

DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2013.03.019

电动汽车正面碰撞结构耐撞性分析及优化*

葛东东¹, 王秋成^{1*}, 刘卫国², 赵福全²

(1. 浙江工业大学 车辆工程研究所, 浙江 杭州 310014;

2. 吉利汽车研究院 吉利汽车安全技术实验室, 浙江 杭州 311228)

摘要: 针对某电动汽车前机舱吸能不足, 前纵梁后端抗弯性能薄弱等问题, 参照法规及C-NCAP要求, 运用Hypermesh和LS-DYNA软件建立了全宽正面碰撞有限元模型, 并对该电动汽车前机舱进行了耐撞安全性分析。采取了“改变前纵梁内部加强板的位置、并改变相应焊点”的优化措施, 对优化前后的机舱吸能、刚性墙撞击力、车身加速度、前纵梁抗弯性能等进行了比较。仿真计算结果表明: 在几乎没有增加成本的前提下, 该结构在优化后碰撞吸能提高3.5%, 刚性墙撞击峰值力降低11.73%, 峰值加速度降低3.8%, 左纵梁后端抗弯能力提高28.6%, 右纵梁后端抗弯能力提高4.7%, 实现了良好的优化效果。

关键词: 电动汽车; 耐撞性; 有限元; 优化设计

中图分类号: U461.91; TH122 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2013)03-0325-04

Frontal crashworthiness structure analysis and optimization of electric vehicle

GE Dong-dong¹, WANG Qiu-cheng¹, LIU Wei-guo², ZHAO Fu-quan²

(1. Institute of Vehicle Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

2. Geely Automobile Safety Technology Laboratory, Geely Automobile Research Institute, Hangzhou 311228, China)

Abstract: Aiming at the problem that the energy absorption of an electric vehicle's front cabin is insufficient and bending performance of the backend of front rails is not good, refers to the requirements of the regulations and the C-NCAP, the full-width frontal crash finite element model was built by Hypermesh and LS-DYNA software, the crashworthiness of front cabin was investigated. The location of the internal reinforcing plate of front rail and the welding spots were changed. The energy absorption of front cabin, the rigid wall impact force, the acceleration and the flexural capacity of the backend of front rail were compared before and after optimization. Simulation results indicate that, on the premise of almost no increase in the cost, the energy absorption of this structure increases by 3.5% after optimization, the rigid wall impact peak force decreases by 11.73%, the peak acceleration reduces by 3.8%, the flexural capacity of the backend of left front rail increases by 28.6%, and the flexural capacity of the backend of right front rail increases by 4.7%. The effect is good through optimization.

Key words: electric vehicle; crashworthiness; finite element; optimization design

0 引言

石油短缺、环境污染、气候变暖是全球汽车产业面对的共同挑战^[1-2]。开发新一代的清洁节能型汽车成为必然趋势, 经过对各种新燃料、新能源的探索, 电

动汽车成为最重要的选择之一^[3]。电动汽车在整车布置、质量分布、动力-储存系统方面与常规动力车型有较大的差异, 并且储能电池等大质量块的质量要占到整车质量的20%以上^[4]。由于近似于刚性体的大质量块的存在, 使得电动汽车的碰撞安全设计成为一个新

收稿日期: 2012-11-27

基金项目: 浙江省自然科学基金(重点)资助项目(LZ12E05003); 浙江省汽车安全技术实验室开放基金重点资助项目(LHY11090563)

作者简介: 葛东东(1988-), 男, 浙江东阳人, 主要从事新能源汽车安全和汽车轻量化方面的研究。E-mail: gdd1988@126.com

通信联系人: 王秋成, 男, 博士, 教授。E-mail: wqc@zjut.edu.cn

的难点。电动汽车的动力系统包括电动机、减速器和控制单元(PEB),这些部件与常规动力车型一样布置在前舱^[5]。除了动力系统变化以外,常规内燃机机车前舱内有的部件都在电动车上保留。新增的PEB体积较大,并且有抗振和较高的电磁屏蔽要求,需要较厚的金属外壳,这使它在碰撞中成为一个近似刚性体,占据了前舱上部的大量的可变形吸能空间。总体上看,具有大集中质量的电动车的前碰撞变形空间非常紧张,为了获得较好的碰撞安全性能,研究者必须充分利用前舱碰撞吸能空间,挖掘潜在的吸能潜力^[6]。JL Sudworth^[7]对ZEBRA电池进行了碰撞安全性能的研究。V.Motevalli和M.Mohd^[8-9]利用有限元软件建立了某燃料电池汽车的全宽正面撞击刚性壁障的有限元模型。黄伟科等^[10-11]探讨了某款燃料电池轿车碰撞结构安全设计的思路,阐述了其前部结构、中部结构、后部结构的安全设计。

本研究通过采用CAE仿真技术,建立电动汽车正面碰撞结构和台车模型,运用Hypermesh和LS-DYNA软件,对碰撞模型进行耐撞性分析,基于耐撞性结果对该电动汽车进行优化设计以提高其耐撞安全性。

1 电动汽车正面碰撞结构有限元建模

本研究中的电动汽车为企业研发中的新能源汽车。该电动汽车沿用某款常规动力车底盘,进行动力系统以及部分零部件的更换(原常规动力车前舱结构如图1所示,该电动汽车前舱结构如图2所示)。汽车前舱在正面碰撞时的主要承载路径有以下3条:

- (1) 上前纵梁-A柱-车顶梁;
- (2) 前端吸能盒-纵梁-纵梁延伸梁;
- (3) 副车架-纵梁地板延伸-中央通道、门槛梁。

本研究建立的模型属于碰撞时载荷传递路径



图1 原常规动力车前舱结构

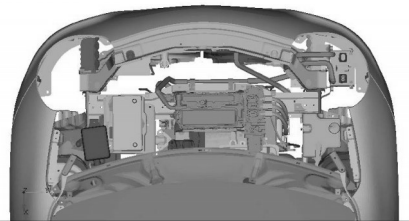


图2 电动汽车前舱结构

(2),也是最重要的路径。因此,本研究选取了由抗撞横梁、吸能梁、前纵梁、减振器架下板、机舱前横梁、机舱后横梁、安装支架等37个零部件组成正面碰撞结构,参照C-NCAP国家新车碰撞安全法规要求,建立电动汽车正面碰撞结构-台车有限元模型(如图3所示)。其主要目的是对该车前部结构进行耐撞安全性分析,通过优化,提高前部结构的耐撞吸能性,降低电机等刚性体与高压管线对前围板的入侵量,提高驾驶舱的安全性,保护乘员的安全。

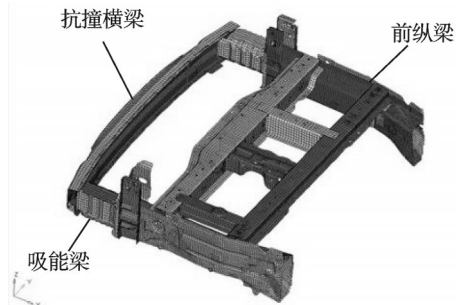


图3 正面碰撞结构有限元模型

为了准确验证该车碰撞吸能区域的耐撞性,本研究建立了台车模型,质量为1 223 kg,与原电动汽车的整车质量相同。子结构模型与台车模型采用刚性连接。参考C-NCAP碰撞法规,该模型以50 km/h初始速度撞击刚性壁障,笔者在模型中考虑重力加速度对碰撞的影响,在竖直方向添加 9.8 m/s^2 的加速度。地面同样采用刚性墙定义,并考虑了轮胎与地面的摩擦力,碰撞模型如图4所示。最后本研究利用LS-DYNA对模型进行求解并输出仿真结果。

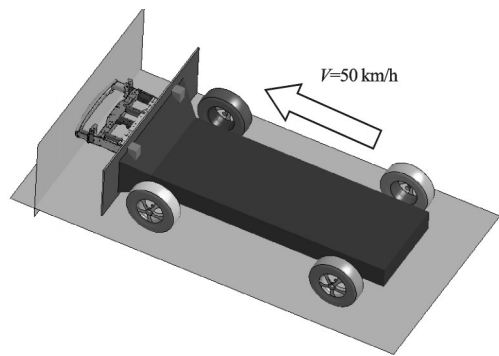


图4 正面碰撞结构台车碰撞模型

2 耐撞性分析

2.1 碰撞仿真结果可靠性分析

仿真模型碰撞过程中沙漏能、内能、动能、总能量变化曲线图如图5所示,其碰撞过程中各能量变化曲线均没有出现剧烈变化,沙漏能(0.84 kJ)占总能量(119 kJ)的比例为0.7%,远远小于规定的5%,因此模型有效,碰撞仿真结果可信度较高。

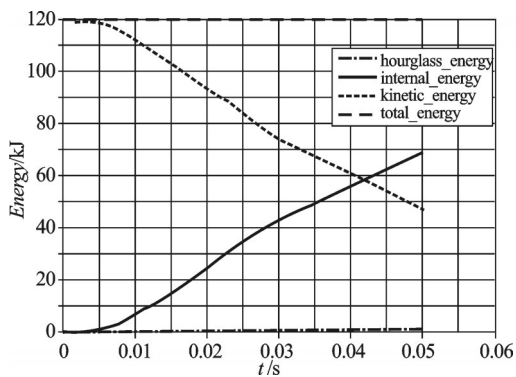


图5 碰撞过程能量变化曲线

2.2 正面碰撞结构耐撞性分析

碰撞过程中变形情况时序图如图6所示。分析图6可知,在碰撞过程中,吸能梁先被压溃,然后前纵梁前部出现压溃,25 ms左右,前纵梁后端开始出现折弯现象。左纵梁中段由于安装电机缘故,因此左纵梁中段的下方设计成凹陷状,但是,由此带来的影响就是:此处的抗弯能力大大削弱。

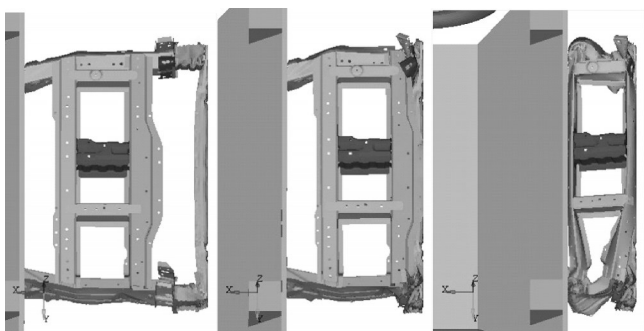


图6 变形情况时序图

从碰撞结果来看,吸能梁先于纵梁其他区域压溃。吸能梁和前纵梁基本满足逐级吸能的特性。前纵梁后端压溃性能为薄弱区域。前纵梁后端折弯严重,抗弯能力有待提升。

3 前纵梁变形结构控制优化设计

为了提高前纵梁后端的抗弯能力,本研究对前纵梁进行了优化,前纵梁内部支撑板更改示意图如图7所示,将原有的前端前纵梁支撑板,移到前纵梁凹陷区域(如图7中箭头所指位置),并改变相应的焊点位置。

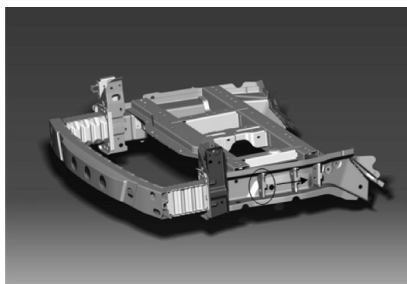


图7 前纵梁内部支撑板更改示意图

以FRB50高速正面碰撞为例,本研究建立了优化前后的正面碰撞结构模型,从能量吸收、刚性墙冲击力、碰撞加速度和纵梁后端截面抗弯性能等方面对优化前后进行对比分析。优化前后能量吸收对比如图8所示,优化前后刚性墙冲击力对比如图9所示,优化前后碰撞加速度对比如图10所示。

由图8可知,优化前结构总吸能68.83 kJ,优化后吸能71.27 kJ,总吸能提高3.5%。

由图9可知,优化前碰撞峰值力是255.96 kN,优化后碰撞峰值为225.93 kN,峰值力降低30.03 kN,降低11.73%。汽车碰撞过程通过降低碰撞峰值力,能够有效降低对乘员舱的冲击,降低破坏机舱零部件的概率。

由图10可知,优化前碰撞加速度峰值为16.29 g,优化后为15.67 g,降低了3.8%。

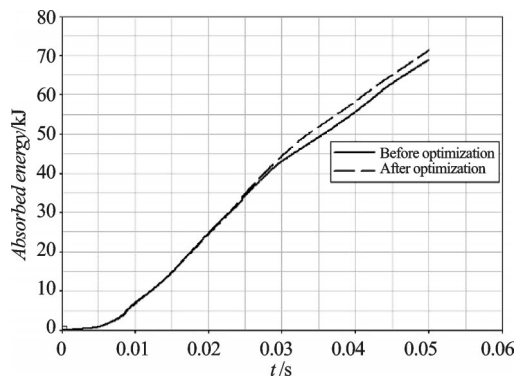


图8 优化前后吸能对比

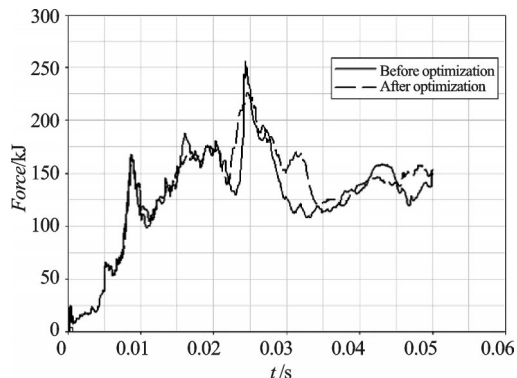


图9 优化前后刚性墙冲击力对比

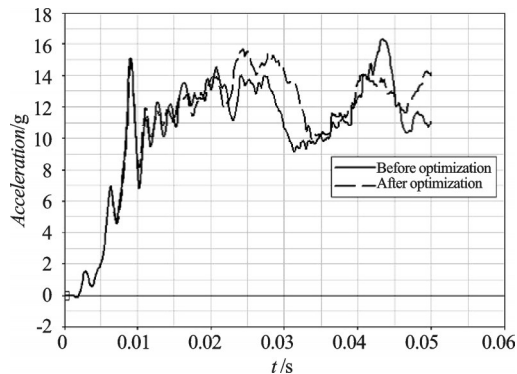


图10 优化前后碰撞加速度对比

优化前、后前纵梁峰值弯矩对比表如表1所示。左纵梁后端经过优化后,峰值弯矩由2 002 N·m提高到2 574 N·m,抗弯性能提高28.6%;右纵梁后端经过优化后,峰值弯矩由3 151 N·m提高到3 300 N·m,抗弯性能提高4.7%。本研究分析左、右纵梁结构,左纵梁在中后段有凹陷状区域,右纵梁在中后段没有凹陷状区域,凹陷状区域大大减弱了纵梁此处的抗弯性能,因此在优化之前右纵梁的抗弯性能就优于左纵梁。在经过优化之后,左纵梁抗弯性能提高比例(28.6%)也要明显高于右纵梁抗弯性能提高的比例(4.7%)。

表1 优化前、后前纵梁后端弯矩对比

模型	优化前	优化后	提高百分比/(%)
左纵梁/(N·m)	2 002	2 574	28.6
右纵梁/(N·m)	3 151	3 300	4.7

通过该优化方案,系统在几乎没有增加成本的情况下,达到了良好的优化效果:碰撞吸能增加,碰撞峰值力降低,峰值加速度降低,抗弯性能提高。

4 结束语

本研究以某自主品牌电动汽车项目研发为依托,参照法规及C-NCAP要求,建立了全宽正面碰撞有限元模型,并对该结构进行耐撞安全性分析。针对存在的前机舱吸能不足、前纵梁后端抗弯性能薄弱等问题,进行了优化设计。仿真计算结果表明:在几乎没有增加成本的前提下,优化后,该结构碰撞吸能提高3.5%,刚性墙撞击峰值力降低11.73%,峰值加速度降低3.8%,左纵梁后端抗弯能力提高28.6%,右纵梁后端抗弯能力提高4.7%,这不仅提高了前机舱的吸能效

果,还提高了前纵梁的抗弯特性,提高了该车的耐撞安全性,达到了良好的优化效果。

参考文献(References):

- [1] 崔胜民,韩家军. 新能源汽车概论[M]. 北京:北京大学出版社,2011.
- [2] 欧阳惠芳. 促进广东节能与新能源汽车健康发展[J]. 机电工程技术,2011,40(10):8-12.
- [3] 李晓华. 新能源汽车技术发展的挑战、机遇和展望[M]. 北京:机械工业出版社,2012.
- [4] HODKINSON R, FENTON J. Lightweight Electric/Hybrid Vehicle Design [M]. Oxford: Reed Educational and Professional Publishing Ltd., 2001.
- [5] WANG Da-zhi, YU Cheng-xiang. Frontal crashworthiness structure design of mini electric passenger cars[J]. **Automotive Safety and Energy**, 2010, 1(1): 49-52.
- [6] YILDIZ A R, SOLANKI K N. Multi-objective optimization of vehicle crashworthiness using a new particle swarm based approach[J]. **Manufacturer Technology**, 2012, 59(1-4): 367-376.
- [7] SUDWORTH J L. Zebra batteries [J]. **Journal of Power Sources**, 1994, 51(8): 105-114.
- [8] MOTEVALLI V, MOHD M. New approach for performing failure analysis of fuel cell-powered vehicle [J]. **International Journal of Automotive Technology**, 2009, 10(6): 743-752.
- [9] DUSTMANN C H. Zebra battery meets USABC goals [J]. **Journal of Power Sources**, 1998, 72(1): 27-31.
- [10] 黄伟科,万党水,凌天钧. 燃料电池轿车碰撞高压电安全的设计与评价[J]. 汽车工程, 2011, 34(6): 491-495.
- [11] 黄伟科,何健. 燃料电池轿车碰撞结构安全设计的研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(1): 62-66.

[编辑:李辉]

(上接第324页)

的充型率100%,气体夹杂也出现在主、副冒口上。综合考虑验证实验和上述正交试验, $E_2F_2G_1$ 的工艺参数组合(700℃的浇注温度、0.3 kg/s的浇注速度和150℃的模具温度)达到的充型质量最佳。本研究结果为壁厚不均重要零件的铸造工艺数值模拟优化提供了一定的借鉴与指导。

参考文献(References):

- [1] 张志强,胡仙园. 铝活塞的机械铸造[J]. 内燃机与配件, 2010(2): 23-24.
- [2] 朱利民. 汽车铝活塞铸造机械化生产[J]. 铸造技术, 2008, 29(1): 92-94.
- [3] 刘伏梅. 活塞铸造工艺综述[J]. 内燃机配件, 2002(1): 13-15.
- [4] 钱湘群,沈晓雯. 基于参数化的活塞三维有限元分析系统

[J]. 机电工程, 2000, 17(4): 19-20.

- [5] 曹文昊,周照耀,李元元,等. 船用柴油机活塞铸造顺序凝固工艺设计及数值模拟[J]. 特种铸造及有色合金, 2010, 30(1): 36-38.
- [6] 李日,王友序,杨根仓,等. 铝合金活塞铸件的温度场数值模拟研究[J]. 特种铸造及有色合金, 2001(5): 22-24.
- [7] 汪小霞,纵荣荣,时建松,等. 发动机用铝活塞的铸造数值模拟[J]. 精密成形工程, 2010, 2(5): 78-82.
- [8] 纵荣荣. 金属型重力铸造铝活塞流场和温度场的数值模拟[D]. 合肥:合肥工业大学材料学院, 2010.
- [9] 贾泮江,陈邦峰. 浇注温度对ZL210A铸造铝合金铸态力学性能和微观组织的影响[J]. 材料工程, 2009(6): 43-45.
- [10] 严青松,余欢. 浇注工艺对金属型铸造ZL114合金力学性能的影响[J]. 铸造技术, 2009, 30(2): 265-268.

[编辑:李辉]