

二自由度主动隔振系统设计及性能研究^{*}

高大湧, 梁圣基, 窦金鑫, 姚红良

(东北大学机械工程与自动化学院 沈阳, 110819)

摘要 针对传统二自由度隔振系统隔振效果有限、有效频带较窄的问题,基于 Smith 预估与比例积分微分(proportional-integral-derivative,简称PID)控制相结合的技术原理,提出一种 Smith-PID 复合控制策略。首先,建立并分析二自由度隔振系统动力学模型;其次,设计二自由度主动隔振试验样机,在 Simulink 中搭建仿真模型,采用 PID 控制进行初步测试,使顶部与底部自由度振动加速度分别降低 90.1% 和 83.3%;然后,为抑制系统时滞对控制性能的影响,在 PID 控制器中引入 Smith 预估器进行补偿;最后,搭建实物试验平台对仿真结果进行验证。结果表明:相较于 PID 控制,Smith-PID 控制在 10、20 和 30 Hz 激励下,顶部与底部自由度振动抑制效果分别提升 17.0% 与 15.5%、11.0% 与 12.1%、10.6% 与 10.9%;此外,Smith-PID 的主动隔振系统比传统系统具有更宽的有效隔振频带,所设计的二自由度主动隔振系统具有良好的隔振性能,Smith-PID 控制策略可行且有效。

关键词 二自由度;主动控制;PID;Smith 预估;隔振系统
中图分类号 TB535;TH113.1

0 引言

振动控制技术及相关研究是航天器振动控制领域的热点课题^[1-2]。随着服役时间的延长,振动对航天器造成的负面影响日益凸显^[3]。传统被动控制技术通常需要牺牲空间、重量、稳定性等来实现减震,在低频段难以取得较好的减振效果。主动控制技术以其优越的低频减振性能与环境适应性等优点,逐渐引起科研人员与工程界的重视^[4]。

目前,相关学者在振动主动控制方面进行了大量研究。Chen 等^[5]提出了一种自适应多面滑动控制器,控制带有液压作动器的非自主 1/4 汽车悬架系统,可获得跟踪误差的收敛性能,提高了平顺性。Kaliaperumal 等^[6]以形状记忆合金丝为控制执行器,以压电陶瓷为传感器和扰动执行器,采用多速率输出反馈的离散时间滑模控制器设计,使悬臂梁的结构振动最小化,通过仿真和实验验证了该控制器的有效性。Zhao 等^[7]提出了用于主动隔振的环形介电弹性体致动器,开发理论模型以表征执行器,根据实验数据对模型进行参数优化。Zhang 等^[8]提出一种基于麦克斯韦法向应力的新型磁性负刚度隔振器,可提供高负刚度,具有重量轻、尺寸紧凑的优点,为具有高静态支撑刚度的系统实现低频宽带隔振提供了一种有效隔振方法。

Song 等^[9]提出了一种适用于极端振动环境的新

型主动仿生变刚度适配器,并通过实验验证了该设备的有效性。Maciejewski 等^[10]设计了一种带有电磁执行器的主动水平座椅悬架的控制器,开发了一种新永磁同步电机控制策略,以提高水平座椅悬架的隔振性能。Yang 等^[11]研究了具有弹性边界的双稳态非线性电磁致动器的宽带主动隔振,提出了一种新的反馈控制律,通过调节执行器的输入电流有效降低了从基础激励到执行器动子之间的宽带振动传递效率。Rasid 等^[12]开发了主动动态吸振器集成主动隔振系统,采用主动动态吸振器作为低频范围内的加速度计和高频范围内的控制装置,发现可通过改变控制系统的闭环极点来调节吸振器的加速度测量带宽。

本研究以二自由度隔振系统为研究对象,针对传统二自由度隔振系统隔振效果差,有效频带窄的缺点,提出 Smith-PID 控制策略。首先,对二自由度隔振系统的理论模型进行分析;其次,设计一种二自由度主动隔振系统的样机,并对其进行仿真分析;最后,搭建试验平台对所提出的二自由度主动隔振系统进行试验验证,以证明该系统在隔振性能方面的可行性。

1 二自由度隔振系统理论模型

二自由度隔振系统模型如图 1 所示。其中: m_1 为顶部自由度质量; m_2 为底部自由度与除顶部自由

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52075084);中央高校基本科研业务专项资金资助项目(N2303005)

收稿日期:2023-07-27;修回日期:2023-09-27

度质量外其他部分承载质量之和,底部自由度通过弹性连接安装在基座上; k_1 为顶部质量的支撑刚度; c_1 为顶部质量支撑刚度的并联阻尼; k_2 为底部质量支撑刚度; c_2 为底部质量支撑刚度的阻尼; x_1 为顶部相对其平衡位置的位移; x_2 为底部相对其平衡位置的位移;初始状态时,在顶部质量位置添加一简谐激励 F_v , P_v 为激励幅值; ω 为圆频率; t 为时间。

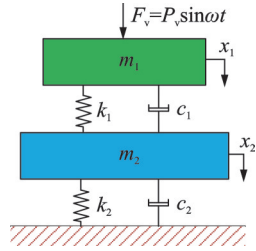


图1 二自由度隔振系统模型

Fig.1 Model of 2 degree of freedom vibration isolation system

图1中系统动力学方程的矩阵形式^[13]为

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_v \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

将式(1)转化为微分的形式,即

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{x}_2 + k_1 x_1 - k_1 x_2 = F_v \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_1 \dot{x}_1 + c_1 \dot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - k_1 x_1 + k_1 x_2 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

将式(2)进行拉普拉斯变换,即

$$\begin{cases} m_1 s^2 X_1(s) + c_1 s X_1(s) - c_1 s X_2(s) + k_1 X_1(s) - k_1 X_2(s) = F_v(s) \\ m_2 s^2 X_2(s) - c_1 s X_1(s) + c_1 s X_2(s) + c_2 s X_2(s) - k_1 X_1(s) + k_1 X_2(s) + k_2 X_2(s) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

则质量 m_2 的位移响应和简谐激励之间的传递函数为

$$\frac{X_2(s)}{F_v(s)} = \frac{c_1 s + k_1}{(m_1 s^2 + c_1 s + k_1)(m_2 s^2 + c_2 s + k_2) + m_1 s^2 (c_1 s + k_1)} \quad (4)$$

传递到基础的力 F 为

$$F = c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 \quad (5)$$

力的传递率为

$$\frac{F(s)}{F_v(s)} = \frac{(c_1 s + k_1)(c_2 s + k_2)}{(m_1 s^2 + c_1 s + k_1)(m_2 s^2 + c_2 s + k_2) + m_1 s^2 (c_1 s + k_1)} \quad (6)$$

相对于半主动或主动控制系统而言,传统二自由度系统参数的调节范围有限,因此可通过加入主动控制系统扩大其参数调节范围。当控制系统发挥作用时,可改变各自由度的刚度,刚度的调节不仅可以减弱力的传递,也可以减小各自由度的振动加速度,实现系统的振动调节。

2 结构设计与仿真分析

2.1 结构设计与参数测量

根据二自由度隔振系统模型设计的二自由度主动隔振系统三维模型如图2所示。相较于原始系统,本研究设计的隔振系统各自由度均可进行主动调节。通过弹簧提供支撑刚度,将音圈电机作为作动器以调节各自由度。顶部自由度由4个弹簧和2个音圈电机进行支撑与控制,底部自由度由5个弹簧和4个音圈电机实现支撑与控制。

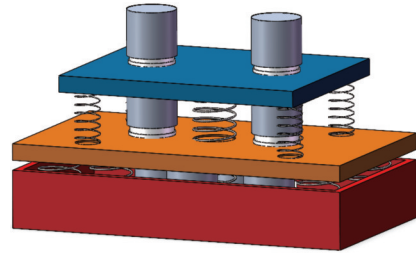


图2 二自由度主动隔振系统三维模型

Fig.2 3D model of 2 degree of freedom active vibration isolation system

根据三维模型制作二自由度主动隔振系统样机,除弹簧和音圈电机外,其余部分均通过3D打印制作。顶部与底部自由度质量的尺寸分别为 $150 \text{ mm} \times 120 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 与 $210 \text{ mm} \times 120 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$;中间安装的弹簧外径为 25 mm ,高度为 35 mm ,线径为 1.5 mm ;四周安装的弹簧外径为 15 mm ,高度为 35 mm ,线径为 1 mm ;音圈电机直径为 28 mm ,高度为 30 mm ,最大工作电压为 12 V ,可提供 $\pm 6 \text{ N}$ 的力。通过弹簧向平台提供初始刚度,音圈电机在振动控制时起到调节作用。

音圈电机与各自由度之间通过螺栓连接,弹簧与各自由度质量之间通过胶粘进行固定,制作完成后的二自由度主动隔振系统样机如图3所示。弹簧的高度高于音圈电机,音圈电机未通电时对系统影响不大,可将其重量叠加到系统的各自由度中,实验测得该系统的固有频率为 13.84 Hz ,阻尼比为 0.041 ,样机参数如表1所示。

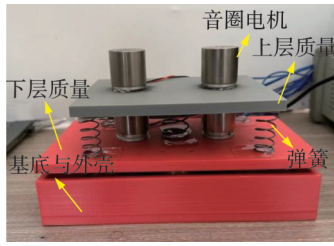


图3 二自由度主动隔振系统样机

Fig.3 Prototype of 2 degree of freedom active vibration isolation system

表 1 样机参数

Tab.1 Parameters of prototype

位置	质量/kg	刚度/(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·s·m ⁻¹)
顶部	0.52	4 240	3.85
底部	0.71	5 350	5.05

2.2 传递函数模型

将二自由度动力学模型转化为时间关系的表达式,即

$$\begin{pmatrix} m_1 s^2 + c_1 s + k_1 & -c_1 s - k_1 \\ -c_1 s - k_1 & m_2 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2) \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} X_1(s) \\ X_2(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_v(s) \\ F_2(s) \end{pmatrix} \quad (7)$$

$$H_{11}(s) = \frac{X_1(s)}{F_v(s)} = \frac{m_1 s^2 + c_1 s + k_1}{[m_2 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)](m_1 s^2 + c_1 s + k_1) - (c_1 s + k_1)^2} \quad (13)$$

$$H_{12}(s) = \frac{X_1(s)}{F_2(s)} = \frac{c_1 s + k_1}{[m_2 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)](m_1 s^2 + c_1 s + k_1) - (c_1 s + k_1)^2} \quad (14)$$

$$H_{21}(s) = \frac{X_2(s)}{F_v(s)} = \frac{c_1 s + k_1}{[m_2 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)](m_1 s^2 + c_1 s + k_1) - (c_1 s + k_1)^2} \quad (15)$$

$$H_{22}(s) = \frac{X_2(s)}{F_2(s)} = \frac{m_2 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)}{[m_2 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)](m_1 s^2 + c_1 s + k_1) - (c_1 s + k_1)^2} \quad (16)$$

确定系统物理参数后,建立的传递函数模型仿真框图如图4所示。图中:in₁和in₂分别为顶部自由度和底部自由度的激励;out₁和out₂分别为运行程序

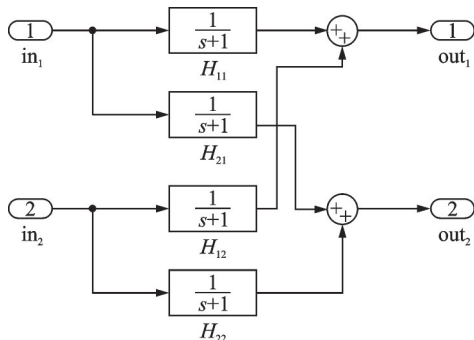


图4 传递函数模型仿真框图

Fig.4 Block diagram of transfer function model simulation

进一步化简可得

$$B(s) = \frac{\text{adj}B(s)}{\det B(s)} \begin{pmatrix} f_1(s) \\ f_2(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_v(s) \\ F_2(s) \end{pmatrix} \quad (8)$$

式(8)中,有

$$H(s) = B(s)^{-1} = \frac{\text{adj}B(s)}{\det B(s)} = \begin{pmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{pmatrix} \quad (9)$$

将式(8)展开后可得

$$\begin{cases} X_1(s) = H_{11}(s)F_v(s) + H_{12}(s)F_2(s) \\ X_2(s) = H_{21}(s)F_v(s) + H_{22}(s)F_2(s) \end{cases} \quad (10)$$

通常情况下,传递函数的矩阵是对称的,因此采用单输入、多输出的方式得到传递函数的任意一列。例如,令 $F_2(s)=0, F_v(s)=0$ 时,则有

$$\frac{\begin{pmatrix} X_1(s) \\ X_2(s) \end{pmatrix}_{F_2(s)=0}}{F_v(s)} = \begin{pmatrix} H_{11}(s) \\ H_{21}(s) \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$\frac{\begin{pmatrix} X_1(s) \\ X_2(s) \end{pmatrix}_{F_v(s)=0}}{F_2(s)} = \begin{pmatrix} H_{12}(s) \\ H_{22}(s) \end{pmatrix} \quad (12)$$

可得传递函数 H_{11} 、 H_{12} 、 H_{21} 和 H_{22} 分别为

后得到顶部和底部自由度的响应曲线。从图中可以看出,由于系统的对称性 $H_{12}(s)=H_{21}(s)$,因此同样的激励作用在第1个自由度上引起第2个自由度响应,与相同激励作用在第2个自由度上所引起第1个自由度响应相等,可进一步写成传递函数的零极点模型。

2.3 仿真模拟

本研究设计的二自由度主动隔振系统采用PID控制器进行控制,通过Simulink仿真验证PID控制器对系统产生的控制效果,并通过对比不添加与添加控制器的效果差异对系统功能进行验证。将表1中的参数代入传递函数中,仿真中设置的激励频率为16 Hz,振幅为1 mm,仿真时间为2 s。

2.3.1 无控情况下的振动响应分析

根据传递函数模型仿真框图,将传递函数代入框图,得到无控情况下的振动响应分析。2个激励的频率保持一致。为模拟真实振动情况振幅,仅在 in_1 中添加,得到的无控情况下仿真程序框图如图5所示。

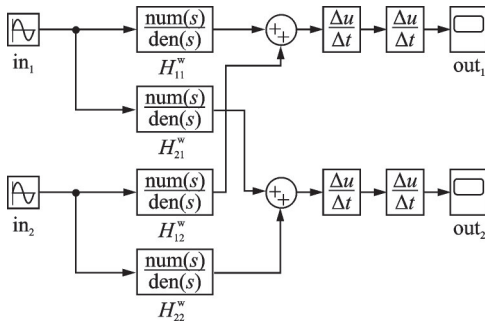


图5 无控情况下仿真程序框图

Fig.5 Block diagram of simulation program without control

无控情况下顶部、底部自由度响应分别如图6、7所示。由图可知,2个自由度的振动加速度在变化一段时间后趋于平稳,平稳状态下的振动加速度分别为 2.93 m/s^2 、 3.47 m/s^2 ,说明结构中的弹簧起到被动减振的作用。

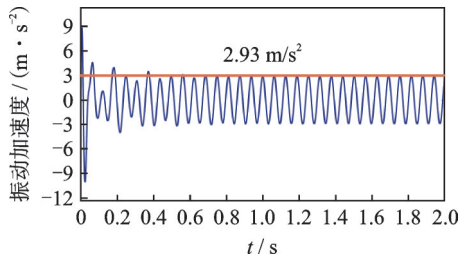


图6 无控情况下顶部自由度响应

Fig.6 Top degree of freedom response without control

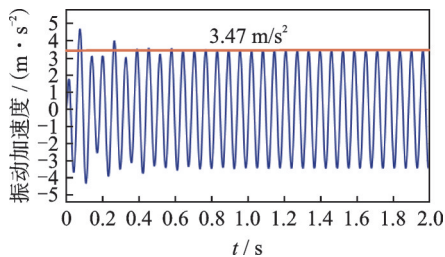


图7 无控情况下底部自由度响应

Fig.7 Bottom degree of freedom response without control

2.3.2 添加PID控制器情况下的振动响应分析

将PID控制器加入程序中,得到的PID控制情况下仿真程序框图如图8所示。振动激励仍仅添加在顶部自由度中,通过2个PID控制器分别对各自

由度的振动进行控制,所用控制参数均由自动调节得到。得到的PID控制下顶部、底部自由度响应分别如图9、10所示。由图可知,顶部和底部自由度平稳时的振动加速度分别为 0.29 m/s^2 、 0.58 m/s^2 。与无控情况下相比,添加PID控制器后顶部自由度平稳时的振动加速度减小90.1%,底部自由度平稳时的振动加速度减小83.3%,说明所提出的控制方法具有一定控制效果,这为后续试验提供了参考。

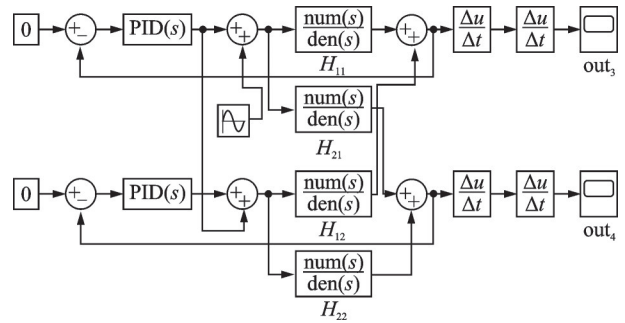


图8 PID控制情况下仿真程序框图

Fig.8 Block diagram of simulation program under control

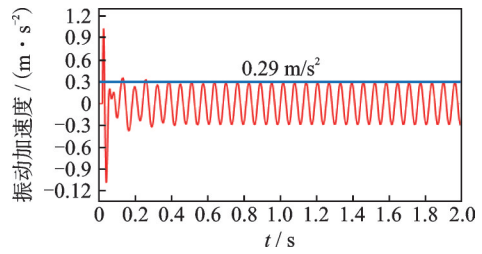


图9 PID控制下顶部自由度响应

Fig.9 Top degree of freedom response under PID control

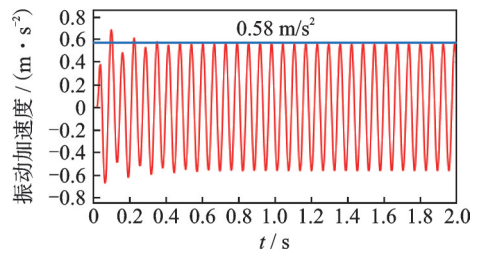


图10 PID控制下底部自由度响应

Fig.10 Bottom degree of freedom response under PID control

3 控制算法的改进与优化

通过仿真分析可知,使用PID控制器作为二自由度隔振系统的主动控制方法是可行的,但传统的PID存在系统滞后的弊端,这将对控制效果产生不利影响。为进一步对控制系统进行优化,将Smith

预估器与 PID 控制器相结合,通过 Smith 预估对系统进行滞后补偿,旨在降低控制系统延迟的影响,优化系统控制效果。

3.1 Smith 预估器原理

纯滞后对象控制系统如图 11 所示,在图中单回路控制系统中: $D(s)$ 为 PID 控制器的传递函数; $G_p(s)e^{-\tau}$ 为被控对象传递函数; $G_p(s)$ 为被控对象中不包含纯滞后部分的传递函数; $e^{-\tau s}$ 为被控对象纯滞后部分的传递函数。

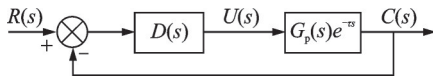


图 11 纯滞后对象控制系统

Fig.11 Pure hysteresis object control system

图 11 所示系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{D(s)G_p(s)e^{-\tau s}}{1 + D(s)G_p(s)e^{-\tau s}} \quad (17)$$

由式(17)可以看出,系统特征方程中含有纯滞后环节,将降低系统的稳定性。

Smith 补偿是与控制器 $D(s)$ 并接的补偿环节,用于补偿被控对象中的纯滞后部分,其传递函数为 $G_p(s)(1 - e^{-\tau s})$, τ 为纯滞后时间。Smith 补偿后的控制系统如图 12 所示。

由控制器 $D(s)$ 和 Smith 预估器组成的补偿回路称为纯滞后补偿器,其传递函数为

$$D'(s) = \frac{D(s)}{1 + D(s)G_p(s)(1 - e^{-\tau s})} \quad (18)$$

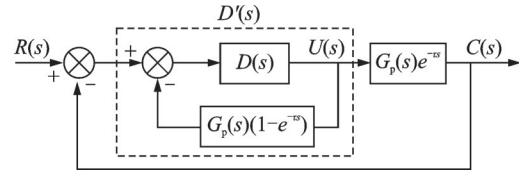


图 12 Smith 补偿后的控制系统

Fig.12 Control system after Smith compensation

根据图 12 可得 Smith 预估器补偿后系统的闭环传递函数为

$$\Phi'(s) = \frac{D(s)G_p(s)}{1 + D(s)G_p(s)} e^{-\tau s} \quad (19)$$

由式(19)可以看出,经过补偿后,纯滞后环节在闭环回路外,可消除纯滞后环节对系统稳定性的影响。拉氏变换的位移定理说明, $e^{-\tau s}$ 仅将控制作用在时间坐标上推移了时间 τ ,而控制系统的过渡过程与其他性能指标均与对象特性为 $G_p(s)$ 时完全相同。

3.2 仿真效果对比

将 Smith 预估器加入至原有的 PID 控制程序中,得到的 Smith-PID 控制仿真框图如图 13 所示。通过 2 个 Smith 预估器对 PID 控制程序进行优化,其中传递函数 $H_1=H_5, H_2=H_6, H_3=H_7, H_4=H_8$, 得到 Smith-PID 控制下顶部、底部自由度响应分别如图 14、15 所示。通过对比可知,在添加 Smith 预估器后,顶部和底部自由度平稳时的振动加速度分别为 $0.21, 0.43 \text{ m/s}^2$, 相对于原有的 PID 控制方法分别减小了 $27.6\%, 25.9\%$, 表明该方法可提高 PID 控制系统的控制效果。

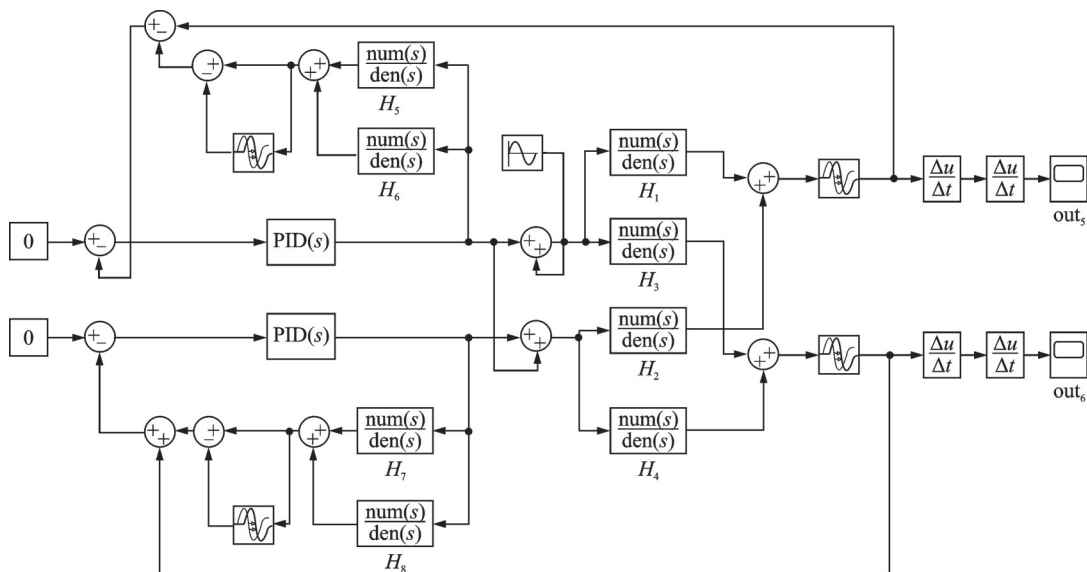


图 13 Smith-PID 控制仿真框图

Fig.13 Block diagram of Smith-PID control simulation

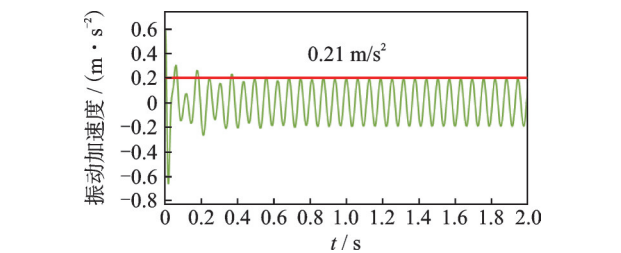


图 14 Smith-PID 控制下顶部自由度响应

Fig.14 Top degree of freedom response under Smith-PID control

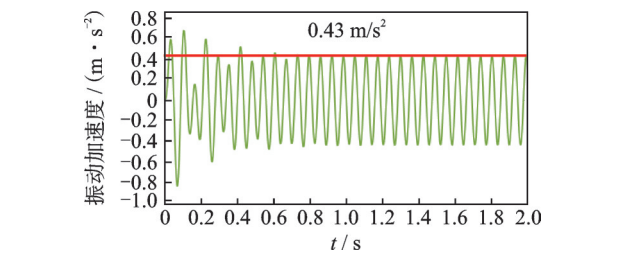


图 15 Smith-PID 控制下底部自由度响应

Fig.15 Bottom degree of freedom response under Smith-PID control

4 二自由度隔振系统主动控制试验

为验证仿真所得规律的准确性,进一步开展二自由度隔振系统主动控制试验。首先,搭建二自由度隔振系统主动控制平台;其次,根据所要实现的功能对软件进行编程,实现软件对各个自由度的控制;最后,对试验平台的减振效果进行测试,为后续提供参考。

4.1 试验平台搭建

二自由度隔振系统主动控制试验所需的硬件主要包括上位机、NI 9234 型采集卡、NI 9263 型电压输出模块、NI cRIO 9068 型控制器、加速度传感器、信号发生器、音圈电机、主动隔振系统样机和功率放大器,各硬件功能如表 2 所示。

表 2 各硬件功能	
Tab.2 Functions of each hardware	
硬件	功能
上位机	通过 Labview 程序控制硬件
NI 9234 型采集卡	采集加速度传感器的信号
NI 9263 型电压输出模块	输出控制电压,对各自由度音圈电机进行控制
NI cRIO 9068 型控制器	与上位机通讯,同时控制采集卡与电压输出模块
加速度传感器	采集各自由度的加速度信号
信号发生器	产生正弦信号
音圈电机	与信号发生器相连,为系统提供激励
功率放大器	放大激励信号和控制信号
主动隔振系统样机	验证隔振系统效果

硬件连接流程图如图 16 所示。通过信号发生器与音圈电机向主动隔振系统样机提供激励,2 个加速度传感器分别负责采集顶部、底部自由度加速度信号。通过 NI 型设备与上位机进行通讯,用来处理信号并输出控制电压,进而分别控制顶部、底部自由度的音圈电机,实现系统的闭环调节。搭建完成后的硬件平台如图 17 所示。

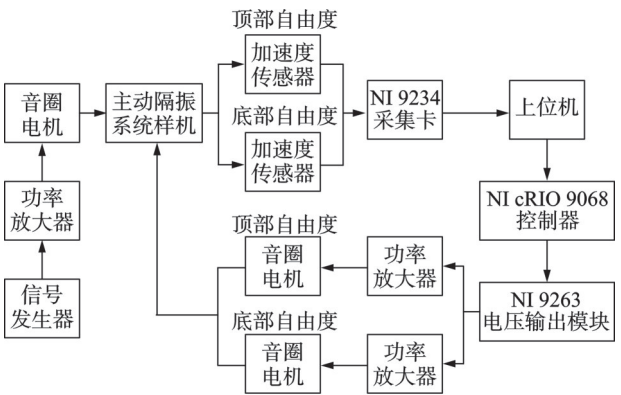


图 16 硬件连接流程图

Fig.16 Flowchart of hardware connections

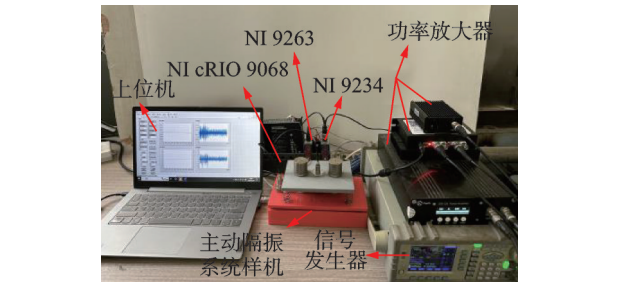


图 17 硬件平台

Fig.17 Hardware platform

通过在上位机中编写 Labview 控制程序,实现对系统的控制。为验证仿真结果的准确性,采用与仿真相同的程序对比 PID 控制和 Smith-PID 控制的效果。

4.2 试验平台性能测试

硬件平台和软件系统均搭建完成后,开展试验平台的性能测试,分别从减振效果以及有效频带 2 个方面验证所设计的主动隔振系统有效性。

4.2.1 减振效果对比

通过信号发生器对音圈电机分别提供 10、20 和 30 Hz,幅值为 20 V_{pp} 的正弦激励,通过软件系统搭建的 PID 控制器和 Smith-PID 控制器对这 2 种情况下二自由度主动隔振系统的效果分别进行验证。

10 Hz 时顶部、底部自由度振动曲线分别如

图 18、图 19 所示。从图中可以看出,在 PID 控制下顶部、底部自由度的振动加速度分别减小 54.1%、45.2%;在 Smith-PID 控制下,顶部、底部自由度的振动加速度分别减小了 71.1%、60.7%。

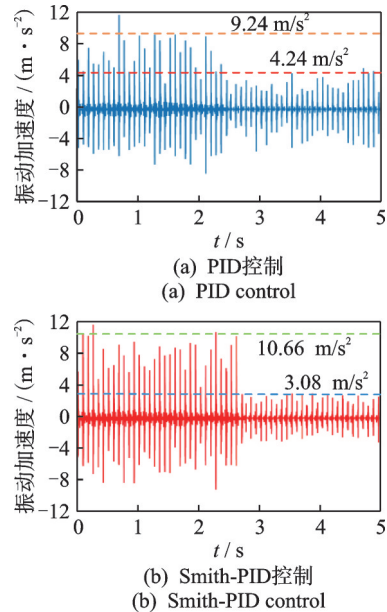


图 18 10 Hz 时顶部自由度振动曲线

Fig.18 Top degree of freedom vibration curves at 10 Hz

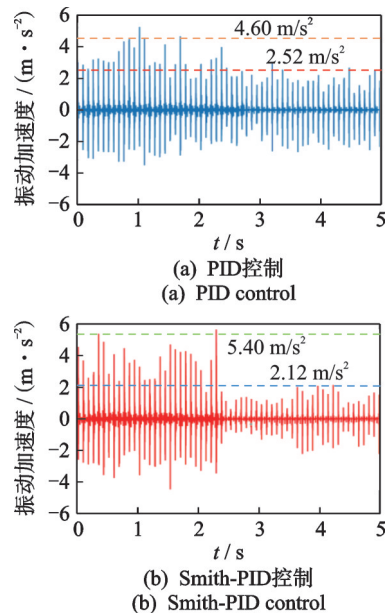


图 19 10 Hz 时底部自由度振动曲线

Fig.19 Bottom degree of freedom vibration curves at 10 Hz

20 Hz 时顶部、底部自由度振动曲线分别如图 20 和图 21 所示。从图中可以看出,PID 控制和 Smith-PID 控制均能起到一定控制效果。在 PID 控制下,顶部、底部自由度的振动加速度分别减小 49.9%、40.6%;在 Smith-PID 控制下,顶部、底部自由度的振动加速度分别减小 60.9%、52.7%。

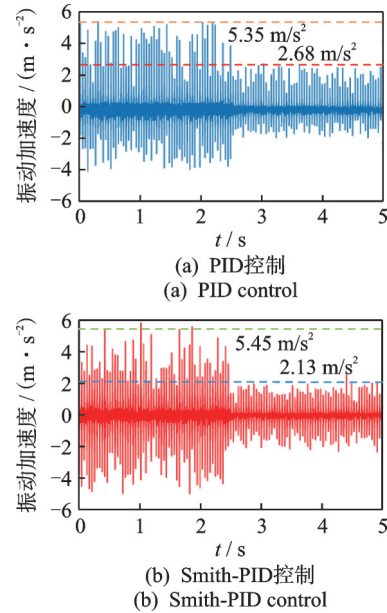


图 20 20 Hz 时顶部自由度振动曲线

Fig.20 Top degree of freedom vibration curves at 20 Hz

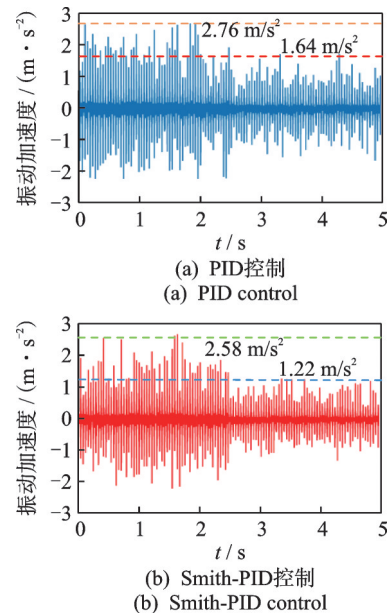


图 21 20 Hz 时底部自由度振动曲线

Fig.21 Bottom degree of freedom vibration curves at 20 Hz

30 Hz 时顶部、底部自由度振动曲线分别如图 22 和图 23 所示。从图中可以看出,在 PID 控制下,顶部、底部自由度的振动加速度分别减小 42.9%、32.5%;在 Smith-PID 控制下,顶部、底部自由度的振动加速度分别减小 53.5%、43.4%。

根据上述试验可以看出,在 2 种控制方式下,所设计的二自由度主动隔振系统在试验的频率下均起到一定的抑振效果。振动控制效果对比如表 3 所示。从表中可以看出,随着激振频率的增加,抑振效果呈减弱趋势,这可能是硬件连接问题或频率升高

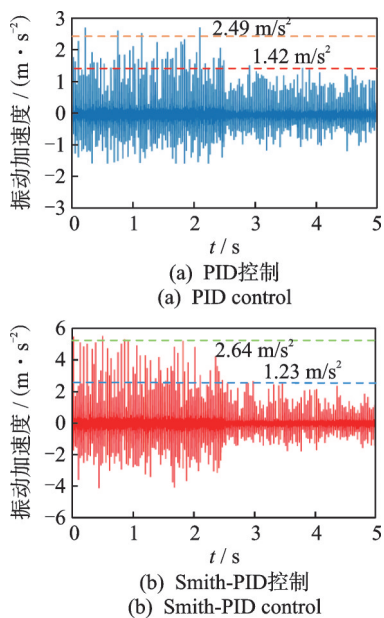


图22 30 Hz时顶部自由度振动曲线

Fig.22 Top degree of freedom vibration curves at 30 Hz

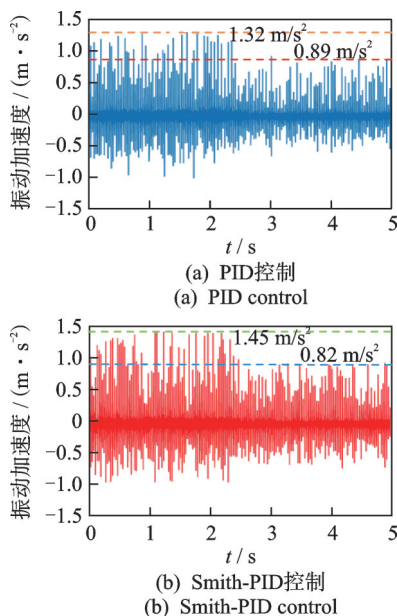


图23 30 Hz时底部自由度振动曲线

Fig.23 Bottom degree of freedom vibration curves at 30 Hz

表3 振动控制效果对比

位置	PID	Smith-PID	提升率
10 Hz 顶部	54.1	71.1	17.0
10 Hz 底部	45.2	60.7	15.5
20 Hz 顶部	49.9	60.9	11.0
20 Hz 底部	40.6	52.7	12.1
30 Hz 顶部	42.9	53.5	10.6
30 Hz 底部	32.5	43.4	10.9

时控制系统出现延迟所导致。相较于常规PID控制,Smith-PID控制减小了系统延迟对控制效果的影响,具有更好的控制效果。

4.2.2 有效频带对比

为验证主动隔振系统具有更宽的有效频带,进一步开展扫频试验。设定扫频范围为1~30 Hz,得到不同控制方法下的顶部与底部自由度扫频曲线如图24所示。从图中可以看出,在进行主动控制后,系统振动明显衰减。相对于传统隔振系统而言,2个自由度的有效频带宽度分别提升11.23、7.45 Hz,证明了Smith-PID控制具有更好的控制效果,验证了Smith-PID控制的可行性。

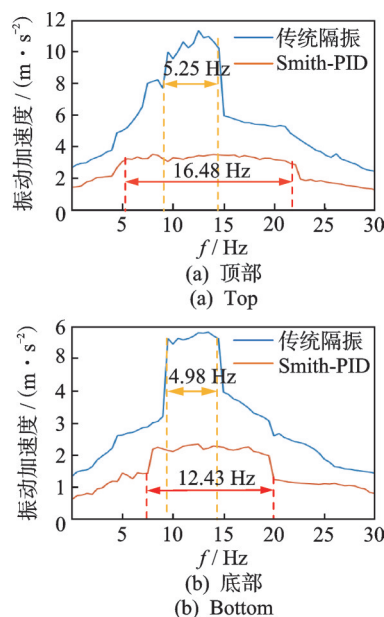


图24 顶部与底部自由度扫频曲线

Fig.24 Frequency sweep curves of top and bottom degree of freedom

5 结 论

1) 通过对二自由度系统的动力学模型进行分析可知,通过调节系统刚度,不仅可以减小力的传递,同时可减小各自由度的振动加速度,实现系统的振动调节。

2) 设计了二自由度主动隔振系统的试验样机,将测得的样机参数通过Simulink进行二自由度系统仿真。添加PID控制器后,顶部自由度平稳时的振幅减小了95%,底部自由度平稳时的振幅减小了78.57%,证明了所提控制方法的效果较好。

3) 将Smith预估器加入PID控制中,通过仿真分析可得,相较于常规PID控制方法,Smith-PID控制方法在顶部、底部自由度的振动加速度分别减小了27.6%、25.9%,表明该方法能够提高PID控制系

统的控制效果。

4) 添加 Smith 预估器后,在激振频率为 10、20 和 30 Hz 时,控制系统对顶部、底部自由度的振动控制效果相比 PID 控制分别提升 17.0% 和 15.5%、11.0% 和 12.1%、10.6% 和 10.9%;通过试验证明采用 Smith-PID 的主动隔振系统比传统隔振系统具有更宽的有效频带,验证了 Smith-PID 的可行性。

5) 受软件系统和硬件的限制,搭建的试验平台抑振效果与仿真结果存在一定差距,但仍可通过以上结果验证所提出方法的可行性,研究结果为二自由度主动隔振系统研究提供了有益参考。

参 考 文 献

- [1] 徐鉴. 振动控制研究进展综述[J]. 力学季刊, 2015, 36(4): 547-565.
XU Jian. Advances of research on vibration control[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2015, 36(4): 547-565.(in Chinese)
- [2] 崔征, 徐洋, 申妍, 等. 卫星舱体振动能量传递特性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(1): 60-66.
CUI Zheng, XU Yang, SHEN Yan, et al. Vibration energy transfer characteristics of the satellite module[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(1): 60-66. (in Chinese)
- [3] 陈照波, 吕俊超, 焦映厚. 音圈电机驱动的双层主动隔振系统设计与仿真[J]. 噪声与振动控制, 2012, 32(5): 26-30, 36.
CHEN Zhaobo, LÜ Junchao, JIAO Yinghou. Design and simulation of double-stage active vibration isolation system based on voice coil motor[J]. Noise and Vibration Control, 2012, 32(5): 26-30, 36.(in Chinese)
- [4] 谢溪凌, 董广明, 林枫, 等. 船舶动力与传动装置振动控制技术发展研究[J]. 中国工程科学, 2022, 24(6): 193-202.
XIE Xiling, DONG Guangming, LIN Feng, et al. Development of vibration control technologies for marine power and gearing systems[J]. Strategic Study of CAE, 2022, 24(6): 193-202.(in Chinese)
- [5] CHEN P C, HUANG A C. Adaptive multiple-surface sliding control of hydraulic active suspension systems based on the function approximation technique[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 11(5): 685-706.
- [6] KALIAPERUMAL D, MANGALANATHAN U, DEENADAYALAN E. Shape memory alloy actuated structural control with discrete time sliding mode control using multirate output feedback[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(5): 1338-1357.
- [7] ZHAO Y H, GUO Q W, WU S, et al. Design and experimental validation of an annular dielectric elastomer actuator for active vibration isolation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 134: 106367.
- [8] ZHANG F, SHAO S B, TIAN Z, et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123: 244-263.
- [9] SONG X Y, CHAI Z Y, ZHANG Y W, et al. Nonlinear vibration isolation via an innovative active bionic variable stiffness adapter (ABVSA)[J]. Nonlinear Dynamics, 2022, 109(2): 353-370.
- [10] MACIEJEWSKI I, ZLOBINSKI M, KRZYZYNSKI T, et al. Vibration control of an active horizontal seat suspension with a permanent magnet synchronous motor [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 488: 115655.
- [11] YANG K, TONG W H, LIN L Q, et al. Active vibration isolation performance of the bistable nonlinear electromagnetic actuator with the elastic boundary [J]. Journal of Sound and Vibration, 2022, 520: 116588.
- [12] RASID S M R, MIZUNO T K H, ISHINO Y, et al. Design and control of active vibration isolation system with an active dynamic vibration absorber operating as accelerometer[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 438: 175-190.
- [13] 李月昊, 胡芑庆, 程哲, 等. 基于惯容的浮筏隔振系统人工自愈技术研究 [J]. 机械工程学报, 2023, 59(18): 13-21.
LI Yuehao, HU Niaoqing, CHENG Zhe, et al. Artificial self-recovery technology of floating raft vibration isolation system based on inerter[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(18): 13-21.(in Chinese)



第一作者简介:高大湧,男,1996年11月生,博士生。主要研究方向为振动利用、振动与噪声控制。曾发表《Active and passive noise control based on Helmholtz resonator acoustic metamaterials and EDGF-HAFxLMS algorithm》(《Mechanical Systems and Signal Processing》2026, Vol.244)等论文。
E-mail:gaodayong1996@163.com

通信作者简介:姚红良,男,1979年10月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为转子动力学与非线性振动。
E-mail:hlyao@mail.neu.edu.cn