

抗多向冲击/振动波纹蜂窝缓冲器的设计及在 船载机柜上的试验验证*

李亦楠¹, 杨海峰¹, 刘毅¹, 朱曾辉², 孟庆芹², 李志刚¹

(1.北京科技大学 机械工程学院, 北京 100083;

2.中国船舶集团有限公司第七二四研究所, 江苏 南京 211153)

摘要: 针对船载机柜在多向冲击与多向振动下的多重防护需求, 基于波纹蜂窝和多孔橡胶设计了一款兼具抗多向冲击和多向隔振能力的波纹蜂窝缓冲器, 该缓冲器由波纹蜂窝、多孔橡胶、金属外壳、接头及隔垫组成, 其中, 波纹蜂窝为核心抗冲击单元, 多孔橡胶为核心隔振单元, 各结构间相互配合实现其缓冲隔振功能, 并制备出了波纹蜂窝缓冲器样机。根据船舶环境下的冲击试验标准, 对装配有波纹蜂窝缓冲器的机柜分别开展水平安装与倾斜安装冲击试验, 采集不同工况下机柜侧向和垂向的加速度数据, 计算得到不同方向的冲击传递率。同时根据船舶环境下的振动试验标准, 在三个方向(X、Y、Z)开展扫频振动试验, 得到不同方向的振动传递率, 并对波纹蜂窝缓冲器的三向隔振性能进行考核。冲击试验结果表明, 装有波纹蜂窝缓冲器的机柜在水平安装冲击工况下的冲击传递率为0.091, 在倾斜安装冲击工况下侧向和垂向冲击传递率分别为0.132和0.083, 均保持较低水平。振动试验结果表明, 机柜在船舶常见振动环境下的三向平均振动传递率分别为0.129、0.085和0.180, 在三向均保持了较优的隔振性能。证明了波纹蜂窝缓冲器能够有效降低机柜在多向冲击与振动环境下的响应, 具有优异的抗多向冲击与隔振性能, 可为船载机柜防护结构设计提供参考。

关键词: 船载机柜; 缓冲器; 多向冲击; 多向振动; 传递率

中图分类号: TB535

国标学科代码: 13015

文献标识码: A

Design and experimental validation of a corrugated honeycomb buffer against multi-directional impact and vibration for shipborne cabinets

LI Yinan¹, YANG Haifeng¹, LIU Yi¹, ZHU Zenghui², MENG Qingqin², LI Zhigang¹

(1.School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China;

2.The 724 Research Institute of CSSC, Nanjing 211153, Jiangsu, China)

Abstract: To meet the protection requirements of shipborne cabinets subjected to multidirectional shock and multidirectional vibration in complex service environments, a corrugated honeycomb buffer integrating multidirectional shock resistance and vibration isolation was designed by combining the energy absorption capacity of corrugated honeycomb with the vibration isolation capability of porous rubber. Shipborne cabinets may be affected by continuous vibration induced by ship navigation, propeller rotation, generator operation, and wave excitation, and may also experience transient strong shock loads under extreme conditions such as underwater explosions. These dynamic loads are usually multidirectional and may threaten

*收稿日期: 2026-04-28; 修回日期: 2026-06-09;

基金项目: “慧眼行动”项目(OED040A1); 中央高校基本科研业务费(No.00007751)资助;

第一作者: 李亦楠(2002—), 男, 硕士研究生. E-mail: M202420652@xs.ustb.edu.cn;

通信作者: 李志刚(1983—), 男, 博士, 教授. E-mail: zhigangli@ustb.edu.cn.

cabinet structural integrity and internal equipment reliability. Existing studies on cabinet isolators or buffers have mainly focused on vertical vibration or vertical shock responses, while horizontal shock, inclined shock, and multidirectional vibration protection have received limited attention. The proposed buffer consisted of corrugated honeycomb, porous rubber, a metal casing, connectors, and spacers. The corrugated honeycomb was adopted as the main shock energy absorption unit, and the porous rubber was used as the main vibration isolation unit. The metal casing, connectors, and spacers were arranged to provide structural support, assembly positioning, interface connection, and stable load transfer between the cabinet and the test platform, so that the shock absorption unit and vibration isolation unit could cooperate under complex dynamic loading. A prototype of the corrugated honeycomb buffer was fabricated and installed between the shipborne cabinet and the test platform. To evaluate the shock mitigation performance of the corrugated honeycomb buffer, shock tests were performed according to the test requirements for shipborne mechanical environments. A cabinet equipped with the proposed buffer was mounted on the test platform, and two installation conditions, namely horizontal installation and inclined installation, were selected to examine the protective effect of the buffer under different installation states and loading directions. Before testing, the buffer was fixed between the cabinet and the platform to ensure a stable load transfer path, and acceleration sensors were arranged at the input and output positions to acquire the excitation signal and the dynamic response of the protected cabinet. Under the horizontal installation shock condition, the input shock acceleration and the vertical acceleration response of the cabinet were measured simultaneously, and the vertical shock transmissibility was calculated from the measured acceleration time histories. Under the inclined installation shock condition, the input excitation and the lateral and vertical acceleration responses of the cabinet were recorded, and the corresponding lateral and vertical shock transmissibility values were obtained. The acceleration response curves collected under different working conditions were processed to determine the peak input acceleration, the peak output acceleration, the peak acceleration reduction ratio, and the shock transmissibility, so that the attenuation effect of the buffer on transient shock loads could be quantitatively evaluated. To assess the vibration isolation performance, sweep-frequency vibration tests were also conducted according to the vibration test requirements for shipborne environments. During the vibration tests, harmonic excitation was applied successively along the longitudinal, transverse, and vertical directions of the cabinet. For each excitation direction, the acceleration signal of the test platform was taken as the input, and the acceleration response of the cabinet was taken as the output. The input and output vibration signals were measured simultaneously over the specified frequency range, and the vibration transmissibility in each direction was obtained by comparing the response amplitude of the cabinet with the excitation amplitude of the platform. The transmissibility characteristics in the three orthogonal directions were then compared to evaluate the multidirectional vibration isolation ability of the corrugated honeycomb buffer. Through the combined shock and sweep-frequency vibration test procedure, the shock attenuation behavior and vibration isolation behavior of the buffer were examined under typical multidirectional shipborne mechanical conditions, providing experimental evidence for evaluating its protective performance. The shock test results indicate that the cabinet equipped with the corrugated honeycomb buffer has a vertical shock transmissibility of 0.091 under the horizontal installation shock condition, showing effective attenuation of the vertical shock response. Under the inclined installation shock condition, the lateral and vertical shock transmissibility values are 0.132 and 0.083, respectively, both remaining at relatively low levels. The vibration test results indicate that the average vibration transmissibility values in the longitudinal, transverse, and vertical directions are 0.129, 0.085, and 0.180, respectively, demonstrating favorable vibration isolation performance in all three directions. These results demonstrate that the corrugated honeycomb buffer can effectively reduce the dynamic response of shipborne cabinets under multidirectional shock and vibration excitations. The proposed structure integrates the multidirectional shock energy absorption advantage of corrugated honeycomb and the vibration isolation advantage of porous rubber, provides coordinated protection against complex mechanical excitations, and offers a feasible structural solution and experimental basis for the protective design of shipborne cabinets operating in complex dynamic environments.

Keywords: shipborne cabinet; buffer; multiaxial impact; multiaxial vibration; transmissibility

1 引言

电子机柜作为集支撑、连接与防护于一体的电子封装系统，其结构的力学性能直接影响内部电信号传输的稳定性和电子系统运行的可靠性。对于船载机柜而言，其在服役过程中可能会受到砰击、水下爆炸等引起的瞬态冲击以及主机、螺旋桨等设备产生的持续振动的影响，这些激励往往具有多向性，若机柜自身抗多向冲击与多向隔振的能力不足，且缺乏有效防护措施，在服役过程中易发生结构损伤、连接失效甚至功能异常。目前，船载机柜的防护设计主要通过设置缓冲隔振系统来削弱外部激励向设备内部的传递，从而将设备实际承受载荷控制在许用范围内^[1-5]。因此，兼具抗多向冲击与多向隔振能力的缓冲器的设计对于提高船载机柜服役的稳定性和可靠性具有重要价值。

根据缓冲隔振原理的不同，目前船载机柜常用的缓冲隔振装置主要包括橡胶缓冲器、钢丝绳缓冲器以及金属弹性元件缓冲器。橡胶缓冲器是依靠橡胶材料的黏弹性实现隔振功能。围绕其性能的进一步优化，现有研究主要集中在两个方面：其一，在提高低频隔振能力方面，李杨等^[6]通过内部结构优化实现了在保证承载能力条件下动态刚度的降低，提高了橡胶缓冲器的低频隔振能力，体现了典型的小动静比设计思路。Zhang 等^[7]建立了适用于工程设计的橡胶隔振器静、动态预测模型，并结合 Yeoh 超弹模型与多目标遗传算法，在低共振频率和高承载能力之间实现协同优化。其二，在橡胶缓冲器复杂服役环境下的应用方面，Xiao 等^[8]针对水下航行器橡胶隔振器建立了冲击激励下的非线性模型，并提出相应的参数辨识方法，为船舶环境下橡胶隔振器抗冲击响应预测提供了建模基础。Park 等^[9]对预载下弹性支座的静、动态特性进行了系统分析，指出预载增加会使传递率曲线和共振峰向低频移动，这对舰船缓冲隔振结构选型和调频具有直接意义。与此相呼应，Fragasso 和 Moro^[10]围绕船用柴油机弹性支座建立了静态非线性表征和动态特性识别流程，说明船舶领域对橡胶支座的研究已明显从单轴静态设计转向预载、频率和传递函数联合表征。

钢丝绳缓冲器通过金属丝绳弯曲变形提供恢复力，并依靠丝股间摩擦与微滑移耗散能量，广泛应用于船舶环境。现有研究一方面关注传统钢丝绳隔振器的工程应用效果，如 Kang 等^[11]针对舰载电气开关柜开展了试验与数值研究，结果表明采用钢丝绳隔振器后，系统在 MIL-STD-167-1A 环境振动条件下具有较好的低中频隔振性能，但高频段预测精度仍受钢丝绳隔振器等效模型与结构模型简化方式的影响。朱曾辉等^[12]通过舰载机柜钢丝绳隔振器正弦振动试验，验证了不同安装形式下隔振器的一致性较好。除上述试验研究外，已有不少学者围绕传统钢丝绳缓冲器的结构改进开展了深入研究，并结合数值仿真与试验分析对其结构参数进行了优化，提出了多种新型钢丝绳缓冲器的设计与优化方法。Prost 等^[13]系统研究了传统钢丝绳缓冲器的力学特性及其阻尼作用机理，建立了冲击试验机数值模型，并通过试验验证了模型的可靠性。研究表明，钢丝绳缓冲器固有的非线性特征会在一定程度上削弱其冲击衰减能力，而提升阻尼水平和优化长径比是改善其抗冲击性能的关键途径。其中，高阻尼设计以及小于 1 的长径比能够有效减小缓冲器受拉行程和冲击加速度峰值，从而显著提高船舶设备的抗冲击防护性能。张春辉等^[14]设计了一种新型可双向压缩钢丝绳缓冲器，以解决传统球形钢丝绳缓冲器拉伸性能不足的问题。通过冲击振动试验与 Adams 数值模拟相结合的方法，证实该新型缓冲器在保持原有隔振水平的同时，能够进一步增强抗冲击性能，其整体冲击隔离率可达到 82.5% 以上。Liu 等^[15]则将质量—弹簧谐振器引入传统条形和球形钢丝绳缓冲器结构中，设计并制备了两种新型钢丝绳缓冲器，并开展了准静态循环加载试验和冲击试验。结果表明，在相同外部激励条件下，这两种新型钢丝绳缓冲器相比传统结构具有更高的能量吸收效率，其冲击隔离率均可达到 98% 以上。

金属弹性元件缓冲器主要依靠金属弹性构件的变形储存和释放能量，并辅以干摩擦或附加阻尼耗散振动与冲击能量，从而降低激励向被保护设备的传递。对其现有研究一方面聚焦于传统隔振器的试验研究。骆号等^[16]对 GWF 系列无谐振峰金属弹簧缓冲器进行了试验测试，通过采集不同位置的冲击激励与响应加速度数据，获得了 GWF-6 型金属弹簧缓冲器的抗冲击缓冲特性，结果表明其冲击缓冲率为 58.8%。刘剑超等^[17]针对气垫船机柜用复合型弹簧缓冲器和碟形弹簧缓冲器开展了多工况试验研

究, 包括冲击试验、颠振试验及颠振后三向振动试验。结果表明, 复合型弹簧缓冲器在冲击工况下的抗冲击性能显著优于碟形弹簧缓冲器, 更适用于船舶机柜冲击防护需求。另一方面诸多学者对新型弹性元件隔振器进行了设计。朱锐等^[18]基于锰铜基阻尼合金设计了新型碟簧缓冲器, 并通过静压试验与落锤试验验证其缓冲性能, 结果表明, 24片复合碟簧缓冲器的平均动态能量吸收率达到63.64%, 为原矩形圆柱弹簧缓冲器的1.51倍, 且最大位移降低约30%。王东衡等^[19]建立了金属簧片阻尼隔振器动力学模型, 并结合有限元获得摩擦力曲线, 进一步分析其在简谐激励和冲击激励下的响应特性, 结果表明电子机柜采用该类隔振器后最大加速度可降低72%, 显示出簧片-干摩擦类金属隔振器在减振和抗冲击一体化方面的潜力。

可以看出, 三种常用船载机柜缓冲器的作用机制明显不同, 橡胶缓冲器依靠橡胶材料的粘弹性实现隔振, 其优势在于结构简单、阻尼能力较好, 中高频隔振能力较强, 但在较强的瞬态冲击作用下橡胶材料容易出现压缩变形受限等问题。钢丝绳隔振器主要依靠丝股间摩擦、微滑移耗散能量, 其大变形和多向承载的能力较好, 在抗冲击防护方面具有优势, 但其刚度和阻尼参数受激励幅值等因素的影响较为明显, 在小幅持续振动或高频振动下的性能稳定性较差。金属弹性元件缓冲器则主要通过金属弹性构件的变形降低系统固有频率, 并依靠干摩擦、结构阻尼或附加阻尼耗散部分能量, 其承载能力和环境适应性较好, 适用于重载和低频隔振场景, 但普通金属元件的本身阻尼较小, 需要进行进一步的结构设计才能获得较好的抗冲击效果。

综上, 现有船载机柜缓冲器虽在承载、隔振能力、抗冲击及工程应用等方面各有优势, 针对其性能提升的研究路径也各有侧重, 但其性能提升多围绕单一防护机制或单向工况展开, 难以满足船载机柜在多向冲击与多向振动下的多重防护需求。因此, 需设计一款兼具抗多向冲击与多向隔振能力的新型缓冲器。近年来, 轻质多孔结构因其较高的比吸能能力和良好的压溃耗能特性在冲击防护领域受到广泛关注, 一些专业学者针对其压溃吸能模型及进一步的结构设计等方面进行了深入研究^[20-24], 其中, 蜂窝结构作为一种典型的轻质高效吸能结构, 具有优良的缓冲吸能特性和结构可设计性^[25,26]。为此, 本文基于实验室前期提出的波纹蜂窝结构, 设计一款兼具抗多向冲击和多向隔振能力的新型波纹蜂窝缓冲器, 并通过船载机柜冲击试验和振动试验, 对其抗多向冲击能力与多向隔振性能进行系统研究, 为船载机柜在复杂冲击振动环境下的防护设计提供一种新的结构形式和依据。

2 波纹蜂窝缓冲器设计及制备

本文以某典型型号的船载机柜为研究对象, 以波纹蜂窝和多孔橡胶为基础进行波纹蜂窝缓冲器的设计, 首先对波纹蜂窝缓冲器的尺寸进行确定, 根据CB1340-1998《舰船电子设备机箱机柜通用规范》中对机柜安装尺寸的相关要求^[27], 并且参考了《电子设备振动冲击环境适应性设计》中对于缓冲器安装方式标准化的设计思路^[28], 确定符合要求的波纹蜂窝缓冲器的设计尺寸为 $98*98*85\text{mm}^3$ 。

波纹蜂窝缓冲器以波纹蜂窝为核心抗冲击单元, 波纹蜂窝是我们在前期研究中为了解决目前蜂窝结构存在的内面和外面承载差异较大的问题提出的一种新型蜂窝结构^[29-31], 该结构是在传统六边形蜂窝的基础上沿异面方向引入正弦波纹设计, 其设计思路如图1所示, 相邻胞壁之间的连接绞线由传统蜂窝结构中的直线形式改为波纹形式后, 在受载过程中可借助波峰与波谷的交替布置产生对称约束作用, 当某一胞壁有绕绞线转动趋势时, 邻近胞壁所对应的反向曲率能够对其形成横向抵偿, 从而在一定程度上抑制局部快速旋转式塑性变形。此外, 这种混合相位特征的波纹结构还会在胞壁连接区域形成封闭空腔, 在轴向压缩作用下可提供一定支撑效果, 进而减弱波纹设置对轴向承载能力的不利影响。通过前期研究已经证明其具备出色的抗多向冲击性能, 并通过选区激光熔融工艺(Selective laser melting, SLM)进行了波纹蜂窝的制备工作, 基体粉末选用的是韧性和强度性能较优的316L材料, 其与传统蜂窝在面内压缩时的应力应变曲线对比如图2所示。

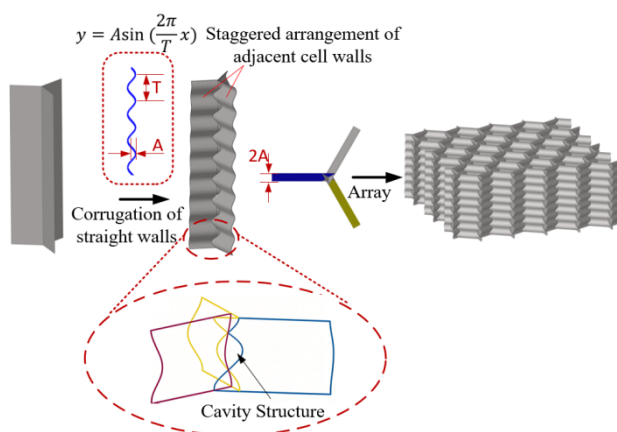


图1 波纹蜂窝设计原理示意图^[30]

Fig.1 Corrugated honeycomb design schematic^[30]

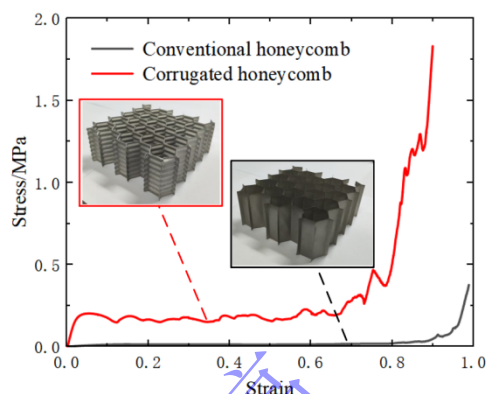
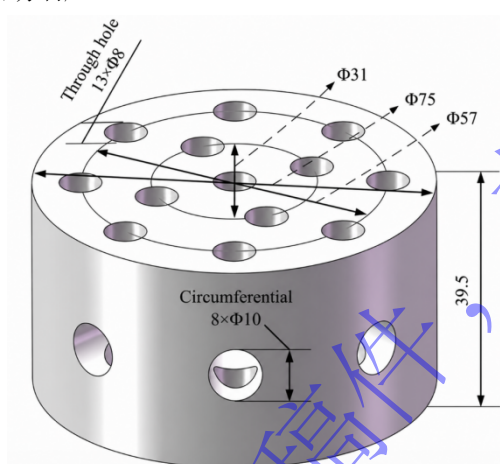


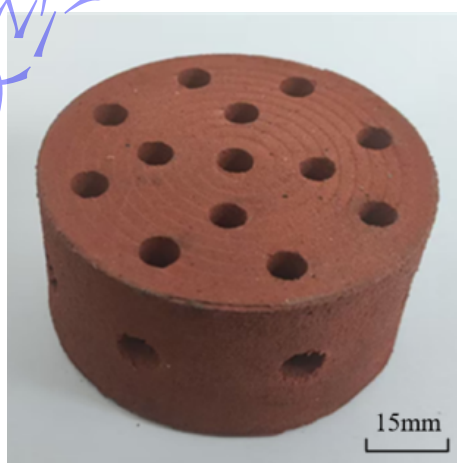
图2 面内压缩试验对比

Fig.2 Comparison of in-plane compression tests

多孔橡胶则是波纹蜂窝缓冲器的关键隔振单元，针对机柜多向隔振的需求，本文采用在实体橡胶的轴向和侧向上进行打孔设计的多孔橡胶结构，受压时，内部孔隙在载荷作用下发生压缩变形，可有效缓冲与耗散振动能量，从而提高缓冲器的隔振能力。经过多轮试验优化，最终确定了多孔橡胶的结构方案如图3所示。该多孔橡胶采用天然橡胶制备，所提出的开孔方式能够在多个方向上有效降低机柜振动响应。



(a) Schematic of the structure



(b) Photograph of the specimen

图3 多孔橡胶示意图

Fig.3 Schematic of porous rubber

波纹蜂窝缓冲器的结构示意如图4所示，主要由连接头（压头）、多孔橡胶、波纹蜂窝、金属外壳和隔垫组成。外壳采用圆形结构，并通过螺纹连接实现装配，在四角铣削安装平台以便紧固。缓冲器内部利用隔板将多孔橡胶与波纹蜂窝分隔开来，隔板与外壳之间填充橡胶固定，且隔板尺寸略小于波纹蜂窝外径。多孔橡胶和隔垫由天然橡胶制备，其余部件均采用钢材加工。

该结构并非波纹蜂窝与多孔橡胶的简单叠加，而是通过两者的协同配合，实现抗多向冲击与多向隔振的协同作用。在抗多向冲击方面，波纹蜂窝作为核心承载与吸能构件，发挥主要抗冲击作用，并与多孔橡胶共同构成分级缓冲结构。在冲击载荷作用下，由于多孔橡胶初始刚度较低、初始应力水平较小，首先发生弹性变形，从而实现对冲击载荷的初步缓冲；随着压缩变形的持续增加，其刚度及应力水平逐渐提高。当多孔橡胶应力增长至波纹蜂窝的平台应力附近时，波纹蜂窝开始发生屈曲并进入稳定吸能阶段，进而承担主要的冲击能量吸收作用。因此，二者的组合能够实现“多孔橡胶初始缓冲-波纹蜂窝稳定吸能”的分级吸能机制。与此同时，波纹蜂窝与多孔橡胶之间的轴向尺寸差异，以及波

纹蜂窝与外壳之间的几何匹配关系，不仅保证了结构良好的轴向吸能能力，同时也增强了其在侧向冲击作用下的能量耗散能力。金属外壳则为内部蜂窝结构提供必要的边界约束和稳定的载荷传递条件，从而保证波纹蜂窝能够按照预定模式发生可控变形。

在多向隔振方面，多孔橡胶是实现隔振功能的主要元件，而波纹蜂窝与多孔橡胶的协同作用进一步赋予缓冲器良好的多向隔振性能。其中，多孔橡胶主要依靠弹性变形及材料黏弹性实现振动能量耗散；波纹蜂窝则通过结构化刚度提供支撑作用，并有效抑制橡胶在受载过程中的过度变形。尤其在侧向方向上，波纹蜂窝采用正弦波纹胞元以及相邻胞壁半周期错位的混合相位布局，可利用相位拮抗效应削弱振动响应，从而抑制振动幅值的传递。总体而言，多孔橡胶主要承担柔性缓冲与阻尼耗能功能，波纹蜂窝则主要负责稳定吸能及侧向协同隔振作用，二者协同作用使该缓冲器同时具备抗多向冲击和多向协同隔振的综合性能。

根据设计方案进行波纹蜂窝缓冲器的制备，制备时采用了多种成型方式，其中外壳、压头等部件是通过车削、铣削等传统机加工方式成型，波纹蜂窝首先通过 SLM 工艺打印后采用线切割的方式切割为圆柱形，多孔橡胶则是通过雕刻机加工，最终成型后的波纹蜂窝缓冲器样机如图 5 所示。

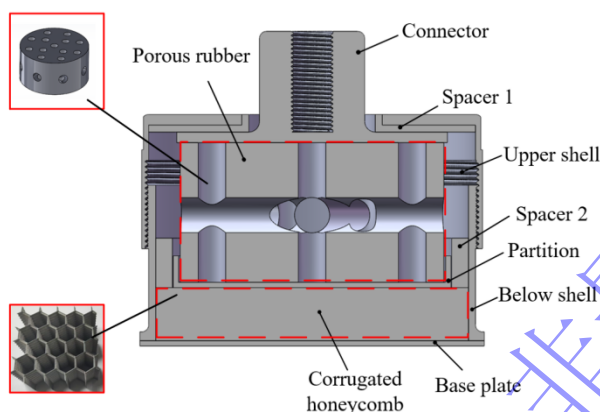


图 4 波纹蜂窝缓冲器结构示意图

Fig.4 Schematic of the corrugated honeycomb buffer structure



图 5 波纹蜂窝缓冲器样机

Fig.5 Prototype of the corrugated honeycomb buffer

3 波纹蜂窝缓冲器-机柜冲击试验

3.1 试验方案

本部分内容开展机柜冲击试验，考察应用于船载机柜的波纹蜂窝缓冲器在不同角度冲击试验下的抗冲击能力。在试验过程中，机柜通过 4 个波纹蜂窝缓冲器与冲击工装连接，并沿机柜底面几何中心呈对称方式布置。机柜背面另设置 2 个相同型号的钢丝绳缓冲器，与冲击工装相连，以提供辅助支撑。冲击工装则采用螺栓与冲击试验台固定连接。

除研究对象为波纹蜂窝缓冲器外，其他试验对象主要包括：船载电子机柜、机柜冲击工装、背部/底部缓冲器安装板、背部钢丝绳缓冲器。其中，本文所使用的船载机柜设计质量为 320kg，机柜冲击工装用于安装机柜，背部缓冲器选择常用的无锡市江大隔振器有限公司生产的钢丝绳背部缓冲器（型号：GS375-108-08）。背部/底部缓冲器安装板用于连接背部/底部缓冲器和冲击工装。

按照冲击试验要求，冲击试验在中量级冲击试验机上开展，冲击工况的设计参考 GJB 150.18-86 军用设备环境试验方法 冲击试验标准中“试验+舰船设备的冲击试验”^[32]，进行水平安装冲击工况试验及 30° 倾斜安装冲击工况试验。试验参数包括砧板行程和落锤高度，根据砧板上试验对象总质量确定的试验参数见表 1。

表 1 试验工况质量信息及对应试验参数

Table 1 Mass information and corresponding test parameters under different test conditions

冲击试验工况	试验对象总质量/kg	砧板行程/mm	摆锤高度/cm
水平安装冲击工况	927	38	70
倾斜安装冲击工况	1428	38	75

本次试验采用美国 PCB 公司生产的 M350C23 型单轴冲击加速度传感器，量程为 $\pm 10000g$ ，并结合配套数据采集系统完成试验信号获取。采样频率设置为 37kHz，以确保冲击响应信号能够被准确记录。整个试验共设置 3 个测点，即 1 个输入测点和 2 个输出测点。其中，输入测点用于测量试验台砧板处的输入加速度，布置在冲击工装正前方区域。输出测点 1 和输出测点 2 则分别布置于机柜底面前后缓冲器附近，用于采集经波纹蜂窝缓冲器作用后的输出加速度响应。

两种冲击试验工况的试验原理示意图及试验现场图片分别见图 6 和图 7 所示。可以看出，在水平安装冲击工况中，摆锤激发的冲击加速度方向为 Z 向，因此分别采集冲击工装垂向（Z 向）输入冲击加速度数据和机柜垂向（Z 向）输出冲击加速度数据；在倾斜安装工况中，摆锤激发的冲击加速度方向为 Z 向和 X 向，此时认为 Y 方向无初始激励，分别采集冲击工装侧向（X 向）和垂向（Z 向）输入冲击加速度数据和机柜侧向（X 向）和垂向（Z 向）输出冲击加速度数据，最终计算后分别得到水平安装冲击工况和倾斜安装工况下的加速度峰值降低率和冲击传递率。

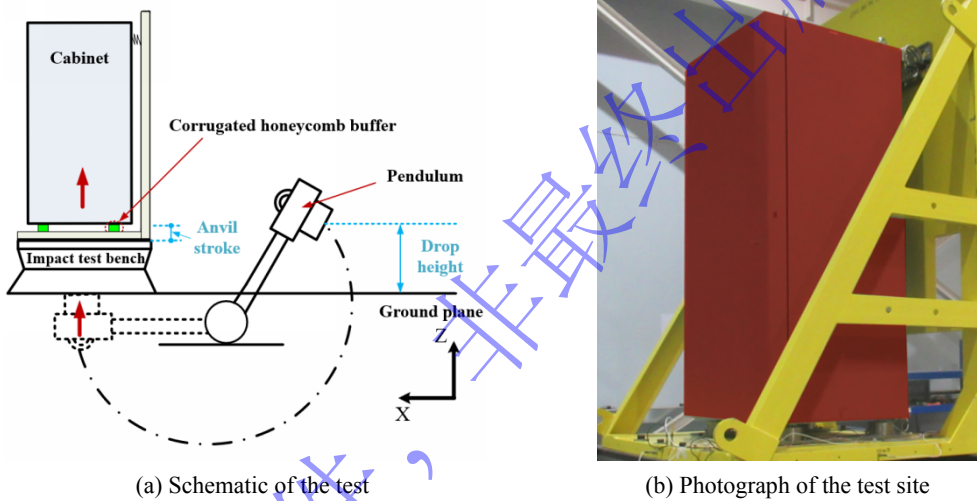


图 6 水平安装冲击工况

Fig.6 Impact condition under horizontal installation

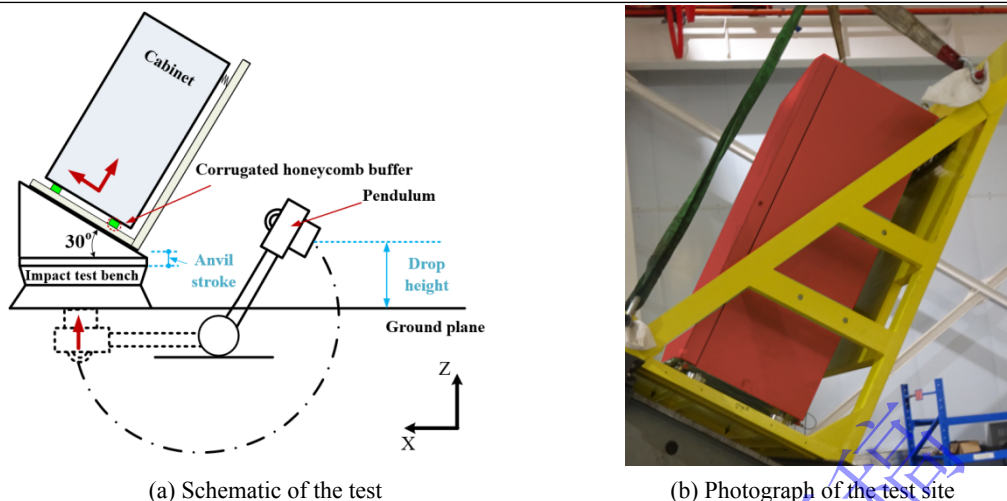


图7 倾斜安装冲击工况

Fig.7 Inclined installation impact condition

3.2 试验数据处理方法

由于船舶抗冲击研究领域没有相应标准规范或统一的滤波频率选取方法^[33,34]，不同的滤波频率得到的结果还会存在一定的差异，如果采用某一种滤波频率进行处理，滤波后可能会对结果分析的客观性与合理性造成一定影响，尽管经过尝试采用不同滤波频率均能体现所设计缓冲器良好的多向缓冲性能，但为保证本次冲击试验的真实信息，参考相关文献的做法^[35,36]，本次试验不进行滤波处理，将采集的原始数据在本文呈现，后续如果有相对规范的标准，研究人员可基于此数据进行滤波处理。为定量评价船载机柜的抗冲击性能，对试验所得冲击加速度数据进行处理，并选取冲击传递率作为表征指标。考虑到冲击加速度曲线同时包含正、负波，因此取各测点加速度绝对值的最大值作为该测点的冲击加速度峰值，并取两个输出点加速度峰值的算数平均值作为最终输出冲击加速度峰值 $a_{o\max}$ ，即：

$$a_{o\max} = \frac{a_{o1\max} + a_{o2\max}}{2} \quad (1)$$

式中， $a_{o1\max}$ 和 $a_{o2\max}$ 分别为输出点1和输出点2所测得的加速度峰值。

为反映输入冲击载荷经机柜结构传递至输出端的程度，计算冲击传递率 Tr ：

$$Tr = \frac{a_{o\max}}{a_{i\max}} \quad (2)$$

式中， $a_{o\max}$ 为最终输出冲击加速度峰值， $a_{i\max}$ 为输入冲击加速度峰值。

3.3 试验结果及分析

3.3.1 机柜水平安装冲击性能试验

图8为机柜水平安装冲击工况的时域曲线，冲击波包括正波和负波。输入点处采集的冲击输入加速度受到激励后迅速达到峰值，然后逐步衰减为零，冲击加速度波的持续时间约为0.2s，测得输入点冲击加速度峰值为1309.1g。在两个输出点处采集的输出冲击加速度趋势相似，冲击响应量级最大峰值在前0.2s的区间内，后续逐步衰减为零，测得输出点1冲击加速度峰值为75.8g，输出点2冲击加速度峰值为163.0g。可以看出，两个输出测点的响应趋势基本一致，尽管在瞬态冲击载荷作用下由于局部结构响应不均等原因会导致峰值存在一定差异，但两个输出点的峰值均远低于输入峰值，将两个输出点冲击加速度峰值平均后得到最终输出冲击加速度峰值为119.4g，计算得到冲击传递率为0.091，与输入相比，平均输出冲击加速度峰值降低约90.9%，具有良好的抗垂向冲击性能，测试结果如表2所示。

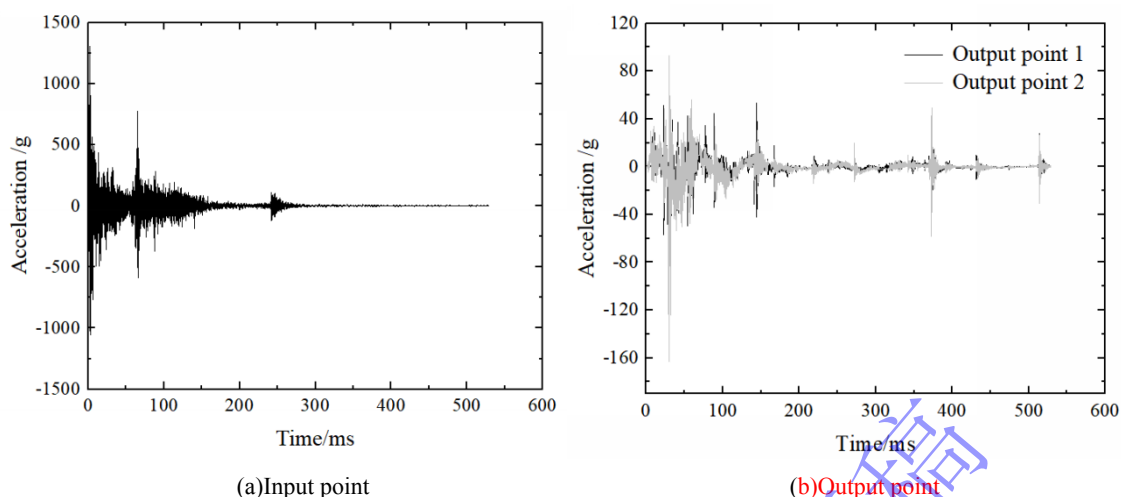


图 8 机柜水平安装冲击工况加速度曲线

Fig.8 Acceleration curves of the cabinet in the horizontal installation impact test

表 2 机柜水平安装冲击试验结果

Table 2 Impact test results of the cabinet under horizontal installation

机柜安装方式	方向	输入冲击加速度峰值/g	平均输出冲击加速度峰值/g	冲击传递率
水平安装	垂向 (Z 向)	1309.1	119.4	0.091

3.3.2 机柜倾斜安装冲击性能试验

图 9 为机柜 30°倾斜安装冲击工况侧向冲击加速度 (X 向) 的时域曲线, 冲击波包括正波和负波。输入点处采集的冲击输入加速度受到激励后迅速达到峰值, 然后逐步衰减为零, 测得输入点冲击加速度峰值为 1459.0g。两个输出点处采集的输出冲击加速度趋势相似, 冲击响应量级最大峰值在前 0.2s 的区间内, 后续逐步衰减为零, 测得输出点 1 冲击加速度峰值为 215.5g, 输出点 2 冲击加速度峰值为 169.3g, 两个输出测点的响应趋势基本一致, 将两个输出点加速度峰值平均后得到最终输出冲击加速度峰值为 192.4g, 计算得到冲击传递率为 0.132, 与输入相比, 平均输出冲击加速度峰值降低约 86.8%, 证明该缓冲器能够有效削弱侧向冲击载荷向机柜的传递。

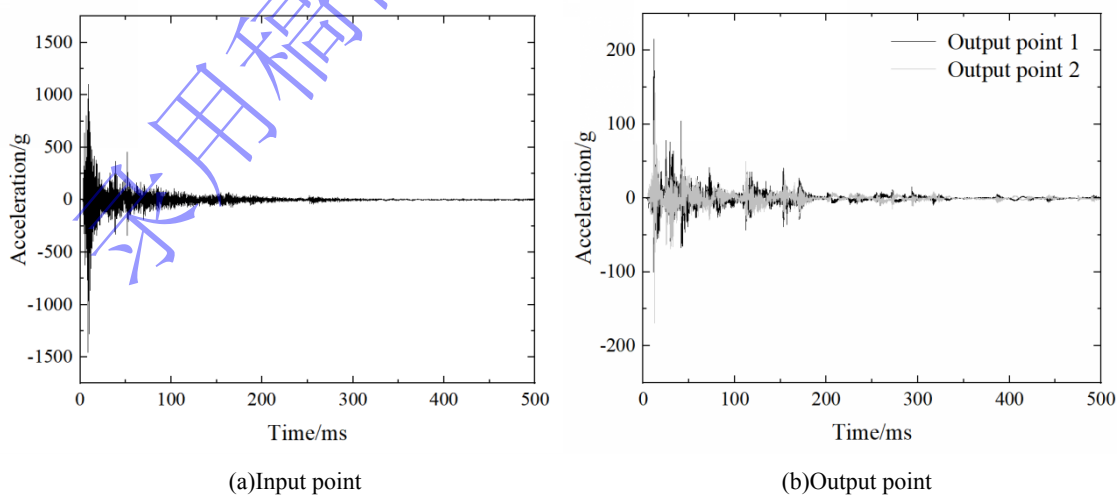


图 9 机柜倾斜安装冲击工况 X 向加速度曲线

Fig.9 X-direction acceleration curves of the cabinet in the inclined installation impact test

图 10 为机柜 30°倾斜安装冲击工况垂向冲击加速度 (Z 向) 的时域曲线, 冲击波包括正波和负

波。输入点处采集的冲击输入加速度受到激励后迅速达到峰值，然后逐步衰减为零，测得输入点冲击加速度峰值为 1835.0g。输出点处采集的输出冲击加速度量级最大峰值在前 0.2s 的区间内，后续逐步衰减为零，测得输出点 1 冲击加速度峰值为 124.7g，输出点 2 冲击加速度峰值为 179.2g，两个输出测点的响应趋势基本一致，计算后得到最终输出冲击加速度峰值为 152.0g，计算得到冲击传递率为 0.083，与输入相比，平均输出冲击加速度峰值降低约 91.7%，机柜 30°倾斜安装冲击性能试验结果如表 3 所示，在倾斜安装冲击工况下，波纹蜂窝缓冲器无论是在侧向还是垂向冲击下均能保持较低的冲击传递率，有效削弱了冲击载荷向机柜的传递，具备优异的抗多向冲击能力。

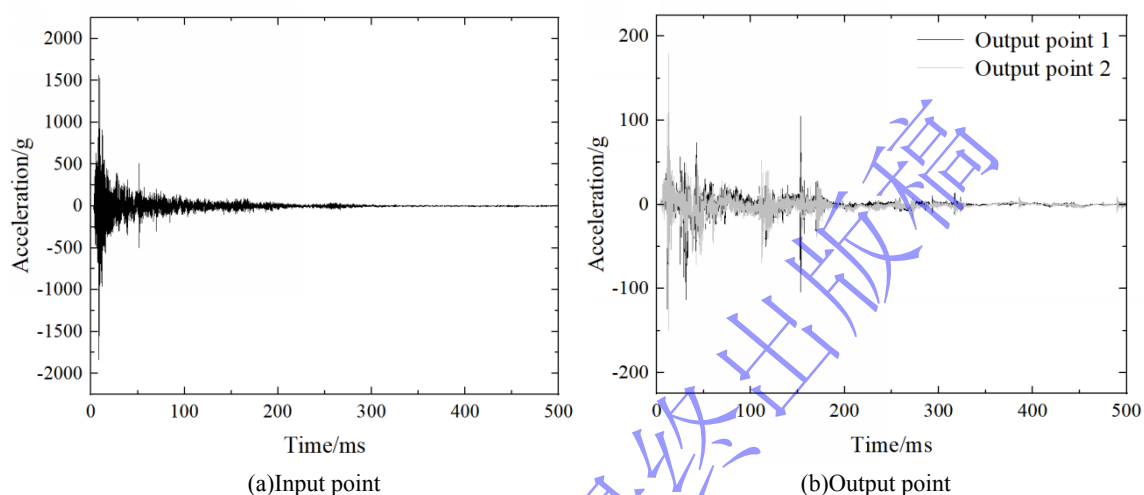


图 10 机柜倾斜安装冲击工况 Z 向加速度曲线

Fig.10 Z-direction acceleration curves of the cabinet in the inclined installation impact test

表 3 机柜倾斜安装冲击试验结果

Table 3 Impact test results of the cabinet under inclined installation

机柜安装方式	方向	输入冲击加速度峰值/g	平均输出冲击加速度峰值/g	冲击传递率
倾斜安装	侧向 (X 向)	1459.0	192.4	0.132
	垂向 (Z 向)	1835.0	152.0	0.083

4 波纹蜂窝缓冲器-机柜振动试验

4.1 试验方案

本部分针对装有波纹蜂窝缓冲器的机柜开展振动试验，考核其抗多向振动能力。本次试验除振动工装外，其余被试品和陪试品均与冲击试验相同，通过对装有波纹蜂窝缓冲器的机柜进行扫频振动试验，获得其振动传递率曲线，评估波纹蜂窝缓冲器的隔振效果。

为了保证试验的安全性，本次试验采用振动工装对机柜进行固定，振动工装通过螺栓连接在振动台上，钢丝绳缓冲器通过背部缓冲器安装板分别与机柜、振动工装连接。波纹蜂窝缓冲器通过螺栓连接在机柜底部，波纹蜂窝缓冲器通过螺栓与底部缓冲器安装板连接，底部缓冲器安装板通过压板固定在振动台上，在三个方向 (X 向、Y 向、Z 向) 开展扫频振动试验。

本次振动试验参考标准 GJB1060.1-91《舰船环境条件要求机械环境》中规定的水面舰船主体区振动试验条件^[37]，开展 1-60Hz 的分频段参数设定的扫频振动试验，具体振动试验参数条件如表 4 所示。在 1-16Hz 频段采用位移控制，幅值 1mm，扫频速率 1oct/min；在 16-60Hz 频段：加速度控制，幅值 10m/s²，扫频速率 1oct/min，振动类型为正弦扫频振动。在振动试验过程中，使用同一套波纹蜂

窝缓冲器进行试验。

表 4 振动试验参数表

Table 4 Table of vibration test parameters

频率/Hz	加速度/(m/s ²)	位移/mm	扫描频率/(oct/min)	试验方向
1-16	-	1	1	X、Y、Z 三个轴向，每个轴向一次上扫
16-60	10	-		

振动试验装置的组成及试验现场图片如图 11 所示，振动试验装置主要由振动试验系统、振动控制仪（含数据采集器功能）、加速度传感器等部分组成，系统坐标系如图所示，振动试验系统为核心激励单元，用于生成满足试验要求的振动激励信号，振动控制仪构建闭环控制链路，一方面向振动试验系统发送控制指令以调节振动输出特性，另一方面接收内置数据采集模块反馈的振动监测数据，实现对振动过程的精准调控。试验对象固装于振动台，加速度传感器则分别布置在振动传递链的关键点位，以获取振动输入与经隔振后振动输出的参数，为振动传递特性分析、隔振性能评估等提供基础数据。

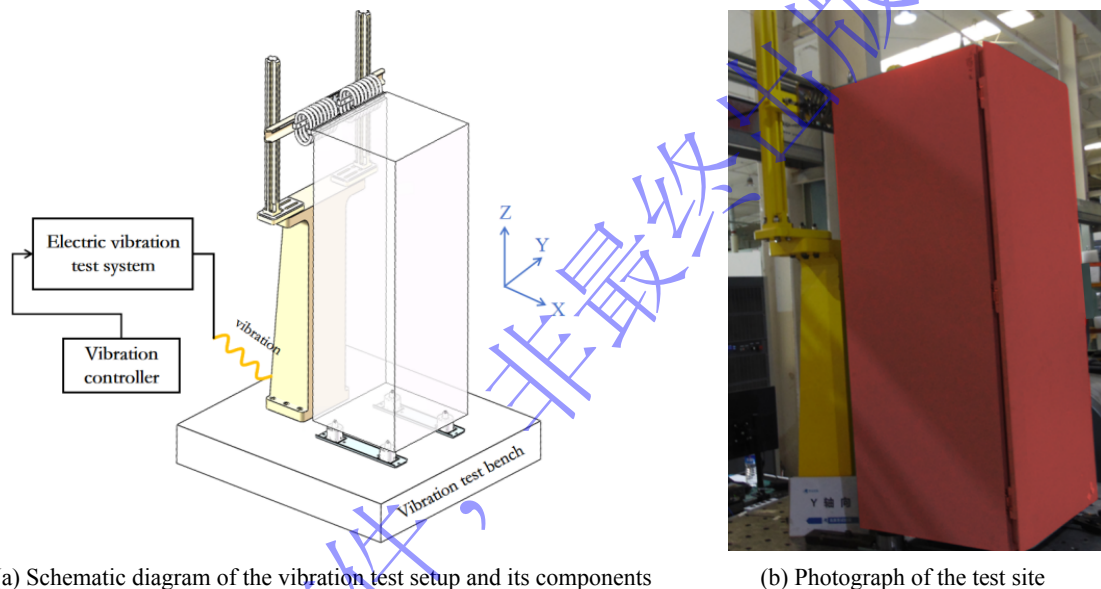


图 11 振动试验示意图

Fig.11 Schematic diagram of the vibration test setup

4.2 数据处理方法

使用振动传递率对不同方案的隔振性能进行考核，振动传递率 TA 定义为：每个离散频率处监测点的输出振动加速度峰值与测试系统初始输入振动加速度峰值的比值，拟合各个离散频率点的振动传递率数据可得到振动传递率曲线。

$$TA(\omega) = \frac{a_{o\max}}{a_{i\max}} \quad (3)$$

式中： $a_{o\max}$ 为各监测点的输出振动加速度峰值； $a_{i\max}$ 为系统的输入振动加速度峰值。

振动测试结束后，根据上述公式计算 X、Y、Z 三个方向上振动传递率，并获得振动传递率曲线。

4.3 试验结果及分析

基于试验数据采集系统导出缓冲器在扫频过程中输入点与输出点的 1-60Hz 频域数据，绘制出三向振动传递率曲线，如图 12 所示。

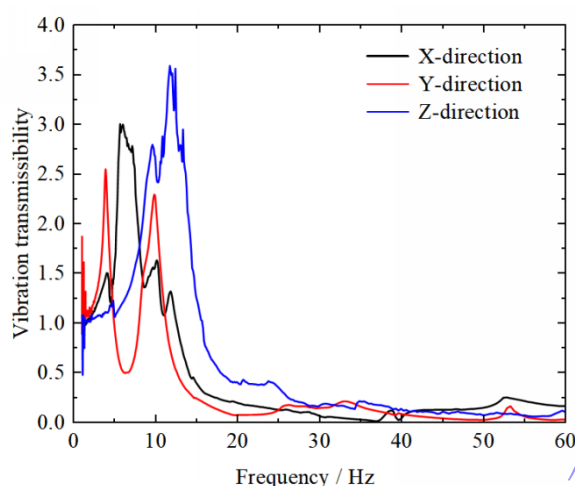


图 12 振动传递率曲线图

Fig.12 Vibration transmissibility curves

国内对 GJB 150.16A-2009 《军用装备实验室环境试验 振动试验》的解读中指出^[38]，工程上核潜艇和驱逐舰设备的典型上限频率约为 25Hz，护卫舰和常规潜艇约为 30-35Hz，舰船电子机箱相关试验也常按 5-60Hz 开展。根据三向振动传递率曲线可以看出，在振动频率超过 20Hz 后三个方向的振动传递率均显著降低，本次试验在 20-60Hz 的三向振动传递率数据见表 5 所示，三向平均振动传递率分别为 0.129、0.085 和 0.180，表现出了良好的中高频隔振能力，并能够覆盖一定范围的船舶振动环境。由此表明，波纹蜂窝缓冲器不仅能够在中高频段实现更低的振动传递，同时能够兼顾三个方向的隔振性能，特别是在传统隔振结构容易表现薄弱的 Y 向，其隔振能力提升更为显著，在保持较低传递率的同时改善了三向隔振的一致性。

表 5 振动试验数据表

Table 5 Table of vibration test data

方向	频率/Hz									平均振动传递率
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	
X 向振动传递率	0.197	0.126	0.061	0.031	0.073	0.131	0.151	0.219	0.168	0.129
Y 向振动传递率	0.078	0.135	0.149	0.159	0.084	0.044	0.028	0.061	0.030	0.085
Z 向振动传递率	0.399	0.343	0.181	0.212	0.121	0.112	0.075	0.075	0.105	0.180

5 结论

综上所述，本文针对于舰船机柜设计了一款新型波纹蜂窝缓冲器，并开展了相关冲击试验和振动试验，主要得到以下结论：

(1) 本文基于波纹蜂窝的抗多向冲击和吸能特性，并利用波纹蜂窝及橡胶的协同作用设计了一款新型波纹蜂窝缓冲器，阐明了其抗多向冲击和多向振动的工作机理，并制备出了波纹蜂窝缓冲器样机。

(2) 冲击试验表明，装有波纹蜂窝缓冲器的机柜在水平安装冲击工况下垂向的冲击加速度峰值由 1309.1g 降低至 119.4g，冲击传递率为 0.091，在倾斜安装工况下侧向冲击加速度峰值由 1459g

降低至 192.4g, 冲击传递率为 0.132, 垂向冲击加速度峰值由 1835g 降低至 152g, 冲击传递率为 0.083, 可以看出无论在机柜水平安装冲击工况下还是在机柜倾斜安装冲击工况下机柜均能保持较低的冲击传递率水平, 验证了波纹蜂窝缓冲器具有优异的抗多向冲击能力。

(3) 进行了波纹蜂窝缓冲器 X、Y、Z 三向的振动性能测试, 获得了三向的振动传递率曲线, 随频率的增加振动传递率整体呈降低趋势, 计算得到在 20Hz-60Hz 时三向的平均振动传递率分别为 0.129、0.085 和 0.180, 综合来看, 波纹蜂窝缓冲器在三向隔振性能的均衡性方面表现出较为明显的优势, 在保证较低传递率的同时兼顾了三向的隔振性能, 并可覆盖一定的船舶使用环境。

尽管本文所设计的波纹蜂窝缓冲器已具备良好的抗多向冲击和多向隔振能力, 但仍存在一定的局限性, 仍需进行进一步研究:

(1) 波纹蜂窝缓冲器在低频振动范围内, 系统仍受共振放大效应的影响, 隔振性能尚不理想, 其低频(20Hz 以内)隔振性能后续仍需要通过结构参数优化进行进一步改善, 且鉴于目前多向振动和多向冲击的试验数据较少, 本文未与其他缓冲器进行数据对比。

(2) 本文聚焦于试验研究, 对缓冲器理论模型的建立及冲击与振动的仿真工作的研究尚未在本文开展, 后续将继续进行该方面的工作。

参考文献

- [1] 周焕阳, 姚明格, 张望, 等. 船用隔振器动态性能测试方法研究[J]. 环境技术, 2022, 40(04): 151-156. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7204.2022.04.031
ZHOU H Y, YAO M G, ZHANG W, et al. Research on dynamic performance test method of marine vibration isolators[J]. Environmental Technology, 2022, 40(04): 151-156. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7204.2022.04.031
- [2] 沈文军. 舰用铸铝密闭机柜的隔振缓冲设计[J]. 电子机械工程, 2005, 21(6): 7. DOI: 10.3969/j.issn.1008-5300.2005.06.003.
SHEN W J. Vibration isolation and shock buffering design of ship-borne cast-aluminum airtight cabinet[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2005, 21(6): 7. DOI: 10.3969/j.issn.1008-5300.2005.06.003.
- [3] 李健, 杭佳棋, 张恒, 等. 某型舰载电子机柜的减振器设计[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(1): 5. DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355.2018.01.030.
LI J, HANG J Q, ZHANG H, et al. Design of shock absorbers for a shipboard electronic cabinet[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(1): 151-155. DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355.2018.01.030.
- [4] 杨娜娜, 赵天佑, 陈志鹏, 等. 破片冲击作用下舰船复合材料结构损伤的近场动力学模拟[J]. 爆炸与冲击, 2020, 40(02): 67-77. DOI: 10.11883/bzycj-2019-0019
YANG N N, ZHAO T Y, CHEN Z P, et al. Peridynamic simulation of damage of ship composite structure under fragments impact[J]. Explosion and Shock Waves, 2020, 40(02): 67-77. DOI: 10.11883/bzycj-2019-0019
- [5] 金键, 朱锡, 侯海量, 等. 大型舰船在水下接触爆炸下的毁伤与防护研究综述[J]. 爆炸与冲击, 2020, 40(11): 15-39. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0105
JIN J, ZHU X, HOU H L, et al. Review on the damage and protection of large naval warships subjected to underwater contact explosions[J]. Explosion and Shock Waves, 2020, 40(11): 15-39. DOI: 10.11883/bzycj-2020-0105
- [6] 李杨, 黄修长, 苏智伟, 等. 一种小动静比橡胶隔振器仿真与试验[J]. 噪声与振动控制, 2024, 44(02): 256-260. DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355.2024.02.041
LI Y, HUANG X C, SU Z W, et al. Numerical and experimental study of a rubber isolator with low dynamic to static stiffness ratio[J]. Noise and Vibration Control, 2024, 44(2): 256-260. DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355.2024.02.041
- [7] ZHANG X Q, LI X, DU F, et al. Design of nonlinear rubber vibration isolators with low resonant frequency and high load bearing capacity[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2025, 44(2): 1220-1238. DOI:

- 10.1177/14613484241309060.
- [8] XIAO H Y, XU C Z, WANG R B, et al. A nonlinear model and parameter identification method for rubber isolators under shock excitation in underwater vehicles[J]. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2021, 9(11): 1282-1282. DOI: 10.3390/JMSE9111282.
- [9] PARK J S, PARK B, LEE Y J, et al. Study on dynamic characteristics of resilient mount under preload[J]. *Materials*, 2024, 17(20): 5096-5096. DOI: 10.3390/MA17205096.
- [10] FRAGASSO J, MORO L, LYE M L, et al. Characterization of resilient mounts for marine diesel engines: Prediction of static response via nonlinear analysis and response surface methodology[J]. *Ocean Engineering*, 2019, 1711424. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2018.10.051.
- [11] KANG M S, KIM J H, KIM M H. Experimental and numerical study on the vibration characteristics of an electric switchboard with wire rope isolators in naval ships[J]. *Ocean Engineering*, 2023, 283. DOI: 10.1016/J.OCEANENG.2023.115172.
- [12] 朱曾辉, 李舒, 宋骏琛, 等. 舰载机柜钢丝绳隔振器试验研究[J]. *电子机械工程*, 2019, 35(05): 25-28. DOI: 10.19659/j.issn.1008-5300.2019.05.007.
ZHU Z H, LI S, SONG J C, et al. Experimental study on wire rope isolator for shipborne cabinets[J]. *Electro-Mechanical Engineering*, 2019, 35(5): 25-28. DOI: 10.19659/j.issn.1008-5300.2019.05.007.
- [13] PROST C, ABDELNOUR B. Influence and enhancement of damping properties of wire rope isolators for naval applications[J]. *Sound and Vibration*, 2018, 52(2): 8-11. DOI: 10.32604/SV.2018.03641.
- [14] 张春辉, 卢凯田, 张磊, 等. 新型钢丝绳隔振器力学性能试验与仿真研究[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(16): 213-219. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2021.16.027.
ZHANG C H, LU K T, ZHANG L, et al. An experimental and simulation study on mechanical properties of new wire rope isolator[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(16): 213-219. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2021.16.027.
- [15] LIU Y, SHI D Y, LI Y, et al. Ground shock attenuation performances of wire-rope-based meta-isolators[J]. *Thin-Walled Structures*, 2024, 196111538-. DOI: 10.1016/J.TWS.2023.111538.
- [16] 骆号, 陈建松, 颜肖龙. GWF型隔振器性能分析与实验验证[J]. *噪声与振动控制*, 2012, 32(04): 178-182. DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355-2012.04.040.
LUO H, CHEN J S, YAN X L. Performance analysis and experimental verification of GWF vibration isolator[J]. *Noise and Vibration Control*, 2012, 32(4): 178-182. DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355-2012.04.040.
- [17] 刘剑超, 姚冬旭, 宋世千, 等. 隔振器抗振动冲击性能试验研究[J]. *机电工程技术*, 2021, 50(10): 261-264. DOI: 10.3969/j.issn.1009-9492.2021.10.064
LIU J C, YAO D X, SONG S Q, et al. Experimental study on anti vibration and impact performance of vibration isolator[J]. *Mechanical & Electrical Engineering Technology*, 2021, 50(10): 261-264. DOI: 10.3969/j.issn.1009-9492.2021.10.064.
- [18] 朱锐, 毛保全, 赵俊严, 等. 机枪遥控武器站锰铜基阻尼合金缓冲器非线性有限元分析及试验[J]. *北京理工大学学报*, 2022, 42(09): 935-946. DOI: 10.15918/j.tbit1001-0645.2021.216.
ZHU R, MAO B Q, ZHAO J Y, et al. The nonlinear finite element analysis and experiment of Mn-Cu damping alloy buffer for remote control weapon station[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2022, 42(9):935-946. DOI: 10.15918/j.tbit1001-0645.2021.216.
- [19] 王东衡, 石秀东. 金属簧片阻尼隔振器性能分析[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(05): 263-266. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2011.05.024.
WANG D H, SHI X D. System performance analysis of metal plate spring vibration isolator[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(5): 263-266. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2011.05.024.
- [20] GUO H Y, Zhang J X. Performance-Oriented and Deformation-Constrained Dual-topology Metamaterial with High-Stress Uniformity and Extraordinary Plastic Property. [J]. *Advanced materials (Deerfield Beach, Fla.)*, 2024, 37(7): e2412064.

DOI: 10.1002/ADMA.202412064.

- [21] Wu X W, Guo H Y, Zhang J X. Bi-Surface Induction in Biomimetic Multi-Gradient Foam-Filled Tubes With Enhanced Energy Absorption: Theory, Experiment, and Simulation[J]. *Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME*, 2025, 92(5): 051010. DOI: 10.1115/1.4068061.
- [22] Yuan H, Wu X W, Zhang J X. Cutting failure behavior of foam core sandwich plates[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2024, 303113009-113009. DOI: 10.1016/J.IJSOLSTR.2024.113009.
- [23] Guo H Y, Zhang J X. Expansion of sandwich tubes with metal foam core under axial compression[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2023. DOI: 10.1115/1.4056686.
- [24] Guo H Y, Yuan H, Zhang J X, et al. Review of sandwich structures under impact loadings: Experimental, numerical and theoretical analysis[J]. *Thin-Walled Structures*, 2024, 19611541-. DOI: 10.1016/J.TWS.2023.11541.
- [25] Xu S Q, BEYNON H J, DONG R, et al. Experimental study of the out-of-plane dynamic compression of hexagonal honeycombs[J]. *Composite Structures*, 2012, 94(8): 2326-2336. DOI: 10.1016/j.compstruct.2012.02.024.
- [26] QI C, JIANG F, YANG S. Advanced honeycomb designs for improving mechanical properties: A review[J]. *Composites Part B*, 2021, 227. DOI: 10.1016/J.COMPOSITESB.2021.109393.
- [27] 舰船电子设备机箱机柜通用规范: CB 1340-1998[S], 1998.
- [28] 季馨, 王树荣, 黄雪芹, 等. 电子设备振动冲击环境适应性设计[M]. 电子工业出版社: 202505: 324.
- [29] 刘毅, 杨海峰, 朱曾辉, 等. 多向吸能薄壁波纹蜂窝选区激光熔融成形工艺研究[J/OL]. *工程科学学报*, 1-15[2026-04-23]. DOI: 10.13374/j.issn2095-9389.2025.07.18.001
LIU Y, YANG H F, ZHU Z H, et al. Study on selective laser melting forming process of multi-directional energy absorption thin-walled corrugated honeycomb[J/OL]. *Chinese Journal of Engineering*: 1-15[2026-04-23]. DOI: 10.13374/j.issn2095-9389.2025.07.18.001.
- [30] 杨海峰, 张子健, 刘毅, 等. 金属波纹蜂窝各向异性试验及屈服准则研究[J/OL]. *力学学报*, 1-12[2026-04-23]. DOI: 10.6052/0459-1879-26-011.
Yang H F, ZHANG Z J, Liu Y, et al. Study on the anisotropic test and yield criteria of metal corrugated honeycomb[J/OL]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 1-12[2026-04-23]. DOI: 10.6052/0459-1879-26-011.
- [31] Yang H F, Li Z, Liu Y, et al. Comprehensive experimental study on the corrugated honeycombs with multidirectional load-bearing and energy absorption performance under various loading conditions[J]. *Thin-Walled Structures*, 2010, 216(Part C): 16. DOI: 10.1016/j.tws.2025.113765.
- [32] 国防科学技术工业委员会. GJB 150.18-86 军用设备环境试验方法 高温试验[S]. 北京: 国防工业出版社, 1986.
- [33] 李晓强, 帅长庚, 江思杰, 等. 基于DDAM法的中量级冲击台低通滤波频率优化[J]. *海军工程大学学报*, 2025, 37(06): 90-96. DOI: 10.7459/j.issn.1009-3486.2025.03.031.
LI X Q, SHUAI C G, JIANG S J, et al. Low-pass filter frequency for intermediate-level impact test bench based on DDAM method[J]. *Journal of Naval University of Engineering*, 2025, 37(6): 90-96. DOI: 10.7459/j.issn.1009-3486.2025.03.031.
- [34] 闫寒. 摆锤式中型冲击试验机动力学特性研究[D]. 沈阳工业大学, 2021. DOI: 10.27322/d.cnki.gsgyu.2021.000056.
YAN H. Research on dynamic characteristics of pendulum medium shock testing machine[D]. *Shenyang: Shenyang University of Technology*, 2021. DOI: 10.27322/d.cnki.gsgyu.2021.000056.
- [35] 于大鹏, 汪玉, 杜俭业. 舰艇冲击响应数据滤波频率选取方法分析[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(14): 153-158. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2013.14.022.
YU D P, WANG Y, DU J Y. Study on the filtering frequency of the warship shock response data[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(14): 153-158. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2013.14.022.
- [36] GABERSON H A. Shock data filtering consequences[J]. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, 2011: 961-977. DOI: 10.1007/978-1-4419-9834-7_85.
- [37] GJB 1060.1-91, 舰船环境条件要求 机械环境[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 1991.

- [38] 唐文杰, 黄宋均, 徐自炜, 等. 关于国军标GJB150.16A中舰船设备振动试验的实施方法及应用[J]. 环境技术, 2015, 33(06): 62-65. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7204.2015.06.015
TANG W J, HUANG S J, XU Z W, et al. Test method and application of shipboard equipment vibration test in GJB150.16A [J]. Environmental Technology, 2015, 33(06): 62-65. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7204.2015.06.015.

录用稿件，
非最终出版稿