

某车型后悬置接附点噪声传递函数诊断与优化分析

鄢 闯, 何 敏, 唐 显, 肖世波, 袁凌聪

(重庆瑞驰汽车实业有限公司, 重庆 401133)

摘 要:噪声传递函数是控制汽车 NVH 性能的关键指标。本文针对某车型开发中其后悬置接附点处噪声传递函数在外界激励频率达到 173 Hz 时存在超标峰值的问题,建立了包含内饰车身与声腔的有限元模型,基于 HyperMesh 软件进行前处理,并在 OptiStruct 求解器中进行模态频率响应分析。通过结合提升接附点动刚度与基于节点贡献量分析的传递路径优化,实现了对峰值频率的协同控制。优化后,该处峰值噪声成功降低 5 dB,达到目标值以下。结果表明,在动刚度优化受限时,辅以传递路径加强是一种行之有效的解决方案,为车辆开发阶段的 NVH 性能提升与问题根治提供了明确的工程实践指导。

关键词:噪声传递函数; 后悬置; 动刚度; 传递路径; NVH

中图分类号:U461.4

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.006

Diagnosis and Optimization Analysis of Noise Transfer Function at the Rear Suspension Mounting Points of a Vehicle Model

YAN Chuang, HE Min, TANG Xian, XIAO Shibo, YUAN Lingcong

(Chongqing Ruichi Automobile Industry Co., Ltd., Chongqing 401133, China)

Abstract: The noise transfer function represents a key indicator for evaluating vehicle NVH performance. This paper investigates the excessive noise peak occurring at the rear suspension attachment point under external excitation at 173 Hz during the development of a specific vehicle model. It study establishes a finite element model incorporating the interior body and acoustic cavity, performs pre-processing using HyperMesh, and conducts modal frequency response analysis through the OptiStruct solver. By integrating enhanced dynamic stiffness at the attachment point with transfer path optimization based on node contribution analysis, the proposed method effectively suppresses the peak response. Following optimization, the peak noise level drops by 5 dB, falling below the specified target. The results confirm that combining transfer path reinforcement with dynamic stiffness enhancement provides an effective solution when dynamic stiffness optimization alone proves insufficient, thereby offering valuable engineering guidance for NVH performance improvement and issue resolution during vehicle development.

Key words: noise transfer function; rear suspension; dynamic stiffness; transfer path; NVH

振动、噪声及舒适性(Noise Vibration Harshness, NVH)是车辆性能的重要指标。随着人们对汽车各方面性能要求的提高,NVH 问题日益突出^[1]。据相关资料显示,在汽车维修问题中,NVH 问题比例高达 40%。同样,各大主机厂对车辆的 NVH 也极为重视,其研发投入占车辆总研发投入的 10% 以上。因此,噪声控制已成为车辆研发过程中的重要环节。噪声传递函数(Noise Transfer Function, NTF)是指在整车噪声振动系统中,输出噪声结果(如驾驶员右耳处的声

压)与输入激励力(如作用于车身主要接附点的激励力)的比值^[1]。NTF 可以直观反映车身结构传递到车内的噪声与振动大小。因此,在研发阶段可通过 NTF 分析来提升车身结构刚度,从而抑制传递至车内的噪声与振动,降低整车的 NVH 风险。

本文以某车型后悬置点的 NTF 分析结果不达标为例,利用 HyperMesh 前处理软件和 OptiStruct 求解器进行 NTF^[2]分析,并采用优化动刚度与传递路径的方法^[3],对该问题进行仿真优化。

收稿日期:2025-10-14。

第一作者:鄢 闯(1989—),男,硕士,工程师,主要从事整车 NVH 仿真分析工作。E-mail:chuang.yan@seres.cn。

1 理论基础与分析方法

车内噪声主要分为结构噪声和空气噪声两大类, 本文主要分析与优化由车身板件振动引起的结构噪声。发动机、增程器及路面等车内外激励, 通过车身结构、轮胎和悬架系统传递至驾驶室, 引起车身板件的振动。该振动与车内声腔耦合, 引起了板件的共振, 从而放大结构噪声, 最终引起车内乘客的不满。因此, 在分析车身板件的振动时, 必须考虑其与空气等流体的耦合作用, 该耦合关系可用耦合矩阵表示。板件上的力与空气的关系式见式(1)。

$$F_f = -R\ddot{U} \quad (1)$$

式中: F_f 为板结构承受的力, N; R 为耦合矩阵; $\ddot{U}$ 为加速度, m/s^2 。

板件对流体的力的计算公式见式(2)。

$$F_f = R^T Q \quad (2)$$

式中: F_f 为板结构上的力, N; R^T 为耦合矩阵的转置矩阵; Q 为声压, Pa。

在车内封闭空间中, 空气具有质量、刚度和阻尼等物理属性。声压是随时间和空间位置变化的物理量。将车内空间离散为 N 个微小单元, 此流场中声压波动方程见式(3)。

$$M_f \ddot{P} + C_f \dot{P} + K_f P = 0 \quad (3)$$

式中: M_f 为流体等效质量矩阵; C_f 为流体等效阻尼矩阵; K_f 为流体等效刚度矩阵; P 为各节点声压向量; $\dot{P}$ 为声压 1 阶导数向量; $\ddot{P}$ 为声压 2 阶导数向量。

根据车身板件的结构振动方程, 将其矩阵与声腔模型耦合, 得到式(4)。

$$M_f \ddot{P} + C_f \dot{P} + K_f P = -R\ddot{U} \quad (4)$$

车身板件结构受到发动机、路面、传动系统、悬架系统等内外界激励, 板件的振动动力学方程见式(5)。

$$M_s \ddot{U} + C_s \dot{U} + K_s U = F_s + R^T Q \quad (5)$$

式中: F_s 为外界激励; M_s 为等效质量矩阵; C_s 为结构等效阻尼矩阵; K_s 为结构等效刚度矩阵; U 为结构的振动位移, mm; $\dot{U}$ 为速度, m/s 。

将式(4)和式(5)组合成矩阵形式, 可得车身板件与声腔的耦合运动方程, 见式(6)。

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ R & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U} \\ \dot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R^T \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

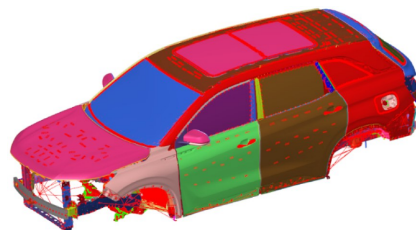
声腔与车身板件的耦合状态, 可通过 NTF 仿真分析进行表征。NTF 分析能有效识别车身结构在前期设计中的不足。目前, 优化 NTF 的主要方法有以下两种:

1) 找到激励源头, 提升动刚度。激励通过车身主要接附点向车内传递, 提升接附点动刚度, 可有效降低由此接附点传递至车内的激励力, 从而降低振动幅值。

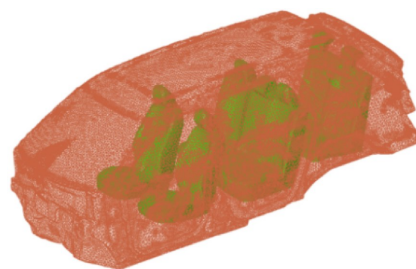
2) 优化传递路径^[4]。车内的结构噪声与振动由车身板件传递至车内, 并激发声腔共振。通过对车身板件进行贡献量分析^[5], 即可识别对 NTF 结果贡献大的区域。通过加强这些关键区域的结构, 可优化其结构模态并抑制振动幅值, 从而降低车内噪声与振动。目前, 车身板件贡献量分析主要采用节点贡献量分析方法, 本文采用基于流体节点的贡献量分析方法, 本文采用基于流体节点的贡献量分析方法。

2 模型建立与设置

本文以某款带内饰的车身为例, 其主要组成部分包括白车身、前挡玻璃、仪表管梁、车门、座椅和副车架等。将车身内饰与外饰简化为质量点形式进行建模, 车身单元网格尺寸设置为 8 mm, 采用四边形与三角形混合的划分方式。焊点通过 ACMSHELLGAP 方式模拟, 焊点只赋弹性模量和泊松比。焊缝、粘胶及衬套分别采用 SEAM 单元、ADHESIVE 单元及 BUSH 单元进行模拟。车内的声腔模型包含车内空气和座椅声腔, 将二者网格采用共节点处理, 采用四面体单元进行离散, 材料模型定义为流体属性。



(a) 带内饰的车身模型



(b) 声腔模型

图1 NTF 分析模型示意图

NTF 分析模型如图 1 所示,边界条件设置为自由状态,即不施加任何约束。激励设置如下:在后悬置接附点处,分别沿 X 、 Y 、 Z 三个方向施加大小为 1 N 的扫频激励,扫频范围为 $20\sim 200\text{ Hz}$ 。分析频率设置如下:模型整体分析频率为 $0\sim 300\text{ Hz}$,声腔模态分析频率为 $0\sim 600\text{ Hz}$ 。激励点位于后悬置接附点,响应点设置在驾驶员右耳位置。模型采用模态频率响应分析法进行 NTF 分析。

3 结果分析与优化

分析得到后悬置接附点激励传递到驾驶员右耳位置的 NTF 结果,将该结果曲线转化为声压级曲线,与目标曲线进行比较(如图 2 所示),找出不符合标准的曲线和频率区间。

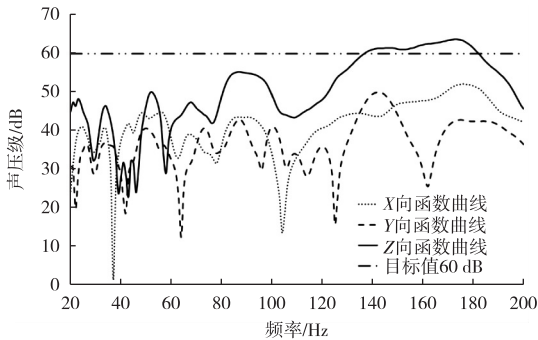


图 2 后悬置接附点 NTF 分析结果

由图 2 可知,后悬置接附点 X 向与 Y 向的 NTF 均达标; Z 向在 $140\sim 180\text{ Hz}$ 频率范围内的 NTF 不达标,峰值出现在 173 Hz 附近,声压级为 63.8 dB (目标值为 60 dB)。因此,需对此不达标项进行优化。目前,行业内优化 NTF 的主要方法是对源头接附点动刚度及传递路径进行加强。

3.1 动刚度分析及优化方案

对后悬置接附点进行动刚度分析^[6],结果见表 1。其 Z 向动刚度仅为 $2\,228\text{ N/mm}$,比目标值($5\,000\text{ N/mm}$)低,故需对该接附点进行结构加强。

动刚度优化方案如图 3(b)所示。具体措施如下:将后悬置接附点区域的加强件尺寸增大至 420 mm (长) $\times 150\text{ mm}$ (宽),料厚为 2.5 mm ;在副车架本体下端设计凹筋加强结构,并增加一个凸型加强件,料厚为 3 mm 。基于此方案,再次进行动刚度分析^[7-8]。分析结果见表 1。

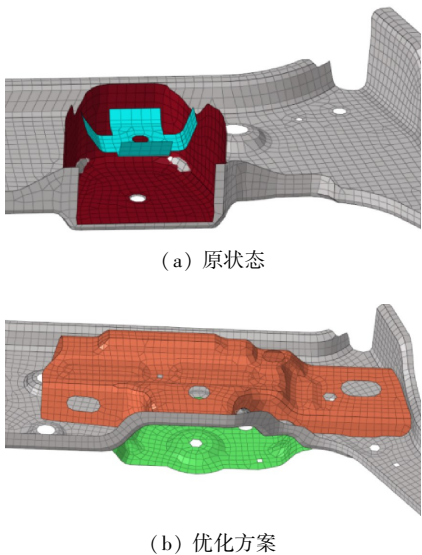


图 3 后悬置接附点优化方案示意图

表 1 后悬置接附点动刚度

方向	目标值/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	优化前/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	优化后/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	变化量/ ($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)	提升率/%
X	15 000	28 707	30 545	+1 838	6.4
Y	7 000	51 312	53 366	+2 054	4.0
Z	5 000	2 228	3 100	+872	39.1

由表 1 可知,优化后的后悬置接附点 Z 向动刚度提升至 $3\,100\text{ N/mm}$,相较于优化前约提升了 39% ,但仍未达到目标值。由于受结构空间限制,动刚度的优化已达到极限,因此考虑进行传递路径加强。

3.2 传递路径加强

为确定传递路径的具体加强位置,先进行节点贡献量分析。后悬置接附点 Z 向 NTF 的节点贡献量分析结果如图 4 所示。分析表明,在 173 Hz 的峰值处,主要贡献区域位于前围、风挡及流水槽位置。

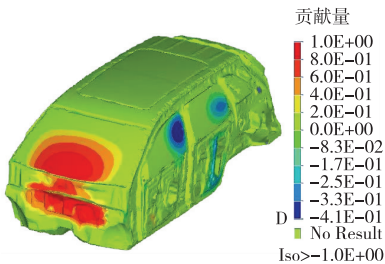


图 4 后悬 Z 向 NTF 在 173 Hz 处的峰值节点贡献量分析

根据车身实际情况,需要对前围局部位置进行加强。如图 5 所示,在前围中间位置增加一个垂向加强件,其尺寸为长 300 mm 、宽 120 mm 、料厚 1.2 mm ,并通过焊点及焊缝与前围连接。

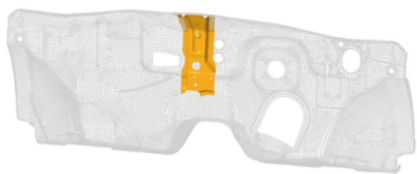


图5 前围局部加强方案

3.3 NTF 最终结果

结合前面提出的动刚度优化方案与通过节点贡献量分析确定的前围加强方案, 再次进行 NTF 仿真分析。仿真结果如图 6 所示, 173 Hz 附近的峰值降低至 58.8 dB, 下降了 5 dB, 已低于 60 dB 的目标值。同时, 整体曲线也降至目标线以下, 证明该联合优化方案切实有效。

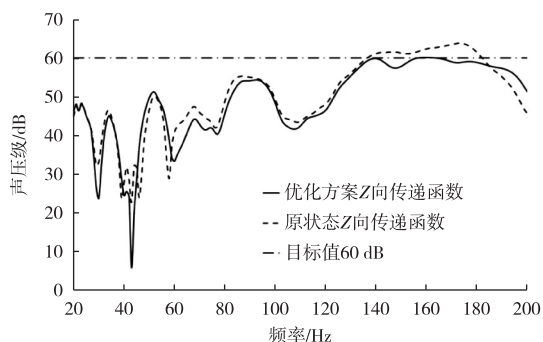


图6 后悬置 Z 向 NTF 的 173 Hz 峰值优化结果

4 结束语

受声腔与结构耦合作用的影响, 车内噪声振动问题十分复杂。本文采用加强接附点动刚度与加强传

递路径相结合的方法, 针对性地改善了后悬置接附点的 NTF 性能。通过 NTF 分析, 迅速定位了因结构设计不足而引起的车内噪声问题, 并准确诊断了问题的根源, 为同类问题的分析解决提供了有效的工程指导。

参考文献:

- [1] 王永亮, 刘浩, 郑卿卿, 等. 车辆结构噪声传递特性及其峰值噪声成因的分析[J]. 汽车工程, 2018, 40(12): 1461-1466.
- [2] 马天飞, 高刚, 王登峰, 等. 基于声固耦合模型的车内低频结构噪声响应分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(15): 76-82.
- [3] 李永超, 赵禹, 陈欢欢, 等. 一种基于传递路径分析的车身钣金振动对车内噪声影响分析及控制方法[J]. 汽车工程, 2024, 46(9): 1715-1722.
- [4] 唐中华, 张志飞, 陈钊, 等. 车内低频振动噪声的虚拟传递路径分析[J]. 汽车工程, 2020, 42(4): 531-536.
- [5] 张一麟, 廖毅, 莫品西, 等. 基于车身模态和板块贡献分析的阻尼优化降噪方法研究[J]. 振动与冲击, 2015(4): 153-157.
- [6] 李兴泉, 庞剑, 杨亮, 等. 不同预载下橡胶悬置高频动态特性的计算方法[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(6): 1214-1219.
- [7] 赵敬, 苏辰, 刘鹏, 等. 汽车悬置支架动刚度对车身 NVH 性能影响的分析[J]. 汽车工程师, 2019(5): 50-51.
- [8] 娄万里, 王霄, 刘会霞, 等. 微型客车白车身接附点动刚度优化分析[J]. 机械设计与制造, 2014(1): 217-219.