

一款新型宽频汽车排气消声器的研究与开发

A new broad-frequency exhaust muffler research an development

陈岳昌 李一 刘庆晨

(华晨汽车工程研究院, 沈阳 110141)

摘要: 本文阐述了为了解决汽车排气噪声问题研发一款新型宽频消声器的过程。在该过程中, 详细研究分析了消声器各个参数与消声量之间的关系, 根据研究结果设计了一款具有宽频消声作用的消声器, 最后通过实车测试验证了该方案的有效性。该过程体现了消声器优化开发的一般思路, 对后续消声器方案开发具有非常有益的借鉴价值。

关键词: 排气系统; 噪声; 消声器; GT-POWER

Abstract: in the paper, described the process of development of the new broad-frequency muffler. In order to controlled the tail pipe noise, re-designed the muffler by studying all of the parameters of the muffler, such as the position of the bafflers, diameter of the holes in the bafflers, the length of in-pipe, perforation rate and the diameter of the hole, and so on, and finally verified vehicle tests. It is very useful to the next exhaust noise optimization.

Key words: exhaust; noise; muffler; GT-POWER

1 前言

目前整车 NVH 性能指标已经成为衡量产品品牌价值的重要标杆, 作为整车噪声源重要组成部分的排气噪声受到越来越多的关注。原因在于它不但是产生噪声污染的重要源头, 同时也是提高产品声音品质的重要方向。而解决排气噪声的重要措施就是消声器的研究与开发。汽车发动机的排气噪声频率成分复杂, 包含低、中和高频的噪声, 这给排气消声器的开发带来了挑战: 消声器需要在有限的布置空间内, 实现全频降噪的作用, 同时还要满足良好的气动效果。

本文阐述了某款整车排气消声器的研发过程, 针对该车的排气噪声问题, 开发了一款新型消声器。该消声器具有良好的全频消声效果, 在整个频段都起到了很好的降噪作用, 并通过整车实车验证, 满足了开发目标。

2 问题描述

图 1 是整车带基础消声器的尾口噪声测试结果, 从图中可以看出, 在加速过程中, 总声压级远远高于目标线要求, 二阶声压级整体超标, 四阶声压级在 2500rpm 存在峰值, 特别是四阶噪声的峰值还造成车内的严重轰鸣声, 极易让驾驶员和乘客产生疲劳。为了实现排气 NVH 的开发目标, 同时提升整车驾乘的舒适性, 需要重新开发排气系统。

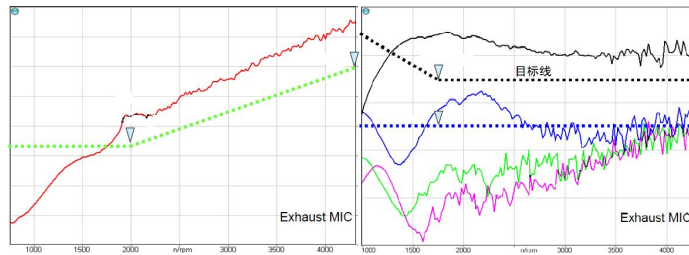


图 1 基础消声器尾口噪声测试结果

3 新型消声器的研究与开发

由于排气系统的布置空间不能更改,排气系统的噪声优化只能通过重新开发消声器的内部结构进行。从图 1 的测试结果可以得知,中频和低频噪声的消声量都不足,新的方案需要针对基础方案的不足进行优化。为此我们研发了一种新型消声器结构(见图 2),该消声器不但具有良好的低、中频消声效果,还具备高频消声能力。为了获得最佳的消声性能,对该消声器的各个设计参数进行优化分析。

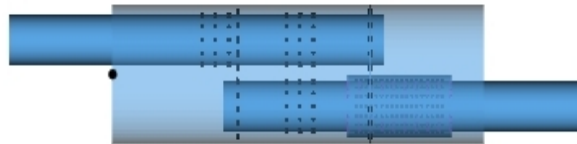


图 2 新型消声器的内部结构

3.1 单腔扩张腔消声器消声量的计算分析

首先根据布置空间,我们设计了一个最大的单腔扩张腔消声器(见图 3)。根据单腔扩张腔消声器传递损失的计算公式(1.1),可以得出:单腔扩张消声器的消声量与扩张比有关,扩张比越大消声量越大;最大消声量的频率与扩张腔的长度有关,扩张腔的长度越大,最大消声频率越低[1][2]。通过分析可以找出该扩张腔消声器最大消声量的最低频率在 220Hz 处,计算结果见图 4。

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{T_w} = 10 \log_{10} \left(1 + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{m} - m \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi L}{\lambda} \right) \dots\dots (1.1)$$

式中, $m = S_2/S_1$, 称为扩张比。

为了加快后续的研发速度,选用了 GT-power 软件做为传递损失的计算分析工具。该软件具有准三维分析精度,同时计算速度非常快[3]。为了验证该软件的计算精度,对单腔扩张腔消声器传递损失的计算结果进行了对比(见图 4),从计算结果可以看出计算值与理论值非常吻合,从而验证了利用该软件计算消声器传递损失的有效性。



图 3 单腔扩张腔消声器

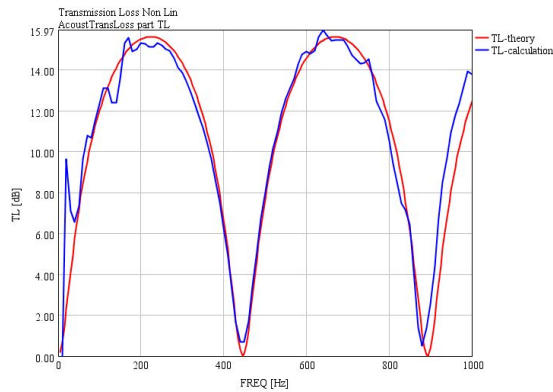


图4 单腔扩张腔消声器传递损失计算结果对比

3.2 隔板数量对消声量的影响

从单腔扩张腔消声器的传递损失计算结果可以看出，单腔扩张消声器存在通过频率，既存在消声量为零的频率，且消声量的大小取决于消声器的扩张比。因此在实际应用过程中常使用多腔消声器，下面对二腔和三腔消声器的消声量进行研究分析。将上面的单腔消声器均分成两腔消声器和三腔消声器（见图5），其传递损失计算结果见图6。

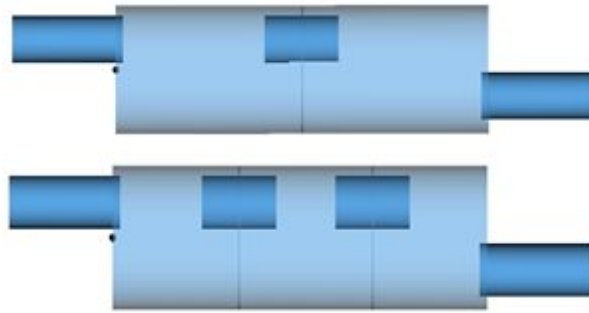


图5 两腔和三腔扩张腔消声器

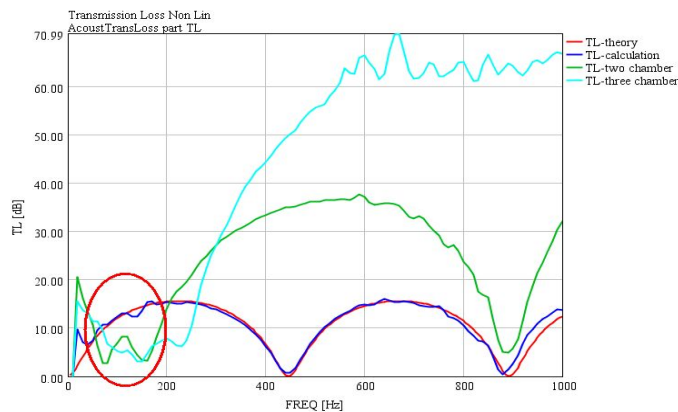


图6 单腔、两腔和三腔扩张消声器传递损失的对比

从计算结果可以看出，三腔消声器的最大消声量最高，两腔消声器的最大消声量次之，单腔消声器的最大消声量最低；三腔消声器的消声频率最宽，两腔消声器的消声频率次之，单腔消声器的消声频率最窄；在低于 200Hz 的频率处，单腔消声器的消声量最大，两腔和三腔消声器在此频率范围的消声量都有大幅下降。

从以上结论可以得出，如果要增加最大消声量，除了增大扩张比外，还可以通过使用多腔扩张消声器实现，同时多腔扩张消声器还可以增加消声频率，消除某些通过频率，但低频

消声效果会下降。

3.3 隔板穿孔直径和数量对消声器消声量的影响

从 3.2 的分析可知，多腔扩张消声器的最大消声量有了很大提高，但损失了低频段的消声效果。为了保证低频段的消声量不变，采取了在隔板穿孔的措施（见图 7）。在保证流通面积不变的情况下，合理布置隔板上的穿孔直径和穿孔个数，具体分析参数如下表 1，计算结果见图 8。

表 1 小孔直径选取参数

	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六	方案七
穿孔直径（mm）	3	4	5	6	8	10	55
穿孔个数	376	212	135	94	53	34	1



图 7 隔板穿孔的多腔消声器

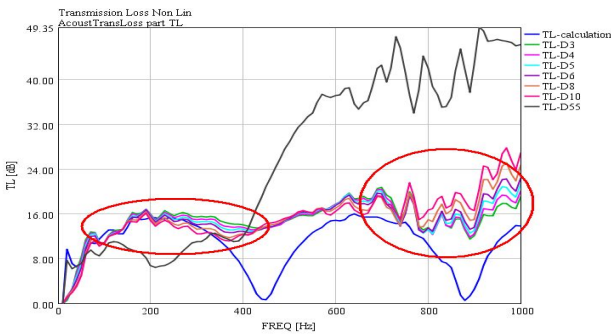


图 8 孔径对多腔消声器消声量的影响

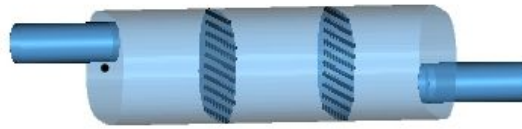
从计算结果可以看出，随着孔径的增加 200-400Hz 间的低频消声量越来越低，而 800Hz 以上的高频消声量增加，特别是当小孔的直径与进出口的直径一致时，低频效果最差，高频消声效果最好；与单腔消声器相比，隔板上穿孔的消声器消除了 440Hz 和 860Hz 处的通过频率；当穿孔直径不大于 6mm 时，低频消声效果高于单腔消声器，整个频率上的消声量曲线也更加平滑。

3.4 隔板位置对消声量的影响

从 3.1 我们已经知道扩张腔的长度决定着最大消声频率和通过频率，下面研究一下带穿孔隔板位置对消声量的影响。保证隔板上的穿孔不变，通过调整第一个隔板和第二个隔板的位置（见图 9），分析消声器消声器的变化规律。第一个隔板和第二个隔板的具体位置参数如下表 2（L 为消声器长度）：

表 2：隔板位置选取参数

	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六
第一隔板位置	L/4	L/4	L/4	L/3	L/3	L/3
第二隔板位置	L/2	2L/3	3L/4	L/2	2L/3	3L/4



第一隔板 第二隔板

图 9 第一和第二隔板位置

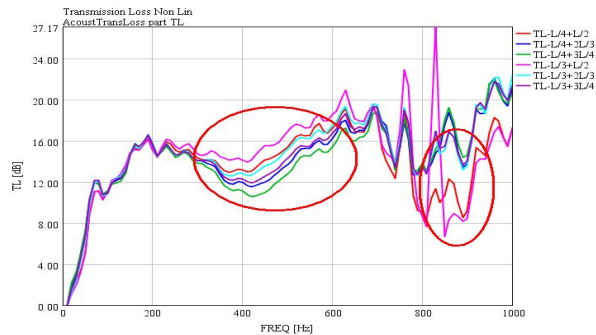


图 10 隔板位置对消声器消声量的影响

从计算结果图 10 可以得出, 分别固定第一、二个隔板位置时, 第一隔板与第二隔板之间的距离越小, 300Hz-600Hz 之间的消声量越大, 但当第一、二隔板之间的距离最小时, 800Hz 以上的高频噪声会变差。选取第一、二隔板位置的距离时, 还要考虑隔板位置对消声器壳体刚度的影响, 消声器的壳体刚度是决定消声器壳体辐射噪声的重要因素。

3.5 内插管长度对消声量的影响

在消声器内部结构优化过程中, 内插管长度对消声量有着重要的影响。为了研究内插管对消声器消声量的影响规律, 采取了以下措施, 首先将出气管长度及位置固定, 研究进气管长度变化对消声器消声量的影响, 再将进气管的长度固定, 研究出气管长度对消声器消声量的影响 (见图 11), 具体的分析参数见下表 3:

	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六	方案七
进气管长度	2L/3	3L/4	4L/5	9L/10	2L/3	2L/3	2L/3
出去管长度	2L/3	2L/3	2L/3	2L/3	9L/10	4L/5	3L/4

表 3

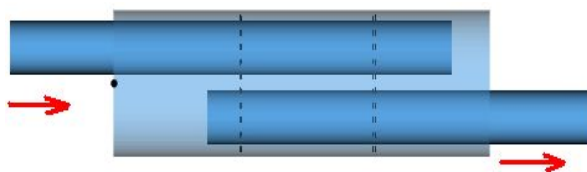


图 11 带内插管的消声器

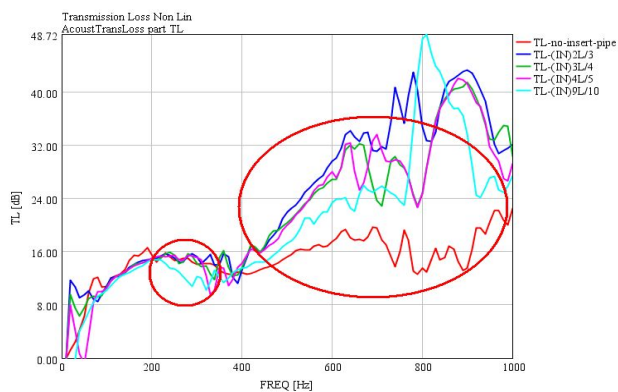


图 12 固定出气管长度的消声量分析结果

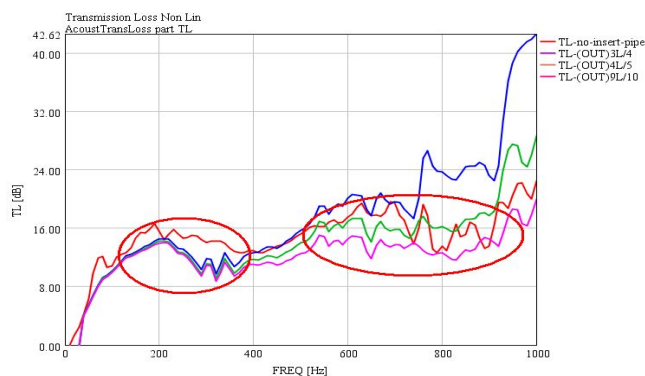


图 13 固定进气管长度的消声量分析结果

从分析结果可以得出，出气管长度固定时，进气管越短对 400Hz 以后的消声量越好，对 200Hz-400Hz 之间的消声效果影响不大，只有最大长度时有降低；进气管长度固定时，出气管越长，整个频段的消声效果都会变差。

3.6 管上穿孔消声量的影响

通过在进、出气管上合理穿孔，利用共振腔的消声作用，也能降低某些频段噪声。为了充分研究该措施的消声效果，从穿孔率、穿孔直径和穿孔位置等几个方面进行分析研究。

3.6.1 穿孔率对消声量的影响

为了研究穿孔率对消声量的影响，先将穿孔位置固定在进气管第一腔位置处（见图 14）。穿孔直径为 3.5mm，穿孔率分别取表 4 里的参数。计算结果见图 15，从计算结果可知，随着穿孔率的增大 200Hz-400Hz 之间的消声量先增大后减少，消声量最大值时的穿孔率为 5.6%；400Hz-700Hz 之间的消声量先增大后减少，但消声量最大值时的穿孔率为 1.4%。

表 4 穿孔率的选取参数

	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六
穿孔率	1.4%	2.8%	5.6%	8.4%	14%	0
小孔个数	10	20	40	60	100	0

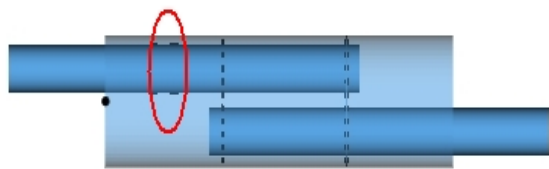


图 14 穿孔位置

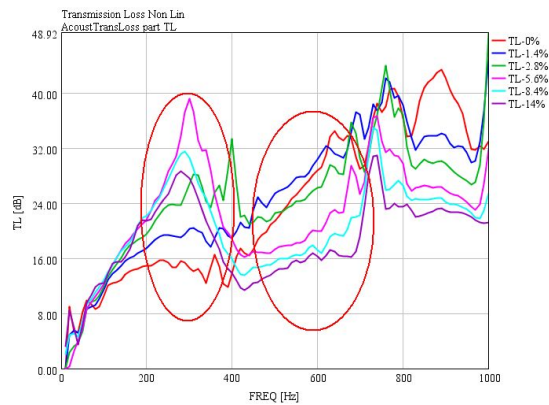


图 15 不同穿孔率的消声量计算结果

3.6.2 穿孔直径对消声量的影响

为了研究穿孔直径对消声的影响，在 3.6.1 的基础上，保证 5.6% 的穿孔率不变，通过调整穿孔直径，分析孔径对消声量的影响，具体分析参数见表 5。从图 16 的计算结果可以看出，在保证穿孔率不变的情况下，穿孔直径的改变对消声器消声量的影响非常有限。

表 5:穿孔直径的选取参数

	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六
穿孔直径 (mm)	2	3.5	5	6	8	10
穿孔个数	123	40	20	14	8	5

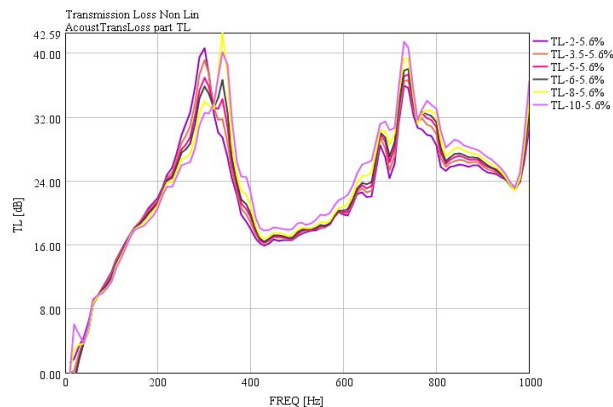


图 16 不同穿孔直径对消声量的影响

3.6.3 不同穿孔位置对消声量的影响

为了研究穿孔位置对消声量的影响，在进、出气管上的不同位置穿孔（见图 17），并将

不同的穿孔位置进行组合分析，具体位置参数如下表 6。从计算结果图 18（a）可以看出，只有进气管穿孔时，分别在第一腔穿孔和在第二腔穿，位置的不同孔会影响到消声器的共振频率；在第一、二腔联合穿孔时其共振频率和只在第一腔穿孔的效果一致。同样从图 18（b）可以看出，只有出气管穿孔时，不同的穿孔位置会影响到消声器的共振频率；在第二、三腔联合穿孔时其共振频率和只在第二腔穿孔的效果一致。进气管第一、二腔和出气管第二、三腔联合穿孔时消声效果整体好于进气管第一、二腔和出气管第二、三腔联合穿孔。

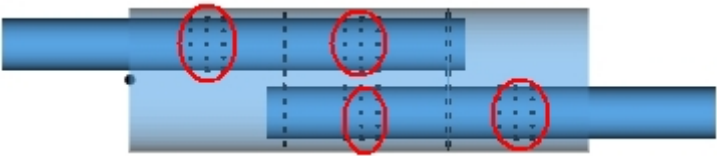


图 17 不同的穿孔位置

表 6 不同穿孔位置的组合

	方案一	方案二	方案三	方案四	方案五	方案六	方案七	方案八
进气管穿孔位置	一腔	二腔	一二腔	无	无	无	一二腔	一二腔
出气管穿孔位置	无	无	无	二腔	三腔	二、三腔	二	二三腔

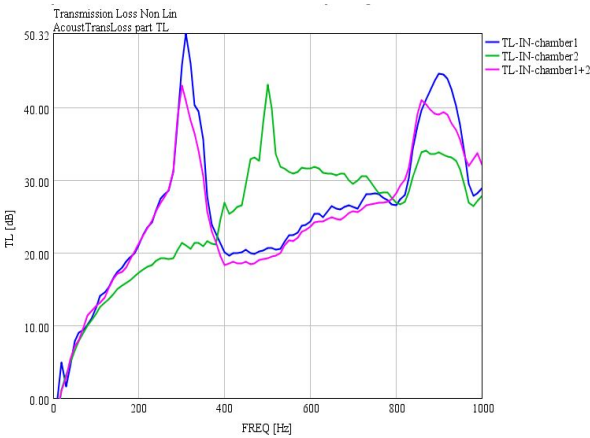


图 18（a）出气管无穿孔

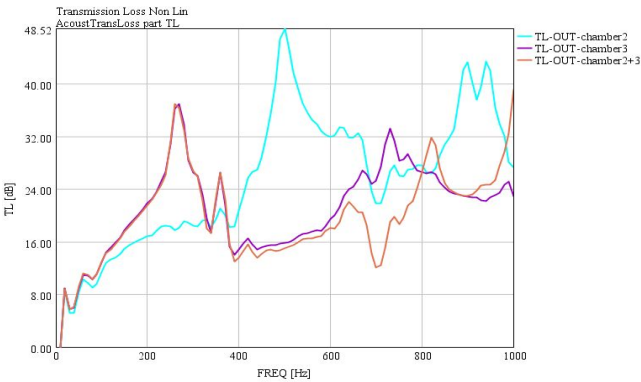


图 18（b）进气管无穿孔

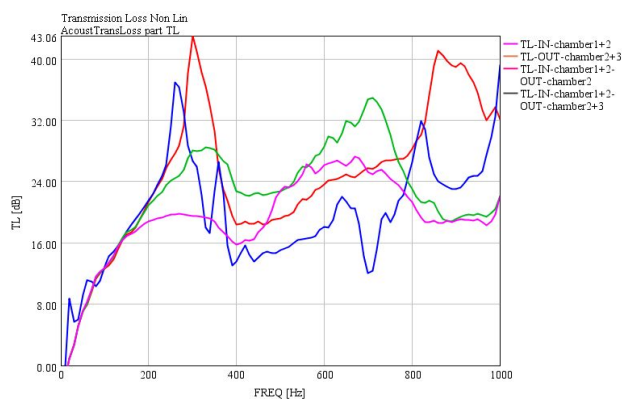


图 18 (c) 进、出气管上组合穿孔

3.7 高频消声单元对消声量的影响

在 3.6.3 方案七的基础上，再设计一个高频消声单元，增加消声器的高频消声效果（见图 2）。针对吸声材料消声特性的研究，在这里不再详述，与方案七对比的消声效果见图 19。从结果可以看出在 500Hz 以上的频段比方案七都有提高。

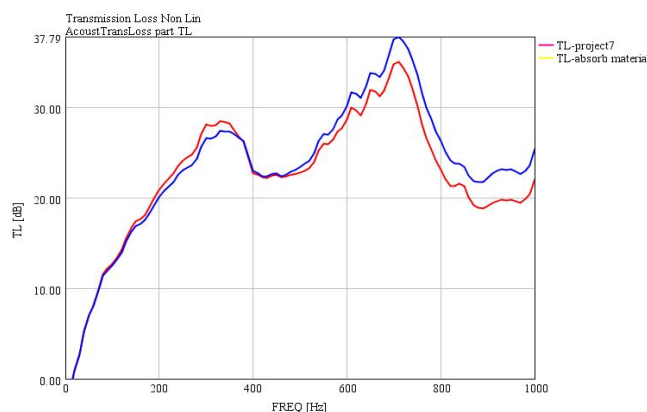


图 19 高频消声单元的消声效果

4 实车测试验证

为了验证新消声器的消声效果，根据研究分析结果，制做了 3.7 优化方案的样件，并在实车上进行测试验证，从测试结果（见图 20）可以看出各阶噪声都达到了设计目标。在主观评价过程中，原来的 2500rpm 车内轰鸣声消失，车内声压级线性度非常平滑。从主客观两方面的数据都验证的该优化方案的有效性。

（注：目前该方案已经量产）

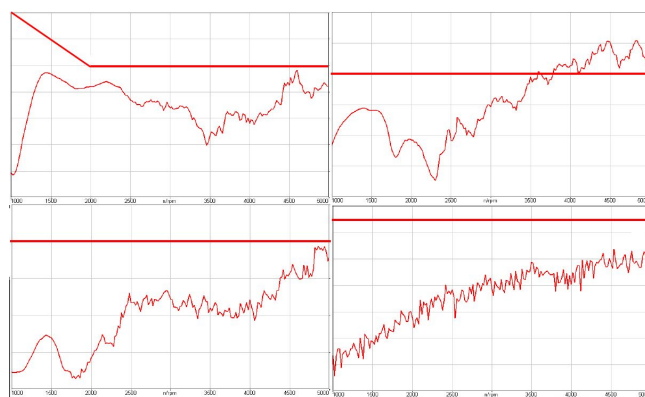


图 20 2、4、6、8 阶噪声测试结果

5 参考文献

- [1] 黎志勤 黎苏 汽车排气系统噪声与消声器设计[M], 中国环境科学出版社, 1991 年
- [2] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2003.
- [3] Gamma Technologies ,Inc .GT-Power USERS MANUAL. Gamma Technologies, 2006.