

# 基于急转弯工况下的电动车车架有限元分析\*

邹锐锐<sup>1</sup> 程张良<sup>1</sup> 葛晓宏<sup>1,2</sup>

(1.厦门大学 机电系, 福建 厦门 361005; 2.厦门理工学院, 福建 厦门 361024)

**摘要:**以国内某一种型号的电动车车架为研究对象,利用有限元分析软件 ANSYS,合理建立车架有限元简化模型,对电动车满载紧急转弯工况进行了车架静态特性分析,得出相应工况下应力分布和变形云图,为后续的汽车安全设计和车架优化设计提供了参考依据。

**关键词:**电动车;车架;有限元分析

**中图分类号:** U469.72 U463.32 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-4801(2012)02-013-03

电动车是一种以电能为动力能源、靠电动机驱动、无污染的绿色交通工具。车架作为电动车的重要组成部分,承受着乘客、路面激励和其它总成的各种复杂载荷,因此车架结构不仅对整车外观有直接的影响,它还影响着整车的静态与动态特性,它的性能好坏直接影响着电动车的安全性与舒适性,甚至关系到整车设计的成败<sup>[1~2]</sup>。急转弯工况是电动车在行驶时车架承受较大载荷的工况之一。因此,本文通过有限元技术对该工况下的车架进行分析,为后续的汽车安全设计和车架优化设计提供参考依据。

## 1 电动车车架有限元模型建立

为了保证车架计算的准确性及较小的求解规模,在尽可能如实地反映电动车车架结构主要力学性能的前提下,力求简化车架结构的几何模型,以便能够使有限元模型采用较少的单元数量和简单的单元类型。对电动车车架作了如下的简化:将车架结构中的圆角倒角简化成直角,有利于模型建立过程中截面的提取,便于网格的划分;忽略了车架上用于装配或者铆接的小孔,因为小孔只影响车架的局部强度,对于车架的整体强度影响很小,但对网格的质量却有较大的影响;省略了功能件和非承载件,这些构件对车架结构的内力分布和变形影响很小,在建模中可以忽略。

采用 Beam189 单元作为车架的单元类型,电动车车架主要使用各向同性的材料 16 Mn,其材料参数如表 1 所示<sup>[3]</sup>。

车架中所用材料是规则的矩形面,图 1 是车架结构所采用的矩形截面,其规格分别是 60×40×3 mm、60×30×2.5 mm 与 30×30×2.5 mm。

表 1 材料参数

型号	弹性模量 EX/ Pa	泊松比 POXY	密度 DENS (kg/m <sup>3</sup> )	屈服强度 σ <sub>s</sub> /MPa
16Mn	2.11×10 <sup>11</sup>	0.3	7850	280

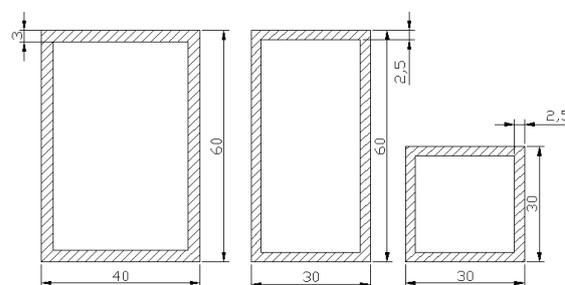


图 1 车架主要使用的梁截面

## 2 车架载荷分析

车架受到的载荷按照作用的性质可分为静载荷和动载荷。在计算时动载荷的大小主要是用动载荷系数来衡量的,其取决于三个因素:道路条件、车辆行驶状况以及车辆的结构参数(如悬架的刚度等)。车辆在静止时,车架只承受车身、车架的自身重量、车架上各总成与附件重量及有效载荷组成,其总和称为静载荷<sup>[4]</sup>。处理载荷时,将车架的自身重量通过施加重力加速度(9.8 m/s<sup>2</sup>)进行施加外加质量简化为作用在各支撑点的集中载荷,每个乘员按 65 kg 计算。车架的基本载荷数据如表 2 所示,将受到的集中力施加在车架相对应的节点上,静态集中力载荷情况如图 2 所示。由于电动车处于行驶状态,其载荷的情况与静止状态情况不同,需要在静载荷的基础上乘以动载荷系数<sup>[5]</sup>。

\*福建省科技计划重大产学研项目(No.2010H6028)、福建省科技计划重点项目(No.2009I0027)、福建省教育厅 A 类科技计划项目(No.JA10245)、厦门市科技计划高校创新项目(No.3502Z20083027)。

作者简介: 邹锐锐(1986—),男,硕士研究生,研究方向:车辆现代化设计与工程分析研究。

表2 电动车基本载荷情况

载荷名称	质量/kg	备注
乘员	65 × 11 = 715	前排两个人, 二、三、四排各三个人
电池	24 × 6 = 144	二、三排座位下各放三个
车架	115	
座椅	20 × 4 = 80	
顶棚、车身及玻璃钢	140	
电机	35	
前围仪表板及仪表	24	

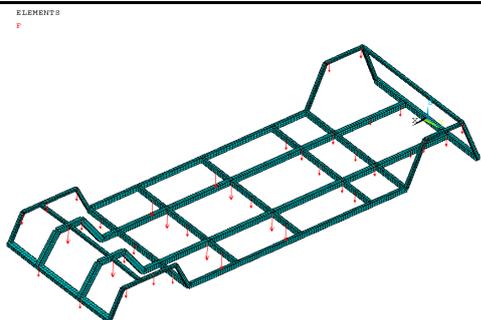


图2 车架静态集中力分布情况

### 3 有限元分析计算

车辆满载转弯时, 车架受到侧向离心力的作用而产生侧向载荷。由  $a = v^2 / r$  知, 离心加速度大小与转弯速度和转弯半径有关。本课题设计电动车最高时速为 38 km/h, 转弯半径为 8.5 m, 理论上转弯时向心加速度为 13.1 m/s<sup>2</sup>, 然而车在转弯前会先减速, 不会以最高时速通过最小的转弯半径, 并且轮胎的附着系数也不可能这么大, 但作为车架强度和刚度的校核, 假设在紧急转弯时能够达到上述的向心加速度, 这样计算的结果具有更高的安全性<sup>[6]</sup>, 因此在分析计算中, 取动载荷系数为 1.5, 其载荷边界条件如表 3 所示, 经计

表3 满载紧急转弯工况载荷边界条件

位置	左前轮	右前轮	左后轮	右后轮
约束平动	UY、UZ	UY、UZ	UX、UY、UZ	UY、UZ
自由度	释放所有的转动自由度			

#### 参考文献:

[1] 李兴虎. 电动汽车概论[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005.  
 [2] 陈清泉. 环境保护和电动车的开发[J]. 江苏机械制造自动化, 2001(1): 3-7.

算分析得到变形图和应力云图分别如图 3 和图 4 所示。

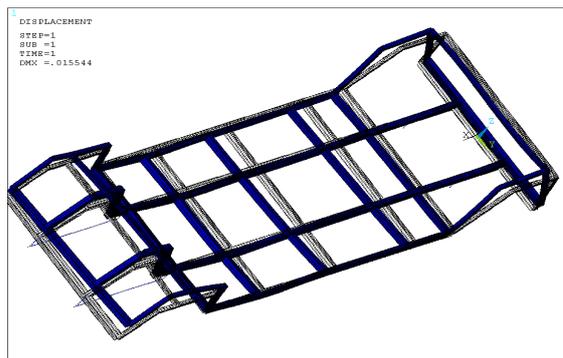


图3 满载紧急转弯工况变形图

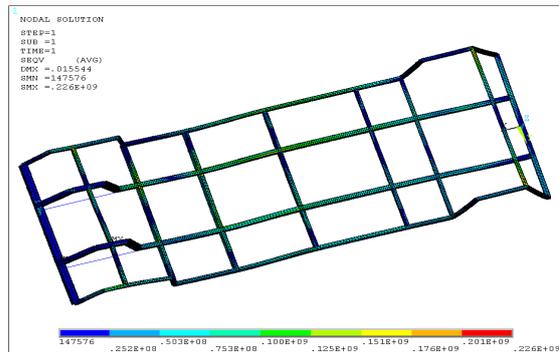


图4 满载紧急转弯工况应力云图

从图 3 和图 4 可知车架在此工况下的最大变形量为 15.5 mm, 发生在车架的侧纵梁的中间位置处; 最大的应力发生在车架与悬架的安装连接部位附近, 应力值为 226 MPa, 该工况下左侧的纵梁应力都相对较大。尽管在这种极限工况下, 车架的最大应力仍一定程度小于材料的极限应力值 280 MPa, 说明此电动车满载紧急转弯工况下前期所设计的车架基本能够满足刚度和强度要求, 故该工况下认为车架是安全的。

### 4 结语

在合理简化模型、正确加载与约束下, 用 ANSYS 分析软件, 可以快速和深入地对复杂结构进行分析, 提高了计算精度和效率, 计算结果形象直观。根据分析结果可以进行结构调整, 并且对结构优化设计起到极其重要的作用。

(下转第 23 页)

