

# 卫星运输 T 型钢丝绳隔振器刚度及阻尼研究\*

陈 骥<sup>1</sup>, 李世响<sup>2</sup>, 郑京良<sup>3</sup>, 贾奥男<sup>3</sup>, 熊 克<sup>4</sup>, 尹永康<sup>3</sup>

(1. 上海飞机设计研究院 上海, 201210)

(2. 中国人民解放军 61096 部队 北京, 102308)

(3. 上海卫星工程研究所 上海, 201109)

(4. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

**摘要** 钢丝绳隔振器可以缓解卫星运输过程中振动产生的危害,但其缺少试验基础研究,无法提供仿真输入,难以准确实现卫星损伤仿真。针对此问题,对 T 型钢丝绳隔振器刚度及阻尼特性进行了理论分析和试验研究。首先,对钢丝绳隔振器系统的力学特性进行了理论分析,建立了理想的迟滞回环曲线;其次,建立了钢丝绳隔振器静刚度和动刚度力学测试系统;最后,通过准静态加载以构建静刚度条件下压缩、横滚、剪切状态力和位移的关系。在预承载力为 5 kN、振幅为 1 mm 条件下,分别测试了激振频率 5~8 Hz 条件下的动刚度性能。结果表明:准静态加载条件下,钢丝绳隔振器的力和位移关系较为稳定;动刚度条件下,在 5~8 Hz 频率之间,动刚度变化较为稳定;等效阻尼随着激振频率的增加而增加。

**关键词** 卫星运输;钢丝绳隔振器;刚度;迟滞特性;损伤仿真

**中图分类号** TH113.1;TB123

## 引 言

在卫星研制出厂后,需要运送至发射点,在公路运输过程中外界振动激励会诱发卫星的振动。振动不仅使卫星的某些载荷发生破坏<sup>[1-4]</sup>,还会造成人体强烈不适,影响驾驶安全。固有频率是运输平台结构的固有属性,无法更改,因此必须外加隔振装置以减小卫星的振动幅值<sup>[5-10]</sup>。

钢丝绳隔振器是一种典型的非线性阻尼迟滞隔振装置<sup>[11-15]</sup>,具有良好的干摩擦高阻尼特性,承载能力较高,可以承受拉压、剪切和横滚载荷,广泛应用于国防工业、航空航天及车辆船舶等领域<sup>[16-17]</sup>。在卫星运输过程中,设置钢丝绳隔振器能够缓解振动对卫星造成的危害,已取得了良好的减振效果。由于钢丝绳隔振器非线性特点,其刚度和阻尼特性难以通过仿真进行准确分析<sup>[18-20]</sup>,无法满足实际设计需求。因此,需要通过试验方法研究隔振器的力学性能<sup>[21]</sup>,模拟卫星运输状态下频率对其迟滞阻尼特性的影响。

笔者将钢丝绳隔振系统简化为两自由度线性系统进行理论分析,构建隔振系统力学理论模型,得到了理想状态下的迟滞回环。选取应用较为广泛的 T

型钢丝绳隔振器作为试验对象,建立钢丝绳隔振器动力学性能试验系统,对其非线性迟滞阻尼特性进行了研究分析。

## 1 隔振系统力学模型

### 1.1 两自由度力学模型

钢丝绳隔振器由钢丝绳和夹板组成,钢丝绳刚度和阻尼主要影响系统低频特性,夹板主要影响系统高频特性。因此,考虑将钢丝绳隔振系统简化为两自由度线性系统进行理论分析。隔振系统力学模型如图 1 所示。其中: $m_1$ 为隔振器承载质量; $m_2$ 为隔振器本身等效质量; $k_1$ 为钢丝绳的弯曲刚度; $k_2$ 为夹板的弯曲等效刚度; $c_1$ 为钢丝绳间的等效摩擦阻尼; $c_2$ 为夹板的结构等效阻尼。

钢丝绳隔振系统动力学微分方程<sup>[22]</sup>为

$$M\ddot{D} + C\dot{D} + KD = F \quad (1)$$

其中: $F = [0, C_2 D_g + k_2 D_g]^T$ 。

令  $\mu = \frac{m_2}{m_1}$ ,  $\alpha = \frac{\omega_{n2}^2}{\omega_{n1}^2}$ ,  $\gamma = \frac{\omega}{\omega_{n1}}$ ,  $\zeta = \frac{C_1}{2m_1\omega_{n1}}$ , 则系

统响应为

\* 江苏省高校优势学科建设工程资助项目

收稿日期:2021-12-28;修回日期:2022-06-24

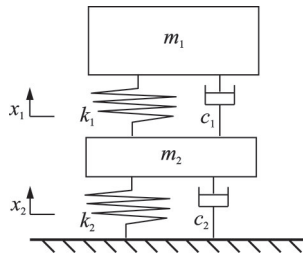


图1 隔振系统力学模型

Fig.1 Mechanical model of vibration isolation system

$$D_1(\omega) = \alpha^2 \mu D_0 \sqrt{(1 + 2\zeta\gamma^2)/Q} \quad (2)$$

$$D_2(\omega) = \alpha^2 \mu D_0 \sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + 2\zeta\gamma^2/Q} \quad (3)$$

其中:  $Q = [(\alpha^2 \mu - \gamma^2 \mu)(1 - \gamma^2) - \gamma^2]^2 + 4\zeta^2 \gamma^2 \cdot (\alpha^2 \mu - \gamma^2 \mu - \gamma^2)$ 。

干摩擦等效黏性阻尼可表示为

$$\xi(D_\epsilon) = 4f_d / \pi\omega(D_\epsilon) \quad (4)$$

其中:  $f_d$  为干摩擦力;  $D_\epsilon$  为相对激励振幅。

当  $k_2 \geq k_1$  时,  $D_2 = D_g$ , 则  $D_y = D_g - D_1$ , 等效阻尼比为

$$\xi = \frac{C_1(D_y)}{2m_1 \omega_{n1}(D_y)} \quad (5)$$

由式(5)可知, 钢丝绳隔振系统的阻尼与外激励为非线性函数关系。

### 1.2 迟滞阻尼理论模型

钢丝绳隔振系统的阻尼与外激励为非线性函数关系, 非线性迟滞阻尼特性取决于每个动态稳定周期耗散的能量, 即迟滞环的面积。理论上迟滞环为椭圆, 其关系可由椭圆方程给出, 即

$$\left(\frac{F_c}{c\omega A}\right)^2 + \left(\frac{x}{A}\right)^2 = 1 \quad (6)$$

其中:  $F_c$  为阻尼力;  $A$  为振动位移幅值;  $x$  为振动位移响应。

椭圆面积的物理意义为阻尼力每周振动所耗散的能量。通过试验测量得到  $F_c$  对应椭圆半长轴的长度  $B$ , 就可以得到阻尼系数为

$$c = \frac{B}{\omega A} \quad (7)$$

半长轴  $B$  可由椭圆所围的面积  $S$  得出, 即

$$B = \frac{S}{\pi A} \quad (8)$$

由此可以得到阻尼系数的表达式为

$$c = \frac{S}{\pi \omega A^2} \quad (9)$$

由于实际测试的力包含隔振器刚度引起的弹性

回复力, 相应的测试迟滞环将会旋转一定的角度。理想迟滞环如图2所示。

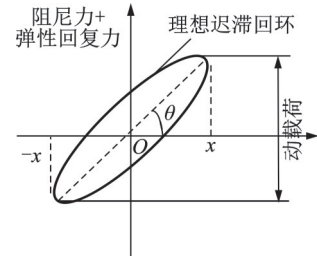


图2 理想迟滞回环

Fig.2 The ideal hysteresis characteristic curve

## 2 静刚度试验与分析

### 2.1 静刚度试验设计

为了进一步了解该卫星运输平台钢丝绳隔振器的静刚度特性, 采用试验方法来研究准静态加载条件下隔振器剪切、横滚和拉压对其力学特性的影响。试验对象为无锡宏源的GGT500-109型钢丝绳隔振器, 其由夹板、钢丝绳和紧固螺钉组成, 绳圈的高度  $H$  为 109 mm, 宽度  $B$  为 135 mm。

静刚度测试4种典型安装方式如图3所示。根据钢丝绳隔振器垂向压缩、单隔振器45°压缩/横滚等典型的安装方式, 分别设计了不同的加载方案。为了避免钢丝绳隔振器在加载过程中受力不均匀, 分别设计了条型、V型和T型工装, 通过螺栓固定在钢丝绳隔振器上侧, 与拉压试验机上夹具接触, 实现准静态力均匀加载。

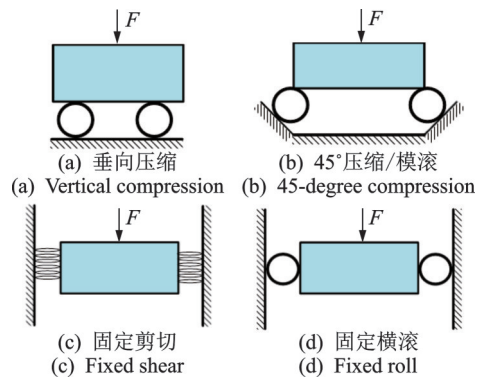


图3 静刚度测试4种典型安装方式

Fig.3 Four typical installation methods for static stiffness test

### 2.2 静刚度试验分析

在试验状态下, 拉压试验机开机, 上夹具以 5 mm/min 的速度压缩钢丝绳隔振器 3 次, 根据计算机采集力和位移的数据, 计算 3 次压缩测试力的平

均值,并绘制曲线,计算钢丝绳隔振器的静态刚度。

垂向压缩刚度测试图和位移-力曲线如图 4 所示。随着垂向压缩试验力的增加,压缩位移不断增加。根据卫星实际运输情况,每个钢丝绳隔振器承受力为 3.5 kN,由图 4(b)可以得出,垂向压缩状态下,力和位移成线性关系,刚度值较稳定。

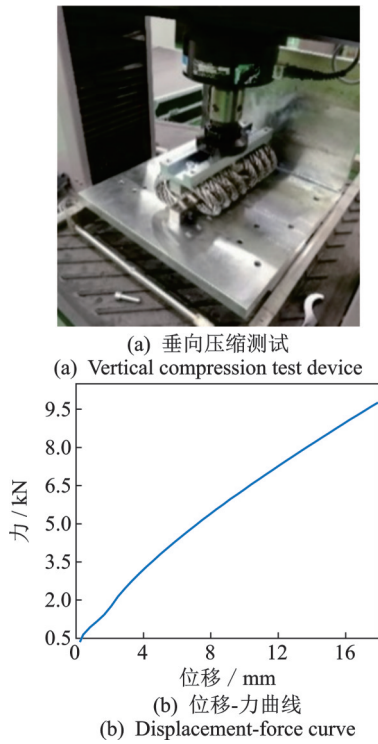


图 4 垂向压缩隔振器刚度测试和位移-力曲线  
Fig.4 Stiffness test and displacement-force curve of vertical compression isolator

图 5 为 45°压缩/横滚测试和位移-力曲线。由拉压试验机分别测试图 5(a,b)所示的单隔振器和双隔振器并联 45°压缩/横滚工况,根据试验结果绘制曲线如图 5(c)所示。单隔振器的刚度为  $2.92 \times 10^5 \text{ N/m}$ ,双隔振器(隔振器 A 和隔振器 B)的并联刚度为  $6.60 \times 10^5 \text{ N/m}$ ,两者为近似 2 倍关系。整体来看,压缩位移随着压缩力的增加而增加;随着压缩力的增加,在 0~2 mm 之间,与单隔振器相比,双隔振器的位移-力变化稳定,而随着力的增加变化幅度越来越大;在 2 mm 以后,单/双隔振器变化幅度接近不变,而随着力的增加位移稳定增加。这说明在全位移范围内,双隔振器表现更加稳定。

图 6 为固定剪切/横滚测试和位移-力曲线。由图 6(c)可以看出,在 0~4 mm 之间,位移随着力的增大而增大,变化幅度越来越大;在 4 mm 之后,随着力的增加,位移的变化幅度趋于不变,力和位移近似成正比关系。

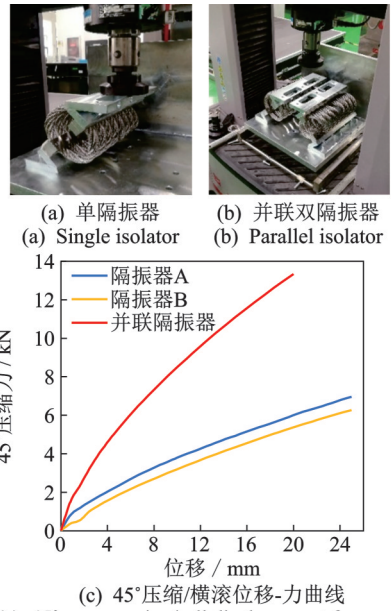


图 5 45°压缩/横滚测试和位移-力曲线  
Fig.5 45° compression/roll test and displacement-force curve

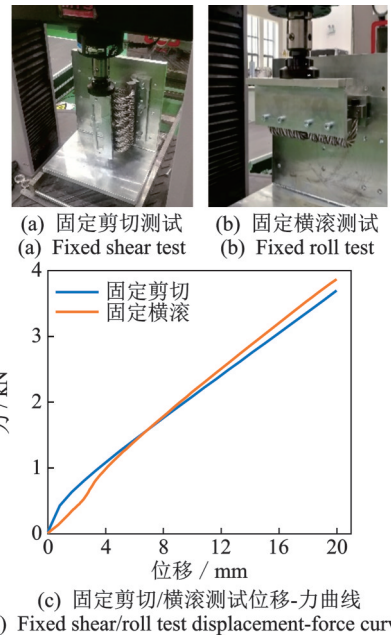


图 6 固定剪切/横滚测试和位移-力曲线  
Fig.6 Fixed shear/roll test and displacement-force curve

结果表明,在准静态力加载条件下,钢丝绳隔振器的力和位移线性关系较强,可为仿真评估提供稳定的参数依据。此外,单隔振器力和位移线性关系较强,双隔振器并联力和位移线性关系较弱。

### 3 动刚度试验与分析

#### 3.1 动刚度试验设计

动刚度测试系统布局如图 7 所示。该系统包括

门型工字梁、转接工装板、桁架、液压作动缸、V型转接工装、钢丝绳弹簧隔振器、试验台及隔振地基等。门型工字梁固定在隔振地基上,与桁架通过转接工装板固定连接,桁架另一端通过转接工装板与作动缸固定连接;钢丝绳隔振器一侧通过V型工装固定连接在试验台上,另一侧通过转接工装板与另外一个钢丝绳隔振器连接,两个钢丝绳隔振器对称布置。液压作动缸下部与转接工装板预压接触,为动刚度试验测试提供激励源。利用液压作动缸实现激励,根据钢丝绳隔振器的实际承载情况,设定一定的预压力和激励幅值,通过改变激励频率,研究不同频率状态下钢丝绳隔振器的动态性能。

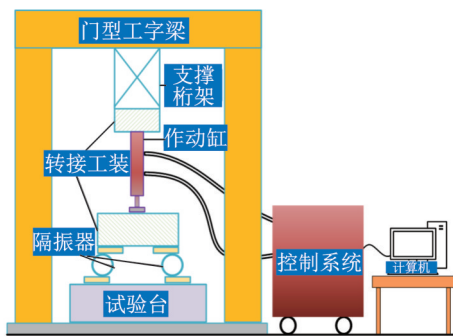


图7 动刚度测试系统布局

Fig.7 Layout of dynamic stiffness test system

对钢丝绳隔振器进行试验研究,测试隔振器的动刚度,利用液压作动器产生正弦激励,作动器直接输出力与位移。根据实际承载预压5 kN,选择1 mm的激励幅值和一定激励频率。为避免单个隔振器偏载的影响,采用双隔振器对称布局进行试验,可得到位移和力关系曲线,在曲线上找出荷载和位移的最大最小值,记为 $F_{max}$ , $F_{min}$ 和 $x_{max}$ , $x_{min}$ ,则可求得动刚度为

$$K = (F_{max} - F_{min}) / (x_{max} - x_{min}) \quad (10)$$

### 3.2 动刚度试验分析

钢丝绳隔振器动力学测试系统如图8所示。在公路运输条件下,路面干扰以低频为主。根据卫星运输系统固有频率初步估算,结合文献[3]中的公路运输低频干扰范围,本研究的作动器分别以5,6,7,8 Hz的频率进行激励。考虑到试验设备限制,试验前预压力为5 kN,幅值设置为1 mm。

通过数据分析,得到5~8 Hz激励频率条件下的钢丝绳隔振器迟滞回环。不同频率下的钢丝绳隔振器的迟滞回环如图9所示。根据图中红线的两端点分别确定力和位移的最值,求出系统的动刚度

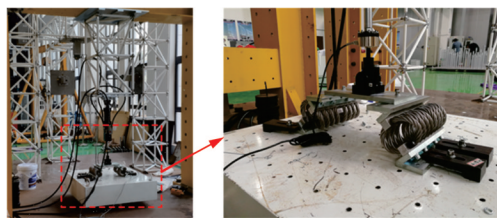


图8 钢丝绳隔振器动力学测试系统

Fig.8 Dynamic performance test system of wire-cable vibration isolator

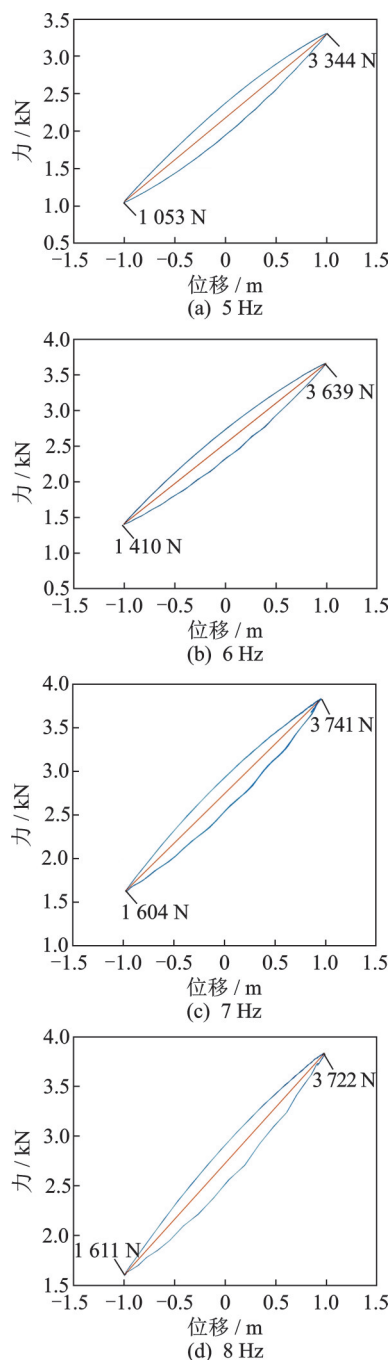


图9 不同频率下的钢丝绳隔振器的迟滞回环

Fig.9 Hysteresis rings of wire-cable isolator at different frequencies

值。通过曲线拟合得到不同频率条件下的迟滞环,计算出包络面积,即可求得对应频率条件下的等效阻尼系数。与理想迟滞环相比,由于实际振动幅值较小,钢丝绳隔振器实际迟滞回环细长而尖锐。

动刚度与激振频率关系如图10所示。在5~8 Hz频率之间,动刚度先增加后减小;在7 Hz条件下动刚度达到最高,为 $1.14 \times 10^6$  N/m;5 Hz条件下动刚度值最低,为 $1.12 \times 10^6$  N/m。随着频率的变化,钢丝绳隔振器动刚度比较稳定。

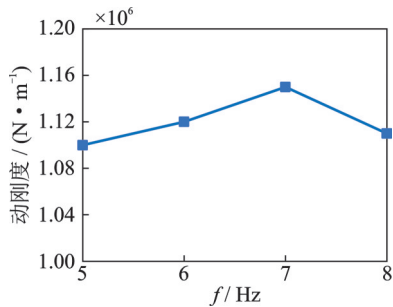


图10 动刚度与激振频率关系

Fig.10 Relationship between dynamic stiffness and frequency

等效阻尼与激振频率关系如图11所示。计算出迟滞环的包络面积,得到不同激振频率下的钢丝绳隔振系统的等效阻尼系数。在5~7 Hz范围内,激振频率与等效阻尼系数成正比例关系,等效阻尼系数随着频率的增加而增加,整体都在 $10^6$ 量级。

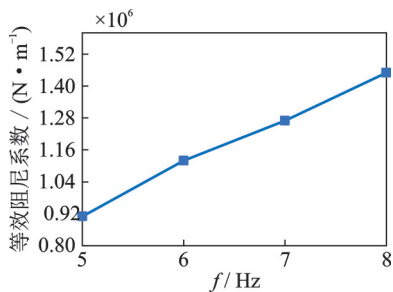


图11 等效阻尼与激振频率关系

Fig.11 Relationship between equivalent damping and frequency

## 4 结论

1) 在准静态力条件下,钢丝绳隔振器的力和位移之间表现出较好的线性关系,为力学仿真和工程分析提供了依据。

2) 在准静态力条件下,双隔振器的力学稳定性优于单隔振器。

3) 在激励频率5~8 Hz之间,动刚度先增加后

减小,在7 Hz处达到最高,为 $1.14 \times 10^6$  N/m。

4) 钢丝绳隔振器的等效阻尼随着激振频率的增加而增加。

## 参 考 文 献

- [1] DIWAKAR N, BALAGURU S. Experimental study on vibration control of transportation trailers used for spacecraft[C]//Proceedings of ICDMC 2019. Singapore: Springer, 2020: 143-151.
- [2] 张华, 宗益燕. 太阳能电池阵运输过程的振动环境及可靠性分析[J]. 航天器环境工程, 2014, 31(5): 536-542.  
ZHANG Hua, ZONG Yiyuan. Vibration environment and reliability analysis of solar array in transportation [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2014, 31(5): 536-542.(in Chinese)
- [3] 师立侠, 罗克, 窦仁超, 等. 航天器运输过程中诱发的动力学环境分析[J]. 航天器环境工程, 2013, 30(3): 250-255.  
SHI Lixia, LUO Ke, DOU Renchao, et al. Dynamics environment excitations during spacecraft transportations [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2013, 30(3): 250-255.(in Chinese)
- [4] CHEN S Y, YANG Z H, YING M X, et al. Parallel load-bearing and damping system design and test for satellite vibration suppression [J]. Applied Sciences, 2020, 10(4): 1548.
- [5] 徐波涛, 刘玉刚, 方志开, 等. 运输包装箱的多载荷减振设计研究[J]. 装备环境工程, 2020, 17(8): 45-50.  
XU Botao, LIU Yugang, FANG Zhikai, et al. Vibration damping design for multi-load cargo container [J]. Equipment Environmental Engineering, 2020, 17(8): 45-50.(in Chinese)
- [6] LIU G T, XU K, GUO T, et al. Research on characteristics of spacecraft transport dynamics ambient excitation based on conditions of highway and railway transportation [C]//2019 5th International Conference on Mechanical Engineering and Automation Science (ICMEAS 2019). Wuhan: IOP Publishing Ltd, 2019: 012038.
- [7] 王江波, 强宝民, 郭君斌, 等. 某航天器运输过程中的动力学特性分析[J]. 包装工程, 2017, 38(19): 148-152.  
WANG Jiangbo, QIANG Baomin, GUO Junbin, et al. Dynamic characteristics of a spacecraft during transportation [J]. Packaging Engineering, 2017, 38(19): 148-152.(in Chinese)

- [8] 杨强,师永宁,杨利.某机载设备隔振安装设计分析与试验研究[J].装备环境工程,2018,15(9):101-106.  
YANG Qiang, SHI Yongning, YANG Li. Mounted design and test for vibration isolation of airborne equipment[J]. Equipment Environmental Engineering, 2018, 15(9): 101-106.(in Chinese)
- [9] 孙洪雨,张雷,陈善搏,等.飞轮微振动的组合隔振装置设计及试验研究[J].宇航学报,2020,41(10):1288-1294.  
SUN Hongyu, ZHANG Lei, CHEN Shanbo, et al. Design and experimental study of the combined vibration isolation device for flywheel micro-vibration [J]. Journal of Astronautics, 2020, 41(10): 1288-1294.(in Chinese)
- [10] 陈善搏.一体化高分辨遥感微小卫星微振动隔振及试验技术研究[D].北京:中国科学院大学,2020.
- [11] BALAJI P S, RAHMAN M E, MOUSSA L, et al. Wire rope isolators for vibration isolation of equipment and structures-a review [C]//9th Curtin University of Technology Science and Engineering International Conference 2014 (CUTSE2014). Sarawak: IOP Publishing Ltd, 2015: 012001.
- [12] RASHIDI S, ZIAEI-RAD S. Experimental and numerical vibration analysis of wire rope isolators under quasi-static and dynamic loadings[J]. Engineering Structures, 2017, 148: 328-339.
- [13] SALVATORE A, CARBONI B, CHEN L Q, et al. Nonlinear dynamic response of a wire rope isolator: experiment, identification and validation[J]. Engineering Structures, 2021, 238: 112121.
- [14] WANG H X, CHEN D D, JI Y Y. Experimental study on dynamic characteristics of wire-cable vibration isolator[C]//2nd International Conference on Numerical Modelling in Engineering. Beijing: IOP Publishing Ltd, 2019: 012057.
- [15] HOU J F, JING M, ZHANG W H, et al. Comparative research on characteristics of the isolation systems with dry friction damping and with vicious damping under base excitation[C]//5th Annual International Conference on Material Science and Engineering (ICMSE2017). Xiamen: IOP Publishing Ltd, 2017: 012035.
- [16] BALAJI P S, LEBLOUBA M, RAHMAN M E, et al. Static lateral stiffness of wire rope isolators [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2016, 44(4): 462-475.
- [17] TU S W, LU X F, ZHU X L. Effect of structure parameters on polycal wire rope isolator stiffness-damping characteristics[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019: 4525798.
- [18] WANG H X, GONG X S, PAN F, et al. Experimental investigations on the dynamic behaviour of O-type wire-cable vibration isolators [J]. Shock and Vibration, 2015, 2015: 869325.
- [19] 张春辉,卢凯田,张磊,等.钢丝绳隔振器的力学性能研究综述[J].兵器装备工程学报,2020,41(3):231-236.  
ZHANG Chunhui, LU Kaitian, ZHANG Lei, et al. Literature review of mechanical of wire rope isolators [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2020, 41(3): 231-236.(in Chinese)
- [20] 王红霞,龚宪生,刘巍,等.环形钢丝绳隔振器动态特性建模与参数识别[J].振动与冲击,2014,33(23):53-57.  
WANG Hongxia, GONG Xiansheng, LIU Wei, et al. Modeling and parametric identification for dynamic behavior of a circular wire-cable vibration isolator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(23): 53-57.(in Chinese)
- [21] 怀小宝.卫星运输包装箱用动力吸振器的减振特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017:64-65.
- [22] 周桐,刘青林.钢丝绳隔振系统简化模型分析[J].振动与冲击,2007,26(9):55-59.  
ZHOU Tong, LIU Qinglin. Simplified model analysis of wire-rope vibration isolator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(9): 55-59.(in Chinese)



**第一作者简介:**陈骐,男,1983年5月生,硕士、研究员。主要研究方向为飞控系统和结构动力学。

E-mail:chenqi\_0302@163.com

**通信作者简介:**熊克,男,1960年4月生,博士、教授。主要研究方向为智能材料与结构系统。

E-mail:kxiong@nuaa.edu.cn