

基于动态响应分析的汽车车身 NVH 性能优化控制^①

曹友强^② 邓兆祥 张宇 陈德欣

(汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室 重庆 400039)

摘 要 以控制车身结构低频 NVH 特性为目标,进行了某轿车车身 NVH 特性的动态分析及优化控制。建立了含门窗的整车结构模型、车内声场模型以及结构-声场耦合模型,采用声固耦合有限元法计算了耦合系统在发动机和路面激励下的车内声学动态响应。建立了车身面板声学贡献分析模型,研究了共振峰值下车身面板对车内声学环境的影响度。定义影响显著的车身面板为优化域,以车身板件动力响应最小为目标函数进行了车身结构低频 NVH 特性动态优化设计,并对设计的效果进行了计算评价。结果表明,结构优化设计后,车内声压响应得到明显改善,共振转速下测点的总声级降低了约 3 ~ 10 dB (A)。

关键词: 车身 NVH, 声固耦合, 声学响应, 动态优化

0 引 言

近年来,汽车车身轻量化趋势的出现使得车身噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration and harshness, NVH)问题尤为凸显,寻求各类解决方案提升车身的声学设计水平已成为目前汽车开发的重点。汽车车身结构及其形成的声学空间构成了驾乘者乘坐的基本环境,人的各种舒适度都与车身系统有着密切的联系。因此,分析研究车身 NVH 问题对于提高汽车整车的声学设计水平和产品质量具有较强的实用意义。

对于车身 NVH 问题的研究,国内外研究人员在结构动力学建模、模态分析、声固耦合计算、车内噪声控制、车身 NVH 测试方面做了大量的工作,取得了大量有价值的理论和技术成果^[1-10]。但从现有文献看,在项目早期架构开发阶段对车身结构 NVH 问题进行预估和优化控制的研究还很少。而且,对于车身 NVH 控制设计^[4-7],现有研究人员习惯运用经验和现场试验的方法从车身局部振动敏感部位着手或者改造车身结构,试图以最小的代价解决车身 NVH 问题,然而忽略了车身整体振动动态拓扑特

征,做出的改进解决方案往往很难达到最为满意的降噪效果。采用优化驱动的产品设计方法,可以结合优化算法对结构进行动力优化,并能把产品所有性能精确地考虑进来,在设计域内找到最佳设计方案^[11]。但遗憾的是现有关于车身的优化多侧重于以轻量化为目标的研究,而直接以 NVH 性能为目标的结构动态响应优化问题开展较少。文献[6-9]尝试了车身 NVH 的优化问题,并取得了一定的优化效果,但研究仍然局限于车身局部振动结构,优化对象比较简单,忽略了车身系统其它子结构之间的振动耦合关系。另外,研究中多采用单一的优化方法进行设计,且优化目标多以提高结构低阶频率为主,这很难满足整个车身结构在外扰激励下的整体 NVH 动态性能达到最优。针对上述问题,本文以某轿车车身为研究对象,运用 NVH 分析的有限元和边界元技术对车身 NVH 问题的预测和优化控制进行了全面分析。通过定义白车身为优化域,尝试了在谐波激励下对车身结构的动态响应进行多目标协同优化设计,获得了具有良好 NVH 性能的车身结构,达到了改善车厢内声学环境的目的。该研究方法可为工程技术人员在项目早期构架阶段对车身 NVH 性能的虚拟测试和正向设计提供良好的解决思路。

① 国家 973 计划(2010CB736104)和国家 863 计划(2012AA111803)资助项目。

② 男,1982 年生,博士;研究方向:汽车车身 NVH 设计与控制;E-mail:cyq_cqu@163.com
(收稿日期:2012-11-12)

1 结构动力学模型建立

1.1 白车身模型

建立有限元模型时,以忠实于结构主要力学特征为前提,对车身结构中因工艺需要或局部过渡加工的小尺寸结构,如小孔、开口、翻边、小的加强筋和小凸台等作一定的简化处理;对各板件的连接,采取节点固连^[12],通过微调板件刚度的办法模拟焊点连接;选取单元长度 20mm,全部为三维弹性壳单元,如图 1(a)所示。

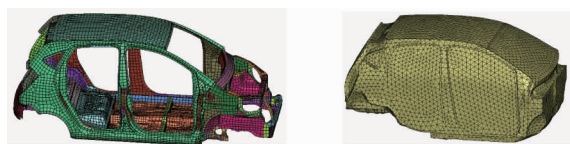


图 1 白车身有限元模型及声腔有限元模型

对白车身进行模态计算并与实验模态进行对比,计算与实验的前 8 阶的固有频率和振型与试验模态固有频率和对应振型的比较结果如表 1 所示。从表 1 可以看出,有限元法计算得到的模态值与试验测试结果相比,误差控制在 5% 的范围内,偏差较小。这说明有限元模型的精度较高,满足后续分析要求。

表 1 计算模态与试验模态比较(Hz)

试验	计算	振型描述(以车辆坐标系定义 纵向、横向和竖向)	相对 误差	
1	32.4	31.5	顶棚沿横向弯曲,地板绕 纵向晃动	-2.8
2	35.7	36.4	整车纵向一阶扭转	0.8
3	47.0	45.8	整车沿竖向一阶弯曲	-2.6
4	51.4	53.7	发动机舱体横向摆动, 地板后部绕纵向晃动	4.5
5	53.3	52.6	整车沿竖向二阶弯曲	-1.3
6	62.1	61.6	整车横向弯曲与二阶扭转 耦合振型	-0.8
7	65.4	66.2	整车二阶扭转	1.2
8	66.6	65.9	地板中部、顶棚局部模态	-1.1

1.2 车内声学流体模型

声学单元的理想尺寸约为每个波长 6 个单元,

这里取单元长度为 60mm。考虑到车内声场是由车室壁板包围的空腔,因此建立车内声场模型时,在白车身有限元模型基础上,封闭风挡、车门等,使车内声场成为封闭空腔,并将围成的封闭空腔用实体单元划分,并且建立声场有限元模型时包含了车内座椅模型。建立的模型如图 1(b)所示。

1.3 结构-声场耦合模型

在白车身模型的基础上,添加风挡和门窗,并建立相应的约束条件(门铰链、密封条)形成整车结构有限元模型。将结构、声场模型分别导入 SYS-NOISE 软件中,定义好耦合面,得到结构-声场耦合模型,如图 2 所示。



图 2 整车有限元模型及结构-声腔耦合有限元模型

2 结构-声场耦合系统响应

车室是一个结构-流体(声场)相互作用的耦合系统。如果作用在结构上的载荷已知,通过有限元法求解耦合系统的动力学方程就可以计算出车身结构动力响应和车室内部的声学响应值。

2.1 激励条件

引起车身振动噪声的激励力很多,分布在整车各处,尤其以发动机和路面激励为主^[13]。本文同时考虑发动机和路面的激励作用,并在发动机悬置未优化的状态下,通过多体动力学虚拟试验获得。其中,为了研究在整个转速范围内发动机激励对车身低频噪声的影响,提取转速 1500 ~ 6000rpm,每隔 250rpm 时发动机悬置点处的激励力载荷,并取 200Hz 以内前二阶简谐分量,忽略了高阶小幅值的简谐分量。

2.2 评价点

选择车内 4 个点为测点,其位置按照声学-汽车车内噪声测量方法(GB/T 18697—2002)确定,分别为:FL 点(驾驶员右耳位置);FR 点(前排乘客右耳位置);RL 点(后排乘客左侧乘客右耳位置);RR 点(后排乘客右侧乘客右耳位置)。

2.3 车内声学响应计算

在 SYSNOISE 中计算结构-声场耦合系统声学响应时,采用模态叠加法,在模态坐标系中利用已计算的模态结果进行解耦求解。将整车有限元模型的结构模态导入到 SYSNOISE 中的车身结构模型中;对于声学模态,直接利用车室声场模态结果将发动

机和路面激励力载荷加在结构模型对应位置上,设置车内内饰材料吸声系数随频率变化,且峰值为 0.1;结构模态阻尼为 1%,求解计算了各个转速下 20~200Hz 车内的声压级。提取各转速下 4 个测点的 A 计权总声压级曲线如图 3 所示。

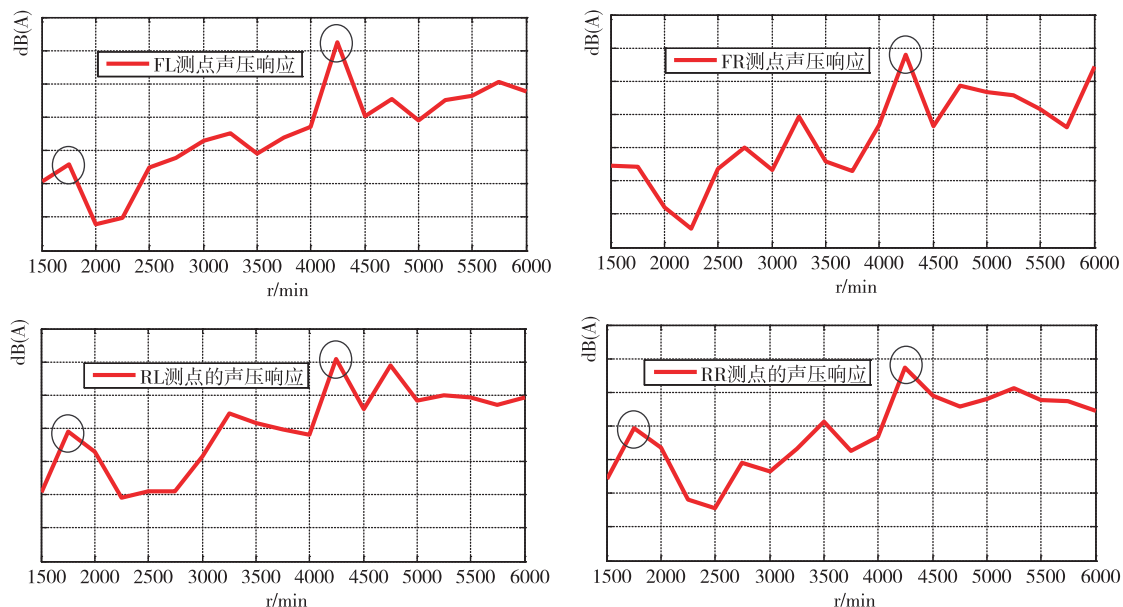


图 3 各转速下排测点的 A 计权声压曲线

从分析曲线表明,车内声压级随发动机转速增大而逐渐变大,多数转速下后排声压级略高于前排。在发动机转速约为 1750r/min(三档车速约 33km/h)和 4250rpm(三档车速约 80km/h)时出现明显的共振峰,这是与结构和空腔声场被激励的特性相关的,即产生结构共振和声腔共鸣形成的,这说明车身的设计有不合理之处,造成了上述车室声学响应。因此,必须要对车身结构进行改进和优化,削减响应峰值,以改善车内声学环境。

3 车身面板声学贡献

在汽车车身设计阶段进行板件声学贡献分析,可以确定车身不同区域板件对车内噪声的贡献量,是进行车身 NVH 低噪声优化设计的有效手段和关键环节。

3.1 声学传递边界元模型

声传递向量(acoustic transfer vector, ATV)可以理解为单位在特定频率下的单位法向振动速度在声场中某点上引起的声压,通过它能反映车身面板振

动到车内声腔特定场点之间振动与声的传递特性。在进行板件声学贡献分析过程中,只要求出所有单元的声传递向量(ATV)和单元法向速度,就能得到各单元对响应点的声学贡献量。

声传递向量一般用直接边界元法(direct boundary element method, DBEM)法计算,建立的车室声场边界元模型和声腔有限元模型形状完全相同,如图 1 所示,只是取其表面单元即可。图 4 为发动机转速为 4250r/min 时,车内声学响应峰值频率 141.7Hz 处 FL 测点及 RL 测点的 ATV 计算云图。

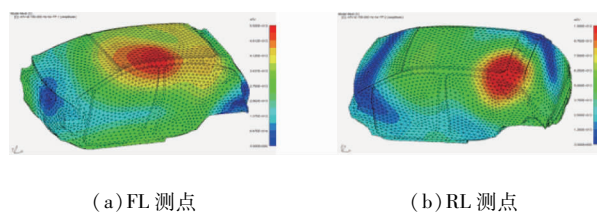


图 4 转速 4250r/min, 141.7Hz 处 FL 和 RL 的 ATV 云图

3.2 车身面板声学贡献计算

在小压力扰动情况下,车身结构表面处的振动

速度和声场中某点处的声压之间的输入、输出关系可以表示为^[14]

$$p = ATV(\omega)^T v_n(\omega) \quad (1)$$

式中: p 是声场中的声压向量; ATV 是声传递向量; ω 是角频率; $v_n(\omega)$ 是结构表面法向振动速度。

车身面板声学贡献量计算是指边界元法 (BEM) 模型中各板件所包含的所有单元贡献量的总和,表示为

$$p_c = \sum p_{e,i}(\omega) = \sum_{i=1}^N ATV_i(\omega) \cdot v_{e,i}(\omega) \quad (2)$$

式中: p_c 是板件贡献; $p_{e,i}(\omega)$ 是单元 i 的声学贡献量。

为了量化每个板件对车内噪声的贡献程度,引入板件声学贡献系数 R_c ,它表示为

$$R_c = \text{Real}\left(\frac{p_c \cdot p^*}{|p|^2}\right) \quad (3)$$

式中 p^* 为场点声压 p 的共轭复数。

声学贡献分析可计算出结构面板对车内评价点总声压的贡献量,从而将不同声学贡献量的振动单元区分出来。如果振动单元的声学贡献量随着板件振动的增加而增加,则计算的贡献量为正;反之为负。声学贡献非常小的区域可理解为中性区域,一般不作为结构修改对象。

计算中,将围成车室空腔的面板划分成 21 个部分,如图 5 所示。按编号标记为:1. 顶棚前部;2. 顶棚后部;3. 前挡风玻璃;4. 前围板;5. 仪表板;6. 左侧 A 柱;7. 右侧 A 柱;8. 地板前部;9. 地板中前部;10. 地板中后部;11. 地板尾部;12. 后窗玻璃;13. C 柱两侧板;14. C 柱左侧;15. C 柱右侧;16. B 柱;

17. 左前门;18. 右前门;19. 左后门;20. 右后门;21. 后背门。

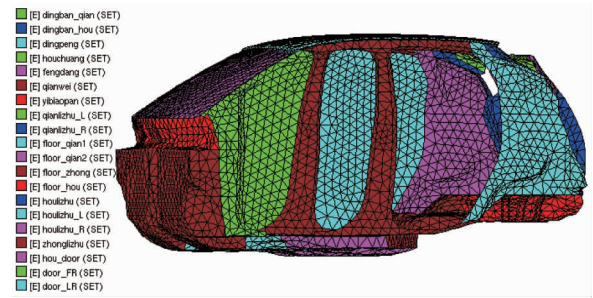


图 5 车身面板划分示意图

根据车内声学响应分析结果,针对共振峰较大的几个转速 1750r/min, 3250r/min, 4250r/min, 4750r/min 抽取其声学响应峰值频率,以车内评价点作为目标进行面板贡献分析。统计计算发现,20~200Hz 内对测点声压贡献度较大的板件主要是:1. 顶棚前部;3. 前挡风玻璃;4. 前围板;8. 地板前部;9. 地板中前部;10. 地板中后部;11. 地板尾部,如图 6 所示。因此这些面板应作为结构 NVH 性能优化改进的主要对象。图 7 为以转速 4250r/min 为例,其响应峰值频率 53Hz, 74Hz, 141.7Hz 时各板件的声学贡献系数。

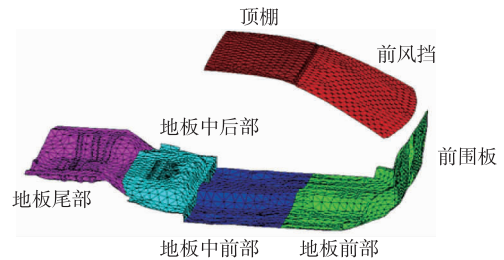


图 6 声学贡献较大的车身面板

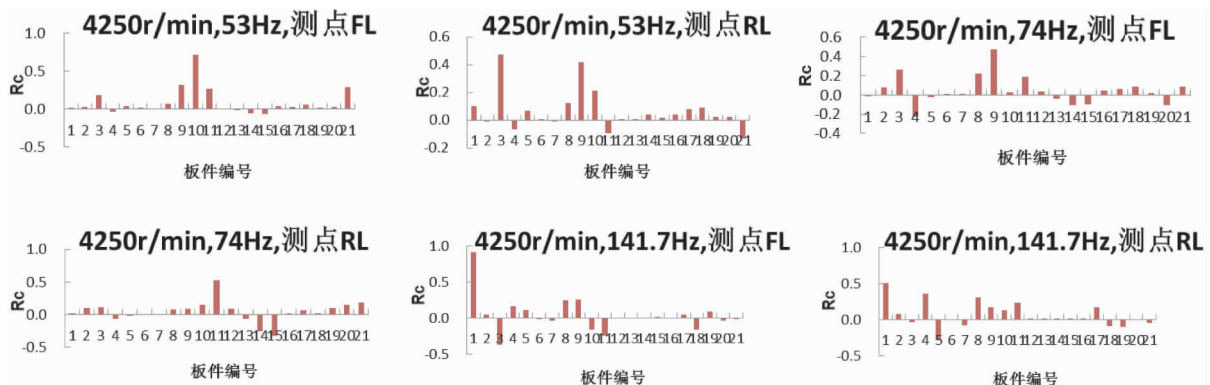


图 7 转速 4250r/min 时,53Hz,74Hz,141.7Hz 时各板件对 FL、RL 测点的声压贡献系数

4 车身结构动态优化

对车身结构进行改进设计时,由于不同板件对车身结构整体性能的差异性,很难直接确定何种方案最为有效。采用优化驱动的产品设计方法,结合有限元计算分析和优化算法对车身主要面板结构进行动力优化,可以使结构在设计空间内经反复迭代更新,从而找到最佳的设计方案。当汽车的造型完成后,车身的主体拓扑特征已经很难修改,因此为优化车内声场环境,本文根据贡献分析的结果针对车身结构进行冲压筋形貌优化和局部板件尺寸优化来达到减振降噪要求。

4.1 优化问题的数学描述

不失一般性,本文考察以谐波激励下车身面板振动响应为控制目标,对结构进行动力优化。计算中,根据模型节点在设计区域的波动来优化冲压加强筋位置和形态,通过优化车身面板单元厚度实现尺寸优化。以结构动力响应为目标,体积为约束,同时考虑形貌优化变量和尺寸优化变量相互耦合关系的结构组合优化的数学模型可描述为

$$\begin{aligned} \text{Find: } Y(x, t) &= \{(x_1, t_1), (x_2, t_2) \cdots (x_i, t_i)\}^T \\ \text{Minimize: } &\sum_{i=1}^N F_i(x_i, t_i) \\ \text{Subject to: } &\frac{\sum_{e=1}^N V_e(x_i, t_i)}{V_0} \leq \theta \end{aligned} \quad (4)$$

式中, x_i, t_i 分别为形貌优化设计变量和尺寸优化设计变量; $Y(x, t)$ 为组合优化的耦合变量; $F_i(x_i, t_i)$ 为优化的目标函数; $V_e(x_i, t_i)$ 为单元体积; V_0 为初始结构体积; θ 为结构体积约束值。

根据板件贡献分析及结构谐波响应计算结果,可定义多目标优化函数为

$$F(x, t) = \sum_n R_{cn} f_i(x) \quad (5)$$

式中, R_{cn} 为板件贡献分析中第 n 块板的贡献系数; $f_i(x)$ 为车身面板上 i 点处的振动响应函数,为量化各阶峰值的响应贡献,定义如下函数:

$$f_i(x) = \sum_{k=1}^N (A_1 X_1 + A_2 X_2 + \cdots + A_k X_k) \quad (6)$$

式中, A_k 为第 i 点处振动响应的第 k 个峰值频率处的速度响应幅值, x_k 第 i 点处响应的第 k 个频率响应值。

4.2 结构优化设计

由于汽车门窗设计的特殊性,作为尝试,这里定

义已被抹平加强筋结构的白车身结构为优化设计空间,如图 8 所示,选取车身结构地板为形貌优化设计变量,筋的冲压方向根据车型结构布局做相应设置;选取顶棚前横梁、中部横梁、前立柱、前围板及仪表盘的厚度为尺寸优化设计变量。

为简化工艺,形貌优化时选择的加强筋为直线型,其截面最小宽度为 35mm,起肋角度 60° ,最大高度 10mm,其截面如图 9 所示;尺寸优化的体积增加限定为 30%。优化过程中,以结构在 200Hz 内的速度响应为控制目标。

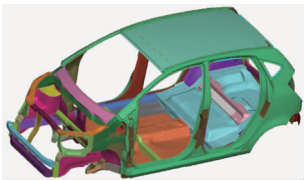


图 8 车身优化设计域

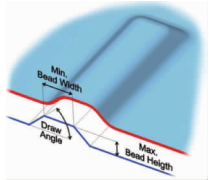


图 9 加强筋截面示意图

在 Altair OptiStruct 优化环境下,在发动机悬置及悬架附点处施加幅值为 5N 的谐波载荷,基于 20 ~ 200Hz 的频率响应分析对车身结构进行动态优化分析,经过 12 次迭代优化函数达到收敛。其中,形貌优化的拓扑云图及修改结果见图 10 和图 11;板件厚度优化结果见表 2。

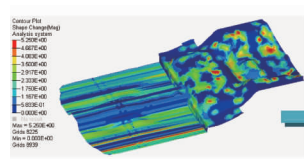


图 10 地板结构优化结果

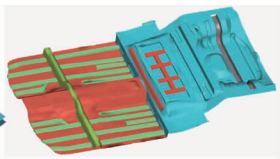


图 11 几何修整后加强筋布置

表 2 关键板件厚度优化结果(圆整,mm)

位置	顶棚	顶棚前横梁	顶棚中部横梁	前围板	仪表盘
初始值	0.5	0.5	0.8	0.5	0.5
优化值	0.8	1.5	2	1.0	1.5

4.3 优化效果评价

计算发现,优化前后车身总质量基本保持不变;结构动力学参数的波动也较小,但其振动腹部的能量分布较原结构有所改善。在相同的边界条件下,计算了优化前后车身结构的振动速度响应。以车身后排座椅位置处振动最大处 A 点的速度响应为例进行比较,结果见图 12。可见优化前后车身后排座椅位置处的振动响应发生改变,其主要振动幅值在

优化频段内大部分得到控制。

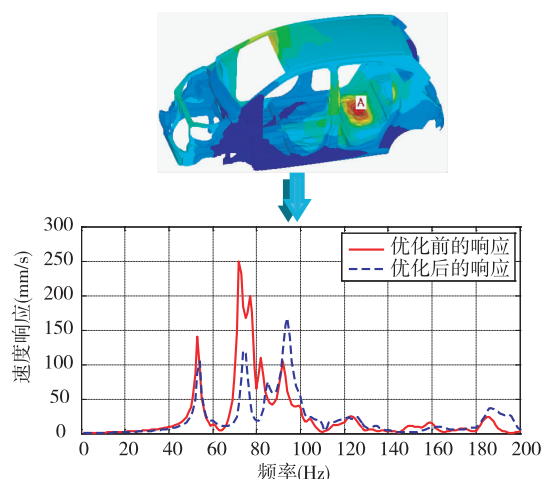


图 12 优化前后车身后排座椅 A 点的振动速度响应对比

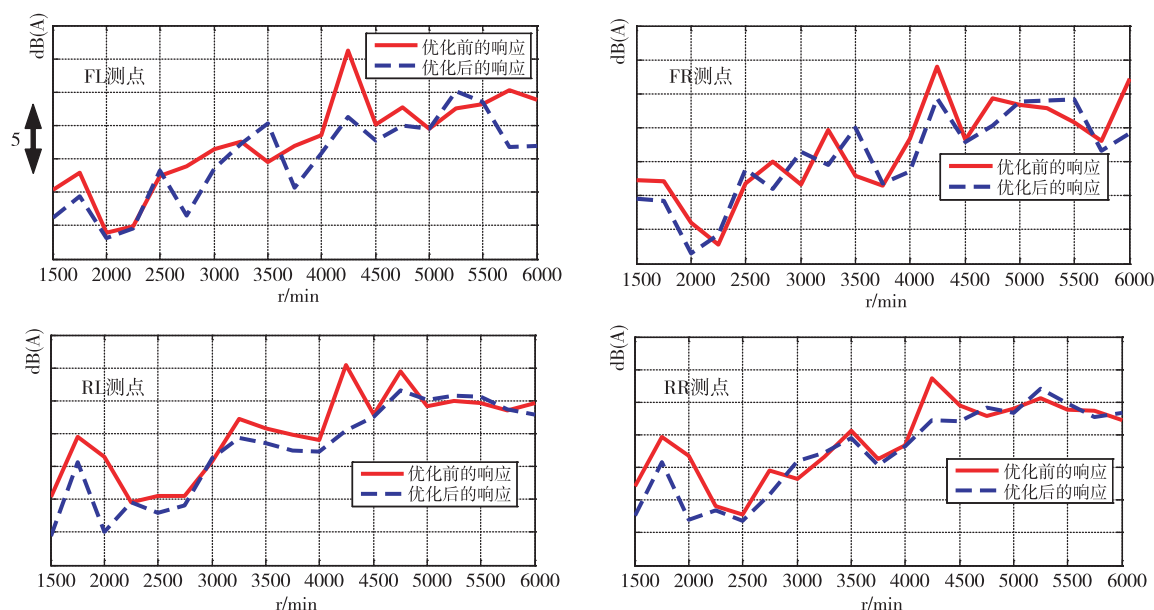


图 13 优化前后各转速下测点声压级对比曲线

5 结论

基于车身结构振动形态合理优化设计加强筋的位置及关键面板尺寸,能降低结构的振动响应,达到车身低噪声设计目的。本文通过对详细整车结构有限元模型及声腔声学模型的耦合关系进行动态响应计算分析,得到了各转速下车内噪声场的分布特征,找出了影响车内噪声水平的峰值转速。建立了车身 NVH 特性的声学贡献分析模型,给出了峰值转速下的车身面板的声学贡献度。在此基础上,以控制车身结构低频 NVH 特性为目标,基于形貌优化和尺寸协同优化技术对车身结构关键面板进行了低噪声动

态匹配设计,有效地改善了车内噪声环境,且测点在共振峰值处的总声压级降低了 3 ~ 10dB(A)。作为技术推广,这一良好的降噪结果可为汽车新车型开发时解决汽车车身 NVH 性能的正向设计和优化匹配问题提供了一套可行的思路和研究方法。

参考文献

- [1] 李舜酩,仪垂杰,赵玉成等. 车辆内腔噪声分析及控制研究的发展. 农业机械学报,1998,29(2):167-169
- [2] Liu Z S, Lu C, Wang Y Y, et al. Prediction of noise inside tracked vehicles. *Applied Acoustics*, 2006, 67(1): 74-91
- [3] Georgiev V B, Krylov V. Finite Element Study of the Effect of Structural Modifications on Structure-borne Vehicle Interior Noise. *Journal of Vibration and Control*, 2009, 15

- (4):483-496
- [4] Mohanty A R, St. Pierre B D, Suruli-Narayanasami P. Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques. *Applied Acoustics*, 2000, 59 (1):1-17
- [5] Kim K S, Kang Y J. Local Stiffness Control for Reducing Vehicle Interior Noise by Using FRF-Based Synthesis Method. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011, 25(1):81-88
- [6] Fredö C R, Hedlund A. NVH Optimization Of Truck Cab Floor Panel Embossing Pattern. SAE paper, 2005-1-2342
- [7] Nomura A, Murakami S, et al. Improvement of BIW NVH Characteristics Using a Concurrent Design Optimization Approach. SAE paper, 2003-01-1596
- [8] 高书娜, 邓兆祥, 胡玉梅. 基于声压灵敏度分析的轿车车内低频噪声优化. 吉林大学学报(工学版), 2009, 39 (5): 1130-1136
- [9] 张松波, 周建文, 毛显红等. 形貌优化技术在车身 NVH 性能控制中的应用. 见: Altair 2009 HyperWorks 技术大会论文集, 中国, 上海, 2009. 1-8
- [10] 赵静, 周铨, 梁映珍. 轿车乘坐室轰鸣声的分析与控制研究. 汽车技术, 2009(10):16-20
- [11] 孙庆鸿, 杨莉. 轻型客车白车身动力学建模与模型修正. 江苏大学学报, 2005, 26(6):472-475
- [12] 张胜兰, 郑冬黎等编. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术. 北京:机械工业出版社, 2007. 1-4
- [13] 何渝生, 邓兆祥. 汽车噪声控制. 北京:机械工业出版社, 1999. 103-106
- [14] 李增刚. SYSNOISE Rev5. 6 详解. 北京:国防工业出版社, 2005. 168-169

Optimization control of car Body NVH performance based on dynamic response analysis

Cao Youqiang^②, Deng Zhaoxiang, Zhang yu, Chen Dexin

(State Key Laboratory of Vehicle NVH and Safety Technology, ChongQing 400039)

Abstract

For the goal of controlling low-frequency NVH characteristics of body structure, NVH performance dynamic analysis and optimization control for car body was carried out. The model of body structure including doors and windows, the sound field model and the structure-sound field coupling model were established. The car interior acoustic response of the coupling system affected by the engine drive and road excitation was calculated based on the sound-solid coupling finite element method. A panel acoustic contribution analysis model of car body was established, and the body pane influence degrees for the acoustic environment under the resonance peak were researched. Then the car body panel with significant influence was defined as the optimize domain. Under the objective function with body dynamic response minimum, the dynamic optimization design of low-frequency NVH characteristic for body structure was done, and the design effect was calculated and evaluated. The results showed that interior sound pressure response was obviously improved after structure optimization design. And the total sound level of measuring point for the resonance speed was reduced about 3 ~ 10 dB (A).

Key words: car body NVH, fluid-structure coupling, acoustic response, dynamic optimization