

汽车内燃机排气噪声研究

陈秀梅¹ 韩景峰² 韩孟阳³

1. 潍柴液压传动有限公司 山东 潍坊 261061

2. 潍柴动力股份有限公司 山东 潍坊 261061

3. 青岛恒星科技学院 山东 青岛 266100

摘要: 汽车内燃机排气噪声是主要噪声源,其产生源于燃烧脉冲、气流摩擦及机械振动等多因素。研究聚焦于噪声的产生机理、频率特性及传递路径,通过实验与仿真相结合的方法,深入分析噪声特性,并探索被动、主动及混合控制技术。研究旨在降低排气噪声,提升车辆NVH性能,满足环保法规要求,为汽车噪声控制提供理论支持与实践指导,推动汽车工业可持续发展。

关键词: 汽车内燃机; 排气噪声; 控制技术

引言: 汽车内燃机排气噪声作为车辆主要噪声源,严重影响驾乘舒适性与环保性能。研究围绕排气噪声的产生机理展开,深入剖析其频率特性与传递路径。通过搭建实验平台,运用多种测试方法获取噪声数据,并结合数值模拟技术进行优化设计。探索被动、主动及混合控制策略,以实现有效降噪。研究为提升汽车NVH性能、满足环保标准提供了理论依据与技术支撑,助力汽车工业绿色发展。

1 汽车内燃机排气噪声产生机理与特性分析

1.1 排气噪声源分类

(1) 基频噪声: 核心成因是燃烧脉冲与气门开闭。内燃机燃烧过程中缸内压力周期性波动,形成脉冲气流冲击排气管道,同时气门开启与关闭的机械动作产生周期性压力突变,二者共同构成基频噪声,是排气噪声的基础成分。(2) 涡流噪声: 主要源于尾管湍流与管道摩擦。高温高速排气气流在管道内流动时,因管道内壁粗糙产生摩擦扰动,在尾管出口处与外界空气混合形成强烈湍流,进而激发噪声,其频率分布相对宽泛。(3) 辐射噪声: 由壳体振动与结构传播引发。排气系统管道、消声器壳体受气流脉动激励产生振动,振动通过结构传递并向周围空气辐射噪声,该类噪声与排气系统结构刚度、阻尼特性密切相关。

1.2 噪声频率特性

(1) 低高频噪声成因: 低频噪声($< 500\text{Hz}$)主要由燃烧脉冲、发动机低频振动传递引发,能量集中、传播距离远,易产生轰鸣感;高频噪声($> 2000\text{Hz}$)核心源于尾管涡流、管道摩擦及结构高频振动,频率分布广、衰减速度快,主要影响近场声学环境。(2) 声压级变化规律: 声压级随发动机转速升高呈近似线性增长,转

速提升使燃烧脉冲频率与气流速度增加,各类噪声源能量均显著增强;负荷增大时,缸内燃烧压力峰值提高,燃烧脉冲激励强度增大,低中频噪声声压级增幅尤为明显,高频噪声受负荷影响相对较小^[1]。

1.3 传递路径分析

(1) 管道传播模型: 常用一维或三维波动方程描述噪声传递特性。低速、小直径管道场景下,一维波动方程可简化计算,精准反映噪声沿管道轴向的传播、反射与透射规律;高速、大直径或复杂弯管场景下,需采用三维波动方程,考虑气流与管壁的相互作用,全面刻画噪声传播特性^[2]。(2) 消声器内部声学特性: 基于阻抗失配原理实现噪声衰减。消声器内部扩张室、穿孔管等结构使声学阻抗发生突变,入射声波在阻抗突变界面产生强烈反射,部分声能量被耗散;同时,多孔吸声材料通过粘滞摩擦与热传导进一步吸收声能量,共同实现降噪效果,阻抗参数匹配度直接决定消声性能。

2 汽车内燃机排气噪声实验研究方法

2.1 实验平台搭建

(1) 测试环境构建: 核心采用半消声室或混响室。半消声室通过吸声材料铺设内壁,能有效吸收反射声波,营造自由声场环境,适用于排气噪声声压级、频率特性等基础参数的精准测量;混响室则利用强反射内壁形成扩散声场,可模拟实际使用中的复杂声学环境,用于评估排气噪声的辐射特性及整车声学匹配效果。实验前需对环境本底噪声进行测量,确保其低于测试噪声10dB以上,保障数据有效性。(2) 声学传感器布局: 根据测试目的合理布置麦克风阵列与加速度计。麦克风阵列通常围绕排气系统关键部位(尾管出口、消声器壳体、管道连接处)呈弧形或线性分布,用于捕捉不同位

置的声压信号,实现声源定位;加速度计粘贴于排气管道、消声器壳体等结构表面,用于采集结构振动信号,为分析振动与噪声的耦合关系提供数据支撑,布局时需避开气流直接冲击区域,减少测量干扰。如图1。

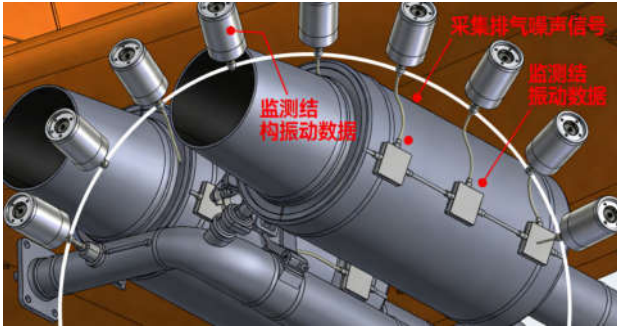


图1 声学传感器布局

2.2 测试方法

(1) 近场声压测量法:将麦克风置于距排气噪声源表面5-10cm的近场区域,直接测量声压信号。该方法能有效减少环境噪声干扰,精准获取噪声源局部的声压级与频率特性,适用于排气尾管出口噪声、管道局部泄漏噪声等重点噪声源的针对性测量,测试时需保证麦克风与噪声源表面垂直,避免气流对传感器的影响。(2) 声强法:通过双麦克风阵列测量声压梯度与质点振动速度,计算出声强矢量。该方法可直接确定噪声源的声功率与辐射方向,能有效区分不同噪声源的贡献程度,尤其适用于排气系统多声源叠加场景下的噪声溯源,可直观绘制声强分布图,为降噪优化提供精准靶点^[3]。(3) 模态分析法:采用激振实验或环境激励法,结合加速度计与麦克风采集的振动、噪声信号,识别排气系统的结构模态与声学模态。通过分析模态频率、振型及模态参与因子,明确结构振动与噪声辐射的耦合机制,找出易引发共振噪声的关键模态,为结构优化(如增加加强筋、优化材料阻尼)提供理论依据。

2.3 数据处理与分析

(1) 频谱分析:运用快速傅里叶变换(FFT)将时域声压信号转换为频域信号,获取噪声的频率分布特征;通过1/3倍频程分析,将连续频率划分为多个频段,直观呈现各频段的声压级分布,明确主要噪声能量集中的频段,为针对性降噪设计提供方向。(2) 声源贡献量排序:采用偏相干分析(Partial Coherence Analysis)消除各声源间的相互干扰,定量计算不同噪声源(如燃烧脉冲、涡流、结构振动)对总噪声的贡献程度,生成贡献量排序表,精准定位主导噪声源,为降噪方案的优先级制定提供数据支撑。(3) 声品质评价:基于人耳听觉特性,开展响度、尖锐度、粗糙度等主观评价参数的量

化分析。响度反映噪声的强弱感知,尖锐度与高频成分占比相关,粗糙度与噪声的波动频率有关,通过综合评价声品质参数,可全面评估排气噪声对驾乘舒适性的影响,使降噪设计更贴合实际使用需求。

3 汽车内燃机排气噪声控制技术研究

3.1 被动控制技术

(1) 抗性消声器设计:核心通过结构阻抗失配衰减噪声,常用扩张室、穿孔管、赫姆霍兹共振腔等结构。扩张室利用声波反射干涉耗能,对中低频噪声效果显著,性能与扩张比、腔长相关;穿孔管通过小孔喷射效应将声能转化为热能,与扩张腔组合可拓宽降噪频段;赫姆霍兹共振腔针对特定频率设计,通过空气柱共振吸收峰值噪声。(2) 吸声材料优化:采用多孔介质、纤维类材料,借助孔隙粘滞摩擦与热传导衰减声能,对高频噪声效果突出。孔隙率、孔径分布、厚度等为关键参数,需结合排气温度、气流速度优化选型,同时解决高温老化脱落问题,常用耐高温陶瓷纤维、改性玻璃棉等^[4]。(3) 结构轻量化与阻尼处理:通过复合材料实现轻量化与噪声控制协同。采用碳纤维复合材料、铝合金替代钢材,降低结构质量并减少振动传递;在管道、消声器壳体敷设阻尼涂层或贴片,抑制结构振动及辐射噪声,同时保障结构强度满足工况压力温度要求。

3.2 主动噪声控制(ANC)技术

(1) 自适应滤波算法:核心采用最小均方(LMS)算法及滤波-x最小均方(FXLMS)算法。LMS算法结构简单、运算量小,通过实时调整滤波系数使误差信号最小化,适用于简单噪声场景;FXLMS算法针对排气噪声传递路径的时滞特性进行优化,通过引入参考信号与误差信号的传递函数估计,提升降噪精度,是当前排气ANC系统的主流算法。(2) 次级声源布局优化:次级声源与误差传感器的位置直接影响降噪效果。次级声源通常布置于排气尾管出口或消声器后端,需保证其辐射的抗噪声能与原始噪声在目标区域精准叠加;误差传感器需置于驾乘人员耳旁或排气噪声敏感区域,实时采集残余噪声信号反馈至控制系统,布局时需避开气流干扰,确保信号采集的准确性^[5]。(3) 实时控制系统的鲁棒性分析:重点关注工况波动对控制效果的影响。排气噪声随发动机转速、负荷变化呈现强时变性,同时温度变化、振动干扰会导致传递路径参数漂移,需通过鲁棒控制策略优化控制系统参数,提升系统对工况波动的适应性;采用冗余设计增强系统可靠性,避免单一组件故障导致控制失效。

3.3 混合控制策略

充分发挥两种技术的优势互补特性，典型方案为低频噪声采用ANC技术，高频噪声采用阻抗复合结构控制。针对被动控制难以衰减的低频燃烧脉冲噪声，通过ANC系统生成反抗噪声实现精准抵消；对于高频涡流噪声与振动辐射噪声，利用阻抗复合消声器（抗性结构+吸声材料）实现高效衰减。某乘用车排气系统应用该策略后，中低频噪声衰减量提升8-12dB，高频噪声衰减量保持15dB以上，整体降噪效果优于单一控制技术，同时兼顾了系统轻量化与成本控制需求。

4 汽车内燃机排气噪声数值模拟与优化设计

4.1 声学仿真模型

(1) 有限元法 (FEM) 用于结构振动分析：将排气系统离散为有限单元，基于弹性力学方程求解结构固有频率、振型及激励下的振动响应。可精准定位振动剧烈区域，明确振动辐射噪声的根源，为结构振动与噪声耦合机制研究提供核心数据支撑。(2) 边界元法 (BEM) 用于声辐射预测：仅离散排气系统表面边界，通过声学边界积分方程求解无限声场分布。该方法在远场噪声预测中优势显著，能高效获取噪声声压级、声功率及传播方向，精准定位主要辐射声源，指导降噪结构布局优化。(3) CFD-声学耦合模拟：通过CFD模拟排气管道内高温高速气流的湍流脉动压力场，将其作为声学激励源耦合声学方程，实现流场与声场的协同仿真。可精准预测涡流、尾管喷气等气流噪声特性，弥补传统结构仿真的局限性，提升模拟全面性。

4.2 多目标优化设计

(1) 消声器结构参数优化：以消声器体积、压力损失、降噪量为核心目标构建优化模型。体积需适配整车安装空间，压力损失控制在 $\leq 3\text{kPa}$ 以保障发动机动力，降噪需针对性覆盖200-2000Hz主要噪声频段，通过优化扩张比、腔长等参数实现三者平衡。(2) 遗传算法/响应面法在优化中的应用：遗传算法通过选择、交叉、变异迭代寻优，适配多变量、非线性的消声器优化问题，可高效获取全局最优解；响应面法通过拟合目标函数与设计变量的近似模型，减少仿真计算量，二者结合可提升优化效率与精度。

4.3 案例分析

以某紧凑型乘用车为研究对象，原系统在1500-

2500r/min低速工况下存在低频噪声超标问题。通过声学仿真定位，确定消声器扩张腔结构不合理为主要诱因。针对该问题，采用响应面法优化扩张比与腔长，并增设赫姆霍兹共振腔以专项抑制500Hz以下低频噪声。优化前后核心性能指标对比情况如下表所示：

对比指标	优化前	优化后	变化/效果
低速工况排气噪声声压级	超标	达标	降低10-15dB
500Hz频段噪声	偏高	显著降低	降噪量达18dB
发动机压力损失	基准值	基准值+0.5kPa	仅增加0.5kPa，动力性能基本无损失
消声器体积	原设计体积	原设计体积的105%	控制在原设计105%内，满足整车布置要求
驾乘人员低频轰鸣感抱怨率	基准值	基准值×20%	下降80%，声学舒适性显著提升

综上，本次优化方案通过结构改进精准解决了低频噪声超标问题，同时在动力性能、整车布置兼容性等方面均控制在合理范围，大幅提升了驾乘声学舒适性，具备良好的工程应用价值。

结束语

汽车内燃机排气噪声研究对于提升车辆NVH性能、满足日益严苛的环保法规意义重大。通过对其产生机理、特性及传递路径的深入探究，明确了噪声源头与传播规律。实验与仿真结合的方法，为降噪技术提供了有力支撑。被动、主动及混合控制策略各有优势，综合应用可实现高效降噪。未来，随着技术发展，需进一步优化降噪方案，实现更低噪声、更轻量化与更低成本，推动汽车工业可持续发展。

参考文献

[1] 张文杰. 活塞式内燃机汽车噪声控制技术[J]. 江苏科技信息, 2021, (25): 54-55.
 [2] 刘诗嘉, 胡习之, 朱富贵. 汽车排气消声器的正向设计研究[J]. 应用声学, 2020, 35(05): 447-450.
 [3] 庄仲达, 邵德志, 田冉. 探讨内燃机噪声识别及控制新技术[J]. 农业与技术, 2020, 35(05): 174-175.
 [4] 邱亚青, 董梁. 汽车内燃机排气噪声研究[J]. 文化科学, 2021, (08): 77-79.
 [5] 吴杰. 浅谈汽车内燃机排气噪声研究[J]. 建筑技术科学, 2022, (05): 82-83.