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 4 期 Vol.41 No.4 总第 204 期





÷ .	学	大	Ę	Ē	航		空	航	京	南
エッ	ː 숤	研 究	支术	试技	测	程	械 工	校 机	国 高	全
ሔ "አ	所	研 究	支术	控扎	测	空	海 航	业上	航工	中
[1] [1]	所	究	研	度	J	强	机	Ŀ	京	北
出版	部	扁 辑	> 4	断	诊	与	」试	、 洌	辰动	«





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







航空航天





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



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	Spider-80X/80Xi	Spider-80SG/80SGi	Spider-20/20E
手持式动态信号分析仪	高通道动态信号分析系统	应力应变及多物理量测试模块	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	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	重量0.56kg, 尺寸: 135mm X 109mm
量为2.27kg(含电池)		析与应变测试,可同时进行测试	X 32.5mm
支持AC/DC、支持以太网、USB、	支持与PC联机工作模式和独立的黑	支持全桥、半桥、1/4 桥	支持AC/DC,内置电池,4g闪存,电
SD卡数据通信	匣子工作模式		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个模块可	24 位A/D ,采样率为0.48Hz-102.4	无线/有线两款,内置WIFI,支持ipad
集、处理、分析	放入一个机架,支持高速SSD存储	kHz	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
7"彩色液晶显示器,内置4g闪卡		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





EDM-Modal 模态测试分析系统





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)



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

多加英国法国法国 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



| 产品特点

- 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

● 南京市栖霞区纬地路南大科学园孵化中心3号楼7层

• 便携式波形与频谱显示(平板,可选)



|光纤激光测振仪

| 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

内内 材料名称 名称 工作频段 (Hz) 吸声系数 厚度 (mm) MetaBox-FP2 共鸣腔阵列型超构吸声平板 400-1000 0.85 38 MetaBox-FP3 共鸣腔阵列型超构吸声平板 125-400 0.9 125 MetaBox-MP1 多层微穿孔板型超构吸声平板 315-5000 0.9 93 MetaBox-MP2 微穿孔蜂窝板型超构吸声平板 500-1600 0.8 24					
MetaBox-FP2共鸣腔阵列型超构吸声平板400-10000.8538MetaBox-FP3共鸣腔阵列型超构吸声平板125-4000.9125MetaBox-MP1多层微穿孔板型超构吸声平板315-50000.993MetaBox-MP2微穿孔蜂窝板型超构吸声平板500-16000.824	次 材料名称	名称	工作频段(Hz)	吸声系数	厚度 (mm)
PhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiPhiP	业 来 MetaBox-FP2	共鸣腔阵列型超构吸声平板	400-1000	0.85	38
MetaBox-MP1 多层微穿孔板型超构吸声平板 315-5000 0.9 93 MetaBox-MP2 微穿孔蜂窝板型超构吸声平板 500-1600 0.8 24	MetaBox-FP3	共鸣腔阵列型超构吸声平板	125-400	0.9	125
NetaBox-MP2 微穿孔蜂窝板型超构吸声平板 500-1600 0.8 24	MetaBox-MP1	多层微穿孔板型超构吸声平板	315-5000	0.9	93
	MetaBox-MP2	微穿孔蜂窝板型超构吸声平板	500-1600	0.8	24
				Free Contraction	

振 动、测 试 与 诊 断

ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN

2021年8月

(双月刊) 第41巻

第41卷第4期 (总第204期)

目 次

专家论坛

激光超声技术在工业检测中的应用与展望 ………………………………………」明辉,丁 雷,颜学俊,陈延峰(631)

论 文

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(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(772)
用于矢量水听器的加速度敏感结构王文龙, 笪良龙, 孙芹东 (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(784)
斜拉索倾角对振动法测索力的精度影响贺文宇,孟凡成,任伟新(792)
基于频响函数的稳健有限元模型修正范新亮,王 彤,夏遵平(797)
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 (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 (812)
基于面内模态的双腿式微型旋转超声电机

广告·信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》(666) 扬州英迈克测控技术有限公司(839) 东方振动和噪声技术研究所(840)

振云 ZHI	力、测试与诊断(双月刊) ENDONG CESHI YU ZHENDUAN	第41卷 第4期 2021年8月出版	责任编辑:王 平
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	发行范围	公 开 发 行
编辑出版	《振动、测试与诊断》编辑部	巴 占 E-mail	(025)84893332 achen@pupp.edu.cn
地 址	南 京 市 御 道 街 29 号	网 址	http://zdcs.nuaa.edu.cn
邮 编	210016	创刊日期	1980年10月

中国标准连续出版物号: ISSN1004-6801 CN32-1361/V

广告经营许可证号:广登 3200000262

JOURNAL OF VIBRATION, MEASUREMENT & DIAGNOSIS

Aug. 2021

(BIMONTHLY)

CONTENTS

TECHNICAL COMMENT

Application and Prospect of Laser Ultrasonic Nondestructive Testing Technology in Advanced ManufacturingLU Minghui, DING Lei, YAN Xuejun, CHEN Yanfeng (631)

PAPERS

Separation and Extraction of Composite Fault Characteristics of Wind Turbine Bearing Based on SK-
MOMEDA
Road Wheels' Dynamic Load of Tracked Vehicle Under Road Excitation
QIN Lingyun, YANG Shuyi, CHEN Zhewu, LING Qihui (652)
Weak Fault Extraction of Rolling Element Bearings Based on CSES and MED
Fault Classification Method of Rolling Bearing Based on Cloud Theory and Relief-F
MA Sencai, ZHAO Rongzhen, WU Yaochun, DENG Linfeng (667)
Output Characteristics of a Non-contact Piezoelectric Motor Modulated by Electromagnetic Field
XING Jichun, REN Wendi, QIN Yong (673)
Dynamic Response of Asphalt Pavement Under Vehicle-Road Weak Coupling Vibration State
YAN Zhanyou, ZHAO Xiaolin, ZHAO Guoye, ZHAO Guofang, ZHAO Cunbao (681)
Formation Mechanism and Development Properties of Rail Corrugation of Cologne Egg Fastener Section
WANG Zhiqiang, LEI Zhenyu (688)
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 (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 (701)
The Main Influencing Factors of the Vibration Intensity of Large Crossing Conductor Under Aeolian
VibrationZHANG Zhao, ZHOU Lixian, QI Yi, LIU Shengchun (710)
Damage Degree Identification of Rolling Bearings Under Variable Load with Improved Anti-interference
CNNDONG Shaojiang, PEI Xuewu, WU Wenliang, TANG Baoping, ZHAO Xingxin (715)
Excitation Identification and Finite Element Method Validation of Rotary Compressor in Air Conditioning
$\mathbf{V}(\mathbf{A} \cap \mathbf{D}) = \mathbf{H}(\mathbf{A} \mathbf{N} \cap \mathbf{Z} \cap \mathbf{D} \mathbf{A} \mathbf{H} \mathbf{D}) = \mathbf{H}(\mathbf{D}) = \mathbf{Z}(\mathbf{D} \cap \mathbf{U} \mathbf{V} - \mathbf{L} \cap \mathbf{U} \mathbf{D})$
XIAO Biao, JIANG Zou, DAI Longxiang, LI Bin, ZHOU Yongcheng (123)
Crack Detection Under Coating Based on Adaptive Second Generation Wavelet
Crack Detection Under Coating Based on Adaptive Second Generation Wavelet WANG Peng, ZHU Hongbo, LI Dongjiang, QIN Chengpeng, HE Huchang,
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 (730)

.....CUI Jianguo, LI Pengcheng, CUI Xiao, YU Mingyue, JIANG Liying, WANG Jinglin (735)

Optimized Adaptive Mechanical Switch for Vibration Energy Generator	
	(741)
Dynamic Damping Characteristics of Hydraulic Vibration Absorber with Textured of Piston	
YU Yangyang, ZHANG Junhong, WANG Jun, MENG Xiangde, ZHANG Xueling	(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	(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	(762)
Numerical Simulation and Experimental Study on Coupled Excitation of Gas-Liquid Pulse Two-Phase	
Flow	(772)
Acceleration Sensitive Structure for Vector Hydrophone	
WANG Wenlong, DA Lianglong, SUN Qindong	(778)
Nanoparticle Aggregation by Focused Ultrasound Under Flow Rate Disturbance	
MAO Linli, PENG Hanmin, LU Penghui, MAO Ting	(784)
Influence of Inclination Angle on Accuracy of Vibration Based Cable Force Identification	
······HE Wenyu, MENG Fancheng, REN Weixin	(792)
Robust Finite Element Model Updating Method Based on Frequency Response Function	
······FAN Xinliang, WANG Tong, XIA Zunping	(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	(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	(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	(818)
	(~ ~ ~ `

Abstracts of Vol.41 No.4 in English (826)

Vol. 41 No	D.4 Publishing Date Aug. 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
	α Astronautics University Association of Mechanics	E-mail	qchen@nuaa.edu.cn
	Engineering Measurement Technology	Website	http://zdcs.nuaa.edu.cn
Edited & Published by	Editorial Department of JVMD	Distributed by	Jiangsu Province Post Bureau
Editor in Chief	Zhao Chunsheng	Post Office Dist	tribution Code 28-239

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis(Bimonthly)

【专家论坛▶

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.001

激光超声技术在工业检测中的应用与展望^{*}

卢明辉^{1,2}, 丁 雷², 颜学俊², 陈延峰^{1,2}
 (1.南京大学固体微结构物理国家重点实验室 南京,210093)
 (2.南京大学现代工程与应用科学学院 南京,210093)

摘要 国防和工业现代化建设的发展对无损检测技术的需求越来越高,激光超声技术(laser ultrasonic technology, 简称LUT)作为一种完全非接触式无损检测技术(nondestructive testing,简称NDT),可以在高温、高压、辐射等环 境中对复杂结构件进行原位检测与监测。首先,介绍了超声的激光检测技术及LUT的优势;其次,举例说明激光超 声无损检测技术(LUT&NDT)在工业中的具体应用案例以及存在的一些问题,并给出解决途径;然后,对超声信号 的处理方法进行阐述;最后,对LUT&NDT在先进制造中的应用前景进行了讨论与展望。

关键词 激光超声无损检测技术;先进制造;极端环境;深度学习 中图分类号 O439; O426.9; TH878

引 言

随着国防和现代化工业的飞速发展,航空航 天、机械、能源和石化等领域的机械装备日趋大型 化、集成化、高速化和自动化。高温、高压、高速度 运行及高负荷的工作条件成为现代化工业的重要 标志。为了保证这些机械设备器件的安全可靠,需 要对其表面以及内部裂纹缺陷、弹性模量、残余应 力以及晶粒尺寸等特征进行结构健康检测,这种检 测方法即为无损检测技术[1-2]。无损检测技术是根 据电、声、磁、光等物理形态特征,在不改变被测物 构件表面几何形貌的基础上,对被测物体进行检 测。目前,检测手段主要包括目视检测、X射线 法^[3-6]、磁粉法^[7-8]、渗透法^[9],涡流法^[10]和超声检 测[11-14]。激光超声无损检测属于超声无损检测的 范畴,是通过高能激光脉冲在材料表面产生瞬时热 作用,进而在材料表面形成应变和应力场,激发出 超声波,再通过光学检测系统接收携带材料信息的 超声波信号,从而提取出所需的材料特性信息。激 光超声技术作为一种重要的无损检测技术,在无损 探伤领域有着巨大应用价值。

1 超声的激光检测技术

与传统压电换能器相比,光学检测方法是真正

意义上的非接触式超声检测方法^[15]。首先,光学探 测不会干扰待测超声场,加入振镜扫描系统,激励点 和探测点可快速移动,且具有很高的空间分辨率;其 次,短脉冲激光可激励高频超声信号^[16-18]。光学探 测的频带很宽,而压电换能器在高频段很难实现这 一点。光学探测有个明显的缺点,就是对待测试样 表面的平整度有一定的要求,当材料表面粗糙对光 的散射严重时,激光测振仪探测到的灵敏度会大幅 度下降,这也是目前制约激光超声无损检测技术大 规模推向市场的一个重要因素。

在激光超声声波光学探测技术中,根据探测器 探测原理进行分类,可分为强度调制技术和相位 (频率)调制技术。因为光波频率太高,目前使用的 光电探测器无法直接记录其相位信息,只能先将相 位信息调制转换为强度信息,再通过对强度信息的 解调获取其相位信息。图 1^[19-22]和图 2^[23-26]分别为 强度调制技术和相位调制技术常见光学探测声波 方法。

强度调制技术主要包括刀口法、泵浦-探针技 术、差分光偏转法以及光栅衍射技术。相位(频 率)调制技术主要包括双光束零差干涉技术(迈克 尔逊干涉仪)、双波混合干涉技术、激光多普勒干 涉技术以及Fabry-Perot干涉技术。一般情况下, 由于相位(频率)调制的灵敏度优于强度调制技 术,因此强度调制技术在无损检测技术中的应用

^{*} 国家重大科研仪器研制资助项目(52027803) 收稿日期:2021-03-03;修回日期:2021-03-24



受到了一定限制。泵浦-探针技术可作为一种超 快激光超声无损检测技术(通常通过飞秒脉冲激 光激励,飞秒脉冲激光探测),其激发的超声频率 及探测到的超声带宽远大于常规的激光超声无损 检测技术。因此,该技术在纳米级别可以表征材 料的显微结构。

超声引起构件表面的微弱振动会改变反射光的 相位和频率,从而携带一定的超声信息。在图2所 示的4种调制技术中,迈克尔逊干涉仪对实验环境 要求苛刻,只在两束光相位正交情况下,其信号输出 才与超声位移成线性关系。然而,实际情况是由于 环境温度及低频环境振动的影响,两束光很难保持 稳定的光程差,因此在实际工程应用中几乎不采用 该检测技术。由于因素制约,Fabry-Perot干涉技术 测量动态范围较小,目前很少报道。相比之下,双波 混合干涉技术和激光多普勒干涉技术应用广泛。其 中,激光多普勒测振仪由于其稳定的抗干扰性,在工 业应用中最为广泛。自1842年奥地利科学家 Doppler CJ提出多普勒效应 (Doppler effect) 理论之后, 研究人员开发了各种设备产品,在医疗[27-30]、机器 人^[31]、天文学^[32]等领域有着广泛应用。其中,激光 的多普勒频移是由于激光器的光波源和振动物体之 间的相对运动产生的。物体振动引起的多普勒频移 如图3所示。当激光光波经过振动物体表面被反 射,最后被光电探测器捕获,接收到的频率也发生了 改变,这被称作多普勒频移。



激光多普勒测振仪在航空航天测试、声学和超 声波检测、汽车、工业在线质量监测、材料研究和测 试、微纳米技术、生物学和医学、电子半导体和太阳 能以及数据存储等领域有着广泛的应用。目前,国 内一些企业推出了高精度、小型化的激光多普勒测 振仪,在商业化激光多普勒测振仪方面的龙头企业 是舜宇光学科技。南京光声超构材料研究院有限公 司在测振仪研发方面发展迅猛。

2 激光超声的优势

激光超声技术一直是国内外无损检测领域中

的研究热点,与传统的压电超声相比,激光超声无 损检测的优势如图4所示。通过光激发和光探测, 激光超声有着天然的优势。光的传播无需介质,准 直性好,相干性高,可实现远距离完全非接触式检 测,可对高温、高压、有毒及腐蚀性强的待测构件进 行原位监测。一方面,通过光束整形,改变激励光 的照射图案,实现点(阵列)/线(阵列)/环/面激发, 针对不同的检测条件采用不同的激励方式,大大提 高了检测效率和精度;另一方面,运用激光干涉原 理进行超声波信息的读取,能提取非常微弱的超声 信号。此外,随着智能机器人的不断发展,将激光 超声系统搭载到智能机械臂上可实现智能自主检 测,对结果进行自主分析判断。传统的超声检测可 实现 A/B/C 扫描检测, 通过光激励-光探测也可以 完成同样的检测。此外,超声在与结构组织相互作 用时,其传播路径、飞行时间、幅值、声速和中心频 率等参数会发生改变,这也为反演出待测构件的裂 纹缺陷、晶粒尺寸、残余应力和弹性常数等材料特 征量带来了思路。和X射线检测技术相比,激光超 声无损检测技术无辐射、低能量的超声波对人体无 害。利用短脉冲激光能激发高频的超声波,分辨 率高。



图4 激光超声无损检测的优势

Fig.4 Advantages of laser ultrasonic nondestructive testing

3 激光超声无损检测技术在工业中的 具体应用

3.1 石油/化工/天然气/核能管道裂纹缺陷检测

管道传输广泛应用于石油、化工、核能等工业生 产中。由于高温、高压、内外腐蚀、凹痕以及焊缝缺 陷等因素的综合作用^[33],给管道在运行过程中带来 严重的安全隐患,因此针对管道潜在的裂纹缺陷实 施安全、高效、快速的检测具有重要意义^[34]。文 献[35-38]指出,激光超声无损检测技术特别适合管 道表面微小裂纹的检测。

管道裂纹检测如图 5 所示。Klein 等^[39]将激光 超声检测技术与混合激光电弧焊设备集成在一起, 实现了对管道环形焊缝的自主检测。Yang 等^[40]开



(a) 混合激光电弧焊缝^[39]
 (a) Hybrid laser Arc Welding^[39]









图 5 管道裂纹检测 Fig.5 Pipeline crack detection

虽然激光超声无损检测技术在管道表面裂纹检 测方面取得一系列进展,但仍有不足。一方面,目前 大多数的研究工作是通过点脉冲激励宽频的超声信 号,对裂纹的精确定量研究(裂纹的深度、宽度)存在 一定困难;另一方面,理论结果与实验结果存在一定 的偏差。对于前者,通过调控激励光斑的图案激发 窄带高频声表面波,通过激光测振仪探测不同长、 宽、深裂纹相互作用后的超声信号,利用卷积神经网 络(convolutional neural network,简称 CNN)对每个 A 扫信号的时频图进行训练,最终让其对裂纹自动 识别。Yan 等^[43]通过深度学习,对天然气管道的焊 缝裂纹进行模式识别,识别精度达到 93.75%。对于 后者,采用有限元模拟(例如 COMSOL Multiphysics, Matlab等软件)分析与实验研究相结合的思路。

3.2 碳纤维增强复合材料结构健康检测

碳纤维增强复合材料(carbon fiber reinforced plastic,简称CFRP)因其高比强度和耐腐蚀性,被广 泛用于飞机和汽车的结构材料,其在飞机上的应用 不仅局限于次要结构部件(如襟翼、尾翼、发动机 罩),还扩展到主要结构部件(如机身和主机翼)。随 着航空航天产业的快速发展,近年来航空航天飞行 器中大量使用纤维增强复合材料^[44-45]。截止到 2019年,国际上先进民机的复合材料用量已经突破 50%,重量减轻达20%~30%,维护成本下降 30%^[45]。由于CFRP结构件必须满足严格的指标要 求,以确保其安全性和可靠性,因此对这些组件在制 造和使用过程中进行无损检测是必不可少的。 激光超声技术在CFRP结构健康无损评估方面 一直有报道。图6为CFRP结构健康检测示例。 Choquet等^[46]最早开发工业激光超声设备并将其用 于CF-18飞机几个部件的检测,如图6(a)所示。 Qiu等^[47]将声-激光技术用于CFRP-黏结混凝土系 统的缺陷检测,如图6(b)所示。Kusano等^[44]比较了



(a) CF-18飞机^[46]
 (a) CF-18 aircraft^[46]

中红外激光和传统Nd:YAG激光的超声产生特性, 发现中红外激光在CFRP层合板中产生了更大的超 声振幅,如图6(c)所示。文献[48-49]开发了一套基 于关节机器人的激光超声检测系统,机器人安装在 线性导轨上,能够高速检测形状复杂的复合材料焊 缝的焊接质量,如图6(d)所示。



(b) CFRP-黏结混凝土系统^[47]
 (b) CFRP-bonded concrete systems^[47]



图 6 CFRP 结构健康检测

Fig.6 Structural health inspection of CFRP

虽然激光超声技术在一些金属材料的研究和应 用方面已被广泛报道,但在聚合物材料中应用有限。 主要原因是:①与传统超声检测相比,激光超声的信 噪比略低;②超声在复合材料中衰减严重。Dubois 等^[50]研究发现,CFRP的波长接近3.2 μm的激光束 产生超声波的效率最高,这是因为在该波长范围内 存在环氧基体中碳氢拉伸振动和氢氧拉伸振动的吸 收带,然而这种波长的激光器并不容易获得。

3.3 高温合金中的应用

高温合金一般指能够在 600 ℃以上的高温下承 受较大复杂应力,并具有表面稳定性的高合金化铁 基、镍基和钴基奥氏体金属材料^[51]。高温合金具有 优异的高温强度、良好的抗氧化、抗热腐蚀性能以及 良好的疲劳性能和断裂韧性,是飞机发动机、燃气轮机、汽车发动机常用材料。镍基高温合金在650~1000℃范围内具有较高强度和良好的抗氧化、抗燃 气腐蚀能力^[52],广泛应用于航天发动机及航空发动 机涡轮盘。钴基高温合金广泛用于燃气涡轮发动机 的燃烧室和球轴承^[53-54],还是心脏瓣膜和支架等生 物医学设备的候选材料。因此,研究高温合金的热 力学性能特性对我国航天航空、生物医疗事业的发 展具有重要意义。

激光超声通过激光产生和激光检测超声脉冲, 是一种完全非接触式检测技术,可用于检测任何温 度的热材料,非常适合用于原位研究固态金属或陶 瓷材料的热力学特性。超声脉冲的性能与晶粒尺 寸、晶粒尺寸等微观组织特征有关。 像医学超声可以对人体内部结构成像一样,超 声波可以用来对固体内部缺陷成像。在冶金学领 域,超声波是一种灵敏的技术,用于测量弹性、内部 组织、相、晶体织构、晶粒尺寸等。如图7所示,美国



图 7 LUMet设备^[55] Fig. 7 LUMet equipment^[55]



(a) 显微组织演化(a) Microstructure evolution



Dynamic Systems公司开发的LUMet设备^[55]可在热机械加工过程中对上述材料特性进行实时原位测量。

超声速度的变化和频率的相关衰减系数与金属 显微组织结构变化密切相关^[56-57]。Moreau等^[58]在 这方面的研究取得了一系列进展。图8为高温合金 物理模拟过程中实时原位监测图^[58]。

通过光-声-光对高温高压应力条件下的合金物 理特性实施原位在线检测具有重要的工业应用价 值。一方面,结合电子显微镜实时观察高温合金晶 粒尺寸、表面形貌、相变等参数的变化,并记录对应 的超声信号;另一方面,通过机器学习找出超声信号 与合金特性参数的一一映射关系,从而建立数据库, 对高温合金的特性进行自主识别。

图 9 为高温真空拉伸激光超声测试系统。如图 9(a)所示,南京大学陈延峰教授团队通过将高温拉伸 真空系统与激光超声系统整合,对镍基合金进行了 初步探索,实验结果如图 9(b)~(c)所示。在室温下, 对镍基合金拉伸的过程中,随着拉应力的增大,声速 也逐渐下降(图 9(b)),在对其施加 550 ℃温度时,声 时差随着拉应力的增加变化关系如图 9(c)所示。

3.4 金属增材制造中的应用

金属增材制造(metal additive manufacturing,简称MAM)技术是20世纪80年代发展起来的一种基于离散堆积思想的新型材料成形技术^[59]。目前,



Fig.8 In-situ monitoring during physical simulation of superalloys^[58]



Fig.9 High temperature vacuum tension based on laser ultrasonic testing system

MAM技术主要包括激光选区熔化技术、激光工程 化净成形技术和电弧增材制造技术等^[60-61]。如图10 所示,MAM具有对任意复杂形状构件成形精度高 的特点,被广泛应用于航空航天、汽车制造和生物医 学等领域^[62]。但是,MAM过程复杂,容易带来材料 的不连续性,最常见的是位于熔融材料主体中的空 隙裂纹和气孔。这些缺陷严重影响了工件的力学性 能,给MAM工艺的发展和应用带来一定的限制^[63]。 因此,迫切需要能对MAM过程中工件质量实时监 测评估的无损检测技术。

目前,表征MAM零件内部缺陷最常用的技术 是X射线计算机断层扫描(X-ray computed tomography,简称XCT)技术和超声检测(ultrasonic technolo-



Fig.10 Applications of metal additive manufacturing

gy,简称UT)技术。由于XCT设备尺寸较大,且UT 需要偶联剂,因此应用受到了一定限制。激光超声 无损检测由于其非接触式、与MAM设备兼容性良好 的特点,特别适合于对复杂几何零件的实时在线监 测;但目前的研究仅局限于实验室。图11为镍基合 金增材制造内部孔洞缺陷的检测。文献[64]基于激 光超声技术,对Ti-6Al-4V材质金属增材制造构件中 的内部孔洞缺陷进行评估,检测出直径为800 μm的 孔洞缺陷,如图11(a)所示。笔者课题组优化检测系 统,将Ti-6Al-4V合金检测分辨率提高至200 μm,如 图11(b)所示。Lévesque等^[65]结合合成孔径聚焦技 术(SAFT),对Ni基合金内部缺陷进行B扫描检测, 如图11(c)所示。

3.5 超快光声无损检测技术

激光超声无损检测技术广义上指的是通过纳秒 脉冲激光激励-激光干涉仪接收的探测技术。通过 皮秒/飞秒脉冲激光激励-皮秒/飞秒脉冲激光探测 技术本质上也属于激光超声无损检测的范畴,即超 快光声无损检测技术。

超快光声技术是近30年发展起来的新型微纳 检测技术[66],结合了脉冲激光的超高时间、空间分 辨率优势和高频超声波的穿透性特点,利用飞秒级 时间分辨率的脉冲激光来产生和探测材料中的高频 超声波,从而实现高分辨率的光声相互作用检测与 成像,是一种能够实现纳米级分辨率的尺寸测量、微 结构成像、显微组织分析、声学与弹性力学特性表征 的非接触式无损检测方法。该技术基于超快激光的 泵浦-探测(pump-probe)原理,利用泵浦脉冲激光产 生1 GHz 以上的高频相干超声脉冲波 (coherent acoustic pulses),具有特定频率和相位信息的高频 超声波;经过分辨率约几十到几百飞秒的时间延迟 后,通过一系列跟进的脉冲激光,检测由前面泵浦激 发的高频声波在材料中传播及相互作用的信息。通 过分析超声波与材料的相互作用特征,反演材料的 微结构、组分和弹性力学性质。

超快光声检测技术已经逐步进入到实际产业应 用中,在集成电路行业已经研制出成熟的产线级监 测设备^[67]。其中,专注于集成电路超快光声检测设 备的Rudolph公司相继开发出Alpha原型机、Beta自 动化装备以及MetaPULSE系列产线检测设备,已 经广泛应用于一些知名半导体厂商,成为集成电路 生产线的标准检测设备之一。

目前,我国在超快光声技术研究方面还处于



Fig.11 Detection of internal hole defects in nickel base alloy of additive manufacturing

起步阶段,仍然以理论研究和少量的实验研究为 主。如图12所示,笔者课题组自主搭建了飞秒激 光泵浦-探测实验平台,以及基于皮秒激光超声 和时域布里渊散射等超快光声原理,开展了金属 薄膜、二维材料薄片的厚度和声速检测研究^[68-69]。



Fig.12 Femtosecond laser pump-probe experimental platform and it's application^[68-69]

4 超声信号处理

激光超声信号属于非平稳信号,一般的数字滤 波方法对白噪声的抑制效果比较明显,但对结构噪 声、散射噪声等非随机信号的处理有一定的局限 性。当激光超声无损检测系统工作时,脉冲激光激 励的高频超声信号被探测光探测。通过分析超声 A扫描信号来揭示待测物的一系列性质。但是,对 A 扫描信号的解释通常依赖于人们的经验知识,为 了减少人工判断造成的误差,研究人员在超声模式 识别方法上投入大量精力,包括特征提取和决策算 法,涉及到各种信号处理和人工智能技术。通常情 况下,超声模式识别包括3个步骤:①获取超声信 号;②特征提取和筛选;③信号分类^[70-71]。这3个步 骤中,特征提取和筛选最为重要,直接决定最后的 检测精度。

传统的超声信号特征提取和选择算法包括离散 小波变换^[72]、小波包变换^[73]、香农熵^[74]和统计特征 等。这些算法对低阶的时域或时频域超声信号比较 敏感,但对高阶信号分量不敏感。

近年来,深度学习技术特别是神经网络的发展

 · Sam Signif Acquisition
 · Weter unit of the end of

极大地促进了信号特征提取和选择的研究,并逐渐 应用于无损检测领域。图13为深度学习在超声信 号处理中的应用。Yan等^[43]提出了一种基于深度卷 积神经网络和支持向量机分类器相结合的超声模式 识别方法,用于获取和识别管道环焊缝A扫描信号 裂纹相关特征,识别精度达到93.75%,如图13(a)所 示。Tao等^[75]用深度学习方法直接处理和表征从纤 维增强聚合物层合板的间断拉伸疲劳实验中通过激 光超声测量得到的导波信息,如图13(b)所示。 Yasamin等^[76]将压缩感知和卷积神经网络相结合, 从低分辨率图像中恢复高空间频率信息。Tran 等^[77]基于激光超声技术,利用VGG结构模型的 CNN对螺栓松动进行诊断,如图13(d)所示。



(b) 层合板疲劳损伤表征^[75](b) Fatigue damage characterization for composite laminates^[75]

Model evaluation

Data preprocessing





5 结论与展望

石油/化工/天然气/核能管道裂纹缺陷检测。目前,激光超声在管道检测方面应用最为广泛,由于管道本身是金属材质,光热转化效率高,对于弧形弯曲构件来说,不存在检测盲区,这一点是常规超声检测无法比拟的。不足的是,有些管道在长期使

用过程中表面生锈,会在一定程度上影响检测效率。

2)碳纤维增强复合材料结构健康检测。由于 CFRP构件在航空航天领域应用广泛,因此对其进 行结构健康无损检测尤为重要。波长为1064 nm 的脉冲激励光对金属材质可产生较高的光热转换效 率,用于CFRP材料检测时其激发效率降低。Dubois等^[50]发现,对于CFRP材料,波长接近3.2 μm的 激光束产生超声波的效率最高。因此,该波段脉冲 激光器的研制是一个研究方向。目前,工业常用的 检测是搭载机器扫查系统的超声检测。

3)高温合金性能参数表征。激光超声无损检测技术非常适合在高温下对材料性能参数表征。目前,美国Dynamic Systems公司开发的LUMet设备已用于工业应用,并得到非常全面的检测效果。笔者认为,若将高温原位拉伸系统与激光超声系统相结合,并借助扫描电镜原位观察,获取海量的不同材质金属在不同温度、不同拉伸应力载荷下的超声信号,以及对应的电镜图像,通过机器学习找出不同材料特性与超声信号之间的映射关系,建立一套数据库,可以实现对高温合金性能参数的自主表征,从而大大提高检测效率和精度。

4)金属增材制造中的应用。MAM组件在加工 过程中会产生各种缺陷,这些裂纹缺陷的存在会严 重影响构件的机械性能和安全性。最优的解决方案 是在增材制造过程中,对结构件实时原位监测以便 及时调整加工参数条件。笔者认为,激光超声技术 非常适合与MAM系统集成一体。为了提高监测的 准确率,可搭载一套机器视觉系统,即可实施全面多 角度监测。

5)超快光声无损检测技术。与纳秒激光超声 检测技术相比,超快光声无损检测结合了皮秒/飞秒 脉冲激光的超高时间、空间分辨率优势和高频超声 波的穿透性特点,是一种能够实现纳米级分辨率的 非接触式无损检测方法,检测效率和精度更高、尺度 更微观。目前,超快光声检测技术最成功的产业应 用在半导体和集成电路领域,已经应用于芯片制造 工艺中的金属薄膜厚度测量、成膜质量分析等重要 技术环节,成为处理器、存储器和光电器件产线的标 准检测仪器之一。

6)超声信号处理算法。对超声信号数据处理 是否得当,直接决定最终检测的效率和精度。除了 依靠检测人员的直观经验对A扫描信号进行判别 外,传统的超声信号算法还包括离散小波变换、小波 包变换、香农熵和统计特征等。机器学习特别是深 度学习算法的应用是无损检测算法领域发展的一个 新的趋势。

7)国防和工业需求的不断变化给无损检测领域提出了更高的要求,高检测效率、高精度、高自动化、高智能化将是未来先进激光超声无损检测技术的发展趋势。

参考文献

- LI Q, LIN X, WANG X, et al. Research on the grain boundary liquation mechanism in heat affected zones of laser forming repaired K465 Nickel-based superalloy
 [J]. Metals, 2016, 6(3): 64-73.
- [2] SUN C, ZUO X, XIANG Y, et al. Investigation on hot deformation behavior and hot processing map of BSTMUF601 super-alloy [J]. Metals, 2016, 6 (3): 70-75.
- [3] KRIL C E, BIRRINGER R. Estimating grain-size distributions in nanocrystalline materials from X-ray diffraction profile analysis [J]. Philosophical Magazine A, 1998, 77(3): 621-640.
- [4] KIM K, CHOI J, LEE Y. Effectiveness of non-local means algorithm with an industrial 3 MeV LINAC highenergy X-ray system for non-destructive testing [J]. Sensors, 2020, 20(9): 2634-2645.
- [5] TAO W, XU Y, LIU H, et al. Machining accuracy detection of PCB hole by X-ray micro-CT[J]. Micron, 2020, 131: 102826-102832.
- [6] WANG Q, LIU X E, YANG S, et al. Non-destructive detection of density and moisture content of heartwood and sapwood based on X-ray computed tomography (X-CT) technology [J]. European Journal of Wood and Wood Products, 2019, 77(6): 1053-1062.
- [7] LONG L, YUN Y, XIANG C, et al. Investigation on the formation mechanism of crack indications and the influences of related parameters in magnetic particle inspection[J]. Applied Sciences, 2020, 10(19): 6805-6820.
- [8] ZHANG X, ZHANG X, ZHANG M, et al. Optimization design and flexible detection method of wall-climbing robot system with multiple sensors integration for magnetic particle testing [J]. Sensors, 2020, 20(16): 4582-4600.
- [9] VERRUIJT A. Penetration testing, vol.1: proceedings of the second european symposium on penetration testing, amsterdam [M]. [S. l.]: CRC Press, 2021: 24-27.
- [10] TERUYOSHI S, WATARU Y, KEIJI E, et al. Rectangular wave eddy current testing using for imaging of backside defects of steel plates [J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2020, 64 (1/4): 1-8.
- [11] CHENG J, POTTER J N, CROXFORD A J, et al. Monitoring fatigue crack growth using nonlinear ultrasonic phased array imaging [J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(5): 055006.
- [12] LI J B, ZHONG R, SHEN X W, et al. Ultrasonic nondestructive testing method for mechanical properties

of metallic nanomaterials [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, 632 (5): 052094.

- [13] YA M, MARQUETTE P, BELAHCENE F, et al. Residual stresses in laser welded aluminium plate by use of ultrasonic and optical methods [J]. Materials Science and Engineering: A, 2004, 382 (1/2): 257-264.
- [14] JASIŪNIENĖ E, RAIŠUTIS R, ŠLITERIS R, et al. Ultrasonic NDT of wind turbine blades using contact pulse-echo immersion testing with moving water container[J]. Ultragarsas, 2012, 63(3): 28-32.
- [15] MONCHALIN J P. Optical detection of ultrasound[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics and Frequency Control, 1986, 33: 485-499.
- [16] ZEMP R J, BITTON R, SHUNG K K, et al. Photoacoustic imaging of the microvasculature with a high-frequency ultrasound array transducer [J]. Journal of Biomedical Optics, 2007, 12(1): 010501.
- [17] STROHM E M, BERNDL E S, KOLIOS M C. Probing red blood cell morphology using high-frequency photoacoustics[J]. Biophysical Journal, 2013, 105(1): 59-67.
- [18] LU Q B, LIU T, DING L, et al. Probing the spatial impulse response of ultrahigh-frequency ultrasonic transducers with photoacoustic waves [J]. Physical Review Applied, 2020, 14(3): 034026.
- [19] ADLER R, KORPEL A, DESMARES P. An instrument for making surface waves visible [J]. IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics, 1968, 15: 157-160.
- [20] RUELLO P, GUSEV V E. Physical mechanisms of coherent acoustic phonons generation by ultrafast laser action[J]. Ultrasonics, 2015, 56: 21-35.
- [21] LI J, ZHANG H, NI C, et al. Analysis of laser generated ultrasonic wave frequency characteristics induced by a partially closed surface-breaking crack[J]. Applied Optics, 2013, 52 (18): 4179-4185.
- [22] YIN A, XU X, ZHANG S, et al. Analysis for angular dispersions of surface acoustic wave velocities in BCC crystals[J]. Ultrasonics, 2021, 113: 106374.
- [23] DANILISHIN S L, KHALILI F Y. Quantum measurement theory in gravitational-wave detectors[J]. Living Reviews in Relativity, 2012, 15(1): 1-14.
- [24] JIACHEN K, CHANGQI D, WEI Y, et al. Application of an adaptive two-wave mixing interferometer for detection of surface defects[C]//2016 Progress in Electromagnetic Research Symposium (PIERS). [S. 1.]: IEEE, 2016: 2142-2146.
- [25] VARGHESE R, VISWAN R, JOSHI K, et al. Magnetostriction measurement in thin films using laser

Doppler vibrometry [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2014, 363: 179-187.

- [26] MONCHALIN J P. Laser-ultrasonics: principles and industrial applications [J]. Ultrasonic and Advanced Methods for Nondestructive Testing and Material Characterization, 2007, 24(16):79-115.
- [27] KENWRIGHT D A, ANDERSON T, MORAN C M, et al. Assessment of spectral doppler for an arraybased preclinical ultrasound scanner using a rotating phantom [J]. Ultrasound in Medicine and Biology, 2015, 41(8): 2232-2239.
- [28] DUBBINS P. Renal artery stenosis: duplex Doppler evaluation[J]. The British Journal of Radiology, 1986, 59(699): 225-229.
- [29] GINTHER O J, UTT M D. Doppler ultrasound in equine reproduction: principles, techniques, and potential [J]. Journal of Equine Veterinary Science, 2004, 24(12): 516-526.
- [30] FREDRIKSEN T D, EKROLL I K, LOVSTAKKEN L, et al. 2D tracking Doppler: a new method to limit spectral broadening in pulsed wave doppler [C] //2012 IEEE International Ultrasonics Symposium. Piscataway: IEEE, 2012: 334-337.
- [31] AGARWAL S, GAURAV A K, NIRALA M K, et al. Potential and sampling based RRT star for real-time dynamic motion planning accounting for momentum in cost function [C] //International Conference on Neural Information Processing. Cham: Springer International Publishing, 2018: 209-221.
- [32] PERCIVAL W J, SAMUSHIA L, ROSS A J, et al. Redshift-space distortions [J]. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Athematical Physical and Engineering Sciences, 2011, 369 (1957): 5058-67.
- [33] 陈春刚,王毅,杨振坤.长输油气管道泄漏检测技术 综述[J].石油与天然气化工,2002(1):52-54.
 CHEN Chungang, WANG Yi, YANG Zhenkun. Researches on pipeline leak detetion methods[J]. Chemical Engineering of Oil and Gas, 2002(1):52-54. (in Chinese)
- [34] 李海生,吴之楠.油气管道完整性管理技术的进展与 对策[J].无线互联科技,2018,15(17):165-166.
 LI Haisheng, WU Zhinan. Progress and countermeasures of oil and gas pipelines integrity management technology [J]. Wireless Internet Technology, 2018, 15 (17):165-166.(in Chinese)
- [35] HERNANDEZ-VALLE F, DUTTON B, EDWARDS R S. Laser ultrasonic characterisation of branched surface-breaking defects [J]. NDT & E International, 2014, 68: 113-119.

- [36] KOU X, PEI C, CHEN Z. Fully noncontact inspection of closed surface crack with nonlinear laser ultrasonic testing method[J]. Ultrasonics, 2021, 114: 106426.
- [37] MAJHI S, MUKHERJEE A, GEORGE N V, et al. Corrosion monitoring in steel bars using Laser ultrasonic guided waves and advanced signal processing [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 149: 107176.
- [38] CLORENNEC D, ROYER D, CATHELINE S. SAW propagation on cylindrical parts using laserultrasonics: application to crack detection [C] //2002 IEEE Ultrasonics Symposium. Piscataway: IEEE, 2002: 207-210.
- [39] KLEIN M B, ANSARI H. Automated laser ultrasonic inspection of hybrid laser arc welding for pipeline construction[C]//8th International Pipeline Conference. [S.l.]: IPC, 2010: 817-822.
- [40] YANG J, LEE H, LIM H J, et al. Development of a fiber-guided laser ultrasonic system resilient to high temperature and gamma radiation for nuclear power plant pipe monitoring [J]. Measurement Science and Technology, 2013, 24(8): 085003.
- [41] LEE H, YANG J, SOHN H. Baseline-free pipeline monitoring using optical fiber-guided laser ultrasonics[J]. Structural Health Monitoring, 2012, 11 (6): 684-695.
- [42] OCHIAI M, MIURA T, YAMAMOTO S. Laserultrasonic testing and its applications to nuclear reactor internals[J]. AIP Conference Proceedings, 2008, 975: 231-238.
- [43] YAN Y, LIU D, GAO B, et al. A deep learning-based ultrasonic pattern recognition method for inspecting girth weld cracking of gas pipeline [J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(14): 7997-8006.
- [44] KUSANO M, HATANO H, WATANABE M, et al. Mid-infrared pulsed laser ultrasonic testing for carbon fiber reinforced plastics [J]. Ultrasonics, 2018, 84: 310-318.
- [45] 宁莉,杨绍昌,冷悦,等.先进复合材料在飞机上的应用及其制造技术发展概述[J].复合材料科学与工程,2020(5):123-128.
 NING Li, YANG Shaochang, LENG Yue, et al. Overview of the application of advanced composite materials on aircraft and the development of its manufacturing technology [J]. Composites Science and Engineering, 2020(5): 123-128. (in Chinese)
- [46] CHOQUET M, HÉON R, PADIOLEAU C, et al. Laser-ultrasonic inspection of the composite structure of an aircraft in a maintenance hangar [C] //Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation:

Vol. 14. THOMPSON D O, CHIMENTI D E, ed. Boston, MA: Springer US, 1995: 545-552.

- [47] QIU Q, LAU D. The sensitivity of acoustic-laser technique for detecting the defects in CFRP-bonded concrete systems [J]. Journal of Nondestructive Evaluation, 2016, 35(2): 33-42.
- [48] BENTOUHAMI F, CAMPAGNE B, CUEVAS E, et al. LUCIE-a flexible and powerful laser ultrasonic system for inspection of large CFRP components[C]// 2nd International Symposium on Laser Ultrasonics. Talence, France: [s.n.], 2010.
- [49] CAMPAGNE B, VOILLAUME H, GOUZERH L, et al. Laser ultrasonic developments for NDT of aeronautic composite parts [C]//The 13th International Symposium on Nondestructive Characterization of Materials (NDCM-XIII). Le Mans, France: [s.n.], 2013: 20-24.
- [50] DUBOIS M, DRAKE T E. Evolution of industrial laser-ultrasonic systems for the inspection of composites[J]. Nondestructive Testing and Evaluation, 2011, 26(3/4): 213-228.
- [51] 郭茂文,刘春荣,郑雪萍,等.粉末高温合金的研究现 状[J].热加工工艺,2017,46(20):11-13.
 GUO Maowen, LIU Chunrong, ZHENG Xueping, et al. Research status of powder metallurgy superalloy[J].
 Hot Working Technology, 2017, 46(20): 11-13. (in Chinese)
- [52] 王会阳,安云岐,李承宇,等. 镍基高温合金材料的研究进展[J]. 材料导报, 2011, 25(S2): 482-486.
 WANG Huiyang, AN Yunqi, LI Chengyu, et al. Research progress of Ni-based superalloys[J]. Material Review, 2011, 25(S2): 482-486. (in Chinese)
- [53] COUTSOURADIS D, DAVIN A, LAMBERIGTS
 M. Cobalt-based superalloys for applications in gas turbines [J]. Materials Science and Engineering, 1987, 88: 11-19.
- [54] RESTALL J E, STEPHENSON D J. High temperature erosion of coated superalloys for gas turbines[J]. Materials Science and Engineering, 1987, 88: 273-282.
- [55] LUMet: laser-ultrasonic sensor for in-situ metallurgical studies [EB/OL]. [2021-03-03]. https: //www.gleeble. com/products/specialty-systems/laser-ultrasonic-measu rement-system-lumet.html
- [56] KEYVANI M, GARCIN T, FABRÈGUE D, et al. Continuous measurements of recrystallization and grain growth in cobalt super alloys [J]. Metallurgical and Materials Transactions A, 2017, 48(5): 2363-2374.
- [57] SARKAR S, MOREAU A, MILITZER M, et al. Evolution of austenite recrystallization and grain growth

using laser ultrasonics [J]. Metallurgical and Materials Transactions A, 2008, 39(4): 897-907.

- [58] MOREAU A, KRÜGER S E. In-situ monitoring of physical simulations using laser-ultrasonics[M]. [S.l.]: Industrial Materials Institute, 2007:35-42.
- [59] SAMES W J, LIST F A, PANNALA S, et al. The metallurgy and processing science of metal additive manufacturing [J]. International Materials Reviews, 2016, 61(5): 315-360.
- [60] SHU X, CHEN G, LIU J, et al. Microstructure evolution of copper/steel gradient deposition prepared using electron beam freeform fabrication [J]. Materials Letters, 2018, 213: 374-377.
- [61] LIU S, SHIN Y C. Additive manufacturing of Ti6Al4V alloy: a review [J]. Materials & Design, 2019, 164: 107552.
- [62] 杨永强,陈杰,宋长辉,等.金属零件激光选区熔化技术的现状及进展[J].激光与光电子学进展,2018, 55(1):9-21.

YANG Yongqiang, CHEN Jie, SONG Changhui, et al. Current status and progress on technology of selective laser melting of metal parts[J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2018, 55(1): 9-21. (in Chinese)

- [63] SHEN B, LI H, LIU S, et al. Influence of laser postprocessing on pore evolution of Ti - 6Al - 4V alloy by laser powder bed fusion [J]. Journal of Alloys and Compounds, 2020, 818: 152845.
- [64] YU J, ZHANG D, LI H, et al. Detection of internal holes in additive manufactured Ti-6Al-4V part using laser ultrasonic testing [J]. Applied Sciences, 2020, 10(1): 365-376.
- [65] LÉVESQUE D, BESCOND C, LORD M, et al. Inspection of additive manufactured parts using laser ultrasonics[C]//AIP Conference Proceedings. [S.l.]: AIP Publishing LLC, 2016: 130003.
- [66] GUSEV V E, RUELLO P. Advances in applications of time-domain Brillouin scattering for nanoscale imaging [J]. Applied Physics Reviews, 2018, 5(3): 031101.
- [67] MARIS H J. Non-destructive testing using picosecond ultrasonics [C] // AIP Conference Proceedings. [S.1.]: American Institute of Physics, 2006: 210-217.
- [68] LI L, YAN X J, DONG S T, et al. Ultra-low thermal conductivities along c-axis of naturally misfit layered Bi2
 [AE]2Co2Oy (AE = Ca, Ca0.5Sr0.5, Sr, Ba) single crystals [J]. Applied Physics Letters, 2017, 111(3): 033902.
- [69] DI C, PAN J H, DONG S T, et al. Ultralow crossplane lattice thermal conductivity caused by Bi - O/Bi -O interfaces in natural superlattice-like single crystals

[J]. CrystEngComm, 2019, 21(41): 6261-6268.

- [70] SONG S J, KIM H J, LEE H. A systematic approach to ultrasonic pattern recognition for real-time intelligent flaw classification in weldments [M] //Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation: Vol.18A/18B. THOMPSON D O, CHIMENTI D E, ed. Boston, MA: Springer US, 1999: 865-872.
- [71] LLATA J, SARABIA E, PÉREZ-ORIA J. Pattern recognition with ultrasonic sensors: a neural networks evaluation[J]. Sensor Review, 2001, 21: 45-51.
- [72] SHENSA M J. The discrete wavelet transform: wedding the a trous and Mallat algorithms [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1992, 40 (10): 2464-2482.
- [73] SUN Z, CHANG C C. Structural damage assessment based on wavelet packet transform [J]. Journal of Structural Engineering, 2002, 128(10): 1354-1361.
- [74] LIN J. Divergence measures based on the Shannon entropy [J]. IEEE Transactions on Information Theory, 1991, 37(1): 145-151.
- [75] TAO C, ZHANG C, JI H, et al. Fatigue damage characterization for composite laminates using deep learning and laser ultrasonic [J]. Composites Part B: Engineering, 2021, 216: 108816.
- [76] YASAMIN K E, BILODEAU M, MASSON P, et al. Deep learning for enhancing wavefield image quality in fast non-contact inspections [J]. Structural Health Monitoring, 2019, 19 (4): 1003-1016.
- [77] TRAN D Q, KIM J W, TOLA K D, et al. Artificial intelligence-based bolt loosening diagnosis using deep learning algorithms for laser ultrasonic wave propagation data[J]. Sensors (Basel), 2020, 20(18): 5239-5263.



第一作者简介:卢明辉,男,1979年10月 生,教授、博士生导师。南京大学现代工 程与应用科学学院副院长,中国材料协 会下属超材料协会常务理事,中国显微 仪器仪表协会理事,中国声学学会物理 声学分会委员。获国家自然科学基金杰 出青年基金,国家"万人计划"科技领军 人才,首批中组部青年拔尖人才,江苏省

特聘教授,教育部新世纪优秀人才等项目支持。研究方向为 人工微结构材料和凝聚态光电声功能材料及器件的设计、制 备和应用,主要为人工带隙材料及其微结构器件。发表SCI 论文250余篇,包括Science, Nature Mater., Nature Phys., Phys. Rev. Lett., Nature Commun., PNAS, NSR等国际一 流期刊。"在声子晶体中实现声波双负折射"的研究成果入选 2007年度中国基础研究十大新闻。荣获2015年国家自然科 学二等奖(排名第二)。

E-mail: luminghui@nju.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.002

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 (华北电力大学(保定)机械工程系 保定,071003)

摘要 针对在实际工况中风电机组滚动轴承发生复合故障时,多个故障间相互作用,彼此干扰,造成复合故障特征 难以分离问题,提出了基于谱峭度(spectral kurtosis,简称SK)与多点最优调整的最小熵解卷积(multipoint optimal minimum entropy deconvolution adjusted,简称 MOMEDA)的风电机组滚动轴承复合故障特征分离提取方法。首 先,对复合故障信号进行谱峭度分析,选出能量较大的共振频带,并通过构建带通滤波器对相应的共振频带进行滤 波,对滤波信号进行包络谱分析,对单一故障特征进行分离提取;其次,对未能实现单一故障特征提取的滤波信号进 行多点峭度谱分析并确定故障周期,应用 MOMEDA 完成后续分离提取过程。仿真信号和工程应用分析结果表明, 该方法能够准确且有效地实现轴承复合故障特征的分离提取。

关键词 风电机组;轴承;复合故障;分离提取;谱峭度;多点最优调整的最小熵解卷积 中图分类号 TH133.3

引 言

由于严重的能源紧缺和环境问题,新能源的开 发和利用成为世界各国关注的焦点,其中风能作为 一种可再生的绿色能源,已被许多国家开发和利 用^[1-2]。随着风力发电的大规模发展,风电机组的故 障问题也变得越来越突出^[3]。作为风电机组中最常 用的零部件之一,滚动轴承易发生故障。因此,对轴 承进行有效地状态检测和故障诊断具有重要意 义^[4]。由于风电机组工作条件恶劣且结构复杂,使 轴承在实际工程中可能会出现多种故障并存的复合 故障状态^[5-6],所以对滚动轴承复合故障进行有效诊 断仍然是一个棘手的问题^[6]。

为了有效检测滚动轴承的复合故障,研究人员研 究了一些振动信号分析方法。Antoni^[78]提出了基于 峭度和短时傅里叶变换的谱峭度方法,用于自适应确 定最佳共振频带,并结合包络谱识别故障特征。李宏 坤等^[9]利用粒子滤波对振动信号进行降噪,结合谱峭 度获取最佳频带,进而实现故障特征提取。文献[10] 指出在多故障并存的情况下,不同的脉冲故障可能激 发不同的共振频带,利用谱峭度识别出振动信号中的 多个共振频带,并通过解调共振频带实现轴承复合故 障特征的分离提取,但未对不同故障激起同一共振频 带的情况进行分析。文献[11]提出了一种将最小熵

解卷积(minimum entropy deconvolution,简称 MED) 和谱峭度相结合的方法,用于实现滚动轴承复合故障 特征的分离提取。将该方法用于不同故障激起同一 共振频带的情况时分离效果欠佳,当MED用于复合 故障识别时,将导致一些共振频带在复合故障中被抑 制,且MED更倾向选择对单个脉冲进行解卷积,而不 是在故障周期内重复所需的周期性脉冲。McDonald 等^[12]针对MED的缺点提出了最大相关峭度解卷积 (maximum correlated kurtosis deconolution, 简称 MCKD),并在滚动轴承故障诊断得到广泛应用^[13-14]。 由于使用MCKD时需要根据人为经验预先设定故障 周期、滤波器长度和移位数等参数,文献[15]提出了 一种新的解卷积方法——多点最优调整的最小熵解 卷积。MOMEDA 主要通过考虑故障的周期性来提 取振动信号中的冲击成分,通过多点峭度谱确定故障 周期,解决了故障周期需要人为设定的问题。

针对在实际工程中不同故障可能激起相同或不同的共振频带的情况,笔者提出了基于SK和 MOMEDA相结合的风电机组轴承复合故障特征分离提取方法。首先,利用SK对振动信号进行预处理,选出能量较大的共振频带进行解调;其次,对未能实现故障特征分离提取的滤波信号进行多点峭度 谱分析来确定故障周期,应用MOMEDA对滤波信 号进行后续处理,完成最后的故障特征分离。仿真

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52075170) 收稿日期:2019-07-04;修回日期:2019-08-26

谱峭度是由 Dwyer^[16]提出,用于在频域中度量 信号的非高斯成分并确定所在的频带。Randall 等^[17]用四阶谱累积量进行定义,提出了频域滤波的 快速谱峭度算法,通过计算整个频域的谱峭度,准确 找到冲击成分所在谱峭度最大的频带及带宽。

设 Y(t)为非平稳信号x(t)的系统激励响应,则x(t)频域的 Wold-Cramer 分解表达式为

$$Y(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{j2\pi f t} H(t, f) dX(f)$$
(1)

其中:H(t,f)为Y(t)在频率f处的复包络函数。

Y(t)的四阶谱累积量定义为

 $C_{4Y}(f) = S_{4Y}(f) - 2S_{2Y}^{2}(f) \quad (f \neq 0) \quad (2)$ 其中: $S_{2nY}(f)$ 为谱瞬时距,用作度量复包络能量,其 定义为 $S_{2nY}(f) = E \{ |H(t,f) dX(f)|^{2n} \} / df_{\circ}$

谱峭度定义为

$$K_{Y}(f) = \frac{C_{4Y}(f)}{S_{2Y}^{2}(f)} = \frac{S_{4Y}(f)}{S_{2Y}^{2}(f)} - 2 \quad (f \neq 0) (3)$$

2 多点最优调整的最小熵解卷积

假设风电机组滚动轴承出现故障时,传感器采 集到的振动信号为

$$x = y * h + e \tag{4}$$

其中:x为传感器采集到的振动信号;y为故障轴承的冲击信号;h为系统频响函数;e为随机噪声。

MOMEDA算法的本质是通过非迭代的方式寻求一个最优的有限冲击响应(finite impulse response,简称 FIR)滤波器f,通过输出振动信号x恢复输入冲击信号y,即

$$\boldsymbol{x} = \boldsymbol{f} * \boldsymbol{y} = \sum_{k=1}^{N-L} f_k \boldsymbol{x}_{k+L-1}$$
(5)

其中: $k=1, 2, \cdots, N-L_{\circ}$

MOMEDA算法能够识别连续冲击脉冲的信息, 针对故障信号中存在周期性冲击的特点,采用多点D-范数MDN(y,t)表示冲击信号与目标向量的关系,即

$$\mathrm{MDN}(\boldsymbol{y}, \boldsymbol{t}) = \frac{\boldsymbol{t}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{y}}{\|\boldsymbol{y}\|}$$
(6)

其中:t为目标向量,定义了要解卷积目标脉冲的位置和权重。

对多点 D-范数取最大值,获得 MOMEDA

$$\text{MOMEDA} = \max_{f} \text{MDN}(\boldsymbol{y}, \boldsymbol{t}) = \max_{f} \frac{\boldsymbol{t}^{\mathsf{T}} \boldsymbol{y}}{\|\boldsymbol{y}\|} (7)$$

振动信号中的故障周期脉冲的目标向量
$$t$$
表示为
 $t = P(T)$ (8)

其中:T为故障周期。

通过目标向量t可以实现故障脉冲信号的分离 和位置的确定。当目标向量t与原冲击信号y完全契 合时,解卷积效果达到最佳。此时多点D-范数取得 最大值,与之对应的滤波器就是一组最优滤波器f。

式(7)的求解问题等于求解方程

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}f}\left(\frac{t^{\mathrm{T}}\mathbf{y}}{\|\mathbf{y}\|}\right) = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}f}\frac{t_{1}y_{1}}{\|\mathbf{y}\|} + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}f}\frac{t_{2}y_{2}}{\|\mathbf{y}\|} + \dots + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}f}\frac{t_{N-L}y_{N-L}}{\|\mathbf{y}\|} = 0$$
(9)

其中:
$$f = f_1, f_2, \dots, f_L$$
。
由于 $\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}f} \frac{t_k y_k}{\|\mathbf{y}\|} = \|\mathbf{y}\|^{-1} t_k M_k - \|\mathbf{y}\|^{-3} t_k X_\circ \mathbf{y}$,且

 $M_{k} = [x_{k+L-1} \ x_{k+L-2} \ \cdots \ x_{k}]^{1}$,因此式(6)可以 变为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}f}\left(\frac{\boldsymbol{t}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{y}}{\|\boldsymbol{y}\|}\right) = \|\boldsymbol{y}\|^{-1}(t_1\boldsymbol{M}_1 + t_2\boldsymbol{M}_2 + \dots + t_{N-L}\boldsymbol{M}_{N-L}) - \|\boldsymbol{y}\|^{-3}\boldsymbol{t}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{y}\boldsymbol{X}_2\boldsymbol{y} = \boldsymbol{0}$$
(10)

$$\||y|| \quad t \quad yX_0 y = 0$$
(10)
进而简化为 $\|y\|^{-1}X_0 t - \|y\|^{-3} t^{\mathrm{T}} yX_0 y = 0$,即

$$\frac{t^{\mathrm{T}} \mathbf{y}}{\|\mathbf{y}\|^{2}} X_{0} \mathbf{y} = X_{0} t_{0}$$

$$\mathrm{h} \mp \mathbf{y} = X_{0}^{\mathrm{T}} f, \mathring{H} \otimes (X_{0} X_{0}^{\mathrm{T}})^{-1} \mathring{F} \mathrm{c}, \mathrm{M}$$

$$\frac{\mathbf{t} \cdot \mathbf{y}}{\|\mathbf{y}\|^2} f = (X_0 X_0^{\mathrm{T}})^{-1} X_0 t \qquad (11)$$

得到 MOMEDA 的滤波器为

$$f = (X_0 X_0^{\mathrm{T}})^{-1} X_0 t$$

为了准确提取故障特征,故障周期T在式(5)中 起至关重要的作用,引入多点峭度(multipoint kurtosis,简称MKurt)确定故障周期T。

MKurt =
$$\frac{\left(\sum_{n=1}^{N-L} t_n^2\right)^2}{\sum_{n=1}^{N-L} t_n^8} \frac{\sum_{n=1}^{N-L} (t_n y_n)^4}{\left(\sum_{n=1}^{N-L} y_n^2\right)^2}$$
 (12)

多点峭度是将目标向量在受控位置扩展为多个 脉冲。实际工况中旋转机械每旋转一周,可能产生 多个周期性脉冲,所以多点峭度达到峰值时,对应的 故障周期T不一定只有一个。当多点峭度达到峰值 时,对应的采样点数即为故障周期T,也可能为周期 的整数倍或倍数的因子(例如,25是2T=50的因 子)。图1为故障周期T=50的仿真信号多点峭度 谱。可以看到,多点峭度能够准确区分故障周期T 与周围的非故障周期。



3 基于SK-MOMEDA的故障特征分 离方法

当风电机组轴承发生复合故障时,各故障间相 互作用,交叉影响,使多种故障特征混叠在一起,给 滚动轴承复合故障诊断增加了难度。针对此问题, 笔者提出了基于SK和MOMEDA相结合的风电机 组轴承复合故障特征分离提取方法,其流程如图2 所示,具体实现步骤如下:

 1) 对故障信号进行谱峭度分析,选出谱峭度较 大的共振频带;

2)根据共振频带构造带通滤波器,并对复合故障信号进行滤波,形成多个滤波信号;

3) 对每个滤波信号进行 Hilbert 包络谱分析,判断是否实现了单一故障特征的分离提取;

4) 对未实现故障特征准确分离的滤波信号进行多点峭度谱分析,识别出故障周期T;

5)应用 MOMEDA 对未实现故障特征准确分 离的滤波信号进一步处理,得到解卷积信号;

6) 对解卷积信号进行 Hilbert 包络谱分析,根据获得的分离提取结果判断轴承故障类型。



图2 复合故障特征分离提取流程图



4 仿真分析

在实际工况中,滚动轴承发生内外圈复合故障时,轴承内外圈故障可能会激起相同或不同的共振

频带。笔者通过式(13)来模拟这种情况以验证所提 出方法的有效性。

$$\begin{aligned} x(t) &= \sum_{i} S_{1} e^{-\beta(t-iT_{1})} \cos\left(2\pi f_{n1}(t-iT_{1})\right) + \\ &\sum_{i} S_{2} e^{-\beta(t-iT_{1})} \cos\left(2\pi f_{n2}(t-iT_{1})\right) + \\ &\sum_{i} (\cos\left(2\pi f_{r}t\right) + C_{A}) (S_{3} e^{-\beta(t-iT_{2})} \cos\left(2\pi f_{n2}(t-iT_{2})\right) + S_{4} e^{-\beta(t-iT_{2})} \cos\left(2\pi f_{n3}(t-iT_{2})\right) + n(t) \end{aligned}$$

$$(13)$$

其中: f_{n1} 为外圈故障所激起的共振频率, f_{n1} = 1200 Hz; f_{n3} 为内圈故障所激起的共振频率, f_{n3} = 3400 Hz; f_{n2} 为由内外圈故障共同激起的共振频率, f_{n2} =2500 Hz; S_1 , S_2 为外圈故障在 f_{n1} , f_{n2} 处激起的幅 值,均取 0.3; S_3 , S_4 为内圈故障在 f_{n2} , f_{n3} 处激起的幅 值,分别取 1.5和 1;转频 f_r =22 Hz;衰减系数 β = 600; C_A 为任意常数;外圈故障特征频率为 f_o = $1/T_1 = 90$ Hz; 内圈故障特征频率 $f_i = 1/T_2 =$ 120 Hz; n(t)为加入的的高斯白噪声, 信噪比 为-10 dB,采样频率为12 800 Hz。

仿真信号*x*(*t*)的时域波形及其频谱、包络谱如 图 3 所示。由于受强噪声的影响,图 3(a)中无法识 别周期性冲击成分;图 3(b)频谱图中的低频部分也 无法识别故障特征频率。虽然在图 3(c)中可以提 取出内圈故障特征频率*f*₀及其倍频,以及幅值较低 的外圈故障特征频率*f*₀及其倍频,但2种故障特征 彼此混叠在一起,包络谱无法对其进行分离提取。





利用所提出的方法先对仿真信号进行谱峭度分析,图4为仿真信号的谱峭度图。图4中存在2个能量较大的共振频带,带通滤波器1选择800~1600 Hz的频带,带通滤波器2选择2400~3200 Hz的频带。将2个带通滤波器分别对仿真信号进行滤波,并对所得滤波信号进行包络谱分析。带通滤波器1,2滤波后的时域波形及其包络谱如图5,6所示。



Fig.4 Spectrum kurtosis of the simulated signal

从图 5(b)可以准确提取出外圈故障特征频率 及其倍频成分,谱图中无其他干扰成分,轴承外圈故 障特征被较为理想地分离提取出来。从图 6(b)可 以看到,内外圈故障特征混叠在一起,背景噪声虽然 得到一定程度的抑制,但 2种故障未实现分离 提取。



Fig.5 Time-domain waveform filtered by bandpass filter 1 and its envelope spectrum

根据所提出的方法对图 6 中的滤波信号进行多 点峭度计算来确定故障周期 T_i ,根据图 7 所示的滤波 信号 2 的多点峭度谱,可以清晰地识别出故障周期 $T_i = 107$,这与内圈故障周期的理论计算值 $T_i = f_s/f_i = 106.67$ 非常接近。将所得周期应用在 MOM-EDA 中,并对滤波信号继续进行处理,得到解卷积信







Fig.7 Multipoint kurtosis spectrum of filtered signal 2

号及其包络谱如图8所示。图8(a)中的周期性脉冲成分十分明显,从图8(b)中可以看到背景噪声明显得到抑制,内圈故障特征频率f;及其倍频被清晰地提取出来,轴承内圈故障特征被成功分离提取。



- 图 8 基于 SK-MOMEDA 处理后所得的解卷积信号及其包 络谱
- Fig.8 Deconvolution signal and its envelope spectrum based on SK-MOMEDA processing

为了验证通过多点峭度谱确定的故障周期的准确性,不采用多点峭度谱分析而直接采用MOME-DA算法进行处理。图9为MOMEDA对滤波信号 2的分析结果。采用理论计算获得内圈故障周期 $T_i = f_s/f_i = 106.67$,利用该周期对图8(a)的时域信 号进行分析。图9(a)为采用此周期后的MOMEDA 解卷积信号,图9(b)为对解卷积信号的包络谱分 析。可以看出,图9(a)不能显示周期性脉冲成分, 图9(b)也无法有效提取出内圈故障特征频率。结 果说明:图8(b)中采用多点峭度谱所确定的故障周 期更能够准确获得故障信号的特征信息。



图10为原仿真信号的多点峭度谱,可以看到故障 周期的辨识度较低。直接对仿真信号 x(t)进行 MOMEDA处理,结果如图11所示。图11(a)虽然可 以提取出周期性冲击成分,但与图8(a)相比存在明显 差距。从图11(b)中虽然能提取出内圈故障特征频率 f_i及其倍频,但受背景噪声影响较为严重,还存在外圈 故障特征频率f_o的基频成分。因此,单采用 MOME-DA 对轴承复合故障特征分离提取效果欠佳。



图 10 原仿真信号的多点峭度谱

Fig.10 Multi-point kurtosis spectrum of the original simulated signal

5 工程应用

以某风场2 MW 风电机组中发电机非驱动端轴 承为研究对象,用来验证笔者所提出方法的有效性。 图 12 为该机组的传动系统。故障轴承型号为 SKF6330M.C3深沟球轴承,该轴承故障是由内外复 合故障造成的,其中:内圈出现较为严重的剥落损伤,







外圈剥落损伤较为轻微。其振动数据由安装在发电 机非驱动端上方的振动加速度传感器⑦获得,采样频 率 $f_s = 16\ 384\ Hz$,轴转速 $n = 1\ 454\ r/min$,计算得 到 SKF6330M. C3 轴 承 内 圈 故 障 特 征 频 率 $f_i = 131.1\ Hz$,外圈故障特征频率 $f_o = 87.24\ Hz$,滚动 体故障特征频率 $f_b = 57.4\ Hz$,保持架故障特征频率 $f_c = 9.7\ Hz$ 。

采集的轴承振动信号时域波形及其频谱和包络 谱如图13所示。图13(a)中可以观察到少量冲击成 分,但无规律性。由图13(b)可知,信号能量比较分 散,基本上遍布整个频域。图13(c)中仅能有效提 取内圈故障特征频率f_i及其倍频,可以判断轴承内 圈存在故障;但现场拆检表明,该轴承实际存在内外 圈剥落故障。因此,传统包络谱分析只能诊断内圈 故障,而外圈故障被漏诊。

振动信号的谱峭度图如图 14 所示。图中存在 2 个能量较强的共振频带,将带通滤波器 1选择 0~ 2 048 Hz的频带,带通滤波器 2选择 2 048~3072 Hz 的频带。将 2个带通滤波器分别对仿真信号进行滤 波,并对滤波信号进行包络谱分析,带通滤波器 1,2 滤波后的时域波形及其包络谱结果如图 15,16 所 示。图 15(b)和图 16(b)中仅能提取出内圈故障特 征频率及其倍频成分,并没有发现有关外圈故障特 征的相关信息,谱图中还夹杂着部分噪声及干扰谱



Fig.13 Time-domain waveform of the vibration signal and its spectrum and envelope spectrum



Fig.14 Spectrum kurtosis of the vibration signal

线,易造成对轴承外圈故障漏诊。按照笔者所提方 法对2个滤波信号进行 MOMEDA 处理。

如图 17 所示,计算 2 个滤波信号的多点峭度 谱,用于确定轴承内外圈故障周期。从图17(a)中 可以清晰地识别出故障周期 T_i=125.3,与内圈故 障周期的理论计算值 $T_i = f_s/f_i = 124.97$ 基本相 符。从图 17(b)中除了提取出内圈故障周期以外, 还提取幅值较大的故障周期T。=186.3,该周期与 外圈故障周期的理论计算值 $T_{o} = f_{s}/f_{o} = 187.8$ 非 常接近。将通过多点峭度谱确定的故障周期分别带 入MOMEDA中,并对相应的滤波信号做进一步处 理,对所得解卷积信号进行包络谱分析。基于SK-MOMEDA对内外圈故障信号的分析结果如图18, 19所示。











Multi-point kurtosis diagram after filtering filters 1 Fig.17 and 2



图 18 基于 SK-MOMEDA 对内圈故障信号的分析结果







由图 18(a)可以看到,周期性的脉冲成分十分 明显,由18(b)可以看到,内圈故障特征频率f_i及其 倍频成分,转频调制边带都被清晰地提取出来,谱图 中十分干净,无其他干扰成分。同样,从图 19(b)中 可清晰提取出外圈故障特征频率f_o及其倍频成分, 不存在其他故障特征成分。根据上述分析结果很容 易判定轴承内、外圈均存在局部损伤,分析结果与实 际情况一致。工程应用的分析结果表明,笔者所提 方法能够有效实现轴承内、外圈复合故障特征的分 离提取,避免故障特征混叠造成的频率交叉现象,从 而可对轴承复合故障类型进行准确判断。

为了进一步验证笔者所提方法的优越性,将SK 分别与MED和MCKD相结合,对实测振动信号进行 分析比较。基于SK与MED方法对实测振动信号的 分析结果如图20所示。可见,内圈故障特征频率及其 倍频成分被成功提取出来,但未发现其他故障特征频





(b) Envelope spectrum of filtered signal 2 after MED processing

图 20 基于 SK与 MED 方法对实测振动信号的分析结果

Fig.20 Analysis results of measured vibration signals based on SK and MED methods

率。基于SK与MCKD方法对实测振动信号的分析 结果如图21所示。由图21(a)可知,内圈故障特征频



Fig.21 Analysis results of measured vibration signals based on SK and MCKD methods

率被成功分离提取出来,但从图 21(b)中未能找到有 关外圈故障的特征成分,且谱图中存在大量的干扰谱 线。分析结果表明,笔者所提出方法在复合故障信号 分离上具有一定的优势,能够较为理想地实现对风电 机组滚动轴承复合故障特征的分离提取。

6 结 论

 1) 谱峭度能够有效显示出复合故障所激起的 共振频带,通过构造带通滤波器对轴承故障振动信
 号进行细化分解。MOMEDA算法通过多点峭度谱
 自适应的确定故障周期,实现对期望的周期性脉冲 信号的提取。由于单独的SK或MOMEDA方法在 复合故障特征分离上存在一定的局限性,所以笔者 鉴于2种方法各自的优势将二者进行有效结合。

2)滚动轴承内外圈复合故障仿真信号与工程应 用实例的分析结果表明,笔者所提方法能够有效实现 复合故障的分离,解决了因轴承多个故障特征相互混 杂、彼此干扰而造成的漏诊、误诊问题。与MED, MCKD算法进行比较可知,MOMEDA在复合故障特 征提取上更具有优势,为风电机组滚动轴承复合故障 特征分离提取提供了一种新的思路。

参考文献

- [1] LI Z, JIANG Y, GUO Q, et al. Multi-dimensional variational mode decomposition for bearing-crack detection in wind turbines with large driving-speed variations[J]. Renewable Energy, 2018, 116: 55-73.
- [2] 汤宝平,罗雷,邓蕾,等.风电机组传动系统振动监测研究进展[J].振动、测试与诊断,2017,37(3):417-425.

TANG Baoping, LUO Lei, DENG Lei, et al. Research progress in vibration monitoring of wind turbine drive system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(3): 417-425. (in Chinese)

[3] 赵洪山,李浪.基于最大相关峭度解卷积和变分模态 分解的风电机组轴承故障诊断方法[J].太阳能学报, 2018,39(2):350-358.

ZHAO Hongshan, LI Lang. Wind turbine fault diagnosis method based on maximum correlation kurtosis deconvolution and variational mode decomposition [J]. Journal of Solar Energy, 2018, 39(2): 350-358. (in Chinese)

- [4] TENG W, DING X, ZHANG X, et al. Multi-fault detection and failure analysis of wind turbine gearbox using complex wavelet transform [J]. Renewable Energy, 2016, 93:591-598.
- [5] WANG Y, LIANG M. Identification of multiple transient faults based on the adaptive spectral kurtosis method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(2): 470-486.
- [6] MIAO Y, ZHAO M, LIN J, et al. Application of an improved maximum correlated kurtosis deconvolution method for fault diagnosis of rolling element bearings
 [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 92: 173-195.
- [7] ANTONI J. The spectral kurtosis: a useful tool for characterising non-stationary signals [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(2):282-307.
- [8] ANTONI J. Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(1):108-124.
- [9] 李宏坤,杨蕊,任远杰,等.利用粒子滤波与谱峭度的 滚动轴承故障诊断[J].机械工程学报,2017(3):

63-72.

LI Hongkun, YANG Rui, REN Yuanjie, et al. Fault diagnosis of rolling bearings using particle filter and spectral kurtosis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017(3):63-72. (in Chinese)

- [10] WANG Y, LIANG M. Identification of multiple transient faults based on the adaptive spectral kurtosis method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(2):470-486.
- [11] HE D, WANG X, LI S, et al. Identification of multiple faults in rotating machinery based on minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 81: 235-249.
- [12] MCDONALD G L, ZHAO Q, ZUO M J. Maximum correlated kurtosis deconvolution and application on gear tooth chip fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 33(1):237-255.
- [13] 武兵,贾峰,熊晓燕.基于最大相关峭度反褶积的轴承故障诊断方法[J].振动、测试与诊断,2014(3): 570-575.
 WU Bing, JIA Feng, XIONG Xiaoyan. Bearing fault diagnosis method based on maximum correlated kurtosis deconvolution [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014(3): 570-575. (in Chinese)
- [14] TANG G, WANG X, HE Y. Diagnosis of compound faults of rolling bearings through adaptive maximum correlated kurtosis deconvolution [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(1): 43-54.
- [15] MCDONALD G L, ZHAO Q. Multipoint optimal minimum entropy deconvolution and convolution fix: application to vibration fault detection [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 82: 461-477.
- [16] DWYER R. Detection of non-Gaussian signals by frequency domain kurtosis estimation [C]//IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing. [S.l.]: IEEE, 1983: 607-610.
- [17] RANDALL R B, ANTONI J, CHOBSAARD S. The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2001, 15(5): 945-962.



第一作者简介:向玲,女,1971年4月生, 博士、教授。主要研究方向为设备状态 监测与故障诊断。曾发表《HHT方法在 转子振动故障诊断中的应用》(《中国电 机工程学报》2007年第27卷第35期)等 论文。

E-mailL:ncepuxl@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.003

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 (湖南科技大学机电工程学院湘潭,411201)

摘要 履带车辆负重轮动载荷的大小直接影响车辆附着性能及牵引性能。在计及履带车辆前后轮输入变时差相关 性和左右轮输入相干性的基础上,建立履带车辆整车负重轮动载荷理论估算模型。基于多体动力学软件 RecurDyn,建立履带车辆多体动力学模型并进行模型验证。基于履带车辆负重轮动载荷理论估算模型及履带车辆 多体动力学模型,分别开展行驶速度、路面不平度及履带板参数对负重轮动载荷的影响分析。研究表明:随着行驶 速度的提高和路面不平度的增大,负重轮动载荷及动载系数近似线性增大;随着履带板宽度的增大,负重轮动载荷 先减小后增大;随着履带板厚度的增大,负重轮动载荷呈线性增大。该研究结论为履带车辆附着性能分析以及结构 优化设计提供了理论基础。

关键词 履带车辆;路面不平度;动载荷;变时差相关;多体动力学仿真 中图分类号 TH113.1; TJ811

引 言

履带车辆因其机动性与通过性强,在现代军事、 建筑和农业等领域发挥着重要作用[1-2]。履带车辆 在服役过程中会面临各种恶劣的行驶工况,由于路 面的起伏变化会使负重轮受到随机动载荷。当作用 在负重轮上的垂向动载荷超过车辆在负重轮作用的 重力载荷时,负重轮会与地面发生脱离,使车辆的附 着性能下降,发生打滑和侧滑。这不仅会导致车辆 的牵引性能下降,影响其通过性,也将导致车辆操纵 稳定性下降,影响车辆的行驶安全性[34]。与轮式车 辆相比,履带车辆由于履带的存在,使得对负重轮动 载荷的研究相对困难。近年来,国内外学者对轮式 车辆轮胎动载荷与履带车辆负重轮动态特性均做了 大量的研究。在轮式车辆方面,文献[5-7]通过建立 车辆的弹簧-质量-阻尼振动模型,对路面不平度激 励下的车辆动载特性进行研究。文献[8-10]采用多 体动力学仿真的方法,分析了不同路面激励下车辆 与路面间的动载变化情况。在履带车辆方面,朱兴 高等[11]通过建立履带车辆8自由度平面半车参数化 模型和多体动力学模型,研究车辆行驶速度对负重 轮动位移的影响。文献[12-14]采用多体动力学仿 真的方法对负重轮的动态特性进行研究。

由于在实际情况中,左右轮辙路面是不一致的, 而上述研究均没有考虑左右轮辙路面的不同性及车 辆侧倾运动,故与实际情况不符,这将对分析结果造成一定影响。基于此,笔者以负重轮动载荷为研究 对象,分别建立履带车辆整车负重轮动载荷理论估 算模型与多体动力学模型,分析行驶速度、路面等级 和履带板参数对负重轮动载荷的影响。

1 履带车辆12轮相关路面输入

履带车辆是一种多轮式车辆,本研究中的履带 车辆每侧有6个负重轮,履带车辆12轮路面输入如 图1所示。



Fig.1 Tracked vehicle 12-wheel road input

在车辆行驶过程中,除了左右轮辙路面输入之间存在一定的相干性外,每侧相邻的2个负重轮由于存在一定的间距L_i,使其路面输入也存在一定相关性。因此,在建立路面输入时,为了保证与实际情况相符,需要考虑前后轮路面输入变时差相关和左

^{*} 湖南省研究生科研创新资助项目(CX2018B668) 收稿日期:2019-07-08;修回日期:2019-10-28

1.1 前后轮路面输入变时差相关

滤波白噪声法生成路面不平度的时域模型^[15]为

 $\dot{q}(t) = -2\pi n_q v q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v} W(t)(1)$ 其中:q(t)为路面不平度输入; n_q 为下截止频率, $n_q = 0.011/m$;v为车辆行驶速度; n_0 为参考空间频率, $n_0 = 0.1/m$; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数;W(t)表示均 值为0、功率谱密度为1的理想单位白噪声。

设左轮辙第1,2负重轮的路面不平度分别为 q₁₁(t)和q₁₂(t),履带车辆非匀速行驶时,前后负重轮 路面输入的关系为

$$q_{12}(s(t)) = q_{11}(s(t) - L_2)$$
(2)

其中:s(t)为位移;L₂为第2负重轮相对于第1负重 轮的轮距。

将式(2)用泰勒级数在
$$s(t)$$
处展开,有
 $q_{12}(s(t)) = q_{11}(s(t) - L_2) = q_{11}(s(t)) - dq_{11} + 1 d_{12} d^2 q_{11} + (3)$

$$L_{2} \frac{ds}{ds} + \frac{1}{2} L_{2} \frac{ds}{ds^{2}} + \cdots$$

$$q_{12}(s(t)) = q_{11}(s(t)) - L_{2} \frac{dq_{11}}{ds}$$
(4)

因
$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s} = \frac{1}{\dot{s}}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}, \ \frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}s^2} = \frac{1}{\dot{s}^2}\left(\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2} - \frac{\ddot{s}}{\dot{s}}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\right),$$
代 人

式(3),(4),得到

$$q_{12}(t) = q_{11}(t) - \frac{L_2}{\dot{s}} \frac{\mathrm{d}q_{11}}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{2} \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right|^2 \left| \frac{\mathrm{d}^2 q_{11}}{\mathrm{d}t^2} - \frac{\ddot{s}}{\dot{s}} \frac{\mathrm{d}q_{11}}{\mathrm{d}t} \right| + \dots$$
(5)

$$q_{12}(t) = q_{11}(t) - \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right| \frac{dq_{11}}{dt}$$
(6)

将式(5)略去二阶微量,得到

$$\ddot{q}_{11}(t) = 2 \left| \frac{\dot{s}}{L_2} \right|^2 \left[q_{12}(t) - q_{11}(t) + \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right| \dot{q}_{11}(t) \right]$$
(7)

对式(6)进行微分并略去二阶微量,得到

$$\dot{q}_{12}(t) = \dot{q}_{11}(t) - \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right| \ddot{q}_{11}(t)$$
 (8)

将式(7)代入式(8),得到

$$\dot{q}_{12}(t) = -\dot{q}_{11}(t) + \frac{2v}{L_2} \left[q_{11}(t) - q_{12}(t) \right] \quad (9)$$

根据上述可知,在已知左1负重轮路面不平度 输入为q_n(t)的情况下,后面第2~6负重轮的路面不 平度可表示为

$$\dot{q}_{li}(t) = -\dot{q}_{l1}(t) + \frac{2v}{L_i} \left[q_{l1}(t) - q_{li}(t) \right]$$
(10)

其中: L_i 为后面各负重轮相对于第1负重轮的轮距; $q_{ii}(t)$ 为各负重轮的路面不平度;i = 2, 3, 4, 5, 6。

1.2 左右轮路面输入的相干性

假设左轮辙为L,右轮辙为R,左右轮辙的相干 函数 coh(w)^[16]可表示为

$$\operatorname{coh}^{2}(w) = \frac{\left|S_{\mathrm{LR}}(w)\right|^{2}}{S_{\mathrm{LL}}(w)S_{\mathrm{RR}}(w)}$$
(11)

其中: $S_{LR}(w)$ 为左右轮辙负重轮路面不平度输入之间的互谱密度; $S_{LL}(w)$ 为左轮辙负重轮路面不平度输入的自谱密度; $S_{RR}(w)$ 为右轮辙负重轮路面不平度输入的自谱密度。

假设左右负重轮路面具有相同的统计特性,即 $S_{LL}(w) = S_{RR}(w), \Phi_{LR} = 0, 则左右负重轮路面输入$ 的互谱密度可表示为

$$\boldsymbol{S}_{\text{LR}}(\boldsymbol{w}) = \operatorname{coh}(\boldsymbol{w}) \boldsymbol{S}_{\text{LL}}(\boldsymbol{w}) \qquad (12)$$

由相干函数的定义可知,相干函数等于频响函数的模,即

$$|H(w)| = \operatorname{coh}(w) \tag{13}$$

其中:H(w)为系统的频响函数。

右1负重轮与左1负重轮路面输入间具有如下 关系

$$q_{\rm r1}(s) = q_{\rm 11}(s - B) \tag{14}$$

其中:s为位移坐标;B为左右两履带的中心距。 $q_{rl}(s)$ 和 $q_{ll}(s)之间的传递函数 H_b$ 为

$$(s)$$
和 $q_{\rm ll}(s)$ 之间的传递函数 $H_{\rm lr}$ 为

$$H_{\rm lr}(\Omega) = \frac{Q_{\rm l1}(\Omega)}{Q_{\rm rl}(\Omega)} = e^{-j\Omega B}$$
(15)

其中:Ω=2πn,为空间角频率。

将空间角频率转化为时间角频率,采用二阶 Pade(帕德)近似计算,得到 q_{r1}(t)和 q₁₁(t)之间的传 递函数为

$$H_{\rm tr}(w) = \frac{Q_{\rm II}(w)}{Q_{\rm rI}(w)} = e^{-jwB/v} = \frac{1 - \frac{1}{2}B/v(jw) + \frac{1}{12}B^2/v^2(jw)^2}{1 + \frac{1}{2}B/v(jw) + \frac{1}{12}B^2/v^2(jw)^2}$$
(16)

式(16)用状态方程和输出方程表示为

$$\mathbf{X}_{1}(t) = AX_{1}(t) + \beta q_{11}(t)$$
 (17)

$$q_{r1}(t) = \delta X_1(t) + q_{11}(t)$$
 (18)

$$\dot{q}_{11}(t) = \boldsymbol{\delta} \dot{X}_{1}(t) + \dot{q}_{11}(t)$$
 (19)

将式(17)代人式(19),得到
$$\dot{q}_{r1}(t) = \delta A X_1(t) + \delta \beta q_1(t) + \dot{q}_1(t)$$
 (20)
右轮辙第2~6负重轮路面输入可表示为

$$\dot{q}_{ri}(t) = -\dot{q}_{r1}(t) + \frac{2v}{L_i} \left[q_{r1}(t) - q_{ri}(t) \right]$$

$$(i = 2, 3, 4, 5, 6)$$
(21)

1.3 12轮路面输入的状态方程

由上述推导可得履带车辆12负重轮相关路面 输入的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{q}_{11}(t) = a_1 q_{11}(t) + b_1 W(t) \\ \dot{q}_{1i}(t) = -\dot{q}_{11}(t) + \frac{2v}{L_i} \left[q_{11}(t) - q_{1i}(t) \right] \\ \dot{q}_{r1}(t) = \delta A X_1(t) + \delta \beta q_{11}(t) + \dot{q}_{11}(t) \quad (22) \\ \dot{q}_{r1}(t) = -\dot{q}_{r1}(t) + \frac{2v}{L_i} \left[q_{r1}(t) - q_{ri}(t) \right] \\ \dot{X}_1(t) = A X_1(t) + \beta q_{11}(t) \end{cases}$$

其中: a_1 =-2 $\pi n_q v$; b_1 =2 $\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v}$; i=2, 3, 4, 5, 6。

将式(22)转化为矩阵形式

$$\dot{Y}_1(t) = \eta Y_1(t) + \sigma W(t)$$
(23)

其中:η和σ为状态方程的系数矩阵。

为了便于与后续仿真结果进行对比分析,本研 究保持车辆匀速行驶。当速度为20 m/s,C级路 面^[3] $G_q(n_0)=256\times10^{-6}$ m³时,履带车辆左右轮辙第 1,6负重轮的路面不平度输入如图2所示。



2 负重轮动载荷理论估算模型

2.1 基本假设

为了研究负重轮动载荷随着行驶速度、路面等级和 履带板参数的变化情况,需要建立合理的车辆悬挂系统 参数化动力学模型^[3,11,17-19],其基本假设如下:①履带车辆 行驶路面为刚性路面,即路面不平度不会因车辆的辗 压而变化,各负重轮路面不平度输入具有相关性;②不 考虑履带对车体振动的影响,视履带结构近似于铺设 路面激励的"无限轨道";③悬挂系统采用独立线性悬 挂,将其简化为弹簧刚度和阻尼;④负重轮所受重力、阻 尼力等作用在其质心处;⑤考虑车辆的垂直、俯仰及侧 倾振动,在车辆每侧有6个负重轮的情况下,用15自由 度整车模型建立其悬挂系统参数化动力学模型。

基于上述假设,建立履带车辆悬挂系统参数化 动力学模型如图3所示。



- 图 3 腹甲干捆总住示机参数化砌刀子侠室
- Fig.3 Parametric dynamic model of tracked vehicle suspension system

2.2 整车参数化模型动力学方程的建立

根据牛顿第二定律,将图3所示的多自由度振

动系统转化为动力学方程。

$$M\ddot{Z} + \sum_{i=1}^{6} [k_{ii} (Z + l_{ii}\theta + b\varphi - x_{ii})] + \sum_{i=1}^{6} [k_{ii} (Z + l_{ii}\theta + a\varphi - x_{ii})] + \sum_{i=1}^{6} [c_{1i} (\dot{Z} + l_{ii}\dot{\theta} + b\dot{\varphi} - \dot{x}_{ii})] + \sum_{i=1}^{6} [c_{ii} (\dot{Z} + l_{ii}\dot{\theta} + a\dot{\varphi} - \dot{x}_{ii})] = 0$$

其中:M为车体质量;Z为车体质心垂向位移; k_{ii} , k_{ri} 分别为左右侧第i个负重轮悬挂刚度; l_{ii} , l_{ri} 分别为左 右侧第i个负重轮质心距车体质心的水平距离; θ 为 车体俯仰角; φ 为车体侧倾角; c_{ii} , c_{ri} 分别为左右侧第 i个负重轮悬挂阻尼;a,b分别为左右侧负重轮距车 体质心的垂直距离; x_{ii} , x_{ri} 分别为左右侧第i个负重 轮的垂向位移。

车体俯仰振动方程为

$$\begin{split} I_{p}\ddot{\theta} + \sum_{i=1}^{6} \left[k_{li} l_{li} (Z + l_{li}\theta + b\varphi - x_{li}) \right] + \\ \sum_{i=1}^{6} \left[k_{ri} l_{ri} (Z + l_{ri}\theta + a\varphi - x_{ri}) \right] + \\ \sum_{i=1}^{6} \left[c_{li} l_{li} (\dot{Z} + l_{li}\dot{\theta} + b\dot{\varphi} - \dot{x}_{li}) \right] + \\ \sum_{i=1}^{6} \left[c_{ri} l_{ri} (\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi} - \dot{x}_{ri}) \right] = 0 \end{split}$$

其中:I_P为车体俯仰转动惯量。

车体侧倾振动方程为

$$I_{r}\ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^{\circ} [k_{li}b(Z + l_{li}\theta + b\varphi - x_{li})] + \\\sum_{i=1}^{6} [k_{ri}a(Z + l_{ri}\theta + a\varphi - x_{ri})] + \\\sum_{i=1}^{6} [c_{li}b(\dot{Z} + l_{li}\dot{\theta} + b\dot{\varphi} - \dot{x}_{li})] + \\\sum_{i=1}^{6} [c_{ri}a(\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi} - \dot{x}_{ri})] = 0$$

其中:L为车体侧倾转动惯量。

左侧6个负重轮垂向振动方程

$$m_{li}\ddot{x}_{li} + k_{li}[x_{li} - (Z + l_{li}\theta + b\varphi)] + c_{li}[\dot{x}_{li} - (\dot{Z} + l_{li}\dot{\theta} + b\dot{\varphi})] + k_{lii}(x_{li} - q_{li}) + c_{lii}(\dot{x}_{li} - \dot{q}_{li}) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$

其中:m_{li},m_{ri}分别为左右侧第i个负重轮的质量。

右侧6个负重轮垂向振动方程为

$$n_{ri}\ddot{x}_{ri} + k_{ri}[x_{ri} - (Z + l_{ri}\theta + a\varphi)] + c_{ri}[\dot{x}_{ri} - (\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi})] + k_{rii}(x_{ri} - q_{ri}) + c_{rii}(\dot{x}_{ri} - \dot{q}_{ri}) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$

左右侧负重轮瞬时动载荷分别为

$$F_{\text{tt}i}(t) = k_{\text{tt}i}(x_{1i} - q_{1i}) + c_{\text{tt}i}(\dot{x}_{1i} - \dot{q}_{1i})$$

$$(i = 1, 2, \dots, 6)$$

$$F_{\text{rt}i}(t) = k_{\text{rt}i}(x_{ri} - q_{ri}) + c_{\text{rt}i}(\dot{x}_{ri} - \dot{q}_{ri})$$

$$(24)$$

$$(i=1, 2, \cdots, 6)$$
 (25)

其中:k_{lii},k_{rii}分别为左右侧第i个负重轮轮胎刚度; c_{lii},c_{rii}分别为左右侧第i个负重轮轮胎阻尼;q_{li},q_{ri}分 别为左右侧第i负重轮下的路面不平度输入。

左右侧负重轮动载系数均方根值分别为

$$D_{li} = \frac{\sigma_{Fli} + F_j}{F_j} \quad (i = 1, 2, \cdots, 6)$$
(26)

$$D_{ti} = \frac{\sigma_{Frti} + F_j}{F_j} \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$
(27)

其中:σ_{Flti}和 σ_{Frti}分别为左右侧负重轮动载荷的均方 根值;F_i为负重轮静载荷。

履带车辆动力学参数如表1所示。

表1 履带车辆主要参数 Tab.1 Main parameters of tracked vehicle

参数	数值	参数	数值
M/kg	24 500	$l_{16}, l_{r6}/m$	-2.09
$I_{\rm p}/({\rm kg}{ullet m}^2)$	216 531	a/m	1.30
$I_{\rm r}/({\rm kg}{ullet m}^2)$	$75\;564$	b/m	-1.30
$m_{ m li}$, $m_{ m ri}/ m kg$	305	$k_{\mathrm{l}i}, k_{\mathrm{r}i}/(\mathrm{N}\cdot\mathrm{m}^{-1})$	205 324
$l_{\rm l1}, l_{\rm r1}/{\rm m}$	2.20	$k_{\text{lt}i}, k_{\text{rt}i}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	6 532 435
$l_{12}, l_{r2}/m$	1.22	$c_{1i}, c_{ri}(i=1,2,6)/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	21 000
$l_{\rm 13}$, $l_{\rm r3}/{ m m}$	0.29	$c_{1i}, c_{ri} (i=3, 4, 5)/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	210
$l_{\scriptscriptstyle 14}$, $l_{\scriptscriptstyle r4}/{ m m}$	-0.59	$c_{\text{lt}i}, c_{\text{rt}i}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	0.01
$l_{15}, l_{r5}/m$	-1.34		

*l*₁₄/*l*_{c4}, *l*₁₅/*l*_{c5}和*l*₁₆/*l*_{c6}为负值,表示该负重轮在质心后;*b*为负值,表示负重轮在质心左侧。

选取状态变量为

- $$\begin{split} X = & \begin{bmatrix} Z \ \dot{Z} \ \theta \ \dot{\theta} \ \varphi \ \dot{\varphi} \ x_{11} \ x_{12} \ x_{13} \ x_{14} \ x_{15} \ x_{16} \ \dot{x}_{11} \ \dot{x}_{12} \ \dot{x}_{13} \\ \dot{x}_{14} \ \dot{x}_{15} \ \dot{x}_{16} \ x_{r1} \ x_{r2} \ x_{r3} \ x_{r4} \ x_{r5} \ x_{r6} \ \dot{x}_{r1} \ \dot{x}_{r2} \ \dot{x}_{r3} \ \dot{x}_{r4} \\ \dot{x}_{r5} \ \dot{x}_{r6} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \end{split}$$
- $Y = \begin{bmatrix} y_1 & y_2 & y_3 & y_4 & y_5 & y_6 & y_7 & y_8 & y_9 & y_{11} & y_{12} & y_{13} & y_{14} \\ & y_{15} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$

$$U = \begin{bmatrix} q_{12} & \dot{q}_{11} & q_{12} & \dot{q}_{12} & q_{13} & \dot{q}_{13} & q_{14} & \dot{q}_{14} & q_{15} & \dot{q}_{15} & q_{16} & \dot{q}_{16} \\ q_{r\,1} & \dot{q}_{r1} & q_{r2} & \dot{q}_{r2} & q_{r3} & \dot{q}_{r3} & q_{r4} & \dot{q}_{r4} & q_{r5} & \dot{q}_{r5} & q_{r6} & \dot{q}_{r6} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

其中: y_1 为车体质心垂直加速度; y_2 为车体俯仰角加速度; y_3 依次为车体侧倾角加速度; $y_4 \sim y_9$ 依次为左 侧第1~6负重轮动载荷; $y_{10} \sim y_{15}$ 依次为右侧第1~6 负重轮动载荷。

建立履带车辆整车动力学状态方程为

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = PX(t) + JU(t) \\ Y(t) = VX(t) + \lambda U(t) \end{cases}$$
(28)

其中:矩阵*P*,*J*,*V*,λ为整车参数化动力学状态方程的系数矩阵,由于篇幅所限,故不列出。

根据履带车辆整车动力学状态方程及表1,利用 Matlab/Simulink 的状态方程建立动力学方程,对 负重轮动载荷进行求解。

3 履带车辆多体动力学模型

3.1 履带车辆行动系统建模

履带车辆结构复杂,笔者建立的主要为履带车辆行动系统模型,图4为履带车辆多体动力学模型 建模流程图,图中SolidWorks为软件名。



建模时将悬挂系统的悬挂刚度简化为平衡肘与 车体铰接处扭转弹簧的扭转刚度系数;悬挂阻尼简 化为动力缸活塞杆与动力缸缸筒间平移弹簧的阻尼 系数;履带张紧装置简化为分别与车体和诱导轮铰 接的曲柄,通过给曲柄与车体铰接处扭转弹簧添加 刚度和预扭矩,使履带预张紧力保持在车重的 8%~10%之间^[20],通过在平衡肘与车体铰接处扭 转弹簧上施加预扭矩来平衡车重,保证平衡肘的静 倾角落地后基本保持不变。建立的履带车辆多体 动力学模型如图5所示。

3.2 履带车辆多体动力学模型验证

分别对所建履带车辆多体动力学模型进行自由 落车和过弧形凸起障碍仿真试验,待车辆进入稳定





Fig.5 Multi-body dynamics model of tracked vehicle

状态后,得到车体加速度频域曲线如图6所示。





由图 6(a)和 6(b)可知,车体垂直线振动和俯仰 角振动固有频率分别为 1.59 Hz 和 0.98 Hz。这与经 验值 1.5 Hz 和 1.1 Hz^[3]相近,说明所建模型正确性 较高,利用该模型得到的仿真分析结果具有可信度。

4 仿真分析

车轮动载荷是车辆在不平路面上行驶时,因路 面不平度而引起车辆振动产生^[21]。

4.1 行驶速度对负重轮动载荷的影响

分别采用理论计算法和多体动力学仿真法分析 负重轮动载荷随行驶速度的变化情况,在保持路面 等级、地面特性不变的条件下,设置如表2所示的行 驶速度。

表 2 行驶速度设置 Tab.2 Setting of driving speed

路面等级	行驶速度/(km•h ⁻¹)	地面特性
Е	30,40,50,60,70	硬地面

采用理论计算法时,由于左右轮辙激励不同,需 要对左右轮辙负重轮动载荷变化规律进行分析。采 用多体动力学仿真法时,由于左右轮辙激励相同,故 分析左轮辙负重轮动载荷的变化情况即可。行驶速 度对动载荷及动载系数的影响如图7,8所示。

由图7可知,左右轮辙第1负重轮动载荷均方根 值随着行驶速度的增大逐渐增大。这是因为行驶速


图 7 行驶速度对动载荷的影响

Fig.7 Effect of driving speed on dynamic load



Fig.8 Effect of driving speed on dynamic load coefficient

度越快,路面激励对负重轮冲击就越频繁而引起 的。右轮辙负重轮动载荷均方根值略小于左轮辙, 这是由于左右轮辙路面激励的相干性关系使右轮辙 路面不平度均方根差略小于左轮辙造成的。由图8 可知,随着履带车辆行驶速度的提高,左右轮辙负重 轮动载系数均增大。由图7,8均可看出,理论计算 结果大于多体动力学仿真结果,这是由于理论计算 时未考虑履带的影响。一方面,履带的绷直、紧缩对 动载起到了一定的衰减作用;另一方面,履带对路面 不平度具有滤波作用,路面在铺上履带后,波长小于 履带板的成分被滤掉了,使履带节的空间频率成为 履带车辆路面不平度的上限频率。因此,多体动力 学仿真结果与理论计算结果相比会偏小。

4.2 路面等级对负重轮动载荷的影响

为了研究路面等级变化时,负重轮动载荷均方 根值及动载系数的变化规律,在保持行驶速度、地面 特性不变的条件下,设置如表3所示的路面等级。 得到路面等级对动载荷及动载系数的影响如图9, 10所示。

由图9可知,第1负重轮动载荷均方根值随着路 面等级变高(路面变坏)而增大,这是因为在相同的

表 3 路面等级设置 Tab.3 Setting of road grade





图 9 路面等级对动载荷的影响





Fig.10 Effect of road grade on dynamic load coefficient

行驶速度下,路面等级越高,路面不平度对负重轮的 作用力越强。由图10可知,路面等级增大时,第1负 重轮动载系数不断增大。图9,10中的理论计算结 果均比多体动力学仿真结果略大,这是因为采用多 体动力学仿真法时,履带对动载产生了影响。

4.3 履带板参数对负重轮动载荷的影响

履带板简化结构如图 11 所示。笔者通过改变 履带板宽度 W_b和厚度 H来研究履带板参数对负重 轮动载荷的影响。在行驶速度、路面等级一定的条 件下,设置如表4 所示的履带板宽度 W_b和厚度 H。



Fig.11 Simplified structure of track shoe

表4 履带板宽度 W_b和厚度 H 的设置

Tab.4	Setting	of	track	shoe	width	$W_{\rm b}$	and	thick-
	ness H							

行驶速度/	路面	$W_{\rm b}/{ m mm}$	H/mm
(km•h ⁻¹)	等级	(H =80mm)	(W_b =465mm)
50	E	445,455,465, 475,485	70,75,80,85, 90

当履带板宽度 W_b和履带板厚度 H 分别变化时,履带板宽度和履带板厚度对动载荷的影响如



履带张紧力 表 5 Tab.5 Track tension

履带板宽度/	履带张紧	履带板厚度/	履带张紧
mm	力/kN	mm	力/kN
445	59.04	70	51.11
455	58.41	75	55.02
465	58.01	80	58.01
475	59.62	85	62.01
485	60.45	90	66.72

由图12可知,随着履带板宽度的增加,负重轮 动载荷先减小后增大,这是由于随着履带板宽度的 增加,履带车辆整车接地面积增大,使履带板每单位 所承受作用力减小,从而使负重轮所受动载荷减 小。由表5可知,当履带板宽度继续增大,使履带车 辆正常行驶时的履带张紧力增大,此时路面激励通 过作用在绷直的履带板上传递到负重轮上,使其受 到的动载荷变大。由图13可知,负重轮动载荷随着 履带板厚度的增加而逐渐增大。从表5可知,随着 履带板厚度增加,履带张紧力逐渐增大,此时路面激 励作用在履带板上近似于刚性冲击,从而使负重轮 受到的动载荷增加。

5 结 论

1) 在考虑履带车辆前后轮输入变时差相关性 和左右轮输入的相干性的前提下,推导了履带车辆 12轮路面输入的状态方程。在此基础上,建立了履 带车辆整车负重轮动载荷理论估算模型。

2)利用多体动力学软件RecurDyn建立履带车 辆多体动力学模型,通过自由落车和过弧形凸起障 碍的方式,得到车体垂直线振动与俯仰角振动固有 频率分别为1.59 Hz和0.98 Hz,其与经验值相近,验 证了模型的正确性。

3) 基于所建履带车辆负重轮动载荷理论估算 模型及多体动力学模型,进行了行驶速度、路面不 平度及履带板参数对负重轮动载荷的影响分析。 研究表明:随着行驶速度的提高、路面不平度的增 大,负重轮动载荷及动载系数近似线性增大;随着 履带板宽度的增大,负重轮动载荷先减小后增大; 随履带板厚度的增大,负重轮动载荷呈线性增大。



- [1] TANG S X, YUAN S H, HU J B, et al. Modeling of steady-state performance of skid-steering for high-speed tracked vehicles [J]. Journal of Terramechanics, 2017, 73: 25-35.
- [2] BEREZIN I I, ABYZOV A A. Probabilistic modeling of tracked vehicle mover and ground interaction [J]. Procedia Engineering, 2017, 206: 432-436.
- [3] 丁法乾.履带式装甲车辆悬挂系统动力学[M].北京: 国防工业出版社, 2004: 49-57.
- [4] 闫清东,张连第,赵毓芹.坦克构造与设计[M].北京: 北京理工大学出版社, 2006: 514-519.
- [5] 吕彭民,尤晋闽,和丽梅.路面随机不平度下车辆对 路面的动载特性[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(6): 55-58.

LÜ Pengmin, YOU Jinmin, HE Limei. Vehicle dynamic load property resulted from road random roughness [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2007, 7(6): 55-58. (in Chinese)

- [6] LIN J H. Variations in dynamic vehicle load on road pavement [J]. International Journal of Pavement Engineering, 2014, 15(6): 558-563.
- [7] SHI X M, CAI C S. Simulation of dynamic effects of vehicles on pavement using a 3D interaction model [J]. Journal of Transportation Engineering, 2009, 135 (10): 736-744.
- [8] 刘大维,刘伟,陈焕明,等.基于多体模型的重型车辆 对路面动载特性[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 7-12.

LIU Dawei, LIU Wei, CHEN Huanming, et al. Dynamic load characteristics of heavy vehicle based on multi-body dynamic model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 7-12. (in Chinese)

[9] 蒋荣超,刘大维, 王松, 等. 时域和空间域路面激励下 重型车辆动载荷仿真分析[J]. 公路交通科技, 2012, 29(5): 152-158.

JIANG Rongchao, LIU Dawei, WANG Song, et al. Simulation analysis of heavy-duty vehicle dynamic load under road excitation in time domain and spatial domain [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2012, 29(5): 152-158. (in Chinese)

[10] 刘祥银,陈洋,高攀,等.双轮辙激励下多轴重型车辆
 动载特性仿真分析[J].振动与冲击,2015,34(13):
 48-52.

LIU Xiangyin, CHEN Yang, GAO Pan, et al. Simulation analysis for multi-axial heavy vehicles' dynamic load characteristics under bilateral tracks' road excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(13): 48-52. (in Chinese)

- [11] 朱兴高,顾亮.履带车辆行驶速度对负重轮动位移的 影响[J].东北大学学报,2016,37(4):548-553.
 ZHU Xinggao, GU Liang. Effect of tracked vehicle speed on bogie wheels' dynamic displacement [J]. Journal of Northeastern University, 2016, 37(4):548-553. (in Chinese)
- [12] ZHOU C K, HUANG Y Y, NI L. The dynamics simulation of tracked vehicles on the hard and soft ground based on the RecurDyn [J]. Advanced Materials Research, 2013, 842: 351-354.
- [13] WILHELM T, DORSCH V. Driver model for vehicle dynamics simulation of single-track vehicles using a cosimulation interface[C]//2016 11th France-Japan & 9th Europe-Asia Congress on Mechatronics (MECA-TRONICS)/17th Internationall Conference on Research and Education in Mechatronics (REM).[S. 1.]: IEEE, 2016:26-32.
- [14] WONG J Y. Development of high-mobility tracked vehicles for over snow operations [J]. Journal of Terramechanics, 2009, 46(4) : 141-155.
- [15] 张立军,张天侠.车辆四轮相关路面非平稳随机输入 通用时频模型[J].振动与冲击,2008,27(7):75-78.
 ZHANG Lijun, ZHANG Tianxia. General non-stationary random input model of road surface with four wheels correlated [J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(7):75-78. (in Chinese)
- [16] 桂水荣,陈水生,万水.路面激励空间效应对车桥耦合
 随机振动的影响[J].振动、测试与诊断,2019,39(3):
 611-618.

GUI Shuirong, CHEN Shuisheng, WAN Shui. Effect spatial of road roughness excitation on vehicle-bridge coupling random vibration [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(3): 611-618. (in Chinese)

- [17] VENKATASUBRAMANIAN N, BANERJEE S, BALAMURUGAN V. Seventeen degrees of freedom ride dynamics model of a tracked vehicle in simmechanics [J]. International Journal of Applied Engineering and Research, 2016, 19:135-146.
- [18] DHIR A, SANKAR S. Ride dynamics of high-speed tracked vehicles: simulation with field validation [J]. Vehicle System Dynamics, 1994, 23(1): 379-409.
- [19] BANERJEE S, BALAMURUGAN V, KRISHNAKUMAR R. Ride dynamics mathematical model for a single station representation of tracked vehicle [J]. Journal of Terramechanics, 2014, 53: 47-58.
- [20] 孟磊,李晓雷,邱实,等.履带对履带车辆车体振动影响的分析[J].车辆与动力技术,2015(4):1-5.
 MENG Lei, LI Xiaolei, QIU Shi, et al. Influence analysis of tracks on body vibration for a tracked vehicle
 [J]. Vehicle & Power Technology, 2015(4):1-5. (in Chinese)
- [21] 陈洋,戴宗宏,陈焕明,等.车辆多轮随机动载作用下 柔性沥青路面的应变分析[J].振动与冲击,2016,35 (19):15-19,44.

CHEN Yang, DAI Zonghong, CHEN Huanming, et al. Strain analysis of a flexible asphalt pavement under multi-wheel random dynamic loads of vehicles [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 32(19):15-19, 44. (in Chinese)



第一作者简介:覃凌云,男,1993年3月 生,硕士生。主要研究方向为多体动力 学仿真和结构优化设计。 E-mail: qly15773283711@163.com

通信作者简介:杨书仪,女,1972年12月 生,教授、博士生导师。主要研究方向为 机械动力学和机电控制。 E-mail: ysy822@126.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.004

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

(西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室 西安,710049)

摘要 针对高噪声条件下,联合平方包络谱(combined squared envelope spectrum,简称CSES)方法容易受频带内 噪声和其他频带特征的干扰,导致对滚动轴承微弱故障特征提取困难的问题,提出了一种结合CSES和最小熵解卷 积(minimum entropy deconvolution,简称MED)的滚动轴承微弱故障特征提取方法。首先,使用谱峭度选择不同频带一滤波后的信号;其次,对所选信号进行MED滤波,增强频带内的故障特征;最后,依据CSES原理,计算上一步 滤波后信号的平方包络频谱并进行归一化,将其合并得到故障特征明显的强化包络谱。仿真与试验结果表明,该方 法能够有效提取滚动轴承的微弱故障特征。

关键词 滚动轴承; 谱峭度; 最小熵解卷积; 联合平方包络谱 中图分类号 TH165⁺.3; TH133.3

引 言

滚动轴承的运行状态直接关系到机械设备的工作性能,及时尽早发现其故障特征信息具有重要意义^[1]。在实际生产中,采集到的振动信号早期故障特征较为微弱,受背景噪声等强干扰影响,极易被淹没。

共振解调分析是当前应用最广泛的一种滚动轴 承故障诊断方法,通过解调振动信号提取有用信息, 该方法的提取效果与共振解调参数的选择紧密相 关。对此,国内外学者在选择最优解调频带方面开 展了大量的研究工作。Antoni^[2]提出了峭度图方 法,利用峭度对冲击特征的敏感性自适应地选择解 调频带,已被证明是一种较有效的轴承故障诊断方 法^[3],但该方法仍存在可改进的地方^[4]。文献^[5]从 使用更精确的滤波器组方面提升该方法的有效性, 通过小波变换替代原滤波器组进行信号分解,以提 取与小波基相似的故障特征。文献[6]从频带分割 方面进行改进,提出了多尺度聚类灰度信息图方法, 使用多尺度频带融合来选择最优解调频带。文献 [3]考虑增强指标的鲁棒性,通过将信号分段计算取 平均的方式来克服冲击性噪声的影响。需要指出的 是,上述诊断方法均通过单一频带提取故障特征,存 在因干扰导致所选频带并不是最优频带的问题,甚 至出现误选频带导致故障特征不能被有效提取^[7]。 文献[7]提出一种通过多频带诊断故障的联合平方 包络谱方法。该方法选择多个频带的特征信息联立 合并以保留信号中的有用信息。然而,由于故障特 征微弱,强背景噪声下的干扰信息会严重影响故障 特征的提取。

笔者使用最小熵解卷积滤波^[8]来增强所选频带 内的微弱特征信息,提出了一种基于联合平方包络 谱和最小熵解卷积的滚动轴承微弱故障特征提取方 法,可有效削弱强背景噪声的影响,进而实现滚动轴 承微弱故障特征的提取。仿真和试验分析结果也证 明了该方法的有效性。

1 方法原理

1.1 CSES方法

滚动轴承故障时会激起周围结构的共振,通过 选择最佳滤波参数共振解调可有效提取故障特征信 息。由于采集到的振动信号故障特征微弱,环境噪 声会影响最优频带的选择,造成有用信息丢失。因 此,使用CSES方法将潜在有价值的频带信息进行 合并以诊断轴承故障。

CSES方法^[7]通过提前设定的阈值条件选出多 个不同频带的滤波后的信号,再对各信号进行故障 特征提取,利用同层叠加与多层叠加的方式完成滚 动轴承的故障分析,具体步骤如下。

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2017YFC0804400,2017YFC0804407) 收稿日期:2019-08-20;修回日期:2019-11-17

1)使用小波变换二叉树结构分解原信号到不同滤波参数的频带中。所使用的小波变换方法为最大迭代离散小波包变换(maximal overlap discrete wavelet packet transform,简称 MODWPT),具有保持各层滤波后的信号时间分辨率相同的优点。原信号s(t)经 MODWPT 分解后得到一系列不同中心频率 f_c ,不同滤波频带 b_w 滤波后的信号 $s_k^i(t)$,其中:k为对应的分解层数,且 $k = 0, 1, \cdots, K$;K为确定的最大分解层数;i为第k层分解的第i个节点处滤波后的信号,且 $i = 1, 2, \cdots, 2^k$ 。

 2)选择不同参数滤波后的信号。计算所有滤 波后信号的平方包络函数,为了削弱不相关噪声信 号的干扰,再计算平方包络信号的无偏自相关函数

$$S(\tau) = \frac{1}{N-n} \sum_{j=1}^{N-n} s(t_j) s(t_j + \tau)$$
(1)

其中: $s(t_j)$ 为平方包络信号;n为信号 $s(t_j)$ 的长度, $n=0, 1, 2, \dots, N-1$;时延因子 $\tau=n/f_s; f_s$ 为信号采 样频率; $S(\tau)$ 为无偏自相关信号。

3) 以式(2)所示的峭度指标为依据,计算并比 较其峭度值,将超过或等于最大峭度值一半的对应 滤波参数选出,并输出相关滤波后的信号^[7]。

$$k = \frac{\sum_{j=1}^{N} (S(t_j) - \bar{S})^4}{\left[\sum_{j=1}^{N} (S(t_j) - \bar{S})^2\right]^2}$$
(2)

其中:S为信号S(t_i)的均值。

4)获取强化包络谱,完成故障特征提取。计算 各滤波后信号的平方包络,并使用傅里叶变换方法 将时域信号转换到频域,得到多个平方包络谱。分 别归一化各平方包络谱,根据所属的分解层数叠加 并取平均,得到与分解层数相同数量的频谱,叠加所 有频谱得到故障特征明显的强化包络谱^[7]。

1.2 MED方法

信息熵是一种对信号源输出信息的度量,具体体现在其不确定性和发生随机性的度量^[9]。当振动信号中的干扰成分越少,故障冲击信号越明显,输出信号就越简单,对应的信息熵就越小;当振动信号中的干扰成分越多,故障冲击信号越不明显,输出信号就越复杂,对应的信息熵就越大。最小熵最初由Wiggins引入到解卷积问题中形成了MED方法^[10],可从混合信号中有效解卷积脉冲信号。

在信号采集过程中,输入脉冲信号I(n)除了受 到周围环境噪声e(n)的影响外,还会受到传递路径 h(n)的影响。振动信号y(n)可表示为一个卷积 信号

$$y(n) = (I(n) + e(n)) * h(n)$$
 (3)

MED通过寻找逆滤波器f(n),尽可能消除卷积 影响,得到与输入脉冲信号I(n)最相近的解卷积信 号 $\hat{I}(n)$ 。这可理解为一个逆滤波的过程^[8],即

$$\hat{I}(n) = y(n) * f(n) \tag{4}$$

利用目标函数法设计 MED 滤波器, Wiggins 使用 Î(n)的范数评估其熵的大小^[8], 且将其作为目标 函数以获取最优输出。

$$O_{2}^{4}(f(i)) = \sum_{n=1}^{N} \hat{I}^{4}(n) / \left[\sum_{n=1}^{N} \hat{I}^{2}(n)\right]^{2}$$
(5)

对目标函数求导并令其等于0,得到

$$\frac{\partial O_2^4(f(i))}{\partial (f(i))} = 0 \tag{6}$$

令逆滤波器f(i)的阶数为L,由式(4)可得

$$\hat{I}(n) = \sum_{i=1}^{L} f(i) y(n-i)$$
(7)

且

$$\frac{\partial \hat{I}(n)}{\partial f(i)} = y(n-i) \tag{8}$$

戦 近式(5)~(8),明待

$$\left(\sum_{n=1}^{N} \hat{I}^{2}(n) \middle/ \sum_{n=1}^{N} \hat{I}^{4}(n) \right) \sum_{n=1}^{N} \hat{I}^{3}(n) y(n-i) =$$

 $\sum_{p=1}^{L} f(p) \sum_{n=1}^{N} y(n-i) y(n-p)$
(9)

将式(9)表示为矩阵形式,可得

$$B = FA \tag{10}$$

$$F = BA^{-1} \tag{11}$$

其中:B为输入信号与输出信号的互相关矩阵;F为 所求逆滤波器的系数矩阵;A为输入信号的拓普利 兹自相关矩阵。

MED算法流程如图1所示。

基于 CSES 和 MED 的故障特征提 取方法

CSES在提取故障特征时,解决了通过单一频 带包络解调时因误选频带造成的有用信息丢失问 题。对于滚动轴承的早期故障,其故障信号较为微 弱,不仅会受到其频带内的噪声影响,还会受到所选 其他频带特征的干扰,影响滚动轴承的微弱故障特 征提取。针对这一问题,笔者将MED方法用于微 弱故障特征的增强,如图2所示,提出了一种基于





CSES 和 MED 的微弱故障特征提取方法,其步骤如下。

 1)根据CSES方法中所用的MODWPT,分解 信号至不同频带,在各节点位置处得到长度相同的 滤波后的信号 s_kⁱ(t)。

2)选出各层满足要求的滤波后的信号。该步骤选取各节点处滤波后的信号的平方包络自相关函

数来计算谱峭度,选取超出或等于最大谱峭度一半 的节点处滤波后的信号作进一步分析。选择谱峭度 作为选择标准替代峭度,主要是考虑到其作为峭度 的一种延伸,既能反应信号的冲击特征,又能反映峭 度随频率的分布^[1,3],有益于后期通过合并频谱提取 故障特征。谱峭度的计算公式^[2]为

$$sk = \frac{E[|S(t_j, f)|^4]}{E[|S(t_j, f)|^2]^2} - 2$$
(12)

其中: $E[\cdot]$ 为数学期望; ||为取绝对值; $S(t_j, f)$ 为频 率f处信号 $s(t_j)$ 的复包络信号。

3)使用 MED 滤波增强故障特征。输入信号 s(t),其中,m为第 k层选出的节点序号。对 s(t)进行 MED 滤波,削弱频带内的噪声影响,增强故障特征。

4)获取故障特征明显的强化包络谱。计算经 MED滤波得到的各信号的平方包络函数,使用傅里 叶变换方法转换至频域。与CSES方法相同操作, 获取各层的归一化平均包络谱,合并得到强化包络 谱,提取微弱故障特征。

3 仿真分析

为了验证所提方法在强背景噪声干扰下提取微弱故障特征的有效性,构造合成信号进行仿真分析。合成信号x(t)包括仿真轴承故障的重复冲击信号 $x_b(t)$ 、干扰信号 $n_s(t)$ 和高斯白噪声 $n_r(t)$,即

$$x(t) = x_b(t) + n_g(t) + n_r(t)$$
(13)

信号 x_b(t)参照文献[11]给出的滚动轴承外圈 故障数学模型构建

$$x_{b}(t) = A(t) \sum_{z=1}^{2} I(t - z/f_{d})$$
(14)

$$I(t) = \begin{cases} 0 & (t \le 0) \\ e^{-ct} \sin(2\pi f_v t) & (t > 0) \end{cases}$$
(15)

其中:A(t)为幅值; f_a 为故障特征频率;z为第z个故 障冲击,且 $z = 1, 2, \dots, Z$;Z为总的瞬态冲击个 数;I(t)为单瞬态响应函数; f_a 为共振频率;c为阻 尼比。

信号 n_s(t)使用齿啮合干扰与谐波干扰进行构建,数学模型^[11]为

$$n_{g}(t) = \sum_{l=1}^{n} \left[(1.3 - 0.01l) \cos(2\pi j f_{r} t) \right] + 0.1 \cos(2\pi f_{r} t)$$
(16)

其中:f,为转轴转频;l为仿真齿啮合干扰齿数。

仿真信号的主要参数参照文献[11]设置如下: 共振频率 f_v 为3600Hz;阻尼比c为860;特征频率 f_d 为24Hz;采样频率为25.6kHz;采样时间为0.5s;转 频为15 Hz,且考虑2%的滑移因素影响;高斯白噪 声的标准差为0.7;信噪比为一17 dB。图3为时域 信号。重复冲击信号 $x_b(t)$ 和未添加高斯白噪声干 扰信号 $n_g(t)$ 如图3(a)和图3(b)所示;添加高斯白 噪声后的仿真信号x(t)如图3(c)所示。可见,故障 重复冲击信号完全淹没于强背景噪声中。



基于 CSES 和 MED 提取滚动轴承的故障特征 时,利用小波基函数"db12"进行 MODWPT 分解。 考虑 MODWPT 分解时随着分解层数的增加,计算 量也随之增大,设置分解层数为4阶,详情可参见 文献[7]。

使用笔者提出的方法分析仿真信号,所得结果 如图4所示。图4(a)为其联合平方包络谱,将其进 行叠加得到图4(b)所示的强化包络谱。由图4(b) 可以发现故障特征频率及其倍频信息,尤其是前3 阶倍频信息。图中紫线表示故障特征频率24 Hz及 其倍频成分。为了对比分析,使用包络解调方法和 CSES方法分析仿真信号。仿真信号的包络谱如图 5所示,图中啮合特征频率明显(紫线表示啮合频率 180 Hz及其倍频成分),而故障特征信息不能被发 现。图6为仿真信号经CSES方法得到的分析结 果。图6(a)为其联合平方包络谱,将其进行叠加得 到图6(b)所示的强化包络谱。图6(b)中有用信息 受到严重干扰,故障特征频率未能有效提取,图中较 明显的频率成分为紫色线对应的180 Hz及其倍频 成分。









综上所述,包络解调方法和CSES方法在受到 强背景噪声干扰的情况下并不能有效提取故障信息。笔者提出方法与上述2种方法相比,尽管强化 包络谱中仍有干扰信息,但故障频率更加突出,表明 了该方法的有效性。

4 试验验证

采用美国凯斯西储大学滚动轴承数据中心的 试验数据进一步验证所提方法在背景噪声干扰下 的故障特征提取能力。滚动轴承试验台如图 7 所示。该设备由驱动电机、扭矩传感器、功率测试计和信号采集系统等组成。基本试验参数如下:滚动轴承型号为 SKF-6205;内圈直径为 25 mm;外圈直径为 52 mm;节径为 39.04 mm;接触角为 0°;滚动体直径为 7.94 mm;驱动端有轴承故障;滚动轴承的外圈和内圈单点损伤,直径为 0.533 4 mm;采样频率为 12 kHz;电机转速为 1 797 r/min。



图 7 滚动轴承试验台 Fig.7 Test rig of rolling element bearing

4.1 滚动轴承外圈故障特征提取

由于3点钟方向基座处采集到的振动信号存在 较强的转轴谐波干扰,背景噪声较强,轴承故障特征 不易提取^[12],故使用该振动信号验证提出方法的有 效性,轴承外圈故障时的振动信号如图8所示。



使用笔者提出方法提取外圈故障轴承的特征频率,结果如图9所示。图9(a)为得到的联合平方包络谱,将其进行叠加得到图9(b)所示的强化包络谱。图9(b)中紫色线为理论外圈故障特征频率107.36 Hz及其倍频,除一阶转频f,干扰外,故障特征频率相对其他干扰信息更加明显,且倍频特征较周围的干扰更加突出。为了对比分析,使用包络解调方法和CSES方法提取故障特征频率。图10为外圈故障信号包络谱。由图10可知,包络谱中的滚动轴承故障特征频率存在但并不突出,倍频成分难以发现,受到了强背景噪声的严重干扰,不能有效诊断滚动轴承的外圈故障。

图 11 为外圈故障信号经 CSES 方法得到的分析结果。图 11(a)为 CSES 方法得到的联合平方包络谱图,将其进行叠加,得到图 11(b)所示的强化



图9 外圈故障信号经笔者提出方法得到的分析结果

Fig.9 The analysis results of outer race fault signal processed by the proposed method



Fig.10 Envelop spectrum of outer race fault signal



Fig.11 The analysis results of outer race fault signal processed by CSES

包络谱。CSES方法得到的强化包络谱中故障特征频率及其部分倍频能够被找到,但除受到一阶转频f,干扰外,还受到其他较强频率成分的干扰。

综上所述,受到强背景噪声干扰时,包络解调 方法与CSES方法均不能有效提取外圈故障特征, 但CSES方法在一定程度上突出了故障特征频率 及其倍频成分。笔者提出方法与上述2种方法相 比,尽管存在一阶转频干扰,但故障特征及其倍频 特征明显,能够有效提取轴承的外圈故障特征。

4.2 滚动轴承内圈故障特征提取

滚动轴承内圈故障试验基座处采集到的振动 信号如图12所示。使用基于CSES和MED的方法 提取滚动轴承的故障特征频率,图13为内圈故障 信号的分析结果。图13(a)为其联合平方包络谱, 将其进行叠加得到如图13(b)所示的强化包络谱。 强化包络谱中的紫线表示理论特征频率被有效提 取,倍频成分较周围频率成分更突出。包络解调方 法和CSES方法同样被用于对比分析。由图14所 示的内圈故障信号包络谱可得,受背景噪声干扰, 滚动轴承内圈故障特征频率成分存在但不明显,二 阶倍频成分相对突出,故障特征提取效果不好。

图 15 为内圈故障信号经 CSES 方法得到的分析结果。图 15(a)为其联合平方包络谱,将其进行叠加得到图 15(b)所示的强化包络谱。由图 15(b)可得,使用 CSES 方法得到的强化包络谱中除受到









Fig.14 Envelop spectrum of inner race fault signal

一阶转频*f*,的干扰外,故障特征频率及其倍频也比 较明显,可以完成故障诊断。





Fig.15 The analysis results of inner race fault signal processed by CSES

综上所述,在提取该滚动轴承内圈故障时,包络 解调分析方法难以有效提取故障特征。传统方法和 笔者提出方法均能诊断出内圈故障,但笔者提出方 法的故障特征频率在其强化包络谱中更加明显,诊 断效果更好。

5 结束语

针对使用单一频带包络解调时存在因误选频带 损失有用信息的问题,介绍了基于CSES的特征提 取方法,并针对强背景噪声干扰下,滚动轴承微弱故 障特征易受频带内噪声及其他频带特征影响的问 题,提出了一种基于CSES和MED的滚动轴承微弱 故障特征提取方法。分别使用添加强背景噪声的仿 真信号和存在较强背景噪声干扰的内外圈故障轴承 试验信号进行微弱故障特征提取试验,利用包络解 调方法、CSES方法和笔者提出方法分别提取信号 中的微弱故障特征,结果表明,笔者提出方法能够有 效增强故障特征,从而提高微弱故障的诊断准确率。

参考文献

 [1] 李宏坤,杨蕊,任远杰,等.利用粒子滤波与谱峭度的 滚动轴承故障诊断[J].机械工程学报,2017,53(3): 63-72.

LI Hongkun, YANG Rui, REN Yuanjie, et al. Rolling element bearing diagnosis using particle filter and kurtogram [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(3): 63-72. (in Chinese)

[2] ANTONI J. Fast computation of the kurtogram for the

detection of transient faults[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2007, 21(1): 108-24.

 [3] 代士超,郭瑜,伍星,等.基于子频带谱峭度平均的快速谱峭度图算法改进[J].振动与冲击,2015,34(7): 98-102.

DAI Shichao, GUO Yu, WU Xing, et al. Improvement on fast kurtogram algorithm based on sub-frequency-ban spectral kurtosis average [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(7): 98-102. (in Chinese)

 [4] 彭畅,柏林,刘小峰.基于鲁棒性小波包峭度图的滚动轴承故障诊断[J].振动、测试与诊断,2016(1): 11-16.

PENG Chang, BO Lin, LIU Xiaofeng. Robust wallet transform-based kurtogram for the fault diagnostics of rolling element bearing[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016(1):11-16.(in Chinese)

- [5] LEI Y, LIN J, HE Z, et al. Application of an improved kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2011, 25(5): 1738-1749.
- [6] LI C, CABRERA D, OLIVEIRA J V D, et al. Extracting repetitive transients for rotating machinery diagnosis using multiscale clustered grey infogram [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2016 (76/ 77): 157-173.
- [7] MOSHREFZADEH A, FASANA A. The autogram: an effective approach for selecting the optimal demodulation band in rolling element bearings diagnosis
 [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2018, 105: 294-318.
- [8] 张龙,胡俊锋,熊国良.基于 MED和SK的滚动轴承 循环冲击特征增强[J].振动、测试与诊断,2017(1): 97-101.

ZHANG Long, HU Junfeng, XIONG Guoliang. Enhancement for cyclic impact characteristics of rolling element bearings based on MED and SK[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017(1):97-101. (in Chinese)

- [9] 江瑞龙,陈进.基于最小熵解卷积的滚动轴承故障诊断研究[D].上海:上海交通大学,2013.
- [10] MCDONALD G L, ZHAO Q. Multipoint optimal minimum entropy deconvolution and convolution fix: application to vibration fault detection [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2017, 82: 461-477.
- [11] MING Z, JIA X. A novel strategy for signal denoising using reweighted SVD and its applications to weak fault feature enhancement of rotating machinery [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2017, 94: 129-147.
- [12] SMITH W A, RANDALL R B. Rolling element bearing diagnostics using the case western reserve university data: a benchmark study [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2015(64/65):100-131.



第一作者简介:康伟,男,1992年4月生, 博士生。主要研究方向为机电设备故障 诊断及预测技术。

E-mail: kang_wei@stu.xjtu.edu.cn

通信作者简介:朱永生,男,1973年9月 生,博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为轴承服役状态建模、设备运行状 态监测评估及预测技术等。 E-mail: yszhu@mail.xjtu.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EICompendex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。

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.005

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 (兰州理工大学机电工程学院 兰州,730050)

摘要为了充分利用海量数据中蕴含的信息并对轴承故障进行有效识别,采用云理论方法将轴承的故障数据与其 对应的故障类型进行映射,建立了滚动轴承在不同状态下各个特征的云分布模型,并依此构造出轴承故障的云判断 知识库。同时,引入Relief-F算法确定训练集各特征的权重系数,结合云分布隶属度系数,提出了样本对于轴承故 障的最终隶属度计算方法。通过根据不同数目的训练样本建立的云分类知识库在分类精度上的对比,证明了该方 法具备对数据的学习能力。将该分类方法与常用的分类方法在含有噪声的测试样本上进行对比实验,证明了该分 类方法在抗噪性方面的优越性。

关键词 滚动轴承;故障识别;云理论;隶属度 中图分类号 TH165⁺.3; TP391; TP18

引 言

轴承是保证旋转机械正常运转的重要部件之 一,准确发现轴承故障并辨识其类型,可以为整个 机组及时制定检修计划提供可靠的理论指导[1]。 近年来,大数据处理技术成为新的研究热点之一, 其通过寻找设备提供的信息和状态之间的关联关 系,为提高设备异常状态检测的准确率提供了新 的思路和方法[2]。云理论属于大数据处理方式的 一种,该方法通过构造特定的算子实现定性概念 和定量指标之间的转换,将其用于数据挖掘,可以 实现对关联规则和预测知识的发现[35]。同时,云 理论在调度决策、负荷预测和状态评估等方面得 到了较为广泛的应用。文献[6]提出一种基于云 模型和粗糙集的配电网空间负荷预测方法,并用 实例验证了该方法的有效性。张满银等[7]为解决 传统评价方法存在人为主观性过强的问题,提出 一种基于云理论的评价模型,并将其用于油气管 道的滑坡危险性评价,结果证明,基于云模型的评 价方法提高了最终结果的精确性和合理性。

笔者构建了一种结合云理论和Relief-F算法的 滚动轴承故障诊断模型。首先,将滚动轴承数据集 中的训练样本经归一化,并构建不同状态下所对应 的各特征值的分布云模型;其次,通过Relief-F算法 确定故障数据中各特征的权重系数,并结合云模型 确定样本对不同故障类型的最终隶属度;最后,将该 模型应用于滚动轴承的故障识别,并通过实验验证 了方法的有效性。

1 相关理论

1.1 云理论及其指标

假设*U*为一个可以用精确数值表示的论域(维数可以为一维或多维),*H*为论域*U*对应的定性概念, $\forall x \perp x \in U$,都存在一个具有稳定倾向的随机数 $y(y = \mu_H(x)), \pi_y \to x$ 对定性概念*H*的确定度,*x*在 论域*H*上的分布称为云模型,简称云^[89]。云的数字 特征用期望*E_x、熵E_n*和超熵*H_e*表征,这是定性概念 的定量表示,对于理解定性概念的内涵有重要意义。

1.2 改进的逆向云发生器

云发生器主要分为正向云发生器和逆向云发生 器 2种^[10-11]。正向云发生器是从定性到定量的映射, 根据云的 3个数字特征(E_x, E_n, H_e)产生云滴(x, y)。 逆向云发生器实现从定量值到定性概念的转换,可 以将云滴(x, y)转换为以数字特征(E_x, E_n, H_e)表示 的定性概念。云发生器模型如图1所示。由于现实 中代表概念确定度的y值并没有给出或难以获得, 故传统的逆向云算法难以向更高维推广。针对该问

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51675253);兰州理工大学红柳一流学科建设资助项目 收稿日期:2019-08-29;修回日期:2019-10-08



题,文献[12]引入了一种无需确定度y的逆向云算 法。该算法不仅简单,更易于向高维推广,且精度比 原来的逆向云算法高。

新的逆向云算法流程如下。

1) 输入无需确定度的云滴
$$x_i$$
 ($i = 1, 2, \dots, N$);

输出表示云滴*x*_i定性概念的期望值*E_x、熵E_n* 和超熵*H_e*

$$E_x = \bar{X} \tag{1}$$

$$E_n = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \times \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \left| x_i - E_x \right| \tag{2}$$

$$H_e = \sqrt{S^2 - E_n^2} \tag{3}$$

其中:样本均值 $\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} x_i; \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} |x_i - \bar{X}|$ 为样本 一阶中心距;样本方差 $S^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} (x_i - \bar{X})^2$ 。

2 基于云理论的故障分类模型建立

2.1 滚动轴承振动信号的特征提取

测试得到滚动轴承NSK6308在滚动体故障、保持架故障、内圈故障、外圈故障和正常情况下共5种状态的振动信号各80组(训练样本为60组,测试样本为20组)。采样转速为3kr/min,采样频率为8kHz。采样通道共5个,其中:1~3号通道利用加速度传感器测取故障轴承所在轴承座3个方向的振动加速度信号;4~5号通道利用电涡流传感器测取与故障轴承直接连接的轴径向振动信号。图2为双跨双转子综合故障模拟平台。图3为故障轴承安装端。各状态下滚动轴承的振动信号如图4所示。

表1为通道*i*构造的原始特征集(*i*=1,2,3,4,



图 2 双跨双转子综合故障模拟平台

Fig.2 The double-span double-rotor integrated fault simulation platform



Fig.4 Vibration signal of rolling bearing under different conditions

表1 通道*i*构造的原始特征集

Tab.1	The	original	feature	set	for	the	channel	i
140.1	Inc	originar	icature	Sec	101	une	channel	v

	-		
序号	特征	序号	特征
1	峰峰值	7	频谱二阶矩
2	波形指标	8	标准偏差频率
3	峰值指标	9	峭度频率
4	脉冲指标	10	均方根频率
5	裕度指标	11	中心频率
6	峭度指标		

5)。将原始振动信号经一维小波消噪后,按表1所 示提取故障特征。由于有5个通道,所以可得到5× 11=55维的特征。至此,原始的滚动轴承状态特征 数据集构造完毕。为了云模型的表达和分类方便, 将原始数据集进行归一化,归一化区间为[-1,1], 后续操作的数据集全部为经过归一化之后的滚动轴 承状态数据集。为在可视化阶段能区分不同特征,

内圈故障

外圈故障

正常状态

将表1中的11种故障特征用不同三原色(red green blue,简称RGB)值的颜色表示,如图5所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			\bigcirc	\bigcirc	\bigcirc					\bigcirc
-	\smile	•	হা চ	夕 瓿.	一 岳 际 (中主在	力肤行		$\overline{}$	\cup
		I	31 9	谷阦	巴끼イ	し衣口	リ付担	•		
	Fig.	5 Fe	eature	s repr	esent	ed by	differ	ent c	olors	

2.2 不同状态下各特征的分布云模型建立

依据所提的改进逆向云算法计算滚动轴承在不同状态下各个特征的期望、熵和超熵,将此3个定性指标作为正向云发生器的输入,并产生含有隶属度(确定度)的云滴,产生的云滴个数为1000(云滴个数的选取参见文献[13])。依照这些云滴构建出不同状态下各个特征的云模型,如表2所示。表2中: C为云模型;C_{m,j}为在滚动体故障、保持架故障、内圈故障、外圈故障和正常这5种状态下的第*j*个特征的 云模型;m为1~5种故障状态;j为特征序号,且*j*= 1,2,…,55。由表2可知,每一种状态的云知识库中 储存的是轴承在该状态下振动信号的55个特征云。

	表 2	不同状态下各个特征的云模型					
Tab.2	Cloud	models	of	various	characteristics		

in

 $C_{3,55}$

 $C_{4,55}$

 C_{c}

 $C_{3,j}$

 $C_{4,j}$

C

differer	nt states			
妆座母太		特征	序号 <i>j</i>	
议 障状态	1	2	•••	55
滚动体故障	$C_{1,1}$	$C_{1,2}$	$C_{1,j}$	C _{1,55}
保持架故障	$C_{2,1}$	$C_{2,2}$	$C_{2,j}$	$C_{2,55}$

 $C_{3,2}$

 $C_{4,2}$

C

 $C_{3,1}$

 $C_{4,1}$

C

以图 6 所示的外圈故障下通道 1 振动信号的频 谱二阶矩的云模型为例,来说明如何根据数字特征 (*E_x*, *E_n*, *H_e*)建立一个云模型,其中:*E_x*为该特征在 外圈故障下的期望值,可以将该值视为云的中心; *E_n*为特征值属于外圈故障的确定程度;*H_e*为云层的 厚度,反应了该特征值的随机性和模糊性。



图6 外圈故障下通道1振动信号的频谱二阶矩云模型

Fig.6 The cloud model of spectrum second-order moment of channel 1 vibration signal in the state of outer ring fault

图 7 为 5 种状态下通道 1 中信号的各特征分布 云模型,图例的设置如图 5 所示。图 8 为 5 种状态下 通道 1 振动信号的峭度频率分布云。图 6~8 中,各 特征值经归一化后均为无量纲量。





Fig.7 The distribution cloud model of each feature in channel 1 under 5 conditions





2.3 计算测试样本对不同状态的隶属度

取任意测试样本 N_k, 计算其特征 F_{k,j}与不同状态下对应特征分布云之间的分隶属度, 计算公式为

$$\mu_{m,j} = \exp\left[\frac{-(F_{k,j} - E_{x,m,j})^2}{2(E'_{n,m,j})^2}\right]$$
(4)

其中: $\mu_{m,j}$ 为待测样本 N_k 的第j个特征在状态m中与 对应特征云的隶属度; $m=1,2,3,4,5;F_{k,j}$ 为测试样 本 N_k 的第j个特征的值; $E_{x,m,j}$ 为状态m中第j个特征 的期望值; $E'_{n,m,j}$ 为状态m中第j个特征的等效方差, 是以状态m中第j个特征的 E_n 为期望、 H_e 为标准差 生成的一个正态随机数,由正向云发生器自动产生; 分隶属度向量 $U_m = (\mu_{m,1}, \mu_{m,2}, \dots, \mu_{m,55})$ 。

2.4 特征评估及最终隶属度的确定

Relief-F 算法为 Relief 算法的扩展,主要应用于 多类数据的特征评估^[14],此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 算法的主要思想是:一个特征重要与否,取决于其 是否可以使同类的样本距离近而不同类的样本距 离远。图9为笔者采用 Relief-F 算法得到的滚动轴



承数据集中各特征的权重分布, $W = (w_1, w_2, \dots, w_{55})_{0}$ 。

2.3节仅计算得到样本 N_k的各特征在 5种状态 下对应特征云的分隶属度(分确定度)U_m,而模型建 立的最终目的是判断任意样本 N_k是否属于状态 m。 笔者根据 Relief-F 算法得到特征权重 W,并结合已 经得到的分隶属度 U_m,定义最终的隶属度计算公 式为

$$\boldsymbol{S}_{m} = \boldsymbol{U}_{m} \boldsymbol{W}^{\mathrm{T}} = \sum_{j=1}^{55} \mu_{m,j} \boldsymbol{w}_{j}$$
(5)

其中: S_m 为样本 N_k 对于5种状态的最终隶属度;m= 1,2,3,4,5。

3 实验结果及分析

3.1 识别结果

根据求得样本 N_k 对于各状态的最终隶属度S, $S = (S_1, S_2, S_3, S_4, S_5)$,将所得样本 N_k 对5种状态的 最终隶属度进行归一化,得到 $S'_m = S_m / \sum_{m=1}^5 S_m$,使 得 $\sum_{m=1}^5 S'_m = 1$,最终选取归一化隶属中最大的 S'_m 对 应的状态m为样本 N_k 的最终状态归属。

将本研究构建的分类器命名为云理论(cloud theory,简称CT)分类器。表3为部分样本的隶属 度测试结果。表4为CT分类器、极限学习机(extreme learning machine,简称ELM)、k近邻(k-nearest neighbor,简称KNN)分类器和误差反向传播神 经网络(back propagation neural network,简称 BPNN)这4种分类器的识别准确率。实验数据为 3 kr/min下的轴承状态数据集。

表 3 部分样本的隶属度测试结果 Tab.3 The membership test results of some samples

测计技术序目		>	预测结用	灾际结里			
侧 叫件 平厅 5	m=1	m=2	m=3	m=4	m=5	顶侧珀木	关阶组术
1	0.442 178	0.131 990	0.128 795	0.174 080	0.122 957	滚动体故障	滚动体故障
5	0.443 510	0.128 029	0.120 059	0.187 075	0.121 345	滚动体故障	滚动体故障
21	0.211 508	0.479 976	0.071 086	0.084 967	0.152 463	保持架故障	保持架故障
25	0.208 343	0.525 901	0.059 905	0.073 659	0.132 193	保持架故障	保持架故障
41	0.093 416	0.051 709	0.650 412	0.079 927	0.124 536	内圈故障	内圈故障
45	0.097 600	0.047 487	0.649 890	0.084 475	0.120 548	内圈故障	内圈故障
61	0.257 981	0.128 723	0.084 077	0.398 404	0.130 815	外圈故障	外圈故障
65	0.281 919	0.129 980	0.082 711	0.370 233	0.135 158	外圈故障	外圈故障
81	0.152 491	0.120 293	0.122 107	0.190 528	0.414 581	正常状态	正常状态
85	0.151 175	0.123 438	0.115 867	0.194 326	0.415 194	正常状态	正常状态

	表4 4	种分	·类器的识别/	隹确率		
Tab.4	Comparison	of	recognition	accuracy	of	four
	classifiers					%

壮陸米刊	分类器						
 似厚矢型	СТ	ELM	KNN	BPNN			
滚动体故障	100	85	100	85			
保持架故障	100	80	100	75			
内圈故障	100	100	100	100			
外圈故障	100	100	100	100			
正常状态	100	100	100	100			
平均准确率	100	93	100	92			

根据表3和表4可知,笔者设计的云分类器与传统的分类方法相比具有较高的分类精度。

3.2 云分类器在变工况下的识别准确率

旋转机械在运行时其转速的变更比较频繁,而 将不同工况下的故障区分开是衡量一个分类器泛化 性能的重要手段。为了验证云分类器模型在不同工 况下的识别能力,采集在2.6,2.8,3.0和3.2 kr/min 4种转速下5种状态的振动信号,以检验本研究方法 的识别准确率,结果如表5所示。

表 5 云分类器模型在 4 种转速下的识别准确率 Tab.5 The recognition accuracy of the cloud classi-

fier model at four kinds of speeds

				, -
		转速/	$(kr \cdot min^{-1})$	
	2.6	2.8	3.0	3.2
1	100	100	100	100
2	100	100	100	100
3	100	100	100	100
4	100	100	100	100
5	100	100	100	100
平均准确率	100	100	100	100

表5表明,在不同工况下,本研究所建立的云分 类器都能达到较好的识别精度。

3.3 训练样本数目对云分类器分类性能的影响

本研究在模型建立之前,已将训练集和测试集的数目确定。为了更好地验证笔者提出的CT分类器方法对数据的自学习能力,以2.8 kr/min下的轴承状态数据集作为研究对象,将不同训练样本数目下本研究方法、BP神经网络和ELM这3种方法的分类准确率进行了对比。在实验过程中,测试集数目始终保持每种状态20组不变,训练集从每组10个开始增加,增量为10,直至到60。3种方法的分类准确率如图10所示。可见,在训练样本很少时,本

研究提出的云分类方法就可以达到较高的识别精度,对数据具有较强的学习能力。



Fig.10 Classification accuracy of three methods

3.4 云分类器鲁棒性验证

为了验证本研究提出的云分类器的鲁棒性,以 3.2 kr/min下的数据集为操作对象,给其测试样本 添加一定量的随机扰动,模拟含噪情况下的测试集。 扰动矩阵定义为 $M = 0.1 \operatorname{rand}(m, n)$,其中:m为测 试样本数;n为特征维数;rand为一个随机数生成函 数,生成的随机数范围为[0,1]。在不同状态下将本 研究方法、极限学习机、BP神经网络和支持向量机 (support vector machine,简称 SVM)这4种方法的 鲁棒性进行对比,如表6所示。可见,笔者设计的云 分类器鲁棒性较好,具有一定的实际应用价值。

表6 4种分类器鲁棒性对比

Tab.6	Compa	rison of	robustness	among fo	our classi-
	fiers				%
中本			分割	类器	
1八心	5 111 -	СТ	ELM	BPNN	SVM
1		100	70	92	100
2		80	90	88	95
3		100	100	99	95
4		95	55	72	90
5		100	100	84	95
平均准确	角率	95	83	87	95

4 结 论

0/

1) 云分类方法具有良好的泛化性,能准确识别 不同工况下的轴承状态。该方法不仅对数据有较强 的学习能力,还可准确识别出含噪声样本的类别。

 2)本研究所设计的分类器更加直观明了,易 于操作,并兼顾了研究对象的随机性和模糊性。该 研究结果可为监测含滚动轴承的设备提供指导。

参考文献

[1] 何俊,杨世锡,甘春标.一类滚动轴承振动信号特征

提取与模式识别[J].振动、测试与诊断,2017,37(6): 1181-1186.

HE Jun, YANG Shixi, GAN Chunbiao. Feature extraction and pattern recognition of vibration signals in a rolling bearing [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(6): 1181-1186. (in Chinese)

- [2] 李德毅,刘常昱,杜鹢,等.不确定性人工智能[J].软件学报,2004,15(11):1583-1594.
 LI Deyi, LIU Changyu, DU Yi, et al. Artificial intelligence with uncertainty [J]. Journal of Software, 2004, 15(11):1583-1594. (in Chinese)
- [3] TORABZADEH E, ZANDIEH M. Cloud theorybased simulated annealing approach for scheduling in the two-stage assembly flowshop [J]. Advances in Engineering Software, 2010, 41(10/11): 1238-1243.
- [4] JIANG Y, JIANG J, ZHANG Y. A novel fuzzy multiobjective model using adaptive genetic algorithm based on cloud theory for service restoration of shipboard power systems [J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2012, 27(2): 612-620.
- [5] 周湶, 王时征, 廖瑞金, 等. 基于 AdaBoost 优化云理
 论的变压器故障诊断方法[J]. 高电压技术, 2015, 41(11): 3804-3811.

ZHOU Quan, WANG Shizheng, LIAO Ruijin, et al. Power transformer fault diagnosis method based on cloud model of AdaBoost algorithm [J]. High Voltage Engineering, 2015, 41(11): 3804-3811. (in Chinese)

[6] 杨薛明,苑津莎,王剑锋,等.基于云理论的配电网空 间负荷预测方法研究[J].中国电机工程学报,2006, 26(6):30-36.

> YANG Xueming, YUAN Jinsha, WANG Jianfeng, et al. A new spatial forecasting method for distribution network based on cloud theory [J]. Proceedings of the CSEE, 2006,26(6): 30-36. (in Chinese)

 [7] 张满银,王生新,孙志忠,等.基于云理论的油气管道 滑坡危险性综合评价[J].工程科学学报,2018,40
 (4):427-437.

ZHANG Manyin, WANG Shengxin, SUN Zhizhong, et al. Comprehensive evaluation of landslide risks of oil and gas pipelines based on cloud theory [J]. Chinese Journal of Engineering, 2018, 40(4): 427-437. (in Chinese)

- [8] 于少伟,史忠科.基于正态分布区间数的逆向云新算法
 [J].系统工程理论与实践,2011,31(10):2021-2026.
 YU Shaowei, SHI Zhongke. New algorithm of backward cloud based on normal interval number [J]. Systems Engineering-Theory & Practice, 2011, 31(10): 2021-2026. (in Chinese)
- [9] 徐昕军,杨峰.基于SPA和云理论的城市地下病害风

险评估模型[J]. 工程科学与技术, 2018, 50(3): 224-232.

XU Xinjun, YANG Feng. Risk assessment model of urban underground diseases based on SPA and cloud theory [J]. Advanced Engineering Sciences, 2018, 50(3): 224-232. (in Chinese)

[10] 傅鹤林,黄震,黄宏伟,等.基于云理论的隧道结构健康诊断方法[J].工程科学学报,2017,39(5):794-801.

FU Helin, HUANG Zhen, HUANG Hongwei, et al. Health diagnosis method of shield tunnel structure based on cloud theory [J]. Journal of Engineering Science, 2017, 39(5): 794-801. (in Chinese)

- [11] 赵静, 王崇倡, 王家海, 等. 基于云理论的遥感影像分 类方法分析[J]. 测绘工程, 2014, 23(12): 21-24.
 ZHAO Jing, WANG Chongchang, WANG Jiahai, et al. Remote sensing image classification method based on cloud theory [J]. Engineering of Surveying and Mapping, 2014, 23(12): 21-24. (in Chinese)
- [12] 关山,康振兴,彭昶.基于云理论与LS-SVM的刀具 磨损识别方法[J].振动、测试与诊断,2017,37(5): 996-1003.

GUAN Shan, KANG Zhenxing, PENG Chang. Method of tool wear recognition based on cloud theory and LS-SVM [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(5): 996-1003. (in Chinese)

[13] 谢鹏,吕鹏飞.基于改进云模型-IAHP的涉爆粉尘企 业安全风险评估[J].中国安全生产科学技术,2018, 14(8):187-192.

XIE Peng, LÜ Pengfei. Assessment on safety risk of enterprises involved in explosive dust based on improved cloud model and IAHP [J]. Journal of Safety Science and Technology, 2018, 14(8): 187-192. (in Chinese)

[14] HUANG L L, TANG J, SUN D D, et al. Feature selection algorithm based on multi-label Relief-F [J]. Journal of Computer Applications, 2012, 32 (10): 2888-2890.



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。

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.1004-6801.2021.04.006

电磁调制非接触式压电电机输出特性*

邢继春, 任文迪, 秦 永 (燕山大学机械工程学院 秦皇岛,066004)

摘要提出了一种电磁调制非接触式压电电机,实现定、转子非接触耦合传动,具有结构可靠、运行稳定及控制方便的特点。首先,推导了驱动机构输出角位移方程、电磁调制非接触压电电机静、动态电磁力矩方程;其次,分析了电机的结构参数和激励信号参数对输出角位移和电磁力矩输出性能的影响规律;最后,制作样机并进行性能测试,通过理论计算输出力矩和实验测试值的对比,验证了理论分析的正确性,并给出了样机的驱动方案。结果表明:输出步进角随着驱动信号电压峰值的增大而增大,当驱动电压为150 V、频率为3 Hz时,输出步进角约为0.82°;而输出转矩受电磁调制机构的电压激励峰值和驱动频率的影响因素较大,驱动频率为3 Hz、调制电压为7 V时,输出转矩为6.1 N•mm。该类型压电电机进一步拓宽了非接触式压电电机的研究领域,为设计高精度、大扭矩的非接触压电电机提供借鉴。

关键词 电磁调制;非接触式压电电机;位移放大机构;动态力矩 中图分类号 TH11

引 言

压电电机是利用压电陶瓷的逆压电效应激励定 子产生振动,并通过某种耦合形式转换为动子的宏 观运动的微特电机^[1-2]。压电电机具有响应快、精度 高等特点,在精密仪器、航空航天、生物医学和光学 设备等领域有着广阔的研究和应用前景^[3-4]。

压电电机按其工作频率可分为3类:超声电机、 准静态电机以及谐振和准静态组合运动电机^[5]。大 多数压电电机是通过定转子间相互摩擦接触传递力 矩。由于定、转子接触面间的反复摩擦,会产生大量 的能量消耗和材料磨损^[68]。例如,Ungureanu等^[9] 提出了一种USR-60步进波型旋转超声电机,在扭 矩为0.5 N•m时,转速为2 r/min。Hareesh等^[10]提出 了一种低速大扭矩的微型行波超声电机,该微型电 机能够双向旋转且速度可控。Yu等^[11]提出了一种 基于纵向致动器的U型线性压电超声电机,该电机 的最大输出转速为416 mm/s,最大推力为21 N。近 年来,为了解决压电电机定子和动子间摩擦损耗问 题,非接触式压电电机成为其研究新方向^[12]。

目前,国内外学者提出了几种不同类型的非接触式压电电机,按照耦合方式划分为气体悬浮和电流变液2类。Yamazaki等^[13]研制了圆筒型非接触超

声波电机。该电机通过定子激励产生声场运动,使 转子悬浮并产生旋转运动,当驱动频率为26 kHz 时,电机最高转速可达3 kr/min。Stepanenko等^[14] 提出了非接触式压电电机。该电机机身采用叶片不 对称结构,当环形定子受压电片激振后,叶片周围会 产生声流黏性力,带动转子产生旋转运动。该类电 机是定子和动子间气体为媒介的声悬浮机理的非接 触式压电电机^[15],具有输出速度高、转矩低的特点, 但存在悬浮力精度难以控制以及悬浮体的状态不稳 定等不足^[16]。Qiu等^[17]研制了一种非接触式电流变 液压电电机,该类电机是定、转子间以液体为媒介的 电流变液非接触式压电电机,具有速度慢、转矩大的 特点。由于使用了电流变液,这种非接触式压电马 达存在热稳定性差、漏电电流密度大、制备工艺比较 复杂、能耗高和响应时间较长等缺点^[18]。

为了拓展非接触压电的研究领域,笔者提出了一种电磁调制非接触式压电电机。介绍了电磁调制非 接触式压电电机的结构设计和工作原理,推导了驱动 机构输出角位移方程、电磁调制机构静态和动态电磁 力矩方程,根据推导结果得到主要参数对电磁输出力 矩的影响规律。制作并装配样机进行了输出性能实 验,对比了实验与理论计算结果,验证了结构设计的 可行性和理论推导的正确性,同时给出了驱动方案。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51605423);河北省自然科学基金资助项目(E2018203116) 收稿日期:2019-09-01;修回日期:2019-10-21

1 电机工作原理与结构设计

图1为电机工作原理示意图。非接触式电磁调 制旋转压电电机由2个压电叠堆提供动力,2个压电 叠堆呈中心对称,镶嵌分布在双稳态柔性铰链微位 移放大机构中,电机工作原理如下。

 系统由两路直流方波信号控制,工作时压电 叠堆激励信号处于高电平并产生伸长位移,使中间 轴带动电磁调制机构产生旋转运动,同时另一路高 电平信号激励电磁调制机构产生电磁力矩,夹持着 杯形转子随着中间轴转动一个小角度。

2)当压电叠堆激励信号和电磁调制机构调制 信号都从高电平变为低电平时,压电叠堆恢复变形, 中间轴带动电磁调制机构一起回复原位,但转子不 受电磁力矩夹持而不会回转。

3)步骤3,4重复步骤1,2运动,当压电叠堆和 电磁调制机构再次受到高电平激励后,会使杯形转 子运动一个小角度。因此,当激励信号和调制信号 反复高低电平变化时,转子就实现了步进式连续单 向转动。若两路激励信号相位相差180°,则电机转 子反向旋转。根据电机不同的输出要求,需要两路 激励信号参数的协调配合。



Fig.1 Working principle of this type motor

非接触式电磁调制压电电机主要由驱动部分和 传动部分组成。其中:驱动部分包括压电叠堆、双稳 态柔性铰链微位移放大机构和中间轴;传动部分包 括电磁调制耦合机构和杯形转子。

电磁调制机构主要由层叠的硅钢片和线圈绕组 组成,电磁调制机构硅钢片结构如图2所示。硅钢 片结构可由多对极靴个数组成,较多对数的极靴会 产生更大更稳定的夹持力矩。笔者为了便于装配和



实验观察,样机选择2对极靴进行研究分析。杯形转子为45钢材质,光滑环向薄壁机构,结构紧凑,转动惯量小,易于控制调节。这种耦合方式大大减小了摩擦力,提高了能量的传递效率和寿命。

图 3 为微位移放大机构。驱动元件为压电叠 堆。基于位移放大的需求,设计时采用双稳态柔性 铰链微位移放大机构。该机构具有体积较小、灵敏 度高、无机械摩擦磨损、无需润滑和可靠性较高等优 点,可实现将压电叠堆的线性位移放大并转换成中 间轴旋转运动的需要。





通过中间轴将设计的电磁调制机构和双稳态柔 性铰链微位移放大机构相连接,并固定在下外壳上, 杯形转子通过轴承固定在上外壳中。上、下外壳用 螺栓连接,完成样机整体装配图,如图4所示。



2 驱动机构输出角位移计算

柔性铰链的弯曲变形主要由输入驱动力引起。 根据伪刚体理论,将微位移放大机构的每个柔性铰 链都等效成刚性铰链与卷簧的复合,将柔性铰链连 接的梁结构等效成刚性杆结构,整体结构就简化成 了2个中心对称的四杆机构,各梁长分别为*l*,*l*₂,*l*₃, *l*₄。假设各微动梁为刚体梁,通过对各梁运动形式 的计算,确定输入线位移与输出角位移之间的关系。 简化柔性微位移放大机构如图5所示,以O₀为原点, O₀O₁为*x*轴建立平面直角坐标系,对微位移放大机 构模型进行分析计算。



图5 简化柔性微位移放大机构

Fig.5 Simplified flexible micro-displacement amplification mechanism

利用复数矢量法作平面四杆机构的位置分析, 将机构封闭的矢量方程式表示为三角函数形式

$$\begin{cases} l_1 \cos\theta_1 + l_4 = l_2 \cos\theta_3 + l_3 \cos\theta \\ l_1 \sin\theta_1 = l_2 \sin\theta_3 + l_3 \sin\theta \end{cases}$$
(1)

式(1)简化得到

$$\Delta \theta_{3} = \arcsin\left\{\frac{l_{1}\sin\left(\theta_{1} + \Delta\theta_{1}\right) - l_{3}\sin\left[2\arctan\phi(\theta_{1} + \Delta\theta_{1}\right)}{l_{2}}\right\}$$
$$\Delta \theta_{2} = (\theta_{1}' - \theta_{3}') - (\theta_{1} - \theta_{3}) = \Delta \theta_{1} - \Delta \theta_{3} \quad (7)$$

其中: $\Delta \theta_1$ 为柔性铰链 H_1 处的输入角位移; $\Delta \theta$ 为梁 3 的输出角位移。

得到微位移放大机构的放大系数为

$$\lambda_{s} = \frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_{1}} \tag{8}$$

3 电磁力矩计算

3.1 静态电磁力矩

本研究中电磁调制耦合机构采用2对极靴硅钢 片结构,绕组极靴处的环绕电流产生电磁力,电磁调 制机构磁感线分布如图7所示。

分离出单个极靴结构建立数学模型,近似极靴 表面与转子表面为平行表面,则层叠的硅钢片单极

$$A\sin\theta + B\cos\theta + C = 0 \tag{2}$$

得到梁*l*₃和*l*₄的夹角θ以及梁*l*₂与水平线的夹 角θ₃分别为

$$\theta = 2 \arctan \phi(\theta_1)$$
(3)
$$\theta_3 = \arcsin \left\{ \frac{l_1 \sin \theta_1 - l_3 \sin \left[2 \arctan \phi(\theta_1) \right]}{l_2} \right\} (4)$$

$$\ddagger \Phi : \phi(\theta_1) = \frac{(A + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2})}{B - C}_{\circ}$$

变形后各杆位置如图 6 所示。压电叠堆的驱动 力 F_p使微位移放大机构结构产生变形,各柔性铰链 处发生弯转变形,在 O₁柔性铰链处产生微动角位 移,O₀处输出旋转位移。比较机构变形前和变形后 的位置关系,各铰链的角度变化量为变形前后杆件 之间夹角的差值,即

 $\Delta \theta = 2 \left[\arctan \phi(\theta_1 + \Delta \theta_1) - \arctan \phi(\theta_1) \right]$ (5)



图 6 变形后各杆位置图 Fig.6 Location of each pole after deformation





在杯形空心转子径向表面的投影面积为 $A=n_{g}t_{g}b$, 其中硅钢片单片厚度为 t_{g} ,叠压的硅钢片数量为 n_{g} , 极靴每一极的槽齿总宽为b。根据毕奥萨法尔定, 得到磁感应强度与磁通的关系为

$$B = \frac{\phi}{A} = \frac{\mu_0 \, NI}{\delta} \tag{9}$$

其中:B为磁感应强度; ϕ 为叠压硅钢片中磁通; δ 为 气隙长度;N为匝数;I为绕组电流; μ_0 为空气磁 导率。

定子和转子对应表面处近似为平行面,根据右 手定则可判断磁感线方向和麦克斯韦电磁力公式为

$$F = \frac{\phi^2}{A} \frac{1}{2\mu_0} \tag{10}$$

杯形转子的旋转中心距离极靴表面的距离为 r_1 ,距离转子外表面距离为 r_2 ,气隙长度为 $\delta = r_1 - r_2$, 整理式(10)可得

$$F = \frac{\mu_0 n_g t_g b(NI)^2}{2(r_1 - r_2)}$$
(11)

图 8 为产生电磁力矩原理图。如图 8 所示,极靴 处的磁场产生电磁力夹持着杯形转子。当电磁调制 耦合机构受中间轴扭转驱动力产生扭转位移时,由 于杯形转子惯性的存在,极短时间内运动反应滞后 于电磁调制机构,使有效磁通面的法向电磁力作用 点偏斜,极靴表面与转子表面出现一个位错角度 $\Delta\theta$, A 和 B两点的距离瞬间从 δ 变成了 δ_1 ,电磁力F变成 F_1 ,此时电磁力为

$$F_1 = \mu_0 n_g t_g b(NI)^2 / 2\delta_1 \qquad (12)$$

其中: $\delta_1 = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2\cos\Delta\theta}$ 。

电磁力*F*₁可分解出与旋转切向方向夹角为β的 电磁力,形成电磁力矩。电磁力矩方程为

$$M = F_1 \frac{r_1 + r_2}{2} \cos\beta$$
 (13)

根据几何关系得到

$$\cos\beta = \frac{r_1 \sin\Delta\theta}{\delta_1} = \frac{r_1 \sin\Delta\theta}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2\cos\Delta\theta}}$$
(14)

联立式(12)~(14),得到若干极靴产生的静态 电磁力矩为



图 8 产生电磁力矩原理图



$$M = \frac{x\mu_0 n_g t_g b(NI)^2 r_1 (r_1 + r_2) \sin \Delta \theta}{4(r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos \Delta \theta)^{3/2}} \quad (15)$$

其中:x为极靴数。

3.2 动态电磁力矩

电磁调制非接触压电电机中电磁调制信号为直 流方波信号。该驱动信号的频率为ω,周期为T= 2π/ω,电压幅值为U。在时域内,驱动信号为

$$U_1(t) = \begin{cases} U & (0 \leq t < \eta T) \\ 0 & (\eta T \leq t < T) \end{cases}$$
(16)

其中:η为占空比,0<η<1。

将式(16)进行傅里叶级数展开,得到

$$U_{1}(t) = \eta U + \frac{U}{n\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\sin \left(2n\pi\eta \right) \cos(n\omega t) + (17) \right]$$
$$\left[1 - \cos \left(2n\pi\eta \right) \right] \sin(n\omega t) \right]$$

电磁调制外部电路可等效为由绕组电阻、外接 电阻和绕组电感组成。将其等效为*RL*(*R*为电路等 效电阻,*L*为电路等效电感)感抗负载电路,如图9 所示。



图 9 等效电路简图 Fig.9 Equivalent circuit diagram

根据一阶瞬态电路中各处电压关系,各元件间 动态电压关系为

$$U_1(t) = L \frac{\mathrm{d}i_{\mathrm{L}}}{\mathrm{d}t} + Ri_{\mathrm{L}} \tag{18}$$

其中:L为调制电路等效电感;R调制电路等效阻抗;i₁为调制电路动态电流。

当初始条件 *t*=0时,*i*_L=0,得到式(18)的通 解为

$$i_{L}(t) = \frac{\eta U}{R} - \frac{\eta U}{R} e^{-\frac{R}{L}t} + \frac{U e^{-\frac{R}{L}t}}{n\pi L (n^{2} L^{2} R^{2} + R^{2})} \sum_{n=1}^{\infty} \{-e^{\frac{R}{L}t} \cos(n\omega t) [L^{2} n\omega (1 - \cos(2n\pi\eta)) - LR \sin(2n\pi\eta)] + e^{\frac{R}{L}t} \sin(n\omega t) [L^{2} n\omega \sin(2n\pi\eta) + LR(1 - \cos(2n\pi\eta))] + \cos(n\omega t) [L^{2} n\omega (1 - \cos(2n\pi\eta))] + \cos(n\omega t) [L^{2} n\omega (1 - \cos(2n\pi\eta))] - LR \sin(2n\pi\eta) \}$$
(19)

将求得的通电电磁耦合机构中的动态电流代入 式(15),得到电磁耦合机构的动态夹持力矩为

$$M_{\rm d} = \frac{x\mu_0 n_{\rm g} t_{\rm g} b \left[N i_{\rm L}(t) \right]^2 r_1 (r_1 + r_2) \sin \Delta \theta}{4 (r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos \Delta \theta)^{3/2}} \quad (20)$$

4 结果分析

表1,2分别为电磁调制非接触式压电电机的双 稳态柔性铰链部分结构参数和电磁调制耦合部分计 算参数。将表1数据代入式(5)~(8),得到梁长对 机构放大系数的影响,如图10所示。如图10可知, 在可实现的偏转角范围内,双稳态柔性铰链放大机构 的放大系数随着 l_1 和 l_4 的增大而增大,随着 l_2 和 l_3 的增 大而减小,但都会随角度的增大而非线性增大。经计 算 当 l_1 =40 mm, l_2 =19 mm, l_3 =11 mm, l_4 =41 mm,

表1 双稳态柔性铰链结构参数 Tab.1 Structural parameters of bistable flexible

hinge

l_1 /mm	l_2/mm	l_3/mm	l_4/mm
40.64	19.73	10.77	41.51

表2 电磁调制耦合部分计算参数

Tab.2 Calculating parameters of electromagnetic modulation coupling mechanism

参数	数值	参数	数值
x	4	R/Ω	50
N	200	$\mu_0/(\mathrm{H}\cdot\mathrm{m}^{-1})$	$4\pi \times 10^{-7}$
<i>B</i> /mm	8	n _g	30
$ ho/(\Omega \cdot m^{-1})$	$1.7 imes 10^{-8}$	r_1/mm	17.5
U/V	12	R_t/mm	11
$t_{\rm g}/{ m mm}$	0.35	r_1/mm	17



Fig.10 Effect of beam length on amplification factor

偏转角度在0~0.03 rad时,放大系数在4.1~4.4之间。 但是,为了增大放大系数而继续增加梁长,会使四杆机 构失效后退化构成三角形,失去运动能力。因此,在机 构设计时要选择合理的梁长。

将表2数据代入式(15),(20),得到不同参数下静态力矩随偏转角的变化如图11所示。如图11可知, 调制电压峰值为5V时,随着偏转位错角度的增大,静态电磁力矩先增大到某个最大值后又逐渐减小。改 变气隙大小不仅影响电磁力矩的峰值大小,还会影响 出现峰值时对应位错角度的大小;而改变电磁调制机 构匝数和电流只会影响电磁力矩的峰值大小。当调 制电压为5V、匝数为200、气隙为0.5mm、位错角度 为0.02 rad左右时,静态电磁力矩约为4 N•mm左右。



Fig.11 The change of static torque with deflection angle under different parameters

不同参数对动态力矩的影响如图12所示。当调制 电压峰值为5V、调制频率为3Hz时,动态电磁力矩波形 和调制信号波形的形状基本一致,呈现周期方波变化的 形式。动态电磁力矩受气隙和匝数的影响显著,减小 气隙和增大匝数能有效增大动态电磁力矩峰值大小。





调制信号频率对动态电磁力矩的影响如图13所示。当调制电压峰值为5V、改变调制信号频率时,随着信号频率的增大,动态电磁力矩波形发生变化,动态 电磁力矩峰值随着频率的增大而减小。当角频率为 500 rad/s后,转矩波形已经变形成类似三角波,动态电 磁力矩峰值也小于4N•mm,且匝数越大,峰值下降越 快。其原因是励磁线圈的匝数越大,励磁线圈的等效 电感越大,励磁线圈的磁化和退磁时间常数就越大。





5 实验测试

完成样机的制作和装配后,通过实验对样机输出特性进行测试,并将实验数据与理论计算进行对比。控制系统中电磁调制信号和压电驱动信号都是同相位同频率不同峰值的方波信号,利用计算机编写LabVIEW程序产生压电驱动信号和电磁调制信号。一路信号通过数据采集卡1(NIUSB-6009)数模转化输出,再经功率放大器放大功率后驱动压电叠堆;另一路信号通过数据采集卡2(NIUSB-6009)输出后,再输入光耦离合继电器来控制电磁调制机构对杯形转子的电磁力夹持。图14为测试系统结构流程图。样机输出性能测试实验如图15所示。

采用平均放大系数为7.2的双稳态柔性铰链微位 移放大机构作为实验样机的驱动部分,对样机的转速、 步进角和输出力矩进行测量。转速测量的方法是在一 定的条件下,对样机电机在给定的运动区间内的运行 时间进行多次测量,并计算出转速的平均值。在测试 中,选择压电叠堆驱动信号的电压为100~150 V,频率







图 15 样机输出性能测试实验 Fig.15 The test of output performance

为1~10 Hz,占空比为50%~70%。在不同的实验条 件下,样机转速测量数据的拟合曲线如图16所示。

步进角的获取方式是计数转子转过选定区间时 所需的步数,计算出对应步进角,多次测量步进角后 取平均值。不同参数下步进角随频率的变化如图 17所示。如图17(a)所示,当驱动信号占空比为 50%时,转子的转速随驱动信号频率或电压峰值的 增大而增大,驱动信号频率对转速的影响远大于电 压峰值的影响。当驱动电压峰值为150V,驱动频 率为3Hz时,电机角速度约为0.037 rad/s。如图17 (b)所示,当驱动信号电压峰值为150V时,随着驱 动频率的增大,改变占空比也会影响转速的变化。 与电压峰值的影响一样,占空比对转速的影响小于 信号频率对转速的影响。另外,比较占空比分别为





50%,60%和70%时对转速的影响发现,当占空比为50%时,对应转速最小;占空比为60%时,对应转速最小;占空比为60%时,对应转速较最大。原因是电磁调制机构和转子耦合传递转速时,由于转子本身的惯性,转子动作会比调制信号滞后,延长高电平比例会使转速传递效率更高;继续增大较高电平比例,较低电平比例就会减小,使得压电叠堆受到激励伸长变形后没用充足时间恢复原形,从而影响下一次的伸长变形,造成实际伸长量减小,降低了转速。因此,占空比为60%对应转速既大于50%时对应转速,也大于70%时对应转速。



Fig.17 The change of stepping angles with frequency under different parameters

如图 17 所示,步进角随驱动信号频率驱动电压 峰值的增大呈非线性增大。当驱动信号电压峰值为 150 V时,改变不同占空比能有效改变步进角大小。 占空比为 50% 以下,各频率步进角相对最小;占空 比为 60% 以下,各频率步进角相对最大。因此,改 变占空比对速度和步进角的影响都很显著。

在测量样机输出转矩的实验中,将一根细绳的 一端固定在输出轴上,另一端连接到一个张力计上。 当电机运行时,紧固绳子,此时的张力将显示在微拉 力计上,输出转矩可由实测拉力计算得出。图18为 参数对电磁力矩的影响曲线。

由图 18 可知,经过实验测试后,当调制信号为 50%占空比、频率不同时,转子输出转矩随着调制信号 电压峰值的增大而明显增大。以频率为3 Hz为例,当





调制信号电压峰值为5V时,输出的电磁力矩约为 3.2 N•mm;当调制信号电压峰值为7V时,输出的电磁 力矩约为6.1 N•mm;当调制信号电压峰值为5.5V时, 不同占空比下输出转矩随调制信号频率的增大而先增 大后减小,最大值在3Hz附近。电磁耦合机构在电学 意义上等同于电感。随着频率的增加,调制信号周期 小于励磁线圈的充放电时间,输出的动态电磁力有效 值变小。

表3为转矩的理论值与测量值对比。可见,理论计 算值与实验测试值之间存在误差,当电压为7V时,误 差最大为23.28%;当电压为5V时,误差最小为 19.74%。产生误差的原因是转子旋转时受本身惯性 影响较大。输出转矩的理论计算值与实验测试值对电 压影响的变化规律一致,验证了理论计算的正确性。

表 3 转矩的理论值与测量值对比 Tab.3 Comparison of theoretical and measured values

U /V	理论转矩/ (N•mm)	测试转矩/ (N•mm)	相对误 差/%
5.0	4.043	3.245	19.74
5.5	4.893	3.568	27.08
6.0	5.805	4.520	22.14
6.5	6.813	5.420	20.45
7.0	7.901	6.062	23.28

6 结 论

1)输出转速受压电叠堆的驱动信号电压峰值 和占空比的影响因素最大,一般选驱动信号电压峰 值范围为130~150 V,驱动频率直接影响转子转 速,但为了电机工作状态稳定,传动效率良好,选驱 动频率范围为3~7 Hz,占空比为50%~60%。当电 压为150 V,频率为3 Hz时,转速为0.037 rad/s。

2)输出步进角受压电叠堆的驱动信号电压峰 值和占空比影响因素最大,一般选驱动信号电压峰 值为130~150 V、占空比为50%~60%,增大电压 峰值或占空比会明显增大步进角;增大驱动频率对 步进角的增大不太明显,一般选驱动频率范围为 3~7 Hz。当驱动电压为150 V,频率为3 Hz时,输 出步进角为0.82°左右。

3)输出转矩受电磁调制机构的调制电压峰值 和驱动频率的影响因素最大。当驱动频率为3Hz, 输出转矩为3.2~6.1 N•mm时,选择调制信号电压 峰值为5~7V;当驱动频率为3Hz,调制电压为7V 时,输出转矩为6.1 N•mm。

参考文献

- WANG L, LIU Y X, LI K, et al. Development of a resonant type piezoelectric stepping motor using longitudinal and bending hybrid bolt-clamped transducer
 Sensors and Actuators A: Physical, 2019, 285 (2019): 182-189.
- [2] SUN M, HUANG W, WANG Y, et al. Research on a novel non-resonant piezoelectric linear motor with lever amplification mechanism [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2017, 261:302-310.
- [3] 黄卫清,陶杰,孙梦馨,等.非共振型压电电机驱动的 大行程精密定位旋转平台的建模和实验[J].光学精密 工程,2016,24(11):105-113.

HUANG Weiqing, TAO Jie, SUN Mengxin, et al. Modeling and experiment of precision rotary positioner with large stroke driven by non-resonant piezoelectric motor [J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24 (11):105-113. (in Chinese)

- [4] 杨晓京,胡俊文,李庭树. 压电微定位台的率相关动态 迟滞建模及参数辨识[J]. 光学精密工程,2019,27 (3):610-618.
 YANG Xiaojing, HU Junwen, LI Tingshu. Rate-dependent dynamic hysteresis modeling of piezoelectric micro platform and its parameter identification [J]. Optics and Precision Engineering, 2019, 27(3):610-618. (in Chinese)
- [5] PAN Q S, WANG K L, MIAO E M, et al. Resonanttype piezoelectric inertial linear motor based on the optimization of a dual stage tuning fork transducer [J]. Review of Scientific Instruments, 2018, 89 (7) : 055008.
- [6] 曲建俊,曲焱炎,肖殿东.超声马达各向异性摩擦材料性能的实验研究[J]. 润滑与密封,2007,32(10): 133-136.
 QU Jianjun, QU Yanyan, XIAO Diandong. The experimental research of anisotropy frictional materials for ul-

trasonic motor[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32 (10): 133-136. (in Chinese)

- [7] LI S Y, YANG M. Analysis of the temperature field distribution for piezoelectric plate-type ultrasonic motor
 [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 164(1/ 2):107-115.
- [8] CHEN H P, CHEN C, WANG J S, et al. Performance analysis and experimental study of traveling wave type rotary ultrasonic motor in highrotation environment [J]. Review of Scientific Instruments, 2018, 89(11): 115004.
- [9] UNGUREANU C, DUMITRU P C, DUMITRU P
 R. Characteristic analysis of the USR-60 rotary ultrasonic motor [C] //10th International Conference and Expositions on Electrical And Power Engineering.
 [S. l.]: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc, 2018: 303-308.

- [10] HAREESH P, DEVOE D. Miniature bulk PZT traveling wave ultrasonic motors for low-speed hightorque rotary actuation [J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2018, 27 (3) : 547-554.
- [11] YU H P, QUAN Q Q, TIAN X Q, et al. Optimization and analysis of a U-shaped linear piezoelectric ultrasonic motor using longitudinal transducers[J]. Sensors, 2018, 18(3): 809.
- [12] LI X, SUN Y, CHEN C, et al. Oscillation propagating in non-contact linear piezoelectric ultrasonic levitation transporting system---from solid state to fluid media[J].
 IEEE Trans Ultrason Ferroelectr Freq Control, 2010, 57(4): 951-956.
- [13] YAMAYOSHI Y, SHIINA J, TAMURA H, et al. Sound field characteristics in air gaps of noncontact ultrasonic motor driven by two flexural standing wave vibration disks [J]. Japanese Journal of Applied Physics, 2010, 49(7): 07HE16.
- [14] STEPANENKO D A, MINCHENYA V T . Development and study of novel non-contact ultrasonic motor based on principle of structural asymmetry [J]. Ultrasonics, 2012, 52(7): 866-872.
- [15] 陈超,李繁,严小军,等.非接触式球形转子压电作动器的研究[J].中国电机工程学报,2012,32(6): 163-169.
 CHEN Chao, LI Fan, YAN Xiaojun, et al. Study on non-contact piezoelectric actuators with spherical rotors
 [J]. Proceedings of CSEE, 2012, 32(6): 163-169. (in
- [16] TAKASAKI M, CHINO S, KATO Y, et al. Actuation force measurement mechanism for noncontact ultrasonic suspension [J]. Key Engineering Materials, 2012(523/524): 727-732.
- [17] QIU W, HONG Y, MIZUNO Y, et al. Non-contact piezoelectric rotary motor modulated by giant electrorheological fluid[J]. Sensors and Actuators A Physical, 2014, 217: 124-128.
- [18] XING J, ZHAO L, LI C. Analysis for forced response of a non-contact piezoelectric driving system modulated by electromagnetic field under coupling excitation [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(4):1529-1537.



Chinese)

第一作者简介:邢继春,男,1983年4月 生,博士、副教授、硕士生导师。主要研 究方向为压电电机驱动与控制。曾发表 《Tests of a non-contact piezoelectric motor modulated by an electromagnetic field》(《IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics and Frequency Control》 2019, Vol.6, No.1)等论文。

E-mail: xingjichun@ysu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.007

车-路弱耦合振动作用下沥青路面动态响应*

严战友^{1,2},赵晓林²,赵国叶³,赵国芳⁴,赵存宝¹ (1.石家庄铁道大学省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室石家庄,050043) (2.石家庄铁道大学土木工程学院石家庄,050043) (3.爱尔康(中国)眼科产品有限公司北京,100020) (4.河北工业职业技术学院计算机技术系石家庄,050091)

摘要 为研究车-路弱耦合作用下沥青路面动态响应,建立13自由度三维整车-橡胶轮胎-沥青路面弱耦合模型。考虑车体悬架、路面不平度及沥青混合料黏弹性,采用中心差分法求解,并与实际车-路弱耦合试验进行比较。结果表明:纵向剪应变计算值与试验值最大误差为5.74%,说明本模型具有一定合理性;轮胎与路面处于三向力接触状态,车辆动载作用下三向接触力与悬架力均大于移动恒载;上、中、下面层纵向最大压应力比移动恒载分别大18.8%,11.8%和7.4%,竖向最大压应力比移动恒载分别大18.9%,19.8%和20.4%,横向最大压应力比移动恒载分别大10.2%,4.69%和2.1%。

关键词 车辆模型;橡胶轮胎;路面模型;耦合;动态响应 中图分类号 TH17

引 言

车辆行驶稳定性受到路面不平度、车辆速度、轴 载及胎压等因素影响,导致沥青路面各结构层应力 复杂多变。针对车辆与路面接触力学行为,国内外 学者进行了大量研究工作。李倩等印基于永久变形 理论建立车辆-路面相互作用模型,分析不平度对沥 青路面应力影响。许海亮等[2]按照线弹性理论建立 车辆-路面耦合模型,分析不同速度、不平度及车辆 载重作用下路面各结构层应力响应。刘大维等[3]利 用多体动力学软件SIMPACK计算车辆与路面之间 动态力,将动态力导入沥青有限元模型,研究车辆动 态荷载与移动恒载作用下沥青路面各结构层最大响 应。为研究温度及非均布荷载作用下沥青路面各结 构层响应,董泽蛟等^[4]采用ANASYS建立车辆模型 与路面模型,求解不同温度、不平度作用下的路面各 层响应。McGovern等^[5]为研究车辆荷载作用下路 面各结构层疲劳寿命,将ADINA与ANASYS相结 合,分析不同荷载作用下的路面使用寿命。Ziari 等^[6]建立二维5自由度车辆模型及沥青路面模型, 采用 Newmark-β法求解路基不均匀沉降作用下的 路面各结构层响应。Wu等^[7]建立轮胎与路面耦合 模型,研究在不同荷载作用下路面各结构层应力和 位移的变化规律。综上所述,大部分学者建立车辆-路面相互作用模型,采用多体动力学软件或Matlab 与有限元软件联合仿真求解,而考虑橡胶轮胎非线 性力学及轮胎与路面非线性接触非常少,研究成果 与实际车路相互作用具有一定差别。

笔者基于多体动力学理论,考虑橡胶轮胎非线 性变形,构建13自由度三维整车、橡胶轮胎及黏弹 性沥青路面弱耦合模型。设置路面不平度,轮胎与 路面采用面-面力学接触状态,重点研究车辆动载与 移动恒载作用下,车体及沥青路面各结构层力学响 应,为车-路弱耦合分析提供参考。

1 整车模型构建

建立13自由度整车模型,车体具有竖向位移 Y_{w} 、俯仰角 θ 及侧倾角 φ 3个自由度,每个车轮存在 一个竖向自由度,10个车轮共有10个自由度 ($Y_{w1} \sim Y_{w10}$)。重载汽车三维视图如图1所示。

1.1 车辆简化

实际车辆结构非常复杂,为了方便建模、提高计 算效率并确保仿真结果的准确性,将车辆模型适当 简化。不考虑刚性车体之间的摩擦,采用固定约束

^{*} 国家自然科学基金资助项目(12072205);河北省科技计划资助项目(15457605D,144576106D);河北省引进留学人员 资助项目(C20190514) 收稿日期:2019-09-09;修回日期:2019-11-25



控制车体相对自由度;采用多体连接器模拟车轴与 橡胶轮胎之间的关系,赋予车轴合页连接属性,描述 橡胶轮胎围绕车轴旋转。采用多体连接器模拟车辆 悬架,赋予悬架笛卡尔坐标属性,描述弹簧刚度系数 与阻尼系数。给予车体连接器水平速度模拟车辆前 进;车辆匀速行驶,不考虑车辆制动与转向。

1.2 车辆连接器属性

车体悬架属性如表1所示。连接器属性如图2 所示。

	表1	车体悬势	架属	自性
Tab.1	The	property	of	suspension

参数	数值
前悬架刚度 $K_2/(N•mm^{-1})$	300
前悬架阻尼 $C_2/(N \cdot s \cdot mm^{-1})$	5
中、后悬架刚度 $K_1/(N \cdot mm^{-1})$	1 000
中、后悬架阻尼 $C_1/(N \cdot s \cdot mm^{-1})$	15

1.3 橡胶轮胎模型构建

1.3.1 建模原则

轮胎采用12.00R20型全钢载重子午线轮胎,轮胎各层结构利用Auto CAD绘制,导入有限元软件ABAQUS生成实体部件。为了提高计算效率并保



证计算结果准确,依据参考文献将轮胎适当简化^[8-9],图3为轮胎三维有限模型。在ABAQUS软件中轮胎帘线采用Rebar单元嵌入橡胶基体。轮胎结构合并与简化如下:轮胎子口附着于轮辋,轮辋视为刚体,利用固定边界条件描述二者接触关系。忽略其他不同部位复合材料的差异以及轮胎花纹,不考虑轮胎发热。



Fig.3 The three-dimensional finite model of tire

1.3.2 橡胶材料本构关系

由于橡胶体属于超弹性材料,采用 Mooney-Rivlin本构模拟橡胶体力学行为

$$U = \sum_{i+j=1}^{N} C_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{D_i} (J_{el} - 1)^{2i}$$
(1)

其中:U为应变势能;N为多项式阶数; C_{ij} 为材料剪 切特性参数; \overline{I}_{1} , I_{2} 为材料扭曲度; J_{el} 为弹性体积比; D_{i} 为材料可压缩参数; D_{1} =0为不可压缩材料,可忽 略式(1)的第2部分。

当N=1时,材料初始剪切模量 μ_0 和体积模量 K_0 可表示为

$$\mu_0 = 2(C_{01} + C_{10}) \tag{2}$$

$$K_0 = \frac{2}{D_1} \tag{3}$$

则式(1)表示为

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J_{el} - 1)^2 \quad (4)$$

橡胶材料与骨架材料参数^[10-11]如表2,3所示。 橡胶材料网格划分采用C3D6H和C3D8H单元,轮 胎骨架材料(带束层帘线、胎体帘线)采用SFM3D4 R单元。橡胶轮胎网格划分如图4所示。

表 2 橡胶材料参数 Tab.2 Mechanical parameters of rubber materials

抽米	Mooney-Rivlin模型参数					
竹矢	$ ho/(t \cdot mm^{-3})$	C_{10}	$C_{\scriptscriptstyle 01}$	D_1		
胎面	1.112×10^{-9}	0.579 2	0.144 8	0.04		
胎体	1.101×10^{-9}	0.615 9	0.154	0.03		
带束层	1.144×10^{-9}	1.084 8	0.271 2	0.02		

表3 骨架材料参数

Tab.3 Mechanical parameters of reinforcement materials

材料名称	$ ho/(t \cdot mm^{-3})$	<i>E</i> /MPa	μ
带束层帘线	7.804×10^{-9}	110 530	0.4
胎体帘线	1.251×10^{-9}	2 710	0.4



1.3.3 轮胎模型验证

为验证轮胎模型可用性,轮胎模型顶部逐渐施加竖向荷载,观测轮胎径向变形量,并与经验公式^[12]进行比较。

$$\delta = c \frac{W^{0.85}}{B^{0.7} D^{0.43} p^{0.6}} (0.015B + 0.42) \tag{5}$$

其中: δ 为轮胎径向变形量(cm);c为轮胎结构参数, 子午线轮胎为1.5;B为轮胎宽度,B=30.48 cm;D为轮胎直径,D=112.5 cm;W为轮胎载荷;p为轮胎 胎压。

轮胎荷载-径向变形曲线如图5所示。由图5可 知,仿真结果与经验值最大误差为4.39%,两者误差 很小,表明轮胎模型可用于车-路弱耦合计算。



2 沥青路面模型构建

沥青路面模型结构尺寸为60m×16m×3.74m, 基层与土基等材料均采用线弹性本构关系,采用Prony级数表示黏弹性材料对时间依赖性^[13]。路面结构 参数如表4所示。沥青路面网格划分采用C3D8R单 元,为计算精确,模型纵向与轮胎接触区域网格加密, 最小网格为0.3m,其余网格逐渐增加,最大网格为 2.7m。横向与轮胎接触区域最小网格为0.4m,其余 网格逐渐增加,最大网格为1.6m。深度网格划分由 上至下网格逐渐增加。网格划分如图6所示。

表 4 路面结构参数 Tab.4 Pavement materials' parameters

路面 结构	各层厚 度/cm	动态弹 性模量/ MPa	泊松 比	密度/ (10 ⁻⁹ t•mm ⁻³)	阻尼 系数
AC-13C	4	9 000	0.25	2.30	0.9
ARHM- 20	6	10 000	0.25	2.30	0.9
ATB-25	10	8 000	0.25	2.40	0.9
基层	54	9 000	0.25	2.30	0.4
土基	300	60	0.40	1.85	0.4



图 6 路面网格划分 Fig.6 Meshing of the pavement

3 车辆-路面弱耦合方程

通过有限元法将车辆-轮胎-路面模型离散化,则车辆-轮胎-路面弱耦合动力学方程为

$$M_{r}\ddot{y} + C_{r}\dot{y} + K_{r}y = F_{vr}$$

$$M_{v}\ddot{z} + C_{r}\dot{z} + K_{v}z = F_{rv} + F_{vg}$$
(6)

其中:M,C,K分别为质量、阻尼和刚度矩阵;下标

v,r分别代表整车、沥青路面;y,z分别为沥青路面、 整车位移向量; F_{vr} , F_{rv} 分别为车-路之间的作用力; F_{vg} 为车辆重力^[14-15],采用中心差分法进行求解。

4 路面不平度计算

应用《GB 7031-1987车辆振动输入-路面不平度 表示方法》功率谱G_a(n)计算不平度^[16-17]为

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \tag{7}$$

其中:n为空间频率; n_0 为参考空间频率,取 0.1 m^{-1} ; w为频率指数,w=2; $G_q(n_0)$ 为不平度系数。

采用随机相位余弦法描述不平度

 $r(z) = \sqrt{2G_d(n_{\text{mid}-i})\Delta n_i \sin(2\pi n_{\text{mid}-i}z + \theta_i)}$ (8) 其中:r(z)为路面空间不平度;z为路面长度; $n_{\text{mid}-i}$ 为 区间中心频率; $G_d(n_{\text{mid}-i})$ 为功率谱密度函数; Δn_i 为 频率变化量; θ_i 为在(0~2\pi)相位角。

B级路面不平度如图7所示。



Fig.7 Grade B pavement unevenness

5 车-路弱耦合模型验证

采用三轴红岩金刚载重汽车来验证车辆-路面 弱耦合模型的准确性,车辆参数如表5所示。车辆

	表 5	三轴红岩	金刚载重汽	车参数	
Tab.5	Truck par	ameters of	f three-axis	Hongyan	Kingkan

参数	数值
总质量/t	42.34
实测前轴轴重/t	10.62
实测中、后轴轴重/t	31.72
车头(长×宽×高)/mm	$1\ 275 \times 2\ 450 \times 1\ 700$
车厢(长×宽×高)/mm	$5125 \times 2450 \times 1800$
轴数	3
轴距/mm	3850 ± 1350
轮胎数	10
前/后轮距/mm	2 050/1 900
轮胎型号	12.00R20

速度为 50 km/h,沥青路面底部纵向剪应变的测量 值与仿真值对比如图 8 所示。由图 8 可知,最大拉应 变误差为 5.74%,最大压应变误差为 5.04%。以上 数据说明笔者所建立的车-路弱耦合模型具有一定 可用性。



图 8 沥青层底部纵向剪应变的测量值与仿真值对比 Fig.8 Longitudinal shearstrain at bottom of asphalt layer

6 动态响应分析

6.1 车辆响应分析

不同速度轮胎转动角速度变化如图9所示。由 图9可知:轮胎开始滚动时,其角速度为0,随着时间 延续,角速度呈线性增加,最终稳定于某一定常数; 速度越大,角速度越大,需要达到稳定时间越长。



图 10 为轮胎与路面接触力时程曲线。由图 10 可知,轮胎与路面处于纵向、垂向、横向三向力接触 状态,车辆动载作用下三向接触力均大于移动恒 载。其中:车辆动载纵向接触力大部分为负值,移动 恒载纵向接触力几乎为0;车辆动载垂向接触力正 负交替,移动恒载垂向接触力几乎无变化;横向接触 力随机变化。图 11 为车体悬架力时程曲线。可见, 车辆动载作用下,其后轴悬架弹力、阻尼力均大于移 动恒载,车辆动载悬架弹力与阻尼力围绕移动恒载 上下震荡。

6.2 路面动态响应

沥青路面各层纵向、竖向及横向应力曲线如图



and pavement

12~14所示,车辆速度为50km/h。表6~8分别为 沥青路面各层最大纵向、竖向及横向压应力。

表6 沥青路面各层最大纵向压应力

Tab.6 Maximum longitudinal compressive stress of asphaltpavementeach layer

		-		
	最大纵向压	最大纵向压应力/MPa		
始 固	移动恒载	车辆动载	庆左/ 70	
上面层	0.356	0.423	18.8	
中面层	0.263	0.294	11.8	
下面层	0.163	0.175	7.4	

由图12可知:路面各结构层纵向主要承受压应 力,开始与结束状态出现拉应力,拉应力数值远小于 压应力;车辆动载作用下压应力大于移动恒载,前轮 产生纵向压应力最小,后轮产生纵向压应力最大。







由图13可知:车辆动载作用下,路面各结构层 竖向应力大于移动恒载,上面层竖向应力最大,中 面层次之,下面层最小;前轮产生竖向应力大于后 轮23.3%~36.3%,中、后轮竖向动应力几乎相同。







Tab.7 Maximum vertical compressive stress of asphalt pavement each layer

败去休护日	最大竖向压应力/MPa		2月 关 / 11/
始 国	移动恒载	车辆动载	沃 左/ ½
上面层	0.455	0.541	18.9
中面层	0.380	0.453	19.2
下面层	0.275	0.331	20.4

表 8	沥青路面各层最大横向压应	カ

Tab.8 Maximum transverse compressive stress of asphalt pavement each layer

路面结构层	最大纵向压应力/MPa		归关/0/
	移动恒载	车辆动载	庆左//0
上面层	0.303	0.334	10.20
中面层	0.256	0.268	4.69
下面层	0.194	0.198	2.10

由图 14 可知:车辆动载作用下,路面各结构层 横向应力大于移动恒载;前轮产生横向应力较小, 中、后轮产生横向应力大于前轮,中、后轮横向应力 几乎相同;车辆离开后,路面各结构层产生一部分横 向拉应力,但数值远小于压应力。



Fig.14 Transverse stress of asphalt pavement each layer

7 结 论

 1)通过与试验对比,沥青路面结构层纵向剪应 变仿真值与试验值误差为5.74%,说明三维整车-轮 胎-路面弱耦合模型具有一定可用性。

2)轮胎与路面处于垂向、纵向、横向三向力接 触状态,车辆动载作用下三向力大于移动恒载,车辆 动载三向力曲线围绕移动恒载上下震荡;车辆动载 作用下车体悬架力、阻尼力均大于移动恒载。

3) 在车辆动荷载作用下,上、中、下面层最大纵向压应力比移动恒载分别大18.8%,11.8%和7.4%; 上、中、下面层最大竖向压应力比移动恒载分别大 18.9%,19.8%和20.4%;上、中、下面层产生最大横 向压应力比移动恒载分别大10.2%,4.69%和2.1%。

参考文献

- [1] 李倩,刘俊卿.基于车路相互作用的沥青路面平整度劣 化研究[J].振动与冲击,2018,37(6):77-81.
 LI Qian, LIU Junqing. Asphalt pavement evenness deterioration analysis based on the vehicle-pavement interaction [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(6): 77-81. (in Chinese)
- [2] 许海亮,何兆才,何炼.车路耦合条件下沥青混凝土路 面变形特性时域分析[J].公路交通科技,2017, 34(12):16-22.

XU Hailiang, HE Zhaocai, HE Lian. Analysis on asphalt concrete pavement deformation characteristics time-domain considering vehicle-pavement coupling effect [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2017, 34(12):16-22. (in Chinese)

 [3] 刘大维,戴宗宏,陈洋,等.车辆多轮动载作用下柔性路面动应力响应[J].中国公路学报,2017,30(11): 36-44.

LIU Dawei, DAI Zonghong, CHEN Yang, et al. Dynamic stress response of flexible pavement under multiple wheel dynamic loads of vehicle[J]. China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(11): 36-44. (in Chinese)

- [4] 董泽蛟,潘小康,邵显智,等.温度场及非均布移动恒载作用下沥青路面力学响应分析[J].同济大学学报(自然科学版),2016,44(5):740-746.
 DONG Zejiao, PAN Xiaokang, SHAO Xianzhi, et al. Dynamic response analysis of asphalt pavement due to combined non-uniform moving load and temperature distribution[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(5):740-746. (in Chinese)
- [5] MCGOVERN M E, BUTTLAR W, REIS H. Evaluation and life extension of asphalt pavements using rejuvenators and noncollinear ultrasonic wave mixing: a review [J]. Journal of Nondestructive Evaluation, 2018, 1(1): 011002.
- [6] ZIARI H, ALIHA M R M, MONIRI A, et al. Crack resistance of hot mix asphalt containing different percentages of reclaimed asphalt pavement and glass fiber [J]. Construction and Building Materials, 2020, 230: 1-10.
- [7] WU S H, MUHUNTHAN B. A mechanistic-empirical model for predicting top-down fatigue cracking in an asphalt pavement overlay [J]. Road Materials and Pavement Design, 2019, 20:1322-1353.
- [8] 刘修宇,曹青青,朱晟泽,等.沥青混凝土路面轮胎临 界滑水速度数值模拟[J].东南大学学报(自然科学 版),2017,47(5):1020-1025.
 LIU Xiuyu, CAO Qingqing, ZHU Shengze, et al. Numerical simulation of tire critical hydroplaning speed on asphalt pavement [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition),2017,47(5): 1020-1025.
- [9] 朱晟泽,黄晓明.横向刻槽混凝土路面轮胎滑水速度数值模拟研究[J].东南大学学报(自然科学版), 2016,46(6):1296-1300.

(in Chinese)

ZHU Shengze, HUANG Xiaoming. Numerical simulation of tire hydroplaning speed on transverse grooved concrete pavements[J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2016, 46(6): 1296-1300. (in Chinese)

- [10] 王扬.复杂轮胎力作用下沥青路面力学行为研究[D]. 北京:北京交通大学,2017.
- [11] 冯希金.卡车子午线轮胎振动噪声仿真技术研究[D]. 北京:清华大学,2015.
- [12] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京: 北京理工大学出版 社, 1995: 127.
- [13] 严明星, 王金昌. ABAQUS有限元在路面结构分析中 的应用[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2016: 181-187.
- [14] 董城,周轮,陈丽萍,等.基于不同行驶状态下轮胎-路面接触应力响应研究[J].公路工程,2018,43(6): 147-150.
 DONG Cheng, ZHOU Lun, CHEN Liping, et al. Study on the stress response of tire-pavement based on

different driving conditions [J]. Highway Engineering, 2018, 43(6): 147-150. (in Chinese)

 [15] 沈宇鹏,魏庆朝,韩浩,等.不平整条件下过渡段车辆运行平稳性[J].振动、测试与诊断,2018,38(4): 793-876.
 SHEN Yupeng, WEI Qingchao, HAN Hao, et al. Ve-

hicle smoothness through highway bridge approach under condition of pavement roughness[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4): 793-876. (in Chinese)

[16] 陈水生,付仂,桂水荣.富山赣江特大桥车桥耦合振动响应及冲击系数研究[J].华东交通大学学报,2018,35(5):27-34.
 CHEN Shuisheng, FU Le, GUI Shuirong. Study on

vehicle-bridge coupled vibration response and impact coefficient for the Ganjiang bridge in Fushan [J]. Journal of East China Jiaotong University, 2018, 35(5):27-34. (in Chinese)

[17] 邓露,何维,俞扬,等.公路车-桥耦合振动的理论和应用研究进展[J].中国公路学报,2018,31(7):38-53.
DENG Lu, HE Wei, YU Yang, et al. Research progress in theory and application of highway vehicle-bridge coupling vibration [J]. China Journal Highway Transport, 2018, 31(7): 38-53. (in Chinese)



第一作者简介:严战友,男,1972年2月 生,博士、副教授、硕士生导师。主要研 究方向为车路桥动力学耦合。曾发表 《Research on mesoscopic response of asphalt pavement structure under vibration load》(《Shock and Vibration》2019, Vol. 2019, No.1)等论文。

E-mail:yanzhanyou@163.com

通信作者简介:赵国芳,女,1974年6月 生,副教授。主要研究方向为路面复杂 非线性动力学。 E-mail:921895690@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.008

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

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院 上海,201804)

摘要 为研究地铁钢轨波磨的产生机理和发展特性,通过建立车辆-轨道空间耦合模型和钢轨波磨评价模型,从频 域和时域的角度分析波磨产生机理,并运用波磨增长率对科隆蛋扣件轨道钢轨波磨的产生机理和发展特性进行研 究。基于频域的分析,对轨道结构模型进行模态分析和频响分析,发现存在与实测波磨通过频率接近的轨道结构固 有频率,说明该频率所对应的振型更容易被激发出来,促使轨道结构发生共振现象,形成相应频率的波磨。基于时 域的分析,运用车辆-轨道耦合模型,计算钢轨垂向振动加速度、钢轨垂向位移的时程曲线并进行频域变换,发现存 在与实测波磨通过频率接近的特征频率,说明轨道结构相应频率下的振动是促进波磨形成的重要原因。车速的改 变对波磨增长率的特征频率没有影响,体现了波磨的固定频率特性。随着列车运行次数的增加,特征频率对应波长 的波磨逐渐形成并不断发展;波磨的波长范围和发展速度随着列车速度的增加而逐渐增大。

关键词 地铁;科隆蛋扣件;波磨;位移导纳;波磨增长率 中图分类号 U270; TH113.1; TH117.1

引 言

钢轨波磨是一种出现在轨头表面的周期性波浪 状磨损现象。波磨是城市轨道交通行业的主要顽疾 之一,在温哥华^[1]、巴尔的摩^[2]、巴黎^[3]、斯德哥尔 摩^[4]、北京^[5]和上海^[6]等城市的地铁系统都有不同程 度的发生。钢轨波磨的典型波长约为20~300 mm, 波深小于1 mm。波磨的存在使车辆轨道部件振动 加剧,车辆轨道的使用周期缩短,同时会产生严重的 噪声,影响周边居住环境。

研究人员针对如何抑制钢轨波磨的产生和发展 做了大量工作。Grassie等^[7]根据波长固定机理和损 伤机理,将钢轨波磨分为6类,阐述了各种波磨类型 的机理和对策。Grassie^[8•9]将波长固定机理修正为 频率固定机理,认为所有类型的波磨都与轮轨系统 的共振有关,都是由于恒定频率而非恒定波长造成 的。Böhmer等^[10]利用有限元软件,从频域角度分析 了塑性变形对钢轨波磨的影响。Gómez等^[11]运用线 性模型对波磨发展进行了预测。Igeland等^[12]基于非 线性轮轨作用,将非线性因素引入波磨的计算模型。 Croft等^[13]通过建立了一种简单的时域模型来研究 钢轨阻尼器对短波波磨增长率的影响。仿真结果发 现,钢轨阻尼器可有效减小短波波磨的增长率,并可 科隆蛋扣件是一种高弹性剪切型扣件,具有垂向和横向刚度较低的特点,故减振效果较好。笔者 以科隆蛋扣件轨道波磨为研究对象,通过建立车辆-轨道空间耦合模型和钢轨波磨评价模型,从频域和 时域的角度分析钢轨波磨产生机理,并运用波磨增 长率对钢轨波磨发展特性进行研究。

1 实测地铁波磨特性分析

科隆蛋扣件轨道实测波磨区段运营车辆为地铁 A型车,轨下基础为整体道床结构。采用含有波磨 测量系统的轨道综合检测车对波磨区段进行测量, 该设备取样步长为5mm,系统分辨率为0.01mm, 系统精度为±0.025mm。检测距离为10m,检测速 度为4km/h。钢轨波磨现场照片如图1所示。

科隆蛋扣件轨道钢轨波磨如图2所示。图2(b) 显示的波磨特征波长为20,31.5,63和80 mm。该区

增大原有波磨波长。陈光雄等^[14]利用有限元时域模型,发现轮轨摩擦自激振动是造成曲线波磨的重要 原因。李霞^[15]运用有限元模型,从频域和时域的角 度分析了轨道结构共振频率与钢轨波磨的内在联 系。蔡小培等^[16]从时域和频域的角度研究了剪切型 减振器钢轨波磨对加速度振级的影响。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11772230) 收稿日期:2019-09-19;修回日期:2019-11-26



图 1 钢轨波磨现场照片 Fig.1 Field picture of rail corrugation

段车辆运营速度约为40 km/h,特定波长λ对应的通 过频率f为

$$f = v/\lambda \tag{1}$$

其中:v为列车速度。

根据式(1)得到对应的通过频率分别为556, 353,176和139 Hz。



Fig.2 Rail corrugation of Cologne Egg fastener track

2 车辆-轨道空间耦合模型

2.1 车辆模型

以地铁A型车为研究对象,车辆主要参数参见

文献[17]。采用软件 Universal Mechanism (简称 UM)建立多刚体模型,包括车体、2个转向架和4个 轮对,车辆一系弹簧和二系弹簧均通过弹簧阻尼单 元进行模拟。

2.2 轨道模型

采用柔性轨道模型,钢轨为60 kg/m,扣件部分 模拟为Bushing力元。道床板部分通过有限元软件 ABAQUS建立三维实体单元模型并导入到UM前 处理中,作为动力学模型的子系统,道床板断面尺寸 为2700 mm×300 mm,长度为60 m。道床板与地 基的连接以及道床板与钢轨的连接都是通过力元进 行模拟,可以考虑3个方向上的刚度和阻尼。轨道 结构参数取值如表1所示^[15]。

表 1 轨道结构参数 Tab.1 Track structure parameters

	-
参数	数值
钢轨弹性模量/MPa	$2.0 imes 10^{5}$
钢轨泊松比	0.3
钢轨密度/(kg•m ⁻³)	7 790
扣件垂向刚度/(MN•m ⁻¹)	12.06
扣件横向刚度/(MN•m ⁻¹)	7.58
扣件纵向刚度/(MN•m ⁻¹)	7.58
扣件垂向阻尼/(N•s•m ⁻¹)	1 361.12
扣件横向阻尼/(N•s•m ⁻¹)	974.26
扣件纵向阻尼 $/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	974.26
扣件间距/m	0.6
道床板弹性模量/MPa	3.25×10^{4}
道床板泊松比	0.24
道床板密度/(kg•m ⁻³)	2 400
地基支撑刚度/(N•m ⁻¹)	1.7×10^{8}
地基支撑阻尼/(N•s•m ⁻¹)	3.1×10^4

2.3 轮轨接触模型

轮轨接触模型采用Kik-Piotrowski接触模型,该 模型假设轮轨法向接触应力呈半椭圆形分布,接触 区域通过轮轨之间的虚拟穿透原理得到,法向接触 应力根据接触区域的几何点满足接触条件求得,切 向接触应力根据改进的FASTSIM算法求解^[18]。

车辆-轨道空间耦合模型示意图如图3所示。

3 钢轨波磨评价模型

采用位移导纳和波磨增长率作为波磨评价模型,相对于Archard模型^[19]和摩擦功模型^[20]而言,上



述波磨评价模型可以反映各个频率处波磨形成和发 展的具体趋势。

3.1 位移导纳

位移导纳计算原理如图4所示。通过改变荷载 的激励频率,便可以获得对应频率下结构的响应情况

R(f) = y(f)/F(f) (2) 其中:R(f)为频率f处的位移导纳;F(f)为激励频 率为f的周期力;y(f)为F(f)作用下的位移。



Fig.4 Calculation principle chart of displacement receptance

3.2 波磨增长率

波磨增长率(无量纲单位)可以反映钢轨表面具 有一定波长的初始不平顺的发展程度^[21-22],表达 式为

$$G = -J(KP + QL) \frac{F_{y,0}I^2 H F_{yy}^2 + \nu_{y,0}}{(1 + F_{zz}K)(1 + H^2 I^2 F_{zz}^2)}$$
(3)

其中: $J = k_0/2\rho b$; k_0 为材料磨损比例系数,取1× 10⁻⁹ kg/Nm^[14]; ρ 为钢轨密度,取7790 kg/m³;b为 接触斑垂直滚动方向的半轴长;K = 3N/2d;N为轮 轨接触法向力;d为轮轨间弹性变形量;L = c/2d; c为接触斑平均半轴长, $c = \sqrt{ab}$;a为接触斑沿滚动 方向的半轴长; $F_{y,0}$ 为横向蠕滑力常量部分; $\nu_{y,0}$ 为横 向蠕滑率常量部分; $I = 2\pi f/V_m$; V_m 为列车速度; F_{yy} 为钢轨横向位移导纳; F_{zz} 为钢轨垂向位移导纳;P, Q,H分别为横向蠕滑力 F_y 对轮轨法向力N、接触斑

根据Hertz基础理论,可得

$$\begin{cases} P = \frac{\partial F_{y}}{\partial N} = -\mu \operatorname{sgn}(\nu_{y}) (\frac{\nu_{y}}{\nu_{y,\max}})^{2} \left[3 - 2\frac{|\nu_{y}|}{\nu_{y,\max}} \right] \\ Q = \frac{\partial F_{y}}{\partial c} = \frac{3\mu N}{c\nu_{y,\max}} \operatorname{sgn}(\nu_{y}) (1 - \frac{|\nu_{y}|}{\nu_{y,\max}})^{2} \\ H = \frac{\partial F_{y}}{\partial \nu_{y}} = -\frac{3\mu N}{\nu_{y,\max}} (1 - \frac{|\nu_{y}|}{\nu_{y,\max}})^{2} \end{cases}$$
(4)

其中:μ为轮轨摩擦因数。

根据式(3),(4)可知,波磨增长率G是以频率f 为自变量的函数,其数值大小表示钢轨表面相应波 长波磨增长趋势的大小。

在波磨增长率 G的表达式中,已知 k₀,ρ和 μ(取 0.35); F_{zz}, F_{yy}根据有限元软件 ABAQUS求出; a, b, c, N, ν_y, ν_{y,0}, ν_{y,max}, F_y, F_{y,0}和 V_m根据动力学软件 UM 求出; d 依据 Hertz理论,按 N = $\left[\frac{1}{W}d\right]^{3/2}$ 计算; W = 3.86R^{-0.115}×10⁻⁸ (m/N^{2/3})。波磨增长率的计 算流程如图 5 所示。



4 波磨产生机理

4.1 基于频域的分析

运用有限元软件ABAQUS,建立科隆蛋扣件轨 道模型进行模态分析和频响分析,将获得的固有频 率与实测波磨通过频率对比,研究轨道结构固有振 动特性与波磨的关系。

4.1.1 有限元模型

实际轨道为无限长结构。理论上,当荷载作用于 轨道结构上时,只对作用点附近的局部区域产生影 响,且轨道结构的模态分析和频响分析不存在应力波 在边界上的反射。因此,在保证计算精度和控制计算 代价的前提下,选取一段轨道进行建模分析是合理 的[23]。笔者选取的轨道长度为20跨轨枕长度。

利用有限元软件 ABAQUS 建立的科隆蛋扣件 轨道三维实体模型如图 6 所示,钢轨为 60 kg/m。钢 轨和道床板均采用三维实体单元建模,扣件模拟为 弹簧-阻尼单元,道床板与地基的连接通过接地弹簧 实现。由于轨道结构的对称特性,因此选取一根钢 轨和一半的道床板进行分析,并在道床板中心设置 对称约束,钢轨和道床板两端设置固定约束,道床板 断面尺寸为1 350 mm×300 mm。



图6 科隆蛋扣件轨道三维实体模型

- Fig.6 Three-dimensional solid model of Cologne egg fastener track
- 4.1.2 模态分析

模态分析常用于分析系统固有频率属性。根据 Grassie的理论^[9],波磨具有固定频率特征。因此,在 分析波磨形成机理时,轨道结构的振动特性通常认 为是引起特定频率波磨的主要原因。

结合实测部分的典型通过频率(139,176,353 和 556 Hz),与其接近的振型图如图 7 所示。可见, 140.4,354.7,554.0 Hz的固有频率对应轨道结构在 横向的弯曲振动频率,该频率与现场波磨通过频率 139,353 和 556 Hz 相近,其中 554.0 Hz 钢轨的振动 形态可能为钢轨的横向 pinned-pinned 振动。根据 式(5)^[24]可得钢轨横向 pinned-pinned 振动频率为



565.2 Hz, 与有限元软件计算所得频率 554.0 Hz 仅 相差 11.2 Hz, 因此此时钢轨的横向振动即为钢轨的 横向 pinned-pinned 振动。169.1 Hz 的固有频率对应 轨道结构在垂向的弯曲振动频率, 该频率与现场波 磨通过频率 176 Hz 相近。分析认为, 轨道结构可能 在上述特定频率处发生共振, 从而导致对应波长钢 轨波磨的产生。

$$f_{\rm pp} = n_{\rm pp}^2 \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \tag{5}$$

其中: f_{pp} 为 pinned-pinned 共振频率; n_{pp} 为 pinnedpinned 共振阶数;l为轨枕间距;EI为钢轨抗弯刚度; m为钢轨单位长度质量。

4.1.3 频响分析

在钢轨表面施加一个垂向正弦荷载,得到钢轨 和道床板的垂向位移导纳如图8所示。由图8可知, 相对于钢轨垂向位移导纳而言,道床板垂向位移导 纳小得多,几乎没有变化,说明道床板振动幅度较 小。钢轨在1kHz以内出现多个振动峰值,其中与 实测波磨通过频率139,176,353和556Hz相接近的 特征频率为140,169,355和555Hz,且这些特征频 率所对应的钢轨位移响应较大。这说明该频率对应 的振型更容易被激发出来,促使轨道结构发生共振 现象,从而形成相应频率的钢轨波磨。



4.2 基于时域的分析

4.2.1 模型的验证

对建立的车辆-轨道耦合模型进行验证,以保证 后续计算的正确性和有效性。采用的实测数据为某 地铁线路的钢轨垂向振动加速度级,数据采集使用 INV3060S采集仪,数据分析使用DASP-V10软件, 速度工况为40 km/h,测点布置及现场测试照片如 图9所示。通过对该线路进行仿真计算,提取测点 处钢轨垂向振动加速度数据,并与实测数据进行对 比,如图10所示。可见,仿真结果与测试结果一致 性较好,从而验证了模型的有效性。



图 9 现场测试照片 Fig.9 Field test picture



Fig.10 Comparison between simulation and measured results

4.2.2 数值分析

由于初始不平顺会影响系统动力响应特征,因 此在仿真过程中,将实测波磨数据作为初始不平顺 添加到钢轨表面以研究波磨的特性。根据建立的车 辆-轨道耦合模型,设置行车速度为40 km/h,提取钢 轨垂向振动加速度和垂向位移作为输出结果,图11 为时程曲线图。

为了分析不同频率处轨道结构的振动特征,对 图 11 所示的时程曲线进行频域变换,得到对应的频 谱曲线如图 12 所示。由图 12 可以看出,垂向振动 加速度和垂向位移频谱曲线特征频率几乎相同,分 别为 38.0(35.4),72.5,110,140,181,218,255,355, 418,555 和 623 Hz,其中与实测波磨通过频率相接 近的特征频率分别为140,181,355 和 555 Hz,说明 轨道结构相应频率下的振动是促进钢轨波磨形成的 重要原因。这与基于频域的分析结论相一致。

5 波磨发展特性

通过分析波磨增长率的数值大小和分布规律, 对地铁线路上的钢轨波磨的发展特性展开研究。根 据钢轨垂、横向位移导纳,利用车辆-轨道耦合模型 求得其余轮轨相互作用参数。根据式(3),(4)计算


图 13 为波磨增长率曲线。由图 13 可知,波磨增 长率在该频域范围内出现了多个峰值,且 3 种速度 下的特征频率相同,分别为 35.3,140,170,355,480, 555,735,805,838 和 939 Hz,体现了波磨的固定频 率特性。根据文献[22,25-27]可知:当波磨增长率 为正时,初始不平顺趋于发展,波磨逐渐形成;当波 磨增长率为负时,初始不平顺趋于消除,波磨逐渐消 失;当波磨增长率大于 0.01 时,初始不平顺发展速 度将会加快,因此可将 0.01 作为波磨形成的临界 值。可见,波磨在上述特征频率处均有继续发展的



趋势。当车速为40 km/h时,大于波磨形成临界值的特征频率包括140和170 Hz,对应的波磨增长率分别为0.0145和0.0122。当车速为60 km/h时,大于波磨形成临界值的特征频率为140,170和355 Hz,对应的波磨增长率分别为0.0174,0.0146和0.0103。 当车速为80 km/h时,大于波磨形成临界值的特征频率包括35.3,140,170和355 Hz,对应的波磨增长率分别为0.0118,0.0209,0.0176和0.0120。可见,随着列车运行次数的增加,特征频率对应波长的波磨将会逐渐形成并不断发展;随着列车速度的增加,使得大于波磨形成临界值的特征频率数目增多, 且对应的波磨增长率数值增大,表明钢轨波磨的波长范围和发展速度将会逐渐增大。

6 结 论

基于频域分析,通过对轨道结构模型进行模态分析,发现存在与实测波磨通过频率相接近的轨道结构弯曲振型。结合频响分析,发现钢轨垂向位移导纳存在与实测波磨通过频率相接近的特征频率,且这些特征频率所对应的钢轨位移响应较大,说明该频率对应的振型更容易被激发出来。列车的往复运行可能促使轨道结构在相应频率处发生共振现象,从而形成钢轨波磨。

2)基于时域分析,利用车辆-轨道耦合模型,计 算钢轨垂向振动加速度、垂向位移的时程曲线并进 行频域变换,发现存在与实测波磨通过频率相接近 的特征频率,证明轨道结构相应频率下的振动是促 进钢轨波磨形成的重要原因。这与基于频域的分析 结论相一致。

3)3种速度下,波磨增长率的特征频率相同,体现了波磨的固定频率特性。随着列车运行次数的增加,特征频率对应波长的波磨将会逐渐形成并不断发展;列车速度的增加将会促使钢轨波磨的波长范围和发展速度逐渐增大。

◎ 考 文 献

- [1] KALOUSEK J, JOHNSON K L. An investigation of short pitch wheel and rail corrugations on the Vancouver mass transit system [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 1992, 206(26):127-135.
- [2] AHLBECK D R, DANIELS L E. Investigation of rail corrugations on the Baltimore metro [J]. Wear, 1991, 144(1/2):197-210.
- [3] TASSILLY E, VINCENT N. Rail corrugations: analytical model and field tests[J]. Wear, 1991, 144(1/ 2):163-178.

- [4] TORSTENSSON P T, NIELSEN J C O. Monitoring of rail corrugation growth due to irregular wear on a railway metro curve[J]. Wear, 2009, 267(1):556-561.
- [5] XIAO H, YANG S, WANG H Y, et al. Initiation and development of rail corrugation based on track vibration in metro systems[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(9):2228-2243.
- [6] GE F, WANG Y R, PENG Z K, et al. Theoretical investigation into the formation mechanism and mitigation measures of short pitch rail corrugation in resilient tracks of metros[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2018, 232(9): 2260-2271.
- [7] GRASSIE S L, KALOUSEK J. Rail corrugation: characteristics, causes and treatments [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 1993, 207(1): 57-68.
- [8] GRASSIE S L. Rail corrugation: advances in measurement, understanding and treatment [J]. Wear, 2005, 258(7/8):1224-1234.
- [9] GRASSIE S L. Rail corrugation: characteristics, causes, and treatments [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(6):581-596.
- [10] BÖHMER A, KLIMPEL T. Plastic deformation of corrugated rails-a numerical approach using material data of rail steel[J]. Wear, 2002, 253(1):150-161.
- [11] GÓMEZ I, VADILLO E G. A linear model to explain short pitch corrugation on rails[J]. Wear, 2003, 255(7/ 12): 1127-1142.
- [12] IGELAND A, ILIAS H. Rail head corruption growth predictions based on non-linear high frequency vehicle/ track interaction[J]. Wear, 1997, 213(1/2): 90-97.
- [13] CROFT B E, JONES C J C, THOMPSON D J. Reducing wheel-rail interaction forces and roughness growth by application of rail dampers [M] //Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008: 392-398.
- [14] 陈光雄,钱韦吉,莫继良,等.轮轨摩擦自激振动引起小 半径曲线钢轨波磨的瞬态动力学[J].机械工程学报, 2014,50(9):71-76.

CHEN Guangxiong, QIAN Weiji, MO Jiliang, et al. A transient dynamics study on wear-type rail corrugation on a tight curve due to the friction-induced self-excited vibration of a wheelset-track system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 71-76. (in Chinese)

- [15] 李霞.地铁钢轨波磨形成机理研究[D].成都:西南交 通大学,2012.
- [16] 蔡小培,钟阳龙,郭亮武,等.钢轨波磨对剪切型减振器 段振动影响试验[J].振动、测试与诊断,2019,39(2): 382-388.

CAI Xiaopei, ZHONG Yanglong, GUO Liangwu, et al. Experimental study on effect of rail corrugation on structure vibration in egg fastener zone [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2): 382-388. (in Chinese)

 [17] 雷震宇,王志强,李莉,等.地铁普通扣件钢轨波磨特 性[J].同济大学学报(自然科学版),2019,47(9): 1334-1340.
 LEI Zhenyu, WANG Zhiqiang, LI Li, et al. Rail corru-

gation characteristics of the common fastener track in metro [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2019, 47(9): 1334-1340. (in Chinese)

- [18] PIOTROWSKI J, KIK W. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(1/2): 27-48.
- [19] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24(8):981-988.
- [20] CLAYTON P. Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research [J]. Wear, 1996, 191(1/2):170-183.
- [21] CORREA N, OYARZABAL O, VADILLO E G, et al. Rail corrugation development in high speed lines[J]. Wear, 2011, 271(9/10):2438-2447.
- [22] HEMPELMANN K, KNOTHE K. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation [J]. Wear, 1996, 191(1/2):161-169.
- [23] 魏伟.铁路轮轨系统高频振动[D].成都:西南交通大 学,1997.
- [24] MAN A P D. A survey of dynamic railway track properties and their quality [J]. Journal of Biological Chemistry, 2002, 266(2):1245-1249.
- [25] HEMPELMANN K, HISS F, KNOTHE K, et al. The formation of wear patterns on rail tread[J]. Wear, 1991, 144(1/2):179-195.
- [26] HEMPELMANN K, KNOTHE K. Short pitch corrugation on railway rails: a linear model for prediction [J]. Transactions on the Built Environment, 1994, 6: 355-362.
- [27] 杨松.基于轮轨振动特性的地铁钢轨波磨产生及发展 机理研究[D].北京:北京交通大学,2015.



第一作者简介:王志强,男,1993年2月 生,博士生。主要研究方向为轨道结构 病害与防治。曾发表《地铁普通扣件钢 轨波磨特性》(《同济大学学报(自然科 学版)》2019年第47卷第9期)等论文。 E-mail: 1733359@tongji.edu.cn

通信作者简介:雷震宇,女,1970年12月 生,博士、副教授、博士生导师。主要研 究方向为轮轨关系。 E-mail: leizhenyu@tongji.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.009

基于谱峭度与时频分析的接触线不平顺检测

陈小强¹, 沈彦龙¹, 王 英¹, 张 玺¹, 曹 丽¹, 母秀清² (1.兰州交通大学自动化与电气工程学院 兰州,730070) (2.西南交通大学电气工程学院 成都,610031)

摘要 为了解决实际运营中高速铁路接触线不平顺定位困难的问题,提出了一种基于 Choi-Williams 谱峭度(Choi-Williams spectral kurtosis,简称 CW-SK)与二次时频分析相结合的方法。利用 CW-SK 对突变信号高度敏感的特性,在识别弓网接触压力不平顺成分的基础上,对不平顺时域重构信号进行二次时频分析,确定接触线上不同波长对应的空间位置。测试结果表明,该方法可准确识别并定位接触线中的不平顺病害,且时频图中无其他干扰成分,抗噪性能优异,满足高速铁路实际运营需求,可为现场接触线不平顺的状态评估及接触网的后期维护提供参考。

关键词 高速铁路; 谱峭度; 时频分析; 弓网接触压力; 接触线不平顺 中图分类号 U255.3; TP391.9

引 言

随着高速铁路的飞速发展,列车运行速度不断 提高,弓网耦合关系日趋复杂^[1],表征列车受流质量 的弓网接触压力波动更为剧烈。受流质量不仅取决 于弓网结构参数^[2],还受到接触线垂向不平顺的 影响^[3]。

国内外针对接触线不平顺展开了研究。文 献[4]定义了接触线不平顺,研究了接触线弛度及波 状不平顺对接触压力统计量的影响。文献[5]以最 熵谱法对接触线实测不平顺进行了功率谱估计,提 出一种兼具高拟合优度与高普适性的谱模型。文 献[6]分析了实测不平顺弓网接触压力统计量,揭示 了接触线垂向不平顺对弓网受流的影响规律。文 献[7]采用经验模态分解法实现了弓网接触压力结 构波长的提取,并提出以时频分析方法检测接触线 不平顺。上述研究多为对不平顺弓网接触压力性能 指标的评价及线谱的分析,对接触线不平顺检测、定 位方面的研究相对较少。

笔者提出了一种基于CW-SK与二次时频分析 相结合的高速铁路接触线垂向不平顺检测定位方 法。该方法具有定位准确、结果图中干扰成分少及 抗噪能力强的优点。

1 弓网耦合模型及接触线垂向不平顺

1.1 弓网动态耦合数学描述

笔者以京-津高速铁路弓网耦合系统为研究对 象。图1为接触网及三质量块受电弓数学模型。其 中:*d*_{*F(x,t)}为单位长度线索所受外力;Q,M为微分段 截面剪切应力及弯矩;φ为张力与水平面的夹角。 如图1所示,将该线路简单链型接触网以欧拉梁来 等效^[8],受电弓用三质量块模型进行模拟^[7]。</sub>*



Fig.1 Mathematical model of catenary and three mass pantograph

在接触网上任取微分段 dx 进行研究,对其受力 分析可得

$$EI\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} - T\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} + \rho\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} +$$

中国铁路总公司科技研究开发计划重点资助项目(2017J012-A);国家自然科学基金资助项目(51767013);甘肃省科技厅 自然科学基金资助项目(18JR3RA111)

收稿日期:2019-09-23;修回日期:2019-11-22

$$C\frac{\partial y(x,t)}{\partial t} = F_c(x,t) \tag{1}$$

其中:y(x,t)为接触网垂向位移; $F_c(x,t)$ 为单位长 度受电弓抬升力; ρ 和*EI*分别为微分段线密度及抗 弯刚度;T和*C*为接触网张力及系统阻尼。

采用分离变量法求解式(1),得到简单链型接触 网承力索/接触线的振动微分方程分别为

$$\frac{d^{2}q_{an}(t)}{dt^{2}} + \frac{C_{a}}{\rho_{a}} \frac{dq_{an}(t)}{dt} + \omega_{an}^{2}q_{an}(t) = \frac{2}{\rho_{b}L} \left[\sum_{r=1}^{p} F_{b1}(x,t)\sin\frac{n\pi x}{L} + \sum_{r=1}^{q} F_{b2}(x,t)\sin\frac{n\pi x}{L}\right]$$
(2)
$$\frac{d^{2}q_{bn}(t)}{dt^{2}} + \frac{C_{b}}{\rho_{b}} \frac{dq_{bn}(t)}{dt} + \omega_{bn}^{2}q_{bn}(t) = \frac{2}{\rho_{b}L} \left[\sum_{r=1}^{p} F_{b1}(x,t)\sin\frac{n\pi x}{L} + \sum_{r=1}^{s} F_{b2}(x,t)\sin\frac{n\pi x}{L} + F_{c}(x_{c},t)\sin\frac{n\pi x}{L}\right]$$
(3)

其中: $F_{a1}(x,t)$, $F_{b1}(x,t)$ 为吊弦的集中作用力; $F_{a2}(x,t)$, $F_{b2}(x,t)$ 为定位器和支撑杆的集中作用力; p,q,s分别为对应锚段内吊弦、支撑杆及定位器的 个数; ω_{an} 和 ω_{bn} 为承力索/接触线的自振角频率; q_{an} 和 q_{bn} 为承力索/接触线的各阶振幅; C_a 和 C_b 为接触 网悬挂的阻尼系数。

三质量块受电弓模型如图1(b)所示,该受电弓 垂向振动方程为

$$\begin{cases}
M_{1}\ddot{y}_{1} + C_{1}(\dot{y}_{1} - \dot{y}_{2}) + K_{1}(y_{1} - y_{2}) = \\
-F_{c}(x_{c}, t) \\
M_{2}\ddot{y}_{2} + C_{1}(\dot{y}_{2} - \dot{y}_{1}) + C_{2}(\dot{y}_{2} - \dot{y}_{3}) + \\
K_{1}(y_{2} - y_{1}) + K_{2}(y_{2} - y_{3}) = 0 \\
M_{3}\ddot{y}_{3} + C_{2}(\dot{y}_{3} - \dot{y}_{2}) + C_{3}\dot{y}_{3} + \\
K_{2}(y_{3} - y_{2}) + K_{3}y_{3} = F_{0}
\end{cases}$$
(4)

其中: M_i , C_i , K_i 和 y_i (i=1,2,3)分别为受电弓的等效 质量、阻尼系数、弹簧刚度以及振动位移; F_o 为静态 升弓力。

以罚函数法来模拟弓网间的动态接触过程^[1,9], 则弓网动态耦合接触压力可表示为

$$F_{c}(x,t) = K_{s}(y_{1} - \sum_{n=1}^{\infty} q_{bn} \sin \frac{n\pi x}{L})$$
 (5)

其中:K。为接触刚度。

采用 EN 50318标准中的建模参数来验证模型 有效性^[10],分别在 250 km/h和 300 km/h速度下对 弓网耦合模型进行动力学仿真,取 3-8 跨弓网接触 压力统计计算结果与 EN 50318标准进行对比,如 表1所示。可见,仿真测试结果各项参数均符合 EN 50318标准,此模型较为可靠。

表 1 弓网模型与EN 50318标准模型测试对比结果 Tab.1 Test comparison results of pantograph-catenary model and EN50318 standard model

model	and	EN50318	standard	model
mouer	unu	шиете	Standard	mouer

统计指标	EN 503	18标准	仿真结果		
速度/(km•h ⁻¹)	250	300	250	300	
接触压力平均值/N	$110 \sim 120$	$110 \sim 120$	119.008	119.961	
接触压力标准差/N	$26 \sim 31$	32~40	26.667	30.034	
接触压力最大值/N	$175 \sim 210$	190~225	177.424	204.234	
接触压力最小值/N	$50 \sim 75$	$30 \sim 55$	51.809	47.034	
离线率/%	0	0	0	0	

1.2 接触线垂向不平顺数学描述

接触网架设过程中的工程误差及运营过程中的 磨损、形变会造成接触线不平顺。为检测及定位线 路中的不平顺成分,在弓网耦合系统建模过程中引 入文献[4]中的接触线表面不平顺余弦公式

$$y_r(x_1, x_2, \cdots, x_M) = \frac{A}{2} \left[1 - \sum_{k=1}^M \cos\left(\frac{2\pi x_k}{\lambda_k}\right) \right]$$
(6)

其中:A为不平顺幅值;λ_k为线路中第 k个不平顺波 长成分;x为不平顺波长的空间位置。

改变式(6)中的幅值、波长以及不平顺持续里程,即可模拟铁路沿线中存在的各种随机不平顺。

弓网耦合系统引入接触线垂向不平顺时,弓网接触压力*F_c(x,t)*变换为

$$F_{c}(x,t) = K_{s} \left[y_{1} - \sum_{n=1}^{\infty} q_{bn} \sin \frac{n\pi x}{L} - y_{r} \right] \quad (7)$$

由式(7)可知,接触线垂向不平顺可反映在弓网 耦合过程中。因此,可用弓网接触压力进行接触线 垂向不平顺的分析与检测。

京-津高速铁路简单链型接触网参数如表2所示。DSA380型受电弓参数如表3所示。

当列车速度为250 km/h时进行动力学仿真。 为保证仿真数据的有效性,分别选取正常及不平顺 状态下弓网接触压力进行分析,如图2所示。

图 3 为正常状态下弓网接触压力频谱图。图中 红蓝虚线标注的波长成分分别为接触网结构参数及 受电弓高频振动。若仅对弓网接触压力数据进行简 单的滤波处理,受电弓高频振动成分会干扰不平顺 波长的提取。因此,提出一种对随机突变成分识别 度高且简单易行的方法来检测铁路沿线中可能存在 的不平顺。

表2 京-津高速铁路简单链型接触网参数

Tab.2 Simple chain catenary parameters of Beijing -Tianiin high-speed railway

参数	数值	
承力索弹性模量 $EI_A/(N \cdot m^2)$	310	
接触线弹性模量 $EI_B/(N\cdot m^2)$	400	
承力索张力 S_A/kN	21	
接触线张力 $S_{\scriptscriptstyle B}/{ m kN}$	27	
跨距/m	48	
仿真跨数	10	
每跨吊弦个数	5	
吊弦间距/m	5,9.5	

表3 DSA380型受电弓参数

Tab.3 Parame	eters of DSA	A380 pantog	raph
参数	弓头	上框架	下框架
质量/kg	7.12	6.0	6.8
刚度/(N•m ⁻¹)	9 340	14 100	0.1
阻尼/(N•s•m ⁻¹)	0	0	70





Fig.2 Contact force of pantograph and catenary under normal and irregular conditions



图 3 正常状态下的弓网接触压力频谱

2 谱峭度理论介绍及不平顺检测步骤

2.1 谱峭度理论

谱峭度(spectral kurtosis, 简称SK)用于检测非 平稳信号中的非高斯成分, 对随机干扰信号敏感度 较高。目前, SK 检测分析方法^[11-12]主要有短时傅里 叶谱峭度及类 Cohen 谱峭度。笔者选用 CW-SK 进 行分析。Choi-Williams(简称CW)分布函数可表示为

$$C_{x}(t,f) = \iint \sqrt{\frac{\sigma}{4\pi\tau^{2}}} \exp\left(-\frac{\sigma t^{2}}{4\tau^{2}}\right) x \left(\mu + \frac{\tau}{2}\right) x^{*} \left(\mu - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi/t} d\mu d\tau$$
(8)

其中: *τ* 为时移参数; *μ* 为局部时间; *x**为*x* 的卷积; *f* 为频率; *t* 为时间。

根据CW分布可求得信号x(t)的二阶瞬时谱矩 $S_{2x}(f)$ 和四阶瞬时谱矩 $S_{4x}(f)$ 分别为

$$S_{2x}(f) = E\left\{ \left| C_{x}(t,f) \right|^{2} \right\}_{h}$$
(9)

$$S_{4x}(f) = E\left\{ \left| C_x(t,f) \right|^4 \right\}_h$$
(10)

其中:E{·},为h阶平均值。

根据谱峭度定义^[12-13],得到基于CW分布的谱 峭度为

$$k_{x}(f) = \frac{S_{4x}(f)}{S_{2x}^{2}(f)} - 2 \quad (f \neq 0)$$
(11)

由式(11)可知,谱峭度随频率的变化而变化,对 应谱线谱幅值越大,则该频率处能量突变程度越大, 接触压力中存在不平顺成分的可能性越大。

2.2 接触线不平顺检测步骤

不同待测信号的谱线突变程度不同,可通过对 比正常及不平顺SK谱幅值差异,得到SK不平顺检 测阈值,进而对不平顺弓网接触压力信号进行滤波 及时频分析,具体检测步骤如下:

1) 输入原始接触压力信号,并进行数据去均值 预处理,以消除零频率对SK迭代计算的影响;

 2) 计算正常接触压力信号SK,找到其最大值 并以此作为接触线不平顺SK检测阈值(detection threshold of spectral kurtosis,简称SK_T);

3) 计算不平顺状态下接触压力信号 SK,找出 其全部极大值点,以 SK_T为阈值筛选出数值大于 SK_T的*i*个极大值点 SKP_i(*i*∈N+);

4) 对不平顺接触压力信号分别在SKP_i附近进 行带通滤波,并对各滤波信号进行时域重构,得到不 平顺滤波重构信号;

5) 对不平顺重构信号进行 CW 时频分析,输出 时频谱图,定位接触线中存在的不平顺成分。

3 测试分析

根据已有研究及实测不平顺幅值[4,6,9],取不平

Fig.3 Spectrum of contact force of pantograph and catenary under normal condition

顺幅值为1mm来验证小幅值不平顺情况下接触线 不平顺检测方法的有效性。

由于高速铁路接触线不平顺波长一般小于吊弦 间距,设波长为2,3和4m的复合不平顺,其持续里程 分别为[0m,24m],[96m,130m],[96m,192m]。 正常及不平顺状态下弓网接触压力SK分布如图4 所示。由图4可知,空间频率为0~0.2/m⁻¹时,表征 接触网结构参数的SK曲线在正常和不平顺状态下 幅值较小且基本重合,这表明CW-SK方法可有效 识别待测信号中的正常及不平顺谱线。绿色水平线 对应的SK幅值为接触线不平顺检测阈值SK_T,该阈 值用于后续不平顺SK极值点的筛选。



图4 正常及不平顺状态下弓网接触压力SK

Fig.4 SK of pantograph-catenary contact force under normal and irregular conditions

图 5,6分别为设置阈值前后不平顺弓网接触压力 SK 极值点分布图。设置阈值前,不平顺谱峭度曲线中存在 9 个极大值点。经阈值筛选后,有效 SK 极大值点(SKP_i)减少为 3 个,这与前面预设的不平顺波长数目相符。提取出有效 SK 极大值点后,对不平顺接触压力信号在 SKP_i(这里 *i*=3)处循环带通滤波,即可得到对应的*i* 个接触线不平顺时域信号。



图5 设置阈值前不平顺接触压力SK极值点分布



图 7 为图 6 红色虚线部分的局部放大。以图 7 为例,对滤波参数的设置进行说明,滤波通带和阻带 以第 *i* 个有效极值点 SKP_i 为中心进行选取,分别为 [0.97SKP_i, 1.03SKP_i]和 [0.95SKP_i, 1.05SKP_i]。



图6 设置阈值后不平顺接触压力SK极值点分布





工程实践中,滤波带宽的选取根据具体情况适当调整,为防止最终提取到的滤波信号包含其他干扰成分,滤波带宽的设置应尽量较窄。将*i*(*i*=3)个滤波时域信号进行叠加,得到不平顺滤波重构信号,如图8所示,该信号中包含待测信号中可能存在的全部不平顺成分。



Fig.8 Reconstructed signal after irregularity filtering

图 9 为对该不平顺滤波重构信号进行时频分 析^[13],图中横坐标为高速列车运行里程,纵坐标为 不平顺成分对应的空间频率。由图 9 可知,预设不 平顺波长成分可清晰表征在时频图中,且与文献[9] 结果相比,无其他干扰成分,可靠性更高。

表4为不平顺偏差率。如表4所示,虽然滤波过 程中产生的滤波偏差及时频分析不可避免地交叉, 使不平顺实际持续里程与预设值间略有偏差,但偏 差率均在2%之内。可见,基于CW-SK与二次时频 分析相结合的不平顺波长检测定位方法是可行的。



Fig.9 Time-frequency detection and analysis of contact wire irregularity wavelength

表 4	不平顺偏差率
-----	--------

Tab.4 The deviation rate of	irregularity f
-----------------------------	----------------

不平顺波长/m	偏差率/%
2	1.18
3	0.73
4	0.83

4 检测方法抗噪性校验

 $\varepsilon =$

铁路沿线的环境噪声会对弓网接触压力中接触 线不平顺成分的提取造成干扰。为验证检测方法的 抗噪性能,引入相似度函数来描述噪声对CW谱峭 度的影响,定义为

$$\left[\frac{\sum_{i=1}^{n} [k_{s}(f) - \bar{k}_{s}(f)] [k_{x}(f) - \bar{k}_{x}(f)]}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} [k_{s}(f) - \bar{k}_{s}(f)]^{2}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n} [k_{x}(f) - \bar{k}_{x}(f)]^{2}}\right]^{3}$$
(12)

其中: $k_s(f)$ 为原始信号的CW-SK; $k_x(f)$ 为加噪信号的CW-SK; ϵ 为信号相似度, $\epsilon \in [0,1]$, ϵ 越大,噪声对信号的干扰程度越小,信号的抗噪能力越强。

不同信噪比的 SK 相似度曲线如图 10 所示。信 噪比(signal to noise ratio,简称 SNR)为 15 dB 时,信 号相似度为 0.964,随着 SNR 的增大,ε 值逐渐趋近 于 1,噪声对待测信号 SK 谱线的分布将不产生 影响。

对信噪比为1~15 dB时的情况进行具体分析, 向不平顺接触压力信号中分别注入信噪比为1,5, 10和15 dB的高斯白噪声,研究其对CW-SK的影 响。图11为不同信噪比SK分布。由图11可知, 1 dB和5 dB加噪信号的SK谱线与无噪SK谱线相 比差异较大,不能用于不平顺波长成分的检测。 SNR为15 dB时,其SK曲线与无噪SK曲线几乎完 全重合,故SNR≥15 dB时,噪声对接触线不平顺成 分的提取不会造成干扰。



由我国铁路环境噪声排放标准^[14]可知,铁路沿 线噪声一般在60dB以上。因此,笔者提出的方法 在现场实际应用中能满足抗噪性要求,无需对待测 信号进行额外的降噪处理。

5 结 论

1) 弓网接触压力中包含接触线中的不平顺成
 分,且CW-SK对随机不平顺成分敏感,因此CW-SK能精确识别接触线中的随机不平顺。

2) CW-SK与二次时频分析相结合的接触线不 平顺检测定位方法的检测结果清晰,最终的时频图 中只包含接触线不平顺波长,没有其他干扰成分,定 位准确。

3)该方法抗噪性能良好,能避免铁路沿线环境 噪声对结果的影响,可靠性较高。

参考文献

- WANG Y, LIU Z G, MU X Q, et al. An extended habedank's equation-based EMTP model of pantograph arcing considering PAC interactions and train speeds
 I. IEEE Transactions on Power Delivery, 2016, 31(3):1186-1194.
- [2] SONG D L, ZHANG W H, HE P, et al. Reliability

analysis of TSG19-type pantograph based on timedependent parameters[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 35(15): 153-163.

- [3] LIU Z G, WANG H R, ROLF D. Detection of contact wire irregularities using a quadratic time-frequency representation of the pantograph-catenary contact force
 [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2016, 65(6):1385-1397.
- [4] 张卫华,梅桂明,陈良麒.接触线弛度及表面不平顺 对接触受流的影响分析[J].铁道学报,2000,22(6): 50-54.

ZHANG Weihua, MEI Guiming, CHEN Lianglin. Analysis of the influence of catenary's sag and irregularity upon the quality of current-feeding[J]. Journal of the China Railway Society, 2000, 22(6): 50-54. (in Chinese)

- [5] 江亚男,张卫华,宋冬利.高速铁路接触线不平顺线 谱研究[J].铁道学报,2015,37(2):34-38.
 JIANG Yanan, ZHANG Weihua, SONG Dongli.
 Study on the contact wire unevenness of high-speed railway [J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(2): 34-38. (in Chinese)
- [6] 宦荣华, 焦京海, 苏光辉, 等. 计及接触线垂向不平顺的弓网耦合动力学分析[J]. 铁道学报, 2012, 34(7): 24-29.

HUAN Ronghua, JIAO Jinghai, SU Guanghui, et al. Dynamics of pantograph-catenary coupled system with contact wire vertical irregularities[J]. Journal of the China Railway Society, 2012,34(7): 24-29. (in Chinese)

- [7] WANG H R, LIU Z G. Ensemble EMD-based automatic extraction of the catenary structure wavelength from the pantograph-catenary contact force
 [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2016, 65(10): 2272-2283.
- [8] POMBO J, AMBROSIO J. Multiple pantograph interaction with catenaries in high-speed trains [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2012, 7(4):1-7.
- [9] 汪宏睿,刘志刚,宋洋.基于ZAMD的高速铁路弓网 接触压力及接触线不平顺时频分析[J].铁道学报, 2016,38(1):41-47.

WANG Hongrui, LIU Zhigang, SONG Yang. Timefrequency analysis of pantograph-catenary contact force and contact wire irregularity in high-speed railway based on ZAMD[J]. Journal of the China Railway Society, 2016, 38(1):41-47. (in Chinese)

- [10] European Electro Technical Standardization Committee. EN 50318 Railway applications-current collection systems-validation of simulation of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line [S]. [S. 1.] : European Committee for Electrotechnical Standardization, 2002.
- [11] 马新娜,杨绍普.典型谱峭图在共振解调方法中的应用[J].振动、测试与诊断,2015,35(6):1140-1144.
 MA Xinna, YANG Shaopu. Study and application of demodulated resonance based on typi-kurtogram [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6):1140-1144. (in Chinese)
- [12] 张龙,胡俊锋,熊国良.基于 MED和SK的滚动轴承 循环冲击特征增强[J].振动、测试与诊断,2017, 37(1):97-101.
 ZHANG Long, HU Junfeng, XIONG Guoliang. Cyclic shock enhancement by the combination of minimum entropy deconvolution and spectral kurtosis[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(1):
- [13] LIU Y J, XIAO P, WU H C, et al. LPI radar signal detection based on radial integration of Choi-Williams time-frequency image [J]. Journal of Systems Engineering and Electronics, 2015, 26(5): 973-981.
- [14] GB 12525—90 铁路边界噪声限值及其测量方法修改方案[S].北京:中华人民共和国环境保护部,2019.



97-101. (in Chinese)

第一作者简介:陈小强,男,1966年7月 生,教授。主要研究方向为计算电磁学、 多脉波整流、高速铁路接触网状态评估 及数据挖掘。曾发表《基于逆投影修正 和眼睛凝视修正的列车驾驶员疲劳检测 方法》(《铁道学报》2018年第40卷第4 期)等论文。

E-mail:1785459578@qq.com

通信作者简介:沈彦龙,男,1992年9月 生,硕士生。主要研究方向为高速铁路 弓网耦合状态分析及数据挖掘。 E-mail:623084675@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.010

Stewart 衍生型六维加速度传感器的工作频带研究^{*}

王林康1, 尤晶晶1.2, 李成刚2.3, 仇 鑫1, 叶鹏达1

(1.南京林业大学机械电子工程学院 南京,210037) (2.江苏省精密与微细制造技术重点实验室 南京,210016)(3.南京航空航天大学机电学院 南京,210016)

摘要 六维加速度传感器的工作频带是一项重要的动态性能评价指标,由于目前市场上还没有能够完全满足标定 要求的试验平台,这项性能的理论模型目前尚未建立。针对该现状,以一种Stewart衍生型六维加速度传感器为例, 通过推导基频及其与工作频带上限之间的关系,建立了其工作频带的数学模型。首先,通过将四元数引入系统的第 2类Lagrange方程,推导出动、势能函数的二次型表达式,通过矩阵迭代法求解得到具体的基频值,验算结果表明, 所设计算法的迭代次数不超过19,计算误差小于0.0001%;其次,基于正交试验理论以及ADAMS动力学仿真软 件,设计了256组搜索可行工作频率的虚拟试验,结果表明,工作频带上限始终介于基频的1/35~1/32,且测量数据 的不确定度仅为0.0041;然后,运用空间模型理论研究了传感器的工作频带性能指标与结构参数的分布规律,绘制 了全域性能图谱,为后续结构拓展提供参考;最后,加工制作了六维加速度传感器的实物样机,并在其工作频带内进 行了试验,相对误差小于0.53%,进一步验证了频带模型的有效性和可行性。

关键词 六维加速度传感器;并联机构;固有频率;工作频带;性能图谱 中图分类号 TH825

引 言

通过测量精密微细切削振动的动态特征,可进 一步研究切削过程对加工工件表面质量的影响规 律,揭示微细切削的加工机理。目前,工业领域一般 借助一维加速度计测量上述信号[1-3],然而,待测物 体的实际运动轨迹比较复杂,其振动加速度对应于 三维线加速度和三维角加速度,合称"六维加速度"。 因此,此类场合若使用六维加速度传感器,可以使测 量信息更完整,有利于后续的振动补偿、性能预测和 机理分析等[4]。此外,机器人[5]、故障诊断[6]和生物 医疗等[7]领域均离不开六维加速度信息的测量。 Sun等^[8]提出一种基于6-6 Stewart并联机构的六维 加速度传感器,具有尺寸效应误差小、灵敏度高的 优点,但存在量程小、各向同性差等缺陷。Zou等^[9] 基于8个线加速度计,提出一种新的空间几何构 型,具有尺寸小、可靠性高和集成度高的优点,然而 多个加速度计安装位置和方向的微小偏差会对载 体角速度的计算精度产生较大影响,因此其工程实 现比较困难。文献[10]提出一种 Stewart 衍生型并 联机构,可用于充当六维加速度传感器的弹性体,

该方案具有实时性好和测量精度高的优点。

除了精度、效率之外,频率带宽也是六维加速 度传感器的重要性能指标,且决定了传感器的用途 与适用环境。对于传统一维压电式加速度传感器 而言,其工作频带下限由电荷放大器的下限截止频 率决定,一般可低至0.3 Hz^[11]。为了避免在传感器 共振区附近灵敏度的急剧增加,其工作频带上限一 般选取基频的1/5~1/3^[12]。但是,由于运动模式和 耦合特性的不同,该结论并不适用于六维加速度传 感器。于春战等^[13]基于 Kane 方法建立六维加速度 传感器的动力学模型及其解析解方程,分析了传感 器的动态特性。孙治博等[14]采用并联机构的守恒 转换方法求解传感器的刚度矩阵,建立了六维加速 度传感器系统的无阻尼自由振动模型,获得传感器 固有频率求解的理论表达式。LIU等^[15]基于AN-SYS软件的模态分析、谐波分析等方法,估计六维 加速度传感器的固有频率。以上工作研究了六维加 速度传感器的固有频率等特性。

笔者通过引入四元数建立Stewart衍生型六维 加速度传感器的基频模型,对其工作频带进行研究。 基于第2类Lagrange方程,建立传感器的微分运动

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51405237);国家留学基金资助项目(201908320035);江苏省精密与微细制造技术重点实验室开放基金资助项目 收稿日期:2019-10-03;修回日期:2020-01-12

方程,计算传感器的固有频率。基于 ADAMS 参数 化建模功能,建立不同结构参数的虚拟样机,揭示传 感器工作频率和固有频率的关系,据此来定义工作 频带上限指标。基于空间模型理论,分析基频与结 构参数的关系,绘制了性能图谱。最后,在传感器的 工作频带内进行了测试,试验结果验证了该方案的 可行性。

1 机构描述与运动学方程的建立

Stewart衍生型六维加速度传感器的结构模型如 图1所示。该传感器由壳状外壳、边长为2n,质量为 m的立方体质量块和12条初始长度为L的球面副、 移动副和球面副(spherical pair, prismatic pair and spherical pair,简称SPS)支链组成。其中,压电陶瓷 同时充当敏感元件和并联机构中的移动副。将传感 器固定在待测物体上,当有加速度作用在外壳上时, 在惯性力的作用下,质量块的位姿会相对于外壳发 生变化,此时串联在12条支链上的压电陶瓷会产生 电荷。通过对每条支链上的电荷量进行分析,得到 在惯性系下的加速度信息。文献[10]建立了该类传 感器的系统解耦算法,并验证了算法的有效性。





Fig.1 Structure model of Stewart-derived six-axis accelerometer

传感器的机构简图如图 2 所示。图中: $b_i(i=1,2,...,6)$ 为与质量块固连的球铰链; $B_{ij}(i=1,2,...,6;j=1,2)$ 为与外壳固连的球铰链; $P_{ij}(i=1,2,...,6;j=1,2)$ 为各个支链上的移动副。在地面、外壳和质量块上分别建立坐标系 O_0 { x_0, y_0, z_0 }, O_1 { x_1, y_1, z_1 }和 O_2 { x_2, y_2, z_2 },并分别记为 { O_0 }, { O_1 }和 { O_2 }。3个坐标系的坐标原点及其坐标轴在初始状态分别重合,如图 2 所示。坐标系原点 O 位于质量块质心,x, y轴分别沿移动副 P_{42}, P_{52} 方向,z轴满足右手定则。





在坐标系 $\{O_2\}$ 与 $\{O_1\}$ 上分别表示出质量块上6 个球铰链和外壳上12个球铰链的坐标,分别记为 $b_{i,2}(i=1,2,\cdots,6), B_{ij,1}(i=1,2,\cdots,6;j=1,2),$ 矩阵 形式分别为

$$(\boldsymbol{b}_{1,2}, \boldsymbol{b}_{2,2}, \boldsymbol{b}_{3,2}, \boldsymbol{b}_{4,2}, \boldsymbol{b}_{5,2}, \boldsymbol{b}_{6,2}) = \begin{bmatrix} -n & 0 & n & n & 0 & -n \\ 0 & -n & -n & 0 & n & n \\ n & n & 0 & -n & -n & 0 \end{bmatrix}$$
(1)
$$(\boldsymbol{B}_{11,1}, \boldsymbol{B}_{12,1}, \boldsymbol{B}_{21,1}, \boldsymbol{B}_{22,1}, \boldsymbol{B}_{31,1}, \boldsymbol{B}_{32,1}, \boldsymbol{B}_{41,1}, \boldsymbol{B}_{42,1}, \boldsymbol{B}_{51,1}, \boldsymbol{B}_{52,1}, \boldsymbol{B}_{61,1}, \boldsymbol{B}_{62,1}) =$$

$$\begin{bmatrix} -n-L & -n & 0 & 0 & n & n+L \\ 0 & 0 & -n-L & -n & -n-L & -n \\ n & n+L & n & n+L & 0 & 0 \\ n & n+L & 0 & 0 & -n-L & -n \\ 0 & 0 & n & n+L & n & n+L \\ -n-L & -n & -n-L & -n & 0 & 0 \end{bmatrix}$$
(2)

将球铰链 *b*_i在 {*O*₁} 中的坐标记为 *b*_{i,1},其与在 {*O*₂} 中表示的坐标 *b*_{i,2}之间满足

$$\boldsymbol{b}_{i-1} = \boldsymbol{P} + \boldsymbol{R}_{12} \boldsymbol{b}_{i-2} \tag{3}$$

其中: $P = (x, y, z)^{T}$ 为 $\{O_{2}\}$ 原点在 $\{O_{1}\}$ 中的坐标值; R_{12} 为 $\{O_{2}\}$ 相对于 $\{O_{1}\}$ 的旋转矩阵。

方向余弦、欧拉角和四元数是描述刚体旋转最主要的3种坐标形式,逐个代入后发现,只有使用四元数来描述 $\{O_2\}$ 相对于 $\{O_1\}$ 的旋转运动时,旋转矩阵中的每个元素才能够都表示为关于姿态参量的二次型,如式(4)所示。这为振型方程的求解提供了有利条件。 $R_{12} =$

$$\begin{bmatrix} 2(\lambda_0^2 + \lambda_1^2) - 1 & 2(\lambda_1\lambda_2 - \lambda_0\lambda_3) & 2(\lambda_1\lambda_3 + \lambda_0\lambda_2) \\ 2(\lambda_1\lambda_2 + \lambda_0\lambda_3) & 2(\lambda_0^2 + \lambda_2^2) - 1 & 2(\lambda_2\lambda_2 + \lambda_0\lambda_1) \\ 2(\lambda_1\lambda_3 - \lambda_0\lambda_2) & 2(\lambda_2\lambda_2 - \lambda_0\lambda_1) & 2(\lambda_0^2 + \lambda_3^2) - 1 \end{bmatrix}$$
(4)

其中: λ_1 , λ_2 , λ_3 为四元数的虚部元素; λ_0 为四元数的 实部元素。

传感器支链的运动学方程为

$$L_{ij}\boldsymbol{e}_{ij} = \boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,1} = \boldsymbol{B}_{ij,1} - [\boldsymbol{P} + \boldsymbol{R}_{12}\boldsymbol{b}_{i,2}]$$

(*i*=1, 2, ...6; *j*=1, 2) (5)

其中:L_{ij}为球铰链 B_{ij}所在支链的实时长度,通过测量压电陶瓷产生的电荷量并运用压电理论计算得到^[10];e_i为球铰链 B_{ij}所在支链的单位方向向量。

2 系统运动微分方程的建立与求解

研究表明,压电式加速度传感器弹性单元的运 动速度极小^[8]。因此,在建立传感器系统的运动微 分方程时可以忽略支链的阻尼。为简化计算,笔者 在建立动力学模型时,将各支链的刚度视为相同,记 为*k*。由于支链的刚度很大,传感器的质量块相对 于外壳做微幅振动,计算中涉及到的三阶及以上高 阶无穷小量将忽略不计。

2.1 系统运动微分方程的建立

传感器系统的动能包括平动动能和转动动能2 个部分,势能为支链的弹性势能。文献[16]通过分 析传感器弹性体的拓扑构型,证明了传感器的自由 度为6,故本系统有6个广义坐标,这里选取描述 $\{O_2\}$ 相对于 $\{O_1\}$ 位置的3个坐标以及姿态的四元数 中的3个虚部元素作为系统的广义坐标,用q来表 示,即其元素分别为 $q_1=x,q_2=y,q_3=z,q_4=\lambda_1,q_5=$ $\lambda_2,q_6=\lambda_3$ 。运用第2类Lagrange方程建立传感器系 统的无阻尼自由振动方程为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = 0 \ (i = 1, 2, \cdots, 6) \ (6)$$

其中:E_k为质量块的动能函数;E_p为支链的势能函数。

质量块的动能函数为

$$E_{k} = \frac{1}{2} m(\boldsymbol{v}_{12}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{v}_{12}) + \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}_{12}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{R}_{12} \boldsymbol{I}_{2} \boldsymbol{R}_{12}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\omega}_{12} \qquad (7)$$

其中: v_{12} 为 $\{O_2\}$ 的原点相对于 $\{O_1\}$ 运动的线速度矢量; I_2 为在 $\{O_2\}$ 中描述质量块的惯性矩阵,且 I_2 =diag $(2mn^2/3, 2mn^2/3, 2mn^2/3)$; ω_{12} 为 $\{O_2\}$ 相对于

$$\boldsymbol{Q}_{\boldsymbol{\Lambda}}^{+} = \begin{bmatrix} \lambda_{0} - \lambda_{3} & \lambda_{2} \lambda_{1} \\ \lambda_{3} & \lambda_{0} - \lambda_{1} \lambda_{2} \\ -\lambda_{2} & \lambda_{1} & \lambda_{0} \lambda_{3} \\ -\lambda_{1} - \lambda_{2} - \lambda_{3} \lambda_{0} \end{bmatrix}; \boldsymbol{Q}_{\boldsymbol{\Lambda}}^{-} = \begin{bmatrix} \lambda_{0} & \lambda_{3} - \lambda_{2} \lambda_{1} \\ -\lambda_{3} & \lambda_{0} & \lambda_{1} \lambda_{2} \\ \lambda_{2} - \lambda_{1} & \lambda_{0} \lambda_{3} \\ -\lambda_{1} - \lambda_{2} - \lambda_{3} \lambda_{0} \end{bmatrix}; \boldsymbol{D}_{ij} = \begin{bmatrix} -(\boldsymbol{Q}_{1} - \boldsymbol{Q}_{2} - \boldsymbol{Q}_{2}) \\ -(\boldsymbol{Q}_{2} - \boldsymbol{Q}_{3} - \boldsymbol{Q}_{3}) \\ -(\boldsymbol{Q}_{2} - \boldsymbol{Q}_{3}) \\ -(\boldsymbol{Q}_{3} - \boldsymbol$$

 D_{ij} 中矢量(•)的下标x, y, z表示该矢量在对应坐标 轴上的投影。 {O₁}转动的角速度矢量。

为便于振型方程的求解,笔者采用四元数及其 导数来表示 ω₁₂,其表达式为

$$\boldsymbol{\omega}_{12} = 2 \begin{bmatrix} \lambda_0 & -\lambda_3 & \lambda_2 & -\lambda_1 \\ \lambda_3 & \lambda_0 & -\lambda_1 & -\lambda_2 \\ -\lambda_2 & \lambda_1 & \lambda_0 & -\lambda_3 \end{bmatrix} \dot{\boldsymbol{\lambda}}$$
(8)

其中: $\dot{\boldsymbol{\lambda}} = [\dot{\lambda}_1 \ \dot{\lambda}_2 \ \dot{\lambda}_3 \ \dot{\lambda}_0]^{\mathrm{T}}$ 。

将广义坐标、惯性矩阵、式(4),(8)代入式(7), 得到动能函数关于广义速度的二次型为

$$E_k \approx m \dot{\boldsymbol{q}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{H} \dot{\boldsymbol{q}} \tag{9}$$

其中: $\dot{q} = [\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3, \dot{q}_4, \dot{q}_5, \dot{q}_6]^{\mathrm{T}}; H = \text{diag} (1/2, 1/2, 1/2, 4n^2/3, 4n^2/3, 4n^2/3)_{\odot}$

由式(5)可得每根支链的长度为

$$L_{ij} = \sqrt{\left[L_{ij} \boldsymbol{e}_{ij} \right]^{\mathrm{T}} \left[L_{ij} \boldsymbol{e}_{ij} \right]}$$
(10)

利用泰勒公式将式(10)展开,可得

$$L_{ij} \approx L + \frac{1}{2L} \left(\left[L_{ij} \boldsymbol{e}_{ij} \right]^{\mathrm{T}} \left[L_{ij} \boldsymbol{e}_{ij} \right] - L^{2} \right) \quad (11)$$

支链的势能函数为

$$E_{p} = \frac{1}{2} k \sum_{i=1}^{6} \sum_{j=1}^{2} (L_{ij} - L)^{2} \approx \frac{k}{8L^{2}} \sum_{i=1}^{6} \sum_{j=1}^{2} ([L_{ij}\boldsymbol{e}_{ij}]^{\mathrm{T}} [L_{ij}\boldsymbol{e}_{ij}] - L^{2})^{2} \qquad (12)$$

将式(12)扩展到四维空间,同时左乘后置四元数矩阵 Q_A,得到势能函数关于广义坐标的二次型表达式为

$$E_{p} = \frac{k}{8L^{2}} \sum_{i=1}^{6} \sum_{j=1}^{2} \left(\left[\mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \mathbf{Q}_{A}^{+} \begin{bmatrix} \mathbf{b}_{i,2} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} - \mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{ij,1} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \right]^{\mathrm{T}} \times \left[\mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \mathbf{Q}_{A}^{+} \begin{bmatrix} \mathbf{b}_{i,1} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} - \mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{ij,1} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \right] - L^{2} \right)^{2} = \frac{k}{8L^{2}} \times \left[\sum_{i=1}^{6} \sum_{j=1}^{2} \left(\left[\mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \mathbf{D}_{ij} \begin{bmatrix} \lambda_{1} \\ \lambda_{2} \\ \lambda_{3} \\ \lambda_{0} \end{bmatrix} \right]^{\mathrm{T}} \left[\mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \mathbf{D}_{ij} \begin{bmatrix} \lambda_{1} \\ \lambda_{2} \\ \lambda_{3} \\ \lambda_{0} \end{bmatrix} \right]^{\mathrm{T}} \left[\mathbf{Q}_{A}^{-} \begin{bmatrix} \mathbf{P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \mathbf{D}_{ij} \begin{bmatrix} \lambda_{1} \\ \lambda_{2} \\ \lambda_{3} \\ \lambda_{0} \end{bmatrix} - L^{2} \right]^{2} \approx 2kg^{\mathrm{T}}Bq$$
(13)

其中:k为球铰链和压电陶瓷串联组成的支链刚度; B=diag(1,1,1,4 n^2 ,4 n^2 ,4 n^2);

$$\begin{array}{c} 0 & (\boldsymbol{B}_{ij,1} + \boldsymbol{b}_{i,2})_z - (\boldsymbol{B}_{ij,1} + \boldsymbol{b}_{i,2})_y - (\boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,2})_x \\ + (\boldsymbol{B}_{ij,1} + \boldsymbol{b}_{i,2})_z & 0 & (\boldsymbol{B}_{ij,1} + \boldsymbol{b}_{i,2})_x - (\boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,2})_y \\ (\boldsymbol{B}_{ij,1} + \boldsymbol{b}_{i,2})_y - (\boldsymbol{B}_{ij,1} + \boldsymbol{b}_{i,2})_x & 0 & - (\boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,2})_z \\ (\boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,2})_x & (\boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,2})_y & (\boldsymbol{B}_{ij,1} - \boldsymbol{b}_{i,2})_z & 0 \end{array}$$

需要注意的是,由于构型对称,动能函数及势能 函数的二次型为标准型,这为振型方程的高效求解 提供了保障。将式(9),(13)代入式(6),得到传感器 系统的无阻尼自由振动方程的矩阵形式为

$$M\ddot{q} + Kq = \theta_6 \tag{14}$$

其中:M为六维加速度传感器系统的惯性矩阵, M=diag($m,m,m,8mn^2/3,8mn^2/3,8mn^2/3$);K为六 维加速度传感器系统的刚度矩阵,K=diag(4k,4k, 4k, $16n^2k$, $16n^2k$, $16n^2k$); 0_6 为6阶零矢量; \ddot{q} 为系统 的广义加速度。

根据式(14)可以看出,传感器的固有频率与重 力及支链的预紧力均无关。

2.2 支链刚度分析

传感器的支链如图 3 所示。图中: ab 和 cd 段为 球铰链; bc 段为压电陶瓷。在图 3(a)中,传感器支 链为压电陶瓷及其两端连接的半圆形球铰链组成的 部分。如图 3(b)所示,左端球铰链的外侧固定在传 感器的副板中,右端球铰链的外侧固定在质量块 中。文献[17]研究表明,当采用这种特殊形状的柔 性铰链时,若最薄处的直径不大于 2 mm,球铰链上 其他刚度对传感器动态性能的影响可忽略。



$$\frac{1}{\int_{0}^{2r} \frac{1}{E\pi (R - (R - t)\sin(\arccos(1 - 2x/(R - t))))^{2}} dx}$$
(15)

其中:E为球铰链材料的弹性模量;R为压电陶瓷的 直径;t为球铰链最薄处厚度。

bc段压电陶瓷的等效刚度 kbc的计算公式为

$$k_{\rm bc} = \pi R^2 / 4h S_{33} \tag{16}$$

其中:h为压电陶瓷的厚度;S₃₃为压电陶瓷的弹性柔顺系数。

cd段刚度与ab相同,根据图3(c)可以看出,支 链刚度由ab,bc和cd3部分串联而成。因此,支链 等效刚度k的公式为

$$k = \frac{1}{2/k_{\rm ab} + 1/k_{\rm bc}} \tag{17}$$

2.3 基频的求解与算例验证

假设系统的广义坐标均以相同的频率和相位作 简谐运动,表示为

$$W = A\cos\left(\omega t + \varphi\right) \tag{18}$$

其中:A为与时间无关的振幅向量,反映主振动的形态,也称主振型; ω 为系统的固有圆频率(其与固有频率 f_0 的关系为 $\omega = 2\pi f_0$); φ 为简谐振动的零相位。

将式(18)代入式(14),得到系统的振型方程为

$$(\boldsymbol{K} - \boldsymbol{\omega}^2 \boldsymbol{M}) \boldsymbol{A} = 0 \tag{19}$$

将式(19)的特征方程展开得到一个关于ω的n 次多项式方程,通过求解该一元高次方程得到系统 的固有频率。对于多自由度系统,运用该方法计算 固有频率是一项繁琐的工作。因此,笔者采用矩阵 迭代法求解传感器系统的基频。将式(19)整理得到 D4=α4 (20)

$$DA = \alpha A \tag{20}$$

其中:D为传感器弹性体的动力矩阵, $D = K^{-1}M$; α 为系统的固有频率相对应的特征值, $\alpha = 1/\omega^2$ 。

假定任一主振型向量 *P*₀,代入式(20)等号左端,可得一确定的向量 *DP*₀,将其最大的一个分量归 一化可得

$$\boldsymbol{D}\boldsymbol{P}_0 = \beta_1 \boldsymbol{P}_1 \tag{21}$$

其中: P_1 为归一化处理后的振型向量; β_1 为对应的归 一化因子, $\beta_1=1/\max\{DP_0\}$ 。

若 P_1 等于 P_0 , P_1 即为系统的主振型矢量。否则,将式(21)得到的振型向量 P_1 代替假定的振型向量 P_0 ,重复式(21),经过 τ 次迭代运算以及归一化处理,得到振型向量 P_r ,即

$$DP_{\tau-1} = \beta_{\tau} P_{\tau} \tag{22}$$

当相邻两次的迭代结果相近,满足*P*_{r-1}=*P*_r或 者*P*_{r-1}与*P*_r的谱范数之差的绝对值小于指定精度 时,停止迭代。基频的计算流程如图4所示。

传感器的基频 f₀表示为

(23)



Fig.4 Flow chart of fundamental frequency calculation

通过式(14),(17),(20)~(23),得到传感器的 基频与*m*,*R*,*h*和*t*有关。不失一般性,随机选取一 组结构参数(*m*=0.499 kg,*R*=8 mm,*h*=3.2 mm, *t*=2 mm)进行验证。振型精度与迭代次数的关系 如图5所示,不超过19次迭代,计算得到系统的固有 频率及振型,且误差小于0.0001%,由此计算出的 系统基频为6372.5735 Hz。





在 Adams 中建立传感器的虚拟样机,如图 6 所示。用无质量的弹簧代替二力杆特征的支链,两端 通过球铰链分别与外壳和质量块相连接。经过虚拟 样机模态分析显示,传感器的基频为6 372.573 5 Hz, 验证了基频数学模型的准确性。



图6 Stewart衍生型六维加速度传感器的虚拟样机

Fig.6 Virtual prototype of Stewart-derived six-axis accelerometer

3 工作频带研究

六维加速度传感器正常工作的前提是杜绝或者 减少系统出现共振现象,即当输出信号发生相位失 真或幅值失真时,传感器不能正常工作^{18]}。为了确 定传感器在不同工作频率下输出信号的情况,基于 影响虚拟样机基频的2个因素(质量块的边长与支 链的刚度),随机建立3组具有不同基频的虚拟样 机,参数设置如表1所示。

表1 模型参数设置及基频

Tab.1 Model parameters setting and fundamental freq uency

组号	m/kg	<i>n</i> /mm	$k/(kN \cdot mm^{-1})$	f_0/kHz
А	0.499	20	200	6.37
В	0.499	20	100	4.50
С	1.685	30	150	3.00

根据 ADAMS 动力学的内核算法要求,在外界 驱动频率为 f时,将仿真步长设置为1/(200f)。将传 感器输出信号的综合引用误差定义为

$$\mu = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} \left| \frac{\bar{f}_i - f_i}{f_i} \right| \times 100\%$$
(24)

其中: f_i, f_i 分别为第i条支链轴向力的试验值和理论值。

传感器输出信号的综合引用误差与工作频率、 基频比值的关系如图7所示。可见,当传感器的工作 频率接近于基频的1/33左右时,输出信号开始不再 稳定。为进一步研究工作频率与基频之间的关系, 并挖掘传感器的可行工作频率,根据Taguchi正交试 验理论,将影响虚拟样机基频的2个参数各设置16 个影响值进行256组全因子试验。此外,为了研究重 力及支链预紧力对工作频带的影响,对质量块质量



Fig.7 Comprehensive reference error corresponding to different working frequencies

为0.062 kg和0.499 kg的2组试验分别施加重力及预 紧力。限于篇幅,此处仅给出其中的63组试验数据, 模型参数设置及工作频带上限如表2所示。



-		[]					
/1			k/(kN•mm	1-1)		
<i>m/</i> kg	50	100	150	200	250	300	350
0.062	257	364	445	514	575	630	681
0.122	187	263	324	374	418	458	493
0.211	143	203	246	287	321	352	380
0.334	112	159	195	225	252	278	298
0.499	93	132	161	186	208	228	244
0.711	78	109	135	156	173	189	205
0.975	66	93	114	132	148	163	176
1.298	57	81	100	114	127	140	151
1.685	52	76	87	102	117	127	143

定义工作频带上限指标s为

$$s = f^* / f_0 \times 100\%$$
 (25)

其中:f^{*}为试验测量频带对应的工作频带上限;f₀为 传感器对应的基频。

将试验结果代入式(25),得到 s 介于 1/35~ 1/32之间。六维加速度传感器的工作频带定义为

$$B[f] = [f_{\min}, sf_0]$$
(26)

其中:fmin为传感器工作频带的下限,由电荷放大器的下限截止频率决定。

为了更加直观显示传感器工作频带上限与基频 之间的关系,在 Matlab 中绘制工作频带上限指标*s* 与*m*及*k*的关系,如图8所示。

为了评价上述试验数据的可靠程度,基于测量 数据的不确定度评定,采用肖维勒准则剔除试验的 异常值,得出样机试验测得值的不确定度^[19]接近于



Fig.8 The Relationship between the index of max working frequency and side length of mass block, branch stiffness

0(等于0.0041),验证了试验结果的可靠性。

值得注意的是,上述结论是在同时施加6个加 速度分量的情况下得到的;当传感器在一维线加速 度、一维角加速度、三维线加速度和三维角加速度等 加速度维数小于6的工况时,上述结论同样适用。 另外,试验结果还显示,重力以及传感器支链的预紧 力不影响传感器的测量频率带宽。

4 关于工作频带的性能图谱

通过分析发现,传感器的基频越大,则传感器的 工作频带越宽。因此,可将传感器的基频作为传感 器的工作频带性能指标。影响传感器系统基频的主 要结构参数有4个,分别为*m*,*t*,*R*及*h*。在基于基频 这一性能指标设计传感器时,仅通过式(23)很难整 体把握参数变化对传感器基频的影响。另外,基于 笛卡尔坐标系的曲线、曲面图最多只能展示性能指 标和2个参数之间的关系,4个参数的情况则无法展 示。因此,笔者采用空间模型技术,计算传感器系统 的基频与上述4个参数之间的映射关系。 根据空间模型理论^[20-21],随机选取3组质量参数(0.6 kg,0.8 kg,1.0 kg),研究基频指标随其他3个参数连续变化时的情况。

将结构参数t,R和h进行无量纲化,令

$$\begin{cases} r = (t + R + h)/3 \\ r_1 = t/r \\ r_2 = R/r \\ r_3 = h/r \end{cases}$$
(27)

考虑到传感器结构限制和加工工艺的要求,以 上参数之间还需满足以下条件: $r_1 + r_2 + r_3 = 3$; $0 < r_1 < r_2 < 3$; $0 < r_3 < 3$ 。

将满足该条件的结构参数用几何空间模型图表示,空间模型图投影到*xy*系,用2个无量纲参数来表示3个无量纲参数,其坐标变换关系为

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\sqrt{3}/3 & \sqrt{3}/3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_2 \\ r_3 \end{bmatrix}$$
(28)

图 9 为传感器弹性体的空间模型及平面映射。 满足传感器弹性体 Stewart 衍生型并联机构结构要 求的参数组合区域如图 9 中阴影部分所示。利用 Matlab 计算各组参数下对应的全域性能指标,得到 传感器工作频带的全域性能图谱,如图 10 所示。

比较图 10 中相同无量纲参数区域的基频,得到 工作频带性能指标与质量块质量成反比关系。此 外,图谱也揭示了工作频带性能指标与其他 3 个参 数之间的分布规律。实际操作时,需要先基于性能 图谱找到一组最优的无量纲参数,再结合工程的实 际需要确定具体结构参数。为了验证其正确性,在 最优尺寸区域(黄色区域)内任意选取 2 组离最优解 不同距离的 2 组尺寸参数:x=2.12,y=0.29 和 x= 2.24,y=0.36,在最优尺寸区域外按不同质量块质 量分别选取一组尺寸参数x=2,y=0.4。计算各结



Fig.9 Geometric space and planar mapping of 12-6 SPS parallel mechanism

构参数下的性能指标,如表3所示。第1,2,3组质量块质量相同,但是与最优尺寸区域之间的距离逐渐变大,因此其对应基频越来越小。第3,4组的无量纲参数相同,但是第3组质量块质量较小,因此其基频较大,与图10表现一致。

表3 各结构参数下的性能指标

Tab.3 Comprehensive performance index of structural parameters

组号	x	у	m/kg	<i>t</i> /mm	R/mm	h/mm	f_0/kHz
1	2.12	0.29	0.6	4.2	7.0	1.2	8.9
2	2.24	0.36	0.6	3.7	7.4	1.5	8.4
3	2.00	0.40	0.6	4.5	6.4	1.7	8.2
4	2.00	0.40	1.0	4.5	6.4	1.7	6.4

5 实物样机试验

为了验证频带模型及检测方案的可行性,加工 了传感器的实物样机,质量块的质量为1.45 kg、压 电陶瓷直径为8 mm、压电陶瓷厚度为3 mm、球铰链





最薄处的厚度为1.5 mm。基于理论模型计算出实物样机的基频为3236.22 Hz,得到传感器的工作频带上限为92.46~101.13 Hz。

搭建实物样机实验台,包括220V电源、5V直 流电源、惯性测量单元、信号发生器、功率放大器、激 振器、电荷放大器、数据采集卡和课题组自行开发的 虚拟仪器客户端,试验方案如图11所示。



Fig.11 Experimental scheme

在传感器的工作频带内,通过标准激振器对其 施加加速度,结合惯性测量单元对比设备,计算出传 感器输出信号的综合引用误差。考虑到激振器的性 能限制(最大允许激励频率为40Hz),设置了5组试 验,表4为试验频率及其误差。

表4 试验频率及其误差

Tab.4	Test	frequency	and	its	corresponding	error
-------	------	-----------	-----	-----	---------------	-------

激励频率/Hz	5	10	20	30	40
综合引用误差/%	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53

任意选择一组激励,对输出信号进行分析,其综 合引用误差如图12所示。滤波后的试验误差不超 过0.53%,且没有出现随时间累积的现象。运用文 献[22]提出的半闭环结构的误差自补偿算法,可以 将该误差进行补偿,保证加速度解耦的精度。





6 结 论

1)运用第2类Lagrange方程,建立Stewart衍 生型六维加速度传感器系统的运动微分方程。使用 四元数描述系统中的旋转矩阵和角速度矢量,求解 动、势能的二次型函数,进而给出基频的计算模型。 算例显示,迭代次数不超过19,算法即可收敛。该 模型同样适用于不对称构型,只不过其振型方程求 解的迭代步数可能会更多。

2)给出传感器工作频带的定义式,其下限由电荷放大器的下限截止频率决定,上限由固有频率决定。通过虚拟试验,研究了传感器工作频率与固有频率之间的关系,推导出工作频带上限为基频的1/ 35~1/32。该思路同样适用于其他种类的六维加速度传感器以及六维力/力矩传感器等多输入、输出耦合系统。

3)将基频定义为传感器的工作频带性能指标, 利用空间模型理论对其结构参数的分布规律进行分析,绘制基频的全域性能图谱。可见,工作频带指标 与质量块的质量成反比,且无量纲参数x在1.8左 右,y在0.2左右对应的区域为最优参数区域。

4) 在工作频率带宽内,采用一定频率加速度荷载 进行试验。结果显示,试验测试输出信号的综合引用 误差不超过0.53%,验证了工作频带模型的可行性。

参考文献

- LIU C Q, LI Y G, ZHOU G Y, et al. A sensor fusion and support vector machine based approach for recognition of complex machining conditions [J]. Journal of Intelligent Manufacturing, 2018, 29 (8) : 1739-1752.
- [2] 李艳生,张延恒,孙汉旭,等.机床自动换刀机构振动 源确定及分析[J].振动、测试与诊断,2014,34(1): 141-146.

LI Yansheng, ZHANG Yanheng, SUN Hanxu, et al. Blind source separation of single-channel cylinder-head vibration signal based on order filtering [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(1): 141-146. (in Chinese)

 [3] 代月帮,李宏坤,魏兆成.考虑模态耦合的球头铣刀 颤振稳定域建模方法[J].振动、测试与诊断,2019, 39(3):525-530.

DAI Yuebang, LI Hongkun, WEI Zhaocheng. Modeling method for chatter stability lobes of ball-end mill based on precise integration [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(3): 525-530. (in Chinese)

[4] 倪风雷,林鹏飞,邹添.基于六维加速度传感器的大型机械臂柔性关节振动抑制[J].空间控制技术与应用,2018,44(5):7-13.

NI Fenglei, LIN Pengfei, ZOU Tian, et al. Vibration suppression strategy for flexible joint of large manipulator based on a six dimensional accelerometer[J]. Aerospace Control and Application, 2018, 44(5): 7-13. (in Chinese)

- [5] STAUFER P, GATTRINGER H. State estimation on flexible robots using accelerometers and angular rate sensors[J]. Mechatronics, 2012, 22(8): 1043-1049.
- [6] 鄢小安,贾民平.自适应多尺度开闭平均-hat变换及在 轴承故障诊断中的应用[J].东南大学学报(自然科学 版),2019,49(5):826-832.
 YAN Xiaoan, JIA Minping. Adaptive multi-scale opening and closing average-hat transform and its application in bearing fault diagnosis[J]. Journal of Southeast University(Natural Science Edition), 2019,49(5):826-832.(in Chinese)
- [7] WU H H, LEMAIRE E D, BADDOUR N. Activity change-of-state identification using a blackberry smartphone [J]. Journal of Medical and Biological Engineering, 2012, 32(4): 265-272.
- [8] SUN Z B, LIU J H, YU C Z, et al. A small range sixaxis accelerometer designed with high sensitivity DCB elastic element[J]. Sensors, 2016, 16(9): 1552-1569.
- [9] ZOU T, NI F L, GUO C Q, et al. A 6-DOF acceleration sensor with cylindrical configuration [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2016, 251: 167-178.
- [10] YOU J, WANG L, XI F, et al. Decoupling algorithm and maximum operation frequency of a novel parallel type six-axis accelerometer [J]. IEEE Sensors Journal, 2020, 20(21): 12637-12651.
- [11] 刘迎春. 传感器原理、设计与应用[M]. 5版. 北京: 国 防工业出版社, 2016: 119-136.
- [12] LI D, DUAN K. 1-3 Piezocomposite for vibration accelerometer applications [J]. Ferroelectrics, 2014, 466(1): 86-91.
- [13] 于春战,刘晋浩,孙治博.基于Kane方法的并联式六 维加速度传感器动态特性研究[J].仪器仪表学报, 2015,36(7):1612-1617.
 YU Chunzhan, LIU Jinhao, SUN Zhibo. Research on the dynamic characteristics of parallel six-axis accelerometer based on Kane's method[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(7): 1612-1617. (in
- Chinese) [14] 孙治博,刘晋浩,于春战.一种六维加速度传感器的 测量属性分析[J]. 仪器仪表学报,2016,37(2): 467-473. SUN Zhibo, LIU Jinhao, YU Chunzhan. Research on measuring characteristic for a six-axis accelerometer[J].

Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(2): 467-473. (in Chinese)

[15] LIU J, LI M, QIN L, et al. Principle research on a single mass piezoelectric six-degrees-of-freedom accelerometer [J]. Sensors, 2013, 13 (8) : 1084410855.

402. (in Chinese)

- [16] 尤晶晶,符周舟,吴洪涛,等.12-6台体型Stewart冗余并联机构的正向运动学研究[J].农业机械学报,2017,48(12):395-402.
 YOU Jingjing, FU Zhouzhou, WU Hongtao, et al. Forward kinematics of general 12-6 Stewart redundant parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2017, 48(12): 395-
- [17] 尤晶晶.基于冗余并联机构的压电式六维加速度传感 器研究[D].南京:南京航空航天大学,2013.
- [18] ZINE G, SAAD S, RABAH B. Resonance effect decrease and accuracy increase of piezoelectric accelerometer measurement by appropriate choice of frequency range[J]. Shock and Vibration, 2018, 2018: 1-8.
- [19] KUMAR P T K. Deciphering robust reactor kinetic data using mutual information [J]. Annals of Nuclear Energy, 2007, 34(3): 201-206.
- [20] YUE Y, GAO F, ZHAO X C, et al. Relationship among input-force, payload, stiffness and displacement of a 3-DOF perpendicular parallel micro-manipulator [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(5): 756-771.
- [21] 李研彪,郑航,徐梦茹,等.5-PSS/UPU并联机构的 多目标性能参数优化[J].浙江大学学报(工学版), 2019,53(4):654-663.

LI Yanbiao, ZHENG Hang, XU Mengru, et al. Multitarget parameters of performance optimization for5-PSS/UPU parallel mechanism [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(4): 654-663. (in Chinese)

[22] 尤晶晶,李成刚,吴洪涛,等.并联式六维加速度传感 器的混合解耦及误差自补偿算法[J].仪器仪表学报, 2015,36(10):2249-2257.

YOU Jingjing, LI Chenggang, WU Hongtao, et al. Hybrid decoupling algorithm and error auto-compensation algorithm of the parallel type six-axis accelerometer [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(10): 2249-2257. (in Chinese)



第一作者简介:王林康,男,1995年7月 生,硕士生。主要研究方向为六维加速 度传感器及并联机构。曾发表《Forward and inverse dynamics of a six-axis accelerometer based on a parallel mechanism》(《Sensors》2021, No.1)等论文。 E-mail: wlk0710@njfu.edu.cn

通信作者简介:尤晶晶,男,1985年7月 生,博士、副教授、硕士生导师。主要研 究方向为机器人机构学及六维传感器。 E-mail: youjingjing251010@njfu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.011

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 (中国电力科学研究院有限公司 北京,102401)

摘要 为了解释在疲劳试验中钢截面占比较大的特高强钢芯铝合金导线更容易断股的现象,研究了影响导线振动 强度的主要参数。提出了导线等效弯曲刚度,建立了微风振动条件下新的导线线夹出口动弯应变数学模型,利用 55 m 和 140 m 2 种不同档距的微风振动模拟试验系统开展了导线微风振动模拟试验。理论计算与试验结果较为一 致,验证了新模型的可用性。微风振动条件下新的导线线夹出口动弯应变模型及基于该模型对导线微风振动强度 主要影响参数的分析,为工程实践提供了理论依据。

关键词 特高强钢芯铝合金导线; 微风振动; 疲劳; 等效弯曲刚度; 动弯应变 中图分类号 TH17; TM751

引 言

导线疲劳试验是架空导线型式试验中重要的试 验项目,是考察新研制导线在工程中能否满足设计寿 命的必要环节。由于大跨越导线的挂点高,所处地形 开阔、极易形成层流风,相较于普通线路更容易发生 微风振动,而特高强钢芯铝合金导线(以下简称导线) 是大跨越工程中最常用的导线,其疲劳试验是关注的 重点。由于导线悬垂、耐张线夹出口是最容易形成应 力集中的位置,因此研究导线线夹出口振动强度对于 导线疲劳试验和大跨越导线防振具有重要意义。

导线线夹出口动弯应变是衡量其微风振动强度 的一个重要指标,国内外学者对其进行了相关研究。 卢明良^[1]从导线静态弯曲变形推导得出线夹出口动 弯应变与导线弯曲振幅之间的关系,但未考虑频率 和档距对导线动弯应变的影响。张建国等^[2]将导线 假设为两端固定且无刚度弦,利用能量平衡法研究 了导线夹固点处的动弯应变,评价了特高压用 JL1X1/G2A-1520/125-481型导线的微风振动特 性。Lévesque等^[3]通过试验测量了固定端附近钢芯 铝绞线的弯曲刚度,为仿真模型的建立和导线疲劳 失效分析提供了数据支撑。杨光甫^[4]提到了导线等 效弯曲刚度的概念,忽略导线节距对弯曲刚度的影 响,建立了轴向受力的弯曲梁模型,得到了基于数值 仿真和试验数据的钢芯铝绞线的等效弯曲刚度数学 模型,但模型参数获得方式相对复杂。

为方便讨论导线线夹出口动弯应变的影响因

素,笔者提出了等效弯曲刚度,在导线微风振动条件 下建立了新的动弯应变模型,为分析导线振动强度 影响因素提供了理论支撑。

1 导线动弯应变模型

导线发生微风振动时,导线微元受力模型如图1 所示^[5]。为方便讨论,假设导线有刚度无阻尼。



图1 微风振动时导线微元受力模型

Fig.1 Force model of conductor under aeolian vibration

$$\begin{cases} m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \\ Q + \frac{\partial M}{\partial x} = 0 \end{cases}$$
(1)

其中:m为导线单位长度质量;T为导线运行张力;Q 为导线微元所受剪力;M为导线微元所受弯矩。

国家电网有限公司总部科技资助项目(SGMDDK00SPJS1800021)

收稿日期:2019-10-10;修回日期:2020-03-10

梁的挠曲轴微分方程为

$$M = EI \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \tag{2}$$

其中:EI为梁截面的抗弯刚度。

将式(2)代入式(1),得到导线自由振动微分方 程为

$$EI\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - T\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0$$
(3)

假设导线两端简支,求解微分方程得到导线的 固有频率ω_n为

$$\omega_n = \frac{n\pi}{L} \sqrt{\frac{T}{m}} \sqrt{1 + \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2 T}}$$
(4)

其中:n为导线固有频率阶次;L为档距长度。

推理可得导线最外层线股所受最大动弯应力, 其表达式^[8]为

$$\sigma_{\max} = \frac{RE_a y_{\max} (r^2 + s^2)}{2 \left[(s/r)^2 + 1 \right]^{1/2}}$$
(5)

其中: R 为导线半径; E_a为导线最外层线股材料弹性 模量; y_{max}为试验中导线的波腹振幅; r和s为中间变 量; σ_{max}为线夹出口处导线最外层线股所受的动弯 应力。

$$\begin{cases} r = \left[\left(q^4 + \frac{p^4}{4} \right)^{1/2} - \frac{p^2}{2} \right]^{1/2} \\ s = \left[\left(q^4 + \frac{p^4}{4} \right)^{1/2} + \frac{p^2}{2} \right]^{1/2} \end{cases}$$
(6)

$$p^2 = T/EI \tag{7}$$

$$q^{4} = m\omega^{2}/EI \tag{8}$$

其中:ω为导线振动圆频率。

对式(5)进行变换,得到

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sqrt{2} D y_{\max}}{4} \sqrt{H} \sqrt{H - \frac{p^2}{2}} \qquad (9)$$

其中:D为导线直径;H为中间变量,H= $\sqrt{q^4 + p^4/4}$; ϵ_{max} 为导线线夹出口处最外层线股所 产生的最大动弯应变。

2 等效弯曲刚度

由于架空导线一般是由多股铝(或铝合金)单丝 与钢单丝绞制而成,导线弯曲刚度不易计算。在不 考虑导线股间摩擦和股间滑移的情况下,分别计算 导线的最小和最大弯曲刚度,但两者之间相差几十 甚至上百倍。在斜拉桥钢绞线的计算中一般将其截 面折合成单圆,然后按照匀质杆件进行计算^[9],为方 便对式(9)进行分析,将导线等效为同等截面面积的 均质圆截面梁,其刚度可表示为

$$d_{\rm eq}^2 = 4(A_s + A_a)/\eta\pi \tag{10}$$

$$EI_{\rm eq} = E_c \frac{\pi d_{\rm eq}^4}{64} \tag{11}$$

其中: d_{eq} 为等效直径; A_s 为导线钢芯截面积; A_a 为导 线铝合金股截面积; η 为导线截面填充率,经计算特 高强钢芯铝合金导线 η 取0.75较为合理; EI_{eq} 为导线 等效弯曲刚度; E_c 为导线综合弹性模量^[10]。

3 导线动弯应变模型

由式(9)可以看出,导线发生微风振动时,最外 层线股产生的最大动弯应变与导线直径、单位长度 质量、振幅、频率、运行张力和刚度等紧密相关,且多 数因素与动弯应变之间有很强的非线性关系。为简 化式(9),弱化各因素与动弯应变的非线性关系,对 式(9)进行变换。当导线发生微风振动时,将式(4), (7),(8)代入式(9),得到新的导线动弯应变模型为

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sqrt{2} n\pi D y_{\max}}{4L} \sqrt{\frac{n^2 \pi^2}{L^2} + \frac{T}{2EI}} \qquad (12)$$

无论是导线疲劳试验、大跨越防振试验,还是实际线路,其档距一般不发生变化。该情况下可将动 弯应变的影响因素化简为5个,即导线直径、振幅、 固有频率阶次、运行张力和刚度。导线直径、刚度、 运行张力和固有频率阶次之间存在耦合关系,增加 了导线动弯应变影响因素分析的难度。

导线运行张力的表达式为

 $T = K(A_s\sigma_s + A_a\sigma_a)$ (13) 其中:K为导线拉断力百分数; σ_s 为钢芯材料抗拉强 度; σ_s 为铝合金材料抗拉强度。

导线的等效直径为

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4(A_s + A_a)}{\eta\pi}} \tag{14}$$

导线固有频率阶次约等于导线振动半波长的个数,其与档距及波长存在如下关系^[11]

 $n \approx 2L/\lambda$

利用式(13)~(15)对式(12)进行变换,得到新 的导线动弯应变模型的另一种表达式为 $\epsilon_{max} =$

$$\frac{\sqrt{2} \pi y_{\max}}{\lambda} \sqrt{\frac{4\pi A_a(\varphi+1)}{\lambda^2 \eta} + \frac{2K}{\eta} \left(\frac{\varphi \sigma_s + \sigma_a}{\varphi E_s + E_a}\right)} (16)$$

其中: $\varphi = A_s / A_a$ 为导线的钢比,即导线钢芯截面积 与铝合金截面积的比值。

由于式(15)的存在,式(16)与式(12)存在微小 的误差。利用式(16)结合试验测量进行控制变量分 析,可将固有频率阶次、导线运行张力、刚度和直径 对动弯应变的影响转变为导线钢比等导线结构、材 料参数对动弯应变的影响。

4 新模型的验证

Tah 1

为确保模型的可用性,对新导线动弯应变模型进行验证。微风振动模拟系统如图2所示。导线一端 连接力传感器,另一端用液压加载装置(张拉端)给导 线加载,当导线达到预定的张力后,锁死加载装置,导 线架设完毕后,利用电磁振动台在导线加载装置侧的 端部对其施加正弦激振力,以此方法模拟微风振动。

试验时,通过闭环控制系统控制导线的激振频 率,通过测量激振力和激振速度两通道的数据来控 制输入导线的功率。使用电荷加速度传感器测量激 振台附近导线的第1个自由半波的波腹振幅。波腹 振幅测量现场如图3所示。使用应变片测量图2中 右端重型夹具处线夹出口导线的动弯应变,应变片 贴在导线上方最外层的两股铝合金单丝上。

利用55m和140m档距的2个微风振动模拟 试验系统分别对JLHA1/G4A-640/170,JLHA1/ G4A-900/240和JLHA1/G4A-1000/803种型号导 线进行微风振动模拟试验。以实际测量值为基准,



1-牵引端; 2-重型夹具; 3-激振金具; 4-激振台; 5-力传感器; 6-张拉端; 7-导线

图 2 微风振动模拟系统示意





图 3 波腹振幅测量 Fig.3 Measurement of antinode amplitude

计算理论值与测量值的相对误差,并与传统模型的 计算结果进行比较(此处导线刚度取 EI_{max}),结果如 表1所示。从理论计算与实测结果的误差来看,新

档距/m	档距/m 导线型号		振幅/	半波数	实测应	新模型计	十算	传统模型计算($EI = EI_{max}$)
	1411	<i>J</i> , 112	mm		变/με	理论应变/με	误差/%	理论应变/με	误差/%
		30.95	5.00	48.59	267	265	0.75	272	1.87
		34.90	4.84	54.43	291	291	0.00	299	2.75
		40.30	2.43	62.23	173	170	1.73	175	1.16
140	JLHA1/G4A-	45.17	1.92	69.08	157	152	3.18	156	0.64
140	640/170	45.17	2.40	69.08	196	190	3.06	195	0.51
		45.17	2.89	69.08	234	229	2.14	235	0.43
		45.17	3.51	69.08	280	278	0.71	285	1.79
		45.17	4.28	69.08	337	339	0.59	347	2.97
	JLHA1/G4A- 900/240	20.79	1.54	13.31	54	51	5.56	52	3.70
		25.83	3.57	16.38	154	148	3.90	150	2.60
		30.75	2.69	19.28	140	134	4.29	136	2.86
FF		36.03	2.12	22.30	132	125	5.30	127	3.79
55		41.49	1.54	25.32	110	106	3.64	107	2.73
		47.66	1.37	28.59	113	109	3.54	111	1.77
		59.87	1.02	34.66	111	105	5.41	106	4.50
		68.82	0.66	38.80	80	79	1.25	80	0.00
		30.46	5.50	49.64	262	277	5.73	228	12.98
		30.46	6.70	49.64	322	338	4.97	278	13.66
		35.20	2.80	56.72	161	165	2.48	136	15.53
140	JLHAI/ G4A	40.22	2.74	63.99	186	186	0.00	154	17.20
	1000/80	45.45	2.56	71.30	186	199	6.99	165	11.29
		50.09	2.49	77.57	207	215	3.86	178	14.01
		55.71	2.47	84.90	241	240	0.41	199	17.43

表1	新的导线动弯应变模型与传统模型的计算结果比较
Comparison of calcula	tion results between new dynamic bending strain model and traditional model

模型理论计算值误差都在10%以下,传统模型理论计算值与实测值误差波动较大,最大误差可达 17.43%。可见,新模型用于动弯应变影响因素的 分析更有利。

5 影响导线振动强度的因素

5.1 钢 比

钢比-应变关系如图4所示。图中:实线为文献 [12]中G6A级500 mm²截面导线控制波长、振幅和 张力等因素改变钢比计算所得曲线;虚线为JLHA1/ G6A-500/400,JLHA1/G6A-500/230导线实测应变 值。可以看出,随着导线钢比增加,导线振动时其线 夹出口动弯应变也会变大,很好地解释了导线疲劳 试验中钢截面占比大的导线更容易发生疲劳断股的 现象。相同铝截面导线,若波长、振幅和张力等因素 不变,当导线发生微风振动时,其动弯应变随着钢比 的增加呈对数形式增加,增长速度越来越慢。



Fig.4 The relationship between strain and the section ratio of steel

5.2 振 幅

振幅-应变关系如图5所示。图中:实线为JL-HA1/G4A-1000/80导线保持档距、固有频率、导线直 径、张力和刚度不变,改变导线振幅计算得到的结果; 虚线为JLHA1/G4A-640/170导线在试验中的测量 值。试验时保持档距、固有频率和运行张力不变,改 变导线振幅而测得的应变值。结合式(12)可以看出, 导线线夹出口动弯应变与导线振幅之间为线性关系, 在其他参数保持不变的情况下,随着导线振幅的增 加,动弯应变值也相应增加,与日常试验情况吻合。

5.3 固有频率阶次

图 6 为固有频率阶次-应变关系图。图中:实线 为 JLHA1/G4A-1000/80 导线保持档距、导线直径、 振幅、张力和刚度不变,改变固有频率阶次计算得到







Fig.6 The relationship between strain and the order of natural frequency

的结果; 虚线为 JLHA1/G4A-1000/80 导线在试验 中基本保持振幅不变, 档距和张力恒定的情况下, 测 得的导线线夹出口动弯应变值。结合式(12)可以 看出, 在其他影响因素不发生改变的情况下, 增加导 线固有频率阶次(即提高导线发生微风振动的频 率), 动弯应变也会随之增加, 两者的变化趋势接近 于二次函数。

5.4 张 力

表2为JLHA1/G6A-500/230导线在3种不同张 力下的部分张力-应变关系。从表中可以看出,相似频 率下,若振幅大小相近,则应变大小相差不大。因此, 在相同频率、相同振幅的条件下,导线张力对导线线 夹出口大小影响不大,且随着张力增大而略微减小。

上述结论与工程中提高张力导线自阻尼性能变差的理论有所不同。相对振幅-自阻尼功率关系如图7所示,比较20%额定拉断力(rated tensile strength,简称RTS),22.5%RTS和25%RTS3种张力下,JL-HA1/G6A-500/230导线振动频率为35Hz左右时,测得的自阻尼功率特性曲线P_s。随着导线张力增大,其自阻尼功率特性曲线P_s斜率逐渐减小,与风功率曲线P_w的交点(即功率平衡点)会增大,平衡点振幅增大。即提高张力后,导线发生微风振动的平衡点振幅增大,导线在功率平衡点振动时,线夹出口动

弯应变会有所增加,导线自阻尼性能变差。

表2 张力-应变关系

Tab.2 The relationship between strain and the tension of conductor

张力	f/Hz	振幅/ mm	应变计算 值/με	应变实测 值/με
	35.32	1.72	95	107
	40.88	1.18	76	73
20%RTS	46.18	1.42	104	108
	51.85	1.11	92	94
	55.68	0.99	88	100
	35.71	1.32	73	81
	41.28	1.11	72	70
22.5%RTS	46.95	1.35	100	103
	51.21	1.05	85	94
	55.16	1.17	103	113
	35.54	1.12	62	66
	41.05	1.47	94	109
25%RTS	46.92	1.17	86	91
	50.85	1.05	84	87
	56.81	1.15	103	110



Fig.7 The relationship between A/D and the self-damping power of conductor

6 结 论

 新的微风振动条件下导线线夹出口动弯应 变模型可应用于特高强钢芯铝合金绞线线夹出口动 弯应变的计算,存在10%左右的误差。

2) 微风振动条件下新的导线线夹出口动弯应 变模型可应用于导线微风振动的定性分析中。在控 制一些参数的情况下,得到了导线线夹出口动弯应 变随着导线钢比、振幅、频率的阶次和张力等参数变 化而变化的规律。

参考文献

[1] 卢明良.夹头出口处导线动弯应变与弯曲振幅关系的

理论分析[J]. 东北电力技术, 1995(4): 7-10.

LU Mingliang. Theoretical analysis of the relationship between dynamic bending strain and bending amplitude of conductor at clamp outlet[J]. Northeast Electric Power Technology, 1995(4): 7-10. (in Chinese)

[2] 张建国,刘建军,李成钢,等.特高压输电线路的大截 面导线微风振动特性[J].河海大学学报(自然科学 版),2017,45(3):271-276.

ZHANG Jianguo, LIU Jianjun, LI Chenggang, et al. Aeolian vibration property of large cross-sectional conduct for UHV transmission line [J]. Journal of Hohai University (Natural Sciences), 2017, 45(3): 271-276. (in Chinese)

- [3] LÉVESQUE F, GOUDREAU S, LANGLOIS S, et al. Experimental study of dynamic bending stiffness of ACSR overhead conductors [J]. IEEE Transactions on Power Delivery, 2015, 30(5): 2252-2259.
- [4] 杨光甫.钢芯铝绞线等效弯曲刚度研究[D].保定:华 北电力大学,2015.
- [5] 徐乃管,王景朝,宗福琳,等.500 kV线路大跨越分裂导线 防振试验研究[R].北京:能源部电力建设研究所,1990.
- [6] CLAREN R, DIANA G. Mathematical analysis of transmission line vibration [J]. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1969,88(12): 1741-1771.
- [7] 郑玉琪.架空输电线微风振动[M].北京:水利电力出版社,1987:10-13.
- [8] 王洪,柳亦兵,董玉明,等.架空线路导线疲劳试验振动幅度的研究[J].中国电机工程学报,2008,28(4): 123-128.
 WANG Hong, LIU Yibing, DONG Yuming, et al.

head lines[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(4): 123-128. (in Chinese)

[9] 王应军,李卓球,宋显辉.钢绞线弹性模量的理论计 算及其影响因素分析[J].武汉理工大学学报,2004, 26(4):80-82.

WANG Yingjun, LI Zhuoqiu, SONG Xianhui. Theoretical computing & analysis affecting factors on stranded wire's elastic module[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2004, 26(4): 80-82. (in Chinese)

- [10] 万建成.架空导线应用技术[M].北京:中国电力出版 社,2015:62-65.
- [11] 张殿生.电力工程高压送电线路设计手册[M].北京: 中国电力出版社,2015:222-223.
- [12] 国家电网公司.Q/GDW 11275-2014 特高强钢芯 铝合金绞线[S].北京:中国电力出版社,2015.



第一作者简介:张昭,男,1990年11月 生,硕士、工程师。主要研究方向为线路 振动控制理论与技术。曾发表《基于 LMD和增强包络谱的滚动轴承故障分 析》(《振动、测试与诊断》2017年第37卷 第1期)等论文。

E-mail: zhangzhao@epri.sgcc.com.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.012

改进抗干扰 CNN 的变负载滚动轴承损伤程度识别^{*}

董绍江1, 裴雪武1, 吴文亮1, 汤宝平2, 赵兴新3

(1.重庆交通大学机电与车辆工程学院 重庆,400074) (2.重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆,400044)(3.重庆长江轴承股份有限公司 重庆,401336)

摘要 针对强噪声、变负载工况下滚动轴承损伤程度难以识别的问题,提出了一种基于改进抗干扰卷积神经网络 (anti-interference convolutional neural network,简称ACNN)的变负载工况下轴承损伤程度识别新方法。首先,对滚 动轴承的一维振动信号进行预处理,得到标签化的数据样本,分为训练集和测试集;其次,将注意力机制引入到卷积 神经网络的各个特征提取层中以建立特征提取通道之间的联系,得到基于改进ACNN的变负载工况下轴承损伤程 度识别模型;然后,将训练集数据输入到改进ACNN中进行学习,将得到的识别模型应用于测试集,输出损伤程度 识别结果,在训练过程中,为了提高模型的抗干扰能力,将Dropout算法引入到卷积层,为抑制过拟合,对原始训练 样本进行加噪处理;最后,通过滚动轴承损伤程度模拟试验,在变工况下进行测试。结果表明,在噪声环境中所提方 法能更准确地实现变负载工况下的轴承损伤程度识别。

关键词 滚动轴承;损伤程度识别;注意力机制;抗干扰卷积神经网络中图分类号 TH113.1;TH133.3

引 言

滚动轴承是机械系统中关键零部件之一,其损 伤程度过大可能会导致机器停机,造成巨大的经济 损失^[1]。在实际工作过程中,不同负载工况下的振 动信号难以比较,且振动信号容易被噪声污染^[2]。 因此,对噪声环境下的轴承故障振动信号及时识别, 可以有效避免故障的持续恶化^[3]。

基于人工智能的故障诊断方法已广泛应用于旋转机械的故障诊断,并取得较好的效果。目前,国内 外学者主要从信号特征提取与模式分类实现轴承的 故障诊断。Li等^[4]提出了采用分层符号动态熵从轴 承振动信号中提取故障特征的方法,输入到二叉树 支持向量机对不同的故障类型进行分类。戴洪德 等^[5]采用样本分位数原理提取滚动轴承故障数据排 列熵的特征,并将其作为特征量输入到支持向量机 中进行识别。Harmouche等^[6]提出的全局光谱分析 方法使用快速傅里叶变换和包络检测对信号进行预 处理,利用线性判别器进行故障分类。以上诊断方 法需要对原始振动信号进行预处理,存在丢失重要 时域特征的可能,且算法组合的通用性不能保证。

部分学者提出基于深度学习的故障诊断方法,

该方法无需对原始信号进行预处理,就能实现从端 到端的轴承故障诊断。孙文珺等[7]提出基于稀疏自 动编码的深度神经网络模型,在稀疏编码器中引入 去噪编码,结合反向传播算法和Dropout算法,实现 了在非监督学习下的感应电动机故障诊断。在样本 不足时,稀疏编码的学习不强,为解决模型的过拟合 问题,需要设计合适的特征提取器与分类器组合来 实现智能诊断。卷积神经网络是一种有监督的深度 学习算法。Janssen等^[8]利用卷积神经网络对齿轮 箱中的轴承、齿轮等进行故障诊断,该方法将离散傅 里叶变换和浅层卷积神经网络相组合,得到的故障 诊断率比传统算法的高出6%。Zhang等^[9]提出了 基于训练干扰算法的卷积神经网络模型,该方法直 接将原始振动信号作为网络模型的输入,可以避免 丢失重要的时域特征,成功实现了变工况负载下的 轴承故障诊断。佘博等[10]提出用深度卷积变分自 编码网络训练由傅里叶变换得到的频域数据。以上 模型在轴承故障诊断方面取得了不错的效果,但是 没有同时考虑到工业现场中不可避免的噪声和轴承 服役时承受的工况变化问题。

笔者提出一种基于改进ACNN方法的变负载 工况下滚动轴承损伤程度识别方法。首先,将

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51775072);重庆市科技创新领军人才支持计划资助项目(CSTCCCXLJRC201920) 收稿日期:2020-05-15;修回日期:2020-06-26

Dropout算法引入到卷积层;其次,在各个特征提取 层中引入注意力机制,为抑制数据过拟合,对标签化 训练样本进行加噪处理;然后,根据加噪样本训练改 进的 ACNN 得到轴承损伤程度识别模型;最后,通 过模拟工业现场的噪声环境和变负载工况下的滚动 轴承损伤程度识别试验,证明了所提方法的可行性 和有效性。

1 卷积神经网络算法原理

卷积神经网络的学习过程主要分为正向传播和 反向参数更新。正向传播由多个交替连接的卷积层 (convolutional layer,简称 Conv)、池化层(pooling layer,简称 Pool)和若干个完全连接层(fully connected layer,简称 FCL)组成。正向传播的参数通 过反向传播算法进行优化,卷积神经网络(convolutional neural network,简称 CNN)的训练过程如下。

1.1 前向传播过程

卷积层的前向传播阶段是使用卷积核对输入信 号特征的局部区域进行卷积运算,即通过对上一卷 积层中的节点计算出下一卷积层中节点的过程,并 产生相应的特征。卷积层的输入表达式为

$$z^{l+1} = x^l + w^l + b^l$$
 (1)
其中: w^l 为第 l 层的卷积核; b^l 为偏置项; x^l 为上一
层的输出。

$$\boldsymbol{x}^{l+1} = f(\boldsymbol{z}^l) \tag{2}$$

其中:f(•)为激活函数。

笔者拟采用的非线性激活函数为修正线性单元 (rectified linear unit,简称 ReLU)^[11]。ReLU激活函 数为

$$f(x) = \max\{0, x\} \tag{3}$$

池化层与卷积层共同构成神经网络的特征提取 层。池化层进行降采样操作,主要是减少神经网络 的参数。池化层的算法为

$$d_i^l = \max\left\{U_i\right\} \tag{4}$$

其中: d_i 为第i个池化层的第b个输出; U_i 为 x_i 的第i个特征矩阵; x_i 为 z_i 的激活值。

特征提取过程结束后,全连接层将提取出的特征进行分类。输出层将Softmax函数作为激活函数输出损伤程度类型,将神经网络的输出值固定在0~1之间,表示不同事件发生的概率。

1.2 反向参数更新过程

反向参数更新过程即是对神经网络进行权值优 化的过程。笔者提出的神经网络目标函数包括交叉 熵和L2正则化。目标函数的算法为

$$\operatorname{Loss}(\boldsymbol{w}, \boldsymbol{b}) = H(\boldsymbol{y}^{-}, \boldsymbol{y}) + \beta \sum \boldsymbol{w}^{2} \qquad (5)$$

其中: $H(y^{-}, y)$ 为 y^{-} 和y两个概率之间的分布距 离; y^{-} 为预测分布;y为输入参数的相应标签值; β 为 模型复杂损失在总损失中的比例; $\sum_{w} w^{2}$ 为模型的 复杂程度。

笔者在训练神经网络的过程中采用学习率随机 梯度下降法,学习率用来控制残差反向传播的强 度。权重和偏置值的更新算法分别为

$$\boldsymbol{w}_{ij}^{l} = \boldsymbol{w}_{ij}^{l} - \alpha \frac{\partial}{\partial \boldsymbol{w}_{ij}^{l}} \operatorname{Loss}(\boldsymbol{w}, \boldsymbol{b})$$
 (6)

$$\boldsymbol{b}_{i}^{l} = \boldsymbol{b}_{i}^{l} - \alpha \frac{\partial}{\partial \boldsymbol{b}_{i}^{l}} \operatorname{Loss}(\boldsymbol{w}, \boldsymbol{b})$$
(7)

其中: α 为学习率; $\frac{\partial \text{Loss}(\bullet)}{\partial}$ 为损失函数的梯度。

1.3 模型优化技术

为提升模型泛化能力,引入Dropout算法^[10];为 加快模型的收敛速度,引入批量归一化处理(batch normalization,简称BN)。Dropout算法将隐层神经 元按一定比例随机置0,当设置的Dropout率为90% 时,即神经网络节点并非全部存活,有10%的神经 元不参与正向传播与反向参数更新过程,以此降低 模型过拟合的风险。另外,当卷积核被随机置0, Dropout算法可以看做是给卷积区域引入了噪声以 增强模型的抗干扰能力^[10]。BN层通常在ReLU激 活功能前进行,BN层将输出数据映射到非线性函 数,可以迫使数据分布呈标准正态分布,输入到该层 的数据将落入激活函数的敏感区域,以避免梯度消 失^[12]。BN层的算法如下

$$\mu_B = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \boldsymbol{z}_i^l \tag{8}$$

$$\delta_B^2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (z_i^l - \mu_B)^2 \tag{9}$$

$$\hat{\boldsymbol{z}}_{i}^{l} = \boldsymbol{z}_{i}^{l} - \mu_{B} / \sqrt{\delta_{B}^{2} + \varepsilon}$$
(10)

$$\boldsymbol{Z}_{i}^{l} = \boldsymbol{\gamma}_{i}^{l} \boldsymbol{\hat{z}}_{i}^{l} + \boldsymbol{\beta}_{i}^{l} \tag{11}$$

其中:m为每个小批量中的数量; ϵ 为增加数值稳定性的小常数; γ_i 为缩放参数; β_i 为移位参数; Z_i^i 为第 1个BN层的第i个节点的输出。

2 改进的抗干扰卷积神经网络

注意力机制(attention mechanism,简称AM)在 自然语言处理、语音识别及图像识别领域应用广泛, 其核心是选出对当前任务目标更重要的信息^[13]。 注意力机制的目的是帮助神经网络学习权重分布, 即对数据进行加权学习。笔者将注意力机制引入到 ACNN的各个特征提取层中,建立特征提取通道之 间的联系,从而提取出更加敏感的深层特征。在深 度学习模型中,Sigmoid 函数通常用于对特征进行 加权处理,不同的权重大小表示特征的不同重要程 度。基于注意力机制的ACNN模块的实现步骤包 括特征提取层的特征聚合、全连接层的权重生成和 特征通道的权重分配^[14]。实现步骤如下

$$V_j = \frac{1}{N_i} \sum_i Z_j^i \tag{12}$$

$$\boldsymbol{d}_{j} = ReLU(\boldsymbol{w}_{1}, \boldsymbol{V}_{j}) \tag{13}$$

$$\boldsymbol{Q}_{j} = \operatorname{Sigmoid}(\boldsymbol{w}_{2}, \boldsymbol{d}_{j})$$
 (14)

$$Z_J = Q_j \cdot Z_j \tag{15}$$

其中: V_i 为第j个特征聚合生成的特征向量; Z_i 为第 j个特征映射中的第i个特征向量; N_j 为单个特征的 映射长度; w_1 和 w_2 分别为两个全连接层的连接权 重; d_i 为第1全连接层的输出; Q_i 为得到的权重向 量; Z_j 为每一个特征提取层的输出特征; Z_i 为每一特 征提取层输出的新特征。

基于注意力机制的ACNN模块如图1所示。



图1 基于注意力机制的ACNN模块图

Fig.1 ACNN module diagram based on attention algorithm

3 模型架构设计与试验对比验证

3.1 数据来源和样本制作

试验数据来自美国凯斯西储大学轴承故障信

号。由于轴承在实际运行过程中,极少在0W负载 工况下工作,故笔者分别选取了轴承在735W~ 2 205 W 负载工况下工作时的振动信号。信号的采 样频率为12kHz,实验中的SKF6205轴承通过电火 花加工凹槽方式,在其内圈、外圈和滚动体加工出 0.177 8 mm, 0.355 6 mm 和 0.533 4 mm 的单点故 障,另外还包含正常轴承在内的共10类故障类型。 笔者在获得轴承信号数据集时,采用重叠采样方法 将一维信号数据切分为每类故障200个样本,每个 样本包含2048个数据点。这不仅增加了训练样本 数量,还增强样本数据之间尽可能多的相关性。制 作成包含2000个数据样本的标签化 F_1, F_2, F_3 数据 集,且每个数据集仅包含一种负载下的10种轴承运 行状态。此外,在训练样本中加入高斯白噪声,增大 损伤样本的同时,还可以避免网络参数过多而引起 的过拟合问题,以提高网络的鲁棒性[15]。

3.2 基于ACNN模型的设计与搭建

针对在噪声环境中和变负载工况下的滚动轴承 一维振动信号,提出的改进ACNN识别模型如图2 所示。



图 2 改进 ACNN 识别模型结构图



笔者提出的ACNN识别模型包含11层:1个输入层,4个卷积层,4个池化层,1个全连接层和1个Softmax层。ACNN模型参数如表1所示。

表1 提出的ACNN模型参数 Tab.1 The parameters of proposed ACNN

网络层	参数	输出 特征尺寸
卷积层1	卷积核尺寸为96,个数为32	256×32
池化层1	池化块尺寸为4,个数为32	64×32
卷积层2	卷积核尺寸为33,个数为64	64×64
池化层2	池化块尺寸为4,个数为64	16×64
卷积层3	卷积核尺寸为4,个数为128	16 imes 128
池化层3	池化块尺寸为4,个数为128	4×128
卷积层4	卷积核尺寸为4,个数为128	4×128
池化层4	池化块尺寸为4,个数为128	1×128
完全连接层	节点个数为128	128×1
Softmax函数	节点个数为10	10

第1,2卷积层选用的宽卷积核能够削弱高频噪 声对提取有用特征时的影响,可起到抗干扰作 步长分别为1×8和1×1,其余卷积内核大小为1× 4,步长为1×1。加噪训练样本在进入第1宽卷积核 提取短时特征之后,输出特征经过BN层处理后,被 迫呈标准正态分布,落入ReLU激活函数的敏感区 域。引入 Dropout 算法构建 Dropout 层以增强改进 ACNN训练时的干扰,从而强化改进ACNN的识别 能力,最后特征经过最大池化层完成特征的提取。 同时,在各个特征提取层中引入注意力机制,建立特 征提取通道之间的联系,增强对非敏感特征的提取 能力,在交替连接的卷积层和池化层间完成特征提 取的全过程。第4个池化层的输出作为Dropout层 的输入,将其输出作为全连接层的输入,全连接层的 神经元个数为128。提取好的特征经过FCL,BN, ReLU和Softmax函数层,输出损伤程度类型。

为了展示笔者提出方法的不断迭代与学习过程,基于 Python-Tensorflow 搭建改进的 ACNN 模型。图 3 为训练集与测试集识别正确率及损失值的变化情况。以 F₁数据集为例,笔者设置一次性参与





计算的样本数量 batch=50,随着迭代步数的增加, 训练集和测试集的正确率逐渐增大,说明模型在向 正确的方向学习。当步数达到 600时,模型在测试 集的正确率略高于训练集,而损失值低于训练集。 这表明模型没有发生过拟合现象,训练效果良好。

3.3 方法鲁棒性验证

本小节将通过试验来验证改进的 ACNN 模型 具有较强的鲁棒性。实验1为模型的抗噪性试验。 实验2为模型的领域自适应试验,即测试样本的分 布与训练样本的分布不一致的情况。考虑到在实际 应用中噪声对传感器测得的信号干扰,试验模拟工 业噪声对测试样本的影响,信噪比(signal to noise ratio,简称 SNR)可以评价信号中所含噪声的多少。 图4为滚珠原始振动信号和加噪信号的时域图。可 见,加噪信号的幅值增大,干扰增强,原始故障信号 被进一步湮没。





为了显示笔者所提方法改进部分的优势,采用 不同的试验方案进行验证。对比试验控制了4个变 量,包括主模型、训练样本处理、卷积层Dropout算 法的设置和注意力机制的设置。首先,主要模型包 括传统CNN和ACNN,两者的结构参数相同,如表 1所示;其次,训练样本处理的区别在于是否添加噪 声;然后,是否在第1,4卷积层中引入Dropout算法; 最后,是否在各个特征提取层中引入注意力机制。 不同模型的变量设置如表2所示。

3.3.1 抗噪性试验

试验按比例4:1无交集的划分训练集和测试集, 分别将数据集F₁,F₂,F₃输入到6个模型中进行训练, 测试样本输入到各自训练好的模型中进行测试。不 同模型在3个数据集上的识别结果如图5所示。

	Tab.2	Variable settings for different	ent models
構刊		变量设置	
侠堂	AM	Dropout算法的设置	训练样本加噪
А	是	是(Dropout率为90%)	是
В	是	是(Dropout率为80%)	是
С	否	是(Dropout率为90%)	否
D	否	否(Dropout率为100%)	是
Е	否	是(Dropout率为90%)	是
F	否	否(Dropout 率为100%)	否

表2 不同模型的变量设置



(a) 6个模型分别在数据集F₁上的识别正确率
 (a) The recognition accuracy of the six models on the data set F₁



(b) 6个模型分别在数据集F₂上的识别正确率
 (b) The recognition accuracy of the six models on the data set F,





Fig.5 Recognition results of different models on three data sets

可见,当分别采用3种数据集进行训练和测试 时,6个模型在SNR=-2dB高噪声环境下的识别 率均达到85%。相比之下,模型A的平均识别正确 率最高,达到93.0%,分别比模型B,C,D,E,F高出 4.39%,1.15%,2.31%,1.47%和3.68%。随着SNR 的增大,所有模型的正确率进一步提高,在4dB~ 10dB环境中达到100%的准确率。分别将模型C, D与F相比,模型A与B相比,发现在任意SNR下, 模型C和D的正确率都高于模型F,模型A都要高 于模型B。在-2dB~4dB环境中,模型C比F高出 7.51%,模型D比F高出3.27%;模型A比B高出 25.64%。结果表明,在ACNN模型的卷积层中引 人 Dropout 算法,相当于给模型增加训练干扰,使模型在噪声中的表现更好,比未改进前的传统 CNN更具抗噪能力。另外,加入噪声训练的方法能有效抑制模型的过拟合,使模型在噪声环境下的表现更优。同理,将模型E与D,F相比,模型E分别比D,F 高出 2.79%和6.06%,结果进一步表明卷积层中引入Dropout 算法和加入噪声训练能提升模型的抗干 扰能力。

将模型A与模型C,D,E相比,无论在哪种噪声 环境中,A模型的识别正确率始终高于其他3个模 型。在-2dB~4dB强噪声环境中,模型A比模型 C,D分别高出8.85%和13.09%,比E高出10.3%。 结果表明,在各个特征提取层中引入注意力机制,可 以对卷积后的表达重新加权以改善每个卷积层的输 出,从而增强有用信息的权重,提高在噪声环境下提 取特征的能力。

为进一步分析笔者提出方法对损伤类型及载荷的敏感性,表3为笔者方法在SNR=0dB环境中,3 种负载工况下的10种轴承损伤类型的识别正确率。 可见,所提方法对各损伤类别的识别率集中在 100%,对3种载荷下的轴承损伤类型敏感性好,识 别结果表现优异。

表 3	笔者方法对损伤类型的识别正确率

Tab.3 The author's method to identify the correct rate of the damage type %

米刊	모 · / / m m	类别	负载/W			
尖望	八 ŋ / mm		735	1 470	2 205	
滚珠损伤	0.177 8	1	100.00	100.00	100.00	
	0.355 6	2	95.00	100.00	97.50	
	0.533 4	3	92.50	100.00	100.00	
内圈损伤	0.177 8	4	100.00	100.00	100.00	
	0.355 6	5	100.00	100.00	97.50	
	0.533 4	6	100.00	100.00	100.00	
外圈损伤	0.177 8	7	100.00	100.00	100.00	
	0.355 6	8	100.00	100.00	100.00	
	0.533 4	9	100.00	92.25	100.00	
正常	_	10	100.00	100.00	100.00	

由于在3种负载工况下存在少量误分类的情况, 图 6 为所提方法的混淆矩阵正确率。分析735 W 负载工况下0.355 6 mm和0.533 4 mm的滚珠损伤, 其正确率为95.00%和92.50%,分别有5%的 0.355 6 mm损伤样本和7.5%的0.355 6 mm损伤样 本被误识别为0.177 8 mm滚珠损伤。虽然损伤尺 寸不同,但在轴承出现损伤后,可以将损伤快速定位 到滚珠。同理,1470 W和2205 W负载工况下的结



(a) 735 W工况下混淆矩阵图(a) Confusion matrix diagram under 735 W condition



(b) Confusion matrix diagram under 1 470 W condition



curacy

果也是如此。

3.3.2 领域自适应试验

为验证改进的 ACNN 模型在噪声环境中的变 工况下识别轴承损伤程度的能力,设置了领域自适 应试验。训练模型时,本实验直接引入实验1训练 得到的6个模型,并另外增加模型G来进一步验证 所提出改进部分的优越性。G表示 ACNN 结构,每 个特征提取层中引入注意力机制,但训练样本未加 噪,第1,4卷积层无Dropout算法。实验时,将剩余 2个数据集分别进行测试,如 F_1 → F_2 表示利用数据 集 F_1 中的1600个样本进行模型训练,利用数据集 F_2 中2000个样本用于模型测试。验证模型领域自 适应能力的数据集设置如表4所示。

表 4 验证模型领域自适应能力的数据集设置 Tab.4 Data set to verify the model domain adaptive ability

	•					
编号	训练集	训练 样本数	测试集	测试 样本数	SNR/ dB	
1	F	1.600	${F}_2$	2 000	$-3 \sim 5$	
1	Γ_{1}	1 000	F_{3}	2 000	$-3 \sim 5$	
2	E	1 600	F_1	2 000	$-3 \sim 5$	
	Γ_2		F_{3}	2 000	$-3 \sim 5$	
3	E	1 600	F_1	2 000	$-3 \sim 5$	
	Γ_3		F_{2}	2 000	$-3 \sim 5$	

为了证明所提出方法的优点,首先验证没有向 测试集中加额外白噪声的跨负载实验,使用笔者所 提方法、传统 CNN 和基于训练干扰卷积神经网络 (training interference convolutional neural networks, 简称 TICNN)分析相同的数据集并进行比较。不同 模型的识别正确率如表5所示。

表 5 不同模型的识别正确率 Tab.5 The recognition accuracy of different models %

计心光则	模型					
风驰矢加	传统 CNN	TICNN ^[9]	笔者方法			
$F_1 \rightarrow F_2$	99.22	99.50	100.0			
$F_1 \rightarrow F_3$	85.25	91.10	93.22			
$F_2 \rightarrow F_1$	95.50	97.60	96.23			
$F_2 \rightarrow F_3$	99.10	99.40	98.16			
$F_3 \rightarrow F_1$	94.20	90.20	93.71			
$F_3 \rightarrow F_2$	98.75	98.70	99.26			
平均正确率	95.33	96.10	96.76			

从表5可以看出,当验证 $F_2 \rightarrow F_3$ 和 $F_3 \rightarrow F_1$ 试验时,笔者方法稍逊于传统CNN方法。分析原因,为 增强传统CNN方法的抗干扰能力,训练样本加噪和 卷积层引入Dropout算法给网络增加了训练干扰, 以提高模型的抗噪声能力。在跨负载测试时,传统 CNN的平均识别正确率为95.33%,基于TICNN方 法的平均正确率为96.10%,笔者方法的平均识别正 确率达到96.76%,相比其他方法的识别效果更好。 另外,为验证所提改进方法在噪声环境下比传统 CNN具有更强的领域自适应能力,在测试样本中加 入信噪比为-3~5 dB的噪声进行试验验证。

选用 t-随机邻近嵌入(t-distributed stochastic

neighbor embedding,简称t-SNE)算法将所有卷积 层与全连接层的特征表达降成2维分布,通过可视 化改进的 ACNN 模型的训练过程来展示模型的特 征提取过程。由于篇幅原因,图7为模型A在 F_1 负 载下训练好的模型,在SNR=0 dB环境中数据集 F_2 从每个卷积层通过 t-SNE 方法提取的测试样本特征 分布图。由图7可以看出,随着特征提取层的深入, 特征可分割性不断增强。特别是在通过第2卷积层 之后,各类损伤特征点分布有了明显的分割效果,最 终实现特征的有效分类。随着改进 ACNN 模型网 络层数的增加,每一层的特征可分性越来越强,说明 深度结构的必要性。从FCL可以看出,用F₁数据集 训练出来的改进ACNN模型,在噪声环境下对F2跨 负载数据集有很好的损伤识别能力。



Fig.7 Feature distribution of test samples

为了测试改进的 ACNN 模型在噪声环境中4 工况下轴承损伤程度的识别正确率,试验比较了标 型A,C,D,E,F和G在SNR=0dB环境中的变负 载测试集上的损伤识别正确率,结果如表6所示。

表6 改进ACNN模型的损伤识别率 Tab.6 Damage recognition rate of improved ACNN mod 1 1/1

.

and c	and comparison algorithm 70								
米回			模	型					
尖別	А	С	D	Е	F	G			
$F_1 \rightarrow F_2$	99.10	97.83	97.25	95.75	97.25	97.26			
$F_1 \rightarrow F_3$	95.06	92.17	92.13	90.08	89.15	91.75			
$F_2 \rightarrow F_1$	96.25	92.00	93.91	95.25	88.22	95.38			
$F_2 \rightarrow F_3$	98.52	97.33	96.08	97.16	93.25	95.99			
$F_3 \rightarrow F_1$	87.50	86.67	83.33	81.26	82.53	85.25			
$F_3 \rightarrow F_2$	91.25	95.08	91.58	92.31	91.50	91.78			
平均正确率	94.61	93.51	92.38	91.97	90.32	92.90			

由表6可以看出,对于在某一负载工况下训练 样本,在噪声环境中跨负载进行样本测试。笔者提 出的模型 F 在 SNR=0 dB 时的平均正确率为 90.32%, 而改进的 ACNN 模型达到 94.61%, 并且是 所有模型中表现最好的。将模型C,D,E和F相比 较,模型C,D,E分别比F高出3.19%,2.06%和 1.65%。结果表明,在ACNN模型的卷积层中引入 Dropout算法和加入噪声训练的方法既可以提高模 型的抗干扰能力,还能提高变负载工况下轴承损伤 识别正确率,比未改进的传统CNN表现更优。将模 型F和G相比较,模型G的平均正确率为92.90%, 比F高出2.58%。同理,模型A比E高出2.64%。 可见,在各个特征提取层引入注意力机制,可有效改 善每个特征提取层的输出,从而增强模型在噪声环 境下的跨负载自适应能力。

表7为改进ACNN模型及传统CNN在SNR= -3~5 dB环境下的损伤识别率。

表7 改进 ACNN 模型及传统 CNN 的损伤识别率 Tab.7 Damage recognition rate of improved ACNN model

and traditional CNN					/		
~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~		SNR/dB					平均
奀别	侠型	-3	-1	1	3	5	正确率
	А	76.75	97.27	99.76	100.0	100.0	94.76
$F_1 \rightarrow F_2$	F	83.10	96.25	99.00	99.52	99.24	95.42
	А	76.26	94.51	96.26	96.00	96.24	91.85
$\Gamma_1 \rightarrow \Gamma_3$	F	77.76	87.73	89.72	88.00	87.50	86.14
	А	83.50	94.50	97.26	98.25	98.25	94.35
$F_2 \rightarrow F_1$	F	78.52	85.50	92.55	95.78	97.00	89.87
$E \rightarrow E$	А	86.50	94.74	98.23	98.50	98.75	95.34
$\Gamma_2 \rightarrow \Gamma_3$	F	82.75	89.50	96.20	98.50	99.25	93.24
	А	73.10	84.78	88.52	91.00	92.75	86.03
$F_3 \rightarrow F_1$	F	66.25	79.76	86.53	89.00	90.50	82.41
$F_3 \rightarrow F_2$	А	75.78	86.50	93.51	97.00	98.25	90.21
	F	68.00	89.25	95.76	97.25	97.50	89.55
平均	А	78.65	92.05	95.59	96.79	97.37	92.09
正确率	F	76.06	87.99	93.29	94.68	95.17	89.44

无论采用何种工况下的样本训练模型,在SNR= -3~5 dB环境中进行跨负载样本测试,改进的 ACNN 模型法的识别正确率始终高于传统 CNN。 改进的 ACNN 模型的平均识别正确率为 92.09%, 比传统 CNN 的 89.44% 高出 2.65%。可见, 笔者提 出的改进 ACNN 模型提升了传统 CNN 的抗噪声和 变负载自适应能力。

#### 结 论 4

1)提出了一种新的解决噪声环境和变负载工 况下轴承损伤识别问题的改进 ACNN 模型。改进 的ACNN模型可直接训练通过数据增强技术处理 得到的标签化加噪样本,无需任何振动信号的预处

%

确率

理过程。对于美国凯斯西储大学轴承数据库,在信 噪比为0dB时,平均识别率为98.83%;在信噪比 为-3~5dB时,变负载工况下的平均识别率达到 92.09%。

2) 改进的 ACNN 模型有 2个主要的抗干扰结构,即训练样本加噪和卷积层引入 Dropout 算法。 网络中对卷积层引入 Dropout 算法得到的模型相比 其他模型对噪声的容忍度更高,所提出的训练样本 加噪的方法能有效防止神经网络的过拟合。采用第 1,2宽卷积核可以在高频噪声下提取有用特征。每 个特征提取层输出端引入注意力机制可以改善卷积 层的输出,通过对池化层降采样操作后的表达重新 加权,以提高变负载复杂特征的提取能力。试验结 果表明,改进的 ACNN 模型相比其他模型对噪声和 变负载工况下的轴承损伤信号的识别正确率更高。

#### 参考文献

- [1] ZHANG Z W, CHEN H H, LI S M, et al. A novel geodesic flow kernel based domain adaptation approach for intelligent fault diagnosis under varying working condition[J]. Neurocomputing, 2019,376:54-64.
- [2] OJAGHI M, YAZDANDOOST N. Oil-whirl fault modeling, simulation, and detection in sleeve bearings of squirrel cage induction motors[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2015, 30(4): 1537-1545.
- [3] HAO S J, GE F X, LI Y M, et al. Multisensor bearing fault diagnosis based on one-dimensional convolutional long short-term memory networks [J]. Measurement, 2020, 159 : 107802.
- [4] LI Y B, YANG Y T, WANG X Z, et al. Early fault diagnosis of rolling bearings based on hierarchical symbol dynamic entropy and binary tree support vector machine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 428 : 72-86.
- [5] 戴洪德,陈强强,戴邵武,等.基于样本分位数排列熵的故障诊断方法[J].振动与冲击,2019,38(23):152-156,170.
   DAI Hongde, CHEN Qiangqiang, DAI Shaowu, et al.

Fault diagnosis method based on sample quantile permutation entropy[J]. Vibration and Shock, 2019, 38(23): 152-156, 170. (in Chinese)

- [6] HARMOUCHE J, DELPHA C, DIALLO D. Improved fault diagnosis of ball bearings based on the global spectrum of vibration signals[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2015, 30(1): 376-383.
- [7] 孙文珺,邵思羽,严如强.基于稀疏自动编码深度神经 网络的感应电动机故障诊断[J].机械工程学报,2016, 52(9):65-71.

SUN Wenjun, SHAO Siyu, YAN Ruqiang. Induction motor fault diagnosis based on deep neural network of sparse auto-encoder[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(9):65-71. (in Chinese)

- [8] JANSSENS O, SLAVKOVIKJ V, VERIVSCH B, et al. Convolutional neural network based fault detection for rotating machinery [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016,377:331-345.
- [9] ZHANG W, LI C H, PENG G L, et al. A deep convolutional neural network with new training methods for bearing fault diagnosis under noisy environment and different working load [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018,100:439-453.
- [10] 佘博,田福庆,梁伟阁.基于深度卷积变分自编码网络的故障诊断方法[J].仪器仪表学报,2018,39(10): 27-35.
  SHE Bo, TIAN Fuqing, LIANG Weige. Fault diagnosis method based on deep convolution variational self-en-

sis method based on deep convolution variational self-encoding network [J]. Journal of Instrumentation, 2018, 39(10):27-35. (in Chinese)

- [11] JIA F, LEI Y G, LU N, et al. Deep normalized convolutional neural network for imbalanced fault classification of machinery and its understanding via visualization[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018,110: 349-367.
- [12] ZHAO M H, ZHONG S S, FU X Y, et al. Deep residual shrinkage networks for fault diagnosis[J].
   IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2020, 16(7):4681-4690.
- [13] LI X, ZHANG W, DING Q. Understanding and improving deep learning-based rolling bearing fault diagnosis with attention mechanism[J]. Signal Processing, 2019,161:136-154.
- [14] 李艺伟.基于改进CNN的变工况下滚动轴承故障诊断 方法研究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2019.
- [15] DONG S J, WU W L, HE K, et al. Rolling bearing performance degradation assessment based on improved convolutional neural network with anti-interference [J]. Measurement, 2020, 151 : 107219.
- [16] GAN M, WANG C, ZHU C A. Construction of hierarchical diagnosis network based on deep learning and its application in the fault pattern recognition of rolling element bearings [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016(72/73): 92-104.



**第一作者简介:**董绍江,男,1982年12月 生,博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为机械故障诊断和机电一体化技 术。 曾发表《Rolling bearing performance degradation assessment based on improved convolutional neural network with anti-interference》(《Measurement》 2020,Vol.151)等论文。

E-mail:dongshaojiang100@163.com

通信作者简介:裴雪武,男,1995年3月 生,硕士生。主要研究方向为机械故障 诊断。 E-mail:398721763@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.013

# 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 (空调及系统运行节能国家重点实验室 珠海,519000)

**摘要** 压缩机作为空调管路系统的主要激励源,其激励的准确识别是空调配管系统设计及优化的前提。当压缩机 为第三方提供时,须通过实验方法识别压缩机激励,针对此,提出了基于刚体动力学的转子压缩机质量特性及等效 激励识别方法。基于质量线法对压缩机的质心及惯性参数进行识别,实验结果表明识别精度及一致性较好。基于 刚体动力学方程,结合压缩机缸体表面的振动响应、压缩机的惯性参数以及橡胶脚垫的特性参数,识别了压缩机的 等效激励力,并对该识别激励力进行有限元仿真验证。仿真得到的加速度与实验测试加速度吻合良好,最大误差出 现在y向的第2阶,为26.3%。这表明此激励识别方法具有很好的识别精度,识别结果可用于空调管路系统的仿真 分析与优化设计。

关键词 惯性参数识别;激励识别;转子压缩机;刚体动力学 中图分类号 TH113.1; O329

## 引 言

随着空调产业的迅速发展及技术提升,空调噪 声、振动与声振粗糙度(noise,vibration,harshness, 简称NVH)特性研究越来越受重视。管路系统的振 动特性是决定空调设备可靠性与NVH水平的重要 因素,而压缩机作为空调管路系统的主要激励源,其 激励特性的获得对于压缩机的配管系统振动应力分 析与管路优化设计具有重要意义。在家用空调中, 压缩机一般为转子压缩机,转子压缩机的负载包含 气动转矩负载、电机的电磁转矩负载和转子动平衡 的偏心负载等^[1]。通过理论计算求解这些载荷的前 提是给定压缩机内部结构参数,当压缩机为独立的 第三方开发时,获取这些参数较为困难,因而采取实 验的方法识别压缩机激励是唯一选择。

惯性参数的精确识别包括质量、质心坐标、转动 惯量及惯性积等,这是压缩机等效激励识别的前提。 惯性参数的识别方法一般为落体测试法、振摆测试 法、利用三维数字模型的数值计算法和基于实验模 态分析的参数识别法等。其中,基于实验模态分析 的参数识别法有质量线法和刚体模态法2种^[2]。温 晶晶等^[3]基于扭摆法原理自制了实验台,通过一次 装夹测出试件的所有惯性参数,但测试周期较长,需 知道试件的质心位置。夏光亮等^[4]应用质量线法识 别了规则模型的惯性参数,其结果与三维数字模型 的数值计算法的结果误差较小,验证了质量线法的 精度,质量线法可一次性地将试件的质心及惯性参 数识别出来,便捷且周期较短。

压缩机激励通过结构的动态特性和实测的动力 响应求解,是一个典型的求逆问题,其中通过响应与 传递函数来识别激励[5-6]居多,即在输入点人为施加 一个激励,获取响应点的响应,求解得到输入点与响 应点之间的传递函数,再通过响应点的实测响应,求 解输入点的激励。Tao等^[7]测试得到发动机悬置处 的振动速度及相位,搭建一个非线性超定方程来识 别发动机质心处的激励,但求解较为复杂。杨志坚 等[8]通过对采集的发动机缸体表面的响应进行离散 谱校正,减小了发动机激励力识别的误差,但此方法 需要设置参考相位。Ota等^[9]利用力传感器测得不 同运行频下压缩机机脚处的影响力,反推涡旋压缩 机质心处的扭矩,但此方法并不适用于无法获知压 缩机内部结构参数的情况。祖玉建[10]在压缩机1/3 高度的圆心上建立一个加载点,通过构建加载点与 压缩机吸排气口响应点之间的传递函数,来识别压 缩机加载点的等效激励,但通过传递函数求逆存在 病态矩阵问题,会放大求解误差。

笔者将压缩机简化为一个刚体,利用质量线法 获取压缩机的质心坐标和惯性参数。通过测试压缩

^{*} 珠海市基础与应用基础课题研究资助项目(ZH22017003200007PWC) 收稿日期:2019-07-10;修回日期:2019-08-13

机机脚处的振动响应,结合压缩机的质量、惯性参数 及橡胶脚垫的动特性识别压缩机质心处的等效载 荷。将识别的载荷施加到有限元模型中,求解模型 响应,并与实验结果进行对比。

#### 压缩机惯性参数识别与等效激励的 1 基本原理

## 1.1 压缩机惯性参数识别

笔者采用质量线法进行压缩机的惯性参数识 别,质量线反映的是具有柔性支撑结构的惯性约束 力。刚体模态图如图1所示,在频响函数的规定频 带内将质量线的数据带入相关的运动学和动力学方 程,求解刚体的惯性参数。



将压缩机用弹性绳悬挂使其处于准自由状态, 压缩机静态平衡时,设其随体坐标系 O-xyz 与空调 外机三维数字模型全局坐标系一致。压缩机坐标方 向如图2所示。坐标原点为排气管口的圆心,x向由 排气管口圆心指向吸气管口圆心,z向为垂向,由x 和z向确定y向。在压缩机表面布置n个响应点和q个激励点,以测试激励点与响应点之间的频响函数。 利用频响函数曲线平直质量线的实部[11],结合最小 二乘法求解压缩机的质心坐标与惯性参数。

根据刚体运动学方程,可得压缩机表面各点与 随体坐标原点O的加速度关系为



其中: $(X_{ms} \quad Y_{ms} \quad Z_{ms})(s=1,2,\dots,n)$ 为压缩机表面 第 s 个 加 速 度 传 感 器 在 O - xyz 中 的 坐 标;



图2 压缩机坐标方向 Fig.2 Location of coordinate system

 $(\ddot{x}_{ms} \ddot{y}_{ms} \ddot{z}_{ms})(s=1,2,\dots,n)$ 为s个传感器测得的加 速度值; {*x*。*ÿ*。*ż*。*α β γ*}^T为原点O的加速度 矢量。

由于原点〇的振动加速度有6个未知量,所以 响应点至少需6个。在选定的整个频段内运用最小 二乘法求解式(1),得到原点O的加速度矢量为

$$A_0 = (X^{\mathrm{T}}X)^{-1}X^{\mathrm{T}}A \qquad (2)$$

利用虚功原理[12],建立压缩机上激励点q的激 励力F_a与质心处的反作用力F_a之间的关系

$$F_{c}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\delta} \boldsymbol{A}_{c} = F_{q}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\delta} \boldsymbol{A}_{q} \qquad (3)$$

其中: $\delta A_a$ 为压缩机在激励力作用下任意点q的线位 移; $\delta A$ ,为在反作用力F,作用下质心C的线位移。

根据激励点与质心的位置转移矩阵,得到两者 之间的力矢量关系为

$$\begin{bmatrix} F_{cx} \\ F_{cy} \\ F_{cz} \\ M_{cz} \\ M_{cy} \\ M_{cz} \\ F_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & z_c - z_q & y_q - y_c \\ z_q - z_c & 0 & x_q - x_c \\ y_c - y_q & x_c - x_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{qx} \\ F_{qy} \\ F_{qz} \\ F_q \end{bmatrix}$$
(4)

其中: $(x_q \ y_q \ z_q)$ 为激励点 q的坐标; $(x_c \ y_c \ z_c)$ 为质心C的坐标。

质心 C 与坐标原点 O 的加速度存在以下关系

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{c} \\ \ddot{y}_{c} \\ \ddot{z}_{c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_{c} & -y_{c} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{c} & 0 & x_{c} \\ 0 & 0 & 1 & y_{c} & -x_{c} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{o} \\ \ddot{y}_{o} \\ \ddot{z}_{o} \\ \ddot{a} \\ \ddot{\beta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix}$$
(5)

由刚体动力学可得  $\begin{cases}
F_{cx} = m\ddot{x}_{c} \\
F_{cy} = m\ddot{y}_{c} \\
F_{z} = m\ddot{z}_{c}
\end{cases}$ (6)  $\begin{cases}
M_{cx} = I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} \\
M_{cy} = -I_{xx}\ddot{\alpha} + I_{yy}\ddot{\beta} - I_{zy}\ddot{\gamma} \\
M_{cz} = -I_{xz}\alpha - I_{yz}\ddot{\beta} + I_{zz}\ddot{\gamma}
\end{cases}$ 

联立式(4)~(7),代入相应的坐标后得到

$$\begin{bmatrix} F_{qx} - mx_o \\ F_{qy} - m\ddot{y}_o \\ F_{qz} - m\ddot{z}_o \\ -z_q F_{qy} + y_q F_{qz} \\ z_q F_{qx} - x_q F_{qz} \\ -y_q F_{qx} + x_q F_{qy} \end{bmatrix} =$$

 $\begin{bmatrix} 0 & -m\ddot{\gamma} & m\ddot{\beta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ m\ddot{\gamma} & 0 & -m\ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m\ddot{\beta} & m\ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_{qz} & -F_{qy} & \ddot{\alpha} & 0 & 0 & -\ddot{\beta} & 0 & -\ddot{\gamma} \\ -F_{qz} & 0 & F_{qx} & 0 & \ddot{\beta} & 0 & -\ddot{\alpha} & -\ddot{\gamma} & 0 \\ F_{qy} & -F_{qx} & 0 & 0 & 0 & \ddot{\gamma} & 0 & -\ddot{\beta} & -\ddot{\alpha} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \\ I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xz} \\ I_{xz} \\ I_{xz} \end{bmatrix}$  (8)

式(8)中的质量可通过称重获得,原点O的加速度 $A_0$ 通过式(2)求解得到,任意点q的激励点 $F_q$ 和坐标可通过模态测试方法获得。因式(8)仅有9个未知数[ $x_c$   $y_c$   $z_c$   $I_{xx}$   $I_{yy}$   $I_{zz}$   $I_{xy}$   $I_{yz}$   $I_{zz}$ ]^T, 而展开后的方程只有6个,所以至少要选6个单向激励点进行联立,运用最小二乘法求解方程中的质心坐标与惯性参数。

#### 1.2 等效激励识别的基本原理

压缩机的第1阶弹性模态频率一般在200 Hz以 上。在空调运行频段内,可将压缩机看作刚体,压缩 机和橡胶脚垫组成的系统为一个六自由度系统。选 择压缩机三维模型的全局坐标系为惯性标系,则压 缩机的运动方程^[13]为

$$M\ddot{X}(t) + KX(t) = F(t)$$
(9)

F(t)和X(t)分别为压缩机质心处的等效力向 量和位移向量,表达式为

 $F(t) = \begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_x & M_y & M_z \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} X(t) = \begin{bmatrix} x_c & y_c & z_c & \theta_{cx} & \theta_{cy} & \theta_{cz} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ 

其中:M为质量矩阵,包含刚体压缩机的质量和惯

性参数; K 为刚度矩阵, 包含橡胶脚垫的刚度和 位置。

#### M和K的矩阵形式分别为

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}$$
$$K = \sum_{i=1}^{3} T_{i}^{T} \begin{bmatrix} k_{ui} & 0 & 0 \\ 0 & k_{vi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{vi} \end{bmatrix} T_{i}$$

其中:m为压缩机质量; $I_{xx}$ , $I_{yy}$ 和 $I_{zz}$ 分别为压缩机绕 x, y和z轴的转动惯量; $I_{xy}$ , $I_{yz}$ 和 $I_{zz}$ 为对应的惯性积;  $k_{ui}$ , $k_{vi}$ 和 $k_{wi}$ 分别为第i个橡胶脚垫沿坐标轴方向的 刚度; $T_i$ 为第i个橡胶脚垫位置( $x_i y_i z_i$ )到压缩机质 心位置( $x_i y_i z_i$ )的转换矩阵。

T_i的表达式为

$$T_{i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & (z_{i} - z_{c}) & -(y_{i} - y_{c}) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_{i} - z_{c}) & 0 & (x_{i} - x_{c}) \\ 0 & 0 & 1 & (y_{i} - y_{c}) & -(x_{i} - x_{c}) & 0 \end{bmatrix}$$
  
$$\forall \vec{x}(9) \forall \vec{y} \text{ by } \vec{y} \text{ eff} = \psi \vec{y} \vec{y}$$

 $\left[M - \frac{K}{\left(2\pi f\right)^2}\right] \ddot{X}(f) = F(f) \qquad (10)$ 

则体上任意一点*p*的速度为

$$\dot{X}_{b} = \dot{X}_{c} + \omega r_{cb} \qquad (11)$$

其中: $\dot{X}_{\rho}$ 和 $\dot{X}_{c}$ 分别为p点与质心C的速度向量; $\omega$ 为 刚体的角速度向量; $r_{\rho}$ 为p到C的位移向量。

对于压缩机,质心处的加速度数据无法直接测量,可通过压缩机壁面上的振动加速度确定。当压 缩机做微小振动时,由式(11)可得压缩机壁面一点 *p*_i与质心加速度关系为

 $\begin{aligned} \ddot{X}_{pj}(f) &= T_j \ddot{X}_c(f) (j=1,2,\cdots) \quad (12) \\ \downarrow \oplus X_{pj}(f) &\supset m \leq p_j \neq m \leq m \leq p_j \neq m \\ \ddot{X}_{pj}(f) &= [\ddot{x}_j \quad \ddot{y}_j \quad \ddot{z}_j]^{\mathsf{T}} (j=1,2,\cdots); X_c(f) \supset f \\ \notin & m \leq p \quad h \quad m \quad \& \quad g \quad h \quad \& \quad f \quad h \\ \vdots \quad \ddot{X}_c \quad \ddot{y}_c \quad \ddot{z}_c \quad \ddot{\theta}_{cx} \quad \ddot{\theta}_{cy} \quad \ddot{\theta}_{cz} \end{bmatrix}^{\mathsf{T}} ; T_j \supset p_j$ 

$$T_{j} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_{j} - z_{c} & y_{c} - y_{j} \\ 0 & 1 & 0 & z_{c} - z_{j} & 0 & x_{j} - x_{c} \\ 0 & 0 & 1 & y_{j} - y_{c} & x_{c} - x_{j} & 0 \end{bmatrix}^{c}$$

要求解质心处的加速度,需至少6个方程,即至 少要在压缩机上采集3个点的加速度数据,将采集 的加速度向量代入式(12),用最小二乘法求解得到 质心处在频率下的加速向量

 $\ddot{X}_{c}(f) = (T_{cp}^{T}T_{cp})^{-1}T_{cp}^{T}\ddot{X}_{p}(f) \qquad (13)$   $\downarrow \mathbf{p} : \mathbf{T}_{cp} = \begin{bmatrix} T_{1}^{T} & T_{2}^{T} & \cdots & T_{N}^{T} \end{bmatrix}^{T} \not {\mathbf{b}} \to \uparrow 3N \times 6 \ \mathfrak{m}$   $\mathfrak{m} \mathfrak{m}_{c}$ 

结合式(10)与(13),得到压缩机质心处的激励为

$$F(f) = \left( M - \frac{1}{(2\pi f)^2} K \right) (T_{cp} {}^{\mathrm{T}} T_{cp})^{-1} T_{cp} {}^{\mathrm{T}} \ddot{X}_{p}(f)$$
(14)

由式(14)可知,只需获得压缩机壁面的振动加速度,即可求出压缩机质心处的等效载荷。

## 2 压缩机惯性参数识别

#### 2.1 实验方案与测试

对某一型号家用空调压缩机进行实验,压缩机 的质量为8.6 kg,取空调外机三维模型的全局坐标 系为参考坐标系,采用LMS.Test.Lab数据采集系 统、力锤及三向加速度传感器搭建测试系统,实验流 程如图3所示。在压缩机壁面选取8个响应点放置 三向加速度传感器,传感器的方向与参考坐标系方 向一致。选取压缩机壁面上12个点进行单向激振, 激励点与传感器布置点需避开结构的振型节点,激 励方向平行参考坐标系的坐标轴方向。实验针对不 同压缩机、支承方式及传感器布放位置,共设计了4 组实验方案,如表1所示。实验选取的2台样机为同 型号。支承方式分为弹性绳悬挂与原机脚垫支承。

图4为压缩机惯性参数识别测试布点图。采取 2种传感器布放方案,其中:布放位置1如图4(a)所示;布放位置2的传感器在位置1的基础上,在压缩 机缸体轴向上往中部移动10mm,如图4(b)中箭头 指向所示。

表1	实验方案
Tab.1	Test plan

		· · · · · · · · · · · · · · · · ·	
实验方案	样机号	支承方式	传感器布放
1#	1	弹性绳悬挂	位置1
2#	2	弹性绳悬挂	位置1
3#	2	弹性绳悬挂	位置2
4#	2	脚垫支承	位置1

在进行压缩机惯性参数识别实验之前,先测试 压缩机固有频率。将压缩机用弹性绳悬挂,测得压 缩机的一阶弹性模态频率为266.17 Hz,压缩机的最 高刚体模态为24.7 Hz,说明压缩机的刚体模态与弹



Fig.3 Schematics of test



(a) 位置1布点图
 (b) 位置2布点图
 (a) Position 1 of sensors
 (b) Position 2 of sensors
 图 4 压缩机惯性参数识别测试布点图
 Fig.4 Acceleration-measurement points for inertia parameter

identification of compressor

性模态分离较好。

#### 2.2 识别结果分析

图 5 为部分敲击点与响应点之间的频响函数幅 频曲线。在选择频响函数曲线时剔除了在整个频段 内响应较差的曲线,压缩机第 1 阶弹性模态较高,对 低频段质量线的影响可忽略不计。采用质量线法进 行参数识别时,为保证求解的精度,需要在压缩机的 最高阶刚体模态和第 1 阶弹性模态之间选取较为平 直、无明显毛刺或凸起的质量线,故选取 30~180 Hz 范围内的质量线进行参数识别。

表2为不同实验方案识别的参数。在实验过程 中,对4种实验方案分别进行多组测试,取多组识别 结果的平均值,这里仅列出质心坐标及绕压缩机质





## 表 2 不同实验方案识别的参数 Tab.2 Parameters identified by different mounting methods

全粉	实验方案				
参数 -	1#	2#	3#	4#	
x/m	0.012 2	0.012 4	0.012 0	0.012 1	
y/m	0.000 2	-0.0001	0.000 1	-0.0003	
z/m	-0.1417	-0.1420	-0.1415	-0.1445	
$I_{xx}/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^2)$	0.202 2	0.202 5	0.202 7	0.231 2	
$I_{yy}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2)$	0.227 5	0.227 1	0.227 8	0.257 7	
$I_{zz}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2)$	0.010 1	0.010 8	0.010 5	0.011 0	
$I_{xy}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2)$	0.0018	0.001 5	0.001 7	0.002 0	
$I_{xz}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2)$	-0.0130	-0.0135	-0.0132	-0.0140	
$I_{yz}/~(\mathrm{kg}\mathrm{\cdot}\mathrm{m}^2)$	-0.0019	-0.0020	-0.0018	-0.0030	

### 心的惯性参数。

由表2可知,4组实验方案的识别结果误差较 小,表明压缩机惯性参数识别精度较高。对比实验 方案2#与4#可知,支承方式改变对质心坐标z向的 影响较大,z向误差达3mm,同时对惯性积也有一 定影响,其原因可能为不同支承方式下压缩机内部 的冷冻油分布发生变化。可见,改变传感器位置,同 台样机识别的惯性参数基本一致。当采取弹性绳悬 挂时,不同样机的质心坐标与惯性参数识别结果一 致性较好,如实验方案1#与2#所示。

## 3 数值仿真分析及实验验证

## 3.1 载荷识别流程

对压缩机质心处的等效激励进行识别,实验流 程如下。

1)获取压缩机的质量、惯性参数、质心坐标,橡 胶脚垫坐标、动/静刚度和阻尼。压缩机脚垫的位置 坐标如表3所示。通过橡胶试片的应力应变数据, 拟合橡胶的超弹性本构模型,计算出每个脚垫在垂 向的受力,并分别计算每个脚垫的三向静刚度,在各 个频率点的三向动刚度及脚垫的阻尼。由于橡胶脚 垫刚度对于压缩机激励力识别的影响较小^[14],动刚 度的值可设为静刚度的1.4倍。

#### 表3 压缩机脚垫的位置坐标

#### Tab.3 The position coordinates of compressor mount

			111
脚垫	x	У	z
1	0.019	-0.070	-0.237
2	-0.081	-0.014	-0.237
3	0.041	0.059	-0.237

2)图6为机脚振动测试实物图。在压缩机的 机脚贴三向加速度传感器,记录加速度传感器的位 置坐标,采集名义制热、名义制冷、过负荷制热和过 负荷制冷4种工况下稳定运行时的加速度响应。

3)根据式(14)识别压缩机质心处的等效激励。



(a) 传感器布置示意图(a) Schematics of measurement points





(b) 实际布置图(b) Actual sensors arrangement



(c) LMS数据采集界面
(d) LMS
(c) LMS acquisition interface
(d) LMS acquisition acquisition interface
图 6 机脚振动测试实物图

(d) LMS数据采集前端
 (d) LMS acquisition front port
 計测试实物图

Fig.6 Sketch of the measurement system for compressor vibration

#### 3.2 载荷识别结果分析与仿真验证

为分析压缩机质心坐标与惯性参数对于压缩机 激励力识别结果的影响,针对4组方案的压缩机特 性参数,选取过负荷制热工况下运行频率为50 Hz 时传感器的第1阶加速度幅值求解质心处等效激励,结果如表4所示。可见,质心坐标对激励的3个 力影响较大,惯性参数对3个转矩影响较大。另外, 当采取悬挂法所得的压缩机质心坐标与惯性参数进 行激励识别时,其误差最小。

笔者选取1#方案的压缩机质心坐标与惯性参数、50 Hz时机脚的振动加速度幅值进行压缩机等效载荷识别,质心处等效激励如图7所示。识别的等效激励力在x,y向较大,z向较小,绕y轴的转矩比其他2个方向的值大。

在有限元软件中建立压缩机-管路系统有限元 模型,将识别的载荷施加在压缩机质心处,求解模型 响应。提取机脚1,即图6(a)中的A位置的加速度 响应幅值,与测试的加速度幅值进行对比。图8为

	表 4 /	表4 压缩机质心处的等效激励					
Tab.4	Equivalent	excitation	at	the	center	of	mass
	of the com	pressor					

全粉	实验方案				
<b>参</b> 奴	1#	1# 2#		4#	
$F_x/N$	54.10	54.13	54.10	54.24	
$F_y/N$	73.88	73.90	73.84	74.03	
$F_z/N$	14.70	14.68	14.68	14.66	
$M_x/(N \cdot m)$	1.497	1.50	1.50	1.72	
$M_y/(N \cdot m)$	-0.888	-0.884	-0.889	-1.007	
$M_z/(N \cdot m)$	0.207	0.217	0.212	0.219	





Fig.7 Equivalent excitation at the center of mass

机角处前三阶三向加速度幅值对比。可见,测试值 与仿真预测值吻合良好,最大误差出现在y向的第2 阶谐次,误差为26.3%。

载荷识别存在一定误差,引起误差的原因归纳 为以下2点。

1) 压缩机的等效激励是基于作微小振动的刚体运动方程进行求解,并将橡胶脚垫简化为三向弹簧,忽略了非线性的影响。另外,脚垫装配如图9所示,橡胶脚垫在安装时并非完全约束,脚垫上端与螺母之间有一定间隙,会对竖直方向的等效刚度产生



#### (a) x向加速度幅值对比





(b) y向加速度幅值对比





(c) z向加速度幅值对比

(c) Comparison of *z* component of acceleration amplitude
 图 8 机角处前三阶三向加速度幅值对比

Fig.8 Comparison of peak value of the acceleration at the compressor




一定影响,从而影响等效载荷的计算精度。

2) 压缩机质量、质心和转动惯量与惯性积等参数的测量误差会影响载荷识别精度。另外,在安装加速度传感器时,传感器的3个方向与参考坐标系的坐标轴之间的夹角不可避免,会引入方向误差。因此,在采集压缩机缸体机脚的加速度信号时,传感器的位置要尽量准确。

#### 4 结 论

1) 对比了不同样机、不同支承和不同传感器位 置识别的结果:支承方式的改变对质心坐标识别产 生较大影响,y向误差达3mm,同时对惯性积也有 一定影响,其原因可能为不同支承方式下压缩机内 部的冷冻油分布发生变化。改变传感器位置,同台 样机对识别几乎无影响。当采取弹性绳悬挂时,不 同样机的质心坐标与惯性参数的识别一致性较好。

2)将识别的等效载荷施加到有限元模型中进行数值计算,机脚处的加速度各阶谐次的仿真预测值与测试值吻合良好,等效载荷识别精度较好。分析了惯性参数、橡胶脚垫刚度、传感器位置及采集的加速度幅值误差对载荷识别的影响,得知在测试过程中需要严谨,避免测试引起载荷识别误差。

#### 参考文献

- [1] 缪道平,吴业正.制冷压缩机[M].北京:机械工业出版 社,2001:117-122.
- [2] 郭荣,章桐.汽车动力总成悬置系统[M].上海:同济 大学出版社,2013:69-79.
- [3] 温晶晶,邓聃,汤海亮,等.动力总成惯性参数快速一体化测试系统研究[J].仪器仪表学报,2017(2): 351-360.

WEN Jingjing, DENG Dan, TANG Hailiang, et al. Research on fast integration system for measuring inertial parameters of powertrain [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017(2):351-360. (in Chinese)

 [4] 夏光亮,刘春蕾,王洪强.基于质量线法的动力总成
 刚体惯性参数实验研究[J].建筑机械,2016(3): 59-65.

XIA Guangliang, LIU Chunlei, WANG Hongqiang. Experimental study on rigid body parameters of powertrain base on mass line method[J]. Comstruction Machinery, 2016(3):59-65. (in Chinese)

[5] 张玉良,杨飞,岳洪浩,等.基于频域法的星箭连接分 离装置的冲击载荷识别[J].振动与冲击,2018, 37(17):87-93.

> ZHANG Yuliang, YANG Fei, YUE Honghao, et al. Impact load identification of connection-separation device between satellite and rocket with frequency

domain method based on EEMD [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (17) : 87-93. (in Chinese)

[6] 张磊,李彬,梁洁,等.不同载荷识别的结构振动传递路径分析方法研究[J].噪声与振动控制,2018(5):45-51.
 ZHANG Lei, LI Bin, LIANG Jie, et al. Research on

structural vibration transfer path analyses using different load identification methods [J]. Noise and Vibration Control, 2018(5): 45-51. (in Chinese)

- [7] TAO J S, LIU G R, LAM K Y. Design optimization of a marine engine-mounting system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 235(3):477-494.
- [8] 杨志坚,丁康,徐传燕.基于离散频谱校正的发动机激励力识别方法仿真研究[J].振动工程学报,2010,23(6):660-664.
  YANG Zhijian, DING Kang, XU Chuanyan. Simulation of engine excitation force identification based on discrete spectrum correction[J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(6): 660-664. (in Chinese)
- [9] OTA H, SATO R, SATO T. Estimating stress of piping system excited by scroll compressor [J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2013, 7(1): 65-73.
- [10] 祖玉建.复杂工况下空调器配管疲劳可靠性的预测分析及评估[D].合肥:合肥工业大学,2015.
- [11] LEE H, LEE Y B, PARK Y S. Response and excitation points selection for accurate rigid body inertia properties identification [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(4):571-592.
- [12] SCHEDLINSKI C, LINK M. On the identification of rigid body properties of an elastic system [J]. Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, 1997, 3089: 1588-1594.
- [13] YU Y, NAGANATHAN N G, DUKKIPATI R V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(1):123-142.
- [14] 徐传燕.发动机惯性参数和激励力的振动识别方法 [D].广州:华南理工大学,2012.



**第一作者简介:**肖彪,男,1978年12月生, 硕士、研究员。主要研究方向为空调及 制冷设备研发。曾发表《Experimental study of an improved air-source heat pump system with a novel three-cylinder twostage variable volume ratio rotary compressor》(《International Journal of Refrigeration》2018, Vol.11)等论文。 E-mail: xiaobiao@cn.gree.com

**通信作者简介:**蒋邹,男,1991年6月生,工 程师。主要研究方向为NVH测试与仿真。 E-mail: jz117124@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.014

## 基于自适应二代小波的涂层下裂纹检测研究*

王 鹏1, 朱红波2, 李东江1, 秦承鹏1, 何虎昌2,

江 雄², 蔡 晖¹, 郎 梼² (1.西安热工研究院有限公司 西安,710054) (2.四川华能康定水电有限责任公司 成都,610041)

**摘要** 基于自适应二代小波变换的过流部件涂层下裂纹检测方法,将自适应二代小波变换应用于阵列涡流的检测 中,发现阵列涡流检测能够很好地抑制提离效应,且不受缺陷方向的影响,自适应二代小波能够有效匹配信号特征, 消除噪声影响,提高信号质量。实验结果表明,基于自适应二代小波变换的阵列涡流检测方法能够有效识别水电站 过流部件涂层下裂纹故障,检测精度高,适应性强,具有较好的工程应用价值。

关键词 过流部件;涂层下裂纹;阵列涡流;自适应;二代小波变换中图分类号 TH878; TG115.28

#### 引 言

在水电领域,过流部件裂纹和磨损一直是威胁 水电设备运行安全的重要因素之一。在汽蚀和泥沙 磨损的联合作用下,过流部件裂纹和磨损会破坏水 流对过流部件应有的绕流条件,影响电机的输出效 率。为此,过流部件常采用超音速火焰喷涂工艺在 其表面喷涂碳化钨涂层,提高其耐磨蚀能力^[1]。

碳化钨涂层可以在一定程度上保护过流部件免 受侵蚀,却对过流部件涂层下的裂纹检测造成很大 干扰。过流部件结构复杂,在制造过程中存在应力 集中。碳化钨在喷涂过程中需要喷丸处理,进一步 加剧了应力集中,这些应力集中经过演变产生了涂 层下裂纹。经调研发现,近年来,小湾、冷竹关、小天 都等近10个水电站均发现涂层下过流部件存在基 体开裂甚至脱落,严重危害机组的安全运行。因此, 需要研究一种适用于水电站现场的过流部件涂层下 的裂纹检测方法。

涡流检测是基于电磁感应原理进行缺陷识别的 无损检测手段^[23]。常规的涡流检测具有趋肤效应, 不能有效抑制提离和抖动信号的干扰,且受裂纹方 向的影响,现场实施效果不佳。阵列涡流(array eddy current testing,简称 AECT)检测方法将多个小 涡流线圈按照一定的规则组成阵列线圈,密布在敞 开或封闭的界面上,构成特殊的阵列传感器,克服了 常规涡流检测中的缺陷,实现对检测对象的缺陷识

别。国内外学者对阵列涡流检测技术展开了研究。 李运涛等[4]运用阵列涡流检测奥氏体不锈钢均匀表 面缺陷,发现检测效果优于传统的溶剂去除型着色 渗透检测技术。郭永良等55通过对阵列涡流检测裂 纹的定量仿真研究,建立了裂纹长度与波形宽度的 关系式,进行了误差分析。崔厚路^[6]将阵列涡流应 用于钢管塔锻造法兰检测中,且比渗透和磁粉检测 效率更高。由于阵列涡流信号存在一些信号干扰. 为此采用自适应二代小波变换来进行信号降噪处 理。文献[7]提出一种自适应二代小波变换的构造 方法,可以自适应地匹配信号特征,提取有用信息, 降低噪声干扰。Shen等^[8]将自适应二代小波变换应 用于轴承信号分析中,提高故障诊断准确率。张志 斌等^[9]将自适应二代小波变换用于振动信号的降噪 处理中,通过实验验证了自适应二代小波的优越性。 何伟等[10]将自适应二代小波变换应用于矿井提升 机振动信号的降噪处理中,获得更高的信噪比。笔 者采用自适应二代小波变换来改善阵列涡流信号质 量,提高涂层下裂纹的检测效果。

#### 1 阵列涡流检测技术

阵列涡流检测是涡流检测中的一个重要分支, 根据被测对象的结构进行线圈排布,构建阵列式涡 流探头,然后按照一定的规律进行激发,相互之间共 同配合,完成对复杂检测对象高效、灵活的检测。当 单个涡流探头检测时,常常受到检测对象形状及缺

^{*} 中国华能集团有限公司科技资助项目(HNKJ18-H22) 收稿日期:2019-10-16;修回日期:2019-11-22

陷方向的影响。阵列涡流检测能很好地避开这些干扰,根据检测对象的形状进行阵列组合,对较小的复杂零件表面、近表面的缺陷都可以较好检测。灵活的组合方式能消除线圈之间的干扰,最大程度地降低干扰信号的影响,有效抑制趋肤效应^[11-12]。

按照激励方式的不同,阵列涡流探头分为点阵 列扫描、线阵列扫描和其他方式扫描等。点阵列扫 描如图1所示,3个线圈A₁,A₂,A₃为品字形排列,它 们之间相互作用,相互激发。A₁线圈作为激励时, A₂可以接受涡流信号。A₂线圈作为激励时,A₃可以 接受。A₃线圈作为激励时,A₁可以接受。3个线圈 相互作用,共同完成检测任务。获取信号后,3组信 号独立分析,获取最佳的检测效果^[12]。



Fig.1 Lattice arrangement

线阵列扫描如图2所示。激励线圈和检测线圈各 排成一列,交错排布。每个激励线圈进行激励,相邻 的检测线圈进行接收。当线圈A₁激励时,线圈B₁进行 接收。当线圈A₂激励时,线圈B₁和B₂进行接收。以 此方式进行激励和接收不受裂纹方向的影响,最大程 度地相互配合检测,获取最佳的检测效果。

虽然阵列涡流检测能够很好地抑制提离效应, 且不受缺陷方向的影响,但在涡流信号中依然存在 一定的噪声。因此,需要一定的信号提取方法改善 信号质量,提高检测效果^[7]。



Fig.2 Linear array arrangement

#### 2 自适应二代小波变换

二代小波变换是在时频域利用提升方法构造的 小波^[13-14]。与一代小波最大不同在于,并不依赖傅里 叶变换构造小波基函数,而是利用提升算子改变原有 小波滤波器的特性,得到不同性质的双正交小波,具 有较强的灵活性。其小波函数的构造与信号不相关, 不能自适应匹配信号的局部特征。为此,Gouze等^[15] 提出了采用优化方法设计自适应二代小波变换。

#### 2.1 构造自适应二代小波变换

自适应二代小波变换的构造方法:首先,对设备 早期故障非常敏感的峭度指标定为评价标准,利用 鲁棒性较强的遗传算法设计最佳匹配信号特征的预 测器;然后,以重构误差最小为目标函数设计更新 器,构造出自适应信号特征的二代小波^[8]。

2.1.1 自适应预测器设计

预测器的目标函数 K_p定义为

$$K_{P} = E \{ (d - \bar{d})^{4} \} / \sigma^{4}$$
(1)

其中:d和 $\sigma$ 分别为细节信号d的均值和标准方差;  $E\{\cdot\}$ 为数学期望。

构造匹配信号特征的二代小波问题转化为在约 束条件下使目标函数 K_P最大的优化问题。

$$\begin{cases} p_r = p_{-r+1} \\ \sum_{r=1}^{N/2} p_r = \frac{1}{2} \end{cases} (r = 1, 2, \cdots, N/2) \qquad (2)$$

然而,目标函数与预测器系数之间没有直接的 联系,且关系复杂。遗传算法具有很强的鲁棒性以 及全局、并行搜索等特点。笔者采用遗传算法,以目 标函数*K_p*为适应度函数,构造自适应匹配信号特征 的预测器。遗传算法流程如下。

 1)预测器编码。随机产生预测器系数 {p₂,…,p_{N/2}},利用对称性得到(p_{-N/2+1},…,p₋₁),由 约束条件可知

$$p_0 = p_1 = \frac{1}{2} - \sum_{r=2}^{N/2} p_r \tag{3}$$

2)设定进化代数,产生初始群体。选择算子, 使用与个体适应度成正比的概率来选择个体,适应 度高的个体更有机会存活下来。同时,强迫当前种 群中适应度最高的个体无条件存活下来,避免因概 率误差而造成优秀个体的丢失。

3)确定交叉概率 P。与变异概率 Pm,交叉概率 与变异概率直接影响遗传算法的行为和性能,在保 证群体多样性的同时,保证算法的收敛性。

4) 交叉算子。根据交叉概率随机选择一对父 代染色体 Q₁与 Q₂,交叉后得到子代中一对新的染色 体 Q'₁,Q'₂。

5) 变异算子。根据变异概率随机选择待变异 的染色体,它被随机产生的新染色体取代。

6) 当达到进化代数时,进化终止;否则,返回步骤3。

设定初始种群为50,进化代数为100,通过上述 遗传算法,可计算出自适应匹配信号特征的预测器 系数 $P_{opt} = [p_{-N/2+1}, \dots, p_1, \dots, p_{N/2}]_{opt}$ 。

2.1.2 自适应更新器设计

重构误差 Ju 表示为

 $J_{U} = E \{ (\hat{s}^{(0)} - s^{(0)})^{2} \} + E \{ (\hat{d}^{(0)} - d^{(0)})^{2} \}$ (4) 其中: $\hat{s}^{(0)} 与 \hat{d}^{(0)} 分 別 为 当细节信号 d = 0 时重构信$  $号 <math>\hat{s}$ 的偶序列样本和奇序列样本。

自适应更新器设计可转化为在约束条件下实现 重构误差*J*_U最小化的问题。

$$\begin{cases}
 u_{l} = u_{-l+1} \\
 \sum_{l=1}^{\tilde{N}/2} u_{l} = \frac{1}{2}
 \end{cases} \quad (l = 1, 2, \cdots, \tilde{N}/2) \quad (5)$$

当细节信号d=0时,二代小波逆变换过程如图3所示。 $\hat{s}^{(0)}$ 与 $\hat{d}^{(0)}$ 表示为

$$\hat{\boldsymbol{s}}^{(0)} = \boldsymbol{s} \tag{6}$$

$$\hat{d}^{(0)} = P * s \tag{7}$$

其中:"*"为卷积运算。

令 $\lambda$ 为拉格朗日算子,根据约束条件式(5),将 目标函数 $J_{U}$ 转化为 $J_{u}(u,\lambda)$ 

$$J_{U}(u,\lambda) = E \{ (\hat{s}^{(0)} - s^{(0)})^{2} \} + E \{ (\hat{d}^{(0)} - d^{(0)})^{2} \} + \lambda (\frac{1}{4} - \sum_{l=1}^{N/2} u_{l})$$
(8)

求解式(8)可获得系数[ $u_1, u_2, \dots, u_{N/2}$ ]。根据 更新器系数的对称性,可获得自适应信号特征的更 新器算子 $U_{opt} = [u_{-N/2+1}, \dots, u_1, \dots, u_{N/2}]$ 。



图 3 二代小波逆变换 Fig.3 Second generation wavelet inverse transform

#### 2.2 自适应二代小波的分解与重构

自适应二代小波的分解过程分为3个步骤:预测过程、更新过程和标准化过程。设原始信号序列为 $x;c_k$ 为原始信号第k层逼近信号; $c_{k+1}$ 为原始信号第k+1层逼近信号; $r_{k+1}$ 为原始信号第k+1层细节信号。图4为自适应二代小波的改进冗余分解过程。其中: $P_{opt}, U_{opt}$ 分别为预测器和更新器; $s_{k+1}, d_{k+1}$ 为更新序列; $a_{k+1}$ 和 $b_{k+1}$ 为标准化系数。自适应二代小波的重构过程由3个步骤组成:标准化逆



图4 自适应二代小波的改进冗余分解

Fig.4 Improved redundant decomposition of adaptive second generation wavelet

过程、恢复更新过程和恢复预测过程,如图5所示。



图5 自适应二代小波的重构过程

Fig.5 Reconstruction of adaptive second-generation wavelets

#### 2.3 自适应二代小波降噪原理

自适应二代小波降噪是对分解后的小波系数通 过阈值消除噪声,通常分硬阈值法和软阈值法2类。 本研究选取软阈值滤波方式。

#### 3 实验研究

为检验阵列涡流检测的有效性,制作专用试件 进行裂纹检测。先通过阵列涡流探头获取信号,然 后通过自适应二代小波进行信号提取,并与原始信 号进行对比。

#### 3.1 阵列涡流检测实验

采用 0Cr13Ni4Mo 制作标准试件,在试件上加 工  $0.13 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}, 0.15 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$  和  $0.17 \text{ mm} \times 2 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$  的矩形槽,喷涂厚 度为 0.7 mm 的碳化钨涂层,可以很好地覆盖所有矩 形槽。检测对比试件如图 6 所示。

阵列涡流检测设备如图7所示。检测设备为



图 6 检测对比试件 Fig.6 Testing reference block



图 7 阵列涡流检测设备 Fig.7 Array eddy current testing equipment

SMART-208型多频涡流检测仪,主要参数包括:检测物理通道数8个,检测频率2个,阻抗平面2种,频率检测范围为64 Hz~5 MHz,增益为0~90 dB,高通滤波为0~500 Hz,低通滤波为10 Hz~10 kHz,主要用于铁磁性材料的裂纹检测。

将涡流探头放置在试块中间部位,由左向右滑动,依次检测3种不同规格的矩形槽缺陷。

#### 3.2 数据分析

3种步骤下的检测结果非常一致,0.15 mm× 1 mm×5 mm,0.17 mm×2 mm×5 mm矩形槽均可 明显识别,但0.13 mm×0.5 mm×5 mm的矩形槽响 应信号中噪声很大,识别困难,与表面粗糙度有关。 随后采用适应二代小波变换提高信号质量。

对于 0.13 mm×0.5 mm×5 mm 矩形槽阵列涡 流检测的原始信号,图 8为阻抗实部与数据点关系。 图 9为阻抗虚部与数据点关系。图 10为阻抗图。从 图形看出,在涡流检测的原始信号中,无论阻抗实部 和阻抗虚部,均存在巨大的干扰信号,导致阻抗图错



Fig.8 Relation between impedance real part and data points



Fig.9 Relation between impedance imaginary part and data points

综复杂,难以识别矩形槽缺陷的存在。

采用自适应二代小波变换进行信号滤波,设计 自适应匹配涡流检测信号特征的预测器与更新器。 经过实验测试,发现预测器系数最佳个数为8,更新 器系数最佳个数为4,计算得到的预测器系数为 [0.13, -0.094, -0.016, 0.48, 0.48, -0.016, -0.094, 0.13],更新器系数为[0.14, 0.12, 0.12, 0.14]。利用自适应匹配信号特征的预测器与更新 器对涡流信号进行一层冗余分解,得到逼近信号和 细节信号。设定信号的噪声阈值为信号峰峰值的



6%,该信号中对应的数值为5,当小波系数小于5 时,强制置0。随后进行自适应二代小波信号重构, 得到消噪后的信号。图11为自适应二代小波滤波后 阻抗实部。图12为自适应二代小波滤波后阻抗虚 部。由图11,12可见,阻抗实部信号和阻抗虚部信号 均得到很大提升,相应的噪声得到了消除。图13所 示的自适应二代小波滤波后阻抗能够明显地识别出 0.13 mm×0.5 mm×5 mm的矩形槽缺陷。



图11 自适应二代小波滤波后阻抗实部

Fig.11 Impedancereal part after adaptive second-generation wavelet filtering



图 12 自适应二代小波滤波后阻抗虚部





Fig.13 Impedance after adaptive second-generation wavelet filtering

#### 4 结 论

1) 阵列涡流检测能够很好地抑制提离效应,且
 不受缺陷方向的影响,在水电站现场检测过流部件
 涂层下裂纹具有良好的普适性。

 2)自适应二代小波能够有效匹配信号特征,消 除噪声影响,提高信号质量。

3) 基于自适应二代小波变换阵列涡流信号极 大提高诊断效果,能够识别出 0.13 mm×0.5 mm× 5 mm矩形槽缺陷,检测精度高,适应性强,具有较好 的工程应用价值。

#### 参考文献

- [1] 王铁军,范学领,虞烈,等.热障涂层强度理论与检测 技术[M].西安:西安交通大学出版社,2016:231-233.
- [2] 李勇,李太江,李聚涛,等.HVAF和HVOF喷涂WC-CoCr涂层的组织性能对比[J].热力发电,2015,44(4):96-99.
  LI Yong, LI Taijiang, LI Jutao, et al. Characterization

on microstructures and properties of WC-CoCr coating deposited by HVAF and HVOF processes power generation[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(4): 96-99. (in Chinese)

- [3] 夏纪真,黄建明.工业无损检测技术(涡流检测)[M]. 广州:中山大学出版社,2018:5-6.
- [4] 李运涛,宋成,胡斌,等.奥氏体不锈钢均匀表面的阵列涡流检测技术应用[J].无损检测,2018,40(12): 68-73.

LI Yuntao, SONG Cheng, HU Bin, et al. Application of eddy current array testing technology for uniform surface of austenite stainless steel[J]. Nondestructive Testing, 2018, 40(12): 68-73.(in Chinese)

- [5] 郭永良,袁丽华,段怡雄.阵列涡流检测裂纹的定量 仿真研究[J].失效分析与预防,2017,12(1):1-6.
  GUO Yongliang, YUAN Lihua, DUAN Yixiong.
  Quantitative simulation of eddy current array test crack
  [J]. Failure Analysis and Prevention, 2017, 12(1):1-6. (in Chinese)
- [6] 崔厚路. 阵列涡流在钢管塔锻造法兰检测中的应用
  [J]. 无损探伤, 2017, 41(2):47-48.
  CUI Houlu. Application of array eddy current in detecting forging flange of steel tube tower [J]. Nondestructive Testing Technology, 2017, 41(2): 47-48. (in Chinese)
- [7] 焦胜博,何字廷,丁华,等.小波变换在飞机结构疲劳 裂纹监测信号处理中的应用[J].组合机床与自动化加 工技术,2013,5:60-63.

JIAO Shengbo, HE Yuting, DING Hua, et al. Application of wavelet transform in signal processing of aircraft metallic structure fatigue crack monitoring [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2013, 5:60-63.(in Chinese)

- [8] SHEN Z J, CHEN X F, HE Z J. Hybrid intelligent fault diagnosis based on adaptive lifting wavelet and multi-class support vector machine [C]//Proceedings of the 2010 International Conference on Wavelet Analysis and Pattern Recognition. Berlin: Springer Verlag, 2010:415-420.
- [9] 张志斌,郑海起,唐力伟.自适应二代小波变换在振动 信号降噪中的应用[J].机械强度,2006,48(S): 48-51.
  2HANG Zhibin, ZHENG Heigi, TANG Lingi, Vibrasi

ZHANG Zhibin, ZHENG Haiqi, TANG Liwei. Vibration signal denoising using adaptive second generation wavelets [J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 48(S): 48-51.(in Chinese)

- [10] 何伟,王义,李华兴.自适应冗余第二代小波在信号去 噪中的应用[J].矿山机械,2012,40(2):39-43.
  HE Wei, WANG Yi, LI Huaxing. Application of adaptive redundancy second generation wavelet in signal denoising[J]. Mining Machinery,2012,40(2):39-43. (in Chinese)
- [11] 岳明明,张卫民,庞炜涵,等. 阵列涡流检测缺陷的理论基础和仿真分析[J]. 北京理工大学学报,2018,38
   (2):150-155.
   YUE Mingming, ZHANG Weimin, PANG Weihan, et

al. Theoretical basis and simulation analysis of eddy current array to cracks defection [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2018, 38(2):150-155. (in Chinese)

- [12] 张卫民,岳明明,庞炜涵,等.阵列涡流检测技术的研究进展现状分析[J].机械制造与自动化,2018,47(1):181-183.
  ZHANG Weimin, YUE Mingming, PANG Weihan, et al. Present situation analysis and research progress of eddy current array testing technology [J]. Machine Building & Automation,2018,47(1):181-183.(in Chinese)
- [13] SWELDENS W. The construction and application of wavelets in numerical analysis[D]. Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, 1995.
- [14] SWELDENS W. The lifting scheme: a construction of second generation wavelets[J]. Journal of Mathematical Analysis, 1997, 29(2): 511-546.
- [15] GOUZE A, ANTONINI M, BARLAUD M, et al. Design of signal-adapted multidimensional lifting scheme for lossy coding [J]. IEEE Transactions on Image Processing, 2004, 13(12): 1563-1589.



第一作者简介:王鹏,男,1983年3月生, 硕士、正高级工程师。主要研究方向为 电站金属部件无损检测、锅炉压力容器 定期检验。曾发表《汽轮机转子T型叶 根-轮槽系统力学分析》(《热力发电》 2019年第48卷第2期)等论文。 E-mail:13072988896@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.015

# 基于ARIMA-LSTM 的飞机液压泵性能趋势预测方法*

崔建国1, 李鹏程1, 崔 霄2, 于明月1, 蒋丽英1, 王景霖3

(1.沈阳航空航天大学自动化学院 沈阳,110136)

(2.航空工业空气动力研究院模型天平与风洞设备五部 沈阳,110034)

(3.故障诊断与健康管理技术航空科技重点实验室 上海,201601)

摘要 针对飞机液压泵工作强度高、工作环境复杂而导致传统性能预测方法对飞机液压泵性能变化趋势预测精度 不高的问题,提出了一种基于自回归积分滑动平均-长短期记忆(autoregressive integrated moving average-long shortterm memory,简称ARIMA-LSTM)网络的飞机液压泵性能趋势预测方法。首先,将获取的飞机液压泵性能表征参 数回油流量数据进行线性分解,得到趋势项数据和细节项数据;其次,采用自回归积分滑动平均(autoregressive integrated moving average,简称ARIMA)方法对趋势项数据进行预测,同时采用长短期记忆(long short term memory,简称LSTM)网络方法对归一化处理后的细节项数据进行预测;最后,将两部分预测结果进行叠加,得到最 终的性能趋势预测结果。研究结果表明,采用ARIMA-LSTM的联合预测方法对飞机液压泵性能变化趋势的预测 效果明显优于单一的ARIMA与LSTM预测方法,为飞机液压泵性能变化趋势预测的工程应用提供了一种新方法。

关键词 飞机液压泵;性能变化;趋势预测;自回归积分滑动平均模型;长短期记忆网络中图分类号 TH136; TP206⁺.3

#### 引 言

飞机液压系统是飞机上以油液为驱动介质、为 飞机提供驱动力的整套装置^[1]。飞机液压泵具有脉 动频率低、体积小、转速高和散热性能良好等优点, 能够满足飞机在高空严酷工作环境下及高强度飞行 任务对液压泵性能的要求。飞机液压泵受体积与重 量的限制,液压泵传感器网络相比于工业液压泵来 说网络布局较为简单,无法完全监测液压泵所有物 理参数^[2],不能对其工作状态和性能变化进行准确 预测,故采用数据驱动的分析手段成为飞机液压泵 故障预测诊断及趋势变化分析的有效工具^[3]。采集 能有效表征飞机液压泵性能变化趋势的参数,进行 飞机性能变化趋势预测分析,对飞机视情维修及事 后保障都有重大意义。

目前,在工程中应用较为广泛的性能趋势预测 分析方法中,多项式拟合法模型建立较简单,但预测 准确度较低^[4]。人工神经网络对于数据量比较少的 样本信息的适用能力较弱,网络结构不易确定且冗 余过大,模型的训练时间难以把控,实时性较差^[5]。 支持向量机则容易因参数的优化问题无法输出最优 解,模型还有待改进^[6]。针对上述问题,笔者将长短 期记忆神经网络和自回归积分滑动平均模型结合起来,对飞机液压泵回油流量数据进行了预测,建立性能趋势预测模型,提升预测精度的同时避免了陷入局部最小值的风险。经实验验证,该模型的精确性和稳定性都高于传统模型,能够较好地实现对液压泵性能变化趋势的预测,有一定的工程实际意义。

#### 1 ARIMA 预测模型

时间序列也称为动态数列,是一种定量预测分析参数未来可能值的方法,通过对时间序列数据的分析,根据事物发展的连续性规律,通过统计分析来建立趋势外推的数学模型^[7]。时间序列分析法也称为时间序列预测法、历史外推法或外推法^[8]。ARI-MA模型作为时间序列分析法的一种,因其简便性与稳定性得到了广泛的使用。

该模型首先将非平稳时间序列转化为平稳的时间序列,然后仅对因变量的现值和滞后值以及随机误差项的现值和滞后值进行回归运算并建立模型^[9]。使用该模型的前提条件是需要进行分析的时间序列必须是平稳的非白噪声序列。若序列非平稳则需要进行差分处理,直到得到平稳序列。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51605309);航空科学基金资助项目(201933054002,20163354004);辽宁省教育厅基金资助项目(JYT2020021) 收稿日期:2019-11-06;修回日期:2019-12-09

ARIMA模型通用表达式为

 $\Phi(L)(1-L)^{d} y_{t} = \epsilon + \Theta(L)\epsilon_{t}$ (1) 其中:  $\Phi(L) = 1 - \lambda_{1}L - \lambda_{2}L - \dots - \lambda_{p}L^{p}, \beta_{p}$ 阶自 回归系数多项式;  $\Theta(L) = 1 + \theta_{1}L + \theta_{2}L + \dots + \theta_{q}L^{q}, \beta_{p}$ 阶移动平均系数多项式; L为滞后算子;  $\lambda$ 和 $\theta$ 分别为各自变量的估计值;  $y_{t} = c + y_{t-1} + \mu_{t}, \beta_{d}$  阶单整序列; c 为常数;  $\mu_{t}$  为平稳序列;  $t = 1, 2, \dots, T; \epsilon_{t}$  为均值是0, 5 差为 $\sigma^{2}$ 的白噪声序。

#### 2 LSTM 预测模型理论

与传统的前馈神经网络模型相比,循环神经网络 (recurrent neural network,简称 RNN)将隐含层的节 点相互连接起来,使从输入层到隐含层的信息在隐含 层实现定向循环,即隐藏层的输入不仅包括来自输入 层的输出,还有来自上一时刻隐藏层的输出,有效提 高了处理时间相关性大数据的能力^[10]。但是,在当前 信息与先前信息时间间隔较大时,不可避免地会出现 梯度消失的问题,而LSTM可有效解决该问题。

#### 2.1 LSTM网络模型结构

LSTM 网络作为新型深度学习网络,属于 RNN 的一种。相比于传统的 RNN,LSTM 网络在每一个 隐含层神经元中加入了1个由1个储存单元和3个 逻辑门组成的记忆模块,能够实现读取、写入和保存 的功能,使网络在梯度传播的过程中具有保存反馈 误差的功能,大大提高了网络收敛性,使网络不易陷 入局部最优解^[11]。3个逻辑门分别为输入门、遗忘门 和输出门。LSTM 网络记忆单元结构如图1所示。





#### 2.2 LSTM网络数学模型

图1中的神经元即为循环神经网络中的隐含层 神经元,加入长短期记忆模块结构后,使网络具备了 学习长期信息的能力。该记忆模块的3个逻辑门会 同时接收当前时刻来自输入层的状态信息和上一个 记忆模块的输出结果,并加入了当前记忆单元的状态,由逻辑函数(S型函数)进行激活计算。

#### 该神经元状态的输出为

 $c_t = f_t c_{t-1} + i_t \tanh(W_{xc} x_t + W_{hc} h_{t-1} + b_c)$ (2) 其中: $c_{t-1}$ 为第t - 1个神经元的输出; $f_t n i_t$ 分别为遗 忘门和输入门的输出结果; $W_{xc}$ 为从网络的输入层到 当前隐含层的网络权重系数; $W_{hc}$ 为从上一个记忆模 块到当前记忆模块的网络权重系数; $h_{t-1}$ 为上一个记 忆模块的输出结果; $b_c$ 为当前记忆模块的偏置。

信息在3个逻辑门中的计算过程[12]如下。

1) 输入门。输入门接收来自输入层的当前信息*x_i*和上一时刻的隐藏状态*h_i--1*,通过S型函数对不同来源的信息进行计算,决定其是否激活。输入门输出的计算公式为

 $i_t = s(W_{xi}x_t + W_{hi}h_{t-1} + W_{ci}c_{t-1} + b_i)$  (3) 其中: $s(\bullet)$ 为输入门的激活函数; $W_{xi}$ 为网络输入层 到隐含层中当前记忆模块的权重; $W_{hi}$ 为上一个记 忆模块到当前记忆模块输入门的权重; $h_{t-1}$ 为上一 个记忆模块的输出; $W_{ci}$ 为上一个神经元状态到当 前输入门的权重; $b_i$ 为输入门的偏置。

2)遗忘门。遗忘门的主要功能是对记忆单元 的数据进行处理,并选择是否保留上一个记忆单元 的状态,然后将处理结果与输入门处理过的状态信 息相叠加,形成新的记忆单元状态。遗忘门输出的 计算公式为

 $f_t = s(W_{xf}x_t + W_{hf}h_{t-1} + W_{gf}c_{t-1} + b_f)$  (4) 其中:  $W_{xf}$ 为从网络输入层到隐含层当前记忆模块 中遗忘门的网络权重;  $W_{hf}$ 为上一个(即第t-1个) 记忆模块输出到当前记忆模块遗忘门的权重;  $W_{gf}$ 为上一个状态神经元到当前记忆模块遗忘门的网络 权重;  $b_f$ 为遗忘门的偏置。

3)输出门。输出门主要依据上一个记忆单元的 输出,并结合当前遗忘门的动态控制来决定当前 LSTM记忆模块的输出。输出门输出的计算公式为

 $o_t = s(W_{xo}x_t + W_{ho}h_{t-1} + W_{co}c_t + b_o)$  (5) 其中: $W_{xo}$ 为输入层到当前隐含层输出门的网络权 重; $W_{ho}$ 为上一个记忆模块到当前记忆模块输出门 的网络权重; $W_{co}$ 为上一个状态神经元到当前输出 门的网络权重; $b_o$ 为当前输出门的偏置。

## 3 飞机液压泵性能趋势预测模型的 建立

#### 3.1 数据的来源与分析

笔者以某型飞机液压泵为研究对象,对飞机液 压泵的性能变化趋势开展预测研究。首先,通过专 用实验平台中的传感器网络获取该液压泵的性能表 征参数;其次,结合工程经验分析采集的参数数据, 得知液压泵长期工作在高强度的环境中,由于油液 污染和颗粒磨损等原因,液压泵的内泄漏量逐渐增 大,导致回油流量随时间不断增大,使飞机液压泵出 口压力和流量逐渐减小,飞机液压泵性能也随之降 低^[13],直到回油流量值大于某一阈值(一般为2.8L/ min)时,飞机液压泵的工作性能将会进入失效状态, 剩余使用寿命快速减少,严重影响飞机的正常运行。 因此,笔者以回油流量作为飞机液压泵性能表征参 数,对该型号飞机液压泵的性能变化趋势进行研究。

结合实际工程经验分析数据结构可知,回油流 量数据序列随着时间呈逐渐上升的趋势,是一个非 平稳、带有近似线性趋势的序列{x_i},可以将其分解 为趋势项{x_a}和细节项{x_a},分别进行预测研究。 具体线性分解公式为

$$x_{t1} = \begin{cases} \frac{1}{t} \sum_{j=0}^{t} x_{t} & (t \leq k) \\ \frac{1}{k} \sum_{j=t-k}^{t} x_{t} & (k < t \leq n) \end{cases}$$

$$x_{t2} = x_{t} - x_{t1}$$
(6)
(7)

其中:k为光滑系数,多次实验后取k=25。

在分解数据后,通过研究分析可知,趋势项数据 变化趋势较为平缓,数据的波动性不强,故采用对近 线性时间序列适应性更好的ARIMA预测模型对其 进行预测分析。细节项数据主要由回油流量数据中 的随机部分组成,数据呈现较为明显的波动性,故采 用对随机信息处理能力强的LSTM深度学习模型 进行预测。

#### 3.2 基于ARIMA-LSTM 预测模型的建立

图 2 为基于 ARIMA-LSTM 液压泵性能变化趋势预测流程。使用分解后的趋势项数据和细节项数据分别建立 ARIMA 预测模型和 LSTM 预测模型,并对分解后的数据进行预测。将 2 个模型得到的结果进行叠加,得到最终的预测结果,具体流程如图 2 所示。

采用ARIMA-LSTM方法对飞机液压泵性能 变化趋势进行预测,可分为以下3个部分。

3.2.1 对趋势项数据进行预测

趋势项数据的预测分为4个步骤。

 1)数据平稳性检验。数据的平稳性对时间序 列分析结果有着重要影响,一般使用时序图检验法 和自相关以及偏相关系数图对数据的平稳性进行检



图 2 基于 ARIMA-LSTM 液压泵性能变化趋势预测流程 Fig.2 Hydraulic pump performance change trend prediction process based on ARIMA-LSTM

验。若数据不平稳,则需要对其进行适当的差分处 理并重新检验,直到数据平稳为止。其中,差分处理 的次数就是ARIMA(*p*,*d*,*q*)中的阶数^[14]。通过时 序图检验法检验得知,细节项数据为非平稳数据,需 要进行差分处理。

2)模型的识别与定阶。模型的识别是指根据 时间序列的自相关函数和偏自相关函数的截尾和拖 尾性来初步判断适合的模型类型。模型的识别判定 方法如表1所示。

依据模型自相关函数的特性,确定模型的阶数,

表1 模型的识别判定方法 Tab 1 Model identification method

_	14011	inouch inclineation	methou
模型		自相关函数	偏自相关函数
	AR(p)	拖尾性	截尾性
	MA(q)	截尾性	拖尾性
	ARMA(p, q)	拖尾性	拖尾性

使用模型识别后得到赤池信息准则(akaike information criterion,简称 AIC)统计量、许瓦兹检验 (schwarz criterion,简称 SC)统计量以及异方差准则 (heteroskedasticity criterion,简称 HC)统计量,并依 据最小信息准则来比较3种统计量的大小,最终确定 模型为ARIMA(5,1,5),其中 AIC 值为-9.2139。

3)模型的参数估计与检验。模型的参数估计通 常使用最小二乘估计法和极大似然估计法等。由于 最小二乘估计法计算量较小,且精度满足估计要求, 故笔者采用最小二乘估计法对参数进行估计^[15]。模 型的残差检验主要是判断残差序列是否能够通过白 噪声序列检验。若通过检验,则模型可以对未来的 数据进行预测;若模型不通过检验,则需要重新拟合 直至残差序列能够通过白噪声检验为止^[16]。

4)趋势项预测。将520个趋势项数据分为52组,每组10个,将前50组数据作为训练数据,对后2组数据值进行预测,得到趋势项预测结果。

3.2.2 对细节项数据进行预测

细节项数据的预测分为5个步骤。

 1)数据归一化。为提升神经网络模型的训练 效果,需要将数据进行归一化处理,使归一化后的数 据在-1~1之间。

2)构成训练数据与测试数据。细节项数据共有520个,将前500个数据作为模型的训练数据,向后预测20个数据,第501~520原始数据作为对比数据。对500组数据分别进行相空间重构,重构嵌入维度为12,得到模型输入数据矩阵维度为480×12, 重构后的训练模型输出数据矩阵维度为480×5,输入输出数据同时输入到网络中进行训练。

3)构建网络。LSTM输入神经元个数为12,输出神经元个数为5,隐含层神经元个数为18,模型迭 代次数为500。在模型训练过程中,通过计算模型 的适应度函数值来判断模型是否达到精度要求。当 模型达到精度要求时,则输出构建好的LSTM网络;若模型未达到精度要求,则需通过误差反向传递 更新不断修正模型,直到模型达到预测精度的要求。

4) 细节项预测。将重构后前 500个输入输出数 据同时代入LSTM进行训练,得到细节项的LSTM 预测模型。将后 20个数据的输入代入预测模型,得 到细节项预测结果。

5) 反归一化。将得到的LSTM模型预测结果 反归一化,还原细节项的预测结果。 3.2.3 得到最终预测结果

将趋势项预测结果与细节项预测结果叠加,得 到最终ARIMA-LSTM组合预测结果。

#### 4 实验验证

#### 4.1 数据的预处理

在实验中,对所获取的参数数据进行预处理,剔除干扰数据,选择其中时间关联性较强的数据作为 实验数据,以此来保证实验数据的有效性。在整个 实验过程中,在实验连续时间内获取回油流量数据, 采集250个数据。由于数据量较小,且只能观测单 一指标的时间序列,无法有效寻找数据间的潜在关 系^[17],故笔者对数据进行插值处理,将数据扩大为 500个。将数据进行分解后,选择适当的嵌入维度 对趋势项数据进行相空间重构。将原始的一维时间 序列转化为多维相空间矩阵,利用重构好的矩阵数 据进行网络建模和测试。

#### 4.2 实验结果

为了验证ARIMA-LSTM模型的预测效果,笔 者将ARIMA-LSTM模型、单一的ARIMA模型和 单一的LSTM模型对回油流量的预测结果与真实 值进行对比。ARIMA-LSTM模型与单一模型预测 效果对比如图3所示。可以看出,飞机液压泵的回 油流量随着采样点数的增加而逐渐增大,呈近线性、 非平稳上升的趋势。这说明随着回油流量的增加, 飞机液压泵的性能逐渐下降,3种预测模型均可描 述飞机液压泵性能变化趋势,实现了预测的效能。

通过对2种模型预测值与真实值接近程度的比较,可以看出ARIMA-LSTM模型对回油流量的预测曲线与真实值曲线的贴合程度明显优于单一的ARIMA模型和单一的LSTM模型。ARIMA-LSTM模型的预测效果更好,其细节项预测模型预测均方误差如图4所示。由图4可以看出,LSTM 细节项预测模型在迭代到约900时,达到了收敛,模型实现了预测精度最优化。

趋势项预测模型全部样本预测误差如图5所示。从图5可以看出,ARIMA趋势项预测模型的预







Fig.4 Detailed item prediction model predicting mean square error

测误差值维持在0.1以下,对趋势项数据实现了较为准确的预测。





基于ARIMA-LSTM模型的第51,52组数据预测结果如图6所示。可以看出,ARIMA-LSTM模型预测得到的回油流量曲线和回油流量真实值曲线的贴合程度很高,证明了ARIMA-LSTM模型对回油流量数据预测效果良好,具有较高的预测精度,适用于液压泵性能变化趋势的预测。

3种模型最后2组测试样本的预测结果如表2





results

所示。3种预测模型的相对平均误差如表3所示。

表 2 3 种预测模型的预测结果 Tab.2 Prediction results of three prediction models

编号	真实值	ARIMA 预测值	LSTM 预测值	ARIMA- LSTM 预测值
481	2.568 833	1.821 871	2.505 994	2.524 102
482	2.598 45	1.851 433	2.547 564	2.589 125
483	2.607 616	1.832 411	2.645 121	2.684 484
÷	:	:	:	:
499	2.586 4	2.656 38	2.579 873	2.601 500
500	2.581 316	2.611 435	2.568 713	2.581 560

表3 3种预测模型的相对平均误差

Tab.3	Relative	average	error	of	three	prediction
	models					0/0
構刊	米 団	LSTM	Δ	DIM	A	ARIMA-
侠空	(天加	LSIM	A	K I IVI	A	LSTM
平均	误差	6.28		19.20	3	4.99

通过计算3种模型的预测结果与相对平均误差 可以看出,ARIMA-LSTM模型的预测精度达到了 约95.01%,高于单一ARIMA模型的精度80.74% 和单一LSTM模型的精度93.72%,对液压泵回油 流量数据预测效果更好。

#### 5 结束语

实验结果表明,ARIMA-LSTM预测模型通过 将飞机液压泵回油流量数据拆分为趋势项数据和细 节项数据,分别建立ARIMA预测模型和LSTM网 络模型来对数据进行预测。将趋势项和细节项预测 结果叠加,得到最终回油流量预测结果,采用某型飞 机液压泵真实实验数据与预测结果进行对比验证。 结果表明,相比于单一的LSTM和ARIMA预测模 型,ARIMA-LSTM模型有针对性地处理了具有非 平稳特性的回油流量数据的不同组成部分,使飞机 液压泵性能参数变化趋势的预测精度明显提升,能 有效分析飞机液压泵的性能变化趋势,具有较高的 工程实用价值。

#### 参考文献

 [1] 赵四军,王少萍,尚耀星.飞机液压泵源预测与健康管理系统[J].北京航空航天大学学报,2010,36(1): 14-17.

ZHAO Sijun, WANG Shaoping, SHANG Yaoxing.

Aircraft hydraulic pump source prediction and health management system [J]. Journal of Beijing Aerospace University, 2010, 36(1):14-17. (in Chinese)

- [2] 欧阳小平,杨华勇,郭生荣,等.现代飞机液压技术 [M].杭州:浙江大学出版社,2016:20-21.
- [3] GOMES J P P, RODRIGUES L R, LEAO B P, et al. Using degradation messages to predict hydraulic system failures in a commercial aircraft [J]. IEEE Transactions on Automation Science & Engineering, 2018,15(1):214 - 224.
- [4] LYU J C, ZHANG J. BP neural network prediction model for suicide attempt among Chinese rural residents
   [J]. Journal of Affective Disorders, 2018, 246 (1): 465-473.
- [5] HAN J W, LI X Q, WU H R, et al. Prediction of cooling efficiency of forced-air precooling systems based on optimized differential evolution and improved BP neural network [J]. Applied Soft Computing Journal, 2019, 84:1-12.
- [6] JIA Z Y, MA J W, WANG F J, et al. Hybrid of simulated annealing and SVM for hydraulic valve characteristics prediction [J]. Expert Systems with Applications, 2011, 38(7):8030-8036.
- [7] 杨秀媛,肖洋,陈树勇.风电场风速和发电功率预测研究[J].中国电机工程学报,2005(11):1-5.
  YANG Xiuyuan, XIAO Yang, CHEN Shuyong. Research on wind speed and power generation prediction of wind farms[J]. Proceedings of the CSEE, 2005(11):1-5. (in Chinese)
- [8] TRAN D T, IOSIFIDIS A, KANNIAINEN J, et al. Temporal attention-augmented bilinear network for financial time-series data analysis [J]. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems, 2019, 30(5): 1-12.
- [9] 王振雷,唐苦,王昕.一种基于D-S和ARIMA的多模型软测量方法[J].控制与决策,2014,29(7):1160-1166.
   WANG Zhenlei, TANG Ku, WANG Xin. A multi-

model soft measurement method based on D-S and ARI-MA [J]. Control and Decision, 2014, 29(7): 1160-1166. (in Chinese)

 [10] 张艳霞,赵杰.基于反馈型神经网络的光伏系统发电 功率预测[J].电力系统保护与控制,2011,39(15): 96-101,109.

ZHANG Yanxia, ZHAO Jie. Prediction of power generation in photovoltaic system based on feedback neural network [J]. Power System Protection and Control, 2011, 39(15): 96-101, 109. (in Chinese)

- [11] YU X, XU L, MA L, et al. Solar radio spectrum classification with LSTM [C] // 2017 IEEE International Conference on Multimedia & Expo Workshops.[S.l.]: IEEE, 2017.
- [12] 朱洪涛,陈品帮,魏晖,等.基于轨道数据对齐的 ARIMA模型的轨道不平顺预测[J].振动、测试与诊断,2019(3):596-602.
  ZHU Hongtao, CHEN Pinbang, WEI Hui, et al. Prediction of track irregularities using ARIMA model based on orbit data alignment [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019(3):596-602. (in Chinese)
- [13] 贺凯歌,沈骋恺,王鹏.某型液压泵回油流量超标故 障原因分析[J].航空维修与工程,2019(1):87-88.
  HE Kaige, SHEN Chengkai, WANG Peng. Analysis of the cause of the failure of the return flow of a certain type of hydraulic pump [J]. Aviation Maintenance and Engineering, 2019(1):87-88. (in Chinese)
- [14] 窦慧丽,刘好德,吴志周,等.基于小波分析和ARI-MA模型的交通流预测方法[J].同济大学学报(自然科学版),2009,37(4):486-489,494.
  DOU Huili, LIU Haode, WU Zhizhou, et al. Traffic flow prediction method based on wavelet analysis and ARIMA model[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2009, 37(4):486-489,494. (in Chinese)
  [15] 彭月.ARIMA模型的介绍[J].电子世界,2014(10):259.
- PENG Yue. Introduction of ARIMA model [J]. Electronic World, 2014(10): 259. (in Chinese)
- [16] 张利.基于时间序列ARIMA模型的分析预测算法研 究及系统实现[D].镇江:江苏大学,2008.
- [17] 崔建国,李慧华,于明月,等.基于LSSVM与WNN 的燃气轮机状态趋势预测[J].火力与指挥控制, 2018,43(8):160-163,167.
  CUI Jianguo, LI Huihua, YU Mingyue, et al. State trend prediction of gas turbines based on LSSVM and

trend prediction of gas turbines based on LSSVM and WNN [J]. Fire Control & Command Control, 2018, 43(8): 160-163, 167. (in Chinese)



第一作者简介:崔建国,男,1963年8月 生,教授。主要研究方向为飞行器健康 诊断、预测与综合健康管理等。曾发表 《基于遗传算法和ARMA模型的航空发 动机寿命预测》(《航空学报》2011年第 32卷第8期)等论文。

E-mail:gordon_cjg@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.016

## 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 (西南交通大学机械工程学院成都,610031)

**摘要**为了解决无线传感器的供电困难以及常用标准电路和同步开关电路有限的能量提取效率,提出了一种优化的自适应机械同步开关,并将其运用于并联同步开关电感电路。根据自适应机械同步开关的工作原理建立了仿真模型,采用噪声激励对自适应机械同步开关进行了研究与分析,通过振动实验台对结构进行实验测试。结果表明, 优化的自适应机械同步开关电路能够很好地适应噪声环境,采集到的负载平均功率大约为标准电路的3倍。该自 适应机械同步开关能够自动检测悬臂梁幅值,且控制开关在位移峰值附近闭合,为振动能量发电装置提供了实践和 理论指导。

关键词 振动能量回收;能量提取电路;自适应机械开关;噪声激励中图分类号 TH128; TH113; TM461

#### 引 言

近几年, 压电能量提取装置备受关注^[1-2], 常见的压电能量提取电路有标准能量提取电路(standard energy harvesting, 简称SEH)、同步开关电感 电路(synchronized switching harvesting on an inductor, 简称SSHI)、同步电荷提取电路(synchronous electric charge extraction, 简称SECE)和优化的同 步电荷提取电路等。其中:SEH结构简单可靠,但 能量提取效率不高;SSHI提取效率高,但同步开关 很难实现最优位置控制^[3];SECE能够提取压电材 料的全部能量,但其同步开关闭合时间要求非常 高^[4];优化的同步电荷提取电路结构复杂,转换效率 不高^[5-6]。

基于常用的提取电路都需要同步开关进行控制, Chamanian等^[7]提出了基于SSHI的电子断路器 来控制同步开关。Liang等^[8]提出了速度控制同步 开关。朱莉娅等^[9]提出了一种无源同步开关电路。 这些同步开关电路本身会消耗能量,且其闭合时刻 有一定的延迟。由于同步开关的闭合、断开时刻直 接影响能量提取效率,因此不消耗电能的机械同步 开关有较大的发展前景。常见的机械同步开关是在 压电元件两侧设置固定电极或可调电极^[10-12],这些 机械同步开关很难适应集能器振幅不规则变化的情 况, 而实际振动环境的振动源大多为无规律的噪声 激励^[13-14],故机械同步开关能量提取效率始终受到限制。

机械同步开关能够在各种振动环境下自动跟随 集能器的位移幅值,不需要额外的电子元件,仅需要 很小的启动电压就能正常工作,使SSHI电路的能 量提取效率大幅提升。笔者根据现有机械同步开关 的不足,优化设计了一种能够自适应振动环境的机 械开关。根据自适应机械开关的工作原理,建立了 仿真模型。由于实际振动环境通常为噪声环境,因 此对设计的机械同步开关的参数在噪声环境下进行 了仿真分析,研究结构的参数选择规律。采用合适 的参数分别对所设计的机械开关电路和标准电路进 行实验测试比较。

#### 1 并联同步开关能量提取电路

标准电路由一个整流桥和滤波电容组成,能够 实现能量提取,但效率不高。同步开关电感电路在 标准电路中引入了电感与同步开关来提高能量的提 取效率。并联同步开关能量提取电路如图1所示。

在正弦激励下,压电材料产生正弦交流电压,当 压电材料运动到位移峰值处时,整流桥断开,压电材 料的剩余电荷储存在自身电容 C₀中。同步开关闭 合后,谐振电路(包含一个电感L和一个电容C)振 荡开始,在电感器作用下,压电元件 C₀中的电压方

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51875488,51875488);中国博士后科学基金资助项目(2017T100709,2016M600747) 收稿日期:2019-12-22;修回日期:2020-06-15



图1 并联同步开关能量提取电路

Fig.1 Parallel synchronous switch circuit

向发生改变并再次储存到 C₀中,电流瞬间增加然后 减小到 0,随后压电材料新产生的电压与 C₀储存的 电压一起在负方向增大,再给负载供电。并联同步 开关能量提取电路工作波形如图 2 所示。可以看 出,通过并联同步开关能量提取电路的负载电压明 显增加,其中,同步开关即使不在压电元件位移峰值 处闭合,负载电压同样有所提高,这有利于提升能量 提取电路的工作效率。同步开关的闭合位置越靠近 位移极值点,能量提取效率越高。



图 2 并联同步开关能量提取电路工作波形 Fig.2 Operational waveforms of parallel synchronous switch

circuit

### 2 自适应并联机械同步开关能量提取 电路

#### 2.1 自适应并联机械同步开关结构

自适应机械开关电路原理如图3所示。结构中 间为压电悬臂梁,其靠近固定端的位置贴有压电片 用来产生电能,2个开关悬臂梁安装在压电悬臂梁 的两侧,其末端有一个质量块和一个忽略质量的缓 冲弹簧。缓冲弹簧与发电悬臂梁的质量块接触时可 形成回路,2个开关悬臂梁和压电悬臂梁就构成了2 个机械开关。

#### 2.2 自适应机械开关建模

自适应机械开关的系统等效模型如图4所示。



Fig.3 Principle of adaptive mechanical switch circuit



Fig.4 Equivalent model

其中:*M*₁,*K*₁,*μ*₁分别为压电悬臂梁的等效质量、等效刚度和等效阻尼;*M*₂,*K*₂,*μ*₂分别为开关悬臂梁的等效质量、等效刚度和等效阻尼;*K*₃,*μ*₃分别为缓冲弹簧的刚度与阻尼。压电悬臂梁与开关悬臂梁是一个二阶振动系统,缓冲弹簧可认为是一个一阶系统, 其阻尼力大于弹性恢复力。

根据以上等效模型可推导出压电悬臂梁与开关 悬臂梁机械部分的运动方程为

$$M_1\ddot{x}_1 + \mu_1\dot{x}_1 + K_1x_1 + F_1 + F_2 = M_1\gamma \quad (1)$$

$$\int M_2 \ddot{x}_2 + \mu_2 \dot{x}_2 + K_2 x_2 = M_2 \gamma$$
(2)

$$(M_2\ddot{x}_3 + \mu_2\dot{x}_3 + K_2x_3 = M_2\gamma)$$

其中:x₁,x₂和x₃分别为压电悬臂梁和2个开关悬臂 梁的位移;γ为外界激励加速度。

只有当压电悬臂梁与某一开关悬臂梁接触时, F₁或F₂不等于0,此时相对应的机械开关闭合,在其 他时刻机械开关处于断开状态。

#### 2.3 噪声仿真分析

由于实际环境中的振动信号大多为多变噪声, 同时为证明所推导模型的正确性,笔者采用噪声激 励作为激励源进行仿真分析。图5为系统位移仿真 波形。从图5可以看出,开关悬臂梁的位移在大多 数情况下都能保持在压电悬臂梁位移的峰值附近, 即机械开关能够在压电悬臂梁的位移峰值附近闭 合。这说明所提出的机械开关能自动适应压电悬臂



梁的振动幅值。

从图 5看出,部分波动比较明显的地方,开关悬 臂梁不在位移峰值处与压电悬臂梁接触,或者二者 不接触。随后对开关悬臂梁的参数进行了优化分 析,以确定系统的最优参数,提高能量提取效率。为 评估机械开关参数,仿真后选取若干个周期,选用  $x_1, x_2$ 的波形为研究对象,取出每个周期中 $x_1$ 的最大 位移值与 $x_1, x_2$ 接触点的位移值的差值 $-\bigtriangleup x \pi x_1$ ,  $x_2$ 未接触时峰值处的位移差值 $\bigtriangleup x$ ,通过式(3)求 解 $-\bigtriangleup x 与 \bigtriangleup x$ 的均方根值(无量纲)S。S越小,说 明 $x_2$ 与 $x_1$ 的接触点越靠近 $x_1$ 的极值点。机械开关的 闭合位置越靠近极值点,能量提取效率越高。

$$S = \sqrt{(-\Delta x)^2 + (\Delta x)^2} \tag{3}$$

开关悬臂梁优化分析如图6所示。可以看出, 随着开关悬臂梁等效刚度K。的增加,S值迅速减小, 稍有稳定后再缓慢上升。这说明K₂很小时能量采 集效率很低,随着K2增大,能量采集效率同样有所 下降,这是由于K₂太小,在噪声激励下很容易就被 压电悬臂梁撞击导致弹开,所以其能量提取效率很 低。随着 $K_2$ 继续增大,开关悬臂梁能够在位移峰值 处与压电悬臂梁接触,但是开关悬臂梁同样会限制 压电悬臂梁的振动,导致产生的总能量减少,不利于 能量采集,且此时的机械开关总是提前闭合,使能量 采集效率不高。同样的,阻尼μ2的规律与刚度K2类 似。随着开关悬臂梁等效质量m2的增加,S值总体 上逐渐增加,能量采集效率变低;但是当m2小于  $0.005 \text{ kg 时}, m_2$  越大, S 的 值 反 而 越 小 。 m₂ 值 在 0.005~0.02 kg时,系统的稳定性较好。由此得出开 关悬臂梁的固有频率较低但不是最低时,S值相对 较小,更有利于提高能量采集效率,开关悬臂梁刚度  $K_2, \mu_2$ 的影响明显大于 $m_2$ 。总之,开关悬臂梁的刚 度 $K_2$ 、阻尼 $\mu_2$ 与质量 $m_2$ 存在一组最优解。

图 7 为缓冲弹簧参数优化分析。通过对缓冲弹 簧参数的仿真,发现缓冲弹簧的刚度 K₃越大,S 值越



小,其刚度值远大于开关悬臂梁的刚度K₂。同样 的,如图7所示,缓冲弹簧的阻尼μ₃越大,S值越小。 可见,一个有较高刚度和阻尼的缓冲弹簧更有利于 提高自适应机械开关电路在噪声激励下的采集效 率,这与正弦激励时的参数选择有一些区别。

#### 3 实验验证

通过对模型的仿真分析,结合实际情况,选择合适的系统参数搭建实验平台。采用噪声激励进行测试分析,系统参数如表1所示。

实验平台如图8所示,该装置由1个压电悬臂梁、 2个固有频率较低的悬臂梁和2个有较大阻尼的缓冲 弹簧组成。此压电悬臂梁采用不锈钢梁(100 mm× 20 mm×1 mm),其末端粘接2个铁块。低频悬臂梁 采用厚度为0.2 mm的铍铜,其固定端去掉一部分材 料以降低刚度,缓冲弹簧和质量块安装在低频悬臂 梁的末端。压电片贴在靠近压电悬臂梁的固定端 处,采用并联同步开关接口电路提取能量。接口电



	表1 系	系统参	数		
Tab.1	Paramet	ers of	the	system	

	•	
参数	数值	
等效质量 $m_1/kg$	0.013	
等效刚度 $K_1/(N \cdot m^{-1})$	1 100	
阻尼系数 $\mu_1/(N \cdot m^{-1} \cdot s)$	0.03	
等效质量 $m_2/kg$	0.008	
等效刚度 $K_2/(N \cdot m^{-1})$	3.8	
阻尼系数 $\mu_2/(N \cdot m^{-1} \cdot s)$	0.15	
等效刚度 $K_3/(N \cdot m^{-1})$	185	
等效阻尼 $\mu_3/(N \cdot m^{-1} \cdot s)$	0.5	
电容 $C_0/F$	$2.4 \times 10^{-8}$	
电感值L/H	$2 \times 10^{-3}$	
电阻值 $R_{\rm L}/k\Omega$	200	



Fig.8 Experimental setup

路通过导线分别与压电悬臂梁、开关悬臂梁和压电 片的固定端连接。开关悬臂梁与压电悬臂梁之间为 低密度海绵材质的缓冲弹簧。海绵表面覆盖有一层 导电胶,以保证机械开关能够导通。海绵作为机械 开关的一个电极,压电悬臂梁的质量块作为另一个 电极,这样形成了一个单刀双掷开关。该结构安装 在一个振动器上,通过电脑产生噪声信号传给功率 放大器,功率放大器驱动振动器,所测得的数据回传 到电脑并保存。

实验平台搭建完成后,首先断开电路,通过信号 发生器给振动台1个固定的正弦加速度,从小到大调 节激励频率;然后,观察示波器显示的悬臂梁位移值。 发现压电悬臂梁在激励频率为46.7 Hz时,产生的位 移值最大,即压电悬臂梁的固有频率约为46.7 Hz。 这与仿真计算所得固有频率46.3 Hz基本一致。

采用正弦激励来验证结构的性能,当固定激励 频率为47 Hz时,通过调节加速度来改变压电悬臂 梁的幅值,保持压电悬臂梁的位移幅值为某一恒定 值,分别测量2种电路的最优负载电压,并计算出最 优负载功率。机械开关电路的最优电阻值选用800 kΩ,标准电路的最优电阻值选用200 kΩ,分别测量 了压电悬臂梁幅值为0.5,0.75,1,1.25和1.5 mm时 的负载电压,得到2种电路的负载功率如图9所示。 可以看到,随着压电悬臂梁位移幅值的增加,2种电 路的最优功率都增大,机械开关电路的最优功率明 显高于标准电路,且压电悬臂梁的振幅越大,其优势 越明显。



采用频率为35~55 Hz的噪声激励分别对自适 应机械开关电路和标准电路进行测试。为保证一致 性,在测试标准电路时仅断开电路中的开关线。2 种电路实验电压比较如图10所示。实验测得压电 悬臂梁的位移、标准电路的负载电压与压电片电压 以及机械开关电路的负载电压与压电片电压。如图 10(a)所示,在噪声激励条件下大多数周期内,开关 悬臂梁都能够自适应压电悬臂梁的振幅,且接触时 机械开关能够正常工作,然而机械开关闭合的位置





并不固定。随着压电悬臂梁位移幅值的迅速减小, 机械开关会出现无接触的情况。随着压电悬臂梁位 移幅值的迅速增大,机械开关可能会提前闭合,总体 上电路的负载电压稳定,虚线处表明此时的机械开 关在压电悬臂梁位移峰值附近闭合。如图10(b)所 示,标准电路的负载电压明显低于自适应机械开关 电路,且标准电路的位移幅值略高于机械开关电路。 这说明笔者所提出的自适应机械开关电路的能量提 取效率有所提高,自适应机械开关电路的平均负载 电压大约为标准电路的2倍。

将所得到的负载电压分为若干段,分别取每一 段电压的平均值,再求得每一段电压的平均功率。 图 11 为 2 种电路实验平均功率比较。可以看出,机 械开关电路的负载平均功率大约为标准电路负载平 均功率的 3 倍,且机械开关电路的负载平均功率波 动范围明显大于标准电路。这是因为在噪声激励 下,机械开关不能在每个周期都正常工作,其直接影 响到负载功率的大小,因此机械开关电路的负载平 均功率有较大起伏。这种现象并不影响电路输出功 率的提升,笔者所提出的自适应机械开关大幅提高





了SSHI在噪声激励条件下的能量提取效率。

#### 4 结束语

提出了一种优化的自适应机械同步开关,通过 建模、噪声激励仿真分析和实验验证,证明了所提出 的结构能够自适应不规则的噪声振动环境,且能有 效提高压电材料的能量提取效率。在噪声激励仿真 过程中发现,开关悬臂梁的刚度与等效质量有一个 最优选择区间,而较高刚度和阻尼的缓冲弹簧更有 利于提高自适应机械同步开关电路在噪声环境中的 采集效率。由于噪声激励的变化多样,自适应机械 同步开关难免会有一些无接触或提前接触的情况出 现,且这种情况很难避免,故在实际选择时,可结合 仿真结果选择合适的参数值,并进行相应的取舍以 满足实际需求,这与正弦激励的参数选择有较大区 别。笔者根据仿真结果搭建了实验平台,实验结果 表明,采用噪声激励时,自适应机械同步开关电路的 负载平均功率大约为标准电路负载平均功率的3 倍,能量提取效率明显提高。

采用开关悬臂梁作为 SSHI 的自适应机械同步 开关,能有效提高能量的提取效率,仿真分析和实验 也发现开关悬臂梁的参数对系统的影响比较明显。 因此,今后工作将继续优化机械同步开关的参数,进 一步提高能量提取效率。

#### 参考 文 献

[1] 边义祥,杨成华.基于压电材料的振动能量回收技术 现状综述[J].压电与声光,2011,33(4):612-622.
BIAN Yixiang, YANG Chenghua. A review of current research for energy harvesting based on vibration of piezoelectric materials[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2011, 33(4): 612-622. (in Chinese)

- [2] 王爽,吕宝占.典型压电俘能器的发展现状与俘能机 理分析[J].电子元件与材料,2018,37(11):1-11.
  WANG Shuang,LÜ Baozhan. Mechanism and status of typical piezoelectric energy harvester [J]. Electronic Components & Materials,2018,37(11):1-11. (in Chinese)
- [3] ASANUMA H, SAKAMOTO K, KOMATSUZAKI T, et al. Electromechanical dynamics of Z-shaped mechatronic synchronized switch harvesting on inductor (SSHI) harvester [J]. Japanese Journal of Applied Physics, 2019, 58(6): 064501.
- [4] LIU W, BADEL A, FORMOSA F, et al. A comprehensive analysis and modeling of the selfpowered synchronous switching harvesting circuit with electronic breakers[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 65(5): 3899-3909.
- [5] LALLART M, WU W, YAN L, et al. Inductorless synchronized switch harvesting using a piezoelectric oscillator [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2019, 33(3): 2585-2594.
- [6] 屈凤霞,夏银水,施阁,等.自供电的同步电荷提取电路的优化设计[J]. 传感技术学报,2016,29(3): 349-355.

QU Fengxia, XIA Yinshui, SHI Ge, et al. Optimized design of self-powered synchronous charge extraction circuit[J]. Journal of Transduction Technology, 2016, 29(3): 349-355. (in Chinese)

- [7] CHAMANIAN S, MUHTAROGLU A, MEMBER
   S, et al. A self-adapting synchronized-switch interface circuit for piezoelectric energy harvesters [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2019, 35 (1): 901-912.
- [8] LIANG J, ZHAO Y, ZHAO K. Synchronized triple bias-flip interface circuit for piezoelectric energy harvesting enhancement [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2018, 34(1): 275-286.
- [9] 朱莉娅,郑梅,陈仁文.一种无源同步开关压电能量 收集电路研究[J].电子元件与材料,2016,35(2): 74-79.

ZHU Liya, ZHENG Mei, CHEN Renwen. An improved passive synchronized switching circuit for piezoelectric energy harvesting [J]. Electronic Components and Materials, 2016, 35(2):74-79. (in Chinese)

[10] 葛聪,刘海利,梁俊睿.新型同步机械开关提升压电 能量收集效率及其在非线性系统下的特性分析[J].机 电工程,2017,11:012.

GE Cong, LIU Haili, LIANG Junrui. New synchronized mechanical switch to improve piezoelectric energy harvesting efficiency and Its characteristic analysis in nonlinear system [J]. Mechanical and Electrical Engineering, 2017, 11: 012. (in Chinese)

- [11] LALLART M, LOMBARDI G. Synchronized switch harvesting on electromagnetic system: a nonlinear technique for hybrid energy harvesting based on active inductance [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 203: 112135.
- [12] SHIH Y, VASIC D, WU W. A non-contact mechanical solution for implementing synchronized switching techniques for energy harvesting using reed switches [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(12): 125013.
- [13] 孙强,张捷,肖新标,等.低温环境下高速列车车内噪声问题及控制方案[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1217-1222.
  SUN Qiang, ZHANG Jie, XIAO Xinbiao, et al. Interior noise issues and noise control measures of high-speed train in low temperature[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1217-1222. (in Chinese)

[14] 张合.振动与冲击在引信技术中的应用展望[J].振动、 测试与诊断, 2019, 39(2): 235-241.
ZHANG He. Application prospect of vibration and shock in fuze technology[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2): 235-241. (in Chinese)



**第一作者简介:**黄瑶,女,1995年11月生, 硕士生。主要研究方向为振动能量回 收、自供电传感器及非线性动力学。曾 发表《Energy current analysis of an improved self-adaptive mechatronic approach for P-SSHI》(《IEEE Transactions on Industrial Electronics》 2020, Vol. 68, No. 2)等论文。

E-mail:huangyao.daisy@foxmail.com

通信作者简介:刘伟群,男,1983年10月 生,博士、教授。主要研究方向为振动能 量收集、智能材料结构与系统。 E-mail:weiqunliu@home.swjtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.017

## 活塞织构对液压减振器动态阻尼特性影响分析

于洋洋^{1,2,3}, 张俊红^{1,2}, 王 俊^{1,2}, 孟祥德^{2,3}, 张学玲^{2,3}

(1.天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室 天津,300072)
 (2.天津大学仁爱学院 天津,301636)
 (3.天津捷强动力装备股份有限公司 天津,300410)

摘要 考虑活塞具有矩形织构的摩擦与润滑因素,研究充气式双筒液压减振器动态阻尼特性。建立双筒液压减振器的阻尼特性数学模型和动压润滑方程,对减振器阻尼特性数学方程的复原和压缩行程进行求解,得到减振器上、下腔压力。采用雷诺空化边界条件,将上、下腔压力作为初始压力,对Reynolds方程采用五点差分法进行离散,利 用超松弛迭代法(successive over-relaxation,简称 SOR)进行求解,得到摩擦阻尼力。分析了活塞运动速度、织构深 度、织构宽度、油膜厚度、活塞半径和宽度等因素对摩擦阻尼的影响,以及摩擦因素对减振器动态阻尼特性的影响, 研究发现:减振器活塞与缸筒之间的摩擦力和阻尼力随着活塞速度、织构宽度和活塞宽度的增加而增加,随着织构 深度的增加而先增加后减小,随着油膜厚度的增加而减小;活塞半径对摩擦力无明显影响。

关键词 液压减振器;矩形织构;摩擦;雷诺方程;阻尼力 中图分类号 TH703

#### 引 言

减振器是车辆悬架系统的重要组成部分,对车辆的平顺性与舒适性有重要影响,并影响其他机件的寿命^[1-2]。车辆在追求平顺性和舒适性的要求下,减振器的性能和对车辆性能的影响越来越值得研究。传统设计方法确定设计参数主要根据经验,对减振器反复试验、修正与调整,需要进行多次试验。此种方式周期长、成本高且较难获得最优的减振器特性。因此,采用数值解析的方法对减振器的性能进行预测,在设计阶段对减振器进行优化设计成为重要的研究方向。

目前,研究双筒液压减振器性能的方法均应用 了流体力学理论,是基于数学模型的方法。Duym 等^[34]和Yung等^[5]在对减振器内部结构和运行过程 建模的基础上,提出了物理模型,分析了减振器的减 振性能。Besinger等^[6],Berger^[7]和Lion等^[8]提出了 由缓冲器、弹簧和摩擦元件组成的流变模型,分析了 减振性能和结构参数对阻尼特性的影响。任卫群 等^[9]开发系统完整的减振器仿真模型,分析了减振 器内部结构及参数,研究了调整减振器内部结构对 减振器阻尼特性的影响。于振环等^[10]基于流-固耦 合有限元分析,建立了减振器流一固耦合动力学模型, 得到了减振器动态响应特性、减振器阻尼力-速度曲 线、流体压力场特性以及示功图,对减振器进行减振 性能试验,并将试验结果与仿真结果进行对比分析。 纪云峰^[11]和张凯^[12]考虑活塞与减振器缸筒之间的摩 擦力,建立阻尼力求解模型,分析了充气式减振器的 减振性能,将流体力学理论应用于双缸液压减振器的 仿真过程,但摩擦力是用常数或经验公式获得。在汽 车双向液压减振器的仿真研究中,活塞与减振器缸之 间存在复杂的动态润滑性能。考虑到活塞表面与气 缸之间的流体润滑和摩擦,目前还没有相关文献考虑 摩擦阻尼对减振器的影响。因此,有必要建立一个完 整的减振器系统的数学模型,反映减振器活塞的内部 结构参数对减振器动态阻尼特性的影响。

减振器缸筒与活塞之间的摩擦是减振器阻尼特 性的重要因素。笔者考虑活塞与减振器缸筒之间具 有矩形织构的摩擦与润滑因素,建立双筒液压减振 器的阻尼特性数学模型和动压润滑方程,分析了活 塞运动速度、织构深度、织构宽度、油膜厚度、活塞半 径和宽度等因素对摩擦阻尼的影响,以及摩擦因素 对减振器阻尼特性的影响,为减振器的设计提供重 要参考。

^{*} 天津市技术创新引导专项基金资助项目(20YDTPJC02020);天津市教委科研计划资助项目(2019KJ152) 收稿日期:2019-12-29;修回日期:2020-05-18

#### 1 分析模型与求解

图1为双筒液压减振器结构示意图。车身和车 轮相对运动时,活塞杆带动活塞相对于工作缸运动, 工作缸与储油缸内的油液经过阀系相对流动,产生 阻尼力,从而减缓车身与车轮的相对运动,达到减振 的作用。



Fig.1 Structural sketch of hydraulic shock absorber

#### 1.1 复原行程与压缩行程

在复原阀开阀前,油液流经常通节流孔和活塞 缝隙。常通节流孔属于管嘴流动,流量为Q_T;活塞 缝隙为环形偏心缝隙,流量为Q_{x1}。其表达式分别为

$$Q_{\rm T} = C_{\rm q} A_{\rm T} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$
(1)

$$Q_{\rm xl} = \frac{2.5\pi d_{\rm h} h_0^{3} (p_1 - p_2)}{12\mu L_{\rm y}}$$
(2)

其中: $C_q$ 为常通节流孔的流量系数; $A_T$ 为常通节流 孔的总面积(m²); $\rho$ 为油液密度(kg/m³); $d_h$ 为活塞 直径(m); $\mu$ 为油液动力黏度(Pa•s); $L_y$ 为活塞轴向 宽度(m); $h_0$ 为活塞与缸筒之间油膜厚度(m); $p_1$ 为 减振器上腔压力(Pa); $p_2$ 为减振器下腔压力(Pa)。

开阀前,油液从复原腔室流入压缩腔室的总流 量为

$$Q_{\rm fh} = Q_{\rm T} + Q_{\rm xl} \tag{3}$$

减振器复原阀被打开后,油液经过常通孔和复 原阀孔从复原腔室流入压缩腔室,即上腔流入下腔, 油液经过常通节流孔与复原阀孔,两孔为并联状态。 总流量 $Q_{\rm fn}$ 为流经常通节流孔的流量 $Q_{\rm T}$ 和复原阀孔 的流量 $Q_{\rm f}$ 之和。其中,复原阀孔的流量包括复原阀 节流孔流量 $Q_{\rm fc}$ 和环形平面缝隙流量 $Q_{\rm ff}$ ,两者是串 联的,数值相等,即 $Q_{\rm fc} = Q_{\rm ffo}$ 活塞的运动速度为v, 范围为 $v_{\rm fl} < v < v_2$ ,其中, $v_2$ 为复原阻尼阀片开口最 大时活塞运动速度的临界值。由此可得

$$Q_{\rm fc} = \varepsilon_{\rm fc} A_{\rm fc} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \tag{4}$$

$$Q_{\rm ff} = \frac{\pi \delta_{\rm rf}^3(p_1 - p_2)}{6\mu \ln (r_{\rm bf}/r_{\rm kf})}$$
(5)

其中: $\delta_{rf} = f_{rf} - f_{rf0}$ ; $\varepsilon_{fc}$ 为复原阀节流孔的流量系数;  $A_{fc}$ 为复原阀常通孔的总面积(m²); $r_{bf}$ 为原节流阀片 的外半径(m); $r_{kf}$ 为复原节流阀片缺口半径(m); $\delta_{rf}$ 为复原阀片的开度(m); $f_{rf0}$ 为复原阀片的预变形 量(m)。

复原阀片的变形量为

$$f_{\rm rf} = \frac{p_1 - p_2}{h_{\rm ffp}} G_{\rm rffp} \tag{6}$$

其中:h_{fb}为复原阀片的厚度(m);G_{rfb}为复原阀片的 变形系数。

图 2 为阀片变形曲线图。圆环形阀片在任意半径 r 处的弯曲变形^[13]为

 $f_{\rm r} = \frac{p}{h^3} G_{\rm r}$ 

其中:
$$G_r = T_{c1} \ln r + T_{c2}r^2 \ln r + T_{c3}r^2 + T_{c4} + T_{1B}r^4$$
。  
2.0  
1.5  
1.0  
0.5  
0  
8  
10  
10  
11  
12  
R/mm  
图 2 阀片变形曲线图

Fig.2 Deformation curve of valve plate

减振器开阀前,油液从复原腔室流入压缩腔室 的总流量为

$$Q_{\rm fh} = Q_{\rm T} + Q_{\rm f} \tag{7}$$

贮油腔内的气体体积为初始体积 $V_0$ ,气体压强 为初始压强 $p_{30}$ ,假设工作行程中为理想气体且减振 器在一个工作行程内温度不变,可得 $p_3(t)V(t) =$  $p_{30}V_0$ ,气体的连续性方程为 $V(t) = V_0 + XA_{g0}$ 减 振器工作时,近似为正弦激励,减振器活塞的相对位 移认为是正弦函数

$$\begin{cases} X = X_0 \sin(\omega t) \\ v = \omega X_0 \cos(\omega t) \end{cases}$$
(8)

气体的背压使浮动活塞两侧压力相等,即p₂= p₃。根据复原和压缩行程中流经活塞总成的油液流 量与活塞速度之间的关系式

$$\begin{cases}
Q_{\rm fh} = v(A_{\rm h} - A_{\rm g}) \\
Q_{\rm yh} = v(A_{\rm h} - A_{\rm g})
\end{cases}$$
(9)

得到减振器工作时的上腔压力p1和下腔压力p2。

#### 1.2 减振器活塞-缸筒摩擦副润滑

双筒液压减振器在减震工作时,减振器活塞-缸 筒摩擦副的摩擦力求解通常采用常数或经验公式计 算,无法反映减振器活塞外表面结构对减振器阻尼 特性的影响。摩擦副润滑分析的平均 Reynolds 方 程广泛应用于动压滑动轴承^[14]、内燃机和液压缸的 活塞与缸套^[15-17]等,能够详细分析结构对摩擦副的 润滑和摩擦特性的影响。双筒液压减振器活塞和缸 筒之间的动态润滑与动压滑动轴承^[14]、内燃机和液 压缸的活塞与缸套^[15-17]等条件和原理相同。因此, 采用减振器活塞-缸筒摩擦副润滑分析的平均 Reynolds 方程^[14]耦合减振器阻尼特性数学模型来求解摩 擦阻尼特性。

平均Reynolds方程表达式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x} \qquad (10)$$

其中: p 为油膜平均压力(Pa); h 为实际油膜厚度(m)。

1.2.1 实际油膜厚度

实际油膜厚度为

$$h = h_0 + h_p \tag{11}$$

其中:h_p为活塞外表面织构的油膜厚度(m)。

图 3 为活塞外表面实际油膜的形状和厚度。假 设活塞外表面为 15 个均匀分布的矩形织构,如图 3 所示,织构的膜厚方程为



图 3 活塞外表面的实际油膜的形状和厚度

Fig.3 Distribution of oil film shape and thickness on the outer surface of the piston

1.2.2 边界条件

减振器活塞的间隙流场是收敛和发散的润滑间 隙,根据供油情况和几何结构,确定减振器活塞的间 隙油膜入口边界和出口边界。笔者采用雷诺空 化^[14-15]的边界条件,标准大气压力为 $p_0$ ,其表达式为  $p(x,y=0)=p_1$ ,  $p(x,y=L_y)=p_2$ , p(x=0,y)= $p_0,p(x=2\pi R,y)=p_0$ 。

1.2.3 控制方程的数值求解

采用五点差分公式对式(10)进行离散,求解区 域划分为等距网格,活塞轴向和周向划分为*m×n*= 325×325个网格,坐标系(*i*, *j*)为每个节点的位置, 其中:0≪*i*≪*m*;0≪*j*≪*n*。采用五点差分法对式(10) 进行离散,差分形式为

$$\begin{split} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( h^{3} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \right]_{i,j} &= \frac{1}{\Delta x} \left[ \left( h^{3} \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{i+\frac{1}{2},j} - \left( h^{3} \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{i-\frac{1}{2},j} \right] = \\ \frac{1}{\Delta x} \left[ h^{3}_{i+\frac{1}{2},j} \frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{\Delta x} - h^{3}_{i-\frac{1}{2},j} \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta x} \right] = \\ \frac{1}{(\Delta x)^{2}} \left[ \frac{1}{2} \left( h^{3}_{i+1,j} + h^{3}_{i,j} \right) \left( p_{i+1,j} - p_{i,j} \right) - \frac{1}{2} \left( h^{3}_{i,j} + h^{3}_{i-1,j} \right) \left( p_{i,j} - p_{i-1,j} \right) \right] = \\ \frac{1}{2(\Delta x)^{2}} \left[ \left( h^{3}_{i+1,j} + h^{3}_{i,j} \right) p_{i+1,j} - \left( h^{3}_{i+1,j} + 2h^{3}_{i,j} + h^{3}_{i-1,j} \right) p_{i-1,j} \right] \end{split}$$
(13)
$$\left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( h^{3} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \right]_{i,j} = \frac{1}{\Delta y} \left[ \left( h^{3} \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{i+\frac{1}{2},j} - \left( h^{3} \frac{\partial p}{\partial y} \right)_{i-\frac{1}{2},j} \right] = \\ \frac{1}{\Delta y} \left[ h^{3}_{i+\frac{1}{2},j} \frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{\Delta y} - h^{3}_{i-\frac{1}{2},j} \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta y} \right] = \\ \frac{1}{(\Delta y)^{2}} \left[ \frac{1}{2} \left( h^{3}_{i+1,j} + h^{3}_{i,j} \right) \left( p_{i+1,j} - p_{i,j} \right) - \frac{1}{2} \left( h^{3}_{i,j} + h^{3}_{i,j} \right) \right] = \\ \frac{1}{(\Delta y)^{2}} \left[ \frac{1}{2} \left( h^{3}_{i+1,j} + h^{3}_{i,j} \right) p_{i+1,j} - \left( h^{3}_{i+1,j} + 2h^{3}_{i,j} + h^{3}_{i,j} \right) \right] = \\ \frac{1}{2(\Delta y)^{2}} \left[ \left( h^{3}_{i+1,j} + h^{3}_{i,j} \right) p_{i+1,j} - \left( h^{3}_{i+1,j} + 2h^{3}_{i,j} + h^{3}_{i,j} \right) p_{i-1,j} \right] \right]$$
(14)
$$\\ \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)_{i,i} = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x}$$
(15)

$$\diamondsuit a_{i,j}^{0} = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta x},$$

$$a_{i,j}^{1} = \frac{1}{2(\Delta x)^{2}} \left[ \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i+1,j} + \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j} \right],$$

$$a_{i,j}^{2} = \frac{1}{2(\Delta x)^{2}} \left[ \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i-1,j} \right],$$

$$a_{i,j}^{3} = \frac{1}{2(\Delta y)^{2}} \left[ \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j+1} + \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j} \right],$$

$$a_{i,j}^{4} = \frac{1}{2(\Delta y)^{2}} \left[ \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j-1} \right],$$

$$a_{i,j}^{5} = -\frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{(\Delta x)^{2}} \left[ \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i+1,j} + 2 \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i-1,j} \right] + \frac{1}{(\Delta y)^{2}} \left[ \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i+1,j} + 2 \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j} + \left( \frac{h^{3}}{\mu} \right)_{i,j-1} \right] \right\},$$

将式(13),(14)和(15)代人式(10),得到离散后 的雷诺方程为

$$a_{i,j}^{4}p_{i,j-1} + a_{i,j}^{2}p_{i-1,j} + a_{i,j}^{5}p_{i,j} + a_{i,j}^{1}p_{i+1,j} + a_{i,j}^{3}p_{i,j+1} = a_{i,j}^{0}$$
(16)

令 $x = L_y, y = 2\pi R$ ,采用SOR求解离散后的雷诺方程。根据边界条件,对网格节点上的压力赋初值 $p_{i,j}^0$ ,采用式(16)和迭代公式逐点计算除边界点以外的所有节点,得到新的压力值 $p_{i,j}^1$ ,循环迭代,直到达到收敛精度为止。其迭代公式为

$$p_{i,j}^{k} = p_{i,j}^{k-1} + \alpha (p_{i,j}^{k} - p_{i,j}^{k-1})$$
(17)  
其中:k为迭代次数:a为超松弛迭代因子。

采用如下收敛准则进行收敛性判断

$$\frac{\sum_{j=1}^{N-1}\sum_{i=1}^{M-1} |p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^{k}|}{\sum_{j=1}^{N-1}\sum_{i=1}^{M-1} |p_{i,j}^{k}|} \leqslant \sigma$$
(18)

其中:σ取值为1×10⁻⁶。

根据式(16)迭代计算得到P_{i,j},分别计算:

1)油膜承载力。将计算得到的油膜压力p在流体域内数值积分,得到织构表面油膜承载力W_N,表达式为

$$W_{\rm N} = \int_0^{L_x} \int_0^{2\pi R} \bar{p} \, \mathrm{d}x \mathrm{d}y$$

2) 摩擦力。织构表面总摩擦力的数值计算表 达式为

$$F_{\rm of} = \iint_{\rm s} \left(\frac{h}{2}\frac{\partial\bar{p}}{\partial x} + \frac{\mu v}{h}\right) \mathrm{d}x\mathrm{d}y$$

3)摩擦因数。摩擦因数为织构表面摩擦力与 承载力的比值,表达式为

$$\mu_{\rm s} = \frac{F_{\rm of}}{W_{\rm N}}$$

1.2.4 模型验证

设置矩形织构参数与文献[16-17]圆柱织构的 参数相同,计算得到周向油膜压力。如图4所示,将 活塞周向压力计算结果与文献结果进行对比,两者 基本保持一致,证明了模型和算法的正确性。



#### 1.3 阻尼力数学模型

减振器的阻尼特性主要由复原行程和压缩行程 决定。复原行程与压缩行程的工作原理类似,以分 析复原行程为例,对活塞受力进行分析,得到阻尼力 的求解公式为

 $F_{f} = P_{1}(A_{h} - A_{g}) - P_{2}A_{h} + F_{of}$  (19) 其中: $A_{h}$ 为活塞截面积(m²); $A_{g}$ 为活塞杆截面积 (m²); $F_{of}$ 为油膜剪切摩擦力(N)。

#### 2 相关参数

表1为减振器参数。由仿真参数得到活塞外表 面的压力分布,如图5所示。



图 5 活塞外表面的压力分布

Fig.5 Distribution of pressure on the outer surface of the piston

#### 3 结果分析

影响减振器油膜摩擦力Fof的因素有织构深度

表 1 减振器参数 Tab.1 parameter of shock absorber

参数	数值
流量系数	0.82
常通孔总面积/mm ²	1.326 7
复原阀节流孔总面积/mm ²	1.28
压缩阀节流孔总面积/mm ²	4.05
阀片外半径/mm	8
阀口位置半径/mm	5
活塞杆直径/mm	10
活塞宽度/mm	20.5
油液密度/(kg•m ⁻³ )	900
油液动力黏度/(Pa•s)	0.017
活塞-缸筒间最小油膜厚度/mm	0.02
初始气体压强/MPa	1
初始气体体积/mL	0.05

 $h_{\rm p}$ 、织构宽度 $r_{\rm p}$ 、油膜厚度 $h_{\rm o}$ 、活塞半径R和活塞宽度 $L_{\rm yo}$ 油膜摩擦力 $F_{\rm of}$ 随织构深度 $h_{\rm p}$ 的变化如图6所示。当 $h_{\rm p}$ 在1×10⁻⁶~9×10⁻⁴m时,随着 $h_{\rm p}$ 的增加, $F_{\rm of}$ 先增加后减小, $F_{\rm of}$ 随着活塞速度v的增加而增加。当 $h_{\rm p}$ =4.6×10⁻⁵m时, $F_{\rm of}$ 达到最大值。图7为摩擦因数 $\mu_{\rm s}$ 随织构深度 $h_{\rm p}$ 的变化情况。可见, $\mu_{\rm s}$ 随着 $h_{\rm p}$ 和活塞速度的增加而增加。

示功图随织构深度 $h_p$ 的变化如图 8 所示。可见,随着 $h_p$ 的增加,面积先增加后减小,当 $h_p$ 为4.6×10⁻⁵ m时,面积最大,阻尼力达到最大。图 9 为速度特性随织构深度 $h_p$ 的变化情况。随着 $h_p$ 的增加,阻尼力先增加后减小,当 $h_{p=4.6} \times 10^{-5}$  m时,阻尼力达到最大。图 10 为摩擦力 $F_{of}$ 随着织构宽度 $r_p$ 的变化情况。当 $r_p$ 在 1×10⁻³~2×10⁻³ m时,随着 $r_p$ 的增









Fig.8 Indicator diagram with depth of texture  $h_p$ 





加, $F_{of}$ 增加, $F_{of}$ 也随着活塞速度的增加而增加。当  $r_{p}>2\times10^{-3}$ m时, $r_{p}$ 超过活塞长度,计算得到的摩擦 力是没有织构工况时的力,摩擦力突变为较小的值。 图 11 为摩擦因数 $\mu_{s}$ 随织构宽度 $r_{p}$ 的变化情况。可 见, $\mu_{s}$ 随着 $r_{p}$ 的增加而增加,随着活塞速度的增加而 无明显变化。

图 12 为示功图随织构宽度 r_p的变化情况。可见,面积随着 r_p的增加而增加,阻尼力增加。图 13 为速度特性随织构宽度 r_p的变化情况。可见,随着 r_p的增加,阻尼力增加。

图 14,15 分别为摩擦力  $F_{of}$ 和摩擦因数  $\mu_f$  随油 膜厚度  $h_o$ 的变化情况。当 $h_o$ 在  $1 \times 10^{-5} \sim 2 \times 10^{-4}$  m



图 10 摩擦力 F_{of}随织构宽度 r_b的变化

Fig.10 Numerical value for  $F_{of}$  with width of texture  $r_{p}$ 



图11 摩擦因数µ。随织构宽度r。的变化





Fig.12 Indicator diagram with width of texture  $r_{\rm p}$ 

时,随着 h。的增加,摩擦力减小,摩擦力随着活塞速 度的增加而增加,活塞速度的影响作用减弱。摩擦 因数 µ。随油膜厚度 h。的增加而减小,随着活塞速度 的增加而增加。

图 16 为示功图随油膜厚度 h。的变化情况。可见,面积随着 h。的增加而减小,阻尼力减小。图 17 为速度特性随着 h。的变化情况。可见,随着 h。的增 加,阻尼力减小。



图13 速度特性随织构宽度r_p的变化





Fig.14 Numerical value for  $F_{of}$  with oil film thickness  $h_o$ 



图15 摩擦因数µ_s随油膜厚度h_o的变化









Fig.17 Characteristic of velocity with oil film thickness  $h_{\circ}$ 

图 18,19为摩擦力 $F_{of}$ 和摩擦因数 $\mu_s$ 随活塞半径R的变化情况。当油膜厚度 $h_o$ 在1×10⁻²~3×10⁻²m时,随着活塞半径的增加,摩擦力无明显变化,摩擦力随活塞速度的增加而增加;摩擦因数 $\mu_s$ 随着活塞半径的增加而减小。

图 20 为示功图随活塞半径 R 的变化情况。可见,面积随着活塞半径的增加而增加,阻尼力增加。 图 21 为速度特性随着活塞半径 R 的变化情况。随 着活塞半径的增加,阻尼力增加。

图 22,23为摩擦力 F_{of}和摩擦因数μ_s随活塞宽



Fig.18 Numerical value for  $F_{of}$  with the radius R of piston



Fig.19 Numerical value for  $\mu_s$  with the radius *R* of piston



Fig.20 Indicator diagram with the radius R of piston



图 21 速度特性随活塞半径 R 的变化

Fig.21 Characteristic of velocity with the radius R of piston



Fig.22 Numerical value for  $F_{of}$  with the width  $L_v$  of piston





度 $L_y$ 的变化情况。当织构深度 $L_y$ 在5.5×10⁻³~2× 10⁻²m时,随着活塞宽度的增加,摩擦力增加,摩擦 力随活塞速度的增加而增加;摩擦因数 $\mu_s$ 随活塞宽 度的增加而减小,随活塞速度的增加而增加。

图 24 为示功图随活塞宽度 L_y的变化情况。可见,面积随着活塞宽度的增加而增加,阻尼力增加。 图 25 为速度特性随活塞宽度 L_y的变化情况。随着 活塞宽度的增加,阻尼力增加。



图 24 示功图随活塞宽度  $L_y$ 的变化 Fig.24 Indicator diagram with the width  $L_y$  of piston



图 25 速度特性随活塞宽度 L₂的变化

Fig.25 Characteristic of velocity with the width  $L_y$  of piston

图 26 为减振器阻尼特性图。织构深度 $h_p$ 为 5.1×10⁻⁵ m,织构宽度 $r_p$ 为1.5×10⁻³ m,油膜厚度  $h_o$ 为2×10⁻⁵ m,活塞半径R为12×10⁻³ m,活塞宽 度 $L_y$ 为20.5×10⁻³ m。考虑到摩擦,图26(a)对不同 活塞位移X从-0.04~0.04 m进行了模拟。图 26 (b)对不同活塞速度从-1~1m/s进行了模拟。仿 真结果与忽略摩擦的影响相比,减振器的示功图面 积增加,功率提高,速度特性曲线斜率增大。当活塞 以1m/s的速度运动时,忽略油膜摩擦的影响,计算 复原阻尼力为5566 N,压缩阻尼力为3879 N。考 虑摩擦的影响,计算复原阻尼力为6510 N,压缩阻 尼力为4823 N,复原阻尼力提高16.96%,压缩阻尼 力提高24.33%。由于阻尼力过小会影响减振效果, 阻尼力过大会影响舒适性,因此在减振器的设计中,



在控制其他结构参数的同时,还可以通过控制织构 深度 h_p、织构宽度 r_p、油膜厚度 h_o、活塞半径 R 和活 塞宽度 L_y等来选择合适的减振器外阻尼特性。

#### 4 结 论

 1)考虑活塞具有矩形织构的摩擦与润滑因素, 研究了活塞与缸筒之间的摩擦阻尼,分别建立了减 振器各部分的阻尼力特性数学模型,得到相应的阻 尼力表达式。

2)分析了减振器活塞与缸筒之间的摩擦力F_{of} 随活塞速度v的增加而增加,随织构深度h_p的增加 先增加后减小,随活塞宽度L_y的增加而增加,活塞 半径对油膜摩擦力无明显影响。减振器在某一结构 参数下,当活塞以1m/s的速度运动时,忽略油膜摩 擦的影响,计算出复原阻尼力为5566N,压缩阻尼 力为3879N,考虑油膜摩擦的影响,计算出复原阻 尼力为6510N,压缩阻尼力为4823N,复原阻尼力 提高16.96%,压缩阻尼力提高24.33%。

3) 在减振器的设计中,在控制其他结构参数的同时,还可以通过控制织构深度 h_p、织构宽度 r_p、油膜厚度 h_o、活塞半径 R 和活塞宽度 L_y等来选择合适

的减振器外阻尼特性。笔者研究了具有织构的活塞 与缸筒之间的摩擦,分析了对减振器外特性的影响, 能够应用于具有织构活塞的液压减振器的动态阻尼 特性分析,为减振器的设计提供参考。



- [1] LEE C. Study of the simulation model of a displacement sensitive shock absorber of a vehicle by considering the fluid force [J]. Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(8): 965-975.
- LEE C. Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement sensitive shock absorber using fluid-flow modeling [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20: 373-388.
- [3] DUYM S, REYBROUCK K. Physical characterization of nonlinear shock absorber dynamics [J]. Journal of Mechanical and Environmental Engineering, 1998, 43: 181-188.
- [4] DUYM S. Simulation tools, modelling and identification, for an automotive shock absorber in the context of vehicle dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 2000, 33: 261-285.
- [5] YUNG V Y B, COLE D J. Modelling high frequency force behavior of hydraulic automotive dampers [J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44: 1-31.
- [6] BESINGER F H, CEBON D, COLE D J. Damper models for heavy vehicle ride dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 1995, 24: 35-64.
- [7] BERGER H. Rheologische dämpfermodelle für den einsatz in der MKS-simulation [D]. Austria, Vienna: Vienna University of Technology, 2002.
- [8] LION A, LOOSE S. A thermomechanically coupled model for automotive shock absorbers: theory, experiments and vehicle simulations on test tracks [J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37: 241-261.
- [9] 任卫群,赵峰,张杰.汽车减振器阻尼特性的仿真分析[J].系统仿真学报,2006,18(2):957-960.
  REN Weiqun, ZHAO Feng, ZHANG Jie. Simulation on damping behavior of vehicle shock absorber[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(2):957-960. (in Chinese)
- [10] 于振环,张娜,刘顺安.基于流-固耦合的车辆减振器动 态非线性仿真分析[J].吉林大学学报,2015,45(1): 16-21.

YU Zhenhuan, ZHANG Na, LIU Shun'an. Simulation

analysis of dynamic nonlinear characteristics of vehicle shock absorber based on fluid-structure interaction [J]. Journal of Jilin University, 2015, 45(1): 16-21. (in Chinese)

- [11] 纪云峰.双筒液压减振器物理建模及设计研究[D].长春:吉林大学,2015.
- [12] 张凯.单筒充气式减振器阻尼特性仿真与实验研究 [D].镇江:江苏大学,2016.
- [13] 周长城,顾亮. 筒式减振器叠加节流阀片开度与特性 试验[J]. 机械工程学报, 2007, 43(6): 210-215.
  ZHOU Changcheng, GU Liang. Superposition throttleslices openings size and character test of telescope-damper [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(6): 210-215. (in Chinese)
- [14] WANG J, ZHANG J H, LIN J, et al. Study on lubrication performance of journal bearing with multiple texture distributions [J]. Applied Sciences, 2018, 8: 244.
- [15] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1970, 185(1): 625-633.
- [16] MAO Y, ZENG L C, LU Y. Modeling and optimization of cavitation on a textured cylinder surface coupled with the wedge effect [J]. Tribology International, 2016, 104: 212-224.
- [17] 余广,曾良才,毛阳,等.液压缸活塞表面微织构动压 润滑性能分析[J].机械科学与技术,2017,36(12): 1823-1829.

YU Guang, ZENG Liangcai, MAO Yang, et al. Analysis on hydrodynamic lubrication performance of microtexture on hydraulic cylinder piston surface[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(12):1823-1829. (in Chinese)



**第一作者简介:**于洋洋,男,1989年2月 生,博士生。主要研究方向为机械动力 学。曾发表《基于 IHB 法分裂导线次档 距振荡的极限环特性》(《振动、测试与诊 断》2017年第37卷第3期)等论文。 E-mail: yuyangyang@tju.edu.cn

通信作者简介:张俊红,女,1962年9月 生,教授、博士生导师。主要研究方向为 动力机械振动噪声、结构设计及可靠性 研究。

E-mail:zhangjh@tju.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.018

## 基于持续同调机器学习的尾轴承黏滑振动研究

张圣东¹, 龙志林¹, 金 勇², 刘正林², 闫志敏², 杨秀英³ (1.湘潭大学土木工程与力学学院 湘潭,411105) (2.武汉理工大学能源与动力工程学院 武汉,430063) (3.九江学院图书馆 九江,332005)

**摘要**为了研究尾轴承黏滑振动,首先,采用机器视觉技术采集水润滑橡胶尾轴承黏滑振动图像;其次,运用持续同 调机器学习及单纯复形同调群分析图像,计算振动图像单纯复形的同调获得相应的条码图;然后,基于条码图获取 振动图像的拓扑特征;最后,用改进型支持向量机机器学习法对拓扑特征进行研究,完成水润滑橡胶尾轴承黏滑振 动鸣音的分类与识别。研究表明,最长贝蒂条码的长度与振动密切相关,可以有效预警鸣音,并建立了鸣音过程的 智能化描述,为研究尾轴承黏滑振动提供一种新的思路。

关键词 水润滑橡胶尾轴承;黏滑振动;机器视觉;持续同调机器学习 中图分类号 TH113.1; TH133.31

#### 引 言

随着工业进步,轴承在旋转机械领域获得广泛 应用,但在使用过程中常发生磨损、裂纹[1]和振动[2] 等故障,尤其是水润滑橡胶尾轴承(以下简称"尾轴 承")易产生黏滑自激振动。国内外学者主要采用数 值计算和试验法对其进行研究。持续同调机器学 习^[3]在大数据、人工智能、材料基因组计划^[4-8]、医学 影像与智能诊断[9]以及图像处理[10-12]等领域获得突 破性进展和应用,既解决了机器学习维度与复杂度 问题,又保留了数据的内在拓扑特征,同时也可以对 数据进行智能处理。Škraba^[13]在叙述拓扑工具时, 强调了持续同调、机器学习相结合进行数据分析。 在尾轴承黏滑振动分析的持续同调机器学习方面, 黏滑运动是导致尾轴承振动鸣音机理的关键诱发因 素。Dong 等^[14]在UMT-3摩擦试验机分别开展了 ZCuSn₁₀Zn₂板超高分子量聚乙烯、纤维树脂复合材 料、合成橡胶3种材料的黏滑性能研究,发现 ZCuSn₁₀Zn₂板超高分子量聚乙烯材料在试验启动阶 段产生黏滑振动,揭示了润滑状态的优劣是导致黏 滑振动是否产生的关键因素。Han等^[15-16]建立轴-轴 承系统的2自由度模型,研究了系统参数对摩擦副 黏滑振动的影响,并在试验机上模拟了黏滑自激振 动,用加速度信号完成了黏滑振动的识别。文献[17 -19]通过试验法对尾轴承振动特性开展相关研究。 在黏滑振动图像处理方面,闫志敏等^[20]采用机器视 觉技术开展了尾轴承黏滑振动试验研究,通过高速 摄像机获取黏滑振动的图像,人工进行振动分析。 张景亮等^[21]运用持续同调理论获得图像的条码图, 得到图像的拓扑特征和几何结构信息,实现了静、动 态图形的分类与识别。虽然国内外学者对尾轴承黏 滑振动进行了相关研究,但分类和识别还是靠人工 完成,效率低且易产生误差。

笔者采用人工智能将持续同调理论应用到尾轴 承黏滑振动图像识别和分类,以机器代替人工,在效 率、准确度以及精度方面可取得良好效果。

#### 1 基本原理

#### 1.1 持续同调理论

持续同调^[3,22]作为处理空间拓扑特征的主要数 学方法,源于 Morsel 理论,用于计算不同空间分辨 率下拓扑特征的方法,通过单纯复形构造同调群,获 得条码图。持续同调检测持续特征不受空间尺度和 过滤尺度的局限,更真实地反映空间特征,是一种高 效严谨的方法。

1.1.1 单纯复形

单纯复形是在某些规则下单纯形的组合,可将 其视为网络或图形模型的概括。几何单纯复形 κ 为 满足 2个基本条件的一组几何单纯形:①κ 的单纯形 任何面都在 κ 中;②κ 中任意 2个单形的交点要么为 空,要么为共享面。

^{*} 江西省科技厅重点研发计划联合资助项目(20192BBEL50028) 收稿日期:2020-08-19;修回日期:2020-09-18

#### 1.1.2 过滤和持续同调

$$\phi = K_0 \subseteq K_1 \subseteq \cdots \subseteq K_m = K \tag{1}$$

经过对单纯复形 κ 的过滤,导出每个单纯复形 的同调群,得到序列中每个成员的拓扑关系,即持续 同调。过滤过程中没有过快地映射到边界的非边界 循环,认为可能与主要特性或持久性无关。采用合 适的过滤方法,定义恰当的持续性阈值,过滤掉拓扑 噪音,得到相关属性。

将Ki的第k个同调群的p持续定义为

$$H_k^{i,p} = Z_k^i / (B_k^{i+p} \cap Z_k^i) \tag{2}$$

其中: $Z_k^i = Z_k(K_i); B_k^i = B_k K_i$ 。

由此得到 p 持续的第 k 个贝蒂数为  $\beta_{k}^{i,p}$  = rank( $H_{k}^{i,p}$ ),选择合适的p可以合理地消除拓扑噪音。 1.1.3 条码图

条码图是用来反映点云集在过滤半径增加过程 中复形滤流持续时间的拓扑特征,为实数轴R上的 有限个区间组成的集合,一般可以表示为[a,b)或 [a,+∞),其中,a,b∈R。条形码是持续同调拓扑 特征的一种表示方法,以出生时间和死亡时间来表 示持续同调的结果。在过滤过程中,每个拓扑不变 量都有与其对应的出生时间和死亡时间。随着过滤 值的增大,产生的每个拓扑不变量从出生时间到死 亡时间的连线构成了持续同调条码图。笔者把过程 中持续时间比较短的认为是拓扑噪声,持续时间长 的认为是有意义的特征。

#### 1.2 最小二乘支持向量机算法

支持向量机(support vector machine,简称 SVM)中的不等式约束转化为等式约束,保证了学 习精度和速度。改进型支持向量机^[23]为

$$\min_{\boldsymbol{w},\boldsymbol{b},\boldsymbol{e}} F(\boldsymbol{w},\boldsymbol{b},\boldsymbol{e}) = \frac{1}{2} \boldsymbol{w}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{w} + \frac{1}{2} \boldsymbol{\gamma} \sum_{i=1}^{m} e_{i}^{2} \qquad (3)$$

其中:e为偏差变量;w为可调权重向量;γ为正则化 参数,根据求解需要设定,用于平衡寻找最优超平面 时偏差量的大小。

式(3)必须满足以下约束条件

 $y_i = [w^T \varphi(x_i) + b] = 1 - e_i \ (i = 1, 2, \dots, m) \ (4)$ 

定义拉格朗日函数,求解该函数的最大值条件, 即为式(5)的极小值条件。拉格朗日函数为

$$L(w, b, e, a) = F(w, b, e) - \sum_{i=1}^{m} \alpha_i \left[ y_i \left[ w^{\mathsf{T}} \varphi(x_i) + b \right] - 1 + e_i \right]$$
(5)

其中:α,为拉格朗日乘子,其最优化条件为

$$\frac{\partial L}{\partial w} = 0 \Rightarrow w = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i y_i \varphi(x_i)$$

$$\frac{\partial L}{\partial b} = 0 \Rightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i y_i = 0$$
  
$$\frac{\partial L}{\partial e_i} = 0 \Rightarrow \alpha_i = \gamma e_i \quad (i = 1, 2, \dots, m)$$
  
$$\frac{\partial L}{\partial \alpha_i} = 0 \Rightarrow y_i [ \mathbf{w}^{\mathsf{T}} \varphi(x_i + b) ] - 1 + e_i = 0$$
  
$$(i = 1, 2, \dots, m)$$

#### 1.3 拓扑特征的选择和建立

尾轴承试块受载荷和水润滑作用而产生弹塑性 变形,进而发生黏滑现象,导致出现振鸣音。需要在 持续同调中找到其拓扑特征,从这些特征中搜寻有 用的特征,从而发现尾轴承试块振鸣音特征。支持 向量机中常用的14个特征如表1^[24]所示。第2列表 示每个特征分别对应的是0维或是1维贝蒂数。特 征对应的类别如表2所示。

#### 表1 支持向量机中常用的14个特征

Tab.1 14 features commonly used in support vector machines

特征	贝蒂数	解释说明
1	0	所有0维贝蒂数条码图的长度和
2	1	所有1维贝蒂数条码图的长度和
3	0	0维贝蒂数第2长条码的长度
4	0	0维贝蒂数第3长条码的长度
5	0	超出过滤值之外所有0维贝蒂数条码的长度和
6	0	超出过滤值的0维贝蒂数条码长度的平均值
7	1	1 维贝蒂数条码最长线的起始值
8	1	1维贝蒂数条码最长线的长度
9	1	长度大于1.5倍1维贝蒂数条码的起始值
10	1	所有大于1.5倍1维贝蒂数条码中点值的平均值
11	1	超出过滤值的所有1维贝蒂数条码的长度和
12	1	超出过滤值的1维贝蒂数条码长度的平均值
13	0	0维条码图的条数和
14	1	1维条码图的条数和

#### 表2 特征对应的类别

Tab.2	Categories	corresponding	to	features
-------	------------	---------------	----	----------

特征类别	特征号
单云间相互作用强度与公车	1~2
<b>平</b> 九间相互作用强度 可	13~14
物理特征	3~6
几何特征	7~12

#### 2 水润滑橡胶尾轴承黏滑振动测试

图1为追踪点位置。将水润滑橡胶材料加工成 长方体试块,与铜外衬硫化,固定在夹具上,将B&K 加速度传感器布置在试块上方。图2为尾轴承黏滑 振动测试试验台^[20]。夹具安装在SSB-100尾轴承



图 1 追踪点位置 Fig.1 The location of tracking point

试验台上,在试样摩擦表面取点T作为测量追踪点 (距离试块下表面约为1mm),点R_a和R_b为参考点, 两点间距为10mm,尾轴转速为20,60和100r/ min,压强为0.29 MPa,高速摄像机在每个转速进行 5r/min试验,每次试验取600个采样点,记录点T在 x,y方向的振动位移幅值,数据记为DT。数据测试 试验设计如表3所示。图3为测点位移散点图。



1-高速摄影机;2-LED白光灯;3-加速度传感器;4-试块与主轴;5-砝码;6-转矩扭矩仪;7-红外测速仪;8-电机;9-Photron 3, TE-MA2.6软件;10-B&K Pules加速度传感器

图2 尾轴承黏滑振动测试试验台

Fig.2 Stick-slip vibration test bench of after stern tube bearing

由加速度传感器3测得的尾轴承试块垂直方向 的振动加速度时、频域信号如图4所示。

转速在20 r/min工况下,如图3(a)所示,测点位 移散点分散程度高,位移值在x方向(水平方向)和y 方向(垂直方向)均有波动,在x方向测点位移波动 幅值主要集中在-0.2~0.2 mm之间,在y方向测点 位移波动幅值主要集中在-0.2~0.3 mm之间。波

表3 数据测试试验设计

Tab.3 Design of data test

试验	$\mathrm{DT}_1$	$\mathrm{DT}_2$	$\mathrm{DT}_3$	$\mathrm{DT}_4$	$DT_5$
转速/(r•min ⁻¹ )	20	20	20	20	20
试验	$DT_6$	DT ₇	$DT_8$	$DT_9$	DT ₁₀
转速/(r•min ⁻¹ )	60	60	60	60	60
试验	$\mathrm{DT}_{11}$	$DT_{12}$	$\mathrm{DT}_{13}$	$\mathrm{DT}_{14}$	$\mathrm{DT}_{15}$
转速/(r•min ⁻¹ )	100	100	100	100	100

动幅值较大,初步判定尾轴承润滑较差,润滑不良极 易导致黏滑振动,引发"尖叫"声。转速在20r/min 工况下,研究图4(a)和图4(d)发现,时、频域信号都 出现了大的波动。时域信号在0.15~0.40 s,振动加 速度的幅值比100r/min工况下的振动加速度幅值 (图4(f))明显增大。对比图4(a)和图4(c),在0~3 kHz范围,20r/min工况下的振动加速度峰值数量 明显多于100r/min工况下的振动加速度峰值数量 明显多于100r/min工况下的振动加速度峰值数,且 20r/min工况下的振动加速度峰值数,且 20r/min工况下的振动加速度量大幅值为14.5 mm/ s²,大于100r/min工况下的9.7 mm/s²。时、频域信 号均出现了大范围的波动,在试验过程中可听到尾 轴承发出刺耳的尖叫声,可判定在此工况下尾轴承 发生了黏滑振动。

转速在 60 r/min下,测点位移散点图(图 3(b)) 在 x和 y方向的振幅介于 20 r/min和 100 r/min工况。观察图 4发现,尾轴承振动加速度时、频域信号的幅值介于 20~100 r/min,且试验过程中未听到尖 叫声,判断此工况下尾轴承未发生黏滑振动。

如图 3(c)所示,100 r/min下尾轴承测点位移 集中程度高,位移值波动主要集中在x方向,在x方向测点位移波动幅值主要集中在 $-0.1\sim$ 0.1 mm,波动幅值较小。在试验过程中发现尾轴 承未出现尖叫声,初步判定尾轴承润滑良好。研究 图 4(c)和图 4(f)发现,100 r/min时尾轴承的时、频 域信号都比较平稳,没有出现大的波动,且在试验 过程中未听到尖叫声,可判定此工况下尾轴承未发 生黏滑振动。



Fig.3 Displacement scatter diagrams of measured point



Fig.4 Vertical vibration acceleration time domain signal and frequency domain signals of block

# 3 基于持续同调机器学习的尾轴承振动分析

首先,运用机器视觉技术采集尾轴承试块振动 位移图像,同时运用B&K Pulse加速度传感器采集 尾轴承试块振动加速度的垂向振动时域信号和频域 信号;其次,运用持续同调理论对尾轴承试块振动位 移图像进行计算,生成条码图,得出拓扑特征;最后, 运用SVM对持续同调得出的拓扑特征进行提取识 别,将反映黏滑振动过程的主要特征输入SVM,选 取80%的数据作为训练样本,20%的数据作为测试 样本,将SVM与振动特征和持续同调结合起来。 以实现尾轴承试块黏滑振动的分类与识别。具体过 程如图5所示。





Fig.5 Classification and identification of stick-slip vibration of water-lubricated stern bearing test block

水润滑橡胶尾轴承试样测点在 20,60 和 100 r/min,0.29 MPa工况下的 DT₁,DT₆,DT₁₁试验数据的 黏滑振动条码图如图 6 所示。



Fig.6 Barcode chart of after stern tube bearing

由图 6(a)可知,在 20 r/min,0.29 MPa 工况下,0 维贝蒂数整体上呈阶梯状分布,大部分ε大于0.01 的点位于上层,ε最大值为0.042,测点位移数据变得 更疏松,振幅较大;测点下层数据ε在[0,0.01]区间, 说明测点位移数据紧密,振幅较小。测点位移振幅 整体上呈随机性,说明在20 r/min(试验台所能达到 的最低转速)速度下,尾轴-尾轴承摩擦副处于混合 润滑状态,摩擦副出现间歇性抱轴,产生黏滑现象, 进而诱发颤振及鸣音。1维贝蒂数呈线条分布,且 条数众多,长短不一,说明测点围绕原点位置形成了 很多1维环。由于尾轴承属于高黏弹性材料,试验 时与尾轴间发生了黏滑运动。在转速方向,由于测 点在摩擦力作用下被扯离原点,在橡胶弹性恢复力 作用下又被拉回原点,从而在二维平面形成1个环。 由于黏滑现象的存在,测点被扯离原点的距离不同, 形成的环大小不同,导致了1维贝蒂数图中的线条 长短不同。1 维贝蒂数图中1 维环半径最大为 0.018,最小为0.001。

观察图 6(b)发现,相比图 6(a)的条码图,图 6 (b)的0维贝蒂数的ε小于0.0125,振幅变小,说明 随着转速的升高,尾轴承润滑状态由混合润滑变为 弹性流体动力润滑,没有发生黏滑振动和鸣音。1 维贝蒂数比20 r/min时更紧密,ε最大值降为0.005。 说明在 60 r/min 时,由于润滑状态的改善,尾轴承位 移振幅围成的环更紧密且分布更加集中。

观察图 6(c)发现,0维贝蒂数下层数据略增多, 变化不明显,说明尾轴承润滑膜已经完全建立,尾轴 承润滑状态良好,没有发生黏滑振动。1维贝蒂数 与 60 r/min 的差异不大,仍然比较紧密,有更多贝蒂 数在[0,0.05]区间,说明测点围绕原点位置形成的1 维环半径更小,尾轴承运行更稳定。

总的来看,这3个阶段0维贝蒂数变化趋势是从 开始的长短不一到逐渐的规则有序。这说明随着转 速的升高,尾轴承振幅降低,由混合润滑到完全润 滑,由振动鸣音到无鸣音。1维贝蒂数的变化趋势 是刚开始线条长且疏,形成1维孔洞少且持续时间 长,随着转速的增加,线条变得更短更紧密。这说明 随着转速的升高,尾轴承形成完全润滑状态,振幅更 小,运行逐渐趋于稳定。

以DT₁~DT₄, DT₆~DT₉, DT₁₁~DT₁₄数据作为 训练样本,DT5,DT10,DT15数据作为测试样本来对 振动进行预测,对表1的特征8进行训练学习。特征 8是最能反映持续同调拓扑特征的量,表4为支持向 量机预测结果。支持向量机的输出因素是机器学习 关于持续同调的预测结果。特征8反映了在同一载 荷作用、不同转速下,水润滑橡胶尾轴承试块黏滑振 动情况。从表4可以看出,特征8最大误差值小于

Tab.4 Sup	port ve	ctor machine	prediction	results
<i>tt</i> )= /(	试验		特征8	
转述/(r•min )	数据	预测值	特征值	误差/%
	$\mathrm{DT}_1$	0.018 0		
	$\mathrm{DT}_2$	0.017 9	—	—
20	$\mathrm{DT}_3$	0.018 5	—	—
	$\mathrm{DT}_4$	0.018 4	_	—
	$\mathrm{DT}_5$	0.018 6	0.018 7	0.538
	$\mathrm{DT}_{6}$	0.005 6	_	—
	$\mathrm{DT}_7$	0.005 8	_	—
60	$\mathrm{DT}_8$	0.005 6	_	—
	$DT_9$	0.005 7	_	

表4 支持向量机预测结果

0.0058  $DT_{10}$ 0.0057 1.724  $DT_{11}$ 0.0034____ 0.0037  $DT_{12}$ 100  $DT_{13}$ 0.003 6  $DT_{14}$ 0.003 8

3%,说明采用持续同调基机器学习对尾轴承试块黏 滑现象导致的振鸣音进行分类和预测的精度较高。

0.003 5

 $DT_{15}$ 

____

0.003 6

2.857

#### 结 论 4

1) 将持续同调机器学习引入尾轴承振动领域, 并结合机器学习进行智能化研究。持续同调机器学 习分析结果与尾轴承振动过程具有高度的一致性, 可用于描述黏滑现象、振鸣音现象、润滑状态以及拓 扑特征。

2) 0 维贝蒂数和1 维贝蒂数作为水润滑橡胶尾 轴承振动状态的判据具有较强的可行性,可更好地 反映振动特征。

3) 以持续同调为手段,建立尾轴承振动幅值与 其拓扑特征条码图的对应关系,运用机器学习对拓 扑特征进行识别、提取,对尾轴承振鸣音预测进行精 确化、智能化的研究,为尾轴承振鸣音提供了一种全 新的思路。

#### 考 文 献

- [1] 向玲,张悦.基于轴心轨迹形态的转子裂纹故障分析 与诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(4):760-766. XIANG Ling, ZHANG Yue. Fault analysis of a cracked rotor based on morphological characteristics of axis orbits [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 760-766. (in Chinese)
- [2] 刘静,徐子旦,唐昌柯,等. 轴承-轴承座系统振动特征 与局部故障尺寸的关联[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(4): 860-866.

LIU Jing, XU Zidan, TANG Changke, et al. Relationship between vibration of bearing-housing system and localized fault sizes [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 860-866. (in Chinese)

- [3] CAND Z X, WEI G W. Integration of element specific persistent homology and machine learning for proteinligand binding affinity prediction[J].Communications in Numerical Method in Engineering, 2018, 34(2):1-17.
- [4] LEE Y, BARTHEL S, DLOTKO P, et al. Quantifying similarity of pore-geometry in nanoporous materials[J]. Nature Communications, 2017, 8(1):1-8.
- [5] MOON C, MITCHELL S A, HEALTH J E, et al. Statistical inference over persistent homology predicts fluid flow in porous media [J]. Water Resources Research, 2019, 55(11): 9592-9603.
- [6] SHIRAI T, NAKAMURA T. Microscopic description of yielding in glass based on persistent homology [J]. Journal of the Physical Society of Japan, 2019,88(7):1-6.
- [7] HONG S. Medium-range order in amorphous ices revealed by persistent homology [J]. Journal of Physics Condensed Matter, 2019, 31(45):1-7.
- [8] YANO R, KIM M. Topological analysis of pattern formation in cooling granular gases confined by elastic wall [J]. Journal of Physics Communications, 2020, 4(1): 1-41.
- [9] LAWSON P, SHOLL A B, BROWN J Q, et al. Persistent homology for the quantitative evaluation of architectural features in prostate cancer histology [J]. Scientific Reports, 2019, 9(1): 1-15.
- [10] KIM D, WANG N, RAVIKUMAR V, et al. Prediction of 1p/19q codeletion in diffuse glioma patients using preoperative multiparametric magnetic resonance imaging
   [J]. Frontiers in Computational Neuroscience, 2019, 13(52):1-10.
- [11] KOFLER A, DEWEY M, SCHAEFFTER T, et al. Spatio-temporal deep learning-based under sampling artefact reduction for 2D radial cine MRI with limited data [J]. IEEE Transactions on Medical Imaging, 2020, 39(3): 703-717.
- [12] CLOUGH J R, OKSUZ I, BYRNE N, et al. Explicit topological priors for deep-learning based image segmentation using persistent homology [C] // International Conference on Information Processing in Medical Imaging. Switzerland: Springer Nature AG, 2019:16-28.
- [13] ŠKRABA P. Persistent homology and machine learning[J]. Informatika, 2018, 42(2):253-258.
- [14] DONG C L, SHI L C, LI L Z, et al. Stick-slip behaviours of water lubrication polymer materials under low speed conditions [J]. Tribology International, 2017,106:55-61.
- [15] HAN H S, LEE K, PARK S, et al. Investigation for the mechanism and main parameters of the stick-slip nonlinear friction induced vibration in water-lubricated stern tube bearing [J]. Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 2018, 28(6): 655-663.
- [16] HAN H S, LEE K H. Experimental verification of the mechanism on stick-slip nonlinear friction induced vibration and its evaluation method in water-lubricated

stern tube bearing [J]. Ocean Engineering, 2019, 182: 147-161.

[17] 王家序,余江波,田凡,等.周向安装位置对水润滑塑料合金轴承摩擦因数的影响[J].润滑与密封,2005,(4):22-23.
WANG Jiaxu, YU Jiangbo, TIAN Fan, et al. Effect of circumferential assembled location on friction factor of

circumferential assembled location on friction factor of water lubricated plastic alloy bearings [J]. Lubrication Engineering, 2005(4):22-23.(in Chinese)

- [18] 邹丞,王家序,余江波,等.橡胶层厚度和硬度对水润 滑整体式轴承摩擦因数的影响[J]. 润滑与密封, 2006(2):40-45.
  ZOU Cheng, WANG Jiaxu, YU Jiangbo, et al. Effect of thickness and hardness of rubber underlayer on frictional coefficient of water lubricated integer bearings [J]. Lubrication Engineering, 2006(2): 40-45. (in Chinese)
- [19] 秦红玲,周新聪,闫志敏,等.Rubber/UHMWPE复合 尾轴承材料及其性能分析[J]. 兵器材料科学与工程, 2014, 37(3): 23-27.
  QIN Hongling, ZHOU Xincong, YAN Zhimin, et al. Rubber/UHMWPE composites for stern tube bearings and its properties [J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2014, 37(3):23-27. (in Chinese)
- [20] 闫志敏,周新聪,邱晓峰,等.一种基于机器视觉技术的水润滑橡胶尾轴承振动测量方法[J].船海工程,2017,46(1):62-65,68.
  YAN Zhimin, ZHOU Xincong, QIU Xiaofeng, et al. Measuring methods about vibration of water lubricated rubber stern tube bearing based on the machine vision technology [J]. Ship & Ocean Engineering, 2017,46(1):62-65,68. (in Chinese)
- [21] 张景亮,鞠先孟.持续同调在图像分类和识别中的应用[J].应用数学与力学学报,2017,31(4):494-508.
  ZHANG Jingliang, JU Xianmen. Application of persist homology in image classification and recognition [J]. Journal of Applied Mathematics and Computational Mathematics, 2017, 31(4):494-508. (in Chinese)
- [22] BARCODES G R. The persistent topology of data[J]. Bulletin of the American Mathematical Society, 2008, 45(1): 61-75.
- [23] PIJUSH S. Application of least square support vector machine (LSSVM) for determination of evaporation[J]. Losses in Reservoirs Engineering, 2011, 3(4): 431-434.
- [24] CANG Z X, MU L, WU K D, et al. A topological approach for protein classification [J]. Computational and Mathematical Biophysics, 2015, 3(1):140-162.



第一作者简介:张圣东,男,1984年10月 生,博士、副教授。主要研究方向为机械 动力学建模与故障诊断。曾发表《船用 水润滑橡胶尾轴承静刚度计算模型》 (《交通运输工程学报》2013年第13卷第 5期)等论文。

E-mail: sdzluck@163.com

通信作者简介:龙志林,男,1965年12月 生,博士、教授。主要研究方向为非晶态 材料宏微观力学行为、金属材料的表面 改性以及金属非晶态材料制备。 E-mail: longzl@xtu.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.019

## 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 (同济大学铁道与城市轨道交通研究院 上海,201804)

**摘要** 获取具有代表性的动应力时域信号是对车辆进行结构疲劳分析的重要前提,仅依靠短时间测试所得的动应 力时域信号进行疲劳寿命评估,其结果并不能反应结构在较长时间历程,甚至是全寿命周期下的抗疲劳服役性能。 以某动车组转向架转臂定位安装座焊缝附近的某测点为算例,提出了基于极值理论的动应力时域外推的疲劳寿命 评估方法。首先,选取该测点在镟轮初、中、末期的3组动应力时域信号,对其进行前处理与等权重组合;其次,应用 极值理论对组合样本信号进行尾部概率分布拟合,并对模型的拟合优度进行检验;然后,根据拟合的概率分布函数 对动应力样本进行相应倍数的时域外推,获得长时载荷作用下的动应力时域信号;最后,采用外推后的动应力时域 信号进行疲劳寿命评估。结果表明:相比于常用的线性外推方法,基于时域外推方法的疲劳损伤增加了0.168%,安 全运营里程减少了2 670 km,评估更偏于安全。

关键词 转向架构架;时域外推;疲劳;动应力;极值理论 中图分类号 TH113.1; U270.1⁺2

#### 1 问题的引出

近年来,国内针对各类型的轨道车辆开展了大量动应力测试,来获知车辆关键结构的抗疲劳服役状况。目前,轨道车辆领域普遍使用的疲劳分析方法是根据动应力时域信号进行雨流计数,编制相应的应力谱,再结合材料 S-N曲线与 Palmgren-Miner 线性损伤累积准则进行疲劳可靠性评估^[11]。其中,获取具有代表性的动应力时域信号是对车辆结构进行疲劳可靠性评估的前提。

动应力时域信号一般通过测试获得。由于动应 力测试的难度大、成本高,且测试过程中有元件或数 据线掉落到线路上,给车辆安全运营带来隐患,所以 测试一般很难持续较长的时间,存在以下问题。

1)随着车轮等效锥度与踏面粗糙度的增加,车辆的振动水平也会随之加剧^[2]。单次或集中时间所测得的样本信号不能全面反映结构在各状态下的受力状况。

2)依靠短时测试数据进行寿命评估,相当于只 是对载荷循环次数做了线性外推,不能体现实际载 荷的随机分布特性^[3],分析结果不能代表结构在长 时载荷甚至全寿命周期载荷下的抗疲劳服役性能。

3) 由于测试时间有限,不能检测到一些出现概

率较低、但对结构疲劳损伤贡献较大的载荷极值。 简单的线性外推不能对载荷幅值实现外推。由于载 荷幅值考虑不充分,会导致基于线性外推的疲劳寿 命评估结果可能偏于危险。

目前,能同时对载荷频次与幅值实现外推的方 法有雨流矩阵外推法和时域外推法。雨流矩阵外推 是将时域信号进行雨流循环计数,得到雨流矩阵,然 后基于核密度理论对矩阵的二维概率密度进行估计 来实现外推。文献[4]对该方法进行了改进和推广。 时域外推是运用极值理论对时域载荷样本的尾部概 率分布进行拟合来实现外推。Johannesson^[5]提出了 基于超阈值(peak over threshold,简称 POT)帕累托 参数模型的时域外推方法,并得到长时载荷谱。 Carboni 等^[6]利用区组极大值方法(block maximum method,简称BMM)进行时域外推,编制了试验加 载谱。Ferreira等^[7]研究了概率加权矩(probability weighted moment,简称PWM)参数估计在BMM上 的应用。Cook^[8]提出独立风暴(method of independent storms,简称 MIS)模型,对样本极值的概率分 布进行拟合,并得到外推极值。文献[9-10]对时域 载荷外推方法进行了改进与推广,达到较好的外推 效果,然而该方法未在轨道车辆结构疲劳分析中得 到应用。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51805373) 收稿日期:2020-08-14;修回日期:2020-09-17

相比于雨流矩阵外推法,时域外推法保留了原 载荷的作用次序,真实反应了实际载荷特征与规 律。图1为POT,BMM和MIS方法的抽样原理。 由于抽样原理不同,BMM和MIS方法存在固有缺 陷,即没有考虑一个区组或独立风暴内的次大值也 有可能为有效极值点,造成样本可利用极值信息的 浪费^[11]。因此,BMM与MIS模型均很难在小样本 外推中达到稳定的效果。



图 1 POT, BMM 和 MIS 方法的抽样原理 Fig.1 Sampling principle of POT, BMM and MIS methods

基于上述问题,笔者提出了基于超阈值帕累托 参数模型的动应力时域外推的疲劳寿命评估方法。 某动车组车辆转向架构架模型整体图与转臂定位安 装座局部图如图2所示。笔者以转向架构架转臂定 位安装座焊缝附近的某测点为研究对象进行研究。



图 2 转向架构架模型整体图与转臂定位安装座局部图 Fig.2 Overall diagram of the bogie frame and partial diagram of the rotary arm positioning seat

#### 2 信号采集与预处理

#### 2.1 动应力测试

转臂定位是一种常用的轴箱定位方法,广泛应 用于各类转向架上。对测试点附近区域进行打磨和 清洁,用金属胶粘贴应变片,图3为应变片示意图。 车辆运行过程中产生的动应变信号通过数据线传输 到机箱完成信号采集,信号采集设备如图4所示。

通过对该测点进行一个镟轮周期的动应变跟踪 测试(每6万km测试1次,共3次),获得了代表该测 点在车轮镟修初、中和末期的3组动应变时域信号。



图 3 应变片示意图 Fig.3 Strain gauge



图 4 信号采集设备 Fig.4 Signal acquisition equipment

根据胡克定律,将动应变信号转换为动应力信号。 信号处理前后初始样本如图5所示。为确保上述3 组样本在后续组合时具有相同的权重,分别截取了 该车从A站到B站所对应的动应力时域信号作为初 始样本。3组初始样本对应的运营里程相同,约为 166 km。

#### 2.2 零漂与电子干扰

由于时域外推需要对信号的峰谷值进行提取分 析,零漂误差会直接导致错误的峰谷值。笔者采用逐 点法计算载荷循环的平均值,并从原始数据中减去, 消除了零漂的影响[12]。消除零漂影响后, 镟轮初期的 动应力最大、最小值为50.02,-51.93 MPa; 镟轮中期 的动应力最大、最小值为51.71,-55.45 MPa; 镟轮末 期的动应力最大、最小值为56.72,-58.49 MPa。可 见,在一个镟轮周期内,该测点的动应力大小随着车 轮磨耗的增大而逐渐增大。在循环计数过程中,干 扰会产生大量锯齿状的小振幅应力循环,影响分析 效率。根据图6所示的动应力功率谱密度(power spectral density,简称PSD)特性可知,能量主要集中 在 50 Hz 范围内, 故设置 50 Hz 的低通滤波器消除高 频干扰的影响。局部动应力时域信号处理前后曲线 如图7所示。由于大量小锯齿状的信号被滤除,即 干扰被清除,曲线整体变得更光滑。消除干扰后,镟 轮初、中、末期的动应力载荷频次分别从2972665,







1 187 818 和 1 204 629 减少为 123 563, 57 546 和 59 225 次, 极大提高了分析效率。





#### 2.3 多样本载荷历程组合

通过将上述3组预处理后的动应力时域信号样本进行组合,得到包含该测点在镟轮前、中、后期的动应力时域信号分析样本,如图8所示。由于应力变化范围( $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ )是疲劳寿命预测的基础数据,故需要对动应力时域信号进行极大值(上尾)与极小值(下尾)的双向外推。由于外推的极小值(下尾)为负数,为了避免负号使用带来的不便,因此取极小值的绝对值进行外推计算。在求得极小值的绝对值的外推结果后,再将结果转换为负数。在后续的叙述中,若无特殊指明,"极小值样本"即指"极小值样本的绝对值"。



Fig.8 Time domain signal of dynamic stress after superposition

#### 3 时域外推的基础理论

时域外推的核心是在于应用极值理论对包含有 极值信息样本的尾部概率分布进行描述。广义极值 分布(generalized extreme value,简称GEV)和广义 帕累托(generalized Pareto distribution,简称GPD) 分布是极值理论的两大重要表达形式,且存在联系。

$$G = 1 + \log H \tag{1}$$
其中:G为广义帕累托的分布函数;H为广义极值分 布的分布函数。

BMM和MIS外推方法是基于GEV理论。超 阈值参数模型的外推方法是基于GPD理论。由于 基于GPD分布的外推方法可使样本的极值信息得 到充分利用,已成为当前时域外推的主要方法。

#### 3.1 超阈值帕累托分布

并非所有的极值样本数据都包含极值信息,故 提出了超阈值帕累托分布理论,即对所有超过某阈 值的样本进行尾部(上尾和下尾)分布函数的拟合和 分布特征规律的描述^[13]。超阈值帕累托分布函数 模型的表达式为

$$G_{[u]}(x; \sigma, \xi) = \begin{cases} 1 - \left(1 + \xi \frac{x - u}{\sigma}\right)^{-\frac{1}{\xi}} (\xi \neq 0) \\ 1 - \exp\left(-\frac{x - u}{\sigma}\right) & (\xi = 0) \end{cases}$$
(2)

将 GPD 对 *x* 求一阶导数,得到超阈值帕累托分布的概率密度函数

$$g_{[u]}(x; \sigma, \xi) = \begin{cases} \frac{1}{\sigma} \left( 1 + \xi \frac{x - u}{\sigma} \right)^{-\frac{1 + \xi}{\xi}} (\xi \neq 0) \\ \frac{1}{\sigma} \exp\left( -\frac{x - u}{\sigma} \right) & (\xi = 0) \end{cases}$$
(3)

其中:x为样本值; $\sigma$ 为尺度参数; $\xi$ 为形状参数;u为 阈值; $x \ge u$ ;1+ $\xi \frac{x-u}{\sigma} > 0$ 。

#### 3.2 超阈值帕累托分布的性质

采用超阈值帕累托分布函数模型对样本尾部概 率分布进行拟合,其关键是对阈值(*u*)、形状参数(*ξ*) 以及尺度参数(σ)3大模型参数的准确估计。超阈 值帕累托分布的3个重要性质^[14]如下。

**性质1** 超阈值帕累托分布的平均超出量函数 (mean excess function,简称 MEF)为

$$e(u) = \frac{\sigma}{1-\xi} + u\frac{\xi}{1-\xi}$$
  
( $\xi < 1; \sigma + \xi(u-\mu) > 0$ ) (4)

**性质**2 对于服从超阈值帕累托分布的外推样 本*X*,超出量的*k*阶原点矩为

$$E(X-u)^{k} = \frac{\sigma^{k}}{\xi^{k+1}} \cdot \frac{\Gamma\left(\xi^{-1}-k\right)}{\Gamma\left(1+\xi^{-1}\right)} k!$$

$$(\xi < \frac{1}{k}; \ k \in (1, 2, \cdots, n))$$

$$(5)$$

其中: $\Gamma(x)$ 为Gamma函数; $E(\cdot)$ 为期望。

**性质**3 由超阈值帕累托的分布函数计算其反 函数,即分位数函数为

$$x(G) = \begin{cases} u - \frac{\sigma}{\xi} \Big[ 1 - \left( 1 - G_{[u]} \right)^{-\xi} \Big] (\xi \neq 0) \\ u + \sigma \Big[ -\log(1 - G_{[u]}) \Big] (\xi = 0) \end{cases}$$
(6)

其中: $G_{[u]} \in (0,1)_{\circ}$ 

### 4 最优阈值与形状参数的确定

在3大模型参数的确定中,阈值的确定最重要。 因此,笔者提出一种最优阈值的确定方法。

### 4.1 阈值的初定-经验平均超出量函数

由性质1可知,平均超出量e(u)与阈值u呈线 性关系,其斜率为 $\xi/(1-\xi)$ ,仅与形状参数 $\xi$ 有关。 因此,当假定某值后,若对于超过该值的样本平均超 出量是关于超阈值的线性函数,即拟合模型的形状 参数值稳定,可认为该设定值即为阈值。

实践中由于样本的底分布是未知的,式(4)中的 模型参数也未知,故理论平均超出量函数无法获 得。若样本数量足够大,可以采用样本经验平均超 出量函数(empirical mean excess function,简称 EMEF)来代替式(4),其表达式为

$$e_n(u) = \sum_{i=1}^n (X_i - u) / N_u \tag{7}$$

其中: $X_i$ 为样本观测值; $N_u$ 为超过阈值u的样本数量。

图 9 为极大值与极小值样本的经验平均超出量 散点图。提取图 8 中的极大值与极小值(峰值和谷 值)样本数据,根据式(7)计算各假定值所对应的平



图 9 极大值与极小值样本的经验平均超出量散点图 Fig.9 The EMEF of local max value and local min value

均超出量,定义点集合为(u,e_n(u))。如图9可知:极 大值样本从约30 MPa以后,极小值样本从约 38 MPa以后,散点近似呈直线分布。因此,对于极 大值样本的阈值初步估计值为30 MPa;对于极小值 样本的阈值初步估计值为38 MPa。

通过经验平均超出量散点图确定阈值的方法存 在主观性,只能得到估计值,不能得到最优值。因此,初定极大值样本的阈值范围为 30~35 MPa,极 小值样本的阈值范围为 38~43 MPa。

### 4.2 最优阈值-最小MSE(ξ)理论

理论上,对于完全服从超阈值帕累托分布的样本,其对应的形状参数为定值。因此,能使得形状参数保持不变的最小估计值则为最优阈值。实测样本数据具有随机分布的特性,使形状参数总是在一个理想值附近浮动。因此,形状参数的稳定性与误差可用来衡量估计阈值的优劣。

4.2.1 形状参数计算式推导

根据性质 2 推导得到模型参数与样本超出量的 均值  $E(\cdot)$ 、均方值  $E(\cdot)^2$ 以及方差  $Var(\cdot)$ 之间的 关系

$$E(X-u) = \frac{\sigma}{\xi^2} \frac{\Gamma(\xi^{-1}-1)}{\Gamma(\xi^{-1}+1)} = \frac{\sigma}{1-\xi} \ (\xi < 1) \ (8)$$

$$E(X-u)^{2} = \frac{2\sigma^{2}}{\xi^{3}} \frac{\Gamma(\xi^{-1}-2)}{\Gamma(\xi^{-1}+1)} = \frac{2\sigma^{2}}{(1-\xi)(1-2\xi)} \quad (\xi < \frac{1}{2})$$
(9)

$$\operatorname{Var}(X-u) = E(X-u)^{2} - E^{2}(X-u) = \frac{\sigma^{2}}{\left(1-\xi\right)^{2}\left(1-2\xi\right)} \quad (\xi < \frac{1}{2})$$
(10)

由式(8)~(10)得到形状参数的计算公式为

$$\xi = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{E^2(X - u)}{\operatorname{Var}(X - u)} \right) \quad (\xi < \frac{1}{2}) \quad (11)$$

可见,形状参数的估计值可根据超出量的期望 与方差进行求解。

4.2.2 均方误差理论

计算形状参数时,若阈值取值较大,剩余的样本 数量会较少,导致样本分布不稳定,可以用方差 Var(*ξ*)来描述该特征。若阈值取值较小,会使一些 不包含极值信息的数据被保留,导致参数估计值与 真实值的偏差变大,可用偏差 Bias(*ξ*)来描述该特 征^[15]。因此,提出采用均方误差(mean square error, 简称 MSE)来综合考虑这2种不确定性风险

$$MSE(\xi) = Bias^{2}(\xi) + Var(\xi)$$
 (12)

其中:Bias( $\xi$ )为形状参数的偏差;Var( $\xi$ )为形状参数的方差。

采用自助法对超阈值样本观测组进行多次抽样,获得多个超阈值样本集合和对应的多个形状参数估计值,再进行均方误差分析^[16]。当形状参数估计值的均方误差 MSE(*ş*)取最小时,对应的阈值即为最优阈值。

4.2.3 基于自助法的最小MSE(ξ)确定方法

自助法是一种再抽样统计方法,通过对初始样本进行多次抽样来估计感兴趣参数的随机特征^[17]。 笔者采用自助法计算形状参数估计值的均方误差, 基本步骤如下:

 1) 设初始阈值为u_j(j=0),将超过阈值的样本 组成观测样本组S_i,超阈值样本数量记为N_i;

 2)根据式(11),计算形状参数的初始估计值, 记为ξ_i,

3) 从观测样本组 S_i中随机抽取 N_i个可重复的 样本数据,组成自助样本组 B_i;

 4)根据式(11)计算自助样本组 B_i对应的形状 参数估计值,记为ξ_i;

5) 重复步骤 3和4共b次,得到b个自助样本所 对应的形状参数估计值,记为 $\{\xi_i\} = \{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_b\};$ 

6) 计算样本的  $Bias(\xi)$ 与  $Var(\xi)$ 

Bias
$$(\xi) = \frac{1}{b} \sum_{i=1}^{b} \xi_i - \xi_{j_0}$$
 (13)

$$\operatorname{Var}(\boldsymbol{\xi}) = \frac{1}{b-1} \sum_{i=1}^{b} \left( \boldsymbol{\xi}_{i} - \frac{1}{b} \sum_{k=1}^{b} \boldsymbol{\xi}_{k} \right)^{2} \quad (14)$$

7) 根据式(12)计算得到 MSE( $\xi_j$ ),重新设置阈 值  $u_j = u_j + j\Delta u$  ( $j = 1, 2, \dots; \Delta u = 0.01$  MPa),重复步 骤 1~6,求解所有阈值所对应的 MSE( $\xi$ );

8) 找到 MSE( $\xi$ ) 取最小时所对应的阈值  $u_j$ 和  $\xi_{i,0}$ ,即为最优阈值与最优形状参数。

图 10 为基于自助法的最小 MSE(*ξ*)方法流程 图。通过 Matlab 编程完成上述寻优计算。由图 9 可 知,对于极大值样本,其最优阈值的范围为(30,35), 即 *u_j*=30 MPa(*j*=0);对于极小值样本,其最优阈值 的范围为(38,43),即 *u_j*=38 MPa(*j*=0)。

在分析过程中发现,自助法的抽样次数b的设 定对最优阈值的分析结果有一定影响,即当抽样次 数较少时,计算结果很难趋于稳定。因此,笔者分别 对抽样次数为50~4000进行了模拟计算。图11为 不同自助采样次数下的最优阈值结果。







Fig.11 Optimal threshold results under different bootstarp sampling numbers

由图 11 可看出,抽样次数在 1 500 次以下时,最 小 MSE(*ξ*)所对应的阈值存在较大的浮动。当抽样 次数在 3 000 次以上时,最小 MSE(*ξ*)所对应的阈值 趋于稳定。因此,提出采用自助法进行寻优计算时, 需要有足够高的自助采样次数才能保证稳定精确的 最优值。

定义点集合为(u,MSE(ξ))来绘制散点图。极 大值样本和极小值样本的的形状参数均方误差如 图 12 和图 13 所示。形状参数估计值的均方误差随 着阈值的增大而增大,这主要是由于阈值的增大,使 得超阈值样本数量减少,参数估计值也越趋于不稳 定(方差变大)。极大值样本的最小形状参数均方误 差为 5.606×10⁻⁵,对应的阈值为 30.26 MPa,形状参 数为-0.286 3,即为最优阈值与最优形状参数。极 小值样本的最小形状参数均方误差为 3.938×10⁻⁴, 其对应的阈值为 38.05 MPa,形状参数为-0.224 9, 即为最优阈值与最优形状参数。



Fig.12 Shape parameter' MSE of local maximum samples





### 5 最优尺度参数的确定

#### 5.1 概率分布拟合误差

考虑尺度参数(o)为未知变量,根据式(2)得到 极大值样本与极小值样本的拟合概率分布函数为

$$G(x_{\max}) = 1 - \left(1 - 0.2863 \frac{x_{\max} - 30.26}{\sigma_{sc_{\max}}}\right)^{3.4928}$$
$$(x_{\max} \ge 30.26)$$
(15)

$$G(x_{\min}) = 1 - \left(1 - 0.224 \, 9 \frac{x_{\min} - 38.05}{\sigma_{sc_{\min}}}\right)^{4.464}$$
$$(x_{\min} \ge 38.05)$$
(16)

其中:*x*max为超过阈值的极大值样本;*x*min为超过阈值 的极小值样本;σ_{sc.max}为极大值拟合分布函数的尺度 参数;σ_{sc.min}为极小值拟合分布函数的尺度参数。

当样本数量足够大时,真实概率分布函数可用 经验分布函数代替。样本经验概率分布函数为

 $G_n(X_{i,n}) = i/(n+1)$  (*i*=1,2,...,*n*) (17) 其中:*X*_{*i*:*n*}为超阈值样本集*X*的第(*n*-*i*+1)大的次 序统计量:*n*为超阈值样本个数。

根据式(17)得到极大值样本与极小值样本的经 验概率分布。将提取的极大值样本与极小值样本按 照从小到大排序,分别记为(A_{1:n},A_{2:n},…,A_{n:n})和 (B_{1:m},B_{2:m},…,B_{m:m})。若对实际事件概率分布的拟 合优度越高,拟合概率分布函数G(X_{i:n})与经验概率 分布函数G_n(X_{i:n})的误差就越小。因此,以拟合概 率分布函数与经验概率分布函数的最小误差作为优 化目标来确定最优尺度参数。误差计算式为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{i_{\perp}\max} = \sum_{i=1}^{n} \left( G\left(\boldsymbol{A}_{i;n}\right) - G_{n}\left(\boldsymbol{A}_{i;n}\right) \right)^{2} \qquad (18)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{j_{\perp}\min} = \sum_{j=1}^{m} \left( G\left( B_{j;m} \right) - G_n\left( B_{j;m} \right) \right)^2 \qquad (19)$$

#### 5.2 最优形状参数-最小拟合误差理论

根据式(8)推导得到式(20),可以对尺度参数 进行初步估计。

$$\sigma_{sc} = E(X-u) \left(1-\xi\right) \quad (\xi < 1) \qquad (20)$$

根据极大值与极小值的超阈值样本,分别计算 得到超出量平均值 *E*(*X*-*u*)分别为 6.769 和 5.901。 代入形状参数-0.286 3 和-0.224 9,得到尺度参数 的初步估计值分别为 8.707 2 和 7.228 4。

为了确定拟合概率分布函数与经验概率分布函 数的误差最小时所对应的最优尺度参数,根据上述 初步估计值,设置极大值样本对应的最优尺度参数 寻优范围为7~10,极小值样本对应的最优尺度参 数寻优范围为6~9,步长均设为Δσ_{sc}=0.01,代入式 (18),(19),计算寻优范围内所有尺度参数取值所对 应的拟合误差。定义点集合为(σ_{sc,j},ε_j)并绘制如图 14所示的尺度参数与拟合误差关系图。极大值、极 小值的拟合概率分布函数与经验概率分布函数的误 差为最小时所对应的尺度参数即为最优,得到最优 尺度参数分别为8.75和7.46。



Fig.14 Relation diagram between scale parameter and fitting error

### 6 模型检验与验证

#### 6.1 拟合概率分布函数

极大值样本与极小值样本的超阈值帕累托拟合 分布的最优模型参数如表1所示。为了直观反应拟 合效果,分别绘制累积概率分布函数曲线(cumulative probability distribution function,简称CDF)与样 本的经验概率分布散点图(A_{i:n},G_n(A_{i:n})),(B_{i:m},G_n (B_{i:m}))进行对比,如图15所示。可见,超阈值帕累 托分布模型对极值样本的尾部拟合效果非常理想。

表1 超阈值帕累托拟合分布的最优模型参数 Tab.1 Model parameters of POT Pareto distribution

项目	阈值/MPa	形状参数	尺度参数
极大值样本	30.26	$-0.286 \ 3$	8.75
极小值样本	38.05	-0.2249	7.46





#### 6.2 Kolmogorov-Smirnov检验

虽然图 15能直观反映拟合效果,但不能对拟合 优度进行量化评价,故笔者采用 Kolmogorov-Smirnov检验方法对概率分布拟合优度进行评 价。Kolmogorov-Smirnov检验原理是通过完成检 验统计量D的计算(式(21)),根据样本数量,查表 或者计算在某一显著水平 $\alpha$ 下的检验临界值 $D_{\alpha}$ 。根 据式(22)计算显著水平 $\alpha$ =0.01下的检验临界 值^[18]。若 $D < D_{\alpha}$ ,则接受相应显著水平下对样本概 率分布的假设,反之则拒绝。

$$D = \max_{1 \le i \le N} \left| G\left(X_{i:N}\right) - G_n\left(X_{i:N}\right) \right| \quad (21)$$

$$D_{\alpha} = 1.63 / \sqrt{n} \quad (\alpha = 0.01)$$
 (22)

本研究超过阈值极大值与极小值数量分别为 457 和 118,极大值与极小值样本的 Kolmogorov-Smirnov 拟合度检验结果如表 2 所示。可见,极 大值与极小值的检验统计量 D 均小于相应的检验 临界值 D_{0.01},且有较高余量。这表明所提取极大值 和极小值样本的尾部分布服从超阈值帕累托分布, 且置信度为 99%,验证了笔者提出的最优模型参数 确定方法具有极高的准确性与实用性。

表 2 Kolmogorov-Smirnov检验结果 Tab.2 Results of Kolmogorov-Smirnov test

参数	极大值	极小值
超阈值样本量(n)	457	118
检验临界值(D _{0.01} )	0.076 2	0.150 1
检验统计量(D)	0.024 5	0.063 5

### 7 基于动应力时域外推的寿命评估方法

### 7.1 动应力时域外推

笔者以外推10倍为例对基于动应力时域外推的寿命评估方法进行分析。初始动应力时域信号 (图 8)可看作是由3部分组成:超过上限阈值 (30.26 MPa)的极大值样本数据,介于上限阈值 (30.26 MPa)与下限阈值(38.05 MPa,绝对值)之间 的样本数据,以及超过下限阈值(38.05 MPa,绝对值)之间 的样本数据,以及超过下限阈值(38.05 MPa,绝对 值)的极小值样本数据。由于笔者基于极值理论对 超阈值样本数据进行外推方法研究,因此对介于上 限阈值与下限阈值之间的样本数据采用简单的线性 外推方法(读者另可采用核密度理论、参数模型理论 等外推方法),具体步骤如下:

 1)将表1所得模型参数代入式(2),得到极大 值与极小值样本的尾部概率分布函数; 2)如表2可知,极大值样本中超过阈值 30.26 MPa的数量为457,极小值样本中超过阈值 38.05 MPa的数量为118。由于外推倍数为10,故采 用随机数生成命令,生成4570和1180个0~1之 间的数;

3)根据性质3,将生成的4570和1180个0~1 之间的数分别替换式(6)中的G_[u],求得相应的分位数,即为外推后的极大值与极小值;

4)至此,已完成对样本极小值样本(绝对值)的 外推,将所有外推后的极小值分位数转换为负数;

5)用生成的 4 570 个极大值分位数和 1 180 个 极小值分位数依次替换原时域样本信号中具有相同 次序统计量的样本极值。

10倍外推后的动应力时域信号如图 16 所示。 对外推后的动应力时域信号进行雨流循环计数,得 到线性外推与时域外推幅值-频次对比,如图 17 所 示。可以看出,常用的线性外推只能在频次上实现 拓延,并不能实现对幅值的拓延。时域外推方法的 结果不仅与初始样本曲线的拟合度高,还实现了对 幅值的外推。将外推结果与雨流矩阵外推结果进行 比较可知,两者具有较高的相似度,表明了该时域外 推方法的正确性,可充分复现结构在长时载荷下的 受力情况。







### 7.2 疲劳寿命评估方法

根据外推10倍后的动应力时域信号进行疲劳寿命分析,并与采用线性外推得到的动应力时域信号的疲劳寿命分析结果进行比较。根据Palmgren-Miner线性损伤准则,对测点进行疲劳损伤计算

$$D = \sum_{i=1}^{K} \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^{K} \frac{n_i \left( \Delta \sigma_i \right)}{C} = \sum_{i=1}^{K} \frac{n_i}{N_0} \left( \frac{\Delta \sigma_i}{\Delta \sigma_0} \right)^m (23)$$

其中:D为样本动应力信号作用下的累积疲劳损伤;  $\Delta \sigma_i 为应力范围, \Delta \sigma_i = \sigma_{max} - \sigma_{min}; n_i 为应力范围 \Delta \sigma_i$ 的 实际循环次数;K为分析样本总共的循环次数;N_i为 应力范围  $\Delta \sigma_i$ 对应的疲劳极限循环次数;C,m为S-N 曲线的常系数。

对于转向架构架这类焊接结构,可参照BS 7608-2015焊接结构疲劳分析标准^[19],将其考虑为 F级。因此,双对数S-N曲线拐点处的循环次数  $N_0$ =10⁷时,对应的疲劳应力范围 $\Delta\sigma_0$ =40 MPa,且 系数m=3,代入式(23)即可求得累积损伤。基于线 性外推10倍后计算所得的累积疲劳损伤为 3.12123×10⁻³,而基于超阈值参数模型时域外推10 倍后计算所得的疲劳损伤为 3.132 07×10⁻³,相比之 下,损伤增加了 0.347%。

从A到B站的3个来回所对应的动应力时域信 号代表498 km(3×166 km),外推10倍后对应的运 营里程为4980 km。假设疲劳失效时对应的累积损 伤为1,根据式(24)对该测点的安全运营里程寿命 进行评估

$$L = \frac{D_{\text{tot}}}{D}l \tag{24}$$

其中:D_{tot}为疲劳失效时的总损伤,D_{tot}=1;L为总运 营里程寿命(km);l为样本动应力信号对应的运营 里程(km)。

基于线性外推10倍后计算所得的运营里程寿 命为1595524.84km,而基于超阈值时域外推10倍 后计算所得的运营里程寿命为1590002.78km,寿 命减少了5522.06km。可见,基于线性外推的疲劳 寿命计算结果偏于危险,基于时域外推的疲劳寿命 计算结果更偏于安全。

### 8 外推倍数与疲劳寿命评估误差的关系

时域外推是一种基于概率统计的外推方法。研 究表明:当外推倍数太小时,基于时域外推的寿命评 估结果与基于线性外推的寿命评估结果之间的相对 误差(后续简称相对误差)会不趋于稳定;当外推倍 数太大,甚至是全寿命周期对应的外推倍数时,数据 量会变得十分庞大,疲劳分析效率降低。因此,为明确外推倍数与相对误差之间的关系,并为基于时域 外推的疲劳寿命评估方法确定合适的外推倍数,对 原始动应力样本数据分别进行10~3200倍的外推 与疲劳寿命评估,结果如表3所示。其中,外推倍数 为3200时所得的动应力时域信号为该测点的全寿 命动应力时域信号。由表3可知,在本案例中,基于 时域外推的疲劳寿命评估结果比基于线性外推的疲 劳寿命评估结果减少了2670km。

表3 各外推倍数下的部分疲劳寿命评估结果 Tab.3 Fatigue life evaluation results under different extrapolation multiple

日 七 / 六 米	累积疲	相对误	
外推信奴	线性外推	时域外推	差/%
10	$3.121\ 23 \times 10^{-3}$	$3.132\ 07  imes 10^{-3}$	0.347
100	$3.121\ 23\! imes\!10^{-2}$	$3.125\ 82\! imes\!10^{-2}$	0.147
300	$9.363~69 \times 10^{-2}$	$9.379\ 54\! imes\!10^{-2}$	0.169
600	$1.872~74 \times 10^{-1}$	$1.875\ 93\! imes\!10^{-1}$	0.170
1 200	$3.74548\! imes\!10^{-1}$	$3.751~74 \times 10^{-1}$	0.167
2 000	$6.24246  imes 10^{-1}$	$6.253\ 21\! imes\!10^{-1}$	0.172
3200(全寿命)	$9.987~94  imes 10^{-1}$	1.000 45	0.166

时域外推倍数与疲劳评估结果的相对误差如图 18所示。可见,当外推倍数小于200时,其相对误差 变化较大;当外推倍数大于600时,其相对误差稳定 在0.168%。



Fig.18 Relation between time-domain extrapolation multiple and relative errors

### 9 结 论

 1)提出了基于形状参数最小均方误差的最优 阈值确定方法。在采用用自助法进行寻优计算时, 为保证阈值估计值的精确与稳定,需要有足够多的 自助采样次数。

2) 提出了基于最小拟合误差的最优尺度参数

的确定方法。基于上述最优参数确定方法所得的参数模型,经拟合优度检验,其置信度达99%,验证了时域外推法的实用性和准确性。

3) 与常用的线性外推法相比,基于时域外推法 的累积疲劳损伤提高了0.168%,安全运行里程减少 了2670km。可见,基于时域外推法的疲劳寿命评 估方法更偏于安全。值得注意的是,为保证线性外 推与时域外推疲劳寿命评估结果相对误差的稳定, 得到更稳定的疲劳寿命评估结果,需要保证有足够 的外推倍数。

4)提出短时载荷(即线性外推)作用下的疲劳 分析结果与长时载荷作用下的疲劳分析结果之间存 在误差值得引起重视,并为长时载荷信号作用下的 疲劳寿命分析提供了方法参考与理论支撑。

### 参考文献

- [1] XIU R, SPIRYAGIN M, WU Q, et al. Fatigue life assessment methods for railway vehicle bogie frames[J]. Engineering Failure Analysis, 2020(116):1-29.
- [2] WANG J, SONG C, WU P, et al. Wheel reprofiling interval optimization based on dynamic behavior evolution for high speed trains [J]. Wear, 2016, 36(15):316-324.
- [3] DENG Y, DING Y, LI A, et al. Fatigue reliability assessment for bridge welded details using long-term monitoring data [J]. Science China (Technological Sciences), 2011, 54(12):3371-3381.
- [4] RATHANRAJ K J, VERMA A K, SRIVIDYA A, et al. Extrapolation of service load data [C]//Sae Commercial Vehicle Engineering Congress &. Exhibition. [S. l.]: SAE International, 2009: 4-10.
- [5] JOHANNESSON P. Extrapolation of load histories and spectra [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2006, 29(3): 209-217.
- [6] CARBONI M, CERRINI A, JOHANNESSON P, et al. Load spectra analysis and reconstruction for hydraulic pump components [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2008, 31 (3) : 251-261.
- [7] FERREIRA B Y, De HAAN L. On the block maxima method in extreme value theory: PWM estimators [J]. Annals of Statistics, 2015, 43(1): 276-298.
- [8] COOK N J. Towards better estimation of extreme winds [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1982, 9(3): 295-323.
- [9] WANG J, WANG Y, ZAI X, et al. Automatic determination method of optimal threshold based on the bootstrapping technology [J]. Journal of Southeast

University(English Edition), 2018, 34(2): 208-212.

- [10] LI S, HUANG Z, CUI W. On implementing a practical algorithm to generate fatigue loading history or spectrum from short time measurement [J]. Journal of Ship Mechanics, 2011, 15(3): 286-300.
- [11] WANG J, YOU S, WU Y. A method of selecting the block size of bmm for estimating extreme loads in engineering vehicles [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2016, 3(1): 1-9.
- [12] 沈再阳. Matlab信号处理[M]. 北京:清华大学出版 社, 2017:20-86.
- [13] ZAGORSKI M, WNEK M. Analysis of the turbine steady-state data by means of generalized pareto distribution [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(6): 2546-2559.
- [14] 史道济.实用极值理论[M].天津:天津科技出版社, 2006:8-95.
- [15] CAERS J, BEIRLANT J, MAES M A, et al. Statistics for modeling heavy tailed distributions in geology: part I [J]. Methodology, Mathematical Geosciences, 1999, 31(4):391-410.
- [16] NAESS A, CLAUSEN P H. Combination of the peaks-over-threshold and bootstrapping methods for extreme value prediction [J]. Structural Safety, 2001, 23(4): 315-330.
- [17] GOMES M I, OLIVEIRA O. The bootstrap methodology in statistics of extremes-choice of the optimal sample fraction [J]. Extremes, 2001, 4(4): 331-358.
- [18] MASSEY F J. The Kolmogorov-Smirnov test for goodness of fit [J]. Journal of the American Statistical Association, 1951, 46(253): 68-78.
- [19] BS 7608—2005 Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures [S]. [S. l.]: British Standards Institution, 2005.



**第一作者简介:**王秋实,男,1991年8月 生,博士生。主要研究方向为机车车辆结 构振动与疲劳。曾发表《Extrapolation of the dynamic stress spectrum of train bogie frame based on kernel density estimation method》(《Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures》 2021, Vol.44, No.7)等论文。

E-mail:wang_qiushi_1991@163.com

通信作者简介:周劲松,男,1969年12月 生,教授。主要研究方向为机车车辆动力
学与控制。
E-mail:jinsong.zhou@tongji.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.020

## 气液脉冲两相流耦合激振数值模拟与试验^{*}

张慧贤¹, 寇子明^{2,3}, 布占伟¹, 杨海军¹
(1.洛阳理工学院智能制造学院 洛阳,471023)
(2.太原理工大学机械与运载工程学院 太原,030024)
(3.山西省矿山流体控制工程技术研究中心 太原,030024)

摘要 提出了一种气液耦合激振方式,通过控制气路和液路交替产生的高压脉冲两相振荡流,利用其产生的激振力 实现对液压系统管道内壁的污染物去除。首先,建立了高压脉冲两相流动力学模型,开发了气液脉冲两相流试验系 统,利用 Ansys Fluent模块进行数值模拟与仿真分析;其次,湍流模型采用k-ε二方程模型,气液两相流采用流体体 积函数(volume of fluid,简称 VOF)模型,用 Simple 算法对双流体控制方程组进行迭代求解,对气液脉冲两相振荡 流的压力场、速度场及流态进行了分析;最后,采用压力变送器和数据采集卡对气液入口处不同流体压力下管道中 部的混合流体激振压力进行测量,对实测压力信号进行滤波,并与数值模拟进行对比。分析表明:混合流体激振压 力随着进气口和进油口流体压力的增大而增大,变化趋势与数值模拟基本吻合;在气液交替混合过程中,随着通气 时间的增加,混合流体激振压力逐渐增大。数值模拟和试验研究揭示了气液脉冲两相流的动力学特性,为气液两相 流激振的可控性提供了理论依据和试验基础。

关键词 激振;气液脉冲;两相流;数值模拟;动力学特性 中图分类号 TB126; TP23; TH6

### 引 言

资料统计表明,组成液压系统的模块及其管路 的清洁度对系统工作的可靠性具有显著影响,液压 系统大多数故障是由系统内部受到污染造成[1]。目 前,广泛采用的超声波清洗是利用超声波在液体中 形成的微气核空化泡产生的空化作用,在声波的作 用下发生生长和崩溃时释放的瞬时压力对污染物进 行分散与剥离,进而达到清洗的目的^[2-5]。Rayleigh^[6]建立了不可压缩流体中的气泡动力学模型。 Plesset^[7]在考虑流体压缩性后,对Rayleigh方程进 行改进,得到了R-P方程^[8]。李晓谦等^[9]研究了超声 波作用下空化泡在不同声压下的泡壁运动,揭示了 空化泡内部压强与声压的关系,分析了影响空化泡 存在的因素。陈谦等^[10]研究了不同超声波频率、声 压及空化气泡的初始半径对空化运动过程的影响, 找出了最佳空化带对应的频率范围。在实际应用 中,由于超声波振动频率太高,清洗过程产生的空化 作用对物体的破坏作用是十分强大的[11]。

笔者提出了一种通过气液脉冲两相流耦合产生 的激振力对液压管道进行清洗的方法,其激振频率 相比超声波频率小得多。该研究为将气液耦合激振 方式应用于复杂液压系统的在线不拆卸清洗提供了 理论和试验基础。

### 1 激振原理

图1为气液脉冲试验系统原理图。该系统由液 压系统、气动系统和电气系统组成。液压系统由液 压泵站、溢流阀、油路块、电磁换向阀、压力变送器和 流量计等组成。气动系统包括高压空气压缩机、储 气罐、减压阀、压力变送器、流量计、高压脉冲阀和气 动管路。电气系统由变频器、触摸屏、上位工控机、 可编程序控制器(programmable logic controller,简 称PLC)及扩展模块等组成。电磁换向阀与气体脉 冲阀的启闭通过 PLC 控制, 液压泵流量通过变频器 控制,液压泵站送出的高压液体与脉冲阀产生的脉 动气流进行混合,使管道内部形成气液脉冲两相流, 在脉动气液两相流的作用下对液压系统管路内部的 污染物进行剥离。通过触摸屏及PLC实现变频器 频率、气液脉冲压力及流量等控制参数的现场设定, 并将传感器现场采集到的信号进行实时显示。采用 西门子 PLC 及扩展模块,将传感器采集到的信号传 送到上位工控机,通过数据采集软件实现数据的实

^{*} 国家自然科学基金资助项目(U1404513);河南省高等学校重点科研资助项目(20A460020) 收稿日期:2019-08-19;修回日期:2020-08-19



Fig.1 Schematic diagram of gas-liquid pulse test system

时采集与保存。试验系统中,柱塞泵的额定转速为 1 450 r/min,公称排量为 63 mL/r,额定压力为 31.5 MPa;变频器功率为 11 kW;液压泵站电磁溢流阀的 最大工作压力为 25 MPa;液压管道内径为 15 mm, 气体管道内径为 10 mm;高压空气压缩机额定压力 为 10 MPa;液压系统设有背压阀,与溢流阀联合调 节系统压力。

### 2 计算模型与控制方程

### 2.1 计算模型

图 2 为流体管道模型。液压管道内径 D= 15 mm,气体管道内径 d=10 mm,从气液混合处到 出口处管道总长 l=15 m。流体通过进油口与进气 口进行交替混合。为防止流体产生回流,PLC 控制 下的电磁换向阀与气体脉冲阀当其中一路打开时, 另外一路是关闭的。假设液压油不可压缩,将液相 和气相视为拟连续介质,且忽略重力影响。从液压 泵流出的液体流速为 $v_0$ ,静压力为 $p_0$ ,空气压缩机产 生的气体流速为 $v_A$ ,压力为 $p_A$ 。将流体的运动过程 视为绝热过程,考虑到气相与液相之间的相互作用, 在 Ansys Fluent中气液两相流采用 VOF 模型,湍流 模型设置为k-ε二方程模型。图 3 为在图 2 的基础上 采用三维软件建模并划分的网格图。网格数约为 84×10⁴,导入 Ansys Fluent中对双流体控制方程组 用 Simple 算法进行迭代求解。



图 3 网格图 Fig.3 Grid diagram

#### 2.2 控制方程组

标准 k- ε 模型的湍动能方程、湍流耗散方程和黏 性系数方程^[12]分别为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho \varepsilon u_{i}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_{i}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_{k} + C_{3\varepsilon}G_{b}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^{2}}{k} + S_{\varepsilon}$$
(1)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho k u_{i}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_{i}}{\sigma_{k}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_{j}} \right] + G_{k} + G_{b} - \rho \varepsilon - Y_{M} + S_{k}$$
(2)

$$\mu_{\rm i} = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3}$$

其中: $\rho$ 为流体密度;k为湍流动能; $\epsilon$ 为湍流耗散率;  $\mu_i$ 为湍流黏性系数; $C_\mu$ , $C_{1\epsilon}$ , $C_{2\epsilon}$ , $C_{3\epsilon}$ 为常量; $G_b$ 为由 浮力产生的湍动能项; $G_k$ 为由层流速度梯度而产生 的湍动能项;Y_M为在可压缩流动中湍流脉动膨胀到 全局流程中对耗散率的贡献项; Sk, Sk分别为用户定 义的湍动能项和湍流耗散源项;σ_k,σ_k分别为k方程 和ε方程的湍流普朗特数。

图2所示的进油口介质为二甲基硅油,黏度为  $0.01 \text{ kg/(m \cdot s^{-1})}$ ,密度为 960 kg/m³。取  $v_0$ =1.9 m/s,  $p_0=1$  MPa,可知雷诺数  $Re=\rho v_0 D/\mu > 2000, 进油$ 口流动为充分发展的湍流。在Ansys Fluent中采用 轴对称的分离隐式求解器进行求解,并采用标准的 k- ε 湍流模型与增强的壁面函数法进行模拟。

#### 2.3 计算方法及边界条件

在Ansys Fluent中入口边界条件定义为压力-入 口,出口边界条件定义为压力-出口。由于气液混合 处的入口压力可以调节,而出口接油箱,由此按不同 工况对出入口的边界条件进行设定。为了对流体压 力场及速度场进行分析,根据脉动气体的实际特性, 将气液脉冲两相流采用用户自定义函数定义。

#### 数值模拟与分析 3

#### 压力场分析 3.1

图2所示的进气口和进油口采取气液交替混合 的方式数值模拟,分别通入1,3和5MPa压力的流 体。气体为25℃的空气,液体为二甲基硅油,2种流 体的初始参数如表1所示。

表1 初始参数 Tab.1 Basic parameters

-	
	数值
空气密度/(kg•m ⁻³ )	1.29
空气动力黏度/(kg•(m•s) ⁻¹ )	$1.79 \times 10^{-5}$
二甲基硅油密度/(kg•m ⁻³ )	960
二甲基硅油动力黏度/(kg•(m•s) ⁻¹ )	0.01

假定系统中通入3s的气体和5s的液体,在不 同流体压力下,气液混合后管道中部流体激振压力 变化见图4。图4(a)表明,当管道中液体和气体的 压力均为1 MPa时,图2管道中部的流体激振压力 基本不变,压力仅出现了小幅波动。图4(b)表明, 当通入的液体和气体压力为3 MPa时,管道中部流 体激振压力出现了周期性的脉动。图4(c)表明,当 通入管道中的液体和气体压力为5 MPa时,管道中 部混合流体激振压力出现了较大波动。可见,混合 流体激振压力随着气液两相流初始压力的增大而增 大,且气液初始压力越大,气液两相流激振压力也 越大。





图 5 为在不同流体压力下,用 Ansys Fluent 计算 出的管道中部混合流体激振压力云图。可见,管道 中部两相流激振压力随着气液初始压力的增大而增 大,且压力波动也随着气液初始压力的增大而更加 明显。这与图4的分析结果一致。

### 3.2 速度场分析

图6为不同流体压力下管道中部流体流速的变 化时程曲线。图6表明,随着气液初始压力的增大, 管道中部流体流速有下降趋势。图7为不同流体压 力下管道中部流体速度流线图。可以看出,图7与











图 6 不同流体压力下管道中部流体流速的变化时程曲线





### 4 试验对比分析

图1所示的试验系统采用PLC控制方式,通过 气体脉冲阀和电磁阀分别控制气体和液体交替混 合,防止2种流体产生回流。压力变送器(20 MPa, 两线制4~20 mA)安装在气液混合后的管道中部, 变送器电流信号变换为电压信号后接入USB-6005 高速数据采集卡。为了消除高频干扰,首先采用最 小二乘法消除振动信号趋势项,然后采用五点滑动 平均法对压力信号进行滤波处理。

图 8 为不同流体压力对激振压力的影响。在试验系统中,从进气口和进油口分别通人3 s 的气体和

5 s 的液体,当流体初始压力分别为1,3 和5 MPa 时,实测的管道中部混合流体激振压力变化时程曲 线如图8(a)~(c)所示。从图8(d)可以看出,随着 进气口和进油口流体初始压力的增大,混合流体激 振压力也逐渐增大,表明混合流体激振压力可以通 过流体初始压力进行调节。从图8与图4可以看出, 在相同条件下实测的混合流体激振压力随着时间的 波动趋势与数值模拟结果基本相同。



Fig.8 Influence of different fluid pressures on excitation pressure

图9为不同流体交替时对激振压力的影响。图 9(a)~(c)表示当流体初始压力为3MPa时,分别通 入5s油1s气、5s油3s气、5s油5s气时,经压力变 送器实测得到的流体激振压力曲线。从图9(d)可 以看出,随着通气时间的增长,混合流体激振压力逐 渐增大,但随着通气时间的增大,压力的增加有减弱的趋势。试验发现,通气时的压力曲线对比时间不要大于5s,否则会出现流态紊乱现象,将引起管道振动噪声并影响激振压力的可控性。

可见,气液混合后的激振压力随着进气口和进 油口流体初始压力的增大而增大,并且随着通气时 间的增长,混合流体激振压力也呈增大的趋势,表明 流体激振压力的可控性。这种可调可控的气液耦合 振荡流的产生将剥离并去除管道内壁的污染物,有 效提高液压系统的清洁度。



Fig.9 Influence of different alternating times on excitation pressure

### 5 结 论

1)为研究气液脉冲两相流所产生的激振力对

液压系统管道内壁物污染进行去除的方式,建立了高 压脉冲两相流动力学模型,开发了气液脉冲两相流试 验系统。采用Ansys Fluent模块对气液脉冲振荡流的 压力场、速度场及流态进行了数值模拟与仿真分析。

2)采用压力变送器和数据采集卡对气液脉冲两相流作用下管道混合流体的激振压力进行测量,并与数值模拟进行了对比。分析表明:随着进气口和进油口流体初始压力的增大,混合流体激振压力逐渐增大;随着通气时间的增长,混合流体激振压力也逐渐增大。数值模拟和试验研究表明了气液脉冲两相流作用下混合流体激振压力的可控性。该气液耦合激振方式揭示了气液脉冲两相流的动力学特性,为气液两相流激振压力的可控性提供了理论依据与试验基础。

### 参考文献

- [1] 贾正伟,张利剑,王道臣,等.外骨骼液压系统的污染 与控制[J].液压气动与密封,2019(2):14-16.
  JIA Zhengwei,ZHANG Lijian,WANG Daochen, et al. Contamination control of exoskeleton hydraulic system
  [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019(2): 14-16. (in Chinese)
- [2] ALTAY R, SADAGHIANI A K, SEVGEN M I, et al. Numerical and experimental studies on the effect of surface roughness and ultrasonic frequency on bubble dynamics in acoustic cavitation [J]. Energies, 2020, 13: 1126-1140.
- [3] BRYSON L, FERNANDEZ R D, BOUTSIOUKIS
  C. Cleaning of used rotary nickel-titanium files in an ultrasonic bath by locally intensified acoustic cavitation
  [J]. International Endodontic Journal, 2018, 51: 457-468.
- [4] FANG Y, HARIU D, YAMAMOTO T, et al. Acoustic cavitation assisted plasma for wastewater treatment: degradation of rhodamine B in aqueous solution [J]. Ultrasonics Sonochemistry, 2019, 52: 318-325.
- [5] 唐东林,胡琳,汤炎锦,等.超声波固态耦合声特性研究[J].振动、测试与诊断,2019,39(4):789-794.
  TANG Donglin, HU Lin, TANG Yanjin, et al. Acoustic characteristics of ultrasonic solid couping [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019,39(4):789-794. (in Chinese)
- [6] RAYLEIGH L. On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity [J].

Philosophical Magazine, 1917, 34(3):94-98.

- [7] PLESSET M S. The dynamics of cavitation bubbles[J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16 (9): 277-282.
- [8] HILGENFELDT S, BRENNER M P, GROSSMANN S, et al. Analysis of rayleigh-plesset dynamics for sonoluminescing bubbles [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1998, 15(2):1-41.
- [9] 李晓谦,邓静,林森.7050铝合金超声空化气泡动力学数值模拟[J].特种铸造及有色合金,2013,33(5): 395-399.
   LI Xiaoqian, DENG Jing, LIN Sen. Dynamics numeri-

cal simulation of ultrasonic cavitation bubble in 7050 aluminum alloy[J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2013, 33(5): 395-399. (in Chinese)

- [10] 陈谦,邹欣晔,程建春.超声波声孔效应中气泡动力学的研究[J].物理学报,2006,55(12):6476-6481.
  CHEN Qian, ZOU Xinye, CHENG Jianchun. Investigation of bubble dynamics in ultrasonic sonoporation
  [J]. Acta Physica Sinica, 2006, 55(12):6476-6481.
  (in Chinese)
- [11] 王萍辉. 超声空化影响因素[J]. 河北理工学院学报, 2003, 25(4): 154-161.
  WANG Pinghui. A study and analysis on influencing factor of the ultrasonic cavitation [J]. Journal of Hebei Institute of Technology, 2003, 25(4): 154-161. (in Chinese)
- [12] 周大庆,刘跃飞.基于VOF模型的轴流泵机组起动过 程数值模拟[J].排灌机械工程学报,2016,34(4): 307-312.

ZHOU Daqing, LIU Yuefei. Numerical simulation of axial pump unit startup process using VOF model [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(4): 307-312. (in Chinese)



**第一作者简介:**张慧贤,男,1975年5月 生,博士、副教授。主要研究方向为机电 液一体化、流体传动与控制。曾发表《主 动液压激波作用下管道振动控制的运动 分析与试验研究》(《机械工程学报》2012 年第48卷第6期)等论文。 E-mail:zhxsky2008@163.com

通信作者简介:寇子明,男,1964年8月 生,博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为流体传动与控制、广义优化设计。 E-mail:zmkou@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.021

# 用于矢量水听器的加速度敏感结构

王文龙^{1,2}, 笪良龙^{1,2}, 孙芹东^{1,2}

(1.海军潜艇学院二系 青岛,266199)(2.海洋科学与技术国家实验室 青岛,266235)

**摘要** 同振式矢量水听器中常用的商用压电加速度计具有质量较大的缺点,限制了矢量水听器的性能提升。为了 解决该问题,设计了一种三轴加速度敏感结构,采用厚度剪切压电效应,具有质量轻、灵敏度高等优点。该加速度敏 感结构的质量仅为0.039 kg,灵敏度在200 Hz处约为3 000 mV/g,工作频段为20~2 000 Hz,工作频段内最大横向 灵敏度比小于8%。将该加速度敏感结构安装在球形耐压矢量水听器中进行测试,其直径为72 mm,*x*,*y*,*z*通道在 200 Hz处的等效声压灵敏度级分别为-191.6,-191.4和-191.8 dB,具有良好的余弦指向性,各通道一致性较好, 证明其适合应用在矢量水听器中。并与安装商用加速度计的矢量水听器进行对比,证明其能够有效降低矢量水听 器的平均密度,提高灵敏度。

关键词 压电加速度计;厚度剪切;有限元仿真;同振式矢量水听器 中图分类号 TH824.4

### 引 言

矢量水听器是一种能够测量水中质点振速信息 的声学传感器,按照测量原理可分为压差式和同振 式2种^[1]。由于压差式矢量水听器存在对敏感元件 的一致性要求较高、制作工艺复杂、灵敏度较低以及 易受振动干扰等缺点,已很少使用;而同振式矢量水 听器具有性能可靠、灵敏度高以及低频指向性好等 优点[2-4],应用愈加广泛。目前,较优的矢量水听器 设计方案是在刚性硬壳体内沿正交坐标轴方向安装 两轴或三轴加速度计。按照测量原理,加速度计的 种类分为压电式、压阻式、电容式和电磁式等[5]。压 电式加速度计利用压电材料的正压电效应来测量振 动加速度的传感器。按照敏感元件的受力方式不 同,压电加速度计又可分为平面压缩型、弯曲梁型和 剪切型。相比其他类型而言,厚度剪切型压电加速 度计具有体积小、灵敏度高、自噪声低、工作频带适 中、工作温度广、结构简单可靠和抗冲击性好等优 点,已成为目前使用最广泛的加速度传感器^[6]。

目前,同振式矢量水听器多采用商用剪切型三 轴压电加速度计^[7-11]。这类加速度计技术成熟、结构 紧凑、灵敏度高^[12],最常见的应用场景是安装在建 筑或大型设备内进行振动监测。由于该应用对其重 量没有限制,因此这些商用加速度计大都具有较厚 实的铁制外壳。此外壳既承担基座的功能,又起到 屏蔽和保护的作用,这也导致了此类加速度计一般 质量较大。对于矢量水听器来说,体积和质量对其 性能影响重大。体积越大,则高频上限越低;平均密 度越大,则灵敏度越低。因此,商用加速度计在矢量 水听器上应用时,质量较大是其主要缺点,会限制矢 量水听器相关指标的提升。

对于金属壳体耐压矢量水听器,其本身就有一 个金属外壳,可以对加速度计起到保护和屏蔽的作 用。笔者设计一种没有外壳的剪切式加速度敏感结 构,并与安装支架合并,以达到减轻重量、提高矢量 水听器性能的目的。

### 1 厚度剪切压电效应工作原理

#### 1.1 灵敏度理论分析

该加速度敏感结构所用的厚度剪切压电片如图 1所示。其厚度为*t*,2个面积最大的表面为电极面, 电极面的长度为*l*,宽度为*w*。电极面垂直于*x*轴, 压电片的极化方向沿*z*轴方向。压电片所用材料为 PZT-5A压电陶瓷。当加速度敏感结构在低频段内 使用时(即工作频率远低于压电片的谐振频率),压 电片处在弹性控制情况下,此时可近似用弹性静力 学方法分析。

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2019YFC0311700) 收稿日期:2019-09-04;修回日期:2020-06-18



图1 厚度剪切压电片

Fig.1 The thickness shear piezoelectric ceramic piece

假设剪切力 F 和 -F 分别作用在 x=0 和 x=t的端面上。该剪切力是由重块受到加速度作用,以 静摩擦力的形式作用到压电片的端面上,故 F=ma,其中:m为重块的质量;a为加速度敏感结构所 受到的加速度。在这种情况下,其应力分布为 $T_1 =$  $T_2 = T_3 = T_4 = T_6 = 0$ ,而  $T_5 = -F/lw$ 。压电片 没有受到外加电场作用,所以 $D_1 = D_2 = D_3 = 0$ 。 根据 g-型压电方程  $E_1 = -g_{15}T_5$ ,得到单片剪切压 电片的开路电压^[13]为

$$V = \int_{0}^{t} E_{1} dx = \int_{0}^{t} \left( -g_{15} \frac{-F}{lw} \right) dx = g_{15} \frac{ma}{lw} t \quad (1)$$

单片剪切压电片的开路电压接收灵敏度为

$$\left|\frac{V}{a}\right| = g_{15} \frac{m}{lw} t \tag{2}$$

### 1.2 灵敏度有限元仿真

使用有限元分析软件 Comsol 对厚度剪切压电 片的开路电压接收灵敏度进行仿真。

1) 建立厚度剪切压电片的几何模型,在其上表 面施加沿z轴正方向的剪切力F=0.004 N,下表面 施加固定约束并接地,厚度剪切压电陶瓷片参数如 表1所示。极化坐标系为正交直角坐标系,极化方 向沿z轴正方向,物理场选择压电效应。

2) 对模型进行网格划分并运行稳态仿真,将模型的体电势仿真结果以多切面的方式显示,厚度剪切压电片开路电压仿真结果如图2所示。可见,电势在压电片内水平方向均匀分布,厚度方向由小到大分布,接地的下表面电势为0,上表面电势最大,为0.00873V。将相关参数代入式(1),计算开路电压的理论值为0.008595V,与仿真结果基本吻合。

#### 1.3 频率响应有限元仿真

对厚度剪切压电片的频率响应进行仿真,设置 频率范围为1Hz~5MHz,每10倍频20个点,得到 厚度剪切压电片频率响应仿真结果如图3所示。可 见,在10Hz~100kHz频段内,该剪切压电片的电压 接收灵敏度很平坦,其值为0.0841V/g,与理论计 算结果吻合。曲线在549.5kHz处出现最大峰值,该 频率即为剪切压电片的厚度切变谐振频率。

表1 厚度剪切压电陶瓷片参数	I
----------------	---

Tab.1 Parameters of the thickness shear piezoelectric ceramic piece

_		
参数	数值	_
<i>t</i> /mm	0.9	
<i>l</i> /mm	4.0	
w/mm	4.0	
$m/\mathrm{kg}$	0.004	
$ ho/( m kg{ullet}m^{-3})$	7 750	
$c_{66}^E$ / Pa	$2.257 \times 10^{10}$	
$g_{1z}/(V \cdot m \cdot N^{-1})$	$38.2 \times 10^{-3}$	



图2 厚度剪切压电片开路电压仿真结果





图3 厚度剪切压电片频率响应仿真结果

Fig.3 Frequency response simulation result of the thickness shear piezoelectric ceramic piece

### 2 加速度敏感结构

### 2.1 加速度敏感结构设计

加速度敏感结构设计如图4所示,包括1个正交的十字形支架和3组敏感单元。正交十字形支架在 *x*,*y*,*z*方向各有一条臂,每条臂上有一组敏感单元。 将*x*,*y*方向的臂延长,可以与矢量水听器内部的凹 槽配合,起到安装支架的作用。每组敏感单元均包 括2个凹字形重块、4片压电陶瓷片、2片电极片和1 根紧固螺栓。压电陶瓷片由PZT-5A材料制成,沿 正方形的一个边长方向极化,而电极是在厚度方向 的2个面上。为了增大加速度敏感结构的灵敏度, 每组敏感单元采用4片剪切压电片串联输出。

当该加速度敏感结构受外力作用产生加速度 时,由于惯性作用,重块会产生与加速度方向相反的 运动趋势,而紧固螺栓提供的预压力将重块、剪切压 电片和支架紧紧固定在一起,使3者之间不能发生 相对位移。此时重块的运动趋势就会给紧贴它的剪 切压电片的面上施加静摩擦力,该力的大小与紧固 螺栓的预压力无关,而是与重块的质量和受到的加 速度成正比,其方向与加速度方向相反。因此,剪切 压电片的开路电压接收灵敏度与重块的质量成正 比。为了提高加速度敏感结构的灵敏度,重块采用 钨基高比重合金制成,以较小的体积提供较大的质 量,样品中每个重块的质量为0.004 kg。



1-重块; 2-剪切压电片; 3-隔离电极片; 4-支架; 5-紧固螺栓 图 4 加速度敏感结构设计(单位:mm)

Fig.4 Design of the acceleration sensitive structure (unit: mm)

### 2.2 加速度敏感结构性能测试

加速度敏感结构性能测试如图5所示。加速度 敏感结构刚性安装在与其相匹配的基座上,基座安 装在振动台上,基座上同时有1个标准加速度计与 被测加速度敏感结构背靠背刚性安装,二者的信号 分别通过电荷放大器放大后进入信号采集系统,由 软件自动进行对比分析。加速度敏感结构用的自制 电荷放大器在工作频段的放大倍数为10倍。图6为 加速度敏感结构3个通道的频率响应曲线。

由图 6 可见,加速度敏感结构 3 个轴的灵敏度一 致性较好,且在低频段灵敏度较平坦,*x*,*y*,*z* 轴在 200 Hz 处的灵敏度分别为 3 017,3 058 和 2 988 mV/ *g*。将重块质量代入式(2),求得 4 片压电片串联的 开路电压灵敏度理论值为 3 369 mV/*g*(10 倍放大 后)。可见,灵敏度实测结果与理论值基本吻合。当 频率超过 2 kHz 时,灵敏度迅速增大。若设定灵敏



图 5 加速度敏感结构性能测试

Fig.5 Performance test of the acceleration sensitive structure

度变化不超过±1 dB为工作频段的选择标准,则该加速度敏感结构的工作频段为20 Hz~2 kHz。



图6 加速度敏感结构的频率响应曲线

Fig.6 Frequency response of the acceleration sensitive structure

由于没有全向旋转振动平台,因此只对加速度 敏感结构的最大横向灵敏度作简化测量。分别在 *x*,*y*轴施加振动,并测量*z*轴的灵敏度输出,选择二 者中较大的数值作为*z*轴的最大横向灵敏度。以此 类推,可测得*x*,*y*轴的最大横向灵敏度。加速度敏 感结构各轴的最大横向灵敏度频率响应曲线如图7 所示。可见,加速度敏感结构*x*,*y*,*z*轴的最大横向 灵敏度在20 Hz~2 kHz工作频段内均小于240 mV/ *g*,即在全工作频段内三轴最大横向灵敏度比均小 于8%。





### 2.3 加速度敏感结构谐振频率仿真

由图 6,7 可见,当频率超过 2 kHz 后,该加速度 敏感结构的灵敏度和横向灵敏度都迅速升高,并在 3 100 Hz附近出现第1个峰值。导致此现象的原因 可能是由于安装支架较细长,而中间部分由于重块 的存在,质量较大,从而导致整个结构的谐振频率较 低。为了验证此推测,对整个加速度敏感结构建模, 使用Workbench软件对结构模态进行有限元分析。 该结构的一阶模态仿真结果如图8所示,其谐振频 率为3 033 Hz,与测试结果基本吻合。



Fig.8 First order modal deformation of the acceleration sensitive structure

## 3 矢量水听器性能指标测试

为实际测试加速度敏感结构在矢量水听器中的应用表现,将其安装在某型耐压球形矢量水听器的内部,如图9所示。安装完成的矢量水听器总质量为0.207 kg,直径为72 mm,平均密度为1058 kg/m³。矢量水听器最重要的2个性能指标是灵敏度和指向性,一般使用驻波管水声标定系统对这2个指标进行测试。将该矢量水听器置于驻波管中,矢量水听器及其测量环境如图10所示。



图 9 加速度敏感结构在矢量水听器中的安装

Fig.9 Installation of the acceleration sensitive structure in vector hydrophone



图 10 矢量水听器及其测量环境 Fig.10 Vector hydrophone and its test environment

### 3.1 矢量水听器灵敏度测试

矢量水听器的接收灵敏度也称为接收电压响应 (receiving voltage response,简称 RVS),一般用等效 自由场声压灵敏度 *M*_p来表示,其与矢量水听器内部 加速度敏感结构的加速度灵敏度 *M*_a根据下式^[14] 换算

$$M_a = \frac{\rho c}{\omega} M_p \tag{3}$$

其中:水介质密度 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ;水中声速c = 1500 m/s;声波角频率 $\omega = 2\pi f_o$ 

RVS可用等效声压灵敏度级来表示,可根据 RVS=201g(*M*_a)-120由等效声压灵敏度计算得 到,单位为dB,参考值0dB=1V/μPa。已测得本矢 量水听器中所用加速度敏感结构各通道的灵敏度, 计算可得矢量水听器*x*,*y*,*z*通道在200Hz处的理论 等效声压灵敏度级分别为-191.8,-191.7和-191.9dB。根据理论声压灵敏度与频率的关系,推 出加速度灵敏度不随频率变化的情况下,水听器矢 量通道的等效声压灵敏度级应该每倍频程增加 6dB。

矢量水听器各通道的灵敏度在驻波管中采用比 较法测试。将待测矢量水听器和标准水听器同时悬 挂于驻波管中相同高度,使矢量水听器的待测通道 坐标轴平行于驻波管中轴线并指向发射换能器。改 变驻波管中声波发射频率,同时记录矢量水听器和 标准水听器的输出电压,通过比较法得到矢量水听 器待测通道灵敏度。由于所用驻波管只能产生 100~1 000 Hz的驻波,因此本次测量频段为100~ 1 000 Hz,频率间隔按1/3倍频程设置。矢量水听器 各通道灵敏度测试结果如图11所示。在200 Hz处 *x*,*y*,*z*通道的实测灵敏度级分别为-191.6,-191.4 和-191.8 dB,各通道灵敏度-致性很好,每1/3倍 频程增加2 dB,与理论值相吻合。测量频带内灵敏 度级不稳定性小于0.5 dB。



#### 3.2 矢量水听器指向性测试

理论上,矢量水听器的各通道应具有与频率无 关的余弦指向性。将矢量水听器悬挂在驻波管中的 旋转框架内,使矢量水听器的待测通道坐标轴平行 于驻波管中轴线并指向发射换能器,保持发射换能 器输出功率和频率稳定,使用回转装置将矢量水听 器旋转一周并记录下不同旋转角度值对应的矢量水 听器输出电压值,最后进行归一化处理并用对数形 式表示,得到该频点的矢量水听器的指向性曲线。 回转装置的旋转速度为120°/min,记录仪的读数间 隔为0.2 s,即指向性测试的角度间隔为0.4°。测试 显示,该矢量水听器在100~1000 Hz频段内均具有 较好的余弦指向性。图12为200 Hz频点处矢量水 听器各通道指向性曲线的测量结果。可见,在 200 Hz时,矢量水听器各通道均具有良好的余弦指 向性。x通道灵敏度凹点深度为36.4 dB,y通道灵 敏度凹点深度为38.5 dB,z通道灵敏度凹点深度为 37.3 dB。3个通道的凹点深度均大于35 dB,可以满 足应用需求。



Fig.12 Directivity pattern of the vector hydrophone at 200 Hz

#### 3.3 与商用压电加速度计性能对比

为了展现笔者设计的加速度敏感结构各项指标的优劣,将其与目前同振式矢量水听器中常用的ZWX572型商用三轴加速度计进行对比,如表2所示。表2中,ZWX572的质量包括其本身质量0.0492kg和安装支架质量0.0125kg。可以看出,该压电加速度敏感结构相比于ZWX572,最大的优势就是质量减小了1/3,且灵敏度还略有提高。将2者分别装入同一种矢量水听器外壳内进行测试,发现安装了ZWX572的矢量水听器的总质量为0.231kg,平均密度为1182kg/m³,而安装了该压电加速度敏感结构的矢量水听器的平均密度降低到

表 2 加速度敏感结构与 ZWX572 性能对比 Tab.2 Performance comparison between the acceleration sensitive structure and ZWX572

参数	本加速度敏感结构	ZWX572
质量/kg	0.038 1	0.0617
灵敏度/(mV• $g^{-1}$ )	3 000	2 840
最大横向灵敏度/%	$< 8(20 \sim 2\ 000\ Hz)$	4(160 Hz)
工作频段/Hz	20~2 000	$10 \sim 5\ 000$

1058 kg/m³。由于灵敏度的提高,使安装该压电加 速度敏感结构的矢量水听器的振速灵敏度比安装 ZWX572的矢量水听器提高了18%(约1.4 dB)。 同时,该压电敏感结构相比于ZWX572,缺点是其 工作频率上限由5kHz降到2kHz。球形矢量水听 器的工作频率上限除受其内部的加速度计工作频 率上限限制外,还受其半径r的限制。在矢量水听 器平均密度与水的密度相当的前提下,其工作频率 上限 $f_{\rm H}$ 满足 $f_{\rm H} \ll c/2\pi r$ ,其中,c为介质中的声速,工 程上一般取 $f_{\rm H} = c/10\pi r_{\rm o}$ 当矢量水听器平均密度 略大于水的密度时,在可适当提高。测试中所用矢 量水听器的最大尺寸 r=36 mm,工作频率  $f_{\rm H}$ =1 326 Hz,其平均密度比水的密度略大,勉强将 其最高工作频率提高至2kHz。此时,该压电敏感 结构的工作频段已经够用,而ZWX572的5kHz的 上限频率发挥不了作用。在最大横向灵敏度方面, ZWX572只给出160 Hz频点处的最大横向灵敏度, 为4%,而本压电敏感结构测量了整个工作频段的 最大横向灵敏度,均小于8%。由图7可见,除y通 道最大横向灵敏度稍大外,x,z通道只有在60 Hz 左右出现较大值,工作频段内其他频率处的最大横

向灵敏度也小于4%。

### 4 结束语

设计了一种基于厚度剪切压电效应的三轴加速 度敏感结构,质量为0.039 kg,工作频段为20 Hz~ 2 kHz,在200 Hz处灵敏度约为3000 mV/g,工作频 段内最大横向灵敏度比小于8%,具有质量小、灵敏 度高等优点,适合在矢量水听器中应用。将其与商 用压电加速度计ZWX572分别安装在耐压矢量水 听器中进行对比,证明其能够有效降低矢量水听器 的整体密度,提高灵敏度。不足之处是该加速度敏 感结构在3 kHz左右存在谐振点,限制了其工作频 率上限,可通过更改支架材料、加粗支架等方式来提 高其谐振频率。

#### 参考文献

- [1] 孙贵青,李启虎.声矢量传感器研究进展[J].声学学报,2004,29(6):481-490.
   SUN Guiqing, LI Qihu. Progress of study on acoustic vector sensor [J]. Acta Acoustic, 2004, 29(6):481-490. (in Chinese)
- [2] 洪连进,杨德森,时胜国,等.中频三轴向矢量水听器的研究[J].振动与冲击,2011,30(3):79-84.
  HONG Lianjin, YANG Desen, SHI Shengguo, et al. Study on a medium three dimensional co-oscillating vector hydrophone [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(3):79-84. (in Chinese)
- [3] BARNARD A R, HAMBRIC S A. Design and implementation of a shielded underwater vector sensor for laboratory environments [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2011, 130 (6) : 387-391.
- [4] 笪良龙,孙芹东,王文龙,等.基于 MEMS 姿态传感器的声矢量传感器设计[J].中国惯性技术学报,2016,24(4):531-536.
  DA Lianglong, SUN Qindong, WANG Wenlong, et al. Design of acoustic vector sensor based on MEMS at-

titude sensor[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2016, 24(4): 531-536. (in Chinese)

- [5] 徐文骏.加速度传感器种类剖析及适用性[J].中国检验检测,2019,9(4):28-29.
  XU Wenjun. Analysis of the types of accelerometers and their applicability [J].China Inspection Body & Laboratory,2019,9(4):28-29. (in Chinese)
- [6] 鲁敏,胡红波,朱刚,等.抗恶劣环境的三角剪切压电 加速度计[J].测控技术,2018,37(S):109-112.
  LU Min, HU Hongbo, ZHU Gang, et al. Triangle shear piezo electric accelerometer for hostile environ-

ment [J]. Measurement & Control Techonlogy, 2018, 37(S):109-112. (in Chinese)

- [7] 贾志富.三维同振球形矢量水听器的特性及其结构设计[J].应用声学,2001,20(4):15-21.
  JIA Zhifu. Design and characteristics of a resonant-sphere type three-dimensional vector hydrophone [J].
  Journal of Applied Acoustics, 2001, 20(4):15-21. (in Chinese)
- [8] KIM K, LAUCHLE G C, GABRIELSON T B. Nearfield acoustic intensity measurements using an accelerometer-based underwater intensity vector sensor [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(1/2): 293-306.
- [9] LIDIA E W, ANTONIO C, FRIEDRICH L, et al. Sound pressure and particle acceleration audiograms in three marine fish species from the Adriatic Sea [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2009, 126 (4): 2100-2107.
- [10] KORENBAUM V I, TAGILTSEV A A. Flow noise of an underwater vector sensor embedded in a flexible towed array [J]. Journal of the Acounstical Society of America, 2012, 131(5): 3755-3762.
- [11] 孙芹东,侯文姝,王文龙,等.同振式三轴向矢量水听器 设计与实现[J]. 传感技术学报, 2016, 29(6): 652-656.
  SUN Qindong, HOU Wenshu, WANG Wenlong, et al. The design and implementation for three dimension

co-vibrating vector hydrophone [J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2016, 29(6): 652-656. (in Chinese)

- [12] 何仑.內置电路加速度计的应用研究[J].振动、测试与 诊断,1999,19(2):144-146.
  HE Lun. Application of accelerometer with built-in circuit [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1999, 19(2): 144-146. (in Chinese)
- [13] 栾桂冬,张金铎,王仁乾.压电换能器和换能器阵[M]. 北京:北京大学出版社,2005:114-117.
- [14] 陈洪娟.矢量传感器[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2006:93-95.



**第一作者简介:**王文龙,男,1990年1月 生,博士、助理研究员。主要研究方向为 声学传感器研制、海洋设备研发。 E-mail:wilon7521@qq.com

通信作者简介: 笪良龙, 男, 1967年4月 生, 博士、教授、博士生导师。主要研究 方向为海洋环境效应及水下无人探测技 术等。

E-mail:272573121@qq.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.022

## 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

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京,210016)

摘要 为了将超声颗粒操纵技术应用于血管中纳米药物颗粒聚集,笔者针对液体流速因素的影响和纳米颗粒由于 纳米效应存在的自发团聚现象,基于压电方程、声-结构边界耦合方程、动量方程,利用 COMSOL 有限元软件建立了 流速扰动聚焦超声下颗粒聚集的理论计算模型。通过仿真计算和实验结果对比分析,得到了聚焦超声聚集纳米颗 粒的原因、纳米颗粒团簇介入解释理论以及流速干扰情况下局部流速变化的影响规律,证明了封闭管道中液体里的 纳米颗粒可以通过聚焦超声的方式聚集,且该超声在流速小于1.92 mm/s 的情况下仍对纳米颗粒团簇具有一定束 缚能力,为未来靶向药物治疗提供一个新的方法和途径。

关键词 聚焦超声;纳米颗粒;靶向治疗;超声操纵;流体;有限元仿真 中图分类号 TH113.1; TB552; TB559; O242.21; Q819

### 引 言

为了阻止癌细胞的增殖,抗癌药物都是具有一 定毒性的,这种毒性对于身体的大部分细胞都存在 较大损伤,故药物剂量被极大地限制,而且药物被注 射进入人体之后,只有1%能够到达肿瘤区域,而遗 留在体内其他部位的药物就会产生副作用,导致治 疗效果不如预期效果[12]。针对此类问题,科学家提 出了靶向治疗[3]。所谓靶向治疗,就是将药物有效 作用于肿瘤区域,杀死癌细胞,而避免伤害其他健康 的细胞。目前,国际上提到的靶向治疗方法有很多。 其中,纳米颗粒(例如聚乙二醇化脂质体阿霉素和纳 米白蛋白结合的紫杉醇)通过增强渗透和滞留效 应[45]保护药物免受降解,可将到达病灶处抗癌药物 剂量提高至5%。还有一种方法是通过外在的物理 方式(X射线、磁场、光、超声或热疗)影响药物颗粒 的运动,引导其进入肿瘤处,或者在药物经过肿瘤区 域时通过外界干扰使药物在肿瘤区域的作用时间延 长。理想的基于物理方式的靶向治疗技术是希望能 够实现将一种在大小方面可控的能量导入到整个肿 瘤区域,但又不会对周围健康的组织造成副作用。 由于超声具有生物组织渗透性高、易于调节、低成 本、非接触性和无攻击性等优点,故其操纵微颗粒的 特性获得了广泛研究[6-8],但缺乏对纳米颗粒操纵的 研究。同时,由于聚焦超声可以将能量集中在聚焦 区域,相对于平面超声波提高了声能利用率,故笔者 认为在药物的靶向治疗应用方面存在巨大潜力。

纳米颗粒比表面能大,处于能量不稳定状态,颗 粒之间存在范德华力、氢键作用以及静电作用等各 种作用力,很容易自身就发生团聚^[9-10],形成二次粒 子。Zhang^[11]研究表明,20 nm的AgNPs颗粒的水 动力直径可以达到200 nm。冯拉俊等^[12]研究表明, 未经特殊处理的超细粉末在水中的中等尺寸团聚体 的直径大约是微粒平均当量直径的30倍左右。因 此,纳米颗粒受声场的影响不能类同于微米及以上 粒径的颗粒操纵研究,不能仅将单个颗粒的直径作 为其研究特征输入,应着重考虑纳米颗粒自身以及 在不同环境下的团聚特性。此外,大多数针对超声 微粒操控的研究是将其应用于芯片实验室^[13]或者 静态液体中微粒的控制^[14],不考虑流体流速对超声 束缚微粒的影响。目前,缺乏对流速影响的深入 研究。

笔者拟建立流速扰动聚焦超声下黏性液体中纳 米颗粒聚集的压电-声-流耦合理论模型。通过粒子 追踪分析,研究流体中纳米颗粒的运动规律,并通过 搭建聚焦超声体外操控血管内纳米药物颗粒的模拟 实验平台进行实验验证,为将超声操纵纳米颗粒的 技术应用于靶向治疗奠定研究基础。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51875280);江苏省优秀青年科学基金资助项目(BK201867);江苏高校优势学科建设工 程资助项目(PAPD) 收稿日期:2019-10-07;修回日期:2019-11-05

### 1 实验系统与材料制备

聚焦超声换能器有很多种类,笔者使用的是声透 镜水浸式点聚焦超声换能器(汕头超声)。声透镜聚焦 超声换能器的原理是通过活塞式压电晶片与球面声透 镜结合,平面声波经过透镜折射形成汇聚的波阵面。

由于真实的血管环境较为复杂,为了便于观察 和制备,以及理论和实验的匹配度,笔者针对其2个 主要特征(血管壁组织条件和血液流速)进行模仿。 图1为实验图。笔者用水凝胶制造仿生血管组织, 管道模型示意图如图1(a)所示。水凝胶成型后是 处于液体和固体之间的一种特殊状态,可以用来模 拟生物组织^[15],笔者利用琼脂糖水凝胶仿制血管 壁,其成型后颜色呈一定透明度的乳白色,便于显微 镜从底部进行观察。其具体制备过程:将1.5g高强 度琼脂糖(凝胶强度≥1200g/cm²,白色)与50ml 去离子水混合,边搅拌边加热;煮沸后,琼脂糖完全 溶解,溶液透明;将透明溶液倒入规定的模具中,室 温固化形成所需形状(截面尺寸为5mm×5mm)。 蠕动泵用来给管道中的液体提供一定的流速(流速 小于 3.2 mm/s)。笔者实验使用的是纳米 SiO₂颗 粒,从拍摄的扫描电子显微镜(scanning electron microscope, 简称 SEM)图片中提取 446 个样本进行粒 径正太分布统计分析,得到其平均直径为27 nm,如 图1(b)所示,在空气中可形成微米级的团聚。将其 与去离子水混合,形成2mg/mL的悬浮液,实验前 需要进行超声搅拌,使其初始状态分布均匀。为了 验证超声是否可以穿透水凝胶聚集流动管道中的黏 性流体中的纳米颗粒以及流速对聚集程度的影响, 笔者搭建了实验平台,如图1(c)所示。信号发生器 和高频功放产生2.5 MHz的50 Vpp连续正弦信号, 换能器在电激励下产生聚焦超声,声波通过超声耦 合剂导入到水凝胶模型和流动的液体中,在壁条件 和声衰减的共同作用下形成超声场,从而对液体中 的纳米颗粒产生影响。采用 Supereyes B011 镜头 (×2000)的显微镜从水凝胶模型底部观察团聚。



图 1 实验图 Fig.1 Pictures of experimental details

### 2 压电-声-流耦合模型

### 2.1 理论模型

2.1.1 多场耦合理论

聚焦超声控制纳米颗粒涉及多场耦合以及对纳

米粒子受力运动的分析。多场耦合包括电场、声场 以及流场的耦合。受力运动的分析包括声场对粒子 产生的声辐射力和流场曳力的分析,作用在颗粒上 的力最终导致了其运动状态的改变,粒子最终被束 缚时受到的力达到平衡。由于纳米颗粒的自团聚现 象以及不同环境下团簇变化的复杂性,故笔者进行 简化,在理论模型中将形成的团簇作为诸多场作用 的受力对象,将团簇的直径作为其特征输入到理论 模型中。压电晶片在电场激励下通过逆压电效应, 将电能转化为机械能,产生高频振动,形成声波在介 质中进行传播,机械能转化为声能,其中一部分声能 转化颗粒的动能;一定流速的液体通过曳力的方式 将动能传递给颗粒。

压电晶片通过压电效应产生振动,机械振动产 生的边界加速度作为声场的边界输入,声-结构边界 的耦合方程为

$$\boldsymbol{n}(\nabla \boldsymbol{p}_{\mathrm{t}}/\rho_{\mathrm{0}}) = \boldsymbol{n}\mathrm{a} \tag{1}$$

其中:**p**₁为声场边界声压;ρ₀为声传播介质的静态密 度;a为压电晶片与声场交接边界所产生的振动加 速度;**n**为边界法向分量。

边界输入声压*p*₁形成声波在声学介质中传播,整个声学空间内的声压分布由 Helmholtz 方程获得,简化后的方程为

$$\nabla^2 \boldsymbol{p}_1 = -k_{\rm eq}^2 \boldsymbol{p}_1 \tag{2}$$

其中:p1为声压;keq为波数。

对于不同的介质模型, *k*_{eq}的计算方法是不一样的。本研究涉及2种压力声学模型, 水凝胶通道为声衰减模型, 液体为热传导和黏性模型。

对于声衰减, $k_{eq}^{2} = (\omega/c_{c})^{2}$ ,其中: $c_{c} = \omega/k$ ; $k = \omega/c - i\alpha$ ;  $\alpha$ 为声衰减系数;  $\omega$ 为超声换能器的驱动 圆频率; c为介质声速。

对于热传导和黏性模型

 $c_{\epsilon} = c \sqrt{1 + i\omega(4\mu/3 + \mu_{B} + (\gamma - 1)k_{t}/c_{p})/\rho c^{2}}$ 其中:  $\gamma$ 为比热比;  $\mu$ 为液体的动力黏度;  $\mu_{B}$ 为体积黏度;  $c_{p}$ 为恒压比热容。

空间峰值时间平均声强为

$$I_{\text{spta}} = \frac{1}{nT} \int_{t_0}^{t_0 + nT} \frac{p^2(t)}{\rho_0 c} dt \qquad (3)$$

超声在介质中的传播、壁条件反射(超声在人体 内传播会在血管壁有一部分被反射回去^[16])以及声 衰减等综合作用形成最终的声场分布。由于部分声 波成为反射波,与原来声波叠加在某些位置会形成 势能阱。势能阱在这里指能量的低峰处,当一个区 域一直处于势能低谷时,颗粒就会被推到这个相对 稳定的区域,从而聚集起来。笔者在设计中使用聚 焦超声,主要考虑到其声场分布的特殊性以及在一 定流速的液体中束缚颗粒的优势(相对于较平 面波)。

首先,聚焦超声可以将声能集中在某一个小区 域内,实现了声能的充分利用,且聚焦区域跟随换能 器移动,这就可以有效控制颗粒聚集的位置。

其次,聚焦超声换能器产生的聚焦声场较简单 的平面声波声场,在实施颗粒操纵时展现出应对多 变环境的稳定性特征,其根本在于声波成形时的弧 度增加了声辐射力操纵的角度范围(平面声波只有 2个共线方向的力,无法抗衡其他方向的力)。

图 2 为聚焦声场的声辐射力特征示意图。将处 于聚焦声场某一特定位置的颗粒所受的声辐射力  $F_{rad}$ 用动极坐标表示为 $(F_r, \theta)$ 的形式,如图 2 所示, 扇形表示特定声场下  $F_{rad}$ 的矢量变化范围,其原点 O(x, y)为颗粒所处位置, $F_{rad}$ 的大小与颗粒所处位 置(x, y)、换能器输入电压 U和频率(对应输入控 制量)有关。 $F_{rad}$ 的方向特征 $\theta$ 与颗粒所处位置(x, y)、聚焦超声换能器声辐射面曲率 $K_{rad}$ 和弦长  $L_{rad}$ 、 反射面反射参数 $\delta_B$ 有关,即 $F_r = f_1(x, y, U, f), \theta =$  $f_2(x, y, K_{rad}, L_{rad}, \delta_B)$ 。通过对输入输出关系的研究 可形成特定应用情况下的控制方式。



图2 聚焦声场的声辐射力特征示意图



纳米颗粒易自发团聚,当单个颗粒周围被同种 物质填满时,若声辐射仍然只考虑单个颗粒的受力 是不合理的,需要将团簇作为一个整体。这里将团 簇简化成球形,以半径为特征计算团簇所受声辐射 力,表达式为

 $F_{ag}^{rad} = -\pi a_{ag}^{3} \left[ 2k_{0}Re\left[ f_{1}p_{1}\nabla p_{1} \right] / 3 - \right]$ 

$$o_0 Re[f_2 \boldsymbol{v}_1 \nabla \boldsymbol{v}_1]] \tag{4}$$

其中: $v_1$ 为声场声速; $f_1$ 和 $f_2$ 为预因子^[17]; $a_{ag}$ 为团簇 半径; $F_{ag}$ 为团簇所受声辐射力。

流体会对颗粒产生曳力,这里将团簇半径作为 主要特征,表达式为 (6)

$$F_{\rm ag}^{\rm drag} = 6\pi\mu a_{\rm ag} \left( \boldsymbol{v}_2 - \boldsymbol{u} \right) \tag{5}$$

其中:v2为液体流速;u为颗粒团簇运动速度。 对团簇进行受力分析,可知其主要受声辐射力、

流体曳力以及重力的作用,表达式为 d $(m_{ag}v)/dt = F_{ag}^{frad} + F_{ag}^{drag} + G$ 

其中:*m*_{ac}为团簇质量;*G*为重力。

团簇被束缚时,声辐射力、曳力以及重力相抵 消,所受合力为0。

2.1.2 纳米颗粒团簇形成

纳米颗粒由于本身的不稳定性,在多场耦合下 的运动状态十分复杂,为了分析流场中团聚的原因, 笔者进行了一些简化和假设。纳米颗粒在液体中由 于其自身物理性质、液体黏性会产生自发团聚现象, 而自发团聚或受其他物理场压迫而产生的二次团聚 导致其直径很难预测,因此研究纳米颗粒在流体中 的运动状态需要直径分析作为其研究基础。同时, 聚集过程中局部流速分布的变化也应考虑。本研究 主要考虑以下2个方面:

1) 在驻波声场形成时,由于颗粒直径远小于声 波波长,位于高势能的纳米颗粒会被推至势能阱,形 成声场的束缚聚集。纳米颗粒在自发团聚的基础上 受声场压迫,团簇直径不断变大,不同直径的团簇向 势能阱聚集的速度不同,图3为团簇形成示意图。

2) 在团簇不断向势能阱处聚集以及受横向声辐射力作用而减速的情况下,团簇会填满势能阱形成高浓度区域,高浓度区域的形成会对附近局部流速产生影响。



Fig.3 Schematic diagram of cluster formation

#### 2.2 仿真计算

笔者使用 COMSOL 有限元软件进行仿真计算,所使用的模块包括声-压电相互作用(频域)、层流和粒子追踪模块。由于实际情况比较复杂,为了 便于计算,需要对上述所涉及的物理场进行相应的 简化,假设如下。

 由于水凝胶与水声学特性相似,因此在两者 的交界处忽略声波反射问题。水凝胶与空气的交界 处类比于水与空气的交界面声学反射设定,声波传 及交界面时,空气屈服于交界面的声波压迫,最终 边界的声压为0。

2)根据材料特性,水凝胶(类似于皮肤)设置声 衰减系数,流体域设置热传导和黏性系数。

3)为了简化模型并减少计算量,笔者使用二维 模型分析中心截面处的各场分布和粒子的运动状态。COMSOL仿真模型几何建模如图4所示,主要 包括压电晶片、声透镜、水凝胶、流体以及完美匹配 层(用于模拟声波无反射条件)。模型尺寸参数和模 型材料参数如表1,2所示。



Fig.4 Geometric modeling diagram of simulation model

表 1 模型尺寸参数 Tab.1 Parameters of model size

参数/mm	数值
压电晶片半径	3
压电晶片厚度	0.78

压电晶片厚度	0.78
声透镜中心厚度	1.139
声透镜半径	5.5
声透镜曲面半径	30
流体层厚度	5

表 2 模型材料参数 Tab.2 Parameters of model material

参数	数值
密度(水)/(kg•m ⁻³ )	1 000
声速(水)/(m•s ⁻¹ )	1 481
本体黏度(水)/(Pa•s)	$2.4  imes 10^{-3}$
恒压热容/(J•(kg•K) ⁻¹ )	4 180
动力黏度(水)/(Pa•s)	$1.01 \times 10^{-3}$
导热系数( $\chi$ )/(W•(m•K) ⁻¹ )	0.59
声速(水凝胶)/(m•s ⁻¹ )	1 540
声衰减系数(水凝胶)/(Np•m ⁻¹ )	21.375
密度(水凝胶)/(kg•m ⁻³ )	1 109
完美匹配层声速/(m•s ⁻¹ )	1 540
完美匹配层密度/(kg•m ⁻³ )	1 000

根据式(1)~(3)可计算出声场分布。笔者重点 研究流速对团聚的影响,可根据COMSOL的层流 计算出不同流速的流场分布情况。在粒子追踪模 块,根据式(4)计算得到颗粒所受声辐射力,根据式 (5)对粒子施加流场曳力,再施加重力场,由式(6)计 算得出粒子运动状态。由于纳米粒子在流体中二次 自发团聚后的直径以及受声场作用后的团聚情况无 法预测,所以需要先利用此模型对不同直径颗粒在 不同流速流场分布下的运动状态进行分析。

### 3 计算与实验结果分析

在实验模型条件下,仿真所得物理场分布如图5 所示。压电晶片在2.5 MHz正弦信号激励下的振型 如图5(a)所示,属于高阶振动,其最大振幅为7.2 nm。 振动通过边界声-结构耦合,形成了如图5(b)所示的 声压分布和图5(c)所示的声强分布。声压条纹由 于声透镜聚焦声辐射面而呈现一定的弯度、声辐射 力与声压梯度为正比例关系以及声场的对称分布, 由此可以形成指向轴线的x方向分量声辐射力,有 利于颗粒的横向聚集。由图5(c)可知,虚线框所示 区域为声能聚集区域,此区域的位置和大小主要由 频率、辐射面曲率和边界条件共同确定。通过改变 这几个因素可实现聚焦区域的可控,这为颗粒聚集 的三维可控增加了可能性。图5(d)为初始条件下、 平均流速为0.64 mm/s的流场分布图,可知最大局 部流速为0.96 mm/s,位于管道的中心线上。

在无流速干扰情况下进行仿真计算,分析聚集 状态和原因,图 6 为无流速干扰情况下颗粒受聚焦 声场团聚仿真结果。以颗粒半径为 10  $\mu$ m 为例,颗 粒初始分布(t = 0 s)如图 6(a)所示。结合图 6(b) 和 6(c)可知,y向声辐射力约为x向声辐射力的4.7 倍,且液体中声波条纹宽度为 0.3 mm(半波长),条 纹长度约为 2 mm,因此,颗粒首先在极短的时间内 (约为t = 0.2 s)受到y向声辐射力的作用向声压节 点移动(纵向压缩),如图 6(b)所示,然后在声压节 点带上向轴线处移动(横向压缩),最大横向速度为 1.5 mm/s;半径为 1  $\mu$ m 的颗粒最大总速度为 1 mm/ s,横向速度已极其微小,纳米级别的颗粒横向速度 更是可以忽略不计,理论上无法抵抗 0.64 mm/s的 流速冲击,但是在实验中出现了颗粒团聚,可证明如 图 6(c)所示的当t = 1 s时的颗粒分布状态。当然,



不同半径的颗粒受声辐射力作用后的速度不同,图 6(d)为最大速度与颗粒半径的变化规律关系图。图 中曲线斜率由小变大再变小。这说明不能以单个纳 米颗粒作为受力研究对象,需要结合实际情况,选择 合适的团簇直径作为运动轨迹分析对象。

实验中超声在1.92 mm/s流速条件下已经无法 实现明显聚束缚效果,而仿真结果显示半径为5μm 的团簇在流速影响下也无法实现超声束缚效果。为 了分析粒子在物理场作用下不同时刻的分布密度, 在 COMSOL 中加入累加器计算接口,统计每个网 格单元内的粒子数,从而定量分析局部分布态势。 图 7为流速干扰情况下的颗粒运动状态及分布。粒 子释放前和在声辐射力、曳力及重力的共同作用下 6 s后粒子的分布状态如图 7(a)所示,在红色圆虚线 框标出的区域中,粒子分布较为密集,此处对应于实 验观察中的粒子团聚。将此处放大进行分析(*x*坐 标为 350 μm 处),得到不同情况下的粒子个数分布: ① 0.64 mm/s流速下粒子可在此处被截获,由无超 声时的 2个粒子增加到有超声时的 24 个粒子;②当 流速达到 1.92 mm/s时,粒子无法被截获,但当粒子





经过此处时,粒子横向移动变慢,由初始状态的2个 粒子增加到6个粒子。可见,在封闭管道中有流速 特征的液体里实现纳米颗粒的超声操纵是可以实现 的。随着指定区域纳米颗粒团簇的不断积累,附近 局部流场分布也会逐渐有所改变,如图7(c)和7(d) 所示,当某区域粒子被束缚住,且随着时间不断积累 形成高浓度分布(图中以呈阵列分布的2μm圆假设 为高浓度区域,平均流速为3.2 mm/s)。由仿真结 果可知,在高浓度区域形成以后,整个团簇内部的流 速为0.5 mm/s,远低于平均流速3.2 mm/s。可见, 随着时间的积累,粒子团形成的条件和局部流速分 布是互相影响的,这个相互影响的瞬态过程较为复杂,目前未作深入探究。

流速干扰实验结果如图 8 所示。图 8(a)~(c) 的流速分别为初始状态、0.64 mm/s聚集状态及 1.92 mm/s聚集状态。白斑为纳米 SiO₂颗粒团聚,将 明显团聚的区域用蓝色矩形框标出(*x*方向 370 μm, 与仿真结果相近),并将 3 种情况下的颗粒分布密度 通过 ImageJ 图像灰度处理(以 0~255 定义黑白程 度)的方式进行半定量化对比分析,如图 8(d)~(f) 所示。可见,当流速达到 0.64 mm/s时聚集明显,当 流速高达 1.92 mm/s时已无明显聚集痕迹。将初始



Fig.8 Experimental results of aggregation under velocity interference

状态及5种不同流速条件下仿真时粒子聚集程度 (以粒子个数衡量,图7(b)所述方法)与实验聚集程 度(以灰度值衡量)进行对比,如图8(g)所示,理论 和实验的聚集程度在增量的变化趋势上较为吻合, 这在一定程度上证明了理论解释的合理性。关于聚 集影响流速分布理论,图8(h)给出了简单实验验 证。当颗粒在无流速的情况下聚集后,再加入流速 干扰,高浓度区域由于小区域固体性的增强,团簇直 径增大,声辐射力比重增大(粒子束缚正影响增大), 同时,内部流速衰减(粒子束缚负影响减小)。实验 发现,在流速达到3.2 mm/s的情况下依然可以保持 较大程度的团聚,这也证明了纳米颗粒团聚的形成 条件和局部流速分布是互相影响的。

### 4 结束语

笔者建立了流速扰动聚焦超声下颗粒聚集的理 论模型,通过仿真和实验得到了聚焦超声聚集纳米 颗粒的原因、纳米颗粒团簇介入解释理论以及流速 干扰情况下局部流速变化的影响。由于纳米颗粒的 特殊性及上述原因在实际过程中发生的同时性,导 致了无法综合定量分析整个变化过程,在以后的研 究中需要对各个因素的综合作用进一步探讨以完善 理论模型。

笔者证明了封闭管道中液体里的纳米颗粒是可 以通过聚焦超声的方式聚集,且该超声在一定流速 干扰的情况下仍能对纳米颗粒团簇具有一定的束缚 能力。在以后的研究中,可通过合理设计聚焦超声 换能器以产生目标聚焦超声场,将改变声场强度(外 部电信号)和聚焦位置作为主要控制方法,结合数字 化控制技术,实现体外聚焦超声操控血管中微纳米 药物颗粒系统的构建,为未来靶向治疗提供一个新 的途径。

### 参考 文 献

- [1] BOISSENOT T, BORDAT A, FATTAL E, et al. Ultrasound-triggered drug delivery for cancer treatment using drug delivery systems: from theoretical considerations to practical applications [J]. Journal of Controlled Release, 2016, 241: 144-163.
- [2] WILHELM S, TAVARES A J, DAI Q, et al. Analysis of nanoparticle delivery to tumours [J]. Nature Reviews Materials, 2016, 1(5):1-12.
- [3] FERRARA K W. Driving delivery vehicles with ultrasound [J]. Advanced Drug Delivery Reviews, 2008, 60(10): 1097-1102.

- [4] FANG J, NAKAMURA H, MAEDA H. The EPR effect: unique features of tumor blood vessels for drug delivery, factors involved, and limitations and augmentation of the effect[J]. Advanced Drug Delivery Reviews, 2011, 63(3):136-151.
- [5] RAMPERSAUD S, FANG J, WEI Z, et al. The effect of cage shape on nanoparticle-based drug carriers: anti-cancer drug release and efficacy via receptor blockade using dextran-coated iron oxide nanocages[J]. Nano Letters, 2016, 16(12): 7357-7363.
- [6] 吴大伟.高频超声换能器技术研究进展与展望[J].振动、测试与诊断,2017,37(1):1-12.
  WU Dawei. Progress and prospects of high-frequency ultrasonic transducer techniques [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(1):1-12. (in Chinese)
- [7] GUO F, MAO Z, CHEN Y, et al. Three-dimensional manipulation of single cells using surface acoustic waves
  [J]. Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America, 2016, 113(6): 1522-1527.
- [8] LIU H C, LI Y, CHEN R, et al. Single-beam acoustic trapping of red blood cells and polystyrene microspheres in flowing red blood cell saline and plasma suspensions
  [J]. Ultrasound in Medicine & Biology, 2017, 43(4): 852-859.
- [9] CLAVIER A, SEIJO M, CARNAL F, et al. Surface charging behavior of nanoparticles by considering site distribution and density, dielectric constant and pH changes-a Monte Carlo approach [J]. Physical Chemistry Chemical Physics, 2015, 17(6): 4346-4353.
- [10] HAKIM L F, PORTMAN J L, CASPER M D, et al. Aggregation behavior of nanoparticles in fluidized beds[J]. Powder Technology, 2005, 160(3):149-160.
- [11] ZHANG W. Nanoparticle aggregation: principles and modeling [J]. Advances in Experimental Medicine and Biology, 2014, 811:19-43.
- [12] 冯拉俊, 刘毅辉, 雷阿利. 纳米颗粒团聚的控制[J]. 微 纳电子技术, 2003(7): 536-542.

FENG Lajun, LIU Yihui, LEI Ali. The controlling of nanoparticle agglomerates [J]. Micronanoelectronic Technology, 2003(7): 536-542. (in Chinese)

- [13] DING X, LIN S C S, KIRALY B, et al. On-chip manipulation of single microparticles, cells, and organisms using surface acoustic waves[J]. Proceedings of the National Academy of Sciences, 2012, 109(28): 11105-11109.
- [14] PÉREZ N, ANDRADE M A B, CANETTI R, et al. Experimental determination of the dynamics of an acoustically levitated sphere [J]. Journal of Applied Physics, 2014, 116(18): 1-8.
- [15] IWASE M, YAMADA M, SEKI M. Fabrication of vascular tissue models by assembling multiple cell types inside hydrogel microchannels [C]//International Symposium on Micro-nanomechatronics & Human Science. [S. l.]: IEEE, 2013: 402-405.
- [16] SHAHMIRZADI D, KONOFAGOU E E. Quantification of arterial wall inhomogeneity size, distribution, and modulus contrast using FSI numerical pulse wave propagation [J]. Artery Research, 2014, 8(2):57-65.
- [17] MULLER P B, BARNKOB R, JENSEN M J H, et al. A numerical study of microparticle acoustophoresis driven by acoustic radiation forces and streaminginduced drag forces[J]. Lab on a Chip, 2012, 12(22): 4617-4627.



第一作者简介:冒林丽,女,1995年10月 生,硕士生。主要研究方向为超声振动 和超声技术的生物医学应用。曾发表 《低频超声透皮给药系统压电-声-热计算 模型》(《振动、测试与诊断》2015年第35 卷第6期)等论文。

E-mail: maolinli@nuaa.edu.cn

通信作者简介:彭瀚旻,男,1984年4月 生,博士、教授。主要研究方向为压电换 能器理论分析、设计及应用。 E-mail: penghm@nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.023

# 斜拉索倾角对振动法测索力的精度影响

贺文字^{1,2}, 孟凡成^{1,2}, 任伟新³ (1.合肥工业大学土木与水利工程学院 合肥,230009) (2.安徽省基础设施安全检测与监测工程实验室 合肥,230009) (3.深圳大学土木与交通工程学院 深圳,518060)

摘要 现有的基于振动的索力测试方法在推导过程中,多以水平索为模型,未考虑斜拉索倾角对索力识别精度的影响。为了分析倾角对振动法测索力的精度影响,以两端固支索为例,采用有限差分法求解索的模态参数,并由迭代 法识别索力,研究倾角对索的模态参数和索力识别精度的影响。结果表明,采用第1阶频率识别小垂度索的索力, 与采用第1阶或第2阶频率识别大垂度索的索力时,不考虑倾角的影响,索力识别的误差很大。

关键词 索力;倾角;振动法;有限差分法;迭代法 中图分类号 TH212; TH213.3

## 引 言

斜拉索是斜拉桥的重要构件,因易腐蚀和振动 等原因而受到损害,进而影响桥梁安全^[1],识别索力 对斜拉桥的健康监测具有重要意义。现有索力测试 的方法主要有直接法和间接法。直接法指直接测量 斜拉索张力,包括拉脱法、传感器读数法和压力表测 定法等。间接法是通过测定间接物理量来识别索 力,包括磁通量法和振动频率法等。振动频率法由 于简单高效,因而得到广泛应用^[12]。

振动频率法的基本原理是通过识别斜拉索的振 动频率,根据索力和频率之间的特定关系间接得到 索力^[1,3]。利用振动频率法识别索力精度受斜拉索 的抗弯刚度、垂度效应、边界条件和倾角等因素的影 响^[4]。学者们提出了考虑多种影响因素的索力计算 方法。Ren 等^[5]考虑抗弯刚度和垂度影响,提出了 基于基频的索力计算公式。Mehrabi等^[6]利用有限 差分原理,给出了索在抗弯刚度、垂度及阻尼影响下 的数值解。李国强等[7]考虑边界弹性约束、支座振 动、垂度、抗弯刚度和集中质量等因素,采用数值法 拟合得到索力计算公式。上述方法在推导过程中多 以水平索为模型,未考虑倾角对索力识别精度的影 响。事实上,倾角导致斜拉索沿长度在不同位置的 索力是不同的,上端索力大而下端索力小,且倾角会 对索的垂度产生影响,进而影响索的频率,最终影响 索力识别精度。由于斜拉桥的拉索实际边界约束条 件介于固支与铰支之间,并接近固支^[8],因此笔者以 两端固支索为例,研究倾角对索力识别精度的影响。

### 1 基本原理

#### 1.1 斜拉索的模态方程及求解

两端固支斜拉索的模型如图1所示,索的弦线 方向设为*x*轴,垂直于弦线方向设为*y*轴。斜拉索*y* 方向的运动方程^[4]为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ (H+h) \frac{\partial z}{\partial x} \right] - \frac{\partial^2 (EI\ddot{z})}{\partial x^2} + m^* g \cos\theta = m^* \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$$
(1)

其中:*H*为弦线方向的索力;*h*(*t*)为由振动引起的索 力的增量;*z*(*x*,*t*) = *y*(*x*) +  $\nu(x,t)$ ;*y*为由索的自重 引起的静挠度; $\nu(x,t)$ 为由振动引起的*y*方向的挠 度;*z*为沿*y*方向的挠度之和;*E*为索的弹性模量;*I* 为索的抗弯刚度;*m**为单位长度索的质量。





假 定  $\nu(x, t) = \phi(x)q(t)$ , 索 的 变 形 协 调 方 程^[9]为

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51878234);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(JZ2019HGPA0101) 收稿日期:2019-10-16;修回日期:2019-11-30

$$\frac{h(ds/dx)^{3}}{FA} = \frac{\partial\mu}{\partial x} + \frac{dy}{dx}\frac{\partial\nu}{\partial x}$$
(2)

其中: $\phi(x)$ 为振型函数; $q(t) = e^{i\omega t}$ 为广义模态坐标; A 为索的横截面面积; ds =  $(dx^2 + dy^2)^{1/2}$ 为索 长的微量; $\mu(x)$ 为沿x方向的位移。

采用分离变量法并忽略二阶项,得到斜拉索的 模态方程为

$$\frac{\mathrm{d}^{2}}{\mathrm{d}x^{2}}\left(EI\frac{\mathrm{d}^{2}\phi}{\mathrm{d}x^{2}}\right) - H\frac{\mathrm{d}^{2}\phi}{\mathrm{d}x^{2}} - \dot{H}\frac{\mathrm{d}\phi}{\mathrm{d}x} + \frac{\int_{0}^{L}\frac{\mathrm{d}^{2}y}{\mathrm{d}x^{2}}\phi\mathrm{d}x}{\int_{0}^{L}\frac{\mathrm{d}^{2}y}{\mathrm{d}x^{2}}dx}\frac{\mathrm{d}^{2}y}{\mathrm{d}x^{2}} = m^{*}\omega^{2}\phi$$
(3)

采用有限差分法对模态方程进行离散化。将拉 索沿弦线方向分成N个长度为a的网格,则离散方 程的矩阵形式^[4]为

$$Kw = M\omega^{2}w$$
(4)  
其中:K=K_1+K_2;w^T = {w₁, w₂, ..., w_n}。  
线性刚度矩阵K₁为

$$K_{1} = \begin{bmatrix} Q & U & W \\ D & S & U & W \\ V & D & S & U & - \\ V & - & - & - & W \\ & V & - & - & - & W \\ & & V & D & T \end{bmatrix}_{n \times n}$$
(5)

其中: $S = \frac{1}{a^4} \left( -2EI_{i+1} + 10EI_i - 2EI_{i-1} \right) + \frac{2H_i}{a^2};$   $D = \frac{1}{a^4} \left( 2EI_{i+1} - 6EI_i \right) - \frac{H_i}{a^2} + \frac{H_{i+1} - H_{i-1}}{4a^2};$   $U = \frac{1}{a^4} \left( -6EI_i + 2EI_{i-1} \right) - \frac{H_i}{a^2} - \frac{H_{i+1} - H_{i-1}}{4a^2};$   $V = -\frac{1}{2a^4} \left( EI_{i+1} - 2EI_i - EI_{i-1} \right); W = \frac{1}{2a^4} \times \left( EI_{i+1} + 2EI_i - EI_{i-1} \right); Q = S + V(i = 1); T = S + W(i = n);$ 矩阵中每一行对应离散素的一个节 点,n为除了素两端以外的内部节点数。

由于倾角的影响,索力沿长度方向线性分 布^[4,10],最上端和最下端的索力之差近似为  $m^*gL\sin\theta$ ,最上端索力 $H_0$ 和最下端索力 $H_{n+1}$ 分 别为

$$H_0 = H_M + 0.5m^* gL \sin\theta \tag{6}$$

$$H_{n+1} = H_M - 0.5m^* gL \sin\theta \tag{7}$$

其中:H_M为两端索力的平均值。

$$H_i = H_M + m^* g \sin\theta (0.5L - i)$$
(8)  
非线性刚度矩阵 K₂为

 $K_2 = rs^{\mathrm{T}}$ 

..., 
$$s_n$$
};  $s_i = \frac{y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1}}{a^2}$ ;  $t_i = \sqrt{1 + \left(\frac{y_{i+1} - y_{i-1}}{2a}\right)^2}$ .

通常索的挠曲线被假定为抛物线。当边界条件 非铰支、抗弯刚度不可忽略、索的横截面沿长度变化 或考虑倾角影响时,索的挠曲线并非抛物线。此时, 索的静挠度需根据索的静力平衡微分方程,利用有 限差分法计算。斜拉索受拉的静力平衡微分方程为

$$\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}x^2} \left( EI \frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}x^2} \right) - H \frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}x^2} - \dot{H} \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x} = m^* g \cos\theta \quad (10)$$

对式(10)进行离散化,离散方法与运动微分方 程的离散化相似,其矩阵形式为

$$K_1 Y = Mg \cos\theta \tag{11}$$

其中: $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}; y_i$ 为斜拉索在节点*i*处的静挠度; $K_1$ 为索的线性刚度矩阵。

索的质量矩阵M为一对角矩阵,有

$$\boldsymbol{M} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{m}_1 & \cdots & \boldsymbol{0} \\ \vdots & & \vdots \\ \boldsymbol{0} & \cdots & \boldsymbol{m}_n \end{pmatrix}$$
(12)

由于倾角的影响,矩阵*K*₁中的元素*D*和对应元素*U*不相等,即刚度矩阵*K*是不对称的。

### 1.2 索力的迭代法

笔者利用基于频率灵敏度的迭代法识别索力^[11]。鉴于笔者重点研究斜拉索倾角对振动法识 别索力精度的影响,在索力的迭代过程中,假定索 的其他动态参数为定值,且精度较高。

式(4)表明,索的频率是刚度矩阵和质量矩阵的 广义特征值。由式(4)得斜拉索的特征方程为

 $[K(H) - \lambda(H) M(H)] w(H) = 0$  (13) 其中: $\lambda(H) = \omega^{2}(H); \lambda$  为式(13)的特征值;w(H) 为 对应的特征向量。

对式(13)等号两边求微分,整理得到索频率对 索力的导数为

$$\frac{\mathrm{d}\lambda}{\mathrm{d}H} = \left[\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{w}\right]^{-1}\boldsymbol{w}^{\mathrm{T}}\left[\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{K}}{\mathrm{d}H} - \lambda\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{M}}{\mathrm{d}H}\right]\boldsymbol{w} \quad (14)$$

假设索力的初始值 $H_1 = H^{\text{eva}}$ ,根据式(13), (14)分别得到索的计算频率 $\lambda_{1,c}$ 和频率导数 $\alpha_{1,o}$ 

已知测量频率 $\lambda_m$ ,则频率误差 $\Delta\lambda_1$ 为

$$\Delta \lambda_1 = \lambda_m - \lambda_{1,c} \tag{16}$$

由式(15)得到索力误差ΔH₁为

$$\Delta H_1 = \Delta \lambda_1 / \alpha_1 \tag{17}$$

迭代索力H₂为

H₂=H₁+ΔH₁ (18) 重复上述迭代过程,直到得到收敛的索 力值H_{t+10}

### 2 算例分析

笔者以文献[4,11]研究的4根拉索为例,

依次分析拉索倾角对索的模态参数和索力识别 精度的影响。表1为4根索的物理参数和几何 参数^[4,11],并引入2个特征参数 $\lambda^2$ 和*ξ*,分别反 应索的垂度和抗弯刚度^[12]。1号索具有较小的 垂度和抗弯刚度;2号索具有较大的垂度和较小 的抗弯刚度;3号索具有较小的垂度和较大的抗 弯刚度;4号索具有较大的垂度和抗弯刚度。采 用有限差分法计算时,将拉索等分为100个 网格。

表1 4根索的物理参数和几何参数

Tab.1 Physical and geometric parameters of the four cables

索号	$\lambda^2$	Ŝ	$m^*/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^{-1})$	L/m	$H_{\rm M}/{ m MN}$	$E/{ m GPa}$	$A/(10^{-3}\mathrm{m}^2)$	$I/(10^{-6} \text{m}^4)$
1	0.79	605.5	400.0	100	2.903 6	15.988	7.850 7	4.953 5
2	50.70	302.7	400.0	100	0.725 9	17.186	7.611 0	4.609 7
3	1.41	50.5	400.0	100	26.132 54	20 826	7.863 3	4.920 4
4	50.70	50.5	400.0	100	0.725 9	0.478 34	273.45	5 950.6

#### 2.1 模态参数

2.1.1 倾角对频率的影响

4 根索的频率与倾角的关系曲线如图2所示。 图中标注的频率值分别是倾角为0°,30°,60°和90°时 索的频率值。对小垂度索(1号索和3号索),倾角对 前两阶频率影响较小。第1阶频率随倾角的增大而 小幅度减小,最大相对减小值为4.31%;第2阶频率 基本不受倾角改变的影响。对大垂度索(2号索和4 号索),倾角对前两阶频率产生显著影响。第1阶频 率随着倾角的增大而大幅度减小;第2阶频率随着



Fig.2 Frequency-inclination curve of four cables

倾角的增大,呈现先增大后降低的趋势。相比于第 1阶,第2阶频率对倾角的敏感性较低。此外,倾角 在0°附近,大垂度索的频率发生交叉现象^[6],即第1 阶对称模态的频率等于第2阶反对称模态的频率。 由于倾角的影响,导致交叉现象消失^[4],即第1阶对 称模态的频率低于第2阶反对称模态的频率。

2.1.2 倾角对振型的影响

不同倾角下(0°,30°,60°)1号索(小垂度索)和2 号索(大垂度索)的前两阶振型如图3,4所示。振型 用无量纲的归一化振型表示。

从图3可以看出,不同倾角下,1号索振型基本 相同,即倾角的改变对小垂度索的振型影响甚小。 第1阶振型对称,第2阶振型反对称。

从图4可以看出,倾角对2号索(大垂度索)的 振型有较大影响。水平布置的2号索的前两阶振型 分别是对称和反对称的。倾角的改变破坏了振型的 对称性和反对称性。当倾角为30°时,振型大幅度偏 离对称或反对称。当倾角为60°时,振型又接近对称 或反对称。

#### 2.2 索力识别

以上述4根索为例,研究倾角对索力识别精度 的影响。倾角为30°和60°时,4根索在不考虑和考虑 倾角的索力识别结果如表2,3所示。

对小垂度索(1号索和3号索),采用第1阶频率时, 不考虑倾角识别的索力最大误差接近10%;采用第2 阶频率时,不考虑倾角识别的索力误差均低于0.1%。 对大垂度索(2号索和4号索),采用第1阶频率,不考虑 倾角时,识别的索力误差很大,最大误差约为85%;采





Fig.4 The first two mode shapes of No.2 cable with different inclination angles

表 2 倾角为 30°索力识别结果									
Tab.2	Cable	force	ide	entification	results	with	inclination	of	<b>30°</b>

索号			<b>珊</b> 込志力/MN	不考虑倾角		考虑倾角	
	阶次	<i>f</i> /Hz	- 理比系力/MIN	索力/MN	误差/%	索力/MN	误差/%
1	第1阶	0.437	2.903 6	2.855 3	-1.670	2.909 9	0.216
	第2阶	0.853		2.905 1	0.052	2.905 9	0.050
2	第1阶	0.408	0.725 9	0.956 9	31.830	0.742 4	2.270
	第2阶	0.444		0.783 1	7.890	0.737 3	1.570
3	第1阶	1.377	26.132 54	25.331 3	-3.070	26.123 0	-0.037
	第2阶	2.678		26.129 7	-0.011	26.129 8	-0.011
4	第1阶	0.409	0.725 9	0.908 2	25.110	0.728 0	0.283
	第2阶	0.451		0.742 0	2.220	0.723 8	-0.285

#### 表3 倾角为60°索力识别结果

Tab.3 Cable force identification results with inclination of 60°

索号				不考虑倾角		考虑倾角	
	阶次	<i>f</i> /Hz	理论系力/MIN	索力/MN	误差/%	索力/MN	误差/%
1	第1阶	0.430	2.903 6	2.741 9	-5.570	2.908 1	0.156
	第2阶	0.852		2.898 2	-0.183	2.900 8	-0.097
2	第1阶	0.306	0.725 9	0.174 8	-75.920	0.727 4	0.203
	第2阶	0.428		0.727 4	0.203	0.724 9	-0.141
3	第1阶	1.347	26.132 54	23.703 2	-9.300	26.135 3	0.011
	第2阶	2.678		26.129 6	-0.011	26.129 8	-0.011
4	第1阶	0.303	0.725 9	0.107 3	-85.220	0.728 0	0.293
	第2阶	0.446		0.724 7	-0.168	0.726 0	0.018

用第2阶频率时,不考虑倾角识别的索力最大误差接近10%,远远大于考虑倾角识别的索力误差。

可见,考虑倾角影响的索力迭代法可以提高识别的精度。未考虑倾角的索力迭代法因没有考虑倾

角产生的索力分布不均,索力识别的误差相对较大; 采用第1阶频率识别小垂度索的索力,与采用第1阶 或第2阶频率识别大垂度索的索力时,斜拉索倾角 对索力识别精度有着不可忽略的影响。

### 3 结 论

 1) 倾角对小垂度索的前两阶频率影响较小,尤 其对第2阶频率,倾角的影响可以忽略;倾角对大垂 度索的前两阶频率影响较大,随着倾角的增大,第1 阶频率大幅度减小,第2阶频率先增大后小幅减小。

2) 倾角对小垂度索的模态振型影响甚小,第1 阶振型为对称,第2阶振型为反对称;倾角对大垂度 索的模态振型影响较大,随着倾角的增大,振型偏离 对称性或反对称性,当倾角达到一定值时,振型又回 归到对称或反对称。

3) 对小垂度索采用第1阶频率识别索力时,不 考虑倾角时识别的索力误差大;采用第2阶频率识 别索力时,不考虑倾角对索力识别精度影响较小。 对大垂度索采用第1阶或第2阶频率,不考虑倾角 时识别的索力误差均很大。因此,在索力识别过程 中,要根据索的垂度和采用的频率阶次决定是否需 要考虑倾角的影响。

#### 参考文献

- [1] 李柯君.基于模态特性的未知边界条件下索力识别 [D].合肥:合肥工业大学,2015.
- [2] 甘泉,黄永辉,王荣辉,等.基于振动频率法的两端固 支拉索索力计算实用公式[J].水利与建筑工程学报, 2018,16(1):59-65.

GAN Quan, HUANG Yonghui, WANG Ronghui, et al. Practical formulas for vibration based method of tension estimation for cables with fixed boundaries [J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2018, 16(1): 59-65. (in Chinese)

- [3] 陈刚,任伟新.基于环境振动的斜拉桥拉索基频识别
  [J].地震工程与工程振动,2003,23(3):100-106.
  CHEN Gang, REN Weixin. Ambient vibration based identification of fundamental frequencies of stay cables
  [J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2003, 23(3):100-106. (in Chinese)
- [4] MA L. A highly precise frequency-based method for estimating the tension of an inclined cable with unknown boundary conditions [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 409: 65-80.
- [5] REN W X, CHEN G, HU W H. Empirical formulas to estimate cable tension by cable fundamental frequency [J]. Structural Engineering and Mechanics, 2005, 20(3): 363-380.

- [6] MEHRABI A, TABATABAI H. Unified finite difference formulation for free vibration of cables [J]. Journal of Structural Engineering, 1998, 124 (11) : 1313-1322.
- [7] 李国强,魏金波,张开莹.考虑边界弹性约束的索力 动力检测理论与试验研究[J].建筑结构学报,2009, 30(5):220-226.
  LI Guoqiang, WEI Jinbo, ZHANG Kaiying. Theoretical and experimental study on cable tension estimation

cal and experimental study on cable tension estimation by vibration method accounting for rotational end restraints [J]. Journal of Building Structures, 2009, 30 (5): 220-226. (in Chinese)

- [8] 王卫锋,韩大健.斜拉桥的索力测试及其参数识别
  [J].华南理工大学学报,2001,29(1):18-21.
  WANG Weifeng, HAN Dajian. The cable tension measurement and parameter identification for cable-stayed bridge[J]. Journal of South China University of Technology, 2001, 29(1):18-21. (in Chinese)
- [9] IRVINE H. Cable structures [M]. Cambridge, MA: MIT Press, 1981: 43-46.
- [10] 葛俊颖,苏木标,李文平.一种测量斜拉桥拉索索力 新方法——垂度法[J].中国铁道科学,2018,39(4): 63-70.
   GE Junying, SU Mubiao, LI Wenping. A new method

for measuring cable tension of cable-stayed bridge—cable sag method [J]. China Railway Science, 2018, 39 (4): 63-70. (in Chinese)

- [11] KIM B, PARK T. Estimation of cable tension force using the frequency-based system identification method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 304 (2007): 660-676.
- [12] IRVINE H, CAUGHEY T. The linear theory of free vibration of a suspended cable [J]. Royal Society, 1974, 341(1626): 299-315.



第一作者简介:贺文宇,男,1986年5月 生,博士、教授。主要研究方向为桥梁健 康监测。曾发表《基于间接法识别的桥 梁振型的损伤定位方法》(《振动与冲击》 2018年第37卷第4期)等论文。 E-mail: wyhe@hfut.edu.cn

**通信作者简介:**任伟新,男,1960年5月 生,博士、教授。主要研究方向为桥梁健 康监测。 E-mail: renwx@hfut.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.024

## 基于频响函数的稳健有限元模型修正

范新亮, 王 彤, 夏遵平

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京,210016)

摘要 传统的基于频响函数(frequency response function,简称 FRF)的模型修正方法在测试噪声较大、初始分析频响与测试频响残差较大、待修正参数较多等情况下不易收敛,为此提出了一种采用移频技术的极大似然估计有限元模型修正方法。首先,利用"先验"的频响函数方差信息,构造极大似然估计器,迭代求得最优的待修正参数估计;其次,在迭代方程中引入移频方法,采用总体最小二乘平差方法计算方程的解,以提高参数识别的收敛性和稳定性;最后,根据频率点的筛选准则剔除数据,采用一种高精度的频响扩充方法以减小扩充所带来的额外误差。列车转向架构架仿真算例和三角机翼飞机测试模型的修正结果表明,该方法抗噪性较强,在复杂情况下仍可以得到较好的修正结果。

关键词 模型修正;频响函数;极大似然估计;移频方法;抗噪性中图分类号 TH113.1;O327

## 引 言

有限元模型修正技术首先在航空领域中提出, 用于飞行器预测响应与载荷、颤振分析以及振动控制。近年来,在机械设计、土木桥梁和汽车等领域均 得到了成功应用。自20世纪80年代以来,经过学者 们的研究与完善,有限元模型修正已基本形成了一 套完善的理论框架^[1]。

目前,应用最广泛的模型修正方法按照用于修 正的不同试验数据,分为基于模态的方法、基于频响 函数的方法^[1]以及基于时域动响应的方法。Modak 等[2] 通过数值仿真,对比了基于模态与基于频响函 数的方法的差异及收敛性。基于模态参数的方 法[3-5]简单有效,在多数情况下能给出较满意的修正 结果,但也存在一些缺陷:如模态参数提取过程引入 了误差及不确定性[6],待修正参数数目受到测试模 态数量的限制。基于频响函数的方法则避免了提取 模态参数带来的误差,且具有大量数据可修正,对解 决待修正参数众多的问题具有优势。同时,频响函 数对于结构参数的敏感性使得模型修正算法更容易 准确识别待修正参数[7]。频响函数的模型修正方法 可分为基于参数一阶灵敏度[8-11]和基于矩阵变换的 方法[12-14]。后者解决初始分析频响与测试频响残差 较大问题的能力优于前者,但前者的抗噪性更强。 为了提高矩阵变换方法的收敛性,Pascual等^[15]基于 频响相关性准则,提出在矩阵变换方法中引入移频 技术,利用分析频响和测试频响相匹配的频率点处 的数据进行模型修正^[16],提高了频响函数残差初始 值较大及待修正参数数目较多时的收敛性。Gang 等^[17]在该方法的基础上提出伪自由度的概念来增 加测试自由度数目较少时的算法收敛性。但是,基 于矩阵变换方法的本身特点决定了其抗噪性的不 足,若在基于参数一阶灵敏度的方法中引入移频技 术,则能在提高收敛性的同时改善抗噪性。

笔者提出了一种采用移频技术的极大似然估计 有限元模型修正方法。在极大似然估计方法的基础 上引入移频方法,得到移频格式的频响函数残差关 于参数的一阶灵敏度矩阵,将原先基于测试频率点 处的频响函数残差最小化改进为基于所匹配的频率 点处的频响函数残差最小化。同时,引入总体最小 二乘平差方法,提高系统矩阵求解的抗干扰能力。 给出了频率点的筛选准则,包括频带的选择及参与 修正的频率点的选择,剔除较差的试验数据,提高算 法的收敛能力。基于模态展开式推导了精度较高的 频响扩充方法,减小扩充误差对修正过程的影响。 本研究方法与引入移频的矩阵变换方法的对比结果 说明其抗噪性的改进,通过不同噪声水平的仿真算 例与试验,验证了本方法的有效性。

^{*} 航空科学基金资助项目(20161352011);江苏高校优势学科建设工程资助项目 收稿日期:2019-12-03;修回日期:2020-01-13

### 1 理论背景

### 1.1 频率点匹配及移频方法

频率点匹配采用频响函数形状相关性 a_s作为匹 配指标。a_s反映了模型修正前后的测试频响函数与 有限元模型分析频响函数在全频域的相关性^[15],相 当于振型相关性的一种推广,其定义为

$$\boldsymbol{\alpha}_{s}(\boldsymbol{\omega}_{T}^{g},\boldsymbol{\omega}_{F}^{i}) = \operatorname{Re}\left(\frac{\boldsymbol{h}_{T}(\boldsymbol{\omega}_{T}^{g})^{H}\boldsymbol{h}_{F}(\boldsymbol{\omega}_{F}^{i})}{\left\|\boldsymbol{h}_{F}(\boldsymbol{\omega}_{F}^{g})\right\| \cdot \left\|\boldsymbol{h}_{T}(\boldsymbol{\omega}_{T}^{g})\right\|}\right) \quad (1)$$

其中: $\omega_{\rm f}^{\epsilon}$ , $\omega_{\rm F}^{i}$ 分别为测试频响函数与分析频响函数的频率点; $h_{\rm T}(\omega_{\rm f}^{\epsilon})$ , $h_{\rm F}(\omega_{\rm F}^{i})$ 分别为相应频率点的测试频响函数值与分析频响函数值;Re表示取实部。

显然,有限元模型与实际结构越接近,a_s的对角 元素越趋近1。

频率点匹配的基本原理如图1所示。对于测试 频响函数曲线的任意一个频率点,在分析频响函数 曲线上寻找与测试频率点处频响函数的相关性最高 的频率点,得到相匹配的频率点序列,记为

 $\{(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k})| \boldsymbol{lpha}_{\mathrm{s}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k}) \geqslant \boldsymbol{\delta}_{\mathrm{min}}\}$ 

$$(k=1,2,\cdots,N_{\text{match}}) \tag{2}$$

其中: $\delta_{\min}$ 为允许匹配的最小相关性数值。





以相匹配的频率点处的频响函数残差作为修正 目标,有利于修正参数的收敛^[15]。文献[17]提出了 引入移频技术的基于矩阵变换方法的模型修正公式  $H_{\rm F}^{\epsilon}(\omega_{\rm F}^{\epsilon})T^{\rm T}\Delta D(\omega_{\rm T}^{\epsilon},\theta)TH_{{\rm T},i}^{*}(\omega_{\rm F}^{\epsilon})=H_{{\rm F},i}^{\epsilon}(\omega_{\rm F}^{\epsilon})-$ 

$$H_{\mathrm{T},j}^{*}(\omega_{\mathrm{T}}^{k}) - H_{\mathrm{F}}^{*}(\omega_{\mathrm{F}}^{k})T^{\mathrm{T}}(D_{\mathrm{F}}(\omega_{\mathrm{T}}^{k}) - D_{\mathrm{F}}(\omega_{\mathrm{F}}^{k}))TH_{\mathrm{T},j}^{*}(\omega_{\mathrm{T}}^{k})$$
(3)

其中: $\Delta D(\omega_{T}^{*}, \theta)$ 为包含待修正参数 $\theta$ 的动刚度矩阵 修正量; $D_{F}$ 为有限元模型动刚度矩阵全量;T为有 限元模型总体自由度与测试自由度的转换矩阵;  $H^{*}_{T,j}$ 为第j个激励自由度的测试频响函数; $H^{*}_{F}$ 为测 试自由度上的分析频响函数; $H^{*}_{F,j}$ 为其第j列。

式(3)的迭代形式为

 $\boldsymbol{S}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r})\Delta\boldsymbol{\theta}^{r} = \Delta \boldsymbol{f}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) \qquad (4)$ 

式(4)通过模型缩聚、移频方法,并以相匹配的 频率点处的频响函数残差建立了非完备自由度下的 模型修正方法^[17]。其详细推导过程及各符号含义 见文献[17]。

#### 1.2 基于移频的极大似然估计方法

极大似然估计需要测量数据的"先验"噪声信息,当满足互不相关的白噪声假设时,该"先验"信息可由测量数据的标准方差来代替^[18]。对于具有 N_o个输出、N_i个输入的频响函数,共包含 N_oN_i个随 机变量。假设所有频率点处的频响函数测量值相 互独立,则此 N_oN_i个随机变量的联合概率密度函 数为

$$p(\boldsymbol{\omega}, \boldsymbol{\theta}) = \left( (2\pi)^{N_{\mathrm{o}}N_{\mathrm{i}}} \big| \boldsymbol{C}(\boldsymbol{\omega}) \big| \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \exp\left( -\frac{1}{2} \boldsymbol{v}(\boldsymbol{\omega}, \boldsymbol{\theta})^{\mathrm{H}} \boldsymbol{C}(\boldsymbol{\omega})^{-1} \boldsymbol{v}(\boldsymbol{\omega}, \boldsymbol{\theta}) \right) \quad (5)$$

其中: $\theta$ 为待估计的修正参数; $v(\omega)$ 为频响函数测量 值 $H^*_{T}$ 与拟合值(有限元模型分析值) $H^*_{F}$ 的残差向 量; $C(\omega)$ 为频响函数中噪声的协方差矩阵。

第*j*个激励自由度处频响函数拟合值的测试自 由度分量采用动刚度矩阵增量参数化形式表达为  $H_{F,j}^*(\omega_k, \theta) = P_0^T H_F(\omega_k, \theta) e_j = P_0^T D_F(\omega_k, \theta)^{-1} e_j =$  $P_0^T (D_F^0 + \Delta D(\omega_k, \theta))^{-1} e_j = P_0^T (-\omega_k^2 \sum_{e=1}^N \theta_a^e M^e +$  $i\omega_k \sum_{e=1}^N \theta_\beta^e C^e + i \sum_{e=1}^N \theta_\beta^e G^e + \sum_{e=1}^N \theta_\gamma^e K^e)^{-1} e_j$ 

其中: $P_{o}^{T}$ 与 $e_{j}$ 分别为输出自由度(测试自由度)与第 j个输入自由度(激励自由度)的频响函数在完备自 由度的频响函数 $H_{F}$ 上的筛选矩阵; $\theta_{a}^{e}M^{e}, \theta_{\gamma}^{e}K^{e},$  $\theta_{\beta}^{e}C, \theta_{\beta}^{e}G^{e}$ 为有限元模型按单元属性及材料划分的 第e个组对应的质量、刚度及阻尼矩阵; $\theta_{a}^{e}, \theta_{\gamma}^{e}, \theta_{\beta}^{e}$ 为 其在待修正参数 $\theta$ 中相应分量;N为组数;i²=-1。

与拟合值 $H^*_{F,j}$ 相对应的,取测量值 $H^*_{T}$ 的第j列  $H^*_{T,jo}$ 当各列频响函数 $H^*_{T,j}$ 噪声相互独立时, $C(\omega)$ 成为块对角矩阵,其矩阵块为

$$C_{j}(\boldsymbol{\omega}_{k}) = \operatorname{cov}(\boldsymbol{v}_{j}\boldsymbol{v}_{j}^{\mathrm{H}}) = \operatorname{cov}(\boldsymbol{H}_{\mathrm{T},j}^{*}(\boldsymbol{\omega}_{k})\boldsymbol{H}_{\mathrm{T},j}^{*}(\boldsymbol{\omega}_{k})^{\mathrm{H}}) (6)$$

根据极大似然估计原理,得到等价极大似然 函数

$$L(\boldsymbol{\theta}) = \sum_{k=1}^{N_{\rm f}} \sum_{j=1}^{N_{\rm i}} (\boldsymbol{v}_j(\boldsymbol{\omega}_k, \boldsymbol{\theta})^{\rm H} \boldsymbol{C}_j(\boldsymbol{\omega}_k)^{-1} \boldsymbol{v}_j(\boldsymbol{\omega}_k, \boldsymbol{\theta}))$$
(7)

将式(7)改写为

$$L(\boldsymbol{\theta}) = \boldsymbol{Q}(\boldsymbol{\theta})^{\mathrm{H}} \boldsymbol{Q}(\boldsymbol{\theta})$$
(8)

根据Newton-Gauss方法,得到待识别参数 $\theta$ 的 迭代公式为

$$\nabla^2 L(\boldsymbol{\theta}^r) \boldsymbol{d}^{r+1} = -\nabla L(\boldsymbol{\theta}^r) \tag{9}$$

其中: $d^{r+1}$ 为第r+1个迭代步的修正参数增量,且  $d^{r+1} = \theta^{r+1} - \theta^r$ 。

由式(9)得到迭代方程

$$J(\theta^{r})J(\theta^{r})^{\mathrm{H}}d^{r+1} = -J(\theta^{r})Q(\theta^{r}) \qquad (10)$$

其中:雅可比矩阵 $J = \nabla Q_{\circ}$ 

雅可比矩阵与频率点ω_k及激励自由度j对应的 矩阵块为

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{Q}_{k}^{j}(\boldsymbol{\theta})}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}^{\mathrm{T}}} = -\boldsymbol{C}_{j}^{-\frac{1}{2}}(\boldsymbol{\omega}_{k})\boldsymbol{P}_{\mathrm{o}}^{\mathrm{T}}\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}^{-1}(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta})}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}^{\mathrm{T}}}(\boldsymbol{I}\otimes\boldsymbol{e}_{j}) = C_{j}^{-\frac{1}{2}}(\boldsymbol{\omega}_{k})\boldsymbol{P}_{\mathrm{o}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}^{-1}(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta})\boldsymbol{A}(\boldsymbol{\omega}_{k})(\boldsymbol{I}\otimes\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}^{-1}(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta})\boldsymbol{e}_{j})$$

$$(11)$$

其中:**Q**ⁱ_k(θ)的上标为激励自由度,下标为频率点; I为单位矩阵;⊗为矩阵直积。

 $A(\omega)$ 为

$$A(\omega) = \begin{bmatrix} -\omega^2 M^1 & \cdots & -\omega^2 M^N & i(\omega C^1 + G^1) & \cdots \\ i(\omega C^N + G^N) & K^1 & \cdots & K^N \end{bmatrix}$$
(12)

将式(12)代入式(11),由式(10)得到模型修正 方程为

$$P_{o}^{T}H_{F}(\omega_{k},\theta^{r})\Delta D(\omega_{k},\theta^{r+1})H_{F}(\omega_{k},\theta^{r})e_{j} = -H_{T,j}^{*}(\omega_{k}) + H_{F,j}^{*}(\omega_{k},\theta^{r})$$
(13)

式(13)即为由极大似然估计导出的频率点 ω_k、 激励自由度 *j* 处测试自由度上的基于参数灵敏度的 模型修正方程,可见其无需进行缩聚或扩充即可识 别修正参数。

结合移频方法与极大似然估计方法各自的优势,笔者提出一种基于移频的极大似然估计方法。 假设选取的匹配频率点序列为 $\{(\omega_T^k, \omega_F^k)|k=1, 2, \dots, N_{match}\}, 当 P_o$ 取完备自由度即 $P_o = I$ 时,式(13)可写为

$$H_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta}^{r})\Delta D(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta}^{r+1})H_{\mathrm{F},j}(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) =$$

$$-H_{\mathrm{T},j}(\boldsymbol{\omega}_{k})+H_{\mathrm{F},j}(\boldsymbol{\omega}_{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) \qquad (14)$$

其中: $H_{F,j}$ = $H_F e_j$ ; $H_{T,j}$ 为完备自由度上的测试频响函数。

在各个测试频率点 $\omega_{T}^{*}$ 处,式(14)两端左乘 $D_{F}$ , 得到

$$\Delta D(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r+1}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{F},j}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r}) = -\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{T},j}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}) + \boldsymbol{e}_{j} \qquad (15)$$

在式(15)右端进行变化,得到

 $\Delta D(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r+1}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{F},j}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r}) = -\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{T},j}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}) - (\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r}) - \boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k}, \boldsymbol{\theta}^{r})) \boldsymbol{H}_{\mathrm{T},i}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}) + \boldsymbol{e}_{i}$ (16)

在式(16)两端左乘 **D**_F⁻¹,得到移频后的模型修 正方程为

$$H_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r})\Delta D(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r+1})H_{\mathrm{F},i}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) =$$

 $H_{\mathrm{F},j}(\omega_{\mathrm{F}}^{k},\theta^{r}) - H_{\mathrm{T},j}(\omega_{\mathrm{T}}^{k}) - \epsilon_{j}(\omega_{\mathrm{T}}^{k},\omega_{\mathrm{F}}^{k},\theta^{r}) \quad (17)$ 其中:残余项  $\epsilon_{j}$ 为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) = \boldsymbol{H}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r})(\boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) - \boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r})) \boldsymbol{H}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) - \boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) - \boldsymbol{D}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) \boldsymbol{H}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^{k},\boldsymbol{\theta}^{r}) \boldsymbol{H}_$$

$$D_{\mathrm{F}}(\omega_{\mathrm{F}}^{\kappa},\theta'))H_{\mathrm{T},j}(\omega_{\mathrm{T}}^{\kappa})$$

为了得到测试自由度上的模型修正公式,在 式(17)两端左乘测试自由度筛选矩阵P。"的转置,从 而得到

 $S_{k}^{j}(\omega_{T}^{k},\omega_{F}^{k},\theta^{r})d^{r+1} = \Delta f_{k}^{j}(\omega_{T}^{k},\omega_{F}^{k},\theta^{r}) \quad (18)$ 系数矩阵  $S_{k}^{j}$ 即为相匹配的频率点处的频响函

数残差关于待修正参数的灵敏度矩阵  $S_{k}^{j}(\omega_{T}^{k},\omega_{F}^{k},\theta^{r}) = [S^{a} S^{\beta} S^{r}]$  (19) 其中: $S^{a} = [\cdots - \omega_{T}^{k^{2}}H_{F,o}^{T}(\omega_{F}^{k},\theta^{r})M^{e}H_{F,j}(\omega_{T}^{k},\theta^{r})$   $\cdots$ ]; $S^{\beta} = [\cdots iH_{F,o}^{T}(\omega_{F}^{k},\theta^{r})(\omega_{T}^{k}C^{e}+D^{e})H_{F,j}(\omega_{T}^{k},\theta^{r})$   $\cdots$ ]; $S^{\gamma} = [\cdots H_{F,o}^{T}(\omega_{F}^{k},\theta^{r})K^{e}H_{F,j}(\omega_{T}^{k},\theta^{r})\cdots];H_{F,o} = P_{o}^{T}H_{F};H_{F,o}(\omega_{F}^{k},\theta^{r}),H_{F,j}(\omega_{T}^{k},\theta^{r})$ 均为上一迭代步所 更新的矩阵。

观测向量 Δ**f**ⁱ由相匹配的频率点处的频响残差 与残余项组成

$$\Delta f_{k}^{j}(\omega_{\mathrm{T}}^{k},\omega_{\mathrm{F}}^{k},\theta^{r}) = H_{\mathrm{F},j}^{*}(\omega_{\mathrm{F}}^{k},\theta^{r}) - H_{\mathrm{T},j}^{*}(\omega_{\mathrm{T}}^{k}) - P_{\mathrm{o}}^{\mathrm{T}} \varepsilon_{j}(\omega_{\mathrm{T}}^{k},\omega_{\mathrm{F}}^{k},\theta^{r})$$
(20)

将式(18)代入式(10),得到  
{ 
$$\sum_{k=1}^{N_i} S_k^{j,\mathrm{H}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^k, \boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^k, \boldsymbol{\theta}^r) C_j^{-1} S_k^j(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^k, \boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^k, \boldsymbol{\theta}^r) \} d^{r+1} =$$
  
 $\sum_{k=1}^{N_i} \sum_{i=1}^{N_i} S_k^{j,\mathrm{H}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^k, \boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^k, \boldsymbol{\theta}^r) C_j^{-1} f_k^j(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^k, \boldsymbol{\omega}_{\mathrm{F}}^k, \boldsymbol{\theta}^r)$ 

将其简写为

$$S(\theta^{r})d^{r+1} = \Delta f(\theta^{r})$$
(21)

式(21)即为基于移频的极大似然估计方法的 基本公式。与文献[17]推导的式(4)仅利用测试自 由度的频响信息不同,式(21)中残余项利用了完备 自由度的测试频响,对结构的局部振动特性更为灵 敏^[19]。本研究方法还考虑了频响函数测试噪声的 统计特性,改善了抗噪性。建立了系统的多输入多 输出模型,考虑了多激励自由度下的各个测试自由 度的测试频响与分析频响的残差,提高了参数识别 的稳健性。文献[17]中方法是基于矩阵变换,本研 究方法为基于极大似然估计的参数一阶灵敏度方 法,且式(4)的系数矩阵S相当于残差 $\Delta f$ 关于参数 的精确灵敏度,而式(21)的系数矩阵为一阶灵敏 度,Mansourabadi等^[20]对2种灵敏度的区别进行了 分析。

#### 1.3 2种方法抗噪性对比

假设测试频响函数包含噪声,对于本研究方法, 考虑其对式(21)扰动后有

$$S(\theta^{r})d^{r+1} = \Delta f(\theta^{r}) + \delta \Delta f \qquad (22)$$

根据矩阵扰动理论,相应解向量*d*产生的相对 扰动量为

$$\frac{\|\delta d\|}{\|d\|} \leqslant \kappa \frac{\|\delta \Delta f\|}{\|\Delta f\|} \tag{23}$$

其中:κ为系数矩阵S的条件数。

由式(23)可知,测试误差使得解向量d产生的 相对扰动量与 $\kappa$ 及 $\delta\Delta f$ 正相关。分析以上各项, $\kappa$ 越 大,修正参数增量产生相对扰动量越大。在系数矩 阵列数较大的情况(即需修正的参数较多), $\kappa$ 明显 增加。为减小 $\kappa$ ,一种简单且行之有效的方法是增 加系数矩阵的行数。由式(21)可知,增加测试自由 度数、参与修正的测试频响的频率点数目可减小噪 声扰动影响。

对于移频的基于矩阵变换的方法,测试噪声不 仅对式(4)观测向量产生扰动,对式(4)中的系数矩 阵也有扰动

$$(S(\theta^{r}) + \delta S) d^{r+1} = \Delta f(\theta^{r}) + \delta \Delta f \qquad (24)$$
  
解向量 d 的相对扰动量为

$$\frac{\left\|\delta d\right\|}{\left\|d\right\|} \leqslant \frac{\kappa}{\gamma} \left(\frac{\left\|\delta S\right\|}{\left\|S\right\|} \left\|d\right\| + \frac{\left\|\delta \Delta f\right\|}{\left\|\Delta f\right\|} + \frac{\kappa}{\gamma} \frac{\left\|\delta S\right\|}{\left\|S\right\|} \cdot \frac{\left\|\Delta f - Sd\right\|}{\left\|\Delta f\right\|}\right)$$
(25)

其中: $\gamma = 1 - \kappa \|\delta S\| / \|S\|_{\circ}$ 

由式(25)可知,测试频响误差使得修正参数增量产生的相对扰动量与 $\kappa$ , $\Delta f \oslash S$ 的相对扰动量、 $\|\epsilon\|/\|\Delta f\|$ 成正相关; $\|\epsilon\|/\|\Delta f\|$ 由测试频响与分析频响的残差 $v_{j}(\omega_{T}^{t})$ 决定。因此,若选取测试频响与分析

频响残差较小的频率点参与参数估计,可有效减小 噪声的影响。

对比扰动公式,测试噪声对矩阵变换方法的系 数矩阵与观测向量均产生扰动,而仅对本研究方法 的观测向量产生扰动,因此本研究方法抗噪性更 强。另一方面,矩阵变换方法的系数矩阵为频响残 差的精确灵敏度,迭代步长较大;本研究方法的系数 矩阵为一阶近似灵敏度,迭代步长较小。2种方法 的差异造成了其适用场合的不同。当测试噪声较小 且初始分析频响与测试频响残差较大时,使用矩阵 变换方法能很快收敛。当测试噪声较大时,需要采 用本研究方法,由于其抗噪性更强且小步长的特点, 可避免噪声使得参数发散,若此时采用矩阵变换方 法,由于其步长大,容易迭代至毫无意义的修正参数 而使得后续迭代发散。因此,在实际应用中,应视具 体情况选择。

### 1.4 算法实现相关问题

1.4.1 总体最小二乘平差方法

最小二乘方法仅考虑观测值向量的误差,忽略 系数矩阵中的误差。总体最小二乘考虑了当观测向 量和系数矩阵中都含有误差,需要同时对二者进行 平差的参数估计。总体最小二乘平差方法能够同时 考虑观测向量和系数矩阵误差,使参数的估计更 合理^[21]。

取式(24)的观测向量及系数矩阵的误差向量 组合

$$\boldsymbol{v} = \begin{bmatrix} \operatorname{vec}(\delta \boldsymbol{S}) \\ \delta \Delta \boldsymbol{f} \end{bmatrix}$$

其中:vec表示对矩阵向量化。

求解满足式(24)且使得观测向量及系数矩阵 的误差向量的范数极小的参数,其数学描述为

$$\min_{\Delta \theta} \boldsymbol{v}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{v}$$
  
s.t.  $(\boldsymbol{S} + \delta \boldsymbol{S}) \boldsymbol{d} - \Delta \boldsymbol{f} + \delta \Delta \boldsymbol{f} = \boldsymbol{0}$  (26)

根据式(26)构造拉格朗日函数,并对δvec(S), δΔf,d及罚因子求偏导,当取最小二乘解为参数初 值时,迭代公式为

$$\begin{cases} \sigma^{(g)} = \frac{(1 + d^{(g^{-1})^{\mathrm{T}}} d^{(g^{-1})})}{\left\| \Delta f - S d^{(g^{-1})} \right\|^2} & (27) \\ d^{(g)} = \sigma^{(g)} (I + \sigma^{(g)} S^{\mathrm{T}} S)^{-1} S^{\mathrm{T}} \Delta f & \end{cases}$$

1.4.2 频率点的筛选准则

在实际测试中,反共振区的频响易受到噪声污染,共振区不仅受噪声污染小,且对参数变化灵敏度 更高,共振区的幅值能有效反映阻尼参数,利于阻尼
修正。因此,在较宽的频率范围内选择频响共振区的频率点,更容易得到稳健的参数识别结果^[22]。实际选取参与计算的分析频段时,可通过选择模态指示函数(complex mode indication function,简称CMIF)的半功率带宽内的频率点,其原理如图2所示。



图 2 基于 CMIF 曲线的带宽选择 Fig.2 FRFs' bandwidth selection based on CMIF curve

选取测试频响与分析频响残差较小的测试频率 点参与参数估计,可有效减小噪声的扰动影响。由 于2种修正方法均以测试频响与分析频响的残差为 最小化目标函数,当残差较大时收敛缓慢甚至无法 收敛,因此在进行频率点匹配前,还应以相同频率点 处的频响函数幅值相关性系数作为准则,来筛选半 功率带宽内参与模型修正的测试频率点

$$\alpha_{a}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k}) = Re\left(\frac{2\boldsymbol{h}_{\mathrm{T}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k})^{\mathrm{H}}\boldsymbol{h}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k})}{\left\|\boldsymbol{h}_{\mathrm{F}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k})\right\|^{2} + \left\|\boldsymbol{h}_{\mathrm{T}}(\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{T}}^{k})\right\|^{2}}\right) \geqslant \sigma_{\min}(28)$$

其中:σ_{min}为允许的幅值相关性最小值。 1.4.3 频响扩充方法

基于移频的极大似然估计式(21)右端中的残 余项 ε_i需要进行频响扩充,但除了残余项外,其余各 项均与扩充精度无关;而矩阵变换方法中灵敏度矩 阵则受频响扩充精度的影响,因此本研究方法受测 试频响扩充误差的影响更小。笔者提出一种基于频 响模态展开式的频响扩充方法。频响函数模态展开 式为

 $H_{\mathrm{T}}(\boldsymbol{\omega}) = \boldsymbol{\Phi}(-\boldsymbol{\omega}^{2}\boldsymbol{I} + \boldsymbol{\Lambda})^{-1}\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}} = \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{I}}(-\boldsymbol{\omega}^{2}\boldsymbol{I}_{\mathrm{I}} + \boldsymbol{\Lambda}_{\mathrm{I}})^{-1}\boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{I}}^{\mathrm{T}} + \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{b}}(-\boldsymbol{\omega}^{2}\boldsymbol{I}_{\mathrm{b}} + \boldsymbol{\Lambda}_{\mathrm{b}})^{-1}\boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{b}}^{\mathrm{T}}$ (29)

其中:**Φ**为系统的模态振型;**Λ**为系统特征值;**I**为单 位矩阵,下标1与h代表系统的低阶模态与高阶 模态。

将式(29)右乘 e_i并展开得到

$$H_{\mathrm{T},j}(\omega) \approx \sum_{i=1}^{\mathrm{I}} \frac{\varphi_i \varphi_i^{\mathrm{T}} e_j}{k_i - \omega^2 m_i + j \omega c_i} = \sum_{i=1}^{\mathrm{I}} q_i \varphi_i (30)$$

式(30)忽略了系统的高阶模态。由式(30)可 知,任意一列频响可通过系统的模态振型叠加获得, 即测试频响可以用实际系统的完备低阶模态作为基 底进行表示。由于实际系统的完备低阶模态无法得 到,因此以有限元模型的完备低阶模态进行代替 得到

$$\widetilde{\boldsymbol{H}}_{\mathrm{T},j}(\boldsymbol{\omega}) = \sum_{i=1}^{l} q_i \boldsymbol{\varphi}_{\mathrm{F},i} = \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{F},l} \boldsymbol{q}(\boldsymbol{\omega}) \qquad (31)$$

其中: $\widetilde{H}_{r,I}(\omega)$ 为扩充后的完备测试频响函数; $\boldsymbol{\Phi}_{F,I}$ 为有限元模型的完备低阶模态基; $q(\omega)$ 为各阶模态基的系数组成的向量。

式(31) 左乘测试自由度筛选矩阵 P_o的转置 得到

$$\boldsymbol{P}_{\boldsymbol{o}}^{\mathrm{T}} \widetilde{\boldsymbol{H}}_{\mathrm{T},j}(\boldsymbol{\omega}) = \boldsymbol{P}_{\boldsymbol{o}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{F},\mathrm{I}} \boldsymbol{q}(\boldsymbol{\omega}) \qquad (32)$$

记为 $H^*_{T,j}(\omega) = \boldsymbol{\Phi}^*_{F,l} q(\omega)$ 。 由式(31),(32)得到扩充后的测试频响为

$$\tilde{H}_{j}(\boldsymbol{\omega}) = \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{F},1}(\boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{F},1}^{*})^{+} H_{j}^{*}(\boldsymbol{\omega})$$
(33)

#### 2 算例分析

#### 2.1 仿真算例

采用某型号转向架构架缩比模型来验证本研究 方法的有效性,并与基于矩阵变换的方法进行对 比。图3为某型构架缩比模型有限元模型。将有限 元模型划分为15个区域,每个区域的弹性模量、密 度及阻尼系数作为待修正参数,共45个参数。分别 在2种噪声水平下比较2种方法的修正能力。将待 修正参数向量的某组数值作为真实参数值,计算其 有限元模型频响函数作为仿真的测试值。对该组数 值进行摄动,得到有限元模型修正前的初始参数,计 算其频响函数得到初始分析值。



图 3 某型构架缩比模型有限元模型

Fig.3 Finite element model of scaled-model for the Bogie structure

#### 2.1.1 10%噪声水平

仿真测试频响函数添加10%的噪声,对比2种 方法在小噪声情况下的修正精度。修正前初始分析 频响函数与仿真测试值对比如图4所示,可见频响 函数残差初始值较大。



图4 修正前初始分析频响函数与仿真测试值对比 Fig.4 FRF of the initial analytical and experimental model

图 5 为 2 种方法修正后分析频响与测试频响的 对比,图 6 为其频响幅值相关性的对比。本研究方 法通过 20 个迭代步达到收敛,矩阵变换方法通过 3 个迭代步即达到收敛。由图 5,6可知,2 种方法修正 后分析频响与测试频响相关性均有了很好的改善。 可见,小噪声情况下,2 种方法的修正精度相近,矩 阵变换方法的收敛速度高于本研究方法,这是由于 其迭代步长大于本研究方法。











Fig.6 Comparison of FRF magnitude correlation coefficient after updating by two methods

#### 2.1.2 40%噪声水平

在仿真测试频响函数中添加40%的噪声,以对 比2种方法在大噪声情况下的修正效果。修正前初 始分析频响与仿真测试频响对比如图7所示。本研 究方法通过25个迭代步达到收敛,修正后分析频响 与测试频响的相关性得到了很好的改善。图8为2 种方法修正后分析频响与测试频响的对比。图9为 修正后分析频响与测试频响幅值相关性对比。如图 8,9可知,采用矩阵变换方法经过迭代后高频段与 真实值相差较大。在大噪声情况下本研究方法更容 易达到较好的修正结果,其原因是矩阵变换方法中 测试噪声对迭代方程的系数矩阵及观测向量均产生 了较大扰动而不易收敛。



图 7 修正前初始分析频响与仿真测试频响对比 Fig.7 FRF of the initial analytical and experimental model







图9 2种方法修正后频响幅值相关性对比



为了量化噪声对修正精度的影响,选取修正频 段内各个相同频率点处的频响函数相关性平均值作 为评价不同噪声条件下的修正精度。表1为不同噪 声水平下2种方法的修正精度对比。数值愈趋近于 1,代表修正精度愈高。显然,小噪声下2种方法的 修正精度类似,大噪声下本研究方法的修正精度 更高。

表	1 不同噪声/	k平⁻	下2种方法的	的修正精度	对比	
Tab.1	Comparison	of	updating	accuracy	at	two
	noise levels					

闘害水巫	矩阵变换方法	本研究方法
喋户小干	修正精度	修正精度
10%噪声	0.988 1	0.980 4
40%噪声	0.811 5	0.971 2

#### 2.2 试 验

图 10 为飞机测试现场。以三角机翼飞机作为 试验对象进行多参考点锤击试验,采用 N-Modal模 态参数识别软件识别试验结果。试验中选择频率分 辨率为 800 谱线。从测试角度看,测点布置应清晰 地反映出各阶振动形态,参考点布置需要考虑避开 各阶振型的不动点。从模型修正角度看,布置尽可 能完备的测点不仅能有效提高扩充精度,还能反映 有限元模型与测试模型的振动形态差异,更利于修 正。某些远离激励自由度的测点噪声较大,不应参





与修正,否则将导致参数不易收敛。

图 11 为飞机有限元模型。将有限元模型划分 为5个区域,每个区域的弹性模量、密度及阻尼系数 作为待修正参数,共15个参数。设置初始待修正参 数,计算得到初始分析频响,修正前初始分析频响与 测试频响对比如图 12 所示。可见,初始分析频响与 测试频响的相关性较差。三角机翼飞机本身的结构 特征以及测试过程的干扰因素等造成测试频响含有 部分噪声,尤其在反共振区的信噪比较低。飞机有 限元模型连接处的螺栓连接、铆接等不确定性因素 导致了初始模型的准确性较低。测试噪声的干扰、 较大的初始频响残差以及众多的待修正参数均对修 正算法提出了较大的挑战。



Fig.11 Finite element model of the aircraft structure

图 13 为修正后分析频响与测试频响对比。图 14 为修正前后分析频响与测试频响幅值相关性对 比。可见,采用本研究方法进行修正,通过若干迭代 步后,修正后分析频响与测试频响的吻合较好,且其



Fig.13 FRF of the updated analytical and experimental model

幅值相关性有了明显提高,如图14所示。





图 15 为修正前后频响函数形状相关性对比,修 正后对角元素更趋近于1。修正后各阶频率对比如 表2所示。修正前后平均频率误差由50.48%降低 至0.98%,计算其修正精度为0.82。可见,本研究方 法能有效解决复杂情况的模型修正问题。



- 图 15 修正前后频响函数形状相关性对比
- Fig.15 FRF shape correlation coefficient plot before and after updating

#### 3 结 论

1) 本研究方法相比于引入移频的矩阵变换方 法有效改善了抗噪性。当初始分析频响与测试频响 残差较大且测试噪声较小时,使用矩阵变换方法能

表2 修正后各阶频率对比 Tab.2 Frequency comparison after updating

吃米	测试频	修正育	前频率	修正后频率		
的奴	率/Hz	数值/Hz	误差/%	数值/Hz	误差/%	
第1阶	14.92	24.27	62.67	14.92	0.00	
第2阶	25.56	37.80	47.89	25.62	0.23	
第3阶	36.40	48.11	32.17	36.47	0.19	
第4阶	49.74	82.35	65.56	49.35	0.78	
第5阶	57.07	86.97	52.39	57.10	0.05	
第6阶	70.26	94.97	35.17	71.81	2.21	
第7阶	76.15	119.92	57.48	78.78	3.45	

很快收敛。当初始分析频响与测试频响残差较大且 测试噪声较大时,本研究方法的抗噪性更强,且由于 其小步长的特点,可避免噪声扰动使待修正参数 发散。

2) 通过转向架仿真模型验证了本研究方法在 不同量级的噪声下均能得到较好的修正结果。

3) 三角机翼飞机模型修正中,本研究方法修正 后的分析频响与测试频响的相关性有较大提高,这 对实际结构在较复杂情况下的有限元模型修正具有 一定的意义。

#### 献 文 老

- [1] ESFANDIARI Α. BAKHTIARI-NEJAD F. SANAYEI M, et al. Structural finite element model updating using transfer function data[J]. Computers and Structures, 2010(88): 54-64.
- [2] MODAK S V, KUNDRA T K, NAKRA B C. Comparative study of model updating methods using simulated experimental data[J]. Computers & Structures, 2002, 80(5/6): 437-447.
- [3] 展铭,郭勤涛,岳林,等.使用应变模态和遗传算法的有 限元模型修正方法[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(5): 98-102.

ZHAN Ming, GUO Qintao, YUE Lin, et al. Finite element model updating using strain mode and genetic algorithm based method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 98-102. (in Chinese)

[4] 秦仙蓉,张令弥,顾明,等.改进的基于模态参数的结 构计算模型修正算法[J]. 同济大学学报(自然科学 版), 2002, 30(11): 1295-1299. QIN Xianrong, ZHANG Lingmi, GU Ming, et al. Improved modal parameter based on modal updating procedure [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2002, 30(11): 1295-1299. (in Chinese)

[5] 陈学前, 沈展鹏, 刘信恩.考虑模型偏差的结构动力 学模型修正[J].振动、测试与诊断, 2018, 38(1): 61-65.

CHEN Xueqian, SHEN Zhanpeng, LIU Xin'en. Updating of structural dynamics model with model bias [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(1): 61-65. (in Chinese)

- [6] SESTIERI A, D'AMBROGIO W. Why be modal: how to avoid the use of modes in the modification of vibrating systems[J]. International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 1989(4): 25-30.
- [7] BUSCA G, LIMONGELLI M P. An experimental evaluation of the realiablity of a damage localization algorithm based on FRF interpolation [J]. Journal of Civil Structural Health Monitoring, 2015, 5 (4) : 427-439.
- [8] ASMA F, BOUAZZOUNI A. Finite element model updating using variable separation[J]. European Journal of Mechanics, A/Solids, 2007, 26(4): 728-735.
- [9] ESFANDIARI A. Structural model updating using incomplete transfer function of strain data[J]. Journal of Sound & Vibration, 2014, 333(16): 3657-3670.
- [10] LIN R M. Function-weighted frequency response function sensitivity method for analytical model updating
   [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 403: 59-74.
- [11] GUO N, YANG Z, JIA Y, et al. Model updating using correlation analysis of strain frequency response function[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016(70/71): 284-299.
- [12] 张以帅.基于频响函数的有限元模型修正方法及试验 研究[D].上海:上海交通大学,2009:21-43.
- [13] IMREGUN M, VISSER W J, EWINS D J. Finite element model updating using frequency response function data: I. theory and initial investigation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1995, 9(2): 187-202.
- [14] LIN R M, ZHU J. Finite element model updating using vibration test data under base excitation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(3/5): 596-613.
- [15] PASCUAL R, GOLINVAL J C, RAZETO M. A frequency domain correlation technique for model correlation and updating [J]. Proceedings of Spie the International Society for Optical Engineering,

1997(1): 587-592.

- [16] PASCUAL R, SCHÄLCHLI R, RAZETO M. Robust parameter identification using forced responses
   [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2007, 21(2): 1008-1025.
- [17] GANG X, CHAI S, ALLEMANG R J, et al. A new iterative model updating method using incomplete frequency response function data[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(9): 2443-2453.
- [18] 王彤,张令弥.计及随机噪声的频域多输入多输出模态 参数识别[J]. 航空学报, 2004, 25(6): 560-564.
  WANG Tong, ZHANG Lingmi. Frequency domain multiple input/output modal parameters identification with consideration of stochastic noise[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(6): 560-564. (in Chinese)
- [19] 张德文,魏阜旋.模型修正与破损诊断[M].北京:科 学技术出版社,1999:92-96.
- [20] MANSOURABADI A S, ESFANDIARI A. Structural model updating using sensitivity of wavelet transform coefficients of incomplete structural response
   [J]. Journal of Civil Structural Health Monitoring, 2019(9): 37-51.
- [21] 陆珏,陈义,郑波.总体最小二乘方法在三维坐标转换 中的应用[J].大地测量与地球动力学,2008,28(5): 77-81.

LU Jue, CHEN Yi, ZHENG Bo. Application of total least squares method in three-dimensional coordinate transformation [J]. Journal of Geodesy and Geodynamics, 2008, 28(5): 77-81. (in Chinese)

[22] PU Q H, HONG Y, CHEN L J, et al. Model updating-based damage detection of a concrete beam utilizing experimental damped frequency response functions [J]. Advances in Structural Engineering, 2019, 22(4): 935-947.



第一作者简介:范新亮,男,1993年6月 生,硕士生。主要研究方向为动力学模 型修正与确认。

E-mail: 1036838049@qq.com

通信作者简介:王彤,男,1978年1月生, 博士、副教授。主要研究方向为振动测 试、信号分析、模型修正等的研究、开发 与应用。

E-mail: wt78@nuaa.edu.cn

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.025

# 静压桩贯入及加载过程桩土界面受力特性研究

王永洪^{1,2}, 桑松魁¹, 张明义^{1,2}, 白晓宇^{1,2}, 杨苏春¹, 苗德滋¹ (1.青岛理工大学土木工程学院 青岛,266033)

(2.山东省高等学校蓝色经济区工程建设与安全协同创新中心 青岛,266033)

摘要 通过在桩身表面安装微型硅压阻式压力传感器测得桩土界面孔压增量和径向应力,研究静压桩桩土界面的 受力特性。针对双壁开口和闭口模型管桩,采用桩身开孔嵌入套筒式安装方法,通过全方面监测静压沉桩、超孔压 消散及加载阶段受力特性,进行了开口和闭口静压桩贯入及加载全过程的受力特性室内模型对比试验。试验结果 表明:同一入土深度处,开口和闭口静压桩桩土界面总径向应力均随着 h/L(h为传感器距离桩端的高度;L为桩长) 的增加而越小;不同桩端形式下超孔压消散期在不同 h/L 位置处沉桩阶段与沉桩结束后的有效径向应力之比均在 0.6±0.1;桩土界面总径向应力的变化值在桩端位移达到 1.0 mm 左右时发生突变,加载结束后,同一深度处桩土界 面总径向应力变化值随着 h/L 的增加而减小。该研究结果对于静压桩施工和设计具有工程参考价值。

关键词 开闭口静压桩;贯入及加载;桩土界面;受力特性;模型试验 中图分类号 TH823; TH473

## 引 言

国内外学者对于静压桩施工引起的孔压增 量[1-3]和径向应力[4-5]开展了深入的理论研究。由于 实际工程状况复杂,理论公式和数值模拟无法真实 反映桩土界面孔压增量和径向应力的分布。因此静 压桩沉桩过程的受力特性试验研究更具有工程指导 意义。传统测试方法是在桩周受影响的土层中埋置 孔隙水压力计和土压力计。学者们分析了在沉桩过 程中不同距离和深度处桩周超孔隙水压力和土压力 的变化规律[6-11],发现静压桩贯入引起的桩土界面处 与桩周土体的孔压增量和径向应力有所不同[12],并 对桩土界面孔压增量和径向应力进行了测试。 Bond 等^[13-14] 通过室内模型试验研究了沉桩及静载 全过程的桩土界面受力特性。叶真华等[15]进行了 桩侧土压力增量测试的室内模型试验,分析了侧摩 阻"折减"与侧压力的关系。李雨浓等[16]通过离心 模型试验研究了静压桩贯入、静置稳定和加载阶段 不同深度径向应力的表现特征。Lehane^[17]通过现 场试验,得到了不同桩身位置h/B(h为传感器距离 桩端的高度;B为桩身直径)处桩土界面径向应力的 变化规律。王永洪等[18]现场测得了静压预应力高 强混凝土(pre-stressed high-strength concrete, 简称 PHC)管桩沉桩过程桩土界面超孔压和土压力,并 分析了桩土界面有效土压力随*h*/*L*(*h*为传感器距离 桩端的高度;*L*为桩长)的变化规律。可以看出,目 前针对静压桩桩土界面受力特性的多数试验研究没 有考虑开口对静压桩桩土界面孔压增量和径向应力 的影响,且多数研究仅考虑沉桩过程。

笔者在考虑桩端形式为开闭口静压桩、超孔压 消散及加载阶段的基础上,基于微型硅压阻式压力 传感器测试系统(micro-electro-mechanism system, 简称 MEMS),得到了静压桩全过程的桩土界面受 力特性。笔者通过研制双壁开口模型管桩,采用桩 身表面开孔嵌入套筒式安装方式,对开闭口静压桩 的桩土界面孔压增量和径向应力进行了研究,具有 一定的工程实际意义。

### 1 硅压阻式压力传感器工作原理

#### 1.1 硅压阻式压力传感器基本原理

硅压阻式压力传感器是利用多晶硅材料灵敏度 系数高的压阻效应,将硅压力膜片制作成带有4个 绝缘层二氧化硅压敏电阻的敏感元件,通过惠斯通 电桥使硅膜片4个压敏电阻输出不同电压,根据电

国家自然科学基金资助项目(41502304,41772318,51778312);山东省重点研发计划资助项目(2017GSF20107,2018GSF117010); 山东省自然科学基金资助项目(ZR2016EEP06)

收稿日期:2019-10-23;修回日期:2019-12-05

压值确定硅膜片的应变值,从而得到传感器的灵敏 度系数。硅压阻式压力传感器结构如图1所示。惠 斯通电桥电路^[19]如图2所示。



图1 硅压阻式压力传感器结构

Fig.1 Structure diagram of silicon piezoresistive pressure sensors



图 2 惠斯通电桥电路 Fig.2 Wheatstone bridge ciruit

惠斯通电桥输出的电压为

$$U_{0} = \frac{\left[(R_{1} + \Delta R_{1})(R_{3} + \Delta R_{3}) - (R_{2} - \Delta R_{2})(R_{4} - \Delta R_{4})\right]}{(R_{1} + R_{2} + \Delta R_{1} - \Delta R_{2})(R_{3} + R_{4} + \Delta R_{3} - \Delta R_{4})}U_{B}$$
(1)

其中: $U_{\rm B}$ 为电源电压; $U_{0}$ 为输出电压; $R_{1} = R_{3} = R_{2} = R_{4} = R; \Delta R_{i} = RGF \varepsilon_{i}, i = 1, 2, 3, 4; \varepsilon_{i}$ 为第i个电阻的应变值,于是有

$$U_{0} = \frac{1}{4} GF \frac{\varepsilon_{1} + \varepsilon_{3} - \varepsilon_{2} - \varepsilon_{4}}{\left[1 + \frac{1}{2} \left(\varepsilon_{1} + \varepsilon_{2} + \varepsilon_{3} + \varepsilon_{4}\right)\right]} U_{B} \quad (2)$$

传感器设计时使4个电阻应变值满足 $\epsilon_1 = \epsilon_3 = -\epsilon_2 = -\epsilon_4 = \epsilon$ ,则式(2)变为

$$U_0 = GF \varepsilon U_B \tag{3}$$

其中:GF为应变系数,GF=1+2 $\nu$ + $\pi$ E。

多晶硅材料的应变系数范围为72.4~149.6,而 金属材料的应变系数范围为1.5~2.0。可见,多晶 硅材料比金属材料具有更高的灵敏度系数。

#### 1.2 土压力及孔隙水压力传感器

硅压阻式压力传感器是以多晶硅作为压敏电 阻,采用MEMS微型化制作工艺集成。土压力传感 器利用丝网印刷线路将集成硅膜片上的4个电阻进 行连接,外部封装采用金属外壳。孔隙水压力传感 器与土压力传感器不同的是在其端部放置透水石, 孔隙水由透水石进入,并引起多晶硅压敏电阻受力 变化,出现方式均采用底部出线。硅压阻式压力传 感器封装结构如图3所示。微型硅压阻式压力传感 器照片如图4所示。



图 3 硅压阻式压力传感器封装结构

Fig.3 Encapsulation structure diagram of silicon piezoresistive pressure sensors





Fig.4 Photos of micro silicon piezoresistive pressure sensors

#### 2 模型设计

#### 2.1 模型桩

笔者的模型试验采用的模型桩是直径为 140 mm,长度为1000 mm的铝制开闭口管桩,模型 管桩内、外管厚度均为3 mm。图5为开闭口模型管 桩结构示意图。可见,模型桩为了满足微型传感器 的安装空间,避免进入管桩内部的土体损坏传感器, 内、外管之间的空隙为20 mm,开口管桩的桩端内管 与底座间存在微小空隙。为防止沉桩过程进入黏性 土体,使用密封胶将其密封填充。在闭口管桩的桩 端安装与桩身等直径的底板。硅压阻式传感器参数 如表1所示。



Fig.5 Schematic diagram of open-close model pile

	表	1 硅压阻式传	感器参	数表	
Tab.1	Silicon	piezoresistive	sensor	parameter	table

	-		-	
住咸鬼	尺寸	动态频	精度	工作电
行恐奋	/mm	响/kHz	/%	压/V
土压力	$20 \times 12$	2 000	0.1	0~5
孔隙水压力	$20 \times 12$	2 000	0.1	$0 \sim 5$

#### 2.2 桩土界面受力测试技术

采用微型MEMS硅压阻式土压力传感器和孔 隙水压力传感器测量桩身不同位置处的侧向压力和 孔隙水压力。模型桩身传感器布置位置如图6所 示。可见,传感器距离桩端距离分别为50,100,200, 400,600和900mm,在桩身不同高度处对称安装6 个土压力传感器和孔隙水压力传感器(1#~6#),分 别测量桩身不同位置 h/L=1/20,1/10,1/5,2/5,3/ 5,9/10(h为传感器距桩端的高度;L为模型桩桩长) 处的侧向压力和孔隙水压力。为了保证土压力和孔 隙水压力测量结果的准确合理性,传感器受力面需



(a) 土压力传感器(b) 孔隙水压力传感器(a) Earth pressure sensors(b) Pore water pressure sensor图 6 传感器布置位置(单位:mm)Fig.6 Sensor placement(unit: mm)

与桩身表面完全齐平。压桩前24h向孔隙水压力传 感器透水石内注满水,以排除其内部的空气。

#### 2.3 试验设计

本试验土样采用工程现场的粉质黏土层,土样 介于流塑和软塑状态。将现场粉质黏土通过烘干、 粉碎、过筛、洒水和静置,使土体固结,覆盖薄膜静置 大约30d以备试验。地基土物理力学参数如表2所 示。本次沉桩试验过程中,加卸载次数为1,模型桩 沉桩深度为900 mm,沉桩速度为300 mm/min。为 了充分利用本次试验条件,模型桩在模型箱中间压 桩,桩位布置示意图如图7所示。2个压桩位置相对 较小距离为d₁=1000 mm,模型桩距箱壁最近处为 d₂=900 mm,d₁/D=7.2,d₂/D=6.4,(D为模型桩桩 径),均大于桩基模型试验中边界效应所要求的 2.82~3倍的桩径^[20-21],即本次模型试验可以忽略边 界效应。

表2 地基土物理力学参数

Tab.2 Physical and mechanical	parameters	of	foundation	<b>SO</b>	il
-------------------------------	------------	----	------------	-----------	----

相对密度	重度	含水率	液限	塑限	塑性指数	黏聚力	内摩擦角	压缩模量
$d_{\rm s}$	$\gamma/(kN{\boldsymbol{\cdot}} cm^{-3})$	w/%	$w_{\rm L}/M_{0}$	$w_{\rm p}/\%$	$I_{ m p}/\sqrt[0]{_0}$	c/kPa	$arphi/(^{\circ})$	$E_{\rm s1-2}/{ m MPa}$
2.73	18.0	34.8	43.2	21.2	22.0	14.4	8.6	3.3



图 7 桩位布置示意图(单位:mm) Fig.7 Layout of pile position(unit:mm)

本次试验在开口和闭口2种不同桩端形式下分 别进行了模型桩试验,不同桩端形式下的压桩力曲 线如图8所示。在沉桩试验结束后30d进行加载试 验,加载过程采用分级且逐级等量加载的方式,将每 级加荷量定为0.7 kN,首级加载量为1.4 kN,每级荷 载保持1h,当桩顶沉降量相对稳定时施加下一级 荷载。



#### 3 试验数据分析

#### 3.1 沉桩过程结果分析

根据试验结果可知,在静压沉桩过程中不同相 对桩端距离(*h*/*L*)位置处的土压力传感器测得的桩 土界面总径向应力有所差异。图9为开口试桩TP₁ 桩身5个不同位置处桩土界面总径向应力沿入土深





- 图 9 开口试桩 TP₁桩身 5 个不同位置处桩土界面总径向应 力沿入土深度的分布曲线
- Fig.9 The distribution curve of total radial stress of pile-soil interface at five different positions of open pile  $TP_1$  along the depth of penetration

度的分布曲线。由图9可知:随着入土深度的增加, 5个不同h/L位置处传感器测得的桩土界面总径向 应力近似呈线性增长趋势,但随着相对桩端距离(h/L)的增大,桩土界面总径向应力增幅有所减小。不 同h/L位置处的传感器在同一入土深度处,桩土界 面总径向应力随着h/L的增加而越小。分析原因在 于剪切作用使桩土界面土体发生径向收缩,桩周土 体应力得到释放。将桩土界面总径向应力无量纲化 处理,用 $H_i = (\sigma_r - u_0)/\sigma'_{VO}$ 表示,其中: $\sigma_r$ , $u_0$ 和 $\sigma'_{VO}$ 分别为传感器深度处的桩土界面总径向应力、超静 孔隙水压力和上覆土体有效压力。分析可知,由于 桩土界面处土体卸荷后发生回弹,因此在同一入土 深度处, $H_i$ 随着h/L的增加而降低。

在闭口试桩试验中,不同位置处传感器测得的 桩土界面总径向应力变化如图10所示。



(b) The dimension of the total radial stress at the pile-soil interface is unitized

- 图 10 闭口试桩试验不同位置处传感器测得的桩土界面总 径向应力变化
- Fig.10 Variation of total radial stress at the pile-soil interface measured by sensors at different positions in the closed pile

#### 3.2 超孔压消散过程分析

沉桩结束后,超孔压消散期不同桩端形式桩土

界面总径向应力的分布曲线如图 11 所示。将超孔 压消散期径向应力用 $H/H_i = (\sigma_r - u_0)/(\sigma_{ri} - u_0)$ 表示, $\sigma_{ri}$ 为沉桩结束后的径向应力。可见,在沉桩结 束后, $H/H_i$ 在超孔压消散期均减小,大约为沉桩过 程中的 50%~60%。这说明随着孔压消散,土的有 效应力增加,桩与土的接触力越来越大。笔者分析 了在不同桩端形式下,超孔压消散期在不同h/L位 置处的传感器测得的 $H/H_i$ 均为 0.6±0.1。



图 11 沉桩结束后超孔压消散期不同桩端形式桩土界面总 径向应力的分布曲线

Fig.11 The distribution curve of total radial stress at the pile-soil interface with different pile tip forms in the dissipation period of excess pore pressure after pile driving

#### 3.3 静压桩加载试验

不同桩端形式下,静压桩加载过程中桩土界面 总径向应力的变化值与桩端位移的关系曲线如图 12所示。可见,桩土界面总径向应力的变化值 $\Delta\sigma$ , 在桩端位移达到 1.0 mm(桩端最大位移的 30%)左 右时发生突变,开口试桩和闭口试桩的突变最大值 均发生在 h/L=1/20位置处,减小幅度分别为 5.0 kPa和 3.0 kPa,开口试桩其他位置处减小幅度约 为 0.5~2.0 kPa,闭口试桩其他位置处减小幅度约为 0.2~1.5 kPa;桩土界面总径向应力的变化值发生突



图12 静压桩加载过程中桩土界面总径向应力的变化值与 桩端位移的关系曲线

Fig.12 The relationship between the variation value of the total radial stress at the pile-soil interface and the pile end displacement in the process of jacked pile loading 变,原因是随着桩端位移的增大,桩侧摩阻力逐渐增 大,当桩端位移达到1.0 mm(桩端最大位移的30%) 左右时,桩侧摩阻力也达到最大值,且桩土界面径向 应力越大,突变值越大,突变的位置发生在距离桩端 较近处。突变结束后,随着加载继续进行,变化值 Δσ,逐渐减小,且在不同位置处变化值Δσ,减小速率 均不同,在加载结束后,同一深度处变化值Δσ,随着 h/L的增加而减小。

#### 4 结 论

1)静压沉桩过程中,桩身不同位置处桩土界面 总径向应力随着入土深度的增加,近似呈线性增长 的趋势;在同一入土深度,桩土界面总径向应力随着 h/L的增加而变小。因此,需要考虑桩的长度效应 对桩土界面受力特性的影响。

2)静压沉桩结束后,在桩的超孔压消散期,不同桩端形式下桩身不同位置处测得的*H/H_i*均减小,为沉桩阶段的50%~60%。

3)静压加载阶段,当桩端位移达到桩端最大位移的 30% 左右时,变化值  $\Delta \sigma_r$ 发生突变,且发现在 h/L=1/20位置处,开口试桩突变最大值为闭口试 桩的 1.7倍,其他位置处减小幅度较接近。

4) 笔者室内模型试验由于采用的是低塑性黏 土,因此静压沉桩阶段、超孔压消散阶段和加载阶段,桩身不同 h/L 位置处的桩土界面受力特性测试 数值均小于现场试验值。



- [1] CAO L F, THE C I, CHANG M F. Undrained cavity expansion in modified cam clay i: theoretical analysis
   [J]. Géotechnique, 2001, 51(4): 323-334.
- [2] 鹿群,龚晓南,崔武文,等.饱和成层地基中静压单桩 挤土效应的有限元模拟[J].岩土力学,2008,29(11): 3017-3020.

LU Qun, GONG Xiaonan, CUI Wuwen, et al. Squeezing effects of jacked pile in layered soil [J]. Rock and Soil Mechanics, 2008, 29(11): 3017-3020. (in Chinese)

 [3] 李镜培,唐剑华,李林,等.饱和黏土中柱孔三维弹塑 性扩张机制研究[J].岩石力学与工程学报,2016, 35(2):378-386.

LI Jingpei, TANG Jianhua, LI Lin, et al. Time-dependent bearing capacity of a jacked pile based on the effective stress method[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2016, 35(2): 378-386. (in Chinese)

[4] VESIC A S. Expansion of cavities in infinite soil mass

[J]. Journal of the Soil Mechanical and Foundation Division, 1972, 98(3): 265-290.

- [5] TEHRANI F S, HAN F, SALGADO R, et al. Effect of surface roughness on the shaft resistance of nondisplacement piles embedded in sand[J]. Géotechnique, 2016, 66(5): 1-15.
- [6] HWANG J H, LIANG N, CHEN C S. Ground response during pile driving [J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 2001, 127(11): 939-949.
- [7] PESTANA J M, HUNT C E, BRAY J D. Soil deformation and excess pore pressure field around a closed-ended pile [J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 2002, 128(1): 1-12.
- [8] YANG J, THAM L G, LEE P K K, et al. Observed performance of long steel H-piles jacked into sandy soils
   [J]. Journal of Geotechnical and Geo-environmental Engineering, 2006, 132(1): 24-35.
- [9] 唐世栋,何连生,傅纵.软土地基中单桩施工引起的 超孔隙水压力[J].岩土力学,2002,23(6):725-732.
  TANG Shidong, HE Liansheng, FU Zong. Excess pore water pressure caused by an installing pile in soft foundation [J]. Rock and Soil Mechanics, 2002, 23(6):725-732. (in Chinese)
- [10] 张忠苗,谢志专,刘俊伟,等. 淤质与粉质互层土中管 桩沉桩过程的土压力[J]. 浙江大学学报(工学版), 2011,45(8):1430-1434.
  ZHANG Zhongmiao, XIE Zhizhuan, LIU Junwei, et al. The earth pressure during pile driving in silty soil with mucky soil interbed[J]. Journal of Zhejiang Univer-

sity(Engineering Science), 2011, 45(8): 1430-1434. (in Chinese)

 [11] 李国维,边圣川,陆晓岑,等.软基路堤拓宽静压PHC 管桩挤土效应现场试验[J].岩土力学,2013,34(4): 1089-1096.
 LI Guowei, BIAN Shengchuan, LU Xiaocen, et al.

Field test on extruding soil caused of PHC pile driving by static pressure for improving soft foundation of widened embankment[J]. Rock and Soil Mechanics, 2013, 34(4); 1089-1096. (in Chinese)

- [12] 龚晓南,李向红.静力压桩挤土效应中的若干力学问题[J].工程力学,2000,17(4):7-12.
  GONG Xiaonan, LI Xianghong. Several mechanical problems in compacting effects of static piling in soft clay ground[J]. Engineering Mechanics, 2000, 17(4):7-12. (in Chinese)
- [13] BOND A J, JARDINE R J. Shaft capacity of displacement piles in a high OCR clay[J]. Géotechnique, 1991, 41(3): 341-363.
- [14] BOND A J, JARDINE R J. Effects of installing displacement piles in a high OCR clay [J].

Géotechnique, 1995, 45(1): 3-23.

[15] 叶真华,周健,唐世栋.粘土中不同桩端条件下桩承载性状的模型试验[J].同济大学学报(自然科学版),2009,37(6):733-737.
YE Zhenhua, ZHOU Jian, TANG Shidong. Model test on pile bearing behaviors in clay under different pile

test on pile bearing behaviors in clay under different pile tip conditions[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2009, 37(6): 733-737. (in Chinese)

- [16] 李雨浓, BARRY ML, 刘清秉. 黏土中静压沉桩离心 模型[J]. 工程科学学报, 2018, 40(3): 285-292.
  LI Yunong, BARRY ML, LIU Qingbing, et al. Centrifuge modeling of jacked pile in clay[J]. Chinese Journal of Engineering, 2018, 40(3): 285-292. (in Chinese)
- [17] LENANE B M. Experimental investigations of pile behaviour using instrumental field piles [D]. London: University of London(Imperial College), 1992.
- [18] 王永洪,张明义,刘俊伟,等.黏性土中单桩贯入桩-土界面超孔压和土压测试现场试验[J].岩土工程学报,2019,41(5):951-958.
  WANG Yonghong, ZHANG Mingyi, LIU Junwei, et al. Field tests on excess pore pressure and soil pressure of pile-soil interface for a single pile during pile-sinking in clay [J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 2019, 41(5):951-958. (in Chinese)
- [19] 陆学斌.多晶硅纳米薄膜压阻特性及其压力传感器应 用研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
- [20] 徐光明,章为民.离心模型中的粒径效应和边界效应 研究[J].岩土工程学报,1996,18(3):80-86.
  XU Guangming, ZHANG Weimin. Study on particle size effect and boundary effect in centrifugal model[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 1996, 18 (3):80-86. (in Chinese)
- [21] RAO S N, RAMAKRISHNA V G S T, RAJU G B. Behavior of pile supported dolphins in marine clay under lateral loading[J]. Journal of Geotechnical Engineering, 1996, 122(8): 607-612.



**第一作者简介:**王永洪,男,1984年11月 生,博士、讲师。主要研究方向为岩土工程 测试方面的研究。曾发表《基于FBG传感 技术的砂土中管桩土塞效应测试研究》 (《振动、测试与诊断》2019年第39卷第1 期)等论文。

E-mail:hong7986@163.com

**通信作者简介:**白晓宇,男,1984年10月 生,博士、副教授。主要研究方向为地基 基础及地下工程。 E-mail:baixiaoyu538@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.026

## 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 (中国空气动力研究与发展中心 绵阳,621000)

**摘要**为了解决高压配气间管道系统工作时发生的剧烈振动问题,确保重大型号试验任务的顺利开展,采用多种数 值模拟手段和试验测试手段相结合的方法,进行结构振动分析及抑振研究。首先,基于有限体积法构建主管道2及 其出气管道的内流场流体动力学数值模型,计算并提取动态气动载荷;其次,基于有限元方法建立包含主管道2及 其出气管道在内的整个配气间里的管道系统的结构动力学数值模型,分析其结构模态特性;最后,综合以上2个数 值模型,计算高压气流管道结构瞬态激励振动响应,并依据结果设计相应的抑振装置。该综合分析方法充分厘清了 振动的基本诱因,抑振后的结构振动大大降低,完全具备了持续工作的能力。研究表明,该振动研究方法可用于指导高压高速流体管道结构设计或结构技改,也可用于指导空气动力试验装置的研制。

关键词 高压;冲击;管道;瞬态;气流;数值模拟;结构模态;抑振装置 中图分类号 TH69; TU323; TB532

## 引 言

高超声速空气动力试验设备应我国高超声速飞 行器研制而生,为我国航空航天事业发展和军工业 发展做出了重大贡献。高压配气间的管道结构系统 是高超声速空气动力试验的重要组成部分,通过阀 门群不同的组合开闭,将3或4个进气支路的高压气 体汇聚,满足不同高超声速空气动力试验装置的试 验需求。配气间管道结构系统与试验装置串联,其 质量状况和运行状态直接关系到高超声速空气动力 试验能否进行。

试验时管道系统的出气截止阀快速打开,大压 差、高流速的气流流动引起管道内流场压力的剧烈 波动和局部流动分离,并在管道弯头、三通、变径、封 头等处形成极大的冲击载荷,迫使配气间管道结构 产生肉眼可见约20mm的剧烈振动和约120dB的 撞击噪声。这不仅带来安全隐患和事故风险,还影响 设备操作人员的身心健康。因此,分析配气间高压气 流管道系统的结构振动特性并研制有效的抑振装置, 是试验装置可运行和安全运行的重要前提之一。

高压高速气流管道系统的结构振动是一类典型 的流致振动问题,即包容流体的结构在流体交替变 化的激励力作用下产生振动。管道流致振动问题的 研究最初来源于阿拉伯输油管道的振动分析^[1]。目 前,管道流致振动的分析方法主要有特征线法、阻抗 分析法和有限元法等。特征线法采用不同个数的方 程求解管路系统的动力响应,但无法有效表征系统 的固有耗散特性[2-3]。阻抗分析法采用若干单元描 述管道系统的构成,原理简单易行,但没有考虑管壁 横向运动和流固耦合作用,所以适用范围受到限 制^[4]。有限元法能够准确、高效地求解管道系统的 结构动力学问题。Olson等^[5]阐述了管道耦合振动 有限元法的基本思想。Svingen^[6]考虑流固耦合效 应,建立了管道系统的有限元模型,利用实际的试验 数据进行了模型验证。可见,先进的数值计算方法、 有限元法和有限体积法等促进了计算结构动力学和 计算流体动力学的发展与应用,可用于分析更为复 杂的高频高速流致振动问题[7-11]。对于管道系统来 说,有限体积法能够描述管道内流场的复杂流动现 象,为有限元法构建的结构数值模型提供准确的载 荷边界条件,从而获取更加真实的结构振动特性。

由于高压高速的气流流动与高压液体的流动在 速度、黏性和危害等方面存在较大差异,笔者采用多 种数值仿真方法开展研究。以某高超声速空气动力 试验用高压气流管道系统为对象,分别开展管道系 统的内流场气动载荷计算和结构模态特性分析。在 此基础上,计算高压气流瞬态激励下管道系统的结 构振动响应,并设计有效的抑振装置。同时,开展一 系列的试验测试工作,验证数值模拟方法的准确性 和研制的抑振装置的合理性和可行性。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51805530) 收稿日期:2020-12-18;修回日期:2021-03-05

#### 1 主振动管路内流场气动载荷计算

配气间高压气流管道系统结构复杂,可以满足不同高超声速试验装置的试验需求,其三维结构模型如图1所示,主要包括3组进气管道、8组出气管道、3组主管道和若干阀门。整个管道系统安放在槽钢组焊的支撑支架上,通过弧形圆钢和螺母扣紧限位。



Fig.1 Three dimensional structural model of high pressure pipeline system

主管道2及其进、出气管路是某型号试验时高 压气流流经的主要管道,试验时的振动表现最为显 著,是主振动管路。基于计算流体动力学,模拟主管 道2及其进、出气管路在出气阀门快速开启时管道 系统内气流的动态变化过程,获取气流对管道结构 的瞬态作用载荷,是计算管道系统结构局部振动响 应的必要前提条件。管道系统内流场的控制方程 包括:

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho \boldsymbol{u}_i \right) = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \boldsymbol{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \boldsymbol{u}_i \boldsymbol{u}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \qquad (2)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial \boldsymbol{u}_i}{\partial \boldsymbol{x}_j} + \frac{\partial \boldsymbol{u}_j}{\partial \boldsymbol{x}_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \boldsymbol{u}_l}{\partial \boldsymbol{x}_l} \delta_{ij}$$
(3)

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\boldsymbol{u}_{i}(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_{i}} \left( k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_{i}} + \boldsymbol{u}_{j}(\boldsymbol{\tau}_{ij})_{\text{eff}} \right)$$
(4)

湍流方程

状态方程

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho \boldsymbol{u}_i \boldsymbol{k} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right)$$
(5)

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho \boldsymbol{u}_i \varepsilon \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right)$$
(6)

 $\rho = p/RT \tag{7}$ 

其中: $\rho$ 为密度;t为时间;x为位移矢量;u为速度矢量;p为压力; $\mu$ 为黏性系数; $\tau_{ij}$ 为应力张量;E为能量; $k_{eff}$ 为有效导热系数;T为温度;k为紊流脉动动能; $\epsilon$ 为耗散率;R为气体常数。

根据气动试验装置的实际运行工况,主振动管路可简化为如图2所示的三维模型。22 MPa高压 气流由进口A,B输入管道系统,分别经管道1,2流 入管道3,汇聚后经弯管4进入水平管道5,最后流经 管道6,从出口C输出。



图 2 主振动管路三维模型 Fig.2 Simplified structure of main vibration pipeline

构建全结构O型网格,在管道相贯处采用Y型 拓扑结构,提高流道变向处的网格质量,保证复杂流 动模拟的可靠性。网格模型导入数值分析软件为 Fluent,应用有限体积法数值求解以上控制方程组。 同时,选用压力基求解器,压力和速度耦合方式为耦 合。相应的气流密度模型为理想气体,黏性模型为 萨瑟兰(Sutherland)。图3为主振动管路内流场压 力分布云图,可以看到,压力沿着进口管线不断降 低,这与实际流动情况相符。



Fig.3 Pressure contour of main vibration pipeline

多次调整计算模型的网格密度,从仿真结果中 提取端面 $p_3 = p_2 \ge p_2 \ge p_3 = p_3 = p_2 \ge p_3 = p_$  元数量约为230万, $\Delta p \neq 0.04$  s时达到峰值1.12 MPa。当单元数量增加到388万时(加密网格), $\Delta p$ 的初期变化与中等网格的相差较小。另一方面, $\Delta p$ 最终稳定在1.0 MPa左右,且基本没有网格依赖性。

上述流场仿真结果将作为管道系统局部结构振 动响应计算的载荷输入条件。



Fig.4 Differential pressure curve along with time

### 2 配气间管道系统结构模态特性分析

#### 2.1 结构计算模态

针对配气间高压气流管道系统的振动问题,需 要开展结构仿真分析工作,包括结构模态分析和结 构动力响应计算等,能够评估和预判管道系统的设 计质量、安全性能、振动特性以及冲击响应等,为结 构的抑振装置提供必要的设计依据。

应用有限元分析管道系统的结构动力学特性, 结构动力学方程为

 $M\ddot{X}(t) + C\dot{X}(t) + KX(t) = f$  (8) 其中:M为质量矩阵;C为阻尼矩阵;K为刚度矩阵; f为外部载荷向量;X(t)为结构响应向量;t为时间 变量。

不考虑结构阻尼,利用傅里叶变换将式(1)变换 到频域,得到结构的计算模态方程为

$$(\boldsymbol{K} - \boldsymbol{\omega}^2 \boldsymbol{M}) \boldsymbol{\Psi} = 0 \tag{9}$$

其中:ω为角频率。

式(9)的解由固有频率v和与其对应的模态振型ψ构成。

根据以上方程,采用有限元软件 ABAQUS 构 建管道系统的结构网格模型,如图 5 所示,壳体单元 约为16 万个。根据管道系统的实际安装情况,合理 设置计算模型的边界约束条件。例如,固定约束支 撑支架的底部,自由约束进气管道的y向位移以及 主管道的x向位移。

基于Lanczos方法计算管道系统的结构计算模



Fig.5 Structural grid model of pipeline system

态,部分振型结果如图6所示。其中,第1阶模态频 率约为2.9 Hz,振型表现为3条主管道沿x方向运动,同时带动进气管道、出气管道和支架等结构摆动;第2阶模态频率约为6.2 Hz,振型表现为出气管 道2和7左右摆动。



#### 2.2 结构试验模态

为了检验结构模态数值计算结果的正确性,笔 者进行管道系统的试验模态分析,基于测试试验建 立和描述结构的振动特性。图7为试验模态测点分 布。其中,进气管道2上布置14个测点(紫色小圆 点),出气管道2,3和7上分别布置6个测点,3根主 管道上共布置31个测点。试验模态数据采集和分 析分别采用北京东方振动和噪声技术研究所的 INV3060S采集仪和DASP-V11专业分析软件。

使用高弹性聚能大力锤敲击主管道2或3的自 由端,实时采集各个测点的加速度响应,经过数据处 理软件分析,获得管道系统的结构试验模态,部分结 果如图8所示。其中:第1阶模态频率约为3.7 Hz, 振型表现为主管道沿x方向运动,同时带动进气管 道、出气管道等结构摆动;第2阶模态频率约为 5.9 Hz,振型表现为3根出气管道左右摆动。对比数 值计算结果可以看到,两者的振型表现基本相同,对 应的频率较为接近。因此,配气间管道系统的结构 模态的数值计算和试验分析具有较高的可信度,能 够准确反映管道系统的多种振动型态。



Fig.7 Measuring point distribution of modal test



图 8 管道系统的结构试验模态 Fig.8 Experimental mode shapes of pipeline system

### 3 结构振动响应分析

管道系统中,高压气流的实际流动路线如图9 所示,两路高压气流从进气管道1,2的入口同时进入,然后在主管道3,2相交的三通处汇集并进入主 管道2,最后经由出气管道2流出。

根据流场数值计算的结果,在管道系统的相应



Fig.9 Actual flow path of high -pressure air

位置施加压力载荷,采用振型叠加技术建立结构网 格模型,开展管道系统的结构动力响应计算。图 10 为主管道端面中心 *x* 向位移随时间变化曲线。其 中,最大正位移约为 3.8 mm,最大负位移约 为-3.66 mm。结构振荡周期约为 0.34 s,频率约为 2.94 Hz,即与管道系统第1阶模态频率基本相同。



Fig.10 Displacement in the x direction over time

根据上述计算结果可以看到,管道系统的振动 主要表现为,沿着主管道轴向方向的整体窜动,且进 气端位移小、出气端位移大。气动试验装置实际运 行时,在主管道2的右端面布置一个位移传感器,采 用M+P公司 VibPilotE 采集仪实时测量该处的结 构位移变化情况,其结构位移的实时测量结果如图 11 所示。可见,主管道2右端面的最大正位移约为 3.9 mm, 最大负位移约为1.7 mm。主频约为 3.125 Hz,这与结构振动的数值仿真结果基本吻合。 正位移误差约为0.1 mm,负位移误差约为2.2 mm, 频率误差约0.2 Hz。分析误差原因,负位移误差较 大主要是由于管道的运动方向与高压气流的流动方 向相反引起。因此,笔者采用数值仿真技术具有较 高的可行性,能够正确分析高压气流冲击激励下管 道系统的振动响应特性,为结构抑振装置的研制提 供必要依据。

在端头布置三向加速度传感器测量振动加速



Fig.11 Realtime measure result of structural displacement

度,测量结果显示,最小振动为12g,最大振动达到 了31g。测量结果表明管道工作时的振动很大,抑 振非常必要。

#### 4 主管路抑振装置研制

综合数值仿真结果和试验测量数据可以看到, 气动试验设备启动时,高压气流突然注入主管道2, 瞬时建立高压差流场,形成高强度冲击载荷,迫使管 道系统沿着x方向发生明显的往复窜动。因此,在 长期的服役过程中,气动试验设备的反复启停必然 造成管道系统的结构疲劳,甚至于损伤破裂,危及设 备及人员的安全。为此,笔者基于分析、测试数据及 结构优化原则^[12]研制了管道系统抑振装置,如图12 所示。该装置包括主管道增设固定支座和滑动支 座、主管道端面增设阻尼器组件。抑振目标:①宏观 上体现为肉眼观察无明显振动,理论上振动抑制降 低90%以上;②对高压配气间的所有主管道及其出 气管道进行抑振装置的安装,确保后续所有高超声 速空气动力试验装置试验时配气间管道系统的振动 最小、结构安全和可靠。



在主管道2的中间横截面位置,布置两排并列 安装如图12中紫色所示的固定支座,用于夹紧3根 主管道,增大系统的结构刚度,抵抗高压气流的冲击 载荷。在3根主管道的上游位置、中下游位置以及 末梢位置安装如图12中绿色所示的滑动支座,滑动 支座一方面提高较大的支撑刚度,另一方面提供一定的摩擦阻力,加快管道系统的振动能量耗散。在 3根主管道末梢的端面增加阻尼器组件,用于抑制 部分冲击振动。

将管道系统简化为简谐振动系统,则

$$\begin{cases} A = A_m \cos(\omega_0 t + \theta) \\ V = dA/dt = -\omega_0 A_m \sin(\omega_0 t + \theta) \\ a = dV/dt = -\omega_0^2 A \end{cases}$$
(10)

其中:A为振动位移; $A_m$ 为最大位移,即振幅;V为振动速度; $\theta$ 为振动初相位;a为振动加速度; $\omega_0$ 为振动圆频率。

根据管道系统的实际测试结果和结构质量*m*, 可以计算高压气流的冲击载荷*F*=*ma*,约为7 kN。

阻尼器组件结构如图 13 所示,包括 2 个弹性阻 尼器和1个年制阻尼器。弹性阻尼器的刚度为 466 N/mm,额定载荷为10 kN,最大压缩变形为 32 mm。黏滞阻尼器的阻尼系数为30 N•s/mm,最 大阻尼力为9 kN,冲程为50 mm。



在结构抑制装置设计、制造和安装后,对试验装置所用的配气间主管路2及其进出气管道的结构振动响应进行了测量。其中,端头位置在3个方向的加速度测量结果都小于0.1g。主管道2末梢端面抑振后结构的振动位移响应如图14所示。主管道2 右端面的最大正位移约为0.2 mm,最大负位移约为0.11 mm。因此,该抑振装置能够大幅降低管道系





统的振动幅度,提高了管道设备的可靠性。

#### 5 结 论

 1)建立了配气间管道系统的结构数值模型,计 算了结构模态,并进行了结构模态试验。两者结果 基本吻合,能准确预估管道系统的振动型态,判定管 道振动的根本原因是由于结构约束不够造成。

2) 开展了主管道2及其进出气管道的内流场 数值模拟,细致、真实地描述了内流场气动压力的复杂变化过程,厘清了管道结构的外部载荷环境。计 算结果得到了与试验数据较为一致的结构振动位移 响应,比较真实地揭示了该管道系统的流致振动特 性。该研究方法可应用于风洞等管道结构的流致 振动。

3) 主管路抑振装置通过增大结构支撑刚度、提高结构阻尼耗散等途径,能够有效降低管道系统的振动位移幅度。其中,主管路2末梢端面正位移衰减约95%,负位移衰减约94%。振动大大降低,彻底消除了安全隐患,利于高超空气动力试验装置的长期稳定运行。

4)笔者提出的多学科、系统级的结构振动分析 及抑制技术,能够用于指导高压高速流体管道结构 设计或结构技改之中,也可用于指导空气动力试验 装置(如风洞等)的研制,具有良好工程应用前景。

#### 参考文献

- [1] SHLEY H, HAVILAND G. Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid[J]. Journal of Applied Mechanics, 1950, 17: 229-232.
- [2] WALKER J S, PHILLPS J W. Pulse propagation in fluid-filled tubes [J]. Journal of Applied Mechanics, 1977, 44(3): 31-35.
- [3] WIGGERT D C, HATFIELD F J, STUCKENBRUCK S. Analysis of liquid and structural transients by the method of characteristics [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1987, 109: 161-165.
- [4] 刘巨保,张强,霍喜军,等.细长管与管内外流体流固 耦合的计算[J].化工机械,2010,37(4):418-421.
  LIU Jubao, ZHANG Qiang, HUO Xijun, et al. Computation of the fluid-structure interaction of the slender pipes and the fluid inside and outside the slender pipes
  [J]. Chemical Engineering & Machinery, 2010, 37(4): 418-421. (in Chinese)
- [5] OLSON L G, JAMISON D. Application of a general purpose finite element method to elastic pipes conveying fluid [J]. Journal of Fluids and Structures, 1997, 11:

207-222.

- [6] SVINGEN B. Fluid structure interaction in slender pipes[D]. Norway, Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 1996.
- [7] 施永强,王全奇,杨青真.风扇/压气机动叶流固耦合 特性分析[J].计算机仿真,2011,28(7):115-119.
  SHI Yongqiang, WANG Quanqi, YANG Qingzhen.
  Analysis of fluid-structure coupling characteristics in fan/compressor roter[J]. Computer Simulation, 2011, 28(7):115-119.(in Chinese)
- [8] 马坤,朱亮,陈雄,等.高超声速流场支杆射流减阻降 热的流热耦合[J].航空动力学报,2020,35(4): 793-804.
  MA Kun, ZHU Liang, CHEN Xiong, et al. Flow-thermal coupling on drag and heat reduction induced by

mal coupling on drag and heat reduction induced by spike and jet in hypersonic flow field [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 793-804. (in Chinese)

- [9] 高国柱,周萌.基于降阶模型的翼型颤振主动抑制研究[J].西安航空学院学报,2020,38(1):28-31,75.
  GAO Guozhu, ZHOU Meng. On active flutter suppression of airfoils based on reduced-order model[J]. Journal of Xi'an Aeronautical University, 2020, 38(1):28-31,75. (in Chinese)
- [10] KWON Y W, FOX P K. Underwater shock response of a cylinder subjected to a side on explosion [J]. Computers & Structures, 1993, 48(4):637-646.
- [11] EVERSTINE G C, HENDERSON F M. Coupled finite element/boundary element approach for fluidstructure interaction [J]. Journal of Acoustic Society of America, 1990, 87: 1938-1947.
- [12] 侍贤瑞,严根华,董家,等. 立式一体化泵闸安全性研 究及结构优化[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(1): 176-181.

SHI Xianrui, YAN Genhua, DONG Jia, et al. Safety and optimization of vertical pump gate[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(1): 176-181. (in Chinese)



第一作者简介:王元兴,男,1976年4月 生,硕士、副研究员。主要研究方向为风 洞结构设计、结构强度刚度分析及结构 振动分析及抑振。曾发表《压电叠堆主 动减振的神经网络PID实时控制》(《南 京航空航天大学学报》2014年第46卷第 4期)等论文。

E-mail:yxwyzy@aliyun.com

通信作者简介:聂旭涛,男,1979年7月 生,博士、副研究员。主要研究方向为流 固耦合计算和结构振动抑制。 E-mail:nie_xu_tao@163.com

DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2021.04.027

# 基于面内模态的双腿式微型旋转超声电机*

闫 鹤¹, 孙志峻¹, 郑炬炬¹, 杨建林¹, 郭 语², 钱 丰¹, 彭瀚旻¹
 (1.南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京,210016)
 (2.金陵科技学院机电工程学院 南京,211169)

摘要 针对现有旋转超声电机不易与其他装置连接,以及因弹簧预紧造成轴向尺寸过长等问题,笔者提出了一种基于面内模态的双腿式微型旋转超声电机。电机由定子和锥形转子组成,定子采用一圆环加双腿式结构,在定子双腿外侧贴有纵振和弯振压电陶瓷片,双腿内侧有4个连接耳。电机定转子之间采用硅胶环和E型卡环进行预压力施加和端部紧固。电机利用圆环内侧周向行进的面内行波驱动转子旋转。利用ANSYS有限元软件对定子进行仿真分析,研究结构对模态的影响,以确定夹持和压电陶瓷片的粘贴位置;并对定子模态频率进行灵敏度分析,指导定子结构尺寸(设计变量)的修改,以提高优化效率。制作多组样机并开展实验研究,机械输出特性的实验结果表明:该电机体积小,最大宽度仅为12 mm;结构紧凑,总质量为6.9 g,易于与其他驱动装置连接;最大空载转速为338 r/min,最大输出扭矩为1.44 mN·m。

关键词 旋转超声电机;面内模态;有限元分析;灵敏度分析;结构优化设计中图分类号 TM359;TB559

## 引 言

旋转超声电机作为一种新型作动器,利用压电 材料的逆压电效应将电能转换为定子的机械动能, 再通过摩擦作用将定子的机械振动能转换为动子 的动能[1]。它具有结构简单、直接驱动负载、断电 自锁、无电磁干扰和定位精度高等特点,广泛应用 于航空航天[2-3]、医疗器械[4-5]和智能机器人[6-7]等领 域。近年来,旋转超声电机的研究备受关注,尤其 是多种新结构旋转超声电机陆续提出和开发[8-15], 有着广泛的应用前景。Iula等^[16]利用2个兰杰文振 子激发圆环的B₀₅模态,从而在圆环上合成一个行 波,该电机圆环部分的尺寸为70mm×20mm。在 此基础上, Jula 等^[17-18]将兰杰文振子的个数从2个 增加到4个,电机的转速、输出扭矩及输出功率均 有所提升。文献[19]研制了一种利用单个振子激 发出面内行波的超声电机,该电机圆环部分的尺寸 为 20 mm×12 mm。以上 2 种电机均存在夹持困 难、难以与其他装置连接的问题。同时,弹簧预紧 使得电机圆环处轴向尺寸过长,不利于电机的微型 化。李志荣等[20]研制了一种单圆柱体定子多自由 度超声电机,定子是一个圆柱体兰杰文振子,采用 一阶纵振和二阶弯振模态,整体结构紧凑,易于小型化,然而定转子之间的预紧力受转子重力影响明显,限制了其应用。

针对现有旋转超声电机不易与其他装置连接, 以及因弹簧预紧造成轴向尺寸过长等问题,笔者提 出一种基于面内模态的双腿式微型旋转超声电机。 该电机利用圆环上两同型、同频、正交的B₀₈面内模 态所叠加而成的面内行波驱动转子转动,两B₀₈面内 模态分别由定子两腿上的一阶纵振和二阶弯振激 发。定转子之间采用硅胶环进行预压力的调节,端 部使用E型卡环进行紧固,以减小电机轴向的尺寸。 定子双腿式结构为电机与其他驱动装置的连接以及 运动的实现提供了更多的可能性。

#### 1 电机结构及工作原理

图1为基于面内模态的双腿式微型旋转超声 电机主体结构。该电机由定子、锥形转子、压电陶 瓷片、预压力施加装置、连接件、E型卡环和夹持连 接块等组成。定子结构如图2所示,包括圆环部 分、双腿以及腿部的连接耳。定子圆环内孔有一定 锥度、长度的倒角,可有效利用面内行波的振幅并

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51775274);江苏省自然科学基金资助项目(BK20170119);南京航空航天大学研究生创新基地(实验室)开放基金资助项目(kfj20180103) 收稿日期:2019-05-05;修回日期:2019-06-14



Fig.2 Structure of the stator

增大接触面积。图1中的锥形转子分为2部分,左 边转子带有轴,轴中部有键槽,端部有矩形槽和环 形槽。为了减小转子质量和转子重力对预压力的 影响,将左边转子凸台处进行沉孔减重处理。两转 子将定子圆环部分卡在中间,依次将硅胶环、连接 件、金属垫圈套入轴中,端部用E型环卡在环形槽 中进行固定。连接件圆环内侧的矩形凸起和锥形 转子轴端的矩形槽配合,可以限制连接件周向的自 由度。连接件末端样式可以根据使用场合进行更 改。笔者采用硅胶环、金属垫圈和E型卡环配合预 紧方式施加预压力。E型卡环距离右边转子的距 离固定,通过调节硅胶环的数量和厚度来改变预压 力,可有效减小电机轴向尺寸。硅胶环作为非线性 预压力弹簧,可以有效改善电机的振动特性,减少 定、转子之间的摩擦损失[21]。为了保证定、转子整 个圆环接触面受力均匀,需在E形卡环和硅胶环之 间放置一刚性的金属垫圈,金属垫圈的外圈应大于 定子圆环内孔。

定子配置8片压电陶瓷片,分为纵振和弯振 陶瓷片,各4片,均沿其厚度方向极化。纵振陶瓷 片贴在定子双腿前后两面,极化方向沿定子厚度 方向朝外,同时膨胀、收缩,利用其泊松效应激发 定子腿部的纵振。弯振陶瓷片贴在定子双腿的两侧面,同一侧陶瓷片极化方向反向布置,同一层陶 瓷片极化方向同向布置,以激发两腿的弯曲振动。 纵振和弯振陶瓷片分别用导线连接,构成定子的 A,B两相。

夹持机构的作用是通过边界位移约束固定整个 定子,定子在高频振动状态下工作,必须尽可能减小 约束对振动的影响,否则会限制或削弱定子的振动, 甚至诱发干扰模态。将紧固螺栓与夹持连接块旋紧 连接,将带有螺栓的夹持连接块从定子双腿底部穿 过,微旋紧固螺栓,使定子与夹持连接块固连。定子 此时的边界位移约束为4个圆柱壳面,通过调节螺 栓的旋人长度,可改变约束接触的面积。在保证固 定定子的情况下,减小螺栓的旋人长度,将约束面接 触近似等效成约束线接触,可有效降低约束对振动 的影响。

图 3 为定子的工作模态。该电机采用的是模 态叠加产生行波进行驱动的方式。在固定约束边 界条件下,定子A,B两相分别施加相位差为π/2的 正弦激励信号时,会激发出定子腿部的一阶纵振和 二阶弯振模态,进而激发出定子圆环的两面内弯曲 模态。图3展示了一组定子的典型振动模态。圆 环处一相三阶面内弯振模态(B₀₃)由定子腿部的一 阶纵振(L₁)激励,另一相空间上与其正交的B₀₃模 态由定子腿部的二阶弯振(B₂)激励(为使压电陶瓷 的激振效果最佳,纵振陶瓷片布置在一阶纵振的节 线处;弯振陶瓷片布置在二阶弯振的波峰和波谷 处^[1])。当2个幅值相等的驻波(B₀₃)在时间上相位 差为π/2时,将在圆环内表面叠加成一沿周向旋转 的行波,进而使圆环内壁的质点产生椭圆运动。当 两模态相位差为-π/2时,将会生成反向的行波进 行驱动。同一时刻,定、转子只会在Bos模态的波谷 处接触,接触区域一共3处,如图3右侧所示。位于 圆环内壁接触区域处的质点作同一方向的椭圆运



Fig.3 Working modes of the stator

动,在摩擦力作用下带动转子转动。当行波沿圆 环高速旋转时,3处接触区域随着行波的前进不断 改变位置,构成一理想的接触圆,推动转子连续 旋转。

#### 2 定子结构设计

定子作为超声电机的核心部件,既关系到电能 到机械振动能的转换效率,又关系到定子机械振动 能到动子动能的传递效率。因此,定子设计是整个 电机设计的关键内容,包括定子模态频率的灵敏度 分析和定子圆环内孔倒角尺寸设计。

#### 2.1 定子模态频率灵敏度分析

定子两相工作模态频率的一致性对面内行波的 形成以及保证电机机械性能的输出至关重要,但由 于加工装配、有限元仿真等存在的误差,使得仿真与 实测结果存在着一定的差异。因此,在调节模态频 率的时候,分析各结构参数对定子相关模态频率的 敏感度尤为重要。定子模态频率灵敏度分析是分析 定子结构尺寸的变化对其模态频率变化的敏感程 度,用于指导定子结构尺寸(设计变量)的修改,提高 优化效率。尤其对于微型件,结构尺寸的小幅度调 整往往会使得其模态发生巨大的改变。因此,定子 模态频率灵敏度分析对于各尺寸的加工精度要求也 有一定指导意义。

响应面法是进行灵敏度分析的一种有效方法, 利用响应面函数代替结构的真实响应^[22]。

 $\hat{Y} = C_0 + \sum_{i=1}^{N_R} C_i X_i + \sum_{i=1}^{N_R} \sum_{j=1}^{N_R} C_i j X_i X_j (1)$ 其中:  $C_0, C_i, C_{ij}$ 为待定系数;  $i, j = 1, 2, \cdots, N_R$ ;  $N_R$ 为 定子结构设计尺寸参数数量。

由第 $m(m=1,2,\dots,N_R)$ 个结构参数通过n次随机模拟运算,得到的样本值 $(x_{m1},x_{m2},\dots,x_{mn})$ 和n次随机模拟运算得到的结构响应样本值 $(y_1, y_2,\dots,y_n)$ 构成 $N_R$ 个数据对

 $\begin{pmatrix} x_{m1} \\ y_1 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} x_{m2} \\ y_1 \end{pmatrix}, \cdots, \begin{pmatrix} x_{mn} \\ y_n \end{pmatrix} \quad (m=1, 2, \cdots, N_R)$ 

对于每个数据对,利用式(1)求得其斯皮尔曼相 关系数 $r_{sm}(m=1,2,\dots,N_R)$ 。 $r_{sm}反应了结构响应 y$ 和第m个结构参数之间的相关性,即结构参数对相 关模态频率的敏感程度。

定子的主要结构参数如图4所示,共涉及8个 自由结构参数。根据定子有限元分析,压电片的 规格为 5.5 mm×3.5 mm×0.5 mm 和 8 mm×



Fig.4 Structural parameters of the stator

2.8 mm×0.5 mm。为了缩短有限元仿真时间,应 尽可能减少自由结构参数的数目。在进行初步设 计以及模态仿真时,定子连接耳相当于附加质量 块,应尽可能减小其尺寸以降低对定子模态的影 响。在保证强度的情况下,连接耳尺寸采取最小原 则进行确定。压电陶瓷片粘贴在定子双腿最大应 变处,即弯振的波腹、纵振的节线处,此时压电片位 置参数也已确定。

通过不断调整上述8个自由结构参数,得到一 组较符合设计要求的定子结构尺寸,如表1所示。 将这组数据作为基础尺寸,此时定子两相频率为 125.23 kHz 和 125.36 kHz,前后干扰模态均大于 2 kHz,满足超声电机设计要求^[1]。

表1 定子的结构尺寸 Tab.1 Structural dimensions of the stator

								mm
参数编号	$P_1$	$P_2$	$P_{3}$	$P_4$	$P_5$	$P_{6}$	$P_7$	$P_{\scriptscriptstyle 8}$
数值	7.5	10.5	5.0	2.8	36	15.5	55.4	3.5
仿真上限	7.0	9.5	4.5	2.3	34	15.0	54.4	2.0
仿真下限	8.0	11.5	5.5	3.3	38	16.0	56.4	4.0

定子模态频率灵敏度分析研究的是结构尺寸对 定子相关模态频率的敏感程度。首先应保证定子模 态振型不变,即在改变结构尺寸时,定子两相工作模 态不可分离。笔者通过手动调整尺寸,确定在定子 工作模态不分离条件下,各结构尺寸的上下限值。 本研究中定子属于微型件,结构尺寸范围无需改变 太大。因此,进行定子模态频率灵敏度分析时,在保 证两相工作模态相邻的前提下,定子结构参数对相 关模态频率的灵敏度如图5所示。模态A和模态B 代表电机两相工作模态;模态F和模态L代表前后 干扰模态;频率大小按模态F < 模态A < 模 态B < 模态L排列。图5中,纵坐标局部灵敏度的 符号为正,代表相关模态频率的值与定子结构参数



图5 定子结构参数对相关模态频率的灵敏度

Fig.5 Sensitivity of structural parameters of the stator to relevant modal frequencies

的尺寸正相关,反之亦反。局部灵敏度的大小代表 定子结构参数对相关模态频率的影响程度,其值越 大,代表某结构参数对相关频率的影响越明显。可 以看出,P₁,P₂对定子模态影响最大,P₄,P₆次之,其 余尺寸影响很小。在加工时,应首先保证这4个尺 寸的精度要求。P₁,P₂对两相工作模态影响较大,可 同时调节这2个参数,使两相工作模态频率接近。 P₄,P₆分别对前后2个干扰模态频率影响较大,可分 别调节这2个参数,使前后干扰模态远离两相工作 模态。由于P₄,P₆两参数对两相工作模态的敏感度 几乎相同,在进行干扰模态调节分离时,对两相工作 模态的一致性影响很小。8个参数中只有P₃使得两 相工作模态频率的符号相反,其改变会直接影响到 两相工作模态的频率差,且影响程度比较小,通过修 改此参数,可以使两相工作频率趋于一致。

#### 2.2 定子圆环倒角尺寸设计

通常,为了使定转子充分接触,会在定子圆环内 孔处进行倒角处理,转子锥度与其相匹配。倒角的 角度与长度会影响定转子之间的接触状态,进而影 响电机的输出性能。因此,对倒角的角度和长度进 行分析很有必要。

当给定子A,B两相通相位差为π/2的正弦激励 信号时,圆环内孔壁上质点的位移响应函数为

 $u(t) = W_{\rm A} \sin(n\theta - \omega t) + (W_{\rm A} - W_{\rm B}) \cos n\theta \sin \omega t$ (2)

其中: $\omega$ 为振动激励的角速度, $\omega = 2\pi f; f$ 为圆环 n 阶面 内弯振模态的振动频率; $W_A$ , $W_B$ 为两相驻波振幅。

定子圆环内孔壁上的质点在行波的作用下,将 做椭圆运动。由于锥面的存在,使椭圆轨迹倾斜, 倾斜角度与锥面的角度 $\alpha(0 < \alpha < \pi/2)$ 正相关。定 子圆环倒角对表面质点椭圆运动的影响如图 6 所示。

在行波发生畸变时,两相驻波振幅差 W_A-W_B



图 6 定子圆环倒角对表面质点椭圆运动的影响 Fig.6 Effect of stator ring chamfer on elliptical motion of surface particles

会随时间做周期变化。此时,有效激励R(t)为u(t) cos $\alpha$ ,在y方向有分量记为

$$x(t) = u(t)\cos\alpha \tag{3}$$

x(t)在畸变行波的作用下,使定转子之间发生 周期高频冲击,不断推离转子,削弱定转子之间的接 触,降低电机的效率。因此,降低分量x(t)能够有效 改善定转子之间的接触状况,提升电机性能。根据 式(3)可知,x(t)与锥面角度 $\alpha$ 成正比,应适当减小 $\alpha$ 的大小以降低分量x(t)对定转子接触状态的影响; 但 $\alpha$ 过小,会使电机自锁。综上考虑,笔者将锥面角 度定为 tan $\alpha$ =1:4。

定子圆环倒角的长度也是影响定转子接触状况 的重要因素之一。随着接触面的增大,在接触表面 会有更多做椭圆运动的质点参与驱动,理论上会提 升电机的驱动性能。但在实际中,定转子加工装配 误差使得锥面无法完全贴合,行波畸变,接触面某些 区域质点甚至会阻碍转子转动,且接触面过大,会使 定转子之间摩擦力剧增,发热严重,所以倒角长度不 宜过大。但是,接触面太小,会使电机负载能力变 弱。笔者在接下来的实验中,通过改变倒角长度*c*, 将不同倒角面积的电机进行实验对比。表2为不同 倒角长度下定子的有限元分析结果。

表 2 不同倒角长度下定子的有限元分析结果 Tab.2 Comparison of finite element analysis results

-	comparis				unung 515	1000100
	of stators	with	differen	t chamf	ered are	<b>a</b> mm

参数	c = 0.6	c = 1.2	c=2
纵振模态L ₁ /kHz	125.36	114.9	118.13
弯振模态B ₂ /kHz	125.23	115.01	117.98
两相频率差∆f/Hz	130.00	101.00	150.00

#### 3 实验研究

#### 3.1 定子模态实验

依据有限元分析所得尺寸制作样机进行实验,

图 7 为样机照片。总质量为 6.9 g,3 个方向最大尺 寸为 30 mm×12 mm×12 mm。为了验证定转子接 触面积对电机性能的影响,笔者做了不同倒角尺寸 的 3 种定子,倒角长度 *c* 分别为 0.6,1.2 和 2 mm。不 同倒角面积定子照片如图 8 所示。



图 7 样机照片 Fig.7 Photo of prototype



图 8 不同倒角面积定子照片 Fig.8 Photo of stators with different chamfered area

采用德国 Polytec 公司的三维多普勒激光测振 仪(PSV-500F-B)对样机进行振动测试实验,测试面 内振动的振型,具体振动测试方法如图9所示。



图 9 振动测试方法 Fig.9 Diagram of vibration measuring method

给定子A,B两相分别施加100 V_{pp}的正弦激励 电压,得到3种定子频响特性曲线,如图10所示。可 以看出,各定子的两条频响特性曲线各有一峰,其对 应频率分别为一阶纵振和二阶弯振模态共振频率。

表3为样机模态实验结果。对比表2,3可以看出,定子模态实测结果与有限元仿真结果之间有一





表3 样机模态实验结果

Tab.3 Moda	al test results	of prototy	ypes mm
参数	c = 0.6	c = 1.2	c=2
纵振模态 $L_1/kHz$	125.375	114.718	118.531
弯振模态 B ₂ /kHz	124.985	114.912	118.25
两相频率差∆f/Hz	395	194	281

定的偏差。考虑到实际材料属性与理想模型之间的 差异,以及加工和装配误差,上述频率偏差在可接受 范围之内,电机仍可以按照预期的振动模式工作。

定子测试与仿真振型对比如图 11 所示。可以 看出,振子测试振型与有限元仿真振型基本一致。



Fig.11 Comparison of test and simulation modes of stators

#### 3.2 样机预压力测试调节

样机在设计中采用的是硅胶环和E型卡环共同 作用预紧的方式。锥形转子伸出轴部分留给硅胶环 的长度为1.9 mm(锥形转子大端面与连接件之间的 距离),在这个固定长度内,通过调整硅胶环的数量 和厚度进行预压力的调节,硅胶环总厚度的最小可 调增量为 0.05 mm。由于硅胶环为非线性弹簧,无 法直接计算出预压力的大小,因此笔者采用电阻式 薄膜压力传感器进行间接测量。预压力测量方法如 图 12 所示。图中,锥形转子和连接件之间的距离为  $x_1$ ,其值为恒定值 1.9 mm。在实验中,将未变形时总 长为  $l_1$ 的硅胶环压缩至 $x_1$ 来提供预压力,通过调整最 小可调增量 $\Delta l$ 的个数进行预压力的调节。由于硅胶 圆环套在轴上后,剩余面积太小,薄膜无法直接夹在 硅胶环中进行测量,因此笔者采用游标卡尺和硅胶 环模拟预压力的施加,间接测量定转子之间的预 压力。



图 12 预压力测量方法 Fig.12 Measurement method of preload force

将游标卡尺两外测量爪之间的距离定为 $x_1+\delta$ ,  $\delta$ 为薄膜的厚度,经测量为0.2 mm。不断调整硅胶环 的规格和数量,使 $l_i$ 按照最小可调增量 $\Delta l$ 递增,记录 下不同 $l_i$ 值对应万用表上阻值的大小。薄膜传感器 压力和阻值的关系已经进行标定,利用插值法计算 硅胶环形变量 $l_1-x_1$ 值对应压力的大小,硅胶环厚度 方向形变量与静态预压力之间的关系如图13所示。





#### 3.3 样机机械输出特性

图 14 为电机输出特性实验平台。采用一台信 号发生器(AFG3022C)和两台功率放大器(HFVP-



Fig.14 Experimental setup for the mechanical output characteristic test

83A,HFVA-6)作为电机的驱动装置。电机旋转转 速由外部红外测速仪测量,通过在连接件上悬挂砝 码的方式可测得电机的堵转力矩。

首先,对倒角长度 c 为 2 mm 的样机进行性能测 试。在电压为 200 V_{PP}、频带为 118 kHz~119 kHz 的 激励信号下进行测试。当预压力为 7 N时,样机可 以旋转,但不连续,平均转速为 110 r/min。随着预 压力增大为 10 N,样机间歇性来回摆动,噪声较大, 且无法进行负载实验。定子接触面上呈区域黑斑 状,说明定转子之间由于加工装配误差没有完全接 触,且由于摩擦力的增大,电机运动状况变差,与上 文分析基本吻合。

然后,重点对定子倒角长度c为 0.6 mm 和 1.2 mm 的样机进行输出性能测试。预压力为 20 N, 激励电压为 240 V_{pp}下的样机空载转速频率特性曲 线如图 15 所示。当定子倒角长度c为 0.6 mm 时,样 机双向最大空载转速分别为 322 r/min 和 265 r/ min,有效工作频带为 124.8 kHz~125.8 kHz。当c为 1.2 mm 时,样机双向最大空载转速分别为 338 r/ min 和 337 r/min,有效工作频带为 114.5 kHz~ 117.5 kHz。可以看出,当c为 1.2 mm 时,样机的工 作频带范围变大,中间段工作频率区间内电机转速 基本稳定。综合对比以上 3 种样机,当c为 1.2 mm 时,样机有更稳定的性能和更大的工作频率带宽。

图 16 为不同电压下样机负载特性。当定子倒 角长度 c 为 0.6 mm 时,样机正反 2 个方向的最大堵 转力矩分别为 0.9 mN•m 和 0.84 mN•m。当 c 为 1.2 mm 时,样机正反 2 个方向的最大堵转力矩分别 为 1.44 mN•m 和 1.2 mN•m。

表4为3种样机机械输出特性对比。当定子圆 环倒角面积适中时(c=1.2),样机具有较好的机械 性能,尤其是负载特性,相比c=0.6,样机在240 V_{pp} 下的堵转力矩提升了60%,工作频带也提升了











表4 样机机械输出特性对比

Tab.4 Comparison of mechanical output performance of prototypes

参数	c = 0.6	c = 1.2	c=2
最大转速/(r•min ⁻¹ )	322	338	110
工作频带/kHz	124.8~125.8	$114.5 \sim 117$	118~118.8
堵转力矩/(mN•m)	0.9	1.44	0

1.5 kHz。当倒角面积较大时(*c*=2),样机的性能明显下降。实验结果也基本上验证了理论分析。

#### 3.4 讨论

笔者设计的电机旨在与别的驱动装置连接组成 多自由度机械臂,此处提出了一种三自由度(转动-直线-摆动)机械臂,如图17所示。机械臂由3个超 声电机组成,底部电机实现机械臂的转动,通过联轴 器与中部电机相连。中部电机输出轴攻有螺纹,笔 者研究的电机夹持连接块上可以加工与之匹配的螺 纹孔,侧壁上开有限位槽,中部电机外壳上的限位杆 置于限位槽中,可以限制顶部电机相对中部电机的 转动。中部电机带有螺纹的输出轴在限位杆的作用 下,与顶部电机的夹持连接块形成了图17中的丝杠 螺母副,实现了机械臂的直线自由度。顶端笔者研 制的电机可实现机械臂的摆动。



图 17 三自由度机械臂示意图 Fig.17 Schematic diagram of a 3-DOF manipulator

### 4 结束语

提出了一种基于面内模态的双腿式微型旋转超 声电机,利用圆环周向形成的面内行波实现电机的转 动。对定子模态频率进行了灵敏度分析,确定圆环内 外径、双腿长度和宽度为敏感尺寸。对定子圆环倒角 尺寸进行了基础的理论研究,提出当倒角长度适中 时,电机性能最好的假设。研制了3种样机并开展实 验研究。实验结果表明,在倒角长度*c*=1.2(倒角面积 适中)时,样机具有较好的机械输出性能,最大速度和 堵转力矩分别为338 r/min和1.44 mN•m。该电机结 构紧凑,体积小,质量仅为6.9 g,可作为微型机械臂前 端的驱动源。在讨论中给出了一种应用此电机的机 械臂,说明本电机在机械臂中有较大的应用前景。

#### 参考 文 献

- [1] 赵淳生.超声技术与应用[M].北京:科学出版社, 2007:1-19.
- [2] 赵淳生,朱华.超声电机技术的发展和应用[J].机械 制造与自动化,2008,24(3):1-5.
  ZHAO Chunsheng, ZHU Hua. Development and application of ultrasonic motors technologies [J]. Machinery Manufacturing & Automation, 2008, 24(3):1-5. (in

第4期

Chinese)

[3] 赵淳生.对发展我国超声电机技术的若干建议[J].微 电机,2006(2):64-67. ZHAO Chunsheng. Some proposals for development of

ultrasonic motor techniques in China [J]. Micromotor, 2006(2): 64-67. (in Chinese)

- [4] LE H M, DO T N, PHEE S J. A survey on actuatorsdriven surgical robots [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2016: 323-354.
- [5] 陈加林,郭明森,邢晓红.基于超声电机的食道胶囊 内窥镜光扫描机构[J].振动、测试与诊断,2018,38
   (4):744-750.

CHEN Jialin, GUO Mingsen, XING Xiaohong. Design of light scanning mechanism for esophageal capsule endoscope utilizing ultrasonic motors [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4):744-750. (in Chinese)

 [6] 邢仁涛,孙志峻,黄卫清,等.应用超声电机的多关节 机器人的设计与分析[J].振动、测试与诊断,2005,25
 (3):179-181.
 XING Rentao, SUN Zhijun, HUANG Weiqing, et al.

Design and analysis of multiple joint robotic arm powered by ultrasonic motors [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2005, 25(3):179-181. (in Chinese)

- [7] DEBUS T, DOUGHERTY S. Overview and performance of the front-end robotics enabling near-term demonstration (FREND) robotic arm [C]//AIAA Infotech@Aerospace Conference. Washingtion, American: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2009: 1870-1883.
- [8] LU X L, HU J, YANG L, et al. A novel dual statorring rotary ultrasonic motor [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2013, 189(2): 504-511.
- [9] JIANG Z, WANG L, JIN J M. A novel robotic arm driven by sandwich piezoelectric transducers [J]. Ultrasonics, 2017, 84: 373-381.
- [10] ZHANG X F, ZHANG G B, NAKAMURA K, et al. A robot finger joint driven by hybrid multi-DOF piezoelectric ultrasonic motor [J]. Sensors and Actuators: A Physical, 2011, 169(1): 206-210.
- [11] LIU Y X, CHEN W S, FENG P L, et al. A square-type rotary ultrasonic motor with four driving feet [J]. Sensors & Actuators A: Physical, 2012, 180 (6): 113-119.
- [12] LI X N, ZHOU S Q. A novel piezoelectric actuator with a screw-coupled stator and rotor for driving an aperture[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25 (3): 035027.
- [13] JEONG S S, PARK T G, KIM M H, et al. Characteristics of a V-type ultrasonic rotary motor [J]. Current Applied Physics, 2011, 11(S): 364-367.
- [14] TAKEMURA K, MAENO T. Design and control of

an ultrasonic motor capable of generating multi-DOF motion[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2001, 6(4): 499-506.

- [15] TAKEMURA K, OHNO Y, MAENO T. Design of a plate type multi-DOF ultrasonic motor and its selfoscillation driving circuit [J]. Mechatronics IEEE/ ASME Transactions on Mechatronics, 2004, 9(3): 474-480.
- [16] IULA A, PAPPALARDO M. A high-power traveling wave ultrasonic motor [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, 2006, 53(7):1344-1351.
- [17] IULA A, CORBO A, PAPPALARDO M. FE analysis and experimental evaluation of the performance of a travelling wave rotary motor driven by high power ultrasonic transducers [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 160(1/2):94-100.
- [18] IULA A, PAPPALARDO M. A high power travelling wave ultrasonic motror [J]. Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium, 2006, 53(7): 1344-1351.
- [19] JIN J M, ZHAO C S. A novel traveling wave ultrasonic motor using a bar shaped transducer [J]. Journal of Wuhan University of Technology-Materials Science Edition, 2008, 23(6):961-963.
- [20] 李志荣,黄卫清,赵淳生.圆柱-球体三自由度超声电机的研究[J].压电与声光,2005,27(5):486-489.
  LI Zhirong, HUANG Weiqing, ZHAO Chunsheng.
  Research on a cylinder-sphere ultrasonic motor with three-DOF testing[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2005, 27(5): 486-489. (in Chinese)
- [21] TSUJINO J, SUZUKI A. Load characteristics of ultrasonic motor with a longitudinal-torsional converter and various nonlinear springs for inducing static pressure
   [C]//IEEE 2001 International Ultrasonics Symposium.
   [S. l.]: IEEE, 2001: 545-550.
- [22] 闫明,孙志礼,杨强.基于响应面方法的可靠性灵敏 度分析方法[J].机械工程学报,2007,43(10):67-71. YAN Ming, SUN Zhili, YANG Qiang. Reliability sensitivity analysis method based on response surface method [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007,43(10):67-71. (in Chinese)



**第一作者简介:**闫鹤,男,1995年10月 生,硕士生。主要研究方向为医疗主从 控制机器人。 E-mail:13218035117@163.com

通信作者简介:孙志峻,男,1970年2月 生,博士、教授。主要研究方向为机器人 及机电一体化。 E-mail:meezjsun@nuaa.edu.cn

## Application and Prospect of Laser Ultrasonic Nondestructive Testing Technology in Advanced Manufacturing

LU Minghui^{1,2}, DING Lei², YAN Xuejun², CHEN Yanfeng^{1,2}

(1. National Laboratory of Solid State Microstructures, Nanjing University Nanjing, 210093, China)
 (2. College of Engineering and Applied Sciences, Nanjing University Nanjing, 210093, China)

**Abstract** With the development of national defense and industrial modernization, there is an increasing demand for nondestructive testing technology. As a completely non-contact nondestructive testing technology (NDT), laser ultrasonic technology (LUT) can be used for in-situ testing and monitoring of complex structural parts in the environment of high temperature, high pressure, and radiation. In this paper, firstly, we introduce the laser detection technology of ultrasound. Secondly, the advantages of LUT are shown. Then the application cases of laser ultrasonic nondestructive testing technology (LUT&NDT) in industry and some existing problems are illustrated with examples, and we also give the solutions. Then the processing method of ultrasonic signal is expounded. Finally, we discuss and prospect the application prospect of LUT&NDT in advanced manufacturing.

Keywords laser ultrasonic nondestructive testing technology; advanced manufacture; extreme environment; deep learning

## Separation and Extraction of Composite Fault Characteristics of Wind Turbine Bearing Based on SK-MOMEDA

XIANG Ling, LI Jingxu, HU Aijun, LI Ying

(Mechanical Engineering Department, North China Electric Power University Baoding, 071003, China)

Abstract For the composite fault of wind turbine rolling bearing in actual working conditions, due to the interaction between multiple faults which interfere with each other, making the composite fault feature difficult to separate. A method for separating and extracting composite fault characteristics of wind turbine rolling bearings is proposed based on spectral kurtosis (SK) and multipoint optimal minimum entropy deconvolution adjusted (MOMEDA). Firstly, the spectral kurtosis analysis is performed on the composite fault signal, and the resonant frequency band with larger energy is selected. The band-pass filter is constructed to filter the corresponding resonant frequency band, and the envelope signal is analyzed by the envelope spectrum to separate the single fault feature. Then, the multipoint kurtosis spectrum analysis is performed on the filtered signal that fails to realize single fault feature extraction, and the fault period is determined. The subsequent separation and extraction process is completed by using MOMEDA. The simulation signal and engineering application analysis results show that the method can effectively and accurately realize the separation and extraction of bearing composite fault features.

Keywords wind turbine; bearing; composite fault; separation and extraction; spectral kurtosis; minimum entropy deconvolution of multi-point optimal adjustment

#### Road Wheels' Dynamic Load of Tracked Vehicle Under Road Excitation

QIN Lingyun, YANG Shuyi, CHEN Zhewu, LING Qihui

(School of Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology Xiangtan, 411201, China)

Abstract The road wheels dynamic load of tracked vehicles directly affects the adhesion and traction perfor-

mance. A theoretical estimation model of the road wheels dynamic load is established according to the correlation with variable time lag between front and rear wheels, and the coherence between the left and right wheels. Based on multi-body dynamics software RecurDyn, a multi-body dynamics model of tracked vehicles is established and then the model verification is performed. On the basis of the theoretical estimation model and the multi-body dynamics model, the effects of driving speed, road roughness and track shoe parameters on the road wheels dynamic load are analyzed. The results shows that with the increase of driving speed and road roughness, the road wheels dynamic load and dynamic load coefficient linearly increase. The road wheels dynamic load first decreases and then increases with the increase of track shoes width. As the track shoes thickness increases, the road wheels dynamic load linearly increases. The conclusion provides a theoretical basis for the analysis of adhesion performance, structural design and optimization of tracked vehicles.

Keywords tracked vehicle; road roughness; dynamic load; variable time lag correlated; multi-body dynamics simulation

#### Weak Fault Extraction of Rolling Element Bearings Based on CSES and MED

KANG Wei, ZHU Yongsheng, YAN Ke, REN Zhijun (Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design & Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)

Abstract Combined squared envelope spectrum (CSES) is susceptible to the interference from in-band noise and other band characteristics in high back-ground noise, which leads to the difficulty in extracting the weak fault features of rolling element bearings. A new method based on CSES and minimum entropy deconvolution (MED) is proposed to overcome this problem. Firstly, the proposed method uses spectral kurtosis to select the filtered signals from different frequency bands. Secondly, these selected signals are further filtered using MED for enhancing the fault feature in the frequency band. According to the principle of CSES, the squared envelope spectrum is computed for the signals filtered in previous step. These spectrums are normalized within 0 and 1, then they are combined to obtain an enhanced envelope spectrum with obvious fault characteristics. The simulation and experimental results show that the proposed method can effectively extract the weak fault features of rolling element bearings.

## Fault Classification Method of Rolling Bearing Based on Cloud Theory and Relief-F

MA Sencai, ZHAO Rongzhen, WU Yaochun, DENG Linfeng (School of Mechanical & Electronic Engineering, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

Abstract In order to make full use of the information contained in the massive data and effectively identify the bearing faults, the cloud theory method is used to map the bearing fault data to its corresponding fault type, and the cloud distribution model of each feature of the rolling bearing under different states is established. Based on this, a cloud judgment knowledge base of bearing faults is constructed. Meanwhile, the Relief-F method is introduced to determine the weight coefficients of each feature of the training set. Combined with the cloud distribution membership coefficient, the final membership calculation method for bearing faults is proposed. Through the comparison of classification accuracy between cloud classification knowledge bases established by different numbers of training samples, it is proved that the method has the ability to learn data. Moreover, the classifica-

Keywords rolling element bearings; spectral kurtosis; minimum entropy deconvolution; combined squared envelope spectrum

tion method and other traditional classification methods are tested by using noise-containing test samples, and the results show the superiority of the classification method in terms of noise resistance.

Keywords rolling bearing; fault recognition; cloud theory; degree of membership

## Output Characteristics of a Non-contact Piezoelectric Motor Modulated by Electromagnetic Field

XING Jichun, REN Wendi, QIN Yong

(School of Mechanical Engineering, Yanshan University Qinhuangdao, 066004, China)

Abstract A non-contact piezoelectric motor modulated by an electromagnetic field, which can achieve the coupling drive without contact between the stator and rotor, and has the characteristics of structural reliability, operation stability, and control convenience. In this paper, the formulas of angular displacement of driving mechanism, static electromagnetic moment and dynamic electromagnetic moment of electromagnetic modulated noncontact piezoelectric motor are deduced. The influence of the structure parameters and modulation signal parameters on the angular displacement of driving mechanism and the output performance of electromagnetic moment are analyzed. Moreover, the prototype is made and the performance test is carried out. The validity of the theoretical analysis is verified by comparing the theoretical calculation of the output torque with the experimental test value, and the driving scheme of the prototype is given. The results show the output step angle increases with the increase of the peak voltage of the driving signal. When the driving voltage is 150 V, and the frequency is 3 Hz, the output step angle is about 0.82°. The output torque is greatly affected by the voltage excitation peak and the driving frequency of the electromagnetic modulation mechanism. The driving frequency is 3 Hz, and the output torque is 6.1 N•mm when the modulation voltage is 7 V. This type of piezoelectric motor further broadens the research field of non-contact piezoelectric motor, and provides a reference for the design of high precision and large torque non-contact piezoelectric motor.

Keywords electromagnetic modulation; non-contact piezoelectric motor; displacement amplifier; dynamic torque

## Dynamic Response of Asphalt Pavement Under Vehicle-Road Weak Coupling Vibration State

YAN Zhanyou^{1,2}, ZHAO Xiaolin², ZHAO Guoye³, ZHAO Guofang⁴, ZHAO Cunbao¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures, Shijiazhuang

Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(2. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(3. Alcon(China) Ophthalmic Products Co., Ltd. Beijing, 100020, China)

(4. Department of Computer Technology, Hebei College of Industry and Technology Shijiazhuang, 050091, China)

Abstract In order to study the dynamic response of asphalt pavement under the weak coupling of vehicle and road, a coupled model of 13-degree of freedom three-dimensional vehicle-rubber tire-asphalt pavement is established. Considering car body suspension, road surface roughness, and viscoelasticity of asphalt mixture, a central difference method is applied to solve the coupled equation, and simulation values are compared with actual vehicle-road weak coupled tests. By comparing with the test, the maximum error of the longitudinal shear strain is 5.74% between the calculated value and the experimental value. The contact is a three-way force state between the tire and the road surface, the three-way force and the vehicle suspension force generated by the dynamic load are greater than the moving dead load. Further, the longitudinal maximum compressive stresses of

829

the upper layer, the middle layer, and the lower layer are 18.8%, 11.8%, and 7.4% larger than the moving dead load, respectively. Similarly, the vertical maximum compressive stresses are 18.9%, 19.8%, and 20.4% larger than the mobile dead load, and the transverse maximum compressive stresses are 10.2%, 4.69%, and 2.1% larger, respectively.

Keywords vehicle model; rubber tire; pavement model; coupling; dynamic response

## Formation Mechanism and Development Properties of Rail Corrugation of Cologne Egg Fastener Section

WANG Zhiqiang,LEI Zhenyu(Institute of Rail Transit, Tongji UniversityShanghai, 201804, China)

Abstract In order to study the formation mechanism and development properties of rail corrugation in metro, through the establishment of vehicle-track space coupled model and rail corrugation evaluation model, the formation mechanism of corrugation is analyzed in frequency domain and time domain, and the development properties of corrugation are studied by using the corrugation growth rate. Based on the frequency domain analysis, through modal analysis and frequency response analysis of track structure model, it is found that natural frequencies of track structure are close to the passing frequencies of measured corrugation. It shows that the vibration modes corresponding to these frequencies can be more easily excited, which can cause the resonance phenomenon of track structure and form corrugation of corresponding frequencies. Based on the time domain analysis, the time history curves of rail vertical vibration acceleration and rail vertical displacement are calculated by using a vehicle-track coupled model and the frequency domain transformation is carried out. It is shown that there are characteristic frequencies close to the passing frequencies of measured corrugation, which indicates that the vibration of track structure at corresponding frequencies is an important reason to promote the formation of corrugation. The change of vehicle speed has no effect on characteristic frequencies of the corrugation growth rate, which reflects the fixed frequency characteristic of corrugation. With the increase of train operation times, the wavelengths of corrugation corresponding to characteristic frequencies gradually form and develop; the wavelength range and development speed of corrugation gradually increase with the increase of train speed.

Keywords metro; Cologne Egg fastener; corrugation; displacement receptance; corrugation growth rate

## Irregularity Detection of Contact Wire Based on Spectral Kurtosis and Time-Frequency Analysis

CHEN Xiaoqiang¹, SHEN Yanlong¹, WANG Ying¹, ZHANG Xi¹, CAO Li¹, MU Xiuqing²
(1. School of Automation & Electrical Engineering, Lanzhou Jiaotong University Lanzhou, 730070, China)
(2. School of Electrical Engineering, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)

Abstract In order to solve the problem of positioning irregularity of high-speed railway contact wire in actual operation, a method based on Choi-Williams spectral kurtosis (CW-SK) and quadratic time-frequency analysis is proposed. Since CW-SK is highly sensitive to abrupt transition signals, the irregular components of pantographcatenary contact pressure can be identified. On this basis, the quadratic time-frequency analysis of the irregular reconstructed signal is carried out to determine the spatial location of different wavelengths on the contact wire. The final test results show that the method can accurately identify and locate the irregularities of contact wire, and there are no other interference components in the time-frequency diagram. Furthermore, the method has good anti-noise performance, which can meet the actual operation requirements of high-speed railway. This paper can provide some references for the evaluation of the contact wire irregularity state and the later maintenance

#### of catenary.

Keywords high-speed railway; spectral kurtosis; time-frequency analysis; pantograph-catenary contact force; contact wire irregularity

## Study on Working Frequency Band of Six-axis Accelerometer Based on Stewart Derivative Configuration

WANG Linkang¹, YOU Jingjing^{1,2}, LI Chenggang^{2,3}, QIU Xin¹, YE Pengda¹

(1. College of Mechanical and Electronical Engineering, Nanjing Forestry University Nanjing, 210037, China)

(2. Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology Nanjing, 210016, China)

(3. School of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract The operating frequency of the six-axis accelerometer is an important indicator for evaluating the measurement performance. However, the theoretical model of this performance has not yet been established because there is no test platform that can fully meet the calibration requirements on the market. Aiming at this situation, a Stewart-derived six-axis accelerometer is taken as an example. A mathematical model of the operating frequency band of the sensor is established by deriving the fundamental frequency and its relationship with the upper limit of the operating frequency band. First, the quaternion is introduced into the second Lagrange equation of the system, and then the quadratic expressions of the kinetic and potential energy functions are deduced. The specific fundamental frequency value is obtained by the matrix iteration method, and the verification results show that the number of iterations of the designed algorithm does not exceed 19. The calculation error is less than  $0.000 \ 1\%$ , and then, based on the orthogonal design theory and ADAMS software, 256 sets of virtual experiments on retrieving the feasible operating frequency are designed. The results show that the upper limit of the operating frequency band is always between  $1/35 \sim 1/32$  of the fundamental frequency, and the uncertainty of the data is only 0.004 1. Moreover, the space Model theory is used to study the distribution law of the operating frequency band performance indicators and structural parameters of the sensor, and a global performance map is drawn, which provides a reference for the subsequent structural expansion. At last, a physical prototype of a sixaxis accelerometer is fabricated and tested in its operating frequency band. The relative error is less than 0.53%, which verifies the validity and feasibility of the frequency band model.

Keywords six-axis accelerometer; parallel mechanism; nature frequency; working frequency band; performance atlas

## The Main Influencing Factors of the Vibration Intensity of Large Crossing Conductor Under Aeolian Vibration

ZHANG Zhao, ZHOU Lixian, QI Yi, LIU Shengchun (China Electric Power Research Institute Beijing, 102401, China)

Abstract In order to solve the problem that the aluminum-alloy conductor with ultra-high-strength steel reinforced is more easily broken in the fatigue test, the main parameters affecting the vibration strength of the conductor are studied. The equivalent bending stiffness of conductor is proposed, and the expression of dynamic bending strain of the conductor at the last point contact with the clamp is obtained. Aeolian vibration simulation tests are carried out by using indoor simulation test equipment with two different spans of 55 m and 140 m. The theoretical calculation is in good agreement with the experimental results, which verifies the availability of the model. The model of the conductor clamp outlet under the condition of breezy vibration and the analysis of the main influencing parameters provide a theoretical basis for engineering applications.

Keywords aluminum-alloy conductor ultra-high-strength steel reinforced; aeolian vibration; fatigue failure; equivalent bending stiffness; dynamic bending stress

## Damage Degree Identification of Rolling Bearings Under Variable Load with Improved Anti-interference CNN

DONG Shaojiang¹, PEI Xuewu¹, WU Wenliang¹, TANG Baoping², ZHAO Xingxin³

(1. School of Mechantronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University Chongqing, 400074, China)

(2. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University Chongqing, 400044, China)

(3. Chongqing Changjiang Bearing Co., Ltd. Chongqing, 401336, China)

Abstract Aiming at the problem that it is difficult to identify the damage degree of rolling bearings under strong noise and variable load conditions, a new method based on improved anti-interference convolutional neural network (ACNN) for bearing damage identification under variable load conditions is proposed. First, the one-dimensional vibration signal of the rolling bearing is pre-processed to obtain labeled data samples, which are divided into training set and test set. Then the attention mechanism is introduced into each feature extraction layer of the convolutional neural network to establish the relationship between the feature extraction channels, and an improved model of bearing damage recognition under variable load conditions based on improved ACNN is obtained. After that, the training set data is input into the improved ACNN for learning. The obtained recognition model is applied to the test set, and the results of damage degree recognition are output. During the training process, in order to improve the anti-interference ability of the model, Dropout operation is performed on the convolutional layer. In addition, the original training samples are denoised to suppress overfitting. Finally, through the rolling bearing damage degree simulation test, the test is performed under variable working conditions. The results show that the proposed method can more accurately identify the degree of bearing damage under variable load conditions in noisy environments.

Keywords rolling bearing; damage degree identification; attention mechanism(AM); anti-interference convolutional neural network(ACNN)

## Excitation Identification and Finite Element Method Validation of Rotary Compressor in Air Conditioning

XIAO Biao, JIANG Zou, DAI Longxiang, LI Bin, ZHOU Yongcheng (State Key Laboratory of Air-Conditioning Equipment and System Energy Conservation Zhuhai, 519000, China)

Abstract In the design and optimization of compressor piping system, the compressor is the main source of excitation, and the acquisition of its excitation force is crucial. When the compressor is designed and supplied by a third party, it is difficult to obtain its internal structural parameters and its excitation needs to be identified by experimental test. In this paper, the equivalent excitation at the centroid of the rotor compressor is identified based on rigid body dynamics principal. Firstly, the centroid and inertia parameters of the compressor are identified based on the mass line method. The test results show that the recognition accuracy and consistency are good. Secondly, in terms of the rigid body dynamics equation, the equivalent excitation of the compressor is identified based on the vibration response of the compressor cylinder surface, the inertia parameters of the compressor and the characteristic parameters of the rubber feet. Finally, the finite element simulation is carried out to validate the identified excitation force. The acceleration obtained by the simulation agrees well with the experimental results. The maximum error occurs in the second order of the *y* direction, which is 26.3%, indicating that the recognition accuracy is convincing. The identified excitation is accurate enough to be applied in the design and optimization of piping systems.

Keywords inertial parameters identification; excitation identification; rotary compressor; rigid body dynamics

#### **Crack Detection Under Coating Based on Adaptive Second Generation Wavelet**

 WANG Peng¹, ZHU Hongbo², LI Dongjiang¹, QIN Chengpeng¹, HE Huchang², JIANG Xiong², CAI Hui¹, LANG Tao²
 (1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd. Xi'an, 710054, China)

(2. Sichuan Huaneng Kangding Hydropower Co., Ltd. Chengdu, 610041, China)

Abstract The research on crack detection under coating of current components, the adaptive second-generation wavelet transform is applied to the array eddy current detection. The array eddy current testing can suppress the lift off effect and is not affected by the direction of defects. The adaptive second generation wavelet can effective-ly match the signal features, eliminate the influence of noise and improve the signal quality. The experimental results show that the array eddy current testing method based on adaptive second generation wavelet transform can effectively identify the cracks under the coating of the flow passage parts of hydropower station, with high detection accuracy and strong adaptability, and has good engineering application value.

Keywords over-current components; under-coating cracks; array eddy current; adaptive; second generation wavelet transform

## Aircraft Hydraulic Pump Performance Trend Prediction Method Based on ARIMA-LSTM

CUI Jianguo¹, LI Pengcheng¹, CUI Xiao², YU Mingyue¹, JIANG Liying¹, WANG Jinglin³

(1. School of Automation, Shenyang Aerospace University Shenyang, 110136, China)(2. Model Balance and Wind Tunnel Equipment Department 5, AVIC Aerodynamics Research Institute Shenyang, 110034, China)

(3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Fault Diagnosis and Health Management Shanghai, 201601, China)

Abstract The traditional performance prediction method has low prediction accuracy for military aircraft hydraulic pump performance in high working intensity of military aircraft hydraulic pump and complicated working environment. Aiming at this problem, an military aircraft hydraulic pump performance trend prediction method is proposed based on the autoregressive integrated moving average (ARIMA) model and long short term memory (LSTM) network. Firstly, the obtained raw data of aircraft hydraulic pump performance characterization parameters are linearly decomposed to obtain trend item data and detail item data. Then, the ARIMA method is used to predict the trend item data, and the LSTM method is used to predict the normalized detail item data, and finally the two parts of the prediction result are superimposed to obtain the final performance trend prediction result. The research results show that the combined prediction method of ARIMA-LSTM is better than the single ARIMA or LSTM prediction methods for predicting the trend of aircraft hydraulic pump performance, which provides a new method for engineering application of aircraft hydraulic pump performance change trend prediction.

Keywords aircraft hydraulic pump; performance change; trend prediction analysis; autoregressive integrated moving average (ARIMA); long short term memory (LSTM)

#### **Optimized Adaptive Mechanical Switch for Vibration Energy Generator**

HUANG Yao, WAN Xiaodan, LIU Weiqun

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031, China)

Abstract In order to solve the power supply difficulty of wireless sensor and the limited energy extraction efficiency of common standard circuit and synchronous switch circuit, an optimized adaptive mechanical synchronous switch is proposed and applied to the parallel synchronous switch inductance circuit. According to the principle of adaptive mechanical switch, a simulation model is established, and the adaptive mechanical synchronous switch is studied and analyzed under noise excitation. Corresponding experiments are also carried out, the experimental results show that the optimized adaptive mechanical switch circuit is adaptive to noise environment, and the load mean power harvested is around three times of the standard circuit. The self-adaptive mechanical switch can automatically detect the amplitude of the cantilever beam and control the switch to close near the displacement peak, which provides practical and theoretical guidance for the vibration energy generation device.

Keywords vibration energy harvesting; energy extraction circuit; adaptive mechanical switch; noise excitation

## Dynamic Damping Characteristics of Hydraulic Vibration Absorber with Textured of Piston

YU Yangyang^{1,2,3}, ZHANG Junhong^{1,2}, WANG Jun^{1,2}, MENG Xiangde^{2,3}, ZHANG Xueling^{2,3}
 (1. State Key Laboratory of Engine, Tianjin University Tianjin, 300072, China)
 (2. Renai College, Tianjin University Tianjin, 301636, China)
 (3. Tianjin Jieqiang Power Equipment Co., Ltd. Tianjin, 300410, China)

Abstract Considering the friction and lubrication factors of the piston with rectangular texture, the dynamic damping characteristics of inflatable dual cylinder hydraulic damper are studied. Initially, the mathematic model of the damping characteristics and the dynamic pressure lubrication equation of the double-tube hydraulic shock absorber is establised. Then, the restore and compression strokes equations are calculated. The upper chamber pressure and the lower chamber pressure are obtained, and the Reynolds cavitation boundary condition is adopted, then the upper cavity pressure and the lower cavity pressure are used as the initial pressure. After that, the Reynolds equation based on five-point difference formula is discreted and the Reynolds equation by successive over-relaxation (SOR) method is calculated. Based on the above calculation, the value of the oil film friction damping force can be obtained. The influence of friction damping on piston speed, texture depth, radius and axial width of piston and other factors is analyzed, and the influence of friction factors on damping characteristics of the damper is studied. It is found that the oil film friction between piston and cylinder increases with the increase of piston velocity, texture width and piston width; as the texture depth increases, it first increases and then decreases; as the oil film thickness increases, it decreases; the piston radius has no obvious effect on the friction; and the corresponding factors affect the dynamic damping characteristics of the shock absorber.

Keywords hydraulic shock absorber; rectangular texture; friction; Reynolds; damping force

## Stick-Slip Vibration of Water-Lubricated Rubber Stern Tube Bearing Based on Persistent Homology Based Machine Learning

ZHANG Shengdong¹, LONG Zhilin¹, JIN Yong², LIU Zhenglin², YAN Zhimin², YANG Xiuying³
 (1. College of Civil Engineering and Mechanics, Xiangtan University Xiangtan, 411105, China)
 (2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology Wuhan, 430063, China)
 (3. Library, Jiujiang University Jiujiang, 332005, China)

Abstract In order to study stick-slip vibration of water-lubricated rubber stern tube bearing, firstly, stick-slip vibration images are collected by machine vision technology. Secondly, images are analyzed by the methods of persistent homology based machine learning and simplicial complex, the corresponding barcodes are obtained by calculating the homology of the vibration images' simple complex. Then, the topological characteristics of the vibration images are obtained based on the barcode images. Finally, the improved support vector machine learning is used to study the topological features, the classification and identification of the stick-slip vibration of water-lubricated rubber stern tube bearing are completed. The results have shown that the length of the longest Betti barcode is closely related to vibration, which can effectively warn the beep, establish an intelligent description of the beep process, and provide a new idea for stick-slip vibration of the stern bearing.

Keywords water-lubricated rubber stern tube bearing; stick-slip vibration; machine vision; persistent homology based machine learning

## 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 (Institute of Rail Transit, Tongji University Shanghai, 201804, China)

Abstract Obtaining a representative dynamic stress time-domain signals is a prerequisite for structural fatigue analysis of vehicles. However, the fatigue life assessment results only depend on the dynamic stress time-domain signal obtained by a short-time test; it can not represent the anti-fatigue service performance of the structure in a long-time, even in the whole service life. Therefore, a fatigue life assessment method based on time-domain extrapolation of dynamic stress based on extreme theory is proposed for the first time. Taking a test point near the weld of the bogie arm positioning mounting seat of an electric multiple units (EMU) as an example, first, three groups of dynamic stress time-domain signals of the test point at the initial stage, middle stage, and the final stage of a whole wheel reprofile period are selected. The pre-processing and equal weight overlapping addition are carried out to them. Second, the tail probability distribution of the superimposed signal samples is fitted using the extreme value theory. The fitting goodness of the model is tested. Third, according to the fitting probability distribution function, the dynamic stress samples are extrapolated in the time domain to obtain the dynamic stress time-domain signal under long-term load; finally, the fatigue life of the test point is evaluated according to the extrapolated dynamic stress time-domain signal. The results show that: compared with the commonly used linear extrapolation method, the cumulative fatigue damage based on the time-domain extrapolation method increases by 0.168%, the safe operation mileage is reduced by 2 670 km, and the assessment is more safety.

Keywords bogie frame; time-domain extrapolation; fatigue; dynamic stress; extreme value theory

## Numerical Simulation and Experimental Study on Coupled Excitation of Gas-Liquid Pulse Two-Phase Flow

ZHANG Huixian¹, KOU Ziming^{2,3}, BU Zhanwei¹, YANG Haijun¹

(1. School of Intelligent Manufacturing, Luoyang Institute of Science and Technology Luoyang, 471023, China)
(2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology Taiyuan, 030024, China)
(3. Shanxi Province Mine Fluid Control Engineering Research Center Taiyuan, 030024, China)

Abstract A gas-liquid coupling excitation method is proposed to remove the pollutant from the inner wall of the pipeline by the high pressure gas-liquid pulse two-phase flow, which is alternated through the gas path and the liquid path. The dynamic model of the gas-liquid pulse two-phase flow is established, and its test system is developed. The simulation is carried out by using fluent module in specialized software ANSYS, where the k- $\varepsilon$  two-equation turbulence model is considered, the volume of fluid (VOF) model is selected for the gas-liquid two-phase flow model, and the simple algorithm is used to solve the two-fluid control equations. Specifically, the pressure field, velocity field and flow regime of gas-liquid pulse two-phase flow is analyzed. Then, the pressure of the mixed fluid in the middle of the pipeline under different fluid pressures is measured by the pressure transmitter and the data acquisition card. The measured pressure of the mixed fluid increases with the increasing mixed fluid pressure, and the measured pressure trend is basically consistent with the numerical simulation. It is also found that the excitation pressure of the mixed fluid gradually increased with the increasing ventilation time. The numerical simulation and experimental study reveal the kinetic characteristics of gas-liquid pulsed two-phase flow. So, it provides a theoretical basis and experimental study for the excitation pressure controllability of gas-liquid pulse two-phase flow.

Keywords excitation; gas-liquid pulse; two-phase flow; numerical simulation; kinetic characteristics

#### Acceleration Sensitive Structure for Vector Hydrophone

WANG Wenlong^{1,2}, DA Lianglong^{1,2}, SUN Qindong^{1,2}
(1. Department of No.2, Naval Submarine Academy Qingdao, 266199, China)
(2. National Laboratory for Marine Science and Technology Qingdao, 266235, China)

Abstract The commercial piezoelectric accelerometers used in co-vibrating vector hydrophones have the disadvantage of large mass, which limits the performance of vector hydrophones. In this paper, an acceleration sensitive structure based on thickness shear piezoelectric effect is designed, which has the advantages of light weight and high sensitivity. The mass of the acceleration sensitive structure is 0.039 kg. Working frequency band is  $20 \sim$ 2 000 Hz. It's sensitivity is about 3 000 mV/g at 200 Hz. And the maximum lateral sensitivity ratio in working frequency band is less than 8%. A spherical vector hydrophone with the acceleration sensitive structure is tested, which is 72 mm in diameter, the working frequency band is  $20 \sim 2 000$  Hz, and the equivalent sound pressure sensitivity of x, y and z channel are -191.6 dB, -191.4 dB and -191.8 dB at 200 Hz, with direction performance of cosine and good consistency. Test results show that this acceleration sensitive structure is suitable to be used in vector hydrophones. Compared with the vector hydrophone with commercial accelerometer, it is proved that this acceleration sensitive structure can effectively reduce the average density and improve the sensitivity of the vector hydrophone.

Keywords piezoelectric accelerometer; thickness shear; finite element modelling; co-vibrating vector hydrophone

#### Nanoparticle Aggregation by Focused Ultrasound Under Flow Rate Disturbance

MAO Linli, PENG Hanmin, LU Penghui, MAO Ting

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract In order to apply ultrasonic particle manipulation technology to the aggregation of nano-drug particles in blood vessels, and aiming at the influence of flow rate and the spontaneous agglomeration of nanoparticles due to the nano effect, the theoretical calculation model of nanoparticle aggregation by focused ultrasound under flow rate disturbance is established using the COMSOL finite element software, based on the piezoelectric equation, the acoustic-structure boundary coupling equation, and the momentum equation. Through the comparison and analysis of simulation calculations and experimental results, the reasons for the aggregation of nanoparticles by focused ultrasound are obtained. The explanation theory of nanoparticle cluster intervention and the influence law of local flow rate changes under the interference of flow are also analyzed. It is proved that the nanoparticles liquid in the closed pipeline can be aggregated by focused ultrasound, which shows a certain binding ability to the nanoparticle clusters while the flow rate is less than 1.92 mm/s, providing a new method and approach for future targeted drug therapy.

Keywords focused ultrasound; nano-particles; targeted therapy; ultrasonic manipulation; fluid; finite element simulation

## Influence of Inclination Angle on Accuracy of Vibration Based Cable Force Identification

HE Wenyu^{1,2}, MENG Fancheng^{1,2}, REN Weixin³

(1. Department of Civil Engineering, Hefei University of Technology Hefei, 230009, China)
(2. Anhui Engineering Laboratory for Infrastructural Safety Inspection and Monitoring Hefei, 230009, China)
(3. College of Civil and Transportation Engineering, Shenzhen University Shenzhen, 518060, China)

Abstract Vibration based cable force identification methods have been widely used in the field of bridge health monitoring and inspection for their simple and effective properties. However, the inclination angle on the cable force identification accuracy is not considered as horizontal arranged cable model is adopted in the theory derivation. In fact, the angle of inclination leads to the linear distribution of cable force along the length direction, and the angle of inclination will have an impact on the sag of the cable, which affects the accuracy of cable force identification. In this paper, the modal parameters of the cables fixed at both ends are calculated by the finite difference method and the corresponding cable forces are identified by iteration method. Then the influences of the inclination are investigated via numerical example. The results show that the force identification errors are very large when the first order frequency is used for small-sag cables and the first or second order frequency is used for large-sag cables without considering the inclination effects.

Keywords cable force; inclination; frequency-based method; finite difference method; iteration method
837

#### **Robust Finite Element Model Updating Method Based on Frequency Response Function**

FAN Xinliang, WANG Tong, XIA Zunping

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract The traditional model updating method based on frequency response function (FRF) is difficult to converge in case of large test noise, large residual between initial analysis FRF and test FRF, or large number of parameters to be modified. A dynamic finite element model (FEM) updating method based on maximum likelihood estimation and frequency shift is presented. The maximum likelihood estimator using "a priori" variance information of the FRF is constructed to obtain the optimal parameter estimation depending on the Gauss-Newton method. The frequency shift method and the total least square adjustment method are used to solve the iterative equation to improve the robustness of parameter identification. The test data of poor quality is eliminated according to selection criterion of frequency points. An approach for expanding incomplete experimental FRF is presented to reduce the extra error. Finally, numerical simulation and experimental investigation for updating the dynamic finite element model of a bogie structure and an aircraft model are performed to validate the robustness and efficiency of the present method. The obtained results show that the present method can be successfully applied to update the complex finite element models.

Keywords model updating; frequency response function (FRF); maximum likelihood estimation; frequency shift method; the noise resistance

#### Mechanical Characteristics of Pile-Soil Interface of Open-Close Jacked Piles During Penetration and Loading

WANG Yonghong^{1,2}, SANG Songkui¹, ZHANG Mingyi^{1,2}, BAI Xiaoyu^{1,2},

YANG Suchun¹, MIAO Dezi¹

(1. School of Civil Engineering, Qingdao University of Technology Qingdao, 266033, China)
 (2. Cooperative Innovation Center of Engineering Construction and Safety in Shandong Blue Economic Zone Qingdao, 266033, China)

Abstract The pore pressure increment and radial stress of pile-soil interface is measured by micro silicon piezoresistive sensors installed on pile. It is important to deepen mechanical characteristics understanding of jacked piles. Installation method of sleeve embedded in opening hole of the double-wall open-close model pile is applied. The comparative experimental tests of open-close jacked piles are carried out by monitoring mechanical characteristics during jacked pile-sinking, excess pore pressure dissipating and loading stage. Experimental results show that total radial stress of pile-soil interface of open-close jacked piles decreases with the increasing of h/L(h is pile end distance of sensor; L is pile length) at the same depth. The ratio of the effective radial stress between the pile sinking stage and the pile sinking at different locations of h/L for different pile end forms during excess pore water pressure dissipation is  $0.6\pm0.1$ . The variation value of total radial stress of pile-soil interface has mutations when pile end displacement reaches about 1.0 mm. The variation value of total radial stress of pilesoil interface decreases with the increasing of h/L at the same depth after loading. The research results have engineering reference value for jacked piles construction and design.

Keywords open-close jacked piles; penetration and loading; pile-soil interface; mechanical characteristics; experimental test

#### Structural Vibration Analysis and Suppression Technique of High-Pressure Transient Impact Airflow Pipeline System

WANG Yuanxing, NIE Xutao, MA Yueyin, ZHANG Wei, BAO Luqiang (China Aerodynamics Research & Development Center Mianyang, 621000, China)

Abstract In order to thoroughly solve the problem of severe vibration in the pipeline system of high-pressure gas distribution room and ensure the smooth development of subsequent major model test tasks, a variety of numerical simulation methods and test methods are combined to carry out structural vibration analysis and vibration suppression research. Firstly, based on the finite volume method the aerodynamics numerical model of the flow field in the pipeline system is constructed, and then the dynamic loads of airflow applied on the pipeline structure is calculated and extracted. Secondly, based on the finite element method the structural dynamics numerical model of the pipeline system is established, which is used to analyze the modal characteristics. Finally, combining the above two numerical models, the structural vibration response of pipeline system is calculated, and the corresponding vibration suppression mechanism is developed according to the results. The comprehensive analysis method fully clarifies the basic causes of vibration, and lays a solid foundation for vibration suppression. After vibration suppression, the structural vibration research method can be used to guide the structural design or technical transformation of high-pressure and high-speed fluid pipeline, and can also be used to guide the development of aerodynamic test equipment.

#### Double-Legged Micro-rotary Ultrasonic Motor Based on In-Plane Mode

YAN He¹, SUN Zhijun¹, ZHENG Juju¹, YANG Jianlin¹, GUO Yu², QIAN Feng¹, PENG Hanmin¹

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Jinling Institute of Technology Nanjing, 211169, China)

Abstract Structures of existing rotary ultrasonic motors are mostly cylindrical, and pre-pressure is mostly applied by the spring and the nut, which makes the axial length of the motor longer, and is not conducive to connecting with other driving devices. Aiming at the problem, a double-legged micro-rotary ultrasonic motor based on in-plane mode is proposed. The motor consists of a stator and a conical rotor. The stator adopts a circular ring and a double-legged structure. The longitudinal and bending vibration piezoelectric ceramics are attached on the outer side of the legs, and four connecting ears are arranged inside the legs. Silicone rings and an E-type clasp are used between the stator and rotor for preloading and end tightening. The rotor is driven by in-plane traveling waves which travel circumferentially inside the ring of the stator. The stator is simulated with finite element analysis (FEA) software ANSYS, the clamping position and the placement of piezoelectric ceramics in a stator can be determined by studying the influence of the structure on the modal. Sensitivity analysis of the stator modal frequency can be used to guide the modification of the stator structure size (design variables) and improve the optimization efficiency. Three types of prototypes are fabricated and experimentally investigated. Experimental results of mechanical output performance indicate that the motor has a small size with a maximum width of 12 mm, a compact structure and a total weight of 6.9 g. Also, it is easy to connect with other driving devices. The maximum no-load speed is 338 r/min, and the maximum output torque is 1.44 mN·m.

Keywords rotating ultrasonic motor; in-plane mode; finite element analysis; sensitivity analysis; structural optimization design

Keywords high-pressure; impact; pipeline; transient; airflow; numerical simulation; structural mode; vibration suppression mechanism



采统化的设计 使振动源方便可控

# <del>扬州英迈克测控技术有限公司</del> YMC PIEZOTRONICS INC

# YMC振动/模态激励系统



◆振动标准台:传感器校准
◆小型振动试验台:小型例行试验
◆模态激振器:模态试验与激励
◆脉冲力锤:冲击激励

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



上千用户正在使用的



- 专业 ——— 先进 ——— 易用 -



#### 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

高精度 ADC: 24bit/120dB, 双核 24bit/160dB

分布式测量: GPS/北斗/LXI 同步,WIFI/3G/以太网

集中式测量: 128 KHz X 1000 Channels

更多内容: GVT, TPA/OTPA, 动力修改, 刚体参数测量等

北京东方振动和噪声技术研究所 www.^{coinv.com}



Ant		
-		
-	- All Marriel	- Carles
-	1000 miles	AND DO TO







#### 先进:内含各种现代拟合算法和创新算法

时域法: PolyIIR, SSI, ERA, Prony .

精确: 高精度的原始测量数据是关键

- 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



分布式/云智慧测量设备



集中式高性能测量设备



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



把试验室拎着走

1988

1991

1996

2002

2012

成功完成

小型火箭激励 钱塘江大桥

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

详细信息请联系东方所

www.coinv.com

dasp@coinv.com

010-62989889







振动声学专家 **不仅仅是测量** 

测 量	<ul> <li>         ・行业化专用测i         ・网络串行同步         ・     </li> </ul>	<ul> <li>記録</li> <li>記録</li> <li>記録</li> <li>記録</li> <li>記録</li> <li>記録</li> <li>予告</li> </ul>	田子の前には、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000年間では、1000	<ul> <li>上干通道,机柜式</li> <li>256 kHz 同步采样</li> </ul>	2 2 2 2 2 2 3 2 3 3 3 3 3 3 3 3 3 3 3 3
分 析	一 で 一 で 一 で 一 で 一 で 一 で 一 で 一 で の 一 で の 一 の 一 の 一 の 一 の 一 の 一 の 一 の 一 の 一 の 一 の の の の の の の の の の の の の	<ul> <li>使 た</li> <li>・ 日余种拟合算法</li> </ul>	<ul> <li>施转机械</li> <li>阶次 / 全息 / 伯德图</li> <li>租振 / 分岔 / 动平衡</li> </ul>	<ul> <li>         ・声圧 / 声强 / 声功率         ・声品质 / 阵列 / TPA     </li> </ul>	・       北方       大方       大方 <td< th=""></td<>
评 估	<ul> <li> <i>设备性能</i> <ul> <li>             动力学模型和性能         </li> <li>             工作损伤和寿命         </li> </ul> </li> </ul>	<ul> <li>林梁健康</li> <li>静载 / 动载性能</li> <li>模态 / 家力 / 挠度</li> </ul>	<ul> <li>         ・环境振动噪声评价     </li> <li>         ・政备声功率评价     </li> </ul>	如果       如果       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1       1	<ul> <li> <i> <b>         tm 故障</b> · 故障分析 / 诊断 · 趋势预测评估         </i></li> </ul>
解 决	<ul> <li>         ・振动隔离 / 吸振         ・结构改进振动消除     </li> </ul>	<b>隆 噪</b> • 隔声 / 吸声 / 减震 • 声品质优化	<ul> <li>CAE 协作</li> <li>指导有限元模型</li> <li>CAE 设计验证</li> </ul>	<ul> <li> <i><b>结构设计</b> <ul> <li>                  动力学模型建立             </li> <li>                  机械结构优化设计         </li> </ul> </i></li> </ul>	<ul> <li>         ・大型工程振动监测         ・数据筛选处理报警     </li> </ul>
<b>小</b>	林汽车     航尹		不梁建筑	YYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYYY	the second se

北京东方振动和噪声技术研究所 | 🦲 www.coinv.com | 🌈 010-62989889 | 🕻 🖾 小时技术支持 13910014842

## 无锡市厚德自动化仪表有限公司

### 精心设计,打造厚德品牌 开拓创新,满足客户需求

质量监督电话: 13906160104



压胸振动监控保护专家

# 控制柜 智能变详器 监控保护系统 监控保护仪表 传感器系列

#### 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。

