

某无人机激光雷达隔振设计与试验测试*

骆海涛^{1,2}, 王浩楠³, 于长帅^{1,2}, 刘广明^{1,2}

(1. 中国科学院沈阳自动化研究所机器人学国家重点实验室 沈阳, 110016)

(2. 中国科学院机器人与智能制造创新研究院 沈阳, 110169) (3. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳, 110819)

摘要 在无人机勘测、航空救援及电力巡检等任务中,激光雷达是一种必备的技术手段。由于无人机在飞行过程中激光雷达将受到复杂的振动工况,为了保证其正常使用和高精度工作,必须对激光雷达进行隔振设计。通过对无人机进行飞行试验得到激光雷达安装位置的振动响应信号;根据隔振理论设计了一款橡胶隔振器,并使用时间积分的方法进行了数值模拟;开展了隔振系统的振动试验测试,获取了激光雷达上某点的响应曲线。分析与测试结果表明:隔振器在 x, y 方向隔振性能均能达到90%,在 z 方向上隔振性能达到80%以上。仿真与试验结果一致性好,能够满足该无人机激光雷达系统的使用环境要求。

关键词 无人机系统; 激光雷达; 隔振器设计; 数值仿真分析; 振动试验测试

中图分类号 V217⁺.32; V222; TH122

引言

无人机(unmanned aerial vehicle,简称 UAV)是一种有动力、可控制、能携带多种设备执行多种任务,具有固定翼、单旋翼、多旋翼等多种机型结构的无人驾驶航空器。无人机通过搭载多种载荷,可实现南极科研考察、航空摄影、地面灾害评估、航空测绘、交通监视、公共安全、消防救援、人工增雨及喷洒农药等多方面应用。无人机可实现电力巡检任务,通过搭载激光雷达,在检查电力问题时起到电子眼的作用,避免工程师高危工作,高效提高巡检效率。无人机实现以上功能需要一套完整的可适应复杂环境的激光雷达支持,而激光雷达在严酷的飞行条件下也要承受复杂的振动环境的考验。根据激励特点,频率范围分为低频振动环境和高频随机振动环境,低频振动环境主要由无人机发动机的点火、关机以及飞行环境急剧变化引起,频率范围一般为5~100 Hz^[1];高频随机振动环境主要由发动机喷流噪声和气动噪声激励以及无人机旋翼旋转产生,其频率范围一般为20~2 000 Hz。激光雷达的使用环境主要受到来自无人机振动工况的干扰,振动源来自于无人机发动机机组工作中产生的振动、飞行工况的急剧变化以及各种大气现象等。如果产品不能适应上述各种机载飞行环境,那么就会在执行任务的

过程中出现故障,从而影响设备的可靠性^[2-3]。

在航天航空减振隔振领域,潘忠文等^[4]设计了一种黏性阻尼器用于改善卫星振动环境。杨文芳等^[5]基于有限元分析技术对机载电子设备进行减振设计。这些减隔振措施都是针对具体的应用对象和使用环境开展的设计、分析和测试工作,不具有普适性。因此,需要根据无人机系统自身的动态性能和实际的环境工况来开展研究工作。

笔者通过无人机飞行试验现场实测得到了激光雷达安装位置的振动信号,以此作为外部激励条件设计了一款橡胶隔振器,并通过仿真分析和振动试验计算了其隔振性能,仿真和试验结果一致性好,验证了数值仿真分析方法的可靠性。同时,所设计的隔振器在三个方向上均具有优良的隔振性能,为保证无人机激光雷达的高精度可靠运行创造了条件。

1 激光雷达飞行测试

1.1 工作性能要求

本研究无人机安装的激光雷达是Velodyne公司出品,具有100 m的远量程测量距离,且重量轻,仅有830 g。该激光雷达承受冲击振动加速度应小于50g,且在5~2 000 Hz的频率范围内所承受的均方根加速度值小于3g。

*国家自然科学基金资助项目(51975567,51505470);中国科学院青年创新促进会资助项目(2018237);机器人学国家重点实验室资助项目(Y7A1207301)

收稿日期:2019-08-21;修回日期:2019-10-14

1.2 振动工况测试

为了准确得到激光雷达直接装载在无人机安装支架上的振动响应情况,对无人机样机进行飞行测试。通过加速度传感器记录无人机雷达安装位置的振动响应。测试工程样机如图 1 所示。

在空中飞行阶段,主要受到来自发动机的作用及不稳定的空气流作用,从而引起无人机系统的振动。无人机工作中的状态基本都属于空中飞行阶段,在测试时保持无人机空中飞行一段时间后记录该工况下的响应情况。其时域响应曲线及功率谱密

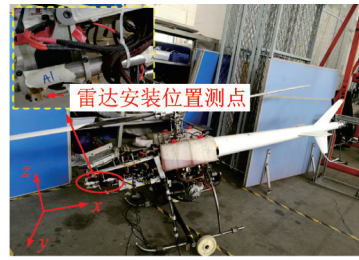


图 1 无人机样机

Fig.1 UAV prototype

度(power spectral density,简称 PSD)曲线如图 2 和图 3 所示。图 3 中 RMS 为均方根(root mean square,简称 RMS)。

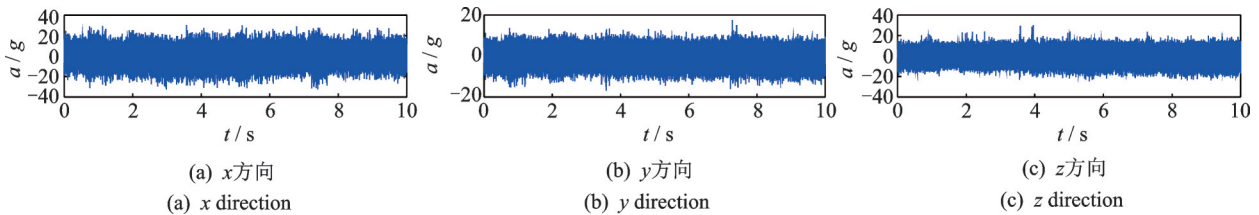


图 2 雷达安装位置时域信号

Fig.2 Radar installation position time domain signal

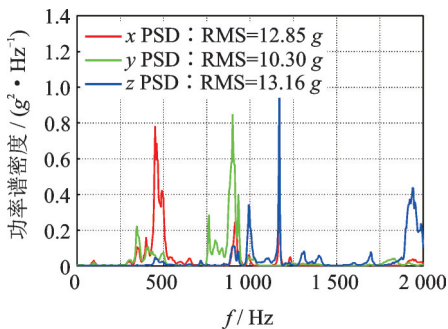


图 3 雷达安装位置 PSD 响应

Fig.3 Radar installation location PSD response

分析上述得到的时域随机振动响应及频域随机振动响应信号可知:根据时域曲线,其最大加速度幅值达到 50g,已经超过激光雷达所能承受的最大冲击加速度值;根据功率谱密度曲线,其振动响应的均方根加速度值均超过 3g,超过激光雷达所能承受的最大加速度均方根值,且最大均方根加速度值为 13.16g,为允许值的 4.39 倍。

通过以上分析,在无人机工作过程中已经产生超出激光雷达承受能力的加速度振动幅值及均方根加速度值,如果没有合适的减隔振措施,激光雷达将会受到损坏。通过分析上述功率谱密度曲线,可以发现在无人机飞行过程中各方向的响应峰值普遍高于 250 Hz,如表 1 所示。通过合理设计隔振器结构,采用橡胶材料设计隔振器,可以有效降低激光雷达安装位置的加速度响应。

表 1 无人机飞行工况下的频率成分

Tab.1 Frequency components in flight mode of UAV			
方向	1 阶频率/Hz	2 阶频率/Hz	3 阶频率/Hz
x	452	912	1 172
y	348	764	900
z	992	1 172	1 940

2 隔振器设计

2.1 动力学建模及隔振理论

建立无人机支架与激光雷达连接的动力学方程,其中无人机支架传递过来较大的基础振动 $y(t)$ 。在动力学方程中先通过线性弹簧和线性阻尼单元表示隔振器,经过隔振器衰减后的振动响应传递到激光雷达上,此时产生较小的振动响应 $x(t)$,如图 4 所示。

建立该系统的振动运动方程

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (1)$$

当基础振动信号假设为简谐振动时,令基础振

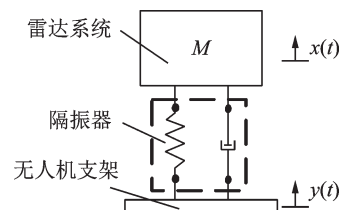


图 4 系统动力学模型

Fig.4 Systematic dynamics model

动信号为 $y = A \sin \omega t$, 采用复数法解微分方程。将基础振动位移 y 与激光雷达的稳态响应解 x 都表示成复数形式, 即: $x = A e^{i \omega t}$; $y = B e^{i(\omega t - \theta)}$ 。

代入式(1)得到

$$(k - m\omega^2 + ic\omega) B e^{i(\omega t - \theta)} = A(k + ic\omega) e^{i\omega t} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \eta = \frac{B}{A} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \\ \xi = c/2\sqrt{mk} \end{cases} \quad (3)$$

其中: η 为振幅放大因子; λ 为激振频率与共振频率的比值; ξ 为阻尼比。

如图5所示, 以频率比 λ 为横坐标, 放大因子 η 为纵坐标, 作出不同阻尼比情况下的幅频响应曲线, 其中绝对位移传递率及频率比均为无量纲单位。

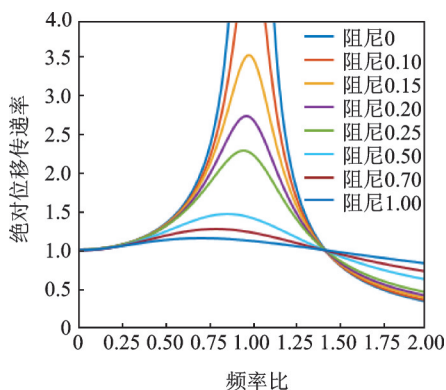


图5 传递率幅频响应曲线

Fig.5 Transfer rate amplitude response curve

由图5可得出以下结论^[6-8]: 当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时, 可以看出传递率随频率增加逐渐减少, 表明隔振效果越好; 然而在该频率范围内增大, 传递率也跟着变大, 此时增大阻尼减弱了结构的隔振效果。

由于激光雷达标准要求振动环境为 $5 \sim 2000$ Hz 下均方根加速度值小于 $3g$, 根据输入条件最高为 $13.16g$, 要求隔振效率为 78% 以上。

$$\eta = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} > \sqrt{\frac{1}{(1 - \lambda^2)^2}} \quad (4)$$

其中

$$\sqrt{1/(1 - \lambda^2)^2} < 0.22 \quad (5)$$

计算得到

$$\lambda = \omega/\omega_n > 2.77 \quad (6)$$

已知无人机振动试验得到飞行中的频率成分, 在设计隔振器时使安装隔振器后的结构基频满足式(6)。

2.2 隔振器结构设计

基于激光雷达的安装空间、结构尺寸以及激光

雷达的工作状态, 需要以悬架的形式安装到无人机支架前端位置, 因此设计一款适用于悬架结构的隔振器^[9], 如图6所示。

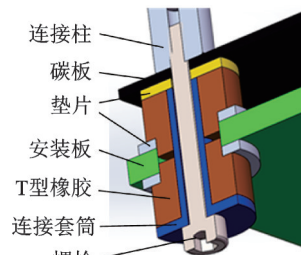


图6 隔振器结构模型

Fig.6 Vibration isolator structure model

该隔振器通过连接柱与无人机支架前端连接, 为了保证结构承载及隔振效果, 设计对称布置的4个隔振器, 考虑到多个隔振器的隔振质心可能因为安装或结构尺寸问题有较大的偏移问题, 因此在连接柱与隔振器间设计高硬度的碳板调整质心。

无人机飞行过程中有较大的加速度扰动, 因此设计T型的橡胶结构可适用于3个自由度方向的隔振; 橡胶材料具有较低的弹性模量, 能获得较低的基频, 提高隔振效果; 橡胶材料还具有一定的阻尼特性, 在低频共振区能较好地抑制共振响应; 同时设计上下对称的隔振器结构, 对隔振性能有较大的提升。

通过合理地设计该橡胶隔振器的结构尺寸能有效降低无人机飞行中产生的振动响应, 对激光雷达进行有效保护, 并能有效稳定激光雷达工作精度。

3 隔振性能仿真分析

建立无人机激光雷达系统的三维模型, 如图7所示。通过有限元分析方法进行该无人机激光雷达系统的振动分析, 进行橡胶隔振器的设计。

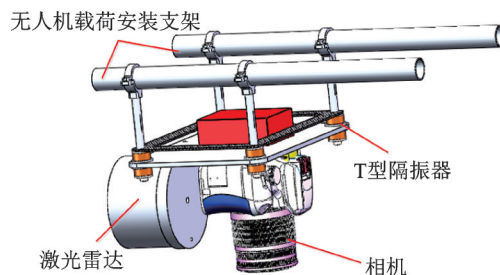


图7 无人机激光雷达系统模型

Fig.7 UAV lidar system model

由于橡胶材料在分析中具有几何大变形非线性, 且笔者设计的橡胶隔振器T型橡胶与结构的连接方式为接触, 因此具有接触非线性特性。笔者在分析中采用线性弹性忽略材料的非线性特性, 但由

于具有几何及接触非线性特性,对于该隔振器性能的分析具有特殊要求,常用的线性分析方法不可靠。本研究通过采用ABAQUS仿真分析软件、稳态动力学隐式分析方法Dynamic Implicit作为主要分析方法^[10]。

笔者采用航天材料及工艺研究所研制的硅橡胶ZN-11系列,其对应的橡胶材料参数如表2所示。

表2 橡胶材料参数

Tab.2 Rubber material parameters

牌号	密度/ ($\text{t}\cdot\text{mm}^{-3}$)	泊松比	剪切模 量/MPa	损耗因子
ZN-11	1×10^{-9}	0.49	1.2	0.2

测得激光雷达上某点的时域信号傅里叶变换PSD功率谱密度曲线,如图8所示。

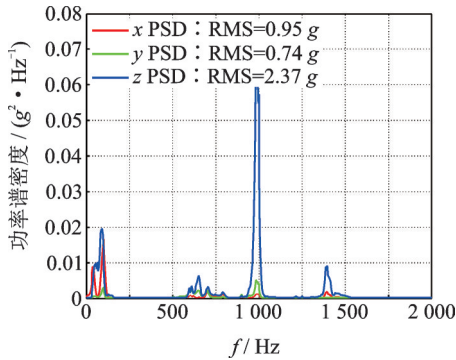


图8 仿真分析PSD曲线

Fig.8 Simulation analysis of PSD curves

通过仿真分析可以得到该隔振器安装后整体结构的基频大概为100 Hz左右,满足隔振理论设计。同时通过有限元分析结果得到的加速度响应情况表明,该橡胶隔振器能有效降低激光雷达的振动响应,在3个方向都达到较好的隔振效果,其振动分析响应均方根加速度均低于3g。

4 隔振性能试验测试

设计该无人机激光雷达系统的振动工装,并对整个激光雷达模拟件及隔振器进行实物加工。通过在振动台控制 K_1 点输入测得的无人机飞行工况下支架安装激光雷达位置的真实振动响应,进行模拟无人机激光雷达系统的振动测试,并记录激光雷达响应点 A_1 的振动响应情况^[11-12],振动试验平台如图9所示。

通过振动试验,得知在飞行状态下,无人机激光雷达经过隔振器后振动信号减弱,时域信号如图10所示,其测点频域PSD曲线如图11所示。

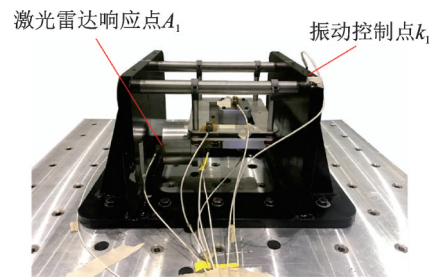


图9 无人机激光雷达系统振动测试台

Fig.9 UAV Lidar System Vibration Test

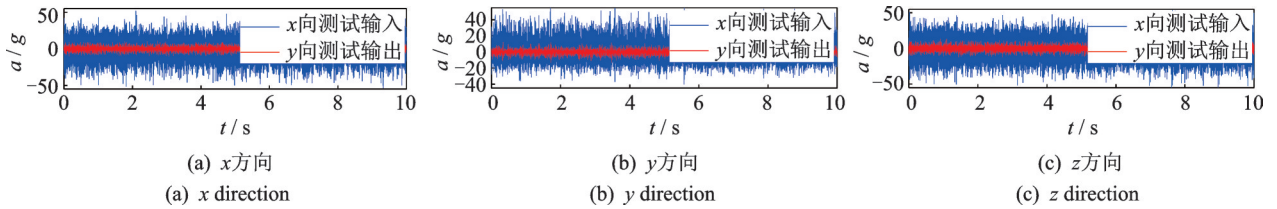


图10 振动台随机振动的时域信号隔振效果

Fig.10 Time-domain signal vibration isolation effect of random vibration of shaking table

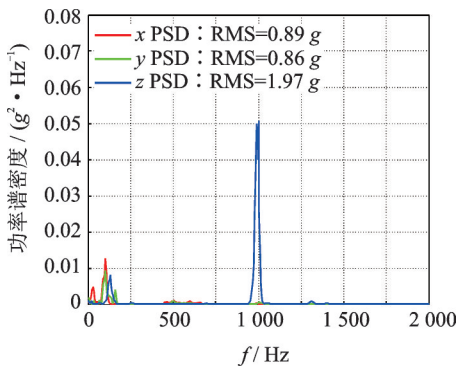


图11 激光雷达测点PSD曲线

Fig.11 Lidar measuring point PSD curve

由振动测试结果可知,通过无人机支架的振动响应经过橡胶隔振器衰减后,传递到激光雷达上振动响应有明显的减弱。其振动响应均方根加速度均低于3g,且时域信号幅值同样有明显减弱,响应信号幅值均低于10g。将上述仿真分析结果及试验测试结果进行归纳总结,对隔振性能仿真及测试进行对比,如表3所示。

5 结束语

本研究在未知无人机激光雷达系统振动响应的情况下,首先,在无人机飞行状态下采集激光雷达安

表3 隔振性能仿真测试对比

Tab.3 Comparison of vibration isolation performance simulation test

方向	输入条件		激光雷达仿真结果		激光雷达测试结果		
	时域响应/ g	RMS/ g	RMS/ g	隔振效率/%	时域响应/ g	RMS/ g	隔振效率/%
x	53.88	12.85	0.95	92.61	4.00	0.89	93.07
y	54.84	10.30	0.75	92.72	4.15	0.86	91.65
z	54.93	13.16	2.37	81.99	9.01	1.97	85.03

装位置的振动响应信号,信号时域幅值接近55g,均方根加速度值接近13g,发现该振动响应远超过激光雷达所能承受的最大允许幅值响应50g及均方根加速度值3g,因此必须对该激光雷达进行隔振设计;其次,提出了一种T型橡胶隔振器结构,用于该激光雷达系统的隔振,并通过有限元仿真分析得知该橡胶隔振器的隔振效果较好,在各个方向上激光雷达的均方根加速度值小于3g,隔振效果均能达到80%以上,能有效保护激光雷达正常工作;最后,通过振动台进行该模拟激光雷达的测试试验,达到了较好的隔振效果,在3个方向上的时域响应幅值均小于10g,均方根加速度值小于3g,试验效果与仿真效果相近,隔振效率误差小于5%。以上验证了该T型橡胶隔振器的隔振性能较好,以及该有限元分析方法的可靠性。在进行试验测试前进行有限元分析能有效减少试验成本,缩短设计周期,优化结构设计。

参 考 文 献

- [1] JAIN P C. Vibration environment and the rockets [J]. Procedia Engineering, 2016, 144:729-735.
- [2] CONSTANTINESCU C E, RUGESCU R D, CIOCHINA S, et al. First flight experiment with the nerva-1 inertial platform [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 325/326:990-993.
- [3] IBRAHIM R A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 314(3/4/5):371-452.
- [4] 潘忠文,邢建伟,王樵,等. 并联式承载减振一体的整星隔振研究[J]. 力学学报, 2019, 51(2): 364-370.
PAN Zhongwen, XING Jianwei, WANG Lei, et al. Research on whole-spacecraft vibration isolation based on parallel load-bearing and damping system [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51(2): 364-370.(in Chinese)
- [5] 杨文芳,魏强,朱兰琴. 基于有限元分析的机载电子设备减振设计[J]. 振动与冲击, 2010, 29(5):230-234.
YANG Wenfang, WEI Qiang, ZHU Lanqin. Anti-vibration design for an airborne electronic equipment based on finite element method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(5):230-234.(in Chinese)
- [6] MALLIK A K, KHER V, PURI M, et al. On the modelling of non-linear elastomeric vibration isolators [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 219(2): 239-253.
- [7] SUN X, ZHANG S, XU J. Parameter design of a multi-delayed isolator with asymmetrical nonlinearity [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018; 138/139:398-408.
- [8] LUO X Y, ZHANG Y S, ZHENG Y P. Nonlinear revision of the linear model for stockbridge vibration damper and experiment validation [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 328:504-508.
- [9] 陈学前,沈展鹏,刘信恩,等. 不确定性因素对某橡胶隔振器连接刚度的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(3):530-534.
CHEN Xueqian, SHEN Zhanpeng, LIU Xin'en, et al. Rigidity of the uncertainties connected to a rubber isolator [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015,35(3):530-534.(in Chinese)
- [10] 邹广平,程贺章. 金属橡胶减振器随机振动有限元仿真[J]. 中国机械工程, 2016, 27(14):1960-1963.
ZOU Guangping, CHENG Hezhang. Finite element simulation of metal rubber damper random vibration [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(14): 1960-1963.(in Chinese)
- [11] KARNAUKHOV V G, TKACHENKO Y V. Active damping of the resonant vibrations of a flexible cylindrical panel with sensors and actuators [J]. International Applied Mechanics, 2011, 47(6): 720-726.
- [12] WANG H X, GONG X S, PAN F, et al. Experimental investigations on the dynamic behavior of o-type wire-cable vibration isolators [J]. Shock and Vibration, 2015, 2015:1-12



第一作者简介:骆海涛,男,1983年3月生,博士、研究员。主要研究方向为高速重载机器人动力学、特种环境结构力学性能研究、空间结构减重抗振、基于多元约束的结构优化、有限元仿真和试验测试等。曾发表《大型航天搅拌摩擦焊机机器人动态仿真分析与优化设计》(北京:科学出版社,2018年)等论著。

E-mail:luohaitao@sia.cn