

·光电系统·

## 光电设备的三维减振系统设计

赵洪阳<sup>1</sup>, 孟庆祎<sup>1</sup>, 宋 田<sup>2</sup>

(1. 东北电子技术研究所, 辽宁 锦州 121000; 2. 总装备部某军事代表室, 辽宁 沈阳 110000)

**摘要:**分析了振动对光电设备的影响, 针对光电设备中光学装置的减振设计, 提出了三维减振设计构想。设计了一套既有隔振缓冲能力, 同时也具备抑制角振动功能的三维减振系统。对三维减振系统的抗振动设计和抗冲击设计进行了分析计算, 并通过台架试验验证了减振特性, 能够满足光电设备的使用要求。

**关键词:** 三维减振系统; 传递率-频率关系曲线; 隔振缓冲装置; 线位移装置

**中图分类号:** TN206; TB535<sup>\*1</sup>      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1673-1255(2011)04-0001-03

## 3-DOF Vibration Reduction System Design of Optical Equipment

ZHAO Hong-yang<sup>1</sup>, MENG Qing-wei<sup>1</sup>, SONG Tian<sup>2</sup>

(1. Northeast Research Institute of Electronics Technology, Jinzhou 121000, China;  
2. Military Representative Office of General Armament Department, Shenyang 110000, China)

**Abstract:** The effect of the vibration on the optical equipment is analyzed. Aiming at the design of the vibration reduction for the optical devices, the concept of 3-DOF vibration reduction is proposed. The 3-DOF vibration reduction system has the ability of the vibration isolation buffer and the function of the angle vibration reduction suppression. The anti-vibration and anti-impact designs of 3-DOF vibration reduction system are calculated. The characteristic of the vibration reduction is verified by the bench test, which can meet the requirements of optical equipments.

**Key words:** 3-DOF vibration reduction system; transmissibility-frequency relation curve; vibration isolation buffer device; linear displacement device

在光电设备的减振设计中, 对平台适应性研究已经成为关注重点。振动、冲击容易引起光电设备失效, 影响光电设备的工作精度甚至会导致设备受到严重破坏。据不完全统计, 光电设备故障的40%是由于振动、冲击引起的。因此平台适应性中的隔振、缓冲设计是一个重要部分。以下分析振动对设备的影响, 并以此为依据设计了三维减振系统。

### 1 振动对光电设备中光学装置的影响

光电设备中光束发射装置和光学成像装置都是精密光机装置, 对环境振动极为敏感。因此分析

振动对光学装置的影响是三维减振设计的基础。

#### 1.1 振动对光束发射装置的影响

目前光束发射定向精度已达到10秒级, 由于光学系统对环境振动极为敏感, 发射装置由于受到大量级的振动、冲击而产生的微小变形都会影响到发射精度。另外发射装置在3个转动自由度上的振动(即角振动)干扰会对光束发射定向精度产生影响, 尤其是在垂直于光轴2个转动自由度上的振动影响最为明显。这2个问题直接影响到光束定向辐照的有效性。因此需要设计一套既有隔振缓冲能力, 同

收稿日期: 2011-06-13

作者简介: 赵洪阳(1977-), 男, 黑龙江人, 工程师, 主要从事光电设备结构设计; 孟庆祎(1975-), 女, 辽宁锦州人, 工程师, 主要从事光电设备结构设计。

时也具备抑制角振动功能的三维减振系统。

## 1.2 振动对光学成像装置的影响

从文献[1-5]可知,角振动引起的像质变化,光电设备中产生的角振动的振幅越大,则在像平面上的线位移量越大,成像质量越差。因此需要设计一套抑制角振动功能的装置。

## 2 三维减振系统设计

三维减振系统设计包括线位移装置、隔振缓冲装置。线位移装置设计主要是消除角振动,使设备在3个平动自由度上实现线振动。隔振缓冲装置设计主要是兼顾隔振效率与缓(抗)冲效率对设备的影响,使设备在3个方向上实现有效的减振和缓冲效果。利用UG软件建立了三维减振系统的仿真模型如图1所示。

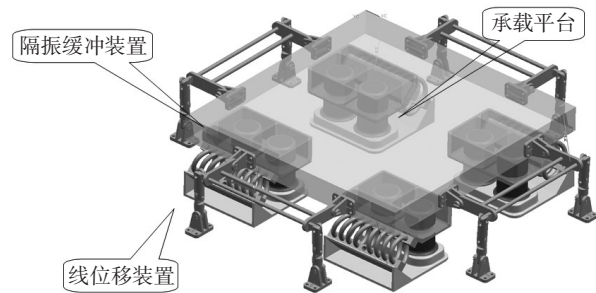


图1 三维减振系统三维建模图

### 2.1 线位移装置

由上述光电设备隔振方案的设计可知,角振动主要由线振动耦合产生,因此解除线振动与角振动之间的耦合作用,即可取得良好的隔振效果。无角位移减振装置的作用是使光电平台相对于动载体只有平移运动,而不存在相对的转动自由度。提出利用空间连杆机构构成的并联机构作为无角位移减振装置,利用空间连杆机构的运动特性抑制和限制运动平台的转动自由度,使得光电平台相对于动载体始终做平移运动,其原理如图2所示。

图2中, $X$ 轴方向为光轴方向,上平台各个方向的运动分别为 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$ ,根据机械原理的刚体运动方程得出

$$\begin{aligned} X_{A_1}(t) &= x(t) + Y_{O_0A_1}\beta(t) - Z_{O_0A_1}\gamma(t) \\ X_{D_1}(t) &= x(t) + Y_{O_0D_1}\beta(t) - Z_{O_0D_1}\gamma(t) \end{aligned} \quad (1)$$

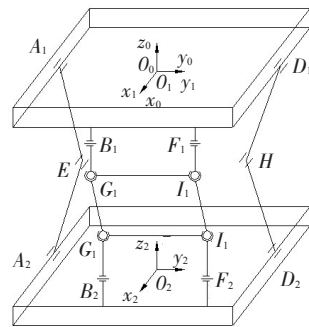


图2 线位移装置原理图

其中, $Y_{O_0A_1}$ 、 $Y_{O_0D_1}$ 、 $Z_{O_0A_1}$ 、 $Z_{O_0D_1}$ 分别代表两点间的 $Y$ 向和 $Z$ 向距离; $A_1$ 、 $E$ 、 $A_2$ 、 $D_1$ 、 $H$ 、 $D_2$ 为辅助支承,辅助支承设计采用转动副连接,所以上平台相对于下平台无 $X$ 方向上的平动,当下平台无转动时,得出

$$\begin{aligned} X_{A_1}(t) &= X_{A_2}(t) = X_{A_0}(t) \\ X_{D_1}(t) &= X_{D_2}(t) = X_{D_0}(t) \end{aligned} \quad (2)$$

联立式(1)、式(2)两式得出: $\beta(t)=0$ 、 $\gamma(t)=0$ ,即上平台绕 $Y$ 轴和 $Z$ 轴无转动。同理,由于连 $G_2B_2$ 、 $I_2F_2$ 分别通过转动副与下平台相连,即在 $y$ 向上无移动自由度,所以 $G_2$ 和 $I_2$ 在 $y$ 向上的位移与 $G_2$ 和 $F_2$ 相等,且下平台只有平动,即 $\Delta y_{G_2}=\Delta y_{I_2}=\Delta y_{B_2}=\Delta y_{F_2}$ 。 $G_1$ 、 $I_1$ 、 $G_2$ 、 $I_2$ 为一平行四边形机构的4个顶点,所以有 $\Delta y_{G_1}=\Delta y_{I_1}$ 、 $\Delta y_{G_2}=\Delta y_{I_2}$ ,可以推出上平台绕 $X$ 轴无转动,即 $\alpha(t)=0$ 。因此,整个机构具有2个方向的移动自由度,分别为垂直于光轴的 $YOZ$ 面内的2个方向上的移动。

根据以上的原理分析,设计了一套无角位移的线位移装置,利用UG软件建立了线位移装置的仿真模型如图3所示。

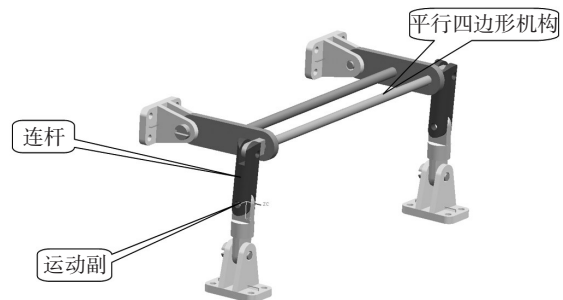


图3 线位移装置单元三维建模图

### 2.2 隔振缓冲装置

由上述光电设备隔振方案的设计可知,光学系统对环境振动极为敏感,但是低频隔振与缓(抗)冲不能兼顾,使光电设备不能同时避免低频振动和冲

击。目前的设计一般都是二者兼顾,这样低频隔振效率与缓(抗)冲效率都不能做到最优效果。提出具有良好的三向低频隔振性能和优良的三向缓(抗)冲性能的隔振缓冲装置。采用具有三向非线性软化刚度特征的低频隔振主体和三向非线性硬化刚度特征的弹性体构成,具有显著的低频隔振和缓(抗)冲性能。其力学模型如图4所示。设备质量  $m$ 、隔振器刚度  $k$ 、阻尼  $F$ 。当基础激励为  $x_0 = A_0 \cos \omega t$ ,  $\ddot{x}_0 = -A_0 \omega^2 \cos \omega t$ , 则设备响应为  $x = A \cos(\omega t - \theta)$ ,  $\ddot{x} = -A \omega^2 \cos(\omega t - \theta)$ 。

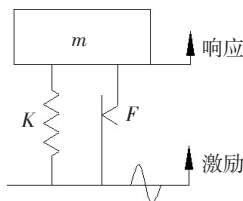


图4 隔振缓冲装置力学模型

根据以上的原理分析,设计了隔振缓冲装置,软化刚度特征用钢丝弹簧,钢丝干摩擦阻尼减振及三向刚度比  $K_x:K_y:K_z=1:1:2$ ,可以实现良好的三向减振。硬化刚度特征用高阻尼型硅橡胶材料,抗张强度可达 1 500 PSI 及抗撕裂性可达 88 LBS,弹性良好及具有良好的压缩变形,可以实现良好的三向缓冲。其中刚度  $k$ 、阻尼  $F$  可利用振动实验获取数据。利用 U G 软件建立了隔振缓冲装置的仿真模型如图5所示。

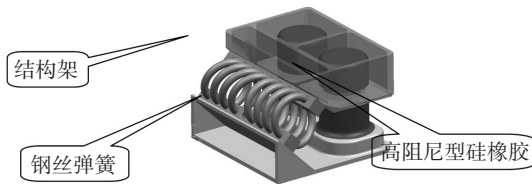


图5 隔振缓冲装置三维建模图

### 3 三维减振系统设计计算

三维减振系统分析计算包括减振系统抗振动设计计算和减振系统抗冲击设计计算。

#### 3.1 减振系统抗振动设计

(1) 系统三向振动传递率为

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \quad (3)$$

式中,  $\lambda$  为振动频率比,  $\lambda = f_i/f_n$ ;  $f_i$  为外干扰频率, 取  $f_i=65(\text{Hz})$ ;  $\xi$  为系统阻尼比, 取  $\xi = 0.2$ 。代入已知

参数可得

垂向:  $T_z =$

$$\sqrt{\frac{1 + (2 \times 0.2 \times 65/18.8)^2}{[(1 - 3.457^2)^2 + (2 \times 0.2 \times 65/18.8)^2]}} \approx 0.154$$

横向:  $T_x =$

$$\sqrt{\frac{1 + (2 \times 0.2 \times 65/20.5)^2}{[(1 - 3.17^2)^2 + (2 \times 0.2 \times 65/20.5)^2]}} \approx 0.157$$

纵向:  $T_y =$

$$\sqrt{\frac{1 + (2 \times 0.2 \times 65/20.5)^2}{[(1 - 3.17)^2 + (2 \times 0.2 \times 65/20.5)^2]}} \approx 0.157 \quad (4)$$

(2) 系统三向隔振效率为

垂向:  $E_z = (1 - T_z) \times 100\% = 84.6\%$

横向:  $E_x = (1 - T_x) \times 100\% = 84.3\%$

纵向:  $E_y = (1 - T_y) \times 100\% = 84.3\%$  (5)

#### 3.2 减振系统抗冲击设计

(1) 系统抗冲击性能。设定冲击输入为:  $A_0=20 \text{ g}$ ,  $\tau=11 \text{ ms}$ , 半正弦波。

(2) 系统冲击响应频率:  $f_r=0.75 \cdot f_n$ 。则  $f_{rz}=0.75 \cdot f_{nz}=0.75 \times 18.8=14.1 \text{ (Hz)}$ ;  $f_{rx}=f_{ry}=0.75 \times 20.5=15.4 \text{ (Hz)}$ 。

(3) 系统冲击传递率。输入脉冲频率  $f_s=1/0.022=45.5 \text{ Hz}$ , 则垂向和水平向冲击频率比分别为  $f_{rz}/f_s=0.30$  和  $f_{rx}/f_s=0.33$ 。根据半正弦波冲击响应谱查得三向冲击传递率均为:  $T_{Az}=0.55$ ,  $A_y=T_{Az}=0.56$ 。则系统三向冲击加速度响应幅值为:  $A_{rz}=11 \text{ g}$ ;  $A_{rx}=A_{ry}=11.2 \text{ g}$ 。

### 4 三维减振系统的台架实验

将减振装置安装于振动实验台上,以不同振动水平的窄带随机信号作为减振器激励信号,经减振器后输出响应信号(本实验测量的是加速度信号),分别用2个加速度传感器测取了激励和响应信号,比较激励和响应信号,进行幅频响应分析,激励和响应信号比较后,得出的减振装置的传递率实验曲线如图6所示。

由传递率—频率关系曲线可知,在0~100 Hz窄带随机信号激励下,优势频率为 18.8 Hz,加速度传 (下转第7页)

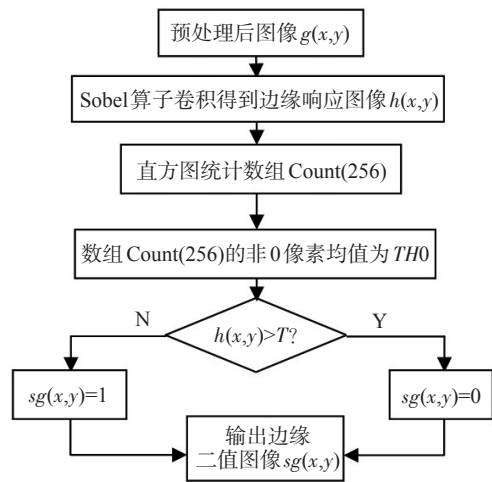


图7 基于Sobel算子的边缘检测流程图



(a) CMOS采集到的原始图像 (b) 边缘检测后得到的结果

图8 LCD显示器的显示结果

图8a为CMOS采集到的原始图像,图8b为经过该实时图像处理系统进行边缘检测后得到的结果,给出的边缘检测结果表明了该系统很好地完成了图像边缘检测任务,且系统的实时性很好。

由于该系统自定义了CMOS的IP核和VGA显示的IP核,同时因为SOPC技术的可重构性,在对图

(上接第3页)

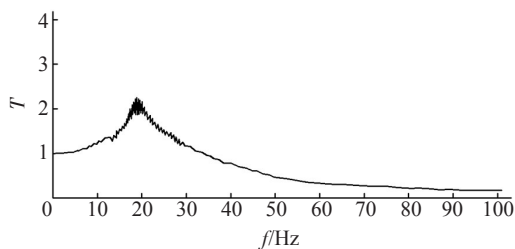


图6 传递率-频率关系曲线

递率在优势频率附近不超过2.5,且隔振频带非常宽,为30~∞ Hz。当频率大于30 Hz,放大系数小于1,并且随着频率的增加,传递率显著减小。这说明此种减振器减振效果明显,且优势频带宽,充分体现了减振的非线性及振动过程中耗能的特性。

### 5 结束语

上述三维减振系统能在空间任意方向动载荷

像处理算法的适当变换能获得与之相对应的图像处理结果,使用该系统的设计思路可以大大简化图像处理系统的开发工作,为其他各种图像处理系统开发提供借鉴。

### 5 结束语

基于SOPC技术,给出了一种在单片FPGA上实现软硬件协同完成图像采集、处理和显示的实时系统设计方法。实验结果表明,该系统具有很好的实时性和图像边缘检测效果。由于SOPC技术具有可重构的特点,可以根据图像处理算法的要求,对系统进行灵活的裁减、扩充、重新开发,大大简化图像处理系统的软硬件设计工作。

### 参考文献

- [1] 詹毕旺. 基于FPGA的SOPC的图像采集模块设计[J]. 微计算机信息, 2010, 26(6-2): 134-136.
- [2] 陶宝泉, 付永庆, 梁盼. 基于SOPC的视频采集及传输系统的设计[J]. 应用科技, 2010, 37(4): 31-34.
- [3] 沈永格, 李范鸣, 李争. 基于SOPC的红外图像采集系统[J]. 红外技术, 2010, 32(6): 311-314.
- [4] 邱宏, 赵馨瑶, 刘纪洲. 基于片上系统的红外直方图实时处理架构[J]. 激光与红外, 2009, 39(10): 1123-1125.
- [5] 李英兰. SOPC设计原理及应用[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.

作用下产生弹性动变形,大量吸收和消耗系统的振动能量,可用于大冲击振动条件下光电设备减振结构设计,实现了光电设备的线位移振动,可为动载体行进中工作的光电设备的减振设计提供参考。

### 参考文献

- [1] 张褒, 贾平, 黄猛. 动载体成像模糊的振动被动控制技术[J]. 光学技术, 2003, 29(3): 281-283.
- [2] 王东升, 周桐, 李健, 等. 振动、冲击环境下支架减振器刚度优化设计[J]. 航天器环境工程, 2006(2): 86-89.
- [3] 机械设计手册编委会. 机械设计手册(新版)(第五卷)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [4] 李德葆, 陆秋海. 工程振动试验分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [5] 丁文镜. 减振理论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998.