

# 全金属多向隔振装置的减振性能分析

郑超 刘建超 吴俊 薛新\*

福州大学机械工程及自动化学院,福州,350116

**摘要:**为满足海洋船舶装备在多向载荷和复杂环境中的减振降噪需求,结合球铰结构的灵活性和紧凑性,设计了一种全金属柔性多向隔振装置。基于非线性动力学理论模型和有限元仿真模型,系统分析了本构参数演化对动态响应的影响。通过正弦扫频试验,并结合阻抗与力传递率表征,对装置的隔振性能进行了定量评估。试验采集的加速度频响验证了理论与仿真模型的准确性。结果表明,该装置具备优异的隔振性能,力传递率最低可达 0.01,且理论、仿真与试验的结果高度一致。

**关键词:**隔振装置;扩展谐波平衡法;有限元;机械阻抗;力传递率

**中图分类号:**TG14;TB383.4

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2025.07.008

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## Vibration Reduction Analysis of All-metal Multi-directional Isolation Devices

ZHENG Chao LIU Jianchao WU Jun XUE Xin\*

School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou, 350116

**Abstract:** To meet the requirements for multi-directional loads and multi-environmental vibrations and noise reduction in marine ship equipment, an all-metal flexible multi-directional isolation device was designed based on the flexibility and compactness of spherical hinge structure. The influences of constitutive parameter evolution on the dynamic response was systematically analyzed based on a nonlinear dynamic theoretical model and a finite element simulation model. Vibration isolation performance of the devices was quantitatively evaluated by sinusoidal frequency sweep tests, and impedance and force transmissibility as characterization metrics. The accuracy of the theoretical and simulation models was validated by the acceleration frequency response results collected in the experiments. The results indicate that the device exhibits excellent vibration isolation performance, while the force transmissibility reduces to 0.01, and the theoretical predictions, simulation outcomes, and experimental results show a high level agreement.

**Key words:** isolation device; extended harmonic balance method; finite element; mechanical impedance; force transmission rate

### 0 引言

航天、航海设备在运行中易受不同方向的扰动和不平衡动载荷而激发各方向的强烈振动<sup>[1-3]</sup>,因此单向隔振器不能满足复杂服役工况下的隔振需求。此外,某些场合中的隔振器不仅需有较好的承载能力和优异的环境适应性,还需在多个方向上承受大变形。因此,研制一款兼具多向隔振能力、优异环境适应性、大变形承受能力的隔振器已成为迫切需求。

普通橡胶在恶劣工况下存在力学性能不稳、寿命短等缺陷<sup>[4]</sup>。金属橡胶作为一种金属丝编织的弹性多孔材料,兼具高弹性、大阻尼及优异的力学性能,并能在高湿、高盐、交变载荷等恶劣环境中保持稳定<sup>[5-8]</sup>。外载作用下,金属丝通过摩擦、滑移和变形消耗能量,实现高效阻尼隔振,因而金

属橡胶隔振器得到广泛应用<sup>[9-14]</sup>。金属丝在高负荷下易产生应力集中,提高阻尼需降低密度,导致隔振器刚度不足<sup>[15-16]</sup>。因此,如何在保证多向隔振和环境适应性的前提下提高金属橡胶隔振器的承载能力成为亟待解决的关键问题。

SHYAM 等<sup>[17]</sup>设计了一种基于 Stewart 结构的半主动隔振平台,并通过优化算法将其固有频率降至 2 Hz 以下。ABBAS 等<sup>[18]</sup>将各支腿作为独立子系统建模并控制,以增强整体隔振效果。顾营迎等<sup>[19]</sup>研制的六自由度微振动地面模拟器在 7~40 Hz 范围内输出加速度的相对误差小于 7%。谢溪凌等<sup>[20]</sup>发现基于音圈作动器的 Stewart 平台的主动隔振优于被动隔振,并具有优异的多向隔振性能。

本文针对上述研究的局限性,将金属橡胶与弹簧组合,借鉴 Stewart 机构的特点,设计了一款全金属多向隔振装置。在保证承载能力、优异阻尼耗能和环境适应性的同时,实现多向隔振。首

收稿日期:2024-05-29

基金项目:国家自然科学基金(12272094);福建省自然科学基金(2024J01244)

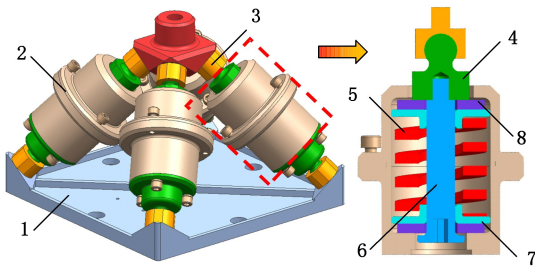
先建立隔振装置的非线性动力学模型和有限元模型,分析本构参数演化对其动态响应的影响。然后搭建试验平台,并引入阻抗表征对隔振装置的隔振性能进行分析。最后,对理论模型和有限元模型进行验证,分析误差出现的原因。

## 1 隔振装置的结构设计

### 1.1 结构设计

为实现结构的多向隔振,采用与 Stewart 机构类似的并联支腿结构,通过多个隔振支腿的协同作用实现 6 个自由度的隔振。考虑隔振行程、隔振元件(环形金属橡胶和矩形弹簧)的选取、工况等对金属阻尼隔振装置进行结构设计。如图 1a 所示,金属阻尼隔振装置主要由下平台、隔振支腿和上平台组成。

隔振装置的核心元件为矩形弹簧支撑和环形金属橡胶。为实现小尺寸隔振装置的大变形行程和刚度稳定性,隔振支腿设计为斜置形式。下平台与基座固连,并作为基平台随基座一同运动。上平台作为动平台或承载平台。隔振支腿与上下平台连接,内有对称、串联布置的金属橡胶与弹簧。如图 1b 所示,隔振支腿主要由球铰、矩形弹簧、环形金属橡胶、导向块和导向杆组成。



(a) 整体结构 (b) 隔振支腿  
1.下平台 2.隔振支腿 3.上平台 4.球铰 5.矩形弹簧  
6.导向杆 7.导向块 8.环形金属橡胶

图 1 隔振装置

Fig.1 Vibration isolation device

### 1.2 阻尼元件

环形金属橡胶由 316L 不锈钢丝经绕制螺旋卷、毛坯缠绕和冷冲压成形制备而成<sup>[21]</sup>。金属橡胶的制备工艺、丝径、密度等均可决定其力学性能,相关参数如表 1 所示。

表 1 金属橡胶参数

Tab.1 Metal rubber parameters

丝径/mm	螺旋卷直径/mm	密度/(g·cm <sup>-3</sup> )	螺距/mm
0.15	3	2.5	1.5

金属橡胶的冲压成形是关键的制备工艺,直接影响金属橡胶的密度和力学性能。冲压成形的下压力依据不同密度而有所变化,但通常大于

1500 kN。本文中的金属橡胶密度为 2.5 g/cm<sup>3</sup>,冲压成形下压力 2000 kN,保压时间约 30~60 s。制备参数通过实际工艺优化确定,以确保金属橡胶具备稳定的力学性能。

## 2 隔振装置理论模型

### 2.1 动力学模型建立

隔振装置承受主方向(Z 向)外部载荷时,其振动模型可简化为单自由度系统。考虑金属橡胶的迟滞特性,以及金属橡胶与球铰内部的摩擦,建立隔振装置在受迫振动时的非线性迟滞动力学模型,如图 2 所示。隔振系统的运动微分方程为

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + k_1y(t) + k_3y^3(t) + z(t) = F \quad (1)$$

式中: $m$ 为载荷; $y(t)$ 为载荷的相对位移; $c$ 、 $k_1$ 、 $k_3$ 分别为隔振装置的阻尼、线性刚度和非线性刚度系数; $z(t)$ 为迟滞力; $F$ 为输入激励。

$z(t)$ 是一种具有记忆特性的非线性力,采用双折线模型近似描述,其增量形式的本构关系可表示为

$$dz(t) = k_s(1 + \text{sgn}(z_s - |z(t)|))dy(t)/2 \quad (2)$$

$$k_s = z_s/y_s$$

式中: $z_s$ 为滑移时的记忆恢复力; $y_s$ 为固体接触表面发生宏观滑移时弹性变形极限。

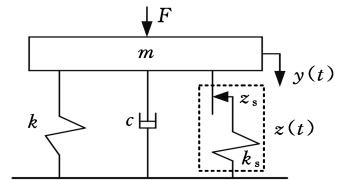


图 2 隔振装置迟滞振动系统力学模型

Fig.2 Mechanical model of hysteretic vibration system

根据运动速度方向的不同,双折线迟滞模型可分为正向激励与反向激励的两条特性曲线。引入切比雪夫多项式对曲线进行近似分解,可获得近似表达形式<sup>[22]</sup>:

$$z(t) = \frac{\alpha_0}{2}\alpha + \sum_{n=1}^N \alpha_n \alpha^{n+1} \cos(n \arccos(2 \frac{y(t) - y(t_m)}{\Delta y} - \alpha)) \quad (3)$$

$$\alpha = \text{sgn} \dot{y}(t)$$

式中: $t_m$ 为到达相对位移峰值对应的时间; $\alpha_n$ 为多项式展开系数, $n = 0, 1, 2, \dots, N$ ;  $N$ 为展开项截断系数。

### 2.2 增量谐波平衡法

在采用增量谐波平衡法求解式(1)前,需先分离平衡方程中的线性项与非线性项  $F_{NL}$ ,则式(1)可改写为

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + k_1y(t) = F - F_{NL} \quad (4)$$

$$F_{NL} = k_3y^3(t) + z(t)$$

非线性动态响应及其对应的力矢量可通过有限项傅里叶级数展开近似表示,为后续的频域建

模与分析奠定基础。系统所受激励源为外力,需将激励的频率分辨率  $\Delta f$  作为傅里叶展开的基频。基于该设定,外部激励可转化为一个具有基波与多个谐波分量的等效确定性激励。在此基础上,引入基本频率  $\Omega = 2\pi\Delta f$ ,将稳态的非线性响应、非线性力项以及激励统一表示为截断傅里叶级数:

$$\left. \begin{aligned} y(t) &= A_0 + \sum_{q=1}^{N-1} (A_q \sin(q\Omega t) + B_q \cos(q\Omega t)) \\ F_{NL}(t) &= C_0 + \sum_{q=1}^{N-1} (C_q \sin(q\Omega t) + D_q \cos(q\Omega t)) \\ F(t) &= \sum_{q=1}^{N-1} (C_{q,e} \sin(q\Omega t) + D_{q,e} \cos(q\Omega t)) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中:  $A_0, A_q, B_q$  为相对位移的傅里叶系数;  $C_0, C_q, D_q$  为非线性力的傅里叶系数;  $C_{q,e}, D_{q,e}$  为输入激励的傅里叶系数,其中下标 e 表示激励。

将式(6)代入式(4),则平衡方程可表示成傅里叶级数形式:

$$\begin{bmatrix} k_1 - (q\Omega)^2 m & -q\Omega c \\ q\Omega c & k_1 - (q\Omega)^2 m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_q \\ B_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_q \\ D_q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{q,e} \\ D_{q,e} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$k_1 A_0 = C_0$$

利用交替频率时域(AFT)法计算非线性问题时,先将激励等效转化为包含基波和多个谐波分量的确定性激励,并引入谐波级数来描述该等效激励的频谱特性。使用快速傅里叶变换对AFT进行调整,即先通过快速傅里叶逆变换将频域信号  $\mathbf{y} = (A_0, A_1, B_1, \dots, A_p, B_p)$  转换为时域信号  $y(t)$ ,得到  $k_3 y^3 + z(t)$ ,再通过快速傅里叶变换将所得的非线性项  $F_{NL}(t)$  转换回频域,得到  $\mathbf{B}_{NL} = (C_0, C_1, D_1, \dots, C_p, D_p)$ 。上述操作建立了  $\mathbf{y}$  和  $F_{NL}$  傅里叶系数的直接联系,使得非线性问题得以解决。进一步,通过引入残差方程建立响应傅里叶系数与  $F_{NL}$  傅里叶系数的联系:

$$H(\mathbf{y}) = \|\mathbf{A}\mathbf{y} - \mathbf{B} - \mathbf{B}_{NL}\| \leq \epsilon \quad (7)$$

$$\mathbf{A} = \text{diag}[\mathbf{K}, \begin{bmatrix} k_1 - (q\Omega)^2 M & -q\Omega C \\ q\Omega C & k_1 - (q\Omega)^2 M \end{bmatrix}] \quad (8)$$

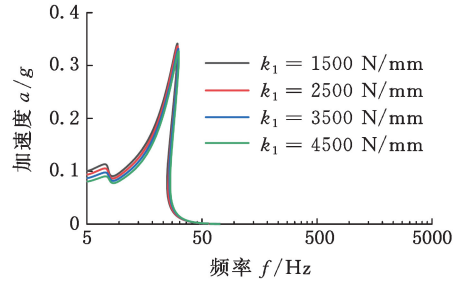
式中:  $\mathbf{K}$  为刚度矩阵;  $\mathbf{B}$  为  $F$  的傅里叶系数;  $\epsilon$  为残差系数;  $\|\cdot\|$  表示欧拉距离。

通过式(7)建立了一个非线性优化模型,以最小化系统频域平衡方程的残差,从而逼近实际的周期解。

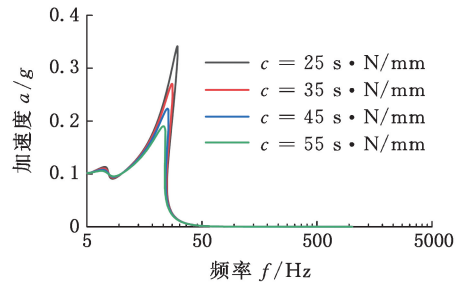
### 2.3 模型分析

正弦扫频能有效表征双层隔振系统的传递率和固有频率,从而确定隔振系统的隔振性能和隔振宽带。基于式(1)构建的动力学模型,在 5 ~ 1000 Hz 内对其施加正弦激振力,并采用扩展谐波平衡法计算频响曲线。图 3 所示为动力学模型

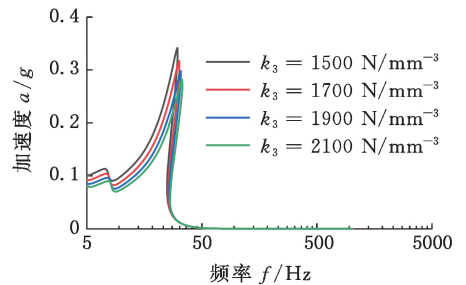
不同本构参数演化下的动态响应,可以看出,线性刚度主要决定共振峰位置,线性刚度增大时,峰值向高频偏移且幅值略减;阻尼系数主要控制峰值幅度和带宽,增强阻尼可显著抑制振幅并收窄带宽;随着非线性刚度的增大,系统表现出硬化效应,表现为频谱展宽、峰值轻微偏移、响应曲线斜率变化。



(a) 线性刚度



(b) 阻尼系数



(c) 非线性刚度

图 3 动力学模型不同本构参数演化下的频率响应  
Fig.3 Frequency response of dynamic model under evolution of different constitutive parameters

## 3 隔振装置的有限元仿真分析

### 3.1 前处理

金属橡胶作为典型的非线性迟滞材料,本构关系较为复杂,刚度具有较强的非线性。金属橡胶变形较小时表现为弹性体,随着变形的增大,金属橡胶的黏性逐渐显现,弹性和黏性共同发生作用。由于研究重点为隔振装置,而非金属橡胶,因此参考现有的金属橡胶材料参数<sup>[23]</sup>,采用将超弹性 Mooney-Rivlin 模型与黏弹性 Prony Shear Relaxation 模型相结合的复合本构关系进行建模。超弹性模型用于描述材料的瞬时弹性响应,

其拟合系数  $C_1 = 0.28, C_{10} = 0.21$ , 不可压缩系数  $D_1 = 0.35$ ; 黏弹性模型中, 相对模量  $b_1 = 0.6, b_2 = 0.4$ , 松弛时间常数  $t_1 = 0.4, t_2 = 0.2$ 。

为保证仿真精度, 对各零部件网格尺寸进行控制。细化金属橡胶、导向块、圆角区域、球铰与球壳接触部分的网格, 并保证隔振装置所有零部件的网格尺寸均小于 5 mm, 单元类型采用二阶四面体 (SOLID187)。为验证网格独立性, 进行网格收敛分析, 确保计算结果与网格划分无相关性。为降低计算难度, 在仿真软件中采用虚拟弹簧代替隔振支腿的倾斜弹簧。

### 3.2 结果分析

保持激振力与扫频范围不变, 开展弹簧刚度变化对输入加速度频率响应、共振频率和动刚度的敏感性分析, 如图 4、图 5 所示。随着弹簧刚度的增大, 隔振装置的共振频率和动刚度均逐渐增大, 且共振幅值在整体上随刚度增大而增大。参考 GB/T 15168—2013 的 6.4.2 节激励扫描法, 隔振装置的共振频率为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_d}{M}} \quad (9)$$

式中:  $f, K_d, M$  分别表示隔振装置的固有频率、动刚度和额定载荷。

由式(9)可知, 负载质量不变的情况下, 隔振装置的共振频率与动刚度正相关。隔振装置动刚度主要由弹簧决定, 且隔振装置的动刚度与弹簧刚度正相关, 因而隔振装置的共振频率与弹簧刚度正相关。对式(11)的分析可证明仿真分析的正确性。

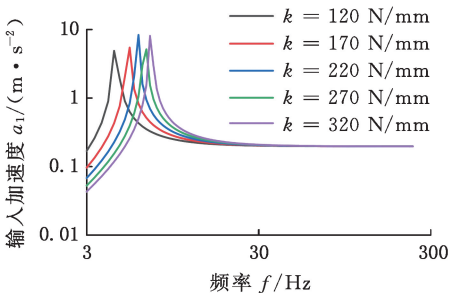


图 4 不同弹簧刚度下输入加速度-频率响应曲线  
Fig.4 Input acceleration-frequency response curves with different spring stiffness

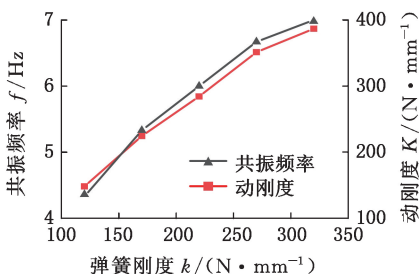


图 5 共振频率随弹簧刚度变化曲线  
Fig.5 Curve of resonance frequency with spring stiffness

为分析装置的隔振性能, 采用力传递率表征振动衰减性能。由图 6 可以看出, 不同弹簧刚度的力传递率曲线变化趋势一致; 随着激振频率的升高, 力传递率最低可降至 0.01, 这表明该隔振装置具有优异的隔振性能; 弹簧刚度越大, 隔振装置的共振频率越高即隔振装置发挥隔振效果的起始频率越高。因此, 为使隔振装置具有更好的隔振效果, 应尽可能减低隔振装置的共振频率, 使其在更低的频率发挥隔振效果。隔振装置受外部载荷作用, 过低的共振频率会使隔振装置的刚度过小, 难以承受较大的载荷。因此, 隔振装置的刚度设计应综合考虑。

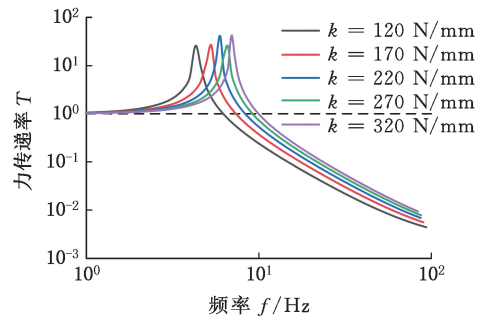


图 6 弹簧刚度演化下的力传递率曲线  
Fig.6 Force transmissibility curve under evolution of spring stiffness

## 4 隔振装置扫频试验分析

### 4.1 试验方法

基于隔振装置实际工况, 将配重块 (模拟额定载荷) 与隔振装置通过螺栓连接, 搭建激振扫频动态试验平台, 通过激振扫频试验分析隔振装置的隔振性能, 动态试验系统如图 7 所示。采集系统包括加速度传感器 (型号 1A102E)、力传感器 (型号 YD-303)。依据国家标准 GB/T 15168 中关于振动试验的振幅参考值要求, 调节激振力。频率小于 8 Hz 时, 位移幅值大于 1 mm; 频率 8 ~ 15 Hz 时, 位移幅值为  $(0.7 \pm 0.3)$  mm; 频率 15 ~ 25 Hz 时, 位移幅值为  $(0.3 \pm 0.1)$  mm。

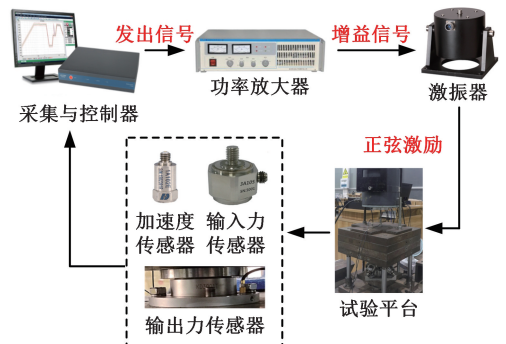


图 7 动态试验系统示意图  
Fig.7 Schematic diagram of dynamic test system

试验样机和隔振支腿的结构如图 8a、图 8b 所示。由于球铰存在制造间隙,为克服误差,球铰的球壳采用可调式旋钮设计,如图 8c 所示。通过旋转球壳上的调节旋钮来改变球铰间隙,从而调节接触面的摩擦因数。隔振器安装前,先通过扭转试验标定球铰的摩擦因数。标定获得的摩擦因数可直接输入隔振器的有限元接触模型,补偿制造和装配误差。冲压成形后的金属橡胶如图 8d 所示。

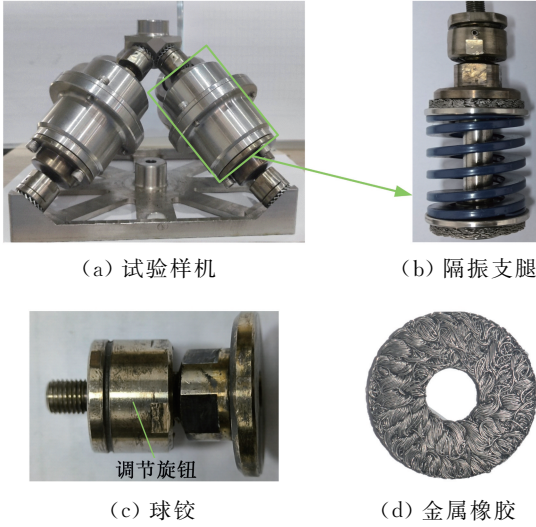


图 8 隔振器样机图

Fig.8 Vibration isolation device prototype diagram

### 4.2 传递阻抗

试验时,为保证试验数据有效,首先对被试系统进行恒力激励,检测被试系统的信噪比、试验基座刚性,以判断试验数据的有效性。假设被试系统输入加速度为  $a_1$ , 输出加速度为  $a_2$ , 横向加速度为  $a_3$ 。  $a_1/a_2 > 10$  及  $a_1/a_3 > 10$  时,试验数据有效,否则增大激振力,直至满足需求。

在试验中对隔振装置施加垂向扫频激励,同时忽略安装误差和球铰轻微扭转引起的其他方向振动。此时,隔振装置输入端与输出端的动态力和振级速度之间的关系为

$$\begin{bmatrix} F_{Z1} \\ F_{Z2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中:  $Z_{11}$ 、 $Z_{22}$  为隔振装置端点的输入阻抗;  $Z_{12}$ 、 $Z_{21}$  为隔振装置的传递阻抗;  $v_1$ 、 $v_2$  分别为隔振装置的输入速度和输出速度;  $F_{Z1}$ 、 $F_{Z2}$  分别为隔振装置的输入力和输出力。试验时,可将基座视为一个大的刚性质量块,则被试系统输出加速度可视为零。因此,式(10)可表达为

$$\begin{bmatrix} F_{Z1} \\ F_{Z2} \end{bmatrix} = v_1 \begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{21} \end{bmatrix} \quad (11)$$

试验采用加速度传感器,则隔振装置的阻抗为

$$Z_{11} = \frac{\omega F_{Z1,j}}{a_1} \quad (12)$$

$$Z_{21} = \frac{\omega F_{Z2,j}}{a_2} \quad (13)$$

式中:  $\omega$  为激振圆频率。

### 4.3 隔振性能分析

图 9 为隔振装置的阻抗-频率曲线。激振频率低于 14.52 Hz 时,隔振装置的传递阻抗大于输入阻抗,尚未发挥隔振作用。激振频率超过 14.70 Hz 后,输入阻抗大于传递阻抗,说明隔振装置开始发挥作用。此外,在 106~145 Hz 的频率范围内,传递阻抗曲线出现明显的上升,这是由于基座在该频段发生了共振。

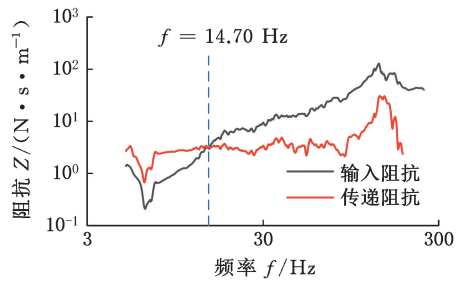


图 9 隔振装置阻抗-频率响应曲线

Fig.9 Impedance-frequency response curve of vibration isolator

为直观展示隔振性能,将隔振装置加速度频响结果转换为传递率曲线,如图 10 所示。力传递率大于 1 即激振频率低于 14.7 Hz 时,输出力大于输入力,说明隔振装置尚未发挥隔振作用。随着激振频率的升高,力传递率逐渐减小,隔振效果逐步显现。但激励频率超过 31.6 Hz 后,传递率出现振荡,这主要是由于基座和配重发生共振。

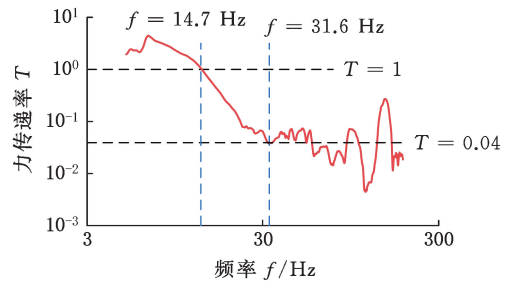


图 10 隔振装置力传递率曲线

Fig.10 Force transfer curve of vibration isolator

### 4.4 模型验证

在 5~300 Hz 范围内施加 40 N 恒定激振力进行扫频试验,所得输入加速度频率响应如图 11 所示。同时,为验证有限元模型的准确性,将隔振装置的等效刚度代入仿真模型,所得仿真结果亦绘于图 11 中,以供对比分析。试验曲线与仿真曲线在 5~100 Hz 范围内呈现相同的变化趋势。在扫频初期,仿真曲线相对平滑,试验曲线出现一定波动。造成这种差异的原因主要有:①试验系统在激振初期不仅存在受迫振动,还伴随自由振动

与自由衰减,导致试验曲线出现一定波动。随着激振时间的延长,自由振动逐渐衰减,系统趋于纯受迫振动,曲线随之变得平稳。②仿真中的隔振装置处于理想状态,响应曲线平滑。实际试验中,样机存在制造与装配的误差。系统在激振初期尚未稳定,导致响应曲线出现波动。随着系统运行趋于稳定,曲线波动逐渐消失。

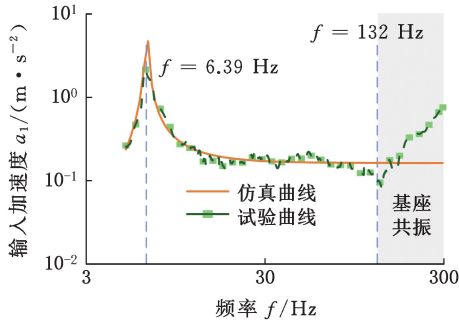


图 11 隔振装置的仿真和试验频响曲线

Fig.11 Vibration isolation device simulation and test frequency response curve

为量化仿真模型与试验结果的误差,引入均方根误差:

$$e_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_{\text{sim},i} - y_{\text{exp},i})^2} \quad (14)$$

式中: $y_{\text{sim},i}$ 、 $y_{\text{exp},i}$  分别为离散点  $i$  的仿真值和试验值; $n$  为数据点总数。

为便于分析,将频率划为低频段(5~132 Hz)和高频段(132~300 Hz)进行计算。隔振装置在不同频率段表现出明显差异:低频段的动态特性主要受系统刚度与阻尼影响,高频段主要受试验基座动力特性的干扰。因此,分段计算有助于清晰揭示模型在不同频率下的表现及误差。低频段的  $e_{\text{rms}}$  为 154.8,表明模型与试验数据吻合度较高;高频段的  $e_{\text{rms}}$  为 276.8,表明误差较大。

频率增大到 6.39 Hz 时,系统发生共振,加速度响应迅速上升,但试验曲线与仿真曲线的尖锐程度和共振峰值存在一定差异。这是因为仿真时的金属橡胶设为黏弹性材料与超弹性材料的结合,材料性能与实际的性能存在微小差异,故共振峰值存在差异。仿真时,隔振处于理想状态,不存在球铰扭转及横向振动等情况;试验时,隔振装置的装配误差和被试系统的安装误差使得共振处的 2 条曲线存在一定的差异。随着激振频率的升高,仿真曲线与试验曲线在变化趋势上保持一致,但数值上存在较大偏差;激振频率超过 132 Hz 后,两者的变化趋势亦开始出现明显差异。为分析差异出现的原因,对未安装隔振装置的试验基座和配重块进行相同激振力的正弦扫频实验,如图 12 所示。

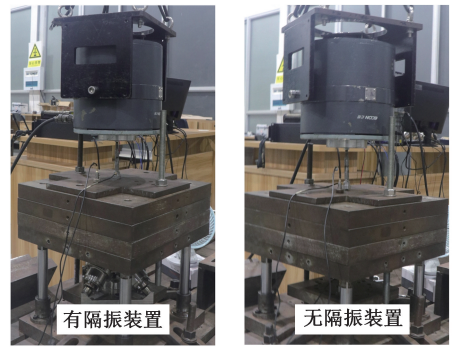


图 12 有/无隔振装置系统扫频测试平台

Fig.12 Frequency sweep test platform with and without vibration isolation device

由图 13 可知,无隔振装置下测试系统出现多阶模态,并在激振频率超过 90 Hz 后,系统的频响曲线出现明显的上升趋势。这是由于基座为大型刚性结构,可视为连续体系统,其振动响应包含多阶固有频率。激振频率较低或远离共振区间时,加速度响应幅值较小;频率升高并接近高阶共振频率时,系统发生共振,响应幅值显著增大。对装有隔振装置的被试系统进行扫频时,配重振动为隔振装置与试验基座振动的叠加。激振频率较低时,隔振装置的响应占主要地位;激振频率为高频时,隔振装置的影响逐渐减小,最终可忽略不计,而试验台架与配重块开始发生共振,加速度响应幅值逐渐增大。

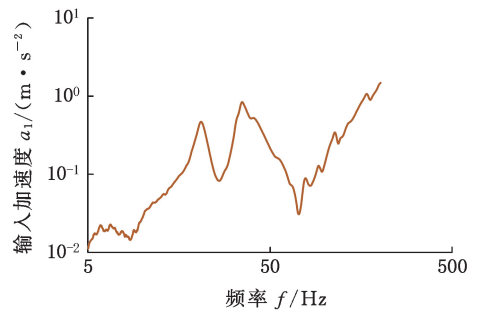


图 13 无隔振装置的输入加速度-频率响应曲线

Fig.13 Input acceleration-frequency response curve without vibration isolation

非线性会使隔振装置在固有频率附近会出现不稳定的频率宽带,系统理论模型在该宽带内会出现多个解。为确定系统的不稳定频率区间,根据正反向扫频检测到的固有频率差值来界定该宽带,如图 14 所示。为验证动力学模型的准确性,将激振力和载荷等代入动力学模型,并采用 AFT 求解。理论模型和试验曲线在非稳定频率宽带(6.3~7.1 Hz)外均具有较好的吻合度。由于试验装置配重块之间的摩擦损耗,系统的实际阻尼大于理论值,因而理论模型中的共振峰幅值略大于实验观测值。理论模型计算的多值解区域为 6.3~

7.1 Hz, 正反扫确定的多值解区域为 6.2~6.9 Hz, 两个多值解区域范围接近, 表明理论模型能较好地反映系统的非线性动力学特性。边界位置的微小差异可能与实际系统的阻尼非线性、摩擦影响及试验测量误差有关。

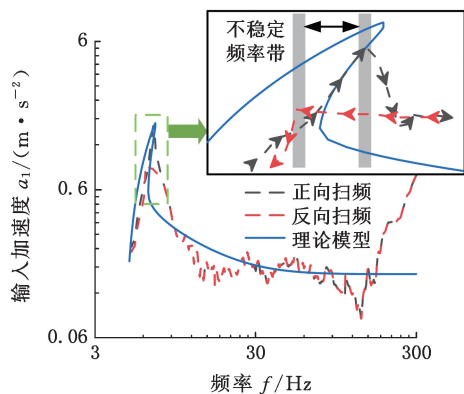


图 14 隔振装置理论及试验正向和反向频响曲线

Fig.14 Theoretical and experimental forward and reverse frequency response curves of vibration isolators

## 5 结论

1) 谐响应结果表明隔振装置的固有频率和动刚度随弹簧刚度的增大而逐渐增加。随着激振频率的升高, 力传递率逐渐减小, 最低可达 0.01。弹簧刚度越小, 开始发挥隔振效果的起始频率越低。

2) 试验与仿真结果对比分析表明, 低频段 (5~132 Hz) 内, 仿真与试验的曲线吻合度较高, 均方根误差为 154.8; 高频段 (132~300 Hz) 内, 由于基座和配重块的高频共振, 试验曲线与仿真曲线存在较大偏差, 均方根误差为 276.8。

3) 采用正反向扫频方法确定了不稳定频率宽带, 试验结果显示的多值解区域 (6.2~6.9 Hz) 与理论模型计算的多值解区域 (6.3~7.1 Hz) 接近, 表明理论模型能较好反映隔振装置的非线性, 但边界位置存在微小差异。

## 参考文献:

[1] WU Yiwan, DAI Qihang, LIU Hongfei, et al. Ship Base Vibration Reduction Design Technology Based on Visualization of Power Flow and Discrete Optimization [J]. Ocean Engineering, 2024, 309: 118494.

[2] 衷阳林. 舰船浮筏隔振系统的主动控制研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2021.

ZHONG Yanglin. Research on Active Control of Ship Floating Raft Isolation System [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2021.

[3] ZHENG Chao, WU Jun, LIU Jianchao, et al. Hysteresis Dynamic Modeling of 4-SPS Parallel All-me-

talic Isolator with Spherical Joints Considering Nonlinear Micro-collision and Interfacial Friction [J]. Journal of Sound and Vibration, 2025, 596: 118778.

- [4] 苏海洋. 金属橡胶隔振器疲劳特性试验及仿真研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
- SU Haiyang. Experiment and Simulation Study on Fatigue Characteristics of Metal Rubber Vibration Isolators [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [5] 郭家琪. 金属橡胶减振器非线性力学特性数值模拟研究[D]. 太原: 中北大学, 2023.
- GUO Jiaqi. Numerical Simulation Study on Nonlinear Mechanical Characteristics of Metal Rubber Damper [D]. Taiyuan: North University of China, 2023.
- [6] CAO Xibin, WEI Cheng, LIANG Jiqui, et al. Design and Dynamic Analysis of Metal Rubber Isolators between Satellite and Carrier Rocket System [J]. Mechanical Sciences, 2019, 10(1): 71-78.
- [7] 邹路明, 郑超, 任子林, 等. 金属橡胶阻尼三向减振器力学特性与环境效应[J]. 机械科学与技术, 2024, 43(8): 1323-1332.
- ZOU Luming, ZHENG Chao, REN Zilin, et al. Mechanical Characteristics and Environmental Adaptability of a Three-directional Vibration Isolator with Metal-rubber Damper [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2024, 43(8): 1323-1332.
- [8] 林臻, 李国璋, 白鸿柏, 等. 金属橡胶在模拟海洋环境中的腐蚀行为及阻尼性能[J]. 机械工程材料, 2014, 38(10): 69-73.
- LIN Zhen, LI Guozhang, BAI Hongbai, et al. Corrosion Behaviour and Damping Characteristics of a Metal Rubber Material in Simulated Marine Environments [J]. Materials for Mechanical Engineering, 2014, 38(10): 69-73.
- [9] ZHENG Chao, WU Jun, ZHANG Mangong, et al. Impact Response and Energy Absorption of Metallic Buffer with Entangled Wire Mesh Damper [J]. Defence Technology, 2024, 35: 137-150.
- [10] 訾宝, 丁哲宇, 吴乙万, 等. 金属橡胶包覆阻尼结构高温力学建模与试验[J]. 中国机械工程, 2022, 33(11): 1294-1301.
- ZI Bao, DING Zheyu, WU Yiwan, et al. High Temperature Mechanics Modeling and Experimental Research of Metal Rubber Coated Damping Structure [J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(11): 1294-1301.
- [11] 邹广平, 张冰, 唱忠良, 等. 弹簧-金属丝网橡胶组合减振器迟滞力学模型及实验研究[J]. 力学学

- 报, 2018, 50(5):1125-1134.
- ZOU Guangping, ZHANG Bing, CHANG Zhongliang, et al. Hysteresis Mechanical Model and Experimental Study of Spring Metal-net Rubber Combination Damper[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2018, 50(5): 1125-1134.
- [12] 邹广平, 刘泽, 程贺章, 等. 预紧量与振动量级对金属橡胶减振器振动特性影响研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(22):173-177.
- ZOU Guangping, LIU Ze, CHENG Hezhang, et al. Effects of Preloading and Vibration Level on the Vibration Characteristics of Metal Rubber Damper [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34 (22):173-177.
- [13] 付密果, 刘源, 崔敏亮, 等. 空间飞行器用金属橡胶减振器[J]. 光学精密工程, 2013, 21(5):1174-1182.
- FU Migu, LIU Yuan, CUI Minliang, et al. Metal-rubber Vibration Absorber for Aircraft [J]. Optics and Precision Engineering, 2013, 21(5): 1174-1182.
- [14] 姜洪源, 董春芳, 敖宏瑞, 等. 航空发动机用金属橡胶隔振器动静态性能的研究[J]. 航空学报, 2004, 25(2):140-142.
- JIANG Hongyuan, DONG Chunfang, AO Hongrui, et al. Research on Dynamic and Static Characteristics of Metal Rubber Isolator Used in Aeroengine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(2):140-142.
- [15] MARSW V, FATEMI A. A Literature Survey on Fatigue Analysis Approaches for Rubber[J]. International Journal of Fatigue, 2002, 24(9):949-961.
- [16] 王先彪. 基于性能退化数据的金属橡胶隔振器寿命及可靠性分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2016.
- WANG Xianbiao. Research on Life-time and Reliability of Metal Rubber Isolator Based on the Performance Degradation Data [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016.
- [17] SHYAM R, AHMAD N, RANGANATH R, et al. Design of a Dynamically Isotropic Stewart-Gough Platform for Passive Micro-Vibration Isolation in Spacecraft Using Optimization[J]. Journal of Spacecraft Technology, 2019, 30(2):1-8.
- [18] ABBAS H, HAI Huang. Vibration Isolation Concepts for Non-cubic Stewart Platform Using Modal Control[C] // Proceedings of 2014 11th International Bhurban Conference on Applied Sciences & Technology (IBCAST). Islamabad, Pakistan: IEEE, 2014:158-162.
- [19] 顾营迎, 霍琦, 李昂, 等. 用于光学遥感器耐受卫星平台微振动环境地面测试的六自由度平台[J]. 光学精密工程, 2016, 24(9):2200.
- GU Yingying, HUO Qi, LI Ang, et al. Six DOF Platform Applied in Ground Test of Optical Remote Sensor Alleviation Margin in Satellite Microvibration Environment [J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24(9):2200.
- [20] 谢溪凌, 王超新, 陈燕毫, 等. 一种 Stewart 隔振平台的动力学建模及实验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(12):201-207.
- XIE Xiling, WANG Chaoxin, CHEN Yanhao, et al. Dynamic Modeling and Experiment of a Hybrid Passive/Active Stewart Vibration Isolation Platform[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(12):201-207.
- [21] 李拓, 白鸿柏, 薛新, 等. 高温环境下编织-嵌槽型金属橡胶的疲劳特性分析[J]. 中国机械工程, 2019, 30(9):1009-1017.
- LI Tuo, BAI Hongbai, XUE Xin, et al. Fatigue Properties of Knitted-dapped Metal Rubbers under High Temperature Environment [J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(9):1009-1017.
- [22] ZHOU Chunhui, REN Zhiying, LIN Youxi, et al. Hysteresis Dynamic Model of Metal Rubber Based on Higher-order Nonlinear Friction (HNF) [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 189:110117.
- [23] 程贺章. 金属橡胶的静态特性及其减振机理研究[D]. 哈尔滨工程大学[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2015.
- CHENG Hezhang. Research on of Static Characteristics and Vibration Isolation Mechanism of Metal Rubber Material[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.

(编辑 张洋)

作者简介: 郑超,男,1995年生,博士研究生。研究方向为减振降噪。发表论文7篇。E-mail: 210210010@fzu.edu.cn。  
薛新\* (通信作者),男,1983年生,教授、博士研究生导师。研究方向为金属橡胶材料制备、性能表征及工程应用。发表论文70余篇。E-mail: Xin@fzu.edu.cn。

**本文引用格式:**

郑超, 刘建超, 吴俊, 等. 全金属多向隔振装置的减振性能分析[J]. 中国机械工程, 2025, 36(7):1463-1470.  
ZHENG Chao, LIU Jianchao, WU Jun, et al. Vibration Reduction Analysis of All-metal Multi-directional Isolation Devices[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(7):1463-1470.