

# 基于Ansys吉利帝豪EV450电池箱的有限元分析

吴啟召, 梁广振, 孟凡棣, 邹杰, 邓远锋\*

南宁学院交通运输学院, 广西 南宁

收稿日期: 2024年10月12日; 录用日期: 2024年11月12日; 发布日期: 2024年11月26日

## 摘要

为分析汽车动力电池箱体的受力情况及振动, 避免其在运行中发生因箱体受力不均而破损及因激励而产生共振等情况。本文利用三维软件Catia建立电池箱三维模型, 导入Ansys Workbench进行有限元静力学分析, 对电池箱进行静力学、模态分析; 得到静力学受力情况及8阶模态的固有频率、振型。仿真数据表明, 电池箱在静态结构分析中, 等效应力分布合理满足工作要求; 电池箱前8阶模态的振动频率远离共振频率范围; 能保证电池箱的可靠性, 为后续振动特性分析和动力学分析提供理论支持。

## 关键词

电池箱, 模态分析, 共振, 静力学分析

# Finite Element Analysis of Geely Emgrand EV450 Battery Box Based on Ansys

Qizhao Wu, Guangzhen Liang, Fandi Meng, Jie Zou, Yuanfeng Deng\*

College of Traffic and Transportation, Nanning University, Nanning Guangxi

Received: Oct. 12<sup>th</sup>, 2024; accepted: Nov. 12<sup>th</sup>, 2024; published: Nov. 26<sup>th</sup>, 2024

## Abstract

To analyze the stress and vibration of the automotive power battery box during actual operation. In order to avoid damage caused by uneven stress on the case and resonance caused by excitation during operation. This article utilizes the 3D software Catia to create a 3D model of the battery box and import it into Ansys Workbench for finite element static analysis. Perform static and modal analysis on the battery box to obtain the static force situation and the natural frequency and vibration mode of the 8th order mode; Simulation data shows that in static structural analysis, the equivalent stress distribution of the battery box is reasonable and meets the working requirements; The vibration frequency of the first 8 modes of the battery box is far away from the resonance frequency range,

ensuring the reliability of the battery box under different working conditions and providing theoretical support for subsequent vibration characteristic analysis and dynamic analysis.

## Keywords

Battery Box, Modal Analysis, Resonance, Static Analysis

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

在新能源汽车的大背景时代下，新能源汽车的经济性、环保性得到了消费者的认可，汽车动力电池也广泛应用于各类汽车中。电池箱体作为动力电池总成的主要承载部件，分析新能源车的电池箱受力情况、碰撞、共振是必不可少的，电动汽车在不同路面条件下存在震动和颠簸，这些会对电池箱产生振动和冲击，结合静力学分析和模态分析，对评估电池箱在正常运行时情况下的安全性和可靠性，对电池箱的结构耐久性和安全性等方面具有一定意义。

国内外学者对新能源汽车动力电池箱方面做了大量研究。杨鹏[1]等人研究了某款纯电动乘用车电池箱体，运用有限元分析方法对电池箱体的振动模态、结构强度进行分析并制定改进建议，完成了改进方案的台架试验验证。黄建祥[2]等人以某型电池箱体为例，根据规范技术要求对其箱体布置和结构进行设计，运用三维 CAD 建立箱体数模，采用有限元方法对箱体在极限工况下的静态强度、刚度和模态特性进行分析。薛涛[3]分析了动力电池包设计中需满足的安全性要求；其次，对利用 CATIA 三维建模软件动力电池包的电池模组和电池结构进行改进设计；最后，结合建立的动力电池包设计模型对其进行结构特性分析和校验，包括动力电池包的结构强度、模态和碰撞性能。李凯[4]以 18650 圆柱形电池模组为基础，设计了四类电池箱底部防护结构，并对其防护效果进行了仿真分析，分析导致事故的原因与条件，将碰撞模型参数化，计算三种电动汽车底部碰撞工况条件，选用损伤情况最严重的碰撞工况条件。对电池箱实际工况条件进行分析，构建了以 18650 圆柱形电池模组为基础的电池箱模型，针对电池箱底部防护。

本文以吉利帝豪 EV450 的动力电池箱体作为研究具体对象，研究电池箱体的静力学受力情况及模态分析。利用 CATIA 对动力电池箱进行建模，用 Ansys Workbench 对电池箱体进行了静力学分析、模态分析，分析动力电池箱的受力情况、前 8 阶模态振型对比，为电池箱设计提供一定的设计依据。

## 2. 电池箱建模与网格划分

### 2.1. 电池箱体建模

本研究模型使用 CATIA 软件建立好模型之后，在 Ansys-workbench 软件中确认材料选择参数，吉利帝豪 EV450 电池箱体采用的是 SMC 复合材质；根据材料的属性进行定义具体参数。密度为 1.7~1.9 g/cm<sup>3</sup>，杨氏模量为 10<sup>4</sup> MPa，泊松比为 0.3，详细材料如表 1 所示：

Table 1. Material properties of Geely Emgrand EV450 battery case

表 1. 吉利帝豪 EV450 电池箱体材料属性表

| 材料  | 泊松比 | 密度(g/cm <sup>3</sup> ) | 杨氏模量(Pa) | 拉伸强度/MPa |
|-----|-----|------------------------|----------|----------|
| SMC | 0.3 | 1.7~1.9                | 104      | ≥75      |

吉利帝豪 EV450 电池箱主要结构部件有：箱体、底座和隔板。箱体边缘周围有多个直径 6 mm 螺纹孔与底座连接固定。应用 CATIA 软件进行三维参数化建模，因箱体顶盖不受力。电池箱体的结构参数为：箱体长 1951.0 mm，外宽 1182.0 mm，侧宽 822.0 mm，高 259.0 mm，壁厚 3.0 mm；电池包重量为 384 kg，电池箱模型见图 1。

几何结构导入

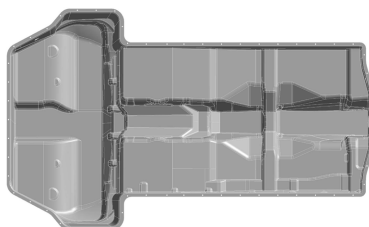


Figure 1. 3D model of Battery box

图 1. 电池箱体三维模型

## 2.2. 模型网格划分

在 Ansys-workbench 中对动力电池箱体模型进行划分，为了确保数据的严谨性，采用四面体网格进行自动划分，对部分区域进行再次细分网格。网格密度为 5 mm，划分的节点为 125,4867，单元数为 629,725，具体的网格模型如图 2 所示。

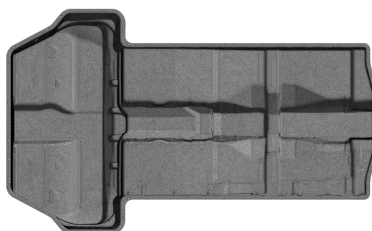


Figure 2. Grid model of battery box body

图 2. 电池箱体网格模型

## 3. 模态分析

### 3.1. 模态基本理论

电池箱约束方式为限制螺栓孔周围节点的自由度，前 8 阶模态的固有频率如表 2 所示：

Table 2. Calculation and analysis of the first 8 modes of the battery box body

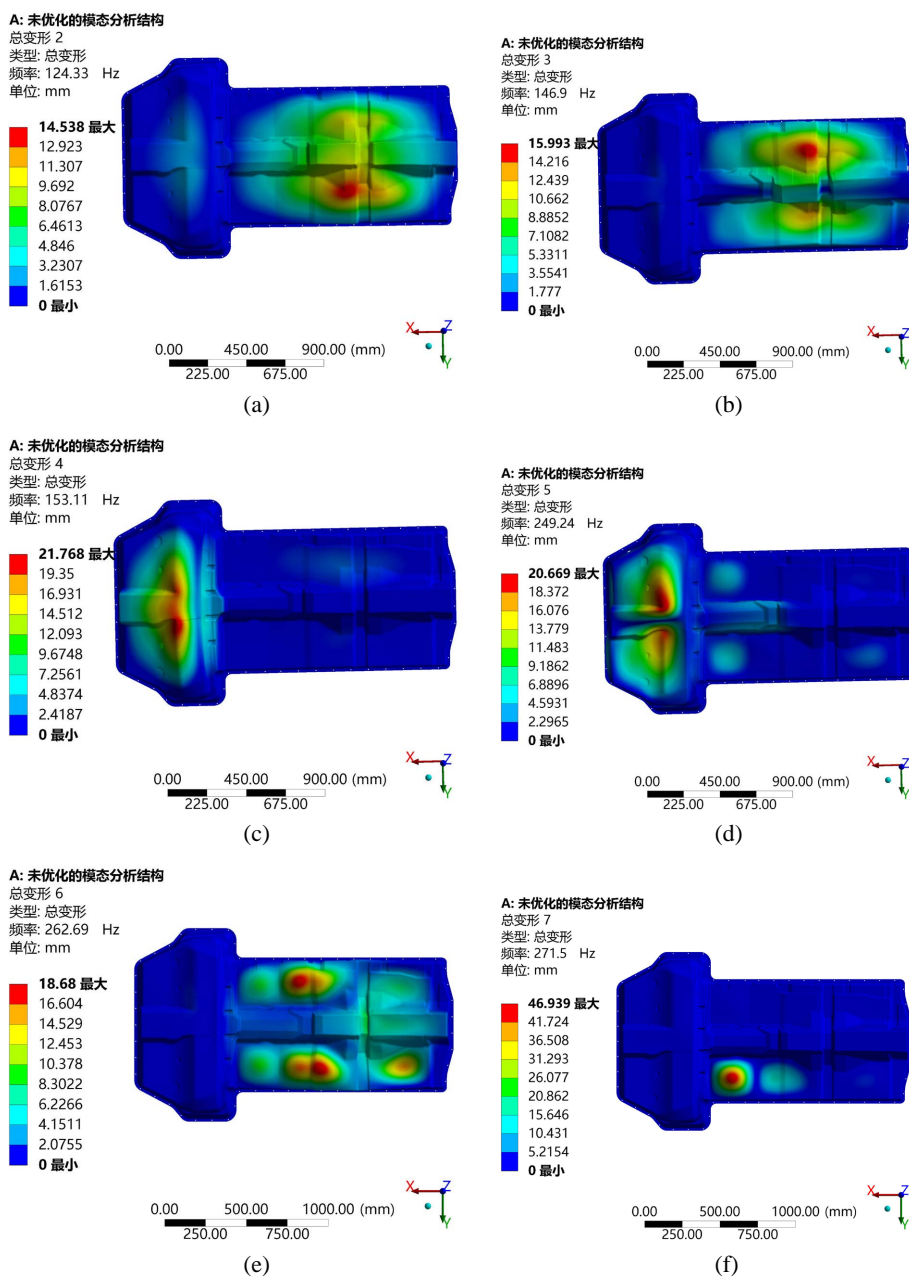
表 2. 电池箱体前 8 阶模态计算分析

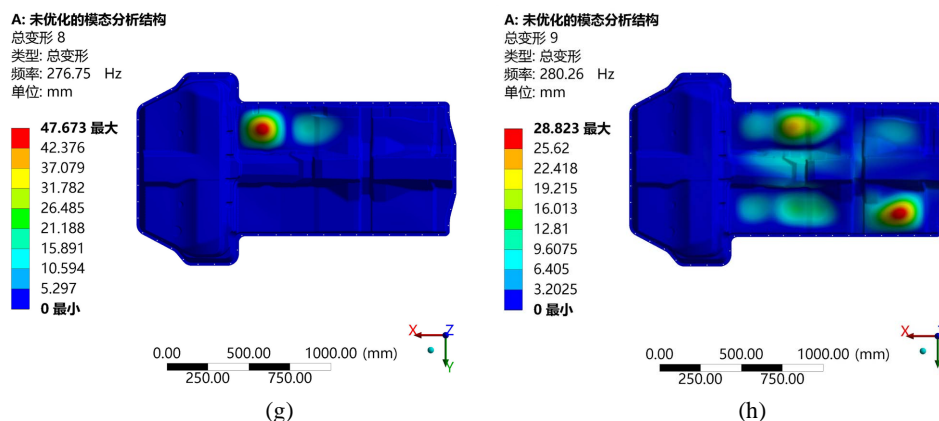
| 阶次 | 频率/Hz  | 震动部位 |
|----|--------|------|
| 1  | 124.3  | 下部   |
| 2  | 146.9  | 上部   |
| 3  | 153.11 | 左前   |

续表

|   |        |       |
|---|--------|-------|
| 4 | 249.24 | 左前    |
| 5 | 262.69 | 上下    |
| 6 | 271.5  | 左下    |
| 7 | 276.75 | 左上    |
| 8 | 280.26 | 左上、右下 |

设置参数后对电池箱进行模态分析，得出电池箱体的前八阶模态振型图，如图 3(a)~(f)所示：





**Figure 3.** (a) First order natural frequency mode shape; (b) Second order natural frequency mode; (c) Third order natural frequency mode; (d) Fourth order natural frequency mode; (e) Fifth order natural frequency mode; (f) Sixth order natural frequency mode; (g) Seventh order natural frequency mode; (h) Eighth order natural frequency mode

**图 3.** (a) 一阶固有频率振型; (b) 二阶固有频率振型; (c) 三阶固有频率振型; (d) 四阶固有频率振型; (e) 五阶固有频率振型; (f) 六阶固有频率振型; (g) 七阶固有频率振型; (h) 八阶固有频率振型

### 3.2. 模态分析结论

对比电池箱体前 8 阶模态计算分析中的数据可知: 1 阶振型固有频率为 124.33Hz; 2 阶振型固有频率为 146.9 Hz; 3 阶振型固有频率为 153.11 Hz; 4 阶振型固有频率为 249.24 Hz; 5 阶振型固有频率为 262.69 Hz; 6 阶振型固有频率为 271.5 Hz; 7 阶振型固有频率为 276.75 Hz; 8 阶段振型固有频率 280.26 Hz。电动汽车在各种路面上, 由车轮引起的激振频率一般在 1~28 Hz 之间, 当车速低于 100 km/h 时, 激振频率一般低于 28 Hz, 所以电池箱的各阶频率应该控制在 28 Hz 以上[5]。电池箱体的前 8 阶固有频率均远高于 28 Hz, 避免因汽车行驶带来的共振现场发生。

## 4. 静态结构仿真结果分析

对电池箱体进行静态结构分析, 由于动力电池箱体是由箱体侧边的螺钉孔通过螺栓固定在车身上, 对螺栓孔的内表面进行固定约束操作, 随后对电池箱体施加载荷。取地球标准重力加速度  $g = 9.8 \text{ N/m}^2$ , 电池包重量  $m = 384 \text{ kg}$ 。

由于路况比较复杂多样, 电动汽车在行驶过程中, 电池箱体的受力情况也是变化的, 例如遇到刹车和转向等极端特殊的工况时, 电池箱体侧壁会受到来自电池模组的极大压力, 应进行应力和位移分析。箱体在刹车和转向时的最大加速度分别为  $\alpha_1 = 1 \text{ g}$  和  $\alpha_2 = 0.8 \text{ g}$ ,  $g$  为重力加速度  $\text{m/s}^2$ , 惯性力作用在箱体的侧壁上, 由于箱体是对称结构, 所以对箱体的一侧施加载荷进行研究即可[6] [7]。

### 4.1. 刹车静态结构分析

根据牛顿力学公式  $F = ma$ , 得出电动汽车刹车过程中箱体内的电池包对箱体前倾位置的前壁形成的力  $F_1 = ma_1 = 384 \times 9.8 = 3763.2 \text{ N}$ , 本次研究中使用标准力的 130% 来进行验证[6], 即以  $F_1 = 3763.2 \times 1.3 = 4892.16 \text{ N}$  的载荷均布施加在电池箱体前壁上。当汽车在行驶过程中, 由于刹车原因, 电池由惯性应力在电池壳体的前壁端形成压力, 其中应力最大值在电池前壁端凸起的斜角处, 其值  $\sigma_{1\text{max}} = 85.433 \text{ MPa}$ 。

由图 4 可知, 最大位移量出现在电池箱体的中心处, 位移量 8.9207 mm, 箱体宽侧壁长度为 1951mm, 每单位长度平均最大位移量为  $8.9207/1.951 = 4.5723 \text{ mm/m}$ 。

由图 5 可知, 汽车在刹车等效应力均分布在电池箱体的前方, 最大的等效应力值为 85.433 MPa。电池箱体的首先从电池的正前方中心点开始逐步变形, 最大变形量为 8.9207 mm。

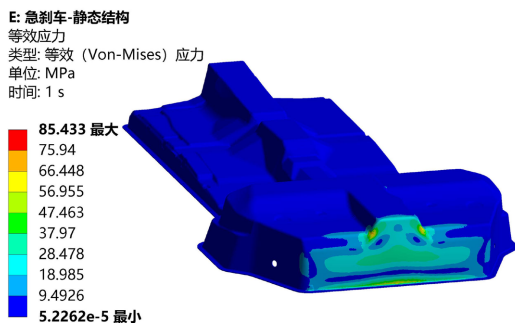


Figure 4. Equivalent stress distribution diagram  
图 4. 电池箱体等效应力分布图

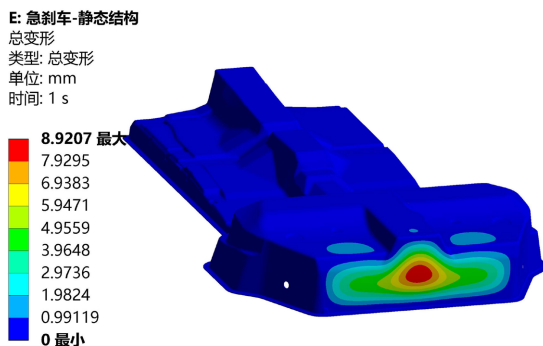


Figure 5. Displacement distribution diagram  
图 5. 电池箱体位移分布图

#### 4.2. 转向静态分析

对汽车转向路况进行静态分析，汽车在转向时汽车电池箱体内的电池包对箱体左右位置的窄侧壁惯性力  $F = ma_2 = 384 \times 0.8 \times 9.8 = 3010.56 \text{ N}$ 。用  $F = 3010.56 \times 1.3 = 3913.728 \text{ N}$  的载荷均布施加在电池箱体左侧位置窄侧壁上，由于箱体是对称关系，仅对一侧进行分析即可。对箱体螺栓进行固定约束，得到转向工况下的应力和位移图。

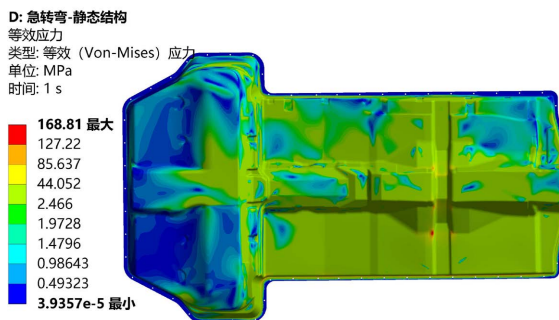
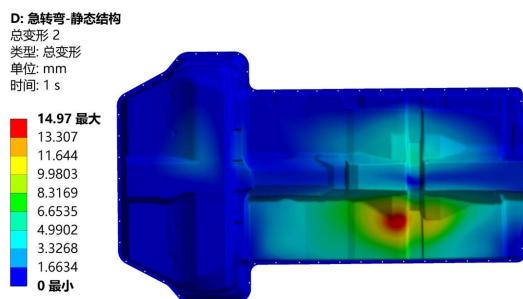


Figure 6. Maximum stress distribution under steering conditions  
图 6. 转向工况下的最大应力分布图

由图 6 可知，汽车在转向路况下的最大应力分布在电池箱体左侧下方固定螺栓的边界板块上，其最大值为  $\sigma_{\max} = 168.81 \text{ MPa}$ ，低于屈服强度  $680 \text{ MPa}$ 。由图 7 可知，电池箱体从电池的正前方中心点开始逐步变形，最大变形量为  $14.97 \text{ mm}$ 。位于箱体窄侧壁上方中间部位，说明箱体窄侧壁刚度较低。



**Figure 7.** Distribution of maximum displacement under steering conditions

**图 7.** 转向工况下的最大位移分布图

## 5. 结语

本次通过建立吉利帝豪 EV450 电池箱三维模型，再导入 Ansys-workbench，对吉利帝豪 EV450 电池箱进行了静力学分析、模态分析，结论具体如下：

1) 电池箱的 1 阶固有频率为 124.33 Hz，并逐步增加值 8 阶固有频率 280.26 Hz；由车轮引起的激振频率一般在 1~28 Hz 之间，电池箱体固有频率远高于外界激励 1~28 Hz 的共振频率区间，不会引发共振现象。

2) 在刹车路况下，电池箱最大等效应力 85.433 MPa，最大位移量 8.9207 mm。转向的路况下，电池箱最大等效应力 168.81 MPa，低于屈服强度 680 Mpa，最大位移量 14.97 mm。

## 参考文献

- [1] 杨明, 乔延涛, 蔡存朋, 等. 纯电动乘用车动力电池箱体设计优化及仿真分析[J]. 汽车文摘, 2024(1): 26-32.
- [2] 黄建祥, 林歆悠, 李明林, 等. 极限工况下动力电池箱体结构设计和性能分析[J]. 机电工程技术, 2023, 52(10): 84-88.
- [3] 薛涛. 新能源汽车动力电池包的改进设计与仿真研究[J]. 装备制造技术, 2023(6): 172-175.
- [4] 李凯. 纯电动汽车动力锂电池箱底部碰撞防护结构设计及仿真分析[D]: [硕士学位论文]. 长沙: 中南大学, 2023.
- [5] 刘俊峰, 康元春. 动力电池箱体轻量化设计[J]. 农业装备与车辆工程, 2024, 62(3): 45-49.
- [6] 梁冲, 邓腾树. 基于 Ansys Workbench 的动力电池箱有限元分析及结构改进[J]. 福建农机, 2020(3): 34-40.
- [7] Niu, Y.X., Wang, X.G. and Li, W. (2015) Finite Element Analysis of the Car Steering Knuckle Based on Ansys. *Applied Mechanics and Materials*, **3822**, 740-740. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.740.108>