

DOI:10.13232/j.cnki.jnju.2021.06.010

一种针对紧凑式管道有源降噪系统的误差传感策略

陈柏村, 陶建成*

(南京大学声学研究所, 近代声学教育部重点实验室, 南京, 210093)

摘要: 次级源和误差传声器的布放是决定有源噪声控制系统降噪性能的重要因素. 针对嵌入在管道中的紧凑式有源噪声控制系统, 建立了半无限长矩形管道的声传输解析模型, 系统地分析了误差传声器和次级源布放位置对低频声辐射控制效果的影响. 针对截面为正方形的管道, 提出了一种多传声器的误差传感策略, 仿真和实验结果表明, 使用该策略可有效提升紧凑式有源降噪系统在管道截止频率以下的降噪效果.

关键词: 管道有源降噪, 紧凑系统, 误差传感策略

中图分类号: O429

文献标志码: A

An error sensing strategy for a compact duct active noise control system

Chen Baicun, Tao Jiancheng*

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

Abstract: The placement of secondary sources and error microphones is an important factor that determines the noise reduction performance of an ANC (active noise control) system. This paper focuses on the compact ANC system embedded in the middle of the duct. An analytical model of sound transmission in a semi-infinite rectangular duct is established based on the modal expansion method. The effect of the placement of the error microphones and the secondary source on the noise reduction of the ANC system is systematically analyzed. For ducts with square cross-sections, a multi-microphone error sensing strategy is proposed to improve the noise control performance. Simulation and experimental results show that the proposed error strategy can improve the noise reduction of the compact ANC system below the cut-off frequency of the duct.

Key words: active noise control in ducts, compact system, error sensing strategy

有源噪声控制 (Active Noise Control, ANC) 对低频噪声控制效果好且基本不影响管道的通风性能. 基于开口管道的声传输模型^[1-7]已开展了大量的管道 ANC 研究, 降噪机理主要有抑制初级源声辐射、次级源声吸收、模态匹配等^[8].

次级源和误差传声器的配置一直是管道 ANC 研究中的重要问题^[8-13]. Eriksson and Al-lie^[9]指出对于管道中截止频率以下的有源噪声控

制, 次级源仅使用单极子源即可抑制向管道下游传播的噪声. Zander and Hansen^[10-11]指出在截止频率以上单次级源的控制效果不佳, 并提出使用多通道有源控制系统控制管道截止频率以上的高次模态噪声. Hansen et al^[8]指出当使用多通道系统控制管道内的高阶模态时, 误差传声器数量应不少于要控制的模态数目, 且每个待控制模态的信息都要被拾取到, 但这种位置会随着频率变化

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

而改变,因此很难找到全频段控制的最佳误差传声器位置.误差传感策略与控制系统的代价函数有关,Zander and Hansen^[11]使用模态分解分析了管道中多阶模态波控制的多种代价函数,包括最小化某个位置处的声压平方、最小化整个管道内多个位置声压平方和、最小化次级源下游多点处声压平方和、最小化初次级源总辐射声功率以及最小化向管道下游辐射的声功率,结果表明使管道下游出口空间声场最小化的最优代价函数是下游辐射声功率.Zhang et al^[12]使用多通道系统控制矩形管道内高阶模态,发现靠近管道末端四个内壁中心点布置的误差传声器比单误差配置有更高的有效频率上限,且逼近以出口面辐射声功率为代价函数的降噪效果.

考虑空间限制,误差传声器靠近次级源布置的紧凑式 ANC 系统在实际应用中备受关注.Gee and Sommerfeldt^[13-14]针对自由场中的单频风扇噪声设计了一种将误差传声器紧靠初级源与次级源布置的有源控制方案,指出当近场误差传声器放置在能获得最大误差降噪量的位置时系统总辐射声功率也能最小化.Shafer et al^[15]设计实验验证了该方案.针对更小的风扇,Monson et al^[16]设计出一种更加紧凑的有源控制系统,将误差传声器放置在与次级源同一平面上,取得最大降噪量的位置,占用空间更小.Qiu et al^[17]与 Berry et al^[18]分别详尽研究了当初级源为类偶极子源与面声源时,使用近场误差传感策略获得最佳远场区域降噪效果的代价函数选取方法.在管道 ANC 中,若有源控制系统十分紧凑,误差传声器受次级源近场效应的影响,可能会导致降噪效果不佳.Wang et al^[19]使用两个近场传声器分离入射波和反射波,并通过一个远场传声器预先离线校准,抑制近场效应以获取高质量的平面波误差信号.

针对管道中误差传声器与次级源的距离小于三倍管径^[20]的紧凑式 ANC 系统,本文首先建立末端开口在无限大障板上的矩形管道的声传输解析模型.其次基于所提模型仿真分析误差传声器和次级源布放对管道截止频率以下低频声降噪效果的影响,并针对方形截面管道中的紧凑式 ANC 系统提出一种改进的误差传感策略.最后在消声室中实验验证所提误差传感策略的有效性.

1 理论模型

一种典型的管道单通道 ANC 系统如图 1 所示,半无限长管道的截面为 $l_x \times l_y$ 的矩形,末端开口位于 z 为 0 m 的无限大障板上,所有壁面均为刚性.假设初级噪声为管道上游入射的平面波,次级源为管道内壁中心处距管道开口距离为 l_s 的点声源,误差传声器放置在与次级点源同侧的管道内壁中心处,距管道开口的距离为 l_e .

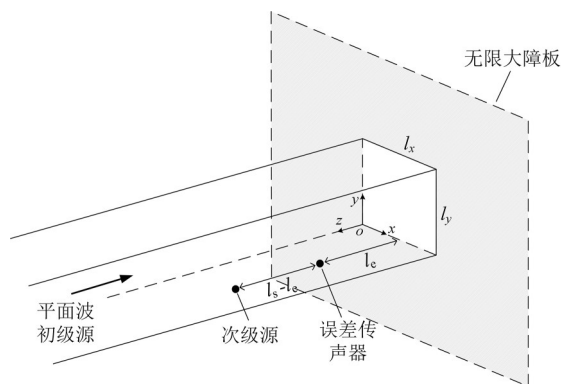


图 1 末端开口在无限大障板上的半无限长方管中的单通道 ANC 系统

Fig. 1 A single-channel ANC system in a semi-infinite square duct with the opening on an infinite baffle

仅平面波入射时,管内任意一点 $r = (x, y, z)$ 的声压 p_{pri} 可以表示为:

$$p_{\text{pri}}(x, y, z, \omega) = P_{n \text{ pri}}^i e^{-jk_{nz}} \phi_n(x, y) + P_{n \text{ pri}}^r e^{jk_{nz}} \phi_n(x, y) \quad (1)$$

其中, $\phi_n(x, y) = \cos(n_x \pi x / l_x) \cos(n_y \pi y / l_y)$ 是第 n 阶模态波的本征函数, k_{nz}, n_x, n_y 满足关系式 $k_{nz}^2 + (n_x \pi / l_x)^2 + (n_y \pi / l_y)^2 = k^2$, k 是波数, $P_{n \text{ pri}}^i$ 和 $P_{n \text{ pri}}^r$ 为待求的第 n 阶模态入射波与反射波的幅度.

管外声场 p_{out} 可由 Rayleigh 积分计算:

$$p_{\text{out}}(r, \omega) = \frac{1}{2\pi} \iint_{S_1} \frac{\partial p}{\partial n} \bigg|_{z=0} \left(\frac{\exp(-jk \cdot r)}{r} \right) ds_0 \quad (2)$$

其中,积分面 S_1 为管道末端开口面 z 为 0 m 处, p 为开口面上微元面积处的声压, \mathbf{n} 为管道开口面法向, r 为选取的微元到考察点的距离.在开口面处,第 n 阶模态声波对第 m 阶模态声波的归一化辐射阻抗可以描述为^[21]:

$$Z_{nm} = \frac{j\rho_0\omega}{2\pi S} \int_0^{l_x} \int_0^{l_y} \int_0^{l_x} \int_0^{l_y} \phi_n(x_1, y_1) \left(\frac{\exp\left(-jk\sqrt{(x_0-x_1)^2 + (y_0-y_1)^2}\right)}{\sqrt{(x_0-x_1)^2 + (y_0-y_1)^2}} \right) \times \phi_m(x_0, y_0) dx_1 dy_1 dx_0 dy_0 \quad (3)$$

其中, ρ_0 是空气密度, ω 是角频率, $S = l_x \times l_y$ 是管道截面积, x_0, y_0, x_1, y_1 为管道开口面上的微元. 式(3)中的四重积分可用 Mangiarotty 的方法^[22]将其简化为二重积分进行计算. 在管道末端开口面上有连续条件 $p_{\text{pri}}(\mathbf{r}) = p_{\text{out}}(\mathbf{r})$ 以及 $\partial p_{\text{pri}}(\mathbf{r})/\partial z = \partial p_{\text{out}}(\mathbf{r})/\partial z$, 将式(1)至式(3)代入连续条件中可得:

$$\sum_n [k_{nz} P_{n \text{ pri}}^i - k_{nz} P_{n \text{ pri}}^r] \frac{S}{\rho_0 \omega} Z_{nm} = [P_{m \text{ pri}}^i + P_{m \text{ pri}}^r] \Lambda_m S \quad (4)$$

第 m 阶模态正则因子 Λ_m 的取值满足

$$\Lambda_m = \frac{1}{S} \iint_{S_1} \phi_m^2(x, y) dx dy = \begin{cases} 1, & m_x = m_y = 0 \\ \frac{1}{2}, & m_x, m_y \text{ 中有1个为0} \\ \frac{1}{4}, & m_x, m_y \text{ 均不为0} \end{cases} \quad (5)$$

假设上游入射的平面波幅值为 q_p , 初始相位为 0, 考虑管内共产生前 $N-1$ 阶模态的声波, 则有 $P_{1 \text{ pri}}^i = 1, P_{n \text{ pri}}^i = 0 (1 < n < N)$, 由式(4)可解得 N 个 $P_{n \text{ pri}}^i$ 的值. 代入式(1)中即可得到平面波入射情况下半无限长管道中的声压响应.

根据式(1)获得管道末端开口处声压响应后, 再由式(6)可计算管道末端开口面上轴向声强分布, 式中 p 为开口面上一点处的声压, v 为该点处质点轴向速度, $\text{Re}(\cdot)$ 为取实部操作. 在开口面上对轴向声强积分即可得到平面波入射时管道末端开口的辐射声功率.

$$I = \frac{1}{2} \text{Re}(p^* \cdot v) \quad (6)$$

假设次级源为管道中位于 $\mathbf{r}_s = (x_s, y_s, z_s)$ 的恒体速度点源, 强度为 q_s , 仅次级源发声时管内声场 p_{sec} 可表示为均匀介质声波方程的通解加上非均匀含源介质声波方程的一个特解, 形如:

$$p_{\text{sec}}(x, y, z, \omega) = \sum_n P_{n \text{ sec}}^r e^{jk_{nz}} \phi_n(x, y) + \iiint_V j\rho_0 \omega q(\mathbf{r}_s) G_A dV \quad (7)$$

其中, $P_{n \text{ sec}}^r$ 为待求的第 n 阶模态反射波的幅度, G_A 为两端无限长的矩形波导管中的声场格林函数^[8]

$$G_A = \frac{-j}{2S} \sum_n \frac{\phi_n(x, y) \phi_n(x_s, y_s)}{\Lambda_n k_{nz}} \exp(-jk_{nz}|z - z_s|) \quad (8)$$

将式(8)的格林函数代入式(7)中可得

$$p_{\text{sec}}(x, y, z, \omega) = \sum_n P_{n \text{ sec}}^r e^{jk_{nz}} \phi_n(x, y) + \rho_0 \omega q_s \sum_n \frac{\phi_n(x, y) \phi_n(x_s, y_s)}{2\Lambda_n S k_{nz}} \exp(-jk_{nz}|z - z_s|) \quad (9)$$

使用与上述平面波入射时类似的边界条件与计算方法, 可计算出 N 个 $P_{n \text{ sec}}^r$ 的值, 代入式(9)中, 即可得到管内点源入射时考虑前 N 阶模态时的声压. 同样地, 由式(6)可计算管道末端开口面上轴向声强分布, 在开口面上对轴向声强积分即可得到点源辐射时管道末端开口的辐射声功率.

当 q_p 和 q_s 分别取单位源强时, 式(1)和式(9)计算得到的某点声压 q_{pri} 和 p_{sec} 分别为初级路径传递函数 H_{pe} 和次级路径传递函数 H_{se} . 实施 ANC 时, 如果仅使用单个误差传声器, 代价函数通常取其拾取到的误差信号的声压平方^[8], 即:

$$J = p_e^2 = H_{\text{se}}^* H_{\text{se}} q_s^2 + H_{\text{pe}}^* H_{\text{se}} q_p^* q_s + H_{\text{pe}} H_{\text{se}}^* q_p q_s^* + H_{\text{pe}}^* H_{\text{pe}} q_p^2 + \beta q_s^* q_s \quad (10)$$

其中, p_e 为误差传声器处残差信号声压, β 为约束次级源源强的正则化因子, β 的大小可以取 $H_{\text{se}}^* H_{\text{se}}$ 的 $1/5000$ 到 $1/1000$ ^[23]. 将代价函数 J 对次级源强 q_s 求偏导, 当偏导值为 0 时, 可得到次级源强 $q_{s \text{ opt}}$.

$$q_{s \text{ opt}} = -q_p \times \frac{H_{\text{se}}^* \times H_{\text{pe}}}{H_{\text{se}}^* \times H_{\text{se}} + \beta} \quad (11)$$

使用 M 个误差传声器, 取所有误差传声器处声压的平方和为代价函数时, 次级源强 $q_{s \text{ opt}}$ 为:

$$q_{s \text{ opt}} = -q_p \times \frac{\sum_{m=1}^M H_{\text{sem}}^* H_{\text{pem}}}{\sum_{m=1}^M H_{\text{sem}}^* H_{\text{sem}} + \beta} \quad (12)$$

2 数值仿真

2.1 解析模型的验证 使用商业有限元软件 COMSOL Multiphysics 建立有限元模型验证上述解析模型的准确性. 长 1 m 的刚性管道 ($z=0 \sim 1$ m) 截面为 $0.17 \text{ m} \times 0.17 \text{ m}$, 管道开口处 ($z=0$ m) 放

置在直径为 4 m 的圆形刚性障板中心,管外建立了直径为 4 m 的半球形辐射空间并包裹厚度为 1 m 的 PML (Perfectly Matched Layer) 层以模拟半自由场. 考虑到该管道的截止频率为 1008 Hz, 仿真的频率上限选为 1000 Hz, 最大网格尺寸为 1000 Hz 声波波长的 $1/6$. 声速 c_0 设置为 $343 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 空气密度 ρ_0 设置为 $1.205 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 温度设置为 293.15 K, 大气压设置为 $1\times 10^2 \text{ kPa}$.

平面波入射时,在 $z=1 \text{ m}$ 处设置声压幅度为 1 Pa 的平面波声源,管道内三个不同位置处的声压级如图 2 所示. 解析模型计算时考虑前 25 阶模态,管内声压级的解析解与有限元仿真结果吻合良好,误差小于 1 dB. 另外经验证管道末端开口辐射声功率的解析解与有限元仿真结果同样吻合良好.

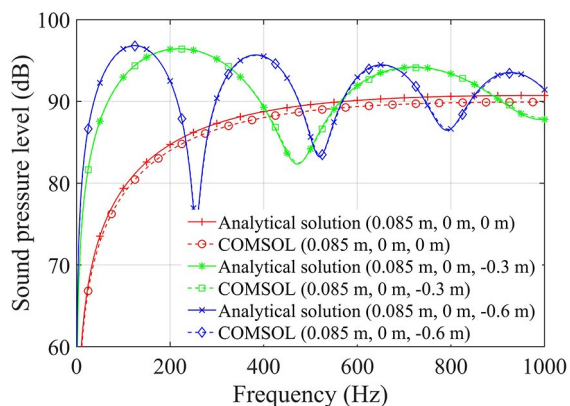


图 2 平面波入射时解析模型与有限元仿真的结果

Fig. 2 Simulation results of the analytical model and the finite element model with plane wave incidence

点源入射时,在有限元管道模型 z 为 1 m 的上游建立厚度为 1 m 的 PML 层以模拟半无限长的边界条件,恒体积速度点源放置在管道内壁 $(0.085, 0, 0.7 \text{ m})$ 处,体积速度为 $0.0001 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$. 管内不同位置处的声压级如图 3 所示. 管内声压与管口辐射声功率的数值理论解与有限元仿真结果吻合良好,误差小于 1 dB.

2.2 次级源与误差传声器位置对紧凑型 ANC 系统性能的影响 基于图 1 所示系统,首先考察管中次级源与误差传声器位置变化时初次级路径的变化规律. 固定误差传声器 $l_e = 0.6 \text{ m}$,选取三个不同的次级源位置 S1, S2, S3, 对应的 l_s 取 1.7, 1.2, 0.7 m. 三种配置下的初级路径与次级路径

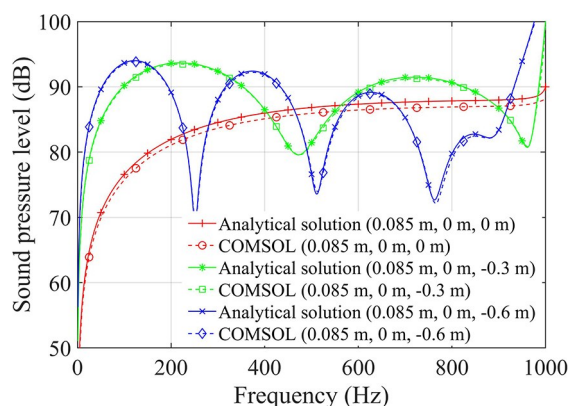


图 3 点源入射时解析模型与有限元仿真的结果

Fig. 3 Simulation results of the analytical model and the finite element model with monopole source incidence

传递函数幅频响应如图 4a 所示,可发现次级源位于 S1 与 S2 时次级路径传递函数的幅频响应曲线几乎重合,且与初级路径传递函数幅频响应的变化规律一致,都在 255, 520, 795 Hz 出现谷值. 次级源位于 S3 的频响曲线对应的谷值频率与前两种配置下的结果存在一定的差异,以第三个谷值为例,对应的频率为 765 Hz.

若管道末端开口为全吸声边界,次级源位于三个不同位置时的初级路径与次级路径幅频响应见图 4b. 对比图 4a 可发现,由于末端无反射,初级路径与次级路径频响曲线中不出现峰谷,说明图 4a 中初级路径与次级路径幅频响应曲线中的峰谷是由管道末端辐射阻抗引起的. 与图 4a 类似,次级源位于 S3 的频响曲线形状与其位于 S1 与 S2 时的曲线形状不同. 综上,次级源离误差传声器较远时(大于三倍管径^[20]),可视为平面波声源,其位置不影响次级路径频响曲线的形状与峰谷频率位置;当次级源距离误差传声器较近时,次级路径频响曲线的形状会发生改变.

进一步地,固定次级源 $l_s = 1.7 \text{ m}$,选取三个不同的误差位置 E1、E2 与 E3, 对应的 l_e 取 0.6, 0.4, 0.2 m. 考察误差传声器位置对次级路径频响曲线中谷值频率位置的影响,结果如图 5 所示. 可发现误差传声器离管道末端出口越远,初级路径与次级路径传递函数的幅频响应曲线的谷值越向低频偏移且数量增加. 当次级源距离误差传声器足够远,误差传声器处初级路径与次级路径的幅频响应曲线几乎重合.

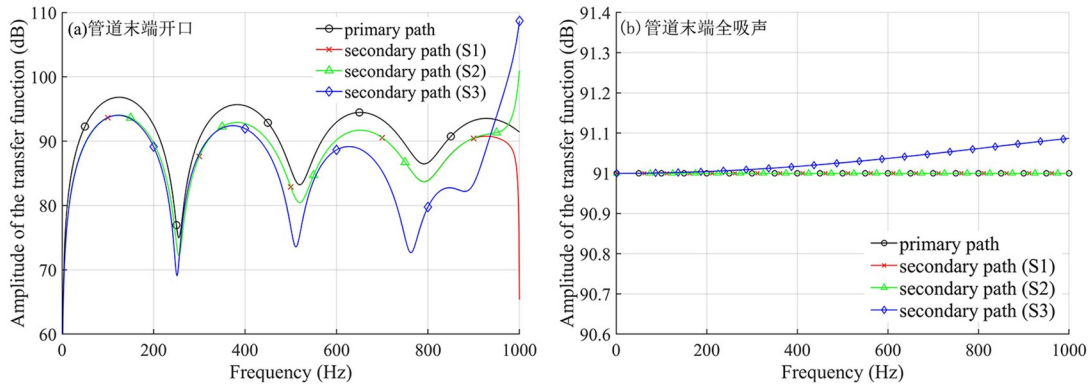


图4 初级路径与次级路径传递函数的幅频响应

Fig.4 The amplitude-frequency response of the transfer function of the primary path and the secondary path

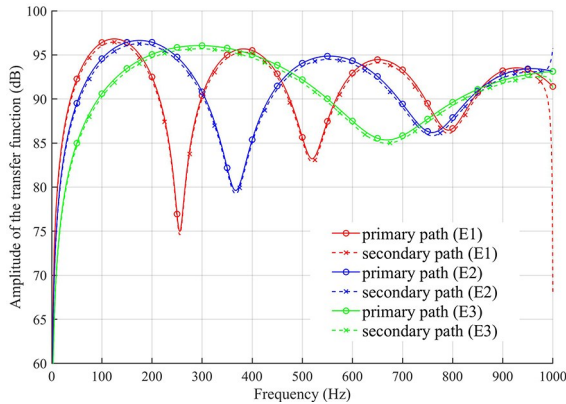


图5 管道末端开口且次级源远离误差传声器时初级与次级路径的传递函数幅频响应

Fig. 5 The amplitude-frequency response of the transfer function of the primary and secondary paths when the end of the duct is open and the secondary source is far away from the error point

结合图4与图5可知,当误差传声器远离次级源时,初级路径与次级路径频响曲线中峰谷的位置取决于误差传声器的位置.当误差传声器与次级源距离在三倍管径以内时,误差传声器会拾取到次级源发出的尚未完全衰减的高次模态声波,因此次级路径频响曲线形状会发生改变,表现为次级路径频响曲线的谷值更明显且略向低频偏移,此为次级源的近场效应.

图6给出了误差传声器位于E1、次级源分别位于S2与S3时初级路径 H_{pe} 、次级路径 H_{se} 与计算得到的次级源强 q_s 的曲线.其中正则化因子 β 取了0和0.01两个数值,取 β 为0.01的原因是实际应用中有源控制系统的降噪量一般小于40 dB.

观察图6可发现,当次级源位于S2位置时,次级路径与初级路径的形状与峰谷位置一致,因此当 $\beta=0$ 时计算得到的次级源强 q_s 是不随频率变化的常数,在1000 Hz附近由于次级声场中高次模态波并没有完全衰减,因而初级路径与次级路径曲线不再重合; $\beta=0.01$ 时由于正则化因子的引入,次级源强 q_s 在次级路径频响曲线谷值频率255,520,795 Hz处出现谷值.当次级源位于S3位置时,误差传声器受次级源近场点源辐射效应的影响,次级路径的谷值偏移到了250,510,765 Hz,并在890 Hz处出现一个新的谷值,即使 β 取0,得到的次级源强也会在初级路径的谷值附近一些频率处出现谷值,在次级路径的谷值频率250,510,765,890 Hz处出现峰值.当 β 取0.01时,上述次级源源强的峰谷依然存在,幅度略有变化.可见正则化因子也会对次级源的源强产生一定的影响.

使用图6得到的次级源强计算降噪前后管道末端开口辐射声功率,如图7所示.从图7a可看出,在不限次级源辐射强度的前提下,控制后的声功率级随次级源到误差传声器距离的变小而升高.次级源位于S2处时,单通道系统在管道截止频率(1000 Hz)以下都能实现有效降噪.而次级源位于S3处时,在250,510,765,890 Hz处降噪后声功率曲线出现峰值,频率大于700 Hz时控制后的声功率级会高于控制前的声功率级.降噪后声功率级曲线中的峰值频率与图6中次级源强的峰值频率位置一致.从图7b可看出,考虑次级源辐射强度限制后,次级源位于S2处时单通道系统

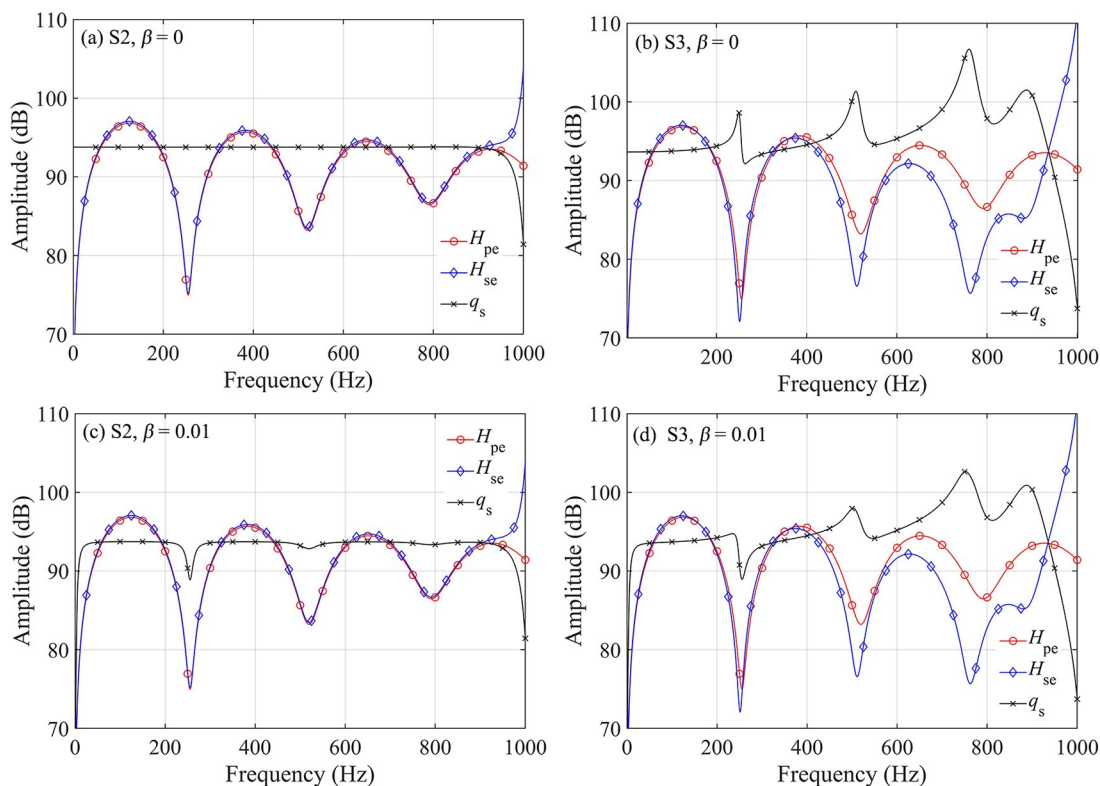


图 6 次级源位于不同位置时初级和次级路径的传递函数与次级源强

Fig. 6 The transfer function of the primary path and the secondary path and the strength of the secondary source when the secondary source is located at different positions

控制后的声功率级仍低于次级源位于 S3 处的结果. 在 250 和 510 Hz 处, 控制后声功率的峰值更加明显, 从图 6a 与图 6c 可看出这是由于引入正则化因子后降低了降噪效果. 整体而言, 当误差传

声器位于次级源的近场范围内时, 有源噪声控制的降噪量变小, 在管道截止频率以下的特定频率处 (700 Hz 以上) 会出现控制后声功率升高的情况.

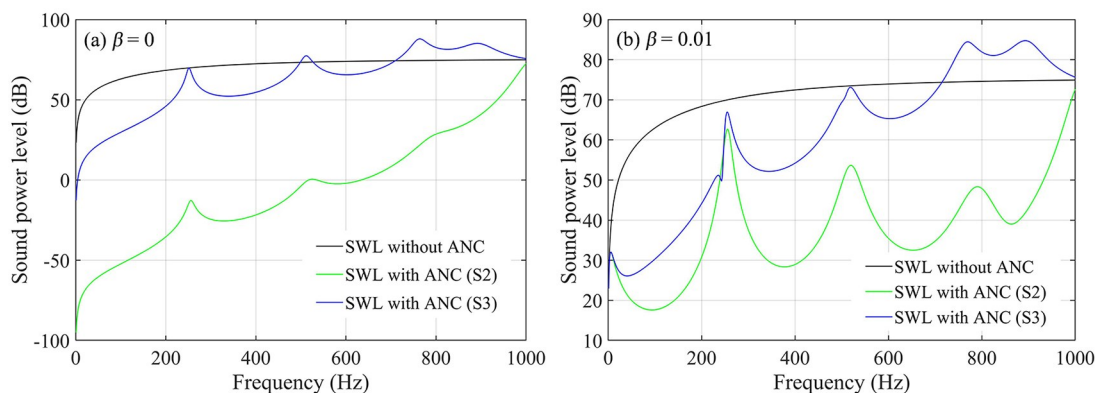


图 7 次级源位于不同位置时 ANC 前后管道开口辐射声功率级

Fig. 7 Sound power level radiated outwards the duct opening without and with ANC when the secondary source is located at different positions

综上,基于单个误差传声器声压的误差传感策略实施管道噪声的有源控制时,当次级源离误差传声器较近,产生的高阶模态声波会导致管道末端开口辐射声功率的降噪效果不佳.降噪后的声功率会在若干频率出现峰值,峰值的频率主要取决于误差传声器与管道末端开口的距离,峰值的幅度与误差传声器与次级源的距离以及正则化因子的取值有关.

2.3 紧凑型管道ANC系统的误差传感策略优化
假设管道截面为矩形,在距离开口 l_e 处的四个侧壁面中心各布放一个传声器,根据式(9),仅次级

源工作时四个传声器处的声压和为:

$$\sum_{i=1}^4 p_{\text{sec}}(\mathbf{r}_i, \omega) = \sum_{n=0}^{N-1} \left[\sum_{i=1}^4 \phi_n(x_i, y_i) \right] \times \left[P_{n \text{ sec}}^r e^{jk_{nz}z} + \rho_0 \omega q_s \frac{\phi_n(x_s, y_s)}{2\Lambda_n S k_{nz}} \exp(-jk_{nz}|z - z_s|) \right] \quad (13)$$

其中 $\mathbf{r}_i = (x_i, y_i, z)$ 分别代表误差传声器1~4的位置, $z = l_e$.表1列出了前九阶模态下各误差位置处 $\phi_n(x_i, y_i)$ 的值、平方和 $\sum_{i=1}^4 \phi_n^2(x_i, y_i)$ 以及直接相加的值 $\sum_{i=1}^4 \phi_n(x_i, y_i)$.

表1 四个误差位置处 $\phi_n(x_i, y_i)$ 及其平方和与直接求和
Table 1 $\phi_n(x_i, y_i)$ at 4 error points, sum of the squares and the direct sum

阶次 n	n_x	n_y	$\phi_n(x_1, y_1)$	$\phi_n(x_2, y_2)$	$\phi_n(x_3, y_3)$	$\phi_n(x_4, y_4)$	$\sum_{i=1}^4 \phi_n^2(x_i, y_i)$	$\sum_{i=1}^4 \phi_n(x_i, y_i)$
0	0	0	1	1	1	1	4	4
1	0	1	1	-1	0	0	2	0
2	1	0	0	0	1	-1	2	0
3	1	1	0	0	0	0	0	0
4	0	2	1	1	-1	-1	4	0
5	2	0	-1	-1	1	1	4	0
6	1	2	0	0	-1	1	2	0
7	2	1	-1	1	0	0	2	0
8	2	2	-1	-1	-1	-1	4	-4

由表1可知,四个信号的平方和仅能消除第3阶模态波,而四个信号直接相加的和信号中,1~7阶模态的贡献恰巧被消除.若取这四个误差信号和的绝对值为代价函数DS(direct sum of the pressure),计算得到的次级源强 $q_{s \text{ opt}}$ 为:

$$q_{s \text{ opt}} = -q_p \times \frac{\sum_{n=1}^4 H_{\text{sen}}^* \sum_{n=1}^4 H_{\text{pen}}}{\sum_{n=1}^4 H_{\text{sen}}^* \sum_{n=1}^4 H_{\text{sen}} + \beta} \quad (14)$$

图8对比了 $l_s=0.9 \text{ m}$, $l_e=0.755 \text{ m}$ 时使用单误差信号声压(与次级源同侧的误差传声器)、四个误差传声器声压平方和SS(sum of the squared pressure)与四个误差传声器声压之和(DS)共三种代价函数时,控制前后管道末端开口的辐射声功率.可看出,使用四个误差信号和(DS)时控制后的声功率级最低,在截止频率以下都实现了有效降噪.以 $\beta=0.01$ 为例,640 Hz处单误差传感

策略的声功率降噪量为7.2 dB,四误差信号SS策略的降噪量为20.4 dB,四误差信号DS策略可获得的降噪量为48.8 dB.从控制目标来说,四误差(DS)传感策略的控制目标是将误差点处平面波声能量(表1中的第0阶模态波)最小化,而四误差(SS)传感策略的控制目标是将误差点处总声能量(除了表1中的第三阶模态波)最小化.考虑到初级声源为平面波,且次级源传播到下游远场的能量也主要是平面波,因此在误差点处仅考虑最小化平面波能量的控制效果更优,所以以四个误差信号和的绝对值为代价函数得到的降噪量比以四个误差信号平方和为代价函数的降噪量高.

需要指出,虽然本文所做的理论与仿真工作均基于矩形截面管道,但针对圆形截面的管道也开展了仿真,发现当初级源为平面波、四个误差点均匀布置在垂直于管道轴线的某个圆周上,所提

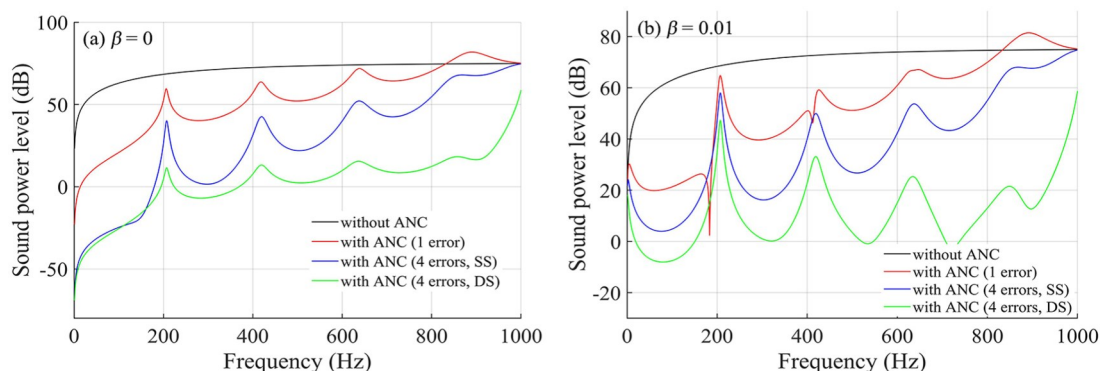


图 8 使用不同误差传感策略后管道末端开口的辐射声功率

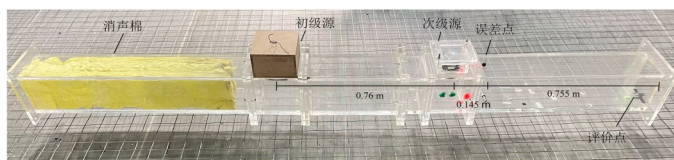
Fig.8 The radiated sound power of the duct opening with ANC with different error sensing strategies

的四误差(DS)传感策略同样可改善紧凑式 ANC 系统的低频降噪性能,且比四误差(SS)传感策略的低频降噪效果更好.

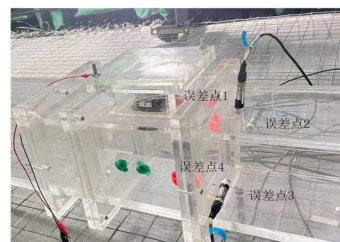
3 实验

实验在南京大学全消声室中进行,实验系统如图 9 所示. 截面 $0.17 \text{ m} \times 0.17 \text{ m}$ 的有机玻璃管道最右端为自由开口,开口处管道内壁中心布置一评价传声器. 误差传声器位于距离右端开口 0.755 m 处的管道内壁上(图 9b 对应的是布放四个误差传声器

的情况). 次级源扬声器单元为惠威 B4N,箱体尺寸为 $0.13 \text{ m} \times 0.13 \text{ m} \times 0.09 \text{ m}$,位于距离管道右端开口 0.9 m 处的管道内壁上. 初级源扬声器单元为惠威 S5N,箱体尺寸为 $0.20 \text{ m} \times 0.20 \text{ m} \times 0.15 \text{ m}$,距离误差传声器 0.905 m ,大于三倍管径,可认为误差传声器处的初级声场为平面波. 管道最左端填充 1 m 长的消声棉以模拟无反射边界. 次级源和误差传声器所在平面的间距为 0.145 m ,小于三倍管径,属于紧凑型布置的系统.



(a) 实验管道



(b) 四误差传声器布放

图 9 实验系统

Fig.9 Experiment system

实验中未采用无限大障板的原因是有限元仿真表明末端开口有/无障板时, 1000 Hz 以内绝大多数频率的初次级路径幅频响应差异小于 1 dB . 另外,选取单个评价点代替声功率考察降噪效果的原因是两者变化趋势、幅度差异一致,且降噪后曲线峰值出现的频率位置也一致.

使用 Antysound 公司的 Tiger ANC WIFI-Q 控制器进行实时的自适应控制,控制算法为标准的 FxLMS 算法,采样率设定为 8000 Hz ,次级路径建模滤波器与控制滤波器均为 800 阶,实验中

使用的正则化因子 β 为 0. 初级噪声选用频率范围为 $40 \sim 1000 \text{ Hz}$,间隔为 20 Hz 的单频信号时,参考信号为激励初级源的电信号,实测评价点处降噪前后的声压级如图 10a 所示. 初级噪声选用 1000 Hz 以下的宽带白噪声时,参考信号为激励初级源的电信号,实测评价点处降噪前后的声压级如图 10b 所示. 图 10b 中背景噪声曲线在 200 Hz 以上均低于 0 dB ,信噪比始终大于 40 dB ,因此没有完整地画出曲线.

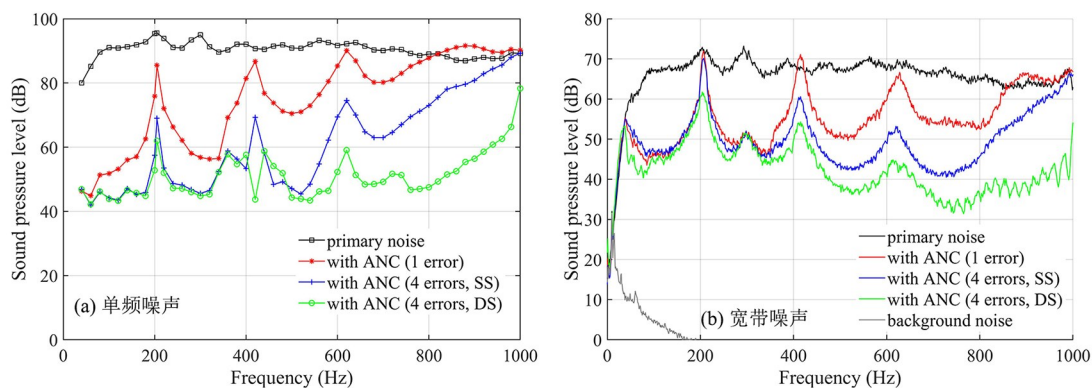


图10 降噪前后评价点处的声压级

Fig.10 Sound pressure level at the evaluation point without and with ANC

观察图10可发现,使用四误差DS策略对单频噪声和宽带噪声均可取得最高的降噪量.对单频噪声进行控制时,以600 Hz处为例,使用单误差传感策略的降噪量为6.4 dB,使用四误差SS策略的降噪量为22.3 dB,而使用四误差DS策略的降噪量为39.4 dB.对1000 Hz以下宽带噪声进行控制时,使用单误差传感策略的降噪量为6.7 dB,使用四误差SS策略的降噪量为11.6 dB,而使用四误差DS策略的降噪量为19.6 dB.与图10a相比,图10b中低频降噪量较低,这是因为宽带控制时次级源扬声器在低频的辐射性能受限.实验结果显示,使用四个误差信号之和的误差传感策略可以在保证系统紧凑性的同时改善紧凑布置的ANC系统的降噪性能.

4 结论

本文研究截面为矩形的管道中次级源和误差传声器布放对有源噪声控制系统降噪性能的影响,并提出一种针对紧凑型管道有源降噪系统的误差传感策略.首先利用模态展开法,建立了半无限长管道声学响应的解析模型.数值仿真发现基于单个误差传声器声压的误差传感策略实施紧凑型管道噪声的有源控制时,若次级源与误差传声器的距离小于三倍管径,产生的高次模态声波会导致在截止频率以下的部分频率处降噪效果不佳.针对方形管道中的紧凑型ANC系统提出一种误差传感策略,仿真和实验都表明:使用所提误差传感策略的单通道ANC系统在管道截止频率以下都可实现有效降噪.

致谢 对帮助该论文顺利完成的王淑萍博士表示诚挚的谢意!

参考文献

- [1] Morse P M. Vibration and sound. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1948.
- [2] Zorumski W E. Generalized radiation impedances and reflection coefficients of circular and annular ducts. The Journal of the Acoustical Society of America, 1973, 54(6): 1667—1673.
- [3] Swenson Jr G W, Johnson W E. Radiation impedance of a rigid square piston in an infinite baffle. The Journal of the Acoustical Society of America, 1952, 24(1): 84.
- [4] Sauter Jr A, Soroka W W. Sound transmission through rectangular slots of finite depth between reverberant rooms. The Journal of the Acoustical Society of America, 1970, 47(1A): 5—11.
- [5] Chen K T. Study of acoustic transmission through apertures in a wall. Applied Acoustics, 1995, 46(2): 131—151.
- [6] Park H H, Eom H J. Acoustic scattering from a rectangular aperture in a thick hard screen. The Journal of the Acoustical Society of America, 1997, 101(1): 595—598.
- [7] 刘松, 邹海山, 邱小军. 交错结构自然通风隔声窗的声学模型. 南京大学学报(自然科学), 2015, 51(1): 51—59. (Liu S, Zou H S, Qiu X J. An acoustical model for the staggered-structure window of natural

- ventilation and sound insulation. *Journal of Nanjing University (Natural Sciences)*, 2015, 51(1): 51—59.)
- [8] Hansen C, Snyder S, Qiu X J, et al. Active control of noise and vibration. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2013.
- [9] Eriksson L J, Allie M C. A practical system for active attenuation in ducts. *Sound and Vibration*, 1988, 22(2): 30—34.
- [10] Zander A C, Hansen C H. Active control of higher-order acoustic modes in ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1992, 92(1): 244—257.
- [11] Zander A C, Hansen C H. A comparison of error sensor strategies for the active control of duct noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1993, 94(2): 841—848.
- [12] 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.
- [13] Gee K L, Sommerfeldt S D. A compact active control implementation for axial cooling fan noise. *Noise Control Engineering Journal*, 2003, 51(6): 325—334.
- [14] Gee K L, Sommerfeldt S D. Application of theoretical modeling to multichannel active control of cooling fan noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2004, 115(1): 228—236.
- [15] Shafer B M, Gee K L, Sommerfeldt S D. Verification of a near-field error sensor placement method in active control of compact noise sources. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2010, 127(2): EL66-EL72.
- [16] Monson B B, Sommerfeldt S D, Gee K L. Improving compactness for active noise control of a small axial cooling fan. *Noise Control Engineering Journal*, 2007, 55(4): 397—407.
- [17] Qiu X, Hansen C H, Li X. A comparison of near-field acoustic error sensing strategies for the active control of harmonic free field sound radiation. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 215(1): 81—103.
- [18] Berry A, Qiu X, Hansen C H. Near-field sensing strategies for the active control of the sound radiated from a plate. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1999, 106(6): 3394—3406.
- [19] Wang J, Lu J, Qiu X J. A compact active sound absorption system compensating near-field effect of the secondary source. *Noise Control Engineering Journal*, 2017, 65(5): 482—487.
- [20] ISO. Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes-Part 2: Transfer-function method. ISO 10534-2: 1998.
- [21] Mead D J, Ae D C. The effect of a damping compound on jet-efflux excited vibrations: An article in two parts presenting theory and results of experimental investigation Part I the structural damping due to the compound. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 1960, 32(3): 64—72.
- [22] Mangiarotty R A. Acoustic radiation damping of vibrating structures. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1963, 35(3): 369—377.
- [23] Kirkeby O, Nelson P A, Orduna-Bustamante F, et al. Local sound field reproduction using digital signal processing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1996, 100(3): 1584—1593.

(责任编辑 杨 贞)