

引用格式：吴春明,温华兵,马正刚,等.掠流作用及不同穿孔角度时共振腔消声器性能分析[J].声学技术,2023,42(2): 242-247. [WU Chunming, WEN Huabing, MA Zhenggang, et al. Performance analysis of resonator muffler under grazing flow and different perforation angles [J]. Technical Acoustics, 2023, 42(2): 242-247.] DOI: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2023.02.018

掠流作用及不同穿孔角度时共振腔消声器性能分析

吴春明¹, 温华兵¹, 马正刚¹, 刘红丹², 申华²

(1. 江苏科技大学能源与动力学院, 江苏镇江 212100; 2. 重庆江增船舶重工有限公司, 重庆 402263)

摘要: 采用数值方法研究了掠流及不同穿孔角度下共振消声器声学性能的影响。通过求解三维非定常、湍流和不可压缩线性 Navier-Stokes 方程, 得到掠流马赫数对不同穿孔角度下消声器传递损失的影响规律。结果发现, 穿孔角度越小的消声器在对应马赫数下的共振频率偏移量越少, 马赫数从 0.05 增加至 0.1 时, 原模型与同向穿孔 45°、60°、75°、逆向穿孔 45° 的偏移量分别为 12.3%、9.2%、12.3%、20.0% 和 7.5%, 同时同向穿孔的消声器较原模型在共振频率处都有较大的消声量, 表明在流动状态下, 穿孔角度显著影响消声器的消声性能, 且同向穿孔能有效降低流动对消声器的影响。

关键词: 穿孔共振消声器; 掠流; 穿孔角度; 马赫数; 传递损失

中图分类号: TB535⁺.2

文献标志码: A

文章编号: 1000-3630(2023)-02-0242-06

Performance analysis of resonator muffler under grazing flow and different perforation angles

WU Chunming¹, WEN Huabing¹, MA Zhenggang¹, LIU Hongdan², SHEN Hua²

(1. School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212100, Jiangsu, China;

2. Chongqing Jiangjin Shipbuilding Industry Co., Ltd., Chongqing 402263, China)

Abstract: In this paper, the effects of grazing flow and different perforation angles on the acoustic performance of resonance muffler are studied by numerical methods. By solving the three-dimensional unsteady, turbulent and incompressible linear Navier-Stokes equations, the influencing rule of Mach number of grazing flow on muffler transfer loss at different perforation angles is obtained. The results show that the muffler with smaller perforation angle has less resonance frequency offset at the corresponding Mach number. When the Mach number increases from 0.05 to 0.1, the resonance frequency offsets of the original muffler model and the models with perforation angles of 45°, 60°, 75° in the same direction and 45° in the opposite direction are 12.3%, 9.2%, 12.3%, 20.0% and 7.5%, respectively. At the same time, the muffler perforated in the same direction has large noise attenuation than the original model at the resonance frequency, which shows that in the flow state, the perforation angle significantly affects the muffler's noise attenuation performance, and the effect of the flow on the muffler can be effectively reduced by the perforation in the same direction.

Key words: perforated resonance muffler; grazing flow; perforation angle; Mach number; transmission loss

0 引言

相比传统消声器, 穿孔共振腔消声器结构紧凑、中高频段具有良好的消声性能, 在增压发动机中应用较多^[1]。然而, 增压发动机排气系统中的高速气流引起的流动效应会改变排气系统的声学属性, 从而影响排气消音器的声学性能。Guo 等^[2]用计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)方法研究了进气系统的流动特性。Kirby 等^[3]使用模态匹配法计算了直通式穿孔阻性消声器的传

递损失, 同时分析了管中均匀流对传递损失的影响, 解析计算结果与实验测量结果吻合较好。Ji^[4]使用三维边界元方法, 预测和分析均匀流与非均匀流对直通穿孔管消音器和谐振器的声衰减特性, 计算结果与实验测试结果吻合良好。Kierkegaard^[5-6]使用线性 N-S 方程研究了有流条件下声波在孔口的散射特性、及用于预测流道中孔板的“啸叫”现象。Selamant^[7]研究了掠流作用下亥姆霍兹共振器的声学特性变化。李恒等^[8]基于数值模拟法计算了穿孔管消声器在有流和无流状态下的传递损失。Zhang 等^[9]基于 CFD 方法对三通穿孔管消声器内部流场进行了数值模拟。Jean 等^[10]采用有限元法对无流和有流时消声器的传递损失进行了数值模拟。Zhu 等^[11]利用三维时域 CFD 方法计算了有流和无流状态下直通式穿孔管消声器的声学性能。Liu 等^[12]采用三维时

收稿日期: 2021-11-09; 修回日期: 2021-12-10

作者简介: 吴春明(1997—), 男, 江苏盐城人, 硕士研究生, 研究方向为振动与噪声控制。

通信作者: 温华兵, E-mail: wen-huabing@163.com

域CFD方法来预测穿孔管消声器的传递损失性能。Zhou等^[13]研究了偏置流下固定腔长的双穿孔板的低频吸声特性。Chen等^[14-15]使用三维时域计算流体力学(CFD)方法分别研究结构参数对通过流和完全发展的掠射作用下穿孔板的声阻抗,通过对各参数研究结果的非线性回归分析,得到了声阻抗的表达式。综上所述,流动对消声器声学性能的影响较大,但以上研究都是对穿孔方向与流动方向垂直时消声器性能分析,很少对不同穿孔角度下共振腔消音器中流场与声场的相互作用展开深入研究。

本文建立了穿孔共振腔消声器的CFD湍流模型,通过映射函数将CFD解传递至声学网格中,通过求解线性化纳维-斯托克斯方程(Navier-Stokes,N-S)方程得到消声器在流动作用下的声场响应,以传递损失作为评价标准,研究了掠流条件及穿孔角度对消声器声学性能的影响规律。

1 流动与声学相互作用计算方法

1.1 湍流模型

在由平均掠流引起的气动声学相互作用的研究中,应用层流线性N-S方程模型模拟气动声学,会显著高估涡流的增长,无法准确预测涡声相互作用^[16]。计算模型必须考虑雷诺应力的影响,才能正确地捕捉气动声学相互作用效应,且湍流模型相比层流具有更高的精度,而雷诺应力与脉动速度又积项有关。为准确捕捉穿孔共振腔消声器中声场与流动相互作用细节,选择k-ε湍流模型,k和ε分别表示湍流动能和耗散^[17]。

控制方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t G_k - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) + \mu_t G_b \quad (1)$$

式中: ρ 表示流体密度; k 表示湍流动能; ε 表示湍流动能耗散; μ_t 表示涡粘系数; x_i , u_i 分别表示某一方向的坐标和速度分量; G_k 表示平均速度梯度产生的湍流动能; G_b 表示浮力产生的湍流动能。

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t (G_k + G_b + G') - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + k \rho \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + R_\varepsilon \quad (2)$$

式中: $G' = 1.33 \left(1 - 0.3 e^{-R_\varepsilon^2} \right) \left(G_k + G_b + 2 \frac{\mu_t}{\mu} \cdot \frac{k}{y^2} \right) e^{-0.00375 R_\varepsilon^2}$,

$R_t = \frac{k^2}{\nu \varepsilon}$, $Re_y = \frac{y \sqrt{k}}{\nu}$, $R_\varepsilon = \rho C_{\varepsilon 4} \varepsilon (\partial u_i / \partial x_i)$, ν 为特征速度, y 是离最近的壁面的直线距离; σ_k 和 σ_ε 分别代表 k 和 ε 的湍流普朗特数; 模型中各参数值如表1所示。

表1 k - ε 湍流模型参数值^[17]
Table 1 Parameters of k - ε turbulence model^[17]

参数	数值	参数	数值
σ_k	1	$C_{\varepsilon 2}$	1.92
σ_ε	1.219	$C_{\varepsilon 4}$	-0.33
$C_{\varepsilon 1}$	1.44	k	0.419

1.2 声场模型

CFD结果准确映射至声学网格后,求解低马赫数下线性化N-S方程,得到掠流马赫数对消声器声学性能的影响以及流动与声学相互作用的规律。因为使用线性化N-S方程引入的数值扩散少得多,能够更好地预测涡流黏度,可以同时确定消声器内部声传播特性和流体整体流动的影响^[18]。声学模型中消声器进口为平面波,入射场声压 p_{in} 定义为1 Pa。在消声器进口区域前部添加一个背景声场域,用于定义声场中的入射平面波变量和声场初始值,初始值包括背景声场声压、背景声速等。

平面波定义如下:

$$p_b = \rho_{in} \cdot e^{-ik_0 z} \quad (3)$$

$$k_0 = \frac{\omega}{c_0 + U_{in}} \quad (4)$$

$$V_b = (0, -\frac{1}{i\omega\rho_0} \cdot \frac{\partial p_b}{\partial y}, 0) \quad (5)$$

式中: P_b 为背景声场声压; V_b 为背景声速矢量; k_0 为空气中的波数; c_0 为声速; U_{in} 为掠流速度; ρ_{in} 为空气密度。

在消声器进口区和出口域分别添加完美匹配层,用于模拟无反射边界条件。消声器的传递损失 L_T 定义为

$$L_T(\omega) = 10 \lg \left(\left\| \frac{P_i(\omega)}{P_t(\omega)} \right\|^2 \right) \quad (6)$$

式中: $P_i(\omega)$ 和 $P_t(\omega)$ 分别表示上游截面入射声波的声压和下游截面透射声波的声压。

1.3 映射与计算方法验证

流体流动解从CFD网络到声学网格的映射是通过内置的“背景流体流动耦合”多物理场特征和专用“映射”研究实现的。

为验证流动与声场耦合计算模型的准确性,以一个亥姆霍兹共振器为基础,建立共振器的湍流 k - ε 模型。

ε 模型，将CFD解通过映射函数传递至声学网格中，通过求解线性化N-S方程得到共振器在流动作用下的声场响应。

将耦合模型的计算结果与Chen等^[15]试验测量结果进行对比，穿孔共振消声器的传递损失随掠流马赫数的变化如图1所示，在不同掠流马赫数 $Ma=0.1$ 、 $Ma=0.2$ 时，穿孔共振消声器传递损失的数值模拟结果与试验测量结果吻合良好，证明了该耦合计算模型的准确性和适用性。穿孔共振消声器的三维结构参数如下：消声器共振腔长度为40 mm，直径为110 mm，穿孔管直径为32 mm，厚度为2 mm，穿孔直径为6 mm，穿孔率为15%。

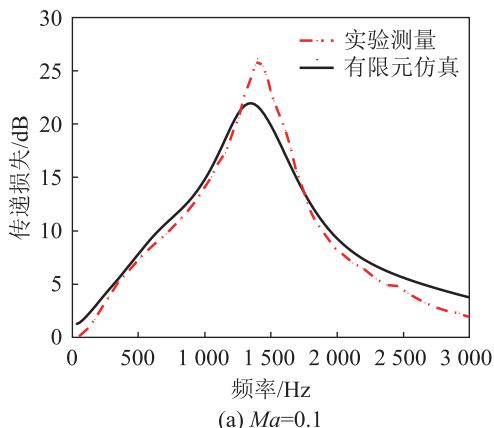
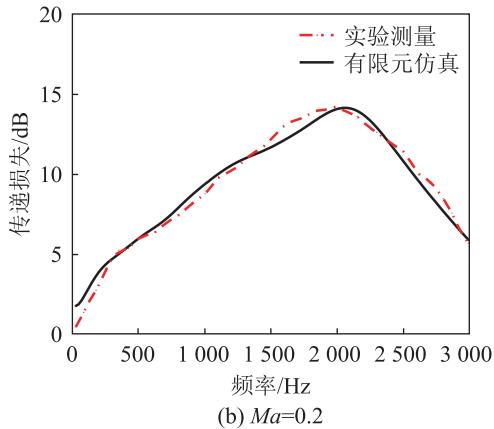
(a) $Ma=0.1$ (b) $Ma=0.2$

图1 模拟与实验结果对比验证

Fig.1 Comparison of simulation and experimental results

2 消声器声学性能的计算与分析

2.1 原几何模型

图2为掠流作用下的穿孔角度为90°的单腔室共振腔消声器结构。消声器穿孔区域的穿孔率为 σ ，穿孔直径为 d_h ，消声器结构参数如表2所示。

建立消声器的三维模型，穿孔区域中的小孔模型采用精确CFD网格划分。小孔截面与主管道和共振腔室的连接面选择三角形面网格单元并适当细

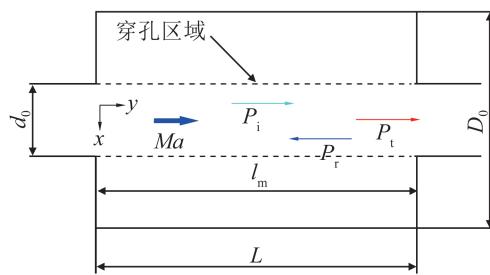


图2 单腔室穿孔共振腔结构

Fig.2 Configuration of a single-chamber perforated resonator

表2 有掠流存在的消声器几何模型尺寸

Table 2 Geometric dimensions of the muffler with grazing flow

参数	数值
消声器长度 L /mm	50
腔室直径 D_0 /mm	90
主管道内径 d_0 /mm	45
腔室长度 l_m /mm	50
穿孔率 σ /%	12
穿孔直径 d_h /mm	3
穿孔管厚度 t_w /mm	2

化网格。其余部分采用四面体网格，穿孔区域中的小孔网格模型进行加密处理，对消声器外壁进行网格角细化处理并定义边界层参数。图3给出了消声器整个计算模型中流场与声场的控制区域划分说明，左侧为消声器进口。

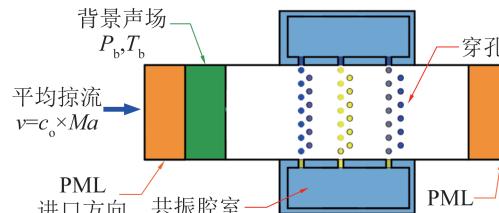


图3 消声器流场与声场偶合计算模型说明

Fig.3 Explanation of the coupled calculation model of flow field and acoustic field of the muffler

2.2 CFD求解与映射

流体属性定义为空气，湍流模型中进口边界条件为平均稳态背景流，进口平均速度为 $U_{in} = c_0 Ma$ ， c_0 为声速。平均背景流采用马赫数 $Ma=0$ (无流动)以及 $Ma=0.05$ 和 $Ma=0.1$ 的流动模型来计算。

将CFD网格中的原始解与声学网格上的映射解进行比较，沿主管道直径方向定义一条三维截线，将该截线上的映射结果转化为一维图表形式，可直观判断出映射结果的准确性。图4与图5中分别给出了在CFD网格上计算得到的轴向(截线方向)内部速度和湍流黏度分布与声学网格上的映射结果对比，原始解与映射解的曲线变化趋势高度一致。

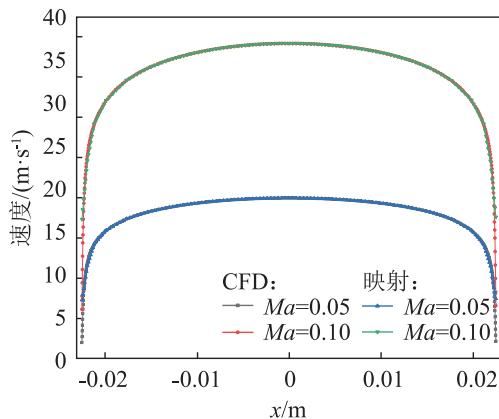


图4 在CFD网格上计算得到的消声器内部轴向速度与声学网格上的映射结果对比

Fig.4 Comparison of the internal axial velocity calculated on the CFD grids with the mapping results on the acoustic grids

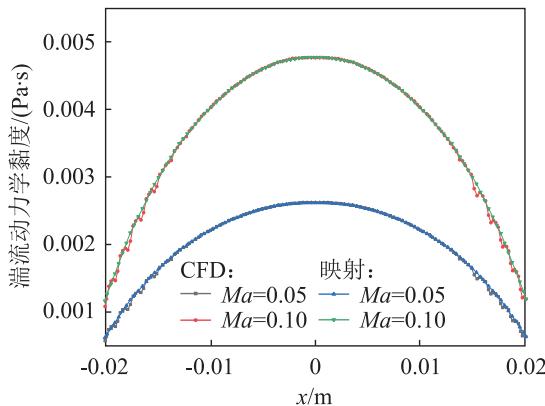


图5 在CFD网格上计算得到的消声器内部轴向湍流黏度与声学网格上的映射结果对比

Fig.5 Comparison of the internal axial turbulent viscosity calculated on the CFD grids with the mapping results on the acoustic grids

2.3 声场计算结果讨论

通过求解线性化N-S方程, 得到单腔室穿孔共振腔消声器在不同掠流作用下的传递损失特性, 结果如图6所示。由于消声器中声场与湍流相互作用形成的衰减过程, 以及流动的对流效应及其与流动梯度的相互作用的影响, 当有气流时, 即 $Ma=0.05$ 和 $Ma=0.1$ 时, 共振频率分别为1625 Hz和1825 Hz。共振频率在 $Ma=0.1$ 时比 $Ma=0.05$ 时向高频偏移了12.3%。此外, 传递损失峰值随着掠流马赫数增加而降低5 dB, 流动对腔室的共振频率影响较大, 对高频部分由非平面波引起的吸收峰影响较小。传递损失曲线变化是因为流速影响了穿孔的声阻抗, 在流动与声场的相互作用下, 消声器的声学特性发生了变化。这就导致消声器在实际工况下的消声性能与静态预测结果不同, 直接影响了消声器的设计性能。

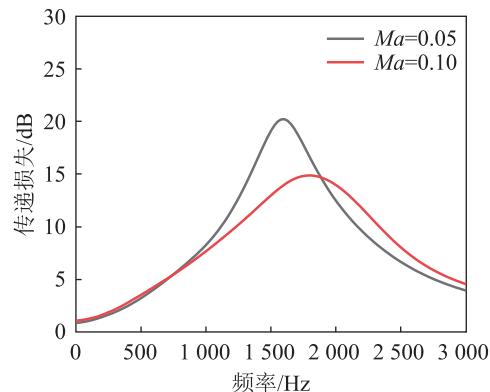


图6 掠流马赫数对原消声器模型传递损失的影响
Fig.6 Effect of the Mach number of grazing flow on the transmission loss of the original muffler model

因此, 对于同时考虑流动因素的消声器, 希望通过改变穿孔角度来降低流场的影响和提高声能的耗散。

3 穿孔角度对消声器声学性能的影响

在原几何模型上, 将穿孔角度分别改为同向的75°、60°、45°和逆向的45°。不同穿孔角度下消声器穿孔区域流场中流速分布对比如图7所示。

由图7所示, 在图7(a)中的穿孔区域, 几乎所有的空气都由穿孔板下侧掠过, 只有少部分空气穿过小孔附着在孔壁的一侧进入了共振腔, 但在共振腔中气体速度非常小。气体流动时在穿孔面处形成了不稳定的剪切层, 而涡量就存在于剪切层中, 部分涡量会随着气流进入共振腔, 还会在中途脱落进入主管道。当气流与穿孔方向同向时, 即图7(b)、7(c)与7(d)所示, 进入共振腔的气流速度更快, 对孔壁的附着力更强; 当气流与穿孔方向逆向时, 即图7(e)所示, 进入共振腔的气流速度更慢, 对孔壁的附着力减小, 涡量几乎全部脱落进入主管道。

如图8所示, 分别为不同马赫数下, 同向穿孔45°、65°、75°和逆向穿孔45°的传递损失。相对于原模型, 在马赫数为0.05时, 不同穿孔角度下的共振频率并无明显变化, 但消声量发生了改变。对于同向穿孔, 随着角度的减小, 消声量增加但增加幅度逐渐减小; 对于逆向穿孔, 消声量低于原模型。马赫数从0.05升至0.1时, 各个穿孔角度的消声器的共振频率都向高频移动。共振频率相对原模型的同向穿孔为45°、65°、75°的偏移量为9.2%、12.3%、20.0%, 逆向穿孔45°时的偏移量为7.5%。可以看出穿孔角度越小, 偏移量就越小。而对应于

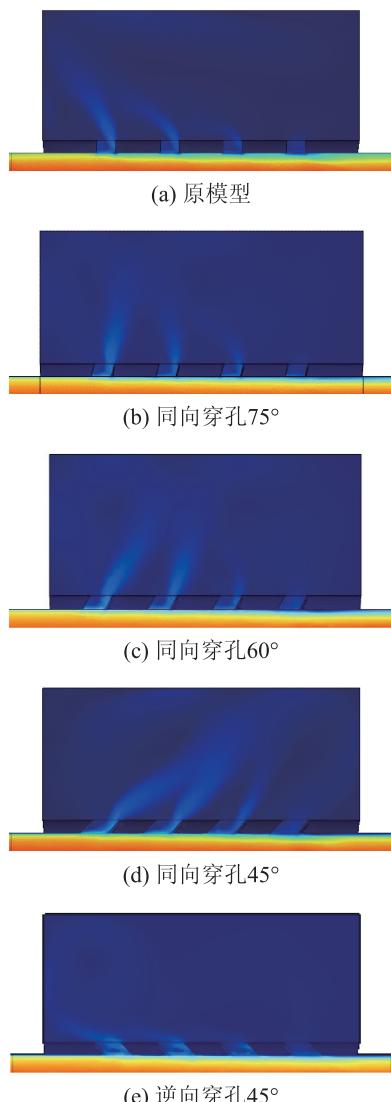


图7 不同穿孔角度的消声器穿孔区域中流速分布对比
Fig.7 Comparison of flow velocity distributions in the perforation areas of the muffler with different perforation angles

共振频率下的消声量，除了同向穿孔角为45°时，其余四个模型都有所衰减，传递损失曲线变化趋缓，说明同向穿孔对孔内流动有稳流作用，减少穿孔区域的涡脱落，减小流动对消声器的影响，逆向穿孔由于角度关系孔内流动复杂，大量涡流脱落将能量转化为声能，导致消声性能变差。

4 结论

本文主要建立了不同穿孔角度下共振腔消声器内部流动与声学相互作用的耦合模型，从而求解掠流马赫数对消声器声学性能的影响。本文主要研究结论如下：

不同的穿孔角度会显著影响穿孔区域的流动特征，同向穿孔的消声器相比于原模型气流对孔壁的

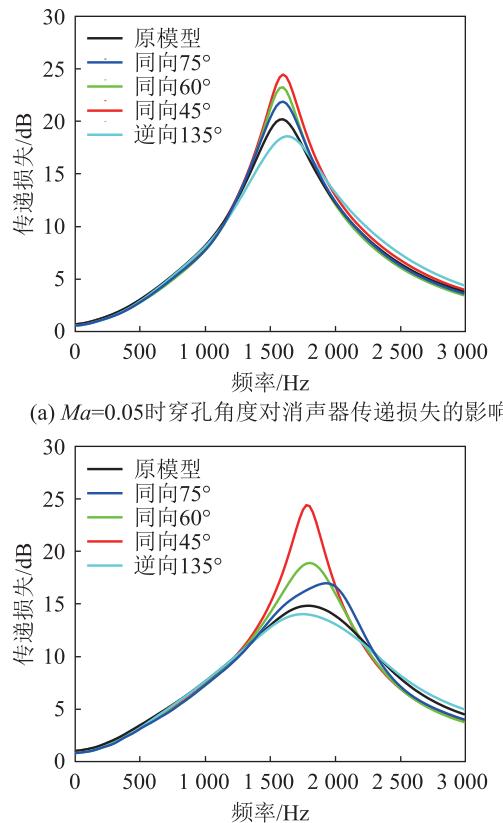


图8 掠流马赫数对穿孔角度不同的消声器模型的传递损失的影响
Fig.8 Effects of the Mach number of grazing flow on the transmission loss of the muffler with different perforation angles

附着力更强，中途脱落的涡量更少，进入共振腔的速度更快。逆向穿孔的消声器附着力差，大量涡量脱落进入主管道，只有极少量气体进入共振腔。

流动状态下，掠流及穿孔角度显著削弱了原模型中腔室与主管道之间的相互作用，导致传递损失峰值降低，大大抑制了消声器的声学性能，同时使消声器腔室的共振频率向高频偏移。不同的是，同向、逆向穿孔的消声器的共振频率的偏移量基本低于原模型，消声量与原模型有较大的差异，其中同向穿孔在各流速下的消声量明显大于原模型，逆向穿孔则相反。综上所述，同向穿孔的消声器在相同的实况下具有较高的消声量与较小共振频率偏移量，且穿孔角度越小优势越明显。

参 考 文 献

- [1] GUO R, HAN S, WANG L T. Effect of a perforated resonator on the flow performances of the turbocharged intake system for a diesel engine[C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2018.
- [2] GUO R, ZHU W W. Acoustic attenuation performance of a perforated resonator with a multi-chamber and its optimal de-

- sign[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2014, **228**(9): 1051-1060.
- [3] KIRBY R, DENIA F D. Analytic mode matching for a circular dissipative silencer containing mean flow and a perforated pipe[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2007, **122**(6): 3471-3482.
- [4] JI Z L. Acoustic attenuation characteristics of straight-through perforated tube silencers and resonators[J]. Journal of Computational Acoustics, 2008, **16**(3): 361-379.
- [5] KIERKEGAARD A, BOIJ S, EFRAIMSSON G. A frequency domain linearized Navier-Stokes equations approach to acoustic propagation in flow ducts with sharp edges[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2010, **127**(2): 710-719.
- [6] KIERKEGAARD A, ALLAM S, EFRAIMSSON G, et al. Simulations of whistling and the whistling potentiality of an in-duct orifice with linear aeroacoustics[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, **331**(5): 1084-1096.
- [7] SELAMET E, SELAMET A, IQBAL A, et al. Effect of flow on Helmholtz resonator acoustics: a three-dimensional computational study vs. experiments[C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2011.
- [8] 李恒, 郝志勇, 刘联鳌, 等. 多腔穿孔消声器声学特性三维时域计算及评估[J]. 浙江大学学报(工学版), 2015, **49**(5): 887-892.
LI Heng, HAO Zhiyong, LIU Lianyun, et al. Three-dimensional time-domain computation and evaluation of acoustic performance of multi-cavity perforated muffler[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2015, **49**(5): 887-892.
- [9] ZHANG H, FAN W, GUO L X. A CFD results-based approach to investigating acoustic attenuation performance and pressure loss of car perforated tube silencers[J]. Applied Sciences, 2018, **8**(4): 545.
- [10] JENA D P, PANIGRAHI S N. Numerically estimating acoustic transmission loss of a reactive muffler with and without mean flow[J]. Measurement, 2017, **109**: 168-186.
- [11] ZHU D D, JI Z L. Transmission loss prediction of reactive silencers using 3-D time-domain CFD approach and plane wave decomposition technique[J]. Applied Acoustics, 2016, **112**: 25-31.
- [12] LIU C, JI Z L. Computational fluid dynamics-based numerical analysis of acoustic attenuation and flow resistance characteristics of perforated tube silencers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2014, **136**(2): 021006.
- [13] ZHOU H, MENG S, TAO C F, et al. Low-frequency sound absorptive properties of dual perforated plates under bias flow [J]. Applied Acoustics, 2019, **146**: 420-428.
- [14] CHEN Z X, JI Z L, HUANG H P. Acoustic impedance of perforated plates in the presence of bias flow[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, **446**: 159-175.
- [15] CHEN Z X, JI Z L, HUANG H P. Acoustic impedance of perforated plates in the presence of fully developed grazing flow [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, **485**: 115547.
- [16] KARLSSON M, ÅBOM M. Aeroacoustics of T-junctions—an experimental investigation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, **329**(10): 1793-1808.
- [17] EL TAHRY S H. K-epsilon equation for compressible reciprocating engine flows[J]. Journal of Energy, 1983, **7**(4): 345-353.
- [18] DU L, HOLMBERG A, KARLSSON M, et al. Sound amplification at a rectangular T-junction with merging mean flows[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, **367**: 69-83.