

减振与降噪

双层管消声器的仿真分析

韦 武¹, 田 锐², 薛冬新¹, 宋希庚¹

(1. 大连理工大学能源与动力学院, 辽宁 大连 116024; 2. 清远职业技术学院, 广东 清远 511510)

摘 要: 运用 LMS Virtual. Lab 对一穿孔管消声器进行仿真, 仿真结果和试验结果吻合较好; 在此基础上在膨胀腔的 1/3 处加一层穿孔管, 并对不同穿孔率组合进行研究。结果表明: 双层穿孔管消声器的声学特性在中高频率明显比原来单层消声器的要好。同时使用 Fluent 软件对其空气动力学性能进行研究, 结果表明: 改进后的消声器压力损失和原始的消声器并无大的差别。

关键词: 消声器; 声学特性; 空气动力学性能; 仿真

中图分类号: TK421⁺.6; TB535⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)03-0037-04

Simulation Analysis of Two Layers Perforated Tube Muffler

Wei Wu¹, Tian Rui², Xue Dongxin¹, Song Xigeng¹(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024;
2. Qingyuan Polytechnic, Guangdong Qingyuan 511510)

Abstract: The simulation of a perforated tube muffler was performed by using LMS Virtual. Lab software, and the simulation results coincide well with the experimental results. Another layer of perforated pipe was added at 1/3 of the expansion chamber with the original structure unchanged, and combinations of different perforation rate were studied. The results show that the acoustic characteristics of the double-perforated muffler are obviously better than the original one on the middle and high frequency. And analysis of aerodynamic was performed by Fluent software. The results show that the pressure loss between the improved muffler and the original muffler model is not very obvious.

Keywords: muffler; aerodynamic performance; acoustic characteristics; simulation

0 引 言

排气噪声是内燃机主要噪声源之一, 而降低排气噪声最有效措施就是在发动机的排气管中安装消声器, 但如此也增加了发动机的排气阻力, 致使发动机性能有所下降。随着人们生活水平的提高, 各项政策法规也相应的出台, 各种车辆的最大噪声必须满足一定的要求才能在路面上行驶^[1]。通常发动机中排出的废气温度比较高, 而 CO₂、HC、NO_x 等酸性气体对阻性吸声材料具有较强的腐蚀作用; 同时由于吸声材料不利于废气的排出, 所以一般发动机均采用结构简单、吸声频带宽的复合抗性结构

消声器, 主要是在膨胀消声器内装上穿孔管、穿孔板、内插管等组合而成^[2]。

传统的消声器主要是依靠一维声波传递矩阵的理论和经验公式进行设计。一般消声器的内部结构比较复杂, 声波的传播实质是三维模型, 因此一维平面波理论设计方法会给模型带来比较大的误差。随着计算机科学技术的发展, 使用三维声波理论对消声器进行研究和设计提供了可能性^[3]。

本文使用 Ansys 划分有限元网格模型, 为了和试验进行对比, 验证 Virtual. Lab 软件计算的可行性, 利用 virtual. lab 和 fluent 软件对典型的 Sullivan & Crocker^[4]穿孔管消声器进行模拟仿真, 并在模

型不变的情况下,对不同穿孔率的双层穿孔管进行声学 and 空气动力等性能仿真研究。

1 声场理论和有限元模型分析

1.1 理想连续声场的基本控制方程

根据消声器声波传播的基本假设^[5],连续的理想流体绝热,无粘性,在无声波扰动时是静止的,且此时各个物性参数如静压、密度均为常数,其基本控制方程如下。

$$\text{连续方程 } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_0 \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\text{运动方程 } \rho_0 \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla p = 0 \quad (2)$$

$$\text{状态方程 } \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = c_0^2 \quad (3)$$

$$\text{声压波动方程 } \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \right) p = 0 \quad (4)$$

式中: $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$; p 为声压; $\mathbf{u}$ 为质点振动速度; s 为熵; c_0 为声速。

1.2 穿孔管消声器有限元结构模型

本文以 Sullivan&Crocker^[4]穿孔管消声器做为研究模型,其基本尺寸如图(1)所示,其中:穿孔率 $\varepsilon = 3.8\%$,孔径为 0.002 49,孔和孔之间的距离 $d = 0.011\ 32$ 。在建立有限元模型时,不用把小孔都建立出来,只要建立两个相互独立的穿孔管和膨胀腔,在有穿孔的地方,利用 Mechel 公式计算出两个相互独立模型之间的传递导纳作为边界条件,使两个模型联系起来。

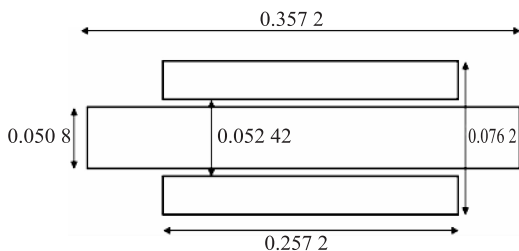


图 1 原始模型图

1.3 原始消声器仿真与试验对比

在仿真分析中,在入口端施加单位振动速度做为激励,在出口端假设为一个无反射声场,即吸声系数 $\alpha = 1$ 。消声器的传递损失有多种表达方式,在本研究中使用下式计算传递损失:

$$TL = 20 \log \left| \frac{p_{in} + 416.5v}{2p_{out}} \right|$$

式中: p_{in} 为入口声压; p_{out} 为出口声压; v 为入口振动速度。

使用 Ansys 生成有限元模型,然后导入到 Virtual. Lab 中,设置边界条件,计算频率从 10 ~ 3 600 Hz。Virtual. Lab 仿真和 Sullivan&Crocker 试验结果^[4]分别如图 2 和图 3 所示。

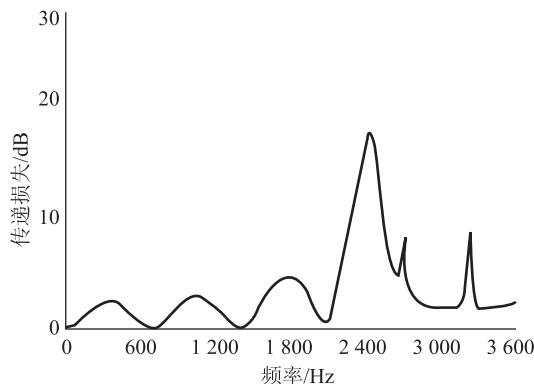


图 2 Virtual. lab 仿真结果

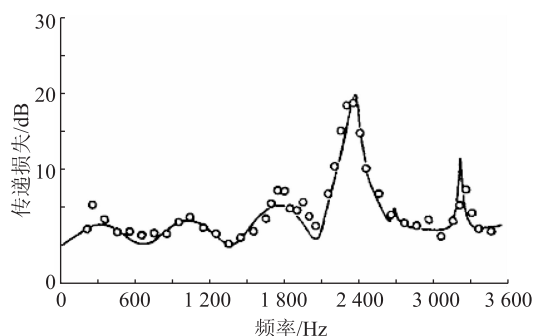


图 3 Sullivan&Crocker 试验结果

从上面的仿真分析和试验对比中可以看出,在各个消声频段上所对应的传递损失基本一致。这说明,在穿孔管消声器中,利用 Mechel 公式计算出的导纳值作为阻尼传递矩阵是正确的;同时,使用 virtual. lab 对消声器的传递损失进行计算,进而对消声器进行设计和预测具有一定的可靠性。

2 流体动力学控制方程和边界条件

2.1 基本控制方程

在本消声器的研究中入口流量等于出口流量,因此满足连续性方程和动量守恒方程。消声器内部由于小孔的存在,在小孔附近会形成很大的湍流现象,因此消声器流场均可看作湍流流场^[6]。

$$\text{连续性方程 } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$$

式中: $\text{div}(\mathbf{u}) = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$; ρ 为密度; $\mathbf{u}$ 为速度矢量; u 、 v 、 w 分别是速度矢量在 x 、 y 、 z 方向上的分量。

x 、 y 、 z 三个方向上动量守恒方程为:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{cases}$$

式中： p 为微元体压力； τ_{xx} 、 τ_{yy} 、 τ_{zz} 为粘性应力分量； F_x 、 F_y 、 F_z 为体积力。

2.2 边界条件

本文中使⤵速度入口、压力出口边界条件，考虑到湍流的影响，在 Fluent 中使用湍流模型进行计算，其中，湍动能 κ 和耗散率 ε 可由下式计算^[7]：

$$\kappa = \frac{3}{2}(\overline{uI})^2 \quad \varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}$$
$$I = u'/\overline{u} = 0.16(Re_{Du})^{-\frac{1}{8}}$$

式中： I 为湍流强度； Re_{Du} 为雷诺数； $\overline{u}$ 为平均流速； l 为湍流尺寸， $l = 0.07L$ ， L 为关联尺寸，这里可以取为水力直径。

3 消声器结构改进及其结果分析

穿孔管消声器通常作为副消声器与主消声器一同使用。穿孔管消声器由于结构简单，流动阻力小，且具有良好的消声性能而被广泛使用。为了得到更好的消声效果，在膨胀腔的 1/3 处再使用一层具有相同厚度的穿孔管，如图 4 所示，并对内外两层不同穿孔率进行研究，从中找出消声频带宽、消声量大的穿孔率，从而达到优化的目的。

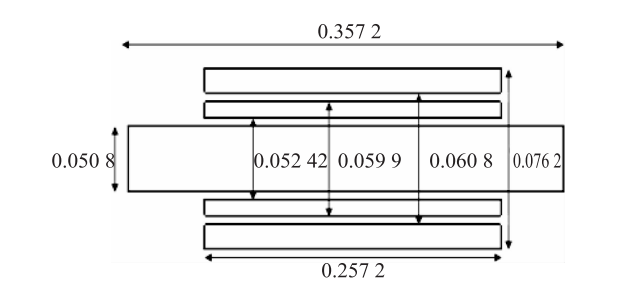


图 4 改进后消声器模型

3.1 内层穿孔率为 2.5% 保持不变

在内层的穿孔率为 2.5%，外层穿孔率分别为 2.5%、3.8%、8% 的情况下，利用 Mechel 公式分别计算出不同的导纳系数作为边界条件进行模拟仿真，其仿真结果如图 5 所示。

从图中可以看出，双层管消声器在消声性能上明显优于单层的消声器。在中低频 10 ~ 1 500 Hz，双层管消声器和单层消声器的消声频率和消声量的大小基本没有多大变化，这主要是

因为在这个频率范围内上述两者主要是由声腔的容积决定的，而单层和两层消声器的工作声腔保持不变，因此在这个频率范围内基本保持不变。在 1 500 ~ 2 300 Hz 内，双层管消声器的消声量都大于单层消声器的，最高峰值基本上都达到 15 dB。在 2 300 Hz ~ 2 500 Hz 时，双层管消声器的消声量略低于单层消声器的，但差距并不大，而且频带比较窄。在大于 2 500 Hz 以后，外层为 2.5% 和 8% 的穿孔率都出现两个共振峰值，其中最大的峰值都接近 35 dB。

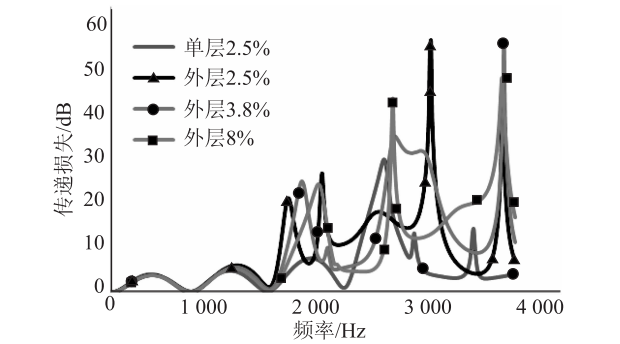


图 5 内层穿孔率为 2.5%，外层穿孔率分别为 2.5%、3.8%、8% 时的仿真结果

3.2 内层穿孔率为 3.8% 保持不变

内层穿孔率为 3.8%，外层穿孔率分别为 2.5%、3.8%、8%，其仿真结果如图 6 所示。

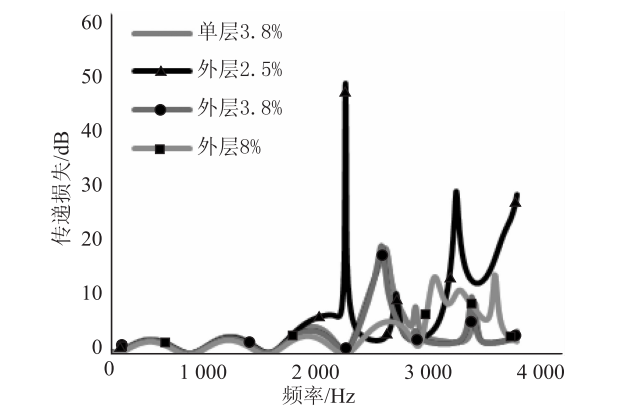


图 6 内层穿孔率为 3.8%，外层穿孔率分别为 2.5%、3.8%、8% 时的仿真结果

从图中可以看出，当内层穿孔率为 3.8% 时，在 10 ~ 1 500 Hz 时，单层和各双层消声器的声学性能无多大变化。但是当外层穿孔率为 2.5% 时，声学特性确明显优于其他情况，在 1 500 ~ 2 000 Hz 附近时形成共振声腔，峰值可达 12 dB；在 2 400 Hz 之后，其传递损失明显高于单层的消声器，在 2 400 Hz 附近，传递损失最高可达 55 dB；同时在 2 800 Hz 和 3 500 Hz 附近也形成共振声腔。

3.3 内层穿孔率为 8% 保持不变

内层穿孔率为 8%，外层穿孔率分别为 2.5%，3.8%，8%，其仿真结果如图 7 所示。

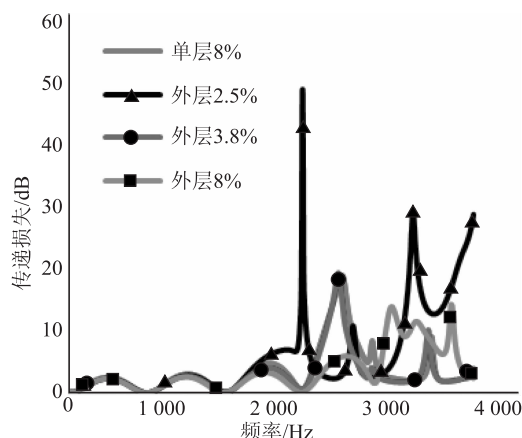


图 7 内层穿孔率为 8%，外层穿孔率分别为 2.5%、3.8%、8% 时的仿真结果

从仿真结果可以看出，当内层穿孔率为 8%，外层穿孔率为 3.8% 时，其消声特性和单层穿孔率为 3.8% 的图像吻合得比较好，这说明当穿孔率大于 8% 时，对消声器的消声性能影响已经不大了，此时主要是依靠外层起到消声作用。

4 流场特性分析

评价消声器性能的另外一个参数是空气动力学性能，即输入端和输出端的压力损失。如果消声器的排气压力过大，会导致发动机的功率下降。为此，有必要对其空气动力学性能进行研究。通过以上仿真分析对比可知，当内层为 3.8%，外层为 2.5% 时，消声性能具有明显优势，因此，将此结构作为研究对象。如图 8 所示为以入口流速为 $30 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$ ，消声器中心界面的压力云图。

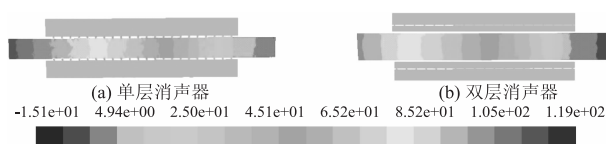


图 8 消声器中心截面压力云图

从图中可以看出，气体在通过小孔时压力损失变化比较大，这也是形成涡流的主要原因。由于穿孔管的存在，在膨胀腔内压力大小比较均匀，而在穿孔管中，压力的变化比较大。图 9 为单层穿孔管和两层穿孔管流速 $10 \sim 60 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$ 的压力损失图。从图 9 中可以看出，两层的压力损

失比单层稍微大一些，特别是当流速比较大时，单层和两层的压力损失的差距就会大些。这主要是因为由于第二层的存在，在小孔内形成压力差；但是由于第一层以外的流体的流速不大，所以在第二层形成的压力差并不大，这也是两层穿孔管和单层穿孔管相比，压力损失差别不是很大的原因。

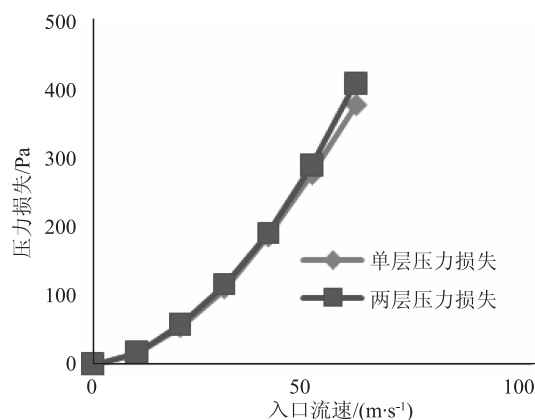


图 9 压力损失图

5 结 论

(1) 模拟仿真和试验值吻合得比较好，说明使用 virtual lab 进行消声器的结构设计和优化具有可行性；

(2) 通过对两层穿孔管的仿真分析表明：两层穿孔管消声器的声学特性明显优于单层穿孔管，同时空气动力学性能和单层穿孔管的并无多大差别。

参考文献

- [1] GB/74760-1995, 声学消声器测量方法[S].
- [2] 钟绍华, 金国栋, 张选国, 等. 消声器优化设计及其性能分析方法的研究[J]. 内燃机工程, 2005, 26(6): 32 - 35.
- [3] 王耀前, 陆森林. Ansys 在抗性消声器分析中的应用[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2003, 24(3): 53 - 56.
- [4] J. W. Sullivan, M. J. Crocker. Analysis of concentric tube resonators having unpartitioned cavities[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1978, 64: 207 - 215.
- [5] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础[M]. 南京: 南京大学出版社, 2001.
- [6] 胡效东. 基于 CFD 仿真和试验的抗性消声器研究[D]. 济南: 山东大学, 2007.
- [7] 王福军. 计算流体力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.