

基于同位加速度负反馈的振动主动控制研究*

袁 明, 裘进浩, 季宏丽, 周魏乙诺, 姜金辉

(南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

摘要 基于同位加速度传感/压电驱动的反馈方法,对用扬声器进行声激励的四面固支铝板开展多模态振动主动控制研究。根据实验模态分析的结果,确定了传感和驱动的位置。经过压电片传感/压电片驱动和加速度传感/压电片驱动两种方案的对比,选择了能观性和能控性较好的加速度传感方式。在正位置反馈控制律(positive position feedback,简称 PPF)的基础上,以加速度信号进行反馈控制律的设计,提出基于加速度负反馈控制方案(negative acceleration feedback,简称 NAF),并对其进行稳定性和控制机理分析。控制时以加速度信号作为评价指标,对 64 和 158 Hz 两个模态分别进行单模态和多模态控制。结果表明,基于加速度的反馈控制可以大幅度降低铝板的振动,最大控制效果可达 11 dB,远大于 PPF 的控制效果,对单模态和多模态均能实现有效的振动控制。

关键词 同位配置; 加速度负反馈; 压电智能结构; 振动主动控制

中图分类号 TB 535; TB381

引 言

压电元件因具有正逆压电效应和良好的机电耦合特性,既可作为传感也可用于驱动,已被广泛应用于结构的振动与噪声控制中^[1]。要取得良好的控制效果,除了控制算法以外,传感器和驱动器的布置对控制算法的鲁棒性和控制效果也具有极其重要的意义。将传感器和驱动器对位粘贴,形成同位或近似同位的系统,构成驱动到传感的最小相位系统,能够保证较大的稳定裕度^[2]。

在同位配置中,常用对位配置的压电片对结构进行振动控制。其中一个作为传感器,另一个作为驱动器。也有使用一个压电片通过自感知电路使其既作为传感又作为驱动来进行控制,但构造电路过于复杂,难以获得应用。此外压电片作为传感是基于应变的传感方式,除了检测弯曲振动外,还存在面内耦合,信噪比较差,有时甚至会导致控制器发散^[3-5]。

加速度传感器作为振动工程中使用最广泛的传感器,具有信噪比高、易于安装、造价低等诸多优点,已被广泛应用于机械状态监测、模态分析、结构动力修正等诸多领域,近年来也在主动控制领域受到了

越来越多的重视。如 Gatti 等^[6]用基于加速度传感器/压电驱动器的配置方式对梁进行了同位直接速度负反馈的控制。邱志成等^[7]利用移相技术对加速度信号进行补偿实现对挠性结构的振动控制。使用加速度信号作为振动控制评价指标,也更能说明振动控制的有效性。

同位配置的振动控制研究已有多种高鲁棒经典算法,如直接速度负反馈(direct velocity feedback,简称 DVFB)^[8]、应变率负反馈(strain rate feedback,简称 SRF)^[9]、正位置反馈(positive position feedback,简称 PPF)^[10]等。这类算法无需或只需极少的结构模型参数信息,且不容易发散,但是通常控制效果有限,因此常称这类控制方法为低权限控制(low authority control,简称 LAC)^[11]。其中 PPF 控制较 DVFB 控制相比,对单个模态具有更好的控制效果。

基于以上研究现状,笔者开展了基于同位配置的加速度传感/压电驱动器的振动控制研究。由于 PPF 利用的是位移信号,如果直接对加速度积分两次获得位移信号,由于积分两次,信噪比将变得极差,且很容易导致积分饱和^[12]。为了直接使用加速度信号,需要对 PPF 控制器进行修正。笔者在 PPF

* 国家自然科学基金资助项目(51375228);航空科学基金资助项目(20131552025);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(NJ20140012);江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXLX11_0186);江苏省高校优势学科建设工程资助项目

收稿日期:2012-05-02;修回日期:2012-06-28

控制器的基础上,完成了加速度负反馈控制律的设计,提出 NAF(negative acceleration feedback)的控制方案,分析了 NAF 的稳定性和控制机理,通过对四面固支铝板进行多模态振动控制实验来验证控制效果,并与 PPF 控制进行了控制效果对比。

1 机电耦合系统建模

对于典型压电智能板结构,在考虑外界干扰力激励和使用压电片作为驱动器控制的情况下,其物理机电耦合模型可以表示为

$$D(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = F_p + F_s \tag{1}$$

其中: $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ 为板的弯曲刚度; E, ν 分别为板的弹性模量和泊松比; F_p 为外界干扰力激励; F_s 为压电片对板产生的等效力; w 为横向位移。

当使用压电片进行传感时,根据压电壳理论,压电传感片上产生的电荷可以表示为对表面电极的面积分

$$Q = \int_{\Omega} [e_{31} \frac{\partial \eta}{\partial x} + e_{32} \frac{\partial v}{\partial y} + z(e_{31} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + e_{32} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2})] dS \tag{2}$$

其中: e_{31}, e_{32} 为压电常数; η, v 为径向位移。

显然,压电片传感出的电荷信号除了弯曲振动的贡献量,其自身应变也会输出电荷,这主要是由于对位的压电驱动器造成的,通常将这种现象称之为局部应变^[13]。

当使用加速度传感器传感时,在其谐振点频率(通常大于 10 kHz)以下,其输出电压可以表示为 $V_a = S_a G_a$,其中: S_a 为加速度传感器的灵敏度; G_a 为结构振动的加速度。局部应变不会对其产生影响。

可将物理方程(1)进一步简化为多自由度振动系统

$$M\ddot{w} + C\dot{w} + Kw = F + \alpha V \tag{3}$$

其中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; w 为位移向量; F 为外部激励力; α 为压电片电压和输出力之间的转换因子; V 为压电片输入电压向量。

令 $w = \Psi x$,并利用模态正交性可将方程(3)转换到模态坐标系下

$$\ddot{x} + C_N \dot{x} + \omega^2 x = f \tag{4}$$

其中: Ψ 为各阶振型向量组成的振型矩阵; x 为模态坐标向量; C_N 为模态阻尼矩阵, ω 为各阶固有频率组成的对角阵; f 为模态力向量。

在比例阻尼情况下,可将上述多自由度振动系统转换为多个单自由度振动系统,并进行控制器的设计,如图 1 所示。

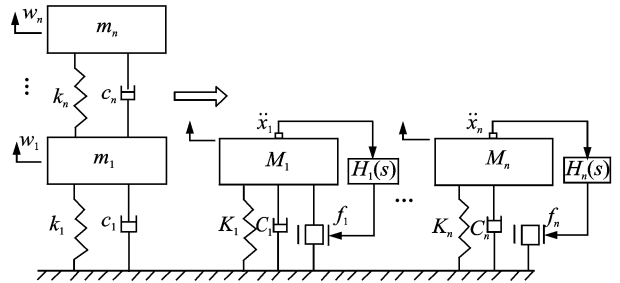


图 1 多自由度振动系统解耦
Fig. 1 Decoupled MDOF vibration system

2 实验系统的搭建

文中研究对象为一块正方形铝板,板的边长为 480 mm,厚度为 1 mm,铝板四周为约束,边框长度为 30 mm,使其边界条件可近似为四面固支。所用压电片为正方形薄片,其参数见表 1。铝板下方为有机玻璃围成的空腔,内有一个 6.5 寸扬声器。使用 NI-DAQ 系统产生的信号送入音频功放,经功率放大后驱动音箱对铝板产生声激励。

表 1 压电片参数

Tab. 1 Piezoelectric patches parameters

压电片参数	PZT-PMN-51
边长/mm	40
厚度/mm	1
泊松比	0.39
密度/(kg · m ⁻³)	7 600
压电常数 d_{31} /(C · N ⁻¹)	-270×10^{-12}

为了减小传感器附加质量对结构的影响,选用 PCB 高灵敏度小型加速度传感器,型号为 352A56,质量为 1.5 g,灵敏度为 100 mV/g。使用丹麦 B&K 公司生产的 2693OS-4 型调理仪对加速度传感器提供 ICP 激励。主动控制采用 NI CRIO 实时控制系统,控制速率设定为 10 kHz。控制器输出经 D/A 转换后送入二阶巴特沃斯低通滤波器,截止频率设为 1 kHz。用于驱动压电片的功放为 HVP-300C 容性功放。最后搭建出的整套实验系统如图 2 所示。

3 驱动-传感布置与频响函数测试

对铝板进行锤击法模态实验,可获得铝板的固

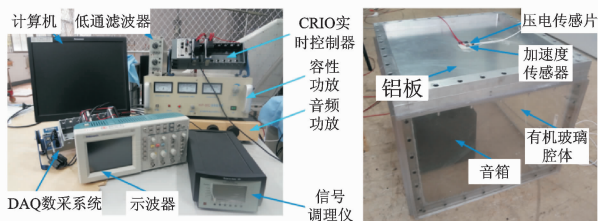
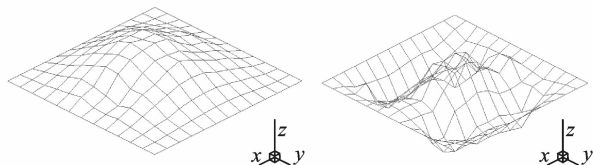


图2 实验系统搭建

Fig.2 Experiment system setup

有频率及振型。根据模态的声辐射效率理论^[14],控制奇-奇模态,在振动控制的同时还能有效降低噪声,更具实用意义。因此这里选取对板的(1,1)模态和(1,3)模态进行振动主动控制。通过实验数据拟合出的振型如图3所示,其中64 Hz为板的(1,1)模态,158 Hz为板的(1,3)模态。



(a) 1,1模型振型
(a) 1,1 mode shape

(b) 1,3模型振型
(b) 1,3 mode shape

图3 铝板的实验模态振型

Fig.3 Experimental mode shapes of the aluminum plate

由振型可得,在板的中部具有最大的模态应变能,因此要有效抑制这两阶模态,压电驱动片和加速度传感器应粘贴在板的中部,铝板的一面粘贴压电驱动片,另外一面粘贴加速度传感器。为了对比 NAF 与 PPF 的控制效果,在压电驱动片对位也粘贴了一个同样大小的压电传感片,加速度传感器粘贴在压电传感片中心,分别为 PPF 和 NAF 控制提供传感信号。传感和驱动的配置方案如图4所示

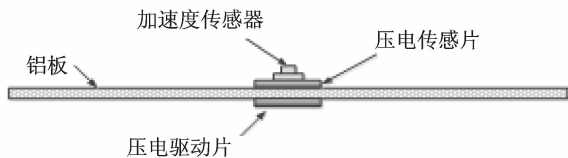
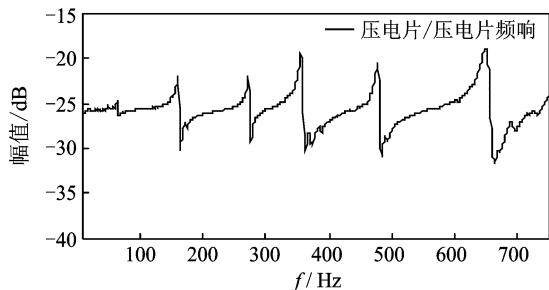


图4 传感器驱动器配置

Fig.4 Schematic diagram of the sensor/actuator configuration

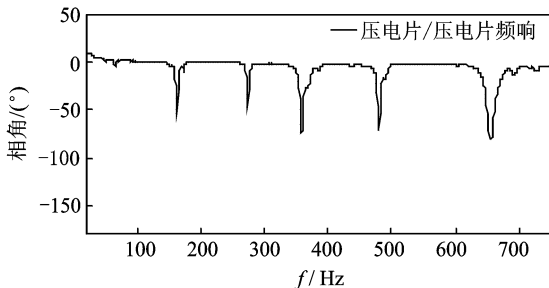
其压电传感片/压电驱动片和加速度传感/压电驱动的频响函数的幅值和相位分别如图5,6所示。

通过对比图5和图6,可以看到基于压电传感/压电驱动的同位配置对低频模态耦合较差,例如在



(a) 幅值响应

(a) Magnitude response

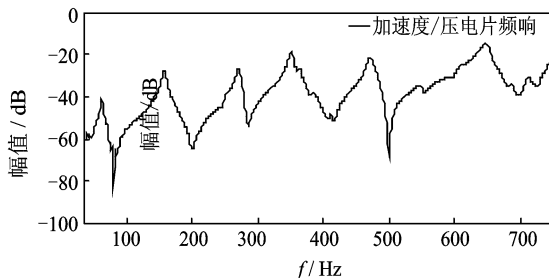


(b) 相位响应

(b) Phase response

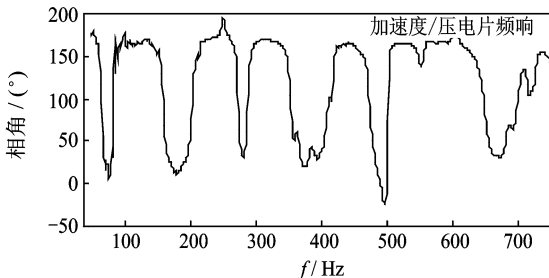
图5 压电驱动片到压电传感片的频响曲线

Fig.5 Frequency response curves of the piezo actuator/piezo sensor



(a) 幅值响应

(a) Magnitude response



(b) 相位响应

(b) Phase response

图6 压电驱动片到加速度传感器的频响曲线

Fig.6 Frequency response curves of piezo actuator / accelerometer

第1阶模态频率处,相角滞后仅10°左右。根据前文的机电耦合模型,这主要是由于局部应变附加的直流分量导致系统零极点之间距离减小,使得压电传

感片对低频模态缺少足够的能观性。文献[3]提出可以通过增大压电传感片的面积来增强低频模态的耦合性,但需要达到被控结构面积的 50% 以上,显然无法满足实际工程应用。而基于加速度-压电片的同位配置由于只检测加速度分量,不受局部应变的影响,因此对低频模态也具有较好的能观性。在这种同位配置条件下,共振点和反共振点交替出现,其加速度频响函数的相角在 180 和 0° 之间交替变化,较为理想地表征了同位配置系统的特点。这种条件下设计出的 LAC 控制器可以具有较好的鲁棒性和控制效果^[15]。

4 同位配置加速度负反馈控制策略

4.1 基于加速度负反馈的控制律设计

经过第 1 节中的模态坐标变换后,物理坐标上的多自由度系统已经转化为模态坐标上的单自由度系统,极大简化了分析自由度的个数和控制器的设计。

为了方便推导,这里首先给出正位置反馈 PPF 的控制律。在 PPF 控制器作用下,其结构自身的运动方程以模态参数的形式^[10]表示如下

$$\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2x = f \tag{5}$$

其中: ω 为结构的模态频率; x 为模态位置信号; $f = g\omega^2u$ 为控制器产生的模态力; u 为控制信号; g 为反馈控制增益,为一正数。

一个正位置反馈控制器实际上是一个二阶环节,可以表示为

$$\ddot{u} + 2\xi_c\omega_c\dot{u} + \omega_c^2u = \omega_c^2x \tag{6}$$

其中: u 为控制信号; ξ_c 为控制方程的阻尼比; ω_c 为该二阶环节的固有频率;为了获得最好的控制效果, ω_c 应与 ω 相等。

PPF 控制的控制框图如图 7 所示。

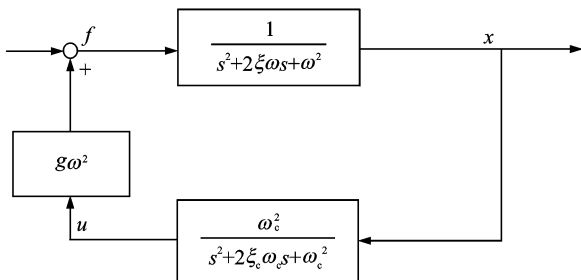


图 7 PPF 控制器原理

Fig. 7 PPF control law principle

由于加速度与位移信号反相,幅值是位移的 ω^2

倍,当使用加速度作为传感信号时,PPF 对应的控制方程变为

$$\ddot{u} + 2\xi_c\omega_c\dot{u} + \omega_c^2u = \omega_c^2\ddot{x} \tag{7}$$

此时基于位置信息的正反馈已经变为基于加速度的负反馈,笔者将其命名为负加速度反馈控制(negative acceleration feedback 简称 NAF)。其控制框图如图 8 所示。

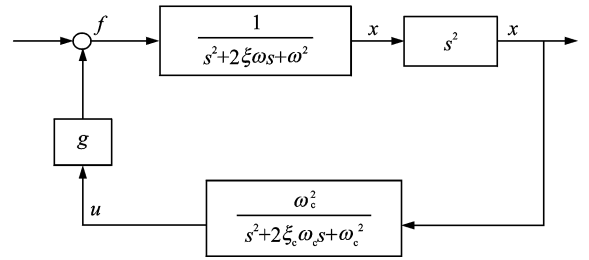


图 8 NAF 控制器原理

Fig. 8 NAF control law principle

4.2 稳定性与控制机理分析

闭环 NAF 控制器的传递函数可以表示为

$$\frac{\ddot{x}(s)}{f(s)} = \frac{\frac{s^2}{s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2}}{1 + \frac{s^2}{s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2} \cdot \frac{g\omega_c^2}{s^2 + 2\xi_c\omega_c s + \omega_c^2}} \tag{8}$$

其分母多项式表示为

$$D(s) = (s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2)(s^2 + 2\xi_c\omega_c s + \omega_c^2) + g\omega_c^2s^2 \tag{9}$$

要使系统稳定,分母多项式的各项系数应为正数,且需满足劳斯判据,因此推得当 $g > 0$ 系统稳定。而 PPF 控制器的稳定需满足 $0 < g < 1$,因此 NAF 控制具有更好的鲁棒性。

为了分析其控制机理,将 NAF 控制器表示为

$$H(s) = \frac{u}{\ddot{x}} = \frac{\omega_c^2}{s^2 + 2\xi_c\omega_c s + \omega_c^2} \tag{10}$$

结构方程为

$$\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2x = -gu \tag{11}$$

设 $\ddot{x} = \alpha e^{i\omega t}$, 则 $u = \beta \alpha e^{i(\omega t - \varphi)}$, 其中 β 为 $H(s)$ 的幅频响应。根据二阶环节的频响特性可得

当 $\omega \ll \omega_c$ 时, $\varphi \approx 0^\circ$, 此时结构方程为 $(1 + g\beta)\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2x = 0$, 对结构的影响为增加模态质量;

当 $\omega = \omega_c$ 时, $\varphi = 90^\circ$, 此时结构方程为 $\ddot{x} + (2\xi\omega + g\omega\beta)\dot{x} + \omega^2x = 0$, 对结构的影响为增加阻尼比;

当 $\omega \gg \omega_c$ 时, $\varphi \approx 180^\circ$, 此时结构方程为 $(1 - g\beta)\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2x = 0$, 对结构的影响为减小模态质量。

5 实验结果与讨论

为了验证控制算法的有效性,分别对基于加速度传感/压电驱动的 NAF 控制和基于压电传感/压电驱动的 PPF 的控制进行对比实验。为了保证控制效果的可比性,始终采用加速度信号来评估控制前后的效果。设计的 NAF 控制器和 PPF 控制器的阻尼比均设为 0.6,控制增益经功放多次调节确定,以获得最好的控制效果。通过比较控制前后的时域波形及其相应的功率谱密度来判断控制的有效性。

5.1 单模态振动控制效果对比

首先,检验 NAF 在 64 Hz 时的控制效果。如图 9 所示,控制前 64 Hz 的加速度信号功率谱密度为 4.470 dB,控制后 64 Hz 处加速度信号功率谱密度为 -3.809 dB,振动抑制效果达 8.279 dB。

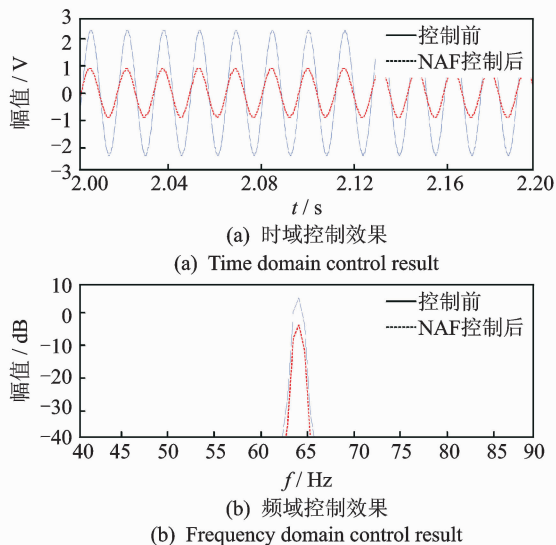


图 9 NAF 64 Hz 控制效果

Fig. 9 Control result of NAF control law (64Hz)

接着检验 PPF 在 64 Hz 时的控制效果。如图 10 所示,控制前 64 Hz 的加速度信号功率谱密度为 4.470 dB,控制后 64 Hz 处的功率谱密度为 3.702 dB,振动抑制效果仅 0.768 dB。

接下来改变控制器参数,检验 NAF 对 158 Hz 特征频率的振动控制效果。如图 11 所示,控制前 158 Hz 的功率谱密度为 4.993 dB,控制后 158 Hz 处的功率谱密度为 -6.036 dB,振动抑制效果达 11.029 dB。检验 PPF 控制对 158 Hz 时的振动控制效果。如图 12 所示,控制前 158 Hz 的功率谱密度为 4.905 dB,控制后 158 Hz 处的功率谱密度为

1.544 dB,振动抑制效果仅 3.361 dB。

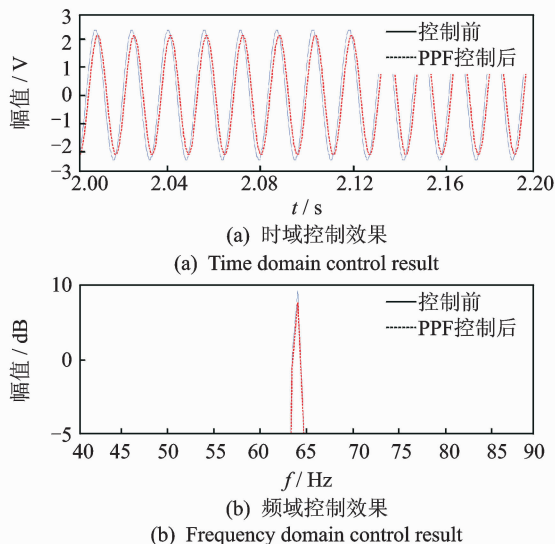


图 10 PPF 64 Hz 控制效果

Fig. 10 Control result of PPF control law (64 Hz)

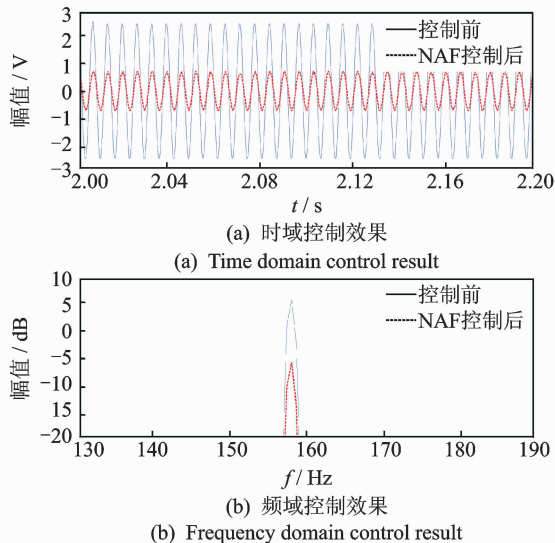


图 11 NAF 158 Hz 控制效果

Fig. 11 Control result of NAF control law (158 Hz)

5.2 多模态振动控制效果对比

将多个 NAF 或 PPF 控制器相并联,每个控制器对应一个控制模态,即可实现多模态振动控制。如图 13 所示。首先,用 NI-DAQ 系统产生双频激励信号驱动扬声器,调整每个频率的幅值,使得加速度传感器对这两个频率分别激励产生的加速度响应幅值几乎一致;然后,分别用 NAF 控制和 PPF 控制对铝板进行多模态控制。NAF 对 64,158 Hz 的多模态控制效果如图 14 所示:控制前 64 Hz 功率谱密度为 5.828 dB,控制后为 -1.747 dB,控制效果达

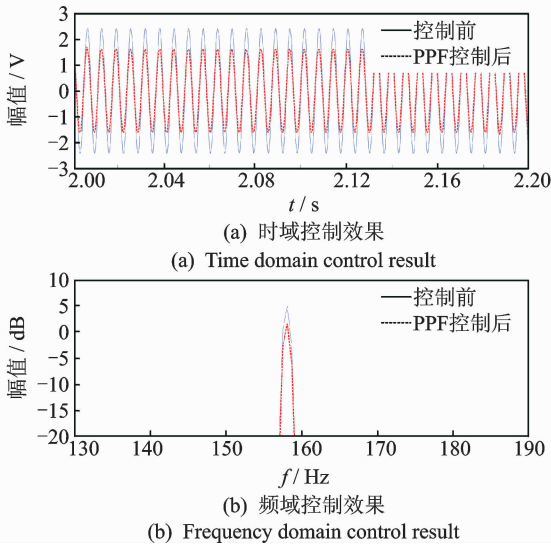


图 12 PPF 158 Hz 控制效果

Fig. 12 Control result of PPF control law (158 Hz)

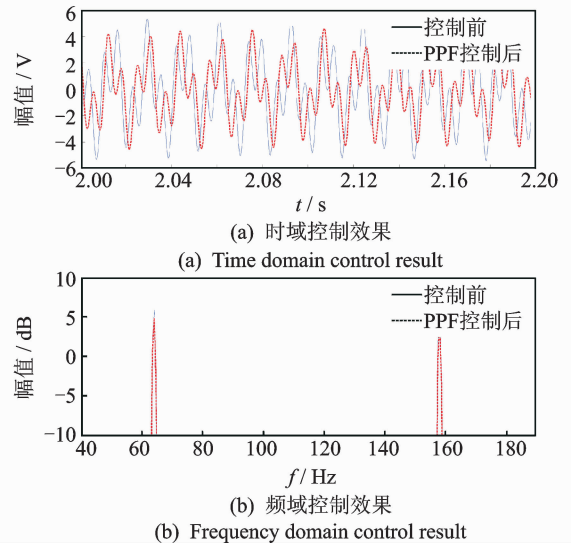


图 15 PPF 多模态控制效果

Fig. 15 PPF for multi-mode vibration control

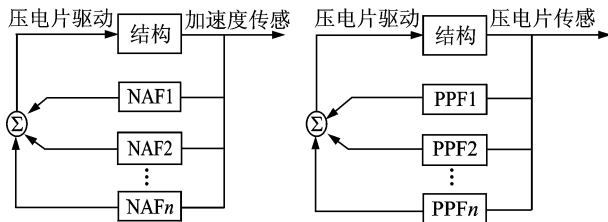


图 13 NAF 与 PPF 实现多模态振动控制

Fig. 13 NAF and PPF control law for multi-mode vibration control

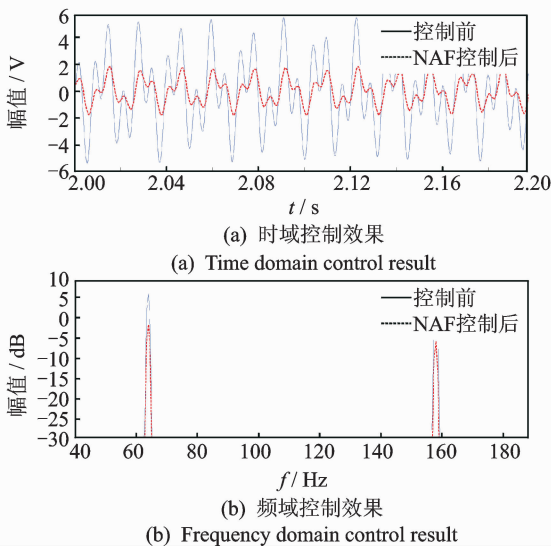


图 14 NAF 多模态控制效果

Fig. 14 NAF for multi-mode vibration control

表 2 控制效果总结

Tab. 2 Control results

控制模态频率/Hz	抑制效果幅值/dB
64(NAF)	8.279
64(PPF)	0.768
158(NAF)	11.029
158(PPF)	3.361
64,158(NAF)	7.575,11.871
64,158(PPF)	0.973,1.961

PPF 对 64,158 Hz 的多模态控制效果如图 15 所示:控制前 64 Hz 功率谱密度为 5.791 dB,控制后为 4.818 dB,控制效果仅 0.973 dB;158 Hz 功率谱密度控制前为 6.008 dB,控制后为 4.047 dB,控制效果仅 1.961 dB。

5.3 控制效果总结与分析

将以上的控制效果汇总于表 2。对比控制结果,PPF 和 NAF 都能够对铝板的振动实现振动控制,且没有明显的振动溢出。但是 NAF 的控制效果明显比 PPF 控制要好很多。即使是第 1 阶整体模态,仅使用一个压电驱动器,振动抑制效果就可达 8 dB 以上,而 PPF 的控制效果不足 1 dB。对于多模态控制,NAF 控制也能获得与单模态控制相近的控制效果,振动抑制十分显著。

6 结束语

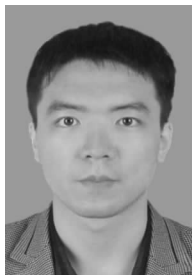
笔者以铝板的振动为被控对象,在 PPF 控制器

7.575 dB;158 Hz 功率谱密度控制前为 5.976 dB,控制后为 -5.895 dB,控制效果达 11.871 dB。

的基础上设计了基于同位配置的加速度传感器-压电驱动器的控制方案,对其进行稳定性和控制机理分析。通过实验对板的(1,1)模态和(1,3)模态进行了振动控制,并与PPF控制方法进行对比。理论和实验结果表明,NAF控制由于比PPF控制具有更好的结构耦合特性和更好的鲁棒性,因而可以获得更加满意的控制效果。设计的控制器结构简单,对被控结构需要的物理信息少,具有重要的工程实用价值。

参 考 文 献

- [1] 顾仲权,马扣根,陈卫东. 振动主动控制 [M]. 北京:国防工业出版社,1997:245-255.
- [2] Gardonio P, Bianchi E, Elliott S. Smart panel with multiple decentralized units for the control of sound transmission. Part I: theoretical predictions [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 274(1): 163-192.
- [3] Vipperman J S, Clark R L. Implications of using collocated strain-based structures for output active structural acoustic control [J]. *Journal of Acoustic Society of America*, 1999, 106(3): 1392-1399.
- [4] Lee Y S. Comparison of collocation strategies of sensor and actuator for vibration control [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011, 25(1): 61-68.
- [5] Lee Y S, Gardonio P, Elliott S. Coupling analysis of a matched piezoelectric sensor and actuator pair for vibration control of a smart beam [J]. *Journal of Acoustic Society of America*, 2002, 111(6): 2175-2726.
- [6] Gatti G, Brennan M J, Gardonio P. Active damping of a beam using a physically collocated accelerometer and piezoelectric patch actuator [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 303(3): 798-813.
- [7] 邱志成. 基于加速度反馈的挠性智能结构振动主动控制 [J]. *机械工程学报*, 2008, 44(3): 143-151.
Qiu Zhicheng. Active vibration control of flexible smart structure based on acceleration feedback [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(3): 143-151. (in Chinese)
- [8] Balas M J. Direct velocity feedback control of large space structures [J]. *Journal of Guidance and Control*, 1979, 2(3): 252-253.
- [9] Song G, Qiao P Z, Binienda W K, et al. Vibration damping of composite beam using smart sensors and actuators [J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2002, 15(3): 97-103.
- [10] Fanson J, Caughey T K. Positive position feedback control for large space structures [J]. *AIAA Journal*, 1990, 28(4): 717-724.
- [11] Yuan Ming, Ji Hongli, Qiu Jinhao, et al. Active control of sound transmission through a stiffened panel using a hybrid control strategy [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(7): 791-803.
- [12] Hodges T, Nelson P A, Elliott S. The design of a precision digital integrator for use in an active vibration control system [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 1990, 4(4): 345-353.
- [13] 吴义鹏,裘进浩,季宏丽,等. 智能结构中压电驱动器产生的局部应变场分析 [J]. *振动、测试与诊断*, 2011, 31(6): 733-736.
Wu Yipeng, Qiu Jinhao, Ji Hongli, et al. Analysis of local strain field caused by piezoelectric actuator in smart structures [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2011, 31(6): 733-736. (in Chinese)
- [14] 李双,陈克安. 结构振动模态和声辐射模态之间的对应关系及其应用 [J]. *声学学报*, 2007, 32(2): 171-177.
Li Shuang, Chen Kean. The relationship between acoustic radiation modes and structural modes and its applications [J]. *Acta Acustica*, 2007, 32(2): 171-177. (in Chinese)
- [15] Preumont A. Vibration control of active structures: An Introduction [M]. 2nd edition. New York: Kluwer Academic Publishers, 2002: 94-100.



第一作者简介:袁明,男,1985年5月生,博士研究生。主要研究方向为振动与噪声控制。曾发表《Active control of sound transmission through a stiffened panel using a hybrid control strategy》(《Journal of Intelligent Material Systems and Structure》2012, Vol. 23, No. 7)等论文。

Email: nuaaym@gmail.com

