

doi:10.11835/j.issn.1000.582X.2024.08.001

面向复杂振动工况的磁流变三向隔振器研究

姜鲁航¹, 朱 秘², 綦 松¹, 余 森¹

(1. 重庆大学 光电技术及系统教育部重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆理工大学 人工智能学院, 重庆 400050)

摘要:磁流变材料具备优异的智能磁控特性, 基于其开发的隔振器在复杂振动抑制领域具有广阔应用前景。目前, 多数磁流变隔振器仅具备单向隔振功能, 缺乏与三向隔振应用相结合的研究。针对此问题, 文中采用理论计算、动力学仿真及有限元分析相结合的设计方法, 基于传统橡胶及磁流变液材料, 设计了一种应用于机载复杂振动工况下的新型磁流变三向隔振器件, 并搭建了三向隔振系统进行实验。结果表明, 设计的隔振系统在垂向与横向的随机振动衰减效率分别达到了 93.93% 与 96.01%, 展现出了良好的宽频随机振动隔振性能。文中针对磁流变隔振器提出的设计方法可同样应用于面向目标需求的其他形式隔振器设计。

关键词:磁流变隔振器; 三向隔振; 动力学仿真; 有限元分析; 随机振动响应

中图分类号: TB535

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)08-001-17

Research on magnetorheological three-directional vibration isolator for complex vibration condition

JIANG Luhang¹, ZHU Mi², QI Song¹, YU Miao¹

(1. The Key Laboratory for Optoelectronic Technology and Systems Under Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. School of Artificial Intelligence, Chongqing University of Technology, Chongqing 400050, P. R. China)

Abstract: Magnetorheological materials possess excellent intelligent magnetic-control characteristics, offering broad prospects for isolators in complex vibration fields. Currently, most magnetorheological isolators are limited to unidirectional vibration isolation function, with limited research on three-directional vibration isolation applications. Addressing this gap, this paper combines theoretical calculation, dynamic simulation, and finite element analysis to design a magnetorheological three-directional vibration isolator. This isolator, developed for airborne complex vibration conditions, integrates traditional rubber and intelligent magnetorheological fluid materials. A three-directional vibration isolation system is constructed for experimental validation. The experimental results show that the attenuation efficiency for vertical and lateral random vibration reaches 93.93% and 96.01% respectively, demonstrating excellent vibration isolation performance. The design method proposed in this paper for magnetorheological vibration isolators holds significance guiding value and can be extended and applied to other vibration isolators tailored to specific requirements.

Keywords: magnetorheological vibration isolator; three-directional vibration isolation; kinetic simulation; finite element analysis; random vibration response

收稿日期: 2023-12-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875056, 52205088)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (51875056, 52205088).

作者简介: 姜鲁航(1997—), 男, 硕士研究生, 主要从事智能结构与振动控制研究, (E-mail)2586992860@qq.com。

通信作者: 余森, 男, 教授, (E-mail)yumiao@cqu.edu.cn。

在日常生活及工业生产中,大部分振动会影响信息的传输、测量的精确,甚至有可能引起重要设备及结构的损坏,造成巨大的经济损失^[1]。因此,有害振动控制技术研究成为近年来的热点问题。隔振属于振动控制技术的一种,通过切断振源与被隔振设备之间的传递路径,达到衰减振动的目的^[2]。常见隔振技术主要是针对单一方向上的振动衰减,通过在特定位置安装隔振器来实现单向减振。随着隔振技术发展,在一些精密测量领域^[3]及复杂振动工况^[4]环境下,同时对3个方向进行隔振保护的设备工作效果优于仅在单方向隔振。例如,机载光电设备在工作时,要承受一系列来自于飞行器的振动载荷,这些振动载荷来源复杂且作用于多个方向^[5],单一方向的隔振无法起到有效保护作用。研究表明,部分三向隔振措施已在建筑、机载航空、船舶、交通运输、精密机械等领域得到广泛应用^[6-12]。

目前,应用较多的三向隔振器类型包括金属弹簧隔振器、橡胶隔振器、金属网隔振器以及钢丝绳隔振器等^[13-16]。上述隔振器结构简单,可通过合理布置位置实现三向隔振功能,缺点是自身性能参数固定,无法根据载荷变化进行自适应性调整,隔振效果特定场景受到较大限制^[17]。磁流变材料是一种新型智能材料,包括磁流变液(magnetorheological fluid, MRF)及磁流变弹性体(magnetorheological elastomer, MRE)等,力学参数在磁场下可进行实时可逆调控,且响应迅速^[18-19],在智能隔振领域得到了广泛应用。Xing等^[20]采用MRF与MRE设计了一款磁流变复合隔振器,该隔振器的刚度与阻尼可在磁场下进行独立调控,实现磁控变刚度和变阻尼效果;Ali等^[21]将MRF封装于MRE当中,以此为弹性元件设计制作了一款纵向隔振器,并对其进行了静态与动态特性实验;Zhu等^[22]利用MRE设计了一款横向隔振器,该隔振器的等效刚度与等效阻尼最大变化范围分别可达到154.39%与349.36%。虽然,磁流变材料在智能隔振领域应用广泛,但当前大多数磁流变隔振器件仅能实现单向隔振,与多向隔振相结合的技术较少,有必要将二者相结合进行研究。MRF隔振器件可通过在不同磁场下调节自身参数来提高系统在复杂振动环境下的适应性,相较传统隔振器工作位移行程更大,在智能三向隔振领域应用前景广阔。由图1可知,不同阻尼条件下隔振系统振动传递特性在系统刚度不变的情况下,合理调控阻尼可有效改善振动传递特性。例如,阻尼比 ζ 增大时,系统固有频率附近的传递峰值将明显下降,但 $\sqrt{2}$ 倍固有频率后的传递率放大,阻尼 ζ 减小时情况则相反。若器件具备变阻尼特性,可实时调节阻尼大小,使全频段激励下的系统隔振特性均处于最优状态,即变阻尼最优隔振原理。变刚度特性调控与变阻尼类似,变刚度特性可实时改变系统的固有频率。将以上原理与三向隔振相结合,设计具备变参数特性的三向隔振器,可有效提升多向隔振系统的隔振性能与变载荷适应性。因此,将磁流变材料智能可控特性与多向隔振技术相结合并进行器件的研究具有重要意义。

文中面向具体目标需求,提出了一种基于MRF材料的三向隔振器结构及参数设计方法,通过仿真分析及具体实验对器件及系统的隔振性能进行了评估与分析。

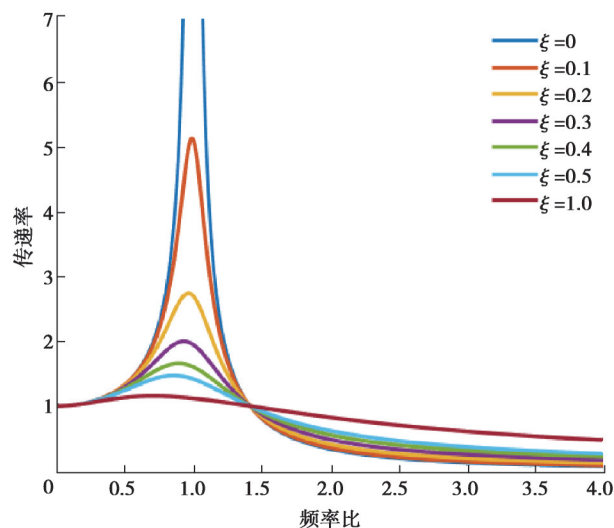


图1 隔振系统传递率特性曲线

Fig. 1 Characteristic transmissibility of vibration isolation system

1 隔振器设计目标及性能参数分析

隔振器的设计开发通常是面向目标需求进行。在进行器件设计前,需明确隔振器的设计目标,再依据目标需求进行性能参数分析计算。参数设计是根据具体目标来反推计算隔振器的关键参数,包括刚度系数、阻尼系数等,完成后还需要对设计参数的有效性进行验证。

1.1 磁流变三向隔振器设计目标

文中隔振系统拟面向搭载精密光电设备的机载光电平台,被隔振目标设定为某型机载光电设备,该设备总质量为 120 kg。设计的隔振系统需实现在三向(航向、垂向、侧向)随机振动激励下的振动衰减,且隔振效率在宽频范围内需达到 80% 以上。基于上述目标,拟采用 4 个磁流变三向隔振器件搭建平台式隔振系统,同时考虑到隔振器承载、安装空间尺寸及隔振效率等要求,最终确定单隔振器系统设计方案,如图 2 所示。

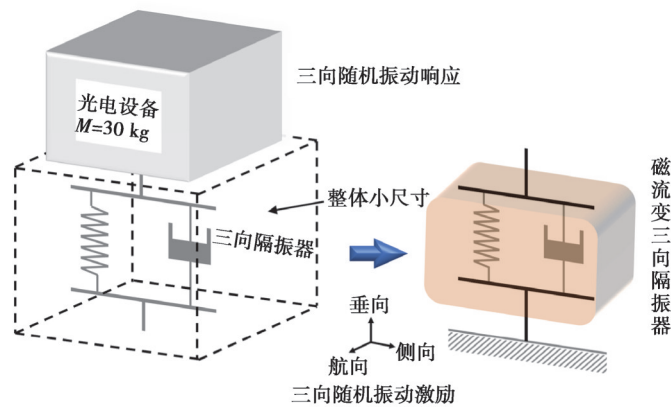


图 2 单隔振器系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of single vibration isolator system

随机振动激励下系统隔振效率可依据功率谱密度(power spectral density, PSD)的均方根值(root mean square, RMS)进行计算,即要求系统响应加速度 RMS 值较输入激励衰减 80% 以上。文中选用的垂向与横向(包括航向、侧向)输入随机振动激励 PSD,如图 3 所示。其中,垂向激励的加速度 RMS 值为 4.53 g,横向激励的加速度 RMS 值为 3.52 g。

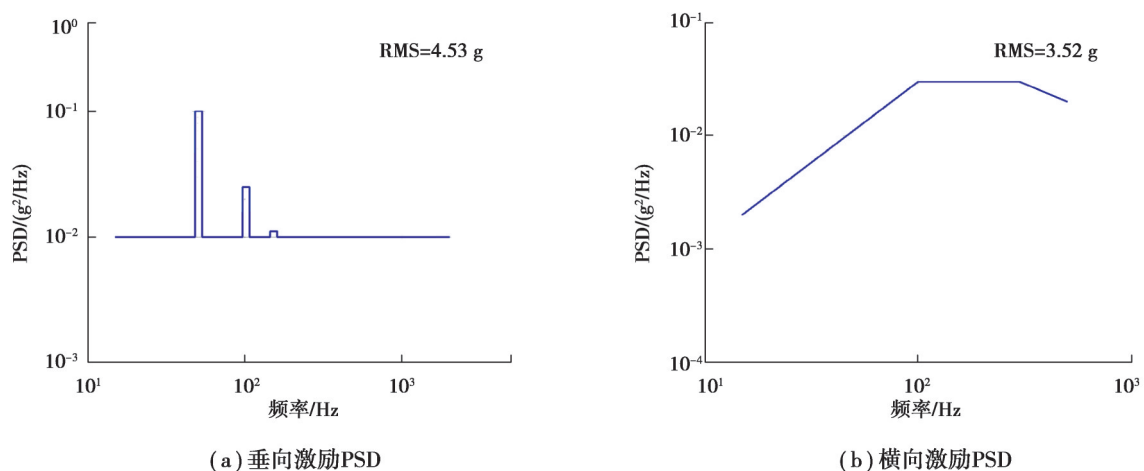


图 3 系统输入随机振动 PSD

Fig. 3 System input random vibration PSD

1.2 隔振器性能参数计算

依据隔振系统设计目标,采用简化单隔振器模型对每个器件的性能参数进行计算。通过系统期望固有频率计算隔振器的刚度范围,忽略平动与转动耦合的理想情况下,系统在各向的无阻尼固有频率与刚度间的关系可表示为

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m}}, \quad (1)$$

式中: f_i 为系统各向的无阻尼固有频率; k_i 为系统对应各向的刚度; m 为负载设备质量。

为了达到系统目标隔振效率同时考虑承载能力,将系统谐振频率设定为 11 Hz。由式(1)可得,当系统期望固有频率为 11 Hz 时,单个隔振器的刚度数值为 140 N/mm,表明当单个三向隔振器在各向的刚度值 ≤ 140 N/mm 时,系统的三向无阻尼固有频率均 < 11 Hz。在此刚度范围内隔振系统的固有频率满足目标需求,由此可确定器件的刚度设计范围。

刚度系数与阻尼系数是隔振弹性元件的基础性能参数,在求得单个器件刚度系数后,需继续对阻尼系数进行估计。由相关振动理论可知,单自由度模型下隔振系统振动传递率公式为

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta s)^2}{(1 - s^2)^2 + (2\zeta s)^2}}, \quad (2)$$

式中: T 为系统的加速度传递率; s 为激励频率与系统固有频率之比,即 $s = \frac{\omega}{\omega_n}$,其中, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$; ζ 为系统的阻尼比。

对式(2)进行一阶微分并令结果为 0,可得到:当频率比 $s = \frac{\sqrt{-1 + \sqrt{1 + 8\zeta^2}}}{2\zeta}$ 时,系统的加速度传递率取最大值,对应的传递率峰值为

$$T_{\max} = \frac{4\zeta^2}{\sqrt{16\zeta^4 - 8\zeta^2 - 2 + 2\sqrt{1 + 8\zeta^2}}}. \quad (3)$$

增大阻尼比能够有效衰减系统共振峰附近的响应幅值,同时也会放大系统高频响应。从文中具体目标来看,由于系统负载质量大、器件尺寸要求小,在不增加额外阻尼时,系统的初始阻尼比较小,可选择一个小的系统阻尼比来保守验证无外加激励时,系统隔振性能是否达到要求,此处选择的阻尼比为 0.03。虽然,系统阻尼比较小,但由于给定激励下系统并不会出现共振现象,对隔振效率来说通常可以满足要求。确定系统阻尼比之后,结合器件刚度系数、系统负载质量等参数可计算出相应的器件目标阻尼系数,计算关系式为

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}, \quad (4)$$

式中, c 为系统的阻尼系数。

当系统阻尼比为 0.03 时,由式(4)计算得到单个隔振器的阻尼系数为 0.12 N·s/mm。经计算后,用于验证能否满足目标要求的三向刚度和阻尼系数范围得到初步确定。实际上对刚度系数来说,器件刚度值越小,隔振效果越好。若想进一步提升隔振效果,可通过减小器件刚度值来提高系统的隔振效率,但前提必须满足承载要求。

1.3 隔振系统动力学仿真验证

通过计算得到器件目标三向刚度系数与阻尼系数,可以确定隔振系统的谐振频率以及谐振放大倍数,再检验设计参数下系统隔振性能,以验证设计参数的有效性。由于系统输入激励为随机振动,响应也为随机振动形式。系统在随机振动激励下,响应 PSD 与激励 PSD 之间的关系为

$$S(\omega)_{\text{out}} = S(\omega)_{\text{in}} |H(\omega)|^2, \quad (5)$$

式中: $S(\omega)_{\text{out}}$ 为被隔振设备的响应加速度 PSD; $S(\omega)_{\text{in}}$ 为系统的激励加速度 PSD; $H(\omega)$ 为隔振系统的频域传递函数。

由式(5)可对系统的响应 PSD 进行求解,根据响应 PSD 便可计算系统的响应加速度 RMS 值,二者之间的

计算公式为

$$\bar{y} = \sqrt{\int_0^{\infty} S(\omega)_{\text{out}} d\omega} = \sqrt{\int_0^{\infty} S(\omega)_{\text{in}} |H(\omega)|^2 d\omega}, \quad (6)$$

式中, \bar{y} 为响应加速度 RMS 值。此外, 若将式(6)中的 $S(\omega)_{\text{out}}$ 替换为 $S(\omega)_{\text{in}}$, 可求解得到系统的激励加速度 RMS 值。在得到系统激励及响应 RMS 值后, 便可对系统的隔振效率进行有效表示。

由式(5)与式(6)可知, 采用公式计算求解系统的 PSD 响应较为复杂, 未考虑系统中各部分间运动耦合影响, 公式法验证系统隔振性能并不简便实用。随着数值仿真技术发展, 许多动力学仿真软件具备了计算复杂振动工况的功能。其中, 多体动力学仿真软件 Adams 中集成的 Vibration 模块可专门应用于对系统复杂振动情况进行分析, 方法简便高效, 文中采用 Adams 软件对设计参数下系统的随机振动响应进行仿真计算。根据目标要求, 在 Adams 中建立隔振系统动力学仿真模型, 如图 4 所示。

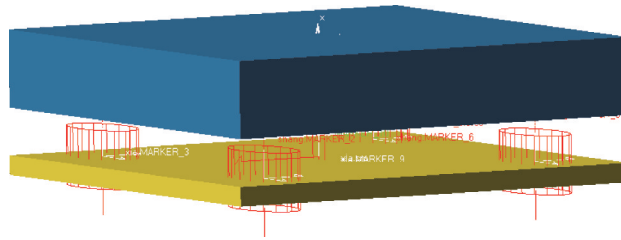


图 4 系统动力学仿真模型

Fig. 4 System dynamics simulation model

模型采用轴套力等效替代三向隔振器, 相比于弹簧模型, 轴套力可以在 3 个方向上设置刚度与阻尼参数, 更符合器件实际工作特性。在每个轴套力中输入器件三向刚度系数与阻尼系数, 其中, 三向刚度系数为 140 N/mm、三向阻尼系数为 0.12 N·s/mm, 系统负载质量设为 120 kg。在下底板底面施加三向随机振动激励, 激励 PSD 如图 3 所示。设置完成后对系统进行随机振动分析, 选择输出上部负载质心处的 PSD 响应作为整个隔振系统的响应。由于轴对称结构的三向隔振器在采用平台式隔振布置时, 隔振系统在水平方向上振动传递特性相同, 因此航向与侧向的响应可统一归为横向响应, 仿真后得到系统在给定随机振动激励下的垂向及横向的响应 PSD, 如图 5 所示。仿真结果表明, 在给定激励频段内系统垂向与横向 PSD 响应基本均呈下降趋势, 频率越高响应衰减越大。该结果符合隔振系统理论, 说明系统具有良好的振动衰减特性。由图 5 响应结果及式(6), 可得到系统三向响应加速度均方根值, 结合系统对应激励加速度均方根值, 便可对系统的隔振效率进行求解。有关系统隔振效率计算公式为

$$\eta = |g_r - g_s| / g_s \times 100\%, \quad (7)$$

式中: η 为系统隔振效率; g_r 为系统的响应加速度均方根值; g_s 为系统的激励加速度均方根值。由以上公式结合动力学仿真计算结果, 求解得到系统的激励均方根值、响应加速度均方根值以及系统的隔振效率, 如表 1 所示。

表 1 动力学仿真下系统加速度均方根值及隔振效率

方向	激励 RMS/g	响应 RMS/g	隔振效率/%
垂向	4.530	0.191	95.78
横向	3.520	0.116	96.71

由表 1 可知, 采用设计的刚度和阻尼系数, 系统三向隔振效率均满足目标需求, 衰减率余量较大。由此可知, 当单个器件各向刚度 ≤ 140 N/mm、阻尼比为 0.03 时, 系统的隔振效率可以满足目标要求。得到设计参数后, 可进行具体器件设计。

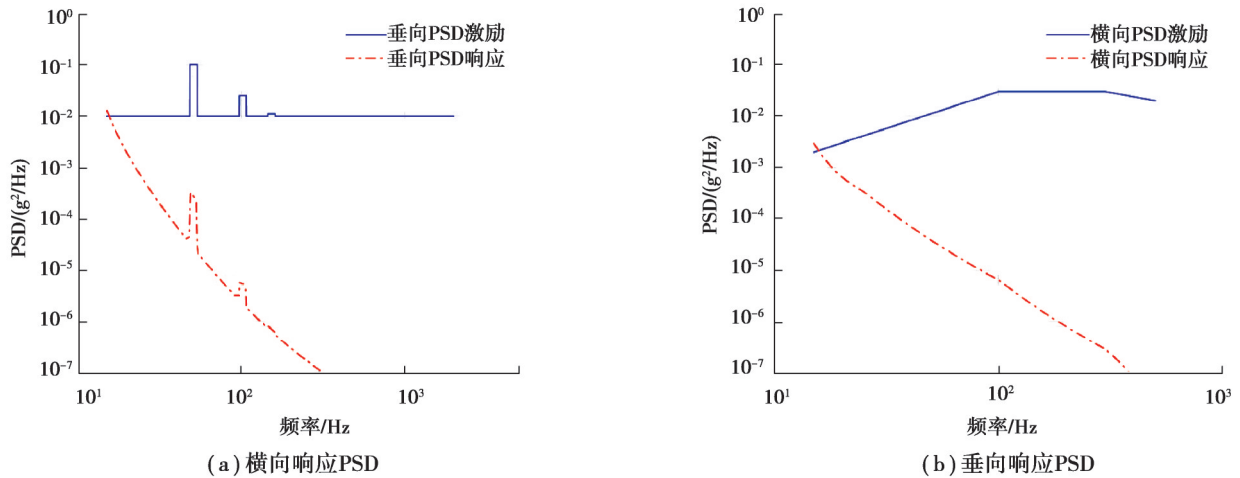


图 5 动力学仿真下系统响应 PSD

Fig. 5 System response PSD under dynamic simulation

2 磁流变三向隔振器设计

2.1 器件机械结构设计

图 6 为针对目标设计的磁流变三向隔振器结构示意图, 器件整体空间为 $70\text{ mm} \times 70\text{ mm} \times 70\text{ mm}$, 三向最大位移行程为 6 mm , 满足小安装空间及较大变形需求。上连接板与外壁通过隔振橡胶进行连接, 隔振橡胶作为器件主弹性元件, 负责为隔振器提供基础三向刚度和阻尼特性, 而限位橡胶则固定于外壁内侧, 起到保护活塞、限制 MRF 流动及横向刚度补偿作用。通过将隔振橡胶斜置一定角度, 合理设计尺寸及限位橡胶刚度补偿, 可达到三向刚度相接近且均保留较大位移行程目的。MRF 单元为器件核心磁控功能结构, 该部分保证了通过调节外加输入电流对器件的特性进行调控, 实现器件变刚度或变阻尼的半主动控制效果, 赋予器件智能磁控特性。隔板与弹簧组合构成补偿气腔, 通过对 MRF 腔室内的体积变化进行补偿, 进而使振动过程中活塞在 MRF 腔室内保持正常运动, 保证 MRF 的输出阻尼力有效。活塞件以及上连接板均留有引出导线的线槽, 方便线圈绕制完成后导线的引出及施加控制电流, 螺纹件连接处均采用橡胶垫片进行直接接触保护。此外, 该器件中由于存在 MRF 流动, 需要按照相关标准^[23]选择合适的沟槽及密封圈保证密封性。

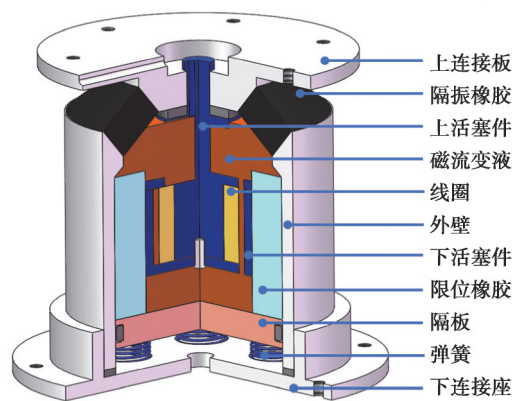


图 6 隔振器结构示意图

Fig. 6 Vibration isolator structure

器件的实际特性可依据力-位移测试或系统扫频测试结果获得。除了对器件进行测试外, 可预先计算器件所能附加的阻尼力, 预估输出阻尼力的变化范围。分析结构可知, 该单个器件在垂向上的性能参数可进行磁场调控, 其工作模式为流动模式, 对应流动模式下器件的阻尼力计算公式为^[24]

$$F_{sv} = \left[\frac{3\pi\eta L(D^2 - d^2)}{4Dh^3} \right] v + \left[\frac{3\pi L(D^2 - d^2)}{h} \right] \tau_y, \quad (8)$$

式中: L 为活塞有效长度; h 为流道间隙; D 为活塞直径; η 为 MRF 表观黏度; τ_y 为 MRF 的剪切屈服强度; v 为活塞运动速度。将相应参数代入,求出对应的黏滞阻尼力与库仑阻尼力,即可对器件的初始和附加阻尼力进行初步估算。

该三向隔振器仅在垂向具备可控性能,实际隔振系统搭建时可通过对隔振器合理布置,实现系统三向可控隔振的目的。对文中激励随机振动 PSD 分析可知,垂向激励相较横向激励频带范围更宽、量值更高、激励起伏更大,垂向隔振效果的提升更加重要。基于上述因素并结合实际安装问题,选择平台式安装方式兼具提升垂向隔振性能及安装简单的优势,满足目标隔振需求。

2.2 器件尺寸设计

磁路设计是磁流变隔振器件开发的关键环节,其目标是将器件磁场集中在 MRF 工作区域,使 MRF 处磁场有尽可能大的控制范围,从而提升器件的磁控特性。为使磁场调控范围最大,采用优化仿真的方法对器件磁路结构部分进行设计。由于该器件安装空间的限制,选择对活塞件的绕线柱半径及壁厚进行优化,对应的尺寸优化范围选择为 2~8 mm 及 2~4 mm,优化目标为阻尼通道处的平均磁控范围最大。在 COMSOL Multiphysics 中调用 AC/DC 模块及优化模块对磁路磁场进行仿真,设置绕线圈直径为 0.5 mm,电流值为 2 A,经优化仿真后,得到的磁场仿真结果如图 7 所示。

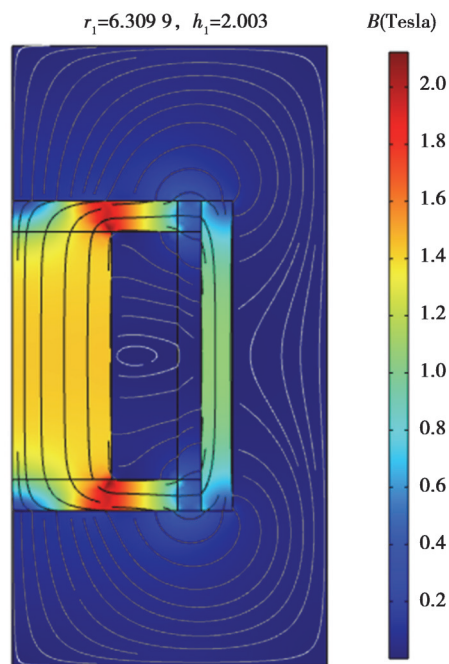


图 7 磁路优化仿真结果

Fig. 7 Magnetic circuit optimization results

优化结果表明,当绕线柱半径为 6.3 mm,壁厚为 2 mm 时,理论上阻尼通道处 MRF 的平均磁感应强度达到最大值为 478.72 mT,由此确定了磁路结构及器件整体各部分的尺寸。最终 MRF 三向隔振器主要零件尺寸如表 2 所示,其中隔振橡胶与垂直方向的斜置角度为 50°。

表 2 MRF 隔振器主要零件尺寸

Table 2 Critical dimensions of MRF vibration isolator

部件	尺寸/mm	部件	尺寸/mm
隔振器总高度	68	流道宽度	1.5
上连接板上直径	60	绕线圈内径	12.6

续表2

部件	尺寸/mm	部件	尺寸/mm
上连接板下直径	10.4	绕线圈外径	21
隔振橡胶短边	8	绕线圈高度	16
隔振橡胶长边	12	外壁高度	50
限位橡胶内径	28	外壁外径	50
限位橡胶外径	44	隔板厚度	6
活塞件外直径	28	下连接板高度	13
活塞件壁厚	2	下连接座直径	70

3 隔振系统有限元仿真验证

为验证设计隔振器及隔振系统的性能及振动衰减有效性,在 Ansys 软件中采用有限元分析方法对隔振器的静力学特性以及系统随机振动响应进行仿真研究。通过静力学仿真得到满足设计性能的橡胶材料参数,而随机振动仿真弥补动力学仿真模型简化的不足,进一步验证目标系统的设计正确性。

3.1 隔振器静力学特性有限元仿真

采用 Ansys/Static Structure 模块对隔振器件进行静力学特性仿真,以计算满足设计要求的橡胶材料参数。将隔振器件三维模型进行适当简化后,导入 Ansys 静力学分析模块进行仿真计算。橡胶材料泊松比参数设置为 0.495,在器件下底面施加固定约束,上表面分别施加垂向与横向方向的定向力,定向力范围设置为 20~200 N,每间隔 20 N 进行 1 次仿真,结合垂向与横向位移仿真结果,可得到对应方向的静刚度值。经过多次迭代,最终得到当隔振橡胶杨氏模量为 2.5 MPa、限位橡胶杨氏模量为 0.5 MPa 时,器件静刚度结果符合设计要求。该模量下定向力设置为 20 N 时,器件静变形仿真结果如图 8 所示。

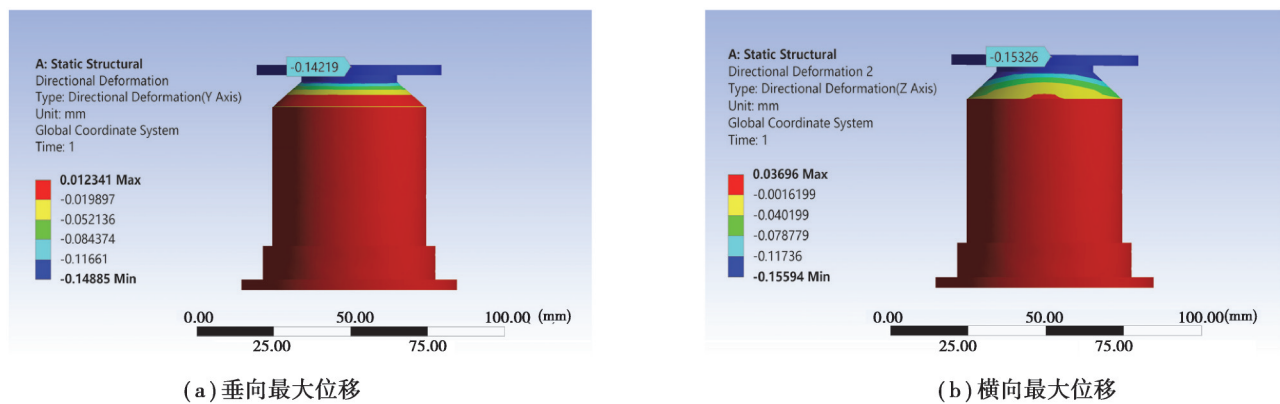


图8 20 N 载荷下隔振器静位移变形仿真结果

Fig. 8 Simulation results of static displacement deformation of isolator under 20 N

对 20~200 N 定向力下的位移变形结果点进行绘制并加以线性拟合,得到垂向刚度与横向静刚度的结果如图 9 所示。由拟合结果可得,在给定橡胶模量下器件的垂向静刚度值为 140.69 N/mm,横向静刚度值为 130.72 N/mm,垂向与横向的刚度值接近,且该参数仿真结果满足目标设计要求,可用于后续实物器件橡胶材料的选择。

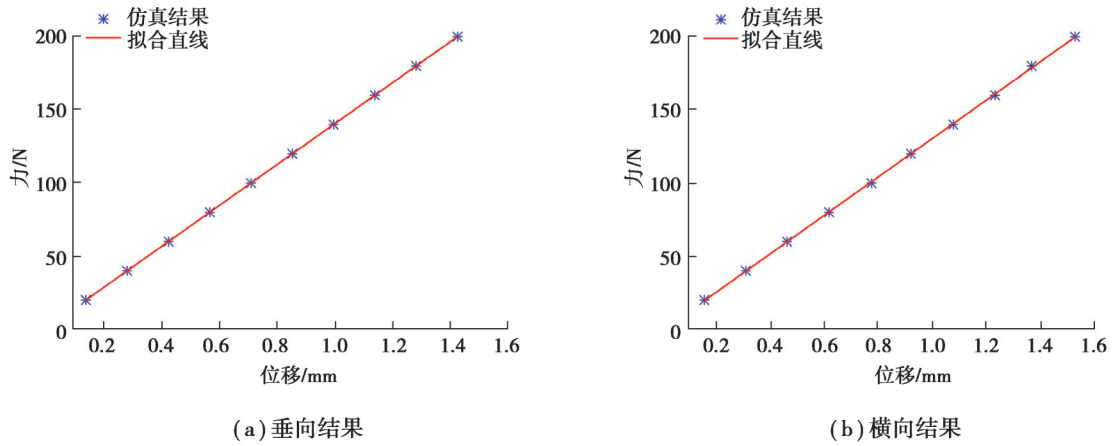


图 9 隔振器件静刚度仿真结果

Fig. 9 Simulation results of vibration isolator's stiffness

3.2 隔振系统随机振动有限元仿真

在 SolidWorks 中建立隔振系统的三维仿真模型,该系统主要由负载、三向隔振器以及下连接板组成,如图 10 所示。

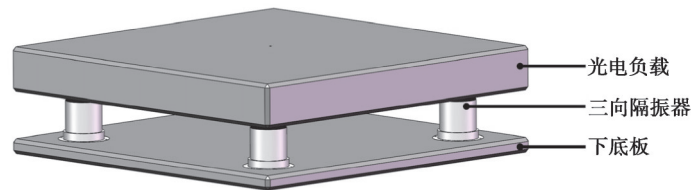


图 10 隔振系统三维仿真模型

Fig. 10 3D simulation model of vibration isolation system

将该模型导入 Ansys 中进行随机振动响应分析,用到的分析模块包含 Modal 模块及 Random Vibration 模块,激励以三向 PSD 谱的形式从下连接板处施加。仿真后可分别得到隔振系统的响应 PSD、 $3\sigma(99.73\%)$ 条件下三向随机振动最大位移等结果,依据 PSD 响应结果即可对隔振效率进行求解。仿真得到的最大位移结果如图 11 所示,PSD 响应及计算得到的加速度 RMS 衰减率分别如图 12 与表 3 所示。

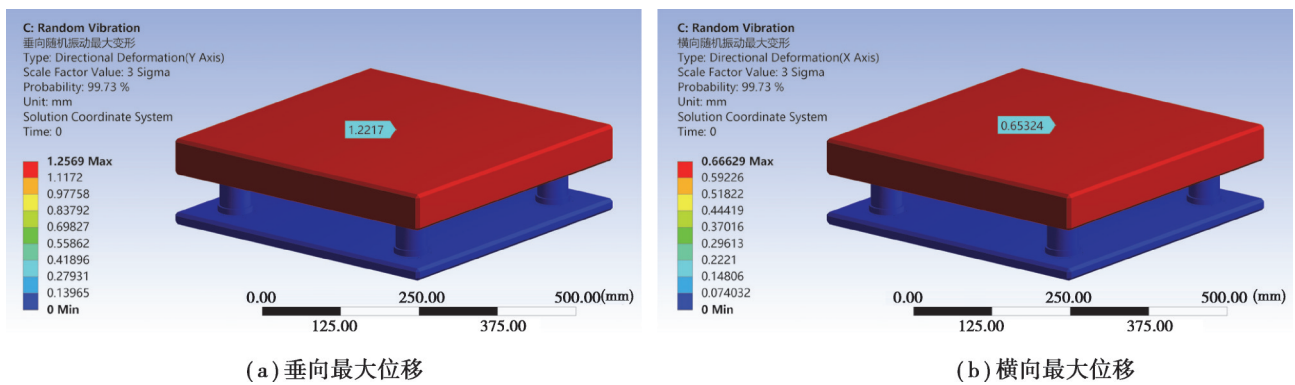


图 11 系统仿真最大变形结果

Fig. 11 3D maximum deformation of system

图 11 结果表明,在给定 PSD 激励下,经系统隔振后光电设备垂向最大绝对位移为 1.22 mm,横向最大绝对位移为 0.65 mm,振动位移幅值均较小且在有效工作行程之内,证明不会造成隔振器的损坏,保证了器件的可靠性。图 12 与表 3 结果表明,搭建的平台式隔振系统对给定激励下的三向随机振动衰减率均可达到 90% 以上,表明系统具备良好的隔振性能,说明隔振系统设计的有效性。

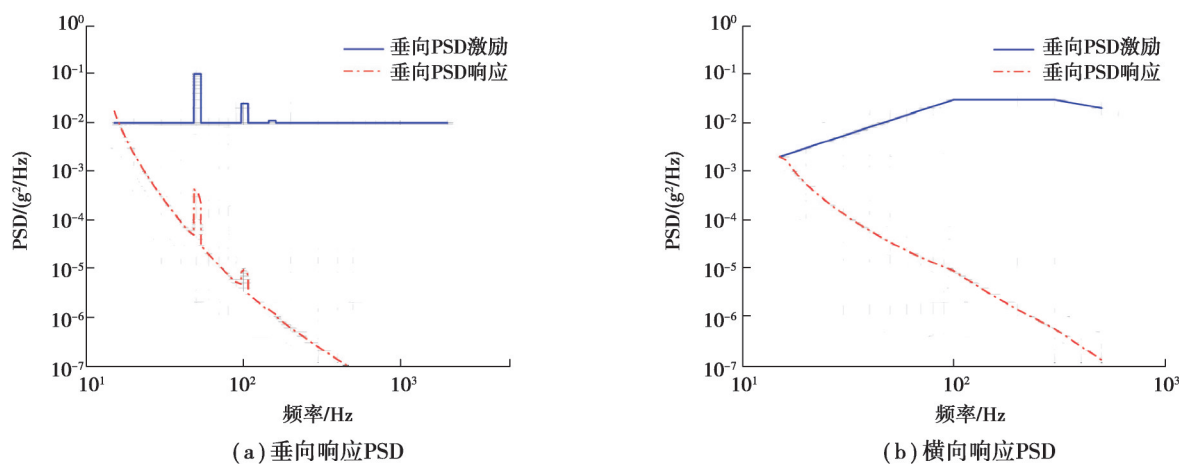


图12 有限元仿真下隔振系统响应 PSD

Fig. 12 Isolation system response PSD under finite element simulation

表3 有限元仿真下系统加速度均方根值及隔振效率

Table 3 Acceleration RMS value and vibration isolation efficiency of the system under finite element simulation

方向	激励 RMS/g	响应 RMS/g	隔振效率/%
垂向	4.530	0.227	94.98
横向	3.520	0.124	96.48

4 实验研究

4.1 隔振器静力学性能测试

仿真结果表明了设计参数及器件结构的可行性,按照设计结果对器件实物进行加工,并通过实验对器件及隔振系统的性能进行测试。器件各部分零件及组装实物如图13所示。



图13 隔振器各部分零件及组装实物图

Fig. 13 Parts and assembly of vibration isolator

对隔振器的三向静力学性能进行测试,测试设备包括电子万能试验机(MTS E45.105E型)、计算机、三向隔振器以及不锈钢夹具。夹具底部通过螺纹与万能试验机台面连接固定,隔振器底部固定在夹具之上。上连接板为测试加载端,试验机通过连接金属接头对器件进行加载。对应的隔振器垂向静刚度与横向静刚度测试加载方式如图14所示。

测试具体加载形式为单向定位移,位移幅值设为1 mm、加载速度为1 mm/min。通过获得0~1 mm之间横梁位移对应的响应力数据,绘制静载下力-位移点,经数据拟合后即可得到器件的三向静刚度。由于该测试主要是研究静载条件下的三向刚度,而MRF在动态条件下才会表现磁场依赖的力学特性,因此该实验不需要对器件外加励磁电流。选取位移间隔为0.025 mm,测试结果如图15所示。

由静力学性能测试结果可知,器件的垂向静刚度为148.75 N/mm,横向静刚度为134.71 N/mm,该结果满足最初给定的器件设计目标。表4为测试与仿真得到的静刚度值对比,结果表明仿真计算与实际器件测试

的垂向和横向静刚度误差分别为-5.73%和-3.05%,体现了仿真指导器件设计的有效性。

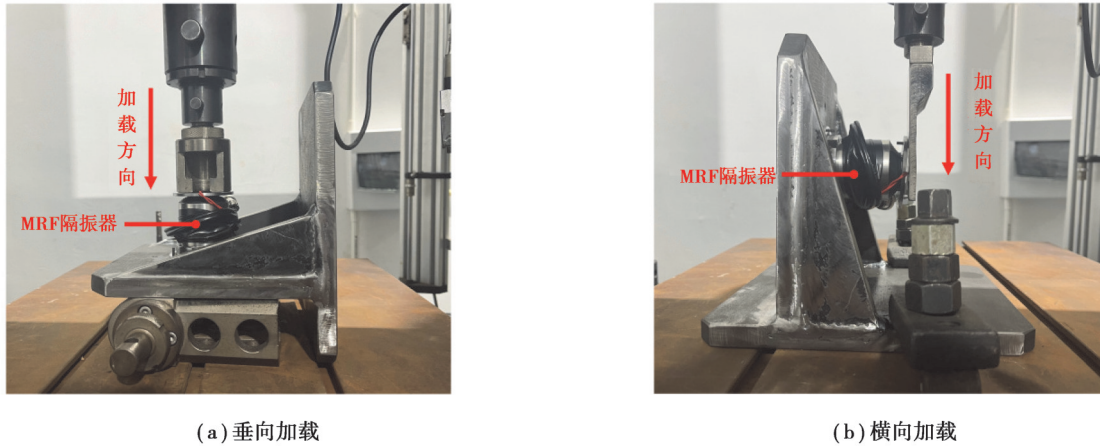


图 14 三向隔振器静刚度测试加载方式

Fig. 14 Loading methods for static stiffness testing of three-directional vibration isolator

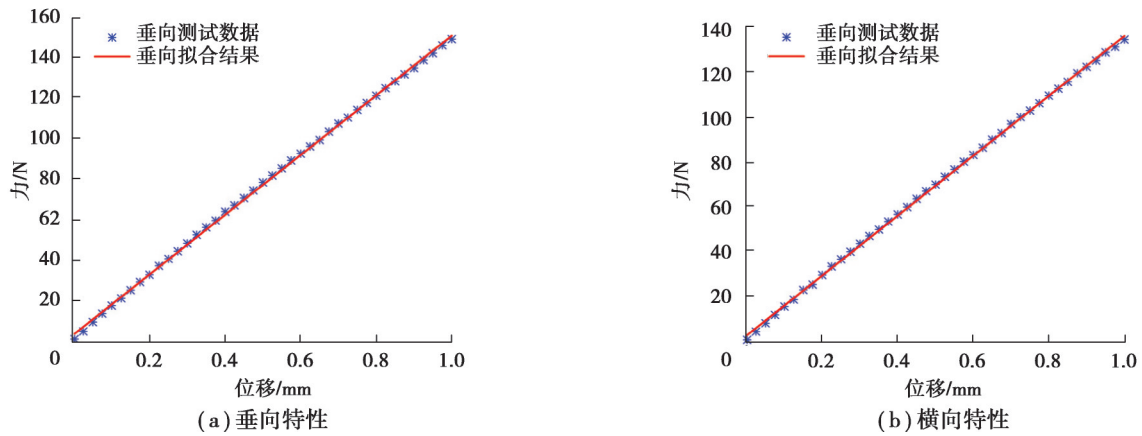


图 15 隔振器静力学性能测试结果

Fig. 15 Statics test results of vibration isolator

表 4 静刚度仿真与实际测试结果对比

Table 4 Comparison of static stiffness simulation and actual test results

项目	垂向刚度/(N·mm ⁻¹)	垂向误差/%	横向刚度/(N·mm ⁻¹)	横向误差/%
仿真	140.69	-5.73	130.72	-3.05
测试	148.75		134.71	

4.2 隔振器垂向振动传递特性测试

由于器件垂向具备可控性能,需要对其垂向振动传递特性进行实验。扫频实验可依据一定载荷下系统的响应幅频特性及传递率,用来获取系统可变频率范围,从而评定工作频带并为后续控制算法设计提供参考。搭建 MRF 隔振器垂向扫频实验测试系统如图 16 所示。由于单隔振器下 30 kg 负载安装较为困难,选择采用 2 kg 负载代替的方式进行实验,先得到 2 kg 负载下隔振系统的垂向传递率特性曲线,再经由式(9)进行变换,即可计算 30 kg 负载下系统传递率特性曲线,对应转换关系为

$$\frac{T_{30}}{T_2} = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta_{30}^2 \lambda_{30}^2}{(1 - \lambda_{30}^2)^2 + 4\zeta_{30}^2 \lambda_{30}^2}}, \quad (9)$$

$$\frac{T_{30}}{T_2} = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta_2^2 \lambda_2^2}{(1 - \lambda_2^2)^2 + 4\zeta_2^2 \lambda_2^2}}$$

式中： T_{30} 、 ξ_{30} 、 λ_{30} 分别为30 kg负载下系统加速度传递率、阻尼比及激励频率与固有频率比值； T_2 、 ξ_2 、 λ_2 分别为2 kg负载下系统加速度传递率、系统阻尼比及激励频率与固有频率比值。

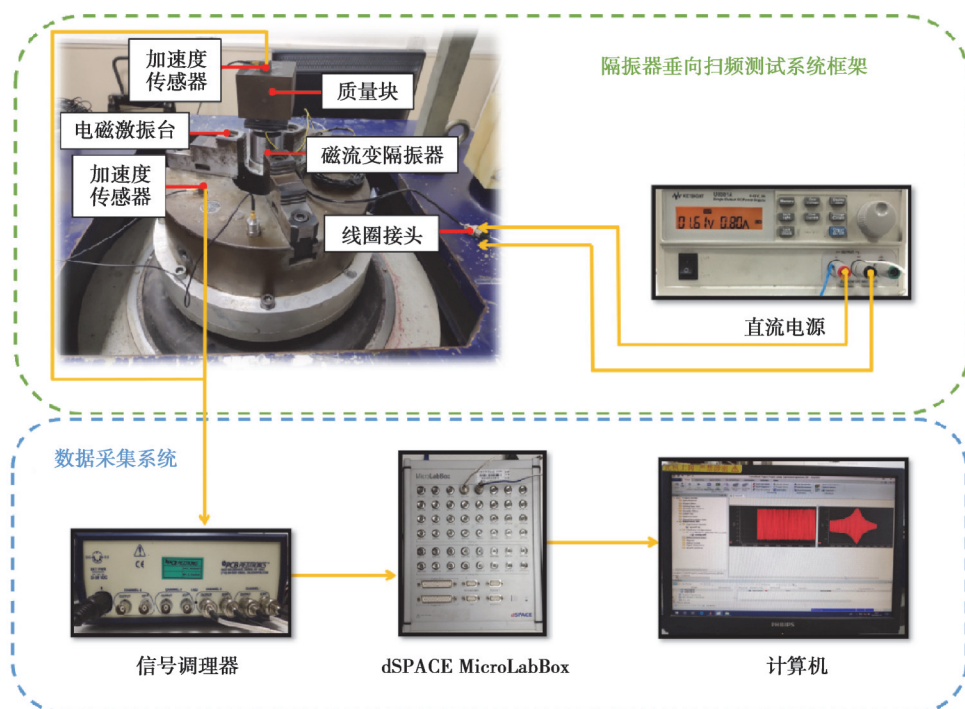


图16 隔振器垂向扫频实验系统

Fig. 16 Vertical sweep experimental system for isolator

实验激励采用正弦加速度信号，幅值为0.3 g，扫频实验范围设置为10.00~150.00 Hz，外加励磁电流设置为0~2 A，每0.5 A进行1次扫频实验，并对激励及响应加速度信号进行采集与处理。实验得到的垂向幅频特性曲线及辨识参数分别如图17与表5所示。

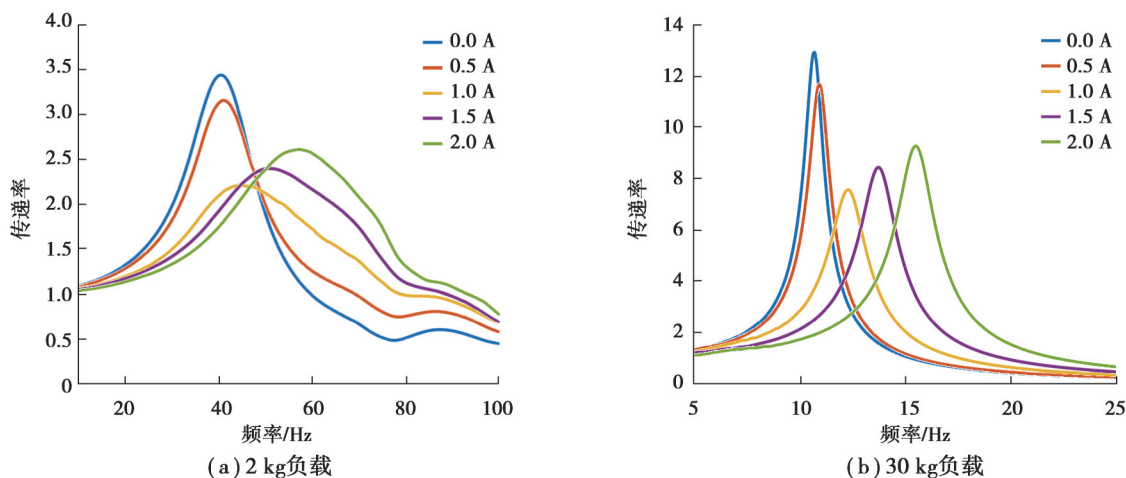


图17 不同负载下垂向频率特性曲线

Fig. 17 Vertical frequency characteristic curve under different loads

实验结果表明，当外加电流从0 A增加至2 A时，等效刚度从135.53 kN/m增加至286.05 kN/m，相对变化率为111.06%；等效阻尼从159.94 N·s/m变化至320.40 N·s/m，相对增量为100.33%，表明器件垂向方向具备明显的磁控特性。此外，刚度与阻尼变化呈现出较明显的分区，其中，0~1 A阻尼变化更为明显，为阻尼变化区，1~2 A为刚度变化区，可依据以上特性设计相应控制策略。

表 5 30 kg 负载、不同电流下隔振器垂向参数辨识

电流/A	共振频率/Hz	传递峰值	阻尼比	固有频率/Hz	等效刚度/ (kN·m ⁻¹)	等效阻尼/ (N·s·m ⁻¹)
0.0	10.66	12.922	0.039 7	10.70	135.53	159.94
0.5	10.94	11.681	0.043 7	10.95	141.95	180.31
1.0	12.31	7.559	0.067 6	12.36	180.56	314.29
1.5	13.73	8.432	0.060 5	13.79	224.81	315.02
2.0	15.49	9.269	0.054 7	15.55	286.05	320.40

4.3 单频激励下振动控制实验

ON-OFF 控制算法具有不依赖模型、简单易实现等优点,可很好地控制具有时变特征的振动系统。结合垂向振动传递特性,选择 2 种半主动 ON-OFF 控制策略进行振动控制实验,分别为变阻尼 ON-OFF 控制及变刚度 ON-OFF 控制,2 种控制策略条件可表示如下。

1) 变阻尼 ON-OFF 控制条件:

$$I_{VD} = \begin{cases} I_D & \dot{x}_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \geq 0, \\ 0 & \dot{x}_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) < 0; \end{cases} \quad (10)$$

式中: I_{VD} 为变阻尼模式下开关控制器的输出电流; x_1 和 x_2 分别为激励位移与负载响应位移; \dot{x}_1 和 \dot{x}_2 分别为激励速度与负载响应速度; I_D 为变阻尼电流,其值为 1 A。

2) 变刚度 ON-OFF 控制条件:

$$I_{VS} = \begin{cases} I_S & x_2(x_2 - x_1) \geq 0, \\ 0 & x_2(x_2 - x_1) < 0; \end{cases} \quad (11)$$

式中: I_{VS} 为变刚度模式下开关控制器输出的电流; I_S 为变刚度电流,其值为 2 A。

为验证 ON-OFF 控制策略结合设计隔振器件的有效性,搭建控制实验系统如图 18 所示,考虑系统安装及稳定性,选用 2 kg 的质量块作为实验负载。

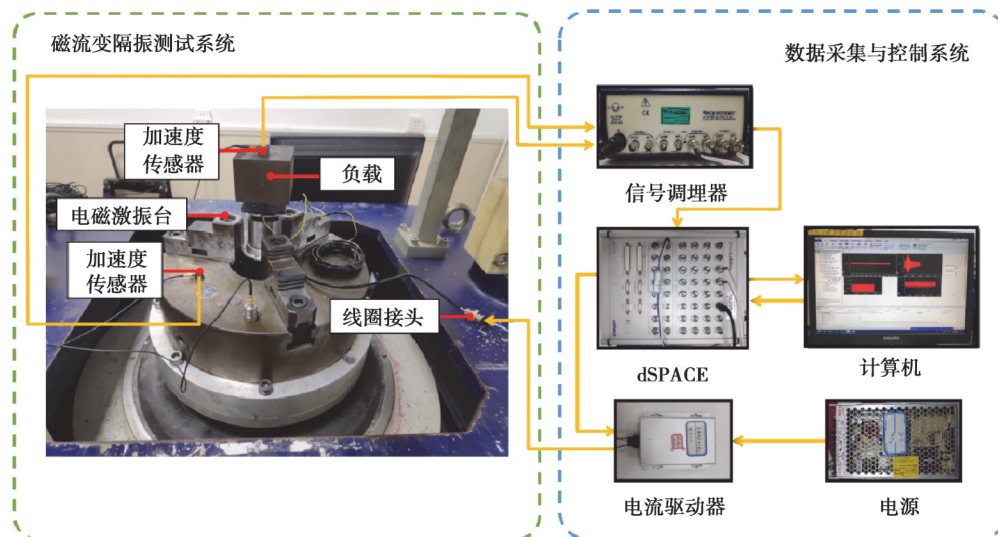


图 18 隔振控制实验系统

Fig. 18 Isolation control experimental system

为研究单频振动控制较被动隔振的控制效果,选定被动情况下系统共振频率附近频段,设定正弦激励频率分别为 35.00、40.00、45.00 Hz,激励幅值设为 0.1 g。每个频率下再分为被动控制、变阻尼 ON-OFF 控制及变刚度 ON-OFF 3 种控制实验,以系统响应加速度信号来评估控制效果,得到响应加速度结果如图 19 所示。

由实验结果可知,在选定频率下,变阻尼和变刚度 ON-OFF 控制策略均对振动有明显衰减效果,变刚度

ON-OFF的控制效果优于变阻尼 ON-OFF 控制,但是以提高控制电流为代价。当激励频率越靠近零场固有频率时,振动控制效果越好,此时2种控制策略效果相差不明显。而当激励频率远离零场频率时,虽整体振动控制效果有所减弱,但变刚度 ON-OFF 控制效果更优于变阻尼 ON-OFF 控制效果,二者区分度变大。对比实验结果,发现变刚度 ON-OFF 控制的振动衰减率更大,在 40.00 Hz 处最大衰减率可达 53.63%,验证了设计控制策略的有效性。

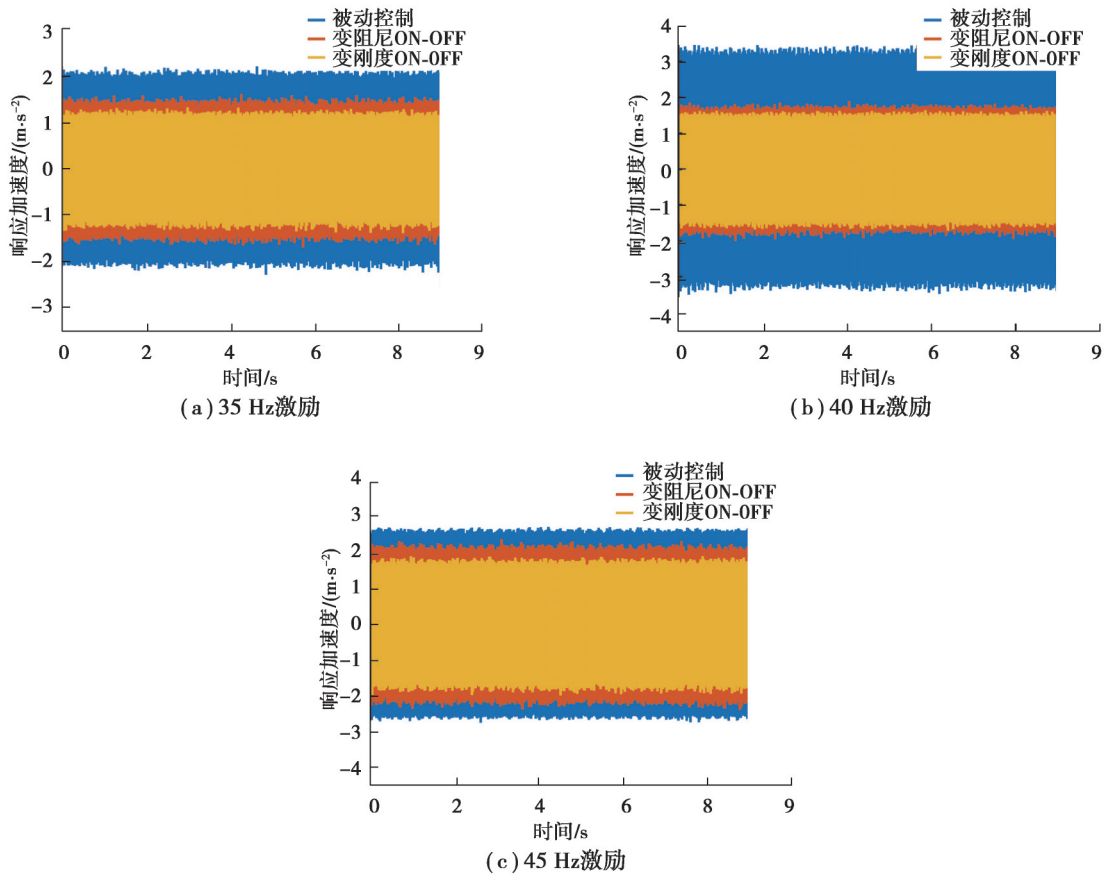


图 19 不同频率激励下振动控制效果

Fig. 19 Vibration control effect under different frequency excitations

4.4 隔振系统三向随机振动试验

为验证三向隔振系统在目标条件下的隔振性能,搭建垂向、横向随机振动样机试验系统如图 20 所示,器件布置形式为平台式,2个加速度传感器分别用于采集激励与响应加速度信号。此外,通过集成控制箱并采用 2 A 电流的 ON-OFF 控制策略对垂向性能进行调控,集成控制箱实物及各接口如图 21 所示。



(a) 垂向试验

(b) 横向试验

图 20 三向随机振动试验系统

Fig. 20 Three-directional random vibration test system

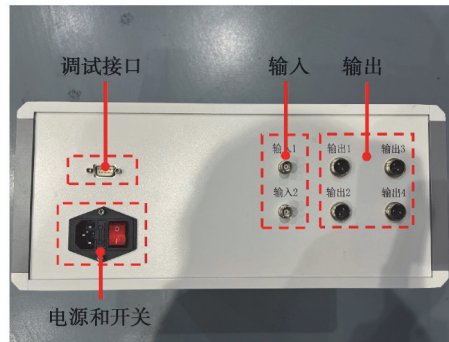
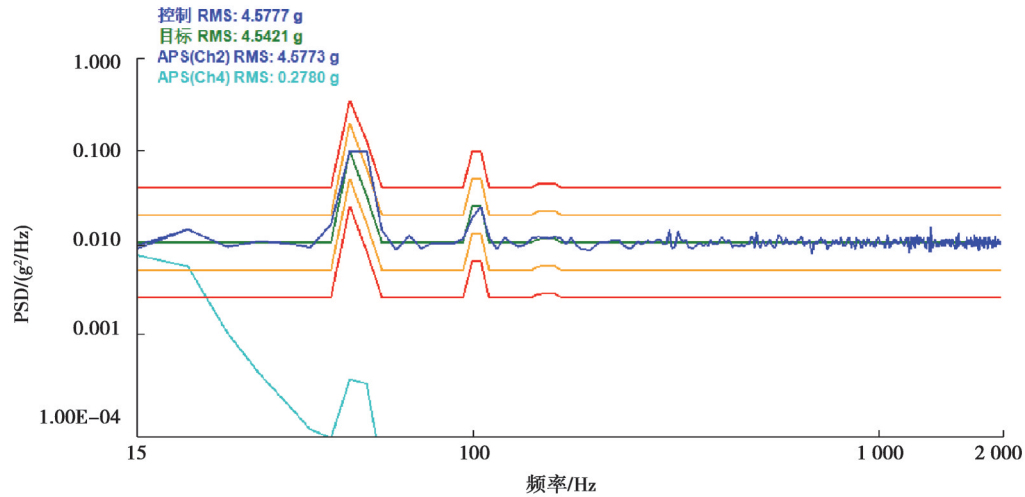


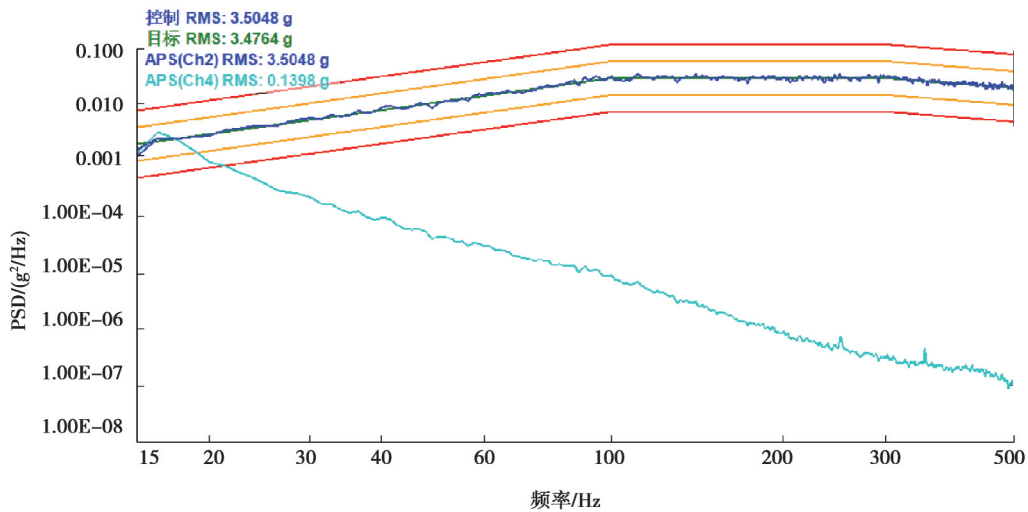
图 21 控制箱实物及接口

Fig. 21 Control box physical object and interface

对隔振系统进行三向随机振动试验,垂向与横向输入激励如图 3 所示。试验完成后,在计算机上得到系统垂向与横向 PSD 响应曲线及对应随机振动衰减率结果,如图 22 及表 6 所示,图中 Ch2 为激励信号通道,Ch4 为响应信号通道。由图 22 可知,响应加速度在试验频段内均呈衰减趋势,且频率越高衰减越大,这与之前的结果预测及隔振系统理论相符。表 6 结果说明经系统隔振后,垂向与横向的随机振动衰减率分别达到了 93.93% 与 96.01%,表明设计的磁流变三向隔振系统在目标条件下具备良好的隔振效果。



(a) 垂向响应 PSD



(b) 横向响应 PSD

图 22 系统随机振动试验结果

Fig. 22 System random vibration test results

表6 隔振系统随机振动响应衰减结果

方向	激励 RMS/g	响应 RMS/g	隔振效率/%
垂向	4.577	0.278	93.93
横向	3.505	0.140	96.01

5 结 论

1)文中以一种应用于复杂振动工况的磁流变三向隔振器设计项目为背景,设计了一种垂向可控性能的磁流变三向隔振器,该隔振器可用于三向隔振领域并提供一定的结构设计参考。

2)针对给定隔振目标,通过动力学分析及有限元分析等方式得到了满足要求的器件参数及结构形式并验证了其可行性,完成了器件实物的加工制造及隔振系统搭建。结果表明,设计的三向隔振器垂向具有显著的磁控性能,搭建的平台式隔振系统具备优异的隔振性能,在垂向与横向上的振动衰减率分别达到了93.93%和96.01%,体现了仿真指导器件及系统设计的有效性。

3)文中旨在根据目标要求,提出一种完善可行的磁流变三向隔振器参考设计方法,实现磁流变或其他三向隔振器及隔振系统的设计开发。

参考文献

- [1] Hoque M E, Mizuno T, Ishino Y, et al. A 3-DOF modular vibration isolation system using zero-power magnetic suspension with adjustable negative stiffness[C]//2010 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control (AMC). Nagaoka, Japan. IEEE, 2010: 661-666.
- [2] 朱石坚. 振动理论与隔振技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
Zhu S J. Vibration theory and vibration isolation[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2006.(in Chinese)
- [3] Zhou M K, Xiong X, Chen L L, et al. Note: a three-dimension active vibration isolator for precision atom gravimeters[J]. Review of Scientific Instruments, 2015, 86(4): 046108.
- [4] Yang Y, Pan G, Yin S P, et al. Verification of vibration isolation effectiveness of the underwater vehicle power plant[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2021, 9(4): 382.
- [5] 王平, 张国玉, 刘家燕, 等. 机载光电吊舱无角位移隔振设计[J]. 红外与激光工程, 2012, 41(10): 2799-2804.
Wang P, Zhang G Y, Liu J Y, et al. Irrotational displacement vibration isolation on airborne optoelectronic pod[J]. Infrared and Laser Engineering, 2012, 41(10): 2799-2804.(in Chinese)
- [6] Sheng T, Liu G B, Bian X C, et al. Development of a three-directional vibration isolator for buildings subject to metro-and earthquake-induced vibrations[J]. Engineering Structures, 2022, 252: 113576.
- [7] Lee C M, Goverdovskiy V N, Sotenko A V. Helicopter vibration isolation: design approach and test results[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 366: 15-26.
- [8] Kwon S C, Jo M S, Oh H U. Experimental validation of fly-wheel passive launch and on-orbit vibration isolation system by using a superelastic SMA mesh washer isolator[J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2017: 5496053.
- [9] 张森森, 商超, 戴俊, 等. 浮筏隔振系统三向振动传递特性研究[J]. 舰船科学技术, 2019, 41(21): 77-80.
Zhang S S, Shang C, Dai J, et al. Research on three directional vibration transmission characteristics of raft isolation system[J]. Ship Science and Technology, 2019, 41(21): 77-80.(in Chinese)
- [10] Zhu S Y, Yang J Z, Cai C B, et al. Application of dynamic vibration absorbers in designing a vibration isolation track at low-frequency domain[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2017, 231(5): 546-557.
- [11] Xie X L, Diao J C, Xu Y L, et al. Performance of a low-frequency hybrid vibration isolation platform for vibration-sensitive devices[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2018, 37(4): 1164-1175.

- [12] Qin C, Xu Z B, Xia M Y, et al. Design and optimization of the micro-vibration isolation system for large space telescope[J]. *Journal of Sound Vibration*, 2020, 482: 115461.
- [13] 刘宇航, 圣小珍, 祁孟孟, 等. 基于 SQP 的小尺寸大承载隔振弹簧优化设计[J]. *机械设计与制造*, 2022(8): 223-228.
Liu Y H, Sheng X Z, Qi M Y, et al. Optimum design of isolation spring with small size and large bearing capacity based on sequential quadratic programming[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2022(8): 223-228.(in Chinese)
- [14] 赵苗苗, 段宇星. 一种三向等刚度橡胶减振器的研制[J]. *橡胶工业*, 2021, 68(2): 114-118.
Zhao M M, Duan Y X. Development of a three-dimensional equal stiffness rubber shock absorber[J]. *China Rubber Industry*, 2021, 68(2): 114-118.(in Chinese)
- [15] Cao X B, Wei C, Liang J Q, et al. Design and dynamic analysis of metal rubber isolators between satellite and carrier rocket system[J]. *Mechanical Sciences*, 2019, 10(1): 71-78.
- [16] Kotonski V, Kracht K, York E, et al. Protecting three-dimensional museum collections during transport: engineering and evaluation of transport crates featuring wire-rope isolators for improved vibration mitigation[J]. *Studies in Conservation*, 2022, 67(sup1): 130-139.
- [17] Hoque M E, Takasaki M, Ishino Y, et al. Design of a mode-based controller for 3-DOF vibration isolation system[C]//IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics. Singapore. IEEE, 2005: 478-483.
- [18] Zhu M, Yu M, Qi S, et al. Investigations on response time of magnetorheological elastomer under compression mode[J]. *Smart Material Structures*, 2018, 27(5): 055017.
- [19] Zhu M, Qi S, Xie Y P, et al. Transient responses of magnetorheological elastomer and isolator under shear mode[J]. *Smart Material Structures*, 2019, 28(4): 044002.
- [20] Xing Z W, Yu M, Sun S S, et al. A hybrid magnetorheological elastomer-fluid (MRE-F) isolation mount: development and experimental validation[J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25(1): 015026.
- [21] Ali A, Salem A M H, Muthalif A G A, et al. Development of a performance-enhanced hybrid magnetorheological elastomer-fluid for semi-active vibration isolation: static and dynamic experimental characterization[J]. *Materials*, 2022, 15(9): 3238.
- [22] Zhu M, Fu J, Li W, et al. Design and co-optimization of a laminated isolation bearing based on magnetorheological elastomer[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 159: 107843.
- [23] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 液压气动用 O 形橡胶密封圈沟槽尺寸: GB/T 3452.3—2005[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Housing dimensions for O-ring elastomer seals in hydraulic and pneumatic applications: GB/T 3452.3—2005[S]. Beijing: Standards Press of China, 2011. (in Chinese)
- [24] 欧进萍. 结构振动控制: 主动、半主动和智能控制[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
Ou J P. Structural vibration control: active, semi-active and intelligent control[M]. Beijing: Science Press, 2003.(in Chinese)

(编辑 陈移峰)