

一体化传感-作动器设计及其在板腔结构 主动减振降噪中的试验研究

陈明浩, 毛崎波, 吴锦武, 彭丽华, 李琦

(南昌航空大学飞行器工程学院, 江西 南昌 330063)

摘要: 矩形封闭空间内的振动和声辐射控制一直是工程领域面临重要挑战。本文研究提出了一种解决方案, 即采用传感-作动器控制系统, 由扬声器、基座和压电陶瓷传感器组成。这一设计具有轻量化、低固有频率和传感-作动一体化等优点。然而, 一体化传感-作动器采用的应变积分控制方案存在稳定性问题。为了克服这些问题, 本文采用带通滤波器的控制策略。研究测试了该自制的惯性作动器力学特性, 确定了对声学性能影响最大的结构模态, 采用带通滤波器的控制策略, 有选择地调节这些结构模态。试验结果显示, 自制的惯性作动器能够有效地产生惯性力, 同时采用带通滤波器能够有效地减少结构振动, 尤其是在控制低频段的前两个声腔模态方面表现出显著效果。本文方法能更加灵活地控制封闭空间内的低频噪声, 为解决工程环境中的结构噪声问题提供了有效方案。

关键词: 降噪; 结构振动控制; 带通滤波策略; 选择性控制

中图分类号: TH113.1 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202310054

Integrated sensor-actuator design and experimental study in active vibration and noise reduction for cavity structure

CHEN Minghao, MAO Qibo, WU Jinwu, PENG Lihua, LI QI

(School of Aircraft Engineering, Nanchang HangKong University, Nanchang 330063, China)

Abstract: The control of vibration and acoustic radiation in rectangular confined spaces has been an important challenge in engineering. In this study, a solution is proposed with a sensor-actuator control system consisting of a loudspeaker, a base and a piezoelectric ceramic sensor. This design has the advantages of lightweight, low natural frequency and integrated sensing/actuator design. However, the strain-integra control scheme used for the integrated sensor-actuator suffers from stability problems. To overcome these problems, this paper utilizes a control strategy with a band-pass filter. The study tests the mechanical properties of this homemade inertial actuator, and determines the structural modes that have the greatest impact on the acoustic performance. A band-pass filter control strategy is used to selectively modulate these structural modes. The experimental results show that the homemade inertial actuator can effectively generate inertial forces, while the band-pass filter can effectively reduce the structural vibration, especially in controlling the first two acoustic cavity modes in the low-frequency band, which exhibits a significant effect. This approach is more flexible in controlling low-frequency noise in confined spaces and provides an efficient solution to the problem of structural noise in engineering environments.

Keywords: noise reduction; structural vibration control; band-pass filter strategy; selective control

在工程实践中, 封闭声场在多个领域中具有关键作用, 它们广泛用于提高日常交通的舒适性, 例如船舶舱室、音乐厅和直升机机舱。随着人们对生活和工程环境要求不断提高, 空间声场的噪声控制研究引起了学者们浓厚的兴趣, 覆盖了汽车、船舶、民航飞机等工业产品^[1]。

目前空间声场的噪声控制研究已经取得了显著进展, 其中包括结构噪声和声腔之间的相互关系。毛崎波等^[2]以简支板为例, 应用瑞利积分公式详细计算了不同辐射效率, 并比较了传统结构模态和声辐射模态下的辐射效率。后续研究中, 使用了辐射算子分析和互换原理, 以平面玻璃板为例, 通过试验

收稿日期: 2023-10-24; **修订日期:** 2023-12-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51975266, 12364058); 航空科学基金资助项目(2020Z073056001); 江西省研究生创新专项基金资助项目(YC2023-S698)

测量了前 5 个声辐射模态及其辐射效率,验证了互换方法的可行性^[3]。

噪声问题促进了各种降噪技术的发展^[4],其中一种降噪方法是通过使用噪声屏障将接收者与噪声源隔离开来^[5]。此外,还可以通过有源结构声控制(active structural acoustic control, ASAC)方法实现结构噪声的控制,以降低结构振动引起的低频噪声。很多学者在研究 ASAC 技术方面取得了令人瞩目的成就。文献[6-8]通过充分考虑振动结构的声辐射性质,在振动结构表面布置作动器来控制结构振动,以降低结构的噪声。此外,因为惯性作动器具有结构简单、驱动力大、响应迅速等优点,不仅可以有效地控制结构振动^[9],还可以降低结构辐射的声功率^[10]。通过在柔性结构上安装传感器和惯性作动器,可以主动减少声波从柔性结构传播到封闭空间的过程。MILTON 等^[11]通过试验确定了辐射阻抗矩阵,传感器用于实时监测结构振动响应,惯性作动器则用于控制结构辐射的声功率。研究表明,惯性作动器在 ASAC 策略中可以有效地控制薄板结构的辐射声功率。与此同时,针对惯性作动器,设计具有较低固有频率的作动器,以提高控制效果^[12]。目前,许多学者已经在这一领域开展了广泛研究。MA 等^[13]采用分散式速度负反馈结合惯性作动器对加强板低频振动和声辐射进行主动控制,其数值计算结果表明,选择恰当单元数量和反馈增益可实现良好控制效果,但进一步增加作动器数目或增益并不能有效降低结构噪声。BRAGHIN 等^[14]提出了一种磁致伸缩弹簧的设计,以替代传统的弹簧元件,从而使惯性作动器的固有频率降低,扩大了其在低频工作范围内的适用性。KRAS 等^[15-16]则将飞轮元件与传统的惯性作动器结合,通过理论和试验验证了这一方法对振动控制的有效性,并降低了惯性作动器的固有频率。ZILLETI 等^[17]等提出了一种具有惯容元件的惯性作动器,这种惯容元件能够有效降低固有频率,从而提高控制效果。综上所述,具有较低固有频率的惯性作动器在主动控制中具有显著的效益。而针对惯性作动器固有频率的设计,LIU 等^[18]通过改变调节弹簧的底部位置来调节惯性作动器的刚度,从而调节其本身的固有频率。DEBATTISTI 等^[19]利用安装在惯性作动器的 MEMS 加速度计和无线通信技术。通过选择性负导数反馈算法调整作动器的固有频率,实现独立设备的去中心化控制,并通过无线网络共享数据,提高控制效率。试验结果证明了该方法在改善振动控制方面的有效性。

压电智能材料(piezoelectric smart materials)因其具有频响范围宽、响应速度快、对结构物理特性影

响小、安装设计方便等优点,引起了众多研究者的兴趣,并且在 ASAC 系统的应用中取得了较好的效果^[20-23]。QIU 等^[24]利用压电作动器和自适应控制方法对板进行振动控制,使用同一压电元件同时充当传感器和执行器,从而减少所需的压电元件总数,试验结果表明,桥路电路得到了良好的平衡,有效控制了振动板的前 5 阶共振频率。此外,JI 等^[25]提出一种负电容同步开关阻尼(SSDNC)技术,通过不对称地施加电压,提高压电致动器的电压,充分利用其驱动能力,从而增强减振降噪效果,试验证实了设计电路的有效性,并研究了旁路电容对系统稳定性和切换电压的影响。基于上述研究,本文拟以压电陶瓷作为传感器集成到惯性作动器,从而避免主动控制过程中复杂的对位安装,实现板腔结构的减振降噪。

本研究针对矩形空腔支撑的弹性薄板,采用扬声器-支座集成压电传感器配置及带通滤波器策略,实现了结构噪声的有效控制。其中商业化扬声器具有轻量化和低固有频率的特点,同时一体化设计避免了复杂对位安装。研究融入了带通滤波器控制策略,该策略能够有选择性地控制对声辐射贡献最大的若干阶结构模态。通过精确控制这些关键模态的结构振动,显著降低了空腔内的噪声水平,为结构噪声控制领域提供了一种高效、集成化且实用的解决方案。

1 基于扬声器-基座的惯性作动器模型

本文采用的是动圈式扬声器,其装配元件及组装过程如图 1 所示。图 2 展示了扬声器-基座的力学模型图,作为惯性作动器的简化模型,由惯性质量 m 、阻尼元件 c 、弹簧元件 k 、线圈、永磁体、支撑基座等组成。扬声器由惯性质量、线圈、永磁体和纸盆组装而成,通过柔性材料与橡胶底座连接,橡胶底座则被安装到被控结构上。当电流通过扬声器的线圈

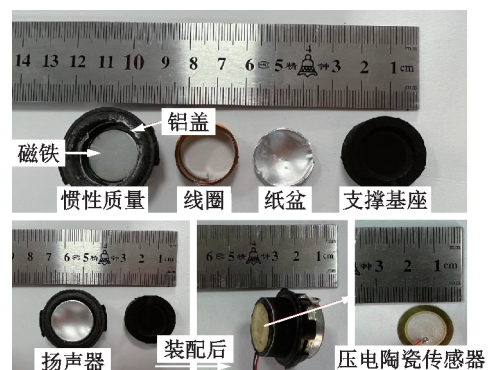


图 1 惯性作动器组成元件

Fig. 1 Components of inertia actuator

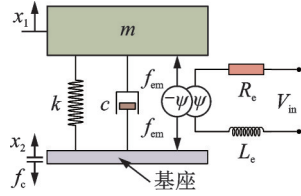


图2 扬声器-基座的力学模型图

Fig. 2 Mechanical model diagram of loudspeaker-base

时,周围会产生变化的磁场。由于电磁效应,永磁体连接动子在垂直方向运动,其产生的惯性力驱动纸盆振动,并通过连接阻尼和弹簧元件作用在受控对象上。

扬声器-基座制作而成的惯性作动器,在振动力学中可被视为质量-弹簧-阻尼系统^[26]。根据图2的力学模型,惯性作动器的动力学方程、电路方程以及传递到结构的控制力 f_c 可以分别表示为:

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

$$L_e \dot{I}(t) + R_e I(t) = U_{in} - Bl \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) \quad (2)$$

$$f_c = -c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k(x_1 - x_2) + Bl \cdot I \quad (3)$$

式中, m 、 k 和 c 分别为惯性作动器的移动质量、刚度和阻尼; Bl 表示力常数; R_e 和 L_e 分别为线圈的电阻和电感; I 为输入电流; \dot{I} 为输入电流的一次导数; $x_1(t)$ 为质量块的位移; $x_2(t)$ 为底座的位移; V_m 为施加在线圈上的电压; $f_{em} = BlI$ 为电流通过线圈产生的洛伦兹力。

通过联立式(1)~(3),得到惯性作动器的控制力 f_c 和输入电压 V_m 阻抗形式的传递函数 $H(s)$ 为:

$$H(s) = \frac{Bl}{Z_e} \left[\frac{Z_m}{Z_m + Z_s + (Bl)^2/Z_e} \right] \quad (4)$$

$$Z_s = c + \frac{k}{s} \quad (5)$$

$$Z_e = R_e + sL_e \quad (6)$$

$$Z_m = sm \quad (7)$$

式中, s 表示复频率; Z_e 为电气阻抗; Z_s 为支撑元件阻抗; Z_m 为机械阻抗。

根据表1中惯性作动器的物理参数和上述数学模型,本文进行了出力特性的数值计算,得到了惯性作动器的频响函数。为评估惯性作动器的力学特性,在惯性作动器安装YD-186加速度计(质量为30g),通过东方所的动态分析仪(有24个通道,但只使用前2个通道)来进行试验数据的采集与分析。通过实验测试,本文获得了惯性作动器的出力特性,并绘制了该惯性作动器的频响函数图,如图3所示。可以发现,当激励频率超过固有频率时,惯性作动器的控制力和相位都能保持相对稳定,且相位趋近于

0,这表明其出力受频率变化的影响较小。可以看出,该惯性作动器在工作频率为47.45~850 Hz时,都可以精确地输出线性力。

表1 惯性作动器的物理参数

Tab. 1 Physical parameters of inertial actuator

参数	数值	单位
惯性质量 m	36×10^{-3}	kg
刚度系数 k	3200	N/m
阻尼系数 c	0.1	N·s/m
阻尼比 ξ	2.1466	—
力常数 Bl	0.018	N/A
固有频率 ω_n	47.45	Hz
线圈电阻 R_e	4	Ω
线圈电感 L_e	88.1×10^{-5}	H

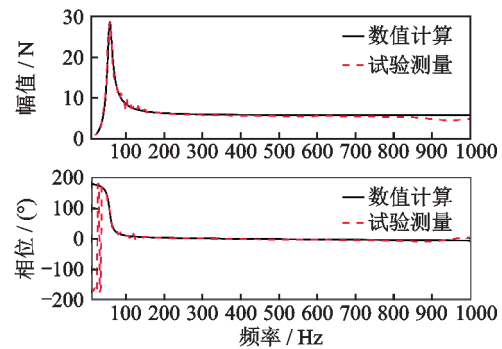


图3 惯性作动器的频响函数图

Fig. 3 Frequency response function diagram of inertial actuator

为进一步验证输出控制力与电压之间的线性关系,本文通过输出频率分别为155、280、380和480 Hz的信号,其输入电压范围在50~300 mV,每50 mV间隔记录一个测试点。根据测得的不同输入电压下的控制力数值,采用数值拟合方法得到的上述测试点下控制力与输入电压之间的关系式为:

$$f_c = 0.06732 \cdot V_{in} \quad (8)$$

如图4所示,式(8)所采用的惯性作动器的控制力与输入电压呈线性关系,且拟合优度非常高($R=0.97$)。所有试验点都完全处于95%的置信区间中。在这一频率下,惯性作动器可以被视为理想的线性作动器。

基于扬声器设计的惯性作动器相较于传统惯性作动器,采用一体化传感-作动器的设计,易于拆卸,不需要复杂的对位安装,既保证了轻量化的设计又具有较低的固有频率。扬声器平坦的频率响应使其能够在广泛的频率范围内(从低频到高频)准确再现音频信号,同时橡胶结构用作支撑结构,结构阻尼较小,可以有效输出控制力。

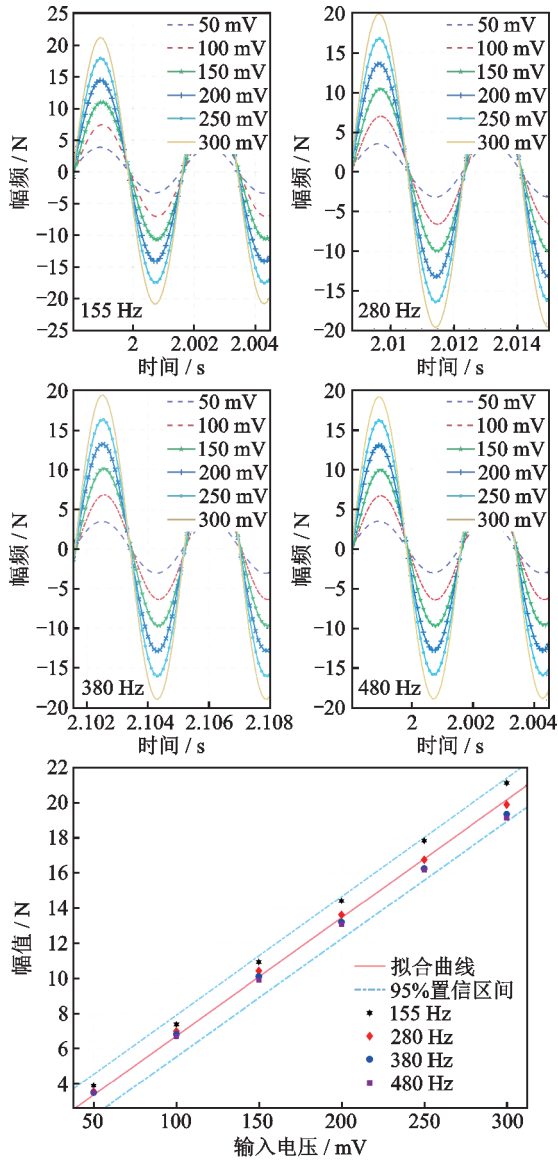


图 4 不同频率测点的变电压幅值的控制力试验测试图与试验数据拟合图
 Fig. 4 Experimental test plots of control force of variable voltage amplitude at different frequency measurement points with experimental data fit diagram

2 控制策略

本文采用不同的算法来控制结构噪声,每种算法的系统框图如图 5 所示。

2.1 应变积分反馈控制策略

传统的速度负反馈方法已在国内外得到广泛的研究^[27-29]。本文提出采用压电陶瓷传感器结合惯性作动器进行结构噪声控制,结合积分电路实现应变积分反馈控制。其控制器可表示为:

$$G_{\text{SIF}}(s) = -\frac{g_v}{s} \quad (9)$$

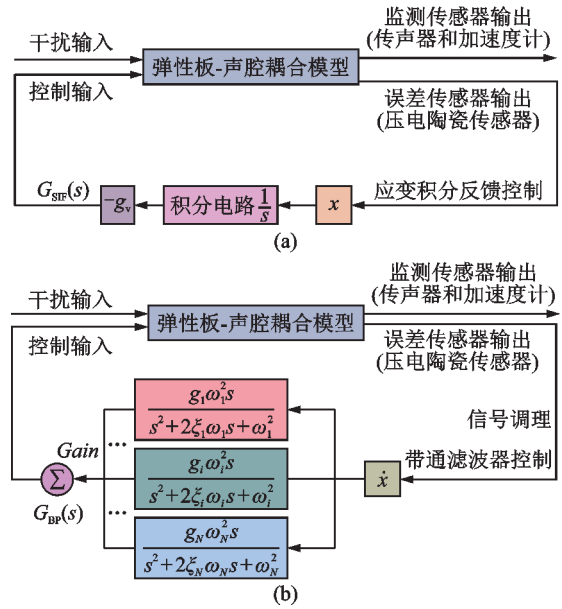


图 5 结构噪声控制方法的系统框图
 Fig. 5 System block diagram of structural noise control method

式中, s 为复频率,这里代表一次积分环节; g_v 为控制器增益。

结合式(9)与图 5(a)可以发现,该控制策略首先对压电陶瓷传感器采集的应变信号进行积分,再通过负反馈实现结构振动控制。该控制策略与速度负反馈控制类似,但是由于压电陶瓷传感器与惯性作动器一体化的设计,具有轻量化和无需复杂对位的优点。

2.2 带通滤波控制策略

采用多个二阶带通滤波器的控制算法,该算法将滤波后的振动速度信号作为反馈控制量,控制流程如图 5(b)所示。采用压电传感器采集控制信号的振动信号,经过调理、滤波、放大后得到被控系统振动速度相关的控制信号。信号输入功率放大器,由功率放大器驱动惯性作动器输出控制力,控制结构振动与噪声,采用的二阶带通滤波器如图 6 所示。其中,控制器的传递函数 $G_{\text{BP}}(s)$ 为:

$$G_{\text{BP}}(s) = \frac{U_{\text{in}}}{\dot{x}_2} = \text{Gain} \sum_{i=1}^N \frac{g_i \omega_i s}{s^2 + 2\xi_i \omega_i s + \omega_i^2} \quad (10)$$

式中, Gain 为功率放大器的增益; g_i 为第 i 个带通滤波器的增益; ξ_i 为第 i 个带通滤波器的阻尼比; ω_i 为第 i 个带通滤波器的固有频率。

在式(10)中,当滤波器固有频率 ω_i 等于受控结构的第 n 阶固有频率时,则该特定模态可以得到有效的控制。因此,通过调节滤波器的固有频率,可以实现有选择性地控制对结构声辐射起主要贡献的模态。

3 板腔结构噪声控制试验研究

3.1 板腔结构试验平台的介绍

图6和7分别为试验装置示意图和薄板与空腔耦合系统的试验装置示意图。矩形外壳的底部和侧面由5块声学刚性板组成,顶部则是一个四边固支的2 mm铝板。为满足声学刚性的边界条件,底座和侧壁采用30 mm厚的有机玻璃制成。在试验中,使用信号发生器和功率放大器来提供恒定大小的激励力,从而实现弹性薄板受迫运动。选择靠近边界的位置为激励点,因为在这些位置,振动模式较多,整个系统的振动更加明显。本文还放置了加速度计来测量板的振动加速度信号,这些加速度计位于振动模式较多的区域,同时在腔体内放置了传声器来测量声功率,以评估控制性能。具体安放位置如图6所示。对于声腔降噪的试验设计,本文采用DAEX58FP作为激振器,以0.5 Hz为步长进行扫频,频率范围为550~400 Hz,板腔耦合系统在激励力的作用下做受迫振动。所采用的控制器为UAF42有源滤波器制成的二阶带通滤波器,如图8所示。其中具体的控制点、激励点与测试点的位置参数如表2所示。

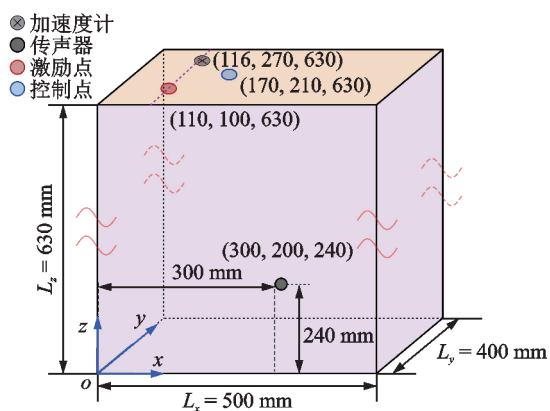


图6 试验装置示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the experimental setup

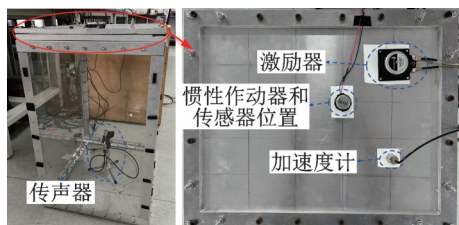


图7 板腔结构的试验装置示意图

Fig. 7 Schematic diagram of the experimental setup for the plate cavity structure

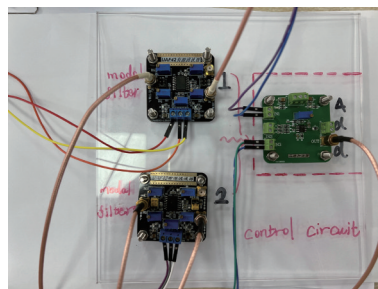


图8 控制器:二阶带通滤波器和加法器组成

Fig. 8 Controller: second-order band-pass filter and adder composition

表2 试验测试的位置参数(单位:mm)

Tab. 2 Positional parameters experimental test of (Unit:mm)

参数	位置
激励点	(110, 100, 630)
控制点	(170, 210, 630)
加速度计	(116, 270, 630)
传声器	(300, 200, 240)

板腔结构的原始振动幅频特性曲线如图9所示。可以发现,在112.5和290 Hz附近,空腔中存在明显的低频噪声模式,同时在空腔中并未测量到其他弹性薄板振动频率模式,这是由于声振耦合作用引用的。基于此,在工程应用中,有必要优先控制引起声腔中产生较大噪声的振动模式。

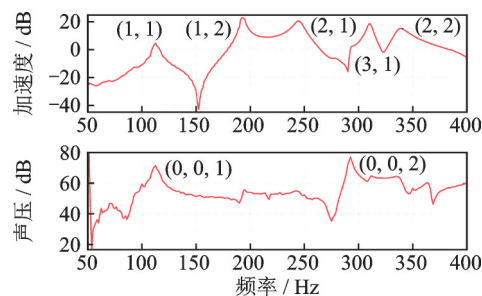


图9 控制前的板腔结构幅频特性曲线

Fig. 9 Amplitude-frequency characteristic curves of the plate cavity structure before control

3.2 不同控制算法的稳定性分析

根据上述搭建的试验平台,本文分别采用第2节所述的应变积分反馈控制策略和带通滤波控制策略来降低结构噪声。

带通滤波控制策略可以有选择地控制结构模式,为了有效控制空腔内声压,带通滤波器的工作频率分别设置为112.5和291.25 Hz,用于控制两阶对空腔噪声起主要作用的结构模式,如图8所示。带通滤波器的阻尼比分别设置为0.35和0.23。

在进行结构噪声主动控制之前,必须对控制系统进行稳定性分析,图 10 为试验测得的应变积分反馈控制和带通滤波器控制时的开环传递函数的频响函数。可以看出,应变积分反馈控制的稳定性较差,主要原因是压电陶瓷传感器与惯性作动器在实际使用时并不能保证理想的对位布置。而带通滤波控制策略的稳定性明显好于应变积分反馈控制,这意味着带通滤波控制策略可以实现更大的控制增益。

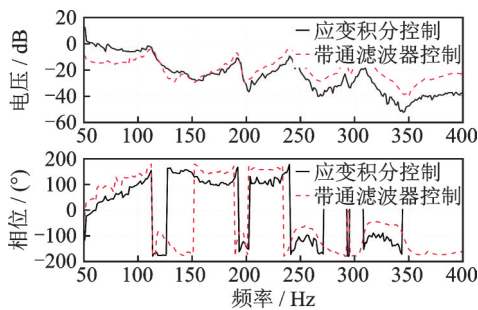


图 10 不同控制算法开环传递函数的 Bode 图

Fig. 10 Bode plots of open-loop transfer functions for different control algorithms

根据图 11 中的 Nyquist 图可以看出,带通滤波器显著提高了应变积分控制系统的稳定性。稳定性分析表明,应变积分控制系统的稳定性较差,主要是由于压电陶瓷传感器对外界信号的高敏感性。如果对信号进行积分处理,低频段的噪声会被放大,从而影响控制系统的稳定性。通过采用带通滤波器的控制策略,控制系统的稳定性得到了显著改善。此外,带通滤波器的参数可以根据需要进行调整,从而选择性地控制目标模态,提高控制效果。这种方法比传统的直接速度负反馈更加灵活。

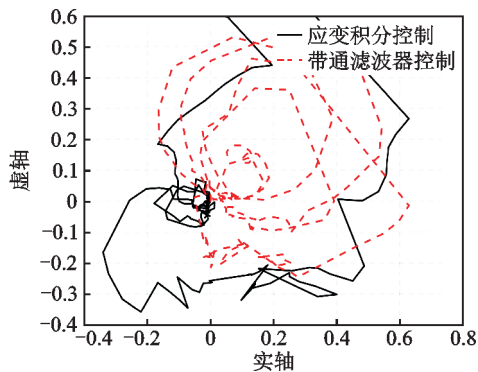


图 11 不同控制算法开环传递函数的 Nyquist 图

Fig. 11 Nyquist plots of open-loop transfer functions for different control algorithms

3.3 不同控制算法对结构噪声的试验结果分析

为验证不同的控制算法对板腔耦合结构噪声的

控制效果,本文在图 6 的试验平台上进行了降噪试验。该试验平台采用了图 1 中设计的控制单元。使用东方所提供的采集卡和分析软件处理了加速度信号和传声器采集的声压信号,以获取声腔的噪声模态和弹性薄板的振动模态。同时,本文采用上述控制算法比较它们在声腔内降噪效果的差异。

从图 12 中可以看出,应变积分控制单元对第一阶的声腔模态有一定控制效果,但对第二阶声腔模态几乎没有控制效果。主要原因在于控制系统的稳定性较差。为优化控制效果,采用图 6 中的两个带通滤波器作为控制器,有选择性的控制声腔中的 (0,0,1) 和 (0,0,2) 声腔模态。

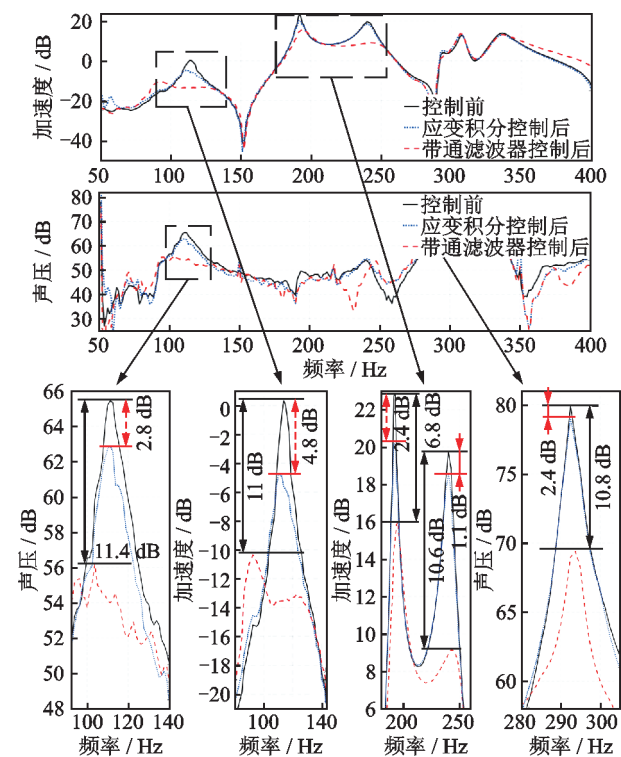


图 12 带通滤波器的试验控制效果

Fig. 12 Experimental control effect of band-pass filter

图 12 的试验结果显示,带通滤波器对于声腔模态 (0,0,1) 控制效果,相较于应变积分控制提高了 8.6 dB。此外,声腔模态 (0,0,2) 的控制效果提高了 5.5 dB,主要是因为带通滤波器对 291.25 Hz 的噪声控制效果显著,可以对声辐射模态贡献大的振动模态进行选择控制,从而更有效地控制声腔内的噪声,这是带通滤波器相较于其他控制策略的独特优势。此外,带通滤波器还有效地防止了应变积分控制在 350 Hz 时出现控制溢出的情况。需要注意的是,由于板振动在 190 和 250 Hz 之前的响应远远大于需要进行控制的模态响应,因此在带通滤波器的控制下这些响应也显著减小。综上所述,所提控制系统能够有效地减少空腔内的噪声。

此外,为更好地证明带通滤波器控制的有效性,本文还进行了经典的直接速度负反馈试验,采用Ploytec公司的单点激光测振仪作为速度传感器,用于图7中板腔结构噪声的直接速度负反馈控制试验。

采用直接速度负反馈控制前和控制后的幅频特性曲线如图13所示。根据试验数据,当使用最佳增益下的直接速度负反馈控制时,板的前3阶振动能量明显减小,且没有出现溢出现象。此外,对于(0,0,1)的声学模态控制也非常有效。然而,对于声振耦合的(0,0,2)声学模态控制效果有限,这是由于直接速度负反馈对振幅较小(3,1)的模态没有控制效果,而该模态对于声学模态的贡献非常明显。同时,该方法需要复杂的安装过程和高成本速度传感器,还需要确保作动器和传感器的完全对位,以确保控制系统的鲁棒性。但采用一体化传感-作动的设计结合带通滤波器控制策略可以克服上述问题。本文控制方法相较于传统速度负反馈系统,可以选择性地控制对声学模态贡献较大的结构模态,从而更有效地控制空腔内第2阶的声学模态,以实现噪声的灵活控制。

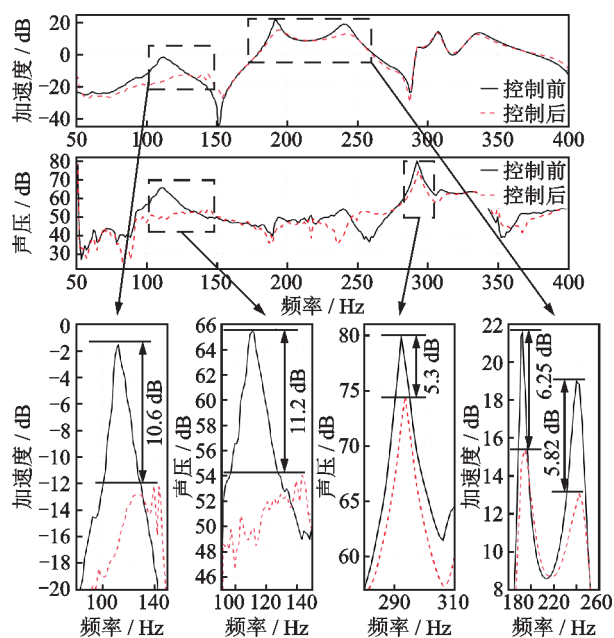


图13 直接速度负反馈算法的试验控制效果

Fig. 13 Experimental control effect of direct velocity negative feedback algorithm

4 结论

本研究通过理论和试验验证了基于扬声器-基座设计的惯性作动器的力学特性,结果表明该作动器在有效的工作频率范围内能够产生线性的惯性

力,试验和理论结果高度一致。为了实现振动噪声的主动控制,将压电陶瓷传感器与扬声器-基座集成为控制单元,具有低成本、轻量化、无需复杂对位安装等优势。

在试验测试中,压电陶瓷传感器结合应变积分反馈的控制效果并不理想,因此本文提出了一种控制策略。该策略基于并联2阶带通滤波器与压电陶瓷传感器结合,用于控制结构振动噪声。试验结果表明,采用这一控制策略后,被控制的结构在1~3阶振动响应方面分别降低了11、6.8和10.6 dB,同时声腔内低频段的声腔模态分别降低了11.4和10.8 dB。

与传统的应变积分控制相比,带通滤波器表现出更为显著的改进效果。此外,相较于传统的直接速度负反馈第2阶声腔模态的控制效果提高了104%。这一控制策略能够有选择性地控制振动噪声模态,从而更加灵活地控制那些对噪声产生更大贡献的振动模态。总体而言,本研究为薄板-声腔结构的噪声控制提供了一种有效的控制策略。

参考文献:

- [1] 马大猷. 论室内声场[J]. 声学学报, 2003, 28(2): 97-101.
MA Dayou. Theory of sound field in a room[J]. Acta Acustica, 2003, 28(2): 97-101.
- [2] 毛崎波, 姜哲. 对声辐射模态的讨论[J]. 振动工程学报, 2000, 13(4): 633-637.
MAO Qibo, JIANG Zhe. Research on sound radiation modes[J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(4): 633-637.
- [3] 毛崎波, 皮耶奇克 S. 实验测量声辐射模态[J]. 振动工程学报, 2012, 25(3): 330-334.
MAO Qibo, PIETRAKO S. Experimental measurement of radiation modes[J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(3): 330-334.
- [4] 马大猷. 噪声控制学[M]. 北京: 科学出版社, 1987.
MA Dayou. Noise Control Science[M]. Beijing: Science Press, 1987.
- [5] MAO Q B. Improvement on sound transmission loss through a double-plate structure by using electromagnetic shunt damper[J]. Applied Acoustics, 2020, 158: 107075.
- [6] 陈克安, 马远良. 自适应有源噪声控制原理, 算法及实现[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1993.
CHEN Kean, MA Yuanliang. Adaptive Active Noise Control: Principle, Algorithm and Implementation [M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 1993.

- [7] MA X Y, CHEN K A, XU J. Active control of sound radiation from rib stiffened plate using the weighted sum of spatial gradients as the cost function[J]. *Applied Acoustics*, 2020, 157: 106991.
- [8] 陈克安. 有源噪声控制[M]. 2版. 北京:国防工业出版社, 2014.
CHEN Kean. *Active Noise Control*[M]. 2nd ed. Beijing: National Defense Industry Press, 2014.
- [9] 顾仁静, 李生权, 朱超威, 等. 基于惯性作动器的四面固支板自抗扰振动主动控制[J]. *南京理工大学学报*, 2021, 45(3): 298-305.
GU Renjing, LI Shengquan, ZHU Chaowei, et al. Active disturbance rejection vibration control based on inertial actuators for all-clamped plate[J]. *Journal of Nanjing University of Science and Technology*, 2021, 45(3): 298-305.
- [10] PAULITSCH C, GARDONIO P, ELLIOTT S J. Active vibration control using an inertial actuator with internal damping[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2006, 119(4): 2131-2140.
- [11] MILTON J, CHEER J, DALEY S. Active structural acoustic control using an experimentally identified radiation resistance matrix[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2020, 147(3): 1459-1468.
- [12] ALUJEVIĆ N, ZHAO G, DEPRAETERE B, et al. H_2 optimal vibration control using inertial actuators and a comparison with tuned mass dampers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(18): 4073-4083.
- [13] MA X Y, WANG L, XU J. Active vibration control of rib stiffened plate by using decentralized velocity feedback controllers with inertial actuators[J]. *Applied Sciences*, 2019, 9(15): 3188.
- [14] BRAGHIN F, CINQUEMANI S, RESTA F. A low frequency magnetostrictive inertial actuator for vibration control[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2012, 180: 67-74.
- [15] KRAS A, GARDONIO P. Velocity feedback control with a flywheel proof mass actuator[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 402: 31-50.
- [16] KRAS A, GARDONIO P. Active vibration control unit with a flywheel inertial actuator[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 464: 114987.
- [17] ZILLETTI M. Feedback control unit with an inerter proof-mass electrodynamic actuator[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 369: 16-28.
- [18] LIU X G, HAN C, WANG Y. Design of natural frequency adjustable electromagnetic actuator and active vibration control test[J]. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2016, 35(3): 187-206.
- [19] DEBATTISTI N, BACCI M L, CINQUEMANI S. Distributed wireless-based control strategy through selective negative derivative feedback algorithm[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 142: 106742.
- [20] BAILEY T, HUBBARD J E. Distributed piezoelectric-polymer active vibration control of a cantilever beam[J]. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 1985, 8(5): 605-611.
- [21] LI S Q, LI J, MO Y P, et al. Composite multi-modal vibration control for a stiffened plate using non-collocated acceleration sensor and piezoelectric actuator[J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(1): 015006.
- [22] LI S Q, LI J, MO Y P. Piezoelectric multimode vibration control for stiffened plate using ADRC-based acceleration compensation[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 61(12): 6892-6902.
- [23] MAO Q B, LI S Q, HUANG S Z. Inertial actuator with virtual mass for active vibration control[J]. *The International Journal of Acoustics and Vibration*, 2020, 25(3): 445-452.
- [24] QIU J H, HARAGUCHI M. Vibration control of a plate using a self-sensing piezoelectric actuator and an adaptive control approach[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2006, 17(8-9): 661-669.
- [25] JI H L, ZHANG R, ZHANG C, et al. Design and analysis of unsymmetrical SSD based negative capacitance technique for vibration suppression[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2023, 34(12): 1440-1454.
- [26] CHEN M H, MAO Q B, PENG L H, et al. Active vibration control using loudspeaker-based inertial actuator with integrated piezoelectric sensor[J]. *Actuators*, 2023, 12(10): 390.
- [27] ZILLETTI M, ELLIOTT S J, GARDONIO P. Self-tuning control systems of decentralised velocity feedback[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(14): 2738-2750.
- [28] GONZÁLEZ DÍAZ C, GARDONIO P. Feedback control laws for proof-mass electrodynamic actuators[J]. *Smart Material and Structures*, 2007, 16(5): 1766-1783.
- [29] CAMPERI S, GHANDCHI TEHRANI M, ELLIOTT S J. Local tuning and power requirements of a multi-input multi-output decentralised velocity feedback with inertial actuators[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 117: 689-708.

第一作者: 陈明浩(2000—), 男, 硕士研究生。

E-mail: cmh.0616@foxmail.com

通信作者: 毛崎波(1975—), 男, 博士, 教授。

E-mail: qbmao@nchu.edu.cn