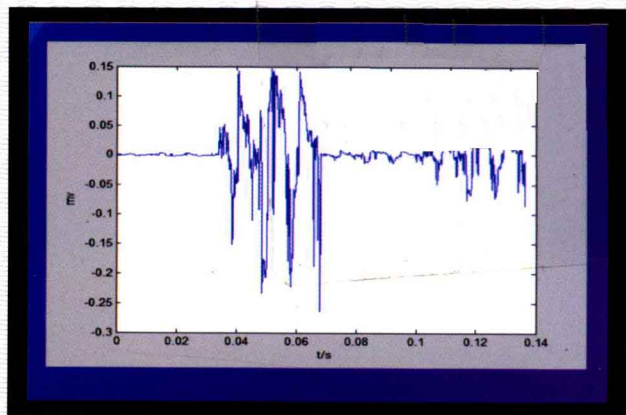


反相对冲柴油机排气消声器消声性能 及空气动力性能的研究

A Study on Acoustic Characteristics of the Counter-phase and
Split-gas Rushing Muffler Unit

邵颖丽 著



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

反相对冲柴油机排气消声器 消声性能及空气动力 性能的研究

邵颖丽 著



机械工业出版社

本书针对柴油机排气消声器提出了一种反相对冲的新型消声原理,并对基于该原理的消声单元进行了数学建模和试验验证,为基于该原理的新型消声器的设计及优化提供了理论依据。以CG25型单缸柴油机为样机,对样机的排气噪声进行了测试和频谱分析,较准确地确定目标消声频带,并设计试制了三种不同参数的反相对冲消声器。本书虽然是针对柴油机排气消声器提出的反相对冲消声原理,但由于内燃机排气噪声的产生机理都相同,故本书的相关理论和结论可以推广应用至汽油机等其他内燃机上。

本书适合从事汽车噪声控制研究工作的人员阅读,也可供高校相关专业师生阅读参考。

图书在版编目(CIP)数据

反相对冲柴油机排气消声器消声性能及空气动力性能的研究/邵颖丽著.
—北京:机械工业出版社,2011.8
ISBN 978-7-111-35568-7

I. ①反… II. ①邵… III. ①柴油机—消声器—研究 IV. ①TK423.4

中国版本图书馆CIP数据核字(2011)第158464号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:杜凡如 责任编辑:杜凡如

版式设计:霍永明 责任校对:潘蕊

封面设计:陈沛 责任印制:李妍

北京诚信伟业印刷有限公司印刷

2011年9月第1版第1次印刷

169mm×239mm·6.75印张·122千字

0001—1500册

标准书号:ISBN 978-7-111-35568-7

定价:35.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010) 88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010) 68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010) 88379649

读者购书热线:(010) 88379203

封面无防伪标均为盗版

前 言

排气噪声是柴油机及拖拉机的主要噪声源，且属低频噪声，安装排气消声器是控制排气噪声最直接有效的方法。而传统排气消声器大都由扩张室加穿孔管或穿孔板等组合而成，其排气阻力大，消声性能差，特别是对排气噪声中占主导地位的低频部分消声效果差。消声器的消声量与其排气阻力往往是一对矛盾，因此研究高效节能的新型消声原理具有重要意义。

为此，本书针对柴油机排气消声器提出了一种反相对冲的新型消声原理，并对基于该原理的消声单元进行了数学建模和试验验证，研究内容及成果如下：

1) 针对柴油机传统消声器低频消声性能差、排气阻力大，即功率损失严重的问题，提出了一种反相对冲消声的新型原理。其消声原理是利用声波反相抵消，来降低排气噪声中起主导地位的低频成分；利用气流对冲流速降低，从而减小气流再生噪声的原理，降低其他频带下的噪声。由于在结构上没有采取开小孔的穿孔管或穿孔板，再加上气流流速降低及气流从入口至出口通流面积均没有减小，因此排气阻力低。

2) 建立了反相对冲消声单元的物理模型，并利用声辐射理论，对其声学特性进行了数学建模和分析，推导出了此新型消声单元传递损失的理论模型，建立了其消声性能与消声单元结构参数之间的关系，为基于该原理的新型消声器的设计及优化提供了理论依据。

3) 以CG25型单缸柴油机为样机，对样机的排气噪声进行了测试和频谱分析，并利用奇异值分解技术对其进行分解与重构，较准确地确定目标消声频带，并以此为依据，设计试制了3种不同参数的反相对冲消声器。对安装3种新型消声器、5种转速下柴油机排气噪声的总A声级、倍频程声压级及详细频谱进行了测试分析，并与不装消声器及样机原装消声器下的排气噪声进行了比较分析，验证了新型消声单元的消声理论。

试验结果表明：3种新型消声器的插入损失均达到了7dB(A)，较原装消声器提高了4dB(A)。原装消声器仅对高频噪声有消声性能，当频率低于500Hz时，非但没有消声反而增强，再一次证明了传统消声器在低频段消声效果较差的问题。而新型排气消声器低频段消声效果明显，从而证明了新型

消声器能有效控制低频噪声的理论。同时还发现新型消声器在全频域都有降噪效果，特别是在 500Hz 以内效果更加显著。这不仅证明了新型消声器的低频消声性能，也证明了利用气流对冲能降低气流再生噪声的原理。因为反相消声只能使频率为目标消声频率及其奇数倍谐频的排气噪声反相抵消，所以不能在全频域范围内都有消声效果。而对冲对频率没有选择性。对比 3 种新型消声器的频谱图，证明了新 II 型消声器的消声性能最好，特别是在额定转速下更加明显，与模型的理论分析相吻合，进一步验证了理论的正确性。

4) 利用 CFD 流体仿真软件 FLUENT，对新型原理消声器进行了数值模拟仿真，模拟了消声器的内部流场，包括流速、压力及湍动能的分布。模拟结果表明，新型消声器流场的流动性能较原装消声器有很大改善。

5) 本书是针对柴油机排气消声器提出的反相对冲消声原理，由于内燃机排气噪声的产生机理都相同，故本书的相关理论和结论可以推广应用至汽油机等其他内燃机上。

本书是作者读博期间的研究成果，是在导师武佩教授的悉心指导下完成的，同时得到了内蒙古财经学院的大力资助。在此，深表感谢！

邵颖丽

目 录

前言

第 1 章 引言	1
1.1 抗性消声器的国内外研究现状	2
1.1.1 抗性消声器声学性能的研究现状	3
1.1.2 抗性消声器空气动力性能研究现状	7
1.1.3 抗性消声器优化方法研究现状	7
1.2 有源消声器的国内外研究现状	7
1.3 选题背景、目的和意义	9
1.4 本书主要研究内容	9
第 2 章 消声器声学理论	11
2.1 声波在管道中的传播特性	11
2.1.1 声波导理论及平面波截止频率	11
2.1.2 突变截面管	13
2.2 抗性消声器的分类	16
2.2.1 扩张式消声器	16
2.2.2 共振式消声器	19
2.2.3 干涉式消声器	19
2.3 复杂结构消声器的计算	19
2.3.1 声电类比	20
2.3.2 四极子线路	20
2.3.3 基本消声元件的传递矩阵	22
2.3.4 三点法	26
2.4 本章小结	27
第 3 章 反相对冲消声单元的声学特性及数学建模	28
3.1 声波的辐射理论	29
3.1.1 单脉动球辐射	29
3.1.2 声偶极辐射	30
3.1.3 利用偶极辐射特性的消声原理	31
3.1.4 单个面源(圆形活塞)辐射声场特性	33
3.2 反相对冲消声单元数学模型的建立	36

3.2.1 反相对冲消声单元径向开孔为圆形时的数学模型	36
3.2.2 反相对冲消声单元径向开口为椭圆形时的数学模型	38
3.3 反相对冲消声单元传递损失的数学模型	39
3.4 反相对冲消声单元结构参数应满足的控制条件	39
3.5 反相对冲消声单元的消声机理	41
3.5.1 声场对单个活塞声源的反作用	41
3.5.2 声场对两个反相振动的活塞声源的反作用	42
3.6 本章小结	43
第4章 反相对冲消声单元消声性能试验验证	44
4.1 柴油机排气噪声特性	44
4.1.1 排气噪声的波动方程	44
4.1.2 排气噪声的主要成分	45
4.1.3 影响排气噪声的主要因素	46
4.2 CG25 单缸柴油机排气噪声消声频带的确定	46
4.2.1 发动机排气噪声频谱测试	46
4.2.2 矩阵奇异值分解的数学理论	52
4.3 反相对冲消声器消声性能试验	57
4.3.1 新型消声器主要参数的计算与设计	58
4.3.2 试验结果及数据分析	62
4.4 本章小结	69
第5章 压力损失试验	70
5.1 试验装置的检验	71
5.2 试验结果及分析	71
5.3 CFD 简介	73
5.3.1 流体力学基本理论	74
5.3.2 消声器流场仿真	76
5.3.3 模拟与试验验证	77
5.3.4 消声器流场分析	81
第6章 研究结论	84
6.1 结论	84
6.2 不足	85
6.3 创新点	85
附录	86
参考文献	97

第 1 章 引 言

我国是柴油机的生产和使用大国^[1]。柴油机噪声较大,对人的生理、心理及环境都会造成严重影响,这种影响主要表现在视觉系统、神经系统、心血管系统及消化系统上。长期接触噪声的人,常常会出现眼痛、眼花、头晕、恶心、心慌、乏力、焦躁、心律不齐等健康问题。为控制噪声污染,国内外都制定了许多相关的噪声控制标准和法规^[2],如 1994 年在欧共体内,车辆行驶噪声限值:轿车 77dB(A)、货车 83~84dB(A),我国也对城市区域环境、工程机械和柴油机的噪声制定了严格的国家标准,如《汽车加速行驶车外噪声限值及测量方法》(GB 1495—2002)和《工程机械 噪声限值》(GB 16710.1—1996)。随着对环保重视度的提高,各国对噪声的控制越来越严格,噪声已成为评价内燃机等级水平的重要指标。

我国在柴油机噪声控制技术上相对比较落后,尤其是单缸柴油机的噪声较大。缸径大于 115mm 的单缸柴油机大都达不到国际规定的噪声标准^[3],国产机动车辆噪声见表 1-1。这严重影响了我国柴油机的生产使用及出口竞争力,制约了我国国民经济的发展。因此,如何有效降低柴油机噪声使其达到国际规定的限值,是目前亟待解决的问题。

表 1-1 国产机动车辆噪声

车 种	加速噪声/dB			匀速噪声/dB		
	L_{10}	L_{50}	L	L_{10}	L_{50}	L
重型卡车	92.3	88.2	88.75	89.3	86.5	87.11
中型卡车	90.1	86.7	87.11	86.4	81.8	82.11
轻型卡车	89.8	85.8	86.4	84.3	80.1	80.53
公共汽车	87.9	85.2	85.73	84.1	81.7	82.17
中型客车	86.9	84.1	84.48	80.8	76.5	77.02
轿车	83.4	80.8	81.15	73.8	71.5	72.02
摩托车	89.7	85.4	85.9	82.6	78.8	79.33
拖拉机	90.8	86.8	87.19	80.5	83.2	81.85

研究表明,柴油机主要噪声源是空气动力性噪声,其中排气噪声占主导地位^[6]。因此降低排气噪声具有决定性的意义,而安装排气消声器是最直接有效

的方法。柴油机排气消声器的性能主要包括消声性能和排气阻力性能，排气阻力性能影响发动机的整机动力性和经济性。通常消声器的消声性能和其排气阻力性能是一对矛盾，消声量大，往往其排气阻力也大，即功率损失大，结构也复杂。一般消声器的功率损失允许值如表 1-2 所示，在 3%~8%。

表 1-2 消声器插入损失和功率损失比限值

项 目 车辆分类	插入损失/dB	功率损失比 (%)	排气背压 (参考值) /kPa
重型车	≥ 10	≤ 3	13.3 (100mmHg)
中型车	≥ 20	≤ 5	16.7 (125mmHg)
轻型车	≥ 24	≤ 6	20 (150mmHg)
轿车	≥ 28	≤ 8	26.7 (200mmHg)

消声器一般可分为抗性、阻性及阻抗复合型。因柴油机的排气具有温度高、烟尘大、腐蚀性强等特点，故主要采用抗性消声器。传统抗性消声器的结构大都采用扩张室加内插管、穿孔管或穿孔板等，由于扩张室和穿孔管、穿孔板的消声频段有限，特别是在低频段的消声性能很差（而柴油机的排气噪声主要在低频段），且气流在通过扩张室及小孔时局部受阻，排气阻力大，发动机功率损耗严重。因此，随着对噪声污染要求的提高及燃油紧缺问题的产生，研究既消声性能好、又排气阻力低的高效节能型消声器就显得非常重要。

1.1 抗性消声器的国内外研究现状

如上所述，传统抗性消声器大都是由扩张室、穿孔管或穿孔板、内插管等基本声学单元组成的，声波在这些声学元件中传播时，不断地反射、干涉，使声波衰减而达到消声的目的。若消声器的结构设计不合理，气流在流动过程中可能还会产生再生噪声。图 1-1 所示的是一典型的传统抗性消声器。

传统抗性消声器的设计主要依据一维声学理论和经验公式，利用经验算法确定入口流速、入口直径、膨胀腔内径、膨胀腔容积、腔数、各腔长度和各腔之间的连接方式等，每个膨胀腔内部的结构根据现有经验和估算进行确定，再通过试验验证消声器的声学 and 流体动力学性能。

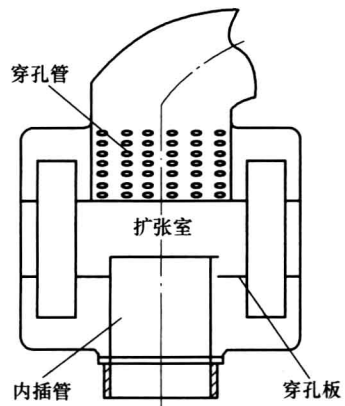


图 1-1 传统消声器示意图

1.1.1 抗性消声器声学性能的研究现状

当声波的波阵面垂直于传播方向的平面时,称为平面声波。平面波理论是早期研究抗性消声器声学性能的主要理论依据。利用一维平面波动方程理论可对不同结构的消声器的传递损失和插入损失进行预测。通常采用传递矩阵的方法计算消声量。传递矩阵法是把整个排气系统作为研究对象,按适当顺序将整个系统拆分为多个互相关联的消声单元,分别计算每个消声单元的声传递矩阵,借助于矩阵计算即可求出整个排气系统的总传递矩阵。声传递矩阵的理论基于一维平面波理论及其他一些声学假设,因计算简单,理论成熟而得到广泛应用。

1922年,美国 Stewart 率先用声学滤波器的理论研究抗性消声器,利用集中参数近似算法分析消声元件^[5]。

1954年, Davis 等人发表了平面波理论的经典论文,采用一维波动方程,利用截面突变处声压和体积速度的连续性,计算了单级、多级膨胀腔和侧支共振腔的消声特性^[6]。

20世纪50年代后期发展了不考虑气流及温度梯度的声传递矩阵法,为排气消声器的设计开创了新的方法。60年代以后,对于消声器的理论研究越来越深入,逐步解决了气流与声波的相互作用、进一步考虑温度梯度对声波的影响等问题,许多研究人员如日本的福田基一等在噪声控制技术方面做了大量的理论和试验研究,为设计和改进消声器提供了大量的数据及理论基础^[8]。

20世纪70年代, Panicker 分析了具有内插管膨胀腔的声学特性。Sullivan 分析了穿孔管消声元件的四极子参数及声学特性。1970年 Fukuda 提出利用等效电路得到的传递矩阵法计算消声器的传声特性。在同一时期, Sullivan、Crocker 和 Thawani 提出了存在气流影响时的声波传播理论^[9-10]。Prasad 和 Crocker 给出了具有平均气流及温度变化的直管段四极子参数,预测了多缸柴油机的声学性能并与实测吻合较好^[11-12]。

1982年 A Craggs 利用一维平面波理论得出扩张腔的长度应小于待消声波波长的结论^[13]。1987年, Beranek L L 设计了一种锥形入口和出口的膨胀腔,通过计算与试验分析得出锥形结构既提高了消声量又降低了排气阻力^[14]。Peat 从流体力学的基本方程出发导出了直管段的四极子参数,并利用四极子参数表达式计算了单个扩张腔的插入损失^[15]。

1992年 V Easwaran 利用平面波理论确定了圆柱扩张腔比锥形扩张腔消声性能好的结论^[16]。1995年, H Luoetal 等研究了各种轴向穿孔插入式消声器的一维传递矩阵理论模型,计算了它的传声损失^[17]。1997年, M L Munjal 对插入、

插出及侧面插入、插出消声器进行了平面波的理论分析, 计算了它的传递矩阵。1998年, M L Munjal 等给出了一种分析反向流、三通道、开口端有小孔的消声器频域分析模型^[18]。

2001年 F D Denia、J Alibelda 和 F J Fuenmayor 分析了椭圆形腔体的声学性能, 并得出消声性能与腔体长度及进出口位置有关^[19]。E Dokumaci 推导了带有轴向多个穿孔结构的消声器传递损失的计算^[20]。

2008年, C J Wu、X J Wang 和 H B Tang 利用平面波的理论及网格划分的方法成功预测了带有一个入口、两个出口的扩张式消声器的传递损失并作了对比验证^[21]。

国内许多学者对消声器也进行了深入的研究。1991年, 华中理工大学黄其柏探讨了声波在消声管道中的传播特性, 建立直管、穿孔管等消声元件的传递矩阵, 并通过试验验证了理论的正确性^[22]。

1994年, 蔡超等以消声器传递矩阵分析方法为基础, 给出了12种拖拉机抗性消声器声学子结构的声传递矩阵并以传递损失的试验结果, 验证了两个消声器的声学性能^[23]。

1995年, 王朝南研究了穿孔插入式消声器的数值计算, 克服了在管道开口端边界条件难于确定的困难, 进行了不同插入方式, 空气平均流量和穿孔率等消声量的计算^[24]。同年, 田瑞等基于平面波理论, 利用管道分叉点上声压和质点体积速度的连续性, 推导出带旁通的管道中声能流及其传递损失方程, 并进行了试验验证^[67-68]。

1996年, 王诗恩和高宗英用存在声源及气流时的一维波动方程描述了抗性消声器中噪声的传播过程, 建立了抗性消声器插入损失模型, 并应用于492Q汽油机的消声器的设计计算中^[25]。

1998年, 胡立臣用传递矩阵法模拟计算了消声器的插入损失, 用以评价包括源阻抗及尾管辐射阻抗在内的整个排气系统的声学特性, 推导出六种消声单元的传递矩阵, 并应用于插入损失计算^[26]。同年, 大连理工大学季振林等用传递矩阵和边界元法计算了整个消声系统的四极子参数, 使用双负载法和特征线法确定发动机声源阻抗和强度, 实现排气噪声和消声器插入损失的预测^[27]。同年, 华中理工大学黄其柏研究了考虑非均匀流场的刚性直管声场传递矩阵, 通过将刚性直管沿轴向分成多个微段, 并假设每一段内温度、气流的马赫数和声速保持不变的情况下, 利用各微段间声压和体积速度的连续性推导了声场传递矩阵, 并将三维图谱应用于消声器的性能分析中, 在此基础上, 通过对内插管扩张式消声器等效模型的简化, 建立了传递矩阵和插入损失的数学模型^[28]。

1999年, 河北工业大学的郝民、金萍等利用传递矩阵法计算了消声器的插

人损失,编制了优化设计程序并进行了试验验证^[29]。

2004年,北京理工大学张宏波等在考虑均匀流及线性温度的前提下,推导了7种消声元件的传递矩阵。建立了消声量和压力损失的计算模型,编制了CAD软件并与试验结果进行了比较^[30]。

2009年,褚志刚等基于平面波假设的基础,推导了4传声器位置、双终端边界条件互谱法传声损失测量基本原理并对算法进行了改进。通过对扩张式消声器的实测表明修正后的结果更准确^[31]。同年,王利民等采用传递矩阵,基于MATLAB软件编写的程序对原消声器的插入损失进行了预测、分析及优化,通过实际试验验证了优化的结果^[32]。

以上研究均是建立在平面波理论基础之上,利用一维平面波模型只能对消声器内部声场作近似的理论分析,在消声器截面几何尺寸较小,且噪声频率不高于一阶截止频率的情况下,这种分析方法是适用的。当需要降低的噪声为高频噪声或消声器结构非常复杂时,就会在消声器腔体内存在高次模式波,平面波与线性化的假设便不再适用。

随着计算机技术的发展,三维计算声学开始在消声器的研究中得以应用。该方法可以解决高次模式波存在的问题,它基本上是精确解。其主用方法包括:解析法、有限元法和边界元法。

有限元法在消声器声学性能研究中,主要解决内部声场的传播特性和传递损失的计算问题。1975年Young和Crocker首先提出用有限元方法来分析消声器元件的传递损失,此方法对模拟声波在不规则形状空腔中的传播特别有效^[33]。声学有限元是计算管道声学特性的有效方法。它可将复杂的多输入、输出的分支管路系统表示为互相连接的离散的声学单元组合形式,并预测不同结构排气系统的噪声特性,此法适用于处理复杂的具有串、并联分支结构的排气系统。尽管有限元法被普遍应用并取得了大量成果,但技术本身存在不可回避的缺陷。因为有限元需要全域离散,导致问题的自由度和原始信息量大,系统不稳定收敛性差。并且有限元将本身是连续的介质用仅在节点处连续的有限单元的集合来模拟,带来了离散误差。

20世纪六七十年代国外学者运用声学边界元法把消声器区域外表面离散为一系列的单元或网格,区域上用全部满足边界条件的函数离散,再将消声器边界单元和内部区域结合起来,从而建立了消声器声学边界元模型。边界元法仅在边界上离散,降低了数值计算的维数,减少了自由度、降低了信息量,近年来在消声器性能研究上得以应用。1995年,华南理工的吴浩硅教授用二维边界元法建立了消声器的数学模型,计算了插入损失^[34]。2001年,C I Chu、H T Hua、I C Liao利用Munjaj的数值方法和三点法分析了带有矩形截面积反向流消声器的声学性

能, 讨论了高次模式波对传递损失的影响并将数值计算的结果与间接边界元法作了对比^[35]。2003年, A Selamet、I J Lee、N T Huff 利用多维边界元法模拟了带有穿孔管及共振器的复合消声器的消声性能, 研究表明共振器对低频噪声效果明显而穿孔管对高频噪声降噪明显^[36]。同年, A Selamet 利用解析法和边界元法研究了双膨胀腔带内插管消声器的几何结构尺寸对消声器性能的影响, 包括中间挡板的位置、消声器的总长和内插管的内径, 并进行了试验验证^[37]。2005年, Omid Z、Mehdizadeh、Marius Paraschivoiu 利用有限元原理对带有吸声材料及穿孔板的复杂结构消声器的传递损失进行了数值模拟^[38]。2007年, 孟晓宏等建立了消声器内部声场的三维有限元模型并计算了传递损失, 分析了不同结构参数对传递损失的影响并优化了结构参数, 为复杂消声器的优化设计提供了依据^[39]。同年, 陈忠吉等基于有限元原理, 对扩张式消声器内部有无气流影响时的声压及速度分布做了数值模拟^[40]。

数值计算可以解决高次模式波的问题, 较平面波理论更真实地描述了消声器内部声场的实际情况。但存在的问题是: ①为了数值计算, 切断了无穷级数, 在解决复杂结构或不对称腔时显得非常棘手; ②需要大量计算时间和高存储器的计算机, 为此许多学者研究了高效的数值计算方法^[41-44]。

Harari 和 Magoules 提出建立在最小二乘稳定下的针对标准 Galerkin 有限元方法的一种更简单的修改方法。B Venkatesham 等利用矩形腔的格林函数得到了矩形腔传递矩阵公式, 解释了一维平面理论所无法描述的受高次模式波影响的 TL 曲线。Munjal 创建了一种用来计算简单膨胀腔的三维数值计算的三点法。C I Chu 等利用该方法计算了具有气流入反向带矩形截面的消声器传递损失。1984年, Rao 和 Munjal 基于声波波动方程, 利用退耦法得到四极子参数, 计算了带有两个结构单元的穿孔管消声器的消声量。进入 20 世纪末, 消声器理论研究又进入了一个新的高峰。1993年, Y H Kim 和 S W Kang 在格林函数的基础上给出了具有任意出口、入口位置的圆形膨胀腔的传递矩阵的一般公式。

随着计算技术的发展, 许多商用计算软件也比较成熟。近年来复杂消声器的声学性能大多利用声学软件模拟得以定性研究。ANSYS 软件是集结构、热、流体、电磁和声学于一体的大型通用有限元软件, 可用于一般工程计算和科学研究。目前世界上的声学分析软件主要有比利时 LMS 公司的 SYSNOISE、德国的 HEAD Acoustics 公司的 Artemis 软件、美国的 DATA physics 公司的系列软件、挪威的 Norsonic 公司的声学 and 振动测量软件。国内北京声望声电技术有限公司和北京东方所也开发了可用于汽车、家电等行业的噪声与振动测量分析仪。2003年 Yoha Hwang 等利用 U 形管反相抵消排气噪声声压级较高的频率成分, 并用 SYSNOISE 对传递损失进行了数值模拟。2008年, 李忠杰、王树宗等运用

计算软件 FLUENT 和声学有限元软件 SYSNOISE 对所设计的组合式消声器内部流场和声场进行了数值模拟^[45]。江苏大学的王耀前利用 ANSYS 分析计算了消声器的插入损失^[46]。

1.1.2 抗性消声器空气动力性能研究现状

空气动力性能的评价通常用压力损失来描述。压力损失为气流通过消声器前后产生的压力降低量,即消声器前后气流管道内平均全压的差值。若进口端与出口端截面积相等、气流的平均流速相等,则压力损失就等于消声器进口端与出口端之间气体静压差。压力损失分为沿程压力损失和局部压力损失两部分。两者都是由于流体运动时克服黏性切应力做功而引起的。抗性消声器压力损失的计算方法多采用半经验公式法,利用达西-维斯巴赫公式计算沿程损失,通过局部损失系数求局部损失。这种方法主要用来解决流速较慢、结构简单的抗性消声器的压力损失。对于结构复杂的消声器多采用流体动力学(Computational Fluid Dynamics, 简称 CFD)与传统理论相结合的方法。经过四十多年的努力,CFD 出现了多种数值解法。根据离散方式的不同,大体分为有限差分法、有限元法、有限体积法等。山东大学的胡晓东等利用三维 CFD 方法,研究了抗性消声器内部流体动力学仿真和压力损失的计算过程,研究表明,流速较低时半经验公式法与 CFD 法基本吻合,流速高时,误差较大^[47]。

1.1.3 抗性消声器优化方法研究现状

消声器的优化设计是一个多变量、多约束、多目标的复杂过程。在设计中需要不断优化方案和参数,综合考虑声学性能、空气动力性能和结构性能。通常利用计算机辅助设计,建立适当的数学模型,给出一定的约束条件进而求解得出最优参数。常用的优化方法有正交试验法、遗传算法、人工神经网络法、惩罚函数法等^[48-53]。重庆大学的胡玉梅应用人工神经网络较精确地找出消声器各个设计参数与消声量的关系。河北工业大学常志红运用传递矩阵给出消声器插入损失的数学模型,分析了消声器内压力损失及消声器目标消声量的频带特性对消声器优化设计的影响,运用 Borland 和 C++ Matlab 编制优化软件确定结构参数。常迎春利用退火算法优化了一种多腔穿孔消声器的穿孔率及孔的直径。常迎春等同时运用传递矩阵法和遗传算法计算一种 5 个腔室的传递损失并优化了消声器的结构。

1.2 有源消声器的国内外研究现状

有源排气消声器是指简化或去掉传统消声器的内部结构,在排气管道内引

人有源消声技术,通过实时信号的采集,采用自适应信号处理技术,实现低频宽频带消声效果,降低了排气阻力,特别对周期性半周期性噪声,降噪效果更加明显^[54-62]。

有源消声机理可大体分为两类:①基于阻抗控制机理的半有源消声系统;②基于声波干涉机理的有源消声系统。

阻性调节的半有源消声系统主要以变截面式为主,依发动机在不同转速下排气量的不同主动调节排气管道的截面积,低转速时排气量小,低频噪声突出,故采用小直径排气管道,这样既有利于降低低频噪声又不至于使排气阻力过高。随着转速的升高排气量增大时,采用大直径的排气管道,既有利于缓冲气流流速避免再生噪声又减小了排气阻力。该项技术已在发动机排气系统得到广泛应用。抗性调节的半有源消声系统以容积可调的共振腔结构为主。通过将无源式赫姆霍兹共振腔设计成可调的变结构来实现的。

有源消声系统通过实时产生与排气噪声幅值相同而相位相反的次级声波,使之与原排气噪声在管道末端相互抵消而达到降噪的目的。有源消声控制系统在控制结构上依信号获取传感器在管道中的位置可分为前馈和反馈两种形式。反馈控制系统是闭环系统,采用与原噪声信号相关的非声学信号作为参考信号。比如采用与排气噪声相关的振动加速度信号或点火信号。这样既不需要在管道内安装传声器,又可以提高控制系统的稳定性。前馈控制系统常采用直接从被控声场中获得的声信号作为控制器的参考输入信号。其结构简单易实现,但往往系统的稳定性较差。

1933年到1936年,Paul Lueg提出了有源消声的思想并取得了专利。在这项专利中,Paul Lueg阐明了利用频率相同、相位相反的两列声波的叠加来消除噪声的原理。1953年美国RCA公司实现了第一个实验装置,利用扬声器发出的反相声波对噪声进行了有效控制,并经历了从单级到多级的发展过程。20世纪70年代后,随着电子技术的发展,主动消声的研究取得了突破性的成果,其中管道主动消声的研究达到了相当水平,使有源消声在实际中的应用成为可能,并且成为噪声控制发展中最快的一支。20世纪末期,有源消声被引入到发动机排气降噪中,简化了消声器结构,提高了发动机功率,对低频噪声降噪效果显著。Kim Heung-Seob等利用安装在发动机气缸体上的加速度传感器获取了噪声基频信号,采用信号处理技术,利用基频信号合成二阶谐频,对发动机排气基频噪声及其谐波噪声进行了实时控制。英国Essex大学的Chaplin等人提出根据发动机转速同步脉冲信号和误差传感器传来的发动机排气管下游残余噪声信号,通过数字滤波和频道补偿后实时产生控制信号,驱动次级声源产生抵消声波,达到实时消声的目的,并率先应用于柴油机低频信号的治理。Lorant Burian

和 Peter Fuchs 利用 LMS 算法实现了 18dB 的降噪效果。Liu G P 和 Daley S 等采用神经网络算法对非稳态噪声进行了有效控制。1983 年挪威的 T Berge 在柴油机驾驶室内采用有源消声装置,取得了在点火频率处使噪声降低 15.7dB 的良好效果。1987 年英国在轿车中采用自适应系统进行试验,在 3000~6000r/min 转速范围内取得明显的效果。德国 Bose 公司专门为飞行员研制了有源消声耳机。国内学者对噪声的主动控制也取得了显著成果,中国科学院声学研究所的马大猷院士、西北工业大学的吴亚峰、清华大学的连小珉、吉林大学、南京大学等都有这方面的研究。

有源消声技术利用数字信号处理技术实现声波反相相消的目的,既可获得频域很宽的低频消声效果,又使消声器结构简单、管道畅通,排气阻力小,功耗低。但其理论并不成熟,控制系统稳定性差。另外柴油机排气存在气流强、温度高、腐蚀性强等特点,严重影响了有源技术的实际应用。

1.3 选题背景、目的和意义

综上所述,目前柴油机传统排气消声器采用的多是抗性消声器,主要由穿孔管、穿孔板、内插管及扩张室等元件组合而成。由于扩张室和穿孔管的消声频段有限,消声性能差,且气流在通过扩张室以及穿孔板或穿孔管的小孔时局部受阻,排气阻力大,发动机功率损耗严重。有源消声器理论成熟,降噪明显且结构简单、排气阻力小,但针对柴油机排气气流强、温度高、腐蚀性强等特点,人为引进次级声源在实际中难以应用。利用波程差的反相干涉式消声器,虽然有人做了定性分析,但没能解决其设计理论。因此,开发一种既消声性能好,又排气阻力低的高效节能新型消声器的设计理论就显得非常必要。

为此,本书提出了一种反相对冲的新型排气消声器消声原理,并对基于该原理的消声单元的消声性能进行数学建模和理论分析,为研究其设计理论奠定基础。根据此消声理论,以 CG25 单缸柴油机为样机设计了排气消声器,对该消声原理及理论分析进行验证。

1.4 本书主要研究内容

研究内容主要包括四个方面:

1. 反相对冲消声单元消声特性的数学建模及理论分析

基于反相对冲消声单元的物理模型,建立消声特性的数学模型;分析反相对冲消声单元的声学特性、揭示其消声机理;建立消声特性与结构参数间的关

系及设计理论。

2. CG25 单缸柴油机排气噪声特性的测试分析

以 CG25 单缸柴油机为样机,设计基于上述新型消声原理的消声器进行理论验证。故需对该柴油机的排气噪声特性进行测试,分析其频谱特性,以确定目标消声频带。

3. 试验验证

根据反相对冲消声单元声学特性理论,确定适于试验样机的消声单元的结构参数,并试制消声器;对该新型消声器的消声性能进行测试分析,验证上述消声理论;并与样机原装传统排气消声器进行对比试验,以评价新型消声器的消声性能。

4. 压力损失试验

对新型原理排气消声器及传统排气消声器进行压力损失对比试验。在不同进口风速下,测量新型消声器及传统消声器的进口全压、出口全压,进而得出消声器的压力损失,并对测试结果进行比较分析。采用二维 CFD 方法模拟计算新型消声器的压力损失,并与试验结果进行对比分析;利用流体仿真软件 Fluent 对新型消声器进行计算仿真,得出消声器内部的速度场、压力场、湍动能场等。