



DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20210013

电动拖拉机底盘轻量化设计及其多目标优化方法

徐海港¹, 周硕鑫², 尚文斌², 张峻霞², 朱曰莹^{2,3}

(1. 山东时风(集团)有限责任公司, 聊城 252800; 2. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222;
3. 天津市轻工与食品工程机械装备集成设计与在线监控重点实验室, 天津 300222)

摘要: 电动拖拉机底盘轻量化设计可以提高整车性能, 并且可达到降低使用能耗以延长续航时间的目的。本文根据18 kW 电动拖拉机主要技术参数, 进行电动拖拉机底盘结构方案的设计; 基于拓扑优化对底盘中强度盈余较大的后桥壳体进行结构改进, 对第7阶模态云图中的振型突变处进行结构调整; 采用多目标优化方法降低底盘前部电池箱承载区纵梁、主车架纵梁、第二横梁、第三横梁、变速箱壳体结构的厚度, 达到了轻量化设计的目的, 并完成了动、静力学特性的校核。

关键词: 电动拖拉机; 轻量化设计; 有限元仿真

中图分类号: U463 文献标志码: A 文章编号: 1672-6510(2021)05-0054-08

Lightweight Design and Multi-Objective Optimization Method of Electric Tractor Chassis

XU Haigang¹, ZHOU Shuoxin², SHANG Wenbin², ZHANG Junxia², ZHU Yueying^{2,3}

(1. Shandong Shifeng Group, Liaocheng 252800, China;
2. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;
3. Tianjin Key Laboratory of Integrated Design and On-line Monitoring for Light Industry & Food Machinery and Equipment, Tianjin 300222, China)

Abstract: The lightweight design of the electric tractor chassis can improve the overall vehicle performance, and reduce the use of energy consumption to extend the battery life. According to the main technical parameters of 18 kilowatts electric tractor, we designed the structure scheme of the chassis of the electric tractor. Based on the topology optimization, the structure of the rear axle housing with large strength surplus in the chassis was improved, and the structure of the sudden change of the vibration mode in the 7th modal cloud chart was adjusted. The longitudinal beam and the main frame of the battery box in the front of the chassis were reduced by the multi-objective optimization method. The thickness of the longitudinal beam, the second beam, the third beam and the gearbox shell structure achieved the goal of lightweight design, and completed the verification of dynamic and static characteristics.

Key words: electric tractor; lightweight design; finite element simulation

电动拖拉机是一种新型农用动力机械设备, 它利用电能作为动力源, 使用车载电池代替传统内燃机, 能源利用率高, 并具有排放低、噪音低的优点, 符合我国当前农业机械化设备可持续发展的方向^[1]。许多国内企业在电动拖拉机的研发上投入了大量的资金和时间成本, 而电动拖拉机不仅要完成正常行驶, 还

要依靠电能作为动力源支持农业作业, 对电能的需求大于普通的新能源汽车^[2], 如何提升车辆的续航能力是电动拖拉机行业面临的一大难题。

拖拉机底盘作为整车最为基础的部分, 需作为主要承载件承受安装在它上面各部件的质量, 其结构强度与刚度影响着拖拉机正常行驶与作业安全^[3]。整车

收稿日期: 2021-01-21; 修回日期: 2021-05-13

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2016YFD0701000)

作者简介: 徐海港(1976—), 男, 河北沧州人, 研究员; 通信作者: 张峻霞, 教授, zjx@tust.edu.cn

质量中有相当大一部分是来自底盘自身的质量,对于纯电动拖拉机而言,底盘自重的减少可以降低电能的消耗,从而增加车载电池的续航里程,也可改善车辆的转向灵活性,改进车辆的加速、制动等性能^[4].并且,底盘的轻量化设计也会降低生产商的制造成本,节约资源的使用,对环境也有良性影响^[5].本文在对电动拖拉机底盘进行力学分析的基础上对其结构进行优化,例如拓扑优化、多目标优化,以此达到轻量化设计的目的,在提升拖拉机续航时长的同时也将提升拖拉机的整体性能.

1 建立电动拖拉机底盘模型

18 kW 电动拖拉机底盘分为两部分.前三分之二部分为底盘主体,其前端为小型电池箱;中部主要承载区由两条长纵梁、两条短横梁组成,使用厚度分别为 12 mm、9 mm 的钢板焊接而成;主体尾部以双电机承载架和新变速箱取代燃油拖拉机中的变速箱壳体结构.后三分之一部分为齿轮箱和后桥,通过焊接方式与变速箱尾部相连.底盘结构如图 1 所示.

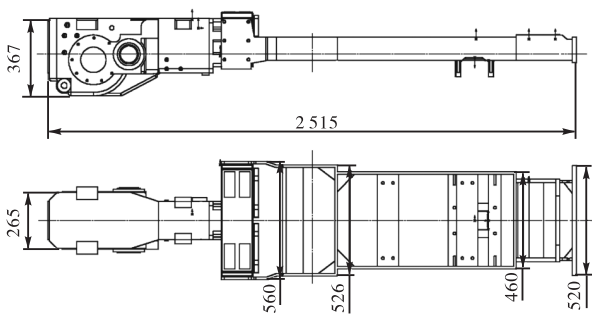


图 1 18 kW 电动拖拉机底盘结构

Fig. 1 Chassis structure of 18 kW electric tractor

使用 Ansys17.0 软件对 18 kW 电动拖拉机底盘进行有限元分析,为确保仿真精度,后桥壳体与驱动轴连接区域等应力容易集中并且结构复杂处使用计算梯度更好的四面体网格进行划分,结果如图 2 所示.划分后的单元数为 474 834,节点数为 877 439.

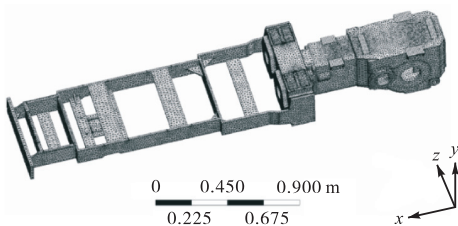


图 2 18 kW 电动拖拉机底盘模型

Fig. 2 Model of 18 kW electric tractor chassis

2 电动拖拉机底盘静力学分析

拖拉机底盘的材料要具有足够的韧性和刚性才能够满足相应的疲劳和屈服要求.所设计的电动拖拉机底盘使用两种不同材料.后驱动桥壳体采用球墨铸铁 QT450-10^[6],其作为拖拉机后桥的常用材料,塑性、韧性高.碳素结构钢 Q235A 焊接性能好,成型能力很好,可用于很多型材的制造,如角钢、工字钢、槽钢等,也经常被应用于电动汽车和全架式拖拉机的车架材料^[7-8],故选取碳素结构钢 Q235A 为本文电动拖拉机主架的制造材料.

为了保证底盘在工作中的安全性,结构的受力部分实际上能够担负的力必须大于其允许担负的力,两种材料许用应力的计算公式为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (1)$$

式中: $[\sigma]$ 为材料许用应力; σ_s 为材料屈服极限; n_s 为安全系数.

本文对主车架材料碳素结构钢 Q235A 的安全系数取 1.5,其许用应力为 157 MPa;由于拖拉机后桥需连接及承载的装置较多,考虑到其损坏后造成后果的严重程度,故安全系数取 2,其许用应力为 155 MPa.两种材料的许用应力差值较小,定义两者中最小值 155 MPa 为整个底盘的强度指标,即最大等效应力不应高于此值.

拖拉机底盘结构刚度应满足什么标准,目前没有明确的结论,分析过程中可采用其他同类型车辆的车架刚度作为参考标准,也可参照梁的许用挠度计算公式确定刚度限值^[7],其计算公式为

$$[f] = \frac{l}{500} \quad (2)$$

式中: l 为半轴距; $[f]$ 为许用挠度.

本文电动拖拉机轴距为 1 864 mm,得出 $[f] = 1.86$ mm.为保证本文电动拖拉机底盘最大可能满足刚度要求,定义底盘的最大形变值不超过 1.6 mm.

底盘载荷主要来源于底盘自重、承载的工作部件及牵引农机具产生的牵引载荷;电池散热器、线束等元件质量低,对有限分析结果影响甚微,故不作为载荷添加到底盘上.重力加速度取 9.8 m/s^2 .主要载荷明细如下:

(1) 驾驶室的结构质量约为 500 kg,驾驶室乘载的人员数体质量按 70 kg 计算,二者作为均布载荷施加在变速箱顶面和后桥壳体承载处,方向垂直向下.

(2) 电动拖拉机使用的两款不同型号的永磁同步电机总质量为 92 kg, 作为均布载荷施加在底盘电机承载梁及控制箱前端装配口处, 方向垂直向下。

(3) 控制元件及覆盖件质量共 90 kg, 作为均布载荷施加在底盘前电池箱边缘及变速箱箱顶部支撑处, 方向垂直向下。

(4) 作为电动拖拉机犁耕作业使用的三铧犁质量为 120 kg, 作为集中载荷施加在与后桥壳体尾部的连接点, 方向为与水平向下成 30°。

(5) 每组电池质量为 110 kg, 作为均布载荷施加

在底盘之上, 方向垂直向下。

针对该款电动拖拉机的实际行驶及工作过程中可能出现的情况, 选定了两种代表工况, 即满载弯曲和满载扭转工况, ANSYS 求解的结果如图 3、图 4 所示。满载弯曲工况下, 底盘最大形变值为 0.54 mm, 位于底盘第三横梁中部; 最大等效应力值为 40.51 MPa, 位于第三横梁左侧加强筋斜边的中部。满载扭转工况下, 底盘最大形变值为 0.60 mm, 位于底盘第三横梁中部; 最大等效应力值为 78.11 MPa, 位于后轴对后桥壳体的右支撑处。



图 3 满载弯曲工况下底盘形变和应力云图

Fig. 3 Chassis deformation and stress cloud diagram under full load bending



图 4 满载扭转工况下底盘形变和应力云图

Fig. 4 Chassis deformation and stress cloud diagram under full load torsion

3 电动拖拉机后桥壳体轻量化设计

通过上述两种工况分析可知, 底盘整体的应力与形变值较低且受力分布不均匀, 底盘强度与刚度的安全余量较大。

在 ANSYS 中添加 Shape Optimization 模块, 导入模型并添加载荷条件对后桥壳体进行拓扑优化。由于后桥部分为整车的驱动中心, 后桥的质量并不是越小越好, 要保证其上部人员的安全及驾驶舱的稳定性, 设置优化目标为降低质量 20%, 进行运算求解。后桥壳体拓扑优化结果如图 5 所示。

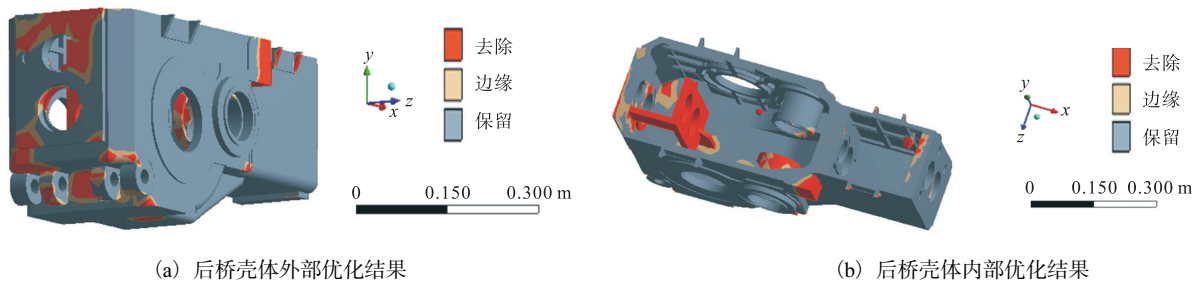


图 5 后桥壳体拓扑优化结果

Fig. 5 Rear axle housing topology optimization results

拓扑优化结果显示可优化区域为不规则形状,壳体内部为拖拉机后动力输出轴的高低档支撑座,壳体外部为后桥壳体与提升器的固定连接处. 考虑壳体结构对零件的支撑和整体应力分布问题,不能将红色部分全部去除^[9]. 对于后桥壳体外部,改变尾部加强板边角和支撑农具具尾部底板的形状. 对于后桥壳体内部,减少轴承支架板上非承载区结构的尺寸,并改变轴承支架板底部加强筋的形状. 后桥壳体结构改进前后的质量分别为 112.5 kg 和 98.9 kg,减轻 13.6 kg.

后桥壳体结构改进后底盘形变和应力情况如图 6、图 7 所示.

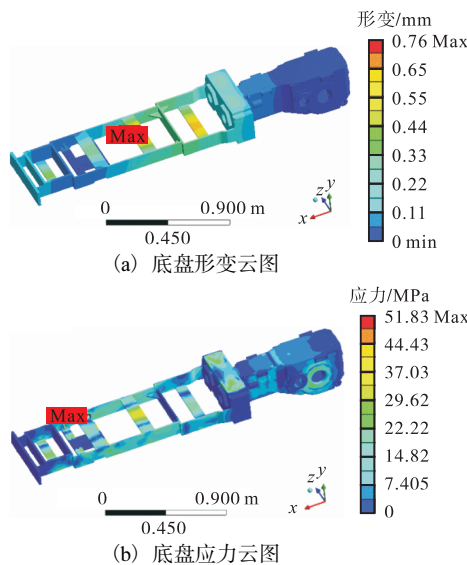


图 6 改进后满载弯曲工况下底盘形变和应力云图

Fig. 6 Improved chassis deformation and stress cloud diagram under full load bending

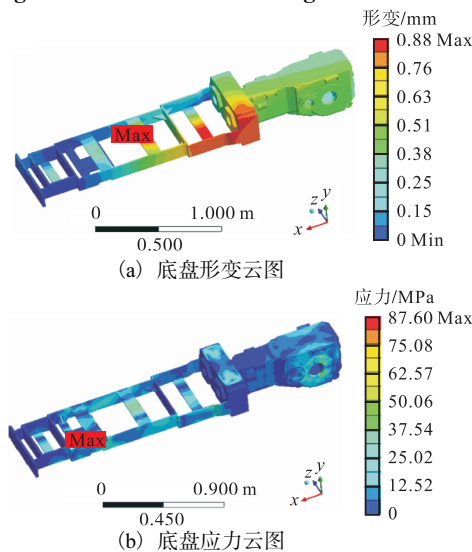


图 7 改进后满载扭转工况下底盘形变和应力云图

Fig. 7 Improved chassis deformation and stress cloud diagram under full load torsion

对改进后的电动拖拉机底盘结构进行评判时,也需要考虑底盘在实际运行中的动态特性. 如果底盘的固有频率与外界的激励频率相同或相近时就会引起共振^[10],影响驾驶员的舒适性,并且会导致底盘结构的损坏. 对于电动拖拉机底盘各阶固有频率和振型评判主要从以下 3 点出发^[11]: (1)对结构强度影响较大的振型应该远离激励频率; (2)尽量提高前几阶模态的固有频率,以提高结构的动刚度; (3)底盘振型应尽可能光滑,避免出现突变的情况.

拖拉机自由模态分析结果如图 8 所示.

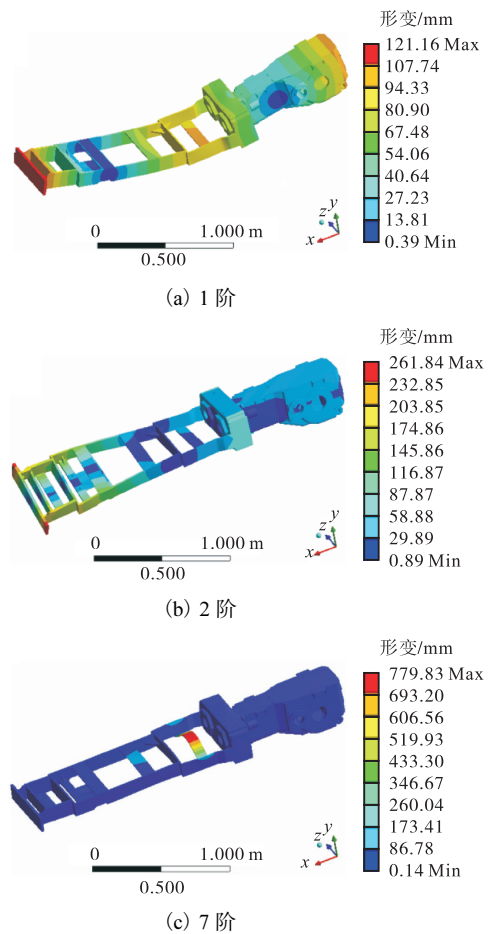


图 8 结构改进后底盘模态分析

Fig. 8 Modal analysis of chassis after structural improvement

底盘第 1 阶固有频率为 35.4 Hz,由于路面不平而产生的激励频率通常低于 20 Hz^[12],第 1 阶固有频率在其范围外,不易产生共振现象. 第 2 阶沿 x 轴扭转振型对底盘结构强度影响较大,但不处于低阶频率范围之内(0 ~ 30 Hz),前两点满足评判标准. 而在观察第 7 阶模态分析云图后可知,电机承载板处的振型显示为突变,长时间的使用可能会加快结构的疲劳,影响整个车架的稳定性,故针对此处进行结构调整,

增加承载板的宽度和在其两侧增加加强筋,以使改进后的底盘模型满足动态力学要求。

4 电动拖拉机底盘结构多目标优化

观察改进后拖拉机底盘的静力学分析云图可知,变速箱和底盘主架还存在可继续优化的空间,承载电池箱的底盘主架前中部应力均值较大,但仍在底盘材料的许用屈服极限内。综合考虑底盘的结构特性和性能要求,选择底盘电池箱前部承载区、中部承载区和变速箱作为优化区域进行多目标优化,优化位置如图9所示。

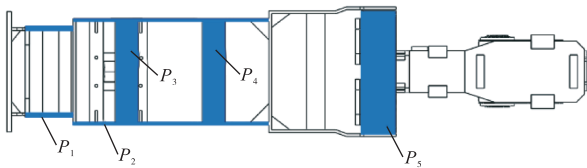


图9 多目标优化位置

Fig. 9 Multi-objective optimization area

拖拉机底盘多目标优化的数学模型为^[12]

$$\begin{cases} \min F(X) = \min(P_6, P_7) \\ X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [P_1, P_2, P_3, P_4, P_5]^T \\ \text{s.t. } P_6 \leq m \\ P_7 \leq p \\ P_{j(\min)} \leq P_j \leq P_{j(\max)} \quad j = 1, 2, 3 \end{cases} \quad (3)$$

式中:设计变量 P_1 为底盘前部电池箱承载区纵梁的厚度; P_2 为主车架纵梁厚度; P_3 为第二横梁厚度; P_4 为第三横梁厚度; P_5 为变速箱壳体的厚度。设计目标设定为底盘质量 P_6 , 底盘最大等效应力 P_7 。底盘结构优化参数 P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 的初始值分别为 12 mm、12 mm、9 mm、9 mm 以及 8 mm。

将拖拉机底盘结构优化的设计变量和设计目标添加到 ANSYS Workbench 软件中的 Design Exploration 模块。以最大等效应力值较高的满载扭转工况作为默认优化环境,定义设计变量的变化范围($P_1, 9 \sim 12 \text{ mm}$; $P_2, 9 \sim 12 \text{ mm}$; $P_3, 8 \sim 9.5 \text{ mm}$; $P_4, 8 \sim 9.5 \text{ mm}$; $P_5, 5 \sim 8 \text{ mm}$),最后利用 Samples 优化算法得到初始设计样本点 28 组,基于设计样本点参数值进行灵敏度与响应面分析,以确定设计变量调整方向^[13]。

灵敏度结果如图 10 所示,设计变量底盘主架纵梁厚度 P_2 对底盘最大等效应力的影响敏感程度最高,对底盘质量的影响敏感程度也相对较高。其次对

最大等效应力的影响敏感程度较高的为前部电池箱纵梁厚度 P_1 和第三横梁厚度 P_4 ,但对底盘质量的影响敏感程度都较低。对底盘质量的影响敏感程度最高的为变速箱壳体厚度 P_5 ,但对最大等效应力的影响敏感程度较低。第二横梁厚度 P_3 对底盘质量和最大等效应力的影响灵敏度最低。选择灵敏度高的参数,忽略灵敏度小的参数,可以更有效率地进行优化^[14],故选取 P_1, P_2, P_4, P_5 4 个设计变量对设计目标进行进一步的响应面分析。

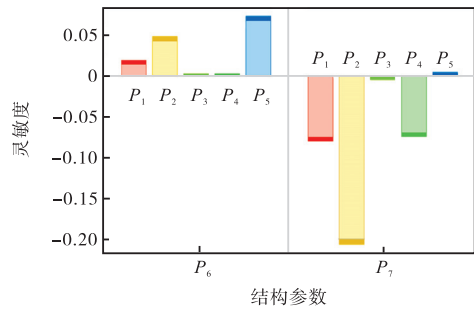


图10 灵敏度分析结果

Fig. 10 Sensitivity analysis results

从图 11 设计变量与底盘质量响应面分析可知,底盘质量 P_6 最大值是在变速箱壳厚 P_5 最大和主架纵梁厚度 P_2 最大时。随着主架纵梁厚度 P_2 的下降,底盘质量 P_6 的下降速度最快。前电池箱纵梁厚度 P_1 和第三横梁厚度 P_4 的变化对底盘质量 P_6 的影响甚微。

从图 12 设计变量与最大等效应力响应面分析可知,底盘最大等效应力 P_7 的最大值是在主架纵梁厚度 P_2 最小和第三横梁厚度 P_4 最大时,其最小值是在主架纵梁厚度 P_2 最大和第三横梁厚度 P_4 最小时。随着变速箱壳厚 P_5 的下降,底盘最大等效应力 P_7 基本保持不变且数值较低。

对设计点灵敏度和响应面分析发现,底盘质量与底盘最大等效应力在设计变量的调整中很难同时达到最小,在以底盘质量最小为目标,选择对底盘质量降低最有效且使最大等效应力增加幅度较小的设计变量为最佳的设计候选点。对于候选点的确定可以优先选择拥有较低的变速箱壳厚和电池箱厚度的设计点,且该候选点内主架纵梁厚度的值不宜过小^[15]。最终从底盘结构优化的设计点中确定 3 个优化候选点,具体参数见表 1。

3 个优化候选点最大等效应力相差不大,而候选点 2 中的底盘质量最小,故选为最佳优化候选点。将候选点 2 的 P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 作为拖拉机底盘的最终优化参数,优化后底盘质量为 224.3 kg。

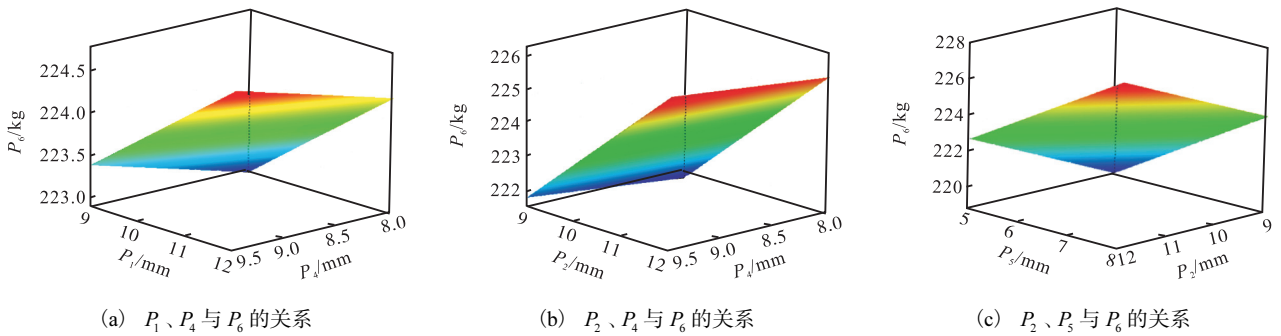


图 11 设计变量与底盘质量响应面分析

Fig. 11 Design variable and chassis quality response surface analysis

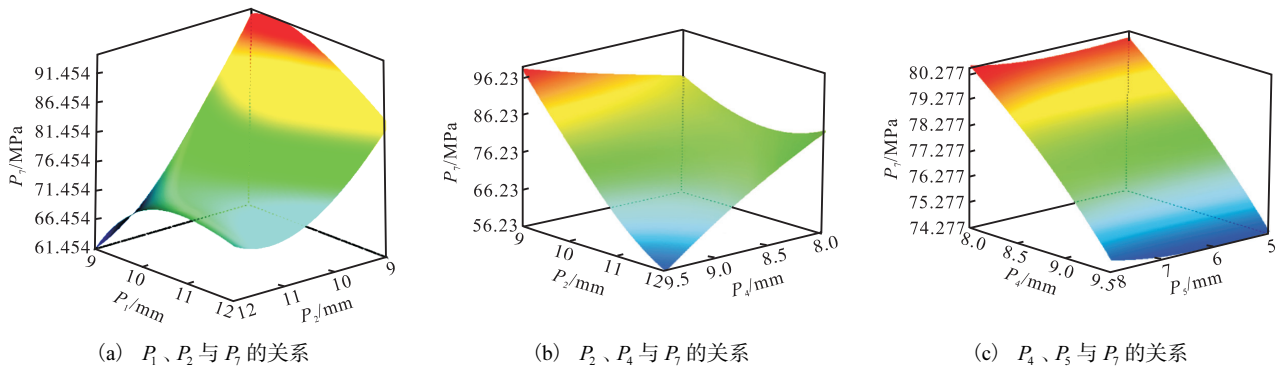


图 12 设计变量与最大等效应力响应面分析

Fig. 12 Design variable and maximum equivalent stress response surface analysis

表 1 优化候选点

Tab. 1 Optimizing candidate points

参数	初始值	候选点 1	候选点 2	候选点 3
P_1/mm	12	10.07	10.5	10.92
P_2/mm	12	10.92	10.5	10.07
P_3/mm	9	8.53	8.75	8.53
P_4/mm	9	8.96	8.53	8.96
P_5/mm	8	6.92	6.07	6.5
P_6/kg	240.1	230.6	224.3	226.8
P_7/MPa	87.59	96.54	98.8	104.6

多目标优化后的底盘模型在两种工况下的形变及应力情况如图 13、图 14 所示。

结果显示: 满载弯曲工况下最大等效应力位于前桥承载板与底盘前底板的连接位置, 其值为 68.50 MPa; 满载扭转工况下最大等效应力位于第二横梁左侧与底盘纵梁的连接位置, 其值为 97.81 MPa; 两工况下最大形变都位于第三横梁中部, 其值分别为 0.74 mm 和 1.02 mm。

相比拓扑优化后的底盘模型, 两种工况下的最大等效应力都有提高, 而满载弯曲工况下最大等效应力值提升幅度较大, 但仍处于所设定的许用屈服极限之下; 最大形变在两种工况下变化都较小, 低于设定值 1.6 mm, 多目标优化后的底盘模型满足强度、刚度

要求。

由于加固了电机承载板处的结构, 底盘第 7 阶模态分析云图中电机承载板处的突变情况得到了改善, 如图 15 所示。

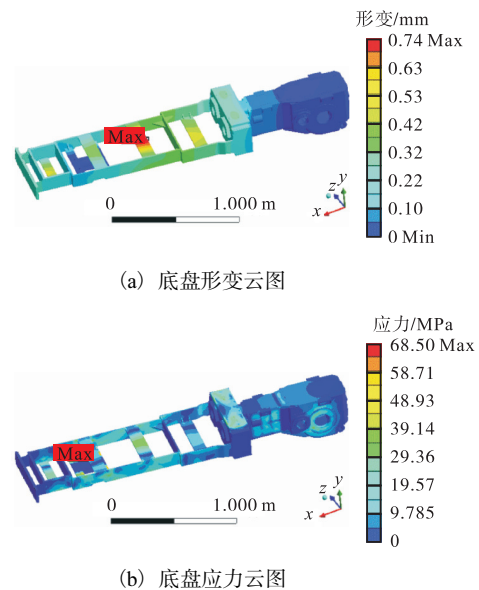
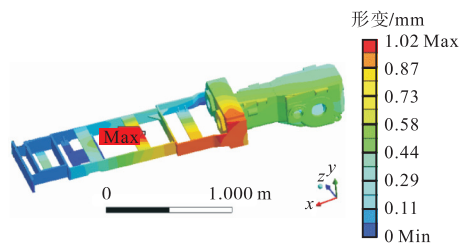
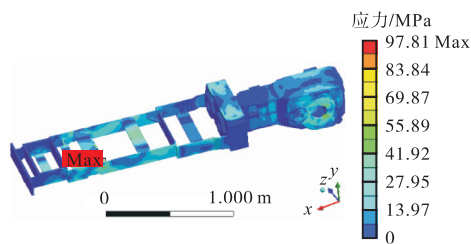


图 13 多目标优化后满载弯曲工况下底盘形变和应力云图

Fig. 13 Multi-objective optimized chassis deformation and stress cloud diagram under full load bending

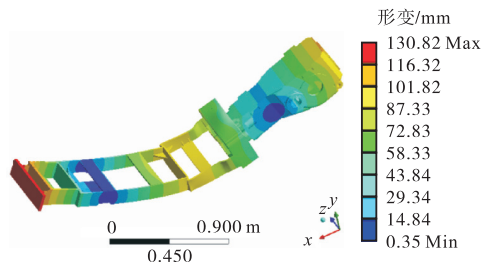


(a) 底盘形变云图

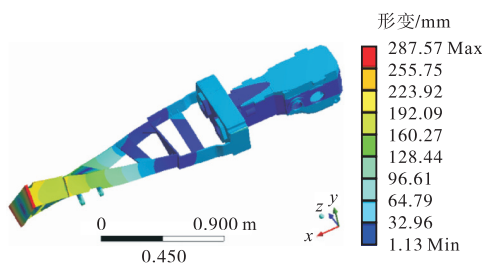


(b) 底盘应力云图

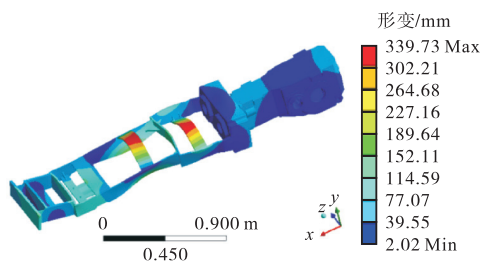
图 14 多目标优化后满载扭转工况下底盘形变和应力云图
Fig. 14 Multi-objective optimized chassis deformation and stress cloud diagram under full load torsion



(a) 1 阶



(b) 2 阶



(c) 7 阶

图 15 多目标优化后底盘模态分析
Fig. 15 Modal analysis of chassis after multi-objective optimization

同时,第 1 阶固有频率仍在路面激励频率范围外,不易产生共振现象;第 2 阶频率仍在低阶频率范围之外.可见,多目标优化后的底盘满足动力学特性要求.

结构优化后的底盘前 8 阶频率见表 2. 拓扑优化和多目标优化的前两阶频率均在路面激励和低阶频率范围之外,除第 6 阶和第 7 阶频率外,其他阶频率的变化量不大.

表 2 优化后的底盘频率
Tab. 2 Optimized chassis frequency

阶数	频率/Hz		
	拓扑优化	多目标优化	变化量
1	35.4	35.4	0
2	45.6	45.3	-0.3
3	65.1	58.6	-6.5
4	89.2	92.6	+3.4
5	116.7	115.5	-1.2
6	162.0	147.1	-14.9
7	176.4	190.1	+13.7
8	195.8	194.0	-1.8

18 kW 电动拖拉机底盘结构最终优化结果见表 3.

表 3 拖拉机底盘最终优化结果
Tab. 3 Final optimization results of tractor chassis

参数	原底盘	拓扑优化后	多目标优化后	多目标优化后变化量
弯曲工况最大形变/mm	0.54	0.76	0.74	+0.20
弯曲工况最大等效应力/MPa	40.51	51.83	68.49	+27.98
扭转工况最大形变/mm	0.60	0.88	1.02	+0.42
扭转工况最大等效应力/MPa	78.11	87.60	97.81	+19.70
底盘质量/kg	266.8	253.2	224.3	-42.5

底盘多目标优化后,最大等效应力值为 97.81 MPa,比原底盘增加了 19.70 MPa;在底盘满足强度和刚度的要求,拖拉机底盘多目标优化后的质量为 224.3 kg,相比原底盘的质量减少了 42.5 kg,减重 16%.

5 结 语

结合 18 kW 电动拖拉机主要技术参数完成了底盘方案设计,并通过静力学分析验证了底盘设计方案的合理性,以及针对底盘不同结构选择了多目标优化方法,在满足动、静力学特性要求的基础上使底盘减

少更多质量,降低了制造成本.最终优化后的拖拉机底盘与原底盘相比,最大等效应力由 78.11 MPa 提升到 97.81 MPa,增加了 19.70 MPa,虽然两种工况下的最大等效应力值都有了提升,但没有出现应力集中现象,底盘的应力分布更加均匀.拖拉机底盘的质量由 266.8 kg 降低到 224.3 kg,减少了 42.5 kg,使拖拉机底盘减重 16%,达到了轻量化设计的目的,且优化后的底盘模型满足强度、刚度及动力学特性要求.

参考文献:

- [1] LIU M N, WEI C Q, XU L Y. Development of cooperative controller for dual-motor independent drive electric tractor[J]. *Mathematical problems in engineering*, 2020(3): 4826904.
- [2] 方树平,王宁宁,易克传,等. 四关键参数对纯电动拖拉机续航能力的影响研究[J]. *蚌埠学院学报*, 2019, 8(2): 65-71.
- [3] MENG C Y, LI G Y, XU F, et al. Tractors hydraulics system stress testing design and experiment[J]. *IOP Conference series: earth and environmental science*, 2019, 252(3): 032134.
- [4] OSWALD M, SCHRANK G, ECKER J. Vehicle dynamics of battery electric vehicles[J]. *ATZ Worldwide*, 2021, 123(3): 50-55.
- [5] 贺恺. 电动轮-独立悬架模块结构分析及轻量化设计研究[D]. 上海: 同济大学, 2008.
- [6] ZHANG Y. Analysis on the development status of automobile lightweight welding technology[J]. *Journal of physics: conference series*, 2021, 1750: 012001.
- [7] 石沛林,裴滨,郑建强,等. 大马力拖拉机后桥壳有限元分析[J]. *山东理工大学学报(自然科学版)*: 2019, 33(3): 37-42.
- [8] 王英亮. LE2204 型全架式拖拉机车架研制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [9] 琚立颖,张丽娜,张建宝,等. 基于 ANSYS 的中型电动汽车车架结构设计与优化[J]. *拖拉机与农用运输车*, 2017, 44(4): 50-54.
- [10] 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.
- [11] 胡东方,王想到. 基于有限元的玉米联合收获机底盘车架模态分析[J]. *农机化研究*, 2015, 37(6): 53-55.
- [12] 赵晶,李家林,熊锐,等. 客车底盘结构安全性分析与轻量化设计[J]. *广东工业大学学报*, 2018, 35(6): 31-36.
- [13] WANG T T, DONG R Y, ZHANG S, et al. Research on lightweight design of automobile collision safety structure based on multiple materials[J]. *Journal of physics: conference series*, 2020, 1670: 012004.
- [14] 徐兴伟,胡晓兵,田昆,等. 支持向量机响应面在结构优化中的应用[J]. *机械设计与制造*, 2018(6): 169-172.
- [15] 姜武华. 多学科优化方法在汽车底盘设计中的应用研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.

责任编辑: 周建军