

基于 ANSA 的电动汽车车身 NVH 性能分析

李春阳, 吴芷红*

山东交通学院汽车工程学院, 山东 济南 250357

摘要:为提高电动汽车车身结构的噪声、振动、声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能,基于 ANSA 平台,构建某电动汽车内饰车身结构有限元模型,合理设定典型激励点位置,仿真分析关键响应点(座椅安装点、方向盘)的振动传递函数(vibration transfer function, VTF)峰值响应情况。仿真结果表明:各响应点的 VTF 峰值均满足设计要求,车身内饰结构在当前布置与连接条件下对振动传递具有良好的衰减效果。该研究可为电动汽车车身 NVH 性能的虚拟验证提供参考,具备较高的工程应用价值。

关键词:电动汽车;NVH;ANSA;VTF

中图分类号:U469.72;U461.4

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)04-0064-05

引用格式:李春阳,吴芷红.基于 ANSA 的电动汽车车身 NVH 性能分析[J].内燃机与动力装置,2025,42(4):64-68.

LI Chunyang, WU Zhihong. NVH performance analysis of electric vehicle body based on ANSA[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025,42(4):64-68.

0 引言

随着新能源汽车产业的快速发展,消费者对整车舒适性提出了更高要求,噪声、振动、声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能成为衡量电动汽车品质的重要指标之一^[1]。

电动汽车因动力系统变革, NVH 性能的研究重点已从传统内燃机车辆的低频振动抑制转向电机系统特有的高频噪声与振动问题,且因背景噪声降低,对细节声学品质的要求更为严格。胡松明等^[2]通过调校某纯电动汽车减振器优化其 NVH 性能。潘庆龙等^[3]建立某款电动商用车驾驶室和声腔有限元模型,以底盘左、右前减振器安装点为激励点,驾驶员右耳处为响应点,进行噪声传递函数分析和声腔模态分析,并与车辆标准声压级对比。程楷博等^[4]采用 ANSA、HyperMesh 软件分别建立车辆内饰车身模型和驾驶室声腔模型,并通过 HyperMesh 实现两个模型耦合联接,完成声腔模态分析和噪声传递函数分析。郝耀东^[5]基于悬架系统与汽车底盘 NVH 的关联性能研究,建立了汽车悬架系统多体刚-柔耦合模型和车身有限元声-固耦合模型,通过多体动力学模型关键硬点力分析和有限元模型传递函数分析,对汽车振动和车内噪声环境进行了分析和预测,并对整车 NVH 性能进行优化。张明等^[6]以汽车三大噪声振动源为出发点,研究噪声及振动的产生、传播路径及接受体,从内饰声学包装角度对车辆实施隔音、吸音降噪处理。刘素林等^[7]以某四驱 SUV 为研究对象,利用 HyperMesh 建立内饰车身(trimmed body, TB)模型、声腔模型以及声-固耦合模型,分析噪声传递函数,利用节点贡献量、工作变形模态和连接点动刚度的分析结果找出导致关键连接点噪声超标的原因,对这些连接点进行优化并验证,最终使噪声满足设计目标,在设

收稿日期:2025-04-25

基金项目:教育部 2020 年产学研合作协同育人项目(202002147007)

第一作者简介:李春阳(1999—),男,山东泰安人,硕士研究生,主要研究方向为汽车有限元分析,E-mail:15065815689@163.com。

* **通信作者简介:**吴芷红(1973—),男,山东菏泽人,副教授,主要研究方向为车辆轻量化设计和 CAE 分析,E-mail:wuzh@sdjtu.edu.cn。

计阶段有效避免了 NVH 问题。

本文中以某电动汽车内饰车身结构为研究对象,基于 ANSA 完成振动传递函数(vibration transfer function, VTF)的计算与分析,有效预测车身结构振动响应,为整车 NVH 性能的前期优化提供可行的虚拟仿真路径。

1 TB 有限元模型

1.1 车身网格划分

在电动汽车 NVH 性能仿真中,有限元模型的网格划分质量对后续模态分析与频响特性计算的准确性起决定性作用。某电动汽车为纯电微型车,两门四座,本文中以电动汽车内饰车身为研究对象,建立适用于声振分析的高质量的 TB 有限元模型。

原始几何模型由 CAD 软件导出,导入 ANSA 后对模型进行拓扑清理,包括面片缝合、冗余面删除、自由边修复等,保证几何连续性与封闭性。为兼顾仿真精度与计算效率,对细小特征(如螺丝孔、卡扣槽)进行适当简化处理^[8]。

网格划分完毕后,TB 有限元模型 2D 壳网格数为 867 294,三角形网格数为 41 604,三角形网格数占 2D 网格数的 4.8%;3D 实体网格数为 291 012,总节点数为 1 035 757。该模型以壳单元为主体,三角形单元比例较低,主要用于几何曲面过渡区域,有效保证了整体模型的计算效率和精度。内饰车身 TB 有限元模型如图 1 所示。

1.2 网格质量检查

TB 有限元模型的网格尺寸和网格质量要求为:外部板件划分尺寸为 8 mm×8 mm,内部板件划分尺寸为 6 mm×6 mm;网格质量要求纵横比不大于 3,雅可比不小于 0.6,网格最小高度不低于 2 mm,四边形最大角为 130°,四边形最小角为 45°,三角形最大角为 120°,三角形最小角为 30°,歪斜度不大于 60°,翘曲度不大于 15°。划分后的网格尺寸及网格质量满足计算要求。

1.3 建立连接

电动汽车车身 NVH 仿真建模过程中,结构连接建模是保证计算结果准确性的关键环节。合理的连接方式可有效传递载荷、还原真实结构刚度,对模态特性和频响响应影响显著。本文中,针对焊点、螺栓连接及粘胶连接等车身主要连接,分别采用不同类型的有限元单元建模^[9]。

焊点采用自动接触网格(auto contact mesh, ACM)点焊单元模拟,该方法基于主流求解器(如 Nastran)的 ACM 单元功能,通过刚性粘结算法将焊点区域的上、下壳单元进行耦合连接,准确再现实际焊接接头的局部高刚度特性。这种建模方式既能保证计算效率,又能有效捕捉焊点周边的应力集中现象。对部分小段焊缝连接区域,也采用等效的 RBE2 刚性连接方法近似模拟,简化模型。

针对装配式结构的螺栓连接(如副车架、车身加强件等关键传力部件),采用 RBE2 刚性单元进行标准化模拟,RBE2 单元的主节点设于连接中点,从节点连接至相邻结构面上的壳单元节点,该方法通过多点约束建立主从节点间的刚性连接关系,能准确反映螺栓预紧力作用下的结构刚度特性,同时保证计算效率。

针对仪表台支撑结构、门槛加强板等部位,部分覆盖件之间通过结构粘胶连接,采用 Adhesives 单元进行模拟,该单元具有有限刚度属性,能够真实模拟胶层在法向与切向的粘结力及其中、高频声振传递的调制作用^[10]。焊点、螺栓、粘胶的连接方式如图 2 所示。

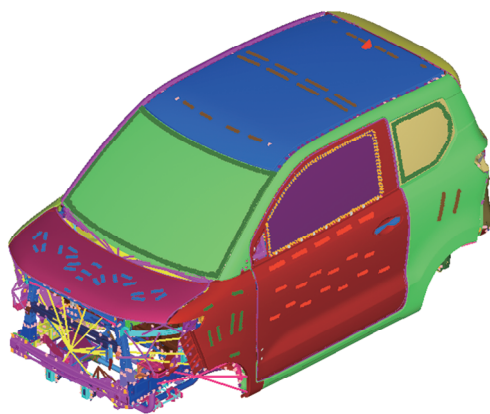


图1 内饰车身 TB 有限元模型

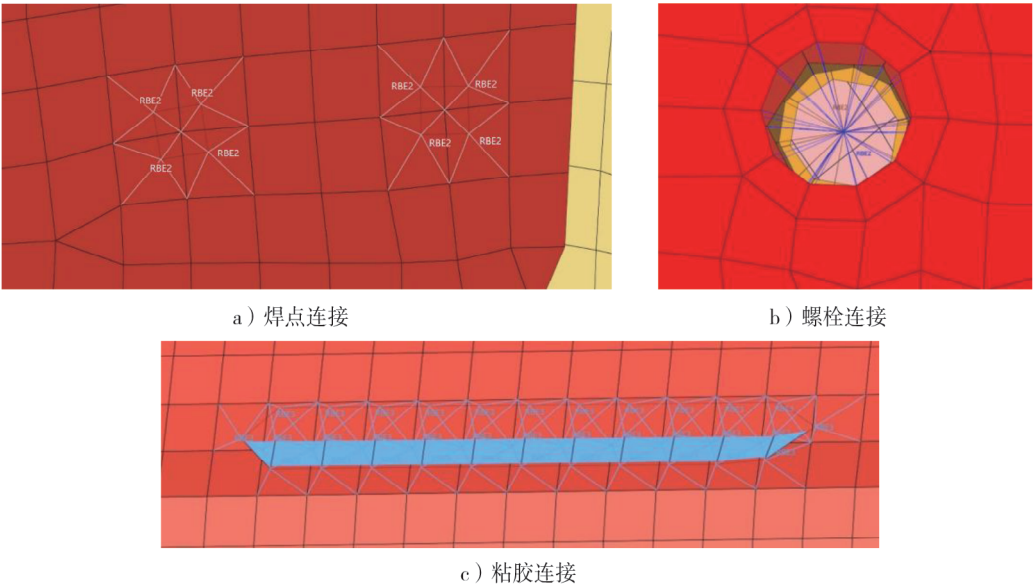


图 2 焊点、螺栓及粘胶的连接形式

1.4 材料属性

本文中参考材料手册及实际车型数据,对车身主要构件赋予合理的材料属性,所有材料均假设为各向同性弹性材料。内饰车身材料参数如表 1 所示。

表 1 内饰车身材料参数

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(t·m ⁻³)	材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(t·m ⁻³)
钢	206 800	0.30	7.85	点连接材料	206 800	0.30	1.00×10 ⁻¹¹
铝合金(ADC12)	70 000	0.33	2.70	玻璃	69 000	0.35	2.70
胶粘剂	50	0.49	1.20				

2 VTF 分析

各子系统与车身结构为机械连接,其产生的振动能量经连接点传导至车身骨架,最终由车身传递至驾乘人员可直接感知的部位,包括方向盘、座椅、地板等关键触觉反馈区域。这种振动传递路径使得车身关键连接点的激励特性与驾乘人员感知部位的振动响应之间形成了明确的传递函数关系,该传递特性(即 VTF)不仅反映了车身结构的动态特性,更成为 NVH 性能优化的重要研究参数和工程改进目标^[11]。

2.1 VTF 理论

激励源直接作用在车身上,振动波在车内梁件和板件等传递,最后传递到方向盘、座椅等驾乘人员可以感知的部位。VTF 为驾驶室内响应点振动响应和激励点激励的比,表示激励对车内产生振动情况的传递过程^[12],计算式为:

$$V_i(\omega) = H_i^{VF}(\omega)f_i(\omega) ,$$

式中: $V_i(\omega)$ 为第 i 个输出点的振动响应频谱, $H_i^{VF}(\omega)$ 为从激励点到第 i 个响应点的频率响应函数, $f_i(\omega)$ 为输入激励力频谱。

2.2 振动传递函数计算与分析

2.2.1 激励点设置

为研究车身结构在特定激励下的振动响应特性,本文中选取与电动汽车常见振动源相对应的结构接触点作为激励点。这些激励点是实际行驶过程中所受路面、动力系统 etc 外部扰动的主要传递路径,在振

动特性研究中具有重要地位。在物理试验环节,减振器安装点因其结构特性通常被选作加速度传感器或力传感器的标准测点位置。仿真分析中采用相同的激励点设置,不仅有利于实现试验与仿真数据的直接对标,更能有效验证有限元模型的准确性。当系统在分析频带内呈现线性特性时,其动态响应与激励力幅值之间满足线性关系。基于此线性特性,采用单位激励力输入,即可通过线性叠加原理高效预测实际工况下的系统响应特性^[13]。

本文中,选取左前减振器安装点和右前减振器安装点作为激励点,具体位置如图3所示。

2.2.2 响应点设置

选取主驾驶座椅右后安装点、副驾驶座椅左后安装点、方向盘的3点和12点位置作为响应点,即人体能感受到振动的部位(人体与车直接接触位置);激励点与白车身原点动刚度分析的激励点相同,每个激励力包括 x 、 y 、 z 3个激励方向,引起3个方向的响应^[14]。响应点位置如图4所示,其编号和位置如表2所示。

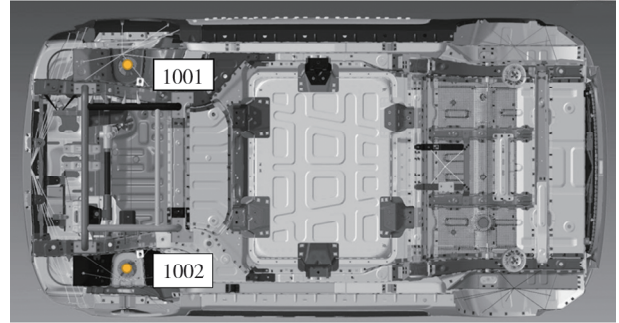


图3 激励点位置

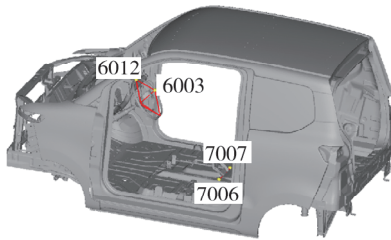


图4 振动传递函数(VTF)分析响应点位置

表2 响应点编号和位置

编号	位置
6003	方向盘3点
6012	方向盘12点
7006	主驾驶座椅右后安装点
7007	副驾驶座椅左后安装点

参考相关车型及企业规定,将主、副驾驶座椅安装点处VTF的最大阈值设为 $100 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$ 。方向盘属于悬臂结构的末端,受到激励时,其振动响应更为显著,因此将方向盘VTF最大阈值设定为 $200 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$,以满足结构合理性与舒适性需求。方向盘及座椅VTF峰值如表3所示。

表3 方向盘和座椅VTF峰值 单位: $\text{mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$

激励点	方向	方向盘VTF峰值			座椅VTF峰值		
		3点	12点	阈值	主驾右后	副驾左后	阈值
左前减振器	x	33.18	66.13	<200	4.21	4.15	<100
	y	85.23	88.33		7.11	7.02	
	z	70.25	34.81		15.23	16.17	
右前减振器	x	51.29	64.88		3.83	5.17	
	y	105.44	109.24		7.04	7.63	
	z	60.31	32.31		15.95	18.43	

由表3可知:在左前减振器激励下,方向盘3点和12点的 y 向VTF峰值均最大,分别为 85.23 、 $88.33 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$,主驾驶座椅右后和副驾驶座椅左后的 z 向VTF峰值最大,分别为 15.23 、 $16.17 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$,均小于方向盘VTF最大阈值;在右前减振器激励下,方向盘3点和12点的 y 向VTF峰值均最大,分别为 105.44 、 $109.24 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$,主驾驶座椅右后和副驾驶座椅左后的 z 向VTF峰值最大,分别 15.95 、 $18.43 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$,均小于座椅VTF最大阈值。

3 结论

基于 ANSA 平台构建某电动汽车车身结构的有限元仿真模型,计算激励点与响应点之间的振动传递函数,评估车身在特定激励条件下的声振响应特性。仿真结果显示,方向盘和座椅的 VTF 峰值均小于相应 VTF 阈值,车身结构对激励能量具有良好的抑制能力,振动传递特性符合 NVH 性能设计要求。同时,关键结构连接件(如焊点、螺栓、粘胶)对振动衰减效果显著,提高了整体结构刚度与响应稳定性。

参考文献:

- [1] 薛亮,黄森.汽车 NVH 技术研究现状与展望[J].汽车零部件,2013(5):78-81.
- [2] 胡松明,李航,刘水生,等.基于纯电动汽车 NVH 性能优化的实车减振器调校[J].汽车测试报告,2024(14):155-157.
- [3] 潘庆龙,吴芷红.某电动商用车驾驶室 NVH 性能分析[J].内燃机与动力装置,2024,41(1):99-104.
- [4] 程楷博,钟兵,吴芷红.基于 HyperMesh 的乘用车驾驶室 NVH 性能分析[J].内燃机与动力装置,2024,41(2):53-58.
- [5] 郝耀东.基于悬架系统的汽车 NVH 性能研究[D].长沙:湖南大学,2013.
- [6] 张明,冯策,刘伟,等.汽车内饰 NVH 性能分析及研究[J].汽车实用技术,2019,44(19):138-143.
- [7] 刘秦林,席向军.某四驱 SUV 内饰车身 NTF 分析及优化[J].机械工程师,2025(3):110-118.
- [8] 陈饶.某新型乘用车 NVH 性能分析及其优化研究[D].重庆:重庆交通大学,2023.
- [9] 陈守佳.某乘用车车身 NVH 性能分析与结构优化[D].青岛:青岛理工大学,2021.
- [10] 张磊.镁质车体前端设计开发及 NVH 性能优化研究[D].杭州:浙江大学,2014.
- [11] 许亚雄.基于传递路径分析的某 SUV 结构噪声优化方法研究[D].郑州:郑州轻工业大学,2024.
- [12] 肖斌.某 SUV 车身 NVH 性能仿真及多目标优化研究[D].天津:天津科技大学,2021.
- [13] 黄海波.基于系统目标决策的汽车 NVH 设计理论与方法研究[D].成都:西南交通大学,2017.
- [14] JADHAV P M, WAGHULDE K B, BHORTAKE R V. Test and CAE vibration results correlation and isolator design for improvement of car door vibrations[J]. International Journal on Interactive Design and Manufacturing(IJIDeM), 2025, 19(7): 5171-5184.

NVH performance analysis of electric vehicle body based on ANSA

LI Chunyang, WU Zhihong*

School of Automotive Engineering, Shandong Jiaotong University, Jinan 250357, China

Abstract: In order to enhance the noise, vibration, and harshness (NVH) performance of the interior body structure of electric vehicles, a finite element model of the interior body structure of a certain electric vehicle is established based on the ANSA platform. Typical excitation points are scientifically positioned, and the peak response of the vibration transfer function (VTF) at key response points (seat mounting points, steering wheel) is simulated and analyzed. The simulation results show that the peak VTF values at each response point meets the design requirements, and the interior structure exhibits good attenuation effect on vibration transmission under the current layout and connection conditions. This research provides technical support for the virtual verification of NVH performance of electric vehicle bodies and holds significant engineering application value.

Keywords: electric vehicle; NVH; ANSA; VTF

(责任编辑:臧发业)