

分类号: TB535
UDC: 534

密级: 公开
编号: 10299Z1904032



JIANGSU UNIVERSITY

专业学位硕士学位论文

Professional Degree Master's Thesis



论文题目: 机械阻抗结构的低频吸声性能研究

学科专业: 动力工程

作者姓名: 周海川

指导教师: 赵晓丹教授

答辩日期: 2022年5月31日

Classified Index: TB535

UDC: 534

Professional degree master's Thesis

RESEARCH ON LOW FREQUENCY SOUND ABSORPTION PERFORMANCE OF MECHANICAL IMPEDANCE STRUCTURE

By Haichuan Zhou

Major: Power engineering

Supervisor: Prof. Xiaodan Zhao

Jiangsu University

May, 2022

独创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，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，也不包含为获得江苏大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。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：同海川

2022年6月7日

学位论文版权使用授权书

江苏大学、中国科学技术信息研究所、国家图书馆、中国学术期刊（光盘版）电子杂志社有权保留本人所送交学位论文的复印件和电子文档，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。本人电子文档的内容和纸质论文的内容相一致，允许论文被查阅和借阅，同时授权中国科学技术信息研究所将本论文编入《中国学位论文全文数据库》并向社会提供查询，授权中国学术期刊（光盘版）电子杂志社将本论文编入《中国优秀博硕士学位论文全文数据库》并向社会提供查询。论文的公布（包括刊登）授权江苏大学研究生院办理。

本学位论文属于不保密 。

学位论文作者签名：同海川

2022年6月7日

指导教师签名：李元丹

2022年6月7日

摘要

为提升传统吸声材料的低频吸声性能,通常采用设置背腔或增加材料厚度的方法,但是这些方法将限制吸声材料在空间受限环境下的应用。近年来,新型吸声材料中的声学超材料成为解决低频噪声的有效手段,然而声学超材料对加工技术和材料的要求也更高,以致大部分还处于试验研究阶段。另一种低频新型吸声材料是复合型材料,该材料的吸声性能较好,但是复合型材料在低频吸声需要组合低频吸声材料或结构。因此,开发低频吸声材料或结构是噪声控制领域的重点。机械阻抗结构是一种共振吸声结构,该结构容易产生较高的吸声系数。这篇文章以丰富低频噪声控制措施为契机,探索提高机械阻抗结构低频声学性能的方法及措施。主要的研究内容如下:

(1) 降低结构的吸声峰值频率。理论分析发现吸声峰值频率与粘弹性材料的弹性系数成正比,与机械阻抗板的质量成反比;指出实际应用的降频措施,以调节弹性系数为主,调节机械阻抗板的质量为辅。用驻波管分别测量结构换用弹性系数较小的胶管材料和增加机械阻抗板质量的吸声系数曲线,试验结果表明,结构换用胶管的降频效果更好,吸声峰值频率从 710 Hz 降低到 335 Hz,实现了结构的低频吸声。

(2) 拓宽结构的低频吸声频带宽度。首先分析结构的声学品质因子,发现使用的粘弹性材料一定时,改变材料的阻尼系数,弹性系数将成比例变化,这一关系是导致机械阻抗结构在低频吸声带宽窄的原因;指出选择弹性系数与阻尼系数比值较小的粘弹性材料,有利于机械阻抗结构在低频获得较宽的吸声频带;最后基于当前常见的胶管材料开展试验验证,结果表明,机械阻抗结构使用弹性系数与阻尼系数比值较小的乳胶管时,其在低频的吸声性能更佳。

(3) 优化机械阻抗板的面积和形状。分析结构的声学特性参数可知,随着机械阻抗板面积的增加,结构的吸声系数峰值先增加后减小,吸声频带宽度呈现降低的趋势。通过理论分析发现,当机械阻抗结构固定在特定频率吸声时,结构的吸声频带宽度与机械阻抗板的面积成正比,即机械阻抗板的面积越大,结构的吸声频带宽度越宽,但是机械阻抗板的面积越大,结构的吸声系数先增加后减小,综合考虑建议选取吸声系数 0.8 为机械阻抗结构的最低吸声系数临界值。依据吸声系数临界值,使用胶管的铝制圆形结构在直径 200 mm 的低频吸声性能最佳。最后讨论了常用的正方形结构形状对吸声性能的影响,发现正方形边长与圆形直径相同的情况下,正方形结构的吸声性能优于圆形结构,并且

使用胶管和铝制板的结构边长为 420 mm 的低频吸声性能最佳。

关键词：机械阻抗；粘弹性材料；低频；频带宽度；阻尼系数；吸声系数

Abstract

To improve the low frequency sound absorption performance of traditional sound-absorbing materials, methods of setting back cavity or increasing the thickness of materials are usually adopted. However, these methods limit the application of sound-absorbing materials in space-constrained environments. In recent years, acoustic metamaterials are commonly used to reduce low frequency noise. These new materials require higher processing technology or materials, so most of them are still in the experimental research stage. Another new sound absorption material is a composite material and it shows good sound absorption performance. However, it still needs sound-absorbing material or structure at low frequency region. Therefore, the development of low frequency sound absorption materials or structures becomes one of the main goals in the field of noise control. The mechanical impedance structure is a resonant absorption structure, which is easy to produce high sound absorption coefficient. This thesis studies the sound absorption performance of mechanical impedance structure. The main research contents include the following aspects:

(1) Reducing the peak frequency of the sound absorption of the structure. The peak frequency of sound absorption is directly proportional to the elastic coefficient of viscoelastic material and inversely proportional to the mass of mechanical impedance plate. The frequency reduction is mostly fulfilled by adjusting the elastic coefficient and the mass plays a supplementary role. The experimental results show that the frequency reduction performance is better by using rubber hose material with lower elastic coefficient than that by increasing the mass of the mechanical impedance plate. And the peak sound absorption frequency decreases from 710 Hz to 335 Hz, realizing the low-frequency sound absorption of the structure.

(2) Widening the low-frequency sound absorption bandwidth of the structure. Firstly, the acoustical quality factor of the structure is analyzed. In this process, it is discovered that damping coefficient displays proportional change while the elasticity coefficient of materials is changed, and this relationship is the main reason for the narrow sound absorption bandwidth of the mechanical impedance structure in low frequency. Then, theoretical analysis indicates that choosing viscoelastic materials with a small ratio of elastic coefficient to damping coefficient is

beneficial to the structure to obtain a wider sound absorption band at low frequency. Finally, based on the current common rubber hose materials, the experimental verification shows that the mechanical impedance structure that uses a latex tube with a small ratio of elastic coefficients to damping coefficient, has better sound absorption performance at low frequency.

(3) Optimizing the area and shape of mechanical impedance plate. Firstly, the acoustic parameters of the structure are analyzed. The peak value of sound absorption coefficient increases first and then decreases with the increase of mechanical impedance plate area. The sound absorption bandwidth decreases with the increase of plate area. Secondly, the sound absorption bandwidth of the structure is proportional to the plate area when the structure absorbs sound at a fixed frequency. In other words, the larger the area of the mechanical impedance plate, the wider the sound absorption bandwidth of the structure. However, the larger the area of the mechanical impedance plate, the smaller sound absorption coefficient of the structure. Therefore, it is suggested that 0.8 should be taken as the lowest critical value of sound absorption coefficient of mechanical impedance structure. The aluminum circular structure with rubber hose material has the best low-frequency sound absorption performance when its diameter is 200 mm. Finally, the influence of square structure on sound absorption performance is discussed. The sound absorption performance of square structure is better than circular structure when the side length of square structure is the same as the diameter of the circular structure. Low-frequency sound absorption performance of square structure using rubber hose and aluminum plate is the best when the square length is 420 mm.

Key words: mechanical impedance, viscoelastic material, low frequency, bandwidth, damping coefficient, sound absorption coefficient

目 录

摘 要.....	I
Abstract	III
第一章 绪论.....	1
1.1 引言	1
1.2 传统吸声材料的低频研究现状	2
1.2.1 多孔性吸声材料	2
1.2.2 共振吸声结构	3
1.3 新型吸声材料的低频研究现状	4
1.3.1 声学超材料	4
1.3.2 复合型吸声材料	4
1.4 主要研究内容	6
第二章 机械阻抗结构的理论基础介绍.....	8
2.1 机械阻抗结构组成及吸声机理	8
2.2 机械阻抗结构的吸声系数	9
2.2.1 吸声系数的理论计算	9
2.2.2 结构弹性系数分析	11
2.2.3 阻尼系数的测量原理及方法	15
2.3 吸声系数的试验测量原理及方法	18
2.4 本章小结	23
第三章 降低机械阻抗结构的吸声峰值频率研究.....	24
3.1 机械阻抗结构的吸声峰值频率分析	24
3.2 吸声峰值频率的调节方法分析	27
3.3 胶管材料对机械阻抗结构吸声峰值频率的影响	28
3.4 本章小结	32
第四章 拓宽机械阻抗结构吸声频带宽度的研究.....	33
4.1 机械阻抗结构吸声频带宽度理论计算	33
4.2 机械阻抗结构的吸声频带宽度分析	34

4.3 多种典型胶管对机械阻抗结构吸声带宽的影响.....	40
4.4 本章小结.....	41
第五章 机械阻抗板面积对结构吸声性能的影响研究	43
5.1 板面积对机械阻抗结构声学特性参数的影响.....	43
5.2 机械阻抗板的面积对结构吸声性能影响分析.....	44
5.3 正方形机械阻抗板的吸声性能影响研究.....	47
5.4 本章小结.....	53
第六章 工作总结与展望	54
6.1 总结.....	54
6.2 展望.....	55
参考文献.....	56
致谢.....	62
在学期间发表的学术论文及其他科研成果	63

第一章 绪论

1.1 研究目的与意义

随着工业化和城镇化的不断发展，人们生活水平显著提升，但是生活的环境却不断遭受噪声的干扰。噪声污染已经成为现代四大污染之一^[1]，并且对人们的身体和心理造成严重的危害。根据 2020 年生态环境部的“全国生态环境信访投诉举报管理平台”的数据显示，噪声污染占公众举报数的 41.2%，在各类环境污染类别中排第 2 位^[2]。2021 年 12 月，第十三届全国人民代表大会常务委员会通过了《中华人民共和国噪声污染防治法》，新的防治法重新界定了噪声污染的定义、扩大了适用范围、加强了对各类噪声污染防治的要求。新规则将于 2022 年 6 月 5 日开始施行，为防治噪声污染，保健公众健康，保护和改善生活环境，维护社会和谐，推进生态文明建设，促进经济社会可持续发展提供了更加完善的法律依据。

按照噪声的频率特性，可以将噪声分为低频、中频和高频三种类别^[3]。其中，容易被忽视的低频噪声污染广泛存在于人们的日常生活中，低频噪声源包括：低频低声压级的居住环境噪声，如室内的空调、电冰箱、洗衣机等家用电器，还有放置在楼栋中的大型通风设施、高压水泵等在使用中的振动干扰，从而引起墙体振动，通过结构传声产生的低频噪声；低频高声压级的工作环境噪声，如锅炉、引擎、风机等机械设备，还有隔声降噪效果不理想的控制室以及大型生产设备等作业场所；还有具备明显低频特性，分布最广泛的道路交通噪声，如机动车行驶时的车内噪声是 250 Hz ~ 500 Hz 范围内的低频噪声^[4]。

低频噪声与其它频段噪声的不同具体表现在：(1) 低频噪声的传播距离远，衰减小，如频率为 0.1 Hz 的声波环绕地球一周的声能衰减量仅为 5%；(2) 低频噪声在传播过程能够激发地面、建筑物、环境中各种物体甚至人体器官产生共振；(3) 实际环境中，大部分低频噪声的声压级不高，其部分声能量还可能集中于听阈以下，并且被高频声所遮蔽，当高频遮蔽效应降低，低频噪声才易被人们察觉^[5]。由上可知，对低频噪声的消减和控制是非常有必要的。

目前噪声控制主要是从三个维度展开，一是在噪声源控制，二是在噪声的传播路径上采取措施，三是对噪声接收处隔离和封闭处理；而对于低频噪声，通常是在传播路径

中用吸隔声的手段控制，其中，利用吸声技术降低噪声是实际应用中最有效的治理措施。吸声技术是用可以吸收声能的材料吸收入射声能，降低总噪声级^[6]。近年来，人们在低频噪声的吸声材料及其相关结构方面做了大量的研究工作和试验，有传统吸声材料和结构的性能改进，也有新型材料和新技术的开发，为低频噪声控制提供了丰富的治理措施。

1.2 传统吸声材料的低频研究现状

传统的吸声材料主要指多孔性吸声材料和共振吸声结构，多孔性吸声材料内部具有大量互相贯通的微细通道，当声波在微细通道内传播时，由于空气的粘滞性及通道壁面的热传导，会使声能不断损耗；共振吸声结构是利用材料共振原理制成的吸声装置^[7]。

1.2.1 多孔性吸声材料

众所周知，多孔性吸声材料在中高频的吸声系数很高，但是在低频的吸声系数一般较低^[8]。如何有效提升多孔性材料的低频吸声性能成为一些学者的研究重点^[9,10]。常用的多孔性吸声材料主要有纤维材料、金属材料、泡沫材料，其中金属材料具备良好的力学性能，在极端环境下的吸声性能也较好，吸引了大量学者的关注^[11-16]。

Peng 等^[17]在泡沫铜材料的后方设置了一定厚度的空腔，当空腔厚度为 10 mm 时，结构在 1800 Hz 以下的吸声系数从 0.125 提高到 0.3；当空腔厚度增加到 20 mm 时，吸声系数增加到 0.5。Cheng 等^[18]将泡沫镍材料从一层叠加到五层，发现五层材料的低频吸声性能仍然较差，又在五层材料的后方引入 5 mm 空腔，材料在 1000 Hz ~ 1600 Hz 频率范围内的吸声系数有所提升，最大吸声系数可达 0.4。金属多孔性材料之外，刘伯伦等^[19]将 100 mm 的玻璃棉毡分别叠加到 2 ~ 4 层，叠加两层的材料在 100 Hz ~ 400 Hz 的平均吸声系数达到 0.6 以上，叠加三层的材料在 100 Hz ~ 400 Hz 的平均吸声系数达到 0.8，叠加四层的材料吸声系数均在 0.9 以上。

从以上的研究中可以看出，要提升多孔性吸声材料的低频吸声性能，在材料的背后设置空腔或增加材料层的厚度是有效的手段，但是当空腔深度或材料层厚度较小时，材料的低频吸声性能改善效果不明显，当设置足够深的背腔或较大的材料厚度，材料虽然能够在低频具有较好的吸声效果，但结构厚度将呈倍数增加。

1.2.2 共振吸声结构

多孔性吸声材料对低频噪声的吸收能力比较差，通常采用共振吸声结构解决低频噪声的吸收问题。普遍使用的共振吸声结构主要有薄膜共振结构、薄板共振结构和穿孔板共振结构^[20-25]。薄膜和薄板共振吸声结构通常只有单个共振腔，一般只用作特定噪声频率的吸收。穿孔板共振吸声结构是在各种薄板上穿孔，并在薄板后面设置空气层，其原理是由许多亥姆霍兹共振器组成的吸声结构。穿孔板共振结构的最大问题就是声阻小，如果不与其它吸声材料复合使用，其吸声频带宽度较窄。1974年，马大猷^[26]将穿孔板的板厚和孔径的尺寸减小到1 mm以下，并且控制穿孔率在1%~5%之间。穿孔直径的减小和穿孔密度的增加，穿孔板的声阻增加，吸声频带宽度得到拓宽，这种穿孔板被称为微穿孔板。此后，马大猷进一步对微穿孔板展开了大量的研究工作，奠定了微穿孔板的基础理论^[27,28]。微穿孔板结构由于优异的吸声性能和无污染等特点迅速成为新一代最具吸引力的共振吸声结构，也受到了许多噪声控制领域学者的关注^[29-37]。

微穿孔板共振结构要在低频吸声，与多孔性吸声材料类似，需要增加结构后置空腔的厚度。刘延^[38]指出增加微穿孔板的厚度虽然能够提升微穿孔板的低频吸声性能，但是会限制结构在空间受限环境中的应用。为提升微穿孔板结构的低频吸声性能，盖晓玲等^[39]在不增加结构厚度的前提下，开发了“L”型分割背腔的微穿孔板结构，该结构与传统微穿孔板结构相比，中低频吸声性能得到改善，但结构的背腔厚度仍然较厚，而且当背腔厚度较小时，“L”型的背腔制造困难。同样，李东庭等^[40]将微穿孔板的背腔分割为四个截面积相同的部分，四个部分又被分隔为首尾相同的两个迷宫型通道，该复合型结构能够显著提高在232 Hz~533 Hz范围内的吸声系数。尽管该结构的厚度仅有100 mm，但是横向尺寸也接近100 mm，整体的尺寸仍然会限制其在特定场合下的应用。上述提升微穿孔板低频吸声性能的研究，主要集中于板后空腔的重新设计。除了对空腔改进，刘哲明^[41]在制备微穿孔板的金属冲孔板中加入油泥材料，油泥微穿孔板的吸声系数曲线向低频移动，这一趋势有助于提高微穿孔板的低频吸声性能。

综上所述，以微穿孔板结构为代表的共振吸声结构要实现低频吸声，主要是将结构的吸声曲线向低频移动，如增加空腔厚度，重新设计空腔等措施，但是采取这些措施的结构厚度仍然较厚，会限制结构在实际场景中的应用，而且与现代工业装备产品集成化、小型化和轻量化的要求相矛盾。

1.3 新型吸声材料的低频研究现状

传统吸声材料的低频吸声性能改善效果有限，随着科技和工业水平的提升，一些新型吸声材料也相继出现在人们的视野中。新型的吸声材料主要指声学超材料和复合型吸声材料，前者是指按照应用需求设计的吸声单元^[42]，与共振吸声结构相比，该材料的整体厚度较小，低频吸声性能也较好；而复合型吸声材料是将多孔性吸声材料，共振吸声结构和声学超材料等吸声材料组合，共同构成新的吸声材料或结构。

1.3.1 声学超材料

声学超材料是根据电磁学超材料类比提出的一类材料结构，按照原理主要分为布拉格散射型超材料和局域共振型超材料两大类，其中布拉格散射型超材料由于起吸声作用的频域范围偏高，针对低频噪声的降噪不具优势，而局域共振型声学超材料是一种具有研究价值的低频吸声降噪材料^[43]。

得益于快速发展的高精度制造工艺和加工技术，如 3D 打印技术为声学超材料的制备提供了技术支持，解决了设计流程之后的加工问题，声学工作者才能够对声学超材料展开大量的理论和试验研究^[44-50]。Chen 等^[51]利用 3D 打印技术制备了由两个串联轴向耦合管组成的声学超材料，合理控制两个耦合管的几何参数，能够设计出频率范围在 36 Hz ~ 100 Hz 范围内吸声系数大于 0.8，材料厚度仅为 20 mm 的吸声材料结构。Yang 等^[52]在小面积的弹性薄膜上，安装具有一定质量的实心块，并且将薄膜的四周固定在刚性边框中，当声波垂直入射到薄膜表面时，若入射声波的频率接近质量块和薄膜组成结构的共振频率时，声波能量将被大量吸收，吸声系数结果表明，该声学超材料在 200 Hz ~ 300 Hz 低频段具有较高的吸声系数，而且结构的厚度也较小。Mei 等^[53]在 Yang 的基础上，设计了一种类似的薄膜型声学超材料，其特点是在弹性薄膜上镶嵌多个不对称的半圆形金属片，由于金属片的形状和质量各不相同，该组合结构具有多个共振频率，能够在 100 Hz ~ 1000 Hz 范围内吸收低频声波，实现了更低频率和更宽频带的吸声。

由上可知，声学超材料是理想的低频吸声材料，但是超材料对制作技术和材料的性能有了更高的要求，因此声学超材料大部分还在试验研究中。

1.3.2 复合型吸声材料

复合型吸声材料是利用结构中不同材料对噪声的消减特性，构成整体吸声性能优于

单个材料的结构^[54-60]。复合型吸声材料通常有以下三类：(1) 两种以上吸声材料组成的结构；(2) 吸声材料与其它材料组合的结构；(3) 其它非吸声材料组合后，具备较好吸声性能的结构。比如 Shao 等^[61]设计了一种由亥姆霍兹共振器、微穿孔板和多孔性吸声材料构成的复合型吸声结构，结构中亥姆霍兹共振器放置在微穿孔板前，多孔性吸声材料置于微穿孔板后的空腔内，该复合结构的吸声系数在 400 Hz ~ 3000 Hz 范围内达到 0.8 以上，有效解决了单个吸声结构低频吸声性能差的问题。

复合吸声材料在低频噪声控制方面主要有两种方法：一种是利用不同材料的吸声效果耦合，降低复合结构的吸声频率，实现整体结构的低频宽带吸声。张慧洁等^[62]将聚酯纤维板、铝纤维板和微穿孔板两两组合，对比不同复合结构的吸声系数曲线发现，在微穿孔板后面放置聚酯纤维板或铝纤维板，复合结构的整体吸声系数上升；在微穿孔板前放置两种材料的复合板，复合结构的吸声峰值频率向低频移动，有效提升了结构的低频吸声性能。朱远志等^[63]利用 PET 薄膜、硅橡胶薄膜和金属片复合制备了镶嵌薄膜结构，将半径为 8 mm 的半圆金属片与尺寸 18 mm × 15 mm 的硅橡胶薄膜组成的结构单元镶嵌在宽度为 2 mm 的条形薄膜上，该结构在 300 Hz ~ 850 Hz 的频率范围内，吸声系数均在 0.5 以上。

另一种方法是在低频段产生新的吸声峰值，从而提升复合结构的低频吸声性能。Sakagami^[64]在微穿孔板结构中，使用不同参数的微穿孔板替换后置空腔的刚性壁面。结构在低频和中高频将分别产生吸声峰值，中高频的吸声系数峰值与传统微穿孔板的吸声系数峰值相近，额外的吸声峰值有效提升了结构的低频吸声效果。Gai^[65]在微穿孔板的微孔后面并联布置亥姆霍兹共振器，研究表明并联亥姆霍兹共振器的个数对结构的吸声峰值会产生影响，并联单个共振器的结构会产生两个吸声峰值，高频吸声峰值与单层微穿孔板相关，低频吸声峰值与并联的共振器相关，随着并联共振器的个数增加，复合结构会产生更多的低频吸声峰值。邢拓^[66]将带有质量块的薄板超材料放置在微穿孔板的空腔内构成复合板型吸声结构，复合结构的吸声系数峰值明显提高，分析发现主要是铝板和微穿孔板的吸声效果叠加导致，通过调节铝板与微穿孔板间的空腔，能够实现结构在 400 Hz 附近产生新的吸声峰值，从而提升结构的低频吸声效果。

综上所述，复合型吸声材料是提升结构整体吸声性能的有效手段，即结构不仅能在低频具有较好的吸声效果，还能够在其它频域范围内具有较好的吸声效果，而中高频的噪声控制措施已经比较成熟，因此研究的重点仍然是低频吸声材料或结构的开发。

1.4 主要研究内容

机械阻抗结构容易产生较高的吸声峰值并且结构厚度较小，是一种较为理想的低频吸声共振结构。在机械阻抗结构的研究中，通常将其作为提升其它结构吸声性能的附属结构^[67,68]。为了探究机械阻抗结构的吸声特性，提升结构的低频吸声性能，以解决以下突出问题开展相关研究：

(1) 机械阻抗结构的吸声峰值频率较高。受低频吸声材料改进方法的启示，可以将结构的吸声系数曲线整体向低频移动，也可以在结构的低频处引入更多的吸声峰值，因此需要分析影响结构吸声峰值频率的因素，探索降低结构吸声频率的方法。

(2) 机械阻抗结构的低频吸声频带宽度窄。机械阻抗结构在两个不同频率下吸声，处于高频的吸声频带宽度要大于在低频吸声的频带宽度，很多学者虽然关注到该现象，但是并未充分揭示其原因。这篇文章将分析机械阻抗结构在不同频率下吸声频带宽度差异的原因，为拓宽结构的低频吸声频带宽度提供理论指导。

基于上述两点突出问题的研究，将进一步分析结构中的板面积对结构吸声性能的影响，提供圆形和正方形机械阻抗结构的最佳吸声面积，为实际工程应用提供理论依据和指导建议。本文的主要内容介绍如下：

第二章：介绍机械阻抗结构的组成部分及其吸声机理；阐述机械阻抗结构的吸声系数推导过程，分析板后空腔对结构吸声性能的影响，最后介绍一种结构阻尼系数和实际吸声系数的测量原理及其方法。

第三章：首先介绍机械阻抗结构的吸声峰值频率，分析峰值频率的影响因素；其次指出调节峰值频率的基本方法以及实际应用中降频方法的顺序；最后依据不同方法调节机械阻抗结构的峰值频率，比较两种方式间的差异，验证研究结论。

第四章：首先依据吸声系数计算式导出机械阻抗结构的吸声频带宽度计算式；再分析影响结构吸声频带宽的因素；接着分析机械阻抗结构在低频吸声带宽窄的原因；然后指出影响结构低频吸声频带宽度的主要参数以及拓宽结构低频带宽的基本方法；最后基于目前机械阻抗结构的材料验证研究结论。

第五章：首先讨论板面积变化时，结构声学特性参数的变化；然后分析板的面积对结构吸声性能的影响，获取使用胶管和铝制板的圆形结构在低频最佳吸声时的面积；接着研究常用的正方形结构的吸声性能，对比正方形与圆形结构的吸声性能差异，分析正

方形机械阻抗结构在低频最佳吸声时的面积；最后调节正方形机械阻抗结构的阻尼系数，优化结构吸声性能。

第二章 机械阻抗结构的理论基础介绍

机械阻抗结构是一种共振吸声结构，共振吸声结构的吸声能力大小通常使用吸声系数来表示，依据吸声系数曲线可以进一步分析结构的吸声峰值频率和频带宽度，因此吸声系数对结构声学特性参数的分析尤为重要。本章将主要介绍机械阻抗结构的吸声系数，分析结构的弹性系数，最后介绍结构阻尼系数和实际吸声系数的测量原理及方法，为后续研究工作打好理论基础。

2.1 机械阻抗结构组成及吸声机理

机械阻抗吸声结构主要由机械阻抗板和粘弹性材料两部分组成，其中机械阻抗板是指具有一定质量的金属薄板，粘弹性材料是具有弹性系数和阻尼系数的材料^[69]。本文中的机械阻抗板以铝制金属薄板为主，如图 2.1 所示。结构中的机械阻抗板平行放置在刚性壁面前，并通过粘弹性材料与刚性壁面连接。通常使用胶水将粘弹性材料与刚性壁面和机械阻抗板粘合，制备完成后需要放置晾干再使用。

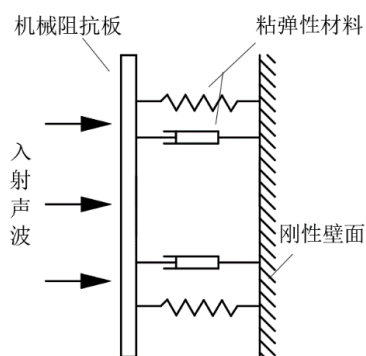


图 2.1 机械阻抗吸声结构示意图

Fig. 2.1 Diagram of mechanical impedance sound absorption structure

当声波入射到机械阻抗板时，声波对板会产生激励作用，板在声波的激励下将发生振动，板的振动又会带动与之相连的粘弹性材料运动，粘弹性材料在运动的过程中会产生变形，而粘弹性材料具有一定的阻尼系数，当粘弹性材料产生变形时，材料的内部平面之间会产生滑移现象，内部平面之间的相互摩擦就会引起能量的损耗，从而降低入射声波的能量^[70]。当入射声波接近机械阻抗板的固有频率时，机械阻抗板的振动幅度达到最大，粘弹性材料的变形也会变大，结构对声能耗散的能力也越强。因此，机械阻抗板的振动幅度对粘弹性材料耗散声能的效率有直接影响，机械阻抗板的振动幅度越大，结

构耗散的能量也就越多。

2.2 机械阻抗结构的吸声系数

声波入射到吸声结构时，入射声波的声能一部分被反射，一部分被结构吸收，被结构吸收的能量占入射声能总能量的比率，用吸声系数表示，记为 α ^[6]。当入射声能等于反射声能时， α 为 0，表示结构是全反射的；当入射声能等于吸收声能时， α 为 1，表示结构是全吸收的； α 的变化范围在 0 ~ 1 之间， α 越接近 1，材料的吸声效果越好。

2.2.1 吸声系数的理论计算

如图 2.2 所示，将机械阻抗结构的振动吸声过程等效为单自由度的振动系统，取质量块 M 向下运动的方向为正，结构在激励力 $F = F_a \sin(\omega t)$ 的作用下开始机械振动，根据牛顿第二运动定律可得：

$$M\ddot{x} = -Kx - R\dot{x} + F_a \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

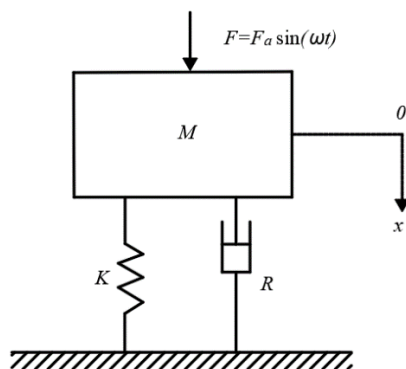


图 2.2 单自由度振动系统

Fig. 2.2 Single-freedom vibration system

将式(2.1)改写成微分方程的形式，可表示为：

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + R \frac{dx}{dt} + Kx = F_a \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

式(2.2)是二阶非齐次线性常微分方程，二阶非齐次线性微分方程的通解可用非齐次方程的一个特解和相应齐次方程的通解表示。方程通解的形式表明外力刚施加到系统上的瞬间，结构的振动状态很复杂，它是由两种不同性质的振动叠加而成。其中，通解与系统振动的初始条件有关，并且只在振动的开始阶段起作用，当时间足够长，通解表示的振动对系统的影响逐渐减弱直至消失；特解是经过足够长时间后，系统达到稳定状态的

振动情况描述，此时设结构的振动速度为：

$$v = v_m e^{j\omega t} \quad (2.3)$$

结构的位移 x 和加速度 \ddot{x} 分别为：

$$x = \int v dt = \int v_m e^{j\omega t} dt = \frac{v_m}{j\omega} e^{j\omega t} \quad (2.4)$$

$$\ddot{x} = j\omega v_m e^{j\omega t} \quad (2.5)$$

将式(2.4)、(2.5)代入式(2.2)，化简得：

$$j\omega Mv + Rv + \frac{K}{j\omega} v = F \quad (2.6)$$

力阻抗 Z_m 是作用在结构上的力 F 与结构振动速度 v 的比值，则

$$Z_m = \frac{F}{v} = R + j\left(\omega M - \frac{K}{\omega}\right) \quad (2.7)$$

力阻抗与声阻抗是性质相似的两个物理量，相互之间有简单的换算关系。声阻抗是声压与体积速度($U = Sv$)的比值，则机械阻抗吸声结构的声阻抗可表示为：

$$Z_a = \frac{p}{Sv} = \frac{F}{S^2 v} = \frac{Z_m}{S^2} \quad (2.8)$$

式中， S 是机械阻抗板的横截面面积。

声阻抗与机械阻抗板面积的乘积为声阻抗率，记为 Z_s ，

$$Z_s = Z_a S \quad (2.9)$$

通过空气的特性阻抗 $\rho_0 c_0$ 对声阻抗率 Z_s 归一化处理得到相对声阻抗率 Z_{SN} 。

$$Z_{SN} = \frac{Z_s}{\rho_0 c_0} = \frac{R + j\left(\omega M - \frac{K}{\omega}\right)}{\rho_0 c_0 S} = r + jx \quad (2.10)$$

式中， r 表示相对声阻率。

$$r = \frac{R}{S\rho c} \quad (2.11)$$

x 表示相对声抗率，可描述为：

$$x = \frac{\omega M - \frac{K}{\omega}}{S\rho c} \quad (2.12)$$

结构的吸声系数计算式为：

$$a = \frac{4r}{(1+r)^2 + x^2} \quad (2.13)$$

将 r 和 x 代入(2.13)可得机械阻抗结构的吸声系数。机械阻抗结构共振吸声时，声抗为零，吸声系数达到极大值，记共振时的吸声系数为 a_r ，

$$a_r = \frac{4r}{(1+r)^2} \quad (2.14)$$

从式中可以看出， a_r 的值只与 r 有关。当 $r = 1$ 时， $a_r = 1$ 表示入射声能全部被结构吸收。当 r 值换成 $1/r$ 时， a_r 的值仍不变。这就说明，对于同一个 a_r 值，有两个值 r 与它对应，一个大于 1 而另一个小于 1，两者互为倒数， a_r 的值随相对声阻率 r 值变化的关系曲线如图 2.3 所示。比如要使机械阻抗结构的共振吸声系数 a_r 在 0.8 以上，由式(2.14)或图 2.3 可得结构的相对声阻率应控制在 $0.38 < r < 2.62$ 范围内。

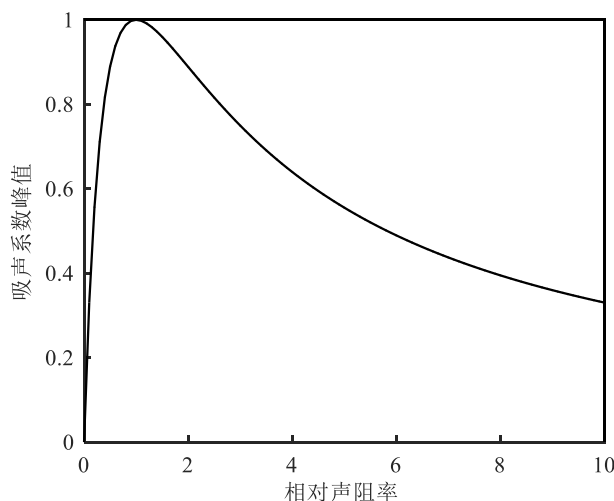


图 2.3 共振时吸声系数随相对声阻率的变化

Fig. 2.3 Changes of sound absorption coefficient with relative acoustic resistance

由上可知，机械阻抗结构要具有较高的共振吸声系数，关键在于控制吸声结构的相对声阻率在 1 附近，相对声阻率的值过大或过小都是不适宜的；若对结构的共振吸声系数有要求，可根据式(2.14)或图 2.3 求出结构相对声阻率的范围。在实际问题中，共振吸声系数 a_r 可根据驻波管测试的试验结果求出。

2.2.2 结构弹性系数分析

在机械阻抗结构的相关研究中，结构的弹性系数均直接使用粘弹性材料的弹性系数

[67,68,71]。但是机械阻抗结构的机械阻抗板与刚性壁面间存在深度为 D_n 的空腔，该封闭空腔内的空气对结构弹性系数的影响不容忽略。将包含空腔影响的结构弹性系数记为 K_s ，分析空腔对结构吸声性能的影响。

如图 2.4(a)所示，施加声源激励前的机械阻抗板处于平衡位置，空气均匀分布在空腔内。当机械阻抗板受到的激励力 F 作用时，板离开平衡位置压缩粘弹性材料，空腔内的空气也会被压缩，即图 2.4(a)到 2.4(b)的过程。压缩的过程中，机械阻抗板受到与运动方向相反的合力，作减速运动。图 2.4(b)到图 2.4(c)表示板的速度减小为零后，改变运动方向，向平衡位置移动。返回平衡位置时的机械阻抗板所受的作用力为零，但速度不为零，将带动粘弹性材料作拉伸运动，腔内空气又呈现膨胀变化，即图 2.4(c)到 2.4(d)的变化。此时机械阻抗板将受到弹性力和膨胀空气提供的阻碍力作减速运动，当板的速度减小为零后，继续作返回平衡位置的运动，最终完成一次振动。机械阻抗板返回平衡位置时，速度不为零，因此将继续运动，如此，在声源激励下周而复始，不断重复前面的运动，实现振动过程^[6]。

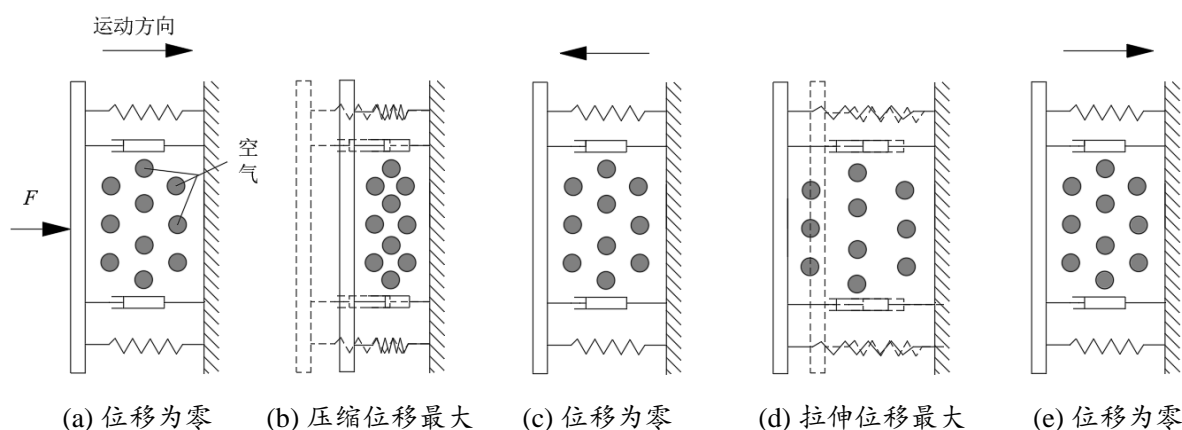


图 2.4 机械阻抗结构的振动过程

Fig. 2.4 The vibration process of mechanical impedance structure

在振动过程中，腔内空气与粘弹性材料的状态相似，对机械阻抗板的作用与弹簧的效果相似。若将空腔内的空气视为均匀涨缩，如图 2.5 所示，则空腔内的空气可以等效为空气弹簧，记为 K_a 。

空气弹簧和粘弹性材料对结构的作用相当于在机械阻抗板上并联使用弹性系数分别为 K 和 K_a 的两种材料，则机械阻抗结构总的弹性系数 K_s 可表示为：

$$K_s = K_a + K \quad (2.15)$$

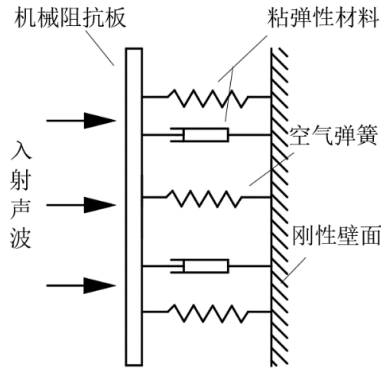


图 2.5 空腔等效为空气弹簧的结构示意图

Fig. 2.5 Diagram of the cavity in the structure equivalent to an air spring

考虑机械阻抗板是微幅振动，空气弹簧的弹性系数 K_a 为：

$$K_a = \frac{\Delta F}{\Delta D_n} \approx \frac{PS}{D_n} \quad (2.16)$$

则考虑空腔影响的结构声阻抗计算式为：

$$Z'_{SN} = \frac{R + j\left(\omega M - \frac{K_s}{\omega}\right)}{\rho_0 c_0 S} \quad (2.17)$$

同时结构的固有频率为：

$$\omega = \sqrt{\frac{K_s}{M}} = \sqrt{\frac{K}{M} + \frac{PS}{MD_n}} \quad (2.18)$$

由上可知，考虑板后空腔对结构的影响，整个结构的弹性系数增大。当空腔的深度较小时，空腔弹性系数的作用效果明显，共振频率向高频移动； D_n 较大时，空气弹簧对结构的影响较小。选取空腔深度分别为 100 mm、200 mm 及 300 mm 的机械阻抗结构，以无背腔的机械阻抗结构为基准。根据 2.2.1 小节中吸声系数的理论计算得到四种不同背腔结构的吸声系数曲线，如图 2.6 所示，图中实线为无背腔结构的吸声系数曲线，需要注意的是无背腔结构的 D_n 并不为零，而是趋于无穷大，其吸声峰值为 0.8，吸声峰值频率为 600 Hz；右侧的点划线表示结构背腔深度为 100 mm 的吸声系数曲线，吸声峰值及峰值频率分别为 0.8、610 Hz；位于中间的两条曲线分别表示结构背腔深度为 200 mm、300 mm 时的吸声系数曲线。

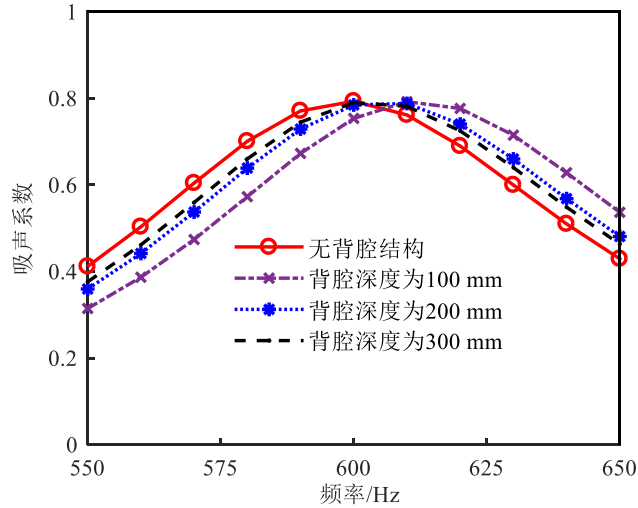


图 2.6 不同背腔深度的结构吸声系数

Fig. 2.6 Absorption coefficient of mechanical impedance structure with different back cavity depths

从图 2.6 可以看出, 当背腔深度较小时, 能够明显看出结构的吸声峰值频率向高频移动; 随着背腔深度的增加, 背腔深度对结构吸声性能的影响逐渐减小, 背腔深度为 200 mm、300 mm 的结构吸声系数曲线已经接近无背腔结构的吸声曲线。继续减小结构的背腔深度, 分析背腔深度低于 100 mm 的结构吸声性能。如图 2.7 所示, 结构背腔深度由 100 mm 减小为 20 mm, 吸声峰值频率增加到 650 Hz; 继续降低背腔深度到 10 mm, 吸声峰值频率增加到 720 Hz。因此, 在使用机械阻抗结构时应当关注机械阻抗板的后置空腔对结构的吸声性能的影响, 避免较小背后空腔对结构的最佳吸声频率产生较大的影响。

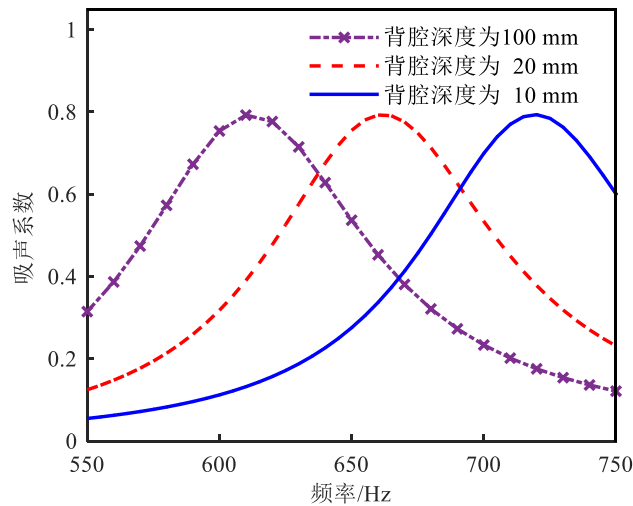


图 2.7 较小背腔的机械阻抗结构吸声系数

Fig. 2.7 Absorption coefficient of mechanical impedance structure with small back cavity

由上可知, 板后空腔对结构的影响可以等效为空气弹簧, 空气弹簧与粘弹性材料形成并联关系。当空腔深度在 100 mm 以内, 使用粘弹性材料的弹性系数计算吸声系数的误

差较大，实际工程应用中，应当避免空腔厚度低于 100 mm 对结构吸声性能产生影响；当空腔厚度大于 100 mm，空腔深度对结构吸声效果的影响可以忽略。在下文的研究过程中，机械阻抗结构的板后空腔均指大于 100 mm 的情况，可视为无背腔的机械阻抗结构，即背腔深度 D_n 趋向无穷大， K_a 趋向 0，结构总的弹性系数等于粘弹性材料的弹性系数。

2.2.3 阻尼系数的测量原理及方法

根据结构的吸声系数计算式可知，要计算结构的吸声系数，需要先测量粘弹性材料的弹性系数 K 、阻尼系数 R ，机械阻抗板的质量 M 和面积 S 的数值。机械阻抗板的参数容易获得，粘弹性材料的参数需要通过试验测量的方法获得，本文用半功率带宽法测量粘弹性材料的参数。

半功率带宽法是根据简谐振动系统共振时的振动放大因子曲线推算系统的阻尼比，广泛应用于工程结构阻尼的测量^[72,73]。如图 2.8 脉冲响应频谱曲线所示，结构固有共振频率对应的振动幅值为 x_{max} ，过 $x_{max}/1.414$ 线与频谱曲线相交于两点，较低频率处的交点记为 f_1 ，较高频率处的交点记为 f_2 。将获得的 f_n 、 f_1 、 f_2 的值代入相应公式就能够计算得到结构的弹性系数 K 和阻尼比 ζ ，根据阻尼比可求解得到粘弹性材料的阻尼系数 R 。

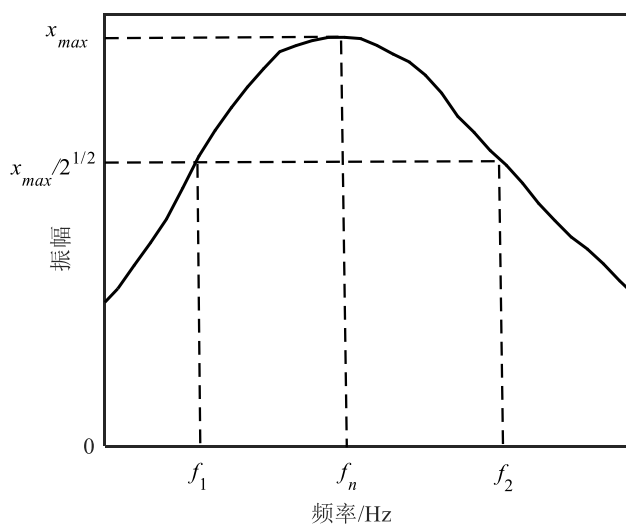


图 2.8 脉冲响应频谱曲线

Fig. 2.8 Frequency spectrum curve of impulse response

单自由度振动系统中，振动幅值 x 随激励力频率 f 的变化关系为：

$$x = \frac{F_{max}}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{f}{f_n}\right)^2}} \quad (2.19)$$

式中, F_{max} 是施加在系统上激励力的幅值, k 为振动系统的刚度, ζ 为系统的阻尼比。当 f 接近 f_n 时,

$$x_{max} = \frac{F_{max}}{k} \cdot \frac{1}{2\zeta} \quad (2.20)$$

当 $x = x_{max} / \sqrt{2}$ 时, 由式(2.19)、(2.20)可得:

$$\frac{F_{max}}{k} \cdot \frac{1}{2\sqrt{2}\zeta} = \frac{F_{max}}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{f}{f_n}\right)^2}} \quad (2.21)$$

将式(2.21)化简整理得:

$$\left(1 - \frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 = 4\zeta^2 \left(2 - \frac{f^2}{f_n^2}\right) \quad (2.22)$$

实际工程结构中系统的阻尼比 ζ 小于 0.1, 根据式(2.22)得

$$\frac{f^2}{f_n^2} \rightarrow 1 \quad (2.23)$$

$$\left(1 - \frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 \rightarrow 4\zeta^2 \frac{f^2}{f_n^2} \quad (2.24)$$

则

$$1 - \frac{f^2}{f_n^2} \rightarrow \pm 2\zeta \frac{f}{f_n} \quad (2.25)$$

由式(2.25)近似得到二次方程式,

$$\frac{f^2}{f_n^2} \pm 2\zeta \frac{f}{f_n} - 1 = 0 \quad (2.26)$$

解方程(2.26)得到:

$$\frac{f}{f_n} = \mp \zeta \pm \sqrt{\zeta^2 + 1} \quad (2.27)$$

舍去负数, 得到两个解,

$$\frac{f_1}{f_n} = -\zeta + \sqrt{\zeta^2 + 1} \quad (2.28)$$

$$\frac{f_2}{f_n} = \zeta + \sqrt{\zeta^2 + 1} \quad (2.29)$$

式(2.29)减去(2.28)可得：

$$\frac{f_2}{f_n} - \frac{f_1}{f_n} = 2\zeta \quad (2.30)$$

阻尼比：

$$\zeta = \frac{f_2 - f_1}{2f_n} \quad (2.31)$$

衰减系数：

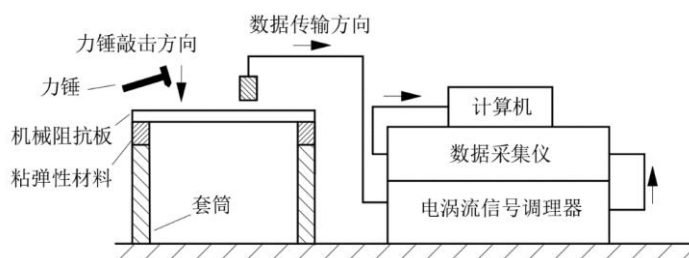
$$n = \zeta \cdot \omega_n = \pi(f_2 - f_1) \quad (2.32)$$

则阻尼系数 R 的计算公式为：

$$R = 2Mn = 2\pi M(f_2 - f_1) = 2\pi M \Delta b \quad (2.33)$$

由上可知，根据半功率带宽试验测量得到的脉冲响应曲线可以得到半功率带宽 Δb 的数值，将 Δb 代入式(2.33)就能够计算获得结构的阻尼系数 R 。

半功率带宽试验的实际测量系统如图 2.9 所示，机械阻抗吸声结构粘贴在驻波管的套筒底端，将套筒垂直放置在水平桌面上，电涡流传感器固定在机械阻抗板的法线方向。开始测量前先设置采集参数，调节电涡流传感器与机械阻抗板的距离，校准平衡位置；在采集过程中力锤敲击的动作要干脆利落，否则会增加测量误差；将采集的数据进行快速傅里叶变换 (Fast Fourier Transform, FFT)处理，得到结构的脉冲响应特性曲线；根据特性曲线可得结构的共振频率 f_n 和上下限频率 f_1 、 f_2 ，代入式(2.33)计算就能够得到阻尼系数。试验测量使用的仪器名称及具体型号见表 2.1。



(a) 测量装置示意图



(b) 测量装置照片

图 2.9 阻尼试验测量装置

Fig. 2.9 Equipment of the damping test

表 2.1 试验仪器名称和型号

Tab. 2.1 Test instrument name and model

名称	型号	具体参数
采集软件	uTekL 2009	采样频率: 128 kHz.
电涡流传感器	ZA210803	频率范围: 10 Hz ~ 1000 Hz; 最大可测位移: ± 1 mm.
电涡流信号调理器	UT4508	输出电压: ± 5 VP.
信号采集仪	UT3408FRS-ICP	输入电压范围: ± 10 V; 采集精度: 0.1%.

选用电涡流传感器的主要原因是为了避免传感器的质量影响测量结果, 因为机械阻抗板的质量较轻, 一般在 20 g ~ 40 g 之间, 在机械阻抗板上安装传感器会对结构的吸声性能会产生较为明显的影响。

2.3 吸声系数的试验测量原理及方法

根据 2.2 节中的相对声阻率和相对声抗率, 能够求得结构的理论吸声系数曲线, 实际问题中通常采用试验测量的方法获取结构的吸声系数曲线。吸声系数的实际测量主要有两种, 一种是在混响室内测量结构的无规入射吸声系数 α_T , 另外一种是用驻波管法测量结构的垂直入射吸声系数 $\alpha^{[74]}$ 。混响室法是通过测量混响室内在有、无吸声试验样品两种情况下, 室内声能量密度在停止声源激励后, 按照指数衰减到 60 dB 的时间计算吸声样品的吸声系数 α_T 。因此, 测量 α_T 不仅需要较大的试验样品, 还要在特定的混响室内测量, 因此混响室法的测试成本高^[75]。驻波管法根据测量原理的不同, 分为传递矩阵法和驻波比法, 两种方法都适用小样品的垂直入射吸声系数 α 的测量^[76]。本文讨论的吸声系数均指垂直入射条件下的吸声系数 α , 兼顾测量和制作成本, 选用驻波比法测量机械阻抗结构

的实际吸声系数。图 2.10 是使用驻波比法测量机械阻抗结构垂直入射吸声系数 α 的试验装置图，在驻波管的两个端口，一端放置扬声器，另一端安装测试样件。

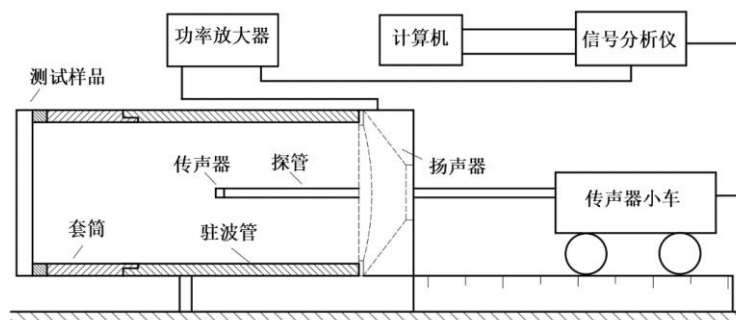


图 2.10 驻波比法吸声系数测量试验布置图

Fig. 2.10 The layout of sound absorption coefficient measurement

用电脑控制扬声器产生正弦波（在所考虑的频率范围内，声波的波长远大于驻波管道的直径，声波被认为以平面波的形式传播），声波在驻波管内的传播如图 2.11 所示。声波传播至测试样品端，一部分声波被材料吸收，而另一部分声波将发生反射现象，反射声波的相位和强度取决于测试样品自身的声学特性。反射声波与入射声波在驻波管内相向传播，相互叠加，最终形成驻波^[77]。如图 2.12 所示，驻波中有些静止不动的点，称为声压波节；入射声波和反射声波相位相同时，称达到极大值的声压为声压波腹^[7]。

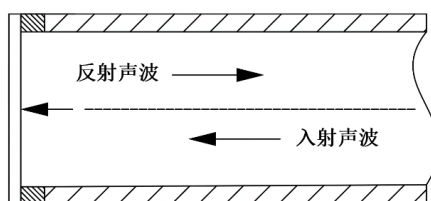


图 2.11 驻波管内声波传播示意图

Fig. 2.11 Diagram of sound wave propagation in the pipeline

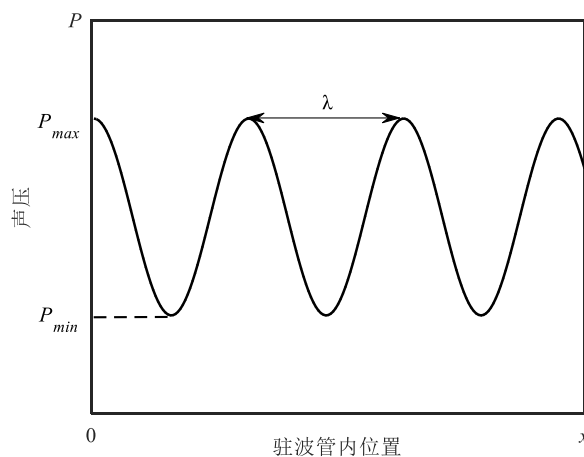


图 2.12 驻波管道内的驻波

Fig. 2.12 The standing wave in the pipeline

声压波节及声压波腹处的有效声压 P_{min} 、 P_{max} 用入射声波的有效值 P_i 和反射声波的有效值 P_r 表示:

$$P_{min} = P_i - P_r \quad (2.34)$$

$$P_{max} = P_i + P_r \quad (2.35)$$

吸声结构的反射系数表示为:

$$R_r = \left| \frac{P_r}{P_i} \right| \quad (2.36)$$

驻波比是管道中声压波腹与声压波节处声压的比值,

$$S_w = \left| \frac{P_{max}}{P_{min}} \right| \quad (2.37)$$

用驻波比 S_w 改写反射系数 R_r :

$$|R_r| = \frac{S_w - 1}{S_w + 1} \quad (2.38)$$

引入声能反射系数 ψ ,

$$\psi = \frac{E_r}{E_i} = |R_r|^2 = \frac{(S_w - 1)^2}{(S_w + 1)^2} \quad (2.39)$$

式中, E_r 是结构反射的声能, E_i 为入射声能。

吸声系数 α 是吸声结构耗散的声能 E_d 与入射声能 E_i 的比值, 即:

$$\alpha = \frac{E_d}{E_i} = \frac{E_i - E_r}{E_i} = 1 - \psi = \frac{4S_w}{(S_w + 1)^2} \quad (2.40)$$

上述分析中可以看出, 测量驻波管内声压波节及声压波腹处的有效声压可以计算得到结构的驻波比 S_w , 将 S_w 代入式(2.40)计算就得到结构的法向吸声系数 α 。实际驻波管测试系统测量得到的是声压波节和声压波腹处的声压级, 因此需要将公式(2.37)中的声压值表示为声压级。声压级与声压的关系为,

$$L_p = 20 \lg \frac{P}{P_0} \quad (2.41)$$

式中, 基准声压 $P_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa。用 L_p 表示 P 得:

$$P = P_0 \cdot 10^{\frac{L_p}{20}} \quad (2.42)$$

则

$$S_w = \left| \frac{P_{max}}{P_{min}} \right| = \frac{P_0 \cdot 10^{\frac{L_{pmax}}{20}}}{P_0 \cdot 10^{\frac{L_{pmin}}{20}}} = 10^{\frac{\Delta L}{20}} \quad (2.43)$$

式中， $\Delta L = L_{pmax} - L_{pmin}$ 。

将式(2.43)代入式(2.40)就可以通过声压级计算吸声结构的垂直吸声系数 α ，即

$$\alpha = \frac{4 \times 10^{\frac{\Delta L}{20}}}{(1 + 10^{\frac{\Delta L}{20}})^2} \quad (2.44)$$

图 2.13 是驻波管测量系统实物图，使用的试验设备名称及具体型号见表 2.2。驻波管测试系统主要由三个子系统构成：声源子系统、测量子系统和接收子系统。

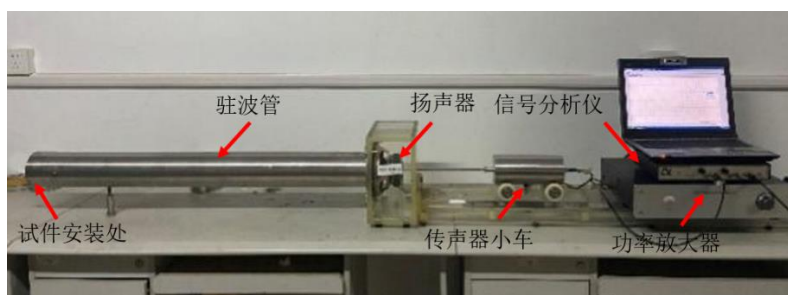


图 2.13 驻波管测试系统

Fig. 2.13 Standing wave tube measuring system

表 2.2 驻波管测试系统的设备和型号

Tab. 2.2 Equipment composition and model of standing wave tube measurement system

名称	型号	部分具体参数
驻波管	BSWA-SW002	长度: 1 m; 管径: 0.1 m.
传声器	MPA206	频率响应: 20 Hz ~ 20 kHz.
功率放大器	SWA-100	声功率: 100 W.
双通道信号分析仪	MC104	频率响应: 5 Hz ~ 200 kHz.
测试软件	VS302USB	采样频率: 48 kHz.

声源子系统包含声频信号发生器、功率放大器及扬声器等部件。吸声系数测量时，扬声器必须以纯音信号激发。在测试软件中设置单频正弦波的频率后，声频信号发生器接收指令传输到功率放大器，功率放大器控制扬声器向驻波管内发射声波。管内声波的

强度可以通过功率放大器调节，在测试前可调节至适宜强度，测试过程中必须保持不变。

测量子系统由传声器、滑动小车和驻波管组成。传声器通过探管与滑动小车连接，移动滑动小车控制传声器在驻波管内的位置，测得管内声压级的大小；驻波管使用厚壁不锈钢制成，内壁光滑对声波的传播没有阻碍。为避免探管对管内声波的传播产生影响，探管的横截面积应当小于驻波管横截面积的 5%。驻波管不同的管径和长度，能够测量的频率范围也有差异，测量的上限频率计算式为：

$$f_a < \frac{1.84c_a}{\pi\phi} \quad (2.45)$$

式中，声速 $c_a = 343 \text{ m/s}$ ， ϕ 是驻波管的内径。

下限频率为：

$$f_a > \frac{c_a}{2L_w} \quad (2.46)$$

式中， L_w 为驻波管的长度。

使用的驻波管内径 $\phi = 100 \text{ mm}$ ，管长 $L_w = 1 \text{ m}$ ，计算可得该规格的驻波管测量范围在 $171.5 \text{ Hz} \sim 2010 \text{ Hz}$ 之间，但实际有效测量范围在 $200 \text{ Hz} \sim 1900 \text{ Hz}$ 内，这是因为低于 200 Hz 、高于 1900 Hz 的多次测量结果表现出的一致性比较差。

接收子系统主要是信号采集仪和计算机两个部分构成，主要实现数据的采集、分析及显示功能。测试开始前需要预测采集信号的幅值漂移，当信号幅值漂移不超过 0.2 dB ，频率漂移不大于 0.5% ，可进行驻波管的测量试验，具体的步骤如下：

- (1) 打开采集软件设置单频正弦信号的频率，调节功率放大器控制适宜的声波强度。
- (2) 移动小车将传声器置于试件表面，然后缓慢拉动小车，传声器将远离试件；拉动小车的过程中观察测试软件，记录相邻声压级的最大值和最小值。需要注意，初始记录为最大值，则寻找相邻的最小值；反之，寻找相邻的最大值。
- (3) 完成上述记录后，停止扬声器的声波发射，设置下一个需要测量的频率。
- (4) 重复步骤(1)、(2)、(3)直至完成测量。
- (5) 将测量获得的声压级数据代入式(2.44)，计算不同频率下的吸声系数，即可绘制结构的吸声系数曲线图。

2.4 本章小结

介绍了机械阻抗结构的理论吸声系数及其影响因素，并且考虑了机械阻抗板的后置空腔对结构的影响。分析发现，(1) 机械阻抗板的后置空腔深度减小，结构的吸声峰值频率向高频移动。(2) 当深度低于 100 mm 时，结构的峰值频率变化非常明显，当深度高于 100 mm 时，背腔对结构吸声性能的影响可忽略。(3) 在实际应用过程中，需要避免板后空腔深度小于 100 mm，从而影响结构的最佳吸声频率。最后，介绍了结构的阻尼系数和驻波比法测量吸声系数的原理及其注意事项。

第三章 降低机械阻抗结构的吸声峰值频率研究

机械阻抗结构容易产生较高的吸声系数，但是吸声峰值频率较高。若能降低结构的吸声峰值频率，机械阻抗结构就能够和其它材料复合成为低频宽带的吸声结构。Li 等^[78,79]通过在结构中引入负刚度的方法降低结构的吸声峰值频率，但是引入负刚度后的结构厚度仍然较大，并且振动吸声过程更加复杂。为此，本章首先分析影响结构吸声峰值频率的因素；然后分析不同降频方法的效果，指出结构降频的基本方向；最后，通过常用的粘弹性材料验证了提出的降频方法可行性。

3.1 机械阻抗结构的吸声峰值频率分析

图 3.1 是典型的机械阻抗结构吸声系数曲线^[80]，曲线中吸声系数的最大值为吸声系数峰值，记为 α_{max} ，吸声峰值对应的频率就是结构的吸声峰值频率。从图 3.1 可知，机械阻抗结构对不同入射频率的声波激励会产生不同的响应。当入射声波的频率接近结构的固有共振频率时，结构的响应最为强烈，此时机械阻抗结构的声吸收作用最佳，从而形成共振吸声峰值。反之，吸声系数低^[7]。可见，机械阻抗结构的吸声系数随频率变化，最高的吸声系数出现在结构的共振频率附近，要提升机械阻抗结构的低频吸声性能，首先需要将结构的吸声峰值降低到低频范围内。

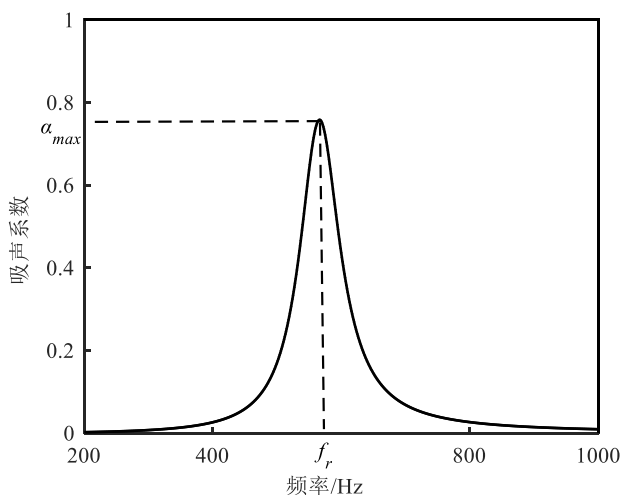


图 3.1 典型的机械阻抗结构吸声系数曲线^[80]

Fig. 3.1 Typical absorption coefficient of mechanical impedance structure^[80]

机械阻抗结构共振时，相对声抗率 $x = 0$ ，得到结构的吸声峰值频率计算式为：

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3.1)$$

由式(3.1)可知, 机械阻抗结构的吸声峰值频率与弹性系数成正比, 选取 $M = 30 \text{ g}$, $K = 3.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 为例, 当结构的弹性系数从 $1.9 \times 10^5 \text{ N/m}$ 调节到 $3.8 \times 10^5 \text{ N/m}$, 吸声峰值频率由 400 Hz 增加到 565 Hz , 继续增加结构的弹性系数到 $7.6 \times 10^5 \text{ N/m}$, 结构的吸声峰值频率增加到 800 Hz , 吸声峰值频率与弹性系数基本成正比变化关系, 吸声系数曲线如图 3.2 所示。

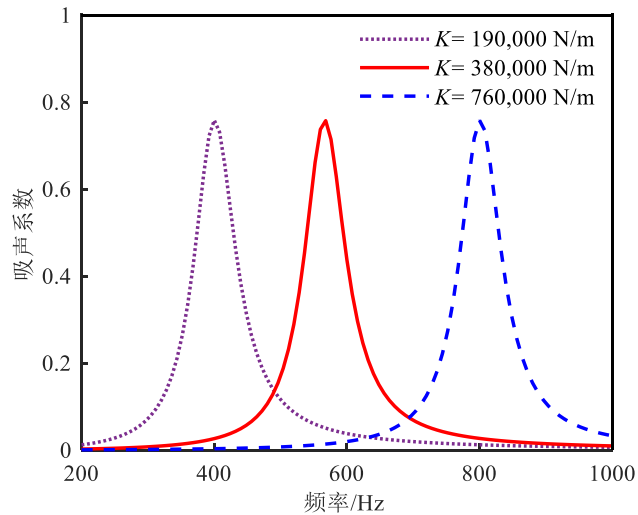


图 3.2 调节弹性系数的吸声系数曲线

Fig. 3.2 Absorption coefficient of changing the elastic coefficient

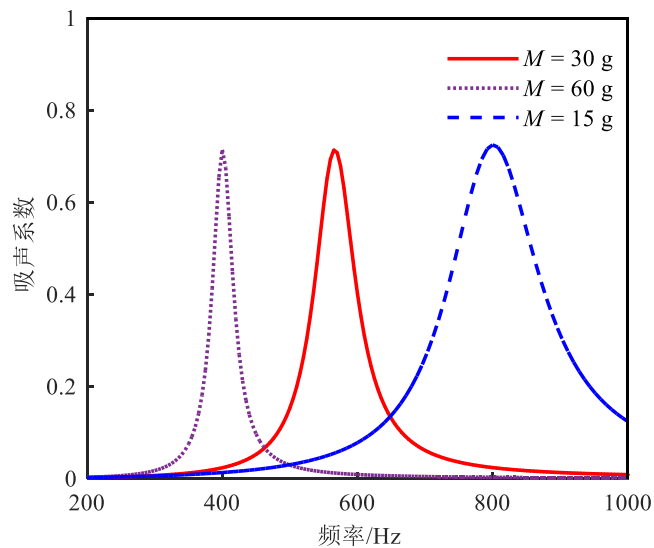


图 3.3 调节机械阻抗板质量的吸声系数曲线

Fig. 3.3 Absorption coefficient of regulating plate mass

从图 3.3 可以看出, 固定结构的弹性系数为 $3.8 \times 10^5 \text{ N/m}$, 将板的质量从 30 g 增加到 60 g , 机械阻抗结构的吸声峰值频率从 565 Hz 减小到 400 Hz , 将板的质量减小到 15 g , 结构的吸声峰值频率从 565 Hz 增加到 800 Hz 。由上可知, 吸声峰值频率与板的质量基本

成反比关系。

若合理利用机械阻抗结构吸声峰值频率与弹性系数和机械阻抗板质量的关系，理论上能够设计出满足消减低频噪声需求的吸声结构。如结构的弹性系数为 1.9×10^5 N/m，将板的质量增加到 100 g，则机械阻抗结构的吸声峰值频率降低到 220 Hz；继续增加板的质量到 400 g，结构的吸声峰值频率下降到 110 Hz，结构的吸声系数如图 3.4 所示。

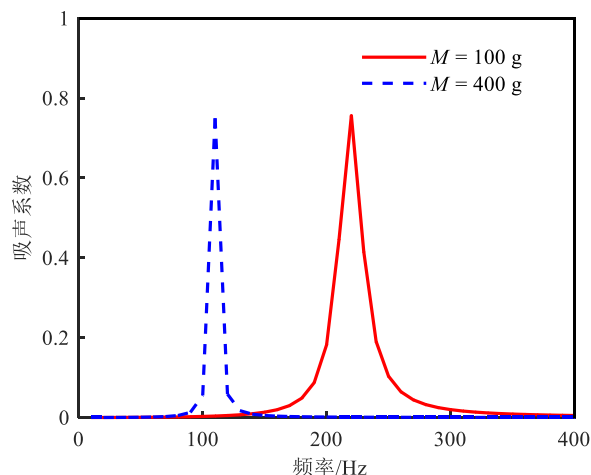


图 3.4 机械阻抗结构的低频吸声曲线示意图

Fig. 3.4 Diagram of low frequency absorption of mechanical impedance structure

当增加板的质量时，如果进一步降低结构的弹性系数，还能够实现结构更低频率的吸声，如图 3.5 所示，机械阻抗板的质量固定为 400 g，调节粘弹性材料的弹性系数从 1.9×10^5 N/m 减小到 1×10^5 N/m，结构的吸声峰值频率从 110 Hz 下降到 25 Hz。

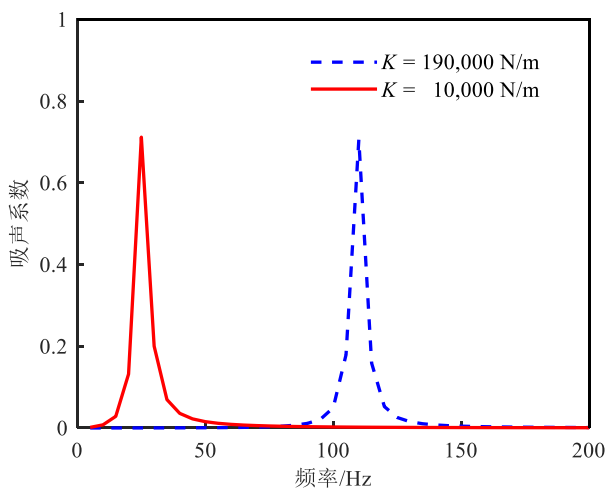


图 3.5 机械阻抗结构在 25 Hz 的吸声系数

Fig. 3.5 Absorption coefficient of mechanical impedance structure at 25 Hz

综上所述，选择合适的粘弹性材料和机械阻抗板，机械阻抗结构能够在低频的任意频率吸声。在实际工程应用中，虽然调节机械阻抗板和粘弹性材料都可以降低结构的吸

声峰值频率，但是调节的方法需要依据实际情况选择。

3.2 吸声峰值频率的调节方法分析

若机械阻抗结构在相同频率吸声。以机械阻抗板的质量 $M = 30 \text{ g}$ ，粘弹性材料的弹性系数 $K = 3.8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 为例，如图 3.6 中的实线所示，结构的吸声峰值频率为 560 Hz ；保持材料的弹性系数不变，增加板的质量到 60 g ，吸声峰值频率下降到 395 Hz ；保持机械阻抗板的质量不变，减小材料的弹性系数到 $1.9 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，结构的吸声峰值频率同样能够减小到 395 Hz 。

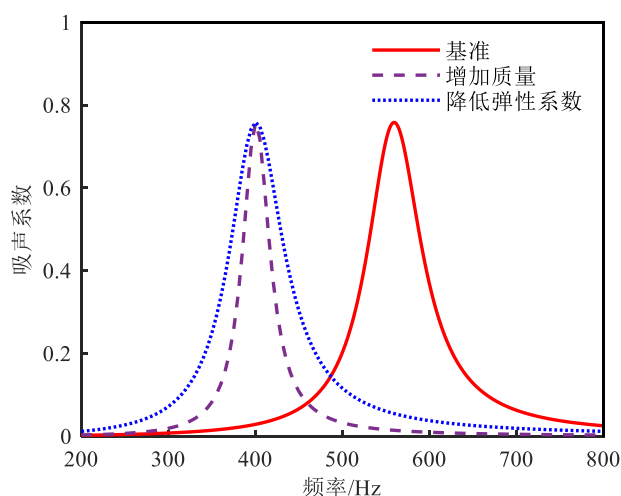


图 3.6 增加板质量或降低弹性系数的结构吸声系数

Fig. 3.6 Absorption coefficient with increasing mass or decreasing elastic coefficient

不论是调节机械阻抗板的质量还是粘弹性材料的弹性系数均能实现结构在相同频率下吸声，但是在工程问题中，两种方法并不是随意使用的。以吸收 260 Hz 的噪声为例，若弹性材料的 $K = 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，则板的质量应当选取 56 g ，如图 3.7 所示，此时结构的吸声峰值频率在 260 Hz 。市面上的材料弹性系数基本是固定的，满足特定弹性系数的材料一般要定制，这不仅会增加结构的制作成本，还不利于后续的应用和推广。由于上述原因，在研究机械阻抗结构的吸声性能时，应当先依据较为普遍且容易获取的弹性系数选定粘弹性材料，然后再通过调整机械阻抗板的质量实现结构在特定频率下吸声。比如常用的某种材料的弹性系数为 $1 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，通过降低机械阻抗板的质量到 37 g ，即可实现结构在 260 Hz 吸声。机械阻抗板的质量需要在一定的范围内适当调节，因为结构在固定频率吸声时，机械阻抗板的质量越大，相对声抗率就会越大，结构的吸声系数就会减小。那么要使机械阻抗结构在低频吸声，就应当以粘弹性材料的弹性系数调节为主，以调整

机械阻抗板的质量为辅。

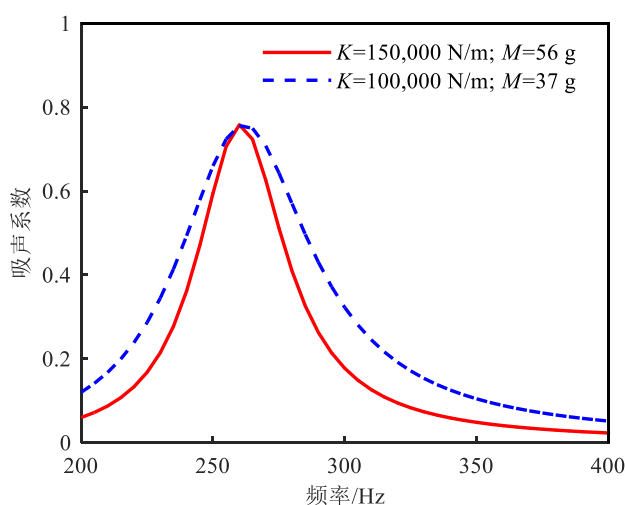


图 3.7 机械阻抗结构在 260 Hz 的吸声系数

Fig. 3.7 Absorption coefficient of mechanical impedance structures at 260 Hz

综上所述，机械阻抗结构的吸声峰值频率与粘弹性材料的弹性系数和机械阻抗板的质量相关；要降低结构的吸声峰值频率，应当先调节粘弹性材料的弹性系数，再调整机械阻抗板的质量；合理的调整弹性系数和机械阻抗板的质量是实现结构在特定频率下吸声的关键。

3.3 胶管材料对机械阻抗结构吸声峰值频率的影响

机械阻抗结构常用的粘弹性材料以密实性材料为主，考虑驻波管试验使用的套筒壁厚，如图 3.8(a)所示，则裁剪使用的圆环型密实性材料的厚度为 3 mm、内径 98 mm、外径 106 mm，机械阻抗板采用直径为 106 mm、厚度 0.8 mm 的铝板，将两种材料粘合后，如图 3.8(b)所示。

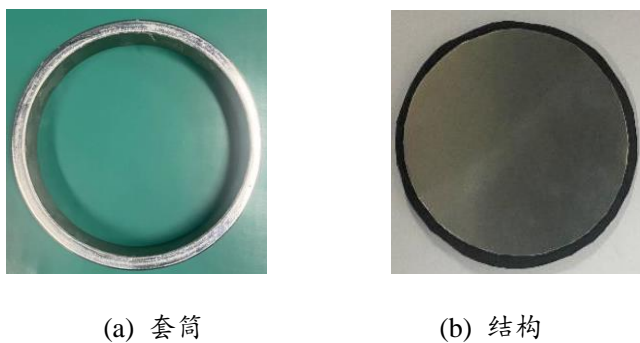


图 3.8 使用密实性粘弹性材料的机械阻抗结构

Fig. 3.8 Mechanical impedance structure of dense viscoelastic material

首先需要对结构进行半功率带宽试验，测量结构的阻尼系数和共振频率；接着根据测量的参数求得结构的理论吸声系数，在此基础上，对结构进行驻波管试验，测量结构的试验吸声系数；最后对比结构的理论吸声系数曲线和试验吸声系数曲线，分析结构的吸声性能。机械阻抗结构使用密实性粘弹性材料的脉冲响应曲线如图 3.9 所示，半功率带宽 $\Delta b = 87 \text{ Hz}$ ，固有频率 $f_n = 710 \text{ Hz}$ 。根据式(2.33)、式(3.1)得到密实性材料的阻尼系数 $R = 10.7 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ，弹性系数 $K = 3.8 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ ，结构的理论与实际吸声系数曲线，如图 3.10 所示，理论吸声系数曲线与驻波管测量的实际吸声系数曲线吻合较好；由图可知，结构在 710 Hz 附近能够实现较好的吸声效果，吸声系数达到 0.78。

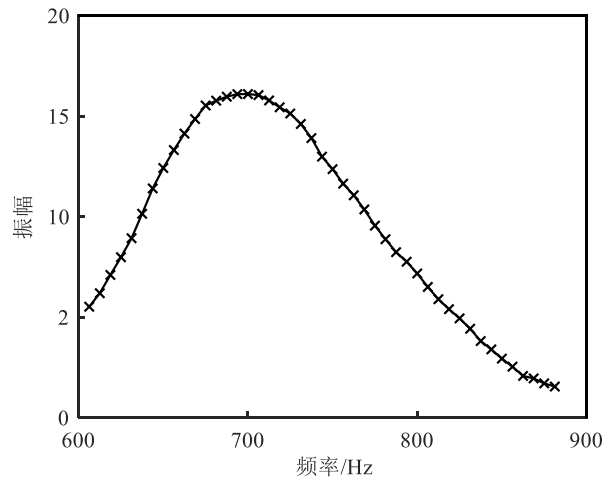


图 3.9 结构使用密实性材料的脉冲响应

Fig. 3.9 The impulse response curve of dense materials structure

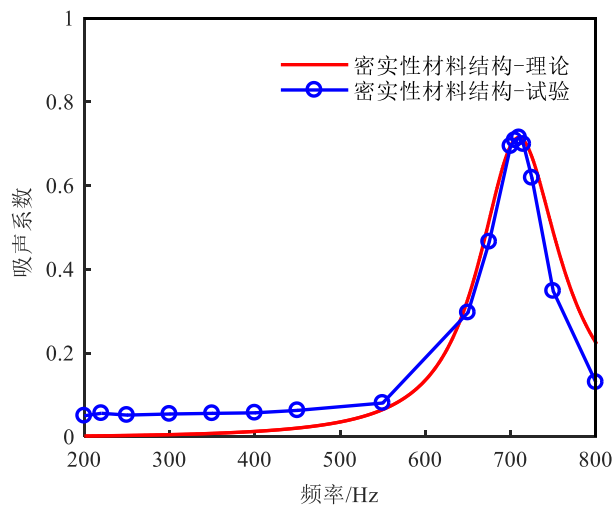


图 3.10 结构使用密实性粘弹性材料的吸声系数

Fig. 3.10 Absorption coefficient of dense materials structure

尽管结构使用密实性粘弹性材料具有较高的吸声系数峰值，但吸声峰值频率偏高，

通过在机械阻抗板上添加质量块，增加板的质量，降低结构的吸声峰值频率。当板的质量由 19.2 g 增加到 40 g，此时结构的质量约增加一倍，结构的吸声峰值频率从 710 Hz 降低到 490 Hz；继续增加板的质量到 80 g，吸声峰值频率降低到 350 Hz，吸声系数曲线如图 3.11 所示。可见，增加质量能够降低结构的吸声峰值频率，但是结构的整体吸声性能将下降。为此，本文使用胶管材料替换密实性材料作为结构新的粘弹性材料，降低结构的吸声峰值频率。

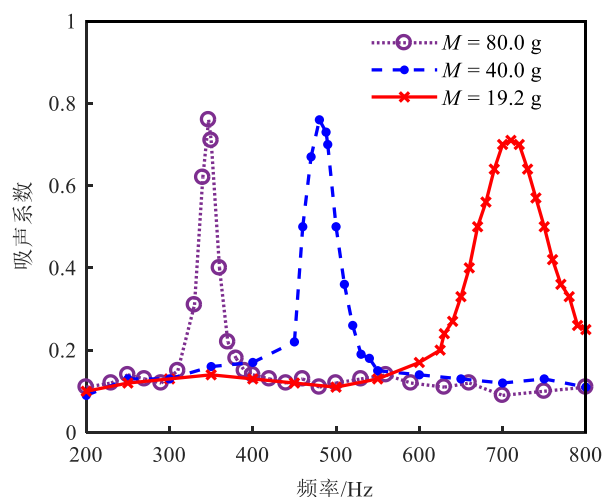


图 3.11 减小板质量降低结构的吸声峰值频率

Fig. 3.11 Absorption frequency of the structure with reduced plate mass

使用如图 3.12 所示的胶管替换密实性粘弹性材料，该胶管横截面的外径为 4 mm、内径 2 mm。将胶管材料粘贴在质量 $M = 19.2$ g、直径为 106 mm 的圆形铝板上进行半功率带宽试验，如图 3.13 的脉冲响应曲线可知，使用胶管的机械阻抗结构的半功率带宽 $\Delta b = 46$ Hz，固有振动频率 $f_n = 335$ Hz，代入阻尼系数和弹性系数的计算式可得胶管材料的 $R = 5.5$ N·s/m， $K = 8.5 \times 10^4$ N/m。



图 3.12 使用胶管的机械阻抗结构

Fig 3.12 Mechanical impedance structure of rubber hose

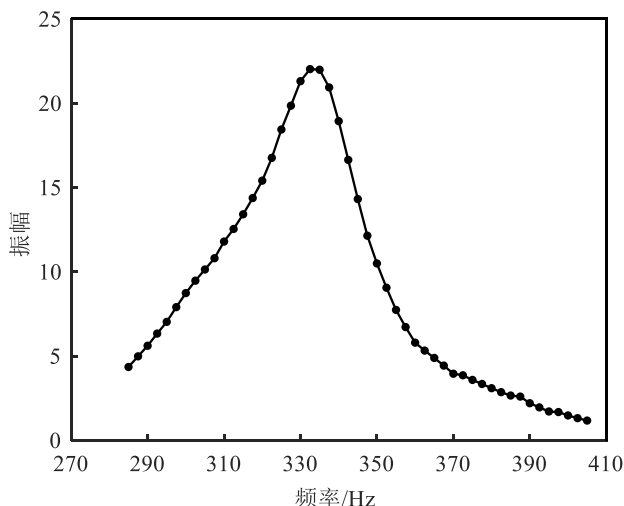


图 3.13 结构使用胶管材料的脉冲响应

Fig. 3.13 The impulse response curve of rubber hose material

由胶管和密实性材料的弹性系数可知，胶管材料的结构弹性系数比密实性材料低，而吸声系数峰值频率与弹性系数成正比变化，因此使用胶管材料的机械阻抗结构能够实现较低频率的吸声。使用驻波管测量该结构的实际吸声系数曲线，将阻尼系数 R 和弹性系数 K 代入式(2.10)、式(2.13)计算结构的理论吸声系数，如图 3.14 所示，结构使用胶管材料与使用密实性材料相比，机械阻抗结构的吸声峰值频率，从 710 Hz 降低到 335 Hz。

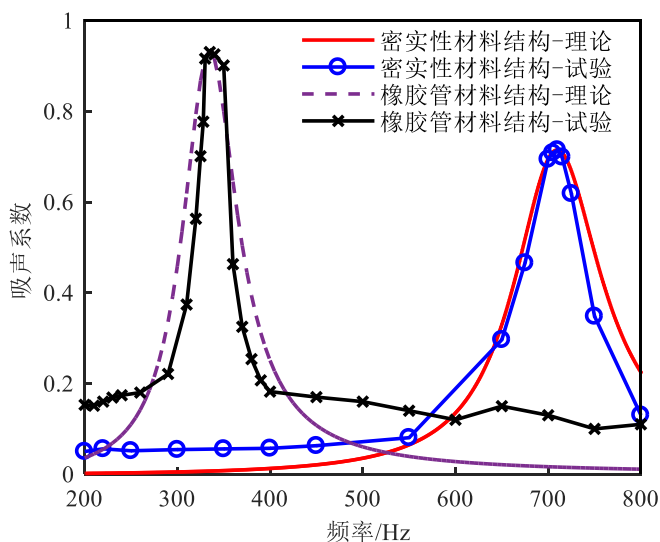


图 3.14 结构使用密实性材料和胶管的吸声系数

Fig. 3.14 Absorption coefficient of dense material and rubber hose structure

综上所述，使用胶管材料降低结构的共振吸声峰值与增加机械阻抗板的质量相比，换用胶管的效果更好，机械阻抗板的质量增加两倍，结构的吸声峰值频率仅减小 300 Hz，而换用胶管材料，减小了 400 Hz 以上，从而验证了结构换用具有较低弹性系数的材

料，容易在低频产生较好的吸声效果。同时，在使用胶管材料的前提下，适当的调整机械阻抗板的质量，还能够实现机械阻抗结构更低频率的吸声。然而，结构换用胶管后的吸声峰值频率虽然降低，但是吸声频带宽度变窄，造成该现象的主要原因将在第四章探讨。

3.4 本章小结

分析了机械阻抗结构吸声峰值频率的影响因素，分析发现，(1) 结构的吸声峰值频率由粘弹性材料的弹性系数和机械阻抗板的质量决定，增加机械阻抗板的质量或减小粘弹性材料的弹性系数能够降低结构的吸声峰值频率。(2) 指出降低机械阻抗结构吸声峰值频率的方向，主要以减小粘弹性材料的弹性系数为主，增加机械阻抗板质量为辅。(3) 以密实性材料的机械阻抗结构为基准，分别增加机械阻抗板的质量和更换具有较小弹性系数的胶管材料，比较机械阻抗结构在两种情况下的降频情况，驻波管试验结果表明，结构换用具有较低弹性系数的胶管材料，容易在低频产生较好的吸声效果。

第四章 拓宽机械阻抗结构吸声频带宽度的研究

第二章和第三章分别介绍和分析了机械阻抗结构的吸声系数和吸声峰值频率，但是仅掌握共振结构的吸声系数或吸声峰值频率是很不充分的，因为尽管结构的吸声峰值频率选择适当，如果吸声系数很低，或者吸声系数虽然高，但是吸声频带宽度很小，即机械阻抗结构的吸声频率范围很窄，基本不能满足实际需要的。本章将探讨机械阻抗结构的吸声频带宽度，分析影响结构吸声频带宽度的参数以及参数间的关联关系；找出结构在高频吸声频带宽、低频吸声频带窄的原因，为拓宽结构的低频吸声频带宽度提供理论指导；最后利用机械阻抗结构当前使用的粘弹性材料验证研究结论。

4.1 机械阻抗结构吸声频带宽度理论计算

机械阻抗结构的吸声系数 α 可写成下面的形式：

$$\alpha = \frac{\alpha_r}{1 + \left(\frac{x}{1+r}\right)^2} \quad (4.1)$$

共振时，相对声抗率 $x = 0$ ，得到共振频率可表示为：

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (4.2)$$

将 ω_n 的关系用于相对声抗率 x 的计算式改写，

$$x = \frac{\omega_n M}{S\rho c} \left(\frac{\omega}{\omega_n} - \frac{\omega_n}{\omega} \right) \quad (4.3)$$

则

$$\alpha = \frac{\alpha_r}{1 + \left[\frac{\sqrt{KM}}{S\rho c + R} \left(\frac{\omega}{\omega_n} - \frac{\omega_n}{\omega} \right) \right]^2} \quad (4.4)$$

记

$$Q = \frac{\sqrt{KM}}{S\rho c + R} \quad (4.5)$$

将(4.5)代入(4.4)得：

$$\alpha = \frac{\alpha_r}{1 + Q^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n} - \frac{\omega_n}{\omega} \right)^2} \quad (4.6)$$

当吸声系数 $\alpha = \alpha_r/2$ 时, 有

$$\frac{\omega}{\omega_n} - \frac{\omega_n}{\omega} = \pm \frac{1}{Q} \quad (4.7)$$

此时对于吸声上限角频率 ω_1 , 上式右方取正号, 可求出:

$$\omega_1 = \left[\sqrt{1 + \left(\frac{1}{2Q} \right)^2} + \frac{1}{2Q} \right] \omega_n \quad (4.8)$$

对于吸声下限角频率 ω_2 , 式(4.7)右方取负号, 可求出:

$$\omega_2 = \left[\sqrt{1 + \left(\frac{1}{2Q} \right)^2} - \frac{1}{2Q} \right] \omega_n \quad (4.9)$$

得到机械阻抗结构的吸声频带宽度 Δf 为:

$$\Delta f = \frac{\omega_1 - \omega_2}{2\pi} = \frac{f_n}{Q} \quad (4.10)$$

由上可知, 机械阻抗结构在固定频率吸声时, 吸声频带宽度由无量纲参数 Q 决定, Q 值越大, 则吸声频带越窄。反之, Q 值越小, 吸声频带越宽。 Q 值称为机械阻抗结构的声学品质因子, 它与机械振动或振荡电路中的品质因子是类似的^[7]。在试验测量时, 通常根据吸声频谱曲线求出结构的吸声频带宽度及结构的声学品质因子。

4.2 机械阻抗结构的吸声频带宽度分析

第三章中, 机械阻抗结构的粘弹性材料换用胶管能够实现低频吸声, 但是吸声频带宽度变窄。由式(4.10)可知, 结构的吸声频带宽度与吸声峰值频率成正比, 与声学品质因子成反比。结构使用胶管的吸声峰值频率较低, 但声学品质因子也降低, 为此将吸声频带宽度 Δf 的表达式改写为:

$$\Delta f = \frac{S\rho c + R}{2\pi M} \quad (4.11)$$

从式(4.11)可得, 结构的吸声频带宽度与粘弹性材料的阻尼系数有关, 与弹性系数无关。机械阻抗结构换用胶管与密实性材料相比, 主要改变了弹性系数和阻尼系数, 则结

构吸声带宽变窄的原因是阻尼系数减小。若更换材料的阻尼系数与密实性材料相同，如图 4.1 所示，机械阻抗结构的吸声频带宽度不变。

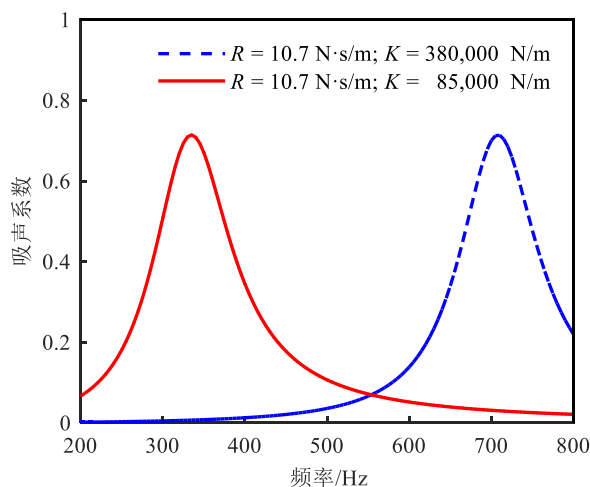


图 4.1 胶管材料的阻尼系数等于密实性材料的结构吸声系数

Fig. 4.1 Rubber hose and dense material with the same damping coefficient

若保持其它结构参数不变，仅增加结构的阻尼系数 R ，结构的吸声频带宽度理论上应当变宽。图 4.2 显示了结构的阻尼系数分别为 5 N·s/m、10 N·s/m 和 15 N·s/m 时的吸声系数曲线，由图可见，随着结构阻尼系数的变大，吸声频带增加。

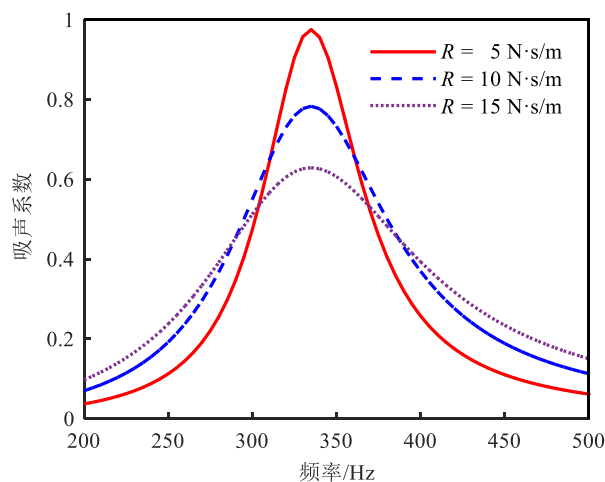


图 4.2 结构改变阻尼的吸声系数

Fig. 4.2 Absorption coefficient with varying damping coefficient

机械阻抗结构在低频吸声需要具有较低弹性系数的粘弹性材料，而吸声频带宽度与材料的阻尼系数有关，因此 K/R 值是结构在低频宽带吸声的重要参数。不同材料的 K/R 值不同，比如胶管材料的 $K/R = 15,400 \text{ s}^{-1}$ ，密实性粘弹性材料的 K/R 值为 $35,514 \text{ s}^{-1}$ ，则具有较低 K/R 的胶管材料更适宜用作结构低频吸声材料。

结构的粘弹性材料一定时，改变阻尼系数有两个途径，一个是并联途径，如图 4.3 所示并联增加一圈粘弹性材料。并联布置的结构受到外力 F 激励，弹性材料的位移相同，振动速度相同：

$$F = K_1 l_p + K_2 l_p = (K_1 + K_2) l_p \quad (4.12)$$

$$F = R_1 v_p + R_2 v_p = (R_1 + R_2) v_p \quad (4.13)$$

并联的粘弹性材料是相同的，则并联布置后的结构弹性系数 $K_p = 2K_1$ ，阻尼系数 $R_p = 2R_1$ 。



图 4.3 粘弹性材料并联布置示意图

Fig. 4.3 Diagram of parallel arrangement of viscoelastic materials

另一个途径是通过串联机制改变粘弹性材料阻尼，如图 4.4 所示。串联的粘弹性材料受到的激励力 F 相同，机械阻抗板的总位移 l_s 是上下两圈弹性材料位移之和。

$$l_s = l_1 + l_2 = \frac{F}{K_1} + \frac{F}{K_2} \quad (4.14)$$



图 4.4 粘弹性材料串联布置示意图

Fig. 4.4 Diagram of viscoelastic material layout in series

结构振动速度 v_s 是第一圈弹性材料的振动速度 v_1 和第二圈振动速度 v_2 之和，

$$v_s = v_1 + v_2 = \frac{F}{R_1} + \frac{F}{R_2} \quad (4.15)$$

则串联粘弹性材料的结构弹性系数可描述为：

$$K_s = \frac{F}{l_s} = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \quad (4.16)$$

阻尼系数:

$$R_s = \frac{F}{v_s} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (4.17)$$

串联使用的粘弹性材料相同，则串联粘弹性材料的结构弹性系数 $K_s = K_1/2$ 、阻尼系数 $R_s=R_1/2$ 。

由上分析可知，采用并联和串联方式改变结构的阻尼系数，弹性系数将同比例产生变化，即结构的 K/R 为定值。以粘弹性材料串联布置为例，验证结构的弹性系数和阻尼系数之间的变化关系。对单层、串联双层、串联三层的密实性材料进行半功率带宽试验，不用胶管材料的原因是后续驻波管吸声系数测量的量程限制；机械阻抗板的直径为 106 mm、质量 19.2 g，试验及计算结果见表 4.1。

表 4.1 串联布置密实性材料的半功率带宽试验

Tab. 4.1 Test of half-power bandwidth for dense viscoelastic materials in series

串联层数	弹性系数 K (N/m)	阻尼系数 R (N·s/m)	K/R (s ⁻¹)
单层	380,000	10.7	35,514
双层	223,000	6.4	35,396
三层	134,000	3.9	34,470

从表 4.1 可以看出，密实性材料在不同串联层数下，弹性系数和阻尼系数基本成比例变化，即粘弹性材料选定后，材料的 K/R 一定。因此，材料的阻尼系数不是一个独立变化的量，它的改变将带来弹性系数的改变。串联结构的吸声系数曲线如图 4.5 所示。

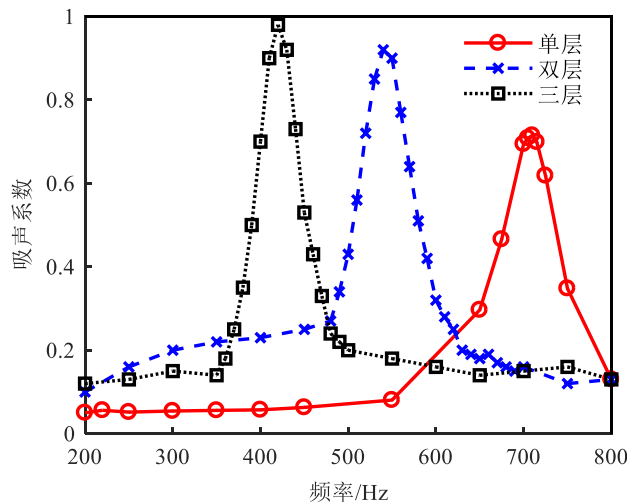


图 4.5 串联密实性粘弹性材料的结构吸声系数

Fig. 4.5 Absorption coefficient of dense viscoelastic materials in series

随着串联层数的增加,结构的吸声峰值频率降低,吸声系数增加,吸声频带宽度逐渐降低。此时, K 与 R 成比例的关系则是吸声频带宽度变窄的主要原因。由此可知,当选定一种粘弹性材料,粘弹性材料中 K 与 R 的关系,致使结构在高频的吸声频带宽度大于低频。

工程实际中,机械阻抗结构是针对特定频率吸声,此时必须考虑结构其它参数的变化。比如,结构的吸声频带宽度与机械阻抗板的质量成反比关系,但是改变机械阻抗板的质量,粘弹性材料的弹性系数同时变化,才能保持机械阻抗结构在特定频率下吸声,对结构吸声频带宽度产生影响的是弹性系数和机械阻抗板的质量。如果在分析机械阻抗板的质量时,不考虑弹性系数的变化,则无法实现结构在固定频率下吸声,因此结构在特定频率吸声的情况比较复杂。对 K 、 M 、 R 三个参数之间的关联关系以及对结构吸声性能的影响作进一步分析。将式(4.5)改写为:

$$Q = \frac{K}{2\pi(S\rho c + R)f_r} \quad (4.18)$$

由式(4.18)可知,降低粘弹性材料的弹性系数,增加阻尼系数有利于减小声学品质因子,拓宽结构的吸声频带宽度。当粘弹性材料一定时,材料的弹性系数与阻尼系数成比例变化,如阻尼系数增加一倍,弹性系数也增加一倍,受共振频率的影响,机械阻抗板的质量也要增加,由式(4.18)可知,声学品质因子并不减小而是稍有增大,结构的吸声频带宽度变窄。以直径 106 mm,质量 20 g 的机械阻抗板,粘弹性材料为密实性材料的机械阻抗结构为例,该结构的吸声系数曲线如图 4.6 所示。

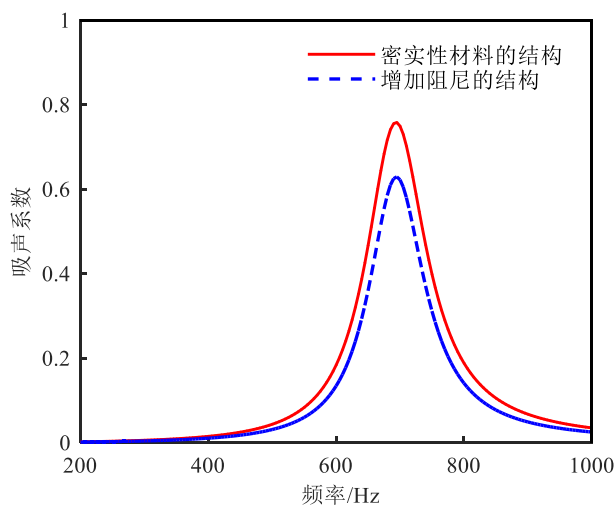


图 4.6 不同结构参数在固定频率下的吸声系数

Fig. 4.6 Absorption coefficient of different structural parameters at fixed frequency

图 4.6 中, 增加结构的阻尼系数 R 到 $15 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 弹性系数将同比例变化为 $5.33\times 10^5 \text{ N}/\text{m}$, 为保持结构的吸声峰值频率不变, 机械阻抗板的质量调整为 28 g , 调节后结构的吸声频带宽度变窄, 因此材料的弹性系数与阻尼系数成比例的变化关系是影响结构吸声带宽的重要因素。

若材料的弹性系数与阻尼系数不成比例, 以胶管为粘弹性材料, 板的直径为 106 mm 、质量为 19.2 g 为例, 固定结构的阻尼系数 $5.5 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 不变, 改变结构的弹性系数, 其吸声系数曲线如图 4.7 所示, 弹性系数由 $8.5\times 10^4 \text{ N}/\text{m}$ 降低到 $4.25\times 10^4 \text{ N}/\text{m}$, 调节机械阻抗板的质量, 结构将在同一频率吸声, 吸声频带宽度增加; 提高弹性系数到 $1.7\times 10^5 \text{ N}/\text{m}$, 同样调节板的质量, 吸声带宽变窄。

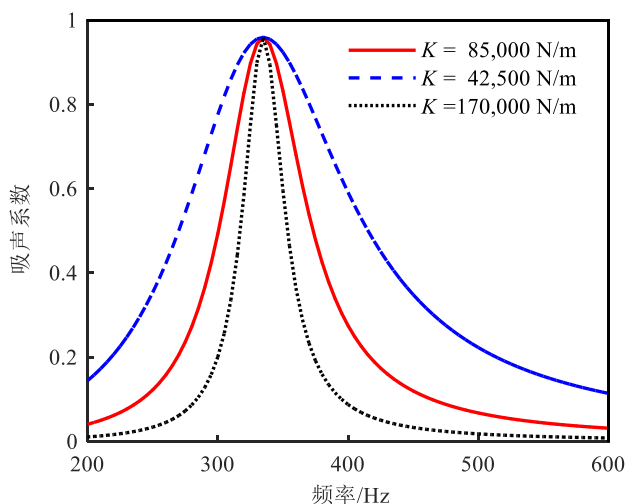


图 4.7 结构阻尼系数固定的吸声系数

Fig. 4.7 Absorption coefficient with fixed damping coefficient

由图 4.7 可知, 当结构的阻尼系数 R 与弹性系数不成比例变化时, 机械阻抗结构在特定频率下的吸声频带宽度与弹性系数成反比关系, 此时结构要在低频具有较宽的吸声频带宽度, 选取具有较小弹性系数的粘弹性材料即可。当阻尼系数随弹性系数变化, 但不成比例时, 如图 4.8 中的虚线所示, 结构的弹性系数降低一半, 但阻尼系数仅降低 $1 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 结构的吸声频带宽度增加; 若阻尼系数不降低, 阻尼系数增加 $1 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 如图 4.8 中的点线所示, 结构的吸声频带宽度增加。

综上所述, 当机械阻抗结构使用胶管材料的弹性系数降低到 $4.25\times 10^4 \text{ N}/\text{m}$ 时, 阻尼系数理论上应当同比例降低到 $2.25 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 若采取措施控制阻尼系数降低到 $4.5 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$, 阻尼系数与弹性系数不成等比例变化, 此时机械阻抗结构的吸声频带宽度增加。在实际问题中, 要实现机械阻抗结构的低频宽带吸声, 应当注意以下要求: (1) 粘弹性材料选用具

有较低弹性系数，较高阻尼系数的材料，即材料的 K/R 值要低；(2) 仅变动阻尼系数对吸声频带宽度的影响较小，要寻求能够改变粘弹性材料的弹性系数与阻尼系数成比例变化关系的方法，提升结构阻尼系数的同时，降低结构的弹性系数。

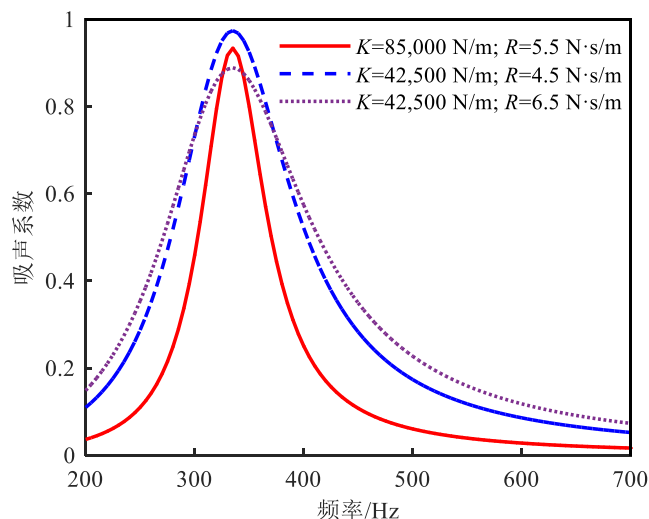


图 4.8 阻尼系数与弹性系数不成等比例变化的吸声系数

Fig. 4.8 Absorption coefficient with damping coefficient independent of elastic coefficient

4.3 多种典型胶管对机械阻抗结构吸声带宽的影响

由 4.2 ~ 4.3 小节可知，造成机械阻抗结构在低频吸声频带宽度较窄的主要原因是粘弹性材料的 K/R 值，材料选定后 K/R 的值基本不变。要实现结构的低频宽带吸声，考虑粘弹性材料的 K/R 基本不变的特性，应当选取 K/R 值较小的材料作为粘弹性材料。

第三章中使用胶管替换机械阻抗结构常用的密实性粘弹性材料降低结构的吸声峰值频率，胶管的 K/R 值为 $15,400 \text{ s}^{-1}$ ，密实性粘弹性材料的 K/R 值为 $35,514 \text{ s}^{-1}$ ，因此选用胶管作为机械阻抗结构的低频吸声粘弹性材料较为合适。研究过程中发现胶管的类型众多，典型的胶管主要有氟胶管、硅胶管以及乳胶管。如图 4.9 所示，三种胶管的规格都是内径为 2 mm、外径为 4 mm，不同胶管的 K 和 R 值见表 4.2，其中乳胶管的 K/R 值最低，理论上结构使用乳胶管的低频吸声性能优于氟胶管及硅胶管。

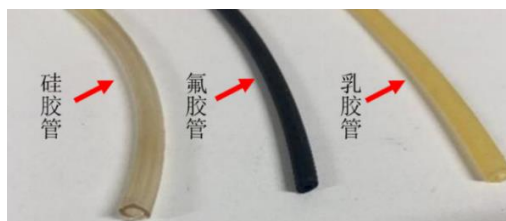


图 4.9 三种典型胶管的实物图

Fig. 4.9 Three typical rubber hoses

表 4.2 典型胶管参数的测量

Tab 4.2 Measurement of typical rubber hoses

弹性材料的名称	弹性系数 K (N/m)	阻尼系数 R (N·s/m)	K/R (s^{-1})
乳胶管	85,000	5.5	15,400
硅胶管	130,000	3.9	33,300
氟胶管	180,000	9.5	18,900

分别对使用三种材料的机械阻抗结构进行吸声系数试验，并设置吸声峰值频率在 335 Hz 附近，使用氟胶管的机械阻抗板质量调整为 84 g，使用硅胶管的机械阻抗板质量调整为 29.3 g，使用乳胶管的机械阻抗板质量保持 19.2 g，吸声系数曲线如图 4.10 所示，使用乳胶管结构的吸声频带宽度最宽。结合表 4.2 中的 K/R 值可得，具有较小 K/R 值的乳胶管是机械阻抗结构当前较好的低频吸声材料。

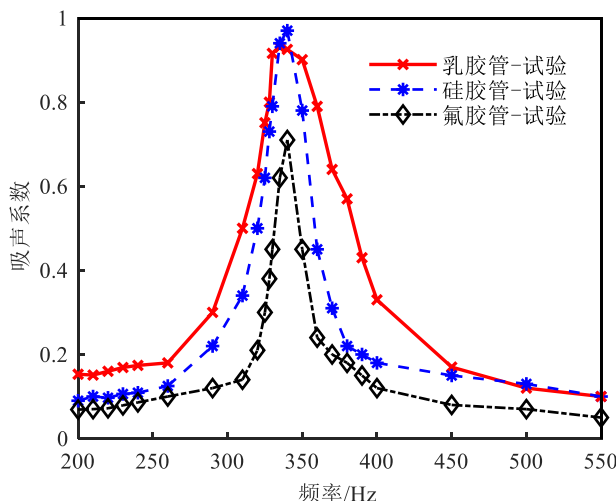


图 4.10 典型胶管的吸声系数

Fig. 4.10 Absorption coefficient of typical rubber hoses

4.4 本章小结

介绍机械阻抗结构的吸声频带宽度计算式；接着分析机械阻抗结构吸声频带宽度的影响因素，得到如下结论，(1) 机械阻抗结构在固定频率吸声时，结构的吸声频带宽度与声学品质因子成反比。(2) 当机械阻抗板的面积一定，声学品质因子的大小取决于粘弹性材料的参数和机械阻抗板的质量，但粘弹性材料的弹性系数和机械阻抗板的质量受共振频率的影响，进一步分析可知，粘弹性材料的弹性系数和阻尼系数之间存在成比例变化的关系，该关系是导致机械阻抗结构在低频吸声带宽窄的主要原因，即粘弹性材料的 K/R 值影响结构的吸声频带宽度。(3) 要实现机械阻抗结构的低频宽带吸声，应当选用具有较

小 K/R 值的粘弹性材料。最后，基于目前市面上典型的粘弹性材料进行试验验证，试验结果表明，机械阻抗结构使用 K/R 值小的乳胶管在低频的吸声频带宽度优于其它材料。

第五章 机械阻抗板面积对结构吸声性能的影响研究

在机械阻抗结构吸声性能的研究中, 考虑到驻波管测量的要求, 机械阻抗板的面积及形状都限定不变, 但是在实际工程应用中, 吸声结构的面积会依据应用场合产生变化, 结构也不一定选用圆形机械阻抗板。如果是一般性的吸声材料, 在驻波管中测量后, 材料面积变化后的吸声性能基本和驻波管测量一致, 但是机械阻抗结构的吸声性能与面积有关。本章将考虑机械阻抗板面积对结构参数的影响; 接着分析板的面积变化对结构吸声性能的影响; 最后分析常用的正方形结构吸声特性, 为实际应用提供面积选择的建议。

5.1 板面积对机械阻抗结构声学特性参数影响理论分析

机械阻抗板的面积变化时, 相关结构参数及声学特性参数的变动情况较复杂, 针对这一情况, 首先对结构参数单位化处理。以 m_c 表示机械阻抗板的单位面积质量, r_c 、 k_c 分别表示粘弹性材料的单位阻尼系数和弹性系数, 则无背腔的机械阻抗结构的弹性系数 $K = \pi \times d \times k_c$, 阻尼系数 $R = \pi \times d \times r_c$, 机械阻抗板的质量 $M = 0.25\pi \times d^2 \times m_c$, 其中, d 为机械阻抗板的直径。结构参数单位化后, 对结构的声学特性参数分析。

结构的固有共振频率与面积无关, 但是机械阻抗板的面积与质量间存在关系, 则共振吸声频率可以改写为:

$$f_r = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{k_c}{dm_c}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi^4}} \frac{k_c^{\frac{1}{2}}}{S^{\frac{3}{4}} m_c^{\frac{1}{2}}} \quad (5.1)$$

由式(5.1)可以看出, 结构的固有共振频率与机械阻抗板的面积成反比关系。吸声系数峰值的大小主要与结构的相对声阻率 r 有关, 相对声阻率 r 的值接近 1, 结构的吸声系数峰值越大。当 $r = 1$ 时, 结构的吸声系数峰值达到最大, 此时粘弹性材料的阻尼系数可由公式 $R = S\rho c$ 求出, 式中, ρc 为声音传播介质的特性阻抗。随着机械阻抗板面积 S 的变化, 结构最佳吸声系数峰值对应的阻尼系数会产生变化, S 越大, 对应的阻尼系数越大。

将单位化参数代入声学品质因子参数 Q ,

$$Q = \frac{2d^2 \sqrt{k_c \cdot m_c}}{d\rho c + 4r_c} \quad (5.2)$$

则结构吸声频带宽度 Δf 可表示为:

$$\Delta f = \frac{d\rho c + 4r_c}{2\pi m_c d} \quad (5.3)$$

由式(5.3)可知, 机械阻抗结构的吸声频带宽度 Δf 与板的直径 d 成反比关系, 即机械阻抗板的面积 S 越大, 结构的吸声频带宽度越窄。

若机械阻抗结构在特定频率下吸声, 则

$$M = \frac{K}{(2\pi f_r)^2} \quad (5.4)$$

改写结构的声学品质因子,

$$Q = \frac{2k_c}{\pi f_r (d\rho c + 4r_c)} \quad (5.5)$$

机械阻抗结构在特定频率下吸声的频带宽度计算式为:

$$\Delta f = \frac{\pi f_r^2 (d\rho c + 4r_c)}{2k_c} \quad (5.6)$$

从式(5.6)中可以明显看出, 当机械阻抗结构在固定频率吸声时, 结构的吸声频带宽度 Δf 与结构的直径 d 成正比关系, 即机械阻抗板的面积 S 越大, 结构吸声频带宽度越宽。

5.2 机械阻抗板的面积对结构吸声性能影响分析

5.1 小节中分析了机械阻抗板面积对结构的共振吸声频率、吸声系数峰值和吸声频带宽度的影响。以胶管为粘弹性材料, 机械阻抗板采用厚度为 0.8 mm 的铝制薄板为例。选取机械阻抗板直径为 75 mm、106 mm、125 mm、200 mm 及 250 mm 的 5 组不同直径的机械阻抗结构, 其中, 将直径为 106 mm 的实际机械阻抗结构作为基准结构, 比较面积变化的结构吸声性能。吸声系数曲线如图 5.1 所示, 图中实线为结构的基准曲线, 从板的直径为 75 mm 增加到 125 mm 过程中, 结构的吸声系数峰值逐渐增加, 从 125 mm 增加到 250 mm, 吸声系数峰值逐渐减小。吸声系数峰值变化的原因是机械阻抗板的面积增加, 结构的相对声阻率接近 1。结构的吸声频带宽度随机械阻抗板面积的增加, 逐渐增大, 与 5.1 小节中的理论分析一致。在面积增加的过程中, 应当考虑板质量的变化。比如使用的铝制板, 市面上容易获取的板厚在 0.8 mm 以上, 若使用厚度为 0.8 mm 的铝制板, 直径增加一倍, 为保持板的质量不变, 板的厚度应该减小 4 倍, 即 0.2 mm 的铝制板。使用 0.2 mm 的铝制板, 必须考虑板的自身振动对结构吸声性能的影响, 鉴于上述原因, 下文分析

面积和质量同时变化对结构吸声性能的影响。

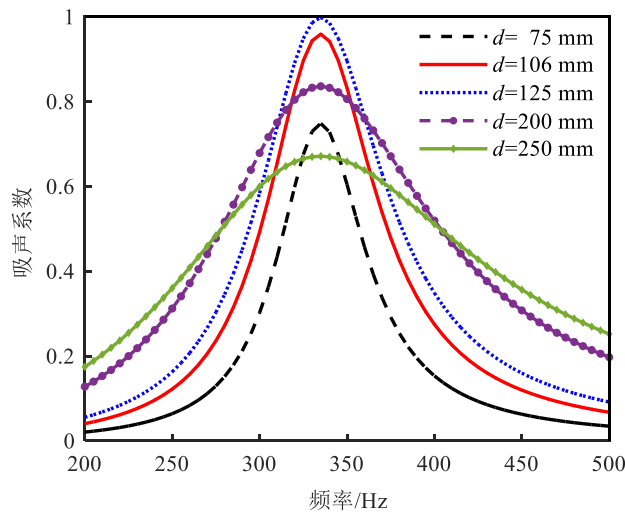


图 5.1 不同板面积的机械阻抗结构吸声系数

Fig. 5.1 Absorption coefficient of mechanical impedance structures with different areas

以 0.8 mm 的铝制板为例，选取机械阻抗板的直径分别为 50 mm、75 mm、100 mm、150 mm、200 mm 及 250 mm 的 6 组不同尺寸的机械阻抗结构，对应的质量 $M = 4.2$ g、9.5 g、17.0 g、38.1 g、67.8 g、105.9 g，代入吸声系数计算式，得到如图 5.2 所示的吸声系数曲线。

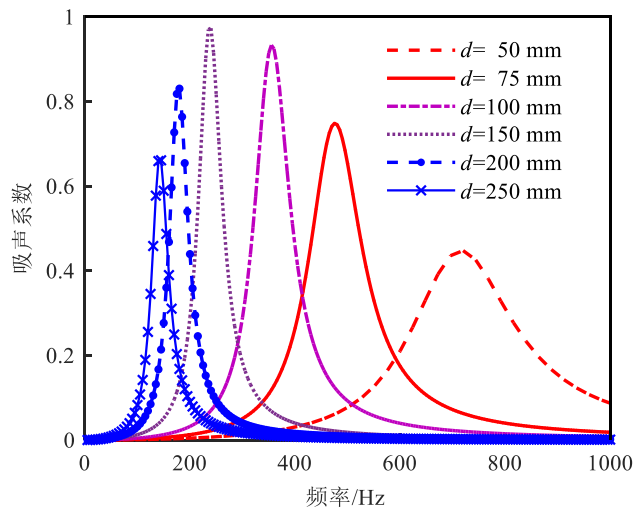


图 5.2 面积-质量变化的结构吸声系数

Fig. 5.2 Absorption coefficient of different areas and masses

由图 5.2 可知，机械阻抗板的直径从 50 mm 增加到 250 mm 的过程中，结构的吸声系数峰值先增大后减小，主要原因仍是相对声阻率的变化。吸声峰值频率不断下降，是因为机械阻抗板的面积增大，质量不断增加，但是粘弹性材料的弹性系数不变，从而导致吸声峰值频率下降。机械阻抗板的直径从 50 mm 增加到 150 mm 的过程中，结构的吸声

频带宽度不断减小, 从 150 mm 增加到 250 mm 的过程中, 吸声频带宽度的变化较小, 但降低的趋势仍然存在, 该现象与 5.1 小节中的理论分析一致。

机械阻抗结构的面积变化时, 使用的粘弹性材料也会随应用场景产生变化, 粘弹性材料的主要参数是弹性系数和阻尼系数, 当粘弹性材料选定后, 弹性系数和阻尼系数是成等比例变化的关系。以胶管材料为例, 胶管材料的弹性系数 $K = 85,000 \text{ N/m}$ 、阻尼系数 $R = 5.5 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, 单位化弹性系数和阻尼系数得, $r_c = 16.5 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k_c = 255,400 \text{ N/m}$, 选取机械阻抗板的直径尺寸分别为 50 mm、106 mm、150 mm、200 mm 及 250 mm 的 5 组不同面积的机械阻抗结构, 计算得到阻尼系数分别为 $2.6 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 、 $5.5 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 、 $7.8 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 、 $10.4 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 及 $13.0 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, 弹性系数 $K = 4 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、 $8.5 \times 10^4 \text{ N/m}$ 、 $1.2 \times 10^5 \text{ N/m}$ 、 $1.6 \times 10^5 \text{ N/m}$ 及 $2 \times 10^5 \text{ N/m}$, 代入吸声系数的计算式, 得到如图 5.3 所示的吸声系数曲线图。

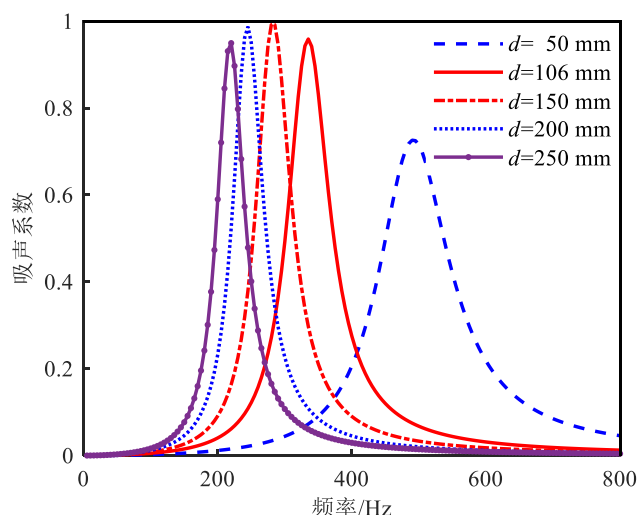


图 5.3 粘弹性材料变化的结构吸声系数

Fig. 5.3 Absorption coefficient of structures with different viscoelastic material parameters

从图 5.3 中可以看出, 结构的吸声峰值频率仍然随着面积的增加, 先增加后减小。结构的吸声频带宽度在机械阻抗板直径为 50 mm ~ 106 mm 的范围内变窄明显, 106 mm ~ 250 mm 之间的带宽基本保持不变。选取粘弹性材料变化的三组机械阻抗结构, 与面积-质量变化的结构对比分析。三组具有代表性的结构直径为: 50 mm、150 mm、250 mm, 吸声系数曲线如图 5.4 所示, 粘弹性材料变化的机械阻抗结构的直径用 d 表示, 面积-质量变化的机械阻抗结构的直径用 d' 表示。从图 5.4 可知, 直径为 50 mm 的粘弹性材料变化的结构, 吸声峰值频率和吸声频带宽度因为弹性系数的降低而减小, 吸声系数峰值因为机械阻抗板的面积与阻尼系数的比值接近传播介质的特性阻抗而增加, 直径 150 mm、250 mm 的结构吸声系数峰值变化也是这个原因导致的; 直径为 150 mm、250 mm 的结

构，粘弹性材料变化时的结构吸声峰值频率均是上升，因为随着机械阻抗板面积的增加，粘弹性材料的弹性系数已经高于面积-质量变化结构的固定弹性系数；吸声频带宽度上，结构的声学品质因子变化较小，结构的吸声频带宽度也基本保持不变。

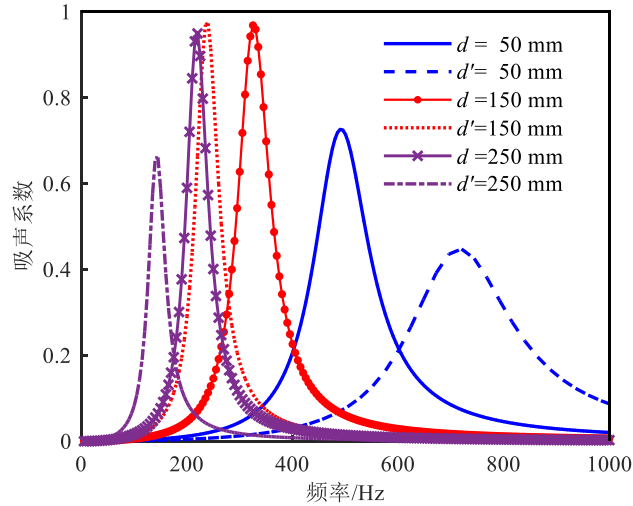


图 5.4 粘弹性材料变化与面积-质量变化的结构吸声系数

Fig. 5.4 Absorption coefficient of structures with different viscoelastic materials and areas-masses

综上所述，使用胶管材料的机械阻抗结构，机械阻抗板的直径应当控制在 150 mm ~ 250 mm 范围内。实际工程应用中，机械阻抗结构要针对特定频率吸声，当结构的板材及粘弹性材料不变，机械阻抗板的面积增加，结构的吸声频带宽度将增加，但结构的吸声系数峰值会下降。为获得较宽的吸声频带和较高的吸声系数峰值的结构，选取吸声系数峰值 0.8 为临界点，结构在临界点处的直径应当选择 200 mm。

5.3 正方形机械阻抗板的吸声性能影响研究

驻波管试验测量中，机械阻抗板为圆形结构，工程实际中若采用圆形结构，如图 5.5 所示，组成的吸声结构平面利用率低；其次，入射到吸声结构的部分声能将由空隙透射，无法达到吸声的效果。为此，吸声结构的应用中通常采用正方形的吸声结构^[7]。

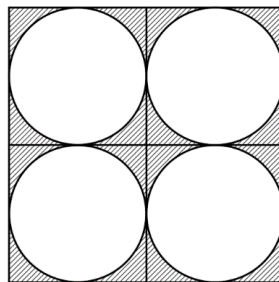


图 5.5 机械阻抗结构实际应用的排列形式

Fig. 5.5 Arrangements of mechanical impedance structures in practical application

机械阻抗板为正方形时，结构的质量变化容易求出，但阻尼系数和弹性系数变化复杂。选取周长与圆形机械阻抗板相近的正方形结构，当圆形结构的直径为 100 mm，则正方形机械阻抗板的边长 $L_0 = 79$ mm。周长相等的结构差异主要是机械阻抗板的面积，圆形结构的面积为 $7,850$ mm²，正方形结构的面积为 6241 mm²，同时正方形结构的质量比圆形结构的小。以 0.8 mm 的铝制板，胶管为粘弹性材料为例，吸声系数曲线如图 5.6 所示，采用正方形的结构吸声峰值频率向高频移动，吸声频带宽度增加。

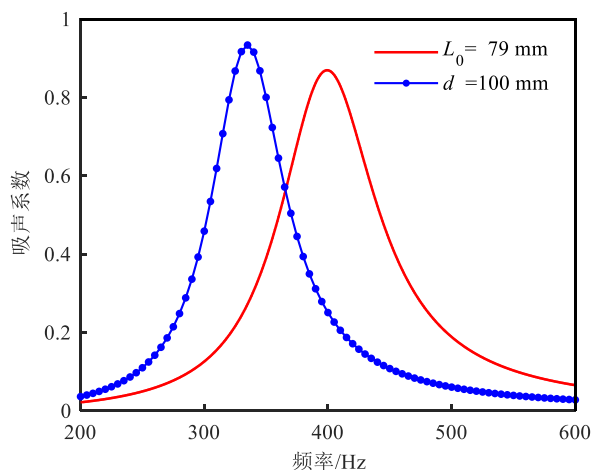


图 5.6 周长相等的机械阻抗结构吸声系数

Fig. 5.6 Absorption coefficient of mechanical impedance structures with equal perimeter

当正方形结构与圆形结构的有效作用面积相同时，正方形机械阻抗板的边长 $L_0 = 89$ mm。面积相等的两种结构差异主要是粘弹性材料的参数，正方形结构的弹性系数和阻尼系数分别为 9.1×10^4 N/m、 5.8 N·s/m，则两种结构的吸声系数曲线如图 5.7 所示，结构的吸声峰值频率向高频移动，吸声频带宽度增加。

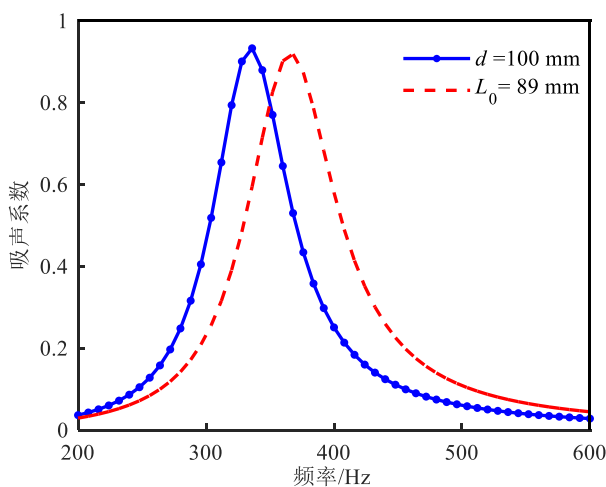


图 5.7 面积相等的机械阻抗结构吸声系数

Fig. 5.7 Absorption coefficient of mechanical impedance structure with equal area

当正方形结构为图 5.5 中单个正方形尺寸时，边长 $L_0 = 100 \text{ mm}$ 。此时两种结构的机械阻抗板和粘弹性材料的参数均不一致，正方形板的面积增加了 $2,150 \text{ mm}^2$ ，质量增加 2.4 g ，粘弹性材料的弹性系数为 $1.02 \times 10^5 \text{ N/m}$ 、阻尼系数为 $6.6 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 。两种结构的吸声系数曲线如图 5.8 所示，吸声峰值频率从 336 Hz 增加到 344 Hz ，吸声系数峰值增大，吸声频带宽度增加。

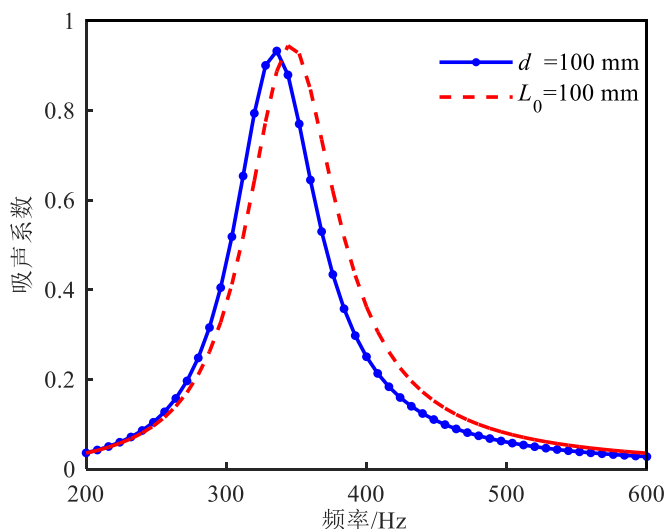


图 5.8 边长与直径相同的结构吸声系数

Fig. 5.8 Absorption coefficient of the structure with the same side length and diameter

综上所述，正方形机械阻抗结构的吸声峰值频率向高频移动，但结构的吸声频带宽度将增加；选用与圆形结构等效周长或面积相同的正方形结构，两种结构的吸声峰值频率增加了 30 Hz 以上；选用边长与圆形结构直径相同的正方形结构，其吸声峰值频率仅增加了 8 Hz 。因此，以边长 $L_0 = 100 \text{ mm}$ 的机械阻抗结构为基准，分析正方形机械阻抗结构面积增加时，结构吸声性能的变化。

随着正方形机械阻抗板面积的增加，粘弹性材料的长度也会增加，结构的阻尼系数和弹性系数同时发生变化，两者的增长量与机械阻抗板的边长成正比，而机械阻抗板的质量与边长的平方成正比。则当方形结构的边长增加 n 倍时，声学品质因子可表示为：

$$Q = \frac{\sqrt{nK \cdot n^2 M}}{n^2 L_0^2 \rho c + nR} = \frac{\sqrt{nKM}}{nL_0^2 \rho c + R} \quad (5.7)$$

由式(5.7)可知，当机械阻抗板的边长增加的倍数较小，分母中 $nL_0^2 \rho c$ 的变化量小于结构阻尼系数，但是分子是增加的，因而声学品质因子增大；当倍数较大，分母的变化量主要受 $nL_0^2 \rho c$ 决定，分母的增速约为 n 倍，而分子的增速仍是 $n^{1/2}$ 倍，则声学品质因子

将减小，呈现下降趋势。声学品质因子 Q 随边长 L_0 变化的关系曲线如图 5.9 所示，随着机械阻抗板边长的增加，结构的声学品质因子先增加后减小。

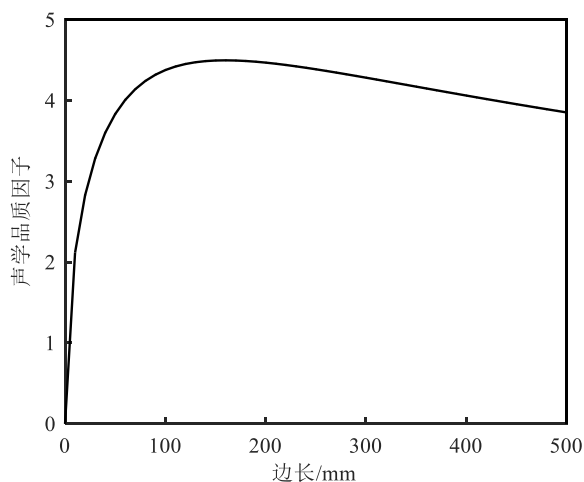


图 5.9 声学品质因子与机械阻抗板边长的关系

Fig. 5.9 Relation between acoustic quality factor and plate side length

当机械阻抗板的边长增加 n 倍时，结构的相对声阻率 r 可表示为：

$$r = \frac{nR}{n^2 L_0^2 \rho c} = \frac{R}{n L_0^2 \rho c} \quad (5.8)$$

由式(5.8)可知，结构的相对声阻率 r 与边长增加的倍数 n 成反比关系，其关系曲线如图 5.10 所示，在结构边长为 100 mm ~ 200 mm 之间存在相对声阻率为 1 的值，则结构的吸声系数在此区间内存在最大值，即不同边长结构的吸声系数峰值将在 100 mm ~ 200 mm 间先增加后减小。

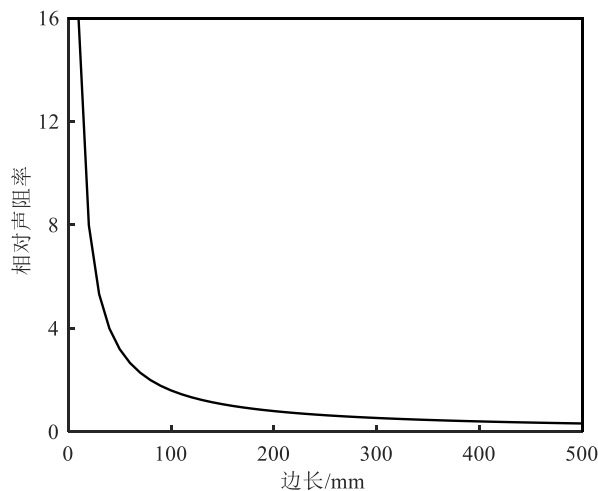


图 5.10 相对声阻率与机械阻抗板边长的关系

Fig. 5.10 Relation between relative acoustic resistance and plate side length

选取边长分别为 100 mm、150 mm、200 mm、400 mm 的机械阻抗结构，机械阻抗板仍采用厚度为 0.8 mm 的铝制板，粘弹性材料为胶管。吸声系数曲线如图 5.11 所示，吸声峰值频率向低频移动，吸声系数先增大后减小，吸声频带宽度呈现下降趋势。吸声峰值频率的变化主要原因是机械阻抗板的质量与边长的平方成正比，弹性系数只与边长成正比；吸声系数峰值在边长为 100 mm ~ 150 mm 之间逐渐增加，若进一步增加机械阻抗板的面积，结构的吸声系数下降，因而结构的边长在 150 mm ~ 400 mm 范围内，吸声系数逐渐降低；由图 5.9 和图 5.11 可知，声学品质因子先增加后减小，结构的吸声频带宽度先增加后减小。

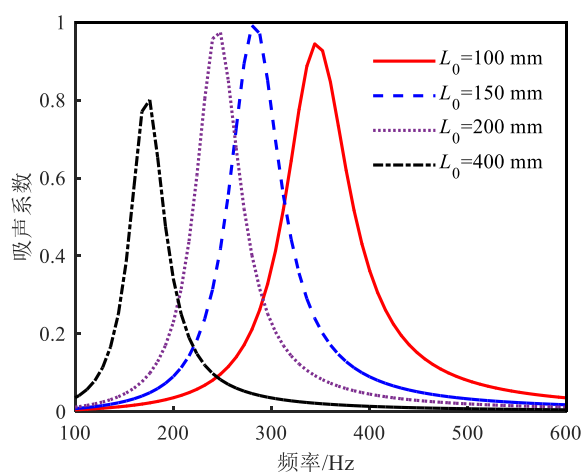


图 5.11 不同边长的正方形结构吸声系数曲线

Fig. 5.11 Absorption coefficient of square structures with different side lengths

机械阻抗板面积增大，结构的吸声峰值频率将发生偏移，将机械阻抗结构的吸声峰值频率固定在特定频率。为保持机械阻抗结构的吸声峰值频率不变，改变机械阻抗板的质量，控制机械阻抗板的质量和粘弹性材料的弹性系数的比例。

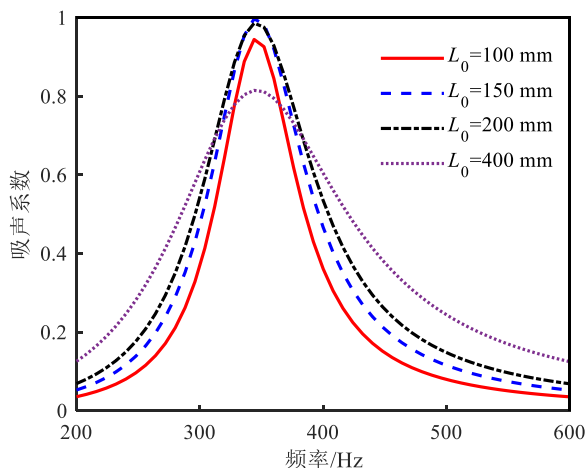


图 5.12 固定频率吸声的正方形结构吸声曲线

Fig. 5.12 Absorption coefficient of square structure with fixed frequency

图 5.12 是机械阻抗板的边长分别为 150 mm、200 mm、400 mm 时与边长为 100 mm 时的结构吸声系数曲线对比图，机械阻抗结构的吸声峰值频率保持在 350 Hz 附近，结构边长从 100 mm 增加到 150 mm，结构整体吸声性能增加；进一步增加机械阻抗板的面积到 400 mm，结构的相对声阻率减小，吸声峰值降低，但是吸声频带宽度得到拓宽。控制机械阻抗板的质量和粘弹性材料的弹性系数成比例增长后，结构的声学品质因子与机械阻抗板边长的关系为：

$$Q = \frac{\sqrt{nK \cdot nM}}{n^2 L_0^2 \rho c + nR} = \frac{\sqrt{KM}}{n L_0^2 \rho c + R} \quad (5.9)$$

由式(5.9)可知，机械阻抗结构的声学品质因子随机械阻抗板边长的增加逐渐降低，结构的吸声频带宽度变窄。将吸声系数 0.8 作为结构的临界吸声系数，则此时结构的边长选取 420 mm 较为适宜。若要结构的吸声系数达到最佳，结构的边长应为 180 mm。综合考虑，正方形铝制胶管结构的边长控制在 180 mm ~ 420 mm 范围内较为合适。

结构的弹性系数 K 和阻尼系数 R 的关系是导致结构吸声频带宽度较窄的主要原因，若开发高阻尼系数，低弹性系数的材料，对机械阻抗结构的低频吸声性能改善具有积极的意义。以边长为 420 mm 的机械阻抗板为例，将粘弹性材料的阻尼系数 R 增加到 $1.5R$ ，结构的吸声系数曲线如图 5.13 所示，调节粘弹性材料的阻尼系数，结构的吸声峰值提高，吸声峰值频率保持不变；由式(5.9)可知，结构的阻尼系数增加，声学品质因子将降低，吸声频带宽度拓宽。

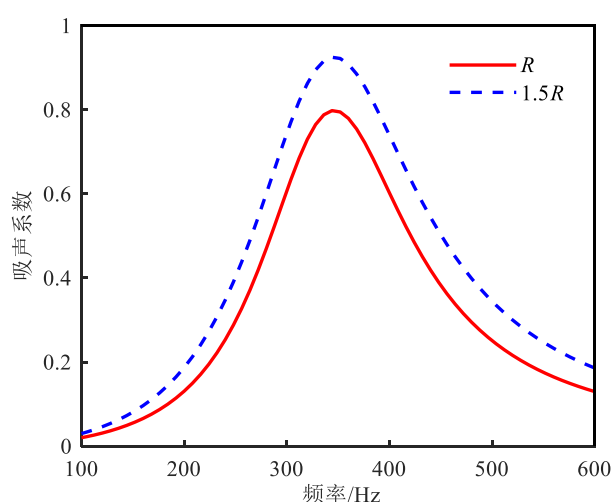


图 5.13 调节阻尼的结构吸声系数曲线

Fig. 5.13 Absorption coefficient of the structure with adjustable damping

综上所述，(1) 正方形机械阻抗结构的边长与圆形结构的直径相同时，正方形结构的

吸声性能优于圆形结构；(2) 正方形结构在固定频率的吸声频带宽度，随着边长的增加不断提升；(3) 正方形结构采用胶管材料和铝制机械阻抗板，其边长控制在 420 mm 附近的吸声性能较好；(4) 正方形机械阻抗结构的吸声频带宽度仍然受粘弹性材料的弹性系数和阻尼系数成比例变化的关系限制，改变两个参数间的关系，正方形机械阻抗结构的吸声性能将进一步提升。

5.4 本章小结

理论分析发现，(1) 随着机械阻抗板面积的增加，结构的吸声峰值频率向低频移动，吸声系数峰值先增加后降低，吸声频带宽度呈现下降的趋势。(2) 当机械阻抗结构固定在特定频率吸声时，机械阻抗板的面积越大，结构的吸声频带宽度越宽，但吸声系数仍然先增加后减小。(3) 建议在拓宽结构吸声频带时，选取 0.8 作为结构的临界吸声系数。机械阻抗板的形状为圆形时，使用胶管的铝制板直径为 200 mm 的综合吸声效果较好。当形状为正方的结构边长与圆形结构的直径相同时，其吸声性能优于圆形结构并且更加实用，并且使用胶管和铝制板的正方形结构边长为 420 mm 的吸声性能最佳。

第六章 全文总结与展望

6.1 全文总结

本文针对低频噪声较难控制的问题,对当前相关的低频吸声材料,展开了一系列的调研,指出开发一种低频吸声材料或结构的必要性,从而研究机械阻抗共振结构的低频吸声特性,取得了一些指导工程实际应用的研究成果。

(1) 理论分析指出吸声峰值频率与粘弹性材料的弹性系数成正比,与机械阻抗板的质量成反比;适当调节粘弹性材料和机械阻抗板,机械阻抗结构能够在特定频率吸声。工程实际中,由于不同粘弹性材料的弹性系数是固定数值,因此机械阻抗结构的降频顺序以调节结构的弹性系数为主,调节机械阻抗板的质量为辅;通过对不同降频方法的验证,试验表明结构换用具有较小弹性系数的胶管材料降频效果优于增加机械阻抗板的质量,结构的吸声系数曲线向低频移动。

(2) 机械阻抗结构的吸声频带宽度与结构的声学品质因子相关,在特定频率吸声的频带宽度与声学品质因子成反比关系。机械阻抗板的面积一定时,声学品质因子受机械阻抗板的质量、粘弹性材料的弹性系数和阻尼系数影响。其中,机械阻抗板的质量和弹性系数受共振频率的影响不能轻易改变,弹性系数和阻尼系数之间也存在等比例变化的关系。进一步分析发现,弹性系数和阻尼系数之间的关系是造成机械阻抗结构在不同频率吸声频带宽度差异的主要原因。结构要在低频具有较宽的吸声频带宽度,应当选取弹性系数和阻尼系数比值较小的粘弹性材料。试验结果表明,机械阻抗结构使用弹性系数和阻尼系数比值较小的乳胶管时,其低频吸声性能优于其它材质胶管。

(3) 随着机械阻抗板面积的增加,机械阻抗结构的吸声系数先增加后减小,吸声频带宽度呈现逐渐减小的趋势;当机械阻抗结构在特定频率吸声时,吸声频带宽度与机械阻抗板的面积成正比关系,但是结构的吸声系数仍然是先增加后减小。机械阻抗结构要在低频段具有较宽的吸声频带,应当使用较大面积的机械阻抗板,但结构的吸声系数将随着板面积的增加而减小,整体的吸声性能下降。综合考虑,建议将 0.8 作为结构的吸声系数临界值,即机械阻抗板面积增加,结构的吸声系数下降到 0.8,此时吸声频带宽度为结构的最大有效吸声带宽。当机械阻抗结构的吸声系数高于 0.8 时,为保证结构的吸声性能最佳,胶管和铝制机械阻抗板的圆形结构直径应当控制在 200 mm。

(4) 对比分析使用胶管和铝制机械阻抗板的正方形与圆形结构的吸声性能，当两种结构的粘弹性材料用量或有效吸声面积相同时，正方形结构的吸声频带宽度增加，但是吸声峰值频率均增加 30 Hz 以上，不利于正方形结构的低频吸声。当正方形结构的边长与圆形结构的直径相同时，两种结构的吸声峰值频率基本相同，但正方形结构的吸声频带宽度增加，因此正方形结构的整体吸声性能优于圆形结构。研究表明正方形结构的边长在 420 mm 时的吸声性能最佳，进一步增加结构的阻尼系数后，结构的低频吸声效果能够显著提升。

6.2 展望

(1) 本文分析发现粘弹性材料的阻尼系数和弹性系数成比例的关系是导致机械阻抗结构低频吸声带宽窄的主要原因，后续拓宽机械阻抗结构低频吸声带宽的研究可以从改变上述关系的方法出发，如研发具有低弹性系数、高阻尼系数的粘弹性材料，或者在结构中引入外力等措施。

(2) 文中最后一章研究了机械阻抗板的面积对结构吸声性能的影响，但是缺少相应驻波管的试验，主要是因为开发相应面积的驻波管测量系统暂时难以实现，后续的研究中可以使用驻波管试验仿真，验证不同面积结构的吸声性能变化。

参考文献

- [1] Patel DB, Solanki H. Effects of noise pollution on human health [J]. Research and Reviews: Journal of Environmental Sciences, 2021, 3(1): 1-5.
- [2] 中华人民共和国生态环境部. 2021 年中国环境噪声污染防治报告 [EB/OL]. http://www.mee.gov.cn/hjzl/sthjzk/hjzywr/202106/t20210617_839391.shtml.2021-06-17.
- [3] 付英杰. 超薄低频吸声结构优化设计方法[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [4] 宋丹. 噪声污染的危害及治理措施[J]. 科技资讯, 2019, 17(21): 62-63.
- [5] 闫靓. 低频噪声主观反应客观评价[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- [6] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 机械工业出版社, 2002.
- [7] 赵松龄. 噪声的降低与隔离(上)[M]. 同济大学出版社, 1985.
- [8] 李玥璨. 多孔材料的吸声性能研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2021.
- [9] Xu XB, Chen J, Chen B, et al. Comparison of sound absorption effect of stainless steel foam with polymer foams at low frequencies [J]. Journal of Beijing Information Science & Technology University, 2017, 32(1): 4-9.
- [10] Duan C, Sun J, Miao LU, et al. Low frequency sound absorption of foamed nickel multilayer structure with cavum [J]. Journal of Beijing Information Science & Technology University, 2015, 30(3): 1-5.
- [11] Lin J, Tsay Y, Tseng P. Development of folded expanded metal mesh with sound absorption performance [J]. Applied Sciences, 2021, 11(15): 7021-7035.
- [12] Song H, Cui Z, Li J, et al. Research on sound absorption performance and optimal design of acoustic materials containing cavity structure [C]. MATEC Web of Conferences, 2021, 336: 01001.
- [13] Azizan MA, Ismail MH, Salleh NM, et al. Sound absorption properties at high sound frequency of open cell aluminium foam [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 3: 161-173.
- [14] Jafari M, Khavanin A, Ebadzadeh T, et al. Optimization of the morphological parameters of a metal foam for the highest sound absorption coefficient using local search algorithm [J]. Archives of Acoustics, 2020, 45: 487-497.

- [15] 尉海军, 姚广春, 成艳, 等. 闭孔泡沫铝吸声性能的影响因素[J]. 中国有色金属学报, 2008, 18(008): 1487-1491.
- [16] Raut SV, Kanthale V, Kothavale BS. Review on application of aluminum foam in sound absorption technology [J]. International Journal of Current Engineering and Technology, 2016, 4: 178-181.
- [17] Peng K, Zhou JZ, Shen XM. The research on sound absorption performance of copper foam under the condition of low frequency [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2017, 4: 56-59.
- [18] Cheng W, Duan CY, Liu PS, et al. Sound absorption performance of various nickel foam-base multi-layer structures in range of low frequency [J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2017, 27(9): 1989-1995.
- [19] 刘伯伦, 钟祥瑞. 提高多孔材料低频吸声性能的探讨[J]. 声学技术, 1992, 11(1): 4.
- [20] 俞悟周, 蔺磊, 王佐民. 电解多孔铁镍薄板结构的吸声性能[J]. 材料研究学报, 2009, 23(1): 32-38.
- [21] Wang T, Ge H, Wang F. The sound absorption of sisal fiber and sisal fiber/polyethylene film sheets: Morphology and structure [J]. Polymer Composites, 2018, 39: 2812-2818.
- [22] Xu Q, Qiao J, Sun J, et al. A tunable massless membrane metamaterial for perfect and low-frequency sound absorption [J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 493: 115823.
- [23] 苏玉, 梅中建, 吕亚东, 等. 管束穿孔板的管腔耦合共振吸声机理研究[J]. 声学学报, 2021, 46(06): 1202-1211.
- [24] 马胜男, 刘新金, 谢春萍, 等. 纺黏非织造材料复合穿孔板吸声性能测试[J]. 上海纺织科技, 2021, 49(4): 33-36.
- [25] Sakamoto S, Fujisawa K, Watanabe S, et al. Small plate vibration sound-absorbing device with a clearance and without surrounding restriction: Theoretical analysis and experiment [J]. Noise Control Engineering Journal, 2021, 69(1): 30-38.
- [26] 马大猷. 微穿孔板吸声结构的理论和设计[J]. 中国科学, 1975, 1: 38-50.
- [27] 马大猷. 微穿孔板吸声体的准确理论和设计[J]. 声学学报, 1997, 5: 385-393.
- [28] 马大猷. 微穿孔板的实际极限[J]. 声学学报, 2006, 6: 481-484.
- [29] Miasa IM, Okuma M. Theoretical and experimental study on sound absorption of a multi-

- leaf microperforated panel [J]. *Journal of System Design and Dynamics*, 2006, 1: 63-72.
- [30] Yairi M, Sakagami K, Takebayashi K, et al. Excess sound absorption at normal incidence by two microperforated panel absorbers with different impedance [J]. *Acoustical Science and Technology*, 2011, 32: 194-200.
- [31] Min H, Guo W. Sound absorbers with a micro-perforated panel backed by an array of parallel-arranged sub-cavities at different depths [J]. *Applied Acoustics*, 2019, 149: 123-128.
- [32] Wong YS, Sekar V, Noum S, et al. Effect of Thickness and Perforation Size on the Acoustic Absorption Performance of a Micro-Perforated Panel [J]. *MATEC Web of Conferences*, 2021, 335: 03016.
- [33] 田文昊, 吴锦武, 李威, 等. 双层串联微穿孔板吸声体吸声特性研究[J]. *噪声与振动控制*, 2019, 39(04): 32-35.
- [34] Tang Y, Ren S, Meng H, et al. Hybrid acoustic metamaterial as super absorber for broadband low-frequency sound [J]. *Scientific Reports*, 2017, 7(2): 1-11.
- [35] 张德满, 李舜酩. 面向工程的微穿孔板吸声结构设计方法[J]. *振动与冲击*. 2011, 30(6): 130-133.
- [36] Wang K, Wang W, Yan X. Effect of hole on sound absorption coefficient of micro-perforated panels investigated by Melling computing [J]. *Concurrency and Computation: Practice and Experience*, 2019, 31(12): 251-258.
- [37] Wang C, Huang L. On the acoustic properties of parallel arrangement of multiple micro-perforated panel absorbers with different cavity depths [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2011, 130(1): 208-218.
- [38] 刘延. 微穿孔板的多共振低频吸声特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [39] Gai X, Xing T, Li X, et al. Sound absorption of microperforated panel with L shape division cavity structure [J]. *Applied Acoustics*, 2017, 122: 41-50.
- [40] 李东庭, 黄思博, 莫方朔, 等. 基于微穿孔板和卷曲背腔复合结构的低频宽带吸声体[J]. *科学通报*, 2020, 65(15): 1420-1427.
- [41] 刘哲明. 多尺度高效吸声穿孔板结构优化及制造工艺研究[D]. 长春: 长春理工大学, 2019.
- [42] 冯涛, 王余华, 王晶, 等. 结构型声学超材料研究及应用进展[J]. *振动与冲击*, 2021,

- 40(20): 150-157.
- [43] 赵越. 基于声学超材料的功能性透镜设计[D]. 南京: 南京邮电大学, 2020.
- [44] Li J, Chan CT. Double-negative acoustic metamaterial [J]. *Physical Review E Statistical Nonlinear & Soft Matter Physics*, 2004, 70(5): 055602.
- [45] Huang HH, Sun CT, Huang GL. On the negative effective mass density in acoustic metamaterials [J]. *International Journal of Engineering Science*, 2009, 47(4): 610-617.
- [46] Duan M, Yu C, Xin F, et al. Tunable underwater acoustic metamaterials via quasi-Helmholtz resonance: From low-frequency to ultra-broadband [J]. *Applied Physics Letters*, 2021, 118(7): 071904.
- [47] 王晓敏, 冯进铃, 陈越超. 白噪声激励下非线性声学超材料的随机响应[J]. *力学与实践*, 2021, 43(06): 887-895.
- [48] Schurig D, Mock JJ, Justice BJ, et al. Metamaterial electromagnetic cloak at microwave frequencies [J]. *Science*, 2006, 314(5801): 977-980.
- [49] Tang Y, Ren S, Meng H, et al. Hybrid acoustic metamaterial as super absorber for broadband low-frequency sound [J]. *Scientific Reports*, 2017, 7(2): 43340.
- [50] Shevchenko VV. A surface electromagnetic wave on a plane ribbon with a highly conducting surface [J]. *Journal of Communications Technology & Electronics*, 2018, 63(6): 521-523.
- [51] Chen C, Du Z, Hu G, et al. A low-frequency sound absorbing material with subwavelength thickness [J]. *Applied Physics Letters*, 2017, 110(22): 1903-1910.
- [52] Yang Z, Mei J, Yang M, et al. Membrane-type acoustic metamaterial with negative dynamic mass [J]. *Physical Review Letters*, 2010, 101(20): 204301.
- [53] Mei J, Ma G, Yang M, et al. Dark acoustic metamaterials as super absorbers for low-frequency sound [J]. *Nature Communications*, 2012, 3: 756-756.
- [54] Gao N, Wu J, Lu K, et al. Hybrid composite meta-porous structure for improving and broadening sound absorption [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 154: 107504.
- [55] Cheng B, Gao N, Huang Y, et al. Broadening perfect sound absorption by composite absorber filled with porous material at low frequency [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2020, 0(0): 1-15.

- [56] Feng L. Enhancement of low frequency sound absorption by placing thin plates on surface or between layers of porous materials [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2019, 146(2): 141-144.
- [57] Gao N, Tang L, Deng J, et al. Design, fabrication and sound absorption test of composite porous metamaterial with embedding I-plates into porous polyurethane sponge [J]. *Applied Acoustics*, 2021, 175: 107845.
- [58] 刘志恩, 袁金呈, 陈弯, 等. 复合微穿孔板吸声结构吸声特性分析及优化[J]. *声学技术*, 2021, 40(4): 515-520.
- [59] 曲婷, 闵鹤群. 一种应用于电梯井的复合吸声结构及其吸声参数研究[J]. *南京大学学报(自然科学)*, 2021, 57(4): 702-708.
- [60] Zhou D, Zhang ZQ. Preparation of Cement Based on Composite Porous Sound-absorbing Material and its Properties [J]. *Noise and Vibration Control*, 2008, 28(4): 136-131.
- [61] Shao H, He J, Zhu J, et al. Low-frequency sound absorption of a tunable multilayer composite structure [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2021(5): 1-9.
- [62] 张慧洁, 刘超, 李翔, 等. 低频吸声复合结构的研制与性能研究[J]. *噪声与振动控制*, 2021, 41(5): 236-240.
- [63] 朱远志, 朱凯麟, 曲振林, 等. 新型橡胶铜复合多孔材料的制造方法及其吸声特性[J]. *华中师范大学学报(自然科学版)*, 2018, 52(5): 668-672.
- [64] Sakagami K, Morimoto M, Koike W. A numerical study of double-leaf microperforated panel absorbers [J]. *Applied Acoustics*, 2006, 67: 609-619.
- [65] Gai X, Xing T, Cai Z, et al. Developing a microperforated panel with ultra-micro holes by heat shrinkable materials [J]. *Applied Acoustics*, 2019, 152: 47-53.
- [66] 邢拓, 李贤徽, 盖晓玲, 等. 微穿孔板复合板型声学超材料的低频吸声[J]. *声学学报*, 2020, 45(6): 878-884.
- [67] Zhao XD, Wang X, Yu YJ. Enhancing low-frequency sound absorption of micro-perforated panel absorbers by combining parallel mechanical impedance [J]. *Applied Acoustics*, 2018, 130: 300-304.
- [68] Zhao XD, Yu YJ, Wu YJ. Improving low-frequency sound absorption of micro-perforated panel absorbers by using mechanical impedance plate combined with Helmholtz resonators

- [J]. *Applied Acoustics*, 2016, 114: 92-98.
- [69] 于永杰. 机械阻抗板复合微穿孔板结构的低频吸声技术研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2017.
- [70] Singiresu SR, 等. 机械振动(第4版)[M]. 清华大学出版社, 2009.
- [71] 赵晓丹, 李晓, 丁瑞. 机械阻抗与声阻抗结合提高微穿孔板低频吸声性能[J]. *声学学报*, 2014, 39(03): 360-364.
- [72] Papagiannopoulos GA, Hatzigeorgiou GD. On the use of the half-power bandwidth method to estimate damping in building structures [J]. *Soil Dynamics & Earthquake Engineering*, 2011, 31(7): 1075-1079.
- [73] Badsar SA, Schevenels M, Haegeman W, et al. Determination of the material damping ratio in the soil from SASW tests using the half-power bandwidth method [J]. *Geophysical Journal International*, 2010, 3: 1493-1508.
- [74] 程静. 混响室法吸声系数测试系统改进[D]. 大连: 大连交通大学, 2017.
- [75] 徐希鹏, 金伟, 付伟, 等. 混响室法对不同材料吸声效果的探究[J]. *装备机械*, 2015(2): 10-13.
- [76] 张振国, 张秀丽, 张娜, 等. 传递矩阵-驻波管法研究材料隔声性能[J]. *材料导报*, 2010, 24(10): 118-121.
- [77] 葛松华. 关于驻波的讨论[J]. *物理通报*, 1998, 1: 1.
- [78] Li XH, Xing T, Zhao JJ, et al. Broadband low frequency sound absorption using a monostable acoustic metamaterial [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2020, 147(2): 113-118.
- [79] Zhao JJ, Li XH, Zhu LY, et al. Theoretical model of membrane acoustic absorber with compact magnet [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2021, 150(1): 410-416.
- [80] Zhao XD, Fan XQ. Enhancing low frequency sound absorption of micro-perforated panel absorbers by using mechanical impedance plates [J]. *Applied Acoustics*, 2015, 88: 123-128.

致谢

首先，我要向赵晓丹教授表示深切的谢意，是他引领我开展噪声控制相关的研究工作，是他一直以来热心关注我的工作，我要感谢他在整个研究工作过程中提供的宝贵建议和支持。我也要感谢赵秀亮，王丽梅两位老师，有幸得到两位老师的评阅和修改，本篇论文才得以完善和定稿，再次感谢两位老师在论文修改中提供的帮助。

我必须感谢课题组所有相关成员，感谢孙笑、罗翰波、刘奔三位师兄在课题研究中提供的建议；也感谢师弟赵明明、杨政宇、王磊、周迎龙在生活中的帮助；还要感谢在研究过程中和我进行多次学术讨论的潘邦雄同学。

最后我要感谢一直以来陪伴我的家人和朋友们，感谢母亲在背后默默的付出，感谢姐姐在求学过程中给予的支持和理解，感谢周港、周海洋、彭倩、王敏、胡影等朋友的传道授业，尤为感谢一路相伴的周倩倩。

在学期间发表的学术论文及其他科研成果

- [1] 赵晓丹, 周海川, 范启隆, 赵秀亮. 机械阻抗吸声带宽分析及利用磁性提高其性能[J]. 江苏大学学报(自然科学版).(已录用)
- [2] 周海川, 赵晓丹. 一种用于汽车中噪音振动消减装置[P]. 申请号:202111381059.6.(已公开)