

DOI:10.13232/j.cnki.jnju.2022.02.002

独立式开口边框有源降噪系统设计

陈 阳, 陶建成*

(近代声学教育部重点实验室, 南京大学声学研究所, 南京, 210093)

摘 要:合理使用有源噪声控制技术,有望兼顾建筑开口的自然通风和低频降噪.针对面积较大的开口,实施多通道有源噪声控制时,全耦合式系统的复杂度和成本随通道数目的增多而急剧增加.研究布放在开口边框的四通道有源噪声控制系统的降噪和收敛性能,首先对次级源和误差传声器位置进行优化,再通过基于特征值修正的方法改善独立式系统收敛性,最后实验验证所设计系统的性能.针对尺寸为 $0.5\text{ m}\times 0.5\text{ m}$ 的开口,可以使用四通道的独立式边框控制系统在频率 550 Hz 以下实现有效降噪.

关键词:有源噪声控制,开口边框,独立式控制,收敛性

中图分类号:O429

文献标志码:A

Design of an independent active noise control system on the boundary of an opening

Chen Yang, Tao Jiancheng*

(Key Laboratory of Modern Acoustics, Ministry of Education, Institute of Acoustics,
Nanjing University, Nanjing, 210093, China)

Abstract: Active noise control (ANC) system is expected to achieve effective low frequency noise reduction while ensuring natural ventilation for the openings if properly designed. For large openings, the complexity and cost of the fully coupled ANC system grow rapidly with the number of control channels when a multichannel system is implemented. The noise reduction and convergence of a 4-channel ANC system placed at the boundary of a square opening is investigated. Firstly, the location of secondary sources and error microphones is optimized. Then an eigenvalue shaping method is employed to improve the convergence of independent system. At last, experiments are conducted to verify the performance of designed system. Effective noise reduction can be achieved with a 4-channel boundary ANC system with independent control strategy, when the noise frequency is below 550 Hz and the area of opening is $0.5\text{ m}\times 0.5\text{ m}$.

Key words: active noise control, opening boundary, independent control, convergence

建筑物上的开口,如门、窗、孔穴等,在便利采光、通风、通行的同时,不可避免地会传播噪声.对开口传播噪声进行控制的传统手段包括在开口边框铺设吸声材料、安装交错通风隔声结构等.受到体积、重量、通风等因素的约束,一般在低频

的降噪效果有限^[1-2].有源噪声控制(Active Noise Control, ANC)因其低频降噪性能较好,对通风采光影响小,在开口噪声控制中受到关注.

在开口噪声有源控制系统中,次级源和误差传声器常见的布放包括均匀布放于开口所在平面

基金项目:国家自然科学基金(11874218, 11874219);

收稿日期:2021-06-16

* 通讯联系人, E-mail: jctao@nju.edu.cn

和等间距布放于开口的边界这两类。2012年, Murao and Nishimura^[3]在一个 $0.25\text{ m} \times 0.25\text{ m}$ 的开口面上用四个均匀布放的次级源的有源降噪系统,可对以不同角度入射的 $500 \sim 2000\text{ Hz}$ 的初级噪声进行有效降噪。2016年, Hanselka and Sachau^[4]在 $0.91\text{ m} \times 0.91\text{ m}$ 的平开窗的边界布放了由8个扬声器和14个传声器组成的有源控制系统,在 $100 \sim 1000\text{ Hz}$ 范围内的降噪量达 13 dB 。2020年, Zhang et al^[5]研究了次级源和误差传感策略对 $0.06\text{ m} \times 0.06\text{ m}$ 小开口的降噪量的影响,发现增加通道数可有效提升控制频率上限,以透射声功率为代价函数时的降噪量要高于以误差点声压平方和为代价函数,增加误差点数目可减小差距。

自2015年开始, Wang et al^[6]针对封闭空间内声源通过开口向外声辐射的有源控制开展了一系列研究,指出布放在开口面上的虚拟声屏障系统的降噪机理是降低了初级源的辐射阻抗,此外模态控制和模态重排也起着一定程度的作用。接下来, Wang et al^[7-8]研究了次级源均匀布放在开口面和沿开口边界布放时系统的降噪性能,结果显示次级源均匀布放在开口面上能更好地控制声辐射,边界布放次级源时采用双层布置可以在特定频率更容易产生次级声场,因此能有效提升降噪效果。该课题组^[9]还研究了误差传声器的布放对次级源双层边界布置的虚拟声屏障性能的影响,发现误差传声器在边界双层布放时降噪性能好于单层布放,但边界布放存在开口尺寸有关的上限频率,增加边界布放的误差传声器的层数可以提高该上限频率。

2018年, Lam et al^[10]指出决定开口有源控制性能上限的最重要因素是次级源的布放,为了使降噪量达到最大,次级源应远离开口边缘布放于开口深度的一半处,且次级源最大间距 w 应小于 $\lambda/(1 + \sin\theta)$,其中 λ 为入射波波长, θ 为初级源入射角。

按控制方式的不同,多通道有源控制系统可分为耦合式控制和独立式控制两类。耦合式控制利用所有误差点的误差信号更新每个次级源输出,优势在于收敛性好,但是系统的存储量和计算

量随着通道数目的增加急剧变大。独立式控制中,多通道系统被分解为多个仅含一个次级源和一个误差传声器的子系统,更新每个次级源时,只需要使用与其匹配的误差信号,独立式控制的可以降低存储和计算的要求,但风险在于可能无法收敛,导致系统不能稳定降噪。

1994年, Elliott and Boucher^[11]分析了前馈有源系统中独立式系统的收敛性,提出了保证独立式系统收敛的充分不必要条件,用独立式有源系统对飞机螺旋桨噪声进行了控制,该系统包含16个次级源和32个误差传声器,可对 $88,176,264\text{ Hz}$ 的单频噪声分别达到 $33.2, 11.7, 9.8\text{ dB}$ 的降噪量。2016年, Tao et al^[12]对独立式虚拟声屏障的收敛性问题进行了详细研究,发现在无次级源输出约束时,独立式有源系统在某些频率不能收敛,原因是每个次级源的输出仅仅根据与其搭配的误差传声器的信号更新,可以通过减小通道数、减小次级源与误差传声器间距增强收敛性。

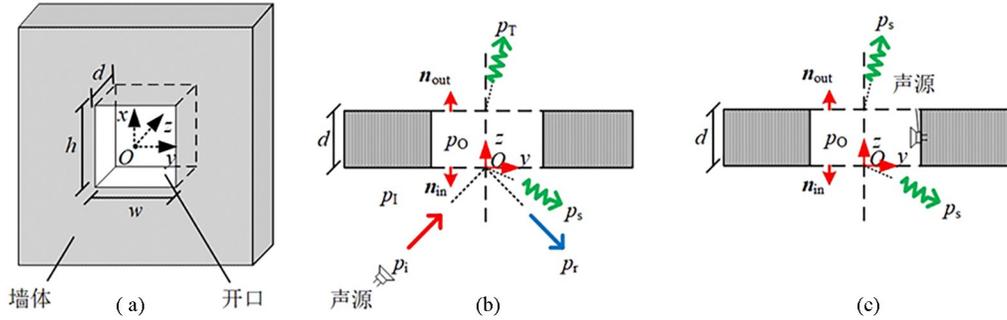
针对独立式控制的收敛性问题,2018年, Zhang et al^[13]发现独立式双通道系统中次级通道传递函数矩阵的对角元素构成的对角阵的特征值决定了系统收敛与否,但不会影响降噪量,进一步地将该特征值整体进行旋转,可在不牺牲降噪量的前提下确保收敛性。2019年, Zhang et al^[14]提出用遗传算法搜索通道数大于2的独立式系统的最优特征值,他们建立的优化方程与约束条件可使修正后的特征值尽可能靠近实轴。2020年, Pradhan et al^[15]设计了一个能够对宽带噪声进行控制的时域双通道独立控制系统,为使该系统能够对各个频率有相同的收敛速度,设计了一个辅助滤波器对参考信号进行滤波,仿真结果表明该系统可取得与耦合式相同的降噪量,收敛性也好于传统独立式系统,但步长上界要比耦合式系统小。

以上对开口声传输有源控制的大量研究结果表明在开口边框上布置次级源和误差传声器,可在保证通风性能的前提下实现有效的降噪。此外可合理设计独立式系统,降低多通道有源控制系统的复杂度。用于开口噪声的独立式多通道边框有源控制系统还未见报道,是本文的研究内容。

1 理论模型

图 1 为无限大建筑墙体上矩形开口及声场分布的示意图,其宽度为 w , 高度为 h , 深度为 d . 以

开口入射侧端面的几何中心为坐标原点, 高度方向为 x 轴, 宽度方向为 y 轴, 深度方向为 z 轴建立空间直角坐标系. 为了便于理论建模, 假设开口两侧是自由空间.



(a)墙体上矩形开口示意图;(b)声源位于开口外时声场分布;(c)声源位于开口内时声场分布

图 1 墙体上矩形开口及声场分布示意图

Fig. 1 The schematic diagram of a rectangular opening in the wall and the sound distribution near the opening

1.1 声场模型与代价函数 当点声源位于开口外部时,空间声场可分为三个区域,分别是入射侧声场 p_i 、开口内部声场 p_o 和透射侧声场 p_T (图 1b) 所示. 入射侧声场 p_i 为入射波 p_i 、反射波 p_r 与散射波 p_s 的叠加:

$$p_i(\mathbf{r}) = p_i(\mathbf{r}) + p_r(\mathbf{r}) + p_s(\mathbf{r}) \quad (1)$$

开口内部声场 p_o 可用模态展开法表示为^[16]:

$$p_o(\mathbf{r}) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} [A_{mn} e^{-jk_{mn}(z-d)} + B_{mn} e^{jk_{mn}(z-d)}] \varphi_{mn} \quad (2)$$

其中, A_{mn} 和 B_{mn} 分别为开口内部沿 z 轴正向和反向传播的高次波幅度, j 为虚数单位, $k_{mn} =$

$$\sqrt{k^2 - \left(\frac{m\pi}{h}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{w}\right)^2}$$

为 z 轴方向的波数, k 为角

$$\text{波数, } \varphi_{mn} = \cos\left[\frac{m\pi}{h}\left(x + \frac{h}{2}\right)\right] \cos\left[\frac{n\pi}{w}\left(y + \frac{w}{2}\right)\right]$$

为 (m, n) 阶高次波对应的本征函数.

透射侧声场 p_T 是由于开口对点声源的散射引起的, 具有 Rayleigh 积分形式:

$$p_T(\mathbf{r}) = \int_{\Sigma_{\text{out}}} g(\mathbf{r}, \mathbf{r}_2) \frac{\partial p_T(\mathbf{r}_2)}{\partial \mathbf{n}_{\text{out}}} d\Sigma \quad (3)$$

其中, Σ_{out} 为开口在透射侧的端面 (即 $z=d$ 平面上的开口部分), \mathbf{n}_{out} 为 Σ_{out} 的外法向矢量, \mathbf{r}_2 为积分

$$\text{变元, 范围遍及整个 } \Sigma_{\text{out}}, g(\mathbf{r}, \mathbf{r}_2) = \frac{e^{-jk|\mathbf{r}-\mathbf{r}_2|}}{2\pi|\mathbf{r}-\mathbf{r}_2|}$$

为半无限大空间格林函数.

利用 $z=0$ 和 $z=d$ 处声压与质点法向速度的连续^[17]的边界条件, 结合方程(1)至方程(3)即可求解开口内外声场, 具体参见文献[5].

当点声源位于开口内部时, 空间声场可分为两个区域, 即开口内部声场 p_o 和开口外部声场 p_s (图 1c). 开口外部的声场仅有散射声, 表达式同式(3). 开口内部的声场仍可用模态展开法表示, 考虑到开口内部有声源, 需要在式(2)的右侧加上声源项, 具体形式为^[18]:

$$p_o(\mathbf{r}) = \int_V jk\rho_0 c_0 q_0 G_A(\mathbf{r}, \mathbf{r}_s) dV + \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn} e^{-jk_{mn}z} + B_{mn} e^{jk_{mn}z}) \varphi_{mn} \quad (4)$$

其中, c_0 为空气中的声速, ρ_0 为空气密度, q_0 为点声源的源强, $G_A(\mathbf{r}, \mathbf{r}_s)$ 为矩形刚性波导管中的格林函数, 表达式为^[18]:

$$G_A(\mathbf{r}, \mathbf{r}_s) = -\frac{j}{2hw} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\varphi_{mn}(x, y) \varphi_{mn}(x_s, y_s)}{N_{mn}^2 k_{mn}} e^{-jk_{mn}|z-z_s|} \quad (5)$$

同样利用边界条件可解得声源在开口内部时的声场.

对于建筑开口, 下游的透射声功率 (例如如图 2 中 $z=d$ 平面的透射声功率) 是评价控制效果的一个重要指标^[18]. 开口透射侧端面的透射声功率为

$$W_{\text{out}} = \int_{\Sigma_{\text{out}}} I_{\text{out}, z}(\mathbf{r}) d\Sigma, \quad \text{其中 } I_{\text{out}, z}(\mathbf{r}) =$$

$\frac{1}{2} \operatorname{Re}[p(r)u_z^*(r)]$ 为开口透射侧端面 Σ_{out} 上任一点 r 处声强的 z 分量。 $\operatorname{Re}[\]$ 表示取实部,上标“*”表示取复共轭, $p(r)$ 为 r 处总声压, $u_z(r)$ 为 r 处质点振速的 z 分量。

实施有源噪声控制时,单个初级源位于开口外,若干个次级源位于开口内,次级源源强向量为 $q = [q_1, q_2, \dots, q_N]^T$,常见的代价函数是各误差点声压平方和,其形式为:

$$J_1 = e^H e + \beta q^H q = q^H (Z^H Z + \beta I) q + q^H Z^H d + d^H Z q + d^H d \quad (6)$$

若以开口透射声功率为优化目标,则其形式为^[5]:

$$J_2 = W_{\text{out}} + \beta q^H q = q^H (C + \beta I) q + q^H b + b^H q + W_1 \quad (7)$$

其中, $e = [e_1, e_2, \dots, e_N]^T$ 为误差向量, Z 为次级源到误差传声器的次级通路传递函数矩阵,其矩阵元 z_{ij} 表示第 i 个次级源到第 j 个误差传声器的次级路径的传递函数,上标“H”表示取共轭转置, $d = [d_1, d_2, \dots, d_N]^T$ 为初级声压向量, W_1 为初级源在开口透射侧端面的透射声功率, C, b 为与次级路径传递函数相关的矩阵和向量^[5], β 为约束次级源源强的正则化因子。当 J_1 和 J_2 对 q 的偏导数为0时,可分别得到两种代价函数下的最优次级源源强向量:

$$q_1^{\text{opt}} = \arg \min_q (J_1) = -(Z^H Z + \beta I)^{-1} Z^H d \quad (8)$$

$$q_2^{\text{opt}} = \arg \min_q (J_2) = -(C + \beta I)^{-1} b \quad (9)$$

定义降噪量为有源噪声控制前后开口透射侧端面的透射声功率级之差:

$$NR = \Delta SWL = -10 \lg \frac{W_{\text{out}}}{W_1} \quad (10)$$

1.2 独立式控制收敛性与改善方案 如前所述,独立式控制虽能降低对存储和计算的要求,但存在无法收敛的风险,这可从其迭代过程看出。耦合式控制和独立式控制的迭代公式分别为:

$$q_c(k+1) - q_{c\infty} = [I - \alpha_c (Z^H Z + \beta_c I)] (q_c(k) - q_{c\infty}) \quad (11a)$$

$$q(k+1) - q_{\infty} = [I - \alpha (Z_d^H Z + \beta I)] (q(k) - q_{\infty}) \quad (11b)$$

其中下标C代表耦合式控制, Z_d^H 为对角阵 $Z_d = \operatorname{diag}(z_{11}, z_{22}, \dots, z_{NN})$ 的共轭转置, I 为与 Z 同阶的单位矩阵, k 为迭代指标, α 和 α_c 为迭代所用步长,是大于0的实常数。对于式(11a),无论 β_c 取何值,只要步长 α_c 适当,迭代总能收敛,对于式(11b), $Z^H Z + \beta_c I$ 的特征值实部最小值需大于0才能保证迭代收敛^[11]。

骆耀东等^[19]在一维有源声屏障的研究中,为了改善独立控制系统的收敛性,提出将矩阵 Z_d^H 乘一旋转因子 $e^{j\theta}$ 得到一新矩阵 $C(\theta)$,其中 θ 称为相位修正因子。在 $\beta=0$ 时,从 $Z_d^H Z$ 的任意一个特征值出发逆时针遍历其余所有特征值并停止在最后一个特征值,此时的旋转角度记为 $\Delta\Phi$,所有 $\Delta\Phi$ 中最小值定义为最小旋转相位差 $\Delta\Phi_{\min}$,取值范围为 $[0, 360^\circ]$,取得 $\Delta\Phi_{\min}$ 时的第一个和最后一个特征值分别为首位特征值 Λ_1 和末位特征值 Λ_2 。定义首位特征值 Λ_1 的相位为特征值相位偏置 Φ_0 ,则 θ 为:

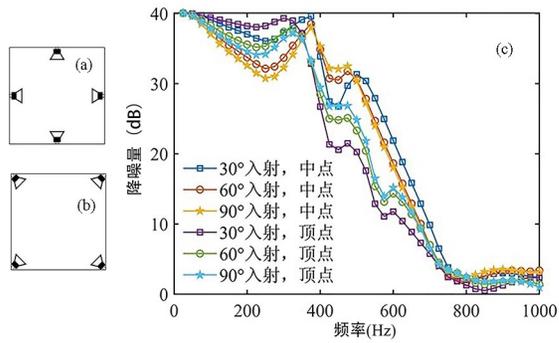
$$\theta = -\left(\Phi_0 + \frac{\Delta\Phi_{\min}}{2}\right) \quad (12)$$

θ 的取值范围为 $[-180^\circ, 180^\circ]$ 。 $\theta > 0$ 表示逆时针旋转,反之则表示顺时针旋转。当 $\Delta\Phi_{\min} < 180^\circ$ 时,将 $Z_d^H Z$ 的特征值按式(12)旋转后,所有特征值实部均大于0,无论 β 取何值,系统都能够收敛至最优解。本文将这一思路推广到二维的开口有源噪声控制情形。

2 仿真

2.1 次级源与误差传声器位置优化 研究使用四通道ANC系统对 $0.5 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \times 0.39 \text{ m}$ 的矩形开口(截止频率为340 Hz)的降噪性能,Lam et al^[10]已指出,当次级源深度为开口深度一半时,降噪性能最好,此时四个次级源可采用如图2a和图2b所示的两种布放方式,分别是布放于开口四边中点和布放于开口四个顶点。

图2c给出了初级源在远场(距坐标原点10 m)以不同角度入射时两种布放方式的降噪量对比,可见在400 Hz以下顶点布放的降噪量要高于中点布放,但二者差异不明显,在400 Hz以上中点布放的降噪量则要显著高于顶点布放,因此后续仿真与实验次级源均采用中点布放,深度取为 $d/2$ 。



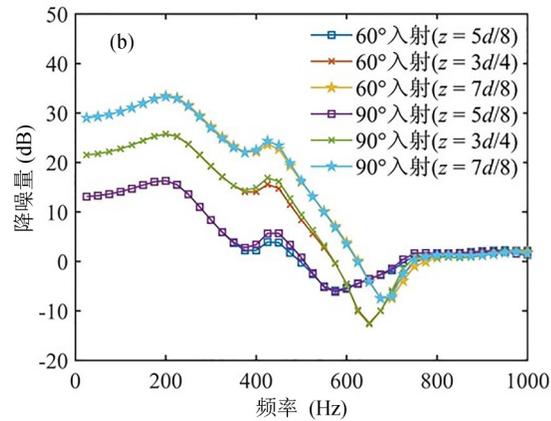
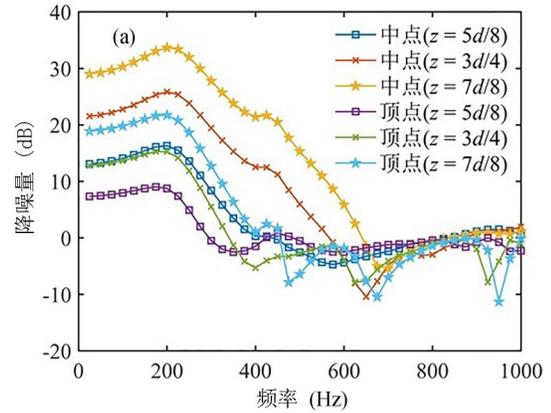
(a)位于四边中点;(b)位于四个顶点;(c)不同入射角度下两种布放方式的降噪量

图 2 次级源的两布放方式及其对降噪量的影响

Fig. 2 Two layouts of secondary source and their influence on noise reduction

误差传声器同样也可采用如图 2 所示的两种布放方式,此外误差传声器深度也会影响降噪量.图 3a 给出了初级源以 30°入射时误差传声器在不同深度和布放方式下系统的降噪量,可见各深度下中点布放的降噪量都要高于顶点布放,且降噪量随误差传声器深度的增加而增加,图 3b 为初级源分别以 60°和 90°入射,误差传声器采用中点布放时系统的降噪量,同样随着误差传声器深度的增加而增加,因此后续仿真与实验误差传声器均采用中点布放,深度取为 7d/8.图 3 中高频时出现了降噪量为负的情况,主要是由于仿真时以误差点声压平方和为代价函数,而计算降噪量时比较的是控制前后的透射声功率,四个误差点处的声压平方和最小并不能保证降噪后透射声功率一定下降.

2.2 独立式控制系统的收敛性及其改进 图 4 为开口中的四通道独立式系统的示意图,四个次级源 S1 至 S4 位于 $z=0.195$ 平面上的四边中点,四个误差传声器 e1 至 e4 位于 $z=0.34$ 平面上的四边中点.图 5a 给出了 $\beta=0$ 时各频率处矩阵 $Z_d^H Z + \beta I$ 的特征值实部最小值及其符号,可发现在 300 Hz 以上绝大多数频率处矩阵 $Z_d^H Z + \beta I$ 的特征值实部最小值均为负数,意味着系统无法收敛.图 5b 给出了 200 Hz 和 475 Hz 的初级源在远场以 30°入射时误差传声器 1 处的声压级收敛曲线,由图可见,即使步长 μ 取很小的值($\mu=1 \times 10^{-9}$),475 Hz 初级噪声在多次迭代后也不能收



(a)误差传声器深度和布放方式对降噪量的影响;
(b)不同入射角下误差传声器采用中点布放时系统的降噪量

图 3 误差传声器位置对降噪量的影响

Fig.3 Influence of the location of error microphones on noise reduction

敛,说明独立式系统确如理论所预测存在收敛性问题.

图 6a 为 475 Hz 处矩阵 $Z_d^H Z$ 的特征值,形状相同的点在旋转前后是一一对应关系.由于次级源和误差传声器布放的高度对称性,四个特征值中有两个是一样的,因此图中有两个点是重合的.修正后所有特征值的实部都大于 0,系统可以收敛.图 6b 为 475 Hz 初级噪声在修正前后的收敛曲线,可见修正后系统在 475 Hz 能够收敛.

3 实验

实验场所为南京大学消声室,实验对象为 $0.5 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \times 0.39 \text{ m}$ 的矩形开口.为逼近解析模型中开口两侧的半无限大自由空间,将开口置于消音箱上,并在两个端面设置 $1.1 \text{ m} \times 1.1 \text{ m}$

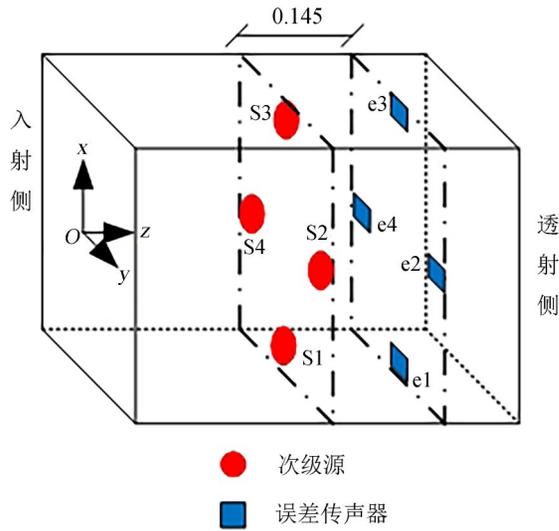
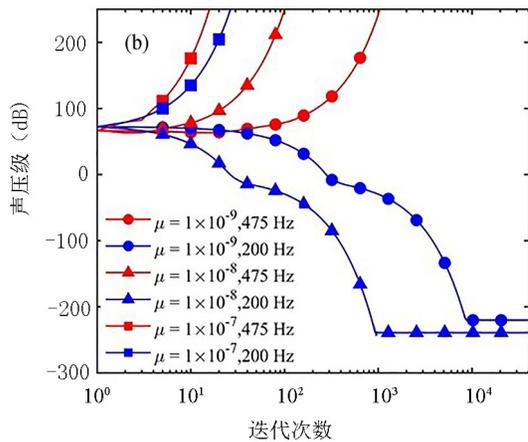
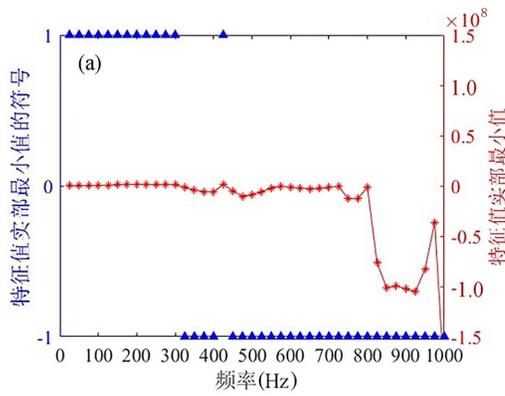
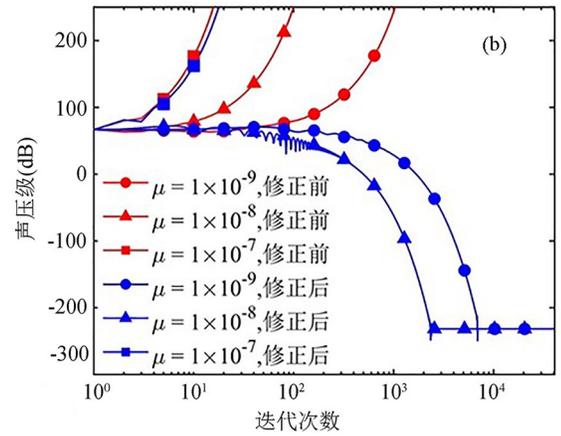
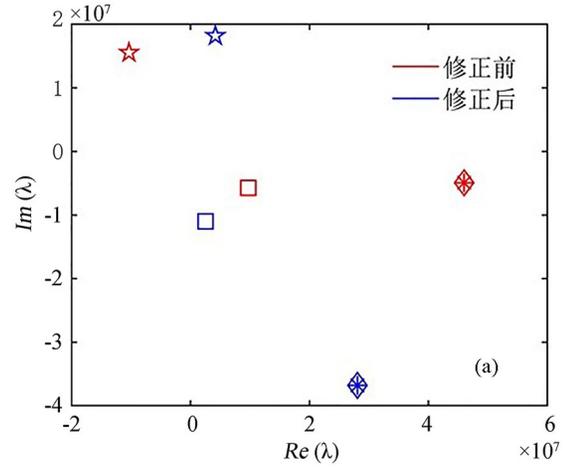


图4 开口中的四通道独立式系统
Fig.4 A four channel independent system in opening



(a) $\beta=0, l=0.145$ m时矩阵 $Z_d^H + \beta I$ 的特征值实部最小值及符号;
(b)不同同步长下 200 Hz 和 475 Hz 初级噪声的声压级收敛曲线
图5 独立式系统的收敛特性

Fig.5 Convergence performance of independent system

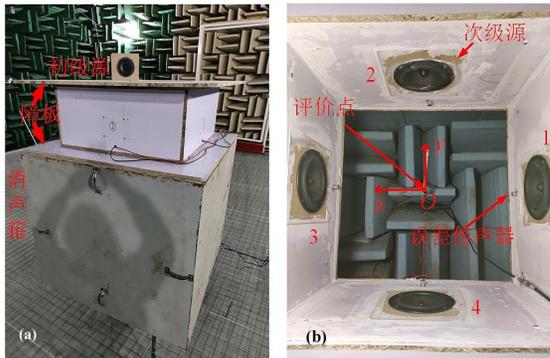


(a) 475 Hz处矩阵 $Z_d^H Z$ 的特征值在相位修正前后的分布;
(b) 475 Hz 初级噪声在修正前后的收敛曲线

图6 修正前后独立式系统在 475 Hz 的收敛特性
Fig.6 Convergence performance of independent system at 475 Hz before and after correction

的障板. 消音箱尺寸为 $1.2 \text{ m} \times 1.1 \text{ m} \times 1.1 \text{ m}$ (长 \times 宽 \times 高),如图7a所示. 四个次级源安装在开口四面的中心,深度为 0.195 m . 四个传声器分别安装在四个次级源正下方,如图7b所示. 控制器为 Antysound 的 Tiger ANC WIFI 系列,可支持六通道输入和四通道输出,算法为标准的 FxLMS 算法,参考信号为 PULSE 输出给初级源的电信号,控制信号经一体机反馈给次级源. 次级源为定制的闭箱扬声器,采用的单元是惠威 S5N,谐振频率 49 Hz ,箱体尺寸为 $21 \text{ cm} \times 19 \text{ cm} \times 12 \text{ cm}$ (长 \times 宽 \times 高).

骆耀东等^[19]的改善方案针对单频噪声在频域进行特征值修正,针对宽带噪声进行控制时,可



(a)实验装置侧视图;(b)实验装置俯视图

图 7 实验装置

Fig. 7 Experiment setup

将矩阵 $C(\theta)$ 在各频率处的元素组成序列,并实施逆 Fourier 变换,代替 FxLMS 算法中次级路径建模的结果实施有源噪声控制.

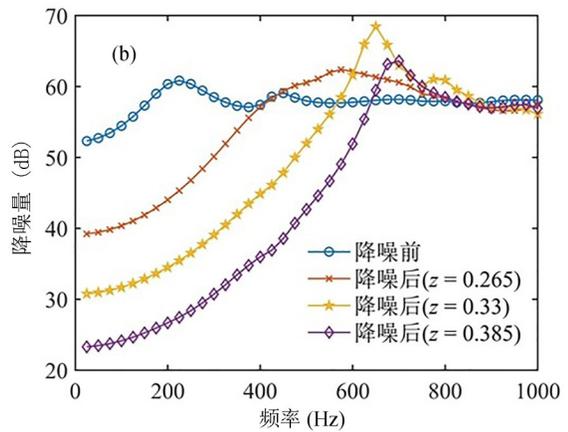
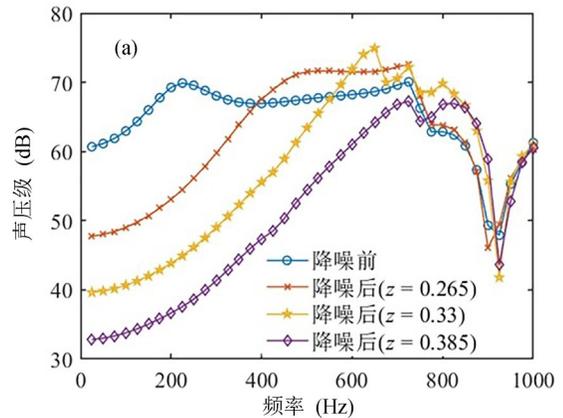
为了便于比较系统的降噪效果,选取透射侧评价点(0,0,0.5) m 处的声压级作为评价标准.图 8 给出了初级源以 30° 入射的条件下,误差传声器位于不同深度时仿真得到的降噪前后评价点的声压级和透射声功率级.由图可见,随着误差传声器深度的增加,降噪后透射声功率和评价点声压级都降低.误差点平面分别位于 z 为 0.265,0.33 和 0.385 m 时,评价点声压级的有效控制频率上限依次为 283,424 和 549 Hz;声功率有效控制频率上限分别为 283,461 和 560 Hz,差异不大.

图 9 为实验测得的误差传声器在不同深度时评价点在降噪前后的声压级.由图可见,系统的降噪效果随误差传声器深度的增加而提高,50 Hz 以下声压级降噪差异不明显的原因是扬声器低频辐射性能有限.

图 10 为采用修正后的独立式控制策略时,对单频和宽带初级噪声,评价点在降噪前后的声压级.由图可见,无论初级噪声是单频还是宽带的,修正后的独立式控制在评价点的声压级都与耦合式控制接近,高频时差异稍大,最大的差值在 5 dB 左右,可能是由于高频时步长上界很小,系统难以收敛至最优解.

4 结论

本文研究了独立式开口边框有源降噪系统的降噪性能和收敛性能.首先建立开口声场的解析



(a)降噪前后评价点声压级;(b)降噪前后透射声功率级

图 8 耦合式控制下降噪前后评价点声压级与透射声功率级

Fig. 8 Sound pressure level of evaluate point and transmitted sound power before and after control under coupled scheme

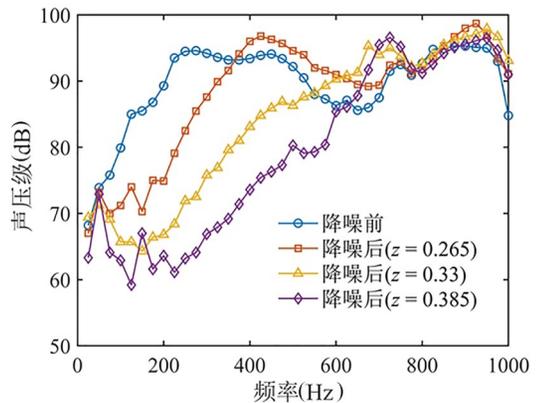
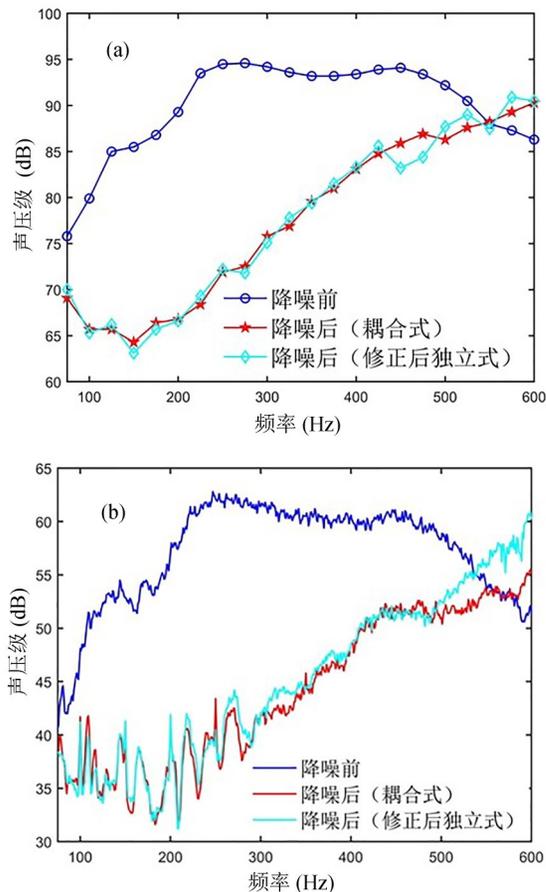


图 9 实验测得的耦合式控制下降噪前后评价点声压级

Fig. 9 Measured sound pressure level of evaluate point before and after control under coupled scheme



(a)初级噪声为单频;(b)初级噪声为宽带

图10 实验测得的降噪前后评价点在修正后独立式与耦合式控制下的声压级

Fig. 10 Measured sound pressure level of evaluate point before and after control under corrected independent scheme and coupled scheme

模型,然后以四通道边框有源控制系统为例,优化次级源与误差传声器的布放,并对次级路径传递函数特征值进行修正,改善实施独立式控制时的收敛性.对于本文提出的 $0.5\text{ m}\times 0.5\text{ m}\times 0.39\text{ m}$ 开口,仿真与实验均表明:

(1)次级源和误差传声器均采用中点布放,次级源位于开口深度方向中央,误差传声器离次级源尽可能远,降噪效果最好.

(2)采用特征值的修正方法可将独立式控制系统的收敛频率上限由 300 Hz 提高至 550 Hz 左右.

需要指出,本文的仿真和实验都是针对 $0.5\text{ m}\times 0.5\text{ m}$ 的开口进行的,对其他不同尺寸开

口的仿真显示,系统的收敛频率上限随着开口尺寸的减小而增大.

致谢 对帮助本研究工作顺利完成的王康康同学表示诚挚的感谢!

参考文献

- [1] Field C D, Fricke F R. Theory and applications of quarter-wave resonators: A prelude to their use for attenuating noise entering buildings through ventilation openings. *Applied Acoustics*, 1998, 53(1-3): 117-132.
- [2] Kang J, Brocklesby M W. Feasibility of applying micro-perforated absorbers in acoustic window systems. *Applied Acoustics*, 2005, 66(6): 669-689.
- [3] Murao T, Nishimura M. Basic study on active acoustic shielding. *Journal of Environment and Engineering*, 2012, 7(1): 76-91.
- [4] Hanselka J, Sachau D. Experimental study on the influence of the sensor and actuator arrangement on the performance of an active noise blocker for a tilted window//INTER-NOISE and NOISE-CON congress and conference proceedings. Hamburg, Germany: Institute of Noise Control Engineering, 2016: 4855-5847.
- [5] Zhang C X, Qin M, Zou H S, et al. Secondary source and error sensing strategies for the active control of sound transmission through a small opening. *Journal of Sound and Vibration*, 2020(464): 114973.
- [6] Wang S P, Tao J C, Qiu X J. Performance of a planar virtual sound barrier at the baffled opening of a rectangular cavity. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2015, 138(5): 2836-2847.
- [7] Wang S P, Yu J X, Qiu X J, et al. Active sound radiation control with secondary sources at the edge of the opening. *Applied Acoustics*, 2017 (117): 173-179.
- [8] Wang S P, Tao J C, Qiu X J, et al. Mechanisms of active control of sound radiation from an opening with boundary installed secondary sources. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2018, 143(6): 3345-3351.
- [9] Wang S P, Tao J C, Qiu X J, et al. A boundary error

- sensing arrangement for virtual sound barriers to reduce noise radiation through openings. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2019, 145(6): 3695–3702.
- [10] Lam B, Elliott S, Cheer J, et al. Physical limits on the performance of active noise control through open windows. *Applied Acoustics*, 2018(137): 9–17.
- [11] Elliott S J, Boucher C C. Interaction between multiple feedforward active control systems. *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing*, 1994, 2(4): 521–530.
- [12] Tao J C, Wang S P, Qiu X J, et al. Performance of an independent planar virtual sound barrier at the opening of a rectangular enclosure. *Applied Acoustics*, 2016(105): 215–223.
- [13] Zhang G Q, Tao J C, Qiu X J, et al. Decentralized two-channel active noise control for single frequency by shaping matrix eigenvalues. *IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing*, 2019, 27(1): 44–52.
- [14] Zhang G Q, Tao J C, Qiu X J. Empirical study of decentralized multi-channel active noise control based on the genetic algorithm//*Proceedings of the 23rd International Congress on Acoustics*. Aachen, Germany: ICA, 2019: 6913–6920.
- [15] Pradhan S, Zhang G Q, Qiu X J. A time domain decentralized algorithm for two channel active noise control. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2020, 147(6): 3808–3813.
- [16] Sgard F, Nelisse H, Atalla N. On the modeling of the diffuse field sound transmission loss of finite thickness apertures. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 122(1): 302–313.
- [17] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础. 南京: 南京大学出版社, 2001. (Du G H, Zhu Z M, Gong X F. *Acoustic foundations*. Nanjing: Nanjing University Press, 2001.)
- [18] Hansen C, Snyder S, Qiu X J, et al. *Active control of noise and vibration*. The 2nd Edition. London: CRC Press, 2012.
- [19] 骆耀东, 邹海山, 邱小军. 分散式有源声屏障系统稳定性研究. *南京大学学报(自然科学)*, 2020, 56(6): 909–916. (Luo Y D, Zou H S, Qiu X J. Stability analysis of decentralized active noise barrier. *Journal of Nanjing University (Natural Science)*, 2020, 56(6): 909–916.)

(责任编辑 杨 贞)