

2-20-2021

Integrated Design and Simulation of a Giant Magnetostrictive Driving Positioning and Vibration Suppression System

Xiaoqing Sun

1. Department of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China; ;

Hu Wei

2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; ;

Yucheng Liu

1. Department of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China; ;

Zhilei Wang

3. Shanghai Institute of Satellite Engineering, Shanghai 201109, China;

See next page for additional authors

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Integrated Design and Simulation of a Giant Magnetostrictive Driving Positioning and Vibration Suppression System

Abstract

Abstract: Aiming at the ultra-precision positioning and vibration suppression for sensitive payloads on-orbital working environment, *a giant magnetostrictive driving positioning and vibration suppression system is proposed. The passive vibration isolation performance is selected as the optimization objective to realize the optimization design of the key part of the integrated system. The dynamic model of the whole system is built and the simulation model is constructed through Simulink.* The simulation analysis and experimental tests are carried out to test the integrated system. The results show that the proposed integrated system realizes the ultra-precision positioning, and suppresses the vibration above 60 Hz, and the vibration suppression effect could be up to -23.5 dB in 150 Hz.

Keywords

sensitive payloads, integrated positioning and vibration isolation, giant magnetostrictive driving, optimization design, simulation analysis

Authors

Xiaoqing Sun, Hu Wei, Yucheng Liu, Zhilei Wang, and Hu Jun

Recommended Citation

Sun Xiaoqing, Hu Wei, Liu Yucheng, Wang Zhilei, Hu Jun. Integrated Design and Simulation of a Giant Magnetostrictive Driving Positioning and Vibration Suppression System[J]. Journal of System Simulation, 2021, 33(2): 358-365.

超磁致伸缩定隔一体驱动系统集成设计与仿真

孙小庆¹, 忽伟², 刘宇程¹, 王智磊³, 胡俊¹

(1. 东华大学 机械工程学院, 上海 201620; 2. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240; 3. 上海卫星工程研究所, 上海 201109)

摘要: 针对空间在轨环境下敏感载荷的超精密定位与振动抑制问题, 提出了一种基于超磁致伸缩驱动的定位、隔振一体化驱动系统方案, 并以被动隔振性能为指标, 进行了系统关键部件的优化; 通过建立整个系统的动力学模型, 进而利用 Simulink 搭建了系统仿真模型; 通过仿真分析结合实验测试对所提方案的定位和隔振一体化性能进行了验证。结果表明: 所提驱动系统具备定位和隔振一体功能, 能在实现定位过程中对 60 Hz 以上外界干扰进行被动抑制; 在干扰频率为 150 Hz 时, 隔振效果可达 -23.5 dB。

关键词: 敏感载荷; 定位隔振一体化; 超磁致伸缩驱动; 优化设计; 仿真分析

中图分类号: TP391.9

文献标志码: A

文章编号: 1004-731X (2021) 02-0358-08

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.19-0329

Integrated Design and Simulation of a Giant Magnetostrictive Driving Positioning and Vibration Suppression System

Sun Xiaoqing¹, Hu Wei², Liu Yucheng¹, Wang Zhilei³, Hu Jun¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China; 2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 3. Shanghai Institute of Satellite Engineering, Shanghai 201109, China)

Abstract: Aiming at the ultra-precision positioning and vibration suppression for sensitive payloads on-orbital working environment, a giant magnetostrictive driving positioning and vibration suppression system is proposed. The passive vibration isolation performance is selected as the optimization objective to realize the optimization design of the key part of the integrated system. The dynamic model of the whole system is built and the simulation model is constructed through Simulink. The simulation analysis and experimental tests are carried out to test the integrated system. The results show that the proposed integrated system realizes the ultra-precision positioning, and suppresses the vibration above 60 Hz, and the vibration suppression effect could be up to -23.5 dB in 150 Hz.

Keywords: sensitive payloads; integrated positioning and vibration isolation; giant magnetostrictive driving; optimization design; simulation analysis

引言

空间望远镜、激光通信卫星等此类敏感载荷在轨运行过程中对精度具有很高的要求^[1]。一方面为实现其光学镜头的高精度对准或指向, 需要驱动系统具备微米级别的定位精度^[2]; 另一方面, 受载体航天器产生的微振动影响, 又需驱动系统具备一

定的振动抑制能力以实现对外部干扰的控制, 从而减小镜头抖动对成像质量造成的影响^[3]。为满足上述需求, 当前航天领域大多采用精密定位装置和振动控制装置串联的形式以分别实现精密定位和减振^[4-5], 此类方案原理简单, 各装置各司其职, 能够较好地满足敏感载荷的实际工作需求。然则, 面向未来小型化、高集成化的敏感载荷应用场景^[6],

收稿日期: 2019-07-16

修回日期: 2019-09-17

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(51905087), 中央高校基本科研项目(2232019D3-37), 东华大学青年教师科研启动基金(103-07-0053049)

第一作者: 孙小庆(1987-), 男, 博士, 讲师, 研究方向为超精密驱动技术, 微振动控制。E-mail: sunxq@dhu.edu.cn

定位装置、隔振装置两级系统串联方案所带来的如附加质量、空间尺寸过大, 结构部件、控制系统复杂, 后期在轨维护负担过重等问题将会严重影响敏感载荷的进一步应用。

为此, NASA 针对规划中的下一代先进技术大口径望远镜率先明确提出了定位隔振一体的概念, 并针对性的规划了 DIPPS (隔振与定位) 系统^[6], 以实现精密跟踪和振动抑制, 但由于尚处规划中, 并无具体的方案可供参考。进一步回顾定位技术与隔振技术在超精密领域的应用历程, 以智能材料作驱动器, 典型的如压电陶瓷、超磁致伸缩等^[7-9]为主动元件, 研发的不同型式的平台装置能够为定位隔振一体方案的设计提供一定的参考。同时, 夏威夷大学马诺亚分校的研究团队^[10-11]对贴有压电片的复合板进行的大量的精密定位与隔振一体化研究, 能够为协同控制提供一定的借鉴, 然则上述成果就定位隔振一体化理论以及具体的实施方案却仍缺乏足够的研究支撑。

因此, 结合我国航天应用背景, 本文对定位隔振一体化的基础理论进行了可行性论证, 并基于此, 提出了超磁致伸缩定位隔振一体化驱动系统方案; 通过建立等效隔振动力学模型, 对关键结构参数进行了优化; 进而搭建系统仿真模型, 以仿真分析结合实验研究手段论证了所提方案的可行性、有效性, 从而为航天领域定位隔振一体技术方案设计提供了理论支撑与设计参考。

1 定位隔振一体化理论分析

定位与隔振是空间环境下敏感载荷实现高观测性能的关键环节。考虑将定位和隔振功能一体化, 最直观的考量就是用以实现定位功能的主动作动器实质上同样可以用来进行振动控制, 这样不仅缩减了为设计隔振系统所需的主动作动元件及附属传感、驱动、控制部件的数量, 同时还将大为缩小所占空间。为分析定位与隔振一体化实现的可行性, 本文借助较为经典的带主动作动功能的单自由度系统为研究对象, 分析其动力学模型, 如图 1 所示。

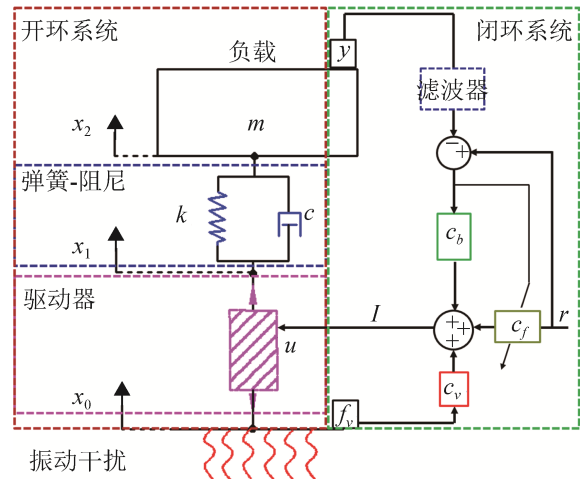


图 1 单自由度系统模型

Fig. 1 Dynamic model of a single degree of freedom system

图 1 中, 暂不考虑闭环反馈环节, 对开环系统: m 表示负载; k 、 c 分别表示弹簧阻尼系统的刚度与阻尼; u 表示主动驱动器的输出位移; 来自外界振动干扰 x_0 首先作用于驱动器, 然后经驱动器传递至弹簧阻尼系统, 此时包括驱动器的主动作位移在内, 实际位移可表示为 x_1 ; 经过弹簧阻尼系统后, 负载的最终响应位移可表示为 x_2 。对该系统, 动力学方程可表示为:

$$m\ddot{x}_2 + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k(x_2 - x_1) = 0 \quad (1)$$

假定所用驱动器刚度远大于弹簧阻尼系统的刚度, 外界振动干扰经驱动器后不发生衰减, 近似存在: $x_1 \approx u + x_0$, 则对方程进行拉氏变换, 可得负载的实际位移响应为:

$$X_2(s) = \frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} U(s) + \frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} X_0(s) \quad (2)$$

式中: $X_2(s)$, $U(s)$, $X_0(s)$ 分别是位移 x_2 , u , x_0 的拉普拉斯变换。若令,

$$G_{\text{strut}}(s) = \frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} \quad (3)$$

则负载的实际位移可表达为:

$$X_2(s) = G_{\text{strut}}(s)U(s) + G_{\text{strut}}(s)X_0(s) \quad (4)$$

据方程(4)分析可知: 右边第一项表示作动器的主动作输出对负载最终位移的贡献, 第二项则表示外界振动干扰对负载位移的影响, 其和构成了负载的最终响应。这表明, 负载的最终位移取决于作动器输出与外界振动干扰。因此, $G_{\text{strut}}(s)$ 可表示

系统位移传递率，典型的位移传递曲线如图2。

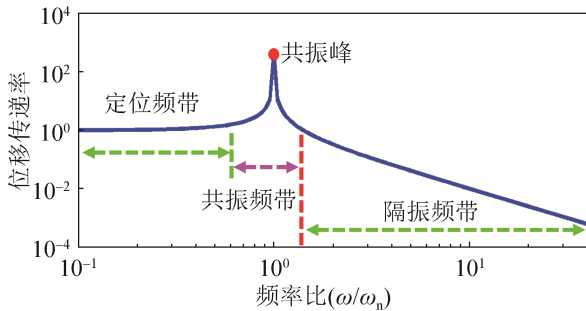


图2 位移传递率曲线
Fig. 2 Displacement transfer curve

分析传递率曲线可知：对负载隔振而言，当外界干扰频率大于系统固有频率，此时处于图2中所示的被动隔振频带，外界干扰就可通过系统的被动隔振功能得以抑制；若外界干扰处于共振频带或定位频带，则需通过闭环控制加以抑制。反之，对负载定位而言，若期望定位频率小于系统固有频率，即处于定位带宽，则驱动器的输出位移就可近乎完全作用于负载；若期望定位频率处于共振频带或被动隔振频带，则对开环系统，负载实际定位位移就将呈现不同程度的放大或缩小，此时若要实现精密定位，则需借助闭环控制以实现位移补偿。

假定外界干扰位移为 $x_0(t) = a \sin(\omega_1 t)$ ，负载期望定位目标为 $x_2(t) = b \sin(\omega_2 t)$ ，根据公式(2)，为同时实现精密定位与振动抑制，则作动器需满足：

$$U(s) = \frac{ms^2 + cs + k}{cs + k} X_2(s) - X_0(s) \quad (5)$$

通过拉氏反变换，计算得到驱动器应满足如式(6)所示的输入位移即可：

$$u(t) = mb\omega_2 \left[\frac{\omega_2}{2c\omega_2 - 2kj} e^{\omega_2 jt} + \frac{\omega_2}{2c\omega_2 + 2kj} e^{-\omega_2 jt} + \frac{k^2}{ck^2 + c^3\omega_2^2} e^{-\frac{k}{c}t} + [x_2(t) - x_0(t)] \right] \quad (6)$$

因此，为协同实现精密定位与振动控制，需要主动作动器能够实时实现公式(6)所示的作动输出。但考虑在实际应用中，理想的线性作动器并不存在，相应的激励电流也难以精准施加，因此大多需借助闭环控制策略，利用控制算法进行实时迭代运

算，从而使作动器不断逼近理论值，以满足需求。

2 超磁致伸缩定隔一体方案

2.1 原理方案

基于上述分析，考虑在轨作动的特殊性——定位频带大多处于低频段，外界微振动干扰大多处于中、高频带的特点，其设计指标主要为：0.1~5 Hz 定位频带内行程可达 100 μm，精度可达微米级；60~150 Hz 隔振频带内最大衰减可达 -20 dB。提出的超磁致伸缩作动定位隔振一体方案见图3。

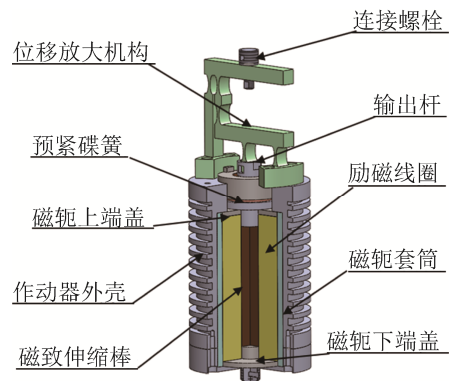


图3 定位隔振一体方案
Fig. 3 Scheme diagram of integrated system

该方案主要由一个超磁致伸缩作动器和一个柔顺位移放大机构组成。柔顺位移放大机构采用了二级杠杆放大机构型式。超磁致伸缩作动器主要包括：输出杆、预紧碟簧、磁轭上端盖、磁轭套筒、磁轭下端盖、磁致伸缩棒、励磁线圈和作动器外壳。超磁致伸缩作动器用于实现精密定位和主动振动控制，柔顺位移放大机构主要用于对作动器输出位移的放大和实现对振动的被动抑制。

2.2 关键结构参数优化

作为实现对超磁致伸缩作动器位移放大与振动被动抑制的关键环节，柔顺位移放大机构的关键结构参数与上述性能密切相关^[12]。该柔顺位移放大机构的关键参数如图4所示。由于采用一体化线切割加工而成，为便于设计与分析，2个杠杆臂分别采用了正方形截面，边长为 d ，柔性铰链采用相同的椭圆轮廓曲线，参数主要为长半轴 a 、短半轴 b 、

最小厚度 t_s 。放大功能主要取决于臂长 l_{11} , l_{12} , l_{13} , 为满足所需输出行程, 首先根据理论放大比 $(l_{11} + l_{12}) / l_{13}$, 确定此 3 个参数值。

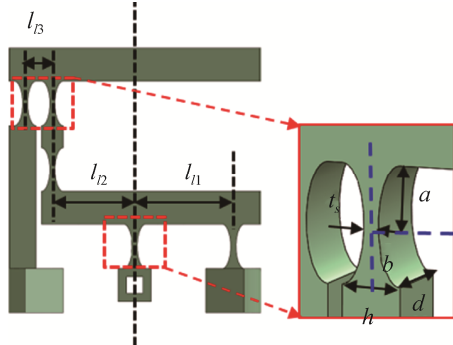


图 4 柔顺放大机构关键参数
Fig. 4 Key parameters of compliant mechanism

被动隔振功能取决于柔顺放大机构的等效隔振固有频率。分析其主振动传递路径, 利用伪刚体模型法, 各柔性铰链可等效为具有一定转动刚度的转动副, 其转动刚度值^[13] k_{ri} ($i=1\sim 5$)和径向刚度值 k_i ($i=1\sim 5$)如公式(7)所示。则其等效动力学模型可简化如图 5 所示。

$$\left\{ \begin{aligned} k_{ri} &= \frac{E_a db^3}{12a} \cdot \frac{1}{D_1} \\ D_1 &= \frac{12s^4(2s+1)}{(4s+1)^{2.5}} \cdot \arctan(\sqrt{4s+1}) + \frac{2s^3(2s+1)(6s^2+4s+1)}{(4s+1)^2(2s+1)^2} \\ k_i &= \frac{E_a db}{a \cdot D_1} \\ D_1 &= \frac{2(2s+1)}{(4s+1)^{1/2}} \cdot \arctan(\sqrt{4s+1}) - \frac{\pi}{2} \end{aligned} \right. \quad (7)$$

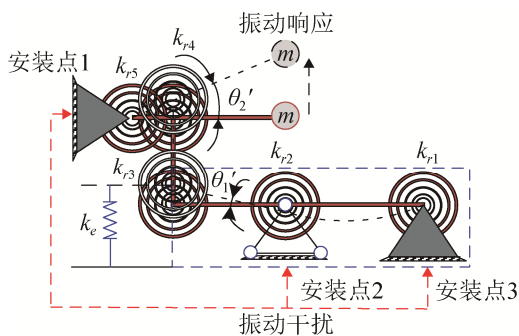


图 5 柔顺放大机构等效动力学模型
Fig. 5 Equivalent dynamic model

借助 Lagrange 方程, 推导得到其等效隔振固有频率:

$$\left\{ \begin{aligned} f_e &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K'}{M'}} \\ K' &= \left[k_e \cdot l_{12}^2 + k_{r3} + k_{r4} \cdot \frac{l_{12}^2}{l_{13}^2} + k_{r5} \cdot \frac{l_{12}^2}{l_{13}^2} \right] \\ M' &= \left[m \cdot (l_{12} + l_{13})^2 \cdot \frac{l_{12}^2}{l_{13}^2} \right] \\ k_e &= \frac{3E_a I_a}{l_{12}^2 (l_{11} + l_{12})} \end{aligned} \right. \quad (8)$$

为实现期望的被动隔振性能, 同时保证稳定的位移放大能力, 参考文献[12]提出式(9)所示的优化目标函数。

$$\left\{ \begin{aligned} \text{Minimize} : & [k_z^i / k^i = f^i(a, b, t_s, d)] \\ & f_e \leq f_i / \sqrt{2} \\ \text{s.t.} : & \begin{bmatrix} m_1^i \\ m_2^i \\ m_3^i \\ m_4^i \end{bmatrix} = M^i \leq g_3^i \begin{bmatrix} a_1^i \\ b_2^i \\ t_{s3}^i \\ d_4^i \end{bmatrix} \leq N^i = \begin{bmatrix} n_1^i \\ n_2^i \\ n_3^i \\ n_4^i \end{bmatrix} \end{aligned} \right. \quad (9)$$

此目标函数表示柔性铰链应具有较低的转动刚度和较高的轴向刚度, 从而易于实现机构转动并减小因轴向变形引起的位移损失。约束条件则指明了等效隔振固有频率及待优化参数的范围。利用该优化目标函数, 利用 Matlab 自带的优化工具箱进行求解, 设定期望隔振频带在 60 Hz 以上、参数范围在 0~5mm 之间时, 最终得到的优化结果如表 1 所示。

表 1 关键参数取值

Tab. 1 Results of key parameters				
取值方式	参数	量值/mm	参数	量值/mm
提前确定	l_{11}	20	l_{12}	15
	l_{13}	5		
	a	4	b	1.5
优化求取	t_s	1	d	6

3 系统动力学建模与仿真模型搭建

根据上述确定的超磁致伸缩驱动系统方案, 构建系统动力学模型。由于超磁致伸缩作动器具有复杂的输入输出特性, 因此借助 JA 本构模型^[14], 并

通过牛顿第二定律建立其输出方程,接着联立柔顺放大机构的等效动力学模型,可得系统整体动力学模型,见公式(10)。

$$\begin{cases} m\ddot{x}_2 + c_e(\dot{x}_2 - \dot{x}_0 - A\dot{u}) + k_e(x_2 - x_0 - Au) = 0 \\ \left(\frac{M_a}{l_{11}^2} + M_e\right)\ddot{u} + \left(\frac{C_a}{l_{11}^2} + C\right)\dot{u} + \left(\frac{K_a}{l_{11}^2} + K\right)u = K_r \varepsilon l_r \\ H_e = H + \alpha M + \frac{9\lambda_s \sigma_0 M}{2\mu_0 M_s^2} \\ M_{an} = M_s \left[\coth\left(\frac{H_e}{a}\right) - \frac{a}{H_e} \right] \\ \frac{dM_{irr}}{dH} = \frac{M_{an} - M_{irr}}{k\delta - \left(\alpha + \frac{9\lambda_s \sigma_0 M}{2\mu_0 M_s^2}\right) \cdot (M_{an} - M_{irr})} \\ M_{rev} = c_m \cdot [M_{an} - M_{irr}] \\ M = M_{irr} + M_{rev} \\ \varepsilon = \frac{\sigma}{E_s} + \frac{\lambda_s}{2} \tanh\left(\frac{2\sigma}{\sigma_s}\right) + \left[1 - \frac{1}{2} \tanh\left(\frac{2\sigma}{\sigma_s}\right)\right] \frac{\lambda_s M^2}{M_s^2} \end{cases} \quad (10)$$

因此,根据该系统动力学模型,借助 Simulink

仿真分析环境,搭建系统仿真框图。为研究该系统在实现精密定位的同时具备所设计的被动隔振性能,在仿真模型中嵌入了闭环控制策略,控制算法采用了 PID 控制器和自适应滤波控制器^[15]。搭建完成的仿真模型见图 6。

4 仿真分析及实验验证

4.1 仿真分析

根据上述模型,研究驱动系统在实现定位过程中对中、高频微振动同时具备所设计的被动隔振功能,断开主动隔振环,并设定低通滤波器,仅利用驱动系统的被动隔振功能来抑制外界扰动。定位环仅用来实现对期望轨迹的定位跟踪。期望目标采用频率为 1 Hz、峰峰值为 120 μm 的正弦信号;干扰信号则采用频率从 10~150 Hz 区间变化的峰峰值恒为 30 μm 的谐波扰动。运行仿真程序,设定仿真时间为 t=8 s。

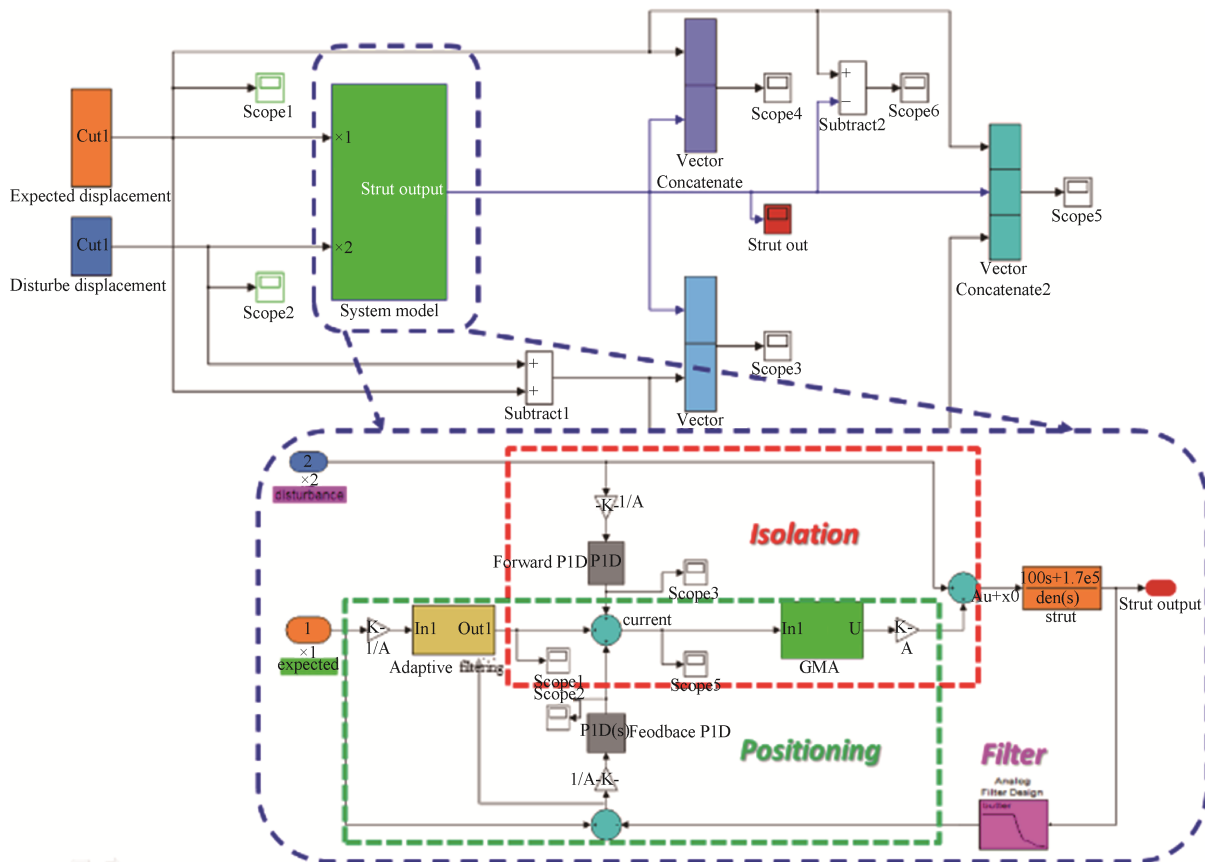


图6 系统仿真模型

Fig. 6 Simulation model of integrated system

仿真结果如图 7 所示, 分别展示了在 60 Hz, 100 Hz 和 150 Hz 振动干扰下的系统定位隔振一体化效果。

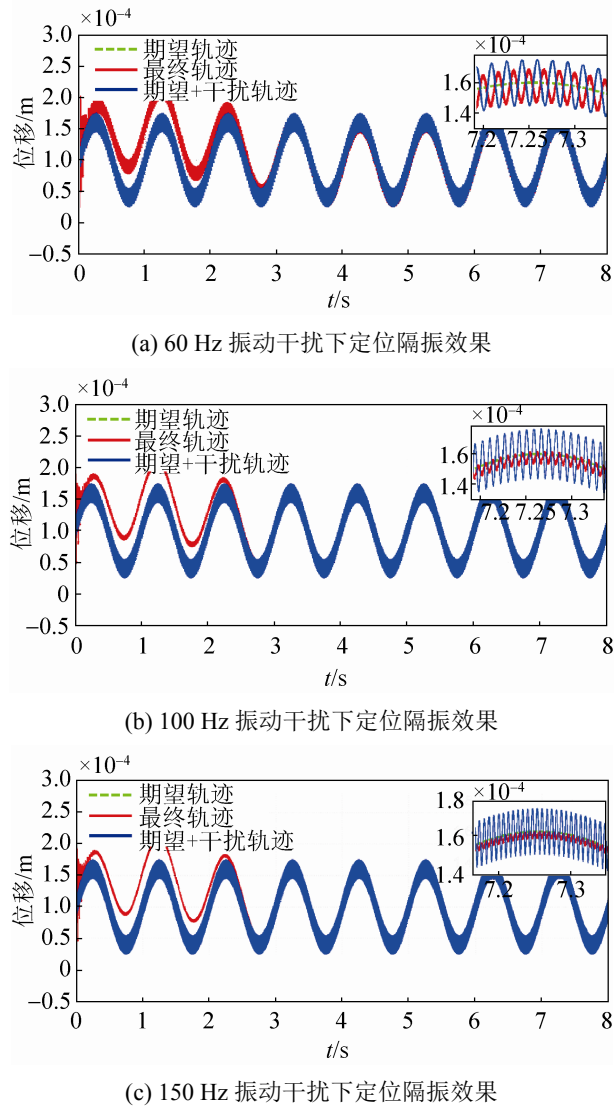


图 7 驱动系统定位隔振一体化效果

Fig. 7 Simulation results of integrated system

由图 7 分析可知, 设计的驱动系统能够对绿色点线显示的期望轨迹进行跟踪定位, 同时对局部的振动干扰, 能够通过自身的被动隔振功能进行抑制; 结合红色实线显示的最终轨迹, 在局部扰动中, 其明显比蓝色实线显示的振幅呈现不同程度的下降, 这表明随着外界干扰频率的增加, 被动隔振效果增强, 振动衰减幅度变大。提取数据分析可知, 针对上述频率干扰, 经被动隔振作用, 振幅分别降

到 20 μm , 5 μm , 2 μm , 相比干扰值 30 μm , 衰减量可达 -3.5 dB, -15.6 dB 和 -23.5 dB。进一步整理各干扰频率下的振动响应数据, 隔振效果整理见表 2。根据表 2, 绘制如图 8 所示振动传递率曲线。

表 2 隔振效果

Tab. 2 Vibration isolation effects

频率/ Hz	峰峰值/ μm		频率/ Hz	峰峰值/ μm		频率/ Hz	峰峰值/ μm	
	隔振 前	隔振 后		隔振 前	隔振 后		隔振 前	隔振 后
10	30	33	50	30	40	90	30	6.7
15	30	36	55	30	27	95	30	5.5
20	30	42	60	30	20	100	30	5
25	30	52	65	30	15.5	110	30	4.2
30	30	77	70	30	12.3	120	30	3.5
35	30	150	75	30	10.5	130	30	3
40	30	162	80	30	9	140	30	2.4
45	30	71	85	30	7.5	150	30	2

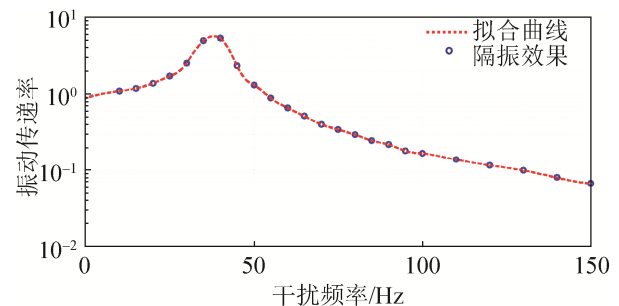


图 8 振动传递率曲线

Fig. 8 Vibration transmissibility curve

根据图 8 所示的振动传递率曲线, 可知驱动系统的固有频率在 40 Hz 左右, 驱动系统在实现定位过程中能够对 60 Hz 以上的外界干扰通过被动隔振功能加以抑制, 证明了所设计驱动系统的有效性。

4.2 实验验证

根据设计的原理样机方案, 加工并组装驱动系统样机。为研究定位过程中的协同隔振功能, 搭建了实验测试系统。

根据图 9 所示, 测试系统主要包括控制电脑、激振器、驱动用的两台电流源、NI 测控系统、两个加速度传感器、激光位移传感器。为模拟微重力环境, 整个装置采用悬吊布置。位移传感器用来实

现对负载响应信号的采集, 加速度传感器 2 和 1 分别用来采集激振器产生的初始振动干扰和经驱动系统被动隔振后的振动干扰, 则加速度传感器的比值即为振动传递率。

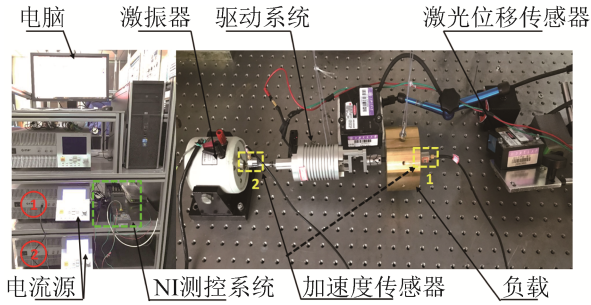
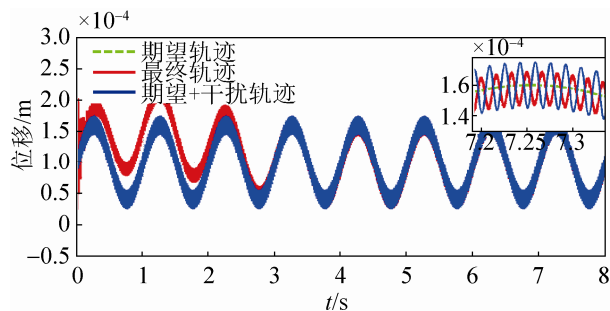


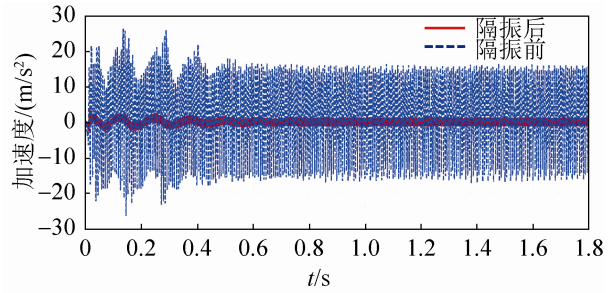
图 9 实验测试系统
Fig. 9 Experimental test system

实验时, 同样采用频率为 1 Hz、峰峰值为 120 μm 的正弦期望轨迹, 振动干扰则采用频率从 10~150 Hz 区间变化的谐波扰动信号, 相关实验测试结果如图 10 所示。

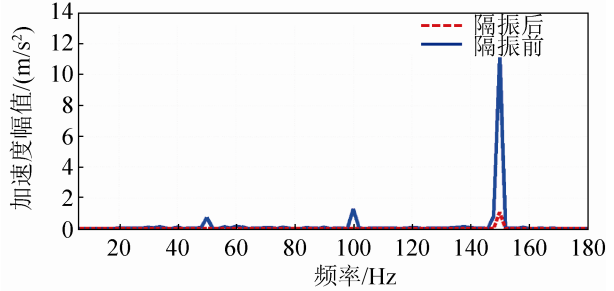
图 10(a)展示了在 150 Hz 振动干扰下驱动系统对期望目标的跟踪定位效果, 分析可知, 驱动系统能够较好地对目标轨迹进行跟踪定位。在波峰波谷处存在一定程度的偏差, 这取决于智能材料驱动器的迟滞特性, 同时跟踪曲线存在局部毛刺, 这是因为外界振动干扰经被动隔振作用后仍有一定残余导致。从图 10(b)可以清晰看到外界振动经驱动系统后得到了明显抑制, 结合图 10(c)进一步分析得到, 对 150 Hz 的干扰, 振动抑制效果可以达到 -23.1 dB。测试得到的各频率下的被动隔振结果见表 3, 根据表 3 进一步绘制如图 11 所示系统振动传递率曲线。



(a) 150 Hz 振动干扰下定位时域结果



(b) 150 Hz 振动干扰下隔振时域结果



(c) 150 Hz 振动干扰下隔振频域效果

图 10 驱动系统定位隔振实验结果

Fig. 10 Test results of integrated system

表 3 测试隔振效果

Tab. 3 Test vibration isolation effects

频率/Hz	传递率	频率/Hz	传递率	频率/Hz	传递率
10	1.1	60	0.7	110	0.142
20	1.45	70	0.47	120	0.15
30	1.94	80	0.33	130	0.11
40	3	90	0.24	140	0.08
50	1	100	0.17	150	0.07

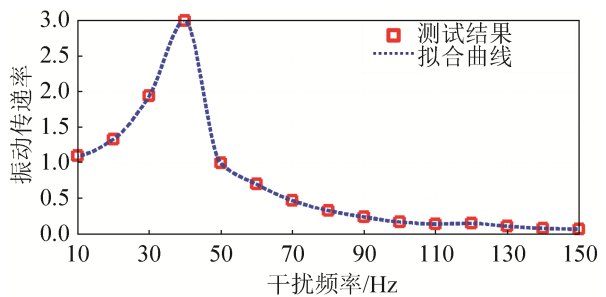


图 11 实验振动传递率曲线
Fig. 11 Test vibration transmissibility curve

根据图 11 可知, 驱动系统固有频率在 40 Hz 左右, 与仿真基本一致, 证明了仿真模型的正确性。同样, 从实验振动传递率曲线可知, 驱动系统对 60 Hz 以上振动干扰具有显著的被动抑制效果, 且随干扰频率的增加, 隔振效果增强。在 150 Hz 时

的隔振效果与仿真结果也基本一致, 证明所设计的驱动系统具备了在实现定位跟踪过程中同时对外界振动干扰进行被动抑制的能力。

5 结论

本文面向空间环境下敏感载荷的定位与隔振需求, 提出了基于超磁致伸缩作动的定位隔振一体化驱动系统方案, 并对方案的关键结构参数进行了以被动隔振性能为指标的优化; 随后建立了全系统动力学模型, 并通过 Simulink 搭建了仿真框图, 分析了所提方案的定位隔振一体性能; 最后通过加工组装原型样机, 搭建实验测试平台, 验证了一体化驱动系统在实现跟踪定位过程中对中、高频振动干扰的被动抑制能力, 实验结果与仿真结果的一致性表明所提方案及建立的动力学模型的有效性, 该新型驱动系统能够为敏感载荷的同时定位与隔振提供一种紧凑的、行之有效的方案。

参考文献:

- [1] Casas A, Gómez J M, Roma D, et al. Design and Test of a Tip-tilt Driver for an Image Stabilization System[C]// SPIE: Astronomical Telescopes Instrumentation. Edinburgh: SPIE, 2016: 1-12.
- [2] 陈世平. 空间相机设计与实验[M]. 北京: 宇航出版社, 2003: 249-250.
Chen Shiping. Space Camera Design and Experiment [M]. Beijing: Aerospace Press, 2003: 249-250.
- [3] Maly J R, Pendleton S C, Salmanoff J, et al. Hubble Space Telescope (HST) Solar Array Damper[J]. Smart Structures and Materials (S0964-1726), 1999, 112(3): 1975.
- [4] Yang X L, Wu H T, Li Yao, et al. Dynamic Isotropic Design and Decentralized Active Control of a Six-axis Vibration Isolator via Stewart Platform[J]. Mechanism and Machine Theory (S0094-114X), 2017, 117: 244-252.
- [5] Li W P, Huang H, Zhou X B, et al. Design and Experiments of an Active Isolator for Satellite Micro-Vibration[J]. Chinese Journal of Aeronautics (S1000-9361), 2014, 27(6): 1461-1468.
- [6] Eisenhower M J, Cohen L M, Feinberg L D, et al. ATLAST ULE Mirror Segment Performance Analytical Predictions Based on Thermally Induced Distortions[C]// SPIE Optical Engineering + Applications. San Diego: SPIE, 2015.
- [7] 许有熊, 周浩, 朱松青, 等. 宏微 3-RPR 并联机构建模及控制仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2016, 28 (11): 2670-2676.
Xu Youxiong, Zhou Hao, Zhu Songqing, et al. Modeling and Control Simulation Research of Macro-micro 3-RPR Parallel Mechanism[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28 (11): 2670-2676.
- [8] 张永亮, 郭百巍, 孟秀云, 等. 主动隔振机构的设计与仿真[J]. 系统仿真学报, 2011, 23(增 1): 319-322.
Zhang Yongliang, Guo Baiwei, Meng Xiuyun, et al. Design and Simulation of Active Vibration Isolation Structure[J]. Journal of System Simulation, 2011, 23(S1): 319-322.
- [9] Sun X Q, Yang B T, Zhao L, et al. Optimal Design and Experimental Analyses of a New Micro-Vibration Control Payload-platform[J]. Journal of Sound and Vibration (S0022-460X), 2016, 374: 43-60.
- [10] Ma K G, Ghasemi-Nejhad M N. Adaptive Precision Positioning of Smart Composite Panels Subjected to External Disturbances[J]. Mechatronics (S0957-4158), 2006, 16(10): 623-630.
- [11] Ma K G, Ghasemi-Nejhad M N. Adaptive Input Shaping and Control for Simultaneous Precision Positioning and Vibration Suppression of Smart Composite Plates[J]. Smart Materials and Structures (S0964-1726), 2007, 16(5): 1870-1879.
- [12] Sun X Q, Yang B T. A New Methodology for Developing Flexure-hinged Displacement Amplifiers with Micro-vibration Suppression for a Giant Magnetostrictive Micro Drive System[J]. Sensors and Actuators A: Physical (S0924-4247), 2017, 263: 30-43.
- [13] Chen G M, Liu X Y, Du Y L. Elliptical-arc-fillet Flexure Hinges: toward a Generalized Model for Commonly Used Flexure Hinges[J]. Journal of Mechanical Design (S1050-0472), 2011, 133(8): 1-9.
- [14] Zheng X J, Liu X E. A Nonlinear Constitutive Model for Terfenol-D Rods[J]. Journal of Applied Physics (S0021-8979), 2005, 97(5): 1-8.
- [15] Sun X Q, Wang Z L, Yang Y K. Design and Experimental Investigation of a Novel Compliant Positioning Stage with Low-frequency Vibration Isolation Capability[J]. Sensors and Actuators A: Physical (S0924-4247), 2019, 295(15): 439-449.