

基于 CFD-FEM 联合仿真的工业消声器气流噪声预测

卢冠仲¹, 康鲁迪^{1,*}, 刘碧龙¹, 方庆川²

(1. 青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 青岛 266525; 2. 深圳中雅机电实业有限公司, 深圳 518000)

摘要: 气流再生噪声是评估工业用消声器性能的关键指标之一。国际标准化组织在其发布的《声学 低噪声机器工作间设计的推荐实用规程 第 1 部分: 噪声控制策略》(ISO 11690-1:1996)中, 明确规定了气流再生噪声的测量方法。然而, 在现有技术文献中, 针对工业用消声器气流再生噪声计算方法的研究相对匮乏。鉴于此, 提出采用 Fluent 与 Virtual Lab Acoustics 联合仿真的方法计算大型工业消声器内气流再生噪声。并在 5 种不同入口风速工况下, 对大型工业用消声器气流再生噪声的仿真结果与测试结果进行了对比分析, 分析结果表明: 提出的联合仿真方法能够准确预测大型工业消声器的气流再生噪声, 与测试结果对比误差不超过 5.5%; 消声器入口风速的增大会显著引起气流再生噪声的增大。该研究成果为大型工业用消声器的结构设计及其声学性能的精准分析提供切实有效的技术工具。

关键词: 消声器; 气流再生噪声; 数值模拟; 实验测试

中图分类号: TB535; O429 文献标志码: A 文章编号: 1673-4602(2025)04-0143-07

Prediction of the airflow noise of industrial muffler based on the joint simulation of CFD-FEM

LU Guanzhong¹, KANG Ludi^{1,*}, LIU Bilong¹, FANG Qingchuan²

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China;
2. Shenzhen Zhongya Mechanic and Electric Industry Co., Shenzhen 518000, China)

Abstract: Airflow regeneration noise is an important index of industrial muffler. ISO 11690-1: 1996 issued by the International Organization for Standardization (ISO) stipulates the measurement method of airflow regeneration noise. However, there are few studies on the calculation method of airflow regeneration noise of industrial mufflers. In this paper, the method of joint simulation of Fluent and Virtual Lab Acoustics is proposed to calculate the airflow regeneration noise in large industrial mufflers. The simulation results of the airflow regeneration noise of large industrial mufflers are compared with the experimental results under five different inlet wind speed conditions. The analysis results show that the proposed joint simulation method can accurately predict the airflow regeneration noise of large industrial mufflers, and the error between the simulation results and the experimental results is no more than 6%. The increase of the inlet wind speed of the muffler will significantly increase the regeneration noise of the airflow. This method can provide an effective tool for the

收稿日期: 2024-01-08

基金项目: 国家自然科学基金(12374447); 科技部高端外国专家引进计划(G2023025006L)

作者简介: 卢冠仲(1999—), 男, 山东青岛人。硕士, 研究方向为声学及智能控制。E-mail: 1731004378@qq.com。

* 通信作者: 康鲁迪(1987—), 女, 山东青岛人。博士, 实验师, 主要从事结构振动与噪声等方面的研究。rudykon2008@163.com。

structural design and acoustic performance analysis of large industrial mufflers.

Key words: muffler; airflow regeneration noise; numerical simulation; experimental test

气流再生噪声是评价工业消声器性能的关键指标,一般情况,当气流速度超过 20 m/s 时,气流噪声的影响不可忽视。设计不合理的柴油机消声器,其内部局部风速过大,会导致气流噪声过大,降低消声器的消声性能。准确预测工业消声器气流再生噪声对于设计具有优异声学性能的工业用消声器具有重要意义。

国内外学者对消声器的气流再生噪声进行了大量研究。MIDDELBERG 等^[1]利用 CFD 对不同结构的扩张腔消声器的声场进行了仿真计算。KIM^[2]通过 CFD 计算了消声器内的定常流场与非定常流场,仿真与实验结果仅相差 5%。刘丽萍等^[3]通过试验方法得出气流再生噪声对消声器性能的影响不可忽略。高小新等^[4]对抗性消声器进行了研究,发现气流再生噪声通常来自于偶极子与四极子声源的相互作用。尹潞刚^[5]利用 CFD 计算了消声器流体声场。吴大转等^[6]基于 Fluent 计算发现,流速增加,高频段范围内的声功率的上升量高于低频率范围。邓晓龙等^[7]对某车辆制冷系统管道进行了瞬态分析,试验与仿真结果吻合良好。FAN 等^[8]采用将 3D FEM 与流场的 CFD 联合方法对几种典型消声器进行了计算。LIU 等^[9]基于多维时域 CFD 方法仿真了充水管道消声器的传递损失,研究了流量对阻性和抗性消声器工作性能的影响。LIU 等^[10]采用 CFD 和声学 FEM 方法计算了空调系统 T 型弯管的流场和气流产生的噪声场。LIU 等^[11]分析了船用涡轮增压器进气系统内部声源分布、喷管噪声强度和声学指向性。

现有研究主要集中在直径长度均不超过 1.0 m 的小型消声器上,对大型工业消声器精准计算的研究少有报道。本文以直径为 1.2 m,长度为 2.0 m 的某船用柴油机进气消声器为研究对象,采用 CFD 软件 Ansys Fluent 与声学仿真软件 Virtual. Lab 联合仿真,实现精准计算大型工业消声器的气流再生噪声,对比仿真结果与实验结果,探讨大型工业消声器气流噪声特性及其影响规律。

1 CFD-FEM 联合仿真理论

1.1 气动声学理论

在空气流经消声器过程中,消声器内部结构改变导致气体与壁面间压力脉动的变化,从而产生气流再生噪声^[12]。流经消声器中的气体速度与压力满足 Navier-Stokes(N-S)方程:

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho F - \nabla p + \mu \Delta v + \frac{\mu}{3} \nabla(\nabla \cdot v) \quad (1)$$

由 N-S 方程可以推出 Lighthill 波动方程:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 \mathbf{T}_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2)$$

式中: v 为气体流速; t 为时间; F 为作用于流体的体积力; ρ 为气体密度; p 、 μ 分别为气体压力和黏度; c_0 为远场声速; x_i 、 x_j 为坐标值; ∇ 为汉密尔顿算子; Δ 为拉普拉斯算子; \mathbf{T}_{ij} 为应力张量, $\mathbf{T}_{ij} = \rho u_i u_j + [(p - p_0) - c_0^2(\rho - \rho_0)] \delta_{ij}$; u_i 、 u_j 为速度分量; p_0 为流场静压; δ_{ij} 为克罗内克符号; ρ_0 为自由流体密度。

FFOWS 和 HAWKINGS 在 Lighthill 方程和 N-S 方程的基础上分析推导出 FW-H 方程,FW-H 方程可以计算流体在运动时产生的声音,表示为

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho' = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_0 u_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right] - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(p \delta_{ij}) \frac{\partial f}{\partial x_j} \delta(f) \right] + \frac{\partial^2 \mathbf{T}_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3)$$

式中: ρ' 为气体密度变化; f 为广义函数; $\delta(f)$ 为狄拉克函数; p' 为气体压力变化。

式(3)中右边 3 项分别为单极子声源、偶极子声源和四极子声源。由于假设消声器管道管路内的流体为不可压缩的理想气体,且流速较低,因此计算消声器声场时可以忽略单极子、四极子声源的影响^[13],只导入偶极子声源到 Virtual. Lab 中进行声场计算。

1.2 声学有限元理论

Virtual. Lab 将 Fluent 计算的时域脉动压力转换为频域压力,并以此作为等效声源。最后进行声学

计算得到气动噪声的解。求解任一点压力 p_i 的公式为^[4]

$$(\mathbf{K}_a + j\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a) \{p_i\} = \{F_a\} \quad (4)$$

式中: \mathbf{K}_a 为声刚度矩阵; \mathbf{C}_a 为声阻尼矩阵; \mathbf{M}_a 为声质量矩阵; $\{F_a\}$ 为等效源激励项。

通过求解式(4)即可得到消声器壁面任意一点的声压 p_i , 进行声场计算得到辐射声功率。

2 数值仿真过程

本文基于 Fluent 和 Virtual. Lab 分别进行流场和声场的仿真, 计算过程如图 1 所示。

2.1 某舰船柴油机进气消声器模型建立及网格划分

以某舰船柴油机进气消声器为例, 大型消声器实物如图 2(a) 所示。在 SolidWorks 中建立消声器的结构模型, 如图 2(b) 所示。

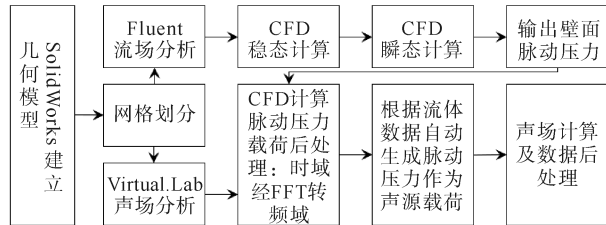
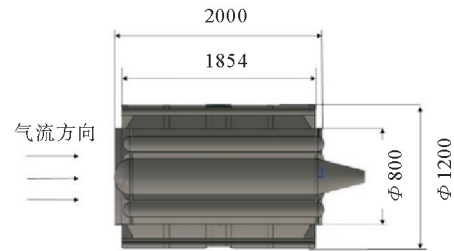


图 1 CFD-FEM 联合仿真过程



(a) 消声器实物



(b) 消声器结构模型(单位: mm)

图 2 大型消声器实物及其结构模型

为精准仿真消声器在实际运行条件下的流场动力学特性, 数值模型分别在消声器的入口端与出口端增设了长度为 1.5 和 6 m 的延长管, 以消除边界效应对流场分布的影响。在流场计算过程中, 网格的质量与数量决定仿真的结果精确度与效率。以柴油机进气消声器为例, 入口气体流速为 8 m/s 时, 通过分别计算模型网格大小为 50、55、60、65 mm 时消声器流场内观测点处的声压级, 以此进行网格无关性验证, 如表 1 所示。

由表 1 可知: 网格的大小不同, 计算得到的声压级结果也不同。当网格比较小时, 计算的收敛性好, 但是较小的网格会大大加长计算的时间。所以也要根据计算机的能力来设置网格大小。

图 3 为柴油机进气消声器系统流体计算区域网格及其局部放大横截面示意图, 最大尺寸为 50 mm, 单元数量约为 200 万。使用非结构化网格, 整个模型消声器流体区域局部网格要求较高, 对这部分网格进行尺寸调整, 网格最密处尺寸为 1.0 mm。

2.2 某舰船柴油机进气消声器流场仿真计算

消声器内部气流脉动压力发生变化引发了气流再生噪声^[5]。因为气体的运动较为紊乱无序, 首先进行稳态计算, 稳态计算收敛后, 设置模型为瞬态计算, 即可得到消声器壁面的脉动压力数据。入口速度 v 为 24.7 m/s, 出口压力 p 为 1.01325×10^5 Pa。在 Fluent 中采用 LES 大涡模拟模型计算, 定义时间步长为 5×10^{-5} s, 计算步数为 5000 步, 时长为 0.25 s, 计算

表 1 网格无关性验证

网格大小/mm	50	55	60	65
声压级/dB	43.54	43.84	44.72	46.18

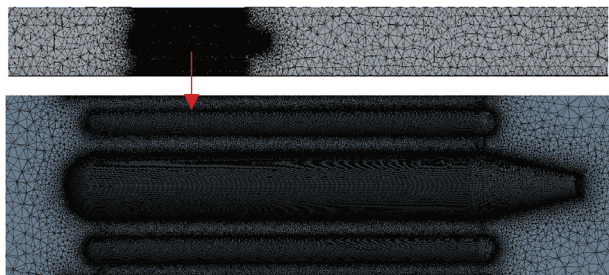


图 3 消声器系统有限元网格划分

完成后获得流体的脉动压力时域数据。延长段流场较为稳定,图4为消声器区域流场计算结果。

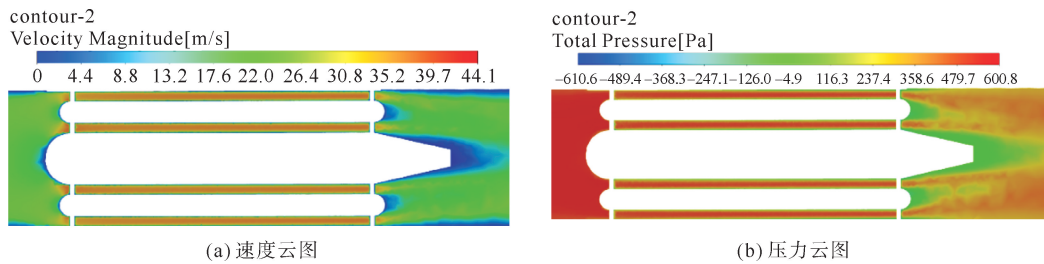


图4 消声器流体区域仿真云图

消声器内通道壁面与流体之间的摩擦引起的压力变化是主要压差来源。局部结构的变化引起了流体流动状态的改变,从而引起了局部压差。图4(b)显示了在固定流量条件下的压力分布云图。消声器内部各处压力分布均匀,流态稳定。入口管处的压力大于出口处的压力。消声器中的总压力变化不大,压力值在一定范围内稳定。空气流入工作时的消声器进气口,气流的速度大小及方向发生较大变化,气流的流速在流经消声器的过程中增大,流出后减小。这一过程产生了壁面脉动压力差,从而引发了气流再生噪声。CFD 稳态计算收敛后,在瞬态计算过程中将消声器壁面脉动压力以 CGNS 格式导出,以此作为声学响应计算的等效偶极子声源。

2.3 某舰船柴油机进气消声器气流再生噪声仿真计算

将 Fluent 计算的时域脉动压力导入 Virtual. Lab 中,作为有限元计算气流再生噪声的声源文件。建立某舰船柴油机进气消声器声学网格模型,在排气出口处添加半球形模型,以添加 AML 属性来计算外场噪声辐射。声学网格属性定义为空气,要求必须为线性单元,且一个波长内至少包含 6 个声学单元^[14]。

$$L \leq \frac{c}{6f_{\max}} \quad (5)$$

式中: L 为声学网格尺寸; c 为流体介质中声音传播速度; f_{\max} 为计算最高频率(4000 Hz)。

由此计算出声学网格尺寸 L 不大于 14 mm。

将脉动压力载荷文件导入 Virtual. Lab 有限元计算中进行数据转移,将流体压力转移到声学网格上,将时域脉动压力通过傅里叶变换转换成频域脉动压力,作为计算气流再生噪声的声源边界条件,插入求解器计算声场响应,如图5所示。

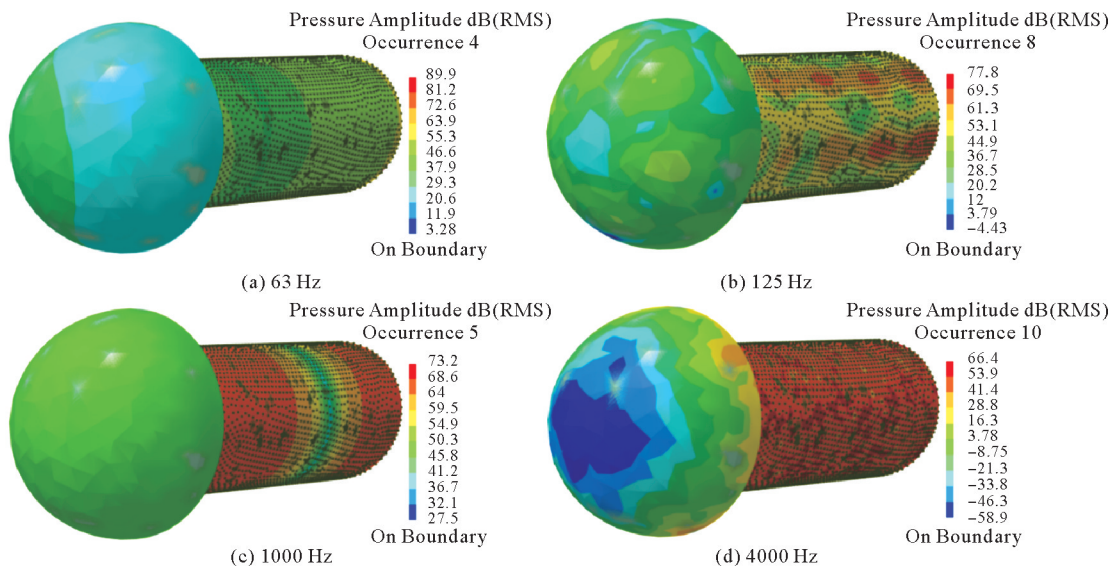


图5 声场计算结果声压云图

3 实验验证

为验证仿真结果的准确度,根据《声学管道消声器和风道末端单元的实验室测试方法》(GB/T 25516—2010)标准对某舰船柴油机进气消声器气流再生噪声进行了测试分析。

3.1 实验室法测试系统组成

测试系统由风机、测试管道、变径管、替换管和混响室等组成,如图 6 所示。

3.2 测试过程

图 7 为实验测试现场。测试系统以风机为气流源,混响室为气流接收端,在有气流条件下对安装在测试管道中的试件(或替换管)进行声压级及 1/3 倍频程声压级测量。

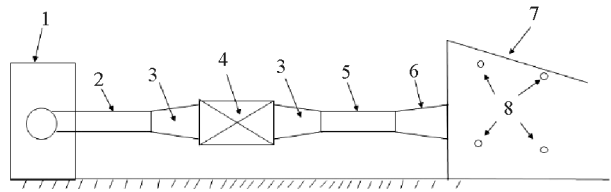


图 6 测试系统示意

- 1—风机;2—试件前方的测试管道;3—变径管;4—试件(替换管);
- 5—试件后方的测试管道;6—连接管部件;7—混响室;
- 8—混响室中的传感器



(a) 核查测试系统相关接口



(b) 某舰船柴油机进气消声器

图 7 实验测试现场

首先用替换管替代试件测量背景噪声,随后测量某舰船柴油机进气消声器的气流噪声声压级。试件的气流再生噪声声功率级 L_w 按下式计算:

$$L_w = \bar{L}_p + D_{td} + C \quad (6)$$

式中: \bar{L}_p 为 1/3 倍频带声级的能量平均值; D_{td} 为接入混响室的管道开口末端的传声损失; C 为辐射入混响室内的声功率级和声压级的差值,按照《声学-声压法测定噪声源声功率级 混响室精密法》(GB/T 6881.1—2002)测量。

对入口风速分别为 8、12、16、20、24.7 m/s 时消声器气流再生噪声进行实验测试。

4 测试与计算结果对比及分析

4.1 测试与计算结果对比

入口风速为 24.7 m/s 时,气流再生噪声仿真与实验结果吻合良好(图 8), 1000 Hz 的噪声测试结果为 71 dB,通过 CFD-FEM

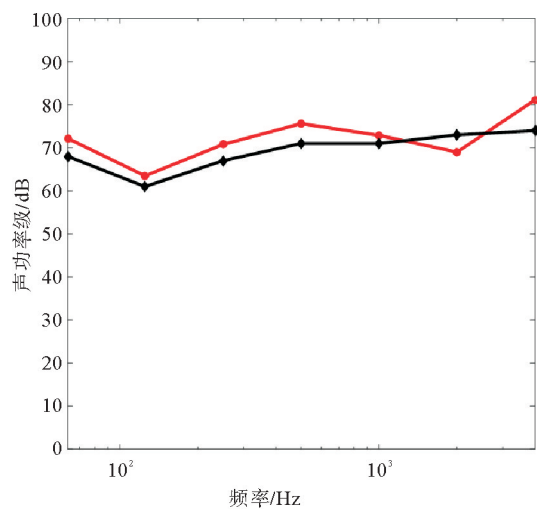


图 8 气流再生噪声仿真计算结果与实验数据对比
 —●— 仿真计算结果; —◆— 实验数据

仿真结果为 73 dB,两者之间的相对误差约为 2.8%。4000 Hz 的噪声测试结果为 73 dB,仿真结果为 69 dB,两者之间的相对误差约为 5.5%。证实了联合仿真方法对某舰船柴油机消声器气流再生噪声的计算的准确性。

4.2 不同入口流速下的气流再生噪声分析

入口流速对某舰船柴油机进气消声器气流噪声有显著影响,将 Fluent 中入口风速分别设为 8、12、16、20、24.7 m/s,重复测试与数值仿真流程得到不同入口风速条件下气流再生噪声的测试和计算结果(图 9)。

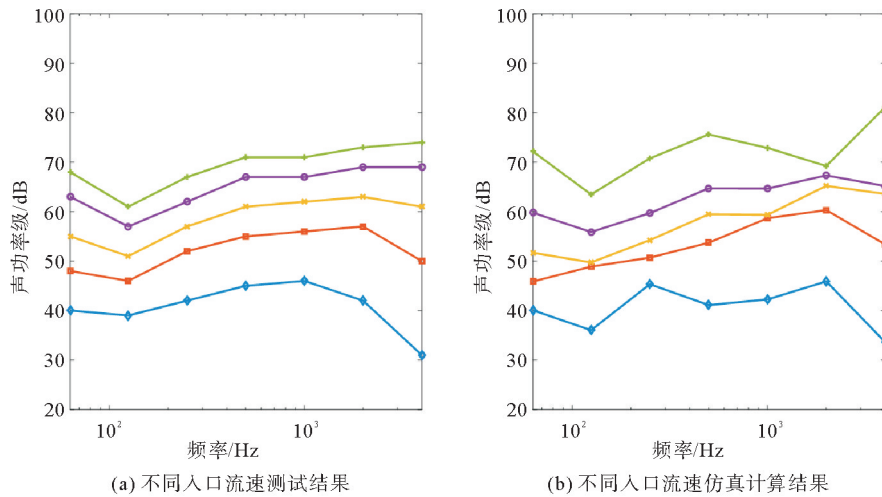


图9 不同入口流速下的气流再生噪声分析
 ◆ 8 m/s; ■ 12 m/s; ◇ 16 m/s; ● 20 m/s; ★ 24.7 m/s

如图 9 所示,同一入口流速下,声功率级随频率的增加先降低后缓慢增加,达到峰值后降低,且流速越大,拐点出现的频率越高;同一频率下,声功率级随入口流速增加而增加,低频范围内(小于 1000 Hz)同一频率下,流速每增大 4 m/s,气流噪声声功率级增大 4~11 dB,高频范围内(大于 1000 Hz)同一频率下,流速每增大 4 m/s,气流噪声增大 5~20 dB。这是因为流速增大引起流体流量增大,几何结构的改变会引起流体质点位移突变,气流再生噪声随之增大。

5 结论

本文采用 CFD-FEM 联合仿真技术,系统研究了大型工业消声器气流再生噪声的特性及其影响规律。通过实验验证,该方法在 2500 Hz 频段内的相对误差控制在 2.8% 以内,4000 Hz 频段误差亦不超过 5.5%,充分证明其计算精度的可靠性。研究发现,入口流速与再生噪声呈显著正相关:流速每增加 4 m/s,在低频段(小于 1000 Hz),声功率级增幅为 4~11 dB,高频段(大于 1000 Hz)增幅达 5~20 dB。该方法在工业应用中展现出显著优势,为大型消声器噪声控制提供了高精度的理论依据与技术支撑。

参考文献(References):

- [1] MIDDELBERG J M, BARBER T J, LEONG S S, et al. Computational fluid dynamics analysis of the acoustic performance of various simple expansion chamber mufflers[J]. Proceedings of Acoustics, 2004, 11(3/4/5): 123-127.
- [2] KIM M H. Three-dimensional numerical study on the pulsating flow inside automotive muffler with complicated flow path[J]. SAE Transactions, 2001, 110: 805-811.
- [3] 刘丽萍,肖福明,陆辰,等. 存在气流时消声器消声性能的试验研究[J]. 内燃机工程, 2001(1): 54-57.
LIU Liping, XIAO Fuming, LU Chen, et al. The experimental study on the sound elimination performance of mufflers with airflow[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2001(1): 54-57.
- [4] 高小新,匡芳,褚志刚. 简单抗性消声器气流再生噪声研究[J]. 汽车工程学报, 2016, 6(6): 437-441.
GAO Xiaoxin, KUANG Fang, CHU Zhigang. Study on regeneration noise of simple reactive muffler[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2016, 6(6): 437-441.

- [5] 尹潞刚. 基于 CFD 的消声器气流再生噪声数值计算[D]. 镇江:江苏大学,2016.
YIN Lugang. Numerical calculation of muffler flow regeneration noise based on CFD[D]. Zhenjiang:Jiangsu University,2016.
- [6] 吴大转,陈一伟,苗天丞,等. 抗式消声器二次噪声的研究[J]. 浙江大学学报(工学版),2014,48(9):1661-1667.
WU Dazhuan, CHEN Yiwei, MIAO Tiancheng, et al. Study on regeneration noise of reactive muffler[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2014, 48(9): 1661-1667.
- [7] 邓晓龙,陈剑,顾镭,等. 乘用车暖通空调风道气动噪声模拟研究[J]. 汽车工程,2006, 28(12):1074-1077.
DENG Xiaolong, CHEN Jian, GU Lei, et al. A study on aero-acoustic simulation for automotive HVAC ducts[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(12): 1074-1077.
- [8] FAN W, GUO L X. An investigation of acoustic attenuation performance of silencers with mean flow based on three-dimensional numerical simulation[J]. Shock and Vibration, 2016, 2016(2): 1-12.
- [9] LIU C, JI Z L, CHENG Y Z, et al. Time-domain CFD computation and analysis of acoustic attenuation performance of water-filled silencers[J]. Journal of Central South University, 2016, 23(9): 2397-2401.
- [10] LIU Y L, WANG K, ZHAO L. Study on transmission characteristics and factors influencing T-elbow aerodynamic noise in ventilation and air-conditioning pipelines[J]. Indoor and Built Environment, 2022, 31(8): 2168-2182.
- [11] LIU H, SUN D, SUN J, et al. Numerical analysis of flow field and aerodynamic noise in intake structure[J]. Journal of Physics Conference Series, 2023, 2463 (1): 012052.
- [12] LIN J W, LIU H L, DONG L, et al. Analysis of the sound field characteristics of a muffler at different flow conditions[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2022, 16(1): 147-156.
- [13] ZHAO B, LI H. Research on suppression of airflow secondary noise in a muffler based on large eddy simulation[J]. International Journal of Acoustics & Vibration, 2022, 27(4): 11.
- [14] HAN J, ZHANG Y, LI S, et al. Stator modification methods for diagonal flow fans to achieve noise reduction of rotor-stator interaction[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(2): 785-796.

(责任编辑 张晓靖;英文校审 程文华)

(上接第 142 页)

- [14] LI Y, CUI Z, ZHANG H, et al. Effects of $TiZn_3$ and $TiZn_{16}$ components on the microstructure and mechanical performance of Ti-6Al-4 V alloy joints formed via ultrasonic assisted brazing using pre-galvanized workpieces[J]. Ultrasonics, 2022, 125: 106782.
- [15] 马会宇,竺培显,周生刚,等. Al/Sn 二元扩散偶相界面扩散溶解层的形成机理[J]. 中国有色金属学报, 2013, 23(3): 816-821.
MA Huiyu, ZHU Peixian, ZHOU Shenggang, et al. Forming mechanism of diffusion couple of Al/Sn interphase diffusion solution layer[J]. The Chinese Journal of Nonferrous Metals, 2013, 23(3): 816-821.
- [16] 郭卫兵,栾天旻,冷雪松,等. 超声辅助钎焊 Al/Sn 接头界面组织演变和力学性能[J]. 中国有色金属学报(英文版), 2017, 27(4): 962-970.
GUO Weibing, LUAN Tianmin, LENG Xuesong, et al. Interfacial microstructure evolution and mechanical properties of Al/Sn joints by ultrasonic-assisted soldering[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2017, 27(4): 962-970.

(责任编辑 张晓靖;英文校审 程文华)