

施展,张衍林,王凤武,等.基于 ANSYS 的双侧果园开沟机机架模态分析与结构改进[J].华中农业大学学报,2020,39(2):150-159.
DOI:10.13300/j.cnki.hnlkxb.2020.02.019

基于 ANSYS 的双侧果园开沟机机架模态分析与结构改进

施展¹,张衍林^{1,2},李善军^{1,2},王凤武¹,常钧翔¹

1.华中农业大学工学院,武汉 430070; 2.农业农村部长江中下游农业装备重点实验室,武汉 430070

摘要 在双侧果园开沟机机架设计过程中,针对机架强度和刚度问题,利用 Creo 软件对机架固定段和折叠段进行参数化实体建模,导入到 ANSYS Workbench 中对机架进行有限元模态分析,得到其前 6 阶频率和振型,并进行结构性能分析。以结构强度及刚度为优化目标,以低阶模态频率和振动幅度为参考标准,针对固定段机架提出该机架结构的改进方案,采用增添桁架、消除焊接残余应力的方法增加其可靠性。结果表明:改进后的固定段机架前 6 阶固有频率范围为 52.884~135.770 Hz,最大变形量为 0.055 724 mm,其低阶模态频率和振动幅度得到有效改善,机架的整体刚性有了很大改进,满足设计要求。模态试验表明,有限元模态分析与模态试验结果的固有频率最大误差百分比为 0.857%,振型基本一致。田间验证试验表明,应用改进后的机架进行开沟作业,作业质量完全符合 NY/T 740 — 2003 田间开沟机作业质量标准规定,性能稳定,满足果园开沟机的园艺要求。

关键词 果园开沟机; 机架; 有限元; 模态分析; 模态试验; 结构性能分析; 机身折叠

中图分类号 TH 114 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2020)02-0150-10

灌溉和追肥在果树的生产管理中起到至关重要的作用,利用机械代替人工作业可大幅度提高工作效率。柑橘园果树行距一般为 4 m,施肥沟距根部 0.8 m^[1];为实现双侧同时开沟,开沟机两侧刀盘式开沟器距离约为 2.4 m。为使开沟机能安全行驶于宽约 3.5 m 的窄道^[2],整个开沟机机架设计为可折叠式。开沟机机架作为主要承载部件,因承受各种激励载荷而强烈振动造成关键部件疲劳损坏,影响整机可靠性。采用模态分析方法研究机架振动特性比较常见^[3-7]。刘爽等^[3]以某联合收获机主机车身框架为研究对象,采用有限元柔性体技术创建车身框架的有限元柔性体模型,并在其基础上进行模态分析与计算,车身框架质量明显下降。吴伟斌等^[4]对山地果园运输机的车架进行模态分析,改变了横梁布置结构并最终降低了车架构件板厚度。陈志等^[6]通过振动测试与模态分析,分析了玉米收获机车架田间振动特性,优化后使支撑部件质量减少 24%。韩红阳等^[7]对喷雾剂机架模态进行分析,安装橡胶减振元件后机架动态特性得到明显改善。上

述研究通过改进机架结构来改善振动特性。双侧刀盘式果园开沟机机架属于可折叠式宽幅空间桁架结构,在样机试验时笔者发现该机架整体振动较大,影响作业质量。因此,本研究拟对双侧果园开沟机的机架进行有限元模态分析,确定其固有频率和振型,并进一步分析结构性能,对其中不合理处进行设计优化,利用模态试验和田间验证对分析结果进行了进一步验证,旨在为双侧果园开沟机的机架的结构改进提供参考。

1 材料与方法

1.1 整机结构

双侧刀盘式果园开沟机的整机结构呈左右镜面对称,按照执行任务方式和功能属性主要可分为三大系统,即旋转开沟执行系统、机身折叠系统和支撑行走升降系统。配套动力为东方红 LX804 拖拉机,结构见图 1 所示。

1.2 模态分析

1)模态分析理论。模态分析是动力学分析中的

收稿日期:2019-03-19

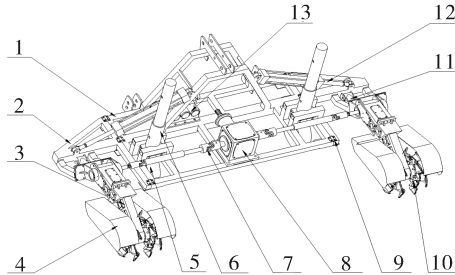
基金项目:现代农业(柑橘)产业体系建设专项(CARS-26);中央高校基本科研业务费专项(2662015PY144);国家重点研发计划(2017YFD0202001,2017YFD0701400);公益性行业(农业)科研专项(201403036)

施展,硕士研究生。研究方向:农业机械化工程。E-mail: jam_shi@foxmail.com

通信作者:李善军,博士,副教授。研究方向:柑橘生产机械化和生物质能装备。E-mail: zhangyl@mail.hzau.edu.cn

重要环节,其主要目的是计算部件或机构的固有频率和振型,即结构的振动特性。一般情况下,低阶振型决定结构的动态特性^[8-9]。对于 N 个自由度线性系统的振动方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$



1.固定段机架 Fixed frame; 2.折叠机架段 Folded frame; 3.开沟齿轮箱 Ditching gearbox; 4.覆土罩 Covered shell; 5.支撑轮 Support wheel; 6.升降套筒 Lifting sleeve; 7.万向联轴器 Universal coupling; 8.减速箱 Reduction gearbox; 9.旋转合页 Rotating hinge; 10.开沟刀盘 Rotary opener; 11.下拉液压缸 Hydraulic cylinder for ditching; 12.折叠液压缸 Hydraulic cylinder for folding; 13.液压换向阀 Directional valve.

图1 双侧刀盘式果园开沟机结构示意图

Fig.1 Structure of double-sided cutter orchard ditching machine

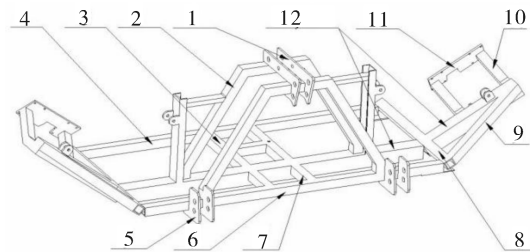
式(1)中: $[M]$ 为系统质量矩阵; $[C]$ 为系统阻尼矩阵; $[K]$ 为系统刚度矩阵; $[F]$ 为系统受到外载荷矩阵; t 为时间。在模态分析中,假设仿真元件为自由振动并忽略阻尼的影响,不需要添加外载边界条件,即 $\{f(t)\} = 0$,且无阻尼矩阵 $[C]$ 。因此,式(1)可以简化为模态向量 φ_i 与振动频率 ω_i 的关系式,即

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\varphi_i\} = 0 \quad (2)$$

对式(2)求解得到系统固有频率和模态向量,进而计算模态振型。

2)模态分析前处理。①开沟机机架基本结构。利用 PTO Creo 软件建立双侧柑橘园开沟机固定段和折叠段机架的三维模型。折叠状态下的机架结构如图2所示。机架固定段主要由前横梁、前纵梁、后横梁、后纵梁、拉杆以及中间主横梁焊接而成,通过螺栓与拖拉机联接的三点悬挂上悬连接板和拉板焊接在机架上,固定段机架中间主横梁采用 $80\text{ mm} \times 80\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ (高 $\times$ 宽 $\times$ 厚) 的方钢,悬挂连接板等平面板件均为厚度为 10 mm 的钢板,其他梁结构采用 $50\text{ mm} \times 50\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ 的方钢。两侧的机架折叠段呈镜面对称,主要由侧斜梁、内侧梁、支撑梁、托板与中间主横梁焊接而成,折叠段中间主横梁采

用 $80\text{ mm} \times 80\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ 的方钢,其他梁结构均采用 $50\text{ mm} \times 50\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ 的方钢,托板采用厚度为 10 mm 的钢板。机架完全展开的尺寸 $2\,750\text{ mm} \times 900\text{ mm} \times 750\text{ mm}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高),完全折叠后的总长度约为 $2\,100\text{ mm}$,其中宽度和高度保持不变。



1.上悬连接板 Overhanging plate; 2.拉杆 Pull rod; 3.后纵梁 Rear longitudinal beam; 4.后横梁 Rear beam; 5.拉板 Pull plate; 6.前横梁 Front beam; 7.前纵梁 Front longitudinal beam; 8.内侧梁 Inner beam; 9.侧斜梁 Skewed beam; 10.支撑梁 Support beam; 11.托板 Support plate; 12.中间主横梁 Main beam.

图2 机架结构示意图

Fig.2 Frame structure diagram

②有限元模型的建立。两段折叠段机架呈镜面对称,故只用导入1段进行有限元分析即可。将机架模型导入 ANSYS Workbench,在材料属性中定义两段机架的材料均为 Q234-A,在对应的材料库中选用 Structural Steel^[10] 作为材料。其性能参数为:弹性模量 212 GPa ,泊松比 0.288 ,材料密度为 $7\,800\text{ kg/m}^3$ 。

③网格划分。网格划分是模态分析中的关键环节,将影响其对计算结果的准确性。软件中提供多种网格划分方法^[11],本研究选择 Automatic 划分网格保证计算精度,通过 Sizing 尺寸控制来保证网格质量。对于固定段机架,设定 Element Size(单元尺寸)为 30 mm ,有限元网格划分节点数 $32\,163$,单元数 $16\,341$;对于折叠段机架,设定 Element Size(单元尺寸)为 10 mm ,有限元网格划分节点数 $85\,800$,单元数 $47\,298$ 。

④添加约束。在进行边界条件处理时,有2种约束方法:一是不添加任何约束,二是根据结构的实际工作状态添加相应约束。工作状态下,开沟机的机架固定段通过三点悬挂系统与拖拉机连接,因此,对固定段机架与三点悬挂连接处施加约束;折叠段在工作时内侧梁通过旋转合页与固定段铰接,并且中间主横梁液压缸悬挂孔受液压杆作用力与固定段连接,故在计算时对折叠段机架旋转处和液压杆连

接处施加约束。

3) 模态计算及结果分析。在 ANSYS 中, 程序设定模态数 1~200, 默认求解前 6 阶的模态频率和振型, 来确定机架对不同动力载荷的响应^[12-13]。低阶振型决定结构的动态特性, 故前 6 阶结果符合要求, 无需进行修改。进行求解得到其前 6 阶的固有频率和振型, 各阶频率如表 1 所示, 各阶振型如图 3

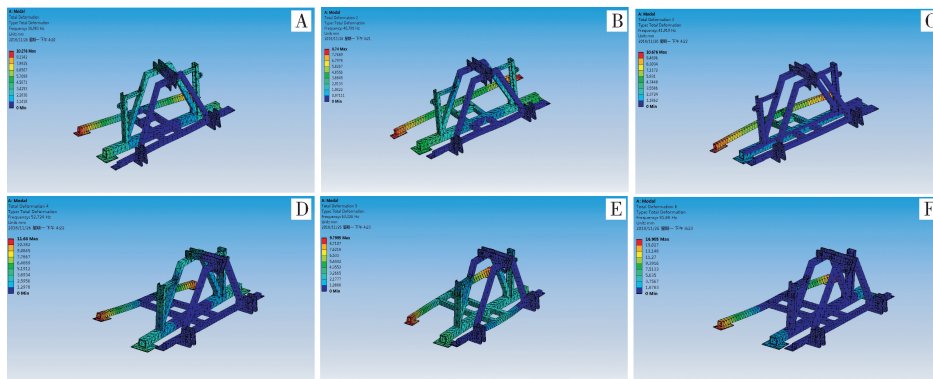
表 1 前 6 阶模态分析结果

Table 1 First 6th modal analysis results

模态阶数 Modal order	固有频率/Hz Natural frequency	
	固定段 Fixed frame	折叠段 Folded frame
1	34.983	201.540
2	40.788	269.350
3	41.919	400.030
4	52.724	553.710
5	63.326	739.800
6	81.800	787.320

和图 4 所示。由表 1 可知, 对于固定段机架的固有频率是随着阶次的增加而递增的, 前 6 阶固有频率范围分布在 34.983~81.800 Hz; 对于折叠段的固有频率亦是如此, 前 6 阶固有频率范围分布在 201.54~787.32 Hz。

从图 3 可知, 固定段机架的 1 阶模态振型主要为后横梁左右两端沿垂直方向的弯曲变形和振动, 最大位移为 10.276 mm; 第 2 阶模态振型主要为后横梁整体沿垂直方向的弯曲变形和中间主横梁两端的振动, 最大位移为 8.72 mm; 第 3 阶和第 4 阶模态振型是后横梁左右两端的弯曲变形以及中间主横梁的弯曲扭转振动, 最大位移分别为 10.676、11.680 mm; 第 5 阶段是在之前弯曲变形的基础上发生的振动, 最大位移为 9.799 mm; 第 6 阶段主要为后横梁左右两端振动, 最大位移为 16.905 mm。通过对前 6 阶振型可以看出, 固定段机架在后横梁左右两端产生变形最大。



A: 1 阶模态振型 1st mode; B: 2 阶模态振型 2nd mode; C: 3 阶模态振型 3rd mode; D: 4 阶模态振型 4th mode; E: 5 阶模态振型 5th mode; F: 6 阶模态振型 6th mode.

图 3 固定段前 6 阶振型图

Fig.3 The first 6 modes of the fixed frame

如图 4 所示, 对于折叠段机架, 其第 1 阶和第 2 阶模态振型主要为承载开沟变速齿轮箱的托板平面发生整体弯曲变形, 以及支撑梁平行于托盘平面方向的振动, 最大位移分别为 14.333、13.594 mm; 第 3 阶模态振型主要为托板平面的扭转变形以及支撑梁的振动, 最大位移为 18.590 mm; 第 4 阶模态振型主要为托板平面中部的振动, 最大位移为 25.761 mm; 第 5 阶模态振型主要集中在侧斜梁的振动, 发生弯曲变形最大位移为 23.212 mm; 第 6 阶模态振型为托板平面中部的扭转变形, 最大位移为 35.319 mm。通过对前 6 阶振型的分析可以看出, 折叠段机架在托板及托板支撑梁的连接处产生最大变形。

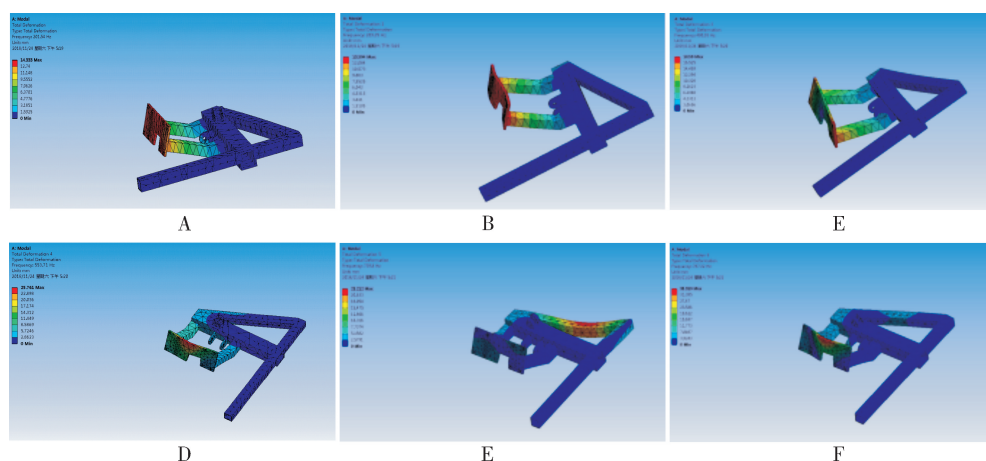
当装置的激励频率和物体的固有频率满足如下

关系时, 装置发生共振的可能性较大^[14]。

$$0.75\omega_0 < \omega < 1.3\omega_0 \quad (3)$$

式(3)中, ω_0 为结构固有频率, Hz; ω 为装置激励频率, Hz。

由于开沟机动力装置的激励频率比较小, 并且拖拉机轮胎对振动的高频部分能起到衰减作用^[15], 所以传到机身主要是中低频(0~35 Hz)。如表 1 所示, 折叠段机架发生振动的频率区间为 201.54~787.32 Hz, 与传到折叠段机架上的中低频率明显不属于同一区间范围, 因此, 该激励作用不会使其发生共振, 折叠段的设计十分合理。开沟机固定段机架发生振动的频率区间在 34.983~81.800 Hz, 除了第 1 阶模态振型临界共振条件外, 与传到机身的频率



A:1 阶模态振型 1st mode; B:2 阶模态振型 2nd mode; C:3 阶模态振型 3rd mode; D:4 阶模态振型 4th mode; E:5 阶模态振型 5th mode; F:6 阶模态振型 6th mode.

图4 折叠段前6阶振型图

Fig.4 The first 6 modes of the folded frame

基本无重叠,其激励作用基本不会使固定段机架发生共振。考虑到固定段机架的后横梁、后纵梁和中间主横梁是由焊接而成,当振动变形较大时,易产生较大集中应力,从而导致疲劳裂纹的产生甚至断裂,所以在设计过程中需要对这些部位进行加强处理^[16]。

1.3 机架结构性能分析及改进

1)机架受力分析。利用扭矩传感器在田间试验中收集开沟器作业时的扭矩数据,根据开沟器运动特性以及结构几何尺寸进行受力分析得出,固定段机架的液压缸支撑座受力 900 N,该力通过 1 对直径为 16 mm 的柱销传递到受力面积均为 1 000 mm² 的柱销孔内壁上,考虑动载荷因素,在软件中该处取 1 MPa 进行应力分析计算;前、后横梁以及中间主横梁侧端面所受合力为 800 N,假设该力均匀地分布在面积之和为 2 353 mm² 的 3 个侧平面上,按照几何属性计算,可得前、中、后三梁侧平面压力依次为 0.18、0.12、0.04 MPa。同理,分析折叠段机架的压力分布,下拉液压缸联接支撑座的圆柱销内孔壁处承受压力为 3.5 MPa,托板平面承受压力为 0.04 MPa。机架载荷分析如图 5 所示。

2)有限元结构刚度分析。利用有限元分析能直观地观察在受力条件下的变形以及应力分布情况。按照前面模态分析方法定义材料属性、划分网格、添加边界条件后,添加载荷。在 ANSYS Workbench 中进行结构刚度分析,得到两段机架的等效应力云图和位移云图如图 6 所示。

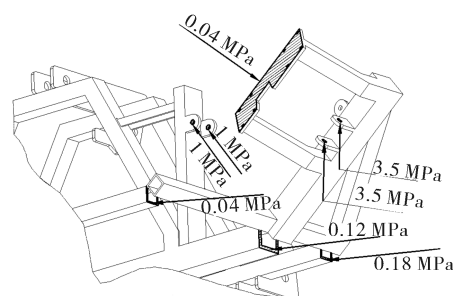


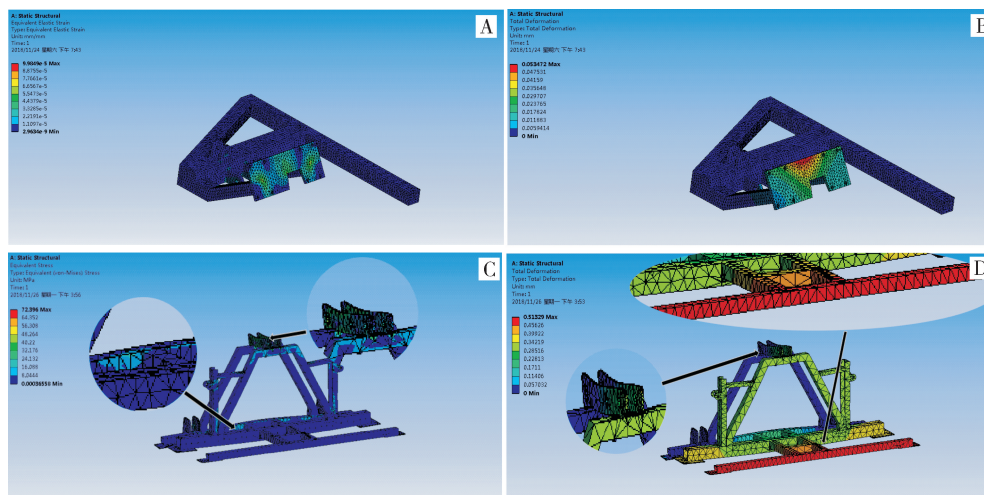
图5 机架载荷分析

Fig.5 Load analysis of frame

首先,由图 6A 可看出,折叠段机架出现应力集中的部分主要是托板的中部以及下拉液压缸支撑座与中间主横梁焊接部位,其最大应力 16.143 MPa,发生在托板中部;其次,从图 6B 中可看出,最大位移出现在托板上部靠近两螺孔中间位置,其最大变形量约为 0.053 0 mm。该部分机架整体应力分布比较均匀,应力集中情况比较理想,整体刚性满足设计要求。

对比发现,图 6C 表明的固定段机架出现应力集中的部分较多,主要分布在前横梁与前纵梁以及三点悬挂拉杆焊接部位,三点悬挂拉杆与拉板焊接部位,其最大应力 72.389 MPa 产生于三点悬挂拉杆与拉板焊接处;由图 6D 可看出,最大位移出现在后横梁上,并后纵梁产生较大变形,其最大变形量为 0.513 mm,其最大变形量和等效弹性应变最大值均高于折叠段约 1 个数量级。

综合模态分析和结构性能分析结果,固定段机



A: 折叠段应力分布云图 Stress distribution in the folded section; B: 折叠段位移云图 Displacement of folded section; C: 固定段应力分布云图 Stress distribution in the fixed section; D: 固定段位移云图 Displacement of fixed section.

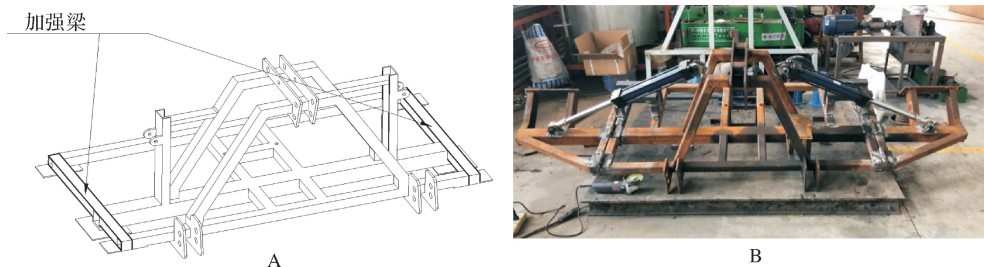
图 6 固定段和折叠段机架结构刚度分析

Fig.6 Structural stiffness analysis of fixed and folded section frame

架在承受循环变力的过程中,随着循环次数的增多,很有可能发生疲劳破坏^[17],整体结构亟待改进优化。

3) 机架的改进。根据上述模态分析和结构性能分析可知,折叠段机架的力学性能满足要求,而固定段机架的使用寿命亟待提高,因此采取以下措施进行改进。①结构优化。固定段机架后横梁和中间主横梁两段的变形最大,而且后横梁与后纵梁之间出现明显位移,所以可以通过在两段增加桁架的方式提高其刚度^[18]。采取在固定段机架的两侧焊接 50 mm×50 mm×5 mm(高×宽×厚)的方钢作为加强梁。②材料改进。对于变形较大的部位,采用铸

件替代。其中,例如三点悬挂拉板和拉杆支撑此类易变形部分增加相应的加强装置,使得固定段机架整体的刚度和强度显著提高。③脱碳热处理。机架材料表面或次表面因其缺陷易产生疲劳裂纹,机架连接焊缝附近易产生驻留滑移带、晶界等缺陷,这些地方更容易产生应力集中现象。通过对机架应力集中较大处采用真空热处理,选择中温回火,消除焊接残余应力,修复其疲劳损伤,从而提高材料的疲劳性能。改进优化后的固定段机架如图 7A 所示,加工实物如图 7B 所示。



A: 改进后的固定段机架结构图 The structure of improved fixed section frame; B: 改进后的整体机架实物图 The improved fixed section frame.

图 7 改进后的固定段机架

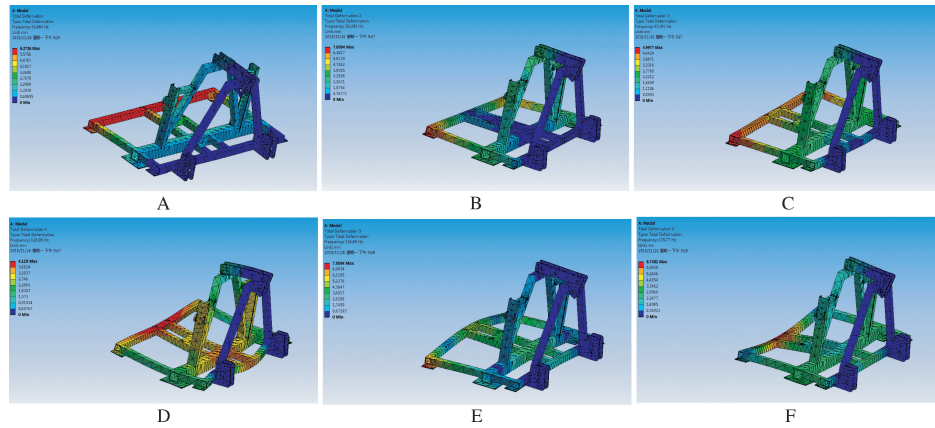
Fig.7 The improved fixed section frame

1.4 改进后的固定段机架有限元分析

1) 改进后固定段机架模态分析。对改进后的固定段机架进行模态分析,设定单元尺寸为 30 mm,有限元网格划分节点数 33 807,单元数 17 097。程序设定的模态数为 1~200,计算前 6 阶的模态频率

和振型,各阶振型如图 8 所示,各阶频率参数对照如表 2 和图 9 所示。

从图 8 可知,改进后的固定段机架 1 阶模态振型主要为后横梁整体纵向位移,振动分布较均匀,最大位移 6.273 mm;第 2 阶和第 3 阶模态振型主要为



A:1 阶模态振型 1st mode; B:2 阶模态振型 2nd mode; C:3 阶模态振型 3rd mode; D:4 阶模态振型 4th mode; E:5 阶模态振型 5th mode; F:6 阶模态振型 6th mode.

图 8 改进后的固定段机架前 6 阶振型图

Fig.8 The first 6-order modal pattern of the improved fixed-section frame

表 2 固定段改进前后模态分析结果

Table 2 Comparison of the first 6 modal of the fixed section

模态阶数 Modal order	改进前 Before	改进后 After	增长量 Improvement
1	34.983	52.884	17.901
2	40.788	56.392	15.604
3	41.919	83.393	41.474
4	52.724	120.960	68.236
5	63.326	126.000	62.674
6	81.800	135.770	53.970

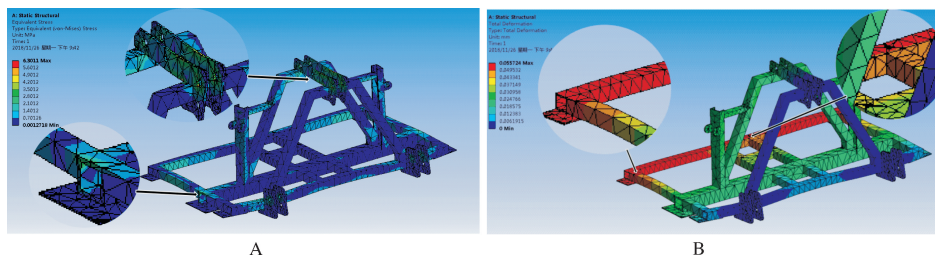
后横梁两端与加强梁的焊接处,最大位移分别为 7.089、4.998 mm;第 4 阶模态振型主要为后横梁中部与后纵梁焊接部位以及前横梁中部,呈弯曲变形,最大位移为 4.119 mm;第 5 阶和第 6 阶模态振型主要分布在后横梁中部与后纵梁焊接部分,有较明显的弯曲变形,最大位移分别为 7.856 mm 和 6.743 mm。通过对前 6 阶振型的分析可以看出,改进后固定段机架振动由后横梁两端向机架中部转移,且

最大位移量有明显减小,整体机架稳定^[19]。

表 2 表明,相较于改进前的固定段机架,改进后的机架前 6 阶固有频率范围分布在 52.884~135.770 Hz,增长量明显,其固有频率有明显上升。由上述分析可知,该固有频率与传到机身的频率(0~35 Hz)明显不在同一个区间内,激励作用不会使该段机架产生共振,说明改进优化十分合理。

2) 改进后固定段机架机构性能分析及计算结果。改进后的固定段机架的侧面受力面积增大,有效减小所受压力。例如,侧端压力之和由之前 0.340 MPa 减小到 0.022 MPa。对改进后的机架有限元分析得到等效应力云图、位移云图,直观地表达其力学性能。对比发现,改进后机架的强度和刚度得到明显提升^[20],具体情况见图 9。

由图 9A 可知,整体应力分布十分均匀,大小约为 1.2 MPa,表明固定段机架应力集中有明显改善。



A:改进后固定段机架应力分布云图 Stress distribution in the improved fixed section; B:改进后固定段机架位移云图 Displacement of improved fixed section.

图 9 改进后固定段机架结构刚度分析

Fig.9 Structural stiffness analysis of improved fixed section frame

最大应力出现在三点悬挂拉杆与拉板焊接部位,应力值为 6.301 MPa。由图 9B 可知,添加加强梁后,最大位移出现在后横梁上,带动后纵梁和加强梁发生一定程度的弯曲,此时的最大变形量仅 0.055 7 mm,等效弹性应变最大值为 $3.525\ 2\times 10^{-5}$,机架的整体刚性有了很大的改进。

2 结果与分析

2.1 机架模态试验

模态试验^[20-22]是通过同时测得激励和响应来求系统的固有频率。此试验采用脉冲激励方法^[23]测试系统模态特性,通过力锤施加激励,三向加速传感器采集机架各点数据,利用 DHDAS2013 动态信号分析软件模块计算得出各点频响函数数据,从而验证改进后的固定段机架模态分析结果准确性。主要试验设备有模态力锤(型号 60kN)、三向加速度传感器(型号 DH311E)、32 通道无线多信号采集分析仪(型号 DH5902)和动态信号采集分析软件系统

(DHDAS-V6.0)。模态试验之前按照布置测点原则共布置 28 个测点^[24],如图 10 所示。

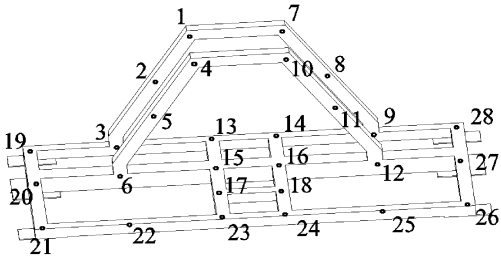


图 10 模型结构图(布置 28 个测点)

Fig.10 Model structural diagram (28 monitoring points)

试验过程中,沿横梁方向用力敲击改进后固定段机架上的激励点,分析频率信号获得机架前 6 阶固有频率模态参数。将上述有限元模态分析结果同试验结果对比,结果如表 3 所示。分析对比结果可知,有限元模态分析与模态试验结果的固有频率最大误差百分比为 0.857%,振型基本一致,故所建模型合理。

表 3 有限元模态分析与试验模态分析

Table 3 Comparisons between calculation and testing modal

阶数 Order	模态分析 Calculation of modal		试验分析 Experiment		相对误差/% Error
	计算频率/Hz Cal. frequency	振型 Mode shape	试验频率/Hz Test frequency	振型 Mode shape	
1	52.884	后横梁纵移 Rear beam longitudinal movement	52.777	后横梁纵移 Rear beam longitudinal movement	-0.103
2	56.392	后横梁与加强梁弯曲	59.850	后横梁与加强梁弯曲	0.857
3	83.393	Rear& power beam bending	83.307	Rear& power beam bending	-0.102
4	120.96	前、后横梁及纵梁弯曲 Lateral beam bending	120.81	前、后横梁及纵梁弯曲 Lateral beam bending	-0.289
5	126.00	后横、纵梁弯曲	126.84	后横、纵梁弯曲	0.669
6	135.77	Rear lateral beam bending	136.49	Rear lateral beam bending	0.527

2.2 整机田间验证

2018 年 11 月 17 日,对未改进固定段机架试验,在折叠段安装上左右开沟齿轮箱和刀盘开沟器,两端开沟器出现大幅度颤抖,固定段机架的后横梁和后纵梁弯曲明显。开沟刀盘入土后,作业质量较差,因机身抖动明显,无法控制沟深稳定等标准作业参数。固定段机架后横梁处出现形变,与纵梁出现脱焊的情况,开沟齿轮箱因为作业产生的抖动导致箱内齿轮齿根断裂齿面磨损等情况,如图 11 所示。依据上述分析和改进方式,改进固定段机架后再进行试验。

2018 年 12 月 24 至 26 日,在湖北武汉华中农业大学工科基地对改进后的机架投入使用,开展双侧果园开沟机田间试验,验证运用改进后机架的开沟机作业质量是否合格,配套动力东方红 LX804 拖拉机。试验环境深度 10~30 cm 处的平均土壤坚实度

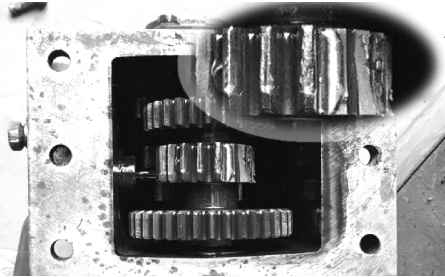


图 11 未改进机架试验后齿轮箱齿面磨损图例

Fig.11 Gear box tooth surface wear diagram

为 6.9 MPa,整体土壤含水率为 14.36%,其含水率与宜昌市柑橘果园接近,硬度略高^[25],但对机械性能的测试无影响。试验过程中,测区总长度为 80 m,规定标准开沟深度和沟面宽度分别为 20、40 cm。根据 NY/T 740-2003 田间开沟机械作业质量标准计算得出各项标准作业质量指标:18~22 cm,

开沟稳定性 $\geq 80\%$,沟面宽度38.5~41.5 cm,开沟后碎土率 $\geq 55\%$ 。开沟作业时,控制刀盘转速200~230 r/min,拖拉机前进速度0.35 m/s^[26-28]。试验结果显示,左右两刀盘平均开沟深度分别为20.32、20.48 cm,开沟深度稳定性分别为94.71%、

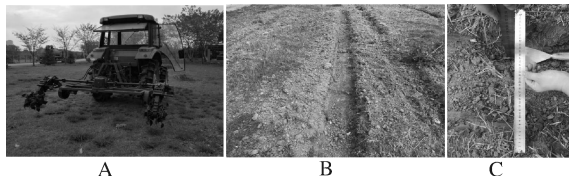
94.75%,平均沟面宽度分别为39.80、39.86 cm,平均碎土率为73.60%(表4)。通过实际作业指标与标准作业指标对比发现,利用改进后的机架的开沟机作业性能稳定,作业质量完全符合质量标准规定,满足其所需园艺要求。田间作业效果如图12所示。

表4 开沟机实际作业指标

Table 4 Indicators furrowing maching operation

项目 Item	标准作业质量指标 Standard quality indicator	实际质量指标 Actual quality indicator		结果 Result
		左刀盘 Left	右刀盘 Right	
开沟深度/cm Depth	$(1 \pm 0.1)H$	20.32	20.48	合格 Qualified
开沟深度稳定性/% Depth stability	≥ 80	94.71	94.75	合格 Qualified
沟面宽度/cm Width	$B_r \pm 1.5$	39.80	39.86	合格 Qualified
碎土率/% Pulverizer rate	≥ 55	73.60		合格 Qualified

注:Note H 为开沟机设计标准开沟深度20 cm; B_r 为开沟机设计标准开沟宽度40 cm; H is 20 cm, which is the standard trenching depth for trencher design; B_r is 40 cm, which is the standard trenching width for trencher design.



A: 试验样机 Test prototype; B: 开沟效果 Ditching effect; C: 数据测定 Measure.

图12 田间试验

Fig.12 Field trial

3 讨论

本研究建立了固定段和折叠段机架的前6阶有限元模型,得出两段机架应力应变情况。连接处的摆动和扭转是折叠段机架主要振动形式,整体刚性满足设计要求;固定段机架后横梁产生变形较大。依据优化结果,选取合理的结构布局形式,避免共振现象发生。有限元仿真结果表明:改进后的固定段机架,第1阶固有频率52.884 Hz,比改进前提高17.901 Hz,避开了激励频率范围,整体应力分布十分均匀,最大应力6.301 MPa。模态试验结果表明:改进后的固定段机架第1阶固有频率52.777 Hz,此结果与仿真结果相对误差-0.103%,振型基本一致。田间验证表明:改进前的开沟机机架在工作中振动过大;改进后开沟机机架在工作状态下有很好的振动特性,左右刀盘开沟深度稳定性分别为94.71%和94.75%,开沟机作业性能稳定,作业质量符合NY/T 740—2003田间开沟机作业质量标准要求。有限元模态分析为机架的改进设计提供了理论依据,结构性能分析为机械设计提供了可靠的、指导性的设计方案,两者结合减小了初始设计方案的定

制步骤,缩短了机械设计周期,为实际应用提供了参考。

参考文献 References

- [1] 吴伟斌,余耀辉,洪添胜,等.柑橘树冠层叶密度高光谱信息反演试验分析[J].华中农业大学学报,2017,36(1):47-54.WU W B, YU Y F, HONG T S, et al. Citrus canopy LAI experiment inversion analysis with hyper-spectrum [J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2017, 36(1): 47-54 (in Chinese with English abstract).
- [2] 中华人民共和国住房和城乡建设部,中华人民共和国质量监督检验检疫总局.GB/T 51224—2017:乡村道路工程技术规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2017.Ministry of Housing and Urban-rural Development of the People's Republic of China, State Administration of Quality Supervision and Inspection of the People's Republic of China. GB/T 51224-2017: technical specification for rural road engineering[S]. Beijing: China Building Industry Press, 2017 (in Chinese).
- [3] 刘爽,徐红梅,周杰,等.基于模态的联合收获机车车身框架振动特性分析与结构优化[J].华中农业大学学报,2018,37(3):108-116.LIU S, XU H M, ZHOU J, et al. Analyzing vibration characteristics and optimizing structure of combine harvester body frame based on modal analysis[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2018, 37(3): 108-116 (in Chinese with English abstract).
- [4] 吴伟斌,廖劲威,洪添胜,等.山地果园轮式运输机车架结构分析与优化[J].农业工程学报,2016,32(11):39-47.WU W B, LIAO J W, HONG T S, et al. Analysis and optimization of frame structure for wheeled transporter in hill orchard[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2016, 32(11): 39-47 (in Chinese with English abstract).
- [5] 周明刚,张露,陈源,等.基于灵敏度分析的船式拖拉机机架结构优化设计[J].农业工程学报,2016,32(12):54-60.ZHOU M G, ZHANG L, CHEN Y, et al. Structural optimization for rack

- of boat-type tractor based on sensitivity analysis[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2016, 32(12): 54-60 (in Chinese with English abstract).
- [6] 陈志, 周林, 赵博, 等. 玉米收获机底盘车架疲劳寿命研究[J]. 农业工程学报, 2015, 31(20): 19-25. CHEN Z, ZHOU L, ZHAO B, et al. Study on fatigue life of frame for corn combine chassis machine[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2016, 32(20): 19-25 (in Chinese with English abstract).
- [7] 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. HAN H Y, CHEN S R, SHAO J S, et al. Lightweight design of chassis frame for motor boom sprayer[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2013, 29(3): 47-53 (in Chinese with English abstract).
- [8] 李耀明, 孙朋朋, 庞靖. 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): 38-42. LI Y M, SUN P P, PANG J. Finite element mode analysis and experiment of combine harvester chassis[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2013, 29(3): 38-42 (in Chinese with English abstract).
- [9] 张洪伟, 张以都, 王锡平, 等. 基于 ANSYS 参数化建模的农用车辆车架优化设计[J]. 农业机械学报, 2007(3): 35-38. ZHANG H W, ZHANG Y D, WANG X P, et al. Optimization design of an agricultural vehicle frame based on ANSYS parametric modeling[J]. Transactions of the Chinese society for agricultural machinery, 2007(3): 35-38 (in Chinese with English abstract).
- [10] 于天彪, 王学智, 关鹏, 等. 超高速磨削机床主轴系统模态分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17): 183-188. YU T B, WANG X Z, GUAN P, et al. Modal analysis of spindle system on ultra-high speed grinder[J]. Journal of mechanical engineering, 2012, 48(17): 183-188 (in Chinese with English abstract).
- [11] 凌归拢, 丁金滨, 温正. ANSYS Workbench 13.0 从入门到精通[M]. 北京: 清华大学出版社, 2012: 137-138. LIN G L, DING J B, WEN Z. ANSYS Workbench 13.0 from entry to mastery[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2012: 137-138 (in Chinese).
- [12] 赵四海, 刘力强, 骆铁楠. 锤式破碎机动态仿真研究[J]. 煤炭科学技术, 2008(11): 66-68. ZHAO S H, LIU L Q, LUO T N. Study on dynamic simulation of hammer crusher[J]. Coal science and technology, 2008(11): 66-68 (in Chinese with English abstract).
- [13] 蒋亚军, 廖宜涛, 秦川. 4SY-2-9 型油菜割晒机机架振动分析及改进[J]. 农业工程学报, 2017, 33(9): 53-60. JIANG Y J, LIAO Y T, QIN C. Vibration analysis and improvement for frame of 4SY-2[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2017, 33(9): 53-60 (in Chinese with English abstract).
- [14] 曹树谦. 多自由度系统的复模态分析[M]. 天津: 天津大学出版社, 2001: 57-154. CAO S Q. Complex modal analysis of multi-degree-of-freedom system[M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2001: 57-154 (in Chinese).
- [15] 周明刚, 张露, 陈媛, 等. 基于灵敏度分析的船式拖拉机机架结构优化设计[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 54-60. ZHOU M G, ZHANG L, CHEN Y, et al. Structural optimization for rack of boat-type tractor based on sensitivity analysis[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2016, 32(12): 54-60 (in Chinese with English abstract).
- [16] 吕廷, 石秀东, 张秋菊, 等. 基于 ANSYS 的破碎机机架模态分析[J]. 机械设计与制造, 2008(11): 99-101. LU T, SHI X D, ZHANG Q J, et al. Modal analysis for the frame of crusher based on ANSYS[J]. Machinery design & manufacture, 2008(11): 99-101 (in Chinese with English abstract).
- [17] 董旭刚. 桁架结构的有限元与优化设计研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2005. DONG X G. Research on finite element analysis and optimization design of truss structure[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2005 (in Chinese with English abstract).
- [18] 张雪龄. 基于广义模块化设计的机械结构进步动态特性分析及优化[D]. 天津: 天津大学, 2004. ZHANG X L. Static/dynamic property analysis and optimization design for mechanical structure based on generalized modular design[D]. Tianjin: Tianjin University, 2004 (in Chinese with English abstract).
- [19] 刘选伟, 金亮, 王静立. 基于 ANSYS Workbench 的深松机机架模态分析[J]. 农机化研究, 2015(5): 29-31. LIU X W, JIN L, WANG J L. Modal analysis of the frame of subsoiler based on ANSYS Workbench[J]. Journal of agricultural mechanization research, 2015(5): 29-31 (in Chinese with English abstract).
- [20] 许曼, 丁毅. 基于 ANSYS 的摸切机机架性能分析及优化设计[J]. 包装工程, 2010, 31(15): 73-74. XU M, DING Y. Structure property analysis and optimal design of die-cutting machine's housing based on ANSYS[J]. Packaging engineering, 2010, 31(15): 74-74 (in Chinese with English abstract).
- [21] 谢颖, 王严, 吕森, 等. 小型异步电机模态计算与试验分析[J]. 电工技术学报, 2015, 30(16): 1-9. XIE Y, WANG Y, LYU S, et al. Modal calculation and test of small asynchronous motor[J]. Transactions of China electrotechnical society, 2015, 30(16): 1-9 (in Chinese with English abstract).
- [22] 何耀杰, 邱白晶, 杨亚飞, 等. 基于有限元模型的喷雾剂喷杆弹性变形分析与控制[J]. 农业工程学报, 2014, 30(6): 28-36. HE Y J, QIU B J, YANG Y F, et al. Deformation analysis and control of elastic deformation for spray boom based on finite element model[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2014, 30(6): 28-36 (in Chinese with English abstract).
- [23] 李耀明, 李有为, 徐立章, 等. 联合收获机割台机架结构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(18): 30-37. LI Y M, LI Y W, XU L Z, et al. Structural parameter optimization of combine harvester cutting bench[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2014, 30(18): 30-37 (in Chinese with English abstract).
- [24] 李小华, 沈贝, 蔡忆昔, 等. 4105 型柴油机曲轴计算模态与试验模态振型相关性[J]. 农业工程报, 2011, 27(11): 51-55. LI X H,

- SHEN B, CAI Y X, et al. Model correlation between calculated and experimental mode of 4105 diesel engine crankshaft[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2011, 27(11): 51-55 (in Chinese with English abstract).
- [25] 魏树强. 柑橘果园不同配置类型土壤水分动态及水土保持效应研究[D]. 南昌: 江西农业大学, 2012. WEI S Q. Study on dynamic soil moisture and effect of water and soil conservation of different vegetation configuration types in citrus orchard[D]. Nanchang: Jiangxi Agricultural University, 2012 (in Chinese with English abstract).
- [26] 张影. 湖北宜昌柑橘园微肥施用及酸性土壤改良效果研究[D]. 武汉: 华中农业大学, 2014. ZHANG Y. Study on the application of microelement fertilizer and the remediation of acidified soil in the citrus orchard of Yichang, Hubei Province[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2014 (in Chinese with English abstract).
- [27] 李杰银. 果园开沟机实验研究及优化设计[D]. 保定: 河北农业大学, 2013. LI J Y. Orchard ditcher experimental research and optimization design[D]. Baoding: Hebei Agricultural University, 2013 (in Chinese with English abstract).
- [28] 王少伟, 李善军, 张衍林. 山地果园开沟机倾斜螺旋式开沟部件设计与优化[J]. 农业工程学报, 2018, 34(23): 11-22. WANG S W, LI S J, ZHANG Y L. Design and optimization of inclined helical ditching component for mountain orchard ditcher[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2018, 34(23): 11-22 (in Chinese with English abstract).

Modal analyses and frame improvement of ANSYS based orchard double-sided cutter ditching machine

SHI Zhan¹, ZHANG Yanlin^{1,2}, LI Shanjun^{1,2}, WANG Fengwu¹, CHANG Junxiang¹

1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-Lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China

Abstract The finite element modal analysis of the frame was performed in designing the frame of double-sided orchard ditching machine. Its first 6-order frequency and mode shape was obtained and structural performance was analyzed to deal with strength and stiffness issues of frames after importing into ANSYS Workbench whose parametric solid modeling of fixed and folded frames established by Creo. Results showed that the vibration of the fixed section frame was large. It was easy to cause stress concentration and fatigue cracking or even fracture. An improved solution for the frame structure for the fixed section frame was proposed to increase the reliability by adding trusses and eliminating welding residual stress while using structural strength and stiffness as the optimization target with low-order modal frequencies and vibration amplitude as reference standards. The results showed that the first 6-order natural frequency of the improved fixed section ranged from 52.884 to 135.77 Hz. The maximum deformation was 0.055 724 mm. The low-order modal frequency and vibration amplitude were effectively improved. The rigidity has been greatly improved to meet requirements of design. The result of modal test showed that the maximum error percentage of the natural frequency of the finite element modal analysis and the modal test results was 0.857%. The vibration mode was basically same. Field validation indicated that the application of the improved frame proved that work quality was in full compliance with the NY/T 740 — 2003 operation quality standards. The performance was stable, meeting the horticultural requirements of the orchard ditching machine. The combination of finite element modal analysis and structural performance analysis can reduce the customization steps of the initial design, shortening the cycle of mechanical design. It will provide a reference for its practical applications.

Keywords orchard ditching machine; frame; finite element; modal analyses; model test; structure property analyses; fuselage folding

(责任编辑: 陆文昌)