

四层筛式花椒筛选机设计与试验

郭关柱¹ 张易楷¹ 罗亚南¹ 毛韦迪²

(1. 云南农业大学机电工程学院, 昆明 650201; 2. 云南朝展农业科技发展有限公司, 昆明 650504)

摘要: 针对二层及三层筛式花椒筛选机筛选摆动频率、筛净率及筛选效率低等问题, 设计了四层筛式花椒筛选机, 利用顶层筛与第2层筛连接、第3层筛与底层筛连接, 两套连接装置由偏心轮驱动和连杆牵引摆动时互为反向运动, 从而减小摆动不平衡力矩, 提升筛选最高摆动频率。开展了整机结构与关键部件设计, 机架及四层筛的振动模态仿真, 分析了机架与筛面稳定性、摆动机构参数、筛面倾角与摆角, 进行了筛选稳定性和筛选性能试验。结果表明: 筛选机机架、顶层筛、第2层筛、第3层筛和底层筛的1阶振动频率分别为9.7、9.9、11.7、9.3、9.4 Hz, 整机固有振动频率约为11.8 Hz; 筛选频率越高则最大喂入量和筛选效率越大; 筛选机摆角为2.77°、顶层及底层筛倾角分别为6.95°和8.12°时, 最优筛选频率为9.0 Hz, 最大喂入量达792 kg/h, 筛选效率为559 kg/h, 花椒壳筛净率和损失率分别为98.1%和3.1%, 花椒籽筛净率和损失率分别为94.1%和4.2%。

关键词: 花椒筛选机; 四层筛; 振动频率; 筛净率; 筛选效率

中图分类号: TH113.2; S226.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)12-0203-09 **OSID:** 

Design and Experiment of Four-layer Sieve Plate Type Zanthoxylum Screening Machine

GUO Guanzhu¹ ZHANG Yikai¹ LUO Ya'nan¹ MAO Weidi²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Yunnan Agricultural University, Kunming 650201, China
2. Yunnan Zhaozhan Agricultural Science and Technology Development Co., Ltd., Kunming 650504, China)

Abstract: In view of the problems of low screening swing frequency, low screening rate and low screening efficiency of the two-layer and three-layer screen-type zanthoxylum screening machines, a four-layer sieve type zanthoxylum screening machine was designed. The top sieve was connected with the second sieve, the third sieve was connected with the bottom sieve. The two sets of connecting devices driven by the eccentric wheel and pulled by the connecting rod moved in opposite directions when swinging, thereby reducing the swing unbalanced moment and improving the screening of the highest swing frequency. And the design of the whole machine structure and key components was carried out. The vibration modal simulation of the frame and the four-layer screen was carried out. The stability of the frame and the screen surface, the parameters of the swing mechanism, the inclination angle and the swing angle of the screen surface were analyzed. The screening stability and screening performance were tested. The results showed that the first-order vibration frequencies of the frame, top screen, second screen, third layer and bottom screen of the screening machine were 9.7 Hz, 9.9 Hz, 11.7 Hz, 9.3 Hz and 9.4 Hz, respectively. The natural vibration frequency of the whole machine was about 11.8 Hz. The higher the screening frequency was, the greater the maximum feeding amount and screening efficiency were. When the swing angle of the screening machine was 2.77°, the inclination angles of the top and bottom screens were 6.95° and 8.12°, respectively. The optimal screening frequency was 9.0 Hz. The maximum feeding amount of screening was 792 kg/h, and the screening efficiency was 559 kg/h, and the net rate and loss rate of zanthoxylum shells were 98.1% and 3.1%, respectively. The net rate and loss rate of zanthoxylum seeds were 94.1% and 4.2%, respectively.

Key words: zanthoxylum screening machine; four-layer screen; vibration frequency; screen cleanliness; screening efficiency

0 引言

花椒是应用较广的调味品,我国云南、重庆和陕西等地具有悠久的种植历史,2021 年仅云南种植花椒面积就达 $1.5 \times 10^6 \text{ hm}^2$ 、总产量 $8.8 \times 10^4 \text{ t}^{[1]}$ 。花椒采取山地种植导致了分散的产地初加工模式。成熟的花椒连带细枝粗叶采收后,需即时进行干燥→打碎→筛选→分装等产地初加工工序。筛选作为关键工序,需分别将花椒壳和花椒籽从细梗碎叶和粗大枝叶的混合物中筛选出来,筛选效率和筛净率对工序效能和产品品质具有重要影响。

筛分装置原理与方法方面,刘晓飞等^[2]基于综合平衡法,研究了三自由度筛选装置,得出筛面宽度方向的振幅对筛分速度影响最大,风速对含杂率影响最大的结论;王立军等^[3]和丁振军^[4]基于颗粒非线性跳动理论,研究了平面往复、三移动一摆动及三移动两转动振动筛筛板的可行性与合理性;邓嘉鸣等^[5]提出了浅凹坑型、波浪型等非平面筛面的多维透筛原理并验证了其可行性;WEI 等^[6]和张敏等^[7]建立了最大冲击加速度和振动幅度之间的数学关系,通过响应面建立分离筛的振动频率和运行速度,试验证明提出的模型能够反映损失率和分离性能;LIU 等^[8]采用虚拟装配技术提高装配质量和效率,建立了虚拟样机模型,实现了振动环境下筛分状况模拟。

振动筛模态方面,卢峻达等^[9]利用有限元仿真分析方法,分析了 BF142 型刨花振动筛模态及瞬态动力学,结果表明振动筛工作频率避开振动筛固有频率后,工作过程中不会发生共振现象;张涛等^[10]开展了刨花振动筛运转工况下主结构振动应变测试与分析,发现振动筛结构加大和振动强度提高后,会出现工作频率低、动态平衡性差和疲劳寿命短等问题;沈高飞等^[11]采用模态分析方法,获得振动筛固有频率、阻尼比和振型等模态参数,分析出振动筛结构存在问题;祝兆帅等^[12]对斜齿对辊挤压式杏核破壳装置的破壳压辊进行了模态分析,得到破壳辊最低阶固有频率为 17.3 Hz,远大于工况激励频率 5.8 ~ 7.5 Hz,不会产生共振。

近年来,兼顾筛选效率与筛选质量,提升筛选装置的疲劳寿命,成为筛选机械主要发展方向^[13-15]。就花椒筛选而言,分散式加工要求筛选机械体积小和质量轻,技术实现难度大。随着小型筛选机技术进步,适宜分散式使用的二层或三层筛集成式花椒筛选机得到发展,基于偏心振动原理,每层筛筛选一种杂质,筛选摆动频率为 4 ~ 5 Hz,筛净率和筛选效率为 70% 和 200 kg/h。受筛面层数和摆动不平衡

性限制,二层或三层筛式花椒筛选机难于提高筛选效率和筛净率。

针对花椒筛选实际需求,从筛选机构稳定性、筛板层数与结构形式方面入手,文献[16-17]设计了一种四层筛式花椒筛选机,利用每层筛筛选一种粒度物质来提高筛净率,顶层筛与第 2 层筛连接、第 3 层筛与底层筛连接,2 套连接装置由偏心轮驱动和连杆牵引摆动时互为反向运动,减小摆动不平衡力矩,提升筛选最高摆动频率。本文基于整机结构与筛选工作原理,确定关键部件结构与设计参数,开展筛选机的稳定性及筛选性能试验。

1 筛选工作原理

四层筛式花椒筛选机的筛选工作原理如图 1 所示。偏心轮旋转带动上连杆和下连杆往复运动,连杆推拉筛板摆动,筛板绕悬挂摆杆的支点进行摆动运动,摆动幅度由连杆往复运动距离决定。由于上连杆和下连杆与偏心轮连接处分别位于最大偏心距正反 2 个方向,使得顶层筛和第 2 层筛的摆动方向与第 3 层筛和底层筛正好相反,从而达到筛选装置自身摆动平衡的目的。

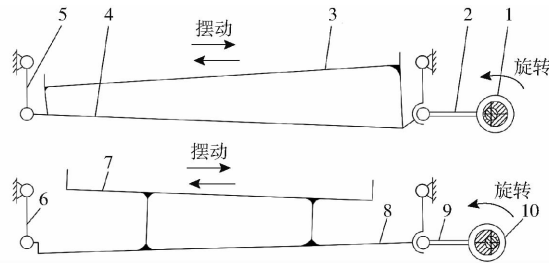


图 1 筛选机构原理图

Fig. 1 Schematic of screening mechanism

1、10. 偏心轮 2. 上连杆 3. 顶层筛 4. 第 2 层筛 5. 上悬挂摆杆 6. 下悬挂摆杆 7. 第 3 层筛 8. 底层筛 9. 下连杆

花椒筛选目的是获得洁净的花椒壳和花椒籽,四层筛式花椒筛选机工作时,花椒混合物由落料位置进入顶层筛,按图 2 所示的花椒筛选运动路线来筛选。顶层筛用于筛选出混合物中粗大枝叶,第 2 层筛将花椒壳筛出移至底层筛面,第 3 层筛筛出花椒籽并将其中细梗碎叶移走,底层筛筛除花椒壳中细梗碎叶,从而获得洁净的花椒壳。根据不同品种花椒干燥后花椒壳和花椒籽粒径变化,每层筛筛孔尺寸需作适应性调整。

2 整机结构与关键部件设计

2.1 筛选机总体结构

四层筛式花椒筛选机主要由机架、摆动装置和筛分装置组成,如图 3 所示。其中摆动装置主要由偏心轮轴、上连杆、上悬挂摆杆、下连杆、下悬挂摆杆

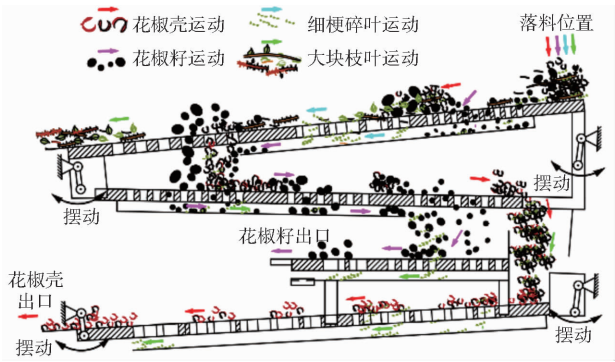


图 2 花椒筛选运动路线图

Fig. 2 Schematic of screening movement of zanthoxylum

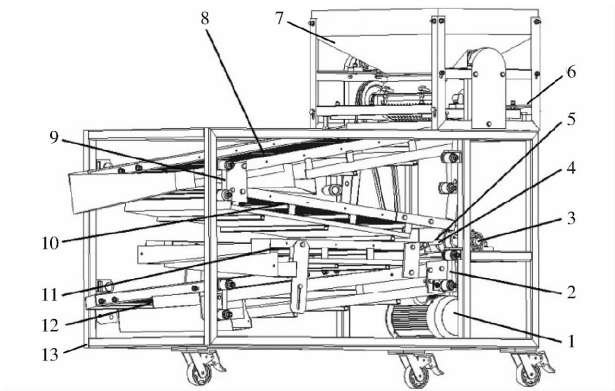


图 3 花椒筛选机结构示意图

Fig. 3 Schematic of zanthoxylum screening machine

1. 电机 2. 下悬挂摆杆 3. 偏心轮轴 4. 下连杆 5. 上连杆
6. 进料调整板 7. 打碎给料舱 8. 顶层筛 9. 上悬挂摆杆
10. 第 2 层筛 11. 第 3 层筛 12. 底层筛 13. 机架

等构成;筛分装置主要由顶层筛、第 2 层筛、第 3 层筛和底层筛等组成。顶层筛与第 2 层筛连接,由上摆杆悬挂到机架上,经上连杆与偏心轮连接;第 3 层筛与底层筛连接,通过下摆杆悬挂到机架上,由下连杆与偏心轮连接。

2.2 机架设计与稳定性分析

2.2.1 机架结构参数设计

筛选机机架用于安装固定偏心轮、连杆、悬挂摆杆、筛面、打碎给料舱及电机等部件。花椒筛选时,筛选机构摆动会对机架形成冲击,造成筛面抖动从而会影响筛选性能,解决措施是提高机架刚度和固有振动频率。

从提高刚度和限制质量角度考虑,机架选用壁厚 4 mm,截面 40 mm × 40 mm 方形管,材质为 Q235 钢,为实现各部件安装固定,机架由 20 根方形管焊接构成。筛选机需人工搬运进出房间,受房间门宽度限制,机架宽度应不超出 900 mm,设计取 845 mm。

机架长度和高度增加,有利于筛选装置和筛面布置,但会降低刚度和增加质量。为实现偏心轮、悬挂摆杆、连杆机构、筛板和电机等安装,经反复修改

核算,确定机架长度和高度分别为 1 745 mm 和 900 mm。距机架左侧长和高均为 400 mm 处,焊接固定筛选摆动机构的两根纵梁和横向支撑平台,机架底部安装 3 个可自锁支撑滚轮。筛选机机架结构如图 4 所示,机架自身质量为 90 kg,符合设计需求。

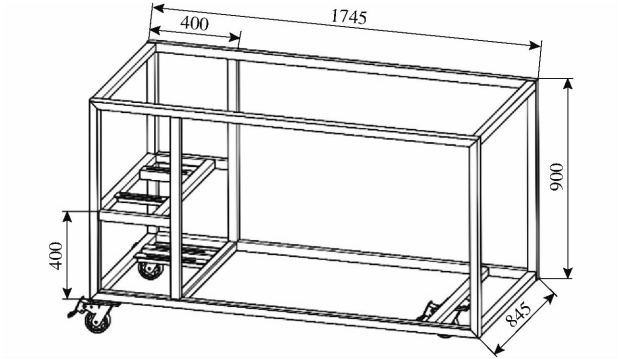


图 4 筛选机机架结构图

Fig. 4 Schematic of rack of screening machine

2.2.2 机架振动模态仿真分析

利用 NX 10.0 软件对筛选机机架进行三维建模,将三维模型导入到 ANSYS 软件分析机架模态频率特性。采用四面体实体单元的补丁适形算法进行网格划分,将机架划分为 40 473 个单元和 82 476 个节点。机架材料为 Q235 钢,弹性模量为 207 GPa,泊松比为 0.29,密度为 7 850 kg/m³。

分析机架振动模态,分别获得 1、2、3、4 阶振型,机架的 1 阶振动频率约为 9.7 Hz,2 阶振动频率约为 11.6 Hz,3 阶振动频率约为 29.8 Hz,4 阶振动频率约为 27.7 Hz。筛选机构摆动频率与机架 1、2 阶振动频率较为接近,图 5 为机架 1 阶和 2 阶振动模态图。

图 5a 中,机架的 1 阶振动频率为 9.646 8 Hz,机架最大变形出现在安装动力装置的另一端。图 5b

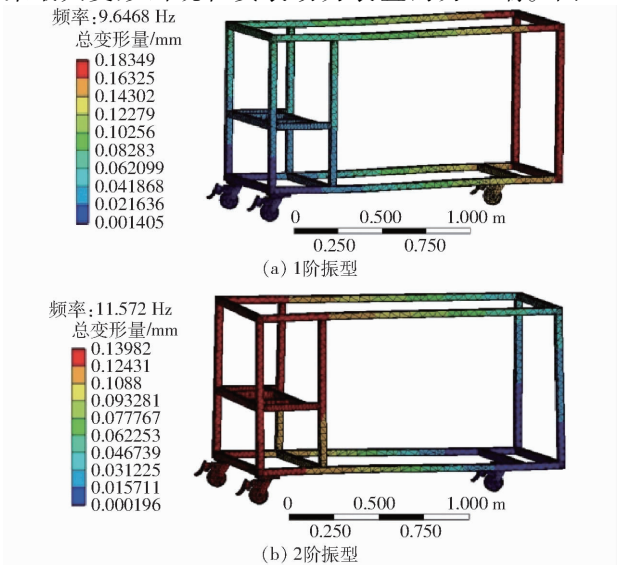


图 5 机架振动模态图

Fig. 5 Vibration modal diagram of screening machine frame

中,机架的 2 阶振动频率为 11.572 Hz,发生 2 阶振动时,机架最大变形出现在安装动力装置一侧。

2.3 筛选摆动机构设计

筛选摆动机构是实现筛选的关键部件,由曲柄摇杆机构和连杆机构组成,如图 6 所示,主要包括偏心轮轴、连杆、连接架及悬挂摆杆等。筛分装置由 4 根悬挂摆杆悬挂在机架上,仅能整体绕悬挂点摆动移动,故摆动机构可视为曲柄摇杆机构。

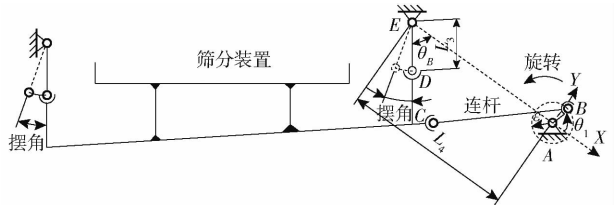


图 6 筛选摆动机构参数分析图

Fig. 6 Parameters analysis diagram of screening swing mechanism

依据曲柄连杆机构运动解析法,得到筛选装置加速度 a 为

$$a = \frac{\left(1 - \frac{\omega_B}{\omega}\right)^2 \cos(\theta_B - \theta_1) + \frac{L_4}{L_3} \cos \theta_1 - \frac{L_4}{\varepsilon} \left(\frac{\omega_B}{\omega}\right)^2 \cos \theta_B}{\frac{L_4}{\varepsilon} \sin \theta_B - \sin(\theta_B - \theta_1)} \omega^2 \varepsilon \quad (1)$$

其中 $\omega_B = \frac{\varepsilon L_4 \sin \theta_1 - \varepsilon L_3 \sin(\theta_B - \theta_1)}{L_3 L_4 \sin \theta_B - \varepsilon L_3 \sin(\theta_B - \theta_1)} \omega$ (2)

- 式中 ω ——偏心轮轴旋转角速度,rad/s
 θ_1 ——偏心轮旋转角,(°)
 ω_B ——筛选装置摆动角速度,rad/s
 ε ——偏心轮偏心距,m
 L_3 ——悬挂摆杆长度,m
 L_4 ——偏心轮轴到悬挂摆杆支点间距离,m
 θ_B ——悬挂摆杆与悬挂支点到偏心轮中心点连线 BE 间夹角,(°)

悬挂摆杆摆幅远小于其长度,摆动加速度起主要作用,离心加速度影响极小,摆动驱动电机功率主要由筛选装置惯性力所决定。故有

$$P = \frac{2\pi n T_B}{i} \quad (3)$$

其中 $T_B = (m_U + m_D) \omega^2 \varepsilon^2 \cos(\omega t)$ (4)

- 式中 m_U ——上部筛选装置质量,kg
 m_D ——下部筛选装置质量,kg
 P ——电机功率,W
 n ——电机转速,r/s
 T_B ——偏心轮轴旋转力矩,N·m
 i ——电机转速与偏心轮轴转速之比

花椒具有分散式种植特点,四层筛式花椒筛选

机单个部件需便于两个人搬运,单个部件最大设计质量不超过 90 kg。考虑筛选机筛选摆动顺畅,估算筛选摆动参数时,上、下部筛选装置质量取值略低于最大质量,为 85 kg。

筛选机需满足单相 220 V 交流电驱动,依据 JB/T 9542 双值电容异步电动机技术条件,确定电机额定转速为 1 500 r/min,为使筛选机能输出最大筛选能力,设计选取该类电机最大功率为 3.0 kW。出于降低噪声和减小振动目的,筛选机驱动电机与偏心轮轴采用 V 带传动连接。防止筛选机构摆动激发机架共振,最大筛选摆动频率应低于机架 1 阶振动频率 9.7 Hz(偏心轮转速 582 r/min),由于安装部件对机架固有振动频率影响,以及试验测试范围需要,考虑机架 2 阶振动频率 11.6 Hz(偏心轮转速 696 r/min),设计取偏心轮最大转速略高于 2 阶振动频率对应转速,为 750 r/min,则带传动传动比为 2。

上述参数代入式(3)、(4),求出偏心轮偏心距为 0.006 04 m,设计取值为 6 mm。

连杆是连接偏心轮与筛分装置的关键部件,相同转速条件下,连杆越长则偏心轮轴旋转形成的离心力越小,但连杆越长承受拉压稳定性越差。偏心轮旋转时,上、下连杆承受的拉压力 F_B 为

$$F_B = \begin{cases} m_U \omega^2 \varepsilon \cos(\omega t) \\ m_D \omega^2 \varepsilon \cos(\omega t) \end{cases} \quad (5)$$

机架相应安装空间内,连杆长度确定为 215 mm。按偏心轮最大转速 750 r/min,依据式(5),连杆承受最大拉压力为 3 320 N。悬挂摆杆长度确定为 125 mm,偏心轮轴到悬挂摆杆悬挂轴心间距离由连杆、悬挂摆杆和筛选装置的安装空间决定,确定为 455 mm。

2.4 筛板设计与振动模态分析

2.4.1 筛孔设计

四层筛式花椒筛选机拟用青花椒开展测试,采摘成熟的云南昭通鲁甸青花椒干燥,从中任意选取 0.5 kg 干花椒,其混合物粒度如图 7 所示,花椒壳粒度分布在 3.5 ~ 6.0 mm,花椒籽粒度主要分布在 2.5 ~ 3.2 mm,花椒叶粒度多为 6.0 ~ 20.0 mm,夹杂部分细小碎叶,花椒梗粒度分布为直径 0.5 ~ 3.0 mm 和长 10 ~ 40 mm 细长状。

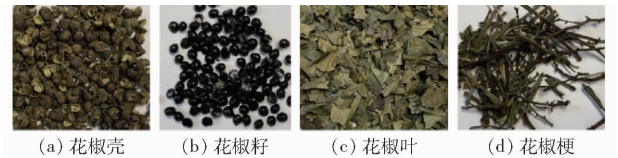


图 7 试验青花椒粒度分布

Fig. 7 Particle size distribution of experimental green zanthoxylum

针对拟筛选花椒形状特征和每层筛功能,顶层筛筛孔设计为直径 7 mm 圆形孔,以利于花椒壳、花椒籽和细碎枝叶快速落至第 2 层筛,将粗大枝叶筛除;第 2 层筛筛孔设计为直径 3.5 mm 圆形孔,孔径与较小粒径花椒壳相当,比较大粒径花椒籽大 0.3 mm,以利于花椒籽掉落到第 3 层筛,防止落入花椒壳影响筛选性能。

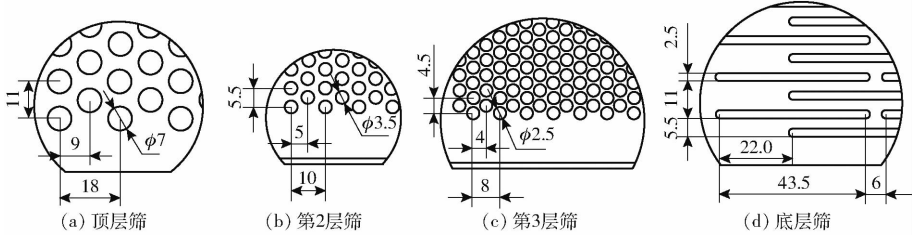


图 8 四层筛板筛孔分布
Fig. 8 Sieve hole distribution diagram of four-layer sieve plate

扣除两侧机架和筛板支撑部分,考虑打碎进料舱底部落料供料宽度,筛面有效宽度设计为 660 mm,筛面板厚度为 1 mm。筛面安装在机架内,依据机架框架内空间和筛选功能需要,确定顶层筛长度为 1 450 mm,第 2 层筛长度为 1 070 mm,第 3 层筛长度为 730 mm,底层筛长度为 1 290 mm。

2.4.2 筛面倾角与摆角设计

筛选机筛选时,物料抛掷运动的理论平均速度,等于单位时间内抛掷运动的相对摆动位移,故有

$$v = \frac{2\pi^2 f}{D} A_0 i_D^2 (\cos\delta + \tan\theta \sin\delta) \tag{6}$$

- 式中 v ——花椒在筛板上运动速度, m/s
 f ——筛板摆动频率, Hz
 D ——抛掷指数 i_D ——抛离系数
 A_0 ——摆动幅度, m
 δ ——抛起时相位角, (°)
 θ ——筛面倾角, (°)

筛选抛起相位角与筛面倾角相关,依据花椒受力平衡(牛顿运动定律),确定筛面倾角应满足

$$\theta \leq \arcsin \frac{1 - 2\mu}{2 \cos \phi_m - 0.17} \tag{7}$$

其中 $\phi_m = \arctan \mu$

式中 μ ——筛面与花椒之间的摩擦因数,取 0.28
 ϕ_m ——最大摩擦角, (°)

筛选时,花椒沿筛板表面做抛掷相对运动,其运动速度取决于筛摆动频率和摆动幅度,为保证花椒在筛面上正常移动,抛掷指数须大于 1。由式(7)确定筛面倾角应不超过 14.51°。依据筛选机偏心距、连杆和悬挂摆杆长度等参数,得到悬挂摆杆摆角为 2.77°。顶层筛的筛选能力决定了筛选效率,由于花椒筛选对筛净率要求高且进料位置不能太高,筛面

花椒籽表面易粘连细梗碎叶,为提高筛选效果,第 3 层筛筛孔直径为 2.5 mm 圆形孔,与较小花椒籽外径相当,利于筛除花椒籽中细梗碎叶。底层筛筛孔为宽度 2.5 mm 和长度 43.5 mm 腰形孔,可将花椒壳中细碎叶及细长梗筛除,从而获得洁净的花椒壳。设计四层筛板筛孔尺寸及分布如图 8 所示。

倾角调整为 6.95°,其摆动方向角为 10.25°,抛起时相位角为 25.00°,抛掷指数为 3.45,抛离系数为 0.92^[18]。考虑筛选机机架及筛面稳定性,筛选摆动频率略低于 1 阶频率,为 9.0 Hz,相关参数代入式(6),得到花椒筛选运动速度为 0.24 m/s。

第 2 层筛面用于落下花椒籽和细梗碎叶,将花椒壳阻挡并移动到底层筛。为保证花椒籽和细梗碎叶能完全落下,调低筛面倾角为 5.23°,则摆动方向角为 1.92°。第 3 层筛面筛除花椒籽中细梗碎叶,花椒籽为规则球形较易运动,调低筛面倾角为 2.43°,则摆动方向角为 5.73°。底层筛面起到筛除花椒壳中细梗碎叶的作用,其细长形筛孔可获得较好筛除效果,筛面倾角调整为 8.12°,筛选摆动方向角为 11.42°。

2.4.3 振动模式仿真

筛板越厚刚度越好,但质量越大。顶层筛与第 2 层筛连接,第 3 层筛与底层筛连接,基于拆装和搬运需要控制部件质量不超过 90 kg。综合权衡刚度与质量,确定筛板厚度为 1.0 mm,由此,设计出的顶层与第 2 层筛连接后质量为 88 kg,第 3 层筛与底层筛连接后质量 80 kg。

筛面振动会影响筛选性能。利用 NX 10.0 软件对筛板进行三维建模,将三维模型导入到 ANSYS 软件分析筛面模态频率特性,分析筛面受激稳定性。采用四面体实体单元的补丁适形算法进行网格划分,将顶层筛筛板网格划分为 431 015 个单元及 1 046 111 个节点,第 2 层筛筛板网格划分为 712 151 个单元和 1 673 021 个节点,第 3 层筛筛板网格划分为 942 318 个单元和 2 172 806 个节点,底层筛筛板网格划分为 211 687 个单元和 515 200 个节点。筛板材料选用 Q235 钢。

分析四层筛振动模态,获得顶层筛的1、2、3、4阶振型振动频率分别为9.9、15.9、21.6、23.4 Hz;第2层筛1、2、3、4阶振型振动频率分别为11.7、16.0、19.8、28.0 Hz;第3层筛1、2、3、4阶振型振动频率

则为9.3、14.3、24.3、25.1 Hz;底层筛1、2、3、4阶振型振动频率则为9.4、14.0、21.6、22.8 Hz。上述分析表明,影响筛面稳定性主要是1阶和2阶振型,3阶和4阶振型频率较高,影响较小。图9为四层筛

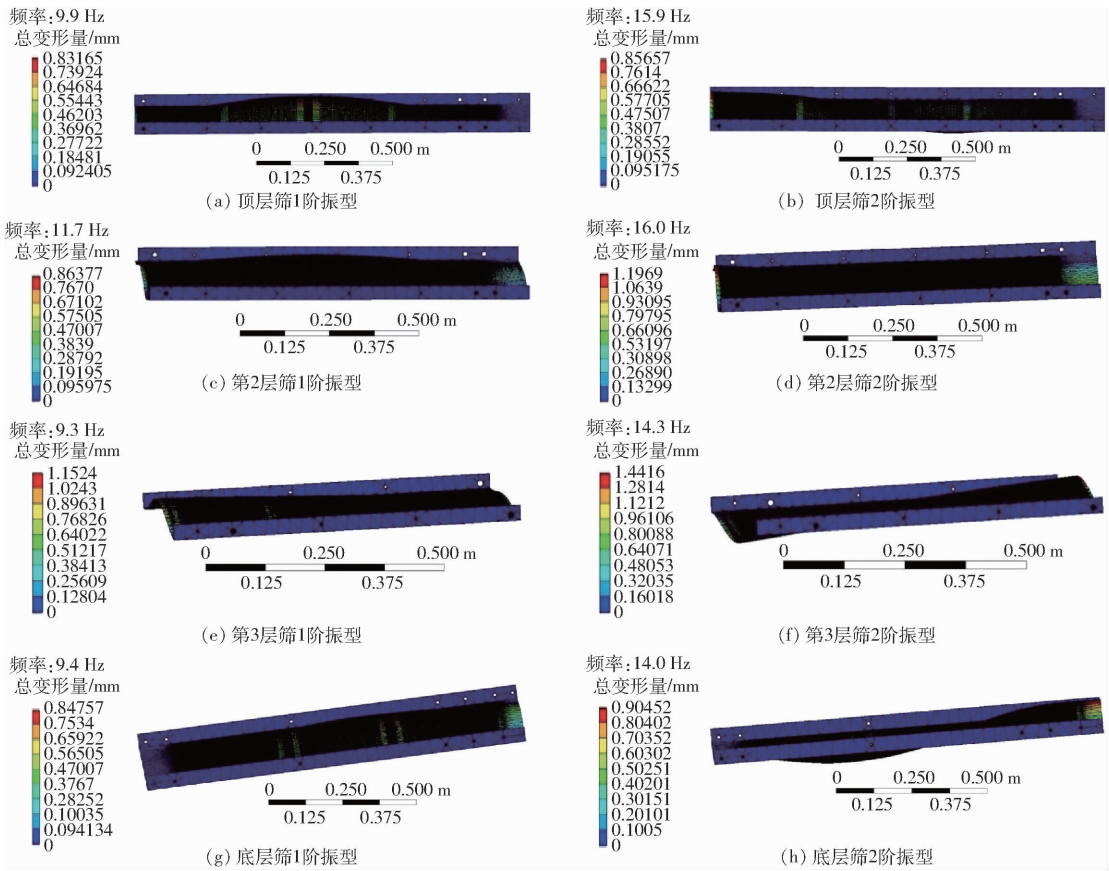


图9 四层筛振动模态图

Fig. 9 Vibration modal diagram of four-layer sieve plate

的1、2阶振动模态图。

顶层筛1阶振动频率为9.9 Hz,筛面最大变形出现在正中部(图9a);顶层筛2阶振动频率为15.9 Hz,筛面最大变形出现在左侧(图9b)。

第2层筛1阶振动频率为11.7 Hz,筛面最大变形出现在右侧(图9c);第2层筛2阶振动频率为16.0 Hz,筛面最大变形出现在右侧(图9d)。

第3层筛1阶振动频率为9.3 Hz,筛面最大变形出现在左侧(图9e);第3层筛2阶振动频率为14.3 Hz,筛面最大变形出现在右侧(图9f)。

底层筛1阶振动频率为9.4 Hz,筛面最大变形出现在右侧(图9g);底层筛2阶振动频率为14.0 Hz,筛面最大变形出现在右侧(图9h)。

3 试验

3.1 试验装置

四层筛式花椒筛选机总质量为380 kg,如图10所示,单向加速度计和三向加速度计分别安装在筛面测试位置,传感器与数据采集仪连接,采集数据进

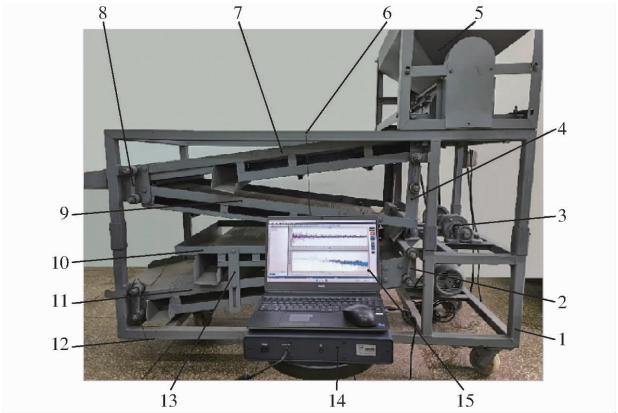


图10 花椒筛选机筛选性能试验装置

Fig. 10 Screening performance test chart of zanthoxylum screening machine

- 1. 机架 2. 下摆杆 3. 偏心轮 4. 下连杆 5. 打碎给料舱 6. 上连杆 7. 三向加速度计 8. 顶层筛 9. 上摆杆 10. 第2层筛 11. 第3层筛 12. 底层筛 13. 单向加速度计 14. 数据采集仪 15. 测试计算机

入数据分析仪。动态运行工况下,测试花椒筛选机机体及筛板的筛选振动频率等振动特性,分析筛选机不同的振动频率特性和机架运行稳定性及其筛选

性能^[19-20]。

3.2 筛选稳定性试验

3.2.1 试验方法

四层筛式花椒筛选机处于正常状态,筛选相关参数调定如下:摆角为 2.77°,顶层、第 2 层、第 3 层和底层筛面倾角分别为 6.95°、5.23°、2.43°和 8.12°,摆动方向角分别为 10.25°、1.92°、5.73°和 11.42°。

前述分析已知,供电频率 50.0 Hz 时,电机额定转速 1 500 r/min,偏心轮转速为 750 r/min,筛选摆动频率为 12.5 Hz。对比已有花椒筛选机的摆动频率 5.0 Hz,四层筛式花椒筛选机摆动频率应高于已有花椒筛选机,故确定摆动频率试验范围为 6.0 ~ 12.5 Hz,电机供电频率与转速成正比,由此得到电机供电频率为 16.0 ~ 50.0 Hz。

试验时,供电频率由 24.0 Hz 开始逐渐提高,通过增大电机旋转速度来提升偏心轮轴转速,增加筛选机构摆动频率。由筛选机筛板布置的加速度计测试筛面不同摆动频率时的摆动加速度,观察并记录摆动频率和加速度幅值等参数。

3.2.2 试验结果

筛选摆动频率增加到 8.8、9.0、11.6、11.8 Hz 时,筛选装置摆动加速度如图 11 所示。

图 11a 中,筛选摆动频率为 8.8 Hz,筛面振动能量分布集中于频率分别为 8.8、108.0、216.0 Hz 附近,其最大振动加速度达到 10.8、7.3、9.4 m/s²。

图 11b 中,筛选摆动频率为 9.0 Hz,筛面振动能量分布集中于频率分别为 9.0、112.0、224.0 Hz 处,其最大振动加速度达到 13.3、9.4、7.4 m/s²。

图 11c 中,筛选摆动频率为 11.6 Hz,筛面振动

能量主要集中于频率 11.6 Hz 处,其最大振动加速度达到 24.9 m/s²,在频率 32.0、216.0 Hz 附近,其最大振动加速度 2.1、1.8 m/s²。

图 11d 中,筛选摆动频率为 11.8 Hz,筛面振动能量分布集中于频率分别为 11.6、20.0、114.0、164.0、192.0、216.0、226.0、252.0、295.0 Hz 处,其最大振动加速度达到 26.4、16.2、6.4、6.6、8.2、7.6、6.7、5.5、10.0 m/s²。

3.2.3 结果分析

从图 11 可以看出,筛选摆动频率的稳定范围为 9.0 ~ 11.6 Hz。在此期间,筛面振动能量集中于摆动频率附近,筛选摆动较为平稳。

摆动频率低于 9.0 Hz 或高于 11.6 Hz 时,筛选装置左右往复摆动平稳性差,高频振动加速度与摆动频率附近加速度较为接近,筛面摆动不平稳,难于获得稳定的筛选性能。

摆动频率为 11.8 Hz 时,从低频到高频期间,振动加速度均较高,呈现出典型的共振现象。前述模态分析表明,机架的 2 阶振动频率为 11.6 Hz,第 2 层筛的 1 阶振型振动频率为 11.7 Hz,接近于筛选摆动机构的激振频率。考虑理论仿真分析存在一定误差,整机固有频率应为 11.8 Hz。

3.3 筛选性能试验

3.3.1 试验条件

筛选性能测试用花椒为云南省昭通市鲁甸产青花椒,取 2.000 kg 干花椒,将其放入烤箱,加热至 120℃干燥 1 h,测量干燥后质量为 1.848 kg。花椒干燥前后质量差除以花椒干燥前质量,得到花椒含水率为 7.6%。

按质量分数统计试验测试用青花椒,其中,花椒

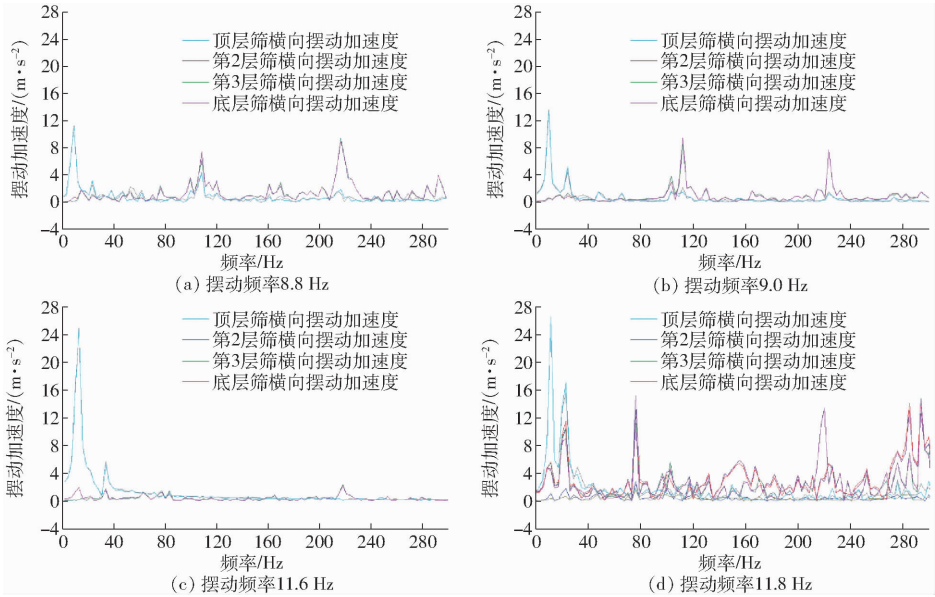


图 11 筛面摆动测试结果

Fig. 11 Oscillation test results of machine sieve plate

壳占比为 38.4%,花椒籽占比为 24.3%,花椒枝梗占比为 17.1%,花椒叶占比为 20.2%。花椒壳粒度分布方面,小于 3.5 mm 花椒壳占比为 3.0%,3.5 ~ 4.0 mm 花椒壳占比为 9.4%,4.0 ~ 6.0 mm 花椒壳占比为 87.6%。花椒籽粒度分布方面,2.6 ~ 2.8 mm 花椒籽占比为 24.4%,2.8 ~ 3.0 mm 花椒籽占比为 47.2%,3.0 ~ 3.5 mm 花椒籽占比为 28.4%。

花椒筛选机试验调定相关参数:摆角为 2.77°,顶层、第 2 层、第 3 层和底层筛面倾角分别为 6.95°、5.23°、2.43°和 8.12°,摆动方向角分别为 10.25°、1.92°、5.73°和 11.42°。

3.3.2 试验与计算方法

花椒混合物放入打碎給料舱,调整进料调整板控制花椒混合物落入顶层筛的间隙宽度,不断增加间隙宽度,观察花椒混合物在顶层筛面的移动,测量单位时间落入顶层筛花椒刚好能全部实现筛选而不堵塞的最大量,即为最大喂入量。最大喂入量 ζ_M 为

$$\zeta_M = \frac{u_1 - u_2}{\rho \Delta t} \tag{8}$$

式中 u_1 ——打碎給料舱内初始花椒体积,m³
 u_2 ——打碎給料舱内剩余花椒体积,m³
 ρ ——花椒混合物堆积密度,kg/m³
 Δt ——筛选时间,h

由低至高选取筛选装置典型摆动频率,不同摆动频率条件下,测试筛选效率、筛净率和筛选损失率。筛选效率为单位时间内筛出花椒壳和花椒籽质量,以筛出花椒壳及花椒籽质量与筛选时间之比来计算。其中花椒籽粒筛净率 ψ_1 和籽粒损失率 ψ_2 为

$$\psi_1 = \left(1 - \frac{m_0 - m_1}{m_0}\right) \times 100\% \tag{9}$$

$$\psi_2 = \frac{m_2 - m_1}{m_2} \times 100\% \tag{10}$$

式中 m_0 ——筛选后收集到花椒籽粒脱出物质量,kg
 m_1 ——筛选后收集到筛出花椒籽粒质量,kg
 m_2 ——喂入物料中花椒籽粒质量,kg

试验采用视屏拍摄来测试分析花椒筛选运动速度,用称量法来测量筛选前后各物料质量,分析筛选效果和性能。

3.3.3 试验结果

选取前面分析较为典型筛选频率,实施筛选性能试验。花椒混合物经过筛选后,被筛分为花椒壳、花椒籽、花椒叶、细梗碎叶和花椒枝。筛选频率为 9.0 Hz 时,花椒混合物筛选前后如图 12 所示。

筛选频率分别为 6.4、8.0、9.0、10.0、11.0、11.6 Hz 时,最大喂入量、筛选效率、筛净率和损失

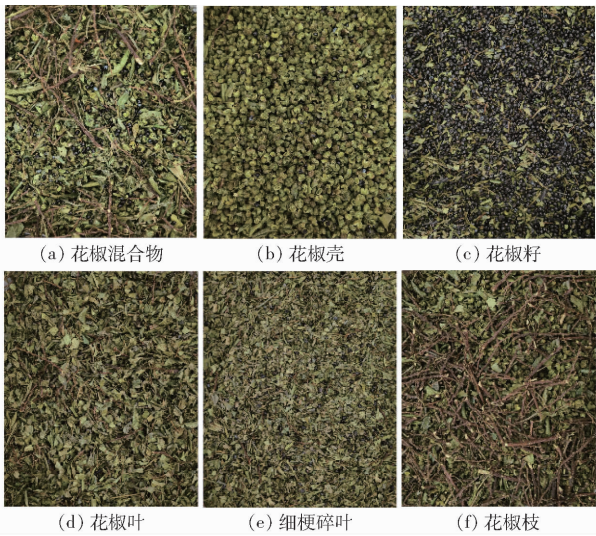


图 12 花椒筛选前后图像

Fig. 12 Images before and after zanthoxylum screening
率测试结果如表 1 所示。

表 1 花椒筛选性能试验结果

Tab.1 Results of screening performance test of zanthoxylum

筛选 频率/ Hz	最大 喂入量/ (kg·h ⁻¹)	筛选 效率/ (kg·h ⁻¹)	花椒壳		花椒籽	
			筛净 率/%	损失 率/%	筛净 率/%	损失 率/%
6.4	324	229	98.2	2.2	94.8	3.5
8.0	720	508	97.6	2.8	94.2	3.7
9.0	792	559	98.1	3.1	94.1	4.2
10.0	900	635	94.7	12.6	92.5	13.2
11.0	1 044	737	92.5	14.3	91.3	14.4
11.6	1 188	839	92.3	14.5	90.0	15.6

3.3.4 结果分析

由表 1 可知,当筛选频率为 6.4 Hz 时,最大喂入量和筛选效率分别为 324、229 kg/h,花椒壳和花椒籽筛净率分别为 98.2% 和 94.8%,损失率分别为 2.2%、3.5%;筛选频率为 8.0 Hz 时,最大喂入量和筛选效率快速增加到 720、508 kg/h,筛净率和损失率基本不变;筛选频率为 10.0 Hz 时,最大喂入量和筛选效率达到 900、635 kg/h,筛净率有所下降,损失率急剧增大;筛选频率为 11.6 Hz 时,最大喂入量和筛选效率分别为 1 188、839 kg/h,筛净率有所下降,损失率急剧增大。

试验结果表明,筛选摆动频率达到 10.0 Hz 及以上时,花椒壳及花椒籽的损失率随摆动频率提高而急剧增大。结合花椒混合物的组成物粒度分布,以及筛选时掺杂进入花椒枝、细梗碎叶中的花椒壳及花椒籽形态与粒度情况,损失率急剧增大原因,是筛面受激振动加剧,造成部分花椒壳跳动混入花椒枝内,球状花椒籽受到振动磨损后进入细梗碎叶中造成的。

兼顾筛选效率和筛净率条件下,四层筛式花椒筛选机的较优筛选参数如下:筛选频率为 9.0 Hz,筛选最大喂入量达 792 kg/h,筛选效率为 559 kg/h,花椒壳筛净率及损失率分别为 98.1% 和 3.1%,花椒籽筛净率及损失率分别为 94.1% 和 4.2%。针对拟筛选花椒粒度分布,适当调整筛孔孔径,可有效提高筛净率。

4 结论

(1) 针对二层及三层筛式花椒筛选机的筛选摆动频率、筛净率及筛选效率低等问题,设计出四层筛式花椒筛机,顶层与第 2 层筛连接、第 3 层与底层筛连接,且筛选时相互为反向运动的自平衡来减小筛选摆动不平衡惯性力矩,筛选摆动最高频率提升至 11.6 Hz。

(2) 基于四层筛式花椒筛机的整机结构及关键部件参数,开展了机架及四层筛的振动模态仿真,分析了机架与筛面稳定性、摆动机构参数、筛面倾角与摆角。其机架、顶层筛、第 2 层筛、第 3 层和底层筛的 1 阶振动频率分别为 9.7、9.9、11.7、9.3、9.4 Hz,2 阶、3 阶和 4 阶振动模态的固有频率高于 1 阶。

(3) 试验结果表明,四层筛式花椒筛选机整机固有振动频率约为 11.8 Hz,筛选频率越高则最大喂入量及筛选效率越大,筛选频率超过 10.0 Hz 后,筛净率下降,损失率急剧增加。筛选悬挂摆杆摆角为 2.77°、顶层及底层筛倾角分别为 6.95°和 8.12°时,最优筛选频率为 9.0 Hz,筛选最大喂入量为 792 kg/h,筛选效率为 559 kg/h,花椒壳筛净率和损失率分别为 98.1% 和 3.1%,花椒籽筛净率和损失率分别为 94.1% 和 4.2%。

参 考 文 献

[1] 云南省林业和草原局. 云南省“十四五”花椒产业发展规划[R]. 云南省林草局政法处、改革与产业发展处,2022.

[2] 刘晓飞,李耀明,马征,等. 三自由度风筛清选试验研究[J]. 农机化研究,2018,40(6):139-144.
LIU Xiaofei,LI Yaoming,MA Zheng,et al. Experimental study on 3-DOF air and screen cleaning[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2018,40(6):139-144. (in Chinese)

[3] 王立军,崔友强,郑招辉,等. 振动筛不同运动形式对颗粒群筛分的影响[J]. 农业机械学报,2019,50(6):119-129.
WANG Lijun,CUI Youqiang,ZHENG Zhaohui,et al. Effect of different motion forms of vibrating screen on screening of particle group[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(6):119-129. (in Chinese)

[4] 丁振军. 基于筛面运动特性的单颗粒运动规律理论研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2017.
DING Zhenjun. Theoretical research on motion law of a particle based on motion characteristics of screen[D]. Harbin: Northeast Agricultural University,2017. (in Chinese)

[5] 邓嘉鸣,沈惠平,李菊,等. 三维并联振动筛设计与实验[J]. 农业机械学报,2013,44(11):342-346.
DENG Jiaming,SHEN Huiping,LI Ju,et al. Design and experiment for three-dimensional parallel kinematics vibration sieve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(11):342-346. (in Chinese)

[6] WEI Zhongcai,LI Hongwen,MAO Yijin,et al. Experiment and analysis of potato-soil separation based on impact recording technology[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering,2019,12(5):71-80.

[7] 张敏,金诚谦,梁苏宁,等. 风筛选式油菜联合收割机清选机构参数优化与试验[J]. 农业工程学报,2015,31(24):8-15.
ZHANG Min,JIN Chengqian,LIANG Suning,et al. Parameter optimization and experiment on air-screen cleaning device of rapeseed combine harvester[J]. Transactions of the CSAE,2015,31(24):8-15. (in Chinese)

[8] LIU Xinhua,LIU Youhui,LI Qi,et al. Virtual assembly and simulation of vibration sieve based on a human-interface environment[J]. Procedia Engineering,2011,15:2988-2992.

[9] 卢峻达,许林云,杭晓晨,等. 基于有限元法的 BF142 型刨花振动筛结构强度分析[J]. 林业工程学报,2022,7(1):145-152.
LU Junda,XU Linyun,HANG Xiaochen,et al. Structural strength analysis of BF142 particle swing screen based on finite element method[J]. Journal of Forestry Engineering,2022,7(1):145-152. (in Chinese)

[10] 张涛,卢峻达,许林云,等. 刨花振动筛运转工况下主结构振动应变测试与分析[J]. 林业工程学报,2022,7(2):143-150.
ZHANG Tao,LU Junda,XU Linyun,et al. Vibration strain test and analysis of main structure of particle swing screen under operating conditions[J]. Journal of Forestry Engineering,2022,7(2):143-150. (in Chinese)

[11] 沈高飞,陈立. 振动筛振动模态测试及分析[J]. 中国设备工程,2017,37(1):188-190.
SHEN Gaofei,CHEN Li. Modal testing and analysis of vibrating screens[J]. Noise and Vibration Control,2017,37(1):188-190. (in Chinese)

[12] 祝兆帅,张佳喜,杨莉玲,等. 斜齿对辊挤压式杏核破壳装置设计及压辊强度分析[J]. 食品与机械,2021,37(5):115-119.
ZHU Zhaoshuai,ZHANG Jiaxi,YANG Liling,et al. Design of apricot core-breaking device with squeeze-tooth-to-roller and analysis of the strength of pressing roller[J]. Food & Machinery,2021,37(5):115-119. (in Chinese)

197 – 207. (in Chinese)

[14] SEO M G, SHIN H S, TSOURDOS A. Soil moisture retrieval from airborne multispectral and infrared images using convolutional neural network[J]. IFAC-PapersOnLine, 2020, 53(2): 15827 – 15852.

[15] 陶毓汾, 王立祥, 韩仕峰. 中国北方旱农地区水分生产潜力及开发[M]. 北京: 气象出版社, 1993.

[16] QI J, CHEHBOUNI A, HUETE A R, et al. A modified soil adjusted vegetation index[J]. Remote Sensing of Environment, 1994, 48(2): 119 – 126.

[17] GAMON J, SURFUS J. Assessing leaf pigment content and activity with a reflectometer[J]. New Phytol, 1999, 147(1): 105 – 117.

[18] ROUSE J W, HASS R H, SCHELL J A, et al. Monitoring vegetation systems in the great plains with ERTS[J]. NASA Special Publication, 1973, 351: 309 – 317.

[19] RONDEAUX G, STEVEN M, BARET F. Optimization of soil-adjusted vegetaion indices[J]. Remote Sensing of Environment, 1996, 55: 95 – 107.

[20] ROUJEAN J L, BREON F M. Estimating PAR absorbed by vegetation from bidirectional reflectance measurements[J]. Remote Sensing of Environment, 1995, 51(3): 375 – 384.

[21] HUETE A R. A soil-adjusted vegetation index (SAVI)[J]. Remote Sensing of Environment, 1988, 25: 295 – 309.

[22] BIRTH G S, MCVEY G R. Measuring the color of growing turf with a reflectance spectrophotometer[J]. Agronomy Journal, 1968, 60(6): 640 – 643.

[23] 张相文, 赵菊琴. 夏季高温季节猕猴桃三防技术[J]. 山西果树, 2013, 5(5): 18 – 19.
ZHANG Xiangwen, ZHAO Juqin. Three prevention techniques of kiwifruit in summer high temperature season[J]. Shanxi Fruits, 2013, 5(5): 18 – 19. (in Chinese)

[24] CARTER G A. Primary and secondary effects of water content on the spectral reflectance of leaves[J]. American Journal of Botany, 1991, 78: 916 – 924.

[25] ELVANIDI A, KATSOULAS N, FERENTINOS K P, et al. Hyperspectral machine vision as a tool for water stress severity assessment in soilless tomato crop[J]. Biosystems Engineering, 2018, 165: 25 – 35.

[26] KIM Y, GLENN D M, PARK J, et al. Hyperspectral image analysis for water stress detection of apple trees[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2011, 77(2): 155 – 160.

[27] 宋尚伟, 夏国海, 朱道圩, 等. 猕猴桃叶片水分状况及其与耐旱性的关系[J]. 河南农业大学学报, 1998, 32(3): 37 – 41.
SONG Shangwei, XIA Guohai, ZHU Daoxu, et al. Studies on relationship between leaf water status and drought tolerance in actinidia[J]. Journal of Henan Agricultural University, 1998, 32(3): 37 – 41. (in Chinese)

[28] DE JONG S M, ADDINK E A, HOOGENBOOM P, et al. The spectral response of *Buxus sempervirens* to different types of environmental stress—a laboratory experiment[J]. ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing, 2012, 74: 56 – 65.

(上接第 211 页)

[13] 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)

[14] 王乐刚, 张晓辉, 冷峻, 等. 谷物联合收获机清选装置疲劳寿命分析[J]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 282 – 287.
WANG Legang, ZHANG Xiaohui, LENG Jun, et al. Fatigue life analysis of grain combine harvester cleaning device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 282 – 287. (in Chinese)

[15] 王立军, 宋良来, 冯鑫, 等. 谷物联合收获机筛分装置研究现状与发展分析[J]. 农业机械学报, 2021, 52(6): 1 – 16.
WANG Lijun, SONG Lianglai, FENG Xin, et al. Research state and developing analysis of screening device of grain combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(6): 1 – 16. (in Chinese)

[16] 郭关柱, 罗亚南, 毛韦迪, 等. 一种新型花椒筛选机: ZL202023212739. 9[P]. 2021 – 11 – 09.

[17] 郭关柱, 罗亚南, 毛韦迪, 等. 一种集成打碎与风选功能的花椒筛选机: ZL202011577609. 7[P]. 2021 – 04 – 06.

[18] 腾云楠. 若干振动机械系统的振动摩擦动力学特性及实验研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2011.
TENG Yunnan. Study on vibration friction dynamic characteristics and experiments of some vibrating machine systems[D]. Shenyang: Northeastern University, 2011. (in Chinese)

[19] 王永岩, 张则荣. 振动筛试验模型和原型相似试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 101 – 105.
WANG Yongyan, ZHANG Zerong. Similar experimental study of test model and prototype of vibrating screen[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(5): 101 – 105. (in Chinese)

[20] 盛夏夏. 三自由度驰张筛的设计与试验[D]. 合肥: 安徽理工大学, 2020.
SHENG Xiaxia. Design and experiment of three degrees of freedom flip-flow screen[D]. Hefei: Anhui University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)