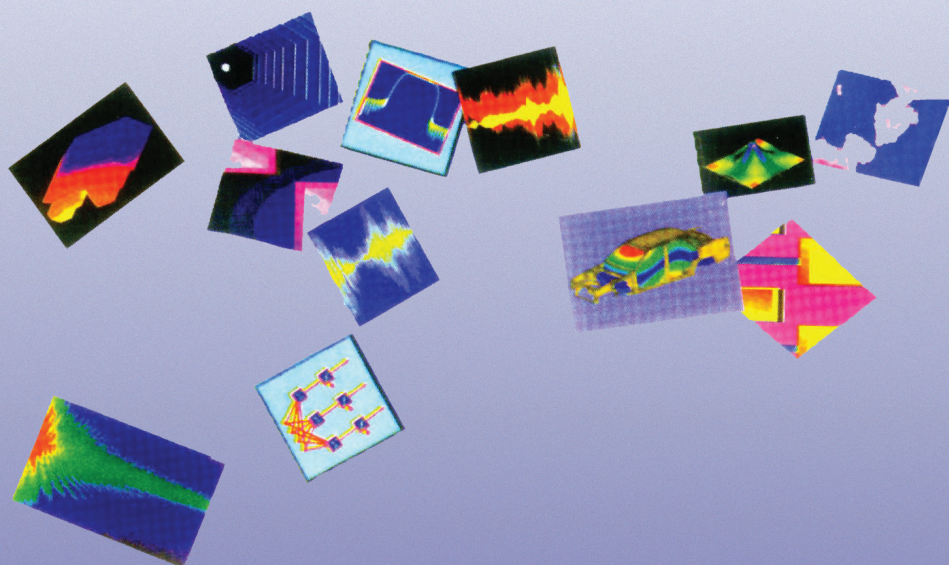


中文核心期刊(机械、仪表类)
Ei Compendex 收 录 期 刊
中国科学引文数据库来源期刊
中文科技期刊数据库收录期刊

ISSN1004-6801
CN32-1361/V
CODEN ZCZHFY



振动 . 测试与诊断

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis

第 41 卷 第 2 期

Vol.41 No.2

总第 202 期

2

2021

ISSN 1004-6801

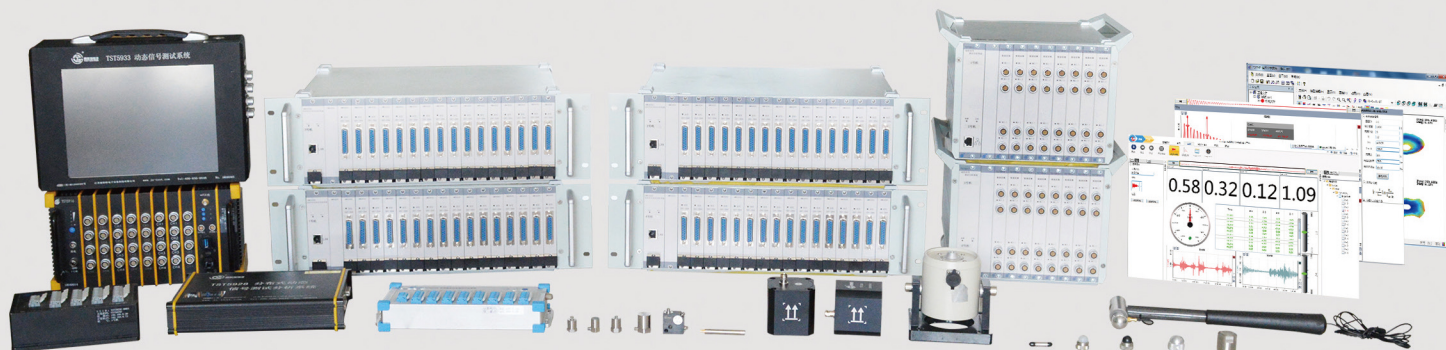


南 京 航 空 航 天 大 学
全 国 高 校 机 械 工 程 测 试 技 术 研 究 会
中 航 工 业 上 海 航 空 测 控 技 术 研 究 所
北 京 飞 机 强 度 研 究 所
《 振 动 、 测 试 与 诊 断 》 编 辑 部

主 办
协 办
出 版

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

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



公司产品具有完全自主知识产权，响应国家仪器国产化的要求

单通道可支持应变、振动、压力、温度等测量

卓越的抗干扰能力，保证强磁强电环境下，能正常工作

系统可支持自标定功能

± 500V 共模电压（传导干扰），依然有 120dB 以上的抑制能力

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

万兆以太网通讯，保证几千个通道，实时高速采集、实时传输、实时存盘、实时分析

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



航空航天



兵器舰船



轨道交通



土木工程

全国免费服务热线：400-656-8848

电话：0523-84126515 84126525 84126535
0523-84567688 84560788
传真：0523-84567585 84126533
官网：www.tztot.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@tztot.com



欢迎关注官方微信

振 动、测 试 与 诊 断

ZHENDONG CESHI YU ZHENDUAN

2021 年 4 月

(双 月 刊)

第 41 卷第 2 期 (总第 202 期)

目 次

专家论坛

工业机器人智能化应用关键共性技术综述孙立宁, 许 辉, 王振华, 陈国栋 (211)

论 文

基于差分式惯性传感组件的采煤机位姿解算法司 垒, 王忠宾, 谭 超, 梁 斌, 万 森 (220)

Lamb 波波包混叠分离方法的结构损伤定位郭 禹, 张 超, 季宏丽, 吴义鹏, 裘进浩, 王 勇 (228)

形状记忆合金丝驱动的可弯曲孔探仪机构设计潘 浩, 熊 克, 芦吉云, 王 容 (236)

多排耦合变速机构振动特性建模与试验张 强, 许 晋, 李洪武, 张玉东 (242)

基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断张 迪, 卢国梁 (249)

工业管架风荷载遮挡效应风洞试验韩晓宇, 李 波, 刘振华, 徐龙河 (254)

轮胎作用下钢-混组合梁桥面铺装动态响应严战友, 崔向阳, 陈恩利, 王奇志 (260)

基于信息增益的管道堵塞声学检测方法朱雪峰, 冯 早, 吴建德, 马 军 (267)

不同齿根裂纹深度的啮合刚度与振动响应分析刘 杰, 孙玉凤, 李环宇 (275)

车内噪声主动控制系统鲁棒性分析与优化张立军, 张希玉, 孟德建 (283)

基于SVM观测器的新异类故障检测方法及应用李 运, 杨世海, 吴佳佳, 顾伯忠 (292)

基于AE与STFT的变桨轴承裂纹诊断研究李 婷, 付德义, 薛 扬 (299)

装载机工作装置载荷数据模型与载荷谱编制万一品, 宋绪丁, 员征文, 田维波 (304)

压电宏纤维驱动的仿生尾鳍微推进力测量系统···孟浩锋, 杨依领, 姜军强, 马剑强, 崔玉国, 陈特欢 (311)

基于TDOA多声源定位的虚假声源消除方法刘海涛, 陈永华, 林艳明, 周 新 (319)

增材制造聚乳酸脂与碳纤维核心温度对比研究···鲍成志, 洪成雨, 武亚军, 张一帆, 付艳斌, 李 操 (327)

薄膜天线结构在真空中的模态测试方法罗 捷, 邱 慧, 从 强, 许 哲, 尚爱华 (334)

风力机主轴承故障监测方法	郑玉巧, 魏剑峰, 朱 凯, 董 博 (341)
基于单点脉冲宽度法的转子轴向位移径向测量···	袁倩倩, 朱永生, 闫 柯, 曹鹏辉, 陈凯达, 顾金芳 (348)
频率同步压缩与时间同步压缩的对比和应用·····	何周杰, 涂晓彤, 王 凯, 李富才, 包文杰, 包 隽 (354)
利用DCNN融合多传感器特征的故障诊断方法	吴耀春, 赵荣珍, 靳伍银, 何天经, 武 杰 (362)
低频振动钻削钛合金板的非线性分析与应用·····	侯书军, 裴腾飞, 李 慨, 曲云霞, 李 坤, 李 凯 (370)
交通荷载下预制综合管廊受力特性研究	徐 健, 谢忠球, 吴敬龙 (377)
基于协整理论的滚动轴承退化特征提取	李耀龙, 李洪儒, 王 冰, 于 贺 (385)
基于数据挖掘与信息融合的制冷设备故障诊断	周旂璠, 武 凯, 孙 宇, 杨晓燕, 楼晓华 (392)
面内纵振复合模态直线超声电机模态识别方法	陈紫嫣, 王 寅, 曹 俊, 时运来, 黄卫清 (399)
第41卷第2期英文摘要	(406)

广告·信息

欢迎订阅《振动、测试与诊断》(310) 扬州英迈克测控技术有限公司(419) 东方振动和噪声技术研究所(420)

振动、测试与诊断 (双月刊)		第41卷 第2期	责任编辑: 朱德培 陈 琪 王 平
ZHENDONG CESHU YU ZHENDUAN		2021年4月出版	
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	电 话	(025)84893332
地 址	南京市御道街29号	E - mail	qchen@nuaa.edu.cn
邮 编	210016	网 址	http://zdc.nuaa.edu.cn
		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 32000000262

国内定价: 30.00元

CONTENTS

TECHNICAL COMMENT

Review on Key Common Technologies for Intelligent Applications of Industrial Robots

.....SUN Lining, XU Hui, WANG Zhenhua, CHEN Guodong (211)

PAPERS

Position and Attitude Calculation Algorithm of Shearer Based on Differential Inertial Sensors

.....SI Lei, WANG Zhongbin, TAN Chao, LIANG Bin, WAN Miao (220)

Structural Damage Localization Based on Lamb Wave Packet Aliasing Separation Method

.....GUO Yu, ZHANG Chao, JI Hongli, WU Yipeng, QIU Jinhao, WANG Yong (228)

Design of Flexible Hole Detector Mechanism Driven by Shape Memory Alloy Wire

.....PAN Hao, XIONG Ke, LU Jiyun, WANG Rong (236)

Vibration Characteristics Modeling and Experiment of Multi-row Coupled Gearshift Mechanism

.....ZHANG Qiang, XU Jin, LI Hongwu, ZHANG Yudong (242)

Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on Graph Modeling Feature Extraction

.....ZHANG Di, LU Guoliang (249)

Wind Tunnel Investigation on Shielding Effects of Wind Load Characteristics for Industrial Pipe Racks

.....HAN Xiaoyu, LI Bo, LIU Zhenhua, XU Longhe (254)

Dynamic Response of Bridge Deck Pavement Layer of Steel-Concrete Composite Continuous Beam Under

Tire LoadingYAN Zhanyou, CUI Xiangyang, CHEN Enli, WANG Qizhi (260)

Acoustic Based Approach of Sewer Blockage Recognition Using Information Gain for Feature Selection

.....ZHU Xuefeng, FENG Zao, WU Jiande, MA Jun (267)

Analysis of Meshing Stiffness and Vibration Response of Tooth with Root Crack in Different Depth

.....LIU Jie, SUN Yufeng, LI Huanyu (275)

Analysis and Optimization of Robustness of Noise Control in Vehicle

.....ZHANG Lijun, ZHANG Xiyu, MENG Dejian (283)

Novelty Faults Detection Method Based on SVM Observer and Its Application

.....LI Yun, YANG Shihai, WU Jiajia, GU Bozhong (292)

Research on Crack Diagnosis of Pitch Bearing Based on AE and STFT

.....LI Ting, FU Deyi, XUE Yang (299)

Load Data Model and Spectrum Compilation of Loader Working Device

.....WAN Yipin, SONG Xuding, YUAN Zhengwen, TIAN Weibo (304)

Cantilever Micro-thrust Measurement System of Flexible Biomimetic Fin Actuated by Macro Fiber

Composites MENG Haofeng, YANG Yiling, LOU Junqiang, MA Jianqiang,

	<i>CUI Yuguo, CHEN Tehuan</i>	(311)
Multi-source Localization Method of Eliminating Phantom Sound Sources Based on TDOA	 <i>LIU Haitao, CHEN Yonghua, LIN Yanming, ZHOU Xin</i>	(319)
Comparative Study of Core Temperature Between Polylactic Acid and Carbon Fiber During Additive Manufacturing Process	 <i>BAO Chengzhi, HONG Chengyu, WU Yajun, ZHANG Yifan, Fu Yanbin, LI Cao</i>	(327)
Modal Testing Method of Membrane Antenna Structure in Vacuum Environment	 <i>LUO Jie, QIU Hui, CONG Qiang, XU Zhe, SHANG Aihua</i>	(334)
Fault Monitoring Method of Wind Turbine Main Bearing	 <i>ZHENG Yuqiao, WEI Jianfeng, ZHU Kai, DONG Bo</i>	(341)
Radial Measurement of Rotor Axial Displacement Based on Single Pulse Width Method	 <i>YUAN Qianqian, ZHU Yongsheng, YAN Ke, CAO Penghui, CHEN Kaida, Gu Jinfang</i>	(348)
Comparison and Application of Frequency-Reassigned Synchrosqueezing Transform and Time-Reassigned Synchrosqueezing Transform	 <i>HE Zhoujie, TU Xiaotong, WANG Kai, LI Fucui, BAO Wenjie, BAO Jun</i>	(354)
Mechanical Fault Diagnosis Method Based on Multi-sensor Signal Feature Fusion Using Deep Convolutional Neural Network	 <i>WU Yaochun, ZHAO Rongzhen, JIN Wuyin, HE Tianjing, WU Jie</i>	(362)
Nonlinear Study on Low-Frequency Vibration Drilling of Ti6Al4V Plate	 <i>HOU Shujun, PEI Tengfei, LI Kai, QU Yunxia, LI Kun, LI Kai</i>	(370)
Analysis of Mechanical Characteristics of Prefabricated Pipe Gallery Under Traffic Load	 <i>XU Jian, XIE Zhongqiu, WU Jinglong</i>	(377)
Extraction of Degradation Feature for Rolling Bearings Based on Cointegration Theory	 <i>LI Yaolong, LI Hongru, WANG Bing, YU He</i>	(385)
Fault Diagnosis of Refrigeration Equipment Based on Data Mining and Information Fusion	 <i>ZHOU Yijun, WU Kai, SUN Yu, YANG Xiaoyan, LOU Xiaohua</i>	(392)
Modal Recognition Method for Linear Ultrasonic Motor Using In-Plane Coupling Longitudinal Modes	 <i>CHEN Ziyang, WANG Yin, CAO Jun, SHI Yunlai, HUANG Weiqing</i>	(399)
Abstracts of Vol.41 No.2 in English		(406)

Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis(Bimonthly)

Vol. 41	No.2	Publishing Date	Apr. 2021	Start Publication	October 1980
Responsible Institution	Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China			English Editor	Jacqueline PO NGO
Sponsored by	Nanjing University of Aeronautics & Astronautics University Association of Mechanics Engineering Measurement Technology			Printed by	NUAA Printing House
Edited & Published by	Editorial Department of JVMD			Address	29 Yudao Street, Nanjing, China
Editor in Chief	Zhao Chunsheng			Zipcode	210016
				Tel	(025)84893332
				E-mail	qchen@nuaa.edu.cn
				Website	http://zdc.nuaa.edu.cn
				Distributed by	Jiangsu Province Post Bureau
				Post Office Distribution Code	28-239

工业机器人智能化应用关键共性技术综述^{*}

孙立宁, 许 辉, 王振华, 陈国栋

(苏州大学机器人与微系统研究中心 苏州, 215000)

摘要 “十三五”国家战略性新兴产业发展规划指出:推动基础理论研究和核心技术开发,实现类人神经计算芯片、智能机器人和智能应用系统的产业化,将人工智能新技术嵌入各领域。我国制造业正处于从数字制造向智能制造发展的阶段,工业机器人智能化应用是制造业转型升级的核心技术。首先,通过分析工业机器人在不同行业的应用情况,确定智能化升级的典型技术路线;其次,对涉及的智能感知、位姿估计、柔顺控制及运动规划等技术进行综述分析;最后,以本团队在喷涂、打磨、装配等领域取得的工业机器人智能化应用为案例,分析在人工智能技术与工业机器人应用融合过程中所取得的创新性技术成果,为我国不同行业的智能制造升级提供案例参考和技术指引。

关键词 工业机器人;智能制造;智能化应用;智能感知;位姿估计;柔顺控制;运动规划

中图分类号 TP242.6

引 言

近年来,人工智能、云计算、物联网等技术快速发展^[1],推动主要工业国家提出了面向智能制造的战略规划,包括德国的“工业 4.0”、美国的“工业互联网”、中国的“中国制造 2025”等^[2-3],助推制造业从数字制造向智能制造转型升级,在以数据和信息处理为核心的数字制造系统的基础上,自动化装备融合智能感知、智能规划、智能控制等技术,构成以知识和推理为核心的智能制造系统^[4-5]。在具体的转型升级方式上,工业机器人作为一种自动化装备,通过与智能技术、工艺数字化技术等先进技术融合,实现了面向不同作业场景、作业任务、作业工艺的智能化应用,加快了制造业的转型升级进程。因此,从单台柔性工作站到大型柔性流水生产线,工业机器人已发展成为智能制造系统的核心和主体装备^[6],在工业生产和社会发展中正发挥越来越重要的作用。

在制造业中作业方式单一、重复等简单工序上,传统的工业机器人已得到广泛应用。从技术角度划分,这类工业机器人仍然属于第 1 代(Robotics 1.0)示教再现型机器人^[7],其不足之处是缺乏智能性,主要应用于周围环境状态已知、变化小的结构化工作场景中,如标准化的流水线生产、组装和机械式重复

作业等场景。而在汽车零部件、3C 电子、陶瓷卫浴及五金压铸等行业,还存在大量目标工件与环境都是高度非结构化的作业场景,如喷涂、抛磨、装配等自动化程度低、作业环境恶劣的工序,仍以人工结合专用设备作业为主,生产效率的提升受到限制。现有的人工结合专用设备的生产模式,不仅严重影响作业人员的身体健康,而且其生产效率和产品质量无法满足巨大的市场需求。因此,为了解决巨大的市场需求与生产效率低下的矛盾、作业人员身体健康问题以及其作业技能无法适应高端装备的矛盾,基于智能化、数字化技术对现有的工业机器人系统进行升级改造,使其具备第 2 代(Robotics 2.0)、第 3 代(Robotics 3.0)工业机器人的特性^[8]。

随着我国制造业向智能制造转型升级的需求不断增长,以及机器人和相关智能技术的成熟,使工业机器人智能化技术从研究领域拓展至产业化应用领域,将促进机器人从第 1 代快速发展至第 3 代^[8-9],即具备智能属性的智能机器人。基于智能化、数字化技术的工业机器人应用系统,不仅可以解决工业机器人在传统制造业中的智能化应用问题,而且还可以解决因产品定制化需求增长而导致的传统工业机器人作业方式无法满足工艺多样性要求的问题,使工业机器人的应用范围拓展至更多的制造业领域。

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2019YFB1310201)

收稿日期:2020-12-28;修回日期:2021-03-05

1 工业机器人智能化应用的典型技术路线

制造业升级改造的目的之一是解放生产力,提高产品质量和生产效率。在真实的工业现场,工业机器人及其配套设备正逐渐取代工人以及传统的自动化装备,而在数字世界中,机器人技术与人工智能、大数据、云计算及工业互联网等技术融合,为传统的控制策略赋予智能属性^[10]。如图1所示,通过“云-边-端”系统的协同,实现真实的现场与数字世界的融合。因此,工业机器人的智能化应用的核心是硬件智能化和软件智能化的融合。硬件智能化的实现方式是通过改变工业机器人本体形态或在机器人系统中集成视觉、力觉等智能传感器,为机器人本体增加感知多模态信息的硬件设备;软件智能化的实现方式是将经验化的产品加工工艺与机器人、人工智能、大数据等技术的融合,转化为可以驱动机器人硬件执行作业任务的数字化工艺。

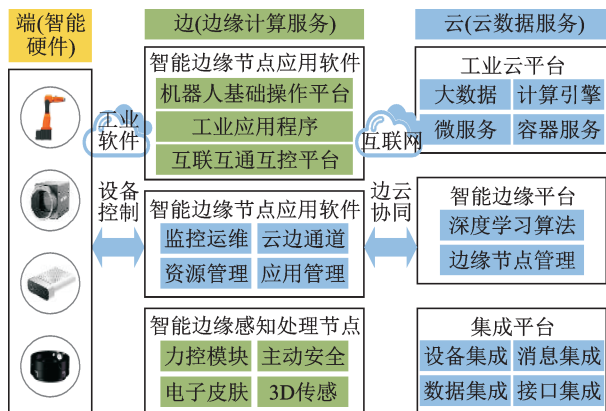


图1 工业机器人与工业互联网融合的技术路线

Fig.1 The technical route of the integration of industrial robot and industrial internet

从生产工艺角度分析,作业人员通常利用工具或手工,按照生产工艺的要求,对各种原料、材料、半成品进行加工或处理,使之成为合格的成品。无论是数字制造还是传统手工作业,在向智能制造升级的过程中,对原有生产工艺的吸收、借鉴以及改进,是基础实施过程中关键的一环。因此,根据作业工艺、作业人员所处的环境以及作业对象之间的接触关系,将工业现场常见的作业类型划分为非接触式作业(如喷涂、焊接等)、接触式作业(如打磨、抛光、装配等),二者的区别在于作业人员与作业对象之间是否产生直接的相互作用力。在改造升级的过程中,以工业机器人替代人工作为执行装备,与配套的智能传感器、自动化装备共同组成机器人智能化

应用系统^[10]。

非接触式和接触式作业主要描述的是工业机器人与作业对象之间的力接触关系。单个制造工序经过智能化升级后,可以与其他已升级工序组成标准化生产线,其特点是生产效率高。由于设备是固定不变的,不需要经常换产,相应地提高了设备利用率,降低了生产成本。随着定制化产品需求的不断提升,相应的产品种类随之增多,而同一种类的产品数量需求则以小批量为主^[11],导致生产设备需要根据产品类型快速地切换生产工艺,而传统的标准化、大批量生产模式无法满足定制化作业对生产线频繁换产的要求。作为定制化作业的解决方案,人机协作系统能够满足多样化、小规模、周期可控等特点,是未来制造业的趋势。人机协作系统的核心是人与机器人,人天然具备智能性,可以根据外部环境变化做出相应的反馈,而机器人需要借助智能传感器为其赋予智能属性,感知非结构化场景的变化,结合运动规划算法,配合人类完成作业任务。

因此,基于硬件智能化和软件智能化升级改造的思路,工业机器人在不同制造业场景的智能化应用可以归纳为图2所示的技术路线。首先,根据现有手工或专机作业流程,对原有的生产工艺进行数字化转化;其次,基于工业机器人和智能传感器的功能特点,研究环境建模、位姿估计、力/位混合控制等智能化技术,对数字化工艺进行适配和改造,在保证产品质量的前提下提升生产效率。

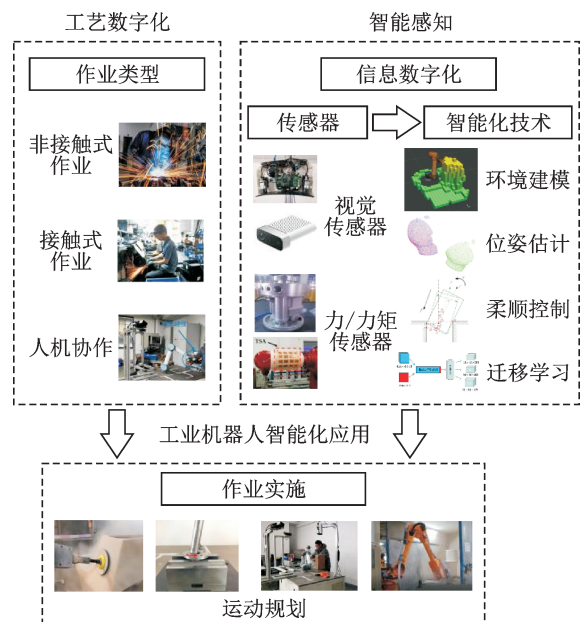


图2 工业机器人智能化应用的典型技术路线

Fig.2 Typical technical route of intelligent application of industrial robots

2 工业机器人智能化应用的关键技术

2.1 面向工业机器人智能化应用的智能感知系统

与人类相比,传统工业机器人的应用范围局限于简单、重复的一致性、标准化作业,而人类可以基于眼睛感知视觉信息、皮肤感知力觉信息,从而利用大脑融合并处理视觉和力觉信息以引导手臂完成工艺复杂的高难度任务。因此,工业机器人向智能化发展的重要硬件基础是智能传感器。智能传感器的感知属性为工业机器人赋予了与外部真实世界进行交互的能力^[12],一方面,为工业机器人提供了丰富的工艺数据,引导其执行自主作业;另一方面,工业机器人以感知数据作为反馈信息,在作业过程中实现全局闭环控制,提升作业质量。

视觉感知系统是机器人集成应用系统的重要组成部分,以非接触的方式为机器人提供丰富的二维和三维信息。在复杂的三维工业场景中,引入二维和三维视觉系统,基于视觉重建和理解技术^[13],完成机器人智能化应用环节中的环境建模、位姿估计等任务。

相较于视觉系统的非接触属性,力传感器则应用于打磨、抛光、装配及人机协作等接触式作业场景。在机器人系统中部署力传感器,用于感知受力情况,形成力/位置闭环系统,保护机器人和作业对象免受机械损伤的同时,提高产品质量。同时,在面向多品种、小批量需求的人机协作场景,安全性是第一位的,基于力传感器的精确力感知技术是柔顺控制与人机安全保障的基础。

2.2 基于视觉感知系统的三维环境重建技术

三维环境重建技术是以数学的方式描述真实的三维作业空间内机器人、工件及障碍物的立体信息,是后续位姿估计、运动规划的数据基础。在工业场景中,根据建模对象不同,三维重建主要分为两类:①面向目标工件的局部高精度三维重建技术;②面向全局空间的实时三维重建技术。

为了提升产品质量,获取高精度的工件模型是前提条件。工业现场工件的成像质量受光照影响较大,可以利用偏振视觉系统采集工件表面反射光强度信息,进行三维重建,以减小不稳定光源的影响^[14]。针对偏振光三维重建方法无法确定模型相对于传感器的绝对坐标信息的问题,通过融合偏振视觉与立体视觉,以坐标变换的方式求解重建模型的坐标信息,实现对无纹理高反光工件的高精度三

维重建^[15]。

从工业机器人三维作业空间的全局角度分析,需要对非结构化的全局环境进行建模,以确定机器人与障碍物的相对位置关系。相较于局部的高精度建模,全局建模更注重实时性。随着 Kinect, Intel RealSense 等消费级设备的出现,实质性地推动了实时三维重建的研究^[16],三维重建的模型通常是以点云的形式进行描述和存储,研究者通常将基于点云数据的建模方法与三维栅格^[17]结合,离散化的栅格可以加快密集点云数据的处理^[18]。

2.3 基于视觉感知系统的位姿估计技术

位姿估计是对局部高精度三维重建模型的进一步处理,目的是获取目标工件相对于工业机器人基坐标系的立体位姿信息。现阶段,在工业领域应用的位姿估计算法,根据技术原理不同,主要分为基于点特征类算法、基于模板匹配类算法及基于深度学习类算法。

基于点特征的物体位姿估计算法包含诸多经过实验验证的算法^[19],其算法流程通常是先根据待识别的物体外形提取显著特征点,并构建基于点云的特征描述子,然后基于特征描述子在物体原始点云模型中搜索与其特征匹配的点位,利用点云配准算法(iterative closest point,简称 ICP^[20])求解二者相对空间变换矩阵^[21-22]。

基于模板匹配的物体位姿估计算法以离线与在线融合的方式从全局匹配最优解,有效地解决了少纹理或无纹理物体的位姿估计问题。基于模板匹配的物体位姿估计算法借鉴图像识别领域的思想,在离线阶段,建立待识别物体在不同位姿状态下的模板库,在线阶段将视觉传感器获取的数据与模板库中的模板快速匹配,获得相似度最高的模板^[23],从而确定待识别物体的最终位姿^[24]。

基于深度学习的位姿估计算法包括:①利用端到端的深度学习方式对视觉采集的数据进行训练,输出工件的位姿^[25];②根据 RGB-D 数据的特点,利用基于卷积神经网络的实例分割算法提取目标物体的轮廓及像素占据信息,获得目标物体的点云,再基于点云配准算法求解目标物体的位姿^[26]。

2.4 基于力感知系统的柔顺控制技术

机器人的柔顺控制主要有被动柔顺控制方法和主动柔顺控制算法,其中主动控制主要是通过安装在机器人上的力传感器或者检测的关节电机输出的

力矩,对机器人与目标工件之间的接触力进行实时的监测,并通过理想接触力与实际接触力之间的误差修正工业机器人末端运动轨迹的方式进行调节^[27]。被动柔顺控制方法主要是在末端执行结构中加入具有柔性的机构,比如弹簧或者柔性法兰,相比主动柔顺控制,其具有更直接的储能效果,降低了力响应的带宽与位置的精准度。但被动柔顺具有局限性,受到安装环境的限制,柔性机构的反馈速度较慢。

2.5 面向小样本目标的迁移学习技术

迁移学习技术是一种深度学习模型训练方法,采用已训练的知识模型对不同但相关领域问题的期望值进行预测,可以提高深度学习模型的泛化性能^[28]。当在工业现场中部署深度学习模型时,构建大规模的、完善的、标注良好的数据集非常困难,而且如果对每一种工件从原材料至成品的各个阶段进行数据采集和标注,需要投入大量的时间成本,所以构建大规模数据集不符合工业生产对快速部署、高效换产的要求。迁移学习技术不要求当前任务的训练数据必须与测试数据独立且同分布,通过利用迁移学习技术,可以解决工业现场中普遍存在的训练数据不足的问题。因此,迁移学习技术积极推动了深度学习算法在工业现场的应用进程和范围,在机器人智能化应用中发挥着越来越大的作用。

2.6 面向非结构化环境的运动规划技术

在建立完成的环境模型中,基于约束条件在机器人的自由构型或工作空间中搜索出一系列中间位姿,使机器人从初始位姿安全地运动到目标位姿,这个过程即是机器人运动规划,是机器人技术中的基本问题之一。

目前,面向静态非结构化环境,应用于工业机器人运动规划领域的算法主要有随机采样算法和基于深度学习的运动规划算法等。基于随机采样的运动规划算法^[29]可以分为多次查询算法和单次查询算法。随机路图法(probabilistic roadmaps,简称PRM)是典型的多次查询算法^[30],在工作环境不变的情况下,在预处理阶段构建高维空间的路图,在查询阶段利用图搜索算法确定最优路径。与PRM算法不同,快速扩展随机树(rapidly-exploring random trees,简称RRT)是一种单次查询算法,具有更高的规划效率,因此在高维空间的运动规划中应用的更加广泛^[31]。基于深度强化学习的运动规划算法是将深

度学习与自监督学习的强化学习相结合,通过机器人自主地与场景互动,观测并记录场景反馈,并以行动试错和奖励的方式进行训练,根据结果优化行动策略,获得贴近人类决策方式的结果^[32]。

在动态非结构化环境中,尤其是在人机交互的环境中,预先规划的路径可能会被障碍物阻挡,如果机器人不能及时在线生成新的运动路径,则会与障碍物发生碰撞,导致机器人与障碍物损坏。针对非结构化环境中的机器人在线运动规划问题,通常有两类方法:反应式控制和全局运动规划。反应式控制通常基于人工势场法(artificial potential field,简称APF)构建控制策略^[33],属于被动式的避障方法,用于局部动态避障^[34],许多学者对其进行了研究及应用^[35-36]。全局动态运动规划方法则是在整个机器人构型空间内搜索可行的路径,典型的算法是一种基于PRM的动态路图法^[37],该方法将大量路图计算在预处理阶段完成,以缩减在线阶段的动态规划时间,达到实时性要求^[38-39]。

3 工业机器人智能化应用典型案例

基于智能化、数字化、网络化等思想,采用以深度学习为代表的人工智能技术,融合工艺数字化模型,构建多种行业解决方案,对现有的工业机器人作业系统进行升级改造,图3所示为总体技术框架。工业机器人智能化应用为减少工人在现场的高污染、高劳动强度提供了保障,同时提高了生产效率,改变了行业生产模式,为制造业转型升级提供坚实的技术支撑。

3.1 基于智能交互与深度学习的喷涂建模技术与系统应用

陶瓷卫浴的生产从粉料混合开始,经过成型、打磨、喷涂、烧成、分拣及包装入库等60余道工序,在智能化升级的过程中,主要面临如下问题:①产品型号多,且不同产品混合生产;②多台工业机器人程序复用的效率问题;③喷釉等工匠型工人的技术经验难以传承。针对上述问题,通过分析工业机器人作业工艺存在的不足,利用深度学习等人工智能技术对工业机器人进行升级,改善了工艺流程。在解决以上问题的过程中,主要采用如下智能化技术。

1) 针对喷涂过程中涂层厚度分布不规则的问题,基于自平衡无动力关节臂快速示教技术,提出了融合喷涂工艺参数进行自主学习优化并快速自动生成机器人程序的方法,如图4所示。通过对喷涂现

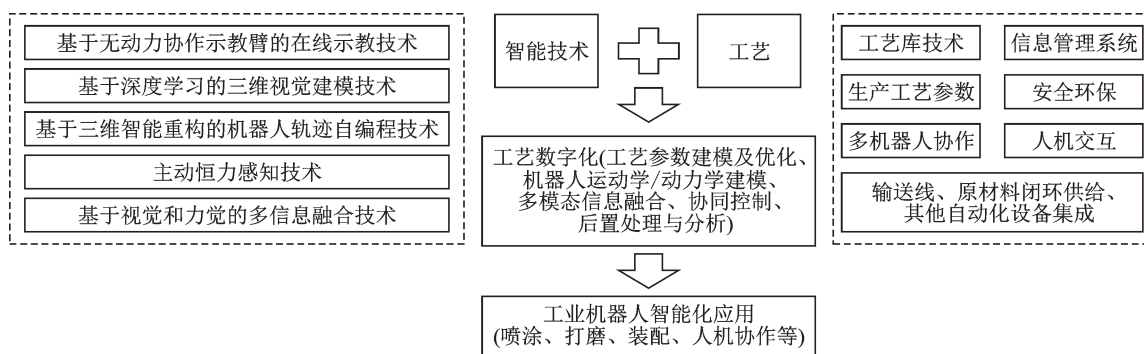


图3 典型应用案例技术架构

Fig.3 Technical architecture of the typical application case

场的调研完成喷涂工艺分析,基于人工智能的大数据分析技术,建立涂料沉积速率模型,选取期望涂层厚度和最大允许涂层厚度偏差为约束条件、涂层分布均匀性作为优化目标,对喷涂参数进行优化,优化求解得到的结果将会以喷涂工艺的形式融合在喷涂路径规划的算法中。

facturing execution system,简称MES)系统,使得生产线总体生产效率比传统人工线提高50%以上,相同产量可以减少一半人员,同时产品优等率提高至98.5%。

3.2 基于去材料模型优化的机器人打磨自编程技术应用

基于3D点云的机器人自编程是机器人智能化应用的关键技术,尤其在机器人表面修整工艺中应用居多。该技术的应用大幅提升了工业机器人在工业现场的柔性和智能化水平,如基于3D点云的陶瓷卫浴修坯、金属铸件的打磨、抛光等,如图5所示。针对金属打磨作业领域的工业机器人应用,主要采用如下智能化技术。

1) 基于高精度3D视觉系统,开发了面向工件表面的三维点云数据采集系统,提出基于数据高速采集系统、三维模型重建与局部特征识别、模型工艺分解的在线打磨轨迹生成技术。针对不同批次工件不一致及修整过程磨料磨损的问题,采用主动恒力装置的力反馈技术实时对打磨轨迹进行全局修整,降低对现场工人的机器人示教及离线编程等的技术要求,并基于结构光高速扫描技术与精确配准算法,重建工件三维模型,融合在线三维局部特征目标识别技术,实现局部轨迹修整要求。

2) 针对复杂曲面自动路径规划困难的问题,提出了基于曲面分片算法和点云切片技术进行智能路径规划的方法。对于简单曲面融合相关的打磨工艺要求直接采用点云切片技术进行打磨路径规划,如果曲面比较复杂,则采用曲面分片算法得到一系列分片,然后在每个分片上使用点云切片算法完成打磨路径规划。

3) 针对金属铸件打磨的工艺问题,选取材料去除量作为衡量打磨质量的关键指标,基于Preston方

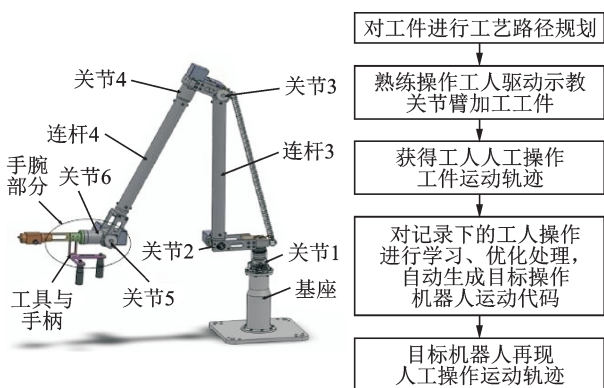


图4 无动力示教臂工作原理

Fig.4 Operating principle of unpowered teaching manipulator

2) 针对卫浴陶瓷产品喷涂工艺标准不统一以及快速换产的问题,基于自学习机器人喷涂工艺及多机器人快速示教技术,构建了工匠技术数字化平台。基于机械式标定装置及机器人标定技术,实现了喷涂技术的数字化以及群机器人系统快速示教和程序复用,降低对群机器人系统的设备制造和安装要求,提高系统部署柔性,实现群机器人高效喷涂和大规模快速换产。

3) 针对卫浴陶瓷行业劳动强度大、生产环境恶劣、效率低、工序多而复杂、能耗大及管理困难等问题,基于机器人智能生产线集成及智能管控技术,将机器人喷涂、在线检测、分级分拣及储坯输送等系统有机集成。通过多机器人、多工艺融合智能生产线的混线生产和集成技术,开发具有设备动态监控、智能管控及故障诊断等功能的制造执行系统(manuf-

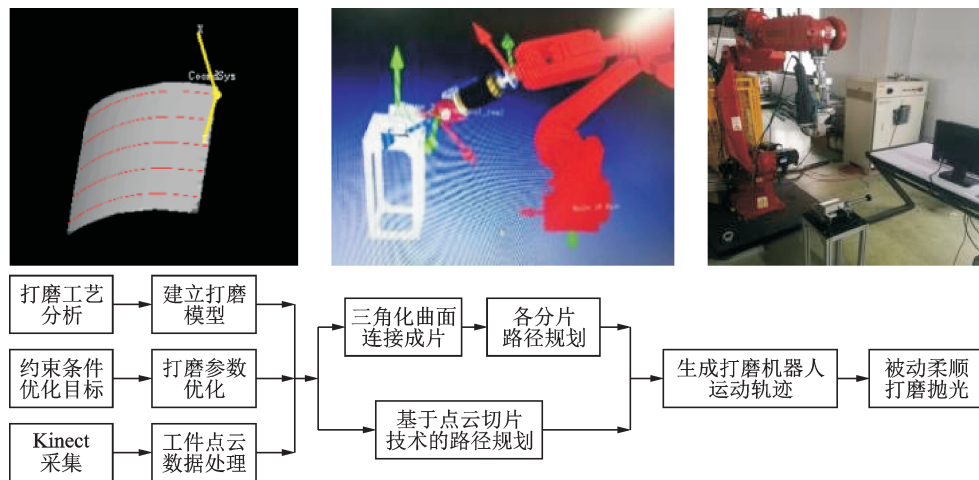


图5 机器人三维感知曲面并柔性打磨过程

Fig.5 Three-dimensional surface perception and flexible polishing process

程和赫兹接触理论对材料去除量进行建模和仿真, 基于人工智能技术统计分析打磨工艺参数对材料去除量的影响, 选取期望打磨深度和材料去除的均匀性作为约束条件, 求取打磨过程中最优参数。通过三维点云数据与点云模型进行比对处理, 建立物理模型与虚拟模型的差异化模型, 构建工具、工艺、材料及3D差异模型之间的映射关系, 实现打磨工艺数字化, 从而为机器人轨迹自动生成提供工艺依据, 结合机器人动力学模型, 实现机器人自动表面修整。

3.3 基于力位混合控制的智能装配技术应用

针对精密装配中感知信息不全及机器人力控柔性的问题, 提升工业机器人智能化水平, 提出基于视触觉融合感知机理及机器人变刚度控制的精密装配理论及方法。该研究针对视触觉融合感知、机器人变刚度控制及智能操作环境构建等3个核心问题的研究, 提升了机器人感知智能、控制智能及应用智能等3个方面的智能化水平, 对提升工业机器人在相关领域的应用提供理论依据和方法支撑, 对促进我国工业机器人智能化水平具有重要作用。智能化升级改造过程中, 主要采用如下智能化技术。

1) 基于主/被动柔顺结合的设计思想, 设计了一种具有被动柔顺性且可以结合工业机器人实现主动柔顺控制功能的轴孔柔顺装配装置。首先, 结合自研的柔顺装置, 提出一种基于融合目标多模态特征的视触觉融合感知方法, 解决视触觉融合中的模态信息弱配对问题; 其次, 搭建一种融合感知与控制的智能装配操作环境, 从而实现机器人装配任务的智能操作。

2) 通过对轴孔装配过程的分析, 提出了一种基于可变柔顺中心的轴孔装配策略。该策略基于力/位/视觉混合控制算法, 规划工业机器人的装配流程, 机器人仅根据反馈信号进行主动位置控制, 即可在一个轴径的偏差内完成装配任务。同时, 基于该策略开发了一个柔顺装配控制系统, 该系统具有控制简单、响应速度快的特点。如图6和图7所示, 通过在工业机器人智能装配平台和工业现场的测试, 验证了所设计的柔顺装置和装配策略的有效性。

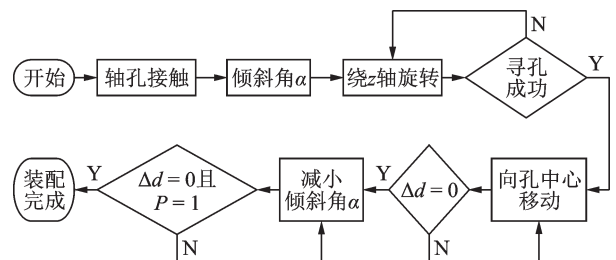


图6 轴孔柔顺装配的算法流程图

Fig.6 Algorithm flow chart of shaft-hole compliant assembly

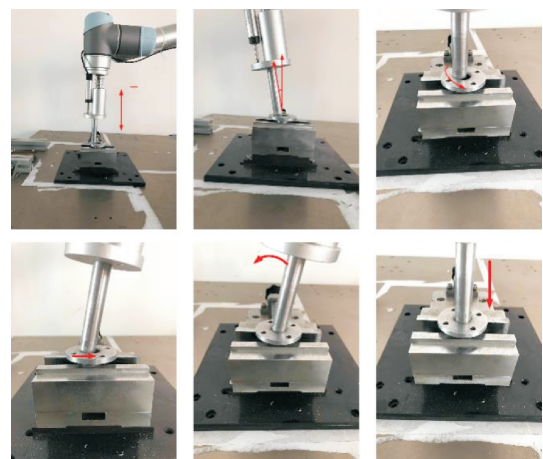


图7 轴孔装配作业流程

Fig.7 Process flow of shaft-hole assembly operation

3.4 基于多模态信息的机器人复杂操作技能学习技术应用

传统的示教编程、离线编程、遥操作等使得机器人具备一定的作业操作技能,能够满足结构化场景,实现位置和力控制任务。而面向非结构化工作环境或频繁换产场合,甚至复杂任务的批量化复现,机器人操作技能开发周期较长、效率低、工作量大且不能满足需求的多样化。该研究针对上述问题,搭建具有技能在线感知与标注的技能学习平台,将多模态数据作为自注意模型输入,构建多模态信息融合与跨模态关系建模,实现复杂技能分割与学习,基于迁移学习技术,开展了跨领域的应用研究,验证了操作技能学习方法的鲁棒性和泛化性。在机器人实现对复杂操作技能学习的过程中,主要采用如下智能化技术。

1) 基于七轴机器人、双臂机器人、六轴协作机器人、仿生手爪以及时空连续动作捕捉系统、立体视觉和触觉传感器,搭建技能在线采集及标注平台。通过层次化任务分解,将复杂任务分解为元任务,再基于构建技能的过程自回归隐马尔可夫模型,将感知的环境信息、机器人轨迹、力感知、触觉感知以及接近觉感知等多类型数据作为自注意模型的输入,联合多模态数据特征更新交互层数据,最终形成具有标注的技能数据,并对技能数据实现在连续、高维空间的自动、鲁棒分割及知识化表达。

2) 基于技能层次化分割和基元技能知识化表达方法,研究机器人智能感知系统获取的不同模态信息之间的关联,建立跨模态关系模型以融合多模态信息。图8所示为基于视触觉融合的抓取作业流程,面向由视觉感知、触觉感知和机器人等关键部件组成的作业系统,首先,根据技能采集和标注的结果得到成功抓取所需的抓取姿态以及抓取力;其次,搭建抓取点检测神经网络,将视觉图像输入训练后的神经网络,输出抓取点信息以及物体所有可能的类

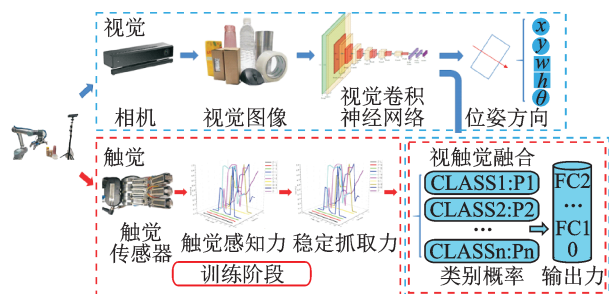
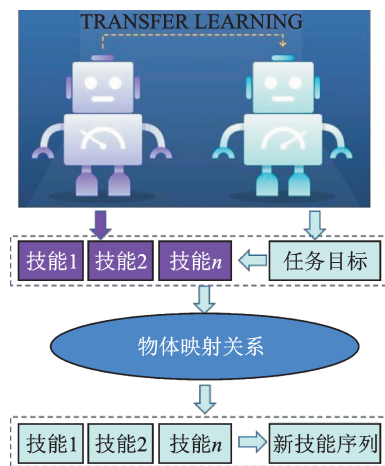


图8 基于视触觉融合的抓取作业流程

Fig.8 Grasping process based on visual and tactile fusion

别,并根据触觉标签获得预抓取力。

3) 针对机器人作业类型的多样化挑战,基于迁移学习技术,将已训练的机器人操作技能应用到新的不同机器人平台、不同任务以及不同环境中。技能学习领域的迁移学习技术,目的是在寻找不同平台、不同任务以及不同环境之间的映射关系。图9所示为机器人技能迁移流程和新目标物体的抓取验证,首先,根据任务目标选择合适的共享源技能,建立目标环境与源技能所在环境之间的物体映射关系;其次,使用该映射机制实现从源技能到任务目标的适应和改变,成功执行改编之后的技能序列,实现了机器人高效、自主、鲁棒的技能迁移,提高了机器人智能化水平。



(a) 机器人技能迁移流程

(a) Robotic skills transfer process



(b) 新目标物体的抓取验证

(b) Validation of grasping new object

图9 机器人技能迁移流程及验证

Fig.9 Robotic skills transfer process and Validation

4 结束语

工业机器人因其具备的兼容性、适应性、可扩展性等特点,成为智能制造的核心设备,通过与智能技术、工艺数字化技术等先进技术融合,实现了面向不同作业场景、作业任务、作业工艺的智能化应用,加快了制造业的转型升级进程。经过分析,制造业升级改造的流程通常是自下向上、由点及面的逐步推进,在单个工作站的生产工艺和作业方式实现数字化的基础上,通过引入工业机器人、智能传感器和智能化技术,实现单个工作站的智能化改造,逐步实现整个流水线或系统的智能化升级,带动相关制造行业的智能化改造。因此,笔者在对相关智能技术的研究现状进行综述分析之后,重点介绍机器人技术和智能技术在喷涂、打磨、装配等典型领域的应用情况,对相关行业有重要的示范意义。通过推进机器人智能化应用系统,可以解决普通工人无法操作复杂工业机器人的难题,达到快速推广机器人系统的目的,大大提高我国传统产业的机器人应用数量,提升行业的自动化水平。随着应用系统的推广规模增加,必将吸引其他减速器、控制器、电机及机械加工等配套企业发展,进而提高我国相关科技的综合竞争力。

参 考 文 献

- [1] HU L, MIAO Y, WU G, et al. iRobot-factory: an intelligent robot factory based on cognitive manufacturing and edge computing[J]. Future Generation Computer Systems, 2019, 90: 569-577.
- [2] GAO L, SHEN W, LI P, et al. New trends in intelligent manufacturing[J]. Engineering, 2019, 5(4): 619-620.
- [3] XU W, CUI J, LI L, et al. Digital twin-based industrial cloud robotics: framework, control approach and implementation [J]. Journal of Manufacturing Systems, 2020(58): 196-209.
- [4] 谭建荣, 刘达新, 刘振宇, 等. 从数字制造到智能制造的关键技术途径研究[J]. 中国工程科学, 2017, 19(3): 39-44.
TAN Jianrong, LIU Daxin, LIU Zhenyu, et al. Research on key technical approaches for the transition from digital manufacturing to intelligent manufacturing [J]. Strategic Study of CAE, 2017, 19(3): 39-44.(in chinese)
- [5] 谭建荣. 智能制造与机器人应用关键技术与发展趋势[J]. 机器人技术与应用, 2017(3): 18-19.
TAN Jianrong. Key technologies and development trends of intelligent manufacturing and robot applications [J]. Robot Technique and Application, 2017(3): 18-19.(in Chinese)
- [6] 邓志东. AI机器人引燃"第四次工业革命"的导火索[J]. 机器人产业, 2016(4): 12-21.
DENG Zhidong. AI robots ignite the fuse of the "Fourth Industrial Revolution" [J]. Robot Industry, 2016(4): 12-21.(in Chinese)
- [7] CRAIG J J. Introduction to robotics: mechanics and control[M]. 3rd. UK: Pearson Education, 2005: 1-18.
- [8] GAO Z, WANYAMA T, SINGH I, et al. From industry 4.0 to robotics 4.0 - a conceptual framework for collaborative and intelligent robotic systems [J]. Procedia Manufacturing, 2020, 46: 591-599.
- [9] 王田苗, 陶永. 智能机器人+人工智能创新创业的思考及建议[J]. 科技导报, 2018, 36(17): 97-101.
WANG Tianmiao, TAO Yong. Intelligent robot + artificial intelligence in innovation and entrepreneurship: thoughts and suggestions [J]. Science & Technology Review, 2018, 36(17): 97-101.(in Chinese)
- [10] DAY C P. Robotics in industry: their role in intelligent manufacturing[J]. Engineering, 2018, 4(4): 440-445.
- [11] 刘智光. 人机协作中机器人力感知与柔顺控制方法研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2017.
- [12] 王震. 面向机器人抓取任务的视-触觉感知融合系统研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2020.
- [13] 冯明涛. 基于深度学习的机器人视觉三维感知与识别方法研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2019.
- [14] ZHAO Y, YI C, KONG S G, et al. Multi-band polarization imaging and applications [M]. Beijing, China: National Defense Industry Press, 2016: 111-112.
- [15] 平茜茜, 刘勇, 董欣明, 等. 基于偏振双目视觉的无纹理高反光目标三维重构[J]. 红外与毫米波学报, 2017, 36(4): 432-438.
PING Xixi, LIU Yong, DONG Xinming, et al. 3-D reconstruction of textureless and high-reflective target by polarization and binocular stereo vision[J]. Journal of Infrared and Millimeter Waves, 2017, 36(4): 432-438. (in Chinese)
- [16] IZADI S, KIM D, HILLIGES O, et al. KinectFusion: real-time 3D reconstruction and interaction using a moving depth camera [C] // Acm Symposium on User Interface Software & Technology. Santa Barbara, CA, USA: [s.n.], 2011: 1-10.
- [17] RIVADENEYRA C, MILLER I, SCHOENBERG J R, et al. Probabilistic estimation of multi-level terrain maps [C] // International Conference on Robotics and Automation. Kobe, Japan: [s.n.], 2009: 3709-3714.
- [18] HORNUNG A, WURM K M, BENNEWITZ M, et al. OctoMap: an efficient probabilistic 3D mapping framework based on octrees [J]. Autonomous Robots, 2013, 34(3): 189-206.
- [19] GUO Y, BENNAMOUN M, SOHEL F, et al. A comprehensive performance evaluation of 3D local

- feature descriptors [J]. International Journal of Computer Vision, 2016, 116(1): 66-89.
- [20] BESL P J, MCKAY N D. Method for registration of 3-D shapes[C]//Sensor Fusion IV: Control Paradigms and Data Structures. Boston, USA:[s.n.],1992: 586-607.
- [21] 吴晨睿. 低纹理表面零件的位姿识别与视觉伺服技术研究[D]. 杭州:浙江大学, 2019.
- [22] 申志强. 三维点云特征描述和识别重建技术研究[D]. 济南:山东大学, 2018.
- [23] 张昊若. 面向机器人抓取的弱纹理物体六自由度位姿估计方法研究[D]. 上海:上海交通大学, 2019.
- [24] HINTERSTOISSER S, HOLZER S, CAGNIART C, et al. Multimodal templates for real-time detection of texture-less objects in heavily cluttered scenes [C] // Computer Vision (ICCV), 2011 IEEE International Conference on. Barcelona, Spain:[s.n.],2011: 858-865.
- [25] FU M, ZHOU W. DeepHMap++ : combined projection grouping and correspondence learning for full dof pose estimation[J]. Sensors, 2019, 19(5): 1032-1050.
- [26] ZHUANG C, WANG Z, ZHAO H, et al. Semantic part segmentation method based 3D object pose estimation with RGB-D images for bin-picking [J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2021, 68: 102086.
- [27] 李闯. 抛磨机器人力反馈装置设计与实验研究[D]. 苏州:苏州大学, 2016.
- [28] 刘乃军, 鲁涛, 蔡莹皓, 等. 机器人操作技能学习方法综述[J]. 自动化学报, 2019, 45(3): 458-470.
LIU Naijun, LU Tao, CAI Yinghao, et al. A review of robot manipulation skills learning methods[J]. Acta Automatica Sinica, 2019, 45(3): 458-470.(in Chinese)
- [29] KARAMAN S, FRAZZOLI E. Sampling-based algorithms for optimal motion planning [J]. The International Journal of Robotics Research, 2011, 30(7): 846-894.
- [30] KAVRAKI L E, SVESTKA P, LATOMBE J C, et al. Probabilistic roadmaps for path planning in high-dimensional configuration spaces [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1996, 12(4): 566-580.
- [31] KUFFNER J J, LAVALLE S M. RRT-connect: an efficient approach to single-query path planning[C]//2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation. San Francisco, USA:[s.n.], 2000: 995-1001.
- [32] MNIH V, KAVUKCUOGLU K, SILVER D, et al. Human-level control through deep reinforcement learning[J]. Nature, 2015, 518(7540): 529-533.
- [33] LAVALLE S M. Planning algorithms[M].Cambridge, UK:Cambridge University Press, 2006:153-196.
- [34] KUNZ T, REISER U, STILMAN M, et al. Real-time path planning for a robot arm in changing environments [C] //2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Taipei, China:[s.n.],2010: 5906-5911.
- [35] SCHULMAN J, DUAN Y, HO J, et al. Motion planning with sequential convex optimization and convex collision checking[J]. The International Journal of Robotics Research, 2014, 33(9): 1251-1270.
- [36] IVAN V, ZARUBIN D, TOUSSAINT M, et al. Topology-based representations for motion planning and generalization in dynamic environments with interactions [J]. The International Journal of Robotics Research, 2013, 32(9/10): 1151-1163.
- [37] LEVEN P, HUTCHINSON S. A framework for real-time path planning in changing environments [J]. The International Journal of Robotics Research, 2002, 21(12): 999-1030.
- [38] SCHUMANN-OLSEN H, BAKKEN M, HOLHJEM O H, et al. Parallel dynamic roadmaps for real-time motion planning in complex dynamic scenes [C] //The Workshop on Robots in Clutter-Perception & Interaction in Clutter.Chicago, USA:[s.n.], 2014:1-7.
- [39] YANG Y. Motion synthesis for high degree-of-freedom robots in complex and changing environments [D]. Edinburgh: The University of Edinburgh, 2018.



第一作者简介:孙立宁,男,1964年1月生,博士、教授、博士生导师。现任机器人技术与系统国家重点实验室副主任、江苏省先进机器人技术重点实验室主任、苏州大学机器人与微系统研究中心主任、苏州大学机电工程学院院长。国家杰出青年基金获得者、教育部长江学者特聘教授、国家“万人计划”科技创新领军人才。主要从事微纳米操作机器人与装备、先进机器人与控制、机电一体化装备等方面的研究工作。主持“863”计划、“973”计划、国家重大专项、国家自然科学基金等20多项。获国家技术发明/科技进步二等奖2项、教育部技术发明奖二等奖1项、省级技术发明/科技进步一等奖3项及二等奖2项,发表学术论文400多篇,授权国家发明专利40多项。E-mail:lnsun@hit.edu.cn

通信作者简介:陈国栋,男,1983年5月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为机器人全感知系统、机器人视觉及机器人运动控制等。E-mail:guodongxyz@163.com

基于差分式惯性传感组件的采煤机位姿解算法^{*}

司 垒¹, 王忠宾¹, 谭 超¹, 梁 斌^{1, 2}, 万 森¹

(1. 中国矿业大学机电工程学院 徐州, 221116)

(2. 中国矿业大学徐海学院 徐州, 221008)

摘要 采煤机是综采工作面的关键设备之一, 其准确定位是实现工作面智能化开采的前提。首先, 分析了采煤机惯性导航定位产生的确定性漂移和非确定性漂移误差, 建立了差分式惯性传感组件数据融合模型; 其次, 研究了基于差分式惯性传感组件的采煤机位姿差分解算法, 模拟了采煤机作起伏运动的运行曲线; 最后, 对位姿差分解算法进行了仿真分析, 仿真结果表明采煤机在作起伏运动时, 提出的差分位姿解算算法在累积误差和最大误差方面均小于原始位姿解算算法。笔者设计并搭建了采煤机惯性导航定位实验平台和运动工况模拟实验台, 进行了相应的实验分析, 实验结果验证了所提姿态解算方法的可行性和有效性。

关键词 采煤机; 位姿解算; 惯性导航; 精确定位

中图分类号 TH6; TD42

引 言

煤炭是我国的主体能源和重要的工业原料。2019 年, 全国原煤产量 38.5 亿吨, 同比增长 4%^[1]。近年来, 受经济增速放缓、能源结构调整等因素影响, 我国煤炭需求量有所下降。然而, 我国富煤、贫油、少气的能源赋存特点, 决定了煤炭将在一次性能源生产和消费中占据主导地位且长期不会改变。近年来, 国家逐步加大煤炭智能化开采的力度, 煤炭安全形势逐年好转。2019 年, 我国煤炭开采百万吨死亡人数 0.083 人, 仍高于世界先进产煤国家。国家发改委、国家能源局联合发布的《能源技术革命创新行动计划(2016—2030)》中明确指出: 提升煤炭开采效率和智能化水平, 到 2030 年重点煤矿区基本实现工作面无人化。采煤机作为综采工作面的核心装备之一, 其智能化是综采工作面能否实现无人化开采的关键技术, 而准确定位是实现采煤机智能化的基础^[2]。

由于煤矿井下的环境特殊、工况恶劣, 地面常用的无线电导航、卫星定位等技术无法穿透地面对采煤机进行定位。现有的采煤机定位技术主要包括红外、超声波、齿轮计数、无线以及惯导定位技术等。国外学者对采煤机的定位研究较早, Jobes 等^[3]提出了一种采煤机的远程定位系统, 并给出了计算位置

和航向的方法。文献[4-5]通过轴编码器计算电动机的转速, 进而换算出采煤机的前进距离。文献[6-7]利用超声波传感器测量煤壁返回的强回声从而感知采煤机的位置。在国内, 随着红外技术的快速发展, 刘清等^[8]在采煤机上安装红外发射装置发射广角脉冲, 通过液压支架上的红外接收装置接收信号, 对接收信号的强弱进行分析, 从而判断采煤机具体位置。张连昆等^[9]将超声波发射装置安装在工作面巷道中, 根据采煤机反射的超声波确定采煤机和巷道的相对位置关系。随着无线技术的日益成熟, 文献[10-11]提出了移动无线传感网络来进行采煤机的定位, 通过仿真研究无线测距误差、锚节点密度和锚节点基准坐标漂移方向等因素对采煤机定位精度的影响。

由于不依赖外界信息、也不向外辐射能量的优点, 惯性导航技术逐渐成为自主导航的重要技术之一, 国内外一些学者对基于惯性导航系统的采煤机定位技术进行了研究。澳大利亚联邦科学与工业研究组织推出了基于陀螺仪导向定位的自动化采煤方法(longwall automation steering committee, 简称 LASC), LASC 技术采用高精度光纤陀螺仪和定制的定位导航算法, 解决了惯性导航系统与采煤机高度通信、采煤机起点校准、截割曲线生成和支架推移

^{*} 国家自然科学基金资助项目(U1510117); 中国博士后科学基金资助项目(2019M661974, 2020T130696); 江苏省高等学校自然科学研究面上资助项目(19KJB510014); 江苏高校优势学科建设工程项目(PAPD)

收稿日期: 2020-06-19; 修回日期: 2020-08-05

调整控制等难题。文献[12-18]分别对捷联惯导的偏差角校准算法、初始对准方法、姿态解算算法及其融合定位方法进行深入研究,在一定程度上提高了采煤机的位姿检测精度。

通过对国内外采煤机定位方法的调研和分析,国内外学者在该领域进行了大量且有意义的研究工作,但仍然存在以下问题:

1) 传统的红外、无线、超声波及齿轮计数等采煤机常规定位方法,不能测量采煤机的航向,无法真正实现采煤机运动轨迹的监测;

2) 采煤机惯性导航定位误差分析不全面,建立的位姿解算方法没有充分考虑采煤机的实际运动工况,影响实际应用的精度,难以满足采煤机的定位要求;

3) 惯性导航系统容易随时间产生累积误差,减少惯性导航系统累积误差的方法主要集中在改进惯性导航算法和利用辅助定位手段方面,缺少从惯性系统结构上抑制累积误差的方法。

为了减少采煤机惯性导航定位的累积误差,提高采煤机的定位精度,笔者分析采煤机惯性导航定位产生的确定性漂移和非确定性漂移误差,研究基于差分式惯性传感组件的采煤机位姿差分解算方法,进而提高采煤机位姿解算精度,实现采煤机的准确定位和定姿。

1 差分式惯性传感组件融合模型建立

1.1 坐标系建立及转换过程

采煤机惯性导航定位利用惯性传感器固连在采煤机机身上,通过惯性传感器的陀螺仪和加速度计分别测量采煤机的角速度和加速度信息,导航计算机根据这些测量信息解算出采煤机在导航坐标系中的位姿信息。基本坐标系建立如图1所示。

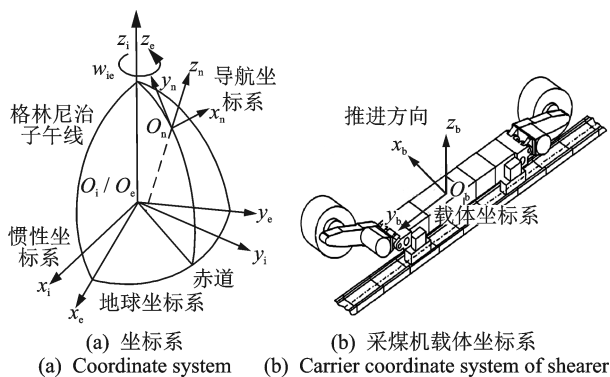


图1 坐标系建立

Fig.1 Coordinate system construction

在图1中:惯性坐标系用*i*表示,该坐标系是适用牛顿运动定律的参考坐标系;地球坐标系用*e*表示,固连在地球上,原点位于地球中心,也称为地心坐标系;导航坐标系用*n*表示,原点位于导航起始点处,文中设为采煤机运行的起始位置; x, y, z 分别指向东、北、天方向,也叫东北天坐标系;计算导航坐标系用*t*表示,通过计算获得的导航坐标系,和真实的导航坐标系存在一定的误差,该坐标系的定义是为了进行采煤机惯性导航定位的误差分析;载体坐标系用*b*表示,固连在采煤机上,原点位于其重心。

采煤机的位姿信息是基于导航坐标系获取的,而采煤机的惯性导航系统感知采煤机的运动特性是在载体坐标系中,因此需要建立坐标系的变换矩阵。各坐标系可以通过绕3个方位轴旋转而得到:导航坐标系 $Ox_n y_n z_n$ 绕 z 轴转动 φ 角度,获得坐标系 $Ox_1 y_1 z_1$;之后坐标系 $Ox_1 y_1 z_1$ 绕 x_1 轴转动 θ 角度,获得坐标系 $Ox_2 y_2 z_2$;最后坐标系 $Ox_2 y_2 z_2$ 绕 y_2 轴转动 γ 角度,获得了载体坐标系 $Ox_b y_b z_b$ 。为了方便获取采煤机的位姿信息,定义 φ 角为航向角, θ 角为俯仰角, γ 为横滚角。

1.2 差分布局方法

采煤机在进行惯性导航定位时,由于温度、震动等外界因素会导致安装在采煤机身上的惯性传感器发生漂移误差。文中将惯性传感器发生的漂移误差归为两类:确定性漂移和非确定性漂移。确定性漂移指的是方向和大小确定的常值漂移,非确定性漂移指的是方向或大小不确定的随机漂移。为了消除确定性漂移误差和减少非确定性漂移,笔者设计一种基于差分式传感组件的误差消除方法,该方案主要采用4个惯性传感器构成差分布置,利用差分式惯性传感组件进行数据融合,通过位姿差分解算算法对融合后的数据进行位姿解算,得到采煤机准确的位姿参数。差分式惯性传感组件的布局方法如图2所示。

由图2可知,设计的差分式传感组件采用4个惯性单元构成差分结构,每相邻的两个惯性单元之间均有两个坐标轴反向。理论上,差分式惯性单元能够完全消除确定性漂移,降低非确定性漂移。

1.3 数据融合方程

1.3.1 角速度融合方程

当单个惯性单元发生绕某个轴转动时,其输出

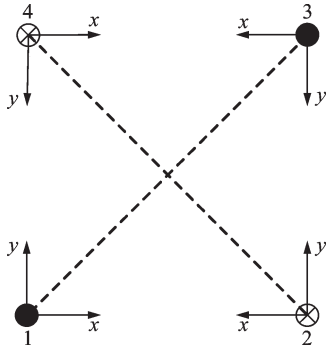


图2 差分式惯性传感组件布局方法

Fig.2 Differential inertial sensor module layout

的角速度 ω 包括真实的角速度 ω_r 、角速度确定性漂移 ω_c 、角速度非不确定性漂移 ω_u 的矢量和

$$\omega = \omega_r + \omega_c + \omega_u \quad (1)$$

差分式惯性传感组件下的角速度可以表示为

$$\hat{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} \omega_{x1} - \omega_{x2} - \omega_{x3} + \omega_{x4} \\ \omega_{y1} + \omega_{y2} - \omega_{y3} - \omega_{y4} \\ \omega_{z1} - \omega_{z2} + \omega_{z3} - \omega_{z4} \end{bmatrix} \quad (2)$$

由于角速度确定性漂移 ω_c 的大小和方向一致, 因此在各个坐标轴方向可以相互抵消, 而角速度非不确定性漂移 ω_u 由于大小和方向的不确定性不能相互抵消, 根据式(1)和式(2)可获得角速度的数据融合方程

$$\hat{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} 4\omega_{xr} + (\omega_{xu1} - \omega_{xu2} - \omega_{xu3} + \omega_{xu4}) \\ 4\omega_{yr} + (\omega_{yu1} + \omega_{yu2} - \omega_{yu3} - \omega_{yu4}) \\ 4\omega_{zr} + (\omega_{zu1} - \omega_{zu2} + \omega_{zu3} - \omega_{zu4}) \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中: $\hat{\omega}$ 为差分系下的角速度, 符号“ $\wedge$ ”表示差分系下的融合值。

从式(3)可以分析出, 确定性漂移可以通过差分方法完全消除, 而非确定性漂移的相同部分可相互抵消, 不同部分通过求其均值避免误差扩大。

1.3.2 比力加速度融合方程

当单个惯性传感器发生平动时, 其输出的加比力速度 f 包括了真实比力加速度 f_r 、比力加速度确定性漂移 f_c 及比力加速度非不确定性漂移 f_u

$$f = f_r + f_c + f_u \quad (4)$$

差分式惯性传感组件下的比力加速度可以表示为

$$\hat{f} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{bmatrix} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} f_{x1} - f_{x2} - f_{x3} + f_{x4} \\ f_{y1} + f_{y2} - f_{y3} - f_{y4} \\ f_{z1} - f_{z2} + f_{z3} - f_{z4} \end{bmatrix} \quad (5)$$

基于式(4)和式(5)获得比力加速度的数据融合方程

$$\hat{f} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{bmatrix} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} 4f_{xr} + (f_{xu1} - f_{xu2} - f_{xu3} + f_{xu4}) \\ 4f_{yr} + (f_{yu1} + f_{yu2} - f_{yu3} - f_{yu4}) \\ 4f_{zr} + (f_{zu1} - f_{zu2} + f_{zu3} - f_{zu4}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

同样, 分析式(6)可以得出融合后的比力加速度可以消除确定性漂移, 降低非不确定性漂移。

2 采煤机位姿差分解算算法

2.1 采煤机姿态差分解算算法

由于四元数法求解姿态矩阵实时性强, 精度高, 没有退化和奇点等现象, 本研究采用四元数法求解采煤机的姿态变换矩阵, 可以求得采煤机的姿态角

$$\begin{bmatrix} \gamma \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \arctan \left[\frac{2(q_2 q_3 + q_0 q_1)}{q_0^2 - q_1^2 - q_2^2 + q_3^2} \right] \\ \arcsin [2(q_0 q_2 - q_1 q_3)] \\ \arctan \left[\frac{2(q_1 q_2 + q_0 q_3)}{q_0^2 + q_1^2 - q_2^2 - q_3^2} \right] \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中: q_0, q_1, q_2, q_3 分别为四元数微分方程中的系数。

通过式(7)求得各姿态角的值域为 $-90^\circ \sim 90^\circ$, 而通常定义的航向角范围为 $0^\circ \sim 360^\circ$, 因此需要将航向角的值进行转换, 得到航向角如下

$$\varphi_H = \begin{cases} \varphi & (\varphi > 0) \\ \varphi + 360^\circ & (\varphi < 0) \\ 0 & (\varphi = 0) \end{cases} \quad (8)$$

2.2 采煤机速度差分解算算法

在导航坐标系下, 采煤机的速度更新方程可表示为

$$\dot{v}^n = C_b^n \hat{f}^b - [2\omega_{ie}^n + \omega_{en}^n] v^n + g^n \quad (9)$$

其中: $\hat{f}^b$ 为差分系下惯性传感组件的加速度融合输出值。

由于速度更新周期 T 较短, 可以认为姿态变换矩阵 C_b^n 对应的旋转矢量非常微小。因此对等式两边积分可以得到 t_k 时刻在导航坐标系内的速度为

$$v_k^n = v_{k-1}^n + C_{b(k-1)}^{n(k-1)} \int_{k-1}^k C_{b(t)}^{b(k-1)} \hat{f}^b dt + \int_{k-1}^k [g_1^n - [2\omega_{ie}^n + \omega_{en}^n] v^n] dt \quad (10)$$

2.3 采煤机位置差分解算算法

为了方便计算, 采煤机的位置方程可用其一阶近似表达式表示

$$\begin{cases} \dot{l} = l_{k-1} + v_{E(k-1)} / [(R_{N(k-1)} + h_{k-1}) \cos L_{(k-1)}] \\ \dot{L} = L_{k-1} + v_{N(k-1)} / (R_{M(k-1)} + h_{k-1}) \\ \dot{d}_E = d_{E(k-1)} + v_{E(k-1)} \\ \dot{d}_N = d_{N(k-1)} + v_{N(k-1)} \\ \dot{d}_U = d_{U(k-1)} + v_{U(k-1)} \end{cases} \quad (11)$$

其中: l, L 分别为当地经度和纬度; d_E, d_N, d_U 分别为采煤机在东、北、天三个方向上的位移变量; R_M, R_N 分别为子午圈和卯酉圈曲率半径; h 为地球曲率。

由于 t_k 时刻的 v_k^n 已经求得,在位置更新过程中采用平均速度值,可以得到位置的表达式为

$$\begin{cases} l = l_{k-1} + (v_{E(k-1)} + v_{Ek}) / [2(R_{N(k-1)} + h_{k-1}) \cos L_{(k-1)}] \\ L = L_{k-1} + (v_{N(k-1)} + v_{Nk}) / [2(R_{M(k-1)} + h_{k-1})] \\ \dot{d}_E = d_{E(k-1)} + (v_{E(k-1)} + v_{Ek}) / 2 \\ \dot{d}_N = d_{N(k-1)} + (v_{N(k-1)} + v_{Nk}) / 2 \\ \dot{d}_U = d_{U(k-1)} + (v_{U(k-1)} + v_{Uk}) / 2 \end{cases} \quad (12)$$

3 位姿差分解算算法仿真分析

3.1 采煤机运行工况分析

为了验证文中提出的采煤机位姿差分解算算法在不同运动工况下的位姿解算精度,需要获取不同运动工况下惯性单元的原输出数据用于位姿差分解算算法的输入,并利用位姿差分解算算法解算后的位姿信息和参考位姿信息进行对比。由于采煤机实际工作过程中环境比较复杂,条件有限,无法获取采煤机运行的实际参考运动数据。因此,笔者采用数值仿真法来模拟采煤机的不同运动工况。

采煤机的运动工况有直线运动、S弯运动、爬坡运动及起伏运动4种。其中直线运动和S弯运动在采煤过程中最为常见,爬坡运动是当底板产生了一定坡度时的采煤机运动工况,起伏运动是由于底板产生了起伏导致的运动工况。为了方便运动工况的模拟,需要定义一个采煤机运动轨迹坐标系 m , x 轴沿运动轨迹水平向右, y 轴沿运动轨迹切线指向采煤机前进方向, z 轴符合右手螺旋原则垂直于 xOy 面指向上,文中模拟运动工况时的加速度 $a(t)$ 和角速度 $w(t)$ 的定义均在此坐标系内。采煤机工作过程中,其基本的运动状态变化就是角速度 $w(t)$ 以及加速度 $a(t)$ 变化引起的。采煤机运动微分方程以采煤机运动工况分析中所述的角速度 $w(t)$ 和加速度 $a(t)$ 作为输入,直接积分求解便可获取各种运动参数。

3.2 仿真结果分析

利用文中提出的差分解算算法和原始解算算法获取的采煤机位姿信息,并与模拟出的采煤机参考位姿信息进行对比,得到位姿信息的误差曲线,以此验证提出的采煤机位姿差分解算算法的性能。由于在模拟起伏运动时,包含了直线运动、S弯运动和爬坡运动,因此限于篇幅,文中不单独进行直线运动、S弯运动和爬坡运动的模拟仿真。

起伏运动本质是俯仰角发生二次变化的运动,文中模拟的起伏运动包括凸起、凹坑和连续凸起凹坑3部分。起伏运动仿真中,采煤机初始姿态角 $\alpha_0 = [0 \ 0 \ 0]$,初始速度 $v_0 = [0 \ 0 \ 0]$,初始位置 $p_0 = [0 \ 0 \ 0]$,初始位移为 $d_0 = [0 \ 0 \ 0]$,采煤机惯性导航输出频率(采样频率) $f_s = 100 \text{ Hz}$ 。设置采煤机沿 y 轴方向(工作面前进方向)运动60 m,沿 z 轴方向(高度方向)运动最大为0.052 3 m。根据以上参数,结合采煤机运动工况模拟方法,通过计算便可获得起伏运动的仿真参数。图3为起伏运动3种轨迹对比。

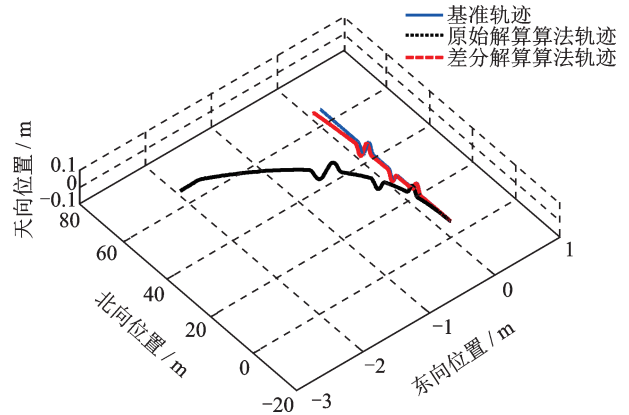


图3 起伏运动的对比结果

Fig.3 Comparative results of undulating motion

由图3可以直观看出,在起伏运动仿真中,差分解算算法能够更好跟踪基准轨迹,性能较好;而原始解算算法获得的运动轨迹偏差较大,在东向发生了明显的漂移,跟踪性能较差。

图4为起伏运动模拟姿态角、速度、位移的解算误差对比结果,起伏运动是由于俯仰角多次变化导致,因此俯仰角的模拟曲线发生了多次突变。从图4(a)~(c)看出,原始解算算法在航向角最终累积误差为 0.5056° ,俯仰角最终累积误差为 -0.5004° ,横滚角最终累积误差为 -0.4846° ;而差分解算算法在航向角最终累积误差为 0.0288° ,俯仰角最终累积误差为 0.0146° ,横滚角最终累积误差为 -0.0211° ,

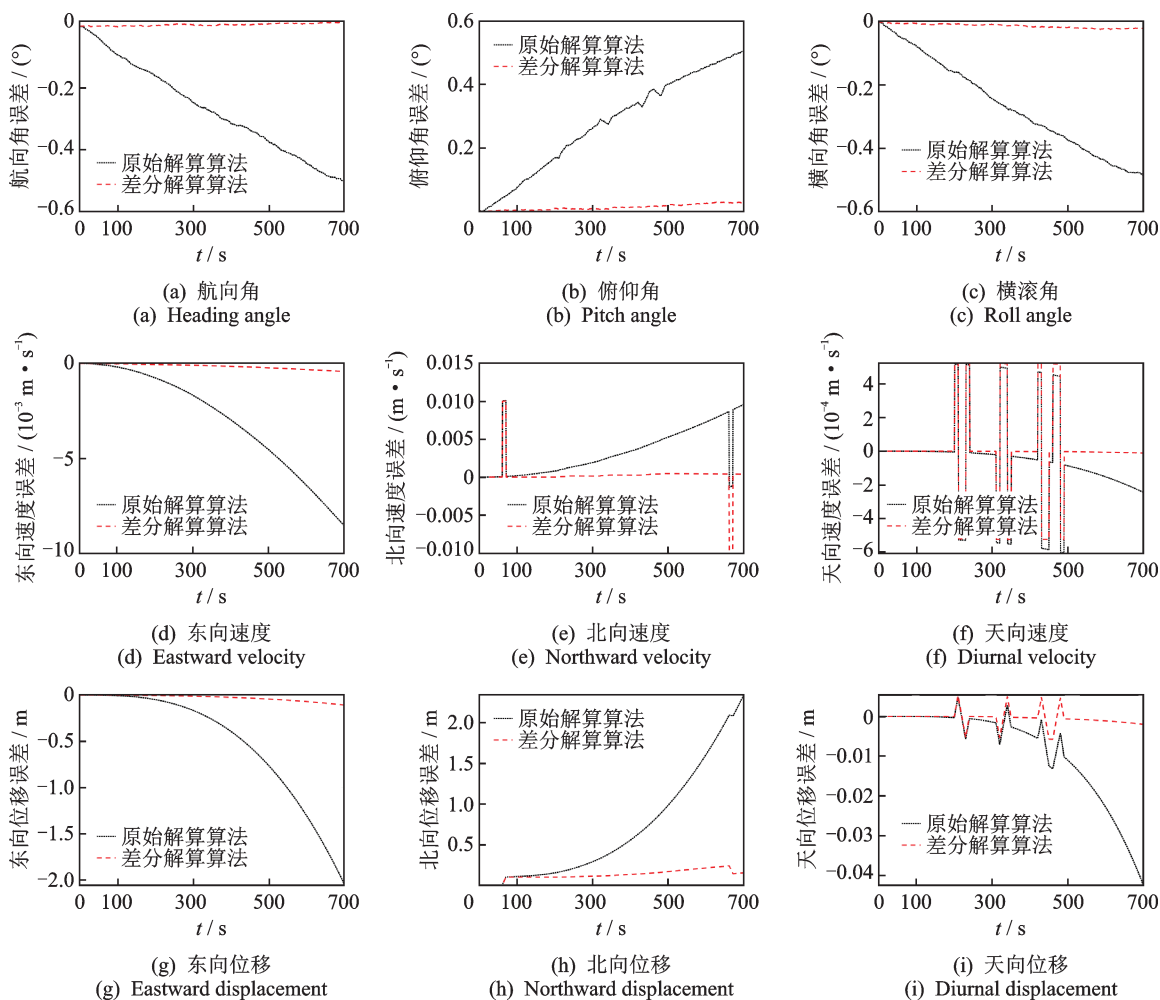


图4 起伏运动模拟姿态角、速度、位移解算误差对比

Fig.4 The error comparison of undulating motion simulated attitude angle, velocity and displacement

差分解算算法明显具有更好的解算效果。从俯仰角的误差可以看出,笔者提出的差分解算算法具有较小的误差,说明在俯仰角突变的工况下,文中算法能够更好地抑制惯性传感器的漂移误差,从而减少了误差的累积。

从图4(d)~(f)看出,差分解算算法在东向速度上解算效果优势明显,同样,在北向速度和天向速度上,两个算法的最大误差方面几乎一致。同时,在天向由于俯仰角的多次变化产生了速度的突变,导致两种算法在天向上的跟踪性能相对较差,但是文中算法没有发生明显的漂移,在速度突变的工况下,具有更好的稳定性。

从图4(g)~(i)看出,原始解算算法在东向位移最终累积误差为 -2.0524 m ,北向位移最终累积误差为 2.3475 m ,天向位移最终累积误差为 -0.0423 m ,而差分解算算法在东向位移最终累积误差为 -0.1072 m ,北向位移最终累积误差为 0.1523 m ,最大北向位移误差为 0.2372 m ,小于原始

算法的北向最大位移误差,天向位移最终累积误差为 -0.0020 m ,最大天向位移误差为 -0.0057 m ,明显小于原始解算算法的天向位移误差最大值。由上述仿真结果可以看出,笔者提出的采煤机位姿差分解算算法在不同工况下具有更高的解算精度。

4 实验验证

4.1 实验平台搭建

为了对采煤机位姿解算方法进行验证,文中搭建了采煤机惯性导航定位实验平台,并在矿山智能采掘装备省部共建协同创新中心进行地面实验,如图5所示。差分式惯性传感组件成差分布置固定在定位板上,定位板固联在采煤机机身上,差分式惯性传感组件和树莓派 Raspberry Pi 3B 通过杜邦线连接,树莓派 Raspberry Pi 3B 和上位机之间通过 USB 转 TTL 模块连接。

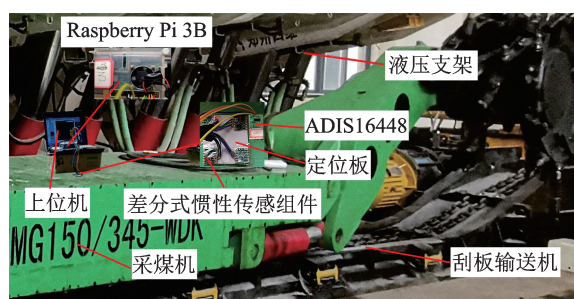


图5 实验平台

Fig.5 Experimental platform

4.2 姿态定位实验

设置采煤机沿北向加速至 3 m/min 后减速至 0 m/min 后停止运行,运行时间总共为 200 s。设定航向角、俯仰角和横滚角的初始对准角度分别为 -0.792° , -0.064° 和 0.091° ,以此作为动态定姿实验的初始值进行实验。为了验证文中所提方法的可靠性,采用高精度的惯性测量单元 ADIS16448 得到观测值进行对比,图 6 为动态定姿实验的采煤机航向角解算结果,文中所提方法在航向角的误差较大,最大误差为 1.745° ,平均误差为 1.043° 。同时,通过计算可以得出,文中所提方法在俯仰角和横滚角方面误差漂移均小于 1° ,整体漂移较小,具有较高的精度。

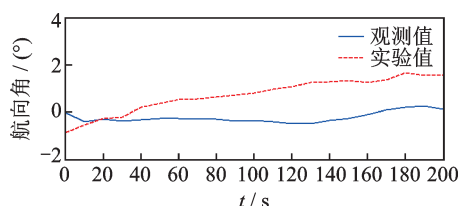


图6 采煤机航向角解算结果

Fig.6 Heading angle calculation of shearer

4.3 位置定位实验

考虑到实验条件的限制,设置采煤机沿北向往返运动,单程运行范围内同样先加速至 3 m/min 后减速运动,设置采煤机运行 3 次,单程位移为 5 m,总位移为 15 m。图 7 为动态定姿实验的采煤机东向位移解算结果。

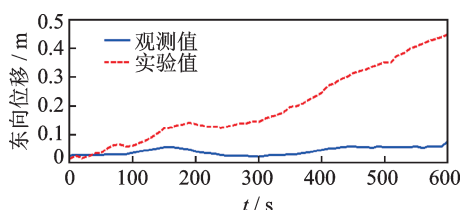


图7 采煤机东向位移解算结果

Fig.7 Eastward displacement calculation of shearer

由图 7 可知,随着时间的推移,文中提出的采煤机姿态解算方法东向位移跟踪上发生了一定的漂移,东向平均误差为 0.157 m。同时,经过计算可以得到北向平均误差为 0.409 m,天向平均误差为 0.096 m。这是由于采煤机的位移需要经过对加速度两次积分才能获得,因此惯性传感器的漂移误差经过不断积分后被累积放大,特别是在东向和北向方面比较明显。

4.4 运动工况模拟实验

本研究根据实际情况,搭建了移动载体惯性导航定位实验台,进行 S 弯、爬坡、起伏 3 种运动工况的模拟实验,如图 8 所示。

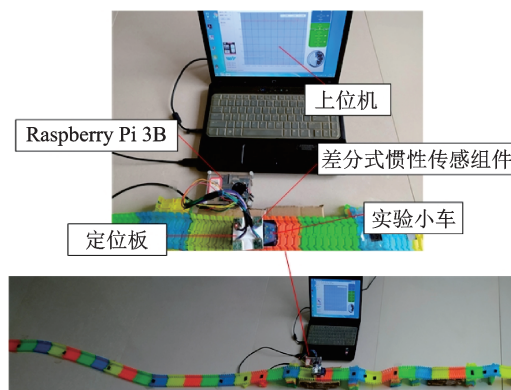


图8 运动工况模拟实验台

Fig.8 Motion conditions simulation experiment platform

为了更好地模拟采煤机的 S 弯运动、爬坡运动和起伏运动 3 种运动,其模拟运动轨迹设置如图 9 所示, P_0 为起始点, $P_1 \sim P_4$ 为模拟 S 弯阶段,设置沿 y 轴方向(工作面前进方向)运动 0.9 m,沿 x 轴方向(工作面推进方向)运动 0.1 m。 $P_5 \sim P_8$ 为爬坡阶段,爬坡高度设置 0.04 m;起伏阶段为 $P_9 \sim P_{16}$, $P_9 \sim P_{12}$ 设置为凹坑阶段,凹陷深度设置为 0.01 m, $P_9 \sim P_{16}$ 设置为凸起阶段,凸起高度设置为 0.01 m; P_{17} 作为终点。在实验中,本研究可以准确获得各关键点的姿态信息和位置信息。

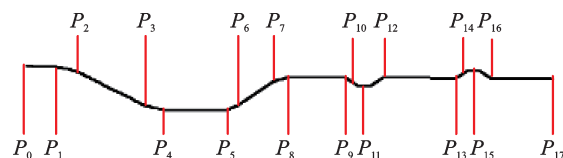


图9 模拟运动轨迹

Fig.9 Simulated trajectory

为了进一步分析文中所提方法的有效性,根据以上节点的位姿数据拟合出真实的位姿曲线,并利用文中所提算法对姿态角和位置进行结算,对比结

果如图10所示。

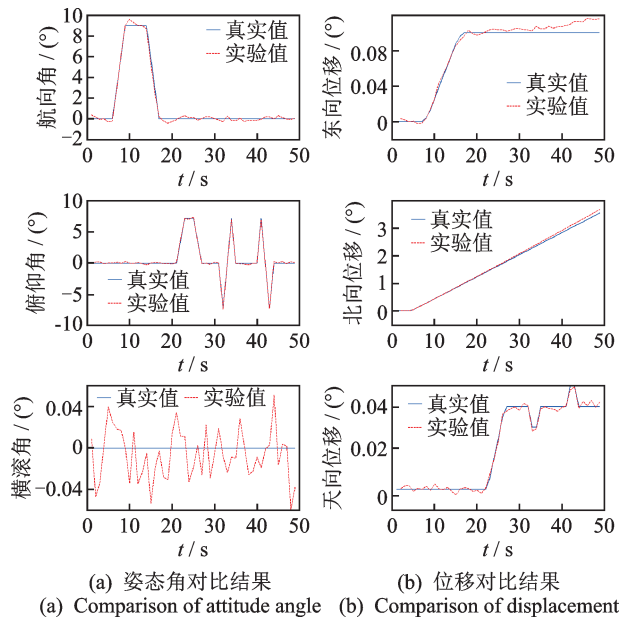


图10 姿态解算对比结果

Fig. 10 Comparison of attitude angle and position

由图10(a)可以分析得出,航向角的平均误差为 0.183° ,俯仰角的平均误差为 0.123° ,横滚角的平均误差为 0.020° ,三个方向的姿态角误差都控制在 0.2° 之内。由图10(b)可以分析得出,在东向和北向方面,文中方法获得的位移后期发生了一定范围内的漂移,而在天向的误差最小,这是符合运动规律的,因为在北向和东向运动距离较大导致产生一定漂移,而在天向运动距离小,因此漂移也较小。在东向平均误差为 0.007 m ,北向的平均误差为 0.114 m ,天向的平均误差为 0.003 m 。由此可见,文中提出方法在S弯运动、爬坡运动及起伏运动等工况下仍能保持具有较好的解算精度。

5 结 论

1) 为了减少采煤机惯性导航定位的累积误差,建立了采煤机差分式惯性传感组件数据融合模型,提出了一种采煤机位姿差分解算算法,并进行了不同运动工况下的仿真分析。仿真结果表明:在S弯运动、爬坡运动及起伏运动中,文中提出的差分位姿解算算法在累积误差和最大误差方面均小于原始位姿解算算法。

2) 搭建了采煤机惯性导航定位实验平台,并进行采煤机直线运动实验,采煤机航向角、俯仰角和横滚角的平均误差分别为 1.043° , 0.251° , 0.120° ,其东向、北向和天向的平均误差分别为 0.157 , 0.409 及

0.096 m ,以上误差均满足采煤机定位精度要求,验证了采煤机位姿解算方法的可行性和有效性。

3) 搭建了移动载体惯性导航定位实验台,并进行了S弯、爬坡、起伏3种运动工况的采煤机模拟运动实验。实验结果表明:在包含上述3种工况的路线运动时,移动载体的航向角、俯仰角、横滚角的平均误差分别为 0.183° , 0.123° , 0.020° ,东向、北向、天向位移的平均误差分别为 0.007 , 0.114 , 0.003 m 。实验结果验证了所提算法的适用性和可行性。

参 考 文 献

- [1] 国家统计局. 中华人民共和国2019年国民经济和社会发展统计公报[R]. 北京:中国统计出版社, 2020.
- [2] 王国法, 庞义辉, 任怀伟. 煤矿智能化开采模式与技术路径[J]. 采矿与岩层控制工程学报, 2020, 2(1): 013501.
- WANG Guofa, PANG Yihui, REN Huaiwei. Intelligent coal mining pattern and technological path[J]. Journal of Mining and Strata Control Engineering, 2020, 2(1): 013501. (in Chinese)
- [3] JOBES C C. Mechanical sensor guidance of a mining machine [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 1993, 29(4): 755-761.
- [4] COSIJS S J A G, Jansen M J. Advanced optical incremental sensors: encoders and interferometers[J]. Smart Sensors & Mems, 2014, 1(9): 230-277.
- [5] LÓPEZ J, ARTÈS M, ALEJANDRE I. Analysis of optical linear encoders' errors under vibration at different mounting conditions[J]. Measurement, 2011, 44(8): 1367-1380.
- [6] KIM S, KIM H. Optimally overlapped ultrasonic sensor ring design for minimal positional uncertainty in obstacle detection[J]. International Journal of Control, Automation, and Systems, 2010, 8(6): 1280-1287.
- [7] RUIZ A R J, GRANJA F S, HONORATO J C P. Accurate pedestrian indoor navigation by tightly coupling foot-mounted IMU and RFID measurements [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2012, 1(61): 178-188.
- [8] 刘清, 魏文艳. 基于红外检测装置的采煤机定位算法研究[J]. 机械工程与自动化, 2013(6): 157-159.
- LIU Qing, WEI Wenyan. Shearer localization algorithm based on position detection of shearer by infrared [J]. Mechanical Engineering and Automation, 2013 (6): 157-159. (in Chinese)
- [9] 张连昆, 谢耀社, 周德华, 等. 基于超声波技术的采煤机位置监测系统[J]. 煤炭科学技术, 2010, 38(5):

- 104-106.
- ZHANG Liankun, XIE Yaoshe, ZHOU Dehua, et al. Position monitoring and measuring system of coal shearer based on ultrasonic wave technology [J]. Coal Science and Technology, 2010, 38(5): 104-106. (in Chinese)
- [10] 罗成名, 李威, 樊启高, 等. 移动无线传感器网络下的采煤机定位精度[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2014(2): 428-434.
- LUO Chengming, LI Wei, FAN Qigao, et al. Positioning accuracy of shearer in mobile wireless sensor networks [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2014(2): 428-434. (in Chinese)
- [11] 田丰, 秦涛, 刘华艳, 等. 煤矿井下线型无线传感器网络节点定位算法[J]. 煤炭学报, 2010, 35(10): 1760-1764.
- TIAN Feng, QIN Tao, LIU Huayan, et al. Nodes localization algorithm for linear wireless sensor network in underground coal mine [J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(10): 1760-1764. (in Chinese)
- [12] 樊启高, 李威, 王禹桥, 等. 一种采用捷联惯导的采煤机动态定位方法[J]. 煤炭学报, 2011, 36(10): 1758-1761.
- FAN Qigao, LI Wei, WANG Yuqiao, et al. A shearer dynamic positioning method using strap down inertial navigation [J]. Journal of China Coal Society, 2011, 36(10): 1758-1761. (in Chinese)
- [13] 杨海, 李威, 罗成名, 等. 基于捷联惯导的采煤机定位定姿技术实验研究[J]. 煤炭学报, 2014, 39(12): 2550-2556.
- YANF Hai, LI Wei, LUO Chengming, et al. Experimental study on position and attitude technique for shearer using SINS measurement [J]. Journal of China Coal Society, 2014, 39(12): 2550-2556. (in Chinese)
- [14] 郝尚清, 李昂, 王世博, 等. 采煤机惯性导航安装偏差对定位误差的影响[J]. 煤炭学报, 2015, 40(8): 1963-1968.
- HAO Shangqing, LI Ang, WANG Shibo, et al. Effects of shearer inertial navigation installation noncoincidence on shearer positioning error [J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40(8): 1963-1968. (in Chinese)
- [15] 张博渊, 王世博, 葛世荣. 惯性导航初始对准偏差与安装偏差校准方法对采煤机定位精度影响[J]. 煤炭学报, 2017, 42(3): 789-795.
- ZHANG Boyuan, WANG Shibo, GE Shirong. Effects of initial alignment error and installation noncoincidence on the shearer positioning accuracy and calibration method [J]. Journal of China Coal Society, 2017, 42(3): 789-795. (in Chinese)
- [16] 张金尧, 李威, 杨海, 等. 采煤机捷联惯导定位方法研究[J]. 工矿自动化, 2016, 42(3): 52-55.
- ZHANG Jinyao, LI Wei, YANG Hai, et al. Study of shearer positioning method using strapdown inertial navigation system [J]. Industry and Mine Automation, 2016, 42(3): 52-55. (in Chinese)
- [17] 应葆华. SINS/WSN下采煤机位姿监测系统及实验研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2015.
- [18] 毛君, 钟声, 马英. 基于模糊AKF地磁辅助导航的采煤机定位方法[J]. 传感器与微系统, 2018, 37(3): 48-50.
- MAO Jun, ZHONG Sheng, MA Ying. Positioning method of shearer based on geomagnetic-aided navigation with fuzzy AKF [J]. Transducer and Microsystem Technologies, 2018, 37(3): 48-50. (in Chinese)



第一作者简介: 司垒,男,1987年7月生,博士、副教授。主要研究方向为煤矿开采装备智能化控制、煤矿机器人。曾发表《A sensing identification method for shearer cutting state based on modified multi-scale fuzzy entropy and support vector machine》(《Engineering Applications of Artificial Intelligence》2019, Vol. 78)等论文。

E-mail: sileicool@163.com

通信作者简介: 王忠宾,男,1972年3月生,博士、教授。主要研究方向为煤矿智能化开采、煤矿机器人等。

E-mail: wangzbpaper@126.com

Lamb 波波包混叠分离方法的结构损伤定位^{*}

郭 禹¹, 张 超¹, 季宏丽¹, 吴义鹏¹, 裘进浩¹, 王 勇²

(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. 上海宇航系统工程研究所结构系统研究室 上海, 201109)

摘要 基于 Lamb 波信号延时累加的结构损伤成像方法具有结果准确、计算量小等优点,然而在复杂的航空结构中, Lamb 波非常容易产生反射,由于 Lamb 波频散效应,导致多个波包混叠,从而影响定位的准确性。针对这些问题,提出了一种频散波包的分离补偿方法。首先,理论分析并得到了带有频散效应的波包混叠和函数模型,提出了和函数的隐变量参数求解方法;其次,采用数值仿真验证了算法对于波包分离和重构的有效性;最后,通过飞机复合材料加筋壁板的损伤定位实验验证了波包分离法在复杂边界条件下去除反射波伪损伤投影和频散补偿的能力,提升了损伤定位的准确度和成像的分辨率。

关键词 损伤定位; Lamb 波; 波包分离; 频散补偿; 隐变量模型

中图分类号 TH114; TB553

引 言

结构健康监测 (structural health monitoring, 简称 SHM) 是一种实时、在线的监测技术,通过获取与结构损伤相关的多种参数,识别结构中存在的损伤,进而预测结构的使用寿命,防止损伤的扩展,减小安全事故发生的概率^[1-3]。在众多 SHM 技术中, Lamb 波能够在在大尺度板状结构中远距离传输,信号的衰减量小,并且对于结构中的损伤具有很高的灵敏度,因此被广泛用于损伤监测^[4-6]。

在基于 Lamb 波的损伤监测技术中,主要有损伤因子监测技术和利用损伤因子进行损伤成像的监测技术。损伤因子旨在提取结构在时域、频域、时频域及波数域的特征变化来衡量结构的健康状态^[7-9]。而损伤成像技术通过成像的方法表征结构中的损伤,快速地确定损伤在结构中的位置。因为损伤成像直观、损伤信息多等优点,成为了许多学者研究的热点。Wang 等^[10]提出了时间反转成像法 (time-reversal method, 简称 TR), 通过时间反转并重新激发传感器阵列采集到的信号完成损伤的聚焦成像。这种方法不需要提前知道结构的基线信号就可以完成损伤定位。Zhao 等^[11-12]研究了损伤概率重构 (reconstruction algorithm for probabilistic inspection of de-

fects, 简称 RAPID) 的方法, 计算不同信号对于损伤位置的贡献度, 重构出损伤的位置。Michaels 等^[13]使用时间延时-累加定位法精准地定位了铝板上的缺口和腐蚀损伤, 延时-累加 (delay-and-sum, 简称 DAS) 定位法基于残余信号的理论波达时间完成对损伤的定位成像。

对于复杂结构和传感器距离边界较近的情况, 损伤散射的 Lamb 波遇到边界会产生反射, 实际得到的残余信号会出现多个波包叠加的情况。当损伤靠近边界时甚至会发生损伤信号和边界反射波包混叠的情况, 从而导致 DAS 定位法出现偏离和伪损伤。Shan 等^[14]针对复杂结构的 DAS 定位提出了一种自适应有效数据提取的方法, 自适应地截取信号的波包来提高 DAS 定位的精度。然而当损伤散射波包和反射波在时域上重叠时, 直接截掉反射波的同时也会截断大部分的损伤波包时域信号, 导致定位结果变形。在成像损伤误判的问题上, Sharifkhodaei 等^[15]提出了一种改进的延时-累加方法 (windowed energy arrival method, 简称 WEAM), 对残余信号能量的包络加上对数正态分布窗函数来捕捉首个波峰作为损伤的实际散射信号, 从而提升 DAS 成像的精度。James 等^[16]提出了最小方差无失真响应的方法, 通过给传统的 DAS 定位增加加权系数来减

^{*} 国家自然科学基金资助项目 (51875277, 51805261, 51921003); 江苏省自然科学基金资助项目 (BK20180430); 航空科学基金资助项目 (20170252005); 上海航天科技创新基金资助项目 (SAST2018-015); 机械结构力学及控制国家重点实验室基金资助项目 (MCMS-I-0519G02)

收稿日期: 2019-03-29; 修回日期: 2019-07-26

少噪声的投影。Lu等^[17]使用边界反射系数来减少边界反射信号造成的伪损伤投影,反射系数由换能器的分布和反射信号的强度来决定。但是这些方法都没能完全提取信号中的反射波波包。另一方面,Lamb波由于频散效应会使得波包变宽,时域信号会产生变形,如果直接使用残余信号进行延时-累加定位,将使得损伤区域面积变大,降低定位的精度。传统的信号处理方法,如希尔伯特变换、黄氏变换、短时傅里叶变换和小波变换都不能对Lamb波进行频散补偿。

针对以上反射波混叠和Lamb波频散补偿的问题,笔者研究了Lamb波波包混叠分离的结构损伤定位方法,提升DAS定位算法的成像精度。首先,对复杂边界条件下反射波和损伤散射波混叠的问题,建立了含频散效应的Lamb波波包混叠和函数模型;其次,提出了基于隐变量参数求解的波包分离方法,重构了每个波包的分布情况,消除了反射波投影引起的传统DAS定位中的伪损伤;然后,对重构出的每个波包进行了频散补偿,抑制了波包随传播距离产生的变形,提高了定位成像的分辨率;最后,在飞机复合材料加筋壁板上实验验证了改进DAS方法的可靠性。从结果来看,波包分离法能够解决反射波混叠和频散补偿的问题,提升损伤定位的精度。

1 含频散效应的Lamb波波包混叠模型

Lamb波信号 $v_{ac}(t)$ 会因为传播时间变化发生频散,导致波包参数发生改变。激励信号 $v_{ac}(t)$ 为高斯窗调制的窄带信号, $v_{ac}(t)$ 的频域表示为 $V_{ac}(f)$

$$V_{ac}(f) = F\{v_{ac}(t)\} \quad (1)$$

其中: F 为傅里叶变换。

不同波达时间 τ_k 的Lamb波波包信号的频域和时域表达式为

$$V_k(f) = V_{ac}(f) e^{-j2\pi f \frac{r_k}{C_p(f)}} \quad (2)$$

$$v_k(t) = IF\{V_k(f)\} \quad (3)$$

其中:IF为逆傅里叶变换; r_k 为波达时间 τ_k 下Lamb波的传播距离; $C_p(f)$ 为 A_0 模式的相速度。

通过复Morlet小波 $\psi(t)$ 提取频散后信号 $v_k(t)$ 的包络 $\Phi_k(t)$ 为

$$\Phi_k(t) = \text{abs}(\text{CWT}_{v_k}(a, t)) \quad (4)$$

$$\psi(t) = (1/\sqrt{\pi\gamma}) e^{j\omega_0 t} e^{-t^2/\gamma} \quad (5)$$

其中: ω_0 为小波的中心角频率; γ 为高斯宽度;abs为取模; a 为尺度因子;CWT为小波变换。

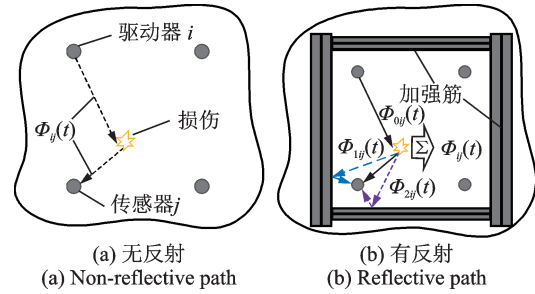


图1 残余信号在无反射、有反射下的传播路径

Fig.1 The residual signal in the non-reflective and reflective path

在不考虑边界的板结构中(如图1(a)所示),驱动器 i 到传感器 j 之间的损伤散射信号包络为 $\Phi_{ij}(t)$ 。然而,在典型的航空加筋结构中(如图1(b)所示),加筋引起残余信号的反射,导致获取的残余信号 $\Phi_{ij}(t)$ 中包含多个不同时延的损伤反射波包。实际的损伤散射信号 $\Phi_{ij}(t)$ 是由直达波 $\Phi_{0ij}(t)$ 和后续的反射波 $A_k \Phi_{kij}(t)$ 混叠而成,如式(6)所示

$$\Phi_{ij}(t) = \Phi_{0ij}(t) + \sum_{k=1}^K A_k \Phi_{kij}(t) \quad (6)$$

其中: A_k 为第 k 个反射波信号幅值系数; $\Phi_{kij}(t)$ 为波达时间 τ_k 的反射波信号;实际的包络信号 $\Phi_{ij}(t)$ 为含频散效应的Lamb波波包和函数。

在延时累加算法中,每个点 (x, y) 的像素值 $I(x, y)$ 由散射信号包络 $\Phi_{ij}(t)$ 在延时 $t_{ij}(x, y)$ 之后得到, $t_{ij}(x, y)$ 是任意位置散射点 (x, y) 在驱动器 (x_i, y_i) 到传感器 (x_j, y_j) 路径上的理论传播时间,表达式为

$$I(x, y) = \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \Phi_{ij}(t_{ij}(x, y)) \quad (7)$$

$$t_{ij}(x, y) = t_{\text{off}} + [\sqrt{(x-x_i)^2 + (y-y_i)^2} + \sqrt{(x-x_j)^2 + (y-y_j)^2}] / c_g \quad (8)$$

其中: N 为监测区域内的传感器数量; t_{off} 为激励偏置时间; c_g 为群速度。

混叠的时域信号投影到定位图上会对定位结果产生影响。针对该问题,文献[14]中采用了如下的自适应提取的方法对信号 Φ 进行截取,信号长度表达式 t_{op} 为

$$t_{\text{op}} = \begin{cases} t_{\text{in}} + t_{\text{off}} & (t_{\text{in}} < t_{\text{th}} - t_{\text{off}}) \\ t_{\text{th}} & \end{cases} \quad (9)$$

其中: t_{in} 为首波峰的时间; t_{th} 为信号截取阈值。

但是直接截取不能有效地分离混叠的波包,需对混叠波包函数 $\Phi_{ij}(t)$ 进行解耦分离。

2 波包分离方法及数值验证

2.1 含频散效应波包的高斯拟合

以厚度为 1 mm 的碳纤维复合材料板为例,考虑 A_0 模式的相速度曲线(如图 2 所示),根据式(2)和(3)可以计算得到不同波达时间 τ_k 的 Lamb 波波包信号,如图 3 所示。其中:图 3(a)为 50 kHz 的窄带激励下的响应信号,波达时间最大为 850 μs ;图 3(b)为对应信号的包络 $\Phi_k(t)$, τ_k 越大,信号包络越宽。激励的窄带信号 $v_{ac}(t)$ 的表达式为

$$v_{ac}(t) = e^{\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{t - 0.5 \cdot 5/f_c}{5/(6 \cdot f_c)}\right)^2\right]} \sin(2\pi f_c t) \quad (10)$$

其中: f_c 为激励信号的中心频率。

由式(10)可知,窄带信号 $v_{ac}(t)$ 是由高斯窗调制的,采用式(4)中的小波变换,可以推得激励信号的包络 $\Phi_{ac}(t)$ 是一个严格的高斯函数

$$\Phi_{ac}(t) = e^{\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{t - 0.5 \cdot 5/f_c}{5/(6 \cdot f_c)}\right)^2\right]} \quad (11)$$

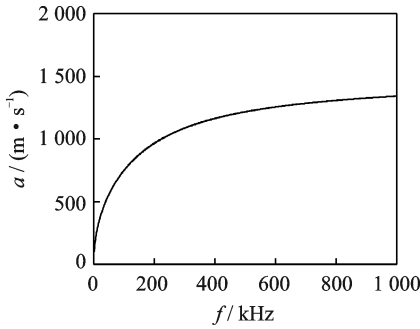


图 2 碳纤维复合材料板 A_0 模式相速度曲线

Fig.2 A_0 mode phase velocity curve of CFRP panel

因此采用高斯函数对频散后的波包信号进行拟合重构。单个波包的波达时间 τ_k 已知,用方差 σ_k^2 来表示 Φ_k 的宽度,拟合的表达式为

$$\Phi_k(t|\tau_k, \sigma_k^2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_k} e^{-\frac{(t - \tau_k)^2}{2\sigma_k^2}} \quad (12)$$

$$\sigma_k^2 = \frac{\sum_{r=1}^R (t_r - \tau_k)^2}{R} \quad (13)$$

其中: t_r 为信号 $\Phi_k(t)$ 的样本; R 为样本数; τ_k 为高斯函数的均值。

重构得到的频散波包的包络(如图 3(c)所示)和原始信号的包络一致,并且前后包络信号的相对平均误差不超过 0.1%,完成对单个频散波包参数的估计。

波包的宽度随波达时间的增大而增大,对波达时间 $\tau_k = [50:1:1000] \mu\text{s}$ 的序列进行方差 σ_k^2 的拟合,得到如图 4 所示的差值函数 $\sigma_k^2 = \sigma(\tau_k)^2$ 。代入式(12),单个频散波包的函数式 $\Phi_k = \Phi_k(t|\tau_k)$ 只由参

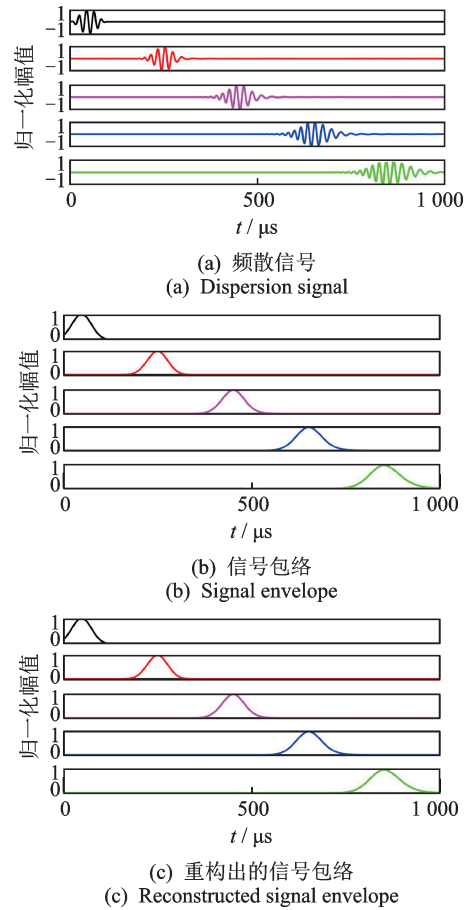


图 3 不同波达时间 Lamb 波
Fig.3 Lamb wave at different arrival times

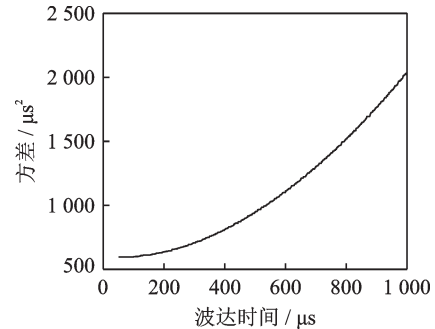


图 4 方差关于波达时间的插值函数 $\sigma_k^2 = \sigma(\tau_k)^2$

Fig.4 Interpolation function $\sigma_k^2 = \sigma(\tau_k)^2$ of variance on arrival time

数波达时间 τ_k 决定。混叠波包模型 Φ 的表达式为

$$\Phi(t|\theta) = \sum_{k=0}^K A_k \Phi_k(t|\tau_k) \quad (14)$$

其中: $\theta = (A, \tau)$; $A = (A_0, \dots, A_k, \dots, A_K)$; $\tau = (\tau_0, \dots, \tau_k, \dots, \tau_K)$ 。

2.2 波包函数的分离补偿方法

为了识别出波包混叠函数 Φ 对应最优的参数项 $\theta = (A, \tau)$, 将模型的对数似然函数 $L(T|\theta)$ 作为

优化的性能参数目标。对数似然函数 $L(T|\theta)$ 的计算公式为

$$L(T|\theta) = \log(\prod_{r=1}^R \Phi(t_r|\theta)) \quad (15)$$

其中: $T=\{t_1, \dots, t_r, \dots, t_R\}$ 为信号 $\Phi(t)$ 对应的样本集。

采用隐变量迭代估计的方法求解极大似然估计 L ,输入参数 $\theta^{(0)}=(A^{(0)}, \tau^{(0)})$ 通过K-mean算法对样本集 T 初始化得到, $\theta^{(0)}$ 作为第0次迭代的参数^[18-19]。其中波包信号样本 T 表示给定观测变量的数据,此时反映观测数据 t_r 来自分波包函数 Φ_k 的数据是未知的,用隐变量 z_{rk} 表示,其定义为

$$z_{rk} = \begin{cases} 1 & (t_r \in \Phi) \\ 0 & (t_r \notin \Phi_k) \end{cases} \quad (16)$$

其中: z_{rk} 组成隐随机变量的数据 $Z=\{z_{10}, \dots, z_{rk}, \dots, z_{RR}\}$ 。

T 和 Z 连在一起称为完全数据,得到完全数据下的对数似然函数 L^* 为

$$L^*(T, Z|\theta) = \log \{ \prod_{r=1}^R \prod_{k=0}^K [A_k \Phi_k(t_r|\tau_k)]^{z_{rk}} \} \quad (17)$$

已知初始参数 $\theta^{(0)}$ 后,每一次迭代的求解都分为 E 步和 M 步^[20]。 E 步需要确定 Q 函数 $Q(\theta, \theta^{(l)})$,即完全数据下的对数似然函数 L^* 关于观测变量 T 和第 l 次迭代的参数 $\theta^{(l)}$ 下对未观测数据 Z 的期望,由式(17)得到

$$Q(\theta, \theta^{(l)}) = E[L^*(T, Z|\theta)|T, \theta^{(l)}] \quad (18)$$

其中: E 为对 Z 的数学期望。

迭代的 M 步是求解在 $\theta^{(l)}$ 下 $Q(\theta, \theta^{(l)})$ 对 θ 的极大值,得到新一轮的迭代的模型参数为

$$\theta^{(l+1)} = \arg \max_{\theta} Q(\theta, \theta^{(l)}) \quad (19)$$

重复以上迭代,直到式(19)中对数似然函数 L 的相对变化量小于一个极小值 β 。 $L^{(l)}$ 为第 l 次迭代的对数似然函数的值, $L^{(l+1)}$ 为第 $l+1$ 次迭代的值。收敛条件为

$$|L^{(l+1)}/L^{(l)} - 1| < \beta \quad (\beta = 10^{-10}) \quad (20)$$

通过最终收敛的参数 θ 重构出的每个波包函数 Φ_k ,随着 τ_k 的增加,波包的宽度也在增加。此时根据图4中得到的方差的插值函数 $\sigma_k^2 = \sigma(\tau_k)^2$,定义频散补偿系数为

$$P_k(\tau_k) = p_0 \frac{\sigma(t_{\text{off}})}{\sigma(\tau_k)} \quad (21)$$

其中: $\sigma(\tau_k)$ 为 τ_k 对应的标准差; $\sigma(t_{\text{off}})$ 为激励信号的标准差; p_0 为固定频散补偿系数。

补偿后的波包函数 Φ_k 的表达式为

$$A_k \Phi_k(t|\tau_k) = \frac{(A_{\text{kod}} P_k)}{\sqrt{2\pi} (\sigma_{\text{kod}} P_k)} e^{-\frac{(t-\tau_k)^2}{2(\sigma_{\text{kod}} P_k)^2}} \quad (22)$$

其中: A_{kod} 和 σ_{kod} 为补偿前的参数。

从 Φ_k 中筛选重组出原本信号 Φ 的直达波包 Φ^* ,计算公式为

$$\Phi^* = \sum_k A_k \Phi_k(t|\tau_k) \quad (k | (A_k/\sigma_k) \geq A_{\text{th}}, \tau_k \leq t_{\text{op}}) \quad (23)$$

其中: A_{th} 用来控制幅值的阈值,为信号包络最大值 A_{max} 的0.5,筛选出能量较大的波包; t_{op} 为控制波达时间的阈值,通过文献[14]中自适应截取信号长度的方法计算得到(如式(9))。

筛选出波达时间较早的波包,得到分离反射波后的直达波波包 Φ^* 。而式(9)中的阈值 t_{th} 的计算公式为

$$t_{\text{th}} = \frac{r_{\text{mr}}}{c_g} + 2t_{\text{off}} \quad (24)$$

其中: r_{mr} 为以阵列对角线为长轴且经过长边中点椭圆的监测距离; c_g 为波的群速度。

2.3 Lamb波波包分离方法的数值验证

为了验证波包分离法对于混叠波包信号的重构效果,对数值模拟的混叠Lamb波信号进行波包分离重构。激励的信号选取50 kHz的窄带信号。随机生成图5(a)中6个不同波达时间 τ_k 和幅值系数 A_k 的Lamb波信号。由式(4)小波变换求解得到各个波包的原始信号包络分布如图5(b)所示。将图5(c)中信号包络对应的观测样本 T 作为算法的输入,计算样本的初始最大似然估计 $L^{(0)}$ 和新一轮的模型参数 $\theta^{(1)}$,然后计算参数 $\theta^{(1)}$ 对应的最大似然估计 $L^{(1)}$,直到重构参数 $\theta^{(l)}$ 对应的 $L^{(l)}$ 收敛。

由最终重构得到的参数 θ ,得到分离后的波包分布 Φ_k 如图5(d)所示。重构后的波包分布收敛于正确的波包初始参数,成功对混叠波包信号 Φ 实现了分离。

对比多组不同情况下的随机仿真信号,对比输入的混叠波包参数 θ 和分离重构得到的波包参数 θ 。重构前后参数 $\theta=(\tau, A)$ 的多组误差的平均值如表1所示。算法前后重构得到参数的误差都在5%以内,波包分离法的参数估计的可靠性较好。

表1 重构前后参数 θ 的误差

Tab.1 Error of parameter θ after reconstruction %

波包数	$\Delta\tau$	ΔA
3	0.69	1.57
6	1.87	3.63
9	1.58	2.73

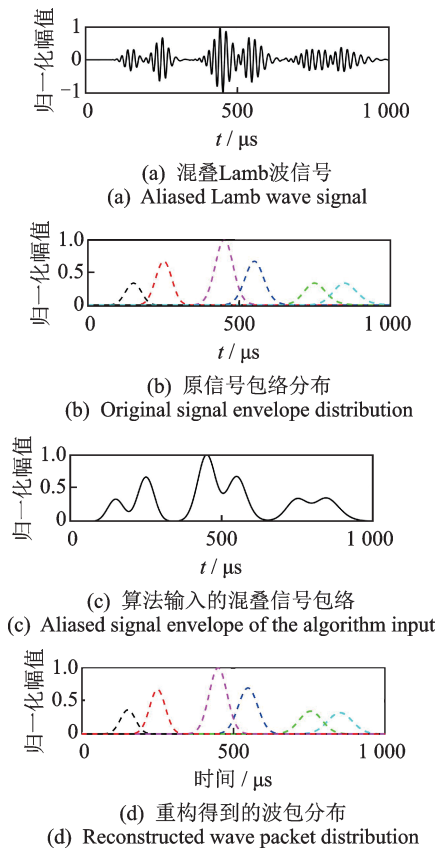


图5 波包分离的数值验证

Fig.5 Numerical validation of wave packet separation

3 实验验证

3.1 实验建立

实验的对象是飞机复合材料加筋壁板(如图6所示)。结构尺寸为 $950\text{ mm} \times 1\,000\text{ mm} \times 1\text{ mm}$, 8层纤维的铺层方向是按照 $[0^\circ/90^\circ/45^\circ/-45^\circ]_s$ 的顺序排布的。图6展示了实验的监测系统。其中NI-PXI-5412发波卡用于产生激励信号,通过Trek-2100HF功率放大器给到通道切换电路,NI-PXI-5105采集传感器的信号。

实验中选择的监测区域为图6中ABCD四传感器阵列围成的虚线区域。监测区域的尺寸为 $220\text{ mm} \times 130\text{ mm}$,传感器距离加强筋边界的距离小于 40 mm ,响应信号包含验证的Lamb波反射。激励信号选用的是窄带5波峰信号。激励中心频率 f_c 为 50 kHz 。在该频率下,Lamb波的 A_0 模式在信号中占据主导地位,其他模式的信号可以忽略不计。激励信号通过功率放大器放大到 50 V 作用在复材加筋板上,每个通道的采样频率为 1 ms/s 。单损伤和双损伤的半径为 10 mm ,采用吸波介质来模拟孔状损伤。

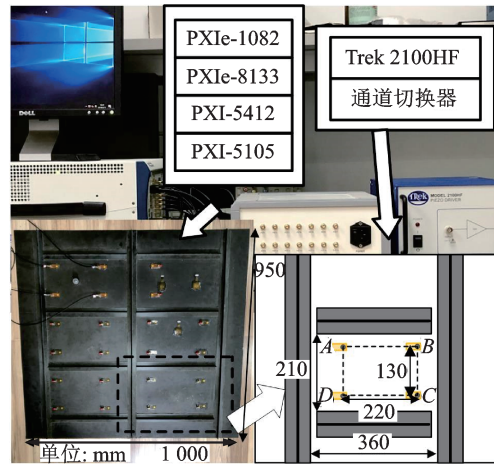


图6 实验系统和结构

Fig.6 Experimental system and structure

3.2 单损伤实验结果

在单个损伤的情况下,对监测区域ABCD进行扫描监测。传感器B和C之间残余信号的串扰部分已经置零(如图7(a)所示)。利用传统DAS定位方法(将波包信号带入式(7)),残余信号的包络 $\Phi(t)$ (如图7(b)所示)投影得到的损伤定位结果如图8(a)所示。其中:白色符号“ $\times$ ”表示损伤实际的位置;黑色符号“ $+$ ”表示伪损伤的位置。损伤的实际位置是坐标(75,45),对应时域信号中 $330\text{ }\mu\text{s}$ 处的直达波。伪损伤的位置发生在左下角(40,0)上,伪损伤对应图7(b)时域信号中 $400\text{ }\mu\text{s}$ 左右的强反射波。反射波的幅值甚至超过了直达波的幅值,导致定位结果在(40,0)处出现了伪损伤。

采用文献[14]中自适应提取信号的方法,计算得到信号长度为 $380\text{ }\mu\text{s}$,截取时域信号波包(如图7(b))。由于直达波($330\text{ }\mu\text{s}$)和反射波混叠($400\text{ }\mu\text{s}$)的原因,截取的残余信号中仍包含一部分反射波($400\text{ }\mu\text{s}$),并且截取了混叠信号中的直达波信号,在带入DAS算法(式(7))投影后,破坏原有的定位结果(如图8(b))。

将图7(b)中的残余信号波包 $\Phi(t)$ 的样本 T 作为算法的输入,对波包进行隐变量概率模型重构,得到波包函数 Φ 的分布,并对分离后波包进行频散补偿,得到分离补偿之后的各个波包分布(如图7(c))。根据边界距离设置反射波达到的时间阈值,最终分离反射波后得到直达波波包 Φ^* (图7(d))。在对时域信号波包进行波包分离和频散补偿之后,得到定位结果如图8(c)所示。定位结果在(75,45)左右与实际损伤位置符合,像素图只有直达波包

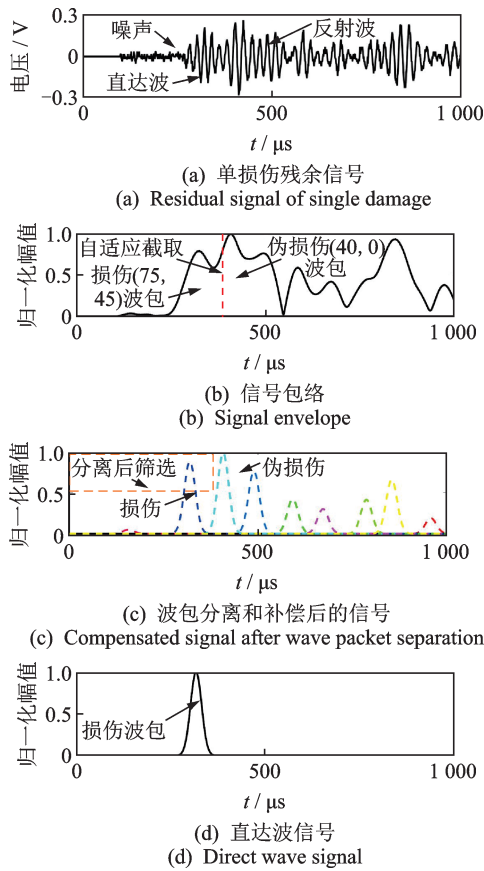


图 7 单损伤传感器路径 B-C 间波包分离

Fig.7 Wave packet separation of single damage on sensor B-C path

(330 μs) 对应的投影,这是因为分离了反射波包 (400 μs),所以消除了波包在定位图上 (40,0) 处的投影。另一方面,由于频散效应得到了一定的补偿,损伤定位图的分辨率得到了提高。

Lamb 波波包混叠分离方法的目的是为了消除反射波的成像投影和频散补偿,提升定位成像的信噪比和空间分辨率。为了定量评估损伤定位成像的效果,定义了损伤图像的信噪比 SNR(dBs) 为

$$\text{SNR} = 10 \log_{10} [\text{mean}(I_d) / \text{mean}(I_a)] \quad (25)$$

其中:变量 $\text{mean}(I_d)$ 和 $\text{mean}(I_a)$ 分别为损伤定位图在实际损伤区域和健康区域内的图像强度均值。

SNR 的效果和信号处理、图像处理中的一样,SNR 的值越高代表损伤图像的分辨率越高,定位噪声越小。

在单损伤的情况下,原始图像对应的 $\text{mean}(I_d)$ 为 0.953, $\text{mean}(I_h)$ 为 0.586,得到波包分离前的信噪比 SNR 为 2.11。改进的 DAS 方法中, $\text{mean}(I_d)$ 为 0.920, $\text{mean}(I_h)$ 为 0.413,得到 SNR 值为 3.48。选取不同位置的 5 组损伤进行成像,得到的损伤图像信噪比如表 2 所示,损伤定位成像的结果得到了提升。

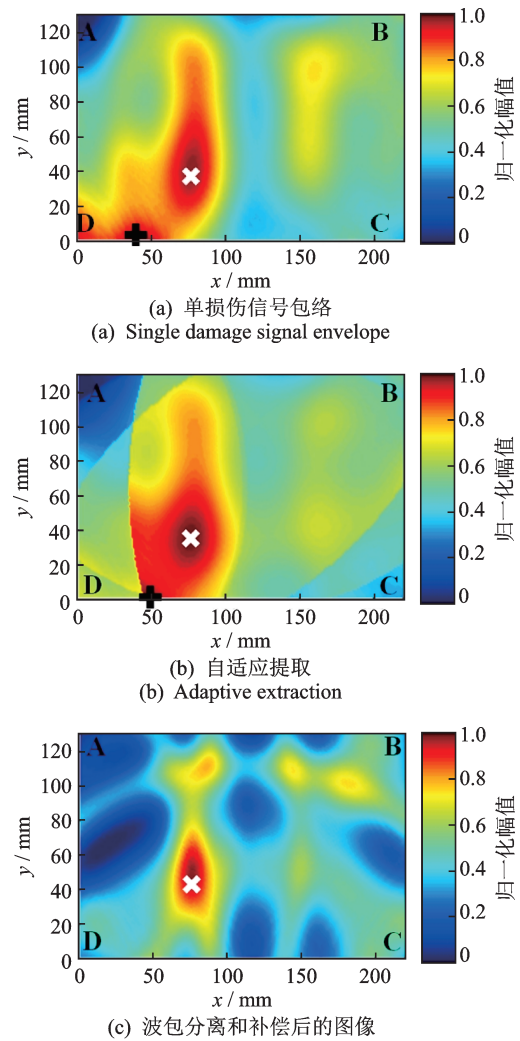


图 8 单损伤信号定位结果

Fig.8 Localization result of single damage signal

表 2 损伤成像评估

Tab.2 Damage imaging assessment			dB
损伤坐标/mm	SNR		
	分离前	分离后	
(75,45)	2.11	3.48	
(160,70)	2.58	3.44	
(165,90)	1.84	3.38	
(140,50)	2.35	3.54	
(110,65)	2.61	3.11	

3.3 双损伤实验结果

对监测区域 ABCD 进行双损伤定位实验,损伤的实际位置在 (150, 90) 和 (140, 30)。图 9(a) 中的残余信号在传感器 B 和 C 之间,两个损伤的散射波包的波达时间分别在 200 和 220 μs 左右,由于波达时间距离太近,在时域上出现了大面积重叠。对双

损伤包络信号 $\Phi(t)$ 定位的结果如图 10(a) 所示, 损伤的实际位置在 (150, 90) 和 (140, 30) (对应 200 和 220 μs)。然而, 相比于损伤 1, 损伤 2 的幅值由于分辨率太低, 难以从健康区域的幅值中突显出来。从时域信号上看, 图 9(b) 中 2 个损伤在时域上的波包距离非常近, 受到频散影响, 残余信号的波包变宽, 时域中波包重叠量大, 时域信号投影到像素图中只有 1 个峰, 导致了损伤的丢失。

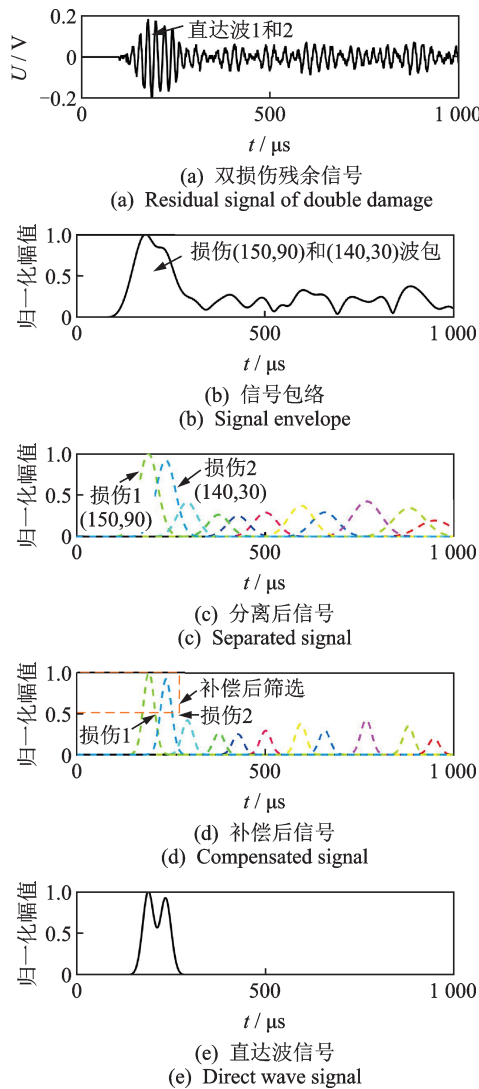


图9 双损伤传感器路径 B-C 间波包分离

Fig.9 Wave packet separation of double damage on sensor B-C path

对信号的包络 $\Phi(t)$ 进行波包分离 (如图 9(c) 所示), 时域上 200 和 220 μs 的波包被分离出来, 筛选直达波后映射到图 10(b) 中的定位图上识别出了 2 个损伤。在此基础上, 对分离后的波包信号 Φ_k 进行频散补偿 (如图 9(d) 所示), 得到图 9(e) 中的直达波。因为波包分离和频散补偿的原因, 使得时域上的 200 和

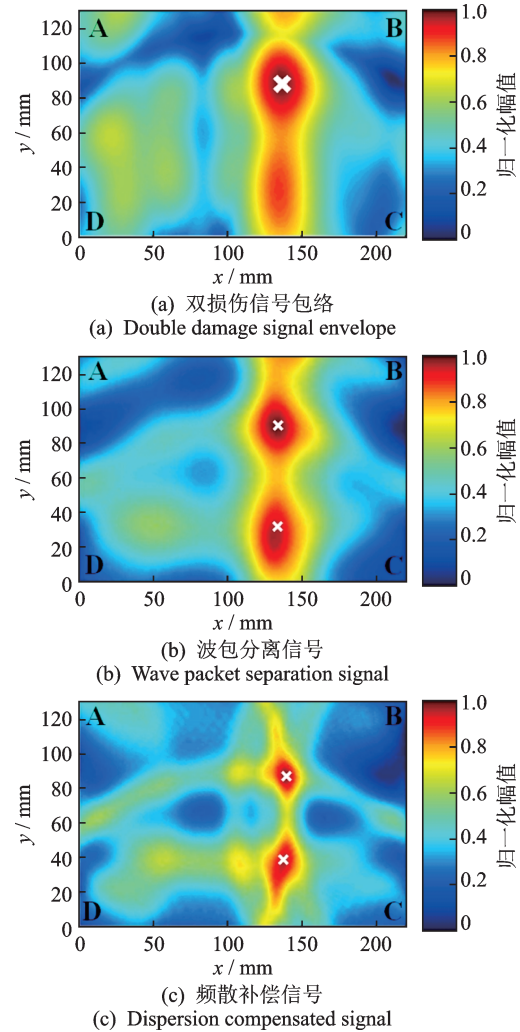


图10 双损伤信号定位结果

Fig.10 Localization result of double damage signal

220 μs 的波包重叠度变小, 2 个损伤对应的峰明显分离, 映射到图 10(c) 的定位图上, 计算得到改进后的 DAS 成像的 SNR 为 3.16。而原始图像的 SNR 为 2.68, 双损伤定位的分辨率和精度得到了提高。

4 结束语

为了解决飞机结构中复杂边界条件对 Lamb 波产生反射而引起的损伤定位偏差, 笔者提出了基于 Lamb 波波包混叠分离的损伤定位识别方法。根据 Lamb 波频散特性, 建立了含有频散效应的 Lamb 波波包混叠模型, 采用隐变量的概率估计方法实现了波包和函数的分离, 并对重构出的波包和函数进行频散补偿和重组。以碳纤维复合材料板为例, 通过数值仿真验证了波包分离方法的有效性。在飞机复合材料加筋壁板中进行了单损伤和多损伤的定位实验。结果表明, 该方法可以分离直达波和反射波波包, 并对各个直达波包进行频散补偿, 结合自适应波

包截取算法,实现了单损伤分辨率2.11~3.48,双损伤2.68~3.16的提升,相比于传统的延时累加定位方法具有更好的定位精度和抗混叠干扰的能力。

参 考 文 献

- [1] 孙汝杰,陈国平,孙东阳,等.核密度估计法在板件概率损伤识别中的应用[J].振动、测试与诊断,2015,35(6):1055-1062.
SUN Rujie, CHEN Guoping, SUN Dongyang, et al. Probabilistic damage detection based on the kernel density estimation method in aluminum plates[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1055-1062. (in Chinese)
- [2] 张伟伟,武静,马宏伟.基于Lyapunov指数的超声导波检测技术[J].振动、测试与诊断,2015,35(2):250-257.
ZHANG Weiwei, WU Jing, MA Hongwei. Ultrasonic guided wave inspection method based on Lyapunov exponents[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 250-257. (in Chinese)
- [3] 袁慎芳.结构健康监测[M].北京:国防工业出版社,2007:1-22.
- [4] SU Z, YE L, LU Y. Guided Lamb waves for identification of damage in composite structures: a review[J]. Journal of Sound & Vibration, 2006, 295(3): 753-780.
- [5] ZHANG C, QIU J, JI H, et al. Damage localization using warped frequency transform in active structural health monitoring[J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2015, 47(4): 897-909.
- [6] 吕琛,马剑,王自力. PHM技术国内外发展情况综述[J].计算机测量与控制,2016(9):1-4.
LÜ Chen, MA Jian, WANG Zili. A state of the art review on PHM technology[J]. Computer Measurement & Control, 2016(9): 1-4. (in Chinese)
- [7] LU Y, MICHAELS J E. Feature extraction and sensor fusion for ultrasonic structural health monitoring under changing environmental conditions[J]. IEEE Sensors Journal, 2009, 9(11): 1462-1471.
- [8] TORKAMANI S, ROY S, BARKEY M E, et al. A novel damage index for damage identification using guided waves with application in laminated composites[J]. Smart Materials & Structures, 2014, 23(9): 095015-095031.
- [9] BANERJEE S, RICCI F, MONACO E, et al. A wave propagation and vibration-based approach for damage identification in structural components[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 322(1): 167-183.
- [10] WANG C H, ROSE J T, CHANG F K. A synthetic time-reversal imaging method for structural health monitoring[J]. Smart Materials & Structures, 2004, 13(2): 415-423.
- [11] ZHAO X, GAO H, ZHANG G, et al. Active health monitoring of an aircraft wing with embedded piezoelectric sensor/actuator network: I. defect detection, localization and growth monitoring[J]. Smart Materials & Structures, 2007, 16(4): 1208-1217.
- [12] ZHAO X, ROYER R L, OWENS S E, et al. Ultrasonic Lamb wave tomography in structural health monitoring[J]. Smart Materials & Structures, 2011, 20(10): 1050-1062.
- [13] MICHAELS J E, MICHAELS T E. Guided wave signal processing and image fusion for in situ damage localization in plates[J]. Wave Motion, 2007, 44(6): 482-492.
- [14] SHAN S, QIU J, ZHANG C, et al. Multi-damage localization on large complex structures through an extended delay-and-sum based method[J]. Structural Health Monitoring, 2016, 15(1): 50-64.
- [15] SHARIFKHODAEI Z, ALIABADI M H. Assessment of delay-and-sum algorithms for damage detection in aluminium and composite plates[J]. Smart Materials & Structures, 2014, 23(23): 628-634.
- [16] JAMES H, MICHAELS J E. Minimum variance ultrasonic imaging applied to an in situ sparse guided wave array[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics & Frequency Control, 2010, 57(10): 2311-2323.
- [17] LU G, LI Y, WANG T, et al. A multi-delay-and-sum imaging algorithm for damage detection using piezoceramic transducers[J]. Journal of Intelligent Material Systems & Structures, 2017, 28(9): 1150-1159.
- [18] 邱雷,房芳,袁慎芳,等.导波强化裂变聚合概率模型损伤监测方法[J].振动、测试与诊断,2018,38(3):438-445.
QIU Lei, FANG Fang, YUAN Shenfang, et al. Guided wave and enhanced split merge probability model based on damage evaluation method[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(3): 438-445. (in Chinese)
- [19] HARTIGAN J A, WONG M A. Algorithm AS 136: a K-means clustering algorithm[J]. Journal of the Royal Statistical Society, 1979, 28(1): 100-108.
- [20] DEMPSTER A P. Maximum likelihood estimation from incomplete data via the EM algorithm[J]. Journal of the Royal Statistical Society, 1977, 39(1): 1-38.



第一作者简介:郭禹,男,1995年6月生,硕士生。主要研究方向为结构健康监测。
E-mail:gy0630@nuaa.edu.cn

通信作者简介:张超,男,1988年6月生,博士、讲师、硕士生导师。主要研究方向为智能监测与控制。
E-mail:zc0619@nuaa.edu.cn

形状记忆合金丝驱动的可弯曲孔探仪机构设计^{*}

潘 浩¹, 熊 克¹, 芦吉云², 王 容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. 南京航空航天大学民航学院 南京, 211106)

摘要 针对孔探仪探头自动弯曲避障的工作需求, 设计并实现了一种由双程形状记忆合金 (shape memory alloy, 简称 SMA) 丝驱动的自主弯曲机构。搭建了 SMA 丝作动特性测试平台, 对 SMA 丝的驱动行为特性进行系统的分析, 发现直径为 0.5 mm 的 SMA 丝收缩率达到 4%, 可带载 83.23 N, 满足孔探仪弯曲的驱动要求。此外, 建立了可弯曲孔探仪机构的运动学模型, 得到了末端搭载光学镜头的可达空间。同时对机构进行了控制试验, 结果表明, 机构的最大弯曲角度为 22.3°, 所设计的孔探仪可弯曲机构具有实用性。

关键词 孔探仪; 形状记忆合金; 弯曲机构设计; 运动学分析

中图分类号 TH122

引 言

高新技术的采用使航空发动机结构越来越复杂, 这对航空发动机内部损伤探测提出了更高的要求^[1-3], 研究发动机损伤探测新技术十分必要。目前发动机维修主要依赖孔探检测法, 利用孔探设备搭载的内窥镜观测发动机内部故障, 由于孔探仪存在柔性不足、可达性差、操作困难、效率低下等问题^[4-5], 增加孔探设备的柔性是必须解决的问题。

随着精密加工技术、微机电系统、微驱动及特殊材料等技术的进步, 机构驱动技术迅速发展。Glozman 等^[6]提出一种能够胀缩的自驱动式蠕动管道机器人机构, 通过多个弹性气囊膨胀和收缩来使得机体蠕动行走, 对控制算法的要求较高。Laschi 等^[7]基于章鱼的生物力学研制了一种软体鱼机构原型, 能向前游动、转弯和姿态调整。Tolley 等^[8]利用硅弹性体、聚芳纶织物以及中空玻璃微粒研制了一种气动机构, 用机构内的压缩空气网提供动力, 该方法需要发展新型材料, 对控制系统要求较高。Dong 等^[9]研究一种由柔性关节连接的蛇型机构, 采用多段式结构, 利用电机进行驱动。

针对可弯曲机构的设计, 国内外学者采用微型电机、压电、形状记忆合金材料以及气动驱动方式实现机器人的运动。压电驱动器发热大、功耗大; 气动

驱动方式需要发展新型材料, 对控制系统要求较高。形状记忆合金与微电机是目前广泛采用的小型机器人驱动方式。形状记忆合金具有独特的形状记忆效应和超弹特性, 广泛应用于航空航天、医疗、自动化与土木工程领域^[10-12], 具有结构简单、体积小、质量轻、能量密度高、应变大及柔性高等优点^[13]。作为一种良好的作动元件, 双程的 SMA 丝是一种在电流驱动下会像肌肉一样收缩、卸载电流冷却到室温时又会恢复到原长的新型小直径形状记忆合金丝。针对形状记忆合金驱动机构, Mao 等^[14]利用形状记忆合金弹簧驱动仿海星机器人, Lin 等^[15]将形状记忆合金纵向嵌入柔性聚合物中模拟纵向肌肉纤维功能, 从而使微型机器人实现滚动运动。

笔者设计一种由双程 SMA 丝驱动的可弯曲孔探仪机构, 旋转对称分布的 4 根 SMA 丝作为核心驱动元件驱动球轴承转动和弹簧弯曲。本研究搭建 SMA 丝驱动特性测试平台用以研究 SMA 丝的驱动特性。文中还建立可弯曲孔探仪机构的运动学模型, 计算出机构末端搭载的光学镜头的运动轨迹。此外, 笔者组装出孔探仪机构的实体, 测试机构的运动轨迹, 并对孔探仪弯曲角度进行控制试验。

1 可弯曲孔探仪的机构设计

为了实现孔探仪自主弯曲的工作要求, 文中提

^{*} 国家自然科学基金资助项目 (U1933202); 中央高校基本科研业务费资助项目 (NJ201812); 江苏高校优势学科资助项目

收稿日期: 2019-06-10; 修回日期: 2019-12-02

出的可弯曲机构3D模型和剖面图如图1所示。孔探仪机构的外直径为20 mm,长度为120 mm,质量为65 g,包括球轴承、上接口、形状记忆合金丝、弯曲弹簧、预紧弹簧和下基座。球轴承结构中空,内部安装的高清镜头可拍摄发动机内部结构损伤情况。

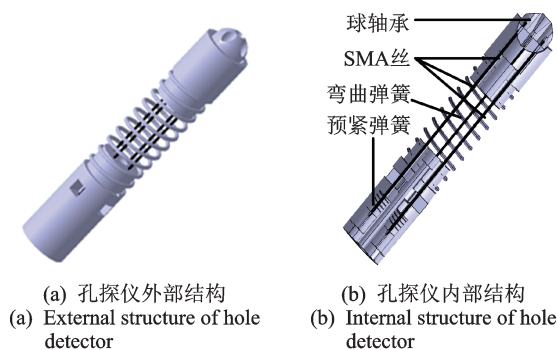


图1 孔探仪机构

Fig.1 Structure of hole detector

结构主要实现空间弯曲,将4根直径为0.5 mm,长度为100 mm的SMA丝距结构中心轴线4.5 mm旋转对称分布,SMA丝可通过施加电流加热而产生收缩,且收缩长度可通过调节电流大小来控制。SMA丝两端分别和球轴承内部滚珠、底部滑块刚性连接,保证SMA丝的作动位移传递给球轴承用以产生周向位移。预紧弹簧与底部滑块预紧固定,提供SMA丝工作状态下必要的预紧力。

孔探仪中间段是1根弯曲弹簧连接上接口与下基座,SMA丝的作动位移传递给弯曲弹簧从而使整个结构产生弯曲,当电流卸载时,具有一定刚度的弯曲弹簧又可以使整个结构尽快回复到初始位置。预紧弹簧和弯曲弹簧的结构参数如表1所示。

表1 弹簧结构参数

Tab.1 Spring structure parameter					mm
弹簧	材料	线径	外径	长度	
预紧弹簧	不锈钢	0.5	5	10	
弯曲弹簧	不锈钢	1.0	19	100	

2 弯曲机构运动学建模

笔者设计的孔探仪结构由SMA丝驱动而产生的运动是一个对称的两自由度的运动,所以机构的运动学模型可以建立在平面直角坐标系中。孔探仪机构的运动学模型分析过程作以下假设:①探头在运动过程中,球轴承旋转不存在摩擦力,球轴承的旋转先于弹簧的弯曲;②在弹簧单元弯曲过程中,中心支撑弹簧弯曲轴线长度保持恒定,且为等曲率圆弧;

③机构在运动过程中只承受SMA丝作动收缩而产生的位移载荷。

2.1 球轴承运动学分析

球轴承单元的空间转动形态如图2所示。为了便于运动学模型的建立和分析,在球轴承转动臂和基座顶面上分别建立旋转坐标系 $[x_1, y_1]$ 和上接口坐标系 $[x_2, y_2]$,原点分别是转动中心 O 和上接口上端面中心。SMA丝在作动收缩过程中,球轴承以点 O 为中心转动,单元的转动可以用偏转角度 α 描述。

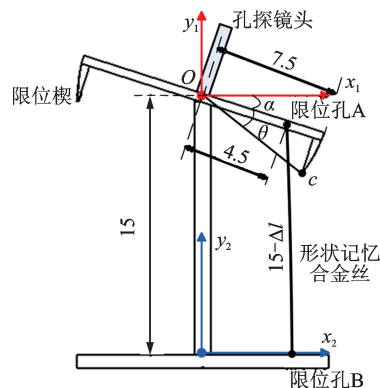


图2 球轴承单元的转动形态及其坐标系(单位:mm)

Fig.2 Rotational form and coordinate system of ball bearing unit (unit: mm)

限位孔 A, B 在旋转坐标系 $[x_1, y_1]$ 的坐标表示为 $[4.5\cos\alpha, -4.5\sin\alpha]$ 和 $[4.5, -15]$, A, B 之间的距离与SMA丝收缩量 Δl 存在式(1)关系,由式(1)可以计算出旋转角 α

$$15 - \Delta l = \sqrt{(4.5 - 4.5\cos\alpha)^2 + (-15 + 4.5\sin\alpha)^2} \quad (1)$$

球轴承搭载镜头的轴线在转动中心点垂直于转动臂,镜头端点在旋转坐标系 $[x_1, y_1]$ 下的最终位置坐标 A_1 可以表示为式(2),其中镜头端点初始位置坐标 $A_0 = [x_0 \ y_0 \ 1]^T = [0 \ 7.5 \ 1]^T$, 1_0T 为初始位置到旋转后最终位置的变换矩阵

$$A_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha & 0 \\ -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} A_0 = {}^1_0T A_0 \quad (2)$$

球轴承单元旋转坐标系上的点映射到基坐标系中可以用变换矩阵 2_1T 表示, 2_1T 只与球轴承的支撑轴长度 l 有关,见式(3),其中 $l = 15$ mm。

$${}^2_1T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

基坐标系下,镜头端点位置坐标 A_2 可以由

式(4)计算

$$A_2 = {}^2_1TA_1 \quad (4)$$

球轴承的最大旋转角度由限位楔决定。球轴承转动过程中,限位楔与张紧的SMA丝抱死,限位楔顶点C与限位孔A,B三点共线,表示为式(5)

$$\frac{4.5 - 4.5\cos\alpha}{4.5\sin\alpha - 15} = \frac{4.5\cos\alpha - 7.5\cos(\alpha + \theta)}{-4.5\sin\alpha + 7.5\sin(\alpha + \theta)} \quad (5)$$

球轴承达到最大旋转角。C点在旋转坐标系下坐标表示为 $(7.5\cos(\alpha + \theta), -7.5\sin(\alpha + \theta))$,其中 $\theta = 20^\circ$ 。由式(5)可以得最大旋转角 $\alpha_0 = 39.79^\circ$ 。

将 $\alpha_0 = 39.79^\circ$ 代入式(1),得到球轴承旋转到最大角度时,SMA丝的收缩量 $\Delta l_0 = 2.83 \text{ mm}$ 。

2.2 弯曲弹簧单元运动学分析

球轴承单元旋转到最大角度时,SMA丝存在残余收缩量 $\Delta l'$,此时的残余收缩量引起弹簧的弯曲。如图3所示,根据假设2建立弹簧弯曲变形模型。在弹簧中心轴两端分别建立转动坐标系 $[x_3, y_3]$ 和基坐标系 $[x_4, y_4]$,原点分别是上接口下底面中心和下基座上端面中心, x 轴都指向等曲率圆弧中心。角度 β 和中心轴长度可以完全定义等曲率圆弧的外形。

关于角度 β ,存在有以下关系

$$L/R = \beta \quad (6)$$

$$\frac{60 - \Delta l'}{2(R - 4.5)} = \sin \frac{\beta}{2} \quad (7)$$

其中: L 为弹簧中心轴长度; R 为等曲率圆弧半径。

由式(6)~(7)可以解得等曲率圆弧半径 R 和中心角 β 。转动坐标系 $[x_3, y_3]$ 和基坐标系 $[x_4, y_4]$ 关于中心 O 对称。平面内点位置在转动坐标系下的

$$A_3 = \begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{cases} \begin{bmatrix} 7.5\sin\alpha \\ 7.5\cos\alpha + 90 \\ 1 \end{bmatrix} & (0 \text{ mm} < \Delta l < 2.83 \text{ mm}) \\ \begin{bmatrix} 7.5\sin\alpha_0\cos\beta + 7.5\cos\alpha_0\sin\beta + 30\sin\beta + R(1 - \cos\beta) \\ -7.5\sin\alpha_0\sin\beta + 7.5\cos\alpha_0\cos\beta + 30\cos\beta + R\sin\beta \\ 1 \end{bmatrix} & (2.83 \text{ mm} \leq \Delta l) \end{cases} \quad (11)$$

其中: α, β, R 由式(1,6,7,10)解得。

孔探针机构的可达空间通过孔探针搭载的光学镜头末端中心点的运动轨迹描述,利用Matlab绘制镜头中心点运动轨迹见图4,可以看出,机构的可达空间为伞盖形状,最大弯曲角度为 28.3° 。

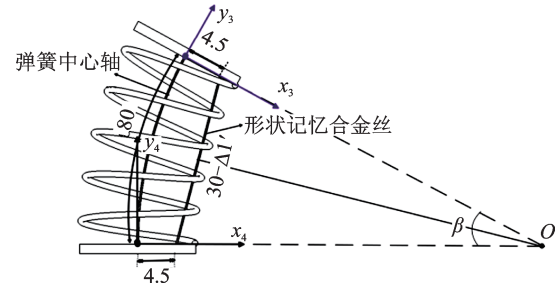


图3 弯曲弹簧单元的弯曲形态及其坐标系(单位:mm)

Fig.3 Bending form and coordinate system of curved spring unit (unit: mm)

$$\text{坐标 } A_3 = \begin{bmatrix} X_3 \\ Y_3 \\ 1 \end{bmatrix} \text{ 映射到基坐标系中的转换关系}$$

由式(8)表示

$$A_4 = {}^4_3TA_3 = \begin{bmatrix} \cos\beta & \sin\beta & R(1 - \cos\beta) \\ -\sin\beta & \cos\beta & R\sin\beta \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_3 \\ Y_3 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

坐标系 $[x_2, y_2]$ 和 $[x_3, y_3]$ 分别建立在上接口刚体的上下两个端面,其坐标转换可以用式(9)表示

$$A_3 = {}^3_2TA_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 15 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

根据假设1,球轴承的旋转先于弹簧的弯曲,当SMA丝收缩量小于 2.83 mm 时,弹簧不发生弯曲;当SMA丝收缩量大于 2.83 mm 时,球轴承旋转到最大角度后,残余的收缩量 $\Delta l'$ 引起弹簧弯曲。

$$\Delta l = \Delta l_0 + \Delta l' \quad (10)$$

根据式(1)~(10),驱动机构在坐标系 $[x_4, y_4]$ 下的运动轨迹可以表示为

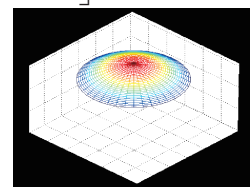


图4 孔探针机构的可达空间仿真分析

Fig.4 Workspace simulation of the hole detector

3 孔探仪驱动机构弯曲试验

3.1 SMA丝特性测试

可弯曲孔探仪机构的作动元件是SMA丝,机构的运动学特性与SMA丝的作动特性相关。本研究采用了北京记一公司所生产的直径为0.5 mm的900型双程形状记忆效应SMA丝,搭建了如图5所示的SMA丝作动特性测试试验平台,测试了SMA丝的收缩率、温度、带载能力及循环特性等参数。

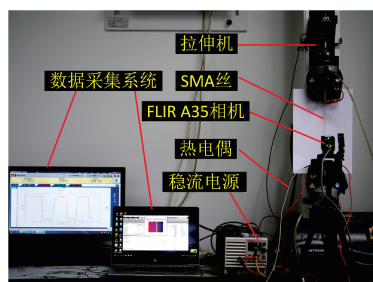


图5 SMA丝作动特性试验平台

Fig.5 Test platform of SMA wire actuation characteristic

测试采用INSTRON 3343B11502万能试验机,试验采用力保持方式,稳定SMA丝的载荷为0.5 N,保持SMA丝张紧。试验机自带力传感器和位移传感器,可得SMA丝的位移-时间以及力-时间的关系。采用KEITHLEY 2260B-30-72直流稳流电源供电。试验环境温度为20℃,湿度为RH50%。

收缩和回复性能是SMA丝能否作为作动器使用的重要标准之一,SMA丝在作动过程中达到满足工作要求的行程同时,也要具备良好的收缩回复特性。笔者设计的驱动机构采用直径为0.5 mm SMA丝(标距长为200 mm)的4个工作周期的位移-时间曲线如图6所示。根据焦耳热效应加热SMA丝,当施加工作电流,SMA丝开始收缩,马氏体向奥氏体快速转变,位移曲线下降,当马氏体逆相变趋于完成时,SMA丝不再收缩。断开电流,SMA丝开始回复原长,奥氏体向马氏体转变,位移曲线上升。可以看出:SMA丝的平均收缩位移为8.04 mm,收缩率为4.02%;SMA丝具有良好的循环特性,并且每次收缩和回复之后的位移都基本处于-8和0 mm左右;SMA丝具有稳定的收缩状态。

由于预紧弹簧、弯曲弹簧存在一定刚度,驱动机构内部SMA丝作动是处于负载状况下的,SMA丝作动器的带载能力也是本试验关注的重点。SMA丝相变回复力如图7所示。施加电流时,SMA丝两端产生相变回复力,当处于完全收缩状态时,相变回

复力有所波动,波动范围为73.49~90.01 N,平均值为83.23 N。最小相变回复力73.49 N可以满足机构的驱动力要求。SMA丝具有超弹性,在外力作用下,超过弹性极限的应力诱发奥氏体形成马氏体,而在温度作用下,马氏体又向奥氏体转变,合金丝中奥氏体成分不断变化导致作动力的波动。

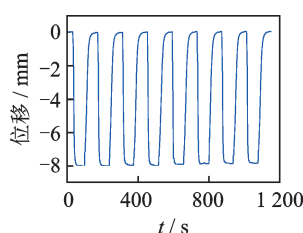


图6 SMA丝位移-时间图

Fig.6 Displacement-time curve of SMA wire

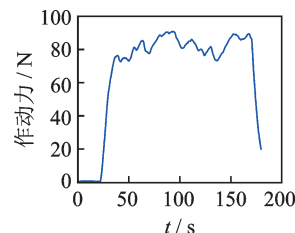


图7 SMA丝作动力图

Fig.7 Driving force of SMA wire

为了验证SMA丝在带载情况下的稳定性,图8给出了SMA丝在不同带载力下的作动位移-时间曲线。在带载为0.5,10,20,30,40 N的情况下,SMA丝3个周期循环作动曲线非常接近,初始值不同的原因是因为载荷不同使初始位移也随之改变。由图可见,SMA丝具有良好的收缩率及循环重复性。

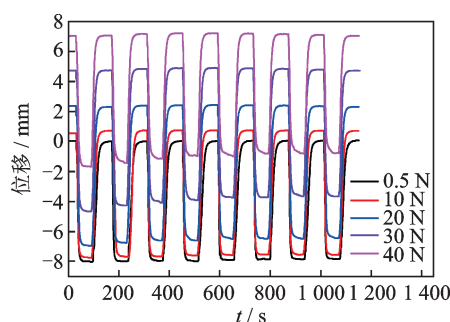


图8 SMA丝带载位移-时间图

Fig.8 Displacement-time curve of loaded SMA wire

为了实现可弯曲孔探仪的弯曲控制,图9(a),(b)分别给出了SMA丝的温度-工作电流曲线图和收缩率-工作电流曲线图。由图可知,在不同的工作电流下,SMA丝趋于稳定时的收缩率不同,且工作电流越大,收缩也越大。

3.2 驱动机构运动学试验

为了验证孔探仪机构的仿真分析结果,获得机构准确的可达空间,搭建了如图10(a)所示的试验测试平台。直流稳流电源用于驱动机构中SMA丝,使结构产生弯曲运动。基座将孔探仪机构垂直固定,KEYENCE LK-G155激光位移传感器测量孔

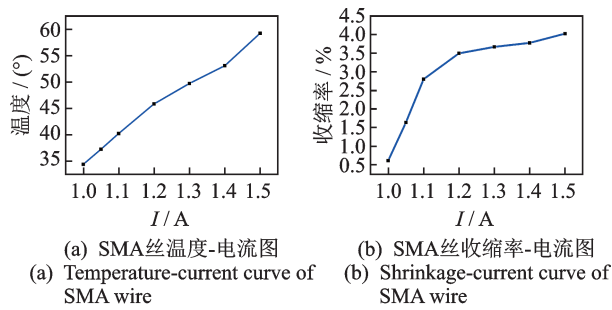


图9 SMA丝收缩率图

Fig.9 Shrinkage curve of SMA wire

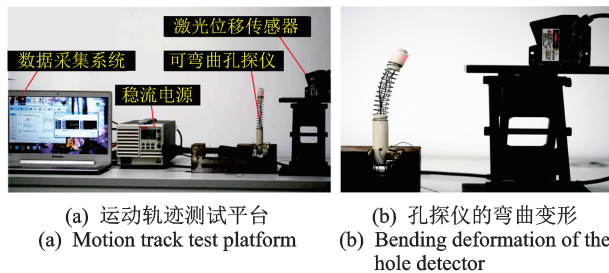


图10 运动学测试平台

Fig.10 Kinematics test platform

探仪前端搭载光学镜头的空间位置。驱动机构在运动终点的实际变形状态如图10(b)所示。

驱动机构的实测可达空间由机构末端搭载镜头在2.2节中建立的基直角坐标系下表示。图11为镜头位置坐标值 x, y 和驱动机构弯曲角度变化的曲线。红色曲线代表激光位移传感器测量的实测值,黑色曲线代表运动学模型计算的仿真值。

由图11可以看出,镜头位置参数的实测值和理论值随电流变化而变化的趋势相同,实测的最大弯

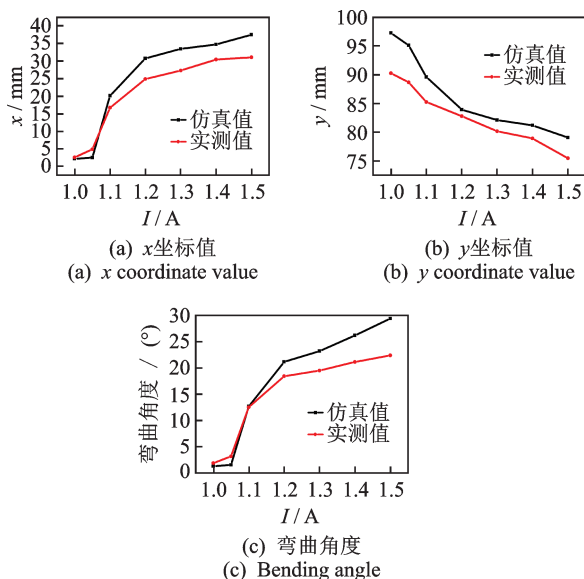


图11 镜头位置-电流图

Fig.11 Position-current curve of lens

曲角度为 22.3° ,理论最大弯曲角度为 28.3° ,相对误差为26.9%。在初始位置时,孔探仪搭载镜头 y 坐标的理论值大于实测值,这是由于孔探仪上端部件具有自重和SMA丝装配导致弯曲弹簧压缩,使得镜头高度较理论值略有降低。镜头 x 坐标的实测值始终小于理论值,其原因是弯曲弹簧具有一定的刚度,SMA丝在驱动弯曲弹簧弯曲的过程中受弹簧的反力作用,降低了SMA丝收缩驱动的工作效率。

在孔探仪弯曲机构的俯视图中建立坐标系 $[x, y]$,原点为机构的对称中心, x 轴和 y 轴分别经过1号孔和4号孔中心,如图12所示。图13给出了弯曲机构在坐标系 $[x, y]$ 第1象限中弯曲形态(1号孔有绿色标记),其中角度表示弯曲机构轴线在坐标系中的投影线与 x 轴的夹角。通过控制1,4号丝的长度,可以实现机构在第1象限内的径向弯曲和周向偏转,给4根SMA丝供电,可实现周向 360° 的偏转。

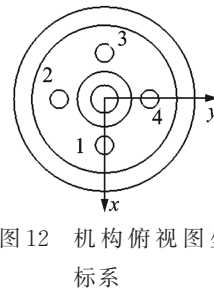
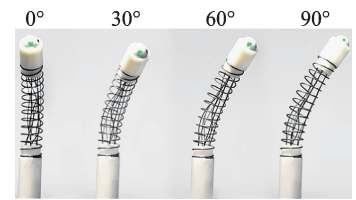


图12 机构俯视图坐标系

Fig.12 Mechanism top view coordinate system

图13 镜头空间弯曲形态
Fig.13 Lens space bending shape

设计的自主弯曲机构能够根据需求向不同角度弯曲,具备一定的实用性。

4 结束语

笔者设计了一种由形状记忆合金丝驱动的自主弯曲机构,该机构由SMA丝驱动球轴承和弯曲弹簧使机构弯曲。机构末端搭载的镜头在增大探测视角的同时,可以有效避免与发动机内部结构的碰撞,从而减少镜头磨损。搭建了测试平台测试了SMA丝的驱动收缩特性,获得了SMA丝的驱动特性。建立了弯曲机构的运动学模型,计算出了机构的可达空间,并对机构末端搭载的光学镜头轨迹进行了试验测试,验证了理论分析的有效性,证明了笔者设计的自主弯曲机构的实用性。本研究对自主弯曲机构的设计进行了初步的研究,未来可以用柔性材料

制成的镂空管替代弯曲弹簧,可以更好保护机构内部的形状记忆合金丝,同时也能减小因孔探仪上端部件自重引起的轴向方向的变形;在孔探仪下端部件中添加SMA旋转板簧可以实现机构沿轴向方向的自动旋转;目前设计的孔探仪机构是单个的弯曲弹簧,未来可以将多个弯曲弹簧单元串联以提升孔探仪的可达空间。

参 考 文 献

- [1] LIN J W, ZHANG J H, ZHANG G C, et al. Aero-engine blade fatigue analysis based on nonlinear continuum damage model using neural networks [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25 (2): 338-345.
- [2] 李华,陈果,林桐,等. 航空发动机叶片损伤自动测量方法研究[J]. 航空计算技术, 2015, 45(1): 52-55.
LI hua, CHEN Guo, LIN Dong, et al. Study on automatic measurement method for damage aero engine lamina [J]. Aeronautical Computing Technique, 2015, 45 (1): 52-55. (in Chinese)
- [3] 文修. 航空涡轮发动机工作能力的诊断与恢复[J]. 航空工程与维修, 2000(5): 35-36.
WEN Xiu. Diagnostics and workability restoration for aircraft engines [J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2000(5): 35-36. (in Chinese)
- [4] ADARSH M T, RAMAN M V, ALIREZA S, et al. Duodenoscope reprocessing practice patterns in U. S. endoscopy centers: a survey study [J]. Gastrointestinal Endoscopy, 2018, 88(2): 316-322.
- [5] DAVID A, BILAL N, AMIR R, et al. Robotic Boreblending: the future of In-Situ gas turbine repair [C]//IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Madrid: IEEE, 2018: 1401-1407.
- [6] GLOZMAN D, HASSIDOV N, SENESH M, et al. A self-propelled inflatable earthworm-like endoscope actuated by single supply line [J]. IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 2010, 57(6): 1264-1272.
- [7] LASCHI C, CIANCHETTI M, MAZZOLAI B. Soft robot arm inspired by the octopus [J]. Advanced Robotics, 2012, 26(7): 709-727.
- [8] TOLLEY M, SHEPHERD R, MOSADEGH B, et al. A resilient, untethered soft robot [J]. Soft Robotics, 2014, 1(3): 213-223.
- [9] DONG X, AXINTE D, PALMER D, et al. Development of a slender continuum robotic system for on-wing inspection/repair of gas turbine engines [J]. Robotics and Computer Integrated Manufacturing, 2017, 44: 763-779.
- [10] ELZEY D M, SOFLA A Y N, WADLEY H N G. A bio-inspired, high-authority actuator for shape morphing structures [J]. Proceedings of SPIE the International Society for Optical Engineering, 2003, 5053: 92-100.
- [11] MCCORMICK J, DESROCHES R, FUGAZZA D, et al. Seismic vibration control using superelastic shape memory alloys [J]. Journal of Engineering and Technology, 2006, 128(3): 294-301.
- [12] MABE J H, CALKINS F T, ALKISLAR M B. Variable area jet nozzle using shape memory alloy actuators in an antagonistic design [C]//Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies. San Diego: SPIE, 2008: 6930.
- [13] WANG T M, SHI Z Y, LIU DA, et al. An accurately controlled antagonistic shape memory alloy actuator with self-sensing [J]. Sensors, 2012, 12(6): 7682-7700.
- [14] MAO S X, DONG E B, JIN H, et al. Gait study and pattern generation of a starfish-like soft robot with flexible ray actuated by SMAs [J]. Journal of Bionic Engineering, 2014, 11(3): 400-411.
- [15] LIN H T, LEISK G G, TRIMMER B, et al. A caterpillar-inspired soft-bodied rolling robot [J]. Bioinspiration & Biomimetics, 2011, 6(2): 026007.



第一作者简介:潘浩,男,1995年2月27日生,硕士生。主要研究方向为测试计量技术及仪器。

E-mail: panhao227@163.com

通信作者简介:芦吉云,女,1980年4月生,博士、讲师。主要研究方向为面向民机维护的传感与驱动技术。

E-mail: lujiyun@nuaa.edu.cn

多排耦合变速机构振动特性建模与试验

张 强, 许 晋, 李洪武, 张玉东

(中国北方车辆研究所车辆传动重点实验室 北京, 100072)

摘要 高速履带车辆行星变速机构采用多排行星齿轮组合以实现变速功能,不同行星排之间存在相互的耦合作用,导致内部激励与其振动特征的映射关系仍不清楚。依据行星变速机构的设计方案及换挡逻辑,基于第2类拉格朗日方程,推导了行星变速机构“平动-转动”集中质量耦合振动微分方程,建立了通用的多排耦合行星轮系动力学模型,研究了典型工况下行星变速机构的时域和频域振动特征,并将仿真结果与试验测得的振动特性进行了对比分析,验证了该模型和计算结果的准确性。结果表明,输入构件加速度的时域仿真值与试验测试值基本吻合,行星变速机构加速度的频域特征与试验测试结果也基本一致,该结果可为行星变速机构的动力学优化设计提供理论参考。

关键词 行星变速机构;动力学建模;振动特性分析;频域分析

中图分类号 TH212;TH213.3

引 言

高速履带车辆要求在复杂多变的外界环境中实现快速部署、快速机动,行星变速机构是实现其灵活性与机动性的核心部件^[1]。行星变速机构内部通常由3~4个行星齿轮组构成,通过操纵件对不同行星齿轮组的操控,实现车辆转向、加速、制动等功能^[2]。行星变速机构振动加剧会降低车辆的使用寿命,且有可能与发动机等外部激励发生共振,对履带车辆上其他设备的使用造成影响,也会使得履带车辆驾驶人员出现不良反应,从而影响其使用功能的发挥^[3]。但是因多排行星变速机构的结构复杂且不同排之间存在耦合作用,导致内部行星排啮合过程与其振动的映射关系仍不清楚^[4]。因此,对行星变速机构振动特性的深入研究,从而实现行星变速机构的动力学特性的优化设计,具有重要的理论意义及工程应用价值^[5]。

针对行星变速机构的振动特性问题,Parker等^[6]利用接触力学和有限元模型,分析具有齿侧间隙和时变刚度的齿轮副的动态响应,并研究了齿轮的接触冲击、齿间载荷分布及齿廓修型。Kahrarman^[7]通过建立行星轮系的纯扭转振动模型,研究了行星轮系的固有频率及自由振动特性。张锁怀等^[8]建立了4自由度的齿轮系统动力学模型,该模型考虑了齿侧间隙的影响,采用数值仿真求解系统的不平衡响应,但是该模型中假设主动齿轮轴为刚

性轴。Sellgren等^[9]运用有限元法,研究了齿轮箱动态响应,分析了模型中不同的轴承的刚度及连接形式对动态响应的影响,并分析了工况条件、齿轮啮合、箱体结构刚度对齿轮系统振动特性的影响。Riguad等^[10]猜测变速箱产生振动噪声的主要原因是齿轮在加工制造过程中产生的误差,并对该假设进行了验证。Liu等^[11]建立了考虑行星轮轴承内部激励的船用行星轮系有限元模型,研究了行星轮轴承内部激励对系统动态响应特性的影响规律。

国内外研究机构虽然对行星变速机构振动特性进行了大量的研究^[12-13],但研究内容仅限于简单行星排及小功率变速机构振动测试,对于高速履带车辆使用的大功率多排耦合行星变速机构,由于振动建模分析复杂,振动数据测量困难,因此建模及试验研究均较少^[14]。针对这一问题,基于第2类拉格朗日方程,推导了行星变速机构“平动-转动”耦合激励振动动力学模型,研究了典型工况下行星变速机构的时域和频域振动特征,并将仿真结果与试验测得的行星变速机构的振动特性进行对比分析,验证了“平动-转动”耦合模型及其计算结果的正确性。

1 行星变速机构设计方案及测试系统

1.1 行星变速机构设计方案

依据图1行星变速机构的设计方案,该行星变速机构行星轮系包含3个行星排和6个换挡元件,换

挡元件包括 3 个离合器(C_1, C_2, C_3)、3 个制动器(B_1, B_2, B_3),可以实现 7 种挡位,方案简图如图 1 所示。

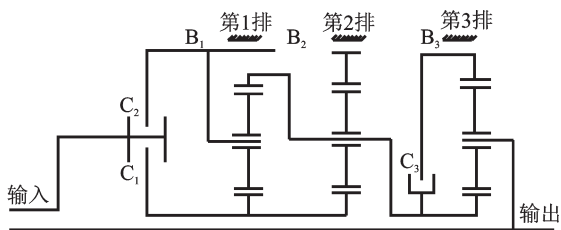


图 1 行星变速机构方案简图
Fig.1 Schematic diagram of the gearshift mechanism

该行星变速机构具体换挡逻辑见表 1,其中“○”表示闭合。1 挡时的换挡逻辑见表 1 中第 1 行,在 1 挡时制动器 B_1, B_3 与离合器 C_1 闭合,其他换挡原件分离。表 1 中第 2 行表示 2 挡时,制动器 B_3 与 C_1, C_2 闭合,其他换挡元件分离。

表 1 行星变速机构换挡逻辑表						
Tab.1 Shift logical of gearshift mechanism						
挡位	制动器			离合器		
	B_1	B_2	B_3	C_1	C_2	C_3
前进 1 挡 F_1	○		○	○		
前进 2 挡 F_2			○	○		○
前进 3 挡 F_3			○	○	○	
前进 4 挡 F_4			○		○	○
前进 5 挡 F_5				○	○	○
倒 1 挡 R_1		○		○		○
倒 2 挡 R_2		○		○	○	

1.2 行星变速机构轮系参数

该行星变速机构由 3 个简单排组成,具体 3 个行星排齿轮的参数见表 2。3 排行星齿轮的模数均为 4,压力角均为 25° ,齿顶高系数为 1,径向间隙系数为 0.2,齿根圆角半径系数为 0.25。

1.3 行星变速机构振动测试系统

行星变速机构振动加速度试验测试系统如图 2 所示,该系统由增速箱、驱动电机、加载电机和行星变速机构包箱等构成,试验台采用驱动电机实现行星变速机构的驱动,用测功机实现加载。在测试过程中,该试验系统可以实时采集转矩、振动加速度、操纵油压及转速等数据。

1.4 行星变速机构振动测试设备及测点布置

试验系统测点布置如图 3 所示,分别在输入端和输出端安装 2 个测点,并对其 x 和 y 方向的振动加

表 2 行星变速机构各排齿轮参数
Tab.2 Gear parameters of each row of gearshift mechanism

行星排构件	齿数	齿宽/mm	质量/kg
1 排太阳轮	31	32	11.58
1 排齿圈	73	32	28.97
1 排行星轮	21	32	0.63
2 排太阳轮	37	30	11.58
2 排齿圈	75	30	7.28
2 排行星轮	19	30	0.79
3 排太阳轮	54	35	28.97
3 排齿圈	90	35	32.99
3 排行星轮	18	35	0.88



图 2 行星变速机构振动加速度试验测试系统
Fig.2 Vibration acceleration test system for gearshift mechanism

速度进行测量,其中, x 方向为垂直振动加速度, y 方向为平行振动加速度。图中 5#和 6#为输出端安装传感器位置,7#和 8#为输入端安装传感器位置。

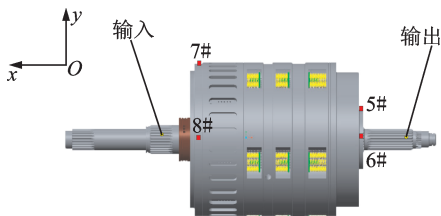


图 3 振动加速度测点布置
Fig.3 Vibration acceleration measuring layout

2 行星变速机构振动模型的建立

2.1 基本参数系统运动学分析

根据行星变速机构的各排齿轮参数,通过运动学关系计算可以得到各挡旋转构件频率,1 挡时旋转构件的频率见表 3。

2.2 振动仿真数学模型

基于第 2 类拉格朗日方程,推导了行星齿轮“平动-转动”集中质量耦合振动动力学运动微分方程,

表 3 1 挡旋转构件频率

行星排	旋转构件频率/Hz		
	太阳轮	行星架	行星轮
2 排	25.02	8.20	24.36
3 排	8.25	3.10	12.39

行星变速机构的集中质量模型中的单排行星轮动力学模型如图 4 所示。图 4 中: φ 为太阳轮与行星轮位置角度; l, r, c, s 分别为行星轮、齿圈、行星架和太阳轮; u 为旋转位移; k_{ry}, k_{cy}, k_{sy} 分别为齿圈、行星架和太阳轮在 y 方向的支撑刚度; k_{rx}, k_{sx} 分别为齿圈和太阳轮在 x 方向的支撑刚度; k_{rt}, k_{st} 分别为齿圈和太阳轮的扭转刚度; k_{r11}, k_{s11} 分别为第 1 个行星轮和齿圈及太阳轮的啮合刚度, k_{r12}, k_{s12} 分别为第 2 个行星轮和齿圈及太阳轮的啮合刚度; k_{lpx}, k_{lpy} 分别为行星轮在 x 和 y 方向上的支撑刚度。

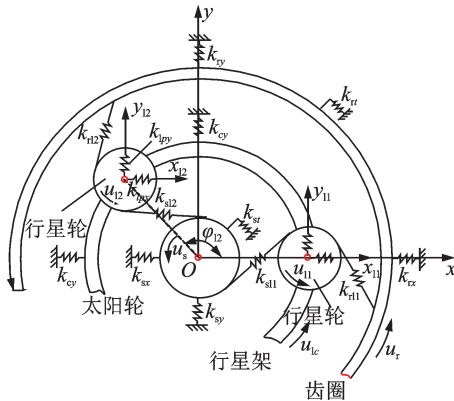


图 4 单排行星轮动力学模型

Fig.4 Dynamic model of single row planetary gear

由于行星轮系包含 3 个行星排和 7 种挡位, 为方便计算, 建立了通用的多排耦合行星轮系动力学模型, 其关系图如图 5 所示。图中: K_{rc1} 为第 1 排齿圈和行星架之间的刚度; K_{ss1} 为第 1 排太阳轮之间的刚度; K_{cs2} 为第 2 排行星架和太阳轮之间的刚度。

行星轮与太阳轮、齿圈啮合关系如图 6 所示, 其中: k 为构件间刚度; e 为啮合误差; φ 为太阳轮与行

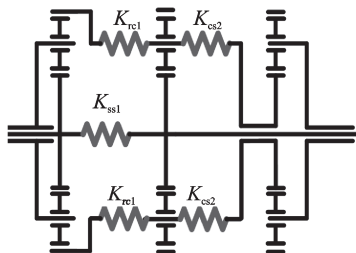


图 5 多排行星轮系耦合关系图

Fig.5 Coupling diagram of multi-row planetary gear trains

星轮位置角度; x_s 和 y_s 分别为太阳轮在 x 方向和 y 方向的位移; x_n 和 y_n 则为第 n 个行星轮在 x 方向和 y 方向的位移; k_{ct} 为行星架的扭转刚度; k_{sn}, k_{rn} 为第 n 个行星轮和太阳轮、齿圈之间的啮合刚度; e_{sn}, e_{rn} 为第 n 个行星轮和太阳轮、齿圈之间的啮合误差。

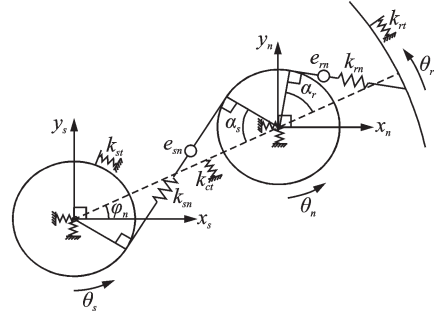


图 6 行星轮与太阳轮、齿圈啮合关系图

Fig.6 Engagement relationship between planetary gear, solar gear and gear ring

多排耦合行星轮系动力学模型的运动方程的表达式为

$$M\ddot{x} + \Omega_c G \dot{x} + [K_{be} + K_e(t) - \Omega_c^2 K_\Omega]x = T + F(t) \quad (1)$$

其中: M 为质量矩阵; K_{be} 为支承刚度矩阵; T 为外部激励力矩阵; Ω_c 为角速度矩阵; G 为陀螺矩阵; $K_e(t)$ 为啮合刚度矩阵; $F(t)$ 为轮系内部激励力矩阵。

广义位移矢量为

$$q = \begin{bmatrix} x_c^1, y_c^1, \theta_c^1, x_r^1, y_r^1, \theta_r^1, x_s^1, y_s^1, \theta_s^1, \\ x_l^1, y_l^1, \theta_l^1, \dots, x_n^1, y_n^1, \theta_n^1, \dots \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

其中: 上标 i ($i=1, 2, 3$) 为第 i 排行星轮系; r, c, s 分别为齿圈、行星架和太阳轮; $1, 2, \dots, n$ 表示第 n 个行星轮; x 和 y 分别为构件在 x 和 y 方向的位移; θ 为构件在圆周方向的旋转位移。

建立固定坐标系, 则

$$\psi_n^i = 2\pi(n^i - 1)/N^i + \omega_c^i t \quad (3)$$

$$\psi_{sn}^i = \psi_n^i - \alpha_s^i, \psi_{rn}^i = \psi_n^i + \alpha_r^i \quad (4)$$

其中: ψ_n^i 为第 i 排第 n 个行星轮的初始相位角; ψ_{sn}^i 为第 i 排太阳轮相对于第 n 个行星轮的相位差。

太阳轮线位移沿啮合线方向的 x, y 以及旋转方向的位移投影为 $-x_s^i \sin \psi_{sn}^i, y_s^i \cos \psi_{sn}^i$ 和 $-(\theta_s^i - \omega_c^i t) r_s^i$ 。其中: ω 为构件的角速度; r_s^i 为第 i 排太阳轮的基圆半径。

行星轮线位移沿啮合线方向的 x, y 以及旋转方向的位移投影为 $-x_n^i \sin \psi_{sn}^i, y_n^i \cos \psi_{sn}^i$ 和 $-(\theta_n^i - \omega_c^i t) r_n^i$ 。其中: θ_n^i 为第 i 排第 n 个行星轮圆周方向位移。

太阳轮相对于行星轮沿啮合线上的投影差为

$$\delta_{sn}^i = (x_n^i - x_s^i) \sin \psi_{sn}^i + (y_s^i - y_n^i) \cos \psi_{sn}^i + (\theta_s^i - \omega_c^i t) r_s^i + (\theta_n^i - \omega_c^i t) r_n^i + e_{sn}^i \quad (5)$$

其中: e_{sn}^i 为第 i 排太阳轮与第 n 个行星轮的啮合误差。

齿圈线位移沿啮合线方向的 x, y 以及旋转方向的位移投影为 $x_r^i \sin \psi_{rn}^i$, $-y_r^i \cos \psi_{rn}^i$ 和 $-(\theta_r^i - \omega_c^i t) r_r^i$ 。

行星轮线位移沿啮合线方向的 x, y 以及旋转方向的位移投影为 $x_n^i \sin \psi_{rn}^i$, $-y_n^i \cos \psi_{rn}^i$ 和 $-(\theta_n^i - \omega_c^i t) r_n^i$ 。

行星轮相对于齿圈沿啮合线上的投影差为

$$\delta_{rn}^i = (x_n^i - x_r^i) \sin \psi_{rn}^i + (y_r^i - y_n^i) \cos \psi_{rn}^i + (\theta_r^i - \omega_c^i t) r_r^i - (\theta_n^i - \omega_c^i t) r_n^i + e_{rn}^i \quad (6)$$

其中: δ_{rn}^i 为在第 i 排第 n 个行星轮相对于齿圈沿啮合线上的投影差; ψ_{rn}^i 为第 i 级太齿圈相对于第 n 个行星轮行星轮的相位差。

行星架与行星轮的相对位移为

$$\delta_{cnx}^i = x_c^i - x_n^i - (\theta_c^i - \omega_c^i t) r_c^i \sin \psi_{cn}^i \quad (7)$$

$$\delta_{cny}^i = y_c^i - y_n^i + (\theta_c^i - \omega_c^i t) r_c^i \cos \psi_{cn}^i \quad (8)$$

$$\delta_{cnu}^i = (x_n - x_c) \sin \psi_{cn}^i + (y_c^i - y_n^i) \cos \psi_{cn}^i + (\theta_c^i - \omega_c^i t) r_c^i \quad (9)$$

行星架运动方程为

$$m_c^i \ddot{x}_c^i + \sum k_p^i \delta_{cnx}^i + \sum c_p^i \dot{\delta}_{cnx}^i + k_c^i x_c^i + c_c^i \dot{x}_c^i + \nabla_{cx}^i = 0 \quad (10)$$

$$m_c^i \ddot{y}_c^i + \sum k_p^i \delta_{cny}^i + \sum c_p^i \dot{\delta}_{cny}^i + k_c^i y_c^i + c_c^i \dot{y}_c^i + \nabla_{cy}^i = 0 \quad (11)$$

$$(I_c^i / r_c^i) \ddot{\theta}_c^i + \sum k_p^i \delta_{cnu}^i + \sum c_p^i \dot{\delta}_{cnu}^i + k_{cr} \theta_c^i r_c^i + c_{cr} \dot{\theta}_c^i r_c^i + \nabla_{c\theta}^i = T_c^i / r_c^i \quad (12)$$

其中: k_h^i, k_{hu}^i 分别为第 i 级构件 h 的支承刚度与扭转刚度; k_{tn}^i, k_{sn}^i 分别为第 i 级内齿圈、太阳轮与行星轮的啮合刚度; m_h^i, I_h^i 分别为第 i 级构件 h 的质量和转动惯量; $\nabla_{h',\phi}^i$ 为第 i 级的行星轮系统中构件 h' 在 ϕ ($\phi = x, y, \theta$) 方向存在的耦合项。

齿圈运动方程为

$$m_r^i \ddot{x}_r^i - \sum k_{tn}^i \delta_{rn}^i \sin \psi_{rn}^i - \sum c_{tn}^i \dot{\delta}_{rn}^i \sin \psi_{rn}^i + k_r^i x_r^i + c_r^i \dot{x}_r^i + \nabla_{rx}^i = 0 \quad (13)$$

$$m_r^i \ddot{y}_r^i + \sum k_{tn}^i \delta_{rn}^i \cos \psi_{rn}^i + \sum c_{tn}^i \dot{\delta}_{rn}^i \cos \psi_{rn}^i + k_r y_r^i + c_r^i \dot{y}_r^i + \nabla_{ry}^i = 0 \quad (14)$$

$$(I_r^i / r_r^i) \ddot{\theta}_r^i + \sum k_{tn}^i \delta_{rn}^i + \sum c_{tn}^i \dot{\delta}_{rn}^i + k_{rt} \theta_r^i r_r^i + c_{rt} \dot{\theta}_r^i r_r^i + \nabla_{r\theta}^i = T_r^i / r_r^i \quad (15)$$

太阳轮运动方程为

$$m_s^i \ddot{x}_s^i - \sum k_{sn}^i \delta_{sn}^i \sin \psi_{sn}^i - \sum c_{sn}^i \dot{\delta}_{sn}^i \sin \psi_{sn}^i + k_s^i x_s^i + c_s^i \dot{x}_s^i + \nabla_{sx}^i = 0 \quad (16)$$

$$(I_s^i / r_s^i) \ddot{\theta}_s^i + \sum k_{sn}^i \delta_{sn}^i + \sum c_{sn}^i \dot{\delta}_{sn}^i + k_{st} \theta_s^i r_s^i + c_{st} \dot{\theta}_s^i r_s^i + \nabla_{s\theta}^i = T_s^i / r_s^i \quad (17)$$

$$(I_s^i / r_s^i) \ddot{\theta}_s^i + \sum k_{sn}^i \delta_{sn}^i + \sum c_{sn}^i \dot{\delta}_{sn}^i + k_{st} \theta_s^i r_s^i + c_{st} \dot{\theta}_s^i r_s^i + \nabla_{s\theta}^i = T_s^i / r_s^i \quad (18)$$

行星轮运动方程为

$$m_n^i \ddot{x}_n^i + k_{sn}^i \delta_{sn}^i \sin \psi_{sn}^i + c_{sn}^i \dot{\delta}_{sn}^i \sin \psi_{sn}^i + k_{tn}^i \delta_{tn}^i \sin \psi_{tn}^i + c_{tn}^i \dot{\delta}_{tn}^i \sin \psi_{tn}^i - k_p^i \delta_{cnx}^i - c_p^i \dot{\delta}_{cnx}^i = 0 \quad (19)$$

$$m_n^i \ddot{y}_n^i + k_{sn}^i \delta_{sn}^i \sin \psi_{sn}^i + c_{sn}^i \dot{\delta}_{sn}^i \sin \psi_{sn}^i + k_{tn}^i \delta_{tn}^i \sin \psi_{tn}^i + c_{tn}^i \dot{\delta}_{tn}^i \sin \psi_{tn}^i - k_p^i \delta_{cny}^i - c_p^i \dot{\delta}_{cny}^i = 0 \quad (20)$$

$$(I_n^i / r_n^i) \ddot{\theta}_n^i + k_{sn}^i \delta_{sn}^i + c_{sn}^i \dot{\delta}_{sn}^i - k_{tn}^i \delta_{tn}^i - c_{tn}^i \dot{\delta}_{tn}^i = 0 \quad (21)$$

$$\nabla_{c\phi}^i = \begin{cases} k_{crx}^{i(i+1)} (x_c^i - x_r^{i+1}) + c_{crx}^{i(i+1)} (\dot{x}_c^i - \dot{x}_r^{i+1}) + k_{csx}^{i(i-1)} (x_c^i - x_s^{i-1}) + c_{csx}^{i(i-1)} (\dot{x}_c^i - \dot{x}_s^{i-1}) & (\phi=x) \\ k_{cry}^{i(i+1)} (y_c^i - y_r^{i+1}) + c_{cry}^{i(i+1)} (\dot{y}_c^i - \dot{y}_r^{i+1}) + k_{csy}^{i(i-1)} (y_c^i - y_s^{i-1}) + c_{csy}^{i(i-1)} (\dot{y}_c^i - \dot{y}_s^{i-1}) & (\phi=y) \\ k_{cr\theta}^{i(i+1)} (\theta_c^i - \theta_r^{i+1}) + c_{cr\theta}^{i(i+1)} (\dot{\theta}_c^i - \dot{\theta}_r^{i+1}) + k_{cs\theta}^{i(i-1)} (\theta_c^i - \theta_s^{i-1}) + c_{cs\theta}^{i(i-1)} (\dot{\theta}_c^i - \dot{\theta}_s^{i-1}) & (\phi=\theta) \end{cases} \quad (22)$$

3 仿真模型与试验分析数据对比

采用 Runge-Kutta 法, 求解行星变速机构的动力学响应, 可得太阳轮、每个行星轮和齿圈平动加速度、位移、速度、转动加速度、位移、速度的幅值 A 、频率 f 和相位 φ 等信息。以下对该行星变速机构的典型工况第 1 挡转速 1 500 r/min 和扭矩 1 093 N/m 条件下输入输出构件的运动状态进行分析。

3.1 振动时域仿真与试验对比

该行星变速机构在 1 挡 1 500 r/min 和扭矩 1 093 N/m 条件下输入 x 方向加速度时域图如图 7 所示。

仿真结果显示, 1 挡时输入构件 x 方向仿真分析加速度均方根 (root mean square, 简称 RMS) 值为 0.652 2 g , 试验测得输入构件 x 方向加速度 RMS 值为 0.676 2 g , 理论试验测试值与理论分析值相差 3.68%。

1 挡输入构件仿真分析获得的 y 方向加速度的 RMS 值为 0.672 7 g , 试验获得 y 方向加速度的 RMS 值为 0.655 3 g 。仿真分析值与试验测试值相差 -2.59%。对于输入构件, 仿真分析获得 x 方向和 y 方向加速度的 RMS 值相差 -3.09%, 试验测试

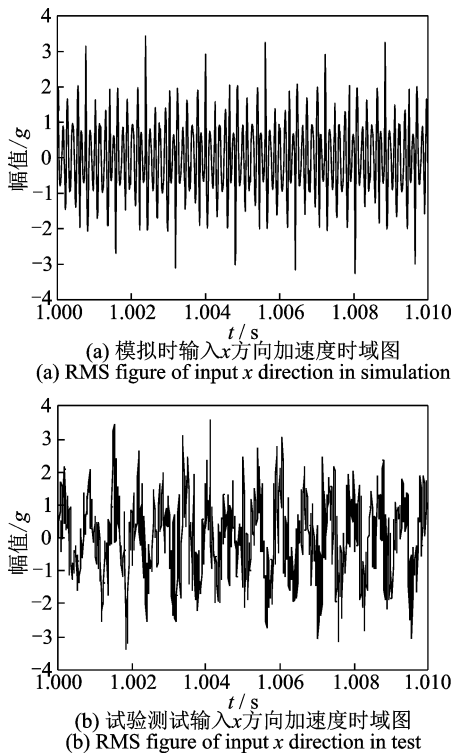


图7 模拟和测试输入x方向加速度时域图

Fig.7 RMS figure of input x direction in simulation and test

值 x 方向和 y 方向加速度的RMS值相差3.14%。结果表明,输入构件 x 和 y 方向振动加速度的RMS值相差较小。

该行星变速机构在典型工况下输出 x 方向加速度时域图如图8所示。仿真结果显示,1挡输出构件仿真分析获得的 x 方向加速度的RMS值为2.099 g,试验测得 x 方向加速度的RMS值为1.84 g。仿真分析值与试验测试值相差-12.3%。1挡输出构件仿真分析获得的 y 方向加速度的RMS值为2.108 g,试验测试 y 方向加速度的RMS值为2.439 g。仿真分析值与试验测试值相差13.6%。

对于输入端与输出端加速度的RMS值,输出构件 x 方向上试验测试值是输入构件的2.72倍,输出构件 y 方向上试验测试值是输入构件的3.72倍,仿真和分析结果表明,输出端RMS值远大于输入端。

3.2 振动频域仿真与试验对比

在1挡转速1500 r/min和扭矩1093 N/m工况下输入构件 x 方向仿真分析与试验测得加速度频域如图9所示。通过1挡输入构件 x 方向加速度频域理论分析与试验分析比较,可以得到各阶频率幅值对比结果,具体值如表4所示。

仿真分析获得的输入构件 x 方向第1个波峰频率值为622.6 Hz,经试验测得的第1个波峰频率为627.7 Hz,对比表3中1挡旋转构件的频率,可以

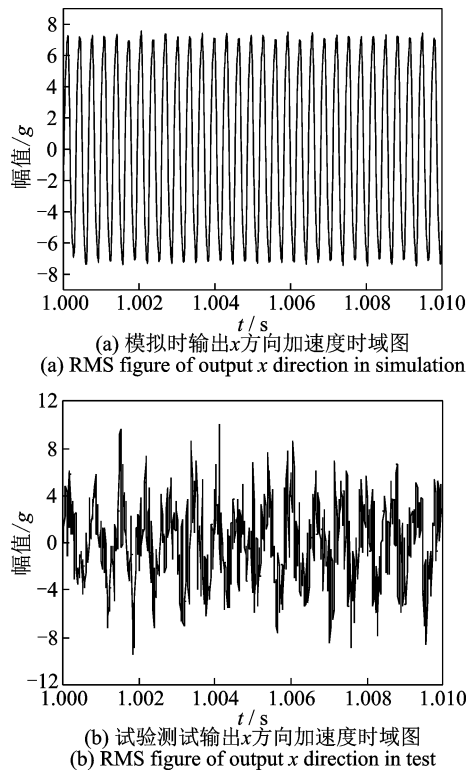


图8 模拟和测试输出x方向加速度时域图

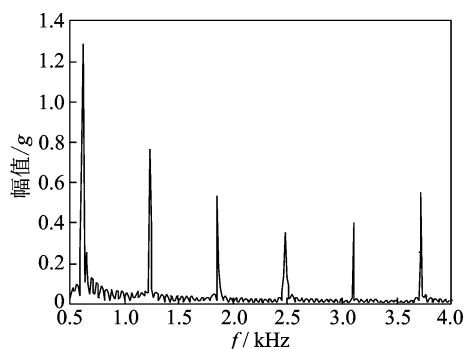
Fig.8 RMS figure of output x direction in simulation and test

得出第1个波峰为第2排行星排太阳轮与行星轮啮频。仿真值第2个波峰为1233 Hz,振动测试频域值的第2个波峰为1222 Hz,第2排行星排太阳轮与行星轮啮频的2倍频频率为1238.8 Hz,与第2个波峰吻合。

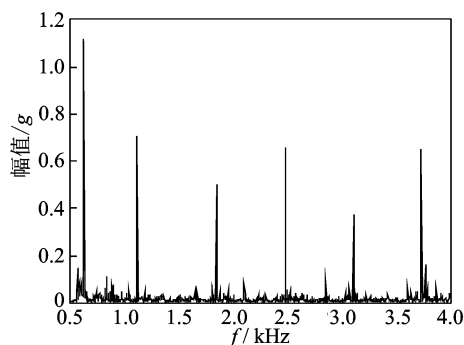
对比其余波峰值,其第3~6个波峰均对应于第2排行星排太阳轮与行星轮啮频的倍频处,分别对应着3倍频6倍频。1挡输入构件 y 方向上的频域值与 x 方向上类似,其仿真及测试获得的振动波峰峰值均一致。

通过对输入构件 x 方向的频域仿真分析与测试分析的比较,得出其频域值仿真与测试结果一致,其频域的波峰的峰值主要为第2排行星排太阳轮与行星轮的啮频及倍频处,此处为产生的振动值最大。

1挡输出构件在典型工况下 x 方向仿真分析与试验测得加速度频域如图10所示。1挡输出构件 x 方向加速度频域理论分析与试验分析比较结果如表5所示。仿真分析获得的输出构件 x 方向第1个波峰频率值为562.4 Hz,经试验测得的第1个波峰频率为561.5 Hz,对比表3中1挡旋转构件的频率,可以得出第1个波峰为第3排行星排太阳轮与行星轮2倍频,2倍频的理论频率为560.2 Hz。仿真分析第2个波峰为842.4 Hz,振动测试频域值的第2个波峰为843.3 Hz,第3排行星排太阳轮与行星轮啮



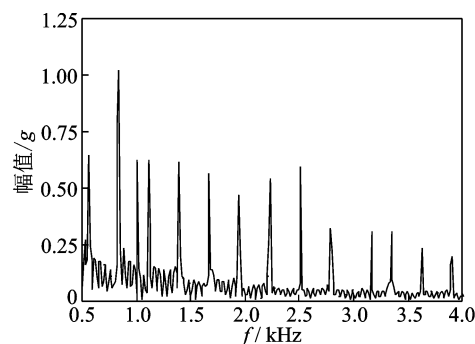
(a) 模拟输入 x 方向加速度频域图
(a) Frequency domain figure of input x direction in simulation



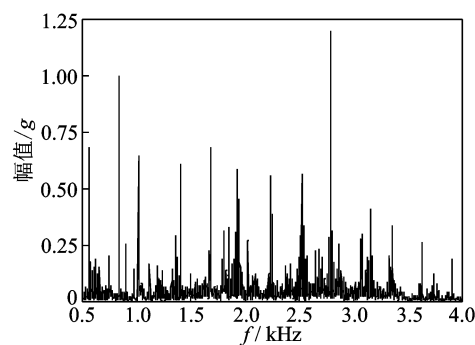
(b) 试验测试输入 x 方向频域图
(b) Frequency domain figure of input x direction in test

图9 模拟和测试输入 x 方向加速度频域图

Fig.9 Frequency domain figure of input x direction in simulation and test



(a) 模拟输出 x 方向加速度频域图
(a) Frequency domain figure of output x direction in simulation



(b) 试验测试输出 x 方向加速度频域图
(b) Frequency domain figure of output x direction in test

图10 模拟和测试输出 x 方向加速度频域图

Fig.10 Frequency domain figure of output x direction in simulation and test

表4 输入构件 x 方向加速度频域模拟与试验对比

Tab.4 Frequency domain of input x in simulation and test

仿真分析		试验分析		误差率/%
f/Hz	幅值/ g	f/Hz	幅值/ g	
622.6	1.220 0	627.7	1.114 0	8.69
1 233	0.768 6	1 222	0.708 2	7.86
1 855	0.533 5	1 842	0.501 9	5.92
2 478	0.649 5	2 453	0.658 3	-1.36
3 101	0.404 0	3 097	0.371 2	8.11
3 723	0.549 8	3 733	0.600 7	9.26

频的3倍频频率为840.3 Hz,与第2个波峰吻合。

对比其余波峰值,其第3~10个波峰均对应于3排行星排太阳轮与行星轮啮频的倍频处,分别对应着4倍值11倍频。1挡输出构件 y 方向上的频域值与 x 方向上类似,仿真及测试获得的振动波峰峰值均一致。输入构件 x 方向的频域仿真分析与测试对比分析结果显示,其频域值仿真与测试结果一致,频域波峰的峰值主要为第2排行星排太阳轮与行星轮的啮频及倍频处,此处为产生的振动值最大。输出构件 x 方向的频域仿真分析与测试结果对比分析显示,其频域的波峰值主要为第3排行星排太阳与行星轮的啮频及倍频处。

表5 输入构件 y 方向加速度频域理论与试验对比

Tab.5 Frequency domain of input y in simulation and test

仿真分析		试验分析		误差率/%
f/Hz	幅值/ g	f/Hz	幅值/ g	
562.4	0.687 9	561.5	0.645 9	6.100
842.4	0.998 7	842.3	1.021 0	-2.230
1 115	0.648 8	1 111	0.628 9	3.070
1 400	0.612 8	1 392	0.621 4	1.403
1 675	0.580 2	1 672	0.569 1	1.190
1 942	0.458 3	1 941	0.467 5	-2.007
2 227	0.558 4	2 234	0.545 6	2.290

输出及输出端频域值结果显示,在一挡下,振动的最大值为第2排及第3排行星轮与太阳轮的啮频及倍频处,针对此问题,可以通过行星轮及太阳轮修型,减少传递误差,提高齿轮加工精度等手段降低其振动。通过振动特性的仿真与试验分析,为行星排的振动优化设计指明了具体的方向。

4 结束语

基于第2类拉格朗日方程,推导获得了多排耦合行星齿轮“平动-转动”耦合振动动力学模型,运用

Runge-Kutta法,求解系统动力学响应。通过搭建行星变速机构振动测试系统,对行星变速机构振动加速度数据进行采集,并将建模仿真与试验测得的振动特性进行对比,对典型工况输入输出构件的振动状态进行分析,研究了行星变速机构建模仿真与试验测试下时域、频域等特性。结果表明:①输入和输出构件 x 和 y 方向加速度时域仿真值与试验测试值吻合,且输入端或输出端 x 和 y 方向上的RMS值相差较小,但输出端RMS值远大于输入端;②输入和输出构件频域仿真值与试验测试值也一致,其振动能量主要集中于第2排及第3排行星轮与太阳轮啮合的啮频及倍频处;③通过行星变速机构振动特性建模与试验对比分析,验证了多排耦合行星齿轮“平动-转动”振动动力学模型的准确性,为行星变速机构的动力学设计优化提供了理论参考。

参 考 文 献

- [1] 毛明,周广明,邹天刚. 液力机械综合传动装置:设计理论与方法[M]. 北京:兵器工业出版社,2015:1-15.
- [2] 杨文广,蒋东翔. 行星齿轮典型断齿故障的动力学仿真[J]. 振动、测试与诊断,2017,37(4):756-762.
YANG Wengang, JIANG Dongxiang. Study of the dynamics of the planetary gear with typical tooth break faults[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4):756-762. (in Chinese)
- [3] 刘辉,张晨,项昌乐,等. 单级行星齿轮非线性动力学模型与试验验证[J]. 振动、测试与诊断,2017,37(6):1233-1241.
LIU Hui, ZHANG Chen, XIANG Changle, et al. Study and experiment of nonlinear dynamics model of planetary gear[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(6):1233-1241. (in Chinese)
- [4] 赵磊,郭瑜,伍星. 基于包络加窗同步平均的行星齿轮箱特征提取[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(2): 320-326.
ZHAO Lei, GUO Yu, WU Xing. Fault feature extraction of planetary gearboxes based on angle domain windowed synchronous average of the envelope signal[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2):320-326. (in Chinese)
- [5] 张强,李洪武,程燕,等. 基于试验测试的履带车辆行星变速机构振动特性分析[J]. 兵工学报, 2019, 40(6):1137-1145.
ZHANG Qiang, LI Hongwu, CHEN Yan, et al. Analysis of vibration characteristics of planetary transmission mechanism for tracked vehicle based on experimental test[J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(6):1137-1145. (in Chinese)
- [6] PARKER R G, AGASHE V, VIJAYAKAR S M. Dynamic response of planetary gear system using a finite element contact mechanics model[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2000, 122(6):305-311.
- [7] KAHNARMAN A. Free torsional vibration characteristics of compound planetary gear sets[J]. Mechanism & Machine Theory, 2001, 36:953-971.
- [8] 张锁怀,李忆平,丘大谋. 齿轮耦合的转子-轴承系统非线性动力学特性的研究[J]. 机械工程学报, 2001, 37(9):53-61.
ZHANG Suohuai, LI Yipmg, QIU Damou. Study on nonlinear dynamic characteristics of a geared rotor bearing system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(9):53-61. (in Chinese)
- [9] SELGEN U, KERBLUM M. A model based design study of gearbox induced noise[C]//Proceedings of the 8th International Design Conference Design 2004. Dubrovnik: Inderseience Publishers, 2004:1337-1342.
- [10] RIGUAD E, MAYEUXA F, DRIOT N. Dispersion of critical rational speeds of gearboxes: Effect of bearing stiffnesses[J]. Mecanique & Industries, 2003, 4(2):107-112.
- [11] LIU J, XU Y, SHAO Y, et al. The effect of a localized fault in the planet bearing on vibrations of a planetary gear set[J]. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 2018, 53(5):313-323.
- [12] 王志坚,王俊元,张纪平,等. 基于改进MOMEDA的齿轮箱复合故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(1):176-181.
WANG Zhijian, WANG Junyuan, ZHANG Jiping, et al. Fault diagnosis of gearbox based on improved momeda[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(1):176-181. (in Chinese)
- [13] 倪祥龙,赵建民,陈吉潮,等. 行星变速箱退化特征参数提取方法[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(2):359-368.
NI Xianglong, ZHAO Jianmin, CHEN Jichao, et al. Method of planetary gearbox degradation feature extraction[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2):359-368. (in Chinese)
- [14] 桂勇,韩勤楷,李峥,等. 变速行星齿轮系统故障诊断方法[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(2):220-226.
GUI Yong, HAN Qinkai, LI Zheng, et al. Fault diagnosis of planetary gear system under time-varying speed conditions[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(2):220-226. (in Chinese)



第一作者简介:张强,男,1986年6月生,博士后、副研究员。主要研究方向为坦克装甲车辆行星变速机构振动特性抑制与优化。曾发表《基于试验测试的履带车辆行星变速机构振动特性分析》(《兵工学报》2019年第40卷第6期)等论文。
E-mail:15092148939@163.com

基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断

张 迪, 卢国梁

(山东大学机械工程学院 济南, 250061)

摘要 针对滚动轴承运行过程中的早期故障检测与诊断,提出了一种基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断方法。首先,结合短时傅里叶变换与图谱理论对信号进行图建模;其次,通过随机幂熵对故障进行检测,计算邻接矩阵熵值并将其作为特征向量训练支持向量机;最后,结合支持向量机对故障进行诊断。分别采用 2 个数据库对本方法进行故障检测与诊断验证,实验结果表明,该方法能够有效检测和诊断轴承故障,并通过与常用方法进行对比,表明了该方法的优越性。

关键词 滚动轴承;故障特征提取;图结构;故障诊断

中图分类号 TH133.33

引 言

滚动轴承作为机械的基础零部件,其工作状态对整台设备乃至整个生产线的安全有重大影响。因此,对其进行故障诊断具有重要意义。但轴承振动信号具有非线性和非平稳性的特点,仅从时域和频域很难发现故障特征。时频方法有效地弥补了这一不足,其中主要有短时傅里叶变换(short-time Fourier transform, 简称 STFT)、小波及小波包分析、经验模式分解(empirical mode decomposition, 简称 EMD)等,并都取得了很好的效果。李恒等^[1]提出了一种基于 STFT 与卷积神经网络的故障诊断方法,在故障识别精度上有了很大提高。张志刚等^[2]对滚动轴承信号进行 EMD 分解,得到一系列本征模态函数(intrinsic mode function, 简称 IMF)分量,运用谱峭度法和包络解调方法对真实 IMF 分量进行分析,提取故障特征频率。在故障模式识别上,支持向量机^[3]由于有更好的泛化能力,被广泛应用到故障诊断中。徐晶等^[4]将小波包分解与支持向量机相结合,提出了基于小波包能量谱及支持向量机(support vector machine, 简称 SVM)的故障检测方法。石瑞敏等^[5]提出了一种基于局部均值分解(local mean decomposition, 简称 LMD)能量特征的特征向量提取方法并将其与 SVM 相结合来诊断滚动轴承故障。近年来,基于图结构的方法也应用到故障诊断方面。文献[6]将图模型应用到旋转机械的异常检测上并取得了很好的效果。

针对滚动轴承信号的特点,将短时傅里叶变换与图结构相结合,提出了一种基于图建模特征提取的故障诊断方法,通过短时傅里叶变换得到信号的时频图,在每一个窗口内,选取信号频率区间划分为一定数量的频率段,以各频率段能量构建图模型,进而通过对图模型的相似性比较来检测滚动轴承故障,最后通过 SVM 对故障进行分类。

1 图模型建模

图是通过点和线来描述事物之间的相应关系,顶点代表事物,连接顶点的边表示事物之间对应的某种关系^[7]。图谱理论的基本思想是在图和矩阵之间建立对应的关系,通过矩阵的相关属性来研究图的问题。

短时傅里叶变换的思想是选取一个窗函数 $r(t)$, 将其与信号函数 $x(t)$ 相乘,然后对其进行傅里叶变换,不断移动窗函数,得到信号一系列随时间变化的频谱图。短时傅里叶变换的公式为

$$\text{STFT}_x(\tau, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t)r(t-\tau)]e^{-j\omega t}dt \quad (1)$$

其中: $x(t)$ 为信号函数; $r(t)$ 为窗函数; τ 为窗口的宽度; ω 为频率; $e^{-j\omega t}$ 为复变函数。

将每一时刻频谱图中的信号频率范围划分为一定数量的频率段,如图 1(a)所示,计算各个频率段的能量如图 1(b)所示,其公式为

$$F_h = \sum_{k=1}^n A_k^2 \quad (2)$$

其中: $k=1, 2, \dots, n$, n 为每个频率段中所包含的频率个数; $h=1, 2, \dots, m$, 为频率段的个数; A_k 为频率段内第 k 个频率的幅值; F_h 为第 h 个频率段的能量。

以各频率段为顶点, 以各频率段的能量差值为权重建立图模型, 如图 1(c) 所示为 t 时刻的图模型, 其中 V 表示顶点, d_{ij} 表示 i, j 两点之间的权重。权重计算如式(3)所示, 这样各时刻的频谱图就转化为一个 $N \times N$ 的邻接矩阵, 如图 1(d) 所示。

$$d_{ij} = F_i - F_j \quad (3)$$

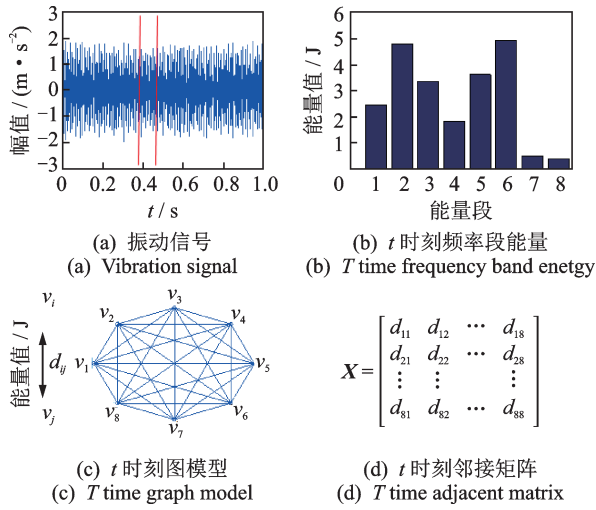


图 1 图模型的建模方法

Fig.1 Modeling method of graph model

2 基于图模型的滚动轴承故障诊断

2.1 方法介绍

当滚动轴承发生故障时, 其振动信号也随之发生改变, 在频谱中的表现是各频率段的能量发生改变。滚动轴承发生不同的故障, 各频率段的能量变化是有很大大差距的, 因此由频率段能量建立的图模型也将发生变化。本研究的思想是以各频率段能量构建图模型, 通过对图模型的相似性比较来检测轴承故障, 最后通过 SVM 对故障进行分类。

图 2 为基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断方法流程图, 其步骤如下。

1) 通过 STFT 变换得到信号的时频图, 对每一个时刻的频谱图构建图模型。通过对比分析, 文中短时傅里叶变换的窗口长度选择 $0.1 \times f_s$, f_s 为采样频率。

2) 通过对图模型产生的邻接矩阵进行比较来进行异常检测。文中采用文献[6]中的方法, 对邻接

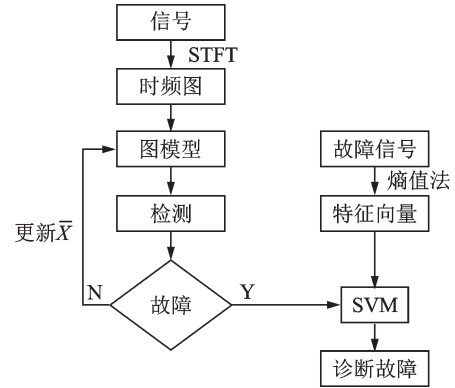


图 2 基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断方法流程图
Fig.2 Flow chart of rolling bearing fault diagnosis method based on feature extraction of graph modeling

矩阵 X_t 进行对角化分解, 如式(4)所示

$$X_t = \Gamma Y_t \Gamma^{-1} = \Gamma (Y_t^1) \Gamma^{-1} + \Gamma (Y_t^2) \Gamma^{-1} \quad (4)$$

其中: Y_t 为与 X_t 相似的邻接矩阵; Γ 的每一行对应各特征值的特征向量; Y_t^1 为对角部分, 反映的是矩阵内部的波动; Y_t^2 为非对角部分, 反映的是矩阵之间的波动。

非对角部分的波动值 z_t 为

$$z_t = \|Y_t^2\|_F \quad (5)$$

其中: $\|\cdot\|_F$ 表示 F -范数。

对所得到的 $\{z_t\}$ 通过式(6)计算 t 时刻的异常度 s_t

$$s_t = s(\{z_1, z_2, \dots, z_{t-1}\}, z_t) = \|z_t - H_t\|_1 \quad (6)$$

其中: $H_t = \frac{1}{t} \sum_{i=1}^t z_i$; $\|\cdot\|_1$ 为 L_1 -范数。

然后通过 martingale-test 对邻接矩阵的异常度进行决策, 其步骤如下。

1) 通过 s_t 计算随机功率鞅 $M(t)$, 如式(7)所示

$$M(t) = \prod_{i=1}^t (\psi \hat{p}_i^{s_i-1}) \quad (7)$$

其中: $\psi \in (0, 1)$; $\hat{p}_i$ 的计算公式为

$$\hat{p}_i(\{s_1, \dots, s_{i-1}\}, s_i) = \frac{\#\{j: s(j) > s(i)\} + \theta_i \#\{j: s(j) = s(i)\}}{i} \quad (8)$$

其中: $\#\{\cdot\}$ 为计数函数; θ_i 为 $0 \sim 1$ 均匀分布的随机值; $j \in \{1, 2, \dots, i-1\}$ 。

2) 设定阈值 λ , 当 $M(t) > \lambda$ 时, 表示滚动轴承故障, 系统停止检测。 λ 的取值通过人为经验设定, 它的大小决定着误检测率的上界, 可根据用户接受的误检率决定^[8]。

3) 检测出故障后, 通过 SVM 对故障进行分类。由于故障位置不同, 各个能量段的能量变化也就不

同,因此邻接矩阵每一行的权重也就不一样。文中采用熵值法计算邻接矩阵的每一行的权重,将其作为特征向量输入SVM进行训练。熵值法确定权重步骤如下。

1) 计算第*j*列下第*i*项占该指标的比重

$$p_{ij} = d_{ij} / \sum_{i=1}^n d_{ij} \quad (i=1,2,\cdots,n;j=1,2,\cdots,m) \quad (9)$$

2) 计算第*j*列的熵值

$$e_j = -k \sum_{i=1}^n p_{ij} \ln(p_{ij}) \quad (10)$$

3) 计算信息熵冗余度

$$h_j = 1 - e_j \quad (11)$$

4) 计算各项指标的权值

$$w_j = h_j / \sum_{j=1}^m h_j \quad (12)$$

5) 计算各行的权重

$$Q_i = \sum_{j=1}^m w_j p_{ij} \quad (13)$$

2.2 滚动轴承频率区间的选取

在相同负载条件下,同型号的轴承,其故障特征频率基本一致,因此文中通过对同型号轴承的各故障信号与正常信号进行对比分析,找出由于故障导致的主要频率变化区间,将其作为人们进行故障检测与诊断的频率区间。

3 实 验

文中的方法是先进行故障检测再进行故障诊断,在故障检测时需要轴承从正常到失效的完整数据,而故障诊断时需要大量的故障数据来进行SVM分类。由于没有大量的滚动轴承失效完整数据,因此在故障检测和诊断时分别采用两套数据。故障检测采用法国弗朗什孔泰大学的数据,其中包含了滚动轴承从正常到失效的完整数据;故障诊断采用西储大学的数据库,其中包含滚动轴承各种故障状态的大量数据。

3.1 故障检测

实验数据选择来自法国弗朗什孔泰大学 FEMTO 研究所的 PRONOSTIA 试验台^[9]。PRONOSTIA 试验台通过加速寿命试验使滚动轴承在短时间内迅速失效,采集轴承各种条件下的失效数据。其数据的工况信息如表 1 所示。

图 3 为工况 1 下轴承 1-3 的振动信号时域图,采

表 1 PRONOSTIA 试验台工况信息

Tab.1 Working condition information of PRONOSTIA

工况	轴承个数	转速/(r·min ⁻¹)	载荷/N
1	7	1 800	4 000
2	7	1 650	4 200
3	7	1 500	5 000

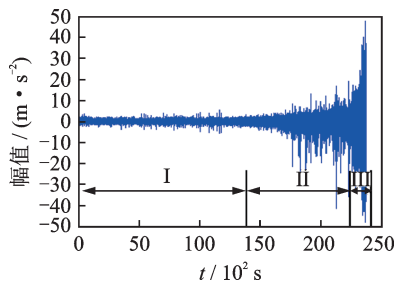


图 3 轴承 1-3 振动信号时域图

Fig.3 Bearing 1-3 vibration signal time domain diagram

用相对均方根(relative root mean square,简称RRMS)作为退化评估指标^[10],对轴承不同运行状态进行准确划分。如图 3 所示,轴承整个失效过程可以分为 3 个阶段:第Ⅰ阶段为平稳期,信号幅值相对稳定在一个较低的水平;第Ⅱ阶段为退化期,幅值开始变大但增长幅度较慢;第Ⅲ阶段为失效期信号幅值迅速增大,所要做的就是轴承失效前检测出轴承故障。通过对比平稳期、退化期和失效期的频谱图,得出轴承从平稳期到失效期,其频率主要在 0~4 000 Hz 发生变化,因此选取 0~4 000 Hz 作为频率区间进行故障检测。

频率区间确定后,频率段长度的选择也非常重要,如果选取的频率段太窄,对噪声敏感,不能有效检测出故障,选取的频率段太宽,又不能准确定位故障区域。文中通过对不同频率段长度进行实验对比,选取 200 Hz 为频率段长度。

将频率区间划分为每段 200 Hz 的频率段,计算各频率段的能量,通过各频率段能量差建立图模型,进行故障检测。设定 $\lambda=8$,检测结果如图 4 所示,图 4(a)为轴承振动信号,图 4(b)为其功率熵 $M(t)$,随着轴承故障的发展, $M(t)$ 值逐渐增大,当 $M(t)$ 达到所设定的阈值时系统报警,也就是图中红色圆圈所示的位置。当发出警报后,系统将停止检测,可以看出本方法能够在轴承刚进入到退化期就检测出其异常。

分别对各工况下其他轴承进行故障检测,图 5,6 分别为工况 2 和工况 3 下轴承 2-3、3-3 的故障检测图。从图中可以看出,本方法能够有效检测出故障。如表 2 所示,本方法能够检测出各工况下所有轴承的故障,检测率达到了 100%。

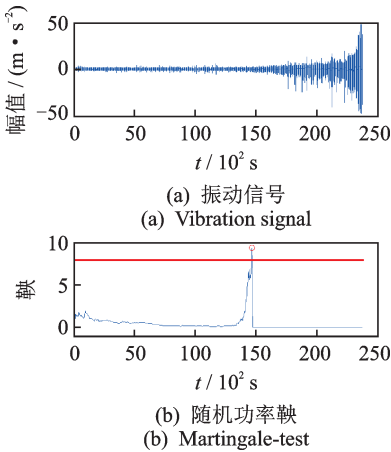


图 4 轴承 1-3 故障检测
Fig.4 Bearing 1-3 fault detection

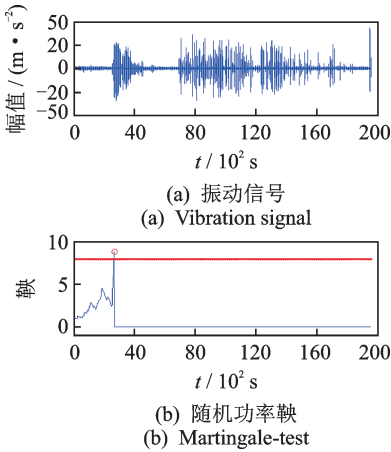


图 5 轴承 2-3 故障检测
Fig.5 Bearing 2-3 fault detection

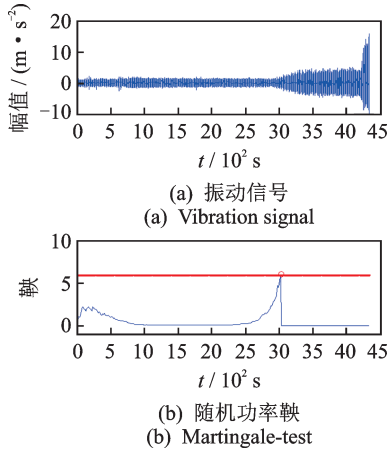


图 6 轴承 3-3 故障检测
Fig.6 Bearing 3-3 fault detection

表 2 PRONOSTIA 试验台轴承故障检测

Tab.2 Bearing fault detection of PRONOSTIA test-bed		
工况	轴承个数	故障检测率/%
1	7	100
2	7	100
3	3	100

3.2 故障诊断

实验数据选择美国 Case Western Reserve University 轴承实验中心的滚动轴承故障测试数据,测试轴承为 SKF-6205,信号采样频率为 12 kHz。在轴承的外圈、内圈和滚动体上分别设置损伤直径为 0.177 8, 0.355 6 和 0.533 4 mm 的单点故障,通过加速度传感器获取滚动轴承在正常、内圈故障、外圈故障及滚动体故障 4 种运行状态时的原始振动信号。

通过对正常情况与各种故障类型的频谱图进行对比,发现轴承发生不同故障后,其频谱图主要在 2 kHz~4 kHz 区间内发生很大变化,因此文中选取 2 kHz~4 kHz 作为频率区间,将其划分为每段 200 Hz 的频率段,计算各频率段的能量,通过各频率段能量差建立图模型,通过熵值法计算邻接矩阵每一行的权重作为特征向量输入 SVM 进行训练,进行故障诊断。

如表 3 所示,选取损伤直径为 0.177 8 mm 的内圈故障、外圈故障、滚动体故障,各 60 组数据,共 180 组数据,选取其中的 60 组数据,以图模型邻接矩阵每一行的权重为特征向量输入 SVM 进行训练,剩下的 120 组数据进行测试。文中 SVM 的核函数选用径向基核函数,利用交叉验证和网格搜索的方法来寻找最佳参数 C 和核函数参数 δ ,其检测结果如图 7 所示,实际类别“○”与诊断类别“*”完全符合,准确率达到了 100%。

表 3 SVM 分类的输入参数

Tab.3 Input parameters of classification by SVM			
参 数	内圈故障	滚动体故障	外圈故障
训练样本个数	20	20	20
测试样本个数	40	40	40
样本标签	1	2	3

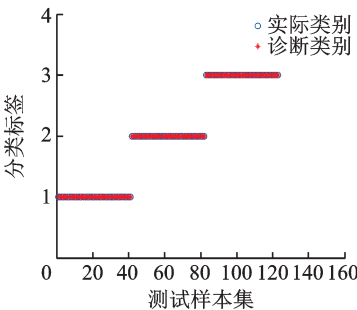


图 7 故障识别结果图
Fig.7 Result of fault identification

3.3 对比实验

将文中方法与基于小波包能量谱、基于 EMD

奇异熵等方法进行比较,结果如表4所示,可以看出文中方法诊断效果明显优于其他方法。

表4 不同方法的诊断结果

Tab.4 Diagnostic results of different methods

算 法	检测率/%
小波包能量谱 ^[4]	98.25
EMD 奇异熵 ^[11]	83.3
LMD+SVM ^[12]	97.5
文中方法	100

4 结 论

1) 针对滚动轴承故障诊断问题,提出了一种基于图建模特征提取的滚动轴承故障诊断方法,提取了一种新的特征来建立图模型。通过短时傅里叶变换得到信号的时频谱,提取每一个窗口的频谱图,计算其频率区间内各频率段的能量,以各频率段为顶点,以能量差值为权重构建图模型,通过对邻接矩阵的相似性比较来检测轴承故障。

2) 针对建立的图模型,提取了一种新的特征用来进行SVM训练,进而诊断故障。图模型邻接矩阵的每一行代表着一个频率段能量与其他能量段能量的相对变化量,采用熵值法计算图模型邻接矩阵每一行的权重,并将其作为特征来训练SVM,进而确定故障类型。

3) 通过实验,证明了文中方法能够有效检测出滚动轴承故障并准确判断出故障类型。

参 考 文 献

- [1] 李恒,张氢,秦仙蓉,等.基于短时傅里叶变换和卷积神经网络的轴承故障诊断方法[J].振动与冲击,2018,37(19):124-131.
LI Heng, ZHANG Qing, QIN Xianrong, et al. Fault diagnosis method for rolling bearings based on short-time Fourier transform and convolution neural network [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (19): 124-131. (in Chinese)
- [2] 张志刚,石晓辉,施全,等.基于改进EMD和谱峭度法滚动轴承故障特征提取[J].振动、测试与诊断,2013,33(3):478-482.
ZHANG Zhigang, SHI Xiaohui, SHI Quan, et al. Fault feature extraction of rolling element bearing based on improved EMD and spectral kurtosis [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33 (3): 478-482. (in Chinese)
- [3] VAPNIC V. The nature of statistical learning theory [M]. Berlin: Springer Science & Business Media, 2013: 202-262.
- [4] 徐晶,刘德坤,刘彦慧.基于小波包能量谱及SVM算

法的轴承故障检测[J].黑龙江科技大学学报,2015,25(1):110-114.

XU Jing, LIU Dekun, LIU Yanhui. Bearing fault detection method based on wavelet packet energy spectrum and SVM algorithm [J]. Journal of Heilongjiang University of Science & Technology, 2015, 25 (1): 110-114. (in Chinese)

- [5] 石瑞敏,杨兆建.基于LMD能量特征的滚动轴承故障诊断方法[J].振动、测试与诊断,2015,35(5):832-836.

SHI Ruimin, YANG Zhaojian. Fault diagnosis method of rolling bearing based on LMD energy characteristics [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35 (5): 832-836. (in Chinese)

- [6] LU G L, LIU J, YAN P. Graph-based structural change detection for rotating machinery monitoring [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 99: 73-82

- [7] 张清华.图论及其应用[M].北京:清华大学出版社,2013:34-54.

- [8] HO S S, WECHSLER H. A martingale framework for changes in data streams by testing exchangeability [J]. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 2010, 32(12): 2113-2127.

- [9] PATRICK N, RAFAEL G, KAMAL M, et al. PRO-NOSTIA: an experimental platform for bearings accelerated life test [C]//In Proceedings of IEEE International Conference on Prognostics and Health Management. Denver, CO, USA: IEEE, 2012: 1-8.

- [10] 燕晨耀.基于多特征量的滚动轴承退化状态评估和剩余寿命预测方法研究[D].成都:电子科技大学,2016.

- [11] 许鹭,田晶,王志.基于EMD熵特征融合的中介轴承故障特征提取方法[J].沈阳航空航天大学学报,2017,34(6):16-21.

XU Lu, TIAN Jing, WANG Zhi. Fault feature extraction method of intershaft bearing based on feature fusion of EMD entropy [J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2017, 34 (6): 16-21. (in Chinese)

- [12] 谢平,杨玉昕,江国乾.基于局部均值分解的滚动轴承故障诊断新方法[J].计量学报,2014,35(1):73-77.

XIE Ping, YANG Yuxin, JIANG Guoqian. A new fault diagnosis method based on local mean decomposition for roller bearings [J]. Acta Metrologica Sinica, 2014, 35 (1): 73-77. (in Chinese)



第一作者简介:张迪,男,1985年8月生,硕士生。主要研究方向为滚动轴承在线故障监测与诊断。曾发表《基于图结构的轴承故障诊断》(《轴承》2019年第9期)等论文。

E-mail:439394430@qq.com

工业管架风荷载遮挡效应风洞试验*

韩晓宇¹, 李波^{1, 2}, 刘振华³, 徐龙河^{1, 2}

(1.北京交通大学土木建筑工程学院 北京, 100044) (2.结构风工程与城市风环境北京市重点实验室 北京, 100044)
(3.中国寰球工程有限公司 北京, 100029)

摘要 工业管架风荷载的遮挡效应显著, 现行规范风荷载取值安全性、合理性急需进行评估。以石油化工厂区常见的管架、裂解炉为对象, 采用测力 (high frequency force balance, 简称 HFFB) 风洞试验和测压 (high frequency pressure integration, 简称 HFPI) 风洞试验, 研究了工业管架风荷载的遮挡效应, 并通过与现行规范对比, 给出了规范的适用范围。通过测压风洞试验, 给出了外围管架遮挡下内部封闭设备的遮挡系数, 利用该系数能够扩大现行规范中整体方法的适用范围。分析结果表明: 现行规范提供的工业管架风荷载确定方法是偏于安全的, 对于管架及支撑管道的管架, 整体方法得到的风荷载与测力风洞试验吻合较好; 由于未考虑管架对内部封闭设备的遮挡效应, 按现行规范得到的裂解炉风荷载明显偏大。

关键词 遮挡效应; 风荷载; 工业管架; 测力试验; 测压试验
中图分类号 TU318; TH113.1

1 问题的引出

工业厂区有大量管架, 用于支撑管道和设备, 见图 1。风荷载是该类工业管架结构设计的主要控制荷载之一, 但由于构件众多, 管架风荷载的遮挡效应十分显著, 不考虑遮挡效应, 往往会过高估计风荷载, 显著增加沿海等基本风压高地区的工程造价。



图 1 工业管架

Fig.1 Industrial pipe racks

Holmes^[1-3]系统研究了格构式塔架的顺风向响应, 为该类结构抗风设计理论奠定了基础。遮挡效应是格构式结构风荷载特性研究的重点。文献[4-8]通过风洞试验研究了格构式结构上的风荷载。Demirtas^[9]认为现有的阻力系数偏于保守, 通过风

洞试验给出遮挡系数予以折减。为准确描述格构式结构风荷载提供了有效途径, Celio 等^[10]研究了风向角、透风率对塔架遮挡系数的影响。李正良等^[11]则研究了不同遮挡距离对格构式塔架风力系数的影响。Prad'homme 等^[12-13]还研究了不同构件的风荷载遮挡系数。程志军等^[14]通过气动弹性模型试验研究了格构式塔架的体型系数及遮挡系数。可以看出, 遮挡效应是格构式结构风荷载特性研究的重点, 风洞试验是主要研究方法。

现行《建筑结构荷载规范》(GB50009—2012)^[15]给出了单榀及多榀平行桁架的体型系数, 并给出了多榀平行桁架的遮挡系数。工业厂区管架构件众多, 依据该规范, 风荷载的计算较为繁琐。为此, 《石油化工建(构)筑物结构荷载规范》(GB51006—2014)^[16]专门提供了两种方法来确定工业管架的风荷载, 即常规方法和整体计算方法, 其中: 常规方法仍以《建筑结构荷载规范》为基础, 确定各个构件的风荷载; 整体方法则直接根据管架的榀数及间距给出遮挡系数, 便于工程应用。但在工程实践中, 管架上往往还有管道和各类设备, 整体计算方法的适用性还有待进一步评估。

笔者以石油化工厂区常见的管架、裂解炉为研

* 国家自然科学基金资助项目(51878041); 北京市科技计划资助项目(Z201100005820007); 高等学校学科创新引智计划资助项目(B13002)

收稿日期: 2019-03-08; 修回日期: 2019-08-15

究对象,首先采用测力风洞试验评估整体计算方法的适用性,然后通过测压风洞试验,给出了管架遮挡下内部封闭设备的遮挡系数,提供了一种基于整体计算方法的工业管架风荷载确定方法。

2 风洞试验概况

本次试验在北京交通大学风洞实验室BJ-1风洞(图2)高速试验段完成,经第三方校核,风洞品质优秀。试验前,对试验模型区的风速剖面进行了测量,并通过调整尖塔和粗糙元的几何参数,在模型试验区获得《建筑结构荷载规范》(GB50009—2012)中B类地貌所要求的平均风速剖面 and 脉动风速湍流度剖面,如图3所示。图中, $\alpha, I_u, Z, Z_r, U, U_r$ 分别为地面粗糙度指数:B类地貌 $\alpha=0.15$ 、湍流度、高度、参考点高度、风速及参考点风速,参考点设置在模型顶点高度处。

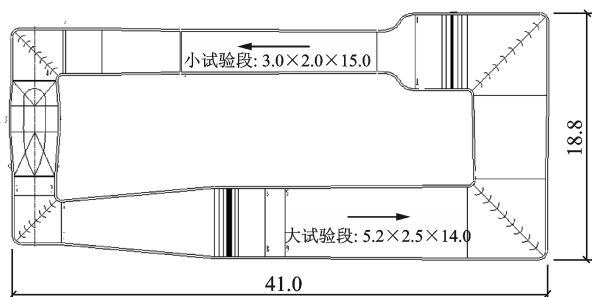


图2 北京交通大学BJ-1风洞(单位:m)

Fig.2 BJ-1 wind tunnel in Beijing Jiaotong University (unit:m)

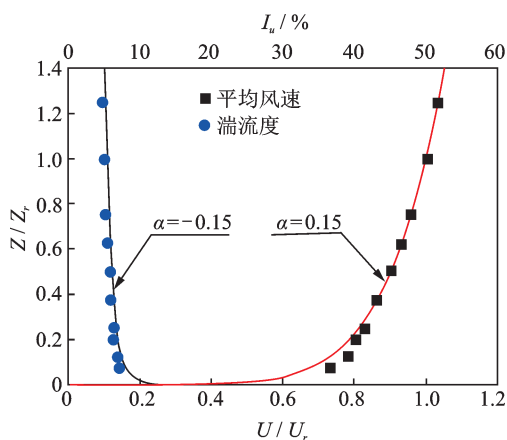


图3 平均风速与湍流度剖面

Fig.3 Mean wind speed and turbulence intensity profiles

为了评估现有计算方法的适用性,笔者选取石化化工厂区典型管架(GJ1)、带管道的管架(GJ2)及支撑设备(裂解炉)的管架(GJ3)为研究对象。其中:GJ1高为30 m,宽为15 m,长为45 m;GJ2尺寸

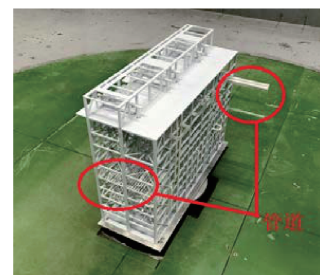
与GJ1相同,并按照实际生产时的情况布置管道;GJ3为石化厂区常见裂解炉,高为48 m,宽为10.5 m,长为37 m。

试验模型几何缩尺比选为1:100,GJ1和GJ2模型阻塞率为2.3%,GJ3模型阻塞率为3%,满足风洞阻塞率的要求。由专业模型公司采用ABS材料制作了裂解炉以及管架刚性测力模型及底部金属连接件,如图4所示。测力风洞试验采用美国ATI Industrial Automation研制的6分量高频底座天平,采样频率为1 000 Hz,连续采样20 000次,采样时间为20 s。



(a) GJ1试验模型

(a) GJ1 test model



(b) GJ2试验模型

(b) GJ2 test model



(c) GJ3试验模型

(c) GJ3 test model

图4 测力试验模型图

Fig.4 HFFB wind tunnel test models diagram

为确定不同管架遮挡情况下内部封闭设备的遮挡系数,本研究还专门设计了测压试验。试验模型分为布置测压点的内部封闭设备(图5)和辅助性外围管架(图6),内部封闭设备模型轮廓尺寸参考了GJ3内部炉体,模型几何缩尺比与测力试验相同。

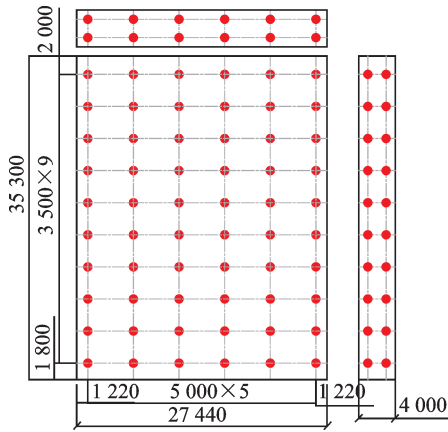


图 5 测压点布置图(单位:mm)

Fig.5 Taps distribution diagram (unit:mm)



图 6 外围管架图

Fig.6 Periphery pipe racks

测压试验中,先测试无外围管架时封闭设备的风压分布,然后分别设置 1-3 榀外围管架,确定外围管架榀数对内部封闭设备风压分布的影响,其中,外围管架形式及间距与 GJ3 保持一致。测压风洞试验采用 Scanivalve 电子扫描阀测压,采样频率为 312.5 Hz,每个通道连续采样 20 000 次,采样时间为 64 s。

试验中,参考点设置在模型主体结构顶点高度处,定义 y 轴正向为 0° 风向角, x 轴正向为 90° 风向角,如图 7 所示。

为方便比较,测力试验得到的力、力矩采用无量纲力、力矩系数表示

$$C_i = F_i / (0.5 \rho U^2 S_i) \quad (1)$$

$$C_{mi} = M_i / (0.5 \rho U^2 S_i H) \quad (2)$$

其中: $i = x, y, z$, 为体轴坐标系对应的 3 个主方向; F_i 和 C_i 分别为 i 向气动力及对应的气动力系数; M_i 和 C_{mi} 分别为 i 向气动力矩及对应的力矩系数; U 为参考高度处风速; ρ 为空气密度; S_i 为参考面积,取模型 y 轴方向轮廓面积; H 为参考高度,取模型主体结构高度。

测压试验得到的建筑表面的风压通常用对应于参考点的无量纲风压系数表示,平均风压系数为

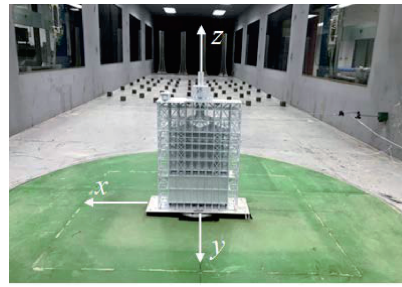
(a) 0° 风向角测力试验(a) HFFB wind tunnel test at 0° wind angle(b) 0° 风向角测压试验(b) HFPI wind tunnel test at 0° wind angle

图 7 试验模型图

Fig.7 Test models diagram

$$C_p = \sum_{i=1}^M \frac{P_i(t) - P_\infty}{P_0 - P_\infty} / M \quad (3)$$

其中: $P(t)$ 为作用在测点处的压力; P_0 和 P_∞ 分别为参考高度处的总压和静压; M 为脉动风压的样本采集数,即本次风洞试验的样本数量。

在测压风洞试验中,平均风压系数 C_p 与高度换算系数 γ 的乘积相当于《建筑结构荷载规范》(GB50009—2012)的体型系数 μ_s 与高度系数 μ_z 的乘积,即

$$\gamma C_p = \mu_z \mu_s \quad (4)$$

其中: $\gamma = (Z/10)^{0.3}$; Z 为参考点高度,文中 $Z = 48$ m。

通过式(4)即可得到体型系数。

3 测力风洞试验

根据测力风洞试验可以得到管架平均基底力、力矩系数,图 8 给出不同风向角情况下管架平均基底力、力矩系数。可以看出,3 个管架的平均基底力、力矩系数随风向角变化规律相同。 y 向平均基底力系数和 x 向平均基底力矩系数绝对值随风向角增大而减小,在 0° 风向角达到最大值。而 x 向平均基底力系数绝对值和 y 向平均基底力矩系数绝对值随风向角先增大后减小,在 $45^\circ \sim 60^\circ$ 风向角达到最大值。

对比管架 GJ1 和管架 GJ2 平均基底力、力矩系数,可以发现,带有管道的管架 GJ2 的平均基底力、力矩均大于无管道的管架 GJ1,这说明在计算管架风荷载时,管道对管架风荷载的影响不可忽略。

为了验证现行规范的适用性,根据《石油化工建(构)筑物结构荷载规范》(GB51006—2014)、《建筑结构荷载规范》(GB50009—2012),假定基本风压 $\omega_0=1\text{ kN/m}^2$,计算管架基底风荷载。其中,整体计算方法根据规范规定考虑了单一风向和对角风(一个主方向构架风荷载与另一个主方向结构构件和附件风荷载的 50% 共同作用)。

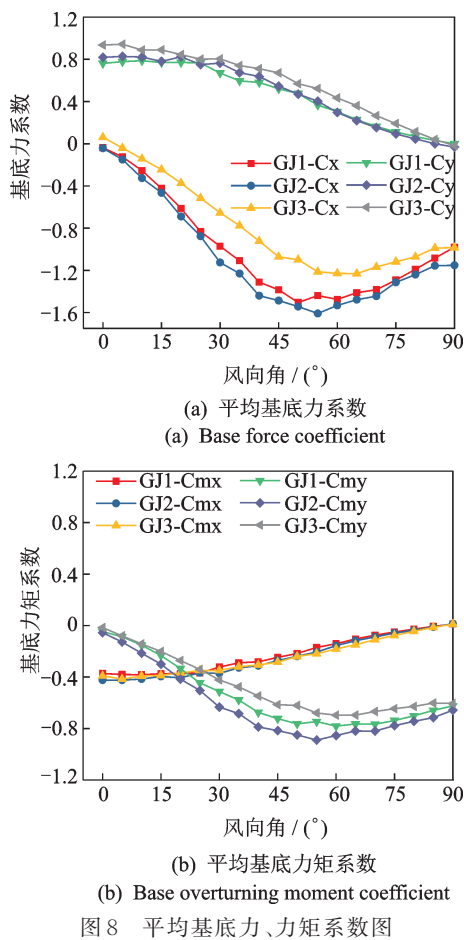


Fig.8 Base force and overturning moment coefficient

0°与 90°风向角下,测力风洞试验与规范计算结果如表 1,2 所示。

对比表中数据可以看出,整体计算方法计算的 x 向风荷载是常规方法 x 向的 40% 左右, y 向风荷载是常规方法 y 向的 60% 左右,常规方法得到的风荷载明显大于考虑遮挡效应的整体计算方法得到的风荷载。对于管架榫数多的 x 向两种方法的结果相差更大,说明随着管架榫数的增加,遮挡效应越来越显著。

表 1 x 向风荷载对比

Tab.1 Comparison of x -direction wind loads kN						
管架	整体计算方法			常规方法	风洞试验	
	x 向	x 为主向		x 向	x 向	y 向
		x 向	y 向			
GJ1	908.21	908.21	560.06	2 055.91	567.58	22.46
GJ2	937.54	937.54	560.06	2 085.24	583.77	48.06
GJ3	1 778.50	1 778.50	936.90	3 777.90	843.01	57.15

表 2 y 向风荷载对比

Tab.2 Comparison of y -direction wind loads kN						
管架	整体计算方法			常规方法	风洞试验	
	y 向	y 为主向		y 向	x 向	y 向
		x 向	y 向			
GJ1	1 120.10	454.11	1 120.10	1 663.10	48.20	1 241.60
GJ2	1 289.90	454.11	1 289.90	1 832.80	10.40	1 357.50
GJ3	3 202.50	754.88	3 202.50	4 600.990	26.77	2 609.03

管架、裂解炉测力风洞试验得到的基底剪力小于整体计算方法和常规方法计算得到的两个主轴方向风荷载,工程实践中,采用现行规范是偏于安全的。由于考虑了遮挡效应,由整体计算方法得到的风荷载与风洞试验结果较接近。但随着顺风方向结构榫数的增加,对于管架榫数多的 x 向,整体计算方法与风洞试验结果相差较大。考虑内部管道后,管架承受风荷载将有所增加,这说明确定管架风荷载时必须考虑内部管道承担的载荷。按现行规范计算得到的支撑裂解炉的管架(GJ3)风荷载明显偏大,这说明规范对该类设置大型工业设备的管架适用性较差,需要采用风洞试验确定更为合理的主体结构设计风荷载。

4 测压风洞试验

通过测压试验以及计算得到了不同管架遮挡情况下内部封闭设备的体型系数。

内部封闭设备在不同工况下,风向角为 0°时迎风面、背风面体型系数分布如图 9 和图 10 所示。可以看出,随着外围管架榫数的增加遮挡效应增大,迎风面体型系数有明显变小趋势,而背风面变化趋势不明显。

不同工况下,裂解炉内部封闭设备的体型系数

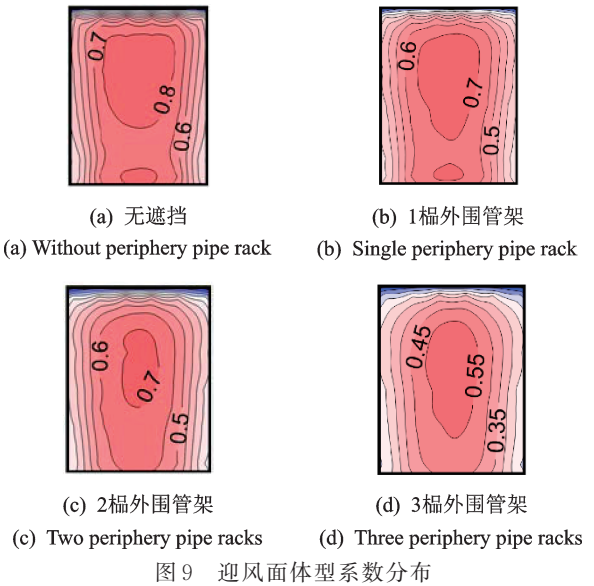


图9 迎风面体型系数分布

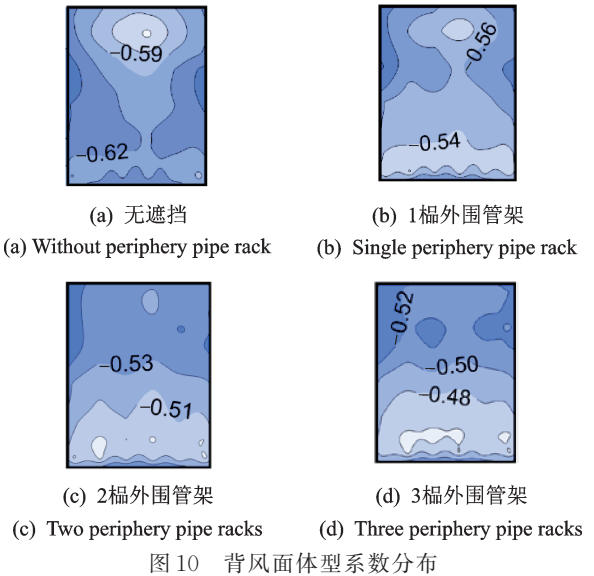


图10 背风面体型系数分布

如表3所示,由表中数据可以看出,裂解炉内部封闭设备的体型系数随着外围管架樁数的增加而减小。

表3 不同工况下体型系数表

Tab.3 Shape coefficient under different conditions

工 况	无遮挡	1樁管架	2樁管架	3樁管架
体型系数	1.253	1.065	0.971	0.812

为了在工程实际中更加方便使用,定义了遮挡折减系数。有遮挡时内部封闭设备的体型系数 $\mu'_s = \phi \mu_s$,遮挡折减系数 $\phi = \mu'_s / \mu_s$ 。不同工况下体型系数的遮挡折减系数如表4所示。

由表4可以看出,随着外围管架樁数的增加,内

部封闭设备的遮挡折减系数明显减小。根据遮挡折减系数对前面支撑裂解炉的管架GJ3整体计算的结果进行修正,如表5所示。

表4 不同工况下体型系数遮挡折减系数表

Tab.4 Reduction factor of shape coefficient under different conditions

工 况	无遮挡	1樁管架	2樁管架	3樁管架
折减系数	1	0.850	0.774	0.648

表5 风荷载对比表

Tab.5 Comparison of wind loads kN

y 向	修正前		修正后	
	y 为主向		y 为主向	
	x 向	y 向	x 向	y 向
3	202.50	754.88	3	202.50
2	866.26	754.88	2	866.26

可以看出,考虑外围管架对裂解炉内部封闭设备遮挡效应得到的结果与风洞试验结果更接近。通过考虑测压风洞试验得到的遮挡折减系数,可以更为合理地确定主体结构设计风荷载。

5 结束语

笔者以石油化工厂区典型管架、裂解炉为对象,首先采用测力风洞试验评估整体方法的适用性,然后通过测压风洞试验测得了裂解炉内部设备的遮挡系数。整体而言,管架、裂解炉测力风洞试验得到的基底剪力小于《石油化工建(构)筑物结构荷载规范》(GB51006—2014)规定值,工程实践中,采用现行规范是偏于安全的。对于管架及支撑管道的管架,整体方法得到的风荷载与测力风洞试验吻合较好。文中通过测压风洞试验,给出了外围管架遮挡下,内部封闭设备的遮挡系数,利用该系数能够扩大整体方法的适用范围。

参 考 文 献

[1] HOLMES J D. Along-wind responses of lattice towers: part I-derivation of expressions for gust response factor [J]. Engineering Structures, 1994, 16(4): 287-292.

[2] HOLMES J D. Along-wind responses of lattice towers: part II-aerodynamic damping and deflections [J]. Engineering Structures, 1996, 18(7): 483-488.

[3] HOLMES J D. Along-wind responses of lattice towers:

- part III-effective load distributions [J]. Engineering Structures, 1996, 18(7): 489-494.
- [4] SYKES D M. Lattice frames in turbulent airflow [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1981, 7:203-214.
- [5] GEORGIU P N, VICKERY B J, CHURCH R. Wind loading on open framed structures [C]//Program and Workshop Notes of 3rd Canadian Workshop on Wind Engineering. Ottawa, Canada: Natl Res Counc of Can, 1981:1-19.
- [6] YANG F L, DANG H X, NIU H W, et al. Wind tunnel tests on wind loads acting on an angled steel triangular transmission tower [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2016, 156: 93-103.
- [7] 张庆华, 马文勇, 赵龙. 典型窄基输电塔风致响应气弹模型风洞试验 [J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(2): 326-331.
- ZHANG Qinghua, MA Wenyong, ZHAO Long. Wind-induced responses analysis for the typical transmission tower with narrow base based on an aero-elastic model wind tunnel test [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(2): 326-331. (in Chinese)
- [8] 张庆华. 单回路 500kV 输电塔风致响应参数分析 [J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(5): 1003-1008.
- ZHANG Qinghua. Parametric analysis of wind-induced responses of typical 500 kV single-circuit transmission tower [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 1003-1008. (in Chinese)
- [9] DEMIRTAS C B. Drag coefficients of latticed towers [J]. Journal of Structural Engineering, 1986, 112(2): 417-430.
- [10] CELIO F, CARRIL J, NICHOLAS I, et al. Experimental study of the wind forces on rectangular latticed communication towers with antennas [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2003, 91(8): 1007-1022.
- [11] 李正良, 刘欣鹏, 晏致涛, 等. 遮挡型格构式塔架风力特性试验研究 [J]. 振动与冲击, 2015, 34(11): 99-104.
- LI Zhengling, LIU Xinpeng, YAN Zhitao, et al. Tests for wind force on occluded latticed towers [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(11): 99-104. (in Chinese)
- [12] PRAD'HOMME S, LEGRON F, LANEVILLE A, et al. Wind forces on single and shielded angle members in lattice structures [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2014, 124(9): 20-28.
- [13] PRAD'HOMME S, LEGRON F, LANGLOIS S. Calculation of wind forces on lattice structures made of round bars by a local approach [J]. Engineering Structures, 2018, 156: 548-555.
- [14] 程志军, 付国宏, 楼文娟, 等. 高耸格构式塔架风荷载试验研究 [J]. 实验力学, 2000, 15(1): 51-55.
- CHENG Zhijun, FU Guohong, LOU Wenjuan, et al. Research for the wind force on high-rise latticed tower [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2000, 15(1): 51-55. (in Chinese)
- [15] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB50009—2012 建筑结构荷载规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [16] 中国石油化工集团公司. GB51006—2014 石油化工建(构)筑物结构荷载规范 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2014.



第一作者简介:韩晓宇,女,1996年1月生,硕士生。主要研究方向为结构风工程。

E-mail:hanxiaoyu_1206@163.com

通信作者简介:李波,男,1978年8月生,博士、教授。主要研究方向为大跨屋盖结构、超高层建筑及高耸结构等大型复杂结构设计及抗风咨询领域的教学、科研及工程咨询。

E-mail:libo_77@163.com

轮胎作用下钢-混组合梁桥面铺装动态响应*

严战友^{1, 2}, 崔向阳², 陈恩利¹, 王奇志³

(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. 石家庄铁道大学交通运输学院 石家庄, 050043) (3. 石家庄市交建高速公路建设管理有限公司 石家庄, 050052)

摘要 钢-混组合连续梁桥面铺装层受力十分复杂, 桥面铺装层早期破坏与其车辆荷载的动态响应密切相关。建立了实体橡胶轮胎和三跨钢-混组合连续梁模型, 轮胎采用 Yeoh 模型, 桥面铺装材料(沥青混合料)采用广义 Maxwell 模型, 将整车后轴悬架动态力施加于橡胶轮胎, 求解桥面各铺装层垂向挠度、垂向应力、纵向应力、横向应力及位移谱, 并且与移动荷载进行比较。结果表明: 三跨钢-混组合梁的每跨垂向挠度比移动荷载大 21.3%, 4.7%, 8%, 纵梁垂向挠度比桥面铺装层小 8.9%; 上面层与水泥混凝土层应力变化趋势相似, 下面层应力比较复杂; 上面层位移响应频率集中于 0~6 Hz 范围。文中数据对桥面铺装层结构优化具有较大指导意义。

关键词 橡胶轮胎模型; 钢-混组合连续梁模型; 桥面铺装层; 广义 Maxwell 模型; 响应
中图分类号 TH17

引言

钢-混组合连续梁具有自重轻、承载能力大、施工周期短等特点, 其应用范围越来越广, 随着时间发展, 钢-混组合连续梁跨径越来越大。由于大部分钢-混组合梁采用正交异性结构, 桥面铺装受力非常复杂, 在车辆长期荷载作用下, 钢-混组合梁出现一系列病害, 其中沥青层出现集料推移、裂缝、脱落及车辙等, 水泥混凝土层出现裂缝、破损等, 钢板焊接处出现细小裂缝、锈蚀等, 这些病害严重影响桥梁使用寿命, 即使桥面铺装系统采用了一系列新材料, 如浇筑式沥青混合料、环氧沥青混合料等, 经过一段时间后, 最终没有达到令人满意程度^[1-2]。因此, 很多专家学者对钢-混组合梁的振动特性进行深刻研究。

车辆-桥梁动力学耦合问题一直是研究重点, 车桥耦合系统是一个复杂时变随机系统, 其结构参数、输入激励都严重影响着桥梁响应。很多专家学者对车辆-桥梁耦合振动进行研究。张彦玲等^[3]研究了钢-混组合梁在简谐荷载作用下的响应, 表明组合梁跨中动挠度受静载影响较大。魏志刚等^[4]为研究钢-混组合简支梁动力特性, 推导出组合梁刚度分布函数, 最终求解钢-混组合梁动力响应。李韶华等^[5]为研究钢-混组合连续梁应力响应, 采用 Midas/FEA

建立模型, 研究连续梁应力分布。李慧乐等^[6]根据车辆与桥梁力学接触关系, 求解桥梁各节点的动态响应。由上述文献可知: 关于车辆-桥梁耦合研究中的车辆荷载大部分采用移动荷载、移动质量块、簧上质量等; 车辆垂向力直接施加于桥面, 桥面材料(沥青混合料)不考虑黏弹属性而按照线弹性处理; 在车桥动态耦合中, 车轮很少采用橡胶轮胎模型, 目前车桥动态耦合问题与实际还有一定距离。所以, 研究具有很大的意义。

笔者建立了 305/75R24.5 载重子午线橡胶轮胎模型及三跨钢-混组合连续梁模型, 桥面铺装材料(沥青混合料)采用广义 Maxwell 模型, 将整车后轴悬架动态力施加于橡胶轮胎, 采用中心差分法求解钢-混组合连续梁各铺装层动态响应, 并与移动荷载产生响应比较, 在橡胶轮胎振动荷载作用下, 揭示桥面各铺装层及主纵梁之间垂向挠度、横向应力、纵向应力变化, 为桥面铺装设计提供参考。

1 橡胶轮胎模型

在已有文献中, 大部分专家将轮胎作为线弹性体, 即假设轮胎由质量块、阻尼、刚度等 3 个参数表达, 根据 D'Alembert 原理列出微分方程, 采用一定

* 国家自然科学基金资助项目(111172183); 中央引导地方科技发展专项资助项目(18242219G); 河北曲港高速公路开发有限公司科技计划资助项目(QG2018-07); 河北省引进留学生人员资助项目(C20190514)

收稿日期: 2019-03-18; 修回日期: 2019-08-28

算法求解。但实际轮胎是由橡胶体、帘布层、弹性钢丝层等多种物质组成,轮胎生产厂家不同其性能差别很大,其中橡胶体属于超弹性材料,常采用Mooney-Rivlin模型、Yeoh模型、Neo-Hookean模型等,各种模型有其自身优点,其中,Yeoh模型适合轮胎大变形,笔者采用Yeoh模型。轮胎是三维正交各项异性复合材料,具有体积不可压缩及非线性力学特点,基于唯象理论建立材料本构关系,采用体应变能表征力学特性,其方程为

$$W = W(I_1, I_2, I_3) \quad (1)$$

$$W = \sum_{i=0, j=0}^n C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (2)$$

$$I_1 = \text{tr}E = E_{ij} = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} [(\text{tr}E)^2 - \text{tr}E^2] = E_{ij} = (\lambda_1 \lambda_2)^2 + (\lambda_2 \lambda_3)^2 + (\lambda_3 \lambda_1)^2 \quad (4)$$

$$I_3 = (\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3)^2 \quad (5)$$

$$\lambda_i = 1 + \gamma_i \quad (6)$$

其中: W 为体应变能; I_1, I_2, I_3 为左Cauchy-green第1、第2、第3张量不变量,橡胶材料不可压缩($I_3 = 1$); $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 为主伸长比; γ_i 为主应变; E_{ij} 为*i*行*j*列矩阵; $\text{tr}E$ 为矩阵*E*的迹,即主对角线元素总和;下角标1,2,3为相互垂直方向,材料只有单方向拉伸,则 $\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 = 1$ 。

对于橡胶材料 $\partial W / \partial I_2$ 远远小于 $\partial W / \partial I_1$,一般认为参数 $\partial W / \partial I_2$ 在应变能中贡献度很小,可以忽略,则应变能函数^[7]简化为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (7)$$

其中: C_{10}, C_{20}, C_{30} 为橡胶轮胎材料参数。

为了准确描述轮胎力学特点,模型参数采用参考文献[8]数据。

橡胶轮胎建模步骤如下:应用AutoCAD软件绘制二维半截面轮胎模型,在二维半截面模型中绘制分割线;将半截面几何模型导入Hypermesh软件进行编辑、网格划分、旋转成三维轮胎封闭整体;采用Catia软件绘制轮胎花纹,经过旋转可以得到轮胎花纹整体模型;将Hypermesh软件与Catia软件生成文件导入Abaqus软件,通过Abaqus软件固结功能将花纹模型与轮胎模型固结一起,则可得到本轮胎模型。其中:骨架结构采用rebar实现,橡胶材料应用CGAX4H和CGAX3H形式单元,经空间旋转成三维立体模型,三维单元类型为C3D8H和C3D6H;轮胎骨架结构采用二维单元SFMGAX1,经空间旋转成三维立体模型,三维单元类型为SFM3D4R,轮

胎施压0.7 MPa^[9]。轮胎模型见图1。

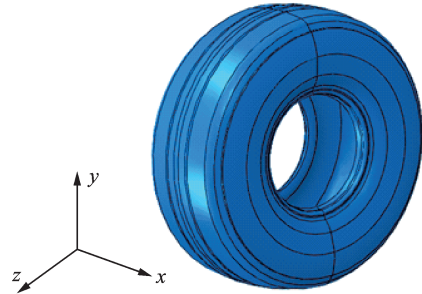
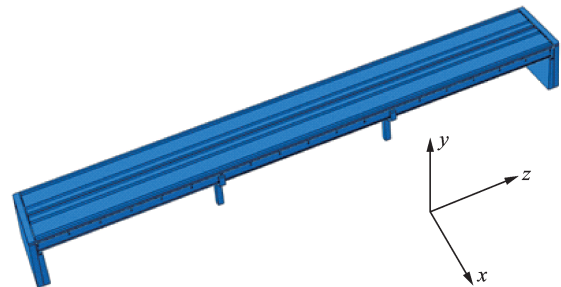


图1 轮胎有限元模型

Fig.1 Tire finite element model

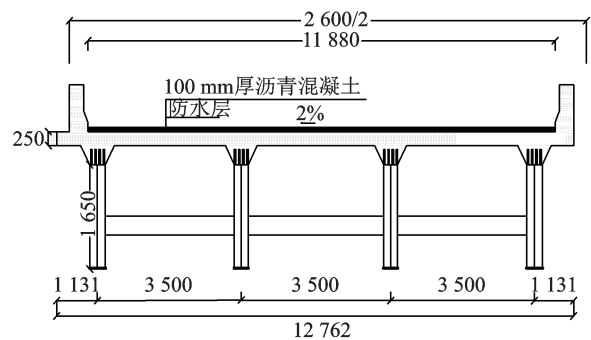
2 钢-混组合连续梁模型

应用abaqus软件构建三跨钢-混组合连续梁模型(图2),桥梁尺寸来源于某高速公路,连续梁全长为90 m,每跨为30 m,双向4车道,宽度为11.88 m,纵向由4片工字钢梁组成,工字纵梁高为1.65 m,间距为3.5 m,采用横梁连接纵梁,横梁间距5 m,桥墩采用柱式墩,基础采用桩基础,钢板、主梁以及横梁均采用Q345D钢,桥面铺装层分为上面层、下面层、水泥混凝土层等,桥面铺装层材料参数见表1。



(a) 钢-混组合连续梁模型

(a) Steel-concrete composite continuous beam model



(b) 钢-混组合连续梁横断面结构(单位:mm)

(b) Cross-section structure of steel-concrete continuous beam (unit: mm)

图2 三跨钢-混组合连续梁模型

Fig.2 Three-span steel-concrete composite continuous beam model

表 1 连续梁钢桥面铺装体系模型结构基本参数
Tab.1 Parameters of steel - concrete continuous beam model structure

桥梁结构	厚度/ mm	弹性模量/ MPa	泊松比	密度/ (kg·m ⁻³)
上面层(SMA-13)	40	1 400	0.35	2 400
下面层(AC-20)	60	1 200	0.2	2 300
水泥混凝土层	250	2.95×10 ¹⁰	0.2	2 300
钢桥面板	15	2.1×10 ⁵	0.3	7 800
纵梁顶板	20	2.1×10 ⁵	0.3	7 800
纵梁底板	25	2.1×10 ⁵	0.3	7 800

桥面铺装的上层面为 SMA-13 型沥青玛蹄脂,下面层为 AC-20 型沥青混凝土,沥青混合料本构关系定义为广义 Maxwell 模型(图 3)。对广义 Maxwell 模型施加应变时,每一个 Maxwell 元件均有同样应变,则应力为

$$\sigma_i = \epsilon_0 E_i \exp(-t/\tau_i) \quad (8)$$

总应力为

$$\sigma(t) = \epsilon_0 E_e + \sum_{i=1}^n \epsilon_0 E_i \exp(-t/\tau_i) \quad (9)$$

松弛模量函数为

$$E(t) = \sigma(t)/\epsilon_0 = E_e + \sum_{i=1}^n E_i \exp(-t/\tau_i) \quad (10)$$

当 $t=0$ 时

$$E_0 = E_e + \sum_{i=1}^n E_i \quad (11)$$

其中: E_0 为最初松弛模量; E_i 为第 i 个元件松弛模量; E_e 为松弛时间 t 无穷时刻的平衡值; $\sigma(t)$ 为应力; ϵ_0 为起始应变; τ_i 为第 i 个元件松弛时间。

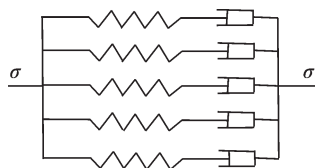


图 3 广义 Maxwell 模型

Fig.3 Generalized Maxwell model

文中高分子聚合物的经典遗传积分可以写成

$$\sigma(\epsilon, t) = \int_0^t g(t-s) \frac{d\sigma_0(s)}{ds} ds \quad (12)$$

其中: $\sigma_0(s)$ 为弹性响应部分; $g(t)$ 为衰减函数,可以写成 Prony 级数形式

$$g(t) = 1 - \sum_{i=1}^n g_i (1 - \exp(-\frac{t}{\tau_i})) \quad (13)$$

沥青混合料采用文献[10]处理数据,其中混合

料参数采用 Prony 级数。由于采用轮胎荷载,除沥青路面采用广义 Maxwell 模型外,其余铺装材料均采用线弹性本构关系。

3 轮胎-连续梁耦合模型

轮胎-钢混组合连续梁耦合模型包括轮胎和三跨组合连续梁两个子模型(图 4),通过有限元法对其进行离散,轮胎与桥梁间运动关系^[11]写为

$$\begin{bmatrix} M_{vv} & 0 \\ 0 & M_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Y}_v(t) \\ \ddot{Y}_r(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{vv} & C_{vr} \\ C_{rv} & C_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Y}_v(t) \\ \dot{Y}_r(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{vv} & K_{vr} \\ K_{rv} & K_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_v(t) \\ Y_r(t) \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} R_v \\ R_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{vr}(t) \\ P_{rv}(t) \end{Bmatrix} \quad (14)$$

其中: M, C, K 分别为质量、阻尼、弹性刚度矩阵; $\ddot{Y}, \dot{Y}, Y$ 分别为加速度、速度、位移等向量;下角标 v, r 分别为桥梁和轮胎; R_v, R_r 分别为车轮与铺装材料恢复力; P_{vr}, P_{rv} 分别为车轮与桥梁之间作用力。

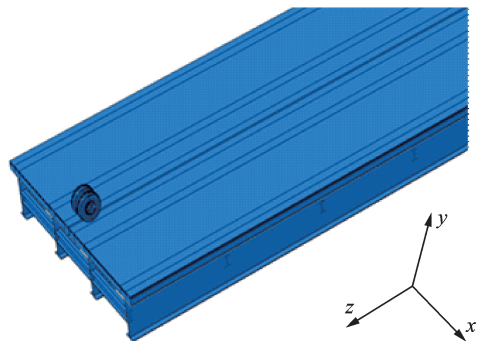


图 4 轮胎与连续梁耦合模型

Fig.4 Tire and continuous beam coupling model

采用中心差分法进行积分求解,中心差分法避免每一时间步迭代,其加速度和速度为

$$\ddot{Y} = 1/\Delta t^2 (Y_{t-\Delta t} - 2Y_t + Y_{t+\Delta t}) \quad (15)$$

$$\dot{Y} = 1/\Delta t (-Y_{t-\Delta t} + Y_{t+\Delta t}) \quad (16)$$

将式(15,16)带入方程(14),则求解每个离散单元位移响应,依照有限元理论,位移与应变存在如下关系

$$\epsilon^e = BY^e \quad (17)$$

$$\sigma^e = D\epsilon^e \quad (18)$$

$$\sigma^e = DBY^e \quad (19)$$

其中: ϵ^e 为单元应变; B 为位移与应变转换矩阵; Y^e 为单元节点位移; Δt 为时间增量; σ^e 为单元应力; D 为单元弹性矩阵。

为保证橡胶轮胎自由旋转,采用多体连接单元 Hinge,将连接单元两端点连接于橡胶轮心,两轮胎

围绕连接单元 Hinge 旋转,外荷载施加于连接单元 Hinge 中部,具体见图 5。对轮心轴(连接单元)施加一定水平速度。根据桥梁支座应用情况,对支座 x, y, z 方向施加约束,其余支座施加 x, y 方向约束。确定橡胶轮胎与连续梁间为面-面接触,其垂向采用“硬接触”定义,见式(20);切向考虑接触面间允许有微小滑动^[12-13],见式(21)

$$f_n = \begin{cases} k_n C & (C \geq 0) \\ 0 & (C < 0) \end{cases} \quad (20)$$

$$f_s = \begin{cases} k_t n^e & (\text{黏结接触}) \\ \mu f_n & (\text{滑动接触}) \end{cases} \quad (21)$$

其中: f_n, f_s 分别为垂向力与切向力; k_n, k_t 为法向与切向接触刚度; C 为间隙值,由接触节点与目标间位置确定; n^e 为接触节点与目标面的弹性变形; μ 为摩擦因数。

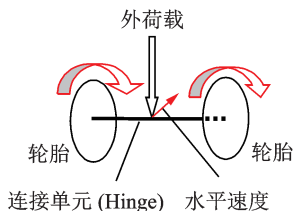


图5 轮胎旋转示意图

Fig.5 Tire rotation axis diagram

4 实例分析

桥面设置一定不平顺,不平顺主要提供车辆振动,文中桥面没有设置路面不平顺,而在轮胎外荷载处(图5)给予一定动态荷载,此动态荷载来源于参考文献[14]C级路谱作用下整车模型后悬架间的动态力,动态力见图6。

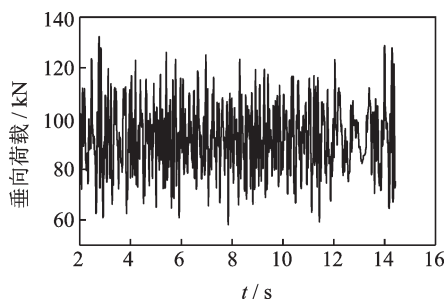


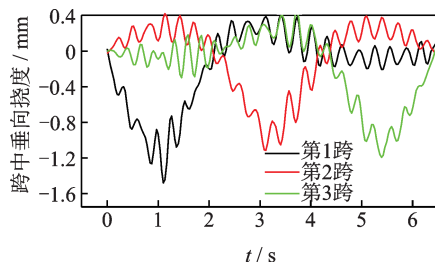
图6 C级路谱后轴悬架间动态力

Fig.6 Dynamic force of rear axle suspension of C-class road spectrum

4.1 模型验证

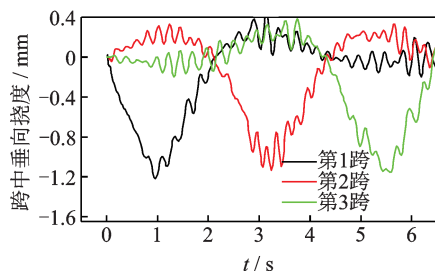
为验证轮胎模型准确性,将轮胎荷载作用下的垂向位移与移动荷载进行比较。图7为50 km/h速

度下三跨钢-混连续梁垂向挠度。



(a) 轮胎荷载下的垂向挠度

(a) Vertical deflection under tire load



(b) 移动荷载下的垂向挠度

(b) Vertical deflection under moving loads

图7 三跨钢-混连续梁垂向挠度比较

Fig.7 Comparison of vertical deflection of three-span steel-concrete composite continuous beam

从图7看出:轮胎荷载作用下,三跨连续梁垂向挠度分别为1.48,1.12,1.21 mm,移动荷载作用下,连续梁垂向挠度分别为1.22,1.07,1.12 mm;第1跨垂向挠度最大,第3跨垂向挠度次之,第2跨垂向挠度最小;移动荷载垂向挠度总体偏小,与轮胎荷载相比,垂向挠度分别小21.3%,4.7%,8.0%。

图8为轮胎模型径向荷载变形试验。从图8看出:轮胎模型与实际轮胎径向荷载-位移曲线具有一定区别,但总体变化趋势相似,说明轮胎模型具有一定可用性。

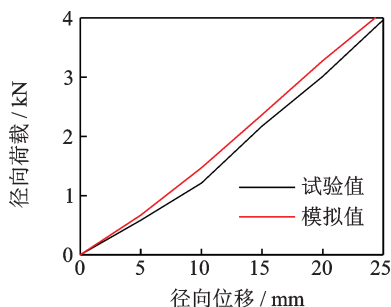


图8 轮胎模型径向荷载试验

Fig.8 Tire model radial load test

4.2 铺装层垂向挠度

从图9看出:轮胎荷载作用下,纵梁的垂向挠度最小,其最大数值为1.05 mm;短横梁垂向挠度次之,

其余上面层、下面层、水泥层及钢板层等垂向挠度有一定差别,其最大值为1.12 mm;纵梁垂向挠度比桥面各铺装层小8.9%,整体挠度曲线呈对称布置。

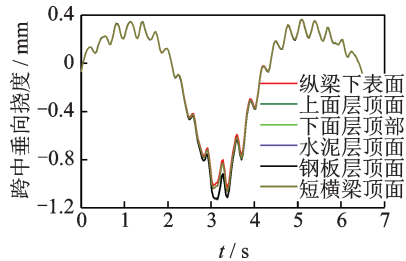


图9 第2跨桥面铺装层垂向挠度

Fig.9 Vertical deflection of the second span bridge deck pavement

从图10看出:轮胎滚动荷载作用下,当速度为50 km/h时,第2跨桥面垂向挠度为1.12 mm,当速度为90 km/h时,垂向挠度为0.93 mm;随着轮胎滚动速度增大,第2跨垂向挠度越来越小。

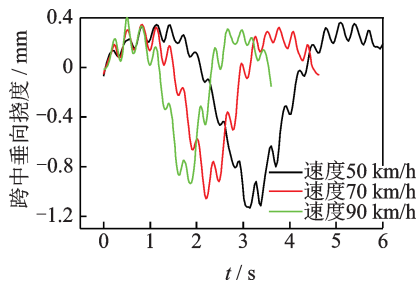


图10 第2跨桥面垂向挠度

Fig.10 Vertical deflection of the second bridge deck under different speeds

4.3 铺装层垂向应力

从图11看出:轮胎荷载作用下,上面层、下面层及水泥混凝土层的垂向应力分别为1.07, 0.61, 0.34 MPa;轮胎即将离开跨中时(时间段 $t=3.18\sim 3.43$ s),上面层、下面层及水泥混凝土层顶部出现拉应力(正值),数值很小。

从图12看出:轮胎荷载作用下,纵梁受力比较

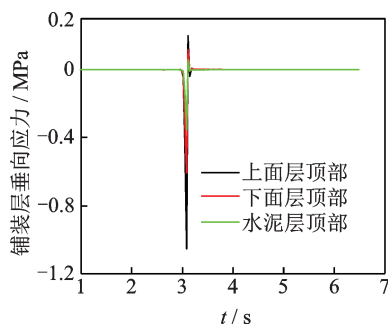


图11 桥面铺装层垂向应力

Fig.11 Vertical stress of bridge deck pavement

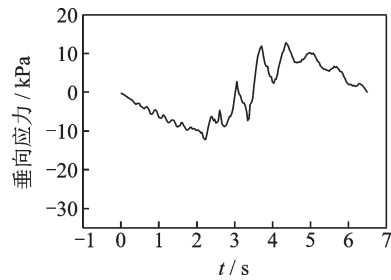


图12 纵梁垂向应力

Fig.12 Vertical stress of main longitudinal beam

复杂,既有受压阶段又有受拉阶段,在时间 $t=0\sim 3.25$ s 阶段内最大压应力为13.2 kPa,在时间 $t=3.25\sim 6.50$ s 阶段内最大拉应力为12.5 kPa,第2时间段应力上下波动较大。

4.4 铺装层纵向应力

从图13看出:轮胎荷载作用下,桥面各铺装层受力比较复杂,既有受压阶段又有受拉阶段,层间受力差别较大。其中上面层一直处于受压状态,其最大值为0.567 MPa;下面层在 $t=0\sim 2.17$ s 处于受拉阶段,最大拉应力为45 kPa;在 $t=2.17\sim 4.17$ s 既有受拉阶段又有受压阶段,其最大拉应力为205 kPa,最大压应力为138 kPa;在 $t=4.17\sim 6.50$ s 处于受拉阶段,水泥混凝土层纵向应力变化与上面层相似。

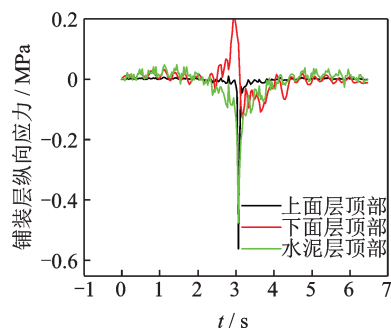


图13 桥面铺装层纵向应力

Fig.13 Longitudinal stress of bridge deck pavement

从图14看出:在 $t=0\sim 2.17$ s 时间段内,纵梁主要承受压应力,其最大值为1.12 MPa,在 $t=2.17\sim 4.17$ s 时间段内,纵梁主要承受拉应力,其最大值为5.06 MPa,在 $t=4.17\sim 6.50$ s 时间段内,纵梁主要承受压应力,其最大值为4.98 MPa。

4.5 铺装层横向应力

从图15看出:轮胎荷载作用下,桥面铺装层横向受力比较复杂,尤其下面层处于拉应力与压应力交替状态,最大拉应力为112 kPa,最大压应力为240 kPa;上面层大部分处于受压状态,最大压应力值为223 kPa;水泥混凝土层大部分处于受压状态,

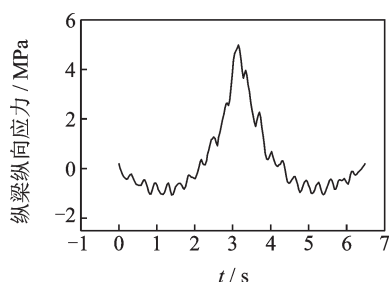


图14 纵梁底部纵向应力

Fig.14 Longitudinal stress at the bottom of the longitudinal beam

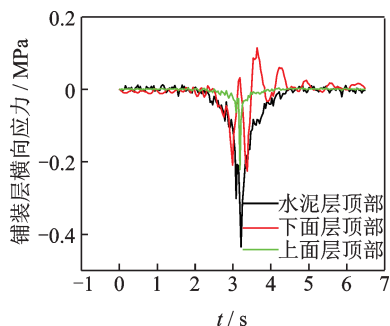


图15 桥面各铺装层横向应力

Fig.15 Lateral stress of bridge deck pavement

最大压应力为451 kPa。

从图16看出:轮胎荷载作用下,纵梁横向应力变化比较复杂,大部分处于受压状态,最大压应力为48 kPa,最大拉应力为41.5 kPa。

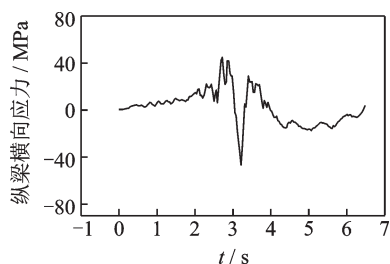


图16 纵梁底部横向应力

Fig.16 Lateral stress at the bottom of the main longitudinal beam

4.6 铺装层频域分析

针对轮胎荷载作用下桥面铺装层动态响应进行快速傅里叶变换,则可以获得频域位移响应谱曲线。在速度50 km/h作用下,三跨连续梁各跨及各铺装层位移频域谱曲线见图17,18。

从图17看出:轮胎作用下,三跨连续梁的上面层跨中位移响应频率主要集中于0~6 Hz范围内,其中第2跨跨中上面层位移响应谱峰值最大,第1跨次之,第3跨峰值最小。从图18看出:上面层、下面层、水泥层、钢板层位移响应谱峰值有一定差别,差别很小。

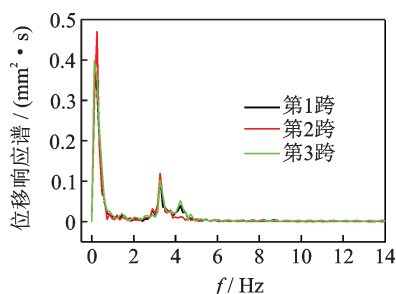


图17 上面层位移频域响应

Fig.17 Displacement frequency domain response of the upper layer

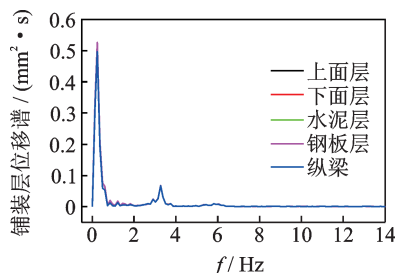


图18 第2跨梁各铺装层位移频域响应

Fig.18 Displacement frequency domain response of the pavement layer of the second span beam

5 结论

1) 三跨钢-混连续组合梁垂向挠度比移动荷载垂向挠度大,其中比第1跨垂向挠度大21.3%,比第2跨大4.7%,比第3跨大8.0%。上面层、下面层、水泥混凝土层、钢面板层垂向挠度几乎相同,其挠度值最大,横梁垂向挠度次之,纵梁产生垂向挠度最小,纵梁垂向挠度比桥面铺装层小8.9%。

2) 上面层垂向压应力最大,下面层次之,水泥混凝土层最小,纵梁处于拉应力与压应力交替状态。上面层、水泥混凝土层纵向应力变化趋势相似,下面层纵向应力出现拉应力与压应力交替现象。铺装层横向应力大部分处于受压状态,但下面层出现间断拉应力现象。

3) 由于上面层与下面层之间既出现拉应力又出现压应力,为了防止二层脱离,建议加强上面层与下面层之间粘结问题,如采用环氧沥青等高粘结材料。

4) 连续梁上面层位移响应频率集中于0~6 Hz范围,第2跨上面层位移响应谱峰值最大,第1跨次之,第3跨峰值最小,铺装层位移响应谱峰值相差很小。本研究对桥面铺装层结构优化设计具有较大指导意义。

参考文献

- [1] 侯忠明,夏禾,张彦玲,等.简谐荷载作用下组合梁动滑移响应分析[J].振动与冲击,2016,35(2):18-23.

- HOU Zhongming, XIA He, ZHANG Yanling, et al. Analytical dynamic slip solution for steel concrete composite beams under harmonic load [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(2):18-23. (in Chinese)
- [2] 邓露,段林利,何维,等.中国公路车-桥耦合振动车辆模型研究[J].中国公路学报,2018,31(7):92-100.
DENG Lu, DUAN Linli, HE Wei, et al. Study on vehicle model for vehicle-bridge coupling vibration of highway bridges in china[J]. China Journal of Highway and Transport, 2018, 31(7): 92-100. (in Chinese)
- [3] 张彦玲,冯康平,刘欢,等.钢-混凝土组合梁动力特性试验研究[J].广西大学学报(自然科学版), 2017, 42(1):97-107.
ZHANG Yanling, FENG Kangping, LIU Huan, et al. Experimental research on dynamic responses of steel-concrete composite beams[J]. Journal of Guangxi University(Natural Science Edition), 2017, 42(1):97-107. (in Chinese)
- [4] 魏志刚,时成林,刘寒冰,等.车辆作用下钢-混凝土组合简支梁动力特性[J].吉林大学学报(工学版),2017, 47(6):1744-1752.
WEI Zhigang, SHI Chenglin, LIU Hanbing, et al. Dynamic characteristics steel- concrete composite simply supported beam under vehicles[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2017, 47(6):1744-1752. (in Chinese)
- [5] 李韶华,周军魏,张志达.轮胎三向动态特性试验及非线性建模[J].机械工程学报,2018,54(18):85-96.
LI Shaohua, ZHOU Junwei, ZHANG Zhida. Experiment and nonlinear modeling on tire dynamic characteristics of three directional[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(18):85-96. (in Chinese)
- [6] 李慧乐,夏禾,张楠,等.基于车桥耦合动力分析的桥梁动应力计算方法[J].中国铁道科学,2015,36(1):68-74.
LI Huile, XIA He, ZHANG Nan, et al. Calculation method for dynamic stress of bridge based on vehicle-bridge coupled dynamic analysis[J]. China Railway Science, 2015, 36(1):68-74. (in Chinese)
- [7] 杨丰丰,赵显新,周兴林,等.轮胎-道路接触力动态加载装置的设计[J].机械设计与制造,2018(8):209-211.
YANG Fengfeng, ZHAO Xianxin, ZHOU Xinglin, et al. Design of tire toad contact force dynamic loading device[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(8): 209-211. (in Chinese)
- [8] 宿晓峰,付平,丁忠军,等.基于Abaqus软件的轮胎有限元模型建立及仿真分析[J].橡胶工业,2019,66(2):121-127.
SU Xiaofeng, FU Ping, DING Zhongjun, et al. Establishment and simulation analysis of tire finite element model based on abaqus software[J]. China Rubber Industry, 2019, 66(2):121-127. (in Chinese)
- [9] 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. (in Chinese)
- [10] 严明星,王金昌.Abaqus有限元软件在路面结构分析中的应用[M].杭州:浙江大学出版社,2016:145-150.
- [11] 朱志辉,王力东,龚威,等.基于改进迭代模型的车-桥耦合系统竖向随机振动研究[J].湖南大学学报(自然科学版),2016,43(11):120-130.
ZHU Zhihui, WANG Lidong, GONG Wei, et al. Study on vertical random vibration of train-bridge coupled system based on improved iteration model [J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2016, 43(11):120-130. (in Chinese)
- [12] 王扬,王丽娟,路永婕,等.复杂移动轮胎力作用下沥青路面黏弹性力学行为模拟研究[J].振动与冲击,2017, 36(15):181-186.
WANG Yang, WANG Lijuan, LU Yongjie, et al. Simulation on viscoelastic behavior of asphalt pavement under complex moving wheel load[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(15):181-186. (in Chinese)
- [13] 哈斯巴根,朱凌,石琴,等.轮胎有限元建模过程优化及刚度特性仿真研究[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2015,38(7):944-948.
HASI Bagen, ZHU Ling, SHI Qin, et al. Optimization of finite element modeling of tire and simulation of its stiffness characteristics[J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2015, 38(7):944-948. (in Chinese)
- [14] 马如进,崔传杰,胡晓红,等.车辆激励下大跨径桥梁人非系统振动特性[J].振动与冲击, 2018, 37(12):96-101.
MA Rujin, CUI Chuanjie, HU Xiaohong, et al. Vibration analysis of a long-span bridge with a pedestrian and non-motor system caused by vehicle excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(12):96-101. (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问题。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:陈恩利,男,1958年10月生,教授、博士生导师。主要研究方向为路面复杂非线性动力学研究。
E-mail: cheneni@stdu.edu.cn

基于信息增益的管道堵塞声学检测方法^{*}

朱雪峰^{1, 2}, 冯 早^{1, 2}, 吴建德^{1, 2}, 马 军^{1, 2}

(1.昆明理工大学信息工程与自动化学院 昆明, 650500) (2.昆明理工大学云南省人工智能重点实验室 昆明, 650500)

摘要 针对埋地管道不同程度堵塞检测困难,且堵塞特征难以有效提取的问题,提出离散小波变换、信息增益、声压级变换、梅尔频率倒谱系数、极限学习机相结合的堵塞检测方法。首先,采用低频声学信号作为激励信号,采集待检测管道接收端的声压信息,获取相应的响应信号,对响应信号进行6层离散小波变换,得到8个不同频率范围的分解分量;其次,引入信息增益定量表征8个分量,筛选出包含管道运行状态信息最多的分量,最大限度的保留有效特征信息,对筛选后的分量信号进行声压级变换,提取梅尔频率倒谱系数构成特征向量;最后,利用极限学习机结构简单、学习速度快的特点,对管道运行状态进行有效识别,通过以上方式达到识别管道不同程度堵塞的目的。实验结果表明,该方法不仅能有效识别运行状态下管道的堵塞程度,而且能够排除三通件等常规部件对堵塞识别的影响,提高识别精度,对管道的正常运行和堵塞识别具有理论指导意义和应用价值。

关键词 排水管道; 堵塞识别; 信息增益; 声学特征

中图分类号 TH17; TP277; O429

引 言

供/排水管道是城市建设和社会发展的生命线,在管道运行状态中,过载、疲劳、环境污染等因素会导致管道内部出现裂缝、堵塞、泄漏等功能性缺陷,进而降低管道的使用寿命。堵塞是管道运行中普遍存在的一种现象,管道出现轻微堵塞时,如果不能被及时发现并加以处理,随着时间的推移,堵塞面积不断增大,最终形成严重堵塞。严重堵塞将降低管道的运载能力和系统的可靠性,增加环境污染的可能性和系统的冗余性,并且导致系统中部分管道超压,增加泄漏的可能性,最终造成水资源的严重浪费和环境污染^[1]。若轻微堵塞能够被及时发现并加以处理,就能最大限度地减少严重堵塞和多重堵塞造成的损失。由于管道深埋于地下,使得对其运行状态的评估具有复杂性和挑战性。因此,埋地管道运行状态的无损检测,对保证管道正常运行的高效性与可靠性具有重要意义,是城市基础设施维护的重点和难点^[2]。

迄今为止,已出现听音法、机器人检测法等多种检测方法,但都有一定的缺陷。听音法的检测结果严重依赖人工经验。机器人检测法是利用电荷耦合器件图像传感设备(charged coupled device,简称CCD)对管道内部进行检测,设备的购置价格和维护费用过高,检测效率低。然而,声学检测作为一种无损检测方法,具有操作简单、检测范围长、成本低

及不严重依赖检测人员的主观性等优点,在检测管道运行状态中广泛应用。但在实际检测中,声波经过声阻抗不连续界面会发生不同程度的反射、折射、衍射等物理现象,造成在不同的频率范围内,声波对管道的运行状态敏感度不同。因此,回波信号在不同频率范围内携带的信息量不同,即不同频率的分量特征权重各异。研究表明,在大多数(99%)管道泄漏的情况下,声能主要集中在频率范围为0~100 Hz的低频分量,这说明声学信号具有明显的频域局部特征^[3]。孙洁娣等^[4]提出基于K-L散度的PF分量选择算法,选取含有管道泄漏状态的主要PF特征分量,从而完成对管道泄漏的定位。文玉梅等^[5]利用频谱内能量分布的差异选择各分量内的特征向量,实现了供水管道泄漏的辨识。肖启阳等^[6]根据峭度值选取包含管道微小泄漏的冲击成分分量,实现管道微小泄漏的检测。以上的研究均是对管道泄漏状态进行识别,对管道堵塞这方面的研究较少。但是,声学信号在不同频率范围内对堵塞的敏感程度受管道内径、长度、埋设情况等因素的影响,且与堵塞物大小和堵塞程度有关。因此,有必要在堵塞条件下对声学信号不同频率包含的特征信息量进行详细分析。

基于上述分析,笔者首先对采集到的声学信号进行离散小波变换(discrete wavelet transformation,简称DWT);其次,利用信息增益(information gain)

^{*} 国家自然科学基金资助项目(61563024,51765022)

收稿日期:2019-03-05;修回日期:2019-06-18

简化和筛选分量;最后,对筛选后的分量进行声压级变换,提取梅尔频率倒谱系数(mel frequency cepstral coefficients,简称 MFCC),作为特征向量输入至极限学习机(extreme learning machine,简称 ELM)中,实现了管道运行状态的分类识别,对管道不同程度堵塞的检测具有重要的实际意义。

1 管道堵塞识别的时频分析原理

1.1 基于信息增益的声学信号处理

采用声波的“直入射”方法对管道运行状态进行检测时,声学信号携带足够的信息来识别管道的缺陷和堵塞。然而,声学信号中包含体波、共振波、导波、散射波等各种成分和噪音,具有复杂的非线性和非平稳特性。

离散小波变换^[7]是根据被分析信号的特征,选择与信号频谱相匹配的频带进一步分解,从而对信号进行全面的时频分解,提高时频分辨率,也就是说离散小波变换是对满足条件的频段进行分解,其中,db系列的小波基是故障诊断中常用的^[8]。假设原始信号 $x(n)$ 中的频率范围是 $[0, f_s]$,则每个节点的频率段为 f_s/n^2 ,分解后获得多个分量,部分分量与管道堵塞信息紧密相关,而其他的分量则与堵塞无关或是噪声干扰成分。因此,有必要对分量信息进行筛选,为此提出一种基于信息增益的分量筛选方法。

基于信息增益筛选分量的基本原理如下:给定样本集 D 和连续属性 a ,假定 a 在 D 上出现 n 个不同的取值,将这些值从小到大进行排序,记为 $\{a^1, a^2, \dots, a^n\}$ 。相邻的属性取值 a^i 与 a^{i+1} , t 在区间 $[a^i, a^{i+1}]$ 取任意值所产生的划分结果相同。因此,对于连续属性 a ,把区间 $[a^i, a^{i+1}]$ 的中位点 $\frac{a^i + a^{i+1}}{2}$ 作为候选划分点,划分点 t 可将 D 给定样本集分为子集 D_t^- 和 D_t^+ ,其中属性 a 的取值范围小于或等于 t 的样本为 D_t^- ,属性 a 的取值范围大于 t 的样本为 D_t^+ 。其信息增益^[9]的计算公式为

$$\text{Gain}(D, a) = \max_{t \in T_a} \text{Gain}(D, a, t) = \max_{t \in T_a} \text{Ent}(D) - \sum_{\lambda \in \{-, +\}} \frac{|D_t^\lambda|}{|D|} \text{Ent}(D_t^\lambda) \quad (1)$$

其中: $\text{Gain}(D, a, t)$ 是给定样本集 D 基于划分点 t 二分后的信息增益。

基于信息增益筛选分量选择的主要步骤如下:

- 1) 计算给定样本集 D ;
- 2) 对于每个属性 a 即分量,计算信息增益 $\text{Gain}(D, a, t)$ 和划分点 $T_a = \{\frac{a^i + a^{i+1}}{2} | 1 \leq i \leq n-1\}$;

3) 筛选 $\text{Gain}(D, a, t)$ 的最大值,并将对应的分量选择为决策树的根节点;根据计算得到的划分点,将样本集 D 分裂为两份,其中大于 t 的样本为 D_t^+ ,小于或等于 t 的样本为 D_t^- ;

4) 将剩余的分量作为前节点的数据集,选取信息增益最大的分量为根节点分裂的非叶子节点;

5) 对于每一个分量,如果信息增益值大于给定阈值,则重复步骤3和步骤4;

6) 如果最大信息增益小于一个给定阈值,则停止分量选择,完成分量筛选。

声压级变换(sound pressure level,简称 SPL)^[10]使声学信号在相对于振幅较高的成分中,振幅较低的成分得以拉高,以便观察掩盖在低振幅噪声中的特征信号。因此,采用声压级变换对声学信号内容进行放大,增加不同程度堵塞之间的区分度,使管道不同运行状态的特征信息在后续分解中更易提取。声压级计算公式为

$$L_p = 20 \lg \frac{p_e}{p_0} \quad (2)$$

其中: p_e 为原始声学信号的声压有效值; p_0 为参考声压的有效值,文中参考声压取 1×10^{-5} Pa。

1.2 基于 MFCC 和 ELM 的管道堵塞识别

当声波沿着管道轴线传播时,遇到堵塞物会出现共振波,峰值会发生相应变化,峰值为共振峰,表示堵塞物的主要频率成分,而共振峰携带管道运行状态的辨识属性,利用梅尔频率倒谱系数^[11]来描述共振峰的信息,达到提取管道不同运行状态特征参数的目的。

极限学习机因具有结构简单、学习速度快等优点得到广泛应用。Huang等^[12]提出的一种针对训练单隐藏层前馈神经网络(single hidden layer feed forward neural network,简称 SLFN)的极限学习机算法,并将其应用在故障诊断中,其具有参数调整简单、学习速度快、随机产生并后续不需要实时调整连接权值以及隐含节点阈值等显著特点。

ELM的网络输出为

$$y = \sum_{i=1}^L \beta_i g(\omega_i^T x + b_i) \quad (3)$$

设

$$H = [g(\omega_1^T x_1 + b_1) \cdots g(\omega_L^T x_1 + b_L) \cdots g(\omega_1^T x_m + b_1) \cdots g(\omega_L^T x_m + b_L)] \quad (4)$$

其中: $g(\omega_i^T x_j + b_i)$ 为隐含层激活函数; ω_i 为隐含层第 i 个节点与输入层之间的权值向量; b_i 为隐含层第 i 个节点的偏置参数; β 为隐含层与输出层的权值矩阵,大小为 $L \times n$; β_i 为隐含层第 i 个节点与输出层之间的权值向量。

ω_i 与 b_i 为随机生成,这使得ELM直接产生全局最优解,其求解最终转化成范数最小二乘解,求解速度快。

ELM的优化目标为

$$\min_{\beta} \|H\beta - T\|^2 + \frac{C}{2} \|\beta\|^2 \quad (5)$$

其中: C 为惩罚系数。

式(5)可有如下求解

$$\beta = (H^T H + CI)^{-1} H^T T \quad (6)$$

其中: $(H^T H + CI)^{-1}$ 为矩阵 $H^T H + CI$ 的 more-penrose 广义逆; H 为隐藏节点的输出; T 为期望输出。

极限学习机的学习速度非常快,在 ω_i 和 b_i 随机赋值并且保持不变的情况下,仅需要确定输出权重 β 来逼近任意训练的样本即可。而传统的基于梯度下降的BP神经网络模型每次迭代需要调整 $n*(L+1)+L*(M+1)$ 个值,且BP神经网络模型为了保证系统的稳定性通常选择较小的学习率,易出现学习时间加长、陷入局部最优、过拟合等问题。鉴于ELM的优点,文中选用该方法对处理后管道运行状态信号进行识别。

1.3 基于声学检测的管道堵塞识别系统流程

针对埋地管道不同程度堵塞特征难以提取的问题,笔者提出了一种将离散小波变换、信息增益、声压级、梅尔频率倒谱系数以及极限学习机相结合的堵塞识别方法,其具体步骤如图1所示。

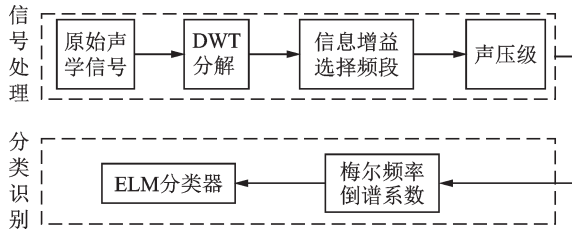


图1 基于声学检测的管道堵塞识别系统流程

Fig.1 Blockage detection system based on acoustic technology

1) 分别选取管道正常运行状态、堵塞运行状态、多重堵塞运行状态的声学信号进行频域分析,初步观察得到不同运行状态的特征频率;

2) 根据特征频率,对声学信号进行离散小波变换,获得表征原始信号特征不同频率的分量信号;

3) 对离散小波包分解得到的各个分量计算信息增益,分量的信息增益值根据决策树筛选原则进行筛选,设定一个阈值,将筛选后的信息增益值与设定的阈值进行比较,若该分量信号的信息增益值小于阈值,则停止筛选;

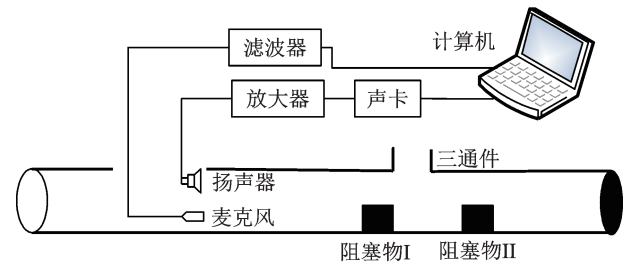
4) 对信息增益值筛选后的分量信号进行声压级变换;

5) 提取声压级变换之后声学信号的梅尔频率倒谱系数作为特征集合;

6) 将特征集合输入至极限学习机分类器,得到管道运行状态的识别。

2 管道堵塞检测平台搭建

如图2所示,实验室搭建了管道堵塞的声学检测实验平台^[13]。本实验采用黏土制成的半圆柱体模拟堵塞物,激励信号选取正弦扫频信号,因为正弦扫频信号的频带可以按需求调节,用它去激励多自由度的系统时,可以使声学信号对管道敏感的频率范围内能量集中,易于激发出该频段内所需的信息,多用于户外检测使用的激励信号。实验参数如下:黏土管道直径为150 mm,长为14.4 m。检测时,使用装有LabVIEW软件的计算机控制虚拟仪器产生频率为100~6 000 Hz的正弦扫频信号,然后通过ILBVIEW软件的DAQ助手,控制NI PXIe-6363数据采集卡的模拟输出端口,输出模拟电压信号,经过功率放大器放大后,驱动声卡产生音频信号,通过扬声器将音频信号发射至管道中,作为激励信号源,该声波信号在管道内部与声阻抗不连续界面经过复杂的相互作用,被置于管道首端的麦克风接收回波信号,经滤波器滤波后上传至计算机中存储,滤波器的滤波范围为100~4 000 Hz,采样频率为44 100 Hz,通过分析接收的信号确定管道内部声学性能的变化,其中选用 Analog Devices Inc 公司型号为LM4950的功率放大器,选用 Visaton 公司型号为



(d) 实验系统图

(d) Experimental system diagram

图2 管道堵塞检测实验平台图

Fig.2 Experimental platform of blockage detection

FR874OHM的扬声器,选用 Knowles Acoustics 公司型号为 SPM0208HE5 的麦克风。

为模拟实际工况,在图2所示的实验平台上分别进行不同程度堵塞的实验,管道中有水流动用来模拟正常排水管道的运行条件,水流的速率由水泵设定,本实验中模拟水流的最大速率为7 L/s,其他模拟水流速率为:0.42,1.00,1.80,4.25和6.10 L/s,用来形成不同高度的管内水位。实验室定义管道堵塞程度为堵塞物高度占管道横截面高度的百分比,高度为20,40和55 mm的模拟堵塞物分别放置在直径为150 mm的管道中,这些刚性、无孔的堵塞物高度分别占管道截面积的13%,26%和37%,近似认定为轻微堵塞状态、中度堵塞状态和中重度堵塞状态。

管道的运行状态在本研究中设定为:正常运行空管状态;正常运行状态的空管中有常规部件三通件;存在单个堵塞物的运行状态(包括高度为20 mm的堵塞物、高度为40 mm的堵塞和高度为55 mm的堵塞;多重堵塞(包括40 mm堵塞和55 mm堵塞同时存在并放置在管内不同位置、40 mm堵塞和三通件同时存在、55 mm堵塞和三通件同时存在、40 mm堵塞物、55 mm堵塞和三通件同时存在))共计9种管道运行状态。每种运行状态的样本数有40组,总计360组。

3 实验结果与分析

3.1 声学检测信号分析

声学信号在管道中传播时,与管壁、堵塞物以及三通件发生碰撞,产生反射、折射和衍射,选择典型管道运行状态下的声学信号的时域和频域波形如图3所示。

如图3所示,横坐标的“距离”是声波在管道中的

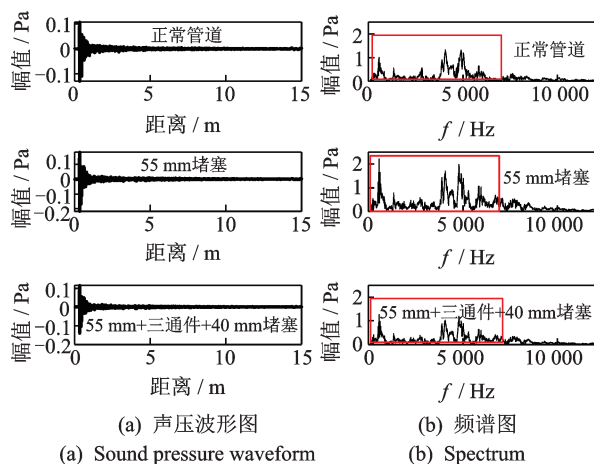


图3 直入射声学检测信号时域和频域波形图

Fig.3 Direct incidence acoustic waveform in time domain and frequency domain

传播距离,便于在时频域图中确定管道尾端、堵塞物和三通件的大致位置。文中传播距离等于传播时间乘以声音在空气中的传播速度(约340 m/s),因为在排水管道中,水流占管道横截面积的20%,声音多在空气中传播。图3(a)为原始信号的时域波形图,难以在时域波形中分辨出堵塞物的位置和堵塞物的大小,甚至和管道配件(三通件)混淆难以区分,主要原因在于环境噪声的存在和不同的物体对不同范围的频带响应不同。从图3(b)的频谱波形图可知,堵塞物和三通件对超过6 000 Hz以上的频率范围不敏感,因此在频域上频率超过6 000 Hz之后,幅值不明显。因此,对信号的下一步降噪和分解频率范围都在5 000 Hz以内,引入离散小波变换,从信噪比较低的原始声学信号中提取出包含特征信息的分量。

根据此特点,对采样频率为44 100 Hz的声学信号进行6层离散小波变换,如图4所示。图中: x 为离散的声波输入信号; h 为高通滤波器; g 为低通滤波器; $\downarrow 2$ 为降采样滤波器。经过第1层离散小波变换,声学信号 x 被分解成频率范围为0~22 050 Hz的低频分量和频率范围为22 050~44 100 Hz的高频分量,去除高频噪声分量;对频率范围为0~22 050 Hz的低频分量继续第2层离散小波变换,得到频率范围为0~11 025 Hz的低频分量和频率范围为11 025~22 050 Hz的高频分量,不满足频率范围低于5 000 Hz的要求,去除高频噪声分量;依次经过6层离散小波变换,声学信号被分割成8个分量,其频率由低到高排列:0~689,689~1 378,1 378~2 068,2 068~2 757,2 757~3 446,3 446~4 134,4 134~4 823,4 823~5 513 Hz。

为便于分析和观察,选取典型管道的运行状态进行能谱图分析。从图5(a)中可知,颜色越浅表示此处的能量越大,从正常管道的能谱图可以看出,信号的能量主要集中在200~1 000 Hz频率范围内,除管道首端和尾端能量聚集,其他位置无能量聚集。对于单个堵塞和三通件,从图5(b),(c)中可知,当管道中有三通件和堵塞物时,能量在此处具有良好的时频聚集性,且与声学理论相符合,能量在堵塞物处聚集,在三通件处稍微发散。对于多重堵塞,从图5(d),(e),(f)中可知,随着堵塞物的增加,各堵塞物和三通件间的能量逐渐衰减,不同运行状态的能量出现的频段仍保持相对稳定,但管道中存在两个堵塞和三通件时,出现了能量的交叠。能谱图能准确定位管道首端、尾端、堵塞及三通件的位置,但无法准确判定管道不同的运行状态,因此需要进一步对管道运行状态进行识别研究。

由于不同频率的声波以不同的速率在反射面不同程度的反射,因而信号强度和在不同频率范围内

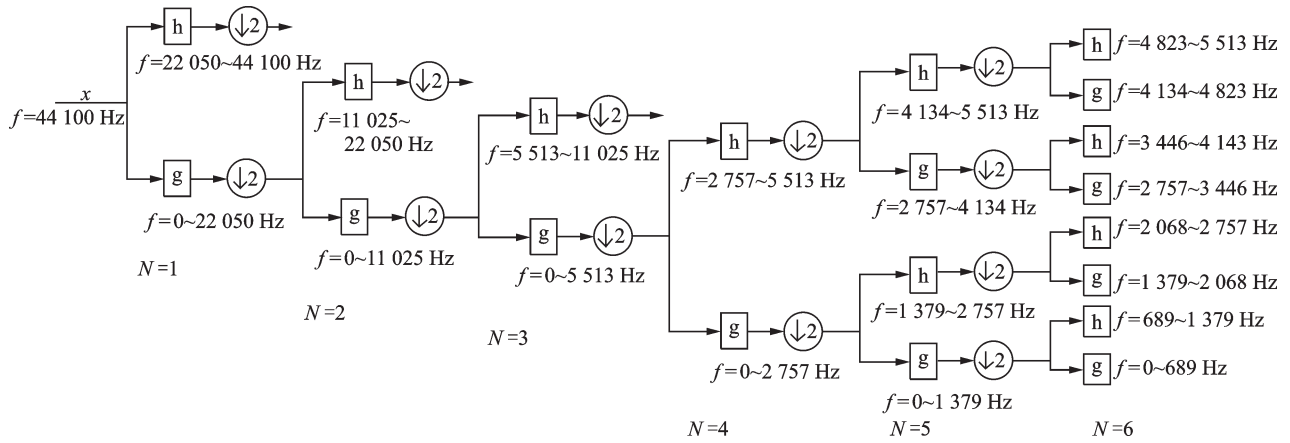


图4 6层离散小波变换

Fig.4 Six-level wavelet decomposition tree

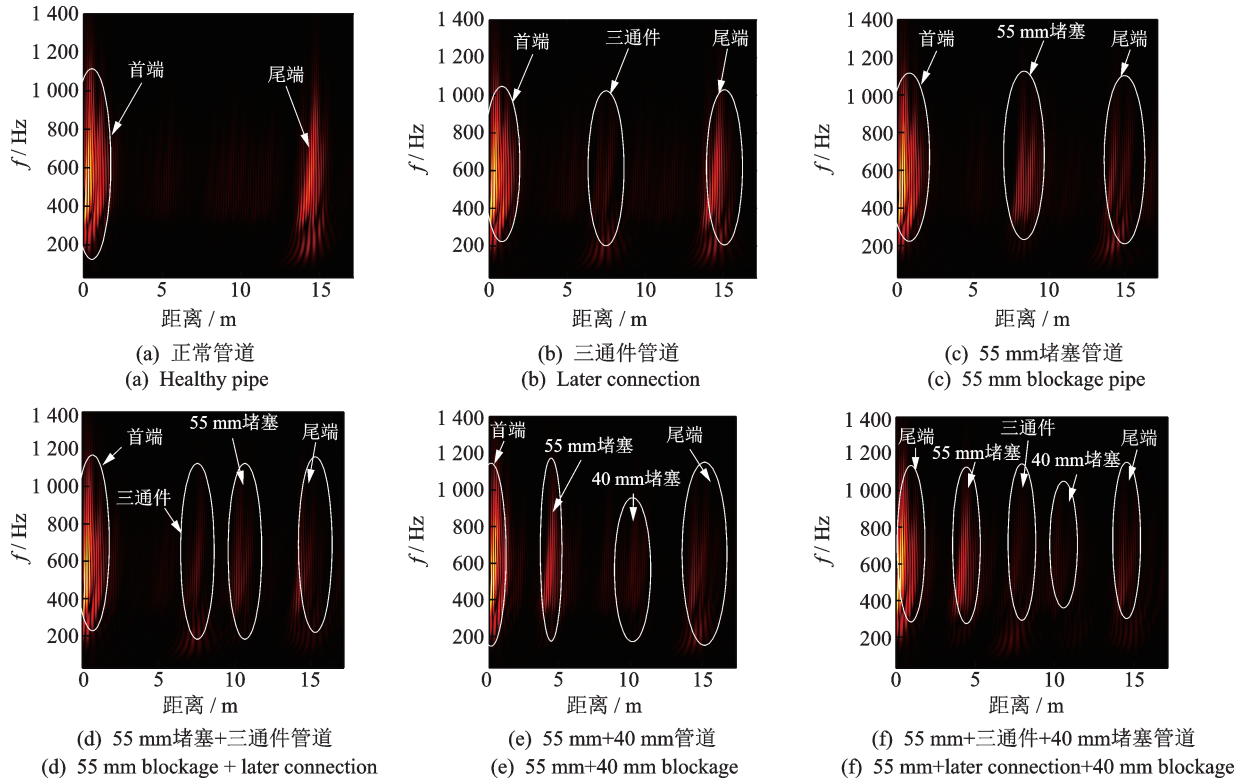


图5 管道运行状态能谱图

Fig.5 Energy spectrum of pipeline operation state

对管道的运行状态敏感度不同。分量中与管道堵塞无关的特征分量会给分类带来干扰,导致分类的精度降低^[14]。

分量筛选的目的是简化特征空间,剔除复杂度,提高系统性能。一个分量能够为分类模型带来的信息越多,则该分量越重要,分类模型中它的有无将导致信息量发生较大变化,而前后信息量的差值就是这个分量给模型带来的信息增益。因此,采用信息增益从8个原始分量中筛选出 M 个有效分量来识别管道的不同运行状态。基于信息增益筛选有效分量的主要步骤如下。

1) 计算给定样本集 D 。选择9类管道运行状态,每个运行状态各40个样本,共计360个样本,每个样本有8个分量组成数据集 D 。

2) 计算信息增益。根据式(1)计算得到360个样本的信息增益和相应的划分点。

3) 根节点选择。如图6(a)所示,8个分量中“分量4”的信息增益值最大,选择为决策树的根节点;根据计算得到的划分点,把数据集 D 分裂为两份。

4) 子节点选择。对于剩下的7个分量,采用步骤2计算信息增益,选择信息增益最大的分量为决策树的叶节点。如图6(b)所示,“分量1”是数据集

D 小于等于分量 4 中信息增益最大分量, 选为第 2 层左子树的子节点。如图 6(c) 所示, “分量 8” 是数据集 D 大于分量 4 中信息增益最大值, 选为第 2 层右子树的子节点。经过第 2 层以后, 数据被分为 4 份。

5) 离散小波包分量剩下的 5 个, 采用步骤 2 计算信息增益, 信息增益给定阈值为 0.1。如图 6(d) 所示, “分量 6” 是第 3 层左子树中信息增益最大, 如图 6(e) 所示, “分量 3” 是第 3 层右子树中信息增益最大。

6) 经过第 3 层筛选后, 最大信息增益小于给定阈值 0.1, 停止并完成分量的筛选。

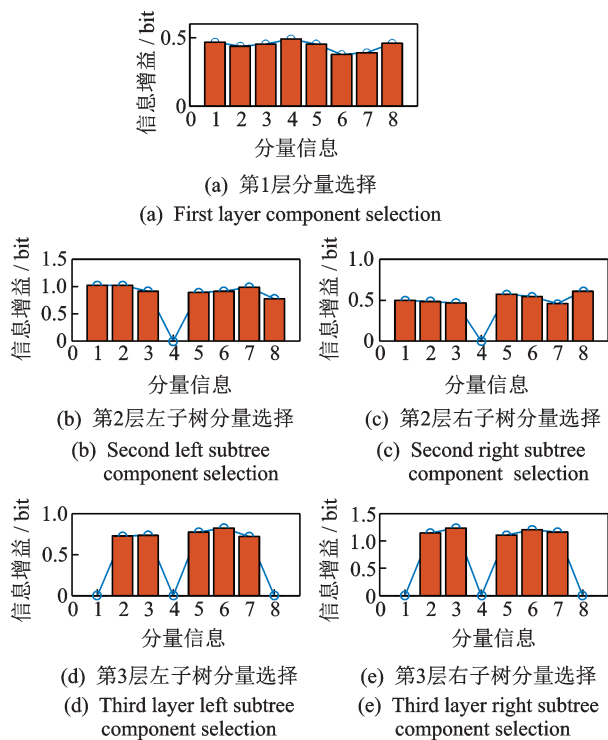


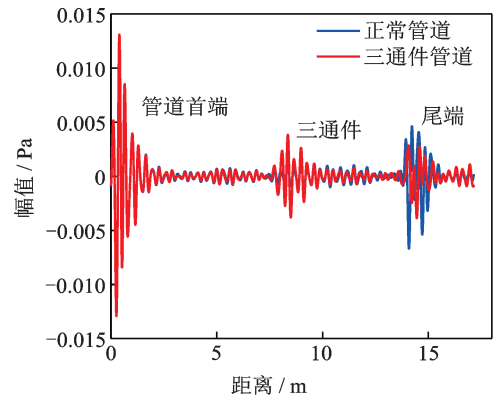
图 6 信息增益计算图

Fig.6 Information gain calculation diagram

决策树的根节点为第 1 层信息增益最大值分量是分量 4, 经过第 2 层筛选, 在左节点中信息增益最大的分量是分量 1, 右节点的最大分量是分量 8, 同理经过最后一层的筛选, 只有左节点分量的信息增益值大于阈值, 因此第 3 层的分量为分量 6 和分量 3。由图 6 可知, 信息增益筛选后的分量为 4, 1, 8, 6, 3。

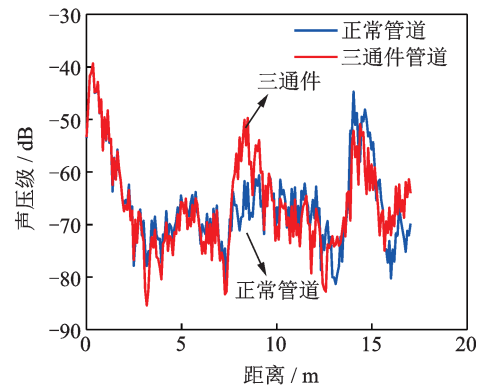
对信息增益筛选后的分量进行声压级变换, 增加不同分量之间的区分度, 以便于提取特征。声压信号和声压级变换后信号的对比如图 7 所示。

由图 7(a) 可知, 对于正常运行的管道有无三通件, 其信号的拐点不易区分。由图 7(b) 可知, 经声压级变换后的信号拐点能明显区分, 离散小波变换能直接去除信号中高频噪声, 声压级变换能更好地



(a) 声压信号

(a) Sound pressure signals



(b) 声压级变换

(b) Sound pressure level conversion

图 7 声压级变换图

Fig.7 Conversion diagram of sound pressure level

反映信号的局部特征, 增加不同运行状态之间的区分度, 提高声学信号的敏感度。

3.2 管道堵塞识别

分别采集正常管道、堵塞管道、多重堵塞管道的声学信号, 共计 360 个样本, 根据上文信号处理方法对信号进行相关处理, 然后提取其 MFCC 特征。管道 360 个样本的梅尔频率倒谱系数能够从总体上反映出管道正常运行和堵塞运行状态的差异, 管道运行状态中有堵塞时, 梅尔频率倒谱系数有明显的变化, 具体分析如下: MFCC 随着堵塞程度的加深变化趋势比较混乱, 各分量曲线的波动大, 说明 MFCC 对管道堵塞更为敏感。声波在管道中传播时, 遇到三通件等管道的横向连接, 在一系列频率范围内信号均匀地反射, 而遇到堵塞物, 声波以非均匀模式反映信号的强度。因此, 梅尔频率倒谱系数可作为管道运行状态的识别依据。

随机选取另一组的声学检测信号作为测试样本, 包括 9 类管道运行状态, 各 20 组样本, 总计 180 组样本, 分别提取 8 个分量, 主成分分析筛选 (principle component analysis, 简称 PCA)、信息增益筛选

后 4,1,8,6,3 分量的特征参数集 MFCC,分别输入至 ELM 模型,测试管道运行状态识别的准确率,识别结果如表 1 所示,表中 LC 为三通件(lateral connection,简称 LC)。

表 1 ELM 的识别准确率

Tab.1 The accuracy rate of ELM recognition

运行状态	筛选前	PCA/%	信息增值/%
正常健康	73	85	97
带有三通件	80	82	95
20 mm 堵塞物	76	80	93
40 mm 堵塞物	78	85	94
55 mm 堵塞物	80	84	95
40 mm+LC	53	59	78
55 mm+LC	52	55	75
40 mm+55 mm	65	70	83
40 mm+55 mm+LC	56	59	62

由表 1 可知,经筛选后管道运行状态声学信号的识别率准确率较筛选前有明显的提高,说明分量筛选的有效性,不同分量之间特征参数的信息量不一样。相比较利用 PCA 筛选分量,信息增益筛选分量的准确率高,这说明基于信息增益筛选分量的方法能最大程度的保留数据特征信息以及减少分量中冗余及噪声特征的干扰的方式,提高了模型的识别精度。但对于管道的多重堵塞,识别准确率只有 50%~60%。

为进一步验证本研究方法的有效性,利用信息增益筛选分量,分别采用支持向量机(support vector machine,简称 SVM),BP 神经网络(back propagation,简称 BP)和 ELM 来进行识别,并对识别结果进行比较,如表 2,3 所示。

表 2 单个堵塞管道的不同分类器识别准确率

Tab.2 The recognition accuracy using different classifiers for single blockage into pipe

%

运行状态	SVM		BP		ELM	
	筛选前	筛选后	筛选前	筛选后	筛选前	筛选后
正常健康	74	85	76	87	73	97
带有三通件	80	82	74	88	80	95
20 mm 堵塞物	78	80	73	87	76	93
40 mm 堵塞物	76	85	77	86	78	94
55 mm 堵塞物	75	84	80	89	80	95
识别平均值	76.6	83.2	76	87.4	77.4	94.8

单个堵塞时,基于 SVM,BP 神经网络、ELM 的方法,筛选前对管道运行状态的识别准确率平均结果分别为 76.6%,76.0% 和 77.4%,整体低于 80%,识别准确率结果偏低。筛选后的识别结果分别是 83.2%,87.4% 和 94.8%,识别准确率明显提高。通过上述分析可知:利用信息增益筛选后的分量包含更多的管道运行状态的特征,分量的筛选对特征提取是有效的,它不仅能大幅度减少数据量,也能够用更少的识别时间来实现高准确率的识别。

上述结果表明,笔者所提出的方法不仅能有效识别运行状态下管道的程度堵塞,而且能够排除三通件等常规管道部件对堵塞识别的影响,提高管道状态的识别准确率。对管道的多重堵塞采用相同的信号处理方法,得到不同分类器的识别准确率,如表 3 所示。

表 3 管道多重堵塞的不同分类器识别准确率

Tab.3 Recognition accuracy using different classifiers for multiple blockages in the pipe

%

运行状态	SVM		BP		ELM	
	筛选前	筛选后	筛选前	筛选后	筛选前	筛选后
40 mm+LC	65	70	66	75	67	78
55 mm+LC	67	73	64	73	68	75
40 mm+55 mm	65	67	73	75	65	83
40 mm+55 mm+LC	56	58	54	57	56	62
识别平均值	56.5	58.8	58.5	61	56.5	65.3

当管道中存在多重堵塞时,基于 SVM,BP 神经网络、ELM 的方法筛选前的识别平均结果分别为 56.5%,58.5% 和 56.5%,都低于 60%,整体偏低。这是因为采用“直入射”的声波对管道多重堵塞进行检测,其声学信号由两部分组成,首先出现的是共振波模态,其次是“类导波”模态,对于多重堵塞或堵塞物和三通件共存的管道,声波的衰减强烈,造成共振波与“类导波”混叠,难以对多个堵塞进行准确的识别。今后可针对如何提高多重堵塞检测的识别准确率展开研究。

4 结束语

目前,管道堵塞的声学信号与堵塞类型、形状、大小等因素有关,受管道材料、管径大小、水流量、管道压力以及周围环境的影响。为了揭示管道堵塞信号的传播机理,提高堵塞识别准确率,笔者提供一种快速、客观和准确的方法来识别埋地管道堵塞的特征。针对离散小波变换后只有部分的分量包含管道堵塞信号的问题,提出基于信息增益的分量筛选方法,有

效提取包含大量堵塞信息的特征分量,信号中有用的信息得到保留,又为深层次地挖掘信息起到十分关键的作用。对正常声学信号和带有三通件管道的声学信号进行声压级变换,对比两种信号的声压级波形,发现声压级变换能有效的从混合信号中反映管道运行的局部特征,增加不同运行状态之间的区分度。将MFCC的特征参数与ELM分类器相结合,能够准确地从含有噪声的声学信号中提取出堵塞特征,有效的识别管道不同程度的堵塞。但由于管道拓扑结构和检测环境的复杂性,管道所处环境、堵塞形式、管道声学传播特性的多样性,使得对于管道的多重堵塞问题还需要进一步探索与研究,主要包括以下两方面:研究声波在多重堵塞管道中的传播特性、规律,建立声波传播模型和堵塞可能性预测模型。同时,研究主动声波检测技术,即向管道施加特殊激励信号,通过管道传播后,收集含有管道信息的信号,得到管道运行状态的内在的各种信息。研究包括:激励信号的类型、波长、频率选择;声场分布;信号在不同管道材质的衰减及传播方式。

参 考 文 献

- [1] DATTA S, SARKAR S. A review on different pipeline fault detection methods [J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2016, 41:97-106.
- [2] COLOMBO A F, LEE P, KARNEY B W. A selective literature review of transient-based leak detection methods [J]. Journal of Hydro-environment Research, 2009, 2(4):212-227.
- [3] 耿雪, 田一梅, 裴亮, 等. 声学在给水管道的检漏中的应用[J]. 给水排水, 2013(S1):497-501.
GEN Xue, TIAN Yimei, PEI Liang, et al. Application of acoustics in leak detection of water supply pipeline [J]. Water & Waste Water Engineering, 2013 (S1):497-501.(in Chinese)
- [4] 孙洁娣, 肖启阳, 温江涛, 等. 改进LMD及高阶模糊度函数的管道泄漏定位[J]. 仪器仪表学报, 2015, 36(10):2215-2223.
SUN Jiedi, XIAO Qiyang, WEN Jiangtao, et al. Pipeline leakage localization based on LMD and high-order ambiguity function [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(10): 2215-2223.(in Chinese)
- [5] 文玉梅, 张雪园, 文静, 等. 依据声信号频率分布和复杂度的供水管道泄漏辨识[J]. 仪器仪表学报, 2014, 35(6):1223-1229.
WEN Yumei, ZHANG Xueyuan, WEN Jing, et al. Identification of water pipeline leakage based on acoustic signal frequency distribution and complexity [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2014, 35(6): 1223-1229.(in Chinese)
- [6] 肖启阳, 李健, 孙洁娣, 等. 基于EWT及模糊相关分

类器的管道微小泄漏检测[J]. 振动与冲击, 2018, 37(14):122-129.

- XIAO Qiyang, LI Jian, SUN Jiedie, et al. Micro leakage detection of pipeline based on EWT and fuzzy correlation classifier [J]. Journal of Vibration and Impact, 2018, 37(14):122-129.(in Chinese)
- [7] 杨宇, 何怡刚, 程军圣, 等. 用最大重叠离散小波包变换的Hilbert谱时频分析[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(1):10-13.
YANG Yu, HE Yigang, CHENG Junshen, et al. Hilbert spectrum time-frequency analysis using maximum overlapping discrete wavelet packet transform [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(1):10-13.(in Chinese)
- [8] 赵志宏, 杨绍普. 基于小波包变换与样本熵的滚动轴承故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(4):640-644.
ZHAO Zhihong, YANG Shaopu. Fault diagnosis of rolling bearing based on wavelet packet transform and sample entropy [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(4):640-644.(in Chinese)
- [9] LEE C, LEE G. Information gain and divergence-based feature selection for machine learning-based text categorization [J]. Information Processing & Management, 2006, 42(1):155-165.
- [10] BJORKLUND S, SUNDBERG J. Relationship between subglottal pressure and sound pressure level in untrained voices[J]. Journal of Voice, 2016, 30(1):15-20.
- [11] AL-ALI A K H, DEAN D, SENADJI B, et al. Enhanced forensic speaker verification using a combination of dwt and mfcc feature warping in the presence of noise and reverberation conditions[J]. IEEE Access, 2017, 5(99):15400-15413.
- [12] HUANG G B, ZHU Q Y, SIEW C K. Extreme learning machine: theory and applications [J]. Neuro Computing, 2006, 70(1):489-501.
- [13] ZAO F. Condition classification in underground pipes based on acoustical characteristics[D]. Bradford, England: University of Bradford, 2013.
- [14] LOUATI M, GHIDAOUI M S. Eigen frequency shift mechanism due to variation in the cross sectional area of a conduit [J]. Journal of Hydraulic Research, 2017, 55(4):1-18.



第一作者简介:朱雪峰,女,1993年10月生,博士生。主要研究方向为管道无损检测、声学信号处理。曾发表《基于声学特征的埋地管道堵塞故障的聚类识别方法》(《云南大学学报(自然科学版)》2018年第40卷第4期)等论文。
E-mail:1934760845@qq.com

不同齿根裂纹深度的啮合刚度与振动响应分析*

刘 杰, 孙玉凤, 李环宇

(沈阳工业大学机械工程学院 沈阳, 110870)

摘要 针对裂纹对啮合刚度的影响,首先,利用裂纹尖端到单齿中线的距离(h_{c1}, h_{c2})与1/2齿顶圆齿厚(h_r)的关系把齿根裂纹模型分为3种情况,利用能量法原理分析啮合刚度随着裂纹深度增大的变化趋势;其次,通过有限元法分析不同深度的齿根裂纹齿轮啮合刚度,进而验证了模型的有效性;最后在啮合刚度的基础上,建立齿轮系统动力学模型,分析含不同齿根裂纹深度的齿轮系统振动响应。研究表明,啮合刚度随着裂纹深度的增大而减小,且减小幅度逐步增大,当裂纹深度大于50%时减小幅度加剧;振动响应随裂纹深度的增大而加剧且出现周期性冲击,啮合频率附近产生微小杂频,相位图和庞加莱图中轨迹和离散点聚集区逐步增大。

关键词 啮合刚度; 齿根裂纹; 能量法; 有限元法; 振动响应

中图分类号 TH132

引 言

齿轮啮合刚度的周期性变化是齿轮系统产生振动的主要内部激励。啮合刚度会随轮齿的变形而改变,从而导致系统产生振动和噪声等问题,影响机械设备的正常工作。吴家腾等^[1]利用解析有限元法分析了不同裂纹深度下的啮合刚度并研究了其对振动响应的影响。Wu等^[2]通过能量法计算出不同裂纹模型下的齿轮啮合刚度,同时分析了含裂纹故障的齿轮系统振动响应的变化。万志国等^[3-4]分析了齿根裂纹扩展及不同深度的齿根裂纹对时变啮合刚度的影响。王旭等^[5]考虑齿轮的时变啮合刚度、传动误差和轴承支撑刚度的影响,分析了故障齿轮系统的信号特征。文献[6-7]在分析齿轮时变啮合刚度时,考虑较为真实的过渡曲线,对现有的能量法计算齿轮啮合刚度作了进一步修正。胡信鹏^[8]利用能量法推导出齿根裂纹深度不超过半齿厚时的啮合刚度计算公式,分析了含齿根裂纹故障的齿轮啮合刚度。杨文广等^[9]将行星齿轮的太阳轮断齿故障等效到时变啮合刚度中,对其正常和断齿状态下的动力学模型进行求解。刘杰等^[10]将轮齿简化为悬臂梁分析齿轮的刚度计算方法,研究了太阳轮齿根裂纹对系统响应的影响。Wang等^[11]提出了一种计算齿轮副时变啮合刚度的解析模型,分析了齿轮啮合刚

度与振动特征在时域和频域的关系。Shao等^[12]建立了行星轮系的动力学模型,分析了齿根裂纹对系统振动响应的影响。Rezaei等^[13]提出了一种用来检测斜齿轮中含多裂纹位置的方法。Yu等^[14]分析了含齿根裂纹故障的齿轮对系统动态特性的影响。Jin等^[15]利用小波原理去噪,再利用经验模态分解特性,分析裂纹齿对系统动态响应的影响。崔玲丽等^[16]利用能量法与有限元法,研究了齿轮啮合刚度,但没有根据裂纹深度的不同对齿根裂纹模型分类细化。国内外许多著名学者都对含裂纹故障的齿轮啮合刚度进行了大量的研究,但是对于划分出不同深度的裂纹模型所对应的弯曲刚度与剪切刚度原理的研究相对较少。

笔者把齿根裂纹划分为3种情况,即根据裂纹尖端到单齿中线的距离(h_{c1}, h_{c2})与1/2齿顶圆齿厚(h_r)的关系分为: $h_{c1} \geq h_r, h_{c1} \leq h_r, h_{c2} \leq h_r$ 裂纹深度 $q > q_{\max}$ 时。利用能量法原理及不同齿根裂纹模型下的弯曲刚度、剪切刚度公式,分析了齿轮啮合刚度随裂纹深度增大的变化。同时,利用ANSYS有限元软件,建立齿轮系统有限元模型,计算出不同齿根裂纹模型的齿轮啮合刚度,从而验证了把齿根裂纹模型分为3种情况所计算出的啮合刚度的准确性。在啮合刚度的基础上,建立多自由度齿轮系统动力学模型分析了裂纹对齿轮系统振动响应的影响。

* 国家自然科学基金资助项目(51675350);辽宁省教育厅科学研究资助项目(LQGD2020016)

收稿日期:2019-03-05;修回日期:2019-05-07

1 齿轮副啮合刚度计算原理

1.1 健康齿轮啮合刚度计算

能量法计算齿轮的啮合刚度是一种较为精确的计算方法,在直齿圆柱齿轮上可以把每个轮齿当作一个变截面的悬臂梁。轮齿的啮合刚度为齿面法向作用力与变形量之比,因而齿轮啮合刚度可以看作是法向力与悬臂梁在作用力下的变形之比。齿轮中所存储的能量主要包括赫兹能量、弯曲能量、压缩能量及剪切能量,与各能量相对应的为赫兹刚度、弯曲刚度、压缩刚度及剪切刚度,各啮合刚度的串联为总啮合刚度。

各能量公式为

$$\begin{cases} U_h = \frac{F^2}{2k_h} \\ U_b = \frac{F^2}{2k_b} \\ U_a = \frac{F^2}{2k_a} \\ U_s = \frac{F^2}{2k_s} \end{cases} \quad (1)$$

其中: U_h 为赫兹能量; U_b 为弯曲能量; U_a 为压缩能量; U_s 为剪切能量; F 为啮合点处的作用力; k_h 为赫兹接触刚度; k_b 为弯曲刚度; k_a 为压缩刚度; k_s 为剪切刚度。

根据赫兹定理可知,赫兹刚度与接触位置无关。赫兹接触刚度^[17]可表示为

$$k_h = \frac{\pi EL}{4(1-\nu^2)} \quad (2)$$

其中: E 为弹性模量; L 为齿轮宽度; ν 为泊松比。

根据材料力学悬臂梁理论并结合图1可知,弯曲能量、压缩能量和剪切能量公式可表示为

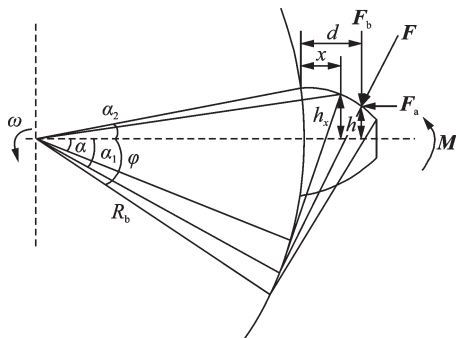


图1 齿轮受力示意图

Fig.1 Force diagram of gear

$$\begin{cases} U_b = \int_0^d \frac{[F_b(d-x) - M]^2}{2EI_x} dx \\ U_a = \int_0^d \frac{F_a^2}{2EA_x} dx \\ U_s = \int_0^d \frac{1.2F_b^2}{2GA_x} dx \end{cases} \quad (3)$$

其中: I_x 为距离齿根 x 处的截面面积惯性矩; M 为弯矩; $A_x=2h_xL$ 为横截面积; G 为剪切模量; F_a 为啮合力沿水平方向的分力; F_b 为啮合力沿垂直线方向的分力; d 为啮合点到齿根的距离; x 为啮合区任意点到齿根圆的距离。

由式(1),(3)可以推导出弯曲刚度、压缩刚度、剪切刚度

$$\frac{1}{k_b} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{3\{1+\cos\alpha_1[(\alpha_2-\alpha)\sin\alpha-\cos\alpha]\}^2(\alpha_2-\alpha)\cos\alpha}{2EL[\sin\alpha+(\alpha_2-\alpha)\cos\alpha]^3} d\alpha \quad (4)$$

$$\frac{1}{k_a} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{(\alpha_2-\alpha)\cos\alpha\sin^2\alpha_1}{2EL[\sin\alpha+(\alpha_2-\alpha)\cos\alpha]} d\alpha \quad (5)$$

$$\frac{1}{k_s} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{1.2(1+\nu)(\alpha_2-\alpha)\cos\alpha\cos^2\alpha_1}{EL[\sin\alpha+(\alpha_2-\alpha)\cos\alpha]} d\alpha \quad (6)$$

其中: α 为距离基圆位置 x 处啮合压力角; α_1 为啮合力和竖直线的夹角,等于啮合压力角; α_2 为基圆半齿厚所对的中心角。

由于没有考虑齿轮基体的柔性变形,使得以上方法计算出的啮合刚度值偏大。为了使得计算值更加准确,文献[18]考虑了基体变形对啮合刚度的影响,基体变形所引起的刚度公式为

$$\frac{1}{k_f} = \frac{\cos^2\alpha}{EL} \left\{ L^* \left(\frac{u_f}{s_f} \right)^2 + M^* \left(\frac{u_f}{s_f} \right) + P^* (1 + Q^* \tan^2\alpha) \right\} \quad (7)$$

其中:各参数详见文献[18]。

齿轮的啮合刚度,即为赫兹刚度、弯曲刚度、压缩刚度及剪切刚度和基体变形引起的刚度的串联形式。因此,齿轮啮合刚度公式由式(8),(9)所示。

当一对齿轮啮合时啮合刚度为

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{f1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{a2}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{f2}}} \quad (8)$$

其中:下角标1,2表示主动轮、从动轮。

当两对齿轮啮合时啮合刚度^[16]为

$$k = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{1}{\frac{1}{k_{h,i}} + \frac{1}{k_{b1,i}} + \frac{1}{k_{a1,i}} + \frac{1}{k_{s1,i}} + \frac{1}{k_{l1,i}}} + \frac{1}{\frac{1}{k_{b2,i}} + \frac{1}{k_{a2,i}} + \frac{1}{k_{s2,i}} + \frac{1}{k_{l2,i}}} \right) \quad (9)$$

其中: $i=1$ 时为第1对齿轮啮合; $i=2$ 时为第2对齿轮啮合。

1.2 裂纹齿轮啮合刚度计算

当齿轮产生裂纹时,弯曲刚度和剪切刚度会随裂纹的产生而变化,赫兹接触刚度、压缩刚度及基体刚度不变。因此,当齿轮产生裂纹时只需对弯曲刚度、剪切刚度进行相应的调整即可。根据本研究实际模型,假设裂纹沿着A到B再到C的路径逐次扩展,当裂纹深度 q 为2.95 mm时达到最大值,裂纹扩展角 β 为 45° ,如图2(a)所示,而在实际建模时裂纹的增长趋势如图2(b)所示。结合文献[2]所述,本模型中含齿根裂纹的弯曲刚度、剪切刚度可分为3种情况,如图3~5所示。

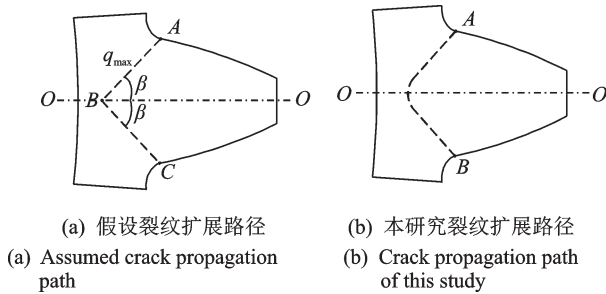


图2 齿根裂纹

Fig.2 Root crack

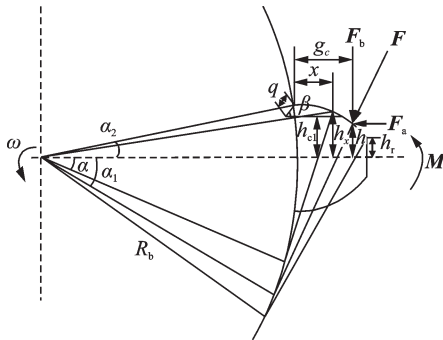


图3 齿根裂纹模型1

Fig.3 Root crack model 1

齿根产生裂纹时,有效截面惯性矩和横截面积会发生改变。当裂纹深度 $q < q_{\max}$ 时,有效截面惯性矩和横截面积可表示为

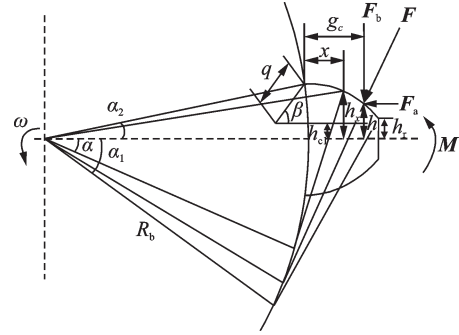


图4 齿根裂纹模型2

Fig.4 Root crack model 2

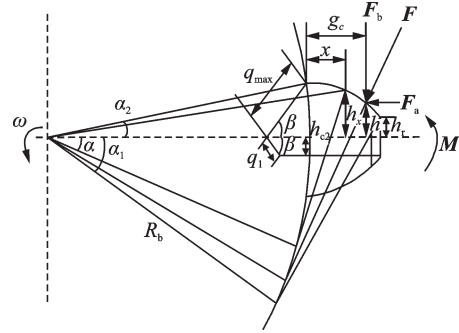


图5 齿根裂纹模型3

Fig.5 Root crack model 3

$$I_x = \begin{cases} \frac{1}{12} (h_{c1} + h_x)^3 L & (0 \leq x \leq g_c) \\ \frac{1}{12} (2h_x)^3 L & (x > g_c) \end{cases} \quad (10)$$

$$A_x = \begin{cases} (h_{c1} + h_x) L & (0 \leq x \leq g_c) \\ (2h_x) L & (x > g_c) \end{cases} \quad (11)$$

其中: h_x 为啮合区内任意一点到齿根圆的距离; g_c 为啮合点到齿根处的距离。

第1种情况:当 $h_{c1} \geq h_r$, $\alpha_1 < 90^\circ$ 时,此时裂纹深度 q 较小(文中模型 $q \leq 1.84$ mm),如图3所示,含裂纹齿的弯曲刚度和剪切刚度可表示为

$$\frac{1}{k_{bc}} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{12 \{1 + \cos \alpha_1 [(\alpha_2 - \alpha) \sin \alpha - \cos \alpha]\}^2 (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha}{EL [\sin \alpha_2 - (q/R_b) \sin \nu + \sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]^3} d\alpha + \int_{-\pi/2}^{\alpha_1} \frac{3 \{1 + \cos \alpha_1 [(\alpha_2 - \alpha) \sin \alpha - \cos \alpha]\}^2 (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha}{2EL [\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]^3} d\alpha \quad (12)$$

$$\frac{1}{k_{sc}} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{2.4(1+\nu)(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \cos^2 \alpha_1}{EL [\sin \alpha_2 - (q/R_b) \sin \nu + \sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha + \int_{-\pi/2}^{\alpha_1} \frac{1.2(1+\nu)(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \cos^2 \alpha_1}{EL [\sin \alpha_2 - (q/R_b) \sin \nu + \sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha \quad (13)$$

第2种情况:当 $h_{cl}<h_r, \alpha_1>90^\circ$ 时,此时裂纹深度 q 增大, $q\leq q_{\max}$ (文中模型 $1.84\text{ mm}<q\leq q_{\max}$),如图4所示,含裂纹齿的弯曲刚度和剪切刚度可表示为

$$\frac{1}{k_{bc}} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{12 \{ 1 + \cos \alpha_1 [(\alpha_2 - \alpha) \sin \alpha - \cos \alpha] \}^2 (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha}{EL [\sin \alpha_2 - (q/R_b) \sin \nu + \sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]^3} d\alpha \quad (14)$$

$$\frac{1}{k_{sc}} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{2.4(1+\nu)((\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \cos^2 \alpha_1)}{EL [\sin \alpha_2 - (q/R_b) \sin \nu + \sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha \quad (15)$$

第3种情况:当 $h_{c2}<h_r, \alpha_1>90^\circ$ 时,裂纹深度 $q>q_{\max}$,如图5所示,含裂纹齿的弯曲刚度和剪切刚度可表示为

$$\frac{1}{k_{bc}} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{12 \{ 1 + \cos \alpha_1 [(\alpha_2 - \alpha) \sin \alpha - \cos \alpha] \}^2 (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha}{EL [\sin \alpha_2 - (q_1/R_b) \sin \nu + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]^3} d\alpha \quad (16)$$

$$\frac{1}{k_{sc}} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{2.4(1+\nu)(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \cos^2 \alpha_1}{EL [\sin \alpha_2 - (q_1/R_b) \sin \nu + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha \quad (17)$$

根据不同模型下的裂纹齿轮弯曲刚度和剪切刚度原理,并结合齿轮综合啮合刚度公式(8)、公式(9)及表1中的齿轮系统基本参数,在裂纹深度 q 为10%,30%,50%,70%的情况下(q 为所占 $2q_{\max}$ 的百分比),建立模型分析含齿根裂纹齿轮的啮合刚度。当 $q=10\%$,30%时,运用公式(12),(13);当 $q=50\%$ 时,运用公式(14),(15);当 $q=70\%$ 时,运用公式(16),(17),不同模型下的裂纹齿轮啮合刚度分析结果如图6所示。

由图6可知,当裂纹产生时齿轮副的啮合刚度减小。当裂纹深度 $q=10\%$ 时,啮合刚度相较于健康齿轮啮合刚度减小3.50%;当裂纹深度 $q=30\%$

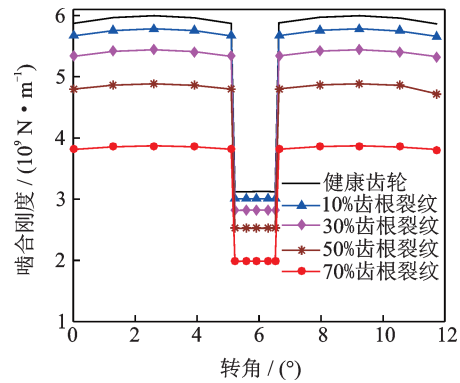


图6 能量法不同深度的裂纹齿轮啮合刚度

Fig.6 Meshing stiffness of cracked gear with different depth by energy method

时,啮合刚度相较于 $q=10\%$ 时裂纹齿轮啮合刚度减小5.86%;当裂纹深度 $q=50\%$ 时,齿轮副啮合刚度相较于 $q=30\%$ 时裂纹齿轮啮合刚度减小10.06%;当裂纹深度 $q=70\%$ 时,齿轮副啮合刚度相较于 $q=50\%$ 时裂纹齿轮啮合刚度减小20.50%。由此可知,随着裂纹深度的增大,齿轮啮合刚度的减小幅度逐步增大,当大于 $q=50\%$ 后啮合刚度的减小幅度加剧。

2 有限元法计算裂纹齿轮啮合刚度

建立齿根裂纹有限元模型如图7所示,裂纹深度 q 为10%,30%,50%,70%,裂纹扩展角 $\beta=45^\circ$,裂纹深度 q 为10%时的齿轮模型如图7(a)所示。由于裂纹尖端附近的应力应变具有奇异性,采用1/4节点位移法把裂纹尖端附近设置为奇异单元,如图7(b)所示。

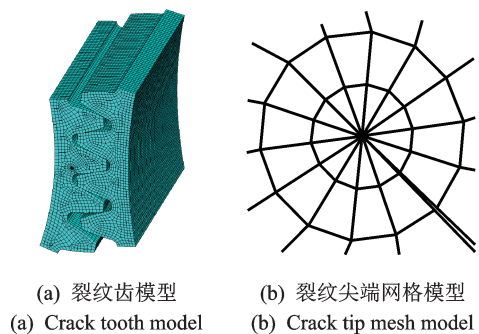


图7 齿根裂纹模型

Fig.7 Root crack model

齿轮单双齿交替啮合产生的周期性变形是引起齿轮刚度激励的原因,轮齿变形的大小直接影响齿轮的啮合刚度。

啮合刚度公式为

$$k = F_n / \delta \quad (18)$$

表1 齿轮副基本参数

Tab.1 Basic parameters of gear pair

参 数	主齿轮	从齿轮
模数/mm	2	2
齿宽/mm	20	20
压力角/(°)	20	20
齿数	55	75
弹性模量/GPa	212	212
泊松比	0.289	0.289

扭转啮合刚度公式为

$$k_t = T/\Delta\theta \quad (19)$$

扭转啮合刚度与啮合刚度的关系为

$$k_t = \frac{T}{\Delta\theta} = \frac{F_n r_b}{\delta/r_b} = \frac{F_n}{\delta} r_b^2 = k r_b^2 \quad (20)$$

因此齿轮啮合刚度公式为

$$k = T/(\Delta\theta r_b^2) \quad (21)$$

其中: T 为齿轮转矩; $\Delta\theta$ 为齿轮转角变形值; r_b 为基圆半径。

根据有限元法啮合刚度计算理论及表1中的参数,计算出不同深度的裂纹齿轮啮合刚度如图8所示。

由图8可知,当齿轮产生裂纹时其啮合刚度会随之减小。当裂纹深度 q 为10%时,啮合刚度相较于健康齿轮啮合刚度减小3.47%;当裂纹深度 q 为30%时,啮合刚度相较于 q 为10%时啮合刚度减小5.87%;当裂纹深度 q 为50%时,啮合刚度相较于 q 为30%时减小10.44%;当裂纹深度 q 为70%时,啮合刚度相较于 q 为50%时减小16.52%。随着裂纹

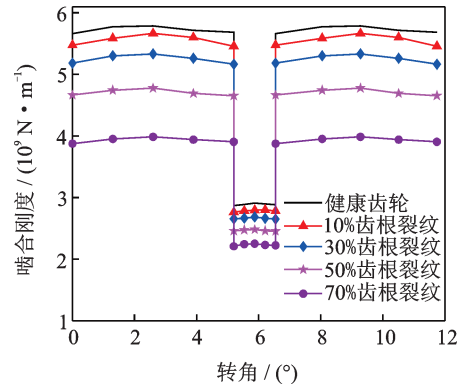


图8 有限元法不同深度的裂纹齿轮啮合刚度

Fig.8 Meshing stiffness of cracked gear with different depth by finite element method

深度的增大,啮合刚度的减小幅度逐步增大。

ISO6336-1:2006 规定了齿轮啮合刚度均值与单齿啮合刚度最大值的求解方法,与能量法和有限元法计算出的结果相比较,如表2所示。

表2 啮合刚度计算误差比较

Tab.2 Comparison of calculation errors of meshing stiffness

计算方法	齿轮啮合刚度均值/ ($10^8 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$)	与 ISO 标准的相对 误差/%	单齿啮合刚度最大值/ ($10^8 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$)	与 ISO 标准的相对 误差/%
ISO 标准	4.77	0	2.99	0
能量法	5.01	5.03	3.13	4.68
有限元法	4.51	-5.45	2.84	-5.02

由表2可知,能量法与ISO标准计算出的齿轮啮合刚度均值相差5.03%,与单齿啮合刚度最大值相差4.68%;有限元法与ISO标准值计算出的齿轮啮合刚度均值相差-5.45%,与单齿啮合刚度最大值相差-5.02%。由此可知,能量法更精确。

3 含齿根裂纹故障的齿轮系统振动响应分析

为了分析含齿根裂纹故障的齿轮啮合刚度对系统振动响应的影响,建立6自由度齿轮系统动力学模型^[5],如图9所示。采用集中参数法,假设齿轮啮

合无误差,在不考虑齿轮间的摩擦力和齿轮箱体共振的情况下,把轴的质量和惯性集中到齿轮上,分析不同裂纹深度的齿轮啮合刚度的振动响应。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + C_{p1} \dot{x}_1 + K_{p1} x_1 = -F_m \sin \alpha \\ m_1 \ddot{y}_1 + C_{p1} \dot{y}_1 + K_{p1} y_1 = -m_1 g + F_m \cos \alpha \\ J_1 \ddot{\theta}_1 = T_1 - F_m r_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + C_{p2} \dot{x}_2 + K_{p2} x_2 = F_m \sin \alpha \\ m_2 \ddot{y}_2 + C_{p2} \dot{y}_2 + K_{p2} y_2 = -m_2 g - F_m \cos \alpha \\ J_2 \ddot{\theta}_2 = T_2 - F_m r_2 \end{cases} \quad (22)$$

其中: m_1, m_2 分别为主、从动轮质量; J_1, J_2 分别为主、从动轮转动惯量; K_{p1}, K_{p2} 为轴承支撑刚度; C_{p1}, C_{p2} 为阻尼系数; T_1, T_2 为主、从动轮转矩; α 为压力角; θ_1, θ_2 分别为主、从动轮 x 方向、 y 方向的转角位移。

齿轮系统的时变啮合力 F_m 可表示为

$$F_m(t) = c_m \dot{\delta} + k_m(t) f(\delta) \quad (23)$$

其中: c_m 为齿轮啮合阻尼; $k_m(t)$ 为时变啮合刚度; δ 为沿啮合线齿轮相对位移,可表示为

$$\delta = x_1 \sin \alpha + y_1 \cos \alpha + r_1 \theta_1 - x_2 \sin \alpha + y_2 \cos \alpha + r_2 \theta_2 + e(t) \quad (24)$$

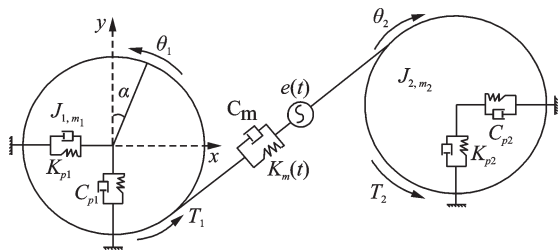


图9 齿轮系统动力学模型

Fig.9 Gear system dynamic model

其中: $e(t)$ 为传递误差。

$f(\delta)$ 为间隙非线性函数, 其可以表示为

$$f(\delta) = \begin{cases} \delta - b_n & (\delta > b_n) \\ 0 & (-b_n \leq \delta \leq b_n) \\ \delta + b_n & (\delta < -b_n) \end{cases} \quad (25)$$

其中: b 为齿轮间隙。

根据表1、表3及动力学理论, 采用能量法计算出的啮合刚度和 Runge-Kutta 迭代方式求解齿轮动力学方程。设主动轮转速 $\Omega_1 = 1\,000$ r/min, 在求出不同深度的齿根裂纹齿轮啮合刚度的基础上, 分析不同裂纹深度下齿轮系统在 y 方向的振动位移、频谱图、相位图及庞加莱截面图, 如图10所示。

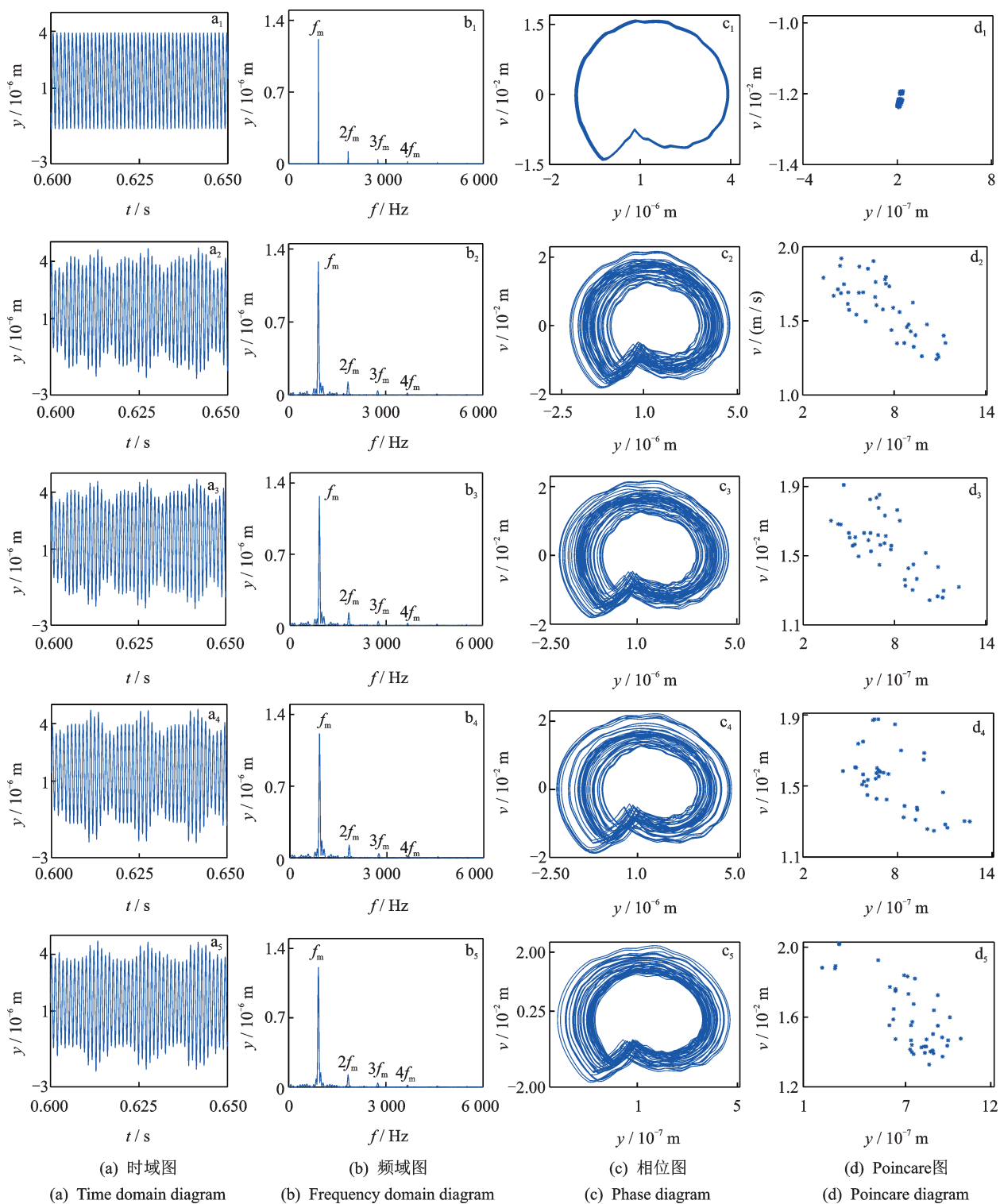


图10 不同裂纹深度的齿轮系统振动响应

Fig.10 Vibration response of gear system with different crack depth

表3 齿轮系统动力学模型参数
Tab.3 Dynamic model parameters of gear system

参数	转动惯量/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	质量/kg	轴的扭转刚度/ ($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	轴承阻尼/ ($\text{N}\cdot\text{S}\cdot\text{m}^{-1}$)	啮合阻尼/ ($\text{N}\cdot\text{S}\cdot\text{m}^{-1}$)	间隙值/m
主动轮	0.041	1.53	2×10^8	1 800	2 000	1×10^{-5}
从动轮	0.079	3.01	2×10^8	1 800		

图10中: a_1, b_1, c_1, d_1 为健康齿轮的振动响应; a_2, b_2, c_2, d_2 为齿根裂纹 $q=10\%$ 时的振动响应; a_3, b_3, c_3, d_3 为齿根裂纹 $q=30\%$ 时的振动响应; a_4, b_4, c_4, d_4 为齿根裂纹 $q=50\%$ 时的振动响应; a_5, b_5, c_5, d_5 为齿根裂纹 $q=70\%$ 时的振动响应。

由图10($a_1\sim a_5$)可知,健康齿轮的振动幅度比较平稳,位移在 $-1.1\times 10^{-6}\sim 3.9\times 10^{-6}\text{ m}$ 之间,当产生裂纹并随着裂纹深度的增加,振动位移会随之递增,由图(a_2)中的 $-2.016\times 10^{-6}\sim 4.564\times 10^{-6}\text{ m}$ 增大到图(a_5)中的 $-2.185\times 10^{-6}\sim 4.705\times 10^{-6}\text{ m}$ 且振动响应发生不平稳现象。由图10($b_1\sim b_5$)可知,在健康齿轮中啮合频率 f_m 为主导响应且存在 $2f_m, 3f_m, 4f_m$,当裂纹产生并随着裂纹深度的增加,在 f_m 和 $2f_m$ 的附近产生微小的杂频并随着裂纹的增长杂频随之增加。由图10($c_1\sim c_5$)可知,健康齿轮的轨迹较为规则,当裂纹产生时轨迹宽度变大,并随着裂纹的增大轨迹宽度随之增大且出现交叉轨迹。由图10($d_1\sim d_5$)可知,庞加莱图中健康齿轮系统的所有离散点聚集在一个区域,当齿轮产生裂纹并随着裂纹的增加所有离散点聚集区域逐步增大。

4 结 论

1) 根据裂纹尖端到单齿中线的距离(h_{c1}, h_{c2})与 $1/2$ 齿顶圆齿厚(h_r)的关系把齿根裂纹模型分为3种情况,利用裂纹啮合刚度理论计算出含裂纹齿轮啮合刚度更加精确。随着裂纹的增长啮合刚度随之减小,啮合刚度的减小幅度随裂纹的增长而逐步加剧。

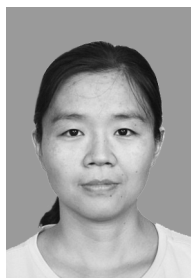
2) 有限元法计算出的啮合刚度与能量法计算出的啮合刚度值较为接近,在健康齿轮情况下,能量法计算出的单齿啮合刚度最大值为 $3.13\times 10^8\text{ N/m}$,啮合刚度均值为 $5.01\times 10^8\text{ N/m}$ 而有限元法计算出的单齿啮合刚度最大值为 $2.84\times 10^8\text{ N/m}$,啮合刚度均值为 $4.51\times 10^8\text{ N/m}$,单齿最大值相差 10% ,啮合刚度均值相差 9% 。与ISO标准相比,能量法更为精确。

3) 通过对含裂纹故障齿轮系统动力学分析可知,在裂纹齿参与啮合时由于啮合刚度减小引起振动冲击。随着裂纹深度的增长,振动的幅值会随之增大,在频域图中杂频逐步增加,在相位图中轨迹宽度逐步增大并产生交叉轨迹,庞加莱图中的离散点聚集区域逐步增大,为进一步故障诊断奠定基础。

参 考 文 献

- [1] 吴家腾,杨宇,程军圣. 基于解析有限元的齿根裂纹时变啮合刚度计算方法[J]. 机械工程学报, 2018, 54(23):56-62.
WU Jiateng, YANG Yu, CHENG Junsheng. The time-varying mesh stiffness calculation for gear tooth crack based on analytical-finite element method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(23):56-62.(in Chinese)
- [2] WU S, ZUO M J, PAREY A. Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 317:608-624.
- [3] 万志国,訾艳阳,曹宏瑞. 直齿圆柱齿轮齿根裂纹扩展仿真及齿轮时变啮合刚度分析[J]. 应用数学和力学, 2015, 36(S):14-20.
WAN Zhiguo, ZI Yanyang, CAO Hongrui. Gear crack propagation simulation and analysis of mesh stiffness[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2015, 36(S):14-20.(in Chinese)
- [4] 万志国,訾艳阳,曹宏瑞,等. 时变啮合刚度算法修正与齿根裂纹动力学建模[J]. 机械工程学报, 2013, 49(11):153-160.
WAN Zhiguo, ZI Yanyang, CAO Hongrui, et al. Time-varying mesh stiffness algorithm correction and tooth crack dynamic modeling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(11):153-160.(in Chinese)
- [5] 王旭,伍星,肖正明,等. 含裂纹故障的齿轮系统动力学特性研究及其故障特征分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(9):74-79.
WANG Xu, WU Xing, XIAO Zhengming, et al. Dynamic characteristics of a gear system with crack fault

- and its fault feature analysis [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(9):74-79. (in Chinese)
- [6] 马辉, 逢旭, 宋荣泽, 等. 基于改进能量法的直齿轮时变啮合刚度计算[J]. *东北大学学报*, 2014, 35(6): 863-884.
MA Hui, PANG Xu, SONG Rongze, et al. Time-varying mesh stiffness calculation of spur gear based on improved energy method [J]. *Journal of Northeastern University*, 2014, 35(6):863-884. (in Chinese)
- [7] LI Z W, MA H, FENG M J, et al. Meshing characteristics of spur gear pair under different crack types [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2017, 80: 123-140.
- [8] 胡信鹏. 含齿根裂纹缺陷的齿轮系统动态特性分析 [D]. 长春: 吉林大学, 2015.
- [9] 杨文广, 蒋东翔. 行星齿轮典型断齿故障的动力学仿真[J]. *振动、测试与诊断*, 2017, 37(4):756-762.
YANG Wenguang, JIANG Dongxiang. Study of the dynamics of the planetary gear with typical tooth break faults [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37(4):756-762. (in Chinese)
- [10] 刘杰, 张磊, 赵思雨, 等. 包含齿根裂纹的风电行星齿轮动力学特性分析[J]. *太阳能学报*, 2019, 40(1): 192-198.
LIU Jie, ZHANG Lie, ZHAO Siyu, et al. Dynamic characteristic of wind turbine planetary set with crack in sun gear [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2019, 40(1): 192-198. (in Chinese)
- [11] WANG L, SHAO Y. Fault mode analysis and detection for gear tooth crack during its propagating process based on dynamic simulation method [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2017, 71:166-178.
- [12] SHAO Y, CHEN Z. Dynamic features of planetary gear set with tooth plastic inclination deformation due to tooth root crack [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2013, 74(4):1253-1266.
- [13] REZAEI M, POURSIINA M, JAZI S H, et al. Multi crack detection in helical gear teeth using transmission error ratio [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2019, 33(3):1115-1121.
- [14] YU W, MECHEFSKE C K, TIMUSK M. Effects of tooth plastic inclination deformation due to spatial cracks on the dynamic features of a gear system [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 87(4):2643-2659.
- [15] JIN S, KIM J S, LEE S K. Sensitive method for detecting tooth faults in gearboxes based on wavelet denoising and empirical mode decomposition [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, 29(8): 3165-3173.
- [16] 崔玲丽, 张飞斌, 康晨晖, 等. 故障齿轮啮合刚度综合计算方法[J]. *北京工业大学学报*, 2013, 39(3): 353-358.
CUI Lingli, ZHANG Feibin, KANG Chenhui, et al. Calculation method of fault gear meshing stiffness [J]. *Journal of Beijing of University of Technology*, 2013, 39(3):353-358. (in Chinese)
- [17] YANG D C H, SUN Z S. A rotary model for spur gear dynamics [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1985, 107(4):529-535.
- [18] CHAARI F, FAKHFAKH T, HADDAR M. Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness [J]. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 2009, 28(3):461-468.



第一作者简介:刘杰,女,1980年2月生,博士、副教授。主要研究方向为齿轮传动系统非线性动力学。曾发表《Nonlinear dynamic characteristic of gear system with the eccentricity》(《Journal of Vibro-engineering》2015, Vol.17, No.5)等论文。
E-mail: starliujie@126.com.

车内噪声主动控制系统鲁棒性分析与优化^{*}

张立军^{1, 2}, 张希玉^{1, 2}, 孟德建^{1, 2}

(1. 同济大学汽车学院 上海, 201804) (2. 同济大学智能型新能源汽车协同创新中心 上海, 201804)

摘要 针对多通道自适应陷波车内噪声主动控制系统存在的次级通路鲁棒性问题, 首先, 建立了系统的数学模型, 定义评价系统降噪性能的收敛率和稳态误差增益; 其次, 结合理论推导、数值仿真和试验验证方法对系统次级通路鲁棒性问题进行深入分析, 并推导了系统次级通路完全失配的边界条件, 发现次级通路改变对系统稳态误差无影响, 对系统收敛性的影响有正效应也有负效应; 最后, 对系统次级通路鲁棒性进行优化, 通过次级通路优化大幅提升系统收敛速度, 提出并分析了次级通路反馈和泄露算法对多通道自适应陷波车内噪声主动控制系统次级通路鲁棒性的抑制效果。该文研究在实际应用中具有较好的指导意义。

关键词 噪声主动控制; 车内噪声; 次级通路; 鲁棒性分析; 鲁棒性优化

中图分类号 TB535; TH113.1

引言

主动噪声控制的应用和研究中, 系统鲁棒性是非常关键的一个研究点。在车内噪声主动控制中, 由于汽车行驶工况复杂、使用特性多变, 使得其对系统鲁棒性的要求更加严苛。这也是主动噪声控制系统在汽车应用发展缓慢的一个重要原因。

在主动噪声控制领域, Bai等^[1-2]运用鲁棒控制理论, 解决许多诸如管道、封闭声场及头戴耳机等噪声主动控制的鲁棒性问题。文献[3-4]分别利用仿真方法, 证明了鲁棒控制相较于滤波最小均方误差算法, 在不稳定噪声的控制中具有更好的效果。李普^[5]将这一思想移植到声振主动控制中, 取得较好的效果。为了消除次级通路不确定性的影响, Thai等^[6]提出了一种基于步长自适应和次级通路分解的无次级通路估计主动噪声控制模型。王进军等^[7]提出了基于 H_∞ 鲁棒性控制理论的有源控制器设计, 有效克服了次级通路不确定性所引起的问题。Montazeri等^[8]设计了一种自适应无限冲击响应滤波器的主动声振控制系统, 使用改进的自适应算法使得系统有较好的稳定性。Zhang等^[9-10]则应用在线建模方法, 通过添加白噪声激励对次级通路进行实时辨识更新, 但此法很难满足实时性要求。Davari等^[11]提出了一种基于新版本的滤波最小均方误差

算法的次级通路建模方法, 通过仿真表明该方法对于次级通路模型的瞬变具有很强的鲁棒性。Kim等^[12]提出了一种用来估计次级通路定步长的归一化最小均方误差算法, 仿真表明该方法提高了收敛速度, 降低了稳态误差。

上述文献提出了多种提升次级通路鲁棒性的方法, 但均未涉及多通道自适应陷波系统鲁棒性的研究。在车内噪声主动控制系统中, 由于乘员状态、车窗开闭以及车辆行驶工况等汽车使用情况的多变性, 导致系统中存在很大的不确定性。因此, 急需对多通道自适应陷波的车内噪声主动控制系统的鲁棒性展开深入研究。

笔者首先建立了多通道自适应陷波的车内噪声主动控制系统的离散状态空间模型, 定义了收敛率和稳态误差增益来刻画系统的降噪性能; 其次, 分析了导致系统不稳定的外在因素, 并将其归结为次级通路鲁棒性问题, 基于理论推导, 对此鲁棒性问题进行了深入的分析。还就次级通路鲁棒性对系统收敛性的影响, 以及次级通路完全失配的边界条件进行了理论分析, 并对分析结论开展了实验验证; 最后, 基于分析结果对次级通路估计进行优化设计, 大幅提升系统的收敛性, 并分析了次级通路反馈和泄露算法两种方法来改善系统的鲁棒性。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52072268)

收稿日期: 2019-02-26; 修回日期: 2019-05-20

1 车内噪声主动控制系统模型

图 1 为多通道自适应陷波车内噪声主动控制系统框图。考虑分析的普适性,假设系统包含 M 个麦克风和 N 个扬声器,需要控制 P 个频率成分的噪声。

图中 $d(n)$ 为初级噪声,假设其仅含 P 个待控制的谐波成分; $y(n)$ 为自适应陷波器输出矢量; $s(n)$ 为麦克风输入矢量; $e(n)$ 为系统误差矢量; $x(n)$ 为参考信号矢量,其变形后得到参考信号矩阵 $X(n)$; H_s 为 $N \times M$ 维的次级通路传递函数矩阵; $\hat{H}_s$ 为次级通路传递函数矩阵的估计; $w(n)$ 为自适应陷波器权系数矢量,是由最小均方误差算法 (least mean square, 简称 LMS) 实时计算得到。

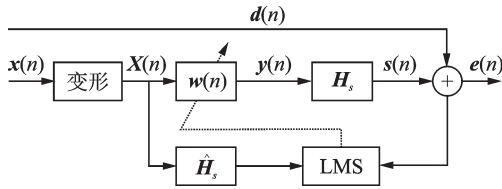


图 1 多通道自适应陷波算法

Fig.1 Multi-channel adaptive notch filter algorithm

为了便于控制系统模型描述,定义以下符号:

$$x(n) = \begin{bmatrix} \sin\omega_1 n\Delta t, \cos\omega_1 n\Delta t, \\ \dots, \sin\omega_P n\Delta t, \cos\omega_P n\Delta t \end{bmatrix}^T \text{ 为参考信号列矢}$$

$$\text{量}; X(n) = \begin{bmatrix} x(n) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & x(n) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & x(n) \end{bmatrix} \text{ 为参考信号}$$

矩阵; $w(n)$ 为 $2PN \times 1$ 的加权列矢量。则 N 个扬声器的输出可以表示为 $y(n) = X^T(n) \cdot w(n)$; M 个麦克风的输入可表示为 $s(n) = H_s * y(n) = \sum_{i=0}^K H_{si}^T \cdot y(n-i)$, i 表示单位脉冲矢量的第 i 个元素索引。初级声信号表示为 $d(n) = X^T(n) \cdot a$, 其中 a 为 $2PM \times 1$ 列矢量,表示各个麦克风位置初级噪声的频率成分。误差信号表示为

$$e(n) = d(n) + s(n) \quad (1)$$

根据最速下降法可知权矢量的迭代公式为

$$w(n+1) = w(n) - 2\mu R(n) e(n) \quad (2)$$

其中: μ 为收敛系数; R 为滤波参考矩阵,可表示为

$$R = \hat{H}_s * X(n) = \sum_{i=0}^K X(n-i) \hat{H}_{si} \quad (3)$$

为了降低运算量,利用离散傅里叶变化对式(3)进行简化,定义

$$c = \begin{bmatrix} \cos\omega_1 \Delta t & \sin\omega_1 \Delta t & 0 & 0 \\ -\sin\omega_1 \Delta t & \cos\omega_1 \Delta t & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos\omega_P \Delta t & \sin\omega_P \Delta t \\ & & -\sin\omega_P \Delta t & \cos\omega_P \Delta t \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$C = \begin{bmatrix} c & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (5)$$

则式(3)可以转化为

$$R = X(n-i) \hat{H}_{si} = C^{-i} X(n) \hat{H}_{si} = \hat{A}_{mp} \cdot X(n) \quad (6)$$

其中: $\hat{A}_{mp}$ 可以通过对次级通路 H_s 的单位脉冲响应进行系统辨识,然后进行傅里叶变换得到;下标 mp 表示矩阵元素按行对应第 m 个麦克风,按列对应第 p 个频率成分。

1.1 次级通路鲁棒性的离散状态空间方程

根据最小化均方误差原理,定义目标函数为

$$J = E[e^T e] \quad (7)$$

假设当 J 达到最小值时, $w(n) \equiv w_o$, 令

$$\sum_{i=0}^K C^{-i} X(n) H_{si} = A_{mp} X(n) \quad (8)$$

通过化简可得

$$J = \frac{1}{2} \|a + A_{mp}^T w_o\|_2^2 \quad (9)$$

定义 $\Delta w(n) = w(n) - w_o$, 则有

$$w(n) = \Delta w(n) - (A_{mp}^T)^+ a \quad (10)$$

将式(1),(6),(7)带入式(10),进一步简化得到

$$\Delta w(n+1) = \Delta w(n) - 2\mu C^n \hat{A}_{mp} X(0) X^T(0) \cdot \sum_{i=0}^K A_{si}^T C^{-n} \Delta w(n-i) - 2\mu C^n \hat{A}_{mp} X(0) X^T(0) \cdot [E - A_{mp}^T (A_{mp}^T)^+] C^{-n} a \quad (11)$$

为了进一步简化表达式,定义

$$W(n) = [\Delta w(n), \Delta w(n-1), \dots, \Delta w(n-K)]$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} E_{2PN \times 2PN} & 0 \\ E_{2PNK \times 2PNK} & 0 \end{bmatrix}_{2PN(K+1) \times 2PN(K+1)}$$

$$\begin{aligned}
A_2 = & \begin{bmatrix} \hat{A}_{mp} X(0) X^T(0) A_{s0}^T & \cdots & \hat{A}_{mp} X(0) X^T(0) A_{sK}^T \\ 0 & & \end{bmatrix}_{\substack{2PN(K+1) \\ 2PN(K+1)}} \\
\hat{A} = & A_1 - 2\mu A_2 \\
\hat{B} = & - \\
& 2\mu \begin{bmatrix} \hat{A}_{mp} X(0) X^T(0) [E - A_{mp}^T (A_{mp}^T)^+] \\ 0 \end{bmatrix}_{2PN(K+1)2PM}
\end{aligned} \quad (12)$$

则收敛方程可以简化为

$$W(n+1) = C^n \hat{A} C^{-n} W(n) + C^n \hat{B} C^{-n} a \quad (13)$$

通过坐标变换把它变成一个时不变系统

$$V(n+1) = \hat{A} C^T V(n) + \hat{B} C^{-n} a \quad (14)$$

为自适应陷波算法次级通路鲁棒性问题等价离散系统状态空间方程。

同理可以得到其输出方程为

$$e(n) = F C^T V(n) + G C^{-n} a \quad (15)$$

其中: $G = X^T(0) [E - A_{mp}^T (A_{mp}^T)^+]$; $F = [X^T(0) A_{s0}^T \cdots X^T(0) A_{sK}^T]_{M \times 2PN(K+1) \times 2PM}$

自适应陷波算法次级通路鲁棒性等价离散系统状态空间方程为

$$\begin{cases} V(n+1) = \hat{A} C^T V(n) + \hat{B} C^{-n} a \\ e(n) = F C^T V(n) + G C^{-n} a \end{cases} \quad (16)$$

1.2 系统降噪性能评价指标

为了对系统的降噪性能进行量化评价,定义收敛率和稳态误差。假设控制系统的目标函数 $J=0$ 。此时,满足条件 $a = -A_{mp} w_o$,将其带入式(14),结合式(8),(11),(12)将其化简得到

$$V(n) = (\hat{A} C^T)^n V(0) \quad (17)$$

这里假设 $\hat{A} C^T$ 可以对角化,存在可逆矩阵 D 与对角阵使得 $\hat{A} C^T = D^{-1} \Lambda D$ 。将其带入式(17),并在等号两边取二范数得到 $\|V(n)\|_2 = \|D^{-1} \Lambda^n D V(0)\|_2$,并由二范数定义和范数相容原理可以推导得到

$$\begin{aligned}
\|V(n)\|_2 & \leq \|A^n\|_2 \|D^{-1}\|_2 \|D\|_2 \|V(0)\|_2 = \\
& \rho(\hat{A} C^T)^n \|D^{-1}\|_2 \|D\|_2 \|V(0)\|_2
\end{aligned} \quad (18)$$

其中: $\rho(\cdot)$ 为矩阵的谱半径。

由式(18)可以看出,系统指数收敛。进一步推导得到收敛性与时间 t 和系统采样频率 f_s 的关系为

$$\|V(n)\|_2 \leq e^{t \cdot f_s \cdot \ln \rho(\hat{A} C^T)} \|D^{-1}\|_2 \|D\|_2 \|V(0)\|_2 \quad (19)$$

根据式(19),定义该系统的收敛率 α 为

$$\alpha = -f_s \ln \rho(\hat{A} C^T) \quad (20)$$

当 $\alpha > 0$, 系统收敛,且 α 越大,收敛时间越快。为了更加直观反映系统收敛速度,定义时间常数 τ

$$\tau = 1/\alpha = -1/f_s \ln \rho(\hat{A} C^T) \quad (21)$$

其物理意义是,收敛曲线在0点的切线与时间轴的切点如图2所示。当过去 τ 时刻以后,系统可以收敛到37%;当过去 3τ 时刻,系统可以收敛到5%,一般此时认为系统已经完全收敛完毕,因此把 3τ 称为系统的收敛时间。

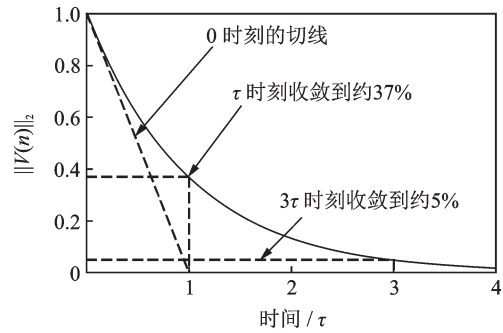


图2 时间常数

Fig.2 Time constant

假设系统收敛时,系统的状态空间 $V(n)$ 满足

$$V(n) = J_{2PN(K+1) \times 2PM} C^{-n} a \quad (22)$$

其中: J 为一个待定矩阵。

将该假设带入系统的状态方程内,求取待定矩阵 J ,将其代入系统输出方程式(15)中,获得系统收敛时的稳态误差为

$$e(n) = (F C^T J + G) C^{-n} a \quad (23)$$

定义

$$\beta = \|F C^T J + G\|_2 \quad (24)$$

为自适应陷波器的稳态误差增益。显然, β 越小,则系统对车内噪声的抑制作用越好。化简得到稳态误差和稳态误差增益为

$$\begin{cases} e(n) = G C^{-n} a \\ \beta = \|G\|_2 = \|X^T(0) (E - A_{mp}^+ A_{mp})\|_2 \end{cases} \quad (25)$$

由范数相容原理可以得到

$$\beta \geq \|e(n)\|_2 / \|C^{-n} a\|_2 \quad (26)$$

不等号的存在,使得无法通过仿真的手段计算 β 的值,只有利用式(26)通过理论计算的方法,才能客观评估系统稳态误差的性能。

2 次级通路鲁棒性分析

2.1 次级通路鲁棒性

图3点划线框内是系统控制器,点划线框外是

被控声学系统和传感通信部分。显然,系统鲁棒性问题主要是由点划线框外的不确定性引起。本研究主要分析由次级通路不确定性引起的系统鲁棒性问题。根据控制系统框图可以看出,由次级通路引起的鲁棒性问题主要包括:①次级通路估计误差;②误差信号传感器的传递函数及其变化。

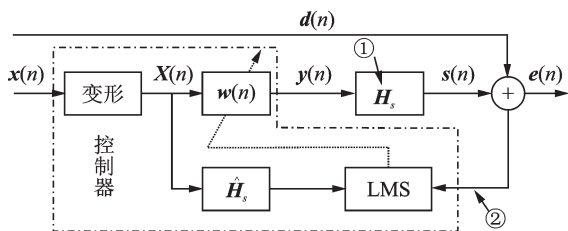


图3 自适应滤波器示意图

Fig.3 Schematic diagram of adaptive filter

2.2 次级通路鲁棒性影响因素

由式(25)可以看出,当系统完全收敛时,稳态误差增益 β 中不包含次级通路估计项,也就不存在次级通路的估计误差问题。由式(20)可以看出,系统的收敛率 α 中包含了次级通路的估计项。为了分析次级通路鲁棒性对系统收敛性的影响,下文将用试验和仿真相结合的方法来对其进行深入分析。

车内噪声主动消声试验平台以dSPACE实时仿真系统为核心,对外围的软硬件进行合理配置,如图4所示。本研究硬件在环平台包括MicroAuto-box、扬声器系统和麦克风模块。使用的扬声器为原车的4个车载扬声器,麦克风使用了市售的OCRO-BOT麦克风模块。

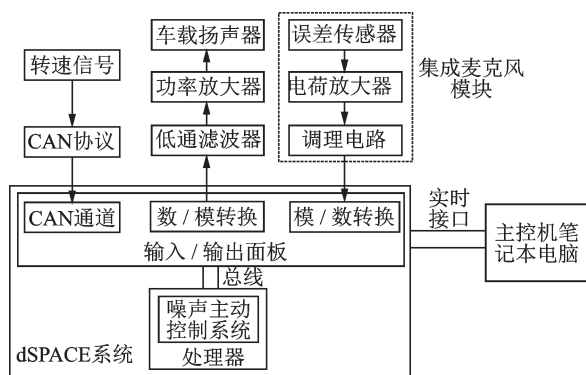


图4 快速控制原型试验平台

Fig.4 Rapid control prototype test platform

以发动机3 900 r/min的2阶噪声为控制目标的4扬声器4麦克风配置系统为例,通过实车试验标定标准工况(车内仅有驾驶员,且车窗全部关闭)、右后排一人工况、车窗全开工况、仅右前窗关闭工况的次

级通路传递函数,并假设标定的传递函数为真实传递函数,即不考虑试验误差。然后,运用式(20)计算不同的次级通路导致的系统收敛率随自适应算法收敛系数的变化情况,计算结果如图5所示。

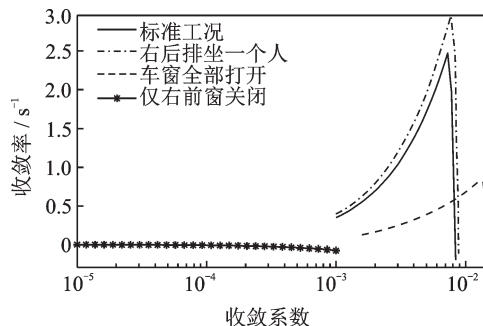


图5 收敛率随次级通路估计的变化

Fig.5 Convergence rate changes with secondary path estimates

从图5可以看出,当次级通路改变时,系统的收敛率、最优收敛率和最优收敛系数都发生了变化。其中,右后排一人工况的收敛率与最优收敛率都有所提升。说明次级通路的改变并不是一个坏事。但是,仅右前窗关闭工况中,无论收敛系数如何改变,系统都不会收敛。说明此时只改变系统的收敛系数,已经完全无法使系统产生降噪效果,这种情况称之为次级通路完全失配现象。

为了进一步研究次级通路完全失配发生的条件,文中定义:若存在最大收敛系数 $\mu_{\max} > 0$,使得若收敛系数满足 $0 < \mu < \mu_{\max}$,系统收敛率均有 $\alpha > 0$,则定义这种系统是可以收敛的;若找不到这样的 $\mu_{\max}$,则定义这种系统完全不可能收敛,或称这种系统存在次级通路完全失配现象。

2.3 次级通路完全失配的边界条件

对于单通道系统,当次级通路与次级通路估计的相位差超过 90° 时,产生次级通路完全失配现象^[13]。但是,这种方法不适用于多通道算法。一个 N 扬声器 M 麦克风的自适应陷波器,共有 $N \times M$ 条次级通路。其中1~2条次级通路的相位差超过 90° ,并不一定会导致次级通路完全失配现象。为了得到多通道自适应陷波系统的次级通路完全失配的边界条件,下面将借助理论推导方法对其进行分析。

假设系统没有稳态误差,则自适应陷波算法的收敛方程可以变为

$$\Delta \mathbf{w}(n+1) = \Delta \mathbf{w}(n) -$$

$$2\mu \hat{\mathbf{A}}_{mp} \mathbf{X}(n) \mathbf{X}^T(n) \sum_{i=0}^K \mathbf{A}_{si}^T \Delta \mathbf{w}(n-i) \quad (27)$$

当收敛系数 μ 非常小,则收敛过程非常缓慢,可以认为 $\Delta \mathbf{w}(n-i) \approx \Delta \mathbf{w}(n)$,用 $E[\mathbf{X}(n)\mathbf{X}^T(n)]$ 替代 $\mathbf{X}(n)\mathbf{X}^T(n)$,并对 $\hat{\mathbf{A}}_{mp}\mathbf{A}_{mp}^T$ 进行特征值分解

$$\Delta \mathbf{w}(n+1) = (\mathbf{E} - \mu \hat{\mathbf{A}}_{mp}\mathbf{A}_{mp}^T) \Delta \mathbf{w}(n) = D^{-1}(\mathbf{E} - \mu \mathbf{\Lambda}) D \Delta \mathbf{w}(n) \quad (28)$$

其中: $\mathbf{\Lambda} = \text{diag}(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{2PN})$ 。

显然,只有当

$$|1 - \mu \lambda_i| < 1 \quad (i=1, 2, \dots, 2PN) \quad (29)$$

时,线性离散系统才是收敛的。由于 μ 非常小,可以进一步认为当 $\text{Re}(\lambda_i) > 0 (i=1, 2, \dots, 2PN)$ 时,系统是收敛的。

对于不存在次级通路估计误差的系统, $\hat{\mathbf{A}}_{mp}\mathbf{A}_{mp}^T$ 是一个正定实对称阵,它所有的特征值均为正实数。通过计算可知,单通道系统如果不存在次级通路估计误差,将会获得两个等值的特征值,这表示通过调整收敛系数 μ 可使两个特征值同时指向0点。但随着通道数的增加,可能出现两个特征值不相等的情形,这时无法通过调整收敛系数 μ 使所有特征值同时指向0点,为了权衡只能让所有特征值指向离0点较远的地方。

若有一个特征值向量指向复平面实值为1的竖线右边,那么调整收敛系数,无法确保系统所有极点都落到单位圆内,导致次级通路完全失配现象的出现。

通过以上分析可以看出,在实际操作中,可以通过取一个极小的收敛系数 μ ,计算系统的收敛率。若在此极小的收敛系数下系统收敛率仍为0,那么一般情况下系统是不可能收敛的,即发生了系统次级通路完全失配的现象。

为了验证文中分析结果的正确性,这里以上文标定的工况对结果进行校验。计算仅右前窗关闭工况 $\hat{\mathbf{A}}_{mp}\mathbf{A}_{mp}^T$ 最大特征值随频率的变化。如图6所示,曲线在130 Hz附近超过90°,所以从理论上系统在这个频率上出现次级通路完全失配现象。而130 Hz对应发动机3 900 r/min时的2阶噪声频率,这与计算的工况完全匹配。

同样,对其他3个工况计算其特征值,结果如表1所示。从标准工况可以发现,如果不存在次级通路估计误差,则系统特征值相角计算结果全部为0。对比标准工况与右后排坐一个人的工况发现,后者最大的相角不大,但是最大特征值与最小特征值的幅值比有所减小,这表示通过调整收敛系数 μ 可以让其都更加接近0点,因此后一种工况可以到达更

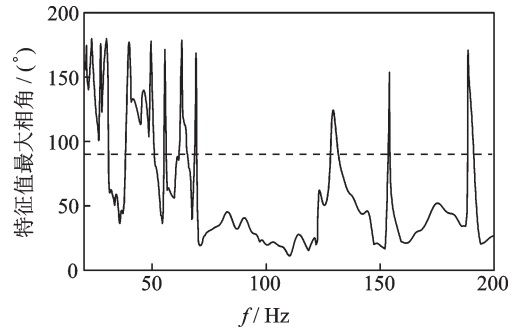


图6 最大相角差随频率变化情况

Fig.6 Maximum phase angle difference with frequency

高的收敛速度。对比标准工况与车窗全部打开的工况发现,虽然后者特征值幅值比更加小,但是特征值普遍与 x 轴夹角较大,所以系统更加不容易收敛。综上,如果不考虑系统的延迟,当

$$\hat{\mathbf{A}}_{mp}\mathbf{A}_{mp}^T = \mathbf{E} \quad (30)$$

时,既可以使得 $\hat{\mathbf{A}}_{mp}\mathbf{A}_{mp}^T$ 的特征值近似相等,又可以使得其相角非常小,这样系统的收敛速度会非常快。因此,可以根据这一条件对系统的次级通路估计进行优化设计,进而提升系统的收敛速度。

表1 工况特征值统计

Tab.1 Statistics of eigenvalues of different working conditions

工况	标准工况		右后排坐一人		车窗全开	
	幅值	相角/°	幅值	相角/°	幅值	相角/°
特征值1	12.06	0.00	11.29	1.52	5.41	27.93
特征值2	6.87	0.00	7.27	7.94	4.69	13.20
特征值3	0.34	0.00	0.39	0.94	0.21	65.85
特征值4	2.66	0.00	2.86	5.11	0.80	42.67
统计值	最大/最小	最大值	最大/最小	最大值	最大/最小	最大值
	35.39	0.00	29.01	7.94	25.65	65.85

3 次级通路鲁棒性优化和改进

3.1 面向收敛速度的次级通路估计优化

为了提升系统的收敛速度,可以根据上文分析结果式(30)对次级通路进行设计优化。显然,当设计

$$\hat{\mathbf{A}}_{mp} = (\mathbf{A}_{mp}^T)^+ \quad (31)$$

时,系统的收敛速度将发生大幅度提升。这里仍以控制130 Hz目标噪声的4扬声器4麦克风系统为例,分析结果如图7所示。在次级通路估计优化前,系统最快的收敛率约为2.5,但是经过次级通路估计

的优化,系统的收敛率超过了11.6。这从理论上说明这种优化方法可以提高多通道系统的收敛速度。

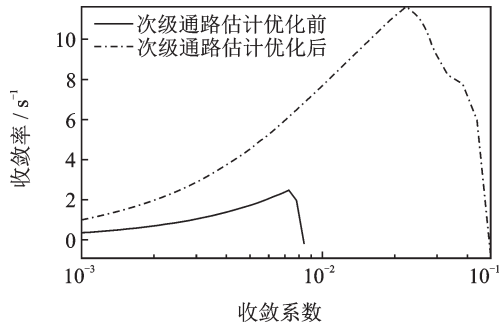


图7 次级通路估计优化效果

Fig.7 Effect of secondary path estimation optimization

为了进一步验证上面的优化结果,以4扬声器4麦克风系统怠速3 000 r/min静止工况为例,通过实车试验验证改进次级通路对于系统降噪性能的影响,结果如图8所示。实际收敛的曲线斜率与理论计算获得的收敛曲线斜率基本相同,验证了算法收敛速度估计方法的准确性;使用了改进的次级通路估计以后,系统的收敛速度大幅提升,验证了上述优化结果的正确性。

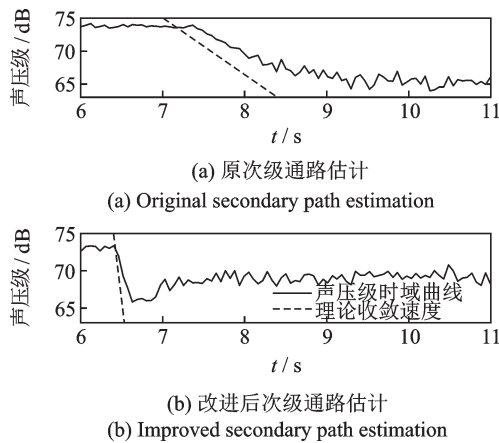


图8 次级通路估计对收敛速度的影响

Fig.8 Impact of secondary path estimation on convergence speed

虽然这种优化方法可以大幅提升系统的收敛性,但不会提高系统的次级通路鲁棒性。如图9所示,使用优化的次级通路估计以后,系统仍然会发生次级通路完全失配现象,发生完全失配现象的频率并没有因为改进算法以后而减少。

3.2 次级通路鲁棒性抑制——次级通路反馈

为了解决自适应滤波算法的次级通路鲁棒性问题,赵剑等^[14]提出在次级通路回路上增加一个固定

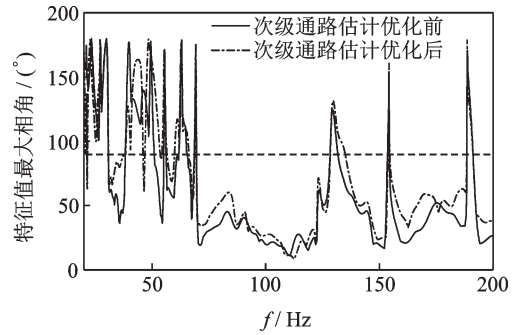


图9 次级通路估计对系统鲁棒性的影响

Fig.9 Effects of secondary path estimation on the system robustness

系数反馈控制器,以减小次级通道的不确定性^[14]。在自适应陷波算法中,也可以采用相同的方法提升系统次级通路鲁棒性。具体是在次级通路旁并联一个反馈控制器,将误差信号传感器采集到的信号反馈回到系统的输出。此时,系统的误差矢量 $e(n)$ 和新的次级通路传递函数变为

$$\begin{cases} e(n) = (1 - H_s K)^{-1} H_s y(n) + (1 - H_s K)^{-1} d(n) \\ H_b = (1 - H_s K)^{-1} H_s \end{cases} \quad (32)$$

对 H_b 求导,根据Woodbury求逆公式,化简可得

$$dH_b = (1 - H_s K)^{-1} dH_s (1 - KH_s)^{-1} \quad (33)$$

由式(33)可知,如果能够设置控制器 K ,使得 $\|(1 - H_s K)^{-1}\| \cdot \|(1 - KH_s)^{-1}\|$ 越小,新系统抑制次级通路变化的能力越强。可以证明 $(1 - H_s K)^{-1}$ 与 $(1 - KH_s)^{-1}$ 拥有相同的不等于1的特征值。同时,根据谱半径 $\rho(A) \leq \|A\|$ 这一特性,可以得到

$$\|(1 - H_s K)^{-1}\| \cdot \|(1 - KH_s)^{-1}\| \geq \rho[(1 - H_s K)^{-1}]^2 \quad (34)$$

若希望 dH_b 尽可能小,则需要设计控制器 K 使得 $\rho(1 - H_s K)$ 尽可能大。若不计初级噪声 $d(n)$,误差项可以写成

$$e(n) = H_s y(n) + H_s K H_s y(n) + (H_s K)^2 H_s y(n) + \dots \quad (35)$$

的等比数列,因此不难获得,系统稳定的条件为等比系数 $\rho(H_s K) < 1$ 。实际设计时,可以先给定 $\gamma \in (0, 1)$,并设计控制器

$$K = -\gamma H_s^+ \quad (36)$$

即满足设计要求。 γ 选择越小,系统的次级通路鲁棒性越差; γ 选择越大,则反馈系统内部的稳定性越差,系统越是容易发散。式(36)获得的 K 是一个 $M \times N$ 阶的复数矩阵,每个元素 k_{ij} 对应一个在某一频率上满足一定幅值相位特性的滤波器。选择将元

素 k_{ij} 转换为一个二阶滤波器,即

$$k_{ij}(s) = \frac{as + b}{(s/\omega_0)^2 + 2\xi(s/\omega_0) + 1} \quad (37)$$

其中:传递函数的分母为一个二阶振荡环节; ω_0 为自适应陷波系统需要控制的角频率; ξ 为振荡系统的阻尼比,阻尼比取很小;传递函数的分子是一个一阶微分环节,用来使得整个滤波器的传递函数等于 k_{ij} 。

传递函数功能是将所控制的频率过滤出来,避免初级噪声 d 中 ω_0 以外频率成分的噪声的传递函数满足 $\rho(H_s K) > 1$,使得反馈系统发生不稳定。

同样用上节所分析的4个扬声器4个麦克风系统为例进行分析。如果不使用次级通路反馈,系统必然发散。根据系统130 Hz的次级通路传递函数设计反馈控制器 K ,令 $\gamma = 0.8, \xi = 0.01$ 。对新的系统进行仿真,仿真结果如图10所示。图中麦克风1~4分别对应车内左前、右前、左后和右后4个位置,实线为降噪前的声压,虚线为降噪后的声压。

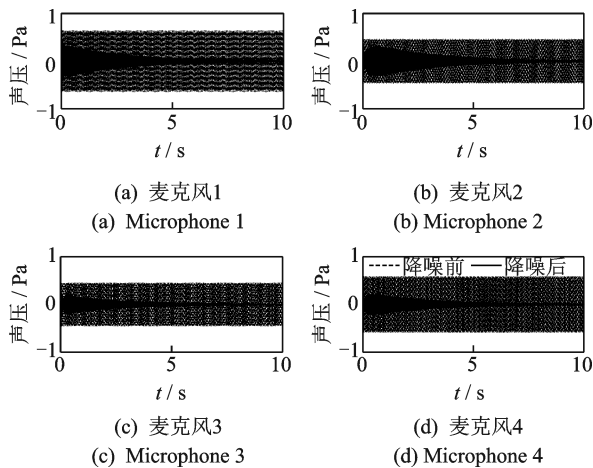


图10 次级通路反馈的控制效果

Fig.10 Control results of secondary path feedback

结果表明,次级通路反馈方法在提升系统次级通路鲁棒性的同时,仍然可以保障稳态误差为0,这使其拥有更好的降噪效果。除此以外,从式(32)可见,如果关闭自适应陷波器,那么系统的输出为

$$e(n) = (1 - H_s K)^{-1} d(n) \quad (38)$$

由于设计 $\|(1 - H_s K)^{-1}\|$ 很小,所以系统对初级噪声 d 仍然有削减的作用,此时这个反馈控制器成为了一个非自适应反馈控制的主动噪声控制器。系统不打开自适应陷波器时的降噪性能如图11所示。可以看出,这个反馈控制器也具有很好的降噪效果。降噪效果的好坏同 γ 的取值有关, γ 越大,则系统的降噪效果越好。

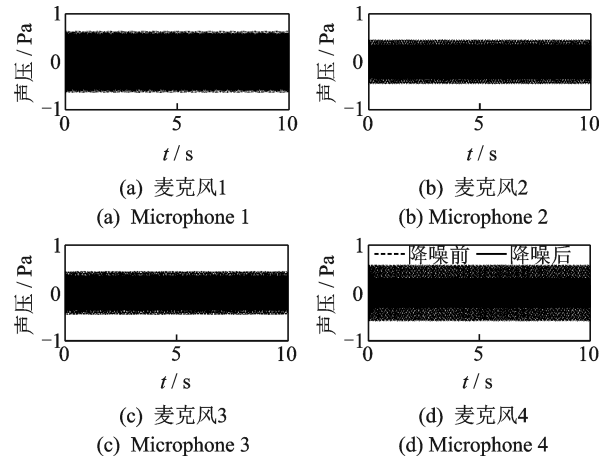


图11 关闭自适应陷波器后的控制效果

Fig.11 Control results after closing the adaptive notch filter

由此可见,次级通路反馈的方式相比泄露算法,具有稳态误差为0、具有非自适应降噪能力等优点,但是当次级通路的变化 dH_s 过大,系统仍然可能发生次级通路完全失配现象。图12所示,随着 γ 的变大,特征值最大相角绝大部分情况下下降了,这说明次级通路反馈的确提高了系统的次级通路鲁棒性。但是,仍然有一部分相角在 90° 以上,也就是说系统仍然存在次级通路完全失配的风险。

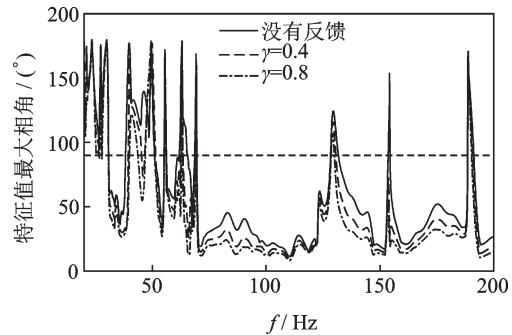


图12 次级通路反馈对特征值最大相角的影响

Fig.12 Effects of secondary path feedback on the maximum phase angle of eigenvalues

综上,次级通路反馈方法不能彻底解决次级通路完全失配现象,尤其是对于车内噪声这种次级通路变化范围大、频率范围宽的系统。

3.3 次级通路鲁棒性抑制——泄露算法

为了保证次级通路的鲁棒性,自适应陷波算法的控制目标中还需要约束次级信号的大小,即

$$J = E[e^T(n)e(n) + \beta_1 w^T(n)w(n)] \quad (39)$$

其中: β_1 为泄露量。

根据最陡下降法原理得到泄露自适应算法的权重迭代公式为

$$w(n+1) = \nu \cdot w(n) - 2\mu R(n)e(n) \quad (40)$$

其中: $\nu = 1 - 2\mu\beta_1$ 为泄露因子, 其取值越大, 系统的次级通路鲁棒性越好, 但是系统的稳态误差越大。

以4扬声器4麦克风为例进行分析, 次级通路估计的是驾驶员仅1人、车窗全部关闭的情况, 但是真实的情况是只有右后排的车窗是关闭的。系统消除发动机3 900 r/min对应的2阶噪声。图13是使用一般算法时系统的降噪效果, 取收敛系数 $\mu = 10^{-2}$, 可以明显发现系统处于发散状态。

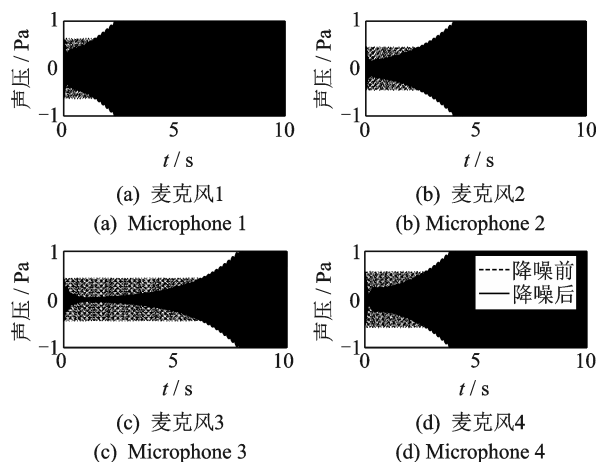


图13 一般算法的降噪效果

Fig.13 Noise reduction of the general algorithm

但是如果加入泄露量 $\beta_1 = 0.1$, 由图14可以看出, 系统可收敛, 但有一定稳态误差。

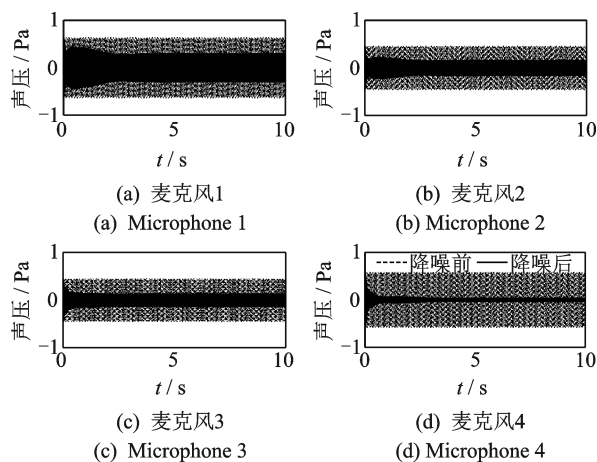


图14 泄露算法的降噪效果

Fig.14 Noise reduction of the leak algorithm

泄露算法在稳态误差和稳定性之间存在矛盾, 所以希望在系统稳定的前提下, 让泄露量越小越好。

为了分析系统次级通路鲁棒性, 统计了以车窗全关为估计工况, 所有开关窗情况下 $\hat{A}_{mp} A_{mp}^T$ 特征值最大相角的变化情况, 工况代号分别表示左前、右

前、左后与右后车窗的开闭情况, 1代表开窗, 0代表关窗。统计结果如图15所示。

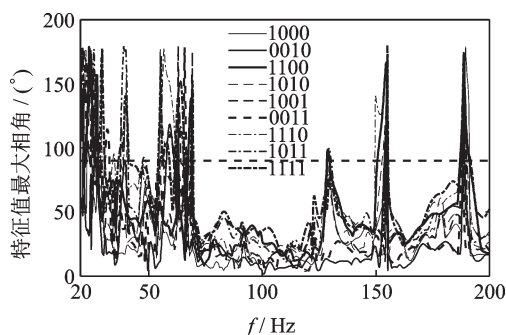


图15 次级通路鲁棒性统计结果

Fig.15 Statistics of secondary path robustness

统计发现, 次级通路完全失配现象并不是在任何频率下都有出现的风险, 容易出现次级通路完全失配现象的区域包括70 Hz以下、130 Hz附近、150~155 Hz附近、190 Hz附近。在这些区域可以适当设置泄露量, 而在其他次级通路完全失配风险较低的地方, 可以设计泄露量 $\beta_1 = 0$, 以减小稳态误差, 提高系统的降噪性能。

以4扬声器4麦克风系统为例, 试验验证算法的可行性。工况为1 000 r/min静置, 由图16可见, 该工况下系统的次级通路鲁棒性非常恶劣。由图16(a)可见, 此时如果不使用泄露算法, 系统必然发散。如果引入一个 $\beta_1 = 0.1$ 的泄露算法, 则系统能够非常轻易地收敛。由此验证了泄露算法对于提升次级通路鲁棒性的重要作用。

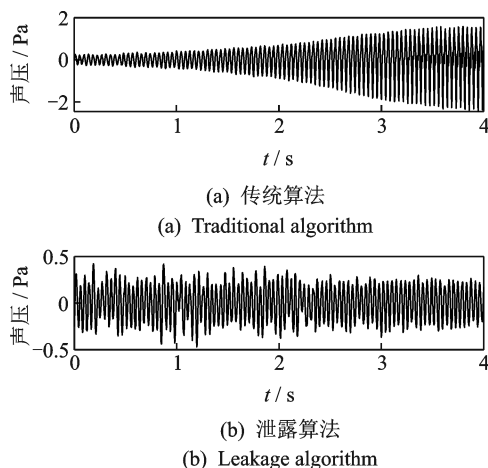


图16 泄露算法试验验证

Fig.16 Leakage algorithm test verification

4 结束语

建立了多通道自适应陷波车内噪声主动控制系统

统的离散状态空间模型,提出评价系统降噪性能的收敛率和稳态误差增益两个指标。通过理论推导、数值仿真和实车试验的方法,分析了系统的次级通路鲁棒性问题,并推导了级通路完全失配的条件。分析表明,次级通路的改变对整个系统的稳态误差没有影响;对系统收敛性的影响有正有负,通过次级通路设计可以提升系统的收敛速度。结合分析结果对系统次级通路进行设计,通过改进次级通路,大幅提升系统的收敛速度。分析发现,次级通路反馈方法虽然可以提升系统鲁棒性,但是存在次级通路完全失配的风险。泄露算法虽然是以牺牲系统问题误差为代价来提升其鲁棒性,但是可以杜绝次级通路完全失配的分析。在实际应用中更具前景。

参 考 文 献

- [1] BAI M R, LIN Z. Active noise cancellation for a three-dimensional enclosure by using multiple-channel adaptive control and H infinity control [J]. Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the ASME, 1998,120(4):958-964.
- [2] BAI M R, LIN H H. Plant uncertainty analysis in a duct active noise control problem by using the H-infinity theory [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1998,104(1):237-247.
- [3] ADACHI S, SANO H. Active noise control system for automobiles based on adaptive and robust control [C]// Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications. Piscataway: IEEE, 1998: 1125-1129.
- [4] DE FONSECA P, SAS P, VAN BRUSSEL H. Robust design and robust stability analysis of active noise control systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001,243(1):23-42.
- [5] 李普. 结构振动声辐射系统鲁棒 H_∞ 控制研究[D]. 南京:东南大学, 2001.
- [6] THAI H, TA M, DEBRUNNER V. A robust active noise control algorithm without identifying secondary path [C] //Proceedings of the 2008 42nd Asilomar Conference on Signals, Systems and Computers. Pacific Grove: IEEE Computer Society, 2008: 1644-1648.
- [7] 王进军, 陈克安, 陈国跃. 基于鲁棒控制的次级通路不确定性解决方案[C]//中国声学学会2006年全国声学学术会议论文集. 厦门:中国声学学会, 2006: 345-346.
- [8] MONTAZERI A, POSHTAN J. A new robust adaptive IIR filter for compensating uncertainties in the secondary path estimation model in ANVC systems [C]// International Conference on Signal Processing Proceedings. Beijing: IEEE, 2008: 252-255.
- [9] ZHANG M, LAN H, SER W. On comparison of online secondary path modeling methods with auxiliary noise [J]. IEEE Transactions on Speech and Audio Processing, 2005,13(4):618-628.
- [10] ZHANG M, LAN H, SER W. Cross-updated active noise control system with online secondary path modeling [J]. IEEE Transactions on Speech and Audio Processing, 2001,9(5):598-602.
- [11] DAVARI P, HASSANPOUR H. Designing a new robust on-line secondary path modeling technique for feedforward active noise control systems [J]. Signal Processing, 2009,89(6):1195-1204.
- [12] KIM D W, PARK P. Online secondary path estimation in active noise control systems using a scheduled step size algorithm [C] //Proceedings of the 2017 Asian Control Conference. Gold Coast: IEEE, 2017:801-806.
- [13] KUO S M, MORGAN D. Active noise control systems: algorithms and DSP implementations [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1996:408.
- [14] 赵剑, 徐健, 李晓东, 等. 有源抗噪声护耳器 H_2/H_∞ 优化方法研究[J]. 声学学报, 2007,32(5): 447-453.
ZHAO Jian, XU Jian, LI Xiaodong, et al. A study of an active noise reduction headset with the H_2/H_∞ optimization method [J]. Acta Acustica, 2007, 32(5): 447-453. (in Chinese)



第一作者简介:张立军,男,1972年3月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声分析及控制、汽车系统动力学分析与控制、电动汽车动力总成集成与控制、智能汽车环境感知与信息融合。曾发表《多通道自适应陷波算法性能的评价指标及影响因素》(《同济大学学报(自然科学版)》2020年第48卷第1期)等论文。

E-mail: tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

通信作者简介:孟德建,男,1982年3月生,助理教授、硕士生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声控制、车辆系统动力学与控制、电动汽车底盘集成与控制。
E-mail: mengdejian@tongji.edu.cn

基于 SVM 观测器的新异类故障检测方法及应用^{*}

李 运^{1,2,3}, 杨世海^{1,2}, 吴佳佳^{1,2,3}, 顾伯忠^{1,2}

(1. 中国科学院国家天文台南京天文光学技术研究所 南京, 210042)

(2. 南京天文光学技术研究所中国科学院天文光学技术重点实验室 南京, 210042) (3. 中国科学院大学 北京, 100049)

摘要 针对目前天文望远镜驱动系统新异类故障检测遇到的先验信息不足、特征描述困难等现状,提出一种基于支持向量机状态观测器的新异类故障检测方法。首先,以望远镜驱动系统为对象,介绍该方法的基本原理,并建立通用状态观测器诊断模型;其次,以望远镜运行数据为样本对该方法进行验证。该方法新异类故障检测准确率为 94%,耗时为 0.047 s;同类反向传播(back propagation,简称 BP)、径向基函数(radial basis function,简称 RBF)观测器检测准确率为 85.5% 和 58%,耗时为 7.628 和 1.985 s。结果表明:基于支持向量机(support vector machine,简称 SVM)状态观测器对望远镜驱动系统新异类故障检测性能明显优于误差反向传播和径向基函数观测器。将该方法实现于故障诊断及自愈半物理仿真平台,证明其工程应用的可行性。

关键词 天文望远镜;支持向量机;观测器;新异类;故障检测

中图分类号 TH751; TP207; P111.2

引 言

大口径光学红外望远镜是进行天体物理学研究、探索宇宙起源以及满足国家空天安全战略需求的核心手段。12 m 口径光学红外望远镜(large optical telescope,简称 LOT)是我国“十三五”期间优先布局的重大科技基础设施项目之一。为了更好满足视宁度好、光污染小等天文观测的前提条件,望远镜通常选址在高海拔、高寒以及人迹罕至的地区。望远镜故障已成为影响望远镜高效、可靠和无人自动观测的重要因素^[1],故对天文望远镜驱动系统进行故障诊断策略研究具有深远的意义。

近年来,众多专家学者对功能各异设备的故障诊断技术进行了一系列研究。支持向量机结合相关技术在国内故障诊断领域取得了长足的发展^[2-5],国外对此方面的研究也同样取得了丰硕的成果^[6-8]。文献[9]提出一种改进的距离评估技术和自适应模糊推理相结合的故障诊断法,并将其应用在滚动轴承的故障诊断中且取得了良好的效果。神经网络与诸如多特征信号识别技术、特征评估技术、数据挖掘技术等相结合的方法进行相关设备的故障诊断,并取得了相应的成果^[10-11]。但是,目前神经网络诊断效率和稳定性还有待提高,加之其“黑盒效应”本身

就可能导致非预期结果,故该方法并不适用于文中的研究对象。基于专家系统的故障诊断方法经过半个多世纪的发展已成长为较为成熟的技术,且在故障诊断领域充分发挥了其优势^[12],但专家系统本身存在的自学习能力不足、过于依赖经验等缺点限制了其发展。Kordestani 等^[13]介绍了一种应用在多功能扰流板上的故障诊断方法,该方法融合了人工神经网络和离散小波变换以实现诊断系统的可靠性和快速性。深度学习相关技术同样被应用于设备的故障诊断,并通过实验的方法验证了其良好的诊断性能^[14-15]。

现有故障诊断方法通常对样本缺失、先验信息不足的新异类故障束手无策,受限于信息采集、特征描述和处理方法,此类故障通常难以被快速的判别。为解决上述问题,胡雷等^[16]构建了单类支持向量机检测器,用于对涡轮增压传感器的新异类检测,且证明了该方法的有效性。杜文辽等^[17]提出了一种基于支持向量机数据描述和 K 均值聚类相结合的新异类故障诊断框架。徐兴等^[18]设计了最优未知输入观测器对系统状态进行估计。Markou 等^[19-20]综述了新异类检测方法,包括信号处理、模式识别、数据挖掘和机器人技术等。Vanevery 等^[21]提出了一种基于机器学习产生预测概率模型的新异类检测方

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11973065,11373052);国家基础研究发展计划“九七三”计划资助项目(2013CB834901)

收稿日期:2019-07-09;修回日期:2019-12-20

法,并将其应用于暖通空调系统中。

望远镜驱动系统是保证天文观测顺利进行的关键所在。目前望远镜多工作于自然环境恶劣、人迹罕至的地区,故障检测又受到了远程效率低、预警机制不完善等因素的制约,加之新异类检测遭遇的故障样本缺失、先验信息不足等问题,因此笔者通过基于支持向量机状态观测器的故障检测方法完善新异类检测技术,提高未知异常检测效率。该方法可为我国未来 12 m 望远镜故障诊断及自愈子系统的构建提供技术支持,同时对其他天文仪器的设计与研发也具有重要的指导意义。

1 望远镜驱动系统与诊断原理

1.1 望远镜驱动系统

笔者以天文望远镜驱动系统为研究对象,对其可能引起驱动系统异常的结构进行分析。望远镜驱动系统被控对象主体结构分为高度轴驱动子系统、方位轴驱动子系统和调焦驱动子系统,每个轴均由独立的伺服驱动系统加以控制。文中以第3台南极巡天望远镜(antarctica survey telescope,简称AST3-3)为例,如图1所示。驱动系统主要由运动控制器、伺服驱动器、伺服电机和位置传感器等组成,控制方式采用位置环、速度环和电流环组成的三环反馈控制。

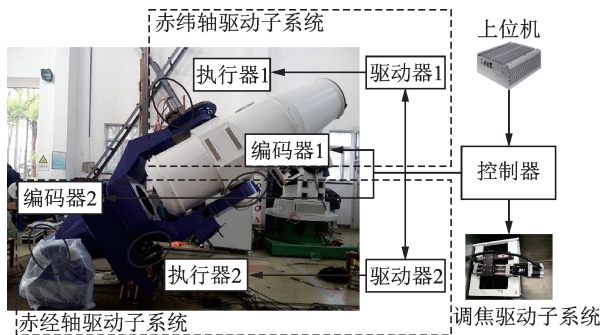


图1 AST3-3驱动系统

Fig.1 The drive system of AST3-3

望远镜长年工作在人烟稀少的高海拔地区,故障及时判断可通过实时监测数据进行,一方面可避免故障对望远镜造成的不可逆伤害,另一方面也节省人力、物力和财力成本。人为地进行各项参数的判别是不现实的,基于机器学习的故障诊断方法为从历史数据中挖掘隐藏的故障信息提供了新思路。

运行参数是判断望远镜是否处于正常运行状态的重要指标。电力系统是设备运转必不可少的,

故电压、电流和功率是需要监测的首要指标。负载异常激增会引起电流激增进而威胁电机安全,故阈值电流和阈值功率也是需要考虑的因素。望远镜是精密传动系统,其跟踪位置、跟踪速度、跟踪加速度和跟踪误差也是需要监测的重要指标。作为并行工作于驱动系统的新异类故障检测系统而言,及时判断系统是否故障并停机可保证望远镜的安全运行。

1.2 支持向量机

支持向量机是一种以统计学理论、VC维(vapnik-chervonenkis dimension,简称VC维)理论和结构风险最小化理论为基础的机器学习方法^[22-23]。随着机器学习理论和故障诊断学理论的发展,更多的方法被应用于设备故障诊断,并取得较好的应用效果。

基于SVM理论的诊断方法核心在于分类,保证经验风险最小的前提下,将测试数据中的故障数据以最快的速度检测出来,实现正常数据和故障数据的分离。为实现正常数据和故障数据的分离,将 n 维样本数据映射到一个超平面,在超平面中寻求输入与输出的非线性关系。通过支持向量的线性组合可得最优分类面函数为

$$f(x) = \text{sgn} \{ (\omega x) + b \} = \text{sgn} \left\{ \sum_{i=1}^n \alpha_i^* y_i (x_i x) + b^* \right\} \quad (1)$$

其中: α_i^* 为最优解; b^* 为分类阈值。

但对于非线性分类问题,空间映射通常采用核函数实现,通过引入点积核函数 K

$$K(x_i y_j) = \langle \Phi(x_i) \Phi(y_j) \rangle \quad (2)$$

即原始空间的内积。则相应的分类函数转化为

$$f(x) = \text{sgn} \{ (\omega x) + b \} = \text{sgn} \left\{ \sum_{i=1}^n \alpha_i^* y_i K(x_i x) + b^* \right\} \quad (3)$$

分类函数将所有样本数据分为正常数据和异常数据,新异类故障检测即故障数据的检测。

2 新异类故障检测原理

2.1 新异类故障状态观测器模型

基于SVM建立望远镜驱动系统的新异类故障状态观测器,将训练好的模型接入望远镜控制系统。状态观测器的输入即为驱动系统的状态参数,用观测输出和系统的实际输出在决策机(decision-

making machine, 简称 DMM) 中做最终决策, 将诊断结果输出。

状态观测器的建立以 SVM 模型为平台, 以系统数据为依据, 以 DMM 为准绳, 最终判断系统的运行状态。笔者以龙贝格 (Luenberger) 状态观测器为模型依据, 建立适用于望远镜驱动系统的故障状态观测器。状态观测器设计如图 2 所示, 图中: u 和 y 分别为系统的输入和输出; out 为诊断结果; TCS (telescope control system, 简称 TCS) 为望远镜控制系统模块; FRS (feedback regulation system, 简称 FRS) 为反馈调节系统模块。

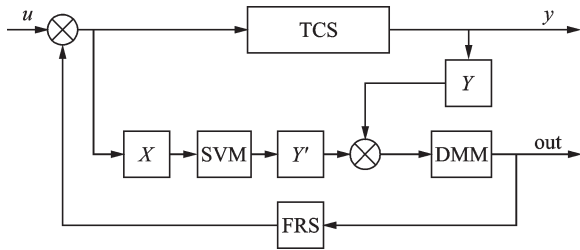


图2 故障状态观测器模型

Fig.2 Fault state observer model

由图 2 可知, 系统的状态参数 X 即样本数据, 经基于 SVM 的网络模型进行训练得到系统预测输出样本集 Y' , 系统的实际输出状态参数为 Y 。

望远镜驱动系统复杂, 涉及参数众多, 文中假设其可以由式 (4) 描述

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = g(t, X, U, Y, f) \\ Y(t) = h(t, X, U, Y, f) \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{定义状态观测器为} \begin{cases} \hat{X}(t) = g(t, \hat{X}, U, Y, \hat{f}) \\ \hat{Y}(t) = h(t, \hat{X}, U, Y, \hat{f}) \end{cases}$$

其中: $X(t)$, $Y(t)$, $U(t)$, $f(t)$ 分别为连续系统的状态向量、输出向量、输入向量和故障向量; $\hat{X}(t)$, $\hat{Y}(t)$, $\hat{f}(t)$ 分别为系统预估状态向量、输出向量和故障向量。令输出误差为

$$e(t) = Y(t) - \hat{Y}(t) \quad (5)$$

当系统正常运行时有 $\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = 0$ 成立, 当输出误差超过置信上限时 DMM 判定系统处于故障状态, 此时可通过反馈调节系统 FRS 对系统进行自适应调整。DMM 模型为

$$\begin{cases} F_{\text{model}} = 1 & (e(t) > e_0(t)) \\ F_{\text{model}} = 0 & (e(t) < e_0(t)) \end{cases} \quad (6)$$

其中: $e_0(t)$ 为置信上限。

当系统输出误差大于置信上限时, DMM 输出结果 F_{model} 为 1, 表示系统此时处于故障状态; 反之输

出结果为 0, 表示系统处于正常运行状态。

假设训练数据和测试数据均满足多元正态分布, 即

$$z_i \sim N_{n_z}(\mu_z, \Sigma_z) \quad (i = 1, 2, \dots, N) \quad (7)$$

其中: μ_z 和 Σ_z 分别为训练数据的均值和方差。

根据残差公式求得检测残差

$$r = z - \mu_z \quad (8)$$

记 $\chi^2(z) = r^T \Sigma_z^{-1} r$, 又因 $\chi^2(z) \sim \chi^2(n_z)$ 。设显著性水平为 α , $\chi^2_{1-\alpha}(n_z)$ 是自由度为 n_z 的 χ^2 分布对应于 $(1-\alpha)$ 的分位数, 即

$$P\{\chi^2(n_z) < \chi^2_{1-\alpha}(n_z)\} = 1 - \alpha \quad (9)$$

因为 $\chi^2(z)$ 始终为正值, 故对应的置信上限为

$$e_0(t) = \chi^2_{1-\alpha}(n_z) \quad (10)$$

2.2 诊断原理

基于 SVM 状态观测器的故障诊断系统平行运行于望远镜控制系统。首先, 观测器利用驱动系统历史运行数据作为其训练样本, 对 SVM 模型进行训练, 将训练好的模型作为观测器的输入数据处理中心; 其次, 观测器利用驱动系统的输入作为输入, 观测器分类结果作为其输出; 最后, 将驱动系统的实际输出数据和观测器的观测输出数据送给故障决策机, DMM 利用决策算法判断该结果是否处于置信区间内, 从而判断故障是否已经发生或即将发生。

基于 SVM 状态观测器的望远镜故障诊断原理如图 3 所示。

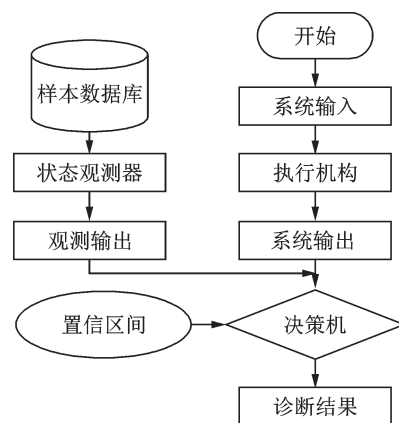


图3 故障诊断原理图

Fig.3 Schematic diagram of fault diagnosis

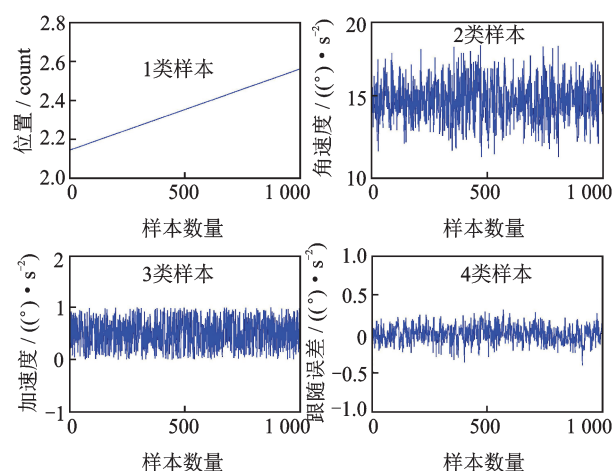
3 实验与结果

3.1 数据的选取及预处理

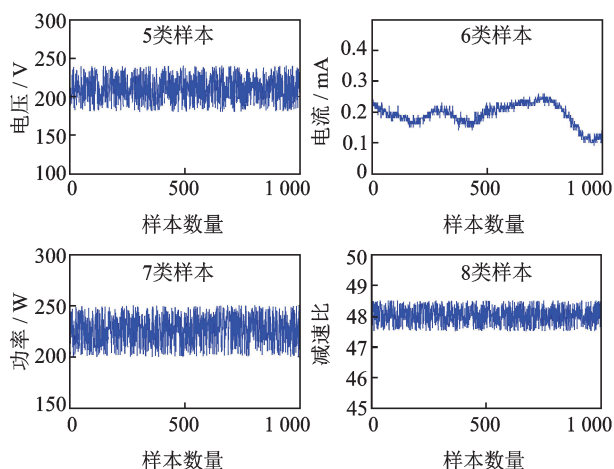
新异类故障检测所需样本数据通常要包含正常

数据、故障临界数据和故障数据。鉴于目前12 m望远镜没有现成的运行数据可供参考,故文中采用样本数据均来自南极巡天望远镜AST3-3于2017年4月在南京大桥机械厂低温试验车间。12 m望远镜和南极望远镜同样运行在高海拔、低温、强紫外线等恶劣的自然环境中,加之二者运行机制及控制方式存在很大的相似之处。故南极望远镜的运行参数对于验证笔者提出的故障检测方法具有一定的参考价值。

截取实验数据1 000组作为SVM模型训练样本数据,50组作为测试样本数据。每组样本数据包含望远镜运行的8种参数,分别是望远镜单轴运行时的位置、速度、加速度、跟随误差、电压、电流、功率和减速比。训练样本数据的选取直接关系到观测器模型的好坏,故原则上训练样本数据覆盖范围越广诊断正确率越高。本研究选取的样本数据均满足上述条件,其数据特征如图4所示(图4,5中的横坐标均表示无量纲单位)。



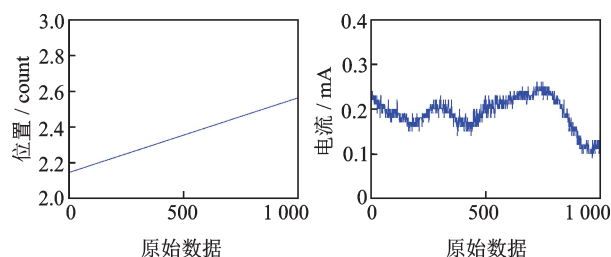
(a) 前4类训练样本数据特征
(a) Characteristics of the first four training sample data



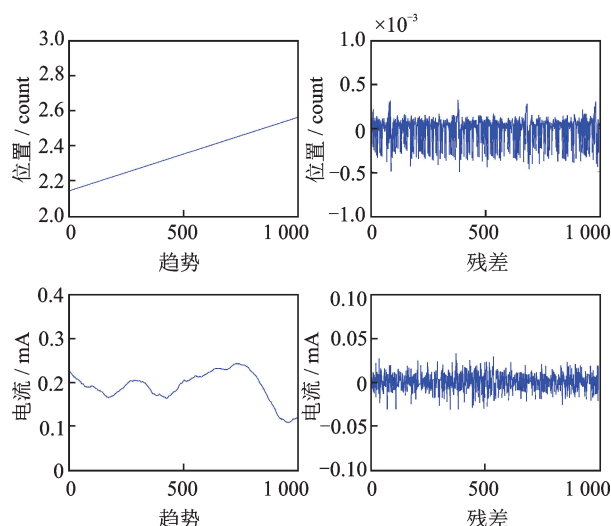
(b) 后4类训练样本数据特征
(b) Characteristics of the last four training sample data

图4 训练样本数据特征
Fig.4 Characteristics of training sample data

上述样本数据特征总体可分为两大类:平稳数据和非平稳数据,其中1类样本和6类样本属于非平稳数据,如图5(a)所示。基于支持向量机的训练网络对于平稳数据具有良好的训练效果,但对于非平稳数据训练时容易导致故障信息,可能会被正常的非平稳的宽幅趋势所掩盖,导致检测率显著降低^[24]。故文中对非平稳信号的光滑非平稳趋势和非光滑平稳残差进行提取,以获得支持向量机网络最优训练效果。趋势和残差提取结果如图5(b)所示。



(a) 原始位置和电流信号
(a) Original position and current signal



(b) 位置和电流信号趋势及残差
(b) Trends and residuals of the position and current signal

图5 原始位置和电流及其趋势和残差

Fig.5 Original position and current and their trends and residuals

其中,一类样本表示经光栅码盘测得的望远镜位置,单位是码盘计数值count。文中实验采用的码盘刻线数为40 000,码盘旋转一周输出40 000个脉冲。为提高望远镜的测角精度和分辨率,控制器中的细分模块将光栅输出的原始信号进行了4 096细分,计算可得码盘运动一周的总计数值。

3.2 实验结果分析

为验证该方法的可行性,将其应用在故障诊断

及自愈半物理仿真平台进行测试。该平台主要用于天文望远镜控制系统的故障诊断及智能自愈测试实验。该平台主要由故障模拟控制箱和故障诊断及自愈控制箱两部分组成。

经样本数据对SVM观测器的训练,对测试样本数据进行新异类故障检测,得出预测分类结果。SVM观测器故障预测值和实际值对比如图6所示(图6,8,9中横、纵坐标均为无量纲单位)。

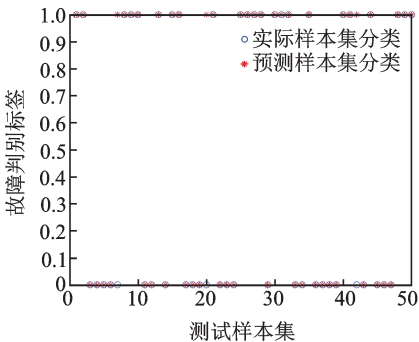


图6 SVM观测器检测结果
Fig.6 The result of observer based on SVM

半物理仿真平台的诊断结果如图7所示,若系统判断出故障组数据,即观测器判断此时驱动系统故障,则继电器吸合且对应指示灯亮。

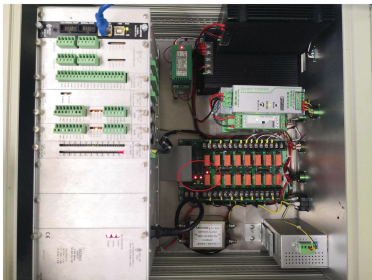


图7 仿真平台诊断结果
Fig.7 Test results on simulation platform

由图6可知,故障状态观测预测结果只有一组 and 实际结果不符,即观测器对该组数据判断有误。但从总体结果可知,检测正确率可达94%,平均用时0.047 s。重复上述操作10次,检测结果均未变化,证明该观测器稳定性好,但正确率仍存在提高空间。

为突出基于SVM观测器的新异类故障检测方法的优越性能,文中还对比了基于BP神经网络和基于RBF神经网络观测器的检测结果(神经元个数设为10),其中各10次的检测结果分别如图8和图9所示,平均正确率为85.5%和58.0%,平均耗时为

7.628和1.985 s。3种不同方法观测器的诊断性能结果对比如表1所示。

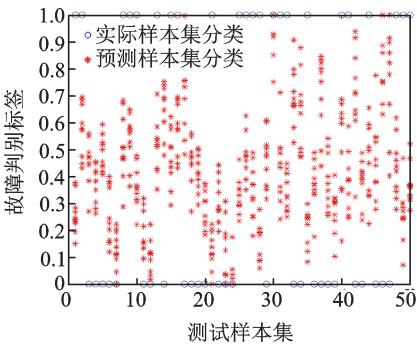


图8 BP神经网络观测器检测结果
Fig.8 The result of observer based on BP

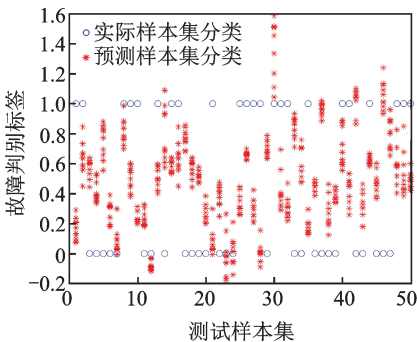


图9 RBF神经网络观测器检测结果
Fig.9 The result of observer based on RBF

表1 基于BP,RBF,SVM观测器诊断性能对比
Tab.1 Comparison of diagnostic performance based on BP, RBF and SVM observer

性能	准确率/%	耗时/s
BP观测器	85.5	7.628
RBF观测器	58.0	1.985
SVM观测器	94.0	0.047

4 结束语

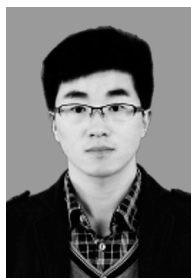
笔者以望远镜驱动系统为研究对象,引用基于SVM状态观测器的新异类故障检测方法,建立了通用SVM状态观测器模型。并利用望远镜运行数据为样本对该方法进行了验证,结果表明基于SVM状态观测器的新异类故障检测准确率可达94%,平均用时0.047 s。该结果与基于BP,RBF状态观测器检测准确率85.5%,58.0%、用时7.628 s,1.985 s相比,表明该方法对望远镜驱动系统新异类故障检测的准确率和效率明显优于其他两种同类方法。该方法可远程独立工作于望远镜驱动系统,

可实时监测望远镜驱动系统的运行状况,一旦检测到望远镜运行异常,及时停机以免造成不可逆故障的发生。该方法可为12 m望远镜驱动系统故障检测提供技术支持,同时对我国现有天文望远镜以及未来天文仪器健康管理系统的研发都具有实质性的意义。本研究仍存在不足之处:①由于样本数据区域覆盖有限,加之观测器设计仍需进一步优化,导致笔者提出的基于SVM状态观测器的新异类故障检测方法目前仍存在误差;②笔者提出的新异类故障诊断方法只能宏观判断故障,不能微观定位故障,这将是今后的研究工作计划。

参 考 文 献

- [1] LEI H, WU X, ANDREONI I, et al. Optical observations of LIGO source GW 170817 by the antarctic survey telescopes at dome a, antarctica[J]. Science Bulletin, 2017, 62(21): 1433-1438.
- [2] 钱承, 鄂加强. 基于FSVM的起重机臂筒焊接变形测量研究[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(6): 1229-1233.
QIAN Cheng, E Jiaqiang. Measurement research on welding diagnosis of crane arm tube based on fusion of SVM and fuzzy logical theory[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1229-1233. (in Chinese)
- [3] 胡雷. 面向飞行器健康管理的新异类检测方法研究[D]. 长沙:国防科学技术大学, 2010.
- [4] 张建, 李艳军, 曹愈远, 等. 免疫支持向量机用于航空发动机磨损故障诊断[J]. 北京航空航天大学学报, 2017, 43(7): 1419-1425.
ZHANG Jian, LI Yanjun, CAO Yuyuan, et al. Immune SVM used in wear fault diagnosis of aircraft engine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2017, 43(7): 1419-1425. (in Chinese)
- [5] 孙国栋, 周振, 王俊豪, 等. 基于稀疏编码空间金字塔匹配和GA-SVM的列车故障自动诊断[J]. 光学精密工程, 2018, 26(12): 220-231.
SUN Guodong, ZHOU Zhen, WANG Junhao, et al. Automatic fault recognition algorithm for key parts of train based on sparse coding based spatial pyramid matching and GA-SVM[J]. Optics and Precision Engineering, 2018, 26(12): 220-231. (in Chinese)
- [6] SHAN S. Machine learning models and algorithms for big data classification[M]. New York: Springer Science Business Media, 2016:207-235.
- [7] LUPOLOVA N, DALLMAN T J, MATTHEWS L, et al. Support vector machine applied to predict the zoonotic potential of E. coli O157 cattle isolates[J]. Proceeding of the National Academy of Science, 2016, 113(40): 11312-11317.
- [8] NEMA A, TIWARI B, TIWARI V. Improving accuracy for intrusion detection through layered approach using support vector machine with feature reduction[C]//Proceeding of the ACM Symposium on Women in Research 2016 (WIR'16). New York: Association for Computing Machinery, 2016:26-31.
- [9] LEI Y, HE Z, ZI Y. A new approach to intelligent fault diagnosis of rotating machinery[J]. Expert System with Applications, 2008, 35(4): 1593-1600.
- [10] 张强, 刘志恒, 王海舰, 等. BP神经网络在截齿合金头失效识别中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(3):508-516.
ZHANG Qiang, LIU Zhiheng, WANG Haijian, et al. Research on identification of pick alloy head's failure mode based on BP neural network[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(3): 508-516. (in Chinese)
- [11] 申景诗, 曾晓东, 姜明顺. 基于FBG和BP神经网络的声发射定位方法[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(4): 816-829.
SHEN Jingshi, Zeng Xiaodong, JIANG Mingshun. Acoustic emission location method research based on fbg network and BP neural network[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(4): 816-829. (in Chinese)
- [12] 司景萍, 马继昌, 牛家骅, 等. 基于模糊神经网络的智能故障诊断专家系统[J]. 振动与冲击, 2017, 36(4): 164-171.
SI Jingping, MA Jichang, NIU Jiahua, et al. An intelligent fault diagnosis expert system based on fuzzy neural network[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(4): 164-171. (in Chinese)
- [13] KORDESTANI M, SAMADI M F, SAIF M, et al. A new fault diagnosis of multifunctional spoiler system using integrated artificial neural network and discrete wavelet transform methods[J]. IEEE Sensors Journal, 2018(99): 4990-5001.
- [14] DUONG B P, KIM J M. Non-mutually exclusive deep neural network classifier for combined modes of bearing

- fault diagnosis[J]. *Sensors*, 2018, 18(4): 1129.
- [15] MIAO H, HE D. A deep learning based approach for bearing fault diagnosis [J]. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2017, 55(3):3057-3065.
- [16] 胡雷, 胡芑庆, 秦国军, 等. 涡轮泵状态监控及传感器故障识别的新异类检测方法[J]. *国防科技大学学报*, 2010, 32(2):123-127.
- HU Lei, HU Niaoqing, QIN Guojun, et al. Novelty detection in turbopump condition monitoring and sensor fault recognition [J]. *Journal of National University of Defense Technology*, 2010, 32(2): 123-127. (in Chinese)
- [17] 杜文辽, 李安生, 孙旺, 等. 基于蚁群SVDD和聚类方法的旋转机械故障诊断[J]. *上海交通大学学报*, 2012, 46(9):1440-1444.
- DU Wenliao, LI Ansheng, SUN Wang, et al. Fault diagnosis of rotating mechanism based on ant colony SVDD algorithm and cluster method [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2012, 46(9): 1440-1444. (in Chinese)
- [18] 徐兴, 陈特, 陈龙. 车用直驱轮毂电机传感器故障诊断[J]. *振动、测试与诊断*, 2018, 38(3):570-574.
- XU Xing, CHEN Te, CHEN Long. Automotive direct drive hub motor sensor fault diagnosis [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018, 38(3): 570-574. (in Chinese)
- [19] MARKOU M, SINGH S. Novelty detection: a review—part 1: statistical approaches [J]. *Signal Processing*, 2003, 83(12):2481-2497.
- [20] MARKOU M, SINGH S. Novelty detection: a review—part 2: neural network based approaches [J]. *Signal Processing*, 2003, 83(12): 2499-2521.
- [21] VANEVERY P M, RODRIGUEZ M, JONES C B, et al. Advanced detection of HVAC faults using unsupervised SVM novelty detection and Gaussian process models [J]. *Energy and Buildings*, 2017, 149: 216-224.
- [22] 丁世飞, 齐丙娟, 谭红艳. 支持向量机理论与算法研究综述[J]. *电子科技大学学报*, 2011, 40(1): 2-10.
- DING Shifei, QI Bingjuan, TAN Hongyan. An Overview on theory and algorithm of support vector machines [J]. *Journal of University of Electronic Science and Technology of China*, 2011, 40(1): 2-10. (in Chinese)
- [23] 姚富光, 钟先信, 唐向阳. 异物在线识别中一类支持向量机机理及实现[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(4): 937-942.
- YAO Fuguang, ZHONG Xianxin, TANG Xiangyang. Mechanism and implementation of one class support vector machines in fast foreign real-time recognition [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2009, 17(4): 937-942. (in Chinese)
- [24] 何章鸣, 王炯琦, 周海银, 等. 数据驱动的非预期故障诊断理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2017: 120-137.



第一作者简介:李运,男,1990年3月生,博士生。主要研究方向为天文望远镜精密跟踪控制、故障诊断及智能自愈。曾发表《基于故障树的南极赤道式天文望远镜主轴控制系统可靠性分析》(《天文学报》2017年第58卷第3期)等论文。

E-mail: yli@niaot.ac.cn

通信作者简介:杨世海,男,1973年12月生,博士、研究员、硕士生导师。主要研究方向为天文仪器的精密测量和运动控制、故障诊断及自愈等。

E-mail: shyang@niaot.ac.cn

基于 AE 与 STFT 的变桨轴承裂纹诊断研究^{*}

李 婷^{1, 2}, 付德义^{1, 2}, 薛 扬^{1, 2}

(1. 中国电力科学研究院有限公司新能源研究中心 北京, 100192)

(2. 中国电力科学研究院有限公司新能源与储能运行控制国家重点实验室 北京, 100192)

摘要 由于变桨轴承不完全转动的工作特殊性, 基于振动或应变等常规监测手段难以奏效, 为此提出一种基于声发射 (acoustic emission, 简称 AE) 技术监测方法获取信号, 并采用短时傅里叶方法 (short time Fourier transform, 简称 STFT) 进行分析诊断的方法。首先, 研究了 AE 技术的信号采集方法, 推导了 STFT 的原理及过程, 并在某风电机组变桨轴承上进行实验验证; 其次, 先后在时域、频域及时频域对有裂纹数据 and 无裂纹数据进行对比, 发现时频域基于 STFT 分析方法可以有效发现裂纹; 最后, 通过新的裂纹数据进行验证, 可以确认裂纹特征。结果表明: AE 信号能较好地获取变桨轴承的状态信息, STFT 分析方法可以较好地识别裂纹故障, 较少受工况或其他因素的影响, 有较高的实用价值。

关键词 声发射技术; 短时傅里叶; 变桨轴承; 裂纹诊断; 风电机组

中图分类号 TH133.3; O313.7

引 言

风能作为一种清洁的可再生能源, 越来越受到各国重视。《国家中长期科学和技术发展规划纲要 (2006—2020)》中明确提出, 要大力推进风电行业发展, 要实现大型风电设备的技术突破^[1-2]。然而, 与国外风电行业相比, 我国在该领域的研发起步较晚, 技术也相对落后, 特别是关键零部件的健康监测问题, 已成为制约我国风电设备发展的技术瓶颈之一。

作为大型风力发电机组传动系统的关键部件之一的变桨轴承, 其裂纹故障的诊断就是亟需解决的技术难题。变桨轴承内圈连接轮毂, 外圈连接叶片, 其作用是当风速过高或过低时, 通过外圈转动调节桨叶的角度和节距, 改变气流对叶片攻角, 从而保证风电机组获得稳定的空气动力转矩, 输出恒定的功率发电。变桨轴承一旦发生故障, 整个机组控制功能的实现及运行安全均会受到直接影响, 轻则导致发电机组停止工作, 重则酿成重大安全事故^[2]。

基于振动或应变等常规监测手段分析和识别变桨轴承故障却受到很大限制^[3-4], 主要难点在于: ①不完全转动, 无稳定工频, 难以基于振动监测计算故

障特征频率来识别变桨轴承故障; ②很难接触式测量, 难以在变桨轴承上安装振动传感器; ③各类振动噪声干扰信息多。一方面风电机组结构复杂, 零部件繁多, 由此造成的各类外界振动干扰很多; 另一方面, 受不定风力的影响, 变桨轴承的受力及转动瞬间变化, 进一步产生振动噪声。

因此, 基于变桨轴承的故障诊断现状, 提出一种基于声发射技术采集变桨轴承信号方案^[5], 解决基于振动或应变等监测手段难以奏效的问题。AE 信号的产生是由于材料内部的晶格发生畸变、裂纹加剧以及材料在塑性变形时释放出的超高频应力波脉冲信号, 受环境因素影响较小, 且频率范围较宽容易获取。另外, 金属裂纹产生的 AE 信号与其他信号在幅值和频率上均有很大区别, 不需要接触声发射源, 受传递路径影响较小, 可以有效捕捉变桨轴承裂纹信息。基于 AE 的故障诊断在滚动轴承、车辆轮轴和回转轴承等部件上均已取得显著成效^[6-8]。

针对 AE 信号的处理, 拟采用短时傅里叶时频方法, 寻找故障特征, 识别裂纹故障^[9]。STFT 用信号加时间窗的方法对信号进行分割, 进而分析每个时间窗内的信号, 在时间域和频率域均获得良好局部性的分析方法。廖传军等^[10]将 STFT 应用于滚

^{*} 国家重点研发计划项目《大容量风电机组电网友好型控制技术》课题 5《不同电网运行条件下风电机组的载荷分析及稳定优化控制研究》(2018YFB0904005)

收稿日期: 2019-02-15; 修回日期: 2019-07-01

动轴承的 AE 信号分析中,能够较好识别损伤类型。张东等^[11]研究了迭代广义短时 Fourier 变换,并将其应用于行星齿轮箱故障诊断中。郭远晶等^[12]用 STFT 时频谱系数收缩实现了对信号降噪。赵学智等^[13]提出了一种新的基于对数窗能量的窗长选择准则,使 STFT 获得了良好的时频聚集性。

1 基于 AE 裂纹诊断机理

声发射产生的机理是当材料内部发生晶体错位、断裂或其他缺陷产生及发展过程中,能量聚集并瞬间释放的一种物理现象^[5-6]。AE 信号直接来源于缺陷本身,是故障的载体,能很好地反映出缺陷的活动性和严重性。AE 信号具有频率好、频带宽等优点,从数千赫兹到数兆赫兹均有信号,可通过专用的仪器进行有效捕捉。根据模态声发射理论,AE 信号是由多模式波组成,每种模式由宽带频率波组成,具有多频率多模式、频谱多模态性等特点。不同的材料产生的 AE 信号的频率范围各不相同。而且不同的发声机理,如塑性变形、错位、裂纹等,产生的 AE 信号均不相同。AE 信号不易受工况、部件运动等因素的影响,可以有效实现对缺陷的定位和检测。AE 信号以弹性波的形式向四周传播,采集过程中也不需要接触声发射源。因此,声发射技术可应用在变桨轴承裂纹故障信号的捕捉过程中,完全克服基于振动信号的监测诊断方法所遇到的困难。

变桨轴承的裂纹萌生与扩展是一种非常良好的声发射源,与金属材料内部的晶格变形与断裂有关^[8]。当变桨轴承受载时,结构内部出现局部应力集中,导致金属内部损伤产生与加剧。当外部载荷卸除后,应力瞬间释放,裂纹萌生或进一步扩展,激发出 AE 信号。因此,基于 AE 信号捕捉变桨轴承的故障特征完全可行。

2 STFT

傅里叶变换的思想是将稳态信号看成若干个简谐波信号叠加,进而实现对信号分解的一种方法。而短时傅里叶主要针对非平稳信号,将其视为若干个局部平稳信号,通过在时间上可滑移的时间窗对信号进行截取,对每个时间窗内的信号进行傅里叶变换,进而实现了时间域和频率域都具有良好局部性的时频分析方法^[9-10]。其实现过程如下:对某非平稳信号 $x(t)$ 进行 STFT 分析,首先构建一个中心为 τ 、高度为 1、宽度有限的时间窗函数 $h(t)$ 。通过 $h(t)$ 观

察 $x(t)$ 得到局部信号 $x(t)h(t)$,如图 1 所示。如果窗口足够窄,那么 $x(t)h(t)$ 是一个局部平稳的信号。同时 $h(t)$ 的中心 τ 可在时间域内进行滑动,进而产生多个 $x(t)h(t)$ 。对 $x(t)h(t)$ 的集合进行傅里叶变换,得到 $x(t)$ 的 STFT 变换后的函数

$$S_x(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) h(t - \tau) e^{-j2\pi ft} dt \quad (1)$$

其中: $h(t - \tau)$ 为窗函数; f 为时频分析的频率; τ 为时频分析的时间。

式(1)将非平稳信号 $x(t)$ 影射到时频二维平面 (τ, f) 上。 $S_x(\tau, f)$ 反映了信号 $x(t)$ 在时刻 τ 、频率 f 时的信号成分的相对含量^[11-12]。

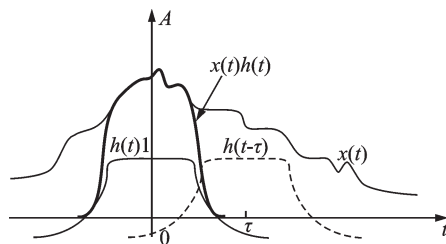


图 1 短时傅里叶变换

Fig.1 Short time Fourier transform

考虑到 STFT 变换对两个正弦波的区分能力,给定了时窗函数 $h(t)$ 和它的傅里叶变换 $H(f)$ 时,带宽 Δf 的计算公式为

$$(\Delta f)^2 = \frac{\int f^2 |H(f)|^2 df}{\int |H(f)|^2 df} \quad (2)$$

其中:分母为 $H(f)$ 的能量。

如果两个正弦波之间的频率间隔大于 Δf ,那么,这两个正弦波就能够被区分开,因此 STFT 的频率分辨率为 Δf 。同样,时域内的分辨率 Δt 为

$$(\Delta t)^2 = \frac{\int t^2 |h(t)|^2 dt}{\int |h(t)|^2 dt} \quad (3)$$

其中:分母为 $h(t)$ 的能量。

如果两个脉冲的时间间隔大于 Δt ,那么这两个脉冲就能够被区分开。STFT 的时间分辨率为 Δt 。

时间分辨率 Δt 和频率分辨率 Δf 不可能同时任意小,根据 Heisenberg 不确定性原理,时间和频率分辨率的乘积受到以下限制

$$\Delta t \Delta f \geq 1/(4\pi) \quad (4)$$

其中:当且仅当窗函数用高斯窗函数时,等式成立。

通过式(4)可看出,当时间分辨率较高时,频率分辨率较低,反之亦然。因此在 STFT 的计算过程中,需要在时间分辨率和频率分辨率之间取折

衷^[12]。变桨轴承裂纹故障的声发射信号是受载情况下受激发而产生的,具有瞬时冲击的特点,但持续时间不会很长,其能量分布应该会集成在一定的时间和一定的频率范围内,包含高频突发分量和长周期准平稳分量。STFT对于信号中能量较少的时间和频率间隔处,其变换结果幅值很小,能较好地识别AE信号的故障特征^[13]。

3 试验验证

3.1 变桨轴承裂纹检测试验

某风电机组2#号变桨轴承外圈出现一个明显裂纹故障,如图2圆圈内所示。此时,为保证设备及人员安全,风电机组按照规定已停机,只能进行人工变桨条件下的对比试验。现场测试试验设备布置如图3所示,在与变桨轴承内圈相连的轮毂A点上采用倒U型磁座固定R6A声发射探头,并在探头底部涂抹耦合剂,在机舱内B点放置PCI-2声发射采集仪。其中R6A声发射探头的固定位置对应变桨轴承外圈旋转过程中裂纹部位旋转轨迹的中心,探头与外圈水平方向距离为10 cm。通过人工变桨实现变桨轴承外圈旋转,旋转过程中自动加载,导致裂纹出现微扩展,激发AE信号。为对比试验,对无裂纹1#号变桨轴承也进行了AE信号采集。受安全操作要求和现场条件等因素限制,每个变桨轴承的人工变桨过程是单独进行的,互不影响。AE信号的采样频率为1 MHz,单个数据存储时间为0.5 s,40 dB增益信号,门限电压触发存储。



图2 变桨轴承的外圈裂纹

Fig.2 Outer ring crack of pitch bearing

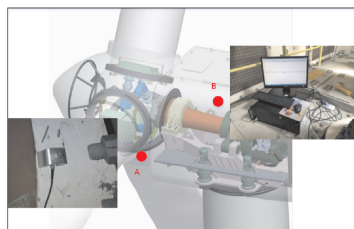


图3 现场测试

Fig.3 Field testing

3.2 结果分析

首先,对比有裂纹和无裂纹变桨轴承AE信号的时域波形,如图4和图5所示。有裂纹变桨轴承AE信号中出现多个脉冲冲击,而无裂纹变桨轴承AE信号中冲击不明显。这种冲击可视为微裂纹扩展产生的AE信号的激发。

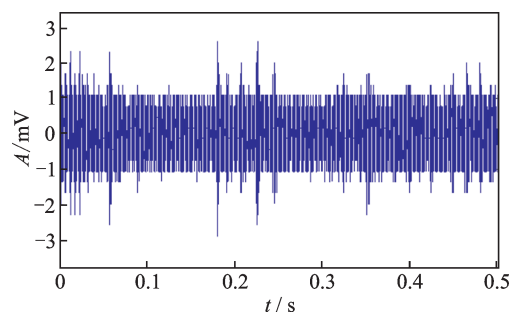


图4 有裂纹AE时域波形

Fig.4 Time waveform of AE with crack

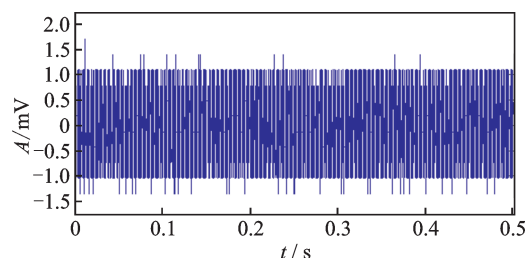


图5 无裂纹AE信号时域波形

Fig.5 Time waveform of AE without crack

随后,对变桨轴承AE信号进行频域分析,如图6和图7所示。由于变桨轴承不完全转动,没有稳定的工频,轴承故障特征频率无法计算,无参考价值。但是,对比图6和图7,有裂纹变桨轴承AE信号频谱的频率成分与无裂纹变桨轴承AE信号有一定的差异。这些差异有参考价值,但不足以作为直接判断裂纹故障是否出现的直接证据。

然后,采用STFT分析变桨轴承AE信号,结果如图8~11所示。图8为有裂纹变桨轴承STFT时频分析图,图9是图8的三维展示。相应的,图10和图11分别是无裂纹变桨轴承STFT时频分析图和三维展示。

如图8中圆圈内所示,纵坐标在[90, 140 kHz]区域内出现较大冲击,且冲击贯穿整个时间域,冲击特征持续、稳定。同时该频率段的声发射信号也是金属材料(尤其是钢材)裂纹产生的常见频率段,与文献[14]中的试验数据吻合,可作为变桨轴承裂纹AE信号激发的一个佐证。图9三维展示中箭头指示[90, 140 kHz]频段内信号更加明显。与之相比,

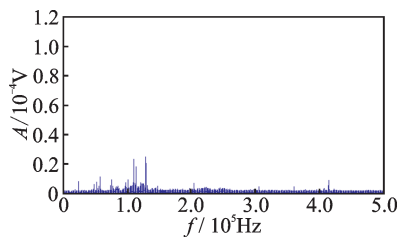


图6 有裂纹AE频谱
Fig.6 Spectrum of AE with crack

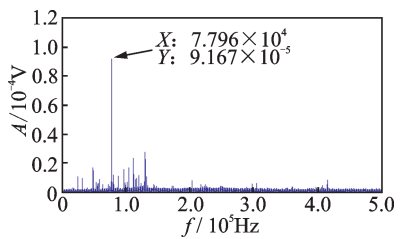


图7 无裂纹AE频谱
Fig.7 Spectrum of AE without crack

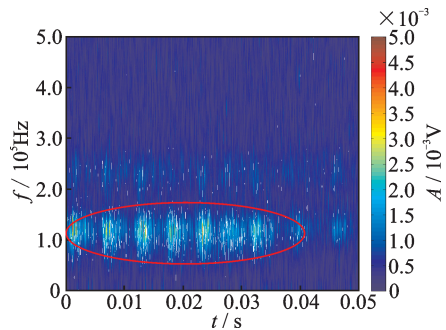


图8 有裂纹AE信号STFT时频图
Fig.8 STFT of AE with crack

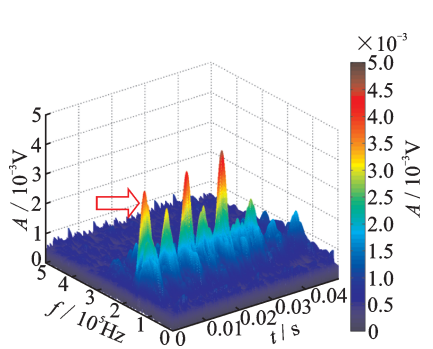


图9 有裂纹AE信号STFT时频图三维展示
Fig.9 Three-dimensional STFT of AE with crack

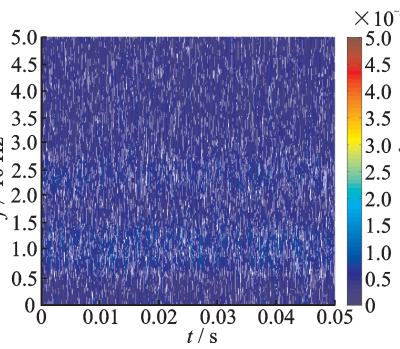


图10 无裂纹AE信号STFT时频图
Fig.10 STFT of AE without crack

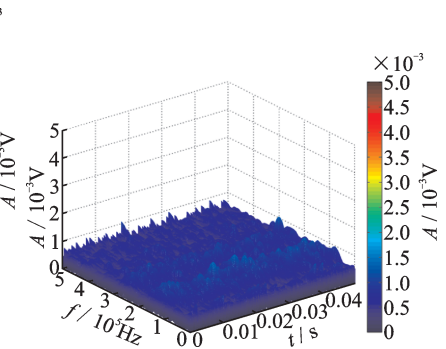


图11 无裂纹AE信号STFT时频图三维展示
Fig.11 Three-dimensional STFT of AE without crack

图10,11无裂纹时,该频率段无明显冲击。因此,采用STFT分析可以找到变桨轴承裂纹故障特征[90, 140 kHz],能够有效识别变桨轴承裂纹故障。

最后,为进一步检验STFT分析的效果,选取有裂纹变桨轴承冲击成分不明显的一组AE信号进行分析,其时域及频域信号冲击十分微弱,与无裂纹信号十分类似,其STFT分解结果如图12所示,可准确识别变桨轴承裂纹故障特征[90, 140 kHz]。如图12中箭头指示,该区域内出现贯穿整个时域的冲击成分,只是其幅值比图9展示的略小一些,但仍可以作为识别变桨轴承裂纹故障的依据。

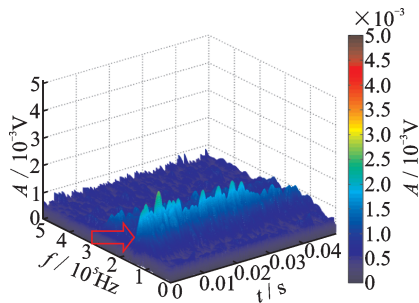


图12 有裂纹AE信号STFT时频图三维展示
Fig.12 Three-dimensional STFT of AE with crack

综上所述,STFT时频分析是识别变桨轴承裂纹故障的有效而又稳定的方法,较少受到工况或其他外部因素的影响。

4 结束语

针对变桨轴承裂纹监测诊断问题,提出一种基于AE信号和STFT分析方法的监测诊断技术,可有效捕捉变桨轴承裂纹故障信号,有效克服了基于振动及应变等常规监测方法在现场难以发挥作用的问题。在某风电机组上进行了现场试验,结果表明STFT可以较好的识别裂纹故障特征,并较少受工况或其他因素的影响,有良好的普适性。然而,目前的论证还不够充分,还有许多工作需要完成,比如:有条件的情况下,在风电机组运行工况下进行变桨轴承对比试验,同时开发低成本高精度的声发射采集系统,为变桨轴承的在线监测诊断奠定基础。

参 考 文 献

[1] 张洪伟,陈曙光,薛六涛,等. 大型变桨轴承的力学性能研究现状及展望[J]. 轴承,2017(7): 59-62.

- ZHANG Hongwei, CHEN Shuguang, XUE Liutao, et al. Research state and prospect on mechanical properties of large scale pitch bearings [J]. Bearing, 2017 (7): 59-62. (in Chinese)
- [2] 庞健华, 陆林波, 高学海. 金相复膜法在风电变桨轴承检验中的应用[J]. 轴承, 2017 (10): 46-48.
PANG Jianhua, LU Linbo, GAO Xuehai. Application of metallographic membrane method in inspection of pitch bearings in wind turbine[J]. Bearing, 2017 (10): 46-48. (in Chinese)
- [3] 赵雁, 崔旋, 戴天任, 等. 风电偏航和变桨轴承的安装与维护[J]. 轴承, 2012 (7): 54-57.
ZHAO Yan, CUI Xuan, DAI Tianren, et al. Installation and maintenance of wind power yaw and variable propeller bearing [J]. Bearing, 2012 (7): 54-57. (in Chinese)
- [4] 吴新忠, 朱静雅, 夏令祥. 基于CEEMDAN和ELM的风电机组故障诊断研究[J]. 煤炭技术, 2018, 36(8): 211-213.
WU Xinzong, ZHU Jungya, XIA Lingxiang. Research on fault diagnosis for ventilator based on CEEMDAN and ELM[J]. Coal Technology, 2018, 36(8): 211-213. (in Chinese)
- [5] 杨明伟, 耿荣生. 声发射检测[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 85-90.
- [6] 郝如江, 卢文秀, 褚福磊. 形态滤波在滚动轴承故障声发射信号处理中的应用[J]. 清华大学学报(自然科学), 2008, 48(5): 812-815.
HAO Rujiang, LU Wenxiu, CHU Fulei. Morphology filters for analyzing roller bearing fault using acoustic emission signal processing[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2008, 48 (5): 812-815. (in Chinese)
- [7] 姜长泓, 钟月曦. 基于声发射技术的轨道车辆轮轴故障定位[J]. 长春工业大学学报(自然科学版), 2012, 33(5): 553-558.
JIANG Changhong, ZHONG Yuexi. A fault position detection method for the axle of railway vehicles based on acoustic emission signal [J]. Journal of Changchun University of Technology (Natural Science Edition), 2012, 33(5): 553-558. (in Chinese)
- [8] 李虎, 赵章焰, 吴占稳. 声发射技术在回转支承故障诊断上的实验研究[J]. 中国水运, 2013, 13(10): 309-311.
LI Hu, ZHAO Zhangyan, WU Zhanwen. Experimental study of acoustic emission technology on fault diagnosis of rotary bearing[J]. China Water Transport, 2013, 13(10): 309-311. (in Chinese)
- [9] 何正嘉, 訾艳阳, 张西宁. 现代信号处理及工程应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2007: 112-115.
- [10] 廖传军, 李学军, 刘德顺. STFT在AE信号特征提取中的应用[J]. 仪器仪表学报, 2008, 29(9): 1862-1867.
LIAO Chuanjun, LI Xuejun, LIU Deshun. Application of STFT in feature extraction of acoustic emission signal [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2008, 29(9): 1862-1867. (in Chinese)
- [11] 张东, 冯志鹏. 迭代广义短时 Fourier 变换在行星齿轮箱故障诊断中的应用[J]. 工程科学学报, 2017, 39(4): 604-610.
ZHANG Dong, FENG Zhipeng. Application of iterative generalized short time Fourier transform to fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. Chinese Journal of Engineering, 2017, 39(4): 604-610. (in Chinese)
- [12] 郭远晶, 魏燕定, 周晓军. 基于STFT时频谱系数收缩的信号降噪方法[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(6): 1090-1096.
GUO Yuanjing, WEI Yanding, ZHOU Xiaojun. Signal denoising method based on STFT time-frequency spectrum coefficients shrinkage [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1090-1096. (in Chinese)
- [13] 赵学智, 叶邦彦, 陈统坚. 短时傅里叶变换的时频聚集性度量准则研究[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(5): 948-956.
ZHAO Xuezhi, YE Bangyan, CHEN Tongjian. Study on measure rule of time-frequency concentration of short time fourier transform [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(5): 948-956. (in Chinese)
- [14] 郭志杰, 贺利乐, 王兴路, 等. 金属裂纹扩展声发射信号特性研究[J]. 机械设计与制造, 2017 (5): 102-105.
GUO Zhijie, HE Lile, WANG Xinglu, et al. Research on properties of acoustic emission signal in metal crack propagation [J]. Machinery Design & Manufacture, 2017 (5): 102-105. (in Chinese)



第一作者简介:李婷,女,1984年2月生,硕士、工程师。主要研究方向为风电机组载荷控制及诊断优化。
E-mail: liting@epri.sgcc.com.cn

装载机工作装置载荷数据模型与载荷谱编制*

万一品¹, 宋绪丁¹, 员征文², 田维波¹

(1. 长安大学道路施工技术与装备教育部重点实验室 西安, 710061)

(2. 徐工集团江苏徐州工程机械研究院 徐州, 221004)

摘要 为了研究装载机工作装置载荷数据模型和载荷谱特性, 以动臂板上截面弯矩为中间变量, 确定工作装置当量外载荷。以 LW900K 装载机实测铰点载荷为依据, 建立了核密度估计和参数分布估计两种当量外载荷数据模型, 编制了疲劳试验载荷谱并进行了损伤验证。核密度估计模型和参数分布模型都能够获取工作装置载荷谱, 参数分布模型载荷谱损伤结果明显偏小, 核密度估计模型载荷谱损伤结果计算得到的焊接位置处疲劳寿命更接近疲劳设计寿命 3×10^4 h。结果表明: 核密度估计模型获得的载荷谱损伤结果更接近实际, 其以雨流矩阵为基础, 能够弥补参数分布模型中分布拟合对低频数大载荷影响弱化的不足, 更能反映被估计总体数据的真实特征。建立的载荷数据模型和编制的载荷谱结果为装载机工作装置疲劳寿命预测提供依据。

关键词 装载机; 工作装置; 载荷数据模型; 载荷谱; 疲劳损伤

中图分类号 TH243.1

引言

装载机工作装置抗疲劳设计和疲劳试验时须确定与实际作业工况相符的载荷谱, 常利用程序载荷谱在试验台上再现机械结构所承受的随机载荷^[1-2]。

Yan 等^[3]借助当量寿命概率分布, 在保持载荷时间历程与状态参数一致的前提下编制了飞机结构的疲劳载荷谱。文献[4-5]运用轮心位移反求汽车车身的当量外载荷, 结合多体动力学编制了汽车车身载荷谱。于佳伟等^[6]在汽车室内模拟实验中, 将汽车实测载荷时间历程编制成试验用载荷谱, 应用于耐久性试验中。文献[7-8]研究了铁路货车车钩与车体的载荷谱编制与疲劳寿命预测方法, 编制的加速试验谱减少了车钩疲劳试验次数。高云凯等^[9]则利用外载荷编制的程序载荷谱实现了汽车车身的疲劳台架试验和寿命预测。装载机载荷谱的研究多集中在传动系, 张英爽等^[10]测试了装载机传动系载荷, 编制了疲劳试验载荷谱。装载机结构件的研究多集中在静强度分析、动力学仿真以及基于仿真的结构优化分析^[11], 对载荷谱的相关研究很少。

文献[12]给出了装载机斗尖载荷水平、竖直等不同分量的载荷谱, 然而在疲劳台架试验加载时很难保持不同分量载荷谱之间的相位关系。笔者确定

了装载机工作装置固定姿态下的外载荷与动臂铰点载荷当量关系, 建立了核密度估计和参数分布估计两种外载荷数据模型, 编制载荷谱并通过损伤试验分析了两种载荷数据模型编谱结果的差异。

1 装载机工作装置外载荷当量

装载机工作装置由铲斗、连杆、动臂、摇臂、动臂油缸和摇臂油缸铰接组成, 在油缸作用下实现物料铲装和卸载。工作装置在一个作业循环内测得的载荷对应不同作业姿态, 获得固定姿态下的当量载荷是编制疲劳试验载荷谱的基础。实测大载荷出现在铲掘时刻, 选择铲掘作业姿态为外载荷当量姿态, 保证对结构损伤影响大的载荷与实际一致^[13]。将装载机所受外载荷简化为作用在铲斗的集中载荷, 固定姿态下的装载机当量外力如图 1 所示。图中: $A, B, C, D, E, H, J, K, L$ 分别为各结构铰接点; O 点为当量外力作用点; F_O 装载机当量外力; θ_1 为力 F_O 与水平方向的夹角; l 和 h 分别为 O 点到点 A 水平和竖直方向的距离; F_E 和 F_L 分别为摇臂油缸和动臂油缸支反力。

装载机在铲装物料时, 动臂油缸为支点, 视动臂结构为悬臂梁, 选取动臂板上弯矩作为外力当量的

* 国家科技支撑计划资助项目(2015BAF07B02); 中央高校基本科研业务专项资金资助项目(300102259304); 陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2021JQ-283)

收稿日期: 2019-05-22; 修回日期: 2019-09-23

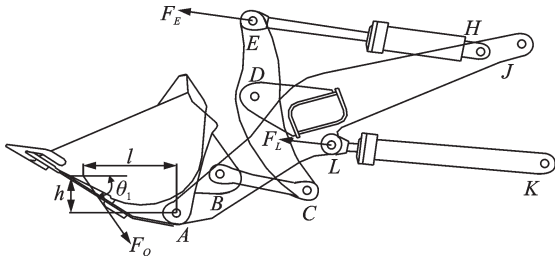


图1 固定姿态装载机外力当量

Fig.1 External force equivalent indication of fixed attitude

中间变量,保证动臂结构在实际作业过程中,不同作业姿态下的截面弯矩与疲劳台架试验时保持一致,从而确保疲劳台架上动臂的整体受力状态与实际铲装作业状态一致。

装载机当量外力 F_O 及其作用于铲斗的位置参数 l, h 和 θ_1 是未知量,以动臂铰点 AJ 连线为 x' 方向建立动臂局部坐标系 $x'Jy'$,已知动臂局部坐标系下各铰点受力,便可求得动臂截面弯矩。动臂局部坐标系下动臂截面弯矩如图2所示。

图中: $F_{Ax'}$, $F_{Ay'}$, $F_{Dx'}$, $F_{Dy'}$, $F_{Lx'}$ 和 $F_{Ly'}$ 分别为动臂铰点 A, D, L 上受力在动臂局部坐标系 x' 和 y' 方向的分力; O_1, O_2, O_3 和 O_4 为动臂不同截面处的弯矩计算点; O_5 为动臂最大弯矩截面弯矩点。

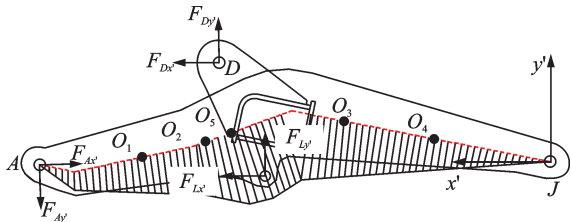


图2 装载机动臂截面弯矩示意图

Fig.2 Sketch diagram of cross-section bending moment of loader boom

利用文献[14]中载荷测试系统,实测LW900K装载机在大石方、黏土、铁矿粉和小石方物料下铲斗铰点力和动臂、摇臂油缸位移数据,求得固定姿态时当量外力 F_O 作用位置和方向参数 h 为176 mm, l 为818 mm, θ_1 为 65° 。由文献[15]中弯矩当量计算公式得到4种物料下当量外力时间历程如图3所示。

2 参数分布估计载荷模型与载荷谱

参数分布估计外载荷数据模型是利用联合概率密度函数的相关分布参数,计算对应载荷均幅值不同分级下的频次数,编制载荷谱。由正态分布和三参数威布尔分布得到确定载荷谱各级频次的均幅值

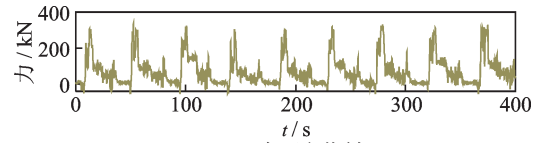
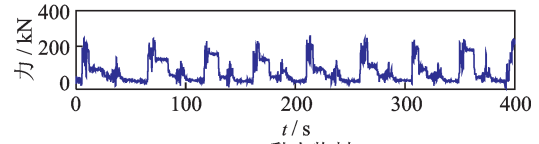
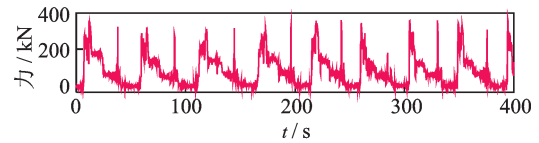
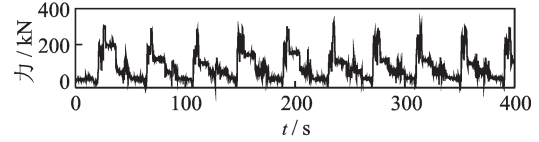
(a) 大石方物料
(a) Large stone material(b) 黏土物料
(b) Clay material(c) 铁矿粉物料
(c) Iron ore material(d) 小石方物料
(d) Small stone material

图3 不同物料下外载荷当量结果

Fig.3 External load equivalent results for different materials

联合概率密度函数^[10]如式(1)所示

$$f(x, y) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \frac{\alpha}{\beta} \left(\frac{y-\epsilon}{\beta} \right)^{\alpha-1} e^{-\left(\frac{y-\epsilon}{\beta} \right)^{\alpha} - \left(\frac{x-u}{\sigma\sqrt{2}} \right)^2} \quad (1)$$

其中: x 和 y 分别为载荷均值和幅值; u 和 σ 分别为正态分布的均值和标准差; α, β 和 ϵ 分别为威布尔分布的形状、尺度和位置参数。

第 a 级均值和第 b 级幅值的载荷循环数 N_{kab} 由均幅值联合概率密度函数的积分求得,外载荷数据的数学模型为

$$N_{kab} = N_k \int_{\tau_a}^{\tau_{a+1}} \int_{\phi_b}^{\phi_{b+1}} f(x, y) dx dy \quad (2)$$

其中: N_k 为工况 k 的扩展频次, k 取1, 2, 3, 4; τ_a 和 τ_{a+1} 分别为第 a 级均值的下限和上限; ϕ_b 和 ϕ_{b+1} 分别为第 b 级幅值的下限和上限。

将一个载荷循环总频次为 10^6 次的完整谱块的载荷总频次按照式(3)分配给4种作业物料工况

$$N_k = 10^6 \left(\frac{m_k \lambda_k}{s_k} \right) / \sum_{k=1}^4 \left(\frac{m_k \lambda_k}{s_k} \right) \quad (3)$$

其中: m_k, λ_k 和 s_k 分别为工况 k 对应物料雨流计数所得循环数、所占时间比例与实测作业斗数。

多物料工况合成后的二维载荷谱第 a 级均值和

第 b 级幅值的循环数 N_{ab} 由式(4)求得

$$N_{ab} = \sum_{k=1}^4 N_{kab} \tag{4}$$

用正态分布和三参数威布尔分布得到 4 种物料参数分布估计外载荷数据模型中均幅值联合概率密度函数的未知参数拟合结果如表 1 所示。

表 1 参数分布估计载荷数据模型参数
Tab.1 Parameters of parameter estimation model

物料	均值分布参数		幅值分布参数		
	均值	标准差	形状参数	尺度参数	位置参数
大石方	56.78	39.57	1.45	29.71	41.63
黏土	60.55	44.06	1.77	24.12	37.49
铁矿粉	46.89	57.13	1.47	25.34	40.83
小石方	56.93	30.66	1.41	23.91	41.77

试验样机 4 种物料调研所得的各工况时间比例和按照式(3)所得载荷扩展频次如表 2 所示。

表 2 载荷扩展频次数据
Tab.2 Expansion frequency data of load

物料	工况比例	实测斗数	雨流循环	扩展频次	扩展倍数
大石方	0.20	115	2 495	169 470	67.92
黏土	0.20	200	3 869	302 218	78.11
铁矿粉	0.20	141	5 296	293 380	55.39
小石方	0.40	145	4 361	234 932	53.87

联立式(1)~式(4)并代入表 1 和表 2 中数据,均值采用等区间划分,幅值采用 Cover 系数非等区间划分,所得 8 级二维载荷谱如表 3 所示。

表 3 参数分布估计模型所得二维载荷谱
Tab.3 2-D load spectrum based on parameter distribution kN

载荷均值	载 荷 幅 值							
	45.9	101	156	211	266	312	349	367
-58.6	10 181	835	113	19	4	1	0	0
-10.7	76 998	6 293	842	141	26	5	1	0
37.5	267 344	21 328	2 777	451	80	17	6	1
85.7	356 951	27 962	3 578	571	100	21	8	3
134	166 017	12 926	1 652	264	46	10	2	0
182	31 257	2 375	301	48	8	2	0	0
230	2 845	203	25	4	1	0	0	0
279	123	8	1	0	0	0	0	0

3 核密度估计载荷模型与载荷谱

核密度估计外载荷数据模型是利用雨流矩阵和核函数,获得对应均幅值不同分级下的载荷频次,建立外载荷数据的数学模型并编制载荷谱。工作装置当量外力如式(5)所示

$$x_i = f(t_i) + \epsilon_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \tag{5}$$

其中: x_i 为时刻 t_i 时的载荷测量值; ϵ_i 为随机测量误差; $f(t_i)$ 为非参数模型。

对 $f(t)$ 进行非参数估计, x_i 对 $f(t)$ 的影响大小与 t_i 和 t 的距离成正比, $f(t)$ 的估计应取 t 点的邻域内的均值加权修正值,如式(6)所示

$$\hat{f}(t) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_i(t) x_i \tag{6}$$

其中: $k_i(t)$ 为不同时刻权重值,权重值总和为 1。

用核函数 $g(t)$ 代替权重函数 $k_i(t)$ 的方法^[16]实现了非参数估计中概率密度的光滑性,避免了非连续

权函数信息丢失。高斯核函数 $g_1(t)$ 和 Epanechnikov 核函数 $g_2(t)$ 分别如式(7)和式(8)所示

$$g_1(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) \tag{7}$$

$$g_2(t) = 0.75(1 - t^2) \quad (|t| \leq 1) \tag{8}$$

载荷数据保存为 From-to 形式的雨流矩阵,雨流计数得到的载荷循环与应力应变迟滞回环一一对应,所得结果不会破坏与损伤对应的应力应变迟滞回环完整结构。采用 Epanechnikov 核函数进行载荷数据模型建立,二维核密度估计如式(9)所示

$$\hat{f}(x, y) = \frac{1}{nh'} \sum_{i=1}^n g\left(\frac{x - x_i}{h'}, \frac{y - y_i}{h'}\right) \tag{9}$$

其中: n 为数据个数; h' 为带宽。

核函数光滑程度由其带宽决定,Epanechnikov 核函数的最优带宽 h' 如式(10)所示

$$h' = 2.4\sigma_{\min} n^{-1/6} \tag{10}$$

其中: $\sigma_{\min}$ 为二维样本标准差较小值。

装载机外载荷不同均幅值的载荷频次是动态变化的,需要确定动态最优带宽。根据随机数据点 (x_i, y_i) 引入自适应修正系数 ψ_i 如式(11)所示

$$\psi_i^2 = f(x_i, y_i) / \left[\prod_{i=1}^n f(x_i, y_i) \right]^{-n} \quad (11)$$

将式(10), (11)代入式(9)中,得到具有自适应带宽的核密度估计数学模型如式(12)所示

$$\hat{f}(x, y) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{\psi_i^2 h'^2} \cdot g\left(\frac{x-x_i}{\psi_i h'}, \frac{y-y_i}{\psi_i h'}\right) \right] \quad (12)$$

采用雨流编辑技术将图3所示4种物料的当量外载荷转化为From-to矩阵,按照表2中物料样本实测斗数和雨流频次合成为1 000斗目标样本,如图4所示。

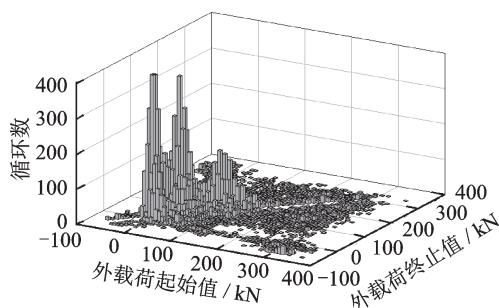


图4 不同物料合成1 000斗样本的From-to雨流矩阵

Fig.4 From-to rainfall flow matrix of 1 000 bucket samples synthesized from different materials

合成目标样本数据中载荷总频次为27 570,外推至总频次 10^6 的外推倍数为36.27。根据式(12)建立核密度估计数学模型,并将外推后的From-to矩阵重构转换为Rang-mean雨流矩阵如图5所示。

得到LW900K装载机外载荷采用核密度估计模型所得8级二维载荷谱如表4所示,均值仍采用等区间划分,幅值仍采用Cover系数非等区间划分。

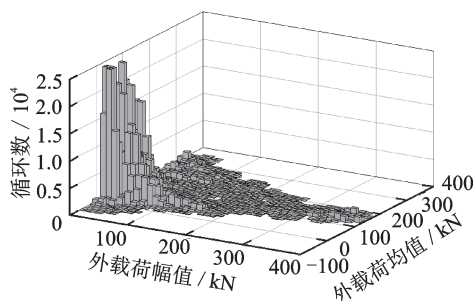


图5 核密度估计总频次 10^6 的Rang-mean雨流矩阵

Fig.5 Rang-mean rainfall flow matrix with total frequency 10^6 estimated by kernel density

4 疲劳损伤验证试验与分析

为了验证两种载荷数据模型编制的载荷谱的合理性,按照图1所示的当量姿态载荷加载方式,搭建工作装置疲劳试验台。选择作动器施加外载荷,根据铲斗和作动器结构尺寸,确定龙门架的宽度和高度,并安装在刚性地面上。用圆形钢柱代替油缸,用刚性墙代替车架。刚性墙上安装有与动臂和钢柱连接的连接座,刚性墙固定在刚性地面上。搭建的工作装置疲劳台架实物如图6所示。

LW900K装载机动臂焊接位置主要是动臂板与横梁、铰孔衬套与动臂板处。在上述焊接大应力区



图6 LW900K装载机工作装置应力标定试验台

Fig.6 Stress calibration test bench of LW900K loader

表4 核密度估计模型所得二维载荷谱

Tab.4 2-D load spectrum based on kernel density method

kN

载荷均值	载荷幅值							
	45.9	101	156	211	266	312	349	367
-58.6	12 182	172	0	0	0	0	0	0
-10.7	337 068	13 380	2 317	13	0	0	0	0
37.5	252 768	31 371	12 111	1 511	483	0	0	0
85.7	144 206	7 260	5 226	8 554	8 056	12 489	4 989	0
134	24 521	7 697	7 793	6 971	3 147	5 450	5 051	1 906
182	28 177	10 253	6 365	1 569	8	0	0	0
230	29 602	4 098	950	0	0	0	0	0
279	2 060	0	0	0	0	0	0	0

域选择 $L-1$, $L-2$ 和 $L-3$ 共 3 个点进行载荷谱的疲劳损伤验证,如图 7 所示。

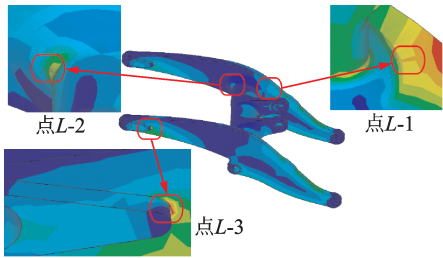


图 7 疲劳损伤验证点
Fig.7 Fatigue damage verification points

采用名义应力法进行疲劳损伤计算,焊接结构处在避开应力非线性增大区域后,选择焊缝应力方向上板厚 2.2 倍处与焊缝垂直方向的表面粘贴应变片,测得的应力作为名义应力^[17],如图 8 所示。

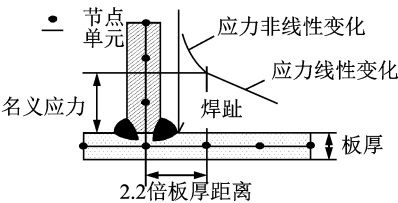


图 8 焊接结构名义应力确定
Fig.8 Nominal stress determination of welded structures

利用作动器多次施加 200 kN 的外载荷,测得结构名义应力和计算得到的传递系数如表 5 所示。

表 5 疲劳损伤验证点的传递系数
Tab.5 Transfer coefficients of fatigue damage verification points

验证点	外载荷/kN	名义应力/ MPa	传递系数/ (MPa/kN)
$L-1$	200	38.43	0.148 7
$L-2$	200	26.24	0.131 2
$L-3$	200	39.71	0.198 6

焊接结构 $S-N$ 曲线在应力范围为 ΔS_i 时疲劳损坏的循环次数 N_i 如式 (13) 所示

$$N_i = \begin{cases} C_1 / (\Delta S_i)^m & (\Delta S_i \geq \Delta S_1) \\ C_2 / (\Delta S_i)^{m+2} & (\Delta S_1 > \Delta S_i \geq \Delta S_2) \end{cases} \quad (13)$$

其中: ΔS_1 和 ΔS_2 为焊接接头 $S-N$ 曲线两个拐点对应的疲劳强度值; m 取常数 3; C_1 和 C_2 为常数。

应力范围 ΔS_i 的作用频次为 n_i 时,对应的疲劳损伤 D_i 如式 (14) 所示

$$D_i = n_i / N_i \quad (14)$$

根据验证点处焊接细部特征,选择 BS7608: 2014 标准提供的 F2 等级作为疲劳损伤评估的依据,对应的疲劳损伤计算参数如表 6 所示。

表 6 BS 标准计算疲劳损伤的参数值
Tab.6 Parameter values for calculating fatigue damage in BS standard

等级	C_1	$\Delta S_1 /$ MPa	C_2	$\Delta S_2 /$ MPa
F2	1.23×10^{12}	49.80	5.25×10^{14}	31.40

由参数分布估计模型中的表 2 和核密度估计模型中的外推倍数可知,表 3 和表 4 所示载荷谱当量装载机连续作业斗数分别为 39 054 斗和 36 270 斗。LW900K 装载机完成 1 斗作业的平均时间为 40 s,即表 3 和表 4 所示载荷谱当量装载机连续作业时间分别为 434 和 403 h。根据表 5 中的传递系数将表 3 和表 4 的载荷谱转换为幅值应力频次谱,得到参数分布模型和核密度估计模型载荷谱损伤和疲劳寿命结果如表 7 所示。

表 7 载荷谱损伤计算结果
Tab.7 Damage calculation results load spectrum and fatigue life results of load spectrum

载荷谱	验证点	损伤值	破坏所需 谱块数	疲劳寿命/h
参数 分布	$L-1$	0.000 412 8	2 422	1 051 349
	$L-2$	0.000 227 9	4 388	1 904 175
	$L-3$	0.001 485 3	673	292 208
核密度 估计	$L-1$	0.012 612 1	79	31 954
	$L-2$	0.010 797 6	93	37 323
	$L-3$	0.015 284 3	65	26 367

由表 7 可知,参数分布模型获得的载荷谱损伤计算结果明显小于核密度估计模型获得的载荷谱。参数分布模型载荷谱计算的焊接结构疲劳寿命最小为 29×10^4 h,按照装载机每天 24 h 连续作业,至少需要 33 年时间才发生疲劳破坏,近似于无限寿命。核密度估计模型载荷谱计算的焊接疲劳寿命最小为 2.6×10^4 h,更接近恒幅极值载荷下的疲劳设计寿命 3.0×10^4 h。两种数据模型编制的载荷谱存在明显差异,参数分布模型所得损伤结果偏小,核密度估计模型所得损伤结果更接近实际。

通过影响疲劳损伤结果的幅值频次关系变化来分析两种数据模型编制载荷谱产生差异的原因,各

物料工况实测载荷的幅值-累积频次与载荷谱编制完成后的幅值-累积频次关系变化如图9所示。

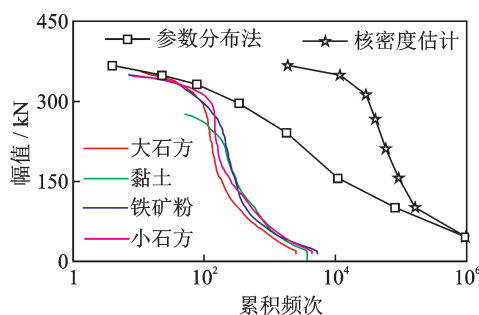


图9 幅值-累积频次关系

Fig.9 Relation between amplitude range and cumulative frequency

两种数据模型编制的载荷谱都实现了载荷幅值和频次的双向外推扩展,参数分布估计数据模型编制的载荷谱中幅值-累积频次在大载荷区域内的载荷频次数没有得到扩展反而降低了,这是由于样本中的小载荷循环频次多,对均幅值载荷分布拟合参数的结果影响大。虽然载荷分布拟合满足检验要求,但是参数分布规律对小载荷的拟合度要明显高于大载荷,幅值较小的载荷频数大,对载荷统计分布影响权重高,使得满足一定可靠度的分布并不能完全反应载荷雨流计数中均幅值频次谱形,在幅值载荷分布拟合中体现的尤为明显。

核密度估计模型以雨流矩阵为基础,具有自适应带宽特性的二维核密度函数与工作装置当量外载荷均幅值同步对应。疲劳损伤验证试验结果表明,在进行装载机疲劳试验载荷谱编制时核密度估计数据模型无需假定载荷均值和幅值的分布类型,所得载荷谱的幅值-累积频次关系曲线实现了对大载荷和小载荷的同步频次扩展,核密度估计模型获得的载荷谱结果能够弥补参数分布模型中分布拟合对低频数大载荷影响弱化的不足。

5 结束语

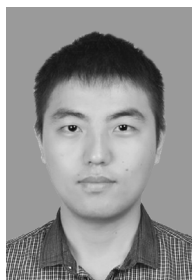
核密度估计模型和参数分布模型都能够获取工作装置载荷谱,疲劳损伤验证试验结果表明,参数分布模型载荷谱损伤结果明显偏小,核密度估计模型载荷谱损伤结果计算得到的焊接位置处的疲劳寿命更接近疲劳设计寿命 3×10^4 h;核密度估计模型以雨流矩阵为基础,具有自适应带宽特性的二维核密度函数与工作装置当量外载荷均幅值同步对应,所得载荷谱结果能够弥补参数分布模型中分布拟合对低频次的大载荷影响弱化的不足,且无需对样本做

分布假设;建立的参数分布估计和核密度估计数据模型以及编制的载荷谱为装载机结构件的疲劳可靠性分析提供关键依据。下一步将开展装载机结构件疲劳寿命预测和试验研究。

参 考 文 献

- [1] WANG J X, WANG N X, YU X J, et al. A method for compiling load spectrum of transmission system of wheel loader[J]. Advanced Materials Research, 2010, 108-111: 1314-1319.
- [2] FARINAZ S, CASSIE C. Material nonlinearity in asphalt binder fatigue testing and analysis[J]. Materials and Design, 2017, 133(5): 376-389.
- [3] YAN C L, LIU K G. Fatigue scatter factor of whole life and reliability of aircraft structure service life[J]. Advanced Materials Research, 2008, 44-46: 739-744.
- [4] 高云凯, 李翠, 崔玲, 等. 燃料电池大客车车身疲劳寿命仿真分析[J]. 汽车工程, 2010, 32(1): 7-9.
GAO Yunkai, LI Cui, CUI Ling, et al. A simulation analysis on the fatigue life of fuel cell bus body[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(1): 7-9. (in Chinese)
- [5] 方剑光, 高云凯, 徐成民. 车身疲劳载荷谱的位移反求法[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(6): 895-899.
FANG Jianguang, GAO Yunkai, XU Chengmin. Displacement back-calculation of body fatigue loading spectrum[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2013, 41(6): 895-899. (in Chinese)
- [6] 于佳伟, 郑松林, 赵礼辉, 等. 整车室内道路模拟试验用载荷谱的编制方法研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 93-99.
YU Jiawei, ZHENG Songlin, ZHAO Lihui, et al. Research on spectrum development methodology for vehicle indoor road simulation test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(14): 93-99. (in Chinese)
- [7] 薛海, 李强, 胡伟钢, 等. 重载货车车钩疲劳试验载荷谱的编制方法[J]. 中国铁道科学, 2017, 38(2): 105-110.
XUE Hai, LI Qiang, HU Weigang, et al. Compilation method for fatigue test load spectrum of coupler on heavy haul freight car[J]. China Railway Science, 2017, 38(2): 105-110. (in Chinese)
- [8] ZOUGAB N, ADJABI S, KOKONEDJI C C. Bayesian estimation of adaptive bandwidth matrices in multivariate kernel density estimation [J]. Computational Statistics and Data Analysis, 2014, 75(6): 28-38.
- [9] 高云凯, 徐成民, 方剑光. 车身台架疲劳试验程序载荷谱研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 92-98.
GAO Yunkai, XU Chengmin, FANG Jianguang.

- Study on the programed load spectrum of the body fatigue bench test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4): 92-98. (in Chinese)
- [10] 张英爽, 王国强, 王继新, 等. 轮式装载机半轴载荷谱编制及疲劳寿命预测[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011, 41(6): 1646-1651.
- ZHANG Yingshuang, WANG Guoqiang, WANG Jixin, et al. Load spectrum compiling and fatigue life prediction of wheel loader axle shaft [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(6): 1646-1651. (in Chinese)
- [11] 万一品, 贾洁, 梁佳, 等. 装载机工作装置结构强度分析与试验研究[J]. 机械强度, 2016, 38(4): 772-776.
- WAN Yipin, JIA Jie, LIANG Jia, et al. Structural strength analysis and experimental research for working device of loader [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(4): 772-776. (in Chinese)
- [12] 万一品, 宋绪丁, 员征文, 等. 装载机工作装置疲劳试验载荷谱编制方法[J]. 中国机械工程, 2017, 28(15): 1806-1811.
- WAN Yipin, SONG Xuding, YUAN Zhengwen, et al. Compilation method of fatigue experimental load spectrum of loader working devices [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(15): 1806-1811. (in Chinese)
- [13] 万一品, 宋绪丁, 郁录平, 等. 装载机工作装置销轴载荷测试方法与试验研究[J]. 机械强度, 2017, 39(1): 26-32.
- WAN Yipin, SONG Xuding, YU Luping, et al. Study on load measuring method and test of the pin-shaft in loader working device [J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(1): 26-32. (in Chinese)
- [14] 万一品, 宋绪丁, 郁录平, 等. 装载机工作装置载荷识别模型与载荷测取方法[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(3): 582-589.
- WAN Yipin, SONG Xuding, YU Luping, et al. Load identification model and measurement method of loader working device [J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2019, 39(3): 582-589. (in Chinese)
- [15] 万一品, 宋绪丁, 吕彭民, 等. 基于弯矩等效的装载机外载荷当量与载荷谱编制[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2019, 39(2): 117-126.
- WAN Yipin, SONG Xuding, LÜ Pengmin, et al. External load equivalent and load spectrum compilation of loader based on moment equivalent [J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2019, 39(2): 117-126. (in Chinese)
- [16] 刘海鸥, 张文胜, 徐宜, 等. 基于核密度估计的履带车辆传动轴载荷谱编制[J]. 兵工学报, 2017, 38(9): 1830-1838.
- LIU Haiou, ZHANG Wensheng, XU Yi, et al. Load spectrum compiling for transmission shaft of tracked vehicle based on kernel density estimation [J]. Acta Armamentarii, 2017, 38(9): 1830-1838. (in Chinese)
- [17] 赵方伟. 基于瞬态动力学的铁路货车车体疲劳强度评价研究[J]. 铁道车辆, 2017, 55(2): 1-4.
- ZHAO Fangwei. Research on the fatigue strength evaluation of railway carbody based upon transient dynamics [J]. Rolling Stock, 2017, 55(2): 1-4. (in Chinese)



第一作者简介:万一品,男,1988年12月生,博士、讲师。主要研究方向为结构载荷测试与抗疲劳设计。曾发表《装载机工作装置载荷识别模型与载荷测取方法》(《振动、测试与诊断》2019年第39卷第3期)等论文。
E-mail:wyipin@chd.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 and 全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为EI Compendex 数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价30元,全年180元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址:南京市御道街29号 邮政编码:210016 电话:(025)84893332

邮发代号:28-239 E-mail:qchen@nuaa.edu.cn 网址:http://zdc.nuaa.edu.cn

压电宏纤维驱动的仿生尾鳍微推进力测量系统*

孟浩锋¹, 杨依领^{1, 2}, 娄军强^{1, 2}, 马剑强¹, 崔玉国¹, 陈特欢^{1, 2}

(1. 宁波大学机械工程与力学学院 宁波, 315211) (2. 浙江大学浙江省先进制造技术重点实验室 杭州, 310027)

摘要 提出了用于压电宏纤维(macro fiber composites, 简称MFC)驱动的柔性仿锦鲤尾鳍推进力动态精密测量的悬臂式微推进力测量系统。基于矩形截面悬臂梁的纯弯曲和扭转变形理论, 首先, 提出微推进力测量构件的设计指标, 其弯曲刚度实验标定结果与设计指标基本吻合, 水下稳定摆动测试结果表明, MFC驱动的柔性仿生尾鳍在激励频率7.8 Hz时分别取得最大摆幅峰值5.08 mm和最大摆速104.3 mm/s; 然后, 开展了柔性尾鳍在最大摆幅及最大摆速状态下产生的微推进力动态测量实验, 结果显示柔性尾鳍产生的推进力在一个稳定摆动周期内出现两次波峰起伏, 且存在着时间占比不同的推进和拖拽两种状态。结果表明, 最大摆速状态下, 柔性尾鳍稳定摆动过程在65.6%的周期内为推进状态, 产生的瞬时最大推进力和拖拽力分别为6.26和-2.50 mN, 数值积分得到的周期平均推进力为1.90 mN, 而柔性尾鳍最大摆幅状态下产生的平均推进力为0.26 mN。所提出的柔性仿生尾鳍及微推进力精密测量系统的具有较好的参考作用。

关键词 压电宏纤维; 柔性仿生尾鳍; 微推进力测量; 悬臂梁; 弯曲刚度; 身体/尾鳍推进模式

中图分类号 TP24; TH113

引言

鱼类在长期的自然选择中形成了独特的外形和出色的游动能力。根据鱼类的身体形状和游动模式可将其推进方式简单地分为身体/尾鳍(body or caudal fin, 简称BCF)和中鳍/对鳍(media or paired fin, 简称MPF)两种。鲹科鱼类的BCF推进模式更是公认的效率较高、游速较快的游动模式^[1]。与传统螺旋桨推动的水下航行装置相比, 模仿鲹科鱼类BCF推进模式的水下仿生推进器具有较好的水下运动能力, 在海洋资源勘探、军事监视、生物观察及水下工程等领域展现出了广阔的应用前景和巨大的潜在价值^[2]。

智能材料与结构的发展为水下仿生推进器提供了新的驱动方式, 有助于实现推进器系统的小型化、集成化和智能化^[3]。Nguyen等^[4]利用4组压电陶瓷片驱动4杆机构模拟鱼尾往复摆动, 设计了压电陶瓷驱动的水下机器鱼。Coral等^[5]采用多条形状记忆合金丝驱动柔性仿鱼脊柱结构弯曲变形, 提出一种仿鲈鱼水下推进器。Cheng^[6]设计了一种离子基聚合物驱动的仿生尾鳍, 并用于水下机器鱼的推进。近年来, 美国 Smart Material 公司商业化了美国

NASA 研发的新型纤维基压电复合材料(MFC)。基于环氧树脂复合和指叉电极技术的MFC具有柔性好、驱动有力、动态响应好、变形能力强且防水性好的优点^[7]。Shahab等^[8]研究了MFC驱动的柔性悬臂梁结构的水下动态响应, 并建立了结构-电-流体耦合动力学模型。Lou等^[9]提出的MFC驱动的仿鱼形水下推进器的游动速度可达174 mm/s(0.58 身长比/s), 证实了MFC驱动器在柔性结构变形控制及水下仿生驱动领域的巨大优势和有益效果。

推进力的变化情况是反映推进器推进性能的重要指标。Nguyen等^[10]采用ATI的6轴力传感器测量了压电陶瓷驱动的水下仿生机器鱼在不同驱动频率下产生的平均推进力变化结果。Gao等^[11]利用悬臂式微型力传感器测量了形状记忆合金丝驱动的仿生墨鱼喷射式推进器在不同驱动电压下的推进力变化情况。同样采用ATI的六轴力传感器, Hubbard等^[12]测到离子基聚合物驱动的水下仿生尾鳍摆动过程产生的最大平均推进力为0.4 mN, 但是所采用传感器分辨率仅为0.149 mN。由于智能材料驱动的水下仿生推进器产生的推进力大多在毫牛级别, 如何设计出测量精度较高、结构简单可靠且安装方

* 国家自然科学基金资助项目(51505238, 51805276, 61703217); 浙江省自然科学基金资助项目(LQ15E050002)

收稿日期: 2020-08-25; 修回日期: 2020-10-15

便的水下微推进力测量系统,是研究水下仿生推进器动态推进特性的基础,也是分析改善其推进性能的重要手段^[13]。

笔者模仿锦鲤的尾部特征及BCF推进方式,设计了一种MFC驱动的柔性仿锦鲤尾鳍,并结合柔性尾鳍水下摆动过程的受力情况,推导计算了悬臂式微推进力测量机构的特性指标参数,设计出用于柔性仿生尾鳍推进力动态精密测量的悬臂式微推进力测量系统。文中搭建了柔性仿生尾鳍微推进力测控系统,并进行了参数标定拟合实验,通过测试得到了MFC驱动的柔性仿生尾鳍的水下摆动特性。基于设计的推进力测量装置,开展了MFC驱动的柔性仿生尾鳍在不同驱动条件下的微推进力动态测量实验。

1 MFC 驱动的柔性仿生尾鳍结构描述

MFC将矩形截面压电宏纤维和环氧树脂以特定的排列方式粘贴在一起,并采用特殊工艺将指叉电极蚀刻在包铜聚酰亚胺薄膜上。压电纤维和环氧树脂的排布方式提高了复合物的柔韧性,不容易出现脆性断裂,显著提高提高了MFC的使用寿命;指叉电极使得沿着纤维轴向方向的施加电场铺满整个压电纤维层,能够在 d_{33} 工作模式下较传统压电陶瓷片产生更大的驱动力和输出位移。因此,MFC驱动器具有质量轻、柔性好、驱动力大且防水性能好等优点,是水下柔性仿生结构较为理想的驱动元件。其基本结构及实物如图1所示。

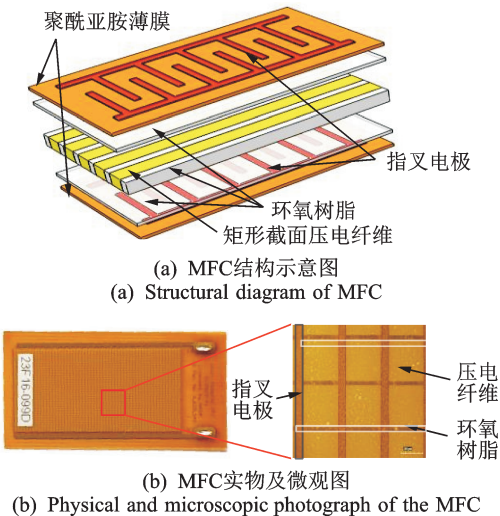


图1 MFC结构示意图及实物图

Fig.1 Structure diagram and photograph of the MFC actuator

锦鲤身体细长,呈纺锤形,具有优美的游动姿态,是一种遍布全世界的高档观赏鱼类^[14],其实体见图2(a)。从形态学和运动学特征上分析:锦鲤属于典型的鲹科BCF模式,主要依靠身体两侧肌肉带动尾鳍往复摆动实现推进。对锦鲤尾柄和尾鳍进行形态轮廓提取,设计出MFC驱动的柔性仿生尾鳍结构(见图2(b)),其尾柄宽度 b_s 、尾鳍展长 l_e 、尾鳍弦长 l_h 分别为20,46.6,66 mm,其总体长度 l_s 为89.6 mm,基体厚度为0.2 mm。以仿锦鲤尾鳍形状的1100铝合金柔性薄板为基体,并留出夹持域。采用美国Smart Material Corp.生产的 d_{33} 模式的压电宏纤维复合材料MFC 2814-P1(其尺寸为38 mm×20 mm×0.6 mm,其中有效尺寸为28 mm×14 mm×0.3 mm)为驱动器,两片MFC驱动器通过环氧树脂胶DP460对称地粘贴在柔性基体的根部位置。当MFC受到正向电压时,在 d_{33} 模式的逆压电效应下,MFC沿着基体纤维长度方向产生伸长形变,带动柔性仿生尾鳍向上摆动;而当MFC受到负向电压时,相应地产生收缩形变,进而带动柔性尾鳍向下摆动。在交变电压作用下,柔性基体在MFC致动下产生往复摆动,模仿锦鲤尾鳍BCF摆动推进模式如图2(c)所示。

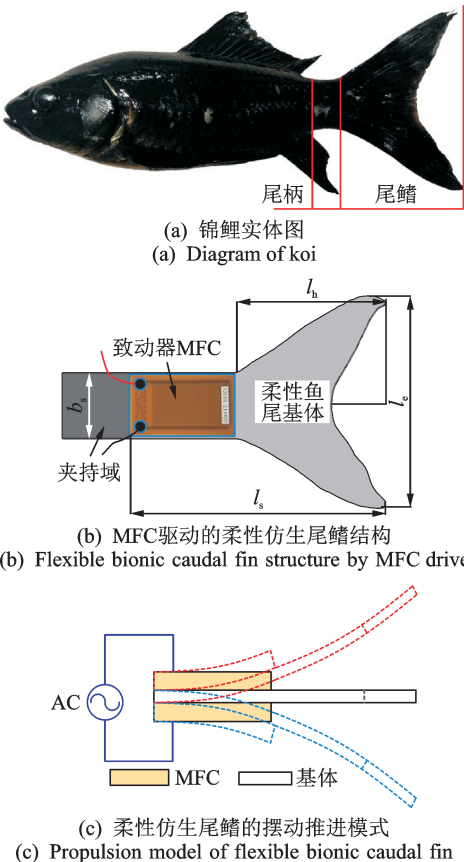


图2 MFC驱动的柔性仿生尾鳍结构和工作模式图

Fig.2 Structure diagram and working mode of the flexible biomimetic fin driven by MFC actuators

2 悬臂式微推进力测量结构设计

2.1 水下仿生柔性尾鳍摆动过程受力分析

在柔性仿生尾鳍推进过程中,MFC驱动器在驱动电压下主动变形带动柔性尾鳍产生摆动动作,柔性尾鳍在摆动过程中将周围水体排开,而周围水体在摆动方向接触面上对柔性仿生尾鳍产生压力作用,整个尾鳍结构的受力情况如图3所示。柔性仿生尾鳍从上极限位置摆动到中间位置过程中,驱动力矩 M_{MFC} 、尾鳍摆速 v 以及周围流体对摆动尾鳍作用压力及合力 F 见图3。考虑到柔性尾鳍的推进方式,将水压力合力 F 分解为沿前进方向的推进力 F_T 以及与推进力方向垂直的侧向力 F_L 。显然仿生柔性尾鳍在 F_T 作用下产生沿着 x 轴正方向的推进运动。

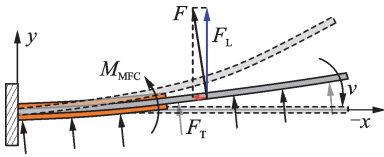


图3 水下柔性仿生尾鳍受力示意图

Fig.3 Force diagram of the underwater flexible biometric fin

需要指出的是,受MFC驱动器本身的驱动能力及流体环境阻力的影响,柔性仿生尾鳍的水下摆动幅度较小,从而导致水压力合力 F 分解产生的侧向力 F_L 远大于推进力 F_T ,因此在MFC驱动的柔性仿生尾鳍推进力测量过程中,必须采取一定措施减小侧向力干扰的影响。

2.2 悬臂式微推进力测量装置设计

推进力是研究柔性仿生尾鳍推进性能的一个重要指标。为了测量MFC驱动的柔性仿生尾鳍在摆动过程中产生的推进力大小,设计悬臂式微推进力测量装置如图4所示。

仿生柔性尾鳍在MFC驱动下的摆动过程中,柔性尾鳍在推进力 F_T 作用下产生沿着 x 轴正方向的推进运动,测力构件产生相应的弹性变形。由于测力构件为典型的细长梁构件,在假设测力构件纯弯曲变形的情况下,其挠曲线的近似微分方程为

$$\frac{d^2 w(z)}{dz^2} = \frac{M(z)}{E_{AI}I} = \frac{F_T(L-zb)}{E_{AI}I} \quad (1)$$

其中: E_{AI} 、 I 、 L 和 b 分别为测力构件的弹性模量、截面惯性矩、长度和宽度; $w(z)$ 为构件上任意一点的变形挠度。

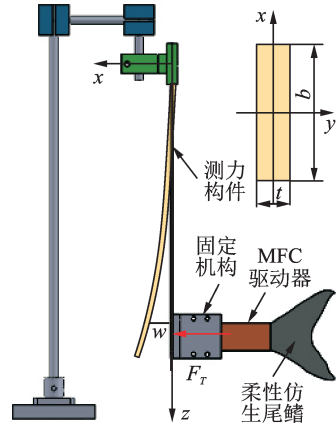


图4 微推进力测量系统示意图

Fig.4 Diagram of the micro-thrust measurement system

由测力构件上端满足固定边界条件,可得在推进力 F_T 作用下,测力构件末端的变形位移为

$$w|_{z=L} = \frac{L^3}{3E_{AI}I} F_T = \frac{F_T}{K_w} \quad (2)$$

其中: K_w 为测力梁构件在推进力 F_T 作用下弯曲刚度,单位为 mN/mm 。

由于仿生柔性尾鳍在摆动过程中还受到侧向力 F_L 的作用,从而发生垂直于截面的自由扭转变形。对于矩形截面的测力构件,根据经典弹性力学理论的变形协调方程^[15]

$$\nabla^2 \varphi = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = -2G\theta \quad (3)$$

其中: φ 为矩形截面的应力函数; G 和 θ 分别为测力构件的剪切模量和单位长度的相对扭转角。

由于应力函数 φ 在矩形截面边界上的切应力分量为零,满足如下边界条件

$$\varphi_c = 0 \quad (x = \pm t/2, y = \pm b/2) \quad (4)$$

测力构件矩形截面满足单连通区域条件,式(3)常系数线性微分方程的解满足Poisson方程特解加上对应的Laplace方程通解的形式。计算可得单位长度的相对扭转角 θ 为

$$\theta = \frac{M_L}{Gat^3b} \quad (5)$$

其中: α 为取决于矩形截面长宽比的常量,当 $b > 10t$ 时, α 约为0.312; M_L 为测力构件受到的侧向力扭矩。

结合式(5),可得测力梁构件在侧向力 F_L 作用下扭转产生的变形位移为

$$\gamma|_{z=L} = L\theta = \frac{LF_L s}{Gat^3b} = \frac{F_L}{K_\gamma} \quad (6)$$

其中: s 为侧向力 F_L 到测力构件扭转中心的力臂; K_γ 为测力梁构件在侧向力 F_L 作用下的扭转刚度,单位为 mN/mm 。

由于测力构件为典型的细长梁构件,根据欧拉-伯努利梁理论,其固有频率计算公式为

$$\omega_i=\beta_i^2\sqrt{\frac{E_{Al}I}{\rho A}}$$

(7)

其中: β , ρ 和 A 分别为测力梁构件的特征频率、弹性模量和横截面积。

选用轻质、弹性好的铝合金 1100 作为测力构件材料。综合考虑柔性仿生尾鳍推进力测量精度及测力构件变形位移检测精度需求,并尽量减少柔性尾鳍摆动过程中侧向力引起的测力构件扭转变形对推进力作用下弯曲变形的干扰。考虑到 MFC 驱动的仿生尾鳍产生的周期力,必须避免推进力在测力构件上引起测量系统的共振,需尽量提高测力构件的固有频率。提出测力梁构件尺寸参数的指标为

$$\begin{cases} K_w \geq 200 \\ \lambda = K_w / K_\gamma \geq 4 \\ \omega \geq 200 \end{cases}$$

(8)

根据式(8)确定的设计指标,初步确定悬臂式测力梁构件的尺寸参数。基于测力梁构件的实测尺寸计算得到其弯曲刚度 K_w 和扭转刚度 K_γ 分别为 298.7 和 60.95 mN/mm,一阶固有频率 ω 为 235.7 rad/s。测力构件的实测尺寸和特征参数计算结果见表 1。

表 1 测力梁构件参数表

Tab.1 Parameters of the force measurement cantilever

参 数	符号	数值
长度/mm	L	200
宽度/mm	b	20.1
厚度/mm	t	1.9
弹性模量/GPa	E	72
剪切模量/GPa	G	27.7
泊松比	μ	0.3
弯曲刚度/(mN•mm ⁻¹)	K_w	298.7
扭转刚度/(mN•mm ⁻¹)	K_γ	60.95
弯曲刚度/扭转刚度	λ	4.9
固有频率/(rad•s ⁻¹)	ω	235.75

3 MFC 驱动的柔性仿生尾鳍微推进力测量

3.1 柔性仿生尾鳍微推进力测控系统搭建

搭建柔性仿生尾鳍微推进力测控系统如图 5 所示。测试过程中,PC 机发出的控制信号经嵌入在 NI-cDAQ9178 机箱上的 D/A 模块 NI-AO9263 转换

为模拟电压输出,并通过功率放大器 Trek-ZD700A 放大 200 倍后施加到 MFC 驱动器上,从而驱动柔性仿生尾鳍产生往复摆动。测力梁构件在柔性仿生尾鳍推进力作用下产生变形,利用安装在梁构件末端的激光位移传感器(Keyence, LK-G80,分辨率为 0.15 μm)检测测力梁构件的变形位移,该信号经控制器调理后,通过嵌入在机箱上的 A/D 模块 NI-AI9205 转换为数字信号传输到 PC 中。同时利用安装在仿生柔性尾鳍端部的激光位移传感器(Micro-Epsilon,ILD2200-10,分辨率为 0.3 μm)实时采集柔性尾鳍的摆动位移。整个测试系统控制平台通过 LabVIEW 软件程序完成。

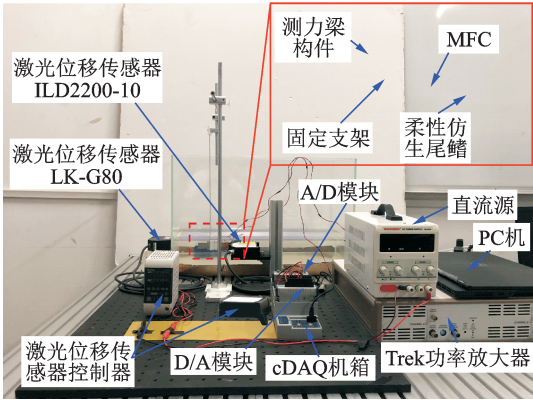


图 5 柔性仿生尾鳍微推进力测控系统实物装置图

Fig.5 Experimental setup of the micro-force measurement system for the flexible biomimetic fin

3.2 测力梁构件弯曲刚度标定

对测力构件进行敲击实验,得到其功率谱密度函数曲线如图 6 所示,其实测固有频率为 235.5 rad/s(37.5 Hz),与设计指标基本一致。由于水下仿生尾鳍的摆动频率一般低于 10 Hz,远离测力梁构件的共振区,且测力梁构件在低频段的响应输出变化

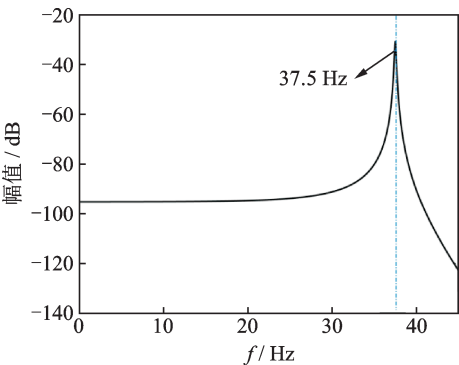


图 6 测力梁构件功率谱密度函数曲线

Fig.6 Power spectral density of the cantilever

较为平缓,故可认为测力梁构件的动态特性满足实验要求。

为了标定测力梁构件的实际弯曲刚度,将测力梁构件水平放置,实验测定空气中的梁构件在标准砝码重力作用下的末端变形位移。标定过程中,以梁构件在自身重力作用下的变形位置为初始位置,以100 mg的标准片状砝码增量,得到砝码质量与测力梁构件变形位移之间关系如表2所示。

表2 砝码与测力梁构件变形位移关系表

Tab.2 Relationship between the weights and cantilever deflection

砝码质量/ mg	变形位移/ μm	砝码质量/ mg	变形位移/ μm
100	2.8	1 100	37.4
200	6.1	1 200	40.5
300	9.8	1 300	43.8
400	13.1	1 400	46.9
500	16.8	1 500	49.9
600	20.3	1 600	53.2
700	23.8	1 700	56.2
800	27.1	1 800	59.8
900	31.1	1 900	63.2
1 000	34.3	2 000	67.1

以砝码重力 x_i 为自变量,测力梁构件变形位移 y_i 为因变量,采用最小二乘法对二者进行线性拟合,计算拟合直线斜率 k 和截距 f 为

$$k = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (9)$$

$$f = \bar{y} - k\bar{x} \quad (10)$$

其中: $\bar{x}$ 和 $\bar{y}$ 为砝码重力 x_i 和梁构件变形 y_i 的期望。

计算得到斜率 k (即弯曲刚度 K_w)和截距 f 分别为298.7 mN/mm和0.005 2 mN,相关标定实测数据和拟合直线如图7所示。显然,拟合直线斜率即为测力梁构件的弯曲刚度,其实际拟合值为298.7 mN/mm,略小于理论设计值310.2 mN/mm,这是由于梁构件的标称结构参数与实际略有差异所致。而0.005 2 mN的零点漂移现象由拟合误差及测力梁构件重力的影响产生。

4 柔性仿生尾鳍动态性能测试

4.1 柔性仿生尾鳍摆动性能测试

将柔性仿生尾鳍固定在水箱中部位置,尽量避

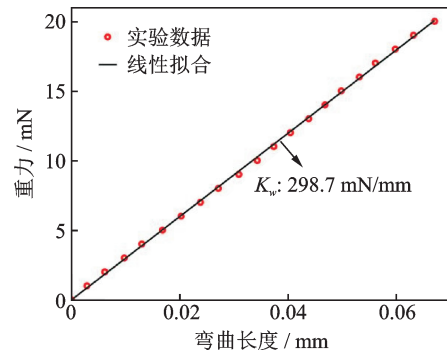


图7 砝码重力与梁构件变形拟合直线

Fig.7 Fitting line between the weight gravity and cantilever deflection

免箱体壁面效应对仿生尾鳍结构水下动态特性的影响。由于MFC驱动的柔性仿生尾鳍在谐振模式下可获取较好的摆动性能,考虑到MFC驱动器的受控电压范围-500~1 500 V,故采用频率范围0.1~15 Hz、幅值为400 V的正弦扫频激励电压信号施加到MFC上。得到MFC驱动的柔性仿生尾鳍末端的水下摆动位移频率响应曲线如图8所示,可以看出柔性仿生尾鳍的水下一阶固有频率在7 Hz附近。

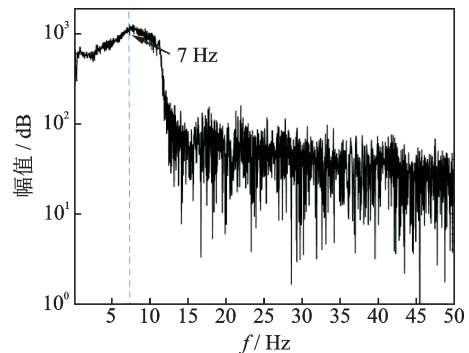


图8 柔性仿生尾鳍末端的水下摆动位移频响曲线

Fig.8 Underwater frequency response of the oscillation displacement of the fin

扫频过程中激励频率连续变化,导致柔性仿生尾鳍摆动过程中引起的周围流体运动处于不稳定状态,因此扫频测试只能粗略获取柔性仿生尾鳍一阶固有频率范围。为了获取MFC驱动下柔性仿生尾鳍的水下动态特性,进行了仿生尾鳍在单一频率正弦信号激励下的稳定摆动测试。测试中选取频率范围3~9 Hz(频率间隔0.1 Hz)、共60组正弦激励电压信号,激励信号幅值为400 V,激励时间为20 s。得到柔性仿生尾鳍末端的稳定摆动位移幅值(峰峰值)与摆速幅值随着激励信号频率的变化曲线如图9所示。测试结果表明:MFC驱动的柔性仿生尾鳍

在 7 Hz 时取得最大摆幅峰值 5.08 mm, 由于柔性尾鳍的摆速与其摆幅及摆频有关, 故在略高于固有频率的 8 Hz 处取得最大摆速 83.12 mm/s。

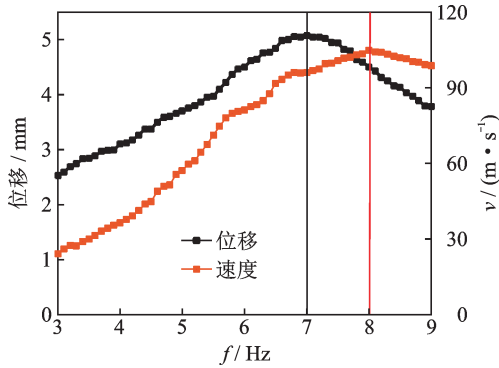


图 9 柔性仿生尾鳍的水下摆幅与摆速曲线

Fig.9 Oscillation displacement and velocity of the fin

4.2 柔性仿生尾鳍微推进力测量

基于 Lighthill 细长体理论, 对于截面一致的细长结构, 周围流体以虚拟附加质量形式作用到往复摆动的结构上, 进而产生推进效果。不考虑水流速度, 细长体结构在一个摆动周期内产生的平均推进力^[16]为

$$\bar{F} = \frac{\beta \pi \rho_w b^2}{8} v_{\text{avg}}^2 \quad (11)$$

其中: β 为虚拟质量系数; ρ_w 为流体密度; b 为细长结构截面宽度; v_{avg} 为细长体结构末端平均摆速。

类比截面一致的细长体结构, 柔性仿生尾鳍产生的推进力大小也与其末端摆速正相关, 故选取柔性仿生尾鳍在获取最大摆速 104.3 mm/s 时的激励条件 (激励频率为 8 Hz, 电压幅值为 400 V, 激励时间为 20 s) 进行了推进力测量实验。从柔性仿生尾鳍产生的推进力变化过程 (图 10) 中可以看出: 初始阶段, 周围流体在柔性尾鳍的带动下由静止状态逐渐流动起来, 低速流体较大的黏滞力相应地导致柔

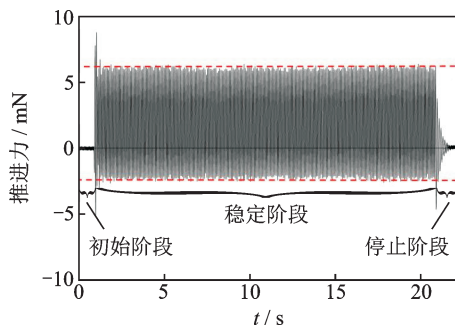


图 10 8 Hz 下柔性仿生尾鳍摆动产生的推进力变化

Fig.10 Variation of the thrust generated by the oscillation fin with the excitation frequency of 8 Hz

性尾鳍产生较大的推进力; 稳定阶段, 周围流体在柔性尾鳍摆动过程中逐渐形成稳定的涡流状态, 使得柔性尾鳍产生的推进力也基本趋于稳定状态; 停止阶段, MFC 驱动信号停止后, 柔性尾鳍的摆动行为在周围流体阻力作用下迅速停止, 相应产生的推进力也很快减小到零。

图 11 进一步给出了在柔性尾鳍稳定摆动阶段, 7 Hz 频率时 MFC 驱动电压信号、尾鳍末端摆动位移以及产生推进力的对比变化情况。从图中可以看出柔性尾鳍产生的推进力变化周期是其摆动周期的一半, 这是由于仿生尾鳍在外摆和回摆过程中交替产生一对旋向相反的流体涡环结构所致^[17]。在一个稳定的摆动周期内, 尾鳍摆动产生的推进力在 65.6% 周期内取值均大于零 (沿着 x 正方向), 从而产生推进效果; 而在 34.4% 周期内沿着 x 负方向, 产生拖拽作用。尾鳍摆动产生的瞬时最大推进力和拖拽力分别为 6.26 和 -2.5 mN。

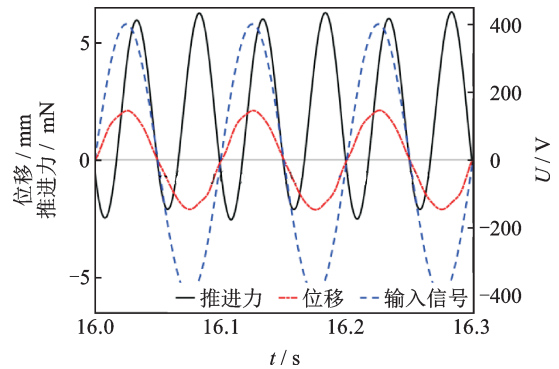


图 11 8 Hz 时 MFC 驱动电压、尾鳍摆动位移及推进力对比图

Fig.11 Comparisons among the input voltage, oscillation displacement and thrust with the excitation frequency of 8 Hz

为了定量分析柔性仿生尾鳍在 MFC 驱动下的推进效果, 采用数值积分法计算柔性尾鳍在一个摆动周期内的平均推进力, 其计算公式为

$$F_{\text{avg}} = \int_a^b f(x) dx / T = \frac{b-a}{NT} \sum_{n=1}^N (f(x_n) + f(x_{n+1})) = \frac{b-a}{2NT} \sum_{n=1}^N (f(x_1) + 2f(x_2) + \dots + 2f(x_{n+1})) \quad (12)$$

其中: $a \sim b$ 为时间间隔; T 为周期; N 为等距点的个数; $f(x)$ 为推进力曲线。

显然, 式 (13) 的计算结果就是图 12 中横轴以上推进力曲线围成的面积 (图中橙色部分) 与横轴以下

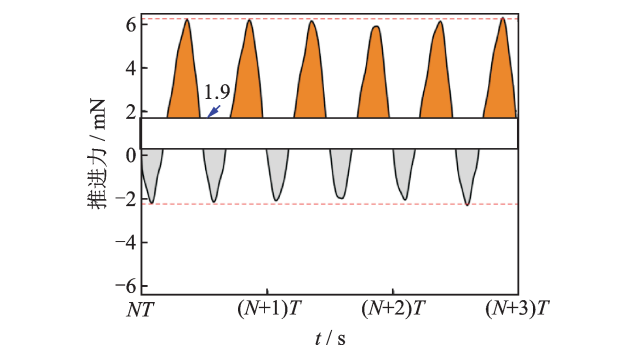


图 12 8 Hz 下柔性尾鳍产生的单位周期平均推进力
Fig.12 Mean thrust per oscillation period generated by the fin with the excitation frequency of 8 Hz

拖拽力曲线围成的面积(图中灰色部分)之差。计算得到柔性仿生尾鳍在最大摆速激励条件下产生的单位周期平均推进力为 1.9 mN。

为了比较不同激励条件下柔性仿生尾鳍产生的推进力变化情况,研究了柔性仿生尾鳍在获取最大摆幅峰峰值 5.08 mm 的激励条件(激励频率为 7 Hz,电压幅值为 400 V,激励时间为 20 s)下的推进力变化情况。图 13 给出了 7 Hz 激励频率下驱动电压信号、尾鳍摆动位移以及稳定推进力的对比变化情况。图 14 则给出了相应的单位周期平均推进力结果。

类似地,7 Hz 激励频率下柔性尾鳍产生的推进力在一个稳定摆动周期内出现两次波峰起伏,且在 51.5% 的周期内产生推进效果,而在 48.5% 的周期内起到拖拽作用。产生的瞬时最大推进力和拖拽力分别为 5.02 和 -4.74 mN。数值积分计算得到柔性仿生尾鳍在最大摆幅激励条件下产生的单位周期平均推进力为 0.26 mN。

表 3 给出了两种激励条件下 MFC 驱动的柔性仿生尾鳍推进性能比较情况。可以看出:柔性尾鳍

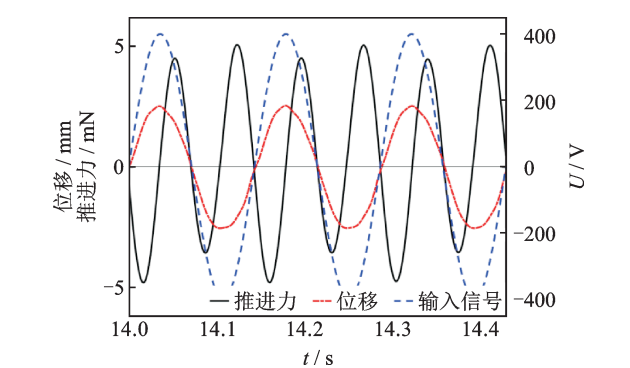


图 13 7 Hz 时 MFC 驱动电压、尾鳍摆动位移及推进力对比图
Fig 13 Comparisons among the input voltage, oscillation displacement and thrust with the excitation frequency of 7 Hz

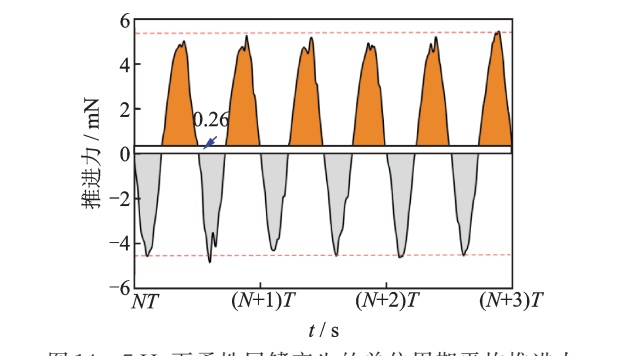


图 14 7 Hz 下柔性尾鳍产生的单位周期平均推进力
Fig.14 Mean thrust per oscillation period generated by the fin with the excitation frequency of 7 Hz

在取得最大摆速时产生的最大瞬时推进力是最大摆幅激励条件下的 7.3 倍;且最大摆速激励条件下的最大瞬时推进力与拖拽力之比也大于最大摆幅激励条件的结果。因此,MFC 驱动的柔性仿生尾鳍在最大摆速激励条件下具有更好的推进性能,符合 Lighthill 的细长体理论。

表 3 不同激励条件下尾鳍推进性能比较		
Tab.3 Comparisons of thrust performances of the oscillation fin with different excitations		
推进参数	激励状态	
	7 Hz 最大摆幅	8 Hz 最大摆速
最大瞬时推进力	5.02	6.26
最大瞬时拖拽力	-4.74	-2.5
平均推进力	0.26	1.9

5 结束语

笔者分析了 MFC 驱动的柔性仿锦鲤尾鳍水下摆动过程中的受力情况,提出了用于柔性仿生尾鳍推进力动态精密测量的悬臂式微推进力测量系统,给出了相应的设计指标和计算方法。标定实验表明悬臂式微推进力测量装置的实测拟合弯曲刚度与设计指标基本一致。通过测量得到了 MFC 驱动的柔性仿生尾鳍在不同激励条件下的推进力动态变化过程。测量结果显示,仿生尾鳍稳定摆动过程中产生的推进力变化周期是其摆动周期的一半,并存在着推进和拖拽两种状态。对比了柔性仿生尾鳍在最大摆幅、最大摆速两种状态下产生的瞬时推进力、拖拽力及周期平均推进力结果。本研究给出了一种简单的微推进器测量系统设计方法,对智能材料驱动的水下仿生推进器的推进性能分析具有一定参考和借鉴作用。

参 考 文 献

- [1] 王国彪, 陈殿生, 陈科位, 等. 仿生机器人研究现状与发展趋势[J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 27-44.
WANG Guobiao, CHEN Diansheng, CHEN Kewei, et al. The current research status and development strategy on biomimetic robot[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(13): 27-44. (in Chinese)
- [2] 王安忆, 刘贵杰, 王新宝, 等. 身体/尾鳍推进模式仿生机器鱼研究的进展与分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(17): 137-146.
WANG Anyi, LIU Guijie, WANG Xinbao, et al. Development and analysis of body and/or caudal fin biomimetic robot fish[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(17): 137-146. (in Chinese)
- [3] 邱志成, 李城. 双连杆柔性机械臂振动主动控制与实验[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(3): 503-511.
QIU Zhicheng, LI Cheng. Experimental study on two-link rigid-flexible manipulator vibration control[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(3): 503-511. (in Chinese)
- [4] NGUYEN Q S, PARK H C, BYUN D. Thrust analysis of a fish robot actuated by piezoceramic composite actuators[J]. Journal of Bionics Engineering, 2011, 8(2): 158-164.
- [5] CORAL W, ROSSI C, CURET M O, et al. Design and assessment of a flexible fish robot actuated by shape memory alloys [J]. Bioinspiration & Biomimetics, 2018, 13(5): 1-19.
- [6] CHENG Z. A review on robotic fish enabled by ionic polymer-metal composite artificial muscles[J]. Robotics and Biomimetics, 2017, 4(24): 1-13.
- [7] 官源林, 李华峰, 杨熙鑫, 等. 弹性模量对柔性推进器尾振动行为的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(1): 12-16.
GUAN Yuanlin, LI Huafeng, YANG Xixin, et al. Research of elastic modulus for vibration behavior of flexible bionic fish tail[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(1): 12-16. (in Chinese)
- [8] SHAHAB S, ERTURK A. Electrohydroelastic euler-bernoulli-morison model for underwater resonant actuation of macro-fiber composite piezoelectric cantilevers[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(10): 1-12.
- [9] LOU J Q, YANG Y L, CHEN T H, et al. Oscillating performance and propulsion mechanism of biomimetic underwater oscillatory propulsion by resonant actuation of macro fiber composites [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(8): 1660-1672.
- [10] NGUYEN Q S, HEO S, PARK H C, et al. Performance evaluation of an improved fish robot actuated by piezoceramic actuators[J]. Smart Materials and Structures, 2010, 19(3): 1-9.
- [11] GAO F, WANG Z L, WANG Y K, et al. A prototype of a biomimetic mantle jet propeller inspired by cuttlefish actuated by SMA wires and a theoretical model for its jet thrust [J]. Journal of Bionic Engineering, 2014, 11(3): 412-422.
- [12] HUBBARD J J, FLEMING M, PALMRE V, et al. Monolithic IPMC fins for propulsion and maneuvering in bioinspired underwater robotics[J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2014, 39(3): 540-551.
- [13] CHU W S, LEE K T, SONG S H, et al. Review of biomimetic underwater robots using smart actuators[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2012, 13(7): 1281-1292.
- [14] LIN S L, CHENG Y H, WEN C M, et al. Characterization of a novel cell line from the caudal fin of koi carp (cyprinus carpio) [J]. Journal of Fish Biology, 2013, 82(6): 1888-1903.
- [15] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 5版. 北京: 高等教育出版社, 2016: 246-249.
- [16] AGARWAL A, NOLAN K P, STAFFORD J, et al. Visualization of three-dimensional structures shed by an oscillating beam [J]. Journal of Fluids and Structures, 2017, 70: 450-463.
- [17] 崔祚, 姜洪洲, 何景峰, 等. BCF推进器游动机理的研究进展及关键技术分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(16): 177-184.
CUI Zuo, JIANG Hongzhou, HE Jingfeng, et al. Research development and key techniques of BCF robotic fish in locomotion mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(16): 177-184. (in Chinese)



第一作者简介:孟浩锋,男,1995年11月生,硕士生。主要研究方向为水下仿生机器人。

E-mail:nbumechanical112@163.com

通信作者简介:娄军强,男,1986年7月生,博士、副教授。主要研究方向为水下仿生机器人、振动主动控制及伺服驱动控制等。

E-mail:loujunqiang@nbu.edu.cn.

基于 TDOA 多声源定位的虚假声源消除方法

刘海涛^{1, 2}, 陈永华¹, 林艳明¹, 周新¹

(1. 华东交通大学机电与车辆工程学院 南昌, 330013) (2. 清华大学苏州汽车研究院 苏州, 215131)

摘要 基于到达时差(time difference of arrival,简称 TDOA)的多声源定位方法难以将麦克风获得的 TDOA 值与真实声源进行有效的关联。针对此问题,提出了一种基于 TDOA 的多声源空间定位方法。利用互相关算法估计声源的 TDOA 值,并基于 Chan 算法求解多目标声源的空间位置。为消除虚假声源,将阵列麦克风分为定位和校验两组子阵列,并构建阵列分组定位校验模型。定位麦克风用于所有可能声源的定位。校验麦克风用于虚假声源的消除,并获得多声源的初始位置。根据初始真实声源位置,构建全阵列 TDOA 序列校验模型,并获得最终真实声源位置。搭建了仿真及实验平台,对提出的方法进行验证。仿真及实验结果表明,提出的方法有效地消除了基于 TDOA 多声源定位的虚假声源,并能充分利用阵列麦克风数量来提升多声源定位精度。

关键词 多声源定位; 到达时差; 虚假声源; 互相关算法; Chan 算法

中图分类号 TH73; TB52⁺9

引言

近几十年来,声源定位一直是研究热点,引起了众多学者的关注。声源定位在噪声源识别、目标声源跟踪、远程会议系统及智能机器人等诸多领域中得到广泛应用^[1-4]。声源定位一般采用麦克风阵列来估计声源位置。声源定位方法可归纳为 3 类:①波束形成^[5-6],传统波束形成是将各个麦克风接收到的声压信号进行对应的延时求和,在真正的声源方向的各个延时信号将会同相位叠加形成一个峰值,从而可以识别声源的方向;②声全息方法^[7-8],它通过求解声源的逆传播问题,并重建声场;③参数测量^[9-12],如到达时差、到达时间(time of arrival,简称 TOA)、达波方向(direction of arrival,简称 DOA)和接收信号强度(received signal strength,简称 RSS)等,利用获得的定位参数构建非线性多元方程组求解,来获取声源位置。传统的波束形成方法和声全息方法都是在重建的二维声场平面上识别声源,为获得精准的声源三维位置坐标,需要进行大量的复杂运算^[13]。另外,为了获得高分辨率的声场重构平面图,阵列中需要大量的麦克风数量,而 TDOA 方法用少量的麦克风即可实现声源定位。

对于单声源,Chan 等^[14]提出两步加权最小二乘算法,可求解出较精确声源位置。但对于多声源,阵

列中任意一麦克风对,利用互相关算法估计的 TDOA 与每个声源的关联是未知的,从而产生虚假声源,并降低声源定位的精度^[9]。针对这一问题,相关研究人员已经提出一些解决方法。Mukae 等^[15]利用检测到的声源信号和麦克风位置信息来构造一致性函数,通过快速搜索算法估计函数的最大值,最大值对应的位置为真实声源位置,但该方法计算效率低,且没有直接消除虚假声源问题,导致的位置估计不准确。Stotts 等^[16]基于结构分析实现多声源定位,该方法的计算时间随着监测区域的增大而增加,定位精度受网格大小的影响。Shen 等^[17]基于凸优化方法来消除虚假声源,消除虚假声源的本质是向量中每列的测量值相同或者近似相同对应同一声源。Venkateswaran 等^[18]采用并行和分层的方法消除虚假声源。该方法的定位精度会受到传播距离的影响,而且假设声源发射的次数多,会影响计算效率。以上消除虚假声源定位方法都存在定位精度不高和计算效率低等问题。

但佳壁^[19]采用了在麦克风阵列中构造校验麦克风,并利用校验麦克风与声源之间的相对位置关系,获得真实声源位置。然而该研究中校验阵列麦克风未能参与声源定位计算,降低了阵列麦克风的利用效率,多声源的定位精度还有提升空间。在但

* 国家自然科学基金资助项目(51765017);江西省自然科学基金资助项目(20202BABL204043);江西省主要学科学术和技术带头人培养计划资助项目(20204BCJL23034);华东交通大学科研基础经费资助项目(26541022)

收稿日期:2020-05-07;修回日期:2020-06-13

佳壁的研究基础上,笔者提出一种改进多声源定位的虚假声源消除方法。通过构建麦克风阵列分组定位校验模型有效消除虚假声源,获取初始真实多声源位置。再构建全阵列 TDOA 序列校验模型,计算初始真实多声源位置到全阵列麦克风的 TDOA 序列来近似匹配出全阵列正确 TDOA 序列。将全阵列的正确 TDOA 序列带入空间声源定位模型来获取最终真实多声源位置,充分利用阵列麦克风的数量来提升多声源定位精度。仿真和实验结果表明,本方法有效地消除了虚假声源,同时提升了多声源定位精度。

1 基于 TDOA 的空间声源定位模型

基于 TDOA 方法建立了空间声源定位模型。TDOA 方法实质上是三角测量方法。假设声源的坐标为 $S = (x, y, z)$, 声源与麦克风的距离差表达式为

$$\begin{cases} r_0 = \|M_0 - S\| \\ r_i = \|M_i - S\| \end{cases} \quad (i = 1, 2, \dots, N_m) \quad (1)$$

其中: r_0 为声源与参考麦克风 M_0 之间的距离; r_i 为声源与其他麦克风 M_i 之间的距离; N_m 为除参考麦克风外的其他麦克风的数量。

通过构建声源到参考麦克风 M_0 和其他麦克风 M_i 的 TDOA, 可以得到声源的空间定位模型。表达式为

$$r_{i,0} = \|M_i - S\| - \|M_0 - S\| = c\tau_{i,0} \quad (2)$$

其中: c 为声速; $\tau_{i,0}$ 为声源到 M_i 和 M_0 的 TDOA。

$\tau_{i,0}$ 可以用互相关算法^[20]来估计, 设 $u_i(t)$ 和 $u_0(t)$ 分别为麦克风 M_i 和 M_0 采集到的声源信号。两个信号之间的互相关函数为

$$R_{i,0}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} u_i(t)u_0(t+\tau)dt \quad (3)$$

$$\tau_{i,0} = \arg \max [R_{i,0}(\tau)] \quad (4)$$

空间声源定位模型由一组非线性多元方程组成。通常是将其转化为线性多元方程组来求解, 对式(1)中 r_i 进行平方处理, 表达式为

$$r_i^2 = (r_{i,0} + r_0)^2 \quad (5)$$

由式(4)进行展开得

$$2r_{i,0}r_0 + 2x_{i,0}x + 2y_{i,0}y + 2z_{i,0}z = K_i - K_0 - r_{i,0}^2 \quad (6)$$

其中: $K_i = x_i^2 + y_i^2 + z_i^2$; $K_0 = x_0^2 + y_0^2 + z_0^2$; $x_{i,0} = x_i - x_0$; $y_{i,0} = y_i - y_0$; $z_{i,0} = z_i - z_0$ 。

式(6)可写成矩阵形式, 如式(7)所示

$$AX = B \quad (7)$$

$$\text{其中: } X = [x, y, z]^T; A = \begin{bmatrix} x_{1,0} & y_{1,0} & z_{1,0} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{N,0} & y_{N,0} & z_{N,0} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} r_{1,0} \\ \vdots \\ r_{N,0} \end{bmatrix} r_0 + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} r_{1,0}^2 - K_1 + K_0 \\ \vdots \\ r_{N,0}^2 - K_N + K_0 \end{bmatrix}。$$

当其他麦克风数量 $N_m = 3$ 时, 理论上满足直接求解空间声源位置条件。当 $N_m \geq 4$ 时, Chan 等^[14]提出了一种精度合理、有效的求解算法, 该算法使用两次加权最小二乘法给出较准确的声源位置。因此, 文中采用 Chan 的方法求解来获取声源位置。

2 多声源定位的虚假声源消除方法

2.1 虚假声源的产生原理

当只有一个声源时, 式(3)只有一个峰值, 将获取的麦克风阵列所有 TDOA 值可直接来定位目标声源。当有多个声源时, 式(3)会产生多个峰值, 每个峰值代表一个真实声源信息。然而, 在缺乏其他声源特性信息的情况下, 这些峰值的顺序是不确定的, 不能将这些峰值与声源一一对应。两个麦克风检测 3 个声源的混合信号的互相关估计结果如图 1 所示。

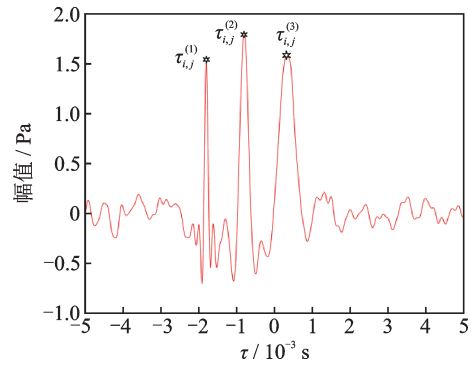


图 1 3 个声源的互相关结果

Fig.1 The cross-correlation results for three sound sources

在图 1 中, 峰值的横坐标值 $[\tau_{i,j}^{(1)}, \tau_{i,j}^{(2)}, \tau_{i,j}^{(3)}]$ 表示从 3 个声源到麦克风 M_i 和 M_j 的 TDOA。然而, $\tau_{i,j}^{(i)}$ 的顺序与声源对应不确定, $\tau_{i,j}^{(i)}$ 错误序列的组合会产生虚假声源, 从而降低声源定位精度。基于排列组合的知识, 可能产生的定位结果的数量为 $N_s^{N_m}$, 其中 N_s 为声源的数量。虚假声源产生如图 2 所示。

从图 1 可以看出, 声源数量与出现峰值的个数

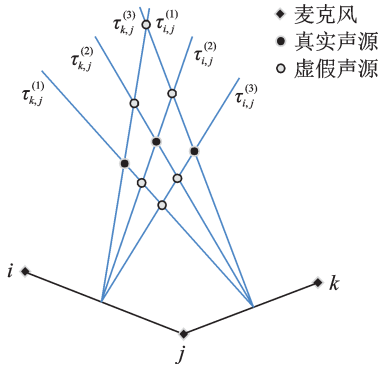


图2 虚假声源产生的示意图

Fig.2 The diagrammatic sketch of false source generation

相等,解决本研究提出的虚假声源消除方法过程中所需要的声源数量先验知识。从图2可以看出, $\tau_{i,j}^{(\cdot)}$ 和 $\tau_{k,j}^{(\cdot)}$ 的组合一共生成9个声源,其中只有3个是真实声源,另外6个虚假声源需要识别和消除,这也是本研究的重点。

2.2 麦克风阵列分组定位校验模型

对于多声源定位,可以利用声源与麦克风的相对位置关系来分离目标声源。本研究将阵列麦克风分为两组。第1组麦克风用于定位多个声源,为了减少计算量,第1组只需满足基于Chan算法求解的阵列麦克风最小数量要求。第2组麦克风用于消除虚假声源,通过阵列麦克风与声源之间的相对位置关系,构建麦克风阵列分组定位校验模型,并确定真实声源的位置。

第1组麦克风可能的定位结果数为 $N_p = N_s^{N_m}$, 由于计算时间随着麦克风数量的增加呈指数增长,除了参考麦克风外,还有4个麦克风构成第1组麦克风阵列,这是基于Chan的方法能够在三维空间中给出具有合理精度定位结果的最小麦克风数量要求。从真实声源到第1组麦克风阵列的TDOA如式(8)所示

$$T_{\text{first}} = \begin{bmatrix} \tau_{1,0}^{(1)} & \tau_{1,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{1,0}^{(N_s)} \\ \tau_{2,0}^{(1)} & \tau_{2,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{2,0}^{(N_s)} \\ \tau_{3,0}^{(1)} & \tau_{3,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{3,0}^{(N_s)} \\ \tau_{4,0}^{(1)} & \tau_{4,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{4,0}^{(N_s)} \end{bmatrix} \quad (8)$$

从真实声源到第2组麦克风阵列的TDOA如式(9)所示

$$T_{\text{second}} = \begin{bmatrix} \tau_{5,0}^{(1)} & \tau_{5,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{5,0}^{(N_s)} \\ \tau_{6,0}^{(1)} & \tau_{6,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{6,0}^{(N_s)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \tau_{N_m,0}^{(1)} & \tau_{N_m,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{N_m,0}^{(N_s)} \end{bmatrix} \quad (9)$$

一个可能的声源可以从 T_{first} 矩阵的每一列中选择一组TDOA序列,再基于Chan算法求解得到。基于排列组合的知识,可以从矩阵 T_{first} 中得到 N_s^4 可能的声源。所有可能的声源都由 S_p 表示,即

$$S_p = \left\{ \tilde{s}_p^u | \tilde{s}_p^u \left(\tau_{1,0}^{(k)}, \tau_{2,0}^{(l)}, \tau_{3,0}^{(n)}, \tau_{4,0}^{(m)} \right) \right\}$$

$$(k, l, n, m = 1, 2, \dots, N_s; u = k \ln m) \quad (10)$$

其中: $u = k \ln m$ 为所有可能的声源数,即目标声源数的4次方。

计算从 $\tilde{s}_p^u$ 到第2组麦克风的TDOA,如式(11)所示

$$\tilde{T}_{\text{second}} = \begin{bmatrix} \tilde{\tau}_{5,0}^{(1)} & \tilde{\tau}_{5,0}^{(2)} & \cdots & \tilde{\tau}_{5,0}^{(N_p)} \\ \tilde{\tau}_{6,0}^{(1)} & \tilde{\tau}_{6,0}^{(2)} & \cdots & \tilde{\tau}_{6,0}^{(N_p)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \tilde{\tau}_{N_m,0}^{(1)} & \tilde{\tau}_{N_m,0}^{(2)} & \cdots & \tilde{\tau}_{N_m,0}^{(N_p)} \end{bmatrix} \quad (11)$$

需要一个校验矩阵来识别 N_p 个声源中的真实声源。校验矩阵 $\hat{T}_{\text{second}}$ 的元素从矩阵 T_{second} 中选择。选择 $\hat{T}_{\text{second}}$ 矩阵的准则定义为

$$\begin{cases} \text{For } \forall k_a \in \{1, 2, \dots, N_s\} \\ \hat{\tau}_{i,0}^{(u)} = \arg \min \left| \tilde{\tau}_{i,0}^{(u)} - \tau_{i,0}^{(k_a)} \right| \end{cases} \quad (u = 1, 2, \dots, N_p; i = 5, 6, \dots, N_m) \quad (12)$$

校验矩阵 $\hat{T}_{\text{second}}$ 表达式为

$$\hat{T}_{\text{second}} = \begin{bmatrix} \hat{\tau}_{5,0}^{(1)} & \hat{\tau}_{5,0}^{(2)} & \cdots & \hat{\tau}_{5,0}^{(N_p)} \\ \hat{\tau}_{6,0}^{(1)} & \hat{\tau}_{6,0}^{(2)} & \cdots & \hat{\tau}_{6,0}^{(N_p)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \hat{\tau}_{N_m,0}^{(1)} & \hat{\tau}_{N_m,0}^{(2)} & \cdots & \hat{\tau}_{N_m,0}^{(N_p)} \end{bmatrix} \quad (13)$$

矩阵 $\hat{T}_{\text{second}}$ 的元素是从真实声源得到的。然而,矩阵 $\tilde{T}_{\text{second}}$ 的元素是所有声源获得的,其中包括真实声源和虚假声源。利用矩阵 $\hat{T}_{\text{second}}$ 与 $\tilde{T}_{\text{second}}$ 对应列向量的相似性可以用来判断声源的真假,评价准则函数如式(14)所示

$$U_{N_s}(u) = \text{ARank}_{N_s} \left[\left\| \hat{T}_{\text{second}}(:, u) - \tilde{T}_{\text{second}}(:, u) \right\| \right] \quad (u = 1, 2, \dots, N_p) \quad (14)$$

其中: $U_{N_s}(u)$ 为前 N_s 个 u 的值,代表真实声源; $\text{ARank}_{N_s}[\cdot]$ 表示按升序排列,并获取前 N_s 个结果的函数; $\hat{T}_{\text{second}}(:, u)$ 为矩阵 $\hat{T}_{\text{second}}$ 的列向量, $\tilde{T}_{\text{second}}(:, u)$ 为矩阵 $\tilde{T}_{\text{second}}$ 的列向量; $\|\cdot\|$ 为2-范数。

获得的初始真实声源表示为

$$S'_{\text{tr}} = \left\{ \tilde{s}_p^u | u \in U_{N_s} \right\} \quad (15)$$

2.3 全阵列TDOA序列校验模型

以上仅有5个麦克风用于定位来获取初始的真

实声源,增加定位的麦克风数量会提升定位精度。文中利用初始真实声源位置信息,构建了全阵列TDOA序列校验模型,可以利用所有阵列麦克风来提升多声源的定位精度。

由式(8)和式(9)可以得到,真实声源到所有阵列麦克风的TDOA,如式(16)所示

$$T_{\text{all}} = \begin{bmatrix} \tau_{1,0}^{(1)} & \tau_{1,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{1,0}^{(N_s)} \\ \tau_{2,0}^{(1)} & \tau_{2,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{2,0}^{(N_s)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \tau_{N_m,0}^{(1)} & \tau_{N_m,0}^{(2)} & \cdots & \tau_{N_m,0}^{(N_s)} \end{bmatrix} \quad (16)$$

矩阵 T_{all} 中每一行元素的顺序是不确定的,这就需要识别真实声源对应的正确TDOA序列,而利用初始真实声源位置可以识别出全阵列正确TDOA序列。初始真实声源到所有阵列麦克风的TDOA,如式(17)所示

$$\tilde{T}_{\text{all}} = \begin{bmatrix} \tilde{\tau}_{1,0}^{(1)} & \tilde{\tau}_{1,0}^{(2)} & \cdots & \tilde{\tau}_{1,0}^{(N_s)} \\ \tilde{\tau}_{2,0}^{(1)} & \tilde{\tau}_{2,0}^{(2)} & \cdots & \tilde{\tau}_{2,0}^{(N_s)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \tilde{\tau}_{N_m,0}^{(1)} & \tilde{\tau}_{N_m,0}^{(2)} & \cdots & \tilde{\tau}_{N_m,0}^{(N_s)} \end{bmatrix} \quad (17)$$

由于初始真实声源的坐标与最终真实声源的坐标很接近,因此可以利用矩阵 $\tilde{T}_{\text{all}}$ 对矩阵 T_{all} 的每一行进行重新排序。重新排序准则如式(18)所示

$$\begin{cases} \text{For } \forall k_a \in \{1, 2, \cdots, N_s\} \\ \dot{\tau}_{i,0}^{(n)} = \arg \min |\tilde{\tau}_{i,0}^{(n)} - \tau_{i,0}^{(k_a)}| \\ (n=1, 2, \cdots, N_s; i=1, 2, \cdots, N_m) \end{cases} \quad (18)$$

最后,获得的最终真实声源定位的重排TDOA矩阵为

$$\dot{T}_{\text{all}} = \begin{bmatrix} \dot{\tau}_{1,0}^{(1)} & \dot{\tau}_{1,0}^{(2)} & \cdots & \dot{\tau}_{1,0}^{(N_s)} \\ \dot{\tau}_{2,0}^{(1)} & \dot{\tau}_{2,0}^{(2)} & \cdots & \dot{\tau}_{2,0}^{(N_s)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \dot{\tau}_{N_m,0}^{(1)} & \dot{\tau}_{N_m,0}^{(2)} & \cdots & \dot{\tau}_{N_m,0}^{(N_s)} \end{bmatrix} \quad (19)$$

选择矩阵 $\dot{T}_{\text{all}}$ 的每一列,再基于Chan算法求解可以获得最终的真实多声源定位结果。

3 仿真分析

3.1 定位场景和声源信号构造

实际场景中的绝大多数音频噪声都是有色噪声。为了更好地模拟实际声源定位场景,文中采用有色噪声来构建各种目标声源信号。阵列几何关系与声源频率特性有关^[4]。对于单频声源定位,为了避免相位缠绕,阵列设置需要满足以下条件: $d_{\text{max}} <$

$c/2f_{\text{single}}$,其中 d_{max} 为参考麦克风与其他麦克风之间的最大距离, c 为声速, f_{single} 为单频声源的频率。对于宽带和脉冲声源,可以忽略相位缠绕现象,阵列几何关系将不受限制。文中选用麦克风阵列中的最大间距约为0.5 m,仅对单频声源具有频率上限,可实现绝大部分声源频率特性的声源定位。为了模拟实际声源的复杂多样性,不同声源设置为不同频带且部分频带重叠。图3为由高斯白噪声构成的4个声源的声谱图,分别由2,3,4个声源构成3种多声源定位场景。利用这3种多声源定位场景,来验证笔者提出的方法有效性。表1为3种场景中的声源坐标位置和频带信息。文中一共采用8个麦克风,以建立的参考坐标系的坐标原点为参考麦克风,另选4个麦克风构建定位麦克风阵列实现多声源定位,其余3个麦克风为校验麦克风。麦克风阵列的坐标位置如表2所示。

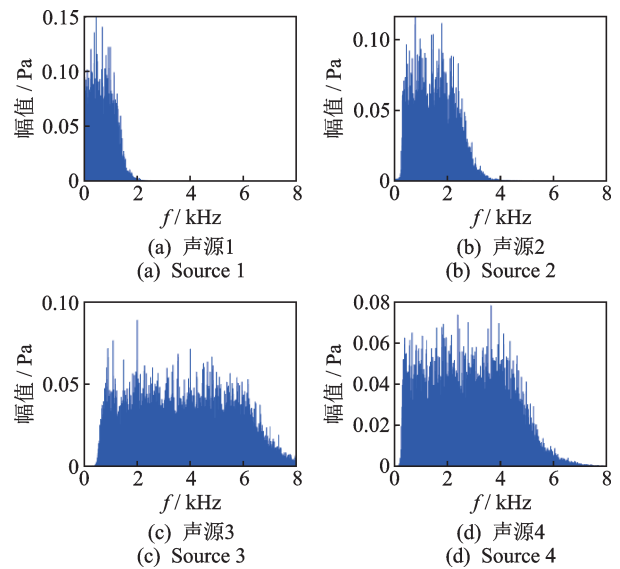


图3 4个声源的声谱图

Fig.3 The spectrogram of four sound sources

表1 3种定位场景的声源坐标和频带信息

Tab. 1 Coordinate position and frequency band information of the three localization scenarios

场景类型	声源数	$(x, y, z)/\text{m}$	频带/Hz
场景1#	2	$(-1.200, 4.000, 1.700)$	1~1 500
		$(1.500, 4.600, 1.500)$	300~2 800
场景2#	3	$(-1.200, 2.200, 0.800)$	1~1 500
		$(-0.100, 2.800, 0.500)$	300~2 800
		$(1.500, 3.000, 0.800)$	600~6 500
场景3#	4	$(-0.800, 2.200, 0.800)$	1~1 500
		$(-0.100, 2.800, 0.500)$	300~2 800
		$(1.500, 3.000, 0.800)$	600~6 500
		$(0.400, 2.500, 0.300)$	300~5 000

表2 麦克风阵列的坐标

麦克风	$(x, y, z)/\text{m}$
参考麦克风	$M_0(0.000, 0.000, 0.000)$
第1组麦克风	$M_1(0.800, -0.200, 0.500)$
	$M_2(0.693, 0.400, 0.000)$
	$M_3(0.693, 0.600, 0.800)$
	$M_4(-0.693, 0.400, 0.000)$
第2组麦克风	$M_5(-0.693, 0.400, 0.500)$
	$M_6(0.800, -0.200, -0.400)$
	$M_7(-0.800, -0.400, -0.300)$

3.2 多声源定位结果分析

3个声源和阵列麦克风构成的定位场景如图4所示。在某一合理噪声水平下,分别对3种定位场景,将参考麦克风与另一定位麦克风构成的一组麦克风对,利用互相关算法估计的TDOA如图5所示,其中图(a)~(c)表示不同的定位场景。基于互相关算法估计所有TDOA,再利用文中提出的消除虚假声源方法实现多声源定位,第1组麦克风获取的初始真实多声源定位的结果如图6所示,其中图(a)~(c)表示不同的定位场景。将第1组麦克风经蒙特卡罗循环处理,目的是消除随机噪声对单次定

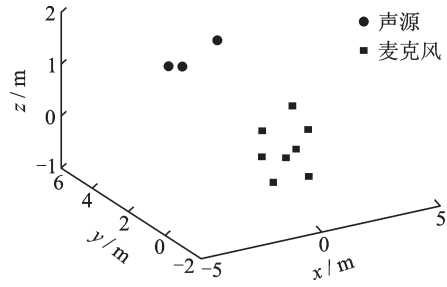


图4 阵列麦克风和定位场景2

Fig.4 Microphone array and localization scenario 2

位结果的影响,再利用所有阵列麦克风获得的最终真实多声源定位结果,与第1组麦克风的获得初始真实多声源定位结果进行比较,对比结果如表3所示。通过计算定位结果的平均误差来衡量定位的精度。平均定位误差定义为

$$ME = \frac{1}{N_s} \sum_{i=1}^{N_s} \|s_i - s'_i\| \quad (20)$$

其中:ME为定位结果的平均定位误差; s_i 为原始声源的坐标; s'_i 为定位结果的坐标。

经蒙特卡罗过程可以表示为

$$MEL = \frac{1}{q} \sum_{j=1}^q ME_j \quad (21)$$

其中:MEL为经蒙特卡罗处理后的多声源定位误差,MEL值越小多声源定位精度越高; q 为仿真实验过程中蒙特卡罗次数,仿真过程令 $q=1\ 000$ 。

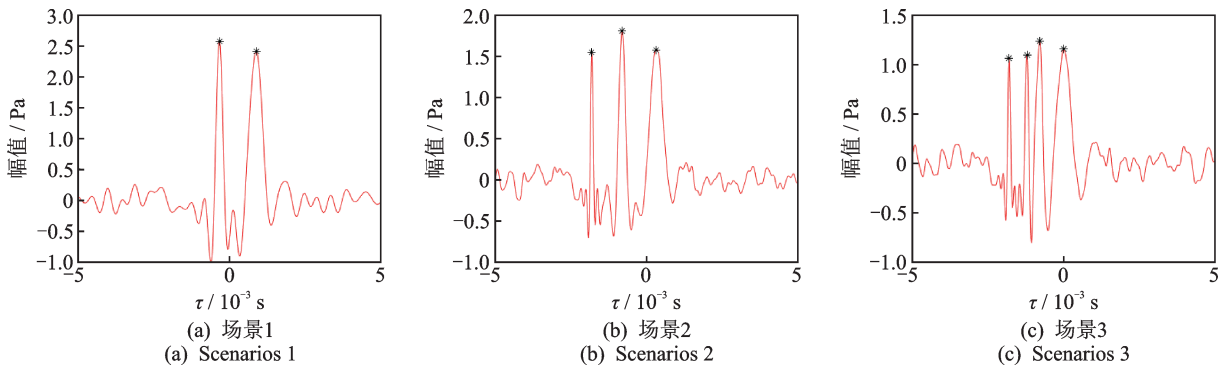


图5 3种定位场景的互相关结果

Fig.5 The cross-correlation results for the three localization scenarios

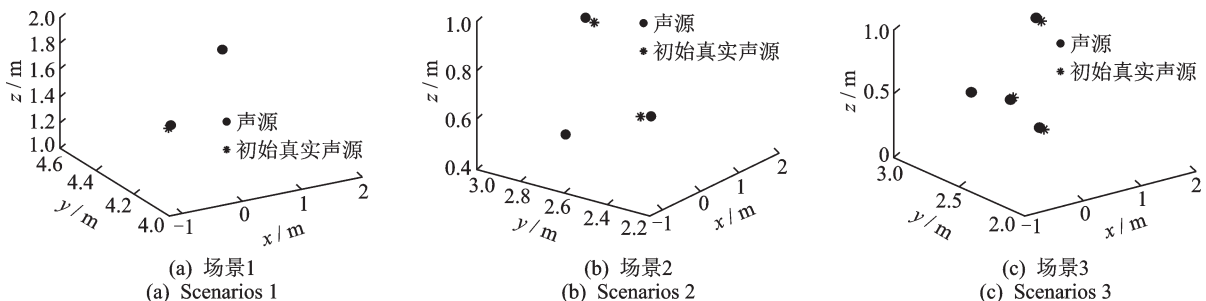


图6 初始真实多源定位结果

Fig.6 The results of initial real multi-sources localization

表 3 定位结果对比

Tab.3 The comparison of the localization results

场景	初始定位结果	最终定位结果	定位精度
	$(x,y,z)/\text{m}$	$(x,y,z)/\text{m}$	提升率/%
场景 1#	(-1.030,3.456,1.512)	(-1.284,4.273,1.799)	79.04
	(1.203,3.709,1.260)	(1.624,4.991,1.615)	
场景 2#	(-1.213,2.146,0.791)	(-1.231,2.168,0.791)	86.04
	(-0.094,2.608,0.494)	(-0.095,2.708,0.494)	
	(1.335,2.676,0.744)	(1.456,2.910,0.781)	
场景 3#	(-0.7017,1.844,0.713)	(-0.935,2.079,0.892)	71.62
	(-0.050,2.200,0.657)	(-0.160,2.495,0.615)	
	(1.040,2.591,0.657)	(1.741,2.723,0.743)	
	(0.313,2.005,0.329)	(0.363,2.280,0.303)	

从图 5 可以看出,在不同定位场景下,声源数量等于峰值的数量。从图 6 中可以看出,3 个定位场景中的多个声源有效地分离和定位,且定位误差合理,但是仅用 5 个麦克风来获得初始真实声源,没有充分利用麦克风数来定位,声源定位精度还有待提升。从表 3 可以看出,3 种定位场景下,所有阵列麦克风参与定位计算的最终定位结果精度均大幅提升,验证了笔者方法的有效性。

4 实验分析

为了验证笔者提出的基于 TDOA 多声源定位的虚假声源消除方法,在空旷的运动场上搭建实验测试系统对笔者提出方法进行验证。构造具有重叠频带的不同声源信号,所有声源的频带范围为 300~1 650 Hz,将构造声源信号的音频文件导入至扬声器播放。整个实验过程中忽略风速,设置声速 $c=343\text{ m/s}$ 。实验麦克风及声源位置如表 4 所示,在声源 $s_1\sim s_4$ 中分别选择前 2 个、前 3 个和前 4 个,

构成定位场景 1、场景 2 和场景 3。实验过程的采样频率 $f_s=10\text{ kHz}$ 。实验场景由声源、信号采集装置和麦克风阵列三部分组成,如图 7(a)~(c)所示。图 8 是对前 5 个麦克风通道经傅里叶变换获得的频谱图,其中图 8(a)~(e)表示每个通道的图谱图。将每个麦克风检测的信号利用互相关算法估计出 TDOA,并基于 Chan 算法求解出所有可能声源位

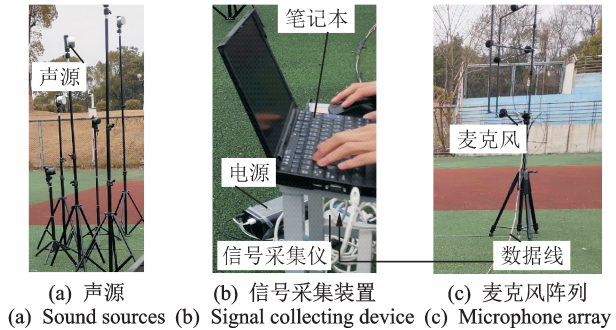


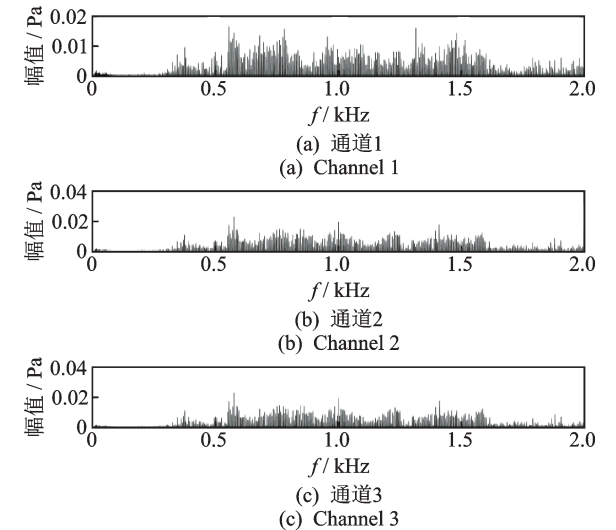
图 7 实验场景

Fig.7 The experiment scene

表 4 阵列麦克风和声源空间位置坐标

Tab.4 The coordinates of the array microphones and sound sources

麦克风	麦克风坐标 $(x,y,z)/\text{m}$	声源	声源坐标 $(x,y,z)/\text{m}$
M_0	(0.004,0.028,1.469)	s_1	(-0.830,1.370,1.527)
M_1	(0.465,0.294,1.485)	s_2	(0.000,1.730,1.230)
M_2	(-0.467,0.303,1.818)	s_3	(0.860,1.400,1.940)
M_3	(0.243,0.167,1.816)	s_4	(-1.121,1.121,1.690)
M_4	(0.313,0.207,1.022)		
M_5	(-0.447,0.290,1.474)		
M_6	(0.011,0.032,1.812)		
M_7	(-0.247,0.176,1.017)		



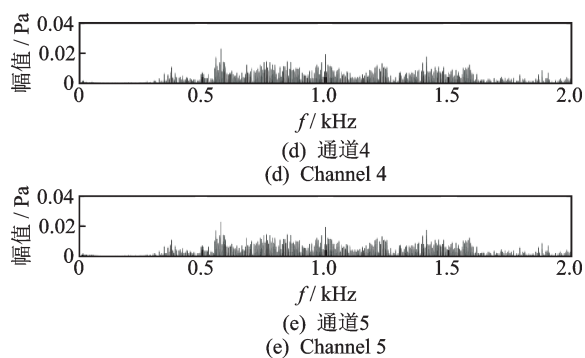


图8 前5个麦克风通道经过傅里叶变换后的频谱图

Fig.8 Spectrum of the first five microphone channels after Fourier transform

置,再利用校验麦克风与声源的空间位置关系来消除虚假声源,得到初始的真实声源位置,定位结果如

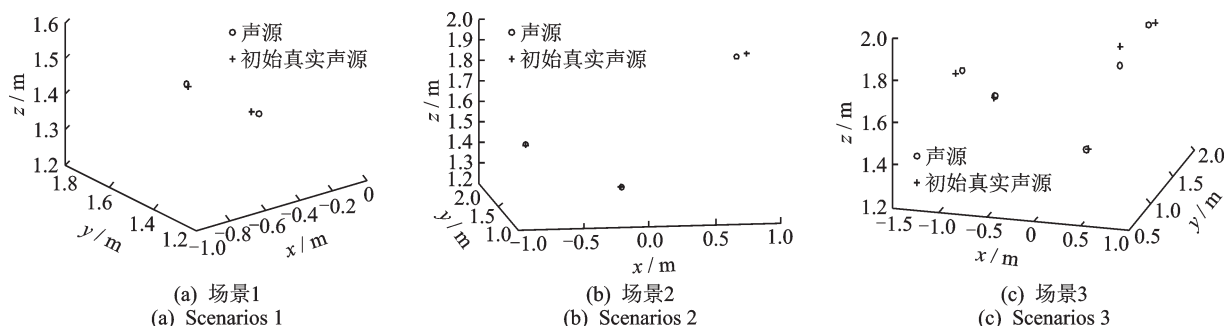


图9 本方法获取的初始真实声源的实验定位结果

Fig.9 The experimental results of the initial real sound source obtained by the proposed method

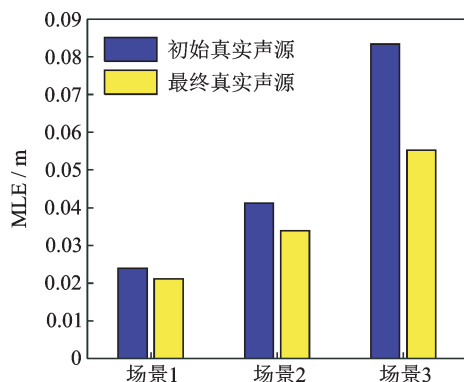


图10 不同场景下最终真实声源位置与初始真实声源位置的平均定位误差对比

Fig.10 Comparison of the average positioning errors between the final real source position and the initial real source position under different scenarios

5 结论

1) 利用麦克风阵列分组定位校验模型有效地消除了虚假声源,实现多声源分离和定位。

2) 利用全阵列 TDOA 序列校验模型获得的最

图9所示,其中图9(a)~(c)表示不同的定位场景。图10是在3种定位场景下,本方法获得的最终真实声源与初始真实声源的平均定位误差对比。

由图8可以看出,检测的声信号主频带在300~1 650 Hz之间,测试环境存在背景噪声。从图9可以看出,本方法成功消除了虚假声源,实现了多声源定位,且定位误差合理。从图10可以看出,在不同的定位场景下,本方法获得最终真实声源位置相比初始真实声源位置的平均定位误差均有所减小,本方法提升了多声源定位精度,实验与仿真结论一致。然而,实验过程中存在麦克风位置测量误差的影响,而且声源和阵列的相对位置与仿真有所不同,因而本方法在实验验证中的定位精度提升率比仿真稍有下降。

终真实多声源平均定位误差比分组定位校验模型获得的初始真实多声源平均定位误差更小。本方法充分利用了阵列麦克风,并有效提升了多声源定位精度。

3) 文中多声源定位方法的实验验证仅在空旷的测试环境下进行,该场景混响和其他干扰噪声影响较少;同时仅实现近场多声源定位。今后可研究存在麦克风位置误差以及远场和复杂噪声环境下的多声源定位方法。

参 考 文 献

- [1] RASCON C, MEZA I. Localization of sound sources in robotics: a review [J]. Robotics and Autonomous Systems, 2017, 96: 184-210.
- [2] PADOIS T, BERRY A. Application of acoustic imaging techniques on snowmobile pass-by noise [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 141 (2): EL134-EL139.
- [3] 张俊红,汤周杰,林杰威,等. IVMD融合Robust ICA的内燃机噪声源分离[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40

- (1):28-34.
- ZHANG Junhong , TANG Zhoujie, LIN Jiewei, et al. Noise source separation of internal combustion engine based on IVMD-RobustICA method[J]. Journal of Vibration , Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1) : 28-34. (in Chinese)
- [4] MIAO F, YANG D, WEN J, et al. Moving sound source localization based on triangulation method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 385: 93-103.
- [5] CHIARIOTTI P, MARTARELLI M, CASTELLINI P, et al. Acoustic beamforming for noise source localization-reviews, methodology and applications[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 120: 422-448.
- [6] 季浩然,马晓川,张舒皓,等.功率受限的常规波束形成后处理拟合方法[J].声学学报,2020,45(1):1-14.
- JI Haoran , MA Xiaochuang, ZHANG Shuhao, et al. Power constraint conventional beamforming post-processing fitting method[J]. Acta Acustica, 2020, 45(1) : 1-14. (in Chinese)
- [7] 毛荣富,朱海潮,杜向华.近场声全息中的声场分解技术[J].振动、测试与诊断,2011,31(6):120-125.
- MAO Rongfu, ZHU Haichao, DU Xianghua. Partial sound field decomposition techniques in near-field acoustic holography [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(6) : 120-125. (in Chinese)
- [8] HOFFMANN F, FAZI F M, WILLIAMS E G, et al. A general radiation model for sound fields and nearfield acoustical holography in wedge propagation spaces [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 142 (3): 1249-1260.
- [9] SUNDAR H, SREENIVAS T V, SEELAMANTULA C S, et al. TDOA-based multiple acoustic source localization without association ambiguity [J]. IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing, 2018, 26(11): 1976-1990.
- [10] ENNASR O N, TAN X. Time-difference-of-arrival (TDOA) -based distributed target localization by a robotic network [J]. IEEE Transactions on Control of Network Systems, 2020, 7(3): 1416-1427.
- [11] 李红光,郭英,睦萍,等.基于稀疏贝叶斯的多跳频信号二维波达方向估计[J].上海交通大学学报,2020,54(4):359-368.
- LI Hongguang, GUO Ying, SUI Ping, et al. Two-dimensional DOA estimation for multi-hopping signals based on sparse bayes [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2020, 54(4) : 359-368. (in Chinese)
- [12] 熊杰,陈俊,宁静,等.移动辐射源 AOA-TDOA-FDOA 联合定位闭合解算法[J].电子科技大学学报,2020,49(2):219-227.
- XIONG Jie, CHEN Jun, NING Jing, et al. Closed-form AOA-TDOA-FDOA solution for moving source location[J]. Journal of University of Electronic Science and Technology of China, 2020, 49(2) : 219-227. (in Chinese)
- [13] PADOIS T, BERRY A. Two and three-dimensional sound source localization with beamforming and several deconvolution techniques [J]. Acta Acustica United With Acustica, 2017, 103(3): 392-400.
- [14] CHAN Y T, HO K C. A simple and efficient estimator for hyperbolic location[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1994, 42(8): 1905-1915.
- [15] MUKAE J, ISHIDA Y, MURAKAMI T. Improvement of the histogram in the degenerate unmixing estimation technique algorithm [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2014, 136(4) : 2214-2215.
- [16] STOTTS S A, MARTIN J L, BEDFORD N R. Multiple-source localization using GPS technology and received arrival time structure analysis in an air-deployed system [J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 1997, 22(3): 576-582.
- [17] SHEN H, DING Z, DASGUPTA S, et al. Multiple source localization in wireless sensor networks based on time of arrival measurement [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2014, 62(8): 1938-1949.
- [18] VENKATESWARAN S, MADHOW U. Localizing multiple events using times of arrival: a parallelized, hierarchical approach to the association problem [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2012, 60 (10): 5464-5477.
- [19] 但佳壁.汽车排气外声场可视化方法研究[D].北京:清华大学,2017.
- [20] KNAPP, C, CARTER. The generalized correlation method for estimation of time delay [J]. IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, 1976, 24(4):320-327.



第一作者简介:刘海涛,男,1986年1月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为阵列信号处理、信息融合、声源识别与定位、声源追踪及振动噪声控制。曾发表《Arbitrary microphone array optimization method based on TDOA for specific localization scenarios》(《Sensors》2019, Vol.19, No.19)等论文。
E-mail: 2860@ecjtu.edu.cn

通信作者简介:陈永华,男,1994年12月生,硕士生。主要研究方向为阵列信号处理、声源识别与定位。
E-mail: 2018038080200012@ecjtu.edu.cn

增材制造聚乳酸脂与碳纤维核心温度对比研究^{*}

鲍成志^{1, 2, 4}, 洪成雨^{2, 4}, 武亚军¹, 张一帆³, 付艳斌^{2, 4}, 李 操¹

(1. 上海大学土木工程系 上海, 200444) (2. 深圳大学土木与交通工程学院 深圳, 518061)

(3. 香港理工大学3D打印研究中心 香港, 999077) (4. 深圳大学未来地下城市研究院 深圳, 518060)

摘要 为了测量增材制造(additive manufacturing, 简称AM)过程中层叠结构打印模型内部核心的温度变化特征, 通过将光纤光栅(fiber bragg grating, 简称FBG)传感器植入两种耗材(包括碳纤维与聚乳酸脂)的模型内部, 研究在增材制造过程中两种打印耗材的材料特性, 实现两种材料模型在增材制造打印制作过程中任一时刻模型内部核心温度变化的对比, 同时考虑打印工艺参数分别对两种材料模型的温度变化影响, 采用材料的填充密度值分别为20%, 40%, 60%, 80%, 100%, 两种材料5种填充密度, 共制备了10种不同的试样做对比研究。试验结果表明, 利用FBG传感器的高灵敏测量特性, 发现在增材制造打印的过程中, 材料的打印过程可以根据典型的温度变化有效地划分为5个不同的典型阶段。填充密度越大的模型, 核心温度会更高, 100%填充密度下AM过程中模型核心最大温度较20%填充密度下高10℃。60%填充密度AM过程中碳纤维模型核心最大温度较聚乳酸脂模型有最大差值, 此时碳纤维模型核心温度较聚乳酸脂模型高5℃。

关键词 3D打印; 光纤布拉格光栅; 温度测量; 碳纤维; 聚乳酸脂

中图分类号 TP212; TH74

引 言

近年来, 随着3D打印技术的兴起, 全球开始掀起3D打印热潮, 在航空航天、汽车、医疗健康等领域的市场应用已经取得积极的进展。增材制造俗称3D打印, 即融合了计算机辅助设计、材料加工与成形技术, 以数字模型文件为基础, 使过去受到约束的复杂结构构件的制造具有实现的可能^[1-5]。

近年来针对3D打印的各种研究越来越多, Hong等^[6-8]结合3D打印技术与FBG传感器, 成功研发了各种新颖的岩土传感器。郑捷^[9]研究了水泥基3D打印材料应具有的特性, 分析了3D打印材料的组成及合成短纤维在打印材料中的特殊作用。Yao等^[10]研究发现, 当熔融沉积成型3D打印材料在拉伸载荷作用下失效时, 存在两种不同的失效模式和一个特殊的分离角, 是两种不同失效模式的分界点。汪传生等^[11]基于粉体喂料3D打印机, 研究3D打印玻璃纤维/热塑性聚氨酯共混材料的性能。周海龙等^[12]基于Cr-Ni-Mo合金体系, 研制出了屈服强度在590 MPa以上可用于3D打印的电弧堆熔丝材。

目前研究大多偏向于3D打印的应用、打印材料

的组成、不同打印材料运用等方面, 然而对于整个3D打印过程中所打印材料内部的温度以及打印过程的材料特征分析等基础研究十分缺乏。因此, 3D打印过程的温度特征研究, 对于打印耗材的制造、选择、打印工艺的调整、改进、打印模型主体结构的设置、以及力学特征分析等起着至关重要的作用。FBG传感器具有小尺寸、高精度、抗电磁干扰、定制快捷方便、耐环境腐蚀及多路复用等优点^[13-15]。

本研究利用FBG传感器优良的传感性质, 并独特地设计一种孔结构, 将FBG植入该孔结构中, 该孔结构可保证其在整个测试模型的打印制作过程中不受到任何外力的影响, 可单独测量本测试模型制作过程中任一时刻该FBG位置处的温度变化。在模型的制作过程中, 利用FBG的测量特性, 有效测量出AM过程中不同阶段温度特征变化、AM模型核心不同材料的温度变化。

1 光纤光栅的传感原理

光纤布拉格光栅FBG于1978年问世^[16], 这种简单的固有传感元件可利用硅光纤的紫外光敏性写

^{*} 国家自然科学基金面上资助项目(52078303); 国家自然科学基金重点资助项目(51938008); 国家自然科学基金高铁联合基金资助项目(U2034204)

收稿日期: 2019-12-27; 修回日期: 2020-04-23

入光纤的纤芯内部。图 1(a)为光纤光栅的基本原理示意图,光纤内部到外部由三部分组成:纤芯、包层和涂覆层;图 1(b)为 FBG 实物图,其中中间的蓝点区间是光栅区域,即 FBG 传感器。

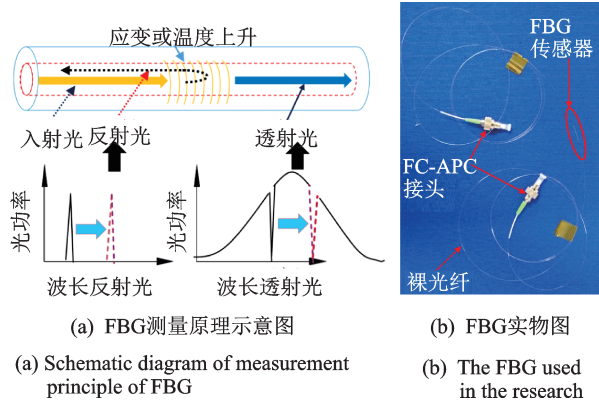


图 1 FBG 示意图及其实物图

Fig.1 FBG schematic diagram and its physical diagram

光纤光栅传感机理是基于波长进行调制实现,当入射光源光波经过光栅区时,大部分的光波会穿通过光栅区,而特定波长的光波则会被反射回光源位置,这种特定光波的波长中心峰值即为布拉格光纤光栅的中心波长,用 λ_B 表示。光栅反射的波长表达式为

$$\lambda_B = 2n_{\text{eff}}\Lambda \quad (1)$$

其中: λ_B 为光纤光栅的中心反射波长; n_{eff} 为纤芯有效折射率; Λ 为光栅的周期。

由式(1)知,任何能够改变光栅有效折射率或光栅周期的物理量都能改变光栅中心波长。应变和温度是最能直接显著改变光纤光栅波长的物理量。其引起的光纤光栅波长的漂移可表示为

$$\frac{\Delta\lambda_B}{\lambda_B} = (1 - p_e)\Delta\epsilon + (\zeta + \alpha)\Delta T \quad (2)$$

其中: $\Delta\epsilon$ 为光纤布拉格光栅轴向应变变化量; ΔT 为温度变化量; p_e 为有效弹光系数; ζ, α 分别为光纤布拉格光栅的热光系数和热膨胀系数。

当光纤光栅受到外界应变或者应力的作用时,光栅的周期会发生变化,同时光弹效应会导致光栅有效折射率变化。当光纤光栅受到外界温度影响时,热膨胀会引起光栅周期发生变化,同时热敏效应会引起光栅的有效折射率变化。目前已有的基于光纤光栅的各种传感器基本上都是直接或间接地利用应变或温度改变光栅中心波长,以达到测量被测物理量的目的。

式(2)还可简单表示为

$$\frac{\Delta\lambda_B}{\lambda_B} = c_\epsilon\Delta\epsilon + c_t\Delta T \quad (3)$$

其中: c_ϵ 与 c_t 分别为光纤光栅的应变系数和温度系数,通过标定试验得到本试验中光纤光栅的 c_ϵ 与 c_t 分别为 $0.78 \times 10^{-6} \mu\epsilon^{-1}$ 与 $6.4 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。

2 AM 的 5 个临界过程阶段分析

结合 3D 打印制作本次模型核心温度研究的 AM 模型(图 2(a)),本次打印采用线性 45°角填充,也即模型内部呈现网状填充,并与边界呈现 45°夹角(图 2(b)),打印耗材分别采用碳纤维与聚乳酸脂,模型尺寸为 35 mm×35 mm×10 mm(长×宽×高)立方体,并且分别采用 20%,40%,60%,80%,100%这 5 种不同密度试样(图 2(c)),进行材料性质验证。这里的密度指的是 3D 打印下模型内部的填充密度。

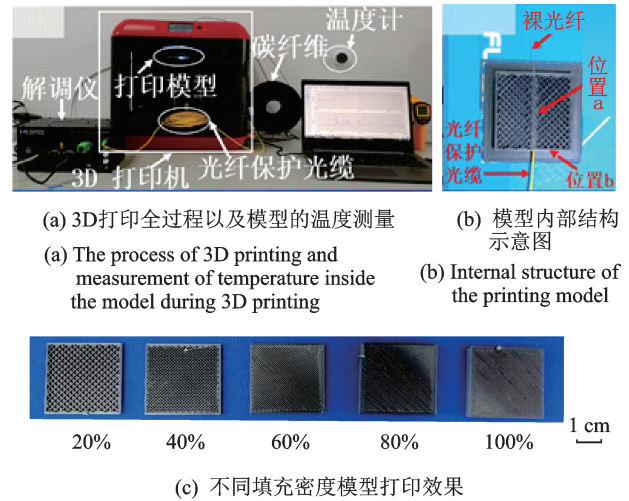


图 2 3D 打印模型制备

Fig.2 Fabrication of 3D printing model

将 FBG 传感器在 AM 过程中植入到打印模型中,用以实现打印过程中模型内部温度的监测,并得到特征曲线,其植入方式如图 2(b)与图 3 所示。图 3 为 AM 完成后的模型,其中橙色套管为模型外部光纤保护管,FBG 传感器则通过图 3 所示的温度监测孔进入模型内部,实现监测模型内部核心温度在 AM 过程中实时变化的目的。试验发现,本实验模型中,模型核心温度变化曲线都可以划分为具有 5 个不同阶段变化特征的曲线。因此建立特征曲线模型并进一步地进行 AM 过程特征分析。

通过特征曲线,可将 AM 过程分为 5 个特征阶段,如图 4 所示。

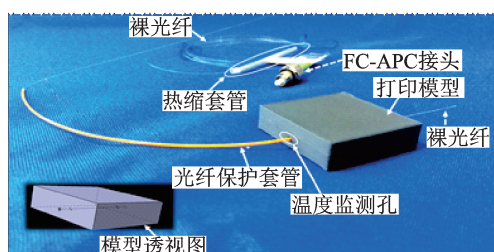


图3 模型结构示意图

Fig.3 3D printing model used in the test

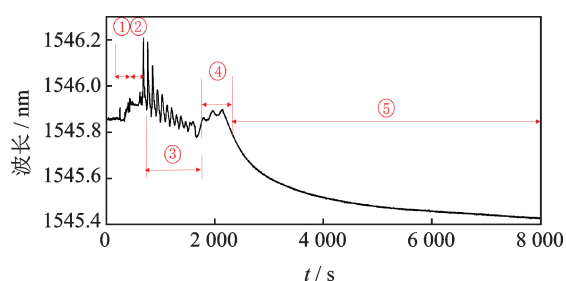


图4 增材制造过程FBG波长曲线图

Fig.4 Wavelength change of FBG during AM process

第1阶段:初始波长阶段。此时FBG尚未植入打印模型中,放置在室温环境下,因此此时的FBG传感器波长单受环境温度影响。由于制作场所始终保持恒温状态,所以此阶段的波长处于稳定阶段。

第2阶段:FBG植入阶段。在50%的位置处温度监测孔洞打印完毕后,暂停打印,并植入FBG,以达到监测模型内部温度的目的。此时由于打印刚暂停,所以该孔洞内部仍带有一定的打印温度,所以FBG从室内环境温度突然转移到带有余温的孔内时,会有波长骤升现象。本模型中,骤升量会根据模型密度的不同在30~150 pm之间变化。随即由于打印机由暂停转入工作阶段的3~5 min启动等待时间,所以此时由于模型内部与环境温度间温差,模型内部温度会缓慢下降,因此FBG体现出缓慢下降段。本模型下中该下降量根据模型密度的不同,在10~60 pm之间变化。

第3阶段:3D填充封装阶段。此阶段的特点是随着3D打印的逐层封装,内部FBG处出现温度的上升与下降,所以形成了此阶段FBG传感器波长反复循环的变化趋势。其每一个循环代表一层耗材的堆叠。本模型中,此阶段持续时间随着封装密度的不同会在10~15 min之间变化。

第4阶段:3D打印封顶阶段。此阶段所有模型打印都由内部线性网格打印转为100%密实打印,以达到表面密实封装效果,因此本阶段会在第3阶段各循环峰值总体下降的趋势下,根据打印密度的

不同,出现不同程度的峰值回升现象。且因为本试验在3D打印模型的切片设计中,封顶层数设置为3层,所以对应地,该阶段出现3段循环。

第5阶段:温度回归阶段。此阶段的开始即是填充封装阶段的结束。封装结束后由于模型仍带有一定的打印残留温度,所以此阶段的特点为:模型温度会迅速下降至初始第1阶段的环境温度状态,因此引起FBG波长以2次曲线趋势迅速下降,最终因为温度下降至环境温度而缓缓趋向平稳。

3 AM过程模型内部温度测量与分析

本试验全程在恒温的试验室中进行。本试验特地设计一种孔结构(直径为0.7 mm),并且利用了FBG光学传感器(0.2 mm),在本模型的打印中,将FBG植入该孔结构中,该孔结构可保证其在整个模型的打印制作过程中不受到任何打印外力的影响,所以该植入FBG可以单独测量本模型制作过程中任一时刻该FBG位置处温度变化,也即模型中部位置处温度变化。

图5为碳纤维耗材在5个不同填充密度下,打印时模型内部FBG温度变化量曲线。从第1阶段转到第2阶段即FBG植入阶段时,此过渡过程FBG处温度变化特征为:在本模型所有密度试样下,FBG处由环境温度迅速骤升到当前模型内部温度,对应地在图5中出现第2阶段波长骤升现象。随着打印密度的增加,图5所示温度骤升量也相应地在不断升高。具体分析其骤升量,如图6(a)所示,其中温度骤升量随着密度的变化而呈现出正相关线性变化趋势。

该骤升段过后,对应地所有密度试样下模型都在处于打印机启动时间的等待中,由图5可知该阶段所有密度下的试样温度都在逐渐下降,且密度越

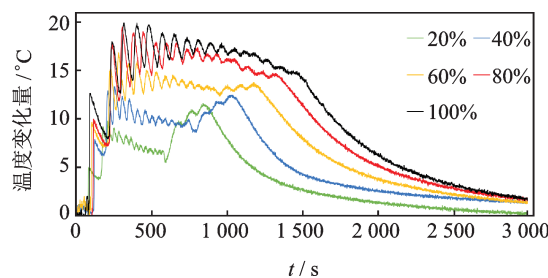
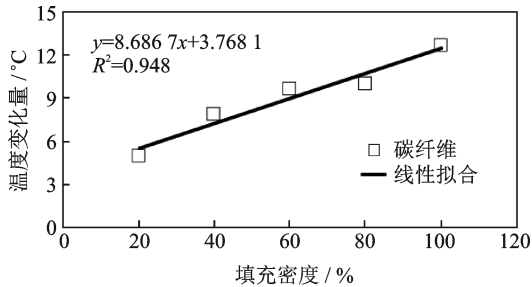


图5 20%,40%,60%,80%,100%填充密度下的模型内部温度变化量

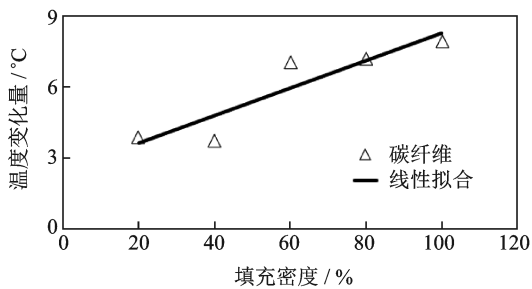
Fig.5 Curves of temperature variation inside the printing model at 20%, 40%, 60%, 80% and 100% infill densities

大,温度下降越多。该阶段温度具体下降量与密度的关系如图 6(b)所示。因为在模型与环境温度之间的温差下,模型在不断地散热,其密度越大,散热量也随之增大,因此温度下降也越多。



(a) 不同填充密度下第2阶段温度上升量

(a) Temperature rise in the second stage at different infill densities



(b) 不同填充密度下第2阶段温度下降量

(b) Temperature decrease in the second stage at different infill densities

图 6 不同填充密度第2阶段温度变化特点

Fig.6 Characteristics of temperature change in the second stage with different infill densities

由第2阶段FBG植入阶段,转到第3阶段填充封装阶段,由于打印机开始继续工作,对应地高温耗材开始继续叠加,因此会出现温度骤升现象。由图5所示,对应地有密度越大,温度骤升量也越大。此阶段温度曲线出现循环现象,此现象是由于填充阶段碳纤维耗材逐层循环叠加所引起。图5所示其循环特征为先是波长上升,然后波长下降,循环往复进行。通过填充阶段视频逐帧分析,发现关于此阶段循环现象的波峰,是由于打印机高温喷嘴运动到模型中间所致,即如图2(b)中a位置所示,也即为FBG光纤光栅正上方,此位置是一个循环中FBG接收热量最大处。波谷则是由于高温打印喷嘴移动到传感器边缘所致,即如图2(b)中b位置所示,此位置是一个循环中FBG接收热量最小处。对应地,此温度循环刚好是喷嘴运动的一个循环,也即是一层耗材的叠加过程。由图5曲线所示,随着耗材逐层叠加,任何一种密度试样下,封装阶段总体温度上升趋势都在逐渐减弱(即循环平均温度变化量),其原

因是由于随着耗材逐层叠加,刚打印出来的高温耗材与FBG之间,间隔耗材也随之增多,因此会同时逐渐引起顶层刚打印处高温耗材将热量传递到内部FBG处的过程中散失越来越多的热量。对应的填充阶段每个循环的波峰值会随着逐层打印,随之逐渐减小,其波谷值呈现增大的趋势,因此循环平均温度变化量在逐渐变小。此阶段最大温度变化量随着密度的变化如图7所示,其中最大温度变化量随着密度的变化呈现出正相关线性变化趋势。其相关性原因为,密度越大,同一时间段内填充密度大的模型就会有更多的填充材料,因此就会传递更多的热量到FBG处,所以出现密度越大,该阶段FBG处所测温度变化量就越高。

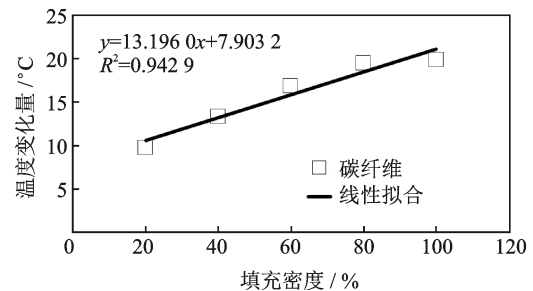


图 7 不同填充密度下第3阶段最大温度变化量

Fig.7 Maximum temperature change in the third stage at different infill densities

当打印进入尾声,此时打印进入第4阶段封顶阶段,即图5中所有曲线后3个尾峰部分。由图5可知,从第3阶段过度至此阶段时,FBG在20%,40%,60%密度组中循环波峰值分别都由下降趋势转为上升趋势。本阶段3个峰值变化与密度的关系如图8所示,其中发现本阶段随着填充密度的增加,波峰上升趋势斜率在随之减小,分析其原因为,密度越大模型顶层封顶阶段高温耗材的热量就越难传递到其下方的FBG处,也即模型中间位置。当密度到达80%后,第3与第4阶段的波峰峰值上升现象消失,并且开始转为下降趋势(图5)。说明60%密度下是该模型内部温度传递的临界点,超过该临界点后,热量在耗材中的传递量开始小于热量在耗材中的散失量。对应的,图8所示为第4阶段不同填充密度下的3个封顶波峰值,可以发现从80%密度组到100%密度组,其内部FBG处所测温度变化量的斜率值开始变为负值。5条曲线的拟合关系按照填充密度20%,40%,60%,80%,100%,依次分别为 $y = 0.975x + 8.4967$, $y = 0.81x + 9.8167$, $y = 0.14x + 12.903$, $y = -0.235x + 15.103$, $y = -0.61x$

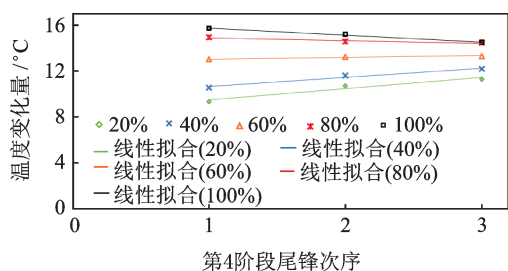


图8 不同填充密度下第4阶段3个尾峰最大值

Fig.8 Value of peak temperature change at the fourth stage at different infill densities.

+16.333。因为模型的填充密度越大,对热量传递的阻碍作用也就越大,所以该阶段的最大温度变化量的下降趋势斜率在增大。

第5阶段打印结束,模型冷却至初始室温状态,对应的图5中,所有的曲线都在3 000 s左右回归到 $y=0$ 处。这充分说明了本FBG在全程测量的过程中没有受到除温度变量外的其他变量影响(如填充材料的拉伸应变、收缩应变,以及残余应变),因此本曲线当温度回到初始状态后也即环境温度状态,曲线也随即相应地回归到 $y=0$ 处附近。

对打印时间的分析如图9所示,可以发现,当密度依次为20%,40%,60%,80%,100%时,时间比依次为0.60,0.66,0.71,0.75,0.78。随着填充密度的增加,填充阶段与封顶阶段的耗时比也在不断增加,此特征可以用来判断模型的填充密度。

$$f = T_1/T_2$$

其中: T_1 为封顶阶段耗时; T_2 为填充阶段耗时; f 为时间比。

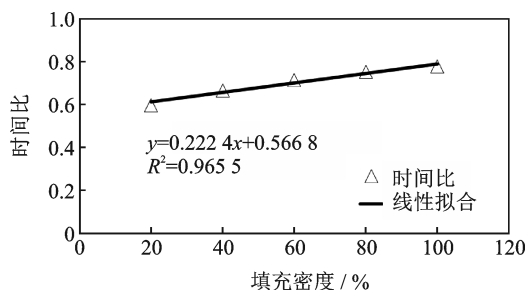


图9 不同填充密度下第4阶段与第3阶段耗时比

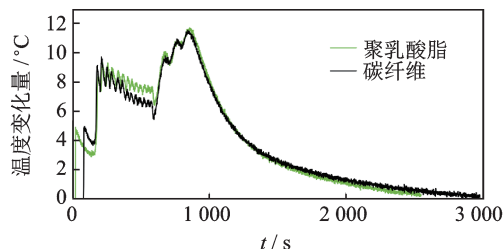
Fig.9 Comparison of elapsed time between the fourth stage and the third stage at different infill densities

4 碳纤维与聚乳酸脂耗材的AM过程对比分析

本研究除了做了5组碳纤维耗材下的试样,同时还分别做了关于聚乳酸脂打印耗材20%,40%,

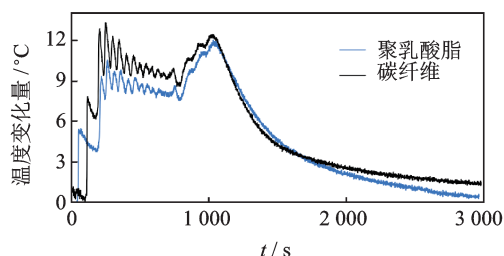
60%,80%,100%密度下的5组试样,用以做材料对比分析。

图10为两种材料下,分别在20%,40%,60%,80%,100%填充密度下的3D打印过程中温度变化曲线。



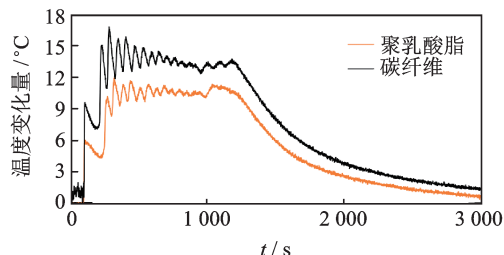
(a) 20%填充密度下聚乳酸脂与碳纤维AM过程温度变化量对比曲线

(a) Comparison curve of temperature change in AM process of PLA and carbon fiber at 20% infill density



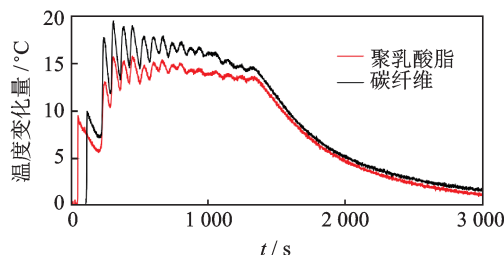
(b) 40%填充密度下聚乳酸脂与碳纤维AM过程温度变化量对比曲线

(b) Comparison curve of temperature change in AM process of PLA and carbon fiber at 40% infill density



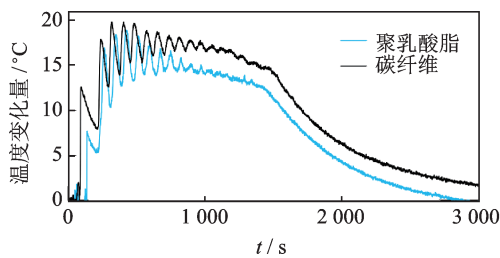
(c) 60%填充密度下聚乳酸脂与碳纤维AM过程温度变化量对比曲线

(c) Comparison curve of temperature change in AM process of PLA and carbon fiber at 60% infill density



(d) 80%填充密度下聚乳酸脂与碳纤维AM过程温度变化量对比曲线

(d) Comparison curve of temperature change in AM process of PLA and carbon fiber at 80% infill density



(e) 100%填充密度下聚乳酸脂与碳纤维AM过程温度变化量对比曲线

(e) Comparison curve of temperature change in AM process of PLA and carbon fiber at 100% infill density

图10 聚乳酸脂与碳纤维AM过程温度变化量对比曲线

Fig.10 Comparison curve of temperature variation between PLA and carbon fiber during AM process

图10表明,两种耗材在AM过程中,各个阶段的温度变化趋势是一致的。唯一的不同点是,由于使用材料不同,同一时刻模型内部温度变化量不同。

从图10中的5个阶段来分析,发现在同一时刻,几乎每一个阶段下碳纤维的温度变化量都要高于聚乳酸脂耗材,推测其原因为同一热量下,碳纤维的导热性要高于聚乳酸脂材料,因此同一密度同一时间下,对于碳纤维耗材的试样,会有更多的热量传递到模型内部FBG处。

因为碳纤维耗材下的模型内部温度变化量高于聚乳酸脂,因此详细分析碳纤维与聚乳酸脂两种填充材料下第3阶段最大温度变化量之间的差值,图11为5种填充密度下第3阶段聚乳酸脂与碳纤维两种耗材之间温度最大上升量差值,图中发现在60%填充密度之前,碳纤维耗材与聚乳酸脂之间的温度差值随着模型填充密度的增加也随之逐渐增大,而当填充密度大于60%之后,此温度变化量开始随着填充密度的增加随之逐渐减小,这一结果与图8相关的分析与结论吻合较好,再次证明了60%填充密度是本实验模型内部温度传递的临界点,超过该临界点后,热量在耗材中的传递量开始小于热量在耗

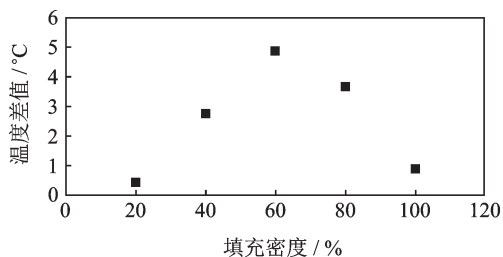


图11 不同密度下第3阶段两种耗材之间温度最大上升量差值

Fig.11 Difference of maximal temperature variation in the third stage during AM between PLA and carbon fiber

材中的散失量。

因此,此分析对于3D打印耗材的选用方面给出了相应的建议:对于需要内部快速降温的3D打印模型来说,可以采用碳纤维来制作。

5 结 论

1) 对于AM过程中两种材料不同密度下的温度曲线分析,得出特征分明的5阶段特征曲线,5阶段分别是初始波长阶段、FBG植入阶段、填充封装阶段、打印封顶阶段及温度回归阶段,并对其每一个阶段的特征做了详细的分析。

2) FBG传感器植入瞬间所有不同填充密度试样下FBG都监测到温度骤升现象,且随着密度的增加,骤升量也在线性增加。骤升量过后,因为打印等待时间,会出现温度缓慢下滑现象,且下滑量与模型填充密度正相关。

3) 填充封装阶段,不同打印耗材与打印密度下,模型内部温度都在由于耗材反复的逐层叠加呈现循环变化现象。此阶段由于耗材逐层叠加,因此形成了热量阻隔,所以埋置在耗材下方的FBG所感受到的温度变化量逐渐减弱。同样,随着密度的增加也会出现同样温度阻隔效应,呈现出同样的温度变化量减弱趋势。

4) 在打印封顶阶段发现,本模型中60%填充密度是热量传递的临界点。超过该临界点后,热量在耗材中的传递量开始小于热量在耗材中的散失量。

5) 使用了聚乳酸脂与碳纤维两种不同的材料分别做了两组对比试验,发现碳纤维AM模型的最大核心温度均高于聚乳酸脂模型,且在60%填充密度下达到了最大差值,此时碳纤维模型核心温度较聚乳酸脂高5℃。

参 考 文 献

- [1] MARTIN J H, YAHATA B D, HUNDLEY J M, et al. 3D printing of high-strength aluminium alloys [J]. Nature, 2017, 549(7672): 365-369.
- [2] MUTH J T, VOGT D M, TRUBY R L, et al. Embedded 3D printing of strain sensors within highly stretchable elastomers [J]. Advanced Materials, 2014, 26(36): 6307-6312.
- [3] SUN K, WEI T S, AHN B Y, et al. 3D printing of interdigitated Li - Ion microbattery architectures [J]. Advanced Materials, 2013, 25(33): 4539-4543.
- [4] WELLER C, KLEER R, PILLER F T. Economic

- implications of 3D printing: market structure models in light of additive manufacturing revisited [J]. International Journal of Production Economics, 2015, 164:43-56.
- [5] 张蕊华, 张建辉, 朱银法, 等. 3D打印的锥管坡面腔底无阀压电泵 [J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(2): 378-382.
- ZHANG Ruihua, ZHANG Jianhui, ZHU Yinfa, et al. A 3d-printed valveless pressure pump at the bottom of the sloped cavity of a cone tube [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(2): 378-382. (in Chinese)
- [6] HONG C Y, YUA Y, YANG Y Y, et al. A simple FBG pressure sensor fabricated using fused deposition modelling process [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2019, 285: 269-274.
- [7] HONG C Y, ZHANG Y F, ABRO Z A. A fiber Bragg grating-based inclinometer fabricated using 3D printing method for slope monitoring [J]. Geotechnical Testing Journal, 2020, 43(1): 38-51.
- [8] HONG C Y, ZHANG Y F, SU D, et al. Development of a FBG based hoop-strain sensor using 3D printing method [J]. IEEE Access, 2019, 7: 107154-107160.
- [9] 郑捷. 水泥基3D打印材料的组成及力学特性 [J]. 商品混凝土, 2019(8): 33-35.
- ZHENG Jie. Composition and mechanical properties of cement-based 3D printing materials [J]. Commercial Concrete, 2019(8): 33-35. (in Chinese)
- [10] YAO T, YE J, DENG Z, et al. Tensile failure strength and separation angle of AM 3D printing PLA material; experimental and theoretical analyses [J]. Composites Part B: Engineering, 2020, 188: 107894.
- [11] 汪传生, 李光超, 边慧光. 3D打印玻璃纤维/热塑性聚氨酯共混材料的性能研究 [J]. 橡胶工业, 2019(8): 596-601. (in Chinese)
- WANG Chuansheng, LI Guangchao, BIAN Huiguang. Properties of 3D printing glass fiber/thermoplastic polyurethane blended materials [J]. China Rubber Industry, 2019(8): 596-601. (in Chinese)
- [12] 周海龙, 宋昌宝, 刘玉双, 等. 590 MPa级3D打印堆熔丝材的研制与应用 [J]. 焊接技术, 2019(8): 66-68.
- ZHOU Hailong, SONG Chongbao, LIU Yushuang, et al. Development and application of 590 MPa 3D-printed surfacing wire material [J]. Welding Technology, 2019(8): 66-68. (in Chinese)
- [13] 宋世德, 张作才, 王晓娜. 光纤布拉格光栅钢筋腐蚀传感器 [J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(6): 1255-1259.
- SONG Shide, ZHANG Zuocai, WANG Xiaona. Optical fiber grating sensors for monitoring corrosion of reinforcing steel [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1255-1259. (in Chinese)
- [14] 王永洪, 刘俊伟, 朱娜, 等. 基于FBG传感技术的砂土中管桩土塞效应测试 [J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(1): 153-159.
- WANG Yonghong, LIU Junwei, ZHU Na, et al. Test research on plugging effect of open pipe pile in sand based on FBG sensing technology [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(1): 153-159. (in Chinese)
- [15] 王永洪, 张明义, 白晓宇, 等. 基于FBG传感技术的黏性土中静压沉桩阻力测试 [J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(5): 1120-1125.
- WANG Yonghong, ZHANG Mingyi, BAI Xiaoyu, et al. Sinking resistance of jacked piles in clayey soil based on FBG sensing technology [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5): 1120-1125. (in Chinese)
- [16] HILL K O, FUJII Y, JOHNSON D C, et al. Photosensitivity in optical fiber waveguides: Application to reflection filter fabrication [J]. Applied Physics Letters, 1978, 32(10): 647-649.



第一作者简介: 鲍成志, 男, 1995年9月生, 硕士生。主要研究方向为岩土工程监测。

E-mail: Baochengzhi@shu.edu.cn

薄膜天线结构在真空中的模态测试方法^{*}

罗 婕, 邱 慧, 从 强, 许 哲, 尚爱华

(北京空间飞行器总体设计部 北京, 100094)

摘要 由于薄膜结构为轻质柔性结构, 空气对其模态分析结果具有不可忽略的影响, 因此在真空环境中开展模态试验是十分必要的。以平面薄膜天线结构为研究对象, 设计并搭建了一套适用于真空环境下的模态测试系统, 完成了多种工况下的模态测试, 并获得了有效测试数据。通过对数据进行处理和对比分析, 不仅验证了该测试系统的有效性和可行性, 而且还获得了空气对模态测试结果产生的具体影响, 得到了有用结论。该试验研究内容为薄膜天线的模态特性研究和设计改进奠定了坚实的技术基础, 具有十分重要的工程意义。

关键词 薄膜天线结构; 真空环境; 模态测试; 电磁铁激励器; 表面张紧力

中图分类号 V414; TU399; TH751

引 言

随着深空探测、载人航天、天基观测等一系列重大航天工程的实施, 迫切需要研发大型天线结构以满足未来大功率、高精度卫星通信的需求。传统的空间大型可展开结构多采用较为成熟的桁架式结构形式, 随着结构尺寸的增大, 因其包含大量的关节铰链, 导致系统质量过大, 从而无法满足未来大型空间天线结构的应用需求。空间薄膜结构是近年来国际上出现的一种新型可展开结构, 它是由具有高性能的有机高分子化合物材料制成的大型轻量化结构, 在深空探测中可用于构建大型薄膜天线、太阳帆、遮光罩、太阳能集中器、充气防护盾及返回减速器等新概念飞行器。与桁架式可展开结构相比, 薄膜结构具有明显的低质量、大面积、高折展比等优势, 可实现在航天器上安装更大尺寸的可展开结构, 在未来空间探测中具有很好的应用前景^[1-6]。

薄膜由于不具有抗弯刚度, 因此需要外框架提供张紧作用, 使薄膜产生一定的张紧力从而能承受一定的外荷载作用, 同时薄膜的厚度一般较小, 因此薄膜结构具有轻质、超低频率、密集模态、局部模态、几何大变形、高柔性、低密度、强非线性以及承载能力随张紧力改变等一系列特点, 其模态特性直接决定或很大程度上影响着结构的型面精度保持以及振动控制等方面, 因此通过开展地面试验来对薄膜结

构进行正确的模态分析是至关重要的^[7-10]。目前关于薄膜结构的地面模态试验, 多数是在大气环境下开展的, 由于薄膜结构为轻质柔性结构, 空气对其模态分析结果具有不可忽略的影响, 它增加了质量并改变了结构的阻尼特性。为了更加准确地获得薄膜结构的模态特性, 在真空环境中开展模态试验是十分必要的。

笔者以平面薄膜天线结构为研究对象, 设计和搭建了一套适用于真空环境下的模态测试系统, 并设计了合理可行的试验方案, 获得了薄膜天线在真空环境下的模态频率和振型。通过将仿真计算结果、空气中的模态测试结果以及文中的测试结果进行对比, 不但验证了该测试系统的有效性和可行性, 而且还分析得到了空气对模态测试结果产生的具体影响。本研究内容为平面薄膜天线结构的特性摸索和设计改进提供了重要的基础数据和宝贵的工程经验, 为薄膜结构类产品在真空环境下的模态试验研究奠定了坚实的技术基础, 具有重要的工程意义和广泛的参考价值。

1 平面薄膜天线结构设计

平面薄膜天线结构一般需要采用外框架来提供薄膜的张紧力并对其进行固定, 同时外框架需要满足能够被视为刚性边界的条件, 即框架基频需要满

^{*} 国防基础科研计划资助项目

收稿日期: 2020-03-22; 修回日期: 2020-07-03

足3倍于薄膜基频的条件。根据以上要求,设计的平面薄膜天线结构如图1所示,该结构由外框架、薄膜天线、夹具、拉力传感器和调节螺栓组成。薄膜天线由专用夹具固定在外框架上,夹具和外框架之间装有调节螺栓和拉力传感器,通过调节螺栓可调节薄膜天线上不同的拉力,并通过拉力传感器,可以得到拉力值。通过以上调力方式,可将不同的表面张紧力导入到薄膜天线中,且表面张紧力与传感器拉力值之间的对应关系可通过数字散斑相关方法进行测量并获得。

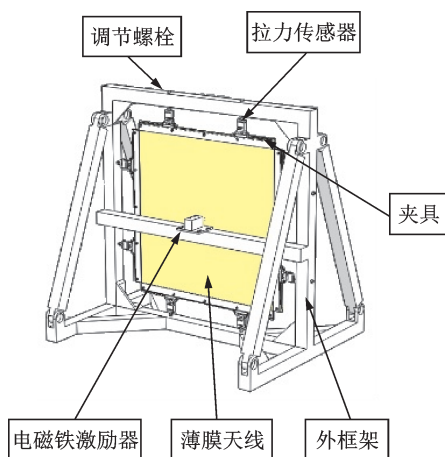


图1 平面薄膜天线结构外形图

Fig.1 Outline of planar membrane antenna structure

2 模态测试系统设计

2.1 激励方法

试验采用初始位移法对薄膜天线进行激励,如图1所示,采用电磁铁激励器作为激励源,并将其固

定在薄膜天线一侧。电磁铁激励器在通电时,其内部的金属杆会伸出,为薄膜天线提供一定的初始位移,使其离开平衡位置;在断电时,金属杆会收回,此时薄膜天线在初始位移的激励下开始自由振动。该激励方法易于实现,设计灵活性较强,可根据所需要的激励力和初始位移大小对电磁铁激励器进行选型,并通过工装设计可以灵活变换电磁铁激励器的安装位置,从而实现对薄膜天线的有效激励,且不会产生附加质量,能准确获得模态测试结果。

2.2 测量方法

目前在非接触模态测量方法中,激光测振法和摄影测量法是比较适用于轻质柔性结构的模态分析测量技术。其中激光测振法发展较为成熟,相关硬件设备及软件算法的应用也比较广泛,而摄影测量法是一种相对较新且非常有潜力的非接触测量方法,不过由于影响其测试精度的因素较多,相关算法的发展还不够完善,因此一定程度上也限制了该方法的应用。

综合考虑测试对象、测试环境及测试精度等因素,笔者选用激光测振法对平面薄膜天线结构进行模态测量,采用的设备是Polytec激光测振系统及配套数据处理软件。

2.3 真空环境中的模态测试系统

图2为平面薄膜天线结构在真空环境中的模态测试系统示意图,它由平面薄膜天线结构、电磁铁激励器、直流稳压电源及控制电路、真空环境模拟器、扫描式激光测振仪、单点式激光测振仪、数据采集与分析系统等组成。

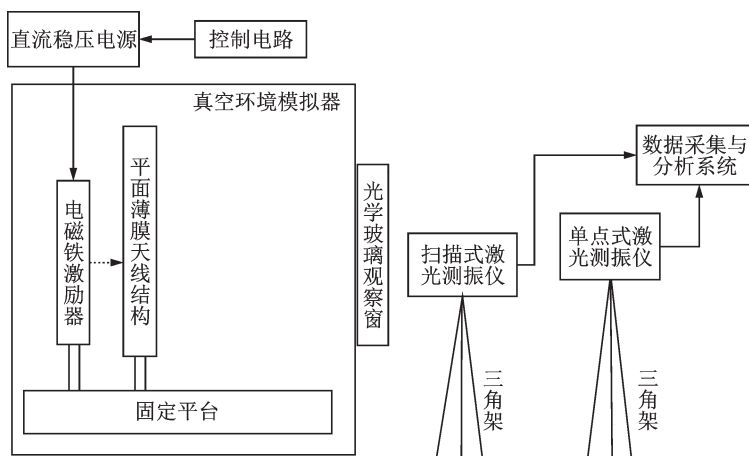


图2 模态测试系统示意图(真空环境中)

Fig.2 Schematic diagram of modal testing system (in vacuum environment)

平面薄膜天线结构和电磁铁激励器通过专用工装固定在真空环境模拟器内,电磁铁激励器通过穿舱电缆与真空环境模拟器外的直流稳压电源相连接,且直流稳压电源由控制电路进行控制,为电磁铁激励器提供可调节的周期性阶跃脉冲信号,从而为薄膜天线提供初始位移激励并产生自由振动。

在真空环境模拟器外的两台三脚架上,分别固定了一台扫描式激光测振仪和一台单点式激光测振仪,两台激光测振仪同时发射出激光束,并穿过真空环境模拟器上的光学玻璃观察窗后,最终落到薄膜天线上。薄膜天线上粘贴有等间距阵列式的小面积漫反射纸,在进行模态测试时,扫描式激光测振仪的激光点将依次落在每一块漫反射纸上,并进行信号采集,同时单点式激光测振仪的激光点落在其中某一块漫反射纸上,并同步进行信号采集,该信号是模态分析时的参考信号。通过数据采集与分析系统对两台激光测振仪的返回信号进行采集和分析计算,得到薄膜天线的模态频率和振型,从而为产品模态特性分析和设计改进提供重要依据。

需要提及的是,在用激光测振仪对真空环境中的薄膜结构进行扫描测量时,国外学者曾采用了将激光测振仪安装在真空环境模拟器内的方式^[11],这种方式对设备安装空间提出了很高的要求,不适用于小型真空环境模拟器。同时,为了保护激光测振仪免受真空环境的影响,需要制作特殊的保护装置,并在装置内通以循环的空气流,从而对激光测振仪进行有效散热,防止设备损坏,这些都无疑增加了设备安装的复杂程度。因此,笔者采用了图 2 所示的测试方式,有效避免了上述问题:将两台激光测振仪均放置在真空环境模拟器外部,无需特殊的散热装置,安装简单方便,且真空环境模拟器上的光学玻璃观察窗不会使穿过的激光束产生畸变,从而有效保证了测试结果的精度。该方法的不足之处是激光测

振仪的扫描视场范围会受到一定的限制,因此需要选择合适大小的光学玻璃观察窗,使薄膜天线上的所有扫描点均处于激光测振仪的扫描视场范围内。图 3 和图 4 所示为平面薄膜天线结构和两台激光测振仪的实际安装状态。



图 4 单点式激光测振仪和扫描式激光测振仪

Fig.4 Single-point and scanning laser vibrometers

3 试验参数及工况

3.1 薄膜天线特征参数

试验所用薄膜天线的各项特征参数值如表 1 所示,表中薄膜天线的尺寸是根据试验所用真空罐的大小来进行设计的,不能超过罐内的有效使用空间。由于薄膜天线尺寸的大小主要影响的是其基频的大小,因此测试结果所分析得到的规律同样适用于其它尺寸的薄膜天线,具有通用性。

在试验过程中,为了验证表面张紧力对测试结果的影响,将薄膜天线的表面张紧力分别调至 4,8 和 12 N/m,并进行了模态测试。

表 1 薄膜天线特征参数列表

Tab.1 List of characteristic parameters for membrane antenna

尺寸/mm	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	表面张 紧力/ ($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)
500×500×0.05	1420	3	0.34	4,8,12

3.2 外框架基频值

在薄膜天线被激励并发生振动时,对于固定薄膜天线的外框架,为了使其不会与薄膜天线发生共振,需要保证外框架的基频大于薄膜天线基频的 3 倍。由于薄膜天线的基频与其表面张紧力相关,张

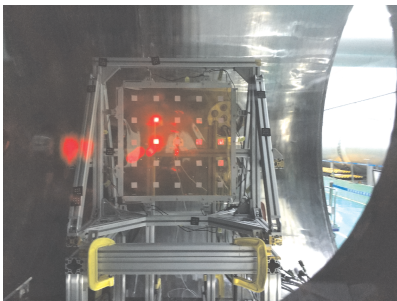


图 3 平面薄膜天线结构安装在真空环境模拟器内

Fig.3 Planar membrane antenna structure installed in vacuum environment simulator

紧力越大,基频越高,在试验时选择的薄膜表面张紧力最大值为 12 N/m,通过仿真分析,可计算得到此时的薄膜天线基频为 24.5 Hz(真空环境中)。

对外框架的基频进行测试,如图 5 所示,得到框架的基频值为 82.3 Hz,满足大于薄膜天线基频 3 倍的条件,因此可将其视为刚性安装边界。

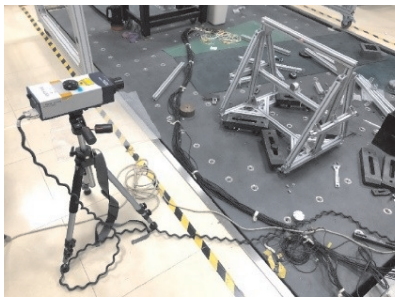


图 5 外框架基频测试

Fig.5 Basic frequency testing of outer frame

3.3 测试工况

表 2 所示为模态试验中完成的测试工况。

表 2 测试工况列表			
Tab.2 List of testing conditions			
工况	薄膜表面张紧力/(N·m ⁻¹)	初始激励位移/mm	试验环境
K1	4	2.5,5.0,7.5,10.0	真空
K2	8	2.5,5.0,7.5,10.0	真空
K3	12	2.5,5.0,7.5,10.0	真空
K4	4	5.0	大气
K5	8	5.0	大气
K6	12	5.0	大气

4 测试结果分析

4.1 真空环境中的一阶频率测试结果

表 2 中的工况 K1~K3 是在真空环境中完成的模态测试:薄膜表面张紧力分别取为 4,8 和 12 N/m,且在每个张紧力下,分别取 4 个不同的初始激励位移值(2.5,5.0,7.5,10.0 mm)进行测试,测得的一阶频率值如表 3~表 5 所示。

由表 3~表 5 可以看到,当薄膜表面张紧力不变时,随着初始激励位移的增加,一阶频率值变化不大,这说明初始激励位移的变化基本不会影响一阶频率的测试结果。

分别对表 3~表 5 中的一阶频率取平均值,可得到真空环境下,薄膜天线在不同表面张紧力下的

表 3 表面张紧力为 4 N/m 的测试结果			
Tab.3 Testing results with surface tension of 4 N/m			
序号	表面张紧力/(N·m ⁻¹)	初始激励位移/mm	一阶频率/Hz
1	4	2.5	15.66
2	4	5.0	16.15
3	4	7.5	15.91
4	4	10.0	15.73

表 4 表面张紧力为 8 N/m 的测试结果			
Tab.4 Testing results with surface tension of 8 N/m			
序号	表面张紧力/(N·m ⁻¹)	初始激励位移/mm	一阶频率/Hz
1	8	2.5	19.57
2	8	5.0	19.24
3	8	7.5	19.45
4	8	10.0	19.53

表 5 表面张紧力为 12 N/m 的测试结果			
Tab.5 Testing results with surface tension of 12 N/m			
序号	表面张紧力/(N·m ⁻¹)	初始激励位移/mm	一阶频率/Hz
1	12	2.5	24.36
2	12	5.0	24.59
3	12	7.5	24.52
4	12	10.0	25.01

一阶频率测试结果,如表 6 所示。同时,表 6 还列出了薄膜天线在各个张紧力下的一阶频率仿真计算结果,以及与测试结果的误差百分比。

表 6 真空环境中的测试结果和仿真结果比较				
Tab.6 Comparison of testing results and simulation results in vacuum environment				
序号	表面张紧力/(N·m ⁻¹)	一阶频率/Hz (测试结果)	一阶频率/Hz (仿真计算结果)	误差/%
1	4	15.86	15.31	3.59
2	8	19.45	19.79	1.72
3	12	24.62	23.96	2.75

由表 6 可以看到,随着表面张紧力的增加,测试得到的一阶频率值不断增大,这和仿真计算结果的变化规律是一致的。另外,在不同的张紧力下,一阶频率的测试结果和仿真计算结果均比较接近,误差不超过 4%,这也充分验证了测试系统的有效性和可行性。

4.2 大气环境中的一阶频率测试结果

表 2 中的工况 K4~ K6 是在大气环境下完成的模态测试:薄膜表面张紧力分别取为 4,8 和 12 N/m,由于初始激励位移值对一阶频率的测试结果影响不大,因此这里只对位移值为 5 mm 的工况进行了测试,测得的一阶模态频率值如表 7 所示,同时表中还列出了真空环境下的测试结果,并计算了两者之间的误差百分比。

表 7 大气环境和真空环境的测试结果比较

Tab.7 Comparison of testing results in atmospheric environment and vacuum environment				
序号	表面张紧力/ (N·m ⁻¹)	一阶频率/ Hz (大气环境)	一阶频率/ Hz (真空环境)	误差/ %
1	4	7.63	15.86	51.89
2	8	9.21	19.45	52.65
3	12	11.60	24.62	52.88

由表 7 可以看到,与真空环境中测得的一阶频率值相比,薄膜天线在大气环境中测得的一阶频率值会大大降低,降低幅度达到 50% 以上,这充分说明了空气对于薄膜天线这类轻质柔性结构的模态测试结果有着不可忽略的影响。在对薄膜类结构进行地面试验时,由于环境、设备、成本以及诸多其他因素的限制,常常难以开展真空环境下的模态测试,而表 7 的数据对比结果可以为两种环境下测试结果之间的关系提供一定的判定依据,由空气中的一阶频率值可以初步推断真空中的一阶频率值大小。不过这个推断只是粗略的,想要得到两种测试结果之间更加精确的关系,还需要对不同尺寸的产品以及大量的试验数据进行分析 and 总结,才能得到更加客观和科学的依据。

在对薄膜结构在大气环境中的模态测试进行理论分析和仿真建模时,常常需要考虑如何对空气进行建模的问题,通常情况下都是将空气作为附加质量项来考虑,这种建模方式简单方便,易于计算。这里将薄膜天线在大气环境中的一阶频率测试结果和仿真计算结果进行了对比,如表 8 所示。可以看到,薄膜天线在不同张紧力下的一阶频率测试结果与仿真结果的误差均在 16% 以上,与表 6 中的误差值相比有较大的提高,这说明在进行仿真计算时,对空气的建模还不够准确,除了将空气作为附加质量项外,还应考虑到其他复杂因素的影响,这也是在后续研究中需要进一步探索的内容。

表 8 大气环境中的测试结果和仿真结果比较
Tab.8 Comparison of testing results and simulation results in atmospheric environment

序号	表面张紧 力/(N·m ⁻¹)	一阶频率/ Hz (测试结果)	一阶频率/ Hz (仿真计算结果)	误差/ %
1	4	7.63	9.72	21.50
2	8	9.21	11.09	16.95
3	12	11.60	13.91	16.61

4.3 两种环境中的模态测试频谱和模态振型

这里以表面张紧力为 4 N/m 的测试结果为例,对模态测试频谱和模态振型进行分析,其他表面张紧力下(8 和 12 N/m)得到的测试结果具有类似规律。由于篇幅限制,这里不再给出相应的频谱曲线和模态振型图。

图 6 所示是平面薄膜天线结构在大气环境中的模态测试频谱(表面张紧力为 4 N/m),可以清晰地看到此时激发出了一阶和二阶两种模态,其模态振型如图 7 所示,其中(a)图为一阶模态振型,(b)图为二阶模态振型。

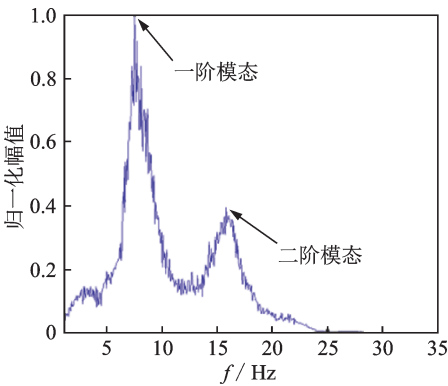


图 6 大气环境中的模态测试频谱
Fig.6 Modal testing spectrum in atmospheric environment

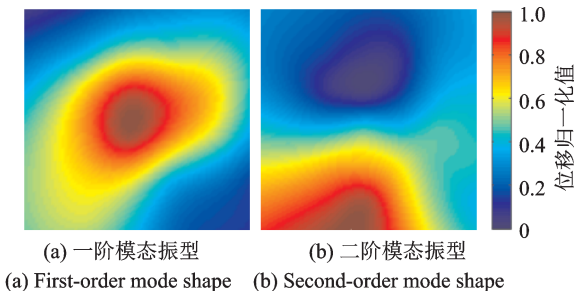


图 7 大气环境中测得的一阶和二阶模态振型
Fig.7 First-order and second-order mode shapes measured in atmospheric environment

图8所示是平面薄膜天线结构在真空环境中的模态测试频谱(表面张紧力为4 N/m),可以看到此时仅激发出了一阶模态,其振型如图9所示。

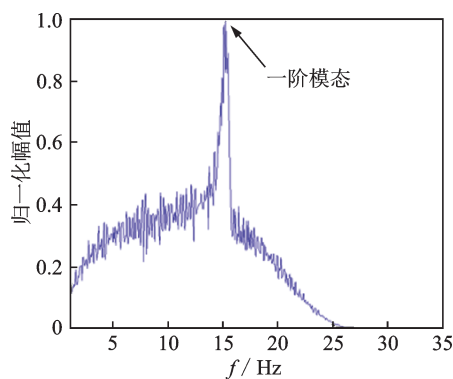


图8 真空环境中的模态测试频谱

Fig.8 Modal testing spectrum in vacuum environment

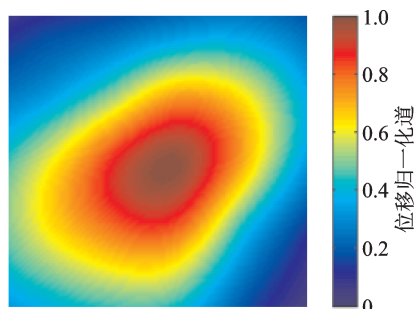


图9 真空环境中测得的一阶模态振型

Fig.9 First-order mode shape measured in vacuum environment

这里将一阶模态振型的仿真计算结果(不考虑空气影响)、真空环境中的测试结果以及大气环境中的测试结果进行对比(表面张紧力均为4 N/m),如图10所示,其中(a)图为仿真计算得到的振型,(b)图为真空环境下测得的振型,(c)图为大气环境中测得的振型。可以看到,真空环境中中和大气环境中的模态振型是基本一致的,且与仿真计算结果比较接近。这说明空气虽然对一阶频率值的测试结果影响很大,但对一阶模态的振型影响并不大。

以上测试结果充分说明了该测试系统能够有效激励出薄膜天线的一阶模态,得到的测试结果与仿真计算结果一致性较好。对于高阶模态,由测试结果来看,真空环境中并未激励出高阶模态,而空气环境下也仅仅激励出了二阶模态,这主要取决于电磁铁激励器的安装位置以及数量:从振型仿真结果可以看到,一阶模态的最大振幅出现在薄膜天线的中心处,而这恰恰是本试验中电磁铁激励器的安装位置(见图1),因此被激励出的模态主要为一阶模态。

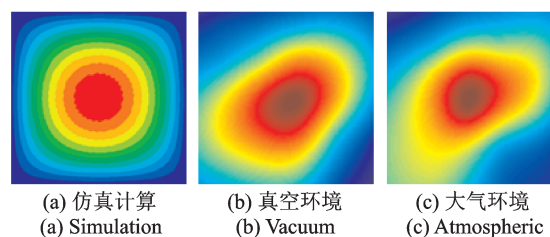


图10 一阶模态振型对比(仿真计算、真空环境及大气环境)

Fig.10 Comparison of first-order mode shapes (simulation calculation, vacuum environment, atmospheric environment)

这正是该激励方式的灵活之处,研究者可以通过不同的工装设计来改变电磁铁激励器的安装位置(以模态振型仿真结果为依据),并根据需要增加电磁铁激励器的数量并进行选型,从而达到激励出所需模态的目的,方法易于实现,简单可控。

4.4 总结

1) 该测试系统能够成功实现平面薄膜天线结构在真空环境下的模态测试,且能获得有效测试数据;

2) 将电磁铁激励器安装在薄膜天线中心位置附近,可以有效激励出薄膜天线的一阶模态,后续可根据高阶模态的振型仿真结果来确定电磁铁激励器的数量及安装位置,从而能够激励出高阶模态,并完成相关的测试结果分析和对比;

3) 薄膜天线在真空环境中的一阶模态频率测试结果与仿真结果吻合较好,误差不超过4%;

4) 对于薄膜天线的一阶模态频率值,大气环境下的测试值与真空环境中的测试值相比会大幅降低,降低幅度达到50%以上,这充分说明了空气对柔性结构的模态测试结果有不可忽略的影响;

5) 薄膜天线在大气环境中的一阶模态频率测试结果与仿真计算结果的误差在16%以上,这说明在进行仿真计算时,对空气的建模不够准确,不能只将其当作附加质量项考虑,还需考虑其他因素的影响,这将在后续研究内容中进行深入探索;

6) 薄膜天线在真空环境中中和大气环境中的一阶模态振型非常相似,且接近于振型仿真计算结果,这说明空气虽然会大大影响一阶频率值的测试结果,但对振型的影响较小。

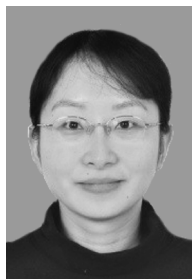
5 结束语

笔者以平面薄膜天线结构为研究对象,设计并搭建了一套适用于真空环境中的模态测试系统,完

成了薄膜天线在不同表面张紧力下的模态测试,并获得了有效测试数据。文中通过对各工况的数据进行分析,并和大气环境下的测试数据进行对比,总结得到了一些有用结论,同时该模态测试系统的有效性和可行性也得到了有力验证。本研究内容为平面薄膜天线结构的模态特性设计改进提供了重要的试验依据,并为真空环境下的模态测试系统设计奠定了坚实的技术基础,对同类产品的地面试验开展具有广泛的参考价值。后续将进一步开展平面薄膜天线结构的高阶模态特性研究,并深入探索空气对轻质柔性结构的影响,从而为薄膜类结构在航天器中的广泛应用打下坚实的技术基础。

参 考 文 献

- [1] BAO H, BRIAN S, STEVE W, et al. Commercialization of deployable space systems' roll-out solar array (ROSA) technology for space systems solar (SSL) solar arrays [C]//IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Harbin, China: IEEE, 2016.
- [2] 邱慧, 李潇, 樊俊峰, 等. 航天器平面薄膜结构模态分析和试验[J]. 航天器工程, 2017, 26(3): 43-49.
QIU Hui, LI Xiao, FAN Junfeng, et al. Modal analysis and experiment of spacecraft flat membrane structures[J]. Spacecraft Engineering, 2017, 26(3): 43-49. (in Chinese)
- [3] DELL'ELCE L, KERSCHEN G. Probabilistic assessment of lifetime of low-earth-orbit spacecraft: uncertainty propagation and sensitivity analysis [J]. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 2015 (38): 900-912.
- [4] WONG W, PELLEGRINO S. Wrinkled membranes. part I: experiments; part II: analytical models; part III: numerical simulations [J]. Journal of Mechanics of Materials and Structures, 2006, 1(1): 1-93.
- [5] 刘志全, 邱慧, 李潇, 等. 平面薄膜天线张拉系统优化设计及天线结构模态分析[J]. 宇航学报, 2017, 38(4): 344-351.
LIU Zhiqian, QIU Hui, LI Xiao, et al. Optimal design of catenary system and model analysis for a planar membrane antenna structure [J]. Journal of Astronautics, 2017, 38(4): 344-351. (in Chinese)
- [6] LESIEUTRE G A. How membrane loads influence the modal damping of flexural structures [J]. AIAA Journal, 2009, 47(7): 1642-1646.
- [7] 陈宇峰, 陈务军, 邱振宇, 等. 空气对预应力薄膜结构模态的影响[J]. 浙江大学学报(工学版), 2015, 49(6): 1123-1127.
CHEN Yufeng, CHEN Wujun, QIU Zhenyu, et al. Effects of air on modal behavior of pre-stressed membrane structure [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2015, 49(6): 1123-1127. (in Chinese)
- [8] GONCALVES P B, SOARES R M, PAMPLONA D. Nonlinear vibrations of a radially stretched circular hyperelastic membrane [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 327(1/2): 231-248.
- [9] FANG H, HUANG J, QUIJANO U, et al. Design and technologies development for an eight-meter inflatable reflectarray antenna [C]//47th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. Newport, USA: AIAA, 2006.
- [10] ZHANG Y L, TOSHIKI H, ITSURO K, et al. Active vibration suppression of membrane structures and evaluation with a non-contact laser excitation vibration test [J]. Journal of Vibration and Control, 2017, 23(10): 1681-1692.
- [11] TAKAHASHI T, KANDA T, IMAI S, et al. Development of modal test techniques for validation of a solar sail design [J]. Journal of Supercritical Fluids, 2008, 43(3): 542-548.



第一作者简介:罗婕,女,1981年2月生,博士、工程师。主要研究方向为航天器产品的振动、微振动和模态试验等。曾发表《卫星载荷隔振装置特性的微振动试验研究》(《振动、测试与诊断》2019年第39卷第3期)等论文。
E-mail: luojie_job@163.com

风力机主轴承故障监测方法^{*}

郑玉巧, 魏剑峰, 朱 凯, 董 博

(兰州理工大学机电工程学院 兰州, 730050)

摘要 根据风力机主轴承发生故障时引起其温度异常波动的特点,提出一种基于温度模型的故障监测方法。首先,分别建立正常运行状态下主轴承温度的多元线性回归预测模型、灰色预测模型、支持向量机回归预测模型及其组合预测模型;其次,在最佳预测模型基础上引入滑动窗口方法,研究主轴承温度预测残差统计特性;最后,通过对比温度残差均值或标准差的置信区间与设定临界值判断主轴承是否发生故障。研究表明,主轴承温度组合预测模型预测效果最佳,其判定系数分别较多元线性回归模型、灰色预测模型及支持向量机回归模型提高 0.049 3, 0.002 7 和 0.000 2,通过滑动窗口方法所求解的温度预测残差统计特性可及时反映出主轴承运行状态,这对风力机主轴承故障状态的高效监测及制定科学健康的维护策略提供依据。

关键词 故障监测;主轴承;组合预测;滑动窗口法;判定系数

中图分类号 TH17;TK83

引 言

风力机主轴承作为风力机传动系统的核心部件,承受轮毂、叶片等部件带来的多种变载冲击作用,极易发生故障^[1-2]。由于风力机主轴承在距离地面几十米甚至上百米高的机舱内,一旦发生故障维护难度大、成本高,若未及时发现并解决故障会给风力机运行带来严重影响甚至造成安全事故。因此,实现风力机主轴承的故障监测,及时发现故障征兆并开展维护,对于风力机健康运行、降低运维成本具有重要意义。

传统风力机部件故障监测方法有振动分析^[3-5]、声发射监测^[6-7]和电气信号监测^[8-9]等。其中振动监测法和声发射监测法需要安装大量的传感器来采集信号,成本昂贵;此外安装的传感器一旦发生故障,不仅导致采集的数据可靠性降低,还增加额外的运维成本。相比风力机部件的振动信号和声信号,电气信号的采集不需要额外安装传感器^[10],但电气信号中所包含的故障信息往往比较微弱,信噪比低,监测结果误差较大。因此,上述方法难以在风力机部件实际监测中大范围推广。

目前,多数风电场通过安装数据采集与监控系统(supervisory control and data acquisition,简称 SCADA)采集储存风力机各部件运行参数及环境

参数,因此选择 SCADA 系统所记录的风力机主轴承运行参数开展其故障监测研究。主轴承故障表现形式为磨损、点蚀或塑性变形等,故障早期主轴承滚过表面损伤点产生的异常摩擦又加剧故障程度,引起主轴承温度特征的异常波动。鉴于此,本研究以 SCADA 系统所采集的风力机主轴承运行参数为研究对象,分别采用多元线性回归(multiple linear regression,简称 MLR)、灰色模型(grey model,简称 GM)及支持向量机回归(support vector machine regression,简称 SVR)建立主轴承温度单一预测模型及它们的组合预测模型,引入滑动窗口方法实时监测温度预测残差的均值和标准差变化情况,通过温度预测残差均值(或标准差)的置信区间与设定临界值的对比来判断主轴承运行状态,从而实现对风力机主轴承的故障监测。

1 主轴承温度组合预测模型的构建

1.1 问题描述与数据预处理

风力机 SCADA 系统通常以 10 min 为采样周期记录并传输风速、输出功率及主轴承温度等运行参数^[11],由于风力机 SCADA 系统输出的各项运行参数单位不同,若直接用于建模分析对预测结果造成较大误差,因此需要对原始数据进行归一化处理,消

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51965034);兰州市人才创新创业资助项目(2018-RC-25)

收稿日期:2020-08-15;修回日期:2020-09-04

除数据间的量纲影响。公式如下

$$x^* = (x_i - x_{\min}) / (x_{\max} - x_{\min}) \quad (1)$$

其中: $x_{\max}$ 为监测数据中的最大值; $x_{\min}$ 为监测数据中的最小值; x_i 为原始监测值; x^* 为归一化处理后的数据, x^* 的取值范围为 $[0, 1]$ 。

1.2 多元线性回归 (MLR) 模型

MLR 模型阐述一个因变量依赖多个自变量的变化规律^[12]。风力机主轴承温度的变化视为多个变量参数影响下的共同作用结果, 因此可将主轴承温度作为因变量 (即建模输出变量), 影响主轴承温度变化的运行参数作为自变量 (即建模输入变量), 建立主轴承温度的多元线性回归预测模型步骤如下。

设因变量 (即风力机主轴承温度) 为 y , m 个自变量 (即影响主轴承温度变化的变量) 分别为 $x_1, x_2, \dots, x_m$ 的多元线性回归方程可表示为

$$y = \theta_0 + \theta_1 x_1 + \theta_2 x_2 + \dots + \theta_m x_m \quad (2)$$

其中: θ_0 为回归常数; $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$ 为回归系数。

假设在实际问题中已测得 n 组监测数据 ($y_i; x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{im}$) ($i=1, 2, \dots, n$), 则式 (2) 可表示为

$$\begin{cases} y_1 = \theta_0 + \theta_1 x_{11} + \theta_2 x_{12} + \dots + \theta_m x_{1m} \\ y_2 = \theta_0 + \theta_1 x_{21} + \theta_2 x_{22} + \dots + \theta_m x_{2m} \\ \vdots \\ y_n = \theta_0 + \theta_1 x_{n1} + \theta_2 x_{n2} + \dots + \theta_m x_{nm} \end{cases} \quad (3)$$

采用最小二乘法^[12]可求解得到式 (3) 的回归参数, 将所求回归参数代入式 (2) 后, 需要对回归方程进行统计量检验 (F 检验、T 检验及多重共线性检验), 若不满足检验要求则需要重新寻找影响主轴承温度变化的变量以便重新建模, 满足要求则可直接输出模型。建模流程如图 1 所示。

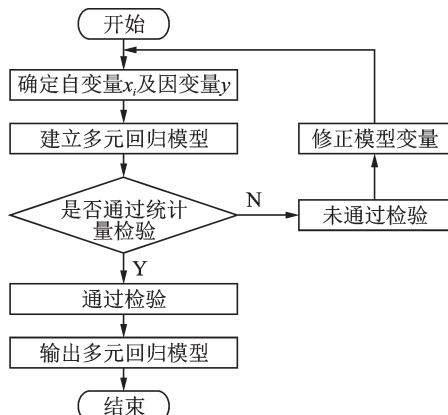


图 1 多元线性回归建模流程图

Fig.1 Flowchart of Multiple linear regression modeling

1.3 灰色预测模型 GM (1, N)

灰色模型 (GM)^[13] 具有建模数据少、预测效果好等优点。传统的 GM(1, 1) 模型是针对单一变量的预测, 然而影响风力机主轴承温度的因素是多变量共同作用的结果, 因此 GM(1, N) 模型更适合建立风力机主轴承温度预测模型。

假设一组风力机主轴承原始 SCADA 数据序列为 $X_j^{(0)} = \{X_1^{(0)}, X_2^{(0)}, \dots, X_m^{(0)}; j=1, 2, \dots, m\}$, 其中 $X_1^{(0)} = \{x_1^{(0)}(1), x_1^{(0)}(2), \dots, x_1^{(0)}(n)\}$ 为系统特征数据序列 (即风力机主轴承温度), 而 $X_2^{(0)} = \{x_2^{(0)}(1), x_2^{(0)}(2), \dots, x_2^{(0)}(n)\}$, $X_3^{(0)} = \{x_3^{(0)}(1), x_3^{(0)}(2), \dots, x_3^{(0)}(n)\}$, $\dots$, $X_m^{(0)} = \{x_m^{(0)}(1), x_m^{(0)}(2), \dots, x_m^{(0)}(n)\}$ 为相关因素数据序列 (即影响主轴承温度变化的变量)。

$X_j^{(0)}$ 的一阶累加序列为 $X_j^{(1)} = \{x_j^{(1)}(1), x_j^{(1)}(2), \dots, x_j^{(1)}(n); j=1, 2, \dots, m, k=1, 2, \dots, n\}$, 其中

$$x_j^{(1)}(k) = \sum_{i=1}^k x_j^{(0)}(i) \quad (4)$$

则系统特征数据的一次累加序列 $X_1^{(1)}$ 的紧邻均值数据列为 $Z_1^{(1)} = \{z_1^{(1)}(2), z_1^{(1)}(3), \dots, z_1^{(1)}(n); k=2, 3, \dots, n\}$, 其中

$$z_1^{(1)}(k) = \frac{1}{2} x_1^{(1)}(k) + \frac{1}{2} x_1^{(1)}(k-1) \quad (5)$$

由此可建立 GM(1, N) 模型为

$$x_1^{(0)}(k) + a z_1^{(1)}(k) = \sum_{j=2}^m b_j x_j^{(1)}(k) \quad (6)$$

其中: a 为系统发展系数, 反映预测值的发展趋势; b_j 为驱动系数, 反映原始数据的内在变化。

设置参数列 $\mu = (a, b_2, b_3, \dots, b_m)^T$, 根据最小二乘法可求解式 (6) 得到参数列 μ 的值。

对 GM(1, N) 模型 (式 6) 进行白化可得

$$\frac{dx_1^{(1)}}{dt} + a x_1^{(1)} = b_2 x_2^{(1)} + b_3 x_3^{(1)} + \dots + b_m x_m^{(1)} \quad (7)$$

求解式 (7) 得到时间响应函数, 表示为

$$\hat{x}_1^{(1)}(k+1) = \left(x_1^{(0)}(1) - \frac{1}{a} b_j x_j^{(1)}(k+1) \right) e^{-ak} + \frac{1}{a} \sum_{j=2}^m b_j x_j^{(1)}(k+1) \quad (8)$$

最终可得累减还原式 (即灰色预测值) 为

$$\hat{x}_1^{(0)}(k+1) = \hat{x}_1^{(1)}(k+1) - \hat{x}_1^{(1)}(k) \quad (9)$$

1.4 支持向量机回归 (SVR) 模型

支持向量机回归的核心思想是建立一个最优分类面, 使得所有训练样本离最优分类面的误差最小^[14]。风力机主轴承温度的 SVR 模型的训练与预

测借助 LIBSVM 工具箱实现。首先,选定一组风力机主轴 SCADA 数据作为原始数据,对其进行归一化处理;然后,根据工具箱提供的交互检验(cross validation, 简称 VC)功能寻求最优惩罚参数 c 和核函数参数 g (由函数 SVMcgForRegress 实现);最后,根据得到的最优参数 c, g 对 SVR 模型进行预测。

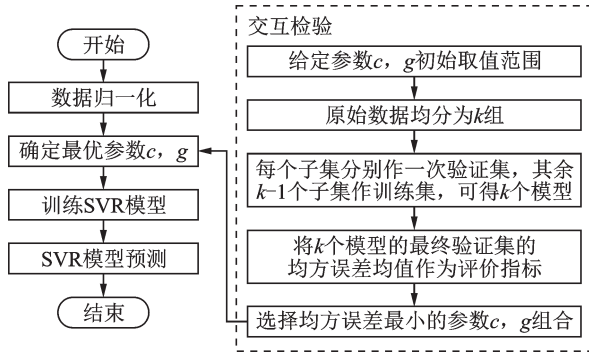


图2 SVR算法流程图

Fig.2 Flow chart of SVR algorithm

1.5 组合预测模型

假设某预测问题共有 f 种单一预测模型, 令 y_t 表示 t 时刻的实际监测值, $\hat{y}_{it}$ 表示第 i 种预测模型在 t 时刻的预测值 (其中: $i=1, 2, \dots, f; t=1, 2, \dots, n$), 第 i 种预测模型在 t 时刻的相对误差为 e_{it}

$$e_{it} = \left| (y_t - \hat{y}_{it}) / y_t \right| \quad (10)$$

由于每种单一预测模型具有其不足之处, 而组合预测模型将不同类型的单一模型按照一定的权重比例重新组合可发挥各种单一模型优势, 有效削弱各种单一模型的不足以达到提高预测精度的目的。因此, 建立基于熵值法^[15]的组合模型, 步骤如下:

1) 求解第 i 种单一预测模型在 t 时刻的相对误差比重 p_{it}

$$p_{it} = e_{it} / \sum_{t=1}^n e_{it} \quad (11)$$

2) 求解第 i 种单一预测模型与实际值的相对误差熵值 g_i

$$g_i = -\frac{1}{\ln n} \sum_{t=1}^n p_{it} \ln p_{it} \quad (12)$$

3) 求解相对误差的变异系数 d_i

$$d_i = 1 - g_i \quad (13)$$

4) 求解各种单一预测模型的权重 w_i

$$w_i = g_i / \sum_{i=1}^m g_i \quad (14)$$

5) 求解组合预测模型值

$$\hat{y}_t = \sum_{i=1}^m \sum_{t=1}^n (w_i \hat{y}_{it}) \quad (15)$$

1.6 各模型综合评价指标

为实现对各个预测模型的定量评价, 选取均方根误差 (root mean square error, 简称 RMSE)、平均绝对百分误差 (mean absolute percentage error, 简称 MAPE)、平均绝对误差 (mean absolute error, 简称 MAE) 及决定系数 (R^2) 作为评价指标, 求解公式如下

$$\text{RMSE} = \sqrt{\sum_{t=1}^n (y_t - \hat{y}_t)^2 / n} \quad (16)$$

$$\text{MAPE} = \sum_{t=1}^n |(y_t - \hat{y}_t) / y_t| / n \quad (17)$$

$$\text{MAE} = \sum_{t=1}^n |y_t - \hat{y}_t| / n \quad (18)$$

$$R^2 = 1 - \sum_{t=1}^n (y_t - \hat{y}_t)^2 / \sum_{t=1}^n (y_t - \sum_{i=1}^m y_{it} / n)^2 \quad (19)$$

其中: y_t 为实际值, $\hat{y}_t$ 为预测值; RMSE, MAPE 及 MAE 用来检验实际值与预测值的偏差及波动性大小, 数值越小则表明预测模型精度越高; R^2 为自变量所解释的变化量占总变化量的比例, R^2 取值为 $[0, 1]$, R^2 越接近于 1 则表明预测精度越高。

2 残差统计特性分析及故障监测

2.1 滑动窗口残差统计特性分析

假设风力机主轴轴承温度在 t 时刻的实际监测值为 y_t , 预测模型在 t 时刻的预测值为 $\hat{y}_t$, 则预测残差序列为 $[y_1 - \hat{y}_1, y_2 - \hat{y}_2, \dots, y_N - \hat{y}_N, \dots]$, 预测残差序列的统计特性可由残差均值及残差标准差反映。为准确描述预测残差的统计特性 (均值和标准差) 变化情况, 采用滑动窗口方法^[16]求解预测残差序列的窗口均值及窗口标准差, 滑动窗口如图 3 所示。

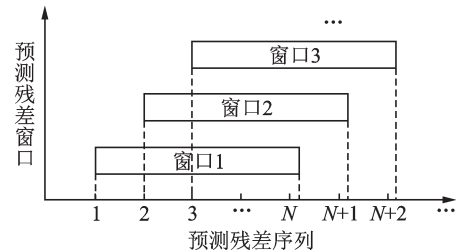


图3 滑动窗口示意图

Fig.3 Schematic diagram of sliding window

设定宽度为 N 的滑动窗口, 则窗口内的 N 个残差的窗口均值 μ 和窗口标准差 σ 求解公式为

$$\mu = \sum_{t=1}^N (y_t - \hat{y}_t) / N \quad (20)$$

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y} - \mu)^2 / (N - 1)} \quad (21)$$

2.2 主轴的故障监测

主轴承正常工作时,温度预测值与实际温度值接近,其残差序列分布稳定;然而主轴承发生故障会引起其温度的异常波动,进而带来预测残差统计特性的异常变化。具体表现为以下3种情况:①主轴承温度预测残差的窗口均值 μ 未发生较大改变,但其窗口标准差 σ 变化显著,残差范围增大;②主轴承温度预测残差的窗口标准差 σ 未发生较大改变,但其窗口均值 μ 变化显著,出现系统偏差;③主轴承温度预测残差的窗口均值 μ 及标准差 σ 均变化显著。

基于上述情况,可根据预测残差序列的统计特性变化来监测主轴承运行状态,设定残差均值和残差标准差故障临界值分别为 μ_v 和 σ_v 。当温度预测残差的均值或标准差超过某一临界值时,系统产生故障报警告知维护人员进行检修。假设滑动窗口的温度残差序列均值绝对值最大值为 $\mu_{\max}$,标准差绝对值最大值为 $\sigma_{\max}$,则主轴承温度故障的临界标准为

$$\begin{cases} \mu_v = \pm k_1 \mu_{\max} \\ \sigma_v = k_2 \sigma_{\max} \end{cases} \quad (22)$$

式(22)中 k_1, k_2 可由现场运维人员根据经验确定。根据预测模型对主轴承温度进行预测时,会存在各种不确定性因素对输出结果造成干扰^[17]。为简化起见,将预测残差序列假设为一组均值和方差未知的正态分布数据,在求解残差窗口均值和标准差时需要给出置信度为 $1-\alpha$ 的均值和标准差的置信区间,表示为

$$A = \left[\mu - \frac{\sigma}{\sqrt{N}} t_{\alpha/2}(N-1), \mu + \frac{\sigma}{\sqrt{N}} t_{\alpha/2}(N-1) \right] \quad (23)$$

$$B = \left[\frac{\sqrt{N-1} \sigma}{\sqrt{\chi^2_{\alpha/2}(N-1)}}, \frac{\sqrt{N-1} \sigma}{\sqrt{\chi^2_{1-\alpha/2}(N-1)}} \right] \quad (24)$$

其中: $t_{\alpha/2}$ 为 t 分布的 $\alpha/2$ 分位点; $\chi^2_{\alpha/2}$ 为 χ^2 分布的 $\alpha/2$ 分位点,其值在给定置信度 $1-\alpha$ 后可通过查阅 t 分布临界值表和 χ^2 分布临界值表得知。

当残差均值或标准差的置信区间超过各自临界值时,发出风力机主轴承故障报警信息。

3 案例分析

3.1 建模变量的选取

根据文献[18]可知,关键部件温度相关联的特征量主要包括环境温度、风速、转速及功率等,此外

由于部件温度的热惯性特点使得前一时刻的部件温度对当前时刻部件温度有直接影响。因此,建立主轴承温度预测模型时初步选择风力机输出功率、风速、环境温度、主轴转速及上时刻主轴承温度作为输入变量,主轴承当前时刻温度(y)作为输出变量。

选取某风力机2019年4月主轴承正常状态时的运行参数进行建模,根据所建模型对5月份主轴承温度进行预测。按照1.1部分所述步骤对原始SCADA数据进行归一化处理,归一化后的部分数据如表2所示。

表1 SCADA数据的归一化
Tab.1 Normalization of SCADA data

序号	时刻	功率	主轴 转速	主轴承 温度	环境 温度	...
1	00:10	0.159 0	0.344 3	0.769 2	0.040 7	...
2	00:20	0.163 2	0.337 6	0.743 6	0.038 0	...
3	00:30	0.224 0	0.473 7	0.743 6	0.032 0	...
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

3.2 MLR, GM (1, N), SVR 及组合预测模型的求解

3.2.1 多元线性回归模型(MLR)

以风力机输出功率(x_1)、风速(x_2)、空气温度(x_3)、主轴转速(x_4)及上时刻主轴承温度(x_5)为自变量,风力机主轴承当前时刻温度(y)为因变量建立多元线性回归方程,根据1.1部分所述步骤求解得到的MLR模型为

$$y = 0.0321 - 0.0219x_1 + 0.0073x_2 + 0.0079x_3 + 0.0265x_4 + 0.9421x_5 \quad (25)$$

对式(25)进行统计量检验时发现输出功率(x_1)所对应的方差扩大因子(variance inflation factor, 简称VIF)为15.6418,风速(x_2)所对应的VIF为15.7134,表明所建模型存在严重的多重共线性(VIF>10),可能会给回归结果带来较大误差,因此需要重新修正模型输入变量,以消除多重共线性。

消除多重共线性的常用方法则是剔除VIF最大值所对应的变量,即风速(x_2);剔除后的MLR修正模型自变量为风力机输出功率(x_1)、空气温度(x_3)、主轴转速(x_4)及上时刻主轴承温度(x_5),根据1.1部分所述步骤求解得到的MLR修正模型为

$$y = 0.0329 - 0.0180x_1 + 0.0079x_3 + 0.0269x_4 + 0.9418x_5 \quad (26)$$

据检验,式(26)已消除多重共线性,F检验及T检验各项指标均满足显著性条件。利用修正后的MLR模型对5月份主轴承温度进行预测,部分预测值及残差值见表2。

表 2 MLR 模型部分温度预测结果值
Tab.2 Temperature prediction results of MLR model

序号	实际值	MLR 预测值	残差
1	59	58.913 0	0.087 0
2	60	58.914 3	1.085 7
3	60	59.848 2	0.151 8
⋮	⋮	⋮	⋮

3.2.2 灰色预测模型 GM(1,N)的求解

基于 MLR 修正模型所得自变量及因变量,选择当前时刻主轴承温度、功率、空气温度、主轴转速及上时刻主轴承温度的时间序列为原始数据序列 $X_j^{(0)}=\{X_1^{(0)}, X_2^{(0)}, X_3^{(0)}, X_4^{(0)}, X_5^{(0)}\}$ 。其中:当前时刻主轴承温度数据序列 $X_1^{(0)}$ 为系统特征数据序列;而功率数据序列 $X_2^{(0)}$ 、空气温度数据序列 $X_3^{(0)}$ 、主轴转速数据序列 $X_4^{(0)}$ 以及上时刻主轴承温度序列 $X_5^{(0)}$ 均为相关因素序列。选取 2019 年 4 月份 SCADA 数据依据 1.2 所述步骤进行建模,求解得到 GM(1,N) 模型参数列 μ 的值为

$$\mu=(2.014\ 5,-0.000\ 6,0.062\ 5,0.146\ 5,1.972\ 3)^T$$

将参数列 μ 代入式(8),得到时间相应函数,而后根据式(9)累减可得到 GM(1,N) 预测值,部分预测值及残差见表 3。

表 3 GM(1, N)模型部分温度预测结果值
Tab.3 Temperature prediction results of GM(1, N) model

序号	实际值	MLR 预测值	残差
1	59	59.141 3	-0.141 3
2	60	58.130 0	1.870 0
3	60	60.903 6	-0.903 6
⋮	⋮	⋮	⋮

3.2.3 支持向量机回归模型(SVR)的求解

基于 MLR 修正模型所得自变量及因变量,选择 2019 年 4 月份的当前时刻主轴承温度、功率、空气温度、主轴转速及上时刻主轴承温度等序列数据用来训练 SVR 模型,用训练好的模型来预测 5 月份主轴承温度值。

给定参数 c 和 g 的初始范围均为 $[-8, 8]$,根据交互检验法求解得到 SVR 模型最优参数 c 和 g 为: Best $c=1.414\ 2$, Best $g=0.353\ 5$;根据所求最优参数 c 和 g 对 SVR 模型进行训练,然后对 5 月份数据进行预测,部分预测值及残差值见表 4。

3.2.4 MLR、GM(1,N)及 SVR 组合模型的求解

假设 MLR 修正模型所得主轴承温度预测值为 $\hat{y}_{1t}$, GM(1,N) 模型所得预测值为 $\hat{y}_{2t}$, SVR 模型所得

表 4 SVR 模型部分温度预测结果值
Tab.4 Temperature prediction results of SVR model

序号	实际值	MLR 预测值	残差
1	59	59.244 2	-0.244 2
2	60	59.247 5	0.752 5
3	60	60.238 2	-0.238 2
⋮	⋮	⋮	⋮

预测值为 $\hat{y}_{3t}$,则应用熵值法确定的各模型最优权重为 $w_1=0.125\ 8, w_2=0.310\ 5, w_3=0.563\ 7$,因此可得组合模型表达式为

$$\hat{y}_t=0.125\ 8\hat{y}_{1t}+0.310\ 5\hat{y}_{2t}+0.563\ 7\hat{y}_{3t}\quad (27)$$

根据所求组合模型对 5 月份数据进行预测,部分预测值及残差见表 5。

表 5 组合模型部分温度预测结果值
Tab.5 Temperature prediction results of Combined model

序号	实际值	MLR 预测值	残差
1	59	59.244 2	-0.244 2
2	60	59.247 5	0.752 5
3	60	60.238 2	-0.238 2
⋮	⋮	⋮	⋮

3.3 各模型预测结果对比分析

根据各模型对 5 月份主轴承温度数据进行预测,实际值与各模型预测值变化趋势如图 4 所示。

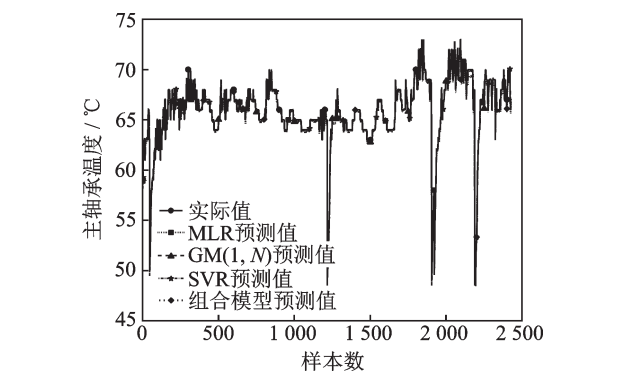


图 4 风力机主轴承温度预测图
Fig.4 Forecast figure of wind turbine main bearing temperature

图 4 显示在第 48, 1 220, 1 928 及 2 206 点附近处主轴承温度较低,查询主状态日志可知是由于风力机停机重新启动所造成。另外从图中可看到,不同模型所求主轴承温度预测值与实际值变化趋势相近,拟合程度较高;但根据图 4 不易直观判断哪种模

型预测值与实际值吻合度更好。为进一步对比各模型优劣性,进而求解各模型综合评价指标值,见表6。

表 6 各模型指标对比值				
Tab.6 Comparison results of each model index				
评价指标	MLR 模型	GM(1,N) 模型	SVR 模型	组合模型
RMSE	0.489 4	0.464 8	0.434 6	0.433 9
MPPE	0.005 2	0.004 8	0.004 2	0.004 0
MAE	0.349 1	0.318 4	0.272 2	0.265 4
R ²	0.932 5	0.979 1	0.981 6	0.981 8

由表 5 的各指标数据对比可知,组合模型的 RMSE,MPE 及 MAE 最小,R²最大,表明组合模型偏差及波动性更小,在各模型中具有最高的预测精度;其中组合模型的 R²值分别较其他模型提高 0.049 3,0.002 7 和 0.000 2。因此,选择在组合预测模型基础上引入滑动窗口方法实现对风力机主轴承的故障监测。此外在单一预测模型中,SVR 模型具有良好的预测精度,各项指标均和组合模型指标相近。

3.4 基于滑动窗口的主轴承温度故障状态监测

查询风力机主状态日志可知,5 月份风力机主轴承未发生故障。为验证方法有效性,人为模拟主轴承因发生故障而导致主轴承温度升高的情况。选择 5 月份主轴承温度较高的 12~15 号 3 天累计 568 个温度点进行研究,取滑动窗口宽度 N=20,置信水平 $\alpha=0.05$,根据式(23),(24)求解得到主轴承正常状态下预测残差均值及标准差的各自 95% 置信区间,它们的变化趋势如图 5 所示。

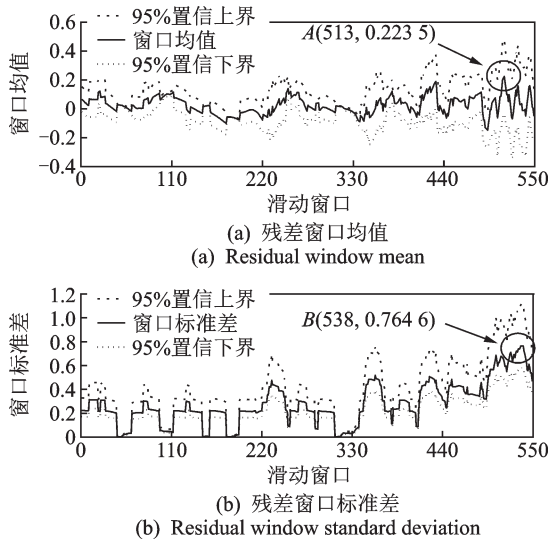


图 5 残差窗口均值和标准差
Fig.5 Residual window mean and standard deviation

图 5(a)为主轴承温度残差窗口均值变化趋势图,从图 5(a)可知主轴承温度残差窗口均值最大值为 $\mu_{\max}=0.223\ 5$ (即 A 点);图 5(b)为主轴承温度残差窗口标准差变化趋势图,由图 5(b)可知主轴承温度残差窗口标准差最大值为 $\sigma_{\max}=0.764\ 6$ (即 B 点),由于是人为模拟故障,所以残差标准差并未发生变化。故选择残差窗口均值展开分析,取 $k_1=2$,则窗口均值临界值根据式(22)可得 $\mu_v=\pm 0.447\ 0$ 。

从第 303 个温度点开始人为加入步长为 0.015℃的温度累积偏移量,基于组合模型的主轴承温度预测残差均值变化趋势如图 6 所示。

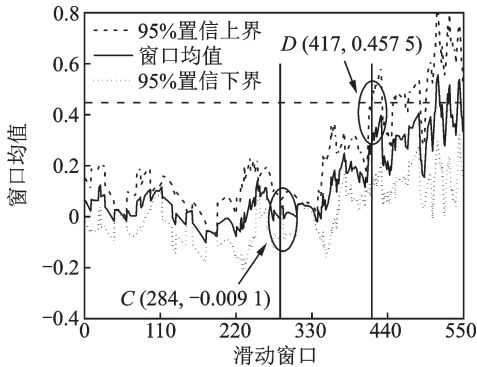


图 6 模拟故障状态的残差窗口均值
Fig.6 Residual window mean value of simulated fault state

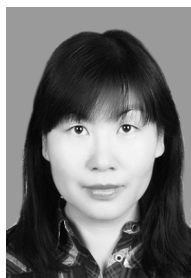
图 6 显示,主轴承正常运行时残差均值 95% 置信区间均未超过临界值,在 C 点即第 284 个窗口(303-20+1)加入温度偏移后,滑动窗口残差均值逐渐增大,在 D 点残差窗口均值 95% 置信上界超过临界值 0.447 0,引发主轴承故障报警。综上可得,当主轴承发生故障导致其温度异常时,基于滑动窗口方法的故障监测方法可及时发现故障并报警,有效监控主轴承异常状态。

4 结束语

基于风力机 SCADA 数据分别建立主轴承温度的 MLR,GM(1,N),SVR 3 种单一预测模型及它们的组合预测模型;其中组合模型有着更优越的预测性能,其决定系数分别比其他模型提高 0.049 3,0.002 7 及 0.000 2。此外 SVR 模型在单一预测模型中有着更高的预测精度。在组合预测模型基础上引入滑动窗口方法求解分析温度预测残差的统计特性(均值和标准差),当窗口均值或标准差的置信区间超过设定临界值时可判断出主轴承发生故障,有效监测主轴承运行状态。笔者所提方法可用于工程实际中风力机或其他机械设备的关键部件温度预测及故障监测。

参 考 文 献

- [1] HU Y G, LI H, SHI P P, et al. A prediction method for the real-time remaining useful life of wind turbine bearings based on the Wiener process [J]. *Renewable Energy*, 2018, 127: 452-460.
- [2] STROMBERGSSON D, MARKLUND P, BERGLUND K, et al. Bearing monitoring in the wind turbine drivetrain: a comparative study of the FFT and wavelet transforms [J]. *Wind Energy*, 2020, 23(6): 1391-1393.
- [3] 程静, 王维庆, 樊小朝, 等. 基于二值双谱和模糊聚类的风电轴承故障诊断[J]. *振动、测试与诊断*, 2018, 38(4): 765-771.
CHENG Jing, WANG Weiqing, FAN Xiaochao, et al. Bearing fault pattern recognition of wind turbine based on two-value bispectrum feature-fuzzy clustering method[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018, 38(4): 765-771. (in Chinese)
- [4] ZHENG Y Q, CAO Y Y, ZHANG C C, et al. Structural optimization design of large wind turbine blade considering aeroelastic effect [J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2017, 2017(9): 1-7.
- [5] 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 of vibration monitoring for wind turbine transmission system[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37(3): 417-425. (in Chinese)
- [6] GUO Y, ZHAO Z, SUN R, et al. Data-driven multiscale sparse representation for bearing fault diagnosis in wind turbine [J]. *Wind Energy*, 2019, 22(4): 587-604.
- [7] TZIAVOS N I, HEMIDA H, DIRAR S, et al. Structural health monitoring of grouted connections for offshore wind turbines by means of acoustic emission: An experimental study [J]. *Renewable Energy*, 2020, 147: 130-140.
- [8] JIN X H, QIAO W, PENG Y Y, et al. Quantitative evaluation of wind turbine faults under variable operational conditions [J]. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2016, 52(3): 2061-2069.
- [9] SHAHRIAR M R, BORGHESANI P, LEDWICH G, et al. Performance analysis of electrical signature analysis-based diagnostics using an electromechanical model of wind turbine [J]. *Renewable Energy*, 2017, 116: 15-41.
- [10] 李辉, 胡姚刚, 李洋, 等. 大功率并网风电机组状态监测与故障诊断研究综述[J]. *电力自动化设备*, 2016, 36(1): 6-16.
LI Hui, HU Yaogang, LI Yang, et al. Overview of condition monitoring and fault diagnosis for grid-connected high-power wind turbine unit [J]. *Electric Power Automation Equipment*, 2016, 36(1): 6-16. (in Chinese)
- [11] 张帆, 刘德顺, 戴巨川, 等. 一种基于 SCADA 参数关系的风电机组运行状态识别方法[J]. *机械工程学报*, 2019, 55(4): 1-9.
ZHANG Fan, LIU Deshun, DAI Juchuang, et al. An operating condition recognition method of wind turbine based on SCADA parameter relations [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(4): 1-9. (in Chinese)
- [12] FANG T T, LAHDELMA R. Evaluation of a multiple linear regression model and SARIMA model in forecasting heat demand for district heating system [J]. *Applied Energy*, 2016, 179: 544-552.
- [13] YIN K D, GENG Y, LI X M. Improved grey prediction model based on exponential grey action quantity [J]. *Journal of Systems Engineering & Electronics*, 2018, 29(3): 560-570.
- [14] CHENG Y, LIU Q, WANG J, et al. Distributed fault detection for wireless sensor networks based on support vector regression [J]. *Wireless Communications & Mobile Computing*, 2018, 2018:1-8.
- [15] MUHAMMAD W, MUHAMMAD A, TAEWOONG K. Development of a new composite drought index for multivariate drought assessment [J]. *Journal of Hydrology*, 2015, 527: 30-37.
- [16] 郭鹏, DAVID Infield, 杨锡运. 风电机组齿轮箱温度趋势状态监测及分析方法[J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31(32): 129-136.
GUO Peng, DAVID Infield, YANG Xiyun. Wind turbine gearbox condition monitoring using temperature trend analysis [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31(32): 129-136. (in Chinese)
- [17] GAN C B, WANG Y H, YANG S X. Nonparametric modeling on random uncertainty and reliability analysis of a dual-span rotor [J]. *Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering)*, 2018, 19(3): 189-202.
- [18] 李辉, 胡姚刚, 李洋, 等. 基于温度特征量的风电机组关键部件劣化渐变概率分析[J]. *电力自动化设备*, 2015, 35(11): 1-7.
LI Hui, HU Yaogang, LI Yang, et al. Gradual deterioration probability analysis based on temperature characteristic parameters for critical of wind turbine generator system [J]. *Electric Power Automation Equipment*, 2015, 35(11): 1-7. (in Chinese)



第一作者简介:郑玉巧,女,1977年7月生,博士、副研究员、硕士研究生导师。主要研究方向为机械结构动态设计与优化、机械系统动力学及生产系统工程等。曾发表《基于均匀设计的风力机塔架结构参数优化研究》(《太阳能学报》2020年第41卷第4期)等论文。
E-mail: zhengyuqiaolut@163.com。

基于单点脉冲宽度法的转子轴向位移径向测量^{*}

袁倩倩¹, 朱永生¹, 闫柯¹, 曹鹏辉¹, 陈凯达¹, 顾金芳²

(1. 西安交通大学现代设计与转子轴承系统教育部重点实验室 西安, 710049) (2. 上海天安轴承有限公司 上海, 200125)

摘要 针对当前转子轴向位移径向测量方法中存在改变轴系结构、传感器安装调试复杂等问题, 提出了一种基于单点脉冲宽度变化的转子轴向位移径向测量方法。该方法利用光学色标传感器实时监测粘贴在轴系表面的三角形条码得到轴向位移前后脉冲宽度变化, 并结合条码几何尺寸及转子运行参数计算获得转子轴向位移。首先, 推导了脉冲宽度法轴向位移测试的基本原理, 通过建立考虑轮廓误差的三角形条码轴向位移与脉冲宽度计算模型; 其次, 分析了条码结构参数及转子工况条件对测试结果的影响规律; 最后, 通过搭建气浮支撑的精密转子轴承系统测试平台, 实验验证该方法的有效性。结果表明: 测量误差受条码倾斜角度影响较大, 转子直径较大时可以通过增加条码宽度减少条码数量的方法保证测量精度。本方法在不改变轴系结构的条件下, 为转子轴向位移的径向监测提供了一种简单易行的新思路。

关键词 轴向位移; 转子系统; 径向测量; 单点脉冲宽度法

中图分类号 TH133

引言

转子系统作为旋转机械的核心支撑结构, 其轴向位移在线监测技术是评估重大装备服役状态、预警故障的重要基础技术之一^[1]。例如航空发动机、汽轮机等重大装备领域, 大型转子系统的轴向窜动、轴向胀差等会引发转/静件轴向接触与摩擦, 是影响转子运行性能、诱发故障的主要因素^[2]。高精机床等智能制造领域, 电磁轴承-转子系统中磁力轴承需要准确的轴向位移反馈控制转子运动, 否则会导致转子不稳定, 严重时会出现电磁轴承-转子系统故障^[3-5]。在智能滚动轴承转子系统的在线服役调控技术中, 转子轴承系统的轴向位移用于反映轴承内部载荷及预紧状态, 并用于转子系统刚度调控、寿命评估和状态控制^[6]。为了及时准确地发现转子系统运行状态, 对转子轴承位移进行在线测量变得十分重要。然而, 随着机械产品技术的不断发展, 转子系统集成度不断提高, 轴向位移传感器的安装位置和安装空间受到严重限制。

近年来, 转子轴向位移的径向测量方法成为国内外学者的研究热点, 但均需要对转子结构进行较大的改动。文献[7-8]通过在待测转子上加工台阶面, 利用电涡流效应, 提出了利用径向布置电涡流传

感器测量磁悬浮轴承轴向位移的方法, 分析了电涡流传感器与台阶安装间隙、台阶高度等对测量结果的影响。王晓光等^[9]通过在待测转子回转表面加工锥面, 当存在轴向位移时, 利用锥面与传感器径向距离变化实现对轴向位移的径向测量。上述方法除了对转子结构有较大改动外, 对多个传感器的灵敏度一致性、传感器相对位置与精度、传感器抗电磁干扰等提出了较高的要求, 因此工程应用受到一定限制。文献等[10-12]在转子上增加磁性编码盘, 然后利用两路霍尔传感器检测磁性编码盘, 通过两路传感器输出信号的时间延迟计算得到转子轴向位移。该方法要求在转子设计中预留编码盘装配位置, 因此在一定程度上影响了转子结构, 同时编码盘安装困难, 两路传感器需要更大的安装空间及安装平行度调试时间。

在转子轴向位移的径向测量中, 为了尽可能不影响转子结构及安装空间, 时振刚等^[13]利用电感原理, 在转子和定子径向布置电感线圈, 通过转子轴向位移变化引起的线圈电感变化计算得到转子轴向位移。Zong 等^[14]利用电磁互感原理, 研制了一种新型线性差动位移测量传感器, 通过轴向位移引起 E 型电感线圈与缠绕在转子上的电感线圈之间感应电动势变化实现轴向位移测量。可以看出, 上述方法均

^{*} 河南省重大科技专项资助项目(191110213300-02)

收稿日期: 2019-01-31; 修回日期: 2019-04-16

存在传感器结构复杂、安装调试较为困难等问题。

在不改变转子系统结构的前提下,为了尽可能简化传感器安装与测试,笔者提出基于单个位移传感器、单点脉冲宽度响应的转子轴向位移径向测量原理与实现方法:在转子表面粘贴打印条码,利用单个激光光纤传感器开展转子轴向位移的径向测量。测量原理简单,传感器安装及调试方便,为转子轴向位移测量提供了一种新思路。

1 脉冲宽度法位移测量建模

脉冲宽度法位移测量使用的基本条码形状为等腰三角形打印条码,如图1所示。图中: α 为等腰三角形条码的底角; w 为等腰三角形的底边长; nw 为测量区的总长度。

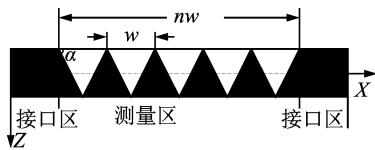


图1 测量条码

Fig.1 Measuring bar code

测量条码主要包括两部分:测量区和两边的接口区。测量区由 n 个等腰三角形依次排列组成,“白色”表明其具有与背景不同的材料特性。为了便于加工、粘贴及周期识别,测量区两边设置接口区。为了保证条码完整包裹转子表面,接口区和测量区长度之和略大于转子周长。

这里采用具有颜色识别功能的激光光纤色标传感器进行三角形条码边缘识别。激光光纤色标传感器通过监测条码颜色输出信号,当检测到白色条码时输出高电平信号,否则输出低电平信号。厚度为 h 的条码粘贴在待测转子上,位移传感器置于转子径向,中心线垂直于转子的中心线,如图2所示。

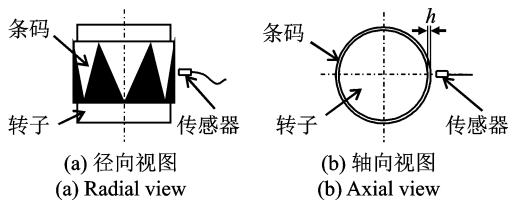


图2 传感器布局示意图

Fig.2 Schematic diagram of sensor layout

转子工作时,激光光纤型色标传感器输出信号为脉冲信号。转子轴向位移前后传感器输出信号如图3所示。由图中可以看出: z_0 为转子轴向位移基

准距离; T_R 为转子旋转一圈的周期;当转子轴向位移变化 Δz 时,传感器两次扫描轨迹发生变化,新轨迹与原轨迹轴向距离差即转子轴向位移量。测量区信号具有一定的局部周期性,转子轴向位移前, t 为一个局部周期 T 内高电平持续时间;轴向位移后, t' 为一个局部周期 T' 内高电平持续时间;转子位移前后局部周期是由条码尺寸确定的,当条码尺寸不变时转子位移前后条码局部周期不变,即 $T = T'$ 。

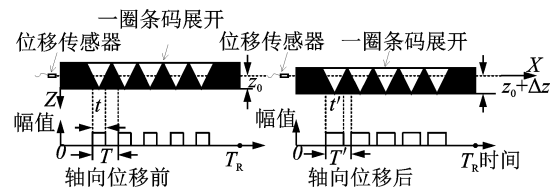


图3 转子轴向位移前后传感器输出信号示意图

Fig.3 Schematic diagram of sensor output signals before and after axial displacement

由条码中几何关系可得,信号高电平持续时间与局部周期满足

$$t/T = 2z_0 \cot \alpha / w \quad (1)$$

$$t'/T = 2(z_0 + \Delta z) \cot \alpha / w \quad (2)$$

由式(1)和式(2)计算得到转子轴向位移为

$$\Delta z = \frac{w \tan \alpha}{2} \left(\frac{t' - t}{T} \right) \quad (3)$$

式(3)表明,转子轴向位移可通过传感器输出信号和条码尺寸参数计算得到。由式(3)可以看出,转子轴向位移受条码宽度、条码倾角等参数影响,因此需要建立测量模型,探究其对测量结果的影响规律。

2 脉冲宽度法位移测量精度分析

2.1 测量条码建模

对测量条码进行分析时,首先要建立坐标系。所建坐标系 $O_0x_0y_0z_0$ 如图4所示,图中: L_1 为第1个白色条码的左侧边缘; L_1' 为第1个白色条码的右侧边缘; L_2 为第2个白色条码的左侧边缘; L_2' 为第2个白色条码的右侧边缘; L_n 为第 n 个白色条码的左侧边缘; L_n' 为第 n 个白色条码的右侧边缘; $2\pi R$ 为所贴条码转子周长。

由几何关系可得测量区内,等腰三角形条码边缘方程式可表达为

$$L_i: y = \tan \alpha [x - (i-1)w](i-1) \quad (w \leq x \leq (i-0.5)w) \quad (4)$$

$$L_i': y = -\tan \alpha (x - iw)(i-0.5)$$

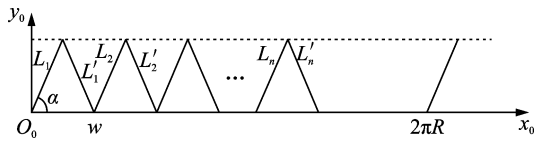


图 4 测量条码模型

Fig.4 Measuring bar code model

$$(w \leq x \leq iw) \tag{5}$$

其中： i 为条码测量区内条码边缘序号($1 \leq i \leq n$ 且 $i \in R$)； L_i 为第 i 个白色条码的左侧边缘； L_i' 为第 i 个白色条码的右侧边缘。

条码在制作过程中，其边缘受到打印设备、送纸误差等因素影响而非一条直线，这里认为边缘误差服从正态分布，其均值为零，幅值为 δ ，则实际的边缘可修正为

$$L_i: y = \tan\alpha [x - (i-1)w + \text{rand}(-\delta, \delta)] (i-1) \tag{6}$$
$$(w \leq x \leq (i-0.5)w)$$

$$L_i': y = -\tan\alpha [x - iw + \text{rand}(-\delta, \delta)] (i-0.5) \tag{7}$$
$$(w \leq x \leq iw)$$

其中： $\text{rand}(-\delta, \delta)$ 为区间 $[-\delta, \delta]$ 内的随机值。

2.2 待测转子运动模型建立

实际工作过程中，转子运动质心轨迹不是一个点，其受转子倾角、偏心距等装配误差及轴向振动、转动角速度等运动参数影响。在研究转子运动分析时先建立坐标系，转子与基座坐标系如图 5 所示。图中： $O_1x_1y_1z_1$ 为转子坐标系； $O_2x_2y_2z_2$ 为基座坐标系； γ 为转子倾斜角； e 为转子中心与基座中心偏心距。为了简化计算，这里忽略转子形状误差，将转子看为理想圆柱体，倾斜角、偏心距、转动角速度等运动参数对转子运动的影响采用单独作用结果叠加的方式进行分析。

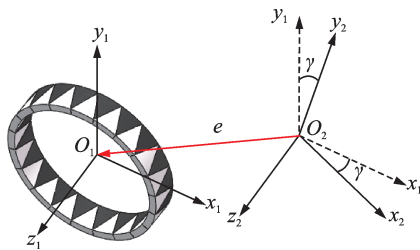


图 5 转子与基座坐标系

Fig.5 Rotor and base coordinate system

记 $e = (a_x, a_y, a_z)^T$ ，转动角速度 ω 相当于转子坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ 绕 z_2 轴旋转，轴向振动 b 和轴向位移 z 对转子的作用相当于转子坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ 沿着 z_2 轴方向平移，作用前后转子上各点的坐标满足

$$\begin{bmatrix} \xi \\ \psi \\ \zeta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} \tag{8}$$

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\omega t_1 & -\sin\omega t_1 & 0 \\ \sin\omega t_1 & \cos\omega t_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \psi \\ \zeta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z+b \end{bmatrix} \tag{9}$$

其中： t_1 为主轴转过的时间； (x_1, y_1, z_1) 为转子运动前各点坐标； (ξ, ψ, ζ) 为中间变量； (x_2, y_2, z_2) 为转子运动后各点坐标。

2.3 测量误差影响因素分析

将所建数学模型采用 Matlab 编程实现，其主要求解思路如下：①输入条码尺寸参数、转子安装尺寸参数、运转参数等工况参数；②根据条码颜色得到传感器初始输出信号；③根据条码尺寸求解下一采样时刻转子位置；④求解此时传感器输出，保存输出结果，然后循环执行步骤 3 和 4 直到预定测量时间。

以某型号转子为例进行分析，参数如表 1 所示，以表 1 中各参数值为例，分析条码结构参数、转子工况参数对测量精度的影响，这里采用仿真模型计算的轴向位移与设定位移之间误差作为测量精度的评价标准。

表 1 数学模型参数

Tab.1 Parameters of mathematical model		
分 类	名 称	数 值
三角形条码 尺寸参数	条码底角 $\alpha/(^\circ)$	60
	条码数量 $n/\text{个}$	19
	条码底边长 w/mm	10
	条码纸厚度 h/mm	0
待测转子 运动参数	转子半径 R/mm	32.5
	转子偏心距 e/mm	0
	转子倾斜角 $\gamma/(^\circ)$	0
	转子轴向振动 b/mm	0
	转子径向振动 z/mm	1
	转子转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	600
数据采集参数	采样频率 f_s/MHz	10

2.3.1 转子偏心距

分析转子偏心距对转子轴向位移测量误差的影响时，以表 1 中所示的各参数为固定参数，改变偏心距的数值，可以得到不同偏心距时的位移计算结果随时间的变化曲线，进而得到转子偏心距与位移计算误差关系曲线，如图 6 所示。由图中可以看出，偏心距使位移计算结果产生类似正弦规律的周期波

动,其转动周期与转子转动周期相同,随着偏心距增大,轴向位移误差增大,偏心距为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时,其误差为 $5\text{ }\mu\text{m}$ 左右。由于转子制造误差转子偏心距无法消除,转子偏心距影响转子位移测试结果,因此在后续的信号处理中要考虑误差消除问题。

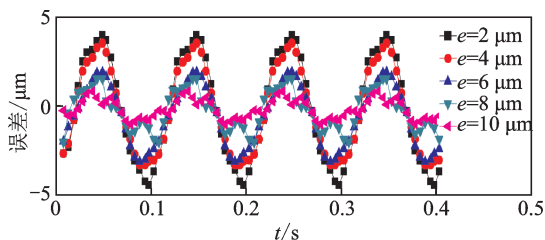


图6 偏心距与位移计算误差关系

Fig.6 Relationship between eccentricity and displacement calculation error

2.3.2 条码数量

测量条码数量受待测转子直径影响,转子直径确定,条码数量影响条码宽度,由测试条码几何关系可知条码数量越多条码宽度越小。根据脉冲宽度法位移测量原理,转子转过一个局部周期,传感器输出一轴轴向位移。条码数量增加轴向位移响应速度增加。当条码测量区宽度不变,条码数量对转子轴向位移计算结果影响如图7所示。由图7(a)可知,不同条码数量时,位移测量误差的波动范围基本相同,维持在 $2\text{ }\mu\text{m}$ 之内;由图7(b)可知,随着条码数量增大,响应时间降低。利用脉冲宽度法进行位移测量时,条码数量几乎不会影响测试精度,但增大条码数量可提高响应速度,实验条件允许时尽量使用条码数量较多的条码。

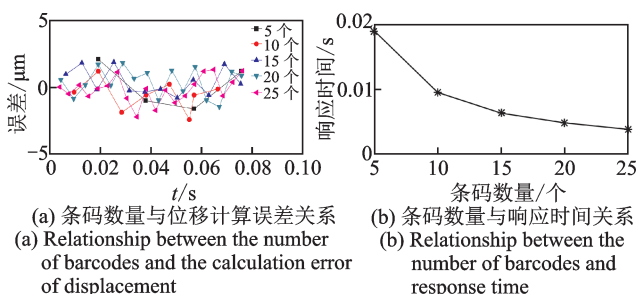


图7 条码数量对计算结果的影响

Fig.7 The effect of the number of bar codes on the calculation results

2.3.3 条码倾角 β

由式(3)可知,相同轴向位移下,条码倾斜角度影响传感器输出信号的脉冲宽度,倾角对测试结果的影响如图8所示。由图中可以看出,随着条码倾斜角度增大测试误差增大,测量准确度降低,这是由

于相同采样频率下,随着条码倾斜角度增大,条码边缘越陡峭,边缘检测误差越大。相同的测量区长度,条码倾斜角度越小,条码宽度越小,条码制作困难不易粘贴。因此在位移测量中,为提高测量精度,现有制作条件下,尽可能减小条码倾斜角度。

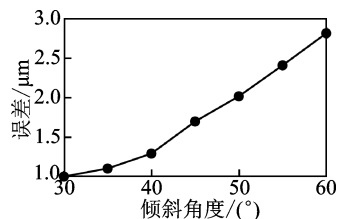


图8 倾斜角度对位移计算误差影响

Fig.8 Effect of tilt angle on displacement calculation error

2.3.4 转子直径

为了验证脉冲宽度法测量转子轴向位移适用于不同直径转子,这里分析了不同转子直径下测量误差的影响。待测转子不同在于其直径的变化。若其他相关尺寸不变,转子直径增加时,根据测量条码与待测转子的比例关系可以分为两种情形进行讨论。

1) 条码的形状变化比例与直径变化比例相同

此种情形下,转子直径发生变化的同时,条码的宽度发生了相应比例的变化,利用测量模型计算的结果如图9所示。由图9(a)可知,测量误差随着轴径的增大基本不变,其波动范围在 $0.4\text{ }\mu\text{m}$ 以内;由图9(b)可知,响应时间与轴径无关,即大尺寸转子与小尺寸转子的测量效果基本相同。

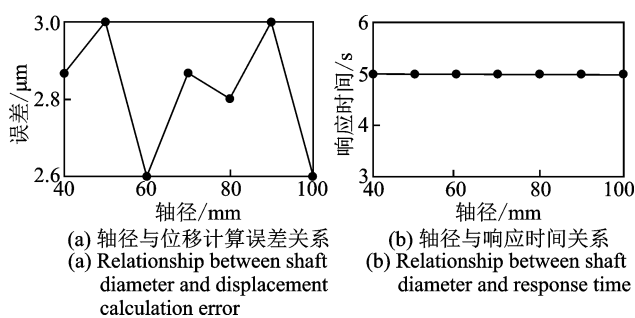


图9 第1种情形下轴径对计算结果的影响

Fig.9 Effect of shaft diameter on measurement error in the first case

2) 条码的形状变化比例与直径变化比例不同

条码的宽度、倾斜角度不变,根据转子直径变化而改变条码的长度。此情形下,条码测量区条码的尺寸参数不发生变化,只是条码的数量有所不同,这会引起位移计算结果的响应速度发生变化,如图10所示。由图10(a)看出,计算误差都随着转子直径的增大而增大。由图10(b)看出,响应时间随着转

子直径的增大而减小。在进行小直径转子位移测量时,由于测量误差较小响应速度较慢需要考虑提高其响应速度。在进行大直径转子位移测量时,由于测量误差较大响应速度较快需要考虑消除测量误差。

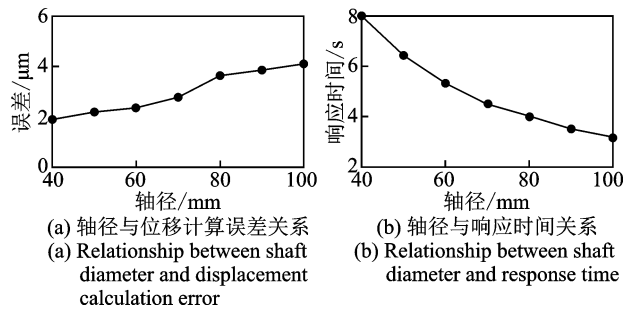


图 10 第 2 种情形下轴径对计算结果的影响

Fig.10 Effect of shaft diameter on measurement error in the second case

3 实验测试

3.1 实验装置

测试实验时,文中转子采用电主轴驱动,空气轴支承。激光打印的高精度条码粘贴在转子表面,高精度激光位移传感器及激光光纤传感器固定传感器支架上,如图 11 所示。其中激光位移传感器及激光光纤传感器的测量精度为 $\pm 0.5\text{ }\mu\text{m}$ 。

测量时,由于高精度气浮轴(2 000 r/min 下径向跳动误差 $0.2\text{ }\mu\text{m}$ ^[15])在加载时轴向位移不易控制,为了保证输入准确的轴向位移,转子相对于传感器的轴向位移,采用移动传感器的方法来实现,如图 11 所示。通过手轮调节微位移平台移动,使得传感器相对转子产生轴向位移。安装在传感器支架上端的高精度激光位移传感器,得到转子实际轴向位移。安装在支架下端的激光光纤传感器将测得的光信号转化为电压信号,然后经调理电路得到两路时域脉冲信号,根据两次传感器测量信号的脉冲宽度持续时间计算转子轴向位移。通过计算得到的轴向位移与激光位移传感器直接测量得到轴向位移的差值即为测试误差。

3.2 实验结果分析

图 12 所示为不同转速下条码倾角 β 对测量误差影响。从图中看出,随着倾角增大,误差增大;转子转速影响误差增大的速度,转速越大误差增大的速度越大;当转子转速为 200 r/min 时,测量条码倾斜

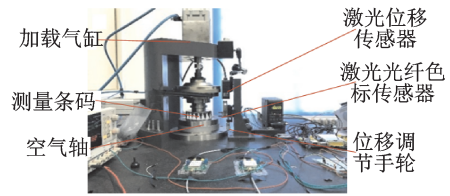


图 11 位移测量实验台

Fig.11 Displacement measurement bench

角度对测量误差影响很小,差值为 $0.78\text{ }\mu\text{m}$ 。转速为 1 000 r/min 时,同样倾角变化,误差变化为 $5.34\text{ }\mu\text{m}$;转速为 1 500 r/min 时,同样倾角变化,误差变化为 $6.65\text{ }\mu\text{m}$ 。同时,同一倾角下,转速越大误差越大。测量误差受测量条码倾角及转子转速联合影响。

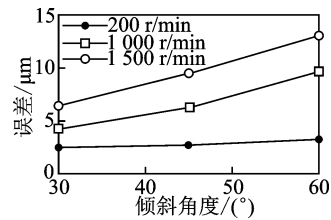


图 12 不同转速下条码倾角与测量误差的关系

Fig.12 Relationship between bar code inclination and measurement error at different speeds

当条码倾角为 45° ,条码宽度变化会引起条码数量的改变。如图 13 所示不同转速下条码宽度对误差的影响规律,由图中可以看出,同一转速下条码宽度对误差影响较小。

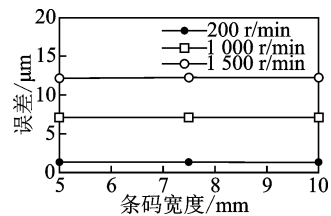


图 13 不同转速下条码宽度与测量误差的关系

Fig.13 Relationship between bar code width and measurement error at different speeds

综上所述,本方法在保证测量范围的前提下,由于条码宽度对测量误差的影响不大,在转子直径和测量区长度确定的情况下,可以通过减小倾斜角度来提高转子位移的测量误差。

4 结 论

1) 针对转子轴向位移径向测量中存在转子结构改变、传感器安装调试复杂等问题,提出了一种结合打印条码和光学色标传感器的轴向位移径向测量

方法,结合理论模型及实验验证了该方法的有效性,为转子轴向位移的径向测量提供了新思路。

2) 通过建立模型探讨了条码几何参数及转子工况条件等对测试结果的影响规律,条码数量增大转子位移误差基本不变响应速度增加;条码倾斜角度越大转子轴向位移的误差越大;条码参数随着转子直径同比例增大时,转子轴向位移误差波动范围为 $0.4\text{ }\mu\text{m}$,响应速度基本不变;条码数量增多其他参数不变时,转子直径增大时,转子轴向误差增大,响应时间降低。

3) 理论和精密气浮轴系实验测试表明:低速下转子轴向位移测量误差较低,能够满足工程测量精度。后续研究将进一步提升对条码边缘检测精度,提高在高速情况下的测试精度。

参 考 文 献

- [1] 王渤帆. 正弦相位调制位移干涉测量技术的研究[D]. 北京:中国科学院研究生院,2012.
- [2] 潘健智. 复杂温度环境中转子系统的动力学建模与摩擦研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.
- [3] KUROKI J, SHINSHI T, LI L, et al. A micro-magnetic bearing using capacitive axial displacement sensing[J]. Precision Engineering, 2006, 30(1):54-62.
- [4] 熊剑. 电磁轴承转子轴向位移的径向测量研究[D]. 北京:清华大学,2004.
- [5] BOEHM J, GERBER R, KILEY N. Sensors for magnetic bearings [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1993, 29(6):2962-2964.
- [6] 王志强,刘刚,李红. 磁轴承用电涡流位移传感器串扰产生及抑制方法研究[J]. 仪器仪表学报,2010,31(5):1035-1040.
WANG Zhiqiang, LIU Gang, LI Hong. Research on crosstalk noise of eddy current displacement sensor for active magnetic bearing[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2010, 31(5):1035-1040. (in Chinese)
- [7] 李红伟,刘淑琴,于文涛,等. 电涡流传感器检测磁悬浮转子轴向位移的方法[J]. 仪器仪表学报,2011,32(7):1441-1448.
LI Hongwei, LIU Shuqin, YU Wentao, et al. Maglev rotor axial displacement detection method using eddy current sensor[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2011, 32(7):1441-1448. (in Chinese)
- [8] 边忠国,周君民,刘淑琴. 传感器径向安装检测转子轴向位移的试验[J]. 流体机械,2018,46(1):25-28.
BIAN Zhongguo, ZHOU Junmin, LIU Shuqin. Radial displacement sensor for measuring rotor axial displacement [J]. Fluid Machinery, 2018, 46(1):25-28. (in Chinese)
- [9] 王晓光,胡烈锋,何壮,等. 磁悬浮转子轴向位移径向测量方法研究[J]. 中国科技论文,2017,12(16):1805-1809.
YU Xiaoguang, HU Liefeng, HE Zhuang, et al. Study on radial measuring of axial displacement of magnetic suspension rotor [J]. China Science Paper, 2017, 12(16):1805-1809. (in Chinese)
- [10] KOICHIRO O, TAKESHI T, MAMORU A. Preload measuring device for double row rolling bearing unit: US, US8864382[P]. 2014-10-21.
- [11] GUNJI D, FUJIMOTO H. Measurement performance quantification of lateral tire force sensor and application to yaw-rate control of electric vehicle [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2014, 134(8):742-749.
- [12] NAM K, OH S, FUJIMOTO H, et al. Estimation of sideslip and roll angles of electric vehicles using lateral tire force sensors through RLS and Kalman filter approaches [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(3):988-1000.
- [13] 时振刚,赵晶晶,赵雷,等. 一种从径向测量转动轴轴向位移的方法及其传感器:中国,CN1818540[P]. 2006-08-16.
- [14] ZONG M, BA L, WANG F. Study on novel measuring method for rotor axial displacement with displacement sensor fixed on radial direction in magnetic bearing [C]//11th International Conference on Electrical Machines and Systems. Wuhan, China: World Publishing Corporation, 2008:726-729.
- [15] 杨朝晖,张进华,洪军,等. 超高精度滚动轴承旋转精度测试系统误差分析[J]. 浙江大学学报(工学版),2014,48(6):1095-1101.
YANG Zhaohui, ZHANG Jinhua, HONG Jun, et al. Errors analysis of ultra-precision measurement system for rotational accuracy of rolling bearings[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2014, 48(6):1095-1101. (in Chinese)



第一作者简介:袁倩倩,女,1986年10月生,博士生。主要研究方向为轴承转子系统动态特性分析、信号处理及测试技术。曾发表《负游隙对特大型双排四点接触球轴承载荷分布的影响》(《机械工程学报》2012年第48卷21期)等论文。
E-mail:yuanqianqian6666@163.com

频率同步压缩与时间同步压缩的对比和应用^{*}

何周杰¹, 涂晓彤¹, 王 凯², 李富才¹, 包文杰¹, 包 隽²

(1.上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海,200240)

(2.博世华域转向系统有限公司 上海,201821)

摘要 同步压缩变换是一种具有重构特性的时频分析方法,常用作短时傅里叶变换(short-time Fourier transform,简称STFT)的后处理步骤。介绍了两种不同的同步压缩方法:频率同步压缩(frequency-reassigned synchrosqueezing transform,简称SST)和时间同步压缩(time-reassigned synchrosqueezing transform,简称TSST),并通过对比两者所使用的短时傅里叶变换,来说明两种同步压缩方法的区别以及各自的应用场合。为了利用计算机进行快速计算,按照两种同步压缩的计算流程分别给出它们的离散化实现算法。此外,使用了旋转机械的碰摩故障和轴承外圈的冲击故障来验证两种算法的有效性,并指出SST方法因其在频率轴方向上压缩STFT系数的特点能够较好地识别旋转机械中的碰摩故障,而TSST方法因其在时间轴方向上压缩STFT系数的特点能够实现对轴承外圈冲击故障频率的检测。

关键词 时频分析;故障诊断;特征提取;同步压缩变换;瞬时频率;群延迟

中图分类号 TB535;TH133

引 言

机械系统的故障诊断中,传感器直接获取的一般是时域信号,时域信号能准确地反映机械系统在不同时刻下的运行状态。对时域信号进行傅里叶变换(Fourier transform,简称FT)可以得到信号的频域表示,频域表示刻画了整个分析时长下信号所包含的频率成分,但在实际情况下,单一地从时域或者频域中分析故障特征是较困难的。为解决这一难题,人们提出一系列的时频联合分析方法。

时频联合分析方法的本质是将信号的一维时域信息转化为二维时频信息,从时间和频率两方面同时表征信号。常用的时频联合分析方法包括短时傅里叶变换和小波变换(continuous wavelet transform,简称CWT),它们都属于线性变换,但由于测不准原理,时间和频率不可能同时获得较高的分辨率^[1]。因此,为了提高时频表示的可读性,时频重排法(reassignment method,简称RM)应运而生^[2],该方法通过瞬时频率算子(instantaneous frequency operator,简称IFO)和群延迟算子(group delay operator,简称GDO)的估计,将弥散的信号能量重新映射到脊线的中心,从而达到提高时频表示可读性的目的。但由

于RM是沿着频率轴和时间轴方向同时压缩信号的能量,且忽略了相位信息,因此它不具备信号重构的特性。为了解决信号的重构难题,人们提出了频率同步压缩(frequency-reassigned synchrosqueezing transform,简称SST),因其只考虑频率轴上的压缩,从而具备信号重构的能力^[3]。最初的SST是在CWT的基础上推导得出的,后来经过改进,得到了在STFT下的同步压缩变换^[4]。在此之后,为了进一步提高信号能量的集中程度,同步压缩出现了不同的发展方向:通过将匹配解调与同步压缩相结合,发展出了广义同步压缩变换^[5];将二阶或高阶多项式引入瞬时频率模型之中,得到二阶或高阶同步压缩变换^[6-8];将同步压缩过程和脊线提取过程相结合,得到同步提取变换^[1]。上述方法均是建立在SST的基础之上提出的,由于它们的压缩重排是沿着频率轴方向进行的,因此很难处理信号脊线是平行于频率轴的时频压缩,例如在轴承冲击信号的时频表示中,常常出现平行于频率轴的周期性脊线特征。为此人们提出了时间同步压缩,它的压缩重排是沿着时间轴方向进行的,因此其具备处理强时变信号的能力^[9]。

笔者以SST和TSST为基础,通过对比两者所采用的STFT来说明两种同步压缩的区别以及各

^{*} 国家科技重大专项资助项目(2017ZX04011014);国家自然科学基金资助项目(11427801)

收稿日期:2019-03-07;修回日期:2019-06-18

自的应用场合,然后按照同步压缩的流程推导出它们的实现算法,最后通过转轴的碰摩故障和轴承外圈冲击故障的实验数据来验证两种算法的有效性。

1 两种同步压缩原理对比

1.1 SST简述

为了方便,将SST所采用的STFT称为改进短时傅里叶变换(modified short-time Fourier transform,简称MSTFT),它可以表示为

$$VM_x^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega(\tau - t)} d\tau = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(v) G^*(v - \omega) e^{jv t} dv \quad (1)$$

其中: $X(\omega)$ 为信号 $x(t)$ 的频域表示; $G(\omega)$ 为窗函数 $g(t)$ 的频域表示; $VM_x^g(t, \omega)$ 表示MSTFT计算结果;文中 $*$ 为共轭符号。

SST是根据IFO估计值来完成MSTFT系数在频率轴上的压缩重排,因此IFO的计算是SST中至关重要的一步,IFO一阶表达式 $\hat{\omega}(t, \omega)$ 可以写为

$$\hat{\omega}(t, \omega) = \frac{1}{2\pi} \partial_t \arg VM_x^g = \Re \left(\frac{1}{2\pi j} \frac{\partial_t VM_x^g}{VM_x^g} \right) \quad (2)$$

其中: $\hat{\omega}(t, \omega)$ 表示IFO; $\Re(\cdot)$ 表示对复数取实部。

对应于MSTFT的逆变换公式为

$$x(t) = \frac{1}{2\pi g^*(0)} \int VM_x^g(t, \omega) d\omega \quad (3)$$

由式(3)可以看出,MSTFT的逆变换只在频率方向积分,因此如果MSTFT系数只在频率方向重排,是不会影响到信号的重构,SST重排公式可写为

$$T_f(t, \omega) = \frac{1}{2\pi g^*(0)} \int VM_x^g(\omega - \hat{\omega}(t, v)) dv \quad (4)$$

因此,只需把移动后聚集在脊线附近的系数再进行一次频率积分就可以得到原始信号,故SST的重构公式表达为

$$x_r(t) = \int T_f(t, \omega) d\omega \quad (5)$$

1.2 TSST简述

与SST不同,TSST采用的STFT公式是其最

初被提出时所采用的形式,在文中被称为传统短时傅里叶变换(traditional short-time Fourier transform,简称TSTFT),其可以被表示为

$$VT_x^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega\tau} d\tau = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(v) G^*(v - \omega) e^{j(v - \omega)t} dv \quad (6)$$

其中: $VT_x^g(t, \omega)$ 为TSTFT计算结果。

TSST是根据GDO估计值来完成TSTFT系数在时间轴上的压缩重排,因此GDO的计算是TSST中最重要的一步,GDO一阶表达式 $\hat{\tau}(t, \omega)$ 为

$$\hat{\tau}(t, \omega) = -\partial_{\omega} \arg VT_x^g = -\Im \left(\frac{\partial_{\omega} VT_x^g}{VT_x^g} \right) \quad (7)$$

其中: $\hat{\tau}(t, \omega)$ 为GDO; $\Im(\cdot)$ 为复数取虚部。

对应于TSTFT的逆变换公式为

$$x(t) = \mathcal{F}_{\omega}^{-1} \left(\frac{1}{G^*(0)} \int VT_x^g(t, \omega) d\omega \right) \quad (8)$$

其中: $\mathcal{F}_{\omega}^{-1}(\cdot)$ 为变量 ω 的傅里叶逆变换。

由式(8)可知道,TSTFT的反变换只在时间方向积分,因此如果TSTFT系数只在时间轴方向重排,不会影响到信号的重构,TSST的重排公式可写为

$$T_f(t, \omega) = \frac{1}{G^*(0)} \int VT_x^g \delta(t - \hat{\tau}(u, \omega)) du \quad (9)$$

因此,只需把移动后聚集在脊线附近的系数再进行一次时间积分就可以得到原始信号的频域表示,故SST的重构公式可以表达为

$$x_r(t) = \mathcal{F}_{\omega}^{-1} \left[\int T_f(t, \omega) d\omega \right] \quad (10)$$

1.3 SST与TSST的区别

1.3.1 两种不同的短时傅里叶变换

信号处理中复正弦信号和脉冲信号是两种典型的信号。复正弦信号的脊线为平行于时间轴的直线,图1为复正弦信号的STFT,SST和TSST结果,其时域表达式和频域表达式分别为 $x_1(t)$ 和 $X_1(\omega)$

$$x_1(t) = A e^{j\omega_0 t} \quad (11)$$

$$X_1(\omega) = 2\pi A \delta(\omega - \omega_0) \quad (12)$$

脉冲信号的脊线为平行于频率轴的直线,图2

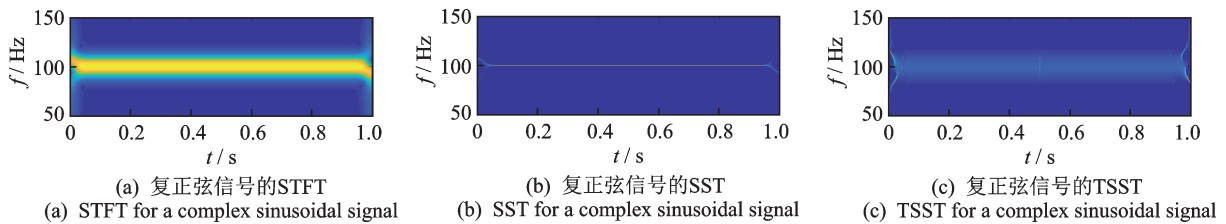


图1 复正弦信号的时频表示结果

Fig.1 The time-frequency representations of a complex sinusoidal signal

为脉冲信号的 STFT、SST 和 TSST 结果,而其时域和频域表达式分别由 $x_2(t)$ 和 $X_2(\omega)$ 表示

$$x_2(t) = A\delta(t - t_0) \quad (13)$$

$$X_2(\omega) = Ae^{-j\omega t_0} \quad (14)$$

考察复正弦信号 $x_1(t)$, 其 MSTFT 可以表示为

$$VM_{x_1}^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} A\delta(v - \omega_0)G^*(v - \omega)e^{j\omega v}dv = AG^*(\omega_0 - \omega)e^{j\omega_0 t} \quad (15)$$

如图 1(a) 所示, 因为窗函数在频域上为紧支撑函数, 所以 $x_1(t)$ 的谱图集中于 $\omega = \omega_0$ 的水平带状分布。在式 (15) 中 $e^{j\omega_0 t}$ 为 t 的函数, 故 $VM_{x_1}^g(t, \omega)$ 的相位仅会沿着时间轴方向产生振荡, 因此对沿着频率轴方向压缩的 SST 来说, 不会因为相位振荡而出现正负 STFT 系数抵消的现象, 如图 1(b) 所示。

而 $x_1(t)$ 的 TSTFT 表示为

$$VT_{x_1}^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} A\delta(v - \omega_0)G^*(v - \omega)e^{j(v - \omega)t}dv = AG^*(\omega_0 - \omega)e^{j(\omega_0 - \omega)t} \quad (16)$$

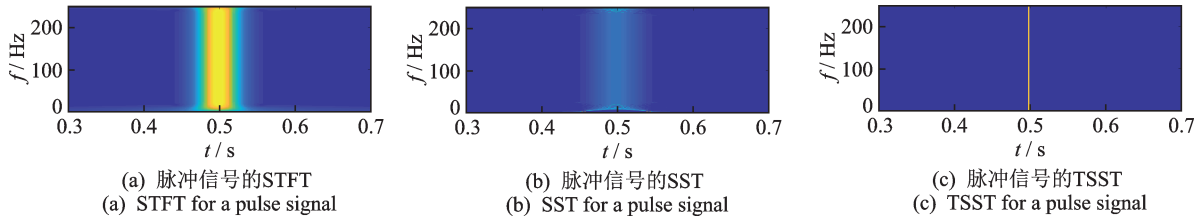


图 2 脉冲信号的时频表示结果

Fig.2 The time-frequency representations of a pulse signal

而 $x_2(t)$ 的 TSTFT 可以表示为

$$VT_{x_2}^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} A\delta(\tau - t_0)g^*(\tau - t)e^{-j\omega\tau}d\tau = Ag^*(t_0 - t)e^{-j\omega t_0} \quad (18)$$

式 (18) 中 $e^{-j\omega t_0}$ 为 ω 的函数, 故 $VT_{x_2}^g(t, \omega)$ 的相位仅会沿着频率轴方向产生振荡, 因此对沿着时间轴方向压缩的 TSST 来说, 是不会因为相位振荡而出现正负 STFT 系数抵消的现象, 如图 2(c) 所示。

1.3.2 两种不同的压缩重排过程

考察 SST 和 TSST 的压缩重排过程, 定义仿真测试信号 $x_3(t)$

$$x_3(t) = \cos\left\{2\pi\left[250t - \frac{200}{2\pi}\cos(2\pi t)\right]\right\} \quad (19)$$

其 STFT 谱图如图 3(a) 所示, 用 1, 2 分别表示图中两个椭圆的内部区域。其中区域 1 代表信号频率缓慢变化的部分, 区域 2 表示信号频率急剧变化的部分; 图 3(b) 和图 3(c) 分别是 IFO 平面和 GDO 平面, 其中红色小箭头的指向表示两种同步压缩的重排方向; 图 3

式 (16) 中, $e^{j(\omega_0 - \omega)t}$ 为 ω, t 的函数, 故 $VT_{x_1}^g(t, \omega)$

的相位沿着时间轴和频率轴方向都将发生相位振荡, 因此对沿着时间轴方向压缩的 TSST 来说, 会因为相位振荡而出现正负 STFT 系数抵消的现象, 如图 1(c) 所示, 其亮带宽度和图 1(a) 的相同但能量反而降低, 故不能达到压缩脊线的目的。

接下来分析脉冲信号 $x_2(t)$, 其 MSTFT 表示为

$$VM_{x_2}^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} A\delta(\tau - t_0)g^*(\tau - t)e^{-j\omega(\tau - t)}d\tau = Ag^*(t_0 - t)e^{-j\omega(t_0 - t)} \quad (17)$$

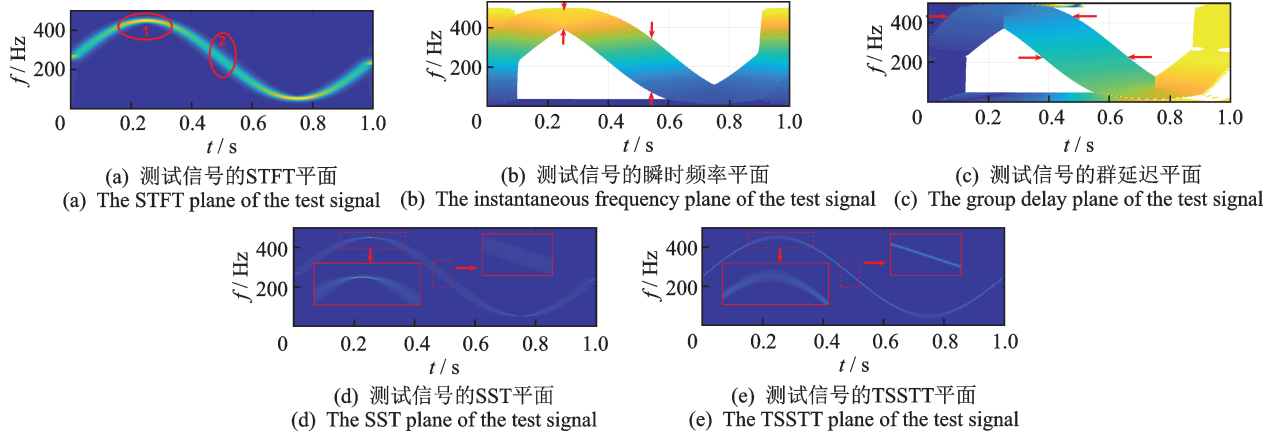
如图 2(a) 所示, 因为窗函数在时域上为紧支撑函数, 所以 $x_2(t)$ 的谱图是集中于 $t = t_0$ 的垂直带状分布。在式 (17) 中由于 $e^{-j\omega(t_0 - t)}$ 为 ω, t 的函数, 故 $VM_{x_2}^g(t, \omega)$ 的相位沿着时间轴和频率轴都将产生相位振荡, 因此对沿着频率轴方向压缩的 SST 来说, 会因为相位振荡而出现正负 STFT 系数抵消的现象, 如图 2(b) 所示, 其亮带宽度和图 2(a) 的相同但能量反而降低, 故不能达到压缩脊线的目的。

(d) 和图 3(e) 分别是 SST 和 TSST 压缩后的时频平面。

SST 压缩重排是将图 3(a) 中 STFT 系数, 按照图 3(b) 中对应点所计算出来的 IFO, 沿着频率轴方向移动到新的位置, 从而完成从图 3(a)~(d) 的转换。TSST 压缩重排是将图 3(a) 中的 STFT 系数, 按照图 3(c) 中对应点所计算出来的 GDO, 沿着时间轴方向移动到新的位置, 完成从图 3(a)~(e) 的转换。

由图 3(b) 可以看出, 在垂直方向上所有的点的 IFO 值在区域 1 中基本相同而在区域 2 中差异较大, 故 SST 仅能在区域 1 内取得很好的压缩效果 (如图 3(d) 所示)。相反, 由图 3(c) 可以看出, 在水平方向上所有的点的 GDO 值在区域 1 中差异较大而在区域 2 在中基本相同, 故 TSST 仅在区域 2 内可以取得很好的压缩效果 (如图 3(e) 所示)。

综上所述, SST 由于采用了 MSTFT 公式, 从而避免其相位沿着频率轴方向的振荡, 因此在频率方向上压缩缓变信号能取得很好的效果, 适合诊断定转速下转轴的碰摩类的故障; 而 TSST 由于采用

图3 SST和TSST对测试信号 $x_3(t)$ 的压缩重排过程Fig.3 The SST and the TSST compression reassignment processes for the test signal $x_3(t)$

了TSTFT公式,从而避免其相位沿着时间轴方向上的振荡,因此在时间方向上压缩快变信号有更好的效果,适合诊断轴承冲击类的故障。

2 两种同步压缩算法实现

不论是SST还是TSST,同步压缩的实现都包含以下4个主要步骤:信号STFT的计算、IFO或GDO的估计、STFT系数的压缩重排及信号的重构。

首先对信号作离散化处理,假设信号 $x(t)$ 的采样率为 F_s ,采样时长为 T ,则采样点数为: $N = T \times F_s$,故离散化信号可表示为: $\{x[b] | b \in Z_0^+, b \leq N-1\}$,对 $x[b]$ 作快速傅里叶变换,可得信号的 N 点离散频谱: $\{X[m] | m \in Z_0^+, m \leq N-1\}$ 。

2.1 MSTFT和TSTFT的算法实现

2.1.1 MSTFT的算法实现

对于SST,首先假设

$$m(t) = g(t)e^{j\omega t} \quad (20)$$

则MSTFT可以表示为

$$VM_x^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) m^*(\tau - t) d\tau \quad (21)$$

为了使式(21)可以写成卷积形式,令 $\bar{m}(t)$ 为 $m(t)$ 的共轭取反

$$\bar{m}(t) = g^*(-t)e^{j\omega t} \quad (22)$$

此时式(21)可以表示为

$$VM_x^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \bar{m}(t - \tau) d\tau = \mathcal{F}_v^{-1}[X(v) \odot \bar{M}(v)] \quad (23)$$

其中, $\mathcal{F}_v^{-1}[\cdot]$ 为对变量 v 进行傅里叶逆变换; $\odot$ 为元素对应相乘。

接下来推导 $\bar{M}(v)$ 与窗函数频域表达式 $G(v)$

之间的关系,通过式(22)得到

$$\mathcal{F}[\bar{m}(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} g^*(-t)e^{j\omega t} e^{-jv t} dt =$$

$$[\int_{-\infty}^{\infty} g(t)e^{-j(v-\omega)t} dt]^* = G^*(v - \omega) \quad (24)$$

结合式(23)和式(24),得到MSTFT计算公式

$$VM_x^g(t, \omega) = \mathcal{F}_v^{-1}[X(v) \odot G^*(v - \omega)] \quad (25)$$

将式(25)中的频移 ω 离散化成长度为 L_1 的序列: $\{k | k \in Z_0^+, k \leq L_1 - 1\}$,得离散化的MSTFT

$$VM_x^g[b, k] = \mathcal{F}_m^{-1}\{X[m] \odot G^*[m - k]\} \quad (26)$$

计算式(26)的复杂度,由于 $G(v)$ 可通过窗函数公式得到解析表达式,故不必把求解窗函数的FT的计算复杂度计入,因此式(26)复数乘法次数有

$$\alpha_0 = \left[\frac{N}{2} \log_2(N) + N \right] L_1 + \frac{N}{2} \log_2(N) \quad (27)$$

2.1.2 TSTFT的算法实现

接下来讨论TSTFT的计算,它可以看成窗函数时移 t 以后再取共轭,然后与原始信号对应相乘,最后做一次FT得到,故TSTFT可以写成

$$VT_x^g(t, \omega) = \mathcal{F}_\tau[x(\tau) \odot g^*(\tau - t)] \quad (28)$$

其中: $\mathcal{F}_\tau[\cdot]$ 表示对变量 τ 进行FT。

现将式(28)中的时移 t 离散化成长度为 L_2 的序列: $\{n | n \in Z_0^+, n \leq L_2 - 1\}$,得到离散化的TSTFT

$$VT_x^g[n, m] = \mathcal{F}_b\{x[b] \odot g^*[b - n]\} \quad (29)$$

考虑式(29)计算复杂度,其复数乘法次数为

$$\alpha_1 = \left[\frac{N}{2} \log_2(N) + N \right] L_2 \quad (30)$$

2.1.3 两种短时傅里叶变换公式的转换

对比式(27)和式(30),发现当 $L_1 = L_2$ 时, $VM_x^g(t, \omega)$ 的计算量大于 $VT_x^g(t, \omega)$ 的计算量,但在实际情况下,信号数据量 N 会很大,为了取得较好的时频表示结果, L_2 也会取得很大;而由奈奎斯特

频率和最小频率分辨率的限制, L_1 相对较小且不会随着信号数据量 N 增大而增大。因此在实际情况中, 采用 $VM_x^g(t, \omega)$ 作为 STFT 时计算效率更高。

在 1.3 节中已经论述, TSST 采用 TSTFT 是为了避免出现相位振荡, 因此为了提高 TSST 计算效率, 希望 MSTFT 和 TSTFT 之间能够相互转化。仔细观察可以发现

$$VM_x^g(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega(\tau - t)} d\tau = e^{j\omega t} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega\tau} d\tau = e^{j\omega t} VT_x^g(t, \omega) \quad (31)$$

两种 STFT 公式只差一个相位 $e^{j\omega t}$, 故它们的谱图相同, 这解释了两 STFT 都能表征信号能量的原因。因此在计算 TSTFT 时, 可以先按照 MSTFT 计算, 然后在所有的计算点 $[b, k]$ 上乘以相位修正值 $e^{-j\omega b}$ 即可得到 TSTFT, 这个过程可以表示为 $VT_x^g[b, k] = \mathcal{F}_m^{-1}\{X[m] \odot G^*[m - k]\} e^{-j\omega b}$ (32)

2.2 IFO 和 GDO 的估计

在两种同步压缩中, 估计 IFO 和 GDO 是至关重要的一步, 它们分别由式(2)和式(7)给出, 通过观察可以发现它们都涉及对 STFT 结果求偏导, 如果直接由差分计算, 会放大噪声误差。因此在知道窗函数解析式的条件下, 可以利用 STFT 本身的性质来精确计算两个估计值。

2.2.1 IFO 的估计

对于 MSTFT, 有

$$\begin{aligned} \partial_t(VM_x^g) &= \partial_t \left[\int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega(\tau - t)} d\tau \right] = \\ &= - \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \times [g^*(\tau - t)]' e^{-j\omega(\tau - t)} d\tau + \\ &= j\omega \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega(\tau - t)} d\tau = \\ &= -VM_x^{g'} + j\omega VM_x^g \end{aligned} \quad (33)$$

结合式(2)有

$$\begin{aligned} \hat{\omega}(t, \omega) &= \Re \left(\frac{1}{2\pi j} \frac{-VM_x^{g'} + j\omega VM_x^g}{VM_x^g} \right) = \\ &= \frac{-1}{2\pi} \Im \left(\frac{VM_x^{g'}}{VM_x^g} \right) + \frac{\omega}{2\pi} \end{aligned} \quad (34)$$

其中: $VM_x^{g'}$ 表示以窗函数 $g(t)$ 的一阶导函数 $g'(t)$ 作为新的窗来进行 MSTFT; $g'(t)$ 可以通过窗函数的解析表达式精确求出。

对式(34)进行离散化, 可得

$$\hat{\omega}[b, k] = \frac{-1}{2\pi} \Im \left\{ \frac{VM_x^{g'}[b, k]}{VM_x^g[b, k]} \right\} + \frac{k}{2\pi} \quad (35)$$

2.2.2 GDO 的估计

对于 TSTFT, 有

$$\begin{aligned} \partial_{\omega}(VT_x^g) &= \partial_{\omega} \left[\int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega\tau} d\tau \right] = \\ &= -j \int_{-\infty}^{\infty} \tau x(\tau) g^*(\tau - t) e^{-j\omega\tau} d\tau = -j VT_{tx}^g \end{aligned} \quad (36)$$

结合式(7)有

$$\hat{\tau}(t, \omega) = \Im \left(\frac{j VT_{tx}^g}{VT_x^g} \right) = \Re \left(\frac{VT_{tx}^g}{VT_x^g} \right) \quad (37)$$

其中: VT_{tx}^g 表示将 $tx(t)$ 作为 TSTFT 的信号输入。

同样, 将式(37)进行离散化, 可以得到

$$\hat{\tau}[b, k] = \Re \left\{ \frac{VT_{tx}^g[b, k]}{VT_x^g[b, k]} \right\} \quad (38)$$

值得指出的是, 为了保证算法的稳定性, 需要给出一个控制阈值 γ_0 , 只有时频图上 $VM_x^g[b, k] > \gamma_0$ 或 $VT_x^g[b, k] > \gamma_0$ 的点才能计算 IFO 或 GDO, 并计入后续的重排阶段。

2.3 频率重排和时间重排的实现

第3个步骤是按照估计算子重新排布 STFT 系数, 对于 SST 重排过程, 将式(4)离散化可得

$$T_f[b, p] = \frac{1}{2\pi g^*(0)} \sum_{k: |\hat{\omega}[b, k] - \omega[p]| \leq \frac{\Delta\omega}{2}} VM_x^g[b, k] \quad (39)$$

其中: $\omega[p] = \Delta\omega \times p$, $\Delta\omega$ 为频率轴的划分间隔; p 为频率轴离散序号。

同样的方式, 对于 TSST 重排过程, 将式(9)离散化可得

$$T_f[q, k] = \frac{1}{G^*(0)} \sum_{l: |\hat{\tau}[b, k] - \tau[q]| \leq \frac{\Delta\tau}{2}} VT_x^g[b, k] \quad (40)$$

其中: $\tau[q] = \Delta\tau \times q$, $\Delta\tau$ 为时间轴的划分间隔; q 为时间轴离散序号。

2.4 SST 信号重构和 TSST 信号重构的实现

接下来考虑两种同步压缩的重构实现。对于 SST 的重构离散化公式, 可以由式(5)得到

$$x_r[b] = \sum_p T_f[b, p] \quad (41)$$

同样, 对于 TSST 离散化重构公式, 由式(10)可得

$$x_r[b] = \mathcal{F}_k^{-1} \left\{ \sum_q T_f[q, k] \right\} \quad (42)$$

为了更清楚地表示 SST 和 TSST 的算法流程, 整个计算过程以流程图的方式给出, 图4为 SST 的计算流程, 图5为 TSST 的计算流程。

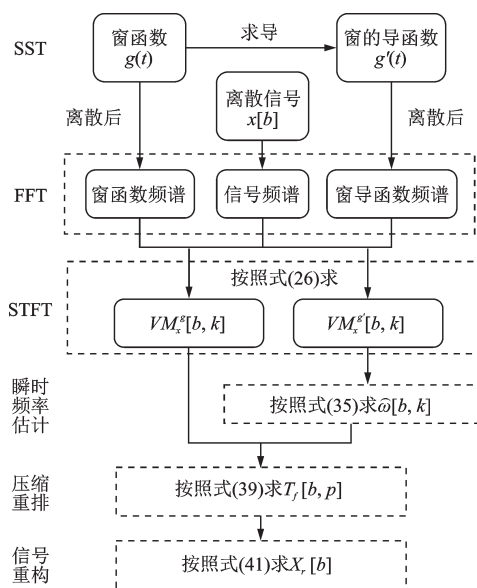


图4 SST计算流程图

Fig.4 The flow diagram of the calculation for the SST

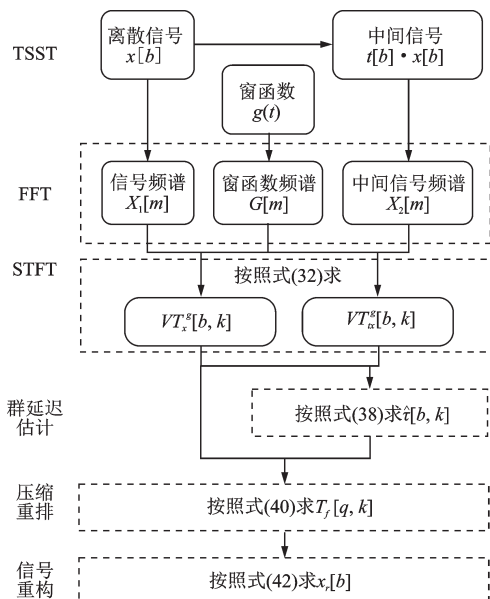


图5 TSST计算流程图

Fig.5 The flow diagram of the calculation for the TSST

3 两种同步压缩在故障诊断中的应用

为了说明两种同步压缩各自的应用场合,文中采用定转速下转轴的碰摩故障数据和轴承外圈的冲击故障数据分别对两种同步压缩算法进行验证。

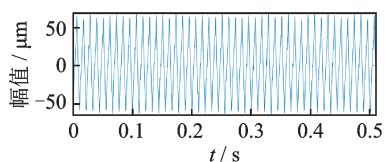
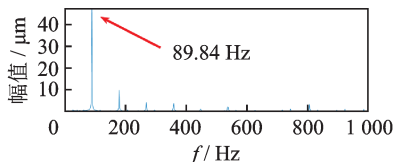
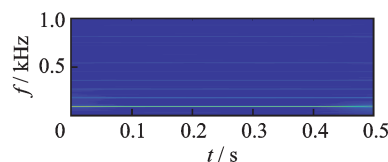
(a) 碰摩信号波形
(a) Waveform of the rub-impact signal(b) 碰摩信号频谱
(b) Frequency spectrum of the rub-impact signal(c) 碰摩信号的STFT
(c) The STFT of the rub-impact signal

图7 碰摩故障信号

Fig.7 The rub-impact fault signal

3.1 转轴的碰摩故障识别

转轴碰摩信号采集自一个重油催化机组^[1,10],其结构如图6所示,它是由燃气轮机、压缩机、变速箱以及电动机构成,测试轴承(1#~4#)用于支撑相应的转轴,转轴转速为5 381 r/min,振动信号的采样率设置为2 000 Hz。

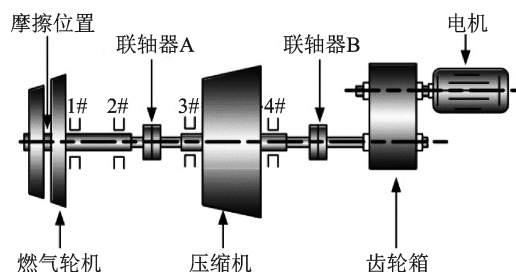


图6 重油催化机组结构示意图

Fig.6 The structure of a heavy oil catalytic machine set

在测试过程中,来自2#测试轴承处的振动最大并且超过了报警阈值,因此重点分析2#测试轴承的数据。图7展示了振动信号的波形及其频谱图,从图7(a)中能看出比较规则的周期性时域信号,但很难发现有明显的故障特征;同样从图7(b)中也仅能看出其一阶转频(1X)及其高阶倍频成分,却得不到任何的故障信息;图7(c)为信号的STFT谱图,由于机组为稳定匀速工作,因此振动信号在时频图上表示为一组平行于时间轴的水平直线,其中最亮的代表1X分量。

为了更加清楚地描述1X分量的细节部分,将分析窗 $g(t)$ 的时域宽度取窄,并只计算40~140 Hz的时频表示,结果如图8所示。

从图8(a)和图8(c)中可以看出,信号的STFT和TSST的能量在频率方向完全弥散开来,而在图8(b)中可以观察到瞬时频率微小波动的故障现象,因此将SST时频表示结果中的瞬时频率轨迹提取出来(见图9(a)),并对其进行FT分析。

通过图9(b)可以看出,瞬时频率轨迹的频率成分仍然为1X转频,这说明每当转轴旋转一圈,由于转轴和机组固定件间的摩擦,转轴就会产生一次局部的升

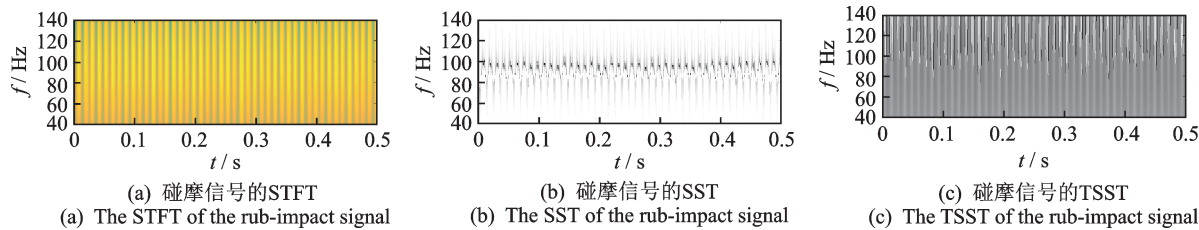


图 8 碰摩故障的时频表示

Fig.8 Time-frequency representations of the rub-impact fault

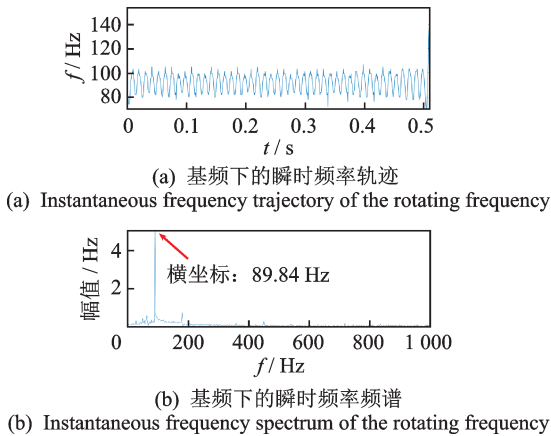


图 9 提取的瞬时频率轨迹结果

Fig.9 The extracted instantaneous frequency trajectory re-
sults

速和降速,形成如图 8(b)所示的微小波动。因此在定速条件下,SST 比 TSST 更容易识别转轴碰摩故障。

3.2 轴承外圈的冲击故障检测

轴承外圈冲击故障数据采用由凯斯西储大学公布的故障轴承数据集^[11-13],其测试台结构如图 10 所示,它由电机、扭矩传感器和测力计等部分组成。电

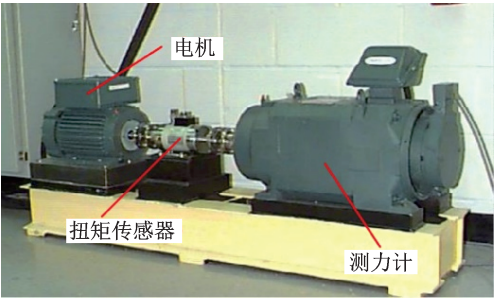


图 10 测试台结构

Fig.10 The structure of the test rig

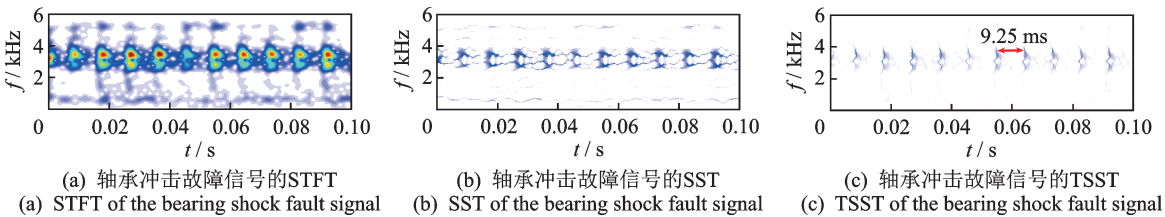


图 12 轴承冲击故障的时频表示

Fig.12 Time-frequency representations of bearing shock fault

机转轴工作转速为 1 797 r/min,并由测试轴承所支撑,其中测试轴承外圈通过电火花加工引入了单点缺陷,加加速度计安装在电机一端并将采样率设置为 12 kHz,轴承的波形及其频谱如图 11 所示。

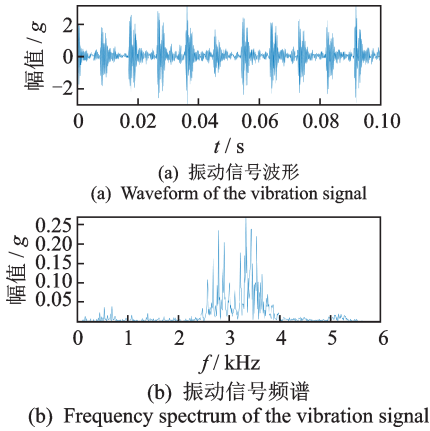


图 11 轴承冲击信号

Fig.11 Bearing shock signal

通过图 11(a)可以发现周期性的脉冲振荡,但由于时域峰值的不规则性,很难通过时域波形的测量计算出轴承外圈的故障周期。图 11(b)展示了信号的频带,其能量主要集中在 2 500~4 000 Hz,因此在时频分析时,重点关注此频带的细节。

图 12(a)~(c)分别展示了轴承冲击信号在 STFT, SST 和 TSST 下的时频表示结果,可以看出虽然 ST-FT 也能观察到周期性冲击规律,但因其时间分辨率不够,难以测量故障周期;SST 由于其压缩方向是沿着频率轴方向的原因,因此也不能提高其时间分辨率,最终难以获得冲击的故障特征;而 TSST 能清晰地表示故障特征。通过图 12(c)中的测量,可以知道轴承外圈冲

击故障周期为 9.25 ms,因此轴承外圈的冲击故障频率为 108.11 Hz,这与通过轴承尺寸(表 1)所计算得到的理论外圈故障频率(表 2)107.36 Hz 接近。故 TSST 能够实现对外圈冲击故障频率的检测。

表 1 轴承尺寸

Tab.1 Drive end bearing size

轴承 型号	外圈直 径/mm	内圈直 径/mm	分度圆 直径/ mm	滚动体 直径/ mm	厚度/ mm	滚动体 数目
SKF6205	52	25	39	8	15	9

表 2 轴承缺陷频率

Tab.2 Bearing defect frequencies

Hz

外圈故障 频率	内圈故障 频率	保持架故障 频率	滚动体故障 频率
107.36	162.19	11.93	141.17

4 结束语

SST 和 TSST 均可作为 STFT 的后处理工具,它们通过压缩 STFT 系数达到细化脊线、提高时频表示可读性的目的,并且两者都具备信号重构能力。SST 和 TSST 最大的区别是它们有着不同的压缩重排方向。对于 SST 来说,由于其采用 MSTFT 进行计算,避免了 STFT 系数在频率轴方向的相位振荡,从而可以实现频率轴上的压缩重排;类似地,对于 TSST 来说,由于采用了 TSTFT 进行计算,避免 STFT 系数在时间轴方向的相位振荡,从而可以完成时间轴上的压缩重排。虽然两种同步压缩采用了不同的 STFT 公式,但是由于 MSTFT 和 TSTFT 可以实现相互转换,因此为算法的实现带来了方便。在工程应用中,SST 因其在频率轴方向压缩的特点适合处理类似于复正弦函数的缓变信号,如识别定转速下转轴的碰摩故障;相反,TSST 因其在时间轴方向压缩的特点更加适合处理类似脉冲函数的快变信号,如计算轴承外圈的故障频率。因此将 SST 和 TSST 两种方法相结合,就可以处理工程中常见的故障信号,具有广泛的应用价值。

参 考 文 献

[1] YUG, YUMJ, XUCY. Synchroextracting transform[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 64 (10): 8042-8054.

[2] AUGER F, FLANDRIN P. Improving the readability of time-frequency and time-scale representations by the reassignment method[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1995, 43(5): 1068-1089.

[3] 熊旸,占锐,王小静.同步压缩小波与希尔伯特-黄变换性能对比[J].振动、测试与诊断, 2015,35(6):1103-1109.

XIONG Xin, ZHAN Rui, WANG Xiaojing. Comparison study on synchrosqueezed wavelet transform and Hilbert-Huang transform [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(6): 1103-1109. (in Chinese)

[4] OBERLIN T, MEIGNEN S, PERRIER V. The Fourier-based synchrosqueezing transform [C] //2014 IEEE International Conference on Acoustics Speech and Signal Processing (ICASSP). Florence: IEEE, 2014: 315-319.

[5] LI C, LIANG M. A generalized synchrosqueezing transform for enhancing signal time-frequency representation [J]. Signal Processing, 2012, 92(9): 2264-2274.

[6] OBERLIN T, MEIGNEN S, PERRIER V. Second-order synchrosqueezing transform or invertible reassignment? towards ideal time-frequency representations[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2015, 63(5): 1335-1344.

[7] BEHERA R, MEIGNEN S, OBERLIN T. Theoretical analysis of the second-order synchrosqueezing transform[J]. Applied and Computational Harmonic Analysis, 2016, 45(2): 379-404.

[8] PHAM D H, MEIGNEN S. High-order synchrosqueezing transform for multicomponent signals analysis—with an application to gravitational-wave signal [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2017, 65 (12) : 3168-3178.

[9] HE D, CAO H R, WANG S B, et al. Time-reassigned synchrosqueezing transform: the algorithm and its applications in mechanical signal processing [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 117: 255-279.

[10] WANG S B, CHEN X F, LI G Y, et al. Matching demodulation transform with application to feature extraction of rotor rub-impact fault [J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2014, 63(5): 1372-1383.

[11] SMITH W A, RANDALL R B. Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: a benchmark study [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 64: 100-131.

[12] YU G, WANG Z H, ZHAO P. Multisynchrosqueezing transform [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(7): 5441-5455.

[13] WANG S B, CAI G G, ZHU Z K, et al. Transient signal analysis based on Levenberg-Marquardt method for fault feature extraction of rotating machines [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 54: 16-40.



第一作者简介:何周杰,男,1995年5月生,博士生。主要研究方向为信号处理及机械故障诊断。
E-mail: hj970177792@163.com

通信作者简介:李富才,男,1976年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为结构健康监测、机械故障诊断、预测与健康管理、振动分析与处理技术、传感技术与信号处理。
E-mail: fcli@sjtu.edu.cn

利用 DCNN 融合多传感器特征的故障诊断方法^{*}

吴耀春^{1,2}, 赵荣珍¹, 靳伍银¹, 何天经¹, 武杰²

(1. 兰州理工大学机电工程学院 兰州, 730050) (2. 安阳工学院机械工程学院 安阳, 455000)

摘要 缘于多传感器信号的融合能够更加准确地诊断机械故障, 针对传统浅层融合模型对复杂数据非线性映射与特征表示能力较弱的问题, 提出一种利用深度卷积神经网络(deep convolutional neural network, 简称 DCNN) 融合多传感器信号特征的机械故障诊断方法。首先, 对多传感器振动信号分别进行特征提取, 将获得特征向量作为一维特征面构造多传感器特征面集合, 将该集合作为深度卷积神经网络的输入; 其次, 利用深度网络结构实现对多通道特征面的自适应层级化融合与提取; 最后, 由 softmax 回归分类器输出诊断结果。实验结果表明, 该方法具有更高的故障分类与辨识能力, 良好的鲁棒性和自适应性。本方法可为解决复杂机械系统故障诊断的多传感器信息融合问题, 提供理论参考依据。

关键词 故障诊断; 振动信号; 多传感器; 特征融合; 深度卷积神经网络

中图分类号 TH165.3; TP206.3

引言

在机械领域, 航空发动机、大型风电装备、高档数控机床等重大装备正在朝着高速、高效、高精度方向发展, 装备的安全可靠运行必须依靠故障诊断技术保驾护航^[1]。然而, 由于设备结构复杂、需要诊断的零部件数量多, 多年来仅使用单个传感器采集局部振动信号去解决机械系统故障辨识, 发展至今已呈现难以为继的困境。对此, 充分利用布置在机械装备关键截面处的系列传感器, 采集尽量多信息的集合实施智能故障决策技术, 这种观点已获得工业大数据技术研究展望的共识^[2]。用多个传感器在多个测点对复杂设备进行监测, 能够扩展获取故障信息的物理属性、空间范围或时间范围, 融合多传感器信号特征能够增加故障信息的多样性和完整性, 提高故障诊断鲁棒性与辨识率^[3-4]。传统的数据融合算法^[5]多是基于 BP 神经网络(back propagation neural work, 简称 BPNN)、支持向量机(support vector machine, 简称 SVM)等浅层网络模型, 它们的非线性映射能力与对复杂数据的特征表示能力相对来说较弱, 直接影响了数据融合的效果。与之相比, 深层模型能够更好地逼近复杂函数, 数据特征表示能力和泛化能力更强, 但是其非凸损失函数使其训练容易造成局部最优, 这使得深层模型的使用受到较大

制约^[6]。

Hinton 等^[7]指出, 可通过“逐层预训练”来有效克服深层神经网络在训练上的困难, 首次提出了深度学习理论, 开启了深度学习在学术界和工业界的浪潮。许多领域^[8-11]开始尝试利用深度学习解决本领域的一些问题。

作为一种重要的深度学习模型, DCNN^[12]采用局部连接、权值共享及池化等独特结构, 有效降低网络的复杂度, 减少训练参数的个数, 使模型对噪声、平移、扭曲、缩放具有一定程度的不变性, 并具有较强的鲁棒性和容错能力, 且易于训练和优化。基于这些优越性, 它在故障诊断领域的信号与信息处理中也开始受到关注。文献[13]将 DCNN 应用于电机故障诊断中, 提高了电机故障的辨识率。文献[14]将滚动轴承振动信号由一维时间序列转化为二维平面图, 利用 DCNN 实现了滚动轴承的故障分类。文献[15-16]利用一维 DCNN 直接对滚动轴承的振动信号进行故障识别, 并取得了优异的辨识率。文献[17]将加速度传感器、麦克风、电流传感器和光学编码器 4 种不同传感器监测的信号经预处理后拼成一维长序列, 利用 DCNN 对多传感器数据融合实现了对齿轮箱的故障诊断。

^{*} 国家自然科学基金面上资助项目(51675253); 国家重点研发计划资助项目(2016YFF0203303-04); 河南省科技攻关资助项目(202102210264)

收稿日期: 2019-03-10; 修回日期: 2019-06-18

上述基于DCNN的故障诊断方法都取得了优异的诊断效果,但对于网络的设计均采用单通道输入。为了充分利用多传感器采集的信号来实施更有效的故障决策,笔者欲对利用DCNN融合多通道信号特征的机械故障诊断方法进行研究,该方法的不同之处是网络采用多通道输入,为科学发展复杂机械设备故障诊断技术提供理论参考依据。

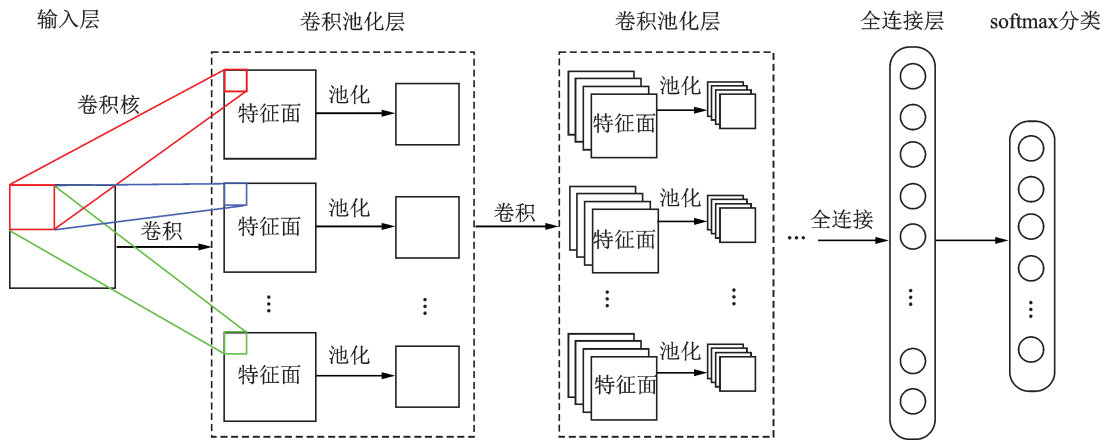


图1 DCNN典型结构

Fig.1 The typical structure of DCNN

卷积层由多个特征面组成,每个特征面由多个神经元组成。卷积层中每一个节点的输入只是上一层神经网络的一小块,这个小块的长和宽都是人为指定,叫做卷积核。在卷积层中,卷积核对前一层输出的特征面进行卷积操作,利用非线性激活函数构建输出特征面,数学模型描述为

$$x_j^l = f\left(\sum_{i \in M_j} x_i^{l-1} \times k_{ij}^l + b_j^l\right) \quad (1)$$

其中: l 为当前层; k 为卷积核; b 为当前层的偏置; M_j 为第 j 个卷积核对应的卷积窗口; x_j^l 为第 l 层输出, x_i^{l-1} 为第 l 层输入。

在DCNN中,非线性激活函数 f 通常选用修正线性单元(rectified linear unit, 简称ReLU),其优势在于使一部分神经元的输出为0,增加了网络的稀疏性,减少参数间相互依存关系,缓解过拟合问题的发生。ReLU函数的表达式为

$$a_i^{(l+1)}(j) = f(y_j^{(l+1)}(j)) = \max\{y_j^{(l+1)}(j), 0\} \quad (2)$$

其中: $y_j^{(l+1)}$ 为卷积操作的输出值; $a_i^{(l+1)}(j)$ 为 $y_j^{(l+1)}$ 的激活值。

池化层由多个特征面组成,它的特征面与卷积层的特征面一一对应。池化不改变特征面的个数,但缩小特征面的大小。通常使用的最大值池化在减少模型训练参数,防止过拟合的同时,提高系统鲁

1 深度卷积神经网络的结构与原理

1.1 DCNN的典型结构

深度学习是通过建立一种类似人脑分层的模型结构,对输入信息逐层进行特征融合提取,层级越深,提取的特征越抽象复杂。DCNN作为深度学习的主要模型之一,是一种多层神经网络结构。模型的典型结构如图1所示。

棒性。最大值池化层模型为

$$x_j^l = f(\beta_j^l \times \max(x_i^{(l-1)}) + b_j^l) \quad (3)$$

其中: $\max$ 为次抽样函数; β 为网络乘性参数; b 为偏置。

全连接层位于DCNN模型最后位置,输出网络最终结果。分类任务中,在这一层训练一个softmax回归分类器。假设训练数据中输入样本为 x ,对应标签为 y ,则将样本判定为类别 j 的概率为 $p(y=j|x)$ 。因此,对于一个 C 类分类器,输出的将是 C 维的向量(向量元素的和为1)。计算公式为

$$q_\theta(x^{(i)}) = \begin{bmatrix} p(y^{(i)}=1|x^{(i)}; \theta) \\ p(y^{(i)}=2|x^{(i)}; \theta) \\ \vdots \\ p(y^{(i)}=C|x^{(i)}; \theta) \end{bmatrix} = \frac{1}{\sum_{j=1}^C e^{\theta_j^T x^{(i)}}} \begin{bmatrix} e^{\theta_1^T x^{(i)}} \\ e^{\theta_2^T x^{(i)}} \\ \vdots \\ e^{\theta_C^T x^{(i)}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中: $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_C \in R^{n+1}$ 为模型参数; $1/\sum_{j=1}^C e^{\theta_j^T x^{(i)}}$ 为归一化系数,对概率分布进行归一化,使得所有概率之和为1。

1.2 DCNN的训练

DCNN模型的训练过程主要包括前向传播和反向传播两个阶段。前向传播,进行样本从输入层

到输出层的特征学习,得到预测值;反向传播,依据损失函数计算出预测值与期望值之间的误差,并根据误差来矫正模型参数。

深度卷积神经网络的前向传播与普通神经网络相似,具体形式见式(1)。文中激活函数选择 ReLU 函数。

DCNN 的反向传播算法与 BPNN 一样。为了评价模型的预测值与期望值的一致性,采用交叉熵作为损失函数,定义为

$$L(k, b) = \frac{-1}{m} \sum_i^M \sum_j^C p_i^j \log q_i^j \quad (5)$$

其中: m 为输入样本的批量大小; C 为训练集样本的种类; q 为 softmax 输出的预测值; p 为样本的标签。

DCNN 反向传播算法根据定义的损失函数优化模型中的参数取值,从而使模型在训练数据集上的损失函数值最小。

权值系数与偏置量优化的方向为

$$k \rightarrow k - \eta \frac{\partial L(k, b)}{\partial k}, b \rightarrow b - \eta \frac{\partial L(k, b)}{\partial b} \quad (6)$$

其中: η 为模型的学习率,用来控制损失值反向传播的强度。

2 融合多传感器信号特征的诊断模型构建

2.1 模型设计

DCNN 起初广泛应用于图像处理中,网络的输入大多是图片等二维矩阵,如图 1 所示,卷积核、特征图等网络的内部结构也是二维的。机械状态多传感器监测振动信号为多通道一维时间序列,若将其直接转换为二维形式,则原始序列中时间与空间的关联性将遭到破坏,导致部分故障相关的信息可能流失。因此,本研究设计融合多传感器信号特征诊断模型采用一维 DCNN,网络的输入采用一维向量、多通道,卷积核和特征面也是一维的,如图 2 所示。该模型融合多传感器信号特征的机械故障诊断过程可以分成 3 个阶段,构造多通道一维特征面集合、特征融合与故障诊断。

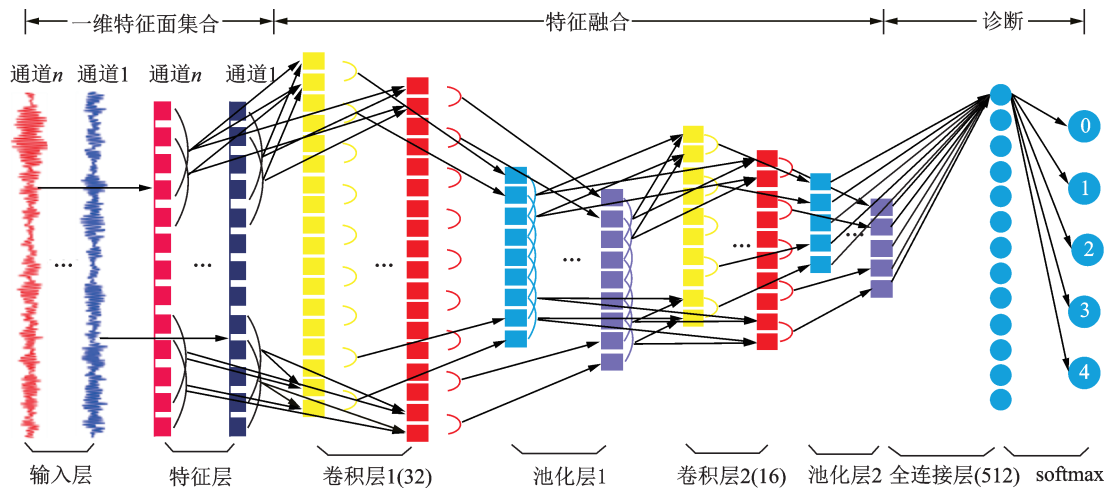


图 2 融合多传感器信号特征的诊断模型

Fig.2 Diagnostic model based on fusion of multi-sensor signal characteristics

多通道一维特征面集合的构造,输入层将 n 个通道的信号分别按长度 s 进行截取,预处理后构建 $m \times (s \times n)$ 的样本集,其中 m 为样本个数。特征层对输入样本按照不同通道根据特征指标进行特征提取,将得到特征向量作为一个特征面,组成一个包含 n 个一维特征面的集合。 m 个样本可以生成 m 个一维特征面集合。依靠交替的多个卷积与池化层实现对多通道输入信号非线性特征的层级式融合提取。诊断结果由两个全连接层输出,其中第 1 个全连接层作用是对特征面的“展平”,即将所有的一维特征

面首尾相连组成一维向量。第 2 个全连接层的神经元个数与故障类别的种类相同,利用 softmax 回归分类器实现目标的多分类输出。

模型参数设计主要是卷积核个数及大小的确定。文献[18]中指出,在设置深度学习隐层神经元数目时,遵循后一层神经元数目不超过前一层神经元数目一半的规律,文中采纳该建议将两层卷积层的神经元数目分别设为 32 和 16。卷积核均采用 3×1 的小卷积核设计,这样卷积核参数较少,有利于网络加深,同时可以抑制过拟合,每层卷积后进行

2×1 的最大值池化。

模型训练的效果还受训练参数的影响。批次设置过小,模型的损失函数振荡严重,在最大迭代次数下难以收敛;批次设置过大,影响模型泛化能力。经过反复调试,模型的批次大小设为64,最大迭代次数设为30。对于深度卷积神经网络,由于参数和超参数多,本模型选用学习率自适应、对超参数选择具有鲁棒性的Adam算法进行优化,学习率为0.001。模型的结构及参数如图2所示。

2.2 诊断方法与流程

DCNN融合多传感器信号特征的机械故障诊断方法,通过布置在复杂设备不同监测点上的传感器获取多通道振动信号,利用获取的信号对图2所示的模型进行有监督训练,将训练好的模型用于机械故障的诊断。具体诊断过程步骤如下:

- 1) 机械设备多通道振动信号的采集;
- 2) 将每一个通道的振动信号预处理后按特征指标提取特征向量,即一维特征面,构造多通道一维特征面集合;
- 3) 初始化模型的权值和偏置参数;
- 4) 将样本输入到模型,通过前向传播求得预测值与目标值的误差;
- 5) 判断网络是否收敛,若收敛,则跳转执行步骤7,否则执行步骤6;
- 6) 反向传播和权值更新,利用BP算法将步骤4得到的误差反向逐层传播到每个节点,并根据式(6)更新权值与偏置,重复执行步骤4~6,直到网络收敛;
- 7) 测试样本输入到训练好的模型进行测试,判断精度是否满足实际要求,如果满足则执行步骤8,否则跳转到步骤3;
- 8) 输出网络用于机械故障诊断。

所提方法的具体诊断流程如图3所示。

2.3 采用的评价指标

实验中采用混淆矩阵和平均准确率作为模型的评价指标,混淆矩阵的行为测试样本的模型预测结果,列为测试样本的标签,对角线表示模型预测值和样本标签一致的样本数目。平均准确率为

$$A_p = \sum_{i=1}^N A_i / N \quad (7)$$

其中: A_i 为第*i*次实验的准确率; N 为实验次数。

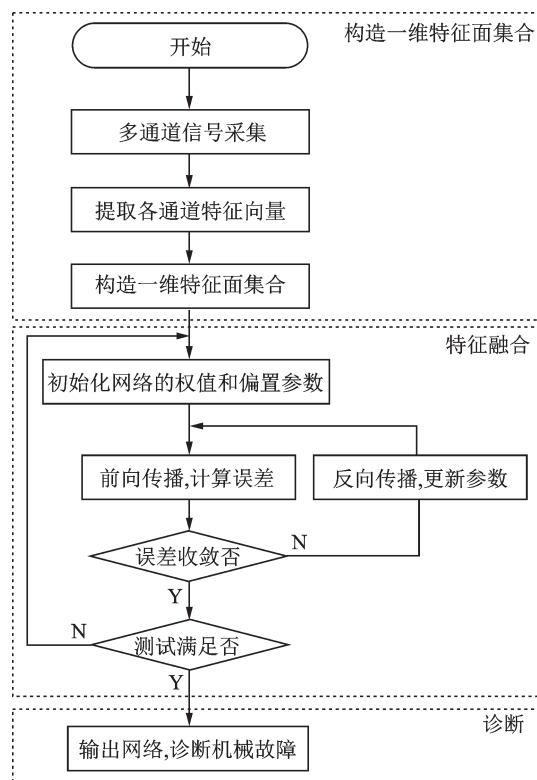


图3 所提方法的诊断流程图

Fig.3 Diagnosis flow chart of the proposed method

3 实验与分析

本研究实验对象为文献[19]中的一套双跨转子实验台。选取6个关键截面以相互垂直的方位安装12路电涡流传感器用于监测转子系统运行状态,在靠近电机端安装的第13路传感器用于检测转速。

实验中,模拟转子系统的动静碰磨、轴系不对中、转子不平衡、支承松动和正常5种运行状态。在采样频率5 000 Hz,转速2 800 r/min的条件下以1 024点随机选取各通道每种运行状态振动信号800组,其中500组作为训练样本,300组作为测试样本。为从多角度全面分析转子运行状态,从振动信号的时域、频域提取不同特征量构造一维特征面,如表1所示为第*i*通道的特征参数。拓展至多通道建立12个通道的一维特征面(22×1)集合,作为深度卷积神经网络的输入。实验将从以下5个方面验证本研究方法的有效性。

3.1 多传感器信号特征融合实验

将训练集12个通道信号输入到2.1中建立的模型中进行多次迭代训练,文中设定最大迭代次数为30次,为了防止深度学习的过拟合现象,采用Early-stop-ping机制,当损失函数在一定步数内不再显著变化时

表 1 第 i 通道振动信号选用的特征指标
Tab.1 Characteristic indicators of vibration signal
for the i th channel

序号	特征名称	序号	特征名称
1	方根幅值	12	脉冲指标
2	均方根值	13	裕度指标
3	平均幅值	14	偏斜度指标
4	偏斜度	15	峭度指标
5	峭度	16	频率均值
6	标准差	17	频率中心
7	峰值	18	标准差频率
8	方差	19	峭度频率
9	峰峰值	20	均方根频率
10	波形指标	21	波形稳定系数
11	峰值指标	22	波形变异系数

即停止模型训练。训练集和测试集损失函数值和准确率如图 4 所示。可以看出,通过 Early-stopping 机制,建立的模型经过 10 次迭代后达到终止条件,停止训练,同时模型在测试集上的准确率达到 99.93%,没有发生过拟合现象,表明模型训练效果良好。

为了更清楚地说明模型对测试集各故障类别的识别效果,通过混淆矩阵对测试结果进行详细分析,如图 5 所示。除支承松动状态有 1 个测试样本被错误分类为正常外,其他 4 种状态分类准确率都达到

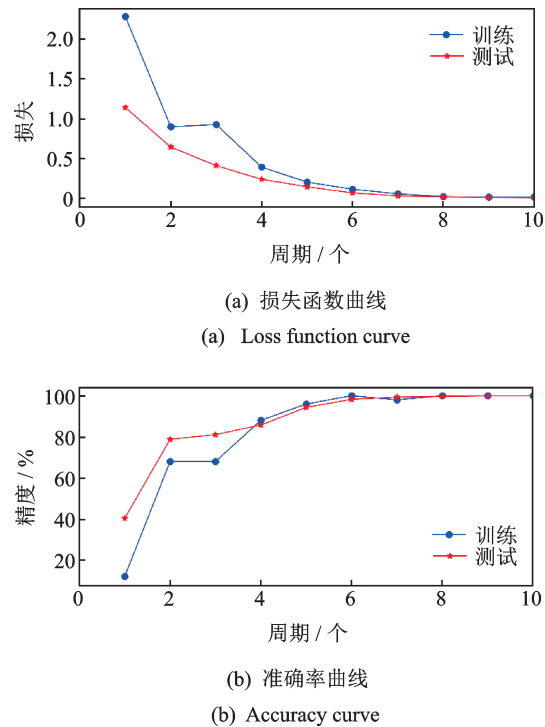


图 4 训练集与测试集损失函数与准确率曲线
Fig.4 Loss function and accuracy curve of training set and test set

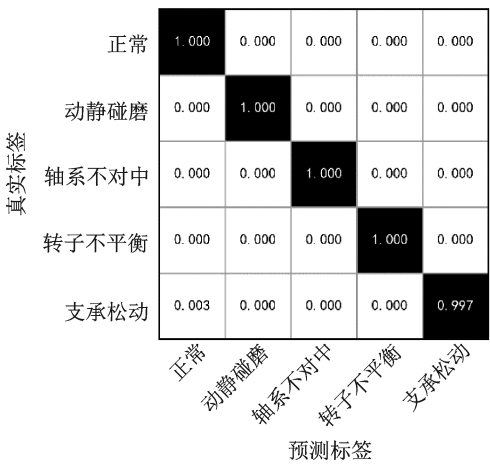
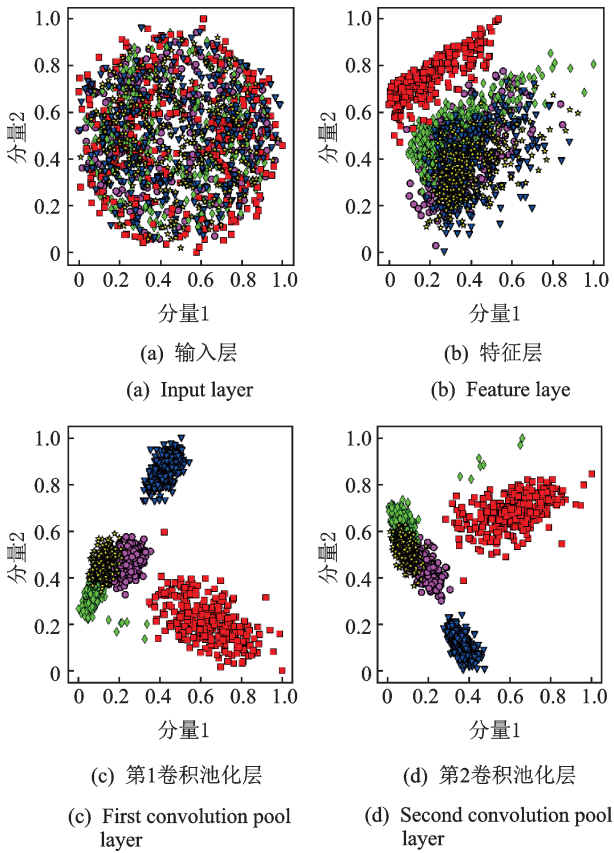
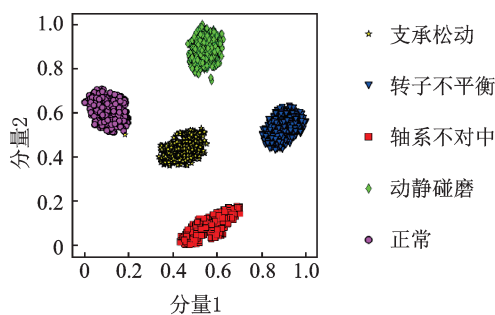


图 5 测试集识别结果
Fig.5 Recognition results of test set

100%,表明本方法具有较高的故障识别准确率。

为了更清晰地展示模型卷积池化层对多通道信号特征融合的过程和效果,引入主成分分析(principle component analysis,简称 PCA)维数约简算法对模型各层的输出特征进行维数为 2 的约简并可视化,结果如图 6 所示。图 6(a)为原始信号的状态分布情况,由于振动信号本身存在噪声和冗余,各个类别难以区分。输入信号经特征层的时、频域特征提取后,各类别样本分布有所改善,但仍难以区分,如图 6(b)所示。经过第 1 个卷积池化层的特征融合学





(e) 全连接层

(e) Fully connected layer

图6 各层级的可视化结果

Fig.6 Visualization results of each layer

习后,转子不平衡和轴系不对中两类样本基本分开,但其他3类依然难以区分,如图6(c)所示。经过第2个卷积池化层进一步特征融合学习,转子不平衡、轴系不对中两类样本分的更好,同时剩余三类聚集情况有明显改善,如图6(d)所示。本研究设计的模型中有2个全连接层,其中第2个全连接层是用于分类的,因此仅对第1个全连接层的特征融合结果进行可视化,结果如图6(e)所示,可见测试集的5类样本已完全聚集在自己的区域,与图5的混淆矩阵结果相符。最终模型在测试集上分类的整体准确率为99.93%。

3.2 训练样本集对模型性能的影响

运用重叠采样的样本增强技术^[15]扩充样本集,分别选用样本总量为100,200,300,400,500,2 000组的训练样本训练文中建立的模型,观察训练集大小对模型诊断能力的影响。由于神经网络的权值初

值是随机生成的,为了验证模型的稳定性,每个实验重复20次,实验结果如图7所示。

由图7可以看出,当训练样本增加时,准确率逐渐上升,20次实验标准差逐渐下降,即模型诊断的稳定性增加。当训练样本数为2 000时,准确率为100%,标准差为0.01%,当训练样本数为100时,准确率仅为83.5%。这说明模型的诊断性能受训练样本个数影响较大。当训练样本数为500,识别率达到99%以上,模型在使用较少训练数据情况下,也能达到很高的准确率,模型抑制过拟合能力较强。

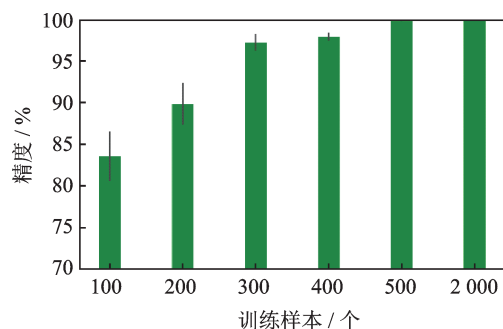


图7 不同训练样本数目下模型诊断准确率

Fig.7 Model diagnosis accuracy under different training sample

3.3 与单传感器信号诊断对比实验

为了验证融合多传感器信号特征能够更全面、更完整的表征机械设备的运行状态,提供更精确的故障识别率,将每一个通道的信号以相同的方式输入模型作为一种方法,共12种方法(方法1~方法12)与文中方法进行对比实验,每种方法重复进行20次,求每种状态识别率的平均值和准确率的平均

表2 融合多传感器信号特征与单传感器信号诊断结果对比

Tab.2 Comparison of diagnostic results between fusion multi-sensor signal characteristics and single-sensor signal

方法	正常	动静碰磨	轴系不对中	转子不平衡	支承松动	准确率
1	0.703 4±0.05	1.000 0±0.00	0.813 3±0.03	0.994±0.02	0.664 0±0.02	0.834 9±0.05
2	0.618 6±0.04	0.958 6±0.01	0.704 6±0.07	1.000 0±0.00	0.814 0±0.09	0.819 4±0.02
3	0.876 0±0.05	1.000 0±0.00	0.918 6±0.03	0.996±0.01	0.774 6±0.03	0.913 0±0.01
4	0.930 6±0.05	0.970 6±0.01	0.843 3±0.04	0.975 3±0.02	0.760 0±0.07	0.895 9±0.02
5	0.814 0±0.05	0.965 3±0.01	0.705 3±0.05	0.903 3±0.03	0.879 9±0.01	0.853 5±0.01
6	0.904 6±0.03	0.949 3±0.03	0.780 6±0.04	1.000 0±0.00	0.932 6±0.03	0.913 4±0.01
7	0.946 7±0.01	0.973 3±0.02	1.000 0±0.00	0.938 6±0.02	0.914 6±0.03	0.954 6±0.01
8	0.870 6±0.09	0.895 3±0.05	0.998 0±0.01	0.953 3±0.02	0.916 6±0.02	0.926 7±0.01
9	0.535 3±0.07	0.722 6±0.03	0.832 6±0.03	0.428 0±0.10	0.485 3±0.02	0.600 7±0.01
10	0.824 6±0.03	0.862 0±0.03	0.900 6±0.02	0.913 3±0.03	0.820 6±0.05	0.864 2±0.02
11	0.943 9±0.02	0.934 0±0.04	1.000 0±0.00	0.947 9±0.02	0.870 6±0.10	0.939 4±0.02
12	0.993 9±0.01	0.884 6±0.03	0.876 6±0.02	0.940 0±0.01	0.697 3±0.03	0.878 5±0.01
文中方法	0.993 4±0.00	1.000 0±0.00	0.999 4±0.00	1.000 0±0.00	1.000 0±0.00	0.998 5±0.00

值,结果如表 2 所示。

实验结果表明,单传感器信号在相同模型上测试的平均准确率最高为 95.46%,如方法 7 所示,最低为 60.07%,如方法 9 所示,均低于本方法的平均准确率 99.85%,并且本方法识别准确率波动较小。因此,融合多传感器信号特征能够为机械故障诊断提供更全面更准确的信息。

3.4 与其他诊断方法的比较

为了验证本算法相较于目前常用机械故障诊断算法在识别性能上具有一定优势,将 PCA+SVM, BPNN 作为对比算法进行实验,其中 SVM 的核函数选择高斯核函数,BPNN 隐含层结构为(32,16),实验结果如图 8 所示。采用 PCA+SVM 算法,测试样本中正常状态有 19 个样本被错误分类成支承松动,支承松动有 15 个样本错误分类成正常,分类准确率为 97.73%,如图 8(a)所示;采用 BPNN 算法,测试样本中支承松动状态有 68 个样本分别被错误分为正常和碰磨状态,不平衡有 1 个样本错误分为正常,分类准确率为 95.4%,如图 8(b)所示;采用本算法,只有 1 个支

承状态的测试样本被错误分为正常,分类准确率为 99.93%,如图 5 所示。本算法具有一定的优势。

4 结束语

多个传感器多测点对复杂设备进行监测,能够扩展获取信息的物理属性、空间范围或时间范围,有效融合多传感器信号特征能够增加信息的多样性和完整性。笔者提出的利用深度卷积神经网络融合多传感器特征的机械故障诊断方法,可完整地利用多传感器采集的原始信号的特征进行故障诊断,提高了故障辨识准确率。与传统的浅层模型算法相比,由于卷积神经网络的深度结构与强大的非线性特征学习能力,该算法具有较好的鲁棒性和环境自适应性。同时,由于多通道信号及特征层增加了算法的计算量,下一步考虑如何提高算法的运算效率。

参 考 文 献

[1] 雷亚国,贾峰,孔德同,等. 大数据下机械智能故障诊断的机遇与挑战[J]. 机械工程学报, 2018, 54(5): 94-104.
LEI Yaguo, JIA Feng, KONG Detong, et al. Opportunities and challenges of machinery intelligent fault diagnosis in big data era[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(5):94-104. (in Chinese)
[2] 彭宇,庞景月,刘大同,等. 大数据: 内涵、技术体系与展望[J]. 电子测量与仪器学报, 2015, 29(4): 469-482.
PENG Yu, PANG Jingyue, LIU Datong, et al. Big data: connotation, technical framework and its development[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2015,29(4):469-482. (in Chinese)
[3] JIANG W, HU W W, XIE C H. A new engine fault diagnosis method based on multi-sensor data fusion[J]. Applied Sciences-Basel, 2017,7(3):1-18.
[4] 邱立达,刘天键,林南,等. 基于深度学习模型的无线传感器网络数据融合算法[J]. 传感技术学报,2014,27(12):1704-1709.
QIU Lida, LIU Tianjian, LIN Nan, et al. Data aggregation in wireless sensor network based on deep learning model[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2014, 27 (12) :1704-1709. (in Chinese)
[5] 文成林,吕菲亚,包哲静,等. 基于数据驱动的微小故障诊断方法综述[J]. 自动化学报, 2016,42(9):1285-1299.
WEN Chenglin, LÜ Feiya, BAO Zhejing, et al. A re-

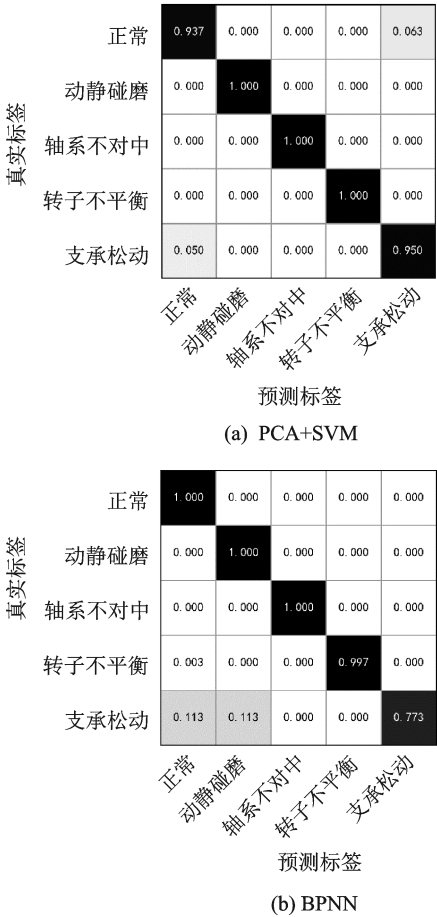


图 8 不同算法的性能比较
Fig.8 Performance comparison of different algorithms

- view of data driven-based incipient fault diagnosis [J]. Acta Automatica Sinica, 2016, 42(9): 1285-1299. (in Chinese)
- [6] 焦李成,杨淑媛,刘芳,等. 神经网络七十年:回顾与展望[J]. 计算机学报, 2016, 39(8): 1697-1716.
JIAO Licheng, YANG Shuyuan, LIU Fang, et al. Seventy years beyond neural networks: retrospect and prospect [J]. Chinese Journal of Computers, 2016, 39(8): 1697-1716. (in Chinese)
- [7] HINTON G E, SALAKHUTDINOV R R. Reducing the dimensionality of data with neural networks [J]. Science, 2006, 313(5786): 504-507.
- [8] LIU Peng, ZHANG Hui, EOM K B. Active deep learning for classification of hyperspectral images [J]. IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations & Remote Sensing, 2017, 10(2): 712-724.
- [9] YOUNG T, HAZARIKA D, PORIA S, et al. Recent trends in deep learning based natural language processing [J]. IEEE Computational Intelligence Magazine, 2017, 13(3): 55-75.
- [10] 袁文浩,孙文珠,夏斌,等. 利用深度卷积神经网络提高未知噪声下的语音增强性能[J]. 自动化学报, 2018, 44(4): 751-759.
YUAN Wenhao, SUN Wenzhu, XIA Bin, et al. Improving speech enhancement in unseen noise using deep convolutional neural network [J]. Acta Automatica Sinica, 2018, 44(4): 751-759. (in Chinese)
- [11] ZHAO R, YAN R Q, CHEN Z H, et al. Deep learning and its applications to machine health monitoring [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 213-237.
- [12] 周飞燕,金林鹏,董军. 卷积神经网络研究综述[J]. 计算机学报, 2017, 40(6): 1229-1251.
ZHOU Feiyan, JIN Linpeng, DONG Jun. Review of convolutional neural network [J]. Chinese Journal of Computers, 2017, 40(6): 1229-1251. (in Chinese)
- [13] 王丽华,谢阳阳,周子贤,等. 基于卷积神经网络的异步电机故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(6): 1208-1215.
WANG Lihua, XIE Yangyang, ZHOU Zixian, et al. Motor fault diagnosis based on convolutional neural networks [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(6): 1208-1215. (in Chinese)
- [14] LU C, WANG Z Y, ZHOU B. Intelligent fault diagnosis of rolling bearing using hierarchical convolutional network based health state classification [J]. Advanced Engineering Informatics, 2017, 32: 139-151.
- [15] 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.
- [16] 曲建岭,余路,袁涛,等. 基于一维卷积神经网络的滚动轴承自适应故障诊断算法[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(7): 134-143.
QU Jianling, YU Lu, YUAN Tao, et al. Adaptive fault diagnosis algorithm for rolling bearings based on one-dimensional convolutional neural network [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(7): 134-143. (in Chinese)
- [17] JING L Y, WANG T Y, ZHAO M, et al. An adaptive multi-sensor data fusion method based on deep convolutional neural networks for fault diagnosis of planetary gearbox [J]. Sensor, 2017, 17(2): 1-15.
- [18] LU C, WANG Zh Y, QIN W L, et al. Fault diagnosis of rotary machinery components using a stacked denoising autoencoder-based health state identification [J]. Signal Processing, 2017, 130: 377-388.
- [19] 霍天龙,赵荣珍,胡宝权. 基于熵带法与PSO优化的SVM转子故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3): 279-284.
HUO Tianlong, ZHAO Rongzhen, HU Baoquan. Fault diagnosis for rotor systems based on entropy band method and support vector machine optimized by PSO [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3): 279-284. (in Chinese)



第一作者简介: 吴耀春,男,1981年2月生,博士生、讲师。主要研究方向为旋转机械故障诊断。曾发表《EWT与加权多邻域粗糙集结合的旋转机械故障特征提取方法》(《振动与冲击》2019年第38卷第24期)等论文。
E-mail: wuyaochun2004@sina.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、机械系统动力学。
E-mail: zhaorongzhen@lut.cn

低频振动钻削钛合金板的非线性分析与应用*

侯书军, 裴腾飞, 李 慨, 曲云霞, 李 坤, 李 凯

(河北工业大学机械工程学院 天津, 300130)

摘要 钛合金具有比强度高、比刚度高且塑性强等优异特性,这些特点为高精度的制孔作业带来了很大挑战。针对此问题,搭建了振动钻孔试验台,通过对钛合金的振动钻孔动力学试验发现该系统具有明显的硬弹簧特性的非线性振动特征;通过动力学建模与实验参数估计获得了该系统的关键动力学参数和动力学模型;对该动力学模型进行了近共振情况下的非线性平均分析,求得平均方程并得到幅频特性与实测结果定性一致,证明了所建动力学模型的正确性;利用该系统的非线性特性,近共振运行,在较低激励下获得了较大幅度的稳态振动,实现了稳定高效的振动断屑和钻孔作业。结果表明,通过恰当的动力学设计,巧妙利用切削过程的非线性可以使振动钻孔过程更平稳、功耗更低而且孔质量更好。

关键词 振动钻孔;非线性振动;断屑;轴向钻削力;钻削动力学

中图分类号 TH161; TH142.2

引 言

由于钛合金在比强度、比刚度等方面的诸多优势,使其在航空制造领域得到了日益广泛的应用^[1],如波音 787 机身结构材料的 15% 都采用了钛合金^[2]。钛合金常与碳纤维组成复合材料叠层并通过铆接形成结构,该类复合材料的高精度制孔是保证连接强度与结构性能的主要因素之一^[3]。而钛合金在机械性能方面的优势,加之其导热率低,给本就切削效率较低的钻孔作业带来了很大挑战。比如在用普通钻进行钛合金板钻孔时极易产生高温螺旋长屑,不仅划伤自身孔面也灼伤碳纤维层,从而影响孔加工表面的质量^[4]。因此,如何有效断屑成为该技术研究的核心课题。

近年来,有人借助超声振动进行改善钛合金断屑的研究。邵振宇等^[5]应用超声辅助钻削技术进行了钛合金钻削试验,说明了超声钻削可以降低钻削力,提高刀具切削能力,获得良好的断屑与排屑效果。但也有研究认为超声振动虽然可以降低切削力,但却会引起切削温度的升高^[6]。从材料特性的角度看,钛合金属于塑性极强的高强度材料,而振动的目的就在于破坏切屑的连续性,此时低频较大振幅的振动应该更加合适。在此方面,法国的“mitis”系统获得了成功,国内已有多家引进,国内外诸多学

者对其进行了研究。Pecat 等^[7]对比了低频振动(振幅为 0.01~0.20 mm,频率为 1.5/rev)辅助钻孔和普通钻孔(conventional drilling,简称 CD)。试验发现:合理的振幅、进给速度与主轴转速,轴向低频振动辅助钻孔(low frequency vibration assisted drilling,简称 LFVAD)不仅可以有效断屑,同时还可将钛合金钻孔温度降低 40% 以上,使 CFRP/Ti 叠层板的孔质量有了显著的提高。文献[8-9]将其刀具振动曲线假设为完全正弦曲线,对低频辅助钻削过程的几何断屑^[10]机理做了一定的解释。Bisu 等^[11]提出一种计算振动钻削设备特性的试验方法,从而有效预测最佳钻削参数,并对振动钻孔过程的冲击动力学进行了分析。

在前期研究中,本课题组研发了高低频复合振动钻孔样机,对普通、旋转超声和低频振动等 3 种方式钻削叠层板的对比分析发现:超声钻削虽能降低轴向力,改善断屑与排屑性能,但其在钻削过程并不能实现完全断屑,更多的是降低切屑的强度而获得的机械断屑。低频振动辅助钻孔机构在断屑、钻孔温度和钻孔质量等方面有明显优势^[12],因此低频振动钻削或许是更好的发展路径。但是在研究中也发现低频振动钻孔过程中存在有明显的非线性动力学特性。非线性的主要来源是在振动钻削过程中轴向

* 河北省“军民两用超低噪声破拆机器人”科技项目及国家重点研发项目“便携式复合振动破拆工具”基金资助项目(2017YFC0806605-02)

收稿日期:2019-01-02;修回日期:2019-05-25

切削力的非线性。Chang 等^[13]提出了一种新的预测 6061-T6 铝振动钻削时的轴向切削力模型,在 4 kHz~12 kHz 的范围内发现预测值与试验值的误差由改进前的 20% 下降到 7%。

在非线性共振的利用方面,文献[14-16]都进行了很好的工作,发展了非线性共振筛的理论,做出了很好的技术产品,为非线性共振的利用提供了思路。

本研究将在动力学试验的基础上,首先进行动力学建模与试验参数估计,然后进行非线性振动分析,并试图解决振动钻孔系统的稳定性与振动利用的问题。

1 振动钻孔系统的动力学试验

振动钻孔过程是一个动力学特性十分突出的过程。为了实现稳定的钻孔作业,必须对其动力学特性进行先期研究,为此先搭建了试验台并对其动力学特性进行了试验。

1.1 振动钻孔试验台

试验设备为自主研制的低频振动辅助钻孔设备,如图 1 所示。该设备主轴转速可调,最高为 3 000 r/min;激振力频率和幅值可调,最高频率约为 50 Hz;可以实现轴向力与轴向进给的实时监控与反馈。

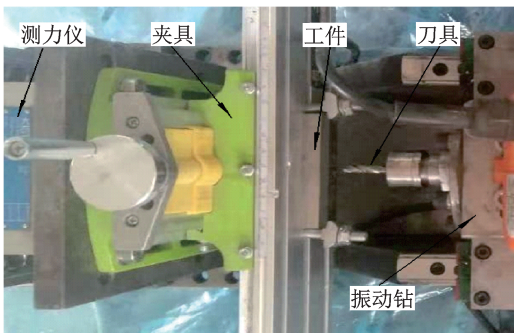


图 1 振动钻孔试验台
Fig.1 Equipment of vibration assisted drilling

1.2 动力学测试分析系统

试验所用测量系统如图 2 所示。主要包括: KISTLER 9129A 测力系统,用于测量钻削过程的钻削力与扭矩;Polytec 非接触单点式激光测振系统,进行钻头位移信号的测试;LMS 振动测试分析系统,用于振动加速度信号的测试分析。

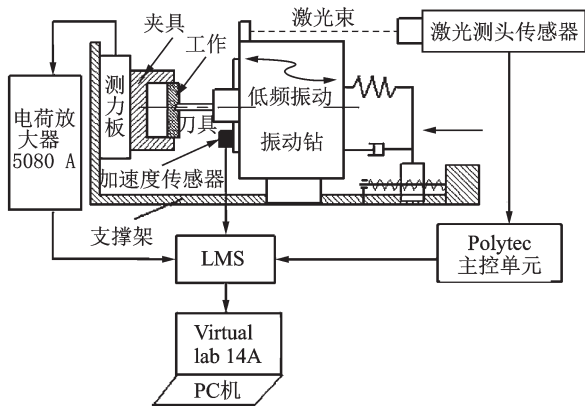


图 2 试验测量系统示意图
Fig.2 The schematic diagram of test measurement system

1.3 振动钻孔系统动力学试验参数

为了研究该系统的动力学特性,在空载条件和表 1 所示的参数下,通过改变激振频率,进行了正向(20→50 Hz)和反向(50→35 Hz)扫频试验。在该试验过程中工件材料为 Ti6Al4V,其主要性能参数如表 2 所示。

表 1 扫频试验参数表	
Tab.1 Parameters of swept frequency test	
参 数	数 值
主轴转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	600
进给速度 $f/(\text{mm}\cdot\text{min}^{-1})$	12
激振频率 ω/Hz	正扫频 20, 23, 26, 29, 32, 35, 38, 41, 44, 47, 50
	反扫频 50, 47, 44, 41, 38, 35, 32, 29, 26, 23, 20

表 2 钛合金主要性能参数	
Tab.2 Major properties of titanium alloy	
参 数	数 值
密度 $/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	4.44
弹性模量/GPa	108
泊松比	0.33
延伸率/%	10
屈服强度/MPa	860
导热率 $/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{k}^{-1})$	7.5(20 ℃)

1.4 振动钻孔系统的动力学试验分析

为了研究切削过程对于系统的特性的影响,本研究通过采集振动钻的加速度信号来反映整个振动钻的轴向振动状态。图 3(a)和(b)分别展示了系统在激振频率为 35 Hz、激振力幅值为 180 N 条件下,分

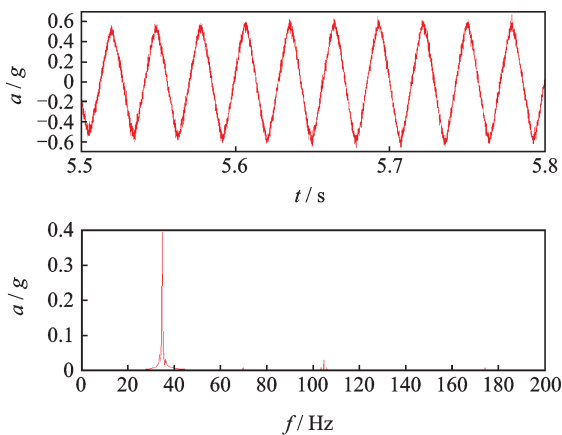
别在空载与切削状态下运行时加速度信号(纵坐标物理量纲为重力加速度 g)的时域与频域特征对比。

由图 3(a)中看出,当系统空载运行时,钻头不与工件发生接触,系统的时域与频域特征表明系统此时主要以线性振动特征为主。虽然在 35 Hz 的主频成分之外也存在的 3 倍频和 5 倍频成分,应该是由相对运动件之间的滚动摩擦引发,幅值很小可以忽略。

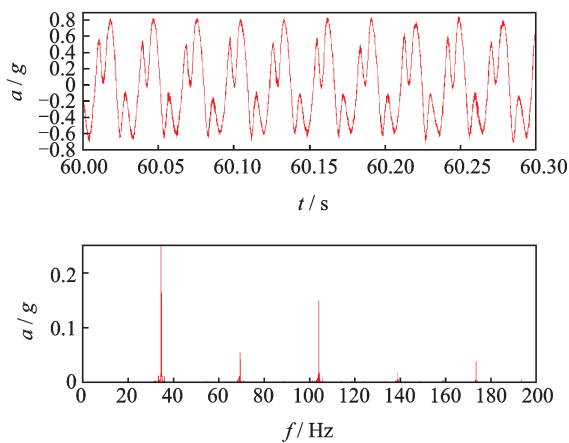
一旦系统进入钻削状态,则由图 3(b)可以发现,除了主频成分外还会出现一定幅值的倍频成分,特别是 3 倍频幅值较大。从振动切削的过程来看,钻头除了自身匀速旋转外,又在进给方向施加了简谐激振力,致使切削厚度周期变化并形成断屑。此时钻头与工件之间的切削力具有了非光滑的特质。这样的反作用力施加于振动系统使其具有了非光滑

和非线性的特征。

为进一步研究系统的非线性特征,进行了扫频试验,得到了图 4 所示的幅频特性曲线。从图 4 可以看出:①空载情况下,该系统具有明显的偏心激励下的单自由度线性振动系统的特征,固有频率为 25 Hz,共振幅值为 0.28 mm;②当系统进入钻削状态后,通过正向与反向扫频试验发现系统存在滞后和跳跃等非线性现象,说明系统具有了硬特性弹簧力非线性特性^[14],初步分析认为这是由于钻头相对于工件发生轴向振动情况下,钻头与工件发生斜碰撞切削运动导致系统的弹性力出现了显著的分段非线性特征;③共振区的振动位移幅值由空载时的 0.28 mm 下降到振动钻孔时的 0.13 mm,说明系统的切削过程耗能强烈,致使系统具有了较强的阻尼特性。考虑到切削过程的非线性,此阻尼力也应具有非线性特征。



(a) 空载状态
(a) Unloaded state



(b) 钻削状态
(b) Drilling state

图 3 振动加速度的时域与频域特征

Fig.3 Characteristics of vibration acceleration in Time-domain and Frequency-domain

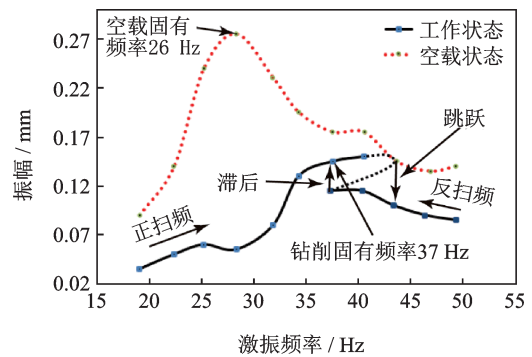


图 4 振动钻孔系统的幅频特性曲线

Fig.4 Amplitude frequency characteristic curve of vibration drilling system

显然,从理论上进一步搞清楚该系统的非线性特性与规律,无论是对于设计优化振动钻孔系统,还是进行钻孔过程的动力学与工艺参数优化都具有重要意义。

笔者对该类强耦合非线性动力学系统的研究策略如图 5 所示。首先,对振动切削过程给系统带来的

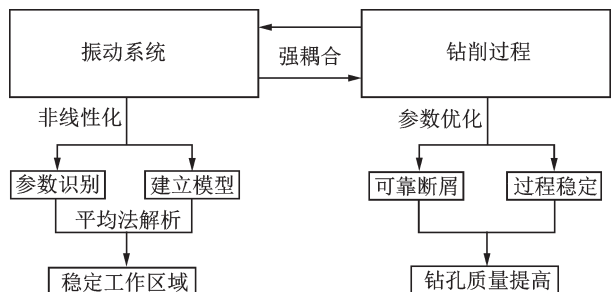


图 5 研究策略示意图

Fig.5 Schematic diagram of research strategy

非线性力进行等效化处理,获得振动系统的非线性力的表达式与参数,从而对其动力学特性进行定性研究并找到系统的稳定工作参数域;其次,在此动力学参数下初步研究影响该类材料钻孔质量的振动断屑问题。

2 振动钻孔过程建模与参数估计

进行非线性动力学分析的前提就是要确定系统的基本模型并通过试验测试分析,进行动力学参数估计。考虑到本系统存在的固有频率增大和共振振幅显著减小的特点,拟先采用分段线性的刚度与比例阻尼来把切削过程的非线性力等效化。

理想化后的物理模型如图6所示。图中: m_1 为振动体质量; m_0 为惯性块质量; C_1 为空载状态阻尼系数; K_1 为空载状态刚度系数; K_2 为钻削附加刚度系数; C_2 为钻削附加阻尼系数; δ 为平衡位置与切屑表面距离; r 为惯性块驱动半径; v 为惯性块角速度; x 为 m 的位移。

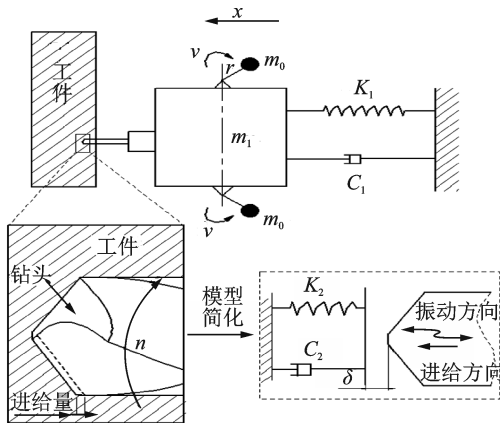


图6 振动钻孔系统的理想化模型

Fig.6 The idealized model of vibration drilling system

根据图6以钻尖所在平衡位置为零点,设进给方向为正,建立坐标系。系统在振动钻削过程中,钻头与工件接触前后的振动微分方程分别为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + Kx = \\ -(K_1 - K)x - C_1\dot{x} + P_1 \sin \omega t \quad (x < \delta) \\ m\ddot{x} + Kx = \\ -(K_1 - K)\delta - C\dot{x} + P_1 \sin \omega t \quad (x \geq \delta) \end{cases} \quad (1)$$

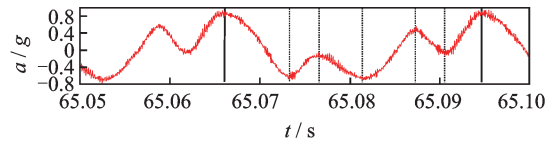
其中: $C=C_1+C_2$; $K=K_1+K_2$; $m=m_1+2m_0$; $P_1=mr^2v^2$; C 为钻削状态阻尼系数; K 为钻削状态刚度系数。

在空载状态下,线性系统的动力学参数为:系统

刚度 $K_1=4 \times 10^5$ N/m;阻尼系数 $C_1=1\,000$ kg·s/m。

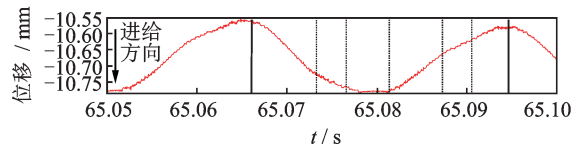
现在的主要问题就是如何对切削过程中的等效刚度与等效阻尼进行参数估计。为此将振动系统在一个周期内所测得的位移、加速度和轴向力进行了对比分析。

图7为激振频率35 Hz时加速度-位移-轴向切削力在同一时间坐标下的时间历程对照图,时间长度为0.05 s。通过比对钻头的振动加速度、位移以及轴向切削力,可以确定从 $t_1 \sim t_7$ 为一个切削周期,其中从 $t_2 \sim t_4$ 为刀刃进入切削区的过程即切削过程。在钻尖向下运动过程中,一旦接触到工件表面,就会引起系统加速度与轴向切削力出现极值或者折点,如图中 t_2 时刻;而后进入切削状态,直至钻尖脱离切削区,再次引发振动加速度与轴向切削力的突变,如图中 t_6 时刻。



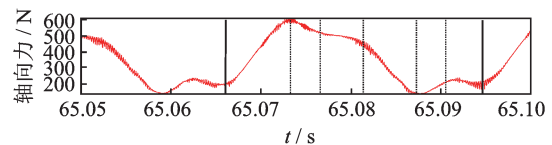
(a) 单个振动周期内加速度信号图

(a) Diagram of acceleration signals within a single vibration period



(b) 单个振动周期内位移信号图

(b) Displacement signal diagram in a single vibration period



(c) 单个振动周期内轴向力信号图

(c) Axial force signal diagram within a single vibration period

图7 单个振动周期内的动力学信号对照

Fig.7 Comparison of dynamic signals within a single vibration period

通过观察多个周期,得到在切削过程中的平均切削力 $F_d \approx 500$ N,平均切削距离 $L \approx 0.1$ mm,平衡位置与切削表面距离 $\delta \approx 0.05$ mm,振幅 $B=0.1$ mm。

根据阻尼理论^[17]

$$\begin{cases} W = aB^2 = FL \\ C = a/\pi\omega \end{cases} \quad (2)$$

$$P = \sqrt{K/m} \quad (3)$$

其中： W 为钻削过程所做的功； a 为常数； ω 为激振频率； P 为钻削状态固有频率。

可以得出切削过程的等效阻尼与刚度参数为：
 $C = 8 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{m}$ ； $K = 1 \times 10^6 \text{ N}/\text{m}$ 。

3 振动钻孔系统的非线性平均法分析

由于该系统是在近共振状态下工作的,所以为了便于进行非线性分析,采用共振情况的平均法进行分析。将式(1)中的两式合并,并在非线性弹性力部分、阻尼和干扰力前标以小参数 ϵ 后,其控制方程变为

$$m\ddot{x} + Kx = -\epsilon f_1(x) - \epsilon f_2(\dot{x}) + \epsilon P_1 \sin vt \quad (4)$$

其中:非线性弹性力 $f_1(x) = \begin{cases} (K_1 - K)x & (x < \delta) \\ (K_1 - K)\delta & (x \geq \delta) \end{cases}$,
如图 8 所示。

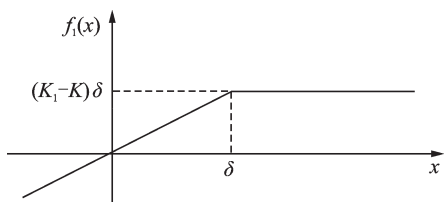


图 8 非线性弹性力示意图

Fig.8 Diagram of nonlinear elastic forces

阻尼函数 $f_2(\dot{x}) = \begin{cases} C_1 \dot{x} & (x < \delta) \\ C \dot{x} & (x \geq \delta) \end{cases}$,如图 9 所示。

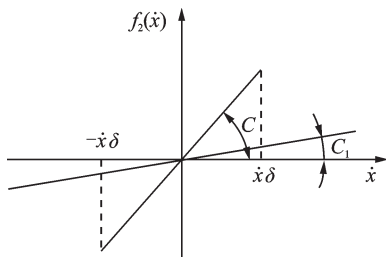


图 9 阻尼示意图

Fig.9 Damping diagram

应用平均法^[15]得出系统的稳态幅频响应方程

$$y = \frac{P_1}{m \sqrt{(U^2 - \nu^2)^2 + 4\nu^2 V^2}} \quad (5)$$

其中

$$U = \frac{1}{2\pi m} \cdot \left[C_1 \left(\phi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\phi_0 \right) + C \left(\pi - \phi_0 - \frac{1}{2} \sin 2\phi_0 \right) \right] \quad (6)$$

$$V = \omega_0 + \frac{K_1 - K}{2\pi m \omega_0} \left[\phi_0 - \frac{1}{2} \sin 2\phi_0 \right] \quad (7)$$

其中： $\phi_0 = \sin^{-1}(\delta/y)$ 。

由式(5)知,它和线性系统强迫振动的解的表达式形式上完全相同, U 和 V 都是振幅 y 的函数。将 ν 解出

$$\nu = \frac{\sqrt{U^2 - 2V^2} \pm \sqrt{(U^2 - 2V^2)^2 - (1 - \lambda^2)U^4}}{1 - \lambda^2} \quad (8)$$

其中： $\lambda = m_0 r / m y_0$ 。

代入系统相应参数,由式(8)可画出一组参数的 y - ν 曲线——幅频特性曲线(如图 10 所示),A-B-C 为振动频率正向增加时的稳定工作区域,C-D 为不稳定工作区域,不可实现,而 D-E 为振动系统从高频降速时的稳定工作曲线。显然本系统应该选择在 B-C 区域并靠近 C 点的区域工作。在该区域不仅振幅较大而且当外界条件变化时,振幅变化较小,设备运行更加平稳。

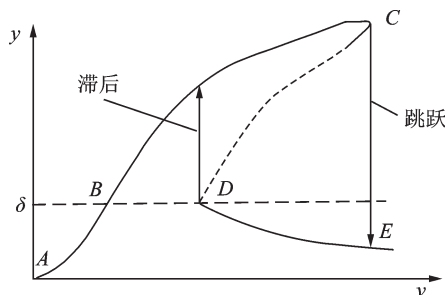


图 10 幅频特性曲线

Fig.10 Amplitude-frequency curve

4 钛合金振动钻孔试验

4.1 钛合金板振动钻孔的试验方案设计

以主轴转速为 n 和进给速度 f 进行钛合金工件钻削试验。试验激振频率为 35 Hz,分别进行普通钻削与振动钻削。低频振动激振装置在加工前开启,等待振动稳定后再进行钻孔过程,具体参数见表 3。试验重复 4 次,每组试验结束更换钻头,获得平均值与误差分布。

表 3 钻削试验参数表

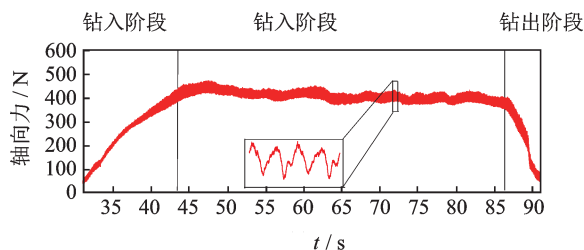
Tab.3 Drilling test parameters

参 数	数值
主轴转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	600
进给速度 $f/(\text{mm}\cdot\text{min}^{-1})$	12
激振频率/Hz	35
加工方式	普通钻削、振动钻削

4.2 振动钻孔过程试验

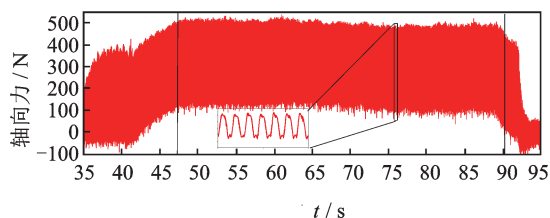
切削中的切削力是切削效率的直接反映。而对于钻孔而言,钻孔的轴向力的大小不仅能反映钻孔的切削效率,更能直接反映断屑效果和钻孔质量。尤其是对于钛合金这类强度高、塑性强、导热率低的航空材料板材,钻孔过程的中轴向力更是重要的控制指标。

钻孔过程一般分为:钻入阶段、中间稳定钻削阶段和钻出阶段等3个阶段。文中通过采集所加工的工件所承受的轴向力来反应钻削过程的切削力,如图11(a)(b)分别为普通钻削和低频振动钻削时,轴向力随时间变化的时间历程。图12为中间稳定钻削阶段的轴向切削力平均值的对比。



(a) 普通钻削实时力

(a) Ordinary drilling real-time forces



(b) 振动钻削实时力

(b) Vibration drilling real-time force

图11 轴向力随时间变化

Fig.11 Thrust force changes with time

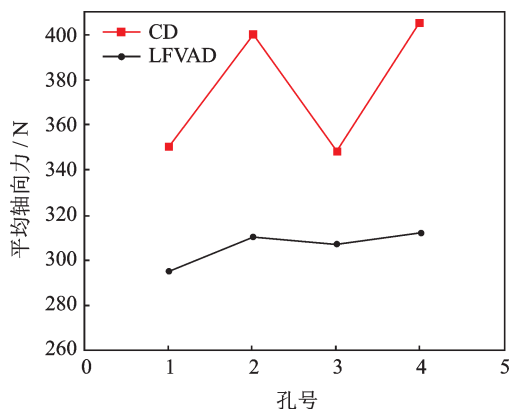
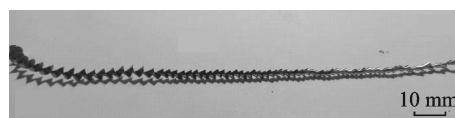


图12 普通钻削与振动钻削平均轴向钻削力

Fig.12 The mean value of CD and LFVAD

图13为普通钻孔与振动钻孔的切屑情况对比。钛合金的韧性高,钻削过程易出现连续切屑,影响制孔质量,因此钻削过程断屑至关重要。普通钻削过程中排出的钛合金切屑为螺旋状连续切屑,如图13(a)所示;在低频振动引入后,原来的螺旋长屑被切断为独立的扇形,如图13(b)所示。



(a) 普通钻削的切屑

(a) The chip of CD



(b) 低频振动辅助钻削的切屑

(b) The chip of LFVAD

图13 钛合金切屑形态

Fig.13 The chip morphology of Ti6AlV

由此可以看出:普通钻削状态下切屑为螺旋形连续长屑,而轴向力幅值的波动较小,平均值较大且平均力在每次钻孔过程中出现较大幅度的离散性;反观引入轴向振动后,不仅切屑由螺旋长屑变成了断屑,其轴向切削力虽然因为碰撞的发生而使得其最大值增大,但平均值却显著降低而且更加平稳。这说明低频振动的引入提高了钻头的切削能力同时实现可靠断屑从而改善排屑,使得钻削过程更加稳定。

5 结束语

笔者搭建了振动钻孔试验台,通过对钛合金的振动钻孔动力学试验发现,该系统存在明显的硬弹簧特性的非线性振动特征,会出现滞后与跳跃等非线性动力学现象。通过动力学建模与试验参数估计,获得了本试验台的关键动力学参数,建立了该系统的动力学模型。对该动力学模型进行了近共振情况下的平均分析,获得的幅频特性曲线与实测结果定性一致,为后续的深入研究奠定了基础。利用该系统在所选定的振动与工艺参数下对钛合金进行了钻孔试验说明:通过恰当的动力学设计,巧妙利用切削过程的非线性可以使振动钻孔过程更平稳、功耗更低而且孔质量更好。

参 考 文 献

- [1] 李亚江,刘坤.钛合金在航空领域的应用及其先进连接技术[J].航空制造技术,2015,58(16):34-37.
LI Yajiang, LIU Kun. Application and advanced connection technology of Ti6Al4V in aviation[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2015, 58(16): 34-37. (in Chinese)
- [2] HINCHCLIFFE M. Characterisation of bond line porosity[D]. Sydney: University of New South Wales, 2008.
- [3] 刘振旺,秦旭达,田利成,等.碳纤维增强复合材料与钛合金钻孔技术研究进展[J].航空制造技术,2016,59(17):71-76.
LIU Zhenwang, QIN Xuda, TIAN Licheng, et al. Research progress of drilling technology of carbon fiber reinforced plastic (CFRP) and titanium alloy[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2016, 59(17): 71-76. (in Chinese)
- [4] 南成根,吴丹,马信国,等.碳纤维复合材料/钛合金叠层钻孔质量研究[J].机械工程学报,2016,52(11):177-185.
NAN Chenggen, WU Dan, MA Xinguo, et al. Study on the drilling quality of carbon fiber reinforced plastic and titanium stacks[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(11): 177-185. (in Chinese)
- [5] 邵振宇,李哲,张德远,等.钛合金旋转超声辅助钻削的钻削力和切屑研究[J].机械工程学报,2017,53(19):66-72.
SHAO Zhenyu, LI Zhe, ZHANG Deyuan, et al. Research on drilling force and chip cutting of titanium alloy rotary ultrasonic assisted drilling [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(19): 66-72. (in Chinese)
- [6] PUJANA J, RIVERO A, CELAYA A, et al. Analysis of ultrasonic-assisted drilling of Ti6Al4V[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2009, 49(6): 500-508.
- [7] PECAT O, BRINKSMEIER E. Low damage drilling of CFRP/titanium compound materials for fastening [J]. Procedia CIRP, 2014, 13: 1-7.
- [8] 杨浩骏,陈燕,徐九华,等.Ti/Al叠层.结构低频振动制孔试验研究[J].航空制造技术,2017,60(1/2):16-21.
YANG Haojun, CHEN Yan, XU Jiuhua, et al. Experimental research on low frequency vibration-assisted hole making of Ti/Al stacked structure [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2017, 60(1/2): 16-21. (in Chinese)
- [9] 姚琦威,陈燕,杨浩骏,等.振幅对低频振动钻削CFRP/钛合金叠层材料的影响[J].航空制造技术,2018,61(6):64-69.
YAO Qiwei, CHEN Yan, YANG Haojun, et al. Influence of amplitude on low frequency vibration drilling CFRP/Titanium alloy stack materials [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2018, 61(6): 64-69. (in Chinese)
- [10] 马利杰,刘贯军,王贵成.轴向振动钻削的断屑机理研究[J].机械设计与制造,2009(2):228-230.
MA Lijie, LIU Guanjun, WANG Guncheng. Study on mechanism of breaking chip of axial vibration drilling [J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(2): 228-230. (in Chinese)
- [11] BISU C, CHERIF M, KNEVEZ J Y. Dynamic analysis of the forced vibration drilling process [J]. Procedia CIRP, 2018, 67: 290-295.
- [12] 侯书军,高晓星,李慨,等.碳纤维复合材料/钛合金叠层板振动辅助钻孔技术[J].南京航空航天大学学报,2018,50(3):295-301.
HOU Shujun, GAO Xiaoxing, LI Kai, et al. Vibration assisted drilling of carbon fiber reinforced plastic and titanium stacks [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2018, 50(3): 295-301. (in Chinese)
- [13] CHANG S S F, BONE G M. Thrust force model for vibration-assisted drilling of aluminum 6061-T6 [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009, 49(14): 1070-1076.
- [14] 陈予恕.非线性振动[M].北京:高等教育出版社,2002:150-160.
- [15] 陈予恕.非线性共振筛振动理论分析与计算[J].天津大学学报,1980,51(1):93-111.
CHEN Yushu. Theoretical analysis and calculation of nonlinear resonance sieve vibration [J]. Journal of Tianjin University, 1980, 51(1): 93-111. (in Chinese)
- [16] 闻邦椿,共振输送机与共振筛的动力学特性及改善其工作性能的措施[J].起重运输机械,1975(Z1):17-31.
WEN Bangchun. Dynamic characteristics of resonance conveyor and resonance screen and measures to improve their working performance [J]. Lifting and Transportation Machinery, 1975(Z1): 17-31. (in Chinese)
- [17] 郑兆昌.机械振动(上册)[M].北京:机械工业出版社,1986:89-100.



第一作者简介:侯书军,男,1963年7月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为振动冲击的利用与控制。曾发表《碳纤维复合材料/钛合金叠层板振动辅助钻孔技术》《南京航空航天大学学报》2018年第50卷第3期)等论文。
E-mail: Shujun.hou@hebut.edu.cn

交通荷载下预制综合管廊受力特性研究^{*}

徐 健, 谢忠球, 吴敬龙

(中南林业科技大学土木工程学院 长沙, 410000)

摘要 为探明交通荷载作用下预制综合管廊受力特性,考虑管廊承插式接口、预应力筋张拉影响,基于管-土非线性相互作用,建立管廊结构三维数值模型。通过现场原型车辆荷载试验对比分析,验证了数值模型有效性。在此基础上,研究了不同车载状态下综合管廊纵向和接口段的力学特性及其变化规律:管廊纵向 Mises 应力分布在各个承插接口处均不连续,峰值出现在中间承插接口处,并逐渐向两端衰减,纵向影响范围大致在加载位置的相邻两节管廊;管廊接口处顶板内侧、左右侧墙外侧以及底板内侧受拉,顶板外侧、左右侧墙内侧、底板外侧受压;承口端的侧墙底部、顶板下侧跨中和插口端的顶板下侧跨中处混凝土为最大拉应力部位。结果表明:管廊结构应力与荷载幅值正相关;加载位置改变对管廊接口处承口端受力影响较明显。

关键词 预制综合管廊;承插式接口;交通荷载;数值模拟;力学特性

中图分类号 TU375; TU435; TH12

引 言

随着海绵城市概念的深入,城市地下综合管廊被广泛应用在各大城市市政工程中。相对于现浇综合管廊,预制综合管廊具有产品施工质量好、周期短、环境污染小等优点^[1],但由于预制管廊需要运输、吊装、拼接,受重量受限,单节长度在 1~3 m,这就意味着预制综合管廊间的接缝较多^[2],而接缝是地下管廊中较薄弱的一环,产生破坏的风险较高,易导致接缝处防水性能以及整体受力性能较弱。在众多关于综合管廊受力学性能的研究成果中,研究对象集中为单个管廊构件^[3-5],或把综合管廊简化一个连续体^[6],并没有考虑到管廊间的接头部位影响。胡翔等^[1]通过试验研究了预制预应力综合管廊接头以及整体结构的受力性能。王鹏宇等^[7]针对采用现浇承插式接口的综合管廊受力性能进行了有限元分析,用非线性弹簧模拟管廊接头,着重研究了接头处的位移应力规律,并得出管廊接头处存在的安全隐患及破坏模式。王复明等^[8]对交通脉冲荷载作用下带承插口结构的排水管道进行了有限元动力响应分析。

本研究依托吉首市综合管廊一期工程 PPP 项目建新东路综合管廊工程,基于土-管廊相互作用,建立考虑承插式接头的综合管廊非线性三维数值有限元模型,通过与现场原型车辆荷载试验数据对比分析,验证有限元模型的有效性,进而研究不同车载

幅值以及不同加载位置的影响下综合管廊纵向和接口段的力学特性。

1 计算模型

1.1 综合管廊结构模型

基于吉首市综合管廊一期工程 PPP 项目建新东路综合管廊工程选取有限元模型中综合管廊模型参数。如图 1 所示,其标准断面净尺寸为 3.0 m ×

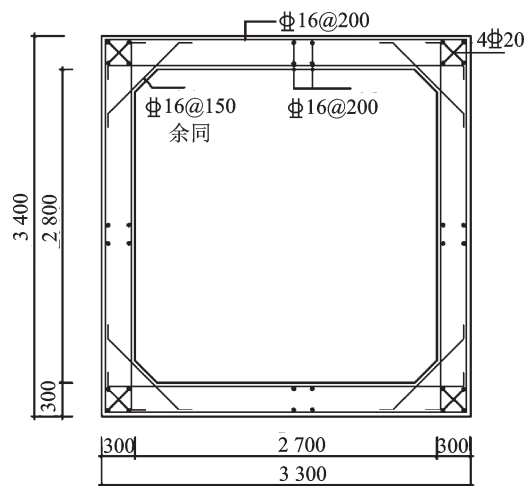


图 1 标准断面配筋图(单位:mm)

Fig. 1 Standard section reinforcement(unit:mm)

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51408617);湖南省省级工程建设新技术与软科学研究计划资助项目(430S00711/2018-42557)

收稿日期:2019-01-27;修回日期:2019-04-16

2.6 m,单节综合管廊纵向长为 3 m,整条综合管廊共 5 节,管廊间采用承插式接头,并在管廊 4 个角点处设置预应力筋,模拟施工过程,对预应力筋施加 100 kN 的预拉力,以此来模拟管廊间的拼接。模型端部 2 节管廊分别为单面插口和承口,综合管廊承插口模型及整体模型分别如图 2,3 所示(P_n 表示第 n 节综合管廊, J_{n-m} 表示相邻第 n 节与第 m 节综合管廊的承插口,余同)。

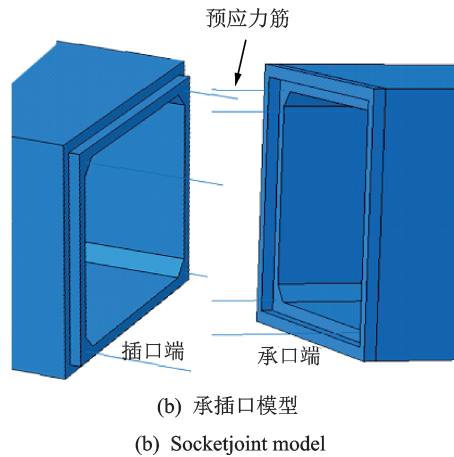
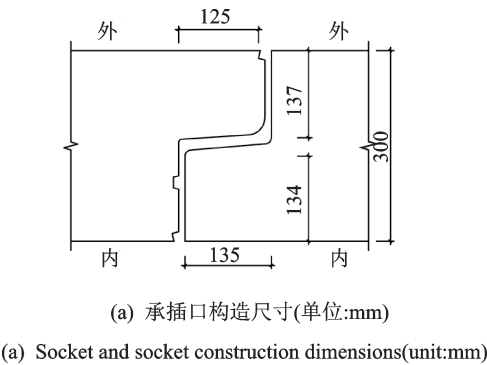


图 2 承插口接头细部图

Fig. 2 Detailed drawings of bell and spigot joint

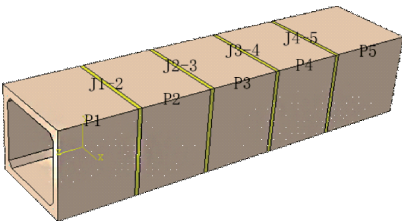


Fig. 3 Finite element model of integrated pipe gallery

管廊材料为钢筋混凝土结构,混凝土等级为 C40,采用 ABAQUS 中混凝土损伤塑性模型。为简化模型,除预应力筋外,此次计算没有直接建立受力钢筋模型,为减少误差,根据图 1 所示的配筋图对管廊的混凝土的弹性模量进行调整,调整公式^[9]为

$$E=E_0+\frac{S_\epsilon E_\epsilon}{S_c} \tag{1}$$

其中: E 为折算后混凝土弹性模量(MPa); E_0 为原 C40 混凝土弹性模量(MPa); S_ϵ 为钢筋的截面积(m^2); S_c 为混凝土截面面积(m^2); E_ϵ 为钢筋弹性模量(MPa)。

调整后混凝土的弹性模量为 32.68 GPa,泊松比为 0.2。

1.2 道路结构及土体模型

三维有限元模型尺寸取纵向×横向×高为 15 m×18 m×16 m,道路结构参考文献[10]进行划分,分为面层、基层、底基层,其均采用线弹性本构模型。填土和路基材料采用 Mohr-Coulomb 弹塑性本构模型,具体参数见表 1。除预应力筋模型采用 T3D2 单元类型划分外,其他模型均采用 C3D8R 单元类型进行划分,整体模型网格如图 4 所示。

表 1 道路结构材料参数

Tab.1 Material parameters of road structure

材 料	厚度/cm	E/MPa	μ	C/kPa	$\varphi/(^\circ)$
沥青混凝土	10	1250	0.3		
ATB-30	12	1000	0.3		
水泥稳定碎石	36	1500	0.25		
石灰土	20	450	0.35		
路堤填土	80	50	0.35	13	21
软土地基		10	0.27	12	26

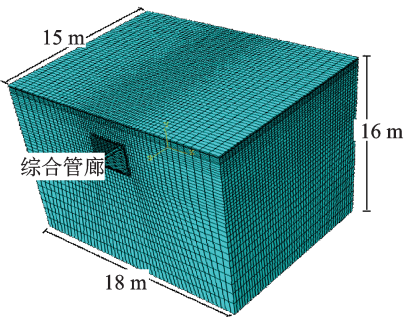


Fig. 4 The mesh of overall structure

1.3 接触模型

本研究考虑综合管廊与土体、综合管廊承插接口处的接触,分别在各自的交界面上设置接触单元,以此来模拟各自间的相互作用。

对于管廊承插接口处的接触,利用预应力钢筋设置初始预应力进行连接,初始预应力为 100 kN,预应力筋与管廊结构间采用嵌入式接触。此外,管

廊接口处考虑法向模型与切向模型,法向模型采用ABAQUS中硬接触,即两个接触面在紧压接触下才能传递法向压力,出现间隙时不传递法向压力;接触面切向作用采用摩擦模型中Penalty算法函数,允许弹性滑移变形,摩擦因数为0.3。

对于管土之间的接触,受土体变形特性及管道刚度影响,管道周边的土体对管道施加土压力的同时,也能增强管道的强度和刚度^[11],考虑法向与切向摩擦模型,根据下列公式^[12]取管土交界面的切向摩擦因数为0.2。

$$\mu = \frac{A}{H/D - B} + C \quad (2)$$

其中: A, B, C 均为拟合参数,与土体的不排水抗剪强度有关; D 为管径; H 为管道埋深。

1.4 车辆荷载模型

现阶段,我国在《城市综合管廊工程技术规范》(GB 50838—2015)中将车辆荷载作用等效为与结构埋深有关的均布静荷载。实际上由于路面或桥面不平顺激励作用和车速的影响,车辆荷载表现为一个多点随机振动系统^[13-14]。

Hyodo等^[15]曾通过现场试验得到了交通荷载作用下的竖向土压力,就地基中某一点而言,竖向土压力的波形,可采用半波正弦加载曲线来描述。

本研究加载方式采用半波正弦幅值曲线模拟车辆荷载作用,单次加载时间为0.5 s。在管廊正上方路面施加一组车辆双轮轴载 P ,为了便于划分网格,将轮压当量圆等效为0.3 m×0.2 m的矩形。

2 数值分析与现场原型试验对比

2.1 现场原型试验简介

现场实测可以真实了解场地结构的振动规律,并为理论分析和数值模拟提供验证依据,在实际中常被采用^[16]。本次综合管廊现场原型试验场地位



图5 现场原型试验

Fig.5 Field prototype test

于湖南省吉首市,测试地点位于G209国道K6+500以北路段,管廊位于道路旁人行车道下,道路右侧红线内。加载车辆前轴为单轴单轮组,后轴为双轴双轮组,车辆总质量为30 t,其中前轴单轴占总质量1/3,后轴双轴占总质量2/3。

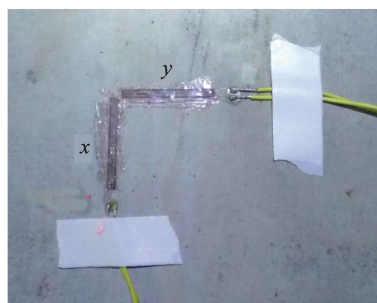
2.2 测点及传感器布置

该段综合管廊测试断面共布置4个测点,分别位于左侧墙中部、左上腋角处、顶板跨中处、右侧墙中部,在各个测点分别设置 x 方向(管廊截面方向)和 y 方向(管廊纵向)电阻式应变感应器(型号为BX120-5AA),共计8个,具体如图6所示。



(a) 测点布置

(a) Layout of measuring points



(b) 传感器

(b) Sensors

图6 测试断面

Fig.6 Test section

2.3 测试结果

为验证数值模型的可靠性,提取现场原型试验结果各测点应力峰值数据,与数值计算结果进行对比分析,绘制出各测点沿管廊截面环向路径应力对比曲线如图7所示,其中横坐标为管廊截面环向路径,从左侧墙底部顺时针经腋角、顶板至右侧墙底部,纵坐标为测点应力(受拉为正)。

从图7(a)(b)可以看出,本研究建立的三维数值模型计算结果与现场原型车载试验结果的应力分布规律较为吻合,均表现为左右侧墙及腋角部位受压,顶板跨中处受拉;沿着管廊截面环向路径,两侧墙中部沿着侧墙高度至腋角部位,压应力逐渐减小,

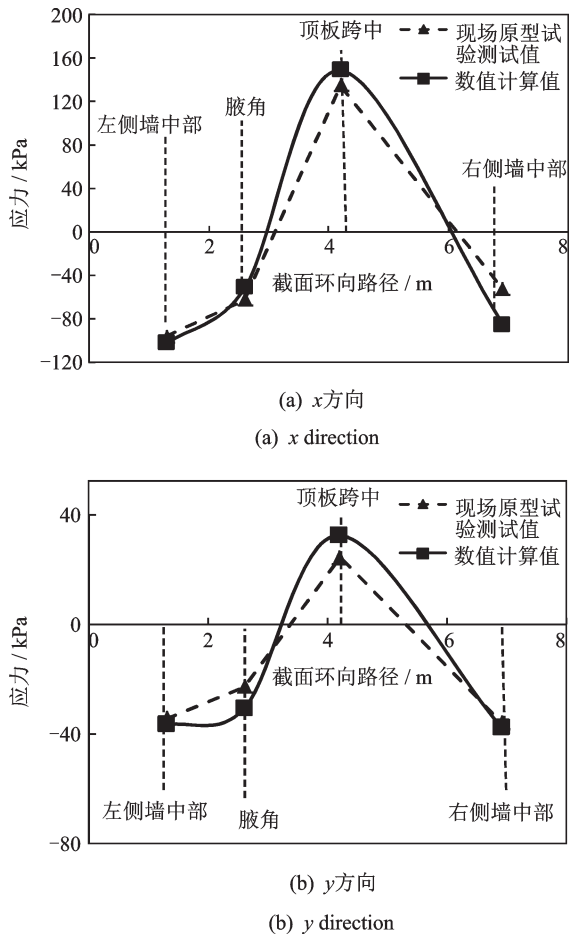


图 7 管廊应力分布曲线
Fig.7 Stress distribution curve of pipe gallery

从腋角部位至顶板跨中,受拉区出现,且拉应力迅速增大,至顶板跨中处出现拉应力峰值,顶板跨中处 x 方向拉应力峰值有限元计算为 148.1 kPa,现场试验值为 134.1 kPa,两者较为接近,有限元计算值略大于现场测试值。此外,车辆荷载作用对管廊 x 方向应力影响远大于 y 方向应力,两种计算方式均表现出这一特点。

综上所述,有限元模拟值与现场试验值的数据在管廊各测点的应力分布中较为吻合,说明该三维有限元数值模型可以较好地反应车辆荷载下管廊的受力响应规律,从而可运用该模型进一步分析车辆荷载作用下管廊各方面的受力规律。

3 不同荷载幅值下综合管廊接口段受力性能分析

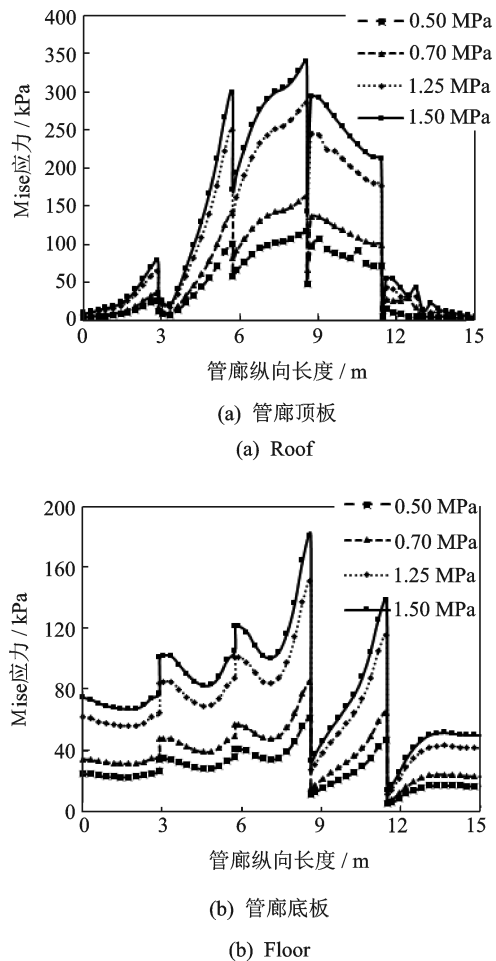
考虑目前交通运输的主体已经成为单轴超过 10 t,双轴超过 18 t,三轴超过 22 t 的重载车辆,这些重载车辆经过综合管廊尤其是浅埋综合管廊时,其对路面的压力会对综合管廊造成较大影响。根

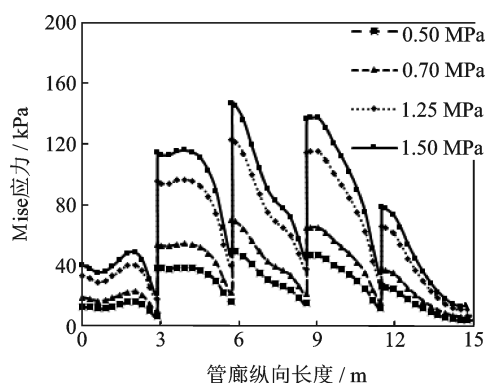
据 GB1589—2016《道路车辆外廓尺寸、轴荷及质量限值》中对车辆质量的规定,本节中取接地轮压分别为 0.50,0.70,1.25 及 1.50 MPa 的幅值为研究对象,对于车辆轴载 P 分别为 7,10,18 及 20 t。综合管廊埋深 2.0 m,车辆荷载作用在管廊 P_3 中部正上方。

3.1 综合管廊纵向受力分析

为研究不同车辆荷载幅值作用下管廊各个部位纵向受力性能,在管廊顶板、管廊底板、管廊左侧分别沿纵向方向拾取一条路径,其各部位的 Mises 应力纵向分布曲线如图 8 所示(Mises 应力为米塞斯应力,是基于剪切应变能的一种等效应力)。

由图 8 可以看出,管廊顶板、底板、左侧壁的 Mises 应力沿纵向分布呈现中间高、两边低的变化,管廊 P_2, P_3, P_4 的 Mises 应力明显高于两端的 P_1, P_5 管廊,且随着荷载幅值从 0.50 MPa 增大到 1.50 MPa,中部管廊 P_2, P_3, P_4 的 Mises 应力峰值增加显著,而端部的管廊 P_1, P_5 的 Mises 应力则无太明显的增加,这说明车辆荷载对综合管廊的纵向影响范围大致为相邻 1 节管廊的长度(即中部 3 节管廊)。此外,管廊顶





(c) 管廊左侧壁
(c) Left wall

图8 不同车辆荷载幅值作用下管廊各部位 Mises 应力纵向分布曲线

Fig.8 The Mises stress curve of the roof, floor and left wall under different amplitude traffic load

板处的 Mises 应力明显高于管廊底板和管廊左侧,说明车辆荷载对于综合管廊顶板的影响比顶板、侧壁更大。

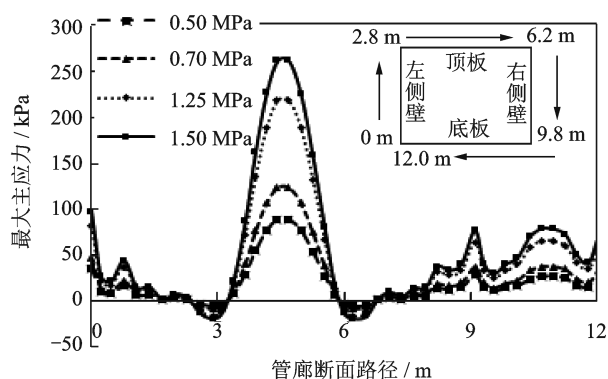
虽然荷载作用在管廊 P_3 中部的正上方(即整体模型的中间),但综合管廊各部位的 Mises 应力沿纵向分布却并不是关于纵向中心(即横坐标 7.5 m 位置)完全对称,尤其在相邻管廊间的各个接口处 J_{1-2} , J_{2-3} , J_{3-4} , J_{4-5} (对应横坐标 3.0, 6.0, 9.0 及 12.0 m)的 Mises 应力不连续,均有明显的应力突变,且随着荷载幅值的提高,各个接口处的突变值也相应增加。单节管廊的 Mises 应力最大值均位于端部的承插口处,整体模型 Mises 应力最大值出现在 J_{3-4} 接口处,并非是管廊 P_3 的中央,这与管廊接口构造设计形式有关,由于管廊是左端承口,右端插口的特殊构造,使得整体管廊在纵向并不对称。

3.2 综合管廊承插接口段受力分析

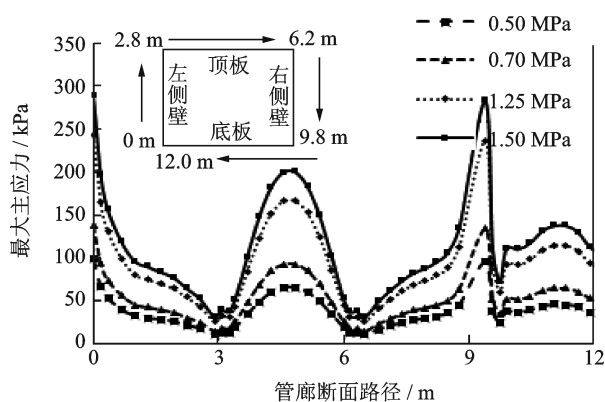
为了研究管廊承插接口处的受力性能,取 J_{3-4} 承插口处,分别在承口端和插口端沿环向断面方向拾取一条路径,其不同荷载幅值作用下管廊承插口处最大主应力分布曲线如图 9(a,b)所示。

由图 9 可知,在车辆荷载的作用下,管廊的受压区主要集中在顶板上侧、底板下侧以及左右侧墙的内侧。而在管廊的承插口处,除了插口端的左右侧墙与顶板交界处受压外,其余主要部位均受拉。由于考虑到混凝土材料抗拉与抗压性能的明显差异,故主要分析受拉区的规律。

从图 9 看出,车辆荷载的作用下,综合管廊顶板内侧、左右侧墙外侧以及底板内侧受拉,顶板外侧、



(a) 插口端
(a) Spigot joint



(b) 承口端
(b) Bell joint

图9 不同车辆荷载幅值作用下管廊承插口处最大主应力分布曲线

Fig.9 The max principal stress curve of the bell and spigot under different amplitude traffic load

左右侧墙内侧、底板外侧受拉,整个综合管廊受力变形呈现顶板、底板往内侧凹,左右侧墙往外侧凸的变形趋势。考虑到混凝土材料抗拉与抗压性能的明显差异,拾取的管廊截面路径主要为管廊的受拉部位,故主要分析综合管廊受拉区的规律。

由图 9(a)可知,综合管廊接口部位插口端截面的受力规律为:沿着截面路径,左右侧墙拉应力从底部至顶部逐渐减小,在侧墙与顶板交界处(即腋角部位)拉应力出现最低值;沿着顶板两侧至跨中部位,拉应力急剧上升,在跨中处达到拉应力最大值。综合管廊接口部位插口端左右侧墙应力基本关于顶板中央对称,各部位最大主应力随着荷载幅值而增大,其中顶板处最大主应力随荷载幅值增长而变化的幅度最为显著。

由图 9(b)可知,综合管廊接口部位承口端截面的受力规律较为相似,承口端左右侧墙应力关于顶板中央基本对称,各部位最大主应力随着荷载幅值

而增大,其中顶板处、作用侧墙底部的最大主应力随荷载幅值增长而变化的幅度较为显著。

综上,综合管廊接口处的承口端和插口端截面应力变化规律较为一致,均表现为从侧墙底部至顶部,拉应力逐渐较小,在腋角处为最低,顶板两侧至跨中拉应力快速增长。但承口端和插口端截面应力明显不同之处在于,承口端截面各部位的最大主应力值基本均大于插口端截面,插口端截面最大主应力出现在顶板下侧跨中部位,荷载幅值为 1.50 MPa 时,拉应力达到了 264.3 kPa。而承口端截面最大主应力峰值出现在侧墙的底部,荷载为 1.50 MPa 时,其值达到 286.2 kPa。在实际工程设计及施工中应引起注意。

4 不同车辆荷载作用位置下综合管廊口段受力性能分析

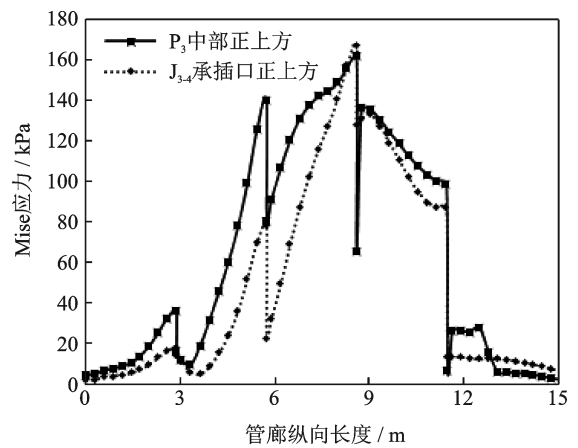
由上述分析可知,荷载作用在管廊 P_3 中部正上方时,承插口处是管廊纵向 Mises 应力最大的部位。为进一步分析车辆荷载加载位置的对于管廊接口处受力性能的影响,本节将荷载位置调整为承插口 J_{3-4} 的正上方,管廊埋深为 2.0 m,荷载幅值为 0.70 MPa。

4.1 综合管廊纵向受力分析

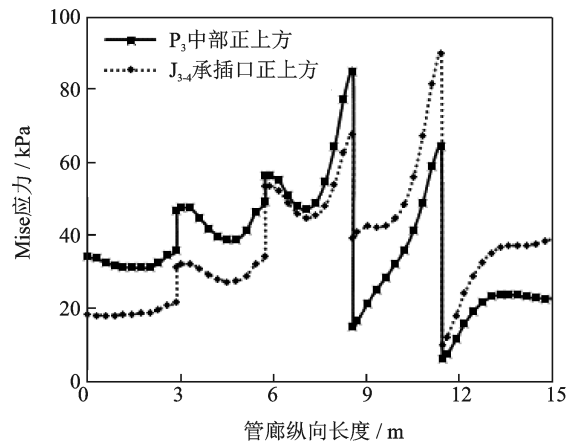
为研究不同车辆荷载施加位置作用下管廊各个部位纵向受力性能,在管廊顶板、管廊底板、管廊左侧分别沿纵向方向拾取一条路径,其各部位的 Mises 应力纵向分布曲线如图 10 所示。

由图 10 可知,当车辆荷载作用位置调整到承插口 J_{3-4} 正上方时,管廊顶板处纵向 Mises 应力最大值出现的位置并未发生变化,仍是位于承插口 J_{3-4} 处,与荷载作用位置在 P_3 中部正上方时一致,这说明车辆荷载作用下,综合管廊承插口接头处是管廊纵向受力最大的部位,与纵向加载位置无关。这可能是因为综合管廊是长条状构筑物,纵向尺寸远大于横向尺寸所致,使得其在纵向接头处受力最为明显。

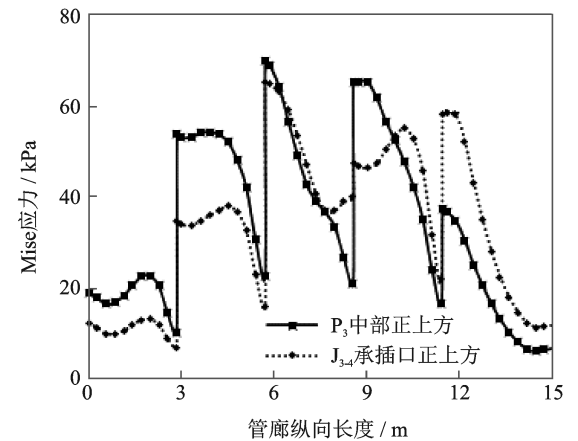
此外,管廊顶板、底板、左侧墙的纵向 Mises 应力分布大致仍呈现中间高、两端低,从 J_{3-4} 承插口处向两端逐渐衰减的规律,但其各部位 Mises 应力值几乎均低于加载位置在 P_3 管廊正上方时的工况,可见当荷载作用位置调整到承插口 J_{3-4} 正上方时,Mises 应力向两侧衰减的更明显,车辆荷载的纵向影响范围缩小到了 J_{3-4} 承插口的相邻两节管廊 P_3, P_4 。在各个承插口接口处仍



(a) 管廊顶板
(a) Roof



(b) 管廊底板
(b) Floor



(c) 管廊左侧壁
(c) Left wall

图 10 不同加载位置下管廊各部位 Mises 应力纵向分布曲线
Fig.10 The Mises stress curve of the roof, floor and left wall under different traffic load location

然是应力高度不连续,有明显的应力突变,这与加载位置在 P_3 管廊正上方时一致,不再赘述。

4.2 综合管廊承插接口端受力分析

为分析车辆荷载加载位置对承插接口端受力性能的影响,绘制其断面最大主应力分布对比曲线如图11所示。

由图11(a)可知,当车辆荷载作用位置调整到承插口 J_{3-4} 正上方时,承口端断面受力分布与加载位置在 P_3 管廊正上方时几乎一致。由图11(b)可知,车辆荷载加载位置从管廊 P_3 中部调整至 J_{3-4} 承插接口处后,综合管廊接口部位承口端截面的受力变化明显,较于加载位置位于管廊 P_3 中部时,增加了73.16%,左右侧墙底部的拉应力则明显减少。这是因为当加载位置位于承插口 J_{3-4} 正上方,荷载传递至路基土体挤压管廊顶板接口处,导致插口端顶板挤压承口端顶板,使得承口端和插口端最大拉应力部位都出现在顶板跨中处。而承插口顶板相互挤压的同时,会

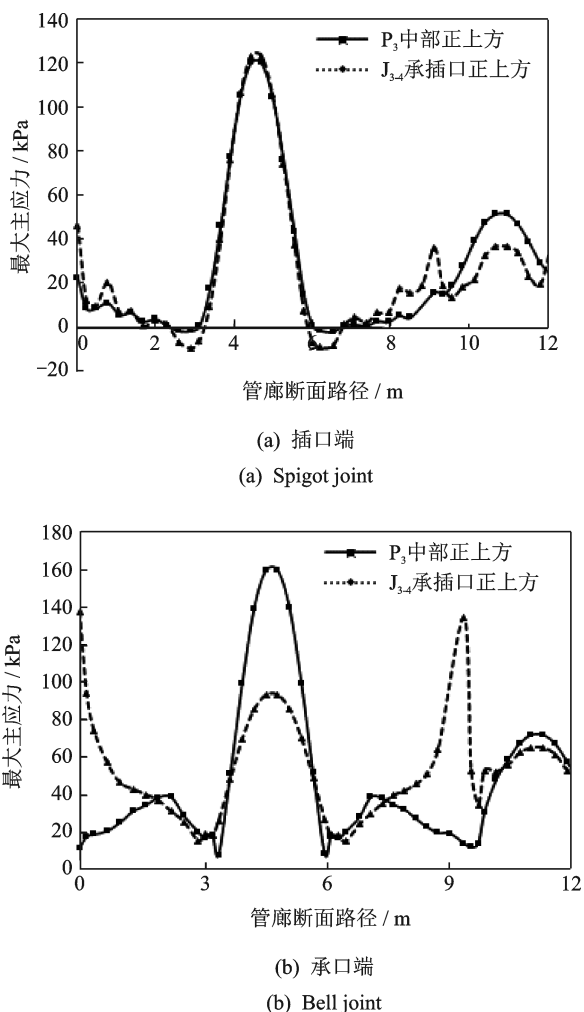


图11 不同加载位置管廊承插口端最大主应力Mise应力云图

Fig.11 The max principal stress curve of the bell and spigot under different amplitude traffic load

使得管廊下端接口处有一个相互分离的趋势,从而导致承口端侧墙底部的应力明显减小。

5 结 论

1) 综合管廊纵向Mise应力分布在各个承插接口处不连续,峰值位于 J_{3-4} 承插接口处,逐渐向两端衰减,纵向影响范围大致在加载位置的相邻两节管廊。

2) 综合管廊接口处顶板内侧、左右侧墙外侧以及底板内侧受拉,顶板外侧、左右侧墙内侧、底板外侧受拉,整个截面受力变形呈现顶板、底板往内侧凹,左右侧墙往外侧凸的变形趋势。

3) 承口端和插口端截面应力分布规律表现为从侧墙底部至顶部,拉应力逐渐较小,在腋角处为最低,顶板两侧至跨中拉应力快速增长。插口端截面最大拉应力出现在顶板下侧跨中部位,承口端截面最大拉应力出现在侧墙的底部,在工程设计及施工中应引起注意。

4) 管廊纵向Mise应力及承插接口处的最大主应力与荷载幅值正相关,荷载作用位置对承口端受力分布影响较为明显,加载位置从管廊中部正上方调整到承插口正上方时,承口端顶板跨中拉应力增大了73.1%。

参 考 文 献

- [1] 胡翔,薛伟辰. 预制预应力综合管廊受力性能试验研究[J]. 土木工程学报, 2010, 43(5): 29-37.
HU Xiang, XUE Weichen. Experimental study on mechanical properties of prefabricated pre-stressed composite pipe gallery [J]. China Civil Engineering Journal, 2010, 43(5): 29-37. (in Chinese)
- [2] 曹生龙. 预制装配化混凝土箱涵的研制[J]. 混凝土与水泥制品, 2007(1): 33-37.
CAO Shenglong. Development of prefabricated and assembled concrete box culvert [J]. China Concrete and Cement Products, 2007 (1): 33-37. (in Chinese)
- [3] 魏奇科,王宇航,王永超,等. 叠合装配式地下综合管廊节点抗震性能试验研究[J]. 建筑结构学报, 2019, 40(2): 246-254.
WEI Qike, WANG Yuhang, WANG Yongchao, et al. Experimental study on aseismic performance of composite assembled underground pipe gallery joints [J]. Journal of Building Structures, 2019, 40 (2): 246-254. (in Chinese)
- [4] 彭真,何庆峰. 综合管廊受力性能足尺试验[J]. 中国科技论文, 2017, 12(13): 1445-1451.
PENG Zhen, HE Qingfeng. Full-scale test of mechan-

- cal performance of comprehensive pipe gallery [J]. China Science Paper, 2017, 12 (13): 1445-1451.(in Chinese)
- [5] 王灵仙,崔锡虎,王新玲.基于ABAQUS的某地下综合管廊主体结构受力性能分析[J].结构工程师,2017,33(5):28-35.
WANG Lingxian, CUI Xihu, WANG Xinling. Mechanical analysis of the main structure of an underground comprehensive pipeline gallery based on ABAQUS [J]. Structural Engineers, 2017, 33(5): 28-35.(in Chinese)
- [6] 施有志,孙爱琴,林树枝,等.地下综合管廊土-结构接触面参数对地震动力响应的影响数值分析[J].地震工程学报,2017,39(5):811-819.
SHI Youzhi, SUN Aiqin, LIN Shuzhi, et al. Numerical analysis of the influence of soil-structural interface parameters on seismic dynamic response [J]. China Earthquake Engineering Journal, 2017, 39(5): 811-819.(in Chinese)
- [7] 王鹏宇,王述红.现浇管廊接头力学行为数值模拟与分析研究[J].东北大学学报(自然科学版),2018,39(12):1788-1793.
WANG Pengyu, WANG Shuhong. Numerical simulation and analysis of mechanical behavior of cast-in-situ pipe gallery joints [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2018, 39(12): 1788-1793.(in Chinese)
- [8] 王复明,方宏远,李斌.交通荷载作用下埋地承插口排水管道动力响应分析[J].岩土工程学报,2018,40(12):2274-2280.
WANG Fuming, FANG Hongyuan, LI Bin. Dynamic response analysis of underground socket drainage pipeline under traffic load [J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 2018, 40(12): 2274-2280.(in Chinese)
- [9] 黄昌富,高永涛.既有地铁荷载对北京地下直径线开挖地表沉降影响[J].岩石力学与工程学报,2009,28(S1):3221-3225.
HUANG Changfu, GAO Yongtao. Effects of existing subway load on surface settlement of Beijing underground diameter line excavation [J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2009, 28(S1): 3221-3225.(in Chinese)
- [10] 孙吉书,梅林健,杨辉.施工车辆荷载对低路堤软土地基的影响深度分析[J].河北工业大学学报,2018,47(4):93-97.
SUN Jishu, MEI Linjian, YANG Hui. Deep analysis of influence of construction vehicle load on soft soil foundation of low embankment [J]. Journal of Hebei University of Technology, 2018, 47(4): 93-97.(in Chinese)
- [11] 刘全林,杨敏.地理管与土相互作用分析模型及其参数确定[J].岩土力学,2004(5):728-731.
LIU Quanlin, YANG Min. Analysis model of interaction between buried pipe and soil and determination of its parameters [J]. Rock and Soil Mechanics, 2004 (5): 728-731.(in Chinese)
- [12] WANG J, YANG Z. Axial friction response of full-scale pipes in soft clays [J]. Applied Ocean Research, 2016, 59: 10-23.
- [13] 桂水荣,张政韬.桥面不平引起车桥系统随机振动车速因素分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(6):1223-1228.
GUI Shuirong, ZHANG Zhengtao. Analysis of vehicle speed factor of vehicle-bridge system random vibration caused by uneven bridge deck [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1223-1228.(in Chinese)
- [14] 桂水荣,陈水生.基于路面一致激励车桥耦合非平稳随机振动分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(5):908-915.
GUI Shuirong, CHEN Shuisheng. Non-stationary random vibration analysis of vehicle-bridge coupling based on road consistent excitation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(5): 908-915.(in Chinese)
- [15] HYODO M, YASUHARA K. Analytical procedure for evaluation pore-water and deformation of saturated clay ground subjected to traffic loads [C] // Proceedings of the 6th International Conference on Numerical Methods in Geomechanics. Innsbruck, Austria: [s. n.], 1988: 653-658.
- [16] 黄强,姚湘静,黄宏伟,等.地铁运行时轨道-隧道-地层振动实测与分析[J].振动、测试与诊断,2018,38(2):260-265.
HUANG Qiang, YAO Xiangjing, HUANG Hongwei, et al. Measurement and analysis of track-tunnel-stratum vibration during metro operation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(2): 260-265.(in Chinese)



第一作者简介:徐健,男,1994年1月生,硕士。主要研究方向为地下的综合管廊受力性能。曾发表《车辆荷载下预制综合管廊变形影响分析》(《建筑结构》2019年第S1期)等论文。
E-mail: tmaclala123@163.com

通信作者简介:谢忠球,男,1964年11月生,博士、教授、硕士生导师。主要研究方向为岩土工程、工程物探等。
E-mail: v13973179389@163.com

基于协整理论的滚动轴承退化特征提取^{*}

李耀龙^{1, 2}, 李洪儒¹, 王冰³, 于贺¹

(1. 陆军工程大学导弹工程系 石家庄, 050003) (2. 西北核技术研究所 西安, 710024)

(3. 上海海事大学物流工程学院 上海, 201306)

摘要 通过分析滚动轴承全寿命数据均方根(root mean square, 简称 RMS)和样本熵的演化规律, 发现两特征间存在一定的协整关系, 提出了一种基于协整理论的滚动轴承退化特征提取方法。将不同的滚动轴承全寿命数据统一起来, 得到具有一致性的演变过程。采用多组滚动轴承全寿命数据进行实例分析, 验证了该方法所提特征的优势, 深入研究了所提特征具有两段性和一致性的原因。通过分析看出, 相对于 RMS 和样本熵, 所提出特征在非平稳阶段的单调性更好。对比了协整融合和常用融合算法的不同, 分析结果表明, 所提特征具有良好的两段性与一致性, 具有更好的故障预测能力。

关键词 滚动轴承; 协整理论; 退化特征; 趋势预测

中图分类号 TH133.33; TP806⁺.3

引言

滚动轴承是旋转机械中的重要零部件之一, 起到支撑机械旋转体、降低摩擦力的作用, 同时也是旋转机械中最为广泛且最易失效的零部件之一。在当前针对滚动轴承的分析研究中, 一方面集中在故障诊断领域^[1], 另一方面致力于轴承的故障预测研究。通过开展滚动轴承的全寿命试验, 提取退化特征, 分析其性能退化的规律, 最后实现故障预测^[2]。

有效的退化特征是实现预测的前提, 许多综述对滚动轴承的退化特征进行了分类和总结。Lei 等^[3]将退化特征分成两类: ①具有物理意义的特征, 该类特征一般运用统计学和信号处理方法提取, 包括常用的统计学特征、时域频域特征等; ②虚拟特征, 该类特征主要是通过融合算法得到。文献[4-5]将退化特征分为时域特征、频域特征和时频域特征等 3 类。然而, 传统的退化特征缺乏一致性趋势, 即不同的全寿命数据由于自身退化过程不同, 其特征往往具有个性, 不同全寿命数据的相同特征之间往往不具有一致的退化趋势。寻找不同全寿命数据间的相似或一致的变化规律, 对建立退化模型具有重要意义^[6], 同时也对深入挖掘滚动轴承退化过程的机理具有重要参考价值。

在以往的特征分类中包含了两小类传统的退化特征: ①具有上升趋势的能量特征, 以 RMS 为典型, RMS 以其良好的性能被广泛应用于轴承的退化状

态识别和剩余寿命预测中^[7]; ②具有下降趋势的复杂度特征, 例如近似熵、样本熵及排列熵等。在研究过程中, 可以发现能量特征和复杂度特征存在反向同步性, 因此, 推断二者可能存在协整关系。

基于以上分析, 笔者在对能量特征和复杂度特征的分析基础上, 拟将协整理论引入到滚动轴承的预测特征提取中。对能量特征和复杂度特征中的特征代表进行协整分析, 并提取基于协整理论的滚动轴承退化特征。在此基础上, 采用多组全寿命试验数据集, 对所提特征的性能进行验证。

1 协整理论

通常, 可以采用单位根检验来判断时间序列的平稳性, 当存在单位根时, 时间序列是非平稳的。ADF(augmented dickey-fuller)检验是常用的单位根检验法^[8]。时间序列若经过 $d-1$ 阶差分仍不平稳, 经过 d 阶差分才平稳, 称该序列是 d 阶单整的, 记作 $I(d)$ 。

Engle 等^[9]给出了协整的定义: 由 n 组的 d 阶单整序列组成的向量 $\mathbf{y}_t = [y_{1t}, y_{2t}, \dots, y_{nt}]^T$, 如果存在一个向量 $\boldsymbol{\beta} = [\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n]$ 使得线性组合 $\beta y_t = \beta_1 y_{1t} + \beta_2 y_{2t} + \dots + \beta_n y_{nt}$ 是 $d-b$ 阶单整, 其中 $b > 0$, 那么认为 $\mathbf{y}_t = [y_{1t}, y_{2t}, \dots, y_{nt}]^T$ 是 (d, b) 阶协整, 记为 $\mathbf{y}_t \sim CI(d, b)$, 向量 $\boldsymbol{\beta}$ 称为协整向量。常见的协整关系为 $CI(1, 1)$ 。协整意味着单整序列之间存在

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51541506)

收稿日期: 2018-07-20; 修回日期: 2019-04-04

长期稳定的均衡关系,或者说存在特定的内在均衡机制在维持着单整序列间的长期稳定关系。协整检验的常用方法有E-G(engle-granger)检验法和Johansen检验法^[8]。E-G检验法较为简单,适用于二组向量的协整检验。笔者采用E-G检验法。在进行E-G检验法之前,首先要确定待检验时间序列的单整阶数,可以通过ADF检验来确定。

2 能量特征与复杂度特征

2.1 能量特征

能量特征反映的是轴承在运行过程中的能量变化,式(1)列举了常见的能量特征。 $E_1 \sim E_7$ 分别为方根幅值、均方根值、绝对均值、峰峰值、最大值、最小值和频谱平均值。为了方便,在最小值前加了一个负号,使其为正。

$$\begin{cases} E_1 = X_r = \left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sqrt{|x_i|} \right]^2 \\ E_2 = X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_i^2} \\ E_3 = \mu_{|x|} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |x_i| \\ E_4 = X_{p-p} = \max(x_i) - \min(x_i) \\ E_5 = \max\{|x_i|\} \\ E_6 = -\min\{x_i\} \\ E_7 = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K s(k) \end{cases} \quad (1)$$

这里给出上述特征是能量特征的原因。简单来说,可以把每一个振动点的振动简化成简谐运动,其

位移符合 $x = A \cos(\omega t + \varphi)$, 假定振动点的质量为 m , 那么其动能为

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m \omega^2 A^2 \sin^2(\omega t + \varphi) = \frac{1}{2} k A^2 \sin^2(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

其势能为

$$E_p = \frac{1}{2} k x^2 = \frac{1}{2} k A^2 \cos^2(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

振动点的总能量为

$$E = \frac{1}{2} k A^2 \sin^2(\omega t + \varphi) + \frac{1}{2} k A^2 \cos^2(\omega t + \varphi) \quad (4)$$

振动点的能量与振幅的平方成正比。不同的振幅反映的是不同的能量。上述7个特征都代表着某种具有物理意义的振幅。以常用的美国IMS中心的全寿命试验数据集中失效模式为外圈故障的Bearing2-1为例,将其能量特征绘制如图1所示。从图1可以看出,几种能量特征的走势相似。通过ADF检验可以得到 E_1, E_2, E_3 和 E_7 为 $I(2)$; E_4, E_5, E_6 为 $I(1)$ 。根据定义,同阶单整才可以进行E-G协整检验,在显著性水平为0.1的条件下, E_1, E_2, E_3 之间具有协整关系; E_4, E_5, E_6 之间具有协整关系。也就是说, $E_1 \sim E_3$ 具有相同的变化趋势, $E_4 \sim E_6$ 具有相同的变化趋势。 E_7 虽代表着某种能量特征,但与RMS之间在当前显著水平下不具有协整关系,原因在于 E_7 在求取的过程中存在傅里叶变换,而傅里叶变换本身存在混叠、泄漏等问题。 $E_4 \sim E_6$ 表征了每组信号的极值,稳定性较差;而 $E_1 \sim E_3$ 表征了每组信号的平均能量,稳定性较强。因此,可以选择 $E_1 \sim E_3$ 中的任意一个特征代表能量特征。因RMS在工业上应用广泛,故选择其作为能量特征的代表。

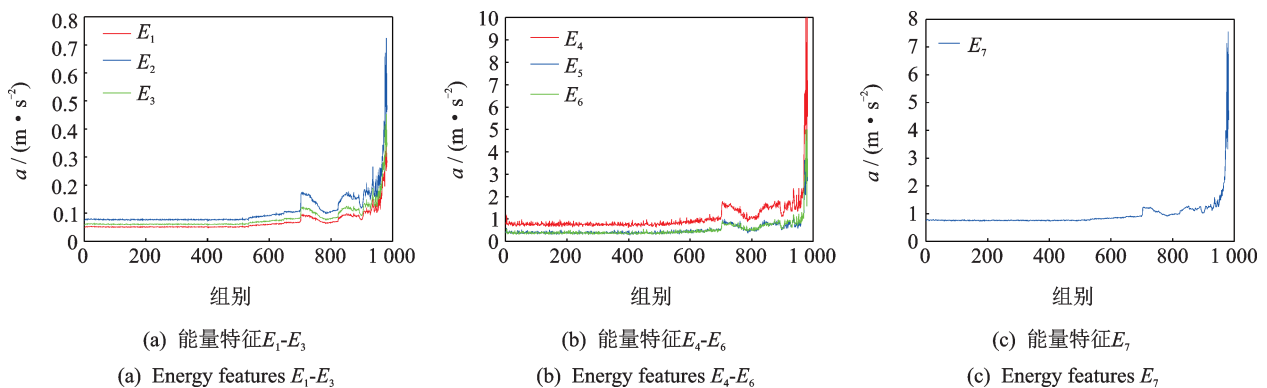


图1 IMS中心数据集Bearing2-1的能量特征

Fig.1 The energy features of Bearing2-1 of IMS center

2.2 复杂度特征

复杂度特征能反映信号的复杂程度。常用的复

杂度特征有近似熵、样本熵、模糊熵、香农熵、排列熵及L-Z复杂度等。其计算方法及参数设置详见文献[10-15]。为了测试各个复杂度的性能,在其计算过

程中,相同的参数将设为一致,以减少参数对结果的影响。表 1 列出了复杂度的参数选取,其中相似容限均取 0.2 倍信号标准差。香农熵在计算时要对数据进行划分,设置极值间划分为 50 个区间。排列熵在计算过程中与香农熵相近,其嵌入维数与样本熵和近似熵不同,排列熵的嵌入维数越大,越准确,但耗时更长,经考虑将排列熵的嵌入维数设置为 6。

表 1 复杂度的参数选取		
Tab.1 The selection of complexities' parameters		
复杂度	参 数	数 值
近似熵	嵌入维数 m	2
	相似容限 r	0.2 倍标准差
	延迟时间 τ	1
样本熵	嵌入维数 m	2
	相似容限 r	0.2 倍标准差
	延迟时间 τ	1
模糊熵	嵌入维数 m	2
	相似容限 r	0.2 倍标准差
	模糊隶属度 w	2
香农熵	延迟时间 τ	1
	划分区间	50
排列熵	嵌入维数 m	6
	延迟时间 τ	1
L-Z 复杂度	粗粒化划分准则	中位数

为了测试复杂度的性能,设置一个仿真信号,为 $S(t)=X(t)+e(t)$,其中: $X(t)$ 为 正 弦 信 号,有 $X(t)=\sin(2\pi\times 10t)$; $e(t)$ 为 附 加 高 斯 白 噪 声。采样频率为 10 000 Hz,采样时间 1 s。通过改变噪声的强度进而改变信噪比,观察仿真信号复杂度的变化如图 2 所示。理论上,复杂度随着噪声的增加应该增强。可以看出,香农熵与排列熵并不完全单调,说明二者的性能不太好。

为了进一步测试性能,需采用更一般的信号对复杂度进行测试。Logistic 模型是典型的非线性系统,该模型中包含大量的周期和混沌信号,周期信号的复杂度应为 0,混沌信号的复杂度应较高。图 3 给出了 $2.5<\mu<4$ 时的 Logistic 模型结果以及对应的最大 Lyapunov 指数 (the largest Lyapunov exponent, 简称 LLE)。LLE 可以反映所出信号的复杂程度, $LLE<0$ 时表明信号是周期信号; $LLE=0$ 时为分岔点; $LLE>0$ 时表明信号为混沌信号。将 6 种复杂度带入 Logistic 模型中,其结果如图 4 所示。

可以看出,香农熵和排列熵对周期信号的衡量

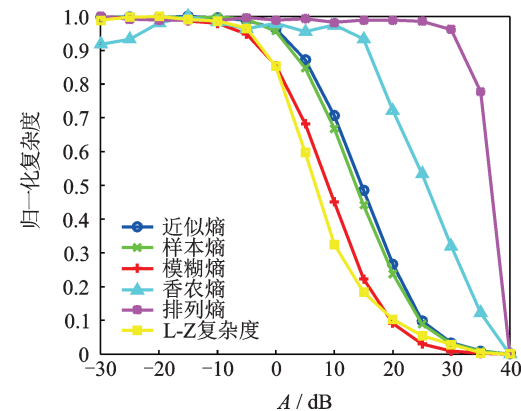


图 2 仿真信号的复杂度随 SNR 变化的曲线
Fig.2 The curve of six complexities versus SNRs

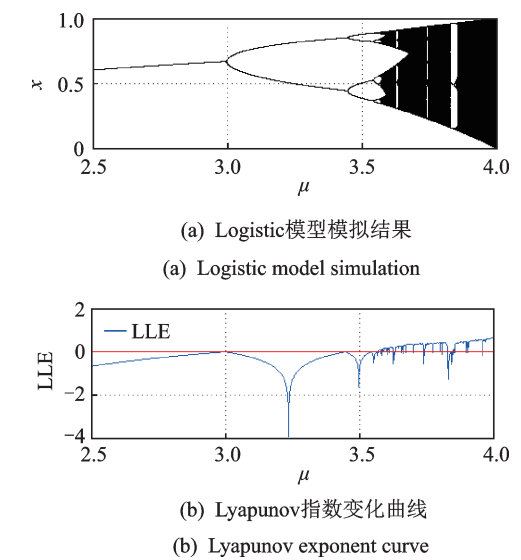


图 3 Logistic 模型及其 LLE
Fig.3 The Logistic map and its LLE

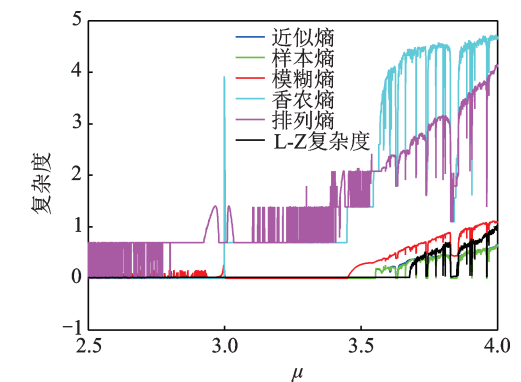


图 4 6 种复杂度应用于 Logistic 模型的曲线
Fig.4 The six complexities of the Logistic map

存在误差。模糊熵在衡量 $\mu=3.5$ 时出现了偏差,这是由于模糊熵存在模糊隶属度而导致的问题。L-Z 复杂度在 $\mu=3.6$ 左右发生了偏差,这是由于 L-Z 复杂度在计算过程中的粗粒化过程导致的。

综上,近似熵和样本熵在 6 个复杂度中表现较

好。同时,作为近似熵的改进算法,样本熵在计算时不包含自身数据段的比较,其优越性体现在较少地依赖时间序列长度,结果的一致性较好。所以,样本熵在这6个复杂度中的性能最好。这样,就可以把样本熵作为复杂度的代表。

3 基于协整理论的退化特征提取

上文已经确定了能量和复杂度特征的代表分别是 RMS 和样本熵,同时也说明了能量特征反映了信号的幅值,其平方才反映信号的某种能量。故以 RMS^2 和样本熵为基础,利用二者进行协整融合,其基于协整理论的退化特征提取流程如图 5 所示。

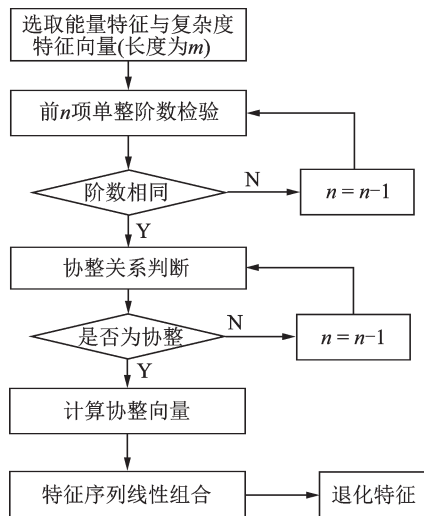


图 5 基于协整理论的退化特征的提取流程

Fig.5 The extraction procedure of the degradation feature based on cointegration theory

要进行基于协整理论的退化特征提取必须确定二者间是否存在协整关系。首先,二者的单整阶数须一致。以 Bearing2-1 为例,先要确定 RMS^2 和样本熵的单整阶数,经 ADF 检验,样本熵为 $I(1)$ 序列, RMS^2 为 $I(2)$ 序列。进一步检验发现, $n < 966$, RMS^2 为 $I(1)$ 序列。此时 RMS^2 和样本熵不具有协整关系。依次减小 n ,并对 RMS^2 和样本熵进行 E-G 检验,发现 $n=914$ 时,二者出现协整关系。定义该点为转变点。在确定协整向量后,按照协整向量绘制 RMS^2 和样本熵的线性组合,如图 6 所示。

可以看出,基于协整理论的退化特征呈现明显的两段性。914 组之前,序列平稳,波动性很小;914 组至最后失效,序列呈单调上升趋势。

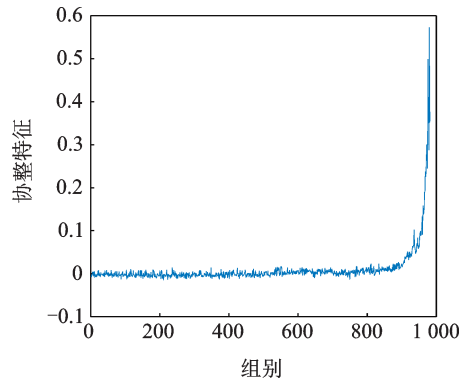


图 6 基于协整理论的退化特征

Fig.6 The degradation feature based on cointegration theory

4 实例验证

4.1 轴承全寿命数据集

为了验证所提特征的两段性和一致性,文中将选取多组轴承全寿命数据用于支撑。数据来自美国 IMS 中心的全寿命试验数据集,其试验详情可见文献 [16]。笔者选取失效模式为外圈故障所提及的 Bearing1-4 作为测试集 1,以失效模式为内圈故障的 Bearing1-3 作为测试集 2。测试集 1,2 都包含 2 155 组数据。选取 Bearing2-1 为测试集 3,包含 982 组数据。

4.2 基于协整理论的退化特征的有效性验证

首先,将测试集的 RMS 和样本熵进行提取,其曲线如图 7 所示。从图 7 可以看出,各个测试集的退化曲线表现各不相同。具体分析,测试集 1 表现出了“愈合”现象,RMS 先上升后下降。关于滚动轴承中的“愈合”现象可参考文献 [17-18]。测试集 2 的 RMS 表现出了长时间的平稳,最后快速上升,此时也能观察到“愈合”现象,可以发现在 160 组左右 RMS 出现了阶跃,分析原始信号,此处存在关机,说明开关机对工况是有影响的,在进行全寿命试验时应减少开关机频率。测试集 3 的 RMS 开始较平稳,而后上升,出现阶跃,而后出现了两次“愈合”现象,表现出了强烈的长期波动性,并不利于预测。对比图 6 可以看出,通过协整方法可以有效减小退化前、中期的 RMS 和样本熵的长期波动性。

可以看出不同的测试集其 RMS 和样本熵各有特点,没有一个统一的变化规律,缺乏一致性。通过 E-G 检验各测试集的 RMS^2 与样本熵的协整性,可以验证测试集的所有 RMS^2 与样本熵的部分序列间具有协整性。根据所提方法,将测试集 1,2 基于协整理论的退化特征进行提取,如图 8 所示。

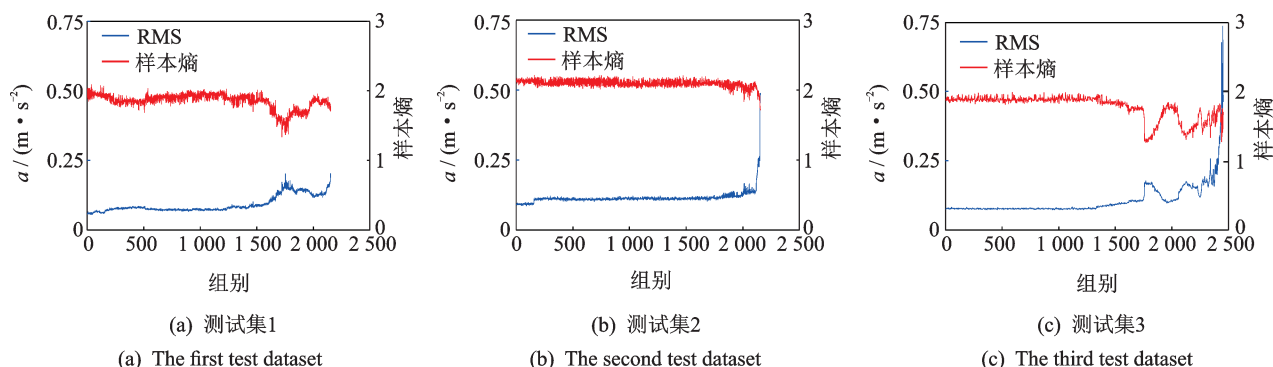


图7 测试集的RMS和样本熵曲线

Fig.7 The RMS and sample entropy of the test datasets

从图6,8得知,3个测试集基于协整理论的退化特征具有明显的两段性。在全寿命的前、中期表现出平稳性。当滚动轴承处于失效期,该特征表现出非平稳性,并具有一定的单调性。几个测试集的RMS和样本熵表现出了不同的轴承退化过程,但经协整理论融合后,其融合特征表现出了一致性的演化规律,说明该方法可以统一不同轴承的演化过程,具有一般性。经协整理论融合还降低了RMS和样本熵在全寿命的前、中期的长期趋势性波动。

5 结果分析

现就为何所提取的退化特征具有一致性和两段性进行说明。以 Bearing2-1 为例,将其 RMS² 与所提特征放在一起进行对比,为了方便采用 RMS 代替 RMS²,如图9所示。

根据 Bearing2-1 的 RMS 曲线可以推断该轴承的退化过程。从开始运行到第510组,RMS保持平稳,可知轴承处于正常状态;从510~700组,RMS持续上升,轴承处于轻微故障阶段;700组时,RMS突增,这可能是摩擦面上产生了凸起造成的,而后运行

至823组,RMS经历了下降再上升的阶段,这主要是由于持续的摩擦作用使局部凸起的表面降低,而后 RMS 又经历了这种下降再上升的过程,此时轴承处于中度故障阶段;从900~982组,RMS持续上升,此时轴承处于重度故障阶段直至失效。

这种下降再上升的过“愈合”现象在轴承中具有普遍性,出现该现象的原因在于持续的摩擦作用使局部凸起的表面降低。而后由于故障加深,摩擦副表面又形成了新的凸起,如此往复。“愈合”现象说明轴承已经进入中度故障状态,它的出现虽有利于退化状态识别,但也会导致 RMS 的单调性下降,不利于轴承的预测。

反观所提出的基于协整理论的特征,其具有两段性。从开始运行到914组左右,其具有平稳性;从914组到最后失效,其快速上升。对其具有两段性进行分析。当轴承处于正常状态下,RMS平稳,样本熵也平稳。当轴承处于轻微故障阶段,摩擦面上出现凸起,导致能量上升,RMS上升;同时,凸起可导致信号的周期性增加,复杂度降低。当轴承处在“愈合”现象时,持续的摩擦使凸起变得平滑,这样导

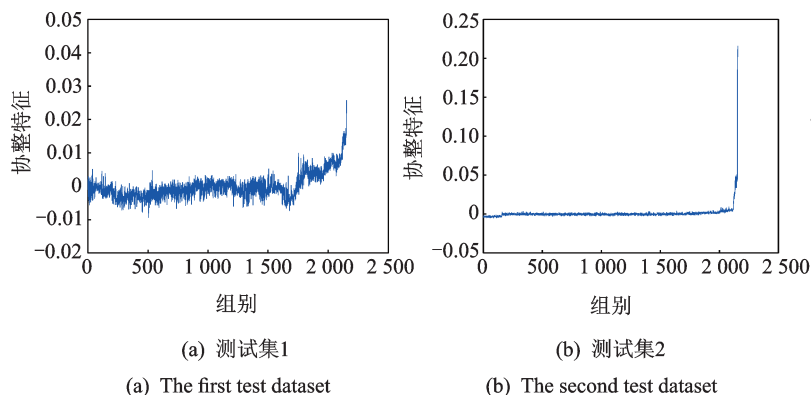


图8 测试集1,2的基于协整理论的退化特征提取

Fig.8 The degradation feature based on cointegration of the dataset1 and 2

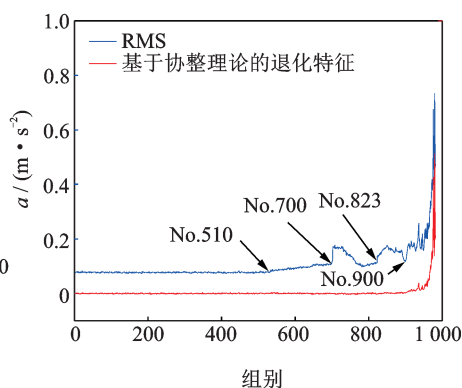


图9 RMS和基于协整理论的退化特征对比

Fig.9 The comparison of RMS and the proposed feature

致能量降低,RMS下降;由于凸起变得平滑,周期性也就相应降低,致使复杂度升高。总之,在914组之前,RMS²与样本熵保持着同步性,这样使两序列的线性组合为平稳序列。

当轴承接近于失效,能量急剧增加,摩擦副表面上的凸起急剧增多,虽有平滑作用,但效果不明显。由于每个凸起都能形成周期性信号,那么整体的振动信号就是各个凸起引起的信号叠加,此时的信号周期性就不显著了,所以复杂度降低得不明显。这时,两序列的协整性消失,所提特征在此阶段明显上升。所以转变点可以看作局部故障向多点故障变化的转折点,当运行到转变点时,轴承距离失效已经不远,应当进行轴承的剩余寿命预测了。

文献[3]综述了特征是否适合于作为预测性能的指标,其中包括单调性、鲁棒性和趋势性。其表达式分别如下,其中count()为满足要求的个数

$$M(X)=\frac{1}{K}\left|\text{count}\left(\frac{d}{dx}>0\right)-\text{count}\left(\frac{d}{dx}<0\right)\right| \tag{5}$$

$$R(X)=\frac{1}{K}\sum_k\exp\left(-\left|\frac{X_R(t_k)}{X(t_k)}\right|\right) \tag{6}$$

$$T(X,T)=\frac{\left|K\sum_kx_kt_k-\left(\sum_kx_k\right)\left(\sum_k t_k\right)\right|}{\sqrt{\left[K\sum_kx_k^2-\left(\sum_kx_k\right)^2\right]\left[K\sum_k t_k^2-\left(\sum_k t_k\right)^2\right]}} \tag{7}$$

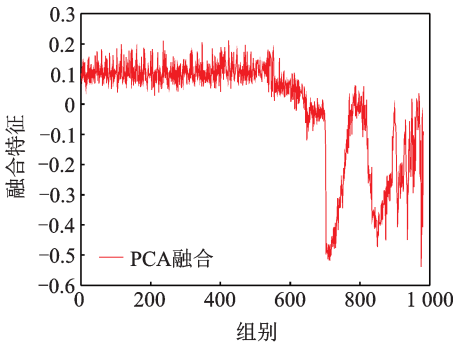
单调性是衡量特征单调的程度,在求取前应该进行平滑处理,降低噪声的影响。鲁棒性衡量的是特征的稳定程度,从而减少预测结果的不确定性,其中 $X(t_k)=X_T(t_k)+X_R(t_k)$,即信号分为确定的趋势信号和平滑后的剩余信号。趋势性是指特征与运行时间的相关程度。3个指标的取值范围都是[0,1],越接近于1说明特征相应的性能越好。求取3个测试集的预测性能指标,如表2所示。在求取时应当对特征进行归一化处理,在计算单调性和趋势性时忽略各特征平稳阶段带来的影响。平滑方法采用高斯滤波方法,窗口长度20。

从表2看,基于协整理论的退化特征具有明显的非减性特点。相对于RMS和样本熵,其在非平稳阶段的单调性更好。在鲁棒性和趋势性上,所提特征与RMS及样本熵处于同一水平。事实上基于协整理论的退化特征提取是一种融合特征的方法。融合算法包括线性和非线性降维方法,其中以主成分分析法(principal components analysis,简称PCA)和等距特征映射(isometric mapping,简称Isomap)为典型。以Bearing2-1为例,将RMS²与样本熵经

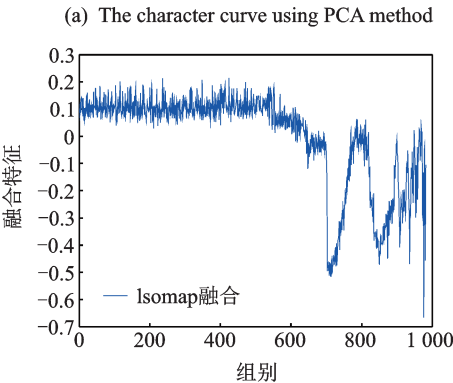
表 2 测试集特征的预测性能指标
Tab.2 The prediction performance index of datasets' features

测试集	预测性能指标	基于协整的退化特征	RMS	样本熵
1	M	0.241 2	0.092 9	0.026 9
	R	0.862 4	0.925 1	0.936 9
	T	0.730 5	0.798 5	0.502 8
2	M	0.393 5	0.252 7	0.213 2
	R	0.841 9	0.901 7	0.924 5
	T	0.529 5	0.552 1	0.579 9
3	M	0.829 3	0.254 6	0.023 1
	R	0.830 5	0.819 5	0.924 1
	T	0.642 0	0.654 7	0.472 4

PCA和Isomap融合后得到图10的结果。
从结果看,PCA与Isomap融合后特征与样本熵很相似。总体上RMS²与样本熵走势相反,经PCA与Isomap融合后的特征保持了其共有的趋势。区别于PCA和Isomap,协整融合是将二者中趋势不相同的地方提取出来,而将共有的趋势进行消除。



(a) PCA融合特征曲线



(b) 等距特征映射融合特征曲线

(b) The character curve using Isomap method

图 10 Bearing2-1 的 RMS²与样本熵经 PCA 与 Isomap 融合后的结果

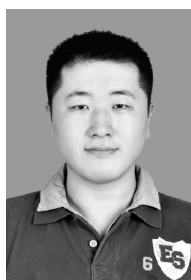
Fig. 10 The fusion result of Bearing2-1's RMS² and sample entropy based on PCA and Isomap

6 结束语

笔者发现了滚动轴承全寿命数据中RMS和样本熵存在的协整关系,并提出了一种基于协整理论的滚动轴承退化特征的提取方法。所提取的退化特征有以下特点:具有良好的两段性,能够反映滚动轴承退化的前、中期和失效阶段的不同特性。同时,该特征可以降低RMS、样本熵在退化前、中期时的长期波动性。所提特征具有一般性,能够将不同的滚动轴承全寿命数据统一起来,得到具有一致性的演变过程。相比于RMS和样本熵,所提特征在非平稳阶段的单调性好,故障预测能力更好。

参 考 文 献

- [1] LIAO Z Q, SONG L Y, PENG C, et al. An automatic filtering method based on an improved genetic algorithm—with application to rolling bearing fault signal extraction[J]. *IEEE Sensors Journal*, 2017, 17(19): 6340-6349.
- [2] LI Y L, LI H G, WANG B, et al. Rolling element bearing performance degradation assessment using variational mode decomposition and gath-geva clustering time series segmentation [J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2017, 2017: 1-12.
- [3] LEI Y G, LI N P, GUO L, et al. Machinery health prognostics: a systematic review from data acquisition to RUL prediction[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2018, 104: 799-834.
- [4] JAVED K, GOURIVEAU R, ZERHOUNI N, et al. Enabling health monitoring approach based on vibration data for accurate prognostics[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 62(1): 647-656.
- [5] 彭宇, 刘大同. 数据驱动故障预测和健康管理综述[J]. *仪器仪表学报*, 2014, 35(3): 481-495.
PENG YU, LIU Datong. Data-driven prognostics and health management: a review of recent advances[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2014, 35(3): 481-495. (in Chinese)
- [6] GEBRAEEL N Z, LAWLEY M A, LI R, et al. Residual-life distributions from component degradation signals: a Bayesian approach [J]. *IIE Transactions*, 2005, 37(6): 543-557.
- [7] EL-THALJI I, JANTUNEN E. A summary of fault modelling and predictive health monitoring of rolling element bearings [J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2015, 60-61(1): 252-272.
- [8] 左秀霞. 单位根检验的最新发展评述[J]. *数学的实践与认知*, 2020, 50(13): 272-279.
ZUO Xiuxia. Review of the new development of unit root test[J]. *Mathematics in Practice and Theory*, 2020, 50(13): 272-279. (in Chinese)
- [9] ENGLE R F, GRANGER C W J. Co-integration and error correction: representation, estimation, and testing [J]. *Econometrica*, 1987, 55(2): 251-276.
- [10] PINCUS S. Approximate entropy (ApEn) as a complexity measure [J]. *Chaos an Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, 1995, 5(1): 110-117.
- [11] RICHMAN J S, MOORMAN J R. Physiological time-series analysis using approximate entropy and sample entropy [J]. *American Journal of Physiology Heart & Circulatory Physiology*, 2000, 278(6): 2039-2049.
- [12] CHEN W T, WANG Z Z, XIE H B, et al. Characterization of surface EMG signal based on fuzzy entropy[J]. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 2007, 15(2): 266-272.
- [13] SHANNON C E. A mathematical theory of communication [J]. *Bell System Technical Journal*, 1948, 27(3): 3-55.
- [14] BANDT C, POMPE B. Permutation entropy: a natural complexity measure for time series[J]. *Physical Review Letters*, 2002, 88(17): 174102.
- [15] LEMPEL A, ZIV J. On the complexity of finite sequences [J]. *IEEE Transactions on Information Theory*, 1976, 22(1): 75-81.
- [16] QIU H, LEE J, LIN J, et al. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2006, 289(4-5): 1066-1090.
- [17] EL-THALJI I, JANTUNEN E. Dynamic modelling of wear evolution in rolling bearings [J]. *Tribology International*, 2015, 84(84): 90-99.
- [18] EL-THALJI I, JANTUNEN E. A descriptive model of wear evolution in rolling bearings [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 45: 204-224.



第一作者简介:李耀龙,男,1989年10月生,博士生。主要研究方向为滚动轴承的退化特征提取及剩余寿命预测。曾发表《Rolling element bearing performance degradation assessment using variational mode decomposition and gath-geva clustering time series segmentation》(《International Journal of Rotating Machinery》2017, Vol.2017)等论文。
E-mail: liyaolong@nint.ac.cn

通信作者简介:李洪儒,男,1963年1月生,博士、教授。主要研究方向为健康状态监测与剩余寿命预测。
E-mail: lihr168@sohu.com

基于数据挖掘与信息融合的制冷设备故障诊断*

周旂鏊¹, 武凯¹, 孙宇¹, 杨晓燕², 楼晓华²

(1. 南京理工大学机械工程学院 南京, 210094) (2. 南通四方科技集团股份有限公司 南通, 226300)

摘要 针对传统制冷设备监控系统对单一故障检测较为准确但难以对并发故障做出判断的局限性, 提出一种基于指定元分析和支持向量机两种数据挖掘方式的信息融合方法对制冷设备并发故障进行诊断。首先, 基于传统指定元分析不适用于非完全正交模式, 对指定元分析算法进行改良, 提出了一种非完全正交指定元分析方法; 其次, 通过实验证明非完全正交指定元分析与支持向量机模型均具有识别并发故障的能力, 且各自在不同并发故障识别有一定优势; 最后, 采用加权证据理论对两种模型的诊断结果进行信息融合, 融合后诊断效果得到进一步提升。结果表明: 命中率提升至 99.10%, 虚警率降低至 0.21%。

关键词 制冷设备; 并发故障; 信息融合; 指定元分析; 支持向量机

中图分类号 TP277; TH184

引言

制冷设备几种故障同时发生时, 各单发故障间会相互影响、相互诱导、相互耦合, 增加故障诊断系统的误报率和漏报率。因此, 开展制冷设备并发故障的诊断具有重要的应用价值。Macalister 等^[1]基于图论建立了制冷设备的故障诊断模型, 但这种模型面对较为复杂的系统时可能给出无效诊断结果。Salvatore 等^[2]将专家经验的知识库与推理机制相结合对制冷设备故障进行诊断, 但这类方法推理过程中存在匹配冲突等问题。Flore 等^[3]基于主元分析方法在制冷设备故障检测中建立主元模型, 通过对比测量数据与正常数据的统计量判断制冷设备是否发生故障, 然而这种诊断方法只能执行单一故障诊断。Kumar^[4]基于指定元分析 (designated cell analysis, 简称 DCA) 方法对制冷系统故障进行了诊断, 但由于 DCA 方法仅在各特征向量相互正交的情况适用, 因此当用于并发故障诊断时, 诊断结果不够准确。韩华等^[5]把支持向量机 (support vector machines, 简称 SVM) 模型用于制冷设备故障诊断研究并得到了较为准确的诊断结果。

为准确检测出制冷设备的并发故障, 提出一种基于数据挖掘与信息融合的并发故障诊断方法。首先, 采集设备正常工况数据和各类单发故障与并发故障下的数据, 并分别建立指定元分析模型和支持向量机模型, 为了使指定元分析方法适用于非正交

模式, 对原来的算法进行改良, 提出非完全正交指定元分析方法 (non-fully orthogonal designated cell analysis, 简称 NFODCA); 其次, 采用上述两种数据挖掘方法诊断制冷设备故障并进行实验验证; 最后, 采用加权证据理论对两种方法的诊断结果进行信息融合以提高诊断结果的可信度。

1 故障数据获取

制冷设备可能产生的故障类型较多, 根据经验知识对制冷系统的工作原理进行深入分析后, 选取了 6 类较为典型的单发故障, 通过故障随机组合形成并发故障进行研究, 所选取的 6 类典型故障如下: ①压缩机的吸排气阀片受损, 当这类故障发生时, 压缩机的实际输气量下降, 制冷效果降低; ②制冷剂不足, 制冷剂短缺的原因通常有两个, 一种是制冷剂在出厂前充注不足, 另一种是由于阀门或焊点松动导致的制冷剂泄漏; ③循环水泵不转, 这种故障会造成压缩机吸排气温度迅速上升, 同时冷凝器的冷却效果也会急剧下降; ④冷却水的流量太小, 冷却塔的水垢太大或冷却塔内部布置不当可能导致冷却水流量太小; ⑤膨胀阀开度过小, 当这种故障发生时会造成制冷设备循环的制冷剂不足; ⑥过滤器堵塞, 过滤网用于过滤灰尘和金属碎屑等, 使用时间过长易被堵住。

实验对象为一台需配冷量为 55 kW 的制冷机

* 国家国际科技合作专项资助项目 (2017DFR70090); 江苏省高端装备研制赶超资助项目 (JSTXZB201706)

收稿日期: 2019-03-04; 修回日期: 2019-05-27

组,在原有设备基础上引入制冷设备故障模拟及参数测试组件,通过实验采集故障数据。各故障的实现方法如下:①压缩机吸排气阀片损坏,在压缩机吸、排气管路之间设旁通通路,并安装针阀或计量阀作为旁通量调节装置;②制冷剂不足,先将系统抽真空,然后通过逐步加注实现不同程度制冷剂不足的故障模拟;③循环水泵不转,断开水泵控制电路即可模拟循环水泵不转的故障;④冷却水流量过小,降低旁通流量或减少冷却水闸阀开度均可改变冷却水量;⑤膨胀阀开度过小,将手动调节阀置于电磁阀与蒸发器之间以模拟膨胀阀开度过小;⑥过滤器堵塞,将一定比例的滤网面积用均布孔洞的厚纸挡住可以模拟过滤器堵塞引起的故障。故障模拟及参数测试组件安装位置如图 1 所示。

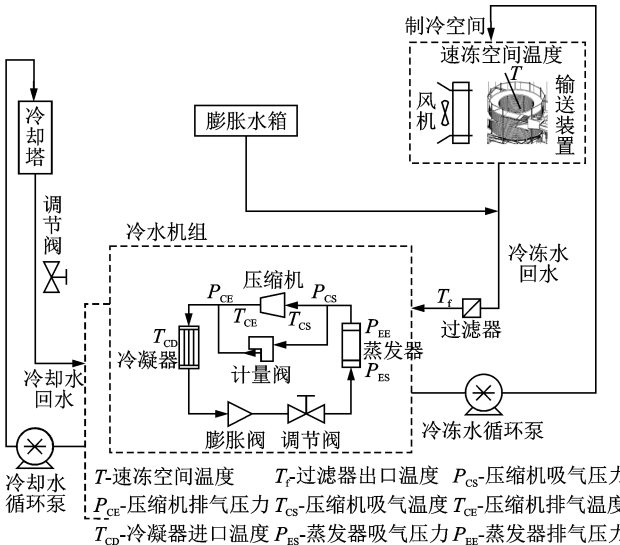


Fig.1 Fault simulation and parameter test component installation location

2 非完全正交指定元分析

2.1 非完全正交指定元分析模型建立

由于 NFODCA 模型在建立时无需并发故障数据作为训练集,仅在验证模型阶段需要并发故障的数据。因此,将 2/3 的单发故障数据和 2/3 正常工况数据作为训练集用于模型建立,将并发故障数据、剩下的 1/3 类单发故障数据和 1/3 正常工况数据作为测试集用于模型验证。

制冷设备的故障现象、故障原因之间的关系可以用故障征兆集描述,征兆用测量值与标称值的偏差度表示。根据实际运行经验和论证分析,在制冷设备系统运行过程中对压缩机吸气压力上升、冷凝器进口温度上升等 12 种征兆进行监测,则每种征兆

$u_r(r=1,2,\cdots,12)$ 可表示为

$$u_r=\begin{cases}1 & \text{第}r\text{种征兆出现} \\ 0 & \text{第}r\text{种征兆不出现}\end{cases}(r=1,2,\cdots,12)(1)$$

将故障种类的数目记为 s ,则 s 种故障 D_s 可定义为论域 U 中的 6 种指定模式

$$D_s=[d_{s1},d_{s1},\cdots,d_{sr}](r=1,2,\cdots,12)(2)$$

其中

$$d_{sr}=\begin{cases}1 & \text{(模式}s\text{呈现征兆}r\text{)} \\ 0 & \text{(模式}s\text{不呈现征兆}r\text{)}\end{cases}(3)$$

选取 6 种单发故障:压缩机吸排气阀片损坏 d_1 、制冷剂不足 d_2 、循环水泵不转 d_3 、冷却水流量过小 d_4 、膨胀阀开度过小 d_5 、过滤器堵塞 d_6 ;2 种单发故障组合成的 7 类并发故障: $d_7=d_1+d_3$, $d_8=d_1+d_6$, $d_9=d_2+d_5$, $d_{10}=d_3+d_4$, $d_{11}=d_3+d_6$, $d_{12}=d_4+d_5$, $d_{13}=d_5+d_6$;3 种单发故障组合而成的 3 类并发故障 $d_{14}=d_1+d_2+d_4$, $d_{15}=d_3+d_4+d_6$, $d_{16}=d_4+d_5+d_6$ 共计 16 种故障和正常工况进行实验数据采集。以上故障类型根据经验知识结合实际工况选出,其他类型的单发故障及其他组合形成的并发故障也可采用文中所述的研究方法。

把故障征兆定义为压缩机排气压力上升 u_1 、下降 u_2 ,压缩机吸气压力上升 u_3 、下降 u_4 ,压缩机排气温度上升 u_5 、下降 u_6 ,压缩机吸气温上升 u_7 、下降 u_8 ,冷凝器出口温度上升 u_9 、下降 u_{10} ,过滤器温度上升 u_{11} 、下降 u_{12} ,分析实验结果可得故障与征兆间关系如表 1 所示。

表 1 制冷装置故障与征兆间关系

Tab.1 The relationship between faults and symptoms of this quick freezing device

u	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	u_6	u_7	u_8	u_9	u_{10}	u_{11}	u_{12}
d_1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0
d_2	0	1	0	1	1	0	1	0	0	1	0	0
d_3	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	1	0
d_4	1	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0
d_5	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0
d_6	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	1

由表 1 可知,按照式(2)定义的故障模式并非全部正交,例如:发生压缩机吸气阀片损坏时会导致压缩机吸气压力下降,而发生循环水泵不转的故障时会间接导致压缩机吸气压力上升;当这两种故障同时发生时,二者的故障特征会相互影响甚至抵消,而传统指定元分析算法仅在正交模式下适用;这两种不相互正交的故障同时发生时,将造成故障漏报。

所以对传统指定元分析方法进行改良,使之适用于非完全正交模式。

当样本数据 Y 处于完全正交模式时, Y 具有指定元的分解式^[6]

$$Y = \sum_{i=1}^h d_i w_i \tag{4}$$

其中: Y 由正常子空间和故障子空间组成; d_i 为正交指定模式; w_i 为相应指定元。

当 Y 处于非完全正交模式时可以表示为

$$Y = \sum_{i=1}^h d_i w_i + E \tag{5}$$

其中: E 为残差空间。

以 EE^T 最小为原则将指定模式集划分为 m 个组内正交的子集, 样本数据 Y 就可以表示为组内正交子集与残差阵的和

$$Y = D_1 W_1 + D_2 W_2 + \cdots + D_m W_m + E \tag{6}$$

各子集指定元显著性可用式(7)计算得出

$$D_{mi} \% = \frac{\|D_{mi}^T Y_m\|^2}{\|Y_m\|^2} \tag{7}$$

在指定模式 d_i 所表示方向上用式(8)将样本数据 Y 做投影, 即可得到相应的指定元 w_i

$[w_{i1}, w_{i2}, \cdots, w_{in}] =$

$$[d_{i1}, d_{i2}, \cdots, d_{im}] \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdots & y_{1n} \\ y_{21} & y_{22} & \cdots & y_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ y_{m1} & y_{m2} & \cdots & y_{mn} \end{bmatrix} \tag{8}$$

其中: n 为样本数量。

例如: $[y_{11}, y_{21}, \cdots, y_{m1}]^T$ 表示第 1 组样本数据第 m 个指定模式下的特征向量。计算得到的 w_m 表示第 i 个指定元下第 n 个样本所对应的映射值, 组成如下的特征向量

$$w_{di} = (w_{i1}, w_{i2}, \cdots, w_{in}) \tag{9}$$

最后, 根据正常工况下的数据计算出每个指定元对应特征值的控制上下限并得到 Shewhart 图, 若图中特征值超过了控制限, 则认为制冷设备发生了相应故障。

2.2 实例验证

从测试集中随机选取实验数据, 用 NFODCA 模型进行故障诊断, 并将诊断结果与故障模拟实验所采集数据的故障记录对比, 验证模型的可靠性。

根据表 1 中的制冷装置故障与征兆间关系和 EE^T 最小原则, 将非完全正交的模式集 $D = \{d_1, d_2, \cdots, d_6\}$ 表示成 3 组组内正交的模式子集, 根据式(6), 样本数据 Y 可以表示为

$$Y = D_1 W_1 + D_2 W_2 + D_3 W_3 + E \tag{10}$$

即当非完全正交模式集 D 划分为 3 个组内相互正交的模式子集时, Y 可由各投影空间完全表示。

随机选取一组实验数据, 分别关于 D_1, D_2, D_3 做指定元分析, 根据式(7)计算出该组数据对应的各个指定模式的显著性如表 2 所示。

表 2 对应各指定模式的显著性

Tab.2 Corresponding to the saliency of each designated mode

显著性	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6
$d_i/\%$	0.36	0.02	0.03	0.45	0.10	0.36

从表 2 可以看出, 该组数据对应的 6 种指定模式中, d_1, d_4, d_6 对系统的影响较大, 据此可以初步判断系统中可能发生了压缩机吸排气阀片损坏、冷却水流量过小、过滤器堵塞三种故障。为了进一步验证该方法的合理性, 根据正常工况数据在置信度为 95% 的条件下计算出各个指定模式 d_i 的控制下限 L_i 及上限 U_i 为

$$d_1: L_1 = -5.918; U_1 = 5.907$$

$$d_2: L_2 = -6.687; U_2 = 6.745$$

$$d_3: L_3 = -3.902; U_3 = 3.821$$

$$d_4: L_4 = -4.536; U_4 = 4.372$$

$$d_5: L_5 = -5.554; U_5 = 5.563$$

$$d_6: L_6 = -3.924; U_6 = 3.798$$

将 Y 在所有指定元上进行投影, 根据上文计算出的控制限在图 2 中给出各指定元的 Shewhart 图, 图中 U, L 分别为控制上、下限, 横坐标为样本编号, 纵坐标表示由式(8), (9)得出的第 i 个指定元下第 n 个样本所对应映射值组成的特征向量的特征值, 该量无单位。

从图 2 可以看出, 第 1, 4, 6 个指定元的 Shewhart 图在第 270 个采样点以后超出了控制限, 而第 2, 3, 5 个指定元的特征值仍稳定在控制限以内, 证明制冷设备从第 270 个点开始出现了 d_1, d_4, d_6 3 种类型的故障。

将故障诊断结果与故障模拟实验采集数据的故障记录对比, 结果表明, 诊断结果与采集数据时的记录一致。同理可得到其他测试集数据经 NFODCA 模型分析后的诊断结果, 并与故障模拟实验采集数据的故障记录对比, 最终得出 NFODCA 模型的故障诊断准确率为 96.94%, 虚警率为 0.48%, 证明文中提出的非完全正交指定元分析方法能准确判断制冷设备的并发故障, 是一种有效的多故障诊断方法。

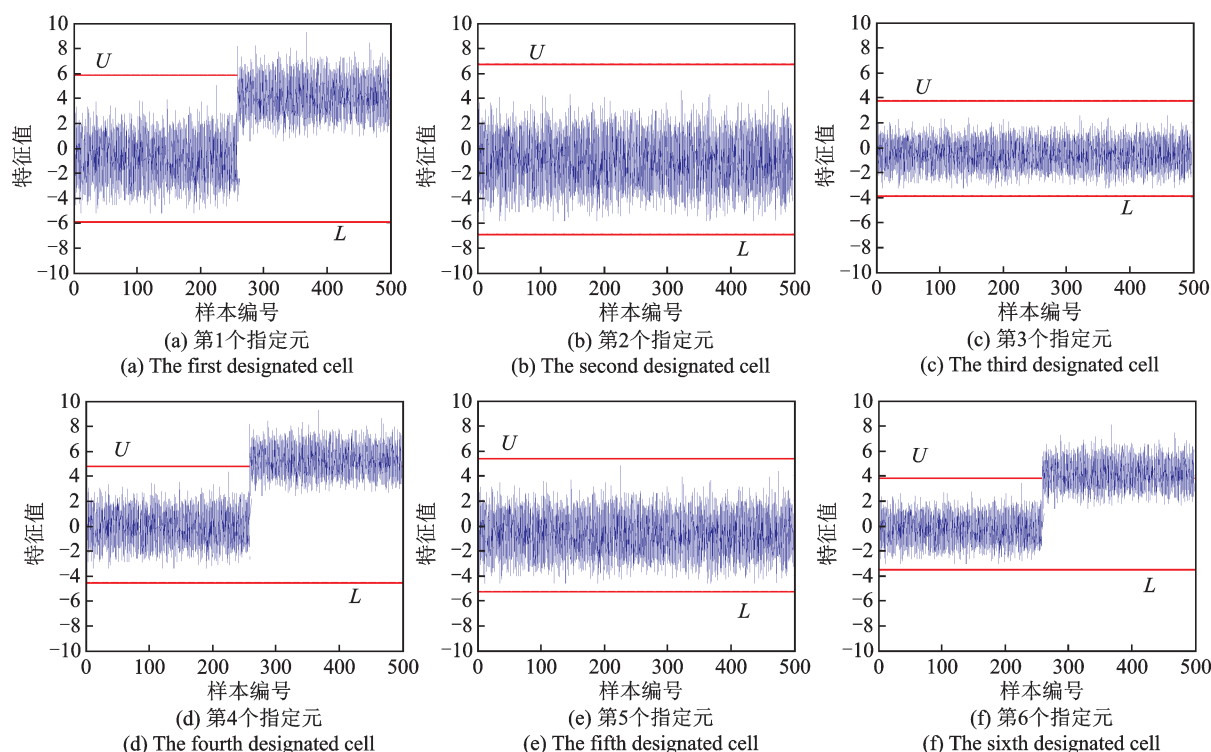


图2 各指定元的 Shewhart 图

Fig.2 Shewhart diagram of each designated cell

3 支持向量机

3.1 SVM 模型建立

考虑到 SVM 模型的诊断效果需要与前面的 NFODCA 模型对比,仍采用前面的 2/3 单发故障数据和 2/3 正常工况数据作为训练集,并发故障数据和剩下的 1/3 单发故障、1/3 正常工况数据作为测试集。通过对训练集进行训练,优化 SVM 参数,建立模型,并用测试集数据验证 SVM 模型的可靠性。

SVM 的主要参数包含惩罚参数 c 以及核函数参数 g ,通常对于这两个参数的选择是经过大量的实验分析得出的^[7],耗时耗力。为了快速得到最佳的参数 c 和 g ,使 SVM 的分类效果更好,采用网格寻优和 K-折交叉验证方法。网格寻优即先在一定范围上粗略选择找出 c 和 g ,然后在 c, g 周围进行参数的精细选择^[8]。K-折交叉验证方法的主要参数为折叠次数 K ,文中取 $K=5$,即 5 折交叉验证方法。首先把制冷设备的数据样本分类成 5 组子集,将前 4 组样本作为训练集,最后 1 组样本用于测试,然后循环 4 次,每次都得出一个均方误差 (mean square error, 简称 MSE)。将数据进行 5 次训练,且每次训练后将得到的数据进行整理分析,然后将 5 次的 MSE 取平均值。最后以 MSE 最小原则选取 c 值和 g 值作为 SVM 建模的最优参数^[9]。

根据前面得出的最优参数,按照分而治之的原则,总故障样本集 Y 首先按 d_1 故障分为正样本 (含有 d_1 故障样本) F_{d_1} 和负样本 (不含 d_1 的故障样本) F_{Nd_1} ,然后对这个二值分类问题建立 SVM- d_1 分类器^[10];同理,再将 Y 分别按故障 d_2, d_3, d_4, d_5, d_6 建立二值分类器。如果 Y 由多个分类器诊断为包含故障,则根据表决原则,判定故障样本 Y 包含多个故障^[11]。

假设样本数据 Y 为含有 d_2, d_3 故障的数据,首先用 SVM- d_1 分类器对其进行诊断, Y 通过诊断表现为不含 d_1 故障,则其决策函数 R_1 可以定义为 0;然后将 Y 用 SVM- d_2 分类器诊断, Y 通过诊断表现含有 d_2 故障,则其决策函数 R_2 可以定义为 1;同理得到决策函数 R_3, R_4, R_5, R_6 的值。这样诊断下来综合的评定决策函数 R 表现为 0/1/1/0/0/0,由此可以得到此时的故障 Y 同时含有 d_2, d_3 故障,同理可以得到其他各类故障所对应的决策函数。

3.2 SVM 模型验证

首先找出 SVM 的主要参数即惩罚参数 c 和核函数参数 g , SVM 模型在数据处理过程中自动选择了参数 $c=10, g=0.1$,这是随机得到的结果,具有主观性。因此通过网格寻优的方法优化参数,图 3 为参数 c 和 g 的粗略优化和精细优化过程,横坐标表示

$\log_2 c$ 的范围,纵坐标表示 $\log_2 g$ 的范围,均无量纲。

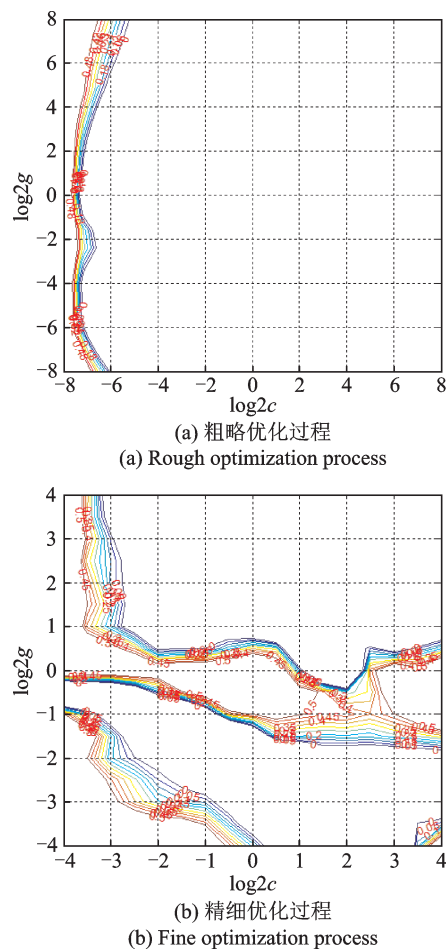


图3 参数粗略和精细优化过程

Fig.3 Rough and fine optimization of parameters

图 3(a)为参数 c 和 g 的粗略优化过程:在 $2^{-8} \sim 2^8$ 中粗略得出 $c=8.0314$, $g=4.35897$, $MSE=0.10992$,粗略确定了 c 和 g 的数据范围;图 3(b)为精细优化过程:缩小范围在 $2^{-4} \sim 2^4$ 中查找 c 和 g ,最后得到最优的 c 和 g 为 $c_b=6.0629$, $g_b=2.2974$,并将其作为 SVM 此次运算的参数。使用 5 折交叉验证方法对并发故障进行诊断,并将故障诊断加过与故障模拟实验采集数据的故障记录对比得出故障命中率和虚警率。表 3 对比了 5 折交叉验证下经网格优化后使用的参数优化前后对并发故障的诊断结果。

由表 3 可知,选择默认设置($c=10, g=0.1$)时,制冷设备故障诊断的平均正确率为 46.75%,MSE 平均值为 0.634;而使用优化得到的参数($c=6.0629, g=2.2974$)后,制冷设备故障诊断的正确率有了明显提高,而且每个折次下都有较高的正确率,平均正确率达到了 96.80%,MSE 平均值为 0.027,证明该 SVM 模型对制冷设备故障诊断具有

表 3 5 折交叉验证下参数优化前后故障诊断结果
Tab.3 Fault diagnosis results before and after parameter optimization under 5-fold cross validation

折次	c	g	正确率/%	MSE
1	10	0.1	43.58	0.584
	6.062 9	2.297 4	97.98	0.012
2	10	0.1	47.97	0.691
	6.062 9	2.297 4	96.47	0.027
3	10	0.1	47.38	0.723
	6.062 9	2.297 4	96.14	0.037
4	10	0.1	45.67	0.547
	6.062 9	2.297 4	96.94	0.023
5	10	0.1	49.15	0.627
	6.062 9	2.297 4	96.47	0.035
平均结果	10	0.1	46.75	0.634
	6.062 9	2.297 4	96.80	0.027

较高的准确率。

4 信息融合

4.1 SVM 模型与 NFODCA 模型对比

将测试集数据分别用支持向量机(SVM)模型和非完全正交指定元分析(NFODCA)模型诊断,各类故障命中率和虚警率对比如表 4 所示。

由表 4 可见,非完全正交指定元分析(NFODCA)和支持向量机(SVM)两种模型对制冷设备的故障均有较高的准确率,且两种方法对不同故障识别度不同,各自在不同类型故障的识别有一定优势。

4.2 加权证据理论信息融合

对于制冷装置的并发故障诊断,如果只采用单一的诊断结论,极易造成误诊。前面分别从非完全正交指定元分析(NFODCA)和支持向量机(SVM)两种模型研究了制冷设备的并发故障,如果采用多专家集成诊断的方式,将不同方法的诊断结论进行融合决策,那么将会大大提高制冷设备故障诊断结论的准确性和全面性^[12]。

文献[13]证明基于加权证据理论融合具有较好的聚焦能力,因此采用该方法对非完全正交指定元分析(NFODCA)和支持向量机(SVM)两种模型的诊断结果进行信息融合。将训练集中的每组数据视为一个证据组,将 16 种不同类型的制冷设备故障定义为一个空间 $\Theta\{F_1, F_2, \dots, F_{16}\}$ 作为辨识框架, Θ 是由相互排斥的命题组成的有限完备集。 2^Θ 为 Θ 的幂

表 4 SVM和NFODCA模型对各类故障命中率和虚警率对比

Tab.4 Comparison of SVM and NFODCA models for various failure hit ratios and false alarm rates %				
故障类型	NFO DCA 命中率	SVM 命中率	NFO DCA 虚警率	SVM 虚警率
d_1	98.94	95.93	0.27	0.39
d_2	98.07	97.04	0.29	0.40
d_3	94.56	97.37	0.37	0.26
d_4	94.59	96.67	0.56	0.31
d_5	97.37	97.92	0.29	0.34
d_6	96.36	95.18	0.32	0.52
d_1+d_3	99.21	95.64	0.25	0.76
d_1+d_6	98.48	95.65	0.89	0.67
d_2+d_5	97.94	98.35	0.74	0.48
d_3+d_4	95.65	98.63	0.92	0.43
d_3+d_6	95.67	97.42	0.39	0.94
d_4+d_5	97.65	94.67	0.24	0.68
d_5+d_6	95.57	98.12	0.67	0.33
$d_1+d_2+d_4$	97.37	94.38	0.42	0.87
$d_3+d_4+d_6$	98.33	98.64	0.38	0.44
$d_4+d_5+d_6$	95.33	97.21	0.74	0.25
平均结果	96.94	96.80	0.48	0.50

集,表示 Θ 所有子集的集合。在 2^Θ 上定义基本概率分配函数 $m:2^\Theta\subseteq[0,1],m$ 满足下列条件

$$\begin{cases} m(\varphi)=0 \\ \sum_{A\subseteq\Theta}m(A)=1 \end{cases} \tag{11}$$

笔者采用了两种故障诊断方法,诊断结果中有两种待组合证据体 E_1,E_2 ,对应基本概率分配函数分别为 m_1,m_2 ,对应焦元分别为 A_i,B_j,A_i,B_j 的公共焦元为 C_l,m_1,m_2 之间的冲突程度系数为 K 。根据不同证据源的可靠程度分配权重系数,对相应故障敏感度较高的证据源赋以较高的权值,另一个模型赋以较低的权值,具体权值由多次实验后对比平均命中率和虚警率择优选出^[14]。设 E_1,E_2 的权重系数分别为 w_1,w_2 ,满足 $w_1+w_2=1$,定义 N 个证据源对焦元的平均支持程度为

$$\overline{m}=\sum_{i=1}^Nw_im_i \tag{12}$$

基于保持 $\overline{m}$ 恒定的原则,加权后的基本概率分配函数分别为 $m_1'=m_1;m_2'=2\overline{m}-m'$ 。使用公共焦元的概率平方和的占比将冲突程度系数 K 分配给对应的焦元,冲突分配系数 a_l 定义如下

$$a_l=\frac{\sum_{A_i\cap B_j=C_l}(m_1'^2(A_i)+m_2'^2(B_j))}{\sum(m_1'^2(A_i)+m_2'^2(B_j))} \tag{13}$$

因此,加权证据理论融合公式为

$$m'(C_l)=\begin{cases} \sum_{A_i\cap B_j=C}m_1'(A_i)m_2'(B_j)+a_lK & (C_l\neq\varphi\ C_l\subset U) \\ 0 & (C_l=\varphi) \end{cases} \tag{14}$$

将NFODCA与SVM模型的证据体经上述方法融合后得到的故障诊断结果与故障模拟实验采集数据的故障记录对比,得出故障诊断命中率和虚警率如表 5 所示。由表 5 可以看出,制冷设备的故障识别结果经加权证据理论信息融合后更为精确,平均命中率达到了 99.10%,平均虚警率降低至 0.21%。

表 5 信息融合后各类故障命中率和虚警率
Tab.5 Hit rate and false alarm rate of various faults after information fusion %

故障类型	命中率	虚警率
d_1	99.54	0.17
d_2	99.28	0.21
d_3	98.64	0.19
d_4	98.67	0.24
d_5	99.23	0.18
d_6	98.54	0.22
d_1+d_3	99.86	0.17
d_1+d_6	99.32	0.28
d_2+d_5	99.92	0.24
d_3+d_4	99.07	0.31
d_3+d_6	98.65	0.21
d_4+d_5	98.79	0.18
d_5+d_6	99.64	0.16
$d_1+d_2+d_4$	98.53	0.27
$d_3+d_4+d_6$	99.59	0.20
$d_4+d_5+d_6$	98.38	0.14
平均结果	99.10	0.21

5 结 论

1) 非完全指定元分析(NFODCA)和支持向量机(SVM)两种数据挖掘方法在训练集无并发故障数据,仅在测试集中包含并发故障数据的条件下对制冷设备的故障诊断均有较高的准确率,表明这两种方法均具有对未知并发故障类型进行判断的能力。其中非完全正交指定元分析(NFODCA)的平均命中率达到了 96.94%,平均虚警率为 0.48%;支

持向量机(SVM)的平均命中率达到了96.80%,平均虚警率为0.50%。这两种方法对不同故障识别度不同,各自在不同类型故障的识别有一定优势。

2) 非完全正交指定元分析(NFODCA)和支持向量机(SVM)两种方法的故障识别结果经加权证据理论信息融合后,平均命中率提高了2.23%,平均虚警率降低了0.28%。说明这两种数据挖掘方法和信息融合技术结合应用后可以对制冷设备的并发故障得到更为准确的判断。

参 考 文 献

- [1] MACALISTER D, LAU Y. Air conditioning on equipment failures[J]. National Engineer, 2014, 3(9): 9-14.
- [2] SALVATORE S. Nonlinear model based on predictive control [J]. Manufacturing Technology, 2017, 5(9): 4-9.
- [3] FLORE L, KIM S. Case study of fault detection and diagnosis of a household air conditioner with a dynamic refrigeration cycle simulator [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 9(4): 35-37.
- [4] KUMAR P. DCA-SVM based automated fault diagnosis for compression refrigeration systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 16(3): 82-85.
- [5] 韩华, 谷波, 任能. 基于主元分析与支持向量机的制冷系统故障诊断方法[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1355-1361.
HAN Hua, GU Bo, REN Neng. Fault diagnosis method of refrigeration system based on principal component analysis and support vector machine[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2011, 45(9): 1355-1361. (in Chinese)
- [6] 周福娜, 文成林, 陈志国, 等. 基于多尺度指定元分析的多故障诊断方法[J]. 南京航空航天大学学报, 2011, 43(S1): 91-96.
ZHOU Funa, WEN Chenglin, CHEN Zhiguo, et al. Multi-fault diagnosis method based on multi-scale designated cell analysis[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2011, 43(S1): 91-96. (in Chinese)
- [7] 李蔚, 俞芸萝, 盛德仁, 等. 基于动态数据挖掘的热力参数传感器故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(4): 694-699.
LI Wei, YU Yunluo, SHENG Deren, et al. The fault diagnosis of thermal parameter sensor based on dynamic data mining[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 694-699. (in Chinese)
- [8] 黄海松, 魏建安. 基于不平衡数据样本特性的新型过采样SVM分类算法[J]. 控制与决策, 2018, 33(9): 1549-1558.
- HUANG Haisong, WEI Jianan. New over-sampling SVM classification algorithm based on unbalanced data sample characteristics [J]. Control and Decision, 2018, 33(9): 1549-1558. (in Chinese)
- [9] SALSABURRY T. A temperature controller for refrigerator units based on simplified physical models [J]. Advanced Manufacturing Technology, 2018, 39(5): 342-365.
- [10] 杨宇飞, 袁卫星, 杨波, 等. 基于蒸气压缩制冷循环的便携式微环境冷却系统研究[J]. 航空学报, 2013, 34(11): 2500-2509.
YANG Yufei, YUAN Weixing, YANG Bo, et al. Research on portable micro-environment cooling system based on vapor compression refrigeration cycle[J]. Journal of Aeronautics, 2013, 34(11): 2500-2509. (in Chinese)
- [11] KATIPALMULA S. Automated diagnostics improving building system and equipment performance[J]. Energy News, 2016, 9(6): 145-152.
- [12] 孙丽萍, 李元, 张冬妍. 中央制冷空调冷冻水系统模RBF控制研究[J]. 电机与控制学报, 2017, 5(15): 110-116.
SUN Liping, LI Yuan, ZHANG Dongyan. Fuzzy RBF control of centralized refrigeration and air conditioning chilled water system [J]. Journal of Electric Machines and Control, 2017, 5(15): 110-116. (in Chinese)
- [13] 袁杰, 王福利, 王姝, 等. 基于D-S融合的混合专家知识系统故障诊断方法[J]. 自动化学报, 2017, 43(9): 1580-1587.
YUAN Jie, WANG Fuli, WANG Zhu, et al. Fault diagnosis method for hybrid expert knowledge system based on D-S fusion[J]. Journal of Automation, 2017, 43(9): 1580-1587. (in Chinese)
- [14] 李娟莉, 王健, 杨兆建. 基于三层信息融合的提升机制动系统故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(2): 407-412.
LI Juanli, WANG Jian, YANG Zhaojian. Fault diagnosis of mine hoist braking system based on three layers information fusion [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(2): 407-412. (in Chinese)



第一作者简介:周旖璿,女,1996年3月生,硕士生。主要研究方向为智能检测与控制。曾发表《基于MATLAB的拖拉机座椅悬架振动特性分析软件的开发》(《河北农机》2016年第7期)等论文。
E-mail:zhouyijun@njut.edu.cn

面内纵振复合模态直线超声电机模态识别方法^{*}

陈紫嫣¹, 王寅¹, 曹俊¹, 时运来², 黄卫清³

(1. 华侨大学机电及自动化学院 厦门, 361021) (2. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

(3. 广州大学机械及电气工程学院 广州, 510006)

摘要 为识别一类纵振复合振动模式超声电机定子的的工作模态, 为优化定子动力学设计提供依据, 提出通过局部振型相关分析识别电机定子的模态识别方法。首先, 分析了纵振复合模态超声电机定子的工作模态, 结合激光多普勒测振系统原理分析了面内振动模态识别的难点; 其次, 在电机定子动力学分析的基础上, 提出了通过振子底端局部振型识别工作模态的方法; 最后, 通过定子样机的激光多普勒测振仪扫频测试, 验证了通过定子底部端面局部振型来识别工作模态这一方法的可行性。结果表明: 该方法可推广应用于由一对纵振模态复合的超声振子的工作模态识别, 还可更高效地从有限元分析得到多个模态分析结果中识别工作模态, 为结构的动力学优化奠定基础。

关键词 直线超声电机; 模态试验; 激光多普勒测振; 复合振动模式

中图分类号 TM35; TM359.4; TH131.2

引言

超声电机利用压电陶瓷的逆压电效应以及摩擦耦合将定子自身的微米级往复振动转化为动子宏观直线或旋转运动的执行机构^[1-2]。自 20 世纪 80 年代至今, 其发展日益迅速, 它以自身重量轻、输出能量密度高、易于小型化和轻量化等优点, 在精密驱动与控制领域应用广泛^[3]。

根据超声电机定子振动的波动形式不同, 可将超声电机分为行波、驻波和表面波超声电机。其中驻波超声电机以其结构多样化引起了研究人员的广泛关注^[4]。为了实现驻波超声电机定子的驻波振动, 压电陶瓷与金属基体的装配方式有贴片式和夹心式两种结构。其中贴片式结构紧凑, 易于小型化^[5-6]; 夹心结构能够输入较高功率, 在需要大推力的场合具有应用前景^[7]。根据波动在定子内的振动方向的不同, 驻波超声电机有面外振动式和面内振动式两种^[8-9]。其中面内振动结构具有较小的厚度, 能够在不增加驱动系统厚度的前提下实现作动。面内模态超声电机从结构特点可分为整体模态复合型和局部模态组合型两类^[10-11]: 整体模态复合是指利用板结构面内两个纵振或弯振模态进行组合设计定子, 这类电机的典型代表有 Nanomotion 公司的 L1B2 模式的超声电机和 PI 公司的产品, 这类电机

在定子上不设槽结构, 对加工精度具有较高要求, 且异形模态的频率响应带宽要重叠这一要求难以达成; 而局部模态组合型通常由单一低阶弯振或纵振模态的两个压电振子组合而成, 通过两个振子振动的相位组合实现摩擦驱动, 相对整体模态复合型更易实现响应带宽重叠, 且不易受到边界条件的影响^[12]。

在超声电机的设计及制造过程中, 模态试验是检验电机设计是否合理、样机制作是否合格的重要途径。基于面内纵振模态贴片结构直线超声电机以其紧凑的结构及所选的面内工作模态在给电机带来小尺寸和便于装夹优点的同时, 这些特征也使得定子的模态试验难以实施^[13]。与同样是扁平结构的方板结构超声电机相比, 方板结构定子的工作模态是面外模态^[14], 其振型信息可通过测量垂直于结构所在平面的振幅及相位获取; 而扁平的板状结构的面内模态则需要获取平行于振动平面的振幅及相位, 这给该类结构的模态试验提出了挑战。

随着测量技术的不断进步, 超声电机模态试验的方法也逐渐完善。在早期定子模态试验中, 研究者借助动态分析仪测量定子导纳曲线^[15], 不能获得振型结果。电子散斑激光测振仪可实现振型的测量, 但不能定量测出振幅, 并且易受外界干扰, 使得

^{*} 国家自然科学基金青年科学基金资助项目(51505161); 超声电机国家地方联合工程实验室开放课题资助项目(NJ20160001); 华侨大学中青年教师科研提升计划资助项目(ZQN-PY604)

收稿日期: 2019-11-21; 修回日期: 2020-04-26

其应用受限^[16-17]。基于激光多普勒效应的多普勒激光测振系统可实现对定子表面振动的全面测量,可通过逐点测试的方式获得较大测量范围的振型。这类系统测试频段宽、精度高,可以快速地得到定子上各测量点的振型分布图。基于面内纵振模态的直线超声电机,其定子的振动模式为面内复合振动,激光扫描多普勒测振仪难以直接测量其面内振动模态,导致面内振动模态电机模态试验的困难^[18]。

本研究将在介绍面内纵振复合振动模式直线超声电机的原理基础上,结合面外振动激光多普勒测量原理研究面内纵振复合模态超声电机模态识别方法,并通过样机试验对该方法的有效性进行验证。

1 电机定子模态试验原理

1.1 电机定子与振型

图 1 所示为面内纵振复合模态超声电机电机的定子,定子为具有对称面的结构,由一对纵振压电振子、连接纵振压电振子端部的拱形结构以及连接纵振压电振子中部的支撑结构组成。每个压电振子金属基体的两个表面都粘贴有 1 片矩形压电陶瓷片。拱形结构的顶部设有锥形孔结合面,通过粘接装有氧化铝陶瓷球作为驱动足,用于提高定子的耐磨性。两个对称结构的纵振压电振子之间有一个支撑结构,用来提高定子刚度。压电振子长边外侧为 V 形结构。

定子上的压电陶瓷为贴片式粘接在金属基体上,陶瓷片的极化方向如图 1 中箭头所示,4 片压电陶瓷片均沿厚度方向极化。位于同一侧的压电陶瓷片施加相同的电压激励信号,位于右侧的两片压电陶瓷片施加 A 相正弦信号,位于左侧的两片压电陶瓷片施加 B 相余弦信号,两信号频率振幅均相同。金属基体作为激励电压的参考零点。

为了叙述方便,上述 A、B 两相电压激励引起定子驱动足的振动响应分别用 $u_a(t)$ 、 $u_b(t)$ 表示。定子在工作频率附近有两个工作模态,分别为面内同相振动模态和面内反相振动模态。将定子工作模态所在的平面设为 xy 平面,如图 2 所示。

定子在 A 相电压的激励下,其面内同相振动模态被激发,驱动足处产生沿 y 轴方向的往复振动,其振动响应可表示为

$$u_a(t) = U_y \sin(\omega t) \quad (1)$$

其中: U_y 为 y 轴方向振幅; ω 为角频率。

定子在 B 相电压的激励下,其面内反相振动模

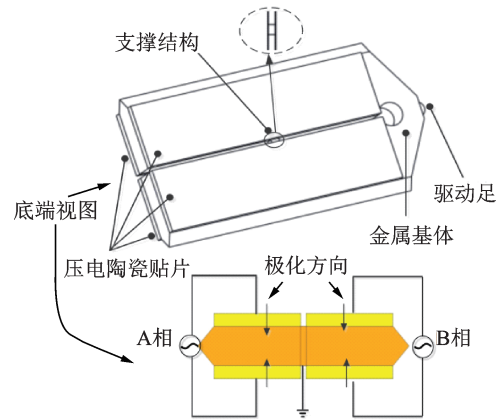


图 1 定子结构

Fig.1 Stator structure

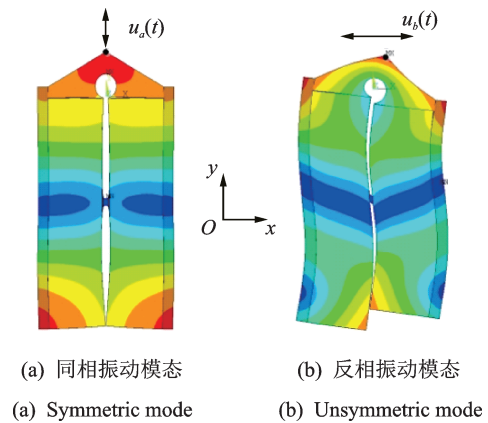


图 2 定子的工作模态

Fig.2 Two working modes of the stator

态被激发,驱动足处产生沿 x 轴方向的往复振动,其振动响应可表示为

$$u_b(t) = U_x \cos(\omega t) \quad (2)$$

其中: U_x 为沿 x 轴方向振幅; ω 为角频率。

当 A、B 两相电压同时施加,联立上述两式可知,驱动足的振动轨迹为两个方向振动的叠加,其轨迹方程为椭圆方程

$$x^2/U_x + y^2/U_y = 1 \quad (3)$$

由上述分析可见,定子的工作模态的振型可视作两个纵振的压电振子振动的合成,纵振压电振子的振型为一阶纵振。两个振子在一阶纵振的节面和其中一端相连,两个纵振振型同相振动时驱动足沿 y 轴方向振动,反相则引起驱动足 x 轴方向的振动。

1.2 多普勒测量原理

多普勒激光测振系统是以光学多普勒效应为基础的一种非接触式测量系统,其高精度多点测量是由其中的激光干涉仪实现的,该测量系统中的高速摆镜用来实现对被测物体的扫描,测量得到的数据

由计算机进行处理与评定,最终得出待测表面的振型。

多普勒测量系统如图 3 所示。试验时,由 PC 端产生数字信号,经过 D/A 转化为模拟信号后经过功率放大器放大成合适的激励驱动信号施加在定子的压电陶瓷元件上,定子产生在激励信号的作用下产生振动^[17]。定子产生振动的同时其被测面接受并反射由扫描激光头内的干涉仪输出的稳频光束,获得的两信号差最后经过解码器进行数据处理输出模拟信号,再通过 A/D 转换进入 PC 端处理并显示其幅频曲线^[18]。

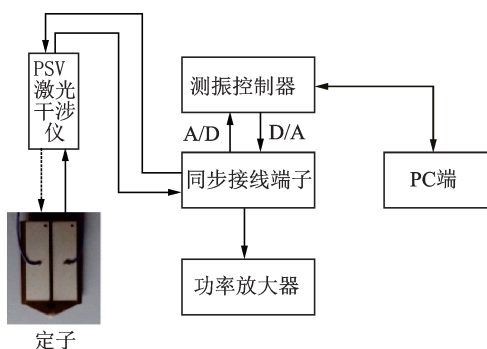


图 3 多普勒测量系统原理图
Fig.3 Principle diagram of Doppler measuring system

图 4 为激光多普勒测振系统信号采集的原理示意图。电机定子在基准激励信号的作用下在振动平面产生振动。扫描激光器通过摆镜调整干涉仪发出的激光束,逐一测量振动平面上设置的测点。从测试点发射的激光束在扫描激光器中与基准激光束发生干涉并通过图像传感器记录干涉图像。该图像由振动测试仪中的解码器解析并输出正比于平行激光束振动速度的电压信号。

多普勒激光测振系统测量时有以下要求,测量光束必须照射到被测表面,即只能测量垂直于测量表面的面外振动模态。由于上述电机定子工作在面

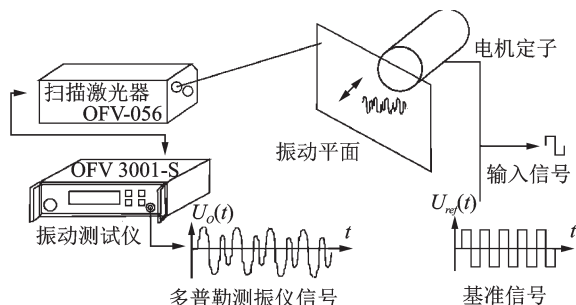


图 4 激光多普勒测振系统信号采集原理
Fig.4 Principle of data recording with a laser Doppler scanning vibrometer

内模态且结构为一空间多面体,多普勒面外振动测量系统无法直接获得定子整体的振动模态,进而识别其工作模态。下面分析如何在有限元分析的基础上合理地选择测量区域,从而实现该电机定子工作模态识别。

2 工作模态识别方法

2.1 面内纵振复合模态分析

为了分析上述面内纵振复合振动模态定子工作模态的特点,从而为提出工作模态的识别方法提供参考,基于商业有限元软件 ANSYS 建立了定子的有限元模型。定子各结构参数如图 5 所示,定子弹性体材料为磷青铜 QSn6.5-0.2,压电陶瓷贴片为 PZT8(长×宽×高为 30 mm×8 mm×1 mm),所用材料性能参数如表 1 所示。有限元模型对实际定子做了两方面简化:忽略了粘接压电陶瓷和定子基体的胶层;将驱动足处的耐磨陶瓷珠简化为与基体同材质的尖角结构。

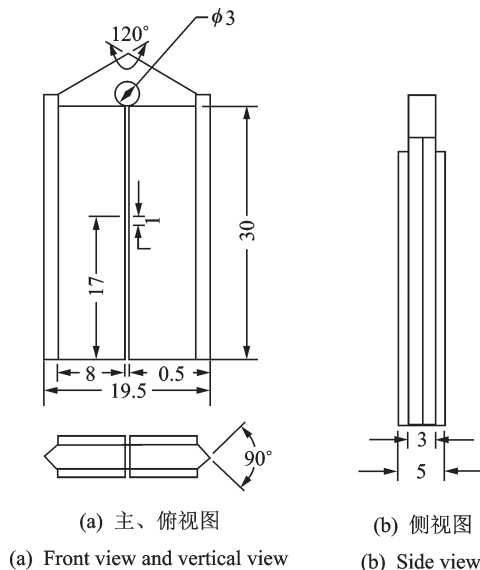


图 5 定子结构示意图(单位:mm)
Fig.5 Parameter diagram of stator structural(unit:mm)

表 1 材料参数
Tab.1 Material parameters

参 数	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	泊松比	弹性模量/Pa
QSn6.5-0.2	8 800	0.33	1.13×10^{11}
PZT8	7 640	0.31	

压电陶瓷的刚度矩阵 c^E 、压电矩阵 e 和介电矩阵 ϵ^S 如下

$$c^E = \begin{bmatrix} 12.10 & 5.35 & 5.15 & 0 & 0 & 0 \\ 5.35 & 12.1 & 5.15 & 0 & 0 & 0 \\ 5.15 & 5.15 & 10.45 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 3.13 & 0 & 0 \\ & & & & 3.13 & 0 \\ & & & & & 3.46 \end{bmatrix} \times 10^{10} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

(4)

$$e = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -5.2 \\ 0 & 0 & -5.2 \\ 0 & 0 & 15.1 \\ 0 & 12.7 & 0 \\ 12.7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \text{ (C/m}^2\text{)}$$

(5)

$$\epsilon^S = \begin{pmatrix} 8 & & \\ & 8 & \\ & & 4.97 \end{pmatrix} \times 10^{-9} \text{ (F/m)}$$

(6)

定子的结构在空间上具有两个对称面,因此,为了避免有限元模型网格不对称引起的失真,建立定子模型时首先建立了 1/4 定子的几何体模型,再对 1/4 定子模型进行网格划分,生成的 1/4 定子有限元模型通过镜像复制成为完整的定子有限元模型。有限元模型中采用了具有 8 个节点的三维耦合场单元 solid5 和映射网格划分了压电陶瓷部分几何体,其余金属体部分几何体采用具有塑性应变单元 solid45 单元和扫略网格。

根据 ANSYS 有限元分析软件对定子动力学建模,边界条件为设定为机械自由,压电陶瓷基板电势为零,设定频率范围为 40 kHz~60 kHz,得到该定子的 6 个模态振型,仿真结果如图 6 所示,其中模态 3, 4 两个工作模态分别为同相振动模态、反相振动模态,模态频率分别为 54 456 和 54 848 Hz,其余 4 个模态均不是所需要的工作模态。图中 MAX 表示振幅最大处,MIN 表示振幅最小处。

根据模态分析得到振型云图,图 6 中模态 3 和 4 为工作模态。其中模态 3 为定子整体伸缩变形,振动的节面位于中部支撑结构处;模态 4 的振型表现为两侧分别伸长和缩短,由于两侧振子在中间有支撑结构并在端部相连,因变形协调关系,定子在整个上表现为弯曲变形,振动的节面同样也位于中部支撑结构处。因此,两个工作模态的应变最大的位置都位于中部支撑结构处,用于该电机工作模态振型的激励单元也设置在此处,以便获得良好的机电转换效率。

按图 1 所示的电激励方式给定子的 4 片压电陶瓷加上峰峰值 200 V 且相位差为 90° 的两相正弦和余弦电压信号,金属基体表面电势设置为零,得到其驱动足处的谐响应分析如图 7 所示。

在该谐响应模型中,结构阻尼模型采用瑞利阻

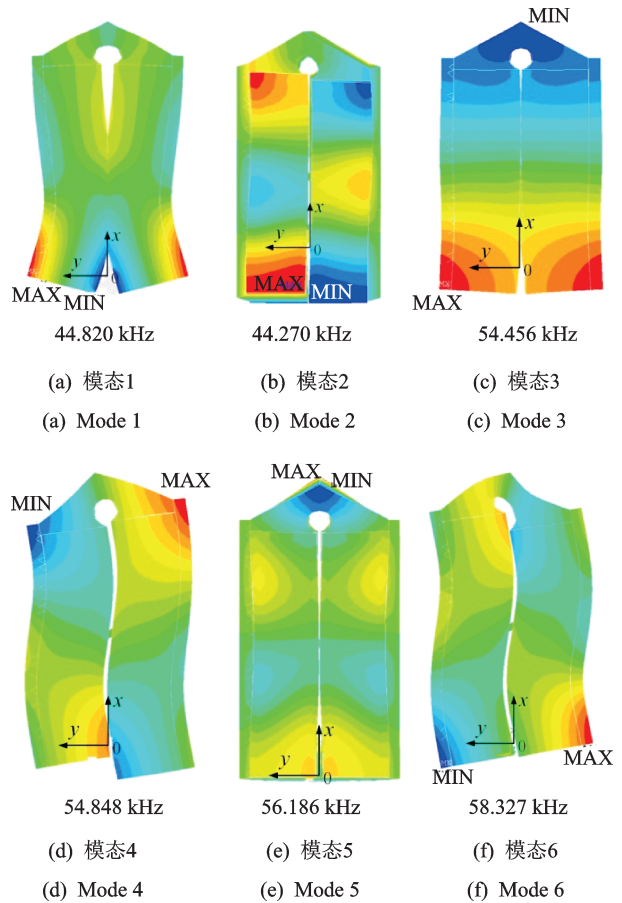


图 6 工作模态及邻近模态振型云图

Fig.6 Adjacent mode shape of working mode

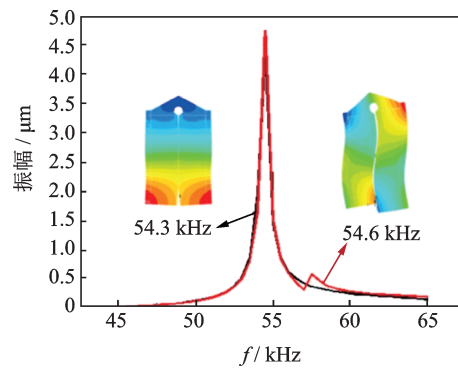


图 7 谐响应曲线

Fig.7 Harmonic response curve

尼模型。若定子有限元模型的动力学方程可表示为

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R \quad (7)$$

其中: M, C, K 分别为模型的广义质量、阻尼和刚度矩阵; R 为广义力矩阵; $\ddot{U}, \dot{U}$ 和 U 分别为加速度、速度和位移向量。

有限元模型只计算广义质量和刚度矩阵,而广义阻尼矩阵由式(8)计算

$$C = \alpha M + \beta K \quad (8)$$

其中:系数 α 和 β 由阻尼比 ξ 以及相应的振动频率决

定,关系如下

$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \frac{2\xi}{\omega_1 + \omega_2} \begin{Bmatrix} \omega_1 \omega_2 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

根据经验值阻尼比 $\xi(0.003)$ 和频率范围 $[\omega_1, \omega_2]$ 可得 α 和 β ,频率范围包含工作频率的范围。

由图7可见,压电陶瓷在激励下使得定子能够同时有效地激发出工作模态(模态3为54.3 kHz,模态4为54.6 kHz)并且不引入其他模态,避免了干扰振动的出现,也能在模态实验过程中简化模态识别的工作。下面对定子模态的一般识别方法进行介绍,并针对上述定子的结构特点提出针对性的模态识别方法。

2.2 模态识别方法

定子工作模态频率附近存在干扰模态。为了将这两个工作模态从干扰模态中区分出来,引入振型相关系数MAC^[19-20](modal assurance criterion,简称MAC),来定量描述振型间的相似程度,用 R 来表示,其计算方法如式(10)所示

$$R_{ij} = \frac{\left| \sum_{k=1}^n \varphi_{Si}^T \varphi_{Oj} \right|^2}{\left(\sum_{k=1}^n \varphi_{Si}^T \varphi_{Sj} \right) \left(\sum_{k=1}^n \varphi_{Oi}^T \varphi_{Oj} \right)} \quad (0 \leq R \leq 1) \quad (10)$$

其中: $\varphi_{Si}, i=1, 2$ 分别为工作模态4与工作模态5下的振型; $\varphi_{Oj}, j=1, 2, \dots, n$ 分别为各阶模态的振型。

由于定子结构的复杂性,实际模态实验中需要根据具体情况选择能够体现模态振型独特性且识别度高的测量位置。此外,因为多普勒测振仪只能测出平行于光路方向的振动,所选择的测量位置的振动方向要尽量与测量激光的传播方向一致,并且被测表面应尽量选择光滑平面以便得到更好的反射测量信号。根据上述原则,针对上述纵振压电振子的模态试验中选取定子底部端面为测量区域,并提取底部中线节点的两个工作模态下的振幅,并将其归一化处理,图8所示为工作模态的位移振型分布。

在上述定子的模态分析结果中,在定子底部中线均匀分布地选取数个节点,提取各个节点的模态形成振型矩阵,计算各阶模态的 R 值,计算结果如表2所示。

由表2中的各阶模态 R 计算数值可见,根据振型相关系数 R 值,可以将谐振响应分析中的两个工作模态有效地识别出来。虽然对同相振动模态 R 计算时3阶和5阶模态振型的 R 接近,但是在对定子进行

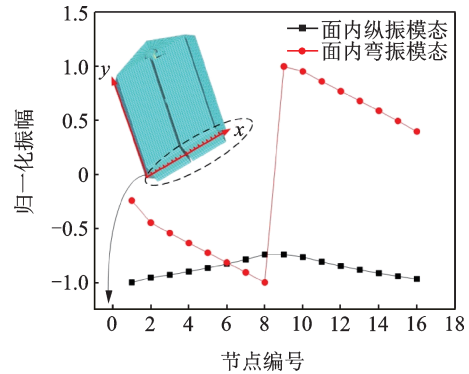


图8 测量节点示意图及其振型分布

Fig.8 Measuring the mode distribution of nodes

表2 各模态 R 值

Tab.2 R value of each mode

模态	1	2	3	4	5	6
反相振动 模态 R	0.06	0.00	0.00	1.00	0.00	0.44
同相振动 模态 R	0.11	0.16	1.00	0.00	0.98	0.01

谐振响应分析时不会激发5阶振型,因此通过上述方法可以有效分辨上述纵振复合模态定子的的工作模态。

3 试验与结果讨论

3.1 试验装置

研究者根据有限元模型的结构参数加工了定子样机,在陶瓷片中间位置附近焊接导线。有限元仿真结果表明,该位置靠近振型节面,对定子的固有特性影响相对较小。图9为PSV-300F-B型激光多普勒干涉仪测振系统,该系统由PSV激光干涉仪、测振控制器、同步接线端子、功率放大器和计算机组成。其中:PSV干涉仪由摄像机、干涉仪和摆镜构成;测振控制器将干涉仪的干涉图像信息解码为与振动速度成正比的电压信号;计算机通过数据采集卡获取振动信息并根据用户需要进行显示,还可对

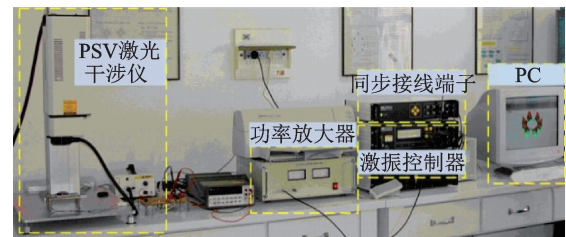


图9 模态测试试验装置

Fig.9 Experimental equipment for modal testing

测试模式进行设定^[21]。

3.2 试验结果

根据对定子结构特性及振动模态的分析,选取定子底部整个被压电陶瓷所粘接的金属基体的矩形区域为激光测振仪的扫描表面,如图 10 所示,黑色网格部分为测量区域。



图 10 模态试验测点网格图

Fig. 10 Mesh diagram of modal test points

图 11 所示为定子底边的扫描振型,对定子的底部端面进行振动测量,可以观察到在整个扫描频率范围内,有多处峰值,定子的多个模态被激发,在 55 953 Hz 处发现其同相振动模态,在 55 391 Hz 处发现其反相振动模态。

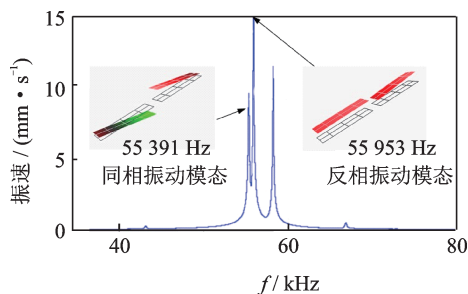


图 11 多普勒测振扫描曲线

Fig.11 Harmonic scan with Doppler vibrometer

3.3 分析与讨论

根据利用 Ansys 有限元仿真软件仿真得到该定子两振动模态下的频率差为 392 Hz,与试验结果测得的频率差 562 Hz 存在差异,分析其原因主要有:①在仿真时忽略了实际制成样机的工艺带来的误差,如用于粘接金属基体与压电陶瓷贴片之间的环氧树脂胶层的影响,而胶层的刚度小于金属基体及压电陶瓷的刚度;②仿真时对定子驱动足进行简化。实际样机中的驱动足为球形的胶体接触,与金属基体通过胶粘为一体,在 ANSYS 有限元仿真时未考虑驱动足的形状及与弹性体的连接工艺,以尖头建模计算;③不可避免的制造误差以及设计尺寸时的形位公差,导致实物尺寸与仿真时尺寸存在微小差异。

模态测试结果表明,除面内纵振模态与面内弯振模态两个工作模态外,还发现另一个峰值,据有限元仿真结果可知,该峰值驱动足处不发生 x 方向以及 y 方向的移动,所以不是人们所需要的模态,属于干扰模态。

4 结束语

本研究在介绍一种纵振复合模态直线超声电机的工作原理的基础上,对其工作模态分析,通过提取定子工作模态振型并根据振型相关性以及激光多普勒测试的特点,提出了通过局部振型的相关性比较实现其工作模态识别的方法。定子动力学仿真结果以及对定子底端局部模态振型的测量结果都表明,通过利用多普勒激光测振仪对定子底部局部振型的测量,可以识别该定子的两个工作模态。该方法可以推广应用于由一对纵振模态复合的超声振子的工作模态识别,还可以更高效地从有限元分析得到的多个模态分析的结果中找出工作模态,为结构的动力学优化奠定基础。

参 考 文 献

- [1] 赵淳生. 超声电机技术与应用[J]. 压电与声光, 2009, 31(1): 148-167.
ZHAO Chunsheng. Ultrasonic motor technology and application[J]. Piezoelectric and Acoustooptic, 2009, 31(1): 148-167. (in Chinese)
- [2] 程丁继, 时运来, 林瑜阳, 等. 螺旋箝位双向大推力压电直线作动器研究[J]. 压电与声光, 2019, 41(2): 195-198.
CHENG Dingji, SHI Yunlai, LIN Yuyang, et al. Research on screw clamped bi-directional high thrust piezoelectric linear actuator[J]. Piezoelectric and Acoustooptic, 2019, 41(2): 195-198. (in Chinese)
- [3] 姚志远, 李晓牛, 李响, 等. 直线超声电机设计、建模和应用的研究进展[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(4): 615-623.
YAO Zhiyuan, LI Xiaoniu, LI Xiang, et al. Research progress in design, modeling and application of linear ultrasonic motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 615-623. (in Chinese)
- [4] DONG X, HU M, JIN L, et al. A standing wave ultrasonic stepping motor using open-loop control system[J]. Ultrasonics, 2018, 82: 327-330.
- [5] LIU Y, YANG X, CHEN W, et al. A bonded-type piezoelectric actuator using the first and second bending vibration modes[J]. IEEE Transactions on Industrial

- Electronics, 2016, 63:1676-1683.
- [6] HU Y, WANG R, WEN J, et al. A low-frequency structure-control-type inertial actuator using miniaturized bimorph piezoelectric vibrators[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(8):6179-6188.
- [7] CHAO C, YUNLAI S, JUN Z, et al. Novel linear piezoelectric motor for precision position stage[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(2): 378-385.
- [8] DABBAGH V, SARHAN A A D, AKBARI J, et al. Design and manufacturing of ultrasonic motor with in-plane and out-of-plane bending vibration modes of rectangular plate with large contact area[J]. Measurement, 2017, 109: 425-431.
- [9] YUE J, ZHIYUAN Y, BAILIANG Z, et al. A novel Π -type linear ultrasonic motor driven by a single mode[J]. The Review of Scientific Instruments, 2018, 89(12):125010.
- [10] 付前卫,姚志远. 弯振模态板状直线超声电机的研究[J]. 压电与声光, 2017, 39(3): 361-364.
FU Qianwei, YAO Zhiyuan. Study on bending-vibration mode plate linear ultrasonic motor[J]. Piezoelectric and Acoustooptic, 2017, 39(3): 361-364. (in Chinese)
- [11] 付前卫,姚志远. 纵弯模态复合型直线超声电机定子质心振动研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(24): 124-129.
FU Qianwei, YAO Zhiyuan. Study on the vibration of the stator center of mass of longitudinal bending mode composite linear ultrasonic motor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(24): 124-129. (in Chinese)
- [12] JIN J, WAN D, YANG Y, et al. A linear ultrasonic motor using (K0.5Na0.5) NbO3 based lead-free piezoelectric ceramics[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2011, 165(2): 410-414.
- [13] 周传荣. 结构动态设计[J]. 振动、测试与诊断, 2001, 21(1): 3-10.
ZHOU Chuanrong. Structural dynamic design[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2001, 21(1): 3-10. (in Chinese)
- [14] 赵淳生,黄卫清. 超声电机的试验研究[J]. 振动、测试与诊断, 2003, 23(1): 1-5.
ZHAO Chunsheng, HUANG Weiqing. Experimental study on ultrasonic motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2003, 23(1): 1-5. (in Chinese)
- [15] 赵淳生,熊振华. 国内压电超声马达研究的现状和发展[J]. 振动、测试与诊断, 1997, 17(2): 3-9.
ZHAO Chunsheng, XIONG Zhenhua. The current situation and development of piezoelectric ultrasonic motor research in China[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1997, 17(2): 3-9. (in Chinese)
- [16] 纪跃波,赵淳生. 超声波电动机面内振动模态试验测试系统[J]. 机械工程学报, 2006, 42(2): 110-114.
JI Yuebo, ZHAO Chunsheng. In plane vibration modal test system of ultrasonic motor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(2): 110-114. (in Chinese)
- [17] 王寅,金家楣,黄卫清. 一种面内行波旋转超声电机的模态试验方法[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(5): 596-599.
WANG Yin, JIN Jiamei, HUANG Weiqing. A modal test method for in-plane traveling wave rotating ultrasonic motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(5): 596-599. (in Chinese)
- [18] 郑光亮,陈怀海,贺旭东. 激光测振方法在振动试验中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(S1): 45-47.
ZHENG Guangliang, CHEN Huaihai, HE Xudong. Application of laser vibration measurement method in vibration test[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(S1): 45-47. (in Chinese)
- [19] ALLEMANG R J, PHILLIPS A W. Un-weighted and weighted versions of the modal assurance criterion (MAC) for evaluation of modal vector contamination [C]// Topics in Modal Analysis I, Volume 7. Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. Cham, Switzerland: Springer, 2014: 256-266.
- [20] 郭勤涛,张令弥,费庆国. 结构动力学有限元模型修正的发展——模型确认[J]. 力学进展, 2006, 36(1): 36-42.
GUO Qintao, ZHANG Lingmi, FEI Qingguo. Development of finite element model modification in structural dynamics—model validation[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(1): 36-42. (in Chinese)
- [21] 刘杰坤,马修水,马颢. 激光多普勒测振仪研究综述[J]. 激光杂志, 2014, 35(12): 1-5.
LIU Jiekun, MA Xiushui, MA Xie. Review of laser Doppler vibrometer[J]. Laser Journal, 2014, 35(12): 1-5. (in Chinese)



第一作者简介:陈紫嫣,女,1995年8月生,硕士生。主要研究方向为超声电机、超声固结金属增材制造。
E-mail:c_zy100@163.com

通信作者简介:王寅,男,1986年8月生,博士、讲师。主要研究方向为超声电机、压电电机和超声固结金属增材制造。
E-mail:yin.wangyin@hqu.edu.cn

Review on Key Common Technologies for Intelligent Applications of Industrial Robots

SUN Lining, XU Hui, WANG Zhenhua, CHEN Guodong

(Robotics and Microsystems Center, Soochow University Suzhou, 215000, China)

Abstract The 13th Five-Year Plan for National Strategic Emerging Industries points out that basic theoretical research and core technology development should be promoted to realize the industrialization of humanoid neural computing chips, intelligent robots and intelligent application systems, and to embed new artificial intelligence technologies in various fields. China's manufacturing industry is in the stage of development from digital manufacturing to intelligent manufacturing. The intelligent application of industrial robots is the core technology of manufacturing transformation and upgrading. Firstly, by analyzing the application of industrial robots in different industries, the typical technical route of intelligent upgrading is determined. Secondly, the technologies involved in intelligent perception, pose estimation, compliance control and motion planning are reviewed and analyzed. Finally, the team's intelligent application of industrial robots in the fields of spraying, polishing, assembly, picking and other fields is taken as cases to analyze the innovative technical achievements in the integration process of artificial intelligence technology and industrial robot application, so as to provide case reference and technical guidance for the upgrading of intelligent manufacturing in different industries in China.

Keywords industrial robot; intelligent manufacturing; intelligent application; intelligent perception; pose estimation; compliance control; motion planning

Position and Attitude Calculation Algorithm of Shearer Based on Differential Inertial Sensors

SI Lei¹, WANG Zhongbin¹, TAN Chao¹, LIANG Bin^{1,2}, WAN Miao¹

(1. School of Mechatronic Engineering, China University of Mining and Technology Xuzhou, 221116, China)

(2. Xuhai College, China University of Mining and Technology Xuzhou, 221008, China)

Abstract The shearer is one of the key equipment in the fully mechanized mining face, and its accurate positioning is the premise to realize the intelligent mining of the mining face. The deterministic drift and non-deterministic drift errors generated by the inertial navigation positioning of shearer are analyzed, and the data fusion model of the differential inertial sensor module is established to study the differential calculation method of the shearer position and attitude. The shearer operating condition of undulating motion is simulated, and the simulation analysis of the differential calculation algorithm is carried out. The simulation results show that the proposed calculation algorithm is superior to the original method in terms of the cumulative error and the maximum error. An experimental platform for shearer inertial navigation positioning and a motion condition simulation test platform are designed and built to analyze. The experimental results verify the feasibility and effectiveness of the proposed position and attitude calculation method.

Keywords shearer; position and attitude calculation; inertial navigation; precise positioning

Structural Damage Localization Based on Lamb Wave Packet Aliasing Separation Method

GUO Yu¹, ZHANG Chao¹, JI Hongli¹, WU Yipeng¹, QIU Jinhao¹, WANG Yong²

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. Structural System Research Laboratory, Aerospace System Engineering Shanghai Shanghai, 201109, China)

Abstract The delay-and-sum structural damage imaging method based on Lamb wave has the advantages of accurate result and low computation cost. However, in complex aeronautical structures, Lamb waves are very prone to reflections because of the complexity of boundary conditions, especially in case of multiple damages. Due to the Lamb wave dispersion effect, multiple wave packets are aliased to affect the positioning results. In response to these problems, this paper proposes a separation and compensation method for dispersion wave packet. Firstly, the aliasing wave packet function considering dispersion effect is theoretically obtained, and the method for solving the sum function is proposed based on hidden variables. Then numerical simulations are used to verify the effectiveness of the algorithm for wave packet separation and reconstruction. Finally, the damage localization experiment of the composite stiffened panel is carried out to demonstrate the capacity of the proposed method. Experimental results prove that it can remove the pseudo-damage projection of the reflected wave under complex boundary conditions, thus improving the accuracy of the damage positioning and the resolution of the image.

Keywords damage localization; Lamb wave; wave packet separation; dispersion compensation; hidden variable model

Design of Flexible Hole Detector Mechanism Driven by Shape Memory Alloy Wire

PAN Hao¹, XIONG Ke¹, LU Jiyun², WANG Rong¹

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(2. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

Abstract Aiming at the working requirements of the automatic bending and obstacle avoidance of the hole detector, an autonomous bending mechanism driven by a two-way shape memory alloy (SMA) wire is designed. The SMA wire actuation characteristic test platform is built, and the driving behavior of SMA wire is systematically analyzed. It is found that the shrinkage rate of the SMA wire with a diameter of 0.5 mm reached 4%, and its load capacity reaches 83.23 N, satisfying the driving requirements of the hole detector bending. In addition, the kinematics model of the bendable hole probe mechanism is established, and the reachable space of the end mounted optical lens is obtained. Furthermore, the control experiment of the mechanism is carried out, and the result shows that the maximum bending angle of the mechanism is 22.3°. The autonomous bending mechanism designed in this paper has practicality.

Keywords hole detector; shape memory alloy; bending mechanism design; kinematics analysis

Vibration Characteristics Modeling and Experiment of Multi-row Coupled Gearshift Mechanism

ZHANG Qiang, XU Jin, LI Hongwu, ZHANG Yudong

(Key Laboratory of Vehicle Transmission, China North Vehicle Research Institute Beijing, 100072, China)

Abstract Multi-row planetary gears are used in the gearshift mechanism of high-speed tracked vehicle to realize the shift function. Due to the coupling between different planetary gears, the mapping relationship between internal excitation and vibration characteristics is still unclear. According to the design scheme and shift logic of the planetary transmission mechanism, based on the second Lagrangian equation, the differential equation of mass coupling vibration of planetary gearshift mechanism is derived, and a general multi-row coupled planetary gearshift dynamic model is established. The results show that the time domain simulation value of the input component acceleration is basically consistent with the experimental test value, and the frequency domain characteristics of the acceleration of the planetary transmission mechanism are also basically consistent with the experimental test results. The simulation and experimental research results can provide the theoretical basis for the dynamic optimization design of the planetary transmission.

Keywords planetary gears; dynamic modelling; vibration analysis; frequency domain analysis

Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on Graph Modeling Feature Extraction

ZHANG Di, LU Guoliang

(School of Mechanical Engineering, Shandong University Jinan, 250061, China)

Abstract Aiming at the early fault detection and diagnosis of rolling bearings during its successive operations, a fault diagnosis method of rolling bearings based on graph modeling feature extraction is proposed. The signal is modeled by the short-time Fourier transform and graph theory. First, the time-frequency map of the signal is obtained by the short-time Fourier transform, extracted the spectrum map of each window. The frequency range is divided into a certain number of frequency segments, to calculate the energy of each frequency segment and to build a graph model with it. Second, the Martingale-test is used to fault detection, computing an adjacent matrix entropy value as a feature vector training support vector machine (SVM). Finally the SVM classifier is used to identify the fault type. Two public data sets are used to validate the proposed method on the fault detection and fault diagnosis, respectively. The results show that the method can effectively detect and diagnose the bearing fault, and the effect is better than other methods.

Keywords rolling bearing; fault feature extraction; graph structure; fault diagnosis

Wind Tunnel Investigation on Shielding Effects of Wind Load Characteristics for Industrial Pipe Racks

HAN Xiaoyu¹, LI Bo^{1,2}, LIU Zhenhua³, XU Longhe^{1,2}

(1. School of Civil Engineering, Beijing Jiaotong University Beijing, 100044, China)

(2. Beijing's Key Laboratory of Structural Wind Engineering and Urban Wind Environment Beijing, 100044, China)

(3. China HuanQiu Contracting & Engineering Corp Beijing, 100029, China)

Abstract The shielding effects of the wind loads acting on the industrial pipe racks are significant. It is urgent to

investigate whether the wind loads of the pipe racks based on the current standard are safe or not. According to the common industrial pipe racks and the cracking furnaces located in the petrochemical plants, the shielding effects of the wind loads on the pipe racks have been investigated, based on high frequency force balance (HFFB) and high frequency pressure integration (HFPI) wind tunnel tests. The application scope of the standard is given by comparing with the current standard. The results show that the wind loads acting on the pipe racks specified in the current standard are safe. For the pipe racks with and without the pipelines, the wind loads obtained by the integral calculation method match with those drawn from the HFFB wind tunnel tests. Since the shielding effect of pipe rack on internal equipment is not considered, the wind load of cracking furnace obtained by the current code is obviously larger. Based on the HFPI wind tunnel tests, the shielding coefficients of the internal closed equipment shielded by the periphery pipe racks are given in the paper. Those coefficients can extend the scope of the applications of the integral calculation method.

Keywords shielding effects; wind loads; industrial pipe racks; high frequency force balance tests; high frequency pressure integration tests

Dynamic Response of Bridge Deck Pavement Layer of Steel-Concrete Composite Continuous Beam Under Tire Loading

YAN Zhanyou^{1,2}, CUI Xiangyang², CHEN Enli¹, WANG Qizhi³

(1. State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures,

Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(2. School of Traffic and Transportation, Shijiazhuang Tiedao University Shijiazhuang, 050043, China)

(3. Shijiazhuang Jiaojian Highway Construction and Management Co., Ltd. Shijiazhuang, 050052, China)

Abstract The stresses of the pavement systems of the steel-concrete composite continuous beam deck are very complicated, and the early damage of the deck pavement systems is closely related to the dynamic response under the vehicle load. A rubber tire finite element model and a three-span steel-concrete composite continuous beam model are established in this paper. The rubber tire adopts the Yeoh model, and the bridge deck pavement material (asphalt mixture) adopts the generalized Maxwell model. Moreover, the dynamic force of the rear axle suspension of the vehicle is applied to the rubber tires. The vertical deflection, vertical stress, longitudinal stress, transverse stress, and displacement spectrum of each pavement layer of the bridge deck can be solved comparing with the moving load. The results show that the vertical deflections of each span of the three-span steel-concrete composite beam are 21.3%, 4.7%, and 8.0%, respectively, larger than the moving load under the action of tire rolling; the vertical deflection of the longitudinal beam is 8.9% smaller than that of the deck pavement. The stress change trend of the upper layer is similar to that of the cement concrete layer, and the stress changes of the lower layer are more complicated. The displacement response frequency of the upper layer is concentrated in the range of 0~6 Hz. The above data have great guiding significance for structural optimization of bridge deck pavement.

Keywords rubber tire model; steel-concrete composite continuous beam model; bridge deck pavement; generalized Maxwell model; response

Acoustic Based Approach of Sewer Blockage Recognition Using Information Gain for Feature Selection

ZHU Xuefeng^{1,2}, FENG Zao^{1,2}, WU Jiande^{1,2}, MA Jun^{1,2}

(1. Faculty of Information Engineering and Automation, Kunming University of Science and Technology
Kunming, 650500, China)

(2. Yunnan Key Laboratory of Artificial Intelligence, Kunming University of Science and Technology
Kunming, 650500, China)

Abstract Regarding the difficulties of detecting the different degrees of blocking in buried sewers and efficiently extracting effective blockage characteristics, a blocking detection method using acoustical characteristics based on information gain and extreme learning machine is proposed in this paper. Firstly, a sinusoidal sweep signal is used as the excitation signal, and the sound pressure data are collected at the receiving end to measure the acoustic impulse response of the pipe. Then a six-level wavelet decomposition tree is applied to obtain eight decomposed acoustic signal components in different frequency bands. After that, the information gain is introduced to quantitatively characterize the eight components, and the components that contain the most information about the pipe conditions are chosen so that the effective feature information can be kept. The sound pressure level is calculated to form the eigenvectors from the Mel-frequency cepstrum coefficients. Finally, the extreme learning machine is adopted due to its advantages of simple structure and fast learning speed. So, the pipe conditions can be effectively identified, as well as the different degrees of blocking of the pipe through the above methods, that the experimental results verify the effectiveness. Furthermore, it can also eliminate the interference of pipe components such as lateral connection to improve the accuracy of blockage identification, which has both theoretical significance and application value for condition assessment in sewer system.

Keywords sewer; blockage detection; information gain; acoustic characteristics

Analysis of Meshing Stiffness and Vibration Response of Tooth with Root Crack in Different Depth

LIU Jie, SUN Yufeng, LI Huanyu

(School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology Shenyang, 110870, China)

Abstract First, the models of tooth with root cracks are classified into three types according to the relation between the distance from the crack tip to the centerline of a tooth and half of the tooth thickness. For each model, the expression of meshing stiffness changed with the crack depth is derived based on the energy method. Then, the meshing stiffness are analyzed by the finite element method to prove that the proposed models are effective. Finally, the dynamic model of gear system is established based on the expressions of meshing stiffness to analyze the vibration response of the gear system. The results show that the meshing stiffness decreases as the depth of crack increases. The deeper the crack is, the faster the stiffness decreases. When the parameter that represents the crack depth is larger than 50%, the stiffness decreases sharply. The vibration response intensifies and suffers the periodic impact as the crack depth increases. Furthermore, when the frequency is close to the meshing frequency, small clutters occur, the trajectory in the phase diagrams extends and the aggregation region of discrete points in the Poincare diagrams expands.

Keywords meshing stiffness; root crack; energy approach; finite element method; vibratory response

Analysis and Optimization of Robustness of Noise Control in Vehicle

ZHANG Lijun^{1,2}, ZHANG Xiyu^{1,2}, MENG Dejian^{1,2}

(1. School of Automotive Engineering, Tongji University Shanghai, 201804, China)

(2. Collaborative Innovation Center for Intelligent New Energy Vehicle, Tongji University Shanghai, 201804, China)

Abstract The robustness of the secondary path of the noise from the adaptive notch filters for the multi-channel vehicle is investigated. First, the mathematical model of the system is established, and the convergence rate and the error gained at the steady state are defined to evaluate the system's ability in reducing noise. Then, the secondary path robustness of the system, including the boundary conditions of mismatching, are derived, simulated, and verified by experiments. The results show that the change of secondary path doesn't work for the steady-state error, but influences the convergence either positively or negatively. Based on these rules, the robustness is improved by increasing the convergence rate of the system through the optimization of the secondary path. Furthermore, the suppression of the feedback and leakage algorithm on the secondary path robustness of the system is proposed and analyzed.

Keywords active noise control; vehicle interior noise; secondary path; robustness analysis; robustness optimization

Novelty Faults Detection Method Based on SVM Observer and Its Application

LI Yun^{1,2,3}, YANG Shihai^{1,2}, WU Jiajia^{1,2,3}, GU Bozhong^{1,2}

(1. National Astronomical Observatories / Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Science Nanjing, 210042, China)

(2. CAS Key Laboratory of Astronomical Optics & Technology, Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology Nanjing, 210042, China)

(3. University of Chinese Academy of Science Beijing, 100049, China)

Abstract In light of the lack of prior information and the difficulties in characterizing when detecting novelty faults of the driving systems of astronomical telescopes, the method based on the SVM observer is proposed. First, the principles of the proposed method are introduced and a diagnostic model of the general state observer is established in terms of the driving systems of astronomical telescopes. Then, the telescope's operation data are used as samples to test the proposed method. It takes 0.047 s to detect novelty faults and the accuracy is 94%. Meanwhile, the back propagation (BP) observer needs 7.628 s and finishes with a accuracy of 85.5%, and the radial basis function (RBF) observer only reaches a accuracy of 58% within 1.985 s. Compared with them, the method based the support vector machine (SVM) observer has obvious advantages. Finally, the proposed method is implemented on a fault diagnosis and self-healing semi-physical simulation platform, which proves its feasibility in engineering applications.

Keywords astronomical telescope; support vector machine; observer; novelty; faults detection

Research on Crack Diagnosis of Pitch Bearing Based on AE and STFT

LI Ting^{1,2}, FU Deyi^{1,2}, XUE Yang^{1,2}

(1. Renewable Energy Research Center, China Electric Power Research Institute Beijing, 100192, China)

(2. State Key Laboratory of Operation and Control of Renewable Energy & Storage Systems, China Electric Power Research Institute Beijing, 100192, China)

Abstract It is difficult to monitor pitch bearings with methods based on vibration signal or strain. In light of this limit, a method based on the acoustic emission (AE) technology is proposed to obtain signals, and the short time Fourier transform (STFT) method is introduced to analyze and diagnose the signals. First, the AE technology is studied, and the principle and process of STFT are deduced. Then, the experiments are carried out on a wind turbine pitch bearing. The data of pitch bearing with and without cracks are compared in time domain, frequency domain and time-frequency domain. It shows that the STFT analysis method works best in detecting the cracks in time-frequency domain. Finally, the characteristics of cracks are determined by new data. The results show that AE signals perform better in grasping the state information of pitch bearing, and STFT analysis method is prior in identifying crack faults. The STFT method maintains its performance when the working conditions or other factors change, which is more practical.

Keywords acoustic emission technology; short time Fourier transform; pitch bearing; crack detection; wind turbine

Load Data Model and Spectrum Compilation of Loader Working Device

WAN Yipin¹, SONG Xuding¹, YUAN Zhengwen², TIAN Weibo¹

(1. The Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment of MOE, Chang'an University Xi'an, 710061, China)

(2. Engineering Machinery Research Institute of Xuzhou Construction Machinery Group Xuzhou, 221004, China)

Abstract In order to study the load data model and load spectrum characteristics of the loader working device, the cross-section bending moment of the moving arm plate is introduced as the intermediate variable of the equivalent external load of the working device. Based on the measured load of LW900K loader, two equivalent load data models, namely the nuclear density estimation and parameter distribution estimation, are established. The fatigue test load spectrum is compiled and the fatigue damage verification test is carried out. The load spectrum of the working device can be obtained both by the kernel density estimation model and the parameter distribution model. Furthermore, the damage of parameter distribution model is much smaller while the fatigue life of the welding position calculated based on the load spectrum damage of the nuclear density estimation model is closer to the designed life of 3×10^4 hours. The results show that the damage results obtained by the nuclear density estimation model are closer to the reality. Based on the rainflow matrix, the load spectrum obtained by the nuclear density estimation model can make up for the weakening effect of distribution fitting in parameter distribution model on low frequency and large load, and can better reflect the real characteristics. The established data model and spectrum results provide a basis for fatigue life prediction and reliability test of loader working device.

Keywords loader; working device; load data model; load spectrum; fatigue damage

Cantilever Micro-thrust Measurement System of Flexible Biomimetic Fin Actuated by Macro Fiber Composites

MENG Haofeng¹, YANG Yiling^{1,2}, LOU Junqiang^{1,2}, MA Jianqiang¹, CUI Yuguo¹,
CHEN Tehuan^{1,2}

(1. Faculty of Mechanical Engineering and Mechanics, Ningbo University Ningbo, 315211, China)

(2. China Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology of Zhejiang Province, Zhejiang University Hangzhou, 310027, China)

Abstract A cantilever micro-thrust measurement system is proposed in this paper, which is used to measure the generated dynamic thrust of a flexible biometric fin actuated by macro fiber composites (MFC). Based on the bending and torsion deflection theory of cantilever, the design parameters of the cantilever are obtained. The experimental calibration result of the bending rigidity matches well with the desired index. The underwater experiments show that the proposed fin achieves its maximum peak-to-peak oscillation magnitude of 5.08 mm and velocity of 104.3 mm/s in the steady state, with the excitation frequencies of 7 and 8 Hz, respectively. The generated dynamic thrust of the fin in the cases of the maximum oscillation displacement and velocity are experimentally obtained using the proposed measurement system. It can be seen that the generated thrust is fluctuated with two peaks within one oscillation circle, and both the thrust-producing and drag-producing pattern are observed in the oscillating periods. In the case of the maximum oscillation velocity, variations of the measured thrust shows that the MFC-actuated flexible fin is indicative of the thrust-producing pattern in 62.9% of an oscillation circle in the steady state, and the generated maximum instantaneous thrust, drag and mean thrust are 6.24, -2.50 and 1.90 mN, while the generated mean thrust is only 0.26 mN in the case of the maximum oscillation displacement. Accordingly, the feasibilities of the proposed MFC-actuated biomimetic fin and micro-thrust system are demonstrated.

Keywords macro fiber composites (MFC); flexible biomimetic fin; micro-thrust measurement; cantilever; bending rigidity; body or caudal fin (BCF) propulsion

Multi-source Localization Method of Eliminating Phantom Sound Sources Based on TDOA

LIU Haitao^{1,2}, CHEN Yonghua¹, LIN Yanming¹, ZHOU Xin¹

(1. School of Mechanotronics and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University Nanchang, 330013, China)

(2. Suzhou Automotive Research Institute, Tsinghua University Suzhou, 215131, China)

Abstract It is difficult for the multi-source localization method based on time difference of arrival (TDOA) to effectively associate the actual sources between the TDOA values obtained by array microphones. In order to solve this problem, this study developed a multi-source localization method based on TDOA. By using the cross-correlation algorithm to estimate the TDOA values of sound sources, and the locations of multiple target sound sources are solved based on Chan algorithm. In order to eliminate the phantom sound sources, the array microphone is divided into two sub-arrays: localization array and check array. Then the localization-check model for grouped microphone array is constructed. The microphones of localization array are used for locating all possible sources. The microphones of check array are used to eliminate the phantom sound sources and obtain the initial locations of real sound sources. According to the initial locations of real sound sources, a full array TDOA sequences check model is constructed to obtain the final locations of real sound sources. The simulation and experiment platforms are built to verify the proposed method. The simulation and experimental results show that the proposed method can effectively eliminate the phantom sound source based on TDOA, and make full use of array microphones to improve the localization accuracy of multiple sound sources.

Keywords multi- source localization; time difference of arrival (TDOA); false sources; cross-correlation algorithm; Chan algorithm

Comparative Study of Core Temperature Between Polylactic Acid and Carbon Fiber During Additive Manufacturing Process

BAO Chengzhi^{1,2,4}, HONG Chengyu^{2,4}, WU Yajun¹, ZHANG Yifan³, FU Yanbin^{2,4}, LI Cao¹

(1. Department of Civil Engineering, Shanghai University Shanghai, 200444, China)

(2. College of Civil and Transportation Engineering, Shenzhen University Shenzhen, 518061, China)

(3. University Research Facility in 3D Printing (U3DP), Hong Kong Polytechnic University Hong Kong, 999077, China)

(4. Underground Polis Academy, Shenzhen University Shenzhen, 518060, China)

Abstract To measure core temperature change inside the models during additive manufacturing (AM) process, fiber bragg grating (FBG) sensor is inserted into the model during printing process to realize the purpose of this measurement. Two kinds of materials including polylactic acid and carbon fiber are used during the printing process for exploration of the properties of 3D printing materials. Also contrastive analysis is conducted among the two materials. Five infill density values are used including 20%, 40%, 60%, 80%, 100%. Based on two kinds of materials and five kinds of infill density, 10 kinds of different samples are fabricated for comparative study. Test results reveal that the AM process of the model can be divided into 5 typical stages. The higher the infill density of the model, the higher the core temperature of the model. The maximum core temperature of the model in AM process with 100% infill density is 10 °C higher than that with 20% infill density. The maximum difference of maximum core temperature between the model made in carbon fiber and polylactic acid in AM process is at 60% infill density with the core temperature inside model of carbon fiber 5 °C higher than that of polylactic acid.

Keywords 3D printing; fiber Bragg grating; temperature measurement; carbon fiber; polylactic acid

Modal Testing Method of Membrane Antenna Structure in Vacuum Environment

LUO Jie, QIU Hui, CONG Qiang, XU Zhe, SHANG Aihua

(Beijing Institute of Spacecraft System Engineering Beijing, 100094, China)

Abstract The membrane structure has good application prospects in large spacecraft membrane antenna, solar sail and baffle because it has the advantages of low quality and small folding volume. The modal characteristics of membrane structure directly decide or to large extent affect the surface accuracy maintenance and vibration control of the structure. The correctness of modal analysis needs to be verified by ground tests. Because the membrane structure is light and flexible, air has an important influence on its modal analysis results, so it is very necessary to carry out modal tests in vacuum environment. In this paper, taking the planar membrane antenna structure as a research object, a set of modal testing system is designed and built, which is suitable for the vacuum environment. The modal test under various working conditions is completed, and the effective test data are obtained. Through data processing and comparative analysis, not only the effectiveness and feasibility of the testing system is verified, but also the specific influence of air on the modal test results is analyzed. As a result, some useful conclusions are obtained. This experimental research lays a solid technical foundation for the modal characteristics investigation and design improvement of the membrane antenna, which is of great engineering significance.

Keywords membrane antenna structure; vacuum environment; modal testing; electromagnet actuator; surface tension

Fault Monitoring Method of Wind Turbine Main Bearing

ZHENG Yuqiao, WEI Jianfeng, ZHU Kai, DONG Bo

(School of Mechanical and Electronical Engineering, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

Abstract Aiming to the problem that high cost and error of traditional fault monitoring method, a fault monitoring method is proposed based on the temperature model for fault monitoring of the wind turbine main bearings. The multiple linear regression model, grey model, support vector machine regression model and their combination forecasting model of main bearing temperature under normal operation are established respectively. Based on the combined prediction model, the sliding window method is introduced to analyse the change of temperature residual mean and standard deviation in the faulty condition of the main bearing. The failure of the main bearing is judged by comparing the confidence interval of the mean value or standard deviation of temperature residual with the set critical value. The results indicate that, the determination coefficient of the main bearing temperature combination forecasting model value is 0.049 3, 0.002 7 and 0.000 2 higher than that of the multivariate linear regression model, the grey prediction model and the support vector machine regression model, the combination forecasting model by introducing a sliding window method can reflect the abnormal situation of main bearing temperature in time, which provides high-precision monitoring of the main bearing fault state and formulating scientific and healthy maintenance strategy.

Keywords fault monitoring; main bearing; combination forecasting; sliding window method; coefficient of determination

Radial Measurement of Rotor Axial Displacement Based on Single Pulse Width Method

YUAN Qianqian¹, ZHU Yongsheng¹, YAN Ke¹, CAO Penghui¹, CHEN Kaida¹, GU Jinfang²

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University Xi'an, 710049, China)

(2. Shanghai Tian'an Bearing Co., Ltd. Shanghai, 200125, China)

Abstract The radial measurement method of the axial displacement of the rotor often suffers the changing shafting structure and the complicated installation and debugging of the rotor. In light of this problem a measurement method based on the single point pulse width variation is proposed. The axial displacement of the rotor is calculated by the bar code geometry, rotor operating parameters and the pulse width before and after the axial displacement of the rotor is measured by the optical color-coded sensor. First, the basic principle of measuring axial displacement by radial pulse width method is derived. The axial displacement and pulse width calculation model of the triangle print bar code considering the contour error is established. Then, the influence of the bar code structure parameters and the rotor condition conditions on the test results is analyzed. Finally, the effectiveness of the method is verified by the test platform of the precision rotor bearing system with air bearing support. The results show that the measurement error is greatly affected by the tilt angle of the bar code. When the rotor diameter is large, the method maintains the accuracy by increasing the bar code width and reducing the number of bar codes. The method provides a simple and easy new idea for the radial monitoring of the axial displacement of the rotor without changing the shafting structure.

Keywords axial displacement; rotor system; radial measuring; single pulse width measurement method

Comparison and Application of Frequency-Reassigned Synchrosqueezing Transform and Time-Reassigned Synchrosqueezing Transform

HE Zhoujie¹, TU Xiaotong¹, WANG Kai², LI Fucui¹, BAO Wenjie¹, BAO Jun²

(1. The State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University
Shanghai, 200240, China)

(2. Bosch Huayu Steering System Co., Ltd. Shanghai, 201821, China)

Abstract Synchrosqueezing transform is a time-frequency analysis method with the reconstruction property, used as a post-processing step for the short-time Fourier transform (STFT). This paper introduces two different methods of synchrosqueezing transform: the frequency-reassigned synchrosqueezing transform (SST) and the time-reassigned synchrosqueezing transform (TSST). Their differences and applications are illustrated by comparing the STFT formula used by the two methods. For the numeral calculations, discretization implementation algorithms based on the two synchrosqueezing transform processes are provided. In this paper, the rubbing fault of the rotating machine and the impact fault of the bearing outer ring are used to validate the effectiveness of the two algorithms. Moreover, this paper points out that the SST method can better identify the rubbing fault in the rotating machine because of its characteristics of compressing the STFT coefficient in the frequency axis direction, and the TSST method can detect the impact fault frequency on the bearing outer ring because of its characteristics of compressing the STFT coefficient in the time direction.

Keywords time-frequency analysis; fault diagnosis; feature extraction; synchrosqueezing transform; instantaneous frequency; group delay

Mechanical Fault Diagnosis Method Based on Multi-sensor Signal Feature Fusion Using Deep Convolutional Neural Network

WU Yaochun^{1,2}, ZHAO Rongzhen¹, JIN Wuyin¹, HE Tianjing¹, WU Jie²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology Lanzhou, 730050, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Anyang Institute of Technology Anyang, 455000, China)

Abstract Using multi-sensor data fusion for mechanical fault diagnosis can obtain higher accuracy, but traditional shallow fusion models have a weaker ability of nonlinear mapping and feature representation for complex data sets. Therefore, a multi-sensor data fusion method based on deep convolutional neural network (DCNN) for mechanical fault diagnosis is proposed. Firstly, multi-sensor vibration signals are extracted separately, and the feature vectors are obtained as one-dimensional feature surfaces to construct a set of multi-sensor feature surfaces, which is used as input of DCNN. Then, adaptive hierarchical fusion and extraction of multichannel features are realized with the deep network structure. Last, diagnosis results are output by softmax regression classifier. The experiment results show that this method has a higher ability of fault classification and identification, and a good robustness and adaptability under different noisy environments. This study provides a theoretical base for solving the multi-sensor information fusion problem of complex mechanical fault diagnosis.

Keywords fault diagnosis; vibration signal; multi-sensor; feature fusion; deep convolutional neural network

Nonlinear Study on Low-Frequency Vibration Drilling of Ti6Al4V Plate

HOU Shujun, PEI Tengfei, LI Kai, QU Yunxia, LI Kun, LI Kai

(School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology Tianjin, 300130, China)

Abstract Titanium alloys are widely used in aviation because of their excellent properties, such as high specific

strength, high specific stiffness and strong plasticity. However, these characteristics also bring big challenges to the high precision hole making operation. Vibration is proved to be an effective way to solve the problem. In this paper, a vibration drilling test bench is set up. Through the vibration drilling dynamics test of titanium alloys, it is found that the system has nonlinear vibration characteristics like a hard spring. The key dynamic parameters and dynamic models of the system are obtained by dynamic modeling and experimental parameter estimation. The nonlinear average analysis of the dynamic model is carried out during the near-resonance operation. The average equation is calculated and the results show that the amplitude-frequency characteristics agree with the measurements, which proves the correctness of the dynamic model. Based on the nonlinear characteristics of the system and the near-resonance operation, a large range of steady vibration is observed under low excitation, and the stable and efficient vibration chip breaking and drilling operation are realized. It shows that the vibration drilling process is more stable, the power consumption is lower and the hole quality can be better by skillfully using the nonlinear cutting process through proper dynamic design.

Keywords vibration assisted drilling; nonlinear; chip breaking; thrust force; drilling dynamics

Analysis of Mechanical Characteristics of Prefabricated Pipe Gallery Under Traffic Load

XU Jian, XIE Zhongqiu, WU Jinglong

(Department of Civil Engineering, Central South University of Forestry and Technology Changsha, 410004, China.)

Abstract In light of the mechanical characteristics of prefabricated integrated pipe gallery under traffic loads, a 3D numerical model of pipe gallery, considering the influence of socket joint and tension of prestressing tendons, is established based on the non-linear interaction between pipe and soil. The numerical model is proved effective through the comparison with the field prototype vehicle load test results. Then, the mechanical properties of longitudinal and interface sections of the integrated pipe gallery under different vehicle loads are investigated. The results show that the longitudinal Mise stress distribution of the pipe gallery is discontinuous at each socket interface. The peak value appears at the middle of the socket interface, and gradually attenuates to both ends. The longitudinal influence range is close to the adjacent two pipe galleries at the loading position. The inner side of the roof, the outer side of the left and right walls and the inner side of the floor at the pipe gallery interface are pulled, while the outer side of the roof, the inner side of the left and right walls and the outer side of the floor are compressed. The concrete at the bottom of side wall and the inner midspan of roof at the socket are the places where the maximum tensile stress occurs, which should be paid attention to. The stress of the pipe gallery structure is positively correlated with the load amplitude, and the change of the loading position has obvious influence on the stress of the bell joint.

Keywords integrated pipe gallery; socket joint; traffic load; numerical simulation; mechanical characteristics

Extraction of Degradation Feature for Rolling Bearings Based on Cointegration Theory

LI Yaolong^{1,2}, LI Hongru¹, WANG Bing³, YU He¹

(1. Department of Missile Engineering, Army Engineering University Shijiazhuang, 050003, China)

(2. North West Institute of Nuclear Technology Xi'an, 710024, China)

(3. Logistics Engineering College, Shanghai Maritime University Shanghai, 201306, China)

Abstract By analyzing the root-mean-square (RMS) and sample entropy evolution on the run-to-failure data of rolling bearing, it is found that there is a certain cointegration relationship between the two features, and a meth-

od for extracting degradation feature of rolling bearing is proposed based on cointegration theory. The proposed feature has a good two-stage property, and it can unify the run-to-failure data of different rolling bearings and obtain a consistent evolution process. By using several run-to-failure datasets of rolling bearings, the advantages of the proposed feature are verified. At the same time, the reasons for the two-stage and consistency of the proposed features are studied in depth. Compared with RMS and sample entropy, the proposed feature has better monotonicity and better prediction ability in non-stationary stage. Finally, the differences between cointegration fusion and common fusion algorithms are compared. By comparison and analysis, the proposed feature has good two-stage property and consistency, and has better prognostic ability than RMS and sample entropy.

Keywords rolling bearings; cointegration theory; degradation feature; trend prediction

Fault Diagnosis of Refrigeration Equipment Based on Data Mining and Information Fusion

ZHOU Yijun¹, WU Kai¹, SUN Yu¹, YANG Xiaoyan², LOU Xiaohua²

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology Nanjing, 210094, China)

(2. Nantong Square Cold Chain Equipment Company Nantong, 226300, China)

Abstract Traditional monitoring system of refrigeration equipment is accurate in detection single fault, but difficult to judge concurrent faults. In light of this limitation, a data mining method is proposed based on the information fusion method combining the designated cell analysis and support vector machine with weighted evidence theory. First, a non-fully orthogonal designated cell analysis method is proposed to make up the limit of traditional designated cell analysis in the non-fully orthogonal mode. Then, experiments prove that both the non-fully orthogonal designated cell analysis and support vector machines models can identify concurrent faults, and each model has certain advantages in identification of different concurrent fault. Finally, the weighted evidence theory is used to synthesize the diagnostic results of the two models. The hit rate of the post-fusion diagnosis raised to 99.10%, and the false alarm rate is reduced to 0.21%.

Keywords refrigeration equipment; simultaneous fault; information fusion; designated cell analysis; support vector machine

Modal Recognition Method for Linear Ultrasonic Motor Using In-Plane Coupling Longitudinal Modes

CHEN Ziyun¹, WANG Yin¹, CAO Jun¹, SHI Yunlai², HUANG Weiqing³

(1. College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University Xiamen, 361021, China)

(2. College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016, China)

(3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Guangzhou University Guangzhou, 510006, China)

Abstract In order to identify the working modes of the stator of ultrasonic motor using in-plane coupling longitudinal modes, and to provide a basis for their stator dynamic optimization, a modal recognition method for stator is proposed by means of local mode correlation analysis. Firstly, the working modes of stator are analyzed, and the difficulties of in-plane vibration mode identification are analyzed based on the principle of laser Doppler vibration measurement system. On the basis of the dynamic analysis of the stator, the method to identify the working mode by the local mode shape at the bottom of the vibrator is proposed; Finally, the feasibility of the method is verified by the frequency response results obtained by the laser Doppler vibrometer. This method can be extended to identify the working modes of similar ultrasonic oscillators composed by a pair of longitudinal mode vibrator, and also can be applied to extract the working modes more efficiently from multi-modal analysis results obtained from the finite element analysis, which lays a foundation for the dynamic optimization of the structure.

Keywords ultrasonic motor; modal test; laser Doppler vibration measurement; coupling vibration mode



— 扫描获取更多 —

振动声学专家 不仅仅是测量

测量



云系列

- ◆ 行业化专用测试系统
- ◆ 网络串行同步采集与供电



智系列

- ◆ 高性能设计 / 全功能采集
- ◆ 多类信号测量 / 千兆网络传输



慧系列

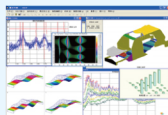
- ◆ 上千通道，机柜式设计
- ◆ 256 kHz 同步采样 / TEDS 功能

分析



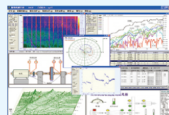
信号处理

- ◆ 几十种时域 / 频域
- ◆ 幅域 / 时频域方法



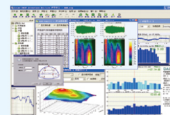
模态

- ◆ EMA/OMA/MIMO
- ◆ 十余种拟合算法



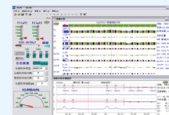
旋转机械

- ◆ 阶次 / 全息 / 伯德图
- ◆ 扭振 / 分岔 / 动平衡



声学

- ◆ 声压 / 声强 / 声功率
- ◆ 声品质 / 阵列 / TPA



行业应用

- ◆ 土木 / 桥梁 / 桩基
- ◆ 轨道 / 计量 / 教学

评估



设备性能

- ◆ 动力学模型和性能
- ◆ 工作损伤和寿命



桥梁健康

- ◆ 静载 / 动载性能
- ◆ 模态 / 索力 / 挠度



环境影响

- ◆ 环境振动噪声评价
- ◆ 设备声功率评价



轨道安全

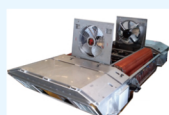
- ◆ 轮轨动力评估
- ◆ 脱轨 / 减载系数



机械故障

- ◆ 故障分析 / 诊断
- ◆ 趋势预测评估

解决



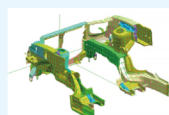
减振

- ◆ 振动隔离 / 吸振
- ◆ 结构改进振动消除



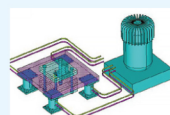
降噪

- ◆ 隔声 / 吸声 / 减震
- ◆ 声品质优化



CAE 协作

- ◆ 指导有限元模型
- ◆ CAE 设计验证



结构设计

- ◆ 动力学模型建立
- ◆ 机械结构优化设计



监测预警

- ◆ 大型工程振动监测
- ◆ 数据筛选处理报警



机械汽车



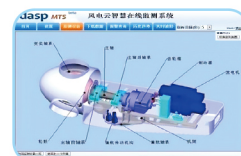
航天军工



桥梁建筑



轨道交通



风能电力

无锡市厚德自动化仪表有限公司

HOUDE METER

精心设计，打造厚德品牌
开拓创新，满足客户需求



无锡市厚德自动化仪表有限公司专业生产大型旋转机械装置的监测保护设备，产品涵盖了传感器、仪表、数据采集器、控制器和实验平台，构成了完整的监测保护系统，通过在线监测旋转机械的振动、转速、轴振动、位移等参数，及时发现异常并同步进行保护，可为用户提供一站式的设备安全监测保护解决方案，产品广泛应用于汽轮机、水泵、电机、风机、压缩机、磨煤机、制氧机、分离机械等旋转机械设备。

您的振动监控保护专家

质量监督电话：13906160104

监控保护系统



智能变送器



控制柜



传感器系列

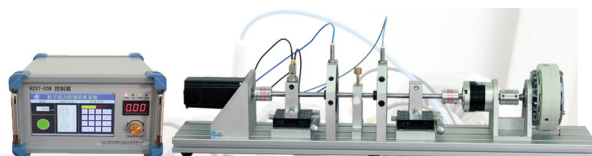
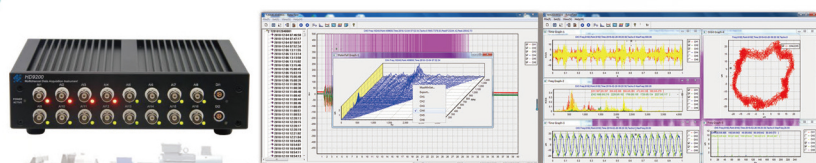


监控保护仪表



实验台系列

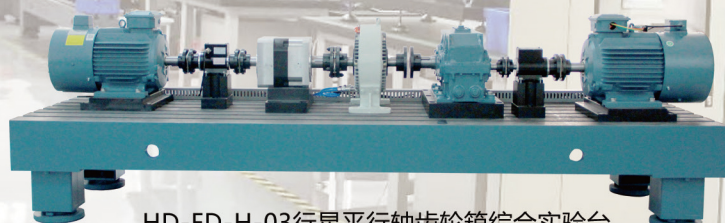
本公司针对高等院校及科研院所中的转子动力学及相关课程开发多款多功能专业性实验设备包含转子动力学实验台、滚动轴承实验台、滑动轴承实验台、行星齿轮箱实验台、平等轴齿轮箱实验台、风力发动传动系统实验台、高速压气机实验台等本科研究生所需教学实验台。



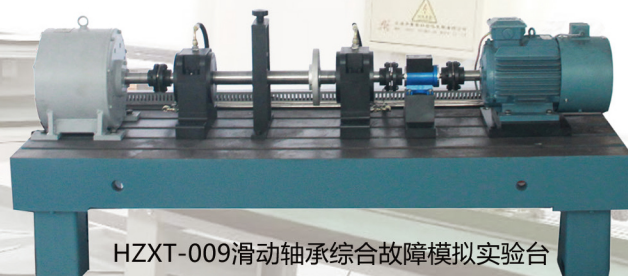
HD-CL-05齿轮箱综合故障模拟实验台



HZXT-DS-003双跨双转子滚动轴承实验台



HD-FD-H-03行星平行轴齿轮箱综合实验台



HZXT-009滑动轴承综合故障模拟实验台



无锡市厚德自动化仪表有限公司
WUXI HOUDE AUTOMATION METER CO.,LTD.

地址：江苏省江阴市顾山镇省渡桥路28号
网址：<http://www.houde-meter.com>
总机：400-028-3886 0510-86328800