

·车辆噪声控制技术专题·

引入控制变量的车身噪声传递函数优化研究*

郑成龙¹ 常林² 王楷焱³ 宫英伟¹ 张新敏¹

(1.北京交通运输职业学院,北京 100010;2.中公高远(北京)汽车检测技术有限公司,北京 100088;3.沈阳理工大学,沈阳 110159)

【摘要】为解决车辆整备车身噪声传递函数优化中消除某噪声传递函数声压级峰值时易引发新的噪声声压级峰值的问题,提出引入控制变量的车身噪声传递函数优化方法。以某车型驾驶室为研究对象,构建优化模型,以驾驶室结构板件厚度为变量,利用所提出的算法对涉及的参数进行迭代优化。结果表明,该方法有效降低了目标频带内的噪声传递函数声压级峰值。

关键词:噪声传递函数 控制变量 贡献量

中图分类号:U463.6;U461.6;TP391.9 **文献标志码:**A DOI: 10.19620/j.cnki.1000-3703.20230170

Optimization Study of the Vehicle Body NTF with the Introduction of A Third Variable

Zheng Chenglong¹, Chang Lin², Wang Kaiyan³, Gong Yingwei¹, Zhang Xinmin¹

(1. Beijing Vocational College of Transport, Beijing 100010; 2. RIOH Automobile Testing Technology Co., Ltd., Beijing 100088; 3. Shenyang Ligong University, Shenyang 110159)

【Abstract】To address the issue that eliminating a peak value of sound pressure level in the noise transfer function during the optimization of vehicle body noise transfer function for vehicle preparation can easily lead to new peak values of noise sound pressure level, an optimization method for vehicle body noise transfer function with the introduction of control variables is proposed. Taking the cab of a certain model as the research object, an optimization model is constructed, with the thickness of the structural panels in the cab as the variable. The proposed algorithm is used to iteratively optimize the relevant parameters. The results show that this method effectively reduces the peak value of sound pressure level in the noise transfer function within the target frequency band.

Key words: Noise transmission function, Control variable, Contribution

【引用格式】郑成龙,常林,王楷焱,等.引入控制变量的车身噪声传递函数优化研究[J].汽车技术,2024(5):58-62.

ZHENG C L, CHANG L, WANG K Y, et al. Optimization Study of the Vehicle Body NTF with the Introduction of A Third Variable[J]. Automobile Technology, 2024(5): 58-62.

1 前言

车辆的NVH性能直接影响乘坐舒适性和驾驶体验。车身结构参数中,整备车身(Trimmed Body, TB)噪声传递函数(Noise Transfer Function, NTF)是反映车身结构刚性、底盘安装点的局部刚度、车身大板件的刚性以及与车内声腔的耦合特性等的综合性指标,影响整车内低频段的轰鸣噪声水平,因此NTF水平成为影响车身噪声特性的主要参考指标。

夏红兵等^[1]通过板件贡献量与基于仿真工作变形分

析(Operating Deflection Shapes, ODS)法确定振动较大的板件与传递路径,并结合TB模态与声腔模态对驾驶员右耳的NTF曲线进行优化,提出工程可行性方案。张志达等^[2]利用子结构频响函数综合(Functions Based Sub-structuring, FBS)法完成整备车身振动噪声传递函数优化,节约了计算时间,提高了工作效率。通过试验验证,前副车架结构优化后,加速噪声声压级有效降低,解决了后排加速噪声过大问题。陆森林等^[3]通过连接点动刚度分析和声学贡献量分析找出导致关键路径噪声问题的原因,针对声学贡献量大的板件以及激励源局部

*基金项目:辽宁省教育厅高等学校基本科研项目(面上项目)(LJKMZ20220603)。

动刚度不足的部位分别提出了优化方案,经过仿真验证优化后的后悬架Z向激励引起的NTF得到了降低。王振华等^[4]分析了不同设计参数对车身振动传递特性的影响。侯献军等^[5]结合声模态分析和板件贡献分析进行了车身降噪研究。李京福等^[6]利用传递路径分析方法研究引起车内轰鸣的主要路径,解决了驾驶室内轰鸣问题。廖毅等^[7]基于工况传递路径分析方法探究了整车路噪优化方法,解决了低频路噪轰鸣问题。徐猛等^[8]通过结构力识别技术评估了各结构部件对车内噪声的贡献。

上述NTF优化方法主要基于灵敏度分析、贡献量分析、响应面法以及传递路径分析等方法确定关键振动模态、敏感部位和影响NTF的关键因素,并对车身结构参数进行优化,有效处理了由单一激励点引起的噪声声压级峰值,但在处理全频段NTF峰值过程中消除某噪声声压级峰值时易引发新的噪声峰值。

针对这一问题,本文基于有限元仿真技术,引入控制变量法,通过二次开发构建数学优化模型,开展联合仿真优化车身厚度参数,以降低噪声传递函数在20~200 Hz全低频段的噪声声压级峰值。

2 有限元模型的建立及NTF分析

2.1 整备车身声-固耦合模型建立

以车身实际连接关系为依据,将驾驶室有限元模型、开闭件模型、内饰及电子电气部件的质量单元模型通过刚性或弹性元件连接,构建整备车身模型。某商用车驾驶室有限元模型如图1所示。

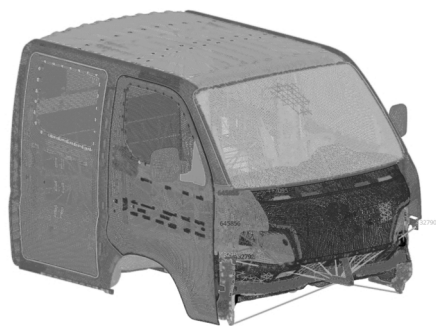


图1 某商用车整备车身模型

该模型整体网格采用8 mm的二维壳单元(PSHELL)搭建。车内空气空腔采用三维实体四面体单元搭建,大小为60 mm,如图2所示。通过在Nastran软件中进行声固耦合参数设置,实现车身结构与车内声腔的耦合频率响应分析计算。

2.2 噪声传递函数分析

在车身-底盘的接附点位置施加单位力激励,通过设置车身结构模型与车内声腔模型之间的耦合关系,实

现车内空气声腔到人耳位置的噪声响应。

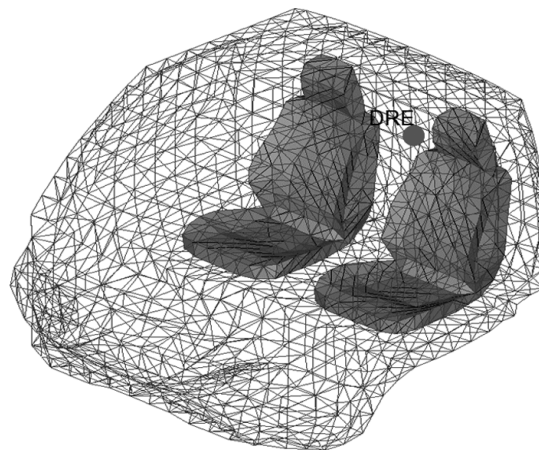


图2 车内空气声腔模型与响应点

车身与底盘的接附点设有悬置安装点、悬架安装点等,在这些安装点位置,通过柔性衬套实现车身与底盘的连接和解耦。

图3所示为右悬置安装点到车内驾驶员耳旁的噪声传递函数频响曲线,噪声声压级分别在以45 Hz和140 Hz为中心频率的频段超过商用车驾驶室NTF的行业参考指标(60 dB)^[9],噪声传递路径为动力总成右悬置安装点-车身结构-空气声腔-驾驶员耳旁。

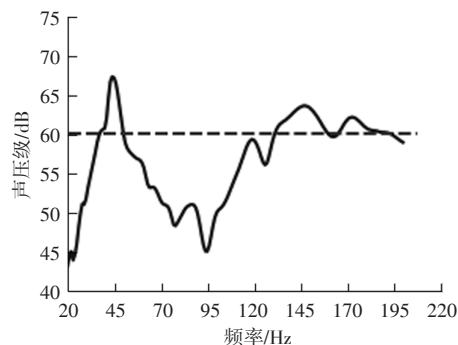


图3 右悬置安装点到车内驾驶员耳旁的NTF曲线

3 优化模型分析

3.1 噪声传递函数优化流程

车身噪声传递函数涉及的频率带宽较广,因此需要建立准确的优化模型,如图4所示,优化流程如下:

- a. 生成设计变量空间,根据变量厚度建立整备车身有限元模型;
- b. 将模型提交至Nastran软件完成频率响应计算,求解器为SOL110;
- c. 提取问题激励点到车内驾驶员耳旁的NTF声压响应曲线,将驾驶员声压曲线转化为声压级形式;
- d. 设定NTF目标值 R_{max} ;
- e. 定义本文的控制变量 β ;

- f. 组合重构 NTF 声压级 S 、目标值 R_{max} 和控制变量 β , 建立优化约束函数 $F_1=F(S, R_{max}, \beta)$;
- g. 构建目标函数 $F_2=1\ 000\beta$, 其中设权重因子为 1 000 以加速模型收敛;
- h. 综合变量设计空间、约束函数、目标函数, 建立优化模型;
- i. 提交计算, 迭代判断是否达到优化目标;
- j. 满足优化目标后结束优化过程, 否则返回步骤 a。

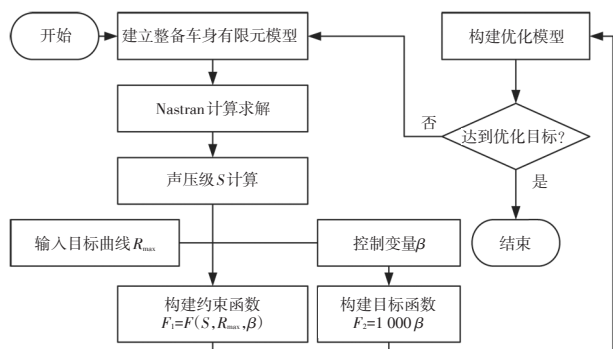


图4 噪声传递函数的优化流程

3.2 优化变量

根据设计空间的分析要求, 选择影响整车整体模态、底盘接附点刚度、车身大板件模态, 等特性的部件, 筛选 40 个钣金厚度参数作为设计变量, 部分参数如图 5 所示。

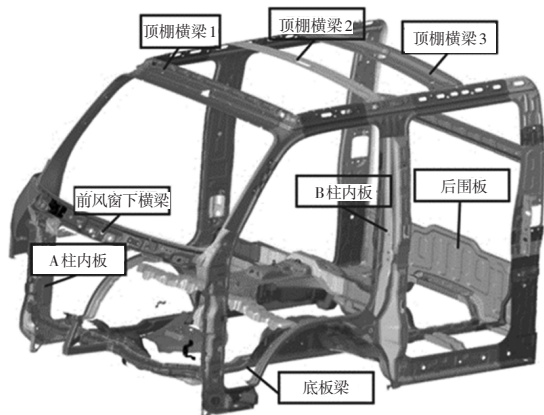


图5 部分钣金厚度参数设计变量

根据实车质量和成本要求, 结合该车型钣金厚度参数数据库, 对设计变量设定合理的厚度优化区间, 如表 1 所示。

3.3 定义控制变量的范围、目标线

为了有效地进行 20~200 Hz 全频段的噪声传递函数峰值优化, 在优化数学模型中引入调节控制变量 β (目标值 60 dB 的倍数) 用于调节曲线全频段峰值的标准线, 定义 β 的取值范围为 (0.9~1.01)。本文商用车驾驶室 NTF 曲线声压级峰值目标为在 20~200 Hz 频段内不超过 60 dB。

表 1 部分设计变量及厚度参数设计区间

序号	零部件名称	厚度/mm		
		初始值	下限	上限
1	A 柱内板(左)	0.8	0.7	1.0
2	A 柱内板(右)	0.8	0.7	1.0
3	前风窗下横梁	1.5	1.2	1.8
4	B 柱内板(左)	1.2	1.0	1.5
5	B 柱内板(右)	1.2	1.0	1.5
6	地板纵梁(左)	1.2	1.0	1.5
7	地板纵梁(右)	1.2	1.0	1.5
8	顶棚横梁 1	1.5	1.2	1.8
9	后围板	1.0	0.8	1.2
10	顶棚横梁 2	1.5	1.2	1.8

3.4 定义优化模型

目标函数为 $F_2=1\ 000\beta$, 优化模型中 F_2 应尽可能小, 故定义优化模型为 $\min F_2$ 。

3.5 定义约束函数

约束函数主要以有限元仿真计算得到的车内噪声传递函数为基础, 建立车身的厚度参数与车内人耳的噪声曲线相关的函数关系:

$$S=20 \lg(p/p_0) \quad (1)$$

式中: S 为 20~200 Hz 频段的噪声传递函数声压级 (Sound Pressure Level, SPL); p 为仿真计算得到的噪声传递函数值; p_0 为仿真对数计算获得的噪声传递函数标准参考值, 通常取 $p_0=2 \times 10^{-11} \mu\text{Pa}$ 。

综合上述变量参数, 建立数学优化模型的约束函数:

$$F_1=S/T-\beta \quad (2)$$

式中: T 为 NTF 指标声压级。

通过比较 S 与目标值 T 的大小, 以及 β 的取值范围, 得到约束指标为 $F_1 \leq 0$ 。

4 引入控制变量的 NTF 优化

4.1 优化数学模型构建

综合设计空间、目标函数、约束函数, 建立优化数学模型:

$$\begin{cases} \min F_2: F_2 = 1\ 000\beta \\ \text{Cons} (F_1 \leq 0): F_1 = \frac{S}{T} - \beta \\ \text{Des}: [x, \beta]: x \in (x_{\min}, x_{\max}), \beta \in (0.9, 1.01) \end{cases} \quad (3)$$

式中: x 为钣金厚度参数, $x_{\min}=0.75x$, $x_{\max}=1.25x$ 分别为钣金厚度参数的下限和上限。

4.2 优化迭代过程

完成整备车身有限元模型的搭建与数学优化模型的编程开发后, 提交至计算软件 Nastran 求解并迭代优

化,设置迭代次数为6次,迭代过程中优化目标函数 F_2 的变化情况如图6所示。随着迭代次数增加, F_2 逐渐减小,在第3次优化后, $F_2 < 1\ 000$,则 $\beta < 1$,表明车内NTF声压级低于目标值60 dB。随着迭代计算的继续,第4次~第6次迭代后 F_2 取值基本稳定。

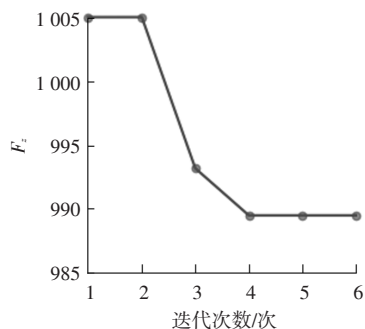


图6 优化目标值迭代过程

4.3 迭代优化结果对比

图7为第6次迭代后驾驶员耳部NTF曲线与优化前NTF曲线的对比结果。由图7可知,优化后中心频率为45 Hz和145 Hz的频段噪声声压级峰值明显降低,满足低于60 dB的要求。

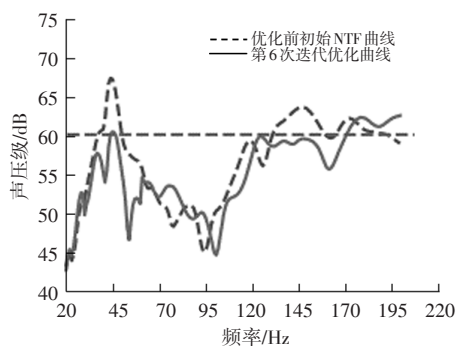


图7 迭代优化前、后 NTF 结果曲线对比

图8所示为使用传统基于工作阵型^[1]及路径贡献量^[2]等优化方法优化后的NTF曲线与优化前NTF曲线的对比结果,可以看出,使用传统方法优化后45 Hz处的噪声幅值满足指标要求,但引起了70 Hz、115 Hz频率处的声压级峰值超标,同时对于145 Hz附近频带的峰值超标情况没有改善。

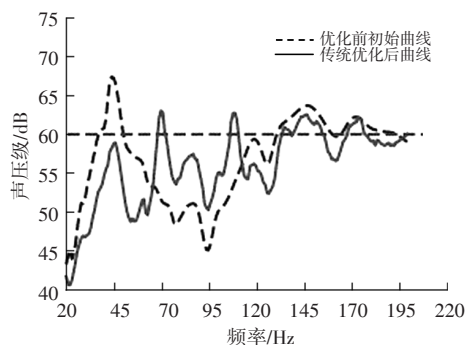


图8 传统方法优化后 NTF 曲线

对比图7和图8可知,本文提出的噪声传递函数优化方法可以有效降低20~200 Hz频率段的噪声声压级峰值,且有效避免了传统方法优化后引发的新的噪声声压级峰值的问题。

5 工程验证

根据汽车钣金材料特定的工程标准,本文采用基于优化结果的理想钣金厚度参数,并对其进行适当圆整处理,如表2所示。

表2 设计变量及厚度优化结果

序号	零部件名称	厚度/mm		
		初始值	第6次迭代	圆整结果
1	A柱内板(左)	0.80	1.00	1.00
2	A柱内板(右)	0.80	0.80	0.80
3	前风窗下横梁	1.50	1.51	1.50
4	B柱内板(左)	1.20	1.28	1.40
5	B柱内板(右)	1.20	1.43	1.40
6	底板纵梁(左)	1.20	1.00	1.00
7	底板纵梁(右)	1.20	1.00	1.00
8	顶棚横梁1	1.50	1.20	1.20
9	后围板	1.00	0.96	1.00
10	顶棚横梁2	1.50	1.43	1.40

使用圆整后的厚度参数更新整备车身的结构模型并重新提交至Nastran进行仿真计算,结果如图9所示。

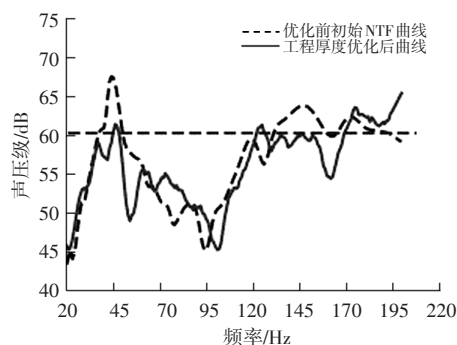


图9 使用圆整厚度参数后 NTF 优化前、后对比

由图9可以看出,相对优化前,优化后整个频段声压级均接近目标值60 dB,基本满足车型设计目标。通过对比图7和图9可以看出,使用圆整钣金厚度参数得到的噪声传递函数曲线在45 Hz、120 Hz频率处声压级峰值略高于目标值,与理想厚度参数下的优化结果虽存在一定差异,但仍符合工程标准。

6 结束语

本文针对在整备车身噪声优化过程中噪声传递函数低频段(20~200 Hz)出现的消除某噪声声压级峰值时

易引发新的噪声声压级峰值的问题,提出了一种噪声传递函数优化算法,以实际车型为载体,以整备车身的钣金厚度参数为设计变量,以车内噪声传递函数为响应参数,引入控制变量参数构建约束函数和目标函数,优化了驾驶室内部的NTF曲线,实现了在45 Hz及145 Hz处的超标声压级峰值降至60 dB的目标,同时未引起其他频率点的峰值超标。

参 考 文 献

- [1] 夏洪兵,刘伟,魏博雄.基于仿真ODS法的某SUV车NTF优化[J].重庆理工大学学报(自然科学版),2018,32(11):45-51.
XIA H B, LIU W, WEI B X. NTF Optimization of SUV Based on Simulation of ODS[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science Edition), 2018, 32 (11): 45-51.
- [2] 张志达,谢然,张武.基于频响函数子结构综合法的NTF优化[J].汽车工程师,2015(4):38-41.
ZHANG Z D, XIE R, ZHANG W. Noise Transfer Function Optimization of FRF- Based Substructure Synthesis Method [J]. Automotive Engineer, 2015(4): 38-41.
- [3] 陆森林,任栢翔.基于噪声传递函数的车内噪声分析与优化[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2017,36(8):110-114.
LU S L, REN Z X. Analysis and Optimization of Interior Noise Based on Noise Transfer Function[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science Edition), 2017, 36(8): 110-114.
- [4] 王振华,李俊杰,李勇,等.影响汽车车身NTF的关键因素研究[J].应用科学,2019,9(16):3287.
WANG Z H, LI J J, LI Y, et al. Study on Key Factors Affecting Vehicle Body NTF[J]. Applied Sciences, 2019, 9 (16): 3287.
- [5] 侯献军,郭金,杜松泽,等.基于声模态和板件贡献分析的车身降噪研究[J].汽车技术,2018(5):41-45.
HOU X J, GUO J, DU S Z, et al. Research on Body Noise Reduction Based on Acoustic Mode and Panel Contribution Analysis[J]. Automobile Technology, 2018(5): 41-45.
- [6] 李京福,鄂世国,葛鑫,等.基于传递路径分析对驾驶室内轰鸣问题的改进[J].汽车工程师,2019(11):55-57.
LI J F, E S G, GE X, et al. Improvement of Interior Booming Problem by Transmission Path Analysis[J]. Automotive Engineer, 2019(11): 55-57.
- [7] 廖毅,罗德洋,余义,等.基于工况传递路径分析的汽车路噪优化方法研究[J].汽车技术,2019(8):46-49.
LIAO Y, LUO D Y, YU Y, et al. Research on Optimization Method of Automotive Road Noise Based on Driving Condition Transmission Path Analysis[J]. Automobile Technology, 2019(8): 46-49.
- [8] 徐猛,张俊红,孔传旭,等.基于结构力识别的车内噪声结构路径贡献量分析[J].汽车技术,2013(12):28-31.
XU M, ZHANG J H, KONG C X, et al. Analysis of In-Car Noise Structural Path Contribution Based on Structural Force Identification[J]. Automobile Technology, 2013(12): 28-31.
- [9] 李训猛,孙艳亮.基于噪声传递函数的车内噪声优化[J].时代汽车,2020,(14):16-17.
LI X M, SUN Y L. Optimization of Interior Noise Based on Noise Transfer Function[J]. Times Auto, 2020(14): 16-17.

(责任编辑 王 一)

修改稿收到日期为2023年6月20日。