

•结构与工艺•

车载光学平台隔振系统设计与分析

赵洪阳¹,张祖明²

(1.中国电子科技集团公司光电研究院,天津 300308;2.中航工业吉林航空维修有限公司,长春 130032)

摘要:分析了冲击、振动对车载精密光学系统的影响,指出了光学平台的变形和振动是影响车载精密光学系统精度和稳定性的主要因素,提出了车载光学平台隔振系统设计方案。采用ANSYS有限元方法分析了光学平台隔振系统的振动模态,完成了车载状况下的光学平台振动测试。分析与测试结果表明,该车载光学平台隔振系统具有良好的稳定性,且对环境强振动有很好的衰减作用。设计的技术方案及其振动测试,对于各种车载精密光学系统和设备具有重要的工程应用价值。

关键词: 车载;光学平台;隔振;有限元分析;振动测试

中图分类号:TP203

文献标识码:A

文章编号:1673-1255(2016)-06-0077-05

Design and Analysis of Vehicle Optical Platform Vibration Isolation System

ZHAO Hong-yang¹, ZHANG Zu-ming²

(1.Academy of Opto-Electronics, China Electronics Technology Group Corporation (AOE CETC), Tianjin 300308, China;

2. Jilin Aviation Maintenance Co. Ltd. of Aviation Industry of China, Jinlin 130032, China)

Abstract: The influences on vehicle precise optical systems from shock and vibration are analyzed. The main factors influencing on optical system precision and stability from the deformation and vibration of the optical platform are pointed out. And a vehicle optical platform vibration system design scheme is proposed. ANSYS finite element method is used to analyze the vibration modality of the optical platform vibration isolation system. Vehicle optical platform vibration test is completed. Analysis and test results show that the vehicle optical platform vibration isolation system has good stability and attenuation effect under strong vibration condition. The design technology scheme and vibration test have an important engineering application for vehicle precision optical systems and equipments.

Key words: vehicle; optical platform; vibration isolation; finite element analysis; vibration test

光学系统在实现车载工作的同时,一方面面临着运输过程中复杂路况下的碰撞、冲击、振动等机械环境损害,造成精密光学系统光路失调甚至光学元件的损伤,无法迅速展开工作;另一方面,还须面对由周围设备产生的冲击、振动破坏,以及本系统内的振源对光学元件支架系统的冲击,上述冲击、振动会造成光路抖动或光学元件失调,严重时整个光学系统将无法正常工作。车载光学平台是车载精密光学系统光学元件的安装、支撑平台,也是光学系统的工作平台,是保障车载精密光学系统有高

光学质量输出的关键,因此,对车载光学平台进行隔振系统设计、仿真及试验,对于精密光学系统实现车载工作有着重要的意义。而针对隔振效率和隔振稳定性要求很高的车载精密光学的隔振方面,取得的研究成果和工程应用较少。从车载光学平台及其隔振系统设计及其有限元模型仿真入手,通过振动测试,验证了ANSYS有限元模型的准确性,肯定了车载光学工作平台所采用高刚度设计和隔振设计的良好效果。

1 车载光学平台及其隔振系统设计

为满足精密光学系统载车工作性能,车载光学平台在设计上须具有优异的力学结构性能、良好的系统隔振性能和隔振稳定性。车载光学平台在设计上主要采取以下两个方面措施:(1)光学平台合理的结构设计,通过提高结构的动态刚度来提高其抗振性能,保证光机系统的动态精度。使光学平台结构的第一阶弹性体频率远高于振源的低频工作频率,避免共振,实现系统的宽频隔振;(2)兼顾车载运输稳定性和工况下振动的隔离,设计光学平台的隔振系统,隔离出光过程中对车载精密光学系统的强迫振动,通过合理设置隔振系统的质量、刚度、阻尼参数,获得较高的输出减振比。

1.1 车载光学平台高动态刚度设计

对于受简谐激振力并具有阻尼的单自由度系统受迫振动,其动态刚度的表达式为

$$K_b = \frac{F_0}{X} = K \sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (2\xi\gamma)^2} \quad (1)$$

式中, K_b 为结构动态刚度; F_0 为激振力幅值; X 为在激振力方向的振幅; K 为结构静态刚度; γ 为频率比, $\gamma=\omega/\rho$, ω 为激振力的频率, ρ 为系统的固有频率; ξ 为阻尼比, $\xi=c/2m\rho$, c 为系统的粘性阻尼系数, m 为系统质量。

从式(1)中可以看出,动态刚度越大,光机结构在激振力作用下的振幅就越小,其抗振性能越强。动态刚度主要与系统的静态刚度、频率比、阻尼比有关,故提高车载光学平台高的结构动态刚度要从这三个方面采取措施。利用UG软件建立了车载光学平台三维数字模型,如图1所示。

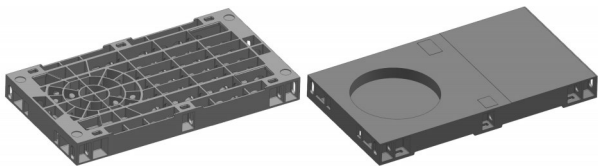


图1 车载光学平台三维数字模型

1.1.1 提高静态刚度设计

车载光学平台采用了整体铸造工艺,采用了箱体的结构型式,截面的几何形状以及材料分布加大了截面极惯性矩,内腔支承隔板和加强筋采用圆形

减重孔设计,在相同质量下相当于增加了横截面的极惯性矩,采用了球墨铸铁700-2高弹性模量材料,提高了结构的抗扭刚度和抗弯刚度。光电设备安装面平面度0.04,表面粗糙度3.2,布氏硬度HBS220,增加单位面积内接触点数量提高了接触刚度。光电设备载荷位置均布,在载荷的传递路线上,结构的刚度设计应均匀,防止局部刚度急剧变化,在载荷密集流经的区域减小了开孔尺寸,减少对静态刚度的削弱。综合以上设计增加了系统的静态刚度。

1.1.2 提高频率比设计

提高频率比就是改善结构的固有频率,根据单自由度系统固有频率计算公式为

$$\rho = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

式中, K 为系统的静态刚度; ρ 为系统的固有频率; m 为系统的质量。由式(2)可知,结构静态刚度越大、系统的质量越小,其谐振频率越高。设计中,结构静态刚度设计在第1.1.1节已说明,减重设计主要采用了有限元方法,在应力很小的区域增加了减重孔的尺寸,同时减小了加强筋的数量和厚度。

1.1.3 提高阻尼比设计

提高阻尼比就是提高结构阻尼,采用了材料的结构阻尼球墨铸铁700-2中均匀分布的球状石墨,球化率达到90%以上,能将外加振动能量耗散,形成对振动的阻尼衰减,对于大振幅的振动具有良好的阻尼效果。

1.2 隔振系统设计

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。提出具有良好的低频隔振性能和优良的缓(抗)冲性能的隔振缓冲装置。采用8组空气弹簧组合减振模式,具有非线性弹性特征,刚度随伸长和压缩行程增大而增加。在低频段刚度小固有频率底,具有显著的低频隔振和缓(抗)冲性能。其力学模型如图2所示。设备质量 m 、隔振器刚度 k 、阻尼 F 。

当基础激励为

$$x_0 = A_0 \cos \omega t, \ddot{x}_0 = -A_0 \omega^2 \cos \omega t \quad (3)$$

设备响应为

$$x = A \cos(\omega t - \theta), \ddot{x} = -A \omega^2 \cos(\omega t - \theta) \quad (4)$$

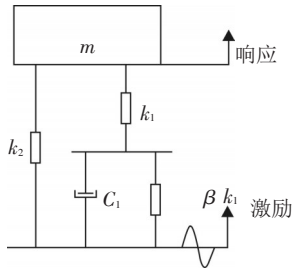


图2 隔振装置力学模型

根据以上的原理分析,设计了隔振缓冲装置。采用变刚度特征空气弹簧,8组对称布置在车载光学平台下面,增加系统稳定性。空气弹簧主气室与附加气室压力差驱动气体通过阻尼孔流动产生阻尼,可以实现良好的减振、缓冲效果。其中刚度 k 、阻尼 c 可利用振动实验获取数据。利用UG软件建立了隔振系统的三维数字模型,如图3所示。

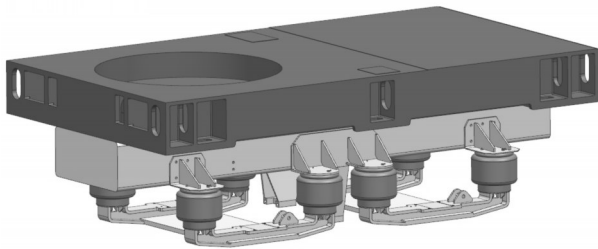


图3 车载光学平台隔振系统三维数字模型

对隔振系统的隔振效率进行了理论计算。

振动传递率为

$$T = \sqrt{(1 + (2\xi\lambda)^2) / [(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2]} \quad (5)$$

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

已知参数代入式(5)可得

$$T = \sqrt{(1 + (2 \times 0.2 \times 65 / 9.6)^2) / [(1 - 3.457^2)^2 + (2 \times 0.2 \times 65 / 9.6)^2]} = 0.094 \quad (6)$$

隔振效率为

$$E = (1 - T) \times 100\% = 91.6\% \quad (7)$$

2 车载光学平台有限元模型优化分析

采用 ANSYS 建立车载光学平台隔振系统的有限元模型,分析其固有频率和模态,以正弦激励作为基础激励,模拟获得车载光学平台结构体的相关点的位移响应统计量。通过比较分析前三阶固有频率数值和模态位移响应结果,获得优化设计方案。

有限元模型采用 sheel93 单元对车载光学平台隔振系统建模,忽略减振器的质量,采用 combin14 单元建立减振器模型。车载光学平台结构初始设计时,箱体结构未进行轻量化处理,总质量 6.8 t,有限元模型生成了 19 366 个节点,6 730 个 sheel93 单元和 8 个 combin14 单元,第一阶一弯模态频率为 25.180 Hz,第二阶侧弯模态频率为 59.516 Hz,第三阶一扭模态为 104.480 Hz,前三阶振型如图 4~图 6 所示。

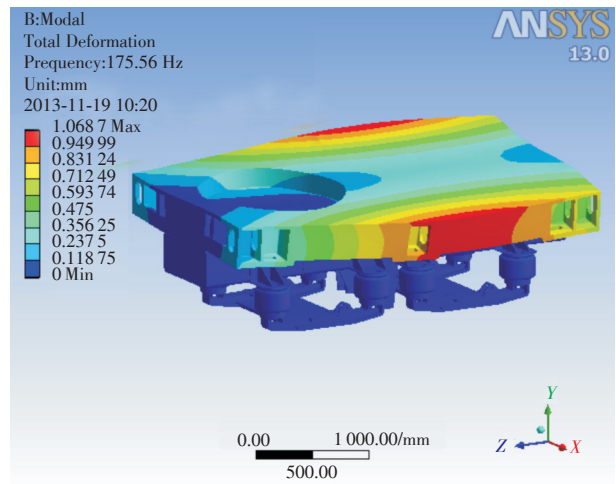


图4 车载光学平台隔振系统一阶模态

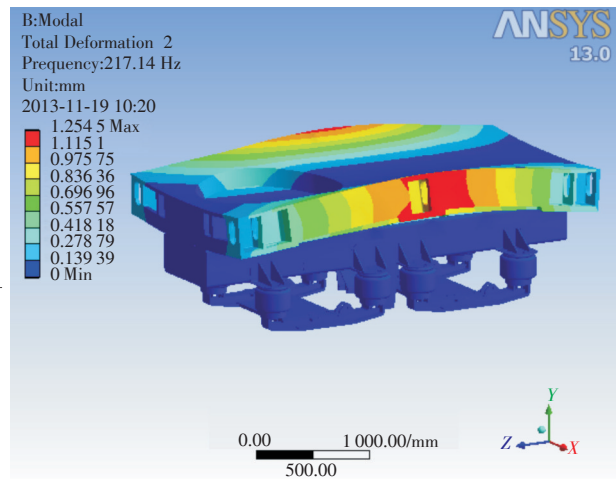


图5 车载光学平台隔振系统二阶模态

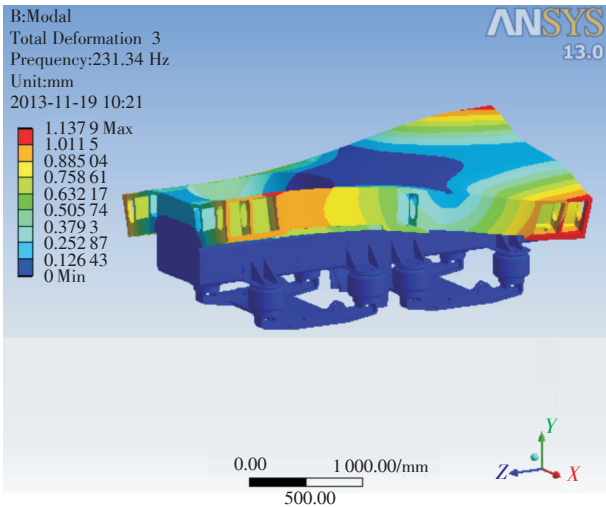


图6 车载光学平台隔振系统三阶模态

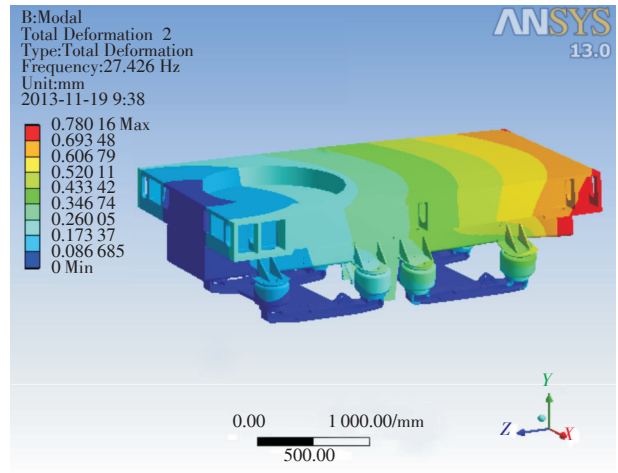


图8 车载光学平台隔振系统二阶模态

由于车载光学平台结构工作空间的限制,不允许在外部增加支撑结构来提高总体刚度,因此,结构优化只能向内挖潜。首先对车载光学平台结构内部进行轻量化处理,又由一弯振型发现平台刚度明显薄弱处,在局部加筋以提高其抗弯刚度,优化后,使光学平台结构刚度进一步提高。平台总质量6.5 t,略有减小,通过优化,车载光学平台结构具有良好的系统刚度。优化后车载光学平台模型共生成了23 531个节点,8 197个sheel93单元。第一阶一弯模态频率为72.505 Hz,第二阶侧弯模态频率为84.854 Hz,第三阶一扭模态模态为113.349 Hz,前三阶振型如图7~图9所示。

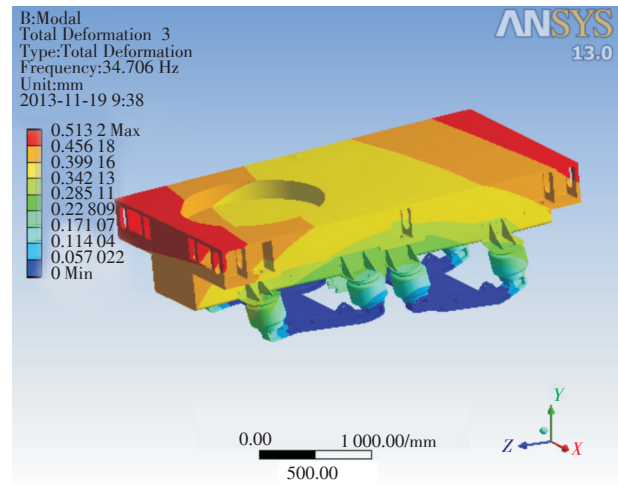


图9 车载光学平台隔振系统三阶模态

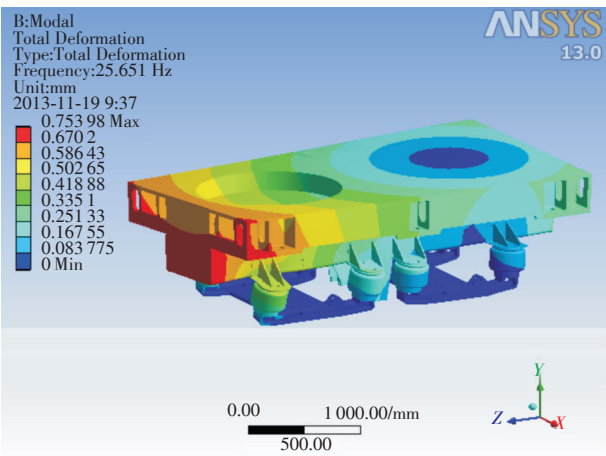


图7 车载光学平台隔振系统一阶模态

优化分析结果表明,前三阶固有频率提高,模态位移响应结果减小,具体数值见表1。

表1 优化分析结果对比表

阶数	数值			
	优化前分析结果		优化后分析结果	
	固有频率 /Hz	位移响应 /mm	固有频率 /Hz	位移响应 /mm
第一阶 一弯模态	25.180	1.06	72.505	0.75
第二阶侧 弯模态	59.516	1.25	84.854	0.78
第三阶 一扭模态	104.480	1.13	113.349	0.51

3 隔振试验

为验证结构设计和有限元分析的准确和可靠性,先采用正弦激励试验获得隔振系统的传递函数,评价垂向隔振的隔振效果,然后测量车载光学平台振动模态;最后,对车载光学平台及其隔振系统进行跑车、转场试验测试,评价其隔振稳定性。

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(实验测量的是加速度信号),分别用两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,得出的正弦激励试验光学平台系统振动传递函数曲线如图10所示。

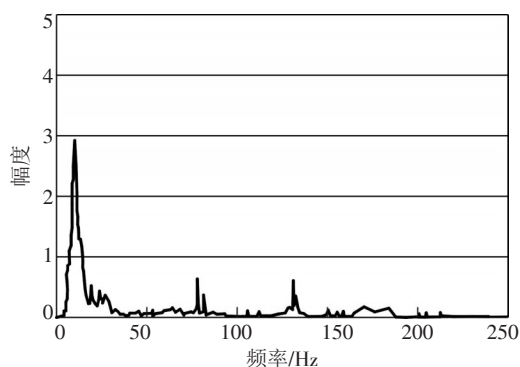


图10 传递率-频率关系曲线

由传递率-频率关系曲线可知,在0~200 Hz窄带随机信号激励下,优化后隔振系统共振峰出现在9.06 Hz,阻尼比为0.1,加速度传递率,在优势频率附近不超过3,且隔振频带非常宽,为30~∞ Hz。当频率大于30 Hz有明显的减振效果,放大系数小于1,在100,200 Hz时的减振比为1.23%,0.70%,即随频率增加减振效果愈明显;在12.5~200 Hz区间平均减振比为6.44%。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特性。

对车载光学平台建模分析获得的固有频率和模态与测试结果基本一致,系统仿真模型有较高的精度,能够正确揭示光学平台隔振系统的固有频率和模态分布。车载光学平台在200 Hz内有很多的弹性模态,系统有很好的刚性。因此,光学平台隔振系统能很好地满足车载精密光学系统宽频隔振

的要求。

车载隔振系统的稳定性是精密光学系统实现稳定工作的保障。对载车进行三级及三级以上公路长达500 km的跑车试验测试,转场后,测试平台台面标定点高度没有变化;可视为车载光学平台结构具有稳定性。对激光器光路进行测试,光路没有变化,隔振系统有着良好的结构稳定性,经过长途运输后能够保持光路的稳定,保证精密光学系统在进入新的环境后能够迅速展开工作。

4 结论

该车载光学平台隔振系统具有高动态刚度,光学平台在200 Hz内垂向弹性模态较少,其中一弯和一扭的频率分别为79 Hz,117 Hz,满足车载系统工作要求;该隔振系统具有高的隔振性能和良好的系统稳定性,测试结果表明,隔振系统在200 Hz范围内垂向减振比可达6.44%,对12.5 Hz以上低中频共振频率有很好的衰减效果,能够满足车载精密光学系统精密隔振的要求;该车载光学平台隔振系统设计在车载精密光学系统上的成功应用,为其他工程应用提供借鉴。

参考文献

- [1] 袁惠群.具有分布质量的隔振系统隔振特性分析[J].振动与冲击,1996,15(3):61-64.
- [2] 汪晓明.光学平台结构及性能检测[J].激光与光电子学进展,2008,8(3):32-33.
- [3] 谢燕,雷勇军.随机激励下减振支架最优参数的计算与分析[J].振动工程学报,2004,17(z2):802-805.
- [4] 胡甫才,蔡勇,钟庆敏,等.柴油发电机组双层隔振的分析与试验研究[J].噪声与振动控制,2007,27(4):10-13.
- [5] 朱石坚,何琳.双层隔振系统隔振效果研究[J].海军工程大学学报,2002,14(6):6-9.
- [6] 郑慕侨,冯能莲,刘建兴.摇架式隔振系统隔振特性的试验研究[J].北京理工大学学报,2000,20(2):193-196.
- [7] 梅德庆,陈子辰.隔振平台的精密隔振系统研究[J].光学精密机械,2001,9(6):506-510.
- [8] 下泽一行(日).空气弹簧垂向减振力非线性模型研究[J].国外铁道车辆,2009,46(3):34-39.
- [9] 盛英,赵建文,仇原鹰.空气弹簧参数对减振性能的影响[J].噪声与振动控制,2006,6(3):22-25.
- [10] 满楠,张新娜,李东升.空气弹簧振动系统试验研究与性能分析[J].噪声与振动控制,2010,8(4):89-92.