

基于压电作动器的舰载机柜主动减振试验研究^{*}

秦一凡¹, 陆洋¹, 马逊军², 王风娇¹

(1. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

(2. 武汉第二船舶设计研究所 武汉, 430205)

摘要 安装有精密电子设备的舰载机柜具有很高的减振要求, 尝试采用主动控制方法实现舰载机柜的多频振动控制。首先, 基于叠堆压电作动器, 建立了一套模型机柜主动减振试验系统; 其次, 进一步考虑舰载机柜的减振需求, 采用多频并联结构自适应控制策略, 进行了三频单入单出和四入四出的振动主动控制试验, 并研究了控制系统对外扰激励和控制通道变化的自适应能力。试验结果表明: 控制系统能够有效抑制被控点的低频线谱振动, 单入单出情况下目标位置振动水平降低 85%, 四入四出状态下各被控点的振动控制效果均达到 60%; 叠堆压电作动器响应应具有频带宽和响应速度快的特性, 使系统对外扰激励及控制通道的变化具有较强的跟踪控制能力, 具有一定的多频控制能力和较强的自适应性。

关键词 舰载机柜; 压电作动器; 振动主动控制; 并联结构自适应滤波

中图分类号 U665.2; TP271.8

引言

舰载机柜是舰船测控系统的重要组成部分, 内部装载的精密电子仪器设备是舰船执行各项任务的核心部件, 必须保证连续可靠工作。然而在舰船航行中, 结构振动容易导致机柜内电子仪器信号连接设备松脱或产生疲劳损坏, 从而影响电子设备的正常使用, 甚至导致严重事故^[1]。因此, 舰载机柜的振动控制是船舶工程领域中不可忽视的问题之一。

对于舰载机柜而言, 周期性旋转机械设备(如柴油发动机、排水泵等)引发的多频振动是其主要振源。在船舶工程领域, 加装被动隔振器是常用的机柜减振方法^[2]。吴毅萍^[3]提出了设备质量、质心位置和各隔振器承载量的简易测定方法。易敦培^[4]通过试验, 研究了舰载机柜减振系统的垂向、横向支撑减振器间的匹配性能。尽管被动隔振器具有良好的中高频段宽频减振效果, 但针对低频线谱振动往往难以取得令人满意的控制效果。从安装有被动隔振器的某型舰船舰载机柜的实测垂向振动数据可看出, 舰载机柜在低频段存在典型的多频线谱振动, 该机柜在 19.8, 100.0 和 200.0 Hz 处均有较强的振动

成分。

作为一种主动振动控制方法, 结构响应主动控制(active control of structural response, 简称 AC-SR)技术具有低频抑振效果好、对系统和结构参数的不确定性适应性强等优势, 能够有效弥补被动隔振在低频减振上的短板^[5-7]。为进一步提高舰载机柜的减振效果, 有必要开展机柜振动主动控制技术研究。

在 ACSR 工程应用中, 作动器是影响振动控制效果的关键因素之一。在舰船振动主动控制工程应用中, 常用的作动器是电磁惯性作动器, 通常用于动力系统的主动隔振^[8], 虽然其多频振动控制效果好, 但此类作动器体积大、质量大, 并不适合于总质量较小的舰载机柜减振。近年来, 智能材料的兴起为振动主动控制提供了一条新途径^[9-10]。其中, 压电作动器由于具有质量体积小、控制频带宽及响应速度快等优势, 在舰载机柜的主动抑振应用方面具有良好的应用前景。

为了研究振动主动控制在舰载机柜振动控制中的可行性, 笔者采用叠堆压电作动器, 针对由周期性旋转设备引起的舰载机柜多频振动控制问题, 开展了振动主动控制试验研究。首先, 基于叠堆压电作动器, 建立了模拟舰载机柜振动环境

的试验系统;其次,针对舰载机柜的多频振动特性,结合多频并联结构自适应控制策略,通过模型机柜试验,验证了主动控制对舰载机柜振动的控制效果。

1 试验方案

为了模拟舰载机柜的振动环境,笔者设计的试验方案如图1所示。该试验系统主要由能够模拟舰载机柜振动的模型机柜及振动测量与控制系统两部分组成。由叠堆压电作动器构成的作动系统与模型机柜底固定在钢板上。机柜底部钢板放置于两块固定基座上,通过电磁激振器激励钢板使模型机柜产生多频振动。长方体金属盒表示测控设备模型,安装于模型机柜承载托板上。4个加速度传感器均匀布置于托板上,以监测其整体振动情况,并用于振动控制反馈。图2和图3分别给出了传感器和作动器布置示意图。

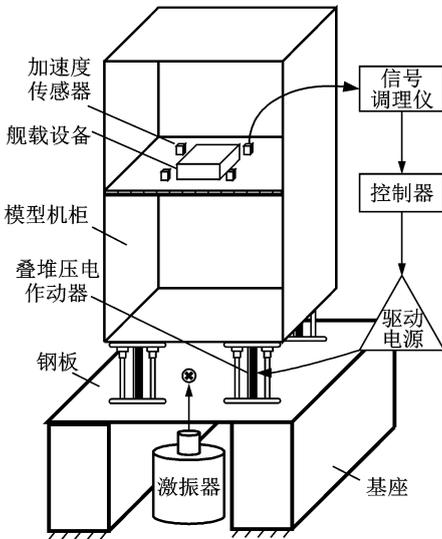


图1 试验系统示意图

Fig.1 Schematic of experiment system

舰载机柜 ACSR 试验系统的工作原理框图如图4所示。信号发生器产生外扰激振信号,通过功率放大器后驱动电磁激振器激振机柜产生多频振动;通过加速度传感器监测控制点的振动响应,经信号调理仪进行低通滤波后进入 A/D;数字信号处理器(digital signal processor,简称 DSP)控制器依据主动控制律计算出实时控制信号,通过 D/A 输出至驱动电源,驱动叠堆压电作动器的输出力在控制点处的响应与外扰激振力引起的振动相抵消,从而达到“以振制振”的目的。

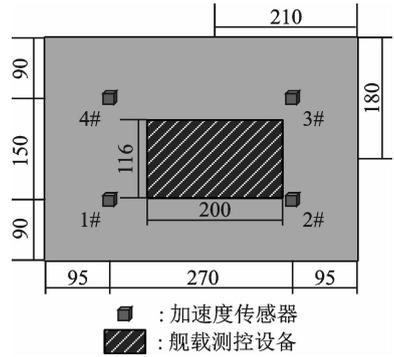


图2 承载托板上设备模型和传感器布置示意图(单位:mm)

Fig.2 Schematic diagram of sensor layout on bearing pallet(unit:mm)

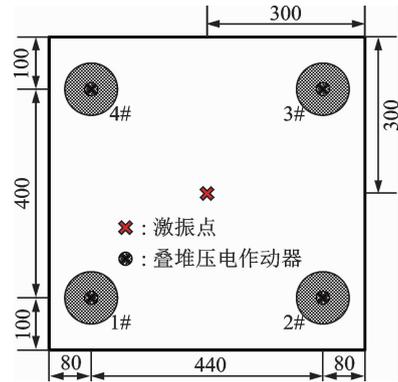


图3 底部钢板上作动器布置示意图(单位:mm)

Fig.3 Schematic diagram of actuator layout on bottom plate(unit:mm)

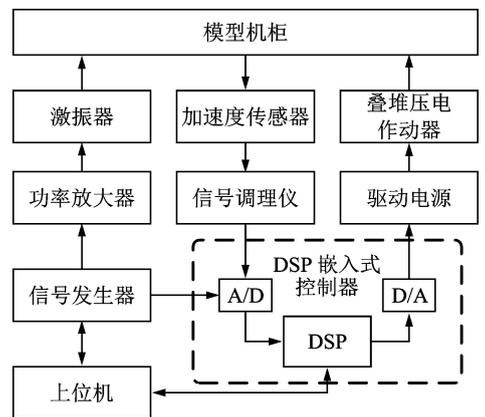


图4 舰载机柜多频 ACSR 试验系统框图

Fig.4 Block diagram of multi-frequency ACSR test system for shipboard cabinets

2 试验硬件

2.1 基于叠堆压电作动器的作动系统

叠堆压电作动器利用压电陶瓷的逆压电效

应,将电能输入转换为机械能输出。作动器力输出方向与压电应变常数 d_{33} 方向一致,并通过串联机械结构使得叠堆压电作动器在低压驱动下即具有较大输出力。笔者采用 120VS25 低压机械封装式叠堆压电陶瓷作动器,其主要参数如表 1 所示。

表 1 120VS25 型叠堆压电作动器参数

Tab. 1 Parameters of 120VS25 stack piezoelectric actuator

参数	数值
标称行程/ μm	114
轴向刚度/ $(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	65
最大推力/ N	7 300
1 阶谐振频率/ kHz	7
直径 \times 长度/ $(\text{mm} \times \text{mm})$	15 \times 127
驱动电压/ V	0 ~ 120

作动系统由 4 部分组成,包括支撑结构、直线轴承、连接螺栓和叠堆压电作动器,如图 5 所示。通过支撑结构将叠堆压电作动器安装于机柜结构的底部,使作动器的轴向力直接作用于模型机柜。与此同时,底部支撑结构上沿周向均匀布置了 3 根竖直钢杆,与直线轴承配合安装,以避免横向弯矩直接作用于压电作动器而导致作动器损坏。

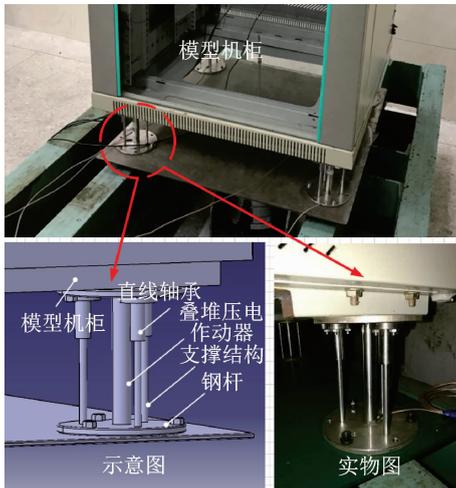


图 5 作动系统安装示意图与实物图

Fig. 5 Schematic diagram and physical diagram of actuation system installation

2.2 模型机柜及主要仪器设备

试验采用 WEBBER DS-6624 型铁质机柜模拟典型舰载机柜,其净重为 94 kg,长、宽、高分别为 596,596 和 1 170 mm。其中,测控设备模型的长、宽、高分别为 200,116 和 55 mm。通过加标准砝码

使其配重达到 15.4 kg。

表 2 给出了试验使用的主要仪器型号及其性能参数。

表 2 主要仪器的型号与参数

Tab. 2 Data of the instruments

仪器型号	参数	数据
激振器功放 (Sinocera HEA-500G)	最大输出功率/ W	1 400
	输入电压/ V	± 5
激振器 (Sinocera HEA-500)	最大激振力/ N	500
	振幅范围/ mm	± 10
加速度传感器 (PCB 333B30)	灵敏度/ $(\text{mV} \cdot \text{g}^{-1})$	102.9
	量程/ g	10
信号调理仪 (Centuryl CM3508B)	可编程增益	1, 10, 100, 1 000
	低通滤波范围/ Hz	1.5 ~ 10 000
信号发生器 (DG 1000Z)	通道数	2
	输出频率范围/ MHz	0 ~ 25
DSP 嵌入式控制 系统 (TI C6747)	主频/ MHz	300
	AD7656 分辨率/ bits	16
	DA5668 分辨率/ bits	16

3 多频并联结构自适应控制策略

在前期研究所提出的多频并联结构时域自适应控制方法^[11]基础上,基于 Fx-LMS 算法,给出了本研究所采用的多频振动主动控制算法,单入单出系统控制原理如图 6 所示。

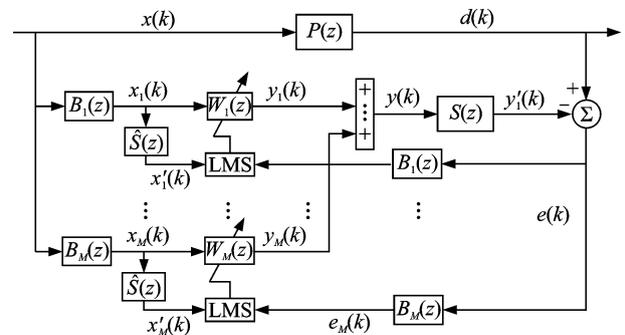


图 6 多频并联结构自适应控制原理框图

Fig. 6 Multi-frequency parallel structure adaptive control schematic diagram

图 6 中: $x(k)$ 为与舰体激励信号相关的参考信号; $P(z)$ 为初级通道传递函数; $d(k)$ 为期望信号,包含 M 个目标频谱; $W_m(z)$ 为第 m 个通道的自适应滤波器; $S(z)$ 为次级通道传递函数,包括 D/A、驱动电源、叠堆压电作动器及其与加速度传感器之间的物理传递通道等环节; $\hat{S}(z)$ 为次级通道滤波器,是对 $S(z)$ 的估计; $B_m(z)$ 为 IIR 型无延时带通滤波器,只允许通过一定范围内的频率分量;

$x'_m(k)$ 为滤波 x 信号; $y'(k)$ 为主动控制信号驱动下, 作动系统在被控点处产生的振动响应; $e(k)$ 为误差信号。当自适应过程收敛时, $y'(k)$ 能很好地复现 $d(k)$ 的信号轨迹, 此时 $e(k)$ 最小, 即实现了振动控制的效果。

由于舰载机柜振动频率较低且误差信号频谱间隔较小, 若直接采用 Fx-LMS 算法调整滤波器的权系数向量, 会在误差信号 $e(n)$ 中调制出多个不相关成分。并联结构的基本思想是利用无延迟带通滤波器 $B_m(z)$, 将 $x(k)$ 和 $d(k)$ 分解为多个对应的单频信号, 通过构造通道数与谱线总数相等的独立滤波器, 对各频率成分进行单独控制, 客观上增大了目标频率的频率间隔, 提高了控制效果。

式(1)给出了 k 时刻的期望信号 $d(k)$ 、控制信号 $u(k)$ 和误差信号 $e(k)$

$$\begin{cases} d(k) = \sum_{m=1}^M p_m \cos(\omega_m k + \varphi_m) \\ u(k) = \sum_{m=1}^M y_m(k) \\ e(k) = d(k) - s(k)^T u(k) \end{cases} \quad (1)$$

其中: 期望信号 $d(k)$ 由 M 个目标频率的振动成分构成; ω_m 和 p_m 为 $d(k)$ 中第 m 个分量的角频率及振幅系数; $y_m(k)$ 为控制信号中针对 ω_m 频率分量的控制输入; $s(k) = [s(0) \quad s(1) \quad \cdots \quad s(J-1)]^T$ 为 k 时刻次级通道 $S(z)$ 的单位冲击响应, J 为选择长度。

记 k 时刻第 m 个通道自适应滤波器 $W_m(z)$ 的权系数向量为 $w_m(k) = [w_m(0) \quad w_m(1) \quad \cdots \quad w_m(I-1)]^T$, 参考信号 $x(k)$ 通过 $B_m(z)$ 后得到的单频参考信号为 $x_m(k) = [x_m(k) \quad x_m(k-1) \quad \cdots \quad x_m(k-I+1)]^T$, 其中: I 为 $W_m(z)$ 的阶数。

经过第 m 个滤波器 $W_m(z)$ 产生的单频控制信号为

$$y_m(k) = w_m(k)^T x_m(k) \quad (2)$$

根据最陡下降法^[12], 通过调整滤波器的权系数向量以最小化各频率的振动分量, 滤波器权系数变化量为

$$\nabla_m(k) = \frac{\partial E[e^2(k)]}{\partial W} = -2e_m(k)x'_m(k) \quad (3)$$

因此, 滤波器权系数向量 $w_m(k)$ 的自适应迭代方程可表示为

$$w_m(k+1) = w_m(k) + \mu e_m(k)x'_m(k) \quad (4)$$

其中: μ 为收敛步长。

通过式(1)~式(4)可以计算出基于第 n 个被控点、第 m 个作动器单入单出系统的控制信号

$u_m(k)$ 。考虑到实际采用的四入四出控制模式, 单个作动器对每个控制点的响应均有贡献。因此, 在计算单个作动器的控制信号 $U_m(k)$ 时, 必须综合考虑每个控制点处各频率成分的贡献量。综上所述, 第 m 个作动器的实际控制信号为

$$U_m(k) = u_{m1}(k) + u_{m2}(k) + u_{m3}(k) + u_{m4}(k) \quad (5)$$

4 试验结果与分析

为较真实地模拟舰载机柜的实际情况, 笔者以某舰载机柜的实测振动为例进行试验, 其待减振频率成分分别为: $f_1 = 19.8 \text{ Hz}$, $f_2 = 100 \text{ Hz}$, $f_3 = 200 \text{ Hz}$ 。在初步试验中发现, 该模型机柜恰好在 19.8 Hz 左右出现了较为强烈的共振, 所需主动控制力很大。为防止此状态下压电作动器超行程而损坏, 同时考虑到本次试验研究的主要目的为验证主动控制方法用于机柜减振的可行性, 因此, 激振频率只要模拟出舰载机柜典型的振动范围即可。为使试验研究不失一般性, 后续试验将第 1 个抑振频率调整至 30 Hz , 并使测点无控振动响应量级接近实测值。最终正式试验时的主激振频率确定为: $f_1 = 30 \text{ Hz}$, $f_2 = 100 \text{ Hz}$, $f_3 = 200 \text{ Hz}$ 。

考虑并联结构多频主动控制算法控制参数相对较多, 所以遵循“从简单到复杂”的原则, 首先, 进行了三频简谐外扰激励下单入单出的试验研究; 其次, 为考查控制系统对外扰和系统变化的适应性, 进行自适应控制试验; 最后, 针对实际舰载复杂振动环境, 进行四入四出状态三频振动控制试验。

4.1 三频简谐外扰激励单入单出试验

首先进行了三频 ($30 \text{ Hz} + 100 \text{ Hz} + 200 \text{ Hz}$) 振动的单入单出 ACSR 试验, 利用图 1 中安装于 1# 处的作动器控制被控点 1# 处的振动响应。在控制算法中: 滤波器阶数 I 取 64; $W_m(z)$ 初值设为 0; 收敛步长 $\mu_{30 \text{ Hz}} = 0.04$, $\mu_{100 \text{ Hz}} = 0.2$, $\mu_{200 \text{ Hz}} = 0.01$ 。外扰激励在第 20s 时刻施加控制, 试验结果如图 7 所示。

从图 7(a)可以看出, 施加控制后被控点的振动响应迅速衰减, 约 10s 后达到稳定, 其振幅减小约 85%。图 7(b)则显示出稳定的控制电压约为 2.3 V 。图 7(c)给出了控制前、后被控点处加速度幅值对比, 结果显示, 由于模型机柜存在一定非线性, 控制开始后系统未控频率处响应略微增加, 但 3 个主要频率的振动成分均得到有效抑制。

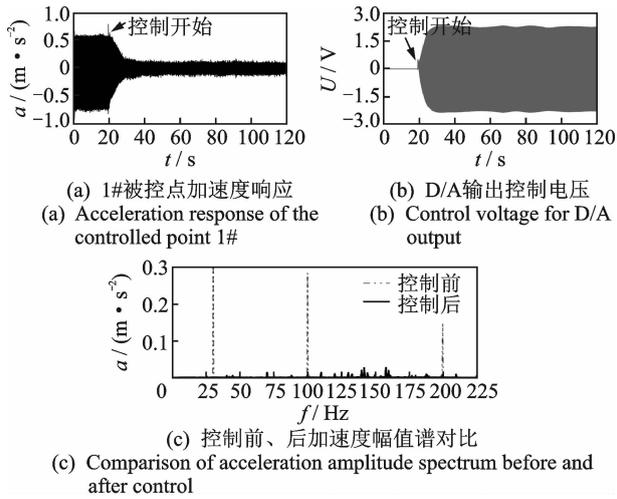


图 7 三频简谐波外扰激励单入单出 ACSR 试验结果

Fig. 7 Results of single input single output ACSR test with three frequency harmonic excitation

4.2 自适应控制试验

舰载机柜的振动环境非常复杂,通常表现为外扰激励的时变性和控制通道的复杂性。为了考察控制系统在复杂环境下的自适应性,分别针对外扰激励力的幅值、频率、相位以及初级/次级通道的变化进行了模型机柜 ACSR 自适应控制试验研究。

1) 外扰激励幅值的变化。在第 70, 130 和 190 s 时刻, 100, 30 和 200 Hz 外扰幅值分别变为各成分原幅值的 130%, 70% 和 140%。在第 240 s 时刻所有频率外扰幅值均恢复至初值, 试验结果如图 8 所示。由图 8(a) 可知, 控制系统对激励力幅值变化具有很强的适应能力。控制开始 20 s 后, 控制点加速度响应下降 85% 以上。随着激励力幅值放大或缩小, D/A 输出的电压幅值也随之相应地增加或减少, 被控点处振动水平保持稳定。实际上, 激励幅值放大或缩小会导致控制系统所需能量也相应的增加或减少。

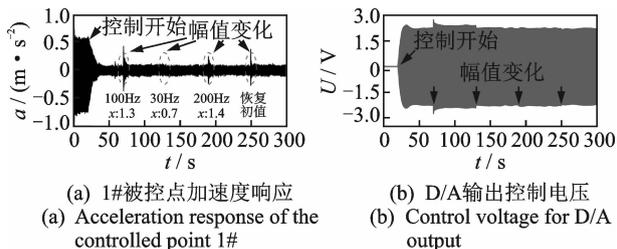


图 8 外扰激励幅值变化前、后加速度响应和 D/A 输出

Fig. 8 Acceleration response and D/A output before and after excitation amplitude changes

2) 外扰激励频率的变化。外扰频率在第 100 s 时刻从 (30, 100, 200 Hz) 变为 (28, 98, 196 Hz), 在第 220 s 时刻又恢复至初始频率组合。图 9 给出了频率改变前、后被控点处的加速度响应和控制电压时域历程。频率降低后系统仍然收敛, 并表现出良好的适应性, 但是残余振动较频率降低前有所增加。针对激振频率降低前、后的频率响应分析可知, 频率降低引起系统未控加速度响应的增加导致了残余振动的增大。

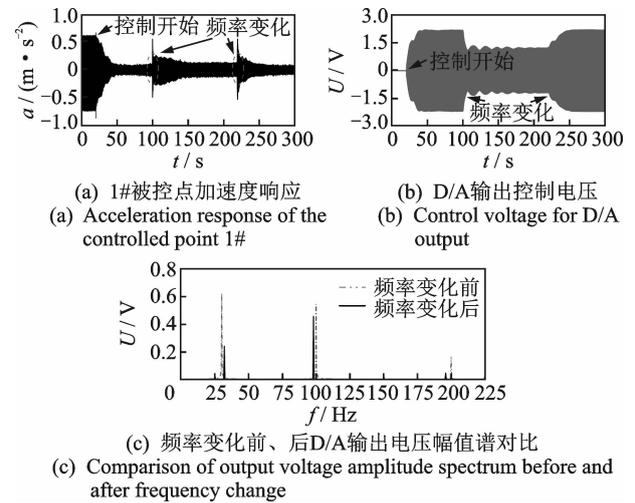


图 9 外扰频率变化前、后试验结果

Fig. 9 Test results before and after disturbance frequency changes

3) 外扰激励相位的变化。100 Hz 外扰相位在第 80 s 时刻增大 45°, 30 Hz 外扰在第 150 s 时刻减小 60°, 在 220 s 时所有频率外扰相位均恢复至初值。试验结果如图 10 所示。在第 80 和 220 s 时刻, 相位的变化导致加速度响应小幅变化, 但系统很快收敛。控制电压在波动后又很快恢复至原先水平, 说明相位的变化不会引起控制能量的改变。

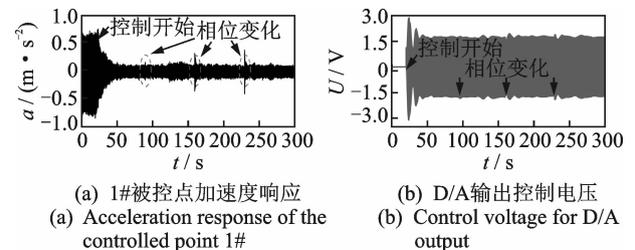


图 10 外扰激励相位变化前、后加速度响应和 D/A 输出

Fig. 10 Acceleration response and D/A output before and after excitation phase changes

4) 控制通道的变化。为模拟机柜测控设备安装变化对控制造成的影响, 在约 80 s 时刻在被控点

附近放置一个 4 kg 的质量块,在约 160 s 时刻将该质量块挪动至另一位置,以模拟改变初级/次级通道的传递特性。试验结果如图 11 所示。控制通道 2 次变化都导致了加速度响应的突变,但系统分别经过约 6 s 和 10 s 后收敛至稳定状态,表现出良好的自适应性。图 11(b)中控制电压幅值的变化显示了控制的自适应过程。

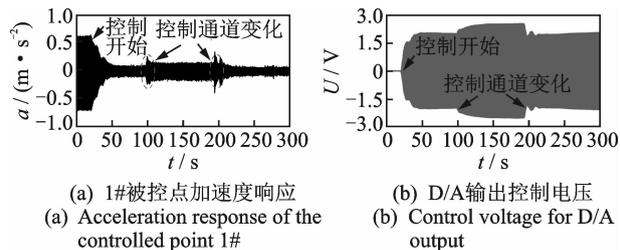


图 11 控制通道变化前、后加速度响应和 D/A 输出

Fig. 11 Acceleration response and D/A output before and after control channel changes

从上述试验结果可以看出,控制系统对外扰和系统参数的变化具有较强的鲁棒性和自适应性。同时,由于并联结构自适应算法对扰动参数变化具有很强的实时跟踪能力,控制电压变化迅速,从而避免了系统响应的瞬态剧烈波动,具有良好的稳定性。

4.3 三频简谐外扰激励四入四出试验

为进一步验证控制系统在舰载复杂外扰环境下的有效性,进行了三频简谐外扰激励下四入四出 ACSR 试验研究。试验结果如图 12 所示,施加主动控制后,各被控点处的加速度响应均得到不同程度

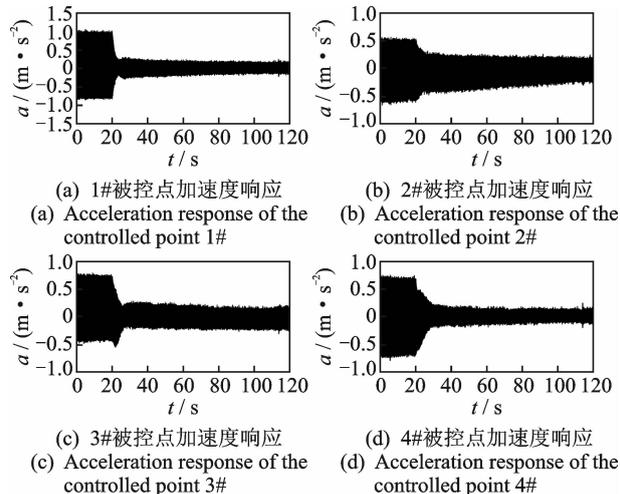


图 12 三频简谐外扰激励四入四出 ACSR 试验结果

Fig. 12 Results of four input four output ACSR test with three frequency harmonic excitation

的抑制。图 13 采用柱状图给出了控制前、后 4 个被控点加速度响应的频域幅值谱对比。

从图 13 可以看出:1#和 4#被控点处减振效果显著,振动水平降幅达到 80%以上,各频率成分均得到有效控制;2#被控点振动水平下降 62%左右,30 和 100 Hz 两频率点振动降幅均达到 75%,200 Hz 频率点振动仅降低了 56%;3#被控点振动水平降至原幅值的 68%,其中 100 和 200 Hz 作为主要成分,分别下降了 78%和 72%,30 Hz 频点振动降幅仅有 61%。针对模型机柜的 3 个频点振动响应进行四入四出状态的主动控制,在各控制点振动水平均有明显减小,达到了较理想的控制效果。

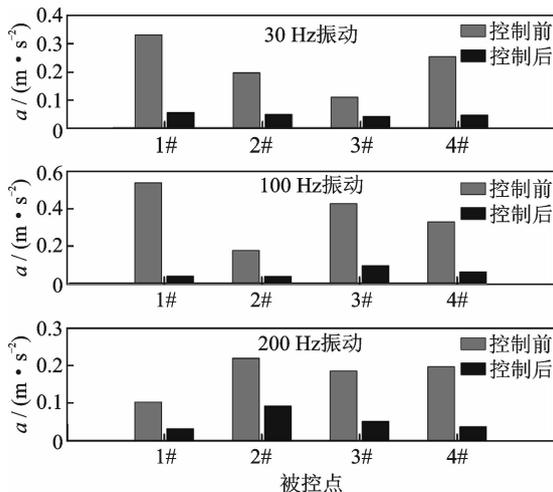


图 13 控制前、后被控点频域幅值谱对比

Fig. 13 Comparison of frequency domain amplitude spectrum of controlled points before and after control

5 结论

1) 叠堆压电作动器具有体积小、质量轻、响应频带宽和响应速度快的特性,使得控制系统不仅对外扰及通道变化表现出良好的适应性,而且能够有效用于多频振动控制,十分适合作为舰载机柜主动振动控制的作动器。

2) 所建立的控制系统可以有效控制模型机柜的多个目标频谱,单入单出情况下目标位置振动水平降低 85%,四入四出状态下各被控点的振动控制效果均达到 60%,且收敛速度较快。

3) 外扰及通道变化等状态下的试验结果表明,当外扰激励幅值、频率、相位及控制通道特性改变时,所建立的控制系统能够快速跟踪调整,具有较强的鲁棒性和自适应性。

参 考 文 献

- [1] 苗建明. 舰船电子设备橡胶隔振器设计方法[J]. 机械管理开发, 2010, 25(3): 28-30.
MIAO Jianming. Design of rubber vibration isolator of electric equipment in warship[J]. Mechanical Management and Development, 2010, 25(3): 28-30. (in Chinese)
- [2] 崔高健, 孙贺, 高传亮, 等. 电子设备机柜减振设计研究综述[J]. 机械工程师, 2015(4): 146-148.
CUI Gaojian, SUN He, GAO Chuanliang, et al. Review of vibration damping design for electronic equipment cabinet[J]. Mechanical Engineer, 2015(4): 146-148. (in Chinese)
- [3] 吴毅萍. 电子设备振动分析与抗振设计[J]. 舰船科学技术, 2007, 29(5): 88-91.
WU Yiping. Vibration analysis and anti-vibration design of electronic equipment [J]. Ship Science and Technology, 2007, 29(5): 88-91. (in Chinese)
- [4] 易敦培. 机柜减振系统的试验研究[J]. 舰船科学技术, 2006(4): 112-117.
YI Dunpei. Experimental research on vibration control system of cabinet[J]. Ship Science and Technology, 2006(4): 112-117. (in Chinese)
- [5] 李维嘉, 曹青松. 船舶振动主动控制的研究进展与评述[J]. 中国造船, 2007, 48(2): 68-79.
LI Weijia, CAO Qingsong. Research progress and review on active vibration control of ships[J]. Shipbuilding of China, 2007, 48(2): 68-79. (in Chinese)
- [6] 于丹竹, 黎胜. 基于降阶模型的水下结构振动主动控制仿真及实验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(3): 70-76.
YU Danzhu, LI Sheng. Active vibration control simulation and experimental studies on underwater structures based on a reduced order model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(3): 70-76. (in Chinese)
- [7] 姚熊亮, 顾玉钢, 杨志国. 压电类智能结构在船体振动控制方面的应用研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2004, 25(6): 695-699.
YAO Xiongliang, GU Yugang, YANG Zhiguo. Application study of the piezoelectric intelligent structures on the hull's vibration control[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2004, 25(6): 695-699. (in Chinese)
- [8] TEAL R S, MCCORVEY D L, MAILLOY D. Active vibration suppression for the CH-47D[C] // Proceedings of the 53rd Annual Forum of American Helicopter Society. Virginia Beach, VA, America; [s. n.], 1997.
- [9] 杨智春, 王巍, 谷迎松, 等. 一种弯曲型压电堆作动器的设计在振动控制中的应用[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9): 130-134.
YANG Zhichun, WANG Wei, GU Yingsong, et al. Smart structure vibration control using a new bending type of piezoelectric stack actuator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(9): 130-134. (in Chinese)
- [10] 白亮, 冯蕴雯, 薛小锋. 压电智能结构振动的一致性PID(CPID)控制[J]. 振动与冲击, 2017, 36(22): 192-198.
BAI Liang, FENG Yunwen, XUE Xiaofeng. A consensus PID(CPID) control algorithm for vibration control of piezoelectric smart structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(22): 192-198. (in Chinese)
- [11] 马逊军, 陆洋, 陈仁良, 等. 直升机多频振动并联结构自适应控制方法研究[J]. 振动工程学报, 2016, 29(5): 755-764.
MA Xunjun, LU Yang, CHEN Renliang, et al. Multi-frequency helicopter vibration control method using parallel-form adaptive filters[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(5): 755-764. (in Chinese)
- [12] VERES S M. Adaptive harmonic control[J]. International Journal of Control, 2001, 74(12): 1219-1225.



第一作者简介: 秦一凡, 男, 1994年4月生, 博士生。主要研究方向为振动与噪声控制。

E-mail: majorqyf@163.com

