

某客车除霜格栅啸叫机理探索及优化

司东现, 潘亚南, 孙波, 纪绪北, 李永利

(比亚迪汽车工业有限公司, 广东深圳 518118)

摘要:通过近场测量和气动-声学耦合仿真,发现除霜格栅啸叫源于拟序涡结构脱落引起的有规律压力脉动,表现为A计权声压仿真频谱出现峰值。将格栅叶片改为锯齿状可扰乱拟序涡演化,试验验证啸叫声得以有效消除。该研究可为预测除霜格栅啸叫和改进设计提供参考。

关键词:客车; 除霜格栅; 啸叫机理; 涡结构

中图分类号:U463.85; U461.1 **文献标志码:**A **DOI:**10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.05.011

Mechanism Exploration and Optimization of Whistling in Defrosting Grille of a Bus

SI Dongxian, PAN Yanan, SUN Bo, JI Xubei, LI Yongli

(BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China)

Abstract: Through near-field measurements and aerodynamic-acoustic coupled simulations, this paper reveals that the whistling noise from the defrosting grille originates from the periodic pressure fluctuations caused by the shedding of coherent vortex structures, which are manifested as peaks in the A-weighted sound pressure spectrum. Modifying the grille blades into a serrated shape disrupts the evolution of these coherent vortices, and the whistling noise is effectively eliminated through experimental validation. This research can provide a reference for predicting the whistling and improving the design of defrosting grilles.

Key words:bus; defrosting grille; whistling mechanism; vortex structure

随着汽车工业的快速发展,以及人们对乘车舒适度要求的不断提高,客车空调系统作为提升车内舒适性的重要装置,其性能越来越受到关注。在寒冷的冬季,除霜格栅作为客车的重要部件,其能否正常工作对于保障驾驶员视线清晰和行车安全具有至关重要的作用。然而,近年来客车除霜格栅啸叫问题日益凸显,成为困扰乘客和驾驶员的一大难题^[1]。

客车除霜格栅啸叫作为主观感知现象,显著影响着车内噪声的响度和尖锐度^[2]。相关研究表明^[3],啸叫的影响因素极为复杂,包括叶片形状、角度和出风速度等。目前,主要采取试验方法对除霜格栅啸叫进行评估,但缺少对啸叫产生机理的有效分析方法。随着计算机性能的不断提高,尝试运用计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)和气动声学耦合

计算的方法分析啸叫形成机理,这对除霜格栅啸叫的预防和设计改进具有重要的工程意义。

1 方法与模型

气动声学耦合计算的主要内容包括:几何建模与网格划分、流场计算(CFD模拟)和声场计算(气动声学模拟)。其中,为了给仿真提供准确的边界条件并为结果验证提供基准,需在仿真分析前开展实车试验,以测量除霜格栅的出风速度和频率谱。仿真分析中流场和声场是耦合计算的,即在每个瞬态时间步内,首先模拟分离涡,获取流场的速度、压力和涡量分布;其次,基于上一步所获取的流场数据,采用声类比方法计算该时间步的近场声压分布;最后,将随时间变化的声压分布曲线进行快速傅里叶变换,得到除霜

收稿日期:2025-01-17。

第一作者:司东现(1995—),男,博士,主要从事高超声速、空气动力学、气动声学等研究工作。E-mail:sdxself@mail.ustc.edu.com。

格栅的频率-声压级关系(频谱),用于啸叫等异响识别。

1.1 实车试验测量

该实车除霜格栅的风速由2个不同挡位的风机产生。采用德图test-440四功能测量仪测量除霜一挡和二挡时5个除霜格栅的风速,测量结果见表1。将试验测量得到的除霜格栅出风口风速作为输入,代入流量计算公式(1),即可求解得到除霜一、二挡对应的风机流量,分别约为 $152.3\text{ m}^3/\text{h}$ 和 $213.29\text{ m}^3/\text{h}$ 。该计算结果将作为后续仿真流场计算时除霜一挡、二挡对应的风机流量。

$$Q = 3600 \times 2 \sum_{i=1}^5 v_i A_i \quad (1)$$

式中: Q 为风机流量, m^3/h ; v_i 为第*i*个除霜格栅风速, m/s ; A_i 为第*i*个除霜格栅出口面积($A_i=L_i d_i$, L_i 和 d_i 见图1), m^2 ;*i*为除霜格栅序号。

表1 除霜一、二挡时5个除霜格栅的风速 m/s

挡位	除霜格栅位置				
	左二	左一	中	右一	右二
一挡	3.18	3.01	4.41	4.78	3.65
二挡	9.93	6.06	6.67	9.95	7.31

本文以该实车中间位置的除霜格栅为研究对象,通过近场测量法,利用LMS振动噪声测试系统和麦克风实车采集并记录其声压变化(即随时间变化的声压数据)。为避免射流因素影响数据采集的精度,将麦克风布置在射流剪切层外,距离除霜格栅约100mm处。试验采集的声压信号经快速傅里叶变换得到其频谱(即随频率变化的声压级数据),其中加窗方式采用汉宁窗^[4],分析块和窗口函数分别设置为2和0.5。试验结果表明,除霜一挡时频谱曲线存在3个具有一定带宽的明显峰值,并存在明显啸叫现象;而除霜二挡时频谱曲线无明显峰值,也不存在啸叫现象。

1.2 几何模型与网格划分

图1为该实车除霜格栅模型示意图,5个除霜格栅的尺寸完全相同。每个除霜格栅都有2个主通道,每个主通道的长度 L_i 约为17 mm,宽度 d_i 约为3.25 mm。

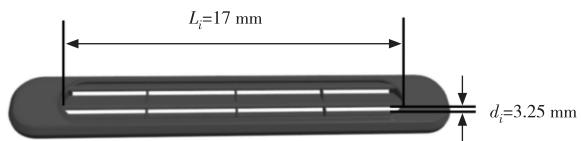


图1 除霜格栅模型示意图

将该车风箱、风管、风腔、除霜格栅及驾驶室前端等组成的封闭空间作为计算域,如图2(a)所示。将风箱底部设置为质量流率入口;将驾驶室端面设置为压力出口,其余壁面设置为固壁边界条件。计算域中,面网格采用三角形面网格,其中除霜格栅面网格尺寸设置为0.5~1 mm,其余固壁网格尺寸设置为2~5 mm,面网格总数约为500万个;体网格采用切割体网格,近壁面附近设置8层网格来精确模拟附面层内的流动,体网格总量约为5 000万个。其中 $Y=0$ mm平面内(即中部除霜格栅的对称面)计算域局部网格如图2(b)所示。

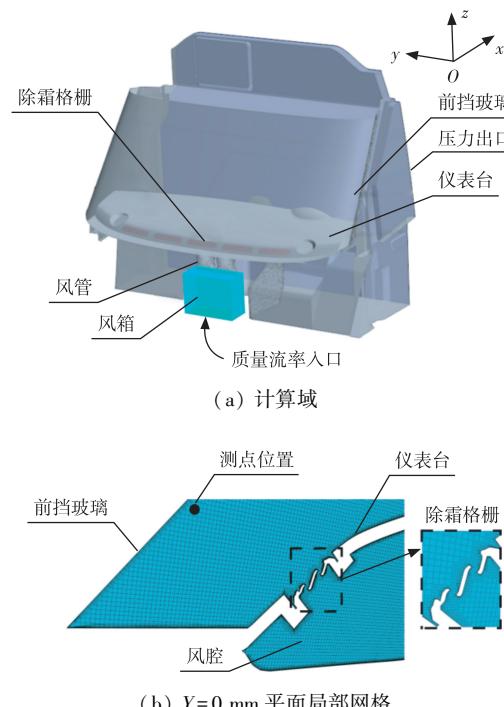


图2 计算域及 $Y=0$ mm平面内局部网格

1.3 流场和声场计算

应用StarCCM+商用软件,对除霜格栅附近的流场和声场进行瞬态计算。根据试验测得的除霜一挡、二挡风机流量,利用式(2)求解初始质量流速值,分别约为0.05 kg/s和0.07 kg/s。

$$q=Q \cdot \rho / 3600 \quad (2)$$

式中: q 为质量流速,kg/s; ρ 为空气密度(此处取值为 $1.184\ 15\text{ kg/m}^3$)。

在仿真计算时,采用延迟分离涡模拟^[5],近壁面模型和气动声学模型分别采用 SST $k-\omega$ 模型和扰动对流波模型^[6-7]。将除霜格栅附近的区域(见图 2(b)中虚线框)定义为噪声源;其他区域定义为无阻尼区域,即声波可在不产生任何虚假反射的情况下穿过边界离开域。时间离散采用二阶,总计算时间为 5.2 s。需要注意的是,在设置声学模拟时,需选择合理的时间步长。

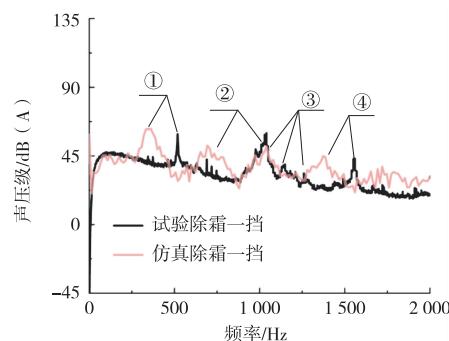
通常要分别评估合理的对流库朗数、最大解析频率和局部斯特劳哈尔数所需的时间步长,并选择其中的最小值。为保证瞬态计算的稳定性和收敛性,对流库朗数总体平均值应在 1 左右,则所需时间步长取值为 2.5×10^{-5} s。此外,若需在最大解析频率 3 000 Hz 的波中获得 10 个点(该频率位于人类听力最敏感的范围 2 000~4 000 Hz 内),时间步长应设置为 $1/(10 \times 3 000)$ s,即 3.33×10^{-5} s。

另外,在本文仿真算例中,采用的雷诺数约为 60 000,涡脱落对应的斯特劳哈尔数大约为 0.22(此数字对应脱落频率约为 500 Hz),则捕捉此脱落频率所需的时间步长约为 2.0×10^{-4} s。因此,声学迭代步的最小时间步长可取对流库朗数标准要求的大小,即 2.5×10^{-5} s。然而,为提高计算效率,在不影响计算精度的前提下,本文将仿真算例前 5 s 的时间步长设置为 0.05 s,得到初场流场;后 0.2 s 叠加扰动对流波声学模型,并将时间步长设置为对流库朗数标准要求的大小,即 2.5×10^{-5} s。

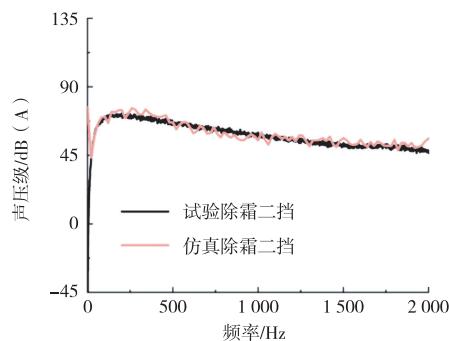
仿真计算过程中,在中部除霜格栅附近布置监测点,如图 2 所示,捕捉该监测点的时域压力脉动。仿真结束后,将监测点的时域压力脉动通过快速傅里叶变换转换为频域信号,其中,加窗方式、分析块和窗口函数设置与试验条件一致。

1.4 仿真与试验结果对比分析

本节分别对除霜一挡、二挡时仿真与试验频谱进行对比分析,考察啸叫的频谱特征并验证仿真精度。图 3 为除霜一挡、二挡时中部除霜格栅测点所对应的 A 计权声压级试验和仿真频谱。



(a)一挡试验和仿真频谱



(b)二挡试验和仿真频谱

图 3 中部除霜格栅所对应的 A 计权声压级试验与仿真频谱

1) 从图 3(a)所示的试验频谱曲线可以看出,声压级随频率的增加而衰减,但在 520 Hz、1 035 Hz 和 1 550 Hz 附近均存在明显的具有一定带宽的峰值,说明噪声能量集中在这三个频率附近,同时试验测试时能够听到十分明显而尖锐的啸叫。此外,在 1 150 Hz 和 1 260 Hz 附近还存在两个频率接近的次要峰值,也对啸叫有一定的贡献。从图 3(a)所示的仿真曲线可以看出,在 375 Hz、780 Hz、1 040 Hz 和 1 385 Hz 附近均存在明显的具有一定带宽的频率峰值。

需要说明的是:①现有湍流模型难以精准捕捉小尺度湍流结构,导致涡脱落频率计算偏低;②仿真存在高频耗散现象,会抑制高频涡脱落,使仿真频率偏低。因此,仿真与试验中涡的脱落频率(即斯特劳哈尔数)不同^[8-10],使得仿真频谱中的峰值频率相比于试验要整体向左偏移 150~300 Hz,即啸叫峰值频率计算值偏小。

本文仿真频谱中的峰值频率相比于试验整体向左偏移约 200 Hz,如图 3(a)中的①、②和④所示。其中,试验频谱中两个频率接近的次要峰值在仿真频谱中合并成一个明显的峰值,同样向左偏移约 200 Hz,如图 3(a)中的③所示。对比图 3(a)试验与仿真频

谱曲线可知,尽管两者的峰值频率存在些许差距,但整体分布趋势基本一致。

2) 如图3(b)所示,除霜二挡时A计权声压级仿真与试验频谱吻合良好,声压级随频率增加而衰减^[11],频谱曲线均无明显峰值。说明除霜二挡时流速的增加改变了流场效应,抑制了拟序涡结构的周期性脱落,从而有效避免了啸叫的产生。同时说明本文采用的仿真方法和边界条件可信度较高,可用于后续除霜格栅啸叫机理探索和结构优化。

2 啸叫机理探索

除霜格栅啸叫属于典型的气动-声学耦合问题,需借助仿真流场分析其啸叫机理。如图1所示,除霜格栅存在2个主通道,当离开主通道的两股射流相互碰撞或交汇时,由于二者间存在一定速度差,因此形成了剪切层。随着流场的演变,这个剪切层附近会不断产生涡旋流,并最终脱落^[12]。中部除霜格栅的涡旋流量云图如图4所示。对比图4(a)和图4(b)可知,在不同的除霜挡位下,除霜格栅两股射流的风量及风速大小均不同,除霜格栅附近涡流结构的演化差异较大,呈现出两种不同的状态。

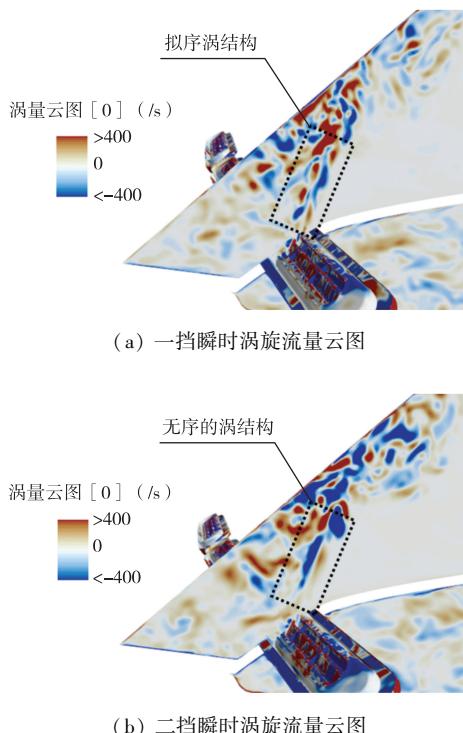


图4 除霜一挡、二挡时中部除霜格栅附近的瞬时涡旋流量云图

如图4(a)所示,除霜一挡时格栅附近脱落的拟序涡结构会随流场向后移动。由于除霜一挡时格栅附近的风速较慢(见表1),涡的演化可经历形成、发展、扩散、破裂、融合的周期性阶段。此过程会产生较为规则的压力脉动,如图5(a)所示,辐射到远场后形成较为规则的声压变化,因此会在图3(a)所示的某些频率上产生噪声峰值,此即为除霜格栅啸叫的形成机理。

而除霜二挡时格栅附近的风速相对较大(见表1),涡的演化过程难以持续至一个完整的周期,如图4(b)所示,导致除霜格栅附近流场结构和压力分布更混乱(见图5(b))。整个流场中既没有明显起主导作用的拟序涡结构,也不存在某一特定频率辐射噪声。辐射出来的噪声通常占据宽广且较低的频率范围,从而不会产生明显啸叫现象。

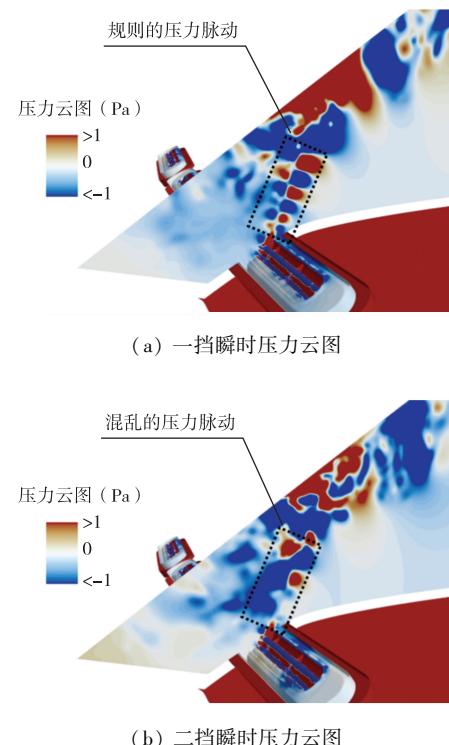


图5 除霜一挡、二挡时中部除霜格栅附近的瞬时压力云图

3 优化分析

3.1 除霜格栅结构优化

从上分析可知,啸叫产生的主要原因如下:当除霜格栅的出风速度较小时,主通道上两股射流相互碰撞形成的拟序涡结构得以稳定存在,并能随流场扩

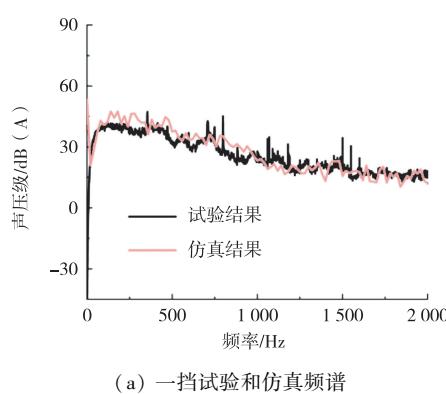
散、破裂、融合。因此,为消除啸叫,需对除霜格栅结构进行优化,即破坏除霜格栅附近的规则拟序涡结构。初步优化方案是将除霜格栅叶片改为不规则锯齿状结构,优化后的模型示意图如图6所示。为验证优化方案的有效性,采用同样的试验和仿真方法,对优化后的除霜格栅进行频谱和流场分析。



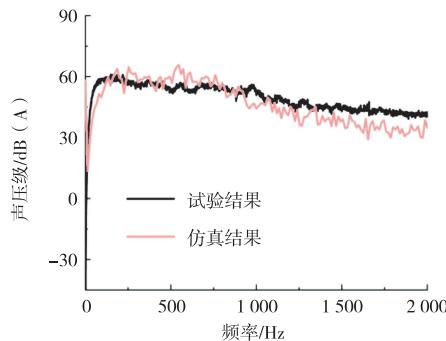
图6 优化后的除霜格栅模型示意图

3.2 优化除霜格栅频谱分析

首先对优化后的除霜格栅进行频谱分析,结果如图7所示。可以看出,仿真与试验的频谱分布基本一致。此外,对比图3和图7可知,优化方案的除霜一挡、二挡的仿真与试验频谱既无明显峰值,也无啸叫现象。



(a) 一挡试验和仿真频谱



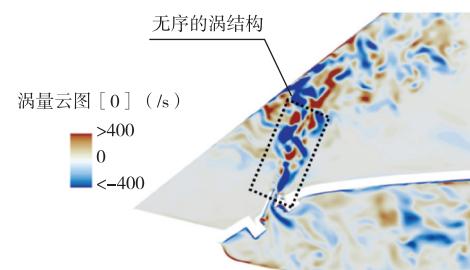
(b) 二挡试验和仿真频谱

图7 优化方案中部除霜格栅所对应的A计权声压级试验和仿真频谱

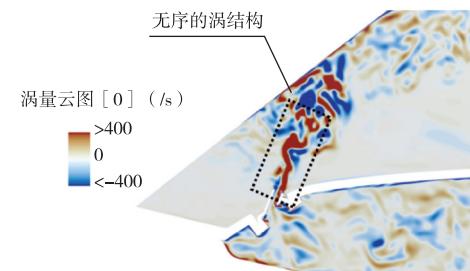
3.3 优化除霜格栅流场分析

为进一步明确采用优化方案后啸叫现象消失的原因,需仿真优化方案除霜一挡、二挡时中部除霜格

栅附近的瞬时涡旋流量云图和压力云图,结果分别如图8和图9所示。对比图4(a)和图8(a)可知,除霜格栅叶片修改为锯齿状后,其凹凸结构使气流产生局部分离,生成不规则涡流,进而扰乱了原本规则的拟序涡结构。此外,优化方案除霜一挡下格栅附近涡的演化过程较为混乱,没有明显起主导作用的拟序涡结构。除霜二挡时,原始方案与优化方案中涡结构的演化现象类似,均较为紊乱无序(见图4(b)和图8(b))。



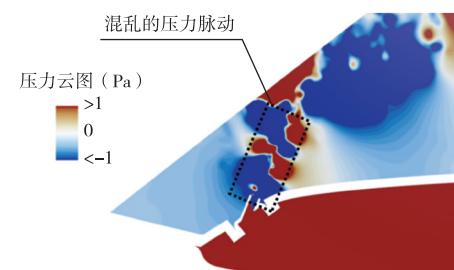
(a) 一挡瞬时涡旋流量云图



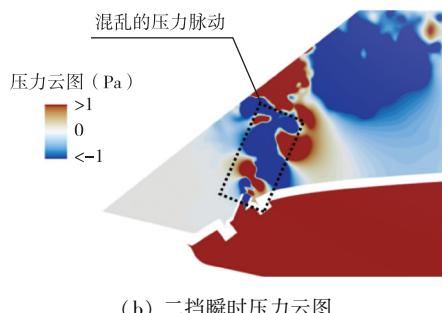
(b) 二挡瞬时涡旋流量云图

图8 优化方案中部除霜格栅附近的瞬时涡旋流量云图

优化方案在除霜一挡、二挡时,格栅附近无序涡结构的演化使流场压力分布更为混乱,如图9所示,辐射到远场后无法形成规则的声压变化。因此,频谱曲线均占据宽广且较低的频率范围,声音低沉浑厚,无啸叫现象出现。



(a) 一挡瞬时压力云图



(b) 二挡瞬时压力云图

图9 优化方案中部除霜格栅附近的瞬时压力云图

由此可见,将除霜格栅叶片修改为锯齿状,能够从机理上有效抑制涡流脱落引起的啸叫声。

4 结 论

通过对某客车除霜格栅的试验和仿真,主要得出以下结论:

1) 除霜格栅啸叫的产生机理如下:在剪切层附近不断形成并脱落拟序涡结构,这些脱落的拟序涡结构会随着流场向后扩散、破裂和融合;这个过程会导致规律的压力脉动,传播到远处形成有规律的声压变化,并在频谱上特定的频率处出现噪声峰值,从而引发啸叫现象。

2) 除霜格栅啸叫产生的原因是带有壁面和剪切层效应的复杂耦合流动,仿真分析可在一定程度上对啸叫进行预测;啸叫频率则可通过观察测点的仿真频谱进行预测。

3) 通过优化设计改变流场结构,可扰乱原本规则的涡脱落过程。该方案经仿真分析和实车试验验证,能从根源上消除啸叫声。

参考文献:

- [1] 聂永红. 基于声品质的汽车内部噪声有源控制方法研究 [D]. 长沙:湖南大学, 2013.
- [2] NOR M J M, FOULADI M H, NAHVI H, et al. Index for vehicle acoustical comfort inside a passenger car [J]. Applied Acoustics, 2008, 69(4):343–353.
- [3] LIU J W. Simulation of whistle noise using computational fluid dynamics and acoustic finite element simulation [D]. Lexington: University of Kentucky, 2012.
- [4] 王刘旺, 黄建才, 孙建新, 等. 基于加汉宁窗的 FFT 高精度谐波检测改进算法 [J]. 电力系统保护与控制, 2012, 40(24):28–33.
- [5] PATEL P, ZHA G C. Improved delayed detached eddy simulation of separated flow [C]//AIAA AVIATION Forum June 15–19, 2020, VIRTUAL EVENT AIAA AVIATION 2020 FORUM, 2020:1–15.
- [6] SEO J H, MOON Y J. Linearized perturbed compressible equations for low Mach number aeroacoustics [J]. Journal of Computational Physics, 2006, 218(2):702–719.
- [7] PIEPIORKA J, VON ESTORFF O. Numerical investigation of hydrodynamic/acoustic splitting methods in finite volumes including rotating domains [C]//PROCEEDINGS of the 23rd International Congress on Acoustics 9 to 13 September 2019 in Aachen, Germany, 2019:1827–1834.
- [8] ZIADA S. A flow visualization study of flow-acoustic coupling at the mouth of a resonant side-branch [J]. Journal of Fluids and Structures, 1994, 8(4):391–416.
- [9] RADAVICH M P, SELAMET A, NOVAK M J. A computational approach for flow – acoustic coupling in closed side branches [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2001, 109(4):1343–1353.
- [10] KANNAN V, GREELEYD, SOVANI D S, et al. Computational aeroacoustics simulation of whistle noise in an automotive air-intake system [R]. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2005:1–15.
- [11] 许涛, 祝小平, 杨军. 有色噪声条件下的目标被动定位算法研究 [J]. 计算机仿真, 2013, 30(5):50–53.
- [12] KIM W J, PERKINS N C. Two-dimensional vortex-induced vibration of cable suspensions [J]. Journal of Fluids and Structures, 2002, 16(2):229–245.