



DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20160394

等效辐射声功率在汽车 NVH 开发中的应用

傅 旻¹, 李 琦^{1,2}, 霍俊焱², 陈达亮²

(1. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222; 2. 中国汽车技术研究中心, 天津 300300)

摘要: 以 3 种典型的国产轿车为例, 分析归纳等效辐射声功率(ERP)的峰值与噪声传递函数(NTF)的峰值的一致性. 分析了驾驶员右耳及右后乘客左耳的声压级, 统计引起声压级未达标的激励源, 在相同激励源作用下统计分析了各车型关键板件的 ERP, 结果表明在同频率下未达标激励源的 50% 以上 NTF 超标峰值与某些板件 ERP 峰值一致. 提出 ERP 目标值, 根据模态进行结构优化, 可使得 ERP 和 NTF 指标同时满足要求. 在汽车 NVH 开发前期采用本文方法, 可在白车身分析阶段及时发现问题, 从而缩短开发时间.

关键词: ERP; NTF; NVH; 声压级; 优化

中图分类号: U462.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-6510(2017)05-0060-04

Application of Equivalent Radiant Power in the Development of Automobile NVH

FU Min¹, LI Qi^{1,2}, HUO Junyan², CHEN Daliang²

(1. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;
2. China Automotive Technology and Research Center, Tianjin 300300, China)

Abstract: Taking three typical domestic cars as examples, the peak value consistency of the equivalent radiant power(ERP) and the noise transfer function(NTF) was analyzed and summarized. Sound pressure levels of the driver's right ear and the rear passenger's left ear of three car models A, B and C were analyzed. Non-standard sound pressure levels caused by excitations were counted. The ERP of the vital panels of the three models was analyzed at the same excitations. Statistical analysis shows that at the same frequency, more than 50% non-standard NTF peak values are consistent with some panels's ERP peak values. A target value of ERP was proposed. The structure was optimized in models to meet both ERP and NTF standards at the same time. In the early stage of NVH development, especially in the phase of Body in White, this ERP analysis method can help find out problems very soon and shorten the development time.

Key words: equivalent radiant power; noise transfer function; noise, vibration, harshness; sound pressure level; optimization

根据文献[1], 整车约有 1/3 的故障问题与汽车的噪声、振动、声振粗糙度(noise, vibration, harshness, NVH)性能相关, 用户反映的问题也有 20% ~ 30% 与 NVH 相关. 因此, 汽车的 NVH 问题受到汽车开发商普遍关注. 国外已经可以通过等效辐射声功率(equivalent radiant power, ERP)分析方法进行车身表面阻尼敷设位置及形状优化^[2], 国内行业专家对 ERP 分析方法的研究也不断深入, 并根据 ERP 的仿真方

法^[3]及原理开发试验方法. 在汽车 NVH 开发阶段, 噪声传递函数(noise transfer function, NTF)是检验汽车 NVH 性能的重要指标, 但通常在开发阶段的后期才进行 NTF 分析, 而且 CAE 仿真优化周期较长.

本文以 3 种类型的国产轿车为例, 在白车身阶段分析了其 ERP, 在整备车身(trimmed body, TB)阶段进行了 NTF 分析, 对比每款车的 ERP 及 NTF 分析结果, 根据 NTF 目标值统计声压值未达标的激励源,

收稿日期: 2016-12-04; 修回日期: 2017-05-02

作者简介: 傅 旻(1963—), 男, 北京人, 教授, fumin@tust.edu.cn

并设定 ERP 的目标参考值, 为新车型概念设计提供参考. 根据结果可在白车身阶段提出优化整改方案, 使 ERP 达标, 从而为后期的 NTF 优化节约时间.

1 ERP 分析

1.1 ERP 分析理论

在实际的工程应用中, 必须要降低结构的噪声辐射, 辨别结构板件的最大贡献量及频率的最大辐射位置是至关重要的. ERP 分析是频响分析中的一种简单的分析方法, 主要靠评估辐射面上的速度响应来进行计算, 在特定的激励下可以计算钣金动力学最大可能辐射能量. ERP 计算公式为

$$ERP = \delta \times \frac{1}{2} C \times \rho \sum_{i=1}^n (A_i v_i^2) \quad (1)$$

式中: ERP 为等效辐射声功率, W ; δ 为辐射损耗因子; C 为声速, m/s ; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; A_i 为单元面积, m^2 ; v_i 为单元法向速度, m/s . 式(1)换算后得到

$$ERP_{db} = 10 \lg \frac{P \times ERP}{R} \quad (2)$$

式中: 用于计算的缩放因子 $P = 1.0$; R 为参考值 ($2 \times 10^{-5} Pa$).

1.2 ERP 分析目的

白车身的结构特性是决定整车性能的关键. 因此在白车身阶段, 对其模态、刚度、应变能等性能进行评估并对其优化, 为后续整车阶段的问题点查找、优化等工作的开展节约时间. 针对 3 种车型的白车身进行 ERP 求解计算, 在白车身阶段辨别板件的最大贡献量及频率的最大辐射功率. 探究 ERP 对 NTF 的影响, 便于在白车身阶段找到局部薄弱位置, 提出合理的优化方案, 为整备车身阶段的 NTF 优化节约时间^[4].

1.3 ERP 分析工况

A、B、C (分别为三厢车、SUV、两厢车) 3 种车型的白车身有限元模型见图 1, 计算频率范围 20 ~ 200 Hz, 前 50 Hz 对应发动机怠速频率, 不予考虑^[5].

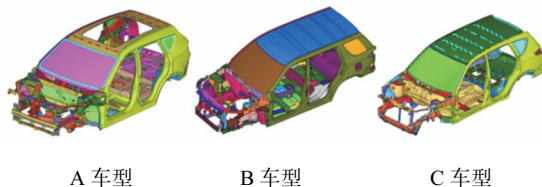
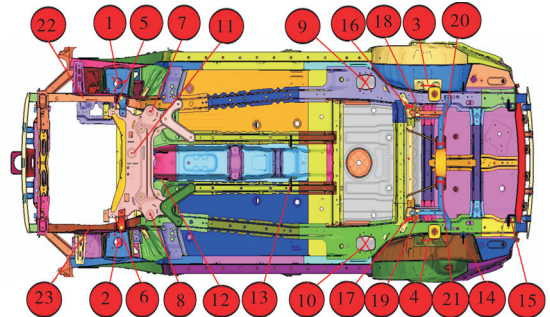


图 1 不同车型有限元模型
Fig. 1 FE model of different car models

其中 A 车型激励点位置见图 2. ERP 计算位置包括前围板、左前地板、右前地板、中地板、后地板、左后轮罩、右后轮罩、左侧围、右侧围、顶棚.



1. 左前减振器接附点; 2. 右前减振器接附点; 3. 左后减振器接附点; 4. 右后减振器接附点; 5. 下摆臂左前接附点; 6. 下摆臂右前接附点; 7. 下摆臂左后接附点; 8. 下摆臂右后接附点; 9. 左后拖拽臂接附点; 10. 右后拖拽臂接附点; 11. 后悬架接附点; 12. 第一吊耳接附点; 13. 第二吊耳接附点; 14. 第三吊耳接附点; 15. 第四吊耳接附点; 16. 连杆左前上接附点; 17. 连杆右前上接附点; 18. 连杆左前下接附点; 19. 连杆右前下接附点; 20. 连杆左后接附点; 21. 连杆右后接附点; 22. 左悬架接附点; 23. 右悬架接附点

图 2 A 车型激励点分布

Fig. 2 Distribution of excitation points of A vehicle

因无真实激励, 所以在车身关键装载点施加单位激励. 每个单位激励源分为 X 、 Y 、 Z 三个方向, 每个方向对应所有响应板件在不同频段下的 ERP 计算结果. 分析结果共有 $23 \times 3 \times 10$ 条曲线, 不同车型 ERP 峰值不同, 不同板件的 ERP 峰值也不同, 每辆车的响应板件的 ERP 均在一定的范围内. 所以可以提出常量目标值.

2 ERP 与 NTF 分析结果对比

2.1 NTF 分析

NTF 的分析模型包括声腔和 TB, 计算了各车身关键加载点下驾驶员右耳及右后乘客左耳的声压级. 声腔模型包括空气和座椅^[6]. Hypermesh 软件中, 以 TB、座椅蒙皮模型为基础, 自动抽取声腔, 声腔的网格尺寸为 40 mm, 座椅蒙皮的网格尺寸为 30 mm, 因 TB 中部分内饰件是通过集中质量来表达的, 有些内板存在较大的孔洞, 因此在抽取声腔之前必须将这些大于 30 mm 的孔洞填补, 以保证抽取准确完整的声腔.

2.1.1 NTF 计算结果统计

根据 A 车型开发商提供的 NTF 目标值, 车身加

载点主方向声压级不得高于 60 dB, 非主方向不得高于 65 dB. 统计得到的问题点见表 1, 描述了驾驶员右耳及右后乘客左耳在某些加载点下声压级未达标情况.

表 1 A 车型 NTF 问题点统计

Tab. 1 Statistics of A vehicle's NTF problem points

激励点	不同激励方向时问题点的声压级/dB			
	驾驶员右耳		右后乘客左耳	
	Y	Z	Y	Z
右后减震器	65.0	-	67.0	-
右悬置	-	-	-	60.3
连杆左前上	60.2	-	-	-
连杆左后	-	69.2	-	68.2
连杆右后	-	69.1	-	68.7

注: 表中“-”表示非问题点.

右后减震器接附点 Y 向激励时, 驾驶员右耳及右后乘客左耳声压级在 135 Hz 和 162 Hz 附近处存在峰值, 并超出目标值. 在相同激励点相同频率条件下, 计算所有响应板件的 ERP 之和, 对比 ERP 与 NTF 峰值, 在问题点处趋势相同(图 3).

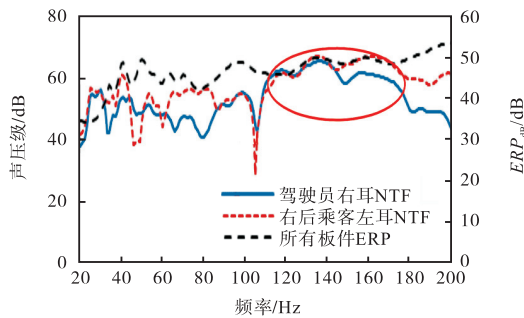


图 3 A 车型右后减震器接附点 Y 向激励响应

Fig. 3 Y directional excitation response of the attachment point of the right rear damper to A vehicle

连杆左后、右后接附点 Z 向激励时, 驾驶员右耳与右后乘客左耳在 150 Hz 附近存在峰值, 与同激励点作用下 ERP 计算峰值对应, 见图 4 和图 5.

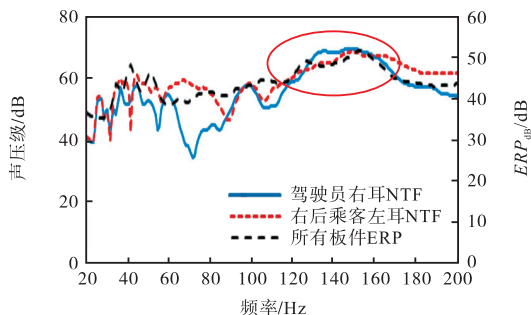


图 4 A 车型连杆左后接附点 Z 向激励响应

Fig. 4 Z directional excitation response of the attachment point of the left rear link bar to A vehicle

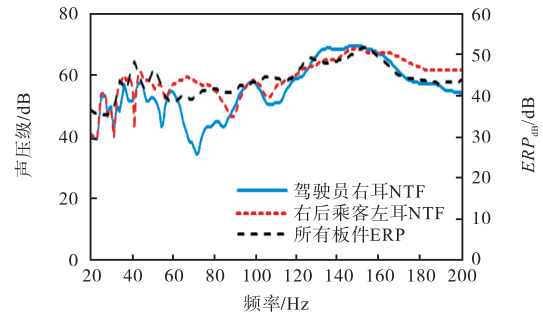


图 5 A 车型连杆右后接附点 Z 向激励响应

Fig. 5 Z directional excitation response of the attachment point of the right rear link bar to A vehicle

由图 3—图 5 可以看出, 在部分加载点作用下白车身板件的 ERP 问题体现出了 TB 车身的 NTF 问题. B、C 车型的研究过程同 A 车型, A 车型 NTF 的问题点共 6 个, 其中有 3 个问题点与板件的 ERP 一致; B 车型的 NTF 问题点有 8 个, 其中有 5 个问题点与板件的 ERP 一致; C 车型的 NTF 问题点共有 15 个, 其中有 8 个问题点与板件的 ERP 一致. 因此, 3 种车型超过 50% 的 NTF 问题点与白车身阶段板件的 ERP 一致.

2.1.2 ERP 评价目标设定

白车身是决定整车性能的关键结构, 本文总结 3 种车型的 ERP 及 NTF 分析结果, 提出白车身阶段的 ERP 目标值. 多种车型 ERP 分析结果显示, 每个单位激励下每块板件的 ERP 分析结果均在一定的范围内. 针对特定频率下驾驶员右耳及右后乘客左耳声压级未达标情况, 找出相应频率下 ERP 贡献量最大的板件, 图 6 给出了当连杆右后接附点 Z 向激励时, 150 Hz 附近 ERP 贡献量最大的板件.

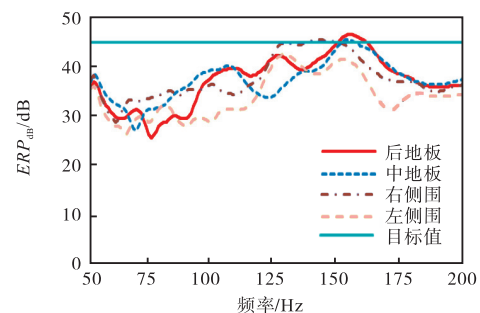


图 6 A 车型连杆右后接附点 Z 向激励地板及侧围的响应

Fig. 6 Z directional excitation response to the floor and side wall of the attachment point of the right rear link bar to A vehicle

A 车型连杆右后 Z 向激励时, 10 种板件的 ERP 之和在某一频率范围内过大导致对应激励点下乘员耳边的声压级超标. 为了确定优化方向, 需要分别计

算 10 种板件的 ERP 贡献量. ERP 贡献量较大的板件包括: 后地板、中地板、右侧围、左侧围. 又根据第 1 节 3 种车型每块板件的 ERP 计算结果可设定 ERP 目标值为 45 dB, 对高出设定目标值的板件进行结构优化.

3 优化验证

计算 A 车型白车身模态, 确定结构的薄弱位置, 为后续的优化提供参考^[7]. 查看频率在 150 Hz 附近中地板及后地板的局部变形情况(图 7), 根据变形情况进行结构优化.

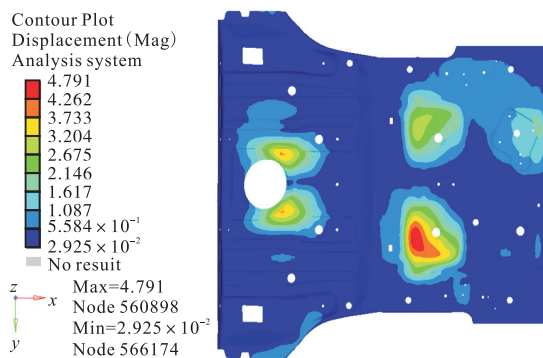


图 7 中地板、后地板模态云图

Fig. 7 Model of the middle floor and rear floor

由等效辐射声功率 ERP 的计算公式可知, ERP 与单元面积和单元法向速度有关, 为了降低车身的 ERP, 只需减小单元面积或者降低单元的法向速度. 通过降低 10 块响应板件的面积降低 ERP 的方案不宜采用, 可通过优化激励点位置结构及响应板件的结构达到降低 ERP 的目的^[8]. 优化方案如图 8 所示, 将中地板纵梁向 X 反方向平移 170 mm, 增加 2 个厚度为 0.8 mm 的横梁.

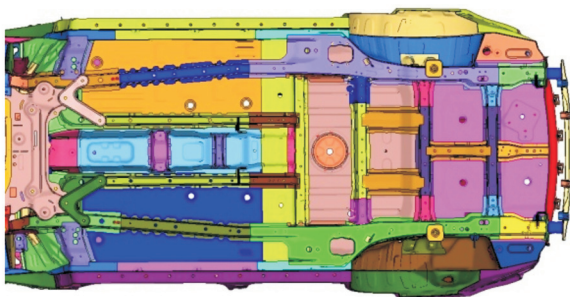


图 8 结构优化方案

Fig. 8 Structure optimization

在连杆右后接附点 Z 向激励下, 将白车身结构优化前后中地板 ERP 响应效果与 TB 车身结构优化

前后 NTF 响应效果对比, 结果见图 9. 中地板 ERP 频率在 150 Hz 附近峰值降低约 2 dB, 驾驶员右耳响应的声压级降低约 4 dB, 且满足目标要求, 验证了优化方案的效果.

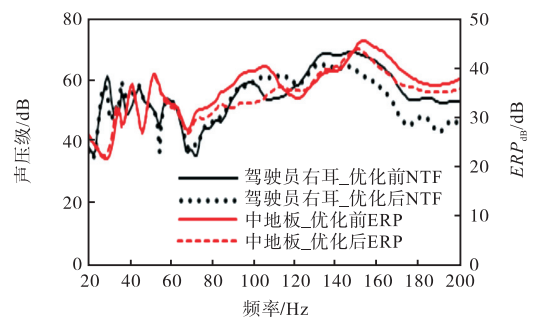


图 9 ERP 和 NTF 结构优化效果

Fig. 9 Effect of structure optimization on ERP and NTF

4 结 语

本文通过 Hypermesh 软件对 3 种车型的白车身进行 ERP 前处理, 对 TB 车身进行 NTF 前处理, 使用 Nastran103 求解器进行求解计算, 在 Hyperview 中进行后处理, 根据驾驶员右耳及右后乘客左耳未达标的声压级, 对比相同激励下 ERP 的峰值, 发现在特定频段内超过 50% 的 NTF 问题点与 ERP 的峰值一致, 因此在汽车 NVH 开发前期对白车身进行 ERP 分析, 部分问题点可反映出后期的 NTF 问题.

根据每款车的等效辐射声功率的范围, 提出 ERP 评价标准, 并归纳统计出现峰值频率下对 ERP 贡献量最大的板件, 为新车型的开发提供参考.

最后对 A 车型的连杆右后接附点 Z 向激励时 ERP 的峰值进行结构优化, 并对比相同方案时的 NTF 响应效果, 发现优化后的 ERP 峰值有所下降的同时驾驶员右耳处的声压级也有所下降.

研究表明, 在白车身阶段分析板件表面辐射声功率并优化是控制噪声传递函数的有效手段, 减少了后期的 NTF 分析优化的时间.

参考文献:

- [1] 詹樟松, 杨正军, 刘兴春. 汽车动力传动系统参数优化设计和匹配研究[J]. 汽车技术, 2006(3): 17-12.
- [2] Balasubramanian M, Shaik A. Optimizing body panels for NVH performance[J]. SAE International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 2015, 8(3): 948-955.

(下转第 78 页)