

## 摘 要

进气噪声是发动机主要噪声源之一。本文介绍了发动机进气噪声的研究现状和方法,阐述了进气噪声源特性、产生机理以及控制方法。由于空气滤清器可以作为一个有效的进气消声器,论文对空气滤清器的声学特性进行了详细研究。

考虑到滤纸是一种有效的吸声材料,它对空气滤清器消声特性的影响应加以考虑。论文通过实验测量结果和软件计算结果的对比,验证了使用声学软件 SYSNOISE 计算吸声材料声学特性的正确性,并且研究了吸声材料对空气滤清器消声性能的影响。

研究无流状态下空气滤清器和吸声材料声学特性的测量原理。为了验证阻抗管系统进行两载荷法测量消声器传递损失的正确性,设计了简单圆形膨胀腔消声器。结合自编 MATLAB 程序,以长纤维玻璃丝棉作为吸声材料实验样品,验证了阻抗管进行两载荷法测量吸声材料声学特性方法的正确性,并测量出滤纸的声学特性参数——复波数和复阻抗。

以某型捷达车空气滤清器为研究对象,建立其有限元模型,将测得滤纸的声学特性参数导入声学软件 SYSNOISE 中作为滤纸的材料属性,通过声学仿真计算出空气滤清器的传递损失,与实验测量结果比较表明,对空滤器模型的处理是合理的。对于简化的空滤器模型,研究了固定滤纸在空滤器中的位置和厚度,固定进气内插管长度,改变出口内插管长度对空滤器声学特性的影响。计算结果表明,可以通过调整内插管的长度来改善空气滤清器的消声性能。

**关键词:** 进气噪声; 空气滤清器; 消声特性; 实验测量; 数值计算

## Abstract

Induction noise is one of the major automotive noise sources. This paper introduced the situation and methods of intake system noise study, explained the source characteristics and generation mechanisms as well as the control method of intake noise. In view of the fact that the air cleaner may act as an effective intake silencer, the present paper investigated the acoustic attenuation characteristics of air cleaner in detail.

Filter paper is a good absorbing material, and its effect on the acoustic attenuation characteristics of air cleaner should be considered. The acoustic characteristics of absorptive materials calculated by SYSNOISE were validated by comparing the experimental results with the calculated results. The effect caused by utilizing absorptive material on muffler had also been studied.

The methods of measuring the acoustic characteristic parameters of air cleaner and absorbing material had been studied for the case without mean flow. According to the principle of Two-Load method, the simple expansion chamber was used to verify the methods of measuring the transmission loss of muffler carried out by impedance tube, and the fiber glass was used to verify the methods of measuring the acoustic characteristic parameters of absorptive material combined with the subroutine coded by MATLAB. The characteristic impedance and complex wavenumber of filter paper had also been measured.

The finite element models of air cleaner were created based on the physical model of Jetta car and the acoustic characteristic parameters of filter paper were imported to software SYSNOISE for modeling the property of filter paper. The transmission loss of air cleaner had been calculated and compared with the measured results. The results indicated that the model created for air cleaner was reasonable. A simplified model based on the physical model of air cleaner was also created; the acoustic attenuation characteristics of the air cleaner had been studied with the position and thickness of filter paper fixed, the extended length of

inlet pipe invariable, the extended length of outlet pipe variable. The results indicated that the desired acoustic attenuation performance of air cleaner can be obtained by accommodating the length of extended pipes.

**Keywords:** Induction noise; Air cleaner; Acoustic attenuation characteristics; Experimental measurement; Numerical calculation

# 哈尔滨工程大学

## 学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经公开发表的作品成果。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。

作者（签字）：朱彦洁

日期：2007年3月10日

# 第1章 绪论

## 1.1 课题研究的目的与意义

汽车的发明给人类社会进步带来了巨大的贡献，汽车的普及给人们的生活带来了巨大的便利。但随着汽车保有量的飙升，由此带来的噪声危害也日益明显。因此，工业发达国家自60年代起就对机动车辆噪声给予了足够的重视，制定了相应的法规和标准。从70年代起每3~5年就修订一次相关的法规或标准，各种车辆噪声的限值有了大幅度的降低。

中国的环境噪声法规与先进发达国家之间存在着一定的差距，我国已经加入世贸组织（WTO），以往对国内汽车工业的保护措施也将不复存在，国外的各种汽车产品纷纷拥入国内，抢占国内的市场。因此，我国的汽车工业任重而道远，不仅要保护住自己的国内、国外市场，还要将其拓展到更大的范围。从这一方面来说，对机动车噪声污染的控制将面临着极大的挑战。

同时，人们对环境保护和汽车乘坐舒适性的要求也越来越高，因此车辆振动噪声控制的研究也越来越受到人们的重视，现在，噪声已经成为评价机动车辆等级水平的重要指标之一。

汽车进气系统噪声和进气系统的声学性能计算是发动机进气系统设计的理论基础。汽车是一个包括各种不同性质噪声的综合噪声源，汽车产生的噪声中发动机噪声最大，是主要的噪声源，主要包括空气动力性噪声（进、排气噪声）、燃烧噪声及机械噪声等。因此，降低汽车噪声首先应从降低发动机噪声着手。

从1970年到现在，随着汽车噪声控制技术的发展和环境法规的日益严格化，已采取了多种方法降低汽车噪声，如汽车尾气排气消声、汽车发动机弹性支承、机械结构改进等。当汽车其它噪声源得到有效控制后，进气系统噪声可能成为一个主要噪声源，它决定着发动机的总噪声级，这势必会影响汽车的车外噪声甚至会影响车内噪声<sup>[1][2]</sup>。研究发现，汽车在低转速和加速过程车内噪声很大程度上是由进气噪声引起的，因此，控制进气噪声已成为汽车噪声控制的重点，具有重要的现实意义。

## 1.2 发动机进气噪声研究现状

进气噪声的控制和其它的噪声控制类似,可以采用主动和被动噪声控制技术对噪声源,噪声传播的途径等进行控制。目前,主动噪声控制技术的研究正受到学术界的广泛关注,但由于控制成本及消声效果等原因,进气噪声的主动控制技术还没有得到很好的应用。应用被动消声技术来控制发动机进气噪声仍然是最实用的办法。

控制进气噪声,涉及到进气系统的设计、发动机的进气方式、进气门的结构、凸轮型线的设计等诸多因素,但它亦受到动力性、经济性等多方面的约束,有时调整和改变设计也很困难。因此,最好的办法就是设计合理的消声效果良好的空气滤清器或者采用进气消声器<sup>[1]</sup>。

安装消声器是空气动力性噪声控制的主要方法。从声学上来讲,空气滤清器本身就是一个进气消声器。对于噪声指标要求不高的普通车辆,装上空气滤清器即能满足目前对噪声控制的要求。对于小型高速机、增压柴油机及高档轿车发动机,可以考虑装用空气滤清器和进气消声器合为一体的复合型消声器。通常把进气消声器与空气滤清器相结合,按照进气噪声的频谱特性进行设计。空滤器内的滤纸本身是良好的吸声材料,能有效降低中高频噪声。为消除低频噪声成分,有时还需增设共振腔。

发动机进气系统的噪声源比较复杂,主要是空气动力性噪声,其主要成份包括周期性压力脉动噪声、涡流噪声、气缸的亥姆霍兹共振噪声等噪声源。由于进气系统管道内气体流动的复杂性使得探索进气噪声产生的机理和预测其产生的方法变得非常困难。这些难点包括:

- 1、管道内气体流动为非定常流动。发动机运行过程中,气阀周期性地开启和关闭时间非常短,进气阀处的气流速度可从高达 300m/s 迅速降为零,使得管道内的气流产生非定常场流动。
- 2、流过气阀的气流会与进气口处的压力波动相耦合。高速气流将产生压力波动;反之,压力波动也会反作用于高速气流。
- 3、当气流强度增加到一定程度时,会产生非线性波动。
- 4、进气系统中存在着声波的反射,大量声波反射形成复杂的声场。
- 5、对于多缸发动机来说,在各缸进气口处产生的波动沿进气道向外传播,这些波动会产生耦合作用。

6、流噪声的存在。进气管道内存在着截面的突变和通气口等，高速气流会在这些部分激起流噪声。

正因为进气管道内气体流动的复杂性，目前并没有建立起一个非常合理的模型来精确预测进气噪声。

英国南安普顿大学声与振动研究所 (ISVR) Davies 一直致力于发动机进、排气系统的声学设计研究<sup>[14-16]</sup>。他指出，合理的设计过程是基于采用可预测声学模拟技术，即任何一个复杂的几何模型都可以分解为一系列简单的单元或腔体来模拟。典型的进排气系统的设计过程开始于利用各单元或腔体的简单声学参数来模拟整个系统的声学特性，随后根据实际工况将此模型进行系统地修改以应用到实际模型，然后制造出实际模型进行实际工况下的样机测试；最终结合可预测声学模型和实验结果进行优化设计。

时域分析法、一维平面波理论频域分析法以及频域时域混合分析方法已被应用于预测发动机的进气噪声。Davies 和 Harrison 利用可预测声学模拟技术对发动机进排气系统噪声控制进行了研究，并对时域、频域及时域频域混合方法进行了比较，研究表明利用频域分析法分析发动机进排气系统与频域分析法分析发动机汽缸工作过程相结合比单纯的时域、频域分析方法更加完善，但这种混合方法存在着一定的局限性<sup>[17]</sup>。Harrison 等采用线形声学模型对单缸、多缸发动机进气系统波动力学进行了研究，同时也利用混合边界方法来预测发动机进气系统的波动力学，取得了良好的进展<sup>[18-19]</sup>。Rusch 等用间接边界元法预测了进气系统的插入损失，并用一维流体动力学方法计算了阻力损失系数<sup>[20]</sup>。Lamancusa 等利用实验测试方法对发动机进气噪声产生的机理进行了实验研究<sup>[21]</sup>。韩国的 Jeong 等利用灵敏度分析法分析了发动机进气管长度对进气噪声的影响<sup>[22]</sup>。Kim 等利用数值分析方法求解非稳态可压 Navier-Stokes 方程对进气系统的噪声进行了研究<sup>[23]</sup>。林进修等研究了空气滤清器吸入管的长度对进气消声性能的影响，将空滤器和它的吸入管及其和发动机的连接管在声学上简化为一个消声器模型，并假定满足平面波理论及其某些假设推导出空滤器的插入损失公式。研究发现，吸入管的长度对空滤器的消声效果影响很大，随着吸入管长度的增加，空滤器的消声有效声频率将向低频移动，并且当吸入管的长度为零时，空滤器的消声效果不但变差，相反噪声还要加大<sup>[24]</sup>。邓兆祥等对发动机进气消声进行了研究，根据共振型亥姆霍兹消声器原理设计了三腔并联旁支型进气消声器，应用于实车进行车外加速噪声实验，取得了良好的消声效果<sup>[25][26]</sup>。浙江大学 Hao 等采用边界元法

对空气滤清器进行了计算分析，但没有考虑到滤纸的存在<sup>[10]</sup>。

### 1.3 空气滤清器声学特性预测方法

从声学意义上来讲，空气滤清器本身就是一个阻抗复合型进气消声器。目前，在空气滤清器的消声性能计算中使用的方法主要有：传递矩阵法、特征线法、有限元法和边界元法。

#### (1) 传递矩阵法 (Transfer Matrix Method)

基于平面波理论的传递矩阵法，也称四端网络法，根据电路中的四端网络原理，每个消声单元的声传递特性可用四极子参数矩阵来表示，即将消声器的出口端和入口端的声压与其产生的速度（包括质点振速、体积振速或质量振速）看作四端网络的四个参数，然后建立输入端参数和输出端参数的矩阵关系式。消声器的传递特性可用每个消声单元的四极子参数矩阵的乘积来确定。五十年代后期，Igarashi 等人利用等效电路计算了消声器的传递特性<sup>[10]</sup>。四极子参数传递矩阵法的使用是消声器声学性能分析前进的重要步骤。1987年，Munjal 出版了第一本关于管道声学的专著，书中系统地介绍了管道中声传播的基本方程、声学滤波理论以及各种消声器的声学计算方法，同时介绍了计算声场的一维、多维解析法以及有限元方法等内容，对消声器的设计起了很大的促进作用<sup>[11]</sup>。

基于平面波理论的声传递矩阵法是一维近似方法，当计算频率较低时，对于管道或截面较小而长度较大的膨胀腔消声器，其内部近似为一维平面波传播，这时一维理论的分析方法是合适的，利用四极子参数传递矩阵表示系统声学元件的特性和分析不同频率时消声器的声学特性是非常方便的。但当计算频率较高时，消声器内部出现高次模式波，尤其是对大型消声器，其截止频率低，在较低的频率下就出现高次模式波，这时一维理论就不再适用，应采取更加精确的二维或三维理论进行分析。并且解析法不适合于计算结构复杂、形状不规则的系统，此时需采用数值方法离散后进行分析。此外，线性声学理论的主要缺点是声源特性只能用实验测量的方法来确定，不适合于发动机变转速变负荷工况。

#### (2) 特征线法 (Characteristics Method)

特征线法是一维不稳定流动分析法的一种，利用声波在消声器中传播的



线路图, 建立消声器各段声压的关系, 然后利用各界面处的声学条件(声压连续条件、体积连续条件)建立消声器各截面声压的方程组, 最后推导出入射声压和透射声压的关系式, 借此以评价消声器的消声性能。一维不稳定流动分析法, 是用特征线法在时域内逐步对进、排气系统内的气体不稳定流动方程组和相应的边界方程求数值解<sup>[21]~[23]</sup>。此法的优点是声源特性比较容易确定和描述, 不需要较多的实验以确定经验系数, 较好地考虑各种非线性因素和流动的影响; 其缺点是需要较多的边界条件, 以至很难用于解析复杂消声装置的声学性能。

### (3) 有限元法 (Finite Element Method)

有限元法 (FEM) 是最常用的数值方法, 出现于 20 世纪 50 年代, 是随着计算机的发展而迅速发展起来的一种求解数理方程的现代数值计算方法, 它可以计算形状任意复杂的消声器。有限元法是一种区域方法, 它将求解区域看作由许多小的节点处相连接的子域构成, 其模型给出基本方程的近似解。由于它将整个的求解区域划分为各种形状和大小不同的单元, 所以它能很好地适应复杂的几何形状、复杂的材料特性和复杂的边界条件, 从而得到了很好地应用。声学有限元法是将声场用有限元离散化, 根据声学波动方程, 得到联立代数方程组, 通过求解代数方程组得到声场中的声学特性。

有限元法最初应用于分析复杂结构的应力, 后来用于振动动态分析。大量的声学工作者进行了工程声学研究。自 1975 年起, 有限元法开始应用于消声器特性评价领域, Young 和 Crocker 首次利用有限元法计算了消声器的传递损失<sup>[24]</sup>。1976 年 Craggs 进一步发展了有限元方法, 利用有限元法研究了消声器的消声特性<sup>[25]</sup>。直到 1978 年以前, 所有的有限元法推导公式都是仅限于稳定介质状态。1979 年 Astley 利用加权余量法和有限元法研究了具有流动介质的管道中声传播的特征值问题<sup>[26]</sup>。1982 年, Peat 以能量函数作为研究对象, 利用四极子参数有限元法评价了具有流动介质的管道中声传播<sup>[27]</sup>。Munjaj 出版的第一本关于管道声学的专著, 书中系统地介绍了有限元方法对消声器的设计起了很大的促进作用<sup>[28]</sup>。蔡超<sup>[29]</sup>、王耀前<sup>[30]</sup>等用有限元法进行抗性消声器传递损失数值计算, 在低频域能够获得较高的计算精度, 但当消声器结构复杂, 且考虑高频噪声时, 这种方法的计算量将非常大, 计算精度也将降低, 甚至出现较大的偏差。对于利用有限元方法计算阻性消声器消声性能方面的研究, 许多学者做了大量的贡献。Mehdizadeh 等利用有限元法进行了带部带包层的以及片状的阻性消声器传递损失的计算, 计算结果与实验结果吻合较

好<sup>[21]</sup>。Denia 等对带内插管的阻抗复合型消声器进行了研究, 计算结果与实验结果吻合较好<sup>[21]</sup>。

声学有限元法的弊端是随着求解噪声频率的提高, 为了保证计算精度, 单元的网格划分必须越加细密, 这就使得计算量非常大, 从而对计算机的计算能力提出了更高的要求。而且对于消声器而言, 主要关心的是进出口的边界参数, 求解大量的内部节点数值是没有必要的。

#### (4) 声学边界元法 (Boundary Element Method)

边界元法 (BEM) 是由边界积分方程的思想发展而来, 从 70 年代末开始广泛应用于计算机求解工程实际问题。边界元法是把控制微分方程式变换成边界上的积分方程式, 然后将边界分割成有限大小的边界单元, 把边界积分方程离散成代数方程, 从而把求解偏微分方程的问题变换成求解关于边界节点未知量的代数方程问题。

与有限元相比边界元法有很大的优越性。由于只需将区域的边界分割成边界单元, 使考虑的维数降低一维, 即可把三维问题转变成二维问题来处理, 将二维问题转变成一维问题来处理。因此, 与整个区域进行分割的区域法相比, 边界元法使基本求解过程的维数降低一阶, 需要处理的矩阵维数少, 使得计算的准备工作大大简化, 求解的方程组也比其他数值方法减少很多。在离散精度相同的情况下, 边界元法解的精度要高于有限元法。其次, 边界元法特别适合于处理无限或半无限域问题, 它不需任何类似于有限元法的“切断”之类的近似而可精确求解这类问题。此外, 边界元法只对边界离散, 离散化误差仅来源于边界, 区域内的有关物理量可由解析式的离散化形式直接求得, 因此提高了计算精度; 求解时改变内点的数量或位置也非常方便; 边界元法仅模拟系统的边界条件, 一旦求出了所需要的边界信息数据, 则任取内点处的解析值便可依次算出。边界元法适用于任意形状消声器声学特性的计算和分析, 且能与有限元法、有限差分法等其他数值方法耦合求解, 因此可以计算分析气体流动及壁面振动对消声器消声性能的影响。Selamet 和 Z.L. Ji<sup>[22]~[23]</sup>使用边界元法计算并分析了多种结构消声器的声学特性, 进而可用于指导消声器的设计。

## 1.4 课题的提出及本文的主要工作内容

设计消声效果良好的空气滤清器或者采用进气消声器是控制进气噪声一条重要途径。从声学上来讲,空气滤清器本身就是一个进气消声器。空气滤清器主要由过滤单元、空滤器体以及空滤器盖组成。空气滤清器是汽车发动机必备的自我保护装置之一,以往的研究多借助于实验的方法,一般只注意它的滤清进气的功能,仅研究它的流阻、滤清效率和寿命间的关系,未对它的消声作用在理论上和结构实践上作进一步的探讨,致使空气滤清器的消声功能未被合理的利用。

空滤器中滤材是良好多孔吸声材料。1956年 Biot 提出流体饱和多孔介质声传播理论,奠定了该声学分支的理论基础<sup>[1]</sup>。后来,人们对 Biot 理论进行了多方面的修正、完善,使其成为最成功的多孔介质声学理论,并将其广泛应用于资源的声波勘探和其他领域<sup>[2]</sup>。根据吸声材料的声学理论,若多孔介质的骨架静止时,在宏观尺度上,多孔介质材料可用等效的流体来代<sup>[3]</sup>。1970年,Delany 和 Bazley 对多种纤维材料进行了实验研究,得出表征吸声材料声学特性的复波数和复阻抗的经验表达式<sup>[4]</sup>。此后,大量学者将吸声材料应用到消声器的研究中,取得了很好的消声效果<sup>[5]~[6]</sup>。但将吸声材料与空滤器相结合进行声学性能研究方面,并未见到相关的文章发表。

为了设计声学性能良好的发动机进气系统,必须明确发动机进气噪声产生的机理。鉴于一维平面波理论的局限性,当计算频率较高时必须利用三维数值计算方法分析进气系统的声学特性。目前,随着计算机技术的发展和计算机处理能力的提高,声学商业有限元软件也已问世,如 SYSNOISE 和 ANSYS。这些软件为声学有限元计算提供了很好的实用工具。当利用有限元方法计算空气滤清器时,必须考虑到滤材的吸声特性,而吸声材料的声学特性参数只能从实验测量得到。

鉴于以上分析并结合我们现有的仪器、设备及实验条件,本文的主要工作内容可分为以下几个方面内容:

- 1、研究汽车发动机进气系统的噪声源及其产生的机理,并对进气噪声控制的方法及空气滤清器声学特性预测方法做适当地探索。
- 2、研究空气滤清器和吸声材料的声学特性,以及影响吸声材料声学特性的物理因素。

- 3、 研究空气滤清器和吸声材料声学特性的实验测量方法。设计实验方案，验证在 B&K 公司提供的阻抗管测量系统的基础上，运用两载荷法测量原理进行空气滤清器和吸声材料声学特性测量的正确性。
- 4、 将滤纸作为吸声材料来处理，以复波数和复阻抗来表征其声学特性。利用阻抗管测量系统结合自编的 MATLAB 程序计算出滤纸的声学特性参数。
- 5、 以某型捷达车空滤器为基础，建立空滤器的声学有限元模型并进行声学性能仿真计算，并将计算结果与阻抗管测量结果进行比较，验证空滤器有限元模型的合理性。并研究滤纸对空气滤清器声学性能的影响。
- 6、 对某型捷达车空滤器的物理模型进行简化处理，研究内部结构对空气滤清器声学特性的影响。

## 第 2 章 发动机进气噪声源及其产生机理分析

### 2.1 引言

20 世纪 80 年代中后期,随着制造水平和工艺水平的提高,发动机进气系统噪声上升为主要的噪声源之一,在许多场合下它决定着发动机的总噪声级,成为影响汽车车内外噪声的主要噪声源。发动机工作时,进气阀的周期性开闭引起管道内高速气流在进气管道各接口处产生气流分离和漩涡,从而产生压力波动,成为进气系统的主要噪声源。进气系统的噪声源主要包括周期性的压力脉动噪声、管道气柱共振噪声、涡流噪声以及气缸的亥姆霍兹共振噪声等<sup>[3][10][11][41]~[46]</sup>。图 2.1 所示,噪声沿进气系统向外传播,一大部分从进气口向外辐射,另一部分将引起管道振动成为壁面辐射噪声<sup>[41]</sup>。进气管道和空气滤清器对声波的传播有着直接的影响。

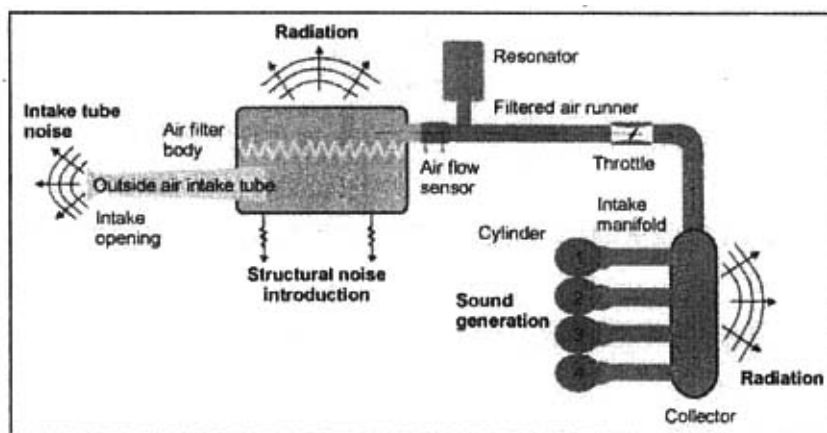


图 2.1 进气系统的噪声源

### 2.2 周期性压力脉动噪声

发动机工作时,当进气门开启,在进气管中产生一个压力脉冲,随着活塞的移动,这个压力波动很快受到阻尼;当进气门关闭时,同样产生一个压

力脉冲，也是受到阻尼而迅速消失，在一个工作循环中，共有两个压力脉冲。进气门的周期性开启、关闭过程中，必将引起发动机进气管道中空气压力和速度的波动，引起空气密度的周期性变化，从而形成了周期性的脉动噪声。图 2.2 为某发动机转速为 1100rpm 时，进气门开、闭时所产生的压力脉冲波形图。这样两个压力脉冲周期性地发生，就形成了周期性的压力脉动噪声。该类型噪声主要从节气门沿进气管道和空气滤清器向外传播。周期性压力脉动噪声与进气管内的压力脉动相吻合，是进气噪声的主要构成成分。

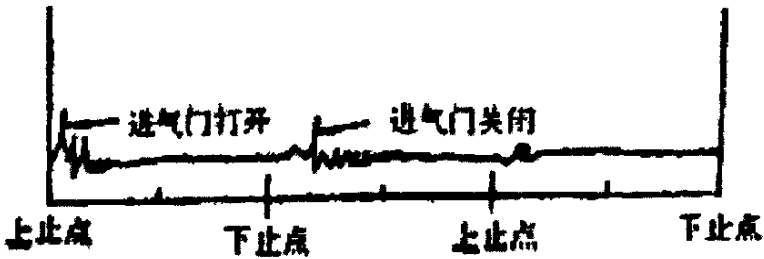


图 2.2 进气门开、闭时压力脉冲波形图

压力脉动噪声的主要频率成份如下：

$$f = i \frac{nN}{60\tau} \quad (2-1)$$

式中：  $n$  —— 发动机转速，r/min

$N$  —— 汽缸数

$\tau$  —— 冲程系数，四冲程发动机  $\tau = 2$ ，二冲程发动机  $\tau = 1$

$i$  —— 谐波次数， $i = 1, 2, 3, \dots$

$f_1$  是基频，等于发动机的点火频率，即是排气频率（气阀驱动频率）。随着谐波次数的增加，噪声成份的声压级逐步降低。一般  $i > 3$  时，频率成份可忽略不计。实验证明，一般在 300Hz 以下出现峰值，并与进气管内的压力脉动相吻合。

Harrison 等利用线性声学模型对单缸 Ricardo E6 实验发动机的进气系统进气波动进行了模拟研究<sup>[10]</sup>。图 2.3 为发动机进气过程示意图。进气冲程初期，进气阀开启，高速运动的气流往汽缸内涌入并在气阀背面形成湍流；进气冲程结束，进气阀关闭，气流速度迅速降为零。这个过程在很短的时间内完成，必将引起管道内的压力脉动。气流的运动方向和强度主要由气阀两边的非稳态气体压力比决定。要使气体向汽缸内流动必须满足进气口处的压力大于汽

缸内的压力。能产生这种条件的方式如下：

- 1、活塞迅速下行引起汽缸内的压力减小；
- 2、通过进气口的压力波动来增加进气口处的瞬时压力。

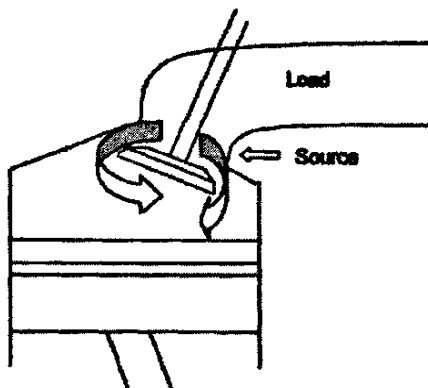


图 2.3 发动机进气过程示意图

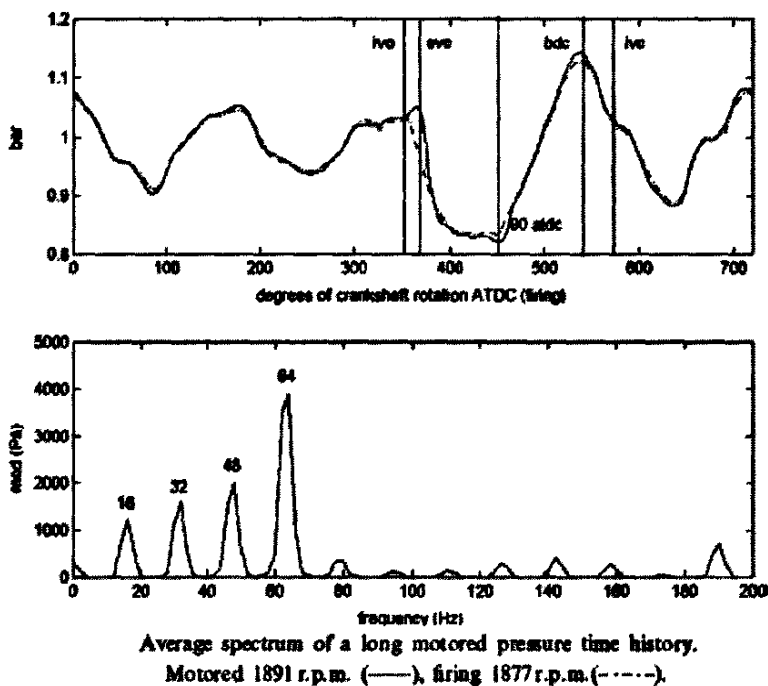


图 2.4 发动机进气口处压力时间曲线和压力频谱图

图 2.4 分别为由电机驱动和发动机正常运行，转速大约为 1900r/min 时一个工作过程内进气口处的压力时间曲线及频谱分析图。图中可以看出，压力的最大值发生在第四阶的发动机点火频率。对于点火式发动机来说，从进

气阀开启或排气阀关闭后,进气口处的压力一直处在减少阶段,直到曲轴转过上止点  $90^\circ$  压力才达到最小值,此时活塞的速度达到最大值。随后压力迅速增加,并在下止点与进气阀关闭之前达到最大值。进气口处的静压力大部分时间都处于  $100000\text{Pa}$  左右。值得注意的是,压力最小值与静压之差和压力最大值与静压之差几乎相等。分析表明:进气过程初期,直到压力降至最小值,进气口处的压力是由活塞下行的速度和进气阀开口面积控制;随后,气体波动支配着整个进气过程。活塞下行引起的压降将决定着随后的压力波动强度,并最终由活塞运动的最大速度和开口气阀的流通面积决定。对于多缸发动机,在各缸进气口处产生的压力波动将沿着进气道向外传播,并且在传播过程中会相互作用<sup>[4]</sup>。

### 2.3 进气管的气柱共振噪声

当进气门关闭时,进气管变成了一端封闭一端开口的等截面管,此系统便构成了一个气柱共振系统。在管内的气体介质,由于具有连续分布的质量和可压缩性,而易发生气柱的振动。这种气柱振动与声波在管道内以气体为媒介进行的传播密切相关。当声源的激振频率与气柱的某一阶固有频率很接近时,气柱便发生对应于该频率的共振,使管道发生强烈振动并产生辐射噪声。进气管内气柱共振的固有频率可由下式计算:

$$f = \frac{(2i-1)c}{4l} \quad (2-2)$$

式中:  $i$ ——谐波次数,  $i=1, 2, 3, \dots$

$c$ ——空气中的声速,  $\text{m/s}$

$l$ ——进气管道长度,  $\text{m}$

凡管道长度等于  $1/4$  波长的奇数倍时,无论激励声源的大小,只要从管口辐射的声压级很高,都将发生小振幅的气柱共振。管道越长,共振频率越低,阻尼也越大。

图 2.5 为进气管道气柱共振示意图。左端面存在着声源,右端面为进气管道的开口端,右开口端可以看作是一个压力释放面,在管道内的两列行波在此处必定相位相反,因而此处总压力达到最小值,而质点振速达到最大<sup>[4]</sup>。



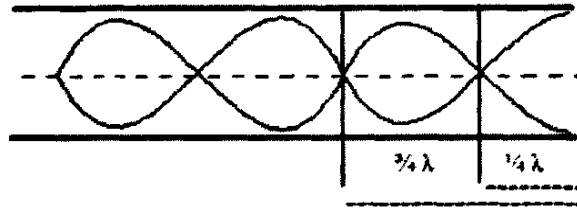


图 2.5 进气管道气柱共振示意图

## 2.4 气缸的亥姆霍兹共振噪声

可将发动机的气缸看成是一个亥姆霍兹共振腔。其物理模型如图 2.6 所示。即把气缸看成是一个一端封闭的共振腔。其共振来源于气缸内气体压力波的激发。利用传递矩阵法，可以求解其第一阶固有频率：

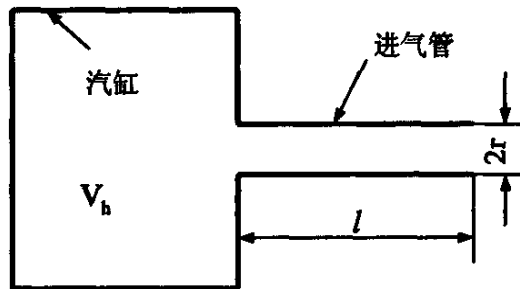


图 2.6 气缸（亥姆霍兹共振腔的）物理模型

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi^2}{V_h \left( l + \frac{r}{2} \right)}} \quad (2-3)$$

式中： $c$ ——空气中的声速，m/s

$r$ ——进气管半径，m

$l$ ——进气管长度，m

$V_h$ ——气缸容积， $m^3$

由公式可以看出，共振频率的大小与发动机的转速无关，只取决于气缸容积、进气管的长度和直径。当气缸内的气体压力脉动的激发频率等于发动机的各阶亥姆霍兹共振频率时，气缸内将发生亥姆霍兹共振，此时的辐射声能最大。

无论是进气管的气柱共振噪声还是汽缸的亥姆霍兹共振噪声都是将振动产生的声能量转化为部件的振动，再由振动向外界辐射噪声，因此，在某种意义上使得整体辐射噪声有所下降。

## 2.5 涡流噪声

进气过程中，气流的运动是非稳态的。在短暂的进气冲程中，气体流过进气阀的流速高达 300m/s，但当进气阀关闭时其流速将迅速变为零。进气阀的周期性开启和关闭，必然引起高速气流与压力波动在进气阀处相耦合作用。高速的非稳态气流将产生压力波动，反之，压力波动也会对非稳态气流有所影响。当高速气流进入气缸时，在气流通道内有气门、气门导管、进气管内的毛刺、尖棱、砂眼等障碍物，由于空气分子粘滞摩擦力的影响，气流受阻并与障碍物背后相对静止的气体相互作用，会在障碍物下游区形成带有涡旋的气流。这些涡旋不断形成又不断脱落，每个涡旋中心的压强低于周围介质压强，每当一个涡旋脱落时，湍动气流中就出现一次压强跳变，这些跳变的压强通过四周介质向外传播，并作用于障碍物。当湍动气流中的压强脉动含有可听频率成份，且强度足够强大时，将产生涡流噪声。阀门会导致涡流的产生，从而激发涡流噪声，这种噪声常常因为与障碍物的固有频率相吻合而产生放大噪声的现象。当高速气流通过不规则的物体时，涡旋的形成、脱落以及排列全是无规则和不稳定的，但对于几何形状简单的物体来说，大体具有一定的周期性。涡流噪声是一种高声强噪声源，也是一种频谱很复杂的宽带噪声，其峰值将分布在一定宽度的频率范围内。

涡流噪声的峰值频率可由下式计算：

$$f = \frac{ShU}{d_i} i \quad (2-4)$$

式中： $Sh$ ——斯脱罗哈数，与雷诺数有关的无量纲。

$$Sh = 0.14 \sim 0.20, \text{ 一般取 } Sh = 0.185$$

$U$ ——气流流经的流速，m/s

$d_i$ ——障碍物特征尺寸（进气门直径），m

$i$ ——谐波次数， $i=1, 2, 3, \dots$

在气门开度最大时，由上式估算的气流流速、气流流通面积、障碍物尺

寸等都是变化的，涡流噪声的频率也是随之变化的。同时由于其他各种障碍物的存在，所产生的涡流噪声的频率成份很复杂。可以说，涡流噪声一般是宽带、连续的高频噪声，主要频率成份分布在 1000Hz 以上。

涡流噪声的声功率可用下式近似估算：

$$W = k \frac{\Delta P^3 D^2}{\rho^2 c^3} \quad (2-5)$$

式中： $k$ ——为经验常数，由实验得出圆形管道的常数  $k = 2.5 \times 10^{-4}$

$\rho$ ——为气体密度， $\text{Kg/m}^3$

$c$ ——声速， $\text{m/s}$

$D$ ——管道直径， $\text{m}$

$\Delta P$ ——障碍物前后的气体压力差， $\text{N/m}^2$

目前，轻型汽车的发展引入了大量以塑料为材料的发动机部件，Sievewright 和 Kraft 等对以塑料制成的发动机进气歧管噪声进行了研究<sup>[10][11]</sup>。发动机工作过程中，进气歧管受到各种力的激扰，如燃烧过程引起的结构载振动激励、气门重叠引起的压力脉动产生空气导声、以及由湍流引起的气流嗖嗖和哨声。研究发现一个特别的现象，在实验过程中，当节流阀内节流板转角为时  $30^\circ$ ，不论是金属铝制的还是以塑料制成的进气歧管都能产生强大的哨声。研究发现，由于材料的密度不同，高密度的铝要比低密度的塑料仅具有更好的隔声特性，但流噪声产生与材料的属性无关，它仅与产品的设计结构有关。如图 2.7 为哨声产生的原理，节流板转角为  $30^\circ$ ，当空气旁通阀（ABV）关闭，节流板在下边界打开，引导气流从其上边界和下边界通过。进气过程中由于高速质量流率和较小的横截面积，在此处产生了高速气流速度。高速气流通过真空管，相当于用嘴对瓶子吹气，从而产生了哨声。哨声的共振频率取决于真空管的内部尺寸。

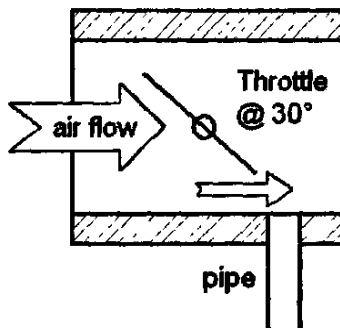


图 2.7 哨声产生原理示意图

当节流板转角为 $30^\circ$ ，旁通阀打开，此时的哨声就不明显。如图 2.8 所示，因为当旁通阀（ABV）打开时，气流从旁通阀进入节流阀，并与流经节流板中心的气流相互作用，从而使气流从真空管旁边流过，削弱了哨声的强度。另外，从旁通阀进入的气流也是产生流体噪声的一个额外因素。

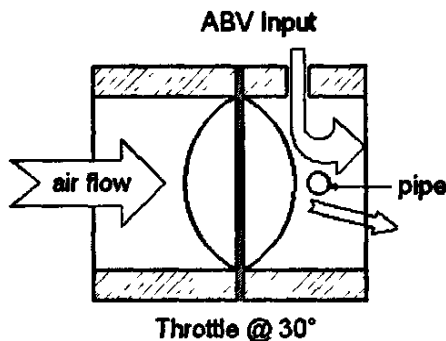


图 2.8 哨声减弱示意图

因此，想要在设计以塑料为材料的进气歧管中去除或减小流噪声，必需设计良好的气流通道，尽量避免气流通道的截面突变，如焊缝隆起等部分；在设计过程中，如果确实需要用到真空管或者孔口时，尽量使此部分远离高速气流。同时若想要减少因使用塑料制品带来差的隔声特性，应使产品各部分表面尽可能小，避免如膜状的表面，当无法避免时，可以采用以下措施，如尽量使表面凸起或加肋板。此外，设计中选用圆截面管道要优于椭圆面管道；并且尽可能使截面各处厚度均匀，当然也可以考虑使用稳压室等措施。

## 2.6 离心式压气机噪声

对于涡轮增压发动机来说，由于增压发动机的转速一般都很高，因此其进气噪声明显要高于非增压发动机的进气噪声。涡轮增压器中的压气机噪声，是由叶片周期性冲击空气而产生的旋转噪声和高速气流形成的涡流噪声组成，它是一种连续性的高频刺耳噪声。其主要能量分布在 $500\sim 1000\text{Hz}$  频率范围内。这种进气噪声具有明显的谐波特性，强度随转速的增加而迅速提高，其频谱特性中各峰值频率可由下式决定：

$$f = i \cdot \frac{n_c Z}{60} \quad (2-6)$$

式中： $n_c$ ——压气机的转速， $r/\text{min}$

$Z$ ——压气机叶片数

$i$ ——谐波次数,  $i=1、2、3……$

## 2.7 本章小结

本章分析了发动机进气系统的噪声源特性及其产生的机理。发动机工作时,进气阀的周期性开闭引起管道内高速气流在进气管道各接口处产生气流分离和漩涡,从而产生压力波动,成为进气系统的主要噪声源。进气系统的噪声源主要包括周期性的压力脉动噪声、管道气柱共振噪声、涡流噪声以及气缸的亥姆霍兹共振噪声等。此外,进气噪声的大小与发动机的进气方式(增压进气或自然吸气)、进气门结构尺寸、缸径、凸轮型线等设计因素有关。当上述设计因素确定之后,在各种使用因素中,转速对发动机的影响最大。对同一台发动机来说,转速若增加一倍,进气噪声可增加  $10\sim 13\text{dB(A)}$ ;不同的转速对应不同的噪声频率,在同一噪声频率值上,不同的转速有不同的噪声值。当然,发动机全负荷时的进气噪声会比小负荷时偏大<sup>[11][12]</sup>。

安装消声器是空气动力性噪声控制的主要方法。从声学上讲,空气滤清器本身就是一个进气消声器。对于进气噪声,通常把进气消声器与空气滤清器相结合,按照进气噪声的频谱特性进行设计,其方法主要是针对噪声贡献大的频带进行衰减。在设计空气滤清器时,既要考虑消声效果,又要考虑进气阻力要小并且使气流分布均匀,二者都应兼顾。由于消声器几何形状的变化和气流速度、密度的变化等原因,故在设计时要求消声器诸多的精确设计参数。

## 第 3 章 空气滤清器和吸声材料的声学特性描述

### 3.1 引言

空气滤清器由过滤单元、空滤器体以及空滤器帽组成。空滤器中的过滤单元是良好的吸声材料。本章将阐述空气滤清器声学性能的评价指标、消声性能计算方法以及吸声材料的声学特性和影响其声学特性的物理特性。

### 3.2 汽车进气系统的表述

典型的汽车进气系统是由进气管、空气滤清器、稳压腔和进气歧管等组成（如图 3.1a 所示）。

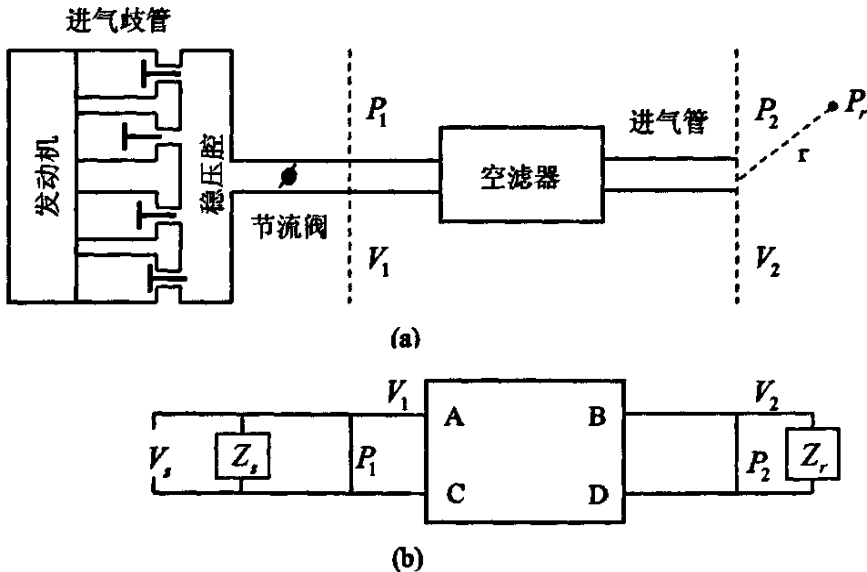


图 3.1 汽车进气系统的物理模型及其类比电路图

从声学上来讲，空气滤清器就是一个进气消声器。空气滤清器所占的体积，正可作为膨胀型消声器的膨胀腔；空气滤清器内滤材是阻性消声器良好

的吸声材料；从而可将空气滤清器可作为一个阻抗复合型消声器。在工程设计中要求空气滤清器除具有良好的滤清和进气功能外还需兼有良好的消声性能。

在进气系统声学特性分析中，常使用声电类比电路来描述发动机进气系统（如图 3.1b 所示）。将发动机看作是具有一定强度和阻抗的声源，用复数源阻抗  $Z_s$  和源强度  $V_s$  来表示；进气系统（包括进气管和空气滤清器）看作是被动声学元件的组合，用总体四极子参数  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $D$  来表示；管口看作是具有一定阻抗的辐射元件，用进气口处的辐射阻抗  $Z_r$  来表示。根据此模型，即可预测声学单元的传递损失和插入损失等声学特性。

### 3.3 空气滤清器声学性能评价指标

与消声器性能评价指标相似，空气滤清器的性能评价指标包括声学性能、空气动力性能以及结构性能指标等。声学性能指标有传递损失（TL），插入损失（IL）和噪声衰减量（NR）。

传递损失定义为空气滤清器入口声功率与出口穿透到无反射端的声功率之差，其表达式为：

$$TL = 10 \log_{10} \frac{W_i}{W_e} = L_{w_i} - L_{w_e} \quad (3-1)$$

式中： $W_i$  和  $W_e$  分别为空气滤清器进口和出口处的声功率，单位为 W； $L_{w_i}$  和  $L_{w_e}$  分别为空气滤清器进、出口处的声功率级，单位为 dB。

插入损失定义为声源外某一固定测点处，系统安装空气滤清器前、后同一频率下该点声压级之差。表达式为：

$$IL = L_{p1} - L_{p2} \quad (3-2)$$

式中： $L_{p1}$  和  $L_{p2}$  分别为测点处安装空气滤清器前、后的声压级，单位为 dB。

噪声衰减量是空气滤清器输入端与输出端之间的声压级之差，其表达式为：

$$NR = SPL_1 - SPL_2 \quad (3-3)$$

式中： $SPL_1$  和  $SPL_2$  分别为消声器进、出口处的声压级，单位为 dB。

比较以上三个声学性能评价指标，只有传递损失（TL）真实反应了空气

滤清器本身的消声性能，而插入损失（IL）不仅与空气滤清器的自身结构属性有关，还受声源及外界环境的影响，噪声衰减量（NR）虽然容易实验测量得到，但对空气滤清器设计研究意义不大。因而，在空气滤清器声学设计过程中我们只关注空气滤清器的传递损失。

### 3.4 空气滤清器声学性能计算的有限元法

根据理想流体媒质的三个基本方程，运动方程、连续性方程、物态方程，我们可以推得媒质中的声波动方程为<sup>[10]</sup>：

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3-4)$$

其中“ $\nabla^2$ ”为拉普拉斯算子，在直角坐标系里有：

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

对于稳态声场，声压随时间作简谐变化，即：

$$p = p(x, y, z)e^{j\omega t} \quad (3-5)$$

将此式代入方程(3-4)得到消声器内部声场的三维控制方程为：

$$\nabla^2 p + k_0^2 p = 0 \quad (3-6)$$

式中  $k_0 = \frac{\omega}{c_0} = \frac{2\pi}{\lambda}$ ，为波数。式(3-6)为 Helmholtz 方程。这样稳态的简谐声场问题求解就转化为 Helmholtz 方程的求解。

求解声学波动方程的有限元法中常用的方法有变分法和伽辽金法<sup>[11]</sup>。下面将阐述利用变分法进行求解空气滤清器传递损失。

根据 Hamilton 原理，运用变分法：

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (3-7)$$

式中  $t_1$ ， $t_2$  为任意时间， $L$  为拉各朗日函数，定义为：

$$L = U - K - W \quad (3-8)$$

其中：势能  $U = \frac{1}{2} \int_V \rho_0 c_0^2 (\text{div} \xi)^2 dV \quad (3-8a)$



$$\text{动能 } K = \frac{1}{2} \int_V \rho_0 (\dot{\xi})^2 dV \quad (3-8b)$$

$$\text{外力做功 } W = \int_{S_p} (-p) \xi_n dS \quad (3-8c)$$

$\xi$  为位移,  $V$  为体积,  $S_p$  为声场的边界。

对于谐振运动有:

$$p = \rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} = j \rho_0 \omega \phi \quad (3-9)$$

$$u = -\nabla \phi = -\frac{1}{j \omega \rho_0} \nabla p \quad (3-10)$$

$$\xi_n = \int u dt = \frac{u_n}{j \omega} \quad (3-11)$$

联合式(3-6), 则对于单个有限单元  $e$ , 拉格朗日函数变为:

$$L_e = \frac{1}{2 \rho_0 c_0^2} \int_{V_e} p_e^2 dV - \frac{1}{2 \rho_0 \omega^2} \int_{V_e} (\text{grad } p_e)^2 dV + \frac{1}{j \omega} \int_{S_e} u_n p_e dS \quad (3-12)$$

$S_e$  为单元表面。根据有限元法的理论, 在整个声场域上的拉格朗日函数, 可表示为各个单元的拉格朗日函数之和, 即若所选择的插值函数满足协调性和完备性的要求, 那么泛函  $L(p)$  可表示为整个场域上所有细化单元的各泛函之和。有:

$$L(p) = \sum_{e=1}^m L_e(p_e) \quad (3-13)$$

将式(3-12)代入式(3-13), 则在整个声学域上的拉格朗日函数为:

$$L = \frac{1}{2 \rho_0 c_0^2} \int_V p^2 dV - \frac{1}{2 \rho_0 \omega^2} \int_V (\text{grad } p)^2 dV + \frac{1}{j \omega} \int_S u_n p dS \quad (3-14)$$

$V$  为未装滤纸的空气滤清器整个声场域,  $S$  为未装滤纸的空气滤清器声场域的整个边界, 包括进口边界  $S_1$ , 刚性壁面  $S_2$ , 出口边界  $S_3$ 。式(3-14)中最后一项则为:

$$\frac{1}{j\omega} \int_S u_n p dS = \frac{1}{j\omega} \int_{S_1} u_n p dS + \frac{1}{j\omega} \int_{S_2} u_n p dS + \frac{1}{j\omega} \int_{S_3} u_n p dS \quad (3-15)$$

$S_2$  为刚性壁面，其上质点振速  $u_n = 0$ ，所以：

$$\frac{1}{j\omega} \int_{S_2} u_n p dS = 0$$

在边界  $S_3$  上，求四端参数  $A$ 、 $C$  时， $u_n|_{S_3} = 0$ ；求  $B$ 、 $D$  时， $p|_{S_3} = 0$ ，

$$\text{则：} \frac{1}{j\omega} \int_{S_3} u_n p dS = 0$$

因此，(3-15) 式成为：

$$\frac{1}{j\omega} \int_S u_n p dS = \frac{1}{j\omega} \int_{S_1} u_n p dS \quad (3-16)$$

对式(3-14)取变分，由变分原理： $\delta L(p) = 0$  相当于：

$$\frac{\partial L(p)}{\partial \{p\}} = 0 \quad (3-17)$$

式中， $\{p\}$  为节点声压阵列， $\{p\} = \{p_1, p_2, p_3, \dots, p_n\}^T$ ，将式(3-13)代入式(3-17)有：

$$\frac{\partial L(p)}{\partial \{p\}} = \sum_{e=1}^n \frac{\partial L_e(p_e)}{\partial \{p\}_e} = 0 \quad (3-18)$$

根据有限元法原理，对于任意有限单元  $e$  上的声压  $p_e$  表示为：

$$p_e = \{N\}^T \{p_n\}_e \quad (3-19)$$

则可以得到：

$$p_e^2 = \{p_n\}_e^T \{N\} \{N\}^T \{p_n\}_e \quad (3-20)$$

$$(\text{grad } p_e)^2 = \{p_n\}_e^T \{\text{grad } N\} \{\text{grad } N\}^T \{p_n\}_e \quad (3-21)$$

联立式(3-12)、(3-19)、(3-20)、(3-21)，求解  $\frac{\partial L_e(p_e)}{\partial \{p\}_e} = 0$  得到：

$$([M]_e - k_0^2 [P]_e) \{p_n\}_e = -j\rho_0 \omega \{F\}_e \quad (3-22)$$

其中：

$$[P]_e = \int_{V_e} [N][N]^T dV \quad (3-23)$$

$$[M]_e = \int_{V_e} [\nabla N][\nabla N]^T dV \quad (3-24)$$

$$\{F\}_e = \int_{S_e} \{u_n\} \{N\}^T dS \quad (3-25)$$

将式(3-22)代入式(3-18)，整理最后得到：

$$([M] - k_0^2 [P]) \{p_n\} = -j\rho_0 \omega \{F\} \quad (3-26)$$

式中， $[M]$ 、 $[P]$ 、 $[F]$ 分别由相应的各单元系数矩阵扩充而成。

对于装有滤纸的空气滤清器，引入伴随系统。伴随系统可以看作原声学系统的一个镜像，吸收原系统的耗散声能量，即拥有负阻尼。此时，对应的整个声学域上拉格朗日函数为：

$$L = \int_V \left[ \frac{pq^*}{2\rho_0 c_0^2} - \frac{1}{2\rho_0 \omega^2} (\text{grad} p) \cdot (\text{grad} q^*) \right] dV + \frac{1}{j\omega} \int_{S_n} A_n p q^* dS_n \quad (3-27)$$

式中， $A_n$ 为导纳， $p$ 为原系统声学域内的声压， $q$ 为伴随系统域内的声压。

类似的推导结果为：

$$([M] - k_0^2 [P] + j\rho_0 \omega [C]) \{p_n\} = -j\omega \rho_0 \{F\} \quad (3-28)$$

上式通过有限元法求解得到各节点的声压值，其中 $[C]$ 为阻尼矩阵，在每个单元下的表示形式为：

$$[C]_e = \sum_n \int_{S_e} A_n [N][N]^T dS_e \quad (3-29)$$

相应的传递损失计算式为<sup>[10]</sup>：

$$TL = -10 \log(p_r^2 + p_i^2) \quad (3-30)$$

式中,  $p_r$  和  $p_i$  分别为出口节点的声压实部和虚部。

### 3.5 吸声材料的声学特性

多孔吸声材料内部存在着大量微细的通道和孔隙, 声波沿着这些孔隙可以深入材料内部, 并与材料发生摩擦作用。由于空气的粘滞性及通道壁面的热传导, 声波传播过程所具有的能量将转化为热能而不断的损耗。为了预测阻性消声器的声学性能, 必须知道吸声材料的声学特性。吸声材料的表面声学特性如表面声阻抗、吸声系数常作为局部反应模型的边界条件; 对于整体反应模型, 声波在吸声材料中的传播常用复波数和复阻抗描述。由于表征吸声材料特性的这些量非常复杂, 这些量通常由实验方法测得。混响室法、驻波管法以及两传声器法已被用于测量这些量。目前, 用于减少测量误差的多传声器测量技术已发展出来<sup>[10]</sup>, Jones 等利用测量的精确性和时间效率两个指标对应用不同数量传声器和不同类型声源的实验方法进行了总结评价<sup>[11]</sup>。

#### 3.5.1 表面声阻抗和吸声系数

表面声阻抗和吸声系数是用来表征吸声材料的表面声学特性。吸声系数用一个实数来描述吸声材料自身的声学特性, 它代表被材料吸收的声能与入射声能的比值, 是一个介于 0 和 1 间的实数值。吸声系数的大小与声波入射角有关, 不同频率上会有不同的吸声系数, 吸声系数越大, 材料的吸声效果越好。人们使用吸声系数频率特性曲线来描述材料在不同频率上的吸声性能<sup>[12]</sup>。按照 ISO 标准和国家标准, 吸声测试报告中吸声系数的频率范围是 100-5KHz。将 100-5KHz 的吸声系数取平均得到的数值是平均吸声系数, 平均吸声系数反映了材料总体的吸声性能。在工程中常使用降噪系数 (NRC) 粗略地评价在语言频率范围内的吸声性能, 这一数值是材料在 250、500、1K、2K 四个频率的吸声系数的算术平均值。

表面声阻抗是以复数形式来表征吸声材料的声学特性, 它能用于消声分析。实部主要是阻的影响, 正虚数部分为惯性 (质量) 的影响, 负虚数部分

主要为弹性的影响。如同电阻抗一样，声阻不受频率的影响，而声抗则和频率成函数关系，影响到材料的频率特性。

吸声系数和表面声阻抗可以用混响室法和驻波管法来测量。阻抗管设备有经典的驻波管法和两传声器法。驻波管法应用开始于 20 世纪 80 年代，此方法通过使用一个可移动的麦克风（传声器）来确定各频率下声压极大值和极小值所处的位置来计算材料的法向表面声阻抗。虽然这种方法有很好的精度，但是它只适用于无流的情况。特别当测量频率很低时，它要求管子特别长。此种方法多用于教学，详细的测量方法见 ISO 10534-1 和 ASTM C 384-98。

两传声器法即传递函数法，由 Seybert 和 Ross<sup>[10]</sup>率先引入，经过 Chung 和 Blaser<sup>[11]</sup>等发展，最终在 1985 年产生 ASTM 标准，由于它的快捷方便性，已经得到广泛地应用。它仅需在一个简单的实验上进行信号处理就可以获得宽频的表面声学特性。这种方法可以确定法向吸声系数和法向声阻抗。图 3.2 为 B&K 公司提供的双传声器传递函数法测量材料吸声系数和表面声阻抗系统示意图，此系统主要由阻抗管套件，两个传声器，信号采集分析仪以及一个宽频随机声源组成。此方法假定平面声波在阻抗管中传播，两个传声器用来将驻波分解为相应的前进波和反射波。此种方法与传统的驻波管法相比，速度将大为提高，由于传声器平嵌在管壁上，不会破坏原来的声场，因而测量的精度也更高。标准的两传声器测试方法在 ISO 10534-2 以及 ASTM E 1058-98 中有详细地介绍。

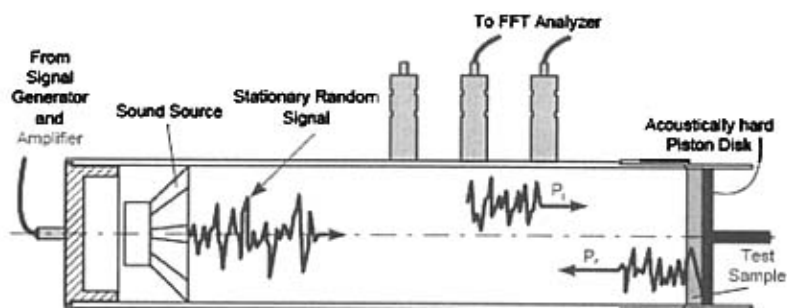


图 3.2 传递函数法测量吸声材料表面声学特性示意图

与阻抗管法不同的是混响室法可以确定随机入射情况下的吸声系数。此种测量方法的优点是它可以测量各向异性的材料以及形状大的样品。但这种方法的缺点是要有大的混响室并且测量的吸声系数有时会大于 1。详细的测量标注见 ISO 354 和 ASTM C 423-99a。

### 3.5.2 特性阻抗和波数

当声波在吸声材料中传播时吸声材料的表面声学特性就不能提供足够的信息来表征声波在吸声材料中的传播和耗散过程,此时必须引入复波数和复阻抗。通常这两个量是个关于频率函数的复数量,并由实验测得。测量方法可分为间接测量法和直接测量法。

对于各向同性的多孔吸声材料,获得材料整体特性参数的一种方法是通过测量数据作回归分析来进行经验或半经验的预测,然而,这种方法的精确性取决于所研究的材料与推导得到结果所用材料的相似性。很多学者对获得吸声材料整体特性参数的实验测量方法做了研究。但这些方法中的大多数方法是利用所测得吸声材料的表面声学特性来间接获得整体特性参数。早期 Scott 通过测量吸声材料内的驻波场来确定波数,然而这种直接测量过程中不可避免地扰乱了原有的声场,从而导致了测量的不精确性<sup>[4]</sup>。

两腔法 (two-cavity method) 是通过测量不同末端条件样品一侧的表面声阻抗来计算复波数和复阻抗,而两厚度法 (two-thickness method) 通过测量不同材料厚度的条件下样品一侧的表面声阻抗来计算复波数和复阻抗。两空腔法首先由 Delany<sup>[4]</sup>和 Yaniv<sup>[4]</sup>等引入,此种方法的缺点是针对一个所要测量的频率必须作两次实验,先利用两个不同的四分之一波长的腔体在测量的频率上产生零和无限大的阻抗,然后利用这两个阻抗来计算声学特性参数。与两腔法相比,带有四分之一波长腔体的两厚度法能够提供更加精确的测量结果以及测量效率,但这种方法难点是在构造不同样品厚度时,样品必须一模一样;此外,将两块样品叠加会在两样品间产生接触面,从而导致测量错误。Utsuno 等引入传递函数法对两腔法进行了改进,从而可以不受四分之一腔长的限制,应用到任意长度的腔体<sup>[4]</sup>。

另一种方法是直接测量整体特性参数,如 Tao 等利用两声源方法(主要利用四极子参数传递矩阵法)对吸声材料的特性阻抗和波数进行了测量研究,并将此测量方法与两腔法做了比较。研究表明,两声源法和两腔法都适合测量材料的整体特性参数,但对于低吸声系数的材料,两声源法比两腔法具有更好的可行性。然而,对于高吸声系数的材料,两声源法测得的特性阻抗在高频范围内具有不稳定性。但这两种测量方法对高密度的或者长的样品都不太适用<sup>[4]</sup>。Lee 等利用改进的阻抗管套件系统对纤维材料的特性阻抗和复波数

进行了测量了研究，结果表明测量结果与经验公式所得的结果具有很好的吻合性<sup>[40]</sup>。目前，虽然有大量的学者在研究特性阻抗和复波数的测量方法，但对利用阻抗管系统测量吸声材料的特性阻抗和复波数的测量方法并没有形成一个统一的标准。

### 3.6 吸声材料的物理特性

影响多孔材料吸声性能的因素主要是材料本身的物理特性。从材料的结构参数看，主要是流阻率、孔隙率、和结构因子<sup>[41][42]</sup>。

流阻率是多孔吸声材料的一个重要声学量，定义为单位厚度样品的两端压力差与流速的比值，单位为帕秒每平方米 ( $\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ )，见图 3.3 所示。

$$R_l = -\frac{1}{v} \frac{\Delta P}{\Delta x} = -\frac{tS}{V} \frac{\Delta P}{\Delta x} \quad (3-31)$$

式中： $\Delta P$ ——多孔材料两表面间的静压差，Pa

$\Delta x$ ——多孔材料的厚度，m

$v$ ——流过材料的面速度，m/s

$V$ ——在时间 $t$ 内流过材料的气体体积， $\text{m}^3$

$t$ ——时间，s

$S$ ——材料一侧的表面积， $\text{m}^2$

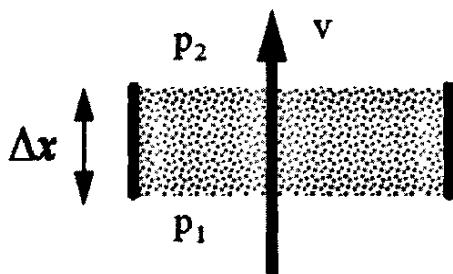


图 3.3 流阻率定义示意图

流阻的定义为，稳态气流状态下，吸声材料中的压力梯度与气流线速度之比，单位为帕秒每米 ( $\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}$ )。单位厚度的流阻亦称为材料的流阻率。通过改变材料的流阻（如增加或减少材料的体积密度），可以改变材料的声阻或声阻抗率，从而调整材料的吸声频率特性，因此，流阻也是定型吸声制品出厂的重要质量指标。

Delany 和 Bazley 已经将这些量用来作为确定吸声材料特性阻抗和复波数的一个参数<sup>[4]</sup>。由于吸声材料的复杂性，它与材料的结构（大小、形状）、填充密度、生成形式（填充形式）等有关，通常利用实验方法来确定材料的流阻率。比如，稳态流方法是在气流流动的过程中，先测得平均流速下的流阻率，然后利用外推法得到无流情况下的流阻率。因这种方法忽略了惯性的影响，所以求得的流阻率是个实数。1947 年，Nichols 提出了一个非常实用的流阻计算经验公式，此公式适用于孔隙率为 0.9~1.0 高吸声材料，求出流阻便可求出流阻率。根据 Nichole 理论，相同厚度的吸声材料，由于填充方式不同，垂直于流速填充的比随机填充的吸声材料具有更高的流阻，并且流阻与纤维直径的平方成反比<sup>[4]</sup>。目前，Tarnow 研究了材料各向异性效应对流阻率的影响，指出垂直于纤维填充层的流阻率是与纤维填充层平行的流阻率的两倍<sup>[4]</sup>。

孔隙率的定义为材料内部空气体积（孔隙体积）与材料整体所占体积的比值。见下式：

$$h = \frac{V_a}{V_t} = 1 - \frac{V_s}{V_t} \quad (3-32)$$

式中： $V_a$ ——孔隙所占的体积， $m^3$

$V_t$ ——材料整体所占的体积， $m^3$

$V_s$ ——材料骨架所占的体积， $m^3$

吸声材料中有开口孔和闭口孔两种孔的形式，闭口孔是材料骨架的一部分，它对材料的结构有影响；而在声学方面，计算孔隙率指的是开口孔所占的体积。材料孔隙率的测量有如下两种方法：1、测量出样品的体积，然后将流体（例如空气）从开口孔中挤出，测量出同样样品的剩余体积。2、另一种方法是将样品注满水，然后将样品里的水吸出，测量出水的体积即孔隙的体积<sup>[4]</sup>。

对于纤维材料的多孔吸声材料，纤维直径也是一个重要的参数。因为多孔吸声材料不可能拥有均匀的纤维直径，通过显微镜测量发现纤维材料的直径满足统计学上的泊松分布。

在多孔材料的吸声理论研究中，将多孔材料中的微小间隙当作毛细管沿厚度方向纵向排列的模型，但实际上材料中的细小间隙的形状和排列是很复杂和不规则的，为使理论和实际相符合，需要考虑一个修正系数，称为结构



因子。结构因子  $\chi$  是一个无量纲参数，它考虑到垂直于声波传播方向的孔口和洞的影响，可由声学测量获得：

$$\chi = h^2 \operatorname{Re} \left\{ \left( \frac{Z_a}{Z_0} \right)^2 \right\} \quad (3-33)$$

式中： $Z_0 = \rho_0 c_0$ ——填满材料空隙间气体的特性阻抗， $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$

$h$ ——材料的孔隙率

$\operatorname{Re}$ ——取实部

$Z_a$ ——材料的复阻抗， $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^3$

当毛细管杂乱分布时，结构因子是 3；一般材料的结构因子在 2~10 之间。结构因子对低频吸收基本没有影响，随着频率的增加而减少，对于数值计算大多取  $\chi = 1$ 。

### 3.7 本章小结

本章阐述了空气滤清器的声学评价指标、空气滤清器传递损失计算的有限元法，吸声材料的声学特性及影响其声学特性的物理因素。一般情况下，吸声材料的表面声学特性如吸声系数和表面声阻抗就足以描述局部反应材料了，但若要描述声波在吸声材料中的传播和耗散过程必须引入表征吸声材料声学特性的整体特性参数（复波数和复阻抗）。通常，表征吸声材料声学特性的这些量由实验方式测量得到。空气滤清器的声学性能的评价指标中，只有传递损失是只与消声器本身结构属性有关的量，因而研究空气滤清器的传递损失是非常有意义的。

## 第 4 章 空气滤清器和吸声材料声学特性测量

### 4.1 引言

吸声材料的声学特性参数主要通过实验测量得到。结合我们现有的仪器、设备及实验条件，本章主要研究了利用 B&K 公司提供的阻抗管测量系统测量无流状态下空气滤清器传递损失和测量吸声材料声学特性参数（复波数和复阻抗）的测量原理和方法。

### 4.2 空气滤清器传递损失的测量方法

空气滤清器传递损失的测量方法有声波分解法（传递函数法）、两声源法、两载荷法<sup>[11][12]</sup>。下面对消声单元传递损失的测量原理和方法作简要介绍。

#### 4.2.1 声波分解法（传递函数法）

声波分解法(Decomposition method)是基于声波分解理论，此方法最初用于测量管道内的声学属性（如吸声材料的吸声系数和表面声阻抗）。图 4.1 为声波分解法测量原理示意图。

根据声波分解理论，利用双传声器将入射声波和反射声波分解出来。扬声器产生的一维平面波在管道内传播，消声器进口的声波可以通过传声器 1 和传声器 2 的信号分解为入射声波  $S_{AA}$  和反射声波  $S_{BB}$ 。其中，入射声波的自谱成分为：

$$S_{AA} = \frac{S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos kx_{12} + 2Q_{12} \sin kx_{12}}{4 \sin^2 kx_{12}} \quad (4-1)$$

式中： $S_{11}$ ——在 1 点处的自谱总声压级

$S_{22}$ ——在 2 点处的自谱总声压级

$C_{12}$ ——1 点和 2 点处互谱总声压级的实部

$Q_{22}$ ——1 点和 2 点处互谱总声压级的虚部

$k$ ——波数

$x_{12}$ ——传声器 1 和 2 之间的距离

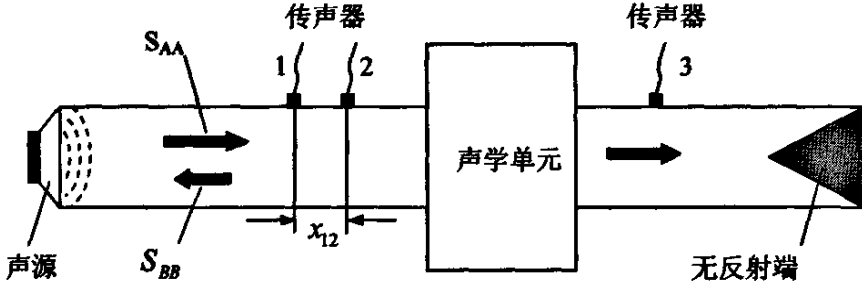


图 4.1 声波分解法测量原理示意图

入射声波声压幅值的有效值  $p_i$  为:

$$p_i = \sqrt{S_{AA}} \quad (4-2)$$

入射声波的声功率为:

$$W_i = \frac{p_i^2}{\rho c} S_i \quad (4-3)$$

透射声波的声功率为:

$$W_t = \frac{p_t^2}{\rho c} S_o \quad (4-4)$$

式中:  $\rho$ ——流体的密度

$c$ ——流体中的声速

$S_i$ ——消声器进口管横截面面积

$S_o$ ——消声器出口管横截面面积

将式(4-4)和式(4-3)带入式(3-1)得空气滤清器的传递损失为:

$$TL = 20 \log_{10} \frac{p_i}{p_t} + 10 \log_{10} \frac{S_i}{S_o} \quad (4-5)$$

声波分解法要求测量管道的下游为无反射端, 通常无反射端可以通过长的管道或管道后端加牛角型的吸声材料来构成。但对于低频测量来说, 完全的无反射端在实验过程中是很难实现的。

### 4.2.2 两声源法(四极子参数法)

两声源法是基于传递矩阵方法建立起来的。图 4.2 所示, 假定平面波在管道中传播, 一个声学单元的进、出口的声压和振动速度(质点振速、体积振速、质量振速)可由四极子参数联系起来, 传递矩阵表达式为:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

式中:  $p_1, p_2$ ——分别为进、出口的声压幅值  
 $v_1, v_2$ ——分别为进、出口质点振速幅值  
 $A, B, C, D$ ——分别为系统的四极子参数



图 4.2 四极子参数

两声源法测量原理见图 4.3 所示, 先讨论(a)结构的情况。传声器 1 和 2, 3 和 4 之间为直通管道, 2 和 3 之间为空气滤清器, 根据传递矩阵法, 可得相应的传递矩阵:

$$\begin{bmatrix} p_{1a} \\ v_{1a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2a} \\ v_{2a} \end{bmatrix} \quad (4-7)$$

$$\begin{bmatrix} p_{3a} \\ v_{3a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{4a} \\ v_{4a} \end{bmatrix} \quad (4-8)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2a} \\ v_{2a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{3a} \\ v_{3a} \end{bmatrix} \quad (4-9)$$

联立式(4-7)、(4-8)、(4-9)可得:

$$\begin{bmatrix} P_{2a} \\ \frac{1}{B_{12}}(P_{1a} - A_{12}P_{2a}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{D_{34}}{B_{34}}p_{3a} + \left( C_{34} - \frac{D_{34}A_{34}}{B_{34}} \right) p_{4a} \end{bmatrix} \quad (4-10)$$

式中： $A_y, B_y, C_y, D_y$ 为声学单元*i*和*j*间的四极子参数， $p_{ia}$ 和 $v_{ia}$ 为*a*结构图*i*处的声压和质点振速。

由式(4-10)可以看出，方程中有四个未知数 $A_{23}, B_{23}, C_{23}, D_{23}$ ，但只有两个方程，方程组不封闭，因此还需要补充两个方程才能对其进行求解。

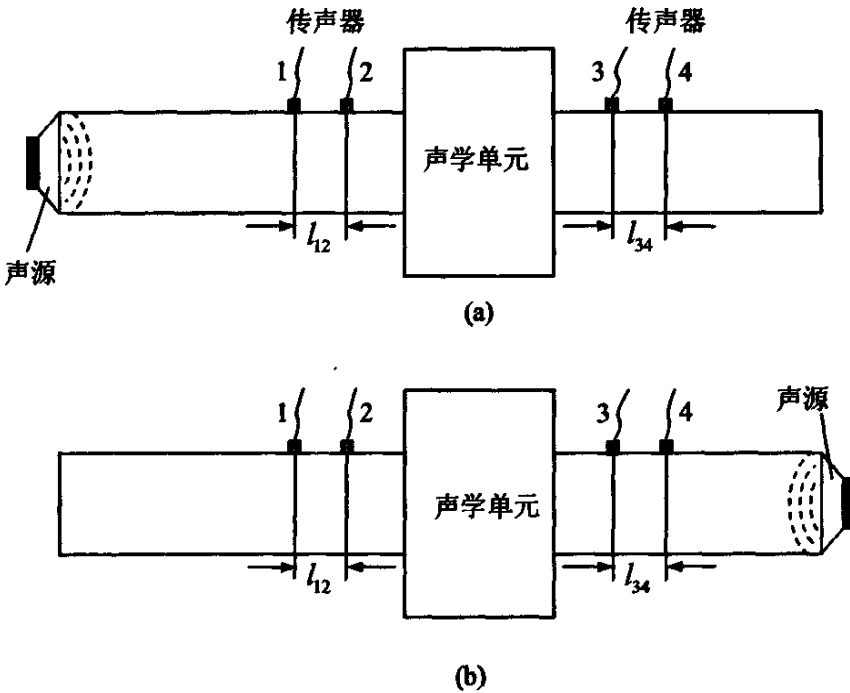


图 4.3 两声源法测量原理示意

通过改变声源的安装位置，如图 4.3 的 (b) 建立所需的另外两个方程。同理：对于 (b) 结构，传声器 1 和 2，3 和 4，以及消声器两端 2 和 3 间的传递矩阵可表示如下：

$$\begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{12} & -B_{12} \\ -C_{12} & D_{12} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_{1b} \\ v_{1b} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_{12}} \begin{bmatrix} D_{12} & B_{12} \\ C_{12} & A_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{1b} \\ v_{1b} \end{bmatrix} \quad (4-11)$$

$$\begin{bmatrix} p_{4b} \\ v_{4b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{34} & -B_{34} \\ -C_{34} & D_{34} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_{3b} \\ v_{3b} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_{34}} \begin{bmatrix} D_{34} & B_{34} \\ C_{34} & A_{34} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{3b} \\ v_{3b} \end{bmatrix} \quad (4-12)$$

$$\begin{bmatrix} p_{3b} \\ v_{3b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & -B_{23} \\ -C_{23} & D_{23} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_{23}} \begin{bmatrix} D_{23} & B_{23} \\ C_{23} & A_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} \quad (4-13)$$

$$\text{式中: } \Delta_{12} = A_{12}D_{12} - B_{12}C_{12} \quad (4-14)$$

$$\Delta_{34} = A_{34}D_{34} - B_{34}C_{34} \quad (4-15)$$

$$\Delta_{23} = A_{23}D_{23} - B_{23}C_{23} \quad (4-16)$$

负号表示振速方向相对于(a)结构相反。

联立式(4-11)、(4-12)、(4-13)可得:

$$\begin{bmatrix} p_{3b} \\ \frac{1}{B_{34}}(\Delta_{34}p_{3b} - D_{34}p_{4b}) \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_{23}} \begin{bmatrix} D_{23} & B_{23} \\ C_{23} & A_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ \left(\frac{C_{12}}{\Delta_{12}} - \frac{A_{12}D_{12}}{\Delta_{12}B_{12}}\right)p_{1b} - \frac{A_{12}}{B_{12}}p_{2b} \end{bmatrix} \quad (4-17)$$

联立式(4-17)和(4-10)可求得四极子参数  $A_{23}$ ,  $B_{23}$ ,  $C_{23}$ ,  $D_{23}$  的值为:

$$A_{23} = \frac{\Delta_{34}(H_{32a}H_{34a} - H_{32b}H_{34a}) + D_{34}(H_{32b} - H_{32a})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (4-18)$$

$$B_{23} = \frac{B_{34}(H_{32a} - H_{32b})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (4-19)$$

$$C_{23} = \frac{(H_{31a} - A_{12}H_{32a})(\Delta_{34}H_{34b} - D_{34}) - (H_{31b} - A_{12}H_{32b})(\Delta_{34}H_{34a} - D_{34})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (4-20)$$

$$D_{23} = \frac{(H_{31a} - H_{31b}) + A_{12}(H_{32b} - H_{32a})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (4-21)$$

式中:  $H_y = p_j/p_i$ , 为传递函数, 可由实验测得。

假定整个测量为无流状态, 那么传声器 1 和 2, 3 和 4 之间的四极子参数为:

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_{12} & j\rho c \sin kl_{12} \\ j \frac{\sin kl_{12}}{\rho c} & \cos kl_{12} \end{bmatrix}, \quad \Delta_{12} = 1 \quad (4-22)$$

$$\begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_{34} & j\rho c \sin kl_{34} \\ j \frac{\sin kl_{34}}{\rho c} & \cos kl_{34} \end{bmatrix}, \quad \Delta_{34} = 1 \quad (4-23)$$

式中： $l_{12}$ ， $l_{34}$ 分别为传声器 1 和 2，3 和 4 间的距离。 $\rho$ ， $c$ 分别为流体的密度和流体中的声速。

因而，两声源法测得空气滤清器的传递损失表达式为：

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left| A_{23} + \frac{B_{23}}{\rho c} + \rho c C_{23} + D_{23} \right| \right\} + 10 \log_{10} \left( \frac{S_1}{S_2} \right) \quad (4-24)$$

将一个传声器作为参考信号，移动另一个传声器就可以测得传函  $H_y$ 。因此，两声源法可以只用两个传声器就测量空气滤清器的传递损失，且不需要声波分解法所要求的出口“无反射端”条件，测量较为准确。另外，也可以采用四个传声器，通过交换传声器 1 和 2，3 和 4 的位置来代替声源的换位，同样利用上述公式求得空气滤清器的传递损失。

### 4.2.3 两载荷法

从式(4-10)可以看出，方程中有四个未知数  $A_{23}$ ， $B_{23}$ ， $C_{23}$ ， $D_{23}$ ，但只有两个方程，方程组不封闭，因此还需要补充两个方程才能对其进行求解。两声源法是通过改变声源的安装位置，来获得两个补充方程，倘若固定声源位置不动，而是改变出口的边界条件，同样可以得到另外两个方程，这种方法就是两载荷法。如图 4.4 将 (a) 结构中的终端阻抗  $Z_a$  有效地改变为 (b) 结构中的终端阻抗  $Z_b$ 。两载荷法的测量原理与两声源法相似，最终得到的传递损失计算式见式(4-24)。利用两载荷法测量声学单元的传递损失时必须避免两个出口边界条件太相近。如果两个出口边界条件相近，会影响测量结果的稳定性。通常，实验中两个不同的终端边界条件可以通过在出口处安装吸声材料和完全开口来获得。

比较上述三种传递损失的测量原理可知，声压分解法是目前较为常用的一种测量方法，其测量简便，但难点在于获得一个良好的无反射端条件。而两载荷法和两声源法不仅可以在无反射端的条件下测得较精确的传递损失值，而且还可以测量出计算插入损失时所需的四个极子参数，但测量方法相

对复杂。

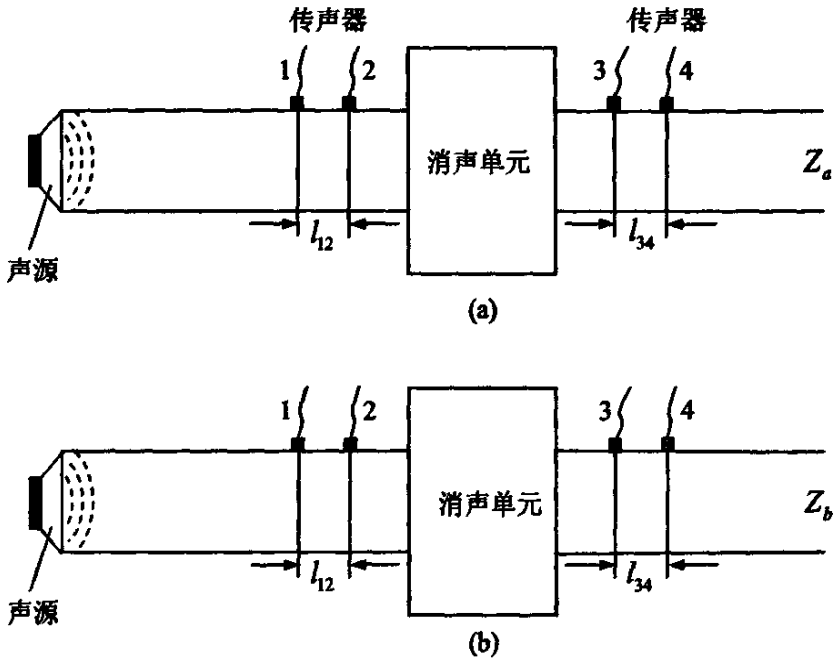


图 4.4 两载荷法测量原理示意

### 4.3 吸声材料复波数和复阻抗的测量方法

吸声材料的复波数和复阻抗测量方法包括两腔法、两声源法、两载荷法及两厚度法等<sup>[62][69][70][71]</sup>。下面将阐述这些方法的测量原理和方法。

#### 4.3.1 两腔法

两腔法 (Two-Cavity method) 是一种间接测量吸声材料复波数和复阻抗的测量方法，它先测出吸声材料的表面声阻抗，然后利用求得的表面声阻抗来计算材料的复波数和复阻抗。

图 4.5 为两腔法测量原理示意图，实验完全按照 ASTM E1050-98 来进行，假定扬声器产生一维平面波在管道内传播，通过改变活塞的位置来改变样品后端空腔的长度，从而测得对应两次不同空腔长度情况下的材料表面声阻抗。如 (a) 结构对应腔长  $L$  所测得的材料表面声阻抗为  $z_1$ ，(b) 结构对应腔长  $L'$  所



测得的材料表面声阻抗为  $z_1'$ ，根据一维平面波理论可求得复波数和复阻抗，表达式如下：

$$z_c = \pm \sqrt{\frac{z_1 z_1' (z_2 - z_2') - z_2 z_2' (z_1 - z_1')}{(z_2 - z_2') - (z_1 - z_1')}} \quad (4-25)$$

$$k' = \left( \frac{1}{2jd} \right) \ln \left( \frac{(z_1 + z_c)(z_2 - z_c)}{(z_1 - z_c)(z_2 + z_c)} \right) \quad (4-26)$$

式中：  $z_2 = -jz_0 \cot(kL)$ ，  $z_2' = -jz_0 \cot(kL')$  (4-27)

式(4-25)中正、负号的选择取决于使复阻抗  $z_c$  的实部为正值。 $z_2$ ， $z_2'$  为对应于腔长度为  $L$  和  $L'$  的空气腔的声阻抗。 $d$  为样品的厚度， $z_0$  为空气的特性阻抗， $k$  为波数。

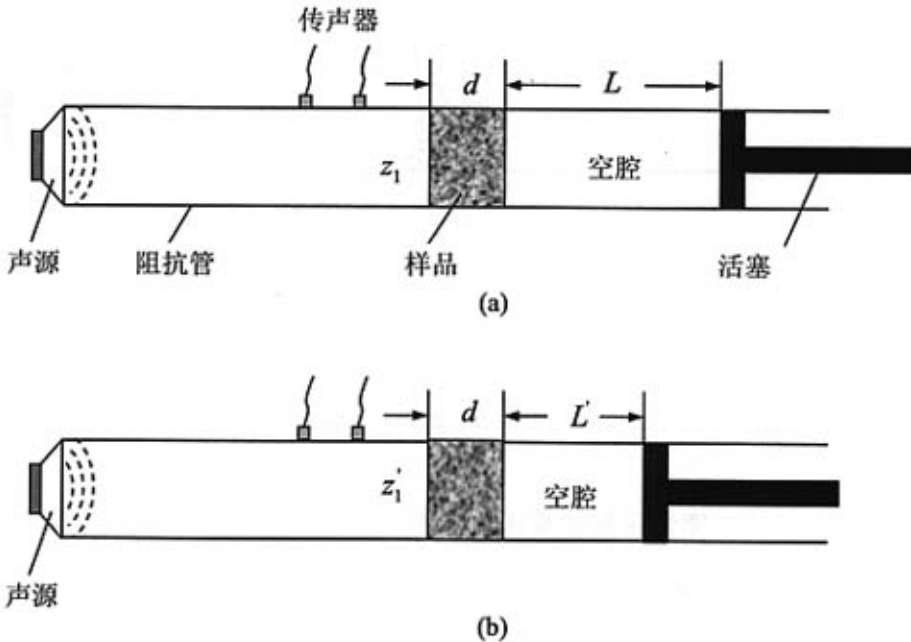


图 4.5 两腔法测量原理示意图

两次测量中空气腔长度的差值用于确定实验测量的上限频率：

$$f_n = \frac{c}{2(L-L')} \quad (4-28)$$

由式(4-25)和式(4-26)求得的复波数和负阻抗就可以求得吸声材料的复密度和复声速:

$$c_c = \omega/k' \quad (4-29)$$

$$\rho_c = z_c/c_c \quad (4-30)$$

式中:  $\omega$  为圆频率。

### 4.3.2 两声源法

两声源法(Two-Source method)测量吸声材料的复波数和复阻抗与两声源法测量消声单元的传递损失原理有些相似,都是在传递矩阵法的基础上发展起来。它是一种直接测量材料整体声学特性参数的方法。

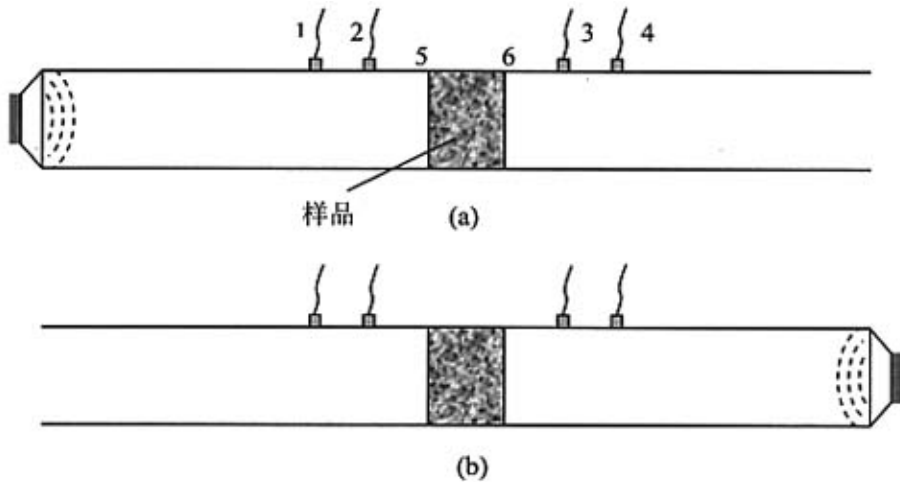


图 4.6 两源法测量原理示意图

图 4.6 为两声源法测量材料的复波数和复阻抗原理示意图, 仅将 4.3 图中传声器 2 和 3 之间的空气滤清器替换成吸声材料。阻抗管结构由声学单元 1-2, 2-3 以及 3-4 组成, 而单元 2-3 可以再细分为单元 2-5, 5-6 以及 6-3。

根据传递矩阵法, 可以推得式(4-18)~(4-23)的表达式。考虑到声学单元 2-3 可以由子单元 2-5, 5-6 以及 6-3 组成, 所以声学单元 2-3 的声

学表达式可以表示为:

$$\begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{25} & B_{25} \\ C_{25} & D_{25} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{63} & B_{63} \\ C_{63} & D_{63} \end{bmatrix} \quad (4-31)$$

整理可得吸声材料的两端的四极子参数:

$$\begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{25} & B_{25} \\ C_{25} & D_{25} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{63} & B_{63} \\ C_{63} & D_{63} \end{bmatrix}^{-1} \quad (4-32)$$

式中, 直管声学单元 2-5, 6-3 间的四极子参数与直管 1-2, 3-4 间所得的式(4-22)和式(4-23)相类似。

吸声材料两端的四极子参数可以表示如下:

$$\begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k'd) & jz_c \sin(k'd) \\ j \frac{\sin(k'd)}{z_c} & \cos(k'd) \end{bmatrix} \quad (4-33)$$

因而, 可求得吸声材料的复波数和复阻抗:

$$k' = \frac{1}{d} \cos^{-1} A_{56} \quad (4-34)$$

$$z_c = \sqrt{B_{56}/C_{56}} \quad (4-35)$$

式中:  $d$  为吸声材料的厚度。

#### 4.4 阻抗管套件实验装置与测量原理

测量吸声材料复波数和复阻抗除了两腔法和两声源法外, 还有两厚度法 (Two-thickness method)。两厚度测量方法与两腔法类似, 是一种间接测量材料声学特性参数的方法, 通过改变材料的厚度来测得相应两次不同厚度下的表面声阻抗来求得吸声材料的复波数和复阻抗。考虑到目前实验室拥有一套 B&K 公司提供的阻抗管套件 4206T 测量系统, 以及现有的实验条件限制, 我们将在此套测量系统的基础上进行声学单元的传递损失 (无流状况下) 以及吸声材料声学特性参数的测量。

#### 4.4.1 阻抗管套件 4206T 实验装置

本实验主要是在 B&K 公司提供的 4206T 阻抗管实验测量系统的基础上来进行吸声材料声学特性参数和传递损失测量，此系统只能用来测量无流状态下声学单元的声学特性。由于此套系统为固定件，声源位置固定不能改变，因此，吸声材料声学特性参数和消声单元传递损失都采用了两载荷测量原理。

图 4.7 表示的是在无流状态下阻抗管实验装置组成示意图。系统主要由 4206T 传输损失管套件、功率放大器（型号 2716C）、多通道数据采集分析仪（B&K3560C）、四个传声器（型号 4187）、四个前置放大器（型号 2670）、声级计校准仪（型号 4231）以及分析软件 PULSE 等组成。

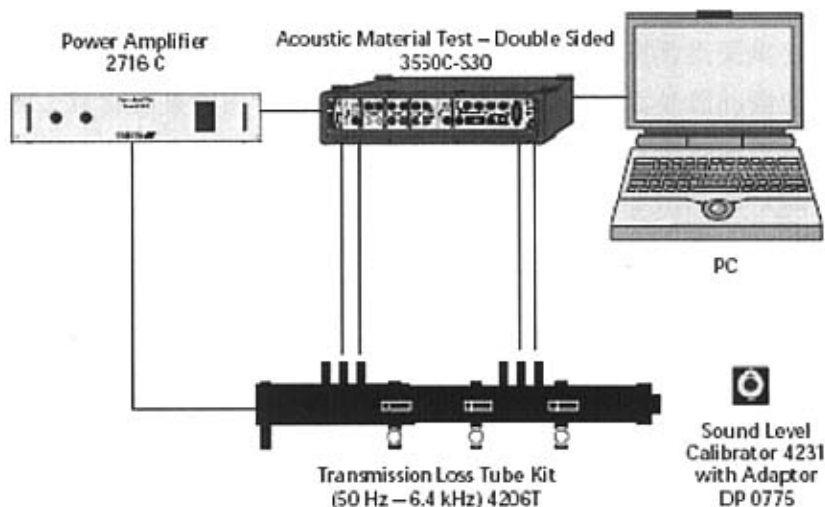


图 4.7 阻抗管实验装置组成图

图 4.8 为传输损失管套件结构示意图。扬声器发出的随机扰动白噪声或单频正弦信号可以用来当作声源。扬声器的声源信号由多通道数据采集分析仪 (3650C) 的信号发生器模块 (B&K3109) 产生，并通过功率放大器 (2716C) 进行驱动。平面声波沿着管道向前传播，一部分声能量穿透过声学单元向下游传播。下游末端的两种不同终端条件（两种不同的载荷），完全反射端和无反射端（近似）取决于测量过程。实验中无反射端的实现主要是利用传输损失管套件自带的四块厚度为 25mm 海绵，将海绵放入阻抗管后端形成无反射端。而完全反射端可以由开口的管道组成或在阻抗管出口处加盖一个刚性盖。

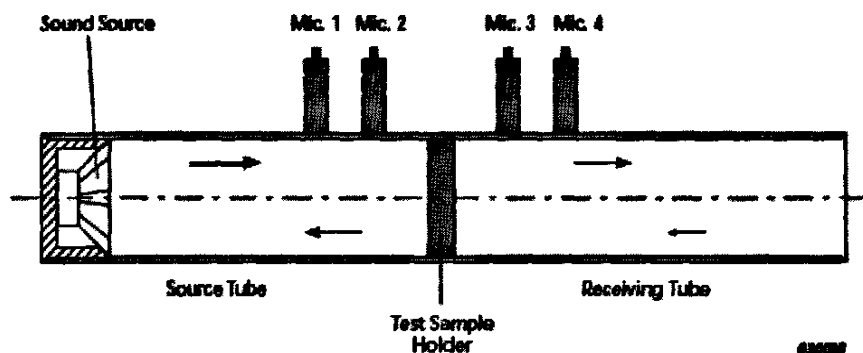


图 4.8 阻抗管套件示意图

两对传声器分别被安装在被测声学单元的上游和下游端。传声器被平嵌在管道上，因而，传声器的存在不会破坏管道内的原有声场。声源信号被四个传声器拾取，经过前置放大器信号放大后输入多通道数据采集分析仪进行分析运算。运算结果中的自谱和互谱信号主要取决于后处理的需要。为了提高测量的精度和减少实验误差，必须取测量信号的多次平均值及进行麦克风的校准以去除传声器间信号的幅值和相位不匹配。为了消除信号幅值和相位的不匹配，实验中采用了传声器交换技术来进行补偿<sup>[4]</sup>。实验要求在测量过程中信噪比一定要尽可能地高，至少大于 10dB。为了减少因信号的不确定性而产生的实验错误，实验中对信号采用了 500 次平均。

#### 4.4.2 阻抗管套件测量吸声材料整体特性参数原理

阻抗管套件测量吸声材料的复波数和复阻抗也是利用了传递函数法（两载荷法）<sup>[4]</sup>。图 4.9 为无流状态下用于测量吸声材料整体声学特性参数的阻抗管结构图。吸声材料被安放在传递损失管道套件的传输损失管内，定义材料的两个表面为  $a$  和  $b$ 。传声器的时域信号经过数据采集分析仪运算之后变为频域信号。频域内两种不同终端条件下传声器间的传递函数可以用来计算吸声材料的整体声学特性。

图中麦克风 1 和麦克风 2 间的距离为  $l_1$ ，麦克风 2 与测试样品表面  $a$  的距离为  $l_2$ ，样品长度为  $l_f$ ，样品表面  $b$  与麦克风 3 的间距为  $l_3$ ，麦克风 3 与麦克风 4 的距离为  $l_4$ 。安装在传输损失管的上、下游两麦克风间距有正常间距和宽间距之分，使用宽间距测量能获得更好的低频测量精度，特别在频率

低于 100Hz 的情况。关于麦克风的间距对测量频率的影响，以及管道直径对测量频率上限的影响可参见 ASTM E 1050-98。

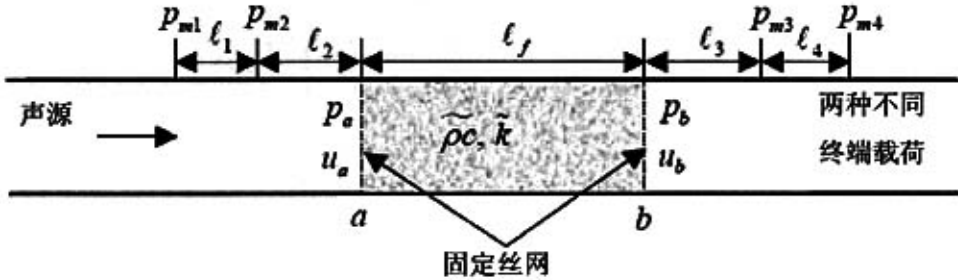


图 4.9 阻抗管结构图

样品表面  $a$  的声压  $P_a$  和速度  $U_a$  与表面  $b$  的声压  $P_b$  和速度  $U_b$  间的关系可用传递矩阵联系起来。第一种末端条件：

$$\begin{bmatrix} P_a \\ u_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\tilde{k}l_f) & i\tilde{Z} \sin(\tilde{k}l_f) \\ i\frac{\sin(\tilde{k}l_f)}{\tilde{Z}} & \cos(\tilde{k}l_f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_b \\ u_b \end{bmatrix} \quad (4-36)$$

第二种不同的末端条件情况：

$$\begin{bmatrix} P'_a \\ u'_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\tilde{k}l_f) & i\tilde{Z} \sin(\tilde{k}l_f) \\ i\frac{\sin(\tilde{k}l_f)}{\tilde{Z}} & \cos(\tilde{k}l_f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P'_b \\ u'_b \end{bmatrix} \quad (4-37)$$

联立式(4-36)和式(4-37)并整理得：

$$\begin{bmatrix} \cos(\tilde{k}l_f) \\ i\tilde{Z} \sin(\tilde{k}l_f) \\ \frac{\sin(\tilde{k}l_f)}{i\tilde{Z}} \\ \cos(\tilde{k}l_f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_b & u_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & P_b & u_b \\ P'_b & u'_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & P'_b & u'_b \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_a \\ u_a \\ P'_a \\ u'_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix} \quad (4-38)$$

式中： $\tilde{Z}$ ——吸声材料复阻抗

$\tilde{k}$ ——吸声材料复波数

在式(4-38)中，两种不同终端条件下样品表面  $a$  和表面  $b$  声学压力 ( $P_a, P_b, P'_a, P'_b$ ) 和速度 ( $u_a, u_b, u'_a, u'_b$ ) 可以通过图 4.9 所示的四个传声器 ( $P_{m1}, P_{m2}, P_{m3}, P_{m4}, P'_{m1}, P'_{m2}, P'_{m3}, P'_{m4}$ ) 所测得的信号计算出来。对于横截面积

不变的直管道，样品表面  $a$  和麦克风 2 间的传递矩阵有如下计算式子（第一种终端情况）：

$$\begin{bmatrix} P_a \\ u_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_2) & iZ_0 \sin(k_0 l_2) \\ i\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_2) & \cos(k_0 l_2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_{m2} \\ u_{m2} \end{bmatrix} \quad (4-39)$$

式中： $k_0$ ——空气中的波数

$Z_0$ ——空气中的阻抗

在式(4-39)中，速度  $u_{m2}$  可以通过麦克风位置 1 和麦克风位置 2 的压力测量值  $P_{m1}$  和  $P_{m2}$  计算所得。麦克风位置 1 和麦克风位置 2 间的传递矩阵如下：

$$\begin{bmatrix} P_{m2} \\ u_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_1) & -iZ_0 \sin(k_0 l_1) \\ -i\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_1) & \cos(k_0 l_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{m1} \\ u_{m1} \end{bmatrix} \quad (4-40)$$

整理，得  $u_{m2}$ ：

$$u_{m2} = \frac{P_{m1} - P_{m2} \cos(k_0 l_1)}{iZ_0 \sin(k_0 l_1)} \quad (4-41)$$

将式(4-41)代入式(4-39)可得：

$$\begin{bmatrix} P_a \\ u_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_2) & iZ_0 \sin(k_0 l_2) \\ i\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_2) & \cos(k_0 l_2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_{m2} \\ \frac{P_{m1} - P_{m2} \cos(k_0 l_1)}{iZ_0 \sin(k_0 l_1)} \end{bmatrix} \quad (4-42)$$

从上式可以看出，样品表面  $a$  处的声学压力和速度可以通过位置 1 和位置 2 的麦克风测量信号计算得到。

同理，对于第二种终端条件下样品表面  $a$  处的声学压力和速度有如下计算式子表示：

$$\begin{bmatrix} P'_a \\ u'_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_2) & iZ_0 \sin(k_0 l_2) \\ i\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_2) & \cos(k_0 l_2) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P'_{m2} \\ \frac{P'_{m1} - P'_{m2} \cos(k_0 l_1)}{iZ_0 \sin(k_0 l_1)} \end{bmatrix} \quad (4-43)$$

同理，对于样品表面  $b$  处声学压力和速度可以用麦克风位置 1 和麦克风位置 2 的压力测量值计算得到。对于第一种终端情况：

$$\begin{bmatrix} P_b \\ u_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_3) & iZ_0 \sin(k_0 l_3) \\ i\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_3) & \cos(k_0 l_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{m3} \\ \frac{P_{m3} \cos(k_0 l_4) - P_{m4}}{iZ_0 \sin(k_0 l_4)} \end{bmatrix} \quad (4-44)$$

对于第二种终端情况:

$$\begin{bmatrix} P'_b \\ u'_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 l_3) & iZ_0 \sin(k_0 l_3) \\ i\frac{1}{Z_0} \sin(k_0 l_3) & \cos(k_0 l_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P'_{m3} \\ \frac{P'_{m3} \cos(k_0 l_4) - P'_{m4}}{iZ_0 \sin(k_0 l_4)} \end{bmatrix} \quad (4-45)$$

样品的复波数和复阻抗可以由式(4-38)、式(4-42)、式(4-43)、式(4-44)和式(4-45)计算而得。从式(4-38)可得, 复阻抗 $\tilde{Z}$ 可由 $T_2$ 和 $T_3$ 表示:

$$\tilde{Z} = \sqrt{\frac{T_2}{T_3}} \quad (4-46)$$

复波数 $\tilde{k}$ 可由 $T_1$ 和 $T_4$ 表示:

$$\tilde{k} = \frac{1}{l_f} \cos^{-1}(T_1) = \frac{1}{l_f} \cos^{-1}(T_4) \quad (4-47)$$

从理论上讲, 在式(4-38)中所测得的 $T_1$ 和 $T_4$ 应该是完全相同的。但是, 在实验中由于样品等因素, 这两个量可能并不完全相同, 因此, 在本论文的实验中, 计算复波数 $\tilde{k}$ 采用了 $T_1$ 和 $T_4$ 的平均值:

$$\tilde{k} = \frac{1}{l_f} \cos^{-1}\left(\frac{T_1 + T_4}{2}\right) \quad (4-48)$$

#### 4.4.3 阻抗管套件测量吸声材料隔声量的原理

吸声材料的隔声量, 即吸声材料的传递损失, 定义为入射到吸声材料表面的声功率与穿透此材料的透射到无反射端的声功率之差。图4.10为B&K公司提供的阻抗管套件4206T传递损失测量原理示意图。

声源扬声器发出的平面波信号 $A_1$ 向下游传播, 当遇到隔声材料就有一部分被反射回来 $B_1$ , 另一部分穿透材料 $A_2$ 。隔声材料背面有前进波 $A_2$ 和反射波 $B_2$ 。对于吸声材料两侧的前进波和反射波声压幅值 $A_1$ 、 $B_1$ 、 $A_2$ 、 $B_2$ 存在着如下关系:

$$\begin{bmatrix} A_1 \\ B_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 \\ B_2 \end{bmatrix} \quad (4-49)$$



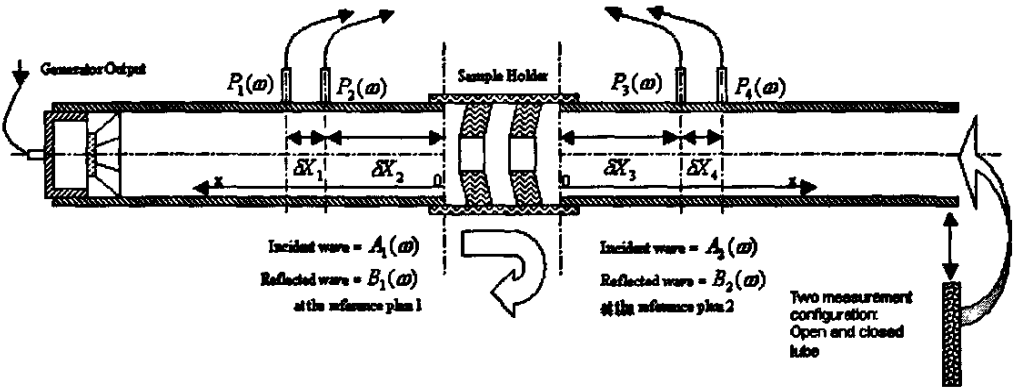


图 4.10 传递损失测量原理图

根据传递损失的定义，出口为无反射端，即  $B_2 = 0$ ，进入吸声材料表面的前进波幅值  $|A_1|$  与穿透过吸声材料的透射波幅值  $|A_2|$  之比即为传递损失系数。那么传递损失可得：

$$TL = 20 \log_{10} \left( \frac{|A_1|}{|A_2|_{B_2=0}} \right) = 20 \log_{10} |T_{11}| \quad (4-50)$$

实验条件下，在吸声材料背面形成完全无反射端难以实现，因而为求解出  $T_{11}$ ，采取两个不同的终端载荷的方法，从而联立出两个方程组。

对于第一种情况：

$$\begin{bmatrix} A_{1a} \\ B_{1a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{2a} \\ B_{2a} \end{bmatrix} \quad (4-51)$$

对于第二种情况：

$$\begin{bmatrix} A_{1b} \\ B_{1b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{2b} \\ B_{2b} \end{bmatrix} \quad (4-52)$$

联立式(4-51)和式(4-52)式可得  $T_{11}$ ：

$$T_{11} = \frac{A_{1a}B_{2b} - A_{1b}B_{2a}}{A_{2a}B_{2b} - A_{2b}B_{2a}} \quad (4-53)$$

对于前进波和反射波，可以利用阻抗管进行两传声器法测量。

根据图 4.10 所示，传声器 1 和 2 的距离为  $\delta X_1$ ，传声器 2 和样品前表面

的距离为  $\delta X_2$ ，样品后表面和传声器距离为  $\delta X_3$ ，传声器 3 和传声器 4 的距离为  $\delta X_4$ 。取样品前表面为参考平面，向左为正方向，根据两传声器法，利用上游两个传声器 1 和 2 的声压信号可求得波的成分：

$$A_1 = \frac{P_{m1} - P_{m2} e^{-jk_0 \delta X_1}}{e^{jk_0 \delta X_1} - e^{-jk_0 \delta X_1}} e^{-jk_0 \delta X_2} \quad (4-54)$$

$$B_1 = \frac{P_{m1} - P_{m2} e^{jk_0 \delta X_1}}{e^{-jk_0 \delta X_1} - e^{jk_0 \delta X_1}} e^{jk_0 \delta X_2} \quad (4-55)$$

式中： $k_0$ ——空气中的波数

对于下游的声波，取样品后表面为参考平面，向右为正方向，根据两传声器法，利用传声器 3 和 4 的声压信号可以计算出如下结果：

$$A_2 = \frac{P_{m3} e^{jk_0 \delta X_4} - P_{m4}}{e^{jk_0 \delta X_4} - e^{-jk_0 \delta X_4}} e^{jk_0 \delta X_3} \quad (4-56)$$

$$B_2 = \frac{P_{m3} e^{-jk_0 \delta X_4} - P_{m4}}{e^{-jk_0 \delta X_4} - e^{jk_0 \delta X_4}} e^{-jk_0 \delta X_3} \quad (4-57)$$

由于测量结果是在频域上进行分析的，并将入上四个式子进行欧拉变换，则式(4-54)、(4-55)、(4-56)和式(4-57)变为如下形式：

$$A_1(\omega) = -\frac{j G_1(f) - G_2(f) e^{-jk_0 \delta X_1}}{2 \sin(k_0 \delta X_1)} e^{-jk_0 \delta X_2} \quad (4-58)$$

$$B_1(\omega) = \frac{j G_1(f) - G_2(f) e^{jk_0 \delta X_1}}{2 \sin(k_0 \delta X_1)} e^{jk_0 \delta X_2} \quad (4-59)$$

$$A_2(\omega) = \frac{j G_4(f) - G_3(f) e^{jk_0 \delta X_4}}{2 \sin(k_0 \delta X_4)} e^{jk_0 \delta X_3} \quad (4-60)$$

$$B_2(\omega) = -\frac{j G_4(f) - G_3(f) e^{-jk_0 \delta X_4}}{2 \sin(k_0 \delta X_4)} e^{-jk_0 \delta X_3} \quad (4-61)$$

式中： $G_1(f)$ 、 $G_2(f)$ 、 $G_3(f)$ 和 $G_4(f)$ 为软件 PULSE 提供的傅立叶频谱。

为了提高测量的精度，我们可以使用平均互谱信号或者频率响应函数来代替瞬时的频谱信号。在使用平均互谱或频率响应函数时要求有一个参考信号，本实验以传声器 1 的信号为参考信号。则式(4-58)、(4-59)、(4-60)、(4-61)变为如下形式：

$$A_1(\omega) G_1^*(f) = -\frac{j G_{11}(f) - G_{12}(f) e^{-jk_0 \delta X_1}}{2 \sin(k_0 \delta X_1)} e^{-jk_0 \delta X_2} \quad (4-62)$$

$$B_1(\omega)G_1^*(f) = \frac{j G_{11}(f) - G_{12}(f)e^{jk_0\Delta X_1}}{2 \sin(k_0\Delta X_1)} e^{jk_0\Delta X_2} \quad (4-63)$$

$$A_2(\omega)G_1^*(f) = \frac{j G_{14}(f) - G_{13}(f)e^{jk_0\Delta X_4}}{2 \sin(k_0\Delta X_4)} e^{jk_0\Delta X_3} \quad (4-64)$$

$$B_2(\omega)G_1^*(f) = -\frac{j G_{14}(f) - G_{13}(f)e^{-jk_0\Delta X_4}}{2 \sin(k_0\Delta X_4)} e^{-jk_0\Delta X_3} \quad (4-65)$$

式中： $G_{11}(f)$ 、 $G_{12}(f)$ 、 $G_{13}(f)$ 和 $G_{14}(f)$ 为 PULSE 提供的互谱信号。

$G_1^*(f)$ ——传声器 1 的频谱信号共轭复数值

将式(4-62)、(4-63)、(4-64)和式(4-65)代入式(4-53)可得传输损失系数，见下式：

$$T_{11}(\omega) = \frac{\{A_{1a}(\omega)G_{1a}^*(f)\}\{B_{2b}(\omega)G_{1b}^*(f)\} - \{A_{1b}(\omega)G_{1b}^*(f)\}\{B_{2a}(\omega)G_{1a}^*(f)\}}{\{A_{2a}(\omega)G_{1a}^*(f)\}\{B_{2b}(\omega)G_{1b}^*(f)\} - \{A_{2b}(\omega)G_{1b}^*(f)\}\{B_{2a}(\omega)G_{1a}^*(f)\}} \quad (4-66)$$

将式(4-66)代入式(4-50)便能求得材料的传递损失。

## 4.5 消声器和吸声材料声学特性的测量与验证

检验理论正确性的最有效方法是将实验测量结果与计算结果加以比较。对于传递损失的测量，可以利用阻抗管测量系统自带的测试软件 PLUSE 应用程序模块，即“传输损失测试模块”直接获得声学单元的传递损失曲线。而吸声材料声学特性参数的测量，是通过阻抗管系统测量所得信号结合针对两载荷法测量原理编写出 MATLAB 程序求得。

### 4.5.1 消声器传递损失的测量与验证

为验证在 B&K 公司提供的阻抗管系统 4206T 的基础上进行消声单元传递损失测量的正确性，设计一个简单圆形膨胀腔抗性消声器进行传递损失的测量。实验中为了能得到更精确的低频测量结果，特采用宽间距的麦克风测量方式。

简单膨胀腔的结构尺寸和有限元模型分别如图 4.11 和图 4.12 所示，其中圆形膨胀的腔体长度  $L = 600 \text{ mm}$ ，直径  $D = 200 \text{ mm}$ ；进、出口管直径相同

$d = 100\text{mm}$ ，进、出口管管长都为 $100\text{mm}$ 。实验温度 $T = 20\text{ }^\circ\text{C}$ 。图 4.13 为阻抗管系统测量消声器传递损失装置图。

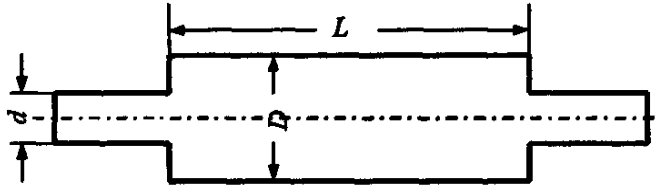


图 4.11 简单膨胀腔抗性消声

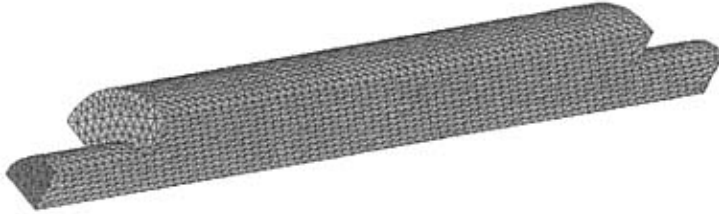


图 4.12 简单圆形膨胀腔有限元模型

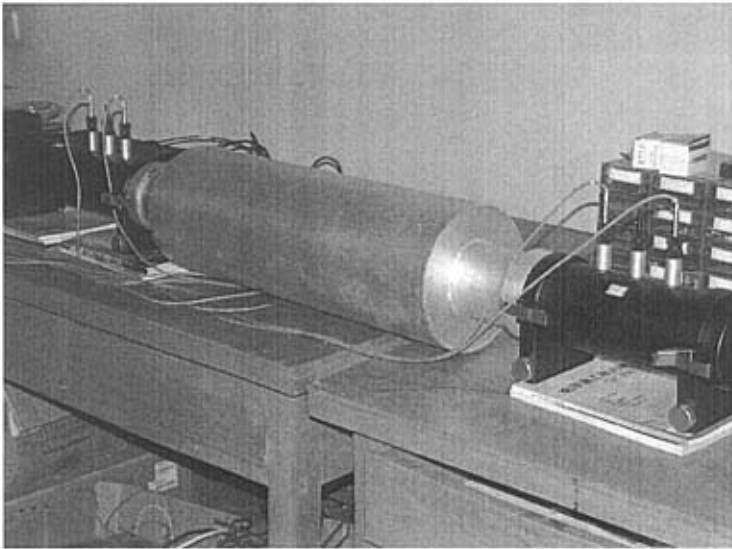


图 4.13 简单膨胀腔消声器传递损失测量装置图

对于进、出口横截面相同的消声器，根据一维平面波理论，可以用下列公式计算简单圆形膨胀腔的传递损失<sup>[3]</sup>：

$$TL = 10 \lg \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kL \right] \quad (4-67)$$

式中  $m$  为扩张比，表示圆形膨胀腔的面积与出口管面积的比值； $L$  为膨胀腔的长度。

图 4.14 为简单膨圆形胀腔消声器阻抗管系统实验测量结果、一维平面波理论计算结果以及 SYSNOISE 软件计算结果比较图。图中表明，在频率低于 1000Hz 时，三者的结果吻合较好；当频率高于 1000Hz 时，三者的消声量存在着一定的偏差，但在整个计算频率范围内，总体趋势吻合较好。但当频率高于 1000Hz 时，阻抗管套件测量结果和通过频率明显大于对应的一维理论和 SYSNOISE 计算结果中的消声量和通过频率，这可能是由于简单圆形膨胀腔消声器加工精度比较低，以及测量过程中存在着背景噪声影响的缘故，从而测量结果与式(4-67)的公式计算结果以及 SYSNOISE 计算结果间存在着一定的偏差。

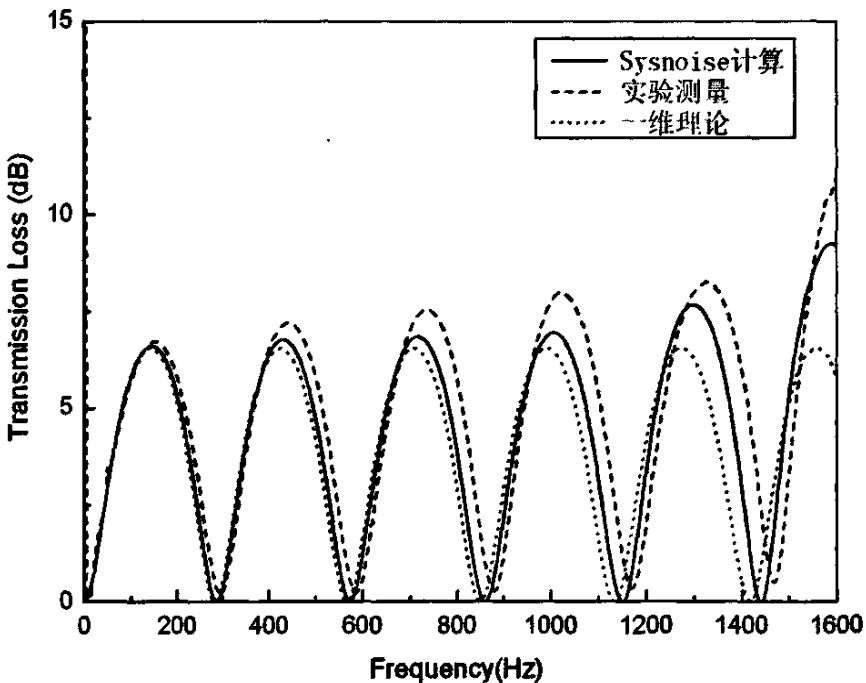


图 4.14 简单膨胀腔传递损失

#### 4.5.2 吸声材料声学特性参数的测量与验证

为验证阻抗管系统进行吸声材料声学特性（复波数和复阻抗）测量的正确性，特别采用了 Owens Corning 公司生产的吸声材料长纤维玻璃丝棉进行实验测量。

根据吸声材料的声学理论<sup>[30]</sup>，若多孔介质的骨架静止时，在宏观尺度上，多孔介质材料可用等效的流体来代替。由于多孔吸声材料的复杂性，通常根据试验结果总结经验表达式，用来表征特性阻抗和声波的波数：

$$\frac{Z_a}{Z_0} = (1 + c_1 \phi_j^{c_2}) - i(c_3 \phi_j^{c_4}) \quad (4-68)$$

$$\frac{k_a}{k_0} = (1 + c_5 \phi_j^{c_6}) - i(c_7 \phi_j^{c_8}) \quad (4-69)$$

其中  $\phi_j = \rho_0 f / \sigma_j$  为无量纲的量， $\sigma_j$  为流阻率，系数  $c_1 \sim c_8$  需要由实验确定。

Delany 和 Bazley<sup>[31]</sup>对多种纤维材料进行了研究，得出复波数和复阻抗的经验表达式：

$$\frac{\tilde{Z}}{\rho_0 c_0} = [1 + 0.0511(f/\sigma)^{-0.75}] + i[-0.0768(f/\sigma)^{-0.73}] \quad (4-70)$$

$$\frac{\tilde{k}}{k_0} = [1 + 0.0858(f/\sigma)^{-0.70}] + i[-0.1749(f/\sigma)^{-0.59}] \quad (4-71)$$

Mechel 对此经验公式作了低频修正<sup>[32]</sup>。吸声材料的复波数比和复阻抗比表达式如下：

当  $E \leq 0.025$  时，

$$\begin{aligned} k'/k &= (1 + 0.136E^{-0.641}) - j0.322E^{-0.502} \\ Z'_c/Z_0 &= (1 + 0.081E^{-0.699}) - j0.191E^{-0.556} \end{aligned} \quad (4-72)$$

当  $E > 0.025$  时，

$$\begin{aligned} k'/k &= (1 + 0.103E^{-0.716}) - j0.179E^{-0.663} \\ Z'_c/Z_0 &= (1 + 0.0563E^{-0.725}) - j0.127E^{-0.655} \end{aligned} \quad (4-73)$$

式中： $k'$  和  $Z'_c$  分别为吸声材料的复波数和复阻抗， $E = \rho_0 f / \sigma$  为无量纲参数，

$\sigma$  为材料的流阻率，单位为  $\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。

对于实验样品长纤维玻璃丝棉，有学者对此种吸声材料进行了实验测量研究，并得出了表征其声学特性的经验公式<sup>[69]</sup>。当材料的填充密度为  $100\text{g}/\text{L}$  时，测得此材料的流阻率为  $4896\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。关于吸声材料流阻率的测量方法可参考文献[73]。

$$Z_a/Z_0 = 1.0 + 0.0954(\rho_0 f / \sigma)^{-0.754} - j0.085(\rho_0 f / \sigma)^{-0.732} \quad (4-74)$$

$$k_a/k_0 = 1.0 + 0.160(\rho_0 f / \sigma)^{-0.577} - j0.189(\rho_0 f / \sigma)^{-0.595} \quad (4-75)$$

实验中，长纤维玻璃丝棉在阻抗管中填充厚度  $l_f$  的选择主要考虑到以下两个因素：

- 1、厚度太薄会放大材料填充不均匀性对测量结果的影响；
- 2、厚度太厚会使声源发出的能量不能传递到阻抗管的下游端。

考虑到以上两个因素，实验中取材料填充厚度  $l_f = 50\text{mm}$ 。为了降低因材料填充不均匀性对测量结果的影响，对此材料进行了 5 次实验，最终结果取 5 次实验的平均值。为固定玻璃丝棉在阻抗管中的位置，防止玻璃丝棉在测量管道中窜动，必须对样品进行固定，为避免因固定件引入而影响测量结果，特在材料的两端加了穿孔率为 80% 的铁丝网。实验样品长纤维玻璃丝棉材料见图 4.15 所示。

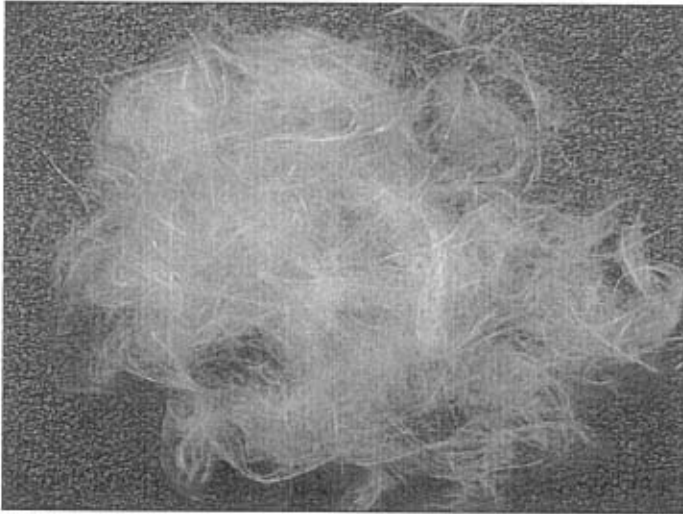


图 4.15 样品长纤维玻璃丝棉

测量得到长纤维玻璃丝棉的声学特性参数与经验公式计算结果如图 4.16 和图 4.17 所示。图中可以看出，因 Mechel 的经验公式是针对特定的孔隙率接近 1 的纤维吸声材料，而式 (4-74) 与式 (4-75) 的实验样品为长纤维玻璃丝棉，与 Mechel 的实验样品有所差别，因而他们之间的实验结果存在着一定偏差，但从整个计算频率范围来看，两者的整体趋势吻合较好。本实验样品也为长纤维玻璃丝棉，图中可以看出实验测量结果与式 (4-74) 与式 (4-75) 结果吻合较好，虽然在低频段两者结果在着一定的偏差，这可能是因样品的填充方式以及实验测量精度不同引起。综上所述，实验结果与其他学者测量结果吻合较好，从而验证了本实验测量原理和方法的正确性。

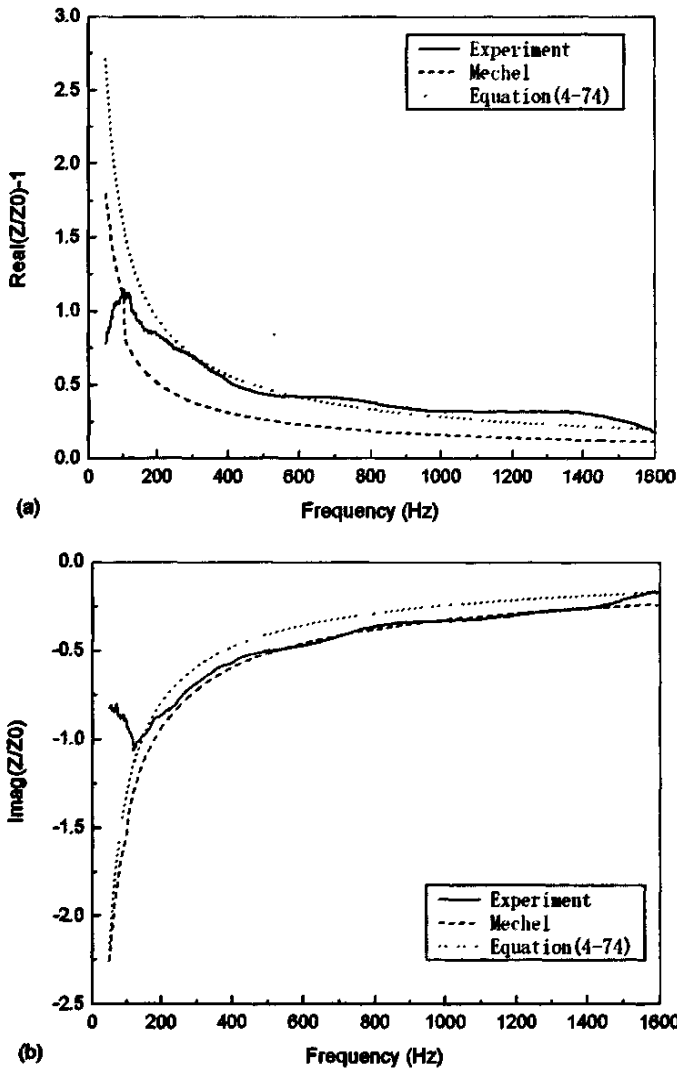


图 4.16 长玻璃丝棉的特性阻抗 (a) 实部 (b) 虚部



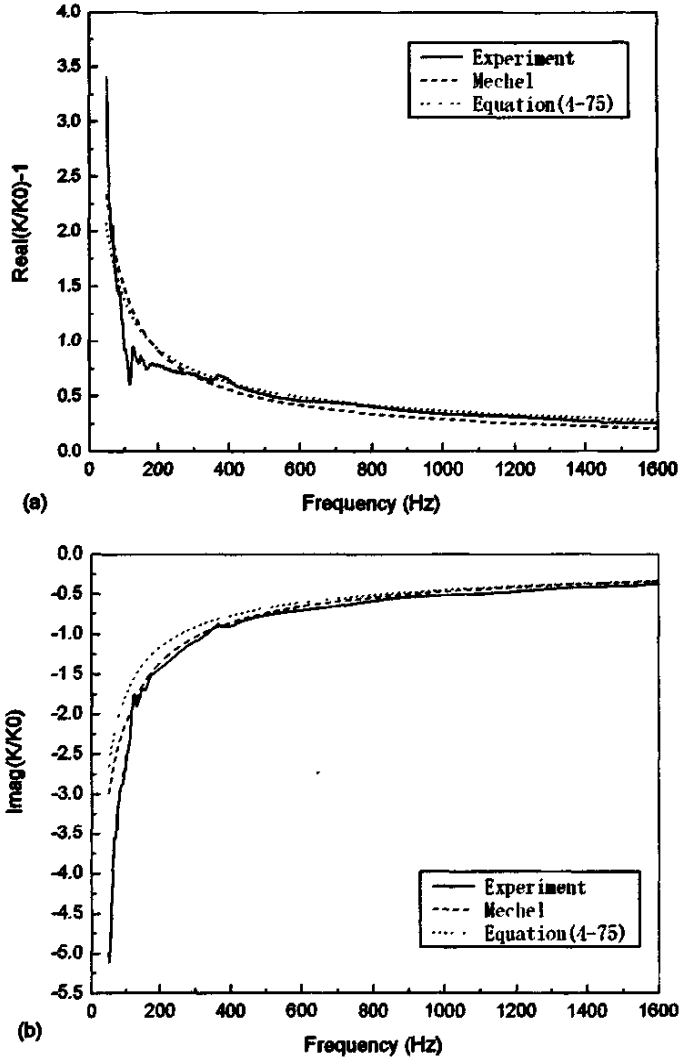


图 4.17 长玻璃丝棉的复波数比(a)实部 (b)虚部

因实验验证了阻抗管系统测量吸声材料声学特性参数的是可行的，因而现将此系统应用到空气滤清器中滤纸的声学特性测量。实验测试的样品为某型捷达车空气滤清器滤纸圆柱块。滤纸直径为 100mm，厚度为 52mm。为了减少因材料自身的差异对测得结果产生影响，本实验制作了三块滤纸块，最终结果取所测得的特性阻抗和复波数的平均值。图 4.18 和图 4.19 分别为样品滤纸及测量结果的平均值。

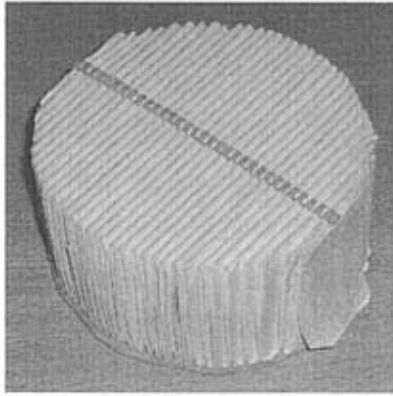


图 4.18 实验样品滤纸

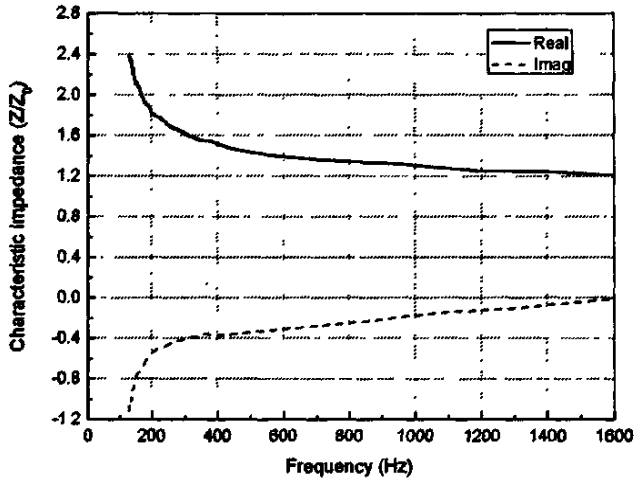


图 4.19 (a) 滤纸的特性阻抗

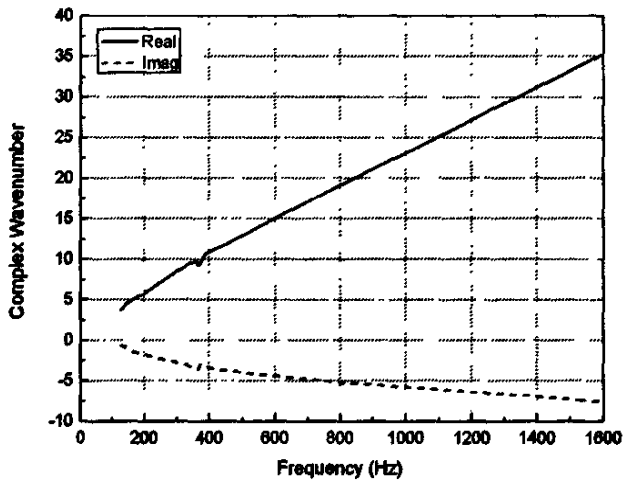


图 4.19 (b) 滤纸的复波数

## 4.6 本章小结

评价空气滤清器声学性能的指标有很多，其中只有传递损失是反映了与空气滤清器本身结构属性有关的量。由于吸声材料的声学特性参数常通过实验的方法确定，因而，本章主要研究了传递损失和吸声材料整体声学特性参数的测量方法。空气滤清器传递损失的测量方法有：声波分解法、两声源法，两载荷法。吸声材料声学特性参数的测量方法有间接测量方法和直接测量方法两种。间接测量方法有两腔法和两厚度法；而直接测量法包括两声源法和两载荷法。这些方法有各自的优越性，考虑到实验室现有的实验设备、仪器等条件限制，将在 B&K 公司提供的阻抗管测量系统的基础上，采用两载荷法进行消声器的传递损失和吸声材料整体声学特性参数的测量。本章重点介绍了阻抗管测量系统是如何进行传递损失的测量，以及相应的配套应用软件 PLUSE 内部是如何对测量信号进行处理从而直接得到传递损失曲线图。同时也着重分析了如何利用阻抗管系统进行两载荷法测量吸声材料声学整体特性参数原理。

检验理论正确性的最有效方法是将实验测量结果与计算结果加以比较。针对本章阐述的阻抗管系统测量消声器传递损失原理，设计了一个简单圆形膨胀腔用于验证阻抗管系统测量传递损失。对吸声材料声学特性参数测量的验证，特对学者已测得其声学特性参数的长玻璃纤维纤维棉进行了测量，并将测量结果与以测得的结果进行比较。由于本实验是通过改进阻抗管测量系统基础上进行的，因而测量过程中必须注意以下问题：

- 1、实验测量过程中存在着背景噪声的影响。由于 B&K 公司提供的 4206T 阻抗管测量系统在测量材料的隔声量（传递损失）时能够对测量环境的背景噪声作修正，因而测量所得的结果没有背景噪声的影响，能够真实反映材料的隔声量。但消声器传递损失测量以及吸声材料声学特性参数测量是在阻抗管测量系统基础上进行改进而实现的，测量结果无法消除背景噪声的影响，这就要求实验必须在消声室中进行，并且实验的信噪比尽可能要高。当然，测量过程中必须防止漏声情况的出现。

- 2、样品加工精度的影响。样品的形状和大小对实验测量吸声材料声学特性参数复波数和复阻抗的结果准确性有着至关重要的影响。根据 ASTM 1058-98 要求，样品表面与传声器间距离以及样品厚度的测量必须精确，要

求精度达 0.1mm。吸声材料声学特性的测量实验中，要求样品均匀布置、表面平整、大小正好合适，并且安装时样品表面必须和阻抗管轴线垂直，任何挤压都会影响材料的属性，从而对测量结果有极大的影响。

本章通过实验证明了阻抗管系统测量消声器传递损失及吸声材料声学特性参数的正确性，并且测量出了滤纸的声学特性参数，为下一步空气滤清器传递损失测量和空滤器声学性能分析奠定了基础。

## 第 5 章 空气滤清器声学特性研究

### 5.1 引言

上章已验证了阻抗管系统测量消声器声学特性的正确性，本章将把此测量系统应用到实际产品某型捷达车空气滤清器传递损失的测量，并将测量结果与计算仿真结果作比较，判断空气滤清器有限元模型的合理性，从而进一步研究空气滤清器声学性能。

### 5.2 空气滤清器传递损失结果及分析

捷达汽车空气滤清器物理模型如图 5.1 所示。此结构具有两个进气口，一个排气口。两个进气口中一个为常开进气口，一个为常闭进气口；通常，发动机在低速运转的情况下只需一个进气口就能满足发动机的进气需求，而常闭进气口只有当汽车在加速过程或高速运转的情况下打开。

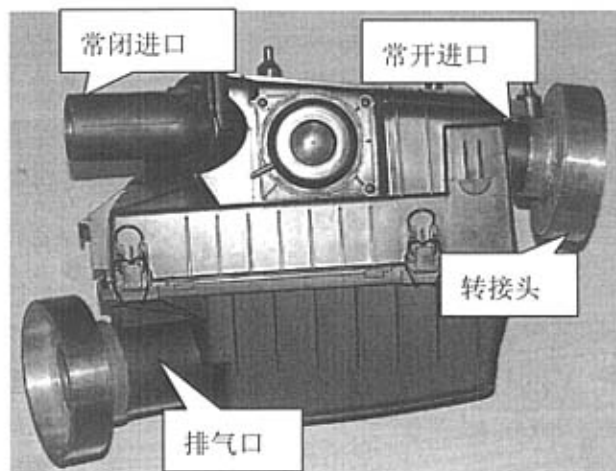


图 5.1 空气滤清器物理模型

本实验主要关注常开进气口进气情况下空气滤清器的传递损失。由于空

气滤清器的进、出口截面与阻抗管截面面积不一致，特在空气滤清器的进、出口处设计了转接头。空滤器传递损失测量布局如图 5.2 所示。为防止测量过程中出现漏声现象，特在空滤器的常闭进气口、空滤器体与空滤帽结合面处用橡皮泥密封，并在转接头内加了密封圈。

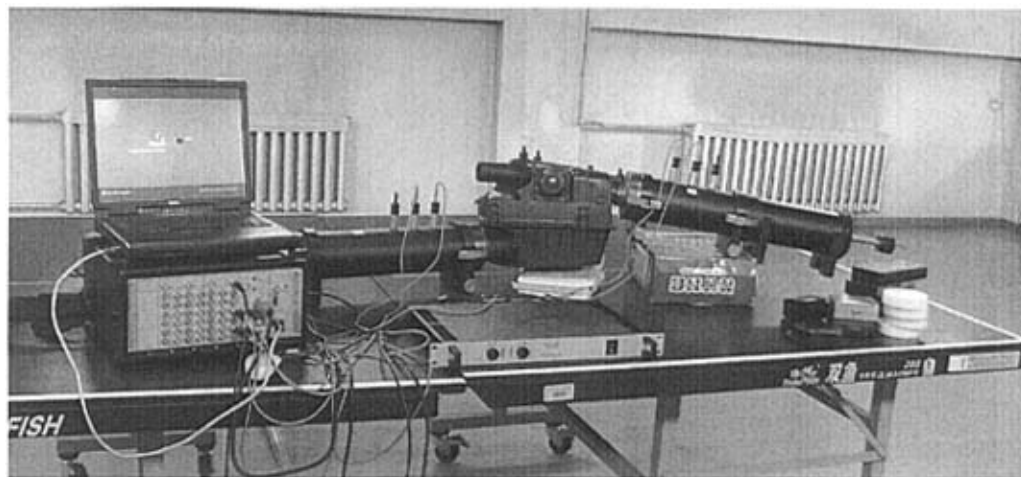


图 5.2 阻抗管测量空滤器传递损失示意图

按照图 5.2 所示测量装置布局测得空滤器（装有滤纸和未安装滤纸）的传递损失见图 5.3 所示。图中可以看出，安装滤纸和未装滤纸的空滤器在低频具有相同的消声性能；但随着频率的增大，滤纸在空滤器中的消声性能就体现出来，因滤纸的存在，频率区间 700Hz~1400Hz 内，空滤器的消声性能有很大的提高，虽然在某些频率范围内装有滤纸的空滤器消声性能有微弱减少，但总体来说带滤纸的空滤器具有更好的宽频消声性能。值得注意的是，测量中由于转接头的存在，测量所得空滤器传递损失应包含空滤器进、出口处转接头横截面的突缩和突扩部分产生的消声量。

带转接头的空滤器的结构模型和有限元模型见图 5.4 所示。考虑到空滤器本身的实际模型尺寸比较小，内部插管厚度、肋板、导流环等的尺寸相对于空滤器本身尺寸在声学上不能被忽略，因而，为了使声学软件 SYSNOISE 计算结果能更加精确反映空滤器本身的消声性能，在建立有限元模型过程中必须考虑到模型的局部细化。

仿真计算过程如下，首先利用 ANSYS 软件建立空滤器的几何模型，并对其进行网格划分从而得到离散化模型，将此模型导入声学软件 SYSNOISE 计算和分析空气滤清器的声学特性。对于滤纸的声学特性参数，来源于上一章的实验测量结果。

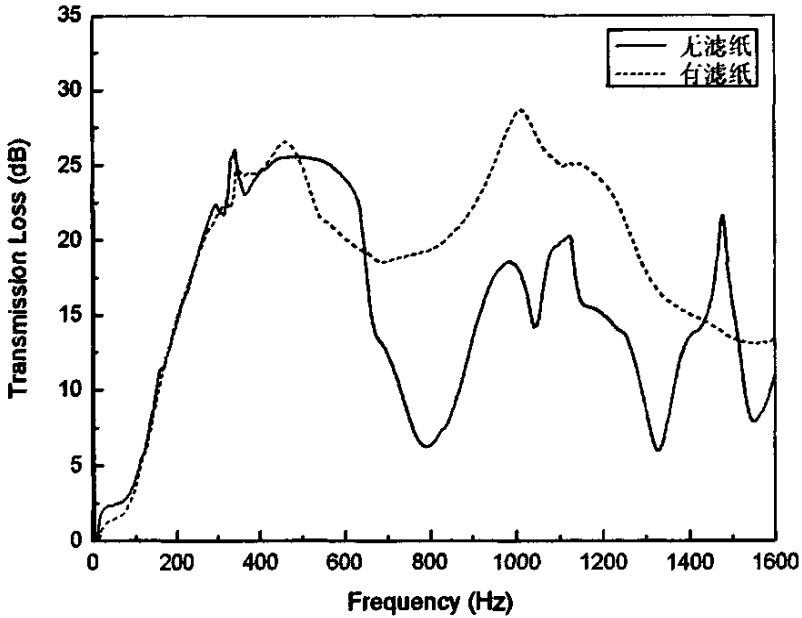


图 5.3 空滤器传递损失（带转接头）

有限元模型的建立是完全按照空滤器的实际尺寸建立的，对于不带滤纸的空滤器有限元细化模型与未细化模型计算传递损失见图 5.5 所示。细化的有限元模型考虑到空滤器的壁厚，导流环腔内的肋板等的存在，而未细化的有限元模型不考虑这些因素，仅仅是将模型作简化处理。图中可以看出，模型的细化在低频，特别是计算频率低于 700Hz 时传递损失几乎没有什么差别，但随着计算频率的增加，模型的细化对传递损失有较大的影响。因而，后面的有限元声学计算都是取细化的空滤器有限元模型。

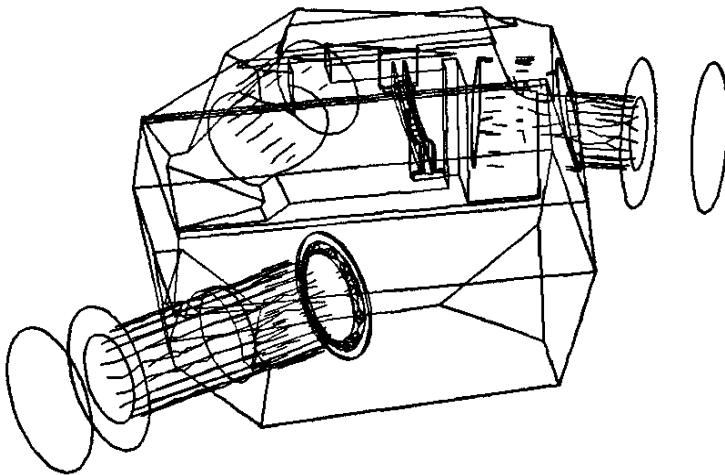


图 5.4 (a) 空滤器结构模型（带转接头）

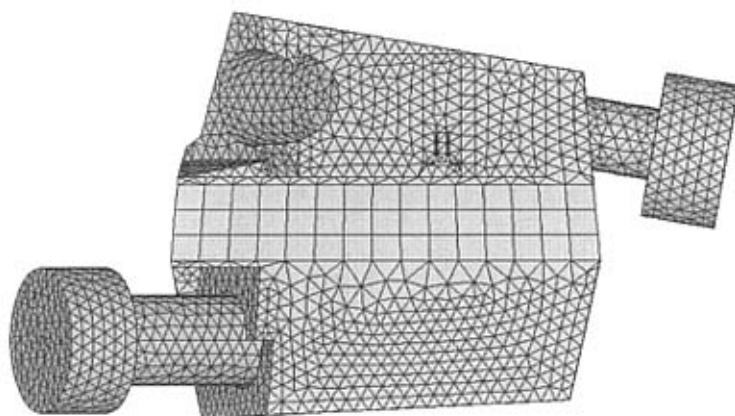


图 5.4 (b) 空滤器有限元模型 (带转接头)

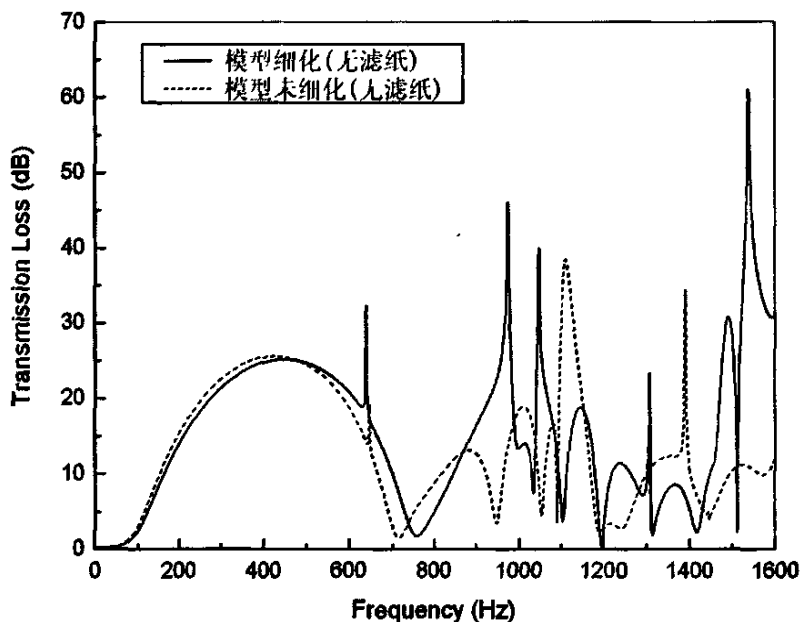


图 5.5 不同空滤器模型传递损失比较 (带转接头)

图 5.6 为空气滤清器 (未装滤纸) 的测量与计算传递损失结果。图中表明, 在低频当频率低于 700Hz 时, 计算结果和测量结果吻合较好; 但随着计算频率的增加, 计算结果出现多个共振峰, 传递损失曲线有增有减; 而测量结果则比较平滑, 没有出现通过频率, 在整个高频范围内的消声效果好于计算结果。分析其中原因, 有限元模型和实际的空滤器物理模型间存在着一定的偏差, 因空滤器内部结构比较复杂, 具有很好的消声量, 但总体趋势来看计算结果和测量结果吻合较好。



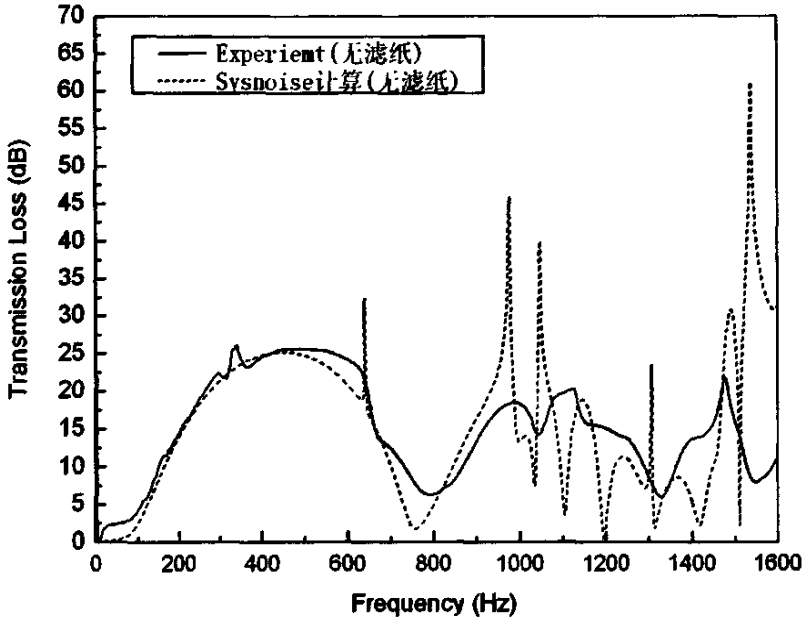


图 5.6 空滤器传递损失测量和计算结果（带转接头）

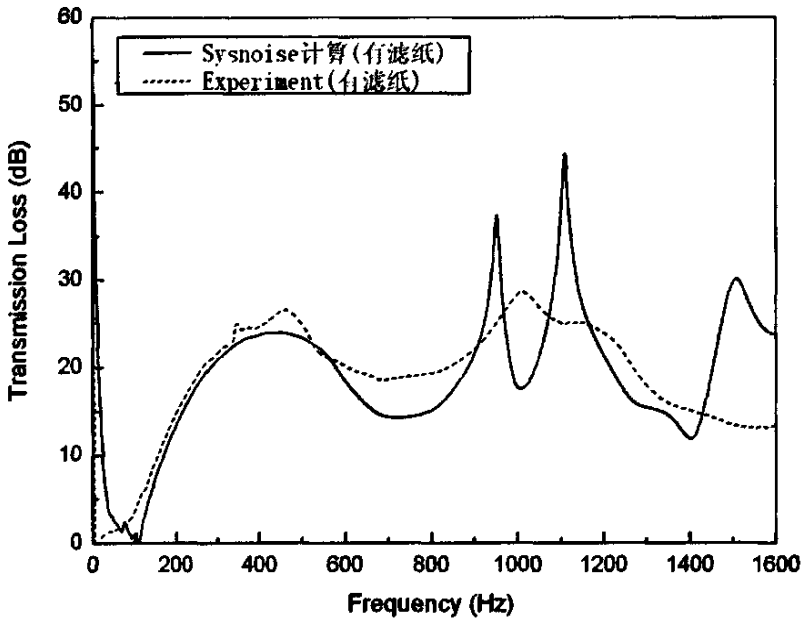


图 5.7 空滤器传递损失测量和计算结果（带转接头）

装有滤纸的空气滤清器传递损失测量结果与计算结果见图 5.7 所示。计算中滤纸的声学特性参数来源于上一章实验的测量结果。图中可以看出，测量结果和计算结果在低频段吻合较好。计算结果在频率 800Hz~1200Hz 之间出现了两个共振峰，但在测量结果中这两个峰值并没有明显的体现出来，这

可能是实际物理模型和有限元模型间存在着差别，且声波在复杂的空滤器腔内的存在着多次反射，这两个共振峰反而被掠平了。随着计算频率的增加，当频率高于 1400Hz 时，计算结果和测量结果有明显较大的差别。

前面已通过对比实验测量结果与计算结果，验证了计算结果的正确性，但由于转接头的存在，测量结果包含着转接头突扩和突缩部分贡献的消声量。因而，为了求得空滤器本身的传递损失，必须去除转接头对空滤器消声量的影响。不带转接头的空滤器结构模型和有限元模型分别见图 5.8(a) 和 (b) 所示。

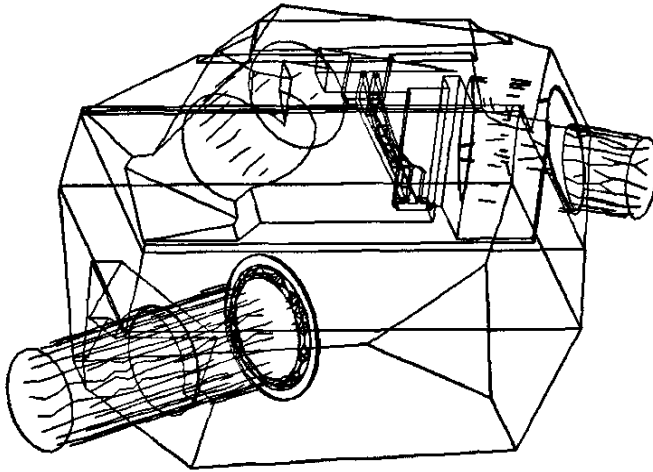


图 5.8 (a) 空滤器结构模型

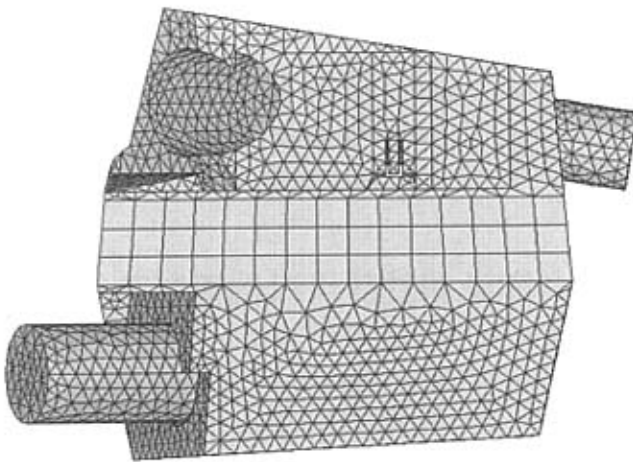


图 5.8 (b) 空滤器有限元模型

空气滤清器传递损失计算结果见图 5.9 所示。图中表明，在低频段带有滤纸的空滤器与不带滤纸的空滤器几乎具有相同的消声量，这主要体现了空滤器腔体的消声性能；随着计算频率的增加，不带滤纸的空滤器出现了多个通过频率和多个共振峰，并且在频率 1000Hz~1400Hz 内消声量有着下降的趋势，而当频率高于 1400Hz 时消声量又有上升的趋势。对于带滤纸的空滤器，随着计算频率的增加，滤纸的消声作用就体现出来。因滤纸的存在，空滤器不再有通过频率，整个计算频率域内存在着三个共振峰，具有良好的宽频消声性能。不带接头的空滤器与带接头的空滤器相比，因不存在接头带来突扩、突缩部分产生消声量的贡献，因而在整个计算频率范围内，相应的不带接头的与带有接头的空滤器相比，消声量有所下降，但在整个计算频率范围相应的空滤器消声性能趋势还是一致的。

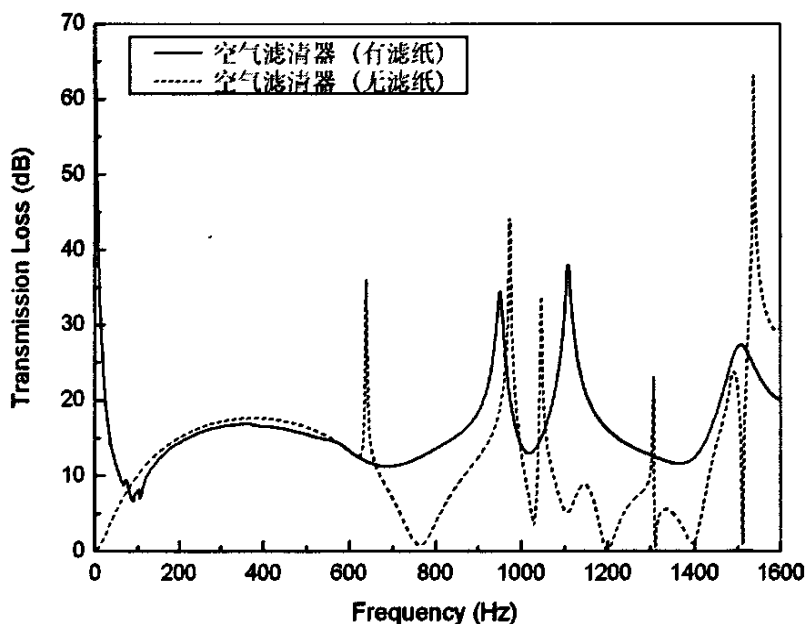


图 5.9 空滤器传递损失

### 5.3 内部结构对空气滤清器消声特性的影响

上述空气滤清器传递损失测量及计算分析中，主要关注的是空滤器一个常开进气口进气的情况。当汽车在加速过程或在高速运转的情况下，常闭进气口将打开，空滤器的两个进气口将同时向汽缸输入气体，因而研究此种状

态下的空气滤清器的消声性能也是非常有必要的。本章主要考虑空滤器内插管长度对空滤器消声性能的影响。

为了能对空气滤清器作一般性的理论研究，特对上述实验测量空滤器的作了简化处理，简化的空气滤清器结构形式如图 5.10 所示。空气滤清器为一长方形腔体，长  $L=292\text{mm}$ ，宽  $W=165\text{mm}$ ，高  $H=230\text{mm}$ 。进、出口管管径相同，直径为  $62\text{mm}$ ，进、出口管长都为  $100\text{mm}$ 。长方体块状的滤纸在空气滤清器内部填充，并将整个空滤器腔体分为进口腔和出口腔两个部分，滤纸厚度为  $52\text{mm}$ 。进、出口管的内插长度分别为  $L_1$  和  $L_2$ ，分部在空滤器的两侧，且各自都位于进口腔端面 and 出口腔端面的中间。

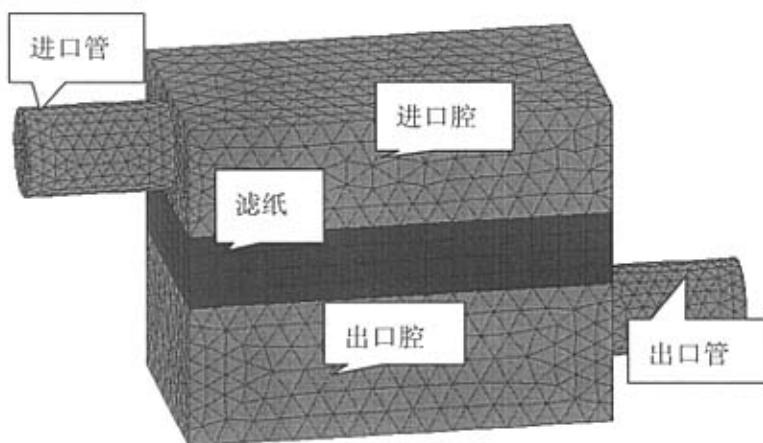


图 5.10 空滤器有限元模型

在软件 SYSNOISE 计算和分析中，滤纸的声学特性参数来源于先前的实验测量。空气中的声速为  $c_0 = 343.2 \text{ m/s}$ ，密度为  $\rho_0 = 1.202 \text{ Kg/m}^3$ ，温度为  $T = 20^\circ\text{C}$ 。从前面的测量结果中我们可以发现，空滤器中因滤纸的存在，消除了简单膨胀腔中的通过频率，在整个宽频范围内提高了空滤器的消声性能。因而，这里将主要研究的焦点为固定滤纸的厚度和安装位置不变，分析插管长度的改变对膨胀腔声学性能的影响。

图 5.11 为固定进口内插管长度为  $L_1=0.5L$ ，改变出口内插管长度时空滤器传递损失。图中可以看出，虽然在某些计算频段  $1000\text{Hz}\sim 1400\text{Hz}$ ，空滤器进、出口存在内插管与没有内插管具有相同的消声量，但从整个计算频率范围内来看，内插管的存在确实提高了空滤器的整体消声性能。在低频段

插管对空滤器的传递损失几乎没有影响，但随着计算频率的增加，频率在 200Hz~1000Hz 范围内，空滤器的传递损失随着出口内插管长度的增加而降低，并且第一个共振峰向高频移动。当频率高于 1400Hz 时，出口内插管长度的增加与消声量提高没有简单的线性关系，此时，内插管长度为  $L_2=0.125L$ ，及  $L_2=0.5L$  两种情况的消声量与出口没有内插管的消声量相当，而内插管长度为  $L_2=0.25L$  的空滤器确有很好的消声量。

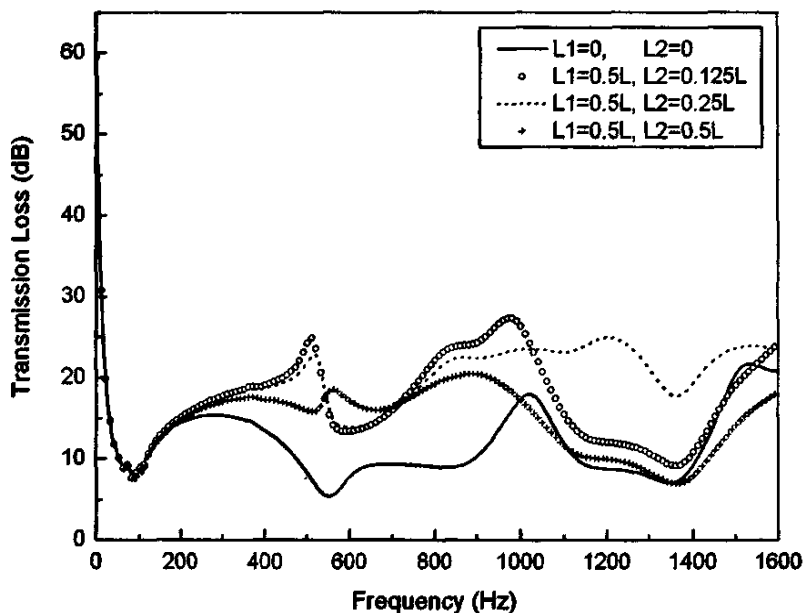


图 5.11 进口内插长度  $L_1=0.5L$ ，改变出口内插长度

图 5.12 固定进口插管长度  $L_1=0.25L$ ，改变出口内插管长度时空滤器传递损失。与第一组情况相类似，在整个计算频率范围内，有内插管的比没有内插管的空滤器具有更好的消声性能。从图中可以看出，当频率低于 1000Hz 时，虽然空滤器的传递损失随着出口内插管长度的增加而增加，但内插管为  $L_2=0.125L$  与  $L_2=0.25L$  时空滤器与不带内插管的空滤器相比，消声性能效果不太明显。当频率高于 1000Hz 时，出口内插管的存在对空滤器的消声性能有很大的提高，并且将不带出口内插管的空滤器拱形衰减域向高频移动。当计算频率高于 1200Hz 时，空滤器的传递损失与出口的管的内插管长度的增加没有成简单的比例关系，但内插管的存在对空滤器消声性能又极大的提高。对于  $L_2=0.25L$  的空气滤清器，在频率 1400Hz 时出现共振峰，对于  $L_2=0.125L$  的空气滤清器，在频率大于 1400Hz 时，传递损失随计算频率的增加而增加。

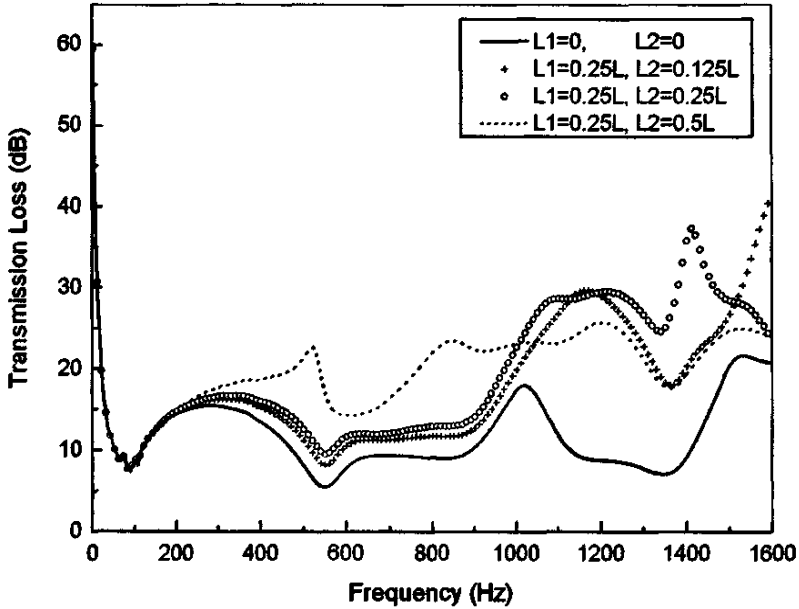


图 5.12 进口内插管长度  $L_1=0.25L$ ，改变出口管内插长度

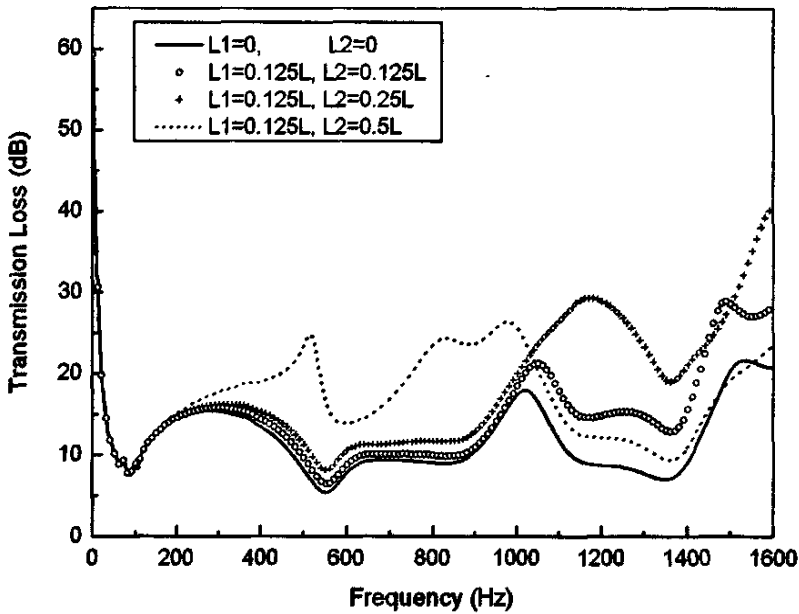


图 5.13 进口内插管长度  $L_1=0.125L$ ，改变出口管内插长度

图 5.13 为固定进口内插管长度为  $L_1=0.125L$ ，改变出口内插管长度时空滤器传递损失。与第一组情况相类似，在整个计算频率范围内具有内插管的空滤器比没有内插管的空滤器具有更好的消声性能。从图中可以看出，当频率低于  $1000\text{Hz}$  时，空滤器的传递损失随着出口内插管长度的增加而增加，

但出口内插管长度为  $L_2=0.125L$  与  $L_2=0.25L$  时,空滤波器的传递损失与进、出口不带内插的空滤波器传递损失相比,消声效果并没有明显的提高。在计算频率  $1000\text{Hz}\sim 1400\text{Hz}$  内,空滤波器的消声性能与出口插管长度之间没有简单的线性关系,但从单个空滤波器消声效果来看,  $L_2=0.5L$  与  $L_2=0.125L$  的空滤波器传递损失随着计算频率的升高而降低,对于  $L_2=0.25L$  的空滤波器在这个频率内存在着一个拱形衰减域。当计算频率高于  $1400\text{Hz}$  时,带内插管的三种空滤波器的传递损失都随着计算频率的增加而增加,但对于  $L_2=0.5L$  的空滤波器来说,其消声效果与进出口不带内插管的空滤波器相比,消声效果不太明显。

## 5.4 本章小结

在前一章验证了阻抗管系统正确测量消声器传递损失的基础上,本章对某型捷达轿车的空气滤清器传递损失进行了测量。此空气滤清器有两个进气口,在发动机低速运转时,只有一个进气口进气,为了在此种状态下进行空气滤清器传递损失的测量,设计了连接空滤波器与阻抗管的转接头。将测得滤纸的声学特性参数导入 SYSNOISE 中作为滤纸的材料属性,通过声学仿真计算出空气滤清器的传递损失,并将计算结果与测量结果进行对比。此套阻抗管测量系统是专用于小件隔声材料声学特性的测试,因而,在此系统上进行空气滤清器传递损失测量时,声源信号强度可能不够高,因而测量结果与计算结果的高频部分存在着较大的偏差,但从整体的对比结果来看,建立的空气滤清器有限元模型是合理的。空气滤清器有限元模型的合理性表明了将滤纸作为吸声材料来处理并以复波数和复阻抗来表征其声学特性是完全可行的,使用声学软件 SYSNOISE 计算吸声材料声学特性也是正确的。由于转接头的存在,测得空滤波器的传递损失必然包括转接头部分对空气滤清器消声性能的贡献,因而在研究空滤波器自身的传递损失时,必须去除这部分影响。对比装有滤纸和未装滤纸的空气滤清器传递损失结果,发现由于滤纸的存在,在整个测量频率范围内提高了空滤波器的消声性能,因而,研究空气滤清器的传递损失时应考虑滤纸的存在。当发动机在高速运转及汽车加速行驶时,空滤波器的两个进气口将同时进气,考虑到理论研究是为了指导行空滤波器消声性能设计,因而对此种状态下的空滤波器模型进行了简化处理,计算并研究了进

口内插管长度固定不变，改变出口内插管长度对空滤器消声性能的影响。从计算结果来看，出口内插管长度的改变与消声量之间并不存在着简单的线性关系，虽然在某些频率，进、出口管带内插与进、出口不带内插管的空滤器相比，消声效果不太明显，但在整个计算频率范围内进出口内插的空滤器具有更好的消声性能。



## 结 论

本文针对控制汽车发动机进气系统噪声，主要研究了降低进气噪声装置之一的空气滤清器消声特性。论文介绍了发动机进气噪声源特性、产生的机理及控制的基本理论，进而阐述了空滤器中作为吸声材料滤纸的声学参数，以及影响这些参数的物理因素。研究空气滤清器和滤纸声学特性的测量方法，并设计实验加以验证。运用两载荷法利用阻抗管系统，结合自编的 MATLAB 程序测量出表征滤纸吸声特性的声学参数复波数和复阻抗，建立空滤器的有限元模型，仿真计算了空滤器的消声性能，并将计算结果与实验测量结果进行了比较。最后对某捷达车空滤器物理模型进行简化，计算研究了内部结构对空滤器消声性能的影响。得到的结论有：

1. 三维有限元法能够精确地计算空气滤清器的消声特性。使用声学软件 SYSNOISE 进行有限元法计算吸声材料的声学特性是正确的。
2. 依据两载荷法测量原理，利用阻抗管系统进行无流状态下消声器传递损失的测量以及吸声材料声学特性参数的测量是完全可行的，这种方法比传统的驻波管法具有更高的效率和测量精度。
3. 将滤纸作为吸声材料来处理，并以复波数和复阻抗来表征其声学特性，进而进行空气滤清器的声学性能仿真是可行的。在中高频计算范围内，滤纸的存在对空气滤清器的声学性能有较大的影响。
4. 对比吸声材料声学特性参数的测量结果与其他学者的测量结果，吸声材料整体声学特性参数的实验测量精度要求非常高。
5. 内部结构对空滤器消声性能有很大的影响，可以通过调整空滤器的内插管长度来满足空气滤清器的消声性能。在整个计算频率范围内，进、出口带有内插管的空滤器消声性能要优于不带内插管的空滤器。

## 参考文献

- [1] Y.Nishio, T.Kohama, O.Kuroda. New approach to low-noise air intake system development. SAE Transactions, 1991, 100(2): 1388-1400P
- [2] 施展. 车用空气滤清器. 小型内燃机. 1994, 23(6): 49-55 页
- [3] 邵恩坡, 程汉华. 发动机进气噪声产生的机理及其控制. 小型内燃机. 1994, 23(4): 44-47 页
- [4] P. O. A. L. Davies. Practical flow duct acoustics. Journal of Sound and Vibration, 1988, 124(1): 91-115P
- [5] P. O. A. L. Davies. Piston engine intake and exhaust system design. Journal of Sound and Vibration, 1996, 190(4): 677-712P
- [6] P. O. A. L. Davies, K. R. Holland. I. C. engine intake and exhaust noise assessment. Journal of Sound and Vibration, 1999, 223(3): 425-444P
- [7] P. O. A. L. Davies, M. F. Harrison. Predictive acoustic modelling applied to the control of intake/exhaust noise of internal combustion engines. Journal of Sound and Vibration, 1997, 202(2): 249-274P
- [8] M. F. Harrison, P. T. Stanev. A linear acoustic model for intake wave dynamic in IC engines. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269: 361-387P
- [9] M. F. Harrison, I. De Soto, P. L. Rubio Unzueta. A linear acoustic model for multi-cylinder IC engine intake manifolds including the effects of intake throttle. Journal of Sound and Vibration, 2004, 278: 975-1011P
- [10] M. F. Harrison, R. Perez Arenas. A hybrid boundary for prediction of intake wave dynamics in IC engines. Journal of Sound and Vibration, 2004, 270: 111-136P

- [11] M.F.Harrison, P.T.Stanev. Measuring wave dynamics in IC engine intake systems. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 269: 389-408P
- [12] P.A.Rusch, A.K.Dhingra. Numerical and experimental investigation of the acoustic and flow performance of intake systems. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2002, 124: 334-339P
- [13] J.S. Lamancusa, K.B. Todd. An experimental study of induction noise in four-cylinder internal combustion engines. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 1989, 111: 199-207P
- [14] Jeong-Guon Ih, Hoi-Jeon Kim, Kazuo Shinoda. Effect of intake length on the radiated intake noise. INTER-NOISE 2006. 3-6 December 2006, HONOLULU, HAWAII, USA
- [15] Y.S.Kim, D.J.Lee. Numerical analysis of internal combustion engine intake noise with a moving piston and a valve. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 241(5): 895-912P
- [16] 林进修, 林晓. 空气滤清器与进气消声. *汽车研究与开发*. 1996(6): 32-37 页
- [17] 杨诚, 邓兆祥, 阮登芳, 梁锡昌. 进气噪声产生机理分析及其降噪. *汽车工程*. 2005, 27(1): 68-71 页
- [18] 张振良. 发动机进气消声器研究. 重庆大学硕士学位论文. 2003
- [19] Hao Zhi-yong, Jia Wei-xin, Fang Fang. Virtual design and performance prediction of a silencing air cleaner used in an I. C. engine intake system. *Journal of Zhejiang University SCIENCE*, 2005, 6A(10): 1107-1114P
- [20] J. Igarashi, M. Toyama. Fundamentals of acoustical silencers. Report No 339. Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, December 1958: 223-241P
- [21] M.L.Munjal. *Acoustics of ducts and mufflers*. New York, Wiley-interscience, 1987: 55-60P, 261-265P, 201-207P
- [22] A.D.Jones, G.L.Brown. Determination of two-stroke engine exhaust noise by the method of characteristics. *Journal of Sound*

- and Vibration, 1983, 82(2): 305-327P
- [23] A. I. Abd EI-Rahman, A. S. Sabry, A. Mobarak. Non-linear simulation of single pass perforated tube silencers based on the method of characteristics. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 278: 63-81P
- [24] 马强, 李翔, 张志华, 张天元. 用特征线法和传递矩阵法解析预报柴油及排气噪声. *内燃机学报*, 1991, 9(3): 259-266 页
- [25] A. Onorati. Prediction of the acoustical performances of muffling pipe systems by the method of characteristics. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 171(3): 369-395P
- [26] C. I. J. Young, M. J. Crocker. Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1975, 57: 144-148P
- [27] A. Craggs. A finite element method for damped acoustic system: An application to evaluate the performance of reactive muffler. *Journal of Sound and Vibration*, 1976, 48:377-392P
- [28] R. J. Astley, W. Eversman. A finite element formulation of the eigenvalue problem in lined ducts with flow. *Journal of Sound and Vibration*, 1979, 65(1): 61-74P
- [29] K. S. Peat. Evaluation of four-pole parameters for ducts with flow by the finite element method. *Journal of Sound and Vibration*, 1982, 84(3): 389-395P
- [30] 蔡超, 宫镇, 诸圣国. 存在气流时轴对称抗性消声气传递损失的有限元解法. *汽车工程*. 1994, 16(5): 296-302 页
- [31] 王耀前, 陆森林. ANSYS在抗性消声器分析中的应用. *江苏大学学报(自然科学版)*. 2003, 24(3): 53-56 页
- [32] O. Z. Mehdizadeh, M. Paraschivoiu. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow. *Applied Acoustics*, 2005, 66: 902-918P
- [33] F. D. Denia, A. Selamet, F. J. Fuenmayor, R. Kirby. Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with

- empty inlet/outlet extensions. *Journal of Sound and Vibration*, (2007), doi: 10.1016/j.jsv.2007.01.005
- [34] Z. L. Ji, Q. Ma, Z. H. Zhang. A boundary element scheme for evaluation of four-pole parameters of ducts and mufflers with low Mach number non-uniform flow. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 185(1): 107-117P
- [35] Z. L. Ji, Z. L. Sha. A boundary element approach to sound transmission/radiation problems. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 206(2): 261-265P
- [36] Z. L. Ji, A. Selamet. Boundary element analysis of three-pass perforated duct mufflers. *Noise Control Engineering Journal*, 2000, 48(5): 151-156P
- [37] M. A. Biot. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. I. low-frequency range. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1956, 28(2): 168-178P
- [38] 乔文孝, 吴文虬, 王耀俊. 多孔介质声学研究进展. *物理学进展*. 1996, 16(3/4): 386-395 页
- [39] J. F. Allard. *Propagation of sound in porous media: Modelling sound absorbing materials*. England: Elsevier Science, 1993, 24-25P
- [40] M. E. Delany, E. N. Bazley. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*. 1970, 3: 105-116P
- [41] 季振林. 穿孔管阻性消声器消声性能计算及分析. *振动工程学报*. 2005, 18(4): 453-457 页
- [42] Chao-Nan Wang. Numerical decoupling analysis of a resonator with absorbent material. *Applied Acoustics*, 1999, 58: 109-122P
- [43] I. J. Lee, A. Selamet, N. T. Huff. Acoustic characteristic of coupled dissipative and reactive silencers. SAE: 2003-01-1643
- [44] 方丹群编著. *空气动力性噪声与消声器*. 北京: 科学出版社, 1978: 59-91 页
- [45] 方丹群, 王文奇, 孙家麒编著. *噪声控制*. 北京: 北京出版社, 1986: 401-403 页

- [46] 任文堂, 郗维周编著. 交通噪声及其控制. 人民出版社. 1984: 249-257 页
- [47] Richard van Basshuysen, Fred Schafer. Internal combustion engine handbook. SAE International: Warrendale, Pa. 2004: 240-247P
- [48] Glenn Sievewright. Air flow noise of plastic air intake manifolds. SAE: 2000-01-0028
- [49] W.W.Kraft. The reduction of air-rush noise in plastic engine intake manifolds. SAE: 2000-01-0044
- [50] T.Huff.Norman. Materials for absorptive silencer systems. SAE: 2001-01-1458
- [51] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬著. 声学基础. 南京大学出版社. 2001: 163-180 页
- [52] A. Craggs. A finite element method for modelling dissipative mufflers with a locally reactive lining. Journal of Sound and Vibration, 1997, 54(2): 285-296
- [53] S.H.Jang, J.G.Ih. On the multiple microphone method for measuring induct acoustic properties in the presence of mean flow. Journal of the Acoustical Society of America, 1998, 103: 1520-1526P
- [54] M.G.Jones, P.E.Stiede. Comparison of methods for determining specific acoustic impedance. Journal of the Acoustical Society of America, 1997, 101: 2694-2704P
- [55] 马大猷主编. 噪声与振动控制工程手册. 北京: 机械工业出版社, 2002: 395-425 页
- [56] A.F.Seybert, D.F.Ross. Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique. Journal of the Acoustical Society of America, 1977, 61: 1362-1370P
- [57] A.F.Seybert. Two-sensor methods for the measurement of sound intensity and acoustic properties in ducts. Journal of the Acoustical Society of America, 1988, 83(6): 2233-2239P
- [58] J.Y.Chung, D.A.Blaser. Transfer function method of measuring

- in-duct acoustic properties. I. Theory. Journal of the Acoustical Society of America, 1980a, 68: 907-913P
- [59] J.Y.Chung, D.A.Blaser. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment. Journal of the Acoustical Society of America, 1980b, 68: 914-921P
- [60] R.A.Scott. An apparatus for accurate measurement of the acoustic impedance of sound-absorbing materials. Proceedings of the Physical Society, 1946b, 58: 253-264P
- [61] S.L.Yaniv. Impedance tube measurement of propagation constant and characteristic impedance of porous acoustical material. Journal of the Acoustical Society of America, 1973, 54: 1138-1142P
- [62] H.Utsuno, T.Tanaka, T.Fujikawa, A.F.Seybert. Transfer function method for measuring characteristic impedance and propagation constant of porous materials. Journal of the Acoustical Society of America, 1989, 86: 637-643P
- [63] Z.Tao, D.W.Herrin, A.F.Seybert. Measuring bulk properties of sound-absorbing materials using the two-source method. Noise and Vibration Conference SAE, 2003
- [64] Iljae Lee, Ahmet Selamet, T.Huff Norman. Acoustic impedance of perforations in contact with fibrous material. Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119(5): 2785-2797P
- [65] L.L.Beranek, I.L.Ver. Noise and vibration control engineering. New York: Wiley-interscience, 1992: 203-232P
- [66] R.H.Nichols. Flow-resistance characteristics of fibrous acoustical materials. Journal of the Acoustical Society of America, 1947, 19: 866-871P
- [67] V.Tarnow. Measured anisotropic air flow resistivity and sound attenuation of glass wool. Journal of the Acoustical Society of America, . 2002, 111: 2735-2739P
- [68] LMS SYSNOISE Rev 5.6. Chapter 15 VIOLINS: 12-13P
- [69] Z.Tao, A.F.Seybert. A review of current techniques for measuring

- muffler transmission loss. Noise and Vibration Conference SAE, 2003
- [70] M. L. Munjal, A. G. Doige. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element. *Journal of Sound and Vibration*, 1990, 141(2): 323-333P
- [71] C. D. Smith, T. L. Parrott. Comparison of there methods for measuring acoustic properties of bulk materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1983, 74: 1577-1582P
- [72] 张志华, 周松, 黎苏. 内燃机排放与噪声控制. 哈尔滨工程大学出版社. 1999: 205-213 页
- [73] American Society for Testing and Materials 1993 ASTM C522-87 (Reapproved 1993), Philadelphia, PA. Standard test method for airflow resistance of acoustical materials.



## 致 谢

本论文是在导师季振林教授的悉心指导下完成的。导师渊博的学识，严谨的治学态度，诲人不倦耐心的育人态度，使我受益匪浅。在我硕士生的学习期间，季老师不仅在学业上给予了精心的指导，而且在生活上给予了我很多的关怀，这些令我终生难忘，谨在此向导师表示深深的谢意。

论文顺利的完成离不开课题组张天元研究员、张文平教授等给予的各方面的指导和建议，离不实验室田永清实验师和 B&K 公司技术支持沈良伟先生对实验的支持，同时也离不开实验室师兄王雪仁、康钟旭和靳国永给予的帮助，在此向他们表示衷心的感谢。当然，论文的完成也离不开家人和女友的关心和支持，在此感谢我的家人和我的女友。