文章编号:1001-2060(2025)06-0023-13

基于代理模型的船用复合减振器动力学特性 分析与多目标结构优化设计

陈凯杰¹.邱中辉^{2,3}.杨晨东¹.陈蔚芳⁴.杨 建¹.张景雨⁵

(1.中国舰船研究设计中心,上海 201108; 2.船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心,黑龙江 哈尔滨 150078;
3.中国船舶集团有限公司第七 O 三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078; 4.南京航空航天大学 机电学院,江苏 南京 210016;
5.上海凌耀船舶工程有限公司,上海 201108)

摘 要:为研究某型号船用复合减振器动力学特性并优化其抗冲击性能,基于丁腈橡胶大应变率范围本构模型,建 立了复合减振器有限元仿真模型,开展了三向静刚度、垂向扫频和跌落冲击特性的试验与仿真分析;基于仿真开展 了影响因素分析,获得了复合减振器结构参数对其静刚度、固有频率以及隔离单元冲击最大加速度、冲击最大位移 的影响规律,并建立了减振器结构参数与主要动力学参数之间的代理模型;基于建立的代理模型,采用带精英策略 的非支配排序的多目标遗传算法(NSGA-II)和多目标粒子群算法(MOPSO)开展了考虑复合减振器静、动态特性约 束的多目标结构优化。结果表明:复合减振器静态刚度、固有频率、冲击刚度仿真与试验结果误差分别小于 9.29%、6.68%和9.53%,阻尼比误差小于6.67%,冲击等效粘滞阻尼系数误差小于11.57%,仿真模型准确;优化 后,隔离单元在冲击条件下的最大相对位移下降7.39%、最大绝对加速度下降3.9%,优化设计方法有效。

关键 词:复合减振器;动力学特性;多目标优化设计;减振降噪

中图分类号: U661.44 文献标识码: A DOI: 10.16146/j. cnki. rndlgc. 2025.06.003

[引用本文格式]陈凯杰,邱中辉,杨晨东,等. 基于代理模型的船用复合减振器动力学特性分析与多目标结构优化设计[J]. 热能动 力工程,2025,40(6):23-35. CHEN Kaijie, QIU Zhonghui, YANG Chendong, et al. Dynamic characteristics analysis and multi-objective structural optimization design of marine composite shock absorber based on proxy model[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2025,40(6):23-35.

Dynamic Characteristics Analysis and Multi-objective Structural Optimization Design of Marine Composite Shock Absorber based on Proxy Model

CHEN Kaijie¹, QIU Zhonghui^{2,3}, YANG Chendong¹, CHEN Weifang⁴, YANG Jian¹, ZHANG Jingyu⁵
(1. China Ship Development and Design Center, Shanghai, China, Post Code: 201108; 2. National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering, Harbin, China, Post Code: 150078;
3. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078; 4. College of Mechanical & Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, China, Post Code: 210016;
5. Shanghai Lingyao Marine Engineering Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 201108)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics and optimize the impact resistance performance of a certain type of marine composite shock absorber, the finite element simulation model of the composite shock absorber was established based on the large strain rate range constitutive model of nitrile butadiene rubber, and the test and simulation analysis of the three-dimensional static stiffness, vertical sweep frequency and drop impact characteristics were carried out. Based on the simulation, the influencing factors were analyzed to obtain the influence law of the structure parameters of the composite shock absorber on its static stiffness, nat-

收稿日期:2024-12-03; 修订日期:2025-03-30

基金项目:国家科技重大专项 National Science and Technology Major Project(J2019-IV-0015-0083)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project (J2019-IV-0015-0083)

作者简介:陈凯杰(1998-),男,中国舰船研究设计中心助理工程师.

ural frequency, maximum impact acceleration and maximum impact displacement of the isolation unit. And the proxy model between the structure parameters of the shock absorber and main dynamics parameters was established. Based on the established proxy model, multi-objective structural optimization considering static and dynamic characteristic constraints of composite shock absorber was carried out by using nondominated sorting genetic algorithm with elitist strategy (NSGA-II) and multi-objective particle swarm optimization (MOPSO). The results show that the simulated and experimental errors of the static stiffness, natural frequency and impact stiffness of the composite shock absorber are less than 9.29%, 6.68% and 9.53%, respectively. The damping ratio error is less than 6.67%, and the impact equivalent viscous damping coefficient error is less than 11.57%, indicating that the simulation model is accurate. After optimization, the maximum relative displacement of the isolation unit under the impact condition decreases by 7.39%, and the maximum absolute acceleration decreases by 3.9%, showing that he optimization design method is effective. **Key words:** composite shock absorber, dynamics characteristic, multi-objective optimization design, vibration and noise reduction

引 言

燃气轮机作为船舶的动力核心,其优良的隔振 与抗冲击性能可以避免船舶因失去动力而造成人 员、装备的损失。减振器作为船用动力设备隔离系 统中的关键减振元件,其动力学特性直接影响动力 设备的隔振性能与抗冲击性能。

橡胶材料力学特性具有明显的刚度非线性、加 载速率依赖性以及时间相关性,其本构模型准确性 对减振器整体减振、抗冲击性能评估有重要影响。 王礼立^[1]提出的 Z-W-T 非线性粘弹性本构模型,由 于结构简单得到了广泛应用。由于 Z-W-T 模型在 不同应变率加载下具有不同的模型系数,雷经发等 人^[2]在 Z-W-T 本构模型的基础上引入了一个与应 变率、应变相关的超弹性修正系数,统一了不同应变 率下本构模型的表达式。

王文杰^[3]以船用橡胶隔振器为研究对象,分析 了工况参数对静刚度、动刚度、冲击刚度的影响。黄 栋^[4]设计了非线性碟形弹簧隔振器,通过理论计算 表明了非线性碟形弹簧隔振器相比橡胶减振器在分 析的性能指标方面具有明显优势。唱忠良等人^[5] 以金属橡胶减振器为研究对象,开展了减振器的冲 击加速度峰值大小及峰值时间的仿真与试验对比, 结果表明,采用弹簧阻尼单元模拟金属橡胶力学特 性效果较好。刘泽^[6]针对金属钢丝网减振器进行 冲击加速度响应的理论计算和试验对比,研究了冲 击载荷、相对密度及负载质量对冲击加速度、冲击隔 离系数的影响。任志英等人^[7]以金属橡胶 – 硅橡 胶复合减振为对象,发现该结构具有较低的共振频 率,且具有变阻尼特性和高次非线性刚度特性。

徐正龙^[8]分析了隔离器与限位器阻尼比、非线 性刚度以及限位间隙对隔离系统冲击最大相对位移 以及绝对加速度的影响规律,提出了抗冲击性能优 化策略。顾永鹏等人^[9]建立双层隔振限位系统动 力学模型,通过遗传算法对系统冲击中间质量以及 设备最大加速度响应进行寻优,研究结果大幅提高 了系统抗冲击性能。高鹏等人^[10]针对一种新型三 级抗冲击隔离器理论模型,通过仿真获得了三级隔 离器刚度配置的最优范围,降低了加速度响应幅值。 熊鑫等人^[11]针对现有钢丝绳隔振器进行了改进,在 保证其动态隔振效果的同时降低冲击加速度响应峰 值。韦子祥等人^[12]针对某船用动力设备复合减振 器,研究了其结构参数对冲击加速度以及相对位移 的影响规律,基于 NSGA-II 算法对冲击性能进行了 多目标寻优,得到了优化参数最值。

Z-W-T模型对试验数据外应变率工况下的橡胶 特性预测能力较为有限,超弹性修正系数方法不能 准确体现橡胶高应变率下的阻尼耗散特性。为增强 复合减振器动力学特性分析的准确性,需要采用适 用于大范围应变率的橡胶本构模型,增强仿真计算 的通用性。

常见的减振零件包括橡胶、金属橡胶、碟形弹 簧、弹簧等。有部分学者对1种或2种减振零件组 成的复合减振器动力学特性进行了研究,但很少有 对包含3种减振零件能够三向抗冲隔振的复合减振 器的研究。这是因为,这类减振器材料、几何、边界 呈现较强的非线性特点,精确仿真模型的建立和准 确动力学特性的分析是难点。 现有的研究一般将抗冲击性能定义为负载加速 度响应峰值或位移响应峰值,将其作为优化目标进行 优化。对于同时考虑静态特性、动态特性约束的复合 减振器多目标优化问题还需要进一步深入研究。

本文基于适用于静态、动态、冲击的材料本构模 型以及仿真有限元模型,开展复合减振器及隔离系 统的动力学特性影响因素及结构参数敏感度分析, 以负载最大绝对加速度和最大相对位移为优化目 标,根据实际工程需要,以复合减振器静、动态特性 为约束条件,开展多目标优化设计,并最终针对优化 结构开展试验与仿真验证。

1 复合减振器动力学特性分析

1.1 复合减振器有限元仿真模型

复合减振器主要减振元件包括 V 型丁腈主体 橡胶、金属橡胶垫、丁腈橡胶垫、碟簧,减振器上盖与 螺杆通过螺纹连接。图 1 为在有限元仿真软件 ABAQUS 中建立的复合减振器模型,其中 h_{ds} 、g、 h_r 、 q、 $k_j_{down} j_{up}$ 、 σ 分别代表碟形弹簧厚度、主体橡胶高 度、主体橡胶厚度、主体橡胶倾角、主体橡胶宽度、螺 杆与橡胶垫的间隙(下间隙)、螺杆与橡胶隔离垫的 间隙(上间隙)、金属橡胶相对密度。



Fig. 1 Simulation models of composite shock absorber

为开展复合减振器动力学特性分析,需要在有限元仿真软件中建立仿真模型,确定材料本构模型、 边界条件等。采用超弹性本构模型与粘弹性本构模 型描述丁腈橡胶材料;采用超弹性本构本构模型描述金属橡胶材料;采用弹性模量及泊松比描述金属 材料。丁腈橡胶、金属橡胶网格单元类型采用 C3D8RH单元;碟形弹簧等金属零件网格单元类型 统一采用 C3D8R 单元。复合减振器接触属性设置 如表1 所示。

表1 复合减振器接触属性设置

Tab. 1 Contact attribute settings for composite shock absorber

接触名称	接触类型
金属 – 金属	法向硬接触,切向罚函数法,摩擦系数0.15
橡胶 – 橡胶	法向硬接触,切向罚函数法,摩擦系数0.54
金属 – 橡胶	法向硬接触,切向罚函数法,摩擦系数0.40

基于对相同牌号、相同制造工艺丁腈橡胶本构 模型^[13]的研究,模型系数取值如表2、表3所示,其 中粘弹性本构模型适用于大应变率范围,对材料试 验加载工况外的工况具有较好的预测能力。

表 2 丁腈橡胶材料粘弹性本构模型系数 Tab. 2 Viscoelastic model coefficients of

ib. 2 Viscoelastic model coefficients (

butadiene rubber material

无量纲模量 g _i	松弛时间 τ_i
0.068 580	0.000 001 62
0.894 377	0.000 030 00
0.007 131	0.014 400 00
0.005 087	0.086 200 00
0.009 737	0.984 000 00

表 3 丁腈橡胶材料超弹性本构模型系数

Tab. 3 Hyperelastic constitutive model coefficients

of nitrile butadiene rubber material

<i>C</i> ₁₀ /MPa	<i>C</i> ₀₁ /MPa		
0.153	0.1657		

根据同型号现有金属橡胶研究所得,采用二阶 Polynomial 超弹性本构模型^[14],不同相对密度的金 属橡胶本构参数如表4所示。

表4 金属橡胶材料本构模型系数

Tab. 4 Constitutive model coefficients of metal rubber material

相对密度	C_{10}	C_{01}	C_{20}	C_{11}	C_{02}	D_1	D_2
0.4	-2.52	2.88	0.91	-3.23	4.21	0.51	0.04
0.3	-0.64	0.74	0.27	-0.91	1.08	2.63	0.19
0.2	-0.88	1.02	0.23	-0.89	1.25	7.00	0.67

1.2 复合减振器静态特性分析

对复合减振器参数质量、力值、位移值进行无量 纲化处理,固有频率、刚度、加速度均由以上3个量 纲导出,因此也为无量纲值,对所有质量值除以复合 减振器额定负载质量,对所有力值除以复合减振器 额定载荷值,对所有位移值除以复合减振器额定负 载下的仿真静态位移值。

为保证复合减振器静态特性仿真结果的准确 性,参照 GB/T 15168-2013,使用中高频疲劳试验机 开展在额定负载下的三向静态刚度试验,垂向试验 工装如图 2(a)所示、横纵向试验工装如图 2(b) 所示。



(a) 垂向试验工装



(b) 横纵向试验工装

图2 复合减振器试验工装

Fig. 2 Test equipment of composite shock absorber

在 ABAQUS 软件中的隐式动力学模块进行与 试验相同条件的仿真。垂向仿真模型如图 3(a)所 示,将减振器上盖自由度耦合至参考点 RP-1,将减 振器底座自由度耦合至参考点 RP-2,对 RP-1 施加 垂直向下的位移边界条件,对 RP-2 施加固定约束边 界条件。横纵向仿真模型如图 3(b)所示,对减振器 与侧板接触部分添加绑定约束,螺杆与侧板之间添 加接触,将一对减振器上盖自由度耦合参考点 RP-1, 施加垂直向下的位移边界条件,对侧板施加固定约 束边界条件。





表 5 为复合减振器三向静态刚度仿真值与试验 值对比,额定载荷下的三向静态刚度 K_i仿真值与试 验值误差均小于 10%,证明了模型的准确性。

采用参数化建模,建立不同主体橡胶厚度、倾 角、宽度、高度下的仿真模型,仿真得到静态刚度变 化规律,如图4所示。

由图 4 可知:主体橡胶厚度对三向刚度具有较 大影响;主体橡胶倾角仅对垂向静态刚度有较大影 响;主体橡胶宽度对垂向静态刚度影响较小,对纵向 静态刚度有一定影响;主体橡胶高度对三向静态刚 度均有一定影响。

表 5 复合减振器三向静态刚度仿真值与试验值对比

Tab. 5 Comparison of three-dimensional static stiffness between simulated and experimental results of composite shock absorber

主由	法吉店	样件1	样件2	样件3	误差/
刀鸣	切具阻	试验值	试验值	试验值	%
垂向	1.000	0.969	0.998	0.959	7.30
横向	1.271	1.236	1.331	1.207	9.28
纵向	1.569	1.507	1.508	1.637	9.29





图 4 主体橡胶不同参数对复合减振器三向无量纲 静态刚度影响规律

Fig. 4 Influence laws of different parameters of main body rubber on three-dimensional dimensionless static stiffness of composite shock absorber

1.3 复合减振器动态特性分析

为保证复合减振器动态特性仿真的准确性,参照 GJB 150.16A-2009《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》开展在额定负载下的复合减振器垂向振动台扫频试验,扫频范围为1~60 Hz,当频率小于16 Hz 时,保持振动位移幅值为1 mm,当频率大于16 Hz 时,保持振动加速度幅值为10 m/s²,扫频速度为1oct/min。复合减振器扫频试验工装如图 5(a)所示。

ABAQUS 稳态动力学模块中可以使用模态叠加 法和直接法对模型进行求解,前者基于模态,只能对 线性系统进行求解;后者通过直接法对模型的原始 方程直接积分计算得出稳态响应,可适用于对频率 敏感的粘弹性本构模型。使用稳态动力学直接法进 行与试验相同条件的仿真,建立扫频仿真模型如 图 5(b)所示。将减振器上盖自由度耦合至参考点 RP-1,将减振器底座自由度耦合至参考点 RP-2,对 RP-1 施加垂直方向的位移边界条件,对 RP-2 施加 固定约束边界条件。

固有频率近似等于传递率峰值对应的频率,共 振条件下的阻尼比ζ可由下式计算得到:

$$\zeta = \sqrt{\frac{1}{4(T_{\max}^2 - 1)}}$$
(1)

式中:T_{max}为传递率峰值。





图 6 为复合减振器两端加速度传递率仿真曲线 与试验曲线对比,固有频率ω仿真值与试验值误差 为 6.68%、共振频率下阻尼比ζ仿真值与试验值误 差为 5.67%,证明了模型的准确性。







不同结构参数下复合减振器固有频率及阻尼比 变化规律如图 7 所示。



图 7 不同结构参数下复合减振器固有频率及阻尼比变化规律 Fig. 7 Change laws of natural frequency and damping ratio of composite shock absorber under different structure parameters 由图 7 可知,复合减振器固有频率受主体橡胶 厚度、倾角影响较大;复合减振器阻尼比受主体橡胶 厚度、高度影响较大。

1.4 隔离单元冲击特性分析

隔离系统往往需要数十个减振器、限位器组合 使用,而试验的冲击环境无法达到全负载要求,因此 开展复合减振器、限位器小组合的隔离单元冲击特 性研究,若干减振器与限位器的组合可称为隔离 单元。

参照减振器与限位器安装数量配比、隔离系 统负载质量、布置方式等,采用3个减振器与1个 限位器组合方式,保证其动动力学特性及响应与整 体隔离系统相似。如图8为动力设备隔离系统 简图。



图 8 隔离系统简图 Fig. 8 Simplified diagram of isolation system

为保证隔离单元在冲击环境下的仿真计算准确 性,依据 CB 20189-2016《缓冲元件冲击特性参数测 试方法》开展复合减振器跌落冲击试验工装,如 图 9(a)所示。该装置的原理是将台面、被测件、负 载质量提升一定高度,并自由落下由波形发生器对 被测件产生冲击加速度激励。

在 ABAQUS 软件隐式动力学模块中基于大质 量法建立仿真模型^[15],对减振器上盖处耦合的参考 点 RP-1 添加无量纲负载质量 1,并对该耦合点添加 垂直向下的重力加速度。在底面处耦合参考点 RP-2 添加大质量 M_g ,并对大质量施加集中力 $M_g \cdot a(t)$ 。 当大质量与负载质量的比值足够大时,该集中力能 够达到直接对模型施加加速度激励 a(t)的效果,将 试验实测底部激励施加于复合减振器底部大质量 点,仿真模型如图 9(b)所示。

图 10(a)为跌落冲击实测加速度激励 a(t),可 以看到波形发生器产生的冲击激励在 20 ms 后几乎 衰减至零,以该曲线 25 ms 前的加速度值作为大质 量法仿真计算输入,计算得到复合减振器负载端载 荷以及减振器上盖与底座之间的相对位移。仿真与 试验加载曲线对比如图 10(b)所示,可以看到2个 减振器试验结果一致性较好,且仿真位移 – 载荷曲 线与试验曲线重合度较高。













复合减振器冲击特性仿真与试验对比如表6所示。依据CB 20189-2016 计算方法,压缩冲击刚度、 拉伸冲击刚度仿真值与试验值最大误差为9.53%、 等效粘滞阻尼系数仿真值与试验值最大误差为 11.57%。

表 6 复合减振器冲击特性仿真与试验对比 Tab. 6 Comparison of impact characteristics between simulated and experimental results of composite shock absorber

无量纲参数	样件1 试验值	样件2 试验值	仿真值	最大误差/ %
压缩等效刚度	4.327	3.979	4.360	8.75
压缩参考刚度	6.646	6.525	6.371	4.31
拉伸等效刚度	3.516	3.525	3.822	7.99
拉伸参考刚度	2.853	2.936	3.125	9.53
等效粘滞阻尼系数	0.008 03	0.006 54	0.007 19	11.57

依据前联邦德国国防军舰建造规范 BV0430-85 并基于大质量法,考虑隔离单元在某特定冲击谱下 的隔离单元垂向冲击特性,限位器则采用非线性刚 度-阻尼单元模拟。

仿真得到不同复合减振器结构参数下隔离单元 最大加速度及最大相对位移变化规律,如图 11 所 示。由图 11 可知:主体橡胶厚度及主体橡角倾角对 隔离单元拉伸最大位移、压缩最大加速度和拉伸最 大加速度均有较明显的影响;主体橡胶宽度对隔 离单元动力学特性影响较小;主体橡胶高度对隔 离单元拉伸最大加速度有一定影响;下间隙及碟形 弹簧厚度对隔离单元压缩、拉伸加速度有一定影 响;上间隙对隔离单元拉伸最大位移、加速度有一 定影响。金属橡胶相对密度对最大位移、加速度影 响较小。







图 11 结构参数对复合减振器冲击特性影响规律

Fig. 11 Influence laws of structure parameters on impact characteristics of composite shock absorber

2 复合减振器结构优化设计

2.1 结构参数敏感度分析

敏感度分析,即分析复合减振器结构参数变化 对目标变量的影响程度,选取影响最大的参数进行 后续优化设计。有限差分法是最为常见的敏感度分 析方法,其计算公式为:

Sens ' =
$$\frac{\delta y}{\delta x} \approx \frac{y(x_0 + t) - y(x_0 - t)}{2t}$$
 (2)

式中:Sens'—有限差分法敏感度; x_0 —初始结构参数;t—微小扰动;y—分析的目标变量。

有限差分方法中的敏感度是目标变量在某设计 点的导数,若将其作为评价指标,则仅能体现在某设 计点附近结构参数变化所引起目标变量的变化程 度。考虑实际工程需求,复合减振器动力学特性敏 感度 Sens 可由目标变化百分比与结构参数在设计 范围内变化百分比比值的绝对值的最大值表示:

Sens = max
$$\left[\left| \frac{[y(x_{t}) - y(x_{0})]/y(x_{0})}{(x_{t} - x_{0})/(x_{max} - x_{min})} \right| \right]$$
 (3)

式中: $y(x_1)$ —在设计点 x_1 处目标变量值; x_0 —初始 结构参数; x_{max} —结构参数的最大值; x_{min} —结构参数 的最小值。

采用该方法计算得到的敏感度为无量纲值,可 以考虑在结构参数在范围设计域中变化所引起的目 标变量变化程度。

复合减振器结构参数敏感度如表7所示。由表

7 可知:在设计范围内各指标对主体橡胶宽度以及 金属橡胶相对密度的敏感度较小,因此选择主体橡 胶厚度、倾角、高度,下间隙、上间隙、碟形弹簧厚度 为优化变量。

表 7	复合减振器结构参数敏感度

Tab. 7 Sensitivity of structure parameters of composite shock absorber

结构会物	设计				敏感度		
中国参数	范围	静态刚度	固有频率	压缩最大相对位移	压缩最大加速度	拉伸最大相对位移	拉伸最大加速度
$h_{ m r}$	[30,40]	0.86	0.43	0.03	0.18	0.17	0.36
q	[105,125]	0.96	0.52	0.01	0.20	0.13	0.24
k	[260,280]	0.09	0.08	0.00	0.00	0.06	0.09
g	[135,150]	0.18	0.11	0.00	0.01	0.04	0.12
$j_{ m down}$	[3,7]	-	-	0.12	0.22	0.01	0.05
${j_{ m up}}$	[1.5,4.5]	-	-	0.00	0.02	0.18	0.35
$h_{ m ds}$	[3,7]	-	-	0.06	0.19	0.02	0.27
σ	[0.2,0.4]	-	-	0.01	0.04	0.04	0.07

注:"-"表示无数据。

2.2 试验方案设计

在确定了优化结构变量后可以借助试验方案设 计算法,列出变量参数组合表,用于仿真获得不同结 构参数组合下的目标变量值。常见的试验设计方法 包括正交试验设计、Box-Behnken 设计(BBD)、拉丁 超立方设计等^[16]。可采用最小势能原理对取样的 均匀性进行评估,势能函数表示为:

$$U = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^{n} \frac{1}{\|x_i - x_j\|^2}$$
(4)

式中:U—势能函数,该函数越小代表样本点彼此距 离越远,样本均匀性越好; $\|x_i - x_j\|$ —样本点 x_i 与 x_i 的欧式距离。

通过正交试验、BBD、拉丁超立方获得样本点集 合,并通过式(3)计算获得不同样本的势能,如表8 所示。拉丁超立方取样法获得的样本具有最小的势 能,故最终确定使用该种方法。

表 8 不同取样方法的样本势能对比

Tab. 8 Comparison of sample potential energy obtained by different sampling methods

正交试验	BBD 取样样本	拉丁超立方
样本势能	势能	样本势能
1.41	1.44	1.35

2.3 代理模型建立

工程实践中的多输入、高非线性的优化问题,其

待优化目标难以采用理论推导的方式得到表达式。 此时可以通过拟合、插值等手段建立输入变量到输 出变量的近似代理模型,以此降低寻优难度,同时也 保证了模型的精度。常见的代理模型包括多项式响 应面(Polynomial Response Surface, PRS)模型、克里 金(Kriging)模型、径向基函数(Radial Basis Function, RBF)模型^[17],使用均方根误差(Root Mean Square Error, RMSE)、决定系数 *R*²作为模型精度评价指标, 其中 RMSE 表示预测值与真实值的平均偏差,*R*²则 表示目标实际值中能够被模型预测值解释的数量占 比,代表预测值与实际值之间的相关程度^[18]。代理 模型评估结果如表9 所示,其中*f_k f_a f_x f_a分别为复* 合减振器静态刚度模型、固有频率模型、隔离单元冲 击最大相对位移模型以及隔离单元冲击最大绝对加 速度模型。

表9 代理模型评估结果

Tab. 9 Proxy model assessment results

the state	多项式响应面 模型指标		径向基	甚函数	克里金	
 侯型			模型	模型指标		模型指标
石你 ·	RMSE	R^2	RMSE	R^2	RMSE	R^2
$f_{\rm k}$	0.008	0.999	0.007	0.999	0.093	0.910
f_{ω}	0.009	0.999	0.008	0.999	0.011	0.849
$f_{\rm x}$	0.084	0.931	0.030	0.986	0.126	0.859
f_a	0.159	0.778	0.154	0.805	0.055	0.912

由表9可知:对于静态刚度和固有频率,多项式 响应面模型与径向基函数模型拟合效果相当,且优 于克里金模型。多项式响应面模型系数较少更方便 使用。故静态刚度及固有频率的代理模型采用三次 多项式响应面模型。

径向基函数模型对最大相对位移的拟合效果最 好,故采用径向基函数模型作为最大相对位移模型。 克里金模型对最大绝对加速度的拟合效果最好,故 采用克里金模型作为最大绝对加速度模型。

2.4 复合减振器结构多目标优化设计

由于复合减振器固有频率需要避开隔离单元上 安装设备的激振频率,且复合减振器静态刚度对隔 离单元静态变形起决定作用,故对复合减振器固有 频率以及静态刚度做出一定的约束。

基于上文建立的代理模型,将静态刚度模型、固 有频率模型作为约束条件,将最大相对位移模型、最 大绝对加速度模型作为优化目标,建立如下的基于 隔离单元抗冲击性能的复合减振器多目标优化 模型:

 $\begin{cases} \min[f_{x}(h_{ds},g,h_{r},q,j_{down},j_{up})] \\ \min[f_{a}(h_{ds},g,h_{r},q,j_{down},j_{up})] \\ f_{k} \in [1,1.25], f_{\omega} \in [0.208,0.246] \end{cases}$ (5)

在构建多目标优化算法目标函数时,为平衡不同待优化结构参数对优化目标影响的大小,采用 min-max标准化方法将优化目标进行归一化处理, 使结果映射到[0,1]之间。

最大加速度指标与最大相对位移指标对于复 合减振器的结构优化同样重要,目标函数可表 示为^[19]:

 $f_{obj} = \min(\eta_1 f'_x + \eta_2 f'_a)$ (6) 式中: f_{obj} —优化目标函数; f'_x —归一化的最大相对 位移输出; f'_a —归一化的最大绝对加速度输出; η_1 —比例系数、 η_2 —比例系数,取 $\eta_1 = \eta_2 = 0.5$ 。

分别采用带精英策略的非支配排序的多目标遗 传算法(Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II, NSGA-II)和多目标粒子群(Multiple Objective Particle Swarm Optimization, MOPSO)算法对优化模型进行 求解,结构参数优化如表 10 所示。

表 10 结构参数优化

Tab. 10 Structure parameter optimization

算法名称	$h_{ m ds}$	g	$h_{ m r}$	q	$\dot{j}_{ m down}$	$j_{ m up}$
NSGA- II	5.5	144.4	34.4	110.0	8.9	1.5
MOPSO	4.3	141.5	37.9	117.6	4.9	1.5

NSGA-II、MOPSO 算法分别优化得到复合减振器结构参数组合,优化结果如表 11 所示。

表 11 优化结果对比

Tab. 11 Comparison of optimization results

米刊	无量纲最大	无量纲最大	静态	固有	目标
	相对位移	绝对加速度	刚度	频率	函数值
原始结构	4.540	133 200	1.029	0.238	-
NSGA- II	4.140	125 400	1.101	0.228	1.07
MOPSO	4.105	127 200	1.048	0.237	1.09

注:"-"表示无数据。

由表 11 可知,NSGA-II 优化后的目标函数值更 小,故选择该组优化结构作为最终优化结果。优化 结构相比原始结构,最大相对位移下降 8.81%、最 大绝对加速度下降 5.85%。

2.5 复合减振器优化结构试验与仿真验证

针对优化结果,生产了对应结构的复合减振器, 其动力学特性试验采用与前文所述相同的方法以及 数据处理方法。计算得到额定负载下的垂向静态刚 度、固有频率及阻尼比,如表 12 所示。垂向静态刚 度预测值与试验最大误差为 6.15%,固有频率最大 误差为 3.63%,阻尼比最大误差为 10.42%,证明代 理模型准确性较好,优化结果可信度较高。

表 12 优化结构静动态特性试验与预测对比

Tab. 12 Comparison of static and dynamic characteristics between test and prediction of optimized structure

无量纲 参数	样件1 试验值	样件2 试验值	样件3 试验值	仿真值	代理 模型 预测	预测最大 误差/%
静态刚度	0.918	0.923	0.896	0.965	0.951	6.15
固有频率	0.230	0.232	0.220	0.229	0.228	3.63
阻尼比	0.077 5	0.073 1	0.075 6	0.071 0	0.078 4	10.42

由于条件限制,采用仿真计算验证隔离单元的 抗冲击特性,仿真计算完成后提取隔离单元冲击最

表 13 优化结构冲击特性仿真与预测对比

Tab. 13 Comparison of impact characteristics between simulation and prediction of optimized structure

仿真		预	测	误差/%	
无量纲	无量纲	无量纲	无量纲	最大相对	最大绝对
最大相对	最大绝对	最大相对	最大绝对	位移	加速度
位移	加速度	位移	加速度	预测	预测
4.200	127 900	4.140	125 400	1.42	1.95

由表 13 可知,最大绝对加速度、最大相对位移 代理模型预测值与仿真值误差分别为 1.95%、 1.42%,优化结果较为可信。优化后的复合减振器 相比优化前,冲击最大相对位移下降 7.39%、最大 绝对加速度下降 3.90%,可以满足动力设备的减振 隔冲性能需求。

3 结论及展望

(1)基于适用于大范围应变率的橡胶本构模型,复合减振器静态刚度、固有频率、冲击刚度仿真值与试验值误差均小于10%;阻尼比、冲击等效粘滞阻尼系数仿真值与试验值误差小于13%。

(2)主体橡胶厚度对三向刚度均具有较大影响;主体橡胶倾角仅对垂向静态刚度有较大影响;主体橡胶宽度、高度对三向静态刚度影响较小。

(3)复合减振器固有频率主要取决于主体橡胶厚度、倾角;阻尼比主要取决于主体橡胶厚度、 高度。

(4)隔离单元压缩最大位移主要取决于主体橡胶厚度、下间隙以及碟簧厚度;隔离单元拉伸最大位移主要取决于主体橡胶厚度、倾角以及上间隙;隔离单元最大加速度主要取决于主体橡胶厚度、倾角、下间隙以及碟簧厚度。

(5) 针对研究的复合减振器, NSGA-II 算法相 对于 MOPSO 算法具有更好的效果;优化的结构相 比原结构,隔离单元最大相对位移下降 7.39%、最 大绝对加速度下降 3.90%。

由于未考虑钢架引起的刚度串联等问题,隔离 单元响应并不能完全等效于隔离系统响应,后续需 要以隔离单元动力学特性为基础,对隔离系统开展 进一步动力学特性分析和优化设计研究。

参考文献:

- 王礼立. 冲击载荷下高聚物动态本构关系对粘弹性波传播特性的影响[J]. 宁波大学学报(理工版),1995,8(3):30-57.
 WANG Lili. The influence of dynamic constitutive relations of polymers at impact loading on the viscoelastic wave propagation character [J]. Journal of Ningbo University (Natural Science and Engineering Edition),1995,8(3):30-57.
- [2] 雷经发,许 孟,刘 涛,等.聚氯乙烯弹性体静动态力学性能及本构模型[J].爆炸与冲击,2020,40(10):63-70.
 LEI Jingfa, XU Meng, LIU Tao, et al. Static/dynamic mechanical properties and a constitutive model of a polyvinyl chloride elastomer [J]. Explosion and Shock Waves,2020,40(10):63-70.
- [3] 王文杰.船用橡胶弹性元件力学特性试验研究[D].北京:中国舰船研究院,2013.
 WANG Wenjie. Study of the experiment of the mechanics characteristics of marine rubber elastic isolator [D]. Beijing: Chinese Ship Research Institute,2013.
- [4] 黄 栋. 非线性组合隔振器结构优化及系列化设计[D]. 南京:东南大学,2016.
 HUANG Dong. Structure optimization and series design of nonlinear assembled isolator[D]. Nanjing: Southeast University,2016.
- [5] 唱忠良,刘 松,邹广平,等.金属丝网橡胶减振器冲击响应有限元仿真研究[J].哈尔滨工程大学学报,2018,39(9):
 1505-1510.
 CHANG Zhongliang,LIU Song,ZOU Guangping, et al. Finite ele-

enfinite Endiginal (1,1) for each of the endigineering university, 2018, 39 (9): 1505 - 1510.

- [6] 刘 泽. 金属丝网橡胶减振器振动及抗冲击力学性能研究
 [D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2016.
 LIU Ze. Vibration and shock resistance mechanics performance of metal-net rubber damper [D]. Harbin: Harbin Engineering University,2016.
- [7] 任志英,尧杰程,黄 伟,等. 金属橡胶 硅橡胶复合阻尼结构 的减振性能[J]. 振动与冲击,2022,41(24):234-240.
 REN Zhiying, YAO Jiecheng, HUANG Wei, et al. Performance of the composite damping damper structure compose of metal rubber and silicone rubber [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(24):234-240.
- [8] 徐正龙.船舶主机隔离系统抗冲击特性优化研究[D].哈尔 滨:哈尔滨工程大学,2022.

XU Zhenglong. Study on optimization of anti-impact characteristics

of marine main engine isolation system [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2022.

 [9] 顾永鹏,王晓欣,王洪涛,等.双层隔振限位系统抗冲击性能的参数优化及偏差研究[J].中国舰船研究,2022,17(5): 250-256.

GU Yongpeng, WANG Xiaoxin, WANG Hongtao, et al. Parameter optimization and parametric deviation influence for shock resistance of double-stage vibration isolation system with limiters [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2022, 17(5):250-256.

- [10] 高 鹏,杜志鹏,强浩垚,等. 刚度解耦式三级隔离器设计与抗冲击特性分析[J].振动与冲击,2022,41(15):36-42.
 GAO Peng, DU Zhipeng, QIANG Haoyao, et al. Design of stiffness decoupling three-stage impact isolator and its anti-impact characteristics analysis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(15):36-42.
- [11] 熊 鑫,金 晶,吴新跃,等. 钢丝绳隔振器结构抗冲击设计与优化[J]. 海军工程大学学报,2017,29(6):39-43,66.
 XIONG Xin, JIN Jing, WU Xinyue, et al. Anti-shock design and optimization of wire rope isolator structure [J]. Journal of Naval University of Engineering,2017,29(6):39-43,66.
- [12] 韦子祥,邱中辉,周晏锋,等.船用抗冲减振器冲击动力学建模与优化分析[J].热能动力工程,2022,37(11):192-200.
 WEI Zixiang,QIU Zhonghui,ZHOU Yanfeng, et al. Modeling and optimization analysis of shock dynamics of marine anti-impact shock absorber[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2022,37(11):192-200.
- [13] 陈凯杰,邱中辉,陈蔚芳,等.丁腈橡胶大应变率范围本构模型建立[J].热能动力工程,2024,39(8):183-192.
 CHEN Kaijie, QIU Zhonghui, CHEN Weifang, et al. Establishment of constitutive model of nitrile butadiene rubber over a wide strain rate range [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2024,39(8):183-192.
- [14] 郝文龙.金属橡胶复合型限位器静动态性能研究[D].南京:

南京航空航天大学,2023.

HAO Wenlong. Static and dynamic characteristics of the metal rubber compound type limiter [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2023.

[15] 金 鼎.基于有限元法的浮筏隔振系统性能分析及结构优化
 [D].武汉:华中科技大学,2019.
 JIN Ding. Performance analysis and structure optimization of float-

ing raft system based on finite element method[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2019.

[16] 柳 超.基于多目标优化的清扫车辆吸嘴轻量化研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2017.

LIU Chao. Research on the suction nozzle lightweight of road sweeping vehicle based on multi-objective optimization approach [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2017.

[17] 王新晶.代理模型自适应采样及辅助进化算法研究[D].西安:西北工业大学,2018.

WANG Xinjing. Research on surrogate based adaptive sampling and assisted evolutionary algorithms [D]. Xi' an: Northwestern Polytechnical University, 2018.

[18] 刘 潭.有杆泵采油过程建模与优化方法研究[D].沈阳:东 北大学,2016.

> LIU Tan. Research on modeling and optimization method for sucker-rod pumping process [D]. Shenyang: Northeast University, 2016.

 [19] 张晓英,张 艺,王 琨,等.基于改进 NSGA-Ⅱ 算法的含分 布式电源配电网无功优化[J].电力系统保护与控制,2020, 48(1):55-64.

ZHANG Xiaoying, ZHANG Yi, WANG Kun, et al. Reactive power optimization of distribution network with distributed generations based on improved NSGA-II algorithm [J]. Power System Protection and Control, 2020, 48(1):55-64.

(姜雪梅 编辑)