

文章编号: 1001-3806(2016)01-0047-06

车载状态下测风激光雷达的浮筏减振研究

韩飞^{1,2}, 胡明勇^{1,2,3*}, 毕勇^{1,2,3}, 陈远^{1,2}, 杜宁^{1,2}, 陈泽^{1,2}

(1. 中国科学院 南京天文仪器研制中心, 南京 210042; 2. 中国科学院大学, 北京 100039; 3. 中国科学院 南京天文仪器有限公司, 南京 210042)

摘要: 为了减弱振动对车载激光雷达测量精度和稳定性的影响, 借鉴浮筏减振系统在船舶领域的成功使用, 对其进行了浮筏减振布局设计。采用多刚体动力学建模方法对系统在简谐激励下的减振性能进行了分析, 得出系统各处减振器参量对系统减振效果的影响。根据选定的减振参量, 结合所选车型, 经过计算得到激光雷达主体的传递率峰值, 有效避开了汽车运输过程中的激振频率, 且几乎在有效的激振频率范围内传递率曲线都小于1; 经计算得到冲击作用下的振动量程没有越过减震器的有效减震范围, 符合理论要求; 通过振动状态下激光雷达和探空气球所测风速数据的对比, 验证了减振设计对保证测量精度的效果; 通过静止和模拟振动状态下激光雷达的锁频效果对比, 证明了浮筏减振设计在车载系统中应用的可靠性。结果表明, 浮筏减振设计应用于车载测风激光雷达是合理的、成功的。

关键词: 激光技术; 车载测风激光雷达; 浮筏; 多刚体动力学建模方法; 振动传递率; 风速; 锁频

中图分类号: TN958.98

文献标志码: A

doi: 10.7510/jgjs.issn.1001-3806.2016.01.011

Research of vibration damping of floating rafts for mobile wind lidars

HAN Fei^{1,2}, HU Mingyong^{1,2,3}, BI Yong^{1,2,3}, CHEN Yuan^{1,2}, DU Ning^{1,2}, CHEN Ze^{1,2}

(1. Nanjing Research Centre of Astronomical Instruments, Chinese Academy of Science, Nanjing 210042, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China; 3. Nanjing Astronomical Instruments Ltd., Chinese Academy of Science, Nanjing 210042, China)

Abstract: In order to reduce the impact of vibration on measurement accuracy and stability of a mobile wind lidar, a vibration-damping floating raft was designed by referring to the successful application of floating rafts in the field of ships. The damping performance of mobile system was analyzed in the circulation of harmonic excitation by using multi-body dynamics modeling method. The damping effects of dampers' parameters were obtained. According to the dampers' parameters and the selected model, the peak value of passing rate after calculation avoided effectively excitation frequency during vehicles' transportation. The values of passing rate were less than 1 in effective frequency range. Meanwhile, the vibration range under the action of shock after calculation was not beyond the effective range of damping. Experimental results were consistent with theoretical requirements. By comparing the wind speed measured with a lidar and balloons under the vibration, the effect of damping design on measurement precision is proved. By comparing the locking frequency effect of lidar in the stable situation and in the vibration situation, the reliability of damping design is further certified. The results show that the application of floating raft damping is reasonable and successful in mobile wind lidars.

Key words: laser technique; mobile wind lidar; floating raft; multi-body dynamics modeling method; vibration passing rate; wind speed; frequency locking

引言

车载测风激光雷达主要应用于不同高度下大气风场、湍流及气溶胶的监测, 具有高时空分辨率、晴空探测以及机动灵活等显著优点, 在风场测量过程中, 雷达系统需保持稳定。实际情况下, 汽车发动机的转动、尾

气抽排和运输过程中路面颠簸产生的振动与冲击将传递到雷达系统, 使得雷达系统遭受损害, 主要包括两方面: (1) 设备在移动过程中承受多个干扰源作用, 在较大振幅作用下, 引起光路失调, 光学和电子部件损坏等故障, 影响其光学及测量精度, 甚至导致系统无法正常工作; (2) 长期运动过程中的振动和冲击, 易使光机系统的结构产生疲劳破坏^[1,4]。同时, 振动和冲击会造成雷达系统的轴系串动、跳动; 对于支撑轴系旋转的轴承来说, 瞬时的过载、冲击会对轴承内外圈滚道表面, 钢球表面造成损害, 影响其使用寿命。因此, 为保证激光

作者简介: 韩飞(1989-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为光学仪器的结构设计。

* 通讯联系人。E-mail: fzstn@sina.com

收稿日期: 2014-11-04; 收到修改稿日期: 2014-11-17

雷达能够正常工作,在长距离、长时间运输过程中,对雷达系统光机结构的稳定性提出了更高的要求,必须采取措施抑制其振动^[5-13]。

本文中在分析了车载系统运输及工作环境的基础之上,从装配便捷与稳定可靠的角度出发,以激光雷达望远镜为中心将车载系统各组件对称分布于方舱 4 个角落,各组件与方舱通过选定参量的减振器连接,实现了车载系统的浮筏减振布局。采用多刚体法对减振系统进行合理的建模分析,得到各减振器参量对激光雷达望远镜振动的影响,然后参量上述分析结果,确定了减振器参量,最后通过理论分析传递率与锁频实验及测风试验验证隔振效果。

1 车载路况分析及结构布局

Table 1 Vibration value statistics of a vehicle

road condition	speed/ (km · h ⁻¹)	up/down direction		left/right direction		front/back direction	
		acceleration/ g	vibration frequency/Hz	acceleration/ g	vibration frequency/Hz	acceleration/ g	vibration frequency/Hz
well	55	2.8	2 ~ 50	1.5	8 ~ 50	0.7	8 ~ 50
well	55	2.0	2 ~ 50	1.3	8 ~ 50	0.5	8 ~ 50
abominable	30	2.4	2 ~ 50	1.4	8 ~ 50	0.6	8 ~ 50
abominable	30	1.8	2 ~ 50	1.2	8 ~ 50	0.5	8 ~ 50

1.2 车载系统结构布局

某车载测风激光雷达雷达系统集成在一辆改装之后的重卡货车的方舱之中,主要包括:发射和接收激光脉冲的望远镜系统、两台配套的发电机组、激光器电源箱、水冷机及机柜系统(集成了信号接收及变频系统、信号采集和处理系统、控制系统)。望远镜系统安装在方舱中部,发电机、激光器电源箱及水冷机对称分布在方舱 4 个角落,机柜紧挨水冷箱放置,原因为水冷箱自身重量相对较轻,二者紧靠可使得方舱四角载荷相对均匀^[15]。车辆结合方舱内布局共同组成一浮筏减振系统,隔振设计的主要对象是位于中部的激光雷达的望远镜系统,整体结构见图 1。

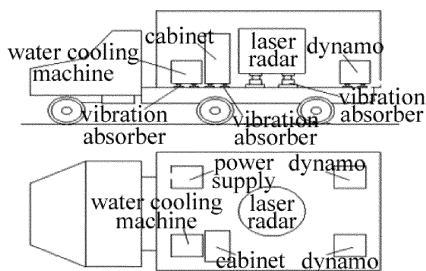


Fig. 1 Structure layout of a mobile system

2 减振系统的理论分析及参量选取

2.1 理论建模

车体在运动过程中同时存在上下、前后、左右不同

1.1 路况分析

车辆在运输过程中,振动激励主要来自于两部分:一是道路的不平度和不直度,车轮在运行过程中引起的稳态随机振动,其频率和量级与行车速度有关;另一部分是车辆启动、制动、转弯、路面凹坑等引起的冲击产生的瞬态振动。整个过程中,轮子承受宽带随机振动的作用,其振动能量主要分布在 0Hz ~ 200Hz 频率范围内。尽管如此,由于车体自身的减振功能,使得车体呈现出窄带的平稳随机性,振动能量主要集中于 0Hz ~ 20Hz 的频率范围内,产品在运输过程中只承受车体窄带平稳随机振动的激励^[14]。此外,车辆的振动量还与车速、载重量等因素有关。表 1 中为某 4t 载重卡车载重 4t 时的振动情况。

方向的振动,其中属上下振动最为剧烈,因此,着重分析雷达系统在上下方向的振动行为。考虑到方舱四角处的设备载荷相差不是太大,各处的减振器参量可以选取一致,因此,在建模过程中,将方舱四角处的设备质量作为一个整体进行建模^[15],车载激光雷达浮筏减振系统如图 2 所示。

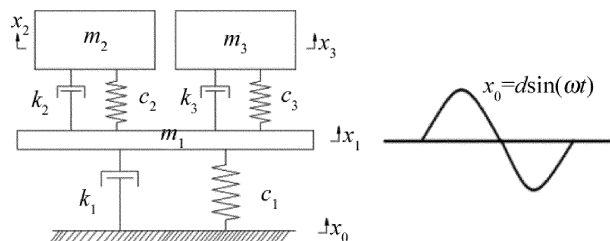


Fig. 2 Model of floating raft

图中, m_1 为车体和方舱的总质量, k_1 和 c_1 为车辆的弹簧刚度和阻尼系数; m_2 为激光雷达望远镜的质量, k_2 和 c_2 为望远镜减振器的弹簧刚度和阻尼系数; m_3 为激光雷达系统组件的总质量,包括发电机组、水冷箱、机柜和激光器电源箱, k_3 和 c_3 为组件减振器总的弹簧刚度和阻尼系数;输入系统的位移激励为 $x_0 = d\sin(\omega t)$,输出为 m_1, m_2, m_3 的绝对位移 x_1, x_2, x_3 ; $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3$ 分别为其速度, $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3$ 分别为其加速度, ω 是输入位移激励频率, d 是振幅。

采用多刚体动力学建模法,得到系统的振动方程

为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - x_0) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + \\ k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\ k_3(x_3 - x_1) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ m_3 \ddot{x}_3 = -k_3(x_3 - x_1) - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) \\ x_0 = d\sin(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

写成矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & -c_3 \\ -c_2 & c_2 & 0 \\ -c_3 & 0 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_3 & -k_2 & -k_3 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ -k_3 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} k_1 d \sin(\omega t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 \omega d \cos(\omega t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

对振动方程进行拉普拉斯变换,得:

$$\begin{aligned} & s^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(s) \\ x_2(s) \\ x_3(s) \end{bmatrix} + \\ & s \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & -c_3 \\ -c_2 & c_2 & 0 \\ -c_3 & 0 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(s) \\ x_2(s) \\ x_3(s) \end{bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_3 & -k_2 & -k_3 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ -k_3 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(s) \\ x_2(s) \\ x_3(s) \end{bmatrix} = \\ & k_1 d \begin{bmatrix} \omega/s^2 & \omega^2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + c_1 \omega d \begin{bmatrix} s/s^2 + \omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3) \end{aligned}$$

解得:

$$G(s) = \frac{x_2(s)}{d(s)} = \frac{(\omega_2^2 + 2\xi_2\omega_2s)(\omega_1^2 + 2\xi_1\omega_1s)}{(s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2) \left[s^2 + 2\xi_1\omega_1s + \omega_1^2 + \frac{s^2(\omega_{12}^2 + 2\xi_{12}\omega_{12}s)}{s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2} + \frac{s^2(\omega_{13}^2 + 2\xi_{13}\omega_{13}s)}{s^2 + 2\xi_3\omega_3s + \omega_3^2} \right]} \quad (4)$$

式中, s 为拉普拉斯算子; $x_2(s)$ 为 m_2 位移的拉氏变换; $d(s)$ 为位移激励的拉氏变换; ω_1 为 m_1 的固有频率, 大小为 $\sqrt{k_1/m_1}$; ω_2 为 m_2 的固有频率, 大小为 $\sqrt{k_2/m_2}$; ω_3 为 m_3 的固有频率, 大小为 $\sqrt{k_3/m_3}$; ξ_1 为 m_1 的相对阻尼系数, 大小为 $c_1/(2\sqrt{m_1k_1})$; ξ_2 为 m_2 的相对阻尼系数, 大小为 $c_2/(2\sqrt{m_2k_2})$; ξ_3 为 m_3 的相对阻尼系数, 大小为 $c_3/(2\sqrt{m_3k_3})$; ω_{12} 为 m_1 的附加固有频率, 大小为 $\sqrt{k_2/m_1}$; ω_{13} 为 m_1 的附加固有频率, 大小为 $\sqrt{k_3/m_1}$; ξ_{12} 为 m_2 的附加相对阻尼系数, 大小为 $c_2/(2\sqrt{m_1k_2})$; ξ_{13} 为 m_3 的附加相对阻尼系数, 大小为 $c_3/(2\sqrt{m_1k_3})$ 。

从传递函数可以得出: 传递函数分母中的 $\left[\frac{s^2(\omega_{12}^2 + 2\xi_{12}\omega_{12}s)}{s^2 + 2\xi_2\omega_2s + \omega_2^2} + \frac{s^2(\omega_{13}^2 + 2\xi_{13}\omega_{13}s)}{s^2 + 2\xi_3\omega_3s + \omega_3^2} \right]$ 项包含 ω_{12} , ω_{13} , ξ_{12} , ξ_{13} 4 个参量, 它们分别表示激光雷达减振器和组件设备减振器对车体振动行为的影响, 表示浮筏结构对系统的动力耦合关系。

2.2 参量分析

利用 MATLAB 编程, 分析单变量变化对望远镜振幅的影响。横坐标表示频率比 g , 纵坐标表示振幅传递率 T (归一化)。

$$\begin{cases} g = \omega/\omega_1 \\ T = x_2(s)/d \end{cases} \quad (5)$$

若只有车辆刚度 k_1 变化, 取值分别为图 3 中 4 组不同数值, 得出: 车体刚度越大, 车辆固有频率 ω_1 变

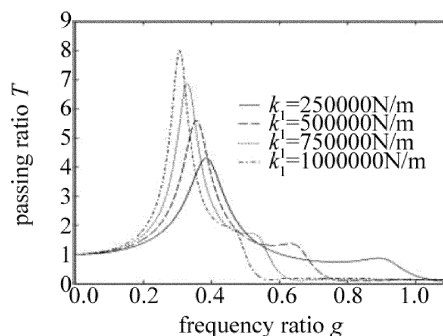


Fig. 3 Effect of vehicle's stiffness

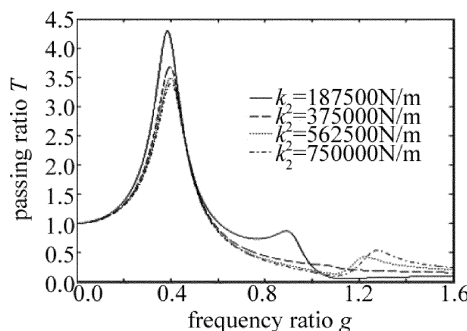


Fig. 4 Effect of damping absorber's stiffness of telescope

大, g 变小; T 各阶峰值呈现增大趋势, 其中, 1 阶峰值急剧变大。因此, 车体的刚度对传递率有较大的影响, 车体刚度偏小使得车体过度柔软, 影响车辆的安全性能, 刚度过大则影响减振效果, 在载运设备选择时需选取刚度适中的车辆。

若只改变望远镜下方减振器的刚度 k_2 , 分别取图 4 中 4 组不同数值, 得出: 刚度的变大, g 稍显变大, T 各阶峰值变小, T 变化量更加显著。因此, 适当增大该处减振器的刚度可以提高系统的减振效果。

若只改变组件下方减振器的刚度 k_3 , 分别取图 5 中 4 组不同数值, 得出: 该处减振器刚度变大, g 值稍显变大, 尤其在 2 阶峰值处变化更加明显, T 值稍显减小, 可以适当改变减振器 3 的刚度来选取适当的隔振频段, 使系统的共振频率能够避开外界的激振频率, 同时可以辅助减弱振动对望远镜的影响。

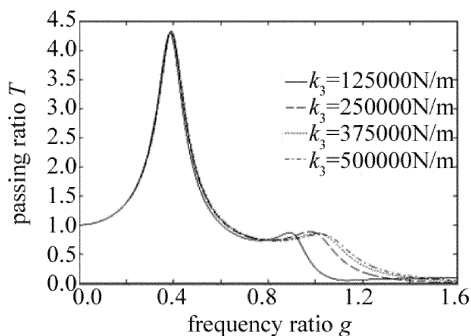


Fig. 5 Effect of damping absorber's stiffness of equipment

若只改变车体的相对阻尼系数 ξ_1 , 分别取图 6 中 4 组不同阻尼值, 得出: 车体阻尼增大, 可以显著减弱 T 的各阶峰值, 尤其是对 T 的 1 阶峰值有极好的减振效果。因此, 在对车辆选型时尽量选择阻尼较大的卡车。

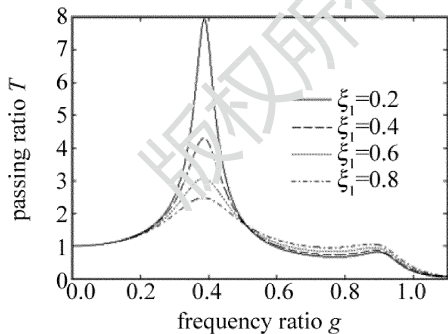


Fig. 6 Effect of vehicle's damp

若只改变该处减振器的相对阻尼系数 ξ_2 , 分别取图 7 中 4 组不同阻尼值, 得出: 该处减振器阻尼增大, T 的各阶峰值显著变小, 对 g 而言影响很小, 因此, 在选取减振器时应尽量增大该处减振器的阻尼。

若只改变该处减振器的相对阻尼系数 ξ_3 , 分别取图 8 中 4 组不同阻尼值, 得出: 此处减振器阻尼增大, T 各阶峰值显著减小, 尤其 1 阶峰值减小最大, 所以该处

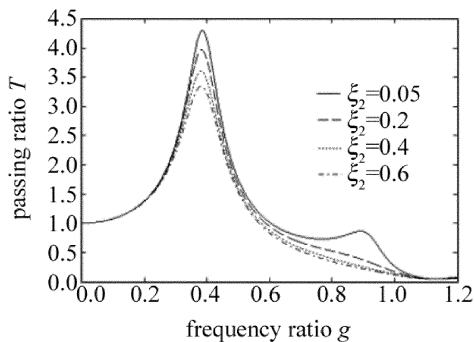


Fig. 7 Effect of damping absorber's damp of telescope

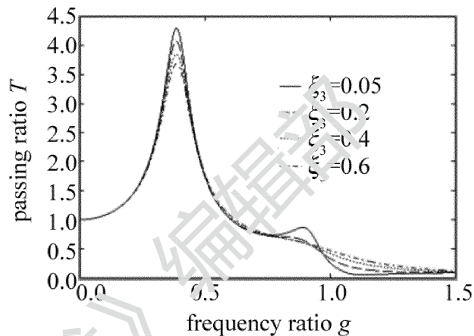


Fig. 8 Effect of damping absorber's damp of equipment

尽可能选取较大阻尼的减振器。同时, 在实际工程中, 为保护组件不因振动而损坏, 也应尽可能增大该处减振器的阻尼。

2.3 减振参量的确定及减振效果分析

隔振系统最显著的特点包括: 系统的固有频率要低, 共振时传递率要小 (在振动频率的变化范围内传递率小于 1), 越过共振区后传递率曲线应陡峭下滑^[5]。参考上面对车辆刚度和阻尼的分析结果, 最终选取车型为北奔重卡, 其固有频率选为 6Hz。最后, 结合所选车型、某车载激光雷达及组件自身的重量参量 (见表 2) 以及上面对各减振器参量的分析结果, 选定各减振器参量如表 3 所示。

Table 2 Parameters of mobile system

	telescope	dynamo	power supply	water cooling machine	cabinet
amount	1	2	1	1	1
weight/t	2.5	0.16	0.2	0.08	0.2

Table 3 Type and parameters of damping absorbers

style of vibration absorber	stiffness	damping ratio	amount
damping absorbers of telescope	$1.24 \times 10^6 \text{ N/m}$	0.4	4
damping absorbers of equipments	$5.2 \times 10^4 \text{ N/m}$	0.4	20

得出传递率 T 和频率比 g 的关系曲线如图 9 所示。

从图 9 中可以看出, 在越过共振区后振幅的传递

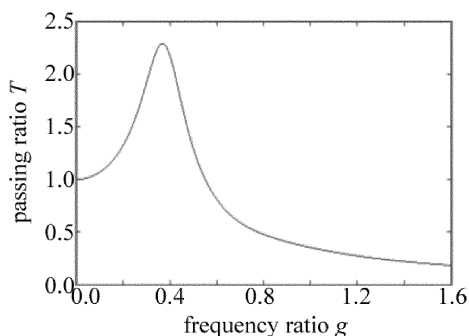


Fig. 9 Passing rate of a mobile lidar

率急剧下降,频率比大约在0.4处传递率有最大值,即激振频率为2.4Hz,频率比大于0.5(激振频率为3Hz)之后,传递率小于1,符合减振系统低固有频率,共振频率处传递率急剧下降的特点;同时,未出现第2阶和第3阶共振幅值,其原因有两方面:(1)车辆以及激光雷达主体下面的减振器阻尼系数较大,减弱了传递到激光雷达的振幅;(2)采用浮筏减振的方式,激光雷达的组件与其下方的减振器构成一弹性系统,与车辆之间存在振动力之间的耦合作用,抵消了部分传递到激光雷达的能量。

由于冲击作用时间极短,对系统测量会造成一定程度的影响,甚至有可能造成系统破坏,冲击作用下,减振器的实际位移值若在减振器有效载荷作用下的行程范围内,即可避免设备受冲击影响而损坏,因此需对隔振系统进行隔离冲击设计。设定车载系统所受冲击为半正弦波,传递到方舱的峰值加速度为15g,脉冲频率为40Hz,由冲击计算公示可得冲击作用下各部件的位移值(见表4),其中 ω_4 为激光雷达望远镜部分冲击激励下的固有频率; a 为冲击作用的相应加速度; τ 为冲击作用的垂直偏移值; k 为减振器刚度,即弹簧系数, m 是设备质量。

$$\omega_4 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (6)$$

$$a = 1.6a\omega_4/\omega \quad (7)$$

$$\tau = ma/K \quad (8)$$

Table 4 Displacement of damping absorber under shock action

	telescope	dynamo	power supply	water cooling machine	cabinet
τ/mm	19	23.5	26.3	16.7	26.3

望远镜作为激光雷达的主体,在上述冲击作用下的位移值为19mm,结合图10可知,望远镜减振器的形变量程大约为30mm,可知冲击位移小于隔振器的最大形变量,所选减振器能够有效防止冲击对系统的影响。至于激光雷达各组件下方的减振器形变量程均大于30mm,可以保护组件免受冲击的影响,此处不一列出各自的减振器形变量曲线。

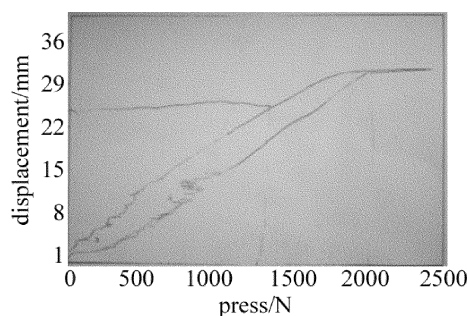


Fig. 10 Displacement of damping absorber of telescope

2.4 水平方向的加固设计

运输过程中,激光雷达系统主要做垂直方向的振动,同时还伴有左右、前后方向的晃动。为避免设备因平面内晃动而造成测量精度降低甚至零部件损坏,需对仪器在平面内进行加固,具体措施见图11。激光雷达的望远镜部分通过4根均布的高强度绳索与方舱地面连接,而激光雷达的各组件部分则通过具有一定弹性的橡胶座与方舱壁紧连,从而抑制运输过程中激光雷达系统水平面上的晃动行为。

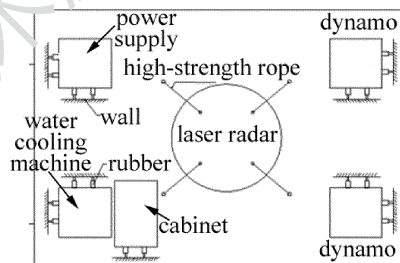


Fig. 11 Layout of reinforcement in level

3 实验分析及验证

由于车载测风激光雷达系统做到了种子激光器和脉冲激光器的单模光纤注入耦合,成功实现了单纵模、可调谐、稳频脉冲激光发射系统,其中发射激光的单纵模和频率稳定是测风激光雷达实现准确测量的关键。

车载运动中的振动量会对光路的稳定和种子注入的效率产生很大的影响,进而降低了风速测量的精度,因此采用隔振设计来减小振动对频率稳定的影响。实验中车载系统在野外作业,通过在静止状态下,由一组发电机运转供电和发动机运转模拟车运行时的振动环境,分别通过发电机和发动机在开启状态前后的锁频效果比较,以及2011-08-22T12~2011-08-22T21时间分辨率为30min的激光雷达与探空气球测风数据的对比,来检验隔振系统的效果,结果如图12、图13所示。

通过图12,分别计算频率稳定性标准差得到:(1)无振动影响时的标准差为2.55MHz;(2)在发动机和发电机同时运转状态下的标准差为2.64MHz,说明该减振系统对激光雷达系统起到了较好的隔振效果,保

证了锁频精度的稳定性。

通过图 13 发现,在发电机和发动机同时运转的振动环境当中,激光雷达所测 27km 以下的风速曲线与探空气球所测风速值曲线拟合良好,其中较小误差原因可能在于每个设备都有各自的系统测量误差,以及激光雷达在测量低层风速时,后向散射谱线受到了气溶胶和布里渊散射的影响,从而影响了测量精度,造成了曲线拟合上面的误差^[13,16],但已达到了测量要求。总而言之,通过实验证明,浮筏减振系统有效降低了振动对系统的影响,保证了车载测风激光雷达对风场的测量精度和稳定性。

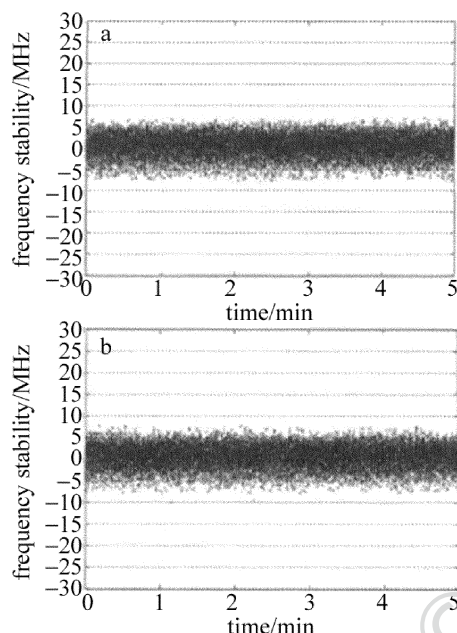


Fig. 12 a—frequency-locking effect under no vibration b—frequency-locking effect in high speed turning of engine

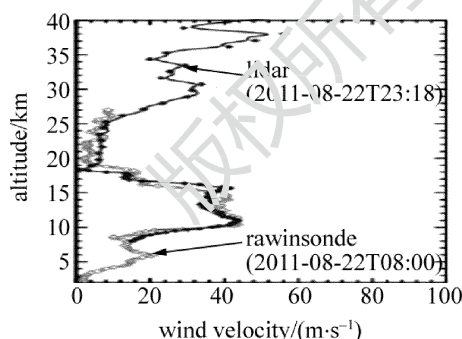


Fig. 13 Wind speed measured with a lidar and balloon

4 结 论

将浮筏减振设计应用于车载测风激光雷达,不仅做到了优化方舱内各仪器组件的布局,充分使用了方舱有限的容积,使得方舱布置更加合理;同时,保证了激光雷达风场测量的精度和稳定性,达到了预期效果。从实验数据中看出:在风场的测量中,激光雷达与探空

气球所测数据曲线拟合非常好,同时在雷达静止和有外界激励干扰情况下,频率的稳定标准差只相差 0.09MHz,浮筏系统有效减弱了振动对锁频效果的不良影响。因此,浮筏减振设计可有效缓解振动对车载测风激光雷达的影响,保证了系统工作的精度和稳定性,同时为浮筏减振设计在其它车载设备中的应用提供了技术支持。

参 考 文 献

- [1] YU Z H. Vibration characteristic of vehicles in transportation [J]. Practical Measurement Technology, 1998(4): 29-31 (in Chinese).
- [2] LI D. Multi-parameter optimization of vibration suppression for high-power optical system [D]. Beijing: Tsinghua University, 2009: 1-2 (in Chinese).
- [3] NING D Y, GAO Y G, ZHANG L, et al. Active control and simulation for vibration isolation foundation of air vehicular photo-electric tracker [J]. Optics and Precision Engineering, 2010, 5(18): 1196-1203 (in Chinese).
- [4] ZHAO P. The vibration analysis of optical instrument in flying platform [J]. Infrared and Laser Engineering, 2001, 31(4): 240-242 (in Chinese).
- [5] CHEN Y. The technology and application of airborne doppler wind lidar [J]. Laser Technology, 2011, 35(6): 795-799 (in Chinese).
- [6] WANG C P, WANG W, DING J W, et al. Vibration damping design for airborne electro-optical surveillance platform [J]. Optics and Precision Engineering, 2011, 19(1): 83-89 (in Chinese).
- [7] AN Y, XU H, JIN G, et al. Design of angular vibration isolation for optoelectronic platform on moving vehicle [J]. Semiconductor Optoelectronics, 2006, 27(5): 614-617 (in Chinese).
- [8] ZHANG K. The research on vibration isolation characteristic of floating raft system with dynamic vibration absorbers [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2008: 2-10 (in Chinese).
- [9] YU Y F, PANG T Z, GUAN S S, et al. Research on coupling-vibration of large floating raft of vibration isolation system [J]. Noise and Vibration Control, 2010, 5(10): 56-59 (in Chinese).
- [10] CHEN D Y, CHEN W, ZHOU R K, et al. Design and research of multilevel complex vibration reduction system [J]. Acta Photonica Sinica, 2005, 34(4): 601-605 (in Chinese).
- [11] ZHANG B, JIA P, HUANG M. Passive vibration control of image blur resulting from mechanical vibration on moving vehicle [J]. Optical Technique, 2003, 29(3): 281-283 (in Chinese).
- [12] YIN Q W, LIU Z S, LIU B Y, et al. Denoising processing of doppler wind lidar data in moving measurement [J]. Journal of Atmospheric and Environmental Optics, 2011, 6(4): 260-267 (in Chinese).
- [13] ZHENG T, CHEN W D. Application of vibration absorbers in floating raft system [J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(3): 44-49 (in Chinese).
- [14] ZHOU J S, LIU C H, XU F. Vibration isolation of photo-electric theodolite in mobile [J]. Acta Photonica Sinica, 2007, 36(s1): 244-248 (in Chinese).
- [15] HAO G. Dynamic characteristics research of floating raft isolation instruments in ships [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2005: 19-26 (in Chinese).
- [16] REN X Y, CUI Z H, TIAN Z S, et al. The key technology and development of brillouin lidar in ocean telemetry [J]. Laser Technology, 2011, 35(6): 808-812 (in Chinese).