

考虑气流影响的直通穿孔管消声器声学性能

范 威, 郭立新
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 为了研究气流对消声器传递损失的影响,采用有限元法(finite element method, FEM)和计算流体力学法(computational fluid dynamics, CFD)相结合的方法来解决这种流声耦合问题.以直通穿孔管消声器为例,计算出它们存在气流时的传递损失,并与文献中的实验数据和预测结果进行对比,以验证计算结果的准确性.研究表明:当忽略消声器内部气流引起的湍流噪声时,随着气流速度的增加,除了共振峰值处的传递损失显著减小外,多数频率处的传递损失有所增加,尤其是在较高频段内变化较为明显;随着气流温度的增加,传递损失曲线向高频方向移动.

关 键 词: 直通穿孔管消声器;传递损失;气流;有限元法;计算流体力学

中图分类号: TK 421.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2016)11-1655-05

Acoustic Performance of the Straight-Through Perforated Pipe Silencer Considering the Effect of Gas Flow

FAN Wei, GUO Li-xin
(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.
Corresponding author: GUO Li-xin, professor, E-mail: lxxguo@mail.neu.edu.cn)

Abstract: In order to investigate the effect of gas flow on transmission loss (TL), the finite element method (FEM) was used in conjunction with the computational fluid dynamics (CFD) to solve the problem of flow-sound coupling. The TL of the straight-through perforated pipe silencer was calculated using the CFD/FEM approach in the presence of gas flow, whose results were compared with the experimental data and predictions from the literature so as to validate the accuracy of the present study. It was concluded that with the increase of flow velocity, the TL decreases remarkably at the resonance peak and increases at most frequencies, especially at the higher frequencies when the turbulence noise induced by gas flow is neglected, and with the increase of gas temperature, the TL curve shifts to higher frequencies.

Key words: straight-through perforated pipe silencer; transmission loss (TL); gas flow; finite element method (FEM); computational fluid dynamics (CFD)

穿孔管消声器被广泛地应用于汽车排气系统,用以降低发动机的排气噪声.通过以往的理论研究与实验研究^[1-2]可知,气体流动能够影响噪声在穿孔管消声器内的衰减特性,这种影响主要体现在两个方面:一是气流的存在使声波传播的衰减规律发生变化;二是气流本身的湍流运动会产生湍流噪声,且流速越快,湍流噪声越强^[3].

近年来,随着高性能计算机的迅速发展,更多的研究人员开始使用数值模拟的方法来分析消声器的各项性能参数.对传递损失的计算,主要的数值方法有:时域法^[4]、边界元法^[5]和有限元法^[6].其中边界元法和有限元法属于基于线性声学理论的频域方法,目前又以有限元法应用最为广泛.当采用有限元法计算考虑气流影响的消声器传递损失时,需通过假定声场叠加在解耦的稳态流场上来解决这种流声耦合问题^[7],具体来说就是将求解得到的消声器内部稳态流场分布(例如节点上的速度值等)输入到声学区域,作为声场分析的

边界条件,从而计算出传递损失.

在过去的研究工作中,常常是通过简化的势流法^[8]来求解稳态流场.为了得到更加接近实际的流场分布,本文以文献[9]中公开发表的有实验测量结果的直通穿孔管消声器为例,采用计算流体力学(CFD)的方法,应用 Fluent 软件对稳态流场进行计算,然后通过网格映射^[10]将稳态解输入到 Virtual. Lab 软件环境中,应用有限元法对消声器内部声场进行三维数值模拟,计算出传递损失,并将计算结果与实验数据和文献中的预测结果进行对比.最后调查气流速度与温度对消声器传递损失的影响.

1 模型建立

在简单膨胀腔内加入穿孔管就构成了直通穿孔管消声器,其结构如图 1 所示.表 1 列出了本文研究的 3 种直通穿孔管消声器的具体尺寸.

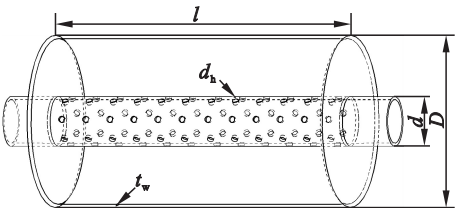


图 1 直通穿孔管消声器

Fig. 1 Geometry of the straight-through perforated pipe silencer

表 1 直通穿孔管消声器尺寸参数

Table 1 Dimensions for the straight-through perforated pipe silencer

尺寸参数	消声器 A	消声器 B	消声器 C
膨胀腔直径 D/mm	110	110	110
膨胀腔长度 l/mm	200	200	200
穿孔管直径 d/mm	32	32	32
穿孔管壁厚 t_w/mm	2	2	2
穿孔直径 d_h/mm	4	6	8
穿孔率 $\sigma/\%$	4.7	9.0	14.7

应用 Ansys Workbench 软件填充出消声器内部流体域模型,并划分出流体域的 CFD 网格与声学网格,分别用于 CFD 稳态计算和声学计算.这里需要指出的是,对于声学计算,精度是由多数网格单元控制的,局部网格划分过细并不能提高计算精度,因此应使单元大小尽量一致,但同时也应保证最大单元的尺寸要小于最高计算频率点处波长的 $1/6$ ^[10].

为了减少计算时的网格数量,将计算模型分

割成若干部分,分别生成网格.在本次研究中对于穿孔区域采用尺寸为 2 mm 的四面体网格,其余部分采用尺寸为 6 mm 的四面体网格.以消声器 B 为例,生成的网格如图 2 所示,其中 CFD 网格有 1 048 041 个单元,声学网格有 505 395 个单元.

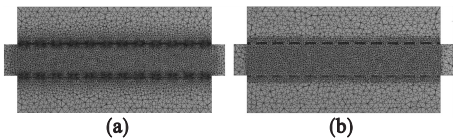


图 2 消声器网格模型

Fig. 2 Mesh models for the silencer
(a)——CFD 网格; (b)——声学网格.

2 计算方法

2.1 CFD 稳态计算

将划分好的 CFD 网格导入 Fluent 软件中进行稳态流动计算.选择压力基求解器,采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型,压力、密度、动量、湍流动能、湍流耗散率和能量均采用二阶精度离散格式,压力与速度耦合求解算法选择 SIMPLEC 算法.工作介质为空气,满足理想气体定律.由于进排气消声器内气流运动马赫数通常低于 0.3 ^[2],因而其流场可视为不可压流,并忽略湍流噪声的影响.具体边界条件设置如下:①消声器入口采用速度入口边界条件;②消声器出口采用压力出口边界条件,出口压力相对于 1 标准大气压的参考压力为 0 Pa;③消声器壁面设置为静止、绝热、无滑移.

当气流马赫数 $Ma = 0.2$,温度 $T = 288\text{ K}$ 时,CFD 稳态计算收敛后,消声器 B 内部的速度矢量分布如图 3 所示.可见消声器内部的流速分布并不均匀,穿孔管内的气流速度明显高于膨胀腔中的速度,而且在膨胀腔的后端能够明显地观察到环流.

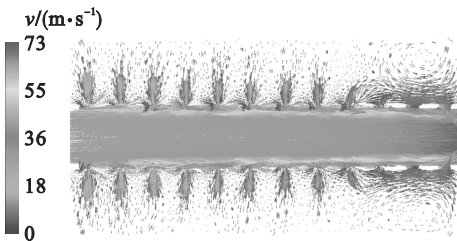


图 3 消声器中心平面处速度矢量图

Fig. 3 Velocity vector of the silencer in central plane

2.2 数据转移

将 CFD 计算结果输出,作为声学计算的源文件,然后通过网格映射法将 CFD 网格(源网格)节点上的数据转移到声学网格中(目标网格).但

不同网格间的节点和单元通常不是一一对应的, 因此应该选取恰当的映射算法进行插值计算. 在 Virtual. Lab 软件中, 对于几何形状相同, 节点密度不同的两网格, 映射关系的建立可通过定义 Maximum Distance Algorithm 来实现, 这一算法包含了两个必要的参数, Number of Nodes (N) 和 Maximum Distance (R), 即定义以目标节点为中心的一个球体的半径值为 R , 只有在这个球体内选取的 N 个源节点才能对目标节点进行插值, 目标节点的值等于选中源节点的加权平均值, 权值为

$$W_i = \frac{1}{d_i} / \sum_{i=1}^N \frac{1}{d_i}. \quad (1)$$

目标节点值的具体公式为

$$v_{\text{Target}} = \sum_{i=1}^N \frac{v_i^{\text{Source}}}{d_i} / \sum_{i=1}^N \frac{1}{d_i}. \quad (2)$$

式中: d_i 为目标节点与源节点的距离; v_i^{Source} 为源节点的值. 对于本文的网格模型, 采用 Virtual. Lab 自动给出的建议值, 即 $N=8$, $R=11.7 \text{ mm}$ 能够较好地完成数据转移.

2.3 声学有限元计算

数据转移完成后, 可将 CFD 计算结果作为声场分析的边界条件, 并在消声器入口施加单位振动速度边界条件 ($v_{\text{in}} = 1 \text{ m/s}$), 在出口定义无反射边界条件. 应用有限元法对消声器内声场进行数值模拟, 计算频率范围为 $0 \sim 3 \text{ kHz}$, 线性步长为 10 Hz . 计算完成后可获得消声器入口与出口处的声压 (p_{in} 与 p_{out}). 如图 4 所示, 当声学计算得到的当气流马赫数 $Ma = 0.2$, $T = 288 \text{ K}$ 时, 消声器 B 的入口与出口处的声压级频率响应曲线.

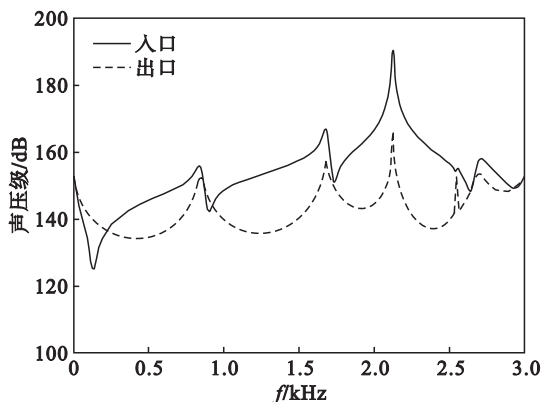


图 4 消声器入口与出口处声压级频率响应曲线

Fig. 4 Frequency response curves of acoustic pressure level at the inlet and outlet of the silencer

由于消声器入口和出口面积通常都不大, 声波在其中主要以平面波的方式进行传播^[7], 所以有一维波动方程:

$$\frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial t^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial x^2} = 0. \quad (3)$$

对于谐响应, 求解式 (3) 可获得消声器入口处的声压, 即:

$$p_{\text{in}} = (p_{\text{inc}} e^{-jkx} + p_{\text{ref}} e^{jkx}) e^{j\omega t}. \quad (4)$$

进而求出入口处的质点振速:

$$v_{\text{in}} = \frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p_{\text{in}}}{\partial x} = \frac{1}{\rho c} (p_{\text{inc}} e^{-jkx} - p_{\text{ref}} e^{jkx}) e^{j\omega t}. \quad (5)$$

式中: p_{inc} 与 p_{ref} 分别为消声器入口处的入射波声压与反射波声压; $k = \omega/c$ 为波数; ω 为角频率; c 为声速; ρ 为空气密度. 由于在入口处有 $x=0$, $v_{\text{in}} = 1 \text{ m/s}$, 并忽略 $e^{j\omega t}$, 因此式 (4) 和式 (5) 可简化为

$$p_{\text{in}} = p_{\text{inc}} + p_{\text{ref}}, \quad (6)$$

$$v_{\text{in}} = \frac{1}{\rho c} (p_{\text{inc}} - p_{\text{ref}}) = 1. \quad (7)$$

联立式 (6) 和式 (7), 有

$$p_{\text{inc}} = \frac{p_{\text{in}} + \rho c}{2}. \quad (8)$$

另外, 由于在消声器出口处定义了无反射边界条件, 所以可认为消声器出口处的声压与透射波声压相等, 即

$$p_{\text{out}} = p_{\text{tra}}. \quad (9)$$

将式 (8) 和式 (9) 代入 Munjal^[11] 提出的传递损失计算公式 (10) 得到式 (11). 本文消声器的传递损失最终可由式 (11) 计算得出:

$$\text{TL} = 20 \lg \left[\left(\frac{A_{\text{in}}}{A_{\text{out}}} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{p_{\text{inc}}}{p_{\text{tra}}} \right| \right], \quad (10)$$

$$\text{TL}_i = 20 \lg \left[\left(\frac{A_{\text{in}}}{A_{\text{out}}} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{p_{\text{in}} + \rho c}{2 p_{\text{tra}}} \right| \right]. \quad (11)$$

式中: A_{in} 与 A_{out} 分别为消声器入口与出口的横截面积; ρc 为消声器入口处的声阻抗. 当 $T = 288 \text{ K}$ 时, 空气密度 $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$, 声速 $c = 340 \text{ m/s}$, 此时 $\rho c = 416.5 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$.

3 计算结果与分析

3.1 计算方法验证

图 5 比较了当气流马赫数 $Ma = 0.1$ 或 0.2 , $T = 288 \text{ K}$ 时, 3 种消声器传递损失的当前计算结果与文献 [9] 中的实验结果和预测结果. 可以看出, 在整个计算频率内, 当前计算结果与实验结果总体吻合较好, 个别频率处出现偏差的原因可归结为: ①湍流噪声会降低消声器的噪声衰减能力, 本文在计算时忽略了湍流噪声的影响, 而在实验测量中包含有湍流噪声成分; ②有限元计算无法考虑介质的黏性耗散效应对声波传播的影响. 由

图 5 还可以看出,本文的计算结果要略好于文献 [9] 中利用穿孔阻抗公式计算出的结果. 这是因为对于考虑流动影响的穿孔阻抗公式,往往是通过把气体流动简化为均匀流动或分段均匀流动获得的经验公式,因此当存在复杂的气体流动时,很难得到较精确的穿孔阻抗公式,从而造成计算误差.

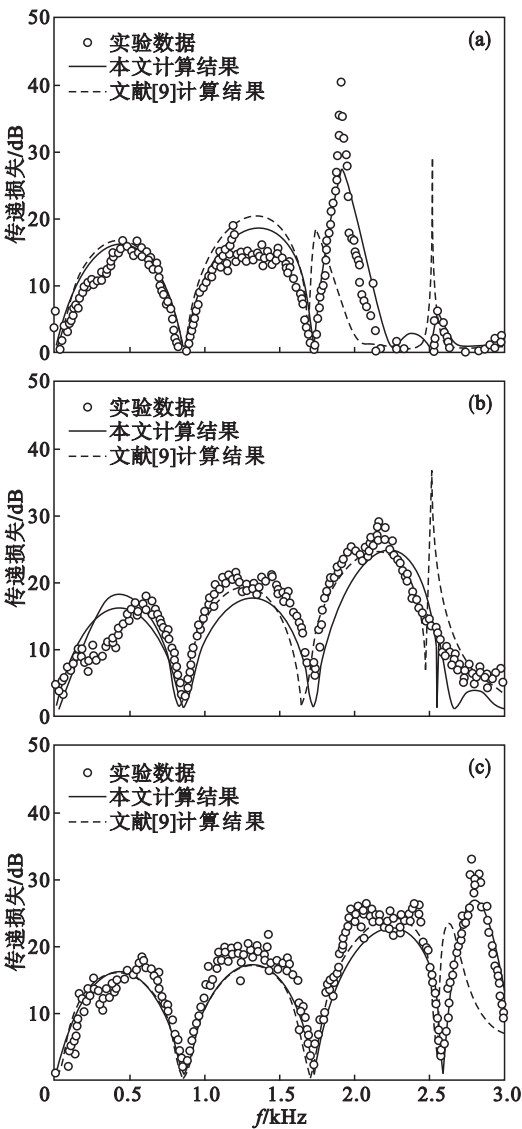


图 5 传递损失结果比较

Fig. 5 Transmission loss comparison

(a)—消声器 A, $Ma=0.1$; (b)—消声器 B, $Ma=0.2$;
(c)—消声器 C, $Ma=0.1$.

3.2 流速对传递损失的影响

图 6 比较了当 $T=288\text{ K}$, 不同流速时 3 种直通穿孔管消声器的传递损失. 整体来看, 随着流速的增加, 多数频率处的传递损失有所增加, 尤其是在较高频段内变化较为明显. 另外, 气流的存在使得共振峰值处的传递损失显著减小. 造成这些变化的原因可以归结为: 随着气流速度的增加, 使穿

孔声阻抗发生变化, 进而导致了传递损失的变化. 另外, 从图中还可以看出, 在整个频率域内, 消声器 A 和 B 的传递损失曲线相比于消声器 C 的传递损失曲线, 随流速增加的变化更为明显, 这主要是因为: 随着穿孔率的增加, 穿孔声阻抗对传递损失的影响降低^[12], 气流对传递损失的影响也被削弱. 因此, 对于穿孔率较高的消声器 C, 流速变化对传递损失的影响已经不明显.

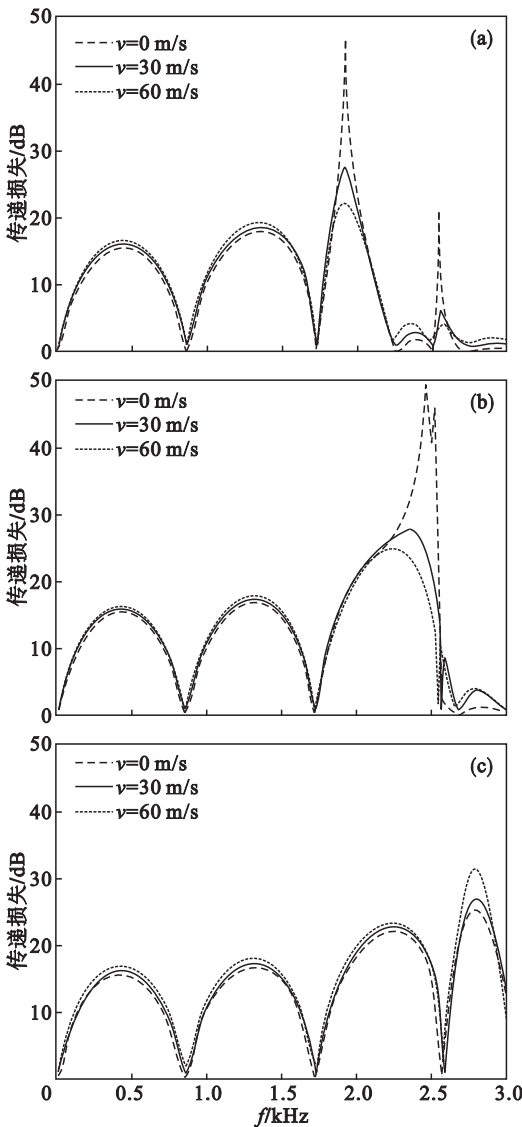


图 6 气流速度对消声器传递损失的影响

Fig. 6 Effect of gas flow velocity on transmission loss

(a)—消声器 A; (b)—消声器 B; (c)—消声器 C.

3.3 温度对传递损失的影响

图 7 比较了当 $v=30\text{ m/s}$, 不同温度时 3 种直通穿孔管消声器的传递损失. 可以看出随着温度的升高, 传递损失曲线整体向高频方向移动. 造成传递损失曲线移动的主要原因是: 从声波性能分析, 当气流温度升高时, 声速随之增大, 对于波长一定的声波其对应的频率也相应提高^[4], 从而导

致曲线整体向高频移动. 另外, 温度升高使气体密度降低而黏滞性系数提高, 从而也造成了消声量的变化.

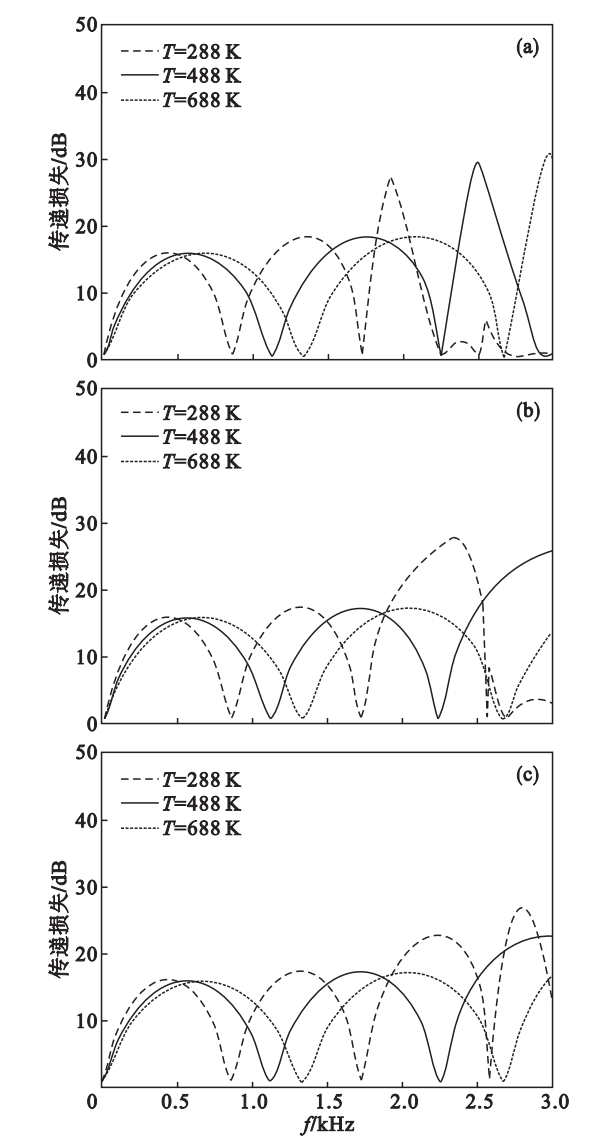


图 7 气流温度对消声器传递损失的影响
Fig. 7 Effect of gas temperature on transmission loss
(a)—消声器 A; (b)—消声器 B; (c)—消声器 C.

4 结 论

- 1) 本文采用有限元法与计算流体力学相结合的方法计算了有气流时直通穿孔管消声器的传递损失, 通过与文献中的实验数据与预测结果的对比, 证明了该方法具有较高的精度.
- 2) 气流的存在使得共振峰值处的传递损失

显著减小. 随着气流速度的增加, 多数频率处的传递损失有所增加, 尤其是在较高频段内变化较为明显; 气流温度升高使传递损失曲线向高频方向移动.

3) 目前这种方法的主要缺点在于: 由于要对穿孔结构进行实体建模, 所以会造成网格数量较多, 同时又要分别进行 CFD 计算与声学计算, 这样就大大地增加了计算时间和成本.

参考文献:

- [1] Auregan Y, Leroux M. Failures in the discrete models for flow duct with perforations: an experimental investigation [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 265 (1): 109 – 121.
- [2] Dokumaci E. Effect of sheared grazing mean flow on acoustic transmission in perforated pipe mufflers [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 283 (3/4/5): 645 – 663.
- [3] Liu Y D, Li C X, Ruan X Y. Prediction of acoustic performance in expansion chamber mufflers with mean flow by finite element method [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 16 (3): 292 – 295.
- [4] 刘晨, 季振林, 徐航手. 穿孔管消声器声学性能三维时域计算及分析 [J]. *机械工程学报*, 2012, 48 (10): 7 – 13.
(Liu Chen, Ji Zhen-lin, Xu Hang-shou. Three-dimensional time-domain computational and analysis of acoustic attenuation performance of perforated tube silencers [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48 (10): 7 – 13.)
- [5] Ji Z L. Boundary element acoustic analysis of hybrid expansion chamber silencers with perforated facing [J]. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2010, 34 (7): 690 – 696.
- [6] Liu C, Ji Z L, Fang Z. Numerical analysis of acoustic attenuation and flow resistance characteristics of double expansion chamber silencers [J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2013, 61 (5): 487 – 499.
- [7] 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.
- [8] Peat K S. Evaluation of four-pole parameters for ducts with flow by the finite element method [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1982, 84 (3): 389 – 395.
- [9] Lee S H, Ih J G. Empirical model of the acoustic impedance of a circular orifice in grazing mean flow [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2003, 114 (1): 98 – 113.
- [10] LMS Virtual. Lab 11. LMS Virtual. Lab online help [M/CD]. Leuven: LMS International, 2013.
- [11] Munjal M L. *Acoustic of ducts and mufflers* [M]. New York: Wiley, 1987.
- [12] 康钟绪. 消声器及穿孔元件声学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
(Kang Zhong-xu. Study on the acoustic characteristics of silencers and perforated elements [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2009.)