

基于混合方法的膨胀腔非稳态流动及气动噪声分析

刘海涛¹, 徐志龙¹, 刘林芽²

(1. 华东交通大学 机电与车辆工程学院, 南昌 330013;

2. 华东交通大学 振动与噪声教育部工程中心, 南昌 330013)

摘 要: 采用混合方法对气流作用下的膨胀腔的非稳态流动和气动噪声进行了数值仿真分析。建立基于有限体积法的流体仿真模型,采用大涡模拟方法对膨胀腔内部非稳态流动进行计算。数值仿真结果捕捉到了腔体内部非稳态流动以及涡量的发展变化过程,并与实验观测结果基本吻合。采用积分插值的方法将流场结果插入声学网格上,基于气动声学理论计算腔体内部的流噪声源。建立声学仿真模型,将流噪声源导入声场网格中计算远场响应点的声压,并与实验结果进行对比,声压级以及共振频率都吻合良好。结果表明:混合仿真方法准确直观揭示出管内流噪声产生的机理和过程,尾管辐射噪声的仿真结果与实验结果及理论计算结果的偏差都在5%以内。

关键词: 膨胀腔; 非稳态流动; 气动噪声; 混合方法; 大涡模拟; 声比拟

中图分类号: V211.3; TU112.3

文献标志码: A

Unsteady flow field and flow-induced noise analysis for expansion chambers based on hybrid method

LIU Haitao¹, XU Zhilong¹, LIU Linya²

(1. School of Mechatronics and Vehicle Engineering,
East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China;

2. Engineering Research Center of Vibration and Noise,
Ministry of Education, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: The unsteady flow field and flow-induced noise of the expansion chamber under the effect of airflow were numerically simulated and analyzed based on hybrid method. The simulation model based on the finite volume method was established, and the large eddy simulation method was used to calculate the unsteady flow in the expansion cavity. The numerical simulation successfully captured the unsteady flows and the development of eddies in the internal cavity, and agreed well with the experiment results. The flow field results were inserted into acoustic mesh by the integral interpolation method, and then the flow-induced noise sources were calculated by the aeroacoustics theory. The flow-induced noise sources were imported to the acoustic simulation model to calculate the sound pressure at the response points. The acoustic simulation results agreed well with the experiment results on the

收稿日期: 2018-01-27

基金项目: 国家自然科学基金(51765017); 江西省自然科学基金(20161BAB216136);

江西省教育厅科技项目(GJJ150497)

作者简介: 刘海涛(1986—),男,讲师,博士,主要从事车辆噪声控制、数值建模及仿真研究。

引用格式: 刘海涛,徐志龙,刘林芽. 基于混合方法的膨胀腔非稳态流动及气动噪声分析[J]. 航空动力学报,2018,33(12):2930-2938. LIU Haitao, XU Zhilong, LIU Linya. Unsteady flow field and flow-induced noise analysis for expansion chambers based on hybrid method[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(12): 2930-2938.

sound pressure level and resonance frequencies. The results showed that the hybrid method combined the large eddy simulation and the aeroacoustics theory, and revealed the mechanism and process of the flow-induced noise generation in the expansion chamber accurately. The deviations of the tail pipe radiated noise between the simulation results and the experimental results, as well as the theoretical calculation results, were within 5%.

Key words: expansion chamber; unsteady flow; flow-induced noise; hybrid method; large eddy simulation; acoustic analogy

抗性消声器是目前车辆排气系统中用来控制排气噪声的主要结构形式。抗性消声器主要通过截面突变、穿孔以及空腔的组合形成一个声滤波器,用来滤除排气中集中了大部分声能量的低频阶次噪声。气流流过抗性消声器时,会对声滤波器本身的特性产生影响,主要表现在两个方面:一方面气流会对消声器内部的声传播过程以及腔体结构的声衰减特性产生影响;另一方面气流流经突变截面时会产生再生噪声。气流再生噪声与气流速度相关,速度增高时,气流再生噪声会以几何级数增加^[1]。对于汽车排气系统,当发动机转速较低时,气流速度较低,排气噪声能量主要集中在点火频率以及其阶次谐波频率上,而当发动机进入中高转速时,排气系统内气流马赫数增加,气流再生噪声成为主要的噪声源之一。

膨胀腔是抗性消声器中最基本的结构形式,因而膨胀腔在有流情况下的声学特性成为国内外研究的热点。Davies 等^[1]采用声能量流的测试方法,在膨胀腔上下游管道以及腔体上布置传感器进行测量,分析出了膨胀腔内部的流噪声源位置、频率特征与腔体几何形状之间的关系。Takashi^[2]采用信号相关分析的方法,通过实验测量得到膨胀腔内流噪声源具体产生的位置,并与实际拍摄得到的腔体内可视化流场进行了相互印证。Desantes 等^[3]采用 $k-\epsilon$ 湍流模型计算了直管喷射、收缩截面以及膨胀腔内部的湍动能分布情况,并采用低噪声冷流实验台测量以上 3 种结构的尾管辐射声强度,并用近似公式对实验结果进行拟合,分析 3 种结构的流噪声源种类。English 等^[4]采用相关声能量流分析的方法,对不同腔体长度在不同流速下的管内声强度进行测量,得到了膨胀腔内气流涡模态与流速以及腔体长度之间的关系。Roeck 等^[5]采用两端参数法对实验数据进行分析 and 处理,得到了膨胀腔内部流噪声的特性。Rubio 等^[6]采用大涡模拟方法对二维膨胀腔内部的流场进行了分析,模拟仿真得到了流噪声作用下的腔体内部以及尾管的共振现象。

以上研究多采用实验方法,难以直观描述膨胀腔内部流噪声产生的机理及过程。近年来,流体及声学数值仿真方法得到快速发展,被广泛用来预测流场及声场的形成过程及分布,揭示流体及声学的相互作用机理^[7-9]。现今流噪声数值仿真领域主要发展出 3 种预测方法,即直接法(DNC)^[10-11]、混合方法^[12-13]及半经验法(SNGR)^[14]。其中直接法需要巨量计算资源,难以在工程中获得应用,半经验法基于雷诺平均 N-S 方程(RANS)求解方法提供湍流数据,计算的声源项不够准确。而混合法将流场和声场分开进行计算,可以有效减少计算时间和资源的耗费,同时保证较好的求解精度,是目前最有应用前景的一种方法。

本文中研究的流动为常温下的低马赫数流动($Ma < 0.3$),考虑到计算资源和精度的要求,采用混合方法对有流情况下膨胀腔内部的非稳态流场及气流噪声进行仿真分析。先采用大涡模拟(LES)^[15]的方法对膨胀腔内部的流场进行非稳态时域计算,再采用气动声学理论中的声比拟方法导入流场计算结果,提取膨胀腔内部的流噪声声源,最后采用有限元和无限元的方法进行声传播计算。同时,在消声室中对膨胀腔内部和外部的流噪声进行实验测试,验证仿真的准确性。

1 计算理论及方法

膨胀腔是排气通风系统中最基本的结构。无流情况下,膨胀腔是消声基本单元。当膨胀腔内部有流体流动时,膨胀腔的声学特性会发生变化,腔内由于气流旋涡的作用,将由消声器转变成成为发声器^[16]。膨胀腔的声学特性可用两端极子模型来描述,模型示意图如图 1 所示。

图 1 中 p_1^+ 和 p_1^- 为膨胀腔入口管道中向上游和向下游传播声压分量; p_2^+ 和 p_2^- 为膨胀腔出口管道中向上游和向下游传播声压分量; p_1^+ 和 p_1^- 分别是腔内气流产生的流噪声向上游和向下

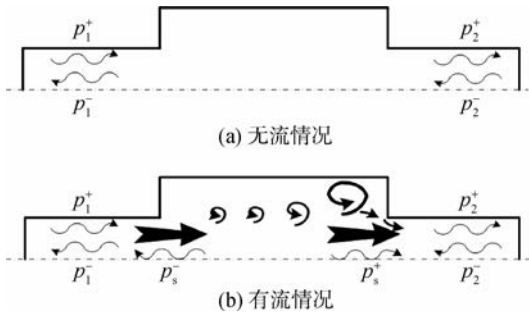


图 1 膨胀腔两端极子模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the two-ports model of expansion chambers

游传播的分量。

基于以上分析,采用三维数值仿真,直观揭示膨胀腔内部流场流过程及噪声源分布,对于研究腔体内部流噪声的产生机理具有重要意义。

1.1 大涡模拟理论

大涡模拟是一种基于滤波算子的方法,用于计算三维非稳态流场^[17]。滤波算子可将流场涡量分成大尺度和小尺度两部分,并且将尺度小于滤波带宽的涡量滤除,直接求解大尺度的流场信息,在保证精度的同时大大减小了计算量^[18]。对于本文中研究对象,腔体内部无细小复杂结构,流动所产生的旋涡可以充分发展形成大尺度的旋涡^[2,6]。考虑到抓住了主要的大尺寸涡量计算的精度就可以获取较好的仿真结果,本文采用 LES 方法去求解膨胀腔内部的非稳态流动问题。

大涡模拟方法的滤波过程可由如下的卷积计算来描述,如式(1)所示。

$$\bar{u}(x,t) = \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^{+\infty} G(\bar{\Delta}, \bar{\theta}, |x-x'|, t-t') \cdot u(x',t') dx' dt' = G(\bar{\Delta}, \bar{\theta}) * u(x,t) \quad (1)$$

式中 $G(\bar{\Delta}, \bar{\theta}, |x-x'|, t-t')$ 为滤波算子; $\bar{\Delta}, \bar{\theta}$ 分别为空间域的截断尺度和时间域的截断尺度。

用滤波方程处理非稳态流场下的 N-S 方程,可得式(2)。式(3)为连续性方程。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (3)$$

式中带有上横线的量均为滤波后的场量; u_i, u_j 为速度分量; ρ 为流体密度; μ 为流体黏度。其中

$$\tau_{ij} = \rho \bar{u}_i \bar{u}_j - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (4)$$

式中 τ_{ij} 为亚格子尺度应力(subgrid-scale streese,

SGS), 主要体现流场中小尺度涡对整个流场的影响。由于亚格子尺度应力为未知量,在求解过程中需要构造亚格子尺度模型。本研究选取 WALE (wall-adapting local eddy viscosity model) 模型来进行非稳态流场的求解。

1.2 气动声学理论

Lighthill 最早提出声比拟理论,用于解决气动噪声的计算问题。声比拟理论方程如式(5)所示。

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c^2 \nabla^2 \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (5)$$

式中 c 为声速; T_{ij} 为 Lighthill 应力张量分量,代表声源项,其表达式如式(6)所示。

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} - c^2 \rho' \delta_{ij} \quad (6)$$

式中 ρ' 为密度波动量, δ_{ij} 为 Kronecker δ 函数, p 为压力。

式(5)的声场解析式如式(7)所示。

$$\rho'(x,t) = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{V(y)} \frac{T_{ij} \left(y, t - \frac{|x-y|}{c} \right)}{4\pi c^2 |x-y|} d^3 y \quad (7)$$

式中 x, y 为空间坐标矢量。

Lighthill 理论是针对无界空间中气流产生的噪声而建立的,适用于固体边界不起主要作用的情况。本文中所研究的对象中静止固体边界产也对声场产生影响,因而采用 Curle 推广理论来求解。Curle 采用 Kirchhoff 方法将 Lighthill 理论推广到考虑静止固体边界的影响,其声场解如式(8)所示。

$$4\pi c^2 \rho'(x,t) = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{V(y)} \frac{T_{ij}}{|x-y|} dV(y) - \frac{\partial}{\partial x_j} \int_{S(y)} \frac{n_i (\rho v_i v_j + p_{ij})}{|x-y|} dS(y) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{S(y)} \frac{\rho v \cdot n}{|x-y|} dS(y) \quad (8)$$

式中 n 为表面法向量。方程右边第 1 项表示流体运动引起的四极子声源,第 2 项表示固体表面作用在流体上形成的偶极子声源,第 3 项表示单极子声源。

1.3 声场中声源插值及时频变换

流场计算为了更好地捕捉湍流的变化,需划分细密的流场网格,但是声场计算时并不需要。为了提高声场计算效率,声场网格的划分一般根据计算频带的需要,满足一个波长 6~8 个网格单元即可。故在进行 Lighthill 声类比计算时,存在

流场信息向声场网格插值的问题。如果采用线性插值,由于声学网格远稀疏于流场网格,部分流场的结节信息在插值过程中会遗失,如图 2(a)所示。因而本文中采用了积分插值的方式,利用形函数对声学单元空间内的所有流场信息进行提取,所有流场信息都被利用,如图 2(b)所示,从而保证计算结果的准确性。

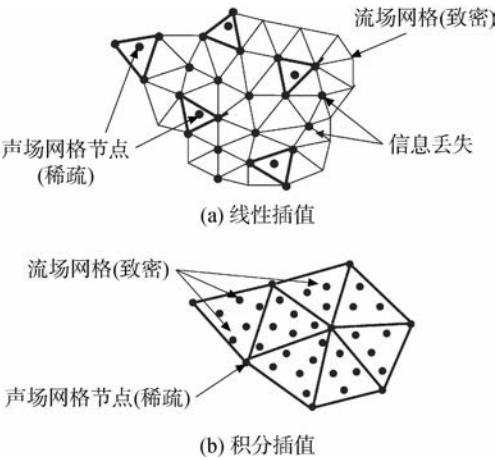


图 2 流场信息向声场网格节点插值方法
Fig. 2 Method of flow field information interpolated into acoustic field grid nodes

插值计算以后,通过 Lighthill 声类比计算得到声场中的时域湍流噪声源,然后通过时频傅里叶变换将其转换成频域结果,如式(9)所示。

$$Q_n = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} q_k e^{i \frac{2\pi n k}{N}}$$
$$0 \leq n \leq N-1 \tag{9}$$

式中 Q_n 为频域场量, q 为时域场量, N 为总离散点数。

2 仿真模型的建立

为准确模拟膨胀腔内的非稳态流场,设计一常规尺寸的膨胀腔结构,使用实体建模软件建立腔体的三维模型,然后划分网格。流场仿真模型中采用六面体结构化网格,以便于提高计算精度和收敛速度。同时在近壁区域、突然扩张和收缩截面处加密网格,以适应流体速度梯度的急剧变化,减小计算误差。声学仿真模型对网格质量要求不高,因而统一采用四面体网格。模型共分三个区,声源区用于提取腔体流噪声声源,传播区用于计算管内外的声传播,而无限元用于计算声场向自由场环境的辐射过程。另外,在模型的管内以及尾管口处向外 0.5 m 处布置若干虚拟传声器

用于获取声场中的声压值。建立的流场仿真模型和声场仿真模型如图 3 所示。

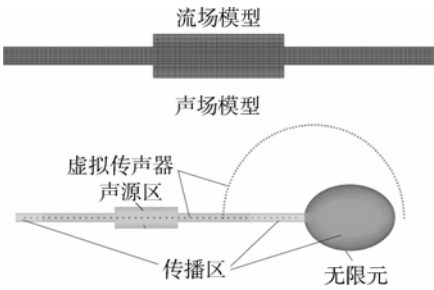


图 3 流场及声场三维仿真模型
Fig. 3 Fluid and acoustic 3-D simulation models

流体仿真模型在 Fluent 软件平台进行,采用大涡模拟的方法对膨胀腔内部非稳态流场进行计算;用二阶迎风差分格式来离散 N-S 方程,并采用二阶隐式离散格式对时间项进行离散,以获的较高的流体计算精度。PISO (pressure implicit split operator) 算法是非迭代的瞬态计算过程,通常用于非定常计算。PISO 在每个迭代步中增加了动量修正和网格畸变修正过程,可以获得的压强场更准确,所以使计算收敛更快。相比 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equations) 算法和 SIMPLEC (SIMPLE-consistent) 算法, PISO 算法代价更低。因而本文采用 PISO 算法对非稳态流动过程进行计算。流体分析时参数设置如表 1 所示。

表 1 流体仿真模型参数
Table 1 Parameters of the fluid simulation model

参数	数值及说明
网格类型	结构化网格,近壁加密
网格数量/万	26
网格尺寸/mm	0.9~4.2
步长/s	1/32768
计算时长/s	0.125
工作介质	空气
入口条件	流速入口
出口条件	压力出口
壁面条件	刚性绝热无滑移
亚格子模型	WALE
算法	PISO
离散格式	二阶格式

声场仿真在 ACTRAN 软件平台上进行,仿真模型的参数及边界条件设置如表 2 所示。

表 2 声学仿真模型参数

Table 2 Parameters of the acoustic simulation model	
参数	数值及说明
网格类型	四面体网格
入口条件	无反射端
网格数量/万	35.4
壁面条件	刚性壁面
网格尺寸/mm	1.1~20.8
无限元迭代阶数	8
分析频段/Hz	10~2000
频率间隔/Hz	5

3 实验验证装置

为了验证仿真结果的准确性,搭建了气动噪声测试台架以及相应的测试系统,进行简单膨胀腔气动噪声的测量。

3.1 冷流实验台

冷流实验台主要由三叶罗茨风机、冷凝器、气罐、迷宫消声器以及半消声室几大部件组成,其构造简图如图 4 所示。

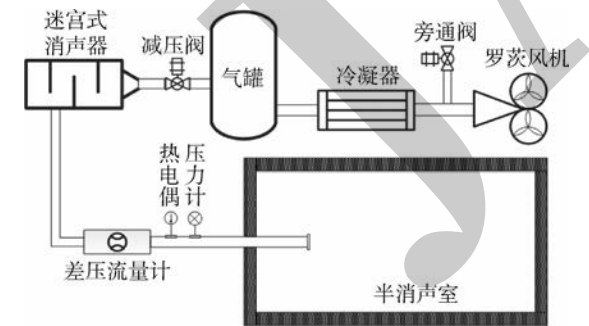


图 4 冷流实验台示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the cold flow test bench

三叶罗茨风机有 3 个叶片,可以有效减小出口气流的波动。出口管内最高流速可达到 $Ma=0.5$, 完全可以满足汽车排气系统的流速范围。三叶罗茨风机随着工作时间的增长,出口气流的温度会持续上升,最高能接近 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。温度的升高会使得声波的传播性质以及空气特性发生变化,进而影响流噪声的产生。为保持前后实验测量温度的一致性,在风机出口加装冷凝器,保证不同测试温度变化波动在 5% 以内。另外冷凝器的

多孔结构也可以消除风机产生的中高频噪声。罗茨风机的转速频率在 50 Hz 以下,会产生低频的压力波动。为了消除由风机带来的低频气流波动,在冷凝器的后端加装一个 3 m^3 的储气罐,起到稳压和消除低频噪声的作用。紧接气罐后面安装了迷宫式阻性消声器,主要是为了消除台架上游系统所产生的中高频气动噪声,同时也为台架测试端的入口形成一个无反射端环境,消除上游端声波反射的影响。

台架的流速控制采用比例积分微分(PID)控制方法。采用差压流量计、热电偶以及压力计获取出口流场信息,通过控制器控制风机转速、旁通阀和减压阀的开度,从而得到期望流速。台架测试系统位于半消声室中,半消声室的背景噪声在 53~2000 Hz 的频段内低于 20 dB。

3.2 流噪声测试系统

流噪声测试系统安装于冷流实验台的末端,位于消声室内,用于测量膨胀腔的流噪声。其示意图如图 5 所示。

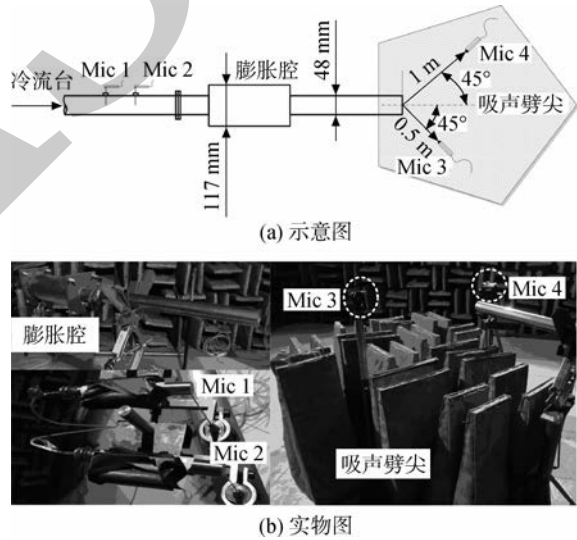


图 5 气流噪声测试系统

Fig. 5 Flow-induced noise test system

测试系统中用到 4 支传声器(Mic 1~Mic 4)。其中两支为 GRAS 公司生产的 Type 40SA 型探针式传声器,另外两支为 GRAS 公司生产的 Type 26CA 型自由场传声器。传统的管内声信号测量的方式一般是将传感器固定在管壁上,取管壁处的声压信号。但当管内通有气流时,气流会因壁面安装座上的孔隙或台阶产生扰动,并产生噪声,从而影响测量的精确^[19]。而本实验中将两支探针式传声器的探针通过安装座直接探入管

道中心处,获取管道中心处的声信号,可以有效减小管壁处噪声的影响。由于探针的直径(1.2 mm)与管道直径之比为 2.5%,对流体的影响基本可以忽略,因而能够保证测量不会引入其他噪声的干扰。另外两支自由场传感器安装于尾管口处,与管口分别相距 1000 mm 和 500 mm,并与管道轴线成 45°角,用于测取膨胀腔内部辐射出来的噪声。为了减轻地面反射对尾管辐射噪声的影响,使辐射环境接近全自由场的声场条件,在尾管口处的地面上放置了较大面积的尖劈。4 支传声器的电信号由 LMS 公司的 Type SCM02 型数据分析仪采集并进行频谱分析。

整个冷流台及测试系统的本底噪声通过直管进行了测试,如图 6 所示。随着气流速度 V 的上升,背景噪声也有所上升,但总体相对较低,如气流速度在 50 m/s 时,在分析频段内背景噪声在 30 dB 左右。

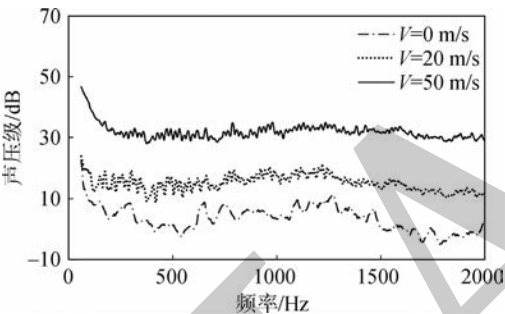


图 6 不同流速下测试台架背景噪声大小
Fig. 6 Background noise of the bench under different flow velocities

4 仿真结果及分析

4.1 流场仿真结果

采用 LES 方法,对膨胀腔内的非稳态流动进行时域模拟仿真,其时域仿真的压力云图及速度矢量图结果如图 7 所示,图中显示的时刻 t 为 0.02417 s。

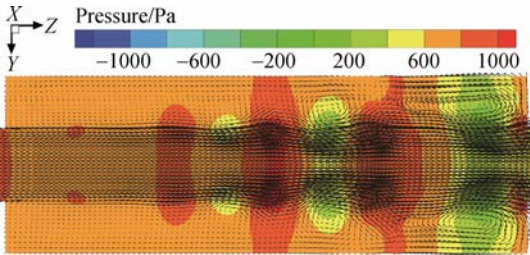


图 7 膨胀腔内 LES 仿真结果($V=50$ m/s, $t=0.02417$ s)
Fig. 7 LES simulation results of expansion cavity ($V=50$ m/s, $t=0.02417$ s)

图 7 截取了膨胀腔内部流场的沿 X - Y 平面的剖面图,显示出腔体的压分分布以及流速矢量图。由图可以看出腔体内部的流动非常复杂,为了便于说明,将其流场划分成 4 个区域,如图 8 所示。图 8 中①和④分别为膨胀腔入口管和出口管流场区域,②为腔体沿轴向与进出口相对的流场区域,③为腔体内部膨胀部分的流场区域。

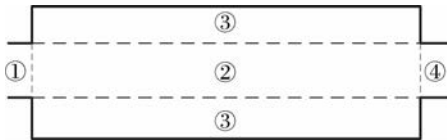


图 8 腔内流场分区示意图
Fig. 8 Schematic diagram of flow field zoning

结合图 7 可以看出,①和④是进出口流场域,由管壁的限制,流向一致,流速较高。腔体内部②区域矢量箭头较大,此区域流速较高,主要是由于气体直接从①喷射出来,经过腔体部分流入④区域中。而③区域为膨胀部分,不受流体直接冲击,流速较小。而在②区域与③区域的交界处,即高速流体与低流速气体交汇的地方,形成剪切层。

由于气体黏滞效应,剪切层中的流动变得非常复杂。气流从①中喷射出来一段距离以后,剪切层中的部分流动改变了方向,在②区域与③区域的交界处形成了气流旋涡,旋涡产生的同时伴随着流体压力的变化,形成腔体内部的压力波动。气流旋涡在②区域高速气流的推动下,向下游出口处推进,并不断变大,最后在出口收缩壁面处破裂形成大的回流区。

本文中的三维流场仿真所显示的流场建立初期旋涡的形成,与 Takashi^[2] 实验观察到的结果对比如图 9 所示。虽然两个膨胀腔的尺寸有差异,但腔内主体旋涡出现的位置具有很大的相似性,仿真与实验观测的旋涡都出现在腔体中段位置,位于②区域与③区域的交界处,并以中轴线上

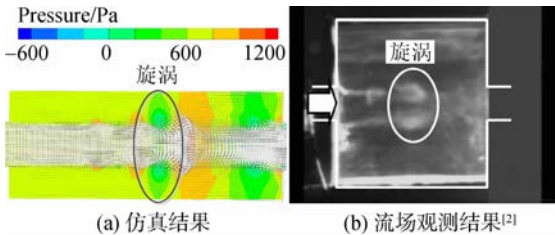


图 9 流场仿真结果与实验观测结果类比
Fig. 9 Comparison between flow field simulation results and experimental results

下对称,从一定程度上验证了流场仿真结果的正确性。

对于低马赫数流动,涡量可以更清楚描述流场的非定常流动过程^[19]。可根据膨胀腔内三维空间的流速分布计算出腔体内部的涡量云图,X-Y 剖面上的涡量云图如图 10 所示。

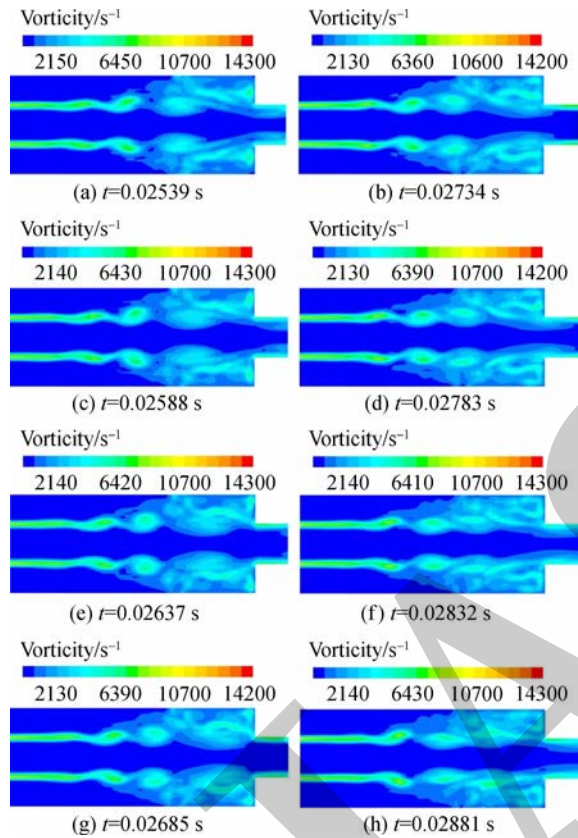


图 10 腔内涡量随时间变化图

Fig. 10 Variation of the vorticity inside the cavity with time

图 10 清楚的展示了时间历程上腔体内部涡量的变化过程。气流从入口①中喷射出来时,在②和③交界附近区域形成细长的强剪切层,由于气体黏滞效应的影响,强剪切层中会生成小尺度的涡结构,因而涡量呈细长的带状分布。而在距离入口①一段距离的中下游段小尺度涡结构在气流的作用下,因不断获取气流中的动能,涡结构逐渐变大,然后脱落,并向下游收缩截面处移动。最后涡结构与收缩壁面处的流体相互作用,破裂分散成一片区域,有一部分涡量会随气流进入出口④中。另外,腔体内部由于气流旋涡引起的压力脉动会反过来加剧腔体内上游段剪切层中的涡的形成和脱落,形成了一个完整的反馈回路。这个过程与 Takashi 通过实验结果推测的涡量运动轨

迹基本一致。

图 10 中显示在腔体内中下游段,②和③交界附近区域是涡结构脱落和破裂的主要区域。根据涡声理论,此区域是流噪声源主要分布区域,而 Takashi^[2]的实验恰好也证实了这一结论。说明三维流体仿真准确捕捉到了腔体内部的非稳态流动过程,直观示了腔体流噪声的产生机理。

4.2 流噪声声源提取及声场计算

采用 LES 计算完膨胀腔内部流场以后,运用 Lighthill 理论进行流噪声源的计算。将流体时域计算结果,采用积分插值的方法提取流速、温度、压力、密度等流场信息,映射到声学网格上。然后根据气动声学理论在声学网格上求解流噪声源,并进行傅里叶变换,得到频域结果。其中频率 $f=550\text{ Hz}$ 的流噪声云图如图 11 所示。

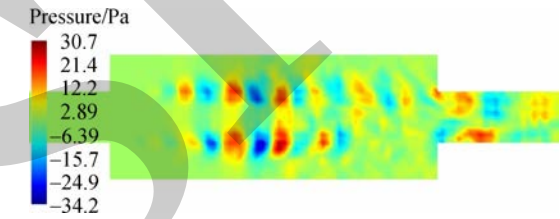


图 11 腔内噪声源计算结果($f=550\text{ Hz}$)

Fig. 11 Simulation results of flow-induced noise sources in the cavity ($f=550\text{ Hz}$)

图 11 中,可明显看出噪声源主要产生于②和③的交界附近,位于腔体内部的中下游段,即涡结构的生长和脱落区,与文中第 4.1 节中分析的结果基本一致。

完成声源提取以后,在声学网格模型上计算流噪声源传播过程,并取得响应点的声压值。将仿真模型中的响应点的声压取出,并与实验结果进行对比。入口管内声压对比图如图 12 所示。

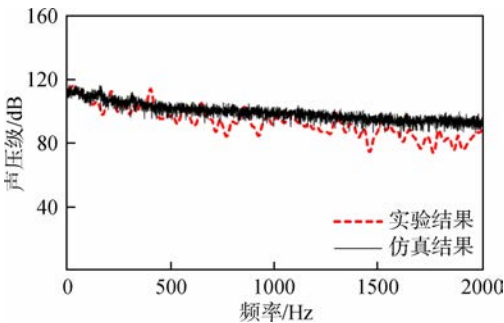


图 12 入口管内声压级

Fig. 12 Sound pressure level in the inlet pipe

由图 12 可以看出,仿真结果在 1000 Hz 以下与实验结果吻合良好,而在 1000 Hz 以上仿真结果略低于实验结果。其主要原因可能是在进行大涡模拟计算时,空间截断尺度 Δ 与时间截断尺度 $\bar{\theta}$ 决定了亚格子尺度的大小,小于其尺度的旋涡通过亚格子模型近似求解。而中高频的流噪声主要由小尺度涡量产生,因而近似求解的误差直接反应在中高频段的声压级上。而仿真结果在低频段吻合良好,说明大涡模拟中大尺度涡量直接求解准确。具体计算模型中网格尺寸、时间步长与空间截断长度、时间截断长度之间的对应关系,以及所对应的求解频段还需要进一步深入研究。

图 13 显示了尾管辐射噪声与实验结果对比图,结果显示仿真结果在峰值频率以及量级上都与实验结果吻合良好。从结果可以明显看出,膨胀腔气流噪声的尾管辐射噪声存在明显的共振频率,这个系统可以看成半波长管共振器,其共振频率可用式(10)^[3]来表示。

$$f_r = \frac{nc(1 - Ma^2)}{2L_e}$$

$n = 1, 2, \dots$

(10)

式中 Ma 为马赫数; L_e 为尾管等效长度, $L_e \approx L_t + 0.525D$,其中 D 为尾管直径。

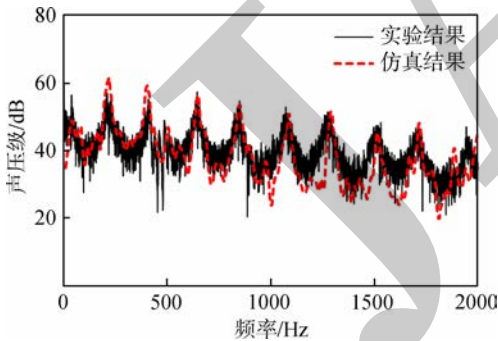


图 13 尾管辐射声压级

Fig. 13 Sound pressure level of the noise radiated from tailpipe nozzle

将式(10)的结果计算出来填入表 3。同时将实验结果 f_t 和仿真结果 f_s 的共振频率也提取出来填入表 3 之中,进行误差分析,如表 3 所示。

从表 3 可以看出,仿真结果与实验结果及理论公式计算结果的偏差都在 5% 以内,充分说明了本研究中仿真结果的准确性。

综上分析,本文建立的数值仿真模型及方法,可以准确捕捉膨胀腔内气流的非稳态流动过程,直观展示了腔内气动声源的分布特点,揭示出管

内流噪声产生的机理和过程,对于降低排气系统和通风系统的流噪声设计具有重要实际指导意义。

表 3 共振频率对比分析

Table 3 Comparison of the resonance frequencies

序号	共振频率/Hz			$e_1/\%$	$e_2/\%$
	实验结果	理论公式 (式(10))	仿真结果	(实验结果)	(理论公式)
1	211	214.56	220	4.2	2.5
2	412	429.11	410	0.4	4.4
3	645	643.67	650	0.7	1.0
4	849	858.22	850	0.1	1.0
5	1072	1072.78	1090	1.7	1.6
6	1280	1287.33	1290	0.8	0.2
7	1518	1501.89	1515	0.2	0.9
8	1713	1716.45	1715	0.1	0.08

注: $e_1 = (|f_s - f_t|/f_t) \times 100\%$;

$e_2 = (|f_s - f_r|/f_r) \times 100\%$ 。

5 结 论

本文基于混合仿真方法对膨胀腔有流情况下的气动噪声进行了数值仿真分析。首先采用大涡模拟方法对腔内的非稳态流动进行了模拟仿真。在流场仿真结果的基础上,基于气动声学理论中的声比拟方法提取出了腔体内流噪声声源,预测了腔内气动噪声值及远场尾管辐射噪声值大小。主要结论如下:

1) 建立的三维流场数值仿真模型成功地捕捉到了腔体内部的非定常流动过程,所展现的流场发展形态及位置关系与文献中实验观测结果基本一致。本文中仿真结果直观描述了腔体内部涡结构产生于腔体上游段的气流强剪切层,并经气流的作用,在向下游的运动过程中逐渐增大并脱落,最后在腔体的收缩截面处破裂融合形成大的回流区。数值计算展示的流动发展过程直观揭示了腔体内涡的产生机理和过程。

2) 建立的声场仿真模型计算出气动噪声声源,直观展现了气流噪声源的分布及形态,结合流体仿真结果可知,腔体内部涡结构的形成与脱落区是气流噪声的主要来源,要控制流噪声需要对流体流动中涡的形成、增长及脱落加以控制。将流噪声声源导入声学仿真模型中,计算得到的管

内流噪声以及尾管外辐射噪声均与实验结果吻合良好,充分说明本文中的混合仿真准确直观的揭示了流噪声的产生机理和过程。

本文的研究对于排气和通风系统的气动噪声降噪设计具有较强的实际指导意义。另外,研究中发现流体计算模型中网格尺寸、时间步长与空间截断尺度 Δ 、时间截断尺度 $\bar{\theta}$ 之间存在对应关系,且直接影响到对应的声学求解频带,各参量之间的作用关系值得进一步定量研究。

参考文献:

[1] DAVIES P, HOLLAND K R. The Observed aeroacoustic behaviour of some flow-excited expansion chambers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 239(4): 695-708.

[2] TAKASHI E. Noise source characteristics in muffler tail pipes with pulsating flow[R]. Granada, Spain; 5th International Conference on Independent Component Analysis and Blind Signal Separation, 2004.

[3] DESANTES J M, TORREGROSA A J, BROATCH A. Experiments on flow noise generation in simple exhaust geometries[J]. Acta Acustica, 2001, 87: 46-55.

[4] ENGLISH J E, HOLLAND R K. Aeroacoustic sound generation in simple expansion chambers[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2010, 128(5): 2589-2595.

[5] ROECK W D, DESMET W. Experimental acoustic identification of flow noise sources in expansion chambers[C]// Proceedings of ISMA 2008. Belgium; KU Leuven, ISMA, 2008: 455-470.

[6] RUBIO G, ROECK W D, DESMET W, et al. Large eddy simulation for computation of aeroacoustic sources in 2D expansion chambers[C]// Proceedings of Direct and Large-Eddy Simulation VI. Netherlands; Springer Nature, 2006: 555-564.

[7] 黄乾. 基于大涡模拟的锯齿尾缘翼型流动分析及气动噪声预测[D]. 北京: 清华大学, 2015.

HUANG Qian. A numerical study of the flow around airfoils with serrated trailing edges and the aerodynamic noise based on large eddy simulation[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015. (in Chinese)

[8] 张群峰, 闫盼盼, 黎军. 边界层厚度对腔体气动声学特性影响数值模拟[J]. 航空动力学报, 2016, 31(3): 717-725.

ZHANG Qunfeng, YAN Panpan, LI Jun. Numerical simulation on influence of boundary-layer thickness on the cavity aero-acoustic characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3): 717-725. (in Chinese)

[9] 刘瑜, 童明波, HU Z W. 基于 DDES 算法的有扰流片腔体

气动噪声分析[J]. 空气动力学学报, 2015, 33(5): 643-648.

LIU Yu, TONG Mingbo, HU Z W. DDES of aeroacoustic over an open cavity with and without a spoiler[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2015, 33(5): 643-648. (in Chinese).

[10] GLOERFELT X, BAILLY C, JUVÉ D. Direct computation of the noise radiated by a subsonic cavity flow and application of integral method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266(1): 119-146.

[11] GLOERFELT X, LAFON P. Direct computation of the noise induced by a turbulent flow through a diaphragm in a duct a low Mach number[J]. Computers and Fluids, 2008, 37(4): 388-401.

[12] NANA C, MARX D, PRAX C, et al. Hybrid aeroacoustic computation of a low Mach number non-isothermal shear layer[J]. Computers and Fluids, 2014, 93(8): 30-40.

[13] ZHANG Y O, ZHANG T, OUYANG H, et al. Flow induced noise analysis for 3D trash rack based on LES-Lighthill hybrid method[J]. Applied Acoustics, 2014, 79(1): 141-152.

[14] LONGATTE E, LAFON P, CANDEL S. Computation of noise generation by turbulence in internal flows[R]. AIAA 98-2332, 1998.

[15] CLAUS W, THOMAS H, PIERRE S. Large-eddy simulation for acoustics[M]. Cambridge, USA: Cambridge University Press, 2007.

[16] CAO Yiping, KE Hanbing, LIN Yuansheng, et al. Investigation on the flow noise propagation mechanism in simple expansion pipelines based on synergy principle of flow and sound fields[C]// Proceedings of 9th International Conference on Applied Energy, Energy Procedia. Cardiff, UK; Elsevier, 2017: 3870-3875.

[17] 王宁, 谷正气, 刘水长, 等. 高速车辆侧窗风振噪声仿真分析与控制[J]. 航空动力学报, 2013, 28(1): 112-119.

WANG Ning, GU Zhengqi, LIU Shuichang, et al. Wind buffeting noise analysis and control for high-speed vehicle side-windows[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1): 112-119. (in Chinese)

[18] 陈鑫, 王怀玉, 高长风, 等. 后视镜罩边缘结构对流场和气动噪声的影响[J]. 航空动力学报, 2014, 29(5): 1099-1104.

CHENG Xin, WANG Huiyu, GAO Changfeng, et al. Effect of rearview mirror edge structure on flow field and aerodynamic noise[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(5): 1099-1104. (in Chinese)

[19] KARLSSON M, ABOM M, GLAV R. Aeroacoustics of duct branches-with application to silencers[R]. ICE-SAE Technical Paper 2011-24-0218, 2011.