某纯电 SUV 低频路噪问题分析与优化

陆日海　年猛　王德远　王弘岩　汤小生

重庆睿蓝汽车研究院有限公司

摘要：本文运用噪声振动相关性分析、整车 ODS 分析和模态分析验证等方法识别出车内低频压耳 35 Hz 问题频率，并且分析问题产生的机理，根据问题频率，结合动力吸振器原理参数进行设计布置，经实车验证车内 35 Hz 频率附近降低 4.8dB(A)，噪声得到明显改善，主观上低频压耳感可接受，对车内声品质提升具有较大意义。

关键词：低频压耳；ODS 分析；模态分析；动力吸振器

0　前言

随着新能源纯电动汽车的消费者不断增多，对整车 NVH 性能要求也越来越高。据统计，NVH 问题占整车 1/3 的问题，国内各大主机厂在整车 NVH 研发上都非常重视。新能源纯电动汽车相比传统汽车，行驶时没有传统燃油汽车发动机的掩蔽效应，电机噪声、减速器齿轮啮合噪声、异响以及低频路噪等问题较容易被乘员感知到。

本文以某自主品牌在研纯电 SUV 为整改对象，通过 ODS、模态和振动噪声相关性分析，找到了车内产生低频路噪的原因，并通过在背门增加动力吸振器，提升了整车 NVH 水平，具有较大实际意义。

1　路面噪声发生机理以及评价方法

1.1　路面噪声产生的机理

路噪是 NVH 性能开发一项重要指标，路噪主要由以下三种原因产生：

车辆行驶在凹凸不平路面导致的振动和冲击经过底盘悬架、副车架、车身传递到车内，表现频率为 20~180 Hz，由底盘悬架系统部件、车身钣金模态共振导致。

由轮胎空腔共振引起的振动噪声，频率表现为 180 ~ 250 Hz。

车辆在路面行驶时轮胎表面与路面和空气摩擦产生的摩擦声，轮胎滚动扰动产生的气动噪声，轮胎花纹与地面不断接触产生的气泵噪声，表现频率为 600 ~ 3000 Hz 左右。

路噪传递路径分为结构和空气传递，结构传递主要由路面激励经过轮胎、悬架系统 / 副车架传递车身再向车内辐射噪声。空气噪声传递主要由轮胎与地面相互作用产生，经过车身结构、孔洞和缝隙传递到车内。如图 1 所示为路噪传递路径。

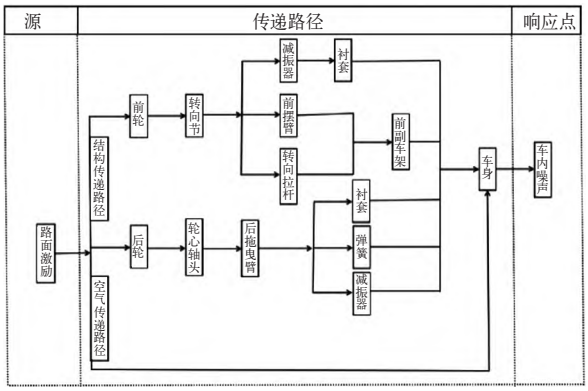

图 1　路面噪声传递路径

1.2　路噪评价方法

整车路噪评价方法分为主观和客观测试数据评价。

主观评价评分采用 10 分制评价打分，评价路面为粗糙沥青、光滑沥青和刻槽水泥等路面，以 40 km/h、60 km/h 和 80 km/h 作为评价工况，分别对整车行驶状态下鼓噪声、轮胎空腔声、胎噪声进行主观评价，评价人员一般由经验丰富的专业人员评价打分，打分细则如表 1 所示。

客观数据评价是在车内乘员耳旁布置传声器，采用专业的测试设备评估车内乘员耳旁总声压级大小，并与竞品车进行对比，分析问题频段噪声大小差异，识别车内噪声峰值，幅值贡献量大小，为下一步解决问

表 1　路面噪声主观评价表

分数	评价意见	问题程度	基于顾客
1	非常差	无法接受	顾客不满意
2	很差		
3	差	令人不舒适，必须整改	一般都会抱怨
4	较差		
5	警戒线	可接受，需进一步整改	挑剔顾客感到不满
6	勉强能接受		
7	适当	问题很小或微小	顾客感到满意
8	好		
9	非常好	几乎感觉不到，或没有问题	专业人士感到满意
10	卓越		

题提供数据依据。

2　某纯电 SUV 路噪问题诊断分析

2.1　问题描述

某在研纯电 SUV 40 km/h 低速行驶通过不平整路面及粗糙路面时，车内前排路噪声问题较大，存在低频压耳感，让人感到不适。该车原状态主观评价分数为 5 分，主要低频压耳声较明显，不可接受，需进一步整改优化问题。

2.2　客观数据采集

客观数据采集采用西门子 Simcenter SCADAS Mobile 40 通道数采前端，软件版本采用 Simcenter Test lab 2019.1 版本测试，传声器采用 BCP HT378B02 自由场传声器，测点布置根据该公司内部标准，布置在驾驶人外耳旁。测试工况为 40 km/h，测试路面选择粗糙沥青路，试验场地周围空旷无较大声源、建筑物，风速小于 5 m/s。

从频谱数据上看，车内 34.5 Hz 附近存在较大噪声峰值，峰值最高幅值为 55 dB(A)，通过滤波回放及整车主观评价对比，确认车内低频压耳声为 34.5 Hz 附近贡献。详细测试数据如图 2 所示。

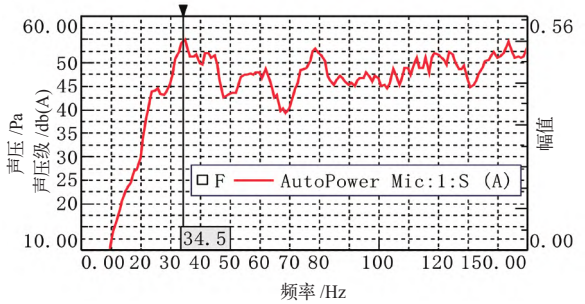

图 2　驾驶人外内耳噪声

2.3　ODS 分析

2.3.1　ODS 原理

ODS（Operation Deflection Shape，工作变形量分析）是指结构部件在实际工作中振动产生的变形量。ODS 能够反映结构在实际工况下对应的特定频率，各结构测点自由度之间的运动形态。使用 ODS 测试分析技术，可以快速定位振动产生的声源，并能对振动噪声传递路径进行判断分析，为噪声振动相关性研究提供数据依据。在工程实际中，通常采用传导函数法作为 ODS 的测量模型。传导函数的定义公式如下：

$$T_{ij}(\omega) = \frac{X_i(\omega)}{X_j(\omega)}$$

式中，$T_{ij}(\omega)$ 为相对 ODS 值；$X_i(\omega)$ 为测点 i 处的振动加速度值；$X_j(\omega)$ 为参考点 j 处的加速度的值。

根据该车实际部件外观轮廓，分别对前、后悬架，前、后副车架，地板、侧门、背门、顶棚、立柱和备胎槽建立 ODS 模型，并连接起来，总共建立 183 个测点，测试工况为 40 km/h 粗糙路面匀速行驶。详细测点及 ODS 测点模型如图 3 所示。

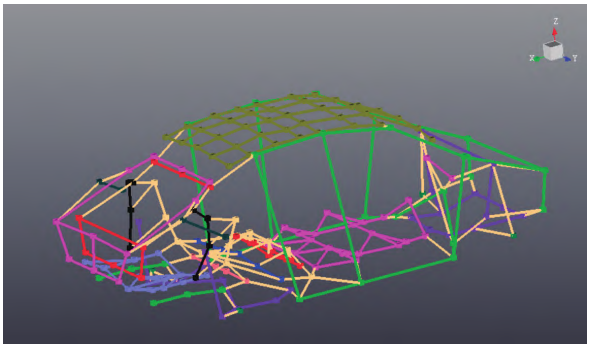

图 3　ODS 测点模型

2.3.2　ODS 振型分析

通过计算整车 ODS 振型，发现前、后悬架以及背门 *X*/*Z* 向测点均存在 35 Hz 左右的振型，与悬架系统振型频率相同，存在耦合现象，且与车内压耳感频率 34.5 Hz 频率较近，初步判断振动源从车轮经过前后悬架系统传递到车身，通过背门铰链激励背门，使背门被激励产生响应，向车内辐射噪声。从车内噪声和背门外板噪声振动相关性分析，噪声峰值与车内噪声峰值贡献的频率一致，并且打开背门一级锁，主观上低频压耳声减弱很多，基本上达到可接受状态，初步判断背门的模态被激励起来的相关性较大。详细振型如图 4 和图 5 所示。

2.3.3　模态分析

通过以上 ODS 及振动噪声相关性分析，背门上的

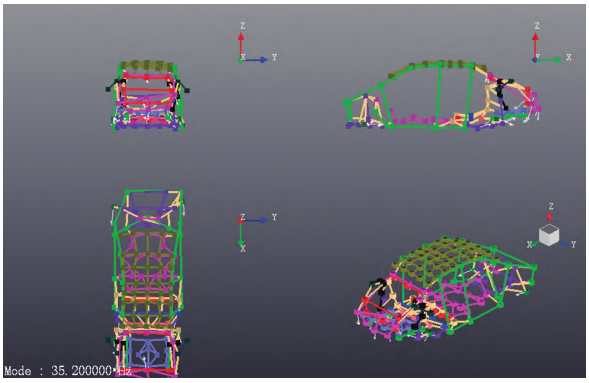

图 4　前、后悬架背门 ODS 振型

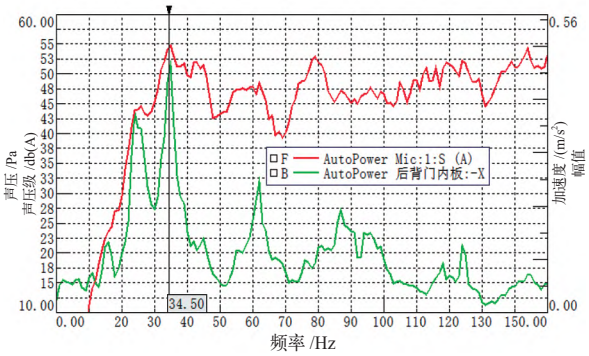

图 5　车内噪声与背门内板振动相关性对比

振动与车内噪声响应噪声频率一致，故对背门进行模态测试分析，根据背门的轮廓建立模态模型，总共建立 40 个测点，采用模态锤击法测试，从振型上看，背门存在 X 向 34. 6Hz 模态，与车内 34.5 Hz 附近噪声峰值一致。由此可知，车内低频压耳声主要由背门模态引起。详细模态振型如图 6 所示。

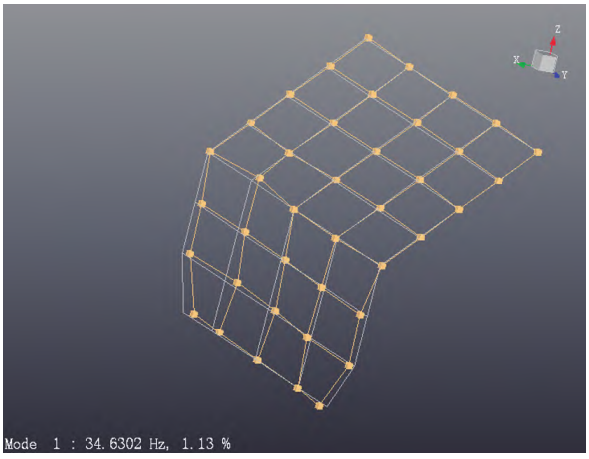

图 6　背门 X 向模态振型

3　优化方案设计和验证

该车型底盘件为平台共用件，底盘结构传递路径优化很难实现，从背门结构钣金优化又涉及修改模具，成本较高，项目费用有限，调节背门缓冲块硬度改变背门刚度又涉及后期量产过坏路异响问题，一次性很难把控，经过项目组再三讨论，决定在背门上加动力吸振器优化该问题。

3.1　动力吸振器原理

如图 7 所示为动力吸振器原理模型，图中 K_1 和 M_1 分别为主系统刚度和质量，K_2 和 M_2 为动力吸振器系统刚度和质量。

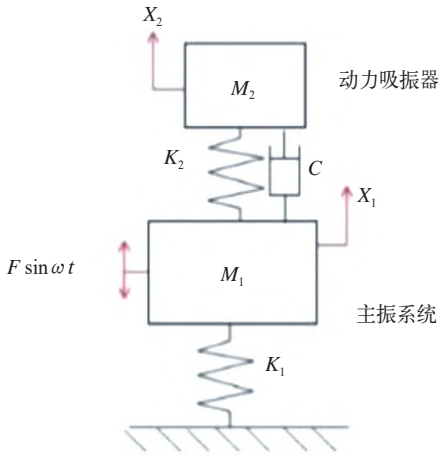

图 7　动力吸振器模型

动力吸振器是在主系统上增加弹簧质量系统，共振时动力吸振器产生和激励频率 180° 的相位反力，整个激励力就会通过橡胶传递到吸振器上，从而减小系统某频率下的振动。振动系统的公式如下：

$$M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - C\dot{x}_1 - kx_2 = F \quad (1)$$

$$M\ddot{x}_2 - C\dot{x}_1 - kx_1 + C\dot{x}_1 + kx_2 = 0 \quad (2)$$

式中，x_1、x_2 分别为主振系统和动力吸振器位移；k_1、k_2 分别为主振系统和动力吸振器刚度；M_1、M_2 分别为主振系统和动力吸振器质量；C 为吸振器阻尼；F 为系统激励力。

当 F 为简谐激励时，$F(t)=F_0e^{j\omega t}$，系统的响应可以表示为：

$$x_1=X_1\,e^{j\omega t},\quad x_2=X_2\,e^{j\omega t} \quad (3)$$

将响应表达式代入振动微分方程，可得主系统的幅频特性曲线：

$$\frac{X_1}{X_{st}}(\omega)=\sqrt{\frac{(\gamma^2-\lambda^2)^2+(2\gamma\lambda\xi_2)^2}{[(1-\lambda^2)(\gamma^2-\lambda^2)-\mu\gamma^2\lambda^2]^2+[1-(1+\mu)\lambda^2]^2(2\gamma\lambda\xi_2)^2}} \quad (4)$$

式中，质量比 $\mu=\frac{m_2}{m_1}$，主系统固有频率 $\omega_{n1}=\sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$，单位 rad/s，动力吸振器固有频率 $\omega_{n2}=\sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$，单位 rad/s；吸振器阻尼比 $\xi_2=\frac{c_2}{2\sqrt{m_2k_2}}=\frac{c_2}{2m_2\omega_{n2}}$，主系统静变形为 $X_{st}=\frac{F_0}{k_1}$，强迫振动比 $\lambda=\frac{\omega}{\omega_{n1}}$，固有频率比 $\gamma=\frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}}$。

动力吸振器最优同调：

$$f = \frac{1}{(1+\mu)} \tag{5}$$

最佳阻尼比：

$$\xi\ \mathrm{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \tag{6}$$

最优设计条件时最大振幅比：

$$\frac{X_1}{X_{st}}|\max = \sqrt{\frac{2+\mu}{\mu}} \tag{7}$$

从公式（7）可知，动力吸振器最优同调、最优阻尼都是由质量比决定的，质量比大小越大，动力吸振器吸振效果越好。

3.2 动力吸振器参数设计

动力吸振器质量为 2.4 kg，主振系统质量为 33 kg，则质量比为：

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \frac{2.3}{33} = 0.0727$$

最优同调频率比为：

$$f = \frac{1}{1+\mu} = \frac{1}{(1+0.0727)} = 0.932$$

吸振器刚度为：

$$k_2 = m\omega^2/(1+\mu)2 = 2555\mathrm{N/mm}$$

吸振器最优阻尼比为：

$$\xi\ \mathrm{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} = 0.17$$

增加吸振器模型如图 8 所示。

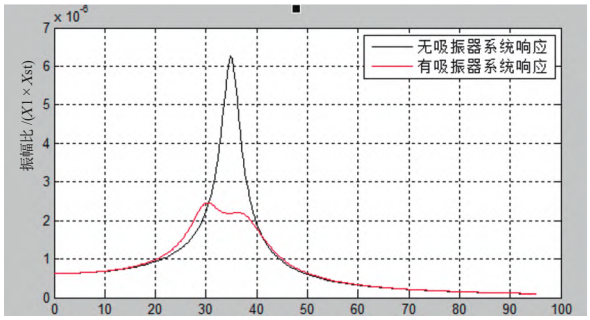

图 8 有无吸振器对比模型

3.3 实车验证

考虑到背门空间限制以及吸振器安装的便利性，经过综合评估后决定将吸振器安装背门中间位置，如图 9 所示。

背门中上部位置增加动力吸振器后，车内 35 Hz 附近噪声峰值降低 4.8 dB(A)，实车主观评价低频压耳声降低明显，处于可接受状态。详细数据如图 10 所示。

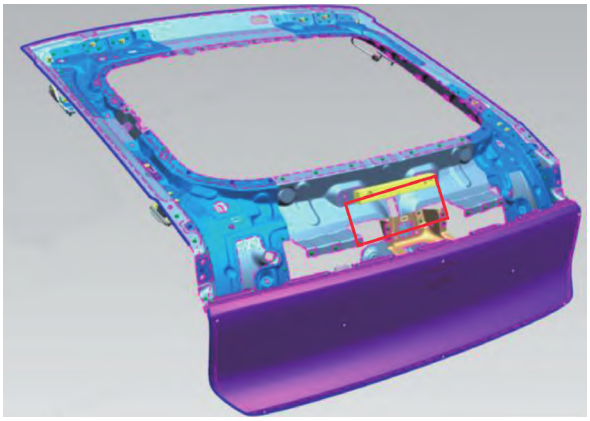

图 9 动力吸振器安装位置

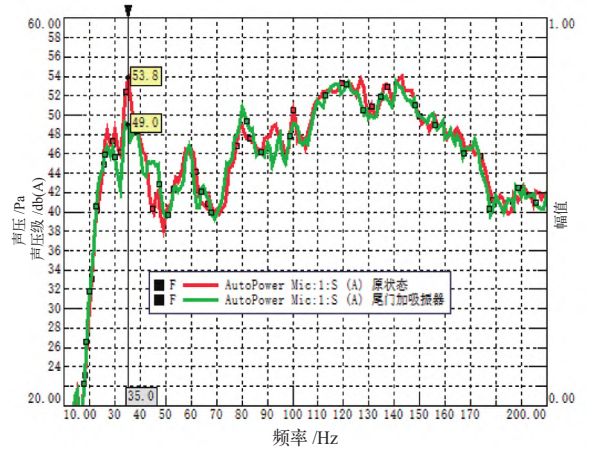

图 10 背门加吸振器前排噪声对比

4 结语

针对某 SUV 纯电车在开发过程中后排存在低频压耳声问题，测试识别出问题频率为 35 Hz 附近峰值。经 ODS 测试、模态测试分析方法诊断，识别出悬架系统 ODS 振型频率与背门模态频率一致，存在共振现象。

研究团队提出在后背门加动力吸振器解决方案进行优化，对有阻尼吸振器理论分析，设计出合理的吸振器，优化后背门共振问题，最后经过实车试验验证，在背门中下部位增加吸振器，车内 35 Hz 峰值频率降低 4.8 dB(A)，整车主观上压耳感明显降低，状态可接受。

在背门上增加吸振器的工程应用方案，能有效地解决车辆在研发过程中振动噪声问题，对存在类似问题的其他车型提供工程化优化参考。

参考文献

[1] 曹树谦 . 张文德 . 萧龙翔 . 振动结构模态分析 - 理论、实验与应用 [M]. 天津：天津大学出版社 , 2001.