

电动汽车电池箱结构强度的有限元分析及其改进设计*

INTENSITY ANALYSIS AND STRUCTURAL IMPROVEMENT OF ELECTRIC VEHICLE BATTERY BOX BASED ON WORKBENCH

董相龙** 张维强

(南京农业大学 工学院 南京 210031)

DONG XiangLong ZHANG WeiQiang

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China)

摘要 以软件 Ansys/Workbench 为分析平台和利用有限元分析方法,针对某企业现有的某型号电动汽车电池箱结构,计算颠簸路面上急刹车和急拐弯两种工况下的电池箱的强度,并将某一节点等效应力值的有限元分析结果和理论计算结果进行对比,验证有限元分析模型的正确性。根据有限元分析结果,局部产生应力集中现象,整体应力有改进设计的余量,对结构应力集中处进行改进设计。利用软件 Ansys/Workbench 就该箱体各部件尺寸参数对箱体最大等效应力和重量的灵敏度进行分析,根据灵敏度分析结果选择设计变量,以箱体构件的最大应力为状态变量,以箱体总质量为目标函数,对该箱体进行轻量化处理。

关键词 电池箱 Ansys/Workbench 强度分析 结构改进 灵敏度分析

中图分类号 TH114

Abstract A finite element intensity analysis was performed to calculate the intensity of battery box in two running conditions of sudden braking and turning on bumpy road by using software of Workbench as analysis platform and finite element analysis. According to the results of intensity analysis, local positions generate stress concentration. There is some margin from perspective of the overall stress. Improved design and lightweight handle the local parts of structure. Analyzed sensitivities of size parameters of the components on the maximum stress and the body's gross mass by using Ansys/Workbench. Chose design variables due to the sensitivity analysis results, used the maximum stress of the parts as the state variable and the body's gross mass as the objective function to optimize the body's gross mass.

Key words Battery box; Ansys/Workbench; Intensity analysis; Structural improvement; Sensitivity analysis

Corresponding author: DONG XiangLong, E-mail: dxlong8826@126.com, Fax: +86-25-58606747

Manuscript received 20131210, in revised form 20140217

引言

随着能源的紧缺和环境污染问题的日益严峻,研发新的、可再生能源汽车成为当今汽车领域的热点^[1]。新能源汽车技术经历了百花齐放的探索期后,主流技术已逐步清晰,实现汽车动力电气化,发展电动汽车是其总体趋势和战略重点,这在国际上已形成共识^[2]。

动力蓄电池箱作为电动汽车能量供给的关键设备,其结构设计应满足多变运行环境和行驶工况下的机械承受、工作安全性、可靠性要求。同时单位装备质量的电荷量小,使电动汽车自身装备质量大,从而影响加速性能和最高车速的提高,无法与燃油汽车相抗衡^[3]。

目前,国内外许多学者对动力蓄电池箱结构仿真

与优化的研究做了大量的探索,并取得了较丰硕的成果。文献[4]介绍了电池箱路试的实验方法,桑林、李志明等人对动力蓄电池箱进行了三轴随机振动试验研究,给出了路试的功率密度参数。M. Hartmann 等^[5]使用有限元分析软件 Optistruct 优化设计了电池箱的结构,提高了电池箱的固有频率,同时减小了电池箱的壁厚,新的结构比原有结构质量减少了大约 20%。

在国内外对电池箱的动静力学仿真研究中,大多是分析提高电池箱的刚度和散热能力,对电池箱在不同行驶工况下的强度分析和优化设计研究还比较少。本文以某电动汽车的电池箱为例,利用有限元法对电池箱的强度进行仿真分析,并通过对其一节点的等效应力值的理论计算验证有限元分析模型的正确性。针对电池箱强度不足的部位,通过结构局部改进设计,改善了应力集中,保证了电池箱的强度。最后,通过灵敏

* 20131210 收到初稿, 20140217 收到修改稿。

**董相龙,男,1988年8月生,汉族,江苏省盐城人,硕士研究生,主要研究领域为现代机械设计理论及方法。

度分析方法,优化设计了对电池箱重量和强度灵敏度高的尺寸参数,减轻了电池箱的质量。

1 原箱体结构分析

本文所研究电池箱由下箱体(底板、托架、侧围、侧围焊接框架、加强肋和吊耳)和顶盖组成。下箱体和顶盖通过螺栓连接,托架焊接在下箱体底板上,侧围与底板焊接连接,加强肋和吊耳焊接在侧围上。各部分材料均为 Q235 钢,密度为 $7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$,弹性模量为 $200\ 000 \text{ MPa} \sim 210\ 000 \text{ MPa}$,泊松比为 $0.25 \sim 0.33$,屈服强度极限为 235 MPa ,本文所取弹性模量为 $200\ 000 \text{ MPa}$,泊松比为 0.3 。箱体主要受力来自于电池组的重力,作用在与电池箱下箱体底板焊接在一起的托架上,顶盖没有受到作用力,所以分析只需考虑下箱体的强度是否满足要求即可。在 Pro/E 进行下箱体三维几何建模,然后导入 Hypermesh 进行网格划分,完成后导入 Workbench 进行有限元分析。模型建立过程中的一些细节处理如下。

1.1 网格和焊接单元

采用四边形壳单元 shell63 进行网格划分,单元大小为 6 mm ,共 $263\ 319$ 个单元, $262\ 457$ 个节点。箱体焊接处采用 rigid 单元连接方式来模拟。

1.2 载荷和约束

分别以颠簸路面上急刹车和急拐弯两种工况进行有限元分析,电池组的重量以均布载荷形式作用在托架上。根据国内汽车行业的一般文献资料,取电动汽车颠簸、急刹车和急拐弯最大加速度分别为 $2g$ (垂直向上 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$)、 $1g$ (行驶的反方向)和 $0.4g$ (向左),为增加分析的可靠性,向左的加速度取为 $1g$ 。根据实际情况,箱体周边 14 个吊耳螺栓孔采用固定约束。电池箱下箱体有限元模型如图 1 所示。

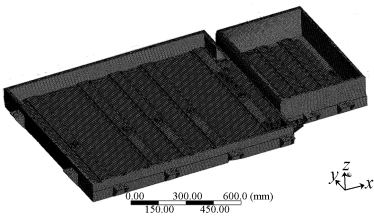


图 1 下箱体有限元模型
Fig. 1 FEM model of down box

1.3 强度计算结果及分析

1.3.1 平稳路面有限元计算结果

应用 Ansys Workbench 软件对下箱体颠簸路面急刹车和急转弯两种工况分别进行了分析。

1.3.2 颠簸路面急刹车工况有限元计算结果及分析

颠簸路面急刹车工况计算结果如图 2 和图 3 所示。

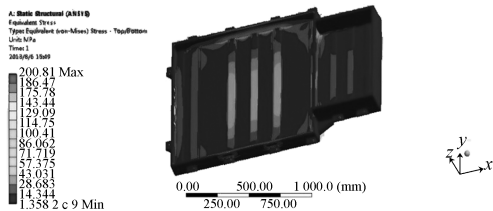


图 2 颠簸路面急刹车工况有限元计算结果
Fig. 2 Calculate result (sudden braking)

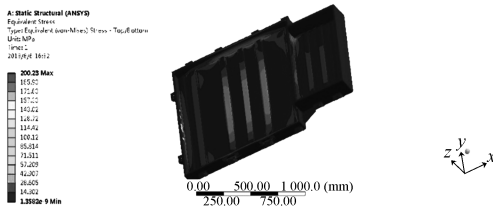


图 3 颠簸路面急转弯工况有限元计算结果
Fig. 3 Calculate result (sudden turning)

1.3.3 颠簸路面急转弯工况有限元计算结果及分析

由计算结果可知,两种工况下,下箱体最大应力值分别为 200.81 MPa 和 200.29 MPa ,均出现在布置加强肋的侧围直角拐弯处与底板焊接连接的位置,主要原因是该处侧围采用直角过渡,而且底板在此处的横截面面积发生突变。材料的屈服强度极限为 235 MPa ,对于大尺寸壳体铸件,在材质的均匀性和工艺质量中等,并且难以精确计算时的安全系数 $[n]$ 为 $1.4 \sim 1.7^{[6]}$,下箱体的设计安全系数为 1.5 ,许用应力为 157 MPa ,最大应力值超出了许用应力值的范围,其余部位的应力均在 100 MPa 以内,有改进设计的空间。

2 原结构理论计算结果

托架是对称结构,承受电池组重量的载荷作用,最大载荷值为 467 N ,取整个托架的一半为理论计算研究对象。在 $x-y$ 坐标系中,其端面受力和约束如图 4 所示。

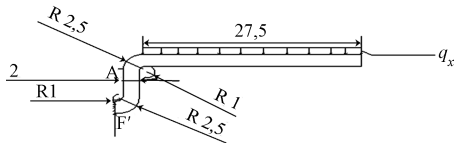


图 4 $x-y$ 坐标系中半托架端面的受力和约束简图
Fig. 4 Schematic diagram of half of bracket's force and constraint in the $x-y$ coordinate system

点 A 位于端面圆角与竖直方向杆件的连接处, q_x 是载荷 467 N 垂直作用在托架端面 x 方向上的均布力,大小为

$$q_x = \frac{F}{XZ} = \frac{467/2}{1\ 097 \times 27.5} \times$$

$$1\,097 \times 10^3 \text{ N/m} = 8\,490 \text{ N/m} \quad (1)$$

式中, F ——最大电池组重量载荷

X ——半托架 x 方向的长度

Z ——半托架 z 方向的长度

点 A 处, 电池组重量载荷作用对点 A 作用产生的弯矩 T_1 大小为

$$T_1 = \frac{q_x}{2} \times x_1^2 = \frac{8\,490 \times 30 \times 30}{8} \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{m} \\ = 0.955 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2)$$

式中, x_1 ——点 A 到端面顶点的距离

固定端约束产生的支反力对点 A 作用产生的弯矩 T_2 大小为

$$T_2 = F'x_2 = \frac{467}{2} \times 1 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} = 0.234 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3)$$

式中, F' ——固定端支反力

x_2 ——点 A 到固定端的距离

点 A 处的载荷作用下产生的切应力 τ_{Axy} 大小为

$$\tau_{Axy} = \frac{T}{W_p} = \frac{(T_1 + T_2) \times 16}{\pi \times D^3 \times (1 - \alpha^4)} = \\ \frac{(0.955 + 0.234) \times 16}{\pi \times (5 \times 10^{-3})^3 \times \left[1 - \left(\frac{2}{5}\right)^4\right]} \times \\ 10^{-6} \text{ MPa} = 49.7 \text{ MPa} \quad (4)$$

式中, T ——点 A 受到的总弯矩

W_p ——倒圆角处圆环抗弯截面系数

D ——倒圆角处圆环外径

α ——倒圆角处圆环外径与内径之比

按照第四强度理论得到计算等效应力的计算依据——米塞斯(von Mises)屈服准则,其计算等效应力的表达式为

$$\bar{\sigma}_A = \frac{1}{\sqrt{2}} \times [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 + \\ (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 \times (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]^{\frac{1}{2}} = \\ \sqrt{3} \tau_{Axy} = 1.732 \times 49.7 \text{ MPa} = 86.1 \text{ MPa} \quad (5)$$

式中, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ —— A 点受到的 x, y, z 三个方向的正应力, $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ —— A 点受到的 xy, xz, yz 三个面内的切应力。

点 A 对应的节点号为 21 394, 将 Workbench 分析的结果文件调入经典界面, 得到 21 394 号节点对应的等效应力值为 87.719 MPa。对比理论计算和有限元分析结果可知, 两种方法得出的结果很接近, 误差为 1.8%, 说明有限元的分析过程中模型的处理、网格的划分和载荷、约束的添加方式比较符合实际情况, 有限元分析结果真实可靠。

3 结构改进

由上面两种工况分析结果可知, 除了局部产生应力集中的现象, 应力值较大以外, 整体的应力有改进设计的余量。由此确定了改进的设计思路: 对应力集中区域进行结构改进, 对整体考虑减少材料实现轻量化设计。

3.1 倒圆角设计

根据计算结果, 最大应力出现在布置加强肋的侧围直角拐弯处与底板焊接连接的位置, 所以初步的结构改进方案是将此处底板和侧围直角进行倒圆角设计, 避免产生应力集中的现象。考虑箱体整体的尺寸, 此处的圆角值取为 50 mm。倒圆角后两工况计算结果及分析如图 5 和图 6 所示。

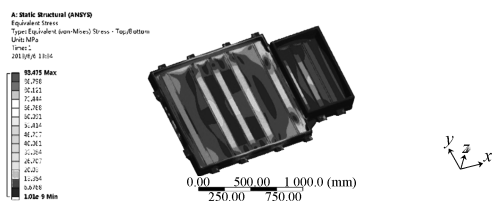


图 5 倒圆角后颠簸路面急刹车工况有限元计算结果

Fig. 5 Calculate result after filleting(sudden braking)

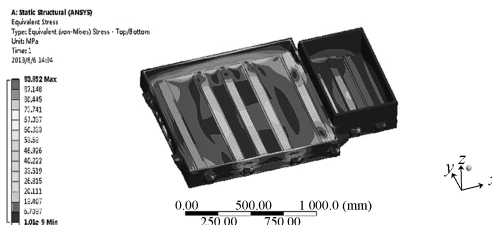


图 6 倒圆角后颠簸路面急转弯工况

有限元计算结果

Fig. 6 Calculate result after filleting(sudden turning)

倒圆角后, 两种工况下的应力分布大体一致, 最大应力仍然出现在布置加强肋的侧围圆角拐弯处与底板焊接连接的位置, 但是此处的最大应力值已大大降低。颠簸路面急刹车工况下的最大应力值为 93.475 MPa, 颠簸路面急转弯工况下的最大应力值为 93.852 MPa。倒圆角设计使得应力集中的现象得到改善。

3.2 整体轻量化设计

根据以上分析结果, 对下箱体整体进行减薄优化设计, 优化设计过程中, 首先对参数化模型的设计变量进行灵敏度分析。灵敏度分析是确定优化过程设计变量的有效方法^[7]。通过灵敏度分析, 我们可以提取设计过程中的信息, 例如变量的变化对约束条件以及目标变量的影响程度, 确定哪些参数对系统或模型有较大的影响^[8-9]。

3.2.1 目标函数的确定

对于急刹车和急转弯两种工况,优化目标都是电池箱箱体的质量。

3.2.2 状态变量的确定

在电池箱箱体轻量化设计过程中,应控制箱体构件的最大等效应力,所以对于急刹车工况和急转弯工况,状态变量均取为箱体构件的最大等效应力值,其值上限为 157 MPa。

3.2.3 设计变量的确定

在优化过程中,根据灵敏度分析结果确定设计变量。即首先对参数进行灵敏度分析,参数取为模型中各构件的厚度。计算出每个参数对目标函数和状态变量的灵敏度,然后选择对目标函数和状态变量灵敏度大的参数作为设计变量。模型中各参数分别为侧围的厚度 ds_1、底板的厚度 ds_2、侧围焊接框架 ds_3、长托架的厚度 ds_4、短托架厚度 ds_5、吊耳的厚度 ds_6。急刹车和急转弯工况各参数的灵敏度结果分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 急刹车工况各参数灵敏度分析结果

Tab.1 All parameters' sensitive analysis results(sudden braking)		
变量名称 Variable	灵敏度(应力) Sensitivity(Stress)	灵敏度(总质量) Sensitivity(Gross mass)
ds_1	-0.002 51	0.334 51
ds_2	-0.124 07	0.081 73
ds_3	-0.001 92	0.025 67
ds_4	-0.488 15	0.025 63
ds_5	-0.001 02	0.010 22
ds_6	-0.001 19	0.0103 4

表 2 急转弯工况各参数灵敏度分析结果

Tab.2 All parameters' sensitive analysis results(sudden turning)		
变量名称 Variable	灵敏度(应力) Sensitivity(Stress)	灵敏度(总质量) Sensitivity(Gross mass)
ds_1	-0.002 50	0.334 51
ds_2	-0.124 09	0.081 73
ds_3	-0.001 89	0.025 67
ds_4	-0.488 16	0.025 63
ds_5	-0.001 05	0.010 22
ds_6	-0.001 18	0.010 34

选择对目标函数和状态变量灵敏度大的参数 ds_1、ds_2 和 ds_3 作为设计变量。急刹车及急转弯工况

设计变量的初值及变化范围如表 3 所示。

表 3 急刹车和急转弯工况设计变量的初值及其变化范围

Tab.3 Design variable's initial value and change range(sudden braking and turning)			
变量名称 Variable	初值 Initial value/ m	最小允许值 The min. value/ m	最大允许值 The max. value/ m
ds_1	2×10^{-3}	1.3×10^{-3}	2.2×10^{-3}
ds_2	2×10^{-3}	1.3×10^{-3}	2.2×10^{-3}
ds_3	2×10^{-3}	1.3×10^{-3}	2.2×10^{-3}
ds_4	2×10^{-3}	1.3×10^{-3}	2.2×10^{-3}
ds_5	2×10^{-3}	1.3×10^{-3}	2.2×10^{-3}
ds_6	3×10^{-3}	2.3×10^{-3}	3.2×10^{-3}

3.2.4 优化结果

两种工况下电动汽车电池箱箱体重量 M 优化过程产生的最佳设计点 ds_1、ds_2 和 ds_3 的值都为 1.3×10^{-3} m,目标函数电池箱箱体的质量为 49.177 kg,急刹车工况最大等效应力为 146.27 MPa,急转弯工况产生的最大等效应力为 148.35 MPa 满足应力上限要求。优化后,目标函数电池箱的质量减少了 15.941 kg。

经有限元分析计算,电池箱箱体第一阶固有频率为 51.82 Hz,与电动汽车颠簸路面工况下的频率 30 Hz 以下不重合^[10],刚度满足要求。改进前后应力和重量对比如表 4 所示。

4 结论

本文通过使用有限元分析软件 Ansys/Workbench 来计算某型号电动汽车电池箱在两种不同工况下的结构强度,并根据分析结果进行结构改进设计,得出以下结论:

1)通过对颠簸路面急刹车和急转弯两种工况下电池箱的强度计算,得知两种工况下的应力分布大体一致。

2)两种工况下,应力集中部位均在布置加强肋的侧围直角拐弯处与底板焊接连接的位置。除了几处高应力区域外,下箱体的整体的应力(<100 MPa)有改进设计的余量。

表 4 改进前后两种工况最大应力和质量对比

Tab.4 Contradistinction of maximum stress and gross mass before and after been improved			
	颠簸路面急刹车工况最大应力 Maximum stress (sudden braking)/MPa	颠簸路面急转弯工况最大应力 Maximum stress (sudden turning)/MPa	质量 Mass/kg
倒圆角前 Before filleting	200.810	200.290	65.118
倒圆角后 After filleting	93.475	93.852	63.266
轻量化后 After lightweight	146.270	148.350	49.177

3)对应力集中的部位进行结构改进。两种工况下下箱体最大应力分别由 200. 81 MPa 下降到 93. 475 MPa 和 200. 29 MPa 下降到 93. 852 MPa。应力集中不再突出。

4)通过选取对目标函数和状态变量灵敏度大的参数作为优化的设计变量,优化结果下箱体总质量减少 14. 089 kg,减少了约 22. 3%,同时经有限元分析计算强度和刚度也满足要求,下箱体的材料利用率得到提高,取得了良好的经济效益,也符合电动汽车整体轻量化的要求^[11]。

参考文献 (References)

[1] 曹秉刚,张传伟,白志峰. 电动汽车技术进展和发展趋势[J]. 西安交通大学学报,2004,38(01):1-2.
CAO BinGang, ZHANG ChuanWei, BAI ZhiFeng. Progress and trend of Electric vehicle technology [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004,38(01): 1-2(In Chinese).

[2] 王文伟,毕荣华. 电动汽车技术基础 [M]. 北京:机械工业出版社,2010:3.
WANG WeiWen, BI RongHua. Technical basis of Electric vehicle [M]. Beijing, China Machine Press,2010:3 (In Chinese).

[3] 邓隐北,李慧君. 电动汽车用蓄电池的发展与应用[J]. 江苏机械制造与自动化,1999,(5):30.
DENG YinBei, LI HuiJun. Development and application of battery used in Electric vehicle [J]. Jiangsu Machine Building & Automation,1999,(5):30(In Chinese).

[4] 桑 林,李志明,潘 成. 电动汽车动力蓄电池箱振动特性试验研究[J]. 电子测试,2011,(12):14.
SANG Lin, LI ZhiMing, PAN Cheng. Experimental study on vibration characteristics of electric vehicle battery box [J]. Electronic Test,2011,(12):14(In Chinese).

[5] M Hartmann, M Roschitz, Z Khalil. Enhanced Battery Pack for Electric Vehicle; Noise. Reduction and Increased Stiffness [J]. Materials Science Forum Vol. 765(2013):818-822.

[6] 张洪欣. 汽车系统动力学[M]. 上海:同济大学出版社,1996:56.
ZHANG HongXin. Automotive system dynamics [M]. Shanghai: Tongji University Press,1996(In Chinese).

[7] 胡志远,浦耿强,高云凯. 轻型客车车身刚度灵敏度分析及优化 [J]. 机械强度,2003,25(1):70.
HU ZhiYuan, PU GengQiang, GAO YunKai. Sensitivity analysis and optimization for Light-bus body stiffness [J]. Journal of Mechanical Strength,2003,25(1):70(In Chinese).

[8] 肖 敏. 优化数学模型的分析诊断与特征识别[J]. 机械与电子, 2000,(3):47-49.
XIAO Min. Analysis of diagnosis and feature recognition of optimization mathematical model [J]. Mechanical and Electronic, 2000,(3): 47-49(In Chinese).

[9] 肖 敏,孙逸华. 优化数学模型的改进与完善[J]. 机械与电子, 2002,(6):51-53.
XIAO Min, SUN YiHua. Improvement and perfection of optimization mathematical model [J]. Mechanical and electronic, 2002,(6): 51-53(In Chinese).

[10] 路致远, 张卫国,赵明宇,等. 基于扫频法的电动汽车快换电池箱结构仿真与优化[J]. 现代制造工程,2013,(5):63-68.
LU ZhiYuan, ZhangWeiGuo, ZhaoMingYu, et al. The simulation and optimization of fast-swap of EV based on frequency sweeping [J]. Modern Manufacturing engineering, 2013 (5): 63-68 (In Chinese).

[11] 聂美晨. 汽车产业转型升级势在必行-《节能与新能源汽车产业发展规划(2012-2020)》解读[J]. 中国科技投资,2012,(5):20.
NIE MeiChen. Automotive industry transformation and upgrading is imperative-《Development plan of Energy-saving and new energy automotive industry》 Interpretation [J]. China Science and Technology Investment,2012,(5):20(In Chinese).