文章编号：1006-1355(2018)05-0128-06+179

基于Moore响度的声品质驱动的低频结构优化设计

何智成[1]，许煊羁[1]，秦晓凯[1]，黄元毅[2]，徐 铁[2]，郝耀东[1,3]

(1. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室，长沙 410082；
2. 上汽通用五菱汽车股份有限公司，广西 柳州 545007；
3. 中汽研(天津)汽车工程研究院有限公司，天津 300399)

摘 要：人民对美好生活的向往需要高品质的新能源汽车，客户对电动汽车噪声的主观感受直接影响着整车产品形象，声品质的概念也随之产生，它的评价范围包括响度、尖锐度、粗糙度、抖动度等方面。以某型号电动车为研究对象，并以30 km/h匀速行驶状态为研究工况，首先构造整车噪声有限元模型并进行求解，对频响曲线进行Moore响度分析，然后再对不同频带的特征响度对总响度贡献程度不同及对应的结构敏感区域不同，重点提出特征响度灵敏度和响度结构灵敏度的概念，建立声品质与产品结构变量之间的映射关系。并通过结构优化和增加阻尼的方式，使1.9 ERB的特征响度值降低78 %，总响度降低16 %，具有显著的优化成效。

关键词：声学；声品质；Moore响度分析；响度结构灵敏度；结构优化

中图分类号：TB535 **文献标志码：**A **DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1355.2018.05.023

Optimization Design of Low-frequency Structures driven by Sound Quality based on Moore Loudness

HE Zhicheng[1], *XU Xuanjiong*[1], *QIN Xiaokai*[1],
HUANG Yuanyi[2], *XU Tie*[2], *HAO Yaodong*[1,3]

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body,
Changsha 410082 , China;
2. SAIC-GM-Wuling Automobile Co. Ltd., Liuzhou 545007, Guangxi China;
3. China Automotive Technology and Research Center Co. Ltd., Tianjin 300399, China)

Abstract : With the development of living standard, people become more and more critical for the performance of vehicle’s NVH than before, and the concept of sound quality, including loudness, sharpness, roughness, fluctuation, etc., came up. In this paper, a certain type miniature electric vehicle in steady driving state of 30 km/h is researched. The model of the miniature electric vehicle is established and simulated. The Moore loudness is analyzed based on the frequency response curve. The concepts of characteristic-loudness sensitivity and loudness-structure sensitivity are put forward and the mapping function between sound-quality and structural parameters of the vehicle is established. Through optimizing the structure and adding the damping, the values of characteristic loudness and overall loudness of the vehicle are reduced by 78 % and 16 % respectively.

Keywords : acoustics; sound quality; Moore loudness analysis; sensitivity of loudness; structure optimization

发展新能源汽车是我国实现变道超车的重大产业发展战略，也是《中国制造2025》的重要内容之一，而人民对美好生活的向往需要高品质的新能源汽车。对电动汽车而言，客户对其噪声的主观感受对整车的总体评价产生直接影响[1]，声品质概念为此应运而生且相关技术研究[2-3]方兴未艾。

传统汽车噪声研究主要局限于对客观噪声限值的优化，一定程度上满足了国家针对噪声的法规要求，却无法表达人们心理、生理对声音信号感觉的影响。传统方法常以A计权声压级作为参考[4]，但随着研究的进一步深入，人们发现不同频率的声音在人

收稿日期：2018-01-21
基金项目：湖南省湖湘青年英才基金资助项目（2015RS4023）
作者简介：何智成(1983-)，男，长沙市人，副教授，博士生导师，主要研究方向为汽车整车NVH性能分析与控制。
通信作者：郝耀东，男，博士研究生。
E-mail: hao_yaodong@foxmail.com

耳中传波时实际上存在着增强、减弱或掩蔽，而A计权声压级却没有反映这种作用[5-6]。

为了准确地反映人耳对声音的实际响应(包括非线性特性和频率相关特性)，研究人员提出以响度作为声品质特性的评判标准，即通过复合应用声音频率和声压级对声音的感觉综合描述。Moore响度[7]模型准确地模拟了耳蜗滤波器的频率选择性，已被美国国家标准(ANSI)采用[8]。

国内对Moore响度的研究包括焦中兴、刘威[9]等提出FFT(快速傅里叶变换)频谱法、FFT校正频谱法和1/3倍频程谱算法三种响度模型计算方法并分析计算精度；胡伟杰、金江明[10]等研究了Moore响度的数值计算方法和求解关键技术，并对算法的正确性进行实验验证；徐中明、周小林[11]等在对客车变速器异响进行响度分析时，结合先进的声学软件并借助Moore响度模型，建立了响度识别方法。

然而，目前主要的研究集中在对噪声采集信号的响度模型及主观感受的建立方面，但未进行响度与结构、响度与噪声源之间的相互关系研究[12]。

本文立足于整车低频噪声声品质的改善，结合路试激励数据建立了整车噪声有限元仿真模型，并进行求解。借助Moore响度模型，加入人耳结构对外界声音的修正作用，进行了响度分析。提出了特征响度灵敏度，同时结合声压振动速度灵敏度和位移幅值灵敏度等声学理论，还提出了响度结构灵敏度，各频带的声压优化顺序则由灵敏度的大小来决定，进而利用结构优化方法如形貌优化法进行优化，最终在声品质推动下实现低频结构优化。

1　声品质驱动的结构优化流程

为深入研究200 Hz以下的整车低频结构噪声，本文研究对象选定某型号电动车，并且选取30 km/h匀速行驶状态为研究工况。普遍地，电动汽车整车噪声主要来源于包括风噪、路面激励噪声、驱动电机噪声等，通过对该工况下车身激励进行分析，发现：

(1) 基于实际工程的载荷识别技术表明，在匀速工况下，电动机产生的低频激励在整车低频噪声中所占比较小，能忽略不计；

(2) 风噪声的频率一般在中高频域，对整车低频噪声的影响也可以忽略不计；

经由上述两个方面的分析可知：路面激励是低频结构噪声的激励主要来源。

经分析可得，路面激励到达人耳的传递路径大致为：路面激励-车轮与悬架-底盘系统-车身系统-车体结构件辐射或缝隙泄露-人耳。由于该车的密封性较为良好，由空气传播的从缝隙进入车内的低频噪声能量很低，姑且忽略不计。同时基于统计能量法、边界元法、有限元法等计算机仿真技术的成熟应用和先进测试手段的日益推广使用，本文提出了整车声品质驱动的低频结构优化流程：

首先，在整车车速30 km/h的匀速工况下采集车身悬架安装点关于相位、幅值等的路面激励信号，此外，实时测试该次路试驾驶员的双耳噪声曲线。

其次，在建立的有限元Trim Body(TB)模型中导入前述采集的路面激励信息，对驾驶员耳边噪声进行仿真分析，求出仿真结果。然后，对路试采集结果和仿真结果进行比较，从而确定仿真分析结果的可信度。

再则，运用Moore响度模型，围绕整车噪声仿真结果开展响度计算。本文根据总响度的贡献值源于各频带的特征响度，提出了特征响度灵敏度的概念，进而依据不同频带的特征响度灵敏度S(ni)值来确定特征响度优化频带。考虑到各频带对应的结构敏感区域是不一样的，相应提出了响度结构灵敏度的概念，找出与目标优化频带对应的结构敏感区域。

然后，集成应用尺寸优化和形貌优化等优化方法完成结构优化，优化流程如图1。

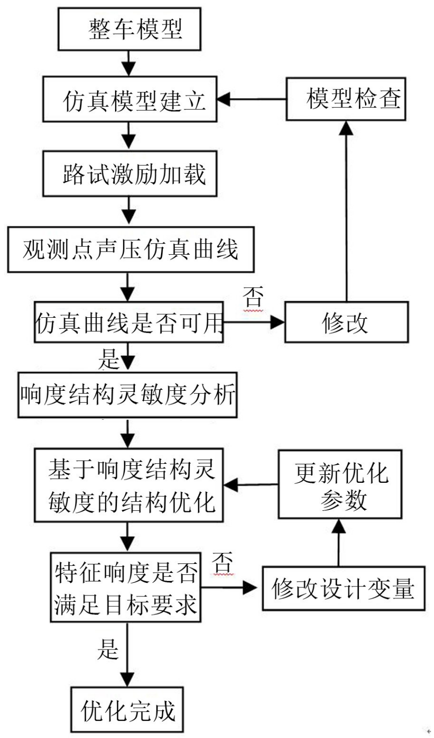

图1　声品质驱动结构优化流程

2　电动车路面噪声仿真与对标

采用Hyperworks进行噪声有限元仿真。模型总质量为237 kg，单元数704 483个，节点数709 787个，四边形单元562 718个，三角形单元27 836个，三角形占比4.0 %，部件质量标准63 148，失效指数

8 376，占比1.7 %，且失效单元主要位于前舱罩，对路面噪声传递影响甚低，因此符合要求。整车有限元模型如图2所示。

图2 整车有限元模型

借助载荷反求技术对动力底盘与车身的连接点的载荷数据进行采集，获取各连接点的幅值及相位信息，连接点位置如图3所示。

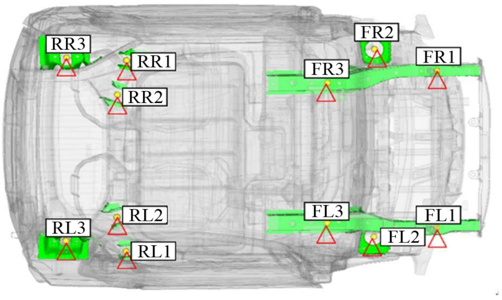

图3 关键硬点位置

使用LMS的40通道数据采集系统，提取采样频率20 Hz～200 Hz，响应点位置位于驾驶员右耳处，如图4所示。

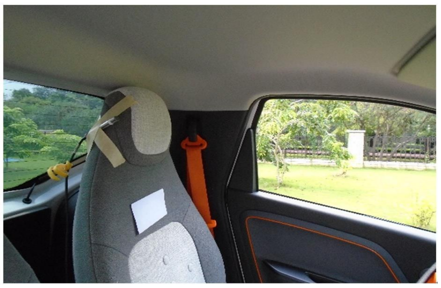

图4 司机耳旁噪声测试安装位置

模型中施加载荷的幅值、相位信息通过路试获得，车内频谱信号参考点为驾驶员的右耳位置。

驾驶员右耳处的路试噪声信号和TB噪声信号对比曲线（未计权），如图5所示。

对比频谱曲线，主要峰值对应的频率基本一致，结合误差分析，该仿真模型具有较高的可使用性。

3 Moore响度计算

Moore模型的原理是对到达耳蜗的声压激励进行修正，模拟外耳、中耳对声音的增强或衰落作用及耳蜗对声音的掩蔽效应。

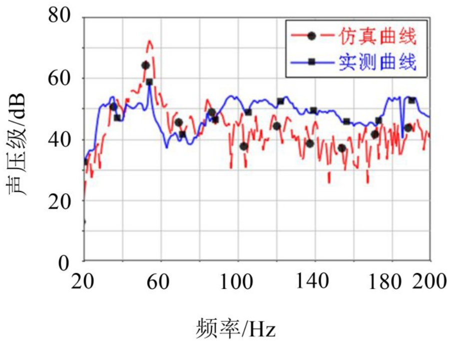

图5 声压级曲线对比图

Moore模型的ERB频带划分考虑了该特性，频带划分公式如下

$$\mathrm{ERB}_{\text{-num}} = 21.366\,1\lg(0.004\,368f + 1) \tag{1}$$

$\mathrm{ERB}_{\text{-num}}$为频率$f$对应的频带序数。

3.1 耳蜗处输入信号ERB级计算

当某频率声音信号输入耳蜗后，会呈现以该频率为中心频率、具有特定带宽的响应，这种特性决定了某一频率的能量级取决于带宽内所有频段声音信号的能量加权值。带宽计算及带宽内各声音信号的加权值计算均取决于中心频率，如下

$$\mathrm{ERB} = 24.673\cdot(0.004\,368f_c + 1) \tag{2}$$

其中：f_c为目标频率；ERB为以f_c为中心频率的频带带宽；

$$W(g_i) = (1 + p_i g_i)\cdot\exp(p_i g_i) \tag{3}$$

其中：g_i表示相对中心频率的归一值，$gi=\Delta f/fc$，$\Delta f=|fi-fc|$，$pi=4fi/\mathrm{ERB}$。

任意频率的声音信号经过外耳、中耳到达耳蜗处的能量级为$\mathrm{ERB}_{\text{level}}$，计算公式如下

$$\mathrm{ERB}_{\text{level}} = 10\lg\left(\frac{\sum W(g_i)*Pi^2}{P_0^{\,2}}\right) \tag{4}$$

3.2 基底膜掩蔽效应模拟

选定频率研究范围20 Hz～200 Hz，对应的$\mathrm{ERB}_{\text{-number}}$区间为0.8 ERB～5.8 ERB，为了计算的准确性，进行ERB频带细分，$\mathrm{ERB}_{\text{-number}}$以0.1为最小间隔，得到50个滤波器。

车内观测点的噪声合成是由有限个中心频率的主振动叠加而成，滤波器设计成指数形式对于各主振动的掩蔽效应的模拟更准确，权函数公式如下

$$W(g) = (1 + pg)\exp(-pg) \tag{5}$$

虽然与前一滤波器函数形式相同，但参数p，g的选取则有不同，其中

$$p = \begin{cases} \dfrac{4f}{\mathrm{ERB}} - 0.35\left(\dfrac{2f}{15\,\mathrm{ERB}}\right)(L - 15) & f_i < f \\ \dfrac{4f}{\mathrm{ERB}} & f_i > f \end{cases} \tag{6}$$

$$g=\begin{cases}1 & 1<\left|f_i-f\right|/f\le 4\\ \left|f_i-f\right|/f & \left|f_i-f\right|/f\le 1\\ 4 & \left|f_i-f\right|>4\end{cases}\tag{7}$$

3.3 特征响度计算

根据以上公式得到的相关参数，即可得到特征响度值。

$$N'=\begin{cases}C\left[\left(GE+2E_{\mathrm{THRQ}}\right)^{\alpha}-\left(2E_{\mathrm{THRQ}}\right)^{\alpha}\right] \\ \qquad E_{\mathrm{THRQ}}<E<10^{10}\\ C\left[\left(\dfrac{2E}{\left(E+E_{\mathrm{THRQ}}\right)}\right)\right]\left[\left(GE+2E_{\mathrm{THRQ}}\right)^{\alpha}\right.\\ \left.-\left(2E_{\mathrm{THRQ}}\right)^{\alpha}\right].. \qquad E<E_{\mathrm{THRQ}}\\ C\left(\dfrac{E}{1.07}\right)^{0.2} \qquad E>10^{10}\end{cases}\tag{8}$$

其中：E表示信号对应带宽的能量级，E_{THRQ}表示可听阈的能量级。C为定值0.046 871，G为耳蜗放大器对低声级的增益，公式如下

$$G=2.306\,7/E_{\mathrm{THRQ}}\tag{9}$$

通过对外耳、中耳增益及耳蜗掩蔽效应的模拟，对低频结构噪声仿真曲线进行特征响度计算，结果如图6所示。

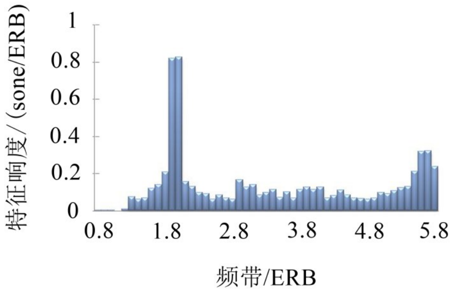

图6 特征响度

将特征响度求和就可获得总响度，总响度为6.8 sone，其中第1.9 ERB频带的特征响度为0.81 sone/ERB，对总响度的影响程度最大，基于以上总响度的概念，提出特征响度对各频带的灵敏度W，计算公式如下

$$W=\frac{\partial Pr(\omega)}{\partial N}\tag{10}$$

其中：N为各ERB频带，特征响度灵敏度W结果如图7所示。

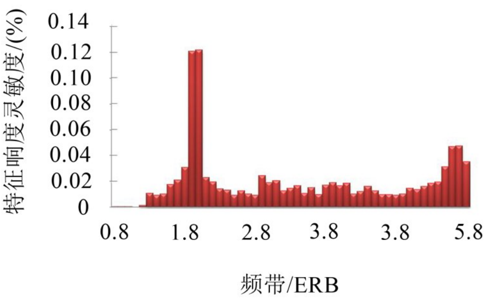

图7 特征响度灵敏度

4 响度结构灵敏度计算

4.1 位移幅值灵敏度

由于车内空间为充满空气介质的封闭空间，具有对应的空腔声学模态，每阶模态对应唯一的特征值，表征该阶振型的声学模态频率。与结构共振特性类似，声学模态也有对应的特性——共鸣，即在特定声学模态频率下，车内空气就会产生共鸣。

弹性力学系统中无阻尼多自由度系统动力学方程式

$$M\ddot{u}+Ku=F(t)\tag{11}$$

对应的结构稳态频域有限元方程为

$$\left(-\omega^2\boldsymbol{M}+\boldsymbol{K}\right)U=F\tag{12}$$

其中：$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{K}$分别为结构的质量、刚度矩阵，u、U为全局坐标系下各节点的位移幅值向量，$F(t)$、F为均为总载荷向量，ω为激励频率。

对结构进行离散，将离散后的单元标记为X_i (i=1，2，3，4，…)，将离散后的各个单元的厚度变量作为结构设计变量进行研究，方程式(11)等号两边同时对设计变量X_i进行求导，得到

$$\left(-\omega^2\frac{\partial\boldsymbol{M}}{\partial x_i}+\frac{\partial\boldsymbol{K}}{\partial x_i}\right)U(\omega)+\left(-\omega^2\boldsymbol{M}+\boldsymbol{K}\right)\frac{\partial U(\omega)}{\partial x_i}=\frac{\partial F}{\partial x_i}\tag{13}$$

其中：F为外部载荷向量，与结构本身的属性、参数无关，对结构设计变量X_i的导数为0，则变量对结构设计变量X_i的灵敏度亦为0。

$$\begin{aligned}&\left(-\omega^2\frac{\partial\boldsymbol{M}}{\partial x_i}+\frac{\partial\boldsymbol{K}}{\partial x_i}\right)U(\omega)+\\&\left(-\omega^2\boldsymbol{M}+\boldsymbol{K}\right)\frac{\partial U(\omega)}{\partial x_i}=\frac{\partial F}{\partial x_i}=0\end{aligned}\tag{14}$$

经过等式变换，求得各节点位移量关于厚度设计变量$X_i(\omega)$的位移幅值灵敏度。

$$\frac{\partial U(\omega)}{\partial x_i}=-\left(-\omega^2\boldsymbol{M}+K\right)^{-1}\cdot\left(-\omega^2\frac{\partial\boldsymbol{M}}{\partial x_i}+\frac{\partial K}{\partial x_i}\right)U(\omega)\tag{15}$$

根据振动速度幅值和振动幅值的关系得到

$$\begin{aligned}\frac{\partial V(\omega)}{\partial x_i}&=\omega\cdot[\mathrm{ATV}]\cdot\left\{-\left(-\omega^2M+K\right)^{-1}\right.\\&\left.\left(-\omega^2\frac{\partial M}{\partial x_i}+\frac{\partial K}{\partial x_i}\right)\right\}U\end{aligned}\tag{16}$$

式中：[ATV]声学传递向量，是结构的固有属性，且与选取的声场测量点位置、声传递介质参数、结构的形状有关，与结构的材料无关。

4.2 声压-振动速度灵敏度

假设声压波动圆为ω，声压最大幅值为$\bar{p}$，由声波波动方程得到封闭空间结构振动引起的稳态声场辐射问题的Helmholtz方程

$$\frac{\omega^2}{c^2}\bar{p}+\nabla^2\bar{p}=0\tag{17}$$

设声场空间Ω对应的闭合结构表面S，外部激励频率为ω，现对结构表面S进行离散，按照波长对离散网格尺寸的要求，将其划分为M个单元，模型共N个节点，记结构表面S上的节点i处的声压$P_{(i,\omega)}$应满足以下边界条件

$$\frac{\alpha P_{(i,\omega)}}{\alpha n_x} = -\rho wjU_{(i,\omega)} \tag{18}$$

$$\boldsymbol{A}p = \boldsymbol{B}V \tag{19}$$

其中：$\boldsymbol{A}$、$\boldsymbol{B}$为影响系数矩阵，由结构本身结构特性、插值函数选择、频率有关，p、V为结构表面处的声压向量、振动速度。

声辐射系统在圆频率为ω的外界激励下的空间Ω中观测点j处声压值为$P(w)$应用格林公式和加权残值法，得到Helmholtz积分方程

$$a_{(\omega)}P_{(\omega)} = \oint\int_s \left[G_{(i)}\frac{\alpha P_{(\omega)}}{\alpha n_i} - \frac{\alpha G_{(i)}}{\alpha n_i} p_{(i,\omega)} \right] \mathrm{d}S(i,\omega) \tag{20}$$

上式将结构振动的动力学响应：振动位移幅值、速度幅值、加速度幅值与声腔声波动特性结合起来。

$$\frac{\omega^2}{c^2}\bar{p}(\omega) + \nabla^2\bar{p}(\omega) = 0 \tag{21}$$

进一步应用格林公式和加权残值法，求得表征观测点声压p_r与结构表面质点的法向振速$v(\omega)$关系的Helmholtz积分方程

$$p_r = a^{\mathrm{T}}p(\omega) + b^{\mathrm{T}}v(\omega) \tag{22}$$

两边对$v(\omega)$求导可得到观测点声压对结构表面法线振速的灵敏度，即

$$\frac{\partial Pr(\omega)}{\partial v(\omega)} = a^{\mathrm{T}}A^{-1}B + b^{\mathrm{T}} \tag{23}$$

联立公式(17)、式(23)，得到声压-结构灵敏度，即

$$\frac{\partial p_r(\omega)}{\partial n_x} = (a^{\mathrm{T}}A^{-1}B + b^{\mathrm{T}})\cdot\{\omega\cdot[\mathrm{ATV}]\cdot [-(-\omega^2 M + K)^{-1}\cdot(-\omega^2\frac{\partial M}{\partial x_i} + \frac{\partial K}{\partial x_i})]\ U\} \tag{24}$$

4.3 响度结构灵敏度

由于耳蜗对声音的滤波作用，特征响度对同频带内各个频率音频信号的灵敏度不同。本文又提出建立以响度和结构为研究对象的响度结构灵敏度，深入解析特征响度变量和结构参数变量之间的影响趋势，公式如下

$$S = W\sum\frac{\partial Pr(\omega)}{\partial n_i} \tag{25}$$

即对声压-结构灵敏度（公式24）进行加权处理，式中加权系数W为图8中的特征响度灵敏度，$Pr(\omega)$为目标特征响度频带内对应频率的声压，ω特征响度对应频带内的频率，W为特征响度灵敏度，n_i为结构变量。

根据特征响度灵敏度结果，将第1.9 ERB频带作为目标优化频带，其对应的频率范围应为：52 Hz～54 Hz。

根据公式(24)得到的目标频率声压-结构灵敏度，如图8－图10所示。

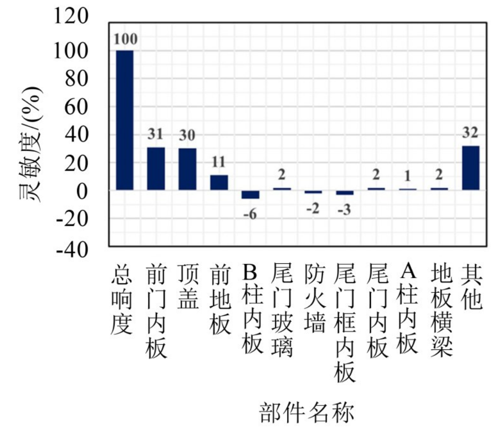

图8 52 Hz输入信号对应部件灵敏度

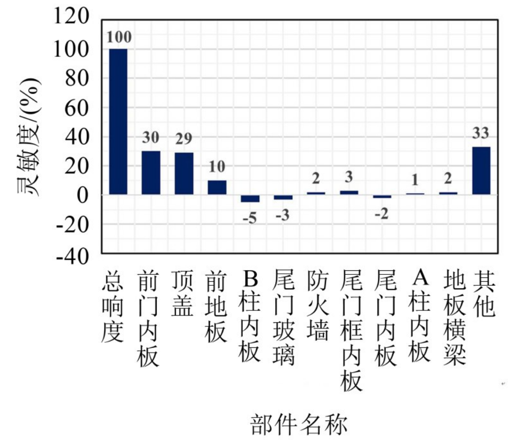

图9 53 Hz输入信号对应部件灵敏度

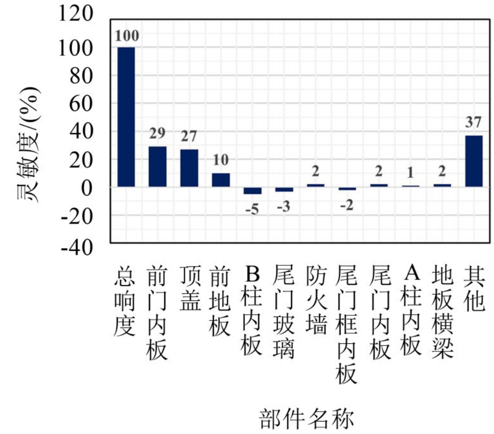

图10 54 Hz输入信号对应部件灵敏度

结合公式(25)可以得到各部件的响度结构灵敏度，结果如表1所示。

根据以上响度结构灵敏度结果，确定前门内板、顶盖、地板作为优化对象，为进一步明确目标优化区域，分析各部件节点贡献量，结果如图 11。

表 1 各部件响度结构灵敏度

部件代号	部件名称	灵敏度/(%)↓
_4_	前门内板	12.6
_16_	顶盖	12.4
_24_	前地板	4.3
_39_	尾门	0.81
其他	其他	< 0.81

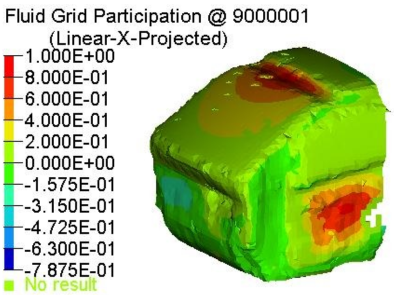

图 11 节点灵敏度仿真结果

5 基于声品质的结构优化

5.1 结构优化

本文基于响度结构灵敏度的结果，提出针对顶盖、前门内板、前地板的优化方案。

通过整车模态分析，顶盖与声腔耦合模态与目标频段频率较为接近，顶盖与车身的连接点为：左、右、后端翻边与车身的点焊；前端翻边与前挡风玻璃的粘胶连接。

针对顶盖，进行以下优化：在顶盖中部区域增加横梁，横梁两端由点焊固定；增加前、中、后横梁与顶盖的粘胶连接，如图 12 所示。

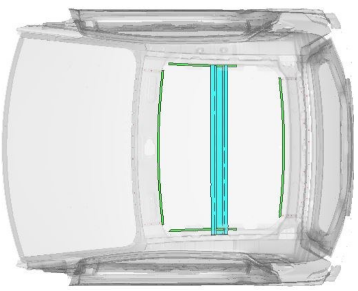

图 12 顶盖优化示意图

前门内板是安装玻璃升降器、电机、喇叭等功能件的重要部件，作为安装本体，需要满足刚度要求，通过尺寸优化，在保证轻量化前提下，厚度由 0.65 mm 改为 0.70 mm。

由于地板面积较大，底盘系统产生或传递的扫频激励容易激起地板的共振，对驾驶员耳处的噪声贡献量也不少，本文针对声压节点灵敏度的结果，对地板的筋条高度、走势进行了优化，注重前后地板加强筋的贯通，保证刚度连续，如图 13 所示。

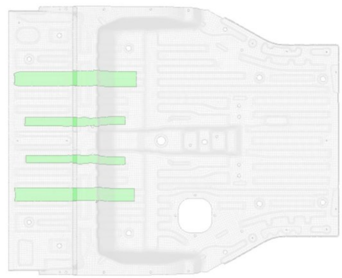

图 13 地板优化示意图

实际工程中，在汽车局部区域粘贴阻尼材料、吸声材料，由于阻尼和质量的增加，也能对低频结构噪声优化产生积极作用。

5.2 优化结果

根据以上优化方案对模型进行修改，得到了优化前后仿真对比曲线，如图 14 所示。

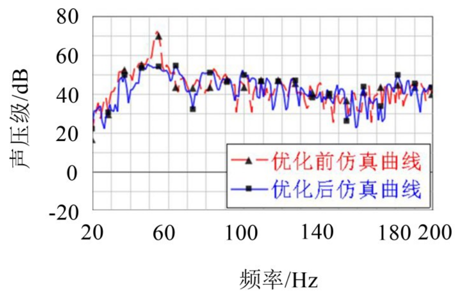

图 14 优化前后仿真对比曲线

将优化后的声压曲线带入特征响度计算公式，可以得到优化前后的特征响度对比结果，如图 15 所示。

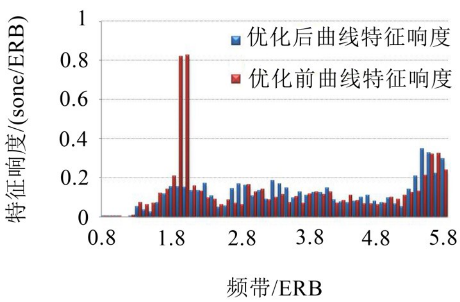

图 15 优化前后的特征响度

优化后的总响度值为 5.7 sone，与初始状态相比较，总响度改善 16 %；1.9 ERB 的特征响度由原来的 0.8 sone/ERB 降到 0.17 sone/ERB，下降 78 %，优化效果明显。

6 结 语

通过本文的工作，可以得出以下结论：

（下转第 179 页）