doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.18.022

核桃组合式主干柔性夹持振动采摘臂设计与试验

靳文停[1,2]　赵金辉[1]　刘立晶[1]　庄腾飞[1]　赵恩龙[1]　孙　珊[1]

(1. 中国农业机械化科学研究院集团有限公司, 北京 100083; 2. 河北石油职业技术大学, 承德 067000)

摘要: 针对当前平板式夹持机构因封闭性差、夹持力与主干直径不匹配,造成落果率低和树皮易损伤等问题,本文设计了一种“夹持力可控、平板定夹与浮动 V 形动夹”的组合式主干柔性夹持振动采摘臂。基于自走式振动采摘机作业原理,对采摘臂激振机构和夹持机构等关键部件进行设计,通过单因素柔性夹持振动采摘试验,确定柔性垫块为硬度 60 HD 和宽度 11 cm 的硅胶材质。通过建立核桃枝条-果柄-果实动力学模型和果实脱落理论条件,得到影响核桃振动脱落的主要因素为核桃自身性质、激振频率、夹持高度和激振时间。以落果率和含水率变化率开展三因素三水平正交组合核桃果园振动采摘试验。试验结果表明,安装组合式主干柔性夹持振动采摘臂的核桃采摘机,面向主干直径为[14,17) cm 的核桃树振动采摘最佳作业参数为激振频率 25 Hz、夹持高度 110 cm、激振时间 20 s。在最佳作业参数下开展组合式与平板式对比试验,试验结果表明,组合式落果率、树皮擦伤率和撕裂率分别为 91.70% ±0.74% 、5% 和 0%,相较平板式落果率提升 5.11 个百分点、树皮擦伤率和撕裂率分别下降 10 个百分点和 5 个百分点,有效提升自走式核桃采摘机作业性能。

关键词: 核桃; 柔性垫块; 夹持机构; 振动采摘; 正交试验

中图分类号: S225.93　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2026)18-0258-13　　**OSID**:

Design and Test of Combined Main Stem Flexible Clamping Vibratory Picking Arm for Walnuts

Jin Wenting[1,2]　Zhao Jinhui[1]　Liu Lijing[1]　Zhuang Tengfei[1]　Zhao Enlong[1]　Sun Shan[1]

(1. *Chinese Academy of Agricultural Mechanization Science Group Co., Ltd., Beijing* 100083, *China*
2. *Hebei Petroleum University of Technology*, *Chengde* 067000, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of low fruit drop rate and easy bark damage caused by the current flat plate clamping mechanism due to poor closure and mismatch between clamping force and trunk diameter, a combined trunk flexible clamping vibratory picking arm with controllable clamping force, flat plate fixed clamping and floating V-type movable clamping was designed. Based on the operating principle of the self-propelled vibratory picker, key components such as the excitation mechanism and clamping mechanism of the picking arm were designed, and through the one-factor flexible clamping vibratory picking test, it was determined that the flexible cushion was made of silica gel with a hardness of 60 HD and a width of 11 cm. Through the establishment of walnut branch - stalk - fruit kinetic model and theoretical conditions of fruit drop, the main factors affecting the vibration drop of walnuts were obtained as the nature of the walnuts themselves, the excitation frequency, clamping height and excitation time. The three-factor and three-level orthogonal combination walnut orchard vibration picking test was carried out with the fruit drop rate and moisture change rate, and the test results showed that the optimal operating parameters of the walnut picker installed with the combined trunk flexible clamping vibration picking arm, facing the walnut tree with the trunk diameter of [14,17) cm, were excitation frequency of 25 Hz, clamping height of 110 cm, and the excitation time of 20 s. Under the optimal operating parameters, a comparison test between the combined type and the flatbed type was conducted, and the test results showed that the combined type dropped fruit rate, bark abrasion rate and tear rate were 91.70% ±0.74%, 5% and 0%, respectively, compared with the flatbed type, the dropped fruit rate

收稿日期: 2024-10-28　修回日期: 2024-12-02

基金项目: 中国机械工业集团有限公司青年科技基金项目(QNJJ-PY-2022-24)

作者简介: 靳文停(1996—),男,博士生,河北石油职业技术大学讲师,主要从事农业机械装备及关键技术研究,E-mail: 198053043@stu.jmsu.edu.cn

通信作者: 刘立晶(1976—),女,研究员,博士生导师,主要从事农业机械装备及关键技术研究,E-mail: xyliulj@sina.com

was increased by 5.11 percentage point, and the bark abrasion rate and tear rate was decreased by 10 percentage point and 5 percentage point, respectively, which effectively enhanced the operational performance of the self-propelled walnut picking machine.

Key words: walnut; flexible matting; clamping mechanism; vibratory picking; orthogonal test

0　引言

中国为核桃原产地之一，在四川、云南和新疆等20多个省(区、市)均有种植，且连续多年核桃种植面积和产量稳居世界第一[1-2]。但目前我国核桃采收工作主要依靠人工直接采摘或借助简单工具辅助采摘为主，采收费时费力、果农劳动强度大，且具有一定危险性[3]。随着我国核桃产量增长与劳动力短缺不平衡发展的问题日益突出，核桃机械化采摘势在必行。

林果采摘装备按照机械化程度可分为便携式、牵引式和自走式，按照作业原理可分为机械振动式、气流冲击式和梳刷拍打式等[4-6]。针对板栗、核桃和红枣等采摘过程果实不易破损和樱桃、苹果等采收后进行二次加工对果实损伤要求不高的林果，采用机械振动式采摘是最常见和最高效的方式[7]。国外林果种植规范，在20世纪70～80年代基本实现机械化采摘[8-9]。意大利SICMA S. p. A. 公司TR－50型橄榄振动采收机，可对直径小于48 cm枝干进行夹持，最高夹持高度可达5 m[10]。波兰JAGODA JPS Agromachines公司G－004型果实收获机，具有果实收集和分级功能，但装备外形结构尺寸大，作业需3～4人操作。国内林果采摘装备研究相比国外晚，林果种植分散，管理粗放且多植于山地或坡地，国外大型装备难以进入[11]。文献[12－14]针对油茶果采收研制出多种机型，采收率均在85%以上。针对核桃采摘装备科研团队大多停留在虚拟建模和仿真阶段，极少实际应用[15-16]。文献[17－18]研制了作用于枝条振动采摘的便携式采摘机，可对板栗、核桃和油茶果等多种林果进行作业，采净率达90%以上。便携式采摘机结构简单成本低、采净率高，但同一棵树需多次挂接作业，长时间作业强度大。自走式主干夹持振动采摘机单点激振、快速落果，作业效率高，但对核桃果园试验效果报道较少。

本文以较规范种植的核桃树为研究对象，通过分析自走式核桃采摘机夹持激振作业过程，设计一种夹持力可控的组合式主干柔性夹持机构，并对柔性垫块进行试验。通过对核桃果实振动脱落过程进行动力学和受力分析，得到影响核桃振动脱落主要因素，设计三因素三水平正交组合优化设计方案，并进行核桃果园试验与优化验证，以期为核桃高效低损可行的自走式主干柔性夹持振动采摘装备研究提供参考。

1　整机结构与工作原理

1.1　自走式核桃采摘机

自走式核桃采摘机(以下简称“采摘机”)主要由组合式柔性夹持振动采摘臂(以下简称“采摘臂”)、高度调节机构、机架、动力系统、行走操控系统和行走系统等组成，如图1所示。该采摘机主要面向较规范栽植，且经人工修剪的主干疏层形、树龄为8～10年的核桃树进行振动采摘作业。较规范种植的核桃林株距、行距大多为3、4 m，核桃树具有明显主干，主干直径0.12～0.20 m，树高3～4 m，树冠宽幅3～4 m。采摘机非作业状态下最大外形尺寸(长×宽×高)为3.8 m×1.0 m×1.5 m，高度调节范围为0.5～1.3 m，行走机构采用履带底盘方式，有效减小下陷、增加整机稳定性，行走速度1～6挡可调，整机配套功率15 kW，满足核桃林间行走、姿态调整与振动采摘作业要求。

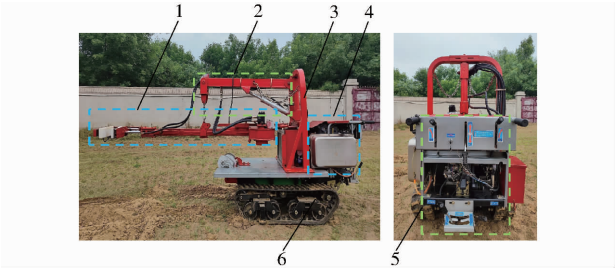


图1　自走式核桃采摘机结构组成

Fig. 1　Walnut picking machine composition

1. 采摘臂　2. 高度调节机构　3. 机架　4. 动力系统　5. 行走操控系统　6. 行走系统

1.2　工作原理

采摘机振动采摘作业前，通过行走操控系统和履带底盘行走至待采摘核桃树附近，通过高度调节机构调整采摘臂夹持所需高度，操控采摘臂夹持核桃树主干。振动采摘作业时，采摘臂做往复运动，在核桃树主干合适位置施加一定激振频率的激振力，随着在一定时间内机械振动，振动能量以波的形式向自由端传递，使整株树枝干及果实在受迫振动下产生一定频率和振幅的空间运动，当核桃果实惯性力大于果实-果柄或果柄与分枝结合力时果实脱落，实现果实采摘，达到“单点激振，整体采收”效果。

2 采摘臂关键机构设计

2.1 采摘臂组成

采摘臂是自走式核桃采摘机进行振动采摘作业的关键部件,主要作用是提供夹持力和激振力,使核桃树产生受迫振动,主要由夹持机构、悬挂环、激振机构和操作手柄等组成,如图 2 所示。

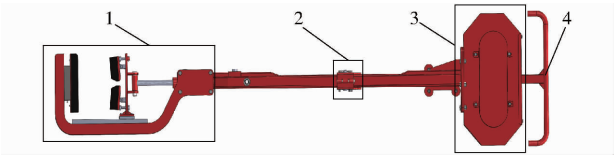


图 2 采摘臂结构组成

Fig. 2 Picking arm structure composition

1. 夹持机构 2. 悬挂环 3. 激振机构 4. 手柄

2.2 激振机构设计

激振机构是采摘臂产生激振力的关键机构,不同激振方式对振动采摘效果不同。文献[19 - 20]对比试验表明,偏心旋转式产生的变向周期激励优于曲柄滑块式产生的直线往复激励,对称偏心振动式振动采摘效果优于单偏心振动式。目前,常用偏心块主要有半圆式、圆盘式和重锤式,其中半圆式产生的激振力介于另外 2 种形式之间,加工也相对简单。综上,激振机构选用对称偏心振动方式,主要由液压马达、对称双偏心块和传动齿轮系等组成,其中偏心块采用片状层叠焊合半圆柱式,如图 3 所示。

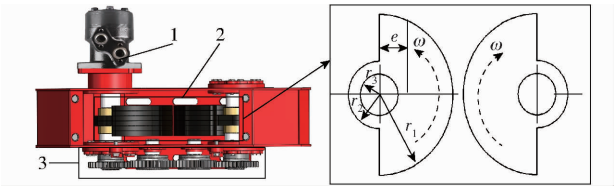


图 3 对称双偏心激振机构组成

Fig. 3 Symmetric double eccentric excitation mechanism composition

1. 液压马达 2. 对称偏心块 3. 传动齿轮系

采摘臂夹持核桃树振动采摘作业过程中,采摘臂和核桃树组成振动系统,采摘过程产生的弹性力和阻尼力远小于采摘臂激振力和惯性力[21]。因此,振动系统运动产生的惯性力与偏心块运动产生的惯性力相平衡,即

$$2m_p e\omega^2 = M\omega^2(A_1/2) \tag{1}$$

式中 m_p——偏心块质量,kg

e——偏心块偏心距,m

ω——偏心块转动角速度,rad/s

M——振动系统总质量,kg

A_1——振动系统全振幅,m

振动系统总质量包括核桃树等效质量和采摘臂质量。核桃树等效质量采用瑞利法进行估算,已知待采摘核桃树主干直径最大值为 0.2 m,预估核桃树等效质量为 190 kg。采摘臂质量初步估算为 80 kg,则振动系统总质量设计为 270 kg。振动系统全振幅也是核桃树树干振动最大位移,根据文献[22]可得振动系统全振幅 A_1 与激振频率 f 间线性回归模型为

$$A_1 = 10^{-3}(0.421\,9f + 0.137\,7) \quad (R^2 = 0.942\,5)$$

设计的采摘臂按照试验需求输出最大激振频率应达到 30 Hz,此时,振动系统全振幅理论值约为 0.012 79 m。由式(1)可得偏心块质量距 $m_p e$ 约为 0.86 kg·m。

采用 Solidworks 软件对其结构尺寸进行设计。偏心块大圆弧半径 r_1 取 0.140 m,小圆弧半径 r_2 取 0.037 m,轴孔半径 r_3 取 0.029 m,偏心块偏心距计算式为

$$e = 0.424\,4\,\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 + r_2^2 - 2r_3^2} \tag{2}$$

可得偏心块偏心距 e 约为 0.06 m。

偏心块采用 0.01 m 厚 Q235 钢板依据其结构尺寸进行激光切割,并将多块层叠焊接而成。偏心块总厚度计算式为

$$h = \frac{2m_p}{\pi(r_1^2 + r_2^2 - 2r_3^2)\rho_g} \tag{3}$$

式中 h——偏心块总厚度,m

ρ_g——偏心块材料密度,kg/m^3

由式(3)可得偏心块总厚度 h 为 0.06 m。因此,单个偏心块需 6 层钢板层叠焊接形成半圆柱式。

2.3 夹持机构设计

2.3.1 夹持激振作业过程分析

采摘臂通过夹持机构与核桃树直接接触,将夹持力作用于主干,并将激振力传递于整株核桃树。目前,夹持机构按照夹板形状可分为平板式、固定 V 形板式和弧面式等。平板式结构简单,夹持接触力较大,但难以有效克服树干振动过程产生的侧向力;固定 V 形板式和弧面式结构相对复杂,夹持接触力较小,可克服树干振动过程产生的侧向力,但形状确定后对夹持树干直径有一定限制。另外,林果振动采摘作业基本依靠机手经验或直觉调节夹持力和激振力,极易造成树皮擦伤或撕裂,如图 4 所示。根据前期对 50 棵核桃树激振作业后树皮损伤统计,擦伤概率为 18%,撕裂概率为 8%。

核桃在白露时节前后进入收获期,正值害虫产卵期,此时期树皮被破坏,若不及时涂药处理,易被害虫产卵。另外,根据环割(针对疯长枝条、座果率低果树的调节手段)农艺经验,若连续环割,需错开上一年被割位置,否则易造成果树死

亡[23]。同理，若核桃树振动采摘作业被夹持部位树皮破坏，由于同一棵树每年振动采摘夹持部位基本相同，连续相同部位被破坏，极易造成核桃树死亡。



图 4　平板式夹持机构作业树皮损伤

Fig. 4　Flat plate operational bark damage

通过对平板式夹持振动过程夹持力分析，造成核桃树主干被夹持部位损伤原因主要可分为 2 种极限过程，如图 5 所示。夹持力过小造成主干被夹持部位损伤受力过程如图 5a 所示。开始作业前或激振作业后由于初始冲击较大液压缸会小距离回缩，夹持机构处于 z_0 位置，此时柔性垫块形变量 δ_1 远远小于柔性垫块自身压缩最大形变量 δ，造成“夹持松弛”，形成撞击式采摘机作业效果。激振作业时夹持机构由 $-z$ 向 $+z$ 方向运动，由于 $-z$ 一侧存在较大空间，夹持机构在激振力 F 作用下以撞击力 F_z 撞向树干，树干向 $-z$ 方向压缩柔性垫块，并达到压缩最大形变量 δ；夹持机构由 $+z$ 向 $-z$ 方向运动时受力与接触与上述相反。因此，主干被夹持部位在一定时间内受到往复撞击致使损伤，并且由于撞击过程克服柔性垫块阻力消耗部分激振力，使得向上传递能量减小降低落果率。

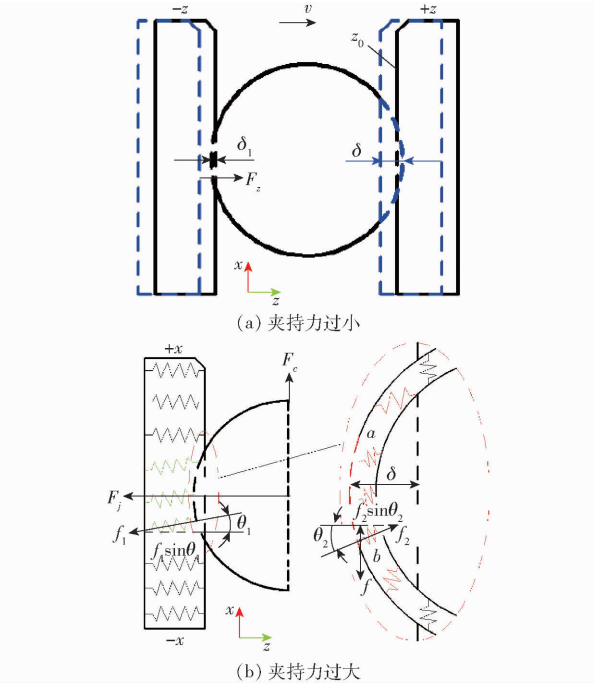


图 5　2 种极限过程分析

Fig. 5　Analysis of two limit processes

夹持力过大造成主干被夹持部位损伤受力过程如图 5b 所示。由于平板式夹持树干受力对称，选取 $-z$ 一侧，并对树干压入部分树皮进行宏观局部放大，由于柔性垫块和树皮具有一定弹性，将其内部结构视为由一定数量的线性弹簧组成。激振作业前如果夹持力 F_j 过大，树干被压入柔性垫块，达到柔性垫块最大形变量 δ，且树皮 $\overset{\frown}{ab}$ 段被压缩形变。通过前期预试验可知，在激振力 F 作用下树干在 x 轴方向产生一定幅值的侧向位移，因此在激振作业过程会在 x 轴方向产生侧向力 F_c（以 $+x$ 方向为例）。假设库伦摩擦定律适用于柔性垫块与树皮间接触，若侧向力 F_c 小于等于接触间摩擦力 f，则柔性垫块与树干（树皮）处于相对静止（黏着）状态，树皮 $\overset{\frown}{ab}$ 段受一定时间内压缩出现渗水或破坏等现象；若侧向力 F_c 大于接触间摩擦力 f，则柔性垫块与树干（树皮）接触位置出现滑动，柔性垫块和树皮接触内部弹簧为抵抗内部结构发生形变分别产生倾角为 θ_1 和 θ_2 的拉力 f_1 和 f_2，在拉力 f_1 和 f_2 作用下柔性垫块和树皮表面在 x 轴方向分别形成“撕扯力（拉力 f_1 和 f_2 在 x 轴方向分力）”$f_1\sin\theta_1$ 和 $f_2\sin\theta_2$。由上述分析可知，如夹持力 F_j、激振力 F 和侧向力 F_c 越大，树干被夹持部位树皮“撕扯力”越大，越易被损伤。

2.3.2　组合式主干柔性夹持机构设计

通过上述对平板式夹持振动 2 种极限过程分析可知，核桃树主干夹持振动采摘过程因夹持力、激振力和树干运动过程产生的侧向力及柔性垫块自身性质等因素共同导致了树干损伤。因此，设计了一种平板定夹与浮动 V 形动夹，且在平板定夹端增加多维压力传感器组合式主干柔性夹持机构，如图 6 所示。

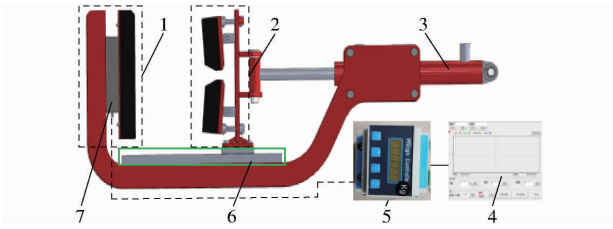


图 6　组合式主干柔性夹持机构

Fig. 6　Combined clamping mechanism

1. 平板定夹　2. 浮动 V 形动夹　3. 夹紧液压缸　4. 上位机　5. 控制器　6. 滑台　7. 多维压力传感器

其中，浮动 V 形动夹主要由柔性垫块、弹簧和铰链等组成。通过夹紧液压缸伸缩，带动浮动 V 形动夹在滑台上移动改变夹持开口。针对不同主干直径核桃树进行夹持时，浮动 V 形动夹夹角可适应性改变其开口，有效提高夹持机构适应性和相对封闭性，以及减小树干振动过程产生的侧向力带来的有

害影响。另外,通过多维压力传感器可辅助机手在振动作业前调节夹持力。

组合式主干柔性夹持机构作业原理简图,如图 7 所示。组合式夹持机构夹持树干前动夹板处于 z_0 位置,浮动 V 形初始夹角 α_1 为 175°。在液压缸推力 F_t 作用下,动夹板以速度 v 向 $-z$ 方向运动。当多维压力传感器(简称“传感器”)反馈至上位机显示的压力达到待采摘核桃树所需夹持力 F_j 时,停止夹紧液压缸运动。此时浮动 V 形夹角为 α,弹簧被拉伸产生的拉力 F_l(激振作业时可忽略)远远小于夹持力 F_j。弹簧作用为在达到夹持力 F_j 前配合液压缸运动,使浮动 V 形柔性垫块最大程度接触树干,提高与树干间的接触面积;另一个作用为当完成振动采摘作业后,动夹板向 $+z$ 方向运动,使得浮动 V 形逐渐恢复到初始夹角 α_1,提高夹持机构对核桃树树干直径的适应性。

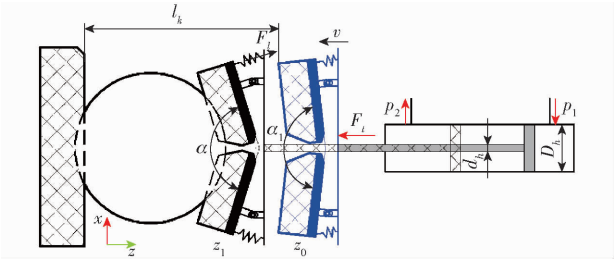


图 7 夹持作业原理简图

Fig. 7 Clamping mechanism diagram

组合式夹持机构与平板式夹持树干形成的欠约束(只对 z 轴方向约束)相比,在 x 轴与 z 轴方向对树干均产生约束,当激振作业过程树干产生侧向力 F_c 时,采摘臂可与树干整体运动,有效减小夹持接触部分柔性垫块与树皮间的摩擦撕扯。

通过对不同试样直径压缩试验所得载荷临界值进行拟合,在刚性接触下核桃树主干直径(110 ~ 175 mm)与最大夹持力间的函数关系为

$$F_{j1} = 0.000\,2D_s^2 - 0.010\,3D_s + 1.917\,3 \quad (4)$$

式中 F_{j1}——刚性接触下最大夹持力,kN

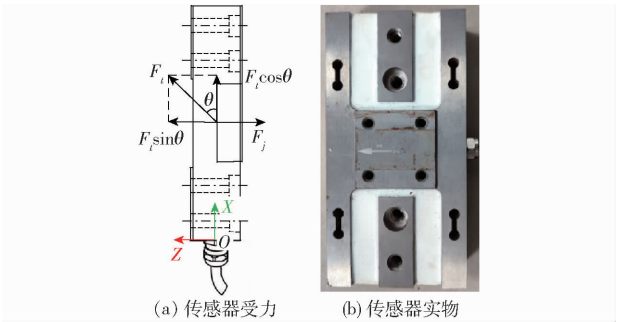
D_s——核桃树主干直径,mm

根据农业机械或小型工程机械所用液压缸一般工作参数范围,选用工作压力 p_1 为 8 MPa、回油腔压力 p_2 为 0.6 MPa 和机械效率 η_m 为 0.9[24]。最大理论推力 F_t 计算式为

$$F_t = \frac{\pi}{4}\left[(p_1 - p_2)D_h^2 + p_2 d_h^2\right]\eta_m \times 10^{-3} \quad (5)$$

当夹紧液压缸活塞 D_h 为 40 mm、活塞杆直径 d_h 为 25 mm、行程为 200 mm 时,由式(5)计算得最大理论推力 F_t 约为 8.63 kN,大于主干直径为 200 mm 核桃树刚性接触条件下所需最大理论夹持力约 7.86 kN(由式(4)计算得),表明所选用夹紧液压缸满足使用需求。

组合式夹持机构夹紧主干后,对传感器受力分析可知,当采摘臂与主干间夹持角为 θ 时,传感器在 X 轴方向受到夹紧液压缸推力分量 $F_t\cos\theta$ 作用、在 Z 轴方向受到夹紧液压缸推力分量 $F_t\sin\theta$ 作用,如图 8 所示。实际作业时采摘臂与主干间夹持角 θ 为 60° ~ 90°,假设夹紧液压缸推力能够 100% 转换为夹持力,因此传感器 X 轴方向受到最大力约为 4.32 kN、Z 轴方向受到最大力约为 8.63 kN,组合式夹持机构最大理论夹持力为 7.47 ~ 8.63 kN。通过上述分析,选取多维压力传感器相关参数如下,X 轴方向量程 0 ~ 5 kN、Z 轴方向量程 0 ~ 10 kN、精度 0.3%。



(a) 传感器受力 (b) 传感器实物

图 8 传感器受力与实物

Fig. 8 Sensor force and physical configuration

2.3.3 浮动 V 形夹角

动夹端浮动 V 形夹角影响夹持机构对不同直径核桃树夹持适应性(贴合性)。已知核桃树夹持部位直径范围,假设定夹端与动夹端柔性材料厚度与夹持时变形量一致,由图 9 可得浮动 V 形夹角 α 为

$$\alpha = 2\arcsin\frac{R_s + L_4 - \delta}{L_1 - L_2 - L_3 - R_s + \delta} \quad (6)$$

式中 R_s——待采摘核桃树半径,cm

L_1——夹持后液压缸至定夹端柔性垫块距离(包括柔性块厚度),cm

L_2——夹紧液压缸伸出长度,cm

L_3——柔性垫块厚度,cm

L_4——柔性垫块与钢板总厚度,cm

由式(6)可知,当夹持前液压缸至定夹端柔性块距离一定时,组合式夹持机构浮动 V 形夹角与待采摘核桃树半径、液压缸伸出长度和柔性垫块厚度等因素有关,其中液压缸伸出长度与待采摘核桃树半径成反比。综合考虑柔性垫块安装、最大压缩形变量和夹持机构最大夹持直径等因素,柔性垫块厚度 L_3 选取 4 cm。

2.3.4 柔性垫块与树干接触力学分析

由于组合式夹持机构在激振作业过程与树干整

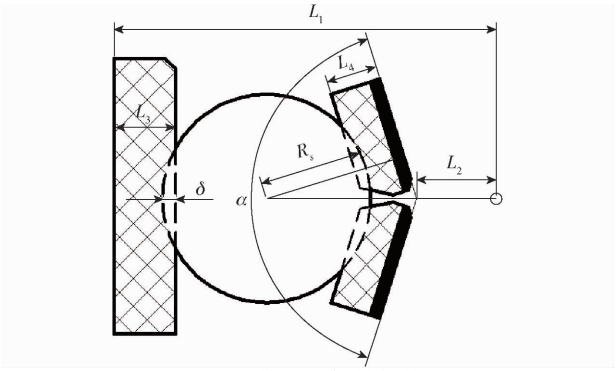


图 9　夹持核桃树结构简图

Fig. 9　Clamping walnut tree structure sketch

体运动，假设柔性垫块与树干间无接触摩擦力。另外树干受到夹持力作用下，与柔性垫块接触区域发生小变形，接触面只发生弹性形变。因此，柔性垫块与树干间的接触可近似视为赫兹接触。

柔性垫块与树干接触部位俯视图和侧视图如图 10 所示，依据赫兹接触方程，得到柔性垫块与树干间接触宽度与应力为

$$l=\sqrt{\frac{8qR_s}{\pi}\left(\frac{1-\mu_1}{E_1}-\frac{1-\mu_2}{E_2}\right)} \tag{7}$$

$$\sigma_{\max}=0.418\sqrt{\frac{F_j}{l_1R_s}\left(\frac{1-\mu_1}{E_1}-\frac{1-\mu_2}{E_2}\right)^{-1}} \tag{8}$$

其中　$q=F_j/l_1$

式中　l——柔性垫块与树干接触半宽度，cm

q——单位接触长度上的载荷，N

E_1、E_2——柔性垫块和树干弹性模量，MPa

μ_1、μ_2——柔性垫块和树干泊松比

$\sigma_{\max}$——最大接触应力，MPa

l_1——柔性垫块与树干接触长度（柔性垫块宽度），cm

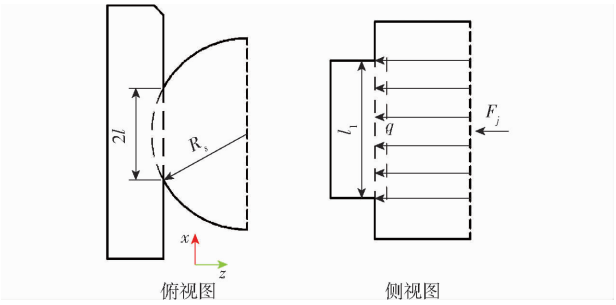


图 10　接触力学分析

Fig. 10　Contact mechanical analysis

2.4　柔性垫块选择与试验

采摘机激振作业时柔性垫块与核桃树直接接触，其作用是将激振力和夹紧力分布在核桃树夹持接触区域，避免夹持机构与核桃树被夹持区域刚性接触。由式（8）可知，当夹持力与待采摘核桃树直径一定时，柔性垫块与树干间最大接触应力主要取决于果树被夹持部位性质、柔性垫块材质和宽度。

2024 年 8—9 月在河北省保定市核桃种植园内选取树高约 400 cm、主干直径为 14 ~ 20 cm 的主干疏层形核桃树，选取邵氏硬度为 40、50、60、70、80 HD，宽度为 8、9、10、11、12 cm 的常用柔性材料橡胶（NR）、硅胶（SA）和泡棉（EVA，最高硬度为 70 HD）进行不同柔性垫块条件下振动落果试验，如图 11 所示。



（a）NR　（b）SA　（c）EVA

图 11　不同柔性垫块田间试验

Fig. 11　Field test of different flexible matting

为控制试验变量，减小试验误差，每次试验夹持位置、激振频率和时间保持一致，夹持位置为主干距地面 100 cm 部位、激振频率为 24 Hz 和激振时间为 20 s。

2.4.1　试验评价指标

目前针对自走式林果采摘机暂无任何评价标准，因此依据 DG/T 288—2023《便携式干坚果采打机》要求，以落果率和树皮损伤率为试验评价指标。

核桃落果率计算式为

$$Y_1=\frac{M_1}{M_1+M_2}\times 100\% \tag{9}$$

式中　Y_1——核桃落果率，%

M_1——核桃脱落果实数量，个

M_2——核桃未脱落果实数量，个

通过前期预试验，所设计夹持机构激振作业后，核桃树被夹持部位树皮出现不同程度渗水现象。由主干试样横向压缩力学试验可知，压缩应力越大，试样向外渗水越多，当实验室内试验试样表面含水率变化率大于 70%，树皮被压溃或撕裂破坏。因此，采用木材测湿仪（KT－60 型，精度：±0.5%）检测振动前后核桃树被夹持部位含水率变化率替代树皮损伤程度（图 11）。含水率变化率越小，树皮损伤程度越小，柔性材料性能越好。田间试验存在特殊情况有，含水率变化率不大，但树皮发生如图 4 所示损伤，则含水率变化率按 100% 统计。夹持部位含水率变化率计算式为

$$Y_2=\frac{W_2-W_1}{W_1}\times 100\% \tag{10}$$

式中　Y_2——核桃树被夹持部位含水率变化率，%

W_1——激振作业前核桃树被夹持部位含水率，%

W_2——激振作业后核桃树被夹持部位含水率,%

2.4.2 硬度对评价指标的影响

当柔性垫块宽度为 10 cm 时,3 种材质柔性垫块在不同硬度条件下对含水率变化率与落果率的影响规律,如图 12 所示。由图 12 可知,落果率和含水率变化率随 3 种材质柔性垫块硬度增大而增大。当材料硬度为 40 HD 时,NR、SA 和 EVA 材质作业下含水率变化率分别为 61.89%、62.21% 和 60.46%。当材料硬度为 50~70 HD 时,含水率变化率由大到小为 NR 材质、SA 材质、EVA 材质。其中,材料硬度为 60 HD 时,NR、SA 和 EVA 材质作业下含水率变化率分别为 82.69%、78.50% 和 75.01%,均超过实验室内刚性接触试验条件下树皮损伤判定临界值 70%,NR 材质作业下树皮渗水严重,但未出现擦伤或撕裂现象,SA 和 EVA 材质作业下树皮未出现明显变化;当材料硬度为 70 HD 时,NR、SA 和 EVA 材质作业下含水率变化率分别为 100%(特殊情况)、83.04% 和 79.20%,树皮均出现不同程度渗水。当材料硬度为 80 HD 时,NR 和 SA 材质均出现特殊情况,含水率变化率记为 100%。上述分析表明,果园柔性夹持试验树皮损伤临界值约高于实验室内刚性接触试验下 10% 左右,原因为在激振作业过程水分持续运输在树皮夹持部位受阻,水分堆积逐渐渗出,而实验室内为试样切割前固定水分,向下压缩水分逐渐渗出。

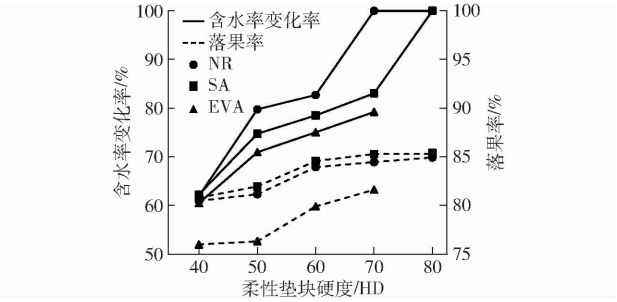


图 12 硬度对评价指标影响曲线

Fig. 12 Influence of hardness on evaluation index

由图 12 可知,不同硬度下落果率由大到小为 SA 材质、NR 材质、EVA 材质。当柔性垫块硬度为 40~50 HD 时,由于材质过软,激振过程中部分能量压缩柔性垫块损耗,导致落果率相对较低且增长速率较小。当柔性垫块硬度为 50~60 HD 时,落果率快速增大,增长速率最大。当柔性垫块硬度为 60~70 HD 时,NR 和 SA 材质几乎失去弹性,因此落果率基本不在发生变化,而 EVA 材质还具有一定弹性,落果率继续增大,但增长速率小于硬度为 50~60 HD 阶段。综上所述,柔性垫块硬度为 50~60 HD,接触部位树皮含水率变化率增长速率较小,落果率增长速率最大,当硬度为 70 HD 时,NR、SA 和 EVA材质激振作业后接触部位树皮均出现损伤。因此,柔性垫块硬度为 60 HD 作业性能相对最佳。

2.4.3 宽度对评价指标的影响

当柔性垫块硬度为 60 HD 时,3 种材质柔性垫块在不同宽度条件下对含水率变化率与落果率的影响规律,如图 13 所示。由图 13 可知,整体含水率变化率 NR 材质高于 SA 材质高于 EVA 材质。随柔性垫块宽度增大,柔性垫块与主干接触面积增大,夹持力和激振力一定时,被夹持位置单位面积所受应力逐渐减小,因此含水率变化率逐渐减小,符合式(8)理论规律。当宽度为 11 cm 时,含水率变化率下降速率逐渐减小,NR、SA 和 EVA 材质作业下含水率变化率分别为 76.17%、72.27% 和 71.08%,树皮均未出现明显变化。由落果率变化曲线可知,不同宽度下落果率由大到小为 SA 材质、NR 材质、EVA 材质,但随柔性垫块宽度增大变化不大。

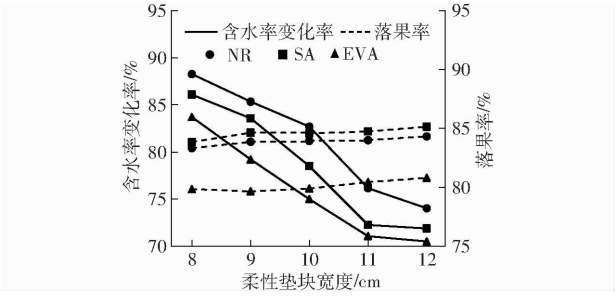


图 13 宽度对评价指标影响曲线

Fig. 13 Influence of width on evaluation index

上述分析表明,夹持力和激振力一定时,当柔性垫块达到一定宽度后,被夹持位置单位面积所受应力与含水率变化率相关性逐渐减弱,柔性垫块宽度对落果率无影响。结合实际应用,柔性垫块越宽,采摘臂越笨重,甚至有些待采摘核桃树由于枝条层级间距小,导致无法夹持。因此,柔性垫块宽度为 11 cm 作业性能相对最佳。

2.4.4 柔性垫块材料综合评判

为从 NR、SA 和 EVA 材质中选出一种最优材料作为柔性垫块安装在夹持机构上使用,采用模糊综合评判方法[25],以落果率、含水率变化率和使用寿命作为评判因素。根据柔性垫块性能试验可知,当柔性垫块硬度为 60 HD、宽度为 11 cm 时,NR、SA 和 EVA 材质含水率变化率分别为 76.17%、72.27% 和 71.08%,落果率分别为 84.00%、84.74% 和 80.45%。由图 14 可知,每种材质柔性垫块连续振动采摘作业 20 棵核桃树后,橡胶垫块接触部位表面

磨损起皮，硅胶垫块接触部位表面轻微划痕，泡棉垫块接触部位表面磨损并不可恢复形变。

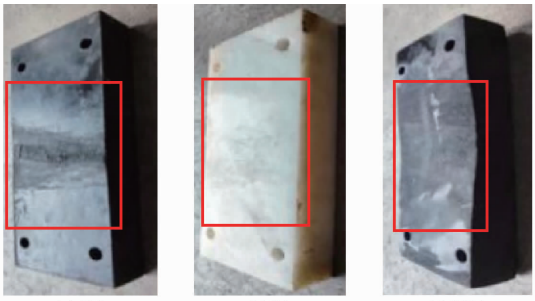


图 14　柔性垫块表面变化

Fig. 14　Flexible matting surface change

根据各因素试验结果进行打分，各因素试验结果按总分为 1 进行折算，落果率越高、含水率变化率越小、表面磨损越轻，得分越高。可得 NR、SA 和 EVA 材质柔性垫块各因素得分为落果率(0.337，0.343，0.320)，含水率变化率(0.322，0.331，0.347)，使用寿命(0.30，0.60，0.10)，则评价矩阵为

$$\boldsymbol{R}=\begin{bmatrix}0.337 & 0.343 & 0.320\\ 0.322 & 0.331 & 0.347\\ 0.300 & 0.600 & 0.100\end{bmatrix}$$

按照因素重要程度，对落果率、含水率变化率和使用寿命赋予权重为

$$\boldsymbol{A}=(0.50,0.25,0.25)$$

则柔性垫块材质选择的综合评判结果为

$$\boldsymbol{B}=\boldsymbol{AR}=(0.324,0.404,0.272)$$

按最大隶属原则，夹持机构柔性垫块选择硅胶材质。

综上柔性垫块作业性能对比试验结果可知，组合式夹持机构应采用硬度为 60 HD、宽度为 11 cm 硅胶材质制成的柔性垫块作业性能相对最佳。

3　核桃振动脱落动力学

通过对银杏[26]、苹果[27]和板栗[28]等果实理论模型进行分析，建立核桃枝条-果柄-果实动力学模型并求解，通过核桃树多系统受力分析得出影响核桃脱落的采摘机作业因素。

3.1　枝条-果柄-果实动力学模型

忽略果实-果柄和果柄-枝条结合位置由于弯曲产生的黏性阻尼及空气阻力对运动影响，可将枝条-果柄-果实整体运动简化为简谐位移激励下动力学模型进行分析。以激振前果柄与枝条结合位置为坐标原点 O，建立绝对坐标系 XOY。将核桃等效为质心为 o 的实心椭球体，当对主干施加激振 t 后，核桃等效质心 o 随枝条空间运动移动到点 o_1、坐标系点 O 移动到点 O_1，以点 O_1 为坐标原点建立相对坐标系 $X_1O_1Y_1$，如图 15 所示。

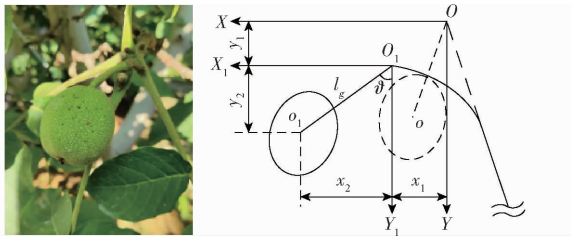


图 15　枝条-果柄-果实动力学模型

Fig. 15　Branch - stem - fruit dynamics modeling

由图 15 可得核桃质心在 $X_1O_1Y_1$ 平面内绝对运动坐标为

$$\begin{cases}x=x_1+x_2=x_1+l_g\sin\vartheta\\ y=y_1+y_2=y_1+l_g\cos\vartheta\end{cases}\tag{11}$$

式中　$(x,\ y)$——核桃质心坐标，cm

x_1——核桃果柄与枝条结合位置在水平方向位移，cm

x_2——核桃在水平方向位移，cm

y_1——核桃果柄与枝条结合位置在垂直方向位移，mm

y_2——核桃在垂直方向位移，cm

l_g——核桃果柄与枝条结合位置距果实质心距离，cm

ϑ——核桃运动时果柄与垂直方向夹角，(°)

核桃在激振作用下空间运动，动能与势能方程组为

$$\begin{cases}E_v=\dfrac{m_1(\dot{x}_1^2+\dot{y}_1^2+l_g^2\dot{\vartheta}^2)+J\dot{\vartheta}^2}{2}+\\ \qquad m_1l_g\dot{\vartheta}(\dot{x}_1\cos\vartheta+\dot{y}_1\sin\vartheta)\\ E_h=\dfrac{k\vartheta^2}{2}-m_1gl_g\cos\vartheta\end{cases}\tag{12}$$

式中　E_v——核桃受迫振动动能，J

m_1——核桃质量，kg

J——核桃转动惯量，kg·m^2

E_h——核桃受迫振动势能，J

k——等效弹性系数

g——重力加速度，m/s^2

核桃受迫振动为微幅摆动，根据拉格朗日方程，并对 $\sin\vartheta$ 和 $\cos\vartheta$ 分别近似取 ϑ 和 1，可得核桃振动动力学方程为

$$m_1l_g(\ddot{x}_1+\ddot{y}_1\vartheta)+(m_1l_g^2+J)\ddot{\vartheta}+(m_1gl_g+k)\vartheta=0\tag{13}$$

由文献[29]可知，枝条在 Y 轴方向振动幅值小于 X 轴与 Z 轴方向振动幅值，故忽略在 Y 轴运动，可得果柄与果实结合位置运动规律方程为

$$\begin{cases} x_0(t) = A_0\sin(\omega_0 t) \\ y_0(t) = 0 \end{cases} \tag{14}$$

式中 A_0——任意时刻传递至枝条振幅，cm

ω_0——任意时刻传递至枝条振动频率，Hz

将式(14)代入式(13)，并对夹角 ϑ 进行二阶常系数非齐次线性微分方程求解，得到

$$\vartheta = a_1\cos\sqrt{\frac{m_1 g l_g + k}{m_1 l_g^2 + J}}t + a_2\sin\sqrt{\frac{m_1 g l_g + k}{m_1 l_g^2 + J}}t - \frac{A_0 m_1 l_g \sin(\omega_0 t)}{(m_1 l_g^2 + J)\left(\dfrac{m_1 g l_g + k}{m_1 l_g^2 + J} - \omega_0^2\right)} \tag{15}$$

式中 a_1、a_2——常数

假设核桃固有频率

$$\omega_g = \sqrt{\frac{m_1 g l_g + k}{m_1 l_g^2 + J}} \tag{16}$$

当 $t=0$ 时，有

$$\begin{cases} \vartheta = 0 \\ a_1 = 0 \\ \dot{\vartheta} = 0 \\ a_2 = -\dfrac{A_0 m_1 l_g \omega_0^3}{(m_1 l_g + k)(\omega^2 - \omega_0^2)\omega} \end{cases} \tag{17}$$

将式(17)中 a_1、a_2 代入式(15)，并忽略核桃固有频率，解得

$$\vartheta = \frac{A_0 m_1 l_g \omega_0^2}{m_1 l_g^2 + J}\sin(\omega_0 t) \tag{18}$$

3.2 核桃振动脱落因素

在核桃树主干距地面高 H 处施加激振力 F，能量逐级向果实端传递，主干或中心干(合称树干)沿 Z 轴方向往复运动，将其在 YOZ 平面内简化为悬臂梁模型。当振动能量传递至果实，果实相对挂果枝运动，由果实空间运动规律可知，核桃脱落过程受自身重力、结合力和惯性力(忽略空气阻力的影响)共同作用。

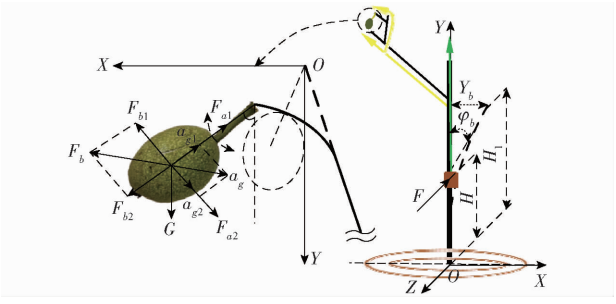


图 16 核桃树多系统受力分析

Fig. 16 Walnut tree multi-system force analysis

由图 16 可得树干受激振力作用下弯曲过程挠度曲线方程与端截面转角为

$$\begin{cases} Y_b = \dfrac{FH^2}{6E_2 I}(3H_1 - H) \\ \varphi_b = \dfrac{FH^2}{2E_2 I} \end{cases} \tag{19}$$

式中 Y_b——树干弯曲挠度，cm

φ_b——树干弯曲端截面转角，(°)

H——施加激振位置高度，cm

H_1——振动位移监测点高度，cm

I——树干惯性矩，cm^4

由图 16 可知，惯性力可分解为法向惯性力和切向惯性力，法向惯性力使果实空间运动过程产生轴向拉力，切向惯性力产生转矩使果实空间运动过程果实与果柄间或果柄与枝组结合位置处发生弯曲摆动，相对应的结合力可分解为法向结合力和切向结合力。可得核桃振动脱落前受力平衡方程为

$$\begin{cases} F_{a1} = F_{b2} + G\cos\vartheta \\ F_{a2} = F_{b1} + G\sin\vartheta \\ F_{b1} = m_1 a_{g2} = m_1 l_g \ddot{\vartheta} \\ F_{b2} = m_1 a_{g1} = m_1 l_g \dot{\vartheta}^2 \end{cases} \tag{20}$$

式中 F_{a1}——法向结合力，N

F_{a2}——切向结合力，N

F_{b1}——惯性力 F_b 切向分力，N

F_{b2}——惯性力 F_b 法向分力，N

G——核桃自身重力，N

a_{g1}——加速度 a_g 法向分量，cm/s^2

a_{g2}——加速度 a_g 切向分量，cm/s^2

为使核桃振动脱落，需满足

$$\begin{cases} m_1 l_g \dot{\vartheta}^2 + G\cos\vartheta \geqslant F_{a1} \\ m_1 l_g \ddot{\vartheta} + G\sin\vartheta \geqslant F_{a2} \end{cases} \tag{21}$$

由式(18)分别求出 ϑ 的一阶导数 $\dot{\vartheta}$ 和二阶导数 $\ddot{\vartheta}$，将 ϑ、$\dot{\vartheta}$ 和 $\ddot{\vartheta}$ 分别代入式(21)可得核桃振动脱落理论条件为

$$\begin{cases} \dfrac{A_0^2 m_1^3 l_g^3 \omega_0^6}{(m_1 l_g^2 + J)^2}\cos^2(\omega_0 t) + G\cos\left(\dfrac{A_0 m_1 l_g \omega_0^3}{m_1 l_g^2 + J}\sin(\omega_0 t)\right) \geqslant F_{a1} \\ G\sin\left(\dfrac{A_0 m_1 l_g \omega_0^3}{m_1 l_g^2 + J}\sin(\omega_0 t)\right) - \dfrac{A_0 m_1^2 l_g^2 \omega_0^4}{m_1 l_g^2 + J}\sin(\omega_0 t) \geqslant F_{a2} \end{cases} \tag{22}$$

忽略核桃树形态、果实生长姿态和外界干扰等因素的影响，综合式(19)、(22)可知，影响核桃振动脱落因素可分为核桃自身性质(如果实质量和果柄长度等)和采摘机作业参数(如夹持高度、激振频率

和激振时间等）。

4　果园振动采摘试验

4.1　试验条件与因素

为探究各试验因素及因素间交互作用对核桃采摘机作业性能的影响。2024 年 9 月在河北省保定市核桃种植园内挑选主干直径为[14，17）cm 核桃树，选取激振频率 x_1、夹持高度 x_2 和激振时间 x_3 为试验因素，落果率 Y_1 和含水率变化率 Y_2 为试验评价指标，开展三因素三水平两指标二次正交组合试验。根据文献[30]和前期预试验，各因素取值为：激振频率 21 ~ 27 Hz、夹持高度 90 ~ 110 cm、激振时间 15 ~ 25 s。试验因素编码如表 1 所示。

表 1　试验因素编码

Tab. 1　Test factors coding

编码	因素		
	激振频率 x_1/Hz	夹持高度 x_2/cm	激振时间 x_3/s
-1	21	90	15
0	24	100	20
1	27	110	25

4.2　试验结果与分析

4.2.1　试验结果与方差分析

采用 Box - Behnken 响应面试验设计方法，设计核桃采摘机振动采摘性能田间试验方案，中心点重复 5 次，需开展 17 组试验。田间试验现场如图 17 所示，试验方案及结果如表 2 所示。



图 17　田间试验现场

Fig. 17　Field test

采用 Design-Expert 软件对表 2 中落果率和含水率变化率试验结果进行方差分析，结果如表 3、4 所示。

由表 3 可知，落果率回归模型极显著（$P < 0.01$），失拟项不显著（$P = 0.260\,0$），决定系数 R^2 为 0.989 3，表明该模型拟合可信度高，模型稳定，能正确反映评价指标 Y_1 与试验因素 x_1、x_2、x_3 间的关系。各项对落果率影响由大到小为 x_1、x_2、x_3、x_1x_2、x_1^2、x_2^2、x_1x_3、x_3^2、x_2x_3，其中 x_1、x_2 和 x_3 对落果率影响极显著，x_1x_2、x_1^2 和 x_2^2 对落果率影响显著。剔除对落果率影响不显著项重新进行拟合，可得落果率 Y_1 二次回归模型为

$$Y_1 = -20.52 + 7.12x_1 - 0.21x_2 + 0.81x_3 - 0.02x_1x_2 - 0.07x_1^2 + 5.42 \times 10^{-3}x_2^2 \quad (23)$$

由表 4 可知，含水率变化率回归模型极显著（$P = 0.000\,2$），失拟项不显著（$P = 0.602\,2$），决定系数 R^2 为 0.970 5，表明该模型拟合可信度高，模型稳定，能正确反映评价指标 Y_2 与试验因素 x_1、x_2、x_3 间的关系。各项对含水率变化率影响由大到小为 x_1、x_3、x_3^2、x_1x_3、x_1^2、x_2x_3、x_2^2、x_2、x_1x_2，其中 x_1 和 x_3 对落果率影响极显著，x_1x_3 和 x_3^2 对含水率变化率影响显著。剔

表 2　试验方案与结果

Tab. 2　Test plan and results

试验序号	因素			Y_1/%	Y_2/%
	x_1/Hz	x_2/cm	x_3/s		
1	21	90	20	81.35	72.49
2	27	90	20	89.34	75.57
3	21	110	20	86.48	72.23
4	27	110	20	91.67	75.96
5	21	100	15	82.23	71.25
6	27	100	15	89.09	75.48
7	21	100	25	85.51	74.53
8	27	100	25	91.03	76.60
9	24	90	15	84.92	73.62
10	24	110	15	89.83	73.45
11	24	90	25	86.95	74.51
12	24	110	25	90.78	75.58
13	24	100	20	87.43	72.95
14	24	100	20	87.05	73.36
15	24	100	20	86.83	74.06
16	24	100	20	87.86	73.42
17	24	100	20	87.24	73.25

表 3　落果率方差分析

Tab. 3　Analysis of variance for fruit drop rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	128.62	9	14.29	65.97	<0.000 1 **
x_1	81.66	1	81.66	374.15	<0.000 1 **
x_2	32.81	1	32.81	150.30	<0.000 1 **
x_3	8.41	1	8.41	38.51	0.000 4 **
x_1x_2	1.96	1	1.96	8.98	0.020 0 *
x_1x_3	0.45	1	0.45	2.06	0.194 7
x_2x_3	0.29	1	0.29	1.34	0.285 7
x_1^2	1.58	1	1.58	7.26	0.030 9 *
x_2^2	1.23	1	1.23	5.66	0.049 0 *
x_3^2	0.37	1	0.37	1.70	0.234 0
残差	1.53	7	0.22		
失拟项	0.91	3	0.30	0.97	0.260 0
误差	0.62	4	0.15		
总和	130.14	16			

注：** 表示影响极显著（$P < 0.01$）；* 表示影响显著（$0.01 \leqslant P < 0.05$），下同。

表 4 含水率变化率方差分析

Tab. 4 Analysis of variance for moisture change rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	33.12	9	3.68	25.58	0.000 2 **
x_1	21.48	1	21.48	149.35	<0.000 1 **
x_2	0.13	1	0.13	0.92	0.369 0
x_3	6.88	1	6.88	47.84	0.000 2 **
x_1x_2	0.11	1	0.11	0.73	0.419 9
x_1x_3	1.17	1	1.17	8.11	0.024 8 *
x_2x_3	0.38	1	0.38	2.67	0.146 1
x_1^2	0.72	1	0.72	5.03	0.059 7
x_2^2	0.24	1	0.24	1.68	0.235 7
x_3^2	1.74	1	1.74	12.07	0.010 3 *
残差	1.01	7	0.14		
失拟项	0.34	3	0.11	0.69	0.602 2
误差	0.66	4	0.17		
总和	34.13	16			

除对含水率变化率影响不显著项重新进行拟合，可得含水率变化率 Y_2 二次回归模型为

$$Y_2 = 124.22 - 1.49x_1 - 0.60x_3 - 0.04x_1x_3 + 0.03x_3^2 \tag{24}$$

4.2.2 响应面分析

利用 Design-Expert 软件对核桃落果率和树皮含水率变化率有影响的交互项 x_1x_2 和 x_1x_3 进行响应面分析，结果如图 18 所示。

由图 18a 可知，当激振时间为 20 s 时，核桃落果率随激振频率增大，夹持高度上升，呈逐渐增大趋势。原因为随激振频率增大，激振力逐渐增大，随夹持高度上升，能量传递距离逐渐减小，枝条振动幅度和果实惯性力逐渐增大，进而使核桃落果率逐渐增大。

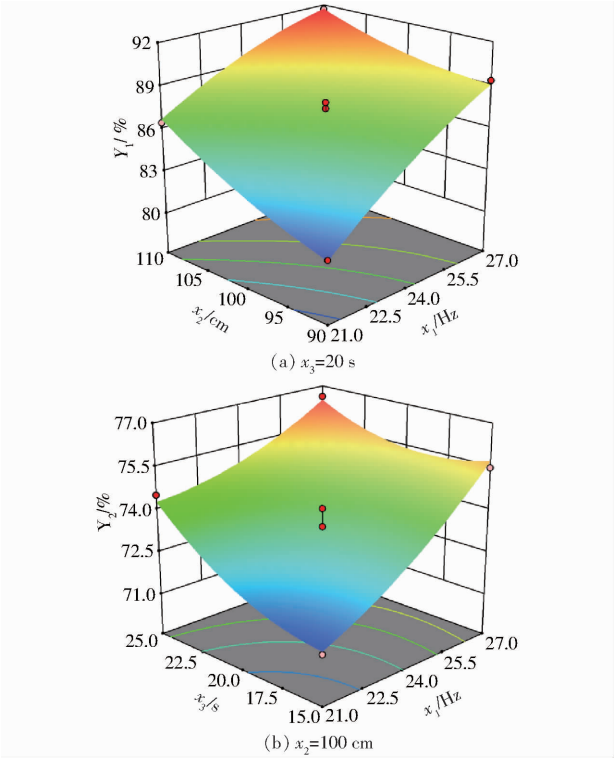


图 18 因素交互作用响应面

Fig. 18 Factors interaction response surfaces

由图 18b 可知，当夹持高度为 100 cm 时，树皮含水率变化率随激振频率减小，激振时间减少，呈逐渐减小的趋势。原因为随激振频率减小，激振力逐渐减小，随激振时间减少，水分运输受阻时间减少，核桃树被夹持部位向外渗水逐渐减少，进而使树皮含水率变化率逐渐减小。

4.2.3 最优工作参数确定

以提高核桃落果率，降低树皮含水率变化率作为优化目标，利用 Design-Expert 软件对落果率和含水率变化率二次回归模型进行多目标优化求解。由于试验结果均为造成树皮明显撕裂，因此设定落果率权重为“+++++”，含水率变化率权重为“++”。目标函数和约束条件为

$$\begin{cases} f_{\max}(x) = Y_1(x_1, x_2, x_3) \\ f_{\min}(x) = Y_2(x_1, x_2, x_3) \\ \text{s.t.} \begin{cases} 21\ \text{Hz} \leqslant x_1 \leqslant 27\ \text{Hz} \\ 90\ \text{cm} \leqslant x_2 \leqslant 110\ \text{cm} \\ 15\ \text{s} \leqslant x_3 \leqslant 25\ \text{s} \end{cases} \end{cases} \tag{25}$$

通过软件优化求解，预测核桃采摘机作业最优参数激振频率为 25.18 Hz、夹持高度为 110 cm、激振时间为 20.03 s，此时，落果率和含水率变化率分别为 90.74% 和 74.56%。

为进一步预测参数优化值可靠性，对预测作业参数进行取整（四舍五入），采用激振频率 25 Hz、夹持高度 110 cm、激振时间 20 s 参数组合进行 3 次重复验证试验，落果率和含水率变化率平均值分别为 91.59% 和 74.05%。落果率和含水率变化率验证值与预测值相对误差分别为 0.93% 和 0.68%，表明激振频率 25 Hz、夹持高度 110 cm、激振时间 20 s 为自走式核桃采摘机安装组合式主干柔性夹持机构最佳参数组合。

自走式核桃采摘机在激振频率 25 Hz、夹持高度 110 cm、激振时间 20 s 时，分别安装平板式主干夹持机构和组合式主干柔性夹持机构，各挑选与上述试验相似 20 棵核桃树进行对比试验，试验时组合式依据式（4）对核桃树夹持部位不同直径进行夹持力调节，平板式则根据经验进行夹持。试验结果表明：平板式和组合式落果率分别为 86.59% ±1.32% 和 91.70% ±0.74%、树皮擦伤率 15% 和 5%、树皮撕裂率 5% 和 0%。由此可知自走式核桃采摘机安装组合式主干柔性夹持机构作业性能更稳定、显著提

升落果率和降低树皮损伤率。

5　结论

（1）设计了一种夹持力可控的组合式柔性夹持机构，并对夹持机构与树干接触力学进行分析，得到影响接触应力的因素主要有柔性垫块材质、宽度和夹持力。采用单因素试验及模糊综合评判方法，确定作业性能相对最佳柔性垫块为硬度 60 HD、宽度 11 cm 硅胶材质。

（2）通过对核桃振动脱落过程动力学及受力分析，建立了核桃枝条-果柄-果实动力学模型和果实振动脱落理论模型，确定了影响核桃采摘机采摘效果主要因素为夹持高度、激振频率和激振时间。

（3）以激振频率、夹持高度和激振时间为试验因素，核桃落果率和树皮含水率变化率为试验评价指标，开展核桃采摘机果园试验，对试验结果进行方差分析，得到因素对指标影响二次回归模型，各因素对落果率影响主次顺序为激振频率、夹持高度、激振时间，对树皮含水率变化率影响主次顺序为激振频率、激振时间、夹持高度。由响应面分析可知，激振频率和夹持高度交互作用对落果率影响显著，随激振频率增大，夹持高度上升，落果率逐渐增大；激振频率和激振时间交互作用对树皮含水率变化率影响显著，随激振频率减小，激振时间减少树皮含水率变化率逐渐减小。优化试验结果表明，激振频率为 25 Hz、夹持高度为 110 cm、激振时间为 20 s 时，核桃落果率为 91.59%，树皮含水率变化率为 74.05%。

参　考　文　献

[1] 祝前峰，陆荣鉴，刘彬，等. 核桃采摘机械研究现状与发展趋势[J]. 林业和草原机械，2021，2(1)：45－53.
Zhu Qianfeng，Lu Rongjian，Liu Bin，et al. Research status and development trend of walnut picking machinery[J]. Forestry and Grassland Machinery，2021，2(1)：45－53.（in Chinese）

[2] 靳文停，赵金辉，庄腾飞，等. 林果机械振动采摘理论与装备研究进展[J]. 农业机械学报，2023，54(增刊 1)：144－160.
Jin Wenting，Zhao Jinhui，Zhuang Tengfei，et al. Review on theory and equipment of mechanical vibration picking of forest fruits[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2023，54(S1)：144－160.（in Chinese）

[3] 苑严伟，白圣贺，牛康，等. 林果机械化采收技术与装备研究进展[J]. 农业工程学报，2022，38(9)：53－63.
Yuan Yanwei，Bai Shenghe，Niu Kang，et al. Research progress on mechanized harvesting technology and equipment for forest fruit[J]. Transactions of the CSAE，2022，38(9)：53－63.（in Chinese）

[4] 宗望远，黄木昌，肖洋轶，等. 板栗收获拍打式落果装置设计与试验[J]. 农业工程学报，2021，37(18)：1－10.
Zong Wangyuan，Huang Muchang，Xiao Yangyi，et al. Design and experiment of the fruit-beating dropping device for chestnut harvesters[J]. Transactions of the CSAE，2021，37(18)：1－10.（in Chinese）

[5] Pezzi F，Caprara C. Mechanical grape harvesting：investigation of the transmission of vibrations[J]. Biosystems Engineering，2009，103(3)：281－286.

[6] 伍德林，袁嘉豪，李超，等. 扭梳式油茶果采摘末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报，2021，52(4)：21－33.
Wu Delin，Yuan Jiahao，Li Chao，et al. Design and experiment of twist-comb end effector for picking camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2021，52(4)：21－33.（in Chinese）

[7] He L，Zhou J，Du X，et al. Energy efficacy analysis of a mechanical shaker in sweet cherry harvesting[J]. Biosystems Engineering，2013，116(4)：309－315.

[8] Pacheco A. Design and development activated impact shaker for apple harvesting[J]. Transactions of the ASAE，1980，23(4)：826－830.

[9] Erdoan D，Guner M，Dursun E，et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering，2003，85(1)：19－28.

[10] SICMA S. p. A [EB/OL]. [2024－10－01]. https://www.sicma.it/eng/.

[11] 林建平，黄坤，邓爱珍，等. 丘陵山区耕地“林果化”空间分异与驱动机制研究[J]. 农业机械学报，2025，56（11）：359－368.
Lin Jianping，Huang Kun，Deng Aizhen，et al. Spatial differentiation and driving mechanism of conversion of cultivated land to orchards in hilly and mountainous areas[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2025，56（11）：359－368.（in Chinese）

[12] 杜小强，宁晨，贺磊盈，等. 履带式高地隙油茶果振动采收机设计与试验[J]. 农业机械学报，2022，53(7)：113－121.
Du Xiaoqiang，Ning Chen，He Leiying，et al. Design and test of crawler-type high clearance *Camellia oleifera* fruit vibratory harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2022，53(7)：113－121.（in Chinese）

[13] 高自成，赵凯杰，李立君，等. 悬挂振动式油茶果采摘执行机构设计与试验[J]. 农业工程学报，2019，35(21)：9－17.
Gao Zicheng，Zhao Kaijie，Li Lijun，et al. Design and experiment of suspended vibratory actuator for picking *Camellia oleifera* fuits[J]. Transactions of the CSAE，2019，35(21)：9－17.（in Chinese）

[14] 伍德林，赵恩龙，姜山，等. 基于双摆模型的油茶果冠层振动参数优化与试验[J]. 农业机械学报，2021，52(12)：96－104.

Wu Delin, Zhao Enlong, Jiang Shan, et al. Optimizaion analysis and test of canopy vibration parameters of camellia fruit based on double pendulum model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 96 – 104. (in Chinese)

[15] 逯泽鹏. 振动式核桃采摘机虚拟样机设计及动力学仿真[D]. 哈尔滨: 哈尔滨商业大学, 2022.
Lu Zepeng. Design and dynamic simulation of vibratory walnut picker virtual prototype[D]. Harbin: Harbin University of Commerce, 2022. (in Chinese)

[16] 别云波. 振动式核桃收获机振动装置的设计与研究[D]. 成都: 四川农业大学, 2020.
Bie Yunbo. Vibration device of vibrating walnut harvester design and research[D]. Chengdu: Sichuan Agricultural University, 2020. (in Chinese)

[17] 赵恩龙, 赵金辉, 庄腾飞, 等. 基于油茶枝果力学模型的振动脱果仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(10): 365 – 374.
Zhao Enlong, Zhao Jinhui, Zhuang Tengfei, et al. Simulation analysis and experiment of vibration fruit removal based on mechanical model of *Camellia oleifera*[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(10): 365 – 374. (in Chinese)

[18] 曹成茂, 詹超, 孙燕, 等. 便携式山核桃高空拍打采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(3): 130 – 137.
Cao Chengmao, Zhan Chao, Sun Yan, et al. Design and experiment of portable walnut high-altitude pat-picking machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(3): 130 – 137. (in Chinese)

[19] Whitney J D, Smerage G H, Block W A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system[J]. Transactions of the ASAE, 1990, 33(4): 1066 – 1070.

[20] 散鋆龙, 杨会民, 王学农, 等. 振动方式和频率对杏树振动采收响应的影响[J]. 农业工程学报, 2018, 34(8): 10 – 17.
San Yunlong, Yang Huimin, Wang Xuenong, et al. Effects of vibration mode and frequency on vibration harvesting of apricot trees[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(8): 10 – 17. (in Chinese)

[21] Ortiz C, Torregrosa A. Determining adequate vibration frequency, amplitude, and time for mechanical harvesting of fresh mandarins[J]. Transactions of the ASABE, 2013, 56(1): 15 – 22.

[22] 王长勤. 偏心式林果振动采收机的设计及试验研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2012.
Wang Changqin. Design and experimental study of eccentric-type forest fruit vibratory harvester[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2012. (in Chinese)

[23] 孙宗双, 杨英军. 核桃树环剥促花技术[J]. 落叶果树, 2020, 52(1): 56 – 57.

[24] Homayouni T, Gholami A, Toudeshki A, et al. Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size[J]. Biosystems Engineering, 2022, 216: 121 – 131.

[25] 杨建宇, 欧聪, 李琪, 等. 基于云模型的耕地土壤养分模糊综合评价[J]. 农业机械学报, 2018, 49(1): 251 – 257.
Yang Jianyu, Ou Cong, Li Qi, et al. Fuzzy synthetic evaluation of soil nutrients in cultivated land based on cloud model in Da'an City, Jilin Province[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 251 – 257. (in Chinese)

[26] 林欢, 许林云, 宣言, 等. 基于物理杆的多级 Y 型银杏树动力学建模及试验[J]. 林业工程学报, 2020, 5(3): 121 – 129.
Lin Huan, Xu Linyun, Xuan Yan, et al. Kinetic modeling and experiment of multistage Y-shaped ginkgo tree based on physical rod[J]. Journal of Forestry Engineering, 2020, 5(3): 121 – 129. (in Chinese)

[27] 尚书旗, 李成鹏, 何晓宁, 等. 高酸苹果振动式采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 115 – 125, 168.
Shang Shuqi, Li Chengpeng, He Xiaoning, et al. Design and experiment of high-acid apple vibrating picker[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 115 – 125, 168. (in Chinese)

[28] 宗望远, 宋宝, 肖洋轶, 等. 曳引摇枝式板栗落果装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7): 57 – 66.
Zong Wangyuan, Song Bao, Xiao Yangyi, et al. Design and experiment of trolling branch-type chestnut fruit dropping device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(7): 57 – 66. (in Chinese)

[29] 靳文停, 赵金辉, 庄腾飞, 等. 核桃机械振动采摘枝干能量传递特性研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(12): 221 – 230.
Jin Wenting, Zhao Jinhui, Zhuang Tengfei, et al. Energy transfer characteristics of walnut trunk and branches in mechanical vibration picking[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(12): 221 – 230. (in Chinese)

[30] Sola-Guirado R R, Bernardi B, Castro-Garcia S, et al. Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees[J]. Journal of Agricultural Engineering, 2018, 49(3): 191 – 197.