

文章编号:1671-6833(2017)05-0065-06

基于响应面法的车内噪声分析与优化

陆森林,任栉翔

(江苏大学 汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013)

摘 要:利用 Hypermesh 建立某车声固耦合模型,在发动机激励下对车内噪声进行预测分析.利用板件贡献度分析得出峰值频率下贡献度大的板件,将其厚度作为设计变量.通过拉丁超立方试验设计,构造出质量和峰值频率下声压响应的响应面模型;通过 Hammersley 抽样对构造出的响应面进行误差分析,选出最优响应面模型.根据最优响应面模型以质量最小为目标,峰值声压、车身弯曲刚度和扭转刚度为约束条件进行遗传算法优化,并通过有限元模型验证了优化结果以及响应面法对提高车身优化效率的有效性,车内噪声得到控制.

关键词:车内噪声;响应面;误差分析;遗传算法

中图分类号:U46 文献标志码:A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2017.05.002

0 引言

车内噪声大小是衡量汽车舒适性的一个重要指标,国内企业和学者越来越重视汽车的 NVH 性能,在汽车设计阶段如果能很好地预测车内噪声并采取优化手段,就能减少开发成本,提高汽车的市场竞争力.随着计算机技术的迅速发展,有限元技术成为改进传统设计流程的重要手段.但是,仅通过对有限元模型进行运算优化会占用大量时间和计算机资源.而通过响应面构造,结合试验设计和优化算法能够快速有效地进行优化设计^[1].

国内不少学者已经将响应面法运用到车内噪声的优化,文献[2]通过声压灵敏度并结合响应面,以车身刚度及模态为约束,将板件厚度作为设计变量进行车内噪声的优化,取得不错的效果.文献[3]建立了车内声压更新迭代的响应面模型,通过优化板件厚度,分别降低了左右悬架激励下驾驶员右耳处的声压级.文献[4]基于响应面建立了一套车内噪声设计优化流程,通过修改板件厚度达到降低车内噪声的目的.

然而,利用响应面进行车内噪声优化还存在一些不足之处,因为大多学者是以复相关系数去判断拟合函数的误差,但是复相关系数是以当前

样本为基础进行评价的,需要结合不同抽样方法在另一组样本下进行响应面精度分析,选择最佳的拟合方案.

通过建立有限元的响应面模型进行车内噪声优化能够灵活运用成熟的优化算法进行结构修改,在较短的计算时间内求解出优化结果,但建立高精度的车内声压响应面模型需要花费大量时间和精力.

建立某车的声固耦合有限元模型,预测车内噪声并进行贡献度分析,将贡献度高的板件作为设计变量,分别进行拉丁超立方和 Hammersley 试验设计,利用拉丁超立方试验设计结果构造出峰值频率、质量以及车身刚度的响应面模型,以 Hammersley 试验设计结果进行响应面误差分析和响应面评价筛选,利用遗传算法进行优化运算得出最优解,最终通过在有限元模型中验证,有效地降低了车内噪声.

1 车内噪声预测模型建立与分析

1.1 声固耦合模型建立

利用 Hypermesh 建立某车白车身,闭合件,副车架等总成有限元模型,如图 1 所示.车门和行李箱盖通过铰链和锁扣与车身连接,用 RBE2 单元模

拟. 车窗与车身的粘胶用 Adhesive 单元模拟, 车身焊点通过 CWELD 单元模拟. 车身纵梁、B 柱等板件拼焊用单元共节点的方式模拟. 座椅用集中质量进行简化, 通过柔性单元(RBE3)与车身座椅安装点连接.

建立声腔网格需要封闭的车厢模型, 因此需要在车身基础上生成 Patch 单元(Patch 单元不参与计算, 只起到封闭车身的作用), 生成声腔四面体网格. 设置 ACMOL 卡片, 采用节点对节点方式使声腔与车身结构耦合. 最终有限元模型单元数为 822 620, 节点数为 770 153, 如图 1 所示.

工况设置: 分析频率为 20 ~ 200 Hz, 约束车身后 4 个弹簧支座 6 个自由度方向, 考虑发动机激励, 在发动机的 3 个悬置处分别施加 z 方

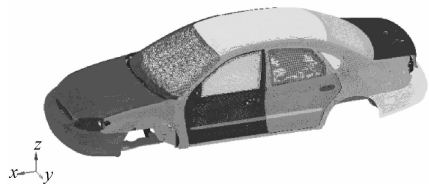


图 1 声固耦合有限元模型

Fig. 1 Acoustic-structure coupling finite model

向的余弦激励, 响应点根据 GB/T 18697—2002, 《汽车车内噪声测量方法》规定选取驾驶员右耳.

将数据提交至 Optistruct 求解器进行求解, 输出驾驶员右耳 A 计权声压, 对车内噪声进行预测, 如图 2 所示. 从图 2 中可以看出, 车内噪声在 67、146、172 Hz 处产生较大峰值, 后文将以这 3 个峰值频率作为研究对象进行优化.

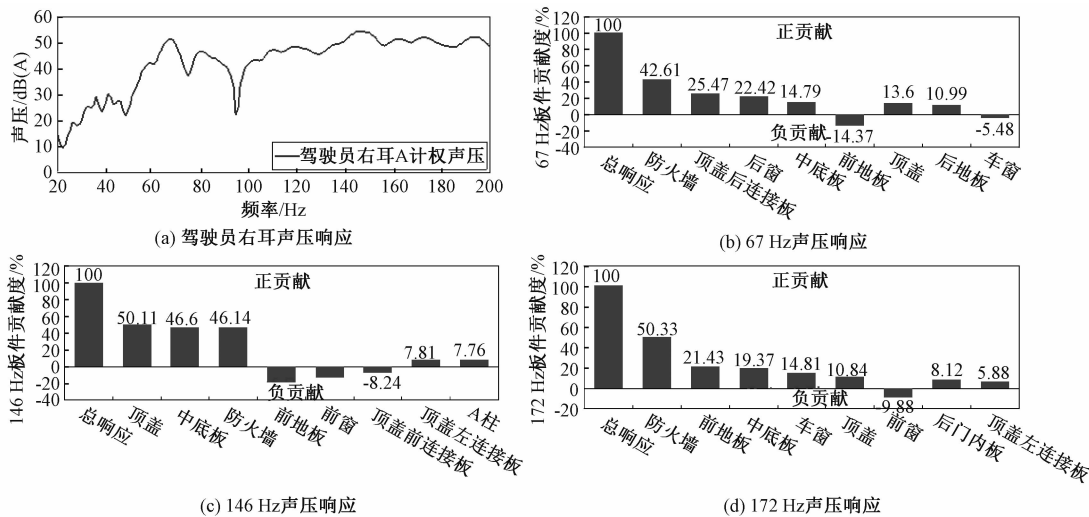


图 2 驾驶员右耳响应和峰值声压板件贡献图

Fig. 2 Response of driver's right ear and panel contribution at peak frequencies

1.2 车内噪声声学贡献分析

车内噪声由车身板件的振动产生, 每个频率下不同板件对车内噪声的贡献程度是不一样的, 如果将每个板件都作为响应面的设计变量将会使计算工作量大大增加, 利用板件贡献度分析可以找出对噪声影响大的板件, 为构造响应面筛选出设计变量. 将声腔耦合的车身结构划分成顶盖、防火墙、前地板、中底板、前后挡风玻璃、侧围等 28 个主要板件.

通过 Hypergraph 输出 3 个峰值频率下的板件贡献度, 柱状图中列出了贡献度较大的 8 个板件, 从图 2 中可以看出, 67 Hz 下前后窗和顶棚后连接板贡献比较大; 146 Hz 下顶棚、防火墙和中底板对车内声压起主导作用; 172 Hz 下防火墙贡献度对车内声压贡献最大, 其次是前地板和中底板. 通过板件贡献度分析, 不考虑对前后窗进行改进,

将顶盖、防火墙、顶盖后连接板、前地板和中底板的厚度作为设计变量进行板件厚度优化.

1.3 车身弯曲刚度和扭转刚度分析

轿车车身刚度是汽车设计的一个重要指标, 刚度不足直接影响着汽车的安全性能, 因此在进行车内噪声优化的同时要保证车身刚度不降低.

1.3.1 弯曲刚度

弯曲刚度工况设置为约束前悬架支座 3 个平动自由度和后悬架支座 3 个平动自由度. 加载力考虑车行驶中满载时的情况, 乘客区的载荷需要乘以修正系数 1.8. 前排每个乘客加座椅约 100 kg, 由于 $F = 1.8 \times 100 \times 9.8 = 1\,764\text{ N}$, 所以在 4 个座椅安装点共施加力 8 820 N (共 5 位乘客) [5].

弯曲刚度计算公式为:

$$k_w = \frac{F_w}{d_{\max}}, \tag{1}$$

式中： k_w 为弯曲刚度； F_w 为施加的载荷； d_{\max} 为门槛处最大位移。解得门槛处最大位移为 0.531 mm，弯曲刚度为 16 610.2 N/mm。

1.3.2 扭转刚度

扭转刚度工况设置为约束后悬架支座 3 个平动自由度，保险杠中心 z 向平动自由度，在前悬架支座处加载大小相等方向相反的竖向力。

车身加载的总扭矩 $M=0.5\times$ 前轴最大负荷 \times 轮距 $=0.5\times1\,000\times9.8\times1.508=7\,389.2\text{ N}\cdot\text{m}$ 。左右悬架支座中心距离为 1 124 mm，可以求得前悬架支座加载力为 $F1=F2=7\,389.2/1.124=6\,574\text{ N}$ 。

扭转刚度计算公式为：

$$k_n = \frac{M}{\arctan[(Z_1 + Z_2)/L]}, \tag{2}$$

式中： k_n 为扭转刚度； M 为施加的扭矩； L 为左右悬架支座中心距离； $Z_1、Z_2$ 为左右支座中心位移的绝对值。求解出左支座中心位移为 3.94 mm，右支座中心位移为 3.92 mm，求得扭转刚度为 18 444.3 (N·m)/(°)。

2 响应面模型建立

2.1 试验设计

试验设计是构造响应面的基础，它要求在设计变量空间进行合理的抽样，尽可能地表现设计

空间的特性，从而获得设计变量与响应的数学关系，如果样本点选取不当就会影响响应面优化效果^[6]。工程上较为常用的试验设计方法有拉丁超立方试验设计、Hammersley 试验设计、中心组合试验设计。

拉丁超立方抽样是一种约束随机地生成均匀样本点的试验设计方法，具有记忆功能，可有效避免重复抽样。它通过将设计空间划分成不重复的 m 个部分，对每个部分进行取样并互相组合使得每个变量因素只被选择一次，这样能在较少样本的情况下获得较高精度的响应面^[7]。

Hammersley 本质上属于蒙特卡洛抽样方法，采用伪随机数值发生器在空间内随机均匀地采样，相比拉丁超立方它能够在多维空间取得更好的均匀采样点，文献[8]分析了该采样方法具有极高的均布特性，适用于非线性有限元分析。

分别用拉丁超立方和 Hammersley 法抽取 21 个样本点，如图 3 所示。利用拉丁超立方抽样的样本建立响应面，Hammersley 抽取点作为检验样本分析各拟合函数的精确度。以防火墙和顶盖厚度的抽样结果为例，从图 3 中可以看出两种抽样方法取点均匀不重复且差异性比较大，由此说明用 Hammersley 样本用作检验响应面的精度具有可靠性，能更全面地评价响应面的拟合程度。

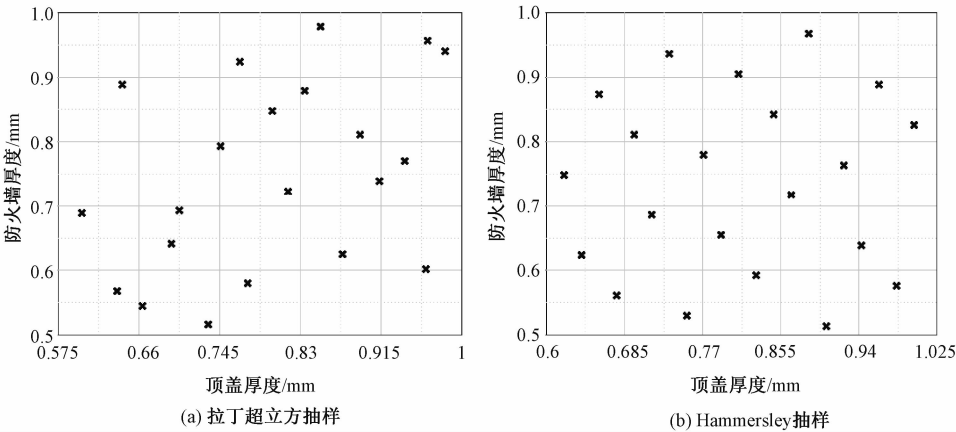


图3 拉丁超立方和 Hammersley 抽样图

Fig.3 Latin Hypercube and Hammersley sampling

2.2 构造响应面

目前工程上常用的响应面拟合方法有最小二乘法、移动最小二乘法、克里金近似函数模型以及径向基函数法。

为了选择最优的响应面，分别用这 4 种拟合方法构造出质量、3 个峰值频率声压级和车身刚

度的响应面，如表 1 所示。为了兼顾拟合精度和优化计算时间，要选择合适的拟合方案。因为最小二乘法拟合非线性问题比较差，所以选择 3 阶多项式拟合模型；移动最小二乘法对于非线性问题要优于最小二乘法，所以选择 2 阶多项式模拟；由于拟合样本点只有 21 个，克里金回归模型中的线性

函数对样本点依赖较小,而且预测精度相对较好,故选择线性函数;根据不同维度、样本以及非线性程度下复相关系数统计结果,径向基函数法中的多二次函数拟合能力最强,选择多二次函数为基函数^[9].

表 1 各响应复相关系数表
Tab.1 Complex correlation coefficient of each response

拟合方法	最小二乘法	移动最小二乘法	克里金	径向基函数
质量	0.998	0.999	0.999	0.999
67 Hz 声压响应	0.987	0.997	0.999	0.999
146 Hz 声压响应	0.997	0.993	0.996	0.999
172 Hz 声压响应	0.965	0.987	0.989	0.990
弯曲刚度	0.972	0.996	0.999	0.999
扭转刚度	0.978	0.997	0.998	0.996

评价响应面是否达到足够的精度,用于代替真实的模型,需要进行响应面的误差分析,如表 2 所示.笔者采用复相关系数和均方根误差两个指标对拟合函数进行评价,数学表达式为:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^M (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^M (y_i - \bar{y})^2}, \tag{3}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_p - \hat{y}_p)^2}, \tag{4}$$

式中: R^2 为复相关系数; $RMSE$ 为均方根误差; y_i 为样本点实际的响应值; \hat{y}_i 为样本点利用响应面预测的值; \bar{y} 是实际响应的均值; M 则代表拉丁超立方样本抽样数量; N 为 Hammersley 抽样样本数; y_p 为 Hammersley 抽样下样本点实际值; \hat{y}_p 为样本点用拉丁超立方拟合响应面的预测值.

表 2 各响应面均方根误差比较
Tab.2 Comparison of root mean square error of each response

拟合方法	最小二乘法	移动最小二乘法	克里金	径向基函数
质量	0.000 164	0.000 106	0.000 173	0.000 376
67Hz 声压响应	0.953	0.913	1.803	0.906
146Hz 声压响应	1.242	0.575	1.698	0.546
172Hz 声压响应	4.734	1.676	7.023	1.975
弯曲刚度	0.006 7	0.002 3	0.001 3	0.001 5
扭转刚度	0.015	0.002 0	0.001 0	0.001 7

通过 Hyperstudy 提取响应并进行响应面误差分析,从复相关系数和均方根误差评价表中可以看出每个方案都取得了不错的拟合效果.移动最

小二乘法是质量最优的拟合方案;67 Hz 处的声压响应克里金和径向基函数复相关系数都趋于 1,但是径向基函数的均方根误差远小于克里金模型,故选择径向基函数来拟合.146 Hz 声压响应的拟合方案中,径向基函数的复相关系数和均方根误差都为最优,选择其作为 146 Hz 响应拟合函数.从均方根误差看 172 Hz 处声压响应的拟合程度相比其他响应较差,移动最小二乘法在新样本检验下误差最小且复相关系数接近 1,与克里金和径向基函数复相关系数值相差很小,故选择移动最小二乘法作为拟合函数.克里金模型拟合的车身弯曲刚度和扭转刚度误差均最小,因此刚度模拟选择克里金函数模型.

3 车内噪声优化与验证

3.1 优化数学模型

考虑车辆的轻量化,以质量最小为优化目标,以 3 个峰值频率的声压级降低 2 dB 为约束条件,并保证车身弯曲和扭转刚度不降低.数学表达式如下:

$$\begin{cases} \min f(x_i); \\ g_k(x_i) \leq t_k(1 \pm p); \\ x_L \leq x_i \leq x_U; \end{cases}$$

式中: x_i 为设计板件厚度值; x_L 、 x_U 分别为设计变量的上下限,厚度设计空间设置为初始厚度上下 2 mm; $f(x_i)$ 为质量函数; $g_k(x_i)$ 为 3 个峰值声压响应面函数和车身刚度响应面函数; t_k 为约束目标值; p 为设置的约束违反容差百分比.

同时为了验证响应面法对提升优化效率的有效性,均采用 16 核单节点服务器,在相同的目标和约束条件下分别基于有限元模型和响应面模型进行优化.

3.2 遗传算法优化与结果验证

遗传算法是一种模拟生物遗传繁殖机制的优化算法,通过编码对设计空间进行遗传操作,使得适者生存,鲁棒性强,收敛速度快,广泛地应用在工程优化的各个领域^[10].采用 Hyperstudy 13.0 内置 GA 工具箱将筛选出的各板件厚度设置为设计变量.搜索范围是每个设计变量的上下限,种群数为 100,遗传终止 25 代,变异概率 0.01.将峰值声压和车身刚度设置为约束,质量最小为目标,约束违反容差设定为 1%.通过 10 次计算机运行未发现各响应不收敛情况,并且均在终止遗传代数前达到收敛,10 次计算的各响应收敛值误差均在百分之一以内,稳定性较好.

文献[7]建立质量、一阶模态和车内声压3个响应面进行板件优化,通过60个个体,40代遗传运算车内噪声、模态和质量响应趋于收敛.笔者采用遗传算法在100个个体情况下,6个响应均通过25代遗传趋于收敛,收敛效率更高.

基于有限元优化和响应面最优迭代结果设计变量通过圆整后的厚度值如表3所示.可以看出除了顶盖连接板厚度相差0.1 mm,其余厚度一致.

遗传算法迭代过程如图4所示.车身质量通过12代的进化在570 kg处收敛,约束响应在遗

传优化计算后也趋于收敛值,且均在约束条件容差范围内,3个峰值响应都降低了2 dB左右.

表 3 设计变量及优化厚度结果
Tab.3 Design variables and optimization results of thickness

名称	初始厚度/ mm	响应面优化/ mm	有限元优化/ mm
顶盖	0.80	0.95	0.95
防火墙	0.75	0.90	0.90
顶盖后连接板	1.00	0.80	0.90
前地板	0.80	0.75	0.75
中底板	1.20	1.10	1.10

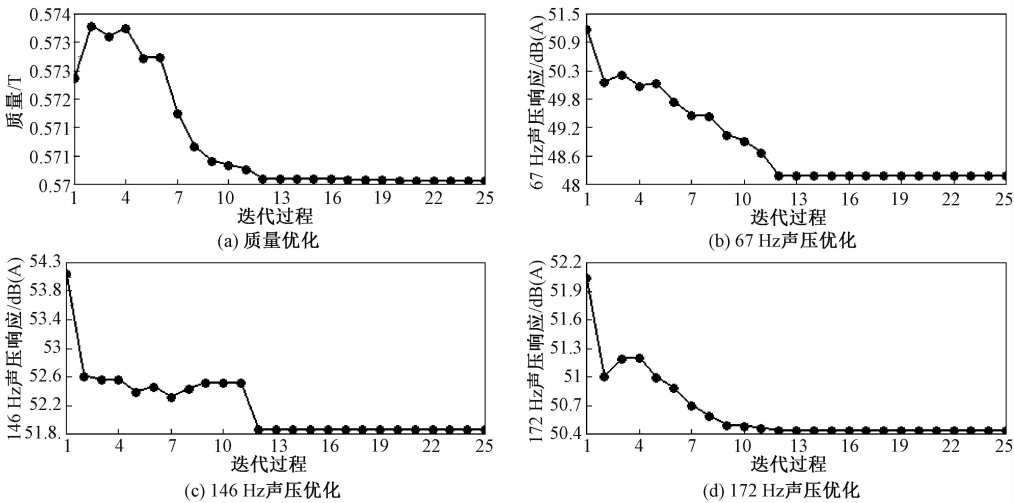


图 4 遗传算法优化迭代曲线

Fig.4 Iterative curves of genetic algorithm optimization

为验证优化结果的有效性,将优化的厚度结果重新赋给有限元模型相应的板件,原始模型质量为572.6 kg,优化后模型总质量570.5 kg,减轻1.9 kg.计算驾驶员右耳声压响应,如图5所示.3个峰值频率下的声压响应均降低了约2 dB,130 Hz和185 Hz左右声压级虽有增加但是幅度较小,总的来看驾驶员右耳的声压响应得到降低,车内噪声的整体水平得到改善.

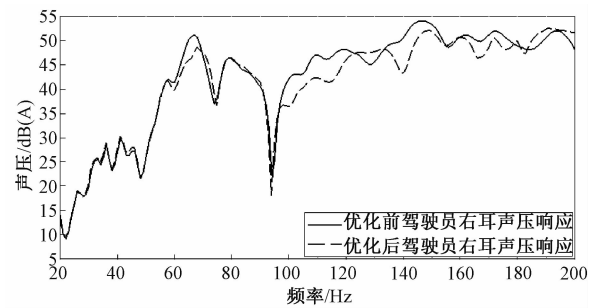


图 5 优化前后驾驶员右耳声压响应对比

Fig.5 Comparison of optimized and pre-optimized acoustic response of driver's right ear

表4为不同模型优化对比.通过表4可以看出,两种方法优化的效果基本一致,但是使用响应面进行优化计算时间仅用了0.5 h,说明响应面法有效提高了车内噪声优化的效率.

表 4 响应面和有限元模型优化对比
Tab.4 Comparison of RSM and FEM optimization

响应	响应面优化	有限元优化
质量/kg	570.6	570.8
67 Hz 声压/dB	48.1	47.9
146 Hz 声压/dB	51.8	51.8
172 Hz 声压/dB	50.4	50.4
弯曲刚度/(N·mm ⁻¹)	16 641.5	16 672.9
扭转刚度/[(N·m)·(°) ⁻¹]	18 466.2	18 466.2
计算总时间/h	0.5	20.6

4 结论

在车内噪声预测方面,以板件厚度为设计变量,二阶移动最小二乘法和径向基函数法拟合的响应面经过检验具有很高精度,为车内噪声响应

面构造提供参考.

结合拉丁超立方和 Hammersley 两种抽样方法,通过复相关系数和均方根误差评价响应面拟合程度,能够全面地分析响应面精度,准确选择出拟合较好的响应面模型.

建立声固耦合模型进行噪声预测,构造高精度的响应面,考虑车身轻量化和刚度性能通过遗传算法进行板件厚度优化,得出的优化方案在保证车身刚度不降低的同时,减轻车身质量,改善了车内噪声,有效提高优化效率,可以为车身优化提供思路.

参考文献:

[1] 朱红军,胡泽豪,刘志文,等. 基于 HyperStudy 的车门结构多目标优化方法研究[J]. 制造业自动化, 2015,37(12):77-81.

[2] 唐重才,郑玲,房占鹏,等. 基于响应面法的车内噪声优化研究[C]. 2014 中国汽车工程学会年会论文集,2014;1390-1394.

[3] 张博文,吴光强,黄焕军. 基于迭代更新近似模型的车内噪声优化[J]. 计算力学学报,2016,33(1):33

-38.

[4] 王超. 基于响应面法的商用车驾驶室结构噪声分析与优化[D]. 湖南:湖南大学机械与运载工程学院, 2014.

[5] 李莉,张赛,何强,等. 响应面法在试验设计与优化中的应用[J]. 实验室研究与探索,2015,34(8):41-45.

[6] 刘焕广,陈朝阳. 轿车白车身结构有限元及其试验分析[D]. 合肥:合肥工业大学车辆工程学院, 2007.

[7] 周萍. 基于响应面法的车内结构噪声控制研究[D]. 湖南:湖南大学机械与运载工程学院, 2011.

[8] 周会峰,王光耀,李碧浩,等. 多目标优化设计方法在车身轻量化设计中的应用[J]. 机械设计与研究, 2014,30(4):151-155.

[9] 潘峰. 组合近似模型方法研究及其在轿车车身轻量化设计的应用[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院, 2011.

[10] 谢金法,段冉. 基于 Isight 和 Fluent 软件的轿车空调优化研究[J]. 郑州大学学报(工学版),2014,35(2):124-128.

Analysis and Optimization of Vehicle Inner Noise Based on Response Surface Method

LU Senlin, REN Zhixiang

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: A coupled structure-acoustic model of the car was built by hypermesh. Considering the excitation of the engine, prediction and analysis of the car inner noise were conducted. Using analysis of panel contribution, the key panels were found at peak frequencies and set these panel thickness as design variables. The response surfaces of mass and acoustic responses at peak frequencies were built by Latin Hypercube Sampling and error analysis was done based on Hammersley Sampling in order to select optimal response surfaces. Using selected response surfaces, mass as objectives, acoustic responses and vehicle stiffness as constraints, the optimization based on genetic algorithm was carried out. The effectiveness of the optimization result and improvement of optimization efficiency by response surface method were validated by the finite element model and the vehicle inner noise was improved.

Key words: vehicle inner noise; response surface method; error analysis; genetic algorithm