

摘 要

发动机排气噪声是汽车的主要噪声源,而加装排气消声器则是控制此噪声最直接,也是最有效的途径之一。因此研究消声器的声学特性,具有重要的现实意义。

本文就是在此思想的指导下做了一些研究。传统的消声器设计主要依靠经验,一维平面波理论和大量实验相结合的方法,费时、费力、费资金。由于计算机硬件的迅速发展以及软件应用的日益成熟,所以可以采用计算机模拟仿真的方法,研究汽车排气消声器的声学性能。本文就是综合运用有限元法,使用分析软件 ANSYS 和 SYSNOISE,首先对消声器的基本声学单元进行声学性能分析,基本声学单元包括扩张比、扩张腔长度、双扩张腔、出口管偏置、双出口管、共振腔、内插管和穿孔管等;接着分别研究了一简单组合结构消声器和一复杂组合结构消声器,使用 MATLAB 软件绘图工具绘制从 SYSNOISE 中提取的计算结果,得到消声器的传递损失(TL)曲线,在传递损失不理想频段,对消声器做局部优化改进,以求在较宽的频段得到更好的消声效果;最后对某 5 吨柴油机车用排气消声器进行声学有限元分析,然后与实验数据进行对比。

本文研究的内容不仅概述了声学基础、排气消声器基本理论、传递损失的计算等基础知识,而且详细分析了声学单元、简单组合结构消声器、复杂组合结构消声器的声学性能和某 5 吨柴油机车用排气消声器的声学性能,所以对今后消声器的分析设计具有一定的借鉴意义。

关键词: 排气消声器, 有限元法, 声学特性, 传递损失

ABSTRACT

The engine exhaust noise is the main noise source of a vehicle, and one of the most direct and effective way to control this noise is to equip an exhaust muffler. So to study the acoustic characteristic of the muffler has important practical significance.

Some research is done under this guidance in this work. Traditional muffler designs mainly rely on the experience, one-dimensional plane wave theory and large number of experiments, and that was time-consuming, laborious and expensive. Because of the development of computer hardware and the application of software, computer simulation is used to study the acoustic characteristic of the automobile exhaust muffler. The finite element method is comprehensively used in this article and the softwares including ANSYS and SYSNOISE. Firstly, analyze the acoustic characteristic of the basic acoustical structures of the muffler, including expansion ratio, length of expansion-chamber, 2-expansion chamber, offset-outlet, double-outlet, inter-connecting tube, resonator and perforated tube etc.. Secondly, study a simple composite structure muffler and a complex composite structure muffler, respectively, and uses the plot tools of MATLAB software to draw transmission loss(TL) curve, which the data can be obtained from the SYSNOISE software. In order to obtain the better noise elimination at the wider frequency band, improve the local optimization of muffler's structure because of the dissatisfaction of TL at some frequency band. And lastly, do the acoustic analysis by using the finite element method of a exhaust muffler of one 5-ton diesel engine, and then compare with the experimental data.

In this paper, the study contents include not only acoustic theory, exhaust muffler theory, calculation of transmission loss, but also acoustic characteristic analysis of the acoustic elements, a simple composite structure muffler and a complex composite structure muffler, and the acoustic characteristic analysis of a exhaust muffler of one 5-ton diesel engine. So this paper does have some referential significance for future muffler's analysis and design.

Keywords: exhaust muffler, finite element method, acoustic characteristic, transmission loss

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权江苏大学可以将本学位论文的全部内容或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保 密 ☐，在 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名: 姜飞

2010 年 6 月 12 日

指导教师签名: 陆森林

2010 年 6 月 12 日

独 创 性 声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已注明引用的内容以外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：刘飞

日期： 2010 年 6 月 12 日

第一章 绪论

1.1 本课题研究的目的和意义

噪声污染是世界三大污染之一，对人的危害是多方面的，主要表现在听觉和非听觉两个方面。听觉方面是直接影响人的正常交谈，正常休息等，若长期暴露在强噪声环境中，容易使人出现耳聋；非听觉方面则是间接影响人的神经系统、消化系统、呼吸系统等。噪声对人体的危害主要表现在以下三个方面^[1,2]：

(1)对听觉的损伤。大量的调查和研究证明，一个人如果长期处于强噪声环境下而又没有采取有效的防护措施就会逐渐造成耳聋。只有噪声的声压级在80dB以下，才能保证人长期工作不致耳聋。

(2)影响人的生理健康。大量心脏病的产生和恶化与噪声有着密切的联系，噪声会引起人体的紧张反应使肾上腺素增加从而引起心率改变和血压升高。

(3)影响人的心理健康。噪声对心理的影响主要是使人烦躁不安，噪声容易使人疲劳，影响精力集中和工作效率，又由于噪声的掩蔽效应，往往不易使人察觉危险信号，从而造成事故。

随着国民经济的日益繁荣，城市建设和城市交通得到迅速发展，但是由此引发的环境噪声对人类日常生活的影响也越来越严重，其中由各种汽车产生的交通噪声最为突出，所以城市交通发展和降低车辆噪声的矛盾日益尖锐，降低车辆噪声以减轻城市环境噪声势在必行。对汽车制造厂商来讲降低汽车噪声，不仅能减少环境污染，营造安静休息场所，降低对人的伤害之外，而且还是提高市场竞争力所在，为企业创造更大的利润。因此，降低整车的噪声，控制噪声是完全必要的。

世界各汽车大国，如美国，日本，韩国等都纷纷表现出对环境噪声的高度关注和制定日趋严格的控制标准，如何降低汽车噪声，减轻汽车噪声对人体的影响，已引起各国越来越多学者和专家的关注，对汽车噪声的研究也逐渐成为噪声研究的重要分支之一，我国制定了汽车加速行驶车外噪声限值，如表1.1所示^[3]，和汽车定置噪声限值，如表1.2所示^[3]，以满足日益严格的标准。

根据噪声控制方法^[4]，噪声的传播途径都要经历如下过程：噪声源，中间传播途径和接受者。因此，若要降噪防噪，只需根据具体情况对此中的任一环节采取必要的控制，均可奏效。汽车噪声主要由发动机噪声和底盘噪声组成，其中发

动机噪声是最主要噪声源,就目前来讲降低此噪声的最有效途径是加装发动机排气消声器,也就是采取控制中间传播途径的方式来控制噪声的传播。

表1.1 车辆加速行驶时噪声限值dB(A)

Table1.1 Noise limits of speed-up driving vehicle(dB(A))

汽车分类	噪声限值/dB(A)	
	第一阶段	第二阶段
	2002.10.1-2004.12.30 期间生产的汽车	2005.1.1 以后生产的汽车
M_1	77	74
M_2 ($GVM \leq 3.5t$),或 N_1 ($GVM \leq 3.5t$):		
$GVM \leq 2t$	78	76
$2t < GVM \leq 3.5t$	79	77
M_2 ($3.5t < GVM \leq 5t$),或 M_3 ($GVM > 5t$):		
$P < 150kW$	82	80
$P \geq 150kW$	85	83
N_2 ($3.5t < GVM \leq 12t$),或 N_3 ($GVM > 12t$):		
$P < 75kW$	83	81
$75kW < P \leq 150kW$	86	83
$P \geq 150kW$	88	84
说明:		
a) M_1 , M_2 ($GVM \leq 3.5t$)和 N_1 类汽车装用直喷式柴油机时,其限值增加 1dB(A)。		
b) 对于越野汽车,其 $GVM \geq 2t$ 时:		
如果 $P < 150kW$,其限值增加 1dB(A)。		
如果 $P \geq 150kW$,其限值增加 2dB(A)。		
c) M_1 类汽车,若其变速器前进档多于四个, $P < 140kW$, P/GVM 之比大于 $75kW/t$,并且用第三档测试时其尾端出线的速度大于 $61km/h$,则其限值增加 1dB(A)。		

注: M 类指至少有四个车轮的载客机动车辆,或有三个车轮且最大总质量超过 1 吨的载客机动车辆; N 类指至少有四个车轮的载货机动车辆,或有三个车轮且最大总质量超过 1 吨的载货机动车辆; GVM 指最大总质量(t); P 指发动机额定功率(kW)。

表1.2 汽车定置噪声限值

Table1.2 Noise limits of automobile

车辆类型	燃料种类		车辆出厂日期	
			1998 年 1 月 1 日前	1998 年 1 月 1 日起
轿车	汽油		87	85
微型客车、货车	汽油		90	88
轻型客车、货车、 越野车	汽油	$n_r \leq 4300r/min$	94	92
		$n_r > 4300r/min$	97	95
	柴油		100	98
	中型客车、货车、 大型客车	汽油		97
柴油		103	101	
重型货车	$N \leq 147kW$		101	99
	$N > 147kW$		105	103
注：N——按生产厂家规定的额定功率。				

说明：车辆分类按 GB3730.1 执行，噪声限值按表执行。

传统的消声器设计主要靠经验和大量实验相结合的方法，消声器声学性能比较差，且时间长，成本高。由于计算机硬件的迅速发展以及软件应用的日益成熟，可以采用计算机模拟仿真的方法，来研究汽车排气消声器的基本声学单元，并对消声器结构进行组合优化，分析其声学性能，依据传递损失曲线，针对在传递损失不足频段，对消声器结构做局部改进，以求在较宽频段得到更好的消声效果，从而达到缩短设计周期，减少不必要的人力物力消耗，实现消声器设计的现代化、精确化的目的。

1.2 国内外研究现状

发动机噪声是汽车噪声的主要部分，它是由多种声源发出的噪声组合而成的，主要包括空气动力噪声和结构噪声。空气动力性噪声主要由进气噪声、排气噪声，其它的如增压器和风扇引起的气流噪声组成；结构噪声主要是结构受到燃烧激振力和机械激振力的作用，产生表面振动而形成的噪声。在发动机的噪声源中，排气噪声约占总噪声的 30%，是所有噪声源中所占比例最大的一个，比其他

的整机噪声高出 10-15dB^[5]，因此在对汽车进行噪声控制时，必须对排气噪声采取措施，即加装发动机排气消声器。所以设计制造低噪声汽车，研制声学性能良好的消声器是汽车设计人员的重要任务之一^[6,7]。

排气噪声的控制是一项复杂的学问，它涉及到声学、热力学、流体力学、发动机理论等多门学科^[8]。目前，消声器的设计主要是从数值分析方法考虑的，即从波动方程着手，以数学和力学为基础来寻求媒质振动和噪声的关系。它的设计方法具体分为以下几种：传递矩阵法，边界元法，有限元法等。

(1)传递矩阵法(四端网络法)

消声器理论早在 1922 年，美国学者 Stewart 应用声学滤波器理论指导抗性消声器设计，利用集中参数近似算法分析消声器元件。五十年代中期，Davis 等人采用一维波动方程，利用截面突变处声压和体积振动速度的连续性，计算了单级和多级扩张腔和旁支共振腔^[9]。五十年代后期，Igarashi 等人利用等效电路方法计算了消声器的传递矩阵^[10]。Munjal^[11]使用基于一维平面波理论的传递矩阵法，研究了数个声学单元和消声器结构。在 Davis, Igarashi 和 Munjal 等人的基础上，经过大量声学工作者的努力，在用声传播法计算消声器的传递损失和用传递矩阵法计算消声器的插入损失和传递损失方面，有了较成熟的计算公式。该方法简便实用，对平均气流、无温度梯度情况下的平面波能得到较为满意的结果。

(2)边界元法(BEM)

边界元法(Boundary Element Method)只在研究区域的边界进行单元划分，将边界离散化，并通过联立方程式求解；而在研究区域的均匀介质内，则用连续的数学物理方程求解。BEM 根据格林定理将运动微分方程式转化为等价的边界积分方程^[12]。

最近过去的二十年间，国内外都取得了一定的成就，俄亥俄州立大学的 A.Selamet 利用解析法和边界元研究了双扩张腔带内插管消声器的几何结构尺寸对消声器性能的影响，包括中间挡板的位置、消声器的总长和内插管的内径等，并用试验法进行了验证^[13-15]；后来有人将其应用于其他类型消声器的计算^[16,17]，国内的刘晓玲^[18,19]、黎苏^[20,21]等人在边界元方面都有较深的研究，Z.L.Ji^[22]使用边界元法研究了多腔抗性消声器的声衰减特性，同样也比较深入。

由于边界元法难以应用于非均匀介质问题，并且边界元法建立的求解代数方

程组的系数矩阵是非对称的,对解题的范围产生较大的限制。所以其使用范围远不如有限元法广泛。就本文研究的内容——排气消声器声学性能的有限元分析来看,我们不但关心消声器进出口边界上的参数设置,而且还需要通过计算模拟和分析,了解消声器声学结构、振动辐射和流体热对消声器声学性能的影响,所以本文采用的数值分析方法为有限元法。

(3)有限元法(FEM)

声学有限元法(Acoustic Finite Element Method)是将声传播的空气域(如汽车的内部空间)用有限元离散化,根据声学波动方程,得到联立代数方程式,通过求解代数方程式得到声传播空气域中的声学特性。通常,将声传播空气域周围的结构振动用有限元进行离散化,同时考虑结构——空气耦合问题求解,空气动力方程和空气连续方程在一定条件下转化为声学波动方程^[23]。

1971年,Yong Crocker首次提出有限元法分析消声单元的传递损失,采用矩阵单元与拉格朗日函数法对简单扩张腔进行分析^[24]。Craggs进一步发展了有限元法,用于求解复杂形状腔体的自然模态及频率。Joppa和Fyfe用于研究不规则腔体的阻抗特性。1978年以前的有限元法推导公式都是仅限于稳定介质状态的,Peak发展了Yong和Crocker的工作,在四端网络参数的基础上考虑了介质均匀流动的影响。Craggs则提出了传统三维单元的有限元简化模型,用于简单管声学单元,以后R.J.Berhard又用有限元对消声器进行了形状优化设计方面的研究^[25]。加拿大多伦多大学的Z.M.Omid用三维有限元法预测了简单消声器的传递损失,比较了和边界元法预测结果的差别,并用试验进行了验证^[26]。在国内,宫镇和黎苏等在用有限元进行消声器设计上较为领先。江苏大学的陆森林、刘红光、曾发林等老师在有限元方法上同样比较先进,文献^[27-29]则是运用ANSYS程序和相关公式得到消声器的四端子参数,并用MATLAB软件编制接口程序和二次后处理程序读取数据,计算得到消声器的传递损失,不仅很好的验证了有限元法能很好的满足消声器的计算要求,而且还有相当高的精度。文献^[30-32]则使用有限元法计算了直通穿孔管和三通穿孔管的声学特性,指出穿孔管对低频的声学特性影响较小,而对中高频影响较大。文献^[33-35]则分析了消声器内部温度和流场对消声器声学性能的影响,为消声器的结构优化提供了指导性意见。

此外还有特征线法、网格解析法^[36]等,但由于有限元法具有精度高、适应

性强以及计算格式规范统一等优点，现已成为汽车产品设计中的一种重要工具。本文运用有限元软件 ANSYS 建立消声器的网格模型，对消声器进行结构设计与改进优化，研究发动机排气消声器的基本声学结构，并对消声结构进行组合优化；运用软件 SYSNOISE 对消声器进行声学性能分析，依据传递损失曲线，在传递损失不足频段处，对消声器做局部改进，以求在较宽频段上得到更好的消声效果。

1.3 本文研究的主要内容

为了精确分析消声器的声学特性，本文采用有限元法计算机模拟仿真，来研究汽车排气消声器的基本声学单元，并对消声结构进行优化组合，分析其声学性能；依据传递损失曲线，在传递损失不足频段处，对消声器做局部改进，以求在较宽频段上得到更好的消声效果。之后通过实验对汽车用某 5 吨柴油机排气消声器进行声学性能测试，使用有限元法对原配消声器和改进消声器做声学有限元分析。具体来讲，有以下几部分内容：

(1)介绍声学理论和排气消声器的基础知识，分析排气噪声的产生机理和控制方法，阐述消声器传递损失的计算公式，为全文做理论依据；

(2)运用 ANSYS 和 SYSNOISE 软件，对消声器的基本声学单元进行声学性能分析，包括扩张比、扩张腔长度、双扩张腔、出口管偏置、双出口管、共振腔、内插管和穿孔管等结构。由于复杂消声器都是由基本消声结构组成，所以对简单消声结构的分析有助于认识和研究复杂结构消声器；

(3)根据以上声学单元分析，研究一简单组合结构消声器和一复杂组合结构消声器，根据传递损失曲线，在传递损失不理想的频段，对消声器做局部改进，以求在较宽消声频段得到较好的消声效果；

(4)先对汽车用某 5 吨柴油机原配消声器和改进消声器做声学有限元分析，之后与实验数据进行对比分析，并指出存在差异的可能原因。

1.4 本章小结

本章首先说明了研究排气消声器声学特性的目的和意义，指出安装消声器是降低汽车发动机排气噪声最直接也是最有效的措施；接着分析和总结了国内外研究现状，在此基础上阐述了本文研究的主要内容，指出消声器声学单元的声学

性能分析,消声器结构的组合和优化,某5吨柴油机排气消声器的声学性能分析是本文研究的重点。

第二章 声学理论基础

2.1 声波方程的建立

声振动现象为一种宏观物理现象，应当满足物理学基本定律，即牛顿第二定律、质量守恒定律以及描述压强、温度与密度关系的物态方程。通过这些定律，就可以用数学的形式定量的描述声压 p 、质点速度 v 和密度 ρ 之间的变化关系，进而建立声压随空间和时间的变化关系，即声波方程^[37]。

为了更好的分析声波的传播，需要对媒质和声传播过程作一定的假设^[38]：

(1)媒质为理想流体，即媒质中不存在粘滞性，声波在这种理想媒质中传播时没有能量的损耗。

(2)没有声扰动时，媒质在宏观上是静止的，即初速度为零。同时媒质是均匀的，因此媒质中静态压强 P_0 ，静态密度 ρ_0 都是常数。

(3)声波传播时，媒质中稠密和稀疏的过程是绝热的，即媒质与毗邻部分不会由于声过程引起的温度差而产生热交换。也就是说，我们讨论的绝热过程。

(4)媒质中传播的是小振幅声波，各声学参量都是一级微量，声压 p 甚小于媒质中静态声压 P_0 ，即 $p \ll P_0$ ；质点速度 v 甚小于声速 c ，及 $v \ll c$ ；质点位移 ξ 甚小于声波波长 λ ，即 $\xi \ll \lambda$ ；媒质密度增量甚小于静态密度 ρ_0 ，即 $\rho' \ll \rho_0$ 。

2.1.1 连续性方程

设有一个微元体，其长、宽、高分别为 dx ， dy 和 dz 。微元体的体积为 $dV = dxdydz$ ，单位时间内从 x 方向流入到微元体的质量为：

$$\rho u_x dydz \quad (2.1)$$

单位时间内，从 x 方向流出微元体的质量为：

$$(\rho u_x + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx) dydz \quad (2.2)$$

式中： u_x —流体在 x 方向的速度。

这样，净流入到微元体的质量为：

$$[\rho u_x - (\rho u_x + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx)] dydz = -\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} dx dydz \quad (2.3)$$

流体的流入和流出使得微元体内的密度发生变化, 由于密度变化而引起的质量变化为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz$$

根据质量守恒定律, 流入到这个微元体中的质量等于这个长方体的质量变化。于是得到微元体在 x 方向的连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_x}{\partial x} = 0 \quad (2.4)$$

2.1.2 动力方程

微元体沿 x 方向的左侧和右侧受到的力分别为: $p dydz$ 和 $(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dydz$,

微元体的质量为: $dm = \rho dx dy dz$ 。

根据牛顿第二定律, 得到微元体在 x 方向的动力学方程为:

$$\rho dx dy dz \frac{\partial u_x}{\partial t} = p dydz - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dydz \quad (2.5)$$

简化方程(2.5)得到:

$$\rho \frac{\partial u_x}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.6)$$

2.1.3 理想气体方程

在听力频率范围内, 其声波波长比分子间的距离大的多。声波在介质中不断拉伸和压缩, 动作非常快, 质点间来不及进行热交换。因此这些拉伸和压缩过程可以看成是等熵的, 热力学方程为:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^\gamma \quad (2.7)$$

将上式对时间求导, 得到:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{p_0}{\rho_0^\gamma} \gamma \rho^{(\gamma-1)} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.8)$$

2.1.4 声波方程

根据公式(2.4)的连续性方程、公式(2.6)的动力方程和公式(2.8)的理想气体方

程，就可以得到在 x 方向的一维声学方程：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.9)$$

同样，我们可以沿着 y 和 z 方向建立各自的一维方程。同时考虑 x 、 y 和 z 三个方向的声波运动，就可以得到三维系统的声学方程，表达如下：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.10)$$

引入算子：

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.11)$$

方程可以写成：

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.12)$$

2.2 声波的传播与反射

声波在媒质中传播，当遇到障碍物、边界条件或者介质改变，一部分声波会被反射回来，而另外一部分声波则继续传播，即穿透障碍物或者边界。图 2.1 表示声波入射、反射和透射的情况^[39]。

入射声波 p_i 和反射声波 p_r 在第一介质中传播，而透射声波 p_t 在第二种介质中传播，如图 2.1 所示。反射波和透射波的声压和强度取决于两种介质中的声阻抗、声速和入射波的入射角度。第一种和第二种介质的声阻抗率分别为 z_1 和 z_2 。

假设以两个介质的交界面为参考点，即 $x=0$ 。在第一种介质中，任何一点的声压是入射波声压和反射波声压之和，即：

$$p_1(x, t) = p_i(x, t) + p_r(x, t) = p_i e^{j(\omega t - k_1 x)} + p_r e^{j(\omega t + k_1 x)} \quad (2.13)$$

式中： p_i —入射波的声压幅值， $k_1 = \omega/c_1$ 是第一种介质中的波数， p_r —反射波的声压幅值。

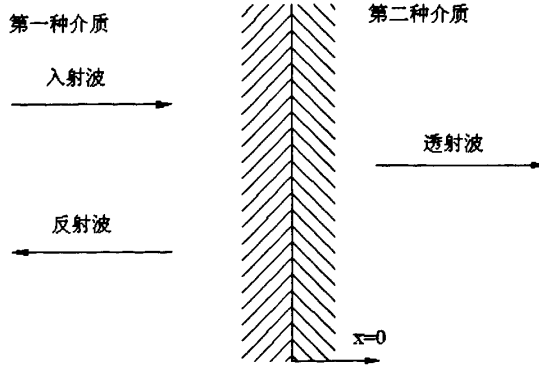


图 2.1 声波的入射、反射和透射

Fig.2.1 Incidence, reflection and transmission of sound wave

由于第二种介质的空间非常大，声波透射后就一直往前传播而没有反射。所以第二种介质中任何一点的声压就是透射声波的声压，即：

$$p_2(x, t) = p_t(x, t) = p_t e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.14)$$

式中： p_t —透射波的声压幅值， $k_2 = \omega / c_2$ 是第二种介质中的波数。

在界面处($x = 0$)，第一种介质的声压与第二种介质的声压相等，即：

$$p_1(0, t) = p_2(0, t) \quad (2.15)$$

将公式(2.13) 和(2.14)代入上式，得到：

$$p_i + p_r = p_t \quad (2.16)$$

在第一种介质中，反射声波速度方向与入射声波的速度方向相反，其合成的速度可以写成如下形式：

$$u_1(x, t) = \frac{1}{z_1} (p_i e^{j(\omega t - k_1 x)} - p_r e^{j(\omega t + k_1 x)}) \quad (2.17)$$

在第二种介质中透射波的声波速度为：

$$u_2(x, t) = \frac{1}{z_2} p_t e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.18)$$

在界面处($x = 0$)，两种介质的速度相等，得到：

$$u_1(0, t) = u_2(0, t) \quad (2.19)$$

将公式(2.17) 和(2.18)代入上式，得到：

$$\frac{P_i - P_r}{z_1} = \frac{P_t}{z_2} \quad (2.20)$$

在隔声分析中,有多少功率被隔掉,或者说有多少功率透射到第二种介质中非常重要。这样就引入一个概念:传递损失 TL 。传递损失用下面的公式定义:

$$TL = 10 \lg \frac{W_i}{W_t} = 10 \lg \frac{P_i u_i}{P_t u_t} = 10 \lg \frac{P_i^2 z_2}{P_t^2 z_1} = 10 \lg \frac{(z_1 + z_2)^2}{4 z_1 z_2} \quad (2.21)$$

从公式(2.21)分析,如果两种介质的声阻抗相等,即 $z_1 = z_2$,那么,透声系数等于1,即所有的入射声波全部透射,而没有反射声波的存在。

2.3 本章小结

本章从三部分简单介绍了声学的基础知识,第一部分介绍声波方程的建立,即连续性方程、动力方程、理想气体方程和声波方程;第二部分介绍了声级的评估,即声压级、声功率级和声强级,以及介绍了多个(两个以上)声源同时存在时的总的声级的算法;最后一部分则介绍了声波的传播、反射与透射,以及引入了一重要概念——传递损失(TL)。

第三章 排气消声器理论基础

3.1 排气噪声的产生和控制

发动机存在多个声源,根据其工作原理、工作状态及有关声学方面的理论,可将发动机的噪声源分为三种^[40]:空气动力性噪声、机械噪声和燃烧噪声。在没有排气消声器时,排气噪声是发动机最大的噪声源^[41,42]。随着发动机转速的提高和增压技术的应用,加大了排气系统的流速,使得降低发动机排气噪声的研究变得更加重要。

一般对所设计的消声器有三方面的要求^[43]: (1)要求有较大的消声量,并具有较好的消声频率特性。(2)消声器对气流的阻力损失或功能消耗要小。(3)消声器要坚固耐用,体积小,重量轻,结构简单,易于加工。上述是对消声器的最基本的要求,这些要求互相联系,互相制约,根据具体用途可以有所侧重。

3.1.1 排气噪声的产生

排气过程可分为自由(或称超临界)排气阶段和强制排气阶段。柴油机全负荷工作时,排气开始时气缸内燃气温度高达 $800-1000^{\circ}\text{C}$, 气缸压力 P_b 约为 $(3-4)\times 10^5 P_a$ 。由于这时气缸内的压力为排气管内压力 P_o 的两倍以上,排气为超临界流动,这时通过排气门的气体速度等于燃气中的声速。自由排气阶段,虽然占整个排气时间的百分比不大,但气体流速很高,排出废气量可达 60% 以上。废气从排气门以高速冲出,沿着排气歧管进入消声器,最后从尾管排入大气,在这一过程中,产生了宽频带的排气噪声。

排气噪声的频谱常包含以下频率成分:

(1)以每秒钟内排气次数为基频的排气噪声:由于每一缸的排气门开启时,气缸内燃气突然高速喷出,气流冲击到排气管内气门附近的气体上,使其产生压力剧变而形成压力波,从而激发出噪声。由于各气缸排气是在指定的相位上周期性地进行的,因而这是一种周期性的噪声,是典型的低频噪声。

(2)排气管内气柱共振的噪声:排气系统管道中的空气柱,在周期性排气噪声的激发下,因发生共振而产生空气柱共振噪声。

(3)排气歧管的气流吹气声:某一缸废气大量排出时,气流流向总管,也会

吹向其它各气道的开口端,气流流速也随着曲轴转角发生大幅度的变化,会产生一种周期性涡流。这种涡流将使歧管内气体产生压力波动,从而激发出以高频为主的噪声。

(4)赫姆霍兹共振噪声:对于某些发动机,尤其是单缸发动机,排气门开启时,正在排气的气缸与排气管相通,该气缸容积如同一个赫姆霍兹共振器,由于气缸内气体共振,而激发出噪声。它与发动机转速无关,多缸时则不明显。

(5)废气喷注和冲击噪声:在自由排气阶段,排气门处会由于高速的气流喷注而产生强烈的喷注噪声。此外,排气门附近存在着气体压力的不连续面,这种压力不连续会产生冲击波,因而产生冲击噪声,是连续宽带高频噪声。

(6)排气管内壁面处的摩擦及紊流噪声:紊流气体在排气道内壁面附近造成的涡流引起的气体压力波动,辐射出噪声。这种紊流噪声主要是宽带的高频噪声。

总之,汽车排气系统噪声产生的因素很多,除上述六种组成部分外,还有一些其它组成声源。如:排气门杆产生的涡流噪声、排气系统中再燃烧产生的噪声、由排气脉冲压力激发管壁而产生的噪声、排气门落座声、气流通过断面突变处的湍流噪声等。

3.1.2 排气噪声的控制

控制发动机产生的噪声应立足于不产生新噪声和降低声源的强度,可以从以下两个方面来控制噪声:

一种方法是从减少噪声源来考虑,根据噪声产生的机理来采取相应的措施。这种方法是最彻底的,而且其潜力也是很大的。1978 年在美国召开的第十届国际噪声控制会议上曾提出,八十年代为“从声源控制噪声”的年代。但是,涉及到发动机排气噪声的控制,则需要考虑产生排气噪声的各种因素,牵扯到发动机本身及排气系统零部件的设计,其难度是非常大的。如:凸轮轴、气门机构以及气缸盖的设计,都要涉及到排气系统的噪声,而这些又要影响到发动机其它方面的性能,因而需要综合考虑并进行大量的实验研究。减少噪声源的主要工作就是集中在不改变发动机性能和排气系统不做大的改变的情况下,采用一些措施来降低噪声源的强度。

另一种降噪方法就是就是控制噪声的传播,它是目前广泛应用于汽车发动机排气噪声控制中的方法,即在排气系统中安装适当的排气消声器,使噪声向环

境辐射之前就得到大幅度的衰减，从而起到降低噪声的作用。

由于实际和经济的原因，后者较为广泛采用，所以对消声器的结构研究和声学性能研究尤为重要。这也是本文主要的研究内容。

3.2 排气消声器的分类

消声器是一种阻止声传播而允许气流通过的降噪装置，是控制气流噪声的主要技术措施。若在空气动力机械的输气管道中或进排气口上安装合适的消声器，就能使进出口噪声降低 20-50dB。因此，消声器广泛应用于各种风机、内燃机、空气压缩机、燃气轮机及其它高速气流排放的噪声控制中。对汽车内燃机的排气噪声控制问题，要从声源机理入手，通过内燃机系统改进设计的途径来根治是十分困难的，且降噪效果尚无法达到汽车噪声允许标准的要求，最简单而有效的降噪措施便是采用排气消声器^[44]。

消声器通常分为有源消声器和无源消声器两大类。不同结构消声器的消声原理不同，消声特性也不同。有源消声是指噪声的主动控制，根据两个声波相消性干涉或声波辐射抑制的原理，通过人为的控制，使其发出的声音与原来的辐射噪声大小相等、相位相反，二者相互抵消，从而达到降噪的目的。有源消声器的优点是体积小、成本低、便于设计和控制、低频降噪效果好等，是消声器噪声控制的发展方向。常见无源消声器分为：阻性消声器、抗性消声器和阻抗复合式消声器。无源消声的技术发展已经比较成熟，是目前广泛应用的降噪措施。

3.2.1 阻性消声器

阻性消声器是将吸声材料安装在气流通道内制作而成的。当噪声沿消声器管道传播时，声波便分散到多孔吸声材料里，激发多孔材料中无数小孔内的空气介质振动；由于摩擦和粘滞作用，将部分声能转变为热能而消耗掉，从而达到消声的目的。吸声特性是低频差，中高频好^[44]。阻性消声器内部的多孔性吸声材料耐高温、耐腐蚀性差，且吸声材料的微孔易被废气中的炭灰堵塞，故阻性消声器不宜用于汽车排气消声器，而常被用于控制风机类进排气噪声。

对于直管吸声通道，按一维平面波理论且忽略气流的影响，可推导出阻性消声器在直管中的衰减量计算公式^[45]：

$$D = A \frac{F}{S} L \quad (\text{dB}) \quad (3.1)$$

式中： A —消声系数，它与吸声材料吸声系数 α 有关，见表 3.1； F —消声器气流通道的截面周长； S —消声器气流通道的横截面积； L —消声器的有效长度

表 3.1 消声系数 A 和吸声系数 α 的关系

Table3.1 Coefficient relationship between noise elimination A and sound absorption α

α	0.1	0.2	0.3	0.5	0.6-1.0
A	0.1	0.2	0.4	0.7	1.0-1.5

消声器的消声量不仅与结构形式、吸声材料的吸声特性和通过消声器的气流速度以及消声器的有效长度有关，而且还与声音的频率有关。因此，对每种具有不同的通道截面的阻性消声器，都有相对应于其使用的频率范围。当声波频率过高，声波将以窄束状通过消声器，而很少甚至根本不与吸声材料相接触，从而使消声效果明显下降。所以，对每种不同通道截面积都相应有其使用的频率范围，其上限以上的频率声音，消声器对它无效。这一上限频率可由下式计算：

$$f_u = 1.22 \frac{c}{D} \quad (3.2)$$

式中： c —声速； D —通道截面的当量直径，对于圆截面时为直径。

3.2.2 抗性消声器

抗性消声器是由声抗性元件组成的消声器消声原理是利用管道中声学性能突变处的声反射作用，借助管道截面的突然扩张、收缩或旁接共振腔，产生声阻抗失配，使某些频率的声波在声阻抗突变的截面处发生反射、干涉现象，从而达到消声的目的。

抗性消声器采用金属制造、结构简单、成本低、寿命长、耐高温、耐腐蚀、耐气流冲击，不会被废气中的微粒堵塞，因此是目前广泛应用于汽车排气降噪。抗性消声器对中低频部分降噪效果好，但对宽频带高频部分的降噪相对较差，为了弥补其高频降噪效果的缺陷，常采用多级组合或加穿孔管(穿孔板)等高频消声效果较好的单元结构，以提高消声频带。

3.2.3 阻抗复合式消声器

阻抗复合式消声器的消声原理，可以认为是阻性消声原理和抗性消声原理

的结合。阻抗复合式消声器把对中高频消声效果较好的阻性消声器与对中低频消声效果较好的抗性消声器组合在一起,从而取得较宽频带的降噪效果。但由于声波的波长较长,阻性消声器和抗性消声器复合在一起时有声音的耦合作用,互相影响,所以不能看作是简单的叠加关系。设计或选用阻抗复合式消声器,要注意把抗性消声部分放在气流的入口端,而阻性消声部分放在消声器后部。为获得较宽的消声频带,要根据噪声源的频谱和所要求的消声频率特性,正确设计选择阻性与抗性消声器的组合结构。

3.3 排气消声器的性能评价指标

消声器经过多年的发展已日趋成熟,其种类繁多、结构多样,但一个好的消声器不论属于何种类型,都应满足以下三个方面要求^[46]:

(1)声学性能:用传递损失、插入损失和末端降噪量等来评价,其值越大越好;

(2)空气动力性能:以功率损失比、压力损失和阻力系数来评价,其值越小越好;

(3)机械性能:几何尺寸越小、寿命越长、价格越低,则性能越好。

3.3.1 声学性能评价指标

声学性能包括消声量的大小和消声频带范围的宽窄两个方面。设计消声器的目的就是要根据噪声源的特点和频率范围,使消声器的消声频率范围满足需要,并尽可能地在要求的频率范围内获得较大的消声量,即在目标频带上有较好的消声效果。一般以倍频程和三分之一倍频程的频谱来表示消声器的频率特性,若进行较深入的分析时也可用窄带谱来表示。消声频率范围就是指消声量显著的频率或频带,这方面没有统一的定量评价指标,一般要求有效频带越宽越好,对人敏感的频率范围应有足够的消声量,对声源辐射噪声大的频段应有较大的消声量,这样应用消声器降噪的效果就比较好^[41]。

消声器消声量的大小通常用四种度量来表征,分别为:传递损失、插入损失、声压级差值和声压级^[39,47]。

(1)传递损失 TL

传递损失只与消声器本身的结构有关，不受声源特性和尾管辐射特性的影响，是消声器研究中最常用的声学性能指标。当进出口管面积相等且满足平面波条件时，消声器的传递损失可表示为^[11]：

$$TL = 10 \lg \frac{W_i}{W_t} = 20 \lg \left| \frac{p_i}{p_t} \right| \quad (3.3)$$

式中： W_i 、 p_i —消声器进口管的入射声功率和入射声压； W_t 、 p_t —消声器出口管的透射声功率和透射声压。

图 3.1 为计算消声器传递损失原理图。消声器入口处的声压 p_1 可用入射声压 p_i 和反射声压 p_r 之和来表示^[38]，即：

$$p_1 = p_i + p_r \quad (3.4)$$

而质点振动可表示为：

$$\rho c v_1 = p_i - p_r \quad (3.5)$$

式中： ρ —空气密度； c —声速。

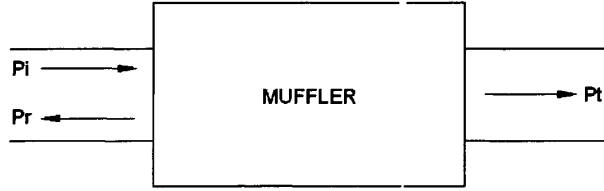


图 3.1 消声器的声传播过程

Fig.3.1 Sound propagation of muffler

(3.4)式和(3.5)式相加得：

$$p_i = \frac{p_1 + \rho c v_1}{2} \quad (3.6)$$

假设出口为无反射端，则：

$$p_2 = p_t \quad (3.7)$$

将(3.6)式和(3.7)式代入(3.3)式得：

$$TL = 20 \lg \left| \frac{p_1 + \rho c v_1}{2 p_2} \right| \quad (3.8)$$

将消声器模型在 ANSYS 中建好,并划分网格,谐分析计算后把模型导入 SYSNOISE 中,以(3.39)式为进口端边界条件,得到声场中各节点的速度势,利用(3.15)式求出消声器各节点声压值,再用(3.8)式即可求得消声器的传递损失。

(2)插入损失 IL

插入损失 IL 定义为安装消声器前后在固定测点处的声压级(或总声压级、频带声压级)之差。

$$IL = L_{p_1} - L_{p_2} = 20 \lg \frac{p_1}{p_2} \quad (\text{dB}) \quad (3.9)$$

式中: L_{p_1} 、 L_{p_2} —安装消声器前后在某测点的声压级; p_1 、 p_2 —安装消声器前后在某测点的声压。

插入损失是考虑整个系统,也就是说除了消声元件本身外,插入损失还包括了声源和进出口的声学特性,因此这种方法是描述整个系统消声效果的最佳表达方式。

(3)声压级差值 LD

声压级差值定义为系统中任意两点声压级的差值。

$$LD = L_{p_1} - L_{p_2} = 20 \lg \frac{p_1}{p_2} \quad (\text{dB}) \quad (3.10)$$

式中: L_{p_1} 、 L_{p_2} —系统中第 1 点和第 2 点的声压级; p_1 、 p_2 —系统中第 1 点和第 2 点的声压。

(4)声压级

上面三种方法通常用于评价消声元件的消声效果或者是消声元件对整个系统的影响。可是在评价一个系统时,最关心的是出口处的声压级,如进气系统中进气口的声压和排气系统中排气尾管口的声压。

3.3.2 空气动力性能评价指标

消声器的空气动力性能是评价消声器优劣的另一重要指标,直接影响发动机的性能和匹配问题。若消声器的阻力过大,则导致发动机功率损失增大,从而影响到汽车的燃油经济性和动力性。

消声器阻力是由局部阻力和管壁沿程摩擦阻力组成,它们都是由于流体运动

时克服粘性切应力做功而引起的。局部阻力发生在消声器内收缩、扩张等截面突变处。在截面突变处,气流速度发生突变,形成漩涡,使得流体相互碰撞,进一步加剧了流体质点间的相互摩擦。局部阻力的大小,取决于局部结构型式、管道直径和气流速度大小等。沿程摩擦阻力发生在管壁或消声器壁面,其大小取决于管壁结构的粗糙度及气流速度的大小等。

消声器阻力损失由下式计算^[48]:

$$\Delta H = \sum \zeta \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2g} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2g} \quad (3.11)$$

式中:右边第一项为沿程阻力损失总和,第二项为局部压力损失总和。 ζ —管道壁面摩擦阻力损失系数; d —管道直径(m); ρ —气流密度(kg/m³); g —重力加速度(m/s²); v —气流速度(m/s); L —管道长度(m); ξ —局部阻力损失系数。

此外,还使用功率损失比 r 来反映功率损失的大小,即用 r 来评价消声器空气动力性能的好坏。功率损失比 r 计算式如下:

$$r = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \times 100\% \quad (3.12)$$

式中: P_1 、 P_2 —不使用和使用消声器时发动机功率(kW)。

一般对消声量为 10-20dB(A)的排气消声器,发动机功率损失应小于 5%,当消声量提高到 20-30dB(A)时,发动机的功率损失应不大于 7%。排气消声器的功率损失比测量方便。因此,一般用功率损失比 r 来评价消声器空气动力性能的好坏。

3.3.3 机械性能评价指标

汽车排气消声器是工作在高温、气流冲击和振动等相对严酷的环境中。好的消声器除应有好的声学性能和空气动力性能之外,还应具有良好的机械性能。排气消声器在机械性能方面应尽可能满足以下要求^[2,49,50,51]:

(1)消声器的材料应坚固耐用,应具有耐高温、抗腐蚀、耐潮湿、耐粉尘的特殊性质,尤其应注意材质和结构的选择。另外,消声器要体积小、重量轻、结构简单、便于加工、安装、维修。

(2)除消声器几何尺寸和外形应符合实际安装空间的允许外,消声器的外形应美观大方,表面装饰应与设备总体相协调,体现环保产品的特点。

(3)选材、加工等要考虑减少材料损耗,在具有一定消声量的同时,消声器价格便宜,使用寿命长。

上述消声器性能评价的三个方面,即相互联系又相互制约,在实际运用中,对这几个方面的性能要求,应根据具体情况做具体分析,并有所侧重。

3.4 排气消声器的声学性能分析方法

消声器的设计方法主要有传递矩阵法(声学四端网络法)和有限元法。当声音频率超过截止频率时,由于消声器内出现高次波,扩张室内的声波就不再是平面波,而是以球面波的形式传播,所以用平面波理论计算的传递损失结果就不再准确。而有限元法(FEM)的基本思想是用较简单的问题代替复杂问题后再求解。它将求解域看成是由许多称为有限元的小的互连子域组成,对每一单元假定一个合适的近似解,然后推导求解满足这个域的总条件,从而得到问题的解。这个解不是准确解,而是近似解。由于大多数实际问题难以得到准确解,而有限元不仅计算精度高,而且能适应各种复杂形状,因而是目前工程分析常用的方法。

3.4.1 传递矩阵法(声学四端网络法)

声学四端网络法^[37],也称传递矩阵法。其理论是:如果在管道中仅存在轴向进行的平面声波,那么任一截面的声学状态都可以用两个声学参量来加以描述,即:声压 p 和体积速度 U 。由线性化理论可知:任一系统两端的声学状态参量都存在某种线性关系,该线性关系取决于系统本身的传递特性。因此计算消声器的消声特性,需要求解包括声源及消声器出口声辐射情况在内的传递矩阵参数,等效物力模型如图 3.2 所示:

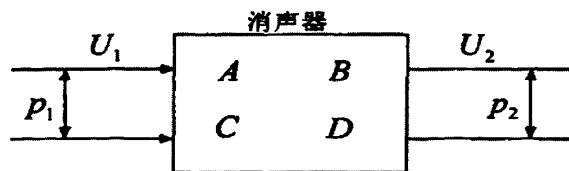


图 3.2 消声器等效物理模型

Fig.3.2 Equivalent physics model of muffler

根据四端网络计算原理, 可得入口声压 p_1 和声体积速度 U_1 与出口声压 p_2 和声体积速度 U_2 的关系式:

$$\begin{cases} p_1 = Ap_2 + BU_2 \\ U_1 = Cp_2 + DU_2 \end{cases} \quad \text{或} \quad \begin{pmatrix} p_1 \\ U_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ U_2 \end{pmatrix} \quad (3.13)$$

式中: A 、 B 、 C 、 D —四端网络参数; p_1 、 p_2 —消声器进口端和出口端声压; U_1 、 U_2 —消声器进口端和出口端体积速度。

由(3.13)式可以得到:

$$A = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)_{U_2=0} \quad \text{称断开传递系数}$$

$$B = \left(\frac{p_1}{U_2} \right)_{p_2=0} \quad \text{称短路传递系数}$$

$$C = \left(\frac{U_1}{p_2} \right)_{U_2=0} \quad \text{称断开传递导纳}$$

$$D = \left(\frac{U_1}{U_2} \right)_{p_2=0} \quad \text{称短路传递系数}$$

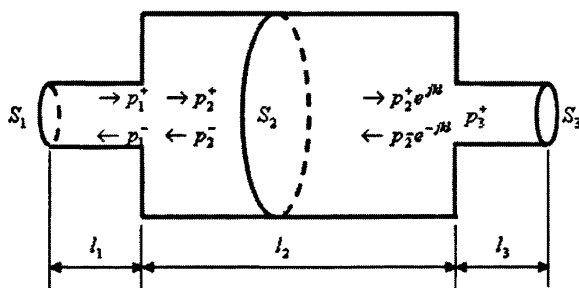


图 3.3 简单扩张腔消声器数学模型

Fig.3.3 Mathematical model of expansion-chamber muffler

图 3.3 为简单扩张腔消声器数学模型, 由三段管组成。假设声波从左向右传播, 进口入射声压和反射声压分别为 p_1^+ 和 p_1^- ; 在进口管和扩张腔交界处入射声压和反射声压分别为 p_2^+ 和 p_2^- ; 根据一维声波方程^[38]可以求得, 在扩张腔与出口管交界处的入射声压和反射声压分别为 $p_2^+ e^{jk l_2}$ 和 $p_2^- e^{-jk l_2}$, 两交界处相位差为 kl , 其中 k 为波数; 声波传播到出口管, 假设出口末端无反射声压, 则入射声压为 p_3^+ 。

假设消声器进出口管横截面面积为 S ，整个消声系统的四端网络参数为 A 、 B 、 C 和 D ，同时假设出口端无反射声波。由式(3.13)可得：

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ \frac{\rho c}{S} U_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ \frac{\rho c}{S} U_2 \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

$$\begin{cases} p_1 = A p_2 + B \frac{\rho c}{S} U_2 \\ \frac{\rho c}{S} U_1 = C p_2 + D \frac{\rho c}{S} U_2 \end{cases} \quad (3.15)$$

同时有：

$$p_1 = p_1^+ + p_1^- \quad (3.16)$$

$$p_1^+ = \frac{\rho c}{S} U_1^+ \quad (3.17)$$

$$p_1^- = \frac{\rho c}{S} U_1^- \quad (3.18)$$

$$p_2 = p_2^+ \quad (3.19)$$

$$p_2^+ = \frac{\rho c}{S} U_2^+ \quad (3.20)$$

式中： p_1^+ 、 p_1^- —分别为消声器进口端入射声压和反射声压； U_1^+ 、 U_1^- —分别为消声器进口端入射声体积速度和反射声体积速度； p_2^+ 、 p_2^- —分别为消声器进口端入射声压和反射声压。

联立方程(3.15)-(3.20)可得：

$$\frac{p_1^+}{p_2^+} = \frac{1}{2}(A+B+C+D) \quad (3.21)$$

根据式(3.3)可得消声器的传递损失：

$$TL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} = 10 \log \left(\frac{p_1^+}{p_2^+} \right)^2 = 10 \log \frac{|A+B+C+D|^2}{4} \quad (3.22)$$

由式(3.22)可知消声器的传递损失只与四端子参数有关，因此只需求得整个消声系统的四端网络参数 A 、 B 、 C 和 D 就可以求得消声器的传递损失。对于进出口管截面积相等的简单扩张腔消声器，其四端网络参数可以表示为：

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos kl & j\frac{1}{m}\sin kl \\ jm\sin kl & \cos kl \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

式中： m —扩张比。

由式(3.22)可得：

$$TL = 10 \lg \frac{\left| 2 \cos kl + j \left(m + \frac{1}{m} \right) \sin kl \right|^2}{4} \quad (3.24)$$

整理式(3.24)可得：

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (3.25)$$

由式(3.25)我们可以分析简单扩张腔消声器的传递损失

(1) 消声器的传递损失随扩张比 m 的增大而增大。

(2) 当 $\sin kl = \pm 1$ ，即 $kl = (2n-1)\frac{\pi}{2}$ ($n=1,2,3 \dots$)时，简单扩张腔消声器的传递损失达到最大值。

由 $\frac{2\pi f_{\max} l}{c} = \frac{(2n-1)\pi}{2}$ ，可以求得最大传递损失处的对应频率：

$$f_{\max} = \frac{(2n-1)c}{4l} \quad (3.26)$$

(3) 当 $\sin kl = 0$ ，即 $kl = n\pi$ ($n=1,2,3 \dots$)时，消声器的传递损失为零。

由 $\frac{2\pi f_{\min} l}{c} = n\pi$ ，可以求得传递损失为零处的对应通过频率：

$$f_{\min} = \frac{nc}{2l} \quad (3.27)$$

由于消声器有内出现非平面波效应的频率，对于超过该频率的高频声波，消声器的消声性能急剧下降，存在高频窄束传播使得扩张腔失效，即扩张腔消声器的消声频率有一上限，其上限截止频率见式(3.2)。

由式(3.2)可以看出，上限截止频率只与扩张腔截面当量直径有关，因此可以采取减小扩张腔横截面面积的方法来获得较高的上限截止频率。但是由式(3.25)，若减小横截面面积，最大传递损失势必降低，所以有时为了保证消声量和频率特性，可以采取把管道分成几个小管道的方法，每个小管道设计成较小截面的扩张腔，就可以达到较好的消声效果。此外，简单扩张腔消声器还存在一下限截止频

率, 为:

$$f_D = \frac{\sqrt{2}c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{Vl}} \quad (\text{Hz}) \quad (3.28)$$

式中: S —连接管截面面积; V —扩张腔体积; l —连接管长度; c —声速。

传递矩阵法(四端网络法)是应用平面波理论求解消声器结构消声性能的重要方法, 关键在于确定声学结构的传递矩阵。该方法简便实用, 对平均气流、无温度梯度情况下的平面波能得到较为满意的结果。但对于实际复杂工况下工作的消声器, 由于高次波的影响, 要想得到更为准确的结果, 则需用分析更为精确的数值分析方法——有限元法(FEM)。

3.4.2 有限元法(FEM)

有限元法是在求解域上离散控制方程, 施加正确的边界条件后, 在每一个单元或节点上求解控制变量。对于一般的问题, 只要边值问题处理好, 都可以获得比较满意的结果。其基本思想可简单概括为以下三点^[52]:

(1) 将一个表示结构或连续体的求解域离散为若干个子域(单元), 并通过它们边界上的节点相互联结为一个组合体。

(2) 用每个单元内所假设的近似函数来分片表示全求解域内待求解的未知场变量。

(3) 通过和原问题模型(例如基本方程、边界条件等)等效的变分原理或加权余量法, 建立求解基本未知量(场函数节点值)的代数方程组或常微分方程组。用相应的数值方法求解该方程组就可得到原问题的解答。

消声器内声传播的三维波动方程为:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.29)$$

式中: ∇^2 —拉普拉斯算子, p —声压值, c —声速。该方程的适用条件为: 媒质为理想气体, 不存在粘滞性, 声波在媒质中传播没有能量消耗; 媒质是均匀的, 其静压、静态密度都是常数; 声波传播时, 媒质的稠密、稀疏交替过程是绝热的; 媒质中传播的是小振幅波。

采用有限元法计算时, 常用的变分原理为最小势能原理和最小余能原理, 此处采用最小势能原理^[53]。由此质点振动速度、声压以及波动方程可由速度势 ϕ 表

示:

$$v = -\nabla \phi \quad (3.30)$$

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (3.31)$$

$$\nabla^2 \phi + k^2 \phi = 0 \quad (3.32)$$

式中: k —波数, ρ —空气密度。

用 Galerkin 残余法建立有限元方程, 则(3.16)式的残数 R 表示为:

$$R = \nabla^2 \phi + k^2 \phi \quad (3.33)$$

将残数用一个权函数 $\{W\}$ 加权积分后令其等于零, V 为消声器内部积分区域。

$$\sum \int \{W\} R dV = \{0\} \quad (3.34)$$

在 Galerkin 法中用形函数 N_i 起 W_i 加权函数的作用, 得到 n 个方程, n 是单元的节点自由度数, 则:

$$\int N_i R dV = 0 \quad (i=1,2,3 \cdots n) \quad (3.35)$$

$$\text{又} \quad \phi = \{N\}^T \{\phi_n\} \quad (3.36)$$

将式(3.33)、(3.36)代入(3.35)式即可得到声学有限元方程式:

$$\int (\{N\} \nabla^2 \{N\}^T + \{N\} k^2 \{N\}^T) \{\phi_n\} dV = \{0\} \quad (3.37)$$

消声器进口边界上, 由(3.30)式可得:

$$v_1 = -\nabla \phi|_{s_1} \quad (3.38)$$

3.5 本章小结

本章介绍了排气消声器的基础理论, 首先介绍了排气噪声的产生和控制, 指出安装排气消声器就最直接, 也是最有效的消声方法; 接着介绍了排气消声器的分类及性能评价指标, 最后介绍了声学求解的两种方法: 声学四端网络法和有限元法。指出四端网络法简便实用, 对假设无气流或平均气流、无温度梯度情况下的平面波能得到较好的计算结果; 但对于实际结构较为复杂的消声器, 由于高次波的影响, 要想得到更为准确的结果, 可以采用分析更为精确的数值分析方法——有限元法(FEM)。

第四章 声学单元对抗性消声器声学性能的影响

本章基于大型有限元软件 ANSYS 强大的前后处理功能和专业声学软件 SYSNOISE 出色的后处理功能, 利用 MATLAB 丰富的绘图工具, 绘制从 SYSNOISE 中提取的计算结果, 得到传递损失曲线, 研究结构参数对抗性消声器声学性能的影响, 从而为消声器的结构优化提供可靠的依据。所分析的声学结构包括: 扩张比、扩张腔长度、双扩张腔、出口管偏置、双出口管、共振腔、内插管和穿孔管等。

4.1 进出口管同轴消声器的声学性能

建立如图 4.1 所示的进出口管同轴消声器网格模型。消声器进出口管长度为 60mm, 直径为 40mm, 扩张室的长度为 200mm, 直径为 160mm, 空气密度为 $\rho=1.225\text{kg/m}^3$, 声速为 $c=340\text{m/s}$ 。

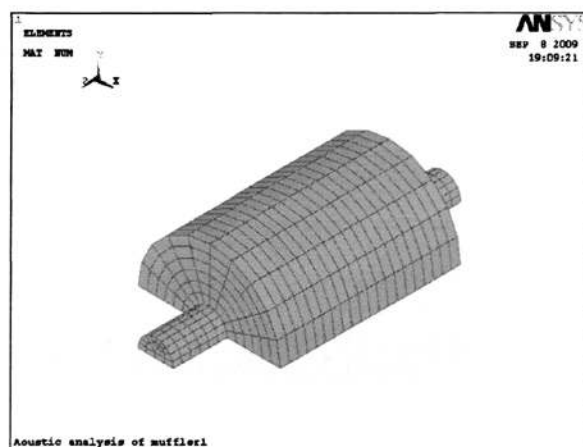


图 4.1 进出口管同轴消声器网格模型

Fig.4.1 Mesh model of inlet/outlet muffler

表 4.1 消声器最大和最小消声频率

Table 4.1 Maximum and minimum frequency of noise elimination of muffler

n	1	2	3	4	5
$f_{\max}$ (Hz)	425	1275	2125	2975	3825
$f_{\min}$ (Hz)	850	1700	2550	3400	4250

根据公式(3.26)和(3.27), 计算得到此消声器的最大和最小消声频率, 如表 4.1

所示。利用 MATLAB 软件计算并绘制传递损失与频率之间的关系曲线，如图 4.2 所示。根据一维平面波理论，由图 4.2 可以看出，在计算频率范围内有四个完整的波形和一个半波形，每个拱形波的频率范围是 425Hz。

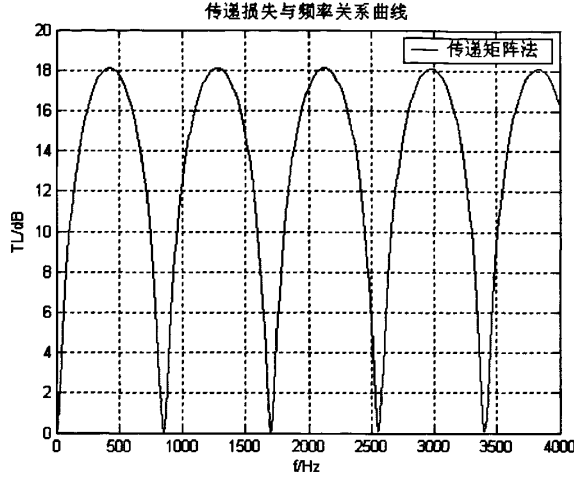


图 4.2 传递损失与频率关系曲线

Fig.4.2 Relationship curve between transmission loss and frequency

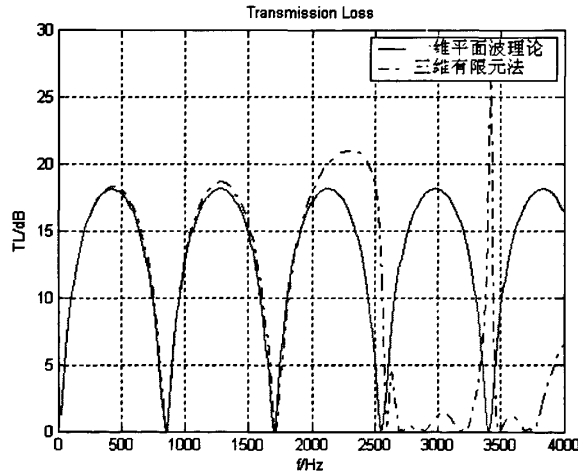


图 4.3 一维平面波理论和三维有限元法计算传递损失曲线对比

Fig.4.3 Transmission loss comparison between one-dimensional plane-wave theory and finite element theory of inlet/outlet muffler

由式(3.2)可以算得消声器的上限截止频率：

$$f_u = 1.22 \frac{c}{D} = 1.22 \times \frac{340}{0.2} = 2074 \text{ (Hz)}$$

图 4.3 所示为消声器一维平面波理论和三维有限元法计算的传递损失对比。

由图可以看出,在低于 2000Hz 时,一维平面波计算结果和三维有限元计算结果吻合良好;从 2000Hz 左右时,两曲线就开始出现差异,这与用理论公式计算得到的上限截止频率是一致的,即在高于此频率时一维平面波理论不再适用。在 2000-2600Hz 期间,两者存在差别,但曲线形状相似;高于 2600Hz 时,两者计算结果相差甚远,以至于无法近似代替。

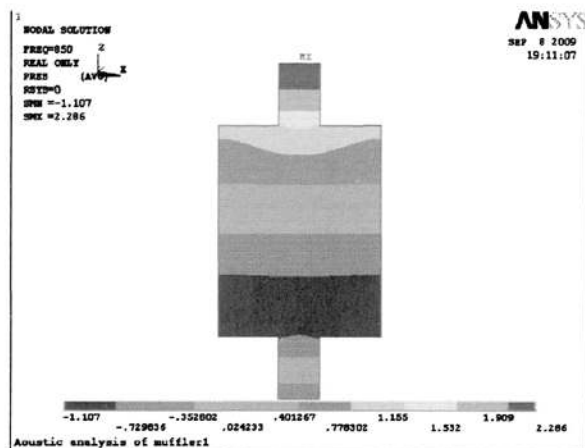


图 4.4 850Hz 消声器内部声压云图

Fig.4.4 Sound pressure nephogram of inside muffler at 850Hz

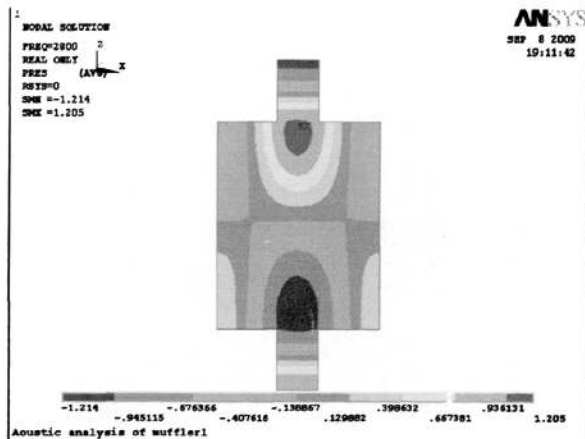


图 4.5 2800Hz 消声器内部声压云图

Fig.4.5 Sound pressure nephogram of inside muffler at 2800Hz

图 4.4、图 4.5 分别为用有限元法计算得到的 850Hz 和 2800Hz 时消声器内部声压云图。

由图 4.3 计算结果对比,当声音频率超过上限截止频率时,消声器内产生高次波,扩张室内的声波就不再是平面波,一维平面波理论在高频部分则失效,所

以用(3.25)式计算的传递损失的结果就不再准确。由图 4.4、图 4.5 声压云图可以看出, 频率等于 850Hz 时, 消声器进出口管和扩张腔内部基本是以平面波的形式传播, 所以一维解析法与有限元法计算结果相差不大, 但频率等于 2800Hz 时, 扩张腔内部出现高次波, 各个横截面上的压力不再相等, 整个扩张腔内声波似球面波的形式传播, 一维平面波理论就不再适用。如图 4.6 所示, 为一简单扩张室式消声器一维平面波计算和三维有限元计算的传递损失与实验的对比^[55], 该消声器进出口管长度为 100mm, 直径为 48.59mm; 扩张室长度为 282.3mm, 直径为 153.18mm。

由图 4.6 可以看出, 在低于 1600Hz 时, 一维平面波计算和三维有限元计算结果与实验结果都吻合良好; 在 1600-2530Hz 期间, 三者存在差别, 但曲线形状相似; 高于 2530Hz 时, 三维有限元的计算结果与实验结果仍十分吻合, 而一维平面波计算结果却相差甚远, 无法近似代替。因此为精确研究消声器的中高频声学特性可以采用三维有限元法。

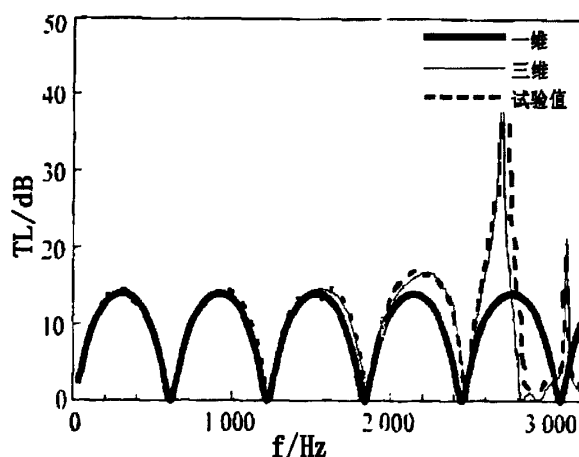


图 4.6 简单扩张腔的传递损失

Fig.4.6 Transmission loss of expansion-chamber muffler

4.1.1 不同扩张比消声器的声学性能

扩张比公式为:

$$m = \frac{S_2}{S_1} \quad (4.1)$$

式中: S_1 、 S_2 —分别为进出口管和扩张腔横截面积。

由(3.25)式, 当扩张比增加的时候, 传递损失就增加。所以增加扩张比有两条途径: (1)增加扩张腔的截面面积; (2)减小进出口管的截面面积。但是, 增加扩张腔或减小进出口管的截面面积都是有限的, 因为在排气系统中, 增加扩张腔截面面积要受到安装空间的限制, 而减小进出口管的截面面积, 却会影响气流流通, 增加发动机的动力损失, 燃油经济性下降, 还会引发二次噪声等。

本部分仅仅研究扩张比对消声器传递损失的影响, 所以固定扩张腔的长度 200mm, 进出口管长度 60mm, 进出口管直径 40mm。建立如图 4.7 所示的消声器网格模型。图 4.8 比较了不同扩张比消声器的传递损失。

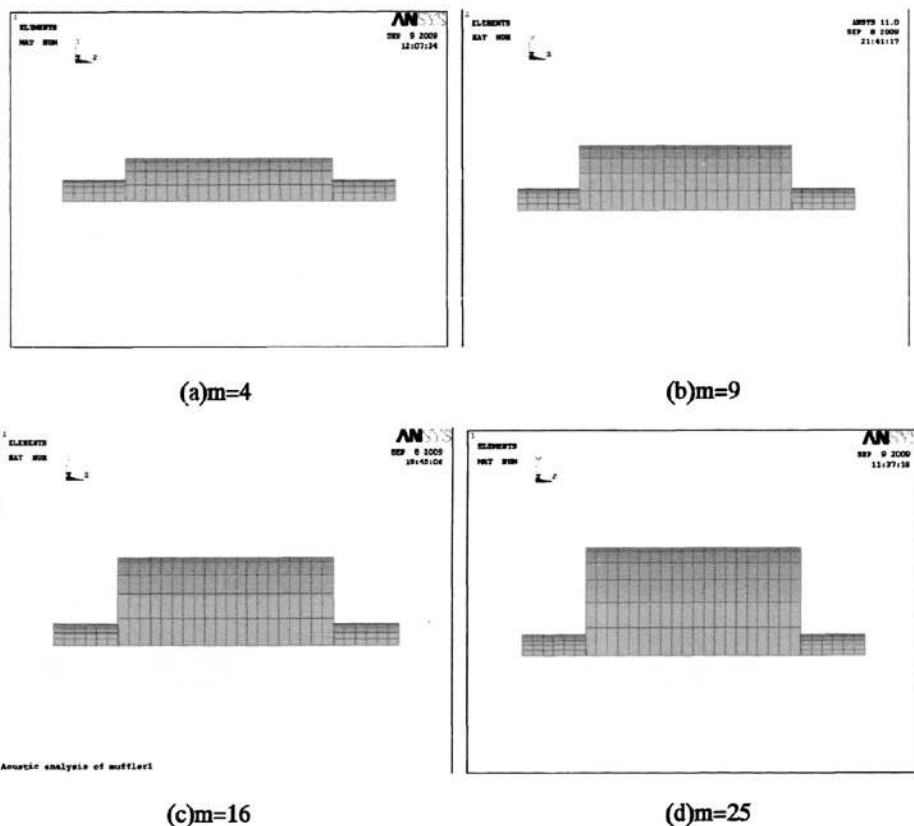


图 4.7 不同扩张比(不同扩张腔直径)消声器网格模型

Fig.4.7 Mesh model of different m of expansion-chamber muffler

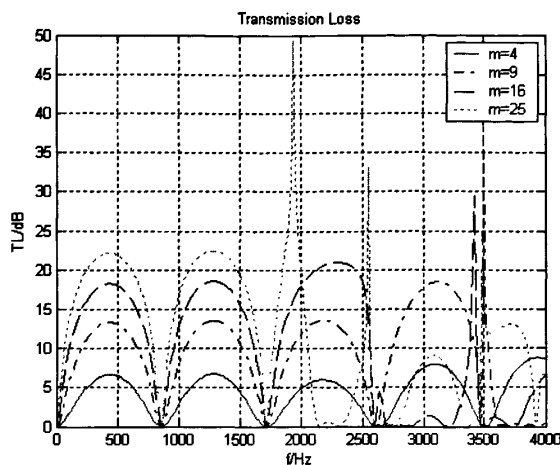


图 4.8 不同扩张比(不同扩张腔直径)消声器传递损失曲线对比

Fig.4.8 Transmission loss comparison of different m of expansion-chamber muffler

由图 4.8 可以得到：扩张比对简单扩张腔消声器的最大传递损失起着决定性的作用，当 m 增大时，传递损失也增大，因此，要得获得较大的传递损失，应在允许的范围内尽可能的使用较大的扩张比；传递损失曲线与频率轴存在交点，交点处的频率称为通过频率，因为存在通过频率，所以实际应用多采用双腔或多级扩张腔组合形式的消声器。

4.1.2 不同扩张腔长度消声器的声学性能

扩张比 $m=16$ ，研究扩张腔长度对消声器声学性能的影响。建立图 4.9 所示消声器网格模型，扩张腔长度 l 分别为 100mm、200mm 和 400mm。图 4.10 比较了不同扩张腔长度消声器的传递损失。

对(3.25)式做简单变形处理可得：

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{8} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 - \frac{1}{8} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \cos 2kl \right] \quad (4.2)$$

当扩张比 m 确定时，由(4.2)式可知传递损失 TL 是余弦 $\cos 2kl$ 的函数，即当扩张腔长度每增加一倍传递损失曲线拱形波的数量将增加一倍，同样，通过频率的数目也增加一倍。

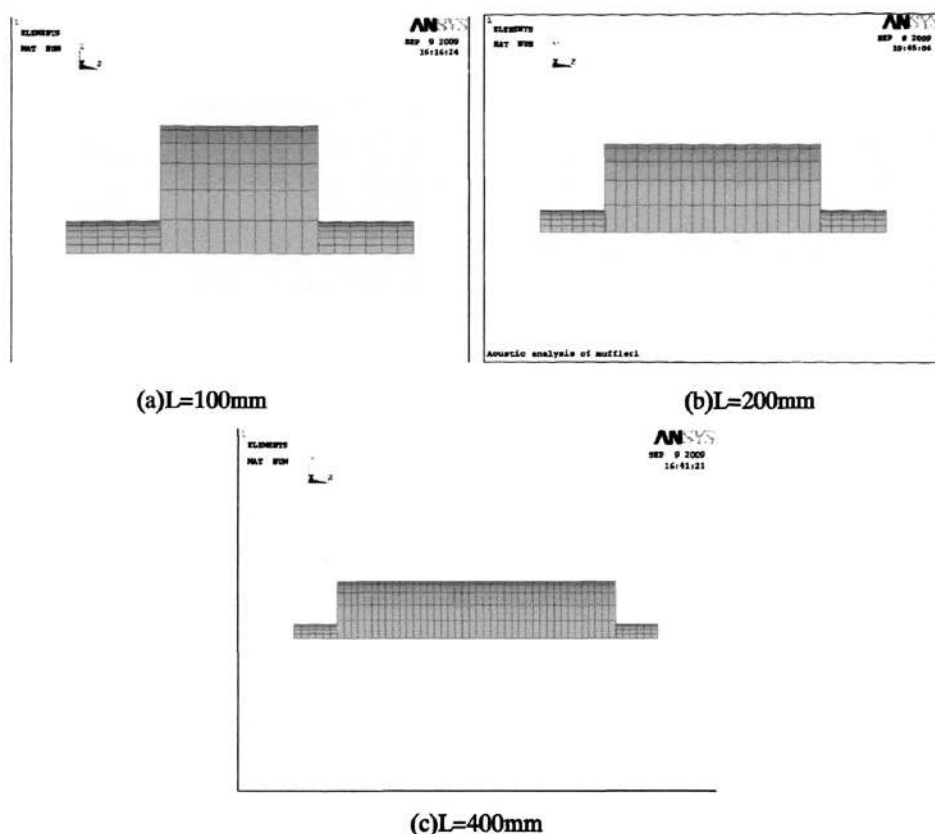


图 4.9 不同扩张腔长度消声器网格模型

Fig.4.9 Mesh model of different length of expansion-chamber muffler

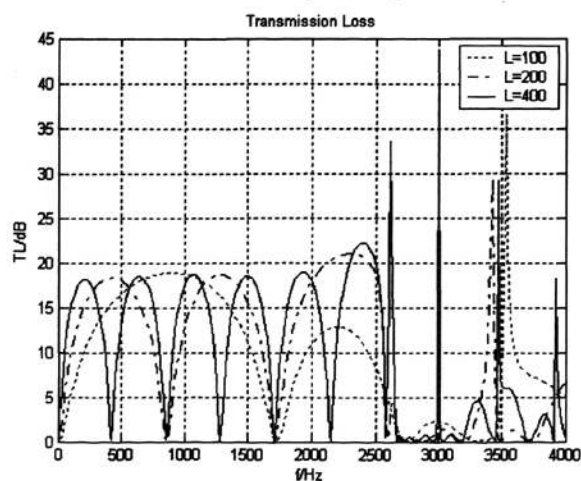


图 4.10 不同扩张腔长度消声器传递损失曲线对比

Fig.4.10 Transmission loss comparison of different length of expansion-chamber muffler

由图 4.10 看出, 对于不同扩张腔长度消声器, 在 0-1700Hz 频率范围内, 消

声器(a)有一个完整波形和一个通过频率,消声器(b)有两个完整波形和两个通过频率,消声器(c)有四个完整波形和四个通过频率,但对传递损失的最大值没有影响。这表明,在中低频部分,扩张腔的长度变化时,传递损失的幅值不变,但消声器传递损失的最大值和最小值所对应的频率却随着扩张腔长度的增加发生了变化,传递损失的曲线向低频方向移动。随着长度的增加,消声器传递损失的带宽随之变小,并且通过频率的数目增加,但与消声器的上限截止频率无关,所以扩张腔长度对消声器失效频率几乎没有影响。因此,调节消声器扩张腔的长度,虽然不能增加消声器的传递损失,但却可以达到所希望的中心频率、通过频率和传递损失的带宽。

4.1.3 双扩张腔消声器的声学性能

扩张比 $m=16$, 研究两个扩张腔消声器的声学性能。建立图 4.11 所示的双腔消声器网格模型,第一腔长度为 200mm,第二腔长度为 100mm。图 4.12 为双扩张腔消声器与单腔消声器传递损失的对比。

图 4.12 中,实线是第一腔消声器传递损失曲线,点划线是第二腔消声器传递损失曲线,虚线是两腔消声器传递损失曲线。由图可以看出,消声器的长度对传递损失的影响不大,却影响着消声器通过频率的数目和宽度;两腔消声器的传递损失值比单腔有较大的增加,特别是在中低频部分,但对于高频部分几乎同样丧失消声效果,原因与单腔消声器类似。

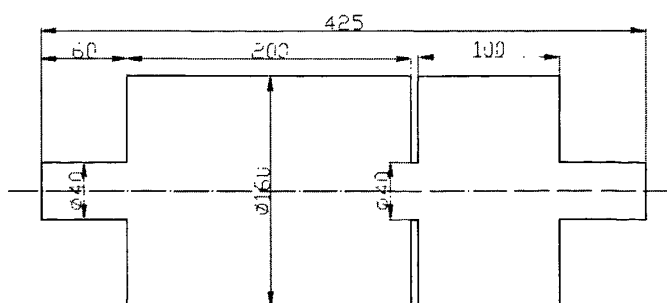


图 4.11 双扩张腔消声器网格模型

Fig.4.11 Mesh model of 2-cavity muffler

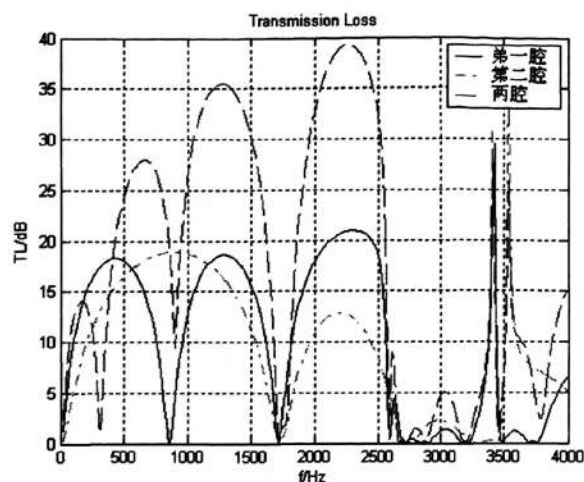


图 4.12 双扩张腔消声器与单腔消声器传递损失曲线对比

Fig.4.12 Transmission loss comparison between 2-cavity muffler and single cavity muffler

4.2 出口管偏置消声器的声学性能

扩张比 $m=16$ ，研究出口管偏置消声器的声学性能。建立图 4.13 所示的出口管偏置消声器网格模型。图 4.14 为出口管偏置消声器与简单扩张腔消声器传递损失的对比。

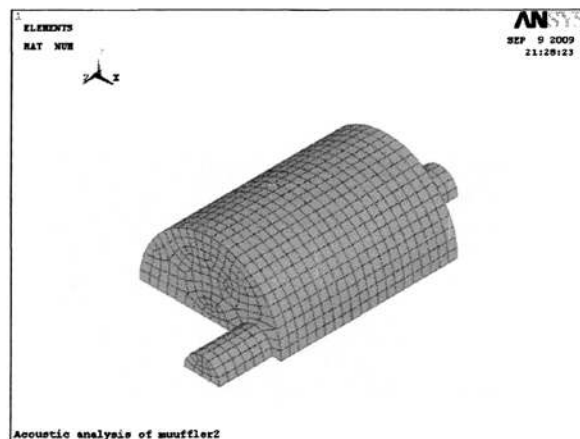


图 4.13 出口管偏置消声器网格模型

Fig.4.13 Mesh model of offset-outlet muffler

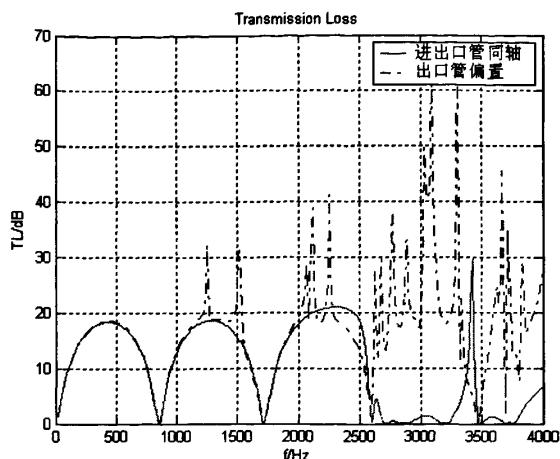


图 4.14 出口管偏置消声器与简单扩张腔消声器传递损失曲线对比

Fig.4.14 Transmission loss comparison between offset-outlet muffler and expansion-chamber muffler

由图 4.14 可以看出,进出口管同轴消声器在中高频部分,特别是高于 2600Hz 时几乎没有消声效果,所以同轴消声器在高频部分几乎丧失消声能力。和同轴消声器相比,出口管偏置消声器在 2500Hz 以内的频率范围,传递损失曲线几乎不变,甚至在第二个和第三个拱形波产生五处共振波峰,但由于出口管与进口管有偏移量,所以在高频处出现共振峰值,消声效果要明显优于同轴扩张腔。所以出口管位置对消声效果的影响主要体现在中高频部分。但出口管偏置消声器在 3500Hz 左右出现消声低谷,而简单扩张腔消声器在此频率左右虽然出现消声高峰,但消声频带很窄。

4.3 双出口管消声器的声学性能

扩张比 $m=16$, 研究双出口管消声器的声学性能。建立图 4.15 所示的双出口管消声器网格模型。图 4.16 为双出口管消声器与简单扩张腔消声器传递损失的对比。

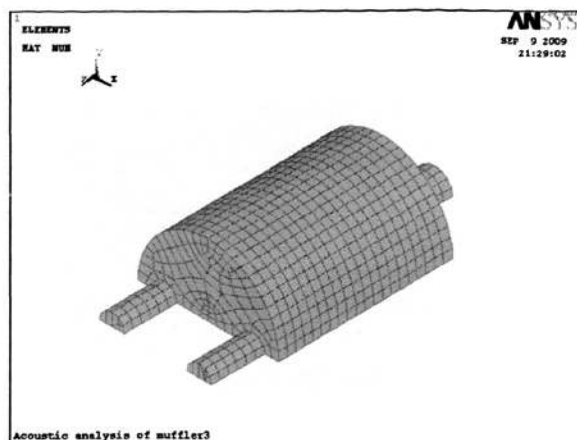


图 4.15 双出口管消声器网格模型

Fig.4.15 Mesh model of double-outlet muffler

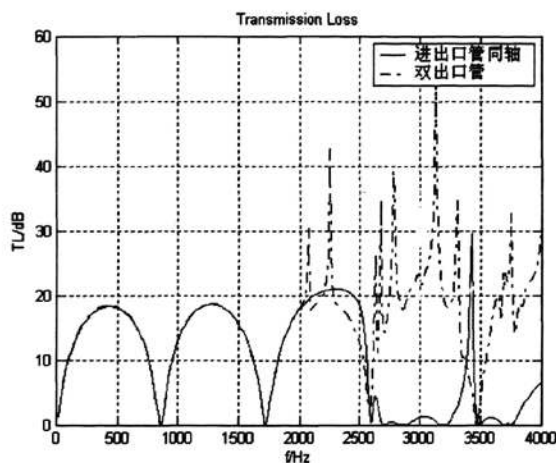


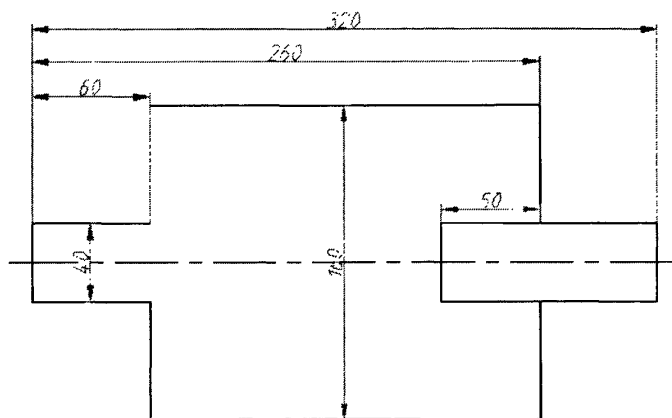
图 4.16 双出口管消声器与简单扩张腔消声器传递损失曲线对比

Fig.4.16 Transmission loss comparison between double-outlet muffler and expansion-chamber muffler

由图 4.16 可以看出,进出口管同轴消声器在中高频部分,特别是高于 2600Hz 时几乎没有消声效果,所以同轴消声器在高频部分几乎丧失消声能力。和同轴消声器相比,双出口管消声器在 2500Hz 以内的频率范围,传递损失曲线几乎不变,甚至在第三个拱形波产生两处共振波峰,但由于出口管是两个,所以在高频处出现共振峰值,消声效果要明显优于同轴扩张腔。所以出口管数量对消声效果的影响主要体现在中高频部分。但双出口管消声器在 3500Hz 左右出现消声低谷,而简单扩张腔消声器在此频率左右却出现消声高峰,但消声频带很窄。

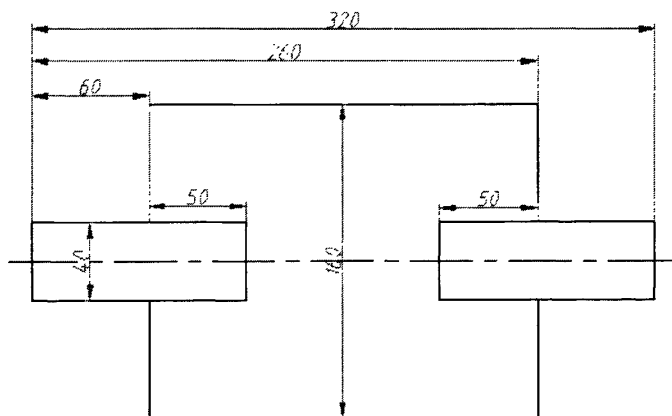
4.4 内插管消声器的声学性能

扩张比 $m=16$ ，扩张腔长度 $L=200\text{mm}$ ，研究内插管对消声器声学性能的影响。建立图 4.17 所示的内插管消声器结构模型：(a)出口管内插 1/4；(b)进出口管内插 1/4；(c) 进口管内插 1/2，出口管内插 1/4。图 4.18 所示的内插管消声器网格模型；图 4.19 为内插管消声器与简单扩张腔消声器传递损失的对比。



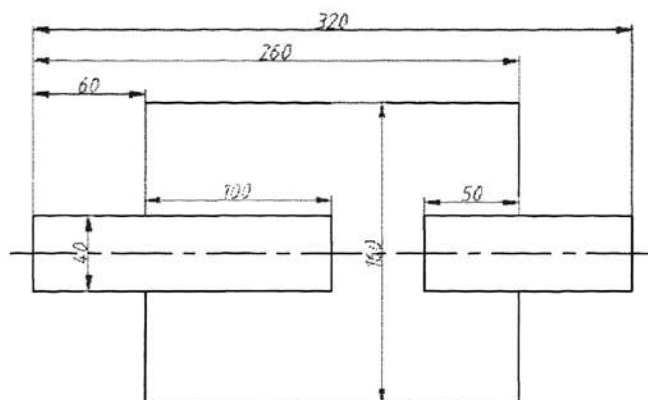
(a)出口管内插 1/4

(a) outlet intubation 1/4



(b)进出口管内插 1/4

(b) inlet and outlet intubation 1/4

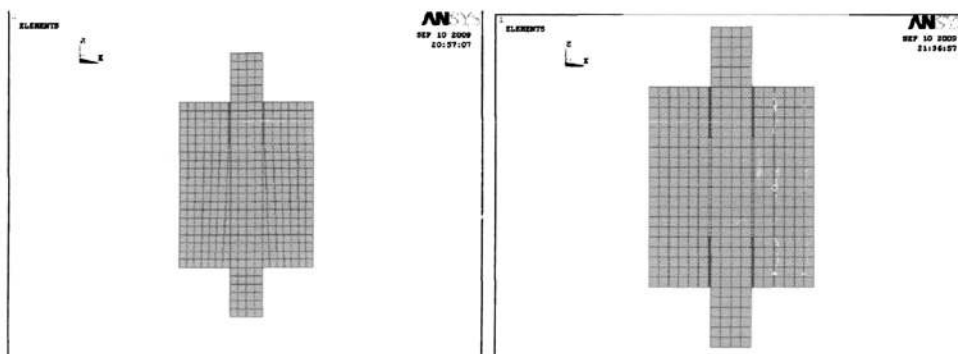


(c)进口管内插 1/2, 出口管内插 1/4

(c) inlet intubation 1/2 and outlet intubation 1/4

图 4.17 内插管消声器结构模型

Fig.4.17 Structural model of inner intubation muffler

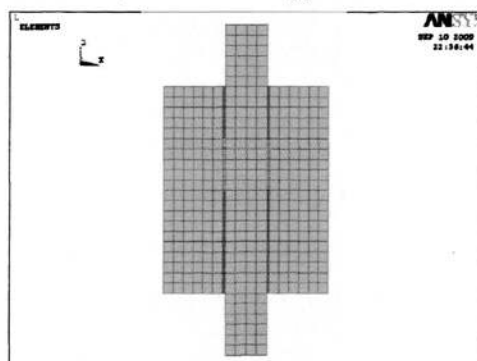


(a)出口管内插 1/4

(b)进出口管内插 1/4

(a) outlet intubation 1/4

(b) inlet and outlet intubation 1/4



(c)进口管内插 1/2, 出口管内插 1/4

(c)inlet intubation 1/2 and outlet intubation 1/4

图 4.18 内插管消声器网格模型

Fig.4.18 Mesh model of inner intubation muffler

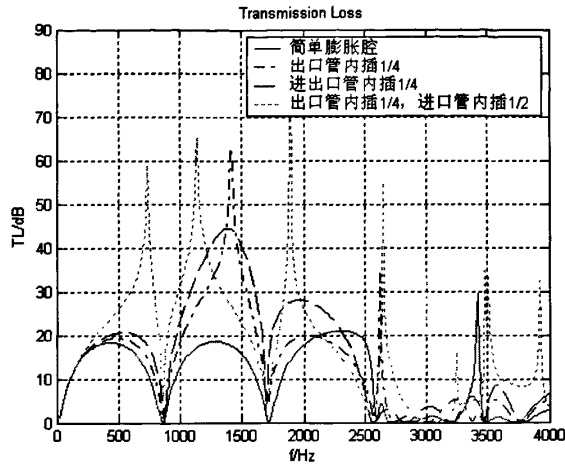


图 4.19 内插管消声器与简单扩张腔消声器传递损失曲线对比

Fig.4.19 Transmission loss comparison between inner intubation muffler and expansion-chamber muffler

通过对以上分析,可以得出:调整内插管插入腔体的深度可以改变消声器的声学性能,理论上讲,当内插管长度为扩张腔长度的 $1/2$ 时,可以消除通过频率中 n 为奇数的部分,而内插管长度为扩张腔长度的 $1/4$ 时,则可以消除通过频率中 n 为偶数的部分^[54],所以理论上讲,在扩张腔消声器内一端插入长度为 $1/2$ 的内插管,另一端插入长度为 $1/4$ 的内插管,可以得到没有通过频率的消声特性,由图 4.19 传递损失曲线可以看到,在采用进口管内插 $1/2$,出口管内插 $1/4$ 内插管时消声效果最好,而且消声频段内的传递损失放大,与理论吻合^[55],但内插管的使用并没有消去通过频率现象;在实际应用中,考虑到气流的影响,内插管同轴消声器的声学性能并不理想,插入深度越大,其性能下降越多,主要是由于高速的气流在扩张腔内不能得到充分的扩张,所以实际中多采用进出口管偏置和双出口管(见本章 4.2 和 4.3 节)内插管的形式,因此,在选择插入管长度时,应充分考虑消声器对空气动力性能的影响。

4.5 共振式消声器的声学性能

共振式消声器的消声原理^[43]是小孔和空腔组成一个弹性振动系统,管壁的孔径中空气柱类似活塞,它有一定的质量。当声波传至颈口时,在声压的作用下,空气做往复运动,便与孔壁产生摩擦,使声能转变成热能而消耗掉。当外来的声

波频率与消声器弹性系统固有频率相同时,便发生共振。在共振频率附近,空气振动速度达到最大,同时消耗的声能量最多,消声量最大。

常用古典 Helmholtz 理论采用集中参数模型设计或预测共振腔消声器的共振频率和传递损失^[56,57]。

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_c}{Vl_c}} \quad (\text{Hz}) \quad (4.3)$$

式中: c —声速, V —共振腔容积, S_c —连接管截面面积, l_c —连接管有效长度 ($l_c = l + \delta_1$, l 为连接管长度, $\delta_1 = 0.849d_c/2$ 为连接管长度修正值)。

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{\left(\frac{\sqrt{S_c V / l_c}}{2S_m} \right)^2}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}} \right] \quad (\text{Hz}) \quad (4.4)$$

由式(4.3)和(4.4)可知,影响 Helmholtz 消声器声学特性的参数有共振腔体积 V (与形状无关),主管道截面积 S_m , 连接管截面积 S_c 和连接管有效长度 l_c 。Helmholtz 消声器结构模型如图 4.20 所示,共振腔的体积为 $V = 1\text{L}$, 连接管是一圆柱体,半径 $r_c = 10\text{ mm}$, 长度 $l = 10\text{ mm}$; 主管也是一圆柱体,半径 $r_m = 25\text{ mm}$, 长度 $l_m = 300\text{ mm}$, 网格模型如图 4.21 所示。

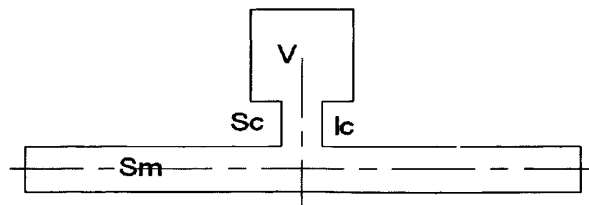


图 4.20 Helmholtz 消声器结构模型

Fig.4.20 Structural model of Helmholtz muffler

图 4.22 为 Helmholtz 消声器有限元法和古典 Helmholtz 理论计算得到的传递损失曲线对比。由图可以看出,使用有限元法和古典 Helmholtz 理论计算得到的共振频率和传递损失曲线有一定的差别,使用有限元法得到的共振频率比使用古典 Helmholtz 理论计算得到的要小 20Hz 左右,传递损失曲线向低频方向移动。其误差归结如下:由于理论建模过程中,忽略了连接管和共振腔内的质量分布及

声波运动^[56], 所以采用公式(4.3)和(4.4)计算消声器的共振频率时存在一定的局限性, 即声波波长大于共振腔的长、宽、高最大尺寸的三倍^[58], 连接管体积远小于共振腔体积等。但在实际设计中, 共振腔体积的腔体结构常常受到客观条件的限制而不能满足上述要求, 因此使用公式计算得到的共振频率与实际往往存在一定的差别。

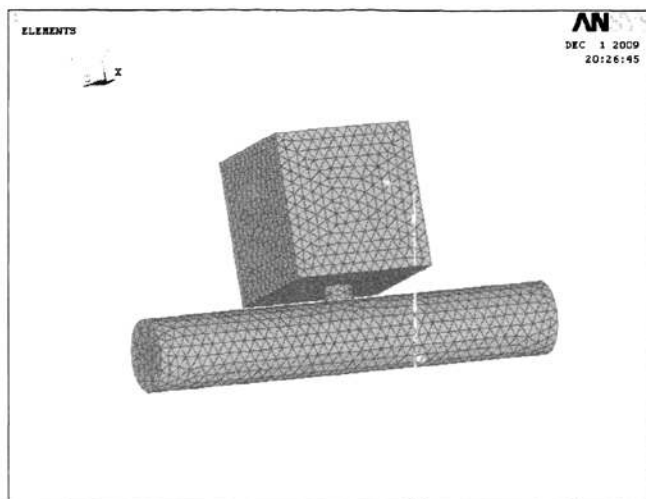


图 4.21 Helmholtz 消声器网格模型

Fig.4.21 Mesh model of Helmholtz muffler

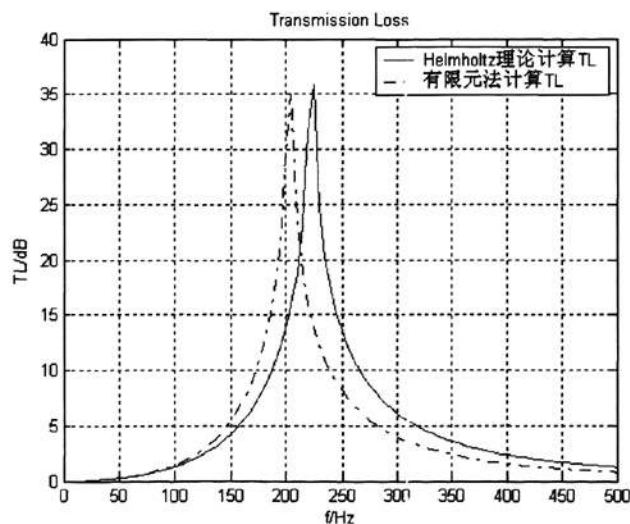


图 4.22 Helmholtz 消声器有限元法与理论计算传递损失曲线对比

Fig.4.22 Transmission loss comparison of Helmholtz muffler between FEM and theory

单节 Helmholtz 消声器结构简单, 消声量高, 压力损失小, 但选择性很强,

在共振频率附件的消声量很大，在偏离共振频率其消声量就急剧下降，只局限于对一个单一的、窄频带的衰减。所以对 Helmholtz 消声器可以采用并联、串联和并联串联组合的方式得到更多的共振频率。

4.5.1 共振腔并联结构

相同尺寸共振腔并联网格模型如图 4.23 所示。图 4.24 为两个体积为 1L 的共振腔并联的传递损失曲线。

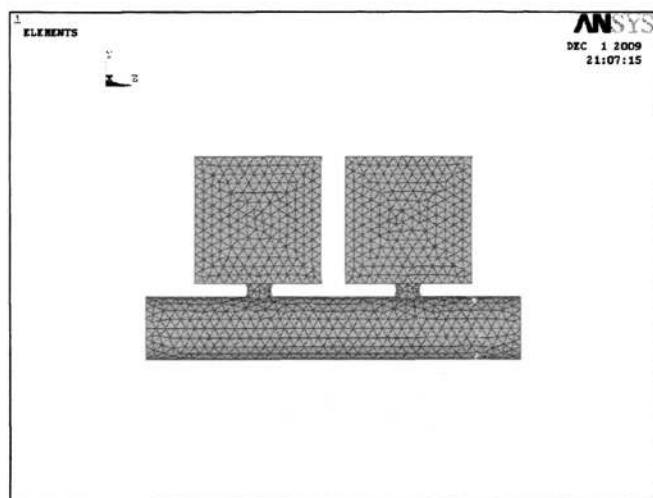


图 4.23 相同尺寸共振腔并联网格模型

Fig.4.23 Parallel mesh model of two same resonators

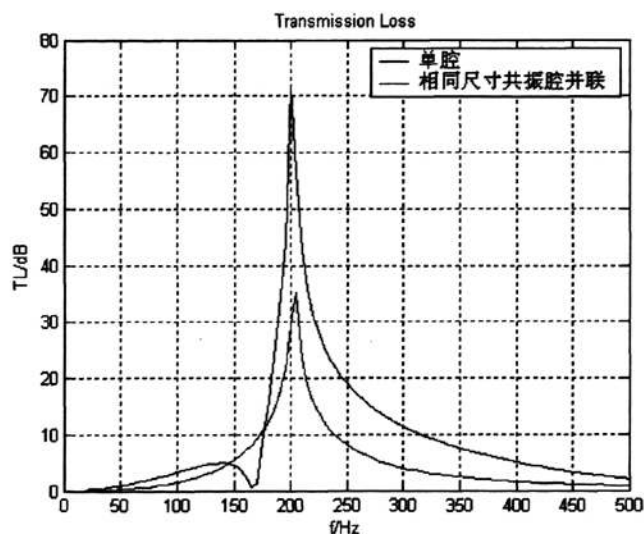


图 4.24 相同尺寸共振腔并联传递损失曲线

Fig.4.24 Transmission loss of two same parallel resonators

由图可以看出,在单个共振腔旁边并联一个相同结构尺寸的共振腔,在共振频率处传递损失产生叠加,大大提高了 Helmholtz 消声器在共振频率处的消声量,声能在共振频率处得到极大的衰减。然而,同单节共振腔一样,衰减仅局限于一个较窄的频带。

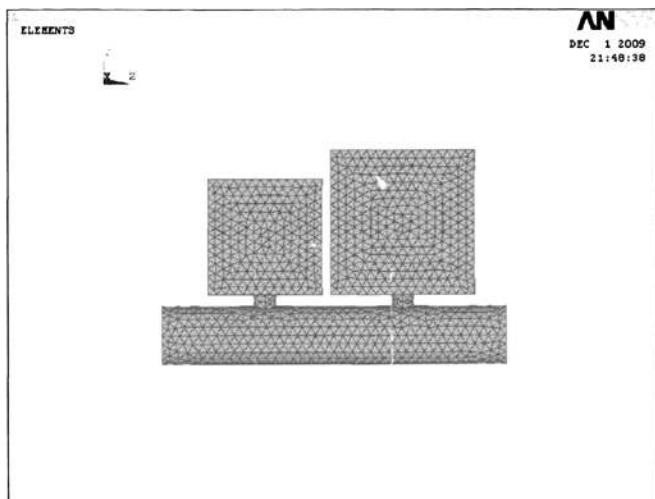


图 4.25 不同尺寸共振腔并联网格模型

Fig.4.25 Parallel mesh model of two different resonators

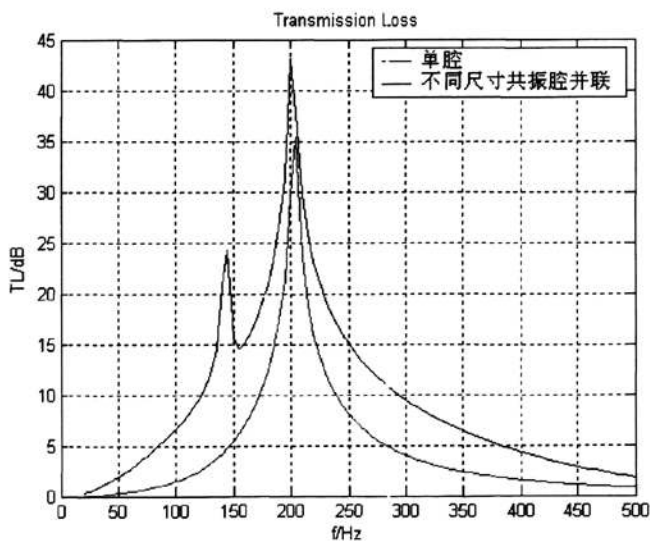


图 4.26 不同尺寸共振腔并联传递损失曲线

Fig.4.26 Transmission loss of two different parallel resonators

不同尺寸共振腔并联网格模型如图 4.25 所示,图 4.26 为共振腔体积 1L 和 2L 的并联结构传递损失曲线与单共振腔曲线对比,蓝线表示的是两个体积分别

为 1L 和 2L 的共振腔并联传递损失曲线。由图可知，不同尺寸共振腔出现了两个传递损失峰值，传递损失特性取决于共振腔体积。很明显通过调节不同的共振腔体积组合，可以使共振峰值互相靠近，这样在部分频段上传递损失将会产生叠加，衰减就会发生在更宽的频带。

4.5.2 共振腔串联结构

相同尺寸共振腔串联网格模型如图 4.27 所示。图 4.28 为两个体积为 1L 的共振腔串联的传递损失曲线。

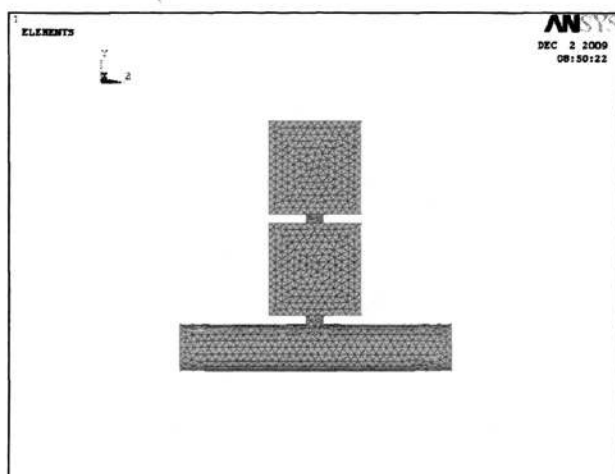


图 4.27 相同尺寸共振腔串联网格模型

Fig.4.27 Serial mesh model of two same resonators

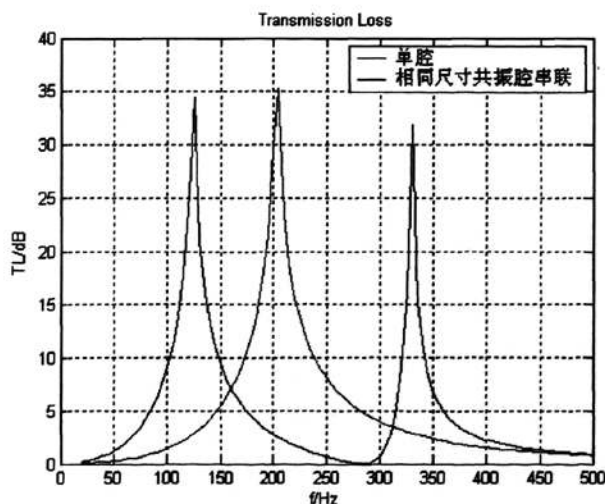


图 4.28 相同尺寸共振腔串联传递损失曲线

Fig.4.28 Transmission loss of two same serial resonators

由图可以看出,在单节共振腔消声器上串联一个结构尺寸相同的共振腔,在单节共振腔的共振频率处旁边将产生两个共振波峰,一个共振波峰向低频方向移动,另一个向高频方向移动。

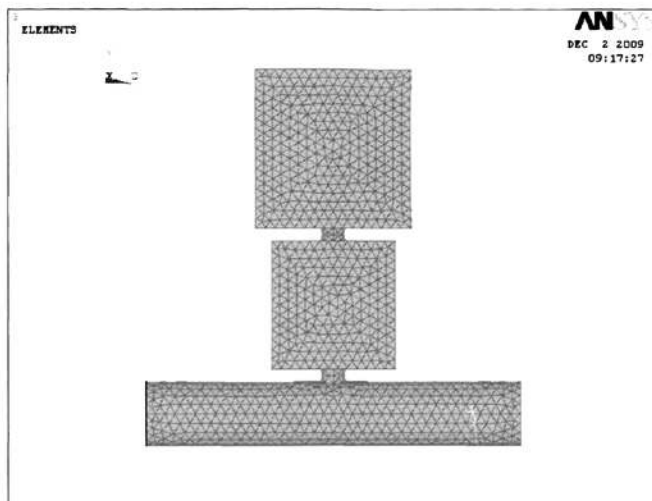


图 4.29 不同尺寸共振腔串联网格模型

Fig.4.29 Serial mesh model of two different resonators

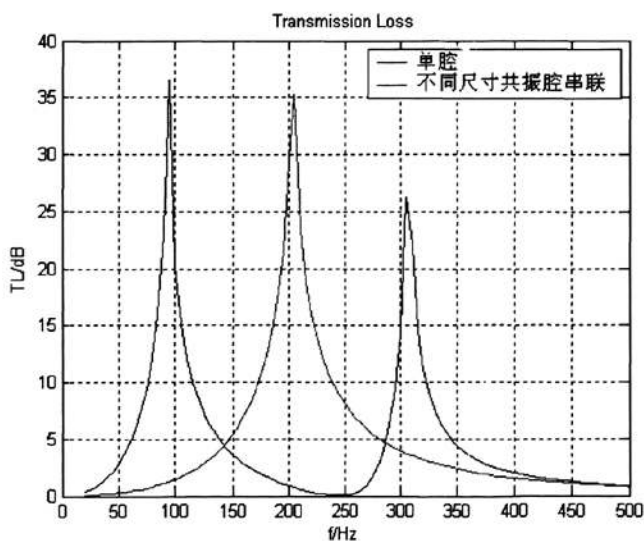


图 4.30 不同尺寸共振腔串联传递损失曲线

Fig.4.30 Transmission loss of two different serial resonators

不同尺寸共振腔串联网格模型如图 4.29 所示,图 4.30 为共振腔体积 1L 和 2L 的串联结构传递损失曲线与单共振腔曲线对比,蓝线表示的是两个体积分别为 1L 和 2L 的共振腔串联传递损失曲线。由图可知,在单个共振腔上串联一个

结构尺寸不同的共振腔，同样产生两个共振峰。这说明同并联一样，通过对共振腔的串联，可以在更多频率上对声能产生衰减。

4.5.3 共振腔并联串联组合结构

将 Helmholtz 消声器以并联和串联的方式相组合起来可以获得在更多共振频率处的消声或扩展共振频率处的消声频带。因此这两种结构的组合使用，可进一步改善共振消声器的声学特性。

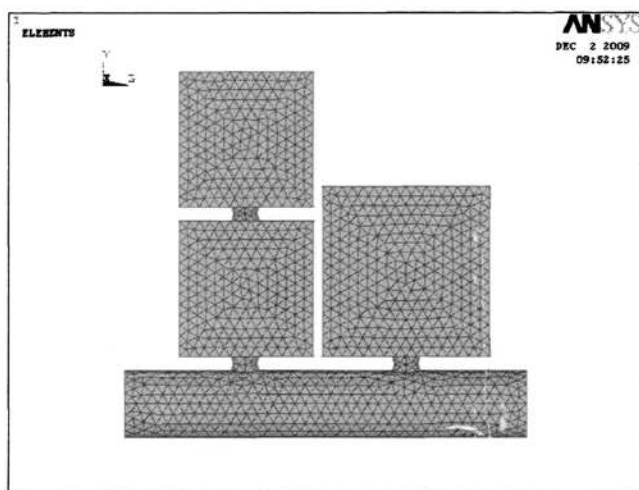


图 4.31 组合结构 Helmholtz 消声器网格模型

Fig.4.31 Combined mesh model of Helmholtz resonator

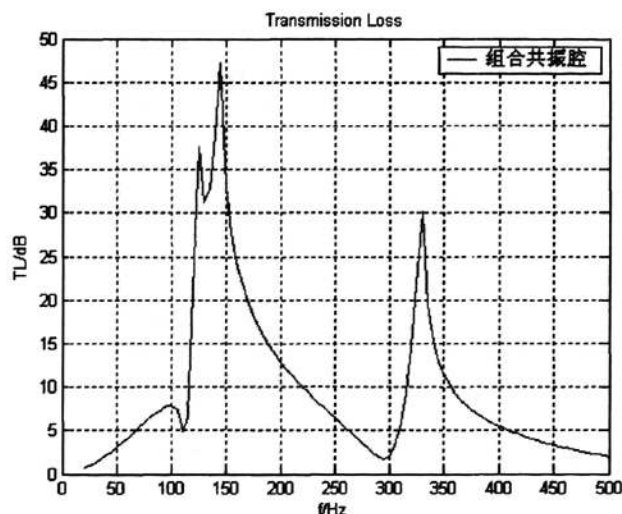


图 4.32 组合结构 Helmholtz 消声器传递损失曲线

Fig.4.32 Transmission loss of combined structure of Helmholtz resonator

图 4.31 为两个 1L 的共振腔串联，再与一个 2L 的共振腔并联的组合结构共振式消声器网格模型。图 4.32 为这种组合结构的传递损失曲线。由图可以看出，这种组合型共振腔消声器不但产生四个共振频率波峰，而且消声频带较宽，在 100-400Hz 之间有良好的消声性能。具有不同共振频率的多重共振腔被用来提供一种宽频带声衰减，说明这种组合形式的共振式消声器能有效的扩大消声器的消声频带，提高消声器的声学特性。

4.6 穿孔管消声器的声学性能

为了降低消声器的阻力损失、改善声学性能和进气管与消声器连接的机械可靠性，通常在扩张腔内的进气管上加开有小孔，形成穿孔管，穿孔管上的小孔与腔体形成多个 Helmholtz 共振结构，当声波的频率和系统的共振频率一致时，穿孔处的空气产生激烈摩擦，形成共振波峰，显著提高消声效果。

图 4.33 为一穿孔管消声器结构模型；为节省资源在 ANSYS 里建立该消声器 1/4 网格模型；图 4.34 为穿孔管消声器与简单扩张腔消声器传递损失曲线对比。由于穿孔孔径为 6mm，所以对穿孔管消声器进行真实模拟。

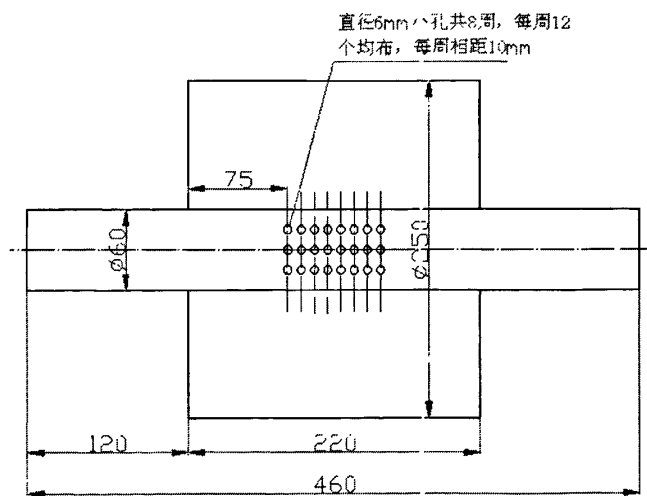


图 4.33 穿孔管消声器结构模型

Fig.4.33 Structural model of perforated tube muffler

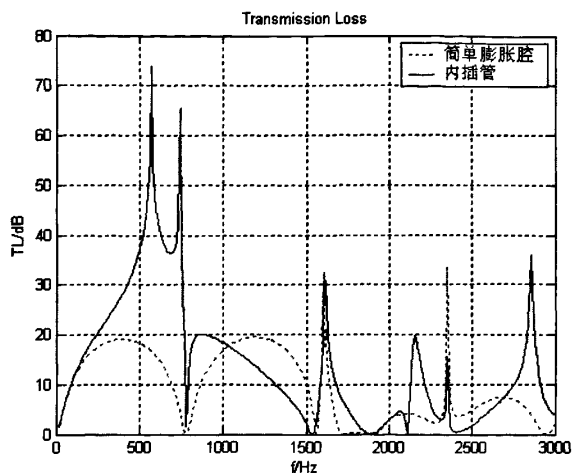


图 4.34 穿孔管消声器与简单扩张腔消声器传递损失曲线对比

Fig.4.34 Transmission loss comparison between perforated tube muffler and expansion-chamber muffler

由传递损失曲线可以看出：对于第一个消声波形来说，穿孔管的引入明显改善了消声器的声学性能，在 500-750Hz 的范围内共出现两处共振波峰，幅值远远大于简单扩张腔消声器；对于第二个波峰，穿孔管消声器的声学特性不如简单扩张腔消声器；对于高频部分，两种消声器消声效果都不太理想，但穿孔管消声器共振波峰数多于简单扩张腔，所以声学特性稍微好些。总的来说在全频段范围之内，穿孔管消声器消声效果优于简单扩张腔，特别是在低频部分。

4.7 本章小结

本章综合运用 ANSYS、SYSNOISE 和 MATLAB 软件，对不同结构消声单元进行声学性能有限元分析。分析了扩张比、扩张腔长度和双扩张腔对进出口管同轴消声器声学性能的影响；出口管偏置和双出口管对消声器声学性能的影响；内插管、穿孔管和共振式消声器的声学性能。

第五章 简单组合结构和复杂组合结构消声器的声学性能

5.1 简单组合结构消声器的声学性能

由第四章分析可以看出：简单扩张腔对消声频带宽度影响不大，但影响消声器的最大消声量；扩张腔长度影响消声器通过频率的数目和频带的宽度，对最大消声量没有影响；所以可以对扩张腔数量和长度进行简单组合，如图 4.12 所示，不仅提高了消声器中低频部分的最大消声量，而且通过频率的数目也减小，消声频段也变宽了；也可以发现，中高频部分消声效果不理想，仅几处共振波峰而已。而出口管偏置和双出口管的消声器则能有效改善高频消声效果。

为了消除通过频率，可以采用多节长度不同的扩张腔进行串联的方法，使他们的通过频率互相错可，当两节扩张腔长度选择适当时，可以使第二腔的最大消声频率等于第一腔的通过频率，这样不仅能提高总的消声量，而且也能使有效消声频带变宽，提高消声效果。所以这里把出口管(或两腔连接管)偏置或出口管(或两腔连接管)加工成两管的结构。

图 5.1 为两腔消声器双管连接结构模型，图 5.2 为两腔消声器双管连接和单管连接传递损失曲线对比；图 5.3 为出口管偏置两腔消声器结构模型，图 5.4 为出口管偏置与同轴两腔消声器传递损失曲线对比。

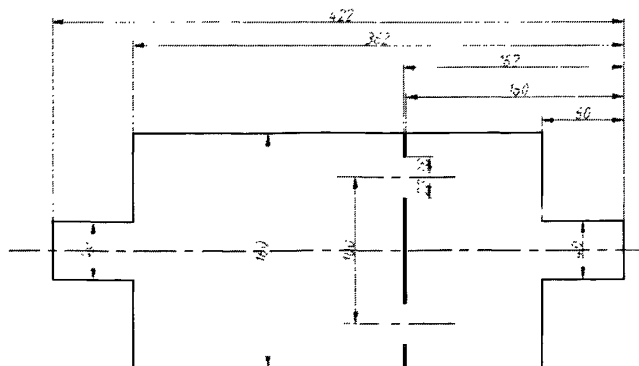


图 5.1 两腔消声器双管连接结构模型

Fig.5.1 Structure model of 2-cavity and 2-duct connected muffler

由图 5.2 可以看出，在中低频部分前三个拱形，两传递损失曲线吻合良好，相差不大；第四个拱形，由于是采用双连接管连接的方式，改变了消声器的声阻

抗, 所以双管连接消声器在此波形上明显产生三处共振峰, 消声效果得到改善; 高频部分, 消声效果改善较为明显, 但在 3000Hz 左右, 不管是双管连接还是单管连接都存在一通过频率。

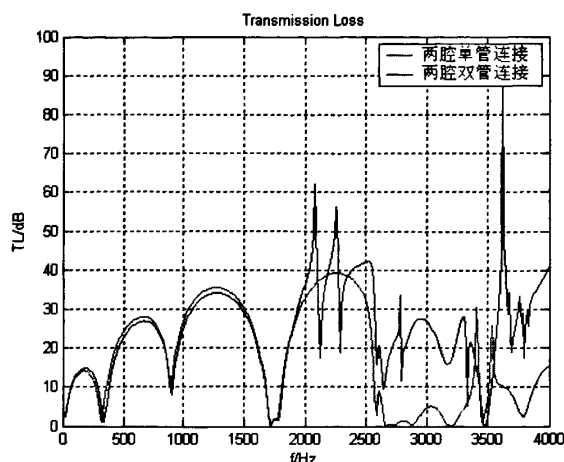


图 5.2 两腔消声器双管连接与单管连接传递损失曲线对比

Fig.5.2 Transmission loss comparison of 2-cavity between single duct connected muffler and 2-duct connected muffler

同样由图 5.4 可以看出, 在前三个波形中仅在第三个波形处出现一共振峰, 两传递损失曲线变化不大; 出口管偏置同样使第四个波形变化较明显, 消声效果增强, 并出现几处共振峰; 同样高频部分消声效果改善也较为明显, 但在 3000Hz 左右也出现了通过频率并且有一定的频带宽度。总的来说出口管偏置两腔消声器和双管连接两腔消声器在中高频部分消声效果明显优于同轴两腔消声器, 声学特性明显得到改善, 而低频部分变化不大。

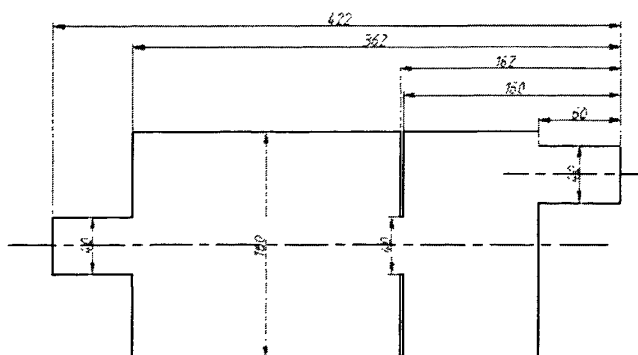


图 5.3 出口管偏置两腔消声器结构模型

Fig.5.3 Structure model of offset-outlet 2-cavity muffler

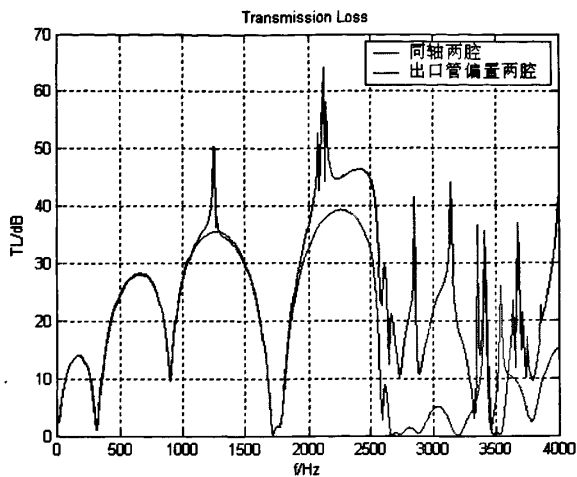


图 5.4 出口管偏置两腔消声器与同轴两腔消声器传递损失曲线对比

Fig.5.4 Transmission loss comparison of 2-cavity between offset-outlet muffler and inlet/outlet muffler

5.2 复杂组合结构消声器的声学性能

各种基本消声结构的声学特性在不同的频率范围内各不相同，而发动机的排气噪声频率范围较宽，随着工作过程中转速和负荷额不断变化，排气噪声的频率特性更加复杂，仅仅使用简单的基本消声结构无法满足实际使用需求，因此需要将几种不同结构，不同声学特性的基本消声单元适当组合，组成一复杂结构消声器，才能在较宽的频率范围内得到较好的消声效果。

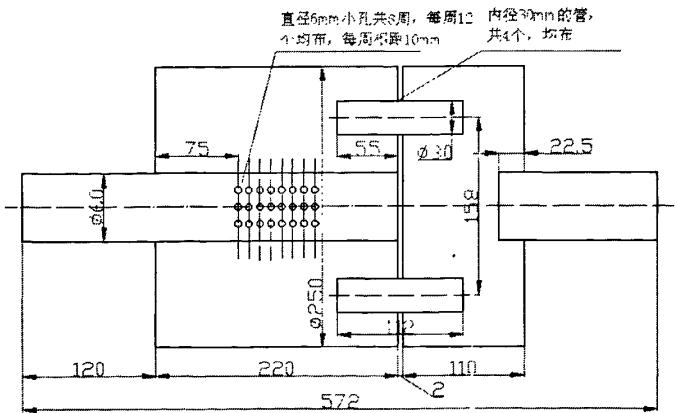


图 5.5 复杂消声器结构模型

Fig.5.5 Structure model of complex composite muffler

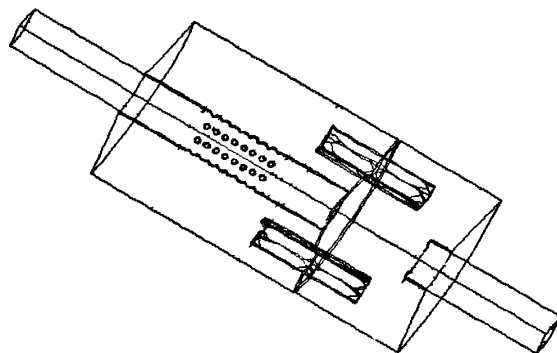


图 5.6 复杂消声器模型

Fig.5.6 Model of complex composite muffler

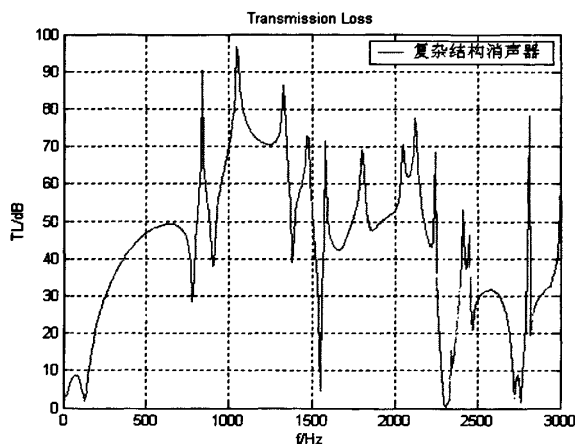


图 5.7 复杂结构消声器传递损失曲线

Fig.5.7 Transmission loss of complex composite muffler

图 5.5 为一复杂消声器结构模型。此消声器由两腔组成，两腔由四个均布的直径为 30mm 的内插管连接，进口管为一穿孔管，出口管为内插管。为节省资源在 ANSYS 里建立该消声器的 1/4 空间模型，如图 5.6 所示；图 5.7 是复杂消声器的传递损失曲线。

由图 5.7 可以看出，在整个频率范围，消声效果明显优于单个基本声学结构消声器模型，特别在中高频部分，消声能力大幅度增加。但在 1550Hz、2400Hz 和 2750Hz 几处存在通过频率，而且低频消声效果不太理想。因此，为进一步改善此复杂消声器的声学性能，在消声器右端增加一个端部共振腔，形成带有端部共振腔的复杂结构消声器，结构模型如图 5.8 所示。

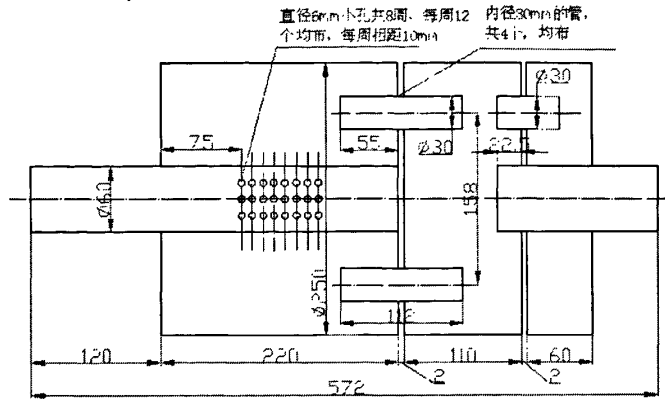


图 5.8 有端部共振腔的复杂消声器结构模型

Fig.5.8 Structural model of complex composite muffler with end-resonator

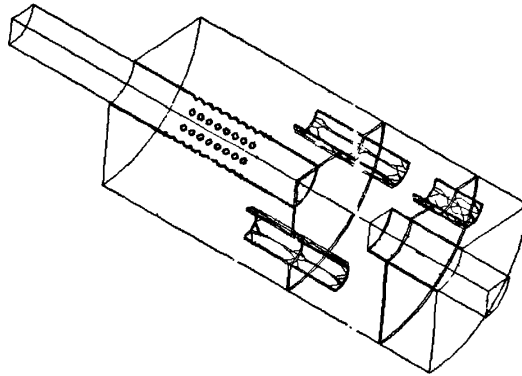


图 5.9 有端部共振腔的复杂消声器模型

Fig.5.9 Model of complex composite muffler with end-resonator

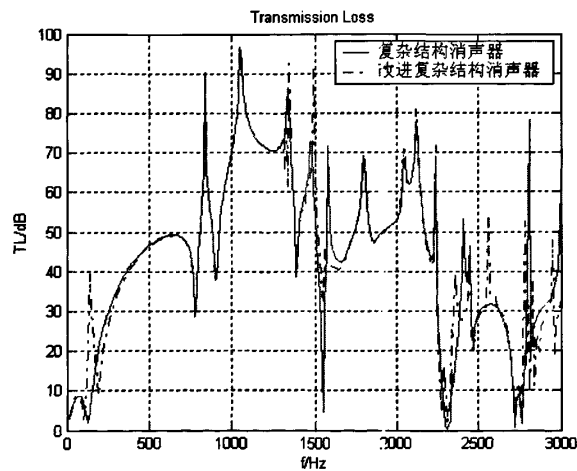


图 5.10 有无端部共振腔的复杂结构消声器传递损失曲线对比

Fig.5.10 Transmission loss comparison of complex composite muffler with and without end-resonator

同样,为节省资源在 ANSYS 里建立该消声器的 1/4 空间模型,如图 5.9;图 5.10 有无端部共振腔的消声器传递损失曲线对比。由图可以看出,端部共振器使得传递损失曲线在低频 100Hz 附近出现一共振波峰,同时改善了 1550Hz 频率处的消声低谷,而对其他频段声学性能影响不大。

5.3 本章小结

本章综合使用有限元法分析了一简单组合结构消声器和一复杂组合结构消声器的声学性能,并且就改进方案就行模拟预测,分析结果表明改进方案改善了消声器的消声效果。

第六章 某 5 吨柴油机车用排气消声器的声学性能

前述第四章与第五章综合运用有限元法对消声器消声单元和组合结构进行声学特性分析,本章主要对某 5 吨柴油机车用排气消声器进行声学性能分析,然后与实验数据进行对比分析。

6.1 消声器的实验

实验方法主要参照“内燃机排气消声器测量方法”(GB/T4759-1995)进行,具体如下:

一 声学测量仪器

- (1)测量声压级使用的声级计,应符合 GB3785 的有关规定。
- (2)进行频谱分析使用的 1/1 倍频程或 1/3 倍频程滤波器,符合 GB324 的有关规定。
- (3)每次连续测量前后,应对测量仪器进行校准,声级校准器的准确度应优于或等于 $\pm 0.5 \text{ dB}$,两次校准值不应超过 1 dB 。

二 测量条件

- (1)在实验室测量中,内燃机按 GB1105.1 中规定的标定工况,即在标定功率和相应转速下稳定运转,油温、水温(风温)达到稳定时方能进行测量。对车用内燃机等,可根据使用要求在不同工况下进行测量,并在报告中予以说明。
- (2)内燃机排气系统(包括消声器、管道)的长度、管径及形状要接近其实际使用情况。

表 6.1 背景噪声修正值

Table 6.1 Amendment to the value of the background noise

测量噪声和背景噪声声压级之差	3	4-5	6-9	≥ 10
修正值	3	2	1	0

- (3)除排气噪声外,若测量噪声与背景噪声声压级之差在 3 dB 以下,则对背景噪声声源采取措施后,再进行测量,如在 3 dB - 10 dB 之间,按表 6.1 进行修正(即测量噪声减去修正值)。
- (4)测点位置的风速超过 3 m/s 时,使用防风罩,当风速超过 5 m/s 时,停止测量。

(5)测点位置要求在与排气口气流轴向成 45° 方向上,距离 500mm 处,传声器指向排气口,如图 6.1 所示。在实验中,测点和排气口相对位置保持不变,汽车后桥支起,让后轮离地,挂 4 档,保证测点距地面高度大于 1m,测点距其他反射面的距离大于两倍测距。

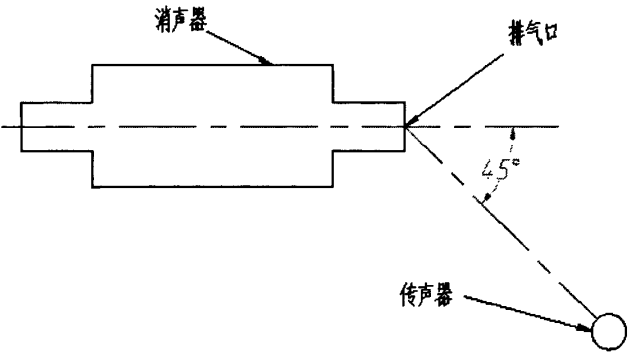


图 6.1 消声器测量位置示意图

Fig.6.1 Schematic diagram of measuring position of muffler

(c)为保持测量时声场分布状况不变,测点附件符合自由场条件,或测点和周围环境中反射面保持相对位置不变。

三 测量方法

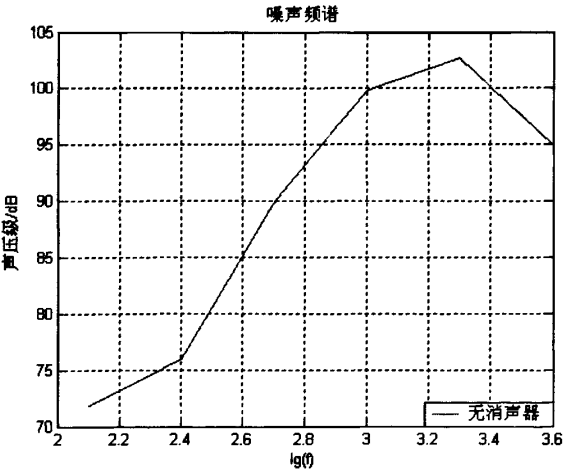


图 6.2 无消声器时发动机排气噪声频谱

Fig.6.2 Frequency spectrum of engine exhaust noise without muffler

该标准规定了三种测量方法:实验室测量方法、现场测量方法和消声器表面辐射噪声测量方法。消声器性能的全面评价以实验室方法为准,主要评价量为 A、

C 计权声压级插入损失和功率损失比。测量未加消声器的排气噪声时，加装和消声器长度相同，管径和排气管相同的空管。

图 6.2 是没有消声器的情况下测得的发动机排气噪声的频谱，由图可见在无消声器的情况下，在中高频的噪声较大。

6.2 原配消声器及排气噪声

如图 6.3 是原配消声器结构结构模型。

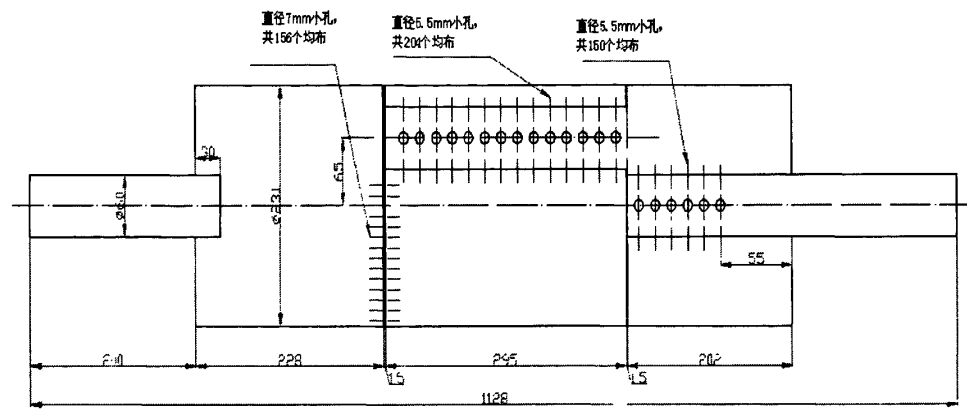


图 6.3 原配消声器结构模型

Fig.6.3 Structure model of original muffler

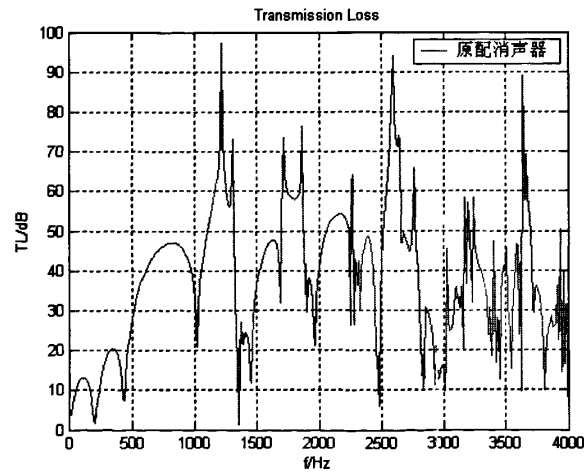


图 6.4 原配消声器传递损失曲线

Fig.6.4 Transmission loss of original muffler

此消声器由三腔组成，第一腔与第二腔由穿孔板连接，穿孔直径为 7mm，

共 156 个，均布；第二腔和第三腔由一偏置的穿孔管相连接，穿孔直径为 5.5mm，共 204 个，均布；第三腔出口管为一穿孔管，穿孔直径为 5.5mm，共 150 个，均布。

图 6.4 为此原配消声器的传递损失曲线，由图可以看出，总的来说该消声器在整个频段都有一定的消声效果，在低于 500Hz 的低频部分消声效果不太理想，在 1000Hz 左右的传递损失较大也较稳定，中频部分存在几处通过频率，在 2700-3000Hz 的高频段消声效果也有待改善。

6.3 消声器的改进设计

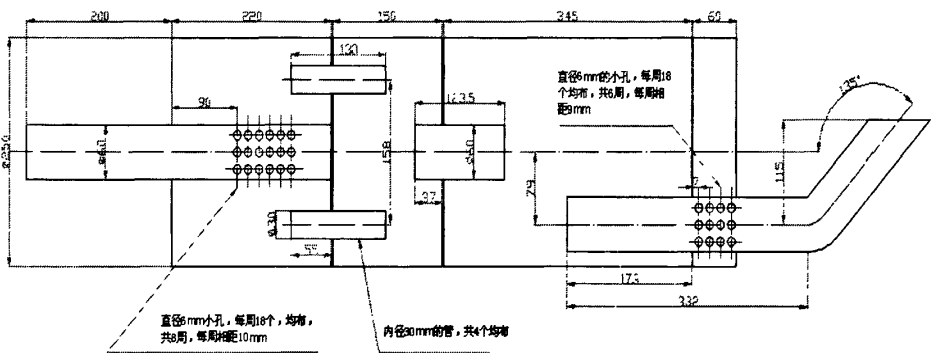


图 6.5 改进消声器结构模型

Fig.6.5 Structure model of improved muffler

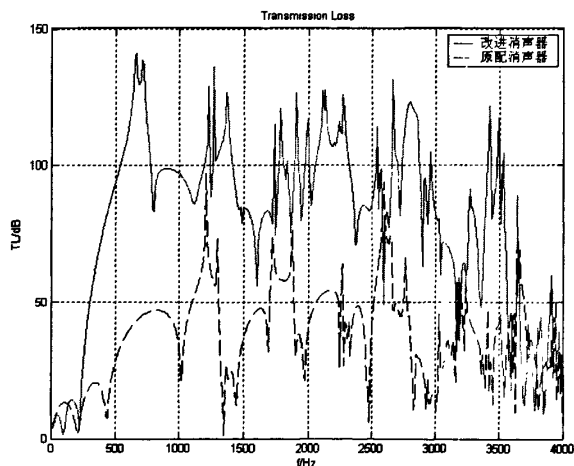


图 6.6 原配消声器与改进消声器传递损失曲线对比

Fig.6.6 Transmission loss comparison between original muffler and improved muffler

在不改动大的安装尺寸的条件下,对原配消声器做以下几部分改进,如图 6.5 所示:第一腔结构尺寸基本不变,第二腔尺寸缩短一半,把缩短的尺寸加于第三腔,;进口管由原配的内插管改为穿孔管;第一腔与第二腔的连接由原配的穿孔板连接改为穿孔管连接;第二腔与第三腔的连接改为内插管连接;第三腔由原配的穿孔管改为内插穿孔管连接,并在第三腔后加一共振腔。采用有限元法对原配消声器和改进消声器做声学性能分析。

图 6.6 为原配消声器和改进消声器传递损失曲线对比。由图可以看出,在有效消声频段 3600Hz 频率范围以内,相比于原配消声器改进消声器有效增大了传递损失。在低频部分,传递损失明显增大,在 650Hz 左右改进消声器的传递损失比原配消声器高 100dB 左右,并且出现几处波峰,在 200Hz 以内消声量增加不太明显,但出现了两处共振波峰;在中频部分,改进后的消声器的传递损失优于原配消声器,并且消除了原配消声器的几处通过频率,消声效果进一步改善;在低于 3600Hz 的高频部分,改进消声器的传递损失也优于原配消声器,但频率高于 3600Hz 时,改进消声效果不太明显,有待进一步改善。总体来说,改进消声器的设计在有效消声频段不仅增大了,而且消除了几处通过频率,有效的改善了消声效果。

6.4 消声器性能计算与实验结果的比较分析

根据“内燃机排气消声器测量方法”(GB/T4759-1995)对内燃机排气噪声测量时,直接将直管、原配消声器和改进消声器连接到某汽车用 4DF2-13 柴油发动机排气引出管口。

表 6.2 消声器排气噪声声压级

Table 6.2 Sound pressure level of exhaust noise

中心频率(Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
无消声器声压级(dB(A))	71.8	75.9	89.7	99.8	102.7	94.9
原配消声器声压级(dB(A))	47.5	58.1	72.6	82.3	81.2	84.6
原配消声器插入损失(dB)	24.3	17.8	17.1	17.5	21.5	10.3
改进消声器声压级(dB(A))	47.4	58.7	74.6	79.6	79.3	84.3
改进消声器插入损失(dB)	24.4	17.2	15.1	20.2	23.4	10.6

在发动机转速为 2500rpm 时，所测得的排气噪声频谱数据如表 6.2 所示，频谱图如图 6.7 所示，插入损失曲线如图 6.8 所示。

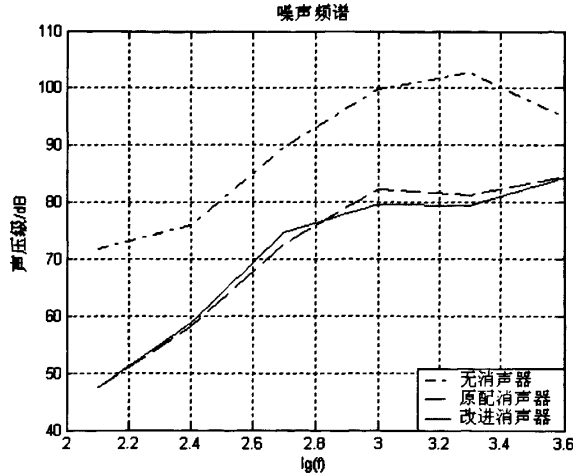


图 6.7 排气噪声频谱图

Fig.6.7 Frequency spectrum of exhaust noise

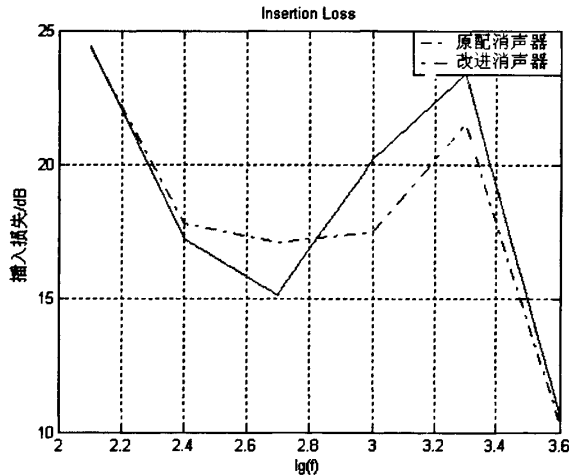


图 6.8 原配消声器与改进消声器插入损失曲线对比

Fig.6.8 Insertion loss comparison between original muffler and improved muffler

由图 6.7 排气噪声频谱图可以看出，在发动机转速为 2500rpm 时，原配消声器和改进消声都有一定的消声效果。图 6.8 为原配消声器与改进消声器插入损失曲线对比，由图可知，两个消声器的消声效果有一定的差异，但总体变化趋势基本一致，在中高频区，改进消声器消声特性曲线基本都在原配消声器之上，说明改进消声效果优于原配消声器，与上述有限元分析结果一致。但在 250-700Hz 区间，根据有限元计算得到的改进消声器传递损失比原配消声器大的多，而由实

验得到的改进消声器消声效果反而差些，其原因可能是：

(1)消声器外壳振动的影响。有限元分析时，消声器外壳设置为无能量辐射，但实际工况消声器内部声能通过消声器壁面辐射一定的能量，特别是改进后消声器，为制造方便，外壳均用 1.5mm 厚的钢板，而查有关资料，2.5mm 厚的钢板在 125Hz 时的隔声量仅为 19dB 左右，1.5mm 厚的钢板的隔声量将更低一些，所以当这一频段附件的消声器传递损失大于 16dB 左右时意义就不大了。而原配消声器外壳是用两层 1mm 厚的钢板夹阻尼隔热材料做成，其低频隔声效果要好的多，所以，尽管消声器的传递损失不太大，但消声器总的性能还可以；

(2)测试环境的影响。测试过程中，如柴油机噪声或其表面辐射噪声等不能完全屏蔽，它会影响到测量结果，使得记录结果不仅仅是排气噪声，测试结果也就产生了误差。

6.5 本章小结

本章对汽车用某 5 吨柴油机排气消声器进行声学性能分析，通过对原配消声器和改进消声器的声学有限元分析，可知改进后的消声器在有效消声频段增大了传递损失，声学性能优于原配消声器；与实验所测数据对比分析结果指出原配消声器和改进消声器都有较好的消声效果，消声频率特性曲线总体趋势一致，但由于实际工况下的测试并不完全准确，所以存在一定的差异。

第七章 全文总结与展望

7.1 全文总结

本文通过使用有限元法,对汽车排气消声器进行声学性能仿真分析,对实际产品的设计和结构优化有一定的参考价值。现将全文总结如下:

(1)本文首先简述了消声器的研究现状,研究的目的与意义,为本文研究的可行性提供依据;

(2)本文总结了声学基础理论,排气噪声的产生和控制方法,详细介绍了消声器的分类、性能评价指标,阐述了研究消声器基础理论及所使用的研究方法,为消声器声学有限元分析提供理论支持;

(3)在 ANSYS 中建立消声器网格模型,然后将有限元模型导入 SYSNOISE 中进行传递损失计算,分析基本声学单元的声学性能,具体包括:扩张比、扩张腔长度、双扩张腔、出口管偏置、双出口管、共振腔、内插管和穿孔管等对消声器声学性能的影响;

(4)分析一简单组合结构消声器和一复杂组合结构消声器的声学性能,根据传递损失曲线,在传递损失不理想的频段,对消声器做局部改进,以求在较宽声频段得到更好的消声效果;

(5)通过对某 5 吨柴油机车用原配消声器和改进消声器的声学有限元分析,可知改进后的消声器在有效消声频段增大了传递损失,声学性能优于原配消声器;与实验所测数据对比分析指出原配消声器和改进消声器都有较好的消声效果,消声频率特性曲线总体趋势一致,但存在一定的差异并指出存在差异的可能原因。

7.2 展望

由于主观和客观上的诸多原因,本文的分析和所得到的结论依然存在一些不足之处。以后的研究方向就是要研究出消声量更大、功率损失更小和主观感受进一步改善的高性能消声器。根据本文存在不足处,建议下一步的研究有:

(1)由于考虑到计算机的运算能力,为了节省时间,网格划分还不够细致,

所以得到的中高频计算结果精度欠佳，所以在计算机硬件和软件改善的前提下，做更细致精确的数值分析；

(2)本文所做的基本消声单元分析，并没有考虑到气流和温度的影响，即所做分析为静态声学分析。实际上气流不仅影响声传播规律的变化，还会产生再生噪声，温度和气流均能使消声器的传递损失曲线向低频方向移动。所以建议以后的研究工作要考虑到气流和温度的影响，使得到的分析结果更符合实际；

(3)同样文中对结构分析也没有考虑到振动对消声器声学性能的影响，而实际工作中的消声器不仅受到发动机，车体振动的影响，同时消声器本身也是一个振源，这些振动都会发出辐射噪声，进而影响到消声器的降噪效果；

(4)运用有限元软件进行声学性能分析时，没有考虑到声波与消声器壳体之间的耦合作用，只是单独的分析了声学模型，所以今后可以建立声固耦合模型，对消声器进行声学性能分析；

(5)采用 SYSNOISE 软件对消声器进行分析时，中低频部分比较准确，但高频部分有一定的误差，所以后续工作可以采用统计能量法，运用相关软件或语言对高频部分进行分析；

(6)文章对汽车用某 5 吨柴油机排气消声器实验数据对比分析时，由于实际工况测试误差，所得数据并不准确。

(7)文中消声器的声学性能分析并没有考虑发动机的功率损失和燃油经济性，所以今后的研究工作可以结合发动机的性能对消声器进行声学性能分析。

致 谢

首先，我要衷心感谢我的导师——陆森林教授，可以这么说，在我攻读硕士研究生阶段要是没有陆老师的悉心指导与亲切关怀，我是不可能顺利毕业的。从开题到论文的完成，每一次取得的进步都蕴藏着陆老师辛勤的汗水，陆老师严谨治学的态度、对学术孜孜不倦的追求深深感染了我，令我终身难忘，并且终身受益。在此表示深深的感谢！

在论文的撰写过程中，同样得到刘红光老师的建议与指导，同一工作室张冬青、吕志华、宋世亮、杨涛和刘媛媛等同学的大量帮助，在此一并表示衷心的感谢。

最后还要特别感谢我的父母、姐妹和女朋友，是他们的默默无闻，不仅给予我物质上的支持，而且在精神上给予我前进的动力，才使我最终完成学业，我会用我毕生的精力去报答他们！

参考文献

- [1]方丹群.噪声的危害及防治[M].中国工业出版社,1977
- [2]马大猷.声学 and 人的生活质最[M].声学技术,1999
- [3]全国声学标准化技术委员会,中国标准出版社第二编辑室.噪声测量标准汇编 机动车噪声[M].中国标准出版社,2007
- [4]黎志勤,黎苏.汽车排气系统噪声与消声器设计[M].中国环境科学出版社,1992
- [5]丁万龙.消声器的数值仿真分析[D].硕士学位论文.吉林大学,2003,p2,21-28
- [6]杨庆佛.内燃机噪声控制[M].山西人民出版社,1985
- [7]黎志勤,黎苏,周昌林.内燃机排气消声器声学边界元模型的建立及其应用[J].汽车工程,1991,13(2):107-115.
- [8]周涌麟,李树珉.汽车噪声原理和控制[M].中国环境科学出版社,1992
- [9]D.D.Davis.Theoretical and experimental investigation of muffler with coments on engine exhaust muffler design[J].1954,NACA 1192
- [10]R.J.Alfredson,P.O.A.L.Davies.The radiation of sound from an engine exhaust [J]. Sound and Vibration,1970
- [11]M.L.Munjal.Acoustics of ducts and mufflers[M].NEW YORK:A WILEY INTERSCIENCE. 1987
- [12]申光宪.边界元法[M].机械工业出版社,1998
- [13]A.Selamet,P.M.Radavich.The Effect of Length on the Acoustic Attenuation Performance of Concentric Expansion Chambers:An Analytical,Computational,and Experimental Investigation [R].SAE 950544.
- [14]A.Selamet,N.S.Dickey,P.M.Radavich.Theoretical,Computational and Experimental Invesigation of Helmholtz Resonators:One-dimensional Versus Multi-dimensional Approach [R].SAE 940612.
- [15]A.selamet,F.D.Denia,A.J.Besa.Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers[J].Journal of Sound and Vibration,2003:967-985
- [16]T.W.WU,P.ZHANG,C.Y.R.CHENG.Boundary Element Analysis of Mufflers with an Improved Method for Deriving the Four-pole Parameters[J].Journal of Sound and Vibration, 1998,217(4):767-779.

- [17]G.Loua,T.W.Wua,C.Y.R.Cheng.Boundary element analysis of packed silencers with a substructuring technique[J].Engineering Analysis with Boundary Elements, 2003,27:645-653.
- [18] 刘晓玲.边界元法在预测消声器消声特性上的应用[J].四川工业学院学报,1994,13(1):71-80.
- [19]吴浩硅,刘晓玲,张镇波.后置柴油机客车的降噪研究(II)[J].华南理工大学学报(自然科学版),1995,23(7):69-76.
- [20]黎志勤,黎苏,周昌林.内燃机排气消声器声学边界元模型的建立及其应用[J].汽车工程,1991,13(2):107-115.
- [21]黎苏,葛蕴珊,黎志勤等.抗性消声器的三维声学边界元模型及其应用[J].内燃机学报,1992,10(2):147-154.
- [22]Z.L.Ji.Acoustic attenuation performance analysis of multi-chamber reactive silencers [J].Journal of Sound and Vibration,2005:459-466
- [23]黄国权.有限元法基础及 ANSYS 应用[M].机械工业出版社,2004
- [24]费维.汽车排气消声器的声学特性计算及其优化设计[D].硕士学位论文.合肥工业大学,2004
- [25]王耀前.消声器性能三维有限元计算方法的探讨[D].硕士学位论文.江苏大学. 2003.
- [26]Z.M.Omid.Mehdizadeh and P.Marius.A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow.Applied acoustics.2005,Vol.66(8):p902-918
- [27]陆森林,刘红光.内燃机排气消声器性能的三维有限元计算及分析[J].内燃机学报,2003,5
- [28]陆森林,刘红光,曾发林,陈士安.排气消声器性能的数值模拟[J].农业机械学报,2006,7
- [29]陆森林,曾发林,刘红光,陈士安.消声器中的高次波及其对消声性能的影响[J].江苏大学学报,2007,5
- [30]康钟绪,季振林.穿孔管消声器消声性能的有限元计算及分析[J].噪声与振动控制,2005,5
- [31]季振林.直通穿孔管消声器声学性能计算及分析[J].哈尔滨工程大学学报, 2005,3
- [32]季振林.穿孔管阻性消声器声学性能计算及分析[J].振动工程学报.2005,4
- [33]张乃龙,杨文通,费仁元.基于 ANSYS 的抗性消声器性能仿真分析[J].计算机仿真分析.2006,8
- [34]董红亮,邓兆祥,来飞.考虑温度影响的消声器声学性能分析及改进[J].振动工程学报.2009,1

- [35]李以农,路明,郑蕾,陈清平,郑玲.汽车排气消声器内部流场及温度场的数值计算[J].重庆大学学报.2008,10
- [36]C.J.Wu,X.J.Wang,H.B.Tang.Transmission loss prediction on a siongle-inlet/double-outlet cylindrical expansion-chamber muffler by using the modal meshing approach[J].Journal of Sound and Vibration,2005:459-466
- [37]黎志勤,黎苏.汽车排气系统噪声与消声器设计[M].中国环境科学出版社,1992
- [38]杜功焕,朱哲民,龚秀芬.声学基础[M].南京大学出版社,2001
- [39]庞剑,谌刚,何华.汽车噪声与振动—理论与应用[M],北京理工大学出版社,2006
- [40]周勇麟,李树根.汽车噪声原理与控制[M].中国环境出版社,1999
- [41]杨庆佛.内燃机噪声控制[M].山西人民出版社,1985
- [42][日]福田基一著,张成译.噪声控制与消声设计[M].国防工业出版社,1982
- [43]周新祥.噪声控制技术及其新进展[M].冶金工业出版社,2007
- [44]何渝生.汽车噪声控制[M].机械工业出版社,1999
- [45]劭汝春,黄镇昌.机械噪声及其控制[M].华南理工大学出版社,1994
- [46]刘晓玲.排气消声器消声理论模型及性能评价指标探讨[J].四川工业学院学报,1995,Vol.14
- [47]赵松龄.噪声的降低与隔离(上册,下册)[M].同济大学出版社,1985,12
- [48]方丹群.空气动力性噪声与消声器[M].科学出版社,1978
- [49]赵松龄.噪声的降低与隔离(上册,下册)[M].同济大学出版社,1985,12
- [50]周麟,李树珉.汽车噪声原理、检测与控制[M].中国环境科学出版社,1992
- [51]方忠甫,刘正士.形状参数对消声器性能影响的数值分析[J].噪声与振动控制工程,2006,Vol.3
- [52]段进,倪栋,王国业.ANSYS10.0 结构分析从入门到精通[M].兵器工业出版社,2006
- [53]D L Logan.有限元法基础教程[M].第三版.电子工业出版社,2001
- [54]徐兀编译.汽车振动和噪声控制[M].人民交通出版社,1987
- [55]A. SELAMET,Z.L.JI.Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Extended Inlet/Outlet[J].JSV(1999) 223(2),197-212
- [56]阮登芳,邓兆祥,杨诚.共振式消声器声学性能分析[J].内燃机工程,2006.2
- [57]毕嵘,刘正士,王慧,吴昊,刘焕进.多腔共振式消声器的声学特性分析[J].农业机械学报,2008.10
- [58]阮登芳.共振式进气消声器设计理论及其应用研究[D].博士学位论文,重庆大学,2005

攻读硕士学位期间发表的学术论文

- [1] 刘飞, 陆森林, 刘红光, 汪静. 扩张室式消声器声学特性的有限元分析. 噪声与振动控制, 2010 Vol.30 No.3.