

樊伟,舒彩霞,万星宇,等.基于变密度法的油菜割晒机割台机架拓扑优化与试验[J].华中农业大学学报,2023,42(1):227-236.
DOI:10.13300/j.cnki.hnlkxb.2023.01.028

基于变密度法的油菜割晒机割台机架拓扑优化与试验

樊伟¹,舒彩霞^{1,2},万星宇^{1,2},廖宜涛^{1,2},廖庆喜^{1,2},杨佳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 为减少履带式油菜割晒机割台在不同工况下的振动,应用Hypermesh软件建立割台拓扑优化空间,利用多体动力学方法建立基于RecurDyn的油菜割晒机虚拟样机模型,获得部件调试工况、转运工况和田间作业工况下割台运动副的动态载荷;采用折衷规划法构建割台静态刚度和动态频率的综合目标函数,根据层次分析法确定各子目标的权重;以体积分、运动副极大值载荷为约束条件,得到割台空间结构的理想材料密度分布,综合考虑实际工程应用,对优化得到的割台机架进行规则化处理;建立优化后割台机架的有限元模型并开展有限元静力分析与模态分析,对比分析优化前、后割台测点处的振动幅值。结果显示:优化后最大应力值由107.99 MPa下降到65.45 MPa,最大变形量由0.82 mm下降到0.36 mm;前三阶固有频率有不同程度提高,第一阶固有频率提高到24.187 Hz。实际振动测试结果表明,优化后割台各测点振动幅值下降,割台整体振动减小,其中纵向切割器支架振幅值由4.83 m/s²下降到1.49 m/s²。

关键词 油菜; 割晒机; 割台; 振动; 拓扑优化; 变密度法

中图分类号 S225.2⁺1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2023)01-0227-10

油菜是我国重要的油料作物,具有饲料、绿肥、蔬菜、能源、旅游等功用,其中长江流域地区产量占总产量90%以上^[1]。分段收获是油菜机械化收获的主要方式之一,通过油菜割晒机将油菜割倒晾晒一段时间后再捡拾脱粒,充分利用了后熟作用,具有适收期长、油菜籽粒饱满、成熟度一致等优点^[2]。因油菜种植需开沟作畦,且植株高大、分枝众多,导致田间作业工况复杂,对割晒机可靠性提出较高要求。随着机械化装备的发展,油菜割晒机技术得到快速发展。割台是油菜割晒机作业的关键部件,其机架是横纵向往复切割装置、输送装置等核心工作部件的承载平台,需承受割刀往复运动、拨禾轮和输送装置等旋转部件引起的冲击以及发动机、道路不平度等外部载荷激励;同时油菜植株高大,为满足割晒铺放需求,割台机架纵向尺寸较大,受载易振动。若割台固有频率与激励频率接近,则易出现共振现象,导致关键部件疲劳破坏,影响整机的可靠性和操作稳定性^[3-4]。优化机架结构以提高割台静、动态特性是减少割台振动的有效措施。

典型结构优化方法包括尺寸优化、形状优化和

拓扑优化等。尺寸优化和形状优化是在原有结构的基础上,通过改变尺寸参数或设计区域形状进行结构优化;拓扑优化是在满足约束条件下获得结构材料最佳分布,打破结构已有布局的限制,相较于尺寸优化和形貌优化具有更大的设计空间。在连续体拓扑优化中应用最多的是变密度法^[5]。李耀明等^[6]通过改变机架上梁的截面尺寸,优化了机架结构,改善了整机工作可靠性。施展等^[7]基于模态分析结果提出合理增添桁架,提高了开沟机机架强度。马丽娜等^[8]通过改变转向桥截面形式和截面轮廓大小,提高了转向桥壳的强度和刚度。王海林等^[9]在瞬态动力学分析基础上,以提高拖拉机变速器箱体前6阶固有频率为目标进行了箱体单目标拓扑优化设计。谢斌等^[10]基于蔬菜田间作业车的实测载荷,开展了车架结构的多工况多目标拓扑优化。卢存壮等^[11]以质量最小为目标进行扇贝去壳机结构优化,但强度和刚度有所下降。以上针对农业机械结构优化的研究大多是采用尺寸优化和形貌优化方法对结构薄弱部位围绕加强筋布局 and 材料厚度展开,或是考虑单一工况、单一目标最优的拓扑优化,较少综合考虑不同工

收稿日期: 2022-02-25

基金项目:国家现代农业产业技术体系油菜耕种机械化岗位(CASR-12);中国博士后科学基金项目(2020M682438)

樊伟, E-mail: 1258678169@qq.com

通信作者: 舒彩霞, E-mail: shucaixia@mail.hzau.edu.cn

况结构刚度与固有频率对整体结构性能的影响,进而对整体结构开展优化设计^[12-14]。

本研究针对履带式油菜割晒机割台工作时振动较大的问题,以提高割晒机割台机架动、静态性能为目标,基于前期试验获得的数据和多体动力学仿真结果,运用带权重的折衷规划法构建割台多工况静态刚度和动态频率的综合目标函数,通过层次分析法确定各子目标权重值;在此基础上借助Hypermesh软件对履带式油菜割晒机割台机架进行拓扑优化设计,获得机架最佳拓扑结构形式;对比分析割台优化前后的模态分析结果、静力分析结果和振动幅值,验证优化结果的有效性,旨在为油菜割晒机结构改进和优化提供参考。

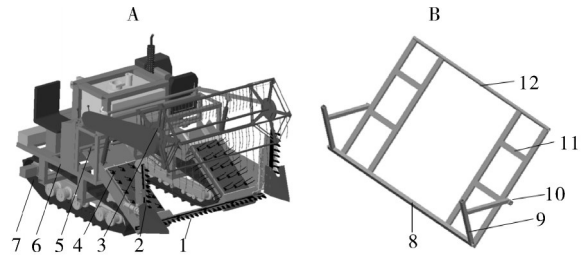
1 材料与方法

1.1 割晒机基本结构

自主研发的履带式油菜割晒机采用中间条铺方式,主要由割台、履带动力底盘、高地隙龙门架和液压系统等组成,如图1A所示。割晒机割台主要由横向往复式切割器、横向输送装置、拨禾轮、纵向切割器和机架等组成。切割装置和输送装置与机架的连接方式为螺栓连接。割台机架为平面桁架机构,主要由4根纵梁、3根横梁、2根竖直支撑梁、2根斜支撑梁和1根空心圆管焊接而成,如图1B所示。

1.2 割晒机工作过程

油菜割晒机工作过程主要包括部件调试、机具转运和田间工作(图2)。部件调试时,割晒机处于非作业状态,仅通过液压比例阀对割台工作部件转速进行调节,确保部件正常工作。机具转运时,工作部件停止,将割晒机转运至目标田块。田间作业时,机



A:割晒机示意图 Structure of rapeseed windrower; B:割台机架结构简图 Structure diagram of header; 1.横向往复式切割器 Transverse reciprocating cutter; 2.纵向往复式切割器 Longitudinal reciprocating cutter; 3.拨禾轮 Cam-action reel; 4.横向输送装置 Transverse conveying device; 5.割台机架 Structure of header; 6.龙门机架 Gantry frame; 7.履带底盘 Caterpillar chassis; 8.横向往复式切割器支架 Transverse reciprocating cutter bracket; 9.纵向往复式切割器支架 Longitudinal reciprocating cutter bracket; 10.液压耳轴 Hydraulic trunnion; 11.输送装置支架 Support for conveying device; 12.空心圆管 Tube.

图1 油菜割晒机示意图

Fig.1 Structure of rapeseed windrower

具向前行驶,纵向切割器将牵连部位分开,在拨禾轮的引导下,待割区油菜茎秆被横向切割器切断并在惯性的作用下向后方运动,位于割台中间部位的油菜茎秆直接铺放在割茬上,两侧油菜茎秆向输送带倒去,在输送装置的作用下将其向中间输送,依靠惯性完成中间铺放,茬上晾晒。割晒机工作过程如图2所示。整机技术参数如表1所示。割晒机割台在3种工况下将受到切割装置、输送装置、柴油机、液压马达、路面等因素产生的激励和冲击。割台机架所受激振力随时间发生变换且激振频率范围较大,易引起共振进而使割台发生较大振动^[12]。为减小割台振动,需要对割台机架开展结构优化设计,以提高机架的刚度与固有频率。



A:部件测试 Unit testing; B:机具转运 Transport; C:田间作业 Field operation.

图2 油菜割晒机工作过程示意图

Fig.2 Schematic diagram of operation of rapeseed windrower

1.3 割台机架有限元模型的建立

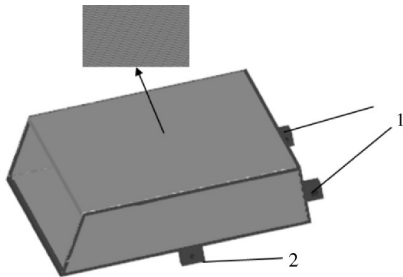
本研究利用Hypermesh软件中的Optistruct模块通过变密度法对割台机架进行拓扑优化设计。在开展优化前需建立拓扑空间、添加材料属性、添加载

荷、获取并施加边界条件、定义目标与约束,进而建立不同工况的单目标优化模型,最后通过软件的函数自定义模块(dequation)建立多目标优化模型开展机架多目标拓扑优化。

表 1 油菜割晒机主要技术参数
Table 1 Main technical parameters of rapeseed windrower

项目 Item	技术参数 Technical parameters
长×宽×高/(mm×mm×mm) Length× Width×Height	3 150×2 300×2 080
拨禾轮转速/(r/min) Reel speed	30
横向输送装置转速/(r/min) Transverse conveyor speed	240
割刀曲柄转速/(r/min) Cutter crank speed	320
割幅/mm Cutting amplitude	1 800
作业速度/(m/s) Working speed	0.6~0.9
割茬高度/mm Stubble height	250~350
铺装通道宽度/mm Width of paving channel	920
驱动方式 Drive mode	全液压驱动 Fully hydraulic drive

为得到割台机架最佳优化效果,基于Hypermesh软件建立割台轮廓三维实体模型为拓扑空间,保留必要的特征结构(耳轴),如图3所示。设置材料为Q235碳素钢,以六面体实体单元对拓扑空间进行网格划分,图3中灰色部分为优化区域,深色区域为非优化区域。对于横纵向切割装置总成和输送装置总成的质量加载,分别通过RBE2单元加载至对应节点。添加对称约束保证优化结果左右对称,添加最小成员尺寸保证优化结果材料分布均匀,便于后期加工制造。



1. 割台与底盘连接耳轴 Connecting point between cutting platform and chassis; 2. 液压缸连接耳轴 Connecting point of hydraulic cylinder.

图 3 割晒机割台机架拓扑优化模型

Fig.3 Topology optimization model of header

1.4 优化模型载荷边界条件的确定

根据割晒机工作工况和割台机架受载情况,以3种典型工况作为优化工况,包括部件调试工况:油菜割晒机静止,工作部件工作;机具转运工况:油菜割晒机以3 km/h的速度在乡间道路转运;田间作业工况:油菜割晒机工作部件同时工作并以3 km/h的速

度在油菜田行走。借助Creo创建割晒机机身与割台模块,将通过Creo创建的割晒机机身与割台模块导入多体动力学软件RecurDyn中,并通过RecurDyn软件生成履带行走模块,利用step函数设置驱动轮转速,以满足不同工况所需行驶速度;分析割晒机部件间的连接方式和运动方式,将横纵动割刀与护刃器添加移动副、横纵切割器驱动曲柄与液压马达输出轴添加转动副、拨禾轮与机架间添加转动副、输送装置底座与割台机架添加固定副、输送装置主动辊与液压马达输出轴添加转动副、割台与龙门架连接处添加转动副,为了便于计算,采用Bushing Force代替液压缸固定副。利用step函数设置转动副驱动,使拨禾轮转速为30 r/min、输送装置转速为240 r/min、横向割刀曲柄转速为320 r/min、纵向割刀曲柄转速240 r/min。通过改变履带模块的母体将履带模块与割晒机机身建立联系,得到油菜割晒机虚拟样机模型,如图4所示。利用三维激光扫描仪获得路面高程数据,生成不同路面模型,将履带与路面之间的接触设置为重粘土和贫粘土分别模拟乡间道路和油菜田,土壤力学参数设置参考文献[15]。并改变虚拟样机驱动副的驱动函数模拟测试工况、转运工况和田间工作工况,各工况仿真时间10 s,仿真步长500步。

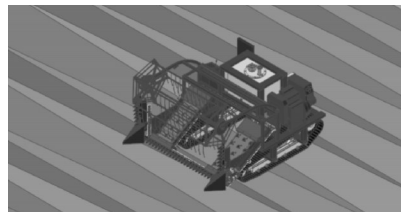


图 4 油菜割晒机虚拟样机

Fig.4 Virtual prototype model of rapeseed windrower

利用Plot功能得到3种工况下横向切割装置固定副、纵向切割装置固定副、输送装置固定副、龙门架挂接点运动副和液压缸连接耳轴的受载曲线。3种工况割台运动副受载极值如图5所示。

为有效模拟割台在各工况下的特性,将各工况运动副所受极大值载荷等效替代割台机架的动态载荷^[16]。通过Force功能将割台工作部件质量与割台受力极值添加至优化模型的相应节点上。工作部件未工作时,仿真所得液压缸连接耳轴运动副所受合力为1 387 N。

由图6,根据力的平衡可得:

$$F_1 \cos \beta_0 - F_2 \cos \alpha_0 = 0 \quad (1)$$

$$2F_1 \sin \beta_0 + 2F_2 \sin \alpha_0 - m_1 g = 0 \quad (2)$$

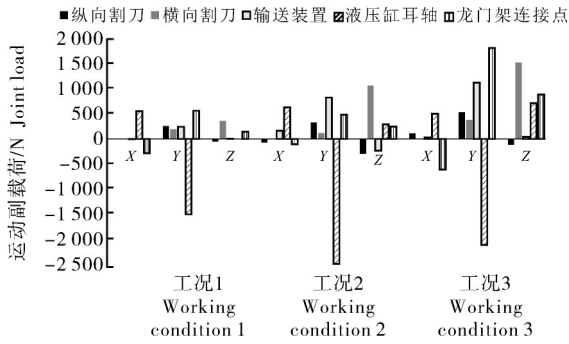


图5 割台运动副受载极值

Fig.5 Maximum load of moving pair

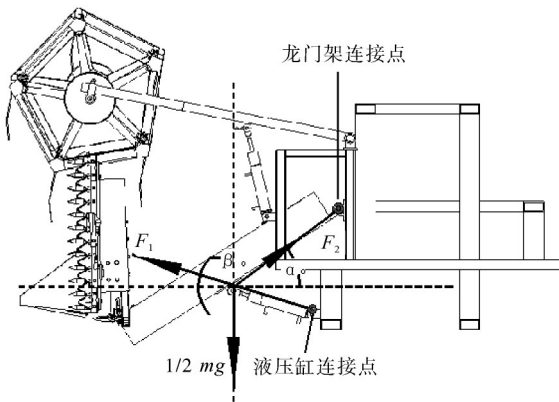


图6 割台受力分析图

Fig.6 Force analysis of header

因此, 液压缸对割台的力 F_1 和龙门架挂接点对割台的力 F_2 , 如式(3)~(4)所示。

$$F_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{m_1 g}{\sin \beta_0 + \tan \alpha_0 \cos \beta_0} \right) \quad (3)$$

$$F_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{m_1 g}{\sin \alpha_0 + \cos \alpha_0 \tan \beta_0} \right) \quad (4)$$

式(1)~(4)中, F_1 是液压缸耳轴对割台的力, N; F_2 是龙门架挂接点对割台的力, N; α_0 是液压缸对割台作用力 F_1 与水平方向的夹角, ($^\circ$); β_0 是割台与

龙门架挂接点对割台的作用力 F_2 与水平方向的夹角, ($^\circ$); m_g 是割台的质量, kg; g 是重力加速度, 9.81 m/s^2 ; 测取 $\alpha_0 = 30^\circ$ 、 $\beta_0 = 18^\circ$ 和 $m_g = 245 \text{ kg}$, 可得 $F_1 = 1\,409 \text{ N}$, 理论计算值与仿真结果相对误差在 10% 以内, 验证了仿真模型的可靠性。

1.5 基于层次分析法的优化模型子目标权重确定

由于不同工况和各阶次频率对油菜割晒机割台性能的影响不同, 因此不同工况和各阶次频率的相对重要性也各不相同。为有效地确定综合目标函数中各个权重值, 引入层次分析法来确定各个目标权重值。将割台机架刚度与频率定义为一级指标, 割台在 3 种工况下对应的刚度和频率对应的前三阶固有频率定义为二级指标。结合前期研究和预试验结果, 各级指标的权重确定遵循以下原则: (1) 油菜割晒机在其生命运转周期内, 不断重复转运工况与田间作业工况, 对割台可靠性影响更大; (2) 割台一阶固有频率相较于二三阶固有频率, 更容易与外界激励产生共振。基于上述原则, 采用德尔菲法征询相关领域专家意见, 根据农业机械行业专家对各指标重要性的评分对上述指标两两之间的重要程度做出判断^[17-18]。为使各指标的重要性能够进行定量显示和分析, 引入矩阵判断重要性参数(1~9 标度), 建立判断矩阵, 判断矩阵最大特征值对应的特征向量即为各指标所对应的权重。在此基础上对判断矩阵进行一致性检验来保证计算结果的科学性和可靠性^[19-20]。各级指标的权重计算结果如表 2 所示。分别对一级指标与二级指标的权重进行归一化处理, 可得: 3 种工况的权重值分别是 $\omega_1 = 0.10$ 、 $\omega_2 = 0.33$ 、 $\omega_3 = 0.57$, 前三阶固有频率权重值分别是 $\phi_1 = 0.54$ 、 $\phi_2 = 0.30$ 、 $\phi_3 = 0.16$, 刚度的权重值 $W = 0.67$ 。

表2 综合目标函数中各级指标权重

Table 2 Weights of all indicators in the integrated objective function

一级指标 First-level index	二级指标 Second-level index	二级指标权重 Second-level index weight	一级指标权重 First-level index weight
刚度 Rigidity	工况 1 Working condition 1	0.146 0	0.894 4
	工况 2 Working condition 2	0.499 4	
	工况 3 Working condition 3	0.854 0	
频率 Frequency	一阶频率 First frequency	0.846 8	0.447 2
	二阶频率 Second frequency	0.466 0	
	三阶频率 Third frequency	0.256 5	

1.6 静态刚度和动态频率单目标优化

结构刚度最大化拓扑优化是研究在设计域内得到使结构刚度最大的材料分布形式的问题^[21]。以结

构刚度最大(柔度最小)为优化目标, 以体积分数为约束条件, 由折衷规划法构建结构刚度拓扑优化问题的目标函数。

$$\begin{cases} \min C(x) = \left[\sum_{i=1}^n \omega_i \left(\frac{c_i^{\max} - c_i(x)}{c_i^{\max} - c_i^{\min}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \\ \text{s.t. } V_x/V_0 \leq f \end{cases} \quad (5)$$

式(5)中： $C(x)$ 为柔度目标函数， x 为设计变量即材料密度， n 为工况数， ω_i 为各工况权重， p 为惩罚因子， $p \geq 2$ ， $C_i(x)$ 为第 i 个工况柔度目标函数， C_i^{\max} 、 C_i^{\min} 分别为各工况柔度目标函数的最大、最小值， V_0 为结构原始体积， V_x 为优化后结构的体积， f 为体积约束百分比。

对刚度进行优化时，通常将刚度最大问题等效为柔度最小来解决^[22]。第 1 个单目标优化的对象是柔度，以体积分数上限 0.3 为约束条件，柔度最小为目标，分别对 3 种工况的割台机架柔度进行单目标优化，结果如图 7A 所示。最大化割台机架的低阶固有频率能改善模态特性，提高结构动态响应^[23]。为了避免 1 个阶次的频率达到最大时其他阶次的频率可能降到 1 个较低的值并且几阶次频率之间可能会相互调换次序，引入平均频率公式来定义固有频率优化目标函数^[21]。以结构频率最大为目标，以体积分

数为约束条件，得到以动态频率为目标的拓扑优化目标函数：

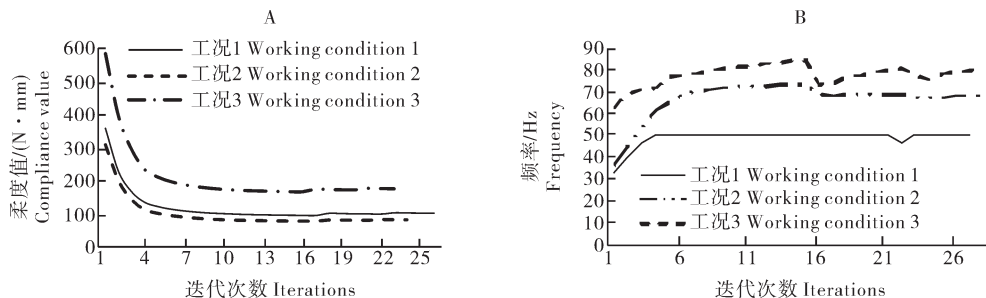
$$\begin{cases} \min \delta(x) = \lambda_0 + \alpha \left(\sum_{k=1}^m \frac{\phi_k}{\lambda_k - \lambda_0} \right)^{-1} \\ \text{s.t. } V_x/V_0 \leq f \end{cases} \quad (6)$$

式(6)中： $\delta(x)$ 为平均频率， λ_0 、 α 为给定参数，用来调整目标函数， m 为需要优化的低阶频率阶次， λ_k 为第 k 阶特征频率， ϕ_k 为第 k 阶频率的权重系数。

第 2 个单目标优化的对象是动态振动频率，以体积分数上限 0.3 为约束条件，前三阶固有频率最大为目标，对割台机架结构开展单目标优化，结果如图 7B 所示。根据图 7 的优化结果可得：各优化函数极值分别为 $C_{1\max} = 356.7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 、 $C_{1\min} = 92.6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 、 $C_{2\max} = 308.7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 、 $C_{2\min} = 77.7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 、 $C_{3\max} = 583.3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 、 $C_{3\min} = 164.4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 、 $\delta_{\max} = 72.4 \text{ Hz}$ 和 $\delta_{\min} = 31.3 \text{ Hz}$ 。

1.7 静态刚度和固有频率综合优化模型

综合考虑静态刚度目标函数和动态频率目标函数，以体积分数为约束，由折衷规划法可得到机架多目标拓扑优化综合目标函数。



A: 各工况柔度迭代图 Iteration diagram of compliance; B: 各阶次频率迭代图 Each order frequency iteration diagram.

图 7 3 种工况下割台机架单目标优化结果

Fig.7 Single-objective optimization result of header frame under three working conditions

$$\begin{cases} \min F(x) = \left[W^2 \sum_{i=1}^n \omega_i \left(\frac{c_i^{\max} - c_i(x)}{c_i^{\max} - c_i^{\min}} \right)^p + (1 - W)^2 \left(\frac{\delta_{\max} - \delta(x)}{\delta_{\max} - \delta_{\min}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \\ \text{s.t. } V_x/V_0 \leq f \end{cases} \quad (7)$$

式(7)中： $F(x)$ 为综合目标函数， W 为柔度目标函数的权重， δ_{\max} 、 δ_{\min} 分别为频率目标函数的最大值、最小值。

$$F(x) = \text{rss} \left\{ 0.067 \times (x_1 - 92.6)/264.1, 0.22 \times (x_2 - 77.7)/231, 0.38 \times (x_3 - 164.4)/418.9, 0.33 \times (72.4 - x_4)/41.1 \right\} \quad (8)$$

式(8)中： rss 是求各变量平方和再开方， x_1 是工况 1 的柔度目标函数自变量， x_2 是工况 2 的柔度目标函数自变量， x_3 是工况 3 的柔度目标函数自变量， x_4 是频率目标函数自变量。

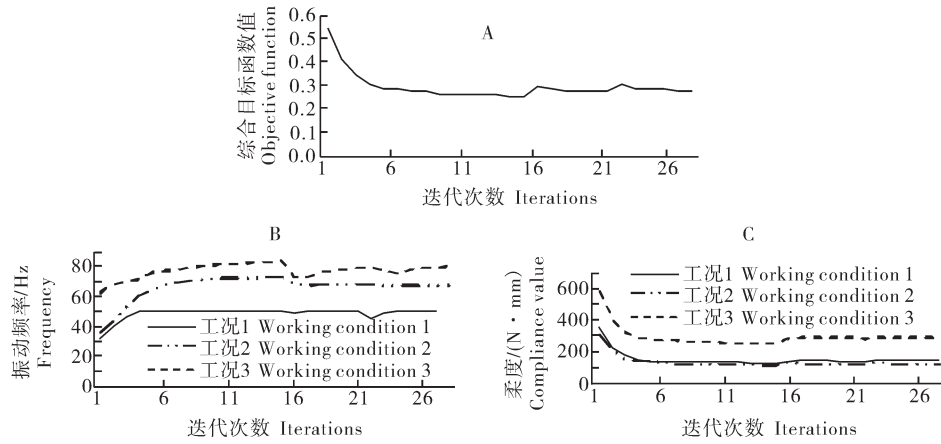
将本文“1.5”中权重数据和“1.6”中极值数据代入式(3)中，可得割台机架的综合目标函数表示如下：

1.8 基于变密度法的多目标机架结构优化

通过 dequation 面板将函数 $F(x)$ 导入 Optistruct 中，选择软件默认收敛容差(0.5%)为收敛标准，将最小化的综合目标函数作为优化目标，不超过拓扑空

间体积分数的0.3为约束,经过多次迭代后收敛,结果如图8所示。由图8A可知,综合目标函数由0.55逐渐减小至0.26,并趋于稳定;各工况柔度值相较于单目标拓扑优化有一定上升;前三阶频率值相较于单目标拓扑优化有一定下降,但没有出现各阶次频

率交替现象。由于刚度和固有频率之间存在不同属性,两者相互制约,因此多目标拓扑优化相较于单目标拓扑优化,各工况柔度值呈现整体上升、各阶次频率值呈现整体下降,但最终趋于平稳直至收敛。



A:综合目标函数 Synthesize objective function iteration; B:前三阶频率迭代图 First three frequency iteration; C:各工况柔度迭代图 Flexibility iteration of each working condition.

图8 多目标优化结果

Fig.8 Multi-objective optimization results

割台机架多目标拓扑优化结果如图9所示。红色区域材料是割台机架的主要承载路径,材料密度趋近于1,材料必须保留,蓝色区域材料密度趋近于0,材料可以去除。由图9可以看出,拓扑空间顶部材料受力较小,因此,密度整体趋近于0。拓扑空间底部前端两侧由于受到割刀往复运动产生的振动与冲击,因此,材料保留较多。割台全部重力作用在4个耳轴上,因此,拓扑空间两侧与后部靠近耳轴区域材料分布较多。

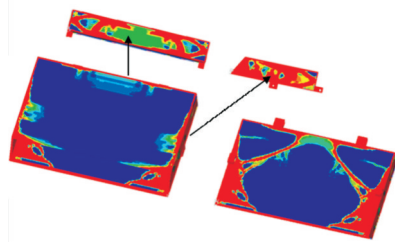


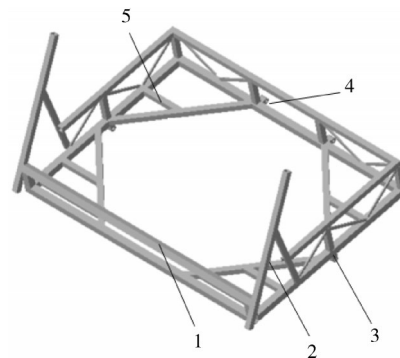
图9 割台拓扑优化结果

Fig.9 Topology optimization results of header

1.9 割台机架模型重建

拓扑优化迭代计算得到的是一种理想的材料密度分布形式,很难直接应用于实际工程结构^[24]。基于拓扑优化所得到的结果,通过 ossmooth 功能导出优化结果模型,将其与制造加工要求相结合,保留优化后的结构轮廓,适当删除作用较小的材料,对割台机架进行规则化处理,并综合考虑实际工程应用,主

要结构采用40 mm×40 mm×2 mm方钢焊接,生成优化后的三维模型,结果如图10所示。



1. 横向切割器支架 Transverse reciprocating cutter bracket; 2. 纵向切割器支架 Longitudinal reciprocating cutter bracket; 3. 液压缸连接耳轴 Hydraulic trunnion; 4. 割台与底盘连接耳轴 Connecting point of hydraulic cylinder; 5. 输送装置支架 Support for conveying device.

图10 优化后的割台三维模型

Fig.10 3D model of optimized header

2 结果与分析

2.1 割台机架模态优化效果

为检验重建模型的性能,应用有限元软件对重新设计的割台机架进行仿真分析。在有限元仿真中主要考察重建割台机架的低阶固有频率与刚度,边界条件与拓扑优化模型设置相同。割台优化前后的

模态分析结果如表 3 所示。由表 3 可知,优化后割台前 3 阶固有频率有不同程度的提高,其中割台 1 阶固有频率提高到 24.187 Hz,有效避开工作部件工作产生的振动激励和发动机激励的分频,减少共振发生的可能性,改善了割台的动态特性。

割台经过优化后最大变形量由 0.82 mm 下降到 0.36 mm,变形量减小 56%,最大应力由 107.99 MPa 下降到 65.45 MPa,应力值降低 39%,说明优化后割台的强度和刚度均有提高,提高了割台的可靠性。综上可知,多目标拓扑优化提高了割台的前 3 阶固有频率和整体刚度,达到了预期优化目标,验证了优化方法的可行性。

2.2 割台振动测试

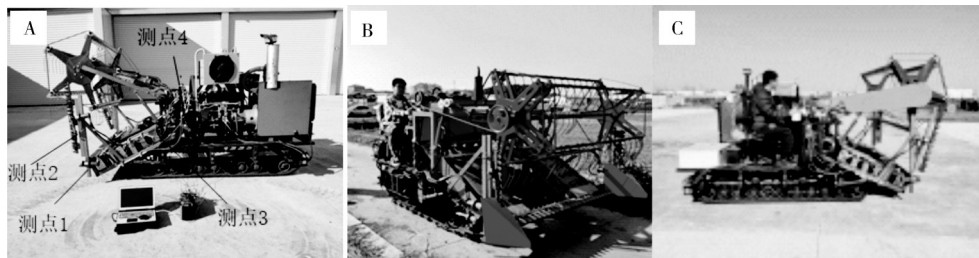
割台测试系统由 DH-5902 动态信号采集仪、三轴加速度传感器(1A314E)和 PC 处理终端(笔记本电脑)构成。由采样定理可知,采样频率至少大于分析信号频率的 2 倍,因此设置采样频率为 500 Hz,采样时长 60 s。考虑到试验采集数据应准确、合理,选取测点能够反映整体振动、局部振动和变形较大的位置^[3],测点尽可能布置在激励源与割台连接部位。故选择横向切割器支架(测点 1)、纵向切割器支架

表 3 优化前后模态分析结果比较

Table 3 Comparison optimization

阶数 Order	result of model	
	优化前固有频率 Frequency before optimization	优化后固有频率 Optimized natural frequency
1	18.836	24.187
2	28.318	43.362
3	31.936	44.722
4	61.302	54.310
5	63.610	62.631
6	79.173	71.436

(测点 2)、输送装置支架(测点 3),为了解底盘与割台连接处振动的情况,选择割台与底盘连接处横梁(测点 4)为测试点。并在测试中规定:整机前进方向为 X 方向,整机左右方向为 Y 方向,垂直地面方向为 Z 方向。为研究优化前、后油菜割晒机割台在同一工况下的振幅大小,于 2021 年 11 月 24 日在华中农业大学校内开展振动测试(图 11)。割台振动试验工况如表 4 所示。试验记录前通过手持式转速仪采集部件转速,调节比例阀确保两机工作部件转速一致。



A:测试布点示意图 Test layout diagram; B:割台优化前振动试验 Vibration test before header optimization; C:割台优化后振动试验 Vibration test of optimized header.

图 11 油菜割晒机转运工况振动测试

Fig.11 Vibration test of rapeseed windrower

表 4 油菜割晒机割台振动试验工况

Table 4 Vibration test condition of header

试验工况 Test conditions	机器运行状态 State of runtime machine	发动机转速/(r/min) Engine speed	速度/(km/h) Speed	路面情况 Road condition
1	空载,仅发动机工作 No load, engine operation only	2 200	0	水泥路面 Cement pavement
2	空载,发动机和工作部件同时工作 No load, engine and working parts work at the same time	2 200	0	水泥路面 Cement pavement
3	仅发动机工作 Engine operation only	2 200	3	水泥路面 Cement pavement
4	仅发动机工作 Engine operation only	2 200	3	田间道路 Field road

对各测点的加速度信号进行时域数据处理,获得不同工况下各测点振动总量的加速度均方根值^[25]如表 5 所示。由表 5 可知,割台与底盘连接处横梁

(测点 4)在不同工况下振幅变化不大,表明发动机激励对其影响大;优化前后测点 4 振幅变化明显,这是因为优化后割台机架固有频率避开了发动机激励的

分频(18.4 Hz),避免共振的发生,振幅降低。发动机和工作部件同时工作(工况2),两代样机割台振幅均大于其他工况的,表明工作部件相较于路面激励对割台振动影响大;同时割台纵向割刀支架(测点2)振幅(4.83、1.49 m/s²)大于其他测点振幅,表明纵向切割器工作是割台振动的主要激励源之一。对比水泥道路转运(工况3)和田间道路转运(工况4)可知,田

间道路相对松软,能吸收部分路面冲击,割晒机行驶过程中各测点振幅有所降低;优化前后2种工况下横切割器支架振幅分别下降45%和60%,表明路面激励对割台振动的影响不能忽视。优化后割台测点振幅值有较好的改善,各测点振幅明显减小。优化后纵向切割器支架的振幅由4.83 m/s²下降到1.49 m/s²,振幅下降69%。

表5 各测点振动总量的加速度均方根值

Table 5 Root mean square of acceleration of the total vibration of the measurement point m/s²

试验工况 Test conditions	测点1 Point 1		测点2 Point 2		测点3 Point 3		测点4 Point 4	
	优化前 Before	优化后 Optimized	优化前 Before	优化后 Optimized	优化前 Before	优化后 Optimized	优化前 Before	优化后 Optimized
1	2.79	0.62	1.65	1.06	3.03	0.46	2.28	0.30
2	4.24	0.81	4.83	1.49	3.79	0.95	2.88	0.49
3	3.30	0.48	1.80	0.45	2.95	0.52	2.72	0.39
4	1.79	0.19	1.55	0.29	2.31	0.43	2.42	0.39

3 讨论

本研究通过油菜割晒机虚拟样机仿真分析,获得部件调试工况、转运工况和田间作业工况下割台运动副受力情况,理论计算值与仿真结果相对误差小于10%,验证了仿真模型的可靠性。基于变密度拓扑优化理论,利用带权重的折衷规划法建立了静态刚度和前三阶动态频率的综合目标函数,采用层次分析法确定各子目标的权重值。基于多体动力学仿真结果和Hypermesh软件,建立了割台优化拓扑模型,通过优化迭代计算得到满足综合目标函数约束条件的割台材料密度分布形式,参考拓扑优化结果,结合加工制造与实际工程要求,对机架结构进行设计,并经规则化处理得到其优化结构。模态分析和静力分析结果表明:割台机架最大变形量由0.82 mm下降到0.36 mm,最大应力值由107.99 MPa下降到64.45 MPa,基频由18.83 Hz提高到24.18 Hz,避开了发动机激励频率的分频,优化后割台的结构强度、刚度及动态性能均得到改善。基于拓扑优化设计的结果,对割台进行改进加工试制,通过整机振动试验获得了割台不同测点振动信号及振动幅值分布。优化后割台测点振幅明显减小,其中纵向切割器支架振幅下降69%,改善了割台的振动特性。

本研究采用拓扑优化方法开展了割台机架结构优化,结果表明优化后割台振幅降低,但机架质量增加约14%,后续研究将在考虑尺寸优化的同时结合

材料属性对机架进行优化设计,以期进一步实现机架轻量化。

参考文献 References

- [1] 万星宇,廖庆喜,廖宜涛,等.油菜全产业链机械化智能化关键技术装备研究现状及发展趋势[J].华中农业大学学报,2021,40(2):24-44. WAN X Y, LIAO Q X, LIAO Y T, et al. Situation and prospect of key technology and equipment in mechanization and intelligentization of rapeseed whole industry chain[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2021, 40(2): 24-44 (in Chinese with English abstract).
- [2] 白晨阳,何菡子,贾才华,等.机械收获方式对油菜籽粒关键性状的影响[J].中国农业科学,2021,54(14):2991-3003. BAI C Y, HE H Z, JIA C H, et al. Effect of the mechanical harvesting methods on the key traits of rapeseed[J]. Scientia agricultura sinica, 2021, 54(14): 2991-3003 (in Chinese with English abstract).
- [3] 姚艳春,宋正河,杜岳峰,等.玉米收获机割台振动特性及其主要影响因素分析[J].农业工程学报,2017,33(13):40-49. YAO Y C, SONG Z H, DU Y F, et al. Analysis of vibration characteristics and its major influenced factors of header for corn combine harvesting machine[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(13): 40-49 (in Chinese with English abstract).
- [4] 朱聪玲,程志胜,王洪源,等.联合收获机割台振动问题研究[J].农业机械学报,2004,35(4):59-61,65. ZHU C L, CHENG Z S, WANG H Y, et al. Study on the header vibration of a combine[J]. Transactions of the CSAM, 2004, 35(4): 59-61, 65 (in Chinese with English abstract).
- [5] 才胜,罗颖辉,李青林.农业机械轻量化技术研究现状与发展趋势[J].机械工程学报,2021,57(17):35-52. CAI S, LUO Y H,

- LI Q L. State of the art of lightweight technology in agricultural machinery and its development trend [J]. Journal of mechanical engineering, 2021, 57(17): 35-52 (in Chinese with English abstract).
- [6] 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 CSAE, 2014, 30(18): 30-37 (in Chinese with English abstract).
- [7] 施展, 张衍林, 李善军, 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. SHI Z, ZHANG Y L, LI S J, et al. Modal analyses and frame improvement of ANSYS based orchard double-sided cutter ditching machine [J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2020, 39(2): 150-159 (in Chinese with English abstract).
- [8] 马丽娜, 毛恩荣, 朱忠祥, 等. 轮式联合收获机转向桥壳优化设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(S2): 283-287, 272. MA L N, MAO E R, ZHU Z X, et al. Optimized design of steering axle housing for wheeled combine harvester [J]. Transactions of the CSAM, 2013, 44(S2): 283-287, 272 (in Chinese with English abstract).
- [9] 王海林, 郑锐禹, 王昱, 等. 拖拉机变速器箱体动态特性分析与优化设计[J]. 机械科学与技术, 2020, 39(11): 1685-1690. WANG H L, ZHENG R Y, WANG Y, et al. Dynamic characteristics analysis and optimization design of tractor transmission box [J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering, 2020, 39(11): 1685-1690 (in Chinese with English abstract).
- [10] 谢斌, 温昌凯, 杨子涵, 等. 基于实测载荷的蔬菜田间动力机械车架结构优化[J]. 农业机械学报, 2018, 49(S1): 463-469. XIE B, WEN C K, YANG Z H, et al. Structure optimization of frame for field vegetable power machinery based on measured load data [J]. Transactions of the CSAM, 2018, 49(S1): 463-469 (in Chinese with English abstract).
- [11] 卢存壮, 于鲁川, 张建华, 等. 基于拓扑优化的扇贝脱壳机结构设计[J]. 机械设计, 2021, 38(12): 7-11. LU C Z, YU L C, ZHANG J H, et al. Structural design of the scallop sheller based on topology optimization [J]. Journal of machine design, 2021, 38(12): 7-11 (in Chinese with English abstract).
- [12] 蒋亚军, 廖宜涛, 秦川, 等. 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, et al. Vibration analysis and improvement for frame of 4SY-2.9 typed rape windrower [J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(9): 53-60 (in Chinese with English abstract).
- [13] 耿令新, 李康, 庞靖, 等. 基于时频和功率谱密度的移栽机振动特性测试与分析[J]. 农业工程学报, 2021, 37(11): 23-30. GENG L X, LI K, PANG J, et al. Test and analysis of vibration characteristics of transplanting machine based on time frequency and power spectral density [J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(11): 23-30 (in Chinese with English abstract).
- [14] 姚艳春, 杜岳峰, 朱忠祥, 等. 基于模态的玉米收获机车架振动特性分析与优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(19): 46-53. YAO Y C, DU Y F, ZHU Z X, et al. Vibration characteristics analysis and optimization of corn combine harvester frame using modal analysis method [J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(19): 46-53 (in Chinese with English abstract).
- [15] 周杰, 徐红梅, 林卫国, 等. 基于刚柔耦合虚拟样机模型的收获机振动舒适性仿真分析[J]. 华中农业大学学报, 2019, 38(2): 123-130. ZHOU J, XU H M, LIN W G, et al. Simulation analysis of vibration comfort of combine harvester based on rigid-flexible coupled virtual prototype model [J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2019, 38(2): 123-130 (in Chinese with English abstract).
- [16] 刘瀚超, 王学智, 李敏, 等. 基于多体动力学的发射装置托架拓扑优化设计[J]. 弹道学报, 2021, 33(1): 11-15, 22. LIU H C, WANG X Z, LI M, et al. Topology optimization of launcher bracket based on multi-body dynamics [J]. Journal of ballistics, 2021, 33(1): 11-15, 22 (in Chinese with English abstract).
- [17] 樊桂菊, 李钊, 毛文华, 等. 基于工作空间的果园作业平台结构参数优化与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 34-42, 265. FAN G J, LI Z, MAO W H, et al. Structure parameter optimization and experiment of orchard platform based on workspace [J]. Transactions of the CSAM, 2021, 52(4): 34-42, 265 (in Chinese with English abstract).
- [18] 籍颖, 张漫, 刘刚, 等. 农业机械导航系统综合评价方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(12): 160-164. JI Y, ZHANG M, LIU G, et al. Synthetical evaluation of agriculture machine navigation system [J]. Transactions of the CSAM, 2010, 41(12): 160-164 (in Chinese with English abstract).
- [19] VEISI H, LIAGHATI H, ALIPOUR A. Developing an ethics-based approach to indicators of sustainable agriculture using analytic hierarchy process (AHP) [J]. Ecological indicators, 2016, 60: 644-654.
- [20] KUO C F J, LIU J M, UMAR M L, et al. The photovoltaic-thermal system parameter optimization design and practical verification [J]. Energy conversion and management, 2019, 180: 358-371.
- [21] 范文杰, 范子杰, 苏瑞意. 汽车车架结构多目标拓扑优化方法研究[J]. 中国机械工程, 2008, 19(12): 1505-1508. FAN W J, FAN Z J, SU R Y. Research on multi-objective topology optimization on bus chassis frame [J]. China mechanical engineering, 2008, 19(12): 1505-1508 (in Chinese with English abstract).
- [22] 殷国富, 陈箭峰, 陈海军, 等. 高速逆流色谱仪行星架结构与拓扑优化[J]. 工程科学与技术, 2020, 52(5): 209-215. YIN G F, CHEN J F, CHEN H J, et al. Structure design and topology optimization of planet carrier of high speed countercurrent chromatograph [J]. Advanced engineering sciences, 2020, 52(5): 209-215 (in Chinese with English abstract).
- [23] 胡启国, 周松. 考虑刚柔耦合的工业机器人多目标可靠性拓扑优化[J]. 计算机集成制造系统, 2020, 26(3): 623-631. HU Q G, ZHOU S. Multi-objective reliability topology optimization analysis of rigid-flexible coupling industrial robots [J]. Computer inte-

- grated manufacturing systems, 2020, 26(3): 623-631 (in Chinese with English abstract).
- [24] 崔洪宇, 朱海涛. 浮筏隔振系统拓扑优化研究与振动特性分析[J]. 振动·测试与诊断, 2021, 41(1): 120-125, 203. CUI H Y, ZHU H T. Topology optimization research and vibration characteristics analysis of the floating raft isolation system[J]. Journal of vibration, measurement & diagnosis, 2021, 41(1): 120-125, 203 (in Chinese with English abstract).
- [25] 高志朋, 徐立章, 李耀明, 等. 履带式稻麦联合收获机田间收获工况下振动测试与分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(20): 48-55. GAO Z P, XU L Z, LI Y M, et al. Vibration measure and analysis of crawler-type rice and wheat combine harvester in field harvesting condition[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(20): 48-55 (in Chinese with English abstract).

Topology optimization and test of the header frame of rapeseed windrower based on the variable density method

FAN Wei¹, SHU Caixia^{1,2}, WAN Xingyu^{1,2}, LIAO Yitao^{1,2}, LIAO Qingxi^{1,2}, YANG Jia¹

1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;
2. Ministry of Agriculture and Rural Affairs Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-Lower Yangtze River, Wuhan 430070, China

Abstract The truss structure of header in the caterpillar type rapeseed windrower is complex and changeable, which leads to the problem of large vibration of the header. Based on the variable density method, the multi-objective topology optimization of frame structure of the header was carried out to reduce the vibration of the header under different working conditions. The topology optimization model of header was established by using Hypermesh software. The virtual prototype model of rapeseed windrower based on RecurDyn was established by using multi-body dynamics method. The dynamic loads of the moving pair of the header under parts debugging conditions, transport conditions and field operation conditions were obtained. The comprehensive objective function of static stiffness and dynamic frequency of the header was constructed with the compromise programming method. The weight of each sub-object was determined according to the analytic hierarchy process (AHP). Taking the volume fraction and maximum load of moving pair as constraints, the ideal material density distribution of the header spatial structure was obtained. Considering the practical engineering application, the optimized frame of header was normalized. The finite element model of the optimized frame of header was established and the finite element static analysis and modal analysis were carried out. The vibration amplitudes at the measuring points of the header before and after optimization were compared and analyzed. The results showed that the maximum stress value decreased from 107.99 MPa to 65.45 MPa after optimization. The maximum deformation decreased from 0.82 mm to 0.36 mm. The natural frequencies of the first three orders were increased to varying degrees, and the natural frequency of the first order was increased to 24.187 Hz. The results of actual vibration test showed that the vibration amplitude of each measuring point of the header decreases after optimization. The overall vibration of the header decreased, in which the amplitude of the longitudinal cutter support decreased from 4.83 m/s² to 1.49 m/s². It will provide reference for the structure improvement and optimization of rapeseed windrower.

Keywords rapeseed; windrower; header; vibration; topology optimization; variable density method

(责任编辑:陆文昌)