

文章编号 1004-924X(2008)12-2454-06

新型航空光学遥感器减振结构设计

董 斌^{1,2}, 丁亚林¹, 田海英¹, 许永森^{1,2}

(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 研究生院, 北京 100039)

摘要:设计了一套吊装式减振系统。通过建立减振系统的数学模型,分析各参数对减振系统性能的影响,归纳出了光学遥感器减振系统的设计原则,并提出了一种新型减振方案,进行了仿真分析与试验验证。对实验结果分析表明,遥感器重心与减振系统的支撑中心比较匹配,减振系统在 10~2 000 Hz 频带的传递率为 0.3。该减振结构适合在较小的安装空间下使用,可适应工作环境中宽频带、大幅值的随机振动要求,保证仪器的正常工作,提高了仪器成像质量,能够满足光学遥感器对准确定位安装与隔振的要求。

关键词:航空遥感器;减振器;隔振

中图分类号:V243.5 **文献标识码:**A

Design of vibration absorbing structure for aerial remote sensor

DONG Bin^{1,2}, DING Ya-lin¹, TIAN Hai-ying¹, XU Yong-sen^{1,2}

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130031, China;*

2. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China*)

Abstract: A new hoisting vibration absorber is developed. By establishing a mathematical model for vibration absorber, the effect of changed parameters on system performance is analyzed, and the design principles of vibration absorbing system for a optical sensor are presented. A new vibration absorbing scheme is proposed to used in the simulation and experiment. The result indicates that the gravity center of the remote sensor and the support center of the vibration absorbing system are matched well, and the transfer ratio of the vibration absorbing system is 0.3 under a frequecey range varying from 10 to 2 000 Hz. This vibration absorbing structure is suitable for installation in compact and harsh vibration environment, and can meet the requirements of the remote sensor's accurate installment and vibration. The image quality of the remote sensor has been improved also.

Key words: aerial remote sensor; vibration absorber; vibration isolation

1 引 言

航空光学遥感器工作环境中存在宽频带、大幅值的随机振动,这种动力学环境会对遥感器的成像质量造成严重的影响^[1,2]。为了保证成像质量,需要设计一套良好的减振系统,保证仪器正常工作。航空遥感器作为一种精密的光学仪器,其减振系统除了需要满足隔离环境中振动的要求之外,还应使其耦合的角振动速度尽可能地小于像移补偿系统的死区范围^[3-6]。

本文提出了一种区别于传统压装式减振结构的新型吊装式减振结构,在保证良好的减振效果前提下,减小了系统安装的尺寸空间,适用于不同的机载平台。

2 光学遥感器减振系统的设计原则

减振系统的技术指标主要包括:隔振效率、位移范围、强度约束等。理想情况下光学遥感器的减振系统可以等效为单自由度有阻尼振动系统^[3],其等效示意图如图 1 所示。

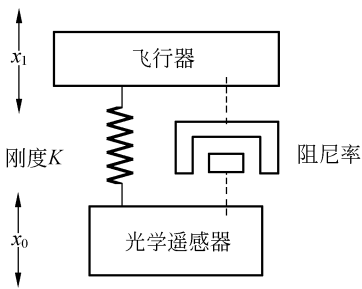


图 1 单自由度有阻尼振动系统
Fig.1 One-DOF damped vibration system

其固有频率、阻尼率、位移传递率分别为:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Kg}{W} (1 - C_c^2)}, \quad (1)$$

$$C_c = \frac{C}{2\sqrt{mk}}, \quad (2)$$

$$\frac{x_0}{x_1} = \sqrt{\frac{1 + (2 \frac{f_d}{f_n})^2}{[(1 + \frac{f_d^2}{f_n^2})^2 + (2 \frac{f_d}{f_n} \times C_c)^2]}}, \quad (3)$$

其中:W 为遥感器的重量,g 为重力加速度,K 为

减振系统的刚度,C 为阻尼系数, f_d 为激励频率, x_1 为减振系统的输入位移, x_0 为输出位移。位移传递曲线如图 2 所示。

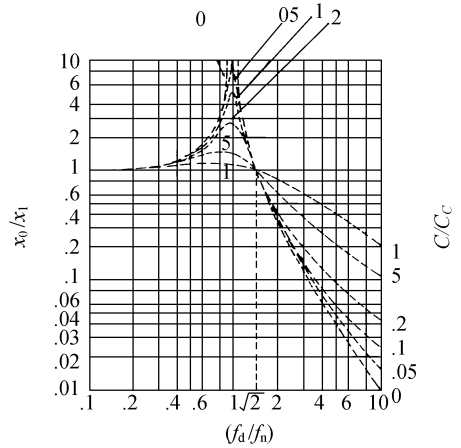


图 2 位移传递曲线

Fig.2 Displacement transfer curves

从图中可以看出,减振系统的参数(质量、刚度、阻尼)在不同的频段对减振系统的影响是不同的:在低频率段 $f_d/f_n \ll 1$,振动系统的特征主要是弹性元件作用的结果;在高频段 $f_d/f_n \gg 1$,由于惯性的影响,系统来不及对高频激励做出响应,因此振幅很小,振动系统的主要特征是质量元件作用的结果;在共振频率范围内 $f_d/f_n \approx 1$,振动系统的特征主要是阻尼元件作用的结果,增大系统的阻尼对振动有较强的抑制作用^[1,7]。

实际工作中,航空相机的减振系统沿 x, y, z 3 个轴向可分别等效为双自由度减振系统如图 3 所示,其中 m, I_0 为遥感器的质量与惯性矩, k_1, k_2 为连接点的刚度, c_1, c_2 为阻尼, l_1, l_2 为连接点距离遥感器质心的距离。减振系统自由振动的运动微分方程为:

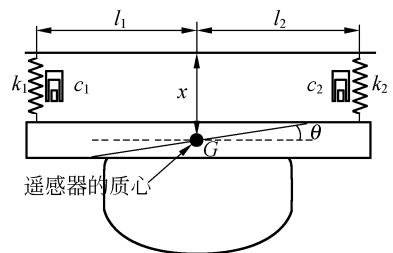


图 3 双自由度减振系统示意图

Fig.3 Two-DOF vibration absorbing system

$$m\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (c_1 l_1 - c_2 l_2)\dot{\theta} + (k_1 + k_2)x + (k_1 l_1 - k_2 l_2)\theta = 0, \quad (4)$$

$$I_0\ddot{\theta} + (c_1 l_1 - c_2 l_2)\dot{x} + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2)\dot{\theta} + (k_1 l_1 - k_2 l_2)x + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)\theta = 0. \quad (5)$$

将其简化成矩阵的形式:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_1 l_1 - c_2 l_2 \\ c_1 l_1 - c_2 l_2 & c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 l_1 - k_2 l_2 \\ k_1 l_1 - k_2 l_2 & k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

减振器系统共振频率按照无阻尼振动系统计算, 则系统振动的圆频率为:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}}, \omega_2 = \sqrt{\frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{m}}. \quad (7)$$

由于阻尼主要影响系统振动的振幅, 为便于分析, 这里先忽略系统的阻尼, 设(4)与(5)式的通解为:

$$x = A e^{i\omega_1 t}, \theta = B e^{i\omega_2 t}, x = C e^{i\omega t}.$$

将以上三式分别代入(4)与(5)求解可得:

$$\omega^2 = \frac{1}{2}(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{\frac{1}{4}(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + \frac{k_1 l_2 - k_2 l_1}{I_0}}. \quad (8)$$

可见, 当 $k_1 l_1 - k_2 l_2 = 0$ 时, $\omega = \omega_1$, 系统的振动只有沿 x 方向的上下振动; 而当 $k_1 l_1 - k_2 l_2 \neq 0$ 时, 系统会出现绕质心旋转的角振动, 这类角振动对传感器成像质量的影响较为严重。因此, 减振系统与相机质心的匹配关系将影响角振动的大小。

通过上述的分析, 可以归纳出光学传感器的减振系统设计原则: (1) 通过优化减振器的刚度, 使减振系统的共振频率远离振源激励频率, 并使角振动的固有频率处于稳态系统的伺服速率带宽之内; (2) 合理的设计减振系统的阻尼, 减小共振频率范围内振动的幅值; (3) 优化传感器的质量分布, 使减振系统的支撑中心与传感器的质心重合, 减小工作中的惯性影响, 降低高频区域的振动幅值。

3 传统压装式减振结构简介

目前大部分传感器都采用压装式减振结构,

减振器安装在传感器支撑凸耳的下方, 通过减振器支撑传感器, 从而将传感器安装在飞行器中。其结构简图如图 4 所示。

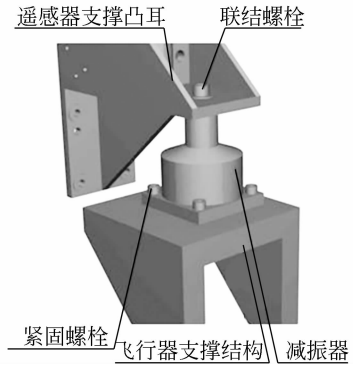


图 4 压装式减振结构简图

Fig. 4 Diagram of press-mounted vibration absorbing structure

在实际应用中, 容易出现如下问题: (1) 当飞行器所需要的成像窗口尺寸较大时, 导致传感器下方与飞行器结构间的装机空间很小, 安装空间容易受限制; (2) 由于安装空间过小, 影响飞行器的结构强度, 在动态环境下容易产生由于惯性引起的耦合角振动, 影响传感器的成像质量, 必要时还需要在其它方向增加辅助减振结构和阻尼系统; (3) 由于传感器通光范围有限, 采用压装式的减振器结构时, 为保证支撑刚度与强度, 会使飞行器支撑结构相对复杂。

4 新型吊装式减振结构

吊装式减振结构中, 减振器安装在传感器支撑凸耳的上方, 传感器以悬吊的方式安装在飞行器中。减振结构包括减振器、主承力螺栓、联结螺栓、过渡座、减振垫、连接紧固件等, 其结构示意图如图 5 所示。

减振器安装在过渡座内, 过渡座通过两个联结螺栓与飞行器相连接, 减振器通过主承力螺栓与传感器相连接。调整传感器各支撑点在同一平面上, 从而保证传感器各支撑点受力状态均匀。

通过选择橡胶的材料与结构形式, 调整减振器的刚度与阻尼, 使减振系统的共振频率远离飞行器振源的激励频率, 满足不同飞行器载荷的要

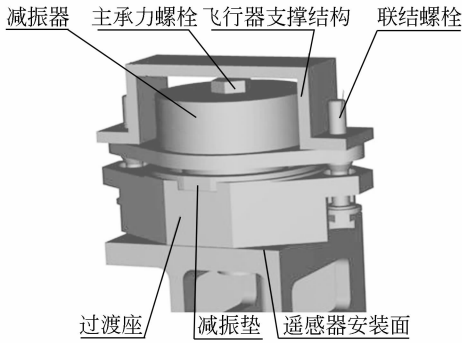


图 5 吊装式减振器结构示意图

Fig. 5 Diagram of hoisting vibration absorber structure

求。当传感器经受过载环境而振幅超限时,通过减振垫起到缓冲的作用,限制传感器振动的幅值,避免传感器与飞行器间由于安装间隙小而产生的相互碰撞。过渡座上设计有定位孔,传感器安装时支撑凸耳上的定位销嵌入过渡座上的定位孔内,在保证传感器支撑凸耳与传感器减振结构之间准确定位的同时,确保过渡座与减振器的相对位置。

5 仿真分析与试验验证

在飞行器处于不同的飞行阶段(起飞、降落)时,光学传感器会受到各种振动与冲击,因此减振系统的位移范围与可靠性比较重要。考虑传感器经受过苛刻的过载情况,沿飞行器的法向方向承受 5g 的加速度载荷。通过有限元分析的方法对吊装式减振结构进行强度校核,用万能实验机对减振器的刚度进行测试,实验测试曲线如图 6 所示。

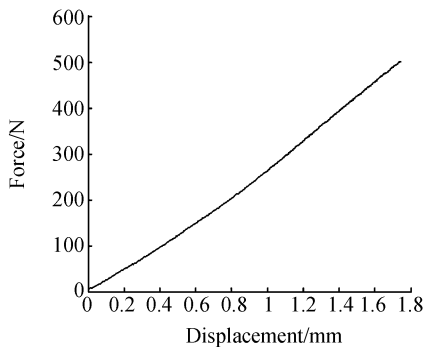


图 6 减振器应力应变实验曲线

Fig. 6 Strain test of vibration absorber

测试曲线近似于一条直线,因此可以将减振器采用弹簧单元等效;螺栓用等效的杆单元模拟。强度分析应力云图如图 7 所示。

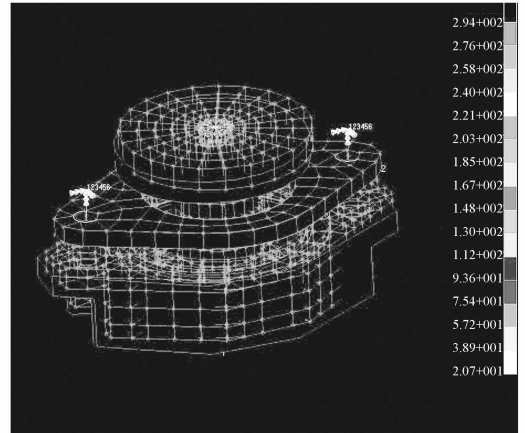


图 7 强度分析应力云图

Fig. 7 Stress analysis

由图可知最大应力发生在主承力螺栓上,大小为 294 MPa,小于螺栓的许用应力 1 040 MPa,安全系数 3.5。这是由于和传统压装式减振结构相比,采用吊装式减振结构时,传感器以悬吊的方式安装在飞行器中,螺栓承担由于传感器自重产生的载荷。在上述工况下,减振器沿法向的位移比较大,因此在减振结构中加入减振垫,缓冲和限制振幅。

减振系统的 0.2g 加速度正弦扫描传递曲线图如图 8 所示。

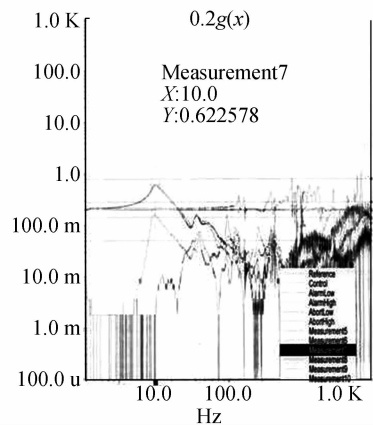


图 8 0.2g 加速度正弦扫描传递曲线图

Fig. 8 Sinusoidal response under 0.2g acceleration

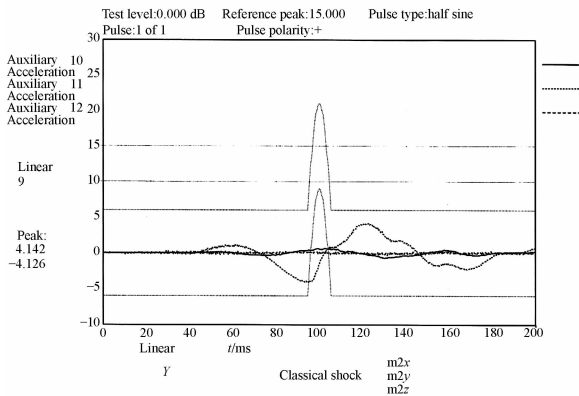


图 9 半正弦冲击试验曲线图

Fig. 9 Half-sine-impact test

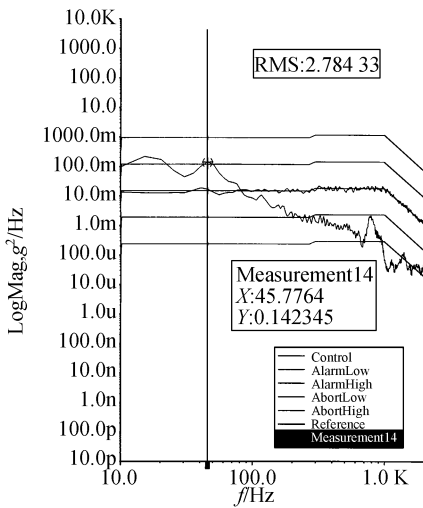


图 10 4.6g 加速度随机振动曲线图

Fig. 10 Random vibration under 4.6g acceleration

图中传递曲线呈现出单峰性,说明传感器的重心与减振系统的支撑中心比较匹配,在动态环境下产生的耦合角振动量会较小。

减振系统的半正弦冲击实验曲线如图 9 所示,4.6g 加速度随机振动曲线图如图 10 所示,在 10~2 000 Hz 频带范围内,减振系统的传递率为 0.3。从上述的实验数据中,可以看出该吊装减振系统具有较好的隔振性能。

6 结 论

本文采用了实验和仿真分析相结合的分析方法,对新型吊装式减振结构进行了研究。通过实验分析,该减振器能将 10~2 000 Hz 频率范围内的振动衰减 70% 以上。由于采用吊装的方式,在较小的安装空间下,减振系统满足了准确定位和与传感器的重心匹配的要求,达到预期的减振效果。目前这种减振器结构已经应用于某型航空传感器中,使用效果良好。

参考文献:

- [1] 刘明,吴宏圣,匡海鹏,等. 航空相机的像移补偿方法及应用[J]. 光学 精密工程,2004,12: 30-34.
LIU M, WU H SH, KUNG H P, *et al.*. Method and application of image compensation in aerospace camera[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2004,12: 30-34. (in Chinese)
- [2] 舒陶,刘士华,陈祖全,等. 小空间光学探测组件减振系统设计[J]. 航空兵器,2008(4):49-51.
SHU T, LIU S H, CHEN Z J, *et al.*. Design of vibration reduction system for small space optics-detective module [J]. *Aero Weaponry*, 2008(4):49-51.
- [3] 沃德·海伦,斯蒂芬·拉门兹,波尔·萨斯. 模态分析理论与试验[M]. 北京:北京理工大学出版社,2001.
WARD H, FLAMENCO S, BOER S. *Confused State of Theory and Experiment*[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2001.
- [4] 贾平,张葆. 航空光电侦察平台关键技术及其发展[J]. 光学 精密工程,2003,11(1):82-87.
JIA P, ZHANG B. Critical technologies and their development for airborne opto-electronic reconnaissance platforms [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2003,11(1):82-87. (in Chinese)

- [5] 翟林培,刘明,修吉宏. 考虑飞机姿态角时倾斜航空相机像移速度计算[J]. 光学 精密工程,2006,14(3):490-494.
ZHAI L P, LIU M, XIU J H. Calculation of image motion velocity considering airplane gesture angle in oblique aerial camera[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006,14(3):490-494. (in Chinese)
- [6] MUEHLECK E. LOROP-long range aerial panoramic photographic system[J]. *SPIE*,1979,175: 53-69.

作者简介:董 斌(1980—),男,吉林长春人,助理研究员,主要从事航空相机的研究。E-mail:dwz_863@126.com

●下期预告

压电叠堆泵驱动的新型直线马达

唐可洪¹, 阚君武¹, 彭大江², 朱国仁¹, 高俊峰¹

(1. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025;

2. 深圳大学 机电与控制工程学院, 广东 深圳 518060)

提出一种利用压电叠堆泵驱动的新型直线马达(简称压电液压马达),介绍了其系统构成及工作原理,并进行了理论及试验研究。理论分析结果表明,压电液压马达的性能是由压电振子/泵腔/截止阀/液压缸的结构尺寸、负载及工作频率等多种要素共同决定的,只有当相关要素合理配置时才能实现压电液压马达的预期功能。在其他参数确定的情况下,当负载为其最大驱动力的二分之一时输出功率和能量最大。利用尺寸为 4 mm×4 mm×80 mm 的压电叠堆制作了腔体直径为 30 mm 的压电泵,并对其直接输送流体及驱动液压缸时的流量、压力及功率等性能进行了测试与对比分析。采用直径为 15 mm 的液压缸时,压电液压马达的最大速度、推力及功率分别为 12.5 mm/s、32 N 和 93 mW。