

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.11.014

基于 ANSYS 的电动车车架改进设计*

戈金培, 龙海洋, 琚立颖, 李耀刚*

(华北理工大学 机械工程学院, 河北 唐山 063009)

摘要:针对某型号电动汽车车架结构设计是否合理的问题,对车架结构刚度、强度及动态特性等方面进行了研究。首先在 Workbench 中利用概念建模建立了车架有限元模型,然后分析了车架在满载弯曲和紧急制动工况下的位移变形和应力分布情况;再选择 Block Lanczos 法研究了车架的结构模态,提取了车架在满载弯曲工况下的前六阶固有频率。针对车架位移变形大结构刚度不够和低阶固有频率偏小车架动态性能差的问题,提出了相应的改进方案:将车架后悬架的弹性元件由原来的螺旋弹簧改为钢板弹簧。最后对改进后的车架进行了校核。研究结果表明,改进后车架位移变形减小,同时结构应力降低,低阶固有频率提高,说明该改进方案合理,为车架的设计和改进了提供了参考和依据。

关键词:ANSYS; 车架; 有限元; 结构改进

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)11-1364-04

Improved design of electric vehicle frame based on ANSYS

GE Jin-pei, LONG Hai-yang, JU Li-ying, LI Yao-gang

(North China University of Science and Technology, Tangshan 063009, China)

Abstract: Aiming at the problem that the structure design of a certain type of electric vehicle frame whether it is reasonable, the structure rigidity, strength and dynamic characteristic of the frame were studied. Firstly, the finite element model of the frame structure was established by the Concept in the Workbench. The frame under full load bending and emergency braking of displacement and stress distribution was analyzed. And then the structure mode of the frame was studied by using the Block Lanczos method. The first six order natural frequencies of the frame under full load bending condition were extracted. Aiming at the problem of poor dynamic performance of frame structure, the corresponding improvement scheme was put forward: the elastic component of the rear suspension of the frame is changed from the original spiral spring to the leaf spring. The improved frame was checked. And the results indicate that the displacement and deformation of the frame is reduced, the stress of the structure is reduced, and the natural frequency of the lower order is improved, which illustrates that the improved scheme is reasonable and provide reference and basis for the design and improvement of the frame.

Key words: ANSYS; frame; finite element; structural improvement

0 引言

电动汽车车架是整车的基体^[1],它不仅承载所有动力、传动部件,同时要承受来自车内外的各种载荷,所以在设计车架结构时,要考虑车架应具有足够的强度,刚度及良好的动态特性^[2]。早在上世纪 60 年代,国外就有应用有限元法分析车架强度,刚度的例子。上世纪 70 年代,美国宇航局应用结构分析程序 NAS-

TRAN 对车身结构进行有限元静态分析^[3]。随着计算机的快速发展,国内外对车架的研究逐层深入,各大汽车公司将有限元动态仿真技术应用到新产品研发过程中。2014 年,华南理工大学的杨卓对车架进行轻量化研究,得出了在满足车架强度刚度条件下,车架质量减少 26.3% 的结论。当前,有限元软件不仅应用于结构力学分析,动力学分析,优化设计甚至在碰撞分析,流体分析等方面取得了重大研究成果^[4]。

收稿日期:2016-05-24

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50975076)

作者简介:戈金培(1990-),女,河北衡水人,硕士研究生,主要从事数字化设计方面的研究。E-mail:gejinpei2010@163.com

通信联系人:李耀刚,男,教授。E-mail:jxlyg@heuu.edu.cn

以某一型号电动汽车车架建立线体模型再生成有限元模型。由于该电动车在实际使用中发现其平顺性较差,通过有限元分析发现车架结构刚度不够,动态性能较差,有必要对其进行改进设计。

本研究目的是在保证车架有足够强度条件下,尽可能提高刚度和低阶固有频率。

1 原车架结构有限元分析

本研究首先应用有限元软件 Workbench 中的自建模功能模块 Design Modeler,创建线体模型^[5],然后将槽钢、角钢等截面赋予给线体模型,即可得到该车架有限元模型,如图 1 所示。

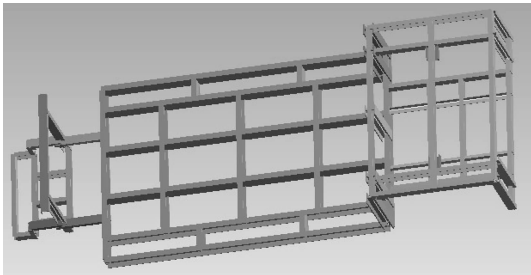


图 1 车架有限元模型

该车架由槽钢和角钢等普通碳素结构钢通过焊接连接而成,其材料属性如表 1 所示。

表 1 车底架的材料属性及力学特性

材料	弹性模量 GPa	泊松比	密度 Kg/m ³	弹性极限 MPa	屈服极限 MPa
Q235	207	0.3	7 850	375 ~ 460	235

车架上的附件和乘客重量被转换成等效负荷施加到对应的受力的位置上^[6-7],各主要总成质量及载荷参数如表 2 所示。

表 2 各部件参数质量及载荷大小

载荷位置	名称	质量/kg	数量	载荷大小/N
1	电机和控制器及其他附属品	35 + 6 + 9	各 1	490
2	乘客及其他附属品	70 + 10	3	2352
3	乘客及其他附属品	70 + 10	4	3136
4	乘客及其他附属品	70 + 10	4	3136
5	乘客及其他附属品	70 + 10	4	3136
6	铅酸车蓄电池	50	3	1470
7	铅酸车蓄电池	50	3	1470

各载荷作用在车架上的位置示意图如图 2 所示。

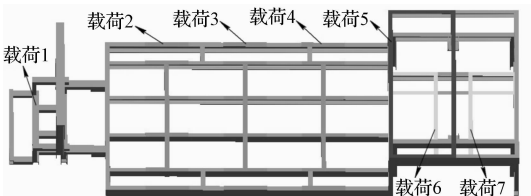


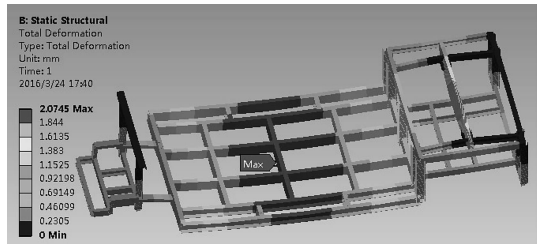
图 2 车架载荷分布图

车架自重的模拟是利用施加一重力加速度的方式^[8-9]。结合非公路用旅游观光车特点,选用最常见的

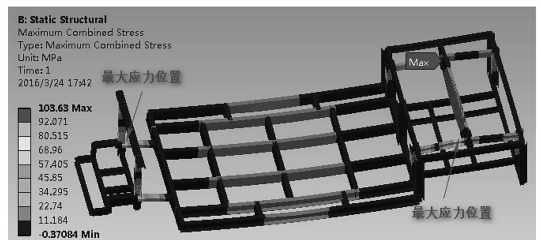
两种工况—满载弯曲和紧急制动工况对该车架进行静态分析^[10]。

1.1 满载弯曲工况

在满载弯曲工况分析计算前,本研究对前后悬架与车架的 4 个支撑处施加固定约束。在该工况下原车架的位移变形云图和组合应力分布云图如图 3 所示。



(a) 车架位移变形云图



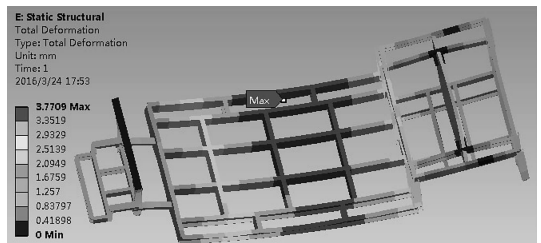
(b) 车架组合应力云图

图 3 满载弯曲工况下车架分析云图

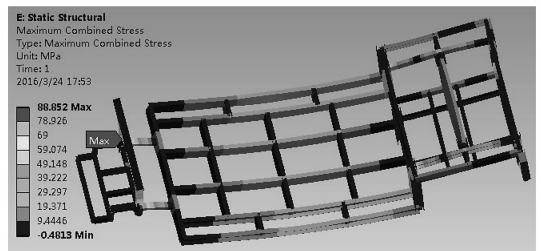
从图 3 中可以看出,车架最大变形为 2.074 5 mm,发生在车架中部载客位置,应力最大值为 103.63 MPa,位置如图中箭头所示。

1.2 紧急制动工况

在紧急制动工况下,本研究对车架前悬架支撑处施加全位移约束,后悬架支撑处对车架高度和宽度方向施加位移约束,此外,还需在车架行驶方向施加一个 0.8g 的极限制加速度来模拟制动时产生的惯性加速度^[9]。计算得到该工况下,车架的位移变形和组合应力分布云图如图 4 所示。



(a) 车架位移变形云图



(b) 车架组合应力云图

图 4 紧急制动工况下车架分析云图

由图 4 可知,车架最大变形值为 3.770 9 mm,也是发生在车架中部,最大应力为 88.852 MPa。

1.3 模态分析

模态分析主要研究结构的振动特性,其最终目标是确定结构固有频率,固有振型,为结构系统的振动分析及优化设计等提供依据。弹性系统的运动方程可表示为:

$$[M]\{\delta''\} + [C]\{\delta'\} + [K]\{\delta\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

式中:[M],[C],[K]—结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;{\delta},{P(t)}—位移向量和载荷向量。

无阻尼振动方程可表示为:

$$[M]\{\delta''\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \quad (2)$$

方程(2)解的基本形式为:

$$\delta = \delta \sin(\omega t) \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)得:

$$([K] - \omega^2[M])\{\delta\} = \{0\} \quad (4)$$

求解方程(4)的特征值 ω_i^2 和特征向量 $\{\delta_m\}$,根据 $f = \omega_i/2\pi$,求解结构的模态频率 f_i ,特征向量就是结构的模态振型。

本研究通过运用 Workbench 软件对原车架进行预应力模态分析,使用 Block Lanczos 法提取了弯曲工况下的前六阶固有频率及最大位移变形值如表 3 所示。

表 3 原车架固有频率及最大位移变形值

阶数	频率 /Hz	最大位移 /mm
1	13.658	1.685 6
2	21.356	2.788
3	26.523	2.319 1
4	28.418	3.567 9
5	34.175	3.309 6
6	41.839	3.7323

车身振动和噪声大多是由车轮不平衡、路面不平及发动机激励等原因引起^[11],因此有必要研究车架结构的动态特性。结构动态特性的主要评价参数是结构的固有频率及固有振型,而车架的动态性能主要看其低阶固有频率^[12],当固有频率与工作频率相近时,车架就可能会产生共振现象。车架在实际工作条件下的具体激励源频率有 3 种,一般由于车轮不平衡引起的激振频率低于 11 Hz,城市较好路面激励在 20 Hz 以下^[13],还有非簧载质量的固定频率一般为 6 Hz ~ 15 Hz,显然原车架结构的一阶频率在路面激励频率和非簧载质量的固有频率范围内。

2 车架结构改进

在车架结构静态受力分析时,本研究发现车架中部载客位置变形相对较大。经模态分析可知其低阶固有频率在路面激励频率范围内,当路面凹凸不平时,车

辆振幅偏大,考虑到这些问题可能会降低其使用寿命,应提高车架低阶固有频率和车架挠度刚度。根据简支梁挠曲线的近似微分方程为:

$$\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (5)$$

积分方程为:

$$w = \iint \left(\frac{M}{EI} dx \right) dx + Cx + D \quad (6)$$

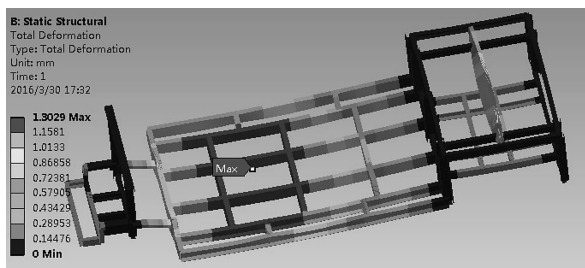
式中:x 轴—变形前梁的轴线方向;w—挠度;M—弯矩;E—材料弹性模量;I—惯性矩;C,D—积分常数。

从挠曲线的近似微分方程及积分方程可以看出,弯曲变形与弯矩大小、跨度长短、支座条件、梁截面的惯性矩、材料的弹性模量有关^[14],即可以通过改变结构跨度的方法改善结构的静态特性,减小车架的变形和所承受的弯矩,提高结构的刚度,进而改善结构的振动特性。故本研究对车架后悬架区域进行了改进。将后悬架弹性元件由原来的螺旋弹簧改为一组钢板弹簧即由原来 2 个支撑点改为 4 个支撑点,有效地缩短了前后支撑的跨度。

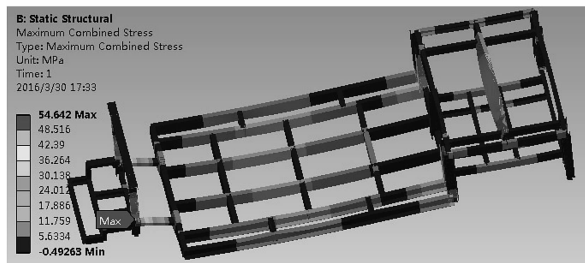
3 改进后车架结构有限元分析

3.1 静态分析

本研究对改进后车架施加同原车架一样的载荷及边界条件。经分析计算得到满载弯曲工况下车架的位移变形和组合应力云图如图 5 所示。



(a) 车架位移变形云图

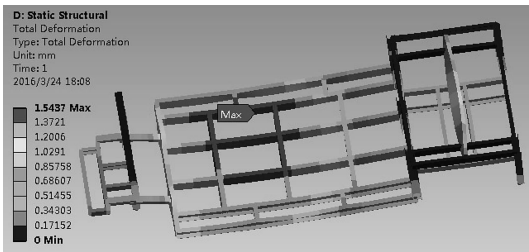


(b) 车架组合应力云图

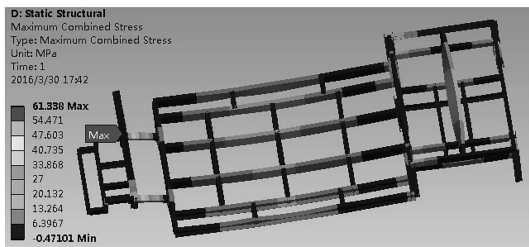
图 5 改进后车架满载弯曲工况下分析云图

与原车架该工况下结果对比可知,车架位移变形由原来的 2.074 5 mm 减小到 1.302 9 mm,最大组合应力由原来的 103.63 MPa 减小到 54.642 MPa。

紧急制动工况下车架的位移变形云图和组合应力云图如图 6 所示。



(a) 车架位移变形云图



(b) 车架组合应力云图

图 6 改进后车架紧急制动工况下分析云图

与原车架对应的图 4 对比可得到,车架改进前最大位移变形值为 3.770 9 mm,改进后为 1.548 7 mm,改进前车架最大组合应力值为 88.852 MPa,改进后为 61.338 MPa。

3.2 改进后车架模态分析

同原车架一样,本研究对改进后车架进行预应力模态分析,得到弯曲工况下的前六阶固有频率及最大变形值如表 4 所示。

表 4 改进后车架固有频率及最大位移变形值

阶数	频率/Hz	最大位移/mm
1	21.006	2.748 5
2	31.439	4.639 8
3	33.707	3.016 5
4	47.789	4.738 8
5	50.913	5.163 6
6	51.927	4.448 2

对比表 3,可以得知,改进后车架的一阶频率有所提高,且已超出路面激励频率和非簧载质量的固有频率范围,有效地提高了车架的动态特性。

4 结束语

由于电动汽车在行驶过程中,乘坐舒适性较差,故本研究对车架进行仿真分析,结果表明车架刚度不够,动态特性差。笔者结合有限元分析结果和力学理论提

出了一种改进方案。对比原车架和改进后车架满载弯曲和紧急制动两种工况下的有限元分析结果,表明改进后车架刚度和强度均有所提高,并且车架结构低阶固有频率也相应提高,使其远离了激振频率,避免了共振的发生。该设计方案有效地提高了车架的动静特性,说明车架改进设计方案合理。为车架结构改进设计提供参考。

本研究是在应用有限元分析软件的基础上,模拟车架改进设计方案,缺乏试验的验证,在下一阶段将对车架实体进行试验数据采集、处理以验证该方案的可行性。

参考文献 (References):

- [1] ABDELAL G F, COOPER J E, ROBOTHAM A J. Reliability assessment of 3D space frame structures applying stochastic finite element analysis[J]. *International Journal of Mechanics & Materials in Design*, 2011, 9(1): 1-9.
- [2] 尹安东, 龚来智, 王欢, 等. 基于 HyperWorks 的电动汽车车架有限元分析[J]. *合肥工业大学学报: 自然科学版*, 2014, 37(1): 6-9, 77.
- [3] CARROLL, G. F. A Primer for Finite Element in Elastic Structures[M]. Colorado: Wiley, 1999.
- [4] 王学鹏. 多功能电动车车架结构有限元分析及优化[D]. 武汉: 武汉理工大学汽车工程学院, 2010.
- [5] 浦广益. ANSYS Workbench 基础教程与实例详解[M]. 2 版. 北京: 中国水利水电出版社, 2014.
- [6] 赵美宁, 程芳, 李美川. 基于 ANSYS 的装箱机承载轴的优化设计[J]. *包装与食品机械*, 2015, 33(6): 51-53.
- [7] 邵超城, 刘强, 龙飞永. 纯电动汽车车架设计及有限元分析[J]. *机械设计与制造*, 2011(8): 39-41.
- [8] 王军, 马若丁, 王继新, 等. 矿用自卸车车架强度有限元分析[J]. *工程机械*, 2008, 39(11): 29-32, 88.
- [9] 封高歌, 美建民, 闫栋. 立式盘类转子动平衡给予箱体有限元分析[J]. *轻工机械*, 2015, 33(1): 95-97.
- [10] 路春光, 郭灿志, 刘宝刚, 等. 微型电动车车架静态及预应力模态分析研究[J]. *制造业自动化*, 2015, 37(12): 11-14.
- [11] HAO Shu-ying, CHEN Yu-shu. Application of substructure to nonlinear dynamic system analysis[J]. *Journal of Tianjin University*, 2001, 34(3): 295-299.
- [12] 褚玉峰, 王铁, 刘伦伦, 等. TY 型工程自卸车车架动态特性的设计分析[J]. *机械设计与制造*, 2014(3): 27-29.
- [13] 匡霞. CA6120U22D1 型客车车架的随机振动和疲劳分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学机电工程学院, 2010.
- [14] 刘鸿文, 林建兴, 曹曼玲. 材料力学 I[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2011.

[编辑: 张豪]

本文引用格式:

戈金培, 龙海洋, 琚立颖, 等. 基于 ANSYS 的电动车车架改进设计[J]. *机电工程*, 2016, 33(11): 1364 - 1367.

GE Jin-pei, LONG Hai-yang, JU Li-ying, et al. Improved design of electric vehicle frame Based on ANSYS[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2016, 33(11): 1364 - 1367.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>