

# 基于声压灵敏度分析的轿车车内低频噪声优化

高书娜, 邓兆祥, 胡玉梅

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

**摘要:**建立了含门窗的车身结构有限元模型、车内声场有限元模型及结构-声场耦合模型, 进行了车内耦合声场预测。建立了车内声场声压灵敏度分析模型, 研究了声场边界导纳和壁板振动速度的声压灵敏度, 并根据分析结果优化了关键板件的加强筋和厚度, 优化后车内声压主要峰值降低 2~3 dB(A)。

**关键词:**车辆工程; 车内耦合声场; 灵敏度分析; 导纳; 振动速度

**中图分类号:**U467.493    **文献标识码:**A    **文章编号:**1671-5497(2009)05-1130-07

## Optimization of car interior low frequency noise based on sensitivity analysis

GAO Shu-na, DEDNG Zhao-xiang, HU Yu-mei

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** A finite element model for the car body including doors and windows, a finite element model for the car interior acoustic field, and a coupled structure-acoustic model were built and the car interior coupled acoustic field was predicted. A sensitivity analysis model was built for the car interior acoustic field, and the acoustic pressure sensitivities of the admittance of the acoustic field boundary and the board vibration velocity were studied. According to the sensitivity analysis results, the ribs and the thickness of the key boards were optimized, leading to reduction of the main peak values of the car interior acoustic pressure level by 2~3 dB(A).

**Key words:** vehicle engineering; interior coupled acoustic field; sensitivity analysis; admittance; vibration velocity

声压灵敏度分析可为声场的优化提供指导。车内声场优化有多个设计参数可供调整<sup>[1-2]</sup>, 但每个设计参数的改变对车内声场的影响程度不同。如何选择对车内声场影响程度最高的参数作为主要调整对象, 使得以最小的改动达到最好的效果, 是当前车内低噪声设计的又一个研究热点。而声压灵敏度分析可通过计算目标函数对设计变量的导数找出对设计目标最敏感的变量, 为车内声场

优化提供重要参考。

本文建立了某型轿车白车身的有限元模型, 分析了自由模态并与试验进行了对比; 建立了含门、窗等的整车有限元模型、车内声场有限元模型及结构声场耦合模型, 进行车内声场预测; 建立车内声场声压灵敏度分析模型, 分析了声场边界导纳和壁板振动速度的声压灵敏度, 并根据分析结果优化了车内低频噪声。

收稿日期: 2008-01-08.

基金项目: “863”国家高技术研究发展计划项目(2006AA110102).

作者简介: 高书娜(1980-), 女, 博士研究生. 研究方向: 汽车系统动力学与控制, 汽车振动噪声控制.

E-mail: amygao@yeah.net

## 1 灵敏度分析理论

灵敏度在不同的领域有不同的含义,一般而言,灵敏度是指某响应量对相关参数的变化梯度。从数学意义上可以定义为:假设某一函数  $f(x)$  在变量  $x_0$  处可导,其对变量  $x$  在点  $x^0$  处的一阶灵敏度系数定义为

$$\lambda_{ij} = \left. \frac{\partial f(x_i)}{\partial x_i} \right|_{x^0} \quad (1)$$

式中: $f(x_i)$  为第  $i$  个响应;  $x_i$  为第  $i$  个变量。

声压灵敏度向量  $\mathbf{S}$  是声压  $\mathbf{P}$  对某一变量  $a$  的斜率

$$\mathbf{S} = \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial a} \quad (2)$$

当变量  $a$  有微小变化  $\Delta a$  时,声压  $\mathbf{P}$  的变化量为

$$\Delta \mathbf{P} = \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial a} \Delta a = \mathbf{S} \Delta a \quad (3)$$

声压为一向量,可以表示为

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_r + i\mathbf{P}_i \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)得

$$\Delta \mathbf{P} = \left[ \frac{\partial \mathbf{P}_r}{\partial a} + i \frac{\partial \mathbf{P}_i}{\partial a} \right] \Delta a = \\ (\mathbf{S}_r + i\mathbf{S}_i) \Delta a = \mathbf{S} \Delta a \quad (5)$$

式中: $\mathbf{S} = \mathbf{S}_r + \mathbf{S}_i$ ,  $\mathbf{S}_r$ 、 $\mathbf{S}_i$  分别表示灵敏度向量的实部和虚部。

在复平面内,灵敏度向量  $\mathbf{S}$  与声压  $\mathbf{P}$  的关系如图 1 所示。根据  $\mathbf{S}$  与  $\mathbf{P}$  的相位关系,可以判断变量增加时声压向量的变化趋势。当  $\mathbf{S}$  与  $\mathbf{P}$  同向时,  $\mathbf{P}$  的幅值将随变量增大而增大,如图 1(a) 所示;当  $\mathbf{S}$  与  $\mathbf{P}$  反向时,  $\mathbf{P}$  的幅值随  $\mathbf{S}$  增大而减小,如图 1(b) 所示。

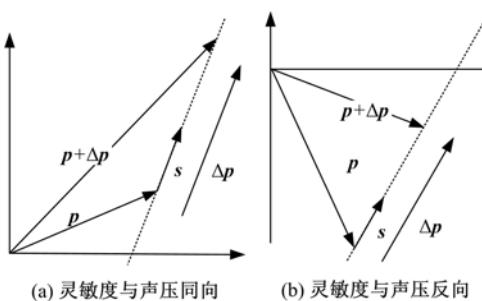


图 1 灵敏度与声压的关系示意图

Fig. 1 Relationship between sensitivity and pressure

在复平面内,向量  $\mathbf{S}$  与向量  $\mathbf{P}$  夹角的余弦为

$$\cos(\mathbf{P} \wedge \mathbf{S}) = \frac{\mathbf{P}_r \mathbf{S}_r + \mathbf{P}_i \mathbf{S}_i}{|\mathbf{P}| |\mathbf{S}|} \quad (6)$$

假设  $\mathbf{S}$  的共轭复数为  $\mathbf{S}^*$ , 则有

$$\mathbf{PS}^* = \mathbf{P}_r \mathbf{S}_r + \mathbf{P}_i \mathbf{S}_i + i(\mathbf{P}_i \mathbf{S}_r - \mathbf{P}_r \mathbf{S}_i) \quad (7)$$

比较式(5)、(6)有:当  $\text{Re}(\mathbf{PS}^*) > 0$  时,  $\mathbf{P}$  的幅值随变量的增大而增大;当  $\text{Re}(\mathbf{PS}^*) < 0$  时,  $\mathbf{P}$  的幅值随变量的增大而减小。

灵敏度向量在声压方向上的投影为

$$\mathbf{S}_a = |\mathbf{S}| \cos(\mathbf{P} \wedge \mathbf{S}) = \frac{\mathbf{P}_r \mathbf{S}_r + \mathbf{P}_i \mathbf{S}_i}{|\mathbf{P}|} = \text{Re}\left(\frac{\mathbf{PS}^*}{|\mathbf{P}|}\right) \quad (8)$$

式中: $\mathbf{S}_a$  为声压灵敏度。

根据声压灵敏度  $\mathbf{S}_a$ , 可以判断变量改变时声压向量增大或减小的量值, 为结构改进提供重要的参考信息。

此外, 工程上一般用吸声系数表示吸声材料的吸声能力, 而声导纳  $Z_n$  可以根据经验公式, 近似计算, 即

$$Z_n = \alpha / \rho c$$

式中: $\alpha$  为吸声材料的吸声系数;  $\rho$  为吸声材料中流体密度;  $c$  为吸声材料中流体声速。

由于导纳对车内声压的影响不仅与吸声材料在声场边界的铺设位置相关, 而且还与吸声材料的铺设面积有关。一般来说, 吸声材料的铺设面积越大, 其吸声量也相对越大。因此, 引入导纳灵敏度的概念, 即单位面积上导纳的声压灵敏度, 计算式为

$$r_{S_a} = \frac{\mathbf{S}_a}{S_l} \quad (9)$$

式中: $S_l$  为吸声材料的表面积。

导纳灵敏度  $r_{S_a}$  可以更好地反映导纳对声压的影响度。

## 2 模型的建立

### 2.1 车身有限元模型

对车身几何模型进行简化, 并划分网格, 得到白车身有限元模型(见图 2), 模型中壳单元总数

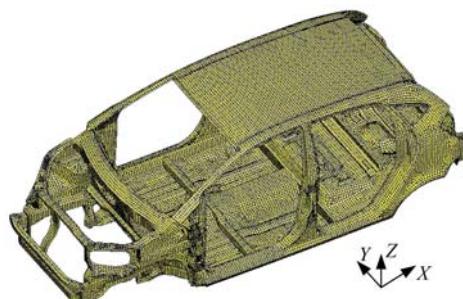


图 2 白车身有限元模型

Fig. 2 Finite element model of BIW

为 60 962 个,节点总数为 57 715 个,自由度数为 346 290。

对所建立的白车身有限元模型进行自由模态分析,并与试验模态进行了对比,结果如表 1 所示。由表 1 可知,分析模态与试验模态的频率和振型均吻合较好,其中模态频率绝对误差在  $\pm 1.5$  Hz 以内,相对误差在  $\pm 5\%$  以内,说明所建立的白车身有限元模型满足分析精度要求。

该白车身的前九阶固有频率均在 100 Hz 以

下,振动形式以顶棚摆动、后部扭转、地板弯曲为主,振型腹部区域主要有:顶棚、地板、A 柱、B 柱和 C 柱。在使用过程中如果外界激振输入部位恰处于振型腹部区域,将激起车身共振,若噪声辐射率高的部位也恰处于此振型腹部,则会加剧乘坐室内的噪声,降低乘坐舒适性以及行驶安全性。为降低车内噪声水平,仅从白车身模态的角度分析,上述振型腹部区域是需要进行结构改进设计的主要部位。

表 1 白车身分析模态与试验模态的对比

Table 1 Comparison results between the analysis and experiment modal of BIW

各阶模态	试验固有 频率/Hz	计算固有 频率/Hz	绝对误差 /Hz	相对误差 /%	振型描述
1	32.4	30.92	-1.48	-4.57	顶棚 Y 向一阶弯曲,地板绕 X 轴晃动。
2	35.7	36.36	0.66	1.85	整车一阶扭转。
3	47.0	45.64	-1.36	-2.89	整车 Z 向一阶弯曲。
4	51.4	53.02	1.62	3.15	发动机机舱扭转,地板中部 Z 向弯曲,地板后部绕 X 轴晃动;顶棚前部扭转,顶棚中后部 Z 向弯曲。
5	53.3	53.69	0.39	0.73	整车 Z 向二阶弯曲。
6	62.1	61.39	-0.71	-1.14	整车 Y 向弯曲和二阶扭转耦合。
7	65.4	66.49	1.09	1.67	整车二阶扭转,B 柱中部 Y 向振幅较大。
8	66.6	66.07	-0.53	-0.80	地板中部、顶棚靠近风挡处局部模态。
9	70.9	70.52	-0.38	-0.54	地板隧道梁附近、顶棚中后部 Z 向弯曲。

分别建立门、窗、玻璃等有限元模型,将其添加在白车身有限元模型中,组建整车结构有限元模型,见图 3。

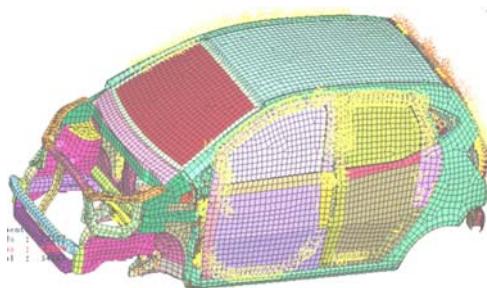


图 3 含门窗的整车有限元模型

Fig. 3 Finite element model of whole car including the doors and windows

利用声学分析软件 SYSNOISE 进行车内声场预测,软件要求耦合系统中结构、声场模型在耦合面上的节点完全一致。所以在整车有限元模型的基础上,对较为复杂的结构取其内层板件,并封闭不连续结构,从而获得耦合系统的车身有限元模型。

## 2.2 声场有限元模型

车室空腔是由车身壁板及门窗等围成的封闭腔体结构。因为座椅的体积相对较大,其对车室空腔的分割作用不可忽略。座椅会引起车内声场模态频率的改变及振型节线位置的移动,所以应建立含座椅的车室空腔模型<sup>[3-4]</sup>。

根据每个波长至少 6 个单元的原则确定声学单元尺寸。空气中的声速为 340 m/s,拟分析 200 Hz 以内的低频噪声,可算出单元边长最大为 280 mm。综合考虑计算精度和求解速度,取单元边长为 60~120 mm。对车室空腔模型划分体网格,得到车室声场有限元模型如图 4 所示,其中体单元 57 453 个,节点 37 694 个。

车内声场模态计算结果如图 5 和表 2 所示。可以看出:振型在座椅处有波动,座椅对声场分布的影响不可忽略;由于声场几何对称,振型关于纵向中截面对称;前两阶模态的节线位置基本位于乘员头部,可使乘客处于车内声压较小的位置,这对车内声场分布是有利的。

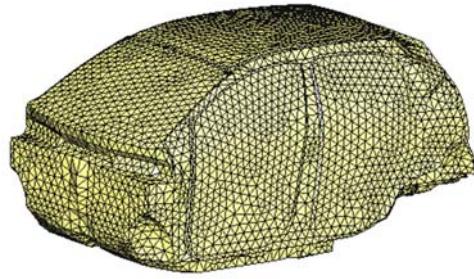


图4 车室声场有限元模型

Fig. 4 Finite element model of car interior acoustic field

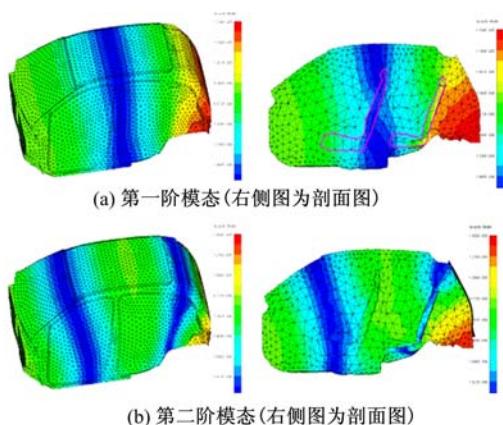


图5 声场模态振型图

Fig. 5 Modal shapes of the acoustic field

表2 车室声场模态计算结果

Table 2 Acoustic modal of car interior acoustic field

阶数	固有频率 /Hz	振型描述(以空腔纵向、横向和竖向 截面上的模态节线条数描述)
1	64.7	纵向一阶
2	112.9	纵向二阶
3	129.4	横向一阶
4	145.9	竖向一阶
5	153.3	纵向一阶+横向一阶
6	163.7	纵向三阶
7	185.7	纵向二阶+横向一阶
8	199.6	横向一阶+竖向一阶

### 2.3 耦合模型的建立

利用SYSNOISE中的Model/Link命令,将车身结构模型与声场模型耦合在一起,可得到结构-声场耦合系统有限元模型。

## 3 车内耦合声场预测

采用频率响应法分析耦合系统声学响应<sup>[5-8]</sup>,首先计算车室声场模态,并将整车模态分析结果导入耦合系统车身有限元模型;然后,在车身结构

模型上施加载荷,对耦合系统进行分析。

车身板件在发动机、路面激励共同作用下产生振动并向车内辐射噪声。利用多体动力学分析软件建立发动机和整车的多刚体分析模型,对整车行驶仿真分析,提取了轿车在A级路面上挂三档行驶时不同车速下发动机悬置和悬架安装点共7处的车身载荷。所提取的载荷是力激励,其中包含了发动机本身振动对车身的作用。

车身内饰(地毯、顶棚内板、车门内护板等)具有吸声特性,其吸声系数在一定范围内一般随频率的升高而增大。本文在声场边界的顶棚、前围、地板、车门和座椅等处施加随频率线性变化的吸声系数。此外,内饰材料的阻尼特性通过在模型中施加模态阻尼模拟。

计算发动机载荷单独作用、发动机和路面载荷共同作用下20~200 Hz车内声学响应,提取2个参考测点(驾驶员右耳位置FL,后排左侧乘员右耳位置RL)的声压级(见图6)。

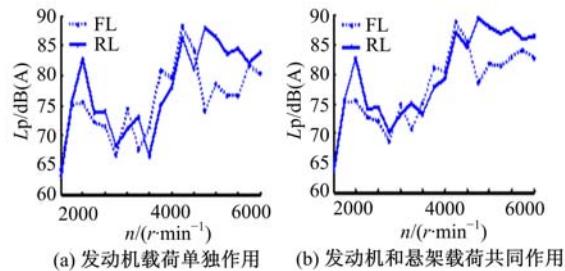


图6 参考点声压级曲线

Fig. 6 SPL curves of reference points

由图6可知:①测点声压级整体随发动机转速的升高有增大的趋势,而高于4750 r/min则趋于平缓;在转速为2000 r/min附近测点RL、在4250 r/min附近测点FL和RL出现明显共振峰。2000、4250 r/min的发动机二阶激励频率分别为66.7、158.33 Hz,与耦合系统的两阶模态频率66.5、158.43 Hz比较接近,产生共振,因而出现明显峰值。②在3000~4500 r/min的发动机常用转速范围内,前排座声压级高于后排,主要是因为模态参与因子较大的耦合模态振型中,后排座相对前排更靠近节线位置;其他转速下,则前排低于后排。③对比图6(a)、(b)曲线,低于4750 r/min时,两曲线的纵轴数值差别较小;而高于4750 r/min时,则差别较大。说明低于4750 r/min时,发动机激励是引起测点声压级的主要因素,共振峰也由其产生;在4750 r/min以上的高速区域,悬架激励是引起测点声压级的主要因素。

以上分析表明,车内声压响应在 66.7、158.33 Hz 时出现共振,它们分别对应轿车约 38 和 89 km/h 的常用车速,所以有必要对车身结构进行改进,以降低车内噪声,提高乘坐舒适性。

#### 4 声压灵敏度分析

针对 66.7、158.33 Hz,选择车内声场边界上的导纳、车室壁板振动速度作为设计变量,进行声压灵敏度分析,探讨车身结构改进方案。

##### 4.1 导纳灵敏度

为了分析车内声场边界不同位置的导纳灵敏度,根据车身内部结构特征,将声场边界分成顶棚、前围板、前地板、后地板和侧围,如图 7 所示。利用边界元法,由耦合系统谐响应分析提取边界条件,对 5 个部分分别建立导纳变量,提交灵敏度分析模块求解。

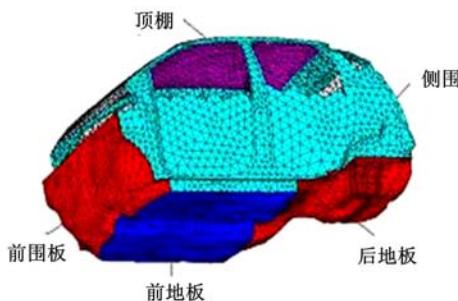


图 7 导纳灵敏度分析的板件

Fig. 7 Admittance sensitivity analysis boards

软件计算得到导纳的声压灵敏度向量  $\mathbf{S}$ ,按照式(8)、式(9)绘制灵敏度曲线,如图 8 所示。从图中可以看出:①5 个部分的导纳灵敏度基本为负值,且处于  $10^{-12}$  数量级,说明两个测点的声压

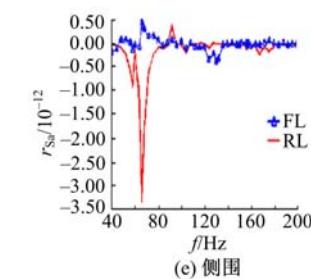
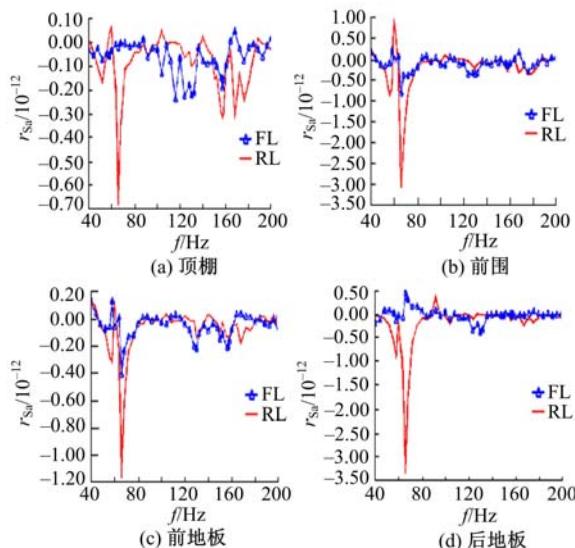


图 8 5 个关键板件的导纳灵敏度

Fig. 8 Admittance sensitivity of five key boards

随着导纳增加而有所降低,但对降低 200 Hz 以内的低频噪声效果不明显,这一结论与文献[9]一致;②观察测点 RL,在 67 Hz 附近,5 个部分的导纳灵敏度均出现较大绝对值,说明若增加导纳可相对较多地降低 67 Hz 附近的声压。

##### 4.2 壁板振动速度的声压灵敏度

根据车内声场分析结果,选取对车内声压级影响较大的板件(即前围板、地板前部、地板中部、地板后部、地板尾部)进行壁板振动速度的声压灵敏度分析。与导纳灵敏度分析不同,此处采用有限元法进行求解,分析模型为耦合系统模型及其边界条件,计算结果如图 9 所示。从图中可以看出:

(1) 在不同频率处各板件的声压灵敏度有正有负,说明增加振动速度使声压在部分频率处升高,部分频率处降低。

(2) 地板前部,对于测点 FL,在 110 Hz 和 158 Hz 附近振速的声压灵敏度绝对值均比较大;

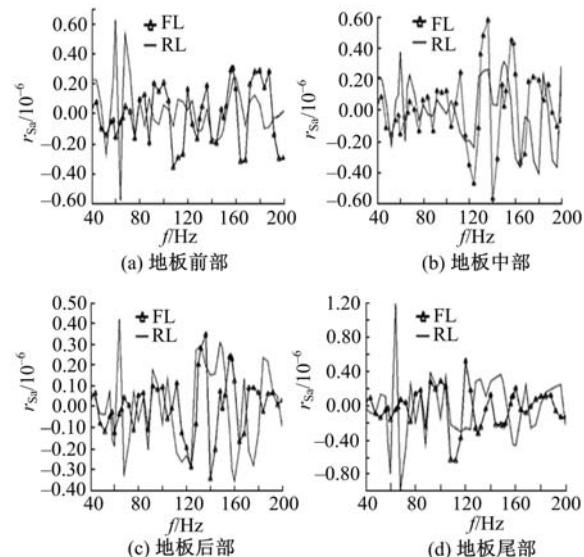


图 9 地板各部位振动速度的声压灵敏度

Fig. 9 Pressure sensitivity of boards' velocity

而对于测点 RL, 在 60、64、67、158 Hz 附近, 振速的声压灵敏度绝对值均较大。若减小此处板件的振动速度, 测点 RL 在 67、158、66 Hz 附近的声压会降低, 而 64 Hz 时会升高; 测点 FL 在 110 Hz 时会升高、158 Hz 时会降低。

(3) 地板中部, 对于测点 FL, 在 124、132、136、140、158 Hz 附近, 振速的声压灵敏度绝对值均比较大; 而对于测点 RL, 在 66、158 Hz 附近比较小。若减小地板中部的振速, 测点 FL 在 158、132、136 Hz 附近的声压会降低, 而在 124、140 Hz 时升高; 测点 RL 在 66、158 Hz 时会没有明显变化。

(4) 地板后部, 对于测点 FL, 在 124、132、136、140、158 Hz 附近, 振速的声压灵敏度绝对值均比较大; 而对于测点 RL, 在 64、67、130、150、158 Hz 时的灵敏度绝对值比较大。其中, 测点 FL 在 158 Hz 的灵敏度值为正, 测点 RL 在 67、158 Hz 时的灵敏度值为负, 则对地板后部的振动速度进行协调调整, 以降低两个测点的声压比较困难, 建议不对其进行振速调整。

(5) 地板尾部, 对于测点 FL, 在 110、120 Hz 附近, 振速的声压灵敏度绝对值均比较大; 而对于测点 RL, 在 60、64、67、158 Hz 的灵敏度绝对值较大。若增加此处板件的振速, 测点 RL 在 67、158、60 Hz 附近的声压会降低, 而 64 Hz 时升高; 测点 FL 在 110 Hz 时会降低、120 Hz 时会升高。

综上所述, 降低测点 FL 在 158 Hz 处、测点 RL 在 67 Hz 和 158 Hz 处的声压峰值, 可以采取措施降低地板前部、地板中部(也即前地板)的振动速度, 提高地板尾部的振动速度。因为分析目标是降低共振频率下的声压峰值, 虽然对其他频率的声压会有一定影响, 但仍在可接受的范围内。

#### 4.3 结构改进设计

根据地板振动速度的声压灵敏度分析结果, 控制板件振动速度, 降低正灵敏度板件的振动速度, 而提高负灵敏度板件的振动速度, 可降低车内噪声。分别对前地板、地板尾部的加强筋和板厚进行了优化, 结果如图 10 和表 3 所示。其中, 加强筋采用拓扑优化方法进行优化, 将板件约束模态第一阶固有频率最大作为优化目标函数; 对板厚进行优化主要通过 MSC.NASTRAN 软件实现, 以各个板件的总加权振动速度最小为目标函数, 根据车身质量尽量保证不变的原则确定约束函数。

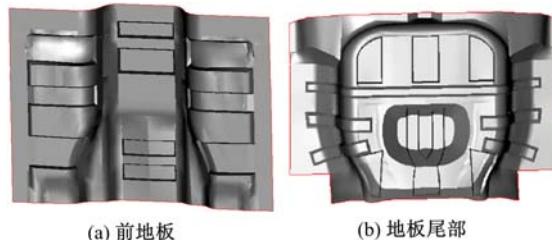


图 10 加强筋优化结果

Fig. 10 Optimization results of the ribs

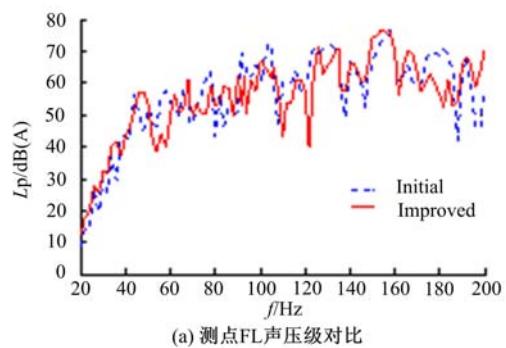
表 3 板厚优化结果

Table 3 Optimization results of the boards' thickness

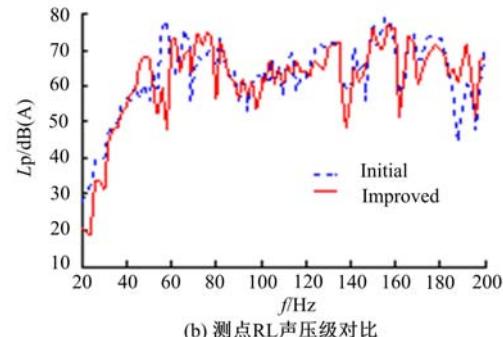
	前地板板厚/mm	后地板板厚/mm
初始值	0.8	0.7
优化值	0.96	0.77
圆整值	1.0	0.8

计算优化后白车身模态的结果表明, 优化后白车身的固有频率和振型均有一定的变化, 其中以地板为振动腹部的模态, 频率降低(主要是因为加强筋改变后, 模态质量增加, 导致频率降低), 振型上相对较大的位移变小; 而其余的整体模态变化不大。

计算优化前后车内声压, 提取两个测点的声压级曲线, 如图 11 所示, 两测点在频率 58 Hz 和 67 Hz 附近的声压级峰值降低 2~5 dB(A), 且基



(a) 测点FL声压级对比



(b) 测点RL声压级对比

图 11 改进前后测点声压级对比曲线

Fig. 11 Comparison curves of measure points SPL

本消除;130 Hz附近的声压级峰值降低2 dB(A)左右;158 Hz和180 Hz附近的共振峰平均降低3 dB(A)左右。可见,优化后测点声压减小,车内噪声降低,达到预期效果。

根据灵敏度分析结果进行结构优化,有针对性地调整灵敏度绝对值较大的主要板件的振动速度,可有效降低车内声压响应,从而达到降低车内噪声的目的。

## 5 结 论

(1)根据结构-声场耦合模型进行了车内声场预测,发动机转速低于4750 r/min时,车内噪声主要由发动机激励引起;4750 r/min以上的高速区域车内噪声主要由悬架激励引起。

(2)增加声场边界导纳对降低200 Hz以内的低频噪声效果不明显;调整灵敏度绝对值较大板件的振动速度,可有效降低车内噪声。

(3)根据灵敏度分析结果优化关键板件的加强筋和厚度,优化后车内声压的主要峰值降低2~3 dB(A),为车身结构低噪声设计提供了一种可行的分析方法。

## 参考文献:

- [1] Lee D H, Hwang W S, Kim C M. Design sensitivity analysis and optimization of an Engine mount system using an FRF-based substructuring method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 255(2):383-397.
- [2] Lee Doo-Ho, Hwang Woo-Seok. Parametric optimization of complex systems using a multi-domain FRF-based substructuring method [J]. Computers and Structures, 2003, 81(22/23):2249-2257.
- [3] 孙凌玉, 吕振华. 有关汽车内部声场模态分析的几点讨论[J]. 汽车工程, 2003, 25(1):74-77.  
Sun Ling-yu, Lü Zhen-hua. Discussions on modal analysis of interior acoustic field[J]. Automotive Engineering, 2003, 25(1):74-77.
- [4] Sung S H. Automotive applications of three-dimensional acoustic finite element methods[C]//SAE Paper 810397.
- [5] Liu Z S, Lu C, Wang Y Y, et al. Prediction of noise inside tracked vehicles [J]. Applied Acoustics, 2006, 67(1):74-91.
- [6] Mohanty Amiya R, St Pierre Barry D, Suruli-Narayanasami P. Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques[J]. Applied Acoustics, 2000, 59(1):1-17.
- [7] 马天飞, 林逸, 彭彦宏, 等. 轿车车内低频噪声的仿真计算及试验研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(16):1489-1492.  
Ma Tian-fei, Lin Yi, Peng Yan-hong, et al. Simulation and experimental study of car interior low frequency noise [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(16):1489-1492.
- [8] Kim S H, Lee J M, Sung M H. Structural-acoustic modal coupling analysis and application to noise reduction in a vehicle passenger compartment [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 225(5):989-999.
- [9] 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.