

DOI: 10.3901/JME.2023.01.188

一种全金属六自由度隔振平台的研究*

杜永刚 王雪松 王禹林

(中国空间技术研究院兰州空间技术物理研究所 兰州 730000)

摘要: 某航空器的高精度测量器件对振动非常敏感,其隔振系统可在高真空、极端温度环境下实现多自由度的隔振。文中提出了一种全金属六自由度隔振平台,该平台利用一种筏式金属橡胶阻尼器作为 Steward 机构的滑动副,实现了全金属的六自由度隔振性能。研究者采用动态增量非线性分析系统计算了这种隔振系统的随机振动响应特性,仿真结果验证了其原理的正确性。研发了原型机并测试了其性能指标,测试结果表明:在 40~2000 Hz 的宽频域内,该原型机能够有效衰减 X、Y、Z 三轴向的随机振动能量,各轴向随机振动的总均方根加速度由 2.2 g 衰减到 1 g 以下,该原型机也可衰减三个轴向的角振动能量。研究成果可解决目前多自由度隔振系统对极端环境适应性差的技术难题,成果可直接应用于特殊环境下的隔振技术领域。

关键词: 隔振;六自由度;全金属;随机振动

中图分类号: V241

Research on an All-metal Vibration Isolation Platform with Six DOFs

DU Yonggang WANG Xuesong WANG Yuling
(Lanzhou Institute of Physics, CAST, Lanzhou 730000)

Abstract: A high-precision device in modern aviation is vibration sensitive, and its vibration isolation system has to realize multi-DOF vibration isolation in high vacuum and extreme temperature environments. Researchers propose an all-metal vibration isolation platform with six DOF in this paper. This platform uses a raft MRD as the parallel pair of the steward mechanism to realize the performance of six DOF vibration isolation in all metal. Researchers use the ADINA system to calculate the response characteristics of the vibration isolation system excited by random vibration, and the simulation results of the model prove the correctness of its principle. The researchers built a prototype and tested its performance. The test results show that the prototype can effectively attenuate the energy of random vibration in the three axes of X, Y, and Z when it is in the wide frequency range of 40-2000 Hz, and the total root-mean-square value of random vibration in each axis goes down from 2.2 g to less than 1 g. In addition, the prototype can also attenuate the energy of angular vibration in three axes. The research results can effectively solve the technical problem of poor adaptability of multi-DOF vibration isolation in extreme environments, and the results can be applied directly to vibration isolation technology in specific environments.

Key words: vibration isolation; six DOF; all metal; random vibration

0 前言

航空器在运载、发射和飞行等阶段中,无法避免随机振动的工作环境,这种不确定的振动导致了测量不稳定性,并产生振动敏感器件精度下降的问题。被动隔振技术因具有简单、轻量、小体积以及低成本的

特点,被大量应用在航空、航天器中,目前卫星结构的振动抑制依然采用粘弹性阻尼材料对其振动源进行隔离,这种隔振技术能有效衰减振动源的高频扰动力^[1],是目前航空器常用的隔振技术^[2-3]。

航空器的飞行速度达到高倍音速后,其随机振动环境就变的更加恶劣,并要经历高真空、高低温交变环境,这种恶劣的环境严重影响了橡胶材料的阻尼性能。高温下的橡胶材料刚度会大幅度下降^[4],而低温下的橡胶材料会出现玻璃化的现象^[5],所以基于橡胶材料的隔振器已经不能适应这种恶劣的环

* 国防装备预先研究资助项目(YSC1402)。20220427 收到初稿,20220915 收到修改稿

境,也无法达到长效性的要求。在这种背景下,各种类型的全金属的隔振器被开发出来,这些全金属隔振器有钢丝绳隔振器、金属波纹管隔振器、金属碟片隔振器以及金属橡胶隔振器^[6-7],其中金属橡胶作为金属阻尼材料的应用最为成功,它被广泛用作管道的包覆层、隔振轴瓦或单轴向的隔振器^[8-10]。学者们也认识到金属橡胶材料能够解决特殊环境下的隔振问题。

航空器为了获得高精度性能,必须抑制其振动敏感器件在三个正交轴和角位移的振动^[11]。基于金属橡胶的多自由度隔振系统存在诸多技术难点,而普通橡胶隔振器更易于实现三轴等刚度的振动控制,因此,普通橡胶隔振器被广泛应用于航空器的三轴等刚度隔振系统中,如某飞机涡轮发动机采用硫化橡胶的隔振器降低振动噪声^[12],某机载吊舱采用一种轻小型橡胶隔振器衰减垂直和水平方向的随机振动^[13],段宇星等^[3]为无人机的捷联惯组研究了基于硫化橡胶的三轴等刚度隔振平台。金属橡胶隔振器则被用作单轴隔振系统,如某机载吊舱在其底部布置 6 个金属橡胶隔振器以实现单轴向的振动隔离^[14]。许多研究者也开展了三轴等刚度金属橡胶隔振器的研究,但迄今为止,研究结果鲜有报道,这说明基于金属橡胶的三轴等刚度隔振系统的设计依然存在难点。

某产品要经历真空、极端温度的工作环境,要求其隔振系统能衰减三个正交轴向的随机振动,可将总均方根加速度为 $2.2g$ 的随机振动衰减至 $1g$ 以下,要求其频率衰减点不大于 150 Hz 。针对该研究目标,本文研究者提出了一种全金属六自由度隔振平台,该隔振平台结合了 Steward 机构和筏式金属橡胶隔振器的技术特点,并通过 Steward 机构转换空间振动微位移为筏式金属橡胶隔振器的单轴压缩位移,其工作原理符合了金属橡胶的单轴压缩特性,该隔振平台也是一种并联隔振系统,具备了并联隔振系统的大承载优点^[15]。

隔振系统的隔振频域越大表明其具备更宽频率的隔振能力,被动隔振系统无法实现全频域的振动衰减,目前仍然根据载荷的工作特性确定其隔振频率等性能指标,从而保证载荷可正常工作。在满足了承载、外形包络等限制的基础上,文中的隔振平台也实现了其最宽隔振频率,其隔振频率完全覆盖某产品的要求范围,也可拓展至其他应用。本文研究者通过理论仿真和实验研究了这种隔振平台的性能,文中详细阐述了这种隔振平台的工作原理、模拟仿真与实验测试,研究成果可直接应用于极端环

境下的某隔振系统,也为其他特殊环境下的隔振系统提供参考。

1 系统描述

图 1 为这种全金属隔振平台的构成,该隔振平台采用了 6 自由度的 Steward 机构。本研究采用的 Steward 机构的构型是正立方体结构,其构型和几何布局如图 2 所示。这种 Steward 机构的运动副共有 6 个万向铰、6 个滑动副、6 个球铰,机构有 X 、 Y 、 Z 三个轴向自由度及其 α_x 、 α_y 、 α_z 三个角自由度。Steward 机构的固定平台被安装在航空器的结构体上,而载荷被安装在动平台上,两个平台之间有 6 个分支,分支和动平台的连接是球铰,而分支和固定平台的连接是万向铰。

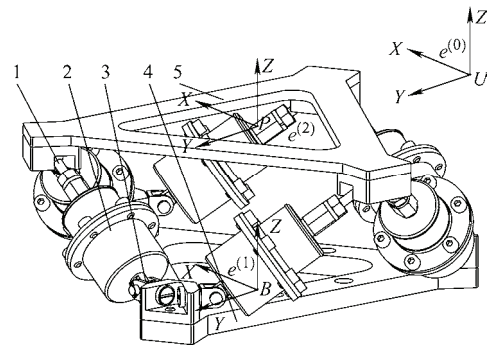


图 1 隔振系统的构成

1. 球铰 2. 金属橡胶隔振器 3. 万向铰 4. 固定平台 5. 动平台

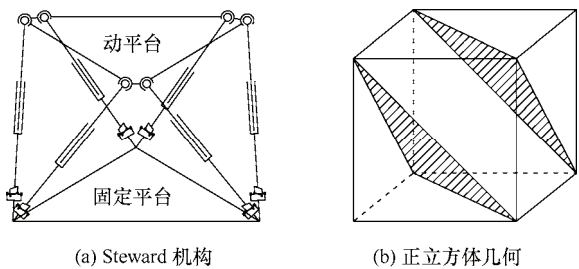


图 2 机构及其几何布局

Steward 机构的分支是金属橡胶隔振器,即机构滑动副为金属橡胶隔振器。载荷安装在动平台上,其质心和动平台坐标基 $e^{(1)}$ 的原点重合,从基座传导过来的振动被 6 个分支的金属橡胶隔振器衰减,从而隔离了载荷的振动环境。

金属橡胶隔振器为筏式结构,其内部的结构见图 3a。它是一个可沿轴向往复运动的滑动副,沿轴向的振动位移都会压缩其两侧的金属橡胶块。隔振系统工作时,金属橡胶块的工作状态为单轴压缩状态,因此这种隔振器的结构符合了金属橡胶的单轴特性。

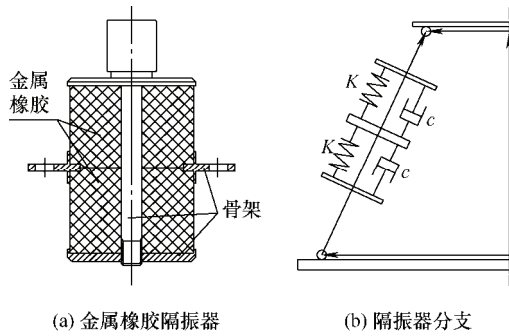


图3 金属橡胶隔振器及其分支

2 金属橡胶刚度-密度模型

刚度是决定金属橡胶隔振性能的关键参数,因此刚度确定的密度参数也是金属橡胶的重要工艺参数。金属橡胶刚度-密度模型是初步确定其刚度范围和工艺密度的计算模型。本文通过分析隔振平台的正交三轴向平动刚度,确定金属橡胶的刚度范围,再由中位刚度计算出橡胶块的工艺密度,并以该数据作为金属橡胶的工艺和分析参数。如图3b所示,这种筏式隔振器只能压缩单侧的金属橡胶块,因此它的受力模型可简化为单轴 k - c 模型,即初步计算出系统的平动刚度,以该值作为分支隔振器的设计和分析参数。

根据图2设定空间坐标系,设置坐标基 $e^{(2)}$ 在载荷质心点 P , 设置坐标基 $e^{(1)}$ 在固定平台的中心点 B , 惯性坐标基为 $e^{(0)}$ 。初始状态下,规定各坐标轴方向一致,既标称状态。隔振平台在随机振动下的工作偏移量为小量,且忽略分支的质量,并根据牛顿欧拉原理,表达分支作用力的矢量为:

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{K}\mathbf{L} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{L}} \quad (1)$$

式中, $\mathbf{F}_s = [f_{s1} \ f_{s2} \ \dots \ f_{s6}]^T$, 其中 f_{si} ($i=1,2,\dots,6$) 为每个分支的作用力; $\mathbf{L} = [l_1 \ l_2 \ \dots \ l_6]^T$, l_i 为每个分支的长度变化量; $\mathbf{C} = [c_1 \ c_2 \ \dots \ c_6]$, $\mathbf{K} = [k_1 \ k_2 \ \dots \ k_6]$, 其中 c_i ($i=1,2,\dots,6$) 为各分支的阻尼系数; k_i ($i=1,2,\dots,6$) 是各分支的刚度。因每个分支的金属橡胶隔振器都具有相同的结构,各金属橡胶的工艺参数相同,在理论上它们都具有完全相同的特性,因此 $k_i=k_j$, $c_i=c_j$ 成立。因激励振动为直线位移,载荷受到六个分支的广义力 $\mathbf{F}_p^{(1)}$ 在 $e^{(1)}$ 中表达为下式:

$$\mathbf{F}_p^{(1)} = -\mathbf{J}_p \mathbf{F}_s \quad (2)$$

式中, \mathbf{J}_p 为雅可比矩阵。以下内容为在 $e^{(0)}$ 中建立隔振平台的平动动力学模型。在 $e^{(1)}$ 基中,表达载荷

质心 P 为 $\mathbf{X}_p^{(1)} = [x_p^{(1)} \ y_p^{(1)} \ z_p^{(1)}]^T$, 其中的 $x_p^{(1)}$, $y_p^{(1)}$, $z_p^{(1)}$ 为 $e^{(1)}$ 基的 P 点坐标。同理,表达 B 点位置为 $\mathbf{X}_b^{(1)} = [x_b^{(1)} \ y_b^{(1)} \ z_b^{(1)}]^T$, 其中 $x_b^{(1)}$, $y_b^{(1)}$, $z_b^{(1)}$ 为 $e^{(1)}$ 基的 B 点坐标。因动平台的振动位移为微小量,并根据 KONG 等人^[16]的研究,在基 $e^{(1)}$ 中表达每个分支的长度为: $L^{(1)} = \mathbf{J}_p(\mathbf{X}_p^{(1)} - \mathbf{X}_b^{(1)})$, 将该式转换到坐标基 $e^{(0)}$ 中为:

$$\mathbf{L}^{(0)} = \mathbf{J}_p \mathbf{A}_{10}(\mathbf{X}_p^{(1)} - \mathbf{X}_b^{(1)}) \quad (3)$$

式中, \mathbf{A}_{10} 为从 $e^{(1)}$ 到 $e^{(0)}$ 基的转换矩阵。载荷质心在 $e^{(0)}$ 中的动力学方程如下:

$$m_p \mathbf{I}_3 \ddot{\mathbf{r}}_p^{(0)} = \mathbf{F}_p^{(0)} \quad (4)$$

式中, m_p 为载荷质量; $\mathbf{I}_3 = [1 \ 1 \ 1]^T$; $\ddot{\mathbf{r}}_p^{(0)} = \ddot{\mathbf{X}}_p^{(0)} = \ddot{\mathbf{X}}_p^{(1)}$ 。

$\mathbf{A}_{10} \mathbf{X}_p^{(1)}$ 柱形金属橡胶因具有径向低刚度和低阻尼效应,设置刚度和阻尼的修正系数为 η_k 和 η_c , 该系数由实验测得。根据式(1)~式(4),推导隔振系统的动力学方程为:

$$\begin{aligned} m_p \mathbf{I}_3 \mathbf{A}_{10} \ddot{\mathbf{X}}_p^{(1)} + \eta_k \mathbf{K} \mathbf{J}_p \mathbf{A}_{10}(\mathbf{X}_p^{(1)} - \mathbf{X}_b^{(1)}) + \\ \eta_c \mathbf{C} \mathbf{J}_p \mathbf{A}_{10}(\dot{\mathbf{X}}_p^{(1)} - \dot{\mathbf{X}}_b^{(1)}) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)中代入 $\mathbf{X}_p^{(0)} = \mathbf{A}_{10} \mathbf{X}_p^{(1)}$, $\mathbf{X}_b^{(0)} = \mathbf{A}_{10} \mathbf{X}_b^{(1)}$, 并对其进行拉氏变换后,得到隔振平台在频域内的传递率函数为:

$$G(s) = \frac{\mathbf{X}_p^{(0)}}{\mathbf{X}_b^{(0)}} = \frac{\eta_c \mathbf{C} \mathbf{J}_p s + \eta_k \mathbf{K} \mathbf{J}_p}{m_p \mathbf{I}_3 s^2 + \eta_c \mathbf{C} \mathbf{J}_p s + \eta_k \mathbf{K} \mathbf{J}_p} \quad (6)$$

式中, s 为变换复数。因振动环境是微小位移振动,可近似表达 Steward 机构的雅可比矩阵为不变矩阵^[17],根据文献[18-19]的计算方法,表达 Steward 隔振平台的雅可比矩阵为 $\mathbf{J}_p = [\mathbf{s}_i^T \ (\mathbf{q}_i \times \mathbf{s}_i)^T]$, \mathbf{s}_i 为各分支的单位矢量; \mathbf{q}_i 为从 P 点到动平台球铰的单位矢量。文中只研究隔振平台的平动动力学模型,因此简化其雅可比矩阵为 $\mathbf{J}_p = \mathbf{s}_i^T$, 根据该隔振平台的机械设计参数,取 $c=0.2 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$, $m_p=0.7 \text{ kg}$ 。因金属橡胶的刚度是和其压缩位置相关的非常值,其刚度 k 常被设定为一个范围。由于受到产品接口、外形包络的限制,文中可模压成型的最低金属橡胶的刚度范围为 $2 \sim 14 \text{ N/mm}$,也使该隔振平台具有最低基频。本文计算了刚度 k 从 $2 \sim 14 \text{ N/mm}$ 范围内的振动传递率曲线,图4为传递率曲线的计算结果。

图4的数据表明:金属橡胶刚度值的取值范围

为 2~14 N/mm 时，隔振平台 X 轴的基频为 23.5~41.3 Hz，其 Y 轴的基频为 36.9~57.9 Hz，其 Z 轴的基频低于 2 Hz，隔振平台因在每个轴向的结构不同，导致其各轴向刚度的差异。计算数据说明隔振平台的基频约为 40 Hz，这也是综合设计的结果。

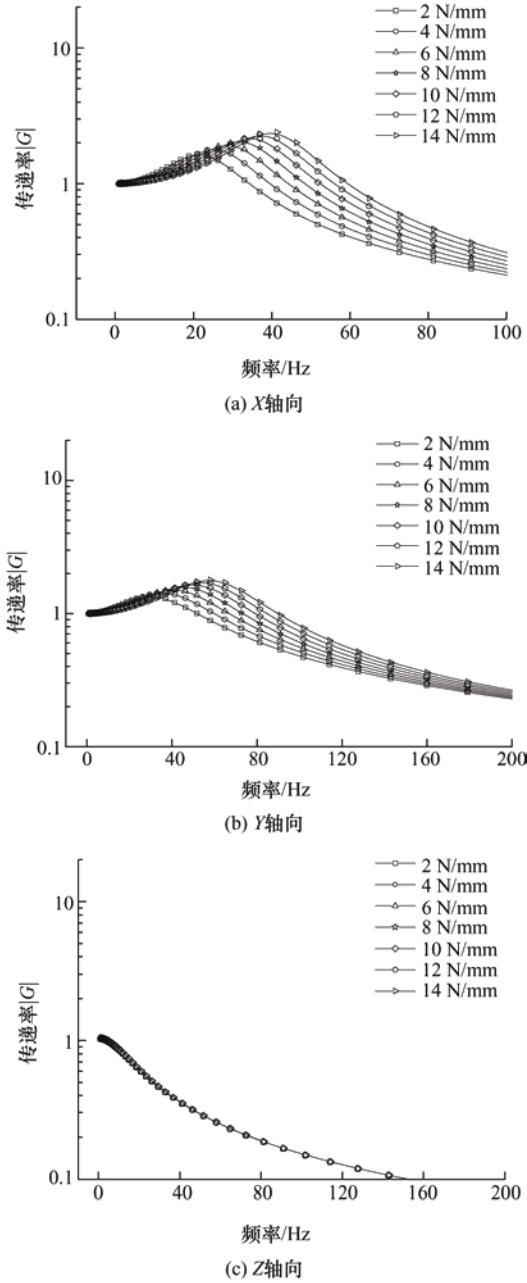


图 4 振动传递率曲线

密度是金属橡胶成型工艺中的一个重要指标，金属橡胶的密度值和其刚度相关，这种相关性可被表达为经验公式(7)。设定金属橡胶压缩工作行程的中间位置的刚度为中位刚度 k_m ，并由该值计算金属橡胶的密度。

$$\bar{\rho} = \left(\frac{k_m h}{\lambda E S} \right)^3 \rho_s \left(\frac{D_c}{D} \right)^{10} \quad (7)$$

式中， E 为金属丝的弹性模量； D 为金属丝的直径；

D_c 为绕丝螺旋中径； $\bar{\rho} = \rho_c / \rho_s$ 是相对密度，其中 ρ_c 为金属橡胶的计算密度， ρ_s 为金属丝的密度； S 为金属橡胶块的截面积； h 为金属橡胶的高度； λ 为形状系数，它是由实验数据得到的经验值。图 4 表明金属橡胶的刚度中位数为 $k_m=6$ N/mm，则金属橡胶的计算密度为 $\rho_c \approx 0.49$ g/cm³。

根据上述的理论计算，研究者制造了金属橡胶的试样，图 5 为该金属橡胶及其隔振器的外观。表 1 列出该金属橡胶的结构参数及其刚度与密度值。表 2 列出金属橡胶的单轴压缩测试数据，表 2 的数据说明金属橡胶试样的中位刚度为 6.14 N/mm。表 2 中的数据也表现出了金属橡胶的非线性特点，以上内容采用了定刚度金属橡胶模型进行其刚度值的估算，所以本文进一步对隔振平台进行非线性仿真校验。



图 5 金属橡胶试样及隔振器

表 1 金属橡胶块的参数及其刚度和密度

刚度 (N·mm ⁻¹)	密度 (g·cm ⁻³)	外径 d_i /mm	孔径 d_o /mm	高度 h /mm
6.14	0.52	30	5	22

表 2 金属橡胶的测试数据

力/N	0	1	3.5	5.9	9	11.5	13.5	19.2	23.9	26.4
位移/mm	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5
力/N	33.8	45	50	61.6	73	83.8	93.7	110	130	158
位移/mm	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10

3 仿真校验

3.1 组成及原理

为了提高计算效率，把仿真模型及其计算步骤做以下的设定：

- (1) 简化载荷为质量点 P_1 ，并用 RIGLINK 命令连接 P_1 点和球铰。赋予 P_1 点载荷质量。
- (2) 简化固定平台为 P_2 点，用 RIGLINK 命令连接 P_2 点和万向铰， P_2 点仅作为固定连接。
- (3) ADINA 通过静态装配完成金属橡胶的预紧，设定其预紧为 10%，其预紧位移为 2.2 mm。根据设定的预紧量，ADINA 自动计算出其预紧力，文

中对此不做特殊设定。

(4) 模型的计算分为三步: 首先完成金属橡胶的装配预紧计算, 然后通过重启动计算完成模型的模态计算, 最后完成模型的随机振动谱分析, 计算流程如图 6 所示。

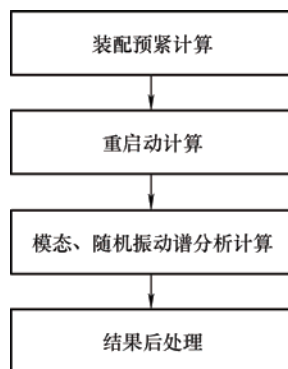


图 6 计算流程

3.2 仿真模型的构建

3.2.1 网格模型

ADINA(动态增量非线性分析)具有分析非线性问题的强大功能, 因此本文在 ADINA 中建立这种隔振平台的仿真校验模型。

简化后的隔振平台的网格模型如图 7 所示, 模型全部采用 8 节点六面体网格, 共 111 230 个网格单元, 其中的金属橡胶单元有 54 560 个。金属橡胶隔振器剖开部分的网格模型如图 8 所示。图 9 为球铰和万向铰的网格模型。文中设定铰接触是“小间隙运动”。因金属橡胶块和骨架之间不是固联关系, 设定橡胶和骨架的接触是“滑动接触”。



图 7 隔振平台的仿真模型

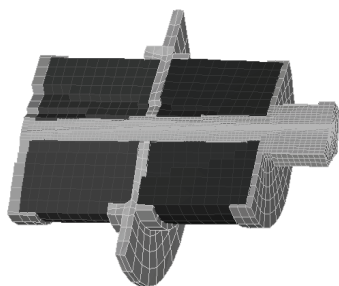


图 8 阻尼器的模型

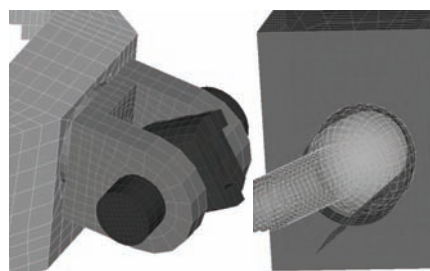


图 9 球铰和万向铰的模型

3.2.2 材料模型

隔振平台的所有零件均由金属材料制造, 按其性质可分为机构零件材料和金属橡胶材料。因机构零件用不锈钢 1Cr18Ni9Ti 制造, 设定机构件的材料模型为各向同性的金属弹性体, 表 3 列出仿真计算中的金属弹性体的模型参数。

表 3 结构件材料的计算参数

密度 $\rho/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	弹性模量 $E/(\text{GPa})$	泊松比 μ
7.8	210	0.3

金属橡胶块是多层不锈钢螺旋绕丝的铺层结构, 其绕丝的材料是不锈钢 1Cr18Ni9Ti, 绕丝铺层通过模压工艺形成块状。螺旋绕丝的变形力形成金属橡胶的弹力, 绕丝的摩擦力合成其主要的阻尼力, 金属橡胶的力学行为在宏观上表现出很强的非线性, 因此金属橡胶材料的表征一直是研究的难点, 许多学者开展了这方面的研究。有学者简化金属橡胶铺层为微弹簧, 提出了一种金属橡胶材料的刚度理论^[20]。李宇燕等^[21]近似绕丝为小曲梁模型, 构建了金属橡胶的非线性刚度理论。余慧杰等人^[22]在 k - c 模型中增加了干摩擦力, 建立了双层金属隔振器的 2 自由度非线性干摩擦隔振器模型。有学者通过研究金属橡胶的不锈钢螺旋绕丝的接触状态, 建立了一种金属橡胶的模型^[23]。甚至有学者通过 CT 扫描得到金属橡胶块的所有微结构特征参数, 然后把这些数据输入 Auto CAD 软件后形成三维实体模型^[24]。田浩男等^[25]建立了金属丝缠绕的轨迹方程, 在 PROE 软件中通过轨迹方程生成三维模型, 并在仿真软件中进行了其隔振性能的仿真计算。任志英等^[26]研究了金属橡胶的虚拟制备技术, 并通过该技术得到了金属橡胶的本构模型。微观建模的研究方法直接而准确, 但需要很高的计算系统能力, 而唯象法具有直观、简单的优点^[27], 本文用唯象法表征金属橡胶材料, 并假定金属橡胶在各方向上都是同性的。文中采用一种四项式 Moony-Rivlin 模型表征金属橡胶材料, 该模型可以很好吻合实验数据, 文中将这种四项式 Moony-Rivlin 模型的应变能方程

表达为式(8)。

$$W_d = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3) + C_3(I_1 - 3)^2 + C_4(I_1 - 3)(I_2 - 3) \quad (8)$$

式中, $C_1 \sim C_4$ 都是材料常数, 它们为无量纲值; I_1 、 I_2 为柯西格林变形张量的主要不变量。此外还需要确定橡胶的体积模量 κ 及金属橡胶材料的密度 ρ 。通过 ADINA 拟合后, 得到的四项 Moony-Rivlin 模型的参数, 表 4 中列出该金属橡胶材料模型的参数。

表 4 Moony-Rivlin 模型的参数

C_1	C_2	C_3	C_4	κ	ρ
0.03	0.04	0.3	0.2	6/(MPa)	0.52/(g·cm ⁻³)

为了得到准确的计算结果, 本文对表 4 中的模型参数进行了校准计算。研究人员在 ADINA 中建立了这种金属橡胶材料的校准模型, 然后用校准模型对表 4 中的四项 Moony-Rivlin 模型参数进行了校准计算, 图 10 列出计算值和实验数据的对比结果, 图 10 的数据表明校准模型的计算值和实验值之间的均差为 2.53%, 因此该四项 Moony-Rivlin 模型参数可准确表征文中的金属橡胶材料。

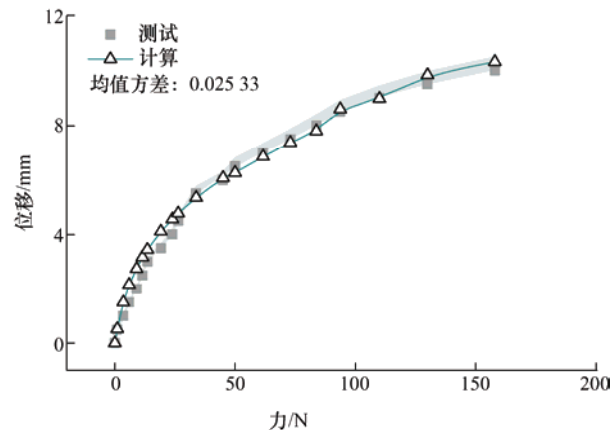


图 10 模型校准计算结果

3.2.3 振动激励条件

随机振动的激励方向为 X 、 Y 、 Z 三个轴向, 具体定义如图 1 所示。每个轴向的激励频率范围为 20~2000 Hz, 表 5 列出了其详细内容。

表 5 随机振动的激励条件

项目	频率范围	量级
振动参数	20~80 Hz	3/(db·dec ⁻¹)
	80~350 Hz	0.005/(g ² ·Hz ⁻¹)
	350~2000 Hz	-3/(db·dec ⁻¹)
总均方根加速度	2.2 g	

3.3 计算及其结果

本文利用 HP-Z8 工作站完成了仿真校验计算,

该 ADINA 系统已获得合法授权。首先完成了金属橡胶块的装配预紧状态的计算, 每个橡胶块的预紧为 10%, 其预紧位移为 2.2 mm, 橡胶块装配到位置后, 其和骨架接触端面的边界自动转换为“粘接”边界条件。程序设置 0.1 s 完成装配预紧计算, 计算步长为 5×10^{-4} s, 计算步数为 200 步。图 11 是金属橡胶完成装配计算后的形态。

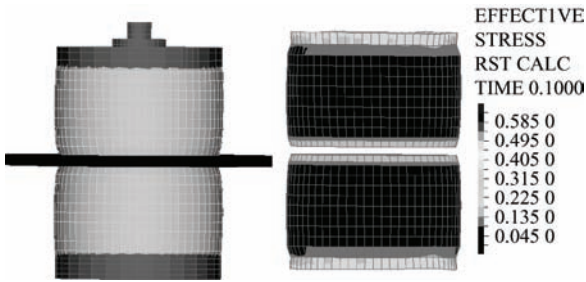


图 11 橡胶块的预紧形态

完成金属橡胶的装配计算后, 程序重启动计算了隔振平台的随机振动响应。重启动计算设置起始时间为 0.1 s, 因此重启动计算的金属橡胶单元组是装配预紧状态。

图 12 为载荷点在 X 、 Y 、 Z 轴向随机振动响应的计算结果。图 12 表明载荷点的三个轴向的振动衰

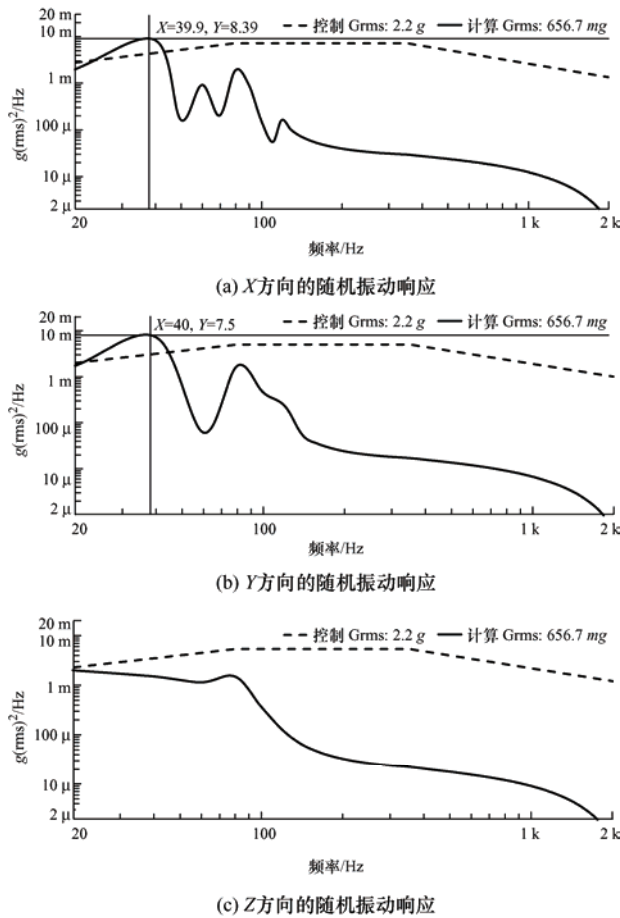


图 12 三轴向随机振动响应的计算结果

减频率都不大于 40 Hz。在 40~2000 Hz 的频域内, 隔振平台能够衰减 X、Y、Z 轴的随机振动能量, 其均方根加速度分别被衰减至 656.7 mg、525 mg 及 265 mg。

图 13 为载荷点在 X、Y、Z 三个轴的角振动响

应曲线的计算结果。隔振平台的振动激励方向为 X、Y、Z 三个轴向, 其载荷点有较小的角加速度响应值。响应曲线表明: 隔振平台也可衰减载荷的三轴的角加速度, 载荷点的三轴的角振动衰减频率均为 80 Hz。

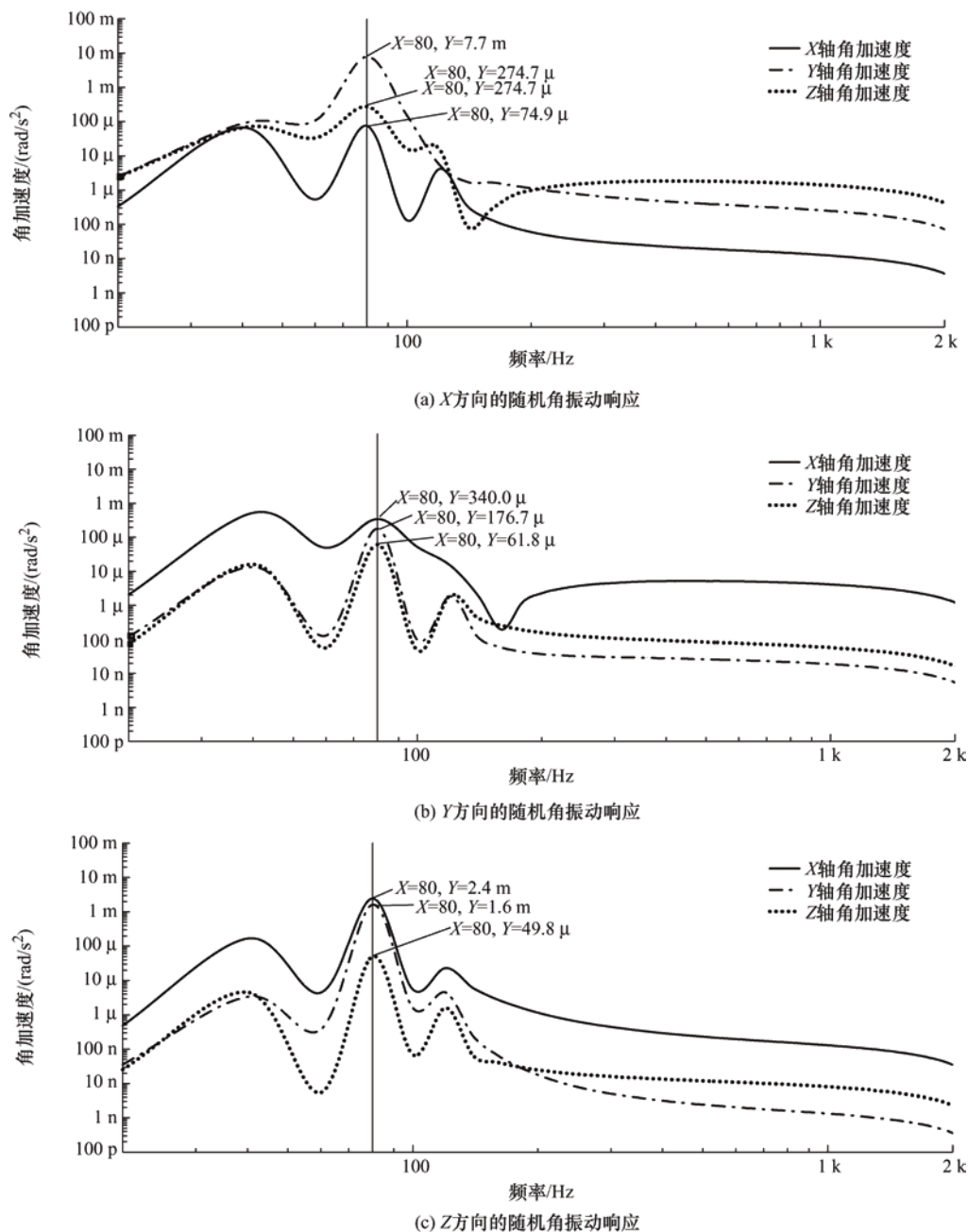


图 13 三轴向角振动响应的计算结果

4 实验测试及分析

4.1 实验测试

本文的研究者开发了原型机并测试了其性能,

图 14 为该原型机的外观。

根据表 5 中的测试条件, 本文测试了原型机在 X、Y、Z 轴向的随机振动响应, 图 15 是其在实验中的状态, 其三轴响应的测试曲线见图 16。表 6 列出了计算和实验的数据, 并对它们进行了对比。

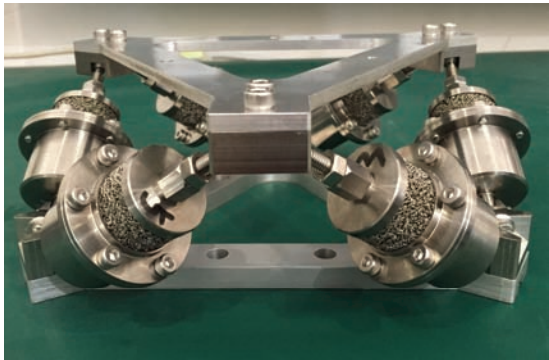


图 14 原型机的照片

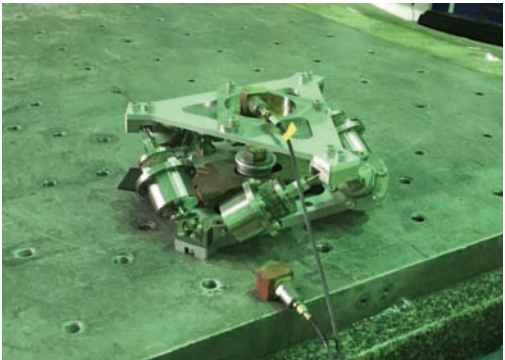


图 15 测试中的原型机

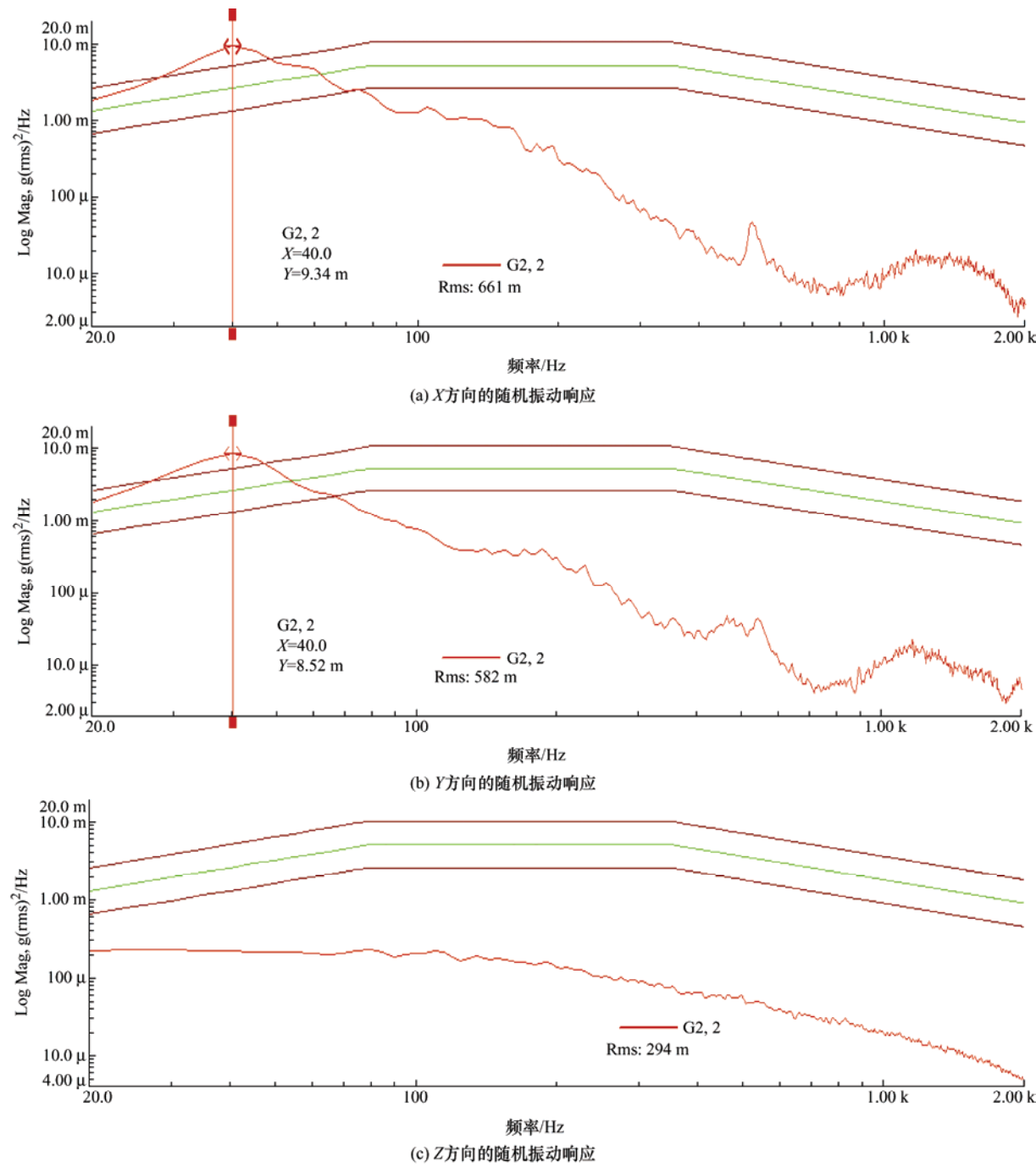


图 16 随机振动响应的实验结果

表 6 计算与测试结果

轴向	衰减点 /Hz	峰值 /($\text{mg}^2 \cdot \text{Hz}^{-1}$)	总均方根/mg	衰减率	
X	计算	39.9	8.39	656.7	70.2%
	实验	40	9.34	661	70.0%
Y	计算	40	7.5	525	76.1%
	实验	40	8.52	582	73.5%
Z	计算	—	—	265	88.0%
	实验	—	—	294	85.3%

4.2 结果分析

本文旨在获得一种能工作于极端环境下的多自由度隔振系统。两个关键设计使本研究到达了预期目标,其一是采用了 Steward 构型的隔振平台;其二是将 Steward 机构的 6 个分支设计为筏式金属橡胶隔振器。该 Steward 机构转换载荷 6 自由度的振动为其六个分支的轴向位移,即转换空间振动微位移为筏式金属橡胶隔振器的单轴压缩位移,其工作原理符合了金属橡胶的单轴压缩特性,使这种隔振平台的工作原理具有了可行性。仿真结果表明这种隔振平台可衰减其载荷在 X、Y、Z 轴向的随机振动能量,隔振平台也可衰减载荷在 X、Y、Z 三个轴的角振动。X、Y、Z 轴的总均方根加速度分别被衰减至 656.7 mg、525 mg 及 265 mg, X、Y、Z 三个轴的角加速度响应曲线也呈现出下降的趋势。

为了进一步证实这种设计思想的正确性,本文开展了原型机的实验研究,原型机采用和理论模型相同的机构参数。表 6 中的测试数据表明原型机具有衰减随机振动的性能,在 X、Y、Z 三个轴向,原型机将总均方根加速度由 2.2 g 分别衰减到了 661 mg、582 mg、294 mg,总均方根加速度的衰减率均超过了 70%。三个轴向的频率衰减点都不大于 40 Hz,这说明该原型机的隔振频率范围为 40~2000 Hz。结合本文第 2 节的内容,测试数据证明:在相同载荷质量、外形包络的约束下,该隔振频率范围是隔振平台可达到的最宽隔振频率,该隔振频率覆盖了产品的要求范围。

该隔振平台的机构零件及其紧固件均为不锈钢 1Cr18Ni9Ti,其动平台和固定平台的制造材料为铝合金 2A12,金属橡胶的材料也为不锈钢 1Cr18Ni9Ti,因此该隔振平台为全金属材料。全金属的特性使该隔振平台能够适应高低温循环、高真空的特殊环境。

原型机 X 和 Y 轴向的衰减频率点都是 40 Hz, Z 轴向的衰减频率点低于 20 Hz,这说明该隔振平台在三轴向具有不同的刚度,这是其三轴向不同力学

构造导致的差异。此外,本文只通过理论计算分析了隔振平台的角加速度响应,而没有进行实验验证。这些局限说明本研究仍需深入研究以下内容。

(1) 三轴等刚度下结构参数之间的关联规律。有研究^[3]表明三轴等刚度隔振系统的结构参数之间具有相关性,将来通过开展该研究,实现三轴向振动的精确控制。

(2) 目前不具备角振动的测试条件,需要进一步开展该隔振平台的角振动测试研究,完善本文的研究内容。

综合以上分析,本文提出的隔振平台是一种全金属、多自由度的隔振系统,其可适应极端的环境条件。通过将来的深入研究,成果也可应用于广泛特殊环境下的振动控制领域。

5 结论

(1) 文中的全金属 6 自由度隔振平台结合了筏式金属橡胶阻尼器和 Steward 机构的技术特点,其原理可行、有效。该隔振平台可将 X、Y、Z 轴向总均方根加速度为 2.2 g 的随机振动衰减至 1 g 以下,其衰减率超过了 70%,其角加速度的响应曲线也呈现下降的趋势。因隔振平台的全金属材质,其可适应高真空、苛刻温度环境。隔振平台原型机达到了某系统的性能指标。

(2) 文中提出的四项 Moony-Rivlin 模型可作为金属橡胶材料的本构模型,模型参数由数据拟合得到。因金属橡胶需要安装预紧,这使其隔振系统的仿真计算必须叠加金属橡胶的预紧态,这也是金属橡胶隔振系统的仿真技术难点。本文利用 ADINA 的静态装配功能先计算出金属橡胶的预紧状态,再利用重启功能计算出隔振系统叠加金属橡胶预紧状态的振动响应,文中的仿真技术可用于金属橡胶隔振系统的仿真计算。

参 考 文 献

- [1] 申智春,梁鲁,郑钢铁,等. 某型卫星有效载荷支架振动抑制[J]. 宇航学报, 2006, 27(3): 503-506.
SHEN Zhichun, LIANG Lu, ZHENG Gangtie, et al. Vibration suppression of a payload bracket in a satellite. Journal of Astronautics, 2006, 27(3): 503-506.
- [2] 李成麟,雷旭亮,陆煜明,等. 光捷联惯导动态精度提升技术综述[J]. 导航与控制, 2021, 20(6): 15-27.
LI Chenglin, LEI Xuliang, LU Yuming, et al. Overview of dynamic accuracy improvement technology of laser strapdown inertial navigation[J]. Navigation and Control,

- 2021, 20(6): 18-30.
- [3] 段宇星, 李笑, 杨海, 等. 无人机捷联惯组隔振系统动力学分析与优化设计[J]. 中国惯性技术学报, 2020, 28(3): 338-346.
- DUAN Yuxing, LI Xiao, YANG Hai, et al. Dynamical analysis and optimization of the damping system of strap-down inertial measurement unit used in UAV[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2020, 28(3): 338-346.
- [4] 韦子祥, 邱中辉, 王旦, 等. 温度对橡胶隔振器刚度阻尼特性的影响[J]. 机械与电子, 2022, 40(2): 23-28.
- WEI Zixiang, QIU Zhonghui, WANG Dan, et al. Effect of temperature on the stiffness damping characteristics of the rubber vibration isolator[J]. Machinery & Electronics, 2022, 40(2): 23-28.
- [5] 陈明伟, 高前, 李孔标, 等. 氟橡胶低温脆化性能研究[J]. 橡胶工业, 2019, 66(6): 435-439.
- CHEN Mingwei, GAO Qian, LI Kongbiao, et al. Study on low temperature brittleness property of FKM[J]. China Rubber Industry, 2019, 66(6): 435-439.
- [6] TU Shaowu, LU Xiaofeng, ZHU Xiaolei. Effect of structure parameters on polycal wire rope isolator stiffness-damping characteristics[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019:4525798. <https://doi.org/10.1155/2019/4525798>.
- [7] CEN Bo, LU Xiaofeng, ZHU Xiaolei. Research of numerical simulation method on vertical stiffness of polycal wire rope isolator[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32: 2451-2459.
- [8] ZARZOUR M, VANCE J. Experimental evaluation of a metal mesh bearing damper[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2000, 122(2): 326-329.
- [9] 段勇, 刘瑞杰, 马琳. 金属橡胶在鱼雷推进轴系振动控制中的应用[J]. 船舶力学, 2020, 24(9): 1187-1195.
- DUAN Yong, LIU Ruijie, MA Lin. Application of metal rubber to the vibration control of torpedo propulsion shafting[J]. Journal of Ship Mechanics, 2020, 24(9): 1187-1195.
- [10] 李敏, 白鸿柏, 薛新. 波纹管金属橡胶包覆结构非线性阻尼特性研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(22): 119-127.
- LI Min, BAI Hongbai, XUE Xin. Nonlinear damping characteristics of bellows structures clad with metal rubber[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(22): 119-127.
- [11] TURSUN M, ESKINAT E. Suppression of vibration using passive reacceptance method with constrained minimization[J]. Shock and Vibration, 2008, 15(6): 639-654.
- [12] 董万元, 王建强, 陈永辉, 等. 大功率涡桨发动机隔振系统设计与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2022, 42(01): 177-181.
- DONG Wanyuan, WANG Jianqiang, CHEN Yonghui, et al. Design and experimental study on vibration isolation system for high power turboprop engine[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(01): 177-181.
- [13] 刘家燕, 程志峰, 王平. 机载光电吊舱橡胶减振器的设计与应用[J]. 中国机械工程, 2014, 25(10): 1308-1312.
- LIU Jiayan, CHENG Zhifeng, WANG Ping. Design and application of rubber shock absorber in airborne photoelectric pod[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(10): 1308-1312.
- [14] 罗敏, 杨文涛, 吴琼, 等. 高分多模卫星并联隔振装置设计与验证[J]. 航天器工程, 2021, 30(03): 164-169.
- LUO Min, YANG Wentao, WU Qiong, et al. Design and verification of parallel micro-vibration isolation system for GFDM-1 satellite[J]. Spacecraft Engineering, 2021, 30(03): 164-169.
- [15] 张兰霜. 某型光电吊舱的隔振研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- ZHANG Lanshuang. Research on vibration isolation of a photoelectric pod [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021.
- [16] KONG Yongfang, HUANG Hai. Vibration isolation and dual-stage actuation pointing system for space precision payloads[J]. Acta Astronautica, 2018, 143(2): 183-192.
- [17] MC INROY J E. Modeling and design of flexure jointed steward platforms for control purposes[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2002, 7(1): 95-99.
- [18] 王月. 空间运动可控多自由度隔振平台的动力学研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- WANG Yue. Dynamical research of space motive controllable multi-DOF vibration isolation platform[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [19] 刘磊, 王萍萍, 孔宪仁, 等. Stewart 平台动力学建模及鲁棒主动隔振控制[J]. 宇航学报, 2011, 32(6): 1231-1238.
- LIU Lei, WANG Pingping, KONG Xianren, et al. Dynamic modeling and robust active isolation control of steward platform[J]. Journal of Astronautics, 2011, 32(6): 1231-1238.
- [20] FU Hailong, HUA Zhengli, ZOU Longqing, et al.

- Combined stiffness characteristic of metal rubber material under vibration loads[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2019, 233(17): 6076-6088.
- [21] 李宇燕, 黄协清. 金属橡胶材料的非线性刚度[J]. *兵工学报*, 2008, 29(7): 819-823.
- LI Yuyan, HUANG Xieqing. Nonlinear stiffness of metal rubber[J]. *Acta Armamentarii*, 2008, 29(7): 819-823.
- [22] 余慧杰, 张升. 双层金属橡胶隔振器的理论分析与隔振性能研究[J]. *噪声与振动控制*, 2021, 41(5): 247-250.
- YU Huijie, ZHANG Sheng. Theoretical analysis and vibration isolation performance study of double-layer metal rubber isolators[J]. *Noise and Vibration Control*, 2021, 41(5): 247-250.
- [23] REN Zhiying, SHEN Liangliang, HUANG Zhenwei, et al. Study on multi-point random contact characteristics of metal rubber spiral mesh structure[J]. *IEEE Access*, 2019, 7(12): 694-710.
- [24] MA Yanhong, ZHANG Qicheng, WANG Yongfeng, et al. Topology and mechanics of metal rubber via x-ray tomography[J]. *Materials & Design*, 2019, 181: 108067. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2019.108067>.
- [25] 田浩男, 单光坤, 闫明, 等. 不同结构参数的钢丝绳隔振器抗冲击性能研究[J]. *振动测试与诊断*, 2022, 42(1): 117-123.
- TIAN Haonan, SHAN Guangkun, YAN Ming, et al. Study on the shock resistance characteristics of wire rope isolator with different structure parameters[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2022, 42(1): 117-123.
- [26] 任志英, 方荣政, 陈小超, 等. 基于虚拟制备的金属橡胶各向异性本构特性研究[J]. *机械工程学报*, 2021(24): 211-222.
- REN Zhiying, FANG Rongzheng, CHEN Xiaochao, et al. Study on anisotropic constitutive properties of metal rubber based on virtual fabrication technology[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021(24): 211-222.
- [27] 张大义, 夏颖, 张启成, 等. 金属橡胶力学性能研究进展与展望[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(6): 1432-1445.
- ZHANG Dayi, XIA Ying, ZHANG Qicheng, et al. Researches on metal rubber mechanics properties in retrospect and prospect[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(6): 1432-1445.

作者简介: 杜永刚, 男, 1975 年出生, 高级工程师。主要研究方向为机构传动及其控制、振动控制。

E-mail: dyg@mail@126.com