

引用格式:

袁森林, 张黎骅, 邱清宇, 罗惠中. 履带式玉米收获机车架的多目标轻量化设计[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2023, 49(3): 371–376.

YUAN S L, ZHANG L H, QIU Q Y, LUO H Z. Multi-objective lightweight design of frame for crawler corn combine harvester[J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2023, 49(3): 371–376.

投稿网址: <http://xb.hunau.edu.cn>



履带式玉米收获机车架的多目标轻量化设计

袁森林, 张黎骅*, 邱清宇, 罗惠中

(四川农业大学机电学院, 四川 雅安 625009)

摘要: 针对 4YZLP-2 型履带式玉米联合收获机质量大、在丘陵山地田间通过难的问题, 对玉米收获机车架进行轻量化设计: 采用 Solid works 对车架进行参数化建模, 基于车架参数化模型建立车架有限元模型, 通过有限元模型进行模态分析, 并利用车架模态试验验证车架有限元模型的有效性。对车架进行力学性能分析, 得到了车架的应力与变形结果。基于相对灵敏度分析, 筛选出车架的 17 个零部件的厚度作为设计变量, 采用拉丁超立方试验设计以及克里格法建立代理模型, 通过 MOGA 算法, 以田间越障工况、满载弯曲工况下最大等效应力和满载弯曲工况下最大总变形量作为约束条件, 车架质量和田间越障工况下总变形量最小为优化目标, 进行多目标轻量化设计。车架轻量化后, 车架质量较优化前减轻 31.56 kg, 越障工况下最大变形量也降低了 0.33 mm。

关键词: 履带式玉米收获机; 车架; 灵敏度; 多目标轻量化设计

中图分类号: S225.5+1

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2023)03-0371-06

Multi-objective lightweight design of frame for crawler corn combine harvester

YUAN Senlin, ZHANG Lihua*, QIU Qingyu, LUO Huizhong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Sichuan Agricultural University, Ya'an, Sichuan 625009, China)

Abstract: Aiming at the problems of large mass and difficulty in passing in hilly and mountainous fields of the current 4YZLP-2C crawler corn combine harvester, the lightweight design of the frame was carried out. Solid works were used to conduct the parametric model of the frame, and the finite element model was established based on the parametric model of the frame. Modal analysis was carried out through the finite element model, and the validity of the finite element model was verified by the modal test of the frame. The mechanical properties of the frame were analyzed to obtain the results of stress and deformation. Based on the relative sensitivity analysis, the thickness of 17 parts of the frame was selected as the design variable, to establish the surrogate model by Latin hypercube experimental design and Krieger method. By taking the maximum equivalent force under the field obstacle crossing condition, the maximum total deformation under the full load bending condition and the maximum total deformation under the bending condition as the constraints, and the frame quality and the minimum total deformation under the field obstacle crossing condition as the optimization goals. the multi-objective lightweight design is carried out through the MOGA algorithm. After the lightweight of the frame, the weight of the frame is reduced by 31.56 kg compared with that before optimization, and the maximum deformation under obstacle crossing conditions is also reduced by 0.33 mm.

Keywords: crawler corn combine harvester; frame; sensitivity; multi-objective lightweight design

收稿日期: 2022-08-27

修回日期: 2023-04-15

基金项目: 国家玉米产业体系专项(CARS-02)

作者简介: 袁森林(1997—), 男, 重庆人, 硕士研究生, 主要从事农业机械设计研究, 2237267203@qq.com; *通信作者, 张黎骅, 博士, 教授, 主要从事粮油作物生产全程机械化技术与装备研究, zhanglihua69@126.com

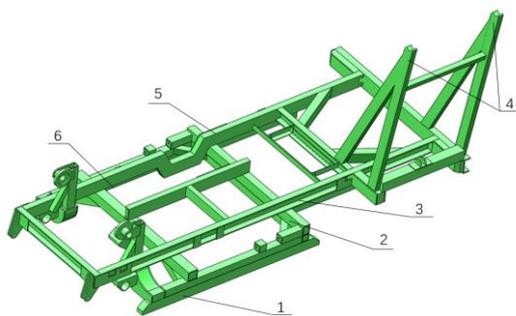
目前,西南地区使用的玉米收获机大多为两/三行履带式收获机,整机质量较大,田间作业时易陷入土中,通过性和转向灵活性相对较差,相应地生产成本和使用成本都较高^[1-3]。玉米收获机车架需承载割台、升运器、发动机等的质量,在整个收获机中占比大,是整机轻量化的关键,而且为确保收获机的作业安全,还需要保证车架具有足够的强度和刚度。朱金光等^[4]对轮式玉米收获机车架进行不同工况下的强度分析并进行结构改进,改进后的车架较优化前减轻 70 kg。韩阳红等^[5]对喷雾机车架进行有限元模态验证并进行了轻量化设计,优化后在车架质量降低 40%的情况下弯曲刚度与扭转刚度的安全系数分别提高了 9.7%和 7.8%。李怡等^[6]对大豆收获机车架以大豆动态载荷许用应力与固有频率作为约束,以车架质量最小为优化目标进行轻量化设计,优化后的车架质量降低了 29.7 kg。

笔者以 4YZLP-2 型履带式玉米收获机为研究对象,建立车架的三维模型,并利用 Ansys 软件对玉米收获机的模态性能、越障工况和满载弯曲工况下车架的力学性能进行分析;基于灵敏度分析来选择合适的零部件厚度作为设计变量,对车架进行多目标轻量化设计,以期在两/三行履带式玉米收获机轻量化改进提供思路。

1 履带式玉米收获机车架模型的建立

1.1 车架三维模型的建立

4YZLP-2 型履带式玉米收获机的车架主要由槽钢、矩钢和方钢焊接而成,车架整体尺寸为 2734 mm×1340 mm×320 mm,其三维模型如图 1 所示。为了后续划分出高质量的网格,在不影响车架整体



1 左底盘边梁管; 2 上下横梁管; 3 左纵梁; 4 粮仓支架焊接; 5 右纵梁; 6 右底盘边梁管。

图 1 履带式玉米收获机车架的三维模型

Fig.1 3D model of the frame for crawler corn combine harvester

受力的前提下,对车架进行简化,去掉倒角、圆角以及小于 10 mm 的螺栓孔^[7-8]。利用 Solid works 三维建模软件对车架进行 1:1 参数化建模。

1.2 车架有限元模型的建立

将车架三维模型导入至 Ansys 软件中,对其进行网格划分,主要网格尺寸设置为 10 mm,并对局部进行调整,车架各零部件之间的焊接关系通过节点耦合的方式进行模拟。最终将车架划分为 221 648 个单元、521 818 个节点,如图 2 所示。

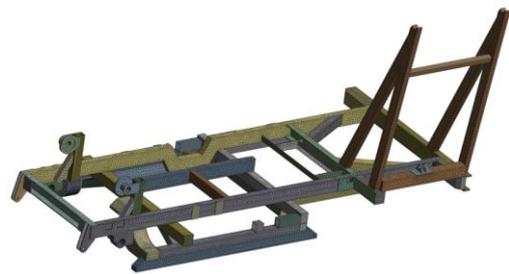


图 2 履带式玉米收获机车架的有限元模型

Fig.2 The finite element model of the frame for crawler combine harvester

2 履带式玉米收获机车架的性能分析

2.1 车架的模态分析

通过 Ansys 对车架进行模态分析。车架所用材料为 Q235,在 Ansys 中设置其密度为 7800 kg/cm³、弹性模量为 210 GPa、泊松比为 0.3、屈服强度为 235 MPa,进行材料添加。基于 Lanczos method 算法提取非 0 的前 4 阶模态来进行分析。车架的前 4 阶自由模态的固有频率和振型如表 1、图 3 所示。收获机所搭载的发动机在额定工况下转速为 2200~2600 r/min,振动频率为 73.33~86.67 Hz,而田间的激励频率为 1~3 Hz^[10-11]。由表 1 可知,车架各阶固有频率均远离发动机和田间的激振频率,避免了低频共振现象,车架的振动特性合理。

表 1 车架模态的频率和振型

Table 1 Frequency and mode shape of the frame modality		
模态阶数	频率/Hz	振型
1	16.04	一阶扭转
2	25.18	一阶扭转
3	48.12	弯扭组合
4	50.64	一阶弯曲

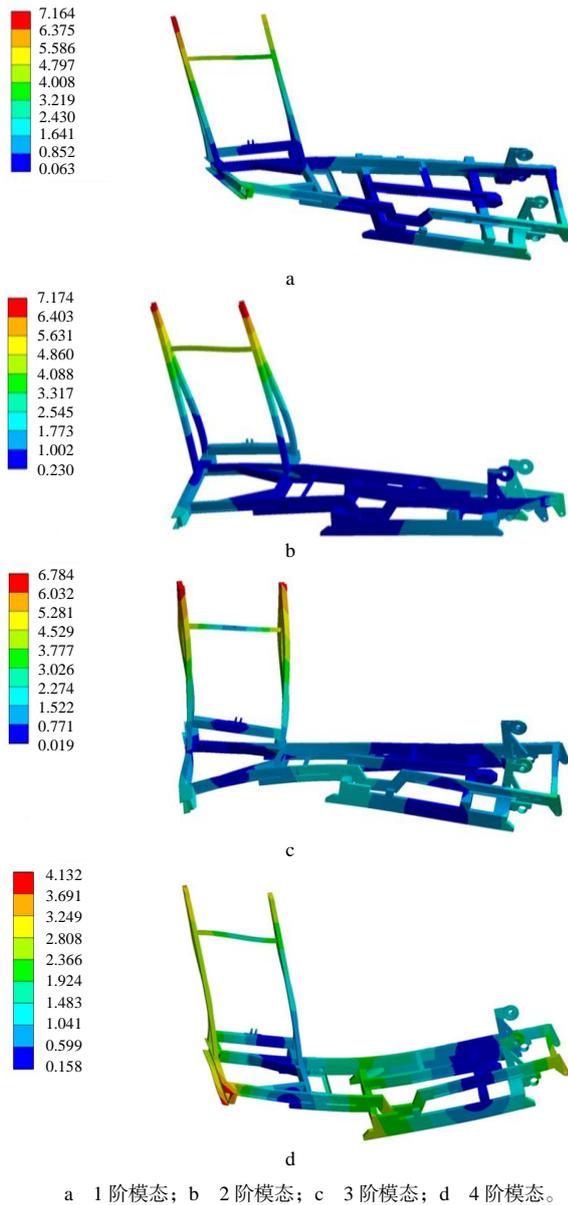


图 3 车架模态的振型

Fig.3 Mode shapes of the frame modality

2.2 车架的模态试验验证

为验证有限元模型的有效性,采用 IMC 三向加速度传感器、激励力锤、8 通道数据采集前端以及 WAVE 模态分析软件,对车架进行模态试验。结果(表 2)表明,仿真模态与试验模态结果相近,车架有限元模型能够满足仿真分析要求。

表 2 车架试验频率与仿真频率结果的对比

Table 2 Comparison of the frequency for the frame obtained by test and simulation

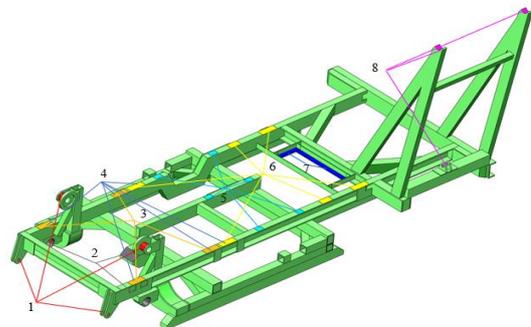
模态阶数	试验频率/Hz	仿真频率/Hz
1	16.04	17.93
2	25.18	23.26
3	48.12	47.35
4	50.64	52.47

2.3 车架的力学性能分析

玉米收获机车架所受到的静态载荷主要来自收获机自身的工作部件,各部件的质量以及载荷加载位置如表 3、图 4 所示。

表 3 玉米收获机部件的质量

载荷名称	质量/kg
割台	400
变速箱	150
驾驶平台以及油箱	350
升运器及其附件	100
发动机	250
剥皮机	370
蓄电池	30
果穗箱	360



1 割台; 2 变速箱; 3 驾驶平台以及油箱; 4 升运器及其附件; 5 发动机; 6 剥皮机; 7 蓄电池; 8 果穗箱。

图 4 玉米收获机部件的载荷施加位置

Fig.4 Load position of the components for corn harvester

在对车架进行力学分析的过程中,需要对其施加合理的载荷,需要考虑极限工况下的载荷大小与方向^[12-13]。参考其他履带式车辆行驶条件并结合本收获机的实际作业情况,主要考虑 2 种极端工况,即收获机在满载时粮仓并未完全放下,以及粮仓仅由液压缸和粮仓支撑座支撑的情况下的田间越障和满载弯曲工况。

2.3.1 田间越障工况的力学性能

田间越障工况是指收获机在田间行驶时越过障碍物的工作状态。为简化运算量,考虑右后部支重轮跃上障碍物而左后部支重轮悬空,前部支重轮所接触的履带位置仍与地面接触的工作状况。除此之外考虑作业过程中会受到碰撞、冲击等,在进行计算分析时要将收获机自身质量乘以一定的动载系数来模拟实际的车架应力与变形量的分布情况。履带式玉米收获机虽然作业条件复杂,但行驶速度低,与其他田间作业机械相比,受到的冲击、碰撞

相对较小,因而取动载系数为 1.6 来进行计算^[14]。为准确表达收获机各部件在车架上的受力情况,利用远程载荷的方式进行添加,将载荷加载至车架各个支撑处,并添加重力加速度。

约束车架前部以及右后部支导轨座板(与支重轮连接)与车架底盘边梁管接触位置的全部自由度,对于左后部导轨座板与车架底盘边梁管则不进行约束。车架的整个等效应力与总变形量如图 5 所示。

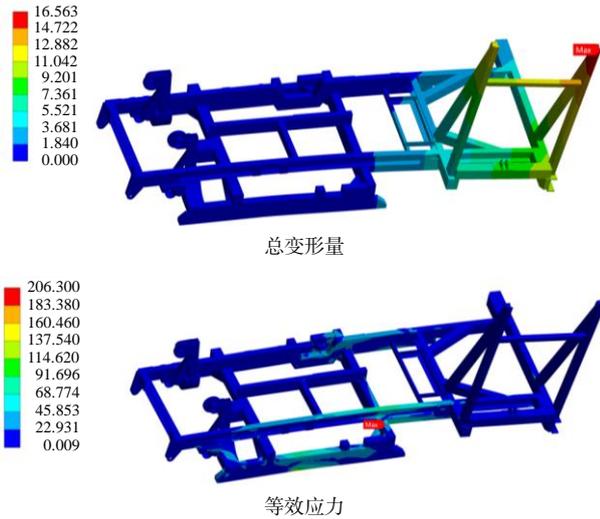


图 5 田间越障工况的力学性能云图

Fig.5 Cloud diagrams of mechanical properties under field obstacle crossing conditions

从图 5 中可以看出,在正常行驶作业过程中,收获机车架最大等效应力发生在上下横梁管与左纵梁连接处,为 206.3 MPa,最大变形发生在粮仓支架焊合轴承处,为 16.56 mm。

2.3.2 满载弯曲工况的力学性能

满载弯曲工况是指收获机在田间或路面以最大速度行驶时的工作状态,会受到较大的垂直动载荷的冲击,此时动载系数取 2.0 来进行计算。按照田间越障工况进行载荷施加,约束所有收获机支导轨座板(与支重轮连接)与车架底盘边梁管接触位置的全部自由度。弯曲工况下车架应力与总变形量如图 6 所示。

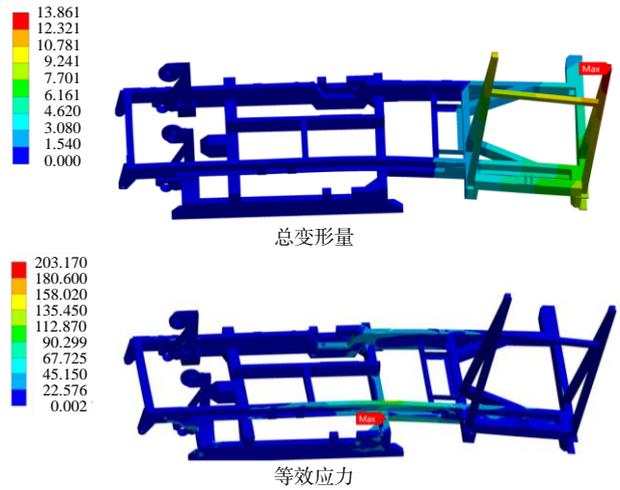


图 6 满载弯曲工况的力学性能云图

Fig.6 Cloud diagrams of mechanical properties under full load bending conditions

从图 6 中可以看出,车架最大等效应力仍发生在上下横梁管与左纵梁连接处,为 203.17 MPa,最大变形发生在粮仓支架焊合轴承处,为 13.86 mm。

3 履带式玉米收获机车架的轻量化设计

3.1 相对灵敏度分析

由于收获机在越障工况下车架最大变形量较大,为保证车架在质量降低的前提下最大变形量不再增加,基于田间越障工况下车架质量相对于最大总变形量的灵敏度^[15-16]结果来选择最佳的优化设计变量。车架质量相对于最大总变形量的灵敏度(S_x)为零部件厚度相对于最大总变形量的灵敏度除以零部件厚度相对于质量的灵敏度,即 $S_x = S_w / S_m$, S_x 为车架质量相对于最大总变形量的灵敏度, S_w 为零部件厚度相对于最大总变形量的灵敏度, S_m 为零部件厚度相对于质量的灵敏度。

通过 Ansys 软件求出零部件厚度相对于质量的灵敏度和零部件厚度相对于最大总变形量的灵敏度。将灵敏度分析结果导出至 Excel 中,计算出质量相对于最大变形量的灵敏度,如表 4 所示。

表 4 车架零部件的灵敏度

Table 4 The sensitivity of the frame components

编号	最大变形量灵敏度	质量灵敏度	相对质量灵敏度	编号	最大变形量灵敏度	质量灵敏度	相对质量灵敏度
1	0.021	0.070	0.303	8	0.001	0.193	0.008
2	-0.028	0.049	-0.568	9	0.039	0.056	0.692
3	-0.045	0.024	-1.849	10	-0.006	0.157	-0.036
4	-0.021	0.074	-0.278	11	0.042	0.131	0.321
5	-0.610	0.210	-2.909	12	-0.053	0.126	-0.418
6	-0.155	0.214	-0.727	13	-0.013	0.003	-4.686
7	-0.007	0.251	-0.027	14	-0.034	0.050	-0.693

表 4(续)

编号	最大变形量灵敏度	质量灵敏度	相对质量灵敏度	编号	最大变形量灵敏度	质量灵敏度	相对质量灵敏度
15	-0.373	0.023	-16.251	28	0.096	0.273	0.352
16	-0.010	0.015	-0.680	29	-0.049	0.036	-1.353
17	-0.226	0.190	-1.191	30	-0.010	0.108	-0.091
18	-0.053	0.146	-0.364	31	0.122	0.066	1.844
19	0.074	0.017	4.360	32	0.007	0.065	0.105
20	-0.015	0.021	-0.699	33	-0.013	0.147	-0.090
21	0.019	0.018	1.055	34	-0.064	0.102	-0.627
22	-0.052	0.256	-0.203	35	0.041	0.046	0.897
23	-0.190	0.280	-0.679	36	0.068	0.032	2.139
24	-0.322	0.475	-0.677	37	-0.028	0.064	-0.441
25	-0.034	0.151	-0.225	38	0.028	0.012	2.259
26	0.011	0.032	0.328	39	-0.283	0.087	-3.235
27	0.083	0.295	0.281				

为实现车架的轻量化设计，选择表 4 中相对质量灵敏度绝对值较小的零部件厚度作为设计变量，这些设计变量在减小相同单位质量的前提下对车架最大变形量影响较小。选择的优化零部件厚度以及尺寸的取值范围如表 5 所示。

表 5 优化零部件厚度与尺寸取值范围

编号	初始厚度/mm	下限/mm	上限/mm
1	8.5	7.5	9.5
4	10.0	8.0	11.0
7	8.5	7.5	9.5
8	5.3	4.3	6.3
10	8.5	8.0	10.0
11	5.3	4.3	6.3
12	8.5	7.5	9.5
18	5.0	3.0	6.0
22	6.0	3.0	7.0
25	6.0	3.0	7.0
26	4.0	3.0	5.0
27	4.0	3.0	5.0
28	4.0	3.0	5.0
30	5.0	3.0	6.0
32	5.0	3.0	6.0
33	5.3	4.3	6.3
37	5.0	4.0	6.0

3.2 代理模型的建立

由于设计变量较多，采用拉丁超立方试验设计，对 17 个设计变量进行试验设计，共选取 291 个试验样本点。

基于拉丁超立方试验设计生成的 291 个样本点，选取克里格法拟合车架零部件厚度与车架性能之间的关系。

响应面模型的精度通过决定系数 R^2 来检验，决定系数 R^2 为 0~1,其结果越接近 1,代理模型的精度越高^[17]。车架的质量、各工况下的最大应力和最大总变形量的代理模型的决定系数均接近于 1,如图 7 所示：因此，代理模型可靠，可以取代真实模型进行计算。

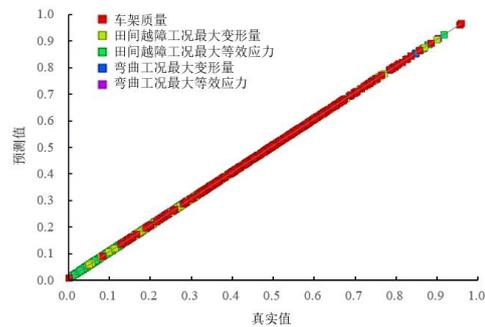


图 7 车架的代理模型精度

Fig.7 Accuracy of the proxy model for frame

3.3 MOGA 多目标车架的轻量化设计

传统的车架优化条件都较为单一，只在同一种工况条件下设定车架的约束条件，但车架各零部件在不同工况下所受到的应力变化差别太大，尺寸改变后的部分零部件在不同工况下的应力和变形不尽相同，单一工况作为约束条件无法确保车架在其他工况下满足强度与刚度要求；因此，以车架质量和越障工况下最大变形量最小为优化目标，以田间越障工况、弯曲工况下的最大等效应力、弯曲工况下最大总变形量作为约束条件，将 17 个零部件厚度尺寸值作为设计变量，其优化数学描述为：

$$\begin{aligned}
 & (m, k_{\max 1})_{\min} \\
 \text{s.t. } & \sigma_{\max 1} \leq 235 \text{ MPa;} \\
 & \sigma_{\max 2} \leq 235 \text{ MPa;} \\
 & k_{\max 2} \leq 20 \text{ mm} .
 \end{aligned}$$

其中： m 为车架质量； $\sigma_{\max 1}$ 、 $\sigma_{\max 2}$ 分别为田间越障和弯曲工况下的最大应力； $k_{\max 1}$ 、 $k_{\max 2}$ 分别为田间越障和弯曲工况下的最大总变形量。

基于 MOGA 算法^[18]寻找设计目标的最优值：设置 10 000 个初始样本，每次循环迭代样本数设置为 3400 个，通过 53 411 代迭代计算出零部件厚度的最优值，如表 6 所示。

表6 优化后的零部件厚度

编号	优化后厚度/mm	编号	优化后厚度/mm
1	7.5	4	8.0
7	7.6	8	4.3
10	8.0	11	4.3
12	7.7	18	4.5
22	5.6	25	3.0
26	3.0	27	4.9
28	3.0	30	3.0
32	3.0	33	4.3
37	4.1		

表7 车架优化后与优化前性能的对比

状态	车架质量/kg	田间越障工况	田间越障工况	弯曲工况最大	弯曲工况最大	一阶模态	二阶模态
		最大应力/MPa	最大总变形量/mm	应力/MPa	总变形量/mm	频率/Hz	频率/Hz
优化前	351.39	206.30	16.56	203.17	13.86	16.04	25.18
优化后	319.83	225.32	16.23	215.67	13.80	16.02	24.69
变化量	-31.56	+19.02	-0.33	+12.50	-0.06	-0.02	-0.49

4 结论

利用 Solid works 三维建模软件对收获机车架进行参数化建模,通过 Ansys 软件对车架进行模态分析,并对有限元模型进行试验验证;再对车架进行越障工况和满载弯曲工况下的强度和刚度分析,并进行灵敏度分析,选出适合的车架零部件厚度作为设计变量;最后,利用 2 种工况下的最大等效应力、弯曲工况的最大总变形量作为约束条件,以车架质量和越障工况下变形量最小为优化目标,通过拉丁超立方试验设计和 MOGA 算法进行轻量化设计,实现了车架在越障工况下变形量降低的前提下车架质量减轻 31.56 kg,最大变形量降低 0.33 mm。

参考文献:

- [1] 潘远香. 小型半喂入水稻联合收割机割台系统设计研究[D]. 贵阳: 贵州大学, 2016.
- [2] 姚艳春. 复杂激励下玉米收获机框架结构振动特性与模态参数辨识方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2018.
- [3] 蔡健文. 基于 4LZ-1.6Z 型联合收割机割台系统的轻量化研究[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2021.
- [4] 朱金光, 冷峻, 丁雄飞, 等. YB3A 型玉米联合收割机底盘机架强度分析方法研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2009, 47(3): 7-11.
- [5] 韩红阳, 陈树人, 邵景世, 等. 机动式喷杆喷雾机机架的轻量化设计[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 47-53.
- [6] 李怡, 徐中明, 张黎骅, 等. 大豆收获机车架的轻量化设计[J]. 重庆大学学报, 2019, 42(10): 14-21.
- [7] 赵宏彦. 城市客车车身结构有限元分析[D]. 镇江: 江

根据优化结果对有限元模型进行修改,计算出车架各个性能指标,优化前与优化后的结果对比,如表 7 所示。车架在 2 种工况下的最大应力与总变形量以及模态均有小幅度变化,2 种工况下的最大应力值为 225.32 MPa,最大总变形量为 16.23 mm,强度和刚度都可满足车架要求;模态频率虽然稍有降低,但仍然在允许范围内,不会产生共振现象;整个车架优化后质量为 319.83 kg,整机质量降低 31.56 kg,轻量化效果明显。

- [8] 张洪伟, 张以都, 王锡平, 等. 基于 ANSYS 参数化建模的农用车车架优化设计[J]. 农业机械学报, 2007, 38(3): 35-38.
- [9] 许佩霞, 蔡炳芳. 基于 ANSYS 的全地形车车架结构优化设计[J]. 机械设计, 2008, 25(12): 56-58.
- [10] 张克鹏, 邵林, 吕景春, 等. 牵引车车架的模态分析[J]. 汽车实用技术, 2012(1): 35-39.
- [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.
- [12] 蔡团结, 郭晓汾, 周炜, 等. 汽车可靠性道路试验仿真研究[J]. 公路交通科技, 2009, 26(8): 149-152.
- [13] 刘宏伟, 王珏童, 房洪斌. 纯电动客车底盘结构参数匹配的研究[J]. 汽车工程, 2010, 32(7): 590-595.
- [14] 王想到, 胡东方, 杜艳平. 玉米收获机底盘车架有限元分析及试验[J]. 中国农机化学报, 2014, 35(2): 213-215.
- [15] 廖宇兰, 刘世豪, 孙佑攀, 等. 基于灵敏度分析的木薯收获机机架结构优化设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 56-61.
- [16] 周松, 高翔, 张志, 等. 基于相对灵敏度的重型自卸车结构轻量化设计[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(35): 15027-15034.
- [17] 刘越, 蒋荣超, 李雪峰, 等. 基于代理模型的低速电动车车架多目标优化[J]. 机械设计, 2020, 37(1): 105-109.
- [18] 杨阳, 李春, 缪维跑, 等. 基于多目标遗传算法的风力机叶片全局优化设计[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 192-198.

责任编辑: 罗慧敏

英文编辑: 吴志立