

扬声器作为惯性作动器的多通道分散式振动主动控制

吴志杰, 毛崎波

南昌航空大学, 江西 南昌

收稿日期: 2022年10月14日; 录用日期: 2022年11月11日; 发布日期: 2022年11月21日

摘要

扬声器一般用于声场激励, 本文对扬声器改造为惯性作动器实现对振动板的主动控制进行了研究。首先分析了扬声器作为惯性作动器的物理模型, 随后采用分散式多通道速度负反馈控制策略进行实验, 最后采用激光测振仪分析板的振动, 结果表明: 把扬声器改造为惯性作动器用于振动主动控制中是可行的, 振幅最多减少峰值的43.4%。

关键词

扬声器, 惯性作动器, 振动主动控制, 分散式控制, 速度反馈

Multichannel Decentralized Active Vibration Control with Loudspeaker as Inertial Actuator

Zhijie Wu, Qibo Mao

Nanchang Hangkong University, Nanchang Jiangxi

Received: Oct. 14th, 2022; accepted: Nov. 11th, 2022; published: Nov. 21st, 2022

Abstract

The loudspeaker is generally used for sound field excitation. In this paper, the loudspeaker was transformed into an inertial actuator to realize the active control of the vibrating plate. Firstly, the physical model of the loudspeaker as an inertial actuator was analyzed, and then the experimental research was carried out by using the decentralized multichannel speed of negative feedback con-

trol strategy. Lastly, the plate vibration was analysed by laser vibrometer. The results has shown that it is feasible to transform the loudspeaker into an inertial actuator for active vibration control, and the amplitude can be reduced by 43.4% at most.

Keywords

Loudspeaker, Inertial Actuator, Active Vibration Control, Decentralized Control, Velocity Feedback

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

近年来, 人们愈发关注振动的危害影响, 进而促进减振技术方面的发展[1]。振动主动控制因为减振效果较好、适应性强, 受到广泛关注。

振动主动控制系统中一个关键问题就是选择合适的作动器。近年来, 惯性作动器因为响应快、能够随意贴合在控制位置的表面, 被广泛应用于振动和噪声主动控制中[2] [3]。Tehrani 等人驱动惯性作动器用于速度反馈控制回路, 分析实验结果得出惯性作动器可用于振动控制[4]。Camperi 等人利用惯性作动器对平板振动控制, 分析某一频段对平板动能衰减的影响, 实验结果表明在惯性作动器作用下, 利用惯性作动器控制自身周围振动情况可一定程度上降低平板的整体振动[5]。Braghin 等人以动力学角度分析和优化低频磁致伸缩惯性作动器有限元模型, 将其用于低频主动控制, 分析实验结果证明了其可行性[6]。Mao 提出了一种带有虚拟质量的惯性作动器[7], 在不改变作动器的物理参数下降低其固有频率, 使其用于固支梁的加速度负反馈振动主动控制, 分析实验结果得出随着虚拟质量的增加, 控制系统的稳定性和控制性能显著提高。Engels 表明分散式速度反馈控制效果比线性二次高斯调节器控制效果更佳[8], 启发了本文的实验思路。

机械与控制领域的探索促进了机械装备的发展, 愈多创新装备在实验中被使用。本文目的是改造扬声器作为惯性作动器用于多通道分散式速度负反馈振动主动控制, 进而控制矩形薄板的振动。

2. 基于扬声器惯性作动器模型

本文用于振动主动控制的惯性作动器是基于扬声器改造的[9]。未改之前扬声器振动纸盆不能有效的接触平面, 本人将亚克力板粘贴到纸盆表面, 如图 1 所示, 使改造后的惯性作动器能够传递有益控制力, 其物理参数如表 1 所示。

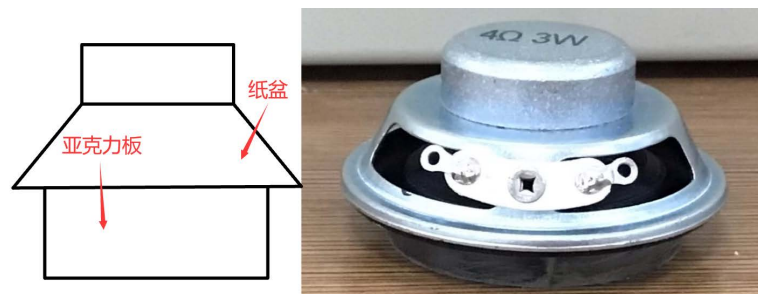


Figure 1. Improved inertial actuator
图 1. 改进的惯性作动器

Table 1. Physical parameters of inertial actuator
表 1. 惯性作动器物理参数

	数值	单位
移动质量	$M_s = 50 \times 10^{-3}$	kg
刚度系数	$K_s = 5200$	N/m
阻尼系数	$C_s = 2$	N/sm
力常数	$Bl = 0.018$	N/m
模态阻尼比	$\zeta_s = 0.05$	3
线圈电阻	$R_e = 8$	Ω
固有频率	$f = 40$	Hz
线圈电感	$L_e = 8.81 \times 10^{-5}$	H

把改进的惯性作动器看成质量弹簧阻尼系统进行分析[10], 如图 2 表示, 其动力学方程如下:

$$M_s \ddot{X} + C_s \dot{X} + K_s X = Bl \cdot I \quad (1)$$

其中: M_s 、 C_s 、 K_s 分别是惯性作动器的移动质量、阻尼、刚度, Bl 是力常数, I 是输入电流。

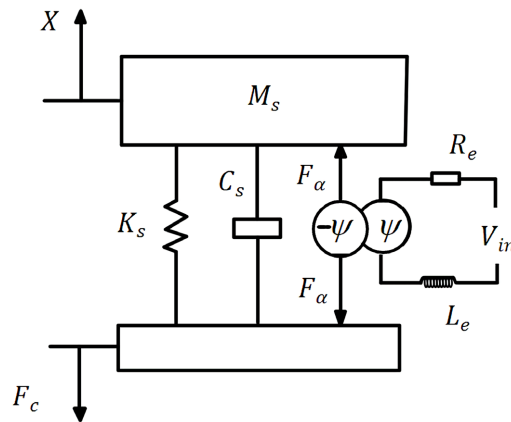


Figure 2. Mechanical model of inertial actuator
图 2. 惯性作动器力学模型

从图 2 中可以发现, 惯性作动器传递给控制对象的力 F_c 如下:

$$F_c = M_s \ddot{X} = Bl \cdot I - C_s \dot{X} - K_s X \quad (2)$$

惯性作动器线圈的电磁感应表达式如下:

$$L_e \dot{I} + R_e I = V_{in} - Bl \cdot \dot{X} \quad (3)$$

其中: L_e 、 R_e 分别为惯性作动器的电感、电阻, V_{in} 为输入到音圈的电压。

通过式(1)式(2)式(3)式子得出输入电压 V_{in} 到输出力 F_c 的传递函数如下:

$$\frac{F_c}{V_{in}} = \frac{Bl}{Z_e} \left(\frac{Z_m}{Z_m + Z_s + \frac{(Bl)^2}{Z_e}} \right) \quad (4)$$

其中:

$$Z_e = R_e + j\omega L_e, Z_m = j\omega M_s, Z_s = C_s + \frac{K_s}{j\omega}$$

通过 Matlab 绘出惯性作动器输入电压到加速度计传感器信号的频响函数图, 如图 3 所示。在激励频率大于惯性作动器的固有频率时, 惯性作动器能够输出稳定的控制力, 并且相位保持不变, 得出理论和实验结果相互吻合。

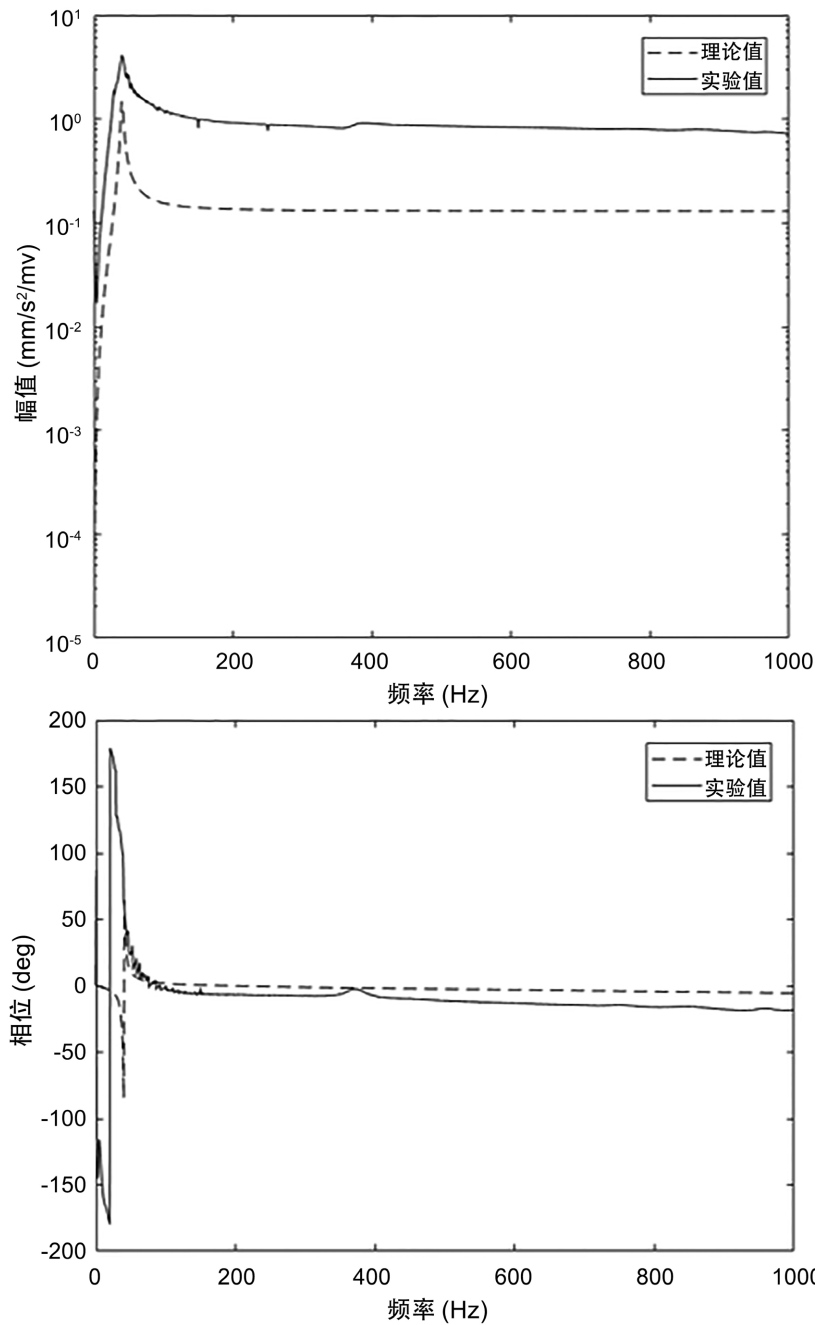


Figure 3. Frequency response diagram of inertial actuator
图 3. 惯性作动器频率响应图

3. 基于惯性作动器的分散式振动主动控制

振动主动控制可分为前馈控制和反馈控制, 反馈控制分为集中式控制与分散式控制, 集中式控制仅通过一个控制器控制多个通道的传感器与作动器, 若是一个通道中断时, 可能导致整个系统不稳定[11][12]。分散式控制鲁棒性强、容易实施且控制通道之间互不干扰, 每个控制通道由加速度计传感器和作动器组成, 该作动器执行基本的反馈规律, 不需要使用复杂的电子系统[13][14][15][16]。惯性作动器可用于对板的振动反馈控制[9], 本文进一步证明扬声器作为惯性作动器可用于多通道分散式速度负反馈振动主动控制的实验。矩形铝板的边界条件为四边固定, 长、宽、厚度分别为 0.44 m、0.34 m、0.002 m, 所有实验照片如图 4 所示。

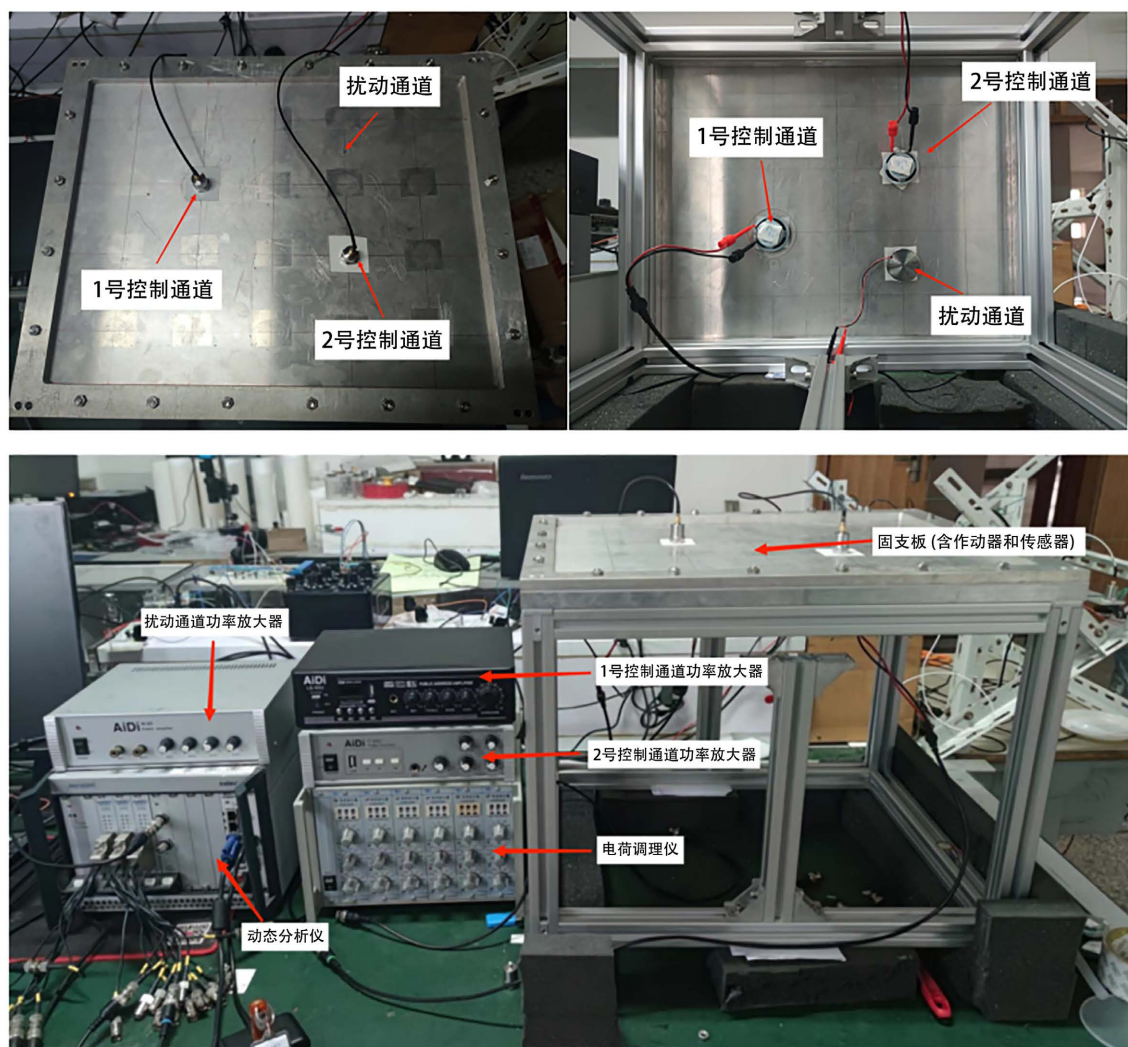


Figure 4. Experimental diagram of multichannel speed negative feedback control

图 4. 多通道速度负反馈控制的实验图

进行多通道速度负反馈实验前, 先分析 1、2 号控制通道的开环传递函数图, 证明两个控制通道的可行性。1 号、2 号控制通道的频响函数响应如图 5 所示, 因为两个控制点均不在模态节点处, 出现了多阶模态响应, 即有利于控制力控制板的对应模态。图 6 是 1 号、2 号控制通道开环传递函数的 Nyquist 图, 板的响应都处在虚轴右侧, 说明 2 个控制通道都稳定, 可用于分散式控制。最靠近虚轴附近像似椭圆形

的即是对应惯性作动器的幅相图, 也正是这条曲线的限制, 控制通道的反馈增益不能无限增大且有个最大值[5], 否则导致系统失稳。

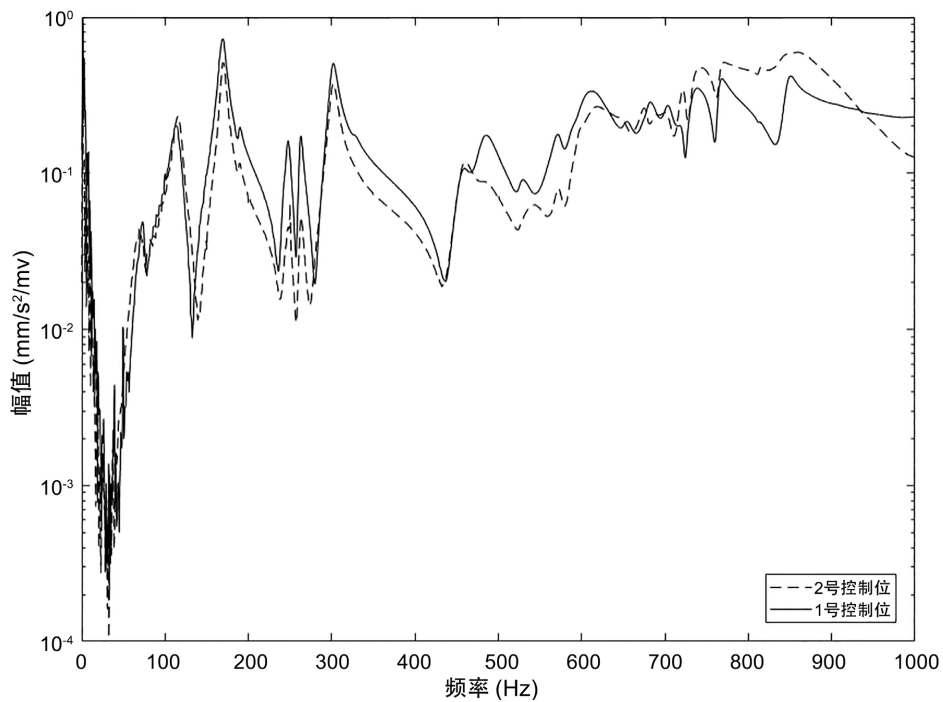


Figure 5. Open loop channel response of No. 1 and No. 2 control position
图 5. 1、2号控制位开环通道响应

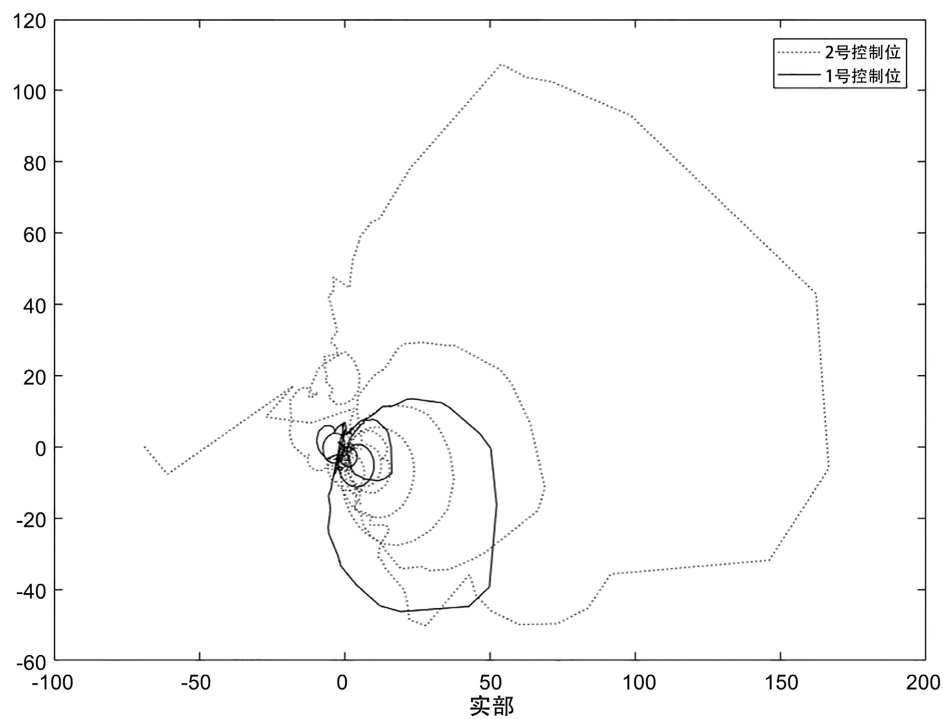


Figure 6. Nyquist diagram of No. 1 and No. 2 open loop channel
图 6. 1、2号开环通道 Nyquist 图

在多通道分散式速度负反馈实验中, 通过电荷调理仪将板加速度信号转成速度信号, 并把速度信号传递到功率放大器与信号分析仪。调整功率放大器增益控制 1 号、2 号通道作动器的力大小。1 号、2 号控制通道之间相互独立, 惯性作动器只受速度信号与反馈增益的控制, 进而输出有益控制力控制板的振动。实验示意图如图 7 所示。

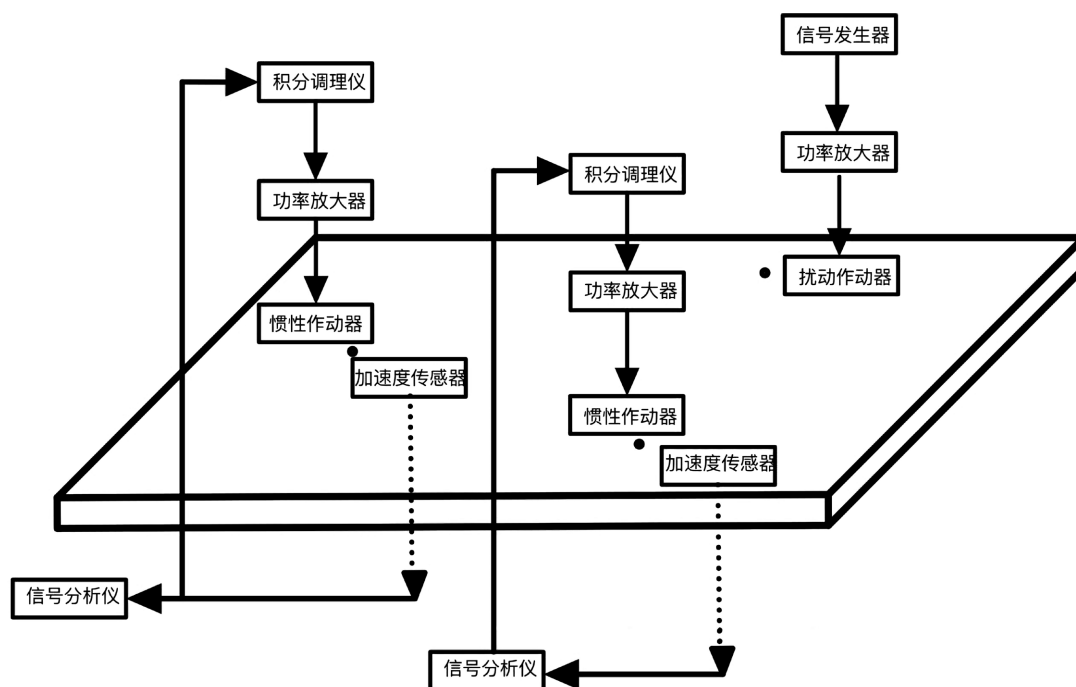


Figure 7. Schematic diagram of multichannel decentralized speed negative feedback
图 7. 多通道分散式速度负反馈示意图

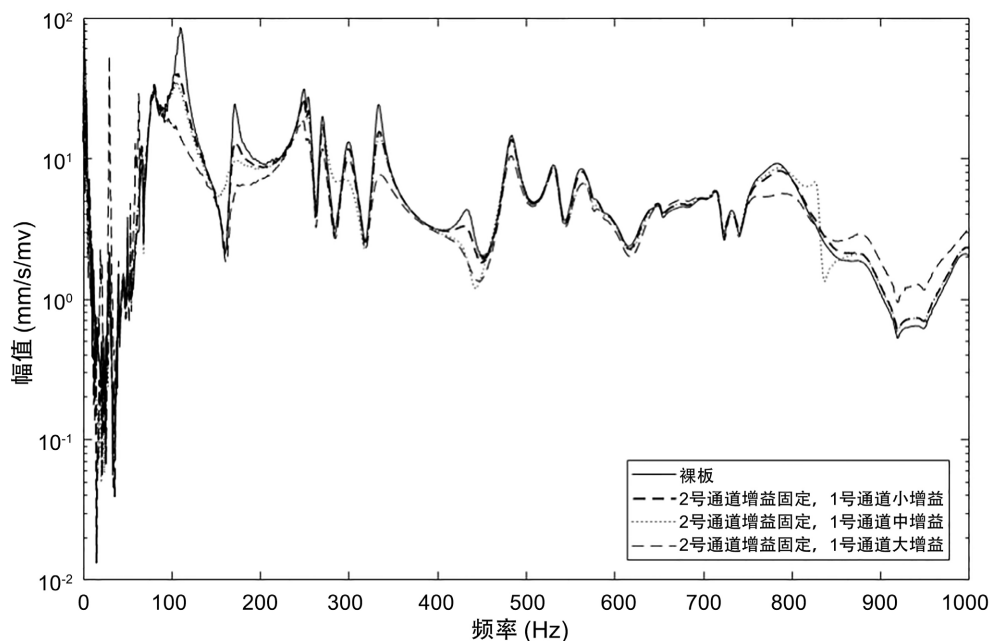


Figure 8. Channel 2 position speed response (mm/s)
图 8. 2 号通道位置速度响应(mm/s)

稳定性是反馈控制系统实现的一个关键因素, 基于双通道控制系统的稳定性, 采用了顺序闭环技术[17], 即保持一个控制通道的反馈增益不变, 将另一个控制通道的反馈增益不断增加, 直到系统稳定临界值。

本文将 2 号通道反馈增益设置成固定值、1 号通道反馈增益为变量, 结果如图 8 所示。通过图 8 可观察到 1 号通道增益调至最大值时, 在 110 Hz 附近、180 Hz 附近、290 Hz 附近、450 Hz 附近的控制效果都较好, 相比于单通道控制而言, 双通道整体控制效果都有明显提高。但是因为两个控制通道出现了耦合产生了新模态, 在 800 Hz 附近出现了控制溢出。惯性作动器工作时, 在 40 Hz 出现了控制溢出, 原因是惯性作动器在其固有频率处相位突变产生反向控制力。

进一步通过激光分析板全局振动, 提高实验精确性, 实验装置如图 9 所示。首先, 通过激光测振仪自带的电压信号激励扰动作动器。其次, 利用 1 号、2 号惯性作动器控制板振动。最后, 将激光测振仪的摄像头垂直对准板的上表面, 采集板的速度信号和模拟出板的响应。

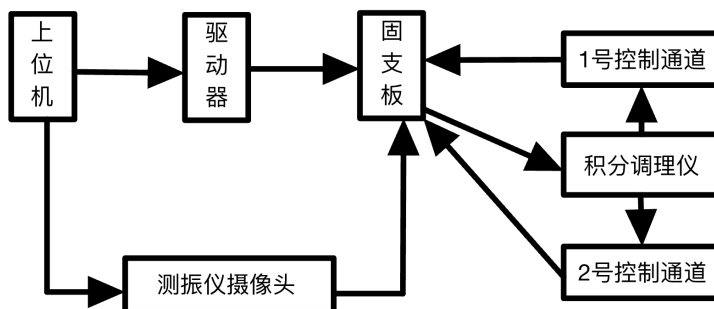


Figure 9. Experimental schematic diagram of laser vibrometer
图 9. 激光测振仪实验原理图

图 10 是裸板在(1, 3)阶模态的最大幅值图, 频率在 245 Hz 附近, 由图可知未控制之前幅值最大时达到 59.20。图 11 是板受双通道减振时在(1, 3)阶模态的最大幅值图, 对该位置的裸板振幅减至 33.47, 振幅减少了 43.4%。可知在加入两个控制通道的作用下, 使得板的振动幅度大幅下降。

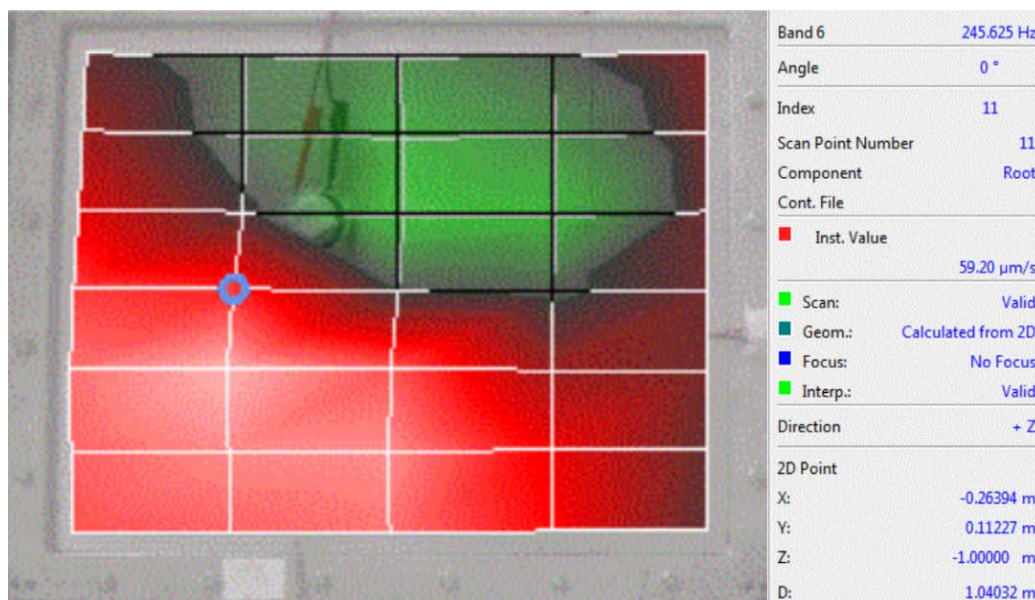


Figure 10. Bare board response
图 10. 裸板响应

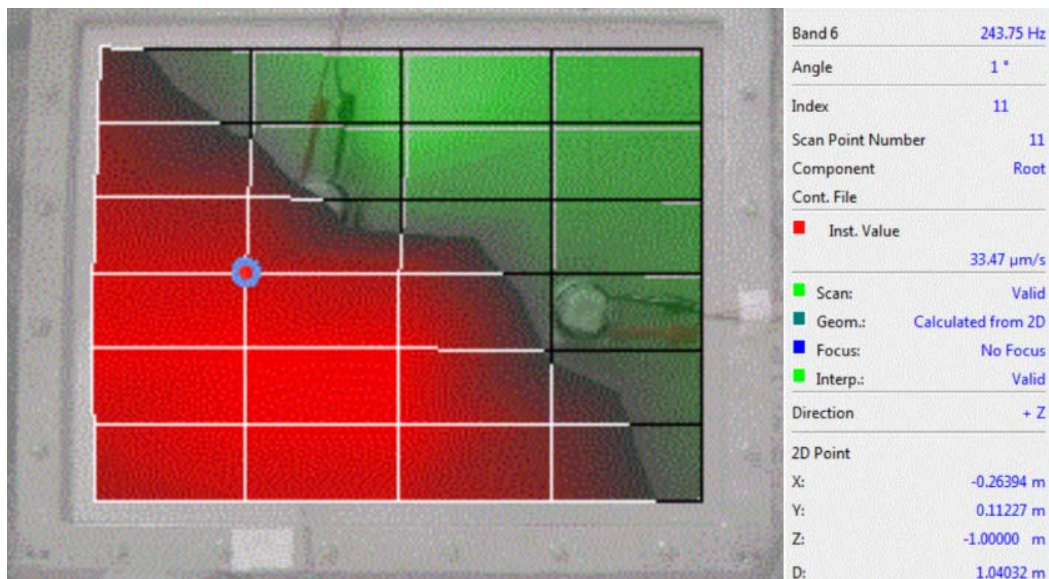


Figure 11. Dual channel control board effect

图 11. 双通道控制板效果

4. 总结

以扬声器作为惯性作动器，并对其力学模型进行分析。随后以分散式多通道速度负反馈方法对四边固支薄板进行主动控制实验，并以激光测振仪测量板的全局振动响应。实验结果表明，通过改造扬声器作为惯性作动器，可以有效降低薄板的振动，且多通道系统的控制效果更加显著，能够把薄板的(1, 3)阶固有频率的振幅降低 43.4%。

基金项目

国家自然科学基金项目(51975266)。

参考文献

- [1] Wang, L., Liu, J. and Li, Y. (2020) The Optimal Controller Design Framework for PID-Based Vibration Active Control Systems via Non-Probabilistic Time-Dependent Reliability Measure. *ISA Transactions*, **105**, 129-145. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2020.06.007>
- [2] Elliott, S.J., Rohlfing, J. and Gardonio, P. (2012) Multifunctional Design of Inertially-Actuated Velocity Feedback Controllers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **131**, 1150-1157. <https://doi.org/10.1121/1.3672694>
- [3] Mao, Q. and Huang, S. (2019) Design of Tuneable Vibration Absorber by Using Inertial Actuator with Proof-Mass Acceleration Feedback. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, **19**, Article ID: 1950087. <https://doi.org/10.1142/S0219455419500871>
- [4] Camperi, S., Ghanchi-Tehrani, M., Zilletti, M., et al. (2016) Active Vibration Control of an Inertial Actuator Subject to Broadband Excitation. *Journal of Physics: Conference Series*, **744**, Article ID: 012028. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/744/1/012028>
- [5] Camperi, S., Tehrani, M.G. and Elliott, S.J. (2018) Parametric Study on the Optimal Tuning of an Inertial Actuator for Vibration Control of a Plate: Theory and Experiments. *Journal of Sound and Vibration*, **435**, 1-22. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.07.048>
- [6] Braghin, F., Cinquemani, S. and Resta, F. (2012) A Low Frequency Magnetostrictive Inertial Actuator for Vibration Control. *Sensors and Actuators A: Physical*, **180**, 67-74. <https://doi.org/10.1016/j.sna.2012.03.015>
- [7] Mao, Q., Li, S. and Huang, S. (2020) Inertial Actuator with Virtual Mass for Active Vibration Control. *International Journal of Acoustics and Vibrations*, **25**, 445-452. <https://doi.org/10.20855/ijav.2020.25.31681>
- [8] Engels, W.P., Baumann, O.N., Elliott, S.J., et al. (2006) Centralized and Decentralized Control of Structural Vibration

- and Sound Radiation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **119**, 1487-1495. <https://doi.org/10.1121/1.2163270>
- [9] 刘健, 毛崎波. 扬声器作为惯性作动器的结构振动主动控制研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2016(12): 85-87.
- [10] Mao, Q. and Pietrzko, S. (2013) Control of Noise and Structural Vibration. Springer, London. <https://doi.org/10.1007/978-1-4471-5091-6>
- [11] 赖慕白, 毛崎波. 通过惯性作动器实现平板振动的分散式控制[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(3): 8-13.
- [12] 卢泮苹. 机敏约束阻尼层合结构的分散式振动主动控制[D]: [硕士学位论文]. 重庆: 重庆大学, 2020.
- [13] Rohlffing, J., Elliott, S.J. and Gardonio, P. (2012) Feedback Compensator for Control Units with Proof-Mass Electrodynamic Actuators. *Journal of Sound and Vibration*, **331**, 3437-3450. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.03.010>
- [14] Ma, X., Wang, L. and Xu, J. (2019) Active Vibration Control of Rib Stiffened Plate by Using Decentralized Velocity Feedback Controllers with Inertial Actuators. *Applied Sciences*, **9**, Article No. 3188. <https://doi.org/10.3390/app9153188>
- [15] Zilletti, M., Elliott, S.J., Gardonio, P., *et al.* (2012) Experimental Implementation of a Self-Tuning Control System for Decentralised Velocity Feedback. *Journal of Sound and Vibration*, **331**, 1-14. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.08.006>
- [16] Gardonio, P., Miani, S., Blanchini, F., *et al.* (2012) Plate with Decentralised Velocity Feedback Loops: Power Absorption and Kinetic Energy Considerations. *Journal of Sound and Vibration*, **331**, 1722-1741. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.12.013>
- [17] Camperi, S., Tehrani, M.G. and Elliott, S.J. (2019) Local Tuning and Power Requirements of a Multi-Input Multi-Output Decentralised Velocity Feedback with Inertial Actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **117**, 689-708. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.08.002>