

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.04.037

PBNR 试验和仿真对整车声学包影响分析

许林倩¹, 岳志强², 耿建², 王建亮²

(1. 青海理工大学, 青海 西宁 810028; 2. 长城汽车有限公司, 河北 保定 071033)

摘要:声学包是控制车内噪声的主要途径之一, PBNR 是综合反映车辆的隔声能力、吸声能力和密封水平的指标。以某款 SUV 为研究对象, 试验测试 PBNR 和 SEA 整车模型仿真分析 PBNR 数据对比, 在 SEA 模型上进行贡献量分析, 找出薄弱部位, 对前围过孔、前风挡玻璃和前围隔热垫分析优化, 为声学包的优化找到后续方向。

关键词:基于功率的噪声降低量; PBNR; SEA; 贡献量分析; 声学包; 优化; 验证

中图分类号: TB533⁺.2 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2024)04-0193-04

Analysison Influence of PBNR Test and Simulation over Vehicle Sound Package

XU Linqian¹, YUE Zhiqiang², GENG Jian², WANG Jianliang²

(1. Qinghai University of Technology, Xining 810028, China; 2. Great Wall Motor Company Limited, Baoding 071033, China)

Abstract: Sound package is one of the main ways to control interior noise of vehicles, and PBNR is an index comprehensively reflecting the sound insulation ability, sound absorption ability and sealing level of vehicles. A certain SUV is taken as the research object to test PBNR and SEA vehicle model simulation analysis and PBNR data comparison. Contribution analysis is conducted on SEA model to find out the weak parts, and the front circumference through hole, front windshield and front wall insulation pad are analyzed and optimized for the subsequent direction of sound package optimization.

Keywords: power-based noise reduction; PBNR; SEA; contribution analysis; sound package; optimization; verification

0 引言

随着生活水平的提升, 消费者对车辆乘坐舒适性的要求越来越高。车内噪声是衡量车辆舒适性的主要标准之一, 声学包是控制车内噪声的主要途径之一, 也是近年来主机厂研究的热点。吴宪等^[1]以前围的参数为设计变量, 对前围板声学包进行优化, 使声学包在性能与质量之间找到最佳平衡。唐中华等^[2]在统计能量模型上, 采用遗传算法对内前围和前地板声学包进行优化, 保证性能和轻量化平衡。

声学包的隔声性能表征有隔声量 STL 或插入损失 IL、噪声降低量 NR 和基于功率的噪声降低量 PBNR。STL 只能单一评估零部件的隔声能力, 无法同时评估声源侧和接收侧零部件的吸声能力; NR 只能评估接收侧的吸声混响能力, 例如车内, 无法评估声源侧的吸声或隔声能力^[3]。基于功率的噪声降低量, 声源侧是声源的体积加速度, 接收侧是经过混响和衰减后的声压, 所以不仅包含了声源侧和接收侧的噪声衰减, 还考虑了两侧的隔声和吸声能力。PBNR 是综合反映车辆的隔声能力、吸声能力和密封水平的指标^[4]。

本文以某款 SUV 为研究对象, 通过试验测试 PBNR 和 SEA 整车模型仿真分析 PBNR 数据对比, 在 SEA 模型上进行贡献量分析, 找出薄弱部位并分析、优化, 为声学包的优化提供方向。

1 原理分析

1.1 PBNR 原理

PBNR 是基于功率(或能量)的噪声降低量, 定义为点声源的声功率与接受点声压级的平方值比, 再取对数的值, 表达式为

$$P_{\text{BNR}} = 10 \lg \left[\frac{\Pi}{p \cdot p^*} \right] - 10 \lg \left[\frac{\Pi_{\text{ref}}}{p_{\text{ref}}^2} \right] \quad (1)$$

式中: Π 是点声源在自由场中的声功率; p 是接收点声压; p^* 是 p 的共轭; Π_{ref} 是参考声功率; p_{ref} 是参考声压。

经过公式推导后可得到常用数据处理公式为

$$P_{\text{BNR}} = 10 \lg \left[\frac{Q_a \left(\frac{Q_a}{p} \right)^*}{p} \right] + 10 \lg \left[\frac{\rho^2}{4\pi} \right] = -20 \lg \left| \frac{p}{Q_a} \right| - 9.4 \quad (2)$$

式中: Q_a 是体积声源的体积加速度; ρ 是空气的

密度。

结合 $A_{TF} = p/Q_a$ 计算 PBNR 值:

$$P_{BNR} = N_R + 10 \lg \left(\frac{A_1 \alpha_1}{4} \right) = 84.6 - A_{TF} \quad (3)$$

式中: A_1 为声源侧吸声面积; α_1 为吸声系数; N_R 是噪声降低量。

PBNR 不仅包含了声源侧和接受侧的噪声衰减,还考虑了两侧的隔声和吸声,例如车外安装了吸声垫的 PBNR 值比没有安装的大,而随着频率的增加,这个差值越来越大。

1.2 统计能量原理

基于 SEA 统计能量原理的统计能量法是以系统间流入、流出和损耗能量之间的平衡为基础,将复杂系统分解为多个独立分析的子系统,经过空间和频域上平均处理的模型参数来描述子系统的状态,所以统计能量法的结果也是空间和频域平均的结果^[5]。统计能量法中,单个子系统 i 用模态密度 n_i 和损耗因子 η_i 来表示,模态密度是表征子系统吸收和储存能量能力大小的参数,损耗因子是表征子系统能量衰减强弱的参数。

多个相互耦合子系统的功率流平衡方程可表示为

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{11}n_1 & -\eta_{12}n_1 & \cdots & -\eta_{1N}n_1 \\ -\eta_{21}n_2 & \eta_{22}n_2 & \cdots & -\eta_{2N}n_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{N1}n_N & \cdots & \cdots & \eta_{NN}n_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \frac{E_2}{n_2} \\ \vdots \\ \frac{E_N}{n_N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\eta_{ii} = \eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^N \eta_{ij} \quad (i = 1, 2, \dots, N)$$

式中: ω 为系统固有频率; E_i 为子系统 i 存储的能量; P_i 为子系统 i 的外部输入功率; N 为子系统个数。

2 测试与仿真对比

2.1 PBNR 测试方法

在整车半消声室进行 PBNR 测试,试验时车辆为熄火状态,门窗处于关闭状态,在驾驶员右耳(图 1)或右后乘客左耳放置一个中高频体积声源作为激励源,输出 200~10 000 Hz 的白噪声,在车外声源处和评价区域布置传声器(如发动机舱、电机或减速器、进/排气口、轮胎与地面接触处、顶棚

和车门等处)接收声音。



图 1 声源位置

使用 LMS Test.lab 软件进行测试并记录各传声器的声压信号,试验数据进行 1/3 倍频程转换。根据公式计算出各区域到驾驶右耳或右后乘客左耳的 PBNR 隔声量,进而评价整车的隔声性能。

2.2 SEA 仿真建模

建立整车 SEA 统计能量模型,对模型进行调教,保证模型的精确性。主驾声腔位置加载 1 W 的声功率载荷模拟中高频体积声源激励(图 2),并将车外所有声腔与半无限流场相连接,计算各子系统车外声腔响应值,利用公式:

$$P_{BNR} = S_{PL,1} - S_{PL,n} \quad (5)$$

式中: $S_{PL,1}$ 为载荷声腔响应值即驾驶员头部声腔或右后乘客头部声腔响应值; $S_{PL,n}$ 为各声腔响应值。

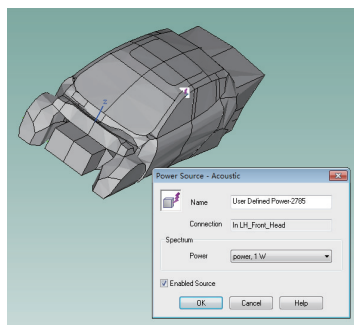


图 2 SEA 模型

2.3 测试数据与仿真数据对比

在 400~8 000 Hz,机舱到驾驶员右耳的隔声量 PBNR 的测试和仿真差距在 0.5~25 dB(图 3);轮舱到驾驶员右耳的隔声量 PBNR 的测试和仿真差距为 1~2.8 dB(图 4);地板到驾驶员右耳的隔声量 PBNR 的测试和仿真差距为 0.3~2.2 dB(图 5)。对比发现,仿真与测试值的差距为 ± 3 dB 内,故认为仿真与测试的匹配性较好,验证了整车 SEA 模型及声学包模型的准确性^[6]。

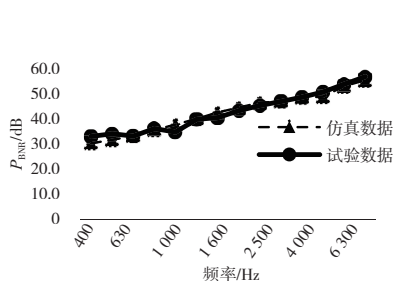


图3 机舱到驾驶员右耳的 PBNR 值
仿真和试验对比

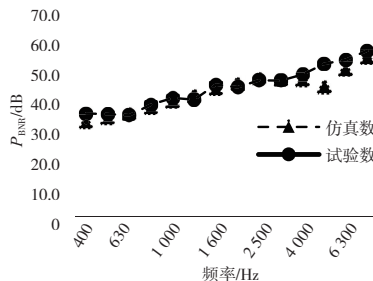


图4 轮舱到驾驶员右耳的 PBNR 值
仿真和试验对比

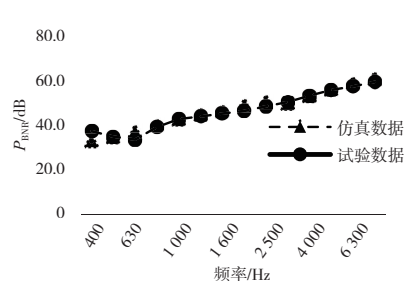


图5 地板到驾驶员右耳的 PBNR 值
仿真和试验对比

3 贡献量分析

VA-one 软件采用“开窗法”^[7],即封堵其他的连接,只打开需要计算的板件,依次计算出每组板件对应驾驶员声腔的车内噪声,转化为能量,除以全部打开时的车内噪声(转化为能量),得到各组件的能量贡献量占比,如图6所示(本刊黑白印刷,相关疑问咨询作者)。前围过孔贡献量占比最大,主要是4 000 Hz 以下;其次是前风挡玻璃,主要是2 000~4 000 Hz;次之前围隔热垫,主要频率是4 000~8 000 Hz。贡献量占比较大的是声学包薄弱部位,需进行优化。

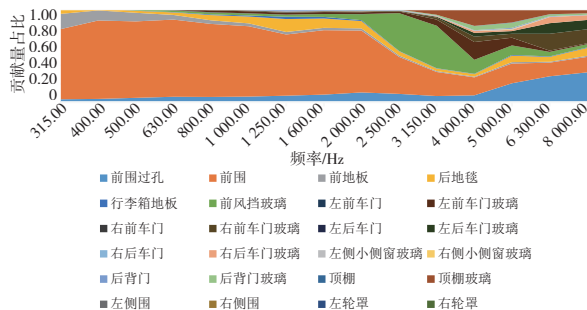


图6 贡献量分析

是泄漏造成的。对比数模分析原因,区域2有空调进风口,区域3有空调膨胀阀,区域5有转向管柱胶套。

表1 区域对应的子系统声腔

区域	子系统
1	前围左上声腔
2	前围右上声腔
3	前围左中声腔
4	前围右中声腔
5	前围左下声腔
6	前围右下声腔

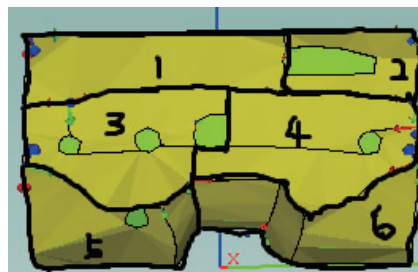


图7 前围板的细化区域

4 声学包优化

4.1 前围过孔

由于机舱内布置较为紧密,一般试验只能做机舱到驾驶员右耳的 PBNR 值,得到1组数据,无法细致分析前围各个区域的具体情况。但是 SEA 仿真分析可以细化声腔,计算前围不同区域对驾驶员声腔的 PBNR 值,从而进行细化。表1是区域对应的子系统声腔。图7是前围板的细化区域;图8是前围区域1—6的 PBNR 隔声量,在400~2 500 Hz 范围内,1—6路径的隔声量呈上升趋势,但是在2 500 Hz 以上,1、4、6路径基本呈上升区域,2、3、5路径开始趋于平缓甚至下降趋势,可能

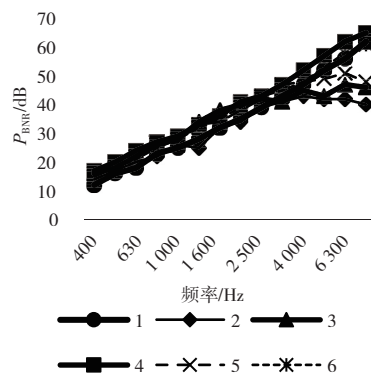


图8 前围区域1—6的 PBNR 值

空调进风口材质是开孔海绵,更换为半闭孔海绵,压缩量为40%;空调膨胀阀材质也为开孔海

绵,更换为 PU 发泡加 PU 膜;转向管柱胶套材质为 EPDM,密度 $1\,350\text{ kg/m}^3$,厚度 6 mm ,优化方案为厚度增加至 10 mm ,胶套里面增加 PU 发泡随型填充块。

4.2 前风挡玻璃

前风挡玻璃是普通夹层玻璃,在 $2\,000\sim 4\,000\text{ Hz}$ 有“吻合效应区”^[8],更换成相同厚度的声学玻璃,前风挡玻璃到驾驶员右耳的 PBNR 值提升 $2\sim 10\text{ dB}$ (图 9)。普通夹层玻璃中是 PVB 膜,声学玻璃中是隔音膜,避开了“吻合效应区”^[9]。

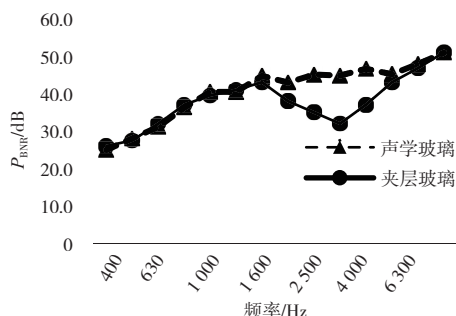


图 9 前风挡玻璃到驾驶员右耳的 PBNR 值对比

4.3 前围隔热垫

前围隔热垫在 $4\,000\sim 8\,000\text{ Hz}$ 贡献量占比较大,前围隔热垫材质是 PU 发泡+EVA,更换为 PU 发泡+EVA+吸音棉 400 g/m^2 ,吸音棉的吸声系数(混响箱测试),在 $1\,000\text{ Hz}$ 以上吸声系数基本 ≥ 1 ,以吸声弥补高频隔声性能不足。

5 样车验证

5.1 PBNR

空调进风口、空调膨胀阀、转向管柱和前围隔热垫实施优化方案后,机舱到驾驶员右耳的 PBNR 值提高了 $0\sim 8\text{ dB}$,尤其是 $3\,150\text{ Hz}$ 以上频段(图 10)。

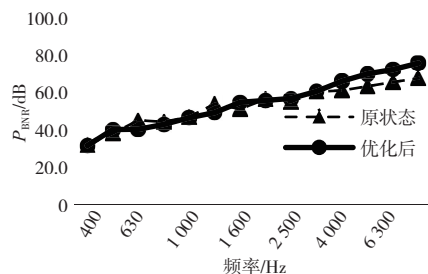


图 10 机舱到驾驶员右耳的 PBNR 值原状态和优化后对比

5.2 实际工况测试

试样车原状态的车内噪声(在带转鼓的半消声室进行),再将空调进风口、空调膨胀阀、转向管

柱、前风挡玻璃和前围隔热垫的优化方案安装到实车中,进行优化后的车内噪声测试,工况 120 km/h ,声压级降低 $0.2\sim 1.7\text{ dB(A)}$,优化后效果明显(图 11)^[10]。

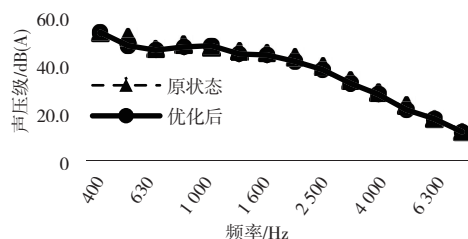


图 11 声压级原状态与优化后对比

6 结语

- 1) PBNR 值是综合反映车辆的隔声能力、吸声能力和密封水平的指标;仿真和测试数据差距在 $\pm 3\text{ dB}$ 内,仿真与测试的匹配性较好;
- 2) 贡献量占比分析采用开窗法,占比较大的是传递路径薄弱部位;
- 3) 机舱可以采用细化声腔的方法,计算前围不同区域对驾驶员声腔的 PBNR 值;
- 4) 前风挡玻璃用声学玻璃,避免“吻合效应区”;
- 5) 高频隔声性能不足时,用吸声弥补。

参考文献:

- [1] 吴宪,王成,邵建旺,等. 基于 Kriging 模型及 NSGA-II 算法的前围声学包优化[J]. 振动与冲击,2016,35(22):226-231.
- [2] 唐中华,贺岩松,马涛,等. 汽车声学包轻量化设计[J]. 汽车工程,2021,43(1):113-120.
- [3] 庞剑. 汽车车身噪声与振动控制[M]. 北京:机械工业出版社,2015.
- [4] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,1995.
- [5] 李晓政,黄其柏,王勇. 车辆室内噪声的统计能量分析优化仿真[J]. 噪声与振动控制,2005,25(3):29-32.
- [6] 祁宏钟,王岩松,王国庆,等. 基于统计能量分析的车内中高频噪声分析与优化[J]. 机械设计,2014,31(9):66-70.
- [7] 张爱军. 前围及过孔件隔声性能对整车噪声的影响分析[J]. 噪声与振动控制,2019,39(5):133-137.
- [8] 刘从光,万鹏程,程育虎,等. 统计能量分析在汽车前壁板隔声分析中的应用[C]//2013. 中国汽车工程学会年会论文集. 北京:中国汽车工程学会,2013.
- [9] 杜爱民,邵长慧,邵建旺,等. 发动机声激励下的车内高频噪声分析[J]. 车用发动机,2016(4):27-32.
- [10] 王勇,龙伟,夏铁权. 基于能量的商用车驾驶室隔声试验技术[J]. 现代制造工程,2015(5):49-52.

收稿日期:2022-11-25