

文章编号 1004-924X(2014)12-3294-09

光学有效载荷在轨隔振器的设计

杨剑锋^{1,2}, 徐振邦^{1*}, 刘宏伟¹, 李 义¹, 吴清文¹

- (1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;
2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要:为了抑制空间光学载荷的振动,针对大口径、高分辨的光学遥感器设计了一种隔振器,并研究了隔振器的主要结构参数和布置方式。首先,使用有限单元法分析了隔振器主要参数与刚度特性之间的关系。然后,利用 BP 网络预测隔振器的三向刚度,搜寻了符合条件的隔振器的结构参数。结合光学载荷的一般结构形式,提出一种对称辐射式布置方式,建立了相应的理论模型,并进行了仿真研究。最后,设计、加工出了一套隔振系统原理样机,并对其静态性能及隔振性能进行了测试实验。实验结果显示:隔振系统的基频在 5.31 Hz 左右;对高于 25Hz 的振动,衰减可以达到 20 dB 以上;仿真和实验结果之差在 8% 以内。得到的结果表明,设计的隔振器可以有效降低空间飞行器传递给光学载荷的振动。

关键词:光学遥感器;光学载荷;振动控制;隔振器;BP 网络;减振效果

中图分类号:V443 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20142212.3294

Design of vibration isolator for optical payload on orbit

YANG Jian-feng^{1,2}, XU Zhen-bang^{1*}, LIU Hong-wei¹, LI Yi, WU Qing-wen

- (1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;*
 - 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)*
- * *Corresponding author, E-mail: xuzhenbang@gmail.com*

Abstract: A novel compact vibration isolator was designed and constructed to attenuate the vibration of space optical payload for a optical remote sensor with a larger aperture and high resolution. The main structural parameters and arrangement forms of the isolator were researched. Firstly, the finite element method was used to analyze the relationship between main structural parameters and three-dimensional stiffness properties of the isolator. Then, the BP network was taken to predict the three-dimensional stiffness of the isolator and to search the structural parameters that accords with conditions of the isolator. A symmetric radial arrangement form of isolator was presented, along with the theoretical model and FEA simulation by combining the general structure of optical payload. Finally, a prototype of the vibration isolator was fabricated and experimental studies were carried out. Experimental results indicate that the natural frequency of the isolator system is approximately 5.31 Hz and the vibration attenuation effect is more than 20 dB when the vibration frequency is higher than 25 Hz.

收稿日期:2013-12-19;修订日期:2014-01-27.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 11302222);中国科学院长春光学精密机械与物理研究所创新基金资助项目(No. Y2CX1SS125)

The maximum error of FEA simulation is less than 8% compared with the real test. It is shown that this vibration isolator can attenuate the jitter induced by spacecrafts effectively.

Key words: optical remote sensor; optical payload; vibration control; vibration isolator; BP network; vibration attenuation effect

1 引言

空间设施平台,包括卫星平台和空间站平台都存在着振动,特别是空间站平台,由于搭载的活动设备和部件较多,其振动也更为强烈。空间设施平台的典型扰动源^[1]包括太阳帆板的颤振、调姿陀螺工作时的振动等,这些振动具有来源广,形式多样等特点。对于稳定性要求较高的设备(如大型空间光学望远镜),在轨环境振动是关键性的不利因素,甚至会导致光学载荷无法正常工作,因此必须对光学有效载荷采取隔振措施^[2]。

为保证空间望远镜的稳定性,目前,一些主要的大型空间望远镜均采取了振动抑制措施。哈勃太空望远镜(Hubble Space Telescope, HST)作为第一代空间天文望远镜,其稳定指向精度为 $0.007''$ ^[3],指向时间至少为 24 h;为达到这一精度指标,采用一种液体阻尼器对反作用飞轮进行振动抑制,有效降低了反作用飞轮传递给光学载荷的振动。即将发射的下一代太空望远镜詹姆斯·韦伯(James Webb Space Telescope, JWST)的稳定指向精度要求更高,达到 $0.004''$ ^[4];考虑到该望远镜的工作温度为 40 K 左右,诺斯·格鲁曼公司为其设计出一种能在此温度环境下正常工作的杆状隔振器,对光学载荷整体进行隔振。(Space Chromotomography Experiment, CTE_x)是美国空军研究实验室设计的在国际空间站日本舱段进行多功能成像实验的光谱仪,针对振动会严重影响 CTE_x 测试的准确性这一情况,美国空间研究实验室设计出一种构型简单、新颖的被动隔振器对 CTE_x 进行隔振^[5]。中巴资源卫星^[6]为达到理想的成像质量,也设计出一套被动隔振系统对相机进行在轨振动抑制,该系统可将传递至相机上的振动量在主要扰动频段衰减 96%~98%。空间科学实验柜^[7]是我国载人航天二期开展一系列科学实验研究的空间实验室,为达到科学实验的要求,也对科学实验柜进行了振动抑制。

目前我国该方面的研究主要集中在光学载荷

发射阶段的隔振,对在轨振动抑制的研究较少,主要原因是缺乏需求牵引,但随着我国综合实力的增强,研制大口径、高分辨率的光学遥感器是未来发展的一种趋势,研究与之相应的光学载荷在轨隔振技术意义重大。本文以此展开工作^[8-9],设计、加工了隔振系统原理样机,同时对隔振器的静态性能及隔振系统的隔振性能进行了测试^[10],并采用有限单元法进行了相应的分析。实验证明理论分析的正确性,隔振系统满足设计要求,具有显著隔振效果。

2 隔振器设计及三向刚度预测

2.1 隔振器结构设计

卫星的主要振动源是反作用飞轮,飞轮的振动是由转子的静、动不平衡、轴承滚珠及保持架的非理想特性,以及外壳与安装结构的共振等因素共同造成的。飞轮引起的主要扰动频率一般高于 20 Hz,如哈勃太空望远镜的反作用飞轮固有频率在 20 Hz 以上^[11],文献^[12]中为反作用飞轮设计的隔振器也用于对 25 Hz 以上的振动进行隔振。因此,主要对 25 Hz 以上的微振动进行隔振。隔振器的结构如图 1 所示,隔振器两端为结构相同的弹性环,弹性环由支撑块和弹簧片组成;连接杆将弹性环相连。隔振器的刚度主要由弹簧片提供,当受轴向力时,弹簧片自身发生弹性变形,受侧向与横向力时,连接杆与弹簧片共同变形,因此

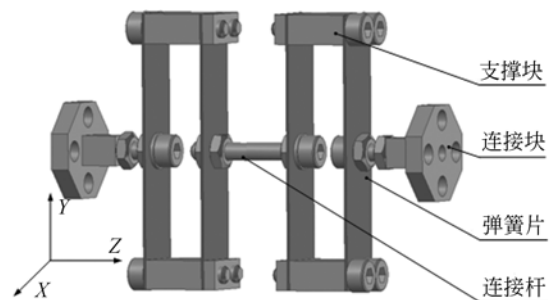
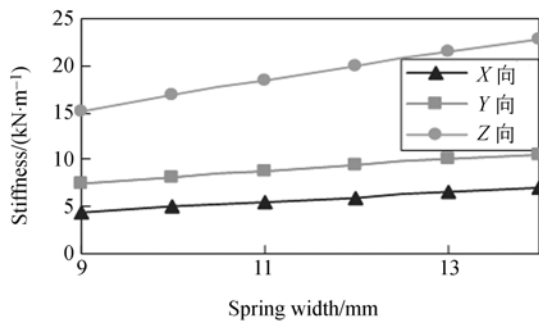


图 1 隔振器结构图

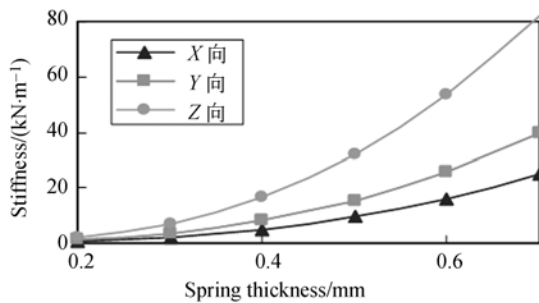
Fig. 1 Structure of vibration isolator

隔振器可以提供 3 个独立方向的刚度,即轴向、侧向和横向刚度。弹簧片材料为 65 Mn,支撑块为 L2 铝合金,其他材料为 45 钢。弹簧片表面可以粘贴高阻尼橡胶,增加隔振器的结构阻尼。与普通隔振器相比,该隔振器可以针对不同要求灵活设计三向刚度。利用有限单元法分析可以得到影响隔振器三向刚度的主要参数包括弹簧片长度、弹簧片宽带、弹簧片厚度和连接杆长度等。图 2 所示为隔振器刚度随主要影响参数变化曲线。隔



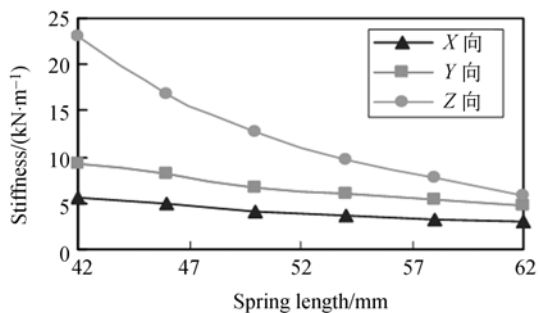
(a) 隔振器刚度与弹簧片宽度的关系

(a) Stiffness of vibration isolator versus width of spring



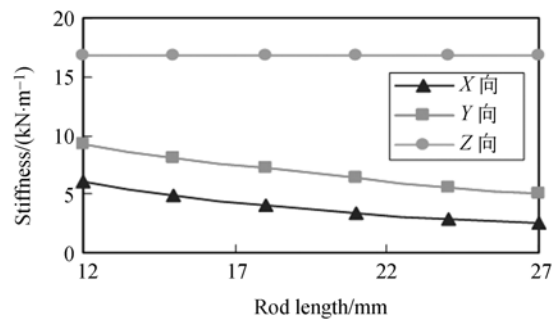
(b) 隔振器刚度与弹簧片厚度的关系

(b) Stiffness of vibration isolator versus thickness of spring



(c) 隔振器刚度与弹簧片长度的关系

(c) Stiffness of vibration isolator versus length of spring



(d) 隔振器刚度与连接杆长度的关系

(d) Stiffness of vibration isolator versus length of link

图 2 隔振器刚度随主要参数变化曲线

Fig. 2 Relationship between stiffness and main parameters of vibration isolator

振器三向刚度随弹簧片宽度、厚度增大而增大,随弹簧片长度增大而减小,而 Z 向刚度(轴向)变化最为明显。连接杆的长度对隔振器 Z 向刚度无影响, X 向(侧向)刚度与 Y 向(横向)刚度随连接杆的长度增大而减小。

2.2 BP 网络预测隔振器三向刚度

隔振器的一般设计方法是先确定其结构形式,然后利用有限单元法分析隔振器的刚度特性,并将分析结果与设计要求比对,如果符合要求,则停止修改隔振器的结构参数,若不相符,则需反复迭代修改,直到满足要求。此方法将会花费大量时间和精力。采用 BP 网络可以有效解决这一问题。通过建立隔振器主要结构参数与三向刚度之间关系的 BP 网络模型,可以实现结构参数与三向刚度之间的非线性映射关系,当隔振器的结构参数变化时,能快速得到隔振器的三向刚度值,避免繁复的分析计算。

神经元是人工神经网络的基本处理单元,一般为一个多输入/单输出的非线性元件,神经元输出除受输入信号的影响外,同时也受到神经元内部其它因素的影响^[13]。反向传播网络(Back-Propagation Network, BP 网络)是将 W-H 学习规则一般化,对非线性可微分函数进行权值训练的多层网络。一个具有 r 个输入和一个隐含层的神经网络模型结构如图 3 所示。

将弹簧片的刚度,宽度,厚度及连杆的长度值作为输入层,对应的三向刚度值作为输出层来训练一个 BP 网络,利用训练得到的 BP 网络在输入条件下预测输出层。在 Matlab 中调用前向网络

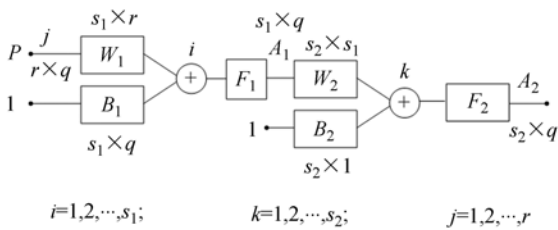


图 3 具有一个隐含层的神经网络模型结构图

Fig.3 Structure of neural network with a hidden neuron

函数为 newff(), 学习速率为 0.01, 迭代次数为 1000, 允许误差精度为 0.001, 训练收敛曲线如图 4 所示, 当迭代次数为 328 次数误差精度达到预设值时, BP 网络停止训练, 得到一个神经网络函数。将训练好的神经网络给定输入层数据, 如表 1 所示, BP 网络预测三向刚度值及用有限元计算得到的三向刚度值如表 2 所示:

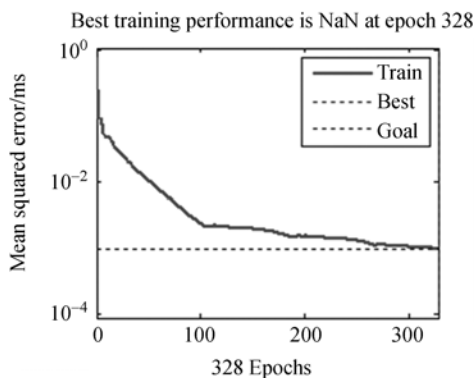


图 4 BP 网络收敛曲线

Fig.4 Convergence curve of BP network

表 1 结构参数输入值

Tab.1 Input structural parameters (mm)

| | 弹簧片度 | 弹簧片厚度 | 弹簧片长度 | 连杆长度 |
|-----|------|-------|-------|------|
| 第一组 | 10 | 0.3 | 44 | 14 |
| 第二组 | 14 | 0.45 | 55 | 19 |

表 2 BP 网络预测值与有限元计算值

Tab.2 Results of BP network and FEM calculation (kN · m⁻¹)

| | X 向刚度 | Y 向刚度 | Z 向刚度 |
|----------|-------|-------|-------|
| 第 一 组 | | | |
| BP 网络预测值 | 2.60 | 4.28 | 6.63 |
| 有限元计算值 | 2.26 | 3.76 | 5.65 |
| 刚度相对误差 | 14.9% | 13.9% | 17.4% |
| 第 二 组 | | | |
| BP 网络预测值 | 4.54 | 9.12 | 17.76 |
| 有限元计算值 | 4.19 | 8.06 | 16.56 |
| 刚度相对误差 | 8.4% | 13.2% | 7.3% |

可知利用 BP 网络来预测隔振器的三向刚度可以取得一定的效果, 但也具有较强的随机性, 这是由 BP 网络自身特性决定的, 与 S 型函数、隐含层层数及训练速率的选择都有一定的关系^[14]。这种方法可以用来进行隔振器的初步参数设计。

3 隔振器静态性能分析与测试

对隔振器进行静态试验时, 至少需要 2 个隔振器。仅对一个隔振器进行测试, 只能测得隔振器的轴向刚度, 侧向和横向刚度的测试不准确。因为当对隔振器侧向(横向)施加载荷时, 会引起隔振器轴向方向伸长, 测得的刚度值是隔振器侧向(横向)刚度与轴向刚度的合成值, 故需要将 2 个相同的隔振器对接, 见图 6 所示, 测量中间点的力与位移, 然后根据胡克定律即可得到一对隔振器的各向刚度值。



图 5 轴向刚度测试

Fig.5 Test of axial stiffness

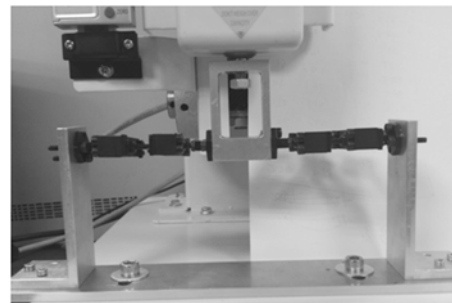


图 6 侧向刚度测试

Fig.6 Test of lateral stiffness

隔振器轴向刚度测试如图 5 所示, 测试设备为 HF-10 型数显式拉压测试机, 得到轴向拉压刚

度测试值及拟合曲线如图 7 所示,利用有限元软件 Nastran 计算得到轴向拉压刚度为 8.3 kN/m,拉伸方向刚度误差为 7.79%,压缩方向刚度误差为 1.34%。侧向刚度测试方法如图 6 所示,试验测得隔振器侧向刚度(图 1 中 X 向刚度)为 1.73 kN/m,Nastran 计算刚度值为 1.79 kN/m,误差为 0.98%。横向刚度测试曲线如图 9 所示,Nastran 计算刚度为 3.24 kN/m,误差为 0.58%。

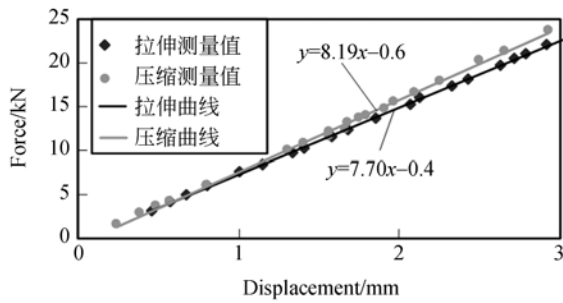


图 7 轴向刚度测试结果与拟合曲线

Fig. 7 Test result of axial stiffness and fitting curves

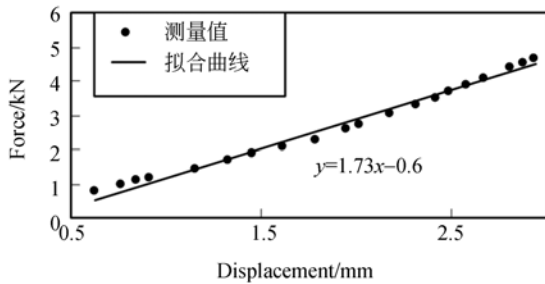


图 8 侧向刚度测试结果与拟合曲线

Fig. 8 Test result of lateral stiffness and fitting curves

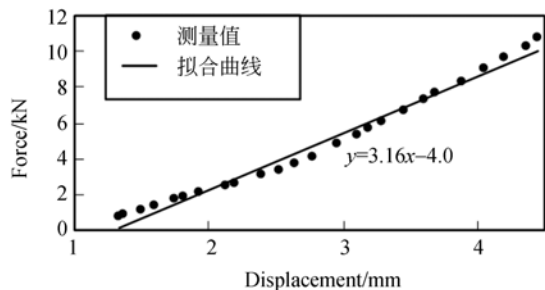


图 9 横向刚度测试结果与拟合曲线

Fig. 9 Result of transverse stiffness and fitting curves

测试结果表明,利用 Nastran 计算得到的刚度值与试验测得结果有一定误差,这与材料的弹

性模量、泊松比的取值及网格质量有关。由图 7 可知隔振器的轴向拉伸刚度小于其压缩刚度值,这是因为当隔振器受到拉力和压力时,弹簧片的有效长度不同。当隔振器受轴向拉力时,弹簧片发生变形(见图 10 中实线所示),弹簧片变形的有效长度为 L 。当受轴向压力时,弹簧片发生的变形如图 10 中虚线所示,其有效长度为 M ,由图可知 M 小于 L ,根据材料力学知识可得隔振器的拉伸刚度小于其压缩刚度。

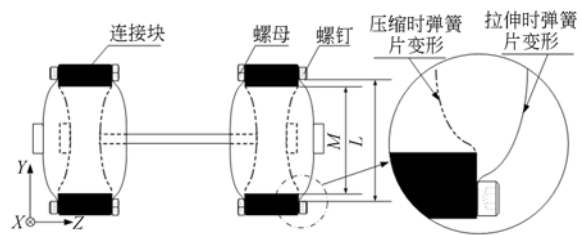


图 10 隔振器简图

Fig. 10 Schematic of vibration isolator

4 整体隔振器几何布置方式及动态性能分析与测试

4.1 隔振器的布置方式研究

当利用多个隔振器对光学有效载荷进行隔振时,需考虑隔振器的几何布置方式,常用的布置方式有平置式、斜置式、辐射式、会聚式及混合式等。对于空间光学有效载荷,一般使用辐射式及会聚式,考虑光学载荷结构特点,使用对称辐射式的布置方式^[15],如图 11 所示。将所有隔振器均匀布置在同一圆周平面上,且呈两端对称布置,每个隔振器具有 3 个方向相互垂直的刚度,即沿 q 轴、 r 轴、 p 轴方向的刚度,不考虑阻尼系数的影响,隔振器的刚度轴 p 平行于参考坐标系 ox , q 轴作切

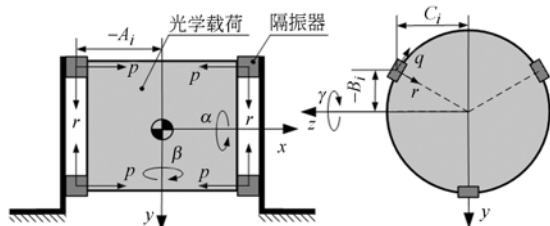


图 11 对称辐射式布置方式简图

Fig. 11 Schematic of symmetric radial arrangement

向布置, r 轴作径向辐射布置, 隔振器数量为 6 个, 两端各 3 个。图 11 中左图为主视图, 右图为右视图。

单自由度系统的刚度系数 K 的基本定义为:

$$K = \left(\frac{\partial^2 U}{\partial \delta^2} \right)_{\delta=0}$$

式中: U 为系统的势能, δ 为单自由系统的位移。

推广到多自由度系统, 可以得到对称辐射式弹性支撑的势能为:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (k_{p_i} \cdot \delta_{p_i}^2 + k_{q_i} \cdot \delta_{q_i}^2 + k_{r_i} \cdot \delta_{r_i}^2), \quad (1)$$

式中:

$$\begin{aligned} \delta_{p_i}^2 &= (x + C_i \cdot \beta - B_i \cdot \gamma) \cdot \cos \theta_{p_i} + (y + A_i \cdot \gamma - C_i \cdot \alpha) \cdot \cos \phi_{p_i} + (z + B_i \cdot \alpha - A_i \cdot \beta) \cdot \cos \psi_{p_i} \\ \delta_{q_i}^2 &= (x + C_i \cdot \beta - B_i \cdot \gamma) \cdot \cos \theta_{q_i} + (y + A_i \cdot \gamma - C_i \cdot \alpha) \cdot \cos \phi_{q_i} + (z + B_i \cdot \alpha - A_i \cdot \beta) \cdot \cos \psi_{q_i} \\ \delta_{r_i}^2 &= (x + C_i \cdot \beta - B_i \cdot \gamma) \cdot \cos \theta_{r_i} + (y + A_i \cdot \gamma - C_i \cdot \alpha) \cdot \cos \phi_{r_i} + (z + B_i \cdot \alpha - A_i \cdot \beta) \cdot \cos \psi_{r_i} \end{aligned} \quad (2)$$

弹性支撑各种刚度的 6 个基本刚度单元为:

$$\begin{aligned} K_{xxi} &= k_{p_i} \cdot \cos^2 \theta_{p_i} + k_{q_i} \cdot \cos^2 \theta_{q_i} + k_{r_i} \cdot \cos^2 \theta_{r_i} \\ K_{yyi} &= k_{p_i} \cdot \cos^2 \phi_{p_i} + k_{q_i} \cdot \cos^2 \phi_{q_i} + k_{r_i} \cdot \cos^2 \phi_{r_i} \\ K_{zzi} &= k_{p_i} \cdot \cos^2 \psi_{p_i} + k_{q_i} \cdot \cos^2 \psi_{q_i} + k_{r_i} \cdot \cos^2 \psi_{r_i} \\ K_{xyi} &= K_{yxi} = k_{p_i} \cdot \cos \theta_{p_i} \cdot \cos \phi_{p_i} + k_{q_i} \cdot \cos \theta_{q_i} \cdot \cos \phi_{q_i} + k_{r_i} \cdot \cos \theta_{r_i} \cdot \cos \phi_{r_i} \\ K_{yzi} &= K_{zyi} = k_{p_i} \cdot \cos \psi_{p_i} \cdot \cos \phi_{p_i} + k_{q_i} \cdot \cos \psi_{q_i} \cdot \cos \phi_{q_i} + k_{r_i} \cdot \cos \psi_{r_i} \cdot \cos \phi_{r_i} \\ K_{xzi} &= K_{zxi} = k_{p_i} \cdot \cos \psi_{p_i} \cdot \cos \theta_{p_i} + k_{q_i} \cdot \cos \psi_{q_i} \cdot \cos \theta_{q_i} + k_{r_i} \cdot \cos \psi_{r_i} \cdot \cos \theta_{r_i} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $\theta_{r_i}, \theta_{p_i}, \theta_{q_i}$ 为弹簧与 x 轴的夹角; $\varphi_{r_i}, \varphi_{p_i}, \varphi_{q_i}$ 为弹簧与 y 轴夹角; $\Psi_{r_i}, \Psi_{p_i}, \Psi_{q_i}$ 为弹簧与 z 轴夹角。

将式(2)、(3)带入式(1)中, 进行 2 次偏微分得:

$$K_{xx} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}; K_{yy} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; K_{zz} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2};$$

$$K_{\alpha\alpha} = \frac{\partial^2 u}{\partial \alpha^2}; K_{\beta\beta} = \frac{\partial^2 u}{\partial \beta^2};$$

$$K_{\beta\beta} = \frac{\partial^2 u}{\partial \gamma^2}; K_{xy} = \frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial y} = K_{yx};$$

$$K_{xz} = \frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial z} = K_{zx}; K_{\alpha\alpha} = \frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial \alpha} = K_{\alpha x};$$

$$\begin{aligned} K_{yz} &= \frac{\partial^2 u}{\partial y \cdot \partial z} = K_{zy}; K_{yx} = \frac{\partial^2 u}{\partial y \cdot \partial \alpha} = K_{\alpha y}; \\ K_{\beta\beta} &= \frac{\partial^2 u}{\partial y \cdot \partial \beta} = K_{y\beta}; K_{y\gamma} = \frac{\partial^2 u}{\partial y \cdot \partial \gamma} = K_{\gamma y}; \\ K_{\alpha\alpha} &= \frac{\partial^2 u}{\partial z \cdot \partial \alpha} = K_{\alpha z}; K_{\beta\beta} = \frac{\partial^2 u}{\partial z \cdot \partial \beta} = K_{\beta z}; \\ K_{z\gamma} &= \frac{\partial^2 u}{\partial z \cdot \partial \gamma} = K_{\gamma z}; K_{\alpha\beta} = \frac{\partial^2 u}{\partial \alpha \cdot \partial \beta} = K_{\beta\alpha}; \\ K_{\beta\gamma} &= \frac{\partial^2 u}{\partial \beta \cdot \partial \gamma} = K_{\gamma\beta}; K_{\gamma\alpha} = \frac{\partial^2 u}{\partial \gamma \cdot \partial \alpha} = K_{\alpha\gamma}. \end{aligned} \quad (4)$$

将式(4)化简可得对称辐射式布置的刚度公式:

$$\begin{aligned} K_{xx} &= \sum_{i=1}^n K_{p_i}; K_{yy} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (K_{q_i} + K_{r_i}); \\ K_{zz} &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (K_{q_i} + K_{r_i}); K_{\alpha\alpha} = \sum_{i=1}^n K_{p_i} \cdot R^2; \\ K_{\beta\beta} &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [(K_{q_i} + K_{r_i}) \cdot A^2 + K_{p_i} \cdot R^2]; \\ K_{\gamma\gamma} &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [(K_{q_i} + K_{r_i}) \cdot A^2 + K_{p_i} \cdot R^2]. \end{aligned} \quad (5)$$

由式(5)可知隔振系统的耦合刚度如 $K_{\alpha\alpha}, K_{\beta\beta}$ 等项通过化简其值为 0。采用此布置方式可以实现隔振系统 3 个平动与 3 个转动方向的振动解耦, 即平动方向的振动不会产生转动振动。由于光学载荷对平动方向的振动没有对转动振动敏感, 因此实现隔振系统的解耦将有利于光学载荷成像质量的提高。

4.2 隔振系统性能分析

为测试隔振器对光学载荷进行隔振的隔振隔振效果, 需要设计加工出一套隔振系统。如图 12 所示, 该隔振系统由支撑板, 6 个呈对称辐射式布置的隔振器及光学载荷的等效模拟件组成。采用此种布置方式可以实现隔振系统前六阶模式的解耦。等效模拟件的质量、惯性张量及刚度与真实光学载荷基本一致。利用有限元计算隔振系统的

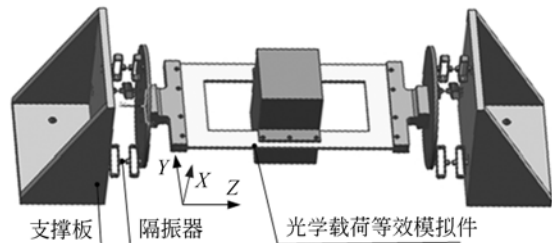


图 12 隔振系统结构图

Fig. 12 Structure of vibration isolation system

前六阶固有频率,如表 3 所示,光学载荷等效模拟件的前六阶振型如图 13 所示。

表 3 隔振系统前六阶固有频率

Tab. 3 The first six natural frequencies of vibration isolation system (Hz)

| 第 1 阶 | 第 2 阶 | 第 3 阶 | 第 4 阶 | 第 5 阶 | 第 6 阶 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 5.3 | 6.0 | 10.4 | 13.4 | 13.8 | 17.9 |

由图 13 可知隔振系统沿 6 个方向的振动是解耦的。如果隔振系统存在多个振型的耦合,则会扩大引起共振的频率范围^[14],从而增加隔振的困难。

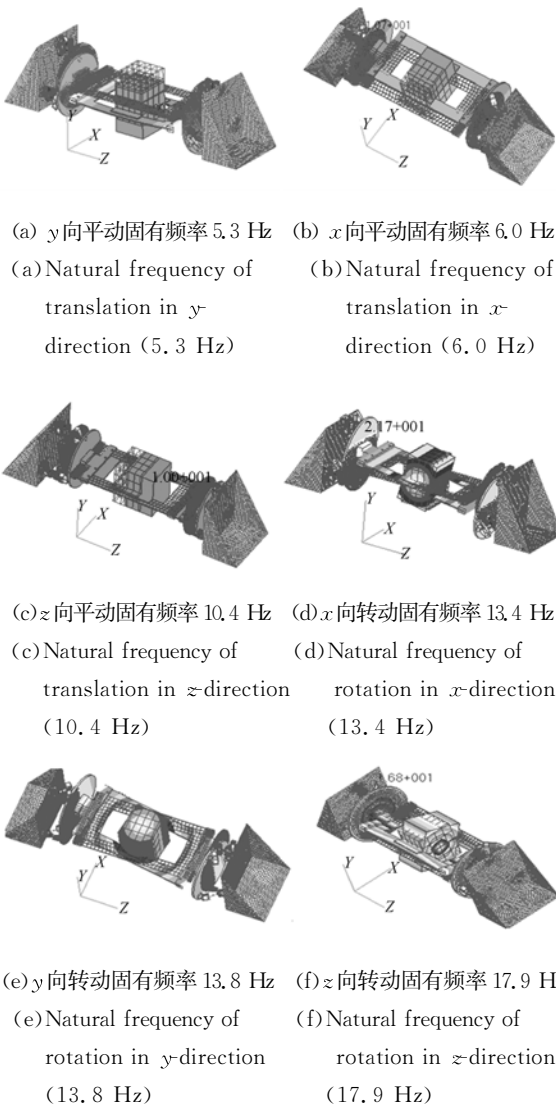


图 13 隔振系统前六阶模态

Fig. 13 The first six order of mode shapes of vibration isolation system

4.3 隔振系统性能测试

为测试隔振系统的性能,对隔振系统进行了结构特征扫描试验。考虑到主要振动源的振动频率为 20 Hz 以上,所以扫描频率从 20 Hz 开始,得到隔振系统的频响曲线。扫频试验条件如表 4 所示。试验时只对隔振系统 Z 向、X 向(参加见图 14 中坐标系)进行扫频试验,控制传感器安装在振动台面上,测量传感器粘贴在等效模拟件上表面正中心处,如图 14 所示。试验及有限元分析所得 X、Z 向频响曲线分别如图 15、16 所示。

表 4 扫频试验条件

Tab. 4 Condition of frequency scanning test

| 扫频/Hz | 振动幅值/g | 扫描率/oct · min ⁻¹ |
|--------|--------|-----------------------------|
| 20~300 | 0.1 | 4 |

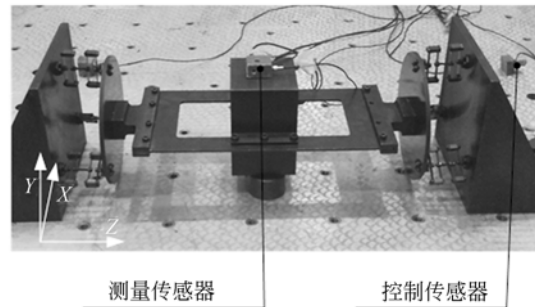


图 14 振动试验图

Fig. 14 Figure of vibration test

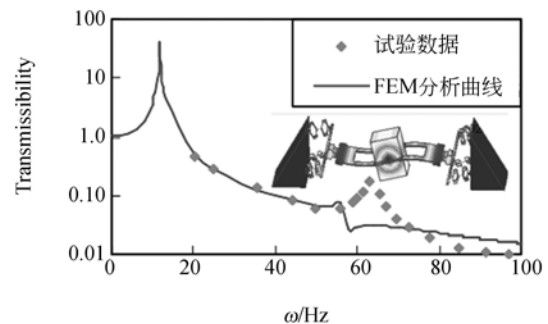


图 15 Z 向频响曲线

Fig. 15 Frequency response curves in Z-direction

由图 15、16 中的曲线可见利用有限元计算得到隔振系统的频响曲线与试验测得结果基本吻合,同时扫频试验得到 Z、X 向的固有频率与利用

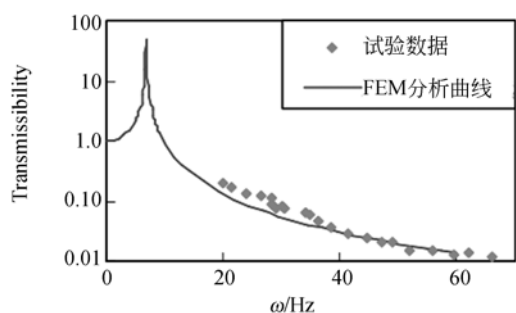


图 16 X向频响曲线

Fig. 16 Frequency response curves in X-direction

有限元法计算得到的 Z、X 固有频率基本相等。图 15 中曲线出现了第二个小波峰,此为光学载

等效件发生弹性变形所致。对于频率高于 25 Hz 的振动,衰减可以达到 20 dB 以上。

5 结 论

本文在不改变光学传感器及航天飞行器的结构情况下,设计了一种具有良好隔振效果及通用型较强的隔振器,理论分析与实验结果表明隔振系统的基频在 5.31 Hz 左右,对高于 25 Hz 的振动,衰减可达 20 dB 以上,仿真和实验结果相差 8% 之内。该隔振器可以有效降低安装界面传递给光学有效载荷的振动,可满足对光学载荷振动抑制的要求。

参考文献:

- [1] MORIO T, *et al.*. In-orbit measurements of spacecraft microvibrations for satellite laser communication links [J]. *Optical Engineering*, 2010, 49(8): 1-10.
- [2] 狄文豹, 翟林培, 亚林. 振动对光学成像系统传递函数影响的分析[J]. *光学精密工程*, 2009, 17(2): 314-320. (in Chinese)
DI W B, ZHAI L P, YA L. Analysis of influence of vibration on transfer function in optics imaging system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(2): 314-320.
- [3] JAM E H, CROCKER. Fixing the Hubble Space Telescope [J]. *Space Astronomical Telescopes and Instruments*, SPIE, 1991, 1494: 2-8.
- [4] ALLEN J, *et al.*. A family of full spacecraft-to-payload isolators [J]. *Technology Review Journal*, 2005: 21-41.
- [5] STEVEN D, *et al.*. Investigation of a novel compact vibration isolation system for space applications [D]. USA: Air Force Institute of Technology, 2010.
- [6] 关新, 等. 空间相机低频隔振系统及试验验证[J]. *航天返回与遥感*, 2011, 32(6): 53-61.
GUAN X, *et al.*. Experimental demonstration of a low frequency isolation system for high resolution optical payload [J]. *Spacecraft Recovery & Remote Sensing*, 2011, 32(6): 53-61. (in Chinese)
- [7] 王珂, 顾逸东. 空间科学实验柜被动式减振系统研究[J]. *空间科学学报*, 2006, 26(6): 470-476.
WANG K, GU Y D. Study of the passive vibration isolation system for the space scientific experimental rack [J]. *Chin. J. Space Sci.*, 2006, 26(6): 470-476. (in Chinese)
- [8] 王平. 机载光电侦察平台复合减振设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(1): 83-89.
WANG P. Vibration damping design for airborne electro-optical surveillance platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(1): 83-89. (in Chinese)
- [9] 付密果. 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 M G. Metal-rubber vibration absorber for aircraft [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(5): 1174-1182. (in Chinese)
- [10] 贺学锋. 悬臂梁式压电振动能采集器的建模及实验验证[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(8): 1771-1778.
HE X F. Modeling and experimental verification for cantilevered piezoelectric vibration energy harvester [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(8): 1771-1778. (in Chinese)
- [11] DAVIS L P, *et al.*. Hubble space telescope reaction wheel assembly vibration isolation system [C]. *NASA Workshop on Structural Dynamics and Control Interaction of Flexible Structures*. G. C. Marshall Space Flight Center, 1986: BA1-BA22.
- [12] VAILLON L, *et al.*. Passive and active microvibration control for very high pointing accuracy space systems [J]. *Smart Materials and Struc-*

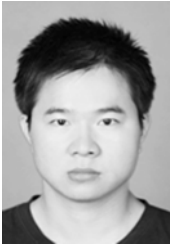
tures, 1999, 8:719 - 728.

- [13] 丛爽. 面向 MATLAB 工具箱的神经网络理论与应用[M]. 合肥: 中国科学技术大学, 2009.
 CONG S. *Network Network Theory and Applications with MATLAB Toolbox* [M]. Hefei: University of Science and Technology of China Press, 2009. (in Chinese)
- [14] 李慧. 基于 BP 网络的隔震初步设计系统应用研究[J]. 工程抗震与加固改造, 2013, 35(1):59-63.

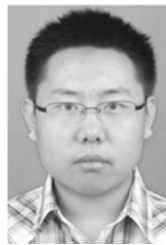
LI H. Application study on isolation structure initial design based on bp neural network [J]. *Earthquake Resistant Engineering and Retrofitting*, 2013, 35(1):59-63. (in Chinese)

- [15] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海: 中国科学技术文献出版社, 1985.
 YAN J K. *Isolation technology of mechanical vibration* [M]. Shanghai: Science and Technical Documentation Press, 1985. (in Chinese)

作者简介:



杨剑锋(1989—),男,湖北天门人,博士研究生,2011年于武汉理工大学获得学士学位,主要从事振动控制及空间机器人等方面的研究。E-mail: yjf19890327@163.com



徐振邦(1982—),男,内蒙古通辽人,副研究员,2005年、2010年于中国科技大学分别获得学士、博士学位,主要从事振动控制、空间传感器的力学分析研究。E-mail: xuzhenbang@gmail.com

(版权所有 未经许可 不得转载)