

文章编号 1004-924X(2024)05-0694-10

## 微振动模拟与主被动隔振一体化实验平台

秦 超<sup>1,3</sup>, 周洪海<sup>1,2,3</sup>, 贺 帅<sup>1,3</sup>, 徐振邦<sup>1,3\*</sup>, 朱 赫<sup>1,2,3</sup>

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 中国科学院 空间光学系统在轨制造与集成系统重点实验室, 吉林 长春 130033)

**摘要:**针对遥感卫星地面微振动实验的复杂要求,设计了一种同时具备微振动模拟与主被动隔振功能的一体化微振动实验平台,并对该平台的主、被动隔振性能以及微振动模拟效果分别进行了仿真分析和实验测试。其中,被动隔振由气浮支撑实现,主动隔振采用主动阻尼方法抑制共振峰,微振动模拟采用基于线性系统频响函数的控制策略。实验结果表明,平台前六阶的模态频率分布均小于 10 Hz,被动隔振系统能大幅抑制 10~200 Hz 频段内的地面微振动;主动隔振能够实现 14 dB 的隔振系统共振峰衰减效果。微振动模拟功能能够有效产生接近星上的单频和多频真实扰动线谱,在特定频谱的扰动模拟实验中,幅值最大误差为 5.9%,在误差允许范围内。该多功能一体化实验平台的各项功能均能满足地面模拟实验需求。

**关键词:**微振动实验;有限元分析;主动隔振;被动隔振;微振动模拟

中图分类号:V416.5 文献标识码:A doi:10.37188/OPE.20243205.0694

## Integrated platform for micro-vibration simulation and active-passive vibration isolation

QIN Chao<sup>1,3</sup>, ZHOU Honghai<sup>1,2,3</sup>, HE Shuai<sup>1,3</sup>, XU Zhenbang<sup>1,3\*</sup>, ZHU He<sup>1,2,3</sup>

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

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Key Laboratory of On-orbit Manufacturing and Integration for Space Optics System, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

\* Corresponding author, E-mail: xuzhenbang@ciomp.ac.cn

**Abstract:** To meet the stringent micro-vibration experiment requirements for remote sensing satellites on the ground, a comprehensive experimental platform has been developed. This platform integrates micro-vibration simulation with both active and passive vibration isolation capabilities. It evaluates the active and passive vibration isolation effectiveness and the micro-vibration simulation's impact separately. Passive isolation is achieved through air-floating support, while active isolation employs an active damping technique. A control strategy based on the linear system's frequency response function is utilized for micro-vibration simulation. The results indicate that the platform's first six modal frequencies are below 10 Hz. The pas-

收稿日期:2023-08-09;修订日期:2023-09-11.

基金项目:国家自然科学基金重点项目(No.62235018)

sive isolation system effectively reduces ground micro-vibrations within the 10-200 Hz range, and the active isolation system attenuates the vibration isolation system's resonance peak by 14 dB. The micro-vibration simulation can accurately produce single and multi-frequency disturbances that closely mimic actual satellite conditions. During specific spectrum simulation experiments, the maximum amplitude error was 5.90%, which falls within the acceptable error margin. This versatile integrated experimental platform fulfills all the experimental requirements.

**Key words:** micro-vibration experiment; finite element analysis; active vibration isolation; passive vibration isolation; micro-vibration simulation

## 1 引言

随着遥感应用市场的扩大,对遥感卫星图像分辨率和像质的要求越来越高<sup>[1]</sup>。高稳定性是高分辨率的基础,而遥感卫星中反作用飞轮组件(Reaction Wheel Assembly, RWA)、控制力矩陀螺仪(Control Moment Gyroscope, CMG)和制冷机产生的微振动是影响稳定性的主要原因<sup>[2-3]</sup>。这些微振动具有振幅小、频带宽的特点,不会使结构破坏,但通过卫星结构传递到光学系统会导致遥感卫星的图像质量显著降低<sup>[4]</sup>。因此,需要预测在轨微振动对光学有效载荷性能的影响。

模拟空间微振动环境,在地面进行微振动实验是验证航天遥感器能否在轨可靠工作的重要措施<sup>[5]</sup>。在高分辨率成像科学实验(HiRISE)项目中,对指向稳定性误差进行了分配,RWA的结构非理想对称性产生的振动干扰被认为是最严重的影响因素,其次是制冷机和框架驱动器<sup>[6-7]</sup>。RWA的主要扰动频率在0~200 Hz<sup>[8]</sup>,CMG和制冷机产生的微振动频率为60~300 Hz<sup>[9-11]</sup>。因此,在进行微振动实验时,实验系统在这些频段要有效模拟在轨真实情况。

遥感卫星的地面微振动实验有两个重要要求:一是要隔离除仪器本身微振动源以外的其他扰动;二是为仪器提供能够模拟其真实工作时的微振动环境,以光学仪器载荷与卫星平台安装接口为界面进行模拟。Park等开发并测试了针对RWA的单轴微振动模拟器<sup>[12]</sup>,Zheng等设计了六自由度微振动激励平台,可满足同时进行多频激励的要求且在300 Hz的频率内可以达到较高的控制精度<sup>[13]</sup>,但模拟实验时两者均未考虑外界扰动的隔离。为隔离外界扰动,Chao等设计了一种

被动隔振系统,将空间望远镜的LOS衰减率降至48%,并使像点位置更加集中,有效地减少了微振源对空间望远镜的影响<sup>[14]</sup>。Beijen等设计了一种主被动隔振系统,实现了74%~97%的隔振效果,均方根调平误差降至1/8<sup>[15]</sup>。但尚无公开文献报道能够同时实现微振动模拟和采用主被动措施隔离外界扰动的微振动实验平台。因此,本文将隔离外界扰动的主被动隔振系统与微振动模拟器相结合,提出了一种集微振动模拟和主被动隔振为一体的多功能实验平台。根据实验需求对实验平台各部组件进行了合理布局,并通过有限元分析验证了设计的正确性。为了抑制被动隔振系统共振峰处的放大,引入主动隔振系统,通过主动阻尼力降低共振峰振幅<sup>[16]</sup>。此外,通过基于线性叠加系统的频响函数控制方法实现了工作台面的微振动模拟,从仿真和实验两个层面证明了微振动模拟的准确性。

## 2 结构设计

### 2.1 构型设计

实验平台如图1所示,由大理石平台、4个气浮支撑、8个音圈电机以及结构支撑件组成。大理石平台尺寸为1 800 mm×2 000 mm×350 mm,自身质量为 $4 \times 10^3$  kg,可承受负载质量为 $8 \times 10^3$  kg。气浮系统的工作原理是高压气体充入橡胶囊中,通过气压的作用将工作平台浮起,此时气浮台在平动和转动方向有6个自由度。同时,气囊将工作平台与结构支撑分离构成系统的被动隔振单元。安装在工作平台和基础框架之间X,Y,Z向的音圈电机为主动执行机构,可对工作平台施加多维主动力来实现主动隔振与微振动模拟。

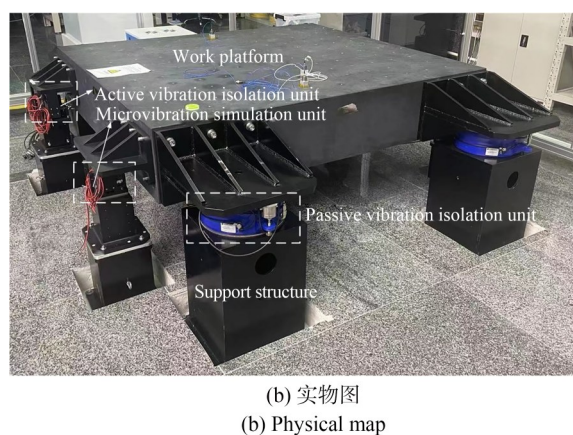
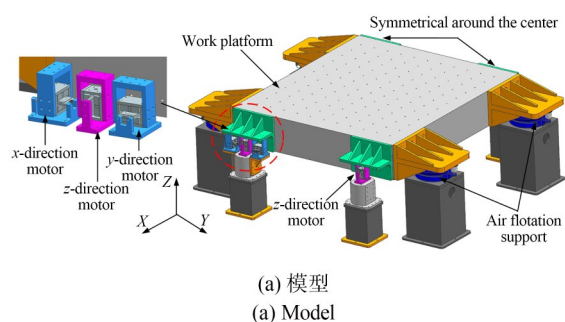


图 1 微振动模拟与主被动隔振一体实验平台示意图  
Fig. 1 Schematic diagram of integrated experimental platform for micro-vibration simulation and active-passive vibration isolation

## 2.2 实验平台的模态分析

实验平台的有限元模型如图 2 所示,模态分析结果如表 1 和图 3 所示。从表 1 中可以看出,实验平台的前六阶模态均小于 10 Hz,满足设计和使用要求。

表 1 一体化实验平台的模态分布

Tab. 1 Modals of integrated experimental platform

模态阶数	固有频率/Hz	振 型
一阶	5.5	沿 Z 平动
二阶	6.2	XY 向复合平动
三阶	6.2	XY 向复合平动
四阶	6.7	绕 X 轴摆动
五阶	9.8	绕 Z 轴转动
六阶	9.9	绕 Y 轴摆动

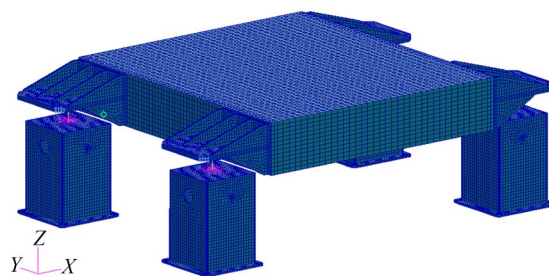


图 2 实验平台的有限元模型  
Fig. 2 Finite element model of experimental platform

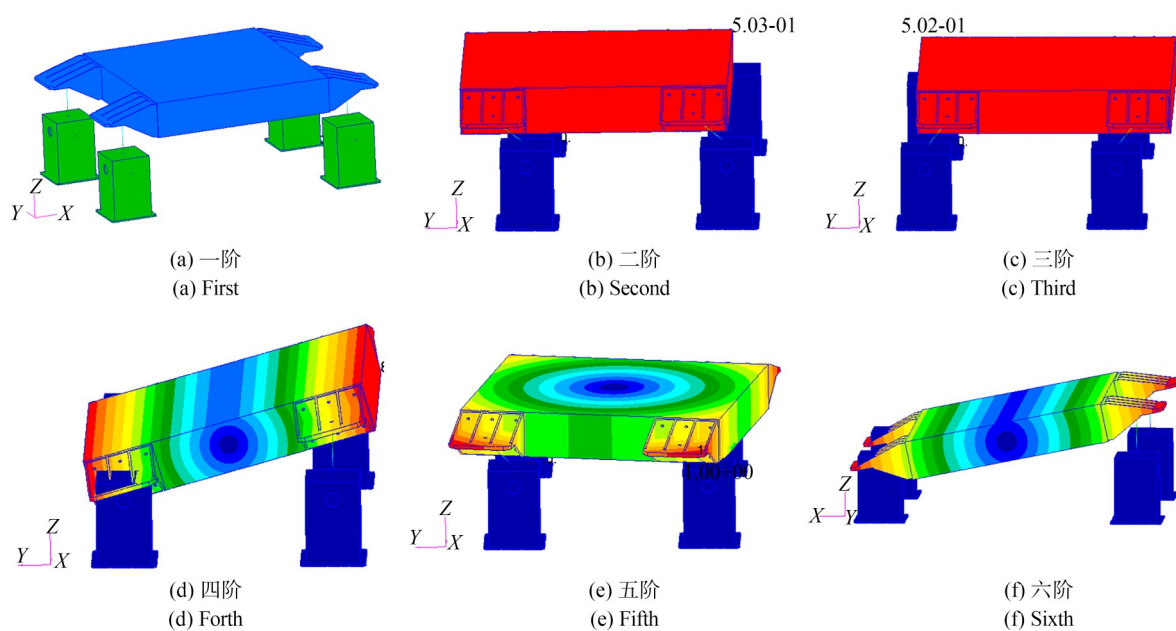


图 3 一体化实验平台的前六阶模态  
Fig. 3 First sixth modals of integrated experimental platform

### 3 隔振特性

#### 3.1 被动隔振特性

被动隔振系统由结构支撑、气浮装置和工作平台组成。高压气体充入气浮装置的橡胶囊中形成气腔,它具有较大的负载支撑能力,同时利用空气的可压缩性形成隔振系统的刚度,为隔振系统提供较低的结构固有频率,改善高频隔振性能。被动隔振系统的原理如图4所示。系统的振动微分方程为:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = C\dot{z}(t) + Kz(t), \quad (1)$$

其中: $M$ 为质量矩阵, $C$ 为阻尼矩阵, $K$ 刚度矩阵, $z(t)$ 为地面位移扰动。对式(1)进行拉式变换(初值为0)后得:

$$X(s) = (Ms^2 + Cs + K)^{-1}(Cs + K)Z(s). \quad (2)$$

对于稳态振动,令 $s = j\omega$ 可得:

$$H(\omega) = (-M\omega^2 + Cj\omega + K)^{-1}(Cj\omega + K), \quad (3)$$

其中: $\omega$ 为响应频率; $H(\omega)$ 为地面扰动至工作平台响应的频率响应函数,用来显示被动隔振效果。

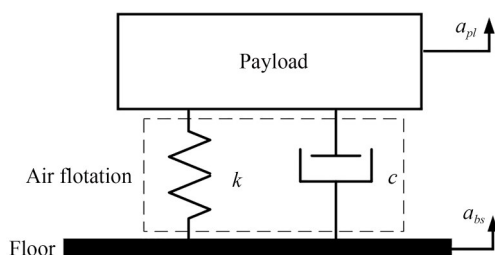


图4 气浮被动隔振原理

Fig. 4 Principle for air-floating passive vibration isolation

图5为被动隔振系统开启后,当输入为地面扰动时,大理石台面的隔振效果。可见相比于无被动隔振系统,高频振动衰减明显。在10~100 Hz频段内,空气弹簧支撑的隔振效果要明显优于刚性连接系统;而对于口径较大的光学载荷,主镜、次镜支撑桁架等关键组件的固有频率均在此频段内,由此说明了设计的有效性。

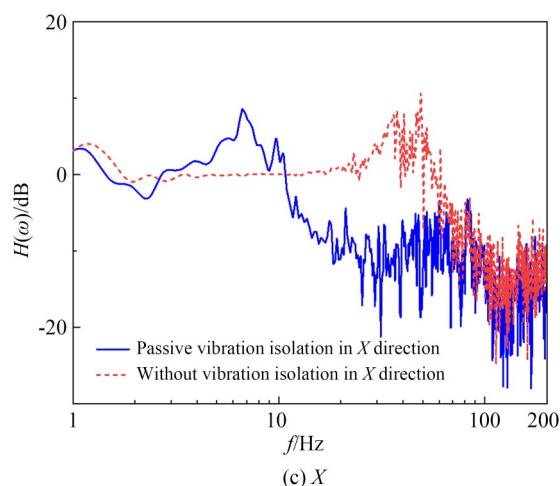
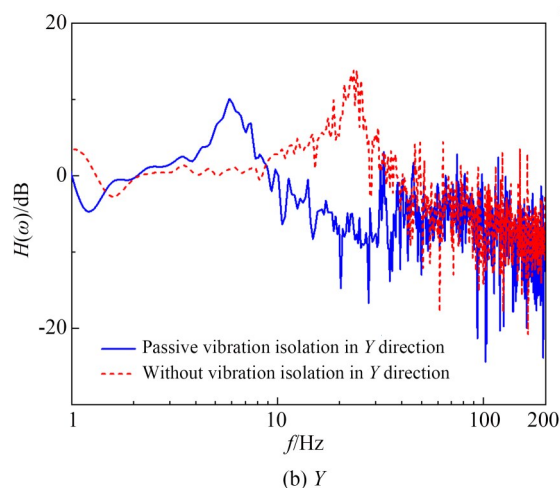
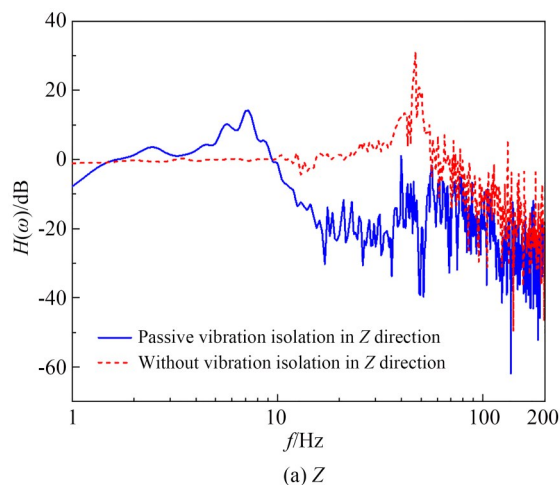


图5 不同方向的被动隔振效果

Fig. 5 Effect of passive vibration isolation in different directions

#### 3.2 主动隔振特性

被动隔振系统能够有效地衰减远高于隔振系统固有频率的高频扰动,但代价是在隔振系统



固有频率处会对输入的振动进行放大。为了克服这一问题,可以采用主动阻尼控制策略对隔振系统共振峰进行抑制,具体方法为直接速度反馈和正加速度反馈。

反馈控制原理如图 6 所示,其中  $k$ 、 $c$  和  $m$  是系统刚度、阻尼系数和质量。 $a_{pi}$  和  $a_{bs}$  分别为负载加速度和地面环境输入加速度, $a_{pi}$  作为反馈信号输入至执行机构,执行机构为音圈电机(持续推力为 50 N,峰值推力为 150 N,力常数为 10.1 N/A)产生主动作用力  $f_{ac}$  抑制负载的振动。系统控制回路如图 7 所示。

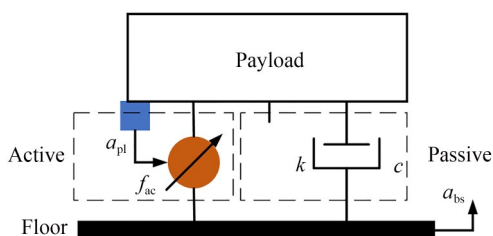


图 6 基于反馈的主动隔振原理

Fig. 6 Principle of active vibration isolation based on feedback

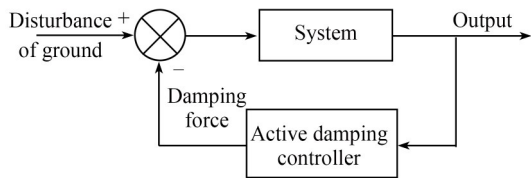


图 7 主动阻尼控制回路

Fig. 7 Active damping control loop

直接速度反馈形式简单,同位控制(反馈测量和控制力加载为同一位置)控制器的输出信号仅为:

$$u(s) = -gsX(s), \quad (4)$$

其中: $g$ 为控制增益, $X(s)$ 为反馈点位移的拉式变换, $u(s)$ 为控制器输出信号的拉式变换。该控制策略在使用时要根据实际情况配置滤波器。

另一种控制策略为正加速度反馈,该方法为正位置反馈的变形,其控制为:

$$\ddot{\eta}(t) + 2\xi_f\omega_f\dot{\eta}(t) + \omega_f^2\eta(t) = g\ddot{x}(t), \quad (5)$$

$$u(t) = \frac{g}{b}\ddot{\eta}(t), \quad (6)$$

其中:控制器的输入为同位控制点的加速度

$\ddot{x}(t)$ ,  $\ddot{\eta}(t)$ 为控制器变量, $u(t)$ 为控制器输出, $g$ 为控制器增益。这种控制策略的优点是可直接利用加速度传感器的信号,因为各类传感器中加速度传感器的使用最为便捷。

对上述主动阻尼控制策略进行了实验验证,整个电控测试系统如图 8 所示,控制器采用倍福 CX9020-0115。输入激励为地面扰动,测试得到的主动隔振效果如图 9 所示。与被动隔振状态相

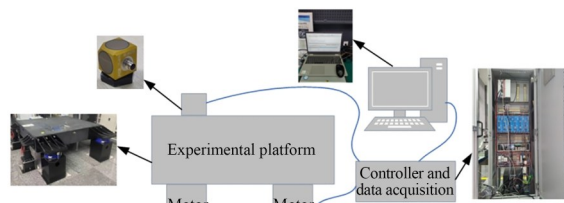
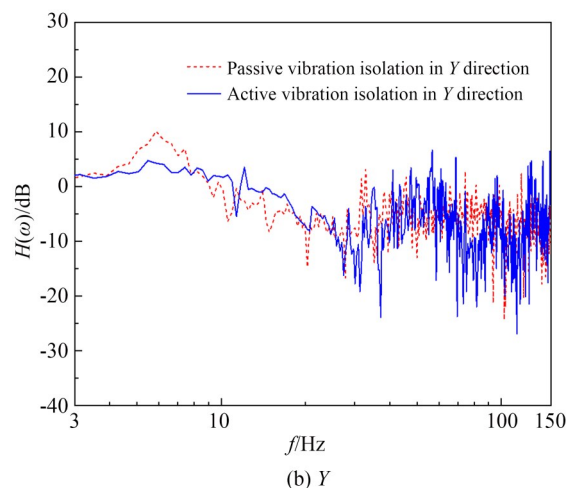
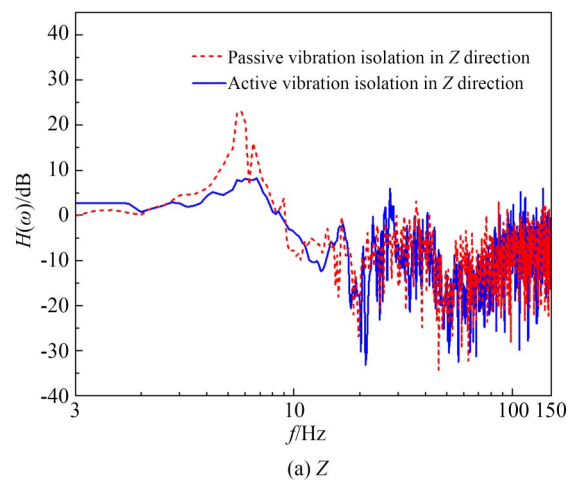


图 8 电控测试系统

Fig. 8 Electronic control system



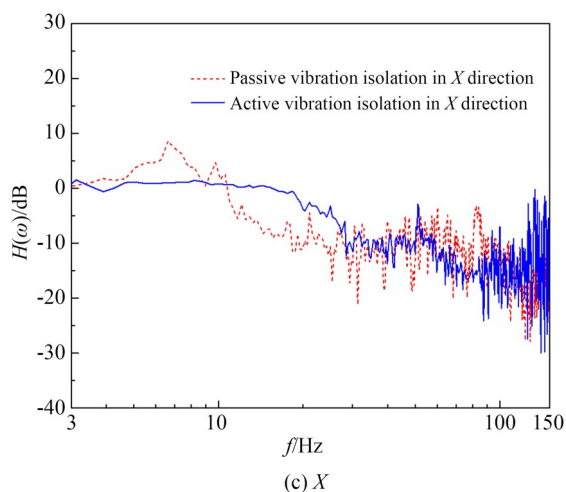


图9 不同方向的主动隔振效果

Fig. 9 Effect of active vibration isolation in different directions

比,被动隔振系统引入导致的振峰群幅值明显减小,Z向的最高峰值由22 dB下降至8 dB。由此说明,主动隔振效果良好,验证了主动阻尼控制策略的有效性。

#### 4 微振动模拟

微振动模拟的理论基础为基于线性叠加系统的频响函数控制策略。采用这种方法的优势是不依赖于主动力的分布形式以及无需建立详细的被控系统数学模型。一般情况下,微振动模拟的扰动形式为单频或多频线谱,也就是电机输出力为谐波形式,设单频扰动输入为:

$$F_{8 \times 1} = [f_1 e^{j(\omega t + \varphi_1)}, f_2 e^{j(\omega t + \varphi_2)}, \dots, f_8 e^{j(\omega t + \varphi_8)}]^T, \quad (7)$$

其中 $f_i$ 为单个电机输出力幅值,相应的加速度响应为:

$$A_{6 \times 1} = [a_1 e^{j(\omega t + \theta_1)}, a_2 e^{j(\omega t + \theta_2)}, \dots, a_6 e^{j(\omega t + \theta_6)}]^T, \quad (8)$$

其中 $a_i$ 为加速度响应幅值。

假设系统阻尼为小量级比例阻尼,在这种谐波输入力下,系统的稳态响应可以写为频响函数与输入力在频域上的乘积,即:

$$A_{6 \times 1}(\omega) = H_{6 \times 8}(\omega) F_{8 \times 1}(\omega) = [h_1 f_1, h_2 f_2, \dots, h_8 f_8]^T. \quad (9)$$

通过实验依次令 $f_1$ 到 $f_8$ 为单位1,读取加速度响应向量的值,利用式(9)即可得到频响函数

矩阵。在得到频响函数矩阵后,如果目标加速度为 $A$ ,则所需的控制力向量为:

$$F = H^g A, \quad (10)$$

其中 $H^g$ 为频响函数矩阵的广义逆。

目前,常见的商用加速度传感器只能测量线加速度<sup>[17-18]</sup>。因此,为了实现台面的角加速度测量和控制,需要对加速度传感器进行如图10所示的形式布局。

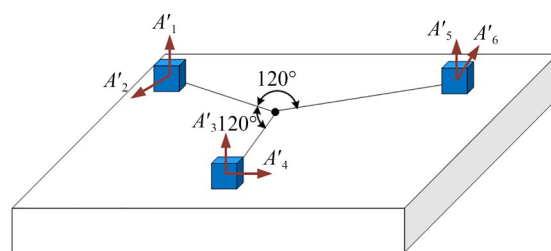


图10 微振动模拟测量传感器分布

Fig. 10 Distribution of sensors in micro-vibration simulated measurement

3个三向传感器在半径为 $R$ 的圆上呈 $120^\circ$ 分布,3个传感器的Z向分别为分量 $A'_1, A'_3, A'_5$ ,与圆周相切的位移分量分别为 $A'_2, A'_4, A'_6$ 。考虑到响应为微振动,高阶量可以忽略,由这6个加速度分量合成中心点的加速度,得到:

$$A = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (2A'_6 - A'_2 - A'_4)/3 \\ \sqrt{3} (A'_2 - A'_4)/3 \\ (A'_1 + A'_3 + A'_5)/3 \\ (A'_1 + A'_3 - 2A'_5)/(3R) \\ \sqrt{3} (A'_3 - A'_1)/(3R) \\ (A'_2 + A'_4 + A'_6)/(3R) \end{bmatrix}. \quad (11)$$

设定目标中心加速度后,再通过求解方程组(11)得到对应的3个传感器的6个分量,对这6个分量进行控制,即能实现预设的加速度目标。

采用有限元方法对该控制策略进行仿真验证,设定目标加速度为 $[1, 1, 1, 0.001, 0.001, 0.001]^T$ ,平动加速度单位为 $\text{mm/s}^2$ ,转动加速度单位为 $\text{rad/s}^2$ ,频率为85 Hz。为展示效果,截取1~1.2 s的模拟效果曲线与目标值进行对比,如图11所示,模拟曲线与目标曲线吻合度良好。

通过仿真验证算法后,对微振动模拟效果进行实测,电控测试系统如图8所示。首先是单频工况,X,Y和Z轴方向的目标平动加速度模拟量为50 Hz-0.7 mg,目标转动加速度模拟量为

50 Hz-60 mrad/s<sup>2</sup>。实验结果如图 12 所示,误差统计见表 2,最大误差为 3.22%,误差量小于 10%。

RWA 等主要卫星平台扰动源在实际工作时输出的扰动形式为多频线谱,频率多集中在 10~200 Hz,这就要求本实验平台可以同时输出多个特定频率的扰动。实验选取 3 个频率组合的

目标模拟加速度,在 X, Y 和 Z 轴方向的目标平动加速度模拟量分别为 20 Hz-70 mg, 50 Hz-70 mg, 100 Hz-70 mg, 目标转动加速度模拟量分别为 20 Hz-60 mrad/s<sup>2</sup>, 50 Hz-60 mrad/s<sup>2</sup>, 50 Hz-60 mrad/s<sup>2</sup>。实验结果如图 13 所示,误差统计见表 3,最大误差为 5.90%,误差量小于 10%。实验结

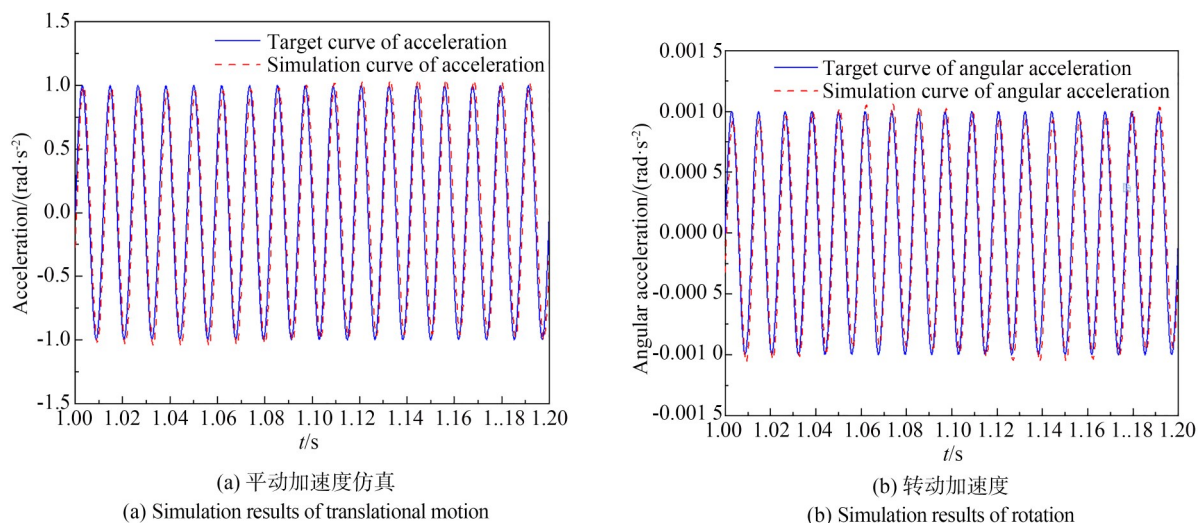


图 11 单频谐波模拟时域仿真验证

Fig. 11 Time domain simulation results of single frequency harmonic

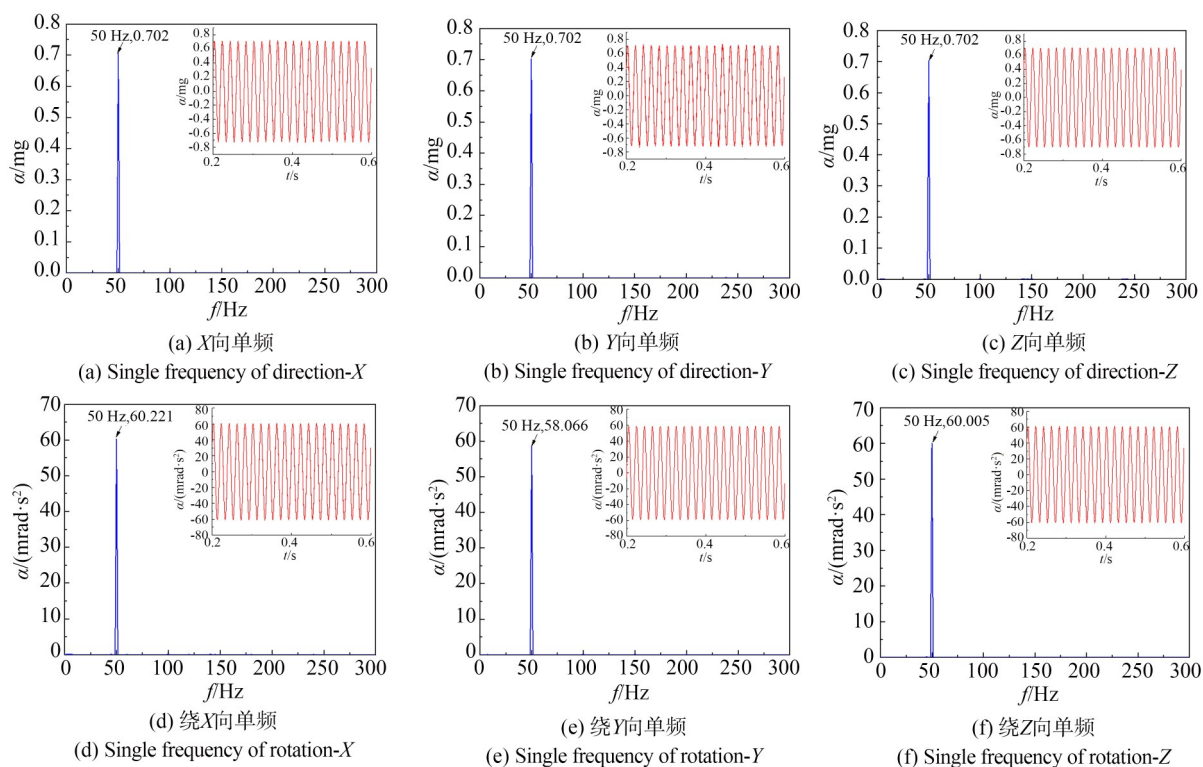


图 12 实测台面单频线谱模拟效果

Fig. 12 Test results of single frequency harmonic simulation

果表明:该模拟器可以很好地模拟 RWA 等典型    卫星平台扰动源的扰动特性。

表 2  单频加速度模拟效果测试结果

Tab. 2  Test results of single frequency harmonic simulation

频率/Hz	项  目	平动加速度幅值/mg			转动加速度幅值/(mrad·s <sup>-2</sup> )		
		X	Y	Z	X	Y	Z
50	目标值	0.7	0.7	0.7	60	60	60
	实测值	0.705	0.702	0.702	60.221	58.066	60.005
	误差/%	0.71	0.29	0.29	0.37	3.22	0.01

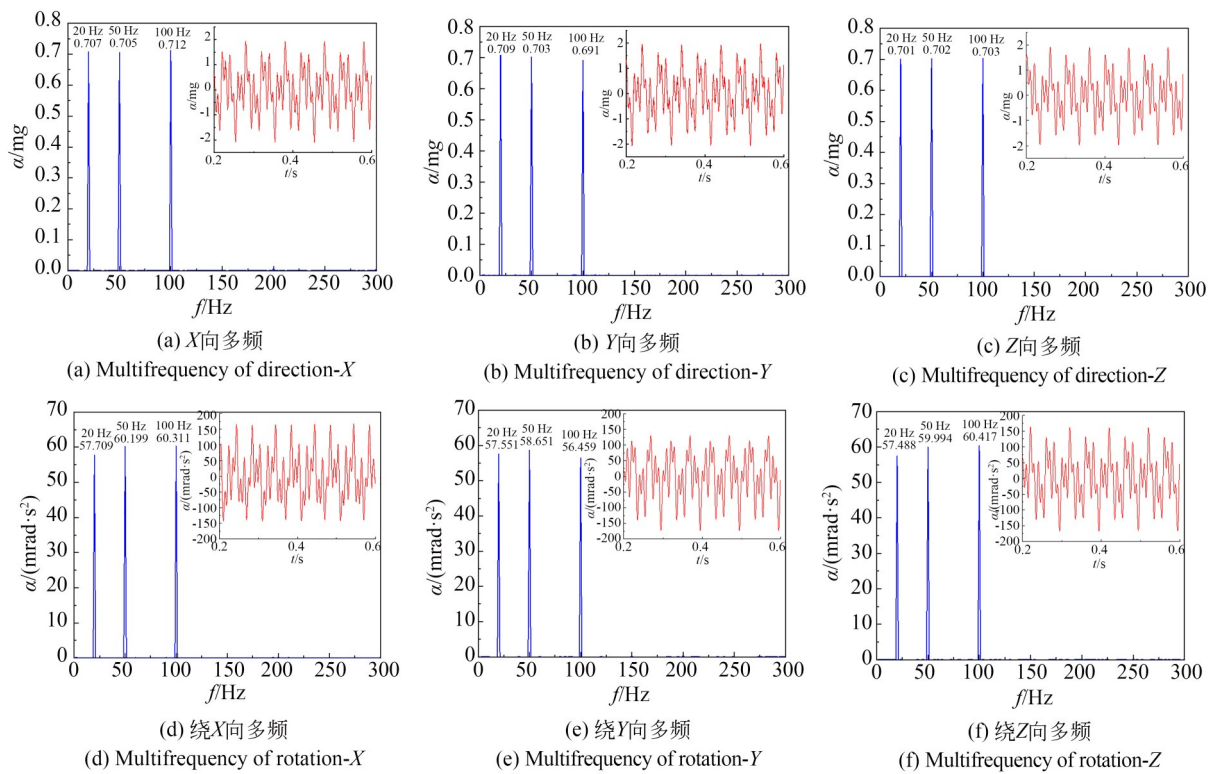


图 13  实测台面多频线谱模拟效果

Fig. 13  Test results of multifrequency harmonic simulation

表 3  多频加速度模拟效果测试结果

Tab. 3  Test results of multifrequency harmonic simulation

频率/Hz	项  目	平动加速度幅值/mg			转动加速度幅值/(mrad·s <sup>-2</sup> )		
		X	Y	Z	X	Y	Z
20	目标值	0.7	0.7	0.7	60	60	60
	实测值	0.707	0.709	0.701	57.709	57.551	57.488
	误差(%)	1.00	1.29	0.14	3.82	4.08	4.19
50	目标值	0.7	0.7	0.7	60	60	60
	实测值	0.705	0.703	0.702	60.199	58.651	59.994
	误差(%)	0.71	0.43	0.29	0.33	2.25	0.01
100	目标值	0.7	0.7	0.7	60	60	60
	实测值	0.712	0.691	0.703	60.311	56.459	60.417
	误差(%)	1.71	1.29	0.43	0.52	5.90	0.70



## 5 结 论

为了满足遥感卫星地面微振动实验的复杂要求,本文设计了一种微振动模拟器与主被动隔振平台复合的一体化实验平台。该平台可承受  $5 \times 10^3$  kg 的载荷,前六阶的模态频率分布均小于 10 Hz,被动隔振系统能大幅抑制 10~200 Hz 以内的地面微振动,能够提供小于 1  $\mu$ g 的微振动环

境。主动隔振能够实现 14 dB 的隔振系统共振峰衰减效果,同时进一步提高平台在低频段的隔振能力。微振动模拟功能能够有效模拟遥感卫星 RWA 和制冷机等主要扰动源的单频和多频微振动线谱,在特定频谱的扰动实验中,加速度幅值的最大误差仅为 5.9%。实验结果表明,该一体化微振动实验平台的各项功能均能满足实验需求。

## 参考文献:

- [1] 朱俊青, 沙巍, 陈长征, 等. 大口径空间相机像质的微振动频率响应计算[J]. 光学精密工程, 2016, 24(5): 1118-1127.  
ZHU J Q, SHA W, CHEN CH ZH, *et al.* Frequency response of imaging quality by micro-vibration for large-aperture space-borne telescope [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(5): 1118-1127. (in Chinese)
- [2] XIA M Y, QIN C, WANG X M, *et al.* Modeling and experimental study of dynamic characteristics of the moment wheel assembly based on structural coupling [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 146: 107007.
- [3] PARK G, LEE D O, HAN J H. Development of multi-degree-of-freedom microvibration emulator for efficient jitter test of spacecraft[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2014, 25(9): 1069-1081.
- [4] 宋训鹏, 龚小雪, 张雷, 等. 空间相机碳纤维薄壁筒式主次镜支撑结构[J]. 光学精密工程, 2022, 30(12): 1429-1439.  
SONG X P, GONG X X, ZHANG L, *et al.* Carbon fiber thin-walled cylindrical support structure between primary and secondary mirror in space camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2022, 30(12): 1429-1439. (in Chinese)
- [5] LUO H T, FAN C H, LI Y X, *et al.* Design and experiment of micro-vibration isolation system for optical satellite [J]. *European Journal of Mechanics Solids*, 2023, 97: 104833.
- [6] LI S Q, ZHANG H, LIU S P, *et al.* Multilevel microvibration test for performance predictions of a space optical load platform[J]. *The Review of Scientific Instruments*, 2018, 89(5): 054901.
- [7] LEE S W, SKULSKY E. Mars Reconnaissance Orbiter design approach for high-resolution surface imaging [J]. *In Proceedings of the 26th Annual AAS Guidance and Control Conference*, NASA Jet Propul, 2003: AAS 03-067.
- [8] LIN L, LI W, LI Y, *et al.* Micro-vibration suppression methods and key technologies for high-precision space optical instruments [J]. *Acta Astronautica*, 2021, 180: 417-428.
- [9] MASTERSON R A, MILLER D W, GROGAN R L. Development and validation of reaction wheel disturbance models: empirical model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249(3): 575-598.
- [10] 龚小雪, 张雷, 宣明. 光学遥感卫星飞轮微振动仿真和地面实验研究[J]. 光子学报, 2019, 48(3): 0312004.  
GONG X X, ZHANG L, XUAN M. Modeling and ground-based experimental jitter researches on earth observation satellite[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2019, 48(3): 0312004. (in Chinese)
- [11] HEIBERG C J, BAILEY D, WIE B. Precision spacecraft pointing using single-gimbal control moment gyroscopes with disturbance [J]. *Journal of Guidance Control Dynamics*, 2000, 23(1): 77-85.
- [12] PARK G, LEE D O, HAN J H, *et al.* Development of multi-DOF active microvibration emulator [C]. *Proceedings of ASME 2012 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems*, September 19-21, 2012, Stone Mountain, Georgia, USA. 2013: 477-483.
- [13] ZHANG Y, ZHANG J R. Disturbance characteristics analysis of CMG due to imbalances and installation errors [J]. *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems*, 2014, 50(2): 1017-1026.
- [14] ZHENG Y, ZHOU Z C, HUANG H. A multi-frequency MIMO control method for the 6DOF micro-vibration exciting system[J]. *Acta Astronauti-*

- ca, 2020, 170: 552-569.
- [15] QIN C, XU Z B, XIA M Y, *et al.* Design and optimization of the micro-vibration isolation system for large space telescope[J]. *Journal of Sound Vibration*, 2020, 482: 115461.
- [16] BEIJEN M A, HEERTJES M F, BUTLER H, *et al.* Mixed feedback and feedforward control design for multi-axis vibration isolation systems[J]. *Mechatronics*, 2019, 61: 106-116.
- [17] DING J H, LUO X, CHEN X D, *et al.* Design of active controller for low-frequency vibration isolation considering noise levels of bandwidth-extended absolute velocity sensors[J]. *ASME Transactions on Mechatronics*, 2018, 23(4): 1832-1842.
- [18] 李宗峰,任维佳,王安平. 空间高微重力主动隔振系统加速度测量研究[J]. *振动与冲击*, 2010, 29(12): 211-215, 249.
- LI Z F, REN W J, WANG A P. Study on acceleration measurement in space high quality microgravity active vibration isolation system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(12): 211-215, 249. (in Chinese)

## 作者简介:



秦超(1989—),男,吉林长春人,博士,副研究员,2012年于吉林大学获得学士学位,2014年于哈尔滨工业大学获得硕士学位,2022年于中国科学院长春光机所获得博士学位,主要从事振动控制、空间遥感器力学分析等方面的研究。E-mail:qinchao@ciomp.ac.cn

## 通讯作者:



徐振邦(1982—),男,内蒙古通辽人,研究员,博士生导师,2005年、2010年于中国科技大学分别获得学士和博士学位,主要从事空间智能机器人、空间遥感器设计和振动控制等方面的研究。E-mail: xuzhenbang@ciomp.ac.cn