

联合收获机清选筛箱轻量化设计与试验

马 征^{1,2} 李毕辉¹ 宋志强^{1,2} 刘延彬^{1,2} 潘 宇¹

(1. 江苏大学农业工程学院, 镇江 212013; 2. 江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013)

摘要: 清选筛箱通过往复运动对脱粒后的混合物进行筛分,是组成联合收获机的核心部件之一。针对谷物联合收获机清选筛箱存在整体质量偏重、强度富余的问题进行轻量化设计。基于清选筛箱动力学分析,分析在工作状态下清选筛箱固有频率和结构强度,确定了最大等效应力位置及主要应力分布区域。基于等效静态法将动态响应转化为静态响应,以柔顺度最小为优化目标,以结构强度和质量响应约束条件对清选筛箱侧壁进行拓扑优化。采用尼龙作为轻质材料对抖动板结构进行设计,以拓扑优化结果为基础,提取主要结构特征进行模型重构和动力学分析。结果显示,优化后清选筛箱前6阶固有频率变化最大为1.68 Hz,最大等效应力由56.59 MPa下降至52.46 MPa,降幅为7.29%,质量由75 kg降至66.85 kg,降低10.86%。在此基础上,利用优化后的清选筛箱搭建了试验台架,开展实际工况下的应变试验和耐久性试验,试验结果验证了优化后的清选筛箱满足实际工作强度、刚度要求,有效提高了清选筛箱的工作性能。

关键词: 清选筛箱; 动力学分析; 拓扑优化; 轻量化设计

中图分类号: S225.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2024)12-0201-11

OSID:



Lightweight Design and Test of Cleaning Sieve for Combine Harvester

MA Zheng^{1,2} LI Bihui¹ SONG Zhiqiang^{1,2} LIU Yanbin^{1,2} PAN Yu¹

(1. School of Agricultural Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The cleaning sieve is one of the core components of the combine harvester, which screens the threshed mixture through reciprocating motion. Focusing on the lightweight design of the cleaning sieve of the grain combine harvester, which has the problems of overall weight bias and excess strength, based on the dynamics analysis of the cleaning sieve, the natural frequency and structural strength of the cleaning sieve in working condition were analyzed by using the equivalent static method. The maximum equivalent stress position and main stress distribution area were determined. The dynamic response was transformed into static response by using the equivalent static method. By minimizing the compliance and subject to constraints of structural strength and mass response, the topological optimization of the side wall of the cleaning sieve was conducted. Finally, nylon was chosen as a lightweight material for the design of the jitter plate structure. Based on the results of topological optimization, the main structural features were extracted for model reconstruction and dynamic analysis. The results showed that the maximum variation of the first six natural frequencies of the optimized sieve box was 1.68 Hz, and the maximum equivalent stress was decreased from 56.59 MPa to 52.46 MPa, resulting in a reduction of 7.29%. The mass also was decreased from 75 kg to 66.85 kg, representing a reduction of 10.86%. Based on these results, an experimental platform was built by using the optimized sieve box, and strain tests and durability tests were conducted under actual working conditions. The test results verified that the optimized cleaning sieve met the strength and stiffness requirements for actual operation, effectively improving the working performance of the cleaning sieve.

Key words: cleaning sieve; dynamic analysis; topological optimization; lightweight design

收稿日期: 2024-01-09 修回日期: 2024-04-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(52375249, 51975256)和江苏高校优势学科建设工程(四期)项目(PAPD-2023-87)

作者简介: 马征(1984—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业机械设计与理论研究, E-mail: mazheng123@ujs.edu.cn

0 引言

轻量化是节能减排方法中最直接、最有效的手段,是装备制造业长期研究的重要课题,然而,我国作为农业机械装备使用大国,对于农业机械装备的轻量化设计才刚刚起步^[1]。

联合收获机是收获作业的重要机械装备,其中清选筛箱是联合收获机的关键部件之一。清选筛箱通过增加往复运动振幅和频率的方式可以提高筛分效率,但同时也增加了筛箱的动负荷,易导致筛箱产生轴承断裂、筛体变形等问题^[2],筛箱整体质量制约着筛箱振动效率和产能的提升,影响了整机的工作效率^[3]。针对履带式联合收获机清选筛箱质量大、部分结构存在强度富余的问题,本研究拟对清选筛箱的轻量化设计进行研究。

国内外学者对机械装备等领域的轻量化设计已取得了一定的研究成果。孙鸿等^[4]使用碳纤维复合材料作为轻质材料,针对自动引导车进行结构总成优化设计,有效降低了结构重量和最大应力。赵雄等^[5]基于仿真以减轻机械臂自身质量为优化目标,对臂及其关键部件应力及应变进行分析,并通过轻量化设计减小了整机质量和小臂驱动力矩。文献^[6-7]分别对驾驶室和车架,基于实测载荷数据,通过拓扑优化方法构建了多目标拓扑优化数学模型,并进行了轻量化设计和耐久试验,优化后的模型满足使用寿命要求。许林云等^[8]基于等效静态载荷法,将动态优化问题转化为静态优化问题,对振动筛主框架进行拓扑优化,从而提高了结构稳定性和疲劳寿命。

对相关文献进行分析可知,联合收获机清选筛箱轻量化设计的研究还较为缺乏。本研究以主流履带式联合收获机清选筛箱为研究对象,在兼顾清选筛箱强度、刚度和筛分性能的条件下,通过动力学分析、拓扑优化方法对筛箱的抖动板结构和侧壁进行轻量化设计,实现减重的目的。

1 清选筛箱结构与优化设计方案

1.1 清选筛箱结构与工作原理

图 1 为某主流清选筛箱实物图,由抖动板、筛框、鱼鳞筛、尾筛、网筛、上进风板、下进风板、驱动轴总成构成,其中驱动轴总成为曲柄滑块机构。该清选筛箱总体尺寸为:宽度 910 mm,长度 2 100 mm,质量 75 kg。

清选筛箱工作时,驱动轴总成作为主动轴驱动清选筛箱作往复运动,频率 5 Hz。当脱粒滚筒脱出的大量物料落入到抖动板上后,经抖动板振动使物



图 1 清选筛箱实物图
Fig.1 Cleaning sieve

料逐渐分散并向清选筛箱的后方移动,然后通过鱼鳞筛和网筛对物料进行清选筛分。

清选筛箱零部件较多,结构较为复杂,在不影响整体结构特征的情况下,忽略清选筛箱中的安装孔、倒角、圆角等特征^[9-11],建立的清选筛箱三维模型如图 2 所示。

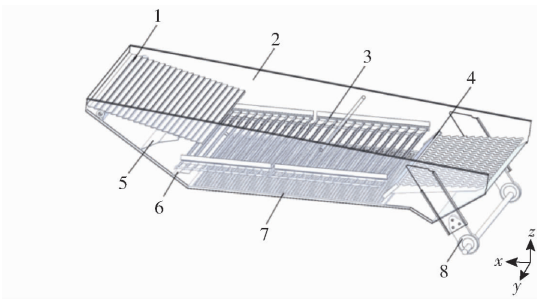


图 2 清选筛箱结构示意图
Fig.2 Structure diagram of cleaning sieve

1. 抖动板 2. 筛框 3. 鱼鳞筛 4. 尾筛 5. 上进风板 6. 下进风板 7. 网筛 8. 驱动轴总成

1.2 清选筛箱轻量化设计方案

目前主流清选筛箱结构复杂,对其进行轻量化设计时需要保证清选筛箱强度、刚度等性能满足工作要求。模态分析是动力学分析的基础,对清选筛箱进行模态分析可以获得筛箱固有频率和振型^[12-14]。根据固有频率可以预防外界激励对清选筛箱的影响,从而避免产生共振,延长清选筛箱使用寿命。瞬态动力学分析用于分析结构在任意载荷下的位移、应力和应变随时间变化的动力学响应^[15-16],可以了解实际工况下清选筛箱受力情况。

本文拟通过动力学分析获得清选筛箱的固有频率和振型,并确定清选筛箱的应力应变分布,基于等效静态载荷法将瞬态分析等效为静态分析,对强度富余部位进行结构设计和拓扑优化,最后通过仿真分析和台架试验进行验证,流程如图 3 所示。

2 清选筛箱动力学仿真

2.1 有限元分析前处理

2.1.1 材料参数设置

将清选筛箱三维模型以 x_t 格式导入 Workbench 软件中,设置材料为 Q235 钢,材料性能参数如表 1 所示。

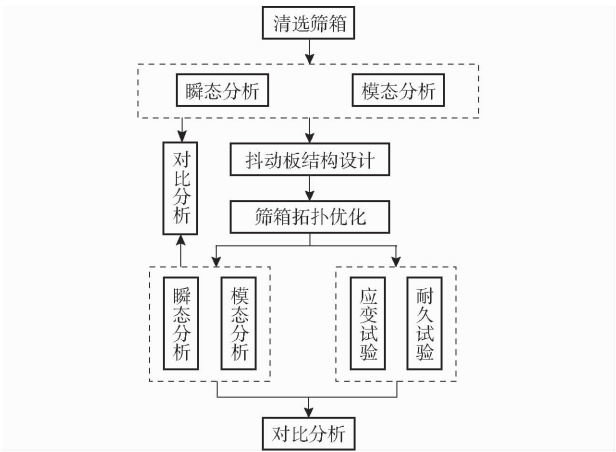


图 3 筛箱轻量化设计流程图

Fig. 3 Flowchart of lightweight design for cleaning sieve

表 1 材料性能参数

Tab. 1 Material property parameters

密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	屈服强度/ MPa	抗拉强度/ MPa
7 850	205	0. 3	235	370 ~ 500

2. 1. 2 网格划分

尾筛筛片刚度较低,其对筛箱整体的动态特性影响较小,为了有效观察清选筛箱优化前后固有频率和振型变化,对清选筛箱去除尾筛筛片进行模态分析;清选筛箱的鱼鳞筛片、尾筛片和网筛有大量折弯结构,会影响瞬态动力学分析网格的划分,增加求解计算的难度,在不影响整体结构特征的情况下,去除筛箱的鱼鳞筛片、尾筛片和网筛,将简化部件以载荷的方式添加到模型上。

本文以六面体和四面体相结合的单元类型进行网格划分。对上进风板、下进风板、前加强板、滑板采用 Sweep(扫略)模式划分网格,其余零部件采用 MultiZone(多体)、Automatic(自动)模式进行网格划分,根据需要对不同零部件定义单元尺寸为 4 ~ 8 mm,并通过局部加密和补丁适形法对网格质量进行优化,解决分析中的非线性和变形问题。经瞬态动力学网格无关性验证,划分单元数量至 440 222 时,最大等效应力偏差为 6. 29%,计算结果如表 2 所示。

表 2 网格无关性数据

Tab. 2 Grid independent data

计算次数	单元数量	节点数量	最大等效 应力/MPa	应力偏差/ %
1	218 717	602 255	36. 259	
2	314 061	1 023 559	59. 601	64. 37
3	363 828	119 758	53. 247	10. 66
4	440 222	1 266 175	56. 599	6. 29

最终模态分析模型划分出 761 258 个单元和

1 703 549 个节点,网格质量为 0. 76,瞬态动力学分析模型划分出 440 222 个单元和 1 266 175 个节点,网格质量为 0. 72。

2. 1. 3 施加载荷和约束

清选筛箱模态分析采用约束模态分析,前端轴承和驱动轴设置位移约束,如图 4a 所示;瞬态动力学分析对驱动轴、偏心轮、轴承座及前端轴承和箱体之间添加转动副连接,对驱动轴设置对地转动副连接,对前端轴承设置位移约束,保证前端轴承 X 方向的移动和绕 Y 方向的转动。由于驱动轴、偏心轮和前端轴承处进行动态响应的计算难度较大,瞬态动力学分析将清选筛箱驱动轴总成及前端轴承设为刚性体,仅用于传递载荷和模拟运动,以便于计算求解。

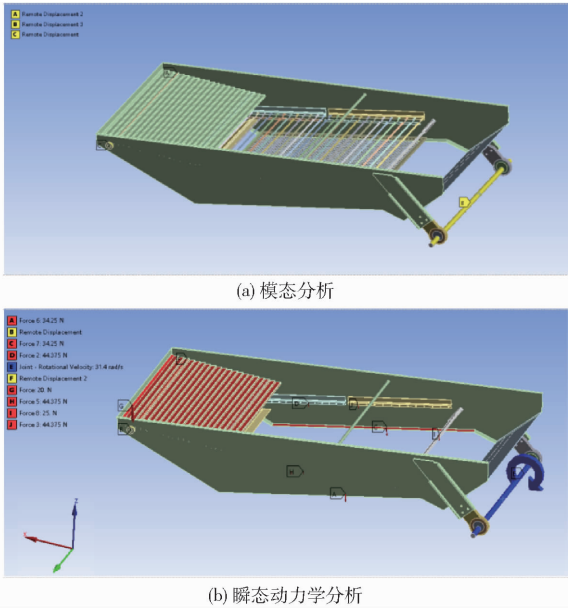


图 4 清选筛箱加载模型

Fig. 4 Load model of cleaning sieve

瞬态动力学仿真分析中的简化部件和筛面物料参数如表 3 所示,按照喂入量和脱出物比例 5: 2 计算,喂入量 5 kg/s,脱出物物料 2 kg/s,考虑风速、筛面安装角度和振幅等因素的影响,物料透筛的最大时间不超过 2 s^[17],以最大时间 2 s 计算,清选筛箱筛面物料最大质量为 4 kg。将简化部件和筛面物料质量等效为载荷添加在筛框、鱼鳞筛框、抖动板和尾筛板等主要承重结构的受力面上,并以振动频率 5 Hz 即角速度 31. 4 rad/s 加载到驱动轴上,加载模

表 3 简化部件和筛面物料参数

Tab. 3 Simplified material parameters for parts and screen surfaces

参数	喂入量/ ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	最大透筛 时间/s	简化部件 质量/kg	物料质量/ kg	总质量/ kg
数值	5	2	25. 1	4	29. 1

型如图 4b 所示。

2.2 清选筛箱模态分析

求解清选筛箱所有的固有频率和振型难度较大,且高阶模态的影响较小,低阶模态足以描

述清选筛箱的振动特性^[18]。因此,本研究利用 Workbench 软件对清选筛箱的前 6 阶约束模态进行分析,获得的前 6 阶约束模态振型如图 5 所示,表 4 显示了各阶模态固有频率和振型描述。

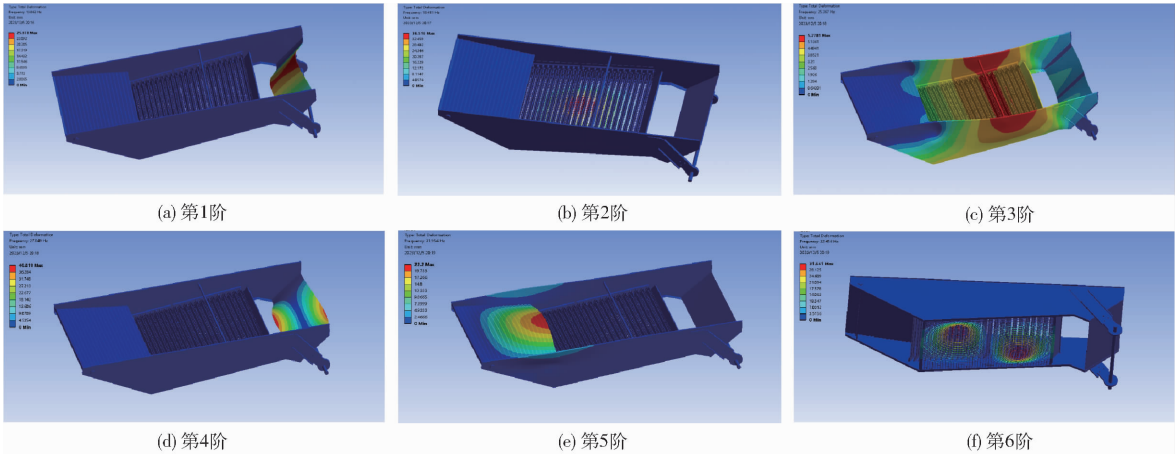


图 5 清选筛箱前 6 阶模态振型
Fig. 5 The first six modal shapes of cleaning sieve

表 4 清选筛箱前 6 阶固有频率及振型
Tab. 4 The first six natural frequencies and vibration modes of cleaning sieve

阶次	固有频率/Hz	振型描述
1	13. 86	滑板横向弯曲变形
2	18. 41	网筛纵向弯曲变形
3	25. 36	筛箱中部横向弯曲变形
4	27. 84	滑板横向扭转变形
5	31. 95	抖动板纵向弯曲变形
6	32. 45	网筛纵向扭转变形

在实际工作中,清选筛箱做往复运动的激励频率为

$$f_a = \frac{n_a}{60} \tag{1}$$

式中 f_a ——清选筛箱往复运动的激励频率,Hz
 n_a ——驱动轴偏心轮转速,r/min

作业时,偏心轮转速通常为 300 r/min,则根据公式(1)可得清选筛箱激励频率为 5 Hz。

从前 6 阶振型图可知,清选筛箱的中部、网筛、滑板受到振动产生的变化较大。由表 4 可知,模态分析结果显示前 6 阶固有频率在 13. 86 ~ 32. 45 Hz 范围内,清选筛箱往复运动激励为 5 Hz,清选筛箱不会与驱动转速基频产生共振,满足工作要求,因此后续进行轻量化设计时需确保结构的固有频率不能过低,避免发生共振或失稳现象。

2.3 清选筛箱瞬态动力学分析

以清选筛箱模态频率为基础计算瞬态分析的最小时间步,公式为^[19]

$$t = 1/(20f_{\max}) \tag{2}$$

式中 $f_{\max}$ ——模态分析最高频率,Hz
 t ——时间,s

取清选筛箱第 6 阶频率 32. 45 Hz 计算可得瞬态动力学分析的最小时间步为 0. 001 5 s,打开自动时间步,求解仿真总时长为 1 s 的瞬态分析结果。清选筛箱稳定工作后的瞬态动力学分析结果如图 6a 所示,清选筛箱的应力呈周期性变化,在 0. 116 s 时,清选筛箱运行到 Z 方向最大位置处,达到最大峰值 56. 59 MPa,之后峰值保持稳定。清选筛箱所用材料的抗拉强度最小为 370 MPa,结果表明该清选筛箱的最大应力在安全范围内,清选筛箱能够安全稳定地工作。

以清选筛箱在 0. 116 s 时等效应力达到最大峰值的应力云图为例,分析清选筛应力分布情况。如图 6b 所示,清选筛箱两侧应力变化相似,侧壁与抖动板、鱼鳞筛框、尾筛板等部分的连接处均出现较大的应力,应力为 20 ~ 50 MPa,最大应力位置出现在清选筛箱侧板和鱼鳞筛框尾端连接处,分析原因为该位置在运动过程中受添加的物料载荷和结构自重作用影响,产生较大的应力。在清选筛箱的实际运行过程中,筛箱框架、抖动板、鱼鳞筛框、尾筛板作为主要承重结构,仿真结果符合实际。清选筛箱侧壁 X 轴方向应变变化较 Z 轴、Y 轴方向更为明显,X 轴方向侧壁应变云图如图 6c 所示,应变分布区域与应力分布区域类似,发生应变的区域主要集中在抖动板、鱼鳞筛框等承重结构和侧壁连接部位。

根据以上分析可得,清选筛箱抖动板、鱼鳞筛框、尾筛板和侧壁连接处应力、应变较大,其余区域的应力、应变较小,表明侧壁、抖动板存在强度

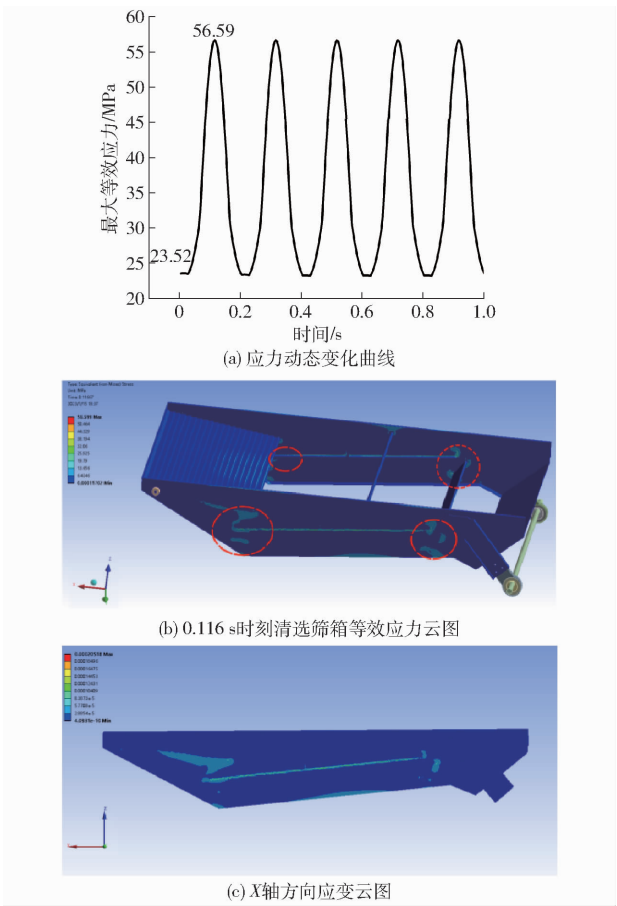


图 6 清选筛箱瞬态动力学分析结果

Fig. 6 Transient dynamic analysis results of cleaning sieve

富余。因此,清选筛箱侧壁和抖动板具有较大的优化空间。

3 清选筛箱轻量化设计分析

3.1 拓扑优化设计

3.1.1 等效静态载荷法

清选筛箱侧壁结构优化涉及动态效应和非线性的特性,等效静态载荷法为动态优化设计提供了有效的解决方法^[20]。等效静态法将结构的动态优化问题转化为静态优化问题,可以更有效、更符合实际工作要求^[21-22]。该方法等效过程如图 7 所示,动力学分析总的计算时间步为 $n+1$ 步,在等效时,将每个时间步等效为一个静态工况,并且要求第 s_i 个等效静态载荷计算得到的位移响应等价于对应时间节点的动态位移响应。

在有限元分析中,相同的位移场也会产生相同的应力场,有限元模型节点位移 ΔX_i 包含 t_i 时刻相对位移 Δx_i 和模型在载荷作用下产生的变形量 ΔL_i ,即 $\Delta X_i = \Delta x_i + \Delta L_i$ 。因此,将动力学分析获得的节点位移作为静态分析的约束,使得静态分析的位移场和动态分析形成的位移场相同,实现等效静态转化。

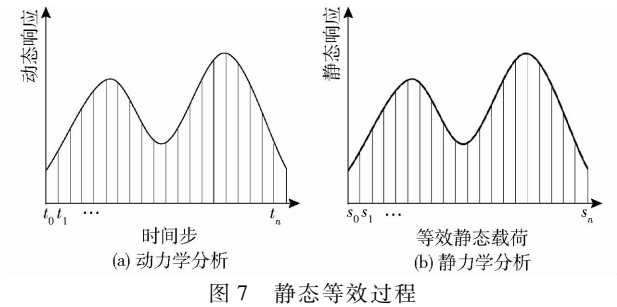


图 7 静态等效过程

Fig. 7 Statically equivalent process

3.1.2 拓扑优化方法与流程

拓扑优化是寻找结构内部载荷传递路线分布的有效方法^[23]。变密度拓扑优化方法是当前在连续体结构优化领域应用最广、影响最深的优化方法^[24]。变密度法的设计变量是材料单元密度,通过单元密度的保留情况,得到最佳的材料分布,计算效率高^[25]。本文采用变密度法对清选筛箱进行优化。

为保证清选筛箱的力学性能,筛箱必须有足够的强度和刚度。以柔顺度最小为优化目标,结构强度和重量响应为约束条件进行优化,优化公式为

$$\begin{cases} \min C(\rho) \\ \text{s. t.} \begin{cases} \sigma_{\max} \leq [\sigma] \\ M_{(\rho)} = fM_0 \\ \mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \\ 0 \leq \rho_{\min} \leq \rho_k \leq 1 \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

- 式中 ρ ——单元密度矩阵
 $C(\rho)$ ——优化目标
 $\mathbf{U}$ ——结构模型整体位移矩阵
 $\mathbf{F}$ ——整体承受的力矩阵
 $\mathbf{K}$ ——整体刚度矩阵
 $\sigma_{\max}$ ——材料最大应力,MPa
 $[\sigma]$ ——材料许用应力,MPa
 ρ_k ——材料单元密度
 $\rho_{\min}$ ——材料单元密度下限
 f ——质量分数,%
 M_0 ——优化前材料用量,kg
 $M_{(\rho)}$ ——优化后材料用量,kg

基于上述方法和理论,通过有限元软件对清选筛箱侧壁开展拓扑优化,拓扑优化模型如图 8a 所示,蓝色为优化区域,红色为排除区域,求解寻求最佳优化结果,优化流程图如图 8b 所示。

3.2 拓扑优化结果

对清选筛箱优化区域质量保留 70%、60%、50% 进行优化,优化结果如图 9 所示,结果显示,随着保留质量的减少,筛箱侧壁通过挖孔的方式,其材料越来越少,筛箱侧壁呈网状结构,但侧壁与主要支

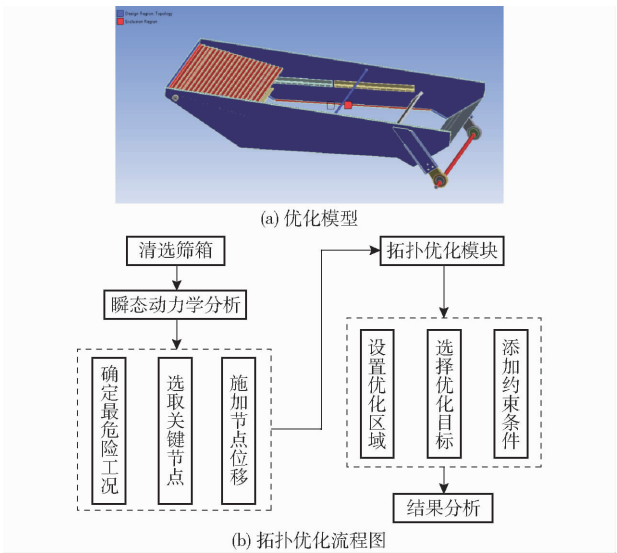


图 8 清选筛箱拓扑优化模型与流程图
Fig. 8 Topology optimization model and flowchart of cleaning sieve

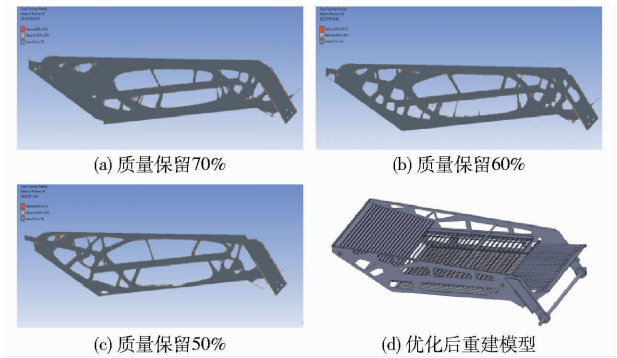


图 9 清选筛箱拓扑优化结果
Fig. 9 Topology optimization result of cleaning sieve

撑结构的连接区域保持完整。当优化区域质量保留 50% 时,侧壁底部区域材料明显移除过度;当优化区域质量保留 70% 时,清选筛箱侧壁材料冗余部分去除较少,优化不完全。以拓扑优化结果为参考依据,在保证筛箱性能的前提下,去除筛框侧壁单元密度接近于 0 的非必要区域,提取主要结构特征,重建清选筛箱模型,经多次修正后清选筛箱模型如图 9d 所示。

3.3 抖动板结构设计

在轻量化领域,轻质材料的应用越来越广泛,具有优异力学性能的轻质结构材料成为研究热点^[26]。抖动板作为清选筛箱的工作部位,清选过程中,谷粒混合物集中分布在抖动板上,抖动板作往复运动,将物料送至鱼鳞筛面进行清选。在确保抖动板强度等性能的前提下,采用轻质材料对抖动板结构进行设计。

原抖动板采用 Q235 钢,其强度、刚度满足工作要求,但质量较大。联合收获机工作过程中谷物流量大、负荷重,选取轻质材料代替 Q235 钢时,需考虑材料的强度、刚度、耐磨等性能。经查阅资料,分

析比较,尼龙 66 通常用于轴承、齿轮等需要耐磨性的应用中,在高负荷、高流量的工作条件下,尼龙 66 表面更为光滑且具有一定的弹性,能够减少抖动板和物料之间的摩擦和磨损,具有更好的耐磨性能,同时其具备较高的疲劳强度和刚度,常被用于替代金属材料,广泛应用于机械、汽车等领域^[27],尼龙 66 具体性能参数如表 5 所示。

表 5 尼龙 66 主要性能参数					
Tab.5 Main performance parameters of nylon 66					
参数	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	屈服强度/ MPa	抗拉强度/ MPa
数值	1 140	3. 8	0. 4	70	85

抖动板结构设计结果包括:

(1)采用尼龙制成的抖动板和物料接触的上表面波纹尺寸、样式与原抖动板保持相同,保证物料的输送质量满足工作要求。

(2)筛箱侧壁设有凹槽,两侧凹槽对称且倾斜角度和原抖动板相同,凹槽深度为 20 mm,如图 10a 所示,凹槽内表面和抖动板紧密贴合,起到固定和支撑作用。

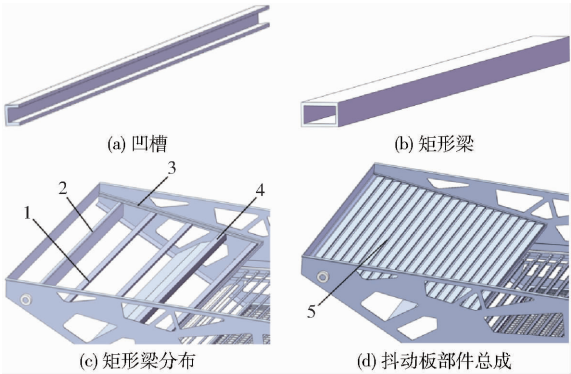


图 10 抖动板结构设计
Fig. 10 Structural design of shaking plate
1. 矩形梁 2. 前加强板 3. 凹槽 4. 上进风板 5. 抖动板

(3)抖动板下方存在前加强板和上进风板,空余空间较少,因此,增加 3 个厚度为 2 mm、长为 906 mm、宽为 30 mm、高为 15 mm 的矩形梁,如图 10b、10c 所示,同前加强板和上进风板共同起到支撑的作用,避免抖动板在工作过程中受振动和物料冲击的影响产生松动。

3.4 轻量化设计结果分析

3.4.1 模态分析验证

清选筛箱的轻量化设计需要满足强度、刚度等工作要求,在保证优化前后结构的约束与加载条件相同的前提下,开展模态分析和瞬态动力学分析。

优化后的清选筛箱模态分析前 6 阶固有频率及振型如表 6 所示,前 6 阶振型如图 11 所示。由图 11

可得,清选筛箱中部、网筛、滑板、前加强板受振动产生的变化较大;第 3 阶模态下,清选筛箱中部受振动产生的变形范围较大,变形幅度从筛箱中部加强梁往四周呈现衰减趋势,变形幅度较为明显。

对比优化前后的模态分析结果可得:
(1)优化后清选筛箱前 6 阶固有频率在 13.70 ~ 34.13 Hz 范围内,不会与驱动转速基频产生共振,满足清选筛箱的工作要求;和优化前相比,筛箱前 6 阶频率变化较小,其中优化后前 5 阶固有频

表 6 优化后清选筛箱前 6 阶固有频率及振型		
Tab.6 The first six natural frequencies and vibration modes of optimized cleaning sieve		
阶次	固有频率/Hz	振型描述
1	13.70	滑板横向弯曲变形
2	17.58	网筛纵向弯曲变形
3	24.75	筛箱中部横向弯曲变形
4	27.55	滑板横向扭转变形
5	30.91	网筛纵向扭转变形
6	34.13	前加强板横向弯曲变形

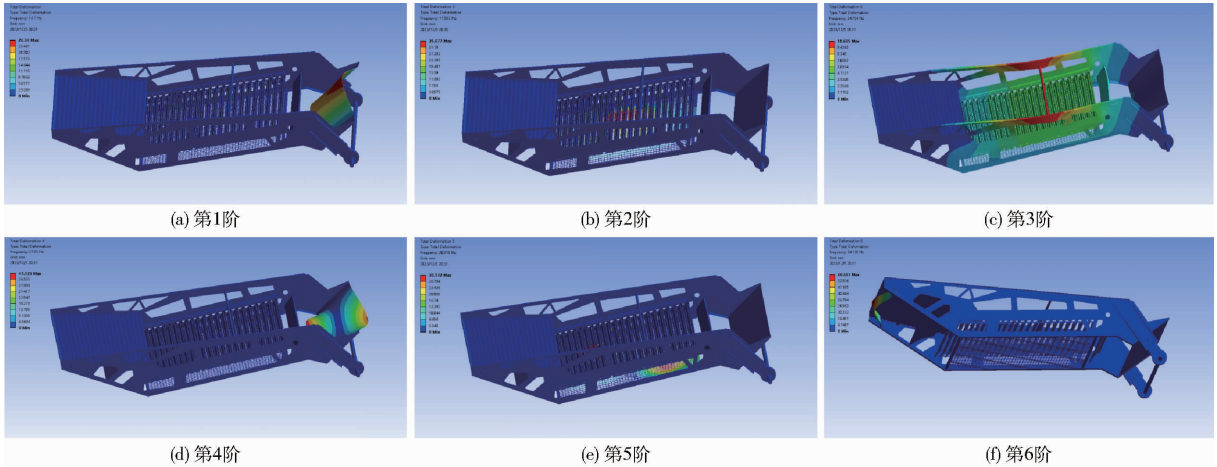


图 11 优化后清选筛箱前 6 阶模态振型

Fig. 11 The first six modal shapes of optimized cleaning sieve

率略微下降,最大下降 1.04 Hz,第 6 阶固有频率增大 1.68 Hz。

(2)对比优化前后 6 阶振型图可得,优化后清选筛箱中部、网筛、滑板受振动产生的变形较大,优化前后的模态振型前 4 阶变形部位和变化趋势相同。优化后未出现抖动板纵向弯曲变形,分析原因为该部位增加了凹槽和矩形梁,有效提高了抖动板区域的刚度;优化后筛箱第 6 阶振型图显示前加强板横向弯曲变形,分析原因为前加强板由于可连接区域减少,刚度略微下降。

3.4.2 瞬态动力学分析验证

优化后清选筛箱瞬态动力学分析结果如图 12 所示,由图 12a 可得,优化后清选筛箱在稳定工作 1 s 的仿真时间内等效应力呈周期性变化,在 0.108 s 时,达到最大峰值 52.46 MPa,之后峰值保持稳定。以 0.108 s 清选筛箱应力云图和应变云图为例,分析清选筛箱的应力分布情况,如图 12b、12c 所示。对比优化前后清选筛箱应力分析可得:

(1)优化后清选筛箱最大应力时间提前,原因为优化前后偏心轮起始位置不同,但都在 Z 方向最大位置处出现应力最大值;优化前后筛箱应力分布相似,优化后侧壁与鱼鳞筛框、尾筛处应力分布区域比优化前更加广泛,抖动板应力分布区域和应力明显减少。

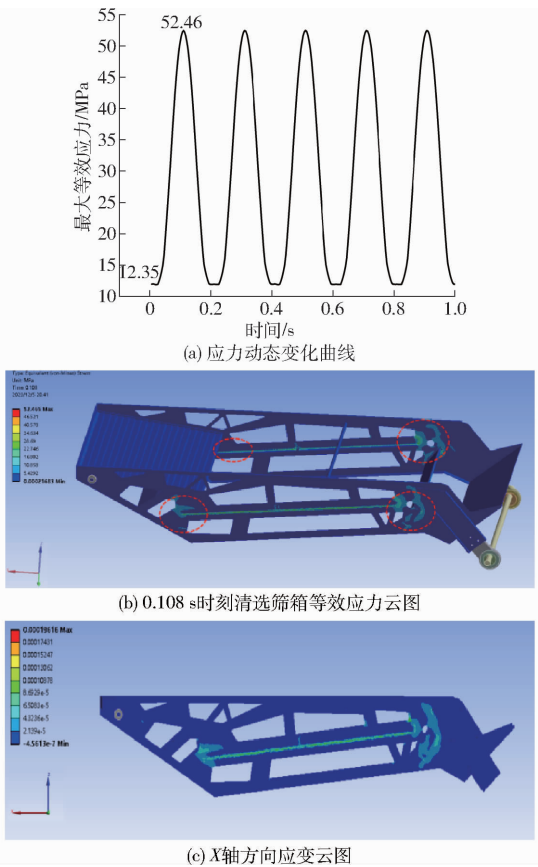


图 12 优化后清选筛箱瞬态动力学分析结果

Fig. 12 Transient dynamic analysis results of optimized cleaning sieve

(2)优化前后模型的最大等效应力位置都出现在鱼鳞筛框尾端和侧板的连接区域,优化后最大等效应力为 52.46 MPa,与优化前的最大等效应力 56.59 MPa 相比下降 4.13 MPa,降幅为 7.29%,最大应力在安全范围内,清选筛箱能够安全稳定地工作;优化后的清选筛箱初始应力为 12.35 MPa,相比优化前初始应力 23.52 MPa,下降 11.17 MPa,分析原因为抖动板区域的结构设计有效降低了该区域初始应力值,改善了筛箱的整体应力分布。

综上所述,轻量化设计后的清选筛箱,总质量由 75 kg 减至 66.85 kg,下降 10.86%,筛箱整体固有频率略微变化,最大变化幅度为 1.68 Hz,最大等效应力由 56.59 MPa 下降至 52.46 MPa,降幅为 7.29%。优化前后的清选筛箱仿真结果如表 7 所示,通过轻量化设计,清选筛箱以较少的材料用量获得的刚度和强度均满足工作要求,优化效果较好。

表 7 清选筛箱轻量化设计优化效果

Tab.7 Optimization effect of lightweight design for cleaning sieve

参数	原结构	优化结构
质量/kg	75.00	66.85
固有频率/Hz	13.86 ~ 32.45	13.70 ~ 34.13
最大等效应力/MPa	56.59	52.46

4 台架试验

4.1 清选筛箱试验台架搭建

对优化后的清选筛箱模型进行加工制造,利用优化后的清选筛箱搭建试验台架,开展应变试验和耐久性试验,对上述的理论分析和模拟仿真分析进行验证。

加工后抖动板如图 13a 所示,搭建的试验台架如图 13b 所示,试验台架由清选筛箱、变频器、电动机、前(后)支撑底座、物料承重袋、试验平台组成。对清选筛箱的侧壁添加蒙皮起到密封作用以防止跑粮,工作时,三相电机通过带轮带动驱动轴进行往复振动试验。

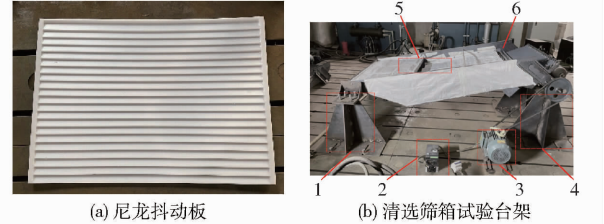


图 13 清选筛箱耐久性试验

Fig. 13 Durability test of cleaning sieve

1. 前支撑底座 2. 变频器 3. 电动机 4. 后支撑底座 5. 物料承重袋 6. 清选筛箱

为了模拟清选筛箱实际工作状态,即工作时筛面所受负载及负载产生的冲击效应,在抖动板上表面和鱼鳞筛筛面上布置了物料承重袋,物料承重袋可以随筛箱往复运动而运动。物料承重袋由底布和物料袋构成,在承重袋的两侧设有金属扣眼,目的是与筛箱侧壁的孔位进行连接。物料承重袋设为如图 14 所示的不同规格的 3×3 矩形袋,可根据实际的筛箱物料分布情况在物料承重袋上填充籽粒,模拟清选筛箱的实际工作状态。

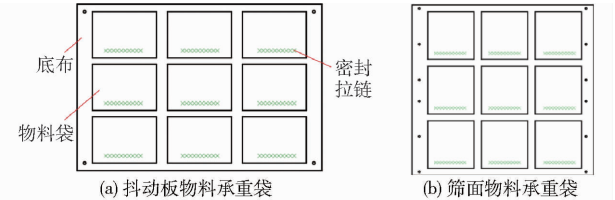


图 14 物料承重袋

Fig. 14 Material load-bearing bag

4.2 清选筛箱应变试验

4.2.1 应变测点和方案

基于优化前后清选筛箱的瞬态动力学分析结果可知,筛箱抖动板、鱼鳞筛框、尾筛板与侧壁连接区域应变较大,可作为应变测点位置,且筛箱两侧对称,因此,应变片传感器选择安装在筛箱侧壁一面上。应变试验选取了 4 个应变测点,在抖动板尾端和侧壁的连接处布置 1 号应变片传感器,在鱼鳞筛框和侧壁连接 1/3、2/3 处分别布置 2 号、3 号应变片传感器,在鱼鳞筛与尾筛的中间点和侧壁连接处布置 4 号应变片传感器,所有传感器均为澄科 120-1AA 型,检测筛箱侧壁轴方向的应变分布。应变片电桥配置为四分之一桥Ⅱ,采样频率为 1 000 Hz,应变片传感器具体分布如图 15 所示。

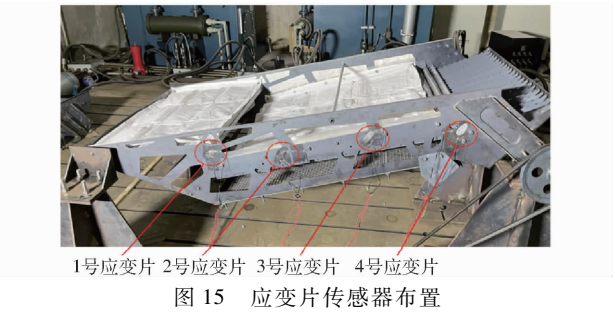


Fig. 15 Strain gauge sensor arrangement

清选筛箱实际工作频率为 5 Hz,驱动轴偏心轮转速为 300 r/min,本试验台架通过电机和带轮带动清选筛箱驱动轴进行转动,带轮传动比为 3.125,设置电机转速为 937.5 r/min。清选筛箱在启动阶段和加速阶段时,测点的应变幅值波动比较剧烈,为了确保应变信号能够准确反映实际应变,采集电机转速稳定在 937.5 r/min 时的应变数

据,并利用失调清零和分流校准来减少零点漂移等因素的影响。

4.2.2 应变试验结果

通过应变试验获得 4 个测点的应变信号,由于应变数据量大,每个测点各选择 10 组 10 s 的数据进行分析。以 1 号传感器为例,静止状态和工作状态信号如图 16 所示。

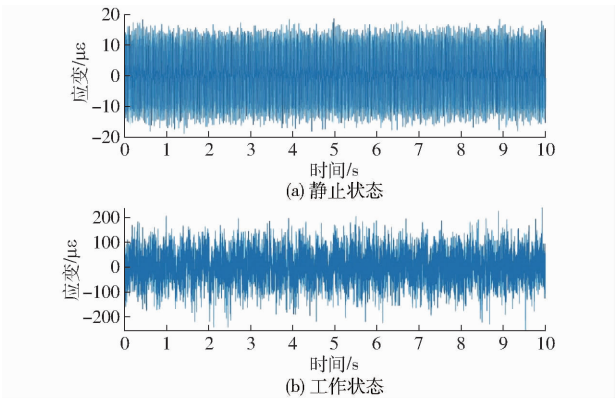


图 16 1 号传感器信号曲线
Fig. 16 Signal from sensor 1

应变片在静止状态下不会受到力或应变,由图 16 可以看出,静止状态下采集到的应变信号持续稳定,且应变为接近于 0 的基准值;工作状态下应变信号幅值较静止状态增大 10 倍,信号波动较为明显。其中工作状态下的应变信号会受到更多的外界干扰,可通过 filloutliers 函数剔除跳变点,并利用滤波来滤除高频成分、减少噪声等因素干扰,图 17 为 1 号传感器经过预处理后的 1 组数据。

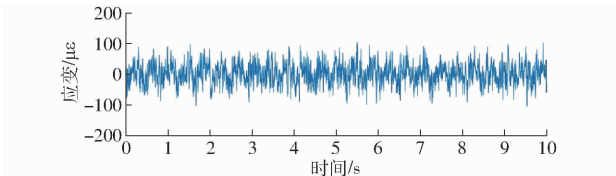


图 17 预处理后的应变信号曲线
Fig. 17 Preprocessed strain signal

选取信号的最大值、绝对平均值和标准差 3 个时域特征参数,对预处理后的 4 个测点的应变试验数据和仿真数据进行分析,时域特征参数计算结果如表 8 所示,其中测点 1、2、3、4 为应变试验测点,仿真 1、2、3、4 为有限元模型上与试验测点相对应的单元位置。

由表 8 可得,应变信号试验数据和仿真数据的 3 项时域特征值普遍呈现增大趋势,其中测点 3 和仿真 3 的应变最大值误差最小,误差为 4.91%,测点 1 和仿真 1 的绝对平均值误差最大,误差为 21.75%,并且测点 1、3、4 的应变最大值均大于仿真应变最大值,但除测点 4 外,测点 1、2、3 的绝对平均值和标准差均小于仿真值,分析存在误差的原因为实际应变试验数据会受到噪声、环境干扰,而仿真数

表 8 特征参数分析对比
Tab. 8 Comparative analysis of time domain characteristic parameters

信号	最大值	绝对平均值	标准差
测点 1	132	33.1	40.2
测点 2	171	39.5	38.2
测点 3	183	41.5	51.3
测点 4	205	83.5	71.1
仿真 1	121	40.3	45.9
仿真 2	188	45.6	46.3
仿真 3	174	45.1	54.2
仿真 4	183	75.7	65.1

据不会受到外部环境的影响,并且试验和仿真的测点位置不完全对应等。仿真与试验结果基本吻合,验证了清选筛箱有限元分析结果的准确性。

4.3 清选筛箱耐久性台架试验

4.3.1 耐久性台架试验方案与步骤

目前我国履带式联合收获机的整机无故障工作时间约 50 h,其中零部件无故障工作时间一般为整机的 2~3 倍^[28],结合履带式联合收获机的作业时间,清选筛箱耐久性台架试验时间设定为 300 h,为 2 个作业季。耐久性台架试验工况和应变试验工况保持一致,清选筛箱台架每日运行 8 h,每运行 2 h 停机检查筛箱是否出现裂纹、开裂等情况,累计试验 37.5 d。清选筛箱耐久性试验具体步骤如下:①每日进行试验前,检查清选筛箱试验台架,确保台架能够安全运行。②接通电源,调节电机转速,筛箱稳定运行后开始试验。③清选筛箱试验台架每运行 2 h 停机检查,利用手持电子显微镜观察筛箱和台架是否出现异常。④试验每日运行 8 h 后结束,记录试验过程并检查试验台架。

4.3.2 耐久性台架试验结果

对优化后清选筛箱进行耐久性台架试验 300 h,试验结果如图 18 所示。

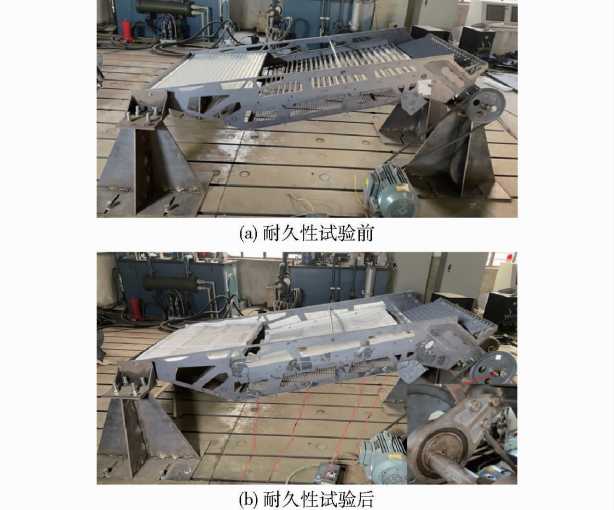


图 18 清选筛箱耐久性试验结果
Fig. 18 Durability test results of cleaning sieve

试验结束检查发现筛箱表面部分区域出现生锈,驱动轴和偏心轮之间的键槽出现微小的间隙,分析因为筛箱试验周期长,键和键槽在长时间的往复运动下受摩擦影响出现磨损,并且优化后的清选筛箱加工制造过程中未进行喷涂易引起生锈。除以上问题外,清选筛箱未发现开裂、裂纹和变形,最终验证优化后的清选筛箱满足工作要求。

5 结论

(1)对某主流清选筛箱进行模态分析和瞬态动力学分析,清选筛箱不会与驱动转速基频产生共振,满足工作要求;清选筛箱应力最大值为 56.59 MPa,抖动板、鱼鳞筛框、尾筛等主要承重结构和侧壁连接

处应力、应变较大,其余区域应力、应变较小,侧壁、抖动板存在强度富余,具有较大的优化空间。

(2)轻量化设计后的清选筛箱仿真分析表明,筛箱的强度和模态性能均满足要求,且优化后的清选筛箱有效提高了抖动板结构的刚度,并降低了抖动板和侧壁连接处的初始应力,改善了筛箱的整体应力分布。

(3)对优化后的清选筛箱进行应变试验和耐久性台架试验,仿真与应变试验结果基本吻合,验证了有限元分析的准确性,并且清选筛箱未发现开裂、裂纹和变形,最终清选筛箱优化效果为总质量由 75 kg 减至 66.85 kg,降低 10.86%,优化后的清选筛箱满足工作要求。

参 考 文 献

- [1] 李永兵,马运五,楼铭,等.轻量化多材料汽车车身连接技术进展[J].机械工程学报,2016,52(24):1-23.
LI Yongbing, MA Yunwu, LOU Ming, et al. Advances in welding and joining processes of multi-material lightweight car body [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(24): 1-23. (in Chinese)
- [2] ZHENG Y J, FANG K H, LE Y D, et al. Influence of load weight on dynamic response of vibrating screen [J]. Shock and Vibration, 2019, 2019: 1-8.
- [3] 徐立章,李洋,李耀明,等.谷物联合收获机清选技术与装置研究进展[J].农业机械学报,2019,50(10):1-16.
XU Lizhang, LI Yang, LI Yaoming, et al. Research progress on cleaning technology and device of grain combine harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 1-16. (in Chinese)
- [4] 孙鸿,李启慧,傅海龙,等.轻质多材料重载自动引导车总成优化设计[J].工程科学与技术,2023,55(6):236-244.
SUN Hong, LI Qihui, FU Hailong, et al. Optimized design of lightweight multi-material heavy-duty automated guided vehicle assembly [J]. Advanced Engineering Sciences, 2023, 55(6): 236-244. (in Chinese)
- [5] 赵雄,曹功豪,张鹏飞,等.三自由度苹果采摘机械臂动力学分析与轻量化设计[J].农业机械学报,2023,54(7):88-98.
ZHAO Xiong, CAO Gonghao, ZHANG Pengfei, et al. Dynamic analysis and lightweight design of 3-DOF apple picking manipulator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(7): 88-98. (in Chinese)
- [6] LI D, TIAN J, SHI S, et al. Lightweight design of commercial vehicle cab based on fatigue durability [J]. Computer Modeling in Engineering Sciences, 2023, 136(1): 421-445.
- [7] 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(1):463-469.
XIE Bin, WEN Changkai, YANG Zihan, et al. Structure optimization of frame for field vegetable power machinery based on measured load data [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 463-469. (in Chinese)
- [8] 许林云,卢峻达,张涛.基于等效静态载荷法的大型振动筛轻量化处理[J].农业工程学报,2022,38(9):24-33.
XU Linyun, LU Junda, ZHANG Tao. Lightweight treatment of large vibrating screen using equivalent static loads [J]. Transactions of the CSEA, 2022, 38(9): 24-33. (in Chinese)
- [9] LI M, ZHANG Q, WANG H, et al. A 3D finite element simulation analysis of the soil forces acting on a rotary blade [J]. Transactions of the ASABE, 2015, 58(2): 243-249.
- [10] 马丽娜,黄小毛,宋正河,等.基于载荷特性的玉米收获机车架有限元分析与试验[J].农业机械学报,2018,49(1):288-294.
MA Li'na, HUANG Xiaomao, SONG Zhenghe, et al. Finite element analysis and experiment on corn harvester frame based on load characteristics [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 288-294. (in Chinese)
- [11] ZHANG Z, JIAO A Y, LV X W, et al. Study of failure analysis and manufacturing processes improvement of cracking connecting rod [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(11): 5445-5453.
- [12] 张青云,赵新华,刘凉,等.空间柔性闭链机器人动力学建模与振动仿真[J].农业机械学报,2021,52(1):401-409.
ZHANG Qingyun, ZHAO Xinhua, LIU Liang, et al. Dynamic modeling and vibration simulation of spatial flexible closed-chain robot [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(1): 401-409. (in Chinese)
- [13] 杨世强,王蓓蓓.轻型机械臂的轻量化结构设计优化方法[J].中国机械工程,2016,27(19):2575-2580,2588.
YANG Shiqiang, WANG Beibei. Lightweight structure design and optimization method for a light mobile manipulator [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(19): 2575-2580, 2588. (in Chinese)
- [14] YANG L, LI Z X, ZHI P G, et al. Effect of vibration on rapeseed header loss and optimization of header frame [J]. Transactions of the ASABE, 2021, 64(4): 1247-1258.
- [15] 许正萱,张帆,陈轲,等.流固耦合作用下斜流泵转子动力学特性研究[J].农业机械学报,2022,53(2):179-187.

- XU Zhengxuan, ZHANG Fan, CHEN Ke, et al. Rotor dynamic characteristics of oblique flow pump under action of fluid-structure interaction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(2): 179 – 187. (in Chinese)
- [16] WU S, WEI X. Mechanical interaction between a canopy opener and rice stalks based on the transient dynamic analysis[J]. Biosystems Engineering, 2019, 178: 256 – 263.
- [17] 李洪昌, 李耀明, 唐忠, 等. 风筛式清选装置振动筛上物料运动 CFD – DEM 数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 79 – 84.
- LI Hongchang, LI Yaoming, TANG Zhong, et al. Numerical simulation of material motion on vibrating screen of air-and-screen cleaning device based on CFD – DEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2): 79 – 84. (in Chinese)
- [18] 刘孟楠, 李书苑, 徐立友, 等. 拖拉机双向耦合电驱动系统设计与性能分析[J]. 农业机械学报, 2022, 53(4): 423 – 431, 449.
- LIU Mengnan, LI Shuyuan, XU Liyou, et al. Design and performance analysis of tractor bidirectional coupling electric drive system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(4): 423 – 431, 449. (in Chinese)
- [19] DEBELLA C L, CITTADIN C C, ARNDT M, et al. Transient dynamic analysis of bars and trusses by the adaptive generalized finite element method[J]. Engineering Computations, 2019, 37(3): 789 – 821.
- [20] PARK G J, KANG B S. Validation of a structural optimization algorithm transforming dynamic loads into equivalent static loads[J]. Journal of Optimization Theory and Applications, 2003, 118: 191 – 200.
- [21] KIM D H, JUNG K H, KIM D J, et al. Improving pedestrian safety via the optimization of composite hood structures for automobiles based on the equivalent static load method[J]. Composite Structures, 2017, 176: 780 – 789.
- [22] 刘宇, 朱成章, 尹剑, 等. 基于等效静态载荷法的平衡吊臂架结构优化[J]. 中国工程机械学报, 2020, 18(2): 159 – 164.
- LIU Yu, ZHU Chengzhang, YIN Jian, et al. Optimization of balance boom structure based on equivalent static load method[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2020, 18(2): 159 – 164. (in Chinese)
- [23] 刘英杰, 胡强, 赵新明, 等. 汽车发动机连接支架拓扑优化及增材制造研究[J]. 中国机械工程, 2023, 34(18): 2238 – 2247, 2267.
- LIU Yingjie, HU Qiang, ZHAO Xinming, et al. Research on topology optimization and additive manufacturing of automotive engine connection brackets[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(18): 2238 – 2247, 2267. (in Chinese)
- [24] 贾连辉, 李晓科, 袁文征, 等. 基于拓扑优化和 Kriging 模型的前中盾结构轻量化设计[J]. 中国机械工程, 2022, 33(23): 2888 – 2897.
- JIA Lianhui, LI Xiaoke, YUAN Wenzheng, et al. Lightweight design of front and middle shield structures based on topology optimization and Kriging model[J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(23): 2888 – 2897. (in Chinese)
- [25] 宁晓斌, 刘亚冉, 李颀, 等. 基于拓扑优化方法的大型液压挖掘机斗杆杆新型结构[J]. 中国机械工程, 2017, 28(16): 1936 – 1942.
- NING Xiaobin, LIU Yaran, LI Jie, et al. New stick structures of large hydraulic excavators using topology optimization method[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(16): 1936 – 1942. (in Chinese)
- [26] FRANK C. Current trends in automotive lightweighting strategies and materials[J]. Materials, 2021, 14(21): 6631.
- [27] 赵匀, 黄节泵, 张玮炜, 等. 旋转式水稻插秧机移箱机构耐磨损设计[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 58 – 62.
- ZHAO Yun, HUANG Jiepeng, ZHANG Weiwei, et al. Design of wear-resistance seeding feeder mechanism of rotary rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 58 – 62. (in Chinese)
- [28] MA Z, ZHANG Z, ZHANG Z, et al. Durable testing and analysis of a cleaning sieve based on vibration and strain signals[J]. Agriculture, 2023, 13(12): 22 – 32.