

惯性测量组合减振系统动力学分析及实验研究

郑玲, 房占鹏

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘要: **目的** 保证惯性测量组合(Inertial Measuring Unit, IMU)减振系统具有良好的减振性能。**方法** 建立测量组合的三维模型,为提高IMU的解耦率,调整IMU和支架的质心,使IMU的质心与4个隔振器的刚度中心基本重合。采用Mooney-Rivlin超弹性本构模型对橡胶隔振器的橡胶材料进行表征,并在此基础上建立IMU减振系统有限元模型,对IMU减振系统的频率响应和冲击响应进行分析,并对IMU减振系统进行振动和冲击试验。**结果** 通过调整IMU质心位置和支架结构,使各阶模态能量解耦率都在80%以上;通过频率响应仿真分析,IMU减振系统在 X, Y, Z 方向上放大倍数分别为3.072, 3.12, 3.17;通过冲击响应仿真分析,IMU减振系统响应最大幅值为70.1g。**结论** 通过实验验证了有限元模型的正确性和减振设计的有效性。

关键词: 惯性测量组合; 有限元模型; 动态特性; 冲击响应

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2015.03.004

中图分类号: TJ02 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2015)03-0022-07

Dynamics Analysis and Experimental Study of Vibration System in Inertial Measuring Unit

ZHENG Ling, FANG Zhan-peng

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

ABSTRACT: **Objective** To study the dynamic characteristics of vibration system in Inertial Measuring Unit (Inertial Measuring Unit, IMU), so as to guarantee the good vibration damping performance of IMU vibration system. **Methods** The 3D model of the IMU was established and its centroid position and support were adjusted to make it almost coincide with the stiffness center of four vibration isolators, and to improve the decoupling rate of the vibration system. The Mooney-Rivlin hyperelastic constitutive model was used to characterize the rubber material of the rubber isolator and on that basis, and the finite element model of the IUM vibration system was built. The frequency response analysis and shock response analysis were carried out on the model. The vibration and shock experiments of the IMU vibration system were also presented. **Results** By adjusting the centroid position of IMU and the supporter framework,

收稿日期: 2015-03-16; 修订日期: 2015-04-19

Received: 2015-03-16; Revised: 2015-04-19

基金项目: 国家自然科学基金(50775225)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China(50775225)

作者简介: 郑玲(1963—),女,重庆人,博士,教授,主要研究方向为智能结构与系统以及结构振动噪声控制。

Biography: ZHENG Ling (1963—), Female, from Chongqing, Doctor, Professor. Research focus: smart structure system and vibration and sound control in structure.

the energy decoupling rate of each order modal were all above 80%; through the frequency response simulation analysis, the magnification in X, Y, Z of IMU vibration system was 3.072, 3.12, and 3.17, respectively; through the shock response simulation analysis, the maximum amplitude of IMU vibration system was 70.1g. **Conclusion** The experiment verifies that the finite element model is correct and the design of vibration isolation is effective.

KEY WORDS: Inertial Measuring Unit; finite element model; dynamic characteristics; shock response

惯性导航系统(IMU)的工作情况直接影响导航的精度和可靠性。由于IMU的工作环境具有振动加速度大、激励频率范围广和受激励时间长等特点,为了保证IMU的工作精度和可靠性,通常使用隔振器对IMU进行隔振^[1-3]。因而,为了隔离来自载体强烈的振动和冲击,使测量组合具有良好的工作环境,确保IMU可靠、稳定的工作,必须设计高性能的减振系统^[4-6]。

随着惯性导航技术的要求越来越高,研究人员也越来越重视IMU减振系统设计的研究。姚建军等^[7-8]分别建立了5种不同隔振模式的惯性导航系统动力学微分方程,通过对IMU在6个自由度上振动耦合特性和传递特性的对比分析,提出了不同隔振系统的布置方式。刘世品^[9]采用有限元的方法对橡胶隔振器的结构进行了修改,分析了此隔振系统的频率响应,搭建了试验测试系统平台,实验验证了建立的有限元模型的正确性和分析方法的有效性。Steinberg等^[10-11]为了探讨电子设备的减振和隔振方法,采用理论分析对电子设备的振动和冲击等问题进行了研究。

文中对IMU的减振系统进行了动力学特性研究。建立了测量组合的三维模型,为了提高IMU的解耦率,调整IMU和支架的质心,使IMU的质心与4个隔振器的刚度中心基本重合。采用Mooney-Rivlin超弹性本构模型对橡胶隔振器的橡胶材料进行表征,并确定了橡胶材料的超弹性本构模型的参数,进而建立了IMU减振系统有限元模型。分析了减振系统的频率响应和冲击响应,并对IMU减振系统进行了振动和冲击试验。

1 IMU振动系统解耦

振动解耦可以使IMU系统各个自由度上的振动相对独立或分离,这样可在不影响其他自由度的情况下对隔振效果不佳的自由度独立采取措施,使IMU获得良好的振动姿态,有利于提高隔振性能。

IMU减振系统隔振器布置方式如图1所示,理论上IMU减振系统在各自自由度方向上的振动是互不干涉、互不耦合的,因而,可按照单自由度振动系统对IMU减振系统进行设计。在实际设计时,很难做到

IMU质心与隔振器刚度中心的重合,振动系统在各自自由度方向上具有振动耦合,因此,需对IMU减振系统进行解耦分析。

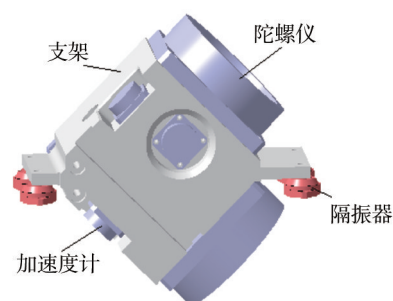


图1 IMU减振系统结构

Fig.1 The vibration system model of IMU

1.1 振动系统解耦的原理

建立IMU减振系统的动力学模型,由于IMU是通过4个隔振器安装到运载体上的,因而,可将IMU减振系统看作一个悬置系统,如图2所示。 G_0-XYZ 为定坐标系,支架和测量组合静平衡时的质心在原点 G_0 处。相对于定坐标系 G_0-XYZ 的是动坐标系 $G-xyz$ 。系统的广义坐标为IMU减振系统沿 X, Y, Z 三个方向的平动坐标 x, y, z 和围绕 x, y, z 轴转动的坐标 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$,即 $\{q\}=\{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$ 。

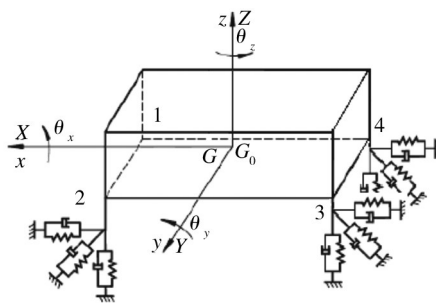


图2 振动系统动力学模型

Fig.2 The model of vibration system

无阻尼情况下,系统的动力学方程为:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量矩阵和刚度矩阵:

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} & k_{\alpha\alpha} & k_{\alpha\beta} & k_{\alpha\gamma} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & k_{y\alpha} & k_{y\beta} & k_{y\gamma} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} & k_{z\alpha} & k_{z\beta} & k_{z\gamma} \\ k_{\alpha x} & k_{\alpha y} & k_{\alpha z} & k_{\alpha\alpha} & k_{\alpha\beta} & k_{\alpha\gamma} \\ k_{\beta x} & k_{\beta y} & k_{\beta z} & k_{\beta\alpha} & k_{\beta\beta} & k_{\beta\gamma} \\ k_{\gamma x} & k_{\gamma y} & k_{\gamma z} & k_{\gamma\alpha} & k_{\gamma\beta} & k_{\gamma\gamma} \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} 和 I_{xy}, I_{yz}, I_{zx} 分别为振动系统绕坐标轴 X, Y, Z 的转动惯量和惯性积; k_{xx}, k_{yy}, k_{zz} 和 $k_{\alpha\alpha}, k_{\beta\beta}, k_{\gamma\gamma}$ 分别为振动系统绕坐标轴 X, Y, Z 的总往复刚度和总回转刚度; $k_{mn} (m \neq n)$ 为系统的耦合刚度。

根据振动理论,该振动系统的动力学方程的解可表示为:

$$\{q\} = \{X_i\} \sin(\omega_i t + \alpha) \quad (4)$$

将式(4)代入振动系统的动力学方程可得:

$$[K]\{X_i\} = \omega_i^2 \{X_i\} \quad (5)$$

通过求解方程式(5)可得到振动系统的固有频率 ω_i 和主振型 $\{X_i\} (i=1, 2, 3, 4, 5, 6)$ 。

在坐标系 G_0-XYZ 中,可以得到振动系统在各阶次主振动时的能量分布矩阵。当系统在第 k 阶模态振动时,此矩阵为:

$$[(E_k)_{ij}] = m_{ij}(X_k)_i(X_k)_j\omega_k^2/2 \quad (6)$$

$i, j, k=1, 2, 3, 4, 5, 6$

式中: ω_k 为 k 阶固有频率。

振动系统在第 k 阶模态振动时,分配到第 i 个广义坐标上能量的总和占整个振动系统总能量的百分比为:

$$(E_{rk})_i = \frac{\sum_{i=1}^6 m_{ij}(X_k)_i(X_k)_j}{\sum_{i=1}^6 \sum_{j=1}^6 m_{ij}(X_k)_i(X_k)_j} \times 100\% \quad (7)$$

当 $(E_{rk})_i=100\%$ 时,说明第 k 阶模态振动能量全部集中在第 i 个广义坐标上,其他自由度上没有振动能量,即不发生振动,这就实现了解耦。

1.2 IMU 质心位置调整

在理想状态下,IMU 的质心和隔振器的刚度中心完全重合,IMU 在 6 个自由度上的振动完全解耦。对于初始设计的结构,系统的质心和隔振器的刚度中心之间具有 3.2 mm 的偏差。因而,需要通过调整陀螺仪和加速度计的位置以及支架结构尺寸,使 IMU 的质心与隔振器的刚度中心基本重合,进而使 IMU 在各自由度上的振动都具有很高的解耦率。

在三维软件 Catia 中,输入各个部件的材料参数,对陀螺仪和加速度计的位置以及支架的结构尺寸进行调整。文中使用的 4 个隔振器的规则相同,并且每个隔振器在空间三向具有相同的刚度,所以 4 个隔振器安装点坐标的平均值即是刚度中心坐标。调整后 IMU 质心的坐标为 (104.87, 97.173, -96.15), 4 个隔振器刚度中心的坐标为 (105, 97, -96), 两坐标的差值为 (0.13, 0.173, 0.15)。可以看出,装配体的质心和隔振器的刚度中心基本实现了完全重合。

1.3 调整前后解耦率的对比

调整前后 IMU 减振系统的振动解耦率见表 1 和表 2。通过对比分析可知,对 IMU 调整之前,振动解耦率较低,IMU 的振动会出现耦合。在 IMU 调整后,在各阶模态上的振动解耦率都有很大的提高。其中,一、五、六阶模态实现了完全解耦,二、三、四阶模态的解耦率也都大于 80%,有助于使 IMU 在各个方向上都获得良好的减振效果。

表 1 调整前解耦率

Table 1 Decoupling rate before adjustment

模态阶次	固有频率/Hz	模态能量百分比/%					
		X	Y	Z	R_x	R_y	R_z
1	58.2	52.7	12.9	12.4		11.7	10.3
2	90.2	29.8	54.6	15.6			
3	92.9	1.8	29.4	68.8			
4	93.7	15.7	3.1	3.2		39.6	38.4
5	151.1				99.6	0.2	0.2
6	198.8				0.4	48.5	51.1

表2 调整后解耦率
Table 2 Decoupling rate after adjustment

模态阶次	固有频率/Hz	模态能量百分比/%					
		X	Y	Z	R _x	R _y	R _z
1	60.6				100		
2	92.9	82.9	16.4				
3	92.9	17.1	80.5				
4	92.9		4.1	95.9			
5	152.8					100	
6	196.8						100

2 橡胶材料表征模型的分析

选用的橡胶隔振器如图3所示,它由上支座、下支座以及隔振橡胶组成。上支座连接IMU,下支座与载体连接,起到安装和支持的作用。锥形的硫化橡胶件是主要的减振元件,为了防止橡胶件发生脱落,将金属件嵌入到凸出的两个圆环中从而加强胶合。为了对IMU减振系统进行振动响应和冲击响应仿真分析,需要对橡胶材料进行表征。

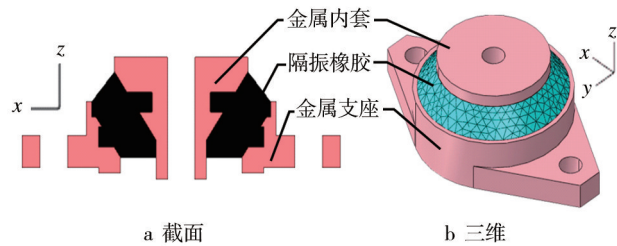


图3 隔振器结构
Fig.3 The sketch of damper

2.1 橡胶材料的表征模型

橡胶材料是一种具有非线性、超弹性的各向同性近似不可压缩材料。基于应变能密度函数的大弹性变形本构理论^[12]是描述超弹性材料特性的有效理论之一,根据超弹性本构关系模型,应变能密度函数采用的多项式形式表示为^[13]:

$$U = \sum_{i+j=1}^N C_{ij}(I_1-3)^i(I_2-3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J_e-1)^{2i} \quad (8)$$

式中: N 是项数; C_{ij} 和 D_i 分别用来描述橡胶材料的剪切特性和可压缩性; I_1, I_2 分别是第一、第二偏应变不变量; J_e 是弹性体积比。当项数为1时,式(8)可转化为:

$$W = C_{10}(I_1-3) + C_{01}(I_2-3) + \frac{1}{D_1} (J_e-1)^2 \quad (9)$$

采用 Mooney-Rivlin 超弹性本构模型对橡胶材料进行表征,只需要确定橡胶材料的相关系数 C_{10}, C_{01} 和 D_1 ,橡胶材料的弹性特性即可得到表征。橡胶材料系数与初始剪切模量 G_0 和体积模量 K_0 的关系为^[10]:

$$\begin{cases} G_0 = 2(C_{10} + C_{01}) \\ K_0 = 2/D_1 \end{cases} \quad (10)$$

2.2 橡胶材料本构模型材料系数的确定

采用实验的方法^[13]确定 Mooney-Rivlin 模型材料系数较为复杂,提高了减震器的设计成本和难度。橡胶的超弹性材料系数 C_{01}/C_{10} 和邵氏硬度之间的经验关系如图4所示,根据图4可以初步确定其相关的材料系数^[14]。

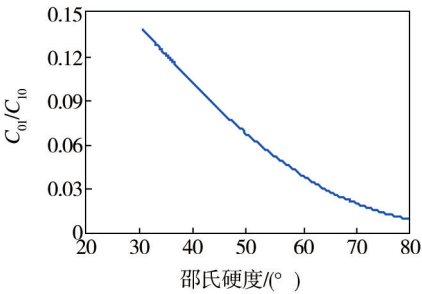


图4 C_{01}/C_{10} 与邵氏硬度的经验关系
Fig.4 Empirical relationship between C_{01}/C_{10} and HS

根据式(10),橡胶材料的等效弹性模量 E 以及等效剪切模量 G 与系数 C_{10}, C_{01} 的关系为^[15]:

$$E = 3G = 6(C_{10} + C_{01}) = 0.351e^{0.034HS} \quad (11)$$

对于确定硬度的橡胶材料,可通过图4确定 C_{01}/C_{10} 值,代入到式(11)中,可求解出 C_{01}, C_{10} 。设橡胶材料的参数 D_1 为0,邵氏硬度为 36° ,根据图4和式(11)可确定的材料系数为: $C_{01}=0.0164, C_{10}=0.1825, D=0$ 。

3 IMU 减振系统振动和冲击试验仿真分析

3.1 有限元模型的建立

在商业有限元软件 HyperMesh 中,采用六面体单元对IMU减振系统划分网格,划分的单元总数为132 508个。采用刚性接触定义各个接触面,并且对隔振器安装面上的自由度进行全约束,建立的IMU减振系统的有限元模型如图5所示。把建立的有限元模型导入到ABAQUS中进行计算分析。

对建立的有限元模型进行分析时,结构阻尼采用复合阻尼,其表达式为:

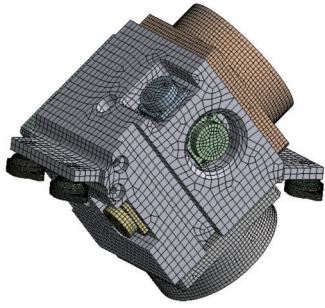


图5 IMU隔振系统的有限元模型

Fig.5 The FEM model of the IMU vibration system

$$\xi_{\alpha} = \frac{1}{m_{\alpha}} \varphi_{\alpha}^M \sum_m (\xi_m \mathbf{M}_m^{MN}) \varphi_{\alpha}^N \quad (12)$$

$$m_{\alpha} = \varphi_{\alpha}^M \mathbf{M}^{MN} \varphi_{\alpha}^N \quad (13)$$

式中: ξ_{α} 为 α 阶模态阻尼比; m_{α} 为 α 阶模态质量; ξ_m 为材料 m 的阻尼比; φ_{α}^M 为 α 阶模态振型; $\mathbf{M}_m^{MN}$ 是材料 m 的质量矩阵。橡胶材料的硬度和阻尼比分别为 40HS, 0.165。IMU 减振系统的材料参数分别为铝、铜和橡胶, 其中, 铝的弹性模量、泊松比和阻尼比分别为 73 000 MPa, 0.3 和 0.02; 铜的弹性模量、泊松比和阻尼比分别为 84 000 MPa, 0.3 和 0.02; 橡胶材料的超弹性参数为 $C_{01}=0.025$ 和 $C_{10}=0.257$, 泊松比和阻尼比分别为 0.3 和 0.02。

3.2 频率响应仿真分析

在有限元软件 ABAQUS 中对建立的有限模型进行频率响应分析, 求解方法为模态叠加法, 分别在 4 个隔振器安装面的 X, Y, Z 三个方向上施加幅值为 0.5g, 频率为 10 ~ 500 Hz 的加速度基础激励。分析 IMU 在 X, Y, Z 三个方向上的加速度响应, 其频率响应曲线分别如图 6 所示, 其中, T 为传递率。

通过分析图 6, IMU 减振系统在 X, Y, Z 三个方向上的固有频率分别为: 93.2, 92.5, 94.1 Hz, 等效阻尼比处于 0.166 ~ 0.172 之间, 放大倍数在 X, Y, Z 三个方向上分别为 3.072, 3.12, 3.17。满足了 IMU 减振系统在三个方向上的刚度和阻尼相等的要求。

3.3 冲击响应仿真分析

在冲击响应分析时, 对 4 个隔振器安装面的 Z 方向上施加冲击激励, 冲击激励为 55g 的半正弦加速度激励, 持续时间为 11 ms, 如图 7 所示。得到 IMU 上的加速度响应如图 8 所示。

由图 8 可见, 最大响应幅值为 70.1g, 响应被放大, 其冲击传递率大于 1。该系统固有频率在 90 Hz 以上,

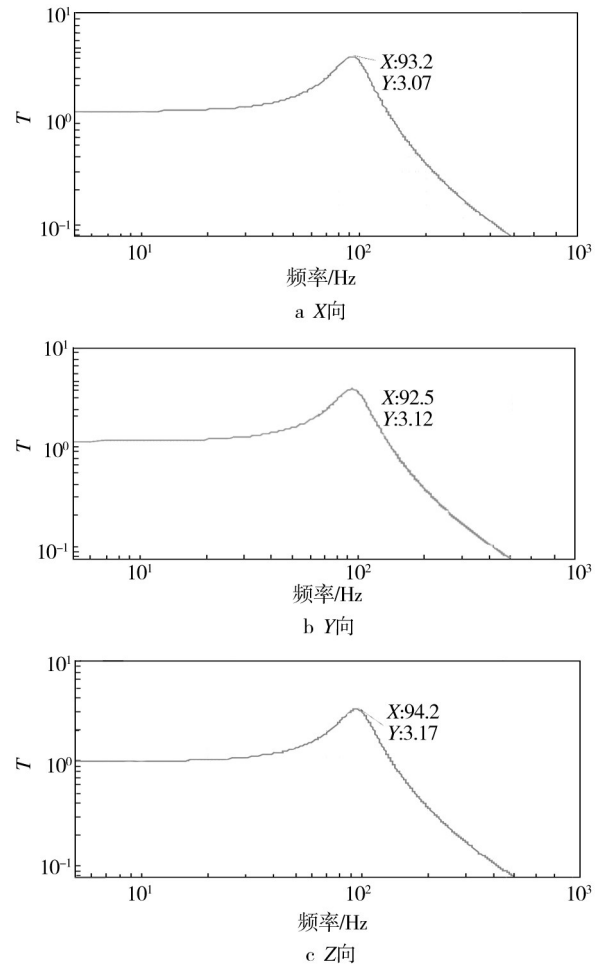


图6 减振系统幅频响应曲线

Fig.6 The frequency response curve

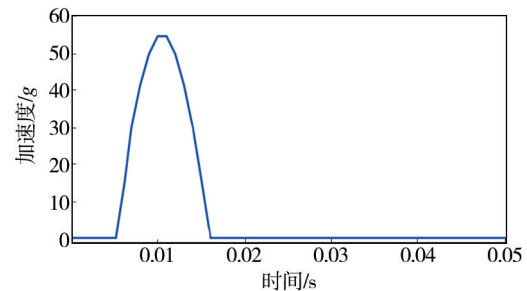


图7 冲击激励加速度

Fig.7 The acceleration of shock excitation

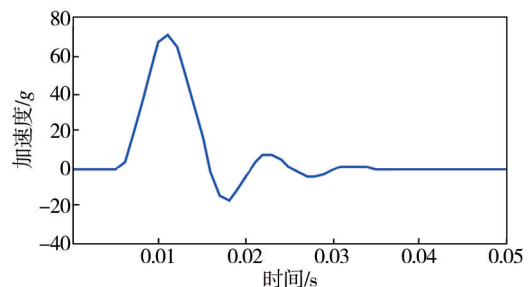


图8 冲击加速度响应

Fig.8 The acceleration of shock response

不能隔冲,如在此冲击激励条件下要得到较好的隔冲效果,需减小系统的固有频率。分析图9可得,隔振器最大压缩量为0.92 mm,比结构的预留空间2 mm要小很多,满足IMU的设计要求。

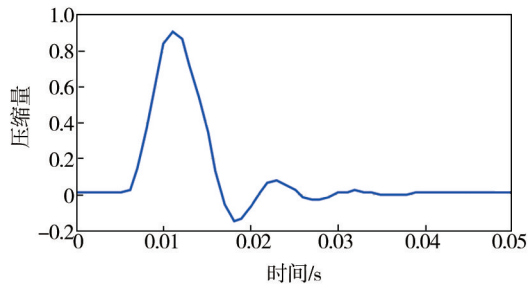


图9 隔振器的压缩量
Fig.9 The deformed distance of isolator

4 IMU减振系统试验研究

根据相关的产品定型试验指标的要求,依据GJB

150.16—86《军用设备环境试验方法·振动试验》和GJB 150.18—86《军用设备环境试验方法·冲击试验》,分别对文中设计的IMU减振系统进行频率响应试验测试和冲击试验测试。

4.1 振动响应分析

在做频率响应测试试验时,采用电动振动实验系统对IMU进行激振。IMU通过隔振器和夹具固定在振动台台面上,响应信号采集点位于IMU上顶部,测量响应点处的加速度响应。试验测试时,采用对数扫频的方式,扫频速率为1 oct/min,扫频范围为5~500 Hz,分别对振动台在X,Y,Z三个方向上施加正弦加速度激励,激励幅值为0.2g。IMU减振系统的试验和仿真的谐振频率和放大倍数见表3。

从表3中可以看出,减振系统在X,Y,Z三个方向上谐振频率在90.79~92.91 Hz之间,放大倍数在3.12~3.42之间,试验验证了建立的有限元模型的正确性和设计系统的有效性。

表3 隔振器固有频率试验与仿真对比值

Table 3 The comparison of experiment and simulation in vibration

	X向			Y向			Z向		
	试验值/Hz	仿真值/Hz	差值百分比/%	试验值/Hz	仿真值/Hz	差值百分比/%	试验值/Hz	仿真值/Hz	差值百分比/%
谐振频率	91.84	93.2	1.45	90.79	92.5	1.85	92.91	94.1	1.26
放大倍数	3.42	3.072	10.10	3.15	3.12	0.96	3.12	3.17	1.60
等效阻尼比	0.153	0.172	11	0.167	0.169	1.11	0.169	0.166	1.80

4.2 冲击响应分析

冲击试验中,冲击激励是峰值为55g的半正弦波,激励持续时间为11 ms,冲击激励方向为Z向,得到的加速度响应如图10所示。在试验完成后,隔振器没有出现结构损伤,测量得到的最大加速度响应峰值为72.47g,与数值计算值(71.3g)差别不大,说明了IMU减振系统在冲击响应谱作用下具有很好的冲击响应。

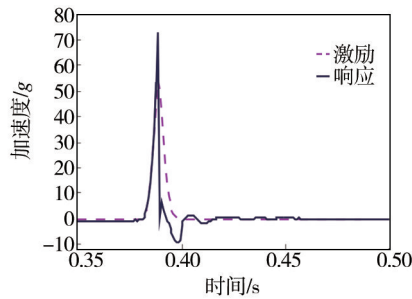


图10 冲击试验激励和响应曲线
Fig.10 The excitation & response of the shock experiment

5 结论

文中对设计的IMU减振系统进行了动力学特性研究。主要结论如下。

1) 建立了测量组合的三维模型,为了提高IMU的解耦率,调整IMU和支架的质心,使IMU的质心与4个隔振器的刚度中心基本重合。对比分析了IMU的质心调整前后的解耦率,调整质心后,IMU的解耦率大大提高,使各个自由度的解耦率都在80%以上。

2) 采用Mooney-Rivlin超弹性本构模型对橡胶隔振器的橡胶材料进行表征,并初步确定了橡胶材料本构表征模型的相关参数。建立了IMU减振系统的有限元模型,并对IMU减振系统进行了频率响应分析和冲击试验分析。通过仿真分析,表明设计的减振系统满足空间减振的要求。

3) 对IMU减振系统进行了振动响应试验和冲击响应试验,试验结果表明,设计的IMU减振系统满足

了在3个方向上刚度和阻尼相等的要求。通过与仿真结果进行对比,验证了设计的IMU减振系统的有效性和有限元建模的正确性,为以后IMU减振系统的设计研究奠定了基础。

参考文献:

- [1] 黄金威,杨朋军,于云峰,等. 惯性平台橡胶隔振器弹性特性的有限元分析[J]. 机械设计,2006,23(11):51—54.
HUANG Jin-wei, YANG Peng-jun, YU Yun-feng, et al. Finite Element Analysis on Elastic Characteristics of Rubber Shock Absorber of Inertia Platform[J]. Journal of Machine Design, 2006, 23(11): 51—54.
- [2] 黄林,王寿荣,颜泽飞,等. 惯性技术中集成控制减振的研究[J]. 中国惯性技术学报,1998,6(2):15—28.
HUANG Lin, WANG Shou-rong, YAN Ze-fei, et al. Research of Integrated Control Devibration in Inertial Technology[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 1998, 6(2): 15—28.
- [3] 秦洁,师永宁. 金属丝网隔振器的研制与试验研究[J]. 装备环境工程,2013,10(2):109—112.
QIN Jie, SHI Yong-ning. Development and Test of Metal Wire Net Isolator[J]. Equipment Environmental Engineering, 2013, 10(2): 109—112.
- [4] 李晓波,吴斌,董程,等. 捷联惯导减振系统的耦合振动研究[J]. 装备环境工程,2014,11(2):43—48.
LI Xiao-bo, WU Bin, DONG Cheng, et al. Research on Coupled Vibration of Strapdown INS Damping System[J]. Equipment Environmental Engineering, 2014, 11(2): 43—48.
- [5] 张生鹏,李晓刚. 某橡胶减振垫加速贮存老化试验及寿命预测[J]. 装备环境工程,2010,7(5):24—28.
ZHANG Sheng-peng, LI Xiao-gang. Accelerated Aging Tests and Storage Life Prediction for a Rubber Damping Pad[J]. Equipment Environmental Engineering, 2010, 7(5): 24—28.
- [6] 王佳民,裴听国. 惯性平台减振系统动力学分析及参数设计[J]. 战术导弹控制技术,2003,43(4):51—54.
WANG Jia-min, PEI Ting-guo. Dynamic Analysis of Inertial Platform Vibration-Reduced System and its Parameters Design[J]. Control Technology of Tactical Missile, 2003, 43(4): 51—54.
- [7] 姚建军,付继波,刘道静. 捷联惯导系统振动耦合特性研究[J]. 战术导弹控制技术,2005,49(2):55—58.
YAO Jian-jun, FU Ji-bo, LIU Dao-jing. Coupled Vibration Characteristics of Strap down Inertial Navigation System[J]. Control Technology of Tactical Missile, 2005, 49(2): 55—58.
- [8] 姚建军. 捷联惯导系统不同隔振模式的比较[J]. 强度与环境,2009,36(2):19—27.
YAO Jian-jun. Contrast of Different Vibration Isolation Patterns Used in Strap-down Inertial Navigation System[J]. Structure & Environment Engineering, 2009, 36(2): 19—27.
- [9] 刘世品,曾祥国,黄光速,等. 有限元频响分析在减振器设计中的应用[J]. 华中科技大学学报,2008,25(3):45—53.
LIU Shi-pin, ZENG Xiang-guo, HUANG Guang-su, et al. The Frequency Response of Finite Element Analysis in the Application of Vibration Isolator Design[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2008, 25(3): 45—53.
- [10] BANERJEE K, DAM B, MAJUMDAR K, et al. An Improved Dither-Stripping Scheme for Strapdown Ring Laser Gyroscopes[C]// IEEE 2004 Region 10 Conference, Tencon: IEEE, 2004.
- [11] VEPRIK A M, BABITSKY V I. Vibration Protection of Sensitive Electronic Equipment[J]. Harsh Harmonic Vibration, 2000, 238(1): 19—30.
- [12] 上官文斌,吕振华. 汽车动力总成橡胶隔振器弹性特性的有限元分析[J]. 内燃机工程,2003,24(6):50—55.
SHANGGUAN Wen-bin, LYU Zhen-hua. Finite Element Analysis of Elastic Characteristics of Rubber Isolator for Automotive Powertrain Systems[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2003, 24(6): 50—55.
- [13] 费康,张建伟. ABAQUS在岩土工程中的应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2010.
FEI Kang, ZHANG Jian-wei. Application of ABAQUS in Geotechnical Engineering[M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2010.
- [14] 任全彬,蔡体敏,安春利,等. 硅橡胶“O”形密封圈 Mooney-Rivlin 模型常数的确定[J]. 固体火箭技术,2006, 29(2):130—134.
REN Quan-bin, CAI Ti-min, AN Chun-li, et al. Determination on Mooney-Rivlin model constants of Silicon Rubber "O"-Ring[J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2006, 29(2): 130—134.
- [15] 王锐,李世其,宋少云,等. 橡胶隔振器系列化设计方法研究[J]. 噪声与振动控制,2006,26(4):11—25.
WANG Rui, LI Shi-qi, SONG Shao-yun. Research on Series-ization Design Method of Rubber Vibration Isolators[J]. Noise and Vibration Control, 2006, 26(4): 11—25.