

高酸苹果振动式采摘机设计与试验

尚书旗 李成鹏 何晓宁 王东伟 王海清 杨 帅

(青岛农业大学机电工程学院, 青岛 266109)

摘要: 为解决高酸苹果收获过程中的效率低、果实摘净率低、损伤率高等问题,根据我国青岛地区高酸苹果实际收获需要,设计了一种液压控制的高酸苹果振动式采摘机。基于振动式采摘机工作原理,完成振动采摘装置、激振装置、液压控制系统的结构设计,计算分析夹持钳对树干的夹持力为7 254 N,夹持钳夹持高度范围为12~103 cm。建立高酸苹果果实-树枝单摆动力学模型,分析果实脱落条件,得到果实振动微分方程,确定振动频率、振幅、夹持高度为采摘效果主要影响因素;利用ANSYS软件对果树模型进行自由模态响应与谐响应仿真分析,结果表明:振动频率9~12 Hz、振幅1~2 cm、夹持高度40~70 cm时,三级、最次级树枝位移最明显。为确定采摘机最优工作参数,进行三因素三水平组合田间试验,得到果实摘净率、果实损伤率的回归模型,利用Design-Expert软件对试验数据和回归模型响应曲面进行分析优化,当振动频率为10.0 Hz、振幅为1.6 cm、夹持高度为58.7 cm时,果实摘净率为95.9%、果实损伤率为1.3%,满足高酸苹果采收的质量要求。

关键词: 高酸苹果; 振动采收; 液压控制; 单摆模型

中图分类号: S225.93 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)03-0115-11 OSID: 

Design and Experiment of High-acid Apple Vibrating Picker

SHANG Shuqi LI Chengpeng HE Xiaoning WANG Dongwei WANG Haiqing YANG Shuai
(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China)

Abstract: In order to solve the problems of low efficiency, low fruit picking rate and large damage rate in the harvesting process of high-acid apples, a hydraulically controlled high-acid apple vibration picking machine was developed according to the actual harvesting needs of high-acid apples in Qingdao, China. Based on the working principle of vibrating picker, the structural design of vibrating picking device, excitation device and hydraulic control system was completed, and the clamping force of the clamping pliers on the trunk was calculated and analyzed to be 7 254 N, and the clamping height range of the clamping pliers was 12~103 cm. The dynamic model of fruit-branch pendulum of high-acid apple was established, the fruit shedding conditions were analyzed, the differential equation of fruit vibration was obtained, and the vibration frequency, amplitude and clamping height were determined as the main influencing factors of picking effect. ANSYS software was used to simulate the free modal response and harmonic response of the fruit tree model, and the results showed that when the vibration frequency was 9~12 Hz, the amplitude was 1~2 cm, and the clamping height was 40~70 cm, the displacement of the third-order and second-level branches was the most obvious. In order to determine the optimal working parameters of the picker, a three-factor three-level combination field experiment was carried out to obtain a regression model of fruit picking net rate and fruit damage rate, and the test data and regression model response surface were analyzed and optimized by Design-Expert software, when the vibration frequency was 10.0 Hz, the amplitude was 1.6 cm and the clamping height was 58.7 cm, the fruit picking net rate was 95.9% and the fruit damage rate was 1.3%, which met the quality requirements of high-acid apple harvesting.

Key words: high-acid apples; vibrating harvesting; hydraulic control; pendulum model

0 引言

高酸苹果是加工浓缩果汁的优良原料果,以“洪勋一号”品种为例,其特征为柄短、果实小,与普通苹果相比表皮稍硬较难损伤^[1]。但是目前高酸苹果以人工收获为主,采收速度慢,成为其产业发展的瓶颈^[2]。因此亟需专有采摘机械解决其收获难题。

林果采摘机械化是提高作业效率和节本增效的有效途径。常见林果采摘技术有气流冲击采摘技术和振动采摘技术。气流冲击采摘技术是利用风机产生的高速气流冲击整个果树树冠,使果实从果枝脱落,此摘果方式功耗大且容易损伤果实和树枝^[3]。针对振动采摘技术,王长勤等^[4]建立了核桃树-采收机振动系统动力学模型,设计了一种偏心式林果振动采收机。伍德林等^[5]建立了油茶“果实-枝条”双摆动力学模型,设计了一种树冠激振式油茶果采收机。由于高酸苹果果树与其他果树振动特性、果实坚硬程度等不同,现有机械应用在高酸苹果采摘时存在夹持钳夹紧力过大、夹持高度不合适、果实摘净率低、损伤率高等问题。

近年来,研究人员在相关采摘机械不同振动参数对林果采收效果影响方面展开深入研究。WHITNEY 等^[6-7]建立树干-激振器系统,并将系统简化为质量-弹簧-阻尼系统,研究了不同木桩物理特性条件下的振动响应。CASTRO-GARCLA 等^[8]采用模态测试技术研究了果树在受迫振动下的固有频率、阻尼比等参数特征。王业成等^[9]分别建立了黑加仑采收率与振动频率、振幅、激振位置三因素之间关系的数学模型,分析了各影响因素对黑加仑采收率及果枝激振力的影响。LANG^[10-12]研究了果树在振动采收时的动力模型结构,分析了偏心块式和曲柄滑块式振动采摘机空载和工作时的能量方程。上述研究对象多为核桃、柑橘等,在高酸苹果果树固有特性、专用采摘机设计等方面鲜有研究。

本文通过建立高酸苹果果实-树枝单摆动力学模型,得到果实振动微分方程,对振动采摘装置及其液压控制系统进行分析,基于振动采摘理论设计一种高酸苹果振动式采摘机。采用 ANSYS 仿真软件,对果树模型进行自由模态响应与谐响应仿真分析,确定采摘机振动频率、振幅、夹持高度三因素优化设计方案,以期解决高酸苹果收获过程中的效率低、果实摘净率低、损伤率高等问题。

1 结构设计

1.1 整机结构

振动式高酸苹果采摘机(简称采摘机)主要由

振动采摘装置、液压控制系统、机架、行走机构等组成,其结构如图 1 所示。规范化种植的高酸苹果林株行距为 3 m × 4 m,采摘机结构紧凑,可以实现高酸苹果林间行走与采摘要求。采摘机采用三点悬挂方式与机架连接,配套 50.5 ~ 62.5 kW 拖拉机使用,通过拖拉机后输出轴获得动力,作业时,在液压控制系统调节下,振动采摘装置夹紧高酸苹果树干后进行激振,果实在惯性力作用下脱落,实现摘果。

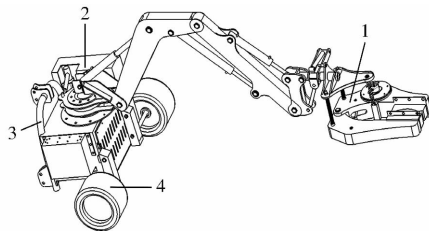


图 1 振动式高酸苹果采摘机结构图

Fig. 1 Structure diagram of high-acid apple vibrating picker

1. 振动采摘装置 2. 液压控制系统 3. 机架 4. 行走机构

1.2 振动采摘装置设计

为提高高酸苹果采摘效率,采摘机采用振动方式摘果,振动采摘装置为采摘机主要装置,其结构如图 2 所示,主要包括夹持钳、调节架、大臂、中心臂、转盘等。工作原理:作业时,在大臂液压缸、中心臂液压缸与调节架液压缸协同作用下分别调整大臂、中心臂与调节架的升降伸缩等动作,进而控制夹持钳的夹持高度并向高酸苹果树树干靠近,然后在夹紧液压缸作用下夹紧树干。振动采摘装置设计时应保证夹持钳夹紧力与夹持高度范围合适,确保最优采摘效果。

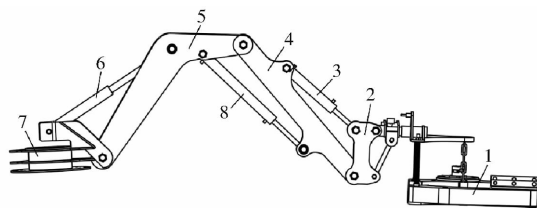


图 2 振动采摘装置结构图

Fig. 2 Schematic of vibration mechanism structure

1. 夹持钳 2. 调节架 3. 调节架液压缸 4. 中心臂 5. 大臂
6. 大臂液压缸 7. 转盘 8. 中心臂液压缸

1.2.1 夹持钳夹紧力计算分析

夹持钳上的夹紧液压缸与油管相连,夹紧液压缸内的活塞杆与左夹持钳相连,通过夹紧液压缸调节实现夹持钳对树干的夹紧,其结构如图 3 所示。柔性橡胶块与树干接触表面为弧形,可以保护树干;吊装架通过减振链、减振弹簧与左右夹持钳相连,可以起到减振作用,增加机器使用寿命。

为减少夹持钳对树干损伤并减轻振动采摘装置重量,设计一种小型单行程夹紧液压缸,其液压缸直

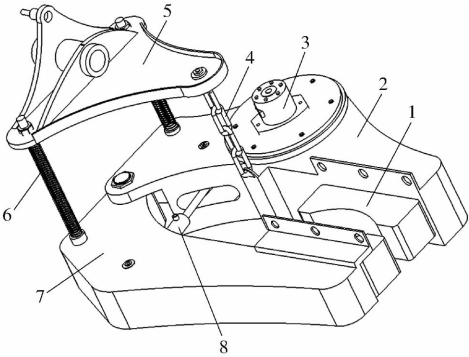


图 3 夹持钳结构图

Fig. 3 Structural diagram of clamp

1. 柔性橡胶块 2. 左夹持钳 3. 液压马达 4. 减振链 5. 吊装架 6. 减振弹簧 7. 右夹持钳 8. 夹紧液压缸

径为 50 mm, 活塞杆直径为 25 mm, 活塞杆行程为 120 mm, 其结构如图 4 所示。

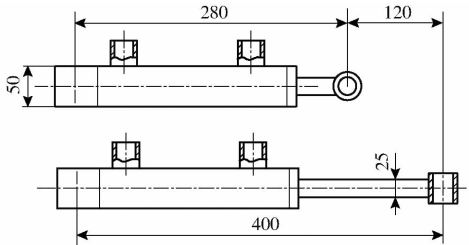


图 4 夹紧液压缸工作行程示意图

Fig. 4 Schematic of working stroke of clamping hydraulic cylinder

夹紧液压缸左右两腔有效工作面积不相等, 左右两腔通入的压力油量相同, 因此两个方向的推力不同, 其公式分别为

$$F_1 = (p_1 A_1 - p_2 A_2) \eta = \frac{\pi}{4} [D^2 p_1 - (D^2 - d^2) p_2] \eta \quad (1)$$

$$F_2 = (p_1 A_2 - p_2 A_1) \eta = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) p_1 - D^2 p_2] \eta \quad (2)$$

式中 F_1 ——压力油进入无杆腔的推力, N
 F_2 ——压力油进入有杆腔的推力, N
 p_1 ——高压腔压力, MPa
 p_2 ——回油腔压力, MPa
 A_1 ——液压缸无杆腔活塞有效工作面积, mm^2
 A_2 ——液压缸有杆腔活塞有效工作面积, mm^2
 D ——液压缸直径, mm
 d ——活塞杆直径, mm
 η ——液压缸机械效率, %

此液压缸高压腔压力取 13 MPa, 回油腔压力取 12 MPa, 代入式(1)、(2), 计算出 F_1 为 7 254 N, F_2

为 4 107 N, 因此振动采摘装置夹持树干时最大夹紧力为 7 254 N。文献[13]表明, 直径在 400 mm 以内的树枝最大承受夹紧力约为 9 000 N, 所以振动采摘装置不会对高酸苹果主干造成损伤。

1.2.2 夹持高度范围分析

如图 5 所示, 根据机械臂不同状态下的行程变化范围, 选用 MOB-B-63×350CA 型液压缸, 缸径为 63 mm, 活塞杆直径为 25 mm, 行程为 250 mm, 图 5 中均使用此液压缸。将机械臂简化成数学模型, 大臂、中心臂与调节架分别简化为杆 OA 、 AB 、 BC , 以 O 为原点建立坐标系, OA 与水平方向的夹角为 α , AB 与竖直方向的夹角为 β , BC 与水平方向的夹角为 γ , 其中 OA 长 l_1 为 1.26 m, AB 长 l_2 为 1.2 m, BC 长 l_3 为 0.35 m, 如图 6 所示。

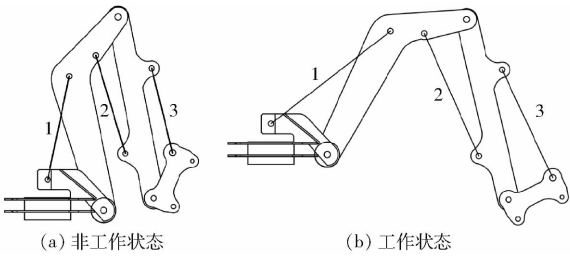


图 5 机械臂行程变化

Fig. 5 Robotic arm stroke changes

1. 大臂液压缸 2. 中心臂液压缸 3. 调节架液压缸

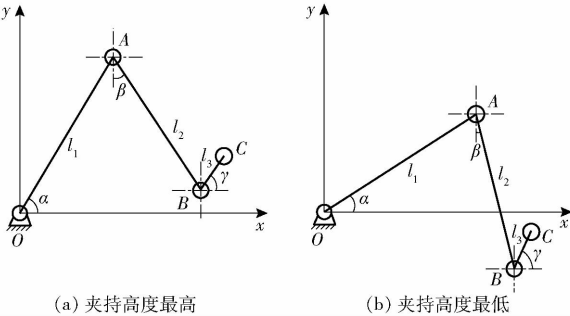


图 6 机械臂运动模型

Fig. 6 Robot arm motion model

用点 C 纵坐标表示夹持树干的相对高度, 点 C 纵坐标为

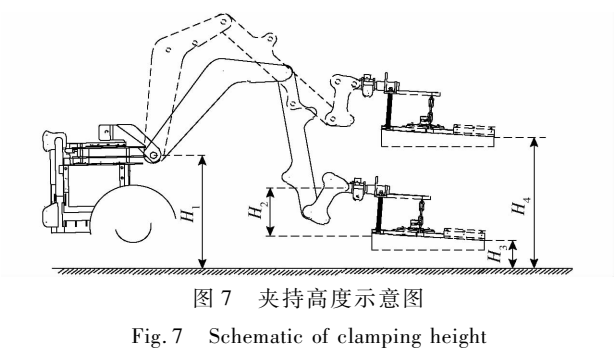
$$Y_c = l_1 \sin \alpha - l_2 \cos \beta + l_3 \sin \gamma \quad (3)$$

根据图 5 机械臂行程变化范围以及实际加工要求, α 、 β 、 γ 的取值范围为

$$\begin{cases} 25^\circ \leq \alpha \leq 70^\circ \\ 15^\circ \leq \beta \leq 35^\circ \\ 45^\circ \leq \gamma \leq 55^\circ \end{cases} \quad (4)$$

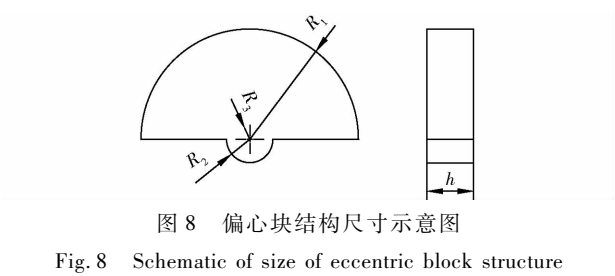
当夹持高度最高时, 计算得到点 C 纵坐标为 49 cm, 当夹持高度最低时, 点 C 纵坐标为 -38 cm。车盘底座高 H_1 为 84 cm, 点 C 与夹持钳的距离 H_2 为 30 cm, 采摘机在大臂、中心臂与调节架协同作用下, 振动采摘装置夹持树干高度范围 ($H_3 \sim H_4$) 为 12 ~

103 cm,如图 7 所示,机械臂设计与液压缸选型合理,满足采摘要求。



1.3 激振装置设计

夹持钳的核心是产生激振力的激振装置,而激振力是以回转不平衡质量偏心块作为振动系统的动源而产生的周期性简谐振动。本采摘机采用半圆柱形偏心块旋转产生激振力,偏心块大圆半径 R_1 取 140 mm,小圆半径 R_2 取 30 mm,内孔半径 R_3 取 15 mm,厚度 h 取 60 mm,如图 8 所示。



根据张合军等^[14]对几种常用偏心块偏心距分析,半圆形偏心块偏心距计算公式为

$$r = \frac{4(R_1^3 - R_2^3)}{3\pi(R_1^2 + R_2^2 - 2R_3^2)} \tag{5}$$

式中 r ——偏心块偏心距,mm

偏心块选用 45 号钢,密度 ρ 为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,偏心块质量为

$$m_p = \frac{\pi}{2}(R_1^2 + R_2^2 - 2R_3^2)h\rho \tag{6}$$

式中 m_p ——偏心块质量,kg

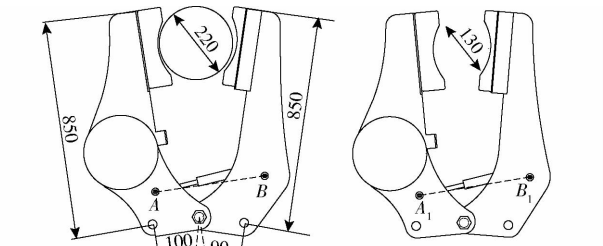
由式(5)可得偏心块偏心距为 57.96 mm,由式(6)得出偏心块理论质量为 14.83 kg。根据偏心块结构尺寸得夹持钳几何尺寸如图 9 所示,其中左夹持钳尺寸为 850 mm × 100 mm,右夹持钳尺寸为 850 mm × 90 mm,夹持钳最大夹持半径为 220 mm,一般工作状态夹持半径为 130 mm,振动夹持装置总质量约为 140 kg。

偏心块激振力计算公式为

$$F = m_p \omega^2 r \tag{7}$$

式中 ω ——偏心块角速度,rad/s

转速与角速度关系为



$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{8}$$

式中 n ——偏心块工作转速,r/min

偏心块转速为 2 500 r/min,联立式(7)、(8),计算得到偏心块激振力为 2 749.15 N。

1.4 液压控制设计

基于采摘机机械臂不同工况与液压系统控制原理,设计了发动机 + 液压泵 + 1 路液压马达 + 4 路液压缸的控制方式,通过调节发动机转速来改变液压泵排量。液压泵根据机械臂实际运动状态进行动态调节,提高系统能量利用率。液压控制系统原理如图 10 所示,该液压系统主要由液压泵、过滤器、单向阀、大臂调节液压缸、中心臂调节液压缸、固定架调节液压缸、夹紧液压缸等元器件构成。

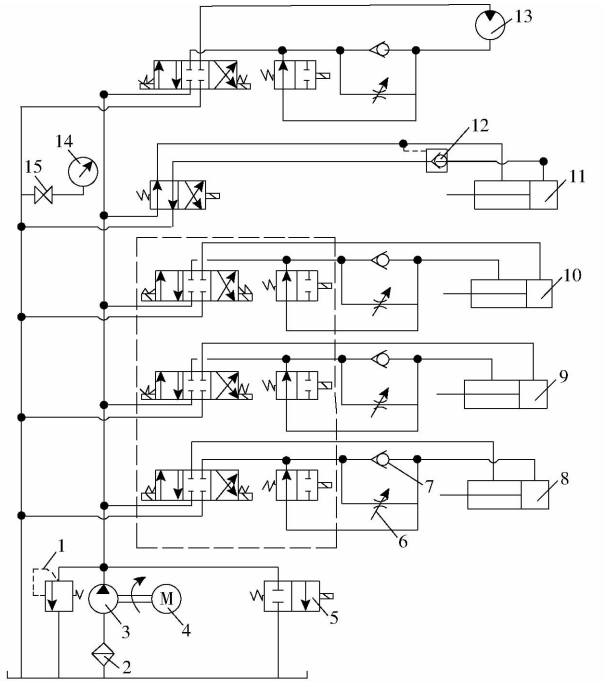


图 10 液压控制系统原理图

Fig. 10 Schematic diagram of the hydraulically controlled system

1. 先导式溢流阀 2. 过滤器 3. 液压泵 4. 发动机 5. 电磁阀
6. 调速阀 7. 单向阀 8. 大臂液压缸 9. 中心臂液压缸 10. 调节架液压缸 11. 夹紧液压缸 12. 液控单向阀 13. 液压马达
14. 压力表 15. 开关

液压泵为升降机构和振动采摘装置的动力元

件,液压泵的输出油液经单向阀的油口进入各液压缸,4路液压缸带动采摘装置实现对树干夹紧程度、夹持高度的调节。通过压力表监测液压马达入口流量压力;如果液压马达负载超过其压力阻塞阈值,可通过调速阀来调节通过的流量,能够自动补偿负载变化影响,保证夹持钳的精度实现闭环控制。先导式溢流阀和液控单向阀起到保护和开/关的功能;过滤器实现回油过滤作用。

采摘机进行作业时,各执行元件动作都是独立的,电磁阀通电,由发动机驱动的液压泵向整个液压控制系统提供所需的液压油流量,一般工序为:大臂液压缸伸出-调节架液压缸调节角度-中心臂液压缸向果树伸出-夹紧液压缸夹紧树干-液压马达驱动偏心块旋转-夹紧液压缸松开-大臂液压缸、中心臂液压缸缩回。

2 高酸苹果受迫振动脱落影响因素分析

基于文献[15-19]对林果模型进行理论分析,建立高酸苹果果实-树枝单摆动力学模型并求解,通过对果实受力分析得出影响摘果的因素。

2.1 果实-树枝单摆动力学模型建立

以XOY为绝对坐标系,以高酸苹果果实悬挂点O₁为原点建立相对坐标X₁O₁Y₁,将高酸苹果果实等效为质心为O₂的实心球体,振动时间为t,如图11所示。

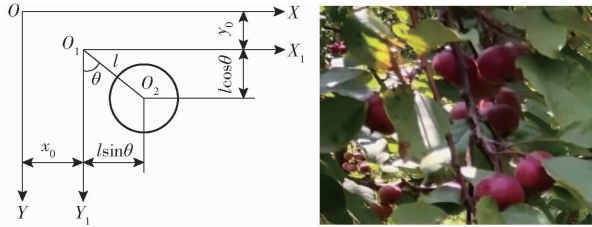


图11 果实-树枝单摆动力学模型

Fig. 11 Fruit-branch pendulum dynamic model

根据图11动力学模型,得果实中心绝对坐标为

$$\begin{cases} x = x_0 + l\sin\theta \\ y = y_0 + l\cos\theta \end{cases} \quad (9)$$

式中 (x,y)——果实质心坐标,mm

l——果实质心到悬挂点的距离,mm

x₀——果实悬挂点在水平方向上的位移,mm

y₀——果实悬挂点在竖直方向上的位移,mm

θ——果实质心到悬挂点的连线与垂直方向夹角,(°)

则模型动能E_v为

$$E_v = \frac{1}{2}m(\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2) + \frac{1}{2}ml^2\dot{\theta}^2 + ml\dot{\theta}(\dot{x}_0\cos\theta - \dot{y}_0\sin\theta) + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 \quad (10)$$

式中 $\dot{x}_0$ ——果实在水平方向的分速度,m/s

$\dot{y}_0$ ——果实在竖直方向的分速度,m/s

$\dot{\theta}$ ——果实相对枝条扭转的角速度,rad/s

I——果实转动惯量,kg·m²

m——果实质量,kg

把悬挂点O₁作为零势能点,则模型势能E_p为

$$E_p = -mgl\cos\theta + \frac{1}{2}k\theta^2 \quad (11)$$

式中 k——果实与悬挂点之间的等效弹性系数

g——重力加速度

联立式(10)、(11),得到拉格朗日函数为

$$E = E_v - E_p = \frac{1}{2}m(\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2) + \frac{1}{2}ml^2\dot{\theta}^2 + ml\dot{\theta}(\dot{x}_0\cos\theta - \dot{y}_0\sin\theta) + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 + mgl\cos\theta - \frac{1}{2}k\theta^2 \quad (12)$$

由于果实受振过程中不受外界作用力,根据数学计算式,拉格朗日方程^[20]为

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial E}{\partial \theta} = 0 \quad (13)$$

联立式(12)、(13),得到果实振动动力学方程为

$$(ml^2 + I)\ddot{\theta} + ml(\ddot{x}_0\cos\theta + \ddot{y}_0\sin\theta) + mgl\sin\theta + k\theta = 0 \quad (14)$$

果实受迫振动过程中为微幅振动,有sinθ≈θ,cosθ≈1,代入式(14)得到果实振动微分方程为

$$(ml^2 + I)\ddot{\theta} + ml(\ddot{x}_0 - \ddot{y}_0\theta) + mgl\theta + k\theta = 0 \quad (15)$$

2.2 模型方程求解

高酸苹果树干在采摘机强迫振动下,果实悬挂点处树枝的运动规律与采摘机振动规律一致。树枝与树干为柔性连接,树枝在Y方向上振动较小,可近似认为在Y方向上振幅为0。振动传递过程中,树枝的频率和振幅会发生变化,设频率传递比为k₁,振幅传递比为k₂,则树枝运动规律可表示为

$$\begin{cases} x_0(t) = k_1A\sin(k_2\omega_0t) = A_0\sin(\omega_0t) \\ y_0(t) = 0 \end{cases} \quad (16)$$

式中 A₀——任意时刻树枝振幅,mm

ω₀——任意时刻树枝振动频率,Hz

将式(16)代入式(15)得到

$$\ddot{\theta} + \frac{mgl\theta + k\theta}{ml^2 + I} = \frac{A_0\omega_0^2ml\sin(\omega_0t)}{ml^2 + I} \quad (17)$$

式中 $\ddot{\theta}$ ——果实相对枝条扭转的角加速度,rad/s²

式(17)为二阶常系数非齐次线性微分方程,其解由齐次方程通解和非齐次方程特解的和组成^[21],得到

$$\theta = b_1 \sin \sqrt{\frac{mgl+k}{ml^2+I}} + b_2 \cos \sqrt{\frac{mgl+k}{ml^2+I}} - \frac{A_0 m l \sin(\omega_0 t)}{(ml^2+I) \frac{mgl+k}{ml^2+I} - \omega_0^2} \quad (18)$$

式中 $b_1、b_2$ ——常数

设 $\sqrt{\frac{mgl+k}{ml^2+I}} = \omega$, 即果实振动固有频率。当初始条件 $t=0$ 时,有

$$\begin{cases} \theta = 0 \\ \dot{\theta} = 0 \\ b_1 = -\frac{A_0 m l \omega_0^3}{(mgl+k)(\omega^2 - \omega_0^2)\omega} \\ b_2 = 0 \end{cases} \quad (19)$$

将式(19)代入式(18)得到

$$\theta = \frac{A_0 m l \omega_0^2 \left(\sin(\omega_0 t) - \frac{\omega_0}{\omega} \sin(\omega t) \right)}{(ml^2+I)(\omega^2 - \omega_0^2)} \quad (20)$$

忽略果实自振频率 ω , 得到

$$\theta = -\frac{A_0 m l \omega_0}{ml^2+I} \cos(\omega_0 t) \quad (21)$$

2.3 果实脱落影响因素分析

果实相对悬挂点振动时,受到自身重力 G 、惯性力 F 、果柄结合力 N 作用。惯性力 F 可分解为法向惯性力 F_n 和切向惯性力 F_t ,法向惯性力对果实产生轴向拉力,切向惯性力产生力矩,使果柄在悬挂点处产生弯曲。同理加速度 a 也可以分解为法向加速度 a_n 和切向加速度 a_t ,果实动力学分析如图 12 所示。

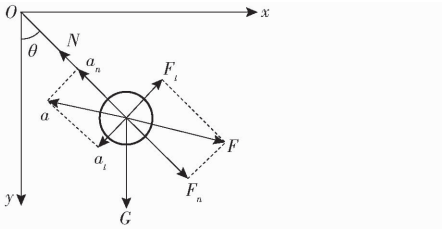


图 12 果实动力学分析
Fig. 12 Fruit kinetic analysis

法向惯性力为

$$F_n = m a_n = m l \dot{\theta}^2 \quad (22)$$

将式(21)对 t 求导并代入式(22)可得

$$F_n = \frac{m^3 l^3 A_0^2 \omega_0^2}{ml^2+I} \cos^2(\omega_0 t) \quad (23)$$

若使高酸苹果果实从树枝上脱落,需要满足

$$F_n + G_n > N \quad (24)$$

式中 G_n ——果实重力沿果柄方向的分力, N
高酸苹果果实脱落加速度为

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2} = \frac{N}{m} \quad (25)$$

成熟期“洪勋一号”高酸苹果果实约为 28.81 g, G_n 可忽略;果实与枝条的平均抗拉应力为 24.53 N, 代入式(25)可得高酸苹果果实脱落时加速度为 851.44 m/s²。忽略 G_n 后,将式(23)代入式(24)可得

$$\frac{m^3 l^3 k_1^2 k_2^2 A_0^2 \omega_0^2}{ml^2+I} \cos^2(k_2 \omega_0 t) > N \quad (26)$$

不考虑高酸苹果自身属性影响,式(26)中振幅 A_0 、振动频率 ω_0 为果实脱落的主要影响因素,且在采摘机夹持高度一定时,振幅和振动频率与果实振动脱落效果呈正相关。但根据杜小强等^[22]对基于电子果实技术的机械振动采收过程果实运动分析可知,若振幅和振动频率过大,果实在振动阶段会造成损伤。因此在保证摘果质量的前提下,若降低果实损伤率需要确定出影响因素参数最优组合。

将树干振动模型简化为悬臂梁模型,如图 13 所示。

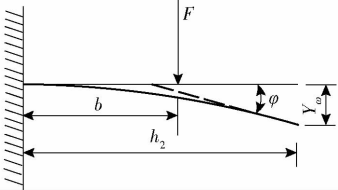


图 13 悬臂梁模型
Fig. 13 Cantilever beam model

挠度曲线方程为

$$Y_\omega = \frac{F' b^2}{6EJ} (3h_2 - b) \quad (27)$$

端截面转角可表示为

$$\varphi = \frac{F' b^2}{2EJ} \quad (28)$$

式中 Y_ω ——挠度, cm
 F' ——激振力, N
 b ——夹持高度, cm
 h_2 ——振幅测量点高度, cm
 E ——树干弹性模量, MPa
 J ——惯性矩, cm⁴
 φ ——端截面转角, (°)

综合式(27)、(28),可以得出夹持高度也是影响高酸苹果脱落的因素。

3 仿真分析

3.1 树干形态参数确定

在山东省胶州市高酸苹果基地实地测量统计了收获期高酸苹果树的生长形态特征。采用卷尺测量高酸苹果树的主干高度、主干直径、树体高度;采用量角器测量高酸苹果树体内部枝条角度,进而得到

不同级别的枝条角度变化规律,统计结果如表 1 所示。

表 1 高酸苹果树形态特征统计

Tab. 1 Statistics of morphological characteristics of high-acid apple trees

序号	主干高度/cm	主干直径/cm	树体高度/m	三级枝分叉角度/(°)	最次级枝分叉角度/(°)
1	73	12	4.1	31 ~ 45	23 ~ 63
2	72	11	3.9	43 ~ 56	25 ~ 69
3	80	14	3.8	45 ~ 55	54 ~ 51
4	75	13	4.1	40 ~ 53	44 ~ 70
5	81	12	4.2	46 ~ 57	41 ~ 62
6	75	11	4.3	39 ~ 55	34 ~ 53
7	75	12	3.7	46 ~ 60	39 ~ 55
8	76	15	3.6	48 ~ 61	34 ~ 53
9	77	17	4.2	52 ~ 63	41 ~ 62
10	74	12	4.1	49 ~ 62	38 ~ 45
11	73	11	3.7	44 ~ 72	41 ~ 53
12	72	13	3.6	39 ~ 55	26 ~ 54
均值	75	13	3.9	44 ~ 58	37 ~ 58

选取具有代表性的 4 棵高酸苹果树,用剪刀从枝干上取下枝条,每棵果树测量的枝条数目为 10 根,采用保鲜袋进行封存。使用电子秤对树枝的初始质量进行称量,采用水浸法测量枝条的体积,计算得到树枝平均密度为 1.38 g/cm³。

弹性模量可以表示材料产生弹性变形的难易程度,切变模量表示材料抵抗切应变的能力,计算公式为

$$\begin{cases} E = \frac{4F_l}{\pi d_1^2 \varepsilon_1} \\ G = \frac{4F_j}{\pi d_1^2 \varepsilon_2} \\ \mu = \frac{E}{2G} - 1 \end{cases} \quad (29)$$

式中 G ——切变模量,MPa

F_l ——拉力,N F_j ——剪切力,N

ε_1 ——拉伸应变,% ε_2 ——剪切应变,%

d_1 ——树枝样本横截面直径,mm

μ ——泊松比

用游标卡尺和 CMT4503 型拉力试验机测量得到 10 根枝条的直径、拉力、剪切力以及应变数据,代入式(29),计算平均值,得到树枝弹性模量为 2.78 × 10³ MPa,切变模量为 1.13 × 10³ MPa,泊松比为 0.23。

3.2 高酸苹果树三维模型构建及仿真分析

根据上述统计平均值以及分析结果,简化高酸苹果树体模型,将树体主干和枝干简化为由下到上逐渐变细的圆锥杆。基于果树的分形理论^[23-24],使

用 SolidWorks 建立高酸苹果植株一级主干、二级枝干、三级枝干和部分最次级枝干的三维模型,如图 14 所示。

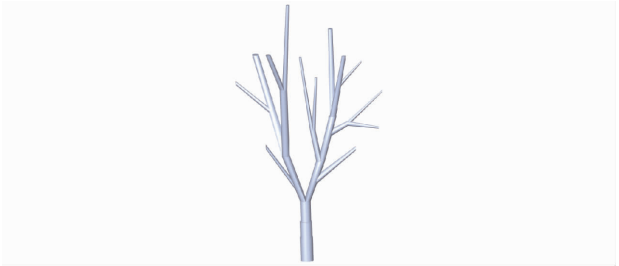


图 14 高酸苹果树三维模型

Fig. 14 A three-dimensional model of high-acid apple tree

利用 ANSYS 软件中的 Static Structural 模块进行分析,根据上述密度、弹性模量、泊松比等试验结果,设置材料特性,选取柔性体设置,选用中等精度的网格划分,如图 15 所示。根据树体的实际生物力学特性,建立约束条件,将主干与地面接触处等效为固定端约束,树冠部分为自由端。

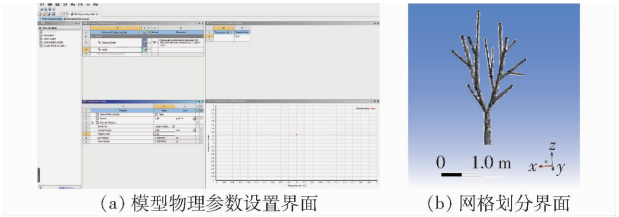


图 15 仿真设置界面

Fig. 15 Simulation setup interface

根据式(7),分别在距离主干高度 30、50、70 cm 处施加 2 750 N 的简谐力,求解得到果树变形云图如图 16 所示。

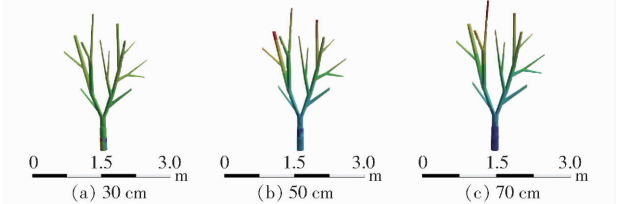


图 16 果树变形云图

Fig. 16 Deformation cloud diagrams of fruit trees

由图 16a 可知,当夹持高度为 30 cm 时,整个高酸苹果果树模型振幅较小,且最大位移发生在根部,容易损伤树体,影响果实来年产量。当夹持高度为 50、70 cm 时,树体振幅明显增大,且最大振幅发生在三级枝和最次级枝干上,此种情况采摘效果较理想。

本试验中夹持高度范围取 40 ~ 70 cm。夹持高度因素水平分别为 40、55、70 cm。

根据上述材料属性、约束条件等设置,利用 Model 模块进行自由模态响应分析,设置求解阶数为 12 阶,得到高酸苹果树前 12 阶固有频率,最大值为 13.1 Hz。图 17 为 6 个具有代表性的模态响应云图。

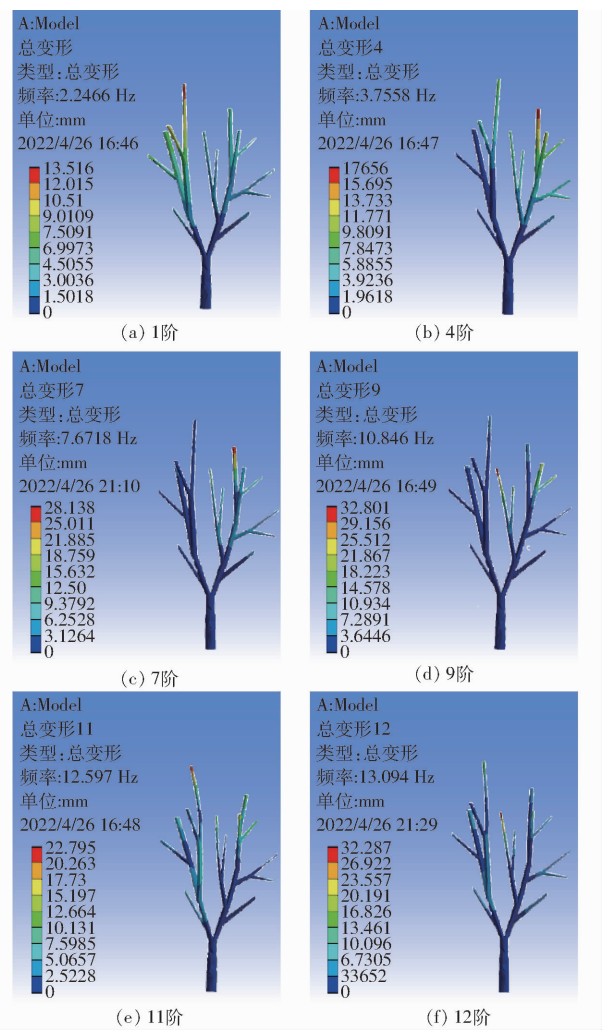


图 17 果树模态响应云图

Fig. 17 Fruit tree modal response cloud map

从图 17 可以看出,前 7 阶模态果树振幅较小,树枝并未发生明显位移;9 阶时振动频率达到 10.846 Hz,树枝位移明显;当模态达到 11、12 阶时,频率达到 12.597 ~ 13.094 Hz,整个二级、三级、最次级枝干都发生强烈摆动,此时对果树和果实损伤较大。在模态分析基础上利用 Harmonic Response 模块进行谐响应分析,边界条件等与模态分析相同,为使仿真结果更可靠,设置频率最大值为 15 Hz,采用完全法进行求解,求解方案间隔为 15 个,得到次级枝振幅-频率、加速度-频率对应示意图,如图 18、19 所示。

从图 18 中可以看出,在 1 ~ 7 Hz 振动频率区间内,树干加速度较小,当振动频率达到 8.5 Hz 和 13 Hz 时具有典型加速度峰值,此时摘果效果极佳,考虑加速度过大对果实造成损伤,结合高酸苹果果实脱落加速度为 851.44 m/s²,本试验中振动最佳频率范围为 9 ~ 12 Hz。振动频率因素水平为 9.0、10.5、12.0 Hz。

从图 19 中可以看出,振幅峰值为 5.076 3 cm,

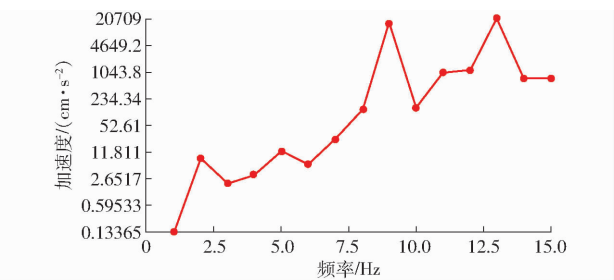


图 18 加速度仿真曲线

Fig. 18 Acceleration simulation curve

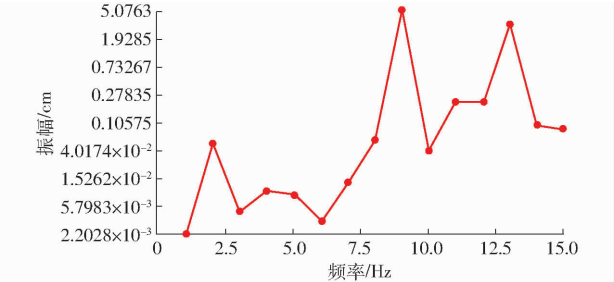


图 19 振幅仿真曲线

Fig. 19 Amplitude simulation curve

同样考虑对树干的损伤,综合上述自由模态响应与谐响应分析,本试验中振幅范围为 1 ~ 2 cm,振幅因素水平为 1.0、1.5、2.0 cm。

4 采摘试验

4.1 试验条件与试验指标

2021 年 8 月,按照高酸苹果采摘机设计目标要求,结合 GB/T 5262—2008《农业机械试验条件测定方法的一般规定》进行高酸苹果振动式采摘机作业性能试验。调研统计结果如表 1 所示,果实成熟率达 95%,适合试验,田间试验现场如图 20 所示。



图 20 田间试验现场

Fig. 20 Field test site

根据采摘机器作业质量评价标准,将果实摘净率和果实损伤率定为采摘效果指标。

(1) 果实摘净率

果实摘净率计算公式为

$$Y_1 = \frac{N_1}{N_1 + N_2} \times 100\% \tag{30}$$

式中 Y_1 ——果实摘净率,%

N_1 ——脱落果实数量,个
 N_2 ——树上果实数量,个

(2)果实损伤率

采摘过程中,高酸苹果表皮容易被破伤,包括果实与果实、果实与树枝、果实与采摘机之间的磕碰损伤,从而影响高酸苹果的经济价值。果实损伤率计算公式为

$$Y_2 = \frac{M_1}{M_2} \times 100\%$$
 (31)

式中 Y_2 ——果实损伤率,%
 M_1 ——收获果实损伤数量,个
 M_2 ——收获果实总数量,个

4.2 试验影响因素设置

以振动频率 A 、振幅 B 、夹持高度 C 为因素,果实摘净率 Y_1 、果实损伤率 Y_2 为响应值。试验因素编码如表 2 所示。

表 2 试验因素编码

Tab.2 Experiment factors coding

编码	因素		
	振动频率 A/Hz	振幅 B/cm	夹持高度 C/cm
-1	9.0	1.0	40
0	10.5	1.5	55
1	12.0	2.0	70

采用三因素三水平组合方法进行田间试验,试验结果如表 3 所示。

表 3 试验结果

Tab.3 Test results

试验 序号	因素			果实摘净 率/%	果实损伤 率/%
	振动频率/ Hz	振幅/ cm	夹持高 度/cm		
1	9.0	1.0	55	81.2	0.7
2	12.0	1.0	55	93.2	2.5
3	9.0	2.0	55	91.2	1.4
4	12.0	2.0	55	96.6	2.9
5	9.0	1.5	40	77.1	0.8
6	12.0	1.5	40	92.5	2.3
7	9.0	1.5	70	87.6	1.3
8	12.0	1.5	70	96.6	2.7
9	10.5	1.0	40	79.3	1.2
10	10.5	2.0	40	85.3	1.5
11	10.5	1.0	70	83.1	1.2
12	10.5	2.0	70	97.1	1.7
13	10.5	1.5	55	97.1	1.6
14	10.5	1.5	55	95.4	1.4
15	10.5	1.5	55	95.7	1.4
16	10.5	1.5	55	96.9	1.5
17	10.5	1.5	55	95.5	1.4

对表 3 中的数据进行二次多元回归拟合,经过 Design-Expert 13.0 软件处理后得到关于果实摘净

率、果实损伤率的方差分析结果,如表 4、5 所示,回归系数显著性分析如表 6 所示。

表 4 果实摘净率方差分析

Tab.4 Analysis of variance of fruit picking net rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	756.78	9	84.09	41.21	<0.000 1 **
A	217.99	1	217.99	106.83	<0.000 1 **
B	139.45	1	139.45	68.34	<0.000 1 **
C	113.70	1	113.70	55.72	0.000 1 **
AB	10.89	1	10.89	5.34	0.054 2
AC	10.37	1	10.37	5.08	0.058 8
BC	16.00	1	16.00	7.84	0.026 5 *
A^2	11.67	1	11.67	5.72	0.048 0 *
B^2	64.21	1	64.21	31.47	0.000 8 **
C^2	152.34	1	152.34	76.66	<0.000 1 **
残差	14.28	7	2.04		
失拟项	11.64	3	3.88	5.86	0.060 3
误差	2.65	4	0.662		

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

表 5 果实损伤率方差分析

Tab.5 Analysis of variance of fruit damage rate

来源	平方和	自由度	均方和	F	P
模型	6.130 0	9	0.681 4	41.63	<0.000 1 **
A	4.800 0	1	4.800 0	293.55	<0.000 1 **
B	0.451 2	1	0.451 2	27.57	0.001 2 **
C	0.151 3	1	0.151 3	9.24	0.018 9 *
AB	0.022 5	1	0.022 5	1.37	0.279 4
AC	0.002 5	1	0.002 5	0.15	0.707 6
BC	0.010 0	1	0.010 0	0.61	0.460 1
A^2	0.670 3	1	0.670 3	40.95	0.000 4 **
B^2	0.002 4	1	0.002 4	0.15	0.711 7
C^2	0.024 3	1	0.024 3	1.49	0.262 4
残差	0.114 6	7	0.016 4		
失拟项	0.092 5	3	0.030 8	5.59	0.065 0
误差	0.022 1	4	0.005 5		

表 6 回归系数显著性分析

Tab.6 Significance analysis of regression coefficient

参数	果实摘净率 Y_1	果实损伤率 Y_2
决定系数 R^2	0.981 5	0.981 7
校正决定系数 R^2_{Adj}	0.957 7	0.958 1
F	41.21	41.63
P	<0.000 1 **	<0.000 1 **
剩余标准差 S	0.060 3	0.065 0
变异系数/%	1.58	7.92
精密度	18.670 6	20.636 9

由表 4 可知,振动频率 A 、振幅 B 、夹持高度 C 以及 B^2 、 C^2 对果实摘净率影响极显著; BC 、 A^2 对果实

摘净率影响显著。模型的 P 值小于 0.000 1,表明回归模型高度显著,模型失拟项的 P 值大于 0.05,说明模型失拟性不显著,模型较为稳定,回归模型拟合程度高。利用 Design-Expert 13.0 软件,得到摘净率 Y_1 二次多项式回归模型

$$Y_1 = -218.34 + 26.26A + 63.64B + 3.54C - 2.20AB - 0.07AC + 0.27BC - 0.74A^2 - 15.62B^2 - 0.03C^2 \quad (32)$$

由表 6 可知,果实摘净率 Y_1 回归模型的校正系数为 0.957 7,说明该模型可以解释 95.77% 的相应变化,仅有 4.23% 的情况无法用模型解释。模型的决定系数 $R^2 = 0.981\ 5$,接近于 1,变异系数与精密度分别为 1.58%、18.670 6,说明该果实摘净率拟合回归模型具有较高的可靠性^[26-28]。

由表 5 可知,振动频率 A 、振幅 B 以及 A^2 对果实损伤率影响极显著。该模型的 P 值小于 0.000 1,表明回归模型高度显著,模型失拟项的 P 值大于 0.05,说明模型失拟性不显著,模型较为稳定,回归模型拟合程度高,得到果实损伤率 Y_2 二次多项式回归模型

$$Y_2 = 11.89 - 2.99A + 0.87B + 0.05C - 0.10AB - 0.01AC + 0.01AB + 0.18A^2 + 0.10B^2 - 0.01C^2 \quad (33)$$

由表 6 可知,果实损伤率 Y_2 的回归模型校正决定系数为 0.958 1,说明可以解释 95.81% 的相应情况。模型的决定系数 $R^2 = 0.981\ 7$,接近于 1,变异系数与精密度分别为 7.92%、20.636 9,说明该果实损伤率拟合回归模型具有较高的可靠性^[26-28]。

4.3 贡献率

贡献率可以反映单个因素对模型的影响程度。贡献率越大,表明单个因素影响程度越大。根据表 4.5 方差分析的 F 值,计算各影响因素对采摘效果指标的贡献率如表 7 所示。

表 7 各因素对不同指标贡献率

Tab.7 Contribution rate of each factor to different indicators

因素	贡献率	
	果实摘净率 Y_1	果实损伤率 Y_2
振动频率 A	2.21	1.62
振幅 B	2.31	1.10
夹持高度 C	2.31	1.06

由表 7 可知,各因素对果实摘净率均有显著影响;各因素对果实损伤率的贡献率从大到小的顺序为:振动频率、振幅、夹持高度。

4.4 最优工作参数确定

为进一步提高高酸苹果果实摘净率,降低果实损伤率,在各约束条件下,利用 Design-Expert 13.0 软件的 Optimization 功能,对高酸苹果摘净率和果实损伤率的二次回归模型进行优化求解。根据文献[5]研究,设果实摘净率权重为 0.64,果实损伤率权重为 0.36,将果实摘净率最大值、果实损伤率最小值为优化指标,建立性能指标目标函数并求解。性能指标目标函数为

$$\begin{cases} f_{\max}(x) = Y_1(A, B, C) \\ f_{\min}(x) = Y_2(A, B, C) \\ 9\text{ Hz} \leq A \leq 12\text{ Hz} \\ 1\text{ cm} \leq B \leq 2\text{ cm} \\ 40\text{ cm} \leq C \leq 70\text{ cm} \end{cases} \quad (34)$$

得到最优参数组合为:振动频率 10.0 Hz、振幅 1.6 cm、夹持高度 58.7 cm,此时果实摘净率为 95.9%、果实损伤率为 1.3%,采摘效果最好。

5 结论

(1)通过建立高酸苹果果实-树枝单摆动力学模型并求解,分析果实脱落条件,得到果实振动微分方程,对振动采摘装置、液压控制系统设计,计算分析夹持钳对树干的夹持力,建立机械臂运动模型,基于振动采收原理设计出一种液压驱动控制的高酸苹果振动式采摘机,并确定出振动频率、振幅、夹持高度作为影响采摘效果的主要因素。

(2)通过 ANSYS 软件对高酸苹果树体模型进行不同夹持高度施加简谐力的分析、自由模态响应分析、谐响应分析,确定出振动频率、振幅、夹持高度取值范围分别为 9~12 Hz、1~2 cm、40~70 cm。

(3)以振动频率、振幅和夹持高度为因素,以果实摘净率和果实损伤率为评价目标,采用三因素三水平组合方法进行田间试验并确定最优工作参数,结果表明当振动频率为 10.0 Hz、振幅为 1.6 cm、夹持高度为 58.7 cm 时,此时果实摘净率为 95.9%、果实损伤率为 1.3%,采摘效果最好,满足高酸苹果采摘要求。

参 考 文 献

[1] 李红英,张磊,张晓煜,等. 我国北方高酸苹果综合品质评价[C]//第 34 届中国气象学会年会 S12 提升气象科技水平,保障农业减灾增效论文集,2017:1-2.

LI Hongying, ZHANG Lei, ZHANG Xiaoyu, et al. Comprehensive quality evaluation of high-acid apples in northern China[C]//Proceedings of the 34th Annual Meeting of the Chinese Meteorological Society S12 to Improve the Level of Meteorological Science

- and Technology and Ensure Agricultural Disaster Reduction and Efficiency,2017;1-2. (in Chinese)
- [2] 祝前峰,陆荣鑑,李奉顺. 苹果采摘机械的研究现状与发展趋势[J]. 林业机械与木工设备,2021,49(5):4-9,15.
ZHU Qianfeng, LU Rongjie, LI Fengshun. Research status and development trend of apple picking machinery[J]. Forestry Machinery and Woodworking Equipment, 2021,49(5):4-9,15. (in Chinese)
- [3] 刘进宝. 基于树干振动机理的林果采摘机的设计与分析[D]. 乌鲁木齐:新疆农业大学,2014.
LIU Jinbao. Design and analysis of forest fruit picking machine based on trunk vibration mechanism[D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural University,2014. (in Chinese)
- [4] 王长勤,许林云,周宏平,等. 偏心式林果振动采收机的研制与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(16):10-16.
WANG Changqin, XU Linyun, ZHOU Hongping, et al. Development and test of eccentric forest fruit vibratory harvester[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(16):10-16. (in Chinese)
- [5] 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. Optimization and experiment of vibration parameters of *Camellia oleifera* fruit canopy based on double pendulum model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(12):96-104. (in Chinese)
- [6] WHITNEY J D, CHURCHILL D B, HEDDEN S L, et al. Trunk shakers for citrus harvesting. Part I: measured trunk shaker and tree trunk motion[J]. Applied Engineer in Agriculture,1988,4(2):93-101.
- [7] 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.
- [8] CASTRO-GARCIA S, BLANCO-ROLDAN G L, GIL-RIBES J A, et al. Dynamic analysis of olive trees in intensive orchards under forced vibration[J]. Trees-structure and Function,2008,22(6):795-802.
- [9] 王业成,陈海涛,林青. 黑加仑采收装置参数的优化[J]. 农业工程学报,2009,25(3):79-83.
WANG Yecheng, CHEN Haitao, LIN Qing. Optimization of parameters of blackcurrant harvesting device[J]. Transactions of the CSAE,2009,25(3):79-83. (in Chinese)
- [10] LANG Z. A fruit tree stability model for static and dynamic loading[J]. Biosystems Engineering,2003,85(4):461-466.
- [11] LANG Z. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design[J]. Biosystems Engineering, 2006, 93(1):35-44.
- [12] LANG Z. A one degree of freedom damped fruit tree model[J]. Transactions of the ASABE, 2008,51(3):823-829.
- [13] AMIRANTE P, CATALANO P, GIAMETTA F, et al. Vibration analysis of an olives mechanical harvesting system[J]. Agricultural Engineering International,2007,9(7):1-10.
- [14] 张合军,王军玮. 几种常用偏心块偏心矩及其激振力的计算分析[J]. 矿山机械,1999(6):68.
ZHANG Hejun, WANG Junwei. Calculation and analysis of eccentric moments and excitation forces of several commonly used eccentric blocks[J]. Mining Machinery, 1999(6):68. (in Chinese)
- [15] 付函,段洁利,陈度,等. 适用棚架树形的鲜苹果局部对靶振动收获方法研究[J]. 农业机械学报,2017,48(增刊):1-7.
FU Han, DUAN Jieli, CHEN Du, et al. Study on local target vibration harvesting method of fresh apple suitable for trellis tree shape[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2017,48(Supp.):1-7. (in Chinese)
- [16] 尹逊春. 振动式核桃采摘机的设计与优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨商业大学,2020.
YIN Xunchun. Design and optimization of vibrating walnut picking machine[D]. Harbin: Harbin University of Commerce, 2020. (in Chinese)
- [17] 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 *Camellia oleifera* fruit picking mechanism[J]. Transactions of the CSAE,2019,35(21):9-17. (in Chinese)
- [18] 郑甲红,刘梦飞,高警. 核桃采摘机中偏心块结构设计与优化[J]. 中国农机化学报,2014,35(4):44-47.
ZHENG Jiahong, LIU Mengfei, GAO Jing. Design and optimization of eccentric block structure in walnut picking machine[J]. Journal of Chinese Agricultural Machanization,2014,35(4):44-47. (in Chinese)
- [19] 杨会民,散肇龙,陈毅飞,等. 不同振动特性参数对杏树振动响应的影响[J]. 农业工程学报,2019,35(2):10-16.
YANG Huimin, SAN Xunlong, CHEN Yifei, et al. Effects of different vibration characteristic parameters on vibration response of apricot trees[J]. Transactions of the CSAE,2019,35(2):10-16. (in Chinese)
- [20] 陈希有,郭源博,齐琛,等. 论拉格朗日方程与基尔霍夫定律相互演绎[J]. 中国电机工程学报,2022,42(5):2036-2045.
CHEN Xiyu, GUO Yuanbo, QI Chen, et al. On the mutual deduction of Lagrange equations and Kirchhoff's law[J]. Proceedings of the CSEE,2022,42(5):2036-2045. (in Chinese)
- [21] 岳庆文,张耀良,乔永芬. 果实振动的运动微分方程[J]. 农机化研究,1994,16(3):21-25.
YUE Qingwen, ZHANG Yaoliang, QIAO Yongfen. Differential equation of motion of fruit vibration[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,1994,16(3):21-25. (in Chinese)

- ZHANG Jinfeng, JIA Jing, HU Rixin, et al. Flow noise of pipeline pump and bionic sound optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 138–145. (in Chinese)
- [14] ZANON A, DE GENNARO M, KUEHNELT H, et al. Assessment of the broadband noise from an unducted axial fan including the effect of the inflow turbulence[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 429: 18–33.
- [15] SANJOSE M, MOREAU S. Direct noise prediction and control of an installed large low-speed radial fan[J]. European Journal of Mechanics-B/Fluids, 2017, 61: 235–243.
- [16] TURNER J, KIM J W. Towards understanding aerofoils with wavy leading edges interacting with vortical disturbances[C]// 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2016: 2952.
- [17] CHAITANYA P, JOSEPH P, NARAYANAN S, et al. Performance and mechanism of sinusoidal leading edge serrations for the reduction of turbulence-aerofoil interaction noise[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2017, 818: 435–464.
- [18] 高艺, 徐成宇, 曹国华. 小型风力机翼羽仿生耦合桨叶结构研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(6): 212–215.
GAO Yi, XU Chengyu, CAO Guohua. Investigation of bionic coupling blades structure for small wind turbine wing feathers [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 212–215. (in Chinese)
- [19] 乔渭阳, 全帆, 陈伟杰, 等. 仿生学气动噪声控制研究的历史, 现状和进展[J]. 空气动力学学报, 2018, 36(1): 98–121.
QIAO Weiyang, TONG Fan, CHEN Weijie, et al. Review on aerodynamic noise reduction with bionic configuration[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2018, 36(1): 98–121. (in Chinese)
- [20] 白长安, 周泽, 康强. 风机类旋转机械噪声分析方案[J]. 智能制造, 2020(9): 56–61.
- [21] 周翔. 基于 CFD/CAA 的轴流风扇噪声分析与降噪设计[D]. 成都: 电子科技大学, 2016.
ZHOU Xiang. Aerodynamic noise analysis and noise reduction design of axial flow fan based on CFD/CAA[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2016. (in Chinese)
- [22] GB/T 2888—2008 风机和罗茨风机噪声测量方法[S]. 2008.
- [23] GB/T 6882—2016 声学 声压法测定噪声源声功率级和声能量级 消声室和半消声室精密法[S]. 2016.
- [24] 杜哲, 胡永光, 仇树成, 等. 喷雾降温风机风筒优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(8): 118–125, 151.
DU Zhe, HU Yongguang, QIU Shucheng, et al. Optimization design and experiment of air duct on spray cooling fan[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 118–125, 151. (in Chinese)
- [25] 程湔湔, 祁力钧, 吴亚垒, 等. 矮化密植果园摇摆变量喷雾机参数响应面法优化[J]. 农业机械学报, 2017, 48(增刊): 22–29.
CHENG Zhenzhen, QI Lijun, WU Yalei, et al. Parameter optimization on swing variable sprayer of orchard based on RSM [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(Supp.): 22–29. (in Chinese)

(上接第 125 页)

- [22] 杜小强, 李松涛, 贺磊盈, 等. 三维激振果品采收机构优化设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(16): 48–55.
DU Xiaoqiang, LI Songtao, HE Leiyong, et al. Optimal design and experiment of three-dimensional excitation fruit harvesting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(16): 48–55. (in Chinese)
- [23] 章兰芬, 张社奇, 李丙智, 等. “V”字形苹果幼树二维图像的分形特征[J]. 西北农业学报, 2012, 21(11): 128–134, 179.
ZHANG Lanfen, ZHANG Sheqi, LI Bingzhi, et al. Fractal characteristics of two-dimensional images of “V”-shaped apple saplings[J]. Northwest Journal of Agricultural Sciences, 2012, 21(11): 128–134, 179. (in Chinese)
- [24] 李明喜, 毛罕平, 张艳诚. 基于提升小波和分形的苹果树多源图像融合算法[J]. 农业机械学报, 2007, 38(10): 91–93, 121.
LI Mingxi, MAO Hanping, ZHANG Yancheng. Multi-source image fusion algorithm for apple tree based on enhanced wavelets and fractals[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(10): 91–93, 121. (in Chinese)
- [25] 乔园园, 牛长河, 孟详金, 等. 牵引式林果振动采收机的设计与田间试验[J]. 新疆农业科学, 2015, 52(3): 528–534.
QIAO Yuanyuan, NIU Changhe, MENG Xiangjin, et al. Design and field test of traction forest fruit vibratory harvester[J]. Xinjiang Agricultural Sciences, 2015, 52(3): 528–534. (in Chinese)
- [26] 郑少华, 姜奉华. 试验设计与数据处理[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 2004.
- [27] 何映平. 试验设计与分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013.
- [28] 陈超鹏, 全伟, 吴明亮, 等. 基于离散元法的油菜移栽垂直入土式成孔部件参数优化[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2019, 45(4): 433–439.
CHEN Chaopeng, QUAN Wei, WU Mingliang, et al. Parameter optimization of vertically inputable pored components of rapeseed transplanting based on discrete element method[J]. Journal of Hunan Agricultural University (Natural Science Edition), 2019, 45(4): 433–439. (in Chinese)