

基于 GT-Suite 某增压型发动机的排气噪音优化实践

Exhaust Noise Optimization of Turbocharged Gasoline Engine Based on GT-suite

苏章明 任超 陆继宏 徐仰汇

广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院 广州 511434

摘 要: 本文首先介绍了排气阶次噪音产生的机理。在此基础上, 采用 GT-suite 对某涡轮增压型发动机的 2000rpm 附近的排气噪音进行重点优化。通过前期的仿真计算与后期实验验证相结合的方法, 证明了优化方案的可行性及有效性。最后, 对排气系统优化前、优化后的车内噪音进行实验对比。结果表明, 排气噪音优化后, 在怠速和 WOT 加速 2000rpm 工况, 车内驾驶员内耳和后排乘客内耳的噪音值都有了明显的降低。本文的分析, 对排气 NVH 性能开发人员有一定的借鉴意义。

关键词: 排气阶次噪音; GT-SUITE; 涡轮增压发动机; 车内噪音

Abstract: The generation mechanism exhaust order noise is firstly investigated. Optimization was carried out to reduce the problem order noise of 2000rpm with the help of GT-suite. The feasibility and effectiveness of the optimization case was proved by comparing the calculation results with the experimental results. Finally, the influence of the low frequency exhaust order noise on the vehicle interior noise was further studied. The experimental results show that idle noise and noise of 2000rpm is significantly reduced after the optimization of exhaust order noise. The paper can help NVH engineers to develop higher performance exhaust system.

Key words: Exhaust Order Noise; GT-SUITE; Turbocharged Engine; Vehicle interior noise

1 引言

排气噪音是汽车噪音的主要声源之一, 中低频的排气阶次噪音更是对车内噪音有着重要的影响。一般情况下, 排气系统的流体噪音频率较高, 在整车 NVH 开发中, 可以通过有效的声学包设计, 大大降低流体噪音对车内噪音的传播。但是, 对于频率相对较低的阶次噪音, 声学包的作用非常有限, 因此, 该中低频噪音比较容易传递到车内, 加大车内噪音。因此, 在进行排气系统开发时, 除了要明确定义排气 Overall 噪音目标之外, 还必须同时严格设定排气二、四和六阶噪音目标值。本文的研究对象为某涡轮增压型汽油发动机的排气系统噪音。在该车型排气系统的前期的设计中, 由于缺乏有效的 CAE 优化, 该排气系统 Overall 噪音在 2000rpm 附近有明显的峰值。经过相关性分析, 该 Overall 峰值主要源自二、四和六阶噪音的贡献。因此, 优化 2000rpm 附近的阶次噪音, 是本文的主要目标^[1,2]。

本文将在介绍排气阶次噪音产生机理的基础上, 采用一维分析工具对该排气系统 2000rpm 阶次噪音进行重点优化, 通过前期的仿真计算与后期实验验证相互结合的方法, 证明了优化方案的可行性及有效性。最终, 对排气系统优化前与优化后的车内噪音进行实验对比分析, 以确定排气中低频阶次噪音对车内噪音的影响关系。

2 排气阶次噪音的产生机理

发动机工作时, 需要不断地经历进气、压缩、排气和做功的过程, 在此过程中, 排气阀门需要不断高速开启与闭合。虽然排气阀门开启与闭合, 使得废气能及时排出去, 是发动机正常运行的必不可少的条件, 但是也给发动机带来了排气阶次噪音的问题。排气阀门的开启与闭合是一个高速变化的过程。排气阀门开启和闭合的过程中, 扰乱气流而引起的比较强烈的压力波动, 该压力波动沿着排气管路传播, 最终表现为排气尾管口处的噪音。由于排气阀门的开合频率与发动机的转速和阶次有关, 因此, 这种排气噪音经常被称为排气阶次噪音^[3,4], 如图1所示。在汽车排气系统中低转速的 Overall 噪音构成中, 二阶、四阶和六阶是主要的组成部分。因此, 一般需要对消音器进行适当的优化设计, 能使阶次噪音控制在合理的水平。

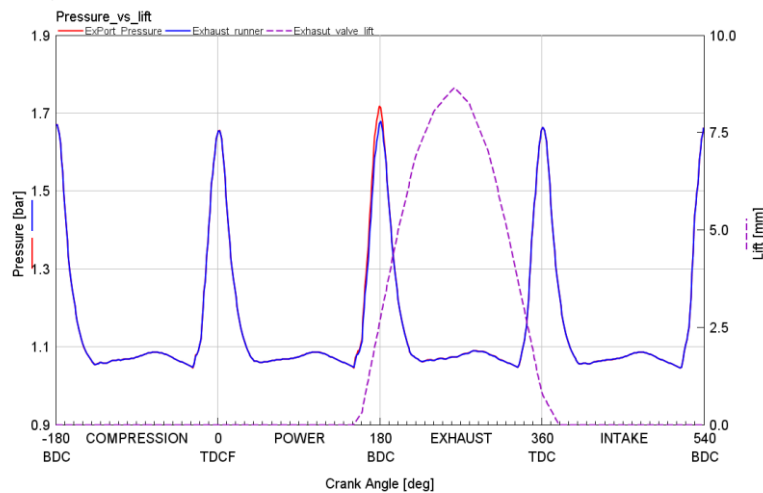


图1 排气口与排气道处的压力波动

3 声源模型建立与验证

3.1 声源模型的建立

在进行排气阶次噪音分析前, 需要建立与之对应的发动机一维声源模型。本文需要建立某 1.8T 汽油发动机声源模型, 发动机的基本特性参数如表 1 所示; 发动机一维声源模型如图 2 所示。在进行声源模型调教期间, 采用等背压的管道结构代替详细的排气系统模型, 以提高模型调教效率。

表 1 发动机特征参数

项目	参数	项目	参数
排量	1.8L	最大功率	130KW

进气形式	涡轮增压	最大扭矩	237N.m
缸数	4 个	发火顺序	1-3-4-2
冲程数	4	每缸气门数	4 个

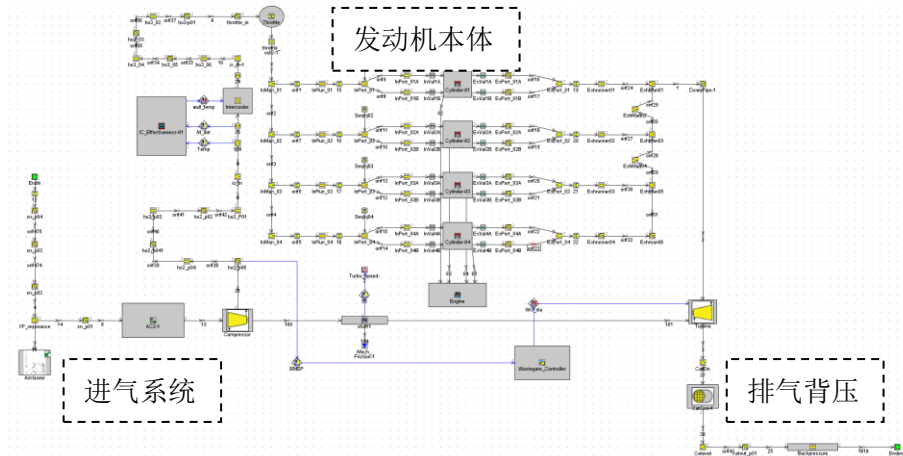


图 2 一维发动机声源模型

3.2 声源模型的验证

建立准确可靠的发动机声源模型对排气噪音预测分析至关重要。因此，在进气排气阶次噪音分析前，还需要对发动机声源模型进行调教，使发动机的输出特性与实测输出特性保持一致。检验发动机声源模型可靠性的基本参数有：发动机 100%油门开度下的功率、扭矩和油耗率，如图 3-5 所示。此外，对排气噪音预测影响最为直接的参数有：发动机 100%油门开度下的涡后温度、压力和质量流量（或流速/体积流量），如图 6-8 所示。

一般而言，一维发动机模型输出的涡后温度、压力参数比较难调教，因为这两个参数与燃烧模型、管道传热等建模方法有比较大的关系。此外，废气气流经过涡轮机之后，温度和压力也会出现较大的变化，这些变化在 GT-suite 一维分析模型没有被充分考虑进去。因此，虽然经过比较充分的调教后，涡后温度、涡后压力和质量流量与实验测试值依然存在一定的误差。涡后温度最大误差在 32K@1000rpm；涡后压力最大误差为 49mbar@5500rpm；质量流量最大误差为 7kg/hr@5500rpm。由于以上参数的误差都在 8%以内，本文认为该发动机声源模型基本符合排气噪音的计算要求。

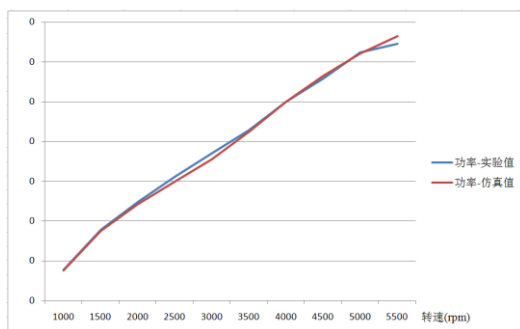


图 3 功率的计算与实验值对比

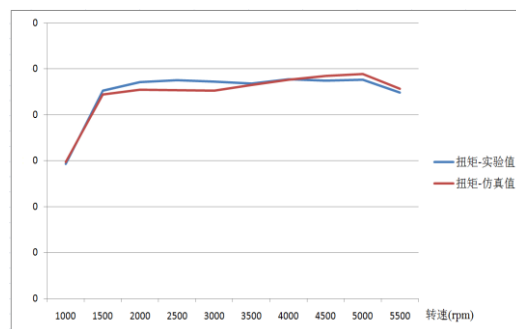


图 4 扭矩的计算与实验值对比

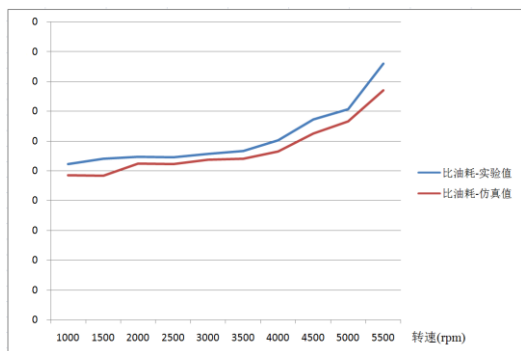


图 5 比油耗的计算与实验值对比

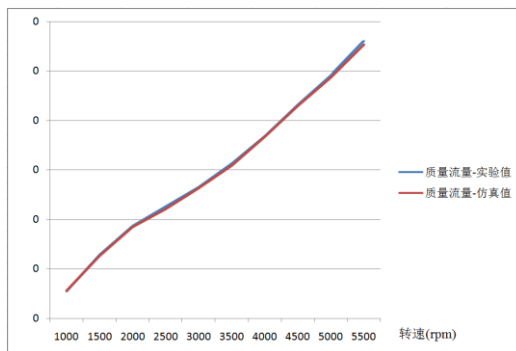


图 6 质量流量的计算与实验值对比

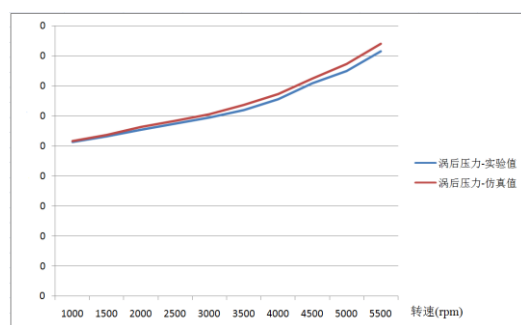


图 7 涡后压力的计算与实验值对比

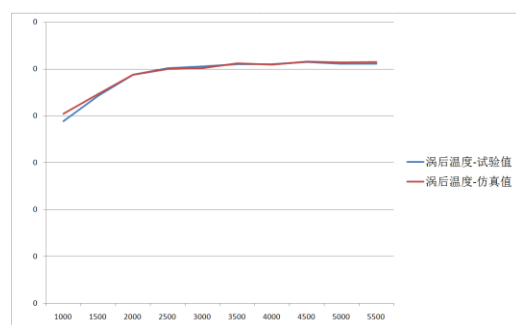


图 8 涡后温度的计算与实验值对比

4 原方案分析

4.1 原方案声学模型

原方案的排气系统是有前消、中消和后消组成的三级消音结构。其中，前消和中消容积空间较小，设计相对比较简单，主要起到简单扩张消音器的作用。前消和中消消音器里面填充的玻璃纤维，则起到降低中高频的流体噪音作用。后消是整个排气系统最重要组成部分，能同时消除频率范围较宽的排气阶次噪音。为了进行阶次噪音分析，只需排气系统一维模型，接入经过调教的发动机声源模型（图 2），即得到排气阶次噪音的分析模型，如图 9 所示。

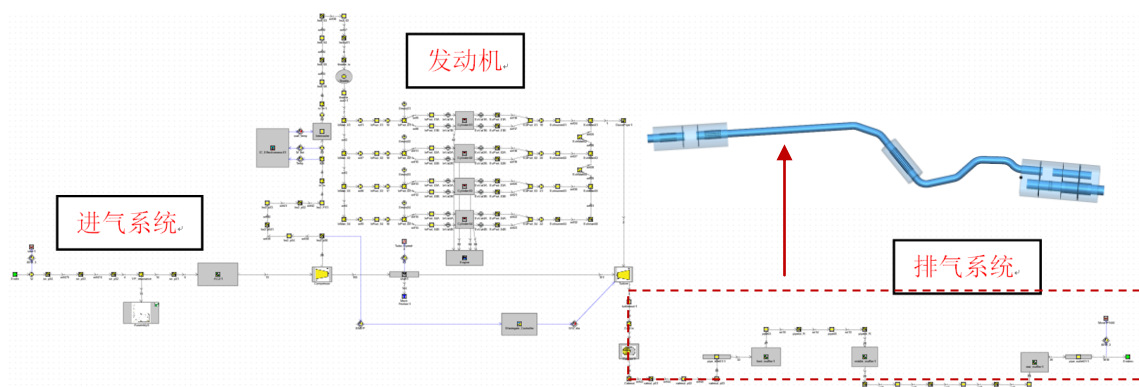


图 9 排气系统一维声学分析模型

4.2 原方案分析结果讨论

对原方案的排气系统进行稳态分析,分析工况从 1000rpm-5500rpm。提取对 Overall 贡献最大的二阶、四阶和六阶噪音,并且把计算结果与实验测试结果进行对比,如图 10-12 所示。对于二阶噪音,计算值与实测值在 3000rpm 之前具有较好的一致性,误差在 3dB 以内,而 3000rpm 以上的一致性稍差。对于四阶噪音,在 3500rpm 之前,计算值与实测值总体一致性较好,除了 2000rpm 附近的误差较大之外,其他转速工况的误差都在 3dB 左右,而 3000rpm 以上的一致性则较差;对于六阶噪音,在 3000rpm 之前,计算值与实测值相对误差较大,只有部分转速一致性较好,而 3000rpm 以上的一致性则比较差。

综上所述,对于二阶、四阶和六阶噪音,在 3000rpm 之前计算值与实验测试值一致性较好,计算值相对比较可靠,而 3000rpm 之后,一致性则比较差。其根本原因可能与高速气流的影响有关。因此,本文认为采用 GT-suite 进行排气阶次噪音预测时,低于 3000rpm 的噪音结果是比较可靠的,高于 3000rpm 的预测结果则有待验证的。由于本文重点任务是优化 2000rpm 转速附近的噪音,因此,采用 GT-suite 进行排气阶次噪音优化分析是可行的。

由图 10-12 计算结果可知,在 2000rpm 转速附近二阶噪音(对应频率 67Hz)为 76dB(A);在 2000rpm 转速附近的四阶噪音(对应频率 120Hz)为 69 dB(A)。该低频噪音容易传递到车内,加大内噪音,因此,应该进行消音器优化以降低该频率下的阶次噪音。

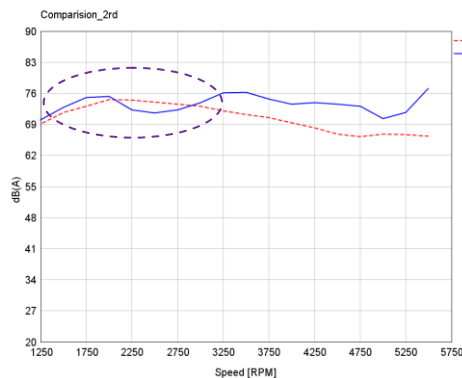


图 10 原方案二阶噪音计算与实测对比

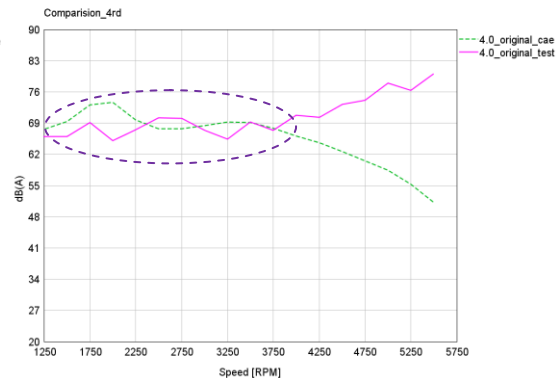


图 11 原方案四阶噪音计算与实测对比

由图 10-12 计算结果可知,在 2000rpm 转速附近二阶噪音(对应频率 67Hz)为 76dB(A);在 2000rpm 转速附近的四阶噪音(对应频率 120Hz)为 69 dB(A)。该低频噪音容易传递到车内,加大内噪音,因此,应该进行消音器优化以降低该频率下的阶次噪音。

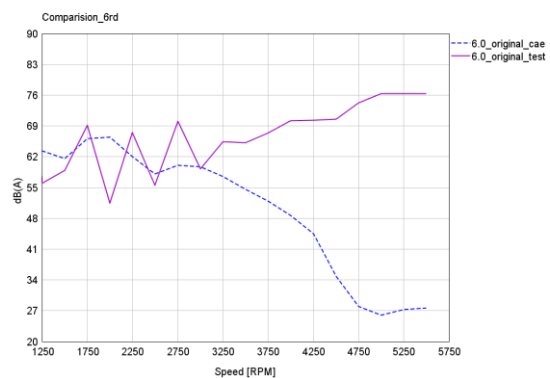


图 12 原方案六阶噪音计算与实测对比

5 优化方案分析

5.1 方案优化思路

由于该排气系统的消音器与中消音器结构比较简单，没有较大的优化空间。因此，为了优化二阶 2000rpm 和四阶 1800rpm 的噪音，需要对后消音器进行优化。主要的思路是：通过优化后消音器的内部结构，提高 60-120Hz 频率范围的传递损失，同时保证其他频率范围不出现通过频率和流体噪音不明显增大，并且二阶、四阶、六阶和 Overall 全转速的噪音在合理的水平内。图 13 与图 14 分别为优化前与优化后的后消音器结构对比。

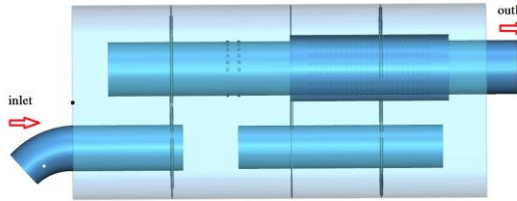


图 13 优化前的后消音器

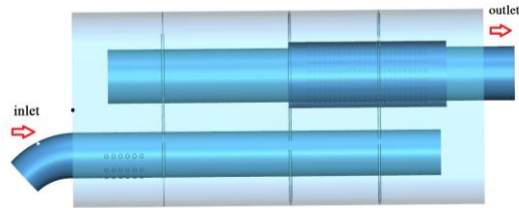


图 14 优化后的后消音器

5.2 优化方案分析结果讨论

把优化后的排气系统接入经过调教后的发动机声源模型（图 2），并进行稳态分析，分析工况从 1000rpm-5500rpm。提取对 Overall 贡献最大的二阶、四阶和六阶噪音，并且把前期计算结果与后期的实验测试结果进行对比，如图 15-17 所示。对于二阶噪音，在 3000rpm 转速之前，计算值与实测值总体上具有较好的一致性；对于四阶噪音，在 2500rpm 转速之前，一致性基本可以；对于六阶噪音，1500rpm 至 2000rpm 的一致性较好，但高转速一致性相对较差。总体而言，二阶、四阶和六阶在中低转速的一致性是比较可靠的。

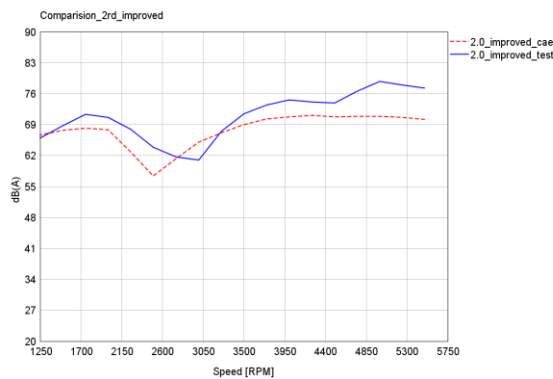


图 15 优化方案二阶噪音计算与实测对比

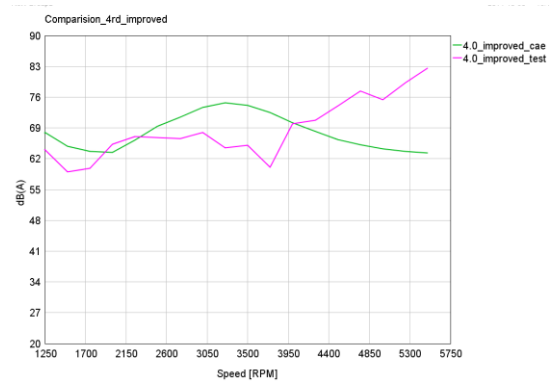
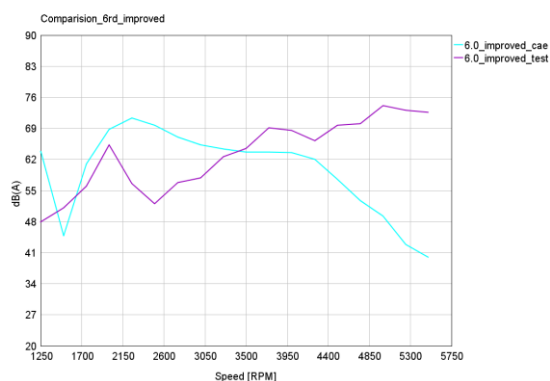


图 16 优化方案四阶噪音计算与实测对比

经过优化后，在 2000rpm 转速附近二阶噪音为 69dB(A)，比优化前降低了 7dB(A)；在 2000rpm 转速附近的四阶噪音为 65 dB(A)，比优化前降低了 5dB(A)；在 2000rpm 转速附近的六阶噪音则基本没有变化。



图

图 17 优化方案六阶噪音计算与实测对比

6 优化前后对比实验验证

前面已经对优化前、优化后的分析结果与测试结果的一致性进行了讨论，确定了 GT-suite 进行排气阶次噪音分析的有效性。为了对优化方案进行检验，本节对优化前与优化后的排气阶次噪音进行对比，如图 18-20 所示。在二阶 1000-3000rpm 转速之间，优化后的噪音比优化前的噪音有明显的下降，2000rpm 最大降低了 9dB；四阶 1500-2000rpm 转速之间噪音降低非常明显；六阶的 1500-2000rpm 转速之间，噪音也有一定程度的降低。由于在中低转速时，二阶、四阶和六阶噪音对 Overall 贡献最大，因此，在该阶次噪音降低后，中低转速的 overall 噪音也有了明显的降低，如图 21 所示。由于该优化方案设计比较恰当，新方案不仅降低了排气阶次噪音，同时降低了排气流体噪音，如图 22 与图 23 所示。此外，在排气背压方面，优化前、后的背压测试结果基本没有变化。可见，该方案优化是非常成功的。

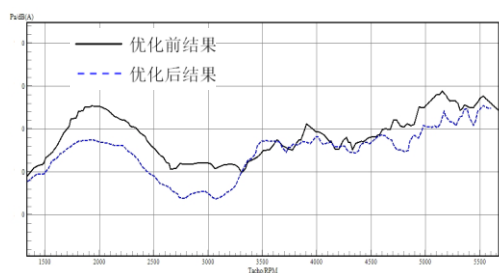


图 18 优化前后二阶噪音的测试值对比

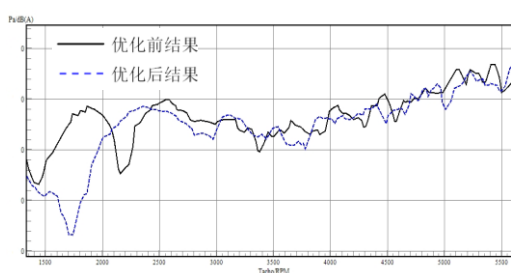


图 19 优化前后四阶噪音的测试值对比

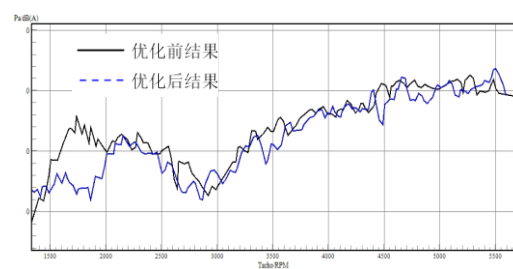


图 20 优化前后六阶噪音的测试值对比

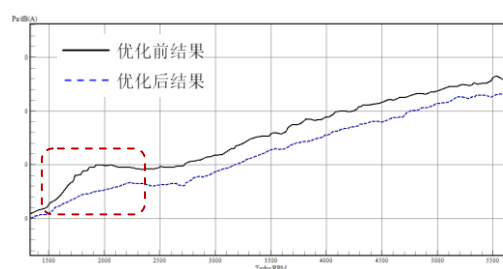


图 21 优化前后 Overall 的测试值对比

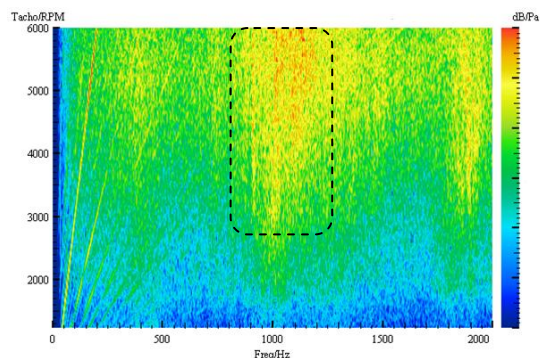


图 22 优化前加速 Colormap

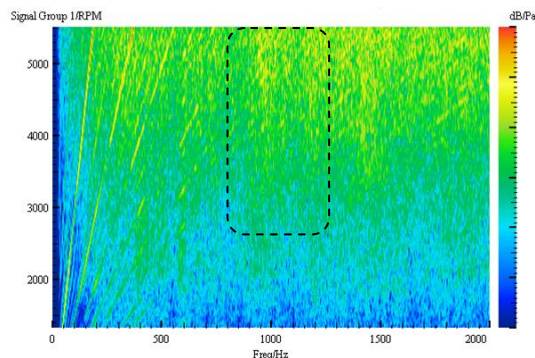


图 23 优化后加速 Colormap

7 排气噪声对车内噪声的影响

由于中低频成分的阶次噪声容易传递到车内。本节重点研究排气噪声对车内噪声的影响关系。目前,评价车内噪声最重要的指标是车内怠速噪声和 3 档 WOT 加速噪声。图 24 与图 25 分别是排气系统优化前、优化后的怠速车内驾驶员内耳与后排乘客内耳的怠速噪声,包括了空调开(AC off)与空调关(AC on)的工况。由对比结果可知,排气噪声优化后,在空调关时,车内噪声整体下降了 1-2dB;当空调打开后,驾驶员内容噪声基本没有变化(因为空调打开后,空调噪声对前排车内驾驶员内容噪声的贡献远远大于排气噪声);但是,后排乘客内耳的噪声降低了 1-2dB。由此可见,排气系统的优化,对车内怠速噪声降低明显。

从 3 档 WOT 加速噪声对比结果来看,如图 26 与图 27 所示,在 1500rpm-2000rpm 常用转速工况,驾驶员内耳与后排乘客内耳都有降低了 2-3dB,降低幅值也比较明显。

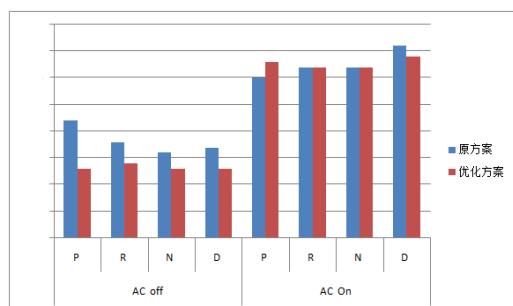


图 24 驾驶员内耳怠速噪声对比

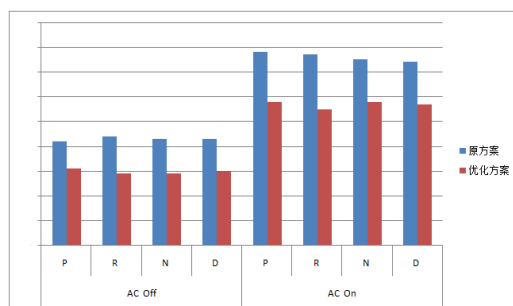


图 25 后排内耳怠速噪声对比

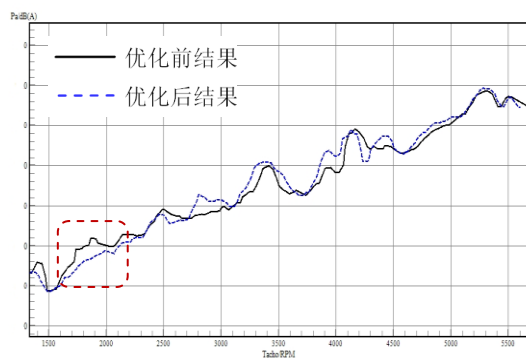


图 26 驾驶员内耳怠速噪声对比

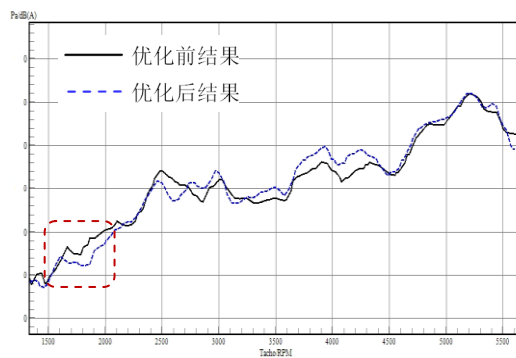


图 27 后排内耳怠速噪声对比

8 结论

本文首先介绍了排气阶次噪声产生的机理。在此基础上,采用 GT-suite 对某涡轮增压型发动机的 2000rpm 附近的排气噪声进行重点优化。通过前期的仿真计算与后期实验验证相互结合的方法,证明了优化方案的可行性及有效性。最后,对排气系统优化前、优化后的车内噪声进行实验对比。结果表明,排气噪声优化后,在怠速和 WOT 加速 2000rpm 工况,车内驾驶员内耳和后排乘客内耳的噪声值都有了明显的降低。本文的分析,对排气 NVH 性能开发人员有一定的借鉴意义。

参考文献

- [1] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社. 2002
- [2] GT-Suite tutorials, Gamma Technologies, 2013.
- [3] 范晓梅, 许勇, 杨群立. 发动机排气压力波性能仿真分析[J]. 计算机仿真. 2010, 27(2): 282-285.
- [4] 陶鸿莹, 徐志梅, 裴梅香. 进气压力波动机理的研究和利用. 2012 年 IDAJ - China 中国用户论文集.