(\pi_2)} < L_{\gamma}^{(\pi_2')} \\ \hat{\rho}^{(\pi_3)} < \hat{\rho}^{(\pi_3')}, \; \hat{\rho}^{(\pi_3')}_{L,\gamma} < \hat{\rho}^{(\pi_3)}_{L,\gamma}, \; L_{\gamma}^{(\pi_3)} < L_{\gamma}^{(\pi_3')} \end{cases}$$

这是由于采用 HBN 融合推理之后, 顶层节点 $X_{(1,1)}$ 能充分利用下层节点的先验信息, 提高评估准 确性和精度。

综上所述,由于充分考虑了各层节点成败型数据的增长特性,以及充分考虑了系统的结构特性,采用本研究方法经由HBN指标评估模型对系统FDR进行融合推理,相较于直接利用成败型试验数据转化的Beta分布形式,得到的FDR评估精度更高。

4 结 论

- 1) 将不同层次单元的测试性增长特性纳入考虑,通过增长检验和构建增长模型实现了对测试性指标的评估和预测。
- 2) 系统结构考虑能充分利用系统各层的先验信息,克服了现有多源指标评估方法对于先验信息利用混乱的问题,并基于HBN指标评估模型进行融合推理,能有效提高系统评估精度。

3) 考虑增长特性和不考虑增长特性下测试性 指标评估结论有明显差异,因此对于数据特性的分 析是必不可少的一个环节。针对现有研究以及工程 应用中对于各种数据的混用缺乏必要的管理,下一 步应当建立装备数据管理机制,为各类数据加上"标 签",如增长数据、仿真数据、实际试验数据以及外场 自然统计数据等等,便于对装备测试性指标进行长 期的跟踪与判断,在保证数据来源可靠的前提下,得 到更为合理有效的测试性指标评估结论。

参 考 文 献

- [1] 李天梅, 胡昌华, 周鑫. 基于 Bayes 变动统计理论的测试性综合评估模型及其稳健性分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(6): 180-186.
 - LI Tianmei, HU Changhua, ZHOU Xin. Research on testability integrated evaluation model based on Bayes inference theory of dynamic population and analysis of the robustness [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(6): 180-186.(in Chinese)
- [2] 邱静, 刘冠军, 张勇, 等. 装备测试性试验与评价技术 [M]. 北京: 科学出版社, 2017:30.
- [3] 常春贺,曹鹏举,杨江平,等.基于研制阶段试验数据的复杂装备测试性评估[J].中国机械工程,2012,23(13):1577-1581.
 - CHANG Chunhe, CAO Pengju, YANG Jiangping, et al. Testability evaluation of complex equipment based on test data in development stages [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 23 (13): 1577-1581. (in Chinese)
- [4] LIU G J, XU Z C, QIU J. Testability integrated evaluation method based on testability virtual test data [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2014, 27 (1): 85-92.
- [5] ZHANG X S, HUANG K L, YAN P C. Hierarchical hybrid testability modeling and evaluation method based on information fusion [J]. Journal of Systems and Electronics, 2015, 26(3): 523-532.
- [6] WANG J, LI T M, HE H F, et al. Multi-source data equivalence methods for testability integrated evaluation [C] //Prognostics & System Health Management Conference. Harbin, China; IEEE, 2017.
- [7] 张西山,黄考利,闫鹏程,等.基于混合验前分布的复杂装备测试性评估[J].振动、测试与诊断,2015,35(4):697-701.

ZHANG Xishan, HUANG Kaoli, YAN Pengcheng,

- et al. Evaluation of complex equipment testability based on mixed prior distribution [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(4): 697-701.(in Chinese)
- [8] 王超. 虚实结合的测试性试验与综合评估技术[D]. 合肥:国防科学技术大学,2014.
- [9] DAIP, YANG S, JIAO J. A new testability model for better design and lower cost in equipment scheme phase [C]//Autotestcon.Schaumburg, USA: IEEE, 2013.
- [10] 史贤俊, 王康, 张文广, 等. 测试性验证技术现状分析及展望[J]. 飞航导弹, 2018(12): 72-78.
 - SHI Xianjun, WANG Kang, ZHANG Wenguang, et al. Analysis and prospect of testability verification technology[J]. Cruising Missile, 2018(12): 72-78.(in Chinese)
- [11] 张勇, 邱静, 刘冠军, 等. 基于非齐次泊松过程和统计 仿真的故障样本模拟生成[J]. 机械工程学报, 2012, 48(15): 75-82.
 - ZHANG Yong, QIU Jing, LIU Guanjun, et al. Fault sample generation based on nonhomogeneous poisson process and statistical simulation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(15): 75-82.(in Chinese)
- [12] WANG C, QIU J, LIU G J. Testability evaluation using prior information of multiple sources [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2014, 27(4): 867-874.
- [13] 李天梅, 邱静, 刘冠军. 基于 Bayes 变动统计理论的测试性外场统计验证方法[J]. 航空学报, 2010, 31(2): 335-341
 - LI Tianmei, QIU Jing, LIU Guanjun. Research on testability field statistics verification based on Bayes inference theory of dynamic population [J]. Acta Aeronautic et Astronautica Sinica, 2010, 31(2): 335-341.(in Chinese)
- [14] LIGY, WUQG, ZHAOYH. On bayesian analysis of binomial reliability growth [J]. Journal of the Japan

- Statistical Society, 2002, 32(1): 1-14.
- [15] 史贤俊, 王康, 韩旭, 等. 基于层次 Bayesian 网络及后 验风险准则的故障样本量确定方法[J]. 兵工学报, 2019, 40(1): 171-181.
 - SHI Xianjun, WANG Kang, HAN Xu, et al. Method for determining fault sample size based on hierarchical Bayesian network and posterior risk criteria [J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(1): 171-181.(in Chinese)
- [16] 王京,何华锋,李天梅,等.基于Fisher统计量的测试性增长试验数据相容性检验方法[J].中国测试,2017,43(8):11-13.
 - WANG Jing, HE Huafeng, LI Tianmei, et al. The method of compatibility check of testability growth test data based on fisher-statistics [J]. China Measurement & Test, 2017, 43(8): 11-13.(in Chinese)
- [17] 张西山,黄考利,闫鹏程,等.基于验前信息的测试性验证试验方案确定方法[J].北京航空航天大学学报,2015,41(8):1505-1512.

ZHANG Xishan, HUANG Kaoli, YAN Pengcheng, et al. Method of comfirming testability verification test scheme based on prior information [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(8): 1505-1512.(in Chinese)



第一作者简介:王康,男,1991年9月生,博士生。主要研究方向为装备测试设计、验证与评估。曾发表《基于优化SPOT和D-S证据理论的测试性验证方案》(《航空学报》2019年第40卷第11期)等论文。

E-mail: kycore@163.com

通信作者简介: 史贤俊, 男, 1968年5月生, 教授、博士生导师。主要研究方向为装备测试设计、验证与评估。

E-mail: sxjaa@sina.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.025

转子进动定理的扩充和完善*

廖明夫, 赵清周

(西北工业大学动力与能源学院 西安,710072)

摘要 为更深入地揭示转子进动的轨迹特征,提出了关于转子进动轨迹的2个定理。定理1表明,转子进动的任一阶轨迹分量所围面积可直接由同阶频率成分构成的轨迹方程系数矩阵行列式求得。定理2证明,转子进动轨迹矢径在单位时间内所扫过的面积是恒定的,而与起始点无关。同时,提出了欧拉复向量的内积法则,即2个欧拉复向量的内积等于2个复向量的幅值与欧拉角之差的余弦三者之积,且符合交换律。利用2个定理和内积法则对转子进动理论进行了补充和完善。结果表明,在转子的运动中,作用力所做的功关于转子的进动是正交的。所得结论对于揭示转子的进动规律和机理、诊断转子故障具有参考价值。

关键词 转子; 轨迹; 定理; 进动; 轨迹所围面积; 复向量; 内积法则中图分类号 V231

引言

转子的进动轨迹是描述转子振动特征最清晰的表达形式之一。根据进动轨迹,可把转子的进动分解成正进动分量和反进动分量,有利于凸显转子的涡动特征。由于正、反进动量既反映了转子振动的频率和幅值,又包含了转子振动的相位信息,而且还显示了转子进动的方向,因此正、反进动量作为转子振动的特征量,可清晰地表征激振力和转子运动之间的关系,比传统的频谱更敏感,与故障类型的对应关系更明确。基于这些特点,进动分析成为转子振动特性分析和故障诊断的有效工具[1-14]。文献[14]提出了转子进动的4个定理。

定理1:转子进动的椭圆轨迹可分解为正进动圆轨迹和反进动圆轨迹。椭圆轨迹所围的面积等于正进动圆轨迹所围面积与反进动圆轨迹所围面积之差的绝对值。文献[14]仅用正椭圆轨迹予以了证明,缺乏一般性。

定理2:椭圆轨迹的周长小于等于正进动圆轨迹和反进动圆轨迹周长之和;而大于等于正进动圆轨迹和反进动圆轨迹中半径较大一个进动圆轨迹的周长。文献[14]利用一个近似公式证明了定理2,精准度受到影响。

定理3:转子上的作用力也可分解为正进动作用力和反进动作用力,正进动作用力只在正进动轨迹上做功,而不会在反进动轨迹上做功;同理,反进动作用力只在反进动轨迹上做功,而不会在正进动

轨迹上做功[14]。

定理4:正进动作用力在正进动轨迹上所做的功等于正进动作用力幅值矢量与正进动位移幅值矢量的内积;反进动作用力在反进动轨迹上所做的功等于反进动作用力幅值矢量与反进动位移幅值矢量的内积;转子上作用力所做的总功等于正进动作用力所做的功与反进动作用力所做的功之代数和^[2]。

对于定理3和定理4,文献[14]仅给出了示例,但未给出证明。文献[2]对4个定理进行了证明,但证明方法较为繁琐。

笔者首先提出转子进动轨迹面积的参数定理, 并给出证明。利用轨迹面积的参数定理对文献[14] 提出的转子进动定理1的普适性进行了证明。同时,提出了关于转子轨迹所围面积时不变特征的新 定理并予以了证明。提出了复向量的内积法则,对 文献[14]提出的定理3进行了证明,简捷、清晰并具 有普适性。以不平衡力和间隙激振力为例,说明这 些定理在实际中的应用。

1 转子进动轨迹的参数定理

一般情况下,转子进动轨迹可能包含若干个频率分量,但总可通过频域分析,将进动轨迹按照频率成分进行阶次分解。分解之后,就可得到若干阶轨迹分量。

通常转子的任一阶进动轨迹分量为斜椭圆,如图 1 所示,其中,长轴为 a_1 ,短轴为 b_1 。取其中某一

^{*} 国家科技重大专项基金资助项目(2017-IV-0001-0038) 收稿日期;2019-12-18;修回日期;2020-09-22

阶轨迹分量作为分析对象,分析方法和结果适合任 意频率成分。为书写简单,未加阶次下标。任一阶 进动轨迹方程皆可表示为

$$x(t) = x_c \cos \Omega t + x_s \sin \Omega t \tag{1}$$

$$y(t) = y_c \cos\Omega t + y_s \sin\Omega t \tag{2}$$

其中: x_c 和 x_s 表示按照频率 Ω 对转子在x方向的振动进行分解得到的频率成分; y_c 和 y_s 表示转子在y方向振动的频率成分。

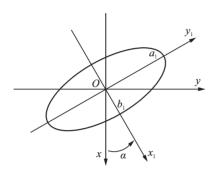


图1 转子某一阶进动椭圆轨迹分量

Fig.1 An elliptical orbit of rotor precession

将式(1)和式(2)写成矩阵形式的轨迹方程

其中: $\begin{bmatrix} x_c & x_s \\ y_c & y_s \end{bmatrix}$ 为轨迹方程的系数矩阵。

由式(3)所表示的椭圆轨迹所围的面积为

$$A = \pi abs \left(\begin{vmatrix} x_{\epsilon} & x_{s} \\ y_{\epsilon} & y_{s} \end{vmatrix} \right) =$$

$$\pi \left| x_{\epsilon} y_{s} - x_{s} y_{\epsilon} \right|$$

$$(4)$$

即转子任意一阶进动轨迹所围的面积可直接由轨迹方程系数矩阵的行列式求得。

证明:在(x1, v1)坐标系,椭圆轨迹的方程为

椭圆轨迹所围的面积为

$$A = \pi a_1 b_1 \tag{6}$$

 (x_1,y_1) 坐标系与(x,y)坐标系之间的变换关系为

其中:α为两个坐标系间的夹角。

将式(5)和式(3)分别代入式(7)的左右两边, 得到

$$\begin{bmatrix} a_1 & 0 \\ 0 & b_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c & x_s \\ y_c & y_s \end{bmatrix}$$
(8)

由此解得

$$\begin{cases} a_1 = x_c \cos\alpha + y_c \sin\alpha \\ b_1 = -x_s \sin\alpha + y_s \cos\alpha \\ x_s \cos\alpha + y_s \sin\alpha = 0 \\ -x_c \sin\alpha + y_c \cos\alpha = 0 \end{cases}$$
(9)

 $a_1b_1 =$

$$(x_{\epsilon}\cos\alpha + y_{\epsilon}\sin\alpha)(-x_{s}\sin\alpha + y_{s}\cos\alpha) =$$

$$x_{\epsilon}y_{s}\cos^{2}\alpha - x_{s}y_{\epsilon}\sin^{2}\alpha - x_{\epsilon}x_{s}\cos\alpha\sin\alpha +$$

$$y_{\epsilon}y_{s}\sin\alpha\cos\alpha = x_{\epsilon}y_{s}\cos^{2}\alpha - x_{s}y_{\epsilon}\sin^{2}\alpha +$$

$$x_{\epsilon}y_{s}\sin^{2}\alpha - x_{s}y_{\epsilon}\cos^{2}\alpha = x_{\epsilon}y_{s} - x_{s}y_{\epsilon}$$
(10)

椭圆轨迹所围的面积为

$$A = \pi a_1 b_1 = \pi \left| x_{\epsilon} y_{s} - x_{s} y_{\epsilon} \right| =$$

$$\pi \left| \begin{bmatrix} x_{\epsilon} & x_{s} \\ y_{\epsilon} & y_{s} \end{bmatrix} \right|$$

$$(11)$$

转子进动轨迹的参数定理起源于对转子进动轨迹的分析,但在数学上也给出了求解参数方程表达的任意椭圆面积的简捷方法。下面利用参数定理对文献[14]中的面积定理进行证明。

如图 2 所示,任一阶椭圆轨迹可以分解为同阶 正进动圆轨迹分量和同阶反进动圆轨迹分量。

椭圆轨迹的方程如式(3)所示。

正进动圆轨迹的半径为

$$r_{+} = \frac{1}{2} \left[(x_{c} + y_{s}) + j(y_{c} - x_{s}) \right]$$
 (12)

反进动圆轨迹的半径为

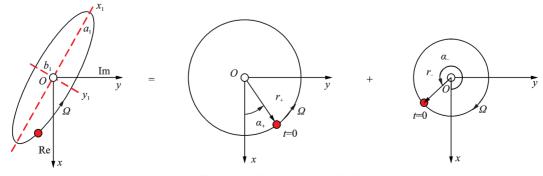


图 2 转子的椭圆轨迹(正、反进动圆轨迹)

Fig.2 An elliptic orbit of the rotor (forward whirl and back whirl component)

$$r_{-} = \frac{1}{2} [(x_{\epsilon} - y_{s}) + j(y_{\epsilon} + x_{s})]$$
 (13)

文献[14]所述的面积定理为:转子任何一阶进动轨迹所围的面积等于该阶正、反进动圆轨迹所围面积之差的绝对值,即

$$A = |A_{+} - A_{-}| \tag{14}$$

其中:A 为转子进动椭圆轨迹所围的面积; A_+ 为对应的正进动圆轨迹所围面积; A_- 为对应的反进动圆轨迹所围的面积。

证明:由式(12)和式(13)可得正进动圆轨迹所 围的面积为

$$A_{+} = \frac{1}{4} \pi \left[(x_{c} + y_{s})^{2} + (y_{c} - x_{s})^{2} \right]$$
 (15)

反进动圆轨迹所围的面积为

$$A_{-} = \frac{1}{4}\pi \left[(x_{c} - y_{s})^{2} + (y_{c} + x_{s})^{2} \right]$$
 (16)

正、反进动圆轨迹所围面积之差的绝对值为

$$|A_{+} - A_{-}| = \frac{1}{4}\pi |(x_{c} + y_{s})^{2} + (y_{c} - x_{s})^{2} - [(x_{c} - y_{s})^{2} + (y_{c} + x_{s})^{2}]| = \pi |x_{c}y_{s} - x_{s}y_{c}| = \pi abs \left(\begin{vmatrix} x_{c} & x_{s} \\ y_{c} & y_{s} \end{vmatrix} \right) = A \quad (17)$$

上述利用进动轨迹参数定理对面积定理的证明适合于任意阶次和任意方向的椭圆轨迹,证明了面积定理的普适性。

2 转子进动轨迹矢径所扫面积的时不 变定理

当转速恒定时,转子进动轨迹矢径在单位时间内所扫过的面积是恒定的,即转子进动轨迹矢径所扫面积的瞬时变化率为常数, $\mathrm{d}A/\mathrm{d}t=C_{\mathrm{const}}$ 。

证明:如图 3 所示,在时间 dt 内,轨迹矢径所扫过的面积为 dA,则有

$$dA = \frac{1}{2}\dot{\theta}r^2dt \tag{18}$$

其中: *θ* 为转子进动角速度。

当转速恒定时,根据式(14)可得

$$dA = \left| dA_{+} - dA_{-} \right| = \frac{1}{2} \left| r_{+}^{2} - r_{-}^{2} \right| \Omega dt \quad (19)$$

哎

$$\frac{dA}{dt} = \frac{1}{2} |r_{+}^{2} - r_{-}^{2}| \Omega = C_{\text{const}}$$
 (20)

定理2表明,即使转子恒速运转,若其进动轨迹 为椭圆轨迹,则进动角速度仍是时变的。

3 复向量的内积法则

任意两个欧拉复向量 $\sigma e^{j\alpha}$ 和 $\delta e^{j\beta}$ 的内积为

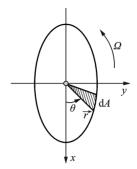


图 3 转子进动扫过的面积

Fig.3 The aera swept by the precessional motion of the rotor

$$x = \sigma e^{j\alpha} \delta e^{j\beta} = \delta e^{j\beta} \sigma e^{j\alpha} = \sigma \delta \cos(\alpha - \beta) \quad (21)$$

其中: $i=\sqrt{-1}$; σ 和 δ 为任意实数; α 和 β 为任意角度。

证明如下

 $x = \sigma e^{j\alpha} \delta e^{j\beta} =$

 $\sigma(\cos\alpha + j\sin\alpha)\delta(\cos\beta + j\sin\beta) =$

 $\delta(\cos\beta + j\sin\beta)\sigma(\cos\alpha + j\sin\alpha) =$

 $\sigma\delta(\cos\alpha\cos\beta + \sin\alpha\sin\beta) = \sigma\delta\cos(\alpha - \beta) \quad (22)$

特别注意, i与 i的内积为1,即 ii=1。

在转子动力学中,常用欧拉复向量来表征转子的进动和作用在转子上的力[1-2.4.9]。在转子进动过程中,作用力所做的功是判定转子响应特征的重要度量。上述的内积法则为确定作用力做功提供了简捷的算法。

现运用内积法则补充证明文献[14]所提出的作用力做功的正交性定理。转子上作用力的某一频率分量可表示为

$$F = F_{+} e^{j\Omega t} + F_{-} e^{-j\Omega t}$$
 (23)

其中: F_+ 为正进动作用力力幅; F_- 为反进动作用力力幅; Ω 为力作用的频率。

设转子对应的同频率进动轨迹为

$$r = r_{+} + r_{-} = r_{+} e^{j(\Omega t + \beta_{+})} + r_{-} e^{-j(\Omega t + \beta_{-})}$$
 (24)

其中: r_+ 为转子正进动轨迹分量; r_- 为转子反进动轨迹分量; r_+ 为转子正进动轨迹半径; r_- 为转子反进动轨迹半径; ρ_+ 为正进动相角; ρ_- 为反进动相角。

作用力所做的微功为

$$dW = (F_{+}e^{j\Omega t} + F_{-}e^{-j\Omega t})dr = (F_{+}e^{j\Omega t} + F_{-}e^{-j\Omega t})(dr_{+} + dr_{-})$$
(25)

$$\mathrm{d}\mathbf{r} = [\mathrm{j}\Omega r_{+} \mathrm{e}^{\mathrm{j}(\Omega t + \beta_{+})} - \mathrm{j}\Omega r_{-} \mathrm{e}^{-\mathrm{j}(\Omega t + \beta_{-})}] \,\mathrm{d}t \quad (26)$$

$$\mathrm{d}\mathbf{r}_{+} = \mathrm{i}\Omega r_{+} \mathrm{e}^{\mathrm{j}(\Omega t + \beta_{+})} \mathrm{d}t \tag{27}$$

$$\mathrm{d}\mathbf{r}_{-} = -\mathrm{i}\Omega r_{-}\mathrm{e}^{-\mathrm{j}(\Omega t + \beta_{-})}\mathrm{d}t \tag{28}$$

其中: dr_+ 和 dr_- 分别为正、反进动轨迹上的微位移。 由欧拉公式,j可表示为

$$\mathbf{j} = \mathbf{e}^{\mathbf{j}\frac{\pi}{2}} \tag{29}$$

式(27)和式(28)变为

$$\mathrm{d}\mathbf{r}_{+} = \Omega r_{+} \mathrm{e}^{\mathrm{j}(\Omega t + \frac{\pi}{2} + \beta_{+})} \mathrm{d}t \tag{30}$$

(42)

$$\mathrm{d}\mathbf{r}_{-} = \Omega r_{-} \mathrm{e}^{-\mathrm{j}(\Omega t + \frac{\pi}{2} + \beta_{-})} \mathrm{d}t \tag{31}$$

正进动作用力所做的微功为

$$dW_{+} = F_{+}e^{j\Omega t}dr = F_{+}e^{j\Omega t}(dr_{+} + dr_{-})$$
 (32)

将式(27)和式(28)代人式(32), 并运用内积法则,可得

$$\begin{split} \mathrm{d}W_{+} &= F_{+} \mathrm{e}^{\mathrm{j}\Omega t} \cdot \mathrm{d}r = \mathrm{d}W_{++} + \mathrm{d}W_{+-} = \\ &- [\Omega F_{+} r_{+} \sin\beta_{+} + \Omega F_{+} r_{-} \sin\left(2\Omega t + \beta_{-}\right)] \, \mathrm{d}t \, (33) \end{split}$$

其中

$$dW_{++} = -\Omega F_+ r_+ \sin \beta_+ dt \tag{34}$$

$$dW_{+-} = -\Omega F_+ r_- \sin(2\Omega t + \beta_-) dt \qquad (35)$$

 dW_{++} , dW_{+-} 分别为正进动作用力在正、反进动轨迹上所做的微功。

转子进动一周,正进动作用力在正进动轨迹上 所做的功为

$$W_{++} = \int_{0}^{2\pi} dW_{++} = -\int_{0}^{2\pi} F_{+} r_{+} \sin\beta_{+} d(\Omega t) = -2\pi F_{+} r_{+} \sin\beta_{+}$$
(36)

 W_{++} 分别与正进动作用力力幅 F_{+} 和转子正进动轨迹半径 r_{+} 成正比,且与正进动轨迹的相角相关。当 $\beta_{+} \neq k\pi(k=0,\pm 1,\pm 2,\cdots)$ 时, $W_{++} \neq 0$,即正进动作用力在正进动轨迹上会做功。

转子进动一周,正进动作用力在反进动轨迹上 所做的功为

$$W_{+-} = \int_{0}^{2\pi} dW_{+-} =$$

$$- \int_{0}^{2\pi} F_{+} r_{-} \sin(2\Omega t + \beta_{-}) d(\Omega t) =$$

$$\frac{1}{2} F_{+} r_{-} \cos(2\Omega t + \beta_{-}) \Big|_{0}^{2\pi} = 0$$
(37)

可见,正进动作用力在反进动轨迹上所做的功始终为0。

同理,可得到转子进动一周反进动作用力在反 进动轨迹上所做的功为

$$W_{--} = \int_{0}^{2\pi} dW_{--} = -\int_{0}^{2\pi} F_{-} r_{-} \sin\beta_{-} d(\Omega t) =$$

$$-2\pi F_{-} r_{-} \sin\beta_{-}$$
(38)

转子进动一周,反进动作用力在正进动轨迹上 所做的功为 $W_{-+}=0$ 。

4 应用示例

4.1 不平衡力的分解与做功

转子不平衡是转子上最常见的激振力。不平衡 力在*x* 和 *y* 方向的分量分别为

$$F_{r\varepsilon} = m\varepsilon\Omega^2 \cos(\Omega t + \beta) \tag{39}$$

$$F_{v\varepsilon} = m\varepsilon\Omega^2 \sin\left(\Omega t + \beta\right) \tag{40}$$

写成进动作用力形式为

$$F_{\varepsilon} = F_{r\varepsilon} + \mathrm{i} F_{v\varepsilon} = F_{+\varepsilon} \mathrm{e}^{\mathrm{j}\Omega t} = m\varepsilon \Omega^2 \mathrm{e}^{\mathrm{j}\beta} \mathrm{e}^{\mathrm{j}\Omega t}$$
 (41)

其中: $F_{+\epsilon} = m \epsilon \Omega^2 e^{i\beta}$ 为正进动作用力。

这说明转子不平衡只会产生正进动作用力。 在不平衡力作用下,转子的进动轨迹为

$$r = r_{\perp} e^{j(\Omega t + \beta_{\perp})} + r_{\perp} e^{-j(\Omega t + \beta_{\perp})}$$

根据内积法则,转子自转一周内不平衡力所做 的功为

$$W_{\epsilon} = \int_{0}^{T} F_{\epsilon} d\mathbf{r} = \int_{0}^{T} F_{+\epsilon} d\mathbf{r}_{+} = \int_{0}^{2\pi} m\epsilon \Omega^{2} r_{+} \cos(\beta - \beta_{+} - \frac{\pi}{2}) d(\Omega t) = 2\pi m\epsilon \Omega^{2} r_{+} \sin(\beta - \beta_{+})$$

$$(43)$$

其中: T为转子振动的周期。

由式(43)可见,当不平衡力相位超前于正进动轨迹矢量 r_+ ,即 $\beta > \beta_+$ 时,不平衡力做正功;当不平衡力相位滞后于正进动轨迹矢量 r_+ ,即 $\beta < \beta_+$ 时,不平衡力做负功;当不平衡力与正进动轨迹矢量 r_+ 同相位,即 $\beta = \beta_+$ 时,不平衡力不做功。

4.2 间隙激振力的分解与所做的功

在汽轮机、轴流压缩机及航空发动机等机械中, 当转子轴线偏离机匣中心时,密封间隙或叶尖间隙 会对转子产生间隙气动激振力。间隙激振力[12]可 表达为

$$\begin{cases}
F_x \\
F_y
\end{cases} = -\begin{bmatrix}
s_{xx} & s_{xy} \\
s_{yx} & s_{yy}
\end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$$
(44)

其中: F_x 和 F_y 为间隙激振力在x和y方向的分量; s_{xx} 和 s_{yy} 为主刚度; $s_{xy} = -s_{yx}$ 为反对称交叉刚度。

转子的轴心进动轨迹为

$$\mathbf{r} = r_{\perp} e^{j\Omega t} + r_{-} e^{-j\Omega t} \tag{45}$$

可将间隙激振力分解成正、反进动作用力的形式,即

$$F = F_{x} + jF_{y} = -s_{0}r - \Delta s_{0}r^{*} + s_{xy}jr = -s_{0}[r_{+}e^{j\Omega t} + r_{-}e^{-j\Omega t}] + s_{xy}j[r_{+}e^{j\Omega t} + r_{-}e^{-j\Omega t}] - \Delta s_{0}[r_{+}^{*}e^{-j\Omega t} + r_{-}^{*}e^{j\Omega t}] = (js_{xy}r_{+} - s_{0}r_{+} - \Delta s_{0}r_{-}^{*})e^{j\Omega t} + (js_{xy}r_{-} - s_{0}r_{-} - \Delta s_{0}r_{+}^{*})e^{-j\Omega t} = F_{+}e^{j\Omega t} + F_{-}e^{-j\Omega t}$$

$$(46)$$

其中: r_{+}^{*} 为正进动轨迹矢量 r_{+} 的共轭矢量; r_{-}^{*} 为反进动轨迹矢量 r_{-} 的共轭矢量。

$$s_0 = \frac{1}{2} (s_{xx} + s_{yy}) \tag{47}$$

$$\Delta s_0 = \frac{1}{2} (s_{xx} - s_{yy}) \tag{48}$$

$$F_{+} = (js_{xy} - s_0)r_{+} - \Delta s_0 r_{-}^{*}$$
 (49)

$$F_{-} = (js_{xy} - s_0)r_{-} - \Delta s_0 r_{+}^{*}$$
 (50)

根据作用力做功正交性定理和内积法则,转子振动一个周期内,间隙激振力所做的功为

$$W = \int_0^T F d\mathbf{r} = \int_0^{2\pi} F_+ j r_+ d\theta -$$

$$\int_{0}^{2\pi} F_{-} j r_{-} d\theta = 2\pi s_{xy} [r_{+}^{2} - r_{-}^{2}] \quad (51)$$

由式(51)可见,间隙激振力所做的功与轨迹所围的面积和反对称交叉刚度成正比。当正进动占优时,即 $|r_+|>|r_-|$ 时,则间隙激振力做正功,W>0,反对称交叉刚度会使得转子失稳。

但对于支承各向异性的转子,当在水平与垂直临界转速之间运行时,即 ω_y < Ω < ω_x 时,反进动占优, $|r_-|>|r_+|$ 。此时,间隙激振力做负功,W<0。这表明反对称交叉刚度将会抑制转子反进动失稳,发挥镇定作用。

上述2个示例说明,应用内积法则很容易求得激振力所做的功。其物理意义是,正进动作用力只会影响转子正进动的稳定性,而反进动作用力只影响转子反进动的稳定性,这为诊断转子故障提供了重要准则。

5 结 论

- 1) 介绍了转子进动分析的基本理论,提出并证明了转子运动轨迹所围面积的参数定理。利用轨迹面积的参数定理对文献[14]提出的转子进动面积定理进行了证明,证明了其普适性。同时,提出并证明了关于转子轨迹所围面积时不变特征的新定理。提出了复向量的内积法则,对证明文献[14]的做功正交定理更加简捷、清晰,并具有普适性。
- 2)提出了关于转子进动轨迹的2个定理。定理1表明,转子进动的任一阶轨迹分量所围面积可直接由同阶频率成分构成的轨迹方程系数矩阵行列式求得。定理1虽起源于对转子进动轨迹的分析,但在数学上也给出了求解参数方程表达的任意椭圆面积的简捷方法。
- 3) 定理2证明,转子进动轨迹矢径在单位时间内所扫过的面积是恒定的,而与起始点无关。这表明,若转子进动轨迹为椭圆轨迹,即使转子恒速运转,则进动角速度仍是时变的。同时,提出了欧拉复向量的内积法则,即2个欧拉复向量的内积等于两个复向量的幅值与欧拉角之差的余弦之积,且符合交换律。
- 4) 利用2个定理和内积法则对转子进动理论进行了补充和完善,并给出了应用示例。结果表明,在转子的运动中,作用力所做的功关于转子的进动是正交的。

参 考 文 献

- [1] GASCH R, NORDMANN P, PFÜTZNER H. Rotordynamik[M]. Berlin: Springer, 2002:32-40.
- [2] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业

- 大学出版社,2015:68-74.
- [3] SHANMUGAM A, PADAMANABHAN C. A fixed-free interface component mode synthesis method for rotordynamic analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 297(3):664-679.
- [4] GASCH R, PFÜTZNER H. Rotordynamik[M]. Berlin: Springer, 1975:22-28.
- [5] LIAO M, GASCH R. Crack detection in rotating shaftsan experimental study[C]//Institution of Mechanical engineers Conference Publications. [S. 1.]: Medical Engineering Publication LTD, 1992.
- [6] GASCH R, LIAO M F. Verfahren zur frueherkennung eines Risses in einer rotierender welle: Germany, DE 4229340 [P].1992-09-04.
- [7] GASCH R. A survey of the dynamic behavior of a simple rotating shaft with a transverse crack[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 160(2):313-332.
- [8] 廖明夫. 裂纹转子动力学特性及其监测技术研究[D]. 西安:西北工业大学,1995.
- [9] GASCH R, LIAO M F. Verfahren zur frueherkennung eines risses in einer rotierender welle: Europe, EP 0585623 B1[P]. 1996-12-27.
- [10] GASCH R, LIAO M F. Process for early detection of a crack in a rotating shaft: United States, 5533400 [P]. 1996-07-09.
- [11] 杨伸记,廖明夫. 旋转机械状态监测与故障诊断系统 [J]. 测控技术,2000,19(1):56-58. YANG Shengji, LIAO Mingfu. Computer aided monitoring and diagnosis system [J]. Measurement & Control Technology,2000,19(1):56-58. (in Chinese)
- [12] 廖明夫, ANDREAS E, MARKUS S. 一种识别支承各向异性的转子轴上裂纹的方法:中国, ZL 95 115465.6 [P]. 2002-03-13.
- [13] 廖明夫,邓小文. 诊断转子支座松动故障的一种新方法[J]. 振动、测试与诊断, 1999,19(4):359-363. LIAO Mingfu, DENG Xiaowen. A new approach to diagnosing the loosening of support of a rotor [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnose, 1999, 19(4): 359-363.(in Chinese)
- [14] 廖明夫,汪玉,谭大力.转子进动分析的4个定理[J].航空动力学报,2008,23(2):281-285.

 LIAO Mingfu, WANG Yu, TAN Dali. 4 theorems on whirl transform of rotor vibration[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(2):281-285. (in Chinese)



第一作者简介:廖明夫,男,1960年2月生,教授、博士生导师。主要研究方向为航空发动机结构动力学、发动机状态监测与故障诊断。曾发表《航空发动机高压转子的结构动力学设计方法》(《航空动力学报》2014年第29卷第7期)等论文。

E-mail:mfliao@nwpu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.026

刚性体惯性参数识别方法研究*

郭晓航1, 王攀1, 邓兆祥1,2, 罗渊等

(1. 重庆大学汽车工程学院 重庆,400044)

(2.汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室 重庆,401122)

(3. 重庆长安汽车股份有限公司 重庆,400023)

摘要 为快速精确获取刚性体惯性参数,对基于频响函数的刚性体惯性参数识别方法展开了研究。首先,对惯性参数识别算法进行了研究,并借助多体动力学仿真分析进行了验证;其次,深入分析了影响该识别方法精度的主要因素和影响规律,分析表明激励点和响应点的坐标误差以及激励方向对识别精度影响较大;最后,完成了惯性参数识别实验装置的设计,并进行实验研究。实验结果表明:刚体质量以及质心位置识别精度在4%以内,转动惯量以及惯性积识别精度均在10%以内,识别精度和效率满足工程实际需求。

关键词 振动; 刚体; 参数识别; 频响函数中图分类号 TH113.1

引言

刚体惯性参数(质量、质心位置、转动惯量和惯性积)是机械动态仿真分析、悬置系统设计优化、多体动力学仿真预测以及确定、评价产品结构性能的重要参数^[1]。因此,结构惯性参数的高效、准确识别是非常重要的。传统惯性参数识别方法有落体测试法、三线摆法^[2]及三维实体模型计算法等。落体测试法以及三线摆法测试时需要特定的实验设备,对于大型的复杂结构测量难度较大,效率较低^[3]。三维实体模型计算法必须建立实体三维模型,对于像发动机等复杂结构建立准确的三维模型是非常困难的^[4]。质量线法是利用频响函数的质量线来识别刚体惯性参数,识别过程忽略了系统刚度和阻尼^[1,3,5]。因为实验中系统刚度^[6]和阻尼的存在,此识别方法识别精度较低。

基于频响函数的直接参数识别法^[7]受到广大学者的关注。直接参数识别法是将系统刚度和阻尼作为未知量,基于频响函数刚体固有频率频带范围识别系统惯性参数^[8]。系统刚度和阻尼也参与计算,识别算法比较理想。在频响函数中,系统固有频率处的信噪比较高,数据测量也较为可靠。为了解决传统识别方法的问题,笔者采用直接参数识别算法,设计实验

装置,来提高刚体惯性参数识别精度和识别效率。

1 刚体惯性参数识别方法

在外界激励下,刚体做微小振动,系统在原点的 动力学方程可以表示为

 $M\ddot{X}_{0}(t) + KX(t) + C\dot{X}_{0}(t) = F_{0}(t)$ (1) 其中:M为质量矩阵;K为刚度矩阵;C为阻尼矩阵; F为原点处的广义力向量;X为原点处的位移向量。

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_{c} & -my_{c} \\ 0 & m & 0 & -mz_{c} & 0 & mx_{c} \\ 0 & 0 & m & my_{c} & mx_{c} & 0 \\ 0 & -mz_{c} & my_{c} & J_{xx} & -J_{xy} & -J_{xz} \\ mz_{c} & 0 & mx_{c} & -J_{xy} & J_{yy} & -J_{yz} \\ -my_{c} & mx_{c} & 0 & -J_{xz} & -J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix}$$

(2)

$$F_{0} = \left\{ f_{x}, f_{y}, f_{z}, M_{x}, M_{y}, M_{z} \right\}^{T}$$
 (3)

$$X_0 = \left\{ x_0, y_0, z_0, \alpha, \beta, \gamma \right\}^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

在j点的激励力的大小为 f_j ,激励点的坐标为 $\{x_j, y_j, z_j\}$,激励方向与x, y, z轴的夹角分别为 θ_{xi}, θ_{vi} 和 θ_{zi} ,在原点处产生的激励力为

$$F_0 = T_{i0} f_i \tag{5}$$

^{*} 重庆市技术创新与应用发展专项资助项目(cstc2019jscx-zdztzxX0042) 收稿日期;2019-08-21;修回日期;2020-03-10

$$T_{j0} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{xj} \\ \cos\theta_{yj} \\ \cos\theta_{zj} \\ -z_{j}\cos\theta_{xj} + y_{j}\cos\theta_{zj} \\ -x_{j}\cos\theta_{zj} + z_{j}\cos\theta_{xj} \\ -y_{j}\cos\theta_{xj} + x_{j}\cos\theta_{yj} \end{bmatrix}$$
(6)

假设发动机做微小振动,j点激励在原点O产生的加速度响应为 \ddot{X}_0 ,在响应点i处产生的加速度为

$$\mathbf{a}_i = T_{i0}\ddot{X}_0 \tag{7}$$

其中: $a_i = \left\{a_{xi}, a_{yi}, a_{zi}\right\}^{\mathrm{T}}$ 。

$$T_{i0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix}$$
(8)

$$\ddot{X}_{0} = (T_{i0}^{T} T_{i0})^{-1} T_{i0}^{T} a_{i}$$
(9)

将式(1)两边进行傅里叶变换[9]得

$$(M - K/\omega^2 - jC/\omega)\ddot{X}_0(\omega) = F_0(\omega)$$
 (10)

$$(M - K/\omega^2 - jC/\omega)H_0(\omega) = T_{i0}$$
 (11)

其中:
$$H_0(\omega) = T_a H_{ij}(\omega); T_a = \left(T_{i0}^{\mathsf{T}} T_{i0}\right)^{-1} T_{i0}^{\mathsf{T}};$$

$$H_{ij}(\omega) = \left(\frac{a_i(\omega)}{F_j(\omega)}\right)$$
为系统响应点 i 和激励点 j 之间的频率响应函数。

分别取 p 和 q 两个不相等的频率代入式(11)得

$$(M - K/\omega_b^2 - jC/\omega_b)H_0(\omega_b) = T_{i0} \quad (12)$$

$$(M - K/\omega_a^2 - jC/\omega_a)H_0(\omega_a) = T_{i0} \quad (13)$$

式(12)两侧同时取共轭得

$$\left(M - K/\omega_{\scriptscriptstyle h}^2 + \mathrm{i}C/\omega_{\scriptscriptstyle h}\right)\overline{H_{\scriptscriptstyle 0}}(\omega_{\scriptscriptstyle h}) = T_{\scriptscriptstyle i0} \tag{14}$$

当质量矩阵和刚度矩阵为对称阵时,对式(12)两侧同时乘 $\omega_q H_0^{\text{T}}(\omega_q)$,式(13)两侧同时乘 $\omega_p H_0^{\text{T}}(\omega_p)$,可得

$$H_0^{\mathrm{T}}(\omega_p)(K+\omega_p\omega_q M)H_0(\omega_q) = A_{pq} \quad (15)$$

其中,

$$A_{\mathit{pq}} = \frac{\omega_{\mathit{p}} \omega_{\mathit{q}}^{\; 2} H_{\scriptscriptstyle 0}^{\, \mathsf{T}} \left(\omega_{\mathit{q}}\right) T_{\mathit{j0}} - \omega_{\mathit{p}}^{\; 2} \omega_{\mathit{q}} H_{\scriptscriptstyle 0}^{\, \mathsf{T}} \left(\omega_{\mathit{p}}\right) T_{\mathit{j0}}}{\omega_{\mathit{q}} - \omega_{\mathit{p}}} \circ$$

对式(13)两侧同时乘 $\omega_p \overline{H}_0^{\mathrm{T}}(\omega_p)$,式(14)两侧同时乘 $\omega_q H_0^{\mathrm{T}}(\omega_q)$,可得

$$\overline{H}_{0}^{T}(\omega_{p})(K-\omega_{p}\omega_{q}M)H_{0}(\omega_{q})=B_{pq} \quad (16)$$

其中

$$B_{pq} = rac{oldsymbol{\omega}_{p} oldsymbol{\omega}_{q}^{2} \overline{oldsymbol{H}}_{0}^{\mathrm{T}} igl(oldsymbol{\omega}_{p}igr) T_{j0} + oldsymbol{\omega}_{p}^{2} oldsymbol{\omega}_{q} oldsymbol{H}_{0}^{\mathrm{T}} igl(oldsymbol{\omega}_{q}igr) T_{j0}}{-(oldsymbol{\omega}_{q} + oldsymbol{\omega}_{p})}$$

当p≥6目q≥6时,由式(15)和式(16)得

$$Y_1^T K Y_2 + \omega_b Y_1^T M Y_2 \omega_a = A_{ba} \qquad (17)$$

$$\overline{Y}_{1}^{\mathsf{T}}KY_{2} + \omega_{\mathfrak{p}}\overline{Y}_{1}^{\mathsf{T}}MY_{2}\omega_{\mathfrak{q}} = B_{\mathfrak{p}\mathfrak{q}} \qquad (18)$$

由式(17)和式(18)将 K矩阵消掉可得

$$AMB = F \tag{19}$$

其中: $B = Y_2 \omega_q$;

$$egin{split} A &= Y_{1}{}^{\mathrm{T}}ig(Y_{1}\overline{Y}_{1}ig)^{-1}Y_{1}\omega_{
ho}\,\overline{Y}_{1}{}^{\mathrm{T}} + \omega_{q}Y_{1}{}^{\mathrm{T}}; \ F &= A_{
ho q} - Y_{1}{}^{\mathrm{T}}ig(Y_{1}\overline{Y}_{1}ig)^{-1}Y_{1}B_{
ho q} \circ \end{split}$$

式(19)通过矩阵理论 Kronecker 积理论将质量矩阵求解出来。

2 惯性参数识别实验装置设计及分析

2.1 惯性参数识别装置设计与原理

惯性参数识别装置由托盘、质量块和橡胶悬置组成^[3],质量块固定在托盘上形成一个整体,托盘通过4个橡胶悬置固定在大地上。被测物体形状复杂,激励点和响应点的坐标和角度会引入较大误差,采用激励和响应都在托盘上,可以避免误差,提高结果精度。托盘和质量块作为一个刚性体,在托盘上布置激励点和响应点,得到频率响应函数^[10],带入识别算法中可以求得系统的质量矩阵,得到刚体各个惯性参数。

2.2 惯性参数识别仿真分析

在多刚体动力学软件 ADAMS 建立仿真模型,如图 1 所示。仿真时取了 3 个激励点和 4 个响应点,3 个激励点分别为不在同一点的 x,y,z 轴 3 个方向,可以保证把系统所有模态振型[11]激发出来。激励采用正弦扫频激励信号,设置完成仿真模型参数后,在 ADAMS 振动模块中提取激励点和响应点的频率响应函数带入识别算法程序中,识别结果以及识别误差如表 1 所示。

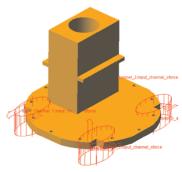


图1 多体动力学仿真模型

Fig.1 Multi-body dynamics simulation model

表 1 待测体的惯性参数误差

Tab.1 Inertial parameters error of the object to be measured

识别参数	- 方向	参考值	识别值	误差/%
质量/kg	刀凹	18.55	18.55	0
	x_{c}	80	79.60	0.51
质心/mm	\mathcal{Y}_c	50	49.89	0.23
	z_{c}	125	125.06	0.05
	J_{xx}	0.423	0.423	0
转动惯量/(kg·m²)	J_{yy}	0.529	0.528	0.19
	J_{zz}	0.239	0.238	0.42
	J_{xy}	0.074	0.074	0
惯性积/(kg·m²)	J_{xz}	0.185	0.158	0
	J_{yz}	0.116	0.115	0.86

2.3 识别结果影响因素分析

2.3.1 激励点和响应点坐标误差的影响

由于力锤的敲击和传感器的安装^[12-13]都是一个平面,所以力锤的敲击坐标和传感器的安装坐标不可能是一个点,总会有坐标误差。因此,在程序计算时,把所有激励点和响应点坐标分别加入 0.5~5 mm的误差进行运算,其激励点和响应点的坐标误差与系统惯性参数识别结果的关系如图 2 和图 3 所示。

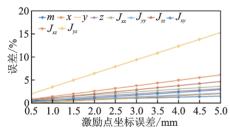


图 2 激励点坐标误差对识别精度的影响

Fig.2 Influence of excitation point coordinate error on recognition accuracy

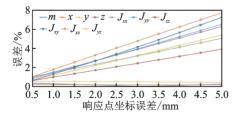


图 3 响应点坐标误差对识别精度的影响

Fig.3 Influence of response point coordinate error on recognition accuracy

2.3.2 激励角度与传感器安装角度误差的影响 在实验中,传感器安装和力锤敲击总会有角度

的误差。程序计算时,在所有激励点上的力锤激励 角度和所有响应点上的传感器安装角度加入0.5°~5°的误差。其激励角度和传感器安装角度误差与系统惯性参数识别误差关系如图4和图5所示。

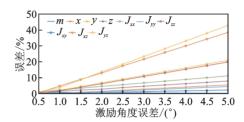


图 4 激励角度误差对识别精度的影响

Fig.4 Influence of excitation angle error on recognition accuracy

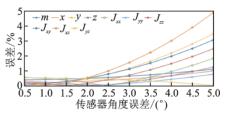


图 5 传感器安装角度误差对识别精度的影响

Fig.5 Influence of sensors installation angle error on recognition accuracy

2.3.3 噪声的影响

在频率响应函数测量过程中,在激励端和响应端都会存在噪声,从而影响识别结果精度。在测得的频率响应函数幅值中加入0.5%~5%的随机误差,惯性参数识别误差与频响函数随机误差关系如图6所示。

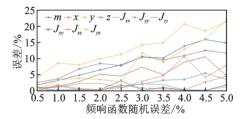


图 6 频响函数随机误差对识别精度的影响

Fig.6 Influence of random error of frequency response function on recognition accuracy

3 惯性参数识别装置

3.1 实验

实验设备分别有笔记本电脑、一套 B& K 振动测试仪器(包括力锤、三向传感器、前端、放大器、连接线若干)及待测质量块系统。按照 2.2 节的仿真模型搭建实验平台,托盘和质量块均为表面平整光滑

的钢块,托盘和质量块固定在一起,可以看作一个刚体。托盘通过4个橡胶悬置块固定在型材钢架上[14],如图7和图8所示。



图 7 B&K振动测试仪器 Fig. 7 B&K vibration tester



图 8 实验装置 Fig.8 Experimental device

3.2 识别结果分析

实验测得所有激励点和响应点之间的频率响应 函数,所有测点的频率响应函数幅值如图 9 所示,相 干函数如图 10 所示。固有频率附近的频响函数信 噪比较高,因此选取 6 阶刚体模态固有频率附近的 频响函数进行计算。由图 10 相干函数可知,在计算 频带中的相干函数值接近 1,说明测得的频响函数 较为可靠。质量系统实验结果及误差如表 2 所示。 经计算,减去托盘惯性参数后的质量块的识别结果 及误差如表 3 所示。

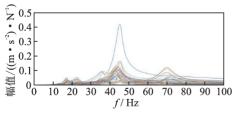


图 9 所有测点频率响应函数幅值 Fig. 9 FRF for all measuring points

表 2 和表 3 实验结果表明,系统质量以及质心位置的识别误差在 3%以内,转动惯量和惯性积的识别误差均在 9%以内。由于系统转动惯量和惯性

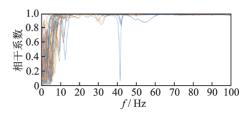


图 10 所有测点相干函数

Fig.10 Coherence of all measuring points

表 2 质量系统的惯性参数误差

Tab.2 Inertial parameters error of mass system

识别参数	方向	参考值	识别值	误差/%
质量/kg	刀凹	33.06	32.77	0.88
	x_c	93.17	92.26	0.98
质心/mm	${\cal Y}_c$	76.34	74.60	2.28
	\boldsymbol{z}_c	74.52	72.88	2.20
	J_{xx}	0.708	0.686	3.11
转动惯量/(kg·m²)	J_{yy}	0.814	0.845	3.81
	J_{zz}	0.806	0.855	6.08
	J_{xy}	0.249	0.265	6.43
惯性积/(kg•m²)	J_{xz}	0.201	0.205	1.99
	J_{yz}	0.132	0.121	8.33

表 3 质量块的惯性参数误差

Tab.3 Inertial parameters error of mass block

识别参数	- 方向	参考值	识别值	误差/%
质量/kg	万円	18.55	18.26	1.56
	x_c	80	78.16	2.30
质心/mm	${\cal Y}_c$	50	48.27	3.46
	\boldsymbol{z}_{c}	125	122.84	1.72
	J_{xx}	0.423	0.401	5.20
转动惯量/(kg•m²)	J_{yy}	0.529	0.560	5.86
	J_{zz}	0.239	0.259	8.37
	J_{xy}	0.074	0.080	8.11
惯性积/(kg·m²)	J_{xz}	0.185	0.189	2.16
	J_{yz}	0.116	0.105	9.48

积数值较小,且受到激励点响应点坐标误差等因素的影响较大,所以识别结果误差更大一点。将托盘的惯性参数减去,计算出托盘上质量块的惯性参数识别结果中,质量和质心位置的识别误差在4%以内,转动惯量和惯性积中最大识别误差为9.48%。

4 结 论

1)激励点和响应点坐标误差对系统的转动惯量和惯性积的识别精度影响较大,而对质心位置以及质量识别精度影响较小。激励角度误差对所有惯

性参数识别影响较大,尤其是系统惯性积。直接参数识别法对系统噪声的影响比较敏感,其中对质量和质心位置的识别影响较大。

- 2) 实验装置采用标准托盘将待测刚体托起形成一个整体,将激励点和响应点都布置在托盘上,既减小了激励点和响应点的坐标误差,又减小了力锤敲击角度和传感器安装角度误差,提高了识别精度。
- 3) 实验结果表明,笔者采用惯性参数识别方法 与实验装置识别刚体惯性参数,实验操作简单,识别 精度和效较率高。

参 考 文 献

- [1] 高云凯, 冯海星, 方剑光, 等. 基于质量线法的驾驶室 惯性参数识别试验研究[J]. 振动与冲击, 2013(16): 193-197.
 - GAO Yunkai, FENG Haixing, FANG Jianguang, et al. Experimental study on identification of inertia parameters of truck cab based on mass line method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013(16):193-197.(in Chinese)
- [2] HOUZC, LUYN, LAOYX, et al. A new trifilar pendulum approach to identify all inertia parameters of a rigid body or assembly [J]. Mechanism & Machine Theory, 2009,44(6):1270-1280.
- [3] 罗渊,王攀. 复杂结构刚体惯性参数识别方法与试验 [J]. 重庆大学学报, 2018,41(10):9-18.

 LUO Yuan, WAGN Pan. Rigid body inertia parameter identification method and experiment for complex structures [J]. Journal of Chongqing University, 2018, 41(10):9-18. (in Chinese)
- [4] XU C, DING K, YANG Z. Identification of engine inertia parameters on the basis of frequency response functions [J]. International Journal of Vehicle Design, 2012,60(1/2):121-137.
- [5] FREGOLENT A, SESTIERI A. Identification of rigid body inertia properties from experimental data [J].

 Mechanical Systems & Signal Processing, 1996, 10(6):697-709.
- [6] MALEKJAFARIAN A, ASHORY M R, KHATIBI M M, et al. Rigid body stiffness matrix for identification of inertia properties from output-only data[J]. European

- Journal of Mechanics / A Solids, 2016, 59:85-94.
- [7] 徐传燕.发动机惯性参数和激励力的振动识别方法研究[D].广州:华南理工大学,2012.
- [8] 何宇翔. 基于试验模态的结构惯性参数识别方法研究 [D]. 南京:南京航空航天大学, 2018.
- [9] MUCCHI E, FIORATI S, GREGORIO R D, et al. Determining the rigid-body inertia properties of cumbersome systems: comparison of techniques in time and frequency domain [J]. Experimental Techniques, 2011,35(3):36-43.
- [10] MALEKJAFARIAN A , ASHORY M R , KHATIBI M M. Identification of inertia properties from the results of output-only modal analysis [J]. Archive of Applied Mechanics, 2013,83(6):923-937.
- [11] 张勇, 侯之超. 考虑振型修正的识别惯性参数的一种模态模型方法[J]. 振动工程学报, 2016(3):436-443. ZHANG Yong, HOU Zhichao. Identification of rigid body inertia properties by utilizing modal parameters [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016(3):436-443. (in Chinese)
- [12] KLOEPPER R, OKUMA M. Experimental identification of rigid body inertia properties using single-rotor unbalance excitation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2009,223(4):293-308.
- [13] LEE H, LEE Y B, PARK Y S. Response and excitation points selection for accurate rigid-body inertia properties identification [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 1999, 13(4):571-592.
- [14] BRANCATI R, RUSSO R, SAVINO S. Method and equipment for inertia parameter identification [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2010, 24(1):29-40.



第一作者简介:郭晓航,男,1992年1月生,硕士。主要研究方向为汽车振动与噪声控制。

E-mail: 875655688@qq.com

通信作者简介:王攀,男,1977年9月生,博士、副教授。主要研究方向为汽车系统动力学与控制、汽车振动噪声控制。 E-mail:wangpan@cqu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.06.027

基于子空间LQG的高速列车预测控制器性能监控*

刘伯鸿, 连文博, 李婉婉

(兰州交通大学自动化与电气工程学院 兰州,730070)

摘要 针对高速列车在复杂多变环境运行时子空间预测控制器出现性能下降的问题,提出一种基于子空间线性二次高斯(linear quadratic Gaussian, 简称 LQG)基准的列车预测控制器性能监控算法。首先,使用子空间辨识算法处理列车历史运行数据获得子空间矩阵,设计基于子空间 LQG 的高速列车预测控制器性能评价基准;其次,通过在线求解列车实时性能指标并与已建立的性能基准进行比较得到评价指标后,对列车预测控制器进行在线评估;最后,对评估结果为列车控制性能下降进行诊断,即建立控制器性能下降模式库,设计基于支持向量机的分类器,对噪声方差变化、过程模型失配、输出约束饱和及控制参数设置不当这4类性能下降源进行训练学习。将测试集输入分类器进行仿真,得到的准确率分别为95.63%,92.49%,90.52%和97.56%,表明该分类器可靠性强,准确率高。

关键词 高速列车;子空间辨识;预测控制器;性能监控;支持向量机中图分类号 TH17; U284.48

引言

高速列车长期在复杂多变环境中运行,其控制 器会受设备老化、外界干扰过大等因素影响出现性 能下降的情况,轻则影响列车运行效率,重则存在安 全隐患[1-2]。同时,从列车控制算法方面提高列车的 控制精度已趋于饱和,因此研究列车控制器的性能 监控既保证列车行车安全与效率,也从可维护的角 度提高列车的控制精度。预测控制器的性能监控理 论作为新型学科在工业等领域取得了广泛的应 用[3-4],最小方差控制 (minimum variance control, 简 称 MVC) 基准自提出之后,获得了长足的发展,但 是该基准存在信息量不全、难以获得等缺点。 Huang 等[5]提出了LQG 基准并对其进行改进,该基 准考虑输入方差,准确度高并具有很强的实用性,因 此笔者选择LQG基准作为列车的性能评价基准。 刘泉等[6]研究了万吨级重载列车在不同编组方式下 的控制性能,但未考虑列车控制器自身的作用。罗 仁士[7]采用自适应参数估计和监测滤波方法,只对 城轨列车自适应控制器的性能监控进行研究,但城 轨列车运行速度较低,不具备普适性。针对上述问 题,笔者选择高速列车子空间预测控制器作为研究 对象,利用该控制器使用子空间辨识求取预报模型 过程中产生的子空间矩阵定义基于子空间的LQG

基准,设计性能评价指标,使用列车历史运行数据离线求解性能基准,并在线实时评价列车性能。对评价结果为性能下降的数据进行性能诊断,即建立基于支持向量机的分类器,对建立的性能下降模式库进行训练学习。将测试集输入分类器进行仿真,结果表明,基于子空间LQG基准的列车控制器能实时监控列车性能,并对性能下降源及时进行准确诊断。

1 列车子空间预测控制器结构

笔者使用文献[8]中设计的高速列车子空间预测控制器,等效列车动力学行为的状态模型,使用子空间辨识算法辨识相关参数,得到列车的子空间预报模型,并将该预报模型作为预测控制的预测模型设计控制器,具体结构如图1所示。

图1中: R: 为列车目标追踪速度; u 为控制输入,

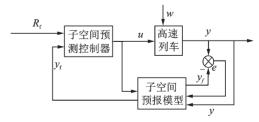


图 1 列车子空间预测控制器结构

Fig.1 Structure of Subspace predictive controller for train

^{*}国家自然科学基金资助项目(61664010);国家重点研发计划资助项目(2017YFB1201003-20) 收稿日期:2019-07-03;修回日期:2019-12-05

即牵引/控制力;y为列车实时速度;w为列车受到的外界干扰;yi为预报模型得到的列车未来输出速度;e为当前速度y与未来速度yi之间的误差。

对列车进行动力学分析,得到列车非线性等效 模型为

$$\begin{cases} x_{k+1} \approx Ax_k + Bu_k + e(k) \\ y_k \approx Cx_k + Du_k + Ee(k) \end{cases}$$
 (1)

式(1)的具体详解参照文献[9]。

对式(1)进行多步迭代处理,设计列车子空间预报模型为

$$\begin{cases} Y_{f} = \Gamma_{i} X_{f} + H_{N} U_{f} + H_{i}^{s} M_{f} + N_{f} \\ Y_{P} = \Gamma_{i} X_{P} + H_{N} U_{P} + H_{i}^{s} M_{P} + N_{P} \end{cases}$$
(2)

其中:下标 f,p 分别表示未来、过去时刻; Γ ,为扩展观测矩阵; U_p , U_l 为输入的 Hankel 矩阵; H_N , H_l 分别表示确定性、随机性下三角 Toeplitz 矩阵;M,N 为噪声矩阵。

令列车过去时刻数据集 $W_p = [Y_p^T, U_p^T]^T$; 根据正交投影原理,可假设预测算子 \hat{Y}_f 为

$$\hat{Y}_{\mathrm{f}} = Y_{\mathrm{f}} / \begin{pmatrix} W_{\mathrm{p}} \\ U_{\mathrm{f}} \end{pmatrix} = L_{w} W_{\mathrm{p}} + L_{u} U_{\mathrm{f}} \tag{3}$$

其中:L,,L,为子空间矩阵。

求解 L_{u} , L_{u} 需要对式(4)进行LQ分解,即

$$\min_{L_w, L_u} \left\| Y_f - \begin{bmatrix} L_w & L_u \end{bmatrix} \begin{pmatrix} W_p \\ U_f \end{pmatrix} \right\|_{\Gamma}^2 \tag{4}$$

将 L_{ω} , L_{u} 代入式(3)可得预测算子 \hat{Y}_{i} ,由此可推出列车子空间预报模型。设计预测控制器,目标函数为

$$J = (R_{f} - \hat{Y}_{f})^{T} Q (R_{f} - \hat{Y}_{f}) + U_{f}^{T} R U_{f}$$
(5)
其中: Q 为输出矩阵; R 为控制矩阵。

预测算子 \hat{Y}_i 由式(3)和式(4)式可以得到,对J求 U_i 的极小值,可得

$$U_{f} = \left(L_{u}^{T}QL_{u} + R\right)^{-1}L_{u}^{T}Q\left(R_{f} - L_{w}W_{p}\right)$$
(6)
选取 U_{f} 第1个分量作为列车控制量。

2 基于子空间 LOG 基准的性能评价

列车作为快速反应系统,采用原有模型辨识与控制器设计分离的预测控制设计流程存在设计繁琐、耦合度低及停车测试模型精度成本高的弊端。子空间预测控制器能将模型辨识与控制器设计结合起来,通过对列车运行数据进行辨识处理获得子空间矩阵,进行控制器设计。笔者使用子空间预测控制中产生的子空间矩阵设计性能评估基准及基于子空间 LQR 的评估指标,对列车控制性能进行在线

评估。

2.1 基于子空间 LQG 的性能基准

当式(2)所建立的子空间预报模型数据阵的行数趋于无穷大时,列车的预测输出则如式(7)所示

$$\hat{Y}_{f} = \Gamma_{i} X_{f} + H_{N} U_{f} \tag{7}$$

通过和式(3)的预测算子进行对比,可得

$$\begin{cases}
\Gamma_i X_{\rm f} = L_w W_{\rm p} \\
H_N = L_w
\end{cases}$$
(8)

其中: Γ_1, H_N, W_0 已知; L_ω, L_ω 为子空间矩阵。

对 L_{ω} 进行奇异值分解(singular value decomposition,简称SVD),可得

$$L_{w} = (U_{1} \quad U_{2}) \begin{pmatrix} S_{1} & 0 \\ 0 & S_{2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_{1}^{\mathrm{T}} \\ V_{2}^{\mathrm{T}} \end{pmatrix} \tag{9}$$

根据文献[10]可知 $\Gamma_i = U_1 S_1^{1/2}$,代入式(7)中,可得

$$\boldsymbol{X}_{\mathrm{f}} = \boldsymbol{S}_{1}^{1/2} \boldsymbol{V}_{1}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{W}_{\mathrm{p}} \tag{10}$$

假设列车运行中的初始工作点为 0, 并结合式(5)的列车预测控制的目标函数, 定义 LQG 的目标函数为

$$J_{\text{LOG}} = \hat{Y}_{\text{f}}^{\text{T}} Q \hat{Y}_{\text{f}} + U_{\text{f}}^{\text{T}} R U_{\text{f}}$$
 (11)

将式(7)代入式(11),可得

$$J_{\text{LQG}} = (\boldsymbol{\Gamma}_{i} \boldsymbol{X}_{f} + \boldsymbol{H}_{N} \boldsymbol{U}_{f})^{\text{T}} \boldsymbol{Q} (\boldsymbol{\Gamma}_{i} \boldsymbol{X}_{f} + \boldsymbol{H}_{N} \boldsymbol{U}_{f}) + \boldsymbol{U}_{f}^{\text{T}} \boldsymbol{R} \boldsymbol{U}_{f}$$

$$(12)$$

对 J_{tog} 求关于 U_{t} 的极小值,可得

$$U_{\mathrm{f}} = -\left(R + H_{\mathrm{N}}^{\mathrm{T}} Q H_{\mathrm{N}}\right)^{-1} H_{\mathrm{N}}^{\mathrm{T}} Q \Gamma_{\mathrm{i}} X_{\mathrm{f}} \quad (13)$$

令
$$Z = -(R + H_{\rm N}^{\rm T} Q H_{\rm N})^{-1} H_{\rm N}^{\rm T} Q \Gamma_{\rm i}$$
, 代人式(7)中可得

$$\hat{Y}_f = \Gamma_i X_f + H_N U_f = (\Gamma_i + H_N Z) X_f$$
 (14) 综上, 计算出基于子空间 LQG 的性能基准为

$$J_{\text{LQG}} = \lim_{N \to \infty} \left[\frac{1}{N} E(\boldsymbol{\Phi}^{\mathsf{T}} \boldsymbol{\Phi}) \right] + \lim_{N \to \infty} \left[\frac{1}{N} E(\boldsymbol{\Psi}^{\mathsf{T}} \boldsymbol{\Psi}) \right]$$
(15)

其中:
$$\boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{Q}^{1/2} (\boldsymbol{\Gamma}_{i} + H_{N} \boldsymbol{Z}) X_{f}; \boldsymbol{\Psi} = \boldsymbol{R}^{1/2} \boldsymbol{Z} X_{fo}$$

式(15)中,第1个分量表示输出Y的LQG基准值,即 $J_{LQG,y}$,同理第2个分量表示输入U的LQG基准值,即 $J_{LQG,y}$ 。

2.2 性能评价指标

定义列车控制器的性能基准后,根据列车实时追踪曲线,可在线求得基于子空间LQG的列车实时性能指标 J_{act} ,如式(16)所示

$$J_{\text{act}} = \frac{1}{k} E(\sum_{i=1}^{k} y_{t+i} - R_{t+i})^2 + \frac{1}{k} E(\sum_{i=1}^{k} u_{t+j}^2)$$
 (16)

其中:k为采样个数; y_{t+i} 为列车实时输出速度值; R_{t+i} 为列车目标追踪曲线对应时刻的速度值; u_{t+j} 为列车控制器输入控制力大小。

令第1个分量表示输出Y的实时性能,即 J_{act_y} 。同理第2个分量表示输入U的实时性能,即 J_{act_y} 。

定义列车的性能评价指标 λ 为在线计算出的列车实时指标 J_{act} 与列车控制性能基准 J_{LQG} 的比值,如式(17)所示

$$\lambda = J_{\rm LQG}/J_{\rm act} \tag{17}$$

推理可知, $\lambda \in (0,1)$, λ 越大表明列车控制器的控制性能越好;越小则表示控制性能越差。

基于子空间LQG的列车子空间预测控制器的性能评价流程如图2所示。

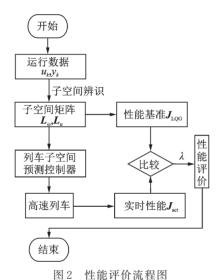


图 2 性肥胖仍须住图

Fig.2 Flow chart of performance evaluation

3 基于SVM的控制器性能诊断

通过对列车实时运行中产生的输入/输出数据 进行性能评价,可实现对列车运行的实时监督,即当 性能评价指标λ低于某一范围时,列车的控制器性 能会出现严重下降,轻则降低列车的运行效率,重则 危及行车安全。因此,需要诊断出列车控制器具体 性能下降的内容,提醒司机和维修人员及时维修,在 减轻工作量的同时提高工作效率。

3.1 性能下降源种类

根据列车子空间控制器的工作原理与数据来源,将导致列车控制器性能下降的原因分成了内因和外因,内因主要包括列车相关设备老化造成的预

测模型失配以及子空间预测控制器设计参数不合理导致的模型失配;而外因有测速/测距等传感器故障导致的数据错误,以及复杂环境运行下的干扰和输入输出约束的不当。其中,传感器故障属于故障诊断的范畴,不予考虑。

3.2 性能诊断原理与步骤

支持向量机具有鲁棒性强、计算量小等优点[11-13],因此笔者选择支持向量机作为性能下降模式的分类算法。选择适当的核函数 k(x,x')和适当的参数 C,可以保证得到最优解,如式(18)所示

$$\min_{\alpha} \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{j} \sum_{j=1}^{1} y_{i} y_{j} \alpha_{i} \alpha_{j} k(x_{i}, x_{j}) - \sum_{j=1}^{1} \alpha_{j}$$
(s.t. $\sum_{i=1}^{l} y_{i} \alpha_{i} = 0$; $0 \le \alpha_{i} \le C$; $i = 1, 2, \dots, 1$)

性能诊断需要分两步同时进行:①需要根据列车性能下降源计算出对应的性能指标 λ 离线训练 SVM 分类器;②需要在线采集性能评价阶段已判定 是性能下降的列车子空间预测控制器作用下的输入输出数据,计算性能指标 λ₁,输入已训练好的分类器进行模式识别,可以判断该性能下降属于某种下降源。性能诊断流程如图 3 所示。

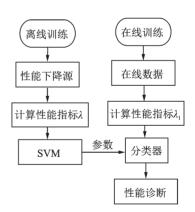


图 3 性能诊断流程图

Fig.3 Flow chart of performance diagnosis

4 仿 真

仿真包括两部分:①对列车性能评价的仿真,主要分两步进行,首先选择列车运行良好的数据求解基于子空间 LQG 的列车性能基准 J_{LQG} ,再选择列车实时运行的数据在线性能指标 J_{act} ,求解性能评价指标 λ 并对此运行过程进行性能评价;②建立性能下降模式库,分别求解4种性能下降模式的性能评价指标作为输入向量训练 SVM 分类器,然后将性能

评价部分判定为列车性能下降的数据输入分类器进行性能诊断。

4.1 性能评价仿真

选择 CRH2-300 列车作为研究对象,使用 N4SID子空间辨识算法进行相关参数辨识,结果如式(19)所示,具体求解参照文献[8]。

$$\begin{cases}
x_{k+1} = \begin{bmatrix} 0.3804 \\ -1.096 \times 10^{-4} \end{bmatrix} x_k - 0.0211u_k + e_k \\
-0.51772
\end{cases} x_k = \begin{bmatrix} -166.12 \\ 789.06 \\ -1.0217 \end{bmatrix} x_k + \begin{bmatrix} -7.71 \times 10^{-3} \\ 9 \times 10^{-5} \\ 0.001 \end{bmatrix} e_k$$
(19)

其中: x_0 =-3.169 3×10⁻¹⁵。

得到列车子空间预报模型后,根据设计的预测控制器进行曲线追踪,设置子空间预测控制器的预测时域为10,控制时域为2,Q和R都设置为单位矩阵,得到列车的输入/输出数据,如图4所示。

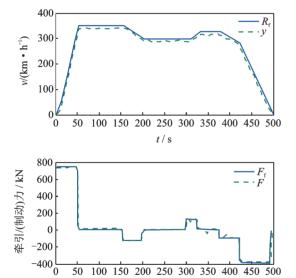


图 4 输入/输出数据 Fig.4 Input/output data

t/s

图 4 中: R_i 为列车目标-距离曲线,具体如式(19)所示;y为追踪曲线; F_i 为根据 CRH2-300列车牵引-制动曲线计算的列车理想牵引/制动力曲线;F 为列车实时输出曲线。根据得到的数据,利用式(11)~(15)可以得到列车性能基准 J_{LQG} ,同时由式(16)~(17)可以得到基于子空间辨识的列车预测控制器作用下的列车控制性能 J_{act} 和性能评价指标 λ ,具体如表 1 所示。

表 1 高速列车子空间控制器性能指标

Tab.1 Performance indicators of subspace controller for high speed train

指标类型	Y	U	J
基准值 (J_{LQG})	0.094 5	0.067 5	0.162 0
实际值 $(J_{\rm act})$	0.110 1	0.061 2	0.171 3
评价指标(λ)	_	_	0.945 7

$$v(t) = \begin{cases} 7t & (0 \le t \le 50) \\ 350 & (50 < t \le 150) \\ 350 - 1.2(t - 150) & (150 < t \le 200) \\ 290 & (200 < t \le 300) \\ 290 + 1.2(t - 300) & (300 < t \le 325) \\ 320 & (325 < t \le 375) \\ 320 - (t - 375) & (375 < t \le 425) \\ 270 - 3.6(t - 425) & (425 < t \le 500) \end{cases}$$

从表1可得,基于子空间辨识的高速列车预测控制器的控制性能为0.9457,说明列车控制器的性能不可能达到100%优良,只能尽可能地接近最优值,其中:Y为列车控制器输出值;U为控制器输入量;J对应基准值和实际值,分别由输出输入两部分组成,即 $J_{LQG}=J_{LQG_,y}+J_{LQG_,u}$, $J_{act}=J_{act_,y}+J_{act_,u}$ 。笔者选择200组从兰州西到西宁的CRH2-300型动车组正常运行下的输入输出数据,计算它们的性能评价指标 λ ,得到列车正常运行的性能变化范围,如图5所示。

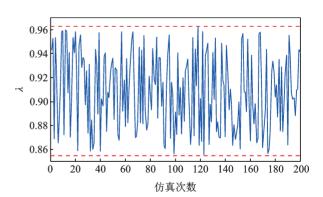


图 5 列车正常运行指标λ变化范围

Fig.5 Change range of train normal operation index

从图 5 可以看出,列车子空间预测控制器正常工作下的性能范围在[0.855, 0.963]之间,λ的标准单位为1,因此图中纵坐标省略单位。当列车性能评价指标λ低于一定值时需要对列车控制器进行性能诊断,因此需要根据性能下降模式源求解性能评价过程中λ的下限。

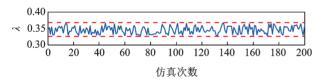
4.2 性能诊断

性能诊断过程需要根据性能下降源数据求解其 对应的性能指标值,通过调整控制器参数并向控制 器添加干扰来获得相关模式的输入输出数据,具体 参数变化如表2所示,使用修改参数后的控制器分 别依次训练200次得到训练集数据。

表 2 训练集设置 Tab.2 Training set settings

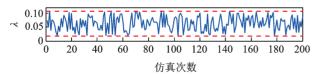
训练集	模式	对应参数	取值变化
$P_1(200)$	噪声方差变化	方差	0.01~0.06
$P_2(200)$	过程模型失配	反馈增益	$13.04 \sim 20.30$
$P_{3}(200)$	输出约束饱和	限速	350~330
$P_4(200)$	控制参数设置不当	预测时域	10~8

计算4种性能下降模式下的列车控制器性能指标λ,结果如图6所示。通过求解4种下降源的性能评价指标λ可知,图6(a)表示训练集1即噪声方差变化下的列车控制器性能,范围为[0.327,0.368];



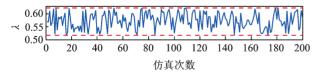
(a) 噪声方差变化

(a) Noise variance change



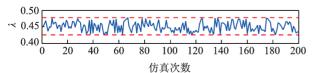
(b) 过程模型失配

(b) Process model mismatch



(c) 输出约束饱和

(c) Output constraint saturation



(d) 控制参数设置不当

(d) Improper setting of control parameters

图 6 4种性能下降源 λ指标变化范围

Fig.6 Change range of four performance degradation sources

图 6(b)表示训练集 2即过程模型失配下的性能,范围为[0.017, 0.106];图 6(c)表示训练集 3即输出约束饱和下的性能,范围为[0.516, 0.624];图 6(d)表示训练集 4即控制器参数设置不当的性能,范围为[0.426, 0.478]。可以看出,4种下降模式中过程模型失配对列车控制器性能影响最大,同时 4种模式的性能评价指标范围互不相交,最大上限为输出约束饱和的上限 λ =0.624,即可以得到当性能评价阶段得到的 λ >0.624,不需要进行性能诊断;反之,则需要对在线评价的控制器进行性能诊断,并将结果反馈给司机或者维护人员。

将训练集求解得到的 4×200 组 λ 指标作为输入向量输入 SVM 分类器进行训练,同时给定标签为 $1 \sim 4$,分别对应图 6 中(a) \sim (d),利用 Matlab 中的 LIBSVM 软件包训练向量机,由训练结果配置分类器的最优参数为 C = 34.51, $\gamma = 2.4$,设置径向基函数为分类器的核函数。为了测试 SVM 的诊断效果,建立 4 种不同于训练集性能模式的测试数据集如表 3 所示,提取 4 组测试集的 4×150 组 λ 指标并输入到 SVM 中,进行性能下降诊断。

表 3 测试集设置 Tab.3 Test set settings

测试集	模式	对应参数	取值变化
$T_1(150)$	噪声方差变化	方差	0.01~0.03
$T_2(150)$	过程模型失配	反馈增益	$13.04 \sim 15.70$
$T_3(150)$	输出变量约束饱和	限速	$350 \sim 320$
$T_4(150)$	控制参数设置不当	预测时域	10~5

针对 $T_1 \sim T_4$ 这 4 种性能模式, SVM 分类后的正确率依次为 95.63%, 92.49%, 90.52% 和 97.56%, 结果表明性能评价过程中误判和漏报情况极少发生, 并且能够准确诊断性能下降模式的类型。

5 结束语

笔者从控制器可维护的角度出发,对高速列车子空间预测控制器进行性能监控的研究,旨在监控列车控制性能的同时,对性能下降原因进行诊断,提高列车控制精度的同时也提高维护人员工作效率及准确性。考虑子空间预测控制整合模型辨识与控制律的特性,并结合LQG基准正确率高的优点,定义基于子空间LQG的控制器性能评价指标,在能够合理评价列车控制性能的同时,也作为支持向量机分类器的输入向量,增加了性能评价和诊断过程的耦

合度。仿真结果表明,基于子空间LQG的性能监控 能够实时监控列车性能并及时、精确诊断出性能下 降源位置。从可维护角度出发,为提高列车控制精 度提出一种新思路。

参 考 文 献

- [1] YIN J T, TANG T, YANG L X. Research and development of automatic train operation for railway transportation systems: a survey [J]. Transportation Research Part C Emerging Technologies, 2017, 12(1): 548-572.
- [2] YU J, QIN S J. Statistical MIMO controller performance monitoring. part I: data-driven covariance benchmark[J]. Journal of Process Control, 2018, 3(1): 18-34.
- [3] QIN S J, YU J. Recent developments in multivariable controller performance monitoring [J]. Journal of Process Control, 2017, 17(3):64-71.
- [4] ZHAO Y, SU H Y, CHU J. Multivariable control performance assessment based on generalized minimum variance benchmark [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering ,2016,18(1):86-94.
- [5] HUANG B, SHAH S L, EZRA KWOK K. Performance assessment of multivariate control loops on a paper-machine headbox [J]. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 2015, 75(1):134-142.
- [6] 刘泉,方长征. 重载组合列车在不同编组模式下制动性能研究分析[J]. 机车电传动, 2016, 3(6):25-32. LIU Quan, FANG Changzheng. Research and analysis on braking performance of heavy-haul combination train under different marshalling modes [J]. Electric Drive for Locomotives, 2016, 3(6): 25-32. (in Chinese)
- [7] 罗仁士. 列车驾驶容错控制技术研究[D]. 北京:北京 交通大学, 2012.
- [8] 衷路生,颜争,杨辉. 数据驱动的高速列车子空间预测控制[J].铁道学报,2013,35(4):77-83.

 ZHONG Lusheng, YAN Zheng, YANG Hui. Datadriven subspace predictive control for high-speed trains
 [J]. Journal of Railway, 2013, 35 (4): 77-83. (in Chi-

nese)

- [9] 颜争.高速列车子空间模型辨识与预测控制方法[D]. 南昌:华东交通大学,2013.
- [10] BARKEFORS A, STERNAD M, BRÄNNMARK L.

 Design and analysis of linear quadratic gaussian feedforward controllers for active noise control [J].

 IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing, 2014, 22(12): 1777-1791.
- [11] 徐可,陈宗海,张陈斌.基于经验模态分解和支持向量机的滚动轴承故障诊断[J].控制理论与应用,2019,7(1):1-8.
 - XU Ke, CHEN Zonghai, ZHANG Chenbin. Fault diagnosis of rolling bearing based on empirical mode decomposition and support vector machine [J]. Control Theory and Application, 2019, 7(1): 1-8. (in Chinese)
- [12] 连文博,刘伯鸿,李婉婉.基于数据驱动的高速列车广义预测控制器的性能监控[J].铁道科学与工程学报,2019,16(10):2402-2406.
 - LIAN Wenbo, LIU Bohong, LI Wanwan. Performance monitoring of generalized predictive controller for high-speed train based on data drive [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2019, 16 (10): 2402-2406. (in Chinese)
- [13] 徐冠基,曾柯,柏林.基于 SPSO 优化 Multiple Kernel-TWSVM的滚动轴承故障诊断[J].振动、测试与诊断, 2019,39(5):973-979.

XU Guanji, ZENG Ke, BO Lin. Fault diagnosis of rolling bearing based on SPSO optimized multiple kernel-twsvm[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5): 973-979. (in Chinese)



第一作者简介:刘伯鸿,男,1968年6月生,硕士、副教授。主要研究方向为铁路信号及其控制。曾发表《车站信号联锁系统故障诊断系统的研究与实现》(《铁道科学与工程学报》2016年第13卷第9期)等论文。

E-mail: liubohong@mail.lzjtu.cn

(第41卷卷终)

Development and Application Prospects of Gun Vibration and Control

YANG Guolai, GE Jianli, SUN Quanzhao, WANG Liqun (School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology Nanjing, 210094, China)

Abstract The gun is a multi-field coupling complex system, and its launching process has the characteristics of transient and strong impact. The gun vibration takes important effect on firing accuracy, and therefore it becomes the focus of the study of artillery engineering. In recent years, modern artillery design theories and methods such as gun multi-body system dynamics, nonlinear dynamic finite element, multi-objective and multidisciplinary optimization and uncertainty have been proposed to model, simulate and optimize the gun system composed of significant components, e. g. the recoil parts, carriages, chassis and the connection relationship between components, so as to reduce muzzle vibration, improve shooting stability and shooting safety. This paper summarizes and discusses the achievements in gun vibration and system optimization, projectile-barrel coupling, gun uncertainty analysis and optimization. Finally, the problems existing in the field of gun vibration and the application prospect of gun vibration and control are put forward.

Keywords gun vibration; firing accuracy; multi-body system dynamics; finite element method; projectile-barrel coupling; uncertainty

Seismic Damage of Base-Isolated Structure Under Main Shock-Aftershock Sequences

LIU Jieya¹, HUANG Xiaoning^{1,2}, WANG Ning^{1,2}, DU Yongfeng³, ZHANG Dan^{1,2}
(1. College of Civil Engineering, Qinghai University Xining, 810016, China)

- (2. Qinghai Provincial Key Laboratory of Energy-Saving Building Materials and Engineering Safety Xining, 810016, China)
- (3. Institute of Earthquake Protection and Disaster Mitigation, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

Abstract To quantitatively assess the damage of base-isolated structures caused by aftershocks, the seismic performance of base-isolated structure under main shock-aftershock sequences is evaluated by damage index. The velocity response spectrum reflects the maximum energy of the structures produced by the external force. A main shock-aftershock sequence construction method based on the matching of force and energy is proposed, and the artificial main shock-aftershock sequence constructed by this method is used as an excitation. Moreover, the elastoplastic time-history analysis of the base-isolated structure is carried out, and the earthquake damage index is used to evaluate the seismic performance of the structure. The results show that the artificial main shock-aftershock sequence construction method based on force and energy matching can effectively simulate the real main shock-aftershock sequence ground motion. Comparing the damage index of base-isolated frame model under each working condition, the peak acceleration of aftershocks increases, the damage index of the superstructure increases by over 20%, and the damage index of the lower isolation layer increases by over 15%. The aftershock makes the damage index increases obviously, and the structure is severely damaged.

Keywords main shock-aftershock sequences; base-isolated structure; velocity response spectra; damage index; elastoplastic time-history analysis

Simulation for Longitudinal Dynamics of Freight Train Considering Variation of Adhesion

LI Bin¹, YANG Zhongliang¹, LUO Shihui¹, MA Weihua¹, WU Qing², WANG Chen³

- (1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610036, China)
- (2. Centre for Railway Engineering, Central Queensland University Rockhampton, 4701, Australia)
- (3. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

Abstract To research the influence of adhesion coefficient on longitudinal train dynamics, the longitudinal dynamics calculation model for $^{\prime}1+1^{\prime}$ type 20 000 t heavy haul combined train is established in this paper. The residual adhesion force is introduced to evaluate the exertion of locomotive tracting force, and the change of adhesion coefficient under influences of adhesion limit, curve adhesion dropping and curve lubrication is considered to study the difference of longitudinal train dynamic. The results show that, in the case of train tracting on straight track, the maximum tracting force of a locomotive decreases from 380 kN to 272 kN due to the limitation of adhesion, and the maximum coupler-pulling force decreases from 800 kN to 595 kN. When considering curve lubrication on R400 curve, the traction notch must be reduced to the 6th notch from 7th notch to ensure the safety of the locomotive on curve. When curve's friction coefficients are 0.075 and 0.10, the notch should be reduced to 2nd and 3rd, respectively; when curve's friction coefficients is 0.125, the notch should be reduced to 4th during leading locomotive's curve passing, the notch should be reduced to 3rd during middle locomotive's curve passing. The maximum tracting forces of locomotive are the same. So there is no significant difference in the maximum value of coupler-pulling force. It can be seen that in calculation of longitudinal train dynamics, the exertion of tracting force is closely related to the change of adhesion coefficient, insufficient adhesion between wheel and rail will limit the maximum traction force that the locomotive can exert, and then affect the coupler force.

Keywords heavy-haul train; longitudinal train dynamics; adhesion coefficient; tracting force

Wind Characteristics of Near Strata Based on Field-Measured Data

WANG Xueping¹, LUAN Xuetao¹, LI Wanrun^{1,2}, DU Yongfeng^{1,2}

- (1. Institute of Earthquake Protection and Disaster Mitigation, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)
- (2. Western Center of Disaster Mitigation in Civil Engineering of Ministry of Education, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

Abstract Based on the wind velocity and wind direction data collected by the wind tower of the Nation Wind Technology Center at different heights near the ground in gale weather, the wind field characteristics such as the mean wind speed and wind direction, turbulence intensity, gust factor, turbulence integral scale and fluctuating wind spectrum are analyzed. The results show that the mean wind direction will be low when the mean wind speed curve has a large spike. The downwind turbulence intensity and turbulence integral scale are obviously larger than the corresponding turbulence intensity and turbulence integral scale in cross wind direction and vertical wind direction, and the ratio of each component is about 1:0.121 3:0.188 6. The empirical formulas can better reflect the relationship between the downwind gust factor and the turbulence intensity, and the corresponding empirical formulas are obtained by curve fitting with the measured data. The downwind turbulence integral scale tends to decrease with the increase of mean wind speed, while the vertical wind direction turbulence integral scale exponentially increases with the increase of mean wind speed, and the longitudinal measured power spectrum of fluctuating wind speed is not in good agreement with Von Karman spectrum and Kaimal spectrum. Moreover, the power spectrum of vertical fluctuating wind speed and Panofsky empirical spectrum are deviated from each other in high frequency band, and the empirical spectrum obtained by fitting is closer to the measured

spectrum.

Keywords wind velocity and wind direction data; turbulence intensity; turbulence integral scale; gust factor; fluctuating wind spectrum

Rotor Axis Locus Recognition Based on Deep Fusion Strategy

GUO Mingjun^{1,2}, LI Weiguang², YANG Qijiang³, ZHAO Xuezhi²
(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Guangxi University of Science and Technology Liuzhou, 545616, China)

(2.School of Mechanical & Automotive Engineering, South China University of Technology Guangzhou, 510640, China) (3. School of Marine Engineering, Guangzhou Maritime University Guangzhou, 510725, China)

Abstract Aiming at the low accuracy of traditional intelligent fault identification methods of rotating machinery with artificial features as input and the strong dependence of deep learning methods on data volume, Hu invariant moment has the characteristics of telescopic translation and rotation invariance and the advantages of unsupervised learning deep learning model in feature extraction of small sample data. A deep convolutional auto-encoder fault diagnosis model (DCAE-FDM) is proposed, which integrates Hu invariant moment and DCAE features. Firstly, the effective singular value method is used to purify the original vibration signals, and the purified axis orbits are obtained, which are divided into training set and test set in a certain proportion, and the Hu invariant moments of them are calculated respectively. Secondly, the constructed DCAE-FDM model is used to extract the deep auto encoding features. Thirdly, the two features are fused together, and the fusion features of training set are taken to train back propagation (BP) neural network. Finally, the fusion feature of test set is used to test the trained model. Results show that the recognition effect of the proposed method is significantly better than that of the deep learning method and the traditional recognition method. The average accuracy of the former is 98.5%, about 6 percentage points higher than that of the suboptimal model.

Keyword feature extraction; deep learning; convolutional neural network (CNN); auto-encoder (AE); shaft orbit

Fault Diagnosis of Wind Turbine Bearing Based on Morphological Multi-fractal Analysis

FAN Ji^{1,2}, QI Yongsheng^{1,2}, GAO Xuejin³, LIU Liqiang^{1,2}, LI Yongting^{1,2}
(1. Institute of Electric Power, Inner Mongolia University of Technology Hohhot, 010080, China)
(2. Inner Mongolia Key Laboratory of Electrical & Mechanical Control Hohhot, 010051, China)
(3. Faculty of Information, Beijing University of Technology Beijing, 100124, China)

Abstract This paper presents a fault diagnosis scheme based on morphological multi-fractal (MMF) analysis and improved grey relational analysis (IGRA) for rolling element bearings. In this scheme, firstly, the multi-fractal characteristics of bearing signals are illustrated by quality index and partition function. Secondly, the parameters of generalized fractal dimension and multi-fractal spectrum in different bearing operating conditions are calculated by morphology, from which some parameters with good discrimination ability are selected as fault-related feature. Thirdly, maximizing deviation is employed to improve the reliability of the classical grey relational analysis. Finally, the effectiveness of this method is verified by simulation analysis and application example. The results show that the proposed scheme can recognize the different fault categories, which is more stable and higher accurate than the traditional method, and the operation time is shorter, which is suitable for solving practical engineering problems.

Keywords fault diagnosis; feature extraction; mathematical morphology; multifractal; maximizing deviation; grey relational analysis

Improved Fault Diagnosis of Rolling Bearing by Fast Kurtogram and Order Analysis

ZHANG Xuhui^{1,2}, ZHANG Chao¹, FAN Hongwei^{1,2}, MAO Qinghua^{1,2}, YANG Yiqing¹ (1. School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology Xi'an,710054,China) (2. Shaanxi Key Laboratory of Mine Electromechanical Equipment Intelligent Monitoring Xi'an,710054,China)

Abstract For the variable speed condition, the vibration signal of the gearbox is characterized by non-stationary, strong interference and signal modulation, which make the rolling bearing fault difficult to be accurately diagnosed. Therefore, a fault envelope order spectrum analysis method with fast kurtogram for rolling bearings is proposed. The fast kurtogram is used to adaptively determine the filtering parameters, meanwhile, the time domain signal is bandpass filtered and enveloped to improve the signal-to-noise ratio. Furthermore, the time domain non-stationary signal after the envelope is resampled and converted into an angular pseudo-stationary signal to eliminate the "frequency ambiguity". Finally, the spectral analysis of envelope signal in the angular domain is used to obtain the order envelope spectrum, and the fault diagnosis of rolling bearing is realized by comparing with order features. The simulation and signal analysis experiments of the outer ring fault of the gearbox rolling bearing during the speed increases from 600~1 500 r/min are completed. The experiment results show that the proposed method has a maximum fault error order of 1.84%, which can effectively extract the fault characteristics of rolling bearings under variable speed conditions and judge the fault types of them.

Keywords variable rotating speed; rolling bearing; fault diagnosis; fast kurtogram; order analysis

Performance Degradation Assessment of Rolling Bearing Based on AR Model and Multivariate State Estimation Technique

ZHANG Long¹, WU Rongzhen¹, ZHOU Jianmin¹, YI Jianyu¹, XU Tianpeng¹, WANG Liang¹, ZOU Meng²

(1. School of Mechatronics & Vehicle Engineering, East China Jiaotong University Nanchang, 330013, China) (2. Nanchang South Car Depot, China Railway Nanchang Group Co., Ltd Nanchang, 330201, China)

Abstract As the advance and foundation of prognostics, the bearing performance degradation assessment (PDA) is of great significance for online condition monitoring. Aiming at the problems that similarity-based methods are complex and time consuming, an online PDA method for rolling bearings is proposed based on autoregressive model (AR) and multivariate state estimation technique (MSET). The coefficients of the AR model serve as feature vectors to depict bearing performance states and the MSET model is used to reconstruct AR coefficients. For that purpose, firstly, the historical memory matrix of the MSET model is constructed with the AR coefficients of vibration signals under normal operation, and then the AR coefficients of the signals under consideration are input into the MSET model as observation vectors to obtain the reconstructed estimation vectors. By inputting the signal into the two autoregressive models, which are composed of original AR coefficients and reconstructed AR coefficients, respectively, the corresponding residual sequences are obtained. Finally, the performance degradation index is constructed by exploiting the difference between the root mean square values of the two residual sequences. Hence, artificially induced defects and run-to-failure data set from rolling bearings are processed to demonstrate the advantages of the method in terms of the trendability, consistency and sensitivi-

ty of early failure.

Keywords autoregressive model (AR); multivariate state estimation technique (MSET); rolling bearing; performance degradation assessment

State Evaluation Method of Performance Safety for Complex Electro-mechanical System Driven by Multivariate Causality

XIE Juntai^{1,2}, WANG Wei^{1,2}, GAO Zhiyong^{1,2}, GAO Jianmin^{1,2}, JIANG Jiadong³
(1. Western China Institute of Quality Science and Technology, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)
(2. State Key Laboratory of Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)
(3. Key Laboratory of Quality Infrastructure Efficacy Research of AQSIQ Beijing, 100028, China)

Abstract Aiming at the problems that the traditional state evaluation methods focus on the key production units and do not consider the influence of the causal relationship between the monitoring variables on the evaluation results, which leads to the inaccurate results, a performance safety evaluation method for system driven by multivariate causality is proposed. The generalized partial directed coherence method is used to analyze the causal relationship of monitoring variables in the frequency domain, and a causal network model reflecting the running state of the system is established. Based on this model, the key characteristics of the system are extracted from the perspective of multi-dimensional statistics using the average path length, clustering coefficient and network structure entropy. Besides, a multi-dimensional feature fusion index reflecting the performance state of the system is established and the validity of the proposed method is verified by utilizing the fault data of a chemical enterprise. The result shows that compared with single index, the fusion feature can reflect the performance state of the system more comprehensively and accurately.

Keywords causal network model; state evaluation; performance safety; complex electromechanical system

Method of Rotor Fault Identification Based on Strong Differential Ensemble Neural Network

MA Sencai, ZHAO Rongzhen, WU Yaochun (School of Mechanical & Electronic Engineering, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

Abstract Aiming at the problem that the difference among BP neural networks as the base classifier in Bagging ensemble learning is small, a feature perturbation method is introduced to improve the classification performance of the model of ensemble learning. Firstly, the Relief-F feature evaluation algorithm is integrated with the improved roulette wheel selection algorithm and the number of base classifiers is set to thirty. Next, thirty feature subsets, where the feature dimension are thirty, are selected from the rotor fault feature set. Then, the training set and the test set are respectively projected on the corresponding thirty fault feature subsets to obtain a series of training and test subsets corresponding to the thirty base classifiers, which realize the feature perturbation. Afterwards, each training subset is processed using the self-service sampling method (bootstrap sampling) included in the Bagging ensemble learning machine. Thus, they has certain differences in the feature space and sample set when they are finally input to each base classifier, which indirectly makes the trained base classifiers show higher differences, so as to achieve the purpose of making the final classification results more credible. Moreover, a low-dimensional double-span rotor fault data set is used to classify in the ensemble learning method. The results show that this method can significantly improve the accuracy of class identification of the BP network. In addition, it also has good performance in terms of anti-interference.

Keywords ensemble learning; neural network; rotor; fault diagnosis

Experimental Research on Vibration Depression of Pump Truck Boom Based on Parameter Identification in Frequency-Domain

HUANG Yi, LIU Jianwu, HU Yong, FAN Jiayuan

(School of Automotive and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology Changsha, 410114, China)

Abstract Aiming at the vibration of the boom tip of the concrete pump truck and considering that the dynamical characteristics of the boom system change with the variety of the boom positions, the active control strategy based on parameter identification in frequency-domain is adopted for the experimental study on vibration depression of the boom system. Firstly, the vibration signal of the boom tip is selected as the feedback variable and the actuator cylinder providing the force of active control is optimized. Also, the global model of the boom system under the active control is established. Then, the parameter identification of the global model is conducted based on the dual normalization method. Moreover, the expression of the optimal control variable is derived and the explicit condition of convergence is provided. Finally, the experimental for the active vibration depression of the pump truck boom is built, and the effect of the vibration depression concerning the control algorithm is verified according to the results of the test. The experimental results show that the vibration acceleration amplitude at the end of the boom obviously decreases about 59% by using the above algorithm, which verifies the feasibility and practicability of the method.

Keywords vibration depression; frequency domain; parameter identification; dual normalization method; boom; concrete pump truck

Dynamic Characteristics of Inerter-based Quasi-zero Stiffness Vibration Isolator

WANG Yong^{1,2}, LI Haoxuan¹, CHENG Chun³, DING Hu², CHEN Liqun² (1. Automotive Engineering Research Institute, Jiangsu University Zhenjiang, 212013, China) (2. School of Mechanics and Engineering Science, Shanghai University Shanghai, 200444, China) (3. School of Mechatronic Engineering, Jiangsu Normal University Xuzhou, 221116, China)

Abstract Based on the layout form of damper, spring and inerter, which is applied to the quasi-zero stiffness (QZS) vibration isolator, the parallel-connected and series-connected inerter-based QZS vibration isolators are proposed. The dynamic characteristics of the two inerter-based QZS vibration isolators under harmonic force excitation are studied. Utilizing the harmonic balance method, the dynamic response of the system is obtained. Besides, the influence of two main structural parameters (inertance-to-mass ratio and stiffness ratio) on the dynamic characteristics of the system is revealed and four performance indices, which are peak dynamic displacement, peak force transmissibility, isolation frequency band and force transmissibility, are defined to evaluate the isolation performance of the systemin the high-frequency band. The results show that compared with the QZS vibration isolator, the parallel-connected inerter-based QZS vibration isolator has a smaller peak force transmissibility and a larger isolation frequency band, while the peak dynamic displacement and force transmissibility in the high-frequency band is larger. Moreover, the series-connected inerter-based QZS vibration isolator can widen the isolation frequency band and the force transmissibility in the high-frequency band approaches to zero, while the peak dynamic displacement and peak force transmissibility are larger. Hence, the study provides theoretical guidance for applying the inerter in the QZS low-frequency isolation area.

Keywords inerter; quasi-zero stiffness; vibration isolator; dynamic characteristic; isolation performance

Dynamic Model and Band Gaps of Locally Resonant Phononic Crystal Beams

TANG Lujia^{1,2}, LYU Yanjun^{1,2}, LIU Cheng¹, GUO Cheng¹

School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology Xi'an,710048, China)
 State Key Laboratory of Digital Manufacturing Equipment and Technology, Huazhong University of Science and Technology Wuhan, 430074, China)

Abstract The paper aims to construct a theoretical model on locally resonant phononic crystal beams with boundary conditions. In the model, a simply supported beam is attached to periodic spring-mass systems. In terms of the Hamilton's principle, the dynamic equation of the model is formulated in theory. Further, the dynamic characteristics and locally resonant band gaps of the model are achieved by using the Rayleigh-Ritz method. The numerical results agree well with the experimental data in the previous literature, indicating that the presented model is feasible in theory. According to the presented model, band gaps of the phononic crystal beams considering different beam lengths and lattice constants are investigated. When the lattice constant of the periodic structure is smaller than the beam length, band gaps in frequency response curves are distinctly observed. Besides, there are anti-resonant crests located in the band gaps which correspond to the natural frequency of a spring-mass system. On the other hand, the band gaps are complicated and heavily influenced by the boundary condition if the lattice constant increases.

Keywords simply supported beam; phononic crystal; spring-mass system; locally resonant band gap

Fault Degree Identification of Rolling Bearing Based on QPSO-HMM

YANG Zhengxin¹, WANG Minggang¹, GONG Bo², DANG Pengfei¹
(1. College of Mechanical and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology Shenyang, 110142, China)
(2. Geological Team of No.2 Oil Mine of No.6 Oil Production Plant Daqing, 163400, China)

Abstract Based on the global search ability of quantum particle swarm optimization (QPSO) and the excellent time series classification ability of hidden Markov model (HMM), a method of fault degree identification of rolling bearing is proposed, and the performance of the method is verified by the measured vibration signal. Firstly, the measured vibration signal is decomposed by the variable mode decomposition, and the signal feature is extracted by the singular value decomposition. Then, the hidden Markov model is trained by QPSO algorithm and the sample signals, the trained hidden Markov model is used for bearing fault degree identification. Finally, the test signal is input into the model to identify the fault degree of rolling bearing. The results show that this algorithm can solve the problem of local optimization of parameters estimation of hidden Markov model, and can get high accuracy of fault degree identification of rolling bearing.

Keywords fault degree identification; hidden Markov model; quantum particle swarm optimization; rolling bearing

Vibration Isolation Design and Experimental Testing of UAV Laser Radar

LUO Haitao^{1,2}, WANG Haonan³, YU Changshuai^{1,2}, LIU Guangming^{1,2}
(1. State Key Laboratory of Robotics, Shenyang Institute of Automation, Chinese Academy of Sciences Shenyang, 110016, China)

(2. Institutes for Robotics and Intelligent Manufacturing, Chinese Academy of Sciences Shenyang, 110169, China) (3. Institute of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University Shenyang 110819, China)

Abstract In the mission of unmanned aerial vehicle (UAV) survey, aviation rescue and power inspection, laser radar is an essential technical means. Because the laser radar will be subjected to complex vibration conditions during the flight, in order to ensure its normal use and high precision work, the laser radar must be designed for

vibration isolation. The vibration response signal of the laser radar installation position is obtained by flight test of the drone. A rubber vibration isolator is designed according to the vibration isolation theory, and the numerical simulation is carried out by using the time integral method. The vibration test of the vibration isolation system is carried out, and the response curve of a certain point on the laser radar can be obtained. The analysis and test results show that the vibration isolation performance of the vibration isolator can reach 90% in the x and y directions, and the vibration isolation performance in the z direction is 80% or more. The simulation and test results are in good agreement, which can meet the requirements of the environment of the drone laser radar system.

Keywords unmanned aerial vehicle (UAV) system; laser radar; vibration isolator design; numerical simulation analysis; vibration experimental testing

Active Vibration Control of Pipeline Based on Direct Velocity Feedback

CHEN Zhao^{1,2}, HE Lidong^{1,2}, JIA Xingyun^{1,2}, YANG Jianjiang^{1,2}, YAN Wei^{1,2}

- (1. Beijing Key Laboratory of Health Monitoring and Self-Recovery for High end Mechanical Equipment, Beijing University of Chemical Technology Beijing, 100029, China)
- (2. Engineering Research Center of Chemical Safety Ministry of Education, Beijing University of Chemical Technology Beijing, 100029, China)

Abstract As the common equipment in petrochemical enterprises, pipe vibration brings serious risks to the safe operation of the equipment. Based on the principle of direct velocity feedback control, the control force is applied to the vibrating pipe system through the active damping device, which realizes the active control of the pipeline vibration. The stability of the control system is analyzed by the root locus method, the influence of the dynamic characteristics of the inertial actuator on the stability of the system is verified in the experiment, and the instability of the system is observed when the gain coefficient is too large. Using the acceleration level as the judging criteria, the control effects of the active damping device on pipeline vibration under different feedback gain coefficients are compared, the effective frequency range of the active damping device is also explored. The result shows that with the reasonable selection of the feedback gain coefficient, the active damping device can control the pipe vibration well in the linear working range of the actuator (20~50 Hz), the maximum vibration control effect can reach 80%. Finally, the reference opinion of the design and use of the active damping device is put forward, which provides a way for the further improvement of the vibration control effect.

Keywords direct velocity feedback; active damping device; inertial actuator; pipeline system; active vibration control

Vibration Reduction Method of Multiple Dynamic Vibration Absorbers Considering Vehicle Body Elasticity

QI Hui¹, WEN Yongpeng^{1,2}, JI Zhonghui¹

(1. School of Urban Railway Transportation, Shanghai University of Engineering Science Shanghai, 201620, China) (2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)

Abstract Aiming at the obvious difference of the vibration of each position of the rail vehicle body, and the vibration damping requirement of the rigid frequency band and the elastic frequency band, the elastic vehicle body model with multi-vibration absorber is established, and the evaluation of multi-vibrator damping of the rail vehicle is proposed. The limitations of the single vibration absorber in suppressing the vertical vibration of the vehicle body are discussed. The design steps of the multi-vibrator based on the elastic vehicle body model of the rail vehicle.

hicle are proposed, and a multi-vibrator design method capable of simultaneously suppressing the elastic vibration and the rigid vibration is formed. Furthermore, the superiority of the multi-vibrator is clarified. Finally, the Sperling stationarity index is used to verify the damping effect of the multi-vibrator. The results show that the multi-band, full-length rail vehicle multi-vibrator damping index can effectively evaluate the vibration-absorbing effect of the vehicle body absorber; compared with the single-vibrator, the multi-vibrator can simultaneously consider both the rigid frequency band and the elastic frequency band. Moreover, the distributed mass distribution has fewer requirements for the free space under the car and has better superiority. The work of the thesis has certain reference value for restraining the vertical vibration of urban rail vehicles and improving the ride comfort of vehicles.

Keywords multi-vibrator; flexible body; vertical vibration; multi-vibration absorber vibration reduction index of rail vehicles; Sperling stationarity index

Design of Reflective Optical Fiber Temperature Sensor

ZHANG Ping, MA Jixiang

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology Xi'an, 710055, China)

Abstract For the real-time detection of liquid temperature in special environments such as strong magnetism and small spaces, a reflective fiber-optic temperature sensor for real-time detection of liquid temperature is designed. The sensor makes use of the law that the refractive index of a liquid changes with temperature and combines the characteristics of light propagation in a liquid. Based on the rule of liquid refractive index changing with temperature, the temperature measurement principle of reflective optical fiber temperature sensor is proposed; According to the temperature measurement principle of the reflective optical fiber sensor, the sensor probe structure is determined. The mathematical model of the sensor is established based on the characteristics of the approximate Gaussian distribution of the optical fiber's fiber end light field. The influence of different parameters on the sensor output characteristics is analyzed. The experimental platform of the sensor is set up and static calibration is performed. The experimental results show that within the measurement range of $30 \sim 120 \,^{\circ}\text{C}$ the sensor can detect the temperature with a sensitivity of $0.71 \, \text{mV} /^{\circ}\text{C}$.

Keywords fiber; temperature sensor; liquid; mathematical model; characteristics

Modeling and Experimental Research on Vibration System in Turning of Flexible Workpieces

```
WANG Yongqiang<sup>1,2</sup>, LYU Kaibo<sup>1</sup>, LOU Peisheng<sup>1</sup>, WANG Yuhao<sup>1</sup>, PANG Xinyu<sup>1</sup>, CHANG Zongxu<sup>1</sup>
```

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology Taiyuan, 030024, China) (2. Military Representative Office of PLA Rocket Force Equipment Department in Changzhi Area Changzhi, 046000, China)

Abstract Considering the moving tool position in machining processes, the chatter model of a flexible workpiece is formulated to investigate the time-varying stability during a straight operation. The finite element model of the spindle-chuck-workpiece-tailstock system is established to analyze the effect of the supporting conditions on dynamics of the machined workpiece. Accordingly, the stiffness distribution and the natural frequency variation of the flexible workpiece under different boundary conditions is obtained. Finally, turning experiments are performed to verify the theoretical analysis. It has been shown that the stiffness of workpiece exhibits time-varying characteristics at different cutting positions and the minimum stiffness locates approximately at the midpoint

close to the tailstock side. And increasing the spindle bearing or tailstock support stiffness can effectively improves the eigenfrequency and the dynamic characteristics of the system to a certain extent. The cutting observations demonstrated that the state of the turning operation of the clamped-simply supported flexible workpiece generally underwent shift from stable to chattering then back to stable states, showing the time-varying nature of the process. Furthermore, the workpiece is with chaotic trajectory of the shaft axis when chatter happened. The proposed model and analytical method could be useful to guide the turning operations of the flexible components in practice.

Keywords flexible workpiece; turning; chatter; time-varying system; modeling; stability

Digital Accelerometer Calibration Method Based on S/PDIF Signal Decoding

WANG Zhao¹, CAI Chenguang², YANG Ming³, KONG Ming¹
(1. Collage of Metrology & Measurement Engineering, China Jiliang University Hangzhou, 310018, China)
(2. National Institute of Metrology Beijing, 100029, China)
(3. College of Information Science and Technology, Beijing University of Chemical Technology Beijing, 100029, China)

Abstract The heterodyne interferometer manufactured by Polytec is able to output the sony/philips digital interface format (S/PDIF) digital signal with 24-bit precision, constant output delay and quantized sampling rate. The dynamic calibration of the digital accelerometer with conventional heterodyne interferometry has the problem that the processing data is large and the time cost or system cost increase. Use the field programmable gate array (FPGA) to decode the output S/PDIF digital signal of the Polytec heterodyne interferometer in real-time, and further accomplish the shaker dynamic calibration of the micro electromechanical systems (MEMS) digital accelerometer with other transmission protocols using the S/PDIF digital signal. Experimental results show that the investigated method effectively reduces the data processing amount of the calibration system and has higher calibration accuracy of sensitivity amplitude and phase.

Keywords digital accelerometer; shaker dynamic calibration; heterodyne interferometry; S/PDIF digital signal; field programmable gate array (FPGA)

Equivalent Modulus of Elasticity Based on Surface Strain and Fundamental Frequency

ZHANG Xianmin^{1,2}, LIU Xiaolan³

Civil Aviation College, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)
 Airport College, Civil Aviation University of China Tianjin, 300300, China)
 Civil Engineering College, Tianjin Chengjian University Tianjin, 300384, China)

Abstract Based on the dynamic response of the whole vehicle model and the elastic layered road model, the dynamic test area of highway is the distance of 0.4~0.8 m away from the contact point of tire-road. The influences of surface modulus, surface thickness and equivalent modulus of elasticity on surface strain and fundamental frequency are analyzed. The results are that surface strain decreases with the increase of surface modulus, surface thickness and equivalent modulus of elasticity. However, the fundamental frequency decreases with the increase of surface thickness, and increases with the increase of surface modulus and equivalent modulus of elasticity. The fitting formulas of surface strain at different distance away from the wheel outside, fundamental frequency, and equivalent modulus of elasticity are established. Finally, the feasibility and accuracy of methods in this paper is verified by comparing with measured values in field testing. The method provides a reliable foundation for highway testing and maintenance.

Keywords surface strain; fundamental frequency; surface modulus; surface thickness; equivalent modulus of elasticity

Influence of Curtain Wall on Vibration Mode of Cantilevered Floor and Equivalent Simulation Method

ZHU Qiankun¹, LIU Kaifang¹, RUI Jia², ZHANG Jutao², DU Yongfeng¹
(1. Institute of Earthquake Protection and Disaster Mitigation, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)
(2. Gansu Institute of Architectural Design Lanzhou, 730030, China)

Abstract Taking the cantilevered floor of a gymnasium as the analysis object, the influence of the constraint stiffness of curtain wall on the vibration mode of the floor is studied by numerical simulation and field test. First, the field modal test of the cantilevered floor (including the curtain wall) of the gymnasium is carried out, The stochastic subspace identification approach is used to fit the test data and obtain the vibration mode of the floor under the ambient excitation. Secondly, the experimental mode is compared with the results of finite element simulation, and the finite element model is modified according to the test mode and an equivalent simulation method of curtain wall. The results show that the relative error between the first six frequencies of the measured floor and the first six frequencies of the finite element is less than 5%, the average error of each order is less than 2%, and the mode coincidence is agree well, it is further verified that the support system with high strength such as cantilevered floor contributes to the constraint stiffness of curtain wall and the rationality of an equivalent simulation method.

Keywords curtain wall; cantilevered floor; vibration mode; equivalent simulation; constraint effect

Surrounding Rock Stability Monitoring Based on Cusp Catastrophe Theory and MWMPE

ZHANG Jianwei¹, LI Xiangrui¹, YAN Peng², WANG Yong³

- (1. School of Water Resources, North China University of Water Resources and Electric Power Zhengzhou, 450046, China)
- (2. Key Laboratory of Hydraulic and Rock Mechanics of the Ministry of Education, Wuhan University Wuhan, 430072, China)
- (3. Pearl River Water Conservancy Research Institute of Pearl River Water Resources Commission Guangzhou, 510635, China)

Abstract In order to monitor the surrounding rock operation of underground powerhouse of hydropower station in real time, a monitoring method combining cusp catastrophe theory with multi-channel weighted multi-scale permutation entropy (MWMPE) is proposed. Firstly, combined with the deformation monitoring data of underground powerhouse of a hydropower station, the daily average displacement in different time periods is taken as a series of special solutions, and the nonlinear dynamic model is obtained by inversion; secondly, the cusp catastrophe theory is used to establish the cusp catastrophe model of surrounding rock deformation rate, and the stability criterion of surrounding rock is proposed; The deformation range of surrounding rock is determined by the fusion of MWMPE and deformation information; Finally, by comparing the change of entropy after fusion with the traditional multi-scale permutation entropy (MPE) method, a new stability early warning line is proposed to monitor and warn the surrounding rock on-line. The results show that the method can effectively extract the deformation characteristic value of surrounding rock of underground powerhouse, and conduct on-line safety monitoring of surrounding rock according to the real-time MWMPE value, which provides a new idea for the surrounding rock of underground powerhouse and other structures to maintain safety and stability.

Keywords surrounding rock; stability; catastrophe theory; multi-channel weighted multi-scale permutation entropy; safety monitoring

Indicator Dynamic Evaluation Method Based on Testability Growth

WANG Kang¹, SHI Xianjun¹, NIE Xinhua¹, LI Qi², CHEN Yao³

(1. Teaching and Research Section of 310, Naval Aviation University Yantai, 264001, China)

(2. The 3rd Institute of China Aerospace Science & Industry Corp Beijing, 100074, China)

(3. The Unit of 91776 Beijing, 100161, China)

Abstract Aiming at the problem that the existing testability indicator evaluation method fails to consider the characteristics of the testability dynamic growth at different levels in the equipment development stage, which leads to the low confidence of the testability evaluation, under the testability growth conditions, an indicator dynamic evaluation method based on hierarchical Bayes network model is proposed. A hierarchical Bayes network model for testability indicator evaluation could be established by equipment structural characteristics with the testability indicators as transmission parameters. When considering the testability growth test strategy for delaying correction, the testability sequential growth constraints are given. Meanwhile, the testability data of each stage at different levels of nodes are used to check the testability growth trend by Fisher's exact test method, and the number of growth stages can be determined. Then a priori parameter estimation method using the maximum entropy model and the improved Gompertz model is proposed, so that the Bayes theorem and the prior information of the nodes at each level in the development stage could be used to determine the prior distribution. Finally, the posterior distribution of the top-level node testability indicator is determined based on the hierarchical Bayes network fusion reasoning algorithm in order to realize dynamic evaluation, and an actual case is given to prove the effectiveness of the method. The results show that the method has more accurate and reasonable indicator evaluation conclusion than direct application of Beta distribution.

Keywords testability; indicator evaluation; testability growth; hierarchical Bayes network; Fisher's exact test; maximun entropy model; Gompertz model

Improvement of Theorems on Precessional Motion of Rotors

LIAO Mingfu, ZHAO Qingzhou (School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University Xi'an, 710072, China)

Abstract In order to reveal the features of precessional motion of rotors, two theorems on the precessional orbits of rotors are developed. Theorem 1 shows that the area surrounded by an elliptical orbit of rotor precession can directly be obtained in terms of the determinant of matrix constituted by components of rotor precession at the same frequency. Theorem 2 stats that within a same time the precessional vector of a rotor running at constant speed sweeps always a same area, regardless of the origin of the time, that means, the time rate of change of area swept by precessional vector is constant. Furthermore a new operation of inner product of complex vectors is suggested, that is, the inner product of two complex vectors in Euler-form is equal to the product of two magnitudes with cosine of their phase angles. In terms of both theorems and the new operation, the theory of precessional motion of rotors is improved and extended. The result of this paper is an interesting improvement for rotor dynamics.

Keywords rotor; orbit; theorem; precessional motion; area surrounded by orbit of rotor precession; complex vector; inner product

Identification Method of Inertia Parameter for Rigid Body

GUO Xiaohang¹, WANG Pan¹, DENG Zhaoxiang^{1,2}, LUO Yuan³
(1. School of Automotive Engineering, Chongqing University Chongqing, 400044, China)
(2. State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology Chongqing, 401122, China)
(3. Chongqing Chang'an Automobile Company Limited Chongqing, 400023, China)

Abstract In order to obtain the rigid body inertia parameters quickly and accurately, the identification method of the inertial parameters of rigid bodies based on frequency response functions is studied. Firstly, the inertial parameter identification algorithm is studied, and verified by multi-body dynamics simulation analysis. Then the main factors are deeply analyzed, which affects the accuracy of the identification method and the law of influence. The analysis shows that the coordinate error of the excitation point and the response point and the excitation direction have a great influence on the recognition accuracy. Finally, the design of the inertial parameter identification experimental device is completed, and the experimental research is carried out. Experimental results shows that the rigid body mass and centroid position recognition accuracy is within 4%, and the moment of inertia and inertial product identification accuracy are all within 10%. The recognition accuracy and efficiency meet the actual needs of the project.

Keywords vibration; rigid body; parameter identification; frequency response function

Performance Monitoring of High Speed Train Predictive Controller Based on Subspace LQG

 $LIU\ Bohong\,,\quad LIAN\ Wenbo\,,\quad LI\ Wanwan$ (College of Automatic and Electrical Engineering , Lanzhou Jiaotong University Lanzhou ,730070 , China)

Abstract In view of the performance degradation of subspace predictive controller of high-speed train in complex and changeable environment, a performance monitoring algorithm of train predictive controller based on subspace linear quadratic Gaussian (LQG) benchmark is proposed. Firstly, the performance benchmark based on LQG is designed by the subspace matrix, which can be obtained during using subspace identification to process the historical train operation data. By solving the real-time performance index of the train online and then comparing with the established performance benchmark, the evaluation index of the train is obtained, and the train predictive controller can be evaluated on line. Then, when the evaluation result is degradation, it needs to diagnose the concrete type, that is, to establish the performance degradation mode database of controller, and a classifier based on support vector machines is designed to train and study the four performance degradation sources, which are noise variance change, process model mismatch, output constraint saturation and control parameter setting improperly. The accuracy of the test set input to the classifier is 95.63%, 92.49%, 90.52% and 97.56%, which shows that the classifier has high reliability and accuracy.

Keywords high-speed train; subspace identification; predictive controller; performance monitoring; support vector machine (SVM)

(End of the Volume 41)

向审稿人致谢

(排名不分先后)

2021年,以下审稿专家在百忙之中为本刊审稿,在此表示衷心感谢!

安高成	白少先	鲍跃全	贝绍轶	边义祥	宾光富	卜建清	卜长根	蔡敢为
蔡小培	曹东兴	曹广忠	曾京	曾岩	曾云	常信	陈 兵	陈 淮
陈 剑	陈进	陈 萌	陈 鑫	陈 旭	陈 勇	陈恩利	陈国平	陈怀海
陈金宝	陈仁祥	陈少林	陈文礼	陈宪麦	陈潇凯	陈小安	陈再现	陈增强
陈志为	程海鹰	褚志刚	单先阳	丁 虎	丁德云	董明明	董永贵	杜成斌
杜进辅	杜晓庆	段晨东	冯辅周	冯青松	冯士伦	冯志鹏	付江华	谷立臣
顾海荣	郭瑜	郭志平	韩 东	韩邦成	何立东	何玉灵	贺王鹏	贺文宇
侯吉林	胡爱军	胡向东	黄家海	黄锦林	黄天立	黄卫清	黄耀志	黄永辉
黄志辉	纪 琳	贾宏宇	姜涛	姜碧强	姜金辉	蒋 奇	焦卫东	金家楣
金学松	敬登虎	康守强	康宜华	柯世堂	寇发荣	寇子明	李 波	李 芾
李 鹤	李 书	李 阳	李爱群	李朝东	李富才	李光亚	李华峰	李火坤
李庆祥	李寿英	李天匀	李巍华	李小彭	李欣业	李以农	李永波	李永乐
李允公	李再帏	李正农	李志农	李忠群	练松良	廖广兰	廖明夫	刘阳
刘爱荣	刘芳华	刘 纲	刘吉轩	刘金海	刘念聪	刘少军	刘铁林	刘卫东
刘小峰	刘延俊	刘银水	刘英想	刘永斌	刘永寿	刘玉飞	刘增华	刘战强
刘战伟	刘长利	刘志亮	刘志文	卢碧红	芦小龙	陆宝春	罗忠	罗晨旭
罗贵火	罗忠兵	吕延军	马 高	马 辉	马富银	马天辉	茅晓晨	门进杰
孟宗	孟祥铠	苗银萍	缪长青	潘宏侠	潘旭东	彭瀚旻	彭乐乐	彭旭东
齐朝晖	秦毅	邱 成	邱志成	渠 涛	荣伟彬	上官文斌	邵敏强	沈 松
沈明学	沈振中	施洲	石焕文	史冬岩	史丽晨	史铁林	史振宇	束学道
宋 凯	苏怀智	苏木标	孙 伟	孙龙泉	孙玉华	孙志峻	汤宝平	唐贵基
唐守锋	田利	万书亭	汪振华	王 成	王峰	王 浩	王 见	王 军
王 强	王 忠	王殿龙	王广林	王国强	王国砚	王海军	王华庆	王怀磊
王继新	王军雷	王楷焱	王立辉	王良模	王文斌	王文瑞	王一平	王义亮
王永亮	王志坚	王佐才	温广瑞	温泽峰	文 浩	翁建生	吴 石	吴大伟
吴富强	吴邵庆	伍 星	向 玲	向 阳	向家伟	向志海	肖茂华	肖新标
谢官模	谢石林	熊晓燕	胥永刚	徐涛	徐彦	徐庆元	徐志伟	许金余
许明恒	许同乐	轩建平	闫晓强	严谨	严根华	阳建宏	杨 辰	杨辰龙
杨建伟	杨世锡	杨文伟	杨晓峰	杨智春	杨忠炯	姚国凤	姚文席	姚志远
叶肖伟	尹爱军	尤红兵	于溯源	余 岭	余海东	喻天翔	袁 明	袁慎芳
袁万城	岳 林	臧 勇	战家旺	张 波	张 超	张 伏	张 捷	张 军
张 坤	张 琦	张 泉	张 涛	张步云	张大义	张国军	张国渊	张纪刚
张建辉	张建伟	张清东	张淑清	张为华	张卫军	张筱璐	张孝良	张延超
张兆德	张子明	赵峰	赵林	赵 明	赵宏林	赵均海	赵荣珍	赵寿根
赵玉成	赵玉龙	郑 皓	郑德乾	郑近德	郑世强	郑树彬	周传德	周广东
周劲松	周文松	周星德	周长东	朱 翔	朱宏平	朱劲松	朱茂桃	朱前坤
朱永生	訾 斌	左言言						

《振动、测试与诊断》2021年总目次

专家论坛

绝对式光电编码器的编码理论研究进展张建辉,陈震林,张 帆(1-1)
工业机器人智能化应用关键共性技术综述 孙立宁,许 辉,王振华,陈国栋(2-211)
离心压缩机转子早期异常判别准则温广瑞,马再超,吴广辉,董书志,刘学良(3-421)
激光超声技术在工业检测中的应用与展望 ,
EMS矢量水听器海洋环境适应性研究 ····································
火炮振动与控制的发展现状及应用前景杨国来,葛建立,孙全兆,王丽群(6-1043)
论 文
基于转子故障数据集的 KSELF 降维方法
电动直线加载测试系统改进前馈补偿策略研究 潘卫东,范元勋,雷建杰,曹大伟(1-19)
双频振动系统下空心轴下料寿命模型 化春键,任皓靖,陆云健(1-27)
基于 CEEMDAN 排列熵与 SVM 的螺旋锥齿轮故障识别 ····································
一种全金属车轮的平顺性测试与分析 赵正龙,宋 彬,吕建刚,何忠波,戴志广(1-41)
往复式密封流变特性的分析与验证袁 祥,王 军,廉自生,王国法,马 琳(1-49)
流线形流管无阀压电泵的仿真与实验 …唐 茗,包启波,张建辉,赖立怡,黄 智,杨冠宇,潘殷豪(1-56)
基于 QPSO-MPE 的滚动轴承故障识别方法 ··········王望望,邓林峰,赵荣珍,张爱华(1-62)
车门玻璃下位振动传递路径建模及优化分析刘 哲,高云凯,徐 翔,石 旺,王洪龙(1-69)
实时在线桥梁模态参数自动识别梁 鹏,贺 敏,张 阳,叶春生,李琳国(1-76)
基于深度自编码网络的航空发动机故障诊断准建国,李国庆,蒋丽英,于明月,王景霖(1-85)
压电柔性机械臂系统辨识与振动主动控制康建云,毕 果,苏史博(1-90)
多频线谱激励下的混合自适应微振动主动控制方昱斌,朱晓锦,高志远,张合生,苗中华(1-96)
基于EMD二值化图像和CNN的滚动轴承故障诊断 谷玉海,朱腾腾,饶文军,黄艳庭(1-105)
基于空化的液膜密封热流体动态特性分析孙鑫晖, 闫方琦, 郝木明, 为 宁, 翁泽文, 袁俊马 (1-114)
浮筏隔振系统拓扑优化研究与振动特性分析准洪宇,朱海涛(1-120)
基于局部边缘判别投影的机械故障诊断方法 石明宽,赵荣珍(1-126)
基于DS-VMD及相关峭度的滚动轴承故障诊断 ····································
市域快线现浇钢弹簧浮置板轨道动力性能研究李 平,罗信伟,朱文海(1-142)
利用振动改善FFF薄板抗拉性能的实验研究 ·············姜世杰,董天阔,陈丕峰,孙明宇,戴卫兵(1-150)
风力机轴承实时剩余寿命预测新方法吕明珠, 苏晓明, 刘世勋, 陈长征(1-157)
主轴系统在线动平衡质量补偿策略优化
一种振测数据最佳分析长度的确定方法张建伟,李 洋,马晓君,程梦然(1-170)
立式一体化泵闸安全性研究及结构优化待贤瑞,严根华,董 家,杨 宇(1-176)
基于能量图谱和孪生网络的导波损伤诊断方法王彬文,吕帅帅,杨 宇(1-182)
波形腹板钢箱-混凝土组合梁桥的自振特性分析

```
基于差分式惯性传感组件的采煤机位姿解算法 ………司 垒, 王忠宾, 谭 超, 梁 斌, 万 森(2-220)
Lamb 波波 包混叠分离方法的结构损伤定位 ·····郭 禹,张 超,季宏丽,吴义鹏,裘进浩,王 勇(2-228)
形状记忆合金丝驱动的可弯曲孔探仪机构设计…………潘浩,熊克,芦吉云,王容(2-236)
多排耦合变速机构振动特性建模与试验…………………张 强,许 晋,李洪武,张玉东(2-242)
基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断 ………………………………………张 迪,卢国梁(2-249)
工业管架风荷载遮挡效应风洞试验………………韩晓宇,李 波,刘振华,徐龙河(2-254)
轮胎作用下钢-混组合梁桥面铺装动态响应 ……………严战友,崔向阳,陈恩利,王奇志(2-260)
基于信息增益的管道堵塞声学检测方法…………………朱雪峰,冯 早,吴建德,马 军(2-267)
不同齿根裂纹深度的啮合刚度与振动响应分析 …………………刘 杰,孙玉凤,李环宇(2-275)
基于SVM观测器的新异类故障检测方法及应用 ·············李 运,杨世海,吴佳佳,顾伯忠(2-292)
装载机工作装置载荷数据模型与载荷谱编制………………万一品,宋绪丁,员征文,田维波(2-304)
压电宏纤维驱动的仿生尾鳍微推进力测量系统
  增材制造聚乳酸脂与碳纤维核心温度对比研究
  薄膜天线结构在真空中的模态测试方法 ……………罗 婕, 邱 慧, 从 强, 许 哲, 尚爱华(2-334)
风力机主轴承故障监测方法………………………………郑玉巧、魏剑峰、朱 凯, 董 博(2-341)
基于单点脉冲宽度法的转子轴向位移径向测量
  频率同步压缩与时间同步压缩的对比和应用 …何周杰,涂晓彤,王 凯,李富才,包文杰,包 隽(2-354)
利用 DCNN 融合多传感器特征的故障诊断方法 ············吴耀春,赵荣珍, 新伍银,何天经,武 杰(2-362)
低频振动钻削钛合金板的非线性分析与应用 …侯书军, 裴腾飞, 李 慨, 曲云霞, 李 坤, 李 凯(2-370)
交通荷载下预制综合管廊受力特性研究 ………………………徐 健,谢忠球,吴敬龙(2-377)
基于协整理论的滚动轴承退化特征提取 ……………李耀龙,李洪儒,王 冰,于 贺(2-385)
基于数据挖掘与信息融合的制冷设备故障诊断 ………周祷鋆,武 凯,孙 宇,杨晓燕,楼晓华(2-392)
面内纵振复合模态直线超声电机模态识别方法 ………陈紫嫣,王 寅,曹 俊,时运来,黄卫清(2-399)
可移动着陆器腿足最优时间-急动度轨迹规划 ………贾 山,周向华,张 胜,赵建华,陈金宝(3-429)
结合CNN和LSTM的滚动轴承剩余使用寿命预测方法
  ······王玉静, 李少鹏, 康守强, 谢金宝, MIKULOVICH V I (3-439)
形状记忆合金驱动的连续跳跃柔性机器人…………………毛 婷,彭瀚旻,查泽琳,赵桑佳(3-447)
基于流体流动参数检测的过滤器滤网分析
  四激振器激励下振动机械-物料系统同步控制 ………黄志龙,张众超,楚树坡,宋桂秋,张学良(3-462)
基于图像边缘识别的面内振动位移测试方法 …………韩玉迎,王 晨,杜金香,王敏庆,盛美萍(3-470)
超低温宽温域环境下 FBG 传感器应变标定方法……………王 强,马国鹭,盖 文,顾正华(3-476)
典型通用机枪枪口振动响应非接触测试及分析 ………………………………刘恒沙,王亚平,徐 诚(3-481)
```

```
基于改进 Mask-RCNN 的飞行器结构裂纹自动检测方法 ………吕帅帅,杨 宇,王彬文,裴连杰(3-487)
基于SCAE-ACGAN的直升机行星齿轮裂纹故障诊断 ……………孙灿飞,王友仁,夏裕彬(3-495)
线形布置双方柱平均气动力特性试验研究 ……杨 群,吴倩云,姜会民,孙亚松,刘庆宽,刘小兵(3-503)
微型调心球轴承摆动工作特性分析及试验 ……卓耀彬, 叶晓平, 周晓军, 孙 皓, 陈 彦, 任卓道(3-511)
基于同步提取和时频系数模极值的瞬时频率识别 ………刘景良,王新宇,郑锦仰,盛 叶,骆勇鹏(3-519)
某核电厂主给水泵电动机轴向振动故障诊断 …… 舒相挺, 杨 璋,徐逸哲,蒋彦龙 (3-527)
下沉式地铁车辆段列检库车致振动实测与分析 ………陈艳明, 冯青松, 刘庆杰, 刘文武, 罗信伟 (3-532)
共固化双层阻尼薄膜复合材料结构的阻尼性能 ………………………………………王绍清,梁 森,刘 鹏(3-547)
统计时频谱驱动的高速自动机损伤预示方法 ………………………………………王宝祥,潘宏侠(3-552)
基于全相位 FFT 不平衡分析的转子现场动平衡 ··················解梦涛,张强波,张霞妹(3-566)
基于复合悬摆减震系统的小雁塔结构仿真分析……………м 涛,刘德明,王社良,李彬彬(3-571)
强震作用下泵站出水塔结构损伤开裂分析 …………张翌娜,黄锦林,程梦然,张建伟,付 杰(3-581)
板式直线压电振子的拓扑优化与实验 …………………………………朱 华,崔云鹏,牛瑞坤(3-588)
发动机着陆冲击数据归纳方法及冲击特性分析 …………………………………………… 王 茜,雷晓波(3-601)
基于总体经验模态分解的桥梁动态位移重构 ………………………刘 鹏,陈云鹏,邹应全(3-606)
基于SK-MOMEDA的风电机组轴承复合故障特征分离提取 ········ 向 玲, 李京蓄, 胡爱军, 李 营(4-644)
路面激励下的履带车辆负重轮动载荷研究 ………………覃凌云,杨书仪,陈哲吾,凌启辉(4-652)
基于 CSES 和 MED 的滚动轴承微弱故障特征提取 ···········康 伟,朱永生,闫 柯,任智军 (4-660)
基于云理论和 Relief-F的滚动轴承故障识别方法 ……………马森财,赵荣珍,吴耀春,邓林峰(4-667)
电磁调制非接触式压电电机输出特性 ……………………………………那继春,任文迪,秦 永(4-673)
车-路弱耦合振动作用下沥青路面动态响应 ………严战友,赵晓林,赵国叶,赵国芳,赵存宝(4-681)
科隆蛋扣件段钢轨波磨产生机理及发展特性 …………………………………………王志强, 雷震宇(4-688)
基于谱峭度与时频分析的接触线不平顺检测 …陈小强, 沈彦龙, 王 英, 张 玺, 曹 丽, 母秀清 (4-695)
Stewart 衍生型六维加速度传感器的工作频带研究 .......王林康, 尤晶晶, 李成刚, 仇 鑫, 叶鹏达 (4-701)
大跨越导线微风振动强度影响因素 ………………张昭,周立宪,齐翼,刘胜春(4-710)
改进抗干扰 CNN 的变负载滚动轴承损伤程度识别 ·········董绍江, 裴雪武, 吴文亮, 汤宝平, 赵兴新(4-715)
转子压缩机的等效激励力识别及有限元验证 …………肖 彪, 蒋 邹, 戴隆翔, 李 彬, 周泳城 (4-723)
基于自适应二代小波的涂层下裂纹检测研究
   ···············王 鹏,朱红波,李东江,秦承鹏,何虎昌,江 雄,蔡 晖,郎 梼(4-730)
基于 ARIMA-LSTM 的飞机液压泵性能趋势预测方法
  基于振动能量发电的自适应机械同步开关 ……………………黄 瑶, 万小丹, 刘伟群(4-741)
活塞织构对液压减振器动态阻尼特性影响分析 ………于洋洋,张俊红,王 俊,孟祥德,张学玲(4-747)
基于持续同调机器学习的尾轴承黏滑振动研究
```

基于动应力时域外推的构架疲劳寿命评估方法

```
……………王秋实,周劲松,宫岛,王腾飞,孙煜,尤泰文,陈江雪,张展飞(4-762)
气液脉冲两相流耦合激振数值模拟与试验………………张慧贤、寇子明、布占伟、杨海军(4-772)
用于矢量水听器的加速度敏感结构 ………………………………………………………………………至文龙、笪良龙、孙芹东(4-778)
流速扰动聚焦超声下纳米颗粒聚集的研究…………………冒林丽,彭瀚旻,卢鹏辉,毛 婷(4-784)
斜拉索倾角对振动法测索力的精度影响 ………………………贺文字,孟凡成,任伟新(4-792)
静压桩贯入及加载过程桩土界面受力特性研究
  ······王永洪,桑松魁,张明义,白晓宇,杨苏春,苗德滋(4-806)
高压气流管道瞬态冲击振动分析及抑振研究 …………王元兴, 聂旭涛, 麻越垠, 张 伟, 鲍禄强 (4-812)
基于面内模态的双腿式微型旋转超声电机
  磁浮钢箱梁日照作用对车桥耦合振动的影响 ………李国强,王琛奥,王志鲁,叶 丰,陈素文(5-847)
聚合物定子超声电机驱动的变倍激光扩束镜 …………潘 松,肖 忠,徐张凡,陈 雷,徐洪波(5-855)
摩擦力对钢板弹簧动态特性影响试验及仿真 …郭年程,高 阳,王新龙,陈志勇,潘 宁,李 燕(5-863)
基于 CPW 和 SCD 的行星轴承内圈故障特征提取 ………陈 鑫,郭 瑜,伍 星,樊家伟,林 云 (5-868)
全矢 IMF 信息熵用于高速列车转向架故障诊断 ···································李亚兰, 金炜东 (5-874)
基于混合域相对特征和FOA-XGBoost滚动轴承退化评估
 ......刘晨辉,温广瑞,苏 宇,袁玉姣,黄 鑫(5-880)
超声电机多参数驱动器设计 ………………………焦西凯, 陈 宁, 陈凌宇, 郑杰基, 范大鹏 (5-897)
高速列车空气弹簧横向特性动力学建模与应用 ……………… 私, 王晓雷, 莫荣利, 叶 特(5-904)
稀疏表征在滑动轴承转子特征提取中的应用……………郭明军,李伟光,杨期江,赵学智(5-919)
基于稀疏表达特征提取的发动机爆震状态检测
  利用3维声场空间特征诊断轴承故障……………………………………侯俊剑,张玉琦,房占鹏(5-933)
共固化缝合阻尼复合材料的动力学性能 ……………梁 森, 闫盛宇, 陈新乐, 郑长升, 王 玲 (5-939)
基于高频动态特性的点阵结构损伤识别研究 …冯 侃,陆蕾玲,夏 雨,周天瑜,赵 倩,励 争(5-945)
翼面热颤振的分区协调耦合推进时域研究 ……………………范 冰,黄 杰,姚卫星(5-951)
基于多源冲突证据信息融合的测试性评估方法 ……………………王 旋, 狄 鹏, 倪子纯(5-964)
运用中空超声电机的血管介入手术机器人系统
  ······郑炬炬,孙志峻,闫 鹤,杨建林,郭 语,钱 丰 (5-976)
基于同步压缩广义S变换的发动机故障诊断 …刘 敏,陈 健,张 岩,陈玉昆,范红波,张英堂(5-984)
1850四辊铝带冷轧机动力学特性与机理研究 ……………王桥医,张秋波,崔明超,王 瀚(5-991)
基于全有限元模型的直齿轮动态响应特性研究
  ······王宏伟,孙文磊,张小栋,周建星,何 丽,牛 杭 (5-999)
```

加权 PCA 残差空间的加速度传感器故障诊断 ·············李立力, 刘 纲, 张亮亮, 李 青 (5-1007)

```
基于FBG传感技术的静压沉桩贯入特性测试研究
  ······王永洪, 马加骁, 张明义, 白晓宇, 苗德滋, 桑松魁 (5-1014)
阳尼参数对摩擦系统稳定性及黏滑运动的影响 ………………钱泓桦,王东伟,莫继良(5-1021)
主余震序列作用下基础隔震结构地震损伤研究 ………刘洁亚,黄小宁,王 宁,杜永峰,张 丹(6-1052)
考虑轮轨黏着变化的货运列车纵向动力学仿真
  ......李斌, 杨忠良, 罗世辉, 马卫华, 吴庆, 王晨 (6-1059)
基于实测数据的近地层风特性分析研究 ………………王雪平,栾雪涛,李万润,杜永峰(6-1066)
基于深度融合策略的转子轴心轨迹识别研究 ……………郭明军,李伟光,杨期江,赵学智(6-1074)
基于形态学多重分形的风电机组轴承故障诊断 ………樊 信, 齐咏生, 高学金, 刘利强, 率永亭(6-1081)
快速谱峭度结合阶次分析滚动轴承故障诊断 ………张旭辉,张 超,樊红卫,毛清华,杨一晴(6-1090)
滚动轴承性能退化的时序多元状态估计方法
   .....张 龙,吴荣真,周建民,易剑昱,徐天鹏,王 良,邹孟(6-1096)
多变量因果驱动的系统服役安全状态评估方法 ………谢军太,王 伟,高智勇,高建民,蒋家东(6-1105)
强差异性神经网络集成的转子故障识别方法 …………………马森财,赵荣珍,吴耀春(6-1112)
基于频域参数识别的混凝土泵车臂架减振实验 ……………黄 毅,刘建武,胡 勇,范佳源(6-1119)
惯容准零刚度隔振器动态特性研究 ………………… 勇, 李昊轩, 程 春, 丁 虎, 陈立群(6-1124)
局域共振型声子晶体梁的动态模型和带隙 ……………汤璐嘉,吕延军,刘 成,郭 城 (6-1132)
某无人机激光雷达隔振设计与试验测试 ………………骆海涛,王浩楠,于长帅,刘广明(6-1143)
基于直接速度反馈的管道振动主动控制 …………陈 钊,何立东,贾兴运,杨建江,闫 伟(6-1148)
考虑车体弹性的轨道车辆多吸振器减振方法 …………………祁 慧, 文永蓬, 纪忠辉(6-1155)
反射式光纤温度传感器的设计 ......张平, 马吉祥 (6-1164)
柔性零件车削振动系统建模与实验…………王永强,吕凯波,娄培生,王昱昊,庞新宇,常宗旭(6-1170)
基于 S/PDIF 信号解码的数字加速度计校准方法 ···········王 朝, 蔡晨光, 杨 明, 孔 明 (6-1176)
幕墙对悬挑楼盖振动模态影响及等效模拟方法 ………朱前坤,刘开放,芮 佳,张举涛,杜永峰(6-1190)
基于尖点突变理论和 MWMPE 的围岩稳定监测 ·························张建伟, 李香瑞, 严 鹏, 王 勇(6-1199)
基于测试性增长的指标动态评估方法 ……………王 康,史贤俊,聂新华,李 祺,陈 垚(6-1206)
转子进动定理的扩充和完善 ...... 廖明夫, 赵清周 (6-1216)
刚性体惯性参数识别方法研究 ………………郭晓航,王 攀,邓兆祥,罗 渊(6-1221)
基于子空间LOG的高速列车预测控制器性能监控 ·····························刘伯鸿, 连文博, 李婉婉 (6-1226)
```

广告・信息

《振动、测试与诊断》人选机械工程领域和航空航天领域高质量科技期刊分级目录 (1-68) 欢迎订阅《振动、测试与诊断》 (1-113,2-310,3-480,4-666,5-867,6-1137) 扬州英迈克测控技术有限公司 (1-209,2-419,3-629,4-839,5-1041,6-1246) 东方振动和噪声技术研究所 (1-210,2-420,3-630,4-840,5-1042,6-1247) 《机械制造与自动化》杂志简介 (5-950) 向审稿人致谢 (6-1245)

JOURNALOFVIBRATION, MEASUREMENT & DIAGNOSIS LISTOFCONTENTS, 2021

TECHNICAL COMMENT

Advances in Coding Theory of Absolute Optical Encoders
······ZHANG Jianhui, CHEN Zhenlin, ZHANG Fan (1-1)
Review on Key Common Technologies for Intelligent Applications of Industrial Robots
SUN Lining, XU Hui, WANG Zhenhua, CHEN Guodong (2-211)
Identification Criterion for Incipient Abnormal of Centrifugal Compressor Rotor
WEN Guangrui, MA Zaichao, WU Guanghui, DONG Shuzhi, LIU Xueliang (3-421)
Application and Prospect of Laser Ultrasonic Nondestructive Testing Technology in Advanced
Manufacturing ······LU Minghui, DING Lei, YAN Xuejun, CHEN Yanfeng (4-631)
Adaptability of MEMS Vector Hydrophone to Marine Environment
ZHANG Wendong, ZHANG Guojun, WANG Panpan, LIANG Xiaoqi, JI Songxiang (5-841)
Development and Application Prospects of Gun Vibration and Control
YANG Guolai, GE Jianli, SUN Quanzhao, WANG Liqun (6-1043)
PAPERS
KSELF Dimension Reduction Method Based on Rotor Fault Data Set
Improved Feedforward Compensation Strategy for Electric Linear Loading Test System
······PAN Weidong, FAN Yuanxun, LEI Jianjie, CAO Dawei (1-19)
Cutting Life Model of Hollow Shaft Based on Dual-frequency Vibration System
······································
Fault Diagnosis of Spiral Bevel Gear Based on CEEMDAN Permutation Entropy and SVM
·····JIANG Lingli, TAN Hongchuang, LI Xuejun, LEI Jiale (1-33)
Test and Analysis on Ride Comfort of All-Metal Wheel
ZHAO Zhenglong, SONG Bin, LÜ Jiangang, HE Zhongbo, DAI Zhiguang (1-41)
Numerical Investigations and Experimental Verification on Rheological Characteristics of Reciprocating Seal
YUAN Xiang, WANG Jun, LIAN Zisheng, WANG Guofa, MA Lin (1-49)
Simulation and Experiment of Streamlined Flow Tube Valveless Piezoelectric Pump
······TANG Ming, BAO Qibo, ZHANG Jianhui, LAI Liyi, HUANG Zhi,
YANG Guanyu, PAN Yinhao (1-56)
Rolling Bearing Fault Identification Based on Quantum-Behaved Particle Swarm Optimization and Multi-
scale Permutation Entropy
WANG Wangwang, DENG Linfeng, ZHAO Rongzhen, ZHANG Aihua (1-62)
Transfer Path Modeling for Door Glass Vibration and Optimization Analysis

LIU Zhe, GAO Yunkai, XU Xiang, SHI Wang, WANG Honglong (1-69)
Real-Time Online Automatic Bridge Modal Identification
LIANG Peng, HE Min, ZHANG Yang, YE Chunsheng, LI Linguo (1-76)
Aero-engine Fault Diagnosis Based on Deep Self-Coding Network
CUI Jianguo , LI Guoqing , JIANG Liying , YU Mingyue , WANG Jinglin (1-85)
Experimental Identification and Active Vibration Controlof Piezoelectric Flexible Manipulator
·······KANG Jianyun, BI Guo, SU Shibo (1-90)
Hybrid Adaptive Algorithm for Active Micro-vibration Control Under Multiple Narrowband Disturbances
FANG Yubin, ZHU Xiaojin, GAO Zhiyuan, ZHANG Hesheng, MIAO Zhonghua (1-96)
Fault Diagnosis for Rolling Bearing Based on EMD Binarization Image and CNN
GU Yuhai, ZHU Tengeng, RAO Wenjun, HUANG Yanting (1-105)
Analysis of Thermohydrodynamic Characteristics of Liquid Film Seals Based on Cavitation
······SUN Xinhui, YAN Fangqi, HAO Muming, LI Ning, WENG Zewen, YUAN Junma (1-114)
Topology Optimization Research and Vibration Characteristics Analysis of the Floating Raft Isolation
System ·········CUI Hongyu, ZHU Haitao (1-120)
A Method of Mechanical Fault Diagnosis Based on Locality Margin Discriminant Projection
·····SHI Mingkuan, ZHAO Rongzhen (1-126)
Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on DS-VMD and Correlated Kurtosis
SHI Wenjie, HUANG Xin, WEN Guangrui, ZHANG Zhifen (1-133)
Dynamic Performance of Cast-in-Place Steel Spring Floating Slab Track in Urban Express Rail Transit
······LI Ping , LUO Xinwei , ZHU Wenhai (1-142)
Experimental Study on Improving Tensile Properties of FFF Thin Plate by Vibration
·····JIANG Shijie, DONG Tiankuo, CHEN Pifeng, SUN Mingyu, DAI Weibing (1-150)
Novel Method of Real-Time Remaining Useful Life Prediction for Wind Turbine Bearings
······································
Optimization of Quality Compensation Strategy for On-Line Dynamic Balance of Spindle System
·······················WANG Zhan, ZHANG Bo, ZHANG Ke (1-164)
Method for Determining Optimal Analysis Length of Vibration Data
ZHANG Jianwei, LI Yang, MA Xiaojun, CHENG Mengran (1-170)
Safety and Optimization of Vertical Pump Gate \cdots SHI Xianrui, $$ YAN Genhua, $$ DONG Jia, $$ YANG Yu (1-176)
Guided-Wave Based Damage Diagnosing Method with Energy Spectrum and Siamese Network
······································
Analysis of Natural Vibration Characteristics of Corrugated Web Steel Box-Concrete Composite Girder
Bridge · · · · · JI Wei , LUO Kui , YAN Linjun (1-190)
Position and Attitude Calculation Algorithm of Shearer Based on Differential Inertial Sensors
······SI Lei, WANG Zhongbin, TAN Chao, LIANG Bin, WAN Miao (2-220)
Structural Damage Localization Based on Lamb Wave Packet Aliasing Separation Method
GUO Yu, ZHANG Chao, JI Hongli, WU Yipeng, QIU Jinhao, WANG Yong (2-228)
Design of Flexible Hole Detector Mechanism Driven by Shape Memory Alloy Wire

·····PAN Hao, XIONG Ke, LU Jiyun, WANG Rong (2-236)
Vibration Characteristics Modeling and Experiment of Multi-row Coupled Gearshift Mechanism
ZHANG Qiang, XU Jin, LI Hongwu, ZHANG Yudong (2-242)
Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on Graph Modeling Feature Extraction
······ZHANG Di, LU Guoliang (2-249)
Wind Tunnel Investigation on Shielding Effects of Wind Load Characteristics for Industrial Pipe Racks
······································
Dynamic Response of Bridge Deck Pavement Layer of Steel-Concrete Composite Continuous Beam Under
Tire Loading ············YAN Zhanyou, CUI Xiangyang, CHEN Enli, WANG Qizhi (2-260)
Acoustic Based Approach of Sewer Blockage Recognition Using Information Gain for Feature Selection
ZHU Xuefeng, FENG Zao, WU Jiande, MA Jun (2-267)
Analysis of Meshing Stiffness and Vibration Response of Tooth with Root Crack in Different Depth
LIU Jie, SUN Yufeng, LI Huanyu (2-275)
Analysis and Optimization of Robustness of Noise Control in Vehicle
·····ZHANG Lijun, ZHANG Xiyu, MENG Dejian (2-283)
Novelty Faults Detection Method Based on SVM Observer and Its Application
LI Yun, YANG Shihai, WU Jiajia, GU Bozhong (2-292)
Research on Crack Diagnosis of Pitch Bearing Based on AE and STFT
LI Ting, FU Deyi, XUE Yang (2-299)
Load Data Model and Spectrum Compilation of Loader Working Device
Cantilever Micro-thrust Measurement System of Flexible Biomimetic Fin Actuated by Macro Fiber
Composites MENG Haofeng, YANG Yiling, LOU Junqiang, MA Jianqiang,
CUI Yuguo, CHEN Tehuan (2-311)
Multi-source Localization Method of Eliminating Phantom Sound Sources Based on TDOA
LIU Haitao, CHEN Yonghua, LIN Yanming, ZHOU Xin (2-319)
Comparative Study of Core Temperature Between Polylactic Acid and Carbon Fiber During Additive
Manufacturing ProcessBAO Chengzhi, HONG Chengyu, WU Yajun, ZHANG Yifan,
Fu Yanbin, LI Cao (2-327)
Modal Testing Method of Membrane Antenna Structure in Vacuum Environment
LUO Jie, QIU Hui, CONG Qiang, XU Zhe, SHANG Aihua (2-334)
Fault Monitoring Method of Wind Turbine Main Bearing
ZHENG Yuqiao, WEI Jianfeng, ZHU Kai, DONG Bo (2-341)
Radial Measurement of Rotor Axial Displacement Based on Single Pulse Width Method
······ YUAN Qianqian, ZHU Yongsheng, YAN Ke, CAO Penghui, CHEN Kaida, Gu Jinfang (2-348)
Comparison and Application of Frequency-Reassigned Synchrosqueezing Transform and Time-Reassigned
Synchrosqueezing Transform
······································
Mechanical Fault Diagnosis Method Based on Multi-sensor Signal Feature Fusion Using Deep

```
Convolutional Neural Network
    Nonlinear Study on Low-Frequency Vibration Drilling of Ti6Al4V Plate
    Analysis of Mechanical Characteristics of Prefabricated Pipe Gallery Under Traffic Load
     ......XU Jian , XIE Zhongqiu , WU Jinglong (2-377)
Extraction of Degradation Feature for Rolling Bearings Based on Cointegration Theory
    .....LI Yaolong , LI Hongru , WANG Bing , YU He (2-385)
Fault Diagnosis of Refrigeration Equipment Based on Data Mining and Information Fusion
    .....ZHOU Yijun, WU Kai, SUN Yu, YANG Xiaoyan, LOU Xiaohua (2-392)
Modal Recognition Method for Linear Ultrasonic Motor Using In-Plane Coupling Longitudinal Modes
    ......CHEN Ziyan, WANG Yin, CAO Jun, SHI Yunlai, HUANG Weiqing (2-399)
Identification Criterion for Incipient Abnormal of Centrifugal Compressor Rotor
    ......WEN Guangrui, MA Zaichao, WU Guanghui, DONG Shuzhi, LIU Xueliang (3-421)
Optimal Time-Jerk Trajectory Planning for Buffering/Walking Integrated Lander
    .....JIA Shan, ZHOU Xianghua, ZHANG Sheng, ZHAO Jianhua, CHEN Jinbao (3-429)
Method of Predicting Remaining Useful Life of Rolling Bearing Combining CNN and LSTM
     ......WANG Yujing, LI Shaopeng, KANG Shouqiang, XIE Jinbao, MIKULOVICH V I (3-439)
Continuous Jumping Soft Robot Driven by Shape Memory Alloy
   ......MAO Ting, PENG Hanmin, ZHA Zelin, ZHAO Shenjia (3-447)
Analysis of Filter Screen Based on Fluid Flow Parameter Detection
   ... YU Ruili, LIANG Rui, ZHOU Wenhai, YUE Shouti, CUI Benting, CHEN Fei, YANG Xi (3-453)
Synchronous Control of Vibrating Machinery-Material System Under Excitation of Four Exciters
     ······HUANG Zhilong, ZHANG Zhongchao, CHU Shupo, SONG Guiqiu, ZHANG Xueliang (3-462)
In-Plane Vibration Measurement Technique Based on Image Edge Recognition Method
    Strain Calibration Method of FBG Sensor in Ultra-low Temperature and Wide Temperature Range
    ......WANG Qiang, MA Guolu, GAI Wen, GU Zhenghua (3-476)
Non-contact Measurement and Analysis of Vibration Response of Typical General Machine Gun Muzzle
    .....LIU Hengsha, WANG Yaping, XU Cheng (3-481)
An Automatic Crack Detection Method for Structure Test Based on Improved Mask-RCNN
   .....LYU Shuaishuai, YANG Yu, WANG Binwen, PEI Lianjie (3-487)
Fault Diagnosis of Helicopter Planetary Gear Tooth Crack Based on SCAE-ACGAN
    ......SUN Canfei, WANG Youren, XIA Yubin (3-495)
Experimental Study on Mean Aerodynamic Characteristics of Two Square Cylinders Arranged Inline
    ······ YANG Qun, WU Qianyun, JIANG Huimin, SUN Yasong, LIU Qingkuan, LIU Xiaobing (3-503)
Theoretical and Experimental Investigation on Operational Characteristics of Miniature Self-Aligning
   Ball Bearings in Oscillating Application
     ······ZHUO Yaobin, YE Xiaoping, ZHOU Xiaojun, SUN Hao, CHEN Yan, REN Zhuodao (3-511)
```

Instantaneous Frequency Identification Based on Synchroextraction and Maximum Modulus of Time-
Frequency Coefficients
LIU Jingliang, WANG Xinyu, ZHENG Jinyang, SHENG Ye, LUO Yongpeng (3-519)
Fault Diagnosis of Axial Vibration of Main Feed Pump Motor in Nuclear Power Plant
SHU Xiangting, YANG Zhang, XU Yizhe, JIANG Yanlong (3-527)
Test and Analysis of Vibration Induced by Train Operation in Sinking Metro Depot Service Shop
CHEN Yanming, FENG Qingsong, LIU Qingjie, LIU Wenwu, LUO Xinwei (3-532)
Feature Extraction and Fault Diagnosis Based on FDM and RCMDE
······ZUO Hongyan, LIU Xiaobo, HONG Lianhuan (3-539)
Damping Properties of Co-cured Composite Structures with Double-Layer Damping Membranes Embedded
Statistical Time-Frequency Spectrum-Driven Method for Damage Prediction of High-Speed Automata
WANG Baoxiang, PAN Hongxia (3-552)
Ground Motion Amplification Effect of Medium-Stiff Free Field Based on Centrifugal Model Tests
······LAN Jingyan, WANG Yanwei, LIU Juan (3-558)
Field Dynamic Balance of Rotor Based on All-Phase FFT Unbalance Analysis
······XIE Mengtao , ZHANG Qiangbo , ZHANG Xiamei (3-566)
Simulation Analysis of Xiaoyan Pagoda Structure Based on Suspension Pendulum Damping System
YANG Tao, LIU Deming, WANG Sheliang, LI Binbin (3-571)
Strong Seismic Damage Cracking of Pumping Station Outlet Tower
ZHANG Yina, HUANG Jinlin, CHENG Mengran, ZHANG Jianwei, FU Jie (3-581)
Topology Optimization and Experiment of Plate Type Linear Piezoelectric Vibrators
······ ZHU Hua, CUI Yunpeng,NIU Ruikun (3-588)
Effect of Dynamic and Static Friction Coefficients on Dynamic Characteristics of Coke Pushing System
······································
Inductive Method of Landing Shock Data of Aero-engine and Shock Characteristics Analysis
······································
Bridge Dynamic Displacement Refactoring Based on Ensemble Empirical Mode Decomposition
LIU Peng, CHEN Yunpeng, ZOU Yingquan (3-606)
Separation and Extraction of Composite Fault Characteristics of Wind Turbine Bearing Based on SK-
MOMEDA ·······XIANG Ling, LI Jingxu, HU Aijun, LI Ying (4-644)
Road Wheels' Dynamic Load of Tracked Vehicle Under Road Excitation
QIN Lingyun, YANG Shuyi, CHEN Zhewu, LING Qihui (4-652)
Weak Fault Extraction of Rolling Element Bearings Based on CSES and MED
KANG Wei, ZHU Yongsheng, YAN Ke, REN Zhijun (4-660)
Fault Classification Method of Rolling Bearing Based on Cloud Theory and Relief-F
·······MA Sencai, ZHAO Rongzhen, WU Yaochun, DENG Linfeng (4-667)
Output Characteristics of a Non-contact Piezoelectric Motor Modulated by Electromagnetic Field
XING Jichun, REN Wendi, QIN Yong (4-673)

```
Dynamic Response of Asphalt Pavement Under Vehicle-Road Weak Coupling Vibration State
     ......YAN Zhanyou, ZHAO Xiaolin, ZHAO Guoye, ZHAO Guofang, ZHAO Cunbao (4-681)
Formation Mechanism and Development Properties of Rail Corrugation of Cologne Egg Fastener Section
    Irregularity Detection of Contact Wire Based on Spectral Kurtosis and Time-Frequency Analysis
    ·········CHEN Xiaoqiang, SHEN Yanlong, WANG Ying, ZHANG Xi, CAO Li, MU Xiuqing (4-695)
Study on Working Frequency Band of Six-axis Accelerometer Based on Stewart Derivative Configuration
    ......WANG Linkang, YOU Jingjing, LI Chenggang, QIU Xin, YE Pengda (4-701)
The Main Influencing Factors of the Vibration Intensity of Large Crossing Conductor Under Aeolian
   Vibration ······ZHANG Zhao, ZHOU Lixian, QI Yi, LIU Shengchun (4-710)
Damage Degree Identification of Rolling Bearings Under Variable Load with Improved Anti-interference
   CNN ·······DONG Shaojiang, PEI Xuewu, WU Wenliang, TANG Baoping, ZHAO Xingxin (4-715)
Excitation Identification and Finite Element Method Validation of Rotary Compressor in Air Conditioning
    .....XIAO Biao , JIANG Zou , DAI Longxiang , LI Bin , ZHOU Yongcheng (4-723)
Crack Detection Under Coating Based on Adaptive Second Generation Wavelet
    ......WANG Peng, ZHU Hongbo, LI Dongjiang, QIN Chengpeng, HE Huchang,
                                                 JIANG Xiong, CAI Hui, LANG Tao (4-730)
Aircraft Hydraulic Pump Performance Trend Prediction Method Based on ARIMA-LSTM
     ·······CUI Jianguo, LI Pengcheng, CUI Xiao, YU Mingyue, JIANG Liying, WANG Jinglin (4-735)
Optimized Adaptive Mechanical Switch for Vibration Energy Generator
    Dynamic Damping Characteristics of Hydraulic Vibration Absorber with Textured of Piston
     .....YU Yangyang, ZHANG Junhong, WANG Jun, MENG Xiangde, ZHANG Xueling (4-747)
Stick-Slip Vibration of Water-Lubricated Rubber Stern Tube Bearing Based on Persistent Homology
   Based Machine Learning ....... ZHANG Shengdong, LONG Zhilin, JIN Yong, LIU Zhenglin,
                                                      YAN Zhimin, YANG Xiuying (4-756)
Fatigue Life Assessment Method of Frame Based on Time-Domain Extrapolation for Dynamic Stress
     ······WANG Qiushi, ZHOU Jinsong, GONG Dao, WANG Tengfei, SUN Yu, YOU Taiwen,
                                                   CHEN Jiangxue, ZHANG Zhanfei (4-762)
Numerical Simulation and Experimental Study on Coupled Excitation of Gas-Liquid Pulse Two-Phase
   Flow .....ZHANG Huixian, KOU Ziming, BU Zhanwei, YANG Haijun (4-772)
Acceleration Sensitive Structure for Vector Hydrophone
    ......WANG Wenlong, DA Lianglong, SUN Qindong (4-778)
Nanoparticle Aggregation by Focused Ultrasound Under Flow Rate Disturbance
    ......MAO Linli , PENG Hanmin , LU Penghui , MAO Ting (4-784)
Influence of Inclination Angle on Accuracy of Vibration Based Cable Force Identification
    Robust Finite Element Model Updating Method Based on Frequency Response Function
     ·····FAN Xinliang, WANG Tong, XIA Zunping (4-797)
```

```
Mechanical Characteristics of Pile-Soil Interface of Open-Close Jacked Piles During Penetration and
   Loading ..... WANG Yonghong, SANG Songkui, ZHANG Mingyi, BAI Xiaoyu,
                                                        YANG Suchun, MIAO Dezi (4-806)
Structural Vibration Analysis and Suppression Technique of High-Pressure Transient Impact Airflow
   Pipeline System ····· WANG Yuanxing, NIE Xutao, MA Yueyin, ZHANG Wei, BAO Luqiang (4-812)
Double-Legged Micro-rotary Ultrasonic Motor Based on In-Plane Mode
     ......YAN He, SUN Zhijun, ZHENG Juju, YANG Jianlin, GUO Yu,
                                                       QIAN Feng, PENG Hanmin (4-818)
Thermal Effect for Steel Box Maglev Guideway on Vehicle-Bridge Coupled Vibration Response
    .....LI Guoqiang, WANG Chen'ao, WANG Zhilu, YE Feng, CHEN Suwen (5-847)
Multi-multiple Beam Expander Driven by Ultrasonic Motor with Polymer-Based Stator
   ......PAN Song , XIAO Zhong , XU Zhangfan , CHEN Lei , XU Hongbo (5-855)
Test and Simulation of the Influence of Friction on the Dynamic Characteristics of Leaf Spring
     ......GUO Niancheng, GAO Yang, WANG Xinlong, CHEN Zhiyong, PAN Ning, LI Yan (5-863)
Fault Feature Extraction of Planetary Bearing Inner Ring Based on CPW and SCD
     Application of Full Vector IMF Entropy in Fault Diagnosis of High Speed Train
    ······LI Yalan, JIN Weidong (5-874)
Degradation Assessment of Rolling Bearings Based on Mixed Domain Relative Feature and FOA-XGBoost
   Modole .....LIU Chenhui, WEN Guangrui, SU Yu, YUAN Yujiao, HUANG Xin (5-880)
Vibration Reduction Method of Rail Composite Shock Absorber with Vehicle-Track Coupling
   .....ZOU Yu, WEN Yongpeng, JI Zhonghui, SUN Qian (5-888)
Design of Multi-parameter Driver for Ultrasonic Motor
   ......JIAO Xikai, CHEN Ning, CHEN Lingyu, ZHENG Jieji, FAN Dapeng (5-897)
Dynamic Modeling and Application of Lateral Characteristics for High Speed Train Air Spring
    ......QI Zhuang, WANG Xiaolei, MO Rongli, YE Te (5-904)
Analysis and Experiment of Plate Type Four-Leg Linear Ultrasonic Motor
    .....ZHU Hua, CUI Yunpeng, LIU Jun (5-913)
Feature Extraction of Sliding Bearing-Rotor Using Sparse Representation
   ......GUO Mingjun, LI Weiguang, YANG Qijiang, ZHAO Xuezhi (5-919)
Engine Knock Detection Based on Sparse Representation Feature Extraction
    .....SHEN Pengfei, BI Fengrong, MA Xiaoqiang, LI Xin, TANG Daijie, YANG Xiao (5-926)
Diagnosing Bearing Faults Using Spatial Features of Three-Dimensional Sound Field
   Dynamic Property of Co-cured Stitched Damping Composite Structure
    .....LIANG Sen, YAN Shengyu, CHEN Xinle, ZHENG Changsheng, WANG Ling (5-939)
Damage Identification of Lattice Structure Based on High Frequency Dynamic Response
    .....FENG Kan, LU Leiling, XIA Yu, ZHOU Tianyu, ZHAO Qian, LI Zheng (5-945)
Division Coordinating Coupled Marching Time Domain Study on Thermal Flutter of Wing
```

```
·····FAN Bing, HUANG Jie, YAO Weixing (5-951)
Effect of High-Pass Filtering on the Inelastic Response Spectra of Impulsive Ground Motions
    ······PU Wuchuan, XUE Yaohui, ZHANG Mengcheng (5-956)
Testability Evaluation Method of Equipment Based on Information Fusion for Multi-source Conflict
   Vehicle-Wandering Automatic Testing System Based on Vehicle Image Sensor
    ·····ZHOU Can, WANG Meng, HE Yaohua (5-970)
Master-Slave Controlled Robotic System Based on Hollow Ultrasonic Motor for Vascular Interventional
   Surgery ..... ZHENG Juju, SUN Zhijun, YAN He, YANG Jianlin, GUO Yu, QIAN Feng (5-976)
Engine Fault Diagnosis Based on Synchrosqueezing Generalized S-transform
     ······LIU Min, CHEN Jian, ZHANG Yan, CHEN Yukun, FAN Hongbo, ZHANG Yingtang (5-984)
Dynamic Characteristics and Mechanism Analysis of 1850 Four-High Aluminum Strip Cold Rolling Mill
     ......WANG Qiaoyi, ZHANG Qiubo, CUI Mingchao, WANG Han (5-991)
Dynamic Response Characteristics of Gear System Based on Full Finite Element Model
     ··· WANG Hongwei, SUN Wenlei, ZHANG Xiaodong, ZHOU Jianxing, HE Li, NIU Hang (5-999)
Accelerometer Fault Diagnosis with Weighted PCA Residual Space
     .....LI Lili, LIU Gang, ZHANG Liangliang, LI Qing (5-1007)
Testing Study on Penetration Characteristics of Jacked Piles Based on FBG Sensing Technology
    ......WANG Yonghong, MA Jiaxiao, ZHANG Mingyi, BAI Xiaoyu, MIAO Dezi,
                                                                   SANG Songkui (5-1014)
Effect of Damping Parameters on Stability and Stick-Slip Vibration Behaviour of Friction System
     ......QIAN Honghua, WANG Dongwei, MO Jiliang (5-1021)
Seismic Damage of Base-Isolated Structure Under Main Shock-Aftershock Sequences
     \cdots\cdots\cdots LIU\ \textit{Jieya}\ ,\ HUANG\ Xiaoning\ ,\ WANG\ Ning\ ,\ DU\ Yongfeng\ ,\ ZHANG\ Dan\ (6-1052)
Simulation for Longitudinal Dynamics of Freight Train Considering Variation of Adhesion
    .....LI Bin, YANG Zhongliang, LUO Shihui, MA Weihua, WU Qing, WANG Chen (6-1059)
Wind Characteristics of Near Strata Based on Field-Measured Data
    ......WANG Xueping, LUAN Xuetao, LI Wanrun, DU Yongfeng (6-1066)
Rotor Axis Locus Recognition Based on Deep Fusion Strategy
     ......GUO Mingjun, LI Weiguang, YANG Qijiang, ZHAO Xuezhi (6-1074)
Fault Diagnosis of Wind Turbine Bearing Based on Morphological Multi-fractal Analysis
    .....FAN Ji, QI Yongsheng, GAO Xuejin, LIU Liqiang, LI Yongting (6-1081)
Improved Fault Diagnosis of Rolling Bearing by Fast Kurtogram and Order Analysis
     ······ZHANG Xuhui, ZHANG Chao, FAN Hongwei, MAO Qinghua, YANG Yiqing (6-1090)
Performance Degradation Assessment of Rolling Bearing Based on AR Model and Multivariate State
   Estimation Technique
    ... ZHANG Long, WU Rongzhen, ZHOU Jianmin, YI Jianyu, XU Tianpeng, WANG Liang,
                                                                      ZOU Meng (6-1096)
```

Multivariate Causality
XIE Juntai, WANG Wei, GAO Zhiyong, GAO Jianmin, JIANG Jiadong (6-1105)
Method of Rotor Fault Identification Based on Strong Differential Ensemble Neural Network
······MA Sencai, ZHAO Rongzhen, WU Yaochun (6-1112)
Experimental Research on Vibration Depression of Pump Truck Boom Based on Parameter Identification
in Frequency-Domain
Dynamic Characteristics of Inerter-based Quasi-zero Stiffness Vibration Isolator
WANG Yong, LI Haoxuan, CHENG Chun, DING Hu, CHEN Liqun (6-1124)
Dynamic Model and Band Gaps of Locally Resonant Phononic Crystal Beams
······TANG Lujia, LYU Yanjun, LIU Cheng, GUO Cheng (6-1132)
Fault Degree Identification of Rolling Bearing Based on QPSO-HMM
YANG Zhengxin, WANG Minggang, GONG Bo, DANG Pengfei (6-1138)
Vibration Isolation Design and Experimental Testing of UAV Laser Radar
······LUO Haitao, WANG Haonan, YU Changshuai, LIU Guangming (6-1143)
Active Vibration Control of Pipeline Based on Direct Velocity Feedback
······································
Vibration Reduction Method of Multiple Dynamic Vibration Absorbers Considering Vehicle Body Elasticity
······································
$ \ \text{Design of Reflective Optical Fiber Temperature Sensor} \cdots \cdots ZHANG\ Ping\ ,\ MA\ Jixiang\ (\ 6\text{-}1164) $
Modeling and Experimental Research on Vibration System in Turning of Flexible Workpieces
WANG Yongqiang, LYU Kaibo, LOU Peisheng, WANG Yuhao, PANG Xinyu,
CHANG Zongxu (6-1170)
Digital Accelerometer Calibration Method Based on S/PDIF Signal Decoding
WANG Zhao, CAI Chenguang, YANG Ming, KONG Ming (6-1176)
Equivalent Modulus of Elasticity Based on Surface Strain and Fundamental Frequency
·····ZHANG Xianmin, LIU Xiaolan (6-1182)
Influence of Curtain Wall on Vibration Mode of Cantilevered Floor and Equivalent Simulation Method
ZHU Qiankun, LIU Kaifang, RUI Jia, ZHANG Jutao, DU Yongfeng (6-1190)
Surrounding Rock Stability Monitoring Based on Cusp Catastrophe Theory and MWMPE
······ZHANG Jianwei, LI Xiangrui, YAN Peng, WANG Yong (6-1199)
Indicator Dynamic Evaluation Method Based on Testability Growth
WANG Kang, SHI Xianjun, NIE Xinhua, LI Qi, CHEN Yao (6-1206)
$Improvement \ of \ Theorems \ on \ Precessional \ Motion \ of \ Rotors \ \cdots \cdots LIAO \ Mingfu \ , \ ZHAO \ Qingzhou \ (6-1216)$
Identification Method of Inertia Parameter for Rigid Body
GUO Xiaohang, WANG Pan, DENG Zhaoxiang, LUO Yuan (6-1221)
Performance Monitoring of High Speed Train Predictive Controller Based on Subspace LQG
LIU Bohong, LIAN Wenbo, LI Wanwan (6-1226)

《振动、测试与诊断》第41卷论文作者索引

(按姓氏拼音为序,每篇论文取前三位作者)

作者姓名 拼音	期次 页码	崔建国 CUI Jianguo	(1-85)
В		崔建国 CUI Jianguo	(4-735)
鲍成志BAO Chengzhi	(2-327)	崔明超 CUI Mingchao	(5-991)
包启波BAO Qibo	(2.527) $(1-56)$	崔向阳 CUI Xiangyang	(2-260)
毕风荣 BI Fengrong	(5-926)	崔 霄 CUI Xiao	(4-735)
毕 果BI Guo	(1-90)	崔云鹏 CUI Yunpeng	(3-588)
布占伟 BU Zhanwei	(4-772)	崔云鹏 CUI Yunpeng	(5-913)
C	\	D	
		公 自长 D ∧ I ;1	(4.770)
蔡晨光 CAI Chenguang	(6-1176)	笪良龙DA Lianglong	(4-778)
曹 俊 CAO Jun	(2-399)	戴隆翔 DAI Longxiang	(4-723)
陈恩利 CHEN Enli	(2-260)	邓林峰 DENG Linfeng	(1-62)
陈 健 CHEN Jian	(5-984)	邓兆祥 DENG Zhaoxiang	(6-1221)
陈俊君 CHEN Junjun	(3-594)	狄 鹏 DI Peng	(5-964)
陈凌宇 CHEN Lingyu	(5-897)	丁 雷 DING Lei	(4-631)
陈 宁 CHEN Ning	(5-897)	董 家 DONG Jia	(1-176)
陈丕峰 CHEN Pifeng	(1-150)	董绍江DONG Shaojiang	(4-715)
陈小强 CHEN Xiaoqiang	(4-695)	董天阔 DONG Tiankuo	(1-150)
陈新乐 CHEN Xinle	(5-939)	杜金香 DU Jinxiang	(3-470)
陈 鑫 CHEN Xin	(5-868)	F	
陈艳明 CHEN Yanming	(3-532)		
陈永华CHEN Yonghua	(2-319)	范 冰 FAN Bing	(5-951)
陈云鹏 CHEN Yunpeng	(3-606)	樊红卫FAN Hongwei	(6-1090)
陈 钊 CHEN Zhao	(6-1148)	樊 信 FAN Ji	(6-1081)
陈哲吾 CHEN Zhewu	(4-652)	范新亮 FAN Xinliang	(4-797)
陈震林 CHEN Zhenlin	(1-1)	范元勋FAN Yuanxun	(1-19)
陈紫嫣 CHEN Ziyan	(2-399)	方昱斌FANG Yubin	(1-96)
程 春 CHENG Chun	(6-1124)	房占鵬 FANG Zhanpeng	(5-933)
程梦然 CHENG Mengran	(3-581)	冯 侃 FENG Kan	(5-945)
楚树坡 CHU Shupo	(3-462)	冯青松 FENG Qingsong	(3-532)
从 强 CONG Qiang	(2-334)	冯 早 FENG Zao	(2-267)
崔洪宇 CUI Hongyu	(1-120)	付德义FU Deyi	(2-299)

G		黄 鑫 HUANG Xin	(1-133)
盖 文GAI Wen	(3-476)	黄 瑶 HUANG Yao	(4-741)
高学金 GAO Xuejin	(6-1081)	黄 毅 HUANG Yi	(6-1119)
高 阳 GAO Yang	(5-863)	黄志龙 HUANG Zhilong	(3-462)
高云凯 GAO Yunkai	(1-69)	J	
高志远 GAO Zhiyuan	(1-96)	2 □ 由 架 Ⅱ 71 :	([000)
高智勇GAO Zhiyong	(6-1105)	纪忠辉 JI Zhonghui	(5-888) (6-1155)
葛建立 GE Jianli	(6-1043)	纪忠辉 JI Zhonghui	
龚 博GONG Bo	(6-1138)	季宏丽 JI Hongli	(2-228)
宫 岛 GONG Dao	(4-762)	冀 伟 JI Wei	(1-190)
谷玉海 GU Yuhai	(1-105)	贾 山 JIA Shan	(3-429)
郭明军GUO Mingjun	(5-919)	贾兴运 JIA Xingyun	(6-1148)
郭明军GUO Mingjun	(6-1074)	姜会民 JIANG Huimin	(3-503)
郭年程GUO Niancheng	(5-863)	姜世杰 JIANG Shijie	(1-150)
郭晓航 GUO Xiaohang	(6-1221)	蒋丽英 JIANG Liying	(1-85)
郭 禹 GUO Yu	(2-228)	蒋玲莉 JIANG Lingli	(1-33)
郭 瑜 GUO Yu	(5-868)	蒋 邹 JIANG Zou	(4-723)
		焦西凯 JIAO Xikai	(5-897)
Н		金炜东 JIN Weidong	(5-874)
韩晓宇HAN Xiaoyu	(2-254)	金 勇 JIN Yong	(4-756)
韩玉迎 HAN Yuying	(3-470)	靳伍银 JIN Wuyin	(2-362)
郝木明 HAO Muming	(1-114)	K	
何立东 HE Lidong	(6-1148)	 康建云 KANG Jianyun	(1-90)
何耀华HE Yaohua	(5-970)	康守强 KANG Shouqiang	(3-439)
何周杰 HE Zhoujie	(2-354)	康 伟 KANG Wei	(4-660)
贺 敏 HE Min	(1-76)	寇子明 KOU Ziming	(4-772)
贺文宇HE Wenyu	(4-792)	_	
洪成雨 HONG Chengyu	(2-327)	L	
洪连环HONG Lianhuan	(3-539)	兰景岩 LAN Jingyan	(3-558)
侯俊剑 HOU Junjian	(5-933)	雷建杰 LEI Jianjie	(1-19)
侯书军HOU Shujun	(2-370)	雷晓波 LEI Xiaobo	(3-601)
胡爱军HU Aijun	(4-644)	雷震宇 LEI Zhenyu	(4-688)
胡 勇HU Yong	(6-1119)	李 斌 LI Bin	(6-1059)
户文刚HU Wengang	(1-13)	李 波 LI Bo	(2-254)
化春键 HUA Chunjian	(1-27)	李成刚 LI Chenggang	(4-701)
黄 杰 HUANG Jie	(5-951)	李东江 LI Dongjiang	(4-730)
黄锦林 HUANG Jinlin	(3-581)	李国强 LI Guoqiang	(5-847)
黄小宁 HUANG Xiaoning	(6-1052)	李国庆 LI Guoqing	(1-85)

李昊轩 LI Haoxuan	(6-1124)	刘 杰LIU Jie	(2-275)
李洪儒 LI Hongru	(2-385)	刘洁亚 LIU Jieya	(6-1052)
李洪武LI Hongwu	(2-242)	刘景良 LIU Jingliang	(3-519)
李环宇 LI Huanyu	(2-275)	刘 娟 LIU Juan	(3-558)
李京蓄 LI Jingxu	(4-644)	刘 军LIU Jun	(5-913)
李 骏 Li Jun	(3-594)	刘开放 LIU Kaifang	(6-1190)
李 慨LI Kai	(2-370)	刘 敏 LIU Min	(5-984)
李立力 LI Lili	(5-1007)	刘 鹏 LIU Peng	(3-547)
李鹏程LI Pengcheng	(4-735)	刘 鹏 LIU Peng	(3-606)
李 平 LI Ping	(1-142)	刘庆杰LIU Qingjie	(3-532)
李少鹏 LI Shaopeng	(3-439)	刘世勋 LIU Shixun	(1-157)
李 婷LI Ting	(2-299)	刘伟群 LIU Weiqun	(4-741)
李婉婉 LI Wanwan	(6-1226)	刘晓波 LIU Xiaobo	(3-539)
李万润 LI Wanrun	(6-1066)	刘小兰 LIU Xiaolan	(6-1182)
李伟光LI Weiguang	(5-919)	刘 哲 LIU Zhe	(1-69)
李伟光LI Weiguang	(6-1074)	刘振华LIU Zhenhua	(2-254)
李香瑞 LI Xiangrui	(6-1199)	龙志林LONG Zhilin	(4-756)
李学军 LI Xuejun	(1-33)	娄军强 LOU Junqiang	(2-311)
李亚兰 LI Yalan	(5-874)	娄培生 LOU Peisheng	(6-1170)
李 洋 LI Yang	(1-170)	卢国梁 LU Guoliang	(2-249)
李耀龙LI Yaolong	(2-385)	卢明辉 LU Minghui	(4-631)
李 运LIYun	(2-292)		
连文博LIAN Wenbo	(6-1226)	卢鹏辉 LU Penghui	(4-784)
廉自生 LIAN Zisheng	(1-49)	芦吉云 LU Jiyun	(2-236)
梁 鹏 LIANG Peng	(1-76)	陆蕾玲LU Leiling	(5-945)
梁 瑞LIANG Rui	(3-453)	陆云健 LU Yunjian	(1-27)
梁 森LIANG Sen	(3-547)	吕建刚 LÜ Jiangang	(1-41)
梁 森LIANG Sen	(5-939)	吕凯波LYU Kaibo	(6-1170)
廖明夫LIAOMingfu	(6-1216)	吕明珠 LÜ Mingzhu	(1-157)
林艳明 LIN Yanming	(2-319)	吕帅帅LÜ Shuaishuai	(1-182)
刘伯鸿LIU Bohong	(6-1226)	吕帅帅 LYU Shuaishuai	(3-487)
刘晨辉 LIU Chenhui	(5-880)	吕延军LYU Yanjun	(6-1132)
刘 成LIU Cheng	(6-1132)	栾雪涛 LUAN Xuetao	(6-1066)
刘德明 LIU Deming	(3-571)	罗 婕 LUO Jie	(2-334)
刘 纲 LIU Gang	(5-1007)	罗 奎 LUO Kui	(1-190)
刘海涛 LIU Haitao	(2-319)	罗世辉 LUO Shihui	(6-1059)
刘恒沙LIU Hengsha	(3-481)	罗信伟 LUO Xinwei	(1-142)
刘建武 LIU Jianwu	(6-1119)	骆海涛 LUO Haitao	(6-1143)

M		祁 慧 QI Hui	(6-1155)
麻越垠 MA Yueyin	(4-812)	钱泓桦 QIAN Honghua	(5-1021)
马国鹭 MA Guolu	(3-476)	秦 永 QIN Yong	(4-673)
马吉祥 MA Jixiang	(6-1164)	邱 慧 QIU Hui	(2-334)
马加骁MA Jiaxiao	(5-1014)	覃凌云 QIN Lingyun	(4-652)
马森财 MA Sencai	(4-667)	R	
马森财 MA Sencai	(6-1112)	饶文军 RAO Wenjun	(1-105)
马小强 MA Xiaoqiang	(5-926)	任皓靖 REN Haojing	(1-27)
马晓君 MA Xiaojun	(1-170)	任伟新 REN Weixin	(4-792)
马再超 MA Zaichao	(3-421)	任文迪 REN Wendi	(4-673)
毛 婷MAO Ting	(3-447)	芮 佳 RUI Jia	(6-1190)
冒林丽 MAO Linli	(4-784)		
孟德建MENG Dejian	(2-283)	S	
孟凡成MENG Fancheng	(4-792)	桑松魁 SANG Songkui	(4-806)
孟浩锋 MENG Haofeng	(2-311)	沈鹏飞 SHEN Pengfei	(5-926)
莫继良 MO Jiliang	(5-1021)	沈彦龙 SHEN Yanlong	(4-695)
莫荣利 MO Rongli	(5-904)	石明宽 SHI Mingkuan	(1-126)
N		石文杰 SHI Wenjie	(1-133)
	(5.004)	史贤俊 SHI Xianjun	(6-1206)
倪子纯 NI Zichun	(5-964)	侍贤瑞 SHI Xianrui	(1-176)
聂新华 NIE Xinhua	(6-1206)	舒相挺 SHU Xiangting	(3-527)
聂旭涛 NIE Xutao	(4-812)	司 垒 SI Lei	(2-220)
牛瑞坤 NIU Ruikun	(3-588)	宋 彬 SONG Bin	(1-41)
P		宋绪丁SONG Xuding	(2-304)
潘 浩 PAN Hao	(2-236)	苏史博 SU Shibo	(1-90)
潘宏侠PAN Hongxia	(3-552)	苏晓明 SU Xiaoming	(1-157)
潘 松 PAN Song	(5-855)	苏 宇 SU Yu	(5-880)
潘卫东PAN Weidong	(1-19)	孙灿飞 SUN Canfei	(3-495)
裴腾飞PEI Tengfei	(2-370)	孙桓五 SUN Huanwu	(3-594)
裴雪武 PEI Xuewu	(4-715)	孙立宁 SUN Lining	(2-211)
彭瀚旻 PENG Hanmin	(3-447)	孙芹东 SUN Qindong	(4-778)
彭瀚旻 PENG Hanmin	(4-784)	孙全兆 SUN Quanzhao	(6-1043)
蒲武川PU Wuchuan	(5-956)	孙文磊 SUN Wenlei	(5-999)
Q		孙鑫晖 SUN Xinhui	(1-114)
		孙 宇SUN Yu	(2-392)
戚 壮 QI Zhuang	(5-904)	孙玉凤 SUN Yufeng	(2-275)
齐 翼 QI Yi	(4-710)	孙志峻 SUN Zhijun	(4-818)
齐咏生 QI Yongsheng	(6-1081)	孙志峻 SUN Zhijun	(5-976)

Т		王 伟 WANG Wei	(6-1105)
谭 超 TAN Chao	(2-220)	王文龙WANG Wenlong	(4-778)
谭鸿创 TAN Hongchuang	(1-33)	王晓雷 WANG Xiaolei	(5-904)
汤璐嘉 TANG Lujia	(6-1132)	王新龙 WANG Xinlong	(5-863)
唐 茗 TANG Ming	(1-56)	王新宇 WANG Xinyu	(3-519)
涂晓彤 TU Xiaotong	(2-354)	王 旋WANG Xuan	(5-964)
W		王雪平 WANG Xueping	(6-1066)
		王亚平 WANG Yaping	(3-481)
万小丹WAN Xiaodan	(4-741)	王延伟 WANG Yanwei	(3-558)
万一品 WAN Yipin	(2-304)	王 寅 WANG Yin	(2-399)
王宝祥 WANG Baoxiang	(3-552)	王 英WANG Ying	(4-695)
王彬文 WANG Binwen	(1-182)	王 勇 WANG Yong	(6-1124)
王彬文 WANG Binwen	(3-487)	王永洪 WANG Yonghong	(4-806)
王 冰WANG Bing	(2-385)	王永洪 WANG Yonghong	(5-1014)
王 晨 WANG Chen	(3-470)	王永强 WANG Yongqiang	(6-1170)
王琛奥 WANG Chen'ao	(5-847)	王友仁WANG Youren	(3-495)
王东伟WANG Dongwei	(5-1021)	王玉静 WANG Yujing	(3-439)
王浩楠 WANG Haonan	(6-1143)	王元兴WANG Yuanxing	(4-812)
王宏伟 WANG Hongwei	(5-999)	王 展WANG Zhan	(1-164)
王 军WANG Jun	(1-49)	王 朝 WANG Zhao	(6-1176)
王 俊WANG Jun	(4-747)	王振华WANG Zhenhua	(2-211)
王 凯 WANG Kai	(2-354)	王志鲁 WANG Zhilu	(5-847)
王 康 WANG Kang	(6-1206)	王志强 WANG Zhiqiang	(4-688)
王林康 WANG Linkang	(4-701)	王忠宾 WANG Zhongbin	(2-220)
王 萌 WANG Meng	(5-970)	魏剑峰 WEI Jianfeng	(2-341)
王明罡 WANG Minggang	(6-1138)	温广瑞 WEN Guangrui	(1-133)
王 宁WANG Ning	(6-1052)	温广瑞 WEN Guangrui	(3-421)
王 攀 WANG Pan	(6-1221)	温广瑞 WEN Guangrui	(5-880)
王盼盼 WANG Panpan	(5-841)	文永蓬 WEN Yongpeng	(5-888)
王 鹏 WANG Peng	(4-730)	文永蓬 WEN Yongpeng	(6-1155)
王 茜WANG Qian	(3-601)	吳广辉 WU Guanghui	(3-421)
王 强WANG Qiang	(3-476)	吴佳佳WU Jiajia	(2-292)
王桥医 WANG Qiaoyi	(5-991)	吴建德 WU Jiande	(2-267)
王秋实 WANG Qiushi	(4-762)	吴敬龙 WU Jinglong	(2-377)
王绍清 WANG Shaoqing	(3-547)	吴倩云 WU Qianyun	(3-503)
王社良WANG Sheliang	(3-571)	吴荣真 WU Rongzhen	(6-1096)
王 彤WANG Tong	(4-797)	吴文亮 WU Wenliang	(4-715)
王望望WANG Wangwang	(1-62)	吴耀春 WU Yaochun	(2-362)

吴耀春 WU Yaochun	(4-667)	严战友 YAN Zhanyou	(4-681)
吴耀春 WU Yaochun	(6-1112)	颜学俊 YAN Xuejun	(4-631)
伍 星 WU Xing	(5-868)	杨国来 YANG Guolai	(6-1043)
武 凯 WU Kai	(2-392)	杨 明 YANG Ming	(6-1176)
武亚军WU Yajun	(2-327)	杨期江 YANG Qijiang	(5-919)
X		杨期江 YANG Qijiang	(6-1074)
夏 雨 XIA Yu	(5-945)	杨 群 YANG Qun	(3-503)
夏裕彬 XIA Yubin	(3-495)	杨世海 YANG Shihai	(2-292)
夏遵平 XIA Zunping	(4-797)	杨书仪 YANG Shuyi	(4-652)
向 玲 XIANG Ling	(4.797) $(4-644)$	杨 涛 YANG Tao	(3-571)
肖 彪 XIAO Biao	(4-723)	杨依领 YANG Yiling	(2-311)
肖 忠 XIAO Zhong	(5-855)	杨 宇YANG Yu	(1-182)
解梦涛 XIE Mengtao	(3-566)	杨 宇YANG Yu	(3-487)
谢军太 XIE Juntai	(6-1105)	杨 璋YANG Zhang	(3-527)
谢忠球 XIE Zhongqiu	(2-377)	杨铮鑫 ANG Zhengxin	(6-1138)
邢继春 XING Jichun	(4-673)	杨忠良YANG Zhongliang	(6-1059)
熊 克 XIONG Ke	(2-236)	姚卫星 YAO Weixing	(5-951)
徐 诚 XU Cheng	(3-481)	叶晓平 YE Xiaoping	(3-511)
徐 健 XU Jian	(2-377)	尤晶晶 YOU Jingjing	(4-701)
徐 翔 XU Xiang	(1-69)	于长帅 YU Changshuai	(6-1143)
徐逸哲 XU Yizhe	(3-527)	于洋洋 YU Yangyang	(4-747)
徐张凡 XU Zhangfan	(5-855)	俞瑞利AYU Ruili	(3-453)
许 辉 XU Hui	(2-211)	员征文YUAN Zhengwen	(2-304)
许 晋 XU Jin	(2-242)	袁倩倩 YUAN Qianqian	(2-348)
薛 扬 XUE Yang	(2-299)	袁 祥 YUAN Xiang	(1-49)
薛耀辉 XUE Yaohui	(5-956)	Z	
			(-,)
Y		查泽琳 ZHA Zelin	(3-447)
闫 柯 YAN Ke	(2-348)	张 博 ZHANG Bo	(1-164)
闫 柯 YAN Ke	(4-660)	张 超 ZHANG Chao	(2-228)
闫方琦 YAN Fangqi	(1-114)	张 超 ZHANG Chao	(6-1090)
闫 鹤 YAN He	(4-818)	张 迪 ZHANG Di	(2-249)
闫 鹤 YAN He	(5-976)	张 帆 ZHANG Fan	(1-1)
闫林君 YAN Linjun	(1-190)	张国军 ZHANG Guojun	(5-841)
闫盛宇 YAN Shengyu	(5-939)	张慧贤 ZHANG Huixian	(4-772)
严根华YAN Genhua	(1-176)	张建辉ZHANG Jianhui	(1-1)
严 鹏 YAN Peng	(6-1199)	张建辉ZHANG Jianhui	(1-56)
严战友 YAN Zhanyou	(2-260)	张建伟 ZHANG Jianwei	(1-170)

张建伟 ZHANG Jianwei	(6-1199)	赵荣珍 ZHAO Rongzhen	(6-1112)
张俊红 ZHANG Junhong	(4-747)	赵荣珍 ZHAO Rongzhen	(1-62)
张 珂 ZHANG Ke	(1-164)	赵晓林 ZHAO Xiaolin	(4-681)
张立军ZHANG Lijun	(2-283)	赵正龙 ZHAO Zhenglong	(1-41)
张亮亮 ZHANG Liangliang	(5-1007)	郑锦仰ZHENG Jinyang	(3-519)
张 龙 HANG Long	(6-1096)	郑炬炬ZHENG Juju	(4-818)
张孟成 ZHANG Mengcheng	(5-956)	郑炬炬ZHENG Juju	(5-976)
张明义ZHANG Mingyi	(4-806)	郑玉巧ZHENG Yuqiao	(2-341)
张明义ZHANG Mingyi	(5-1014)	周 灿 ZHOU Can	(5-970)
张 平 ZHANG Ping	(6-1164)	周建民 ZHOU Jianmin	(6-1096)
张 强 ZHANG Qiang	(2-242)	周劲松 ZHOU Jinsong	(4-762)
张强波 ZHANG Qiangbo	(3-566)	周立宪 ZHOU Lixian	(4-710)
张秋波 ZHANG Qiubo	(5-991)	周文海 ZHOU Wenhai	(3-453)
张 胜 ZHANG Sheng	(3-429)	周向华ZHOU Xianghua	(3-429)
张圣东ZHANG Shengdong	(4-756)	周晓军 ZHOU Xiaojun	(3-511)
张文栋ZHANG Wendong	(5-841)	周旖鋆ZHOU Yijun	(2-392)
张希玉 ZHANG Xiyu	(2-283)	朱 华 ZHU Hua	(3-588)
张霞妹 ZHANG Xiamei	(3-566)	朱 华 ZHU Hua	(5-913)
张献民 ZHANG Xianmin	(6-1182)	朱海涛 ZHU Haitao	(1-120)
张小栋 ZHANG Xiaodong	(5-999)	朱红波 ZHU Hongbo	(4-730)
张旭辉 ZHANG Xuhui	(6-1090)	朱 凯 ZHU Kai	(2-341)
张 岩 ZHANG Yan	(5-984)	朱前坤 ZHU Qiankun	(6-1190)
张 阳 ZHANG Yang	(1-76)	朱腾腾 ZHU Tengeng	(1-105)
张翌娜 ZHANG Yina	(3-581)	朱文海 ZHU Wenhai	(1-142)
张玉琦 ZHANG Yuqi	(5-933)	朱晓锦 ZHU Xiaojin	(1-96)
张 昭 ZHANG Zhao	(4-710)	朱雪峰 ZHU Xuefeng	(2-267)
张众超 ZHANG Zhongchao	(3-462)	朱永生 ZHU Yongsheng	(2-348)
赵国叶ZHAO Guoye	(4-681)	朱永生 ZHU Yongsheng	(4-660)
赵清周 ZHAO Qingzhou	(6-1216)	卓耀彬 ZHUO Yaobin	(3-511)
赵荣珍 ZHAO Rongzhen	(1-13)	邹应全ZOU Yingquan	(3-606)
赵荣珍ZHAO Rongzhen	(1-126)	邹 钰 ZOU Yu	(5-888)
赵荣珍ZHAO Rongzhen	(2-362)	左红艳 ZUO Hongyan	(3-539)
赵荣珍ZHAO Rongzhen	(4-667)		



- 站式解决方案 让振动测试更轻松专业

扬州英迈克测控技术有限公司 YMC PIEZOTRONICS INC

YMC振动振动测试与分析系统



- ◆振动测试与校准
- ◆模态测试与分析
- ◆冲击测量与分析
- ◆应变测试与分析



上千用户正在使用的

模态试验~解决方案

- 专业 ----- 先进 ----- 易用 -



成功完成 小型火箭激励 钱塘江大桥





灵活: 支持各种试验方法, 应对各种复杂现场

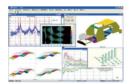
试验类型: EMA, OMA, ODS

- 激励响应: MIMO, SIMO, MISO, VTB, 应变模态
- 更多内容: GVT, TPA/OTPA, 动力修改, 刚体参数测量等



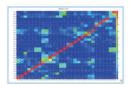
精确: 高精度的原始测量数据是关键

- 高精度 ADC: 24bit/120dB, 双核 24bit/160dB
- 集中式测量: 128кHz X 1000 Channels
- 分布式测量: GPS/北斗/LXI 同步,WIFI/3G/以太网



先进: 内含各种现代拟合算法和创新算法

- 时域法: PolyliR, SSI, ERA, Prony
- 频域法: PolyLSCF, EFDD, 纯模态算法, PPM, PZM
- 更多领先:连续激励精确 FRF,无附加质量声测模态
- 一锤定音:一次激励得到相干函数,试验效率极大提高



可靠:复杂结构的模态结果必须经过多方校验

- 相关校验: MAC/pwMAC, MP, MOV, MPC, MII
- 对比校验: 多种拟合算法校核、实测与综合 FRF 对比
- 仿真校验: 导入有限元 FEM 结果进行 CrossMAC



智能: 自动化模态分析

- 基于 MII 和参数优化理论的自动化分析
- 一键得出专家级模态分析结果
- 在线模态监测、时变模态分析都已成为现实





国际先进 VTB 变时基技术 申请专利



成功完成 乌海黄河桥 锤击法试验成功



OMA 6 种先讲算法

全面推广应用



PolyIIR 超清晰稳定图算法 国际发表



成功完成 航天器点火 变温模态成功



2300 吨 火箭发射平台 EMA 模态成功



百余座桥梁及大型土木结构



汽车车身及部件



航天发射平台



分布式/云智慧测量设备



集中式高性能测量设备



振动声学专家 **不仅仅是测量**



测



- 行业化专用测试系统
- 网络串行同步采集与供电



- 高性能设计 / 全功能采集
- 多类信号测量 / 干兆网络传输



慧系列

- 上干通道, 机柜式设计
- 256 kHz 同步采样 /TEDS 功能

分 析



信号处理

- 几十种时域 / 频域
- 幅域 / 时频域方法



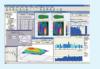
态

- EMA/OMA/MIMO
- 十余种拟合算法



旋转机械

- 阶次 / 全息 / 伯德图
- 扭振 / 分岔 / 动平衡



- ◆ 声压 / 声强 / 声功率
- ◆ 声品质 / 阵列 /TPA



行业应用

- 土木 / 桥梁 / 桩基
- 轨道 / 计量 / 教学

评 估



设备性能

- 动力学模型和性能
- 工作损伤和寿命



桥梁健康

- 静载 / 动载性能
- 模态 / 索力 / 挠度



环境影响

- 环境振动噪声评价
- 设备声功率评价



轨道安全

- 轮轨动力评估
- 脱轨 / 减载系数



机械故障

- ◆ 故障分析 / 诊断
- 趋势预测评估

解 决



减振

- 振动隔离 / 吸振
- 结构改进振动消除



- 隔声 / 吸声 / 减震
- 声品质优化



CAE 协作

- 指导有限元模型
- CAE 设计验证



结构设计

- 动力学模型建立
- 机械结构优化设计



监测预警

- 大型工程振动监测
- 数据筛选处理报警



机械汽车



航天军工



桥梁建筑



轨道交通



风能电力



无锡市厚德自动化仪表有限公司

HOUDE METER

精心设计,打造厚德品牌开拓创新,满足客户需求

无锡市厚德自动化仪表有限公司专业生产大型旋转机械装置的监测保护设备,产品涵盖了传感器、仪表、数据采集器、控制器和实验平台,构成了完整的监测保护系统,通过在线监测旋转机械的振动、转速、转振动、位移等参数,即时发现异常并同步进行保护,可为用户提供一站式的设备安全监测保护解决方案,产品广泛应用于汽轮机。水泵。由机。风机。压缩机。磨煤机、制氧机。分离机械等旋转机械设备。



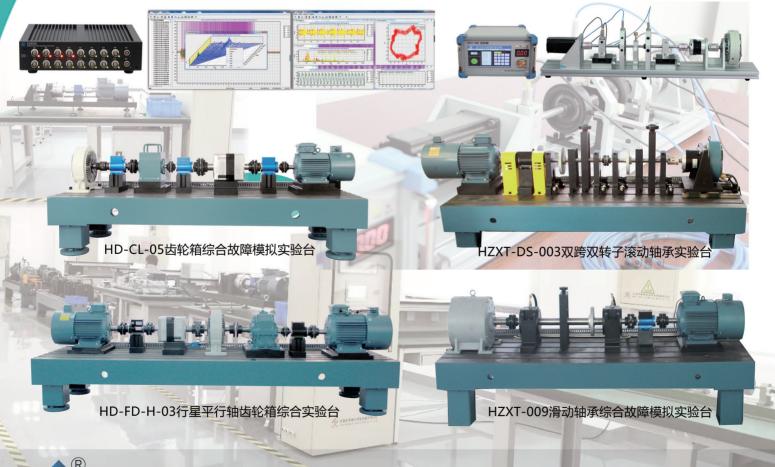
您的振动监控保护专家

质量监督电话: 13906160104



实验台系列

本公司针对高等院校及科研院所中的转子动力学及相关课程开发多款多功能专业性实验设备包含转子动力学实验台、滚动轴承实验台、滑动轴承实验台、行星齿轮箱实验台、平等轴齿轮箱实验台、风力发动传动系统实验台、高速压气机实验台等本科研究生所需教学实验台。





无锡市厚德自动化仪表有限公司 WUXI HOUDE AUTOMATION METER CO. LTD.

- 地 址: 江苏省江阴市顾山镇省渡桥路28号
- 对 址: http://www.houde-meter.com
- 总 机: 400-028-3886 0510-86328800