

DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201711029



# 折叠电动车主折叠机架的轻量化设计

邓援超, 周杨, 刘艺, 周升

(湖北工业大学 机械工程学院, 湖北 武汉 430068)

**摘要:** 以折叠电动车主折叠机架为对象,利用有限元对其进行轻量化设计.运用 Solid Works 建立主折叠机架的简化三维模型,导入到 ANSYS Workbench 中进行静力学分析,并利用拓扑优化和尺寸优化的方法对主折叠机架连杆进行轻量化设计.结果表明:原始折叠电动车主折叠机架在 3 种工况下有可优化的空间,进行拓扑优化后主折叠机架由 10.97 kg 变为 10.48 kg,减轻了 4.47%;对拓扑优化后的结构进行力学分析,发现主折叠机架还有进一步优化的空间.在拓扑优化的基础上,通过尺寸优化的方法对主折叠机架的槽型折弯件的截面尺寸进行轻量化设计,其质量变为 8.72 kg,两次优化主折叠机架共减轻了 20.51%,轻量化效果明显.

**关键词:** 折叠电动车; 主折叠机架; 轻量化; ANSYS Workbench; 拓扑优化; 尺寸优化

**中图分类号:** TH 122; TH 114 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)04-0496-06

## Lightweight Design of Main Folding Frame for Foldable Electric Vehicle

DENG Yuanchao, ZHOU Yang, LIU Yi, ZHOU Shen

(School of Mechanical Engineering, Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

**Abstract:** Taking the main folding frame of foldable electric vehicle as the research object, the lightweight design was carried out by using the finite element method. The simplified three-dimensional model of the main folding frame was built with SolidWorks and analyzed in ANSYS workbench. The lightweight design of the main folding frame connecting rod was realized by using topology optimization and dimension optimization. The results showed that the original folding electric vehicle rack had space for optimization under three working conditions, and the quality of the main folding rack was decreased from 10.97 kg to 10.48 kg, the weight reduction of which is 4.47%. The mechanics analysis of topology optimization structure indicates more optimization space in main folding frame. On the basis of topology optimization, the section size of groove bending parts of main folding frame was lightened by size optimization method. The quality of main folding frame decreased to 8.72 kg and lightened 20.51% in total after two optimization steps. The lightweight effect was very obvious.

**Keywords:** foldable electric vehicle; main folding frame; lightweight; ANSYS Workbench; topology optimization; dimension optimization

目前,国内大多数电动车都是不可折叠的,少数的可折叠的电动车功能又比较单一<sup>[1-2]</sup>.虽然已有研究通过有限元法对摩托车车架、轿车前副车架、客车车身和卡车车架等整体型车架进行轻量化设计,获得了较好的减重效果<sup>[3-6]</sup>,但对电动车方面的研究主要是局部结构的优化设计<sup>[7-8]</sup>.通过有限元法对由多根槽型折弯件组成的折叠电动车主折叠机架进行轻量化设计.轻量化设计的方法除了材料轻量化外,还

收稿日期: 2017-11-19

通信作者: 邓援超(1963-),男,教授,主要从事机械设计理论与创新设计的研究. E-mail: ychden8@163.com.

基金项目: 国家科技部创新方法专项(2016IM020200-01)

可以进行尺寸轻量化和结构轻量化. 尺寸轻量化是指利用力学分析的方式对结构的基本尺寸进行最优化设计; 结构轻量化是指对整体物理布局进行优化<sup>[9-10]</sup>. 折叠电动车主折叠机架的轻量化设计是在保证其结构有足够的强度和刚度的前提下, 尽可能地减少电动车主折叠机架中各个零部件的质量. 本文首先利用 Solid Works 建立折叠电动车主折叠机架的三维模型, 再利用有限元中的拓扑优化和尺寸优化的方法对折叠电动车主折叠机架进行轻量化设计.

## 1 折叠电动车结构

图 1 为折叠电动车的结构. 由图 1(a)可知: 前桥与主折叠机架的前部分通过铰链连接; 转向扶手部装与前桥前部分通过铰链连接; 后轮部装固置于主折叠机架的后部分, 靠背和扶手通过铰链连于主折叠机架的上部分; 整车由 14 连杆机构组成, 通过控制固定在主折叠机架下部分的驱动装置实现整车的全自动折叠.

由图 1(b)可知: 折叠电动车的主要框架就是主折叠机架部分, 它在折叠电动车行驶状态时承受人的静载荷, 以及应对不同路况的动载荷; 另外, 它也是整车折叠时候的核心部分. 因此, 主折叠机架是折叠代步车的关键部分. 主折叠机架必须要有足够的刚度和强度, 同时, 它的质量又要尽可能地小.

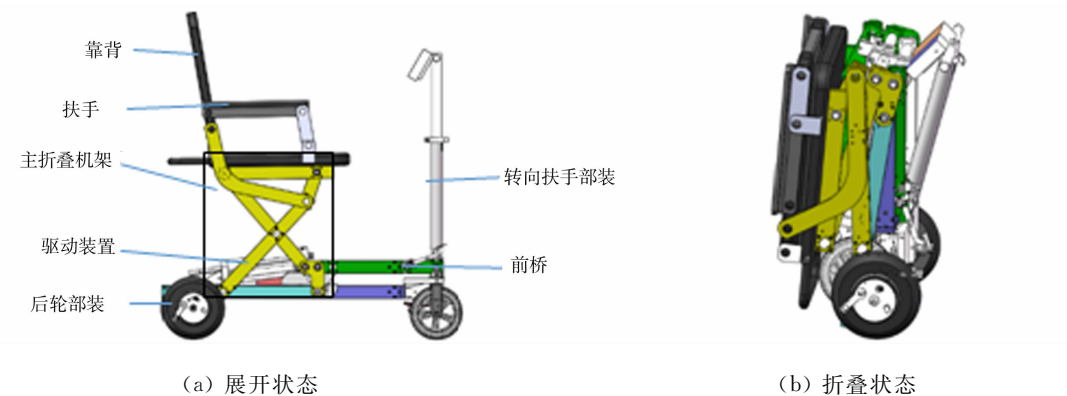


图 1 折叠电动车结构  
Fig. 1 Foldable electric vehicle strucle

## 2 主折叠机架有限元仿真建模

### 2.1 建立几何模型

折叠电动车主折叠机架主要由截面尺寸为  $10\text{ mm}\times 40\text{ mm}\times 2\text{ mm}$  的槽型折弯件(杆 1~杆 7)、销轴、套筒、座板、后桥和前桥组成, 主折叠机架中套筒焊接在槽型折弯件上加工的通孔中, 销轴用于活动连杆的连接, 座板通过焊接固定在槽型折弯件上.

利用三维软件 Solid Works 对主折叠机架进行建模. 考虑到整个结构的复杂性和后期有限元模型的计算精度与规模, 需根据如下准则对模型进行适当的简化处理.

- 1) 不考虑焊接部分对于主折叠机架静力学分析的影响.
- 2) 忽略螺栓连接的影响, 其连接部分直接通过配合进行约束.
- 3) 忽略不重要的孔和细小的结构. 最终简化的主折叠机架三维模型, 如图 2 所示<sup>[11-12]</sup>.

### 2.2 建立有限元模型

在 Solid Works 界面直接启动 ANSYS Workbench 进入有限元分析界面. 对各部分的材料进行设定, 槽型折弯件、套筒、座板的材料均为 Q235; 屈服强度为 235 MPa; 弹性模量为 210 GPa; 密度为 7 850

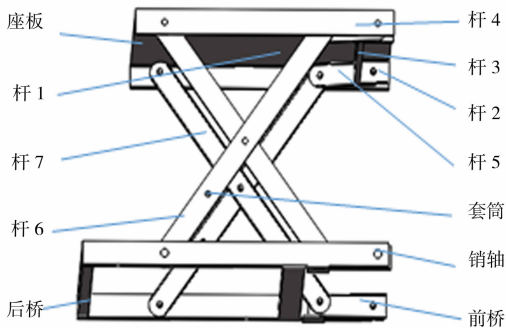


图 2 主折叠机架三维模型  
Fig. 2 3D model of main folding frame

$\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$ . 销轴的材料为 45; 屈服强度为 355 MPa; 弹性模量 209 GPa; 密度为  $7\,890\text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$ .

主折叠机架有限元模型, 如图 3 所示. 图 3 中: 整个模型节点数为 107 036; 单元数为 55 054.

3 主折叠机架的强度分析

3.1 主折叠机架强度要求

根据设计要求, 折叠电动车主折叠机架应满足如下 2 个主要条件: 1) 电动车在 200 kg 最大极限载荷静止状态下, 所有零部件应无断裂、可见裂纹, 失效, 或者不能调节以至影响其使用功能; 2) 电动车在行驶过程中, 在 120 kg 最大极限载荷的作用下, 所有零部件应无断裂、可见裂纹, 失效, 或者不能调节以至影响其使用功能.

3.2 3 种工况下的强度分析

根据折叠电动车主折叠机架设计的性能要求和电动车使用的具体情况, 选取匀速直线行驶(此时加速度为 0, 相当于静载的作用)、急刹车(负载 120 kg 行驶过程中)、急转弯(负载 120 kg 行驶过程中)3 种典型工况对主折叠机架进行分析研究<sup>[13]</sup>. 3 种工况等效应力分析, 如图 4 所示. 在 ANSYS Workbench 中, 当对主折叠机架进行力学分析时, 主折叠机架中的载荷和约束依据实际情况施加. 负载分别按最大极限质量 200, 120 kg 施加, 负载施加在座椅的表面上<sup>[14]</sup>. 约束包含铰链的转动连接、座板与机架的固定连接、后桥的固定约束.

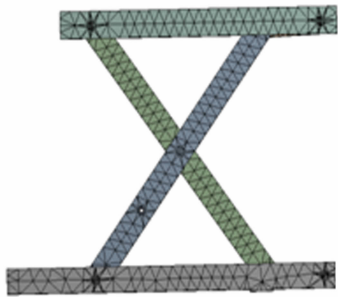


图 3 主折叠机架有限元模型  
Fig. 3 Finite element model of main folding frame

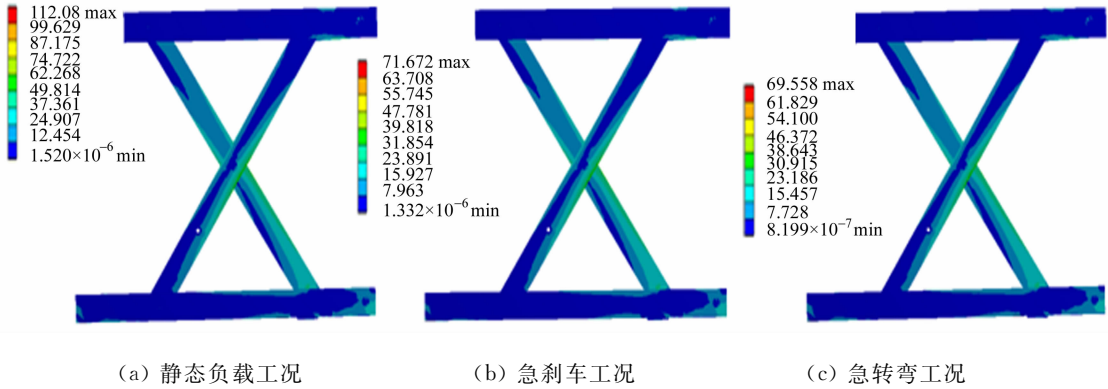


图 4 3 种工况等效应力分析

Fig. 4 Equivalent stress analysis under three different working conditions

- 1) 静态负载工况. 该工况反映电动车在静止状态下负载 200 kg 时的受力状态. 由图 4(a)可知: 主折叠机架的最大应力为 112.08 MPa, 应力较大的部分主要出现在杆 6 和杆 7 的中间部分, 其余部分的应力基本小于 60 MPa.
- 2) 急刹车工况. 该工况反映电动车在负载 120 kg 状态, 从设计规定的最大速度  $8\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的速度下, 在理论极限最小刹车距离为 0.5 m 的时候主折叠机架的受力状态. 因此, 该工况还需施加与电动车匀速直线行驶方向相反的加速度, 大小为  $4\,938.3\text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ . 由图 4(b)可知: 主折叠机架的最大应力为 71.67 MPa, 应力较大的部分出现在杆 6 和杆 7 的中间部分, 其余部分的应力基本小于 40 MPa.
- 3) 急转弯工况. 该工况反映电动车在负载 120 kg 状态, 从设计规定的最大转弯速度  $4\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的速度下, 转过理论极限转弯半径为 1.5 m 的弯道时候主折叠机架的受力状态. 因此, 该工况还需施加垂直于行驶方向的加速度, 大小为  $823\text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ . 由图 4(c)可知: 主折叠机架的最大应力为 69.56 MPa, 应力较大的部分主要出现在杆 6 和杆 7 的中间部分, 其余部分的应力基本小于 40 MPa.

由以上 3 种工况的等效应力图分析得到以下 2 点内容.

- 1) 3 种工况下主折叠机架的应力较大的部分主要出现在杆 6 和杆 7 的中间部分, 其余部分的应力都相对较小, 其中, 在静态负载工况下出现的应力值最大, 由轮椅国标中查询得到一般取结构的安全系

数为 1.5<sup>[15]</sup>, 可得到许用应力( $\sigma$ )为 156.7 MPa, 所以静态负载工况下的最大等效应力 112.08 MPa 仍小于许用应力, 主折叠机架有较大的优化空间.

2) 3 种不同工况下, 静态负载工况下出现的应力最大, 因而选择该工况作为主折叠机架轻量化优化的初始状态.

## 4 主折叠机架的轻量化设计

### 4.1 座板的拓扑优化

拓扑优化设计主要用于产品概念设计阶段, 或对现有结构的质量进行优化设计. 拓扑优化问题就是在一定载荷作用下, 寻找到对整体结构的强度不产生负面影响的可去除的面积, 实现减少结构质量或体积基础上的最小化.

在 ANSYS Workbench 的拓扑优化的界面中设置相关的参数后, 得到主折叠机架拓扑优化的结果, 如图 5 所示. 结合实际情况, 只对分析结果中的座板进行处理. 对修改后的模型重新进行静态负载工况的力学分析发现: 最大等效应力 121.73 MPa 小于许用应力( $\sigma$ )156.7 MPa, 满足强度要求. 通过拓扑优化, 主折叠机架的质量由 10.97 kg 变为 10.48 kg, 减少了 4.47%, 取得了较好的效果. 但主折叠机架连杆的大部分区域应力仍然较小, 还有进一步优化的空间. 拓扑修改后应力分析图, 如图 6 所示.

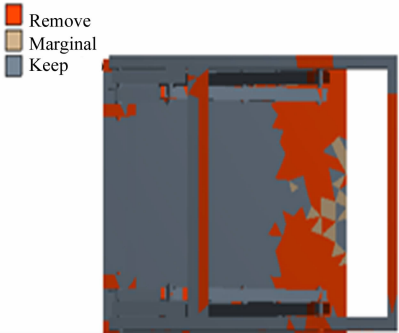


图 5 拓扑优化结果

Fig. 5 Results of topological optimization

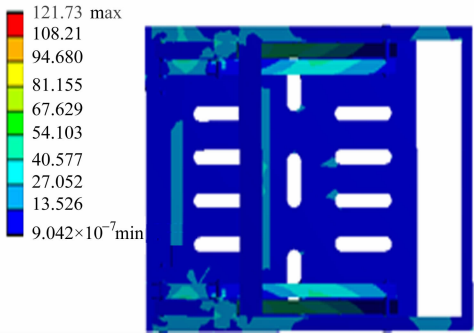


图 6 拓扑修改后应力分析

Fig. 6 Stress analysis after topological modification

### 4.2 尺寸优化

在拓扑优化的基础上, 为了较快速确定主折叠机架各个部位的槽型折弯件的截面尺寸, 利用尺寸优化的方法进行分析. 尺寸优化是在不改变目标的几何外形和材料属性的前提下, 以尺寸参数作为设计变量, 通过具体的数学模型优化算法优化该参数, 使结构的质量或体积达到最小. 设计的目标函数为最大限度地降低主折叠机架的质量; 主折叠机架的主要结构参数由实际的工艺动作所确定, 相对而言, 槽型折弯件的截面可选择的空间比较大. 为了降低迭代的次数, 提高设计效率, 设计变量的选择要尽可能少, 综合考虑后, 选择槽型折弯件杆 1~7 共 7 种长度尺寸不同的截面尺寸作为设计变量, 约束条件为最大等效应力小于许用应力.

尺寸优化的数学模型如下.

目标函数:  $f=f(x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow \min$

设计变量控制范围:  $\min(x_i) < x_i < \max(x_i), i=1, 2, \dots, n$

约束条件:  $\min(g_i) < g_i < \max(g_i)$

其中: 目标函数  $f$  为结构的总体质量; 设计变量  $x_i$  为槽型折弯件的截面参数; 设计变量数  $n$  为槽型折弯件的长、宽和厚度;  $\min(x_i)$  和  $\max(x_i)$  分别为槽型折弯件长、宽和厚度的上限值与下限值; 约束条件  $g_i$  表示实际的应力值;  $\min(g_i)$  和  $\max(g_i)$  分别为最大等效应力的上限值和下限值<sup>[16]</sup>.

利用 ANSYS Workbench 中的 Design Explorer 模块作为优化工具, 对优化对象进行轻量化设计. 根据目标函数、设计变量控制范围和约束条件设定好相关的参数后生成最优设计点. 尺寸计算结果和数值的选取, 如表 1 所示. 表 1 中:  $l$  为长;  $d$  为宽;  $h$  为厚度.

优化后 3 种工况下等效应力图, 如图 7 所示.



表 1 目标驱动优化结果  
Tab.1 Results of goal-driven optimization

项目	杆 1	杆 2	杆 3	杆 4	杆 5	杆 6	杆 7
$l/\text{mm}$	32.20	26.59	26.59	31.83	28.83	30.04	32.97
$d/\text{mm}$	7.40	5.29	8.77	6.58	7.15	7.60	8.54
$h/\text{mm}$	1.14	1.38	1.78	1.04	1.38	1.46	1.58

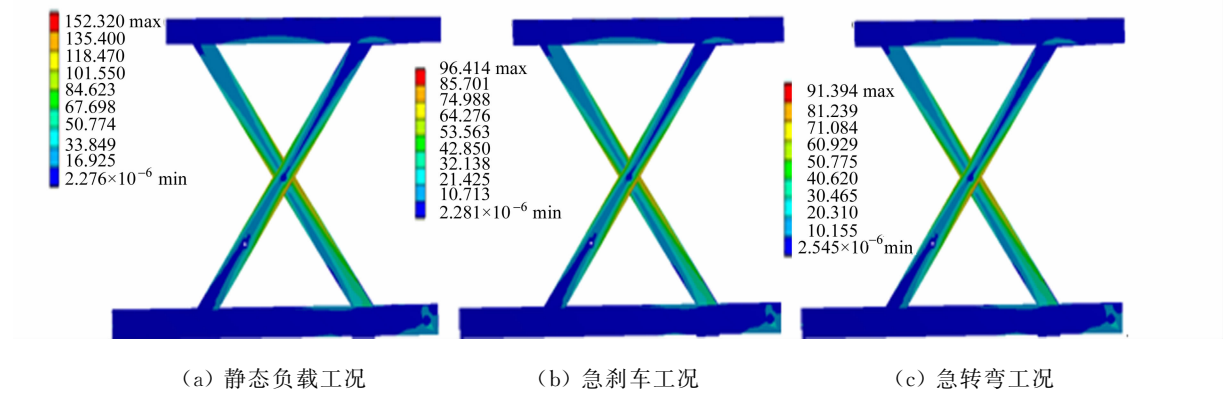


图 7 优化后 3 种工况下等效应力图

Fig. 7 Equivalent stress diagram in three optimized conditions

由图 7 可知:主折叠机架在静态负载、急刹车和急转弯工况下最大等效应力分别为 152.32,96.41,91.39 MPa,均小于许用应力 156.7 MPa,满足强度要求。

经过拓扑优化和尺寸优化后主折叠机架的质量变为 8.72 kg,原质量为 10.97 kg,减少了 2.25 kg,下降了 20.51%,达到轻量化的效果.改进前后主折叠机架的最大等效应力和质量,如表 2 所示.表 2 中: $\sigma^{1,\max}$ , $\sigma^{2,\max}$  和  $\sigma^{3,\max}$  分别表示静态负载工况、急刹车工况、急转弯工况的最大等效应力; $m$  为质量; $\eta$  为变化率.

表 2 主折叠机架改进前后参数对比

Tab.2 Parameter comparison of main folding frame before and after improvement

参数	$\sigma^{1,\max}/\text{MPa}$	$\sigma^{2,\max}/\text{MPa}$	$\sigma^{3,\max}/\text{MPa}$	$m/\text{kg}$
原始值	112.08	71.67	69.56	10.97
优化后	152.32	96.41	91.39	8.72
$\eta/\%$	35.90	34.52	31.38	-20.51

5 实验验证

将折叠电动车前后轮固定,在座板上施加重物,质量以每次 25 kg 逐渐添加至 200 kg,每次添加后,静置观察主折叠机架是否存在零部件断裂、可见裂纹.静置观察一段时间后,取下重物,确定主折叠机架是否存在失效或不能调节以至影响其使用功能的问题出现.最终测试结果表明:200 kg 重物静态负载工况下,主折叠机架满足设计要求。

通过 200 kg 重物静态负载工况的测试后,再采用 50 kg 的真人测试,观察无问题后,再采用测试者逐渐附加重物的形式进行上述采用重物进行的相关测试,最终测试发现不同质量的人附加合适的重物的形式主折叠机架均符合 200 kg 静载测试的要求.200 kg 重物静态负载工况测试通过后,先选质量为 50 kg 的测试者进行急刹车和急转弯工况的测试均未出现问题后,再对测试者附加重物的形式进行测试,最终测试表明 120 kg 急刹车和急转弯工况下主折叠机架均满足设计要求.实物现场测试图,如图 8 所示。



图 8 实物现场测试图

Fig.8 Pictures of tests in physical scene

6 结论

利用三维软件建立折叠电动车主折叠机架的参数化模型,在折叠电动车主折叠机架满足强度要求的前提下,对座板形状和槽型折弯件的截面尺寸分别进行优化设计.通过优化参数后的实物验证,证明了研究方法的可行性,同时,也为类似的连杆类结构的轻量化设计与开发提供了参考.可以得出以下 3

点结论.

1) 原始折叠电动车主折叠机架在 3 种工况下有可优化的空间,进行拓扑优化后主折叠机架的质量由 10.97 kg 变为 10.48 kg,减轻了 4.47%,对拓扑优化后的结构进行力学分析,发现主折叠机架还有进一步优化的空间.

2) 在拓扑优化的基础上,通过尺寸优化的方法对主折叠机架的槽型折弯件的截面尺寸进行轻量化设计,其质量变为 8.72 kg,两次优化主折叠机架共减轻了 20.51%,轻量化效果明显.

3) 优化后的结果为后期折叠电动车主折叠机架的生产制造提供了依据;同时,该优化方法也为多连杆机构的轻量化研究提供了一定的参考.

参考文献:

[1] 高彦飞. 老年代步车结构设计及仿真优化[D]. 天津:河北工业大学,2014.

[2] 李勇. 老年人代步电动车的开发研究[D]. 昆明:昆明理工大学,2006.

[3] 陈亚娟,贾志超. 摩托车车架轻量化优化设计[J]. 机械强度,2014,36(3):479-482. DOI:10.16579/j.issn.1001.9669.2014.03.031.

[4] 王树英,郑松林,冯金芝,等. 燃料电池轿车前副车架轻量化设计[J]. 机械设计,2013,30(2):41-44. DOI:10.13841/j.cnki.jxsj.2013.02.023

[5] 徐翔,张勇,林继铭,等. 多学科与多材料匹配的客车车身轻量化优化设计[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2017,38(3):294-299. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201703003.

[6] 胡朝辉,张健,李光耀,等. 基于区间分隔的卡车车架轻量化设计[J]. 中国机械工程,2016,27(8):1130-1135. DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2016.08.024.

[7] 王盛学. 电动代步车的结构设计分析与开发[D]. 重庆:重庆大学,2007.

[8] 梅俊勇,赵杰,苗旺. 多功能折叠式代步车设计及传动部件应力分析[J]. 北京石油化工学院学报,2013,21(1):16-19. DOI:10.3969/j.issn.1008-2565.2013.01.005.

[9] 孙文龙. 轻质材料应用于汽车轮毂的轻量化技术研究[D]. 北京:北京理工大学,2016.

[10] 吴军. 上海先进质子治疗装置旋转机架优化设计[D]. 上海:中国科学院研究生院,2015.

[11] 李耀明,孙朋朋,庞靖,等. 联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报,2013,29(3):38-46,301. DOI:10.3969/j.issn.1002-6819.2013.03.006.

[12] 赵宇楠,司景萍,王二毛,等. 基于 ANSYS 的矿用自卸车车架结构优化设计[J]. 煤矿机械,2014,35(3):18-21. DOI:10.13436/j.mkjx.201403009.

[13] 邵方. 电动客车车身骨架应力应变分析与优化设计[D]. 合肥:合肥工业大学,2015.

[14] 曹鹏彬,潘小雨,张克姝,等. 地铁座椅结构分析与轻量化优化方法[J]. 武汉工程大学学报,2013,35(6):55-61. DOI:10.3969/j.issn.1674-2869.2013.06.011.

[15] 中国国家标准化管理委员会. 轮椅车: GB/T 18029.8—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.

[16] 陈远帆,李舜酩,苏玉青. 拓扑优化与尺寸优化相结合的割草车车架轻量化设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版),2017,31(1):28-35. DOI:10.3969/j.issn.1674-8425(z).2017.01.005.

(责任编辑: 陈志贤      英文审校: 崔长彩)