

掠过流作用下穿孔板的声阻抗^{*}

康钟绪¹ 季振林² 连小珉¹ 郑四发¹

(1 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084)

(2 哈尔滨工程大学动力与能源工程学院 哈尔滨 150001)

2009 年 6 月 25 日收到

2010 年 4 月 15 日定稿

摘要 应用三维时域数值方法研究掠过流对穿孔板声阻抗的影响。建立了掠过流作用下穿孔板声阻抗计算的计算流体动力学 (CFD) 模型, 通过时域计算得到掠过流作用下穿孔板的声阻抗, 分析结构参数和掠过流马赫数对穿孔板声阻抗的影响。根据计算结果拟合掠过流作用下穿孔板声阻抗的近似表达式, 利用获得的穿孔声阻抗新公式预测穿孔管消声器的传递损失, 数值预测和实验结果吻合良好。计算结果表明, 掠过流对穿孔板的声阻抗和穿孔管消声器的消声性能有明显影响。

PACS 数: 43.20, 43.50

Acoustic impedance of perforated plate with grazing flow

KANG Zhongxu¹ JI Zhenlin² LIAN Xiaomin¹ ZHENG Sifa¹

(1 State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University Beijing 100084)

(2 School of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University Harbin 150001)

Received Jun. 25, 2009

Revised Apr. 15, 2010

Abstract The three-dimensional time-domain approach is used to investigate the effect of grazing flow on the acoustic impedance of perforated plate. The CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation model for the acoustic impedance of perforated plate with grazing flow is built and the perforation acoustic impedance is evaluated by the CFD computation in time domain. The effects of structural parameters and grazing flow on the perforation acoustic impedance are analyzed. Based on the numerical results, the curve-fitting expressions for perforation acoustic impedance are provided. In combination with the perforation acoustic impedance with grazing flow, the transmission loss of perforated tube silencers is predicted and good agreements between the numerical predictions and measurements are observed. The results demonstrated that the grazing flow influences obviously the perforation acoustic impedance and the acoustic attenuation characteristics of perforated tube silencers.

引言

进、排气消声器中经常使用穿孔元件来改善其消声性能和流体动力性能, 为准确预测穿孔消声器的消声性能, 首先需要获得穿孔元件的声阻抗^[1-2]。在消声器的实际工作环境中, 气流的存在不可避免, 气流掠过消声器内穿孔元件时必然导致声阻抗的变化, 因此, 掠过流下穿孔声阻抗的研究具有重要现实意义。

文献 3 采用声学有限元法计算了发动机的进、

排气系统中无流情况下穿孔板的穿孔声阻抗, 计算结果得到的无流穿孔声阻抗模型已通过实验得到了验证, 但在实际的消声系统中, 气流的存在不可避免, 穿孔元件受到掠过其表面的气流的影响导致声阻抗的变化, 因而, 掠过流下穿孔声阻抗的研究具有重要的现实意义。

Garrison 等^[3]采用实验方法研究一簇穿孔在掠过流作用下的声阻抗, 发现随着掠过流速度的增加, 穿孔声阻增加, 穿孔声抗有所降低, 并给出了掠过流下的穿孔声阻抗模型, 但该模型采用掠过流马赫数的一次函数从整体上修正无流时的穿孔声阻抗, 没有

* 国家自然科学基金资助项目 (10474016)

详细考虑有流情况下穿孔各结构因素的影响情况。Rice^[4] 通过改变穿孔末端修正长度给出了掠过流对穿孔声抗的影响关系式, 其关系式也是通过实验测量得到的。Jayaraman 和 Yam^[5] 修改了 Sullivan 的无流模型^[6], 给出了掠过流下的声阻抗, 而 Rao 和 Munjal^[7] 通过实验测量也给出了掠过流作用下的穿孔声阻抗, 这两种模型只将掠过流的影响加入到了声阻, 忽略了掠过流对声抗的影响。国内, 景晓东和孙晓峰教授基于声涡理论对掠过流下的单孔声阻抗进行研究^[8], 其模型结果和实际测量的穿孔板穿孔声阻基本吻合, 但其研究对象的穿孔率较小。Lee 和 Ih^[9] 对以往各种模型进行总结, 并实验研究了掠过流和多种结构因素对穿孔声阻抗的影响, 给出了考虑因素较为全面的掠过流声阻抗模型, 应用其模型得到的预测结果和实验结果的吻合程度优于以往模型。

以往的穿孔声阻抗研究主要通过实验测量或单孔模型的理论方法, 文献 10 中首先采用数值方法研究穿孔声阻抗, 但由于采用的是有限元数值方法, 无法考虑气流的阻性效应和流场的影响, 不能应用于掠过流穿孔声阻抗的研究。因此, 本文引入 CFD 数值方法, 采用三维时域 CFD 数值方法计算掠过流作用下穿孔板的声阻抗, 研究掠过流对穿孔声阻抗的影响。

1 穿孔板声阻抗计算模型

掠过流 (Grazing flow), 又称切向流。图 1 为掠过流作用下穿孔板声阻抗的计算模型, 穿孔板放置在主管道的侧壁, 主管道内气流从穿孔板上侧面掠过形成掠过流, 穿孔板下侧面为封闭空腔。在主管道进、出口施加稳定流场条件, 声源施加在封闭空腔的底端以保证计算模型内出现局部平面波声场分布。

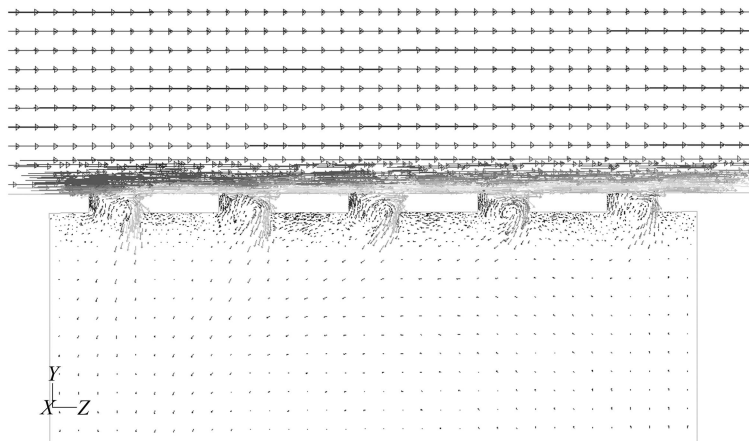


图 2 掠过流模型内的流场矢量图

穿孔板的声阻抗率可以表示为:

$$\zeta_p = \frac{p_i - p_o}{Y_0 u_o} = R_p + jX_p, \quad (1)$$

其中, 声压 p_i, p_o 和质点振速 u_o 可通过穿孔板正上方的 p_1, p_2 和正下方的 p_3, p_4 计算得到; j 为虚数单位; $Y_0 = \rho_0 c_0$ 为空气的特性阻抗, ρ_0 为空气的密度, c_0 为空气中的声速; R_p 和 X_p 分别为声阻抗率中的阻性和抗性部分, X_p 可表示为:

$$X_p = k_0(t_w + \alpha d_h)/\phi, \quad (2)$$

其中, $k_0 = \omega/c_0 = 2\pi f/c_0$ 为波数, f 为频率, t_w 为穿孔板厚度, d_h 为穿孔孔径, α 为穿孔板声学厚度修正系数, ϕ 为穿孔板的穿孔率。

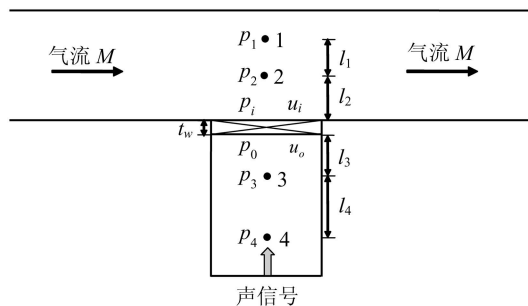


图 1 掠过流作用下的穿孔声阻抗计算模型

应用 CFD 数值方法计算图 1 模型的稳态流场, 流场矢量图如图 2 所示。图中显示模型的流场可分为三个区域: 穿孔板附近区域、主管道区域和封闭腔区域。主管道区域内的流动基本不受穿孔板的影响, 仍然为平行于管道轴线方向; 封闭腔区域内的流动速度非常低; 穿孔板附近的流场较复杂, 气流掠过穿孔板上部侧面形成一个速度较低的附面层, 附面层以外的流场受穿孔板的影响不明显, 在穿孔内部由于气流和穿孔上部后侧边缘的撞击产生一个明显的旋涡, 受此影响穿孔下部边缘附近的流场出现很多旋转流动, 但速度很快降低并汇入空腔内的低速环流。

根据图 2 所示流场可知, 主管道内部气流流动方向与穿孔板平行, 与取压点所处直线相垂直, 利用 p_1 和 p_2 推导 p_i 和 u_i 时可以不考虑气流的影响;

在封闭空腔内, 只存在环形流场, 利用 p_3 和 p_4 推导 p_o 和 u_o 时由于取值点处于腔的中心线上也不受气流的影响。所以, 根据传递矩阵法, 穿孔板上侧有:

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_1) & jY_0 \sin(k_0 l_1) \\ j\frac{1}{Y_0} \sin(k_0 l_1) & \cos(k_0 l_1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_2) & jY_0 \sin(k_0 l_2) \\ j\frac{1}{Y_0} \sin(k_0 l_2) & \cos(k_0 l_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

由式 (3) 可得:

$$u_2 = \frac{p_1 - p_2 \cos(k_0 l_1)}{jY_0 \sin(k_0 l_1)}. \quad (5)$$

将式 (5) 代入式 (4) 可得:

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_2) & jY_0 \sin(k_0 l_2) \\ j\frac{1}{Y_0} \sin(k_0 l_2) & \cos(k_0 l_2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} p_2 \\ \frac{p_1 - p_2 \cos(k_0 l_1)}{jY_0 \sin(k_0 l_1)} \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

同理, 有:

$$\begin{Bmatrix} p_o \\ u_o \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_3) & jZ_0 \sin(k_0 l_3) \\ j\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_3) & \cos(k_0 l_3) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_3 \\ \frac{p_3 \cos(k_0 l_4) - p_4}{jZ_0 \sin(k_0 l_4)} \end{Bmatrix}, \quad (7)$$

将式 (6) 和式 (7) 代入式 (1) 中便可得到掠过流作用下穿孔板的声阻抗。

2 CFD 计算模型

本文使用商用 CFD 软件 Fluent 计算穿孔板的声阻抗。CFD 计算模型采用双精度数值类型, 工质采用可压气体, 气体物理性质按常温 ($T = 300 \text{ K}$) 设置, 方程组的求解采用 PISO 算法, 湍流模型选择 Realizable $k - \varepsilon$ 模型, 计算过程保持二阶计算精度。经过简单声学模型试算发现, 网格尺寸缩小到 2 mm 、时间步长减小到 $5 \times 10^{-6} \text{ s}$ 时计算结果趋于收敛, 且与理论结果之间的误差较小, 本文计算以此为指导进行计算, 穿孔部分需要局部加密。

模型的进口边界如图 3 中所示的面 1, 设置稳定流量边界条件, 声源信号设置在面 5。模型的出口位置在图 3 中的面 2, 设置压力远场边界条件以提供无反射边界。模型中面 3 和 4 设置为对称面边界, 对称面上物理量的垂直分量和垂直方向上的梯度都为 0, 这样可以避免由于壁面粘性等效应对流场和声场的影响。

模型的声源信号 $\Psi(t)$ 由若干具有随机相位的单

频信号叠加而成, 表达式为:

$$\Psi(t) = \sin(2\pi f_1 t + \theta_1) + \sin(2\pi f_2 t + \theta_2) + \dots + \sin(2\pi f_N t + \theta_N), \quad (8)$$

式中, $f_1, \dots, f_N$ 为所需单频信号的频率, $\theta_1, \dots, \theta_N$ 为各单频信号相应的随机相位, 声源信号中各单频信号的频率设置为 $f_n = n \times 100$ ($n = 1, 2, \dots, 40$)。

图 4 比较了有流管道内声传播的 CFD 数值方法结果和解析结果^[11], 管道直径为 100 mm , 气流速度为 41.7 m/s , 声波频率为 3000 Hz , 模型设置和网格、时间步长与本节 CFD 模型相同。比较显示, 数值结果和解析结果吻合非常好, 证明在本节介绍的设置条件和网格、时间步长下, CFD 数值方法的误差能够得到较好的控制, 可以应用到穿孔声阻抗的计算。

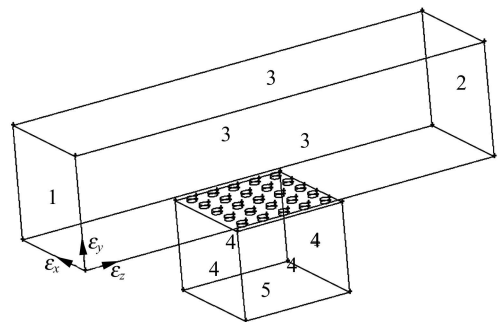


图 3 掠过流模型的边界

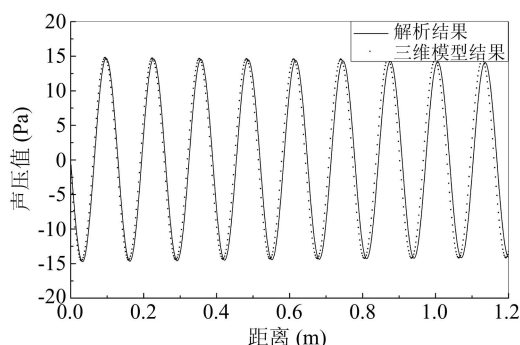


图 4 声传播的数值结果和解析结果比较

3 结果及总结

本文研究在以下限制内进行: (1) 声源信号在管道内造成的声压级控制在 120 dB 以下; (2) 气流最高马赫数不超过 0.2; (3) 穿孔呈均匀分布。在掠过流下穿孔声阻抗的 CFD 计算过程中, 取压点的设置根据模型确定, 保证取压点受穿孔附近复杂流场的影响尽量小。

CFD 模拟计算中, 取压点记录时域压力信号, 通过快速傅里叶变换 (FFT) 将时域信号转换为频域信号, 之后通过式 (6)、式 (7) 和式 (1) 计算穿孔板的声阻抗。

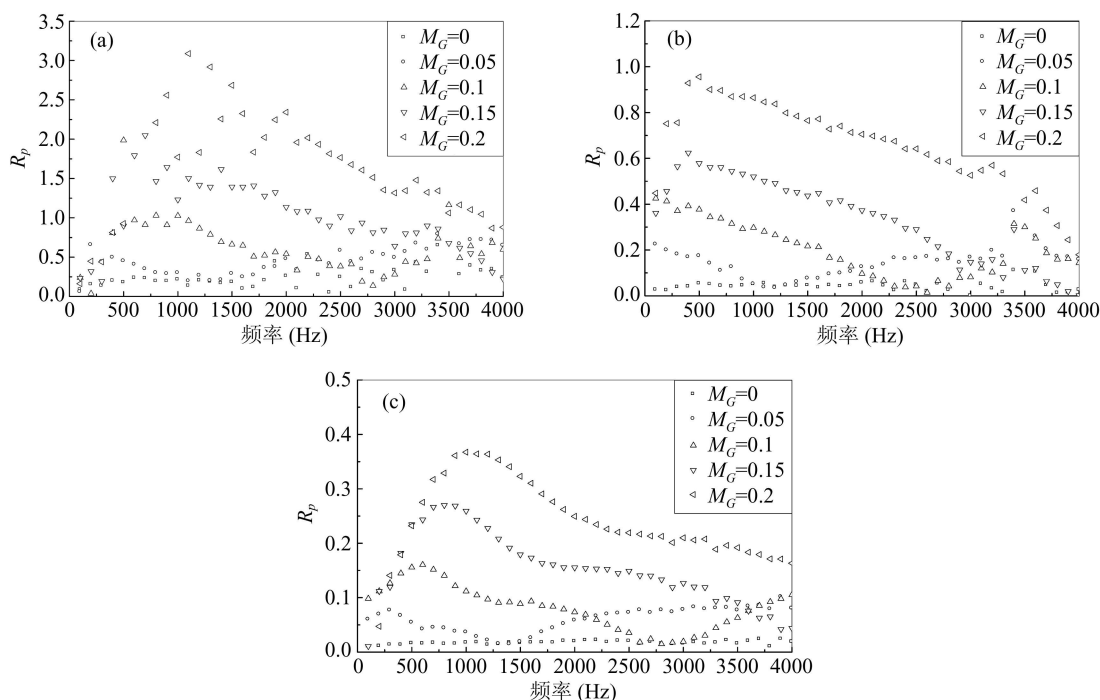
3.1 掠过流下的穿孔声阻

图 5 为三种模型在不同掠过流马赫数 M_G 下的穿孔声阻 R_p 计算结果。模型的主管道长 200 mm, 封闭腔高 40 mm, 穿孔孔径 $d_h = 4$ mm, 板厚 $t_w =$

1.5 mm, 穿孔正方形均匀分布, 穿孔率分别为 4.51%, 12.08% 和 24.93%, 穿孔个数分别为 9 个、25 个和 25 个。图中显示 R_p 结果局部出现数值波动, 波动主要集中在低频范围, 这是由于模型由穿孔板和封闭空腔组成, 该组合结构在有气流掠过时激发干扰波动, 波动的频率范围与模型有关, 可以看到不同的模型下数值波动情况不同; 3400 Hz 附近的数值波动是由于模型中矩形管道的第一阶声模态在该频率附近造成的。

图 5 中 R_p 结果显示比较明显的变化规律: R_p 随穿孔率增加而下降, 随马赫数 M_G 的增加有显著的升高; R_p 在频域内呈现折线的变化关系, 在低频范围内随频率的增加而降低, 在高频范围内随频率增加而升高, 高、低频范围的界限频率处 R_p 值与无流时的情况相当; 界限频率随马赫数 M_G 的增加而迅速升高, 但受穿孔率的影响较小。

令 $R_h = \phi \times R_p$, 考察穿孔板厚度和穿孔分布形式对掠过流下 R_h 的影响, 结果如图 6 所示, 模型穿孔率为 12.08%。结果显示, 穿孔板厚度变化时 R_h 仍基本保持一致, 但在数值上出现了一定的波动, 波动情况较杂乱, 无法呈现明显的规律, 同时波动幅度相对于 R_h 值较小, 可以近似认为穿孔板厚度不对掠过流作用下的 R_h 造成影响, 数值上的波动现象解释为小孔处离散网格质量的差别和流场计算的不稳定造成的。同样, 不同的穿孔分布形式下的 R_h 结果也在整体上保持一致, 基于相同的原因也近似认为掠过流作用下的 R_h 不受穿孔分布形式的影响。

图 5 掠过流下的 R_p (a) $\phi = 4.51\%$; (b) $\phi = 12.08\%$; (c) $\phi = 24.93\%$)

为了综合考虑频率、掠过流和穿孔孔径对 R_h 的影响, 引入斯特劳哈尔数 (Strouhal Number), $S_t = \omega r_h / U$, 其中 r_h 为穿孔半径, U 为掠过流速度, 图 7 所示为三种模型的 R_h/M_G 关于 S_t 的变化情况。图 7 显示, 不同掠过流马赫数下的 R_h/M_G 能基本统一在一起, 而且各模型的 R_h/M_G 随 S_t 的变化规律相同: R_h/M_G 在 $S_t < 1$ 的区域随 S_t 增加而下降, 在 $S_t > 1$ 的区域随 S_t 增加而升高, 其中 R_h/M_G 的下降和升高近似为线性变化。忽略数值上的波动后, 各模型的

R_h/M_G 结果可以用折线近似, 折线以 $S_t = 1$ 为界限, $S_t < 1$ 时折线线性下降, $S_t > 1$ 时折线线性升高, 斜率随穿孔率的变化很小。

图 8 所示为穿孔孔径为 3 mm 和 4 mm 时结果, 两种孔径下的结果在趋势上保持一致, 但在数值上 3 mm 孔径的结果要稍高于 4 mm 孔径的结果, 相同 S_t 下 R_h/M_G 约相差 0.03, 即在 $M_G = 0.2$ 时, R_h 相差约 0.006, M_G 小时 R_h 相差更小, 所以近似认为不同穿孔孔径下的声阻变化规律保持一致。

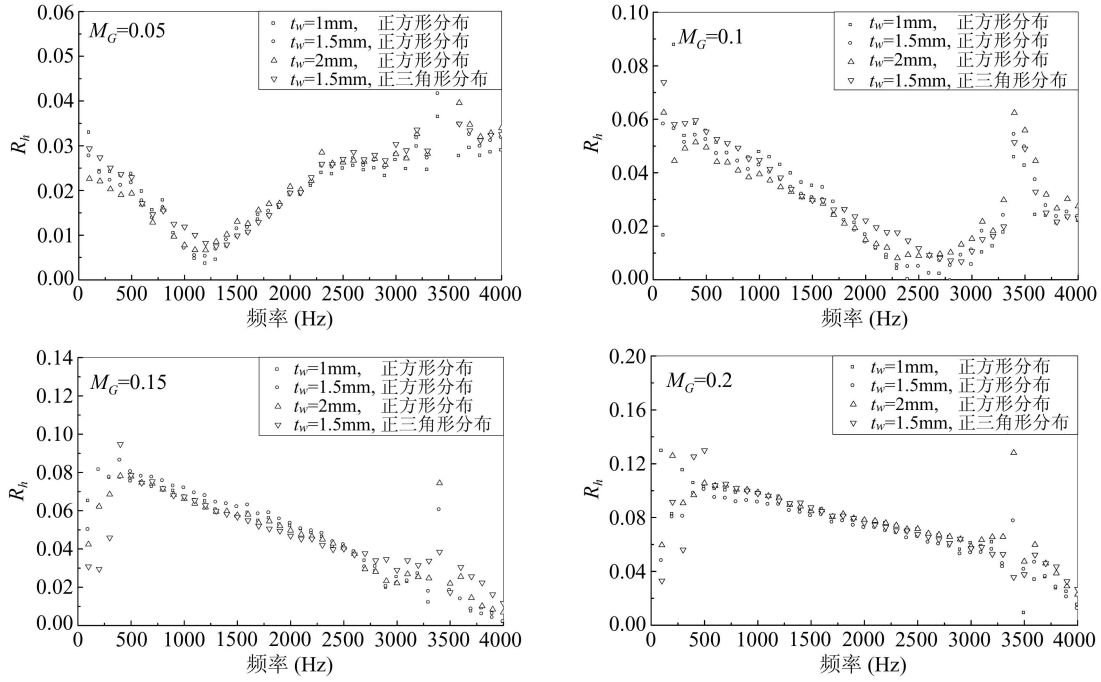


图 6 穿孔板厚和穿孔分布形式对 R_h 的影响

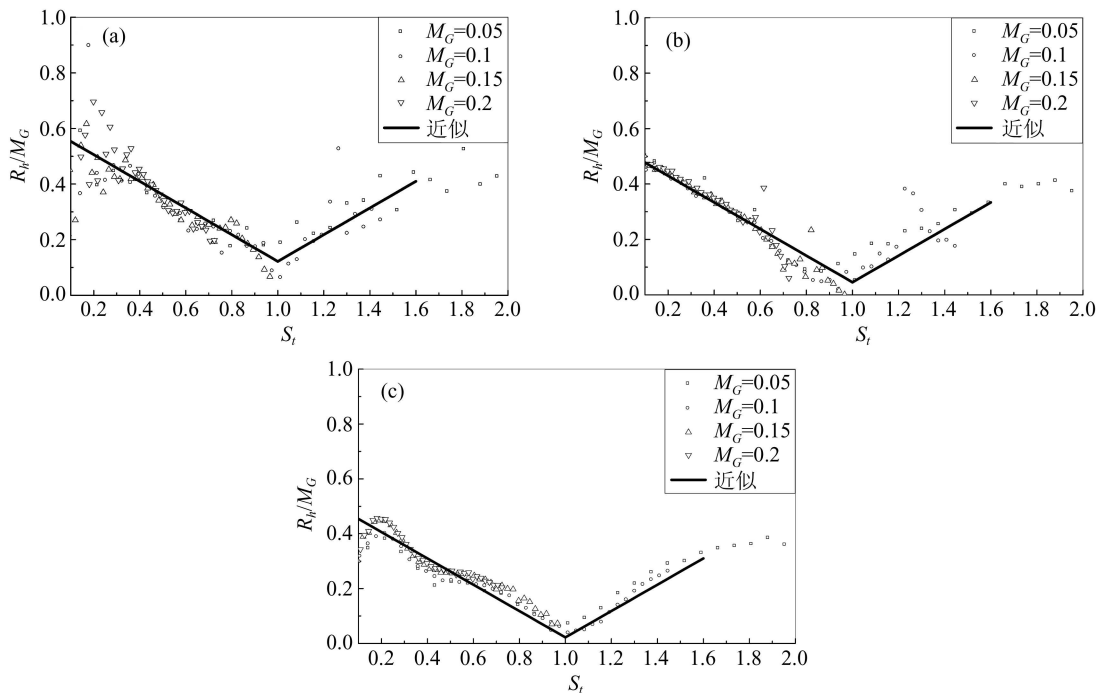
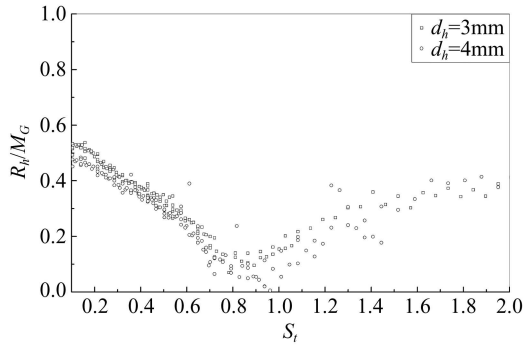


图 7 R_h/M_G 和 S_t 的关系 (a) $\phi = 4.51\%$; (b) $\phi = 12.08\%$; (c) $\phi = 24.93\%$

图 8 不同穿孔孔径下 R_h/M_G 和 S_t 的关系

3.2 掠过流下的穿孔声抗

掠过流下穿孔声抗部分的变化规律复杂, 直接研究 X_p 困难, 将 X_p 结果转换为穿孔板声学厚度修正系数 α , 并定义掠过流对 α 的影响系数为 $C_G = \alpha/\alpha_0$, α_0 为无流情况下的修正系数^[10]。考虑到 X_p 结果和 R_p 类似也存在界限频率两侧变化规律不同的现象, 同样引入斯特劳哈尔数 S_t , 考察各模型的掠过流影响系数 C_G 和 S_t 数的关系, 如图 9 所示。与 R_h 结果相似, C_G 在低频 (小 S_t) 也出现波动现象, 这同样是由穿孔板和封闭空腔构成的结构在有气流掠过时产生的低频压力波动造成的。

图 9 结果显示, S_t 将各模型不同掠过流作用下的 C_G 统一到一条曲线。 C_G 随 S_t 的变化规律以 $S_t=1$ 为界限分为两部分: $S_t < 1$ 时, C_G 随 S_t 增加而升高, 升高曲线随穿孔率不同稍有差别, 由于差别较小, 且规律性不强, 忽略穿孔率的影响; $S_t > 1$ 时 C_G 均保持在 1 附近。所以, 图 9 结果可通过一条上升曲线和直线进行近似。

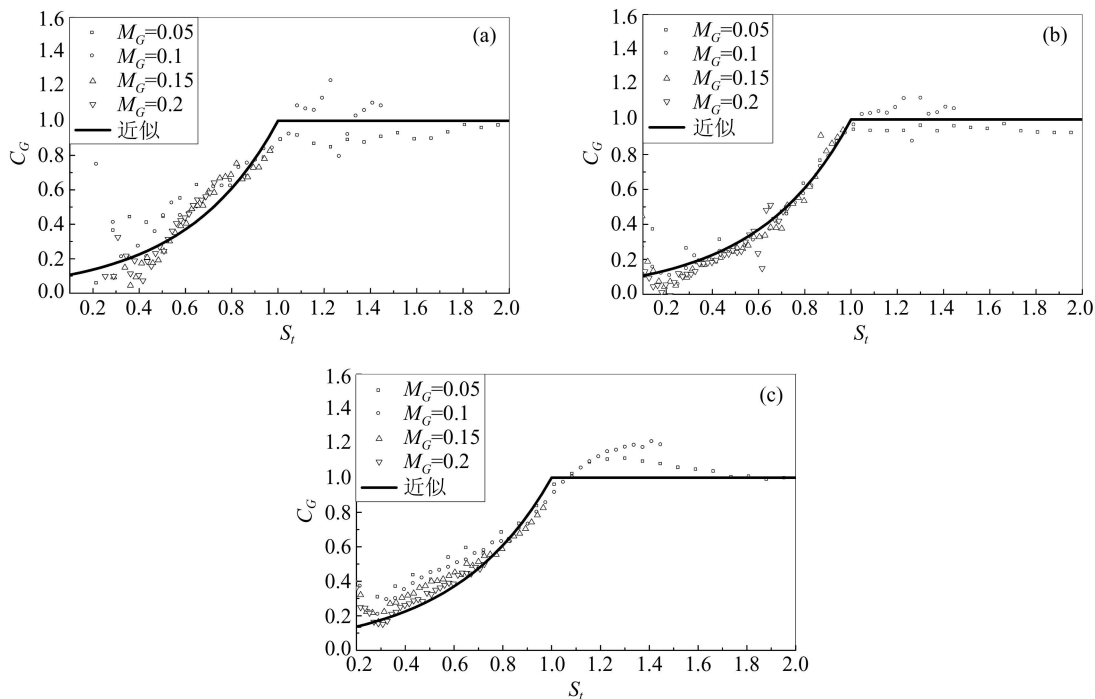
以穿孔率为 12.08% 的模型为例, 考察穿孔板厚度、穿孔分布形式和穿孔孔径对 C_G 的影响, 图 10 所示为各种模型下的 C_G 结果, 将各图中的 C_G 结果与图 9 中的结果相比发现, C_G 结果在趋势上是一致的, 但各模型 C_G 在 $S_t < 1$ 范围内的变化曲线稍有差别, 由于差别较小且比较杂乱, 很难体现清晰的变化规律, 所以本文近似认为穿孔板厚度、穿孔分布形式和穿孔孔径等结构因素不影响 C_G 与 S_t 之间的关系。

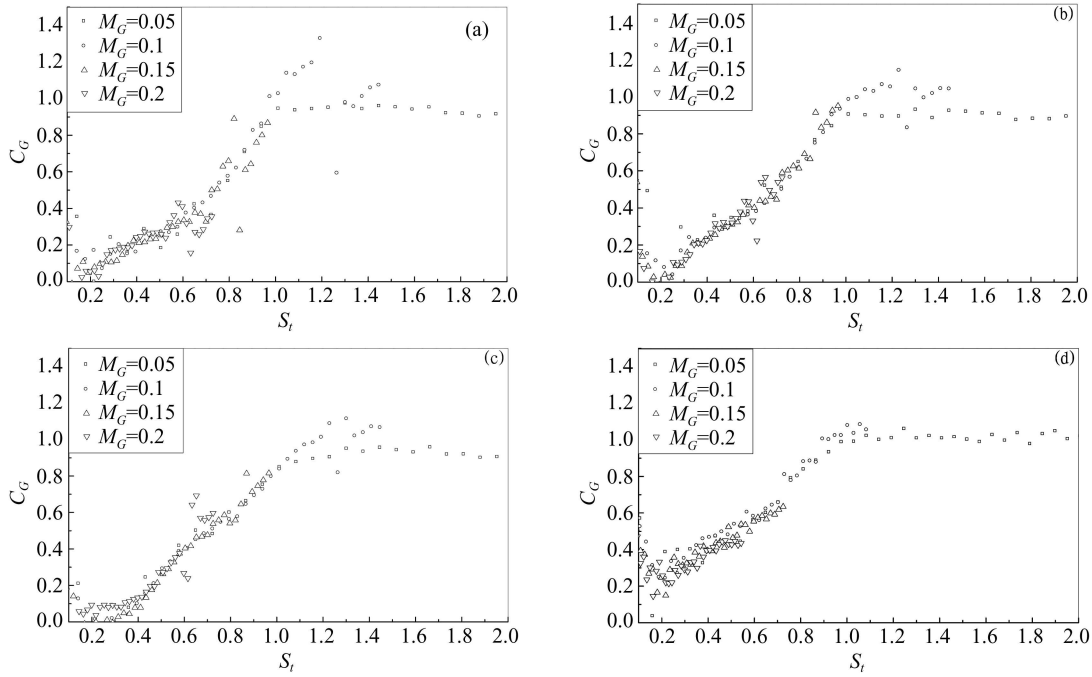
3.3 掠过流作用下的穿孔声阻抗模型

根据上述研究, 忽略穿孔率、穿孔板厚度、穿孔分布形式对 R_h 和 C_G 的影响, 通过计算结果可以拟合出 R_h 和 C_G 的近似公式, 从而得到掠过流作用下穿孔声阻抗的近似表达式:

$$\xi_p = \frac{R_0 + jk_0(t_w + \alpha_0 d_h)}{\phi}, \quad M_G = 0, \quad (9a)$$

$$\xi_p = \frac{R_0 + 0.48 |k_0 r_h - M_G| + jk_0(t_w + C_G \alpha_0 d_h)}{\phi}, \quad M_G > 0, \quad (9b)$$

图 9 C_G 和 S_t 的关系 ((a) $\phi = 4.51\%$; (b) $\phi = 12.08\%$; (c) $\phi = 24.93\%$)

图 10 结构参数对 C_G 的影响

- (a) $t_w = 1$ mm, $d_h = 4$ mm、正方形分布； (b) $t_w = 2$ mm, $d_h = 4$ mm, 正方形分布；
(c) $t_w = 1.5$ mm, $d_h = 4$ mm, 正三角形分布； (d) $t_w = 1.5$ mm, $d_h = 3$ mm, 正方形分布

式中,

$$C_G = \begin{cases} 12^{k_0 r_h / M_G - 1}, & k_0 r_h \leq M_G, \\ 1, & k_0 r_h > M_G. \end{cases}$$

式 (9) 中的 R_0 为无流情况下的 R_h , CFD 数值计算结果中的 R_0 一般在 0.004 和 0.007 之间, 而穿孔声阻的微小变化对消声器声学性能的影响较小, 所以 R_0 近似取值为 0.0055。式中的 α_0 为无流情况下的穿孔板声学厚度修正系数, 其表达式可根据文献 10 的公式优化得到:

$$\alpha_0 = 0.8216(1 - 1.5443\phi^{1/2} + 0.3508\phi + 0.1935\phi^{3/2}). \quad (10)$$

由本节计算结果可知, 掠过流下穿孔声阻抗的变化规律可由斯特劳哈尔数统一起来, 可见, 掠过流对穿孔声阻抗的影响与气流的周期性行为有关, 气流的周期性行为可能包括气流掠过穿孔发生的细小干扰涡的生成、脱落和其他周期性动作, 这与以往文献中声涡理论的解释保持一致^[8]。由于数值方法中采用的流动模型的限制, 本文尚不能准确模拟穿孔附近尺度很小的干扰涡, 所以无法从涡的微观角度给出声阻抗变化的物理机制解释。

从较宏观的角度分析, 斯特劳哈尔数较小时对应

于气流速度相对较大的情况, 而声波频率相对较低, 此时声波通过穿孔及其附近流场时受影响严重, 声阻和声抗都偏离无流情况很大, 随着斯特劳哈尔数增加, 声波频率和气流周期性动作的特征频率靠近, 两者之间逐渐出现耦合情况致使气流的影响作用逐渐减小, 当斯特劳哈尔数到 1 时, 声波和气流周期性动作的耦合作用使气流的影响降至最小, 穿孔的声阻和声抗与无流情况下接近, 随着斯特劳哈尔数继续增加, 声波频率相对较高, 在气流中传播时的能量耗散现象随之增加, 但在其传播过程中相位受影响很小, 穿孔声阻增加但声抗不再发生明显变化。

4 算例及分析

为了验证本文穿孔声阻抗模型的准确性, 采用有限元法并且应用获得的穿孔声阻抗表达式计算图 11 所示的穿孔管消声器传递损失, 并与实验结果^[9]比较, 如图 12 和图 13 所示。

在以往研究中, Lee 和 Ih 给出的模型考虑因素较全面^[9], 表达式为:

$$Z_p = Y_0(R_n + jI_n)/\phi, \quad (11)$$

式中,

$$R_n = a_0(1 + a_1|f - f_0|)(1 + a_2M_G)(1 + a_3d_h)(1 + a_4t_w), \quad a_0 = 3.94e-4, \quad a_1 = 7.84e-3, \quad a_2 = 14.9, \\ a_3 = 296, \quad a_4 = -127; \quad I_n = b_0(1 + b_1d_h)(1 + b_2t_w)(1 + b_3M_G)(1 + b_4f), \quad b_0 = -6.00e-3, \quad b_1 = 194, \\ b_2 = 432, \quad b_3 = -17.2, \quad b_4 = -6.62e-3; \quad f_0 = c_1(1 + c_2M_G)/(1 + c_3d_h), \quad c_1 = 412, \quad c_2 = 104, \quad c_3 = 274.$$

Lee 和 Ih 应用多种模型预测穿孔管消声器的传递损失, 比较发现应用式 (11) 的预测结果和实验结果最接近^[9]。为了验证本文模型的准确性, 图 12 和图 13 中也给出了应用式 (11) 得到的预测结果。

图 12 中比较了穿孔率为 4.7% 的消声器在马赫

数为 0.1 和 0.2 时的实验结果和两种预测结果, 比较显示, 两种预测结果在低频范围都能与实验结果吻合很好, 当频率超过 2000 Hz 后, 吻合程度有所降低, 预测结果与实验结果之间出现一定差异, 应用本文模型式 (9) 的结果明显比应用 Lee 和 Ih 模型式 (11) 的

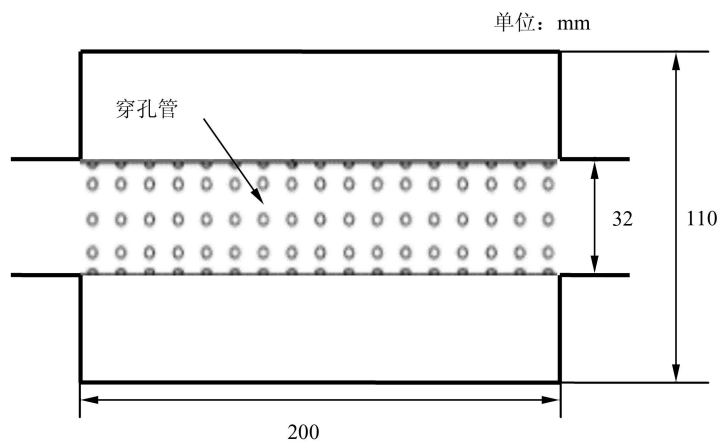


图 11 穿孔管消声器结构尺寸 (穿孔板厚度 $t_w = 2$ mm)

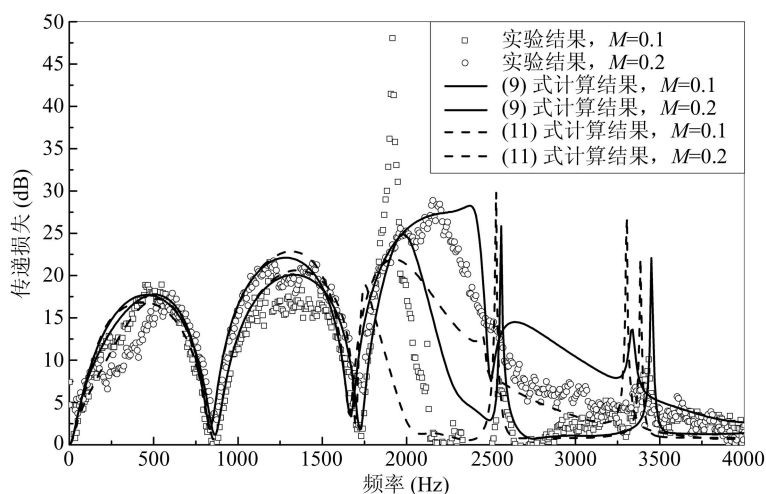


图 12 掠过流下的穿孔管消声器传递损失 ($d_h = 4$ mm, $\phi = 4.7\%$)

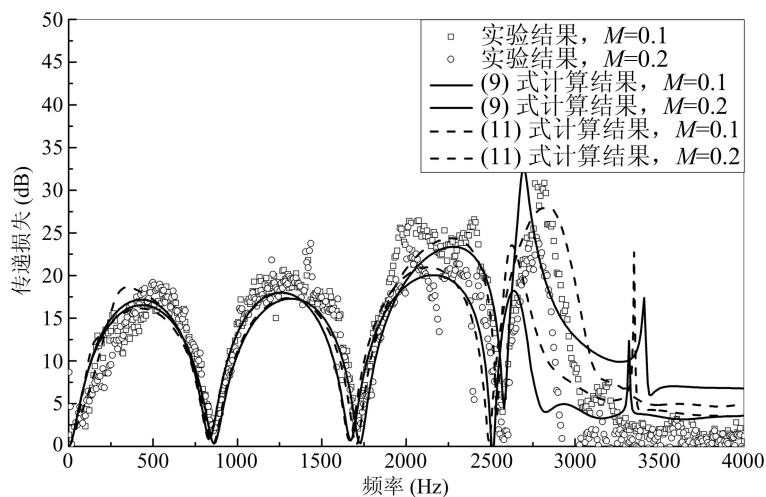


图 13 掠过流下的穿孔管消声器传递损失 ($d_h = 8$ mm, $\phi = 14.7\%$)

结果更加接近于实验结果。穿孔率为 14.7% 的模型在不同马赫数下的结果如图 13 所示, 频率低于 2500 Hz 时, 预测和实验结果吻合良好, 2500 Hz 以后的预测与实验结果吻合程度降低, 出现一定差异。马赫数为 0.1 时, 模型式 (9) 的预测结果更加接近于实验结果; 马赫数为 0.2 时, 两种模型的预测结果和实验结果的差距相当, 在高频范围模型式 (9) 的结果稍好。

计算结果和实验结果的比较验证了本文穿孔声阻抗表达式的有效性, 而计算结果和实验值之间的差异主要来自于 CFD 方法模拟过程中的高频数值误差和穿孔声阻抗表达式拟合过程中对一些影响因素的忽略造成的误差。

5 结论

本文使用三维时域 CFD 方法计算掠过流作用下穿孔板的声阻抗。建立了掠过流下穿孔声阻抗的 CFD 模型, 计算了不同掠过流马赫数下穿孔板的声阻抗, 分析了掠过流对穿孔声阻抗的影响规律。

研究表明, 掠过流作用下的穿孔声阻总体上随穿孔率的增加而下降, 但在不同频率范围内呈现的变化规律不同, 在界限频率以下随频率的增加而降低, 在界限频率以上随频率增加而升高, 在界限频率处与无流时的情况相当, 而界限频率由穿孔孔径和掠过流速度决定。掠过流对穿孔声抗的影响采用掠过流对声学厚度修正系数的影响系数来描述, 影响系数有随掠过流速度增加而下降的趋势, 但也随频率呈现不同的变化规律, 在界限频率以下随频率增加而增加, 当超过界限频率后影响系数基本不变, 近似为 1。根据计算结果, 并利用斯特劳哈尔数给出

了掠过流作用下穿孔板的声阻抗近似公式。利用获得的穿孔声阻抗表达式预测了有流时穿孔管消声器的传递损失, 预测结果和实验结果的比较验证了该表达式的适用性。

参 考 文 献

- 1 赵松龄. 噪声的降低与隔离 (上册). 上海: 同济大学出版社, 1985
- 2 Munjal M L. Acoustics of ducts and mufflers. New York: Wiley-Interscience Publication, 1987
- 3 Garrison G D, Schnell A C, Baldwin C D. Suppression of combustion oscillations with mechanical damping devices. Pratt and Whitney Aircraft Report, 1969; PWA FR3299
- 4 Rice E J. A model for the acoustic impedance of a perforated plate liner with multiple frequency excitation. NASA, 1971; TM X-67950
- 5 Jayaraman K, Yam K. Decoupling approach to modeling perforated tube muffler components. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1981; **69**: 390—396
- 6 Sullivan J W, Crocker M J. Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities. *The Journal of Acoustical Society of America*, 1978; **64**(1): 207—215
- 7 Rao K N, Munjal M L. Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow. *Journal of Sound and Vibration*, 1986; **108**(2): 283—295
- 8 景晓东, 孙晓峰, 吴景枢等. 基于声涡转化对穿孔板切向流效应的研究. *力学学报*, 2002; **34**(5): 657—665
- 9 Lee S H, Ih J G. Empirical model of the acoustic impedance of a circular orifice in grazing mean flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2003; **114**(1): 98—113
- 10 康钟绪, 季振林. 穿孔板的声学厚度修正. *声学学报*, 2008; **33**(4): 327—333
- 11 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础 (第 2 版). 南京: 南京大学出版社, 2001