

# 基于 RANS 和 LES 方法的管道消声器 二次噪声特性研究方法

王红建, 张锐, 罗望

(西北工业大学 航空学院, 陕西 西安 710072)

**摘要:**管道消声器的性能会因内部气流产生的二次噪声而削弱。利用简单扩张腔消声器入口和出口有无过渡圆弧2种构型,基于雷诺平均(RANS)和大涡模拟(LES)的方法,研究管道消声器的二次噪声特性。首先,通过声学分析对这2种消声器的传递损失进行对比研究;然后,基于CFD流场分析,获得消声器腔内气流的湍流强度与压力脉动分布;最后,根据流场分析结果计算获得腔内宽频噪声与近场噪声强度。研究结果显示,消声器的二次噪声特性较大程度地依赖于其几何构型,其中进出口的过渡圆弧虽然对消声器的传递损失影响较小,但却显著减小了腔内流场的剪切层速度梯度和湍流强度,从而较大程度地减弱了以宽频噪声为主的气流二次噪声强度。

**关键词:**消声器;二次噪声;宽频噪声;传递损失;大涡模拟

**中图分类号:**TK413

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-2758(2017)06-0998-07

管道消声器是一种典型的抑制管道噪声的部件,常用于飞机环控、空调管路、机械通风、车辆排气等系统中。消声器的消声性能主要由传递损失描述,而它通常只能表征消声器入口处的入射声功率级和出口处的透射声功率级的差值,与声源以及末端负载的情况无关,也不会计入管道气流所产生的二次噪声的影响。研究消声器性能的常用方法是有限元法<sup>[1-3]</sup>,它可以模拟复杂消声器结构声传播的三维效应,具有很高的精度。1971年,Young和Crocker<sup>[4]</sup>首次用有限元法计算了简单扩张腔的传递损失,Craggs<sup>[5]</sup>进一步将其用于求解复杂消声器的传递损失和插入损失,此后有限元法在消声器性能方面的研究得到了快速发展。近年,Antebas等<sup>[6]</sup>用有限元法建立非均质穿孔耗散型消声器声学传播模型,其中考虑了非均质吸声材料和穿孔管的声阻抗特性的影响因素。

为了研究几何结构和气流对消声器性能的影响,Selamet和Radavich<sup>[7-8]</sup>对扩张腔的长径比参数与消声器性能之间的相关性进行了深入研究,同时还分析了入口管和出口管偏置对消声器消声性能

影响。潘国培等<sup>[9]</sup>分析了内插管对扩张腔消声器传递损失的影响。上述研究均没有考虑管道中的流动介质,当考虑管道中的流动介质时,管道和腔室中的流动通常是紊乱复杂的,尤其是气流经过管道和腔室不连续界面的变化而产生较大的二次噪声<sup>[10]</sup>。Broatch和Margot等<sup>[11]</sup>考虑消声器内部三维声场,在分析消声器传递损失的同时也获得了内部气流流动的特性。Parsani和Ghorbaniasl等<sup>[12]</sup>使用高阶频谱差分法(high-order spectral difference method)和LES计算近场湍流强度,进而得到流场所产生的远场辐射噪声。Lee和Jang<sup>[13]</sup>对消声器的传递损失和压力损失进行了二维优化。Chen等<sup>[14]</sup>通过分析消声器内部的流场特性,指出气流速度越大,产生的二次噪声越强,同时提出过渡结构有助于减少涡流的产生。在设计和优化消声器时,必须考虑气流引起的二次噪声问题。

为了研究几何结构和气流对消声器性能的影响,分析消声器二次噪声的生成机理,进而研究抑制二次噪声的方法,本文基于RANS和LES方法,对2种出入口构型的简单扩张腔消声器进行流场与二次

噪声特性分析,以期进一步认识消声器内部气流的二次噪声的产生机理。

## 1 二次噪声分析方法

二次噪声又称再生噪声,它是管道系统或消声器中因流动而产生的、有别于管道系统传播的设备噪声的附加噪声。二次噪声与气流速度和管道系统及消声器的结构有关。本文研究结构改变对消声器的影响,并以宽频噪声和近场噪声的强弱来反映二次噪声的大小。

### 1.1 宽频噪声分析

消声器气流噪声主要是宽频噪声,它是由管道和腔中的湍流引起的。要获得流场中宽频噪声源信息,必须分析流场中湍流强度及其分布。利用 RANS 方程和  $k-\varepsilon$  湍流模型可有效获得流场中的湍动能分布信息,再利用 Proudman<sup>[15]</sup> 方程计算出宽频噪声级。

首先利用 RANS 对消声器腔内流场进行分析,可压缩理想气体 Navier-Stokes 方程的表达式为:

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}_i}{\partial x_i} - \frac{\partial \mathbf{G}_i}{\partial x_i} = \mathbf{S} \quad (1)$$

式中:

$$\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u_i \\ e \end{pmatrix} \quad \mathbf{F}_i = \begin{pmatrix} \rho u_i \\ \rho u_i u_j + p \delta_{ij} \\ u_i(e + p) \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{G}_i = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{ij} \\ -\theta_i + u_k \tau_{ki} \end{pmatrix}$$

式中,  $\rho$  为气体密度;  $u_i$  为速度;  $e$  为总能量;  $p$  为压力;  $\theta_i$  为热通量;  $\tau_{ij}$  为黏性应力张量。

该方程是一个不封闭的方程,无法求解,必须引入湍流模型来使方程封闭。采用 Realized  $k-\varepsilon$  模型,该模型可有效模拟分离流、强逆压梯度的边界层流动、二次流以及旋转流动等。其中  $k$  和  $\varepsilon$  对应的输运方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon -$$

$$\rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3)$$

式中,  $k$  为湍动能,  $k = \frac{1}{2} \overline{u'_j u'_j}$ ;  $\varepsilon$  为湍动能耗散率,  $\varepsilon$

$= \frac{\mu}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \right) \left( \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \right)}$ ;  $\mu_t$  为涡黏性系数,  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ;  $G_k$  为平均速度梯度产生的湍动能;  $G_b$  为浮力产生的湍动能;  $Y_M$  为可压缩湍流中波动膨胀对整体耗散率的贡献;

然后,将 RANS 方法得到的平均流场和湍流方程(2)、(3)所获得的湍动能  $k$  和湍动能耗散率  $\varepsilon$  引入到 Proudman 方程,计算出宽频噪声级。该方程是基于 Lighthill 声学类比推导出的由平均流的各向同性湍流产生的声能公式。其表达式为:

$$P_A = \alpha \rho_0 \left( \frac{u^3}{l} \right) \frac{u^5}{a_0^5} \quad (4)$$

式中,  $u$  为湍流速度;  $l$  为湍流长度尺寸;  $a_0$  为声速;  $\alpha$  为模型常数。

Proudman 公式可以量化局部气流对总声功率的贡献。将  $k$  和  $\varepsilon$  引入到(4)式可得:

$$P_A = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon M_t^5 \quad (5)$$

$$M_t = \frac{\sqrt{2k}}{a_0} \quad (6)$$

式中,  $\alpha_\varepsilon$  为模型常数,  $\alpha_\varepsilon = 0.1$ 。

将声功率转化为声压级,其方程为:

$$L_p = 10 \log \left( \frac{P_A}{P_{\text{ref}}} \right) \quad (7)$$

式中,  $P_{\text{ref}}$  为参考声压,  $P_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{W/m}^3$ 。

### 1.2 近场噪声分析

近场噪声可反映消声器腔内的压力脉动对于二次噪声的影响。采用 LES 流场瞬态分析方法获得消声器内部气流的压力脉动,从而求得近场的声压分布。

在湍动能的传递过程中,大尺度涡几乎包含所有的湍动能,而小尺度涡主要是耗散湍动能。LES 使用滤波函数将湍流分为大尺度涡和小尺度涡,直接计算大尺度涡,而放弃对小尺度涡的直接计算,转而使用模型(如动态 Smagorinsky-Lilly 模型)模拟小涡,从而显著地减小了计算量。

涡的过滤可以用积分运算来实现,其公式为:

$$\bar{u}_i(x, t) = \frac{1}{\Delta^3} \int_{-\Delta/2}^{\Delta/2} \int_{-\Delta/2}^{\Delta/2} \int_{-\Delta/2}^{\Delta/2} u_i(\xi, t) F(x - \xi) d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3 \quad (8)$$

式中,  $u_i(\xi, t)$  为湍流运动样本的瞬时速度,  $\bar{u}_i(x, t)$  为过滤后的大尺度速度,  $\Delta$  为过滤长度,  $F(x - \xi)$  为过滤函数。

大涡模拟完成后, 得到各点的瞬态压力, 进而求得各点的声压, 其表达式为:

$$p' = p(t) - \bar{p} \tag{9}$$

式中,  $p(t)$  为 LES 求出的瞬态压力,  $\bar{p}$  为 RANS 求出的稳态压力。

## 2 仿真分析与讨论

### 2.1 几何模型

分析 2 种构型的消声器, 一种是简单扩张腔消声器(如图 1 所示, 记为 A), 另一种是具有进出口过渡圆弧的消声器(如图 2 所示, 记为 B)。2 种消声器端部直径为 100 mm, 总长度为 400 mm, 扩张腔部分直径 300 mm, 长度为 350 mm。对于消声器 B, 出入口部分的过渡圆角半径为 25 mm。缩小过渡圆弧半径为 15 mm, 其余参数保持不变, 记为 B1。

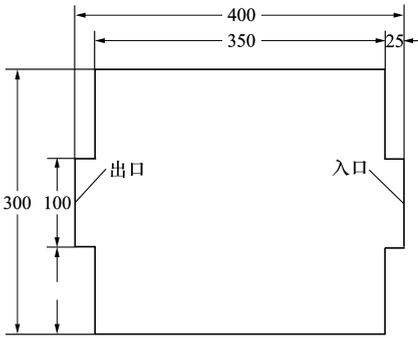


图 1 直角消声器 A 的几何尺寸

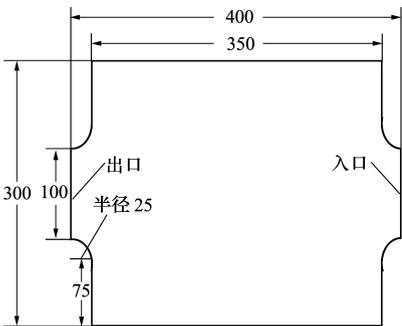


图 2 消声器 B 的几何尺寸

### 2.2 传递损失

传递损失是衡量消声器性能的重要指标。首先分析出入口过渡圆弧对消声器消声性能的影响。

#### 2.2.1 模型和边界条件

采用四面体非结构网格, 网格最大尺寸 6 mm, 最小尺寸 0.6 mm。最终消声器 A、B、B1 的单元数均约为 68 万。

在消声器传递损失理论中, 假设入口处质点振动速度为  $-1$  m/s (入口处法线方向与速度方向相反); 对于消声器出口, 定义为全吸声无反射边界。

#### 2.2.2 消声性能的仿真结果

简单扩张腔消声器传递损失的计算公式为:

$$TL = 10 \lg \left( \frac{p_2 \times \bar{p}_2}{p_1 \times \bar{p}_1} \right) \tag{10}$$

式中,  $p_2 = (p_{inlet} + \rho c)/2$ ;  $p_1 = p_{outlet}$ ;  $p_{inlet}$  为入口处的声压,  $p_{outlet}$  为出口处的声压;  $\bar{p}$  代表声压  $p$  的共轭复数。

应用(10)式进行理论值求解时, 频率范围会受到上限截止频率  $f_{\pm}$  的限制, 其计算公式为:

$$f_{\pm} = 1.22 \frac{c}{\bar{D}} \tag{11}$$

式中,  $c$  为声速;  $\bar{D}$  为扩张腔部分的当量直径。

超过上限截止频率后, 理论公式得到的结果失效。本文中,  $\bar{D}$  即为扩张腔部分的直径 300 mm, 因而  $f_{\pm} = 1383$  Hz。图 3 所示为有限元分析结果与理论解的比较。

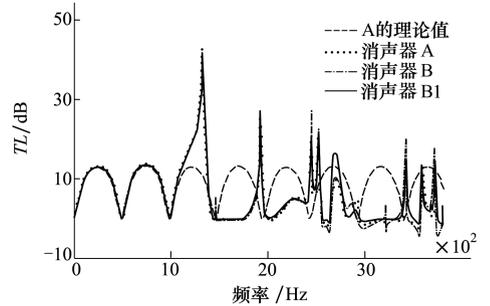


图 3 消声器传递损失有限元结果与理论值

在低频部分(0~1 000 Hz), 数值模拟结果和理论值吻合很好, 在高于  $f_{\pm}$  时, 理论值不能给出正确结果, 只有有限元法可以正确模拟。同时可以看出, A、B 和 B1 消声器的有限元分析结果基本相同。说明进出口过渡圆弧对消声器传递损失影响不大, 不会降低其消声性能。

### 2.3 消声器流场分析

#### 2.3.1 分析模型

采用结构网格, 近壁面第一层网格尺寸为 0.02 mm, 其中消声器 A 单元数为 320 万; 消声器 B 和 B1

的单元数为 347 万,消声器 B 的网格情况如图 4 所示。设置入口处的气流速度  $V=10\text{ m/s}$ ,湍流强度为 1%,出口为自由流动,壁面为无滑移和绝热条件,

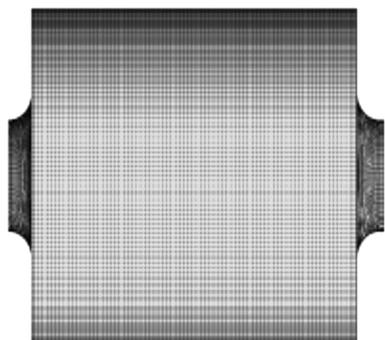


图 4 消声器 B 的网格情况

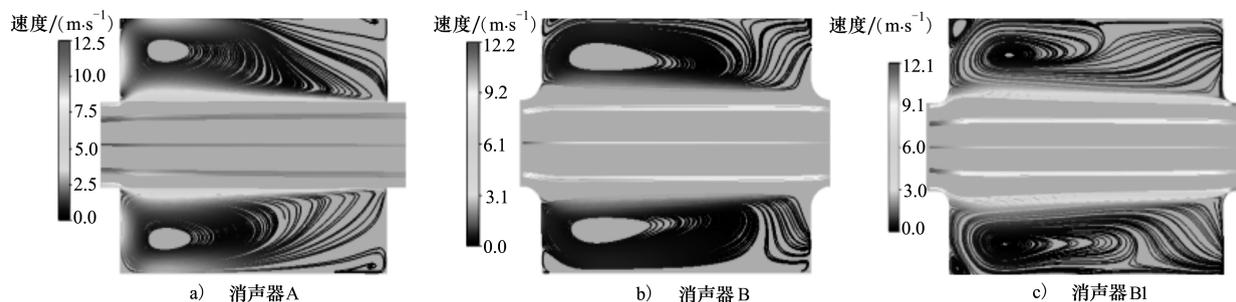


图 5 消声器轴向截面的流线图

图 6 表示消声器中心横截面气流沿轴线方向速度的分布图。从图中可知,消声器 B 和 B1 气流速度分布相近,气流在轴线附近区域的速度和腔体壁面的回流速度均小于消声器 A。图中的参考 A 为 Yang<sup>[10]</sup>通过数值计算所求出的消声器 A 的速度分布结果图,本文与其对应消声器的仿真结果基本一致。

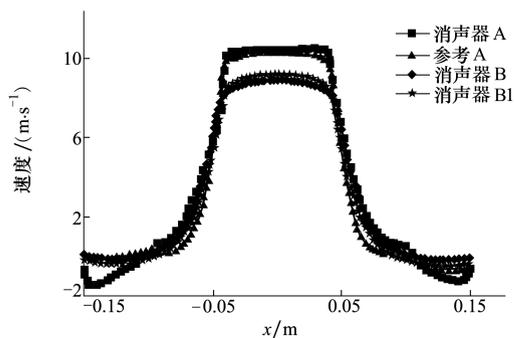


图 6 中心横截面速度分布图

流体为理想气体,标准大气压为 101 325 Pa,温度为 298.5 K。

### 2.3.2 流场仿真结果

基于 RANS 方法得到稳态流场。图 5 为消声器轴向截面的流线图。从图中可以看出,气流进入扩张腔后,与腔内气体剪切产生速度梯度,在扩张腔内形成剪切流。图 5a) 显示,消声器 A 在轴线附近区域的速度较大。在出口处,气流与壁面发生了剧烈碰撞,产生较大回流。图 5b) 中消声器 B 由于在扩张腔进出口处有过渡圆弧,曲率较大,使得气流的剪切作用以及与出口处壁面的碰撞减弱,回流减小。由于消声器 B1 也有过渡圆弧,因此消声器 B1 的流场和消声器 B 类似,但消声器 B1 圆弧曲率大于消声器 B,这使得消声器 B1 回流强度大于消声器 B。

图 7 为消声器在轴向截面的湍动能云图。湍动能代表速度变化的快慢程度。从图中可以看出,湍动能的最大值出现在扩张腔出口壁面附近,主要是由于在出口气流与侧壁剧烈碰撞,气流与壁面干涉形成大量的离散旋涡。由于消声器 B 和 B1 在出口处有过渡圆弧,因此较大程度地减弱了这种碰撞强度,减小了剪切层的速度梯度和离散涡的强度,从而使其在出口处的湍动能小于消声器 A。同时由于消声器 B 和 B1 入口横截面大于消声器 A,使该处速度下降相对较快,因此入口处的湍动能大于消声器 A。但进入扩张腔后,消声器消声器 B 和 B1 的轴线附近区域气流速度小于消声器 A,剪切层速度梯度也较小,从而使消声器消声器 B 和 B1 在速度势核外侧的湍动能小于消声器 A。从图 5 可以看出,由于消声器 B1 出口处曲率比消声器 B 更大,消声器 B1 空腔内涡旋范围和强度比消声器 B 更大,因此在空腔内,消声器 B1 湍动能强度值大于  $1\text{ m}^2/\text{s}^2$  的范围更广,强度更大。消声器采用过渡圆弧可有效减小流场中速度的非定常性波动和湍动能强度。

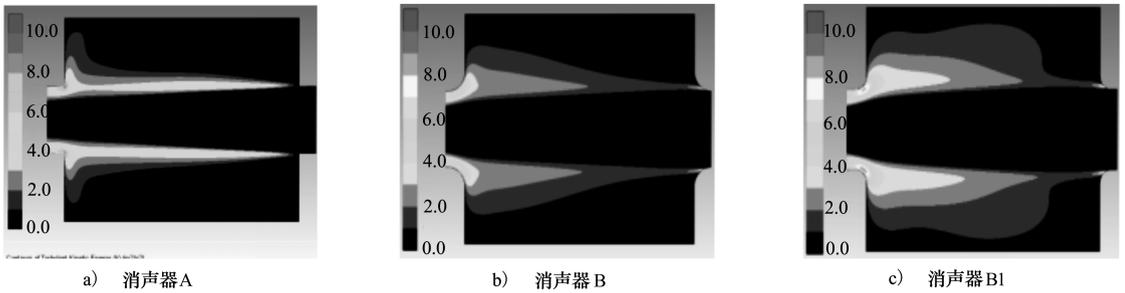


图 7 消声器轴向截面的湍动能

### 2.4 宽频噪声分析

消声器内流场气动噪声主要为宽频噪声。宽频噪声分析可反映出其噪声源的强度分布。图 8 为消声器 A、B 和 B1 在轴向截面上的宽频噪声声压级分布云图,该图与湍动能分布云图(见图 7)有一定对应关系。图中显示宽频噪声在湍动能较大的速度势核外侧以及出口区域也较大。采用过渡圆弧可有效

降低消声器腔内的宽频噪声强度。消声器 B 在速度势核外侧以及出口处的湍动能均小于消声器 A,使得消声器 B 在这些区域的宽频噪声强度也小于消声器 A。由于消声器 B1 的湍动能值小于消声器 A 大于消声器 B,因此其宽频噪声的强度也介于二者之间。

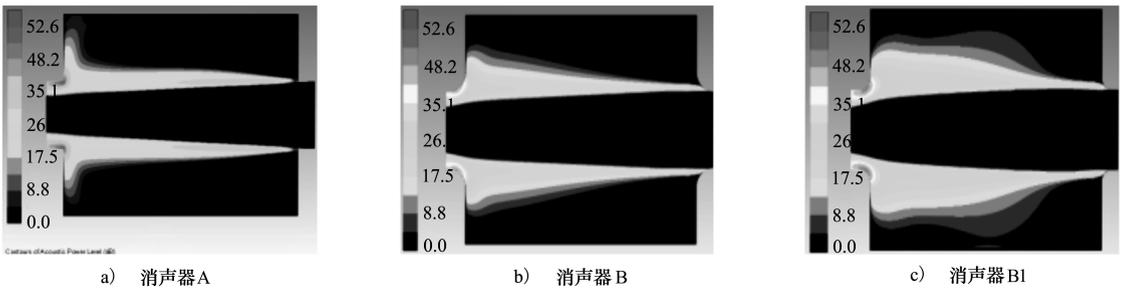


图 8 宽频噪声声压级图

### 2.5 近场噪声分析

近场噪声分析主要是针对流场中压力脉动引起的声压强度分析。近场噪声与宽频噪声从不同侧面反映了流场中的噪声特性及其分布特征。本节重点讨论 A 和 B 2 种构型。

利用大涡模拟获得消声器内气体的压力脉动,在出口附近设置监测点 N1、N2、N3,如图 9a)所示,并记录其瞬态压力。利用(9)式求出这三点的声压,经频谱分析后获得其在不同频率下的声压级,如图 9 所示。

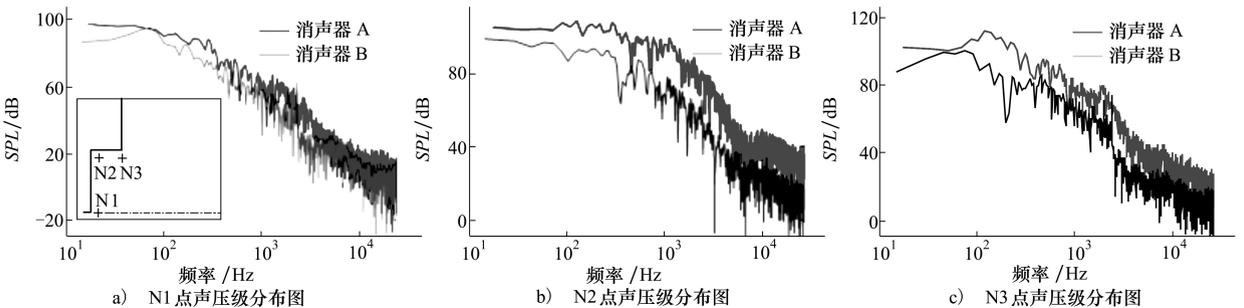


图 9 近场声压级强度分布

从图中可知消声器的近场噪声属于宽带噪声。 各点总声压级如表 1 所示。消声器 B 在各点的总

声压级均小于消声器 A,最大差值达到 12.4 dB,距离宽频噪声源较远的 N1 点,其声压级小于离宽频噪声源较近的 N2 和 N3 点。对于消声器 A,这一现象更加明显,差值可达 14.9 dB。

表 1 总声压级情况 单位: dB

消声器类型	N1	N2	N3
A	104.9	119.8	118.7
B	100.7	107.4	106.9

因消声器 A 的宽频噪声相对于 B 大,导致其在近场各处的噪声强度较大,而近场噪声的实质是气流的压力脉动,这种脉动将向外传播,在远场处会产生较强的噪声。

## 2.6 气流速度的影响

为研究气流速度对二次噪声的影响,设置入口速度  $V$  分别为 10 m/s、20 m/s、30 m/s、40 m/s,计算消声器 A 与 B 出口二次噪声总声压级情况,计算结果如图 10 所示。

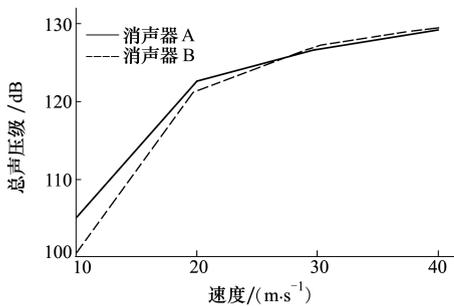


图 10 二次噪声随气流速度的变化

消声器的二次噪声随着气流速度的增大而增大,但增大幅度逐渐减小。在速度较低时消声器 B 的二次噪声低于消声器 A, $V=10$  m/s 时最大降低噪声量为 4 dB。当速度较大时,消声器 A 和 B 的二次噪声基本相同。

## 3 结论

本文针对 2 种构型的消声器,基于 RANS 和 LES 方法,研究了管道消声器腔内流场特征与二次噪声特性,主要研究结论有:

1) 消声器的过渡圆弧可有效减小腔壁处的回流,使轴线附近区域的流速降低,从而减弱了流场中速度的非定常性波动。同时,减小壁面曲率有利于抑制出口处气流与壁面干涉所形成的离散旋涡强度,从而可减小二次噪声的生成;

2) 消声器腔内近场噪声属于宽带噪声。在气流速度较低的情况下,采用曲率较小的出口壁面可有效降低气流的二次噪声强度(可达 4 dB)。消声器内的二次噪声随气流速度的增大而增强,当气流速度较高时,二次噪声的增长幅度将趋缓;

3) 消声器结构中采用过渡圆弧虽然会显著改变腔内的流场形态,但其对消声器传递损失的影响较小。在气流速度较低时,过渡圆弧可有效降低腔内气流的湍流强度,从而减小其宽频噪声和近场噪声的强度。圆弧半径增大,气流生成的二次噪声强度则会减小。

## 参考文献:

- [1] 钟绍华, 金国栋, 张选国, 等. 消声器优化设计及其性能分析方法的研究[J]. 内燃机工程, 2005, 26(1): 55-58  
Zhang Shaohua, Jin Guodong, Zhang Xuanguo, et al. Research on Optimization Design of Muffler and Its Performance Simulation Method[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(1): 55-58 (in Chinese)
- [2] 齐海政, 刘献栋. 汽车排气消声器仿真方法探讨[J]. 噪声与振动控制, 2006, 26(6): 73-76  
Qi Haizheng, Liu Xiandong. Discussion on Automobile Exhaust Muffler Simulation Method[J]. Noise and Vibration Control, 2006, 26(6): 73-76 (in Chinese)
- [3] 徐航手, 季振林, 康钟绪. 抗性消声器传递损失预测的三维时域计算方法[J]. 振动与冲击, 2010, 29(4): 107-110  
Xu Hangshou, Ji Zhenlin, Kang Zhongxu. Three-Dimensional Time-Domain Computational Approach for Predicting Transmission Loss of Reactive Silencers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(4): 107-110 (in Chinese)
- [4] Crocker M J, Young C J. Acoustical Analysis, Testing, and Design of Flow-Reversing Muffler Chambers[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1976, 60(5): 1111-1118
- [5] Craggs A. A Finite Element Method for Damped Acoustic Systems: An Application to Evaluate the Performance of Reactive Mufflers[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 48(3): 377-392

- [6] Antebas A G, Denia F D, Pedrosa A M, et al. A Finite Element Approach for the Acoustic Modeling of Perforated Dissipative Mufflers with Non-Homogeneous Properties[J]. *Mathematical and Computer Modelling*, 2013, 57(7/8): 1970-1978
- [7] Selamet A, Radavich P M. The Effect of Length on the Acoustic Attenuation Performance of Concentric Expansion Chambers: an Analytical, Computational and Experimental Investigation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 201(4): 407-426
- [8] Selamet A, Ji Z L. Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Offset Inlet/Outlet; I. Analytical Approach[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 213(4): 601-617
- [9] 潘国培, 杨碧君, 贺华, 等. 不同内插管扩张式消声器声学性能分析[J]. *噪声与振动控制*, 2013, 33(6): 177-179  
Pan Guopei, Yang Bijun, He Hua, et al. Acoustic Performance Analysis of Expansion Chamber Mufflers with Different Intubation Tubes[J]. *Noise and Vibration Control*, 2013, 33(6): 177-179 (in Chinese)
- [10] Yang Y, Sun H. Three-Dimensional Aeroacoustic Numerical Simulation of Flow Induced Noise of Mufflers[J]. *Communication in Computer & Information Science*, 2014, 405: 276-286
- [11] Broatch A, Margot X, Gil A, et al. A CFD Approach to the Computation of the Acoustic Response of Exhaust Mufflers[J]. *Journal of Computational Acoustics*, 2005, 13(2): 301-316
- [12] Parsani M, Ghorbaniasl G, Lacor C. Validation and Application of an High-Order Spectral Difference Method for Flow Induced Noise Simulation[J]. *Journal of Computational Acoustics*, 2011, 19(3): 241-268
- [13] Lee J W, Jang G W. Topology Design of Reactive Mufflers for Enhancing Their Acoustic Attenuation Performance and Flow Characteristics Simultaneously[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2012, 91(5): 552-570
- [14] Chen J, Shi X. CFD Numerical Simulation of Exhaust Muffler[C]//*Proceedings-2011 7th International Conference on Computational Intelligence and Security*, 2011: 1438-1441
- [15] Proudman I. The Generation of Noise by Isotropic Turbulence[J]. *Proc Roy Soc A*, 1952, 214: 119

## Investigation on Characteristics of Secondary Noise for the Duct

Wang Hongjian, Zhang Rui, Luo Wang

(School of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** The performance of the duct muffler can be reduced due to the secondary noise of the inner flow. Using two structures of simple expanded mufflers with and without transitional arc, the characteristics of secondary noise for the duct muffler are investigated based on RANS and LES. Firstly, the comparison study for the two mufflers is conducted by the acoustic analysis; then, the distributions of turbulent strength and fluctuation of pressure of the inner flow are investigated by CFD analysis; finally, the broadband noise and local noise strength are computed based on fluid analysis results. Investigation results show, the characteristics of the secondary noise for a duct muffler are largely dependent on the geometry of the muffler. The effects of the transitional arc on the performance of transmission loss for the muffler are little, while it can decrease to a great degree the gradient of the speed of shear layer and the strength of the turbulence for the inner flow, and further to reduce strength of the secondary noise dominated by broadband noise for the flow.

**Keywords:** muffler; secondary noise; broadband noise; transmission loss; LES