

Effect of Head Movement on the Performance of Active Noise Control Headrests in Reverberant Sound Fields

GAO Xu, YANG Feng, WANG Shuping*, CHEN Kai, LU Jing, LIU Xiaojun

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

Abstract: The effect of head movement on the performance of active noise control headrest systems in reverberant sound fields is investigated in this work. Based on the rigid-sphere scattering model, the performance of active noise control headrests in reverberant fields is analyzed. A prediction formula for noise reduction degradation due to head movement is proposed through numerical simulations, and the accuracy requirements for ear positioning systems applied to active noise control headrests are discussed. Comparisons are made with the case where the primary noise is a plane wave. Simulation results indicate that higher frequencies, greater initial noise reduction levels at the head position, and larger movement distances lead to more significant degradation in noise reduction. For 125 Hz, 250 Hz, and 500 Hz, with an initial noise reduction of 20 dB, the allowable head movement ranges to ensure noise reduction degradation not exceeding 3 dB are $3.1\text{ cm} \times 4.1\text{ cm} \times 1.4\text{ cm}$, $2.9\text{ cm} \times 2.5\text{ cm} \times 1.2\text{ cm}$, and $1.4\text{ cm} \times 1.2\text{ cm} \times 1.0\text{ cm}$, respectively. These ranges are smaller than those for plane wave incidence, which are $3.4\text{ cm} \times 9.1\text{ cm} \times 1.7\text{ cm}$, $3.1\text{ cm} \times 4.8\text{ cm} \times 1.5\text{ cm}$, and $1.9\text{ cm} \times 2.3\text{ cm} \times 1.1\text{ cm}$, respectively. Finally, experiments conducted in a reverberation chamber to validate the simulation results. The findings in this study provide guidance for the design of active noise control headrests applied in reverberant acoustic environments such as aircraft cabins and train compartments.

Highlights:

1. A rigid-sphere scattering model is established to derive a predictive formula for the degradation of noise reduction performance due to head movement.
2. It is demonstrated that compared to a plane wave sound field, a more stringent ear positioning accuracy is required in the reverberant sound field.
3. The findings in the simulations are validated with experiments in a reverberant chamber, providing guidance for engineering applications.

Key words: active noise control headrest; rigid-sphere acoustic scattering model; reverberant field; head movement; positioning accuracy

混响场中人头移动对主动降噪头枕性能的影响

杲旭, 杨枫, 王淑萍, 陈锴, 卢晶, 刘晓峻

(南京大学物理学院声学研究所近代声学教育部重点实验室, 南京 210093)

摘要: 研究人头移动对混响声场中主动降噪头枕系统性能的影响, 基于刚性球声散射模型对混响声场中的主动降噪头枕性能进行分析, 并通过数值仿真提出了降噪量随人头移动的预测公式, 讨论了应用于主动降噪头枕的人耳定位系统的精度要求, 并与初级噪声为平面波的情况进行了对比。仿真结果表明, 噪声频率越高、人头初始位置降噪量越大、移动距离越大, 降噪量衰减越大。对频率为 125、250 和 500 Hz 的噪声, 初始位置降噪量为 20 dB 时, 为保证降噪量衰减不大于 3 dB, 人头可以移动的范围分别为 $3.1\text{ cm} \times 4.1\text{ cm} \times 1.4\text{ cm}$ 、 $2.9\text{ cm} \times 2.5\text{ cm} \times 1.2\text{ cm}$ 和 $1.4\text{ cm} \times 1.2\text{ cm} \times 1.0\text{ cm}$, 小于平面波入射时的 $3.4\text{ cm} \times 9.1\text{ cm} \times 1.7\text{ cm}$ 、 $3.1\text{ cm} \times 4.8\text{ cm} \times 1.5\text{ cm}$ 和 $1.9\text{ cm} \times 2.3\text{ cm} \times 1.1\text{ cm}$ 。最后, 在混响室通过实验验证了仿真结果。研究结果对应用于飞机座舱、火车车厢等类似混响场声环境中的主动降噪头枕设计有一定的指导意义。

关键词: 主动降噪头枕; 刚性球声散射模型; 混响声场; 人头移动; 定位精度

中图分类号: TB535

文献标志码: A

引用格式: 杲旭, 杨枫, 王淑萍, 等. 混响场中人头移动对主动降噪头枕性能的影响[J]. 数据采集与处理, 2026, 41(3): 736-748. GAO Xu, YANG Feng, WANG Shuping, et al. Effect of head movement on the performance of active noise control headrests in reverberant sound fields[J]. Journal of Data Acquisition and Processing, 2026, 41(3): 736-748.

引言

主动降噪头枕系统是主动噪声控制技术在汽车、火车、飞机座舱降噪领域的典型应用, 现有研究表明其对低频噪声的控制效果良好^[1-5]。Jung 等^[6]提出的结合虚拟传声器技术的汽车座舱多通道前馈主动降噪头枕系统可在 1 kHz 以下实现约 3.7 dB 的宽带平均降噪, 在右耳位置 747 Hz 处降噪量最大, 为 8.6 dB。Buck 等^[5]结合选择性无延迟子带自适应滤波器和虚拟传声器技术设计了一种主动降噪头枕系统, 对于 200~300 Hz 的带限高斯白噪声可在人耳处创建 10 dB 静区。Rafaely 等^[7]用主动降噪头枕系统进行反馈控制, 对于能量集中在 100~800 Hz 的宽带噪声, 人头在 5 cm 范围内运动时可实现 5~10 dB 的降噪。Siswanto 等^[8]研究了一种将输入信号组合, 使用相同控制信号驱动次级声源输出的主动降噪头枕系统, 在人耳处将摩托车噪声的各主要谐波降低 5~10 dB。

主动降噪头枕对座舱内部噪声降噪效果明显, 但乘员头部活动时, 人耳位置改变会导致初级噪声和次级路径发生改变, 进而影响人耳处的降噪量^[9]。一种解决方案是通过优化系统中的声传递路径与改良代价函数, 增强系统对人头移动的鲁棒性。Lei 等^[10]研究了一种通过优化虚拟次级路径模型提高主动降噪头枕系统鲁棒性的方法, 将 250 Hz 单频噪声的 10 dB 降噪范围从横向 2 cm 扩展到约 6 cm。韩

荣等^[11]将人头在多个位置下双耳处的均方误差和作为代价函数,使得人头在5 cm范围内平动时100~700 Hz的降噪量维持在9~15 dB。这类方法可有效提高主动降噪头枕对人头移动的鲁棒性,但代价是减小了人耳处的降噪量^[4]。

另一种常用解决方案是结合人头追踪系统实时获取人头位置进而实现对人耳处噪声的鲁棒性控制。Jung等^[12]提出了一种结合远程传声器技术和头部追踪的主动降噪头枕系统,通过安装在人体模型前方的摄像机对头部位置进行追踪,以调取控制器预先存储的相应位置的系统响应,在各个位置300~700 Hz频段均实现了15 dB以上的降噪。Han等^[13]研究人头移动对半消声室中4次级声源主动降噪系统的影响,发现水平移动5 cm或垂直移动8 cm时,左耳700 Hz以下的降噪量损失为3.0 dB。结合卡尔曼滤波算法利用人头上和两侧安装的9个红外测距仪定位人头中心坐标,可使人头在40 cm×25 cm范围内移动时700 Hz以下宽带噪声的降噪量始终保持在10~14 dB。

Liu等^[14]提出了一种结合深度相机的人耳定位系统,对于低于2 kHz的频段,头部平移至约7.5 cm时降噪量从不使用该系统时的-4.8 dBA提升至11.7 dBA。Chang等^[15]提出了一种用于飞机座舱的主动降噪头枕以降低波音777飞机客舱噪声,使用红外传感器追踪乘客头部,当乘客的头部前后左右移动约15 cm或向下移动约20 cm时统计降噪量为6.4~11.0 dBA。Jiang等^[16]研究了在汽车座椅肩部安装次级声源时人头移动对主动降噪系统性能的影响,发现初始位置处降噪量为9.2 dBA且允许的最大降噪量损失为3.0 dBA时,人耳的定位精度应该高于2.0 cm。

以上研究中,Jung等^[12]的实验在消声室中进行,Han等^[13]的实验在半消声室进行,Liu等^[14]的实验在视听室进行,Chang等^[15]的实验在普通房间内进行,Jiang等^[16]的仿真模型是基于自由场模型建立的,对于在声场环境更复杂的混响场未见相关报道。飞机座舱、火车车厢等内部噪声场呈现出混响场特征^[17-19],因此对混响场中人头移动导致的降噪量损失的研究具有实际应用价值。

本文研究混响声场中人头移动对主动降噪头枕系统性能的影响,提出了其衰减的预测公式,并对应用于主动降噪头枕的人耳追踪系统提出了相应的人耳定位精度要求。首先用均匀分布在一球面上的随机强度和相位的点声源模拟混响声场,基于刚性球声散射建立在混响场中的主动降噪头枕系统性能分析模型,通过MATLAB数值仿真得到刚性球移动导致的降噪量损失,进一步拟合得到人头移动后降噪量的估计公式。最后在混响室中搭建主动降噪头枕系统,实验验证仿真结果的准确性。

1 仿真模型

仿真中用40 000个随机源强和相位的点声源产生的声场模拟混响场^[20],其均匀分布在半径为20 m的球面上,模型示意图如图1(a)所示,源强取值范围为0.001~0.001 5 m³/s,相位在0到2 π 之间。通过均匀分布的大量随机源强和相位的点声源能够模拟声波从各个方向以不相干的相位到达接收点的状况以模拟稳态混响声场^[20-21]。图1(b)为主动降噪头枕系统模型示意图,球心为原点,半径为0.08 m的刚性球代表人头^[22]。2个次级声源分别位于(0.19, 0.1, -0.09)和(-0.19, 0.1, -0.09) m。刚性球用于模拟人头,其半径为0.08 m,2个误差点(双耳)坐标分别为(0.085, 0, 0)和(-0.085, 0, 0) m。

仿真中假设次级声源为单极子,其在 \boldsymbol{r} 点处产生的总声压为

$$p_s(\boldsymbol{r}) = Z_s(\boldsymbol{r})\boldsymbol{q}_s \quad (1)$$

式中: $\boldsymbol{q}_s = [q_1, q_2]^T$ 为次级声源的体积速度; $Z_s = [Z_1, Z_2]$ 为次级声源到 \boldsymbol{r} 点之间的声压传递函数,由刚性球声散射模型得到,计算公式为^[23]

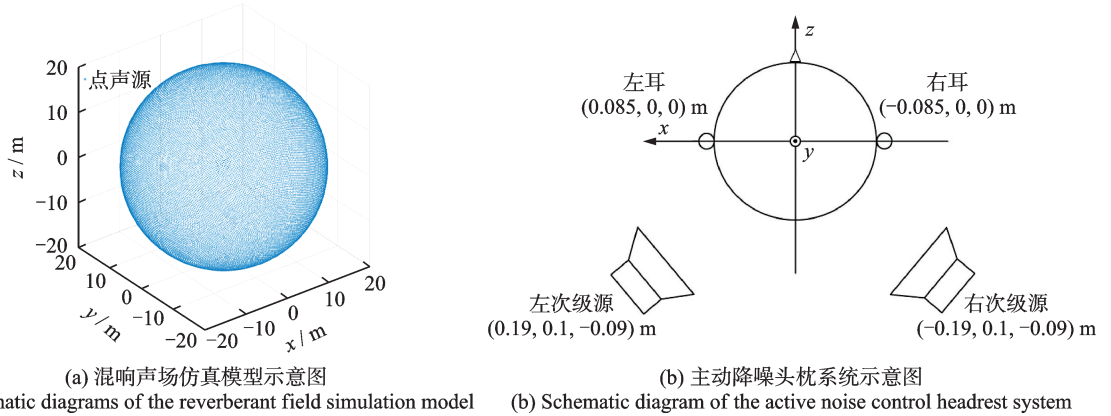


图1 混响声场仿真模型与主动降噪头枕系统示意图

Fig.1 Schematic diagrams of the reverberant field simulation model and the active noise control headrest system

$$Z_i(\mathbf{r}) = \frac{k\omega\rho_0}{4\pi} \sum_{n=0}^{\infty} (2n-1) [j_n(kr_{\min}) - a'_n h_n^{(2)}(kr_{\min})] h_n^{(2)}(kr_{\max}) \times \left\{ P_n(\cos\theta_i) P_n(\cos\theta) + 2 \sum_{l=1}^n \frac{(n-1)!}{(n+1)!} P_n^l(\cos\theta_i) P_n^l(\cos\theta) \cos[l(\phi - \phi_i)] \right\} \quad (2)$$

式中: ρ_0 为空气密度, ω 为角频率, k 为波数, 与声音频率 f 的关系为 $k = 2\pi f / c_0$, $j_n(x)$ 为 n 阶 Bessel 函数, $h_n^{(2)}(x)$ 为第二类 n 阶球 Hankel 函数, a'_n 为 $j'_n(ka) / h_n^{(2)'}(ka)$, P_n 为 n 次 Legendre 函数, $r_{\min} = \min(|\mathbf{r}|, |\mathbf{r}_i|)$, $r_{\max} = \max(|\mathbf{r}|, |\mathbf{r}_i|)$, $\mathbf{r}_i = (r_i, \theta_i, \phi_i)$ 为第 i 个次级声源的位置, $i = 1, 2$ 。控制后 \mathbf{r} 点的总声压 $p_t(\mathbf{r})$ 为

$$p_t(\mathbf{r}) = p_p(\mathbf{r}) + p_s(\mathbf{r}) \quad (3)$$

式中: $p_p(\mathbf{r})$ 为 \mathbf{r} 处的初级噪声。使用最小均方误差准则以误差传声器处声压平方和作为代价函数^[1]

$$J = \mathbf{p}_t^H \mathbf{p}_t + \beta \mathbf{q}_s^H \mathbf{q}_s \quad (4)$$

式中: $\mathbf{p}_t = [p_t(\mathbf{r}_1^e), p_t(\mathbf{r}_2^e)]^T$, \mathbf{r}_n^e 为第 n 个误差传声器的位置向量, β 为制约次级声源强度的正则化因子^[3,23]。次级声源的最优体积速度为^[1]

$$\mathbf{q}_s = -(\mathbf{Z}_{se}^H \mathbf{Z}_{se} + \beta \mathbf{I})^{-1} \mathbf{Z}_{se}^H \mathbf{p}_{pe} \quad (5)$$

式中: \mathbf{Z}_{se} 为次级声源到误差传声器的传递函数矩阵, \mathbf{p}_{pe} 为误差传声器处的初级噪声, \mathbf{I} 为单位矩阵, 每个误差传声器处的降噪量 (Noise reduction, NR) 为^[24]

$$\text{NR} = 20 \lg \left| \frac{p_p(\mathbf{r}_n^e)}{p_t(\mathbf{r}_n^e)} \right| \quad (6)$$

仿真在频域进行, 首先按照式(5)计算次级声源的源强, 其本质上是维纳滤波算法以最小均方误差准则在稳态声场下的解析解^[1,16], 然后由式(6)计算得到降噪量。当刚性球运动时, 误差传声器处的初级声场 \mathbf{p}_{pe} 和传递函数矩阵 \mathbf{Z}_{se} 随之变化, 但仿真中仍采用初始位置的次级声源源强, 以考察人头移动时系统的鲁棒性。仿真中人头在 x 轴上的移动范围是 -7.5 cm 到 7.5 cm, 移动步长是 0.5 cm, 在 z 和 y 轴的移动范围是 0 到 15 cm, 移动步长同样是 0.5 cm, 人头移动空间范围大小为 15 cm \times 15 cm \times 15 cm, 体积为 $3\,375$ cm³。仿真中声速为 343 m/s, 空气密度 ρ_0 为 1.21 kg/m³。

2 仿真结果

2.1 人头在水平和垂直面内移动时的降噪量衰减

对 50~2 000 Hz 范围内各 1/3 倍频程的中心频率进行仿真,每组仿真中采用 100 种不同的初级声源强组合模拟初级声场,通过第 2 节式(1~6),使用频域维纳算法计算获得左耳和右耳降噪量并对多组仿真取降噪量平均值^[1,16],人头在水平面 xz 平面内移动到不同位置时 125、250 和 500 Hz 的左右耳降噪量如图 2 所示,人头初始位置为坐标原点处。由图 2 可知,频率越高,人头移动导致的降噪量衰减越大。

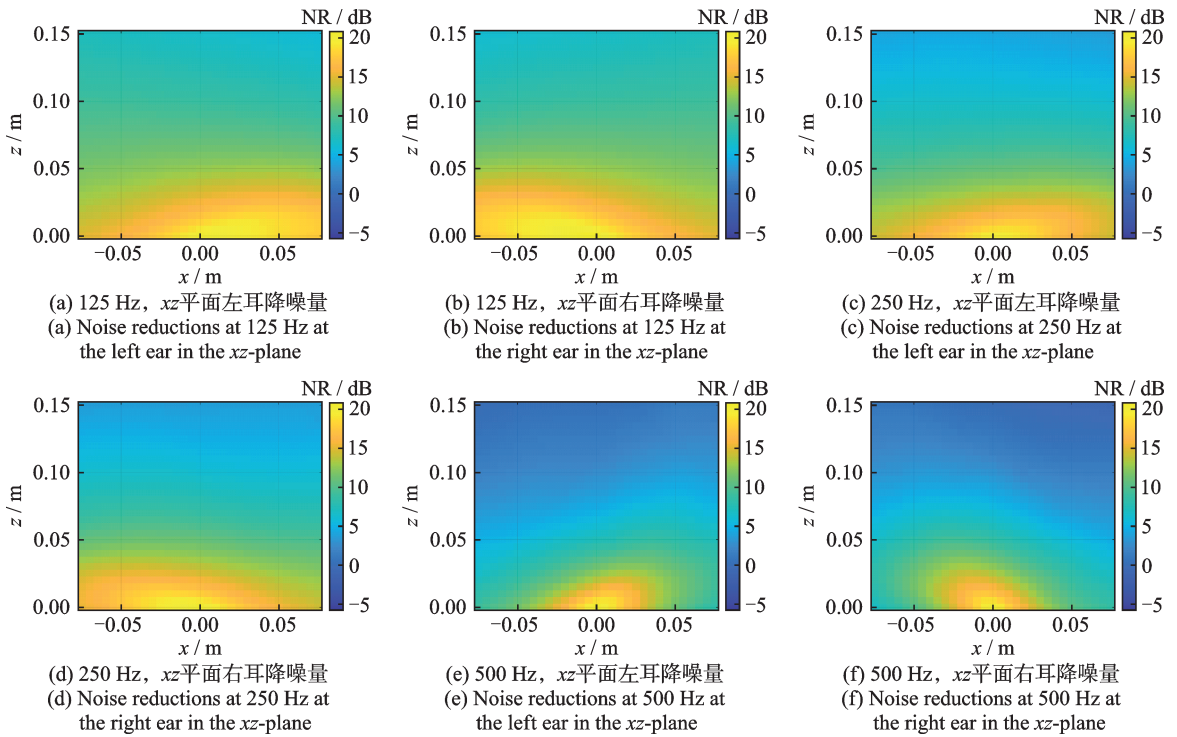
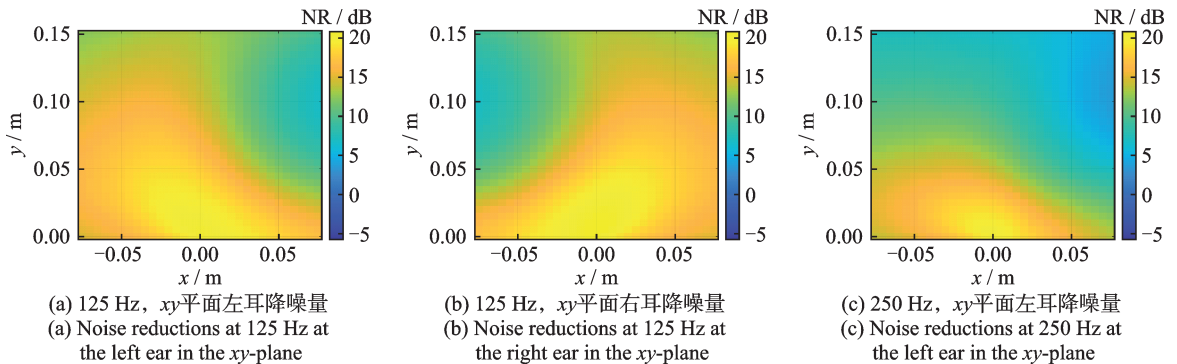
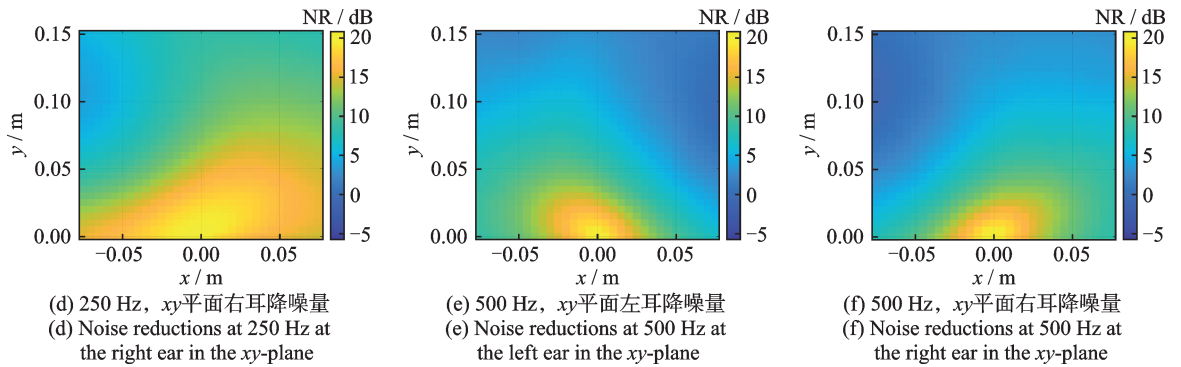


图 2 人头在 xz 平面内移动到不同位置时左右耳的降噪量

Fig.2 Noise reductions at left and right ears while the human head moves to different positions in the xz -plane

人头在垂直面 xy 平面内移动到不同位置时 125、250 和 500 Hz 的左右耳降噪量如图 3 所示。从图 3 可以看出,与 xz 平面降噪量衰减规律相似,频率越高,人头移动导致的降噪量衰减越大。此外,图 2 和图 3 中左右耳降噪量衰减趋势基本对称,因此后文中均以左耳为例进行分析。



图3 人头在 xy 平面内移动到不同位置时左右耳的降噪量Fig.3 Noise reductions at left and right ears while the human head moves to different positions in the xy -plane

初始位置左耳平均降噪量为20和10 dB时,人头移动到 x 、 y 和 z 轴的不同位置时125、250和500 Hz的降噪量如图4所示,图中误差条表示100种不同的初级声源源强组合模拟初级声场仿真结果的上下限范围,由于降噪量平均值对每组数据有代表意义,故后续图中仅展示平均值。由图4可知,人头沿 x 、 y 和 z 轴移动时降噪量均随距离变化近似呈指数型衰减,且初始位置降噪量越小,降噪量衰减越慢。

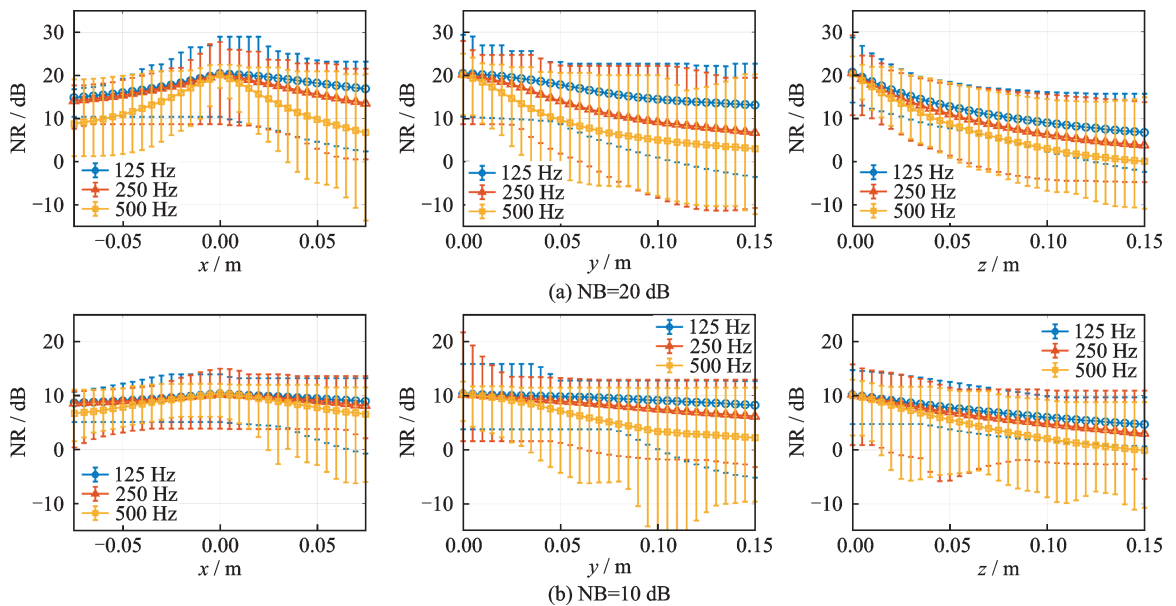


图4 初始位置左耳平均降噪量为20和10 dB时左耳降噪量随人头沿3个轴移动距离的变化

Fig.4 Noise reductions at the left ear as a function of the distance the head moves along three axes with an initial noise reduction of 20 and 10 dB at the left ear

人头在 xz 平面内向右移动7.5 cm、向前移动7.5 cm、向前移动15 cm时左耳降噪量随频率的变化曲线如图5(a)所示,仿真中将各频率的初始位置降噪量均约束在20 dB附近。由图5(a)可知,降噪量衰减随频率升高逐渐变大,初级噪声频率大于1 000 Hz时,头部移动7.5 cm后降噪量几乎衰减至0 dB,因此引入人头追踪系统对高频噪声的鲁棒性控制尤其必要。此外向右移动比向前移动相同距离时降噪量衰减小,是因为将左耳看成移动点,两个次级声源的中心看成基准点,左耳向右移动相对基准点的移动距离变化量小于向前移动的移动距离变化量。

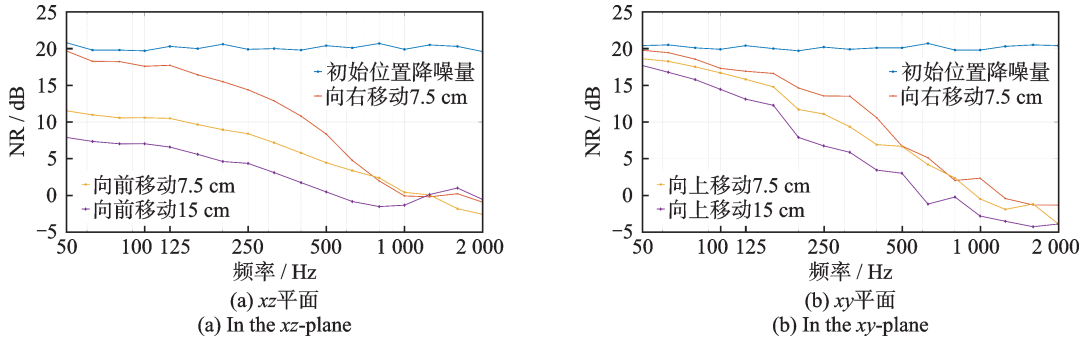


图5 人头在xz平面和xy平面内移动时左耳降噪量随频率变化曲线

Fig.5 Noise reductions at the left ear as a function of the frequency while the human head moves in the xz -plane and the xy -plane

xy 平面内人头向右移动7.5 cm、向上移动7.5 cm、向上移动15 cm时左耳降噪量随频率的变化曲线如图5(b)所示,可见与 xz 平面内结论类似, xy 平面内降噪量衰减随频率升高逐渐变大,噪声频率低于100、80和50 Hz时可保证人头向右移动7.5 cm、向上移动7.5 cm、向上移动15 cm后降噪量衰减小于3 dB。由图4和图5可见降噪量衰减与噪声频率有关,降噪量随距离的变化近似呈指数型衰减,且初始位置降噪量越低衰减越慢。设在稳态声场条件下的降噪量随人头移动距离的衰减形式为

$$NR = NR_{ini}e^{A\Delta d} \tag{7}$$

式中: NR_{ini} 为初始位置降噪量; Δd 为人头在各个轴上的移动距离; A 为受初始位置降噪量 NR_{ini} 和频率 f 影响的系数,设其形式为

$$A = aNR_{ini} + bNR_{ini}^2 + ck + dk^2 \tag{8}$$

式中 k 为波数。由于实际工程应用中一般讨论声场达到稳态的结果以指导应用,仿真模型中模拟的亦为稳态声场,故拟合时未考虑混响时间对降噪量的影响。拟合时首先代入初始位置降噪量 NR_{ini} 的值并对式(7)两侧取自然对数,对得到结果使用最小二乘法估计,其直线斜率为 A 。这里使用多项式拟合,且同时考虑一次项和二次项的影响以提高拟合的准确度。根据初始位置降噪量 NR_{ini} 和频率 f 与 A 的关系可拟合出 a 、 b 、 c 、 d 的值,将 A 代入式(7)即可得到人头沿3个方向移动时的降噪量估计经验公式。对于 x 轴,有

$$NR = \begin{cases} NR_{ini}e^{(0.17NR_{ini} + 0.01NR_{ini}^2 - 0.63k + 0.11k^2)x} & x < 0 \\ NR_{ini}e^{(0.31NR_{ini} - 0.02NR_{ini}^2 - 0.18k - 0.08k^2)x} & x \geq 0 \end{cases} \tag{9}$$

对于 y 轴,有

$$NR = NR_{ini}e^{(0.33NR_{ini} - 0.02NR_{ini}^2 - 0.67k - 0.07k^2)y} \tag{10}$$

对于 z 轴,有

$$NR = NR_{ini}e^{(-0.20NR_{ini} - 0.006NR_{ini}^2 - 1.11k - 0.02k^2)z} \tag{11}$$

通过决定系数 R^2 值评价拟合准确度,该值越接近1说明方程拟合程度越好^[25]。本文中指数衰减模型计算得到的 R^2 值为0.978,多项式拟合计算得到的 R^2 值为0.932。本文所采用的拟合模型 R^2 值较高且具有显式的表达式,所以选取该传统模型进行衰减曲线的拟合。进一步用125、250和500 Hz三个频点验证拟合经验公式的正确性,利用经验公式拟合估计值和实际仿真值对比如图6所示。由图6可知,拟合误差最大差值在3 dB以内。初始降噪量为20 dB,人头沿 x 、 y 、 z 轴移动7.5 cm时降噪量随频率变化的仿真和拟合结果对比如图7所示,可见人头移动相同距离时, x 、 y 、 z 轴降噪量衰减随频率变化的仿真

曲线和拟合曲线基本吻合,最大误差在 2 dB 以内。

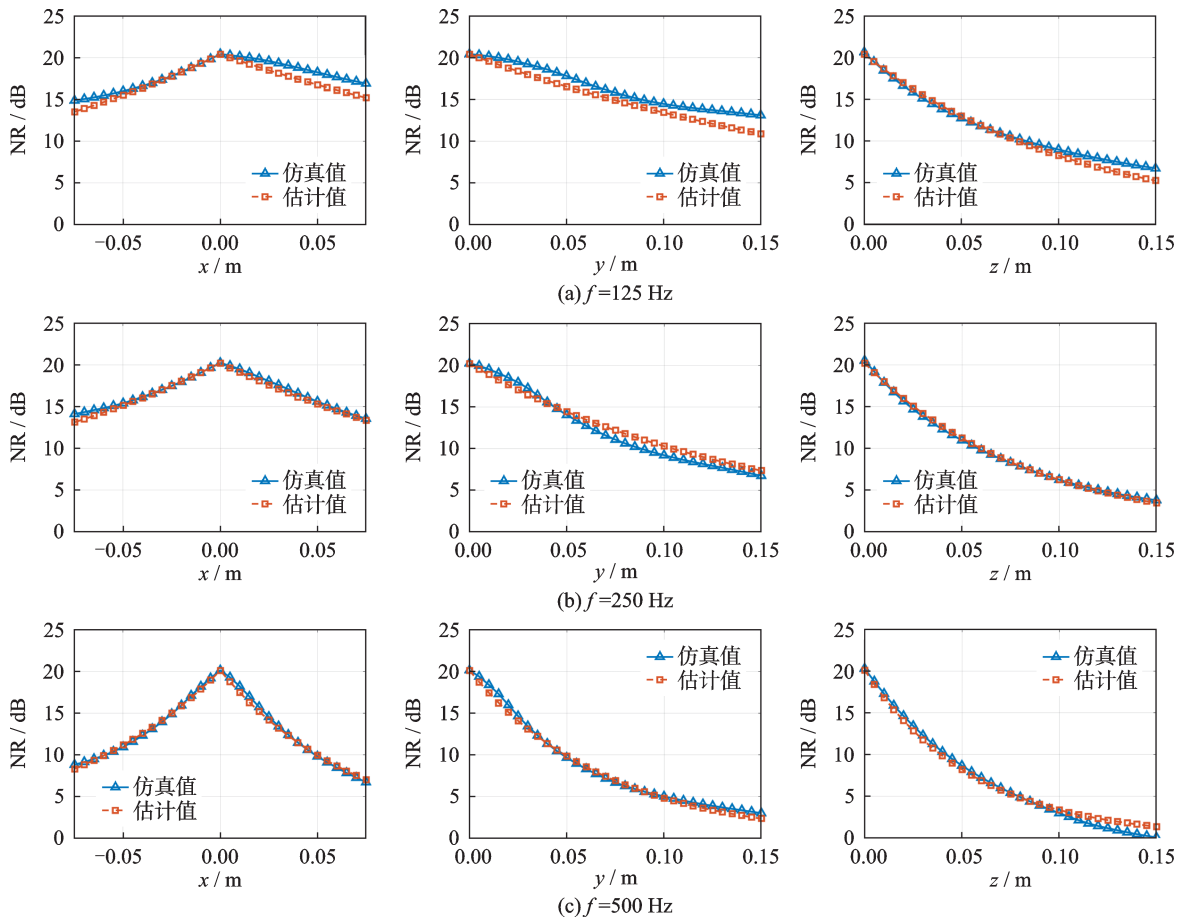


图 6 初始位置降噪量 20 dB, 频率为 125、250 和 500 Hz 时, 人头沿 3 个轴移动, 利用经验公式拟合的降噪量估计结果和仿真结果对比

Fig.6 Comparison of the noise reductions estimated with the empirical formula and those obtained in the simulations with an initial value of 20 dB while the human head moves along three axes at frequencies of 125, 250 and 500 Hz

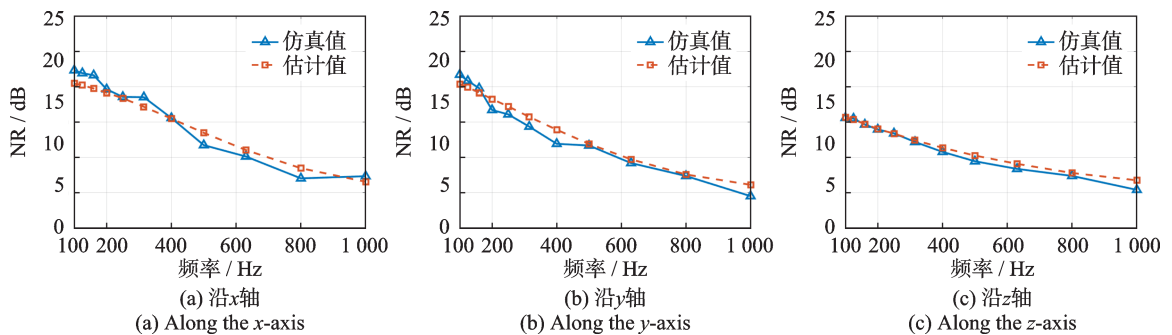


图 7 初始位置降噪量 20 dB, 人头沿 3 个轴移动 7.5 cm 时, 降噪量随频率变化的仿真和拟合结果对比

Fig.7 Comparison of the noise reductions estimated with the empirical formula and those obtained in the simulations while the head moves 7.5 cm along three axes with an initial noise reduction of 20 dB

2.2 与平面波入射的降噪量衰减对比

对比分析人头沿 z 轴移动时初级噪声为混响声场以及平面波时的降噪量,以 125、250 和 500 Hz 为例,结果如图 8 所示,其中平面波的结果是以各向入射的平面波作为初级噪声场,求解人头移动前后的降噪量取平均值得到的^[16]。由图 8 可知,对于相同的移动方向与距离,混响场的降噪量衰减大于平面波入射时的降噪量衰减。对此可以从传递函数失配角度分析,以频域单频点 ω 为例,原点处滤波器的最优解近似可写成

$$W_0(\omega) \approx -P_0(\omega)/S_0(\omega) \tag{12}$$

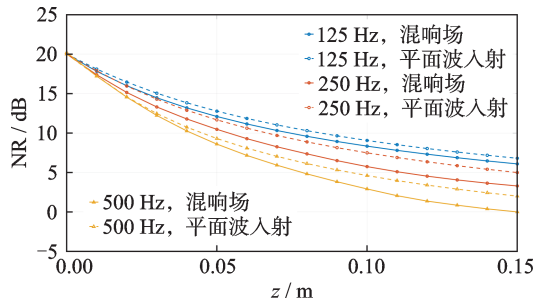


图 8 人头沿 z 轴移动,初级噪声为混响声场与平面波的降噪量对比,频率为 125、250 和 500 Hz

Fig.8 Comparison of noise reductions in the reverberant field and those obtained with a plane wave being the primary noise when the head moves along the z -axis, at frequencies of 125, 250 and 500 Hz

随着人耳移动,初级路径和次级路径发生变化,对于平面波初级噪声,初级路径 $P_0(\omega)$ 为单一的直达声传播路径;而混响场的声传播受到壁面多次反射,仿真模型中可看作许多不同入射方向和幅度的声传播路径矢量叠加,对于相同的位移,混响场初级路径的相位和幅度变化更为复杂,因此混响场声传递路径的变化更大,噪声频率为 125、250 和 500 Hz 时,人头移动后误差点处混响场与平面波入射两种情况的初级噪声声压相对原点的变化率对比如图 9 所示,由图 9 可知,人头移动后,误差点处混响场的初级噪声相对初始位置的变化率大于平面波入射时的变化率,因此移动之后的人耳处的滤波器系数与初始位置的滤波器系数偏差更大,因此对于相同的移动距离,混响场的降噪量衰减更大。

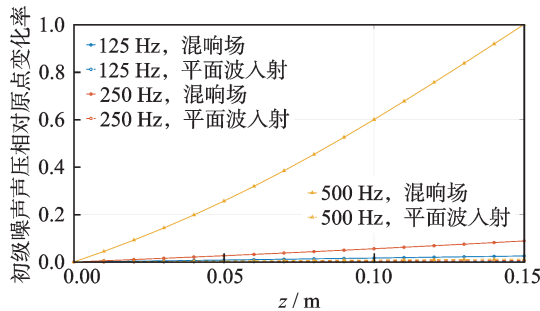


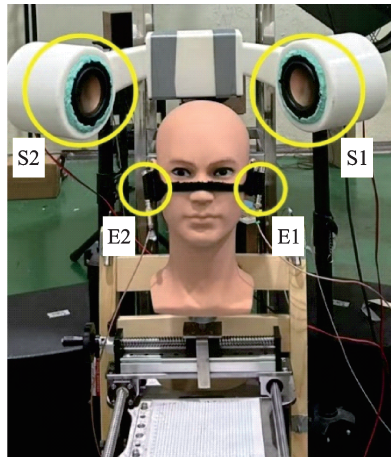
图 9 人头沿 z 轴移动,误差点处混响场与平面波入射初级噪声声压相对原点的变化率对比,频率为 125、250 和 500 Hz

Fig.9 Comparison of variation rates of the reverberant sound field and the incident plane wave at the error point relative to that at the origin, when the human head moves along the z -axis, at frequencies of 125, 250 and 500 Hz

3 实 验

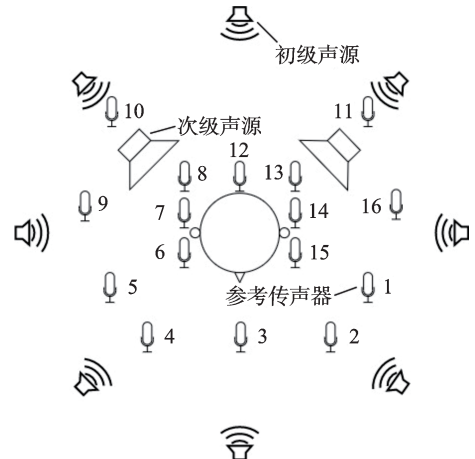
为验证仿真结果,在南京大学混响室中进行了实验,混响室有效空间为 226.4 m^3 ($5.90 \text{ m} \times 7.35 \text{ m} \times$

5.22 m),其中中频 500 Hz 的混响时间高于 5 s。实验系统如图 10(a)所示,人工头放置在座椅上,其位置可移动,“S1”和“S2”代表次级声源,“E1”和“E2”代表误差传声器,位于人工头双耳处,次级声源和误差传声器之间的距离与数值仿真中相同。实验中初级噪声为 100~1 000 Hz 的白噪声,噪声源(初级声源)为 8 个扬声器,等间距分布在半径为 1 m 的圆周上,采用 16 个参考传声器采集的 16 路声信号作为参考信号进行实时前馈控制,实验系统布放示意图如图 10(b)所示。以初始位置作为基准点,人头沿 x 、 y 、 z 轴的总移动范围均为 15 cm,移动步长为 2.5 cm。



(a) 混响室中主动降噪头枕系统照片

(a) Picture of the active noise control headrest system in the reverberation chamber



(b) 实验系统布放示意图

(b) Schematic of the experimental setup

图 10 混响室中主动降噪头枕系统照片与实验系统布放示意图

Fig.10 Picture of the active noise control headrest system in the reverberation chamber and schematic of experimental setup

实验中采用固定系数滤波器对初级噪声进行主动控制,在人工头位于初始位置时使用人工头耳朵处的误差传声器“E1”和“E2”记录噪声场,同时记录 16 个参考传声器处的参考信号,2 个次级声源到 2 个误差传声器的次级路由预先建模得到,滤波器系数通过维纳滤波算法计算得出。在噪声控制阶段,将计算的滤波器系数导入到控制器中实现实时噪声控制。控制滤波器的阶数和次级路径建模滤波器的阶数均为 4 096 阶,采样率为 4 000 Hz。

人工头沿 x 轴以 2.5 cm 为步长移动时,各位置以 250 和 500 Hz 为中心频率的倍频程降噪量经验公式(式(9~11))估计值与实验值的对比如图 11(a)和图 11(b)所示,100~1 000 Hz 全频段降噪量经验公式估计值与实验值的对比如图 11(c)所示,人工头沿 y 轴和 z 轴以 2.5 cm 为步长移动时的估计结果和实验值如图 11(d~i)所示。宽带降噪量通过统计每个频点处降噪前后的声能量叠加,然后转换为声压级计算差值得到。

由图 11 可知,经验公式估计获得的降噪量与实验结果比较吻合,对以 250 和 500 Hz 为中心频率的倍频程,估计误差小于 1.8 dB,对 100~1 000 Hz 宽带降噪量,人工头沿 x 轴移动时估计误差小于 0.8 dB,沿 y 轴移动时估计误差小于 1.1 dB,沿 z 轴移动时估计误差小于 1.2 dB,因此本文提出的经验公式可用于确定应用于主动降噪头枕的人耳定位系统的精度要求。以 125、250 和 500 Hz 为例,表 1 列出了初始降噪量为 20 dB 时,为保证降噪量衰减不大于 3 dB,人头能够移动的范围。从表 1 可以看出当频率升高时,为保证降噪量衰减不大于 3 dB,人头移动的范围在逐渐缩小,对于 250 Hz,人头可以移动的范围是 2.9 cm×2.5 cm×1.2 cm,而对于 500 Hz,该范围缩小为 1.4 cm×1.2 cm×1.0 cm。

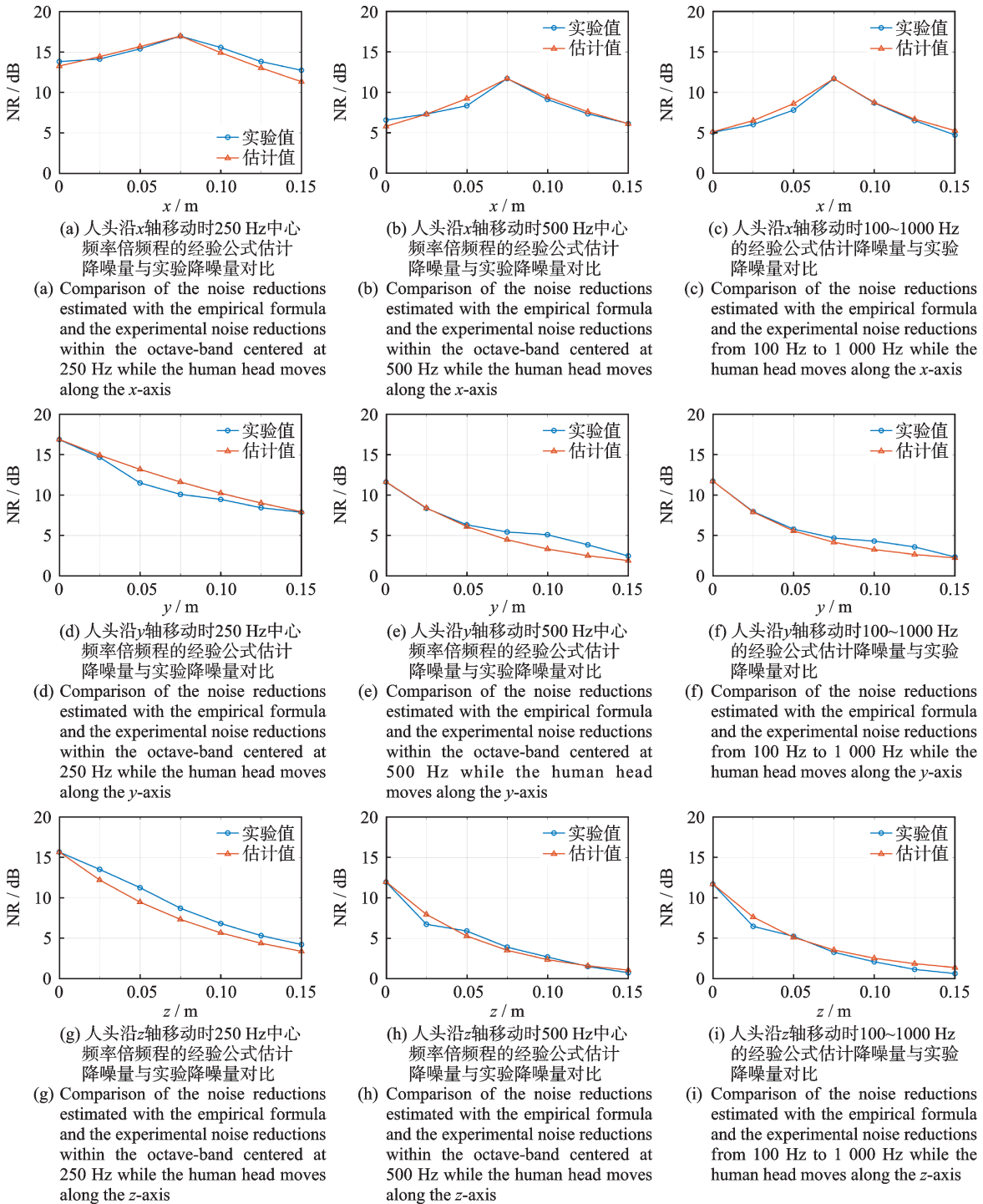


图 11 人头沿 3 个轴移动时, 250 Hz 中心频率倍频程, 500 Hz 中心频率倍频程与 100~1 000 Hz 频带的经验公式估计降噪量与实验降噪量对比

Fig.11 Comparison of noise reductions estimated with the empirical formula and experimental noise reductions within the octave-band centered at 250 Hz and the octave-band at 500 Hz, and from 100 Hz to 1 000 Hz while the human head moves along three axes

为方便对比,表1还给出了初级噪声为平面波时的人耳定位精度要求^[16],当初始降噪量为20 dB,噪声频率为250 Hz时,为保证降噪量衰减不大于3 dB,当初级声场为混响场时人头能够移动的范围是2.9 cm×2.5 cm×1.2 cm,而对于初级噪声为平面波入射时,该范围扩大为3.1 cm×4.8 cm×1.5 cm,原因见2.2节的讨论。

4 结束语

对混响场中人头移动对主动降噪头枕系统降噪效果的影响进行了定量研究,发现人头移动导致的降噪量衰减受噪声频率、人头初始位置降噪量和移动距离的影响,噪声频率越高、初始位置降噪量越大、移动距离越大,降噪量衰减越大。基于仿真结果提出了人头移动时人耳处降噪量的经验估计公式,并通过混响室中的实验验证了其合理性。和初级噪声为平面波相比,若噪声频率、初始位置降噪量和人头移动距离均相同,为保证人头移动导致的降噪量小于某基准值,混响场中人头可移动的范围比平面波入射时更小,即对应用于主动降噪头枕的人耳定位系统的精度要求更高。以噪声频率250 Hz、初始位置降噪量20 dB为例,为保证降噪量衰减不大于3 dB,混响场中人头可移动的范围为2.9 cm×2.5 cm×1.2 cm,而平面波入射时该范围为3.1 cm×4.8 cm×1.5 cm。

参考文献:

- [1] ELLIOTT S J. Signal processing for active control[M]. London: Academic Press, 2001.
- [2] DAS D P, MOREAU D J, CAZZOLATO B S. Nonlinear active noise control for headrest using virtual microphone control[J]. *Control Engineering Practice*, 2013, 21(4): 544-555.
- [3] ELLIOTT S J, JOSEPH P, BULLMORE A, et al. Active cancellation at a point in a pure tone diffuse sound field[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, 120(1): 183-189.
- [4] 江豪, 李航, 陶建成. 不同次级声源布放下汽车路噪有源降噪头靠中的人耳定位精度要求[J]. *声学学报*, 2024, 49(6): 1255-1263.
JIANG Hao, LI Hang, TAO Jiancheng. Accuracy requirements for headrest-based human ear localization in automotive road noise active control with multiple secondary source configurations[J]. *Acta Acustica*, 2024, 49(6): 1255-1263.
- [5] BUCK J, SACHAU D. Active headrests with selective delayless subband adaptive filters in an aircraft cabin[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 148: 107164.
- [6] JUNG W, ELLIOTT S J, CHEER J. Local active control of road noise inside a vehicle[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 121: 144-157.
- [7] RAFAELY B, ELLIOTT S J, GARCIA-BONITO J. Broadband performance of an active headrest[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1999, 106(2): 787-793.
- [8] SISWANTO A, CHANG C Y, KUO S M. Active noise control for headrests[C]//*Proceedings of Asia-Pacific Signal and Information Processing Association Annual Summit and Conference*. Hong Kong, China: IEEE, 2015: 688-692.
- [9] BUCK J, JUKKERT S, SACHAU D. Performance evaluation of an active headrest considering non-stationary broadband disturbances and head movement[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2018, 143(5): 2571-2579.
- [10] LEI C, XU J, WANG J, et al. Active headrest with robust performance against head movement[J]. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 2015, 34(3): 233-250.
- [11] 韩荣, 吴鸣, 王晓琳. 鲁棒性有源头枕系统的设计方法[J]. *应用声学*, 2018, 37(5): 664-670.

表1 125、250和500 Hz降噪量衰减不大于3 dB时的人头移动范围

Table 1 Head movement range to ensure less than 3 dB degradation in noise reductions at 125, 250 and 500 Hz

人头移动方向		<i>x</i> 轴/cm	<i>y</i> 轴/cm	<i>z</i> 轴/cm
125 Hz	混响场	3.1	4.1	1.4
	平面波入射	3.4	9.1	1.7
250 Hz	混响场	2.9	2.5	1.2
	平面波入射	3.1	4.8	1.5
500 Hz	混响场	1.4	1.2	1.0
	平面波入射	1.9	2.3	1.1

- HAN Rong, WU Ming, WANG Xiaolin. Design methodology for a robust active headrest system[J]. Journal of Applied Acoustics, 2018, 37(5): 664-670.
- [12] JUNG W, ELLIOTT S J, CHEER J. Combining the remote microphone technique with head-tracking for local active sound control[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 142(1): 298-307.
- [13] HAN R, WU M, GONG C, et al. Combination of robust algorithm and head-tracking for a feedforward active headrest[J]. Applied Sciences, 2019, 9(9): 1760.
- [14] LIU Y, LI H, ZOU H, LIN Z, LU J. Active headrest combined with a depth camera-based ear-positioning system[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2025, 157(1): 519-526.
- [15] CHANG C Y, CHUANG C T, KUO S M, et al. Multi-functional active noise control system on headrest of airplane seat[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 167: 108552.
- [16] JIANG H, CHEN H, TAO J, et al. Accuracy requirements of ear-positioning for active control of road noise in a car[J]. Applied Acoustics, 2024, 225: 110164.
- [17] CLARK R L, GIBBS G P. Analysis, testing, and control of a reverberant sound field within the fuselage of a business jet[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 105(4): 2277-2286.
- [18] CASTELLINI P, SASSAROLI A, PAONESSA A, et al. Average beamforming in reverberant fields: Application on helicopter and airplane cockpits[J]. Applied Acoustics, 2013, 74(1): 198-210.
- [19] DENG X, ZHAO Y, ZHANG H, et al. Design of noise-reduction seats for high-speed trains[J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2018, 13(3): 385-389.
- [20] GU W, WANG S, TAO J, et al. A further study on coherence between virtual signal and physical signals in remote acoustic sensing (L)[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2023, 154(6): 3737-3740.
- [21] 杜功焕,朱哲民,龚秀芬,等. 声学基础[M]. 南京: 南京大学出版社, 2001.
DU Gonghuan, ZHU Zhemin, GONG Xiufen, et al. Fundamentals of acoustics[M]. Nanjing: Nanjing University Press, 2001.
- [22] DUDA R, MARTENS W. Range dependence of the response of a spherical head model[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1998, 104(5): 3048-3058.
- [23] BOWMAN J J, SENIOR T B, USLENGHI P L. Electromagnetic and acoustic scattering by simple shapes[M]. New York: Revised Edition, 1987.
- [24] NELSON P A, ELLIOTT S J. Active control of sound[M]. San Diego: Academic Press, 1991.
- [25] 方开泰,全辉,陈庆云. 实用回归分析[M]. 北京: 科学出版社, 1988.
FANG Kaitai, QUAN Hui, CHEN Qingyun. Practical regression analysis[M]. Beijing: Science Press, 1988.

作者简介:



杲旭(2001-),男,硕士研究生,研究方向:主动噪声控制,E-mail:502023220072@smail.nju.edu.cn。



杨枫(2002-),男,博士研究生,研究方向:主动噪声控制。



王淑萍(1991-),通信作者,女,助理教授,博士生导师,研究方向:噪声控制,E-mail:shuping.wang@nju.edu.cn。



陈锴(1980-),男,副教授,研究方向:声学信号处理,噪声控制。



卢晶(1976-),男,教授,研究方向:声场调控和声信息处理。



刘晓峻(1964-),男,教授,研究方向:光声学、声学超材料。

(编辑:夏道家)