doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2024.03.003

某型电动轮自卸车车厢强度分析与尺寸优化设计

雷　杰，倪正顺，熊　涛，王柳平，汤迎红，米承继

（湖南工业大学 机械工程学院，湖南 株洲 412007）

摘　要：以某型 220 t 电动轮自卸车车厢为研究对象，利用 HyperWorks 建立了自卸车车厢的有限元模型，对自卸车车厢的满载静止、满载转弯、满载制动、满载转弯制动、满载匀速及满载举升 6 种工况进行有限元分析，并基于 Optimization 模块对车厢厢体结构进行了尺寸优化，以该自卸车车厢板块厚度作为设计变量，在保证结构应力满足设计要求的前提下尽量减少车厢的质量，最终车厢整体质量降幅达到 22.9%，实现了车厢轻量化设计目标。

关键词：自卸车；车厢；强度分析；尺寸优化

中图分类号：TH242　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1673-9833(2024)03-0018-07

引文格式：雷　杰，倪正顺，熊　涛，等 . 某型电动轮自卸车车厢强度分析与尺寸优化设计 [J]. 湖南工业大学学报，2024，38(3)：18-24.

Strength Analysis and Size Optimization Design of a Certain Type of Electric Wheel Dump Truck Carriage

LEI Jie，NI Zhengshun，XIONG Tao，WANG Liuping，TANG Yinghong，MI Chengji

（College of Mechanical Engineering，Hunan University of Technology，Zhuzhou Hunan 412007，China）

Abstract：Taking a 220 t electric wheel dump truck as the research object, a finite element model has been established, followed by a finite element analysis of six working conditions of the dump truck carriage: full load stationary, full load turning, full load braking, full load turning braking, full load constant speed, and full load lifting. Based on the Optimization module, the size of the carriage structure is optimized, with the thickness of the dump truck carriage plate as the design variable so as to minimize the weight of the carriage as much as possible while ensuring that the structural stress meets the design requirements. Thus the overall mass of the final carriage decreases by 22.9%, achieving the goal of lightweight design for the carriage.

Keywords：dump truck；carriage；strength analysis；size optimization

1　研究背景

电动轮自卸车是一种大型的非公路运输车辆，因其装载质量大、工作性能稳定成为矿山场所主要运输工具。随着国内各大中型露天矿的大规模建设和投产，电动自卸车的需求量不断增加。然而，由于电动

收稿日期：2023-03-13

基金项目：湖南省自然科学基金资助项目（2021JJ50042）；湖南省教育厅科研基金资助重点项目（21A0362）；湖南省研究生科研创新基金资助项目（CX20220850）

作者简介：雷　杰，男，湖南工业大学硕士生，主要研究方向为抗冲击轻量化协同优化设计，E-mail：2584536609@qq.com

通信作者：汤迎红，男，湖南工业大学副教授，硕士生导师，主要研究方向为包装机械设计及理论，液压传动与控制，E-mail：1924567610@qq.com

自卸车的结构复杂且整车质量较大，且常常需要在特殊多变的道路条件下行驶，因此，在这样的工作环境中电动自卸车经常会发生扭转、弯曲等变形现象。车厢作为矿用自卸车最重要的承载部分，其结构设计对整车性能有着重要的影响[1]。自卸车车厢的质量占整车质量的比例很大，对自卸车的油耗影响较大。因此，如何在保证自卸车车厢强度的情况下减轻车厢质量，成为自卸车领域发展所需解决的重要问题[2]。

近年来，随着计算机科学的迅速发展，将有限元仿真分析与尺寸优化的数学模型相结合，得到最优结果集，使尺寸优化方法的实现变得更加快速、方便、准确和可靠[3]。国内外学者对尺寸优化设计进行了较多的研究。Pan Y. J. 等[4]将尺寸优化方法应用到汽车电池组外壳的开发设计中，优化后的电池组外壳结构具有 10.41% 的轻量化增益，同时增强了电池组的动态性能。Zhao X. H. 等[5]对精冲机机架进行了灵敏度分析，并采用尺寸优化法对机架进行优化，使得机架质量减轻了 12.94%。Li C. 等[6]采用尺寸优化的方法对某汽车横梁进行轻量化设计，获得了横梁零件的最佳材料分布，使得优化后的横梁强度满足设计要求，且质量减轻了近 40%。叶辉等[7]将尺寸优化方法应用到汽车车身轻量化的开发设计中，以车身零部件结构的板厚为设计变量，以车身刚度为约束条件，将目标定义为车身质量最小进行优化计算，优化结果满足设计要求，且车身质量减轻了 14.8 kg。王旭飞等[8]针对电动客车车身，利用有限元软件对车身进行静力学分析和模态分析，采用尺寸优化方法对其进行轻量化设计，优化后的客车车身骨架总质量下降了 339 kg。柳占宇等[9]以某型动力集中式动车组车体牵引梁为例，采用尺寸优化方法对其进行轻量化设计，以牵引梁的板厚为设计变量，以符合安全条件为约束条件，以牵引梁质量最小为优化目标进行优化设计，优化后质量降幅达到 50.9%，且减重优化后牵引梁满足设计要求。吴青龙等[10]将尺寸优化方法应用到塔式起重机吊臂的布局设计中，以腹板半径为设计变量，臂架顺应性为目标函数，动臂物料体积为约束条件，建立尺寸优化数学模型。通过将原动臂与优化后动臂进行比较，尺寸优化方法可以有效减少动臂质量，增加动臂刚度，降低变形和结构应力水平。

以上研究成果表明，尺寸优化技术已在许多结构轻量化设计方面得到应用。但是利用尺寸优化设计方法，实现自卸车车厢结构轻量化设计研究的文献报道相对较少。基于以上分析，本文以某型 220 t 自卸车车厢作为优化设计对象，建立车厢的三维模型和有限元模型，并应用 CAE 分析软件 HyperWorks 对满载状态下的车厢在 6 种不同工况下进行有限元分析，得到车厢的应力分布云图。依据强度计算理论，在上述工况下，车厢强度安全系数较高，存在质量冗余问题，故需对车厢进行尺寸优化设计，并对其合理性进行分析校核，保证在满足强度要求的前提下达到减重目标。

2　理论基础

2.1　第三强度原则

σ_1 为第一主应力且为最大应力 σ_{max}；σ_3 为第三主应力且为最小应力 σ_{min}；过一点的所有截面上切应力最大值 τ_{max} 为

$$\tau_{max}=(\sigma_1-\sigma_3)/2\text{。}$$

当最大切应力 $\tau_{max}=\sigma_s/2$时材料出现屈服，于是得屈服准则为$(\sigma_1-\sigma_3)/2=\sigma_s/2$，将正应力 σ_s 换为许用应力 σ，得到按第三强度理论建立的强度条件为 $\sigma_1-\sigma_3\leqslant[\sigma]$。

2.2　尺寸优化设计

设计变量为 x，其目标函数 $f(x)$、约束函数 $g_u(x)$ 和 $h_v(x)$ 是最优设计的 3 个元素。本文中的设计变量是侧板、前板、底板、U 型梁的壳单元厚度，表示为 $X=[x_1, x_2, \cdots, x_n]$；目标函数表示为 $f(X)=f(x_1, x_2, \cdots, x_n)$；约束函数是设计变量选择的约束条件，其形式有不等式约束 $g_u(X)$ 和等式约束 $h_v(X)$。一般优化设计问题的数学模型可以表示如下：

$$\begin{cases}\min f(X),\quad X\in D\subset \mathbf{R}^n;\\ \text{s.t. } g_u(X)\leqslant 0,\ u=1, 2, \cdots, m;\\ h_v(X)=0,\ v=1, 2, \cdots, p\text{。}\end{cases}$$

式中：u 和 v 为未知数的个数；m 和 p 为维数（设计的自由度）；D 为定义域。

当 $m=p=0$ 时称为无约束优化问题，$m\neq p\neq 0$ 称为约束优化问题。$f(X)$、$g_u(X)$ 和 $h_v(X)$ 都是线性函数，称为线性优化问题；$f(X)$、$g_u(X)$ 和 $h_v(X)$ 其中有一个是非线性函数，称为非线性优化问题[11]。

3　电动轮自卸车车厢有限元模型建立与验证

3.1　电动轮自卸车车厢几何模型建立

矿用自卸车车厢一般由底板、侧板、前板、U 型梁等组成，各部分均采用钢板焊接而成。其中底板厚度为 20 mm、前板厚度为 15 mm、侧板厚度为 10 mm、前端板厚度为 5 mm、U 型横梁厚度为 12 mm、U 型纵梁厚度为 15 mm。根据某公司提供初始的车厢图纸，建立的自卸车车厢原始模型如图 1

所示。

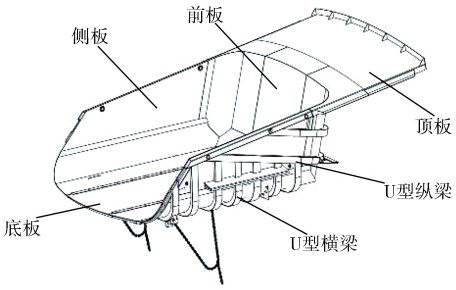


图 1 车厢整体模型

Fig. 1 Overall model of the carriage

在保证有限元分析可靠的基础上，可根据有限元分析前处理及求解器特点在保证车厢主要力学特性的前提下对其进行适当简化，主要简化原则如下：1）省略一些非承载件及装饰件，如装饰灯、尾部链条；2）建模过程中对于一些施加载荷和约束的工艺孔要精准布置，非重要工艺孔可省略；3）对于车厢骨架上某些形状不规则的构件可在保证受力条件下适当简化。简化后建立的自卸车车厢模型如图 2 所示，后续将以该模型为对象进行有限元分析。

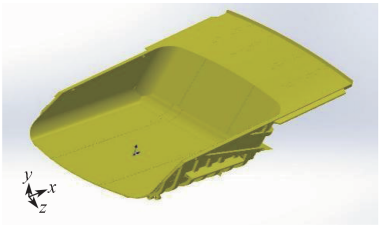


图 2 简化后的车厢模型

Fig. 2 Simplified carriage model

3.2 有限元模型建立

Hypermesh 软件是美国 Altair 公司开发的一款有限元分析软件，其特点是它具有强大的有限元网格划分前处理功能，同时使用方便灵活，并能够与众多 CAD 软件和有限元求解器进行数据交换，可以直接将车厢三维模型导入 Hypermesh 中。

3.2.1 材料属性

车厢母材为低合金高强度结构钢，整体由若干块钢板焊接而成，表 1 所示为车厢材料参数。

表 1 车厢材料参数

Table 1 Parameters of carriage materials

材料名称	弹性模量 / GPa	泊松比	密度 /(kg . m^{-3})	屈服强度 /MPa
车厢材料	203	0.3	7 800	700
橡胶材料	420	0.499	1 000	–

3.2.2 网格划分

分析车厢整体尺寸，车厢板材主体尺寸远大于厚度方向尺寸，故采用壳单元 Pshell 在 Optistruct 中对车厢板块结构进行离散。散装货物是车厢主要载荷。根据相关标准对散货建模，采用 Pmass 质量单元进行离散化，自卸车正常工作过程中货物和车厢保持相对静止状态，即货物和车厢无相对位移，通过质量单元和车厢节点耦合，将货物重力传递到车厢 [12]。另外，橡胶垫用 Psolid 实体单元进行结构离散。根据堆装的体积及载质量，货物质量为 220 t。根据上述要求划分的网格模型单元数量为 153 872，节点数量为 145 919，网格模型见图 3。

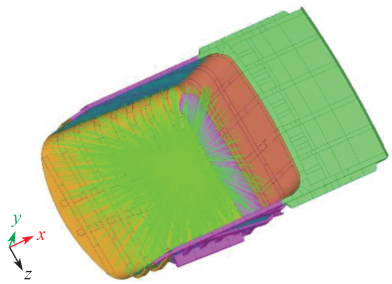


图 3 车厢网格模型

Fig. 3 Carriage mesh model

3.2.3 有限元分析边界条件

满载静止、制动、转弯、转弯制动、匀速等 5 种工况下车厢未被升起，车厢底部纵梁直接与橡胶垫接触，故这 5 种工况下将橡胶垫下表面定义为零位移约束；同时定义斗铰支孔径向和侧向零位移约束，如图 4 所示。

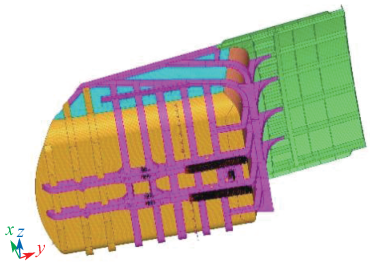


图 4 车厢未升起时约束

Fig. 4 Restraint condition with the carriage lowered

满载举升工况，即车厢刚被举起时，对斗铰支孔和举升缸支座孔进行全约束，如图 5 所示。

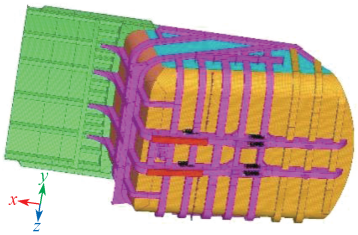


图 5 车厢升起时约束

Fig. 5 Restraint condition with the carriage raised

3.3 计算结果及评价

定义车厢材料参数和 6 种工况的边界条件后，提交 Optistruct 计算可以得到 6 种工况下的静力分析结果。

3.3.1　车厢静力分析强度结果

满载静止工况主要研究自卸车在平整路面静止时的受力；满载匀速工况主要研究自卸车在平整路面匀速行驶时各部分的受力情况；满载转弯工况主要用来模拟自卸车在急转弯时，在离心力作用下，分析车厢各部分的受力状态；满载制动工况模拟自卸车在紧急制动时，在惯性力作用下，车厢各部分的受力状态。其中车厢在满载匀速工况主应力分布云图见图 6。车厢各工况主应力云图见图 7。

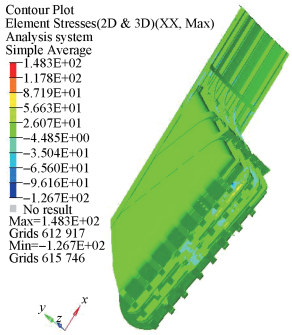
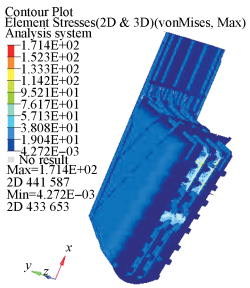
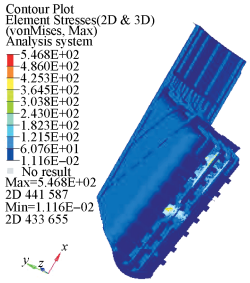


图 6　满载匀速工况主应力分布云图

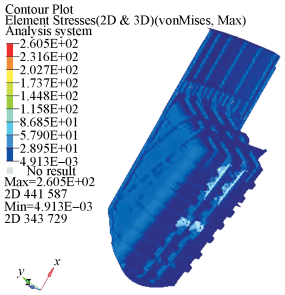
Fig. 6　Cloud map of principal stress distribution under the full load uniform speed working condition



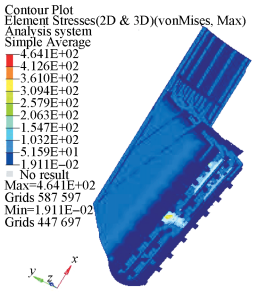
a）满载静止工况



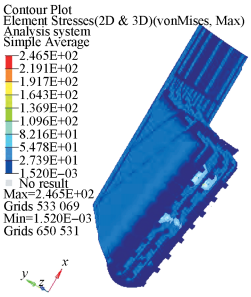
b）满载转弯工况



c）满载制动工况



d）满载转弯制动工况



e）满载举升工况

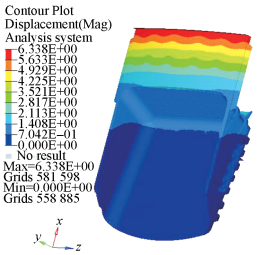
图 7　不同工况的主应力云图

Fig. 7　Principal stress cloud map under different working condition

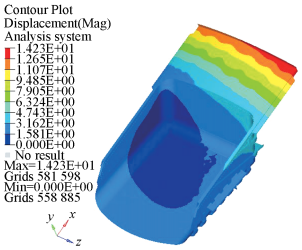
综合考虑自卸车在实际中的典型工况，上述工况的加载方式如下：1）满载静止工况。工作条件是自卸车以静止或恒定速度运行，在这种工作状态下，车厢上的负荷是载质量和车厢自重的总和，惯性加速度取 9.8 m/s^2，方向向下。2）满载匀速工况。行驶方向的加速度取 1.39 m/s^2，垂直加速度取 9.8 m/s^2，方向向下。3）满载转弯工况。考虑侧向离心力作用，侧向加速度取 2.94 m/s^2，垂直加速度取 19.6 m/s^2。4）满载制动工况。行驶方向加速度取 −1.39 m/s^2，垂直加速度取 11.76 m/s^2。5）满载转弯制动工况。侧向加速度取值 2.94 m/s^2，行驶方向加速度取 −1.39 m/s^2，垂直加速度取 19.6 m/s^2，方向向下[13]。6）满载举升工况。此工况是满载下车厢刚被液压举升缸举起状况，此时车厢处于静止状态，故仅考虑重力加速度，取 9.8 m/s^2。

3.3.2　车厢静力分析位移结果

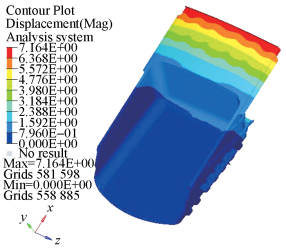
静态变形是衡量车厢刚度水平的一个标准，车厢 6 种工况位移云图如图 8 所示。



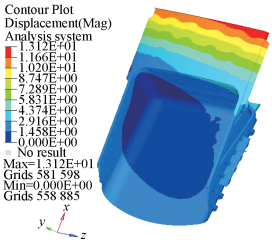
a）满载静止工况



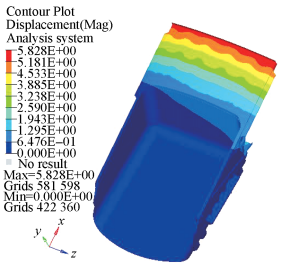
b）满载转弯工况



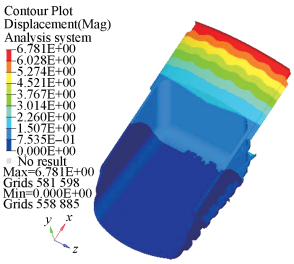
c）满载制动工况



d）满载转弯制动工况



e）满载举升工况



f）满载匀速工况

图 8　不同工况的位移云图

Fig. 8　Displacement cloud map under different working conditions

3.4　车厢有限元模型验证

为验证车厢有限元模型的准确性，进行了车厢应变测量实验，通过应变片测量车厢相应测点的应变数据，并与仿真数据对比。

自卸车工作环境的道路多为坑洼路面，高低起伏，环境恶劣，实验工况测试路面最大坡度为 17%，最小转弯半径为 17 m。

MOPS（miuion operation per second）强度测试系统连接半桥应变片和温度补偿片，所有测点均在空载状态下贴片。测点 J5-1 位于左侧车厢铰链支座内侧立板与车厢横梁连接处，如图 9a 所示，对应仿真测点为 U 型纵梁铰链支座孔左侧。测点 J5-2 位于右侧车厢铰链支座内侧立板与车厢横梁连接处，如图 9b 所示，对应仿真测点为 U 型纵梁铰链支座孔右侧。



a）测点 J5-1 b）测点 J5-2

图 9 测点布置示意图

Fig. 9 Measurement point layout schematic diagram

现场根据各测点引线长度、应变片的灵敏度和电桥连接方式，使用 HBMK3602 标准应变校准仪对应变片进行校准。本试验中使用的应变花灵敏度系数为 2.12。测试时，各点应变信号经放大、滤波、A/D 转换成数字量后进入计算机分析系统，并利用德国 Caesar 公司的 MLab、MGraph 信号采集分析软件进行分析处理。整个系统按照 GB/T 27025—2008《校准和检验实验室能力的通用要求》检验规程进行了校验 [12]。在每个测点均匀粘贴 45° 应变花，最大主应力中杨氏模量 E 取 2.07×10^5 MPa，泊松比 μ 取 0.27。

电动轮自卸车车厢等钢结构选用钢板材质为 Q690 高强度低合金调质钢，σ_b 为 840 MPa，屈服强度 σ_s 约为 700 MPa，按许用应力安全系数取 1.5 考虑，许用应力 σ_a 值约为 466 MPa。根据以上要求所得 6 种工况的实验值与仿真值如表 2 所示。

表 2 不同工况下的实验值与仿真值

Table 2 Experimental and simulation values under different working conditions

测试工况	测点					
	J5-1			J5-2		
	仿真值 / MPa	测试值 / MPa	相对误差 /%	仿真值 / MPa	测试值 / MPa	相对误差 /%
满载静止	102	95	7.4	107	98	9.2
满载转弯	271	285	4.9	189	195	3.1
满载制动	108	115	6.1	116	111	4.5
满载转弯制动	230	221	4.1	156	162	3.7
满载举升	241	253	4.7	238	244	2.4
满载匀速	114	107	6.5	119	108	1.1

通过实验值与仿真值的对比可以看出两者数据相差不大，验证了有限元模型的准确性，为后续进行尺寸优化设计奠定了基础。

4 车厢强度分析

6 种工况的强度分析基本反映出车厢的强度水平，最大应力出现在纵梁的斗支孔处，6 种工况的最大应力为 558 MPa，小于所用材料的屈服强度 700 MPa，因此整个车厢基本能符合设计的要求。根据第三强度理论和许用应力 σ_a 值约为 466 MPa 计算安全系数，计算结果见附表 1。

由附表中数据可知，在上述工况下，车厢强度安全系数较高，存在质量冗余问题，因此需要对车厢进行轻量化设计。

5 车厢尺寸优化设计

为了优化自卸车厢钢板的厚度，需要在 Optistruct 中设定设计变量、目标函数和约束函数等参数，具体设定步骤如下 [10]：

1）定义设计变量 x。根据有限元分析考虑将车厢侧板、前板、底板、U 型梁等对车厢优化目标影响较大的板厚定义为设计变量，依据设计要求允许的变动范围对设计变量进行取值，如表 3 所示。

表 3 车厢设计变量

Table 3 Carriage design variables mm

名称	初始值	厚度变化范围	
		下限	上限
底板	20	30.0	10.0
前板	15	7.5	22.5
侧板	10	5.0	15.0
U 型横梁	12	6.0	18.0

2）将设计变量与壳单元的厚度属性相关联。

3）定义响应。在响应（Responses）子面板中定义质量（Mass）和应力（Von-Mises）两个响应。

4）定义目标函数。定义质量最小化为目标函数，选择目标（Objective）面板，将质量响应（Mass）定义成目标函数。

5）定义约束。由于车厢板块材料的屈服极限为 700 MPa，将车厢板块上的 Von-Mises 应力的最大值设定为 700 MPa。

根据车厢强度分析结果，选择应力最大的满载转弯制动工况进行厚度优化，经 Opstistruct 优化迭代 14 次得到车厢板块的厚度值，优化前后车厢板块厚度结果见表 4，优化结果云图如图 10 所示。

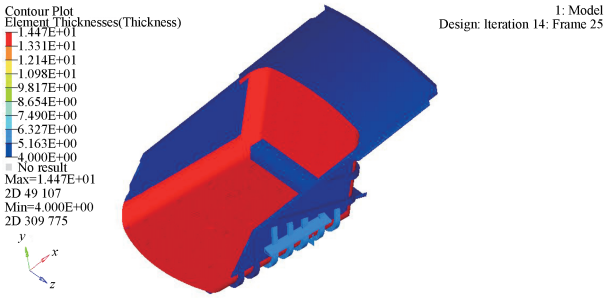


图 10　优化结果云图

Fig. 10　Optimization effect cloud map

表 4　车厢板块厚度优化结果

Table 4　Optimization results of carriage panel thickness

名称	厚度值 /mm	
	初始值	优化后
底板	20	15.0
前板	15	7.5
侧板	10	5.0
U 型横梁	12	10.0

将优化后的结果重新进行仿真分析，得到的分析结果如表 5 所示。从表中可以看出优化后的车厢在不同的工况下应力都有一定幅度的上升，但仍满足车厢的使用要求，而车厢质量降幅达到了 22.9%，满足了轻量化设计要求。

表 5　优化前后各工况应力结果对比

Table 5　Comparison of stress results under various working conditions before and after optimization

工况	优化前最大应力 /MPa	优化后最大应力 /MPa	优化前质量 /t	优化后质量 /t
满载静止	171	184	33.254	25.639
满载转弯	546	556		
满载匀速	175	207		
满载制动	260	270		
满载转弯制动	558	579		
满载举升	246	275		

6　结语

本文以某型电动轮自卸车车厢作为研究对象，建立了车厢的三维模型和有限元模型，并应用 CAE 分析软件 HyperWorks 对车厢在不同工况下进行了有限元强度分析，得到车厢的应力分布云图。依据强度计算理论，在上述工况下，车厢强度安全系数较高，存在质量冗余问题，故需对车厢进行轻量化化设计，基于 Optimization 模块对车厢厢体结构进行尺寸优化设计，以该自卸车车厢板块厚度作为设计变量，在保证结构应力满足设计要求的前提下尽量减少车厢的质量，最终优化后的车厢质量降幅达到 22.9%，将优化后的各工况应力结果与优化前对比满足强度要求，实现了车厢轻量化设计目标。

参考文献：

[1] 米承继 . 基于应变能量法的矿用自卸车车架疲劳可靠性研究 [D]. 长沙：湖南大学，2014.
MI Chengji. Study on Fatigue Reliability of Mine Dump Truckframe Based on Strain Energy Method[D]. Changsha：Hunan University，2014.

[2] 刘　钊，朱　平，籍庆辉 . 静动态工况下的自卸车车厢轻量化设计 [J]. 机械科学与技术，2016，35(5)：762−767.
LIU Zhao，ZHU Ping，JI Qinghui. The Lightweight Deign of Dump Truck Carriage Based on the Static and Dynamic Working Conditions[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering，2016，35(5)：762−767.

[3] 李光霁，刘新玲 . 汽车轻量化技术的研究现状综述 [J]. 材料科学与工艺，2020，28(5)：47−61.
LI Guangji，LIU Xinling. Literature Review on Research and Development of Automotive Lightweight Technology[J]. Materials Science and Technology，2020，28(5)：47−61.

[4] PAN Y J，XIONG Y，WU L，et al. Lightweight Design of an Automotive Battery-Pack Enclosure via Advanced High-Strength Steels and Size Optimization[J]. International Journal of Automotive Technology，2021，22(5)：1279−1290.

[5] ZHAO X H，LIU Y X，HUA L，et al. Structural Analysis and Size Optimization of a Fine-Blanking Press Frame Based on Sensitivity Analysis[J]. Strojniški Vestnik-Journal of Mechanical Engineering，2020，66(6)：408−417.

[6] LI C，KIM I Y. Topology，Size and Shape Optimization of an Automotive Cross Car Beam[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part D：Journal of Automobile Engineering，2015，229(10)：1361−1378.

[7] 叶　辉，胡　平，申国哲，等 . 基于灵敏度和碰撞仿真的汽车车身轻量化优化设计 [J]. 农业机械学报，2010，41(10)：18−22，27.
YE Hui，HU Ping，SHEN Guozhe，et al. Lightweight Optimization Design of Car Body Based on Sensitivity and Side Crash Simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2010，41(10)：18−22，27.

[8] 王旭飞，焦登宁，谭　飞，等 . 基于灵敏度分析的客车骨架轻量化设计 [J]. 现代制造工程，2021(9)：52−57.
WANG Xufei，JIAO Dengning，TAN Fei，et al. The Lightweight Design of Bus Frame Based on Sensitivity Analysis[J]. Modern Manufacturing Engineering，

2021(9)：52−57.

[9] 柳占宇，于德壮，李加瑞，等 . 基于拓扑和几何尺寸优化的动力集中动车组牵引梁减重优化设计 [J]. 中国铁道科学，2021，42(6)：122−129.
LIU Zhanyu，YU Dezhuang，LI Jiarui，et al. Weight Reduction Optimization Design of Traction Beam in Power Concentrated EMU Combining with Topology and Geometric Size Optimization[J]. China Railway Science，2021，42(6)：122−129.

[10] 吴青龙，周奇才，熊肖磊，等 . 塔式起重机臂架腹杆布局及尺寸优化设计 [J]. 东北大学学报 (自然科学版)，2018，39(9)：1309−1314.
WU Qinglong，ZHOU Qicai，XIONG Xiaolei，et al. Layout and Size Optimization Design of Tower Crane Boom Webs[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science)，2018，39(9)：1309−1314.

[11] 廖美颖，谷玉川，王更胜 . 基于 Optistruct 的某汽车悬架上控制臂的尺寸优化设计 [J]. 客车技术与研究，2013，35(2)：21−23.
LIAO Meiying，GU Yuchuan，WANG Gengsheng. Size Optimization Design of Vehicle Suspension Upper Control Arm Based on Optistruct[J]. Bus & Coach Technology and Research，2013，35(2)：21−23.

[12] 胡 迪，陈勇智 . 电动轮自卸车车厢强度有限元分析 [J]. 内燃机与配件，2022(10)：44−46.
HU Di，CHEN Yongzhi. Strength Finite Element Analysis of Electric Wheel Dumping Truck Carriage[J]. Internal Combustion Engine & Parts，2022(10)：44−46.

[13] 米承继，谷正气，伍文广，等 . 随机载荷下矿用自卸车后桥壳疲劳寿命分析 [J]. 机械工程学报，2012，48(12)：103−109.
MI Chengji，GU Zhengqi，WU Wenguang，et al. Fatigue Life Analysis of Rear Axle Housing of Mining Dump Truck Under Random Load[J]. Journal of Mechanical Engineering，2012，48(12)：103−109.

(责任编辑：姜利民)

附表 1 各工况下车厢应力及变形结果

Table 1 Stress and deformation results of the carriage under various working conditions

名称结构	最大应力 / MPa	最大变形量 / mm	许用应力 / MPa	安全系数	名称结构	最大应力 / MPa	最大变形量 / mm	许用应力 / MPa	安全系数
满载静止车厢总成	171.0	6.33	700	4.09	转弯制动车厢总成	558.0	13.10	700	1.25
满载静止车厢边板	5.4	1.09	700	129.00	转弯制动车厢边板	14.0	3.70	700	50.00
满载静止车厢底板	98.0	0.92	1 100	11.20	转弯制动车厢底板	216.0	3.10	1 100	5.09
满载静止车厢前板	33.9	1.70	700	20.60	转弯制动车厢前板	66.5	4.30	700	10.50
满载静止车厢顶板	42.7	6.59	700	16.30	转弯制动车厢顶板	88.8	14.70	700	7.80
满载静止横梁总成	92.6	2.54	700	7.50	转弯制动横梁总成	228.0	5.10	700	3.07
满载静止纵梁总成	171.0	2.13	700	4.09	转弯制动纵梁总成	558.0	5.10	700	1.25
满载静止斗支孔	171.0	2.13	700	4.09	转弯制动斗支孔	558.0	5.10	700	1.25
满载转弯车厢总成	546.0	14.20	700	1.28	满载举升车厢总成	246.0	5.80	700	2.84
满载转弯车厢边板	14.0	3.60	700	50.00	满载举升车厢边板	104.0	0.73	700	6.73
满载转弯车厢底板	546.0	14.20	1 100	2.01	满载举升车厢底板	147.0	0.63	1 100	7.48
满载转弯车厢前板	62.5	4.10	700	11.20	满载举升车厢前板	246.0	5.80	700	2.84
满载转弯车厢顶板	88.7	14.20	700	7.89	满载举升车厢顶板	246.0	5.80	700	2.84
满载转弯横梁总成	219.0	5.10	700	3.19	满载举升横梁总成	246.0	5.80	700	2.84
满载转弯纵梁总成	546.0	4.80	700	1.28	满载举升纵梁总成	246.0	5.80	700	2.84
满载转弯斗支孔	546.0	4.80	700	1.28	满载举升斗支孔	246.0	5.80	700	2.84
满载制动车厢总成	260.0	7.16	700	2.69	满载匀速车厢总成	175.0	6.78	700	4.00
满载制动车厢边板	6.2	0.99	700	112.90	满载匀速车厢边板	5.8	1.16	700	120.00
满载制动车厢底板	104.0	0.88	1 100	10.50	满载匀速车厢底板	107.0	0.94	1 100	10.20
满载制动车厢前板	32.4	1.62	700	21.60	满载匀速车厢前板	35.2	1.82	700	19.80
满载制动车厢顶板	51.6	7.16	700	13.50	满载匀速车厢顶板	43.2	6.78	700	16.20
满载制动横梁总成	100.0	7.74	700	7.00	满载匀速横梁总成	105.0	2.49	700	6.67
满载制动纵梁总成	260.0	2.09	700	2.69	满载匀速纵梁总成	175.0	2.25	700	4.00
满载制动斗支孔	260.0	2.09	700	2.69	满载匀速斗支孔	175.0	2.25	700	4.00