

[文章编号] 1003-4684(2019)05-0011-05

便携式代步车折叠车架的轻量化设计

张 立, 邓援超, 董 阳, 朱槐春

(湖北工业大学机械工程学院, 湖北 武汉 430068)

[摘 要] 为对某便携式代步车的折叠车架进行轻量化设计,先建立折叠车架的有限元模型,对代步车的不同工况进行分析与确定,再于不同工况条件下对折叠车架进行静力学分析,根据车架的应力应变情况,采用分步优化的方式,对折叠车架的多个尺寸参数进行优化,并对优化后的结果进行静力学特性分析。优化后的折叠车架满足刚度与强度要求,减重 28.4%,表明分步优化可以达到较好的轻量化效果。

[关键词] 折叠车架; 静力学分析; 尺寸优化; 分步优化; 轻量化

[中图分类号] TH114

[文献标识码] A

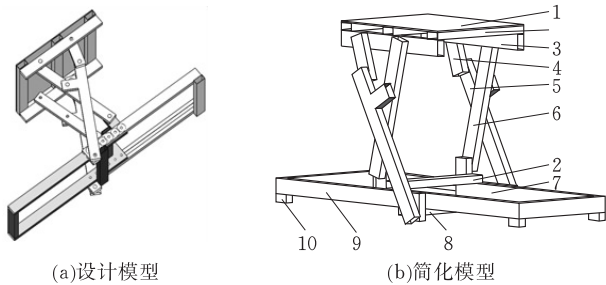
便携式代步车是针对老年人开发的一种代步工具,其车架部分可折叠,折叠后的整车可以放置在其他运输空间中^[1-2]。折叠车架是便携式代步车的主要部件,在保证强度的条件下,对折叠车架进行最大限度的轻量化设计,可以减轻整车的重量,使得整车更为轻便。目前,对便携式代步车的车架进行结构和轻量化研究的较少,文献[3-7]基于有限元方法分别对客车、搅拌车、轿车等车型的车架进行了轻量化设计,文献[8-12]则在有限元分析的基础上增加了灵敏度分析,通过对多个设计参数进行筛选,降低了优化参数选择的盲目性,提高轻量化设计效率。

本文建立了某便携式代步车折叠车架的有限元模型,对车架进行了不同工况条件下的静力学分析,研究其应力应变情况,针对折叠车架中的多个可优化参数,采用分步优化方法,对车架进行结构尺寸优化,以减轻车架的质量。

1 车架有限元模型的建立

在 SolidWorks 中建立折叠车架的三维装配模型。图 1a 为车架的展开状态,车架中各活动杆件均由薄壁管和套筒焊接而成,前底座由薄壁管和导轨螺母焊接而成,C 型钢与薄壁管焊接组成了车架的后底座。在将模型导入到 AnsysWorkbench 中进行静力学分析之前,对折叠车架的三维模型进行简化,忽略其中对总质量影响不大的小部件,连接部分

采用配合约束,不考虑焊接部分对静力学分析的影响,简化得到的模型如图 1b 所示。模型简化之后,整个折叠车架中一共有 10 种不同类型的零件。



1—座椅板; 2—短横梁; 3—侧梁; 4—短连杆; 5—长连杆;
6—侧接连杆; 7—前底座; 8—长横梁; 9—后底座; 10—支撑脚

图 1 折叠车架展开状态模型

将图 1 的简化模型导入有限元软件的静力学分析模块中,并根据 Q235 材料的特性分别设置分析材料的密度为 7850 kg/m^3 ,弹性模量为 210 GPa ,泊松比为 0.33。之后在 Model 窗口中对装配体的零件均采用立方六面体的网格标准进行网格划分,划分得到的装配体总体网格情况如图 2 所示。

2 车架的静力学结构分析

2.1 工况条件的确定

代步车在行驶的过程中最常遇到三种工况条件(图 3),其中:最大静载荷工况指代步车在静止状态时所能承受的最大压力值 F_{N1} 的大小,最大压力值

[收稿日期] 2019-03-13

[基金项目] 国家科技部创新方法专项(2016IM020200-01)

[第一作者] 张 立(1995-),女,湖北黄冈人,湖北工业大学硕士研究生,研究方向为机械设计及理论

[通信作者] 邓援超(1963-),男,湖北大悟人,湖北工业大学教授,研究方向为机械设计理论及实用机械创新

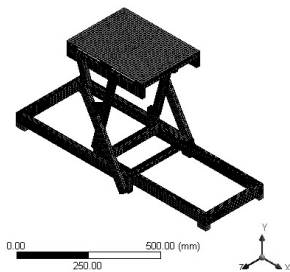


图2 静力学网格划分

为 200 kg 重物产生的重力大小;急刹车工况指代步车在承受 120 kg 质量物体产生负载 F_{N2} 的同时,由于前方道路发生意外而刹车导致代步车同时受到一个反向加速度 a_1 的作用,代步车最大时速为 6 km/h,理论上最小刹车距离为 1.5 m^[13],根据牛顿第二定律,可以计算此时代步车的最大刹车加速度为 0.93 m/s²;在急转弯工况中,代步车承受的负载大小同急刹车工况相同。但是在转弯过程中,代步车会由于转向而承受与其行驶方向垂直的切向加速度 a_2 。考虑到安全性问题,因此设计要求代步车转向时的时速应在 4 km/h 以内,其理论的最小回转半径为 1.2 m^[13],根据圆周运动加速度计算公式,此时代步车承受的垂直方向的加速度 a_2 的值为 1.03 m/s²。

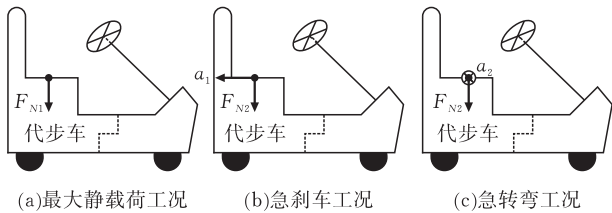
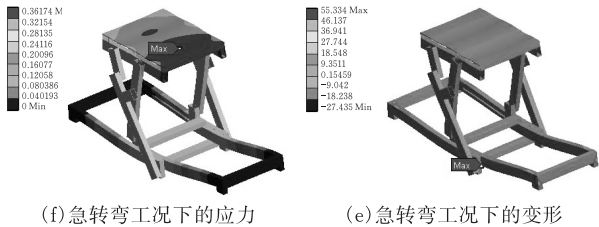
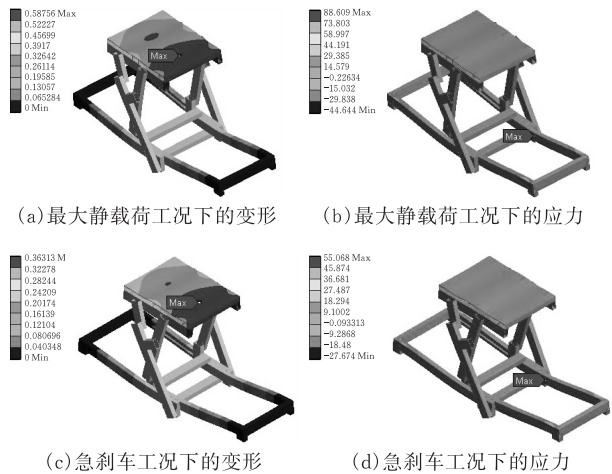


图3 代步车极限工况

2.2 静力学分析

依据计算得到三种工况下的边界条件,将以上三种边界条件分别添加计算,可以得到三种工况下的静力学分析的结果(图 4)。最大变形和应力值见表 1。



(f) 急转弯工况下的应力 (e) 急转弯工况下的变形

图4 三种工况下的静力学分析结果

表1 三种工况下的变形与应力

	最大静载荷工况	急刹车工况	急转弯工况
最大变形/mm	0.59	0.36	0.36
最大应力/MPa	88.61	55.07	55.33

其中在最大静载荷的工况条件下,车架的最大变形为 0.59 mm,最大变形的发生部位为座椅板的前端,车架的最大应力为 88.61 MPa,最大应力发生的部位为车架底部横梁上,其中最大应力和最大变形发生部位均与预期相符合。而在急刹车工况和急转弯工况中,车架整体的最大变形均为 0.36 mm,最大应力则为 55.07 和 55.33 MPa。由于急刹车和急转弯工况下的最大应力和最大变形计算结果均远远小于最大静载荷下的计算结果,因此可以将最大静载荷工况下的计算结果用作衡量车架是否发生变形失效的依据。

由于车架在工况条件下最大变形和最大应力分别为 0.59 mm 和 88.61 MPa,而 Q235 的最大屈服极限则为 235 MPa,考虑 1.5 的许用安全系数^[14],车架的应力承受极限依然高达 156.7 MPa。另一方面,按设计指标的要求变形应不大于 1 mm,而本文分析其最大的变形值则为 0.59 mm,实际变形也大大低于许用的范围。因此可以认为设计的机架结构存在冗余和浪费,在后续研究中,有轻量化设计的必要。

3 尺寸优化方案的设计

3.1 优化参数的设计

对车架结构存在设计冗余的问题,利用尺寸优化的方法对车架各零部件的尺寸进行优化以减轻车架的总体质量。在优化分析中,通常需要确定优化的目标、设计变量以及构建目标变量之间的约束关系^[15-16]。当设计变量为零件的尺寸参数时,其值

$$x = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

式中, n 为零件需要优化的尺寸数量。

当车架的总质量为 M 时, M 和优化变量之间的关系为

$$M = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

式中, f 为优化尺寸与车架总质量之间的函数关系,而要使得优化之后车架的总质量最小,即存在一组

$(x_1, x_2, x_3, \cdots, x_n)$ 使得函数 f 具有最小值。因此优化目标可以表示为:

$$\exists f(x_1, x_2, x_3, \cdots, x_n)_{\min}$$

由静力学分析的结果可知,约束条件分别为应力约束和应变约束,具体约束情况可表示为

$$\begin{cases} \sigma_s \leq \sigma_m \\ \xi_s \leq \xi_m \end{cases}$$

式中, σ_s 和 ξ_s 分别表示当前尺寸参数下得到的应力应变值,而 σ_m 和 ξ_m 则为许用的最大应力应变值,本文中最大应变为 1 mm,最大应力为 156.7 MPa。

3.2 设计变量的选择

车架的简化模型一共由 10 种零件构成,而每种零件均有数量不等的特征尺寸,除了部分尺寸作为装配尺寸存在而无法变动,其余尺寸均可以作为设计变量。为了避免设计变量过多导致的收敛性差等问题,需要合理选择设计变量。遗传算法用于优化问题求解时,其设计变量一般选择 4~6 个之间,这是因为,设计变量过少,优化的效果会不明显,而设计变量过多,会导致迭代次数显著增加,并导致优化求解的效果差。对于折叠车架的结构优化,本文在合理选择截面尺寸变量的情况下,同时采用分步优化的方式进行求解计算。

在分步优化的计算过程中,存在先从上部还是先从底部开始优化的问题。静力学分析可知,装配体的最大变形发生在上部的座椅板前端,最大应力发生在底部。因此在对上部分零件尺寸参数进行优化设计过程中,应力以及变形会逐渐接近许用值,此时再对下部零件进行优化,下部零件增加的变形将与原来的变形累加,导致超过许用极限,以致后续没有优化空间。而从下部开始优化则不存在这个问题。原因之一是下部主要为最大应力集中区,在优化过程中应力会先到达极限,应变还有冗余,之后再对上部进行优化,上部质量的减轻还会降低横梁上的应力值大小,后续可优化的范围会更大。

根据自下至上的优化原则,并将支撑脚固定,其余 9 种零件分为 4 批进行分析,各批零件设计变量的选择如图 5 所示。图 5a 为第一批选择的下部前后底座以及长横梁的截面,分别对应图中的序号 7、9、8 三种零件,一共选择 5 个优化变量并用 DS_A 表示。由于前后底座截面的长宽都是装配尺寸,因此分别设定其厚度为优化变量 A1 和 A2,长横梁的截面尺寸则都作为优化变量。图 5b 为中间的长连杆和侧接连杆,对应图 1 中的 6 和 5 两种零件,两个零件一共选择 6 个优化变量,用 DS_B 表示。图 5c 为辅助连接装置短连杆和侧梁的优化截面,对应图 1 中的 3 和 2 两种零件,由于短连杆截面的厚度和

侧梁截面的长度均为装配尺寸,因此图 5c 中一共选择 4 个优化变量,表示为 DS_C。图 5d 为装配体的上部,即座椅板和短横梁的截面图,对应图 1 中的 2 和 1 两种零件。其中座椅板的外形已经固定,可将其厚度作为优化变量,而短横梁的截面与装配无关,因此都可以选择优化变量,记为 DS_D。各个优化变量的初始尺寸以及变量的迭代范围则如表 2 到 3 所示。

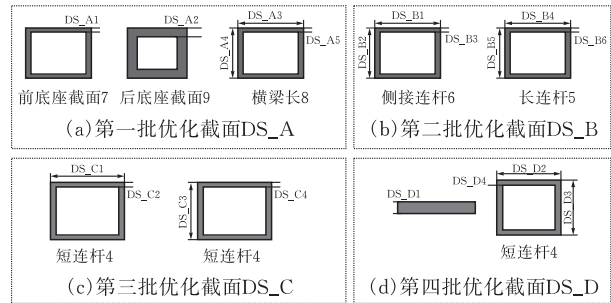


图 5 截面设计变量的选择

表 2 第一批和第二批设计变量参数和优化范围

变量名	初始值	上限	下限
DS_A1	1	0.5	1.5
DS_A2	3	1.5	3.5
DS_A3	40	25	45
DS_A4	20	12	22
DS_A5	1	0.5	1.5
DS_B1	40	25	45
DS_B2	20	12	22
DS_B3	1	0.5	1.5
DS_B4	40	25	45
DS_B5	20	12	22
DS_B6	1	0.5	1.5

表 3 第三批和第四批设计变量参数和优化范围

变量名	初始值	上限	下限
DS_C1	40	25	45
DS_C2	1	0.5	1.5
DS_C3	20	12	22
DS_C4	1	0.5	1.5
DS_D1	3	1.5	3.5
DS_D2	40	25	45
DS_D3	20	12	22
DS_D4	1	0.5	1.5

4 尺寸优化结果分析

在 AnsysWorkbench 中的直接优化模块中,选择优化方法 MOGA(多目标遗传算法),设置每次迭代时后代数量为 20,迭代次数为 10。将优化模型中的优化目标、优化变量以及约束条件进行依次设置,迭代变量的取值则如表 4 和表 5 所示。

表 4 第一批和第二批迭代值和实际取值

变量名	初始值	迭代值	实际取值
DS_A1	1	0.513	0.6
DS_A2	3	1.550	1.6
DS_A3	40	26.132	27
DS_A4	20	12.301	13
DS_A5	1	0.524	0.6
DS_B1	40	27.501	28
DS_B2	20	14.676	15
DS_B3	1	0.637	0.7
DS_B4	40	33.500	34
DS_B5	20	15.107	0.7
DS_B6	1	16	0.7

表 5 第三批和第四批设计变量参数和优化范围

变量名	初始值	迭代值	实际取值
DS_C1	40	25.366	26
DS_C2	1	0.543	0.6
DS_C3	20	14.422	15
DS_C4	1	0.721	0.8
DS_D1	3	2.947	3
DS_D2	40	34.439	35
DS_D3	20	20.271	21
DS_D4	1	1.012	1.1

四次迭代后最终质量的大小分别为 8.752、8.198、7.882 和 7.825 kg,理论最大优化减轻质量 29.63%。由表 3 和表 4 可知,此时各变量的取值均为三位小数,将各个变量进行取整,可得到实际质量迭代结果。其中:第一次迭代之后质量为 8.938 kg,相对初始质量 11.125 kg 优化减轻 19.66%;第二次迭代之后的质量为 8.242 kg,相对第一次迭代后质量 8.938 kg 优化减轻 7.8%;第三次迭代之后的质量为 7.948 kg,相对第二次迭代后质量 8.242 kg 优化减轻 3.6%;第四次迭代之后的质量为 7.969 kg,相对第三次迭代后质量 7.948 kg 优化减轻 -0.26%。第四次优化之后整体车架质量反而上升了 0.26%,这表明在前三次优化的过程中应力和应变均已接近许用极限,因此在第四次优化过程中,车架质量已经没有优化空间。

图 6 表示每次优化之后,将优化变量进行取整,之后得到的车架静力学分析结果。其中:第一次优化之后最大变形和最大应力仍位于座椅板和底部支撑梁上,最大变形 0.86 mm,最大应力 147.76 MPa,此时变形和应力还有继续优化的余地;第二次优化之后的最大变形和最大应力还在座椅板和底部支撑梁上,但是此时的最大变形为 0.98 mm,最大应力为 149.59 MPa,最大变形已接近极限,最大应力有优化的余地;第三次优化之后的最大变形依旧在座椅板上,其值大小为 0.99 mm,此时最大应力在底部支

撑梁上,为 144.24 MPa。第三次优化时变形显然已经达到许用极限,因此第四次优化之后,虽然实际变形为 0.99 mm,无限接近于许用值,但是最大应力又回到底部横梁上,为 142.45 MPa,表明第四次优化虽然没有明显改变车架质量,但是通过调整车架结构,车架最大应力有所降低。

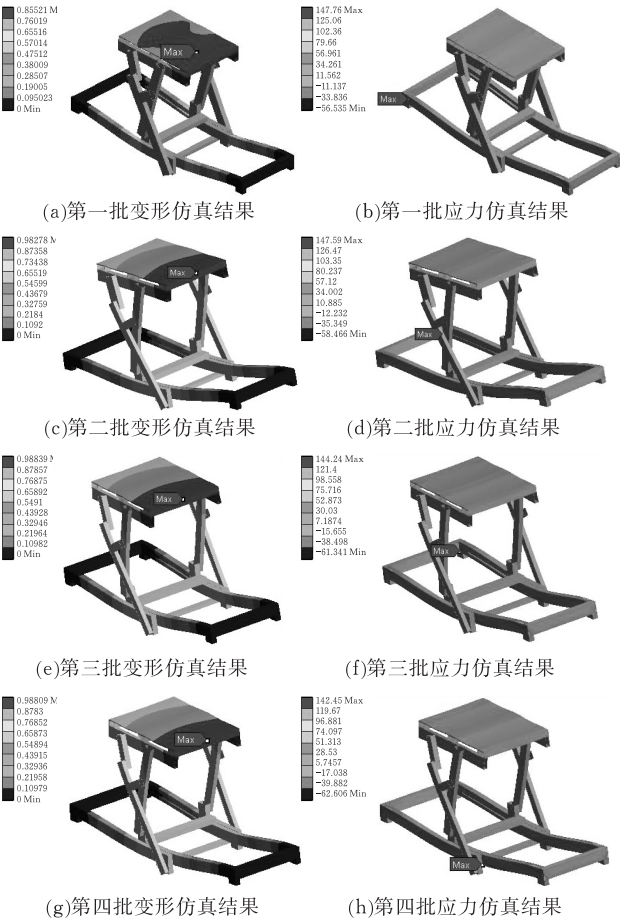


图 6 优化变量取整后应力变形仿真结果

对四次迭代后的车架进行急刹车工况和急转弯工况下的强度分析,仿真结果如图 7 所示。

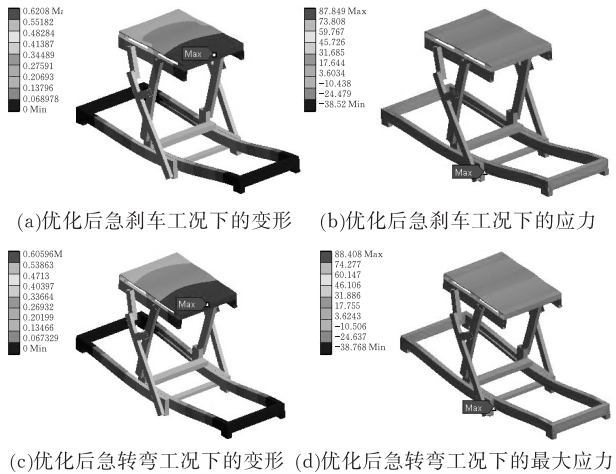


图 7 静力学分析结果

四次迭代之后的车架质量为 7.969 kg,和初始

质量 11.125 kg 相比,经过优化分析之后车架总体减重 28.4%,优化前后的参数对比如表 6 所示。

表 6 优化前后参数变化对比

	参数		变化率/%
	优化前	优化后	
质量/kg	11.125	7.969	28.4
最大静载荷工况最大应力/MPa	88.61	142.45	60.8
最大静载荷工况最大变形/mm	0.59	0.99	67.8
急刹车工况最大应力/MPa	55.07	87.85	59.5
急刹车工况最大变形/mm	0.36	0.62	72.2
急转弯工况最大应力/MPa	55.33	88.41	59.8
急转弯工况最大变形/mm	0.36	0.60	66.7

5 结束语

建立某便携式代步车折叠车架的参数化模型,运用 AnsysWorkbench 对车架进行有限元分析,对代步车运行过程中存在的极端工况进行了量化,并统一为负载和加速度两种边界条件,分析了不同工况条件下折叠车架的应力、变形。对车架整体进行了轻量化设计,基于 AnsysWorkbench 中的优化模型以及遗传算法理论,对简化车架中的各个零部件截面均进行了优化设计。优化后车架整体减重 28.4%,优化之后车架的计算应力、应变均在许用值的范围内,表明优化设计理论对于车架轻量化分析达到理想效果。

[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] 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.

[3] 任可美,戴作强,郑莉莉,等. 纯电动城市客车底盘车架有限元分析及轻量化设计[J]. 制造业自动化,2017,39(11):70-75.
[4] 史卫朝,王丽洁,段晓峰. 18 方混凝土搅拌车副梁静力学分析与结构优化[J]. 机械强度,2018,40(5):1227-1232.
[5] 丁荣,苏小平,王宏楠. 轿车副车架轻量化设计[J]. 机械设计,2015,32(3):37-40.
[6] 朱剑峰,王水莹,林逸,等. 后副车架拓扑优化概念设计和智能轻量化方法研究[J]. 汽车工程,2015,37(12):1471-1476.
[7] 桂良进,周长路,范子杰. 某型载货车车架结构轻量化设计[J]. 汽车工程,2003(4):403-406.
[8] 郑松林,赵德彪,冯金芝,王有涛. 基于强度与模态灵敏度分析的轿车前副车架轻量化设计[J]. 机械设计,2012,29(2):92-96.
[9] 陈旭,钱益明,田云强,等. 全地形车车架结构灵敏度分析及轻量化设计[J]. 重庆大学学报,2013,36(6):91-97.
[10] 曲令晋. 重型卡车车身灵敏度分析研究与拓扑优化设计[D].合肥:合肥工业大学,2009.
[11] 王书亭,刘啸,吴义忠,等. 基于灵敏度分析的车架轻量化及疲劳寿命估算[J]. 中国机械工程,2011,22(16):2001-2006.
[12] 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(1):67-70,94.
[13] GB/T12996-2012. 电动轮椅车[S].北京:中国标准出版社,2012.
[14] GB/T 18029.8-2008.轮椅车.第 8 部分:静态强度,冲击强度及疲劳强度的要求和测试方法[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
[15] 杨卓. 低速纯电动汽车车架的轻量化研究[D].广州:华南理工大学,2014.
[16] 张橹. 房车车架有限元分析及结构优化[D].济南:山东理工大学,2016.

Lightweight Design of Folding Frame of Portable Bicycle

ZHANG Li,DENG Yuanchao,DONG Yang, ZHU Huaichun
(School of Mechanical Engineering ,Hubei Univ , of Tech , ,Wuhan 430068,China)

Abstract: The finite element model of folding frame is established for the lightweight design of folding frame of a portable bicycle. The different working conditions of the surrogate bicycle are analyzed and determined. Static analysis of folding frame is carried out under different working conditions. According to the stress and strain of the frame, the multi-dimensional parameters of the folding frame are optimized by step optimization method. The static characteristics of the optimized results are analyzed. The optimized folding frame meets the requirements of stiffness and strength, and reduces the weight by 28.4%. The results show that the step-by-step optimization can achieve better lightweight effect.
Keywords: folding frame; static analysis; dimension optimization; stepwise optimization; lightweight