

某光学测量平台的车载运输隔振设计与测试

张晗¹, 王强龙^{1, 2}, 徐志文¹, 刘震宇¹

(1.中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033;

2.中国科学院大学 研究生院, 北京 100039)

摘要:精密光学测量平台在车载运输过程中会受到振动与冲击,振动量级直接影响测量平台的精度与可靠性。因此有必要对光学测量平台进行运输隔振设计。首先基于单质体多自由度振动理论对光学测量平台动力学模型进行简化分析,提出了一种光学测量平台的被动隔振方案。然后利用典型工况的路谱作为激励进行随机振动分析并预估振动量级,最后依据实际工程经验进行路面运输试验。试验结果表明,在二级公路以60 km/h匀速行驶的工况下,平台上精密光学元件安装处的垂向振动传递率为0.26,且高频激励(20~250 Hz)有显著衰减,验证了光学测量平台隔振方案的合理性与有效性。

关键词:光学测量平台;车载运输;隔振设计;随机振动

中图分类号: TH113

文献标志码:A

文章编号:1672-9870(2021)04-0007-06

Vibration Isolation Design and Test of an Optical Measuring Platform for Vehicle Transportation

ZHANG Han¹, WANG Qiang-long^{1, 2}, XU Zhi-wen¹, LIU Zhen-yu¹

(1.Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033;

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

Abstract: The precision optical measuring platform is subject to vibration and shock during the vehicle transportation, and the vibration magnitude directly affects the accuracy and reliability of the optical measuring platform. Therefore it is necessary to design vibration isolation for optical measuring platform transportation. A passive vibration isolation scheme for optical measuring platform is proposed which based on the dynamic analysis of the simplified model according to the single-mass multi-degree-of-freedom vibration theory. Then the road spectrum of typical working condition was used for a random vibration analysis to predict vibration magnitude, then carried out a road transport test based on actual engineering experience. When the vehicle driving at a constant speed of 60 km/h on road Class II, results show that the vibration transmission rate is 0.26 at the place where the precision optical components were installed, and there also exists a significant attenuation of high frequency excitation (20~250 Hz), which verifies the rationality and effectiveness of the vibration isolation scheme of the optical measurement platform.

Key words: optical measuring platform; vehicle transportation; vibration isolation design; random vibration analysis

光学测量平台主要用于承载高精密度光测设备,具有尺寸大、重量大、精度高等特点。根据设备使用地点的不同,需要对光学测量平台进行多次机动转运^[1]。车载运输作为其中重要的

收稿日期: 2021-04-29

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFF01011503); 吉林省科技厅项目(20190103015JH)

作者简介: 张晗(1994-),男,硕士,研究实习员, E-mail: zhanghan_dut@163.com

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

一环,运输时路面不平导致的振动与冲击将由车辆传递至光学测量平台,进而传递至承载的精密光测设备,振动量级的大小对精密光测设备的可靠性、测量精度会产生直接影响^[2-3]。因此有必要对光学测量平台运输前进行车载运输隔振设计^[4-6]。本文基于单质体多自由度振动理论对隔振器布置与参数进行优化并进行路面运输试验,以振动传递率与加速度功率谱密度曲线评价隔振系统的效果。

1 单质体多自由度隔振理论

本文所讨论的光学测量平台为简单结构,隔振方案可以简化为单质体的六自由度系统的隔振设计^[7-8]。考虑到光测设备运输限制以及隔振器组件布置空间,从底部四角安装隔振器,简化后的动力学隔振模型如图1所示。

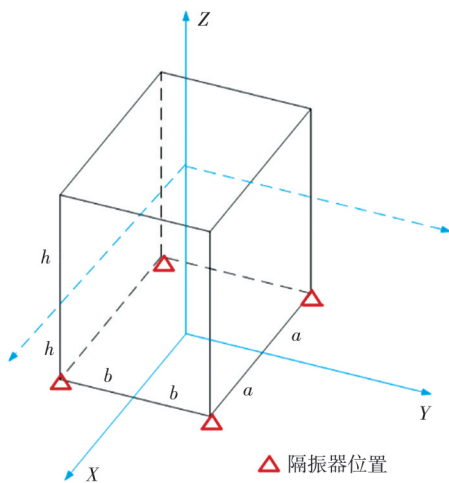


图1 简化隔振模型

其特征尺寸(长宽高)为 $2a \times 2b \times 2h$, Z 轴过平台质心位置,按照隔振器放置于设备的四角进行计算,隔振器的配置对称于两个惯性主轴平面,隔振器的安装位置与通过质心的两个垂直平面对称,各隔振器规格相同,将 k_x, k_y, k_z 定义为隔振器三向的等效刚度。由于隔振器安装在底部,减振器的支撑平面和设备的重心平面有一定距离,即使四个减振器的刚度相等,其布置与设备的重心对称,该方案仅仅能实现沿 Z 方向的平动和绕 Z 轴的转动解耦,沿着 X 方向的平动和绕 Y 轴的转动以及沿 Y 轴的平动和绕 X 轴的转

动自由度仍旧是耦合振动的。

如图2所示,分析沿着 X 方向平动和绕 Y 方向转动自由度的方程。假设当质量为 m 的设备整体沿着 Y 轴有角度 φ_y 的转动时,且沿 X 方向有 x 的线位移,此时角点有微小位移 d ;沿 X 方向线弹性位移引起的线回复力为 $k_x x$;绕 Y 轴转动引起的直线微小位移 d 有:

$$d \approx \varphi_y O m = \varphi_y \frac{h}{\sin \theta} = \varphi_y \frac{a}{\cos \theta}$$

d 在 X 方向的投影位移 d_x 为:

$$d_x = m n \sin \theta = \varphi_y \frac{h}{\sin \theta} \sin \theta = \varphi_y h$$

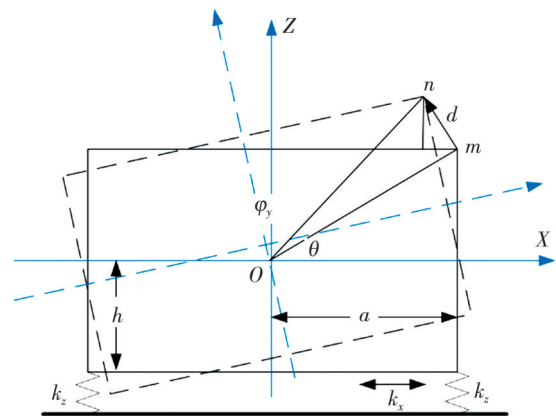


图2 沿 X 轴的平动自由度和绕 Y 轴的回转自由度耦合振动示意图

沿 X 轴方向耦合的自由振动方程为:

$$m \ddot{x} + 4k_x x + 4k_x \varphi_y h = 0$$

同理可求沿 Y 轴方向耦合的自由振动方程为:

$$m \ddot{y} + 4k_y y + 4k_y \varphi_x h = 0$$

由此得单质体六自由度系统运动方程为:

$$m \ddot{z} + 4k_z z = 0$$

$$I_z \ddot{\varphi}_z + 4k_x \varphi_z b^2 + 4k_y \varphi_z a^2 = 0$$

$$m \ddot{x} + 4k_x x + 4k_x \varphi_y h = 0$$

$$I_y \ddot{\varphi}_y + 4k_x x h + 4\varphi_y h^2 k_x + 4\varphi_y a^2 k_z = 0$$

$$m \ddot{y} + 4k_y y + 4k_y \varphi_x h = 0$$

$$I_x \ddot{\varphi}_x + 4k_y y h + 4\varphi_x h^2 k_y + 4\varphi_x b^2 k_z = 0$$

I_x, I_y, I_z 为光学平台的三方向转动惯量,质量 m 为已知量,将隔振器可行域内的三向刚度作为自变量,对于任意一组隔振器刚度 k_x, k_y, k_z 均有与之对应的各自由度位移解,基于单质体多自

由度隔振设计准则,力求各自由度之间的振动互不耦合,即前六阶固有频率较为接近,因此对对应于位移解中固有频率方差最小的一组解对应的隔振器刚度 k_x^o,k_y^o,k_z^o 为优选解。

2 运输隔振方案设计

光学测量平台主体为大理石材质,顶部安装有精密光学仪器,整机尺寸为1.2 m×1.2 m×0.7 m,总质量约为1.7 t。根据光学测量平台实际运输状况、拆卸性、运输成本等因素^[9],确定运输隔振方案为简易隔振球(如图3所示)与EVA弹性薄膜相结合,隔振系统组成如图4所示。

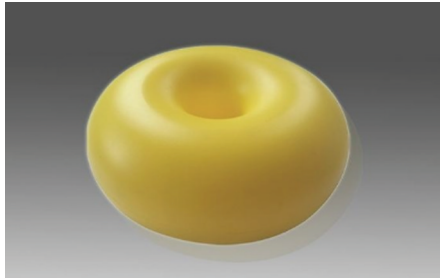


图3 简易隔振球示意图



图4 隔振系统组成

隔振系统的刚度 k_x,k_y 由底部关于设备质心对称布置的4组隔振球提供, $k_x=k_y,k_z$ 由EVA弹性薄膜与隔振球共同提供,EVA弹性薄膜的阻尼系数较高,可使振幅快速衰减。基于单质体多自由度振动理论得到一组优选解,组合之后的三方向刚度 k_x^o,k_y^o,k_z^o 分别为:

$$k_x^o=k_y^o=7\,000\text{ N/mm}\quad k_z^o=5\,600\text{ N/mm}$$

3 随机振动分析

在光学测量平台隔振方案的路面试验验证之前,首先利用ANSYS对其进行随机振动分析^[10],估算运输过程中光学测量平台的振动量

级。根据光学测量平台及其连接部件的几何模型,建立如图5所示的有限元模型。包括上平台、支撑柱、下平台与隔振系统,支撑柱通过短螺栓与上下平台连接,平台整体为大理石材质,表1为根据平台的质量体积与落地模态测试结果反演得出的材料参数。

用弹簧单元等效EVA弹性薄膜及隔振球,三向刚度设置为 k_x^o,k_y^o,k_z^o 。平台上安装有各类光学元件及机械结构,由于不需要考虑此部分的结构特性,所以只考虑其质量特性。根据给定质量及模型中的质心位置,建立集中质量点。平台底部与EVA弹性薄膜、隔振球刚度等效的弹簧刚体连接在一起做固定约束。

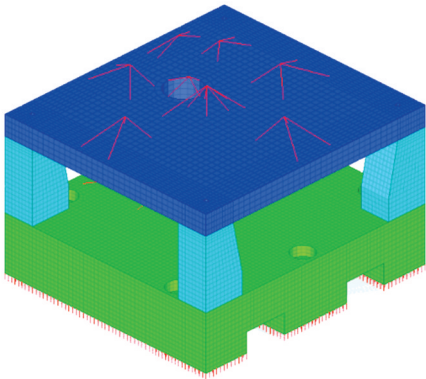


图5 光学测量平台有限元模型

表1 大理石材料属性设置

名称	数值
弹性模量/Gpa	5.4
泊松比	0.3
密度/(kg/m³)	3 000
阻尼系数	0.25

随机振动分析计算光学测量平台上的三个评价点的动力学响应,同时作为后续运输试验验证的隔振效果参考点,由于上平台装有精密光学元件,因此将评价点1、2分别布置在上平台中部与边缘位置;评价点3位于下平台边缘,底部与隔振系统相连,可直接体现隔振效果。评价点分布如图6所示。

随机振动的输入激励根据先前的某次运输试验选取以下两种工况的数据^[11]:

60 km/h 二级公路匀速行驶,简称工况一;

35 km/h 三级公路匀速行驶,简称工况二。

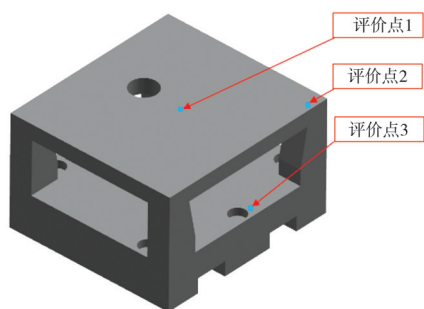


图6 隔振效果评价点分布

将试验中布置于载车主梁位置的传感器竖直(Z)方向的时域加速度数据 $Z(t)$ 进行处理得到功率谱密度曲线 PSD_f , 将其加载至光学测量平台的有限元模型, 计算得到3个评价点 Z 向加速度均方根 $z_{is} (i = 1, 2, 3)$, 如表2所示。

根据光学测量平台在路面运输状态下的两种工况仿真的结果, 可以看出振动量级较小, 加速度均方根值未超过 0.2 g , 因此可对光学测量平台进行路面实测。

表2 随机振动分析各评价点加速度均方根/(m/s^2)

评价点	符号	工况一	工况二
1	z_{1s}	0.829	1.083
2	z_{2s}	0.818	1.072
3	z_{3s}	0.797	1.052

4 运输试验验证

4.1 试验方法

本次试验主要用于评估光学测量平台隔振系统效果, 将加速度传感器共计布置在4点, 其中点1-3与上一节评价点1-3位置相同, 作为隔振参考点; 光学测量平台通过螺栓与载车主梁固连, 点4布置在载车主梁位置, 作为激励参考点; 4点均采集行驶方向(X)、左右方向(Y)、竖直方向(Z)的数据。运输试验的两种工况与随机振动分析的工况相同, 每种工况保持匀速行驶 5 min , 路面运输试验使用的数据采集设备为扬州英迈克测试 YMC9232, 通道数为32, 信噪比 $\geq 108\text{ dB}$; 加速度传感器采用 YMC146A01 三轴加速度传感器, 灵敏度为 1 000 mV/g 。采样频率设

置为 1 000 Hz , 整机机构的高频响应也由于结构刚度较好, 可以认为不对结构的损伤造成影响, 因此该采样频率可以保证关注的频域信号不会失真。

4.2 试验结果分析

两种工况下载车匀速行驶时测得的各测点加速度最大值与加速度均方根值如表3所示。

实试验结果表明:

(1) 两种运输工况下点4(载车主梁)在竖直方向上的振动强度明显大于两水平方向, 最大加速度为 17.47 m/s^2 ; 经过隔振系统后的评价点2、3的振动强度在3个方向上相较于点4均有明显下降, 而评价点1在 X 、 Y 方向的振动强度相较于点4变化不大;

(2) 由于加速度为随机矢量, 按正态分布假设, 点 i 处的合成加速度均方根值 r_i 可由该点各方向加速度均方根值的平方和求出, 即:

$$r_i = \sqrt{r_{xi}^2 + r_{yi}^2 + r_{zi}^2}, i = 1, 2, 3, 4$$

表3中 $x_{im} (i = 1, 2, 3, 4)$ 表示点 i 在 x 方向的最大加速度; r_{xi} 表示点 i 在 x 方向的加速度均方根, 其余符号以此类推; 工况一表示二级公路 60 km/h 匀速行驶, 工况二表示三级公路 35 km/h 匀速行驶。

表3 匀速行驶条件下各点加速度最大值/(m/s^2)
与加速度均方根/(m/s^2)

方向	加速度最大值			加速度均方根		
	符号	工况一	工况二	符号	工况一	工况二
X	x_{1m}	5.47	3.85	r_{x1}	0.73	0.77
	x_{2m}	3.20	2.92	r_{x2}	0.53	0.57
	x_{3m}	2.19	2.09	r_{x3}	0.37	0.45
	x_{4m}	9.43	5.73	r_{x4}	0.75	0.89
Y	y_{1m}	5.28	6.96	r_{y1}	0.95	0.99
	y_{2m}	3.29	4.39	r_{y2}	0.63	0.67
	y_{3m}	2.64	2.50	r_{y3}	0.52	0.54
	y_{4m}	3.81	6.12	r_{y4}	0.96	1.03
Z	z_{1m}	6.12	6.33	r_{z1}	0.66	1.12
	z_{2m}	5.32	5.79	r_{z2}	0.61	1.03
	z_{3m}	6.31	7.21	r_{z3}	0.70	1.11
	z_{4m}	17.47	11.38	r_{z4}	2.57	2.65

表中 $x_{im}(i=1,2,3,4)$ 表示点 i 在 x 方向的最大加速度; $r_{xi}(i=1,2,3,4)$ 表示点 i 在 x 方向加速度均方根,其余符号以此类推;工况一表示二级公路60 km/h匀速行驶,工况二表示三级公路35 km/h匀速行驶。

对运输隔振效果进行评判,隔振系统评价点 $i(i=1,2,3)$ 与激励点4之间的振动传递率 δ_i :

$$r_i/r_4 \times 100\%, i=1,2,3$$

定义评价点1、2、3与激励参考点4之间 X 、 Y 、 Z 方向的定向振动传递率 $\delta_{xi}, \delta_{yi}, \delta_{zi}$ 为:

$$r_{xi}/r_{x4} \times 100\%, i=1,2,3$$

$$r_{yi}/r_{y4} \times 100\%, i=1,2,3$$

$$r_{zi}/r_{z4} \times 100\%, i=1,2,3$$

两种运输工况下各点的振动传递率如表4所示。

表4 匀速行驶条件下各点振动传递率/%

传递率	方向	工况一		工况二	
		定向	合成	定向	综合
δ_1	δ_{x1}	97.23		86.52	
	δ_{y1}	98.96	48.10	96.12	56.44
	δ_{z1}	25.69		42.27	
δ_2	δ_{x2}	71.76		64.04	
	δ_{y2}	65.72	34.39	65.05	45.47
	δ_{z2}	23.74		38.87	
δ_3	δ_{x3}	49.33		50.56	
	δ_{y3}	54.17	31.80	52.43	44.10
	δ_{z3}	27.24		41.89	

可以看出两种工况各评价点 Z 向传递率均低于 X 、 Y 向传递率,工况一的3个评价点的 Z 向传递率最低,为23.74%,说明隔振系统对竖直方向隔振效果较好,水平方向隔振效果次之。且工况一 Z 向隔振效果略优于工况二。

(3)两种工况在评价点3处的 X 、 Y 向传递率均接近50%,而点1与点2同样位于上平台,但 X 、 Y 向传递率却相差较大。从实际模型分析,将上平台近似为一块薄板,点2位于上平台边缘与支撑柱连接处,刚度好于位于薄板中心位置无支撑的点1,可以认为在点1附近在运输时在水平方向存在一定的局部共振。

(4)考虑到实际运输时 Z 向激励为主要部分,对两种工况下各评价点 Z 向时域数据进行频域处理得到功率谱密度曲线如图7、图8所示,从而评估隔振系统的频域隔振效果。

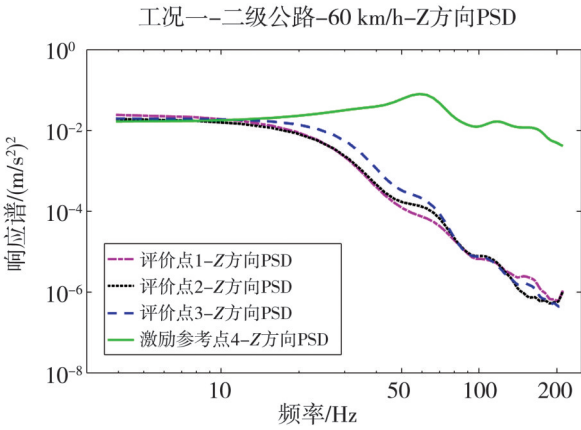


图7 工况一各点 Z 方向PSD对比

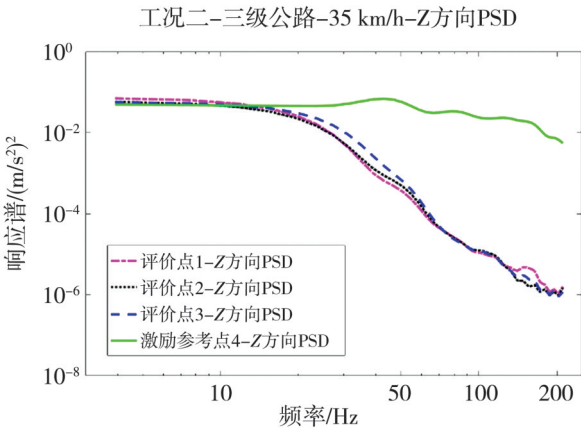


图8 工况二各点 Z 方向PSD对比

可以看出两种工况下激励参考点4频谱能量主要分布在0~200 Hz,经过隔振系统后评价点1、2、3的响应频谱能量集中在0~50 Hz以内,50 Hz以上能量基本为零,在10 Hz以内能量分布最高,与隔振系统 Z 向估算的基频(9.14 Hz)接近,隔振系统的高频隔振效果较好。

5 结论

本文对某光学测量平台的车载运输进行了隔振方案的设计,并利用运输试验进行验证。基于单质体多自由度振动理论建立了光学测量平台的动力学模型,根据实际情况对模型进行简化并优化计算出一组合适的隔振器布置方案与刚度参数。在此基础上利用二级公路60 km/h

匀速行驶与 35 km/h 三级公路匀速行驶两种工况的路谱进行随机振动分析,仿真结果表明平台三个典型位置的加速度响应均方根值均未超过 0.2 g。两种工况的路面运输试验结果表明平台三个典型位置的振动强度相较于激励位置均有明显下降,在二级公路以 60 km/h 匀速行驶工况下精密光学元件安装处的综合振动传递率为 0.48,其中垂向振动传递率为 0.26,显著优于水平方向隔振效果。从频域数据分析结果还可以看出高频激励(20~250 Hz)有显著衰减,响应谱幅值均低于 $10^{-2}(\text{m/s}^2)^2$ 。由此验证了本文所述光学测量平台隔振方案的合理性与有效性,可为其他同类设备的隔振设计提供参考。

参考文献

- [1] 王守印,张春林.光电经纬仪载车平顺性实验研究[J].振动测试与诊断,2010,30(1):91-94.
- [2] 王平,王伟,金伟,等.机载光电侦查平台复合减振设计[J].光学精密工程,2011,19(1):83-89.
- [3] 叶宗民,李卓.机载平台红外探测设备减振技术[J].红外技术,2020,42(12):1151-1158.
- [4] 韩丽.基于隔振平台减振系统的性能优化与测试[D].长春:吉林大学,2019.
- [5] 郭建增,刘铁增,池伟,等.车载光学平台双层隔振系统设计与试验研究[J].强激光与粒子束,2011,23(5):1245-1249.
- [6] 姜昊,张立中,李小明,等.某车载平台电子设备抗振系统设计[J].长春理工大学学报(自然科学版),2016,39(5):13-19.
- [7] 方同,郭璞.振动理论及应用[M].西安:西北工业大学出版社,2000.
- [8] 邱成梯.电子设备结构设计原理[M].南京:东南大学出版社,2005.
- [9] 熊保健,张妮.光机结构动态刚度设计[J].现代机械,2012(2):53-55.
- [10] 浦广益.Ansys Workbench 基础教程与实例详解[M].北京:中国水利水电出版社,2013.
- [11] 王守印,王晓明.光电经纬仪载车振动特性分析[J].光机电信息,2011,28(12):26-31.