

某电动汽车正面碰撞安全性能仿真分析

廖伟,王金波*,张卫海,杜庭炜

山东交通学院汽车工程学院,山东 济南 250357

摘要:为准确评价车辆正面碰撞过程中的安全性能,以某汽车为例,采用 CATIA 建立整车几何模型,ANSA 进行模型前处理,LS-DYNA 进行求解计算,HyperView 进行模型后处理及数据分析,仿真分析该车正面碰撞试验过程中前防撞梁、吸能盒、前纵梁总成、前围板及电池包的变形。结果表明:左右两侧 B 柱最大加速度分别为 $67.325g$ (g 为自由落体加速度)、 $62.213g$,均符合标准中两侧最大加速度不超过 $72g$ 的要求;吸能盒最大吸能处位于前端,其最大位移为 465.281 mm ,有效吸收碰撞能量;前纵梁总成吸收 21 kJ 的能量,约占总碰撞能量的 27% ,吸能效果良好;前围板最大变形为 24.80 mm ,未侵入乘员舱,保障驾乘人员安全;电池包支架最大变形为 0.17 mm ,小于材料变形阈值(0.20 mm),满足评价要求。

关键词:正面碰撞;安全性能;B 柱加速度;变形

中图分类号:U461.91

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)03-0072-06

引用格式:廖伟,王金波,张卫海,等.某电动汽车正面碰撞安全性能仿真分析[J].内燃机与动力装置,2025,42(3):72-77.

LIAO Wei, WANG Jinbo, ZHANG Weihai, et al. Simulation analysis of frontal collision safety performance for an electric vehicle[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025,42(3):72-77.

0 引言

随着汽车工业蓬勃发展和汽车人均保有量不断增加,汽车碰撞事故的发生概率逐渐增大。截至 2023 年底,全国机动车保有量为 4.35 亿辆;2023 年我国共发生 254 738 起交通事故,造成 6 万多人死亡,直接经济损失高达 11.8 亿元^[1]。汽车碰撞事故中,正面碰撞事故发生率较高,约占所有碰撞事故的 40%,给驾乘人员生命和财产安全带来了极大隐患^[2]。

为提高汽车碰撞特别是正面碰撞时汽车的安全性能,保障人们生命财产安全,国内外学者对汽车正面碰撞安全性进行了深入研究:Mayer 等^[3]采用有限元仿真分析了正面碰撞过程中车身部件特点,提出将车身加速度及 B 柱变形作为分析碰撞性能的主要指标;Liang 等^[4]关注车辆关键部件,简化建模方法,仿真分析了不同碰撞模式(100%正面碰撞、小重叠碰撞及 40%偏置碰撞)下车身性能差异,发现简化模型与完整车辆模型在关键指标(如车身变形模式、防火墙侵入、发动机舱位移及 B 柱加速度响应等)的差异不超过 5%,验证了简化模型的工程适用性;陈灿^[5]针对前纵梁材料、A 柱焊点位置及加强筋壁厚,利用正交试验设计法优化前纵梁结构,结果显示优化后的前纵梁结构吸能特性相比于优化前更好;刘翔等^[6]利用 HyperWorks 建立了车辆正面碰撞有限元模型,并提取车身加速度、前围板变形、A 柱顶端塑性铰转角等指标,综合评估了车辆正面碰撞安全性能;潘磊等^[7]基于前纵梁在碰撞工况下的典型失效模式,分析了

收稿日期:2025-03-24

基金项目:教育部产学研合作协同育人项目(202002239015)

第一作者简介:廖伟(1999—),男,湖北恩施人,硕士研究生,主要研究方向为车辆有限元分析,E-mail:1255786981@qq.com。

*通信作者简介:王金波(1979—),男,山东临朐人,副教授,主要研究方向为车辆动力学及其控制,E-mail:wangjibo370724@163.com。

结构参数对能量吸收特性的影响,提出了前纵梁结构的梯度优化设计方案,实现车辆分段式吸能,提高了汽车碰撞安全性。

电动汽车整车碰撞中,车身前部吸能部件(如纵梁、副车架)和底盘框架通过变形吸收部分碰撞能量,降低传递到电池包的冲击载荷,但在电动汽车碰撞性能分析过程中,主要关注各部件变形,而忽略了电动汽车对电池包的影响。本文中以某电动汽车为例,搭建整车正面碰撞模型,基于正面完全重叠刚性壁障碰撞试验,仿真分析该电动汽车各部件变形及电池包受损情况,全面评价车辆正面碰撞安全性能。

1 整车模型搭建与可靠性分析

1.1 整车正面碰撞有限元模型搭建

采用 CATIA 建立车辆几何模型并导入 ANSA 进行前处理,按照装配结构进行网格划分,定义各零部件的材料、属性等,并建立部件间的连接关系,施加边界条件、约束条件后导入 LS-DYNA 进行分析计算,验证模型可靠性,若模型可靠,直接输出结果并对其进行后处理分析;若模型不可靠,采用 ANSA 重新处理模型参数直至模型通过可靠性验证。整车正面碰撞有限元模型建立过程示意如图 1 所示。

文献[8]研究表明,整车碰撞过程时长为 120 ms,根据文献[9]要求,本文中仿真模拟正面完全重叠刚性避障碰撞试验时,设置碰撞速度为 55 km/h,碰撞过程时长为 120 ms,自由落体加速度 g 为 9.81 m/s^2 。

1.2 网格划分

几何模型精准度直接影响有限元仿真结果精度。网格数越多,模型越准确,计算越复杂。简化非关键部件(如电控系统、冷却管路、悬挂机构等)的几何细节,可显著节约计算资源^[10]。但网格划分阶段必须生成高质量单元网格,避免因网格缺陷导致仿真结果失真。考虑汽车结构特性的差异,钣金件采用 Shell181 单元,网格尺寸为 10 mm,局部碰撞关键区网格尺寸加密至 5 mm,实体结构采用 Solid185 单元划分^[11-12],网格划分后的整车网格模型如图 2 所示。

1.3 材料参数设置

本文中模型材料主要为 DP600、A356-T6 等弹塑性材料,前保险杠采用 PP-T200 线弹性材料。对于塑料、橡胶等其他零部件,选择适当的材料进行模拟。

1.4 接触设置

两个接触的网格表面彼此紧贴且存在力的相互传递,若两个接触的网格没有界定接触类型,表面可能发生相互干涉和穿透,作用力不能传递,造成仿真失真^[13]。因此,定义精确的接触类型(如单面接触、面面接触和点面接触)可保证碰撞过程数值模拟的准确性,提高仿真结果的可信度。

1.5 连接设置

建立有限元模型时,各部件间主要采用螺栓、焊点、粘胶等方式连接,本文中采用 RBE2 单元模拟孔与孔间的螺栓连接,使用 SPOT 单元模拟各部件间的焊点连接,采用实体单元和 RBE3 单元模拟粘胶连接^[14]。

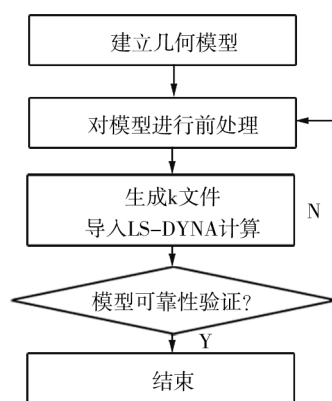


图1 有限元模型建立过程示意图

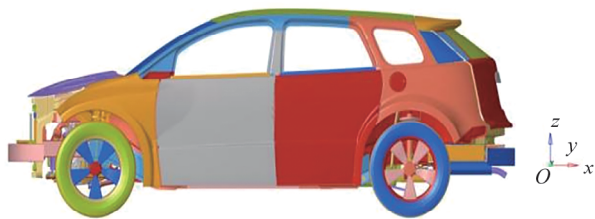


图2 整车网格模型

1.6 刚性墙设置

根据文献[9]要求,仿真模拟过程中,在车辆正前方建立刚性接触面替代实际碰撞试验中的固定刚性壁障。LS-DYNA 中的刚性墙为无限延伸的平面,刚性墙位置影响计算效率。为确保接触判定的准确性,且有效减少不必要的计算量,本文中设置刚性墙位置在距前保险杠最前端 1 mm 处。

1.7 可靠性分析

碰撞模型建立后,从整车质量守恒、沙漏能与总能量的比、整车总能量守恒 3 方面分析验证模型可靠性^[15]。

为确保整车碰撞仿真分析时的稳定性,LS-DYNA 通过数学算法,自适应调整部分部件质量。但系统自动补偿的质量增量超过整车质量的 5%时,会破坏仿真系统总能量平衡,显著降低计算结果可靠性^[16]。因此,在工程实践中将质量增幅的 5%作为判定仿真结果准确性的临界阈值。

利用 HyperView 软件分析整车碰撞时增加质量与整车质量的比 k ,结果如图 3 所示。由图 3 可知: k 约为 3.2%,满足不大于 5%的要求,此模型满足质量守恒要求。

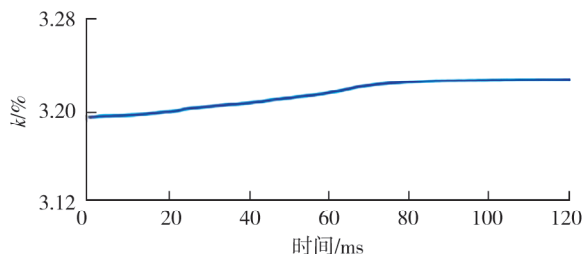


图 3 增加质量与整车质量的比

模型积分点数不足易导致沙漏现象,即计算出的模型形状从物理意义上无法实现。通常沙漏现象无刚度,网格结构呈锯齿状,使模型计算精度及可靠性降低^[16]。

当沙漏能与系统总能量的比小于 5%时,可有效保证仿真模型的可靠性与精度。整车碰撞仿真分析中,沙漏现象难以完全消除,但可以采用缩减积分法减少沙漏现象对仿真结果的影响,同时可以简化计算过程,提高效率。

碰撞过程总能量包括内能、动能、滑移能与沙漏能,虽然碰撞仿真过程中涉及多种能量形式转换,但整个碰撞过程中系统总能量守恒。在碰撞过程仿真模拟计算中会出现能量波动,但若总能量波动小于 5%,即可认为仿真结果满足能量守恒条件,计算模型可靠^[17]。

整车碰撞过程中能量变化如图 4 所示。由图 4 可知:沙漏能占比为 1.05%,满足要求;碰撞过程中能量曲线较为平滑,符合能量守恒;动能和内能在能量转换过程基本呈现镜像关系,满足仿真结果可靠性要求。

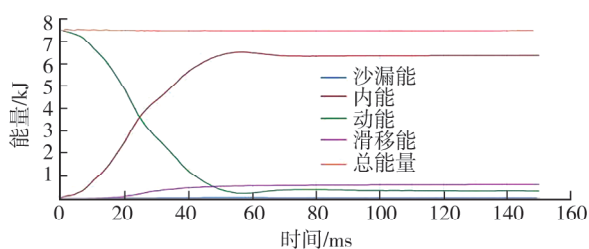
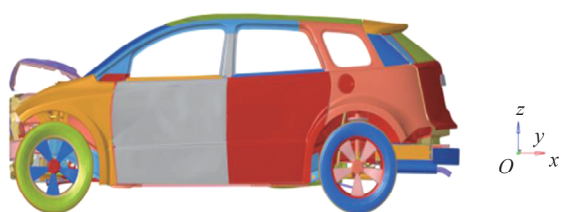


图 4 能量变化曲线

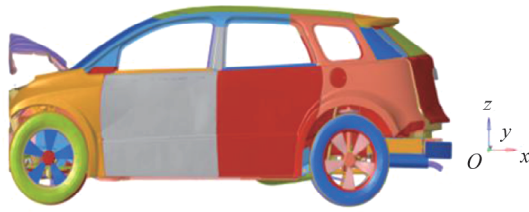
2 整车正面碰撞结果分析

2.1 整车变形分析

为呈现完整碰撞动态响应过程,本文中选取碰撞时刻为碰撞后第 30、60、90、120 毫秒进行整车碰撞分析,不同碰撞时刻,整车变形图如图 5 所示。



a) 碰撞后第30毫秒



b) 碰撞后第60毫秒

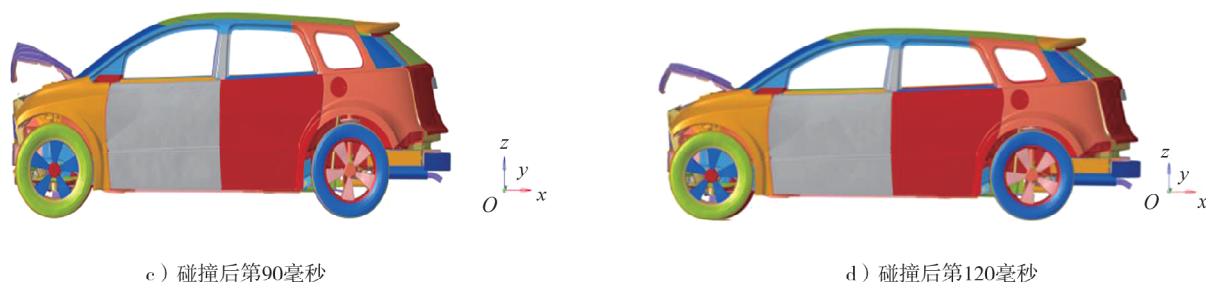


图5 碰撞过程不同时刻的整车变形图

由图5可知:整车碰撞时刻为碰撞后第30毫秒时,碰撞冲击集中于车辆前端,前发动机舱盖因挤压作用撑开,前保险杠作为核心吸能部件出现明显变形和损伤;整车碰撞时刻为碰撞后第60毫秒时,发动机舱区域完全压溃,前轮胎与刚性壁障发生接触,前纵梁吸能盒及纵梁主体均变形,同时A柱上端出现轻微折弯,导致门框结构联动变形;整车碰撞时刻为碰撞后第90毫秒时,整车进入回弹阶段,尾部轻微上翘,此时车辆出现最大形变;整车碰撞时刻为碰撞后第120毫秒时,车辆与刚性壁障开始分离,直至车辆达到稳定状态。

2.2 B柱加速度分析

整车碰撞过程中,B柱下端结构稳定性较高,不易发生形变,有利于监测整车加速度曲线,能较好地反映乘员舱所承受的冲击载荷强度。设置左、右B柱下端与底板梁交界处为测量点,其对应的左、右两侧B柱加速度曲线如图6所示。

由图6可知:B柱左、右两侧加速度基本一致,碰撞时刻约为碰撞后第100毫秒时,加速度最小;左、右侧B柱最大加速度分别为67.325g、62.213g,均满足加速度不超过72g的要求^[18];左、右两侧最大加速度均出现在碰撞后第65毫秒时,两条加速度曲线峰值较小且走势平稳,表明乘员所受冲击较小、碰撞时加速度变化稳定,该车在正面碰撞时能有效保护乘员的生命安全。

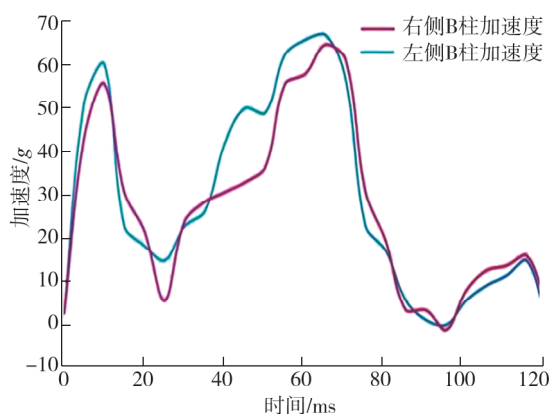


图6 B柱加速度曲线

2.3 主要吸能部件变形分析

车辆整个碰撞过程中,前防撞梁、吸能盒、前纵梁总成、前围板共同作用,吸收碰撞能量。主要碰撞过程为:1)车辆碰撞初始阶段,前防撞梁作为第一道吸能屏障,通过塑性变形吸收并转化部分动能^[19];2)随着碰撞持续,防撞梁因充分变形完成吸能任务后,前吸能盒通过溃缩变形模式进一步耗散剩余能量,发挥缓冲作用,有效降低碰撞对车体结构的冲击,前防撞梁和吸能盒协同变形耗散碰撞能量;3)车身前部结构前纵梁总成通过塑性变形发挥作用,吸收能量;4)前围板为发动机舱与车厢之间的隔离部件,可防止废气、高温及噪声向车厢内渗透,通常在前围板设置密封结构和隔热材料^[20],碰撞工况下,前围板还应有较高的强度与刚度,以确保能够有效抵御冲击变形,为乘员提供可靠的安全保障。

电池包的安全性至关重要,直接影响乘员安全、车辆可靠性。在碰撞过程中应分析电池包变形,对车辆碰撞后的安全性能进行全面分析。整车正面碰撞过程中,主要吸能部件(吸能盒、前纵梁、前围板)及电池包变形如图7所示。由图7a)可知:吸能盒最大变形为465.281mm,为前端部位,即该处为最大吸能处,吸能盒有效吸收碰撞能量并减少对车身其他部件的损害。由图7b)可知:前纵梁最大变形为324.6mm,该部件在整个碰撞过程中累计吸收能量为21kJ,占总碰撞能量的27%;碰撞时间为0~90ms时,前纵梁从顶部开始溃缩并逐渐趋于稳定,作为主要吸能部件承担了绝大部分的能量吸收任务。由图

7c)可知:前围板最大变形为 24.80 mm,位于前围板中部,明显小于安全阈值(100 mm)^[9],对乘员造成伤害的风险较小,起到了一定的保护作用。由图 7d)可知:电池包支架最大变形为 0.17 mm,即该处为电池包最大变形处,小于材料变形阈值(0.20 mm)^[9],电池包变形满足要求。

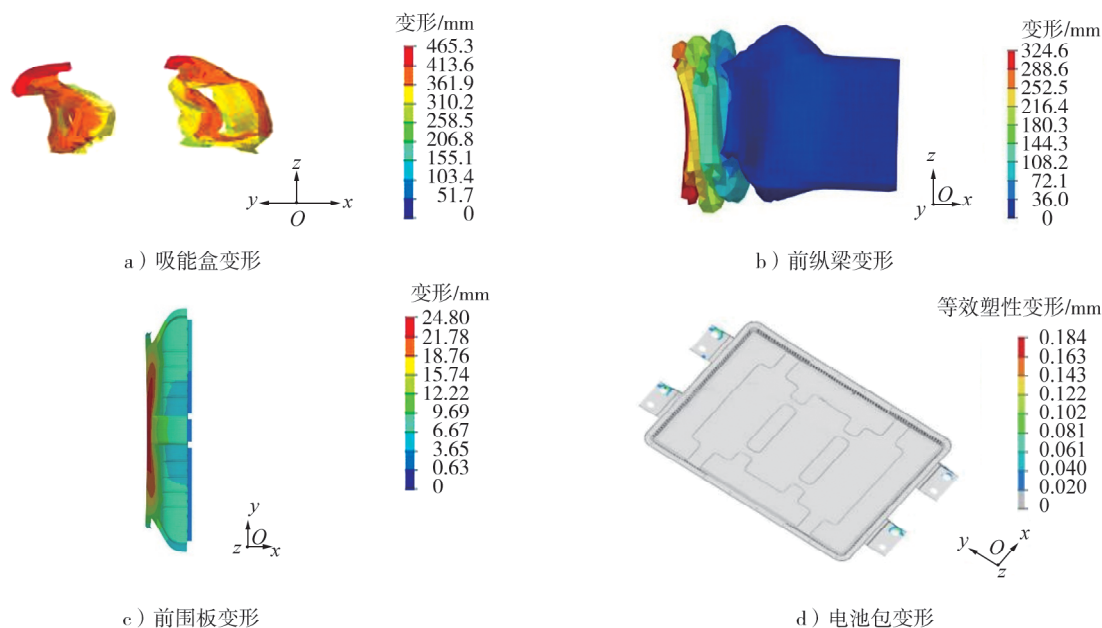


图7 主要吸能部件及电池包变形图

3 结论

本文中采用有限元动态仿真方法,建立了乘用车仿真模型,通过整车质量守恒、沙漏能占比及总能量守恒等验证模型可靠性,并在车速为 55 km/h 时进行正面刚性墙碰撞仿真试验,对各部件进行变形分析,结论如下。

1)左右两侧 B 柱加速度峰值分别为 67.325g、62.213g,均符合 C-NCAP 标准中两侧最大加速度不超过 72g 的要求,表明整车碰撞性能良好。

2)吸能盒与前纵梁在碰撞过程中具有优异的能量吸收特性,有效缓解了冲击载荷。

3)前围板最大变形为 24.80 mm,且未侵入乘员舱,充分保障了驾乘人员的安全。

4)电池包支架最大变形为 0.17 mm,小于材料变形阈值(0.20 mm),电池包变形满足要求。

参考文献:

- [1] 国家统计局. (2024) 交通事故统计[EB/OL]. [2025-02-22]. <https://data.stats.gov.cn/easyquery.htm?cn=C01&zbs=A0S0D01&sj=2024>.
- [2] 陆新元. 基于正面碰撞安全性的汽车轻量化研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2024.
- [3] MAYER R R, LIN C H, WANG J T. Math-based performance evaluation of an experimental car: frontal impact crashworthiness[C]//Proceedings of the ASME 2002 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Montreal, Canada: ASME, 2002.
- [4] LIANG R, LIU X, HU Y Z, et al. An FSRW numerical simplification approach for vehicle frontal crashworthiness analysis[J]. International Journal of Crashworthiness, 2022, 27(6): 1798-1812.
- [5] 陈灿. 某型电动汽车正面碰撞分析与结构优化设计[D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
- [6] 刘翔, 刘俊杰, 罗方赞. 车辆正面碰撞中的耐撞性能仿真分析[J]. 汽车实用技术, 2019, 44(9): 149-152.
- [7] 潘磊, 陈宗渝. 基于陆风某 SUV 车型 50 km/h 100% 正面碰撞仿真分析及验证[J]. 南昌大学学报(工科版), 2015, 37

(2):159-162.

- [8] 李文龙. 纯电动汽车正面碰撞安全性分析与优化[D]. 武汉:武汉理工大学,2013.
- [9] 胡宇尚,宋广文,黄志刚,等. 某车型基于 C-NCAP 2021 版和 2024 版正面 100%刚性壁碰撞工况的对比分析[J]. 时代汽车,2025(7):16-19.
- [10] 周亦辰. 基于自适应高斯过程回归的汽车碰撞可靠性分析与优化设计[D]. 长春:吉林大学,2023.
- [11] 江乐生,刘舒然. 新型电动汽车正面碰撞安全性仿真分析[J]. 民营科技,2018(11):77-78.
- [12] 赵宇,钟兵,吴芷红. 某乘用车正面碰撞仿真分析[J]. 内燃机与动力装置,2024. 41(3):104-108.
- [13] 田雨蒙. 全铝车身电动汽车正面碰撞耐撞性分析及结构优化[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2017.
- [14] 孙倬,宋博. 面向轻量化的某车型正面碰撞安全性研究[J]. 汽车工程师,2023(6):45-48.
- [15] 朱锋明. 某车电动滑移门的结构改进及轻量化设计[D]. 桂林:桂林电子科技大学,2023.
- [16] 郭承敏. 基于正面小重叠碰撞的 A 柱加强件仿真与优化研究[D]. 天津:天津理工大学,2024.
- [17] 姜玉秀. 基于前纵梁优化的乘用车正面碰撞结构耐撞性研究[D]. 桂林:桂林电子科技大学,2023.
- [18] 中国汽车技术研究中心有限公司. C-NCAP 管理规则:附录 A:正面 100%重叠刚性壁障碰撞试验规程(2021 年版)[Z]. 天津:中国汽车技术研究中心有限公司,2021.
- [19] 吴亚萍,秦丽萍,曾乐彬. 基于 CAE 仿真技术的白车身动刚度分析优化[J]. 时代汽车,2021(12):43-45.
- [20] 邢博. 高强度防撞梁耐撞性优化设计及其冲压成形工艺研究[D]. 石家庄:河北科技大学,2023.

Simulation analysis of frontal collision safety performance for an electric vehicle

LIAO Wei, WANG Jinbo^{*}, ZHANG Weihai, DU Tingwei

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

Abstract: In order to accurately evaluate the safety performance of a passenger car during a frontal collision, a geometric model of the vehicle is established using CATIA software, and the model is preprocessed using ANSA simulation software. LS-DYNA solver is used for calculation, and HyperView is used for post-processing and data analysis. The deformation of the front crash beam, energy absorbing box, front longitudinal beam assembly, front wall panel and battery pack during the frontal collision test of the vehicle is simulated and analyzed. The results show that the maximum acceleration of the B-pillars on the left and right sides is $67.325g$ (g is the free fall acceleration) and $62.213g$, respectively, both of them meet the standard requirement that the maximum acceleration on both sides should not exceed $72g$. The maximum energy absorption point of the energy absorbing box is located at the front end, with a maximum displacement of 465.281 mm , effectively absorbing collision energy. The front longitudinal beam assembly absorbs energy of 21 kJ , accounting for approximately 27% of the total collision energy, and has a good energy absorption effect. The maximum deformation of the front panel is 24.80 mm , which does not invade the passenger compartment and ensures the safety of the driver and passengers. The maximum deformation of the battery pack bracket is 0.17 mm , which is less than the material deformation threshold (0.20 mm) and meets the evaluation requirements.

Keywords: frontal collision; safety performance; B-pillar acceleration; deformation

(责任编辑:胡晓燕)