

飞行器结构随机振动响应分析

陈 辉, 谢宇杰, 杜 丹, 齐 飞
(江南机电设计研究所, 贵州 贵阳 550009)

摘 要: 利用 ABAQUS 软件对飞行器结构地面随机振动试验进行模拟, 并将仿真结果与试验结果进行比较, 两者基本相符, 验证了仿真模型的正确性。并用经验证的仿真模型对飞行器飞行环境下的响应进行分析, 得到飞行器结构在飞行环境下的应力及变形, 这对飞行器结构动强度设计、设备安装设计等均有参考价值。

关键词: 飞行器结构 随机振动 响应 仿真分析

中图分类号: TJ760

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0001-04

Random vibration response analysis of flight vehicle structure

CHEN Hui, XIE Yujie, DU Dan, QI Fei

Abstract: In this study ABAQUS software is used to simulate the random vibration tests on flight vehicle structure. The results of the simulation are basically consistent with the test results, which verifies the correctness of the simulation model. The verified simulation model is used to analyze the response of the flight vehicle structure in flying environment, and the stress and deformation of the flight vehicle structure in flying environment are obtained. The results are of reference value to the dynamic strength design and the equipment installation design of flight vehicle structures.

Keywords: flight vehicle structure, random vibration, response, simulation analysis

0 引言

在发射与飞行过程中, 飞行器会受到如冲击、振动等动态载荷的作用, 这种复杂的力学环境会对飞行器结构及其设备的可靠性产生影响。为确保飞行器结构的可靠性, 在飞行器的研制过程中, 必须对其进行地面随机振动试验, 以此来考核评估飞行器结构、电气连接以及设备的可靠性^[1-5]。但在某型飞行器研制过程中, 由于试验条件的限制, 通过地面试验考核飞行器结构的可靠性存在以下问题: 一是该型飞行器在飞行过程中受到的振动载荷过大, 地面振动台不能模拟飞行器在飞行过程中受到的振动载荷; 二是地面试验无法同时施加三个方向的振动载荷。因此该型飞行器无法通过地面随机振动试验进行考核验证, 有必要引入仿真手段对飞行器结构进行评估分析。

本文对该飞行器结构进行地面模态试验和小量级载荷的随机振动试验, 采用 ABAQUS 软件建立该

型飞行器结构的动力学仿真模型, 并根据地面模态试验结果对仿真模型进行修正, 接着用修正后的动力学模型对地面随机振动试验进行仿真分析。将仿真结果与试验结果进行对比, 仿真分析得到的飞行器结构加速度响应与试验测量值相符, 验证了仿真计算模型的正确性。得到经地面随机振动试验验证后的飞行器结构有限元动力学模型后, 对飞行器结构施加在飞行过程中受到的振动载荷进行分析, 由此得到飞行器在飞行振动环境下的响应。这对飞行器结构动强度设计、设备安装设计等均有参考价值。

1 飞行器结构和有限元模型

1.1 飞行器结构

飞行器结构由舱段 1、舱段 2 及其内装设备组成。舱段 1 和舱段 2 采用螺栓连接, 内装设备通过螺栓安装在舱段的安装面上。其设计结构如图 1 所示。

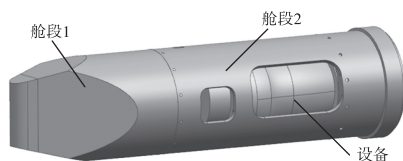


图1 飞行器结构图

1.2 有限元模型描述

随机振动试验时,飞行器结构通过转接工装固定在振动台面上,为准确模拟边界,建立转接工装模型。将建立好的几何模型导入 ABAQUS 中,在几何模型的基础上对舱段 1、舱段 2、内装设备、转接工装等部件进行适当的分割,以保证全几何模型均可生成六面体结构网格。舱段 1 与舱段 2、内装设备预舱段间的连接均为螺栓连接,将螺栓表面与螺纹孔表面设为绑定约束,舱段 2 外表面与转接工装内表面也设为绑定约束。飞行器结构有限元模型如图 2 所示。

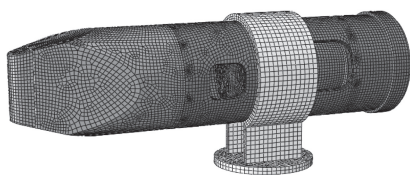


图2 有限元模型

1.3 材料属性

舱段 1 及舱段 2 的材料为钢 30CrMnSiA,设备 1 的材料为钛合金 TC4,设备 2 的材料为铝合金 7075,舱段连接螺栓及设备安装螺栓的材料为钢 30CrMnSiA。各材料属性如表 1 所示。

表 1 材料属性

材料	密度 /kg · m ⁻³	弹性模量 /GPa	泊松比	强度极限 /MPa
钢 30CrMnSiA	7800	196	0.3	1070
钛合金 TC4	4400	112	0.34	960
铝合金 7075	2700	70	0.33	520

1.4 连接刚度及质量特性模拟

模型刚度特性和质量特性是影响动力学计算精度的主要因素。在进行有限元模型构建时应确保模型刚度特性和质量特性的正确合理。将舱段 1 与舱段 2 连接端面的前后 100 mm 的单元、设备与舱段

连接位置附近 50 mm 的单元及连接螺栓单元设为刚度修正单元。根据飞行器地面模态试验结果对刚度修正单元的弹性模量进行调整,由此修正连接段连接刚度特性。

通过调整材料密度,保证各个实体模型的质量质心与实际一致。用质量单元来模拟电缆、设备内组件等未建立实体模型的部件质量,使飞行器有限元模型的质量特性与实际情况一致。

通过对有限元模型连接刚度与质量特性的修正,保证有限元模型的合理。通过经修正后的有限元模型计算得到的主要低阶模态频率与试验值的相对误差应在 10% 以下。

1.5 模态阻尼比

模态阻尼比是影响结构响应的重要因素,但各阶模态对结构响应的贡献度不同,对结构响应贡献较大的模态是主要响应模态,对结构响应贡献较小的模态是非主要响应模态。在进行随机振动分析时,主要响应模态的阻尼比应取值合理。其他非主要响应模态的阻尼比可放宽要求,通常取一个具有统计意义的经验值或较小值。

对于本文的飞行器结构,其主要响应模态是舱体低阶弯曲模态和内装设备低阶弯曲模态,它们的阻尼比可由地面模态试验结果获取,其他非主要响应模态的阻尼比统一取为 0.01。表 2 为飞行器结构模态阻尼比。

表 2 飞行器结构模态阻尼比

频率/Hz	阻尼比
1	0.01
400	0.01
401	0.038
560	0.038
561	0.03
900	0.03
901	0.024
980	0.024
981	0.01
2000	0.01

1.6 振动载荷

地面随机振动试验的随机振动载荷如图 3 所示,其加速度均方根值为 4.3g。

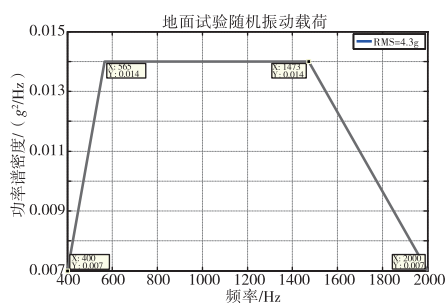


图3 地面试验随机振动载荷

根据飞行器力学环境条件,飞行器飞行过程中在X、Y、Z三个方向的随机振动载荷如图4所示。其加速度均方根值分别为268g、230g、196g。

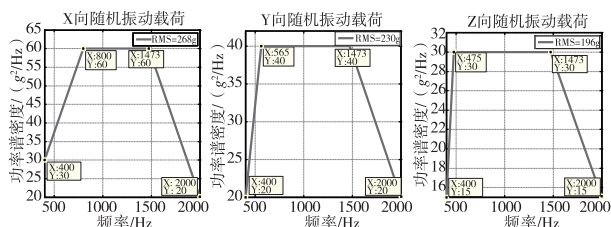


图4 飞行环境下的随机振动载荷

2 地面随机振动响应分析与试验验证

2.1 模态分析

对飞行器结构进行模态分析,提取飞行器结构前100阶模态进行后续的随机振动分析。仿真分析和试验得到的飞行器结构主要低阶模态的频率如表3所示。由表3可知,主要低阶模态的频率的计算相对误差在5%以内,可见按照本文所述方法建立的飞行器有限元模型正确合理,能较准确反映飞行器结构的动力学特性。

表3 飞行器结构主要低阶模态的频率

模态	试验结果/Hz	仿真结果/Hz	相对误差/%
主要模态1	494	489	1.01
主要模态2	540	553	2.41
主要模态3	941	910	3.29
主要模态4	1430	1499	4.83

2.2 随机振动分析

在地面随机振动试验中粘贴振动传感器的位置设置响应输出点,输出点分别位于飞行器舱段1前端及舱段2后端。对有限元模型施加地面试验随机

振动载荷,计算得到地面随机振动载荷下的响应。仿真分析和地面试验得到的输出点加速度响应均方根值如表4所示。仿真分析和地面试验得到的输出点加速度响应曲线如图5、图6所示。

表4 飞行器结构随机振动均方根响应值

测点位置	试验结果×g	仿真结果×g	相对误差/%
舱段1前端	14.06	13.58	3.41
舱段2后端	11.31	10.37	8.31

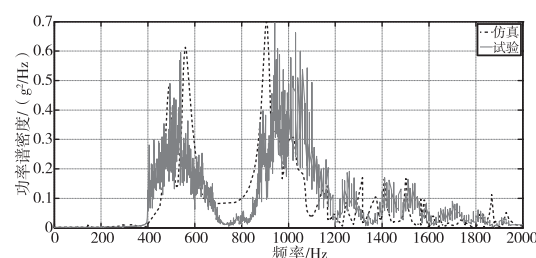


图5 舱段1前端加速度响应

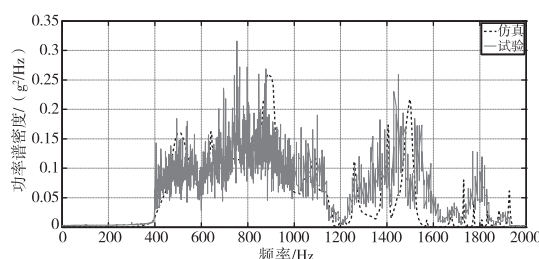


图6 舱段2后端加速度响应

仿真分析得到的输出点加速度均方根值与地面试验数值的相对误差小于10%,仿真分析与试验所得的响应曲线幅值与幅值对应的频率基本一致,曲线变化趋势一致,吻合性较好。因此,本文所建立的飞行器有限元模型可以较好地对地面随机振动试验进行模拟。

3 飞行环境下的随机振动响应分析

对有限元模型施加飞行环境下的随机振动载荷,计算得到飞行器在飞行过程中受振动载荷的响应。飞行器结构在随机振动下的应力如图7所示,变形如图8所示。

其中,舱段1最大应力为538.7 MPa,安全系数 $n=1.99$;舱段2最大应力为470.0 MPa,安全系数 $n=2.28$;设备1最大应力为229.1 MPa,安全系数 n

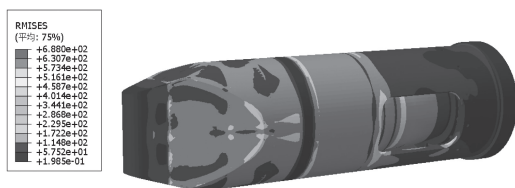


图7 飞行器结构应力云图

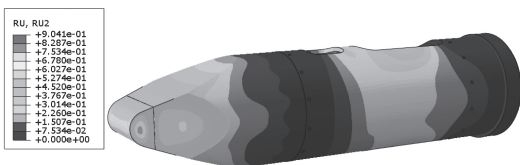


图8 飞行器结构变形云图

=2.27;设备2最大应力为688.0 MPa,安全系数 $n=1.40$;舱段1与舱段2的连接螺栓最大应力为80.6 MPa,安全系数 $n=13.28$;设备1安装螺栓最大应力为387.4 MPa,安全系数 $n=2.76$;设备2安装螺栓最大应力为674.8 MPa,安全系数 $n=1.59$ 。各个部件的最大应力均小于各部件材料的强度极限,满足安全系数大于1.5的设计标准,结构强度满足要求。设备2及其安装螺栓的应力较大,这主要是由于设备2质量大,在振动载荷作用下设备安装位置及安装螺栓受到的惯性力较大,因此应力较大。

由仿真结果可知,飞行器结构各个部件较大应力区域位于各部件连接处,且大质量设备的安装位置及安装螺栓应力较大。因此,在进行飞行器结构设计时,若飞行器结构振动环境严苛,应重点关注连接结构及大质量设备安装结构,对其进行加强设计。

舱段1前端的变形为0.9 mm,该处为飞行器结构位移响应最大处,这主要是由于舱段1前端离飞行器质心位置较远。由此可知,若飞行器结构中存在对变形较敏感的设备,则该设备的安装位置应尽量靠近飞行器质心位置。

4 结论

本文详细讨论了构建较合理准确的飞行器结构有限元模型的方法及飞行器结构模态阻尼比取值的作法,用ABAQUS完成了飞行器结构地面随机振动试验的响应分析,仿真结果与试验结果的加速度均方根值和加速度响应曲线一致性较好,仿真分析得到试验验证。另外,还计算了飞行器结构在飞行环境下的随机振动响应,仿真结果表明,飞行器结构不会发生破坏,飞行器结构设计满足要求。分析得到的随机振动响应数据以及各个部件的应力、变形数据,可为飞行器结构动强度设计、设备安装设计等提供依据。本文工作可为飞行器结构在高载荷下的随机振动响应分析及结构强度评估提供可行的技术途径。

参考文献

- [1] 徐孝诚,王成华,韩增尧.再入飞行器复杂结构随机振动响应分析研究[J].强度与环境,2002,29(3):1-4.
- [2] 卢山,张晓旻.探空火箭箭头随机振动仿真分析[J].兵器装备工程学报,2017(5):73-77.
- [3] 王亮,马大伟,姚琳.超声速导弹随机振动响应分析[J].战术导弹技术,2015(6):42-47.
- [4] 袁名松,冯建伟,黄云.巡飞攻击导弹红外成像导引头随机振动响应分析[J].红外技术,2015,37(4):342-246.
- [5] 邰光周,陈亚玲,杨琪,等.导弹关键舱段螺栓联接的随机振动响应分析[J].航天制造技术,2017(6):13-16.

作者简介:陈辉(1995-),贵州省大方县人,工程师,研究方向:导弹结构设计仿真。

收稿日期:2024-08-09

某高精度车载跟瞄平台结构设计及分析

王淑振

(江苏无线电厂有限公司,江苏 南京 210001)

摘要:研究的某高精度车载跟瞄平台主要应用在某型车载桅杆光学设备上,它是一种可搭载多任务载荷的两轴两框架构型,文中对某光电跟瞄平台的总体结构、轴系设计、晃动误差分析、重复拆装设计和稳定精度的结构影响因素进行了分析说明;对产品模态、随机振动和最小转动速度进行了仿真分析与核算,并对实物进行了环境适应性和稳定精度试验。设计的产品在使用过程中性能可靠,满足系统使用要求,可为同类型光电转台设计提供借鉴。

关键词:跟瞄平台 高精度 轴系设计 重复拆装

中图分类号:TH139

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0005-06

Structural design and analysis of a high-precision vehicle tracking platform

WANG Shuzhen

Abstract: The high-precision on-board tracking platform is mainly used in a certain type of vehicle-mounted mast optical equipment, and it is a two-axis and two-frame configuration that can carry multi-task loads. In this paper, the overall structure, shafting design, shaking error, repeated disassembly and assembly design, and structural influencing factors on the precision of a certain tracking platform are analyzed and explained. Simulation analysis and calculation of the modal, random vibration and minimum rotation speed of the product are carried out. The environmental adaptability and stability accuracy of the real product test are verified. The design product is reliable during operation, meeting the requirements of the system, and can provide reference for the design of similar optoelectronic rotation platforms.

Keywords: tracking platform, high precision, shafting design, repeated disassembly and assembly

0 引言

车辆处在复杂地理环境时,配置在车辆上的光学设备受到桅杆晃动和车体姿态变化等因素作用,对典型目标(无人机、人、车辆等)的跟瞄观测效果会有所影响。通过光电平台任务载荷可很好解决此类问题,从而实现对目标的昼夜观瞄、自动识别、跟踪及定位。

精密跟瞄转台由于其获取信息实时高效的特点,近年来得到快速发展,对成像稳定支撑结构形式、驱动方式、轴系精度及系统刚度都提出了新的要求,以达到更高的稳定精度^[1]。国外精密跟瞄转台研究起步较早,法国的 VAMPIR NG IRST 光电探测平台、美国的 MK-20 光电感知平台和以色列的 Sea spotter 光电系统等都处于世界领先水平。同以色列

和欧美等国相比,我国转台研制起步晚,近年来奋起直追,转台的研制得到快速发展,如长光所、高德红外和长春通视等单位陆续推出各种机载、车载和舰载光电平台。

随着信息化装备的快速发展,光电平台向着多自由度灵巧型、轻质、多任务载荷集成的一体化方向发展^[1]。目前常见的光电平台在尺寸重量、稳定精度和便携性等方面存在进一步提升空间。本文针对某型车载光电平台的特殊应用需求,研究一款高精度车载跟瞄平台,具有可重复拆装、高精度和紧凑化等特点。

1 总体结构设计

跟瞄平台由方位组件、俯仰组件和载荷舱组成,常见的结构形式有很多种,考虑到车载桅杆较小,装

车空间和重量受限,选用成熟的两轴两框架^[2] U型结构,通过陀螺稳定回路实现闭环控制,其中方位组件直接安装到动基座上,俯仰组件与载荷舱之间是可拆卸设计,实现载荷舱快速拆装和车下携行背负,总体结构型式见图1。

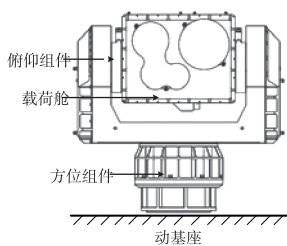


图1 总体结构型式示意图

某跟瞄平台总体技术要求如下:(1)重量:≤36 kg;(2)尺寸:≤233 mm×561 mm×546 mm(长×宽×高);(3)回转范围:方位 $n \times 360^\circ$,高低 $-90^\circ \sim +75^\circ$;(4)稳定精度($1^\circ/2$ Hz 正弦摇摆):≤80 μrad ;(5)重复拆装精度:≤1';(6)动态视轴误差≤0.3 mrad;(7)最小转动速度:≤0.05°/s;(8)控制精度:≤0.03°/s;(9)满足抗振动冲击、防水和高低温等指标要求。

1.1 驱动方式选择与校核

鉴于跟瞄转台具有周扫和行进间稳像要求,电机存在连续堵转工作模式,同时考虑电磁兼容性,方位和俯仰组件均选用永磁无刷直流力矩电机单端直接驱动方式。

当跟瞄平台在 $1^\circ/2$ Hz 的工况条件下摇摆时,为保持图像稳定,光电平台就需要产生相反的角加速度来抵消摇摆所产生的影响。角加速度计算如下:

将摇摆台的摆动角度用三角函数展开,则角度为:

$$\theta(t) = 1 \sin 4\pi t$$

经两次微分计算,取安全系数6,求得方位和俯仰所需的最大角加速度:

$$\alpha_{\max} = \ddot{\theta}(t) \approx 16.5 \text{ rad/s}^2$$

运用 Solidworks 三维软件计算跟瞄平台方位和俯仰电机所需的转动惯量参数如下:

$$\text{方位转动惯量 } I_{\text{方位}} \approx 0.33 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$\text{俯仰转动惯量 } I_{\text{俯仰}} \approx 0.12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2。$$

考虑车载冲击振动工况以及轴系摩擦、风阻力矩、不平衡力矩等因素,根据工程经验取安全系数2,求得所需扭矩如下:

$$\text{方位扭矩 } M_{\text{方位}} = 2 \times \alpha \times I_{\text{方位}} \approx 10.89 \text{ Nm};$$

$$\text{俯仰扭矩 } M_{\text{俯仰}} = 2 \times \alpha \times I_{\text{俯仰}} \approx 3.96 \text{ Nm}。$$

根据上述计算,方位电机选用 CTSM150 系列(峰值堵转扭矩 12.5 Nm>10.89 Nm),俯仰电机选用 CTSM95 系列(峰值堵转扭矩 4.1 Nm>3.96 Nm)。

1.2 高精度轴系设计

1.2.1 方位轴系结构设计

方位轴系采用一对背对背(DB,P4)安装的高精度角接触轴承进行支撑,具有支撑刚度大、抗倾覆力矩高和摩擦阻力小的优点,且通过调整预紧力可实现高回转精度。为提高轴系刚度,方位轴采用大直径设计,考虑滑环安装和降低轴系转动惯量,方位轴选用 7075 铝合金中空设计,方位组件结构见图2。电机转子一端与方位轴连接,另一端与测角传感器连接,电机上电工作后直接带动方位轴和测角传感器回转工作,方位轴既是俯仰组件的结构承载体又是方位轴系的转子,此设计减少结构传递带来的累积误差,通过紧配合可以提高轴系的精度。

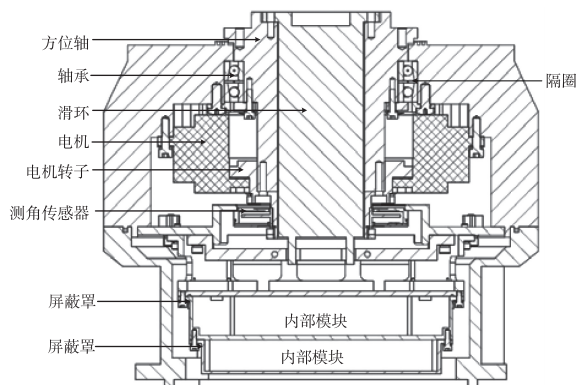


图2 方位组件结构示意图

方位轴是方位组件主支撑件,其主要承受扭转载荷,按许用切应力校核方位轴的强度:

$$\tau_T = \frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{p}{n}}{0.2d^3}$$

式中, τ_T 为许用切应力; d 为轴径,设计值为80 mm; p 为轴传动功率,根据电机参数取 $p = 337 \text{ W}$; n 为轴的转速,根据指标取 $360^\circ/\text{s}$ 。经计算 $\tau_T = 0.52 \text{ MPa}$,远小于铝合金材料的屈服强度280 MPa,结构强度安全。

1.2.2 俯仰轴系结构设计

俯仰组件直接承载多任务载荷进行光学视轴俯仰方向运动,布局结构方面以紧凑为主,让质量高的零件与回转轴线紧挨,可以显著降低转动惯量^[3],俯仰组件结构示意图见图3。俯仰轴系采用两端支撑,其一端是游动端(电机端)、另一端是固定端(测角传感器端)。固定端采用一对背对背(DB,P4)安装的高精度角接触轴承组成轴系封闭结构;游动端采用一对深沟球轴承做径向支撑,其轴向可做小间隙自由伸缩,确保俯仰轴系在温冲和形变工况下的轴系顺畅。俯仰回转轴做成中空箱体形状,轴头短,结构紧凑,传力途径短,俯仰两端转轴通过载荷舱实现固连,并通过公差约束保证俯仰轴系无较大装配应力。

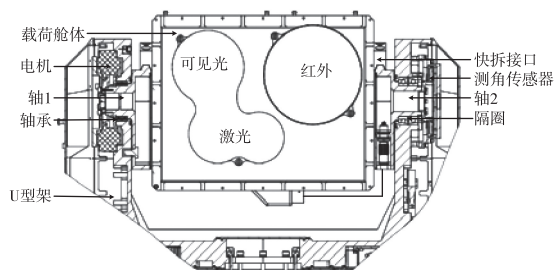


图3 俯仰组件结构示意图

俯仰组件轴系两端跨距大,以轴1、载荷舱体和轴2固连而成的俯仰轴为计算对象,由于载荷舱精密配平使负载质心位于俯仰回转轴上,因此将俯仰轴可看作简支支撑结构,俯仰轴既受扭转又受弯矩,按许用弯曲应力校核的结果远小于铝合金许用应力,结构强度安全。

1.2.3 载荷舱结构设计

跟瞄平台在振动、冲击和外场试验前、后多光轴的平行性偏移较大,多光轴稳定性较差^[4],影响观瞄、跟踪和测距精度,这就需要载荷舱结构设计要达到质量轻、刚度好、线膨胀系数小的目的。如图4所示,载荷舱采用高刚度、高强度和轻量化设计,通过红外和激光载荷一体化设计、光具座与载荷舱体一体化互为加强支撑等方法,减少了零件连接的中间环节,在降低重量、节省空间的同时,提高了该结构的刚度,实现了光轴稳定一致。为方便维修,载荷舱采用前后开盖的结构形式,各任务载荷安装孔采用

错位设计,使结构更加紧凑。

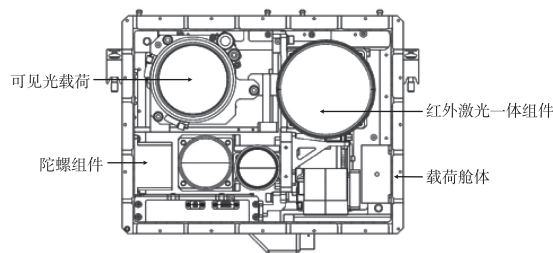


图4 载荷舱体结构示意图

1.2.4 轴系晃动误差分析

跟瞄平台轴系晃动量是影响轴系精度的主要因素,轴系最大晃动误差为:

$$L = K \times \frac{\sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2 + \Delta_5^2}}{L_1}$$

式中: K 为负载变形系数,一般取0.4~0.96; Δ_1 为滚动轴承径向跳动量; Δ_2 为滚动轴承端面跳动量; Δ_3 为滚动轴承游隙,本文通过研磨隔圈调节预紧力的方法将角接触轴承游隙调整为负游隙,取 $\Delta_3 = 0$; Δ_4 为安装面圆柱度,受限于机加工误差,圆柱度误差不可避免,取设计值 $\Delta_4 = 8 \mu\text{m}$; Δ_5 为结构配合公差; L_1 为支撑跨距。

方位轴系所选角接触轴承型号为71816C/P4,端、径跳最大值取 $\Delta_1 = \Delta_2 = 3 \mu\text{m}$;方位轴与轴承内圈采用过盈配合,取配合间隙 $\Delta_5 = 0$;方位轴系支撑跨距设计值 $L_1 = 58 \text{ mm}$ 。轴系晃动误差服从正态分布^[5]。综上所述,计算的方位组件轴系最大晃动误差 $L_{\text{方位}} = L / \sqrt{3} = 16.8''$ 。

俯仰轴系晃动误差计算方法与方位组件一致。俯仰组件固定端为角接触轴承7908C/P4,游动端为深沟球轴承6808ZZ/P4,按最大跳动量取 $\Delta_1 = \Delta_2 = 5 \mu\text{m}$;俯仰轴系游动端为间隙配合,间隙量 $15 \mu\text{m}$,取 $\Delta_5 = 15 \mu\text{m}$;俯仰轴系支撑跨距设计值 $L_1 = 394.5 \text{ mm}$ 。综上所述,计算的俯仰组件轴系最大晃动误差 $L_{\text{俯仰}} = L / \sqrt{3} = 5.3''$ 。

经计算,方位和俯仰轴系晃动量均远小于转台要求的控制精度 0.03° ,满足总体指标要求。

1.3 重复拆装设计

为了实现快速拆装并提高重复拆装精度,载荷舱通过一对梯形燕尾槽和一对定位销钉实现快速拆

卸。如图 5 所示,轴系两端布置一对销钉(一端为圆形销,一端为菱形销)实现定位和装配导向作用,载荷舱与俯仰组件之间通过梯形燕尾槽和松不脱螺钉实现固连。

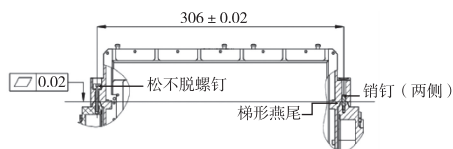


图 5 快拆接口示意图

销钉与销孔配合采用 H6/g5 (最大间隙 0.017 mm) 装配,安装面平面度和孔距公差控制在 0.02 mm 以内,为避免过定位引起光电平台谐振,梯形燕尾槽采用大间隙配合利于装配导向,保证在大冲击工况下的连接牢靠。已知燕尾槽单侧安装长度 80 mm,跨距 306 mm,重复拆装精度计算如下:

$$\sqrt{2 * \left(\tan^{-1} \frac{0.017}{306} \right)^2 + \left(\tan^{-1} \frac{0.02}{80} \right)^2} \approx 0.9'$$

通过计算重复拆装精度为 $0.9' < 1'$, 满足使用要求。

1.4 结构因素对稳定精度的影响分析

分析稳定精度的结构影响因素,并通过试验验证结构因素对稳定精度的影响,搭建的稳定精度测试环境如图 6 所示。采样时间不低于 20 s。

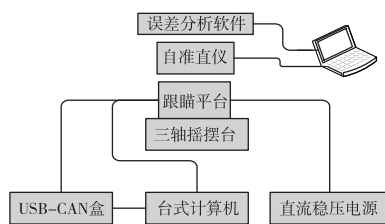


图 6 稳定精度测试原理图

1.4.1 轴系顺畅度

轴系摩擦力矩是稳定精度的影响因素之一,为使轴系能顺畅平稳转动,轴承预紧力调校是关键。本文采用隔圈研磨法调节角接触轴承游隙来达到预紧力调校目的,调节隔圈厚度差会使轴系正反向启动电流发生波动,根据大批量安装经验,隔圈厚度差控制在 0.015 mm 以内可使轴系转动顺畅。如表 1 所示,测试了几种隔圈厚度差(单一变量)变化对稳定精度的影响。

表 1 方位稳定精度测试结果

隔圈厚度差/mm	启动电流/A	稳定精度/ μ rad
0.01	0.31	45
0.012	0.32	45
0.015	0.35	46
0.03	0.46	68

试验结果表明,轴系顺畅度对稳定精度会产生影响,轴系越顺畅,稳定精度越高,但对稳定精度的提升有一定局限性,轴系顺畅度达到一定高度后其不再是提升稳定精度的决定因素。

1.4.2 不平衡力矩

根据大批量安装和测试经验,跟瞄平台方位和俯仰配平后质心到转轴的误差距离 ≤ 5 mm 时,对稳定精度测试结果影响不大。

1.4.3 线扰力矩

方位组件设计有导电滑环,根据厂家测试参数,其最大扭矩 < 0.1 Nm,俯仰组件内线缆经中空轴穿出,在俯仰 $-90^\circ \sim +75^\circ$ 范围内线扰力矩极小,整机线扰力矩可忽略不计,对稳定精度影响不大。

1.4.4 陀螺组件安装位置

陀螺组件安装时尽量靠近跟瞄平台回转轴和载荷光轴附近最好,以方位组件为例,根据工程经验,陀螺组件的安装越远离方位回转轴,稳定精度的测试结果越差。

2 仿真分析

跟瞄平台的刚度影响系统精度和带宽,刚度愈好,平台的框架变形愈小则系统精度越高,谐振频率越高则系统伺服控制带宽越高。刚度由结构固有频率和振动模态决定,模态分析是动力学分析的基础,用于确定结构的振动特性^[6]。模态分析的结果可以确定结构的固有频率和振型,从而对平台刚度进行评估和优化。

2.1 模态分析

运用 Ansys Workbench 软件对整机进行模态分析,首先将模型进行简化处理,去除孔、圆倒角及对结构刚度影响不大的特征后,将装配体导入仿真软件中,然后根据零件材质定义材料属性,将板卡、载荷模块和电机等效为 Point Mass(质量点),接着进

行网格划分,为提高运算速度,默认六面体网格划分,Relevance Center(相关性中心)选择中等,Element Size(单元尺寸)选择默认,Span Angle Center(跨角中心)选择中等,Smoothing(平滑度)选择高,其余默认软件设置,网格划分的节点数为649352,单元数为365989,如图7所示。

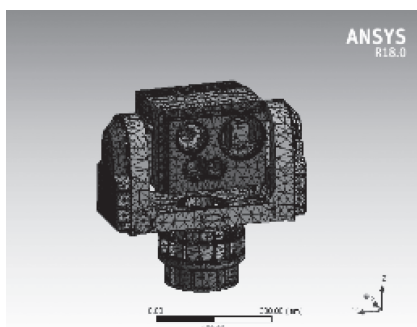


图7 模型简化后网格划分图

选择对跟瞄平台底部安装面及止口施加固定约束,默认接触类型,施加 Standard Earth Gravity(重力加速度)载荷,得到的前四阶模态云图如图8所示。

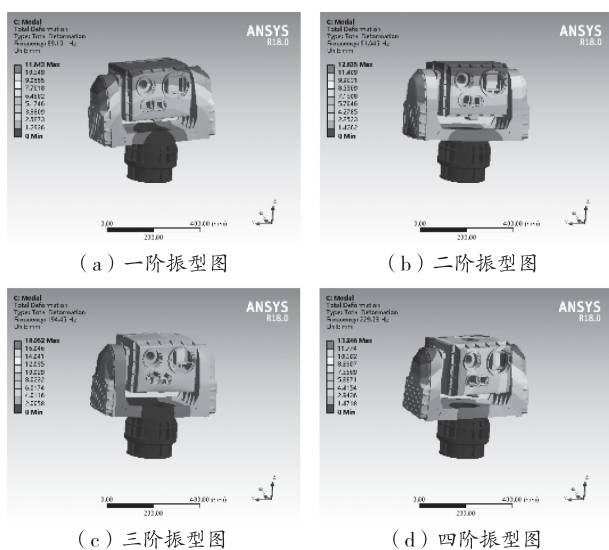


图8 前四阶模态振型图

前二阶固有频率分别为89.1 Hz和91.6 Hz,从控制理论上来说,谐振频率大于系统的设计带宽3倍以上比较合理。本系统伺服带宽约26 Hz左右,固有频率远避开系统谐振频率,响应性较好。

2.2 随机振动分析

考虑跟瞄平台在车载工况下的垂向受力最严

苛,按照 GJB 150.16A 中的图 C.3 及表 C.7 中规定的 PSD 谱型,对整机进行垂向振动分析。将仿真软件中的 Random Vibration 模块拉到模态分析的 Solution 中共用模态分析结果,插入 PSD G Acceleration(输入功率谱密度值)并输入随机振动的功率谱密度值,边界条件选择 All Fixed Supports,振动方向为 Z 向,得到随机振动分析云图,如图9所示。

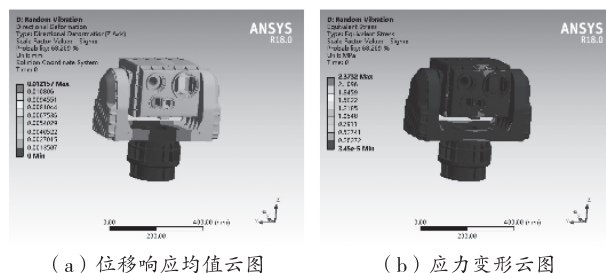


图9 随机振动分析云图

垂向加载时,位移响应均值最大处位于载荷舱前罩附近,相对基础输入处变形量为0.012 mm。应力响应均值最大为2.37 MPa,位于俯仰轴头边缘,整体结构的应力响应较小,结构强度安全。

2.3 最小转动速度仿真核算

根据跟瞄平台伺服控制原理,建立速度仿真模型,将速度指令设置为0.03°/s进行仿真,观察跟瞄平台转轴输出位移随时间的变化曲线。其结果如图10所示。

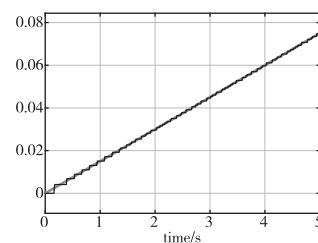


图10 位移输出曲线图

由图10可以看出,转轴在0.03°/s的速度指令下,输出角位移能够按照恒定斜率进行变化,说明跟瞄平台具有很好的低速运动平稳性能,最小速度可达0.03°/s,满足最小速度也即最小转动速度优于0.05°/s的要求。

3 实物测试

3.1 三综合应力测试

产品实物如图11所示,对跟瞄平台进行三综合应力试验,将设备固定在温度、湿度、振动三综合试验系统的垂直台面上,按照 GJB 367A—2001 中

B.3.4.1 规定的试验剖面进行 3 个循环综合应力试验,如图 12 所示。应力条件如下:

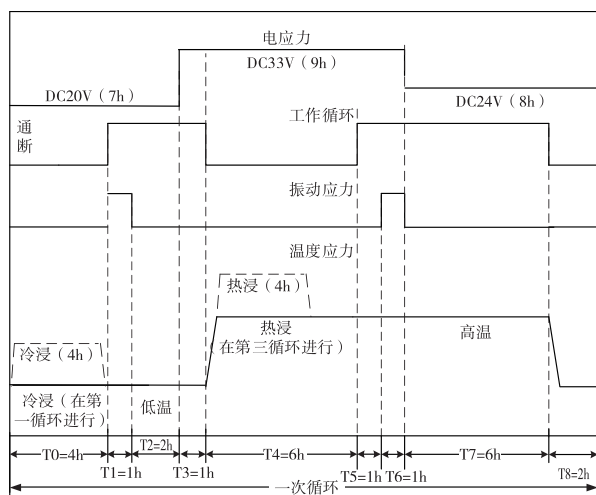


图 11 产品实物图

1) 电应力:施加标称电压 24 V,占整个通电时间的 50%,施加上限电压 33 V 和下限电压 20 V,各占整个通电时间的 25%;

2) 振动应力:按照 GJB 150.16A—2009 中图 C.3“组合轮式车辆振动环境”规定的振动谱施加垂向振动,每次施加垂向随机振动谱时间为 60 min;

3) 温度应力:冷浸温度 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$,热浸温度 $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷热浸期间不加电;低温工作 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$,常温工作 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,高温工作 $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$;温度变化速率为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。



注: 1) 试验箱温度变化速率至少应为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$;

2) 在第一循环开始之前进行冷浸 4h,在第三循环高温工作前进行 4h 热浸,冷浸、热浸时不增加振动、电应力和工作循环。

图 12 综合应力剖面图

在每个循环期间和试验结束后进行检测,试验后外观无开裂、紧固件和漆面无脱落松动现象、伺服转动正常无异响,监视器能正常显示视频和设备状态,满足总体技术指标要求。

3.2 稳定精度测试

对跟瞄平台进行稳定精度试验,按照图 6 搭建测试环境。首先将跟瞄平台安装到三轴摇摆台上,并使其轴系与摇摆台上相应轴平行对准,将平面镜固连到载荷舱上;其次将可见光载荷上电,并使跟瞄

平台处于稳定态,使用自准直仪对准平面镜后,控制摇摆台方位、俯仰按照 $1^{\circ}/2\text{ Hz}$ 进行摇摆;摇摆台稳定运行后,录制不少于 10 个摇摆周期的视频图像,然后利用视频处理和误差分析软件对数据进行分析,得出稳定精度的平均值约为 $45\text{ }\mu\text{rad}$,满足总体技术指标要求。

4 结束语

本文通过跟瞄平台结构设计实例,阐述了跟瞄平台的总体结构、高精度轴系和重复拆装设计。总体结构的紧凑化布局设计降低了整机尺寸重量,高精度轴系设计保证了跟瞄平台在车载工况下的性能可靠,重复拆装设计提高了使用效能,为同类型转台设计提供借鉴,进一步推动车载光电平台向高精度、紧凑化方向发展。

本文简要概述了稳定精度的结构影响因素,对稳定精度的提升提供了参考,但结构因素仅是稳定精度的影响因素之一,还需结合伺服控制、图像处理、测试方法等进一步深入研究。

参考文献

- [1] 李全超.基于万向节的机载高精度光电平台机构研究[D].北京:中国科学院大学,2022.
- [2] 李凌杰,于昊钰,温庆荣.一种小型光电稳定平台结构设计与分析[J].激光与红外,2022,52(7):1032-1035.
- [3] 王博辉.精密光电跟踪转台的设计[J].集成电路应用,2023,40(9):26-27.
- [4] 夏元杰,刘志东,段红建,等.T型光电转台多传感器结构布局及多光轴平行性调校研究[J].光电技术应用,2016,31(2):15-18.
- [5] 曲智勇,姚郁.仿真转台误差分析及误差建模[J].计算机仿真,2006(3):301-304.
- [6] 郭军,姚永庆.某光电综合标校转台结构设计[J].电子机械工程,2013,29(5):21-24.

作者简介:王淑振(1990-),男,工学硕士,中级工程师,主要从事精密机械设计工作。研究方向:光电稳定平台、光电吊舱、观测仪等光电类产品。

收稿日期:2024-07-11

基于稀疏傅里叶变换的航空发动机振动数据快速处理方法

郝 豪,张 强,魏梦媛,张强波
(中国飞行试验研究院,陕西 西安 710089)

摘 要:为解决飞行试验中因试飞技术不断发展而带来的试飞周期短、数据体量大,致使传统快速傅里叶变换难以满足振动数据快速综合化处理需求的问题。本文着重以真实试飞数据作为依据,深入且系统地对传统快速傅里叶变换和稀疏傅里叶变换在振动数据处理方面展开详细比较。经过研究分析后发现,稀疏傅里叶变换在振动基频的快速处理上展现出极大的优势,其处理速度相比传统快速傅里叶变换要快 10 倍以上。这一研究为飞行试验中振动数据处理提供了新的思路和方法。

关键词:稀疏傅里叶变换 航空发动机 振动数据 飞行试验

中图分类号:V231.9

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0011-06

Fast processing of aeroengine vibration data based on sparse Fourier transform

JIA Hao,ZHANG Qiang,WEI Mengyuan,ZHANG Qiangbo

Abstract: Due to the short flight test cycle and large data volume caused by the development of flight test technology, the traditional fast Fourier transform could no longer meet the needs of rapid comprehensive processing of the vibration data. This paper focuses on the real flight test data, and carries out in-depth and systematic comparison of the traditional fast Fourier transform and the sparse Fourier transform in vibration data processing. It is found that the sparse Fourier transform shows great advantages in the fast processing of the fundamental frequency of vibration, and its processing speed is more than 10 times faster than the traditional fast Fourier transform. This research has provided new ideas and methods for vibration data processing in flight tests.

Keywords: sparse Fourier transform, aeroengine, vibration data, flight test

0 引言

在航空发动机试飞项目中,必须对振动现象进行细致分析,这包括监测转子的旋转振动、部件的共振响应以及噪声等影响因素。这些振动如果超出可接受范围,可能会影响发动机的正常运行,进而威胁到飞行安全。因此,实时监控和分析航空发动机的振动水平至关重要,确保一旦振动超出允许限值,能够及时警告飞行员调整飞行状态,以降低风险^[1]。后处理分析是解决潜在振动问题的关键步骤,它可以帮助预测未来的飞行状况并预防故障发生。频谱分析是处理这类数据的主要手段,而快速傅里叶变换(Fast Fourier Transform, FFT)及其衍生技术,如短

时傅里叶变换(Short-time Fourier Transform 或 Short-term Fourier Transform, STFT),是工程领域中广泛使用的工具。

稀疏傅里叶变换(SFFT),由麻省理工学院的研究人员于 2012 年提出,是一种基于信号频谱稀疏性来减少离散傅里叶变换(DFT)计算量的新型算法。不同于传统方法,SFFT 不需要对所有数据点采样,研究显示其速度可以比传统 FFT 快 10 倍到 100 倍,为信号处理带来了突破性进展^[2-4]。SFFT 的应用潜力巨大,已被用于大数据压缩、信号处理、低采样率频谱感知等领域。此外,文献中也详细讨论了 SFFT 的理论基础和当前研究状态,且该技术还被广泛用于图像处理、卫星通信等实际工程领域^[5-13]。

本文针对稀疏傅里叶变换的一些特点,将稀疏傅里叶变换应用到航空发动机振动数据时频分析上,为航空发动机试飞鉴定提供一种有效的可供选择的算法。主要方法是通过真实的涡轴、涡桨、涡扇发动机试飞数据对稀疏傅里叶变换算法进行验证,在时间效率和准确率上进行对比。

1 稀疏傅里叶变换方法原理

1.1 理论框架及主要技术问题

对于有限长 N 点序列,它的离散傅里叶变换为:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) W_N^{kn} \quad k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (1)$$

式中:

$$W_N = e^{-j2\pi/N} \quad (2)$$

如果假设 X 恰好是有关 k 稀疏的,那么期待恰好有 k 个非零频率系数,而其余 $n-k$ 个系数为零。稀疏傅里叶变换的目标是通过找到 k 个非零稀疏的频率位置 f 和 $X(k)$ 来精确的恢复 X 。对于常见信号,稀疏傅里叶变换计算出 X 的有关 k 稀疏度的近似值 X' 。 X 的最佳 k 稀疏近似值可以通过除最大 k 系数之外的频率设置为零来获得,目标是计算近似值 X' 。

稀疏傅里叶变换算法最重要的三部分:频谱重排、频率定位、频率求值。结合稀疏傅里叶变换稀疏特性和振动试飞数据特点,本节主要通过图1所示的理论框架进行实现。

1.2 频谱重排

频谱重排需要利用到快速傅里叶变换的两个重要性质:

1) 位移性质:若 $x_1(n) = x(n) W_N^{bn}$, 则 $X_1(k) = X(K+b)$;

2) 缩放性质:若 $x_2(n) = x(\delta n)$, 则 $X_2(k) = X(\delta^{-1}k)$ 。

式中, δ^{-1} 等于模 N 的数论倒数^[14],当 δ 与 N 互质的时候,一定存在一个整数 δ^{-1} 使得 $(\delta\delta^{-1}) \bmod N = 1$ 。可以表示为:

$$p(n) = x(\delta(n-a)) W_N^{\delta bn} \quad n \in [0, N-1] \quad (3)$$

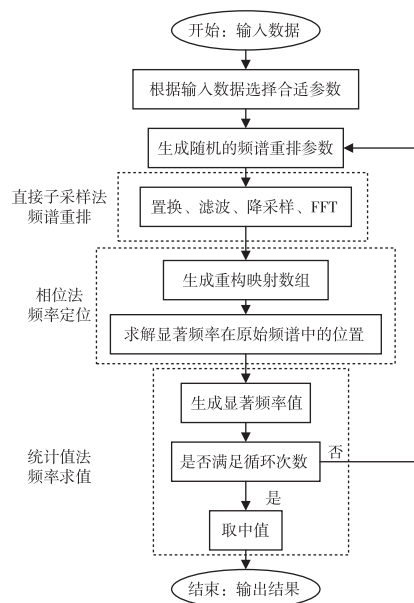


图1 基于试飞振动数据的实现流程

式中: δ 与 N 互质; a, b 为任意整数。对应的频域变换关系为:

$$P(\delta(k-b)) = X(k) W_N^{\delta ak} \quad k \in [0, N-1] \quad (4)$$

新产生的频谱点 $\delta(k-b) \bmod N$ 为变换前原频谱的 k 点频率,根据数论中完全剩余系的概念,当 δ 与 N 互质, $\delta(k-b) \bmod N$ 依然是完备的而 $W_N^{\delta ak}$ 仅影响相位,故通过时域的变换实现了对频谱的重新排序。

1.3 窗函数滤波

在信号处理中,频谱重排是一个关键的过程,主要包括四个步骤:置换、滤波、降采样和快速傅里叶变换(FFT)。这些步骤的目的是为了调整频谱,以获得更加均匀的分布并减少误差。

1) 置换:此步骤的目的是确保频谱中的有效频率被均匀地分布,避免在一个特定的频率区间内出现过密集的频率成分。这有助于防止信号处理中的误差,如频谱泄漏。

2) 滤波:滤波步骤涉及将置换后的信号与频域内的窗函数相结合。这个过程等同于在时域中应用窗函数,以减少信号的边缘效应。选择合适的窗函数是至关重要的,因为它会影响信号的频谱特性。理想情况下,窗函数应该是一个完美的矩形函数,使得通带宽度正好与预定的频率区间相匹配,从而保

留所有重要的频率成分。然而,由于矩形窗函数在频域中对应于 sinc 函数,它具有许多非零点,这会导致计算量显著增加。因此,为了降低计算成本,通常使用窗函数的近似值。

3)降采样:在重排过程中,降采样是必要的步骤,它可以减少数据量,从而简化后续处理。但是,如果降采样不当,可能会导致信号的高频成分折叠回低频区域,造成混叠现象。

4)FFT:最后,快速傅里叶变换被用来分析信号的频域特性,这是频谱重排过程中不可或缺的一部分。

在整个频谱重排过程中,窗函数的选择对于减少频谱泄漏至关重要。频谱泄漏是指由于窗函数的近似而导致的一些重要频率成分被错误地分布在其他频率区间。这种现象会影响信号处理的准确性,因此在实际应用中需要仔细考虑窗函数的设计,以平衡计算成本和频谱精度。文献[2]给出了一种时域有效长度为 $O\left(\frac{B}{\alpha} \ln N / \delta\right)$ 的平坦窗函数滤波器,这种滤波器参数: $B \geq 1, \delta > 0, \alpha > 0$, 其频域特征如下:

- 1) $G'(k) = 1, |k| \leq (1 - \alpha)N/2B$;
- 2) $G'(k) = 0, |k| \geq N/2B$;
- 3) $G'(k) \in [0, 1], (1 - \alpha)N/2B \leq |k| \leq N/2B$;
- 4) $\|G'(k) - G(k)\|_{\infty} < \delta$ 。

图2窗函数滤波器为平坦窗函数时域和频域图。文献[3]中同时给出了针对该算法改进的切夫雪比窗,可以有效降低截断点的不连续性,从而改善 $G(k)$ 频域特性。

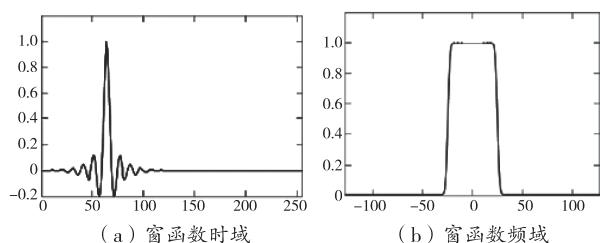


图2 窗函数滤波器

1.4 重构方法

本文使用麻省理工学者 Hassanieh 给出的一种

利用平坦窗函数的重构算法,优点是误差几乎可以忽略^[14]。该方法位置检测和价值估计的步骤被集成。

(1) 频谱重排。取任意参数 δ, τ (τ 为奇数) 对频谱重构 $p(n) = x(\delta n + \tau)$, 由式(4)可知, $p(\delta k) = X(k)W_N^{-\tau k}$ 。

(2) 加窗。将 $p(n)$ 通过选定的窗函数滤波器: $y(n) = p(n)g(n)$ 。

(3) 降采样。快速傅里叶变换将 $y(n)$ 转换为 $z(n) = \sum_{j=0}^{N/B-1} y(n + Bj), n \in [0, B - 1]$, 然后对 $z(n)$ 作 B 点 FFT 运算, 可得 $Z(k) = Y(kN/B)$ 。

(4) 映射函数。映射公式 $h_{\delta}(k) = \text{round}(\delta k B / N)$, round 代表取整, 偏移函数: $o_{\delta}(k) = \delta k - h_{\delta}(k)(N/B)$ 。

(5) 稀疏位置检测。将 $Z(k)$ 中 dK 较大值的位置 k 用集合 J 表示, 通过反映射得到 J 的原像: $I_r = \{k \in [0, N - 1] | h_{\delta}(k) \in J\}$ 。

(6) 稀疏值估计。最终针对于每一个频率值 $k \in I_r$, 计算出对应的频率值: $X_r(k) = Z(h_{\delta}(k))W_N^{\tau k} / G(o_{\delta}(k))$ 。

每次频率重构、频率定位、频率求值就可以获得一个集合 I_r , 在 $L = O(\ln N)$ 次的循环中, 可以获得坐标集合 $k \in I = I_1 \cup I_2 \cup \dots \cup I_L$, 如果频率集合数大于 $L/2$, 将其放到新的集合 I' 。任意 $k \in I'$, 取 L 次求值运算的 $X(k)$ 的中值作为估计值, 即:

$$X(k) = \text{median}(\{X_r(k) | r \in \{1, 2, \dots, L\}\}) \quad (5)$$

2 基于稀疏傅里叶变换的振动基频快速提取方法

一般来说,对于航空发动机振动我们通常关注的是转子基频的幅值和异常的大值点。但为了提取这些特征频率或实时跟踪基频进行振动监控,通常需要对信号进行快速傅里叶变换,根据转速等实时发动机参数信息寻找转子基频的激励值。从上文提到的稀疏傅里叶变换算法的逻辑可以发现,在重构真实的频谱之前,需要先找到频谱的大值点,同时根据实时的速度等参数,通过映射关系可以找到对应的基频位置,因此可以不需要一次完整的稀疏傅里

叶变换就可以快速得到对应的振动信号特征,而且可以达到提高效率的目的。

2.1 方法实现流程

图3是基于传统方法的振动基频分量的提取过程,该方法通过把转子转速转换为对应的基频频率,根据转速变化率及频谱数据段在合适的范围内寻找最大值作为基频分量幅值。

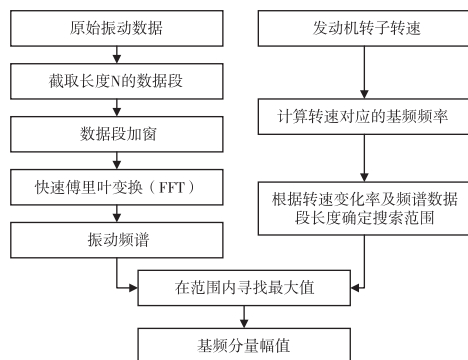


图3 常规方法振动基频分量提取算法流程

图4是基于稀疏傅里叶变换方法的基频分量提取过程。通过比较可以看出,传统方法需要完成N点的FFT计算,而基于稀疏傅里叶变换的方法将计算量减少到B点的FFT运算,而且振动基频的提取并不需要对整个频谱的重构,虽然稀疏傅里叶变换在流程上看起来比快速傅里叶变换复杂,在实际的运算中稀疏傅里叶变换运算时间远小于快速傅里叶变换。

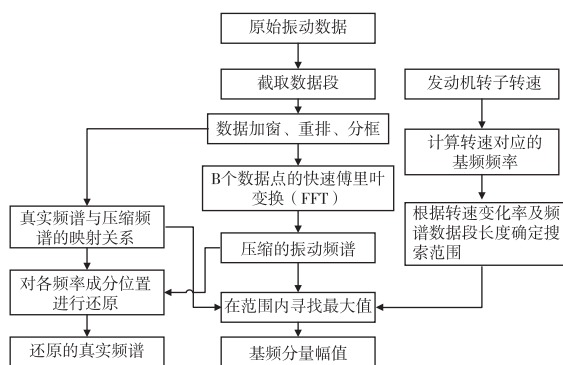


图4 稀疏傅里叶变换方法振动基频分量提取算法流程

2.2 误差分析

利用飞行试验中记录的真实发动机振动数据,提取了整个飞行过程转子振动基频分量的变化曲线。分别采用传统的快速傅里叶变换方法和基于稀

疏傅里叶变换的振动基频提取方法从涡扇发动机、涡轴发动机和涡轮螺旋桨发动机的飞行试验振动数据中提取基频分量。

比较了稀疏傅里叶变换方法与传统的快速傅里叶变换方法的计算效率和精度。选择涡扇发动机、涡桨发动机和涡轴发动机的飞行试验振动数据进行分析,选取的试验数据如下:

1)所选涡轮风扇发动机振动数据的采样率为8k,即8192 Hz。数据记录的总持续时间为9634 s。结合相应的发动机高压转子转速数据,分析步长取1/8 s,以提取整个飞行的振动基频进行两种算法的对比。

2)所选涡轮螺旋桨发动机振动数据的采样率为20480 Hz,数据记录的总持续时间为8453 s。结合相应的发动机动力涡轮转子转速数据,分析步长取1/8 s,提取整个飞行的振动基频。

3)所选涡轮轴发动机振动数据的采样率为8k,即8192 Hz,数据记录的总持续时间为2248 s。共选取三个测点,结合相应的发动机压气机转子和动力涡轮转子转速数据,分析步长取1/16 s,提取整个飞行的振动基频。

如图5所示,为FFT方法与SFFT方法计算得到的涡扇发动机高压转子基频分量随时间变化曲线的对比。

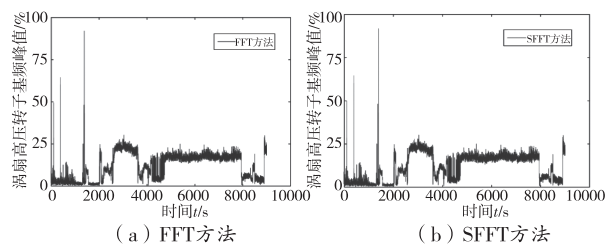


图5 涡扇发动机振动数据计算结果对比

如图6所示,为FFT方法与SFFT方法计算得到的涡桨发动机动力涡轮转子基频分量随时间变化曲线的对比。

如图7所示,为FFT方法与SFFT方法计算得到的涡轴发动机压气机转子基频分量随时间变化曲线的对比。可见在整个飞行历程中,两种方法得到的基频分量幅值基本一致,误差在可接受范围之内。同时可以看出,对于幅值极小的信号,稀疏傅里叶变

换算法无法还原准确幅值,但对比转速信息可知此阶段发动机未工作,此处快速傅里叶变换频谱上的微小幅值为噪声信号,而非真实振动基频。

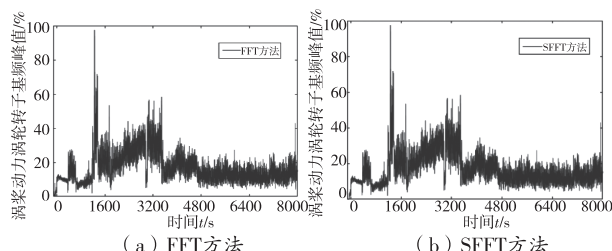


图 6 涡桨发动机振动数据计算结果对比

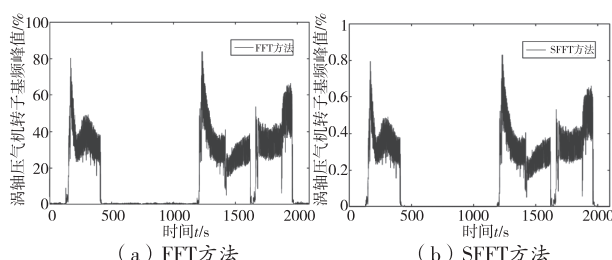


图 7 涡轴发动机振动数据计算结果对比

对计算得到的基频分量,以常规的 FFT 方法得到的结果为基准,对比两种方法的相对误差,以涡扇发动机的振动基频计算结果为例,如表 1 所示。通常飞行试验对振动基频计算的误差要求为 $\pm 5\%$,因此可认为基于稀疏傅里叶变换的振动基频提取方法具有足够的准确度。

表 1 SFFT 方法相较 FFT 方法的误差

数据来源	平均相对误差/%	最大相对误差/%
01 测点 N1	0.0711	0.9237
01 测点 N2	0.0548	0.2604
02 测点 N1	0.0248	0.4500
02 测点 N2	0.0546	0.2955
03 测点 N1	0.0321	0.2493
03 测点 N2	0.0555	0.2976

2.3 效率分析

如表 2 和图 8 所示为 FFT 方法与 SFFT 方法计算耗时对比,为选取不同的窗长进行计算,两种方法在选取的涡扇发动机一个飞行架次数据中提取基频所消耗的总计算时间对比。可见,对于较短的信号的处理,稀疏傅里叶变换方法并不具有显著优势,但

对于较长信号的处理,FFT 方法消耗的时间大幅增长,而 SFFT 方法的耗时增长并不大,效率体现出明显优势。

表 2 不同数据窗长的总计算耗时

数据长度	FFT 计算耗时/s	SFFT 计算耗时/s
2^{13}	4.953	3.766
2^{14}	8.574	7.120
2^{15}	17.588	8.206
2^{16}	45.867	13.171
2^{17}	90.773	13.159
2^{18}	184.629	21.333
2^{19}	402.607	22.907

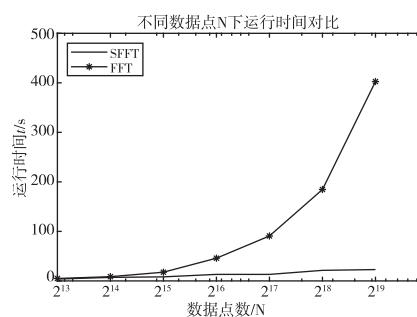


图 8 FFT 方法与 SFFT 方法计算耗时对比

3 结论

针对航空发动机飞行试验振动数据中基频分量的提取问题,利用编程实现了一种基于稀疏傅里叶变换的基频分量提取算法,验证了该算法的有效性。从数据处理结果可以得出以下结论:

1) 与快速傅里叶变换基频分量的计算结果相比,稀疏傅里叶变换方法表明,在多架次、不同类型发动机、不同测点位置等多种不同条件下,振幅的最大相对误差不超过 1%,能够满足飞行试验振动基频的分析精度要求,稀疏傅里叶变换方法具有足够的分析精度。

2) 在选定的每个数据段长度下,稀疏傅里叶变换方法在计算速度上优于快速傅里叶变换方法,在保证准确率的情况下,能够提高速度 10 倍以上。

3) 当为每个计算点选择的数据段的长度较长时,稀疏傅里叶变换方法在计算速度上具有更明显的优势,该算法可以有效地提高分析效率,对于高采

集信号或稳态下需要高分辨率的信号处理具有实用价值。

参考文献

- [1] 郝豪,尚啸,张强.航空发动机振动数据稀疏傅里叶变换分析[J].现代机械,2023(1):54-59.
- [2] HASSANIEH H,INDYK P,KATABI D,et al. Nearly optimal sparse Fourier transform[C]//Proceedings of the forty-fourth annual ACM symposium on theory of computing. 2012:563-578.
- [3] HASSANIEH H,INDYK P,KATABI D,et al. Simple and practical algorithm for sparse Fourier transform[C]//Proceedings of the twenty-third annual ACM-SIAM symposium on discrete algorithms. 2012:1183-1194.
- [4] PROAKIS J G. Digital signal processing: principles, algorithms, and applications[M]. 4th ed. Pearson Education India, 2007.
- [5] GILBERT A C,INDYK P,IWEN M,et al. Recent developments in the sparse Fourier transform: a compressed Fourier transform for big data[J]. IEEE signal processing magazine, 2014, 31(5): 91-100.
- [6] 王雄.基于稀疏傅里叶变换的水声快速解调算法研究[D].北京:北京理工大学,2015.
- [7] 刘清华,杨桂芹,张妍妮.基于稀疏快速傅里叶变换的信号压缩处理[J].微型机与应用,2016,35(14):61-63.
- [8] 那美丽,周志刚,李霁霁.基于稀疏傅里叶变换的低采样率宽带频谱感知[J].电子技术应用,2015,41(11):85-88.
- [9] 仲顺安,王雄,王卫江,等.稀疏傅里叶变换理论及研究进展[J].北京理工大学学报,2017,34(2):111-118.
- [10] 刘仲,李立春,李慧启.一种稀疏度自适应的稀疏傅里叶变换算法[J].计算机工程,2018,44(2):141-146.
- [11] 曹云,陈洁.基于稀疏傅里叶变换的涡街流量分析[J].计工业控制计算机,2019(8):32-33.
- [12] 王宇鹏,代玉,王乐宁.基于稀疏傅里叶变换和 RSSI 测距的低复杂度 RSSI 定位算法[J].沈阳航空航天大学学报,2020,37(3):56-61.
- [13] 田琳,胡津健.稀疏短时傅里叶变换谱分解方法及应用[J].计地球物理学进展,2021,36(6):2581-2587.
- [14] HASSANIEH H. The sparse Fourier transform[M]. ACM Books, 2018.
- [15] 《数学辞海》编委会.数学辞海[M].北京:中国科学技术出版社,2002:369.

作者简介:郝豪(1997-),男,河南省驻马店市人,硕士,工程师,主要研究方向:动力装置结构特性与强度飞行试验技术。

收稿日期:2024-04-26

移动检测机器人的减振性能研究

艾庆洲,石 瑞,赵增禄,卢江峰
(长安大学 工程机械学院,陕西 西安 710064)

摘 要:移动检测机器人是一款代替人工进行桥梁检测的设备,其主要检测的工具是搭载在轮式底盘上的高清工业相机,而工业相机对于振动是非常敏感的。本文针对此现象开展移动检测机器人的减振性能研究,首先建立路面时域激励仿真模型,并得到C级路面激励曲线图,然后建立1/4悬架的模型图,并进行系统仿真。仿真结果表明,在检测机器人车轮上增加减振器结构,可以有效降低检测机器人通过不平道路时悬架动行程的峰值,振动幅值由路面激励的最高值0.02 m降至悬架动行程的最大值0.007 m,并得出该悬架系统的作用频率集中在0~15 Hz的低频区段,为后续工作奠定基础。

关键词:检测机器人 减振 悬架动行程 仿真

中图分类号:TP271

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0017-04

Research on vibration reduction performance of mobile detection robot

AI Qingzhou, SHI Rui, ZHAO Zenglu, LU Jiangfeng

Abstract: Mobile detection robot is a device that replaces manual bridge detection. Its main detection tool is a high-definition industrial camera mounted on a wheeled chassis, which is very sensitive to vibration. This article conducts research on the vibration reduction performance of the mobile detection robot. Firstly, a time-domain excitation simulation model of the road surface is established, and a C-level road excitation curve is obtained. Then, a 1/4 suspension model is established, and system simulation is carried out. The simulation results show that the addition of a shock absorber on the wheels of the detection robot can effectively reduce the peak value of the suspension travel when the detection robot passes through uneven road; the vibration amplitude value is reduced from the maximum value of road excitation (0.02 m) to the maximum value of suspension travel (0.007 m). The frequency of the suspension system is concentrated in the low-frequency section (from 0 Hz to 15 Hz), which lays a foundation for subsequent research.

Keywords: detection robot, vibration reduction, suspension travel, simulation

0 引言

在我国桥梁建设取得辉煌成绩的背后,长久运作期间因诸多因素,诸如设计起始技术的局限性、自然条件下的侵蚀损伤、各类天灾及外界力量的干扰等,桥梁的稳健安全面临了重大考验^[1]。

目前,检查桥梁的作业依旧依赖于人力,此法不但作业效能低,亦耗费了大量的劳动与资源。因此设计了一款移动检测机器人来代替人工快速作业。其主要部件包括轮式底盘、升降机构、工业相机等。工业相机对于拍摄过程的平稳性要求是非常高的。

为此,本文开展检测机器人的减振性能研究,并

进行指标测试等相关工作,为后续工作打下基础。

1 路面激励模型建立

移动检测机器人在路面上行驶过程中,不可避免会出现振动的现象。出现的原因主要是不平的道路、车身机械连接以及操作不当等,其中不平的道路是其最主要的原因。因此建立随机的路面激励是非常有必要的。

众多实验结果揭示,道路的不平整性呈现出随机性、稳定性及遍历性的属性,因此可以采用稳态随机过程的理念进行阐释和分析。现阶段,对道路不平平整性进行模拟的主流方法为应用路面功率谱密度

技术,该技术的公式如下:

$$G_d(n) = G_d(n_0) (n/n_0)^{(-w)} \quad (1)$$

式中, n_0 为参考空间频率, 取 0.1 m^{-1} ; n 为空间密度; $G_d(n_0)$ 为频率为 n_0 时对应的功率谱密度值。

对此进行修正, 引入截止频率 n_u , 其值为 0.11 m^{-1} 。

功率谱密度改写为:

$$G_d(n) = G_d(n_0) n_0^2 / (n_u^2 + n^2) \quad (2)$$

换成时间功率谱密度:

$$G_d(f) = G_d(n_0) n_0^2 v / (f_u^2 + f^2) \quad (3)$$

其中, $f_u = n_u v$ 。

将单位高斯白噪声作为其输入信号, 进而转换为微分方程的形式, 从而产生路面刺激的时间领域波形^[2]。

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_u v q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_d(n_0)} v w(t) \quad (4)$$

其中, $q(t)$ 为路面时域激励信号, $w(t)$ 为单位高斯白噪声。

采用 Simulink 平台构建了相应的路面时域激励模拟示意图, 如图 1 所示。

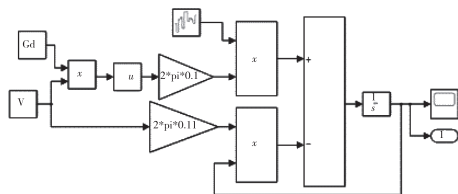


图 1 路面时域激励仿真模型

我国把道路的平整度分成 A 至 H 共八级类别, 如表 1 所示。

表 1 路面不平度分级标准

路面等级	$G_d(n)/10^{-6} \text{ m}^3$			$\sigma_d/10^{-3} \text{ m}^3$		
	下限	几何平均值	上限	$(0.011 \text{ m}^{-1} < n < 2.83 \text{ m}^{-1})$		
A	8	16	32	2.69	3.81	5.38
B	32	64	128	5.38	7.61	10.77
C	128	256	512	10.77	15.23	21.53
D	512	1024	2048	21.53	30.45	43.06
E	2048	4096	8192	43.06	60.90	86.13
F	8192	16384	32768	86.13	121.80	172.26
G	32768	63536	131072	172.26	243.61	344.52
H	131072	262144	524288	344.52	487.22	698.04

其中, σ_d 为在特定范围内路面不平度的均方根值。

据统计, 我国大部分桥梁所处等级为 B 级和 C 级, 而 C 级相较于 B 级, 振动效果更加明显。为了满足绝大部分路面的要求, 本文采取的公路等级为 C 级。刘献栋等人^[3]提出的逆变换技术制造出随机性质的道路模型, 并根据 GB/T4970—1996《机动车驾驶平稳性随机激励试验方法》涉及的试验行驶速率标准, 在常速为 20 m/s 的 C 级道路条件下时域信号如图 2 所示。

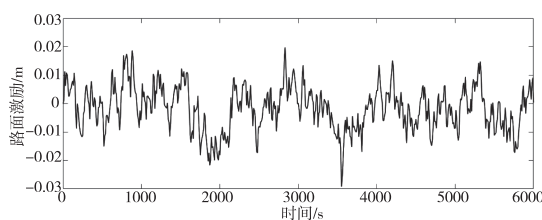


图 2 C 级路面激励曲线图

2 1/4 悬架动力学模型建立

2.1 悬架结构设计

为了应对路面不平造成的振动影响, 本文针对检测桥面病变的自动检测机器人底盘, 设计增加一个减振结构, 如图 3 展示的是机器人的底盘构造, 其主要由车轮、驱动电机、悬架系统、车架组成。

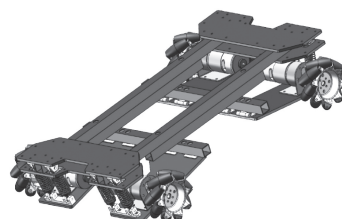


图 3 检测机器人的底盘结构图

自动检测机器人的驱动机构是由 4 个驱动电机构成, 这种驱动方式具有高灵活性、抓地性能极强的特点, 可以轻松应对复杂路况, 如大石路、V 形沟、泥泞的深沟等, 能够有效地增加自动检测机器人的通过性和安全性。

所采用的悬架系统是独立悬架, 路面不平会造成车轮行驶出现偏移, 该悬架系统可以有效地缓解由于路面不平引起的振动, 从而使自动检测机器人行驶更加精准、运动控制更加准确, 更容易平稳、安全的进行检测任务。

悬架系统包含了阻尼弹簧及阻尼器两大部分。图 4 中展现的是悬架系统中阻尼器结构图, 其主要包括关节轴承、导向套、活塞杆、缸筒、阻尼孔、单向

阀、充气阀。阻尼器的顶端连接在机架上,下端固定在轮胎和电机的连接架上。

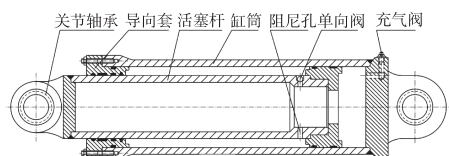


图4 阻尼器结构图

当自动检测机器人通过不平路面时,首先阻尼弹簧因为来自地面的冲击发生形变,但是弹簧在恢复到原装的过程中会出现振荡,而阻尼器可以很好地抑制弹簧这种回荡的现象,从而使车架不至于发生来回振动。

2.2 动力学模型

由于这种悬架系统比较复杂,因此将其机械系统首先简化如下^[4]:

- (1) 忽略簧载质量的变形,并假设它是一个刚体;
- (2) 检测机器人的车轮在穿越障碍物时始终与地面接触;
- (3) 车轮的刚度 k_2 和悬架阻尼弹簧的 k_1 是线性的,因此,悬架减振器的滞后阻尼可以忽略;
- (4) 检测机器人具有对称设计,忽略了内部电气设备分布引起的质心偏移。

因为对于整车分析过于复杂,本论文采用如图5所示的二自由度的1/4悬架模型进行分析,可以提升运算效率,更快得出测试结果^[5]。

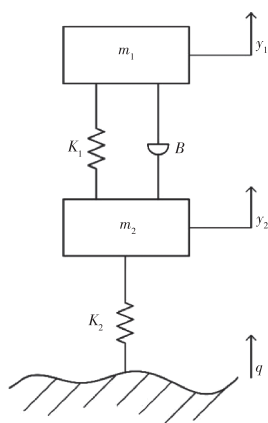


图5 1/4 悬架模型图

根据牛顿第二定律,上述的1/4悬架模型的微分方程表达式为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + B(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1(y_1 - y_2) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + B(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_1(y_2 - y_1) + k_2(y_2 - q) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, m_1 - 簧载质量(kg); m_2 - 非簧载质量(kg); y_1 - 簧载质量位移(m); y_2 - 非簧载质量位移(m); k_1 - 弹簧刚度(N/m); k_2 - 轮胎刚度(N/m); B - 减振

器的阻尼系数($N \cdot s/m$); q - 路面激励输入(m)。

3 系统仿真

利用2.2节中的动力学微分方程式(5),在Simulink中进行仿真建模,其仿真模型图如图6所示。

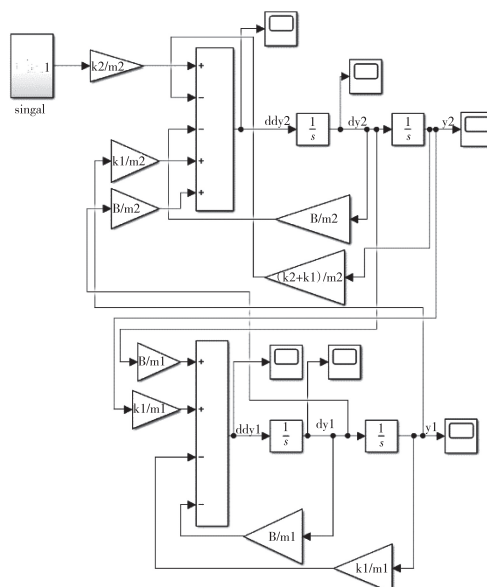


图6 1/4 悬架仿真模型

其结构参数如表2所示。

表2 1/4 悬架仿真参数

参 数	符 号	数 值
车身空载重量	m_1	250 kg
车身满载重量	m_1	750 kg
车轮质量	m_2	50 kg
悬架弹簧刚度	k_1	500 N/m
轮胎刚度	k_2	1000 N/m
悬架减振器阻尼	B	500 N · s/m

采用第1节所获得的C级道路时域信号作为1/4悬架系统模型输入,从而绘制出悬架系统动行程曲线图,如图7所示。

由图可以分析出,经过减振系统的作用,振动幅值由路面激励的最高值0.02 m降至悬架动行程的最大值0.007 m,可以说该减振器的效果非常显著,证明了减振器结构的加入确实可以提高机器人的户外运行稳定性。

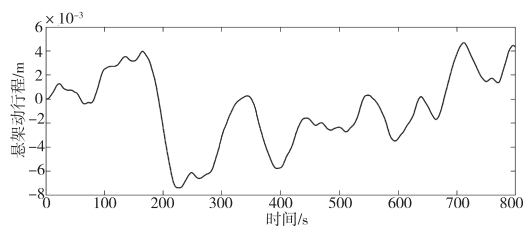


图7 悬架动行程曲线图

为了掌握悬架系统动态行程所覆盖的频率区间,采用傅立叶变换的方法对信号进行分析,从而得出悬架动行程变化频谱分析图,如图8所示。

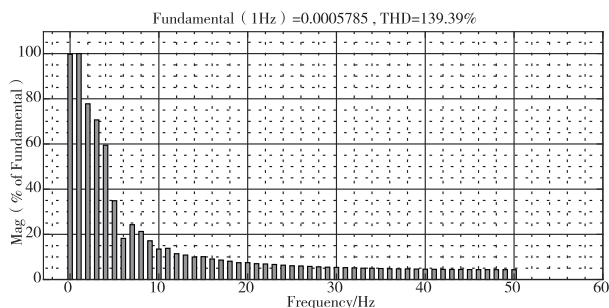


图8 悬架动行程频谱分析图

借助此悬架动行程频谱图,显而易见的是该悬架系统的作用频率介于0~50 Hz之间,尤其是在0~15 Hz的低频区段内频率聚焦尤为显著。这一结果为后续的主动或半主动控制策略及性能要求做出铺垫。

4 结论

本文首先利用白噪声法在Simulink中搭建路面时域激励仿真模型,然后通过仿真模型得到C级路面激励曲线图,为下一节系统仿真提供输入信号。

根据检测机器人底盘的驱动模式,经过简化建立二自由度1/4悬架系统的动力学模型,并建立其微分方程。在Simulink中进行二自由度1/4悬架系统的建模仿真,仿真结果表明,在检测机器人车轮上增加减振器结构,可以有效降低检测机器人通过不平道路时悬架动行程的峰值,缓慢释放路面输入的能量,提高检测机器人的室外通过平稳性,同时得出该悬架系统的作用频率集中在0~15 Hz的低频区段,为后续工作打下基础。

参考文献

- [1] 黄文清. 一种桥梁索缆检测机器人的设计与开发[D]. 深圳: 深圳大学, 2018.
- [2] 赵旗, 王培德, 罗兰, 等. 路面激励 Simulink 模型的建立及其应用[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(1): 128-132.
- [3] 刘献栋, 邓志党, 高峰. 基于逆变换的路面不平度仿真研究[J]. 中国公路学报, 2005, 18(1): 5.
- [4] KUZNETSOV A G, MOLCHANOV A V, CHIRKIN M V, et al. Precise laser gyroscope for autonomous inertial navigation[J]. Quantum electronics, 2015, 45(1): 78.
- [5] 赵宇, 王先云, 李永丽, 等. 减振器硬件在环实验台构建[J]. 东北师大学报(自然科学版), 2009, 41(4): 48-51.

作者简介: 艾庆洲(1999-), 男, 长安大学硕士研究生, 主要研究方向为桥梁检测机器人的减振性能研究。

收稿日期: 2024-05-06

基于有限元的风扇转子临界转速与振动特性研究

张强波,张 帅,郝 豪

(中国飞行试验研究院 发动机所,陕西 西安 710089)

摘 要:通过有限元转子分段方法,深入分析试验器转子的临界转速和振动特性,为风扇转子的设计和优化提供理论依据。首先,对比了理论计算与数值模拟结果,验证了所采用方法的准确性;接着,探讨了转子分段对临界转速的影响,并在不同支承刚度条件下,计算了转子的临界转速,分析了振型和共振图;研究确定了转子安全裕度与临界转速和支承刚度之间的密切关系,为风扇转子的稳定性和可靠性提供了重要指导,验证了有限元转子分段方法的有效性,为相关工程应用提供了理论支持。

关键词:风扇转子 临界转速 理论/数值解 安全裕度

中图分类号:V231.9

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0021-06

Research on critical speed and vibration characteristics of fan rotor based on finite element method

ZHANG Qiangbo, ZHANG Shuai, JIA Hao

Abstract: The purpose of this study is to analyze the critical speed and vibration characteristics of the test rotor through the finite element rotor segmentation method, and to provide a theoretical basis for the design and optimization of the fan rotor. Firstly, the theoretical calculation and numerical simulation results are compared to verify the accuracy of the method. Then, the influence of rotor segmentation on the critical speed is discussed, the critical speed of the rotor is calculated under different support stiffness conditions, and the vibration mode and resonance diagram are analyzed. The research proves the close relationship between the rotor safety margin and the critical speed and the support stiffness, which provides important guidance for the stability and reliability of the fan rotor. The research also verifies the effectiveness of the finite element rotor segmentation method, and provides theoretical support for related engineering application.

Keywords: fan rotor, critical speed, theoretical/numerical solution, safety margin

0 引言

风扇转子的动力学特性对于确保其设计和使用的稳定性与安全性至关重要。在转子-支承系统的动力学设计中,临界转速分析是核心环节,它直接关系到转子在特定转速下可能发生的共振问题。临界转速是指转子在该转速下,由于受到激励力的作用,其固有频率与激励频率相匹配,从而可能引发共振现象。

本文旨在对设计完成的转子试验器进行深入的动力学特性研究,确定其临界转速的分布以及共振图的大致分布。通过这一研究,我们能够对转子试验器的制作加工和稳定安全工作提供科学依

据,同时为风扇转子的设计和应用提供重要的理论和实践指导。通过深入分析转子-支承系统的动力学行为,本文将揭示转子在不同转速下的动力响应,以及如何通过调整临界转速与工作转速之间的裕度来实现转子系统的可靠性设计^[1]。图1为某航空发动机一阶临界转速及其振型。

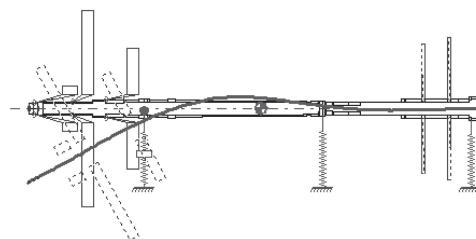


图1 某航空发动机一阶临界转速及振型(5450 r/min)

1 风扇转子模拟平台动力学特性理论研究

1.1 转子临界转速的理论数值解

为了研究转子临界转速的理论和数值解的差距,取如图2所示两端简支的光轴系统,轴长2 m,实心轴直径为0.1 m,转轴弹性模量为2.095e11 Pa,材料密度为7.85e3 kg/m³。

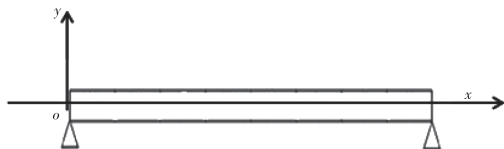


图2 两端简支光轴示意图

1.1.1 理论计算

应用等截面梁的基本微分公式有:

$$EJ \left(\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right) + \frac{A\gamma}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

当轴处有固有频率振动时,可假设是简谐振动的,即:

$$y(x, t) = y_0(x) \cos \omega t \quad (2)$$

联合得到其通解为:

$$y_0 = C_1 \sin ax + C_2 \cos ax + C_3 \sinh ax + C_4 \cosh ax \quad (3)$$

给定简支边界条件:

$$x = 0, y = 0, \frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (4)$$

$$x = l, y = 0, \frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (5)$$

求解之后得到轴的一阶临界转速为:

$$n_{c1} = \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EJg}{A\gamma}} = \frac{49.15}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{A\gamma}} \quad (6)$$

转轴的各阶临界转速的比值为:

$$n_{c1} : n_{c2} : n_{c3} : n_{c4} : \dots : n_{ci} = 1 : 2^2 : 3^2 : 4^2 : \dots : i^2 \quad (7)$$

其中, E 为轴的弹性模量, J 为转动惯量, A 为轴的横截面积, g 为重力加速度, y 为轴简谐振动的位移, l 为轴的长度, γ 为材料的比重, n_{ci} 表示各阶临界转速, a 为常数。

通过上述均质轴的临界转速的理论方法得到其前六阶临界转速理论解,如表1所示。

表1 轴的前六阶临界转速理论解

理论临界转速阶数	临界转速理论值/(r/min)
一阶	3043
二阶	12172
三阶	27387
四阶	48689
五阶	76076
六阶	109548

1.1.2 数值计算

现实转子的直径或截面积是随着长度的变化而变化的,不可能以单一的理论公式就能直接得到转子的各阶临界转速数值。本文求解复杂转子系统临界转速的核心思想是基于有限元的分段累积求解,均质轴是最简单的转轴系,以本算例为验证算例对其分段,如图3所示。

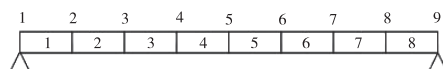


图3 均质轴的分段示意图

将该均质轴等分为8段,每个轴段长为0.25 m,各轴段的外径为0.1 m,各轴段内径为0 m,支承所在节点为1,9号节点。通过程序计算多轴段下不同支承方式的转轴的临界转速,如表2所示。

表2 轴的前六阶临界转速数值解

临界转速阶数	临界转速数值计算值/(r/min)
一阶	3040
二阶	12140
三阶	27230
四阶	48290
五阶	75340
六阶	108570

1.1.3 结果分析

将前面得到均质轴的前六阶的理论与数值临界转速进行处理,得到其每阶对应的相对误差,如图4所示。从临界转速的理论解和数值解的对比中发现,临界转速的理论计算结果和数值计算结果基本吻合,尤其是低阶临界转速,一阶临界转速的相对误差不到0.1%,数值基本相同。而从整体趋势上来看,数值计算结果略低于理论解,这是由于数值计算时转子的刚性支承处理方式的差距造成的。

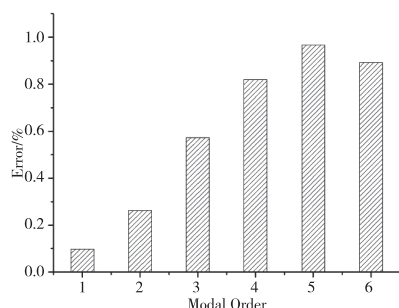


图 4 均质轴的理论数值临界转速相对误差

1.2 分段方式对转子临界转速数值计算的影响

为研究不同分段方式对复杂转子系统临界转速数值计算的影响,取如图 5 所示的复杂转子系统,该转子弹性模量为 2.095×10^{11} Pa,转子材料密度为 7.85×10^3 kg/m³,转子支承刚度为 5.0×10^7 N/m。

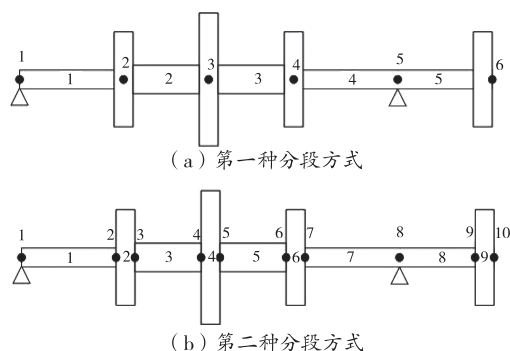


图 5 不同分段方式

按照两种不同的分段方式对图 5 所示的复杂转子系统进行分段,第一种方式将复杂转子系统分为 5 段,第二种方式将其分为 9 段。通过分段的有限元方法计算得到两种分段方式的前五阶临界转速,如表 3 所示。

表 3 不同分段方式的转子临界转速计算值

临界转速阶数	第一种方式计算值	第二种方式计算值
	/(r/min)	/(r/min)
一阶	1314	1378
二阶	2050	2166
三阶	4457	4518
四阶	8980	9169
五阶	12281	11840

通过对比得到两种分段方式计算得到的前五阶临界转速计算值的相对误差,如图 6 所示,两种分段

方式得到的计算值相对值没有明确的关系。分析其原因,主要是因为分段时轴段的刚度不一致造成的。在第一种分段方式中,在 2 节点处轴段左侧的轴段直径为 0.1 m,第 4 节点处右侧的轴段直径为 0.1 m;而第二种分段模式中,上述两个位置轴段的直径为 0.15 m,因此低阶临界转速的计算结果略高一点。

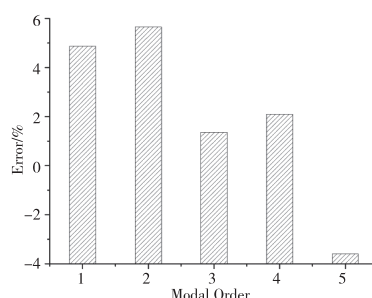


图 6 两种分段方式求解的临界转速的相对误差

由上述计算及分析发现,对于复杂的转子系统,其分段方式对于复杂转子系统的临界转速计算有较大的影响。因此,在计算复杂转子系统的临界转速时,应该选取合理的分段方式,如本节算例的第二种分段方式明显更加合理。

2 风扇转子试验器转子动力学数值计算

2.1 转子临界转速及振型计算

图 7 为试验器转子的三维模型,通过基于有限元的方法计算得到其临界转速。将三维

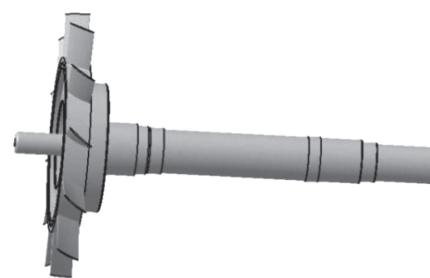


图 7 试验器转子三维模型

转子模型的阶梯轴简化为一维梁单元,将转子的叶盘简化为集中的质量单元,图 8 为试验器转子有限元分段模型。

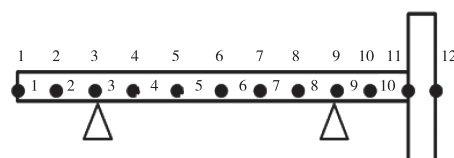


图 8 试验器转子有限元分段模型

通过对复杂试验器转子作二维简化,得到如表 4 所示的叶盘集中单元参数,以及表 5 所示的转轴简化为梁的单元参数。其中,节点 3 和节点 9 为转子的支承部位。

表 4 叶盘转化为集中单元后参数

质量/kg	转动惯量/(kgm ²)		
	I_x	I_y	I_z
56.42	0.5932	0.5932	1.1036

表 5 轴简化为梁后的各单元参数

节点序号	坐标(Z 向/mm)	轴段的半径/mm	
		内径 R_1	外径 R_2
1	0	0	0
2	58	39	42
3	115	34	42
4	145	34	45
5	169	34	50
6	270	0	50
7	397	0	50
8	554	0	50
9	572	0	50
10	594	0	55
11	660	0	60
12	861	叶盘集中单元(假轴)	

使用基元有限元方法的复杂转子分段法计算得到不同支承刚度下该试验器转子的前两阶临界转速,如表 6 所示。转子的支撑刚度对其临界转速有明显的影响,随着转子的支撑刚度增大,转子的一阶临界转速也随之增大。

表 6 不同支承刚度下的试验器转子临界转速

支撑刚度/(N/m)	一阶临界转速	二阶临界转速
	/(r/min)	/(r/min)
1.0e6	704	2612
1.0e7	2184	8119
1.0e8	5915	22421
1.0e9	9524	—

对不同支承刚度下的转速与动频进行求解,得到如图 9 所示的转子共振图。在转子的实际运转过程中,应该快速跳过共振点,避免试验器转子长时间工作在共振转速附近,以确保试验器转子工作的安全性。

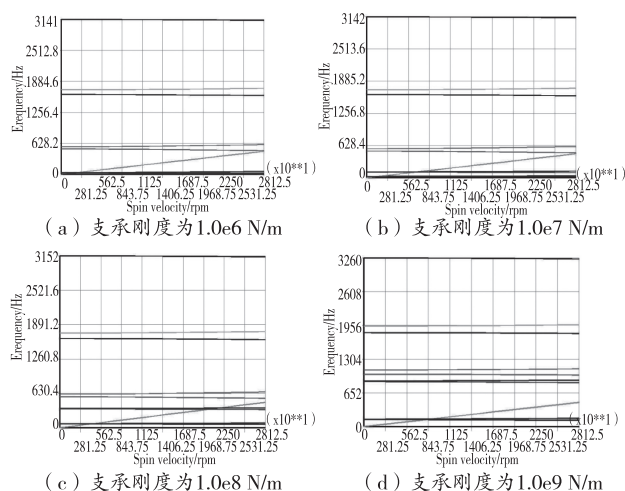


图 9 不同支承刚度下的试验器转子共振图

图 10 所示为转子支承刚度为 1.0e6 N/m、1.0e7 N/m 和 1.0e8 N/m 时,转子作刚体振动的前两阶刚体振型。图 11 所示为转子的支承刚度为 1.0e9 N/m 时,转子振动的一阶弯曲振型。

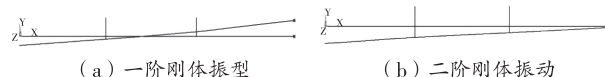


图 10 支承刚度为 1.0e6 N/m、1.0e7 N/m 和 1.0e8 N/m 的刚体振型



图 11 支承刚度为 1.0e9 N/m 的一阶弯曲振型

2.2 试验器转子临界转速的安全裕度

在设计地面旋转机械时,对于工作转速低于其一阶临界转速 n_{c1} 的刚性转子,应使工作转速 $n < 0.75 n_{c1}$;对于工作转速高于一阶临界转速的柔性转子,比如工作在 k 阶临界转速和第 $k+1$ 阶临界转速之间的转子,应使 $1.4 n_{ck} < n < 0.7 n_{ck+1}$ 。

在 API684 标准中,定义转子的放大因子 AF 与隔离裕度 SM ,如图 12 所示。

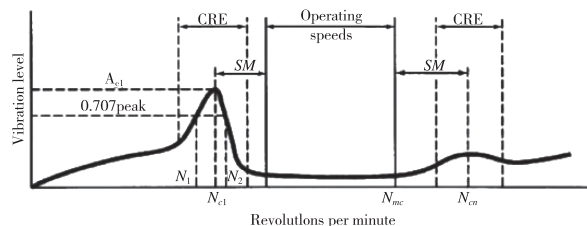


图 12 转子转速随振动量的变化

$$AF = \frac{N_{cr}}{N_2 - N_1} \quad (8)$$

$$SM(\%) = \frac{|N_{cr} - N_{mc}|}{N_{mc}} \times 100 \quad (9)$$

根据不同的放大因子,选取不同的临界转速隔离裕度。目前我国航空航天各大研究所及企业在进行转子临界转速分析时,几乎都同时遵从 20% 的安全裕度准则以及 25% 的转子弯曲应变能准则。

风扇外物撞击试验器转子的工作转速为 2000 ~ 5000 r/min,假定其工作在转子一阶临界转速以下(即刚性转子),考虑到其临界转速隔离裕度 $SM = 20\%$ 的要求,转子的临界转速应该满足条件 $n_{cl} \geq 6000$ r/min。由前面计算可知,当转子的支承刚度为 $1.0e8$ N/m、 $1.0e9$ N/m 时,满足临界转速隔离裕度的要求^[2]。

3 风扇转子模拟平台动力学特性试验研究

3.1 数据测量原理

根据 ISO-7919 和 ISO-10816,当用位移传感器测振时,测得的宽带振动峰-峰值就用来表征机器振动的烈度;当用速度传感器时,则用有效值来度量振动烈度^[3],即

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V^2(t) dt} \quad (10)$$

需要注意的是,振动中可能包含有很强的次谐波分量,例如碰摩引起的次谐波涡动,获取峰-峰值和有效值时,信号的采集长度要大于 1 个整周期,最好是 2 个或 4 个整周期。

假设所测得振动信号为:

$$V = V_1 \sin \Omega t + V_2 \sin \frac{1}{3} \Omega t \quad (11)$$

精确的有效值为:

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2} (V_1^2 + V_2^2)} \quad (12)$$

若只取 1 个整周期 T_1 ,利用式(1)积分则得

$$\begin{aligned} \tilde{V}_{rms} &= \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [V_1 \sin \Omega t + V_2 \sin \Omega t]^2 d(\Omega t)} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} (V_1^2 + V_2^2 - \frac{9\sqrt{3}}{8\pi} V_1 V_2)} \quad (13) \end{aligned}$$

其中的第三项即为误差项。

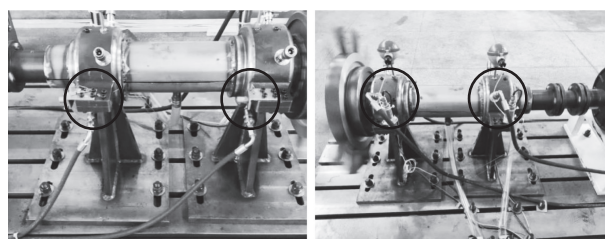
若取 2 个周期时,积分为:

$$\begin{aligned} \tilde{V}_{rms} &= \sqrt{\frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} [V_1 \sin \Omega t + V_2 \sin \Omega t]^2 d(\Omega t)} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} (V_1^2 + V_2^2 + \frac{9\sqrt{3}}{16\pi} V_1 V_2)} \quad (14) \end{aligned}$$

可见,误差项减小一半。若取 3 个周期,则得到精确值。

3.2 风扇转子振动测试改装

针对风扇转子的工作特点^[4],在风扇转子上设计 5 个振动监测点,包括:前轴承径向速度振动传感器、前轴承轴向加速度振动传感器、后轴承径向速度振动传感器、后轴承径向加速度振动传感器、后轴承轴向加速度振动传感器,图 13 为各个振动传感器的分布。通过风扇转子调试试验,获取风扇转子的动力学特性,根据不同转速状态下的前后轴承支座的振动值变化趋势来判断转子的临界转速等动力学参数。



(a) 振动加速度传感器分布 (b) 振动速度传感器分布

图 13 振动传感器分布

3.3 风扇转子振动测量试验

图 14、图 15 所示为风扇转子调试过程中,风扇转子轴承前、后支座的轴向振动加速度变化,图 16 所示为风扇转子转速随时间的变化。随着风扇转子转速的增加,轴向振动加速度值增加;前轴承支座振动最大峰峰值 $7g$,后轴承支座振动最大峰峰值 $8.5g$;在风扇转子降速过程中,未发现振动加速度值有明显突增。

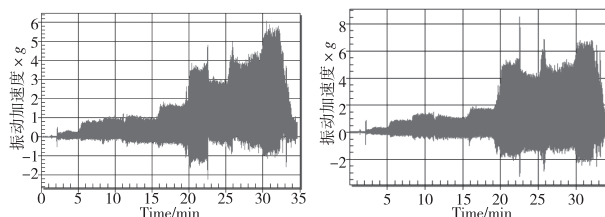


图 14 前轴承支座轴向振动 图 15 后轴承支座轴向振动

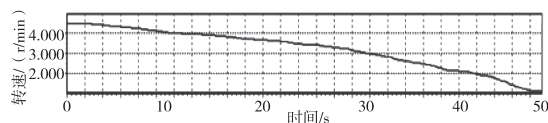
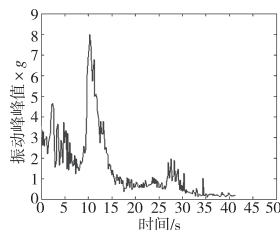
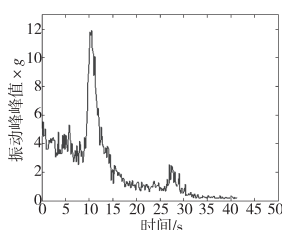


图 16 风扇转子转速随时间的变化

对风扇转子降速过程中,前后轴承支座振动峰峰值进行处理,计算给定时间内的支座振动峰峰值^[5]。图 17、图 18 所示为前后支座峰峰值随风扇转子转速降低的变化趋势,从图中分析发现,风扇转子在转速 3800 r/min 时,支座振动峰峰值有突增现象,该转速点疑似为风扇转子的临界转速点。在风扇转子实际工作过程中,应尽量避免在 3800 ± 100 r/min 周围长时间停留。

图 17 前轴承振动峰峰值
随转速变化图 18 后轴承振动峰峰值
随转速变化

4 结论

通过基于有限元的转子分段方法,对不同转子系统的临界转速进行研究,主要结论如下:

(1) 基于有限元的转子分段方法对于均质轴的临界转速数值求解和其理论解基本吻合,满足临界转速数值求解的精度要求;

(2) 复杂转子系统的分段方法对其各阶临界转速数值求解值有较大的影响,因此,针对复杂转子系统的计算时,应选取合适的有限元分段方法;

(3) 对风扇外物撞击试验器转子进行了简化,得到不同支承刚度下转子的各阶临界转速、共振图及振型等;根据设计手册对于临界转速隔离裕度 $SM=20\%$ 的要求,得到转子的一阶最小临界转速,并得

到满足其条件的转子支承刚度。

参考文献

- [1] 修泽尔. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2004.
- [2] 付才高. 航空发动机设计手册: 第 19 分册: 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [3] American Petroleum Institute. Tutorial on the API standard paragraphs covering rotor dynamics and balancing: an introduction to lateral critical and train torsional analysis and rotor balancing: API publication 684[S]. API, 1996.
- [4] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空学院出版社, 1988.
- [5] 郑豪, 尚啸, 张强. 航空发动机振动数据稀疏傅里叶变换分析[J]. 现代机械, 2023(1): 54-59.
- [6] 张帅. 基于模型参数辨识的航空发动机风扇叶片裂纹故障诊断[J]. 航空发动机, 2023, 49(1): 115-121.
- [7] 董江, 文敏, 张强波, 等. 航空发动机测量靶裂纹故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2022, 42(5): 973-979.
- [8] 陶冶, 张帅. 基于叶片应变测量的航空发动机风扇外物撞击监测识别[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(3): 1286-1291.
- [9] 张希. 涡扇发动机低压转子系统动力学建模与振动故障研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- [10] GUANG Y P. Foreign object damage to fan rotor blades of aeroengine part I: experimental study of bird impact[J]. Chinese journal of aeronautics, 2007(5): 408-414.
- [11] 雷晓波, 董彦非, 王茜. 风扇叶片外物撞击监测识别试验[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2021, 22(3): 23-28.
- [12] 张强波, 王加亮, 雷晓波. 风扇叶片外物撞击瞬间转子振动响应分析[C]//中国航空学会. 2019 年(第四届)中国航空科学技术大会论文集. 2019: 8.

作者简介: 张强波(1992-), 男, 汉族, 山东荣成人, 硕士, 工程师, 研究方向: 动力装置结构强度和振动试飞。

收稿日期: 2024-05-19

基于导纳控制的协作机器人末端执行器力控方法研究

石 瑞, 卢江峰, 艾庆州, 赵增禄
(长安大学 工程机械学院, 陕西 西安 710064)

摘 要:随着机器人应用场景的日益多样化,机器人在非结构环境下的应用日益增多,这就对机器人的智能化要求越来越高。为提升机器人的安全性、柔顺性,以协作机器人玻璃清洗系统为研究对象,提出了一种基于导纳模型的协作机器人末端接触力控制方法。对机器人末端清洗盘刷与玻璃之间的接触力进行控制,首先搭建玻璃清洗机器人系统,其次设计了导纳控制器,并分析各个导纳参数对系统动态性能的影响,最后在 Matlab/Simscape 仿真环境下,开展了玻璃清洗接触力跟踪仿真实验,并对仿真实验结果进行分析。实验结果表明,机器人末端盘刷能够快速、准确、稳定地跟踪期望清洗力。验证了本文所提方法的有效性。

关键词:协作机器人 玻璃清洗 导纳控制 接触力控制

中图分类号: TP242

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0027-04

Force control method of collaborative robot end-effector based on admittance control

SHI Rui, LU Jiangfeng, AI Qingzhou, ZHAO Zenglu

Abstract: With the increasing diversity of robot application scenarios, robots are increasingly used in non-structural environments, which requires more and more intelligent robots. In order to improve the safety and suppleness of the robot, taking the collaborative robot glass-cleaning system as the research object, a method for controlling the end contact force of the collaborative robot is proposed based on the admittance model. Firstly, the glass-cleaning robot system is constructed. Secondly, the admittance controller is designed, and the influence of each admittance parameter on the dynamic performance of the system is analyzed. Finally, in the Matlab/Simscape simulation environment, the contact force tracking simulation experiment of the glass-cleaning process is carried out, and the results are analyzed. The experimental results show that the robot end brush can track the desired cleaning force quickly, accurately and stably. The effectiveness of the method proposed in this paper is verified.

Keywords: collaborative robot, glass-cleaning robot, admittance control, contact force control

0 引言

过去的数十年里,机器人技术的不断发展对人们的生产生活以及整个行业产生了重大影响。在社会经济发展与科学技术进步的推动下,机器人技术已经成为目前人类最伟大的发明之一^[1]。传统机器人技术大多在结构化场景下作业,例如工业生产线等。然而,随着应用场景的不断扩展,机器人需要适应非结构化环境下的作业。这就要求机器人在接触外界环境时要具有一定的柔顺性和适应性。为解决现有机器人技术在非结构化环境中存在的适应性、安全性、智能性等难题,研究机器人柔顺接触力

控制方法具有重要意义。

本文以玻璃清洗机器人为研究对象,提出了一种基于导纳控制的玻璃清洗机器人末端盘刷接触力控制方法。在 Matlab/Simscape 仿真环境下,开展了清洗接触力跟踪仿真实验。实验结果表明,机器人末端盘刷能够快速、准确、稳定地跟踪期望清洗力,验证了导纳控制能够有效控制玻璃清洗机器人盘刷接触力。

1 系统搭建

玻璃清洗机器人系统如图 1 所示,由六自由度机械臂、六维力传感器、盘刷、控制柜、待清洗玻璃窗

等部件组成。

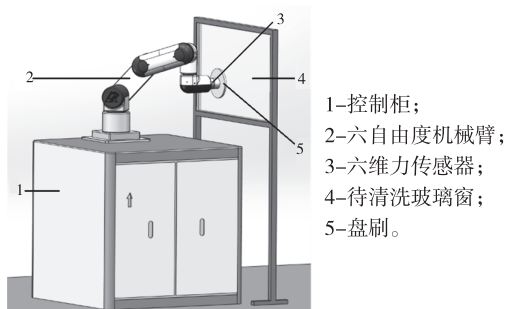


图1 玻璃清洗机器人系统

2 导纳控制原理

2.1 导纳模型推导

机器人与工件接触时,在两者相互作用下,会引起接触力的产生,进而机器人和物体会产生微小的形变。在这种情况下,可以将机器人和物体看作一个整体的物理系统,以此来研究它们之间的接触关系。具体的物理系统结构如图2所示。按照导纳控制^[2-3]的理念,可以利用导纳控制模型描述机器人与物体的接触关系。在这个模型中,机器人末端执行器期望导纳模型等效成为二阶弹簧-阻尼-质量块模型,工件导纳模型则可等效为一个弹簧模型。

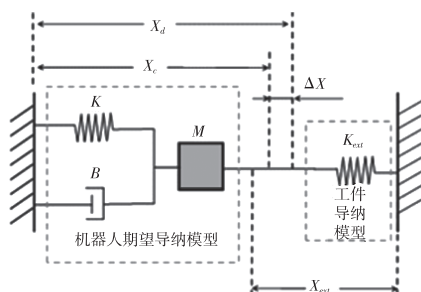


图2 导纳控制模型原理图

机器人与工件接触时工件的接触力模型如式(1):

$$F_{\text{ext}} = K_{\text{ext}}(X_c - X_{\text{ext}}) \quad (1)$$

式中, F_{ext} 是工件所受到的接触力, K_{ext} 是工件的刚度, X_{ext} 是工件没有受力时的位置, X_c 表示机器人和工件接触时的受力平衡的位置。机器人末端执行器期望导纳数学模型如式(2):

$$M(\ddot{X}_d - \ddot{X}) + B(\dot{X}_d - \dot{X}) + K(X_d - X) = F_d - F_c \quad (2)$$

式中, F_d 和 F_c 分别表示机器人末端执行器与工件之间的期望接触力和实际接触力,实际接触力由机器人腕部的六维力/力矩传感器实时测量获得; M 、 B 、 K 分别表示导纳模型的惯性参数矩阵、阻尼参数矩阵和刚度系数矩阵; $\ddot{X}_d$ 、 $\dot{X}_d$ 、 X_d 分别代表机器人末端执行器的加速度、速度和期望位置; $\ddot{X}$ 、 $\dot{X}$ 、 X 分别代表末端执行器与工件接触时的加速度、速度和位置。

记接触力偏差为 $\Delta F = F_d - F_c$,位置偏差为 $\Delta X = X_d - X_c$,带入式(2)得:

$$M \cdot \Delta \ddot{X} + B \cdot \Delta \dot{X} + K \cdot \Delta X = \Delta F \quad (3)$$

对公式(3)等式两边做拉氏变换,并整理得到导纳控制的传递函数为:

$$G(s) = \frac{\Delta X(s)}{\Delta F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + Bs + K} \quad (4)$$

由公式(4)得到导纳控制系统模型的极点表达式:

$$s = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4mk}}{2m} \quad (5)$$

由系统稳定性判定条件^[4]易得:

$$b \geq 2\sqrt{mk} \quad (6)$$

由式(4)可以得到导纳控制器,如图3所示。导纳系统依据传感器测得的接触力与期望力对比得到力偏差,再根据力偏差信号输入期望导纳控制模型,得到相对于实际位置 X 的位置补偿信号 ΔX ,进而获得新的位置控制输入信号 ΔX_d ,此信号作为机器人内环位置控制器的输入。外环导纳控制与内环位置控制共同组成了导纳控制器。

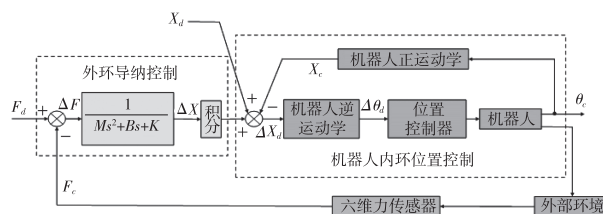


图3 导纳控制器框图

2.2 导纳参数分析

为了提高导纳系统的动态性能,采用单因素法^[5],探究3个参数对导纳系统动态性能的影响,基于simulink仿真环境搭建导纳系统仿真模型,如图4所示。设置期望接触力为10 N,仿真时间为10

s , 分别单独改变惯性系数 m 、阻尼系数 b 和刚度系数 k 的大小, 位移补偿响应曲线如图 5 所示。

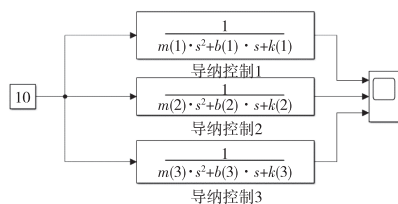


图 4 导纳控制系统 simulink 仿真模型图

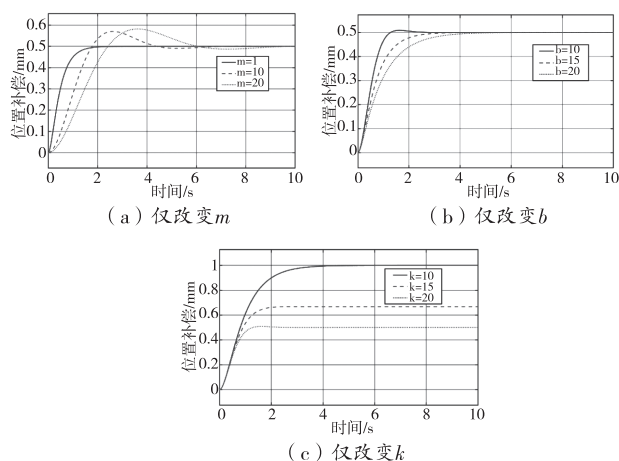


图 5 位移补偿响应曲线

由图 5(a) 得, 随着惯性系数 m 的不断增大, 导纳控制系统的响应速度越快, 但 m 过大会导致系统出现超调; 由图 5(b) 得, 随着阻尼系数 b 的增大, 系统的响应速度越来越慢, 但是 b 不能过小, 需要满足系统稳定的条件 $b \geq 2\sqrt{mk}$; 由图 5(c) 得, 随着系统刚度系数 k 的增大, 稳态值越来越小, 这就意味着 k 值过大时, 当机器人末端清洗盘刷和玻璃之间的接触力很大, 位置修正量却很小, 会导致盘数和玻璃被损坏。 k 值过小时, 机器人末端清洗盘刷未与玻璃接触时便达到了期望接触力。所以, 根据实际情况来选取合适的导纳参数极为重要。

3 仿真实验

3.1 仿真模型及参数设置

在 Matlab/simulink 仿真环境中搭建玻璃清洗机器人仿真系统, 所搭建的六自由度玻璃清洗机器人系统仿真模型如图 6 所示, 仿真参数设置如表 1 所示。

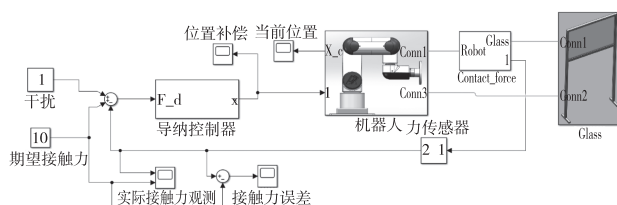


图 6 玻璃清洗机器人系统仿真模型

表 1 仿真参数设置

参 数	值
仿真时间 t	10 s
刚度系数 k	30 N/mm
阻尼系数 b	70 N · s/m
惯性系数 m	3 kg
期望清洗接触力 F_d	10 N

在第 3 s 时加入干扰力信号, 大小 5 N, 持续时间 0.01 s, 如图 7 所示, 模拟机器人末端受到突起异物的影响。

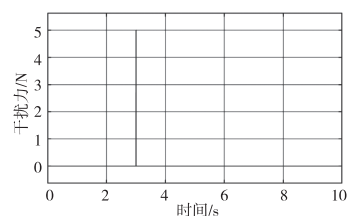


图 7 干扰信号

3.2 实验结果及分析

仿真实验接触力

跟踪结果和力跟踪误差如图 8 所示。仿真结果表明, 机器人动态调整时间小于 1 s, 盘刷与玻璃窗之间的接触力就能稳定在 10 N, 力跟踪误差保持在 ± 1 N 范围内, 在第 3 s 时由于干扰的影响, 接触力有些许波动, 大小在正负 2 N 范围内, 但经过 0.5 s 便回到了稳定状态, 实现了稳定的清洗接触力控制。

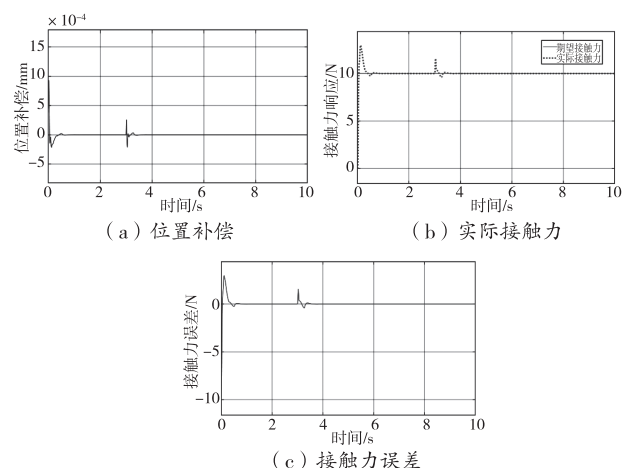


图 8 接触力仿真实验结果

基于模型预测控制的液压挖掘机回转控制系统

祝捷,金忠,苏宾

(广西柳工机械股份有限公司 智能产品与应用研究院,广西 柳州 545000)

摘要:虽然PID控制算法易于实现且不需要建立数学模型,但是难以保证机构具有良好的动态和静态性能。对于不同的机器,PID参数需要重新标定,而且液压挖掘机系统模型结构复杂,耦合性较强,PID控制效果不太理想。为了提高无人挖掘机的自动控制精度,采用模型预测控制算法来设计跟踪控制器。以回转平台机构作为研究对象,建立回转平台的动力学方程,以泰勒级数展开方法对动力学方程解耦合,建立线性化的状态方程,并搭建模型预测控制的跟踪控制器,实现挖掘机回转平台的自动控制。采用的控制算法,将挖掘机回转的一些复杂的非线性问题转化为线性问题,简化了预测控制模型,且经过验证,该控制算法具有较高的控制精度。

关键词:液压挖掘机 模型预测控制 回转平台

中图分类号:TH137

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0030-05

Rotary control system of hydraulic excavator based on model predictive control

ZHU Jie, JIN Zhong, SU Bin

Abstract: Although the PID control algorithm is easy to implement and does not require the establishment of a mathematical model, it cannot ensure that the mechanism has good dynamic and static performance. For different machines, PID parameters need to be recalibrated, and the hydraulic excavator system model has complex structure and strong coupling, making the PID control effect not ideal. In order to improve the automatic control accuracy of unmanned excavators, we adopt model predictive control algorithm to design a tracking controller. We take the rotary platform mechanism as the research object, establish

4 结论

本文研究了玻璃清洗机器人系统,针对协作机器人玻璃清洗任务提出了一种末端接触力控制方法,并通过仿真实验进行了验证。

(1)搭建了协作机器人玻璃清洗系统,分析了导纳控制的原理,设计了导纳控制器并对系统稳定性进行判定,得出了系统稳定的条件。为仿真实验打下基础。

(2)开展了基于导纳控制的玻璃清洗机器人末端盘刷接触力控制仿真实验,仿真结果表明,经过小于1s的调整,机器人末端盘刷与玻璃的接触力便达到了期望接触力10N,力跟踪误差在 ± 1 N范围内波动,实现了稳定的接触力控制,验证了本文方法的有效性。

参考文献

- [1] 代浩岑,孙丹宁,赵文博. 工业机器人技术的发展与应用综述[J]. 新型工业化,2021,11(4):5-6.
- [2] HOGAN N. Impedance control: an approach to manipulation [C]//1984 American control conference. IEEE, 1984:304-313.
- [3] 戴福全,王召金. 基于阻抗控制的主从机器人装配系统设计[J]. 制造业自动化,2023,45(10):120-124.
- [4] 周捷. 基于远程控制的电动静液作动器(EHA)的阻抗控制研究[D]. 沈阳:东北大学,2022.
- [5] 冯皓博. 某型铝合金炮弹筒机器人磨抛工艺研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2023.

作者简介:石瑞(1997-),男,长安大学硕士研究生,主要研究方向为协作机器人柔顺控制方法研究。

收稿日期:2024-05-07

the dynamic equation of the rotary platform, decouple the dynamic equation using Taylor series expansion method, establish a linearized state equation, and build a tracking controller based on model predictive control to achieve automatic control of the excavator rotary platform. This control algorithm transforms some complex nonlinear problems of excavator rotation into linear problems, simplifies the predictive control model, and has been verified to have high control accuracy.

Keywords: hydraulic excavator, model predictive control, rotary platform

0 引言

随着全球经济的持续发展和城市化进程的加速推进,基础设施建设和城市更新的需求不断增加,带动了基建、矿采等行业的发展。其中有些作业工况十分恶劣,特别在矿山、地道等特殊工作环境下,工人的健康难以得到保证,企业也面临着招工困难的问题。挖掘机作为重要的工程机械之一,被广泛的应用在各个行业中。无人挖掘机的发展不仅可以大大提高工作效率,还可以减少企业的生产成本。由于挖掘机在平时最常见的工况是挖掘装车,每次挖掘机进行挖掘工作都要经历两次回转运动,因此选取回转平台作为该控制算法的研究对象。

模型预测控制(Model Predictive Control, MPC)是一个反馈控制算法^[1],它主要是通过推导出的数学模型、系统目前的状态和未来预测到的控制量来计算出未来一段时间内的系统控制量。MPC建立在以下三项基本原理的基础上,即模型预测、滚动优化、反馈校正^[2]。它的主要特点是在约束条件下实现对复杂模型的鲁棒控制,其局限性主要在于计算量大,实时性相对较弱。随着近些年来计算机计算能力的提升,MPC在机器人领域的应用越来越多,成为机器人控制领域的一个重要研究方向^[3]。

1 回转平台建模

挖掘机回转平台依靠阀控液压马达提供回转动力。为了更好地建立回转平台的数学模型,考虑其主要影响因素,该模型忽略阀、油缸的泄漏流量和油液的压缩,对于力平衡方程忽略弹性力和黏性摩擦力。因此可得出阀控液压马达的3个基本方程式^[4],分别为:

阀的流量计算公式:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2(P_p - P_1)}{\rho}} \quad (1)$$

流量连续方程:

$$n = Q/q \quad (2)$$

力平衡方程:

$$T - M_f = J\ddot{\theta} \quad (3)$$

式中, Q 是流过回转多路阀的流量; n 是马达转速; q 是回转马达的排量; C_d 是流量系数; A 是阀开口面积; P_p 是泵压力; P_1 是阀出口压力; T 是马达驱动力; M_f 是平台回转摩擦力矩; J 是平台的转动惯量; $\ddot{\theta}$ 是平台转动的角加速度; ρ 是液压油密度。

结合式(1)、式(2),把马达转速 n 换算成回转平台的回转速度,得:

$$\dot{\theta} = \frac{2\pi n}{i} = \frac{2\pi Q}{iq} = \frac{2\pi}{iq} C_d A \sqrt{\frac{2(P_p - P_1)}{\rho}} \quad (4)$$

其中, i 是回转马达到回转平台的减速比。

由图1所示,当 P_B 作为阀出口, P_B 压力大于 P_A 压力时,回转马达左转。相反, P_A 作为阀出口,回转马达右转,因此,回转马达左转的驱动力矩公式如下:

$$T = \frac{P_B - P_A}{2\pi} * q * i \quad (5)$$

其中, P_A 是A阀口的压力; P_B 是B阀口的压力。当回转平台左转时, P_B 是阀出口;相反,右转时, P_A 是阀出口。

综合上述式子,可得出回转平台左转的状态方程为:

$$\dot{x} = \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix}$$

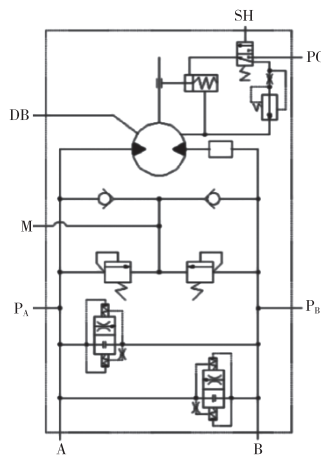


图1 液压回转马达原理图

$$= \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \left(P_p - P_A - \frac{\dot{\theta}^2 i^2 q^2 \rho}{8 * \pi^2 C_d^2 A^2} \right) * \frac{qi}{2\pi J} - \frac{M_f}{J} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

同理可得,回转平台右转的状态方程为:

$$\dot{x} = \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \left(P_B - P_p + \frac{\dot{\theta}^2 i^2 q^2 \rho}{8 * \pi^2 C_d^2 A^2} \right) * \frac{qi}{2\pi J} - \frac{M_f}{J} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

2 模型预测控制器设计

上述的状态方程是非线性的,非线性 MPC 研究比较困难,主要体现在模型选取、能量函数求解和非线性算法等诸多方面^[5],增加了算法的难度和复杂性。因此我们利用泰勒级数展开方式对其进行线性化。由于 MPC 控制算法在目标轨迹有限的区间内展开模型预测,因此具备天然的稳定性。也就是说,在有限区间内对非线性模型进行线性化,是可以应用在 MPC 控制算法中的。对上述的状态方程进行线性化。选取状态量为 X ,控制量为 $U = A$,为阀口面积。则对于参考轨迹的任意一个参考点,用下标 r 表示。

令状态方程在目标轨迹点进行泰勒展开,可得:

$$\dot{X} = \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} = f(X_r, U_r) + f'_x(X_r, U_r)(X - X_r) + f'_u(X_r, U_r)(U - U_r) + o(X, U) \quad (8)$$

$$\dot{X} - \dot{X}_r = A_1(X - X_r) + A_2(U - U_r) = \tilde{X} = A_1\tilde{X} + A_2\tilde{U} \quad (9)$$

同时,对 A_1, A_2 求雅克比矩阵,得:

$$A_1 = f'_x(X_r, U_r) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \theta} & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{\theta}} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \theta} & \frac{\partial f_2}{\partial \dot{\theta}} \end{bmatrix} \bigg|_{(X_r, U_r)} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & q \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$A_2 = f'_u(X_r, U_r) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial U} \\ \frac{\partial f_2}{\partial U} \end{bmatrix} \bigg|_{(X_r, U_r)} = \begin{bmatrix} 0 \\ e \end{bmatrix} \quad (11)$$

其中,式(10)中 q 的表达式为:

$$q = -\frac{\dot{\theta} \cdot i^3 q^3 \rho}{8\pi^3 C_d^2 A^2 J} - \frac{\mu_f}{J} \quad (12)$$

式(11)中 e 的表达式为:

$$e = \frac{\dot{\theta}^2 i^3 q^3 \rho}{8\pi^3 C_d^2 A^3 J} \quad (13)$$

为了把上述的数学模型运用到 MPC 控制器中,对式(9)进行欧拉离散化,得离散状态方程为:

$$\begin{aligned} \tilde{X}(k+1) &= (TA_1 + E)\tilde{X}(k) + TA_2\tilde{U}(k) \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & T * q + 1 \end{bmatrix} \tilde{X}(k) + \begin{bmatrix} 0 \\ e * T \end{bmatrix} \tilde{U}(k) \\ &= a\tilde{X}(k) + b\tilde{U}(k) \end{aligned} \quad (14)$$

其中, T 是控制周期。

对控制增量进行约束,采用面积增量作为控制量,可有效防止控制突变。因此定义一个新的状态量为:

$$\xi(k) = [\tilde{X}(k) \quad \tilde{U}(k-1)]^T \quad (15)$$

新的空间状态方程如式(16)所示,用控制增量代替了控制量实现连续平滑控制。

$$\begin{aligned} \xi(k+1) &= \begin{bmatrix} \tilde{X}(k+1) \\ \tilde{U}(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a\tilde{X}(k) + b\tilde{U}(k) \\ \tilde{U}(k) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} a\tilde{X}(k) + b\tilde{U}(k-1) + b\tilde{U}(k) - b\tilde{U}(k-1) \\ \tilde{U}(k-1) + \tilde{U}(k) - \tilde{U}(k-1) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} a\tilde{X}(k) + b\tilde{U}(k-1) \\ \tilde{U}(k-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b\tilde{U}(k) - b\tilde{U}(k-1) \\ \tilde{U}(k) - \tilde{U}(k-1) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} a & b \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{X}(k) \\ \tilde{U}(k-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b \\ I \end{bmatrix} (\tilde{U}(k) - \tilde{U}(k-1)) \\ &= \begin{bmatrix} a & b \\ 0 & I \end{bmatrix} \xi(k) + \begin{bmatrix} b \\ I \end{bmatrix} \Delta\tilde{U}(k) = A\xi(k) + B\Delta\tilde{U}(k) \end{aligned} \quad (16)$$

所以输出方程为:

$$\eta(k) = [I_{N_x} \quad 0] \begin{bmatrix} \tilde{X}(k) \\ \tilde{U}(k-1) \end{bmatrix} = C\xi(k) \quad (17)$$

其中, N_x 为状态量的个数。

在实际控制过程中不确定因素较多,为了防止模型预测与实际运动不匹配,需要加上反馈矫正这一环节。该环节是利用预测误差对模型预测进行反馈矫正,误差预测的方法较多,在这里我们使用 k 时刻的实际输出与模型输出的误差 $e(k) = \eta_{real}(k) - \eta(k)$ 作为 $k+h$ 时刻的预测误差。 $h=1, \dots, N_p$ 。 N_p 为预测步长。

所以,矫正后的模型输出为:

$$y_p(k+h) = \eta(k+h) + e(k) \quad (18)$$

对上述模型进行预测,设预测时域为 N_p ,控制时域为 N_c ($N_p \geq N_c$),对式(18)进行多步骤推导,得预测输出表达式为:

$$Y = \psi\xi(k) + \Theta\Delta U + Err \quad (19)$$

$$Y = \begin{bmatrix} y_p(k+1) \\ y_p(k+2) \\ \dots \\ y_p(k+N_c) \\ \dots \\ y_p(k+N_p) \end{bmatrix}, \Psi = \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ \dots \\ CA^{N_c} \\ \dots \\ CA^{N_p} \end{bmatrix},$$

$$\Theta = \begin{bmatrix} CB & 0 & 0 & \dots & 0 \\ CAB & CB & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \ddots & \dots \\ CA^{N_c-1}B & CA^{N_c-2}B & CA^{N_c-3}B & \dots & CA^0B \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ CA^{N_p-1}B & CA^{N_p-2}B & CA^{N_p-3}B & \dots & CA^{N_p-N_c}B \end{bmatrix},$$

$$\Delta U = \begin{bmatrix} \Delta\tilde{U}(k) \\ \Delta\tilde{U}(k+1) \\ \Delta\tilde{U}(k+2) \\ \dots \\ \Delta\tilde{U}(k+N_c-1) \end{bmatrix}, Err = \begin{bmatrix} e(k) \\ e(k) \\ \dots \\ e(k) \end{bmatrix} \quad (20)$$

根据式(19)和式(20),可以定义目标函数为:

$$\begin{aligned} J &= Y^T Q Y + \Delta U^T R \Delta U = (\psi\xi(k) + \Theta\Delta U + Err)^T Q (\psi\xi(k) + \Theta\Delta U + Err) + \Delta U^T R \Delta U \\ &= 2(\xi_k^T \psi^T + Err^T) Q \Theta \Delta U + \Delta U^T (\Theta^T Q \Theta + R) \Delta U + (\xi_k^T \psi^T Q \psi \xi + 2Err^T Q \psi \xi + Err^T Q Err) \end{aligned} \quad (21)$$

由于式子 $(\xi_k^T \psi^T Q \psi \xi + 2Err^T Q \psi \xi + Err^T Q Err)$ 是常数,最优化时可不用考虑,所以可以优化目标函数为:

$$\min_{\Delta U} J = \Delta U^T H \Delta U + G \Delta U \quad (22)$$

其中, $H = \Theta^T Q \Theta + R$; $G = 2(\xi_k^T \psi^T + Err^T) Q \Theta$ 。

3 试验验证

为了验证控制算法的性能,利用 Amesim 软件搭建挖掘机回转平台的液压动力学模型,以该动力学模型作为控制对象,并利用 simulink 搭建模型预测控制算法的跟踪控制器,与动力学模型进行联合仿真。

在机手实际操作的参考曲线中,可以拟合出一条符合运动规律的生长曲线,并以此作为参考曲线进行跟踪控制。图2和图3是右回转和左回转的跟踪曲线,可以看出其控制效果的稳定性和精度都十分良好。

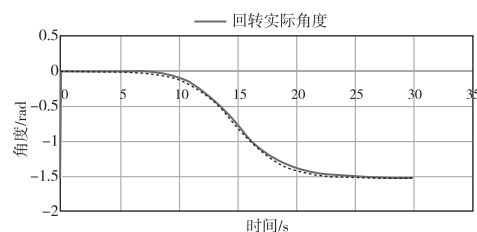


图2 回转平台右转轨迹跟踪图

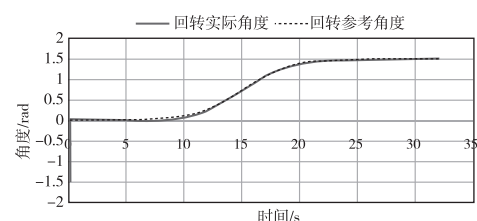


图3 回转平台左转轨迹跟踪图

图4是以实际机手操作的回转曲线作为参考曲线的跟踪效果图,其稳定性和响应速度良好。图5

是机手操作轨迹作为参考轨迹时,回转平台跟随的角度误差,从图中可以看到最大误差为 0.04 rad ,符合实际工况要求。

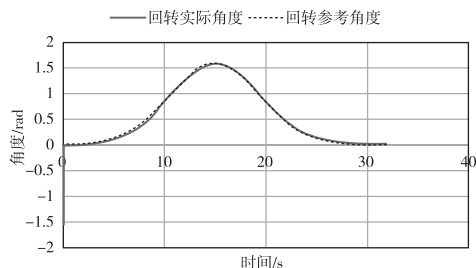


图4 实际机手操作参考轨迹跟踪图

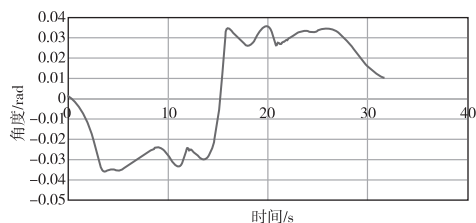


图5 实际机手操作参考轨迹跟踪误差图

基于该回转模型的模型预测控制算法在仿真上得以验证成功,随后验证该算法在实车上的跟踪控制效果。选取某个机手实际操作的回转曲线作为参考曲线,进行跟踪控制。图6是实车控制跟踪轨迹效果,由于机手操作轨迹会出现小范围波动,且回转平台转动惯性较大,在小范围波动处会出现超调现象,但整体跟踪效果良好。根据图7误差分布图可知,整体误差较小,根据数据计算平均误差值为 0.036 rad ,最大误差不超过 0.15 rad 。

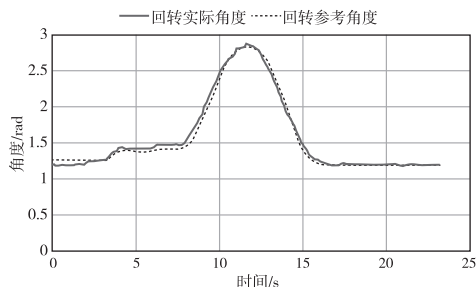


图6 实车轨迹跟踪效果图

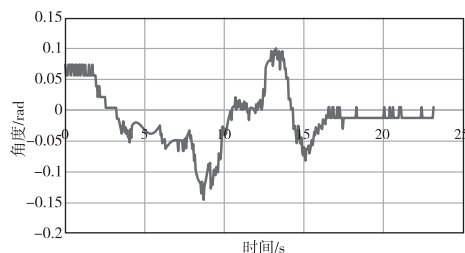


图7 实车回转跟踪误差分布图

4 结语

本文主要讨论了从分析回转平台动力学模型到搭建模型预测控制算法跟踪控制器的过程,设计了一个基于模型预测控制算法的回转控制系统。通过simulink仿真以及实车验证,该控制器能有效地控制回转平台跟踪参考曲线进行运动,并且误差均在可接受范围内,它的响应速度和稳定性均符合一般工况的作业要求。

参考文献

- [1] 赵佳伟,王兆强,马思群.基于MPC的地下铲运机自动驾驶控制研究[J].农业装备与车辆工程,2023(7):115-119.
- [2] 苏成利.非线性模型预测控制的若干问题研究[D].杭州:浙江大学,2006.
- [3] 储驻港,郭瑞琴,吴顺,等.模型预测控制方法在机械手操作中的应用综述[J].自动化技术与应用,2021(11):1-8.
- [4] 宋志安.基于MATLAB的液压伺服控制系统分析与设计[M].北京:国防工业出版社,2007.
- [5] 徐胜红,孙庆祥,顾文锦,等.非线性预测控制模型方法综述[J].海军航空工程学院学报,2007(6):633-636.

作者简介:祝捷(1997-),女,广西贺州人,助理工程师,本科,广西柳工机械股份有限公司智能院电控助理工程师,研究方向为车辆控制系统。

收稿日期:2024-04-16

车间轨道磨损自动检测装置设计及磨损分析*

陈友明¹,何 童¹,程正坤^{2▲}

(1. 武汉理工大学 汽车工程学院,湖北 武汉 430070;2. 深圳职业技术大学本科教育学院,广东 深圳 518055)

摘 要:车间流水线承载轨道定期检测磨损情况是确保生产安全的关键,而人工检测轨道磨损量效率低,因此设计一款自动检测装置是十分必要的。针对某车企树脂车间承载轨道设计出了一套磨损量自动检测装置,并将该轨道检测装置投入使用,为了确保轨道检测装置数据的真实性,将检测装置采集到的数据与传统人工测量的数据进行对比,得到该装置具有较高的检测效率和精度的结论,同时可以改善人工检测的繁琐。针对该检测装置在车间轨道不同路段下磨损数据的采集,对检测装置的检测数据进行分析,得出了车企树脂车间承载轨道的磨损特征,可为评估该车企树脂车间轨道的使用情况提供参考。

关键词:流水线 磨损检测 自动检测装置 车间轨道 磨损特征

中图分类号:TH181

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0035-06

Design and wear analysis of automatic detection device for workshop track wear

CHEN Youming, HE Tong, CHENG Zhengkun

Abstract:To ensure production safety,it is the key to regularly detect the wear of the bearing track of the assembly line in the workshop. The efficiency of manual detection of the track wear is low,so it is necessary to design an automatic detection device. An automatic wear detection device for the bearing track in the resin workshop of an automobile enterprise is designed and put into use. In order to ensure the authenticity of the data,the data collected by the detection device is compared with the data collected by traditional manual measurement,and the conclusion is that the device has high detection efficiency and accuracy. The wear data of the bearing track of different sections is collected by the detection device and analyzed,and the wear characteristics of the bearing track are obtained,which can provide reference for the evaluation of the working status of the track in the workshop.

Keywords:assembly line,wear detection,automatic detection device,workshop track,wear characteristics

0 引言

车间流水线承载轨道长期使用会发生磨损,当磨损量达到一定值时,将无法承受台车行驶带来的压力,从而发生变形或破坏^[1],导致台车运行故障。因此,工厂一般需要定期对车间流水线承载轨道进行磨损检测。当磨损量超过安全阈值时,需要对轨道进行更换以确保生产安全。目前车间流水线承载轨道的磨损检测主要还是依靠人工手动测量完成,人工检测耗时耗力,因此设计一款车间流水线承载轨道磨损自动检测装置是非常必要的。

目前关于轨道检测装置方面的研究主要集中在

铁路领域,如铁轨的形变、轨距、不平度和磨损等方面的检测装置^[2]。我国第一代和第二代轨道检测系统以弦测法为测量原理^[3],利用人工对铁轨的轨面高程、轨距、超高、里程、扭曲等参数进行测量,并判读超限和计算扣分。第三代轨道检测系统^[4]改用惯性基准法为测量原理,通过引入当时先进的计算机技术和传感器技术实现了轨道检测的非接触式测量^[5]。第四代轨道检测系统采用模拟-数字混合的信号处理方式,传感器输出的模拟信号经过预处理电路调理(滤波、放大等)后通过模拟信号直接转换成数字信号,通过计算机来对收集的信息进行处理。第五代轨道检测系统采用了激光摄像技术,通

过计算机可浏览轨道的检测数据。第六代轨道检测系统用光纤陀螺代替机械陀螺,里程定位更加精确,轨道的相关数据通过网络发送给数据应用计算机。在第六代轨道检测系统的基础上研发的数字式轨道检测系统^[6]全部采用数字传感器,且传感器集成度和精度都更高,传感器数据均以数字形式传输,抗干扰能力更强,全部使用数字信号处理技术,系统稳定性也更强。国外铁路轨道检测系统也经历了同样的发展历程,由接触式的机械测量装置向非接触式电子测量装置甚至数字式的智能测量装置转换。随着高速铁路技术的发展,对铁路高频次的检测需求正逐步提高,装备在运营列车上的轨道检测系统逐渐成为研究的热点。

目前关于车间流水线承载轨道的磨损自动检测装置的研究还鲜有报道。本文以某车企树脂车间流水线承载轨道为检测对象,借鉴铁路轨道检测装置的设计方法,设计出一款车间流水线承载轨道磨损自动检测装置。

1 总体设计方案

某车企树脂车间流水线承载轨道由两条平行的 8 号槽钢(几何尺寸见图 1)所构成,台车的滚轮压入槽钢的下翼缘上行驶,长期使用下轨道的下翼缘会发生磨损而变薄。设计的磨损自动检测装置应具备以下功能:①能在轨道上正常行驶;②安装、拆卸方便;③能实时地、准确地检测两侧轨道下翼缘的磨损量。为达到这一目的,本文将检测装置分 3 个模块进行设计,分别为运载模块、传感器模块、数据传输模块。运载模块主要负责检测装置在轨道上的正常运行,传感器模块负责测量轨道的磨损量,数据传输模块负责将传感器检测数据传输到电脑端。

1.1 运载模块

检测装置的运载模块以原台车的导轨小车为基础,在上面增加了传感器^[7]安装固定支架和安装高度支架,如图 2 所示。安装固定支架伸出导轨小车

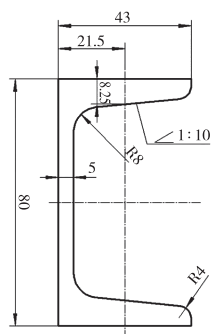


图 1 车间承载轨道尺寸图

一定距离,防止导轨小车遮挡传感器的视线。安装高度支架将传感器安装在合适的高度,确保传感器的检测范围达到设计要求^[8]。由于运载模块采用了原台车的导轨小车,因此检测装置可直接采用原台车的链条驱动系统进行驱动。

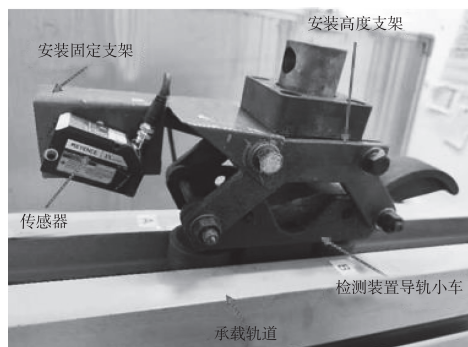


图 2 检测装置实物图

1.2 传感器模块

激光传感器是利用激光从发射到经物体反射回接收器所需的时间来测定目标距离的,它广泛应用于非接触式距离测量^[9]。为实现车间承载轨道磨损的无接触自动化检测,本文选用基恩士 IX 系列多点式激光传感器,它可以同时发射多条激光,对多点进行距离检测。该传感器主要功能如下:

(1) 高度和高度差测量:在可识别区域内,用户指定一个或多个位置,由激光瞄准指定点,识别指定点的高度或指定点的高度差,如图 3 所示。

(2) 指定点追踪功能:IX 系列传感器上配置有相机,可以自动捕捉工件,并追踪工件上的指定点,当工件发生移动时无需再次进行定位,如图 4、图 5 所示。

(3) 倾斜修正功能:即使工件发生倾斜,也能利用指定的修正基准点修正倾斜。通过实时修正,可实现稳定的高度检测,如图 6、图 7 所示。

不同型号传感器的视野范围不同,如图 6 所示。已知车间承载轨道间距 64 mm,为使检测范围更多

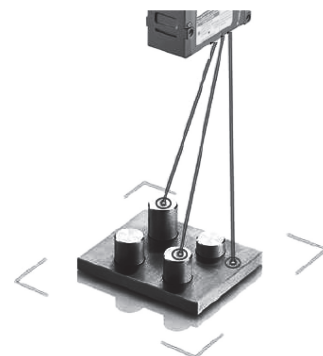


图 3 IX 系列传感器高度检测功能示意图

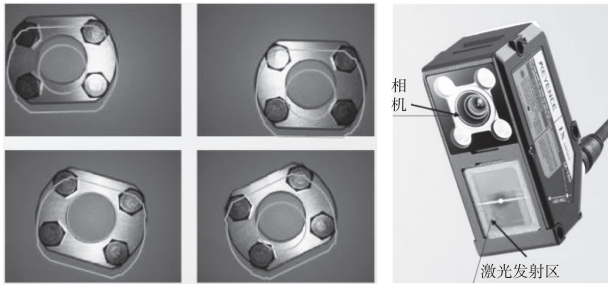


图4 工件自动捕捉

图5 IX系列传感器
相机和激光发射区

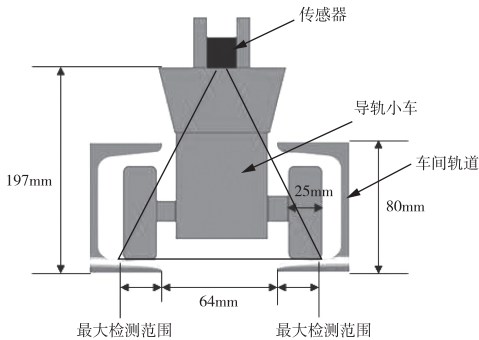


图9 检测装置运行截面示意图



图6 工件发生倾斜



图7 利用指定点修正倾斜

地覆盖轨道下翼缘上表面,同时轨道上翼缘又不会遮挡激光光束,本文选用 IX-150 型号多点式激光传感器。该型号传感器的检测范围随高度的变化规律如图 8 所示,将传感器安装在距离轨道下翼缘上表面 197 mm 的高度上,可以在左右轨道下翼缘上表面各产生约 22 mm 的检测范围,检测装置截面示意图如图 9 所示。

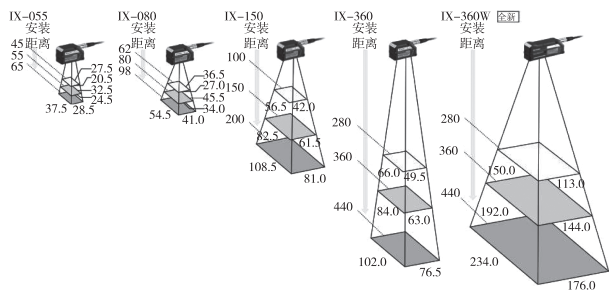


图8 IX系列传感器的测量距离及视野范围

本文利用激光传感器的高度差测量功能来检测轨道的磨损量,传感器输出的数据为检测点与基准线的高度差值。检测时先从未磨损轨道段开始,未磨损轨道段的检测数据和磨损轨道段的检测数据之差即为轨道的磨损量。激光传感器采用直线模式

(所有激光线在同一个平面),这样可以一次对轨道同一截面上多个位置点的磨损量进行测量,其检测示意图如图 10 所示。

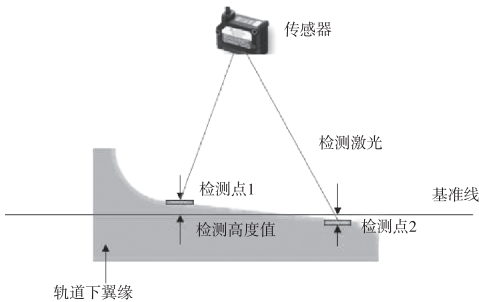


图10 检测高度示意图

1.3 数据传输模块

传感器的控制器选用基恩士 IX-H2000 控制器。传感器的操作用户界面选用基恩士 IX-Navigator 软件。为将传感器的检测数据传输到电脑端,方便后续可视化处理及分析,本文采用中微普业的 5G 模块将储存在控制器中的传感器检测数据传输到电脑端。检测装置的数据传输示意、各个模块相对应设备的型号如图 11 所示。

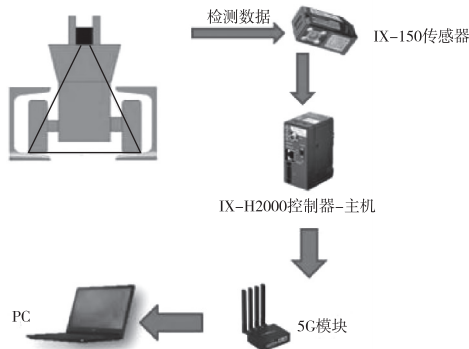


图11 检测装置数据传输过程图示

2 轨道磨损检测方法

2.1 人工检测方法

人工检测轨道磨损量时,工厂一般采用游标卡尺对轨道的厚度进行测量,测量的位置为轨道下翼缘的中间位置(即C点,距离边缘20 mm处),如图12所示。



图12 轨道磨损测量法图示

未磨损前此处轨道的厚度为8 mm,将测量的厚度值与未磨损前的厚度值相减即可得到此处的磨损量。根据车间轨道使用经验,当此处磨损量达到3 mm时,轨道不能继续使用,需要更换。由于轨道下翼缘是变厚度的,因此测量点位置的精准性会影响测量结果。在利用游标卡尺测量厚度时,在游标卡尺的外测量爪上距离端部20 mm处做一个标记,方便测量点位置的确定。

2.2 自动检测方法

利用上述设计的轨道检测装置对轨道下翼缘进行磨损检测,具体操作如下。

(1) 检测模式选择

打开IX-Nivagtor软件,在设定中选择检测模式,由于传感器会相对轨道发生运动,因此检测模式选择直线模式。

(2) 检测范围确定

在IX-Navigator软件界面的传感器图像窗口中找到轨道下翼缘上表面,将左右两侧的检测范围矩形框拉长,使其一端与轨道下翼缘边缘对齐,另一端与图像窗口的边缘对齐,如图13所示,这样可以检测更多的轨道下翼缘磨损情况。

(3) 基准线确定

在IX-Navigator软件中选择基准线的设置,此时传感器图像窗口将出现两个基准线确定点,将两个点分别设置在轨道下翼缘边缘,确定基准线的位置,保证基准线在检测范围内。

(4) 检测点的设定

在检测范围矩形框内选取检测点。为得到更多

的检测点,将每个检测点矩形框设置成最小,并使其均匀分布在检测范围矩形框内,如图14、图15所示。这样可以在左、右检测范围矩形框内分别设置6个检测点。将左侧轨道检测点从下翼缘边缘向里依次命名为左1、左2、左3、左4、左5、左6检测点,右侧轨道同样命名为右1到右6检测点。

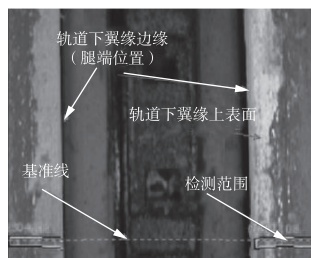


图13 检测范围选取



图14 检测点选取

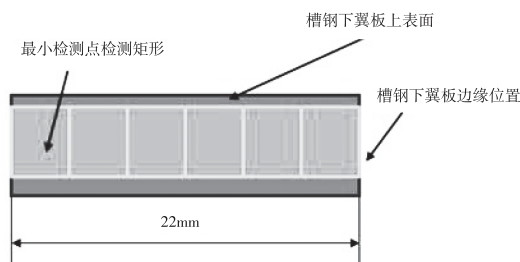


图15 检测点分布情况

(5) 数据采集及处理

轨道最前端有一段未磨损段,检测时从未磨损段开始,得到未磨损段各检测点与基准线的高度差。在检测装置行驶过程中,得到各个检测点与基准线的高度差值。将各个检测点的高度差值与未磨损轨道段检测点高度差值相减,便可得到各检测点的磨损量,如图16所示,具体计算方法如表1所示。

表1 轨道磨损量及下陷量计算方法

项目	左1	左2	...	左5	左6	磨损量
未磨损段	H_{01}	H_{02}	...	H_{05}	H_{06}	
行进距离 l_1	H_{11}	H_{12}	...	H_{15}	H_{16}	$H_{0j} - H_{1j} (j=1, 2 \cdots 6)$
行进距离 l_2	H_{21}	H_{22}	...	H_{25}	H_{26}	$H_{0j} - H_{2j} (j=1, 2 \cdots 6)$
...	...	...	...	...	...	...
行进距离 l_n	H_{n1}	H_{n2}	...	H_{n5}	H_{n6}	$H_{0j} - H_{nj} (j=1, 2 \cdots 6)$

注: H_{ij} 为传感器输出的数据,它表示检测点与基准线间的高度差值, i 表示行进距离的下标, j 表示检测点编号。右侧轨道采用同样的计算方法。

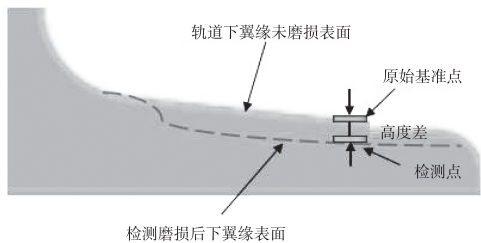


图 16 轨道槽钢下翼缘磨损截面示意

3 轨道磨损数据分析

3.1 检测装置准确性验证

为了验证检测装置测量的准确性,本文利用游标卡尺对测量点的厚度进行现场测量。为了确保游标卡尺检测的位置和检测装置检测的位置一致,在轨道上放置停止器,当检测装置运行到停止器位置时便会停止运行,此时利用游标卡尺进行厚度测量。传感器在检测过程中会在轨道上形成一条红色的激光线,利用游标卡尺测量激光线位置轨道下翼缘中间位置(C点)处的厚度。由图 14 和图 15 可知,检测装置的左 6、右 6 检测点对应的即为轨道下翼缘 C 点。由检测装置测量得到的是磨损量,为方便与游标卡尺的测量结果进行比较,将磨损量与轨道下翼缘 C 点原始厚度(8 mm)相加即可得到检测点位置的厚度值。本文随机选取了 8 个轨道横截面位置进行测量,测量结果如表 2 所示。检测装置测量的最大误差为 0.14 mm,说明检测装置具有较好的测量精度。

表 2 检测数据准确性验证

位置 编号	游标卡尺测量值/mm		检测装置测量值/mm		误差值/mm	
	左侧轨道	右侧轨道	左侧轨道	右侧轨道	左侧轨道	右侧轨道
1	8.22	8.50	8.30	8.48	0.08	0.02
2	8.18	8.72	8.12	8.66	0.06	0.06
3	8.12	8.26	8.08	8.30	0.04	0.04
4	8.62	8.66	8.50	8.64	0.12	0.02
5	7.96	8.14	7.84	8.00	0.12	0.14
6	7.86	8.12	7.79	7.98	0.07	0.14
7	7.96	8.10	7.84	8.00	0.12	0.10
8	8.06	8.24	7.94	8.20	0.12	0.04

3.2 轨道磨损情况分析

为分析某车企树脂车间承载轨道的磨损情况,

将检测装置运行速度设定为 3 m/s,采样频率为 3 Hz,对轨道磨损量进行检测,得到各位置的磨损情况^[10-11]。车间轨道常见有直线路段、上下坡路段这 3 种路段,下面对这 3 种路段下的磨损情况进行分析。

图 17 为直线路段左右两侧轨道下翼缘的磨损情况。从图中可看出,左 6、右 6 检测点(对应下翼缘中间位置)的磨损量一直小于 3 mm,并且只有少数位置的磨损量达到 2.5 mm 以上,因此轨道磨损情况良好,轨道可以安全使用。

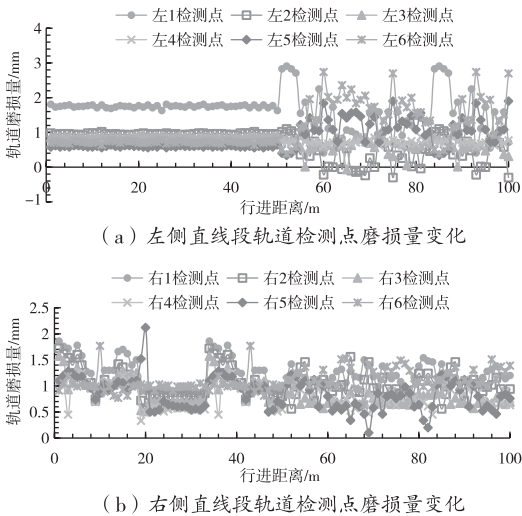


图 17 轨道直线段检测点磨损量变化

图 18 为上、下坡路段左右两侧轨道下翼缘的磨损情况,其中前半段行进距离 50 m 为上坡路段测试数据、后半段行进距离 50 m 为下坡段测试数据。从图中可看出,右侧轨道上、下坡路段磨损量在 3 mm 以下,只有少数位置的磨损量达到 2 mm 以上,因此轨道可以安全使用。对于左侧轨道,仅在上坡段行进距离约 25 m 的位置处磨损量大于 3 mm,因此需要在此处对轨道进行补强。

4 总结

针对某车企树脂车间流水线承载轨道,本文设计了一款自动化磨损检测装置。该装置采用了原台车的导轨小车进行驱动,利用多点式激光传感器的高度差测量功能来检测磨损,利用 5G 模块实现数据的无线实时传输。通过现场游标卡尺测量的方式发现该检测装置具有很好的测量精度。通过对现车

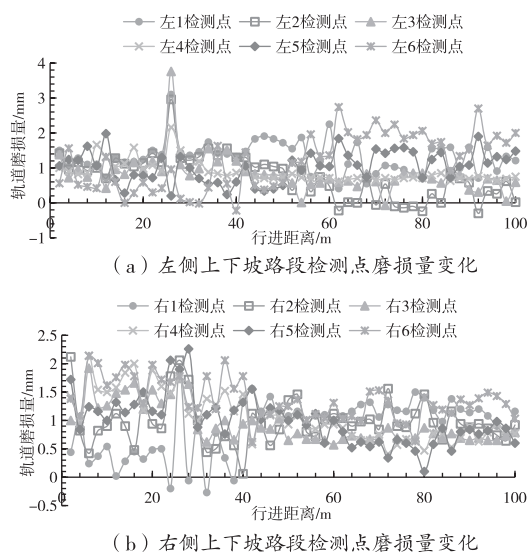


图 18 轨道上下坡路段检测点磨损量变化

间轨道的检测发现车间轨道使用情况良好。

参考文献

- [1] SONG W, ZHAO Z, ZHANG K, et al. Development of multifunctional detection robot for roller coaster track [J]. Sensors, 2023, 23 (20): 8346.
- [2] 李奇, 戴宝锐, 杨飞, 等. 轨道平顺性检测方法现状及发展综述[J]. 铁道学报, 2024, 46 (7): 101-116.
- [3] 荣会声. 我国铁路的轨道检查[J]. 铁道知识, 2000 (3): 25.
- [4] 李芳红. 高速铁路轨道损伤检测的先进技术分析[J]. 产品可靠性报告, 2024 (1): 66-67.
- [5] 李颖, 王昊, 侯智雄, 等. 基于控制器局域网总线的车载轨道检测系统设计研制[J]. 中国铁道科学, 2020, 41 (4): 163-170.
- [6] YAZAWA E, TAKESHITA K. Development of measurement device of track irregularity using inertial mid-chord offset method [J]. Quarterly report of RTRI, 2002, 43 (3): 125-130.

- [7] 郭子明, 蔡伯根, 姜维. 基于激光雷达的铁路轨道检测方法[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51 (2): 560-566.
- [8] YANG Z, HUANG H, LIAO X. Influence of cutting parameters on wear of diamond wire during multi-wire rocking sawing with reciprocating motion[J]. Frontiers in mechanical engineering, 2022 (8): 1-12.
- [9] XIONG L, JING G, WANG J, et al. Detection of rail defects using NDT methods [J]. Sensors, 2023, 23 (10): 4627.
- [10] YAO X, XING Z, ZHANG Z, et al. The online monitoring system of pantograph slider based on 2D laser displacement sensors[J]. Measurement, 2022, 194: 111083.
- [11] DUO A, BASAGOITI R, ARRAZOLA P J, et al. Sensor signal selection for tool wear curve estimation and subsequent tool breakage prediction in a drilling operation [J]. International journal of computer integrated manufacturing, 2022, 35 (2): 203-227.

基金项目: 广东省基础与应用基础研究基金海上风电联合基金项目 (2022A1515240057); 深圳市科技计划 (20231128093312001); 广东省科技创新战略专项资金 (“攀登计划”专项资金) (pdjh2023b0969)。

作者简介: 陈友明 (1986-), 男, 湖南省衡阳市人, 副教授, 硕士生导师, 主要从事固体力学和机械 engineering 研究。
何童 (1999-), 男, 湖南长沙市人, 硕士研究生, 主要从事轨道检测磨损分析及机械 engineering 研究。

通讯作者: 程正坤 (1986-), 男, 河南信阳市人, 博士/讲师, 主要从事固体力学和机械 engineering 研究。

收稿日期: 2024-04-16

基于振动信号的尾桨叶结冰判断方法

党冰楠, 李小路, 张武林
(中国飞行试验研究院, 陕西 西安 710089)

摘要:提出了一种基于直升机多点机体振动变化判定尾桨叶结冰状态的方法。直升机旋翼系统结冰后其质量特性和气动特性均发生改变,对飞行能力和飞行安全产生较大的影响。旋翼为高速旋转的动部件,其结冰状态、结冰厚度等特征难以直接测量。论文通过分析直升机自然结冰飞行试验时尾桨叶结冰状态下机体多个位置在尾桨基频、倍频等频率下的振动变化规律,采用小波变换提取机体各个点的振动能量值,并建立BP神经网络模型判定尾桨叶的结冰状态以及结冰程度。对比神经网络输出值与设定目标输出结果的误差,表明了建立的神经网络模型的准确程度,证明提出的判定方法有效。

关键词:直升机尾桨结冰 机体振动 小波分析 BP神经网络

中图分类号:V328.1 文献标识码:A 文章编号:1002-6886(2025)01-0041-05

Judgment of tail rotor blade icing based on vibration signal DANG Bingnan, LI Xiaolu, ZHANG Wulin

Abstract: This paper proposes a method to judge the icing state of helicopter tail rotor blades based on the multi-point fuselage vibration of the helicopter. The mass characteristics and aerodynamic characteristics of the helicopter rotor system change after icing, which has a great impact on flight capability and flight safety. The rotor is a high-speed rotating moving part, and its characteristics such as icing state and icing thickness are difficult to measure directly. In this paper, through analyzing the vibration variation law of multiple positions of the fuselage under the basic frequency and multiple frequency of the tail rotor during the natural icing flight test, the wavelet transform is used to extract the vibration energy value of each point of the fuselage, and the BP neural network model is established to determine the icing state and icing degree of the tail rotor. By comparing the error between the output value of the neural network and the output result of the set target, the accuracy of the established neural network model is verified, which proves that the proposed method is effective.

Keywords: helicopter tail rotor icing, fuselage vibration, wavelet analysis, BP neural network

0 引言

结冰对直升机的全天候飞行能力和飞行安全有很重要的影响^[1]。直升机一般活动于易结冰的中低空高度,此高度范围被空中结冰云层存在的高度完全覆盖,使直升机易遭遇结冰的危险^[2]。直升机拥有高速旋转的旋翼系统,包括主桨叶和尾桨叶,结冰也比固定翼飞机更加敏感,主要特点为桨叶结冰速率高、结冰后不对称脱落引起机体振动变大、很短结冰时间内主旋翼扭矩的极大增加、结冰后桨叶质量特性和气动特性变化较大,对飞行影响更为严重。因此,大多数军用和民用直升机的飞行条件受到严

格的限制,不允许在预报结冰的条件下飞行,直接降低了直升机的飞行任务效率^[3]。

目前,国内外直升机多在旋翼系统上安装电热防/除冰系统。其工作原理为:利用安装在直升机机身上的结冰探测器探测直升机结冰状态及结冰强度,对预埋在桨叶中的电阻丝加热组件通电,对桨叶进行加热防/除冰,保证直升机在结冰环境下的飞行安全^[4-5]。现有的结冰探测器多为探测棒式结冰探测器,安装在直升机机身位置上,不能直接反映旋翼桨叶上的结冰状况。同时,直升机桨叶为高速旋转的动部件,难以直接将结冰探测器安装在旋翼上,且传感器的供电及检测信号的传输难以实现。因此,

需要研究一种新的方法来探测直升机旋翼桨叶上的结冰状态。

直升机动力学特性研究表明:直升机桨叶结冰后,一方面造成桨叶周期性气动载荷变化,引起基频为 $N\Omega$ (N 为桨叶片数, Ω 为旋翼转速)的振动载荷变化,传递到机体上的 $N\Omega$ 振动量值也随之发生变化;另一方面桨叶结冰后,旋翼系统的质量及气动不平衡,引起基频为 Ω 的激振力发生变化,传递到机身上的 Ω 量值也随之变化^[6]。因此考虑通过直升机机体多个位置在旋翼系统基频和倍频下的振动量值变化情况来判定桨叶的结冰状态。

论文提出了一种通过直升机机体多点振动量值变化判定尾桨叶结冰状态的方法。首先通过理论模型建立了直升机质量及气动不平衡和机体振动量值之间的一对一映射关系;其次分析总结了直升机在不同结冰状态下飞行时尾减速器、尾传动轴支座等机体位置的振动变化规律;最后采用小波变化方法提取机体尾减速器、尾传动轴位置振动特征值,通过BP神经网络建立机体振动水平和桨叶结冰状态的映射模型,根据机体的振动水平判断直升机尾桨叶的结冰状态。

1 理论基础

直升机多点机体振动响应含有旋翼不平衡故障的全部信息(故障类型、程度和方位),从故障空间到多点机体振动频谱幅、相空间存在一对一映射关系。前飞时,旋翼桨叶在每转变化一次的周期气动环境中工作,桨叶上产生频率分量 $1\Omega, 2\Omega, 3\Omega, \dots$ 的周期交变载荷(Ω 为旋翼转速),引起桨叶产生挥舞、摆振和扭转的周期运动。每片桨叶气动力及质量力在桨毂中心沿固定坐标系合成为周期变化的三个力和三个力矩,通常称为桨毂六力素。对于无故障完全平衡的旋翼系统,六力素的频率成分仅为桨叶片数 N 乘以转速的整数倍, $1N\Omega, 2N\Omega, 3N\Omega, \dots$,通常称为通过频率。而当桨叶出现不平衡故障时,六力素将含有 $1\Omega, 2\Omega, 3\Omega, \dots$ 等频率成分。对于不同类型、不同程度的质量及气动不平衡,六力素频谱各不相同,相对应的机体振动频谱也不相同。

桨毂中心六力素任一频谱前 n 阶幅值构成的 n 维特征空间 R_n 和 m 种故障空间 E_m 存在一对一映

射。 q 点机体振动响应前 r 阶幅值组成的 N 维实空间与桨毂六力素构成的 n 维特征空间 R_n 也存在一对一映射。因此,旋翼质量及气动不平衡故障空间与 q 点机体振动频谱前 r 阶分量构成的 $q \times r = N$ 维空间存在一对一映射关系,构成基于多点机体振动变化判断旋翼质量及气动不平衡的依据^[7-9]。

2 振动数据分析

对某型直升机自然结冰飞行试验时多点机体的振动数据进行分析。直升机起飞后进入连续的结冰云层中飞行,旋翼防除冰系统根据机身上的结冰探测器测得的结冰强度对直升机尾桨叶进行加热除冰。分析直升机在结冰飞行过程中机体相关位置的振动变化情况,选择机身尾减速器和尾传动轴支座两个位置,能够比较好地反映直升机尾桨叶的状态。首先分析直升机尾减速器垂向位置在尾桨基频 Ω 和一阶通过频率 $N\Omega$ (N 为尾桨叶片数)的振动量值变化规律情况,并与相同飞行状态下直升机未结冰飞行时的振动量值水平规律进行对比,两架次直升机的重量、构型及飞行状态基本一致。绘制直升机尾减速器垂向的振动量值变化规律,如图1所示。

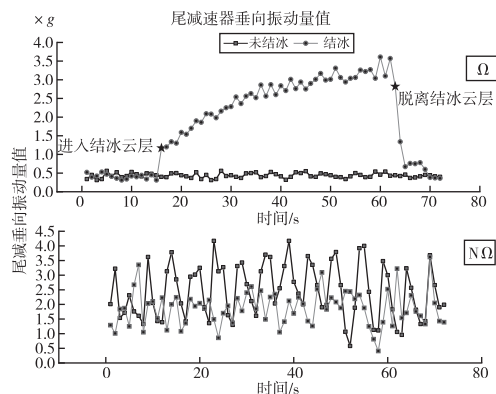


图1 尾减速器垂向振动幅值变化曲线

图1分别绘制了直升机尾减速器垂向在尾桨基频 Ω 频率下和尾桨一阶通过频率 $N\Omega$ 下的未结冰状态和结冰状态的振动量值变化曲线。其中,方块点曲线为未结冰状态下直升机尾减速器垂向的振动量值变化曲线,圆点曲线为结冰状态下直升机尾减速器垂向的振动量值变化曲线。从图中可以看到,在尾桨一阶通过频率 $N\Omega$ 下,结冰状态的振动量值和未结冰状态下的振动量值基本相当,没有明显的差

异。在尾减速器垂向在尾桨基频 Ω 下,结冰状态下的振动量值水平和未结冰状态下的振动量值水平有明显的差异:

1) 直升机进入结冰云层前,两条曲线的振动量值水平基本一致;

2) 直升机开始进入结冰云层后,振动量值随之变大,且随着时间的累积,桨叶结冰层变厚,振动量值呈现不断变大趋势;

3) 直升机退出结冰云层时,振动量值突然急剧变小,恢复至和未结冰状态下的振动量值相当。

因此,可以通过尾减速器垂向位置在尾桨基频 Ω 下的振动量值水平来判断直升机尾桨叶的结冰状态。

同理,分别对直升机尾减速器侧向、尾传动轴支座侧向两个位置的振动规律进行相同的分析,绘制出的振动量值变化曲线分别如图2和图3所示。

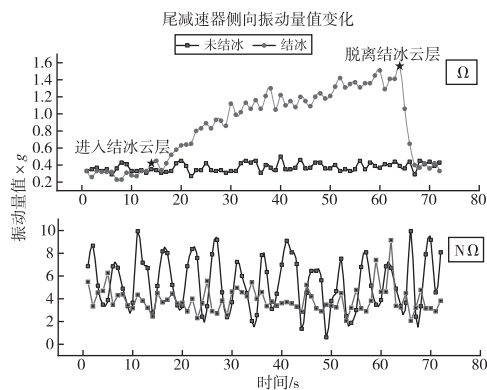


图2 尾减速器侧向振动幅值变化曲线

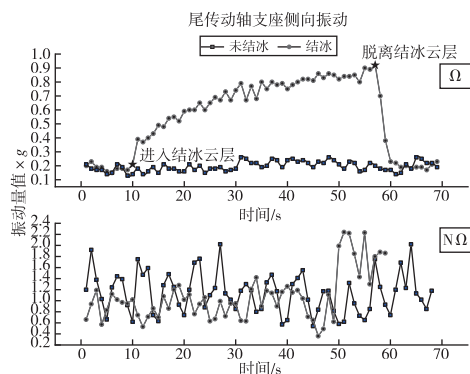


图3 尾传动轴支座侧向振动幅值变化曲线

可以看到,尾减速器侧向和尾传动轴支座侧向两个位置的振动变化规律和尾减速器垂向的变化规

律一致。表现为:在尾桨一阶通过频率 $N\Omega$ 下,结冰状态下的振动量值和未结冰状态下的振动量值基本相当,没有明显的差异。在尾桨基频 Ω 下振动量值在结冰飞行时变大,且随着飞行时间的累积不断增大,退出结冰云层后恢复正常。

通过机身三个位置的振动数据分析可知,当直升机尾桨叶结冰飞行时,其桨叶系统发生质量及气动不平衡,引起机身上尾减速器垂向、侧向和尾传动轴支座侧向在尾桨基频 Ω 下的振动量值突然变大,并且随着桨叶结冰累积,振动量值不断变大。

3 振动特征值提取

机械系统由于间隙、摩擦、冲击等非线性因素,往往在故障突发、加剧,转速和负载变化时,观测到的振动信号非平稳性更加明显。在某种程度上,振动信号的非平稳性可以预示某些故障的存在。小波变化通过变尺度滑动窗截取信号进行分析,其时间和频率分辨率随尺度变化,低频的主要成分及高频细节信息均能被有效提取,是处理非平稳信号的重要方法,具有良好的多分辨率分析特性和分解重构特性。

小波包分析方法是多分辨率小波分析的推广,提供了更丰富的信号分析方法,它将频带进行多层次划分,对小波分析中没有细分的高频部分进一步分解,并能够根据被分析信号的特征,选择相应频带,使之与信号频谱相匹配^[10]。

论文利用小波包变化对直升机尾结冰和结冰飞行时,尾减速器侧向、垂向和尾传动轴支座侧向三个位置处的振动数据进行分解,提取振动信号在尾桨基频和其倍频所在频带内的振动能量特征值。提取步骤如下:

- 对实际飞行数据进行降采和滤波;
- 对降采滤波后的振动信号进行 n 层小波包分解;
- 通过分解的各个子频带信号,计算各个位置振动信号在尾桨基频及其倍频所在频带内的能量。

提取的直升机未结冰状态和结冰状态的振动特征向量如表1和表2所示。

从各个位置振动信号提取出的尾桨基频及其倍频所在频带的振动能量值也可以看出,未结冰和结

冰状态下基频 Ω 所在的频带能量特征值变化明显,可以有效判断尾桨叶的结冰状态。因此,可以通过提取各个位置在尾桨基频频带内的振动能量特征向量判断桨叶结冰状态。

表 1 未结冰状态下的振动能量特征值

基频	尾减侧向	尾减垂向	尾传支座侧向
Ω	15.36	44.23	3.32
2Ω	32.90	27.58	2.12
3Ω	9.01	64.07	7.88
4Ω	513.32	62.80	10.62
5Ω	29.97	28.72	5.45
6Ω	21.70	20.12	2.86

表 2 结冰状态下的振动能量特征值

基频	尾减侧向	尾减垂向	尾传支座侧向
Ω	40.22	115.48	10.19
2Ω	26.96	30.74	3.66
3Ω	9.91	8.46	5.3
4Ω	383.21	37.45	10.09
5Ω	38.12	40.23	15.97
6Ω	16.71	12.87	3.89

4 BP 神经网络模型

人工神经网络是基于模仿大脑神经网络结构和功能而建立的一种信息处理系统,具有高度的非线性,能够进行复杂的逻辑操作和非线性关系实现。可以通过预先提供的输入及对应输出,分析其中的内在规律,并输出新的输入对应的输出结果^[11-12]。BP 神经网络,即误差反向传播神经网络,具有结构简单、易于实现的优点,是神经网络模型在故障诊断、模式识别等方面应用较为广泛的一种神经网络。

4.1 BP 神经网络构建

论文采用直升机机体多点振动量值构成的 BP 神经网络来判定尾桨叶结冰状态。BP 神经网络由输入层、隐含层和输出层构成,每层包括多个节点,其网络结构如图 4 所示。

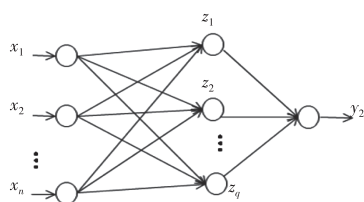


图 4 BP 神经网络结构图

对于 BP 神经网络,输入输出层的神经元个数通过输入输出数据的维数来确定。对于论文中构建的 BP 神经网络,输入数据为尾减速器侧向、垂向和尾传动轴支座侧向在尾桨的前 6 阶频率的振动能量值组成的 1×18 振动特征向量,输出结果为尾桨叶结冰状态,采用 purelin 传递函数,设定为数值 0,1 和 2。其中数值 0 代表桨叶未结冰,数值 1 代表桨叶轻度结冰,数值 2 代表桨叶中度结冰。每一个输入层样本都有其对应的目标设定输出。同时,神经网络含有一个 10 个神经单元的隐含层,采用 log-sigmoid 传递函数。

4.2 神经网络训练及检测

选择直升机在结冰飞行状态和非结冰飞行状态下的样本共 216 个,并提取各个样本的振动特征向量作为输入,共得到 216 个输入样本。随机选择输入样本中 75% 的样本作为 BP 神经网络的训练样本,剩下的 25% 的样本作为神经网络检测样本。训练样本和检测样本均有其对应的尾桨叶结冰状态,即对应的输出数值。

利用训练样本及其对应的输出值对 4.1 节中构建的神经网络进行训练,并用检测样本对训练好的神经网络进行检测,表 3 为部分检测样本对应的目标数值结果和 BP 神经网络的输出结果。计算比较神经网络输出结果和设定的目标输出结果的均方根差值,计算结果为 0.036,表示神经网络的输出结果与检测样本的设定输出值比较接近,能够满足实际工程的使用要求,因此可以通过神经网络输出的值判断直升机尾桨叶的结冰状态。

表 3 检测样本目标值及网络输出值

未结冰					
目标值	0	0	0	0	0
输出值	0.031	0.033	0.002	0.043	-0.064
结冰强度为 1					
目标值	1	1	1	1	1
输出值	1.086	1.009	1.016	1.025	1.056
结冰强度为 2					
目标值	2	2	2	2	2
输出值	1.994	1.955	1.998	2.015	2.027

对相同直升机另一飞行架次时的振动数据进行同样的处理,得到振动能量的特征值,输入构建的

BP神经网络中,绘制神经网络输出的结冰状态值,如图5所示。可以看到,直升机从开始未结冰状态飞行,尾桨叶结冰强度随时间不断增强,直至某一时刻,结冰强度突然降低,随后保持相对稳定,直至离开结冰云层,尾桨叶恢复至未结冰状态。该神经网络输出结果能够很好地反映实际飞行中的结冰情况。

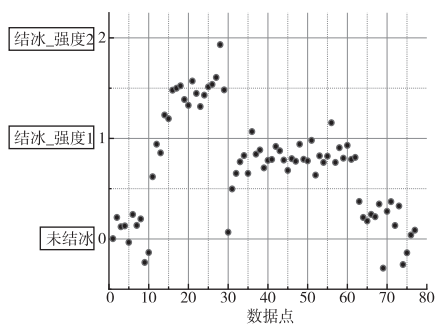


图5 神经网络输出结果图

5 结论

论文分析了结冰飞行试验中直升机尾桨叶结冰时机体相关位置处的振动变化规律,利用一维小波包分析提取了尾减速器和尾传动轴支座等位置的振动能量特征值,并建立了BP神经网络模型对直升机尾桨叶结冰状态进行识别,可准确判断直升机尾桨叶是否结冰及其结冰的强度。建立的BP神经网络的输出结果与设定的理想目标输出值之间的均方根误差为0.036,满足工程上的使用要求,建立的BP神经网络模型是准确的,提出的利用多点机体振动变化判定尾桨叶结冰状态的方法是有效的。

参考文献

- [1] 邹元振. 直升机旋翼事故及失效分析[C]//第十五届全国直升机年会论文集. 1999.
- [2] 李凌雁. 非接触式结冰探测系统设计与试验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2011.

- [3] SHAW R, RICHTER G. The UH-1H helicopter icing flight test program; an overview[C]//23rd Aerospace Sciences Meeting. 1985:338.
- [4] 高峰,张兴娟,袁修干. 国外直升机旋翼防冰技术现状[C]//2002年第七届全国环境控制学术交流会议论文集. 2002.
- [5] 刘达经,黄珺,郭俊贤. 直升机旋翼桨叶电加热除冰设计[C]//中国航空学会直升机专业分会第十九届全国直升机年会论文集. 2003.
- [6] 孙韬. 旋翼振动载荷计算与分析[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [7] 余建航,张曾铝. 直升机旋翼状态监测和故障诊断试验研究[J]. 直升机技术,2001(2):18-22.
- [8] 高亚东,张曾铝. 用机体振动信号诊断旋翼不平衡故障的理论基础[J]. 振动、测试与诊断,2003(4):39-42.
- [9] 高亚东,张曾铝,余建航. 用机体振动诊断旋翼失衡故障方法研究[J]. 振动工程学报,2002(4):27-30.
- [10] 李洪. 基于小波包特征提取的ART1网络故障诊断研究[J]. 振动、测试与诊断,2004(4):44-48.
- [11] 王敬章. 人工神经网络在机械设备故障诊断中的应用[J]. 天然气工业,2009,29(6):120-122.
- [12] 李群燕,幸福堂,桂瞬丰. 基于BP神经网络的机械系统故障诊断[J]. 安全与环境工程,2015,22(6):116-119.

作者简介:党冰楠(1992-),男,工学硕士,工程师,主要研究方向:结构动力学。

李小路(1983-),男,工学硕士,高级工程师。主要研究方向:结构动力学。

张武林(1987-),男,硕士,高级工程师。主要研究方向:结构动力学。

收稿日期:2024-05-18

升降式自动售货装置设计及其动态特性仿真^{*}

李品豫,李镇宇,林明明,刘志博,宁惠君[△]

(河南科技大学 土木建筑学院,河南 洛阳 471000)

摘要:随着数字经济的发展,以自动售货机为代表的无人零售模式成为趋势。然而,现有自动售货机虽便捷省力,但物品种类受限、操作复杂且机械故障频发。因此,本文设计了一种新型升降式自动售货机及其出货转换装置,通过内置升降转换装置实现缓冲保护,进而拓宽售卖货物包装种类。此外,利用 ANSYS 与 ADAMS 联合仿真的方法,探讨了自动售货机在出货阶段各组成部分的动态行为。研究表明,新型自动式升降机在升降台触地时减震效果显著,加入缓冲结构可使物品在转换阶段的受力降低 77%~78.5%,且升降阶段,250 g 与 500 g 物品的受力峰值在有缓冲结构时分别降低 82.71%、63.25%。

关键词:升降式自动售货机 刚柔耦合 ANSYS 与 ADAMS 动力学模型

中图分类号:TH692.62

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0046-07

Design and dynamic characteristic simulation of a lifting vending machine

LI Pinyu, LI Zhenyu, LIN Mingming, LIU Zhibou, NING Huijun

Abstract: With the development of the digital economy, unmanned retailing, represented by vending machines, has become a trend. However, the existing vending machines have the shortages of limited goods variety, complex operation and frequent mechanical failure. Therefore, this paper designs a new type of lifting vending machine and its delivery conversion device. Through the built-in lifting conversion device, buffer protection is achieved, thus expanding the variety of goods sold. In addition, by using ANSYS and ADAMS co-simulation, the dynamic behavior of each component of the vending machine during goods delivery is discussed. The research results show that the new automatic lifter has a remarkable damping effect when hitting the bottom. By adding the buffer structure, the force on the goods in the conversion stage is reduced by 77% to 78.5%, and the peak force on the 250 g and 500 g goods in the lifting stage is reduced by 82.71% and 63.25%, respectively.

Keywords: lifting vending machine, rigid-flexible coupling, ANSYS and ADAMS, dynamical model

0 引言

随着数字经济的发展,消费者的数字生活观念和方式发生了转变。线下实体店因人力成本与租金上涨而面临挑战,促使以自动售货机为代表的无人零售模式成为趋势^[1]。近些年,国内自动售货机行业发展迅速,但相较于国外,其仍处于初期阶段^[2-3]。目前,自动售货机的优势多集中于便捷省力,但售货物品种类相对匮乏、操作复杂、且存在机械故障等问题亟待解决^[2]。因此,针对产品多样化需求,考虑升降装置的动态特征,开展自动售货机结构的精细化设计研究至关重要。

在自动售货机出货装置的设计方面,席伟伟^[4]等针对无人售卖储餐柜的设计,提出了一种推送与升降装置。尚官青^[5]等针对传统自动售货机的出货方式、物品掉落形式等方面进行改进,通过在竖管道内加入弹簧等装置,研制出一种自动售货机饮料下落缓冲装置。伍博^[6]等针对易碎物品,设计了专门售货玻璃、陶瓷等易碎物品的自动售货机,通过电连接载货装置、输送装置与取货装置实现整体流程。这些研究多集中在对饮料贩卖等普通机型的改进与物品保护,以及出货升降方式的分析。

在动力学分析方面,张建军等^[7]基于矿用带式输送机运行特征,采用 ANSYS 与 ADAMS 联合仿真

的方法,对带式输送机跑偏情况进行动态分析,为矿用带式输送机的结构设计提供了参考。杜连明等^[8]通过 Solid Edge 与 ADAMS 联合建模,对牵引机卷筒机构进行动力学仿真,将两卷筒输出的角速度与角加速度进行对比分析并优化。赵秉鑫等^[9]采用 ANSYS 与 ADAMS 联合仿真,对升降机层门联动装置的机架进行动态分析,在分析后得出机架的强度与刚度均满足要求的情况下进行优化,减轻机架质量的同时降低了其固有频率;Zhao 等^[10]对起重机起升机构进行过动力学分析,得到起升过程中钢丝绳受力的变化、起升重量位移、速度和加速度的变化,为起重机设计提供了理论参考。这些研究为各类机构的动态特性分析提供了理论支撑。

在此基础上,本文设计了一种升降式自动售货机及其出货转换装置,并提出了一种适用于自动售货机升降缓冲装置的虚拟样机仿真方法。首先,通过 Solid Works 建立自动售货机初始模型。其次,考虑升降机自由落体式与自动式两种情况,利用 ANSYS 与 ADAMS 进行联合仿真。最后,通过对仿真结果进行分析,得到了机构在不同工况下对物品缓冲保护效果的性能。

1 升降式自动售货转换装置设计及自动售货机

每种自动售货机根据其售卖物品的不同而具有不同的功能,以饮料类自动售货机为例,货物在出货时直接从载物台上掉落,冲击力较大,易导致变形或损坏。因此其适用范围局限于售卖塑料瓶装或者易拉罐装饮料,无法售卖玻璃瓶装或者其他易碎物品所包装的饮料,这极大限制了售卖饮料的包装种类。

为进一步增强自动售货机的功能和市场,本文设计了一种升降式售货机(图 1)及其配套的出货转换装置(图 2)。该结构主要包括升降缓冲装置、物品输送

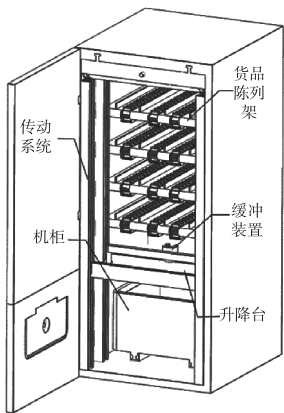


图 1 自动售货机整体结构模型

装置与出货门防误触保护装置,具体构成如图 3 所示。

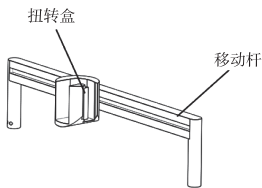


图 2 自动售货机组成模块

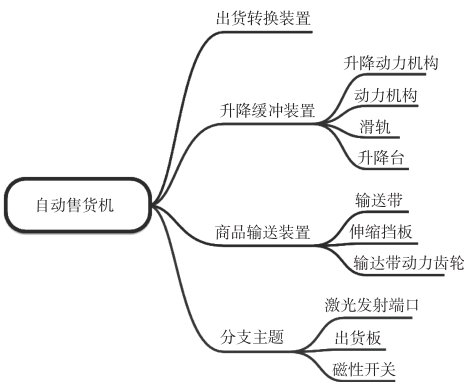


图 3 自动售货机组成模块

该自动售货机的出货过程可简要分为三个阶段:物品输送阶段、物品出货转换阶段以及升降阶段。此外,通过对自动售货机内部输送装置的挡片进行拆卸操作,从而增大售卖货物的包装种类范围,为自动售货机的未来发展道路提供新思路。

1.1 物品输送阶段

在售货机接收到出货指令后,会驱动动力带轮带动输送带转动,物品会在输送带上挡片的推动下向着物品转换扭盒的位置移动,物品输送装置如图 4 所示。

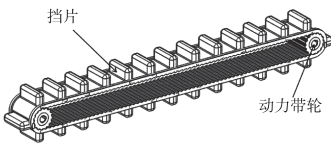


图 4 物品输送装置

1.2 物品出货转换阶段

在经过第一阶段后,物品被挡片推送至转换扭盒内,所属转换扭盒的背面通过扭盒转轴与滑动轴杆上的直线滑动机构连接,且扭盒转轴设置在偏离货品承接槽并相背于所属货品出口的一侧,以使货品经货品入口落入货品承接槽后通过自重带动转换扭盒以扭盒转轴为中心旋转,使得物品由竖直摆放转变为平放,进而物品通过货品出口自由落体至下

方的出货升降台。出货转换装置如图 5 所示。

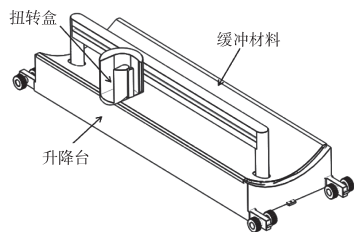


图 5 出货转换装置

1.3 升降阶段

物品在经过转换装置后落在升降台上的缓冲材料表面,之后会在系统的控制下随升降台下落。

1.4 升降式自动售货机虚拟样机模型

根据自动售货机的出货三阶段,将整体结构简化成自动售货机的虚拟样机模型,如图 6 所示。

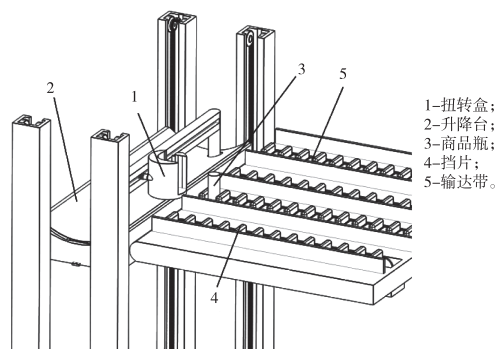


图 6 自动售货机虚拟样机模型

1.5 转换装置设计的数学模型分析

在物品出货转换阶段已对转换装置进行介绍,此处将进一步建立数学模型进行分析该转换装置的运动过程。在扭转过程中,扭矩会产生微小改变,此处为方便后续计算将扭矩理想化为固定值 r (r 为四分之一扭转盒直径)。

符号说明如表 1 所示。

表 1 符号说明

符 号	说 明	单 位
E	弹簧模量	MPa
d	线径	m
ψ	扭转角度	度
n	有效圈数	
D	中径	M
L	扭臂长度	m
r	扭转盒上重心到扭转的距离	m

其中扭簧的相关参数如图 7 所示。

首先对扭转时的物品做受力分析,如图 8 所示。

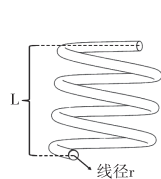


图 7 扭簧几何参数

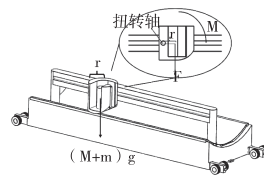


图 8 扭转装置受力图

由图 8 可知,在扭转盒无物品状态下,扭簧产生的扭矩大于扭转盒重力对扭转轴产生的力矩,因此扭转盒保持正立;而当扭转盒内有物品时,扭转盒与物品的重力产生的扭矩将大于扭簧的扭矩,此时扭转盒连同盒内物品会顺时针旋转 90° ,使物品从扭转盒的另一侧出口落下。现对该过程进行数学模型分析。

扭簧的扭矩计算公式为:

$$F = ((Ed^4) * \phi / (3670 * n * D)) * L \quad (1)$$

由于扭簧的尺寸可变,能够提供不同大小的扭矩,本文以物品最低重量 100 g 为例,对扭转运动的合理性进行说明。具体参数如下:扭簧的弹性模量 $E = 20 \text{ GPa}$ 、直径 $d = 1.0 \text{ mm}$ 、扭转角度 $\psi = 90^\circ$ 、圈数 $n = 10.5$ 、中径 $D = 21.25 \text{ mm}$ 、长度 $L = 50 \text{ mm}$;扭转盒的重量为 200 g,其上表面外侧圆的直径为 160 mm;扭转轴与扭转盒入口中心的距离为 40 mm。

(1) 在空载状态下,扭转盒重力产生的扭矩 $T_1 = 0.2 * 10 * 40 = 80 \text{ N/mm}$ 。

(2) 有物品时,扭转盒与物品的重力产生的扭矩 $T_2 = 0.3 * 10 * 40 = 120 \text{ N/mm}$ 。

(3) 扭簧产生的扭矩 $T_0 = (20000 * 1^4 * 90 / (3670 * 10.5 * 21.25)) * 50 = 109.9 \text{ N/mm}$ 。

因此, $T_1 < T_2$ 且 $T_1 < T_0 < T_2$,这表明在扭转盒空载时,扭簧提供的扭矩足以支持扭转盒复位;而当在物品质量大于 100 g 时,扭转盒会扭转,使物品掉落。扭转运动符合设计要求。

2 刚柔耦合动力学模型

通过市场调研发现,现有售货机在出货过程中主要依赖升降台和传送带。然而,本文所研究的售货机还引入了一个转换装置,以确保物品平稳降落

至升降台。因此,本文重点分析了升降台、传送带和转换装置的运动状态,特别关注升降台的运作机制。

为深入研究升降台柔性变形对物品缓冲保护性能的影响及潜在的破坏性碰撞,本文利用 Solid Works 建模,并适当简化模型,去除对整体受力分析影响较小的组件。值得注意的是,升降台上表面铺设了一层柔性缓冲材料,因此在建模过程中将其作为柔性体考虑。最终,通过建立自动售货机的刚柔耦合模型进行仿真模拟,以全面评估其性能。

2.1 刚性模型

对于四个滑轨以及其他起到支撑作用的刚体结构,采用 Solid Works 建模并建立配合关系,以便于在 ADAMS 中操作运算。

2.2 柔性模型

在简化模型时,因结构复杂不便于仿真计算,将升降台上表面材料设置为柔性材料以模拟缓冲结构。建立柔性体的方式有很多,在 ADAMS 中建立柔性体有三种方法:离散柔性连接杆、ADAMS/ViewFlex 模块生成 mnf 文件以及 FEA 有限元软件输出 mnf 文件。本文采用 ANSYS 软件建立柔性体模型并对其进行网格划分,然后将模型导入 ANSYS 中,定义模型的单元类型、材料特性、弹性模量、泊松比及密度等关键参数。

本文采用常用的橡胶垫材料聚四氟乙烯来代替柔性材料,其材料属性如表 2 所示^[11]。

表 2 SHOCK 状态方程参数

密度 $\rho/(g/cm^3)$	$C_1/(cm/\mu s)$	S_1	Gruneisen 参数
2.153	0.1841	1.707	0.59

2.3 约束与载荷施加

在四根升降柱与地面之间设置固定副,同时在升降台与地面之间添加与升降柱平行的移动副,从而建立自由落体式升降机的升降缓冲简化模型。

图 9 为所建立的传送带模型,其整体结构为刚体,与市场常见的售货机运行模式一致,且物品在输送过程中运动平稳无碰撞,因此不纳入重点考虑范围。

图 10 为转换器模型,整体同样为刚体结构。在转换装置支持架与地面间设置了固定副,而在转换装置支撑架与导柱间以及导柱与转换装置之间均添

加了旋转副。此外,为确保模拟的真实性,在物品与各部件间添加了接触力,以防止穿模现象发生。

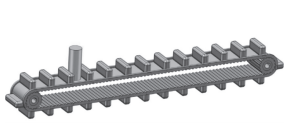


图 9 传送带模型
连接与驱动

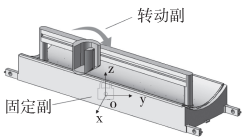


图 10 转换器模型
连接与驱动

在约束关系中,升降台与转换装置的约束尤为关键。为更直观反映各部件的约束关系,绘制如图 11 所示的约束关系拓扑图。

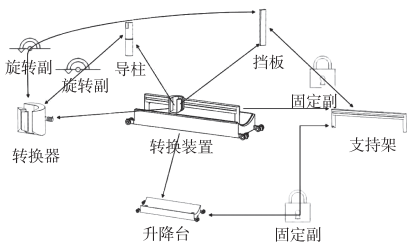


图 11 约束关系拓扑图

3 动力学分析

将从传送带至升降机之间的转换器模型导入后,施加连接和驱动,以确保其运动方式和轨迹与实际相符。对转换装置施加了一个 $180\text{ d} \cdot \text{time}$ 的旋转驱动,以实现在较短时间内物品的顺利传递。同时得出在不同情况下物品的受力数据。

对于自由落体式升降机,根据现实中物品从高处静止下落到地面的情况来设定数值添加。因此,其初始速度设置为 0,仅让物品在重力的作用下运动。

在模拟自动式升降机时,根据升降台的整体高度进行数值计算仿真。通过多次仿真测试与计算,得出一个合理的数值。考虑到实际情况下降降台的速度在开始和结束时都为 0,故对其施加一个驱动函数 $\text{STEP}(\text{time}, 0, 0, 0.5, 330)$ 来仿真这一下降过程。

分析升降机的运动,施加连接以及驱动,并以 500 g 与 250 g 物品为例,分析它们在运送过程中的受力情况。仿真时,施加的重力加速度为 9806.65 mm/s^2 。此外,将自动售货机的传送带模型简化并

导入到 ADAMS 中,在模型上施加连接以及驱动后,运用仿真和测量功能,得出运动特性的各种曲线图。

4 计算结果分析

初始设置:

转换装置:初始角速度为 0 rad/s ,施加旋转驱动 $180 \text{ d} * \text{time}$ 。

自动式升降机:初速度为 0 mm/s ,施加位移驱动 STEP(time,0,0,0.5,330)。

初速度是由于升降机都是从某一位置从静止开始运动,以从最高一层售货架为例,施加的力是为了让升降机到达低端时速度为零,通过力学计算选取的。

4.1 转换阶段仿真结果

通过设置有无转换装置来验证对易碎物缓冲保护的效果,并对每组的缓冲材料再分别分为刚性体与柔性体来做对比,检验缓冲材料的缓冲性能。物品仿真受力图如图 12-图 15 所示。

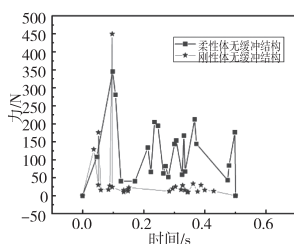


图 12 刚体与柔性体无缓冲结构受力对比

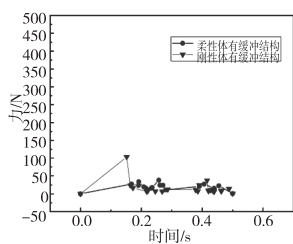


图 13 刚体与柔性体有缓冲结构受力对比

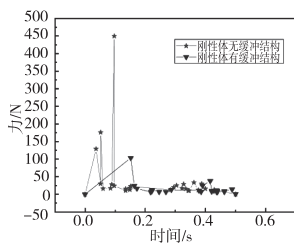


图 14 刚体有缓冲结构受力对比

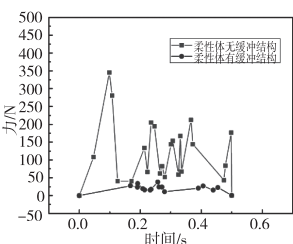


图 15 柔性体有缓冲结构受力对比

由图 12-图 15 可知,相同材料情况下,有缓冲结构的方案缓冲效果明显优于无缓冲结构;相同缓冲结构情况下,采用柔性材料受到的最大力要略小于采用刚性材料。而仿真数据中前段出现的峰值点

是物品在下落与升降台撞击的受力最大值点,与实际相符。因此为更好保护物品,应减少下落冲击造成最大峰值的影响。对数据进行量化分析,得出各情况峰值大小,如表 3 所示。

表 3 受力变化率对比表

项 目	无缓冲结构	含缓冲结构	变化率/%
刚性体受力/N	450	103	-77
柔性体受力/N	177	38	-78.5
变化率/%	-61	-63	

根据表 3 的受力变化率分析,缓冲材料的材料属性对受力变化的影响略大于有无缓冲结构的影响。这与实际中物品掉落撞击地面时,受力结果受过程阻力与地面防护措施共同影响的情况相符。因此,数据表明,通过添加转换装置和在升降台上表面使用柔性材料,可有效降低物品受力峰值。缓冲材料的材料属性与转换结构对物品起到了相似权重的缓冲保护作用。

4.2 升降阶段结果分析

在 ADAMS 中施加位移驱动后,可以得出不同质量的物品在有无缓冲装置的情况下的质心位移图像,此处以 500 g 物品为例进行说明,如图 16 所示。

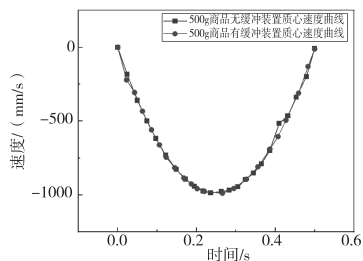


图 16 物质质心速度对比曲线

以掉落物品与升降台接触的中心点为受力分析点,以掉落物品在升降台下落时,使得物品下落到底端时的速度恰为 0 ,绘制了 500 g 与 250 g 物品在有无缓冲材料情况下的受力图与对比图。

根据图 17-图 20 可知,在下降阶段的前半段物品受力较小,原因是物品下落速度与升降台的运行速度相差不大;在下降阶段的后半段物体受力较大,原因为物品的下落速度与升降台的运行速度具有较大差异,二者之间的挤压趋势加强。

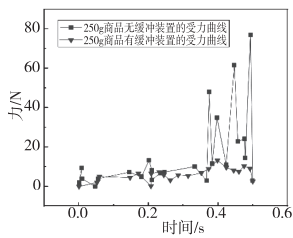


图 17 250g 物品在有无缓冲装置下的受力对比图

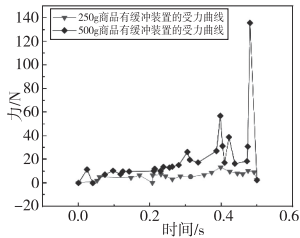


图 18 250g 与 500g 物品在有缓冲装置下的受力对比图

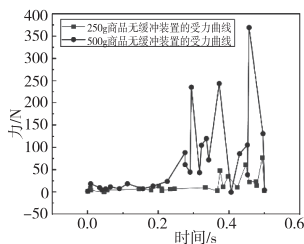


图 19 250g 与 500g 物品在无缓冲装置下的受力对比图

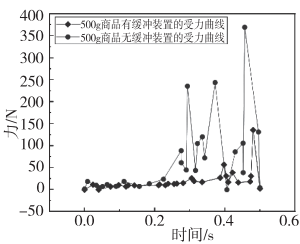


图 20 500g 物品在有无缓冲装置下的受力对比图

为保护升降台上物品在升降阶段降落过程的平稳性,本文对升降台采用 ADAMS 的 STEP 函数,确保升降台运动至末位置时速度为零,而升降台的运动过程是变速运动,在升降台上的物品由于受到重力作用,且升降台上表面铺有缓冲材料,物品下降过程中物品会与升降台发生碰撞,产生受力峰值。该峰值力虽无法避免,但可通过调整升降运动过程来减小。不同情况下的受力峰值如表 4 所示。

表 4 物品受力峰值结果

物品类型	250g 物品有缓冲装置	250g 物品无缓冲装置	500g 物品有缓冲装置	500g 物品无缓冲装置
受力峰值	13.3156N	77.0324N	135.7836N	369.5237N
变化率		82.71%		63.25%

综上分析,物品受力与质量正相关,但 500 g 物品在缓冲装置下受力减小,表明升降台上表面在触地时具有显著保护效果。同时,转换器部分的受力分析也证明了其高效的缓冲保护作用。因此,在设计自动售卖机时,转换器与升降台部分的设计尤为重要,且升降式自动售货装置相较于市场上的售卖机具有更好的保护效果(设定一瓶饮料 500 g)。

5 结语

针对目前市场上自动售货机物品种类单一的问题,面向产品多样化的需求,并考虑升降装置的动态特性,本文设计了一种可拆卸的自动售货机升降机结构和出货缓冲装置。通过 SolidWorks 建立了该结构的简化刚柔耦合模型,并利用 ADAMS 动力学分析,获得了不同物品重量下的速度与受力曲线,验证了转换装置与缓冲结构的可靠性。具体结论如下:

(1)转换阶段,采用柔性材料相较于刚性材料,缓冲效果提升 61% ~ 63%,相同缓冲材料下,含缓冲结构组别的物品受力降低 77% ~ 78.5%。

(2)升降阶段,250 g、500 g 物品在缓冲装置情况下受力峰值分别降低 82.71%、63.25%。这一结果对降低售货机内物品掉落时的受力峰值具有显著的实际意义,并为升降式自动售货机设计以及物品掉落冲击保护等提供了有益参考。

参考文献

- [1] 张慧. 数字经济背景下自动售货机发展影响因素及建议[J]. 时代经贸,2022,19(4):33-36.
- [2] 王瑞琬. 自动售货机的发展现状及趋势研究[J]. 现代职业教育,2021(36):224-225.
- [3] 席伟伟,沙杰,简洋洋,等. 双层无人售卖储餐柜的设计与分析[J]. 食品与机械,2020,36(6):112-115.
- [4] 孙璠. 中小城市自动售货机的发展现状与前景分析[J]. 时代金融,2019(18):35-38.
- [5] 尚官青. 一种自助贩卖机饮料下落缓冲装置:CN201420530043.6[P]. 2015-01-07.
- [6] 四川职业技术学院. 一种易碎商品自动售货机:CN202020466416.3[P]. 2020-08-02.
- [7] 张建军. 矿用带式输送作业中机跑偏仿真分析[J]. 矿业装备,2023(10):184-185.
- [8] 杜连明,昃向博,王玉增,等. 基于 SolidEdge 及 ADAMS 的牵引卷筒机构运动仿真[J]. 南京航空航天大学学报,2005(S1):104-107.
- [9] 赵秉鑫,卢宁,张洪伟. 基于 ADAMS 与 ANSYS 的升降机层门联动装置优化研究[J]. 机电工程,2021,38(4):413-420.

面向 TC4 钛合金的涂层刀具高速切削仿真与试验

吴 东¹, 何 垚², 赵陈磊¹

(1. 吉利学院智能制造学院, 四川 成都 641423; 2. 宜宾学院智能制造学院, 四川 宜宾 644000)

摘 要:为探究 TiAlN 涂层刀具与 TC4 钛合金之间切削性能关系,使用 DEFORM-2D 分析软件,结合正交试验和极差法分析切削参数对切削力与切削温度的影响关系。试验表明,切削三要素对切削力的影响次序: $V_c > a_p > f$; 对切削温度的影响次序 $V_c > f > a_p$ 。通过单因素分析,并综合平衡考虑到切削效率、加工精度、刀具磨损的因素,最优的参数组合是 $V_c = 147 \text{ m/min}$, $a_p = 0.22 \text{ mm}$, $f = 0.2 \text{ mm/r}$ 。

关键词:DEFORM-2D 车削 钛合金

中图分类号: TG712

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0052-06

Simulation and experiment of high-speed cutting of coated tool for TC4 titanium alloy

WU Dong, HE Yao, ZHAO Chenlei

Abstract: In order to explore the relationship between cutting performance of TiAlN coated tool and TC4 titanium alloy, DEFORM-2D analysis software was used to analyze the effect of cutting parameters on cutting force and cutting temperature by orthogonal test and range method. The results show that, the order of the influence of the three cutting factors on cutting force is $V_c > a_p > f$, and on cutting temperature is $V_c > f > a_p$. Through single factor analysis, and comprehensively balancing the cutting efficiency, machining accuracy and tool wear, the optimal parameter combination is $V_c = 147 \text{ m/min}$, $a_p = 0.22 \text{ mm}$, $f = 0.2 \text{ mm/r}$.

Keywords: DEFORM-2D, turning, titanium alloy

0 引言

当前,钛合金是世界上应用最广泛的金属合金之一,具有优秀的金属特性,如高的强度,卓越的抗疲劳能力,极高的耐蚀性和生物兼容性,因此在航天、化学和医疗等行业得到广泛应用^[1]。然而,尽管钛合金是一种使用性能突出的材料,但因具有低

的热传导系数和弹性模量、高的强度和化学活性的特点,一直以来钛合金被认为是一种加工性能极差的材料,特别是在加工过程中,很容易引起过大的切削力和切削温度。同时,刀具与工件在切削钛合金过程中因受力和受热变化幅度过大,极易加剧刀具磨损,影响刀具使用寿命,导致低下的加工效率以及相对较差的加工质量^[1]。

- [10] ZHAO F Y, SHA L, ZHU Y. Dynamic simulation analysis of the crane hoisting process based on Adams[J]. Advanced materials research, 2014, 3204(940): 132-135.
- [11] 辛春亮. 有限元分析常用材料参数手册[M]. 机械工业出版社, 2020.

2024 年河南科技大学高等教育教学改革研究与实践项目(2024BK074, 2024BK021); 2024 年度河南省高等教育教学改革研究与实践项目(2024SJGLX0094)。

作者简介:李品豫(2003-),男,本科,主要研究方向:工程力学。
通讯作者:宁惠君(1985-),女,博士,讲师,主要研究方向:冲击动力学。

基金项目:2023 年河南省大学生创新训练项目(202310464035);

收稿日期:2024-03-20

钛合金加工问题是国内外研究的热点,学者 V. Veeranaath^[2]使用 DEFORM-2D 软件研究了 PCBN 刀具加工钛合金 TC4 过程中有效应变、有效应力和温度散射,且有限元预测情况与实际情况相近。宋新华采用 DEFORM 软件仿真,指出切削速度对切削温度影响程度最大。S. Sulaiman^[3]使用 ABAQUS 软件模拟了 PCBN 刀具材料加工钛合金时的温度和应力分布,指出切削加工钛合金时的最高温度出现在切屑上。采用有限元软件进行金属切削加工的模拟,能够准确地模拟出实际加工过程中刀具和工件的应力和温度的量值及其分布状况。基于此,本文借助 DEFORM 软件结合正交试验和极差分析对在不同加工条件下的切削过程进行研究,探讨切削力和切削温度的变化趋势,然后基于切屑的相关理论和等效塑性应变准则对试验结果进行深入系统的理论分析,为加工钛合金 TC4 材料提供一定的理论依据^[4]。

1 建立有限元模型

1.1 材料模型

金属切削实质是工件与刀具间连续不断相互挤压的过程,在这个过程中材料会发生不同阶段的形变,并伴随大量的切削热产生。考虑到温度、变形和应变速率在切削过程的作用,本文模型采用国际上广为引用的 Johnson-Cook 的经验模型^[5],其公式为:

$$\bar{\sigma} = (A + B\varepsilon^n) \cdot \left[1 + C \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\varepsilon_0}\right] \cdot \left[1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right] \tag{1}$$

式中, $\bar{\sigma}$ —流动应力, A 、 B 、 n 、 C 、 m —材料固有的参数, T_m —材料的熔点, T_r —室温, ε_0 —参考应变率, ε —等效应变, $\dot{\varepsilon}$ —塑性应变。

仿真试验中采用软件自带的 TC4 钛合金材料,模型参数如表 1 所示。

表 1 TC4 模型参数

A	B	C	n	m	T ₀ /K	T _m /K	ε ₀
968.88	567.17	0.0394	0.375	1	293	1873	1e-5

1.2 刀具磨损模型

在连续切削过程的刀具磨损通常采用 Usui 磨

损模型^[6],其公式为:

$$\omega = \int a p v e^{-b/T} d_t \tag{2}$$

式中, ω —磨损深度; p —接触面压力; v —滑动速度; T —接触面温度; d_t —时间增量; a 、 b —试验校准系数。

1.3 摩擦模型

刀具与工件因相对运动和相互挤压产生的摩擦是切削过程中的极为重要的一个因素,通常考虑如下的粘结滑移摩擦模型。

$$\begin{aligned} \tau_f(x) &= \tau_p; \sigma_n(x) \geq \tau_p (0 < x < l_p) \\ \tau_f(x) &= \mu \sigma_n(x); \mu \sigma_n(x) < \tau_p (l_p < x < l_c) \end{aligned} \tag{3}$$

式中, τ —摩擦剪切应力; σ_n —正应力; τ_p —剪切强度; μ —摩擦系数; l_p —黏结区长度; l_p —刀-屑接触区的总长度。

1.4 几何模型

车削外圆加工过程中,可视为工件静止不动,车刀以相对于工件表面的切削速度向前运动。为了简化分析,提高计算的准确性,将三维有限元问题转换为二维平面问题,取工件和刀具在基面上的投影面作为有限元模拟对象,在 DEFORM-2D 环境下进行数值模拟。此外,在 DEFORM 软件的前处理界面设定刀具和工件结构模型,随后分别设置刀具几何角度前角 6°,后角 5°,刀尖圆角 0.02,选择 WC 为刀具基体材料,刀具涂层选用 TiAlN 涂层,厚度为 5 μm。工件材料选用软件自带的 Ti6Al4V (国内简称 TC4),设置工件为弹塑性体,服从 Vonmises 准则^[7],设定工件长为 3 mm,高为 0.7 mm,模型数据见表 2。

表 2 TC4 模型设置数据

参 数	数 据
热传导率/(W/m·k)	20
刀具/工件网格单元/个	874/2393
摩擦因子	0.6
热传导系数/(W/m·k)	45000
刀具初始温度/工件温度/环境温度/℃	25/20/20
试验校准系数 a/b	1e-07/855.0

随后设定仿真步数为 3000 步,求解器选择

Sparse 直接求解,在 Database generation 对话框中,核查数据库无误后,生成 DB 文件^[8],生成的车削 2D 几何图如图 1 所示。

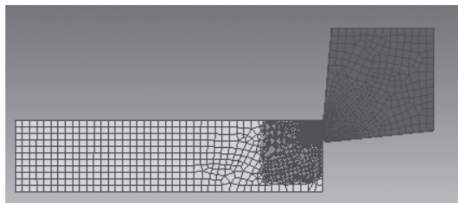


图 1 有限元模型示意图

1.5 切削仿真模型

工件与刀具相互挤压产生的切削力会对刀具磨损与工件质量产生重要影响,因此,切削力是反映材料切削性能的重要指标。切削力与切削热紧密相关,切削热因切削耗功转化而来。在进行 TC4 棒料二维切削模拟分析中,切削力与切削温度模型分析参数设定相同,仅需要通过不同的后处理,即可分别

得到切削力与切削温度的仿真模型。在特定的切削条件下,借助 DEFORM-2D 软件建立硬质合金刀具切削 TC4 钛合金的仿真模型,切削过程的模拟如图 2 所示。

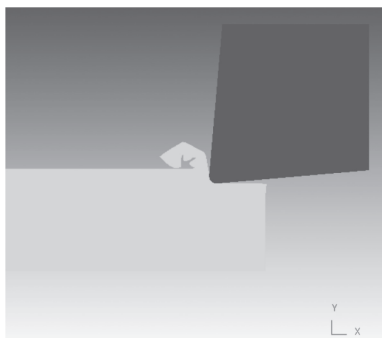


图 2 切削过程模拟示意图

2 正交试验设计

2.1 试验因素与水平的确定

金属切削过程,不同的切削参数组合会对工件质量、加工效率、刀具的磨损及使用寿命产生至关重要的影响。要分析切削深度、切削速度和进给量,3 个因素对切削力与切削热的影响关系,可采用 3 水平 3 因素的 $L_9(3^3)$ 的正交试验表^[9]。根据《金属切削工艺手册》需选择合理切削用量,因钛合金加工硬化较严重,背吃刀量一定要越过硬化层,所以不能选得太小,通常选择背吃刀量范围为 0.15 ~ 0.25 mm。又因试验所用涂层刀具的刃口钝圆半径为 0.02 mm (20 μm),所以进给量不能选择太小,选择

进给量范围为 0.13 ~ 0.2 mm/r,通常用硬质合金刀具粗加工或半精加工钛合金材料时,车床转速通常设定为 320 r/min、400 r/min、450 r/min,对应的切削速度分别为 119 m/min、147 m/min、165 m/min^[9],故最终选取的水平因素数据如表 3 所示。

表 3 切削仿真试验因素水平表

水平	$v_c/(m/min)$	a_p/mm	$f/(mm/r)$
水平 1	119	0.18	0.15
水平 2	147	0.22	0.18
水平 3	165	0.25	0.2

2.2 试验结果

在每一组模拟中,都严格按照预设的模拟步骤进行,以保证除了切削速度、切削深度和进给量这 3 个关键变量以外,其他的影响因素都保持一致。在每一次模拟中,会在切削力达到稳定阶段后一段时间才结束,同时记录下模拟期间切削力数据的稳定值和最高温度,填入正交表^[10]。最终的模拟数据结果见表 4。

表 4 正交试验安排及结果

编号	切削要素			切削力		最高温度
	$v_c/(m/min)$	a_p/mm	$f/(mm/r)$	F_x/N	F_y/N	$T/^\circ\text{C}$
1	119	0.18	0.15	225	166	954
2	119	0.22	0.18	230	167	947
3	119	0.25	0.2	242	177	890
4	147	0.18	0.18	157	160	879
5	147	0.22	0.2	190	166	871
6	147	0.25	0.15	243	180	890
7	165	0.18	0.2	317	198	887
8	165	0.22	0.15	322	201	887
9	165	0.25	0.18	400	205	888

3 仿真试验结果分析

3.1 仿真过程中的切削力

图 3 是切削过程中 x 、 y 方向切削力变化曲线仿真图,从图中可知,两个方向的切削力变化趋势均可分为初始阶段和平稳阶段。初始阶段切削力急剧上升,短暂时间后达到峰值,然后局部下降;进入平稳阶段后,切削力随时间的推移,始终在一定水平不断震荡。刀具刚接触高速回转的工件时材料处于弹性变形阶段,随着刀具的移动,材料开始由弹性变形转

为塑性变形,切削状态趋于稳定,此时切削力会长时间保持一定水平。显然在切削过程中 x 方向比 y 方向的切削力波动幅度更为剧烈,因为 x 方向的切削力是轴向的进给力,刀具在轴向移动中易受到材料形变、切屑流态、摩擦阻力的综合影响,而 y 方向是刀具在径向的切削力,主要是受振动和材料变形的影响,显然后者的影响较小。

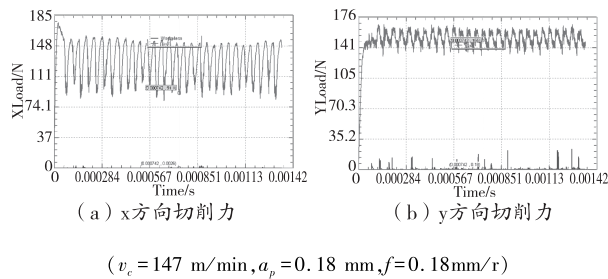
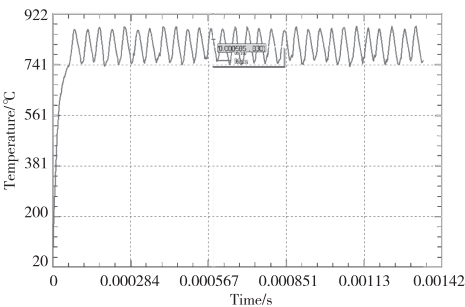


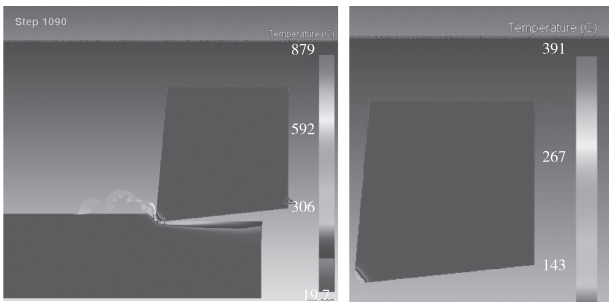
图 3 切削力过程变化示意图

3.2 工件及刀具的温度分析

研究切削工艺参数与切削温度之间的关系对于减少刀具磨损,增加使用寿命,提升加工效果都具有重大价值。切削过程中温度变化情况如图 4(a) 所示,切削温度变化规律与 Y 方向切削力的变化趋势相近,都是随着切削的进行,切削温度先在短时间内急剧上升,随后上升速度变缓,此后渐渐趋于平稳,直到达到一定水平后,切削温度趋于平稳,因为网格的即时重新划分,曲线在平稳阶段会呈现上下波动的不连续现象。根据图 4(b) 可以看出,在切削过程中,最高温度达到了 $879\text{ }^{\circ}\text{C}$,发生在刀具、工件和切屑的接触区域附近,切屑顶部区域温度约为 $400\text{ }^{\circ}\text{C}$,远低于切屑根部。因为在同一时间内,排屑负荷增加,导致热量无法及时随着切屑带走,切屑上大量的热通过热传导的方式集聚在邻近的前刀面,同时与切屑接触的工作区也会因散热不畅聚集大量的热,最终呈现出切屑根部温度与切屑顶部温差大的情况。由图 4(c) 可知,刀具切削刃附近最高温度达到 $391\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。因为切削刃主要承受工件材料形变抗力,材料因形变而耗功,会转化为热量,虽大量的热量随切屑排出,但在切削过程中,切屑根部的大量热量与切削刃间始终进行热交换,同时,切屑流与切削刃间也会产生摩擦力而耗功,综合两方面的因素使得刀具切削刃邻近区域温度比其他区域高。



(a) 切削温度变化示意图



(b) 接触区温度云图 (c) 刀具温度云图

($v_c = 147\text{ m/min}$, $a_p = 0.18\text{ mm}$, $f = 0.18\text{ mm/r}$)

图 4 切削温度仿真示意图 (Step-1090)

3.3 各因素的极差分析

极差分析的基本思路是先把单一因素的同一水平下的试验结果样本相加,如表 5-表 7 中, K_1 、 K_2 、 K_3 对应值即为相关因素下各水平对应三组切削力或切削温度之和;随后分别计算出不同水平下的平均值,即 $\overline{K_1}$ 、 $\overline{K_2}$ 、 $\overline{K_3}$ 所对应值;所谓极差 R 是各因素下最大均值与最小均值之差,极差越大代表该因素的影响程度越显著^[11]。运用极差法对表 3 所示的试验结果进行计算,结果见表 5-表 7。

表 5 进给力 (F_x) 的极差分析

参量	A	B	C
	$V_c/(m/min)$	a_p/mm	$f/(mm/r)$
K_1	697	699	790
K_2	590	742	787
K_3	1039	885	749
$\overline{K_1}$	232	233	263
$\overline{K_2}$	197	247	262
$\overline{K_3}$	346	295	250
R	149	62	13
因素主次	A>B>C		
最优方案	$A_2B_1C_3$ (进给力越小越好)		

表 6 背向力 (F_y) 的极差分析

参量	A	B	C
	$V_c / (\text{m/min})$	a_p / mm	$f / (\text{mm/r})$
K_1	510	524	547
K_2	506	534	532
K_3	604	562	541
$\overline{K_1}$	170	175	182
$\overline{K_2}$	169	178	177
$\overline{K_3}$	201	187	180
R	32	12	5

因素主次

$A > B > C$

最优方案

$A_2 B_1 C_2$ (背向力越小越好)

表 7 切削温度 (T) 的极差分析

参量	A	B	C
	$V_c / (\text{m/min})$	a_p / mm	$f / (\text{mm/r})$
K_1	2791	2720	2731
K_2	2640	2705	2714
K_3	2662	2668	2648
$\overline{K_1}$	930	907	910
$\overline{K_2}$	880	902	905
$\overline{K_3}$	887	889	883
R	50	18	27

因素主次

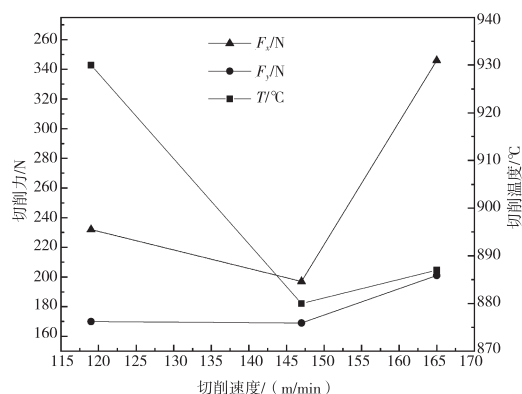
$A > C > B$

最优方案

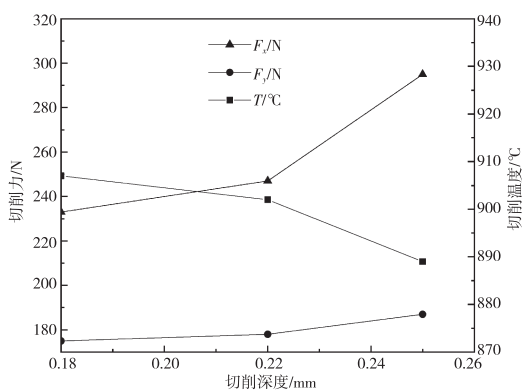
$A_2 B_3 C_3$ (切削温度越小越好)

通过分析极差表可知,切削速度是影响切削力和切削温度的主要因素;切削深度对切削力的影响比进给量的影响更大,而进给量对切削温度的影响比切削深度的影响更大。为了更直观地表现各工艺参数对切削力与温度的影响程度,绘制图 5 所示的折线趋势。

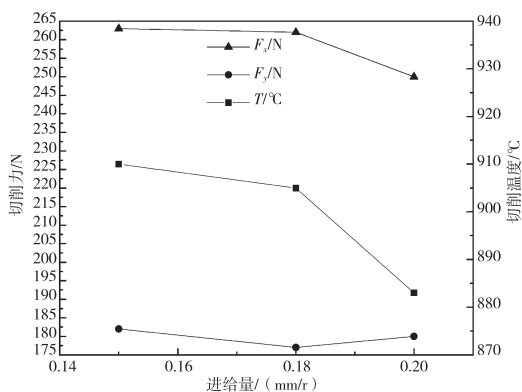
钛合金车削加工过程中,切削参数保持在一定水平范围内,切削力相对稳定,切削温度更有利切削。如图 5(a) 所示,当切削速度增加到一定水平后,因为排屑量的增加,会加剧刀具与切屑间相互摩擦做功转化为热能,促使切削温度上升,同时因为积屑瘤的产生,使得材料变形抗力增加,导致进给力急剧上升。当切削速度增加到 145 m/min 附近,进给力由开始的稳定阶段转变为急剧上升的趋势,背向力和切削温度开始呈现缓慢上升的趋势。



(a) 切削速度对切削力和切削温度的影响关系趋势



(b) 切削深度对切削力和切削温度的影响关系趋势



(c) 进给量与切削力和切削温度的关系趋势

图 5 工艺参数与切削力和切削温度的关系趋势

切削深度对切削性能产生的影响如图 5(b) 所示,切削深度与切削力成正相关,但显然对进给力影响要比背向力更大,因大的切削深度对背向方向的负载无明显变化,而会促使刀具切削过程中进给方向承受的负载增加,从而导致进给力急剧增加。切削深度与切削温度成反相关,因切削深度越大,刀具-工件-切屑三者的接触工作区域面积越大,散热面积也越大,且稍大的切削深度更利于断排屑,因此

切削深度的增加在一定程度上会降低切削温度。

进给量对切削力和切削温度的影响有限,如图5(c)所示,进给量对两个方向的切削力的影响较小,随着进给量的增加进给力在一定范围内缓慢下降,而对背向力的影响极小。进给量和切削深度与切削温度均成反相关,都是随着进给量和切削深度的增加切削温度呈现不同阶段缓慢下降,原因类似,但进给量对切削温度的影响程度稍大于后者。

为了降低热变形对机械加工零件形成的形位精度的影响,应选择适合的切削用量。综合平衡选取最优生产条件如下:

因素 A(切削速度):切削速度对切削性能与效率均至关重要,结合图5(a)分析可知,为了提高加工效率,降低刀具磨损,同时又考虑到适当提高切削温度更利于加工,故选取 A_2 。

因素 B(切削深度):切削深度对进给力的影响较显著,对其他指标的影响较小,考虑到大的进给力会加剧刀具磨损的因素,切削深度故选 B_2 。

因素 C(进给量):进给量对3个指标的影响有限,考虑到切削效率,进给量尽可能取大,故选择 C_3 。

通过综合分析平衡后,TiAlN 涂层硬质合金刀具车削 TC4 钛合金最优切削用量组合是 $A_2B_2C_3$ 。即 $V_c = 147 \text{ mm/min}$, $a_p = 0.22$, $f = 0.2 \text{ mm/r}$ 。

4 结语

借助 DEFORM -2D 软件,模拟 TC4 钛合金的车削过程,采用极差分析法对正交试验结果进行分析,得出各因素与切削力及切削温度间的影响程度,同时以图表形式直观表现切削参数对切削力 F 的影响关系: $V_c > a_p > f$;对切削温度 T 的影响关系: $V_c > f > a_p$ 。最后通过单因素分析获得最优参数组合是: v_c

$= 147 \text{ m/min}$, $a_p = 0.22 \text{ mm}$, $f = 0.2 \text{ mm/r}$,为钛合金加工提供了一定的参考。

参考文献

- [1] 张晓,靳伍银.基于 DEFORM3D 的钛合金高速车削有限元仿真[J].工具技术,2017,51(8):45-48.
- [2] 吴振宇.高速干切削钛合金涂层刀具表面应力控制方法研究[D].淄博:山东理工大学,2022.
- [3] 汪耀龙,胡亚辉,孙建波,等.基于正交试验的高速切削钛合金切削力研究[J].工具技术,2016,50(2):17-19.
- [4] 蒋钰钢.高速切削加工过程有限元仿真研究[D].济南:山东大学,2011.
- [5] 陈睿,温仕成,王旭,等.7150-T6 铝合金动态特性实验及本构方程研究[J].机械科学与技术,2022,41(8):1270-1277.
- [6] 陈德雄,林梦晗,赵亚文,等.微织构刀具对钛合金切屑形成影响的仿真研究[J].宇航材料工艺,2023,53(5):15-24.
- [7] 张德强.高速车削钛合金 Ti6Al4V 力热特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨理工大学,2012.
- [8] 汪耀龙,胡亚辉,孙建波,等.基于正交试验的高速切削钛合金切削力研究[J].工具技术,2016,50(2):17-19.
- [9] 邓小野.钛合金高速切削加工机理的仿真研究[D].沈阳:沈阳理工大学,2012.
- [10] 解鹏.钛合金车削的实验研究与有限元仿真[D].苏州:苏州大学,2009.
- [11] 季施,倪君辉,詹白勺,等.TC4 钛合金铣削温度正交试验研究[J].制造技术与机床,2016(2):91-93.

作者简介:吴东,男,硕士研究生,讲师,主要研究方向为数控加工、工业机器人。

收稿日期:2024-03-05

铁路轨道扣件螺栓识别传感器的研制与应用^{*}

杨 勇¹,周元华^{1▲},刘航铭²,宋智慧³,赵彦淇¹,董康康¹,江先明¹

(1. 长江大学 机械工程学院,湖北 荆州 434023;2. 湖北省地质局第七地质大队,
湖北 宜昌 443000;3. 湖北瑞立德科技有限公司,湖北 武汉 430051)

摘 要: 目前全国铁路扣件螺栓防腐养护工作量大,现有的扣件螺栓涂油设备存在螺栓感应不准确、轨道上有障碍时不能感应等问题,导致不能实现设备对扣件螺栓的定点定量涂油,针对这一缺陷,设计了一种轨道扣件螺栓识别传感器。通过分析铁路轨道扣件螺栓实际分布情况,对识别传感器进行了设计及优化,创新性地设计了可自适应轨道扣件螺栓位置的摆臂结构,实现了传感器对不同高度分布的轨道扣件螺栓的精准识别;根据识别传感器与涂油设备喷油口的相对安装位置,通过计算机控制技术,实现了涂油设备对轨道扣件螺栓识别与涂油的联动,采用补偿算法实现设备喷油开始时间及持续时间的精确控制。将识别传感器应用于扣件螺栓涂油装置现场试验,结果表明,传感器可完成对轨道上不同情况扣件螺栓的识别,识别精度达 99%,涂油设备对扣件螺栓的油脂喷涂覆盖率最低可达 96.6%,且不会出现现有设备存在的误识别情况。

关键词: 扣件螺栓 防腐 识别传感器 计算机控制

中图分类号:U216.68

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0058-06

Development and application of fastener bolt identification sensor for railway tracks

YANG Yong,ZHOU Yuanhua,LIU Hangming,SONG Zhihui,ZHAO Yanqi,DONG Kangkang,JIANG Xianming

Abstract: At present, the workload of railway fastener bolts anticorrosion maintenance is heavy, and the existing fastener bolt oiling equipment has the problems of inaccurate bolt detection, and unable to detect obstacles on the track. Aiming at the defect, a kind of track fastener bolt identification sensor is designed. By analyzing the actual distribution of railway track fastener bolts, the identification sensor is designed and optimized, and a swing arm structure that can adapt to the position of rail fastener bolts is designed to realize accurate identification of track fastener bolts distributed at different heights. According to the relative installation position of the identification sensor and the oil sprayer, the linkage between bolt identification and oiling is realized through computer control technology, and the compensation algorithm is used to realize accurate control of the starting time and duration of the oiling process. The results show that the sensor can complete the identification of fastener bolts on the track in different situations, with an accuracy of 99%; the oil coverage rate of fastener bolts can reach at least 96.6%; there is no false identification.

Keywords: fastener bolt, anticorrosion, identification sensor, computer control

扣件是铁路轨道结构系统中提供弹性的主要部件,铁路轨枕螺栓是铁路轨道扣件的重要组成部分之一^[1]。随着线路运营时间的增长,由于其长期暴露在大风中,经受风吹雨淋、霜冻雪埋等循环性气候变化,线路轨枕上的扣件螺栓出现不同程度的氧化锈蚀,长期不动的螺栓形成假扭矩或弹条离缝扣压不紧等现象,严重影响行车安全,因此每年都要对扣

件系统进行周期性涂油和周期性点油作业。

随着高速铁路的发展,对线路的要求也不断提高,需大量使用自动化程度很高的机械设备,如铺轨机、捣固机、钢轨打磨机等^[2]。要实现轨道螺栓涂油,首先需对轨道螺栓扣件进行识别定位。张忠等^[3]设计了一款 GLZ-2A 轨道螺栓作业机,一定程度上实现了对轨道扣件的装配以及涂油的自动化。

刘建东等^[4]设计了一款轨道螺栓施工设备,采用单一传感器的方式对轨道螺栓以及螺母进行定位检测。

现有涂油设备多采用接触式感应或单一传感器感应,将传感器安装于一固定位置,存在识别精度低以及无法实现扣件识别与涂油作业的紧密联动等问题。接触式感应可实现对扣件螺栓的感应识别,但在遇到障碍物(如道碴、木块等)时,接触式感应无法判断是否为螺栓扣件,造成误识别情况;铁路轨道螺栓存在高度随机变化的情况,且铁轨在长距离情况下存在高低起伏现象,安装于固定位置的单一传感器无法应对这种扣件螺栓高低变化的情况,造成漏检问题。

国内外学者对扣件定位做了大量工作,采用计算机视觉的方法对扣件进行检测定位^[5-7]。此类检测根据对扣件的特征分析完成扣件的定位,但多是用扣件的状态与缺失检测。

针对这些问题,文中进行了创新研究,设计一种轨道扣件螺栓识别传感器,提高对扣件螺栓的识别精度,实现了涂油设备对扣件螺栓的精准化涂油作业,进一步提升了作业效率,降低了作业成本。

1 需求分析

由于铁路轨枕上的紧固螺栓的埋入深度不同,以及扣件螺栓安装时存在的安装误差,致使铁路轨道扣件螺栓存在高低不同的状态,如图1所示。

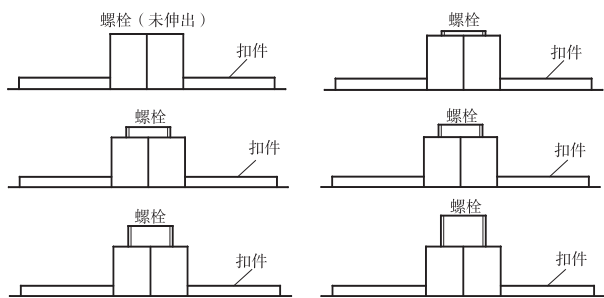


图1 不同伸出高度的扣件螺栓

道碴堆积形成的铁路轨道基石地面存在高低起伏现象,使安装于基石表面的铁路轨道存在高低起伏变化,铁路轨道扣件螺栓整体也随之发生不规则的起伏现象。对于这几个方面的问题,现有的接触式感应或单一传感器感应无法实现准确识别定位,无法满足对铁路扣件螺栓涂油的工作需求。

针对铁路轨道扣件螺栓的现实背景以及现有技术存在的问题,为实现对铁路扣件螺栓的精准涂油作业,铁路轨道扣件螺栓识别传感器应该具备以下功能:

- (1)检测到扣件螺栓;
- (2)保证识别的准确性,不产生误检测情况;
- (3)保证传感器检测到扣件螺栓和扣件螺栓涂油的联动性;
- (4)可通过调节适应不同类型轨道的扣件螺栓的识别检测,且易于调节。

2 技术指标

2.1 关键技术

(1)自适应仿形结构

自适应扣件螺栓高度的仿形结构可应对高度随机变化的螺栓识别检测情况,铁路轨道扣件螺栓识别传感器中的辅助轮接触到高度升高的螺栓时,安装架绕轴偏转带动感应传感器提升进而实现对扣件螺栓的识别,回复拉簧保证了辅助轮在感应工作中始终与螺栓接触,以此实现了感应传感器对不同高度扣件螺栓的自适应识别检测。

(2)可调节结构

采用调节导轨、蝶形调节螺栓、调节滑板结合的调节结构,可根据不同铁路轨道作业现场需求,调节初始位置铁路轨道扣件螺栓识别传感器的高度参数,适用于多种铁路轨道线路的作业。

(3)防误检结构

采用安装架、辅助轮、辅助轮安装轴和感应传感器的组合结构,将感应传感器安装在辅助轮安装轴上,夹装于两侧辅助轮内部,这一结构既可保护传感器不受道碴破坏,又避免了现有技术设备上存在的误检现象。

2.2 技术参数

传感器识别检测距离:0 ~ 20 mm

传感器可调节范围:-40 ~ 40 mm

传感器工作温度:-25 ~ 55 ℃

传感器回转半径:150 mm

传感器辅助轮直径:50 mm

2.3 技术性能特点

- (1)现场作业时,可通过调节结构调节传感器

高度,以适应轨道扣件螺栓高度,满足多种轨道作业需求;

(2)回转结构的设计,可使传感器适应扣件螺栓高度起伏情况,确保检测的精确性;

(3)辅助轮的设计,既可协助回转装置实现仿形功能,也可保证传感器在检测工作中不受道碴及其他障碍物的碰撞损伤;

(4)针对传感器只对扣件螺栓有识别检测效果以及传感器夹装于两辅助轮内侧的设计方式,确保传感器不会出现误检现象的发生,保证了扣件螺栓检测的准确性。

3 结构设计与分析

为应对这种随机变化扣件螺栓高度的识别检测,设计一种具有仿形功能的铁路轨道扣件螺栓识别传感器,其结构如图2所示。该识别传感器装置主要由调节导轨、蝶形调节螺栓、调节滑板、回转轴、辅助轮安装架、回复拉簧、感应传感器、辅助轮、辅助轮安装轴等组成。装置采用调节导轨、蝶形调节螺栓和调节滑板组合设计,可快速调节传感器高度,应对不同轨道的作业需求;辅助轮安装架、回复拉簧、感应传感器、辅助轮、辅助轮安装轴等下部仿形结构可自适应螺栓高度,随着螺栓高度的变化,传感器高度进行自我调节,实现对扣件螺栓的准确识别^[8-10]。

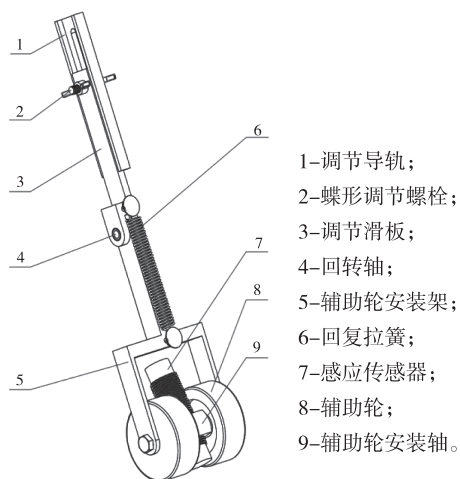


图2 铁路轨道扣件螺栓识别传感器示意图

铁路轨道扣件螺栓识别传感器固定安装于扣件螺栓涂油设备底部,感应传感器与铁路轨道扣件螺

栓处于同一平面位置,使得传感器可对扣件螺栓进行识别。感应传感器采用电感式接近传感器,是一种有开关量输出的位置传感器,由LC高频振荡器和放大处理电路组成,利用金属物体在接近这个能产生电磁场的振荡感应头时,使物体内部产生涡流。这个涡流反作用于接近传感器,使它振荡能力衰减,内部电路的参数发生变化,由此识别出有无金属物体接近,进而控制开关的通或断^[11],本文使用这一类传感器对扣件螺栓的存在进行感知。

工作时,将涂油设备运动至铁路轨道扣件螺栓识别传感器位于较低位置的扣件螺栓的正上方,通过调节安装于调节导轨及调节滑板之间的蝶形调节螺栓,将传感器降至辅助轮接触到螺栓上表面(或距离0~5 mm范围内),使得夹装于两侧辅助轮内部的感应传感器可以感知到处于最低位的扣件螺栓,保证整个作业中铁路轨道扣件螺栓识别传感器的识别精确性。

扣件螺栓涂油设备工作前进过程中,当扣件螺栓识别传感器运动至轨道螺栓上方时,辅助轮接触到螺栓上表面,夹装于两侧辅助轮内部的感应传感器检测到螺栓,传感器接收到信号后通过计算机控制技术控制电磁阀开启,采用补偿算法对设备的延后喷油时间以及喷油持续时间进行精确控制,雾化喷嘴喷口对扣件螺栓进行雾化涂油作业。当扣件螺栓涂油设备工作过程中,对高度升高的扣件螺栓进行识别时,辅助轮接触到螺栓后,安装架产生绕轴偏转,内侧的感应传感器随动提升,进而实现对扣件螺栓的感应工作。当安装架产生偏转时,安装架带动回复拉簧伸长,在回复拉簧的拉力作用下,辅助轮始终保持与轨道扣件螺栓接触,保证内侧的感应传感器的检测准确性。

铁路轨道扣件螺栓系统如图3所示,其中,弹条宽度 D :140 mm,轨距挡板宽度 d :110 mm^[12]。

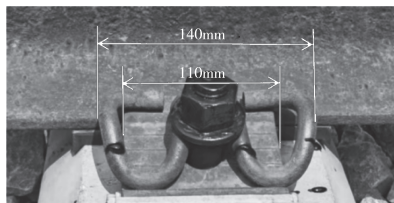


图3 铁路扣件螺栓

传感器-雾化喷嘴间距 L : 90 mm, 传感器回转半径 R : 150 mm, 设定设备工作时的前进速度 v : 3 km/h = 0.83 m/s。

识别传感器安装于涂油设备喷嘴正前方, 传感器感应到螺栓并发出信号时, 喷嘴与扣件之间存在延时距离, 因此传感器检测到扣件螺栓时, 设备需要行驶一段距离, 设备运动至喷嘴位于扣件边缘上方时进行喷油作业, 将设备行驶完成这段延时距离所需的时间设定为涂油设备所需延后喷油时间:

$$t_n = \frac{b_n}{v} \quad (n = 0, 1, \dots, 15) \tag{1}$$

式中, b_n 为传感器在螺栓不同伸出高度状态下感知到扣件螺栓时喷嘴与扣件的距离, mm; v 为设备设定速度, $v = 0.83 \text{ m/s}$; t_n 为传感器不同工作状态下设备工作过程中的喷油延后时间, ms。

识别传感器在对高低不同的扣件螺栓进行识别时存在自适应偏转现象, 现对识别传感器对螺栓在不同伸出长度下, 感知到扣件螺栓时识别传感器的位置信息进行了分析。在螺栓不同伸出高度下, 识别传感器感应到扣件螺栓时, 涂油设备喷嘴与铁路轨道扣件边缘的水平距离如表 1 所示。

表 1 识别不同伸出高度的螺栓时喷嘴与扣件的距离

螺栓伸出高度 /mm	喷嘴与扣件的 距离 b_n /mm	螺栓伸出高度 /mm	喷嘴与扣件的 距离 b_n /mm
0	45.5	8	50.3
1	45.5	9	50.3
2	45.5	10	50.3
3	45.5	11	50.3
4	48.4	12	50.3
5	50.2	13	50.3
6	50.3	14	50.3
7	50.3	15	45.1

部分工作状态如图 4 所示, 图中阴影区域为传感器感知区域。为满足铁路轨道扣件螺栓涂油作业要求, 传感器需对所有扣件螺栓完成识别检测, 因此将螺栓处于最低高度状态所需延后喷油时间设为涂油设备全部工作过程中的延后喷油时间。

取 $b_0 = 45.5 \text{ mm}$, 由式 (1) 可得, 设定涂油设备全部工作过程中的喷油延后时间为 54.82 ms。

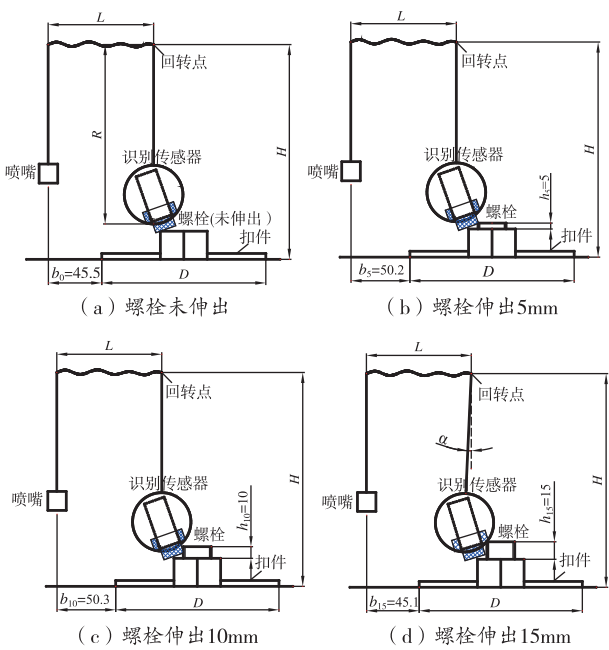


图 4 识别传感器的部分工作状态

设备对扣件全部范围进行涂油作业, 则根据弹条扣件宽度, 设定设备每次喷油工作持续时间:

$$t_c = \frac{D}{v} \tag{2}$$

式中, D 为弹条扣件的宽度, $D = 140 \text{ mm}$; v 为设备设定速度, $v = 0.83 \text{ m/s}$; t_c 为设备每次喷油工作持续时间, ms。

由式 (2) 可得, 设备每次喷油工作持续时间为 168 ms。

识别传感器在识别到其他不同状态的扣件螺栓时, 扣件与喷嘴的距离具有偏差, 与系统最初设定的涂油设备所需喷油延后时间对应的距离 b_0 存在一定的差值。由于喷嘴与扣件的距离 b_n 的不同, 涂油设备在对扣件螺栓喷油作业时所需的延后喷油时间 t_n 不同, 设备以 b_0 状态设定延后时间, 可根据式 (3) 计算得出涂油设备对扣件螺栓的最低喷油涂覆率。

$$\eta = \frac{D - (b_{\max} - b_0)}{D} \times 100\% \tag{3}$$

式中, η 为喷涂覆盖率, D 为扣件宽度 (需要涂覆的范围), b_0 为初始状态时喷嘴与扣件的距离, $b_{\max}$ 为传感器工作状态中喷嘴与扣件的最大距离。

由式 (3) 可得, 设备对扣件螺栓的最低涂油覆盖率达到 96.6%。

通过分析可知,安装此铁路轨道扣件螺栓识别传感器的铁路轨道扣件螺栓涂油设备对扣件螺栓的油脂喷涂覆盖率最低可达 96.6%,误差很小,满足轨道扣件螺栓的防腐喷涂要求。

4 应用实验

在实际应用需求和理论研究的基础上,将安装此铁路轨道扣件螺栓识别传感器的涂油设备在武汉铁路局武汉桥工段进行了现场试验,并对比了其他相似设备的使用效果。



图5 现场实验图

在与其他设备进行对比实验后,分别对本文实验设备与其他对比设备作业区域随机采集了连续 300 m 的区段,各有 500 组扣件螺栓,分别对两区段扣件螺栓涂油作业效果进行记录,数据如表 2 所示。

表 2 实验数据记录表

项 目	雾化涂油设备	其他设备
区段扣件螺栓数/组	500	500
扣件螺栓准确识别数/组	494	411
扣件螺栓误识别数/组	0	77
油脂覆盖率 80% 以上/组	498	383

对现场试验数据进行分析,结果显示,安装本文所研究识别传感器的雾化涂油设备对扣件螺栓的精准识别检测率达到 99%,且不会出现误检现象的发生,喷油嘴对扣件螺栓的喷涂效果符合铁路轨道扣件螺栓防腐要求,扣件整体实现基本完全覆盖防锈油脂。对比其他相似涂油设备,现有设备的扣件螺栓识别准确度和扣件螺栓油脂覆盖率均有更好的效果,喷涂效果如图 6 所示。



(a) 安装本文传感器涂油设备喷涂效果 (b) 其他相似设备喷涂效果

图6 现场喷涂效果对比图

5 结论

(1)充分考虑了铁路轨道扣件螺栓的分布情况以及铁路轨道作业环境,研制了一种铁路轨道扣件螺栓识别传感器,应用于铁路扣件螺栓涂油设备的扣件螺栓识别工作,实现了设备对扣件螺栓的精准涂油作业。

(2)结合地面仿形原理,设计了一种用于应对扣件螺栓高低起伏的偏转结构,实现了识别传感器对扣件螺栓的精确检测。

(3)通过现场试验测试了铁路轨道扣件螺栓识别传感器的实际运用效果,结果表明:传感器对扣件螺栓的识别准确率达 99%,涂油设备对扣件螺栓的喷涂覆盖率最低可达 96.6%,对比其他涂油设备具有更好的使用效果。

参考文献

- [1] 郭宏伟. 轨道螺栓长效防腐脂涂覆装置的研究与设计[J]. 中国新技术新产品, 2018(4): 54-55.
- [2] 程显吉. 轨枕螺栓自动涂油机研制[D]. 大连: 大连交通大学, 2010.
- [3] 张忠, 董国兴. GLZ—2A 自动轨道螺栓作业机[J]. 中国铁路, 2005(2): 62-64.
- [4] 刘建东. 自主作业式轨道螺栓作业机测控系统研究与设计[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2019.
- [5] ISLAM S, KHAN R A. Clustering and detection of good and bad rail line anchors from images[C]//2015 18th International Conference on Computer and Information Technology (ICIT). IEEE, 2015: 222-226.
- [6] AYTEKIN Ç, REZAEITABAR Y, DOGRU S, et al. Railway fastener inspection by real-time machine vision[J]. IEEE transactions on systems, man, and cybernetics: systems, 2015, 45(7): 1101-1107.

基于粒子群算法优化的电动叉车复合电源能量管理策略研究

李起磊

(长安大学 工程机械学院, 陕西 西安 710064)

摘要:传统模糊控制策略是从专家知识和经验出发去设计,优化效果有限,提出一种基于粒子群算法优化的能量管理策略,以降低整车能耗为优化目标,采用粒子群算法离线对隶属度函数进行全局优化。在 MATLAB/Simulink 环境下搭建仿真策略模型,结果表明:优化后的控制策略能够显著降低整车能耗,有效分配复合电源之间的功率,延长蓄电池寿命,使电动叉车复合电源具有更好的动力性能和经济性能。

关键词:电动叉车 复合电源 能量管理 模糊控制 粒子群算法

中图分类号:TH242

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0063-05

Energy management strategy of electric forklift hybrid power based on particle swarm optimization algorithm

LI Qilei

Abstract: The traditional fuzzy control strategy is designed based on the knowledge and experience of the expert, and the optimization effect is limited. This paper proposes an energy management strategy based on particle swarm optimization algorithm. With reducing the vehicle energy consumption as the optimization goal, this paper adopts the particle swarm optimization algorithm to optimize the membership function globally. The simulation strategy model is built in MATLAB/Simulink environment. The results show that the optimized control strategy can significantly reduce the energy consumption of the vehicle, effectively distribute the power between the hybrid power supply, extend the life of the battery, and make the electric forklift hybrid power have better dynamic and economic performance.

Keywords: electric forklift, hybrid power, energy management, fuzzy control, particle swarm optimization algorithm

- [7] 赵鑫欣. 基于卷积神经网络的铁轨扣件异常状态检测研究[D]. 北京:北京交通大学,2016.
- [8] 李泽瑞,徐立章,徐翔谦,等. 机械-液压组合式大豆割台仿形装置设计与仿真[J]. 农机化研究,2024,46(5):60-65.
- [9] 程睿,刘立强,牟雪雷,等. 牧草收获机制台接地仿形控制方法的研究[J]. 农机化研究,2022,44(9):49-54.
- [10] 惠云婷,张国锐,马海明,等. 自走式青饲料收获机仿形系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(S2):1-9.
- [11] 徐科军. 传感器与检测技术[M]. 北京:电子工业出版社,2016.
- [12] 国家铁路局. 弹条 II 型扣件:TB/T 3065—2020[S].

北京:中国铁道出版社,2021.

基金项目: 国家科技重大专项(2016ZX05022006-004, 2017ZX05009-003); NSFC-石油化工联合基金(U1762214, U1262108); 西南石油大学油气储层地质与开发国家重点实验室开放基金(PLN2022-17)。

作者简介: 杨勇(2000-),男,汉族,陕西汉中,硕士研究生。研究方向:机电一体化。

通讯作者: 周元华(1980-),男,汉族,湖北武汉人,博士,副教授。研究方向:智能检测与控制。

收稿日期: 2024-03-18

0 引言

电动叉车由于具有无污染、低噪声、振动小等显著优点,在现代物流和工业生产中越来越受到青睐。随着人们对能源环保意识的增强,电动叉车将逐步取代传统的内燃机叉车。但是,由于蓄电池容量的限制,电动叉车在一次充电后的行驶里程受到制约。以蓄电池为单动力源的电动叉车存在功率密度低、大电流损害电池使用寿命等问题。而超级电容具有充电快、功率密度大的特点,可与蓄电池形成优势互补。利用超级电容来分担蓄电池的峰值功率,从而起到保护蓄电池的作用,延长蓄电池的使用寿命,并且利用超级电容来进行再生制动能量与重力势能的回收,提高能量的利用率。因此,需要制定合理的能量管理策略,以高效发挥两种电源优势。

关于电动叉车能量管理策略,国内外的研究者已经进行了相关的探究。段浩^[1]针对电动叉车双燃料电池提出了区间功率跟随策略,以效率最优为目标,仿真结果表明,功率跟随策略能将 SOC 维持在稳定区间但燃料电池功率输出变化频繁,健康性保护不强。曹慧聪^[2]考虑叉车制动时采用响应速度快的逻辑门限策略分配电源功率,驱动时考虑模糊控制策略,仿真结果表明:逻辑门限和模糊规则结合的能量管理策略在制动能量回收中效率更高。游志宇^[3]针对以燃料电池、蓄电池为混合动力的电动叉车提出了改进电流跟随能量管理策略,测试结果表明该策略保证了整车需求功率较大时输出电流平稳。

大多数研究者都是侧重于对电动叉车基于规则的能量管理策略进行研究,但其传统模糊控制器的隶属度函数的设定具有一定主观局限性,不能确保控制效果达到期望状况。本文根据电动叉车复合电源动力系统,对再生制动能量与重力势能进行回收,提出一种基于粒子群算法优化的模糊控制器设计方法,采用粒子群算法对模糊控制器的隶属度函数进行全局优化,使电动叉车具有更好的动力性和经济性能。

1 电动叉车复合电源动力系统

电动叉车的能量流如图 1 所示。电动叉车的动

力由两个电机提供:行走电机和举升电机。行走电机为电动叉车行走、转向和倾斜提供动力,举升电机为起重负载提供动力。在电动叉车加速或提升负载时,电动叉车需要较大的瞬时峰值功率,因此需要两者协同放电提供能量,能量流由超级电容通过双向 DC-DC 变换器流向能量管理系统。在减速制动或下降负载时,电动叉车电机处于发电状态,产生的电能反向整流通过双向 DC-DC 变换器优先控制超级电容回收能量^[4]。该动力系统能将再生制动能量及重力势能优先回收给超级电容中,也能减少蓄电池产生较大的充放电电流。

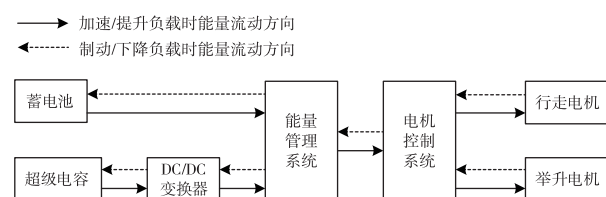


图 1 电动叉车的能量流示意图

复合电源系统提供的功率 P_{ess} 由蓄电池功率 P_b 和超级电容功率 P_c 组成:

$$P_{ess} = P_b + P_c$$

根据电动叉车的行驶作业工况,由电动叉车行驶作业理论可得其整车需求功率 P_{req} ,由电动叉车行驶过程中的行走需求功率 P_{tra} 和电动叉车工作过程中的起升负载需求功率 P_{lif} 组成:

$$P_{req} = P_{tra} + P_{lif}$$

电动叉车行驶过程中的行走需求功率 P_{tra} 的功率平衡方程为:

$$P_{tra} = \frac{1}{\eta_1} \left(\frac{Gf \cos \alpha V_a}{3600} + \frac{C_D A V_a^3}{76140} + \frac{G \sin \alpha V_a}{3600} + \frac{\delta G V_a}{3600g} \frac{dV}{dt} \right)$$

式中, η_1 为传动系统效率; G 为电动叉车总重; f 为滚动阻力系数; α 为道路的坡度角; V_a 为车速; C_D 为空气阻力系数; A 为迎风面积; δ 为质量换算系数; g 为重力加速度。

电动叉车工作过程中的起升负载需求功率 P_{lif} 为:

$$P_{lif} = \frac{GV_{lif}}{1000\eta_2}$$

式中, G 为车辆的总重; V_{lif} 为提升速度; η_2 为起重机的效率。

在理想情况下,若忽略能量损耗,电动叉车行驶作业整车需求功率 P_{req} 应等于复合电源系统提供的功率 P_{ess} :

$$P_{req} = P_{ess}$$

2 复合电源系统模糊控制策略

电动叉车复合电源能量管理策略的关键在于超级电容起到“削峰填谷”的作用,提供瞬时峰值功率和再生制动能量与重力势能的回收,减轻蓄电池的工作负担。本文所设计的模糊控制器输入变量分别为整车需求功率 P_{req} 、蓄电池荷电状态 BSOC 和超级电容荷电状态 CSOC,输出变量为蓄电池输出功率占整车需求功率的百分比 Kb。模糊控制隶属度函数如图 2 所示。

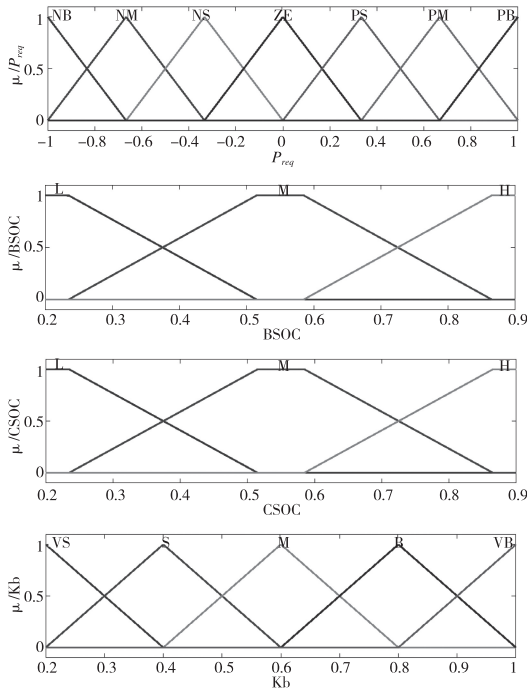


图 2 模糊控制器变量隶属度函数

P_{req} 模糊子集为 {NB,NM,NS,ZE,PS,PM,PB}; BSOC 模糊子集为 {L,M,H}; CSOC 模糊子集为 {L,M,H}; Kb 模糊子集为 {VS,S,M,B,VB}。其中:NB 表示负大;NM 表示负中;NS 表示负小;ZE 表示零;PS 表示正小;PM 表示正中;PB 表示正大;L 表示低;M 表示中;H 表示高;VS 表示很小;S 表示小;M 表示中;B 表示大;VB 表示很大。

依据系统的具体特性及相关领域的专家控制经

验,来设计模糊控制规则,制定模糊规则时主要考虑了如下几个方面:放电模式下,主要以减少大电流放电为目的,当 CSOC 较高且整车需求功率较大时,可以优先使用电容放电以满足峰值功率需求;当 BSOC 较低且整车需求功率较小时,应尽量减少电池的放电以延长其使用寿命;充电模式下,利用超级电容充电快、功率密度大的特性,优先给超级电容充电,CSOC 高时给两者同时充电。模糊控制规则如表 1 所示。

表 1 模糊控制器的控制规则

Kb		P_{req}						
CSOC	BSOC	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
L	L	M	M	S	VS	M	B	VS
	M	S	S	VS	VS	VB	VB	VS
	H	VS	VS	VS	VS	VB	VB	VS
M	L	M	B	B	VS	M	S	VS
	M	S	S	VS	VS	B	B	VS
	H	VS	VS	VS	VS	B	B	M
H	L	VB	VB	VB	VS	S	VS	VS
	M	B	S	VS	VS	B	B	VS
	H	M	S	VS	VS	B	B	VS

图 3 为在 MATLAB/Simulink 仿真软件中搭建的模糊控制能量管理策略仿真模型。

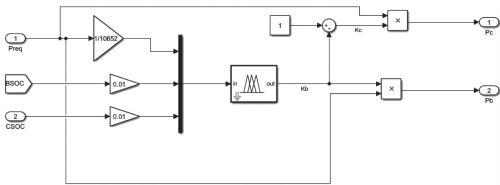


图 3 模糊控制能量管理策略仿真模型

3 基于粒子群优化模糊控制的能量管理策略

利用粒子群算法对模糊控制器进行优化,就是对模糊控制器的参数进行调整,其中隶属度函数的设定具有一定主观局限性,可优化空间大^[5]。粒子群算法作为一种全局优化算法不需要变异和交叉操作,相比于遗传算法减少了算法的复杂程度,迭代速度更快,搜索能力强。

3.1 粒子群算法原理

在一个设定的 D 维空间中进行目标搜索,搜索

粒子群落由 N 个粒子构成,其中第 i 个粒子表示为 D 维空间的向量。第 i 个粒子的“飞行”速度也是一个 D 维向量,第 i 个粒子迄今为止搜索到的最优位置称为个体极值,最优位置是由整个粒子群到此为止搜索到的,记为全局极值,不断更新粒子的位置和速度进行多次的迭代运算,直至找到满足所需条件的最优解,粒子在这时会根据如下公式更新速度和位置^[6]。

$$v_i(t+1) = \omega v_i(t) + c_1 r_1 (p_i(t) - x_i(t)) + c_2 r_2 (p_g(t) - x_i(t))$$

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1)$$

式中: t 为当前迭代次数, ω 为惯性权重, r_1 和 r_2 是 0 到 1 之间的随机数, c_1 和 c_2 为学习因子, x_i 为粒子位置, v_i 为粒子速度函数, P_i 为个体极值, P_g 为全体极值。

3.2 优化模型

利用粒子群算法离线对模糊控制器的隶属度函数参数进行全局优化,以整车需求功率 P_{req} 为例,如图 4 所示,需要确定隶属函数在区间 $[-1, 1]$ 上的实数取值 X1-X7,其他变量的隶属度函数待优化变量与此类似,由此可以得到 20 个待优化参数。

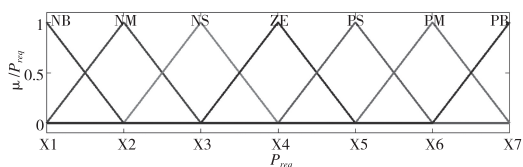


图 4 整车需求功率 P_{req} 隶属度函数待优化变量

本文设计的电动叉车复合电源能量管理策略的优化,就是让超级电容尽可能承担大的峰值功率,蓄电池承担较小且平缓的功率,从而避免蓄电池受到大电流的冲击,延长蓄电池的使用寿命,同时使超级电容尽可能多的回收再生制动能量与重力势能,降低整车能耗。因此,设计的目标函数如下式所示:

$$\min f(x) = \min E_h = \min \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_t \times dt}{D}$$

式中: E_h 为单位里程整车电能消耗, D 为电动叉车的行驶距离, P_t 为复合电源放电功率, (t_0, t_n) 为电源放电时间。

约束条件如下:

$$SOC_{b_min} \leq SOC_b \leq SOC_{b_max}$$

$$SOC_{c_min} \leq SOC_c \leq SOC_{c_max}$$

$$P_{b_min} \leq P_b \leq P_{b_max}$$

$$P_{c_min} \leq P_c \leq P_{c_max}$$

$$E_{b_min} \leq E_b \leq E_{b_max}$$

$$E_{c_min} \leq E_c \leq E_{c_max}$$

式中: SOC_b 、 P_b 、 E_b 、 SOC_c 、 P_c 、 E_c 为蓄电池的 SOC、功率及能量和超级电容的 SOC、功率及能量。

3.3 优化步骤

步骤 1,初始化粒子群,粒子的维数为 20,粒子种群大小为 100,初始化粒子的速度和位置,迭代次数为 80;

步骤 2,选取适应度函数并定义,计算粒子群中各粒子的适应度值;

步骤 3,若粒子 i 所计算的适应度值优于自身的最优解则更新当前位置,同理,也可以更新群体的全局位置最优解;根据前文粒子更新速度和位置的公式,将粒子群中所选取的粒子的位置和速度进行更新;

步骤 4,判断迭代是否符合粒子群优化的终止条件,若符合,则输出相应的优化结果,否则回到步骤 3 继续运行。

4 仿真结果与分析

在 MATLAB/Simulink 环境中建立电动叉车复合电源能量管理策略系统仿真模型,如图 5 所示。对比分析优化前后仿真结果,以验证文中提出的基于粒子群算法全局优化的模糊控制策略是有效的。

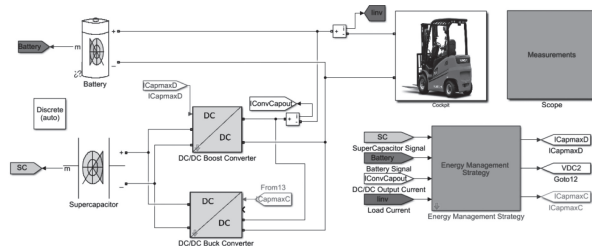


图 5 电动叉车复合电源能量管理策略系统模型

电动叉车在完成单个循环工况下优化前后的蓄电池电流变化对比曲线如图 6 所示,优化后的蓄电池的峰值电流明显减少,能起到保护锂电池的作用,且蓄电池回收能量较少,说明超级电容回收了大部

分的再生制动能量和重力势能。

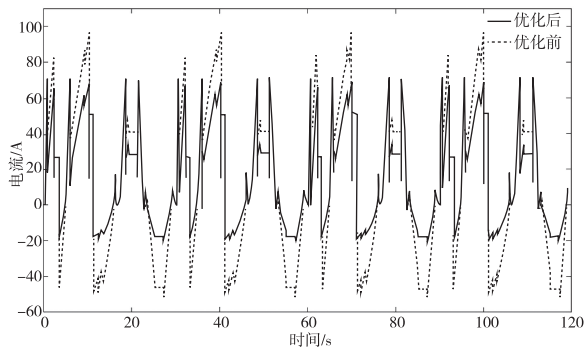


图6 优化前后蓄电池的电流对比

电动叉车在完成单个循环工况下优化前后的蓄电池SOC变化对比曲线如图7所示,电池的SOC剩余量从99.56%提升到99.62%,当电动叉车运行三个小时循环工况时会随着时间的积累使电池SOC剩余量提升5.4%;缓解了蓄电池耗电速率,延长复合电源的使用寿命。

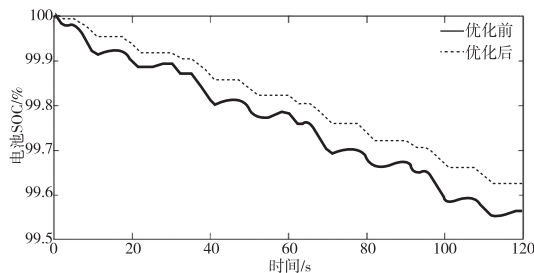


图7 优化前后电池SOC对比

优化前后的总能耗变化对比曲线如图8所示,利用粒子群算法对模糊控制器进行优化后,系统总能耗由 $1.477\times 10^5\text{J}$ 降低到 $1.398\times 10^5\text{J}$,系统总能耗降低了5.35%,电动叉车的经济性能显著提升。

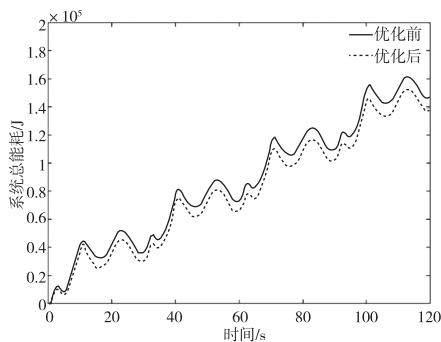


图8 优化前后系统总能耗对比

5 结论

针对蓄电池和超级电容组成的复合电源电动叉车,首先设计了基于模糊控制的实时能量管理策略,对再生制动能量和重力势能进行回收。同时针对模糊控制器的隶属度函数的设定具有一定局限性且无法得到全局最优,不能确保控制效果达到期望状况,本文以降低整车能耗为优化目标,利用粒子群算法对隶属度函数端点坐标进行全局优化调整。结果表明:基于粒子群算法优化的模糊控制实时能量管理策略能够更好地发挥超级电容“削峰填谷”的特性,降低复合电源系统总能耗,稳定蓄电池充放电电流,延长电池工作寿命,从而到达模糊控制策略的全局最优控制性能,具有一定的实际工程应用价值。

参考文献

- [1] 段浩. 双燃料电池堆协同工作实验及系统能量管理策略研究[D]. 重庆:重庆大学,2022.
- [2] 曹慧聪. 双能量源电动叉车再生制动及能量管理策略研究[D]. 西安:长安大学,2020.
- [3] 游志宇. PEMFC混合动力叉车能量管理策略及应用研究[D]. 成都:西南交通大学,2015.
- [4] 张少煌. 浅谈电动叉车动力组成[J]. 内燃机与配件, 2018(11):49-50.
- [5] 李国强. 基于多种群遗传算法的电动装载机复合电源能量管理策略研究[D]. 西安:长安大学,2023.
- [6] 张志文,杜文杰,梁君飞,等. 基于燃料电池的复合电源式装载机分层控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2022,48(11):2165-2176.

作者简介:李起磊(1999-),男,硕士研究生,研究方向:工程机械复合电源能量管理策略。

收稿日期:2024-10-22

基于谱归纳的电机设备疲劳分析

孙浩¹,方吉^{1▲},申政²,张保明¹,潘浩峰¹

(1. 大连交通大学 机车车辆工程学院, 辽宁 大连 116028; 2. 中车株洲电机有限公司, 湖南 株洲 412000)

摘要:考虑到轨道车辆设备在多种线路环境下的使用特点,基于随机振动环境归纳方法,结合频域结构应力法,提出了一种新的机车车辆设备疲劳寿命评估流程。以某动车组架悬式电机实测载荷为例,通过振动环境数据的基本处理和正态性检验,估计样本容差上限得到了实测谱,发现实测谱与 IEC61373 标准谱有显著差距。并将实测谱作为仿真激励,结合频域结构应力法计算电机焊缝疲劳寿命,结果显示最低寿命历程约 3280000 km,疲劳强度符合要求。与实测应力的疲劳结果相比,频域结构应力法的寿命结果更短,更能体现电机实际振动环境。

关键词:随机振动 谱归纳 IEC61373 频域结构应力法 疲劳寿命

中图分类号:U271.91

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0068-06

Fatigue analysis of motor equipment based on spectral induction

SUN Hao, FANG Ji, SHEN Zheng, ZHANG Baoming, PAN Haofeng

Abstract: Given the operational characteristics of rail vehicle equipment in diverse track environments, this paper proposes a new fatigue life assessment procedure for locomotive equipment based on the random vibration environment induction method coupled with the frequency domain structural stress method. Using the measured load of the suspended motor in a certain high-speed train set as an example, the basic processing and normality test of the vibration environment data are conducted. The upper limit of sample tolerance is estimated, and the measured spectrum is obtained. It is observed that there is a significant disparity between the measured spectrum and the standard spectrum specified in IEC61373. Employing the measured spectrum as the simulation excitation, coupled with the frequency domain structural stress method, the fatigue life of the motor weld seam is calculated. The results indicate a minimum life cycle of approximately 3.28 million kilometers, meeting the required fatigue strength. In comparison with the results derived from the measured stress, the fatigue life obtained through the frequency domain structural stress method is shorter, more accurately reflecting the actual vibrational environment experienced by the motor.

Keywords: random vibration, spectrum induction, IEC61373, frequency domain structural stress method, fatigue life

0 引言

当前学者在对轨道车辆设备进行强度评估时,通常按照 IEC61373:2010 标准规定的载荷谱作为输入进行振动疲劳计算。有研究发现基于欧洲铁路数据制定的 IEC61373 标准难以估计我国复杂线路环境下车辆设备承受的载荷情况,且实测环境下应力水平更高^[1]。

我国颁布的标准 GJB/Z126—1999《振动、冲击环境测量数据归纳方法》采用参数估计法来归纳容差上限值,该方法对样本的分布和归纳结果的覆盖

率置信度均有考量。历鑫波等^[2]基于此方法对地铁车辆轴箱吊耳振动环境进行归纳,证明了归纳所得实测谱作为仿真输入得到的疲劳寿命结果误差小,可靠性高。田永卫等^[3]提出了以分测试区域不同状态下的振动规范谱编制归纳方法,依据该数据归纳方法编制了实测飞机的振动环境谱。将处理结果用于实际工程试验,表明该方法正确合理。

与此同时,车辆设备多为焊接结构,而决定焊接结构寿命的决定性因素是焊缝的疲劳寿命^[4]。在计算焊缝疲劳寿命过程中,工程中广泛使用的方法存在计算结果对有限元网格敏感的特点,确定焊缝

疲劳等级也具有很强的主观性,会显著影响疲劳评估结果的可靠性。文献^[5-7]中提出的基于网格疏密不敏感结构应力方法在一定程度上弥补了先前方法的不足,展现出更高的可靠性。结构应力法适用于基于有限元数值方法的焊接结构疲劳评估,并在工程领域中得到了日益广泛的应用^[8-9]。方吉等^[10]将结构应力方法在频域推广,证明了频域结构应力法能够考虑激励载荷的频率对焊缝疲劳寿命的影响,并对某轨道集装箱平车车体结构关键焊缝的振动疲劳寿命进行预测,结果显示频域结构应力法的预测结果与实际情况吻合。

为了深入研究轨道车辆设备在复杂运行环境下疲劳寿命的估计,本文以某动车组架悬式电机实测载荷为例,将容差上限法与频域结构应力法结合,提出了一种针对车辆设备焊接结构的疲劳寿命估计方法。

1 随机振动环境归纳方法

在对振动环境的输入数据进行统计分析之前,必须先核实这些数据是否具备稳定性、历经性及正态分布特性,确保所用样本数据符合正态随机分布规律。尽管如此,由于实际操作中难以完全达到理论上的历经性定义,一般认为在工程领域内,较大数据样本所反映的振动环境可被视为符合稳定和历经性要求的随机振动模式^[11]。

1.1 容差上限系数估计

在进行测试数据的统计分析前,可以通过假设检验对服从同一总体的数据进行归并^[2]。首先确保参数检验和数据合并得到的PSD特征样本 $\tilde{G}_k(p, q)$ ($p = 1, 2, \dots, P; q = 1, 2, \dots, Q; k = 1, 2, \dots, N$) 遵循特定的统计学分布。式中 P 为特征样本数量, Q 表示特征样本容量, N 为测试通道数。开方处理后的样本应接近正态分布形态,采用式(1)对样本进行均值和方差估计。

$$\begin{cases} \bar{X}_k(p) = \frac{1}{Q} \sum_{q=1}^Q \sqrt{\tilde{G}_k(p, q)} \\ S_k^2(p) = \frac{1}{Q-1} \sum_{q=1}^Q \left[\sqrt{\tilde{G}_k(p, q)} - \bar{X}_k(p) \right]^2 \end{cases} \quad (1)$$

按式(2)计算置信度 $(1 - \alpha)$ 和分位点为 β 的容差上限系数 F 。

$$F = \frac{t_{(Q-1), (1-\alpha)}}{\sqrt{Q}} + Z_\beta \sqrt{\frac{Q-1}{X_{(Q-1), \alpha}^2}} \quad (2)$$

式中, Z_β 为满足 $\text{Prob}[Z \leq Z_\beta] = \beta$ 的分位点; $X_{(Q-1), \alpha}^2$ 为自由度为 $(Q - 1)$ 的卡方分布 α 分位点。

1.2 功率谱密度上限值估计

则第 p 个特征样本的容差上限估计为:

$$G_k(p) = [\bar{X}_k(p) + F \cdot S_k(p)]^2 \quad (3)$$

对每个特征样本进行容差上限估计,可获得随机振动实测谱 $G_i(p)$ 。综上给定概率下上限值估计方法能够精确地归纳出各个频率点上的振动量值。

2 频域疲劳分析

基于随机振动基本理论,可以由式(4)得出线性系统的响应:

$$G_s(f) = \sum_i^n H_s^i(f) H_s^i(f)^* S_{ij}(f) \quad (4)$$

其中: $S_{ij}(f)$ 是输入载荷的自功率谱或互功率谱; $H_s^i(f)$ 为系统的位移传递函数; $H_s^i(f)^*$ 为 $H_s^i(f)$ 的共轭。对式(4)中的位移传递函数经过线性转换可得到焊趾处各节点等效结构应力 $S_s(f)$ 的传递函数:

$$H_s(f) = \frac{H_{\sigma_s}(f)}{t^{(2-m)/2m} \cdot I(r(f))^{1-m}} \quad (5)$$

式中: $I(r(f))$ 为频域下的弯曲比函数; m 是常数。其中 $H_s(f)$ 是根据位移响应函数计算获得的结构应力响应函数。因此 $H_s(f)$ 可称为等效结构应力的频率响应函数。

应用Dirlik法^[12]得到等效结构应力的概率密度函数 $P(S)$,接着根据Miner疲劳损伤积累原理和主S-N曲线,可计算焊缝焊趾节点的疲劳损伤。频域结构应力法用于焊接结构的随机振动疲劳寿命预测,具体流程详见图1。

3 电机振动环境归纳统计

3.1 实测加速度统计分析

以国内某动车组电机为研究对象,车辆以AWO工况(空载)运行,两个测点分别为电机构架端和抱轴端,采样频率为2560 Hz,列车运行时间为3600 s。

图2为电机构架端三方向的振动时域数据。首先对其进行修正零点漂移、剔除奇异点等初步处理。

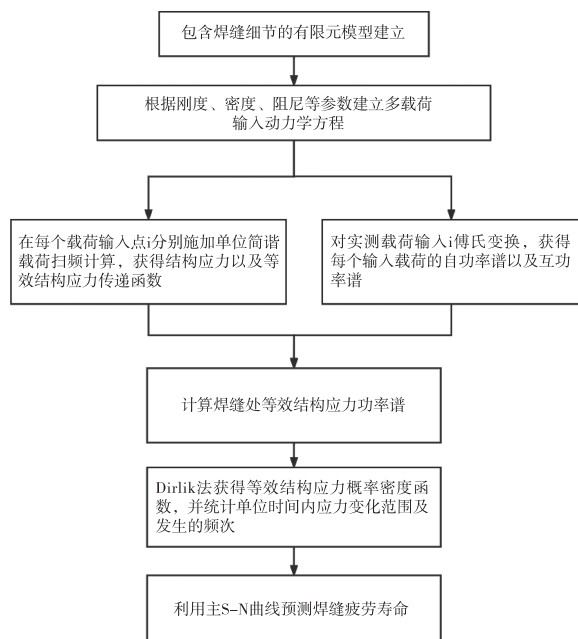


图1 频域结构应力法疲劳寿命预测流程

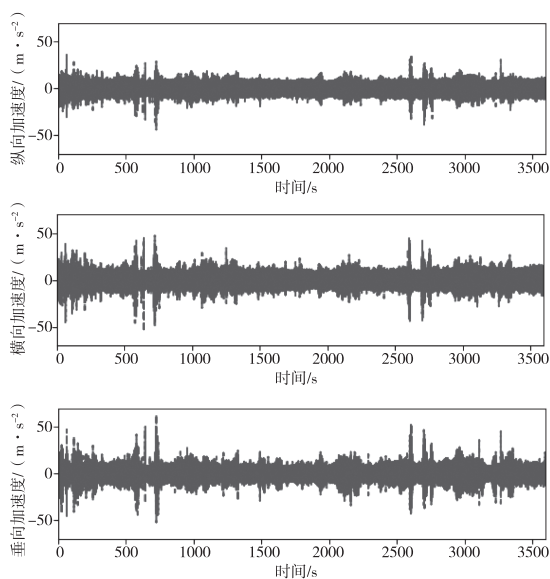


图2 电机三方向振动加速度示意

雨流计数法是一种用于疲劳寿命计算的方法,从载荷或位移时间历程中提取出周期性循环。通过统计不同幅值和循环次数的循环,得到循环次数的分布。引入等效循环概念,将循环次数的分布转化为相应的等效循环,在工程界广泛应用于估算疲劳

寿命。对经过初步实测电机加速度载荷运用雨流计数法进行统计,其中对垂向数据统计得到的结果如图3所示。

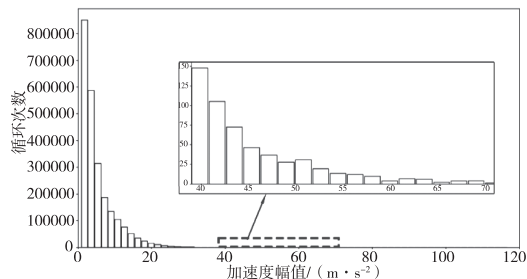


图3 垂向实测加速度雨流技术统计结果

3.2 振动加速度归纳

为验证数据是否符合正态分布,对经过初步处理的电机振动数据进行统计并绘制Q-Q图。其中,加速度量级较大的横向和垂向结果已在图4中展示。Q-Q图(Quantile-Quantile Plot)是一种用于检验一个数据集是否与理论分布(通常是正态分布)相拟合的图形工具。它通过比较样本以及同观测样本具有相同均值方差的正态分布的分位数来帮助我们判断数据的分布情况。如果Q-Q图上的点点呈现大致的线性关系,那么数据近似服从正态分布。

通过观察图4,可以明显看出两方向的中段数据能够很好地贴合标准直线。图中细实线的斜率和截距分别代表了数据的标准差与均值。因此,我们可以得出初步处理后的时域数据近似服从正态分布的结论。采用容差上限归纳方法,设定99.5%的置信水平以及0.90的分位数,以便对经过初步处理的振动数据进行容差上限的计算,并据此绘出实测谱。

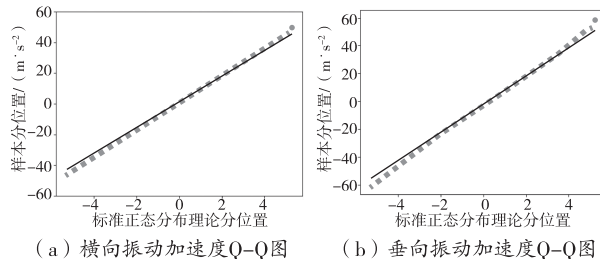


图4 电机振动加速度正态分布检验

架悬式电机安装在转向架上,其质量为630 kg,须采用IEC61373:2010标准的要求规定的2类加

速度谱,查阅到功率谱密度的横向和垂向量级标称值分别为 $0.144 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-4} \cdot \text{Hz}^{-1}$ 和 $0.190 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-4} \cdot \text{Hz}^{-1}$,在 10 Hz 至 100 Hz 范围内分布。在 2 Hz 至 10 Hz 的频率范围内上升斜率为 9 dB/倍频,而在超过 100 Hz 的频率范围内,以 6 dB/倍频的斜率下降到最大计算频率。在分析频段 2 Hz 至 1280 Hz 内,绘制 IEC 标准下的 2 类载荷谱图,如图 5 所示。

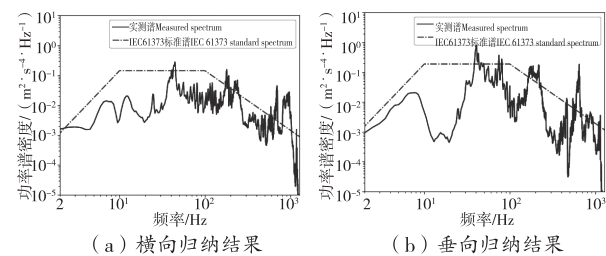


图 5 电机振动加速度归纳结果

实测加速度载荷谱与 IEC 标准 2 类载荷谱对比分析可以发现:实测谱与 IEC 标准谱有显著差距,实测谱的低频成分相较于标准谱要小一些,但在 150 Hz 至 250 Hz 以及 600 Hz 至 1000 Hz 频段内均有明显高于 IEC 标准谱的特征值,而且电机结构的模态频率在 150 Hz 至 1000 Hz 范围内均存在,所以 IEC 标准谱难以完全体现电机设备在该线路下的振动环境。

4 随机振动疲劳分析

4.1 有限元模型建立

为了检验电机环境归纳谱在疲劳寿命评估中的准确性,我们根据测试对象的几何特性构建了一个电机组装模型,如图 6 所示。

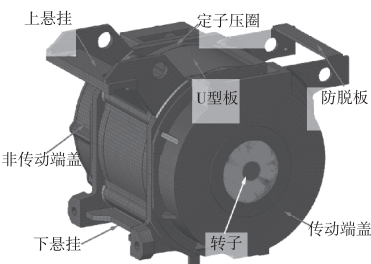


图 6 牵引电机几何结构

该模型使用六面体单元进行网格划分,节点数量为 100023,单元总数为 75799。其中,电机的总质量为 630 kg,而转子的质量为 180 kg。为了更接近实际的受力情况,我们使用了实体单元进行模拟。转子是通过弹簧单元固定在前后端盖上的。式(6)即为其 S-N 曲线。

$$N = (C_d / \Delta S_s) 1/h \tag{6}$$

式中: ΔS_s 为等效结构应力参数, C_d 与 h 为常数。根据 ASME 标准^[6] 提供的钢的主 S-N 曲线常数见表 1。

表 1 主 S-N 曲线常数

统计基准	C_d	h
mean	19930.2	
-2σ	13875.7	0.3195
+2σ	28626.5	

在电机与构架链接部位建立了刚性单元,绑定 1E+10 t 的质量,并对质量施加 1E+10 N 的力,将力转换为加速度载荷施加到电机上。

在电机与构架连接的刚性单元处施加了 6 自由度的固定约束。采用 Lanczos 法对电机进行模态分析,放大 100 倍后的计算结果见表 2。从上述结果可以得知,牵引电机的振型正常,表明网格的离散是合理的,可以进行电机的下一步疲劳分析。

表 2 电机前 5 阶模态振型

模态阶数	振型图	模态频率 /Hz	描述
1		161.5	上下悬挂结构振动
2		224.7	上下悬挂、防脱板和非传动端盖振动
3		282.6	防脱板和下悬挂振动
4		295.2	上悬挂、传动端盖和非传动端盖振动
5		381.0	上下悬挂扭曲变形

通过分析模态结果以及电机结构的受力特点,在电机外壳上选取了 4 处关键焊缝,如图 7 所示。

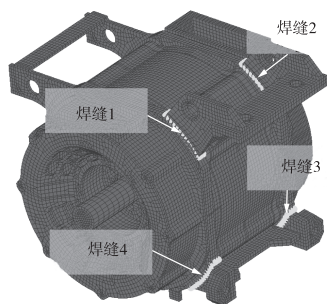


图7 带有焊缝细节的有限元模型

4.2 疲劳寿命预测

根据上述频域结构应力法疲劳理论,将归纳所得实测谱作为输入激励,纵横垂激励作用于电机机构。首先计算单位时间内单方向载荷作用下的损伤,后利用 Miner 线性损伤理论计算总损伤。4 条焊缝的损伤与寿命结果见表 2。由表 2 可以看出,结构的最大损伤出现在焊缝 2 处,其最低疲劳循环寿命为 $1.64\text{E}+04$ h,按列车平均运行时速 200 km/h 折算得到寿命里程约为 3280000 km ,疲劳强度满足要求。其中焊缝 2 和焊缝 4 的损伤分布与最大损伤位置处的功率谱密度见图 8 与图 9。

表3 4 条焊缝的疲劳损伤

焊缝 编号	纵向 疲劳损伤	横向 疲劳损伤	垂向 疲劳损伤	总损伤	寿命 /h
1	$8.10\text{E}-10$	$1.04\text{E}-08$	$4.77\text{E}-09$	$1.60\text{E}-08$	$1.74\text{E}+04$
2	$1.67\text{E}-09$	$1.97\text{E}-08$	$3.05\text{E}-09$	$1.69\text{E}-08$	$1.64\text{E}+04$
3	$9.05\text{E}-10$	$9.20\text{E}-09$	$5.40\text{E}-09$	$1.55\text{E}-08$	$1.79\text{E}+04$
4	$1.13\text{E}-09$	$1.46\text{E}-08$	$7.57\text{E}-09$	$1.64\text{E}-08$	$1.69\text{E}+04$

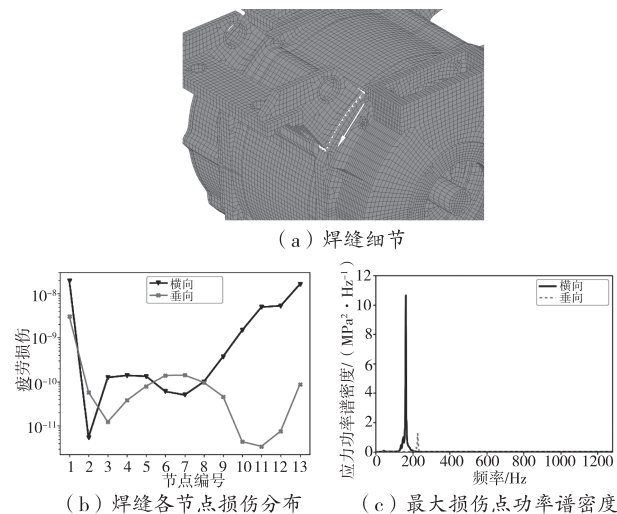
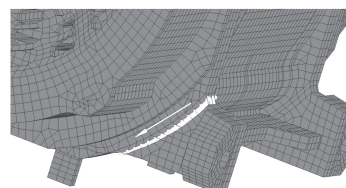
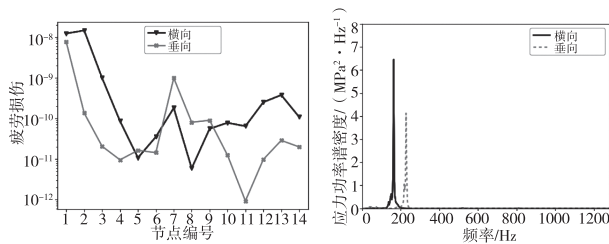


图8 焊缝2 疲劳损伤分布与最大损伤位置的功率谱密度



(a) 焊缝细节



(b) 焊缝各节点损伤分布 (c) 最大损伤点功率谱密度

图9 焊缝4 疲劳损伤分布与最大损伤位置的功率谱密度

观察可得,焊缝 2 和焊缝 4 的最大损伤均出现在焊缝的起始或终止点。低频模态集中影响损伤的因素较大。横向工况的应力功率谱密度最大值出现在 163 Hz ;而在垂向工况中,最大值出现在 227 Hz 。分别对应了电机的 1 阶和 2 阶模态。

基于雨流计数统计结果,根据准静态法^[13]获得 4 条焊缝的寿命结果,其与频域结构应力法获得的寿命结果对比,如图 10 所示。焊缝 4 的疲劳寿命差距最小,误差为 23.9% ;而焊缝 3 的寿命结果差距最大,误差达到 49.4% 。准静态法使用同一方向同一位置的恒定值力替代外部复杂载荷,使得电机受力相对单一,难以准确反映实际受力情况。相比之下,频域结构应力法因考虑了结构振动对电机的影响,更能体现电机的实际受力情况。

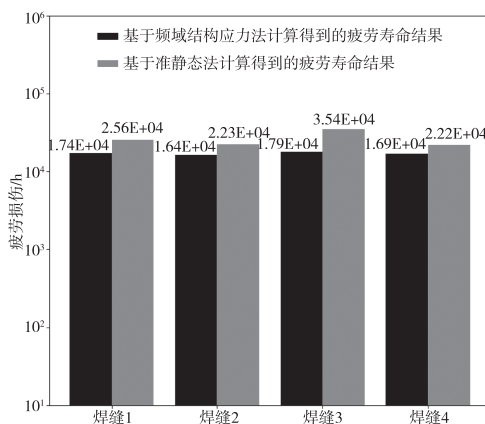


图10 频域结构应力法与准静态法疲劳寿命结果对比

5 结论

1) 采用容差上限法对车辆设备振动环境数据进行归纳后得到的实测谱与 IEC 标准谱有显著差距, 体现于实测谱在 150 Hz 至 250 Hz, 600 Hz 至 1000 Hz 内均有高于 IEC 标准谱的特征值, 而电机在这些频段有模态分布, 故 IEC61373 标准谱难以体现电机在线路上的运行环境。

2) 实测谱作为频域结构应力法的输入激励得到电机最低疲劳寿命里程约为 3280000 km, 疲劳强度满足要求。该结果相较于准静态法计算的疲劳寿命相对较低, 这是因为频域结构应力法考虑了结构振动对电机的影响, 更能体现电机实际受力情况。

3) 将振动环境容差上限法的归纳方法与频域结构应力法相结合应用在轨道车辆电机设备焊缝的随机振动疲劳分析中, 可以充分结合两种方法的优势, 对焊接结构进行有效评估。

参考文献

- [1] 丁杰, 张平, 王鹏. 机车车辆设备振动试验标准与实测数据的分析[J]. 机械工程学报, 2016, 52(22): 129-137.
- [2] 历鑫波, 周劲松, 宫岛, 等. 基于随机振动环境归纳的车辆设备疲劳寿命估计[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2020, 48(8): 1208-1215.
- [3] 田永卫, 闫楚良, 张书明, 等. 飞机随机振动环境实测试验数据的归纳方法[J]. 振动, 测试与诊断, 2014, 34(6): 1129-1133.
- [4] 兆文忠, 魏鸿亮, 方吉, 等. 基于主 S-N 曲线法的焊接结构虚拟疲劳试验理论与应用[J]. 焊接学报, 2014, 35(5): 75-78.

- [5] DONG P, HONG J K, OSAGE D A, et al. The master SN curve method an implementation for fatigue evaluation of welded components in the ASME B&PV Code, section VI-II, division 2 and API 579-1/ASME FFS-1[J]. Welding research council bulletin, 2010(523): 1.
- [6] DONG P. A robust structural stress method for fatigue analysis of offshore/marine structures[J]. J offshore mech arct eng, 2005, 127(1): 68-74.
- [7] American Society for Mechanical Engineers. ASME B&PV code, section VIII, Ddivision 2: alternative rules[S]. 2021: 154-167.
- [8] 谢素明, 周晓坤, 李向伟, 等. 基于美国 ASME 标准的重载货车车体焊缝疲劳寿命预测[J]. 计算力学学报, 2012, 29(1): 129-134.
- [9] 马思群, 谷理想, 袁永文, 等. 焊接缺陷对动车组铝合金车体疲劳寿命影响研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(2): 42-48.
- [10] 方吉, 李季涛, 王悦东, 等. 基于随机振动理论的焊接结构疲劳寿命概率预测方法研究[J]. 工程力学, 2016, 33(3): 24-30.
- [11] 刘乃奇. 随机振动环境测量数据归纳方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014: 4-12.
- [12] DIRLIK T. Application of computers in fatigue analysis[D]. University of Warwick, 1985.
- [13] 刘德刚, 侯卫星, 王凤洲, 等. 基于有限元技术的构件疲劳寿命计算[J]. 铁道学报, 2004(2): 47-51.

作者简介: 孙浩(1998-), 男, 硕士研究生, 研究方向: 轨道车辆结构强度及可靠性。

通讯作者: 方吉(1981-), 男, 工学博士, 副教授, 研究方向: 轨道车辆动力学与疲劳。

收稿日期: 2024-01-24

钛合金自锁螺母收口工艺有限元仿真研究

侯涵文¹,常冬梅^{1▲},肖 琪²,刘雪峰³

(1. 天津职业技术师范大学 机械工程学院, 天津 300222; 2. 天津市紧固连接技术重点实验室, 天津 300300;
3. 中国民航大学航空工程学院, 天津 300300)

摘要:针对 TC4 自锁螺母,通过 ANSYS 有限元软件,研究了保压时间、收口压头形状、收口量对自锁螺母收口过程的影响,基于仿真结果分析了不同因素对螺母内螺纹区域应力及变形的规律。结果表明:由于材料的蠕变,延长保压时间将会增加自锁螺母的最大变形量,减少材料的回弹,对于所研究的材料,建议保压时间在 2 s 左右较为合适,继续延长保压时间对自锁螺母回弹量的影响并不明显,且会增加时间成本;收口压头对自锁螺母的影响主要体现在变形区域上,圆形压头比矩形压头对变形区域的影响更加均匀,球形压头在收口过程中容易发生应力集中,因此圆形压头收口效果最好。随着收口量的增加,自锁螺母内螺纹的变形程度增加,提升了收口效果。

关键词:TC4 自锁螺母 仿真 蠕变 保压时间

中图分类号:O344.6,TH131.3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0074-06

Finite element simulation of the retracting process of titanium alloy self-locking nut

HOU Hanwen, CHANG Dongmei, XIAO Qi, LIU Xuefeng

Abstract: Aiming at the TC4 self-locking nut, the influence of holding time, retracting head shape and retracting capacity on the retracting process of the self-locking nut is studied by ANSYS finite element software. Based on the simulation results, the laws of the stress and deformation of the inner thread region of the nut caused by different factors are analyzed. The results show that, because of the creep of the material, the maximum deformation of the nut will be increased and the rebound of the material will be reduced if the holding time is prolonged. It is recommended that the holding time be about 2 s, since further extension of the holding time has no significant effect on the rebound of the nut while increasing the time cost. The deformation caused by the round indentation is more uniform than that by the rectangular indentation, and the spherical indentation is prone to cause stress concentration in the retracting process; the effect of the round indentation is the best. The deformation degree of the internal thread of the self-locking nut increases with the increase of the retracting amount, which improves the retracting effect.

Keywords: TC4, self-locking nut, simulation, creep, holding time

在航空航天飞行器的制造和使用过程中,各部位之间大多依靠紧固件相连^[1],自锁螺母因其具有可靠的抗震防松性能,在航空航天等领域得到了广泛的应用。自锁螺母相较于普通螺母的不同在于,在常规工艺流程结束后,需额外进行收口工序。随着航空航天业不断地向轻量化、高可靠性、长寿命等方向发展^[2],对材料提出了更高的要求。而以钛合金为材料的自锁螺母在此基础上还额外具有强度高、抗蚀性好、低温性能好等优点,被誉为“21 世纪最有发展前景的金属材料”^[3]。

自锁螺母收口过程的工艺参数,如收口量、收口区域高度、压头的形状、收口速度等,均是影响其锁紧力矩大小与稳定性的重要因素^[4]。过大的收口量、收口区域高度及收口速度,均会造成自锁螺母内螺纹区域出现裂纹甚至断裂^[5],破坏自锁螺母内螺纹的结构,造成自锁螺母失效。王立东等^[6]以钛合金自锁螺母作为研究对象,总结了锁紧力矩、松脱力矩及预紧力与收口量的变化规律。杨乾等^[7]研究了收口量对镶嵌螺母锁紧性能的影响规律,通过仿真和试验的方式发现了随着收口量的增加,锁紧力

矩呈现不断上升的趋势。张京东等^[8]通过仿真分析增大收口量,发现最大径向位移量与锁紧力矩均增大。

目前,针对自锁螺母收口的仿真分析仍存在不足。如自锁螺母收口后会发生回弹,使得最终变形量减小。由于材料的蠕变,保压会减少回弹量,因此需要进行保压。保压时间太短,回弹量太大,最终导致收口量不足;保压时间太长,时间成本太高,影响生产效率。此外,收口压头形状会在一定程度上对收口的效果产生影响,因此需要研究不同形状的压头对收口的影响。本文以规格为 M8 的 TC4 自锁螺母为研究对象,研究不同收口参数对自锁螺母收口过程的影响规律,为后续优化工艺参数的研究提供理论支撑。

1 自锁螺母的收口工序及工作原理

收口成型是自锁螺母制备工艺中的关键工序之一,该工序主要包括装卸、快进、工进、保压及快退五个阶段^[9],快进阶段旨为压头应尽可能快速接近工件,工进阶段又称收口阶段旨在收口成型,保压阶段旨在尽量降低材料的回弹作用^[10]。本文以三点式自锁螺母收口为研究对象,即同时给三处收口压头施加位移,使其模拟工进、保压及快退的收口过程。如图 1(a)所示为某企业自锁螺母三点式收口装置^[9]。

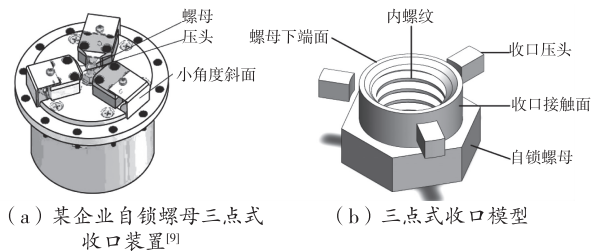


图 1 自锁螺母螺纹联接及螺母收口示意图

自锁螺母收口是将完成常规工艺加工的螺母口部沿径向强制变形。图 1(b)所示为自锁螺母三点式收口示意图。即采用挤压的方式对该螺母的下端外圆面进行收口,使得收口部分的螺纹孔沿径向产生塑性变形,并使螺母收口后在收口方向的尺寸小于螺栓中径尺寸,当螺栓拧入螺母收口区域后,螺栓螺纹与变形的螺母螺纹形成过盈配合,径向使彼此旋合拧紧,使得接触区域发生弹性变形,进而产生有

效的锁紧力矩,达到抗震防松的目的。

2 M8 钛合金自锁螺母收口模型建立

2.1 三维模型建立与网格划分

使用 SolidWorks 软件建立尺寸为 M8 的自锁螺母及收口压头。对自锁螺母非重点关注区域的工艺特征进行简化处理,对于收口模具只保留参与接触的压头部分。将自锁螺母与三处收口压头按照实际收口装置中的相应位置进行初始位置设置,三处的收口压头与收口外圆面留有 1 mm 间隙,各压头之间互相间隔 120°,为更全面地研究收口压头对自锁螺母产生的影响,分别建立了圆弧形、矩形及球形收口压头模型。三点收口三维模型如图 2 所示。

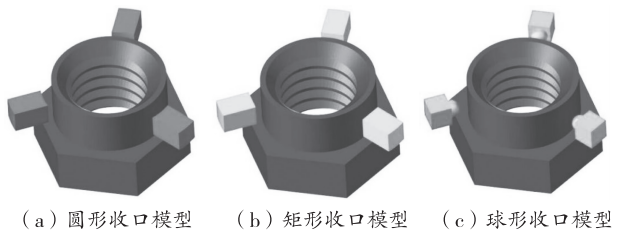


图 2 三种收口仿真模型

自锁螺母的材料为 Ti-6Al-4V,主要材料参数值如表 1 所示。

表 1 Ti-6Al-4V 钛合金主要材料参数

材料属性	数 值
密度/(kg/m ³)	4405
杨氏模量/MPa	107000
泊松比	0.34
屈服强度/MPa	1098
剪切模量/MPa	1332

提高求解效率,保证结果精度的同时,需对网格进行严格把控,即需对模型在 Hypermesh 中进行手动网格划分。对重点关注的螺母内螺纹区域划分为六面体网格,螺纹收尾两端区域及其余部分用四面体网格填充。螺母及压头模型的单元类型设置为 Solid185,对重点关注的内螺纹区域及与压头接触的区域进行加密处理,以提高关注部分的结果精度。

2.2 载荷与边界条件

三处收口压头的前端面与自锁螺母外圆面建立

摩擦接触,摩擦系数为 0.15。对关注的工进、保压和快退三阶段设置三个分析步来完成收口过程。分别对三处收口压头设置局部坐标系,以便可以沿接触面法向移动。在工进阶段,限制自锁螺母六角部分的六个自由度以完全固定螺母,设置三处收口压头沿着对应接触面法向加载,本阶段释放三个收口压头沿坐标轴的平动自由度,只对一个方向设置载荷,其余方向的自由度全部为 0,保证在收口过程中不发生移动和旋转。保压阶段,螺母仍保持固定位置同时限制三处收口压头的平动自由度。快退阶段,使收口压头快速离开螺母。

3 保压时间对自锁螺母收口过程的影响研究

在自锁螺母收口过程中,保压时间会影响螺母最终的变形量及应力值,这是由于材料的蠕变特性造成的,目前没有相关文献深入研究保压时间对自锁螺母收口过程的影响,保压时间主要由经验判定。因此,本节选取 0.1 s、1 s、2 s、3 s、5 s 五个保压时间,通过仿真分析可得,当收口量为 0.2 mm、收口区域高度为 2 mm、收口压头形状为圆弧形时收口压头对自锁螺母最大变形、最大应力的影响规律。

3.1 蠕变概述及蠕变特征参数

由于金属材料的蠕变,在一段时间的恒定载荷作用下,即使自锁螺母承受的应力小于当前温度下材料的屈服强度,也会在长期使用中产生缓慢而连续的变形,因此必须要考虑材料的蠕变现象。蠕变变形共分初始、稳态、加速蠕变三阶段,考虑到模型中选取的保压时间较短,因此蠕变主要在初始阶段产生。从低温到接近熔点都会产生蠕变^[11],考虑到企业实际在螺母收口的过程中温度一般接近室温,因此重点关注室温条件下材料的蠕变性能。

时间强化模型不仅可以表征蠕变应变率不断减小的初始蠕变阶段,还能够描述应变呈线性增加的稳态蠕变阶段^[12],更能凸显材料的蠕变随时间变化的特点。时间强化模型的蠕变本构方程为:

$$\dot{\varepsilon}_{er} = C_1 \sigma^{C_2} t^{C_3} e^{-C_4/T} \quad (1)$$

式中: $\dot{\varepsilon}_{er}$ 为稳态蠕变率, C_1 为材料常数, σ 为应力, C_2 为应力指数, t 为时间, C_3 为时间指数, C_4 为温度指数, T 为温度。

经纳米压痕法测量 Ti-6Al-4V 钛合金在室温

条件下蠕变应力指数 C_2 的分布范围为 7.053 ~ 7.216^[13],王珂等^[14]通过对新型钛合金材料展开室温拉伸蠕变试验研究,获得了不同应力水平下入编应变随时间的变化规律,通过陈化理论,提出在室温情况下蠕变变形与应力和时间存在一定的关系,通过拟合蠕变应变曲线,确定新型钛合金室温拉伸蠕变本构方程参数、应力指数和时间指数,分别为 6.177×10^{-24} 、7.19 和 0.176。并得到新型钛合金室温拉伸蠕变应变 ε 与应力和时间的关系方程为:

$$\varepsilon = 6.177 \times 10^{-24} \sigma^{7.19} t^{0.176} \quad (2)$$

基于 ANSYS 使用的时间强化本构模型是应变率与应力、时间及温度的关系,因此需要对方程(2)等式两端同时对时间 t 求导,得到新型钛合金室温拉伸蠕变应变率 $\dot{\varepsilon}$ 与应力和时间的关系方程为:

$$\dot{\varepsilon} = 1.087 \times 10^{-24} \sigma^{7.19} t^{-0.824} \quad (3)$$

在恒定的室温条件下 C_4 的取值几乎对材料的蠕变应变率不产生影响,因此,确定钛合金时间强化本构模型的蠕变参数取值,如表 2 所示。

表 2 时间强化模型蠕变参数

T	C_1	C_2	C_3	C_4
20℃	1.087×10^{-24}	7.19	-0.824	0

3.2 不同保压时间对自锁螺母变形及应力的影响

图 3 为保压时间在 0.1 s、2 s、5 s 下收口后的变形分布云图,变形主要发生在与压头接触的区域,且越靠近螺母下端面处变形量越大,改变保压时间后变形区域的影响范围基本一致。

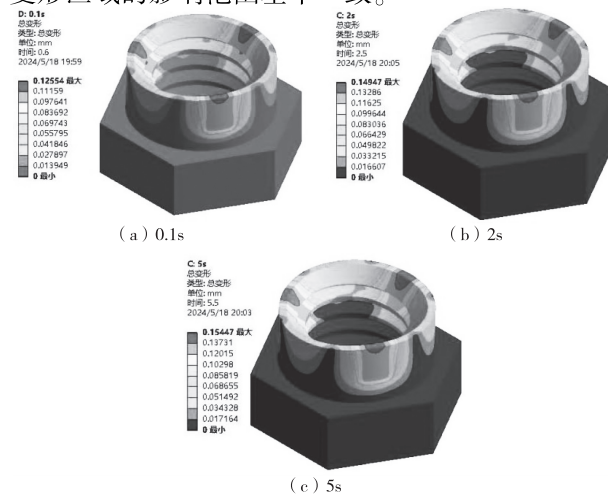


图 3 不同保压时间下的位移分布云图

继续延长保压时间,得到不同收口量下自锁螺母的最大变形量及回弹量,如图 4 所示。从图 4(a)可以发现:随着保压时间的延长,自锁螺母收口后变形量整体呈上升趋势。当保压时间从 0.1 s 延长至 1 s 时变形量上升幅度最大,相对变化量依次为 34.29%、13.1%、8.3%;当保压时间达到 2 s 时,继续延长保压时间,变形趋势明显减慢;通过变化趋势可以得到在此基础上继续增加保压时间,变形量几乎不再增加,最终趋近于收口量。同时,从图 4(b)可以发现:当保压时间小于 2 s 时,随着保压时间的延长,径向回弹量急剧降低,在保压时间为 2 s 时可以保证螺母的相对回弹量(回弹量与收口量的比值)分别达到 61%、25%、16.4%,进一步延长保压时间对回弹量的降低效果已不明显,而且需要消耗过多的时间。因此,在实际应用中室温条件下保压时间为 2 s 较为合理。通过 Origin 数据拟合后收口量下保压时间与变形量、回弹量的关系式为:

$$y = A_2 + \frac{(A_1 - A_2)}{1 + \left(\frac{x}{x_0}\right)^p} \tag{4}$$

式中: x 为保压时间; y 为变形量、回弹量; A_1 、 A_2 为渐进上限、渐进下限; x_0 为对称点; P 为形状参数。

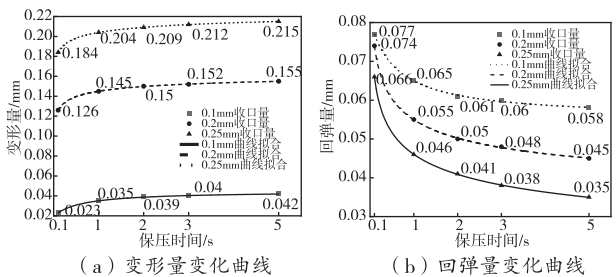


图 4 不同保压时间下径向位移量及回弹量变化曲线图

表 3 为不同保压时间下径向位移量及回弹量变化曲线的拟合值,表中参数通过 Origin 曲线拟合后得到,决定了不同保压时刻下,径向位移量及回弹量曲线的形状和变化趋势。

表 3 保压时间与变形量、回弹量关系式的取值

收口量/mm		A_1	A_2	x_0	p
0.1	变形量	0.019	0.045	0.611	0.99
	回弹量	0.081	0.055		
0.2	变形量	0.095	0.167	0.178	0.473
	回弹量	0.105	0.033		

续表 3

收口量/mm		A_1	A_2	x_0	p
0.25	变形量	0.135	0.235	0.116	0.363
	回弹量	0.115	0.015		

提取 0.2 mm 收口量下保压时间为 0.1 s、1 s、3 s、5 s 时自锁螺母的受力情况,从图 5 的云图中可以发现,随着保压时间的延长,靠近螺母下端面的第一段螺纹牙高应力的分布区域明显减少,同时从图 6 可以发现,收口后自锁螺母应力值整体呈下降趋势,当保压时间为 0.1 s 时,最大应力低于材料的屈服强度,随着保压时间的继续增加,应力值逐渐减小,产生了应力松弛现象。

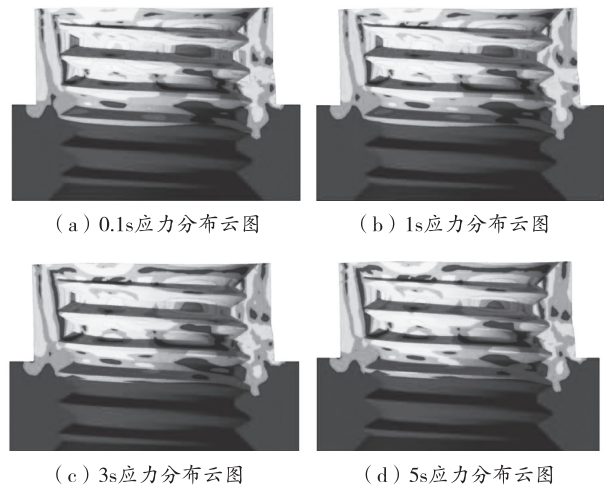


图 5 不同保压时间下内螺纹应力影响分布区域

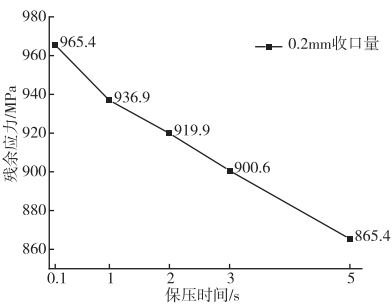


图 6 不同保压时间下自锁螺母收口后的最大应力

4 不同收口因素对自锁螺母的影响规律

4.1 收口压头形状对自锁螺母的影响

分别对圆形、矩形及球形收口模具进行收口仿真分析,研究收口量为 0.1 mm、0.2 mm、0.25 mm、

0.3 mm 时自锁螺母收口后变形量的影响。由图 7 可知,收口后自锁螺母的变形主要在与压头接触的区域产生,越靠近螺母的下端面变形量越大,圆形收口压头比矩形收口压头对变形区域的影响更加均匀。同时,球形收口压头对自锁螺母影响的区域小且集中,从理论分析可知,球形收口压头在对自锁螺母收口的过程中容易发生应力集中,会增加螺母发生裂纹的可能性。

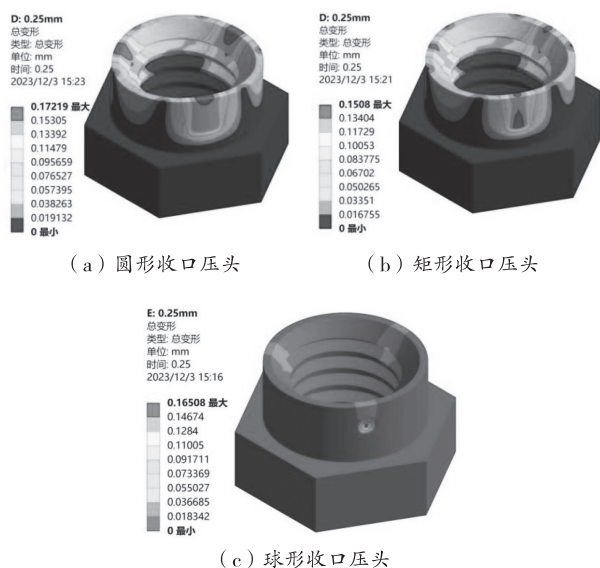


图 7 自锁螺母最大径向位移变形云图

由图 8 可知,随着收口量的增加,圆形收口压头比矩形收口压头对自锁螺母变形量的影响更加明显,当收口量为 0.3 mm 时,圆形收口压头对自锁螺母的变形量达到 0.23 mm,因此圆形压头的收口效果优于矩形压头的收口效果。结合图 8 球形收口压头对于自锁螺母的影响区域可以得到:圆形收口压头对于自锁螺母的收口效果最佳。

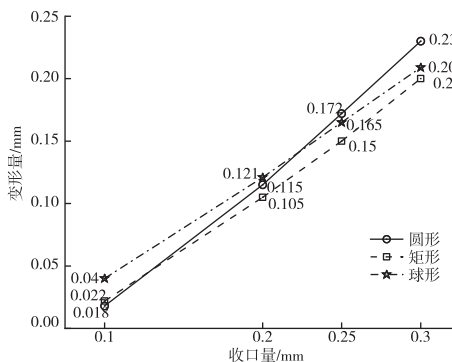


图 8 三种收口压头形状下自锁螺母最大径向位移

4.2 收口量对自锁螺母的影响

根据 4.1 得出的结论,本节基于圆形收口压头研究收口量对自锁螺母的影响。如图 9 所示:当收口量为 0.1 mm 时,螺母的中间位置至螺母六角区域的上端面处整体处于应力较低状态;当收口量增加到 0.2 mm 时,螺母靠近六角区域的内螺纹发生明显的应力增大现象,同时靠近收口压头接触区域的螺纹牙应力开始增大,靠近螺母下端面的第一段螺纹牙已明显进入屈服阶段;故选取靠近下端面的第一段螺纹牙进行分析,在其外部节点上作出路径,如图 10(a)所示。由图 10(b)可知,当收口量为 0.1 mm 时,收口结束后螺母内螺纹整体应力较低;当收口量增加至 0.2 mm 时,螺母大部分区域的应力均有提高;当收口量为 0.25 mm 和 0.3 mm 时,应力最大值的上升趋势趋于稳定,内螺纹区域已经进入屈服阶段,发生明显的塑性变形。图中四条曲线均在一段区域内呈现高应力状态,恰好对应螺纹的牙顶区域,因此,在实际考虑螺纹连接的强度和受力时,需要重点关注内螺纹牙顶的受力情况。

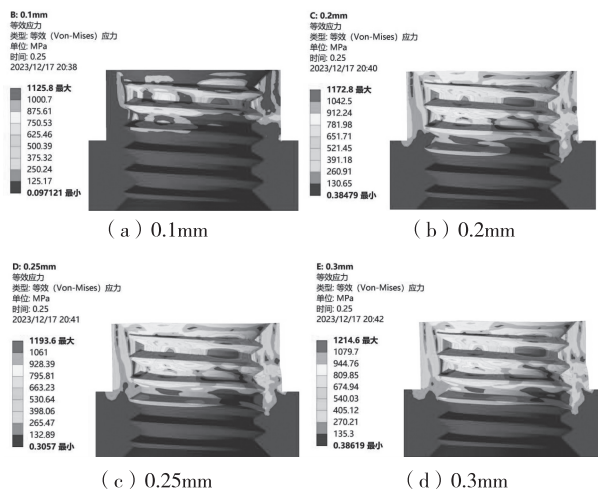
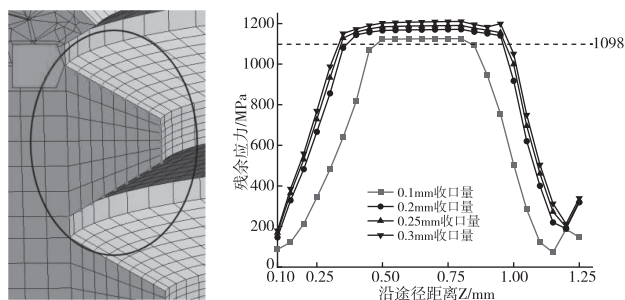


图 9 不同收口量下最大应力分布云图

同时图 8 可以反映出,在相同条件下,随着收口量的增加,最大位移量不断增加,说明增加收口量可以提高自锁螺母的收口效果。

5 总结

对 M8 规格的 TC4 自锁螺母进行了有限元收口仿真分析,研究了保压时间对自锁螺母的影响,并针



(a) 节点路径图 (b) 不同收口量下单个螺纹牙应力曲线

图10 节点路径图及不同收口量下单个螺纹牙应力曲线图

对收口块的形状及收口量对收口后的自锁螺母进行了应力及变形量的影响分析,可以得到以下结论:

(1) 由于金属材料的蠕变,随着保压时间的延长,螺母的相对回弹量不断减少,自锁螺母的最大位移量不断增加。在保压时间为2 s时为最佳,进一步延长保压时间对回弹量的降低效果已不明显,还会影响时间成本和效率。

(2) 收口压头对自锁螺母的影响主要体现在变形的区域上。圆形压头比矩形压头在收口后产生的变形量更大,球形压头对自锁螺母变形区域的影响范围最小。随着收口量的增加,自锁螺母的最大变形量及应力不断增加,提升了收口效果。

参考文献

- [1] 于辉,游骏.我国高等学校在航空航天领域的研究现状及前沿分析[J].航空工程进展,2022,13(1):168-174.
- [2] 巩浩,刘检华,冯慧华.螺纹连接松动机理和防松方法研究综述[J].机械工程学报,2022,58(10):326-347.
- [3] 孙豪宁.航天用钛合金自锁螺母锁紧性能影响因素的分析与研究[D].济南:山东建筑大学,2023.
- [4] 孙景冬,郑冬梅.多种收口因素对GH738自锁螺母力矩衰减速度的影响研究[J].航空制造技术,2020,63(12):87-91.

- [5] BISWAS S, KUMAR J. Failure analysis of hook end self locking nuts of an aero-engine[J]. Engineering failure analysis, 2020, 108: 104240.
- [6] 王立东,刘风雷,赵庆云.收口量对钛合金自锁螺母锁紧性能的影响[J].航空制造技术,2017(Z2):79-82.
- [7] 杨乾,张晓斌,单堃堃,等.航空用镶嵌螺母收口量对锁紧力矩影响的数值仿真研究[J].制造技术与机床,2021(12):64-68.
- [8] 张京东,邓博,桂学文,等.高锁螺母收口、装配及松动过程有限元分析[J].中国机械工程,2023,34(12):1387-1394.
- [9] 王自勤,陈家兑,刘勇,等.螺母收口技术及数控螺母收口机研制[J].机械科学与技术,2011,30(10):1645-1648.
- [10] 齐增星,梁铨,吴同一,等.TC4自锁螺母三点收口成型工艺有限元仿真研究[J/OL].机械科学与技术[2024-04-01].<https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20230118>.
- [11] 陆嘉飞,淡振华,陈博文,等.高应力诱导型钛合金压缩蠕变研究现状及进展[J].中国材料进展,2019,38(11):1074-1081.
- [12] 王雷,屈平,黄进浩,等.钛合金耐压结构蠕变数值计算方法与试验验证[J].船舶力学,2019,23(2):190-199.
- [13] 孟龙晖,杨吟飞,何宁.纳米压痕法测量Ti6Al4V钛合金室温蠕变应力指数[J].稀有金属材料与工程,2016,45(3):617-622.
- [14] 王珂,高龙乾,张世鑫,等.新型钛合金材料室温拉伸蠕变试验研究[J].船舶力学,2022,26(4):557-565.

作者简介:侯涵文(2000-),男,硕士研究生,研究方向为动力学仿真。

通讯作者:常冬梅(1983-),女,博士,副教授,研究方向为动力学仿真,发表论文23篇,天津市131创新人才。

收稿日期:2024-05-26

3D 打印工艺条件对 PMMA 微通道表面粗糙度影响*

陈 锋¹, 胡增亮², 吕 旺², 刘广达^{2▲}

(1. 沈阳化工大学 机械与动力工程学院, 辽宁 沈阳 110142; 2. 辽东学院 化工与机械学院, 辽宁 丹东 118001)

摘 要:采用 FDM3D 打印技术制作聚甲基丙烯酸甲酯(PMMA)微流控芯片,通过改变不同的打印工艺条件探究对芯片微通道表面粗糙度的影响。研究表明:随着打印温度的升高,表面粗糙度呈现先减小后增加的趋势。而随着打印层厚的增加,表面粗糙度呈现上升的趋势。但打印速度相对其他两种工艺参数的改变,变化幅度最小。通过单因素实验和正交试验得出,在打印温度为 190 ℃、打印层厚为 0.1 mm、打印速度为 75 mm/s 的条件下,呈现最佳的微通道表面粗糙度性能。

关键词:3D 打印 PMMA 微流控芯片 微通道 表面粗糙度

中图分类号:TB324

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0080-04

Influence of 3D printing conditions on the surface roughness of microchannels of PMMA

CHEN Feng, HU Zengliang, LYU Wang, LIU Guangda

Abstract:Polymethyl methacrylate (PMMA) microfluidic chips were fabricated by FDM3D printing technology, and the influence of different printing conditions on the surface roughness of the microchannels of the chips were explored. The results showed that with the increase of printing temperature, the surface roughness decreased first and then increased. With the increase of the thickness of the printing layer, the surface roughness showed an upward trend. The change in printing speed had the smallest influence compared with the other two parameters. Through single factor experiments and orthogonal tests, it was found that when the printing temperature was 190 ℃, the printing layer thickness was 0.1 mm, and the printing speed was 75 mm/s, the best microchannel surface roughness performance was achieved.

Keywords:3D printing, PMMA, microfluidic chip, microchannel, surface roughness

自 20 世纪 90 年代以来,微流控芯片如微机电系统(MEMS)、芯片实验室(lab-on-a-chip)等不断蓬勃发展,以其独特的优势广泛应用于生物化学、医学等各个领域^[1]。

在微流体系统制作微通道的材料需要具备良好的生物相容性、易加工性和化学稳定性等^[2]。过去使用硅、石英和玻璃材质作为微流控芯片为基体材料的比较多,但随着科技的发展,聚合物因其价格低廉、种类繁多、优良的加工性能等优点被人们广泛用于微流控芯片的加工。常用的聚合物材料主要有:聚碳酸酯(PC)、聚甲基丙烯酸甲酯(PMMA)和聚二甲硅氧烷(PDMS)等。PMMA 价格低廉,具有较好的光学性能、化学稳定性和耐候性,是微流控芯片领域中应用十分广泛的加工材料^[3]。

微通道的加工对于微流控芯片的成型十分关键。常用于微通道加工的方法有注射成型法^[4]、CO₂ 激光烧蚀法^[5]和热压法^[6]等。注射成型法的注射成型过程比较复杂,设置不好容易使工件产生翘曲变形、表面产生裂纹等缺陷。激光烧蚀法存在加工步骤繁琐、对设备要求高等缺点。热压法虽然目前比较成熟,但零件成型精度差,设备所需要的空间大,很难应用于普通实验室做微流控芯片的研究。

目前已有的加工技术存在制作复杂、加工设备昂贵、难以大批量生产等问题。随着科技的发展,3D 打印技术以其使用方便、成本低廉和快速成型等优势逐渐应用于各个领域。但目前采用 FDM3D 打印技术制造 PMMA 微流控芯片微通道,探究微通道

表面成型质量的研究比较少。

本实验采用 FDM3D 打印技术制作 PMMA 微流控芯片微通道。首先利用单因素分析研究打印温度、打印层厚和打印速度等 3D 打印工艺条件对制造成的微流控芯片微通道表面粗糙度的影响。为了得出更全面合理的分析结果,本实验使用测得的表面粗糙度进行分析。最后,额外增加正交试验,综合多因素进一步来分析 3D 打印工艺条件对成型的微通道表面粗糙度的影响。

1 实验部分

1.1 主要原料

甲基丙烯酸甲酯(PMMA),山东优索化工科技有限公司。

1.2 仪器与设备

3D 打印机,Anycubic Kobra Plus,深圳市纵维立方科技有限公司;表面粗糙度测量仪,SJ-210,日本三丰公司;亚克力切割勾刀,日本质造工具有限公司。

1.3 样本成型

1.3.1 建立模型

考虑到现有的 3D 打印设备价格较低,性能不强,故使用 SolidWorks 软件建立如图 1 所示的常规 Y 型微流控芯片通道构型的透明模型来作为本实验要测量的模型,Y 型通道的臂长为 5 mm,通道的长度为 15 mm,宽度为 0.2 mm,高度为 0.5 mm。将构建的模型文件转化为后缀为 STL 格式文件,导入 3D 打印软件中。

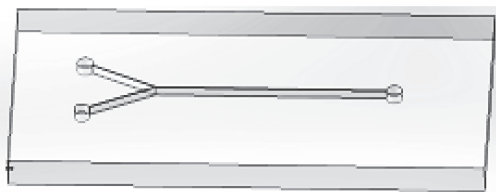


图1 Y型微流控芯片通道构型透明模型

1.3.2 打印微通道模型

初步打印测试 3D 打印软件,将 .gcode 文件导入 3D 打印设备中,把 PMMA 耗材从设备后方喂入,将设备预热 20 min,使耗材加热熔融。表 1 为打印工艺条件,其他参数都设置为默认参数。

表 1 3D 打印工艺条件

3D 打印工艺条件	参数设置
打印温度/℃	180\190\200\210\220
打印层厚/mm	0.1\0.125\0.15\0.175\0.2
打印速度/(mm·s ⁻¹)	45\60\75\90\105

1.3.3 微通道表面粗糙度测量

将打印得到的微流控芯片使用亚克力勾刀切割,按 GB/T 131—2006 标准使用表面粗糙度测量仪测量微通道侧壁位置。为了降低误差,实验数据均测试 3 次,取平均值。

2 结果分析与讨论

2.1 不同打印温度对微通道表面粗糙度的影响

在工艺参数:打印层厚为 0.1 mm、打印速度为 75 mm/s 时,设置不同的打印温度对成型的微通道表面粗糙度进行测试,图 2 为测试得到的表面粗糙度的参数结果。从图 2 可以看出,随着打印温度的升高,表面粗糙度呈现先减小后增加的趋势。不同打印温度条件下,在打印温度为 190 ℃时微通道表面粗糙度达到最优。当打印温度较低时,会使材料粘度增加、挤出速度变慢,影响微通道的成型。因此,在打印温度为 190 ℃时,微通道表面粗糙度最低,表面最光滑。

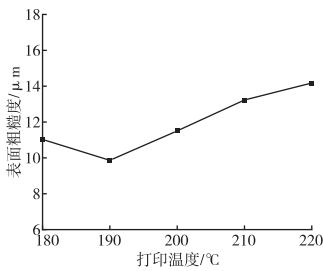


图2 不同打印温度对微通道表面粗糙度的影响

2.2 不同打印层厚对微通道表面粗糙度的影响

打印层厚指模型分层后每一层的厚度。在工艺参数:打印温度为 200 ℃、打印速度为 75 mm/s 时,设置不同的打印层厚对成型的微通道表面粗糙度进行测试,图 3 为测试得到的表面粗糙度的参数结果。从图 3 可以看出,随着打印层厚的增加,表面粗糙度呈现上升的趋势。结果表明:3D 打印技术中的打印

层厚对微通道表面粗糙度的影响较大,打印层厚越小,每一次打印的层数越多,微通道表面越光滑。因此,打印层厚为 0.1 mm 时,成型的微通道表面粗糙度最佳。

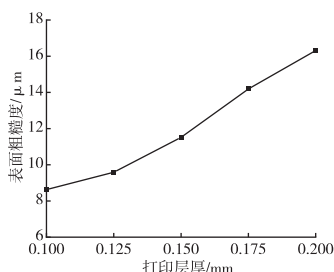


图3 不同打印层厚对微通道表面粗糙度的影响

2.3 不同打印速度对微通道表面粗糙度的影响

在打印温度为 200 ℃、打印层厚为 0.1 mm 的工艺参数下,设置不同的打印速度对成型的微通道表面粗糙度进行测试,图 4 为测试得到的表面粗糙度的参数结果。从图 4 可以看出,随着打印速度的增加,表面粗糙度呈现先上升后下降的趋势,但打印速度的改变对成型的微通道表面粗糙度的影响较小。结果表明:不同打印速度的条件下,会对成型的微通道表面粗糙度产生影响,在打印速度为 105 mm/s 时表面粗糙度达到最佳。但与不同温度和不同层厚的条件下相比较,变化幅度最小,影响程度最小。因此,打印速度为 105 mm/s 时,成型的微通道表面粗糙度相对最好。

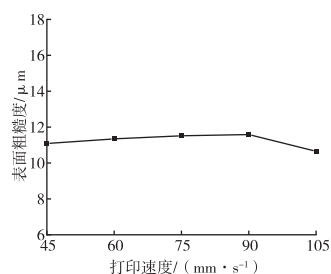


图4 不同打印速度对微通道表面粗糙度的影响

3 正交试验设计及分析

3.1 正交试验设计

单因素试验结果表明:在打印温度 190 ℃、打印层厚为 0.1 mm 和打印速度为 105 mm/s 的工艺参数下,PMMA 材料成型的微流控芯片微通道表面粗

糙度较好。为进一步研究多因素同时改变对成型结果的影响,设计正交试验,综合分析多因素对成型结果的影响。将打印温度(A)、打印层厚(B)、打印速度(C)作为影响因素,在每个因素内均匀设置 3 个水平,表 2 为 $L_9(3^4)$ 正交试验因素水平设计。

表2 $L_9(3^4)$ 正交试验因素水平设计

水平	因素		
	打印温度(A) /℃	打印层厚(B) /mm	打印速度(C) /(mm·s ⁻¹)
1	190	0.1	60
2	200	0.15	75
3	210	0.2	90

3.2 正交试验结果和分析

从表 3 可以看出,对于微通道表面粗糙度偏差,3 个因素的极差排序为: $R_B > R_A > R_C$,影响程度排序为:打印层厚>打印温度>打印速度。随着打印温度 A 的增加,表面粗糙度偏差逐渐增加,打印温度为 A_3 时,表面粗糙度偏差最大。随着打印层厚 B 的增加,表面粗糙度偏差逐渐增加,打印层厚为 B_3 时,表面粗糙度偏差最大。随着打印速度 C 的增加,表面粗糙度平均偏差先减小后增加,打印速度为 C_3 时,表面粗糙度平均偏差最大。因此,优化方案为 $A_1 B_1 C_1$,表面粗糙度平均偏差最好。

表3 $L_9(3^4)$ 正交试验结果

试验编号	因素			表面粗糙度 /μm
	A	B	C	
1	1	1	1	5.78
2	1	2	3	11.185
3	1	3	2	14.123
4	2	1	3	8.377
5	2	2	2	11.515
6	2	3	1	15.939
7	3	1	2	8.641
8	3	2	1	13.498
9	3	3	3	17.147
k_1	10.363	7.599	11.739	
k_2	11.944	12.066	11.426	
k_3	13.095	15.736	12.236	
k_1^*	12.523	9.567	13.892	

续表 3

试验编号	因 素			表面粗糙度 / μm
	A	B	C	
k_2^*	11.944	14.397	13.828	
k_3^*	15.879	18.804	14.848	
k_1^{**}	57.267	46.103	55.615	
k_2^{**}	55.734	59.103	62.02	
k_3^{**}	68.152	63.518	63.518	
R	2.732	8.137	0.81	
R^*	3.935	9.237	0.956	
R^{**}	12.418	17.415	7.903	

注：“*”为目标变量为均方根粗糙度的 k 值和 R 值；“**”为目标变量为平均峰谷深度的 k 值和 R 值。

通过分析微通道的表面粗糙度的极差结果,可以看出得到的最佳因素组合不同。

综合上述结果,成型 PMMA 微流控芯片微通道的最佳打印工艺参数为 $A_1B_1C_1$,即打印温度为 190℃、打印层厚为 0.1 mm、打印速度为 60 mm/s。

4 结论

以 PMMA 为材料,结合 FDM3D 打印技术能够打印成型微流控芯片。通过调节打印机的工艺参数,探究其对微流控芯片微通道表面粗糙度参数的影响。研究显示:不同的打印工艺条件对成型的微流控芯片微通道的影响较大,在打印温度为 190℃、打印层厚为 0.1 mm、打印速度为 60 mm/s 的条件下,呈现最佳的微通道表面粗糙度性能。

参考文献

[1] 范一强,王洪亮,张亚军.低成本聚合物微流控芯片加工技术综述[J].传感器与微系统,2019,38(5):1-5.

[2] 曹伟龙,田桂中.微流体系统中微通道网络成形工艺研究进展[J].现代制造工程,2014(12):127-133.

[3] 赵志刚,关雪华.聚甲基丙烯酸甲酯(PMMA)生产工艺与设备研究概述[J].民营科技,2013,4(11):81-84.

[4] 宋满仓,刘莹,祝铁丽,等.塑料微流控芯片的注塑成型[J].纳米技术与精密工程,2011,9(4):329-334.

[5] 王晓东,刘冲,马骊群,等.塑料微流控芯片微通道热压成形机的研制[J].制造技术与机床,2004(11):57-60.

[6] CAI J,JIANG J,GAO F,et al. Rapid prototyping of cyclic olefin copolymer based microfluidic system with CO₂ laser ablation[J]. Microsystem technologies, 2017, 23 (10): 5063-5069.

基金 项目: 辽东学院现代特色农业研究所基金 (XDNY20220201); 辽宁省教育厅基金 (LJKQZ2021133)。

作者简介:陈锋(1995-),男,浙江台州人,硕士,主要研究方向:微流控、3D 打印。

通讯作者:刘广达(1980-),男,辽宁葫芦岛人,副教授,硕士生导师,主要研究方向:工业自动化、电液伺服系统。

收稿日期:2024-03-28

水动力阀门控制器结构优化及数值模拟分析

刘思远¹,董 炯²▲

(1. 沈阳化工大学 机械与动力工程学院,辽宁 沈阳 110142;2. 辽东学院 机械电子工程学院,辽宁 丹东 118003)

摘要:为提高水动力阀门控制器的力矩输出效率,现对其结构进行优化设计。利用 SolidWorks 建立水动力阀门控制器三维模型和四种新型叶片模型,采用 CFD 数值模拟方法对水动力阀门控制器流场进行仿真。重点研究:在进出口管道不同压差下叶轮角速度变化,以及在规定进口流速下 4 种叶片模型的压力特性和力矩变化,并根据模态分析得到叶片的各阶固有频率及相应振型图。结果表明:当进出水管道压差增大到 0.5 MPa 时,能够有效解决出水管道处回流现象和不定向流动情况,相比于两管道压差为 0 MPa 时,叶轮角速度提高 41.9%;优化后的 S 型曲面叶片结构相比于原叶片,力矩输出效率提高了 23.9%,并且有效提高了其固有频率,延缓共振发生,确保水动力阀门控制器在工作时机组的稳定运行。

关键词:水动力阀门控制器 叶片优化 压力分析 模态分析 数值模拟

中图分类号:TH318

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0084-07

Optimization and numerical simulation of structure of hydrodynamic valve controller

LIU Siyuan,DONG Jiong

Abstract:In order to improve the torque output efficiency of the hydrodynamic valve controller,its structure is optimized. SolidWorks is used to establish a three-dimensional model of the hydrodynamic valve controller and the four new types of blades,and CFD numerical simulation method is used to simulate the flow field of the hydrodynamic valve controller. The changes of impeller angular velocity under different pressure differentials in the inlet and outlet pipes are studied,as well as the pressure characteristics and torque changes of the four blade models under specified inlet flow rates. The natural frequencies and corresponding vibration mode diagrams of each order of the blades are obtained based on modal analysis. The results show that when the pressure differential between the inlet and outlet pipes increases to 0.5 MPa,the reflux and non-directional flow phenomena at the outlet pipe can be effectively solved; compared with the pressure differential of 0 MPa,the impeller angular velocity increases by 41.9%. The optimized S-shaped curved blade structure improves the torque output efficiency by 23.9%,and effectively increases its natural frequency,delaying resonance occurrence,and ensuring the stable operation of the unit when the hydrodynamic valve controller is working.

Keywords:hydrodynamic valve controller,blade optimization,presure analysis,modal analysis,numerical simulation

0 引言

基于工厂内火灾爆炸事故,设计了一种利用水动力远程控制阀门的控制器,当车间内火势蔓延时,控制阀门关闭,将明火与易燃易爆物品隔断,避免引发二次灾害^[1-3]。叶轮叶片是水动力阀门控制器中传递扭矩的重要部件,叶片的结构设计将直接影响到控制器的工作性能和工作效率。钱忠东、郜元勇等基于 CFD 技术对双吸式离心泵转轮副叶片结构

进行优化,通过缩短副叶片长度和减少叶片数量,达到对口环的保护效果,同时有效减小水泵装置效率的降幅^[4]。李东阔、郑源等基于叶素理论,对潮流能水轮机叶片的安装角以及弦长进行优化,使其在额定工况的潮流中具有较高的功率系数,且水轮机内外流道无明显脱流、回流现象^[5]。周勃、王慧等对轴流风机叶片进行优化,提高叶片的固有频率,能够有效延缓共振的发生,提高了风机的工作效率和稳定性^[6]。陆均成、冯静利用 CFD 仿真软件对水泵

流体内部压强和管道结构进行分析,解决水泵单元存在的振动、噪音问题^[7]。曾庆敦、黄佳兴等运用 Fluent 动网格技术,分析得到一种新型非圆齿轮泵的压力变化和流量脉动规律,为并联泵的后续研究提供理论依据^[8]。

文中采用 Fluent 软件对水动力阀门控制器进行三维动态数值模拟,研究进出水管道在不同压差下,流场内叶轮转速变化和出口管道流量变化。利用 SolidWorks 软件建立 4 种新型叶片模型,将 CFD(计算流体动力学)动网格技术应用于水动力阀门控制器的流场仿真,对叶轮叶片的压力特性和力矩变化进行全面的分析,并根据模态分析得到新型叶片结构前 4 阶固有频率及相应振型图。研究结果可对水动力阀门控制器的结构优化,以及控制叶片振动提供理论依据。

1 水动力阀门控制器

1.1 水动力阀门控制器零件说明

利用 SolidWorks 三维软件对水动力阀门控制器模型进行建模,为方便观察内部结构,将部分零件透明化处理(图 1)。水动力阀门控制器主体是由泵体、减速机构、叶轮和进出水管道组成,前泵盖和后泵盖通过螺栓组固定,组成泵体外壳。泵体外壳上有进出水管道 1 和管道 2,管口内置管接头可与消防栓链接。叶轮安装在前后泵盖合并形成的槽内,通过轴承与主轴连接。叶轮与齿轮 1 上的法兰盘使用螺栓组固定,二者可同步转动。齿轮 2、齿轮 3 通过键与从动轴连接,齿轮 4 套在主轴上通过键与主轴连接,当两组齿轮完成啮合后最终由主轴提供扭矩给机械阀门。

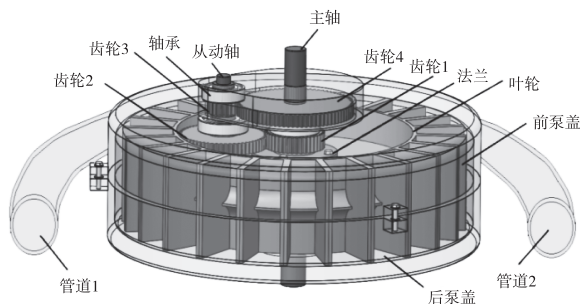


图 1 水动力阀门控制器模型透明视图

1.2 水动力阀门控制器工作原理

水动力阀门控制器工况图如图 2 所示。控制器安装于机械阀门上,将泵体外壳上任一管道与消防栓相连接,当消防栓开启后,水流通过管道进入泵体槽内推动叶轮转动,泵体将水动力转换为机械能,经过减速装置后增大输出扭矩,再由主轴传递扭矩给机械阀门,完成阀门开启或关闭。当消防栓开启一段时间后,进出水管道内部压强相等,叶轮以一恒定角速度转动。若将出水管道与抽压装置(抽水泵)连接,使出水管道处压强为负压或大气压状态,两管道内部将出现明显压差,提高叶轮转速,从而增大扭矩输出。

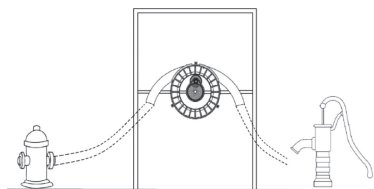


图 2 水动力阀门控制器工况图

当工厂或车间内输送管道或罐体燃烧时,在高温环境中,电缆和供电装置存在被烧毁的可能,导致电控阀门失效,而利用人工靠近火源关闭阀门危险程度极高。水动力阀门控制器可在无电环境下,利用水流远程关闭阀门,从而切断火源或避免火势蔓延。

2 水动力阀门控制器模型的流场数值模拟

2.1 设计实验

对比分析进出水管道压差在 0.5 MPa、0.4 MPa、0.2 MPa 和 0 MPa 下,泵体内叶轮转速变化和出水管道流量变化,并利用 CFD 数值模拟方法,结合速度迹线图分析流场内液体流动情况。

2.2 编辑模型和网格划分

本文为节约计算时间,提高网格质量,使用 SolidWorks 对水动力阀门控制器的三维模型仿真结构进行优化设计(图 3),然后将模型导入到 ANSYS Workbench,在 Space Claim 中编辑几何结构,对模型进行布尔操作,切割出叶轮旋转域和液体流体域。定义有限元模型的材料属性为铝合金 6061,网格划分模型如图 4 所示,共 1816025 个节点数,541974

个单元数^[9]。由于近壁面水体粘性效应会对流场的计算结果产生影响,因此在液体流体域和叶轮旋转域设置膨胀层,能够更加精确地捕捉液体流动特征。

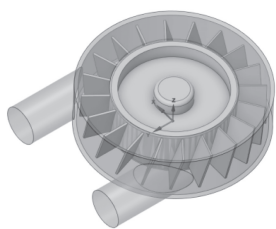


图3 水动力阀门控制器
简化模型

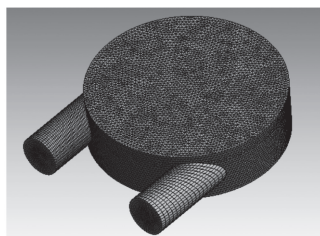


图4 水动力阀门控制器
网格划分模型

2.3 计算模型选择及边界参数设置

由于水流进入泵体内流场的运动过程较为复杂,故计算采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,该模型能更准确计算涡流因素对湍流的影响。设定流体材料为液态水,密度为 1000 kg/m^3 ,动力粘度为 $1.01 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 。

本模型采用速度入口边界条件和压力出口边界,设定入口流速为 2.5 m/s ,方向垂直于管道入口圆柱端面^[10-11]。常用工厂消防栓动压为 0.5 MPa ,为探究不同压差对叶轮转速和管道流量的影响,设置出口压力为 0.5 MPa 时,模拟进出水管道内部压强相等情况;设置出口压力为 0.2 MPa 、 0.1 MPa 时,模拟设置出水管道存在压差;设置出口压力为 0 MPa 时,模拟泵直接将液体排出到大气中。

2.4 流场数值模拟结果及分析

观察在 4 种压差下流场内速度迹线图(图 5),从图中可以看出,随着压差增大,水流在出口管道内速度增大。当压差为 0 MPa 和 0.2 MPa 时,泵体与出水管道口处产生一些漩涡并且流体迹线较紊乱,部分流体形成了回流,水流在进入泵体后并没有流经一周,这是因为在泵体内没有形成压差和流速差,使得水流在出水管道处发生不定向流动,影响正常流态。观察压差为 0.4 MPa 和 0.5 MPa 时,泵体与出水管道口处的回流现象减少,流体迹线逐渐均匀缓和。流场内形成了一定面积的负压区,使水流沿着泵体内部定向流动,并充分与叶轮接触,提高了工作效率。

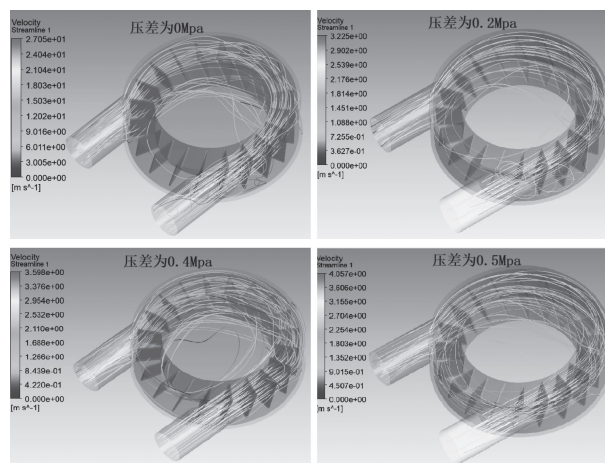


图5 4种压差下流场内速度迹线图

将 Fluent 中的求解数据导入瞬态结构模块,对叶轮添加一个接地固定回转命令,设置初始条件,在 Y 轴添加标准地球重力,导入在 Fluent 中设置的载荷条件,再求解模块添加角速度探针任务,计算完成后得到叶轮角速度。在出口管道平面处添加流量监控,将得到的数据汇入表 1。

表1 不同压差下出口流速、叶轮角速度、
出口流量变化

P 压差 /MPa	出口流速 /(m/s)	角速度 /(r/s)	流量 /(L/s)
0	2.242	2.051	0.1092
0.2	2.575	2.366	0.1127
0.4	2.891	2.792	0.1465
0.5	3.247	2.912	0.1699
1	3.875	2.569	0.2426

根据表 1 可得,随着进出水口管道压差从 0 MPa 增大到 0.5 MPa ,泵体内叶轮角速度和出口管道流量均匀增大;但当进出水口管道压差为 1 MPa 时,出口流速和流量均增大,但叶轮角速度下降,基于流体力学质量守恒,当确定入口速度,出口管道处水流速度和流量过大时,说明作用在叶片表面的外力转化较小,此时并不利于水流对叶片做功。

对比本次仿真模拟结果,在管道压差为 0.5 MPa 时效率较高,叶轮角速度提高了 41.9% 。

3 水动力阀门控制器叶片结构优化及数值模拟分析

3.1 水动力阀门控制器叶片结构设计

叶轮叶片是水动力阀门控制器的重要部件,其结构将直接影响到最终输出扭矩大小,并且在控制器运转过程中,叶片受流体自激诱发振动,会造成叶片叶轮在旋转过程中不稳定,导致其工作效率下降。本文设计了 4 种叶片结构(图 6),改变叶片倾斜角度和形状,目的为增大叶片表面与水流的接触面积,使受力更均匀。

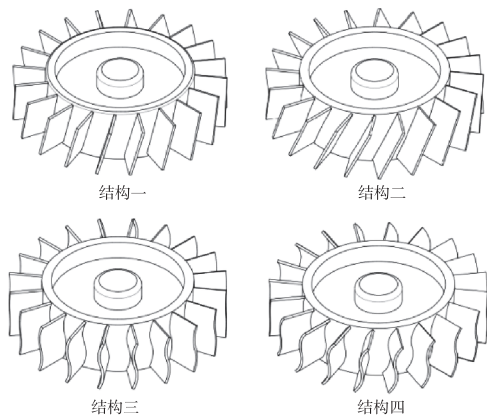


图 6 4 种叶片结构

结构一是 15°斜板、结构二是 25°斜板、结构三是竖直 S 型板、结构四是倾斜 15°S 型板。叶片结构三、结构四单叶片形状如图 7 所示。

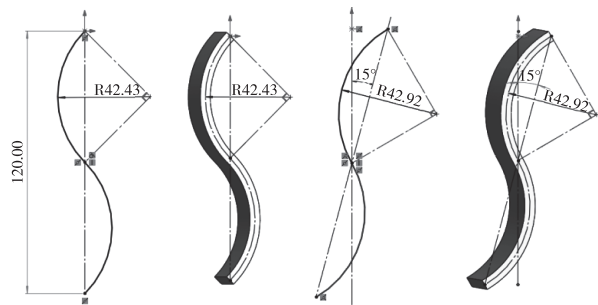


图 7 叶片结构三、结构四设计图

3.2 叶片的材料及性能参数

由于叶轮叶片需要长时间与液体接触,所以需要表面材料具有较好的耐水性。在本次设计选定叶轮材料为铝合金 6061,铝氧化后表面会形成一层致密的氧化铝保护膜,防止工作过程中进一步氧化。铝合金 6061 材料相在室温下弹性模量为 68.9 GPa,泊松比为 0.33,屈服强度为 55.2 MPa,密度为 2750 kg/m³。

3.3 流场数值模拟结果及分析

仿真实验设定进口流速为 2.5 m/s,分别对 4 种叶片结构表面压力分布及力矩监控数值进行比较分析。图 8 为 4 种叶片表面压力云图,从中可以看出:结构一与结构二在接近叶片边缘部分的压力较大,压强值从叶片边缘到叶根逐渐减少,这是因为水流在离心力和流道挤压作用下不断向叶片边缘部分溢出,使得叶根处与叶尖处产生压差。对比两种叶片结构,竖直方向倾斜 25°的叶片与水流接触面积更大,受力更加均匀;叶片结构三、结构四的压力主要分布在曲面凹部,压强值由曲面中心圆周向外不断减少,结构三曲面中心处最大压力达到 5.22×10³ Pa,结构四曲面中心处最大压力达到 5.86×10³ Pa,且曲面部分压力梯度分布更均匀。

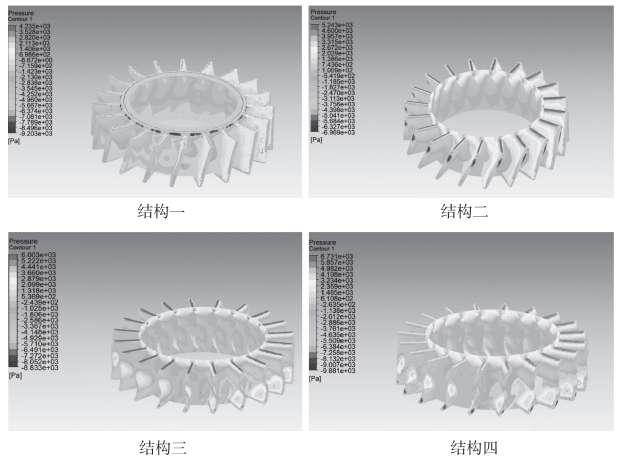


图 8 4 种叶片结构表面压力云图

在仿真过程中添加原坐标系 X,Y,Z(0,0,1)方向的叶轮力矩监控计算命令,完成计算后,通过 Matlab 软件对叶轮扭矩值曲线在规定时间内进行积分,计算出平均扭矩 $T^{[12]}$ 。将计算结果汇入表 2。

表 2 4 种叶片结构力矩值

叶 片	力矩/Nm
原叶片	63.315
结构一	68.724
结构二	73.651
结构三	72.577
结构四	78.424

根据表 2 得,改变叶片的倾斜角度和形状均能影响力矩输出的大小,结构四输出力矩值相比最大,

达到 78.424 Nm,对比原叶片力矩输出效率提高了 23.9%。本文对叶片结构进行优化的目的为:增大叶轮叶片输出力矩值,提高叶片的固有频率,延缓共振发生。为探究叶片的最优结构,还需对 4 种叶片进行振动模态分析。

4 叶片振动模态的有限元分析

4.1 网格划分

网格划分是将复杂几何体转换为有限数量的网格单元的组合,网格划分质量的好坏将直接影响分析计算的效率和结果。将建立的叶片实体模型导入 Geometry,设置网格大小为 2 mm,对水动力阀门控制器叶片进行四边形单元网格划分,节点数约为 7100,单元数约为 1200,最终生成网格,如图 9 所示。

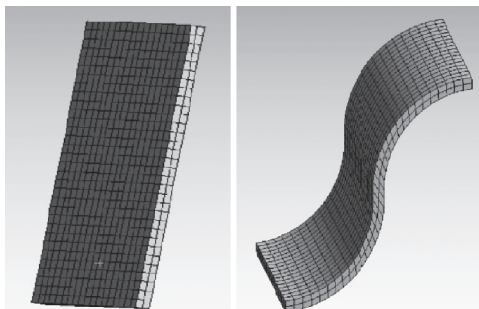


图 9 叶片的网格划分图

4.2 施加载荷与约束

在水动力阀门控制器稳定工作过程中,叶轮在水中以转速 $n = 54 \text{ r/min}$ 匀速转动,并受到重力影响。叶片在离心力的作用下将附加一个弯矩,使得叶片表面刚度增大,且在运行状况下模态频率也会同步升高。本次使用单一叶片进行模态分析,为了使分析结果更接近真实情况,将叶片根端实施固定端约束,同时在表面施加载荷:惯性力、载荷重力和离心力,其中重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$,以此来模拟水流冲击叶片的过程。在模态中添加旋转角速度,打开预应力开关的应力分析^[13-14]。

4.3 叶片的模态分析

设置求解前 6 阶振型与固有频率,本文对高阶模态不作研究,只对 4 种叶片结构的前 4 阶模态进行分析。在前 4 阶模态影响下所得的叶片振型如图 10、图 11、图 12 和图 13 所示,叶片结构四的等效应

力云图如图 13。

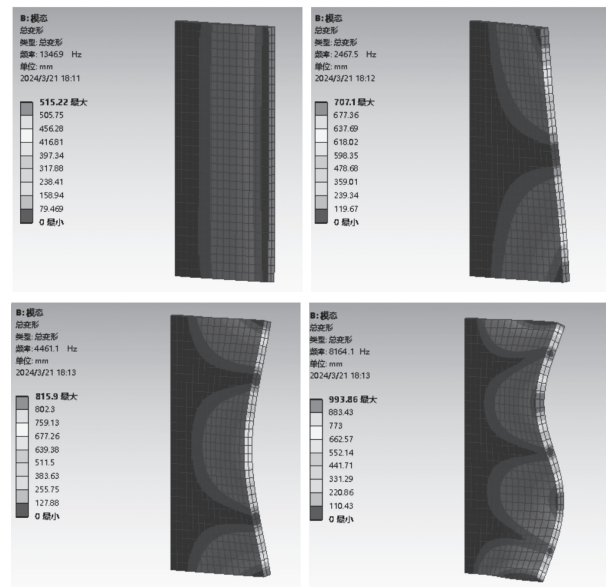


图 10 叶片结构一前 4 阶模态振型图

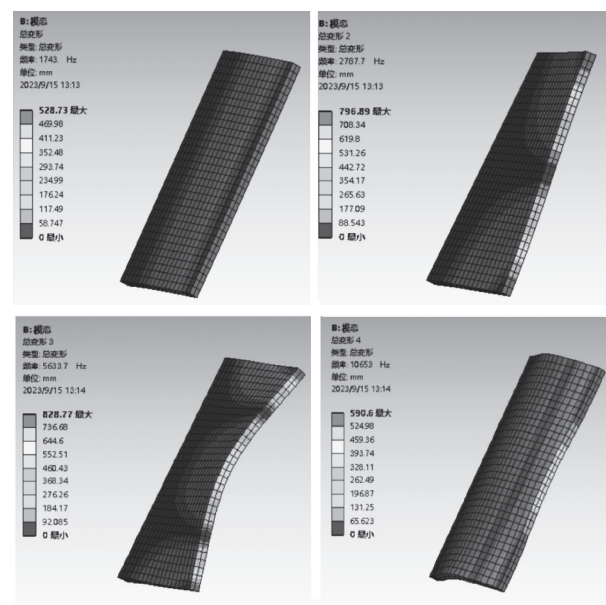


图 11 叶片结构二前 4 阶模态振型图

对比图 10、图 11 可知,叶片结构一和叶片结构二在第 1、2 阶模态振型中最大变形均发生在叶片边缘部,是由于边缘叶片厚度薄且受连续性水流冲击。叶片结构一第 4 阶振型变形明显大于前两阶,且最大变形发生在叶片边缘中心部,而叶片结构二在同等工况下第 3 阶、第 4 阶振型变形量均小于叶片结构一;从图 12、图 13 可知,结构三、结构四第 4 阶模

态振型,最大变形集中在曲面凹凸中心区域,该部位不仅受到水流冲击,还会受到转矩的作用,因此叶片不仅有轴向变形还有周向变形;由图 14 可以看出,当叶轮在该工况下工作时,叶片最大应力发生在曲面凹凸中心区域,且其最大值约为 9.9252 MPa,上下端叶角部位应力值较小。本次设计叶片材料为铝合金 6061,叶片结构所受最大等效力远小于该种材料的屈服强度(55.2 MPa)^[15],满足水动力阀门控制器正常工作的要求。

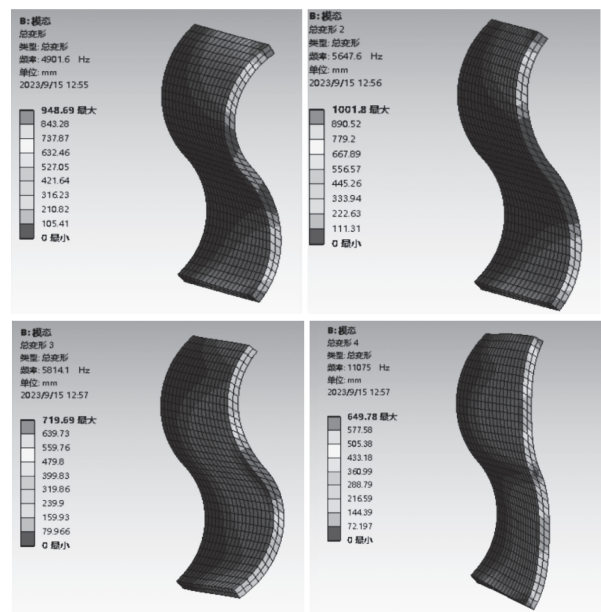


图 12 叶片结构前三 4 阶模态振型图

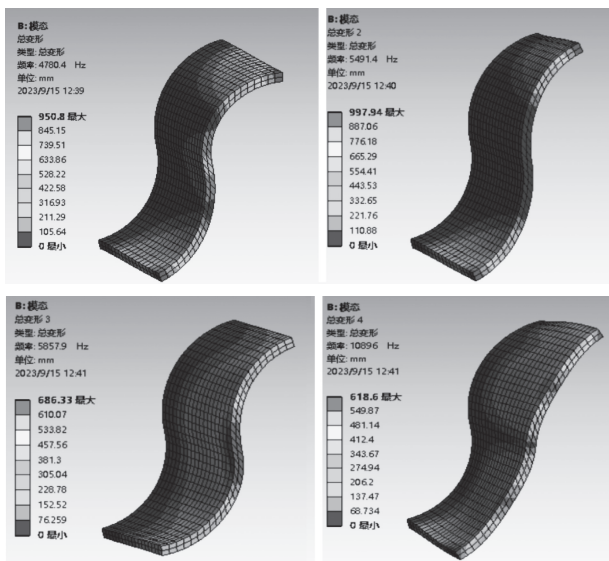


图 13 叶片结构四前 4 阶模态振型图

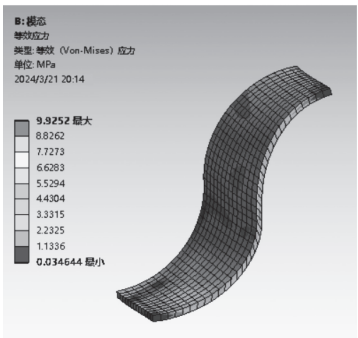


图 14 叶片结构四等效力分布

根据模态分析结果,将 4 种叶片结构前 4 阶的固有频率绘制入表 3。

表 3 4 种叶片结构前 4 阶固有频率

结 构	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶
叶片结构一	1346.9	2467.5	4461.1	8164.1
叶片结构二	1743.1	2787.7	5633.7	10653
叶片结构三	4901.6	5647.6	5814.1	11075
叶片结构四	4780.4	5491.4	5857.9	10896

经过优化后叶片结构三、结构四的固有频率得到明显提高。在机组运行过程中,当激振频率和固有频率共同作用时将产生共振,导致其工作效率下降甚至造成零件损坏,而增大固有频率和激振频率的差值,将有效避免此现象的发生。

5 结论

通过 CFD 数值模拟方法对水动力阀门控制器流场进行仿真,得到 4 种新型叶片在流场内压力云图、变形云图、等效力云图和力矩输出情况,以及在进水管不同压差下叶轮角速度变化。根据仿真结果得到以下结论:

- (1)增大进出水管道压差,能够有效解决出水管道处回流现象和不定向流动情况,并且提高了叶轮角速度、增大了管道内流量。
- (2)根据 4 种叶片表面压力云图和力矩输出情况,对比分析可知,优化后的 S 型曲面能够增大与水流的接触面积,使叶片表面受力更加均匀,且力矩输出效率提高了 23.9%。
- (3)结合叶片模型前 4 阶的固有频率、模态振型及相应的变形云图可得,S 型曲面叶片结构相比

于原叶片结构,其固有频率得到有效提高,在一定程度上能够避免共振的发生,确保机组稳定运行。根据变形云图和等效应力云图,分析叶片结构易疲劳受损的部位,对今后优化叶片提供理论参考。

参考文献

- [1] 董炯,郝兴涛,张铁成,等.一种水动力阀门控制器:CN108679290A[P].2018-10-19.
- [2] 董炯,郝兴涛,张铁成,等.一种水动力阀门控制器:CN208364912U[P].2019-01-11.
- [3] 董炯,郝兴涛,张铁成,等.一种增压型水动力阀门控制器:CN210397827U[P].2020-04-24.
- [4] 钱忠东,郜元勇,谢华,等.基于CFD技术的双吸式离心泵转轮副叶片优化[J].排灌机械工程学报,2012,30(5):503-507.
- [5] 李东阔,郑源,张玉全.基于叶素理论的潮流能水轮机叶片设计研究[J].水力发电学报,2017,36(7):113-120.
- [6] 周勃,王慧,张亚楠.轴流风机叶片优化设计仿真与模态分析[J].重型机械,2017(6):71-75.
- [7] 陆钧成,冯静.基于CFD水泵单元进出口流道优化设计[J].液压与气动,2017(1):44-48.
- [8] 曾庆敦,黄佳兴,容亮湾.基于数值模拟的非圆齿轮泵流量分析及优化[J].华南理工大学学报(自然科学版),2018,46(2):1-7.

- [9] 兰雅梅,张婷婷,王世明,等.潮流能水轮机叶片结构设计及水动力性能分析[J].船舶工程,2021,43(4):140-144.
- [10] 张伟政,张作丽,赵鹏博,等.双槽阶梯槽干气密封性能研究[J].润滑与密封,2022,47(1):8-16.
- [11] 刘琪,常晓敏,窦银科.基于FLUENT的管道小型发电系统水轮机的研究[J].水利水电技术,2020,51(10):81-87.
- [12] 梁建,杨红,魏佳,等.立式捏合机桨叶扭矩特性的CFD仿真研究[J].固体火箭技术,2018,41(1):78-83.
- [13] 杨金军.基于ANSYS的轴流风机叶片模态分析[J].风机技术,2014,56(S1):37-40.
- [14] 张金凤,宋海勤,张帆,等.带分流叶片水泵水轮机转子强度及模态分析[J].排灌机械工程学报,2021,39(10):981-986.
- [15] 黄忠文,唐明哲,黄昭,等.微小型风力发电机叶片的建模与仿真分析[J].机械工程与自动化,2021(6):74-76.

作者简介:刘思远(1998-),硕士研究生,从事机械结构设计。
通讯作者:董炯(1964-),辽东学院教授,教授级高级实验师,从事机械创新设计。

收稿日期:2024-02-29

内斜齿圈精铣齿参数化设计及加工应用

王冬冬, 张力仁, 郑捷, 王冬琼, 袁祥
(重庆齿轮箱有限责任公司, 重庆 江津 404000)

摘要: 随着风力发电的持续发展, 大兆瓦级齿轮箱已成为主流趋势; 作为齿轮箱的关键零部件, 内斜齿圈的加工需求很难通过传统的铣削设备满足。为了突破现有加工设备的限制, 并提升齿面余量的一致性, 本文通过 NX 进行内斜齿圈参数化建模, 并考虑了热处理变形和齿根区域优化等因素, 从而极大地提高了建模准确性。结合实践证明, 经过加工后的齿轮精度和余量均满足工艺要求, 这对类似零件的机械加工作具有一定借鉴意义。

关键词: 内斜齿圈 精铣齿 参数化设计 齿面余量 一致性

中图分类号: TH162

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0091-04

Parametric design and machining application of finish milling tooth of inner helical gear

WANG Dongdong, ZHANG Liren, ZHENG Jie, WANG Dongqiong, YUAN Xiang

Abstract: With the continuous development of wind power generation, large megawatt gear boxes have become the mainstream. As a key part of the gear box, the machining demand of the inner helical gear is difficult to be met by the traditional milling equipment. In order to break through the limitations of the existing machining equipment and improve the consistency of the tooth surface allowance, this paper uses NX to conduct parametric modeling of the inner helical gear, and considers the factors such as heat treatment deformation and tooth root region optimization, thus greatly improving the modeling accuracy. Practice proves that the precision and allowance of the gear after machining meet the technological requirements. This study has certain reference significance for the machining of similar parts.

Keywords: inner helical gear, finish milling tooth, parametric design, tooth surface allowance, consistency

0 引言

随着风力发电行业的发展, 大兆瓦增速齿轮箱所表现出的市场优势日益显著; 但相应的制造挑战也越来越大。内斜齿圈作为增速齿轮箱的关重零部件, 随着大兆瓦齿轮箱的发展其外圆直径和齿宽等参数也越来越大, 甚至超出了现有铣齿机床的加工范围。此外, 内斜齿圈尺寸增大, 热处理的整体变形也越明显, 为了保证磨齿工序齿面余量的一致性, 在热处理前进行精铣齿尤为重要。为了解决以上问题, 本文基于 NX 软件, 结合铣齿刀盘结构进行内斜齿圈的完整齿廓的参数化设计, 并结合实例应用, 在普通数控机床中完成了精铣齿工序的加工, 通过检测其加工精度, 均满足要求, 为渗碳大齿圈的铣齿加工提供一种高效的加工方法。

1 内斜齿圈齿廓参数化设计

为了实现齿轮模型和齿轮参数的无缝集成, 将其三维造型采用 NX 自带的表达式功能, 对内斜齿圈进行参数化建模。同时为了提升齿轮 CAM 制造的精度和齿形的准确性, 其齿形按成品齿形进行构建。

1.1 设定齿轮的基本参数及渐开线参数方程的建立
在 UG 选择“工具|表达式”, 进入表达式环境中设定齿轮的必要参数及渐开线参数方程, 方法如下^[1-2]。

//以某内斜齿圈为例

pi=pi() //π

m=31.2 //法向模数

z=99 //齿数

```
a=22.5 //法面压力角
h1=0.9679 //齿顶高系数
c=0.3321 //顶隙系数
b=6°46' //螺旋角
B=650 //齿轮宽度
x=-0.1901 //变位系数
```

//齿轮几何参数

```
mt=m/cos(b) //端面模数
x1=x*cos(b) //端面变位系数
at=arctan(tan(a)/cos(b)) //端面压力角
d=mt*z //分度圆直径
db=d*cos(at) //基圆直径
rb=db/2 //基圆半径
da=d-2*(h1-x)*m //齿顶圆直径
df=d+2*m*(h1+c+x) //齿根圆直径
ac=at+ab-180*tan(at)/pi()
ab=360/(4*z)-angle_x
angle_x=360*x1*mt*tan(at)/(pi()*d)
arc=B*tan(b) //
az=deg(arc*2/d) //
```

//渐开线方程

```
t=1 //为软件系统的参数0~1
s=90*t //渐开线展角(°)
```

//第一条渐开线方程

```
xt=rb*cos(s+ac)+rb*rad(s)*sin(s+ac)
```

//渐开线在 xt 方向的参数方程(mm)

```
yt=rb*sin(s+ac)-rb*rad(s)*cos(s+ac)
```

//渐开线在 yt 方向的参数方程(mm)

```
zt=0 //渐开线在 zt 方向的参数方程(mm)
```

//第二条渐开线方程

```
yt1=-yt //第二条渐开线在 yt 方向的参数
```

方程(mm)

首先,在 XC-YC 平面内绘制圆,以基点为圆心,直径分别为 df,db,φ3031.4,φ3152.902 四个同心圆;然后,选择【曲线】→【规律曲线】,选择【根据方程】,参数均选择“t”,对应的函数分别为:x 为 xt、y 为 yt、z 为 zt,坐标系选择“绝对 CSYS”,点击【应用】生成第一条渐开线;用类似的方法,仅将 y 对应的函数更改为 yt1,坐标系也是选择【绝对 CSYS】,即可生成第二条渐开线(图 1);此外,根据设计要

求,对齿根圆进行编辑,最后,通过【修剪曲线】命令进行端面齿廓的修剪,完成一个完整齿廓的设计(图 2)。

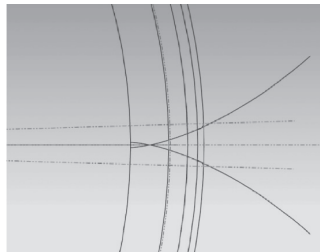


图 1 齿轮渐开线曲线生成图

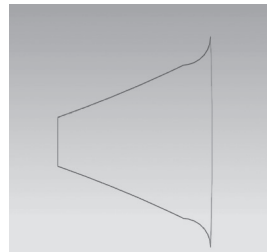


图 2 完整端面齿廓图

//螺旋线方程

```
x0=d/2*cos(t*az)
```

//螺旋线在

xc 方向的参数方程(mm)

```
y0=d/2*sin(t*az)
```

//螺旋线在

yc 方向的参数方程(mm)

```
z0=B*t
```

//螺旋线在 zc 方

向的参数方程(mm)

在 XC-YC-ZC 坐标系中,选择【曲线】→【规律曲线】,选择【根据方程】,参数均选择“t”,对应的函数分别为:x 为 x0、y 为 y0、z 为 z0,坐标系选择【绝对 CSYS】,点击【应用】生成螺旋线;再通过【阵列特征】,生成另外 2 条螺旋线,再通过【扫掠】命令,“截面曲线”选取部分齿廓线段,“引导线”选取 3 条螺旋线,确定生产曲面;用类似的方法,将完整的齿形曲面扫掠生成(图 3)。

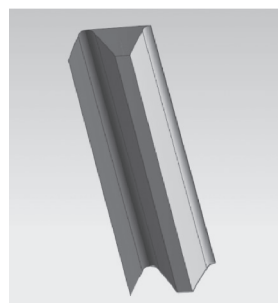


图 3 齿槽轮廓曲面模型

1.2 齿根过渡圆角处理

精铣齿工序后齿面需留量,齿根则需加工至成品。因此,齿根处理需要考虑沉切量,以及齿根过渡圆角大小。根据齿轮设计计算出齿根过渡圆角在工作角度 21.93°处的圆角半径为 14.71 mm;齿根弯曲强度安全系数为 1.795,齿面接触疲劳强度安全系数为 1.703。依据计算结果,在二维中对齿根过渡圆角进行构图(图 4),从图 4 中可以看出,齿根沉切量约为 0.9 mm;因精铣齿后有渗碳淬火工序,根据

数据统计,预推其变形较大。为了降低齿面磨齿后齿根出现凸台的风险,预将齿根过渡圆角减小,同时,还要满足齿轮强度要求。通过计算,当齿根过渡圆角半径为13.4 mm时,其齿根弯曲强度安全系数为1.584,齿面接触疲劳强度安全系数为1.433,均满足设计要求。为了提升一定的安全阈值,最终将齿根过渡圆角调整至13.55 mm,通过构图可以看出,沉切量为1.157 mm(远大于设计沉切量0.9 mm),满足加工工艺要求。此外,因过渡圆弧减少,为了降低齿根过渡圆弧与渐开线齿形直接搭接处的应力集中情况,采取了5°斜直线的处理方式,不仅可以降低一定的应力集中,还可以增加根部强度,在建模以及后期的加工过程中均有便利(图5)。

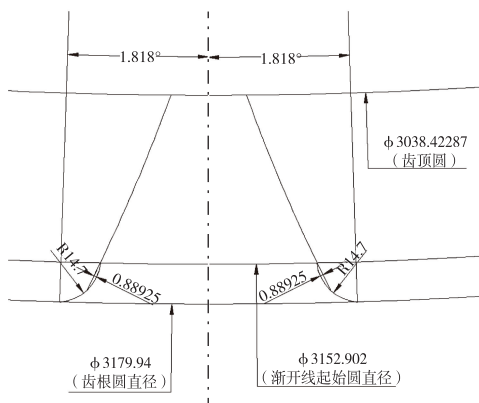


图4 齿根过渡圆角 R14.7 曲线图

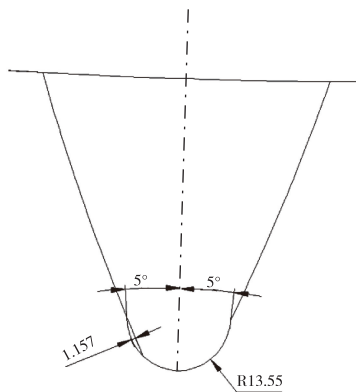


图5 齿根过渡圆角 R13.55 曲线图

1.3 齿形状态分析

精铣齿工序前的齿形状态如图6所示。

根据齿圈热前余量计算,公法线留磨量为 $\Delta w =$

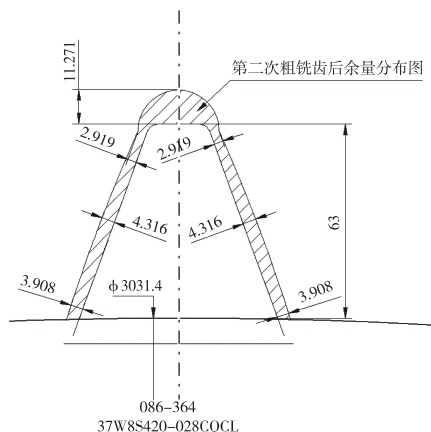


图6 精铣齿前齿形状态图

7 mm,结合精铣齿前的齿形余量情况,从图7可以看出,精铣齿工序齿面最大加工量为0.885 mm,齿根加工量为11.27 mm。齿面加工余量比较少,齿根加工余量分布较多,此外,齿根过渡圆角为全圆弧结构,因此,加工方式选用球头铣为最优解。

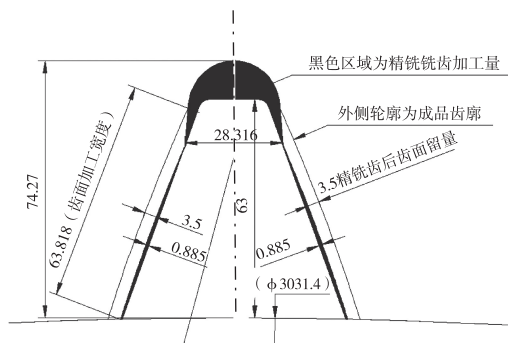


图7 精铣齿工序齿形加工状态图

1.4 齿形加工策略分析

通过对齿形状态分析后,精铣齿工序确定了加工方式为球头铣削,加工设备预选定现场通用数控机床 VTM350140m。根据加工要求,齿面粗糙度为 Ra 6.3,齿根粗糙度为 Ra 3.2,齿面留磨量余量要均匀一致。

1) 铣削方式选定

VTM350140m 数控机床为四轴联动,但设备使用年限较久,此外齿圈重量为12000 kg,机床载重负荷比较大,为了保证加工的顺利进行,采用定轴侧铣的加工策略(即三轴联动),其优势在于对机床要求偏低。

2) 余量设计

齿形轮廓是以工艺要求进行建模,对比齿形模型后,编程中齿面余量要以 3.25 mm 设定(表 1)。

表 1 余量设计

项目	量棒距 $M(\phi 55)/\text{mm}$	公法线 $W13/\text{mm}$
成品尺寸	3017.925	1190.519
模型尺寸	3016.376	1190.034
铣齿工序	2997.73	1183.52

从表 1 看出,铣齿工序公法线为 1183.52 mm,模型公法线为 1190.034 mm,两者相差为 6.514 mm,单边余量约为 3.25 mm,因此编程余量选定:齿面为 3.25 mm,齿根为零。

3) 加工坐标系的设定

编程中往往会出现加工坐标系与建模的坐标系不重合,对后续程序的生成就会不一样。加工坐标系通常要跟实际中的加工坐标系保持一致,不仅可以方便对刀加工,还可以直观地观察到加工过程中的状态。因此,此次齿圈编程中的加工坐标系设定:以端面齿槽的中心线为 X 轴,以齿宽上端面为 Z 轴,以分度圆圆心为零点。

4) 编程参数设定

从图 7 可以看出,齿槽最小空间约为 28.316 mm,齿根过渡圆角为 13.55 mm,因此,铣刀选定为 R 12.5 的仿形球头铣刀。齿面加工的有效宽度约为 63.82 mm,为了达到齿面粗糙度 $Ra\ 6.3$ 的工艺要求,进给步距的设计尤为重要,此外,编程采用的是定轴侧铣的加工方式,定刀轴夹角也是影响齿面粗糙度的重要参数。内齿圈齿廓为内凹型渐开线齿廓,分度圆压力角为 22.5° ,因此,定刀轴夹角的选择范围为 $0 \sim 22.5^\circ$ 。设定进给步距和定轴夹角两个参数为变量,粗糙度 $Ra\ 6.3$,则 $Rz=0.025\text{ mm}$,以此为目标函数的残余高度^[3],通过计算得出:当定轴夹角为 15° 时,进给步距为 1.56 mm(步距数为 41)为最优解。齿根余量较多,为了保证加工质量和机床稳定性最终选定进给步距为 0.45 mm(步距数为 25)。根据选定的参数,通过 CAD 对参数进行校对,此参数满足加工要求(图 8)。

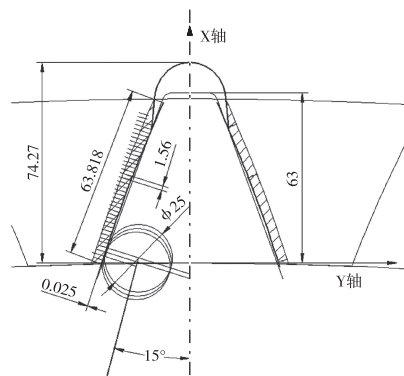


图 8 进刀步距图

2 加工应用

将内斜齿圈圆周均布 4 处等高支腿支撑,找正端面和外圆基准带的跳动 $\geq 0.05\text{ mm}$,压紧后,进行对刀;先后铣对称 4 个齿槽,微调回转分度误差,确保齿面加工量均匀;最后按顺序进行全齿的加工。加工完成后对齿面和齿根的粗糙度进行检测,均满足加工要求,齿形、齿向、周节精度也均达到了工艺要求。

3 结束语

通过对内斜齿圈齿廓的参数化建模及齿形状态的分析,确定最优的加工路径和加工策略,完成零部件的加工。该方法不仅可以满足齿面余量的一致性,还突破了设备局限性,为后续内斜齿圈的加工提供了新方向。

参考文献

- [1] 孙广奇. 基于 UG 的渐开线齿轮全参数化设计[J]. 机械工程师, 2016(12): 127-129.
- [2] 苗君明. 基于 UG NX6.0 的渐开线斜齿圆柱齿轮参数化设计[J]. 电大理工, 2010(4): 15-17.
- [3] 董广强. 基于 UG 数控铣削加工有关参数的优化研究[J]. 机床与液压, 2012(3): 80-83.

作者简介: 王冬冬(1989-), 男, 山东菏泽人, 工程师, 研究方向: 机械加工工艺研发和技术应用。

收稿日期: 2024-03-14

高频感应重熔对 WC-17Co 涂层显微组织与力学性能的影响

龙 金¹,滕李虎²,所彭帮¹,成信虎¹,王泰铭¹,朱春丽¹,任 强¹

(1. 贵州黎阳国际制造有限公司, 贵州 安顺 561100; 2. 中国人民解放军 93147 部队, 贵州 贵阳 550000)

摘 要:为了提高 WC-17Co 涂层的力学性能, 弥补超音速火焰喷涂的不足, 采用超音速火焰喷涂制备了 WC-17Co 涂层, 涂层经过高频感应重熔处理, 对涂层进行了金相显微组织分析、显微硬度和结合强度测试。结果表明: 高频感应重熔后, WC-17Co 涂层组织均匀, 孔隙率低, 涂层中 WC 相明显增多、变细; 涂层与基体界面结合得更好, 其结合方式从“机械结合”为主向“冶金结合”为主转变; 高频感应重熔能大幅度提高 WC-17Co 涂层的硬度和结合强度, 其显微硬度能达到 1461.5 HV_{0.3}, 结合强度能达到 86.65 MPa。

关键词:高频感应重熔 WC-17Co 涂层 显微组织 结合强度 显微硬度

中图分类号: TG174

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0095-04

Influence of high-frequency induction remelting on microstructure and mechanical properties of WC-17Co coating

LONG Jin, TENG Lihu, SUO Pengbang, CHENG Xinhui, WANG Taiming, ZHU Chunli, REN Qiang

Abstract: In order to improve the mechanical properties of the WC-17Co coating and make up for the shortcomings of supersonic flame spraying, WC-17Co coating was prepared by supersonic flame spraying. The coating was then subjected to high-frequency induction remelting. The metallographic microstructure, microhardness, and bonding strength of the coating were analyzed. The results showed that after high-frequency induction remelting, the WC-17Co coating had uniform microstructure, low porosity, and a significant increase and refinement of WC phase in the coating; the bonding between the coating and the substrate interface was better, and the bonding mode had shifted from mechanical bonding to metallurgical bonding. High-frequency induction remelting can significantly improve the hardness and bonding strength of the WC-17Co coating, with the microhardness reaching 1461.5 HV_{0.3} and the bonding strength reaching 86.65 MPa.

Keywords: high-frequency induction remelting, WC-17Co coating, microstructure, bonding strength, microhardness

0 引言

WC 涂层具有结合强度高、孔隙率低、耐磨性好和较好的热硬度, 被广泛应用于航空、航天、造船、石油钻探等领域。但在应用过程中, WC 涂层的腐蚀行为、力学性能等与黏结剂的成分和制备工艺有关, WC 涂层可以采用各种表面处理工艺进行制备, 包括激光熔覆、热喷涂、冷喷涂和超音速火焰喷涂等^[1-2]。王旭等^[3]研究了激光熔覆和火焰喷焊的工艺条件下, 两种混合型镍基碳化钨涂层的性能, 结果表明: 激光熔覆工艺更容易促进碳化钨溶解, 并在周

围析出 η 相, 从而导致涂层硬度低于火焰喷焊工艺; 张德强等^[4]通过激光重熔对镍基碳化钨涂层性能的影响研究, 结果表明: 通过激光重熔后, WC 涂层组织致密均匀, 熔覆层中上部分组织晶粒细小, 晶粒得到了细化, 沿熔覆层与基体交界处晶粒向外衍生且呈现柱状晶及等轴晶; 李鑫等^[5]通过对固相扩散制备 WC 涂层的生长及力学性能研究, 结果表明: WC 涂层具较高的硬度和良好的断裂韧性, 增韧机理是裂纹偏转、裂纹分叉、裂纹桥接和穿晶断裂; 侯玉柏等^[6]采用等离子喷涂系统制备两种钴基碳化物涂层, 研究发现: 核壳包覆 WC-Co 粉末, 有效减

少喷涂过程中碳的烧损,同比减少失碳量 21.8%,涂层相对致密均匀,孔隙率小于 5%;粉末沉积率高于团聚烧结的 WC-Co,达到 52.2%,显微硬度为 873.6 HV_{0.2},明显高于团聚烧结的 WC-Co (637.3 HV_{0.2})。可以看出,不同制备工艺、涂层后处理方式、粉末种类等均对 WC 涂层的显微组织和性能产生重要影响。其中在钴基碳化钨中 WC-17Co 涂层的显微硬度维持在 1000~1200 HV_{0.3} 左右^[2]。航空发动机零部件中,某些零件超音速火焰喷涂的 WC-17Co 涂层的显微硬度需达到 1200 HV_{0.3} 以上。然而 Metco 的 DJ-2600 超音速火焰喷枪受氢燃料的流量限制,如果采用该类喷枪会致使 WC-17Co 涂层很难维持在 1200 HV_{0.3} 以上。为此,本文采用氢燃料型超音速火焰喷 WC-17Co 涂层,通过高频感应对 WC-17Co 涂层进行重熔处理,对该涂层的显微组织与力学性能开展了研究。

1 试样制备与试验方法

1.1 试样制备

试验原材料为市售团聚烧结型 WC-17Co 粉末,牌号为 Metco73F-NS-1,其粒径为 53~11 μm,化学成分(质量分数)如表 1 所示。粉末显微组织如图 1 所示,WC-17Co 粉为团聚烧结型^[7],硬质相 WC 和粘接相 Co 清晰可见。

表 1 WC-17Co 粉末化学成分

C/%	Co/%	W/%	Fe/%	其余/%
5	17.38	77.56	0.02	0.04

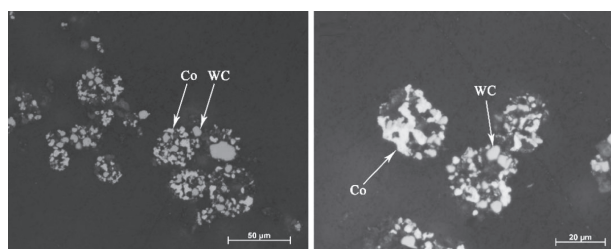


图 1 WC-17Co 粉末的显微组织

试片基体材料采用镍基高温合金 GH4169,金相试片尺寸为 20 mm×40 mm×4 mm,拉伸试片尺寸为 Ø25 mm×5 mm。用丙酮+超声波对试片表面进

行清洗,对试片采用圣戈班 2975 热喷涂胶带遮蔽后再用 60#白刚玉对基体喷涂面进行喷砂粗化,喷砂压力为 0.4 MPa,处理后的表面粗糙度为 2.6 μm 以上。根据表 2,采用 Metco Multicoat 型喷涂设备的超音速火焰喷涂系统制备厚度为 0.20 mm 左右的 WC-17Co 涂层。采用 Phecd-40 型高频感应加热设备,对 WC-17Co 涂层进行感应重熔,温度为 950 ℃,时间为 2 min。

表 2 WC-17Co 涂层的超音速火焰喷涂参数

喷枪	O ₂ 流量 /(L·min ⁻¹)	H ₂ 流量 /(L·min ⁻¹)	送粉量 /(g·min ⁻¹)	喷涂距离 /mm	转台转速 /rpm	枪速 /(mm·s ⁻¹)
DJ-2600	265	660	40	260	150	6

1.2 试验方法

将喷涂后 20 mm×40 mm 的 WC-17Co 涂层试样用线切割切成 20 mm×20 mm 的金相镶嵌试样,采用丙烯酸树脂对其冷镶嵌,采用 Struers Tegramin-25 型自动磨抛机进行磨、抛光,采用蔡司 Axio Observer 显微镜观察金相组织。根据 ASTM E384,采用 FALCON 501AF 型显微硬度计对 WC-17Co 涂层试样截面进行显微硬度测试,载荷为 0.3 kgf,保持时间为 10 s,在涂层表面横向进行连续打点测试 10 个数据。根据 ASTM C633,采用 CMT5105 型电子万能试验机测定 WC-17Co 涂层的结合强度,装配示意图见图 2。采用 FM-1000 胶将 Ø25 mm×6 mm 的试样与对偶件黏接固化,拉伸速度为 1.0 mm/min,分别测试 6 个试样。其中,结合强度的计算方法为^[8]:

$$Rm = Fm / So \quad (1)$$

式中: Rm 为所测试样的结合强度(MPa); Fm 为最大载荷(N); So 为所测试样的断裂面面积(mm²)。

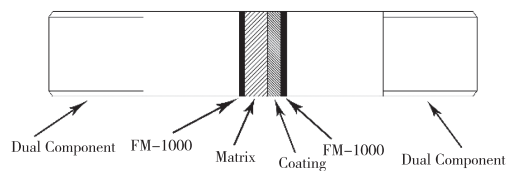


图 2 测试结合强度时涂层试样装配图示意

2 试验结果与讨论

2.1 涂层显微组织

由图 3 可知,WC-17Co 涂层显微组织中,涂层

组织较为均匀,孔隙率低,涂层白色的为 Co 相,微灰色的为 WC 相。Co 具有优异的润湿性,在整个 WC-17Co 涂层中作为粘接相使用^[1],弥散分布于整个涂层中。对比感应重熔前后的 WC-17Co 涂层显微组织可知,涂层与基体界面结合状态更好,这可能是由于在高频感应重熔的过程中,涂层与基体界面发生元素扩散,涂层与基体界面的结合方式从“机械结合”为主向“冶金结合”为主转变。高频感应重熔后,WC-17Co 涂层中的 WC 相明显增多、变细。这可能是由于高热硬度的 WC 在温度较高的氧-氢火焰里溶解在了润湿性较好的 Co 相里,高频感应的温度为 950 ℃,氧-氢焰流温度 2600 ℃左右,致使 WC-17Co 两次受热过程存在温差,高频感应受热过程中,熔解在润湿相 Co 里的 WC 不断析出形成碳化物骨架^[1]。

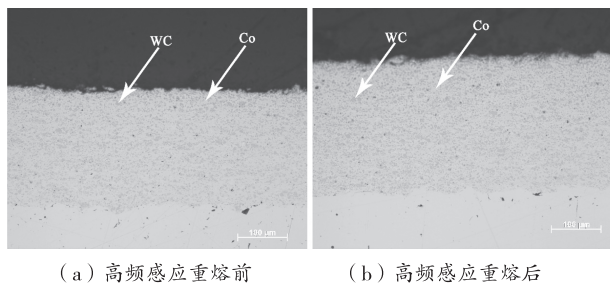


图3 WC-17Co 涂层显微组织

2.2 涂层显微硬度

如图4所示,高频感应重熔前后 WC-17Co 涂层的显微硬度分别为 1124.2 HV_{0.3} 和 1461.5 HV_{0.3},可以看出,采用高频感应重熔技术,可以提高 WC-17Co 涂层的硬度,弥补 Metco DJ-2600 超音速火焰喷涂的不足。这可能是由于温度高于 550 ℃左右时,WC-17Co 涂层发生脱碳反应,即高频感应重熔时熔解在粘接相中的 C 原子快速扩散,部分 C 原子与溶解在粘接相中的 O 原子发生反应,导致 C 原子丢失形成 W₂C 相以及三元碳化物 Co₃W₃C 等^[1]。W₂C 相属于脆性相,其硬度能达到 3000 HV 左右^[2],所以该相的生成能大幅度提高 WC-17Co 涂层的硬度。

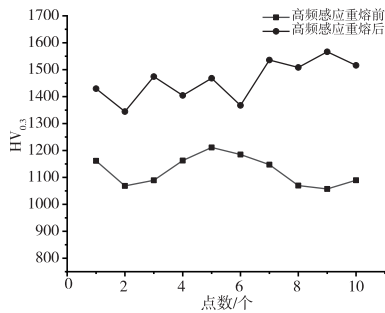


图4 WC-17Co 涂层的显微硬度

2.3 涂层结合强度

由表3可知,高频感应重熔前后 WC-17Co 涂层的结合强度分别为 73.45 MPa、86.65 MPa,均符合标准 AMS2447D、HB 20396-2016 的 70 MPa 的要求^[9]。高频感应重熔可以大幅度提高 WC-17Co 涂层的结合强度,经过高频感应重熔的 WC-17Co 涂层拉伸断裂位置位于胶,说明该涂层的实际结合强度高于 86.65 MPa。

表3 WC-17Co 涂层的结合强度

高频感应状况	1	2	3	4	5	6	Average	涂层断裂位置
高频感应重熔前	70.5	72.8	75.6	74.4	73.5	73.9	73.45	涂层内部
高频感应重熔后	85.6	86.7	88.6	89.3	84.6	85.1	86.65	FM-1000 胶

3 结论

高频感应重熔后,WC-17Co 涂层组织均匀,孔隙率低,WC 相明显增多、变细,涂层与基体界面结合得更好,其结合方式从“机械结合”为主向“冶金结合”为主转变;高频感应重熔能大幅度提高 WC-17Co 涂层的硬度和结合强度,其显微硬度能达到 1461.5 HV_{0.3},结合强度能达到 86.65 MPa。

参考文献

[1] 王华仁. 超音速火焰喷涂技术及应用[M]. 北京:国防工业出版社,2013.
[2] 王海军. 热喷涂工程师指南[M]. 北京:国防工业出版社,2010.
[3] 王旭,胡宇,高峰,等. 两种工艺下碳化钨在镍基自熔合金涂层中的性能研究[J]. 热喷涂技术,2016,8(2): 12-15.

(下转第 118 页)

不同喷涂方式下镍铝涂层的显微组织与力学性能

所彭帮,邱雯乐,龙金,成信虎,王泰铭,施念,陈翠英

(贵州黎阳国际制造有限公司,贵州 安顺 561100)

摘要:为了研究不同喷涂方式下镍铝涂层的显微组织与力学性能,通过大气等离子喷涂和超音速火焰喷涂两种方式分别制备了镍铝涂层,对涂层显微组织、显微硬度、结合强度进行了比较分析。结果表明:大气等离子喷涂的镍铝涂层组织均匀,孔隙率低,无裂纹,含有一定的氧化物,等离子焰流能使 Ni5Al 粉末充分熔化,致使涂层具有较高的显微硬度和结合强度;超音速火焰喷涂的镍铝涂层组织存在大量未熔颗粒,显微硬度和结合强度均低于大气等离子喷涂的镍铝涂层。

关键词:镍铝涂层 显微组织 结合强度 显微硬度

中图分类号: TG174

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0098-04

Microstructure and mechanical properties of nickel-aluminum coating under different spraying methods

SUO Pengbang, QIU Wenyue, LONG Jin, CHENG Xinhui, WANG Taiming, SHI Nian, CHEN Cuiying

Abstract: In order to study the microstructure and mechanical properties of the nickel-aluminum coating under different spraying methods, nickel-aluminum coating was prepared by atmospheric plasma spraying and supersonic flame spraying, respectively, and the microstructure, microhardness and bonding strength of the coating was compared and analyzed. The results show that the nickel-aluminum coating sprayed by atmospheric plasma has uniform microstructure, low porosity, no cracks, and contains certain oxides. Plasma flame flow can fully melt the Ni5Al powder, resulting in higher microhardness and bonding strength of the coating. The microstructure of the nickel-aluminum coating sprayed by supersonic flame contains a large number of unmelted particles, and its microhardness and bonding strength are lower than those of the coating sprayed by atmospheric plasma.

Keywords: nickel-aluminum coating, microstructure, bonding strength, microhardness

0 引言

在航空发动机服役过程中,许多零部件存在磨损现象,导致出现零件相应尺寸减小、降低零件使用寿命等问题。目前在航空发动机维修领域,通常采用热喷涂铝包镍涂层对相应零件的尺寸进行修复。铝包镍复合粉是一种以镍壳为核心,采用团聚的方法在镍壳外表面均匀包覆一层铝粉而形成的复合粉末^[1]。在喷涂过程中铝粉首先被加热熔化,与镍核发生剧烈的反应,伴随释放大量的热量,进一步促进粉末熔化产生大量金属间化合物,致使镍铝涂层内部、镍铝涂层与基体发生微冶金结合,形成高结合强度的涂层^[2]。如何在维修零件表面制备合格镍铝

涂层,关系着涂层的质量及零件的维修成本。朱佳等^[3]通过对等离子与火焰喷涂镍铝涂层性能的研究,结果表明:采用等离子制备的 NiAl 涂层致密,涂层孔隙率低,与基体结合强度高且硬度高;程广萍等^[4]采用激光反应合成 Ni-Al 金属间化合物涂层,结果表明:镍铝涂层硬度由 410 ~ 440 HV 提高到 490 ~ 540 HV;张敏等^[5]对机械合金化制备 NiAl 涂层进行了研究,结果表明,涂层组织更加均匀、致密,有效增强了基体的耐腐蚀性能。制备镍铝涂层的种类繁多,在热喷涂中,较为常用的方式有大气等离子喷涂 (APS)、电弧喷涂、超音速火焰喷涂 (HVOF)、火焰喷涂等。本文通过大气等离子喷涂和超音速火焰喷涂的方式分别制备了镍铝涂层,分别从涂层组

织、显微硬度、结合强度等方面对上述两种喷涂方式制备的镍铝涂层进行比较分析,为航空发动机零部件的维修提供参考性指导。

1 试样制备与试验方法

1.1 试样制备

试验原材料包括市售铝包镍粉,牌号为 Met-co450NS,其粒径为 30 ~ 60 μm ,化学成分(质量分数)4.0% ~ 5.5% Al,其他杂质 $\leq 2.5\%$,其余为 Ni。粉末形状及显微组织如图 1 所示,铝包镍粉末为不规则椭球形状,镍壳上包覆着铝^[2]。

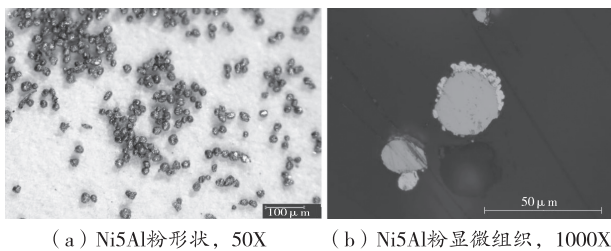


图 1 铝包镍粉末形状及显微组织

试片基体材料为 GH4169 镍基高温合金,金相试片尺寸为 20 mm $\times$ 40 mm $\times$ 4 mm,拉伸试片尺寸为 $\varnothing 25$ mm $\times$ 5 mm。用丙酮+超声波对试片表面进行清洗,对试片采用 JD-22 航空胶带遮蔽后再用 36#白刚玉对基体喷涂面进行喷砂粗化,喷砂压力为 0.3 MPa,处理后的表面粗糙度为 3.0 μm 以上。根据表 1 和表 2,采用 Metco Multicoat 型喷涂设备的大气等离子喷涂系统和超音速火焰喷涂系统分别制备厚度为 1.1 mm 左右的镍铝涂层。

表 1 Ni5Al 涂层的等离子喷涂参数

喷枪	电流 /A	喷涂距离 /mm	Ar 流量 /(L $\cdot$ min ⁻¹)	H ₂ 流量 /(L $\cdot$ min ⁻¹)	枪速 /(mm $\cdot$ s ⁻¹)	送粉量 /(g $\cdot$ min ⁻¹)	转台转速 /rpm
F4MB	650	160	35	12	8	25	120

表 2 Ni5Al 涂层的超音速火焰喷涂参数

喷枪	O ₂ 流量 /(L $\cdot$ min ⁻¹)	H ₂ 流量 /(L $\cdot$ min ⁻¹)	送粉量 /(g $\cdot$ min ⁻¹)	喷涂距离 /mm	转台转速 /rpm	枪速 /(mm $\cdot$ s ⁻¹)
DJ-2600	285	720	45	270	120	8

1.2 试验方法

采用司特尔公司制造的 Secotom-15 金相精密切割机分别对两种方式下制备的 Ni5Al 涂层试样同

时进行切割取样,其中切割片为 MOD15 金刚石切割片,切割速度为 0.02 mm/s。切割完毕后采用无水乙醇对需要镶嵌的试样进行清洗及浸泡 15 min,其次在烘箱中采用 70 $^{\circ}\text{C}$ 的温度对浸泡后的试样进行烘干,烘干时间为 30 min。对试样分别进行冷镶嵌,其中镶嵌材料为丙烯酸类冷镶树脂,混合比例为粉末:液体 $\approx 11:9$ (重量比),一次性将树脂浇注在试样上。磨抛后分别采用蔡司 Axio Observer 显微镜观察涂层的显微组织。

根据 ASTM E384,采用 FALCON 501AF 型显微硬度计分别对不同喷涂方式下的镍铝涂层试样截面进行显微硬度测试,载荷为 0.3 kgf,保持时间为 10 s,在涂层表面进行连续打点测试 10 组数据。

根据 ASTM C633,采用 CMT5105 型电子万能试验机测定涂层的结合强度,装配示意图如图 2 所示。采用 FM-1000 胶将 $\varnothing 25$ mm $\times$ 5 mm 的试样与对偶件黏接固化,拉伸速度为 1.0 mm/min,分别测试两种喷涂方式下的 6 个镍铝涂层试样。

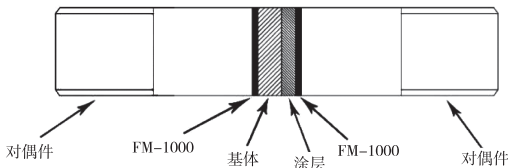


图 2 测试结合强度时涂层试样装配图示意

2 试验结果与讨论

2.1 显微组织

由图 3 可知,大气等离子喷涂的镍铝涂层组织均匀,存在许多氧化物,涂层孔隙率低,无未熔颗粒和裂纹存在。涂组织有一定的孔隙和层片状产生,这是由于喷涂过程中熔融、半熔融状态下的 Ni5Al 颗粒碰撞堆叠产生“搭桥效应”,不可避免产生小部分孔隙。在图 4 中可以清晰观察到,超音速火焰喷涂的镍铝涂层组织中,存在大量未熔颗粒,粉末几乎没熔化,未熔颗粒周围存在大量氧化物,涂层孔隙率低,无裂纹存在。说明该参数下,超音速火焰流热焓低,无法使 Ni5Al 粉末充分熔化,如需使粉末颗粒充分熔化,则需要大幅度提高 DJ-2600 喷枪的 H₂ 流量和 O₂ 流量,根据图 4 中粉末颗粒熔化程度,H₂ 流量至少需要提高至 1200 L/min 左右,但是目前美

科 DJ-2600 超音速火焰喷枪的 H_2 流量无法达到 1200 L/min 以上,并且 H_2 的成本高、消耗快,会大幅度增加相应零件的维修成本。图 3 和图 4 比较可知,大气等离子喷涂的镍铝涂层氧化物明显多于超音速火焰喷涂的涂层,这是由于 Ni5Al 粉末在等离子焰流中与空气中的氧结合的时间更长,生成 Al_2O_3 、NiO 等氧化物。涂层与基体界面均结合良好,界面处呈波浪状的相互嵌合,说明发生了机械结合,即“抛锚效应”。

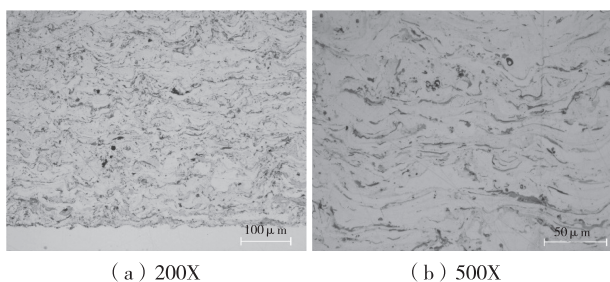


图 3 大气等离子喷涂的镍铝涂层显微组织

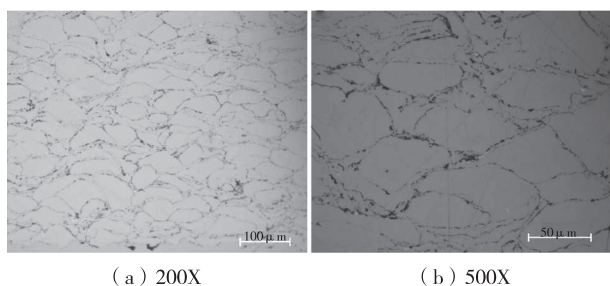


图 4 超音速火焰喷涂的镍铝涂层显微组织

2.2 显微硬度

由图 5 可知,等离子喷涂的镍铝涂层显微硬度为 $176HV_{0.3}$ 左右,超音速火焰喷涂的镍铝涂层显微硬度为 $153HV_{0.3}$ 左右。等离子喷涂的镍铝涂层显微硬度明显高于超音速火焰喷涂的镍铝涂层,这是由于该参数下等离子喷涂使 Ni5Al 粉末充分熔化,镍铝反应更剧烈,促使熔滴之间产生“冶金结合”,可能生成 Ni 固溶体和 NiAl、 $NiAl_3$ 、 Ni_3Al 、 Ni_2Al_3 等金属间化合物,这些相的存在会大幅度提高涂层的硬度和结合强度。相较而言,超音速火焰喷涂的镍铝涂层显微硬度更加均匀,这是由于半熔融状态的粉末颗粒在超音速焰流的作用下具有很大的惯性,致使半熔融状态的粉末颗粒之间因强大的撞击而结合,涂层孔隙率较低。

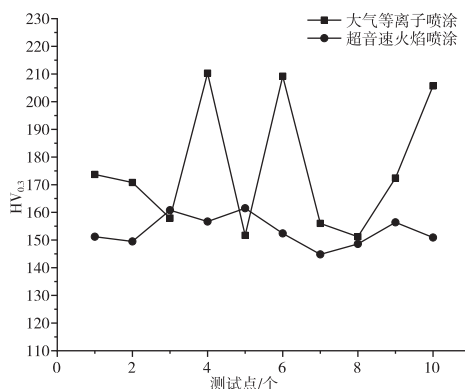


图 5 不同喷涂方式下镍铝涂层的显微硬度

2.3 结合强度

由表 3 可知,等离子喷涂和超音速火焰喷涂的镍铝涂层均具有较高的结合强度。在该喷涂参数下,等离子喷涂的镍铝涂层结合强度高于超音速火焰喷涂的镍铝涂层。图 5 中,等离子喷涂的镍铝涂层断裂面相较而言产生大量被撕裂的片状涂层,这是由于该涂层内部各熔滴之间充分结合。等离子焰流温度高达 15000 K,氢氧焰流 3230 K^[6],所以结合图 6 和两种涂层的金相组织可知,等离子焰流能使 Ni5Al 粉末充分熔化,镍铝反应更剧烈,促使熔滴之间产生“冶金结合”,现象与图 4、图 5 相印证。

表 3 不同喷涂方式下镍铝涂层的结合强度/MPa

喷涂方式	1	2	3	4	5	6	Average
APS	38.68	36.70	35.25	36.46	37.68	38.59	37.23
HVOF	32.02	32.22	29.56	32.36	31.36	33.56	31.85

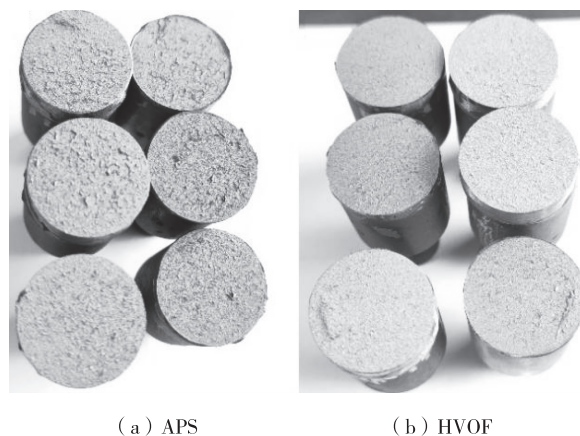


图 6 不同喷涂方式下部分镍铝涂层的断裂形貌

基于 FreeRTOS 的输电线路地线除冰装置控制系统研究*

毛先胤^{1,2}, 胡荣俊^{1,2}, 丁志敏^{1,2}, 吴刚³, 鲁彩江^{3▲}

(1. 贵州电网有限责任公司电力科学研究所, 贵州 贵阳 550002; 2. 中国南方电网防冰减灾联合实验室, 贵州 六盘水 553000; 3. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘要:针对架空输电线路地线除冰难题,提出了基于 FreeRTOS 架空输电线路移动式地线除冰装置控制系统,包括装置本体控制端和后台控制端。装置本体控制端采用 FreeRTOS 实时操作系统作为核心,接收、执行后台控制端发送的指令,并将传感器数据发送给后台控制端,以实现实时状态监测和控制反馈。后台控制端程序负责向装置本体端发送控制命令,接收各传感器、电池电量等监测数据。本体控制端和后台控制端通信采用 Modbus-RTU 协议,以确保稳定可靠的数据传输。后台控制端软件界面采用 Qt5 编写,界面直观友好,方便操作人员配置串口参数、建立连接、下发控制指令以及监控管理电池。通过实验结果表明,设计的架空输电线路移动式地线除冰装置控制系统具有较高的可靠性和稳定性。

关键词:除冰装置 架空地线 控制系统 FreeRTOS

中图分类号:TH212;TH213.3

文献标识码:A

文章编号:1002-6886(2025)01-0101-05

Control system design of transmission line ground wire deicing device based on FreeRTOS

MAO Xianyin, HU Rongjun, DING Zhimin, WU Gang, LU Caijiang

Abstract: Aiming at the problem of ground wire deicing for overhead transmission lines, the control system of the mobile ground wire deicing device for overhead transmission lines is designed based on FreeRTOS, including the control end of the device body and the background control end. The control end of the device body adopts the FreeRTOS real-time operating system as the core, receives and executes the instructions sent by the background control end, and sends the sensor data to the background control end to realize real-time status monitoring and control feedback. The background control program is

3 结论

等离子喷涂使镍铝涂层具有均匀的组织,涂层孔隙率低,含有一定的氧化物,无裂纹、大洞等产生,等离子焰流使 Ni5Al 粉末充分熔化,熔滴之间充分结合,致使涂层具有优异的力学性能。超音速火焰喷涂的镍铝涂层组织存在大量未熔颗粒,显微硬度和结合强度均低于大气等离子喷涂的镍铝涂层。等离子喷涂镍铝涂层和超音速火焰喷涂镍铝涂层相对而言,在维修中等离子喷涂具有较高的性价比。

- [2] 张平. 热喷涂材料[M]. 北京:国防工业出版社,2006.
- [3] 朱佳,张鑫,史明. 等离子与火焰喷涂镍铝涂层性能研究[J]. 有色金属(冶炼部分),2008(S1):89-91.
- [4] 程广萍,韩众亚,高国臻,等. 激光反应合成 Ni-Al 金属间化合物涂层[J]. 材料热处理学报,2014,35(11):155-160.
- [5] 张敏. 机械合金化制备 NiAl 及其复合涂层的组织与性能研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [6] 王海军. 热喷涂工程师指南[M]. 北京:国防工业出版社,2010.

参考文献

- [1] 陈辉,明继青,陶敏. 新型铝包镍涂层在航空维修上的应用研究[J]. 航空维修与工程,2016(10):88-90.

作者简介:所彭帮(1995-),男,贵州威宁人,助理工程师,主要从事航空发动机热喷涂涂层的制备及性能的研究。

收稿日期:2024-04-09

responsible for sending control commands to the device body end and receiving monitoring data such as sensors and battery power. Modbus-RTU protocol is used for communication between the device body end and the background end to ensure stable and reliable data transmission. The software interface of the background control end is written in Qt5, and the interface is intuitive and friendly. It is convenient for operators to configure serial port parameters, establish connections, issue control commands, and monitor and manage batteries. The experimental results show that the designed control system has high reliability and stability.

Keywords: deicing device, overhead ground wire, control system, FreeRTOS

0 引言

架空地线在输电系统中扮演着关键角色,因其无负载电流通过,在恶劣的寒冷环境下,无法通过产生焦耳热来抵御部分冰冻,因此地线覆冰厚度超过同段的其余导线。且地线处于杆塔最上端,维修成本相对较高,因此地线除冰技术研究的重要性不言而喻。目前,许多传统的地线除冰方法存在着效率低、能耗高以及不适用于长距离输电线路等问题^[1],因此需要开发一种新的除冰装置和控制系统。

因低温凝冻导致车辆和工作人员无法及时到达现场除冰而引发的电力事故屡见不鲜。因此除冰装置控制系统的可靠性、稳定性显得尤为重要^[2]。然而,目前针对架空地线的移动式除冰装置研究相对较少,因此,本文针对自主研制的移动式架空地线除冰装置,设计了一种高效可靠的控制系统,以确保除冰装置稳定运行并高效除冰,这将有助于提升输电系统的可靠性和安全性。

1 机器人整体结构

本文设计的架空地线除冰装置整体结构如图1所示。该除冰装置采用对称式模块化设计,包括行走模块、夹紧模块、取能模块以及除冰模块。除冰装置的两个机械臂分布在基座的左右两端,解决了一侧挂线方案的电力机器人配重困难的问题。行走模块采用轮式结构,轮毂电机带有刹车功能,可防止装置待机状态下沿覆冰导线产生滑动。压紧轮位于行走轮下方,可防止装置在作业过程中产生晃动而导致坠落,压紧装置使用弹簧,可使除冰装置适应凹凸不平的覆冰表面^[4]。取能部分采用电动推杆驱动左右电磁感应磁芯开合,以实现除冰装置在线补能。除冰功能采用机械冲击方式实现,利用气动冲击锤敲击覆冰导线,从而破坏覆冰并使其脱落。

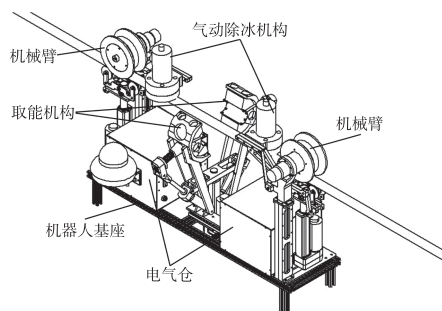


图1 除冰装置整体结构图

2 控制系统总体结构

地形复杂崎岖的山区、森林和林地常常是高压线路的必经地,因此保证除冰装置在架空地线上工作的安全性及稳定性显得尤为重要。为此设计了除冰装置的控制系统。该系统总体结构如图2所示,核心控制器采用 RoboMaster 开发板,并移植 FreeRTOS 实时操作系统进行任务管理。FreeRTOS 实时操作系统具有占用系统资源少、实时稳定等特点,能够高效管理多个任务,包括了设定任务优先级和获得任务相关信息等功能^[7]。该控制系统分为装置本体控制端与后台控制端系统,它们之间采用 2.4 GHz 射频通信和 4G 无线网络通信两种方式^[2]来实现对除冰装置的控制,通信速度快且信息传递可靠。

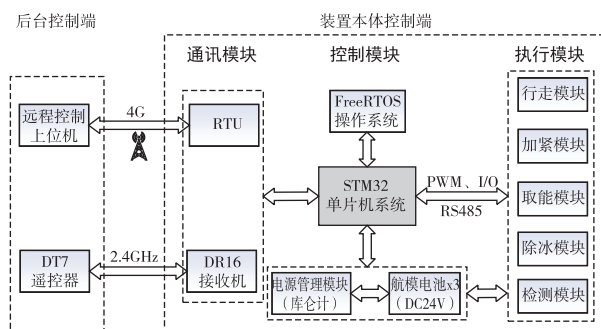


图2 控制系统总体结构图

也延着缺陷分散分布。观察缺陷的边缘,发现有一层夹杂物层,在缺陷的上部有苍白的脱碳层。

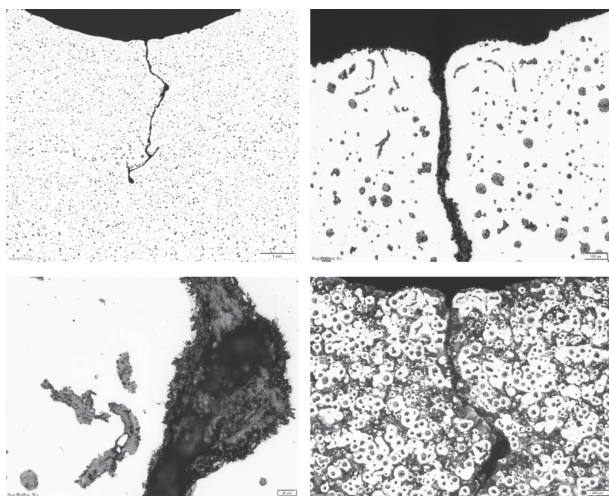


图2 电镜下的缺陷金相

1.2 缺陷的能谱分析

对缺陷中间位置的夹杂物进行能谱面扫描,如图3所示。没有发现明显的夹渣/线性渣,缺陷位置主要是碳和铁的氧化物层,同时有非常少的镁渣。

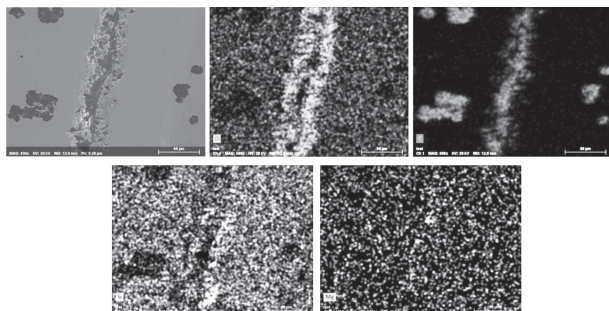
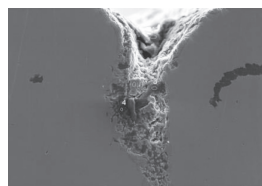


图3 能谱分析缺陷

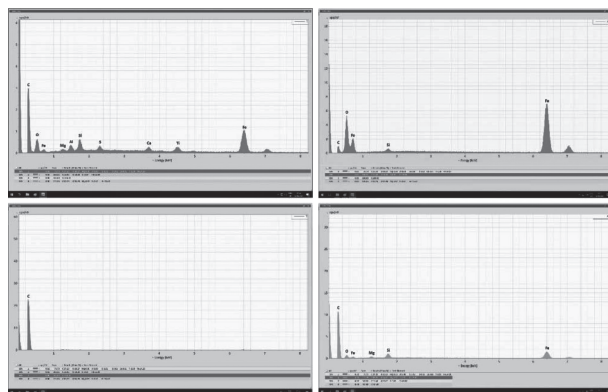
如图4(a)所示,假定这里是夹杂物的起始点,缺陷呈漏斗状的形态。可以判定这肯定不同于典型的裂纹缺陷。同时,光是夹渣缺陷也不会产生这种结构。通过能谱分析,在这个位置,观察到了镁元素,如图4(b)所示。通过电镜和能谱的双重分析,确定了这个试样所呈现的缺陷不是我们所设想的普通的裂纹缺陷,而是光亮碳缺陷。在缺陷边缘有一层铁的氧化物层,同时还存在少量镁的夹渣。

2 产生光亮碳的原因

光亮碳一般不太常见,但它也是一种众所周知



(a)



(b)

图4 能谱分析缺陷

的缺陷。在砂模或砂芯中我们会添加一些含碳的有机物,目的是在液态金属遇到沙子时产生还原性气氛。含碳有机物会在铁水与砂型间形成一层薄碳层。由于其较差的润湿性,就阻止了熔融金属进入型砂孔隙,也防止了与石英颗粒发生反应。如果形成光亮碳的添加物过多,光亮碳相可能会由于产生的气体压力和充型紊流作用而脱落,并可能在铸造表面(皱褶表面)堆积,或者就像这个试样一样,进入到铸件当中形成一个狭长断续的碳的夹杂物层(光亮碳)。此外产生光亮碳的原因还涉及工艺、环境等多个方面。深入探讨这些原因,有助于我们更好地理解和控制这一现象,从而提升铸件的质量和性能。

(1)浇注工艺:工艺设计的入水位置,浇注机设定的浇注速度和要求的起浇温度,都是光亮碳的形成原因。例如,设计的入水位置不正确,浇注机设定的浇注速度过慢,要求的起浇温度过低,末箱浇注温度低,都会产生光亮碳缺陷。

(2)覆膜砂选择:为保证流道砂芯受热不变形,选择的高强度覆膜砂中的树脂含量高,受热后的发气量也大,这些树脂在高温下热解,容易在流道的表面出现光亮碳缺陷。

(3)型砂的选择:型砂的发气量大,透气性差,加上工艺设计的排气位置不合理,排气针设计过小,导致型腔中的气体无法全部排出,会在铸件的上表面形成光亮碳缺陷。

分析认为,液压阀的原始铸造工艺设计时,选用的覆膜砂树脂含量较高,为 1.8%,该覆膜砂在高温下发生气相热解。其次,砂芯芯头规定的排气孔钻孔深度过浅,钻孔直径过小,为 $\phi 3$ mm 粗,20 mm 深。按以往的液压阀铸件开发经验,液压阀铸件的浇注温度设计为 1400 ~ 1410 $^{\circ}\text{C}$,采用侧边入水的浇注方式,在铸件无孔的面设计两处内浇道,采用开放式浇注系统,浇注速度为 7 kg/s。

3 工艺方案优化

光亮碳缺陷的产生过程复杂,是多个因素共同影响的结果。要有效控制这一现象,需要从材料、工艺、环境等多个方面入手,采取综合措施,才能取得良好的效果。另外,持续探索和开发新的原材料和铸造工艺,也是降低不良率、提高铸件质量的重要措施。

(1)提高起浇温度:提高起浇温度可以使受热分解形成的碳氢化合物更容易被氧化,降低光亮碳缺陷产生的概率。实验验证起浇温度在 1400 ~ 1440 $^{\circ}\text{C}$ 的范围内,分 4 个温度梯度验证光亮碳缺陷数量,验证结果如表 1 所示。将液压阀的起浇温度提高到 1420 ~ 1430 $^{\circ}\text{C}$,可以有效消除光亮碳缺陷。液压阀的起浇温度也不能设计得太高,高的起浇温度,会增加液压阀铸件断芯的概率。

表 1 不同起浇温度下光亮碳出现的比例

项目	起浇温度/ $^{\circ}\text{C}$			
	1400 ~ 1410	1410 ~ 1420	1420 ~ 1430	1430 ~ 1440
生产数量/件	240	240	240	160
缺陷数量/件	10	4	0	0
废品率/%	4.17	1.67	0	0

(2)提高浇注速度:为了确定浇注速度对光亮碳形成的影响,通过修改直浇道的截流面积,实验控制浇注速度 7 ~ 10 kg/s,铸件在 1420 $^{\circ}\text{C}$ 的温度下浇注,验证结果如表 2 所示。浇注速度加快到 10 kg/s 时,快速冲型可以减少芯砂树脂的热解量,从而降低

光亮碳膜的析出,铸件无光亮碳缺陷。快速充型还可以减少气体在型腔内的滞留时间,降低碳膜形成的可能性。

表 2 不同起浇温度下光亮碳出现的比例

项目	浇注速度/(kg/s)			
	7	8	9	10
生产数量/件	120	240	160	240
缺陷数量/件	6	5	3	0
废品率/%	5	2.08	1.88	0

(3)减少芯砂的树脂加入量:可以降低芯砂中树脂的加入比例,来降低流道砂芯的发气量,前提是要保证流道芯的强度,在高温下不产生变形。实验验证芯砂的树脂加入量从 1.2% ~ 1.8%,分为 4 个梯度验证光亮碳缺陷数量,验证结果如表 3 所示。铸件检验时,对阀体主轴孔的变形量进行检测,树脂含量低的覆膜砂制作的铸件,主轴孔轻微变形,不影响产品的功能。

表 3 不同树脂加入量光亮碳出现的比例

项目	树脂加入量/%			
	1.8	1.6	1.4	1.2
生产数量/件	240	240	240	240
缺陷数量/件	11	8	3	0
废品率/%	4.58	3.33	1.25	0

(4)优化砂芯排气:通过加大砂芯的排气孔,加深打孔深度,将砂芯钻孔要求改为 $\phi 5$ mm 粗,35 mm 深,可以有效排出树脂热解产生的气体,减少光亮碳缺陷发生的概率。这一措施尤其适用于复杂的液压阀类铸件,验证结果如表 4 所示。

表 4 不同砂芯排气孔尺寸光亮碳出现的比例

项目	砂芯排气孔尺寸(直径 * 深度)/mm			
	3 * 20	3 * 35	5 * 20	5 * 35
生产数量/件	240	240	240	240
缺陷数量/件	12	9	5	0
废品率/%	5	3.75	2.08	0

此外可以通过改进混砂工艺,增强型砂的透气性,减少发气量,保证气体能够顺畅排出。还可以在铸型或砂芯表面涂覆一层耐高温、耐腐蚀的涂料,以减少光亮碳的形成。

TC1 合金点火支架断裂及裂纹故障分析

胡林荣,边洪岩,成信虎,田 亮,刘一龙
(贵州黎阳国际制造有限公司,贵州 安顺 561102)

摘要:某型发动机在外场装机检查时,发现点火装置为 TC1 合金的支架在 1#位置发生断裂,2#位置出现裂纹。本文通过对支架的断口进行检查和化学成分分析,对零件的生产和装配工艺过程进行分析,确定了失效性质及失效原因。试验结果表明:1#位置的断裂和 2#位置的根部裂纹都是起始应力较大、扩展应力较小而导致的疲劳断裂和裂纹。疲劳裂纹的萌生原因相同,均与校正变形应力、装配应力、振动应力、弯曲应力及支架根部存在应力集中有关,其中 1#位置上的焊接孔洞缺陷对疲劳裂纹的萌生也有一定的促进作用。

关键词:TC1 合金 断裂及裂纹 疲劳 应力集中

中图分类号: TG401

文献标识码: A

文章编号: 1002-6886(2025)01-0109-04

Analysis of fractures and cracks in TC1 alloy ignition bracket

HU Linrong, BIAN Hongyan, CHENG Xinhui, TIAN Liang, LIU Yilong

Abstract: During on-site installation and inspection of a certain type of engine, it was found that the TC1 alloy ignition bracket had fractures at position 1# and cracks at position 2#. This article determines the nature and cause of the fractures and cracks through fracture inspection, chemical composition analysis, and analysis of the production and assembly processes of the parts. The experimental results show that the fractures and cracks are fatigue fractures and cracks caused by high initial stress and low propagation stress. The initiation of fatigue cracks is related to corrected deformation stress, assembly stress, vibration stress, bending stress, and stress concentration at the root of the bracket. The welding hole defect at position 1# also has a certain promoting effect on the initiation of fatigue cracks.

Keywords: TC1 alloy, fractures and cracks, fatigue, stress concentration

4 结论

(1) 采用优化后的方案,铸件内部无光亮碳缺陷,满足外观要求。

(2) 采用优化后的方案,测试时未发现泄漏现象,满足使用功能要求。

(3) 改善液压阀铸件光亮碳缺陷的主要措施为:提高浇注温度;提高浇注速度;降低覆膜砂树脂加入量;优化砂芯排气。

参考文献

- [1] HECKERS H,徐华新.冷芯盒法砂芯铸件的缺陷及其防止[J].铸造,1986(10):36.
- [2] 柴兴旺,刘忠强,张彦,等.型砂添加剂的选用及型砂

稳定性控制[J].现代铸铁,2022,42(3):59-64.

- [3] 王忠,刁家平.湿砂型铸造用煤粉技术指标的测定及在汽车铸件生产中的应用[J].铸造技术,2018,39(3):579-581.
- [4] 方圆,周吉祥,于赞,等.耐热钢排气歧管熔模铸件数值模拟与优化[J].常州大学学报(自然科学版),2013,25(3):1-5.
- [5] 李松杰,周正寿,孙祥广.减速机壳体的铸造工艺及 CAE 模拟分析[J].现代机械,2021(3):86-88.
- [6] 龚登琼,范明宇.煤粉光亮碳对铸件表面粗糙度的影响[J].柴油机设计与制造,2004(1):46-47.

作者简介:孙祥广(1987-),男,工程师,研究方向为砂型铸造。
收稿日期:2024-10-09

TC1 合金是一种近 α 型的双相钛合金,具有密度低,良好的锻造塑性、焊接性能和热稳定性^[1-2],在酸碱的环境下也具有非常好的抗腐蚀性特点^[3]。钛合金支架在发动机上主要起支撑、稳固各类零部件的作用。一些支架在安装时,根据自身结构和固定零件的匹配关系,常常存在装配应力,同时支架的根部位置还会受到变形应力的作用;在工作中,还会受到发动机震动等应力的作用。对焊接组件的支架,其最先失效的部位通常均位于焊缝位置附近^[4-5]。

某型发动机点火支架在外场装机检查时,发现点火装置支架出现断裂和裂纹缺陷,支架为焊接组合件,工作时间大约为 150 h,材料为 TC1 合金。本文对该支架的失效性质和原因进行了分析讨论。

1 试验过程与结果

1.1 裂纹宏观检查

点火支架外观整体形貌见图 1,局部由焊接组成,断裂部位见图 1 中 1#位置箭头所示,位于 1#位置的转角处焊接位置。经过宏观观察,在图 1 中 2#位置的焊点位置及其附近存在裂纹,裂纹均已贯穿整个零件的壁厚,裂纹长约 15.5 mm,裂纹形貌如图 2 所示。

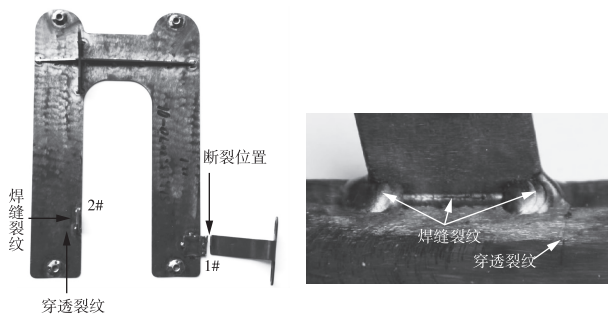


图 1 点火支架外观及断裂位置、裂纹位置

图 2 2#裂纹位置及形貌

1#断口形貌如图 3 所示,整个断口呈灰白色,局部区域呈灰黑色,在断口中部区域有一条长约 7.8 mm 的深灰色亮线,断口分为两个平坦的区域,在两个区域的扩展区交界处有一定的断面起伏。在显微镜下观察,断口源区位于两个平坦区的边缘位置,两处源区均呈线源特征,在源区附近可见放射棱线。

断口的扩展区域有可见疲劳弧线特征,部分位置存在挤压磨损痕迹,断口中部灰色亮线区域未见断口特征。对断口源区附近侧表面进行观察,在断口源区 2 位置表面存在打磨痕迹,源区 1 位置表面未见打磨痕迹,源区附近表面形貌如图 4 所示。

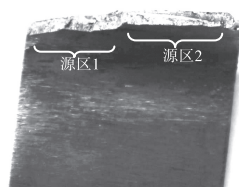


图 3 1#断裂位置断口整体形貌及源区位置

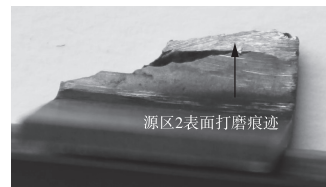


图 4 1#断口源区 2 侧表面打磨痕迹

对 2#根部的裂纹进行观察时,手动轻轻晃动支架,支架马上发生断裂,断口形貌见图 5。该断口分为三个区域,左右两个区域为断口区,中间部分为支架原始表面。两个断口区域整体呈灰黑色,在边缘局部区域呈金属灰色,金属灰色区域为人为断口区,人为断口区长约 4.6 mm,壁厚约为 0.25 mm;两个断口区断面均有一定的起伏,在显微镜下观察,两处断口区区可见疲劳弧线特征,断口的源区均位于支架表面,呈线源特征,断口整体形貌见图 5。对源区附近侧表面进行观察,在源区侧表面存在打磨痕迹。

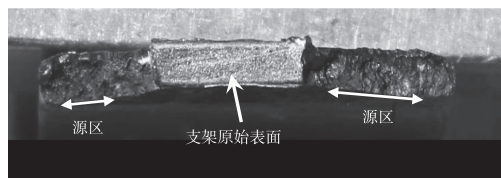


图 5 2#裂纹断口整体形貌

1.2 SEM 检查

1.2.1 1#断口的检查情况

断口的 SEM 形貌见图 6,两处源区均呈线源特征位于零件表面。对线源 1 和线源 2 放大后观察,两处源区位置均可见放射棱线,断口源区微观形貌为准解理特征,局部位置可见准解理台阶和准解理平面,见图 7。断口扩展区微观形貌为准解理特征,在局部位置发现有疲劳弧线及疲劳条带特征,疲劳条带间距较小,见图 8、图 9。断口扩展区直至断裂位置均可见疲劳特征,未见韧窝瞬断裂形貌,这表明裂纹在扩展过程中所受应力较小,即工作应力较小。

