

# 侧枝激振耦合式核桃采果方法与装置研究

郭关柱<sup>1,2</sup> 王桐<sup>1</sup> 罗亚南<sup>1,2</sup> 王争光<sup>1</sup> 杨李洋<sup>1</sup> 金光烨<sup>1</sup>

(1. 云南农业大学机电工程学院, 昆明 650201;

2. 大理荣漾核桃机械制造有限公司郭关柱专家基层科研工作站, 大理 672599)

**摘要:** 针对现有便携式核桃侧枝振动采果装置所需采果激振力与侧枝物理特性之间耦合关系不明晰的问题, 提出了侧枝激振耦合式核桃采果的方法, 基于采果激振力频率与核桃侧枝固有频率相同从而形成激振耦合的理论分析, 建立了激振采果参数与侧枝物理特性之间的激振耦合采果理论模型, 进行了侧枝激振耦合条件下激振加速度和激振力仿真分析, 设计了侧枝激振耦合式核桃采果装置, 分析了侧枝激振耦合式核桃采果装置采果性能, 并对侧枝激振耦合式核桃采果装置采果性能进行了试验验证。试验结果表明, 采果激振力频率越接近侧枝的固有频率, 侧枝与激振力之间越易形成激振耦合。对于核桃侧枝直径和激振加载位置与主枝干距离分别为: 30 mm 和 1 313 mm、40 mm 和 1 552 mm、50 mm 和 1 686 mm, 采果装置额定功率为 300 W, 激振力振幅为 15 N, 激振力频率为侧枝固有频率 8.80、8.40、8.90 Hz 时, 侧枝振动加速度仿真值分别为 69.2、56.1、72.9 m/s<sup>2</sup>, 试验值分别为 66.4、56.3、74.2 m/s<sup>2</sup>, 两者相一致。当单枝侧枝挂果质量为 2.0 kg 时, 采果效率可达 60.0 kg/h, 采净率与果实成熟度密切相关。

**关键词:** 核桃采果机械; 侧枝激振耦合; 振动落果条件; 激振力; 采果效率

中图分类号: S225.93

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2025)03-0279-12

OSID:



## Lateral Branch Excitation Coupled Walnut Fruit Harvesting Method and Device

GUO Guanzhu<sup>1,2</sup> WANG Tong<sup>1</sup> LUO Ya'nan<sup>1,2</sup> WANG Zhengguang<sup>1</sup> YANG Liyang<sup>1</sup> JIN Guangye<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Yunnan Agricultural University, Kunming 650201, China

2. Guo Guanzhu Expert Grassroots Research Station of Dali Rongyang Walnut Machinery Manufacturing Co., Ltd., Dali 672599, China)

**Abstract:** For the existing portable walnut side branch vibration fruit picking device required fruit picking excitation force and side branch physical characteristics of the coupling relationship between the problem is not clear, the side branch excitation coupling walnut fruit picking method was put forward, in the theoretical analysis of the picking load excitation force frequency and walnut side branch inherent frequency was the same so as to form the excitation coupling based on the theoretical analysis of the excitation picking parameters and the side branch of the theoretical model of the physical characteristics of the coupling between the excitation picking parameters and the side branch excitation, the excitation acceleration and coupling excitation force under the coupling conditions were analyzed through simulation analysis of the side branch excitation, the side branch excitation coupling walnut fruit picking device was designed, the fruit picking performance of the side branch excitation coupling walnut fruit picking device was analyzed, and the fruit picking performance of the side branch excitation coupling walnut fruit picking device was experimentally verified. The results showed that the closer the frequency of the fruit picking excitation loading force was to the intrinsic frequency of the lateral branch, the easier it was to form an excitation coupling between the lateral branch and the excitation loading force. For the diameter of walnut lateral branches and the distance of the excitation loading position from the main branch stem were 30 mm and 1 313 mm, 40 mm and 1 552 mm, 50 mm and 1 686 mm, and the rated power of the fruit

收稿日期: 2024-10-29 修回日期: 2024-11-30

基金项目: 云南省“兴滇英才支持计划”云岭学者专项基金项目和云南省基础研究专项(202301AS070079)

作者简介: 郭关柱(1973—), 男, 教授, 博士, 主要从事采收与输送机械研究, E-mail: guoguanzhu\_616@126.com

通信作者: 罗亚南(1972—), 女, 高级工程师, 主要从事采收与输送机械研究, E-mail: 1339706332@qq.com

picking device was 300 W. When the amplitude of the excitation loading force was 15 N and the intrinsic frequency of the lateral branches were 8.80 Hz, 8.40 Hz and 8.90 Hz, respectively, the simulated values of lateral branch vibration acceleration reached  $69.2\text{ m/s}^2$ ,  $56.1\text{ m/s}^2$  and  $72.9\text{ m/s}^2$ , respectively, and the experimental values were  $66.4\text{ m/s}^2$ ,  $56.3\text{ m/s}^2$  and  $74.2\text{ m/s}^2$ , which were consistent with each other. When the fruit hanging mass of single lateral branch walnut was 2.0 kg, the fruit picking efficiency reached 60.0 kg/h. The walnut fruit picking net rate was closely related to the maturity.

**Key words:** walnut picking machinery; lateral branch excitation coupling; conditions of fruit falling by vibration; excitation force; harvesting efficiency

0 引言

截至 2021 年底,我国核桃种植面积已达  $8.0 \times 10^6\text{ hm}^2$ ,产量近  $5.4 \times 10^6\text{ t}$ 。其中云南省以山地分散式种植深纹核桃为主,核桃总种植面积有  $2.9 \times 10^6\text{ hm}^2$ ,预计 2025 年产量将达到  $3.2 \times 10^6\text{ t}^{[1]}$ 。受种植地形限制,大型采果机械难于到达,小型采果机械携带的动力较少而限制了使用,目前主要依赖人工采收。近年随着核桃种植地人口外流和老龄化加剧,采收问题严重阻碍了核桃产业的可持续发展和种植地域的乡村振兴事业。

围绕机械化采果技术,国内外科研人员开展了大量研究设计工作,有大型采果机械<sup>[2-7]</sup>和适宜山地应用的小型便携式采果机械<sup>[8-23]</sup>。这些研究有效推进了机械化采果技术发展,为采果机械尤其是适于采收山地种植果实的小型机械研究奠定了基础。然而,在核桃采果的方法与装置方面,现有研究关注于通过改变振动频率提升采果性能,减少树枝的振动损伤,虽然有效提升了核桃的采净率,但采果激振力与挂果枝干物理特性之间的耦合关系尚不明晰,造成不同人员得到的较优核桃采果振摇频率间存在较大差异,限制了小型便携式核桃采果机械的深入研究与应用。侧枝作为核桃主要挂果对象,确定核桃侧枝采果激振方法与激振力特征,是解决山地种植核桃机械采果难题的关键。

针对已有研究的不足,本文提出一种利用采果激振频率与侧枝固有频率相同从而形成激振耦合的采果方法,参考橄榄树、松果等领域林果振动采收理论及建模方法,建立采果激振参数与侧枝固有特性之间的耦合模型,利用激振耦合仿真分析结果,设计侧枝激振耦合式核桃采果装置,分析采果性能并开展试验验证,以期后续侧枝激振耦合式采果装置的成熟应用奠定基础。

1 侧枝激振耦合采果理论

1.1 振动落果分析

山地种植深纹核桃的落果测试与分析表明,核

桃果柄连接强度是影响果实振动掉落特性的关键因素,果实成熟程度决定了果柄连接强度,两者之间符合关系式<sup>[24]</sup>

$$\sigma_w = -220.9 + 0.9957e^{-\delta_w/0.5684} + 1.9285e^{-\delta_w/7.0417} + 222.6e^{-\delta_w/16.4395}$$

(1)

式中  $\sigma_w$ ——核桃果柄连接强度,MPa  
 $\delta_w$ ——核桃果实成熟程度,%

核桃果实与侧枝连接在一起,果柄承受侧枝振动所形成的拉力,当作用强度超过连接强度时,果柄断裂后果实掉落。

以侧枝与主干连接点  $O$  为坐标原点,建立  $xOy$  绝对坐标系。以侧枝与果柄连接点  $O_1$  为坐标原点,建立  $x_1O_1y_1$  相对坐标系。将“侧枝-果柄-果实”模型简化为双自由度摆动模型,仅考虑果柄相对于侧枝的摆动和果实相对于果柄的摆动。 $O_2$  为果柄质心, $O_3$  为果柄与果实连接点, $O_4$  为果实质心,果柄的质心位于  $O_1O_2$  连线中点。忽略空气阻力和连接处粘性阻尼,侧枝振动落果动力学模型如图 1 所示。图中, $\alpha$  和  $\beta$  为果柄( $O_1O_3$ )及果实长半轴( $O_3O_4$ )与竖直方向夹角,rad; $M$  为果柄质量,kg; $m$  为果实质量,kg; $g$  为重力加速度, $\text{m/s}^2$ ;  $k_1$ 、 $k_2$  为侧枝与果柄和果柄与果实连接处等效弹性系数,N/m。

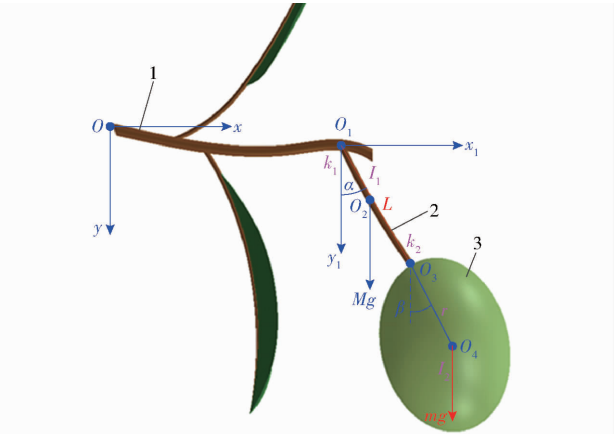


图 1 核桃侧枝振动落果动力学分析  
Fig. 1 Kinetic analysis of walnut branch vibrating with dropped fruits  
1. 核桃侧枝 2. 果柄 3. 果实

依据坐标变换关系,可得

$$\begin{cases} x_{o_4} = x_{o_1} + L\sin\alpha + r\sin\beta \\ y_{o_4} = y_{o_1} + L\cos\alpha + r\cos\beta \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_{o_2} = x_{o_1} + 0.5L\sin\alpha \\ y_{o_2} = y_{o_1} + 0.5L\cos\alpha \end{cases} \quad (3)$$

式中  $L$ —— $O_1O_3$  段长度, m

$r$ —— $O_3O_4$  段长度, m

“侧枝-果柄-果实”系统振动时动能  $E_T$  为

$$E_T = \frac{1}{2}M(\dot{x}_{o_2}^2 + \dot{y}_{o_2}^2) + \frac{1}{2}m(\dot{x}_{o_4}^2 + \dot{y}_{o_4}^2) + \frac{1}{2}I_1\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\beta}^2 \quad (4)$$

式中  $I_1$ ——果柄绕点  $O_1$  转动惯量,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

$I_2$ ——果实绕点  $O_4$  转动惯量,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

“侧枝-果柄-果实”系统振动时势能  $E_P$  为

$$E_P = -mg(y_{o_1} + L\cos\alpha + r\cos\beta) - Mg\left(y_{o_1} + \frac{L}{2}\cos\alpha\right) + \frac{1}{2}k_1\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}k_2(\dot{\beta} - \dot{\alpha})^2 \quad (5)$$

依据式(4)、(5), 得到“侧枝-果柄-果实”系统的拉格朗日函数为

$$E_T - E_P = \frac{1}{2}m(\dot{x}_{o_1}^2 + \dot{y}_{o_1}^2 + L^2\dot{\alpha}^2 + r^2\dot{\beta}^2) + m[Lr\dot{\alpha}\dot{\beta}\cos(\beta - \alpha) + L\dot{\alpha}(\dot{x}_{o_1}\cos\alpha - \dot{y}_{o_1}\sin\alpha) + r\dot{\beta}(\dot{x}_{o_1}\cos\beta - \dot{y}_{o_1}\sin\beta)] + \frac{1}{2}I_1\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\beta}^2 + \frac{1}{2}M(\dot{x}_{o_1}^2 + \dot{y}_{o_1}^2 + L\dot{x}_{o_1}\dot{\alpha}\cos\alpha - L\dot{y}_{o_1}\dot{\alpha}\sin\alpha) + \frac{1}{8}ML^2\dot{\alpha}^2 + mg(y_{o_1} + L\cos\alpha + r\cos\beta) + Mg\left(y_{o_1} + \frac{L}{2}\cos\alpha\right) - \frac{1}{2}k_1\dot{\alpha}^2 - \frac{1}{2}k_2(\dot{\beta} - \dot{\alpha})^2 \quad (6)$$

对于  $\alpha$  和  $\beta$  其拉格朗日方程分别为

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \alpha} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\beta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \beta} = 0 \quad (8)$$

双自由度摆动模型振动幅度较小, 则有  $\sin\alpha \approx \alpha$ ,  $\sin\beta \approx \beta$ ,  $\cos\alpha \approx 1$ ,  $\cos\beta \approx 1$ ,  $\sin(\beta - \alpha) \approx \beta - \alpha$ ,  $\cos(\beta - \alpha) \approx 1$ 。将式(6)代入式(7)、(8), 得到“侧枝-果柄-果实”系统振动微分方程分别为

$$mL^2\ddot{\alpha} + mLr\ddot{\beta} - mLr\dot{\beta}^2(\beta - \alpha) + mL\ddot{x}_{o_1} - mL\ddot{y}_{o_1}\alpha + I_1\ddot{\alpha} + \frac{1}{2}ML\ddot{x}_{o_1} - \frac{1}{2}ML\ddot{y}_{o_1}\alpha + \frac{1}{4}ML^2\ddot{\alpha} - k_1\ddot{\alpha} + k_2(\ddot{\beta} - \ddot{\alpha}) + mgL\alpha + \frac{1}{2}MgL\alpha = 0 \quad (9)$$

$$mr^2\ddot{\beta} + mLr\ddot{\alpha} + mLr\dot{\alpha}^2(\beta - \alpha) + mr\ddot{x}_{o_1} - mr\ddot{y}_{o_1}\beta + I_2\ddot{\beta} - k_2(\ddot{\beta} - \ddot{\alpha}) + mgr\beta = 0 \quad (10)$$

振动落果时, 果实受到自身重力  $mg$ 、惯性力  $F$

和果柄与果实连接力  $F_c$  的共同作用。将果实受到的惯性力分解为法向惯性力  $F_n$  与切向惯性力  $F_\tau$ , 加速度  $a$  分解为法向加速度  $a_n$  与切向加速度  $a_\tau$ 。侧枝振动落果受力如图 2 所示。图中,  $a_1$  为  $O_3$  绕  $O_1$  法向加速度,  $a_2$  为  $O_4$  绕  $O_3$  法向加速度,  $a_n$  为  $O_4$  法向加速度,  $a_3$  为  $O_3$  绕  $O_1$  切向加速度,  $a_4$  为  $O_4$  绕  $O_3$  切向加速度,  $a_\tau$  为  $O_4$  切向加速度。

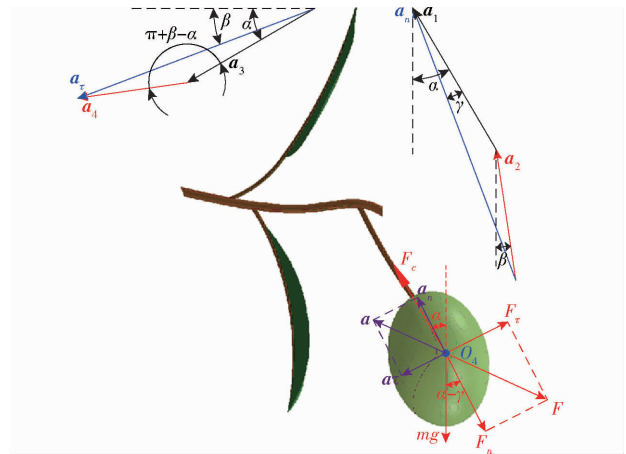


图 2 核桃侧枝振动落果受力分析

Fig. 2 Force analysis of walnut branch vibrating with dropped fruits

$O_4$  法向加速度  $a_n$  为

$$a_n = a_1 + a_2 \quad (11)$$

其中,  $a_1$  和  $a_2$  大小分别为

$$|a_1| = \dot{\alpha}^2 L \quad (12)$$

$$|a_2| = \dot{\beta}^2 r \quad (13)$$

依据余弦定理, 得到  $a_n$  大小为

$$|a_n| = (\dot{\alpha}^4 L^2 + \dot{\beta}^4 r^2 + 2\dot{\alpha}^2 \dot{\beta}^2 Lr\cos(\beta - \alpha))^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

$a_n$  与垂直方向夹角为  $\alpha - \beta$ ,  $\gamma$  为  $a_n$  与  $a_1$  夹角, 有

$$\gamma = \arcsin \frac{\sin(\beta - \alpha)\dot{\beta}^2 r}{(\dot{\alpha}^4 L^2 + \dot{\beta}^4 r^2 + 2\dot{\alpha}^2 \dot{\beta}^2 Lr\cos(\beta - \alpha))^{\frac{1}{2}}} \quad (15)$$

同理, 依据余弦定理, 由  $a_3$  和  $a_4$  得到切向加速度  $a_\tau$  大小为

$$|a_\tau| = (\dot{\alpha}^2 L^2 + \dot{\beta}^2 r^2 + 2\dot{\alpha}\dot{\beta}Lr\cos(\beta - \alpha))^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

由式(15)、(16)得到法向惯性力与切向惯性力分别为

$$\begin{cases} F_n = m|a_n| = m(\dot{\alpha}^4 L^2 + \dot{\beta}^4 r^2 + 2\dot{\alpha}^2 \dot{\beta}^2 Lr\cos(\beta - \alpha))^{\frac{1}{2}} \\ F_\tau = m|a_\tau| = m(\dot{\alpha}^2 L^2 + \dot{\beta}^2 r^2 + 2\dot{\alpha}\dot{\beta}Lr\cos(\beta - \alpha))^{\frac{1}{2}} \end{cases} \quad (17)$$

依据强度理论得到振动落果条件为

$$\begin{cases} mg\cos(\alpha - \gamma) + F_n \geq F_c \cos\gamma \\ F_\tau \geq F_c \sin\gamma + mg\sin(\alpha - \gamma) \end{cases} \quad (18)$$

式(17)代入式(18),则有

$$\begin{cases} mg\cos(\alpha-\gamma)+m(\ddot{\alpha}^4L^2+\dot{\beta}^4r^2+2\dot{\alpha}^2\dot{\beta}^2Lr\cos(\beta-\alpha))^{\frac{1}{2}}\geq F_c\cos\gamma \\ m(\ddot{\alpha}^2L^2+\dot{\beta}^2r^2+2\ddot{\alpha}\ddot{\beta}Lr\cos(\beta-\alpha))^{\frac{1}{2}}\geq F_c\sin\gamma+mgsin(\alpha-\gamma) \end{cases}$$

(19)

式(19)是判定核桃侧枝振动的落果条件。

1.2 自激振动特性

将侧枝简化为悬臂圆形等截面直梁模型,考虑梁长为 $l$ 。以梁水平伸长方向为 $x$ 轴方向,垂直向上为 $y$ 轴方向,固定点为原点 $O$ 建立坐标系。在梁长度方向上距离点 $O$ 为 $x$ 处取一段长度为 $dx$ 的微元段,用 $F_w$ 和 $M_w$ 分别表示微元段沿 $y$ 方向所受力和力矩,如图3所示。

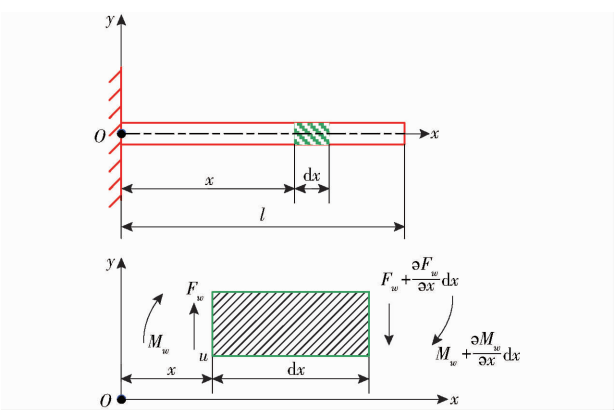


图3 核桃侧枝自激振动特性分析

Fig.3 Characterization analysis of self-excited vibration of walnut lateral branches

依据牛顿第二定律、力矩平衡方程和欧拉梁理论,得到微元段沿 $y$ 方向运动方程为

$$EI\frac{\partial^4u}{\partial x^4}+\rho A\frac{\partial^2u}{\partial t^2}=0$$

(20)

式中  $E$ ——侧枝弹性模量,MPa  
 $I$ ——侧枝对其对称轴的惯性矩, $m^4$   
 $u$ ——点 $x$ 和 $t$ 时刻,侧枝沿 $y$ 轴方向位移,m  
 $t$ ——时刻  
 $\rho$ ——侧枝密度, $kg/m^3$   
 $A$ ——侧枝横截面积, $m^2$

式(20)通解为

$$u(x,t)=\sum_jU_j(x)(A_j\sin(\omega_jt)+B_j\cos(\omega_jt))$$

(21)

式中  $U_j(x)$ ——侧枝在 $x$ 处 $j$ 阶主振型振幅,m  
 $A_j$ 、 $B_j$ ——方程系数  
 $\omega_j$ ——侧枝弯曲振动 $j$ 阶固有角频率,rad/s  
侧枝固定端,其挠度和斜率为零。侧枝自由端,则弯矩和剪切力为零。考虑边界条件,将式(21)变

换后,求解相应的齐次方程组,可得到等截面悬臂侧枝的弯曲振动固有频率为

$$\omega_j=\lambda_j^2\sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

(22)

则  $\lambda_j^4=\rho A\omega_j^2/(EI)$

式中  $\lambda_j$ ——常数

式(22)中,侧枝振动特性主要由一阶基频所决定。

1.3 受激振动耦合模型

1.3.1 侧枝振动耦合分析

侧枝受激振动耦合分析如图4所示,到固定端距离 $c$ 处,对侧枝施加的激振力为 $F_0\sin(\omega t)$ ,图中, $F_0$ 为激振力振幅,N; $\omega$ 为激振力频率,rad/s。

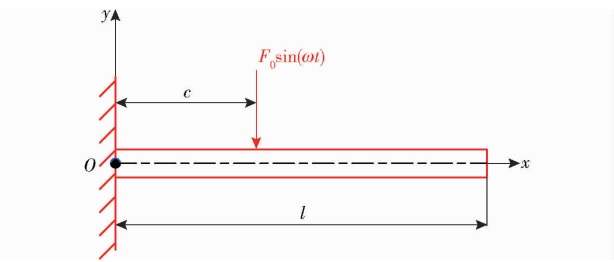


图4 核桃侧枝受激振动分析

Fig.4 Coupling analysis of walnut lateral branches under forced excitation vibration

核桃侧枝振动时,将侧枝位移表达式取为级数形式,则有

$$v(x,t)=\sum_{j=1}^{\infty}\phi_j(t)V_j(x)$$

(23)

式中  $v(x,t)$ —— $t$ 时刻, $x$ 处沿 $y$ 轴方向位移(简称为 $v$ ),m

$V_j(x)$ ——满足边界条件的正交函数,简称为 $V_j$

$\phi_j(t)$ ——时间函数,简称为 $\phi_j$

假设有一个虚位移

$$\delta v=\delta\phi_jV_j$$

(24)

侧枝是非完全弹性材料,振动过程会产生内部摩擦,为使振动问题分析与实际情况接近,需要将这种内部摩擦视为粘性阻尼考虑。图3中,侧枝到固定端距离为 $x$ 处,取长度为 $dx$ 微元段,所受阻尼力 $F_f$ 为

$$F_f=c_f\dot{v}_x$$

(25)

其中

$$c_f=\mu\rho A dx$$

(26)

式中  $c_f$ ——侧枝阻尼系数,为常数,kg/s

$\dot{v}_x$ ——侧枝到固定端的距离 $x$ 处,在 $y$ 轴方向的速度,m/s

$\mu$ ——单位质量阻尼系数<sup>[25]</sup>

在 $0\leq x\leq l$ 范围内,阻尼力与虚位移乘积对 $x$ 进行积分,则阻尼力虚功为

$$-\rho A \mu \int_0^l \left( \sum_{j=1}^{\infty} \dot{\phi}_j V_j \right) \delta \phi_j V_j dx = -\rho A \mu l \dot{\phi}_j \delta \phi_j \quad (27)$$

同理,则惯性力虚功为

$$-\rho A \int_0^l \left( \sum_{j=1}^{\infty} \ddot{\phi}_j V_j \right) \delta V_j \phi_j dx = -\rho A l \ddot{\phi}_j \delta \phi_j \quad (28)$$

侧枝变形能为

$$\frac{EI}{2} \int_0^l \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 dx = \frac{EI}{2l^3} \sum_{j=1}^{\infty} (\lambda_j l)^4 \phi_j^2 \quad (29)$$

弹性力虚功为

$$-\frac{\partial W_v}{\partial \phi_j} \delta \phi_j = -\frac{EI}{l^3} (\lambda_j l)^4 \phi_j \delta \phi_j \quad (30)$$

式中  $W_v$ ——侧枝变形能

激振力虚功  $W_{ef}$  为

$$W_{ef} = \delta \phi_j (V_j)_{x=c} F_0 \sin(\omega t) \quad (31)$$

依据动力学普遍方程,上述4种虚功之和为零,有

$$\ddot{\phi}_i + \mu \dot{\phi}_j + \omega_j^2 \phi_j - \frac{F_0 (V_j)_{x=c}}{A \rho l} \sin(\omega t) = 0 \quad (32)$$

式(32)作为二阶非齐次线性微分方程,其通解由二阶齐次线性微分方程的通解与2阶非齐次线性微分方程特解共同组成。初始条件  $\phi_j$  和  $\dot{\phi}_j$  均为0,令  $k_j^2 = \omega_j^2 - 0.25\mu^2$ ,求解后得到式(32)通解为

$$\begin{aligned} \phi_j = & \frac{F_0 (V_j)_{x=c}}{A \rho l [(\omega_j^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2]} \cdot \\ & \left\{ [(\omega_j^2 - \omega^2) \sin(\omega t) - \mu \omega \cos(\omega t)] + \right. \\ & \left. e^{-0.5\mu t} \left[ \mu \omega \cos(k_j t) + \frac{(0.5\mu^2 - \omega_j^2 + \omega^2) \omega}{k_j} \sin(k_j t) \right] \right\} \end{aligned} \quad (33)$$

将式(33)代入式(23),则有

$$\begin{aligned} v = & \frac{F_0}{A \rho l} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{V_j (V_j)_{x=c}}{(\omega_j^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2} \cdot \\ & \left\{ [(\omega_j^2 - \omega^2) \sin(\omega t) - \mu \omega \cos(\omega t)] + \right. \\ & \left. e^{-0.5\mu t} \left[ \mu \omega \cos(k_j t) + \frac{(0.5\mu^2 - \omega_j^2 + \omega^2) \omega}{k_j} \sin(k_j t) \right] \right\} \end{aligned} \quad (34)$$

式(34)对  $t$  求二阶导数,得到受激振动下侧枝至固定端的距离  $x$  处在  $y$  轴方向振动加速度  $a_{y1}$  为

$$\begin{aligned} a_{y1} = & \frac{F_0}{A \rho l} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{V_j (V_j)_{x=c}}{(\omega_j^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2} \cdot \\ & \left\{ e^{-0.5\mu t} \left\{ \left[ \frac{(0.5\mu^2 - \omega_j^2 + \omega^2) 0.25\mu \omega}{k_j} + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. 0.5\mu^2 \omega k_j + k_j \omega (\omega_j^2 - \omega^2) \right] \sin(k_j t) + [0.5\mu \omega (\omega_j^2 - \right. \right. \\ & \left. \left. \omega^2) - \mu \omega k_j^2 - \omega (0.5\mu^2 - \omega_j^2 + \omega^2)] \cos(k_j t) \right\} - \right. \\ & \left. [(\omega_j^2 - \omega^2) \omega^2 \sin(\omega t) - \mu \omega^3 \cos(\omega t)] \right\} \end{aligned} \quad (35)$$

### 1.3.2 激振耦合分析

激振耦合条件是确定振幅最大时激振频率  $\omega$  值。将式(34)拆分为2项,分别表示有阻尼的自由振动和激振力产生的强迫振动,由于2个振动求解振动耦合较为复杂,故对每项逐个进行求解。1阶固有频率对振动耦合影响最大,不考虑其他阶次固有频率影响。

对于激振力产生的强迫振动,由式(34)得

$$v_1 = \frac{F_0}{A \rho l} \frac{V_j (V_j)_{x=c}}{(\omega_j^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2} [(\omega_j^2 - \omega^2) \sin(\omega t) - \mu \omega \cos(\omega t)] \quad (36)$$

式中  $v_1$ —— $t$ 时刻,  $x$ 处沿  $y$ 轴方向强迫振动位移, m

式(36)化简得到

$$v_1 = \frac{F_0}{A \rho l} \frac{V_1 (V_1)_{x=c}}{\sqrt{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2}} \sin(\omega t - \theta_1) \quad (37)$$

其中

$$\theta_1 = \arctan \frac{\mu \omega}{\omega_1^2 - \omega^2} \quad (38)$$

对于有阻尼的自由振动,由式(34)得

$$\begin{aligned} v_2 = & \frac{F_0}{A \rho l} \frac{V_1 (V_1)_{x=c}}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2} \left\{ e^{-0.5\mu t} \left[ \mu \omega \cos(k_1 t) + \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{(0.5\mu^2 - \omega_1^2 + \omega^2) \omega}{k_1} \sin(k_1 t) \right] \right\} \end{aligned} \quad (39)$$

式中  $v_2$ —— $t$ 时刻  $x$ 处沿  $y$ 轴方向有阻尼的振动位移, m

式(39)化简得到

$$\begin{aligned} v_2 = & \frac{F_0}{A \rho l} \frac{V_1 (V_1)_{x=c}}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2} \cdot \\ & \left\{ e^{-0.5\mu t} \left[ \sqrt{\mu^2 \omega^2 + \frac{(0.5\mu^2 - \omega_1^2 + \omega^2)^2 \omega^2}{\omega_1^2 - 0.25\mu^2}} \cdot \right. \right. \\ & \left. \left. \cos(k_1 t - \theta_2) \right] \right\} \end{aligned} \quad (40)$$

其中

$$\theta_2 = \arctan \frac{0.5\mu^2 - \omega_1^2 + \omega^2}{k_1 \mu} \quad (41)$$

由式(37)和式(39)可知,强迫振动幅值函数  $v_1$  是以  $2\pi/\omega$  为周期且以  $-\theta_1$  为相位角的正弦函数,强迫振动振幅的最大值是确定的,且能够持续存在,振幅为“实最大值”。自由振动的幅值函数  $v_2$  可近似视为以  $2\pi/p_1$  为周期且以  $-\theta_2$  为相位角的余弦函数,振幅的最大值随时间变化而逐渐减小。振动初期,因自由振动未消散,且两振幅函数相位角不同,此时,自由振动和强迫振动两者叠加会造成某一时刻,实际振幅大于“实最大值”,但这种最大值不能够持续存在,称之为“虚最大值”。当然,也可能造成在某一时刻实际振幅小于“实最大值”。

由于激振从开始到自由振动消散的时间是短时的,求解振幅耦合条件时,将上述“虚最大值”忽略,

只考虑“实最大值”所需激振频率。将式(37)写为

$$v_1 = \frac{F_0}{A\rho l} \frac{V_1(V_1)_{x=c}}{\omega_1^2 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]^2 + \mu^2 \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2} \frac{1}{\omega_1^2}} \sin(\omega t - \theta_1) \quad (42)$$

设  $v_1$  函数的最大值  $v$ , 则有

$$v = \frac{F_0}{A\rho l} \frac{V_1(V_1)_{x=c}}{\omega_1^2 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]^2 + \mu^2 \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2} \frac{1}{\omega_1^2}} \quad (43)$$

令  $h = \omega/\omega_1$ , 设

$$f(h) = (1 - h^2)^2 + \mu^2 h^2 \frac{1}{\omega_1^2} \quad (44)$$

式(43)改写为

$$v = \frac{F_0}{A\rho l} \frac{V_1(V_1)_{x=c}}{\omega_1^2 \sqrt{f(h)}} \quad (45)$$

求解式(45)的极值,即转换为求解式(44)的极值,即求解

$$f'(h) = 0 \quad (46)$$

$$\text{得到} \quad h^2 = 1 - \frac{0.5\mu^2}{\omega_1^2} \quad (47)$$

综上可知,式(43)为振动耦合条件。实际应用中,可认为  $\omega = \omega_1$  发生振动耦合。

2 仿真

2.1 激振耦合采果原理

当采果装置产生的激振力频率与挂果枝杆的固有频率相同时,激振耦合作用导致挂果枝杆的振动急剧加强,使得挂果侧枝上的核桃果实快速脱落。图5是侧枝激振耦合式核桃采果装置原理图。

图5中,电池固定在采摘装置底部下端,电池与电机连接,电机旋转轴连接到减速齿轮输入端,减速齿轮输出端与安装在采摘杆中心的传动轴连接,传动轴上部伸入到伸缩装置内,伸缩装置前端固定着采摘端。

激振耦合采果时,控制器控制电池向电机提供电源,电机带动减速齿轮旋转以驱动传动轴转动,传动轴驱动伸缩装置进行往复伸缩运动,带动伸缩装置前端的采摘端进行振动,调整调速电机转速可改变采摘端振动频率,当振动频率与核桃挂果侧枝固有频率相同或相近时,将形成激振耦合采果。

2.2 激振加速度

核桃果实成熟度达70%以上时,可以开始进行采果作业,前期测试表明,单个核桃平均质量为0.066 kg,核桃果梗与青皮连接处脱落断面直径约

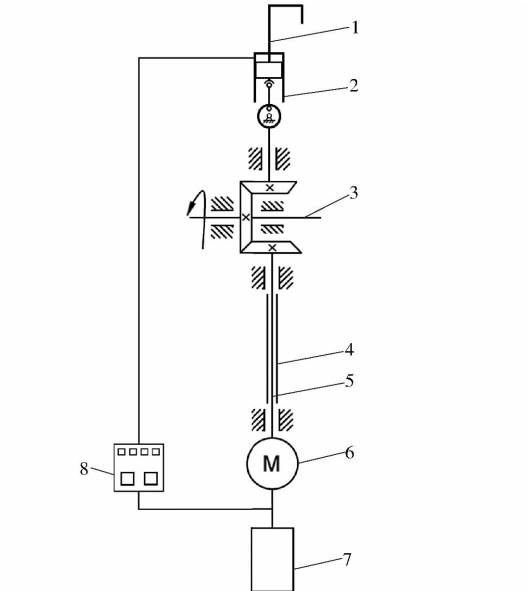


图5 激振耦合式核桃采果装置原理图  
Fig.5 Schematic of vibration coupled walnut harvesting device

1. 采摘端 2. 伸缩装置 3. 采摘杆 4. 传动轴 5. 减速齿轮  
6. 电机 7. 电池 8. 控制器

11.0 mm。由式(1)可知,核桃果实成熟度70%~100%时,果梗与青皮连接处断裂强度为0.75~0.35 MPa,挂果侧枝振动加速度为61.7~28.6 m/s<sup>2</sup>时,果实由果梗连接处断裂而掉落。

拟采果侧枝的直径越大且加载距离越近,则侧枝振动所需激振力越大。观测云南昆明、大理、昭通等地核桃种植现场,90%以上挂果核桃树侧枝直径为30~50 mm,结合不同直径侧枝分叉位置实际测量结果,确定选取3种典型挂果侧枝进行仿真分析和试验验证,其直径和激振加载位置与主枝干距离分别为30 mm和1 313 mm、40 mm和1 552 mm、50 mm和1 686 mm。依据文献[24],结合现场实测结果,确定挂果侧枝密度和弹性模量分别为964 kg/m<sup>3</sup>和12 600 MPa。

验证仿真分析结果,需要试验条件与仿真分析相一致。试验装置拟选用直流无刷电机的额定转速和功率分别为5 000 r/min和300 W,减速齿轮速比为8.5:1,伸缩装置力臂长为38 mm。依据动能定律,计算得到采摘端输出激振力为15.1 N,考虑伸缩装置存在摩擦力,确定仿真时核桃侧枝激振力取15 N较为合适。

由式(22)可得当采果侧枝直径为30、40、50 mm时,确定其1阶固有频率分别为8.80、8.40、8.90 Hz。激振力频率以侧枝固有频率为基准,考虑频率适当增加和减小,分析频率变化对激振耦合特性的影响。当侧枝直径为30 mm时,激振力频率分别为8.80、8.30、7.90 Hz;当侧枝直径为40 mm时,



激振力频率分别为 8.80、8.40、7.80 Hz；侧枝直径为 50 mm 时，激振力频率分别为 9.10、8.90、7.80 Hz。

由式 (35) 仿真得到不同激振时刻的侧枝振动加速度如图 6~8 所示。

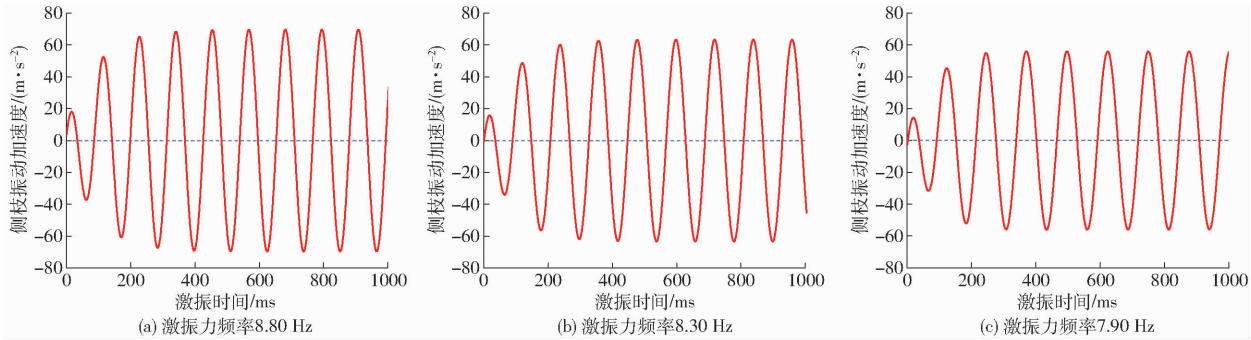


图 6 核桃侧枝激振加速度分析(直径 30 mm)

Fig. 6 Analysis of acceleration of walnut lateral branches under excited vibration (30 mm branch diameter)

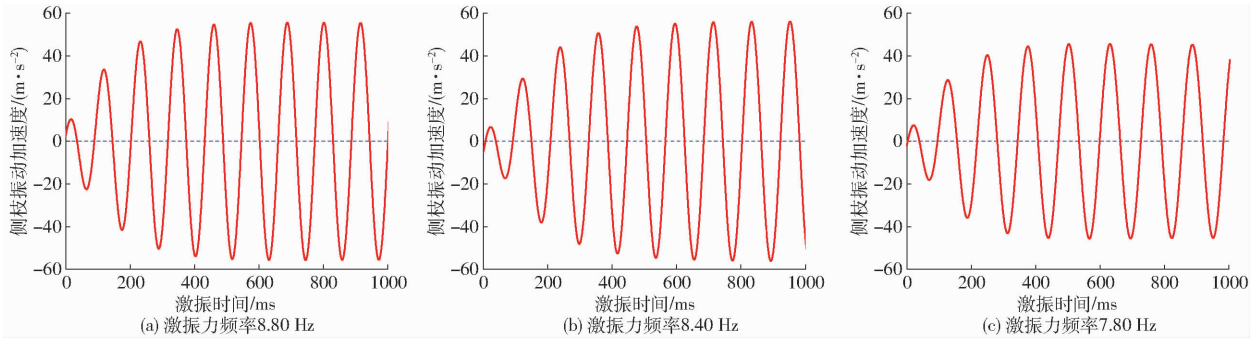


图 7 核桃侧枝激振加速度分析(直径 40 mm)

Fig. 7 Analysis of acceleration of walnut lateral branches under excited vibration (40 mm branch diameter)

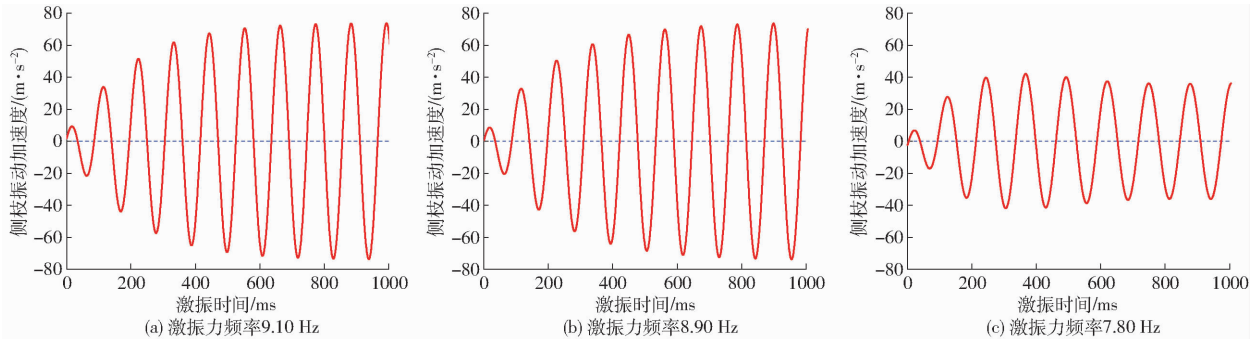


图 8 核桃侧枝激振加速度分析(直径 50 mm)

Fig. 8 Analysis of acceleration of walnut lateral branches under excited vibration (50 mm branch diameter)

图 6 中,核桃侧枝直径为 30 mm,激振力振幅为 15 N,激振力频率为 8.80、8.30、7.90 Hz 时,激振时间 0.4 s 后,侧枝振动加速度分别稳定到 69.2、63.1、55.8 m/s<sup>2</sup>。

图 7 中,核桃侧枝直径为 40 mm,激振力振幅为 15 N,激振力频率为 8.80、8.40、7.80 Hz 时,激振时间 0.5 s 后,侧枝振动加速度分别稳定到 53.8、56.1、38.2 m/s<sup>2</sup>。

图 8 中,核桃侧枝直径为 50 mm,激振力振幅为

15 N,激振力频率为 9.10、8.90、7.80 Hz 时,激振时间 0.7 s 后,侧枝振动加速度分别稳定到 64.6、72.9、41.4 m/s<sup>2</sup>。

由图 6~8 可知,相同激振力下,侧枝振动频率强烈依赖于激振力频率,当激振力频率接近侧枝固有频率时,受激振耦合影响,侧枝振动加速度将急剧增大到核桃果实掉落条件。

2.3 激振力

依据式 (35) 有

$$F_0 = \frac{a_{y1} A \rho l}{\sum_{j=1}^{\infty} \frac{V_j(V_j)_{x=c}}{(\omega_j^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2} \left\{ e^{-0.5\mu t} \left[ \left[ \frac{(0.5\mu^2 - \omega_j^2 + \omega^2)0.25\mu^2 \omega}{k_j} + 0.5\mu^2 \omega k_j + k_j \omega (\omega_j^2 - \omega^2) \right] \sin(k_j t) + [0.5\mu \omega (\omega_j^2 - \omega^2) - \mu \omega k_j^2 - \omega (0.5\mu^2 - \omega_j^2 + \omega^2)] \cos(k_j t) \right] - [(\omega_j^2 - \omega^2) \omega^2 \sin(\omega t) - \mu \omega^3 \cos(\omega t)] \right\}}$$

(48)

基于上述分析,当侧枝激振力频率分别为 8.80、8.30、7.90、6.70 Hz 时,由式(48)、(35)得,侧枝振动加速

度要达到核桃果梗与青皮连接处脱落条件,即振动加速度为  $61.7\text{ m/s}^2$ 。仿真得到侧枝激振力,如图 9 所示。

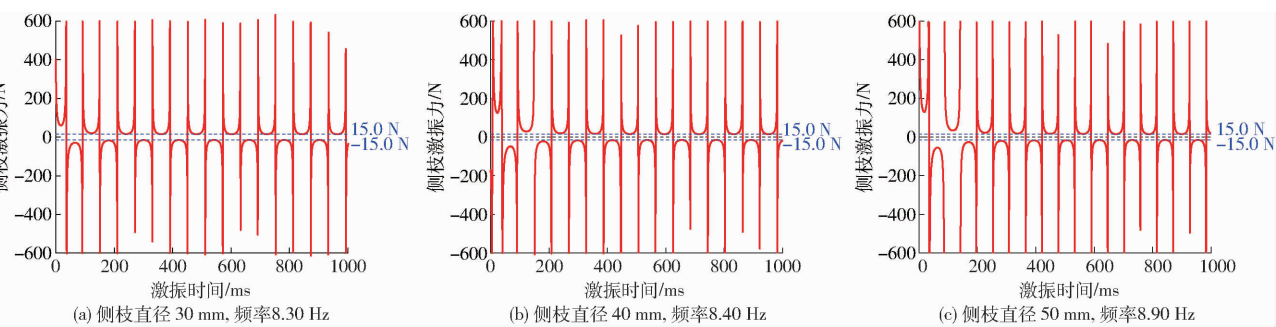


图 9 核桃侧枝激振力分析

Fig. 9 Analysis of excitation force of walnut lateral branches

图 9a 中,对于直径 30 mm 核桃侧枝,激振力 15 N,激振力频率为 8.30 Hz,激振耦合 0.2 s 后侧枝振动加速度达到落果条件;图 9b 中,对于直径 40 mm 核桃侧枝,激振力 15 N,激振力频率为 8.40 Hz,0.3 s 后侧枝振动加速度达到落果条件;图 9c 中,对于直径 50 mm 核桃侧枝,激振力振幅为 15 N,激振力频率为 8.90 Hz,0.4 s 后侧枝振动加速度可达到落果条件。

2.4 采果性能分析

侧枝激振耦合式核桃采果效率依赖于单枝侧枝

挂果质量及其采果耗时。仿真结果表明,果实成熟度达到 70% 后,振动加速度到  $61.7\text{ m/s}^2$  即可振落果实,侧枝结果密度越大,则采果效率越高。

选取大理、昭通等云南主要核桃产地丰产区树径不同的挂果核桃树,统计直径分别接近 30、40、50 mm 的侧枝各 50 根,测量单根侧枝挂果核桃数量及单个果实质量,从而计算侧枝挂果核桃情况。结果表明上述直径范围内单根侧枝结果范围均为 5~31 个,单个果实平均质量约 66 g,通过计算得出不同侧枝挂果质量,如图 10 所示。

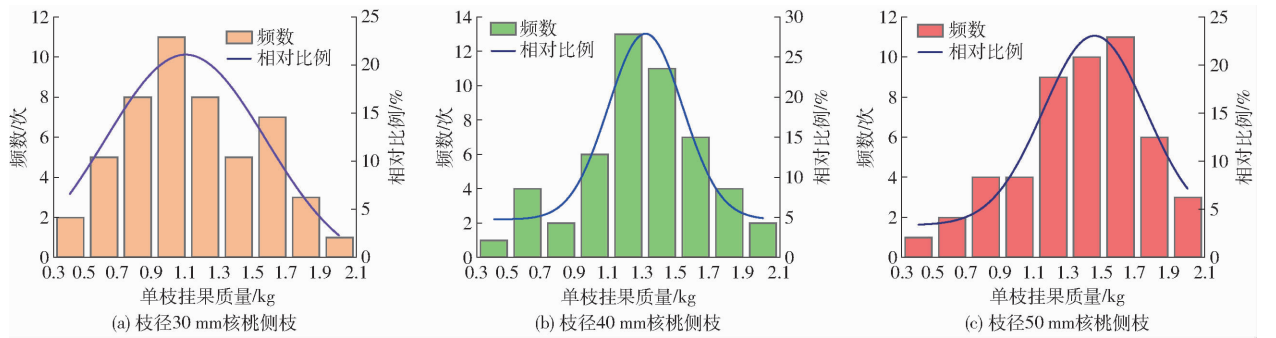


图 10 核桃侧枝单枝挂果质量

Fig. 10 Mass frequency of fruit hanging from lateral branches of walnut trees

由图 10 可知,核桃单根侧枝挂果质量主要分布范围为 300~2 100 g,挂果最大质量近 2 000 g。侧枝激振耦合式核桃采果装置的采果过程分为准备、侧枝固定、采果、恢复 4 个阶段。采果的准备过程时间较长,需要将采果装置的采摘端移动到侧枝附近,准备时间 60 s。如侧枝固定时间 24 s,采果时间约 6 s,采果后装置恢复时间 30 s,故单根侧枝采果耗时为 120 s。因此,正常情况下,每小时可实现侧枝激振耦合采果 30 枝。

侧枝激振耦合式核桃采果装置的采果效率由单位时间内核桃侧枝采果枝数、单枝采果平均时间和单枝采果质量决定,有

$$\eta_{cp} = \frac{T_0}{N_0 T_1} m_{cp} \Psi \quad (49)$$

式中  $\eta_{cp}$ ——采果效率,kg/h  
 $T_0$ ——采果时间,h  
 $N_0$ ——单位时间内采果侧枝数  
 $T_1$ ——单枝侧枝采果耗时,h  
 $m_{cp}$ ——单枝侧枝核桃挂果质量,kg  
 $\Psi$ ——采净率,%

由式(49)可知,侧枝激振耦合式采果时,受激振耦合作用,侧枝振动加速度会急剧增加至稳定值,延长激振耦合时间可提高核桃采净率。

相关参数代入式(49),得到侧枝激振耦合式核桃采果装置在不同单枝挂果密度时采果效率如图 11 所示。

图 11 中,采果效率随核桃单枝侧枝挂果质量增加而增大,当单枝侧枝挂果质量最大达到 2.0 kg,采



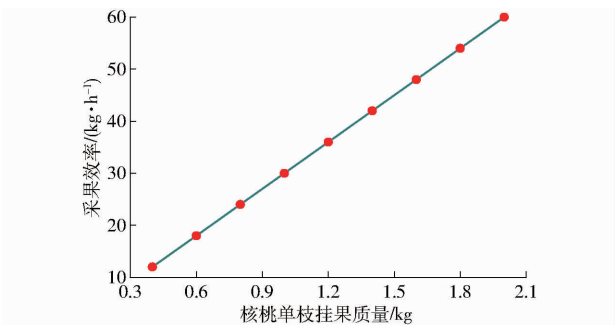


图 11 侧枝激振耦合式核桃采果效率预测

Fig. 11 Prediction of fruit picking efficiency of walnut lateral branch excitation-coupled harvesting device

用侧枝激振耦合式核桃采果装置的采果效率达 60.0 kg/h。采净率则取决于核桃果实成熟度及其分布均匀性,成熟度越高则采净率越大。

3 总体结构与主要部件选型设计

3.1 总体结构

侧枝激振耦合式核桃采果装置结构如图 12 所示,该装置主要由采摘部分、支撑部分和动力部分组成。其中采摘部分包括采摘头、伸缩杆和伸缩装置等。支撑部分主要包含采摘杆及其附件。动力部分则由齿轮组、传动轴、电机、控制器、电池及接线等组成。

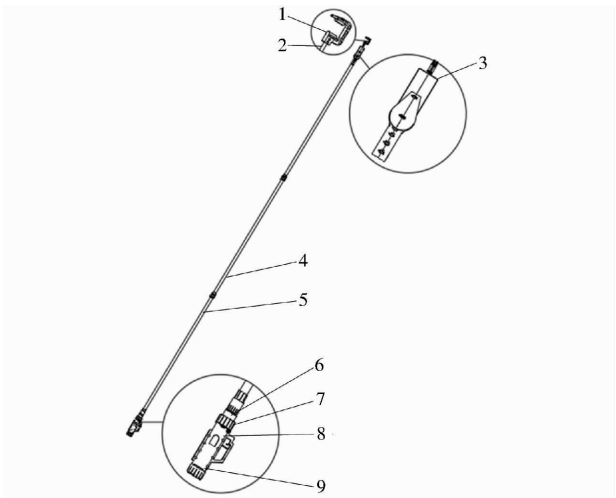


图 12 激振耦合式核桃采果装置结构示意图

Fig. 12 Structure schematic of excitation coupling type walnut picking device

1. 采摘头 2. 伸缩杆 3. 伸缩装置 4. 采摘杆 5. 传动轴 6. 减速齿轮 7. 电机 8. 控制器 9. 电池及接线

采果时,将采摘头移动到挂果侧枝预定位置并固定在核桃挂果侧枝上,控制器控制电机按额定的旋转速度转动,使伸缩杆往复伸缩频率与侧枝固有频率相同,实施核桃侧枝激振耦合式采果。

3.2 主要部件选型设计

山地种植核桃采摘季节性较强,不及时采摘

会造成腐烂变质。为便于人工携带和手持采果,整机质量需较轻,否则振动时人工难于手持,故确定整机质量不超过 4.0 kg。以实现 90% 核桃树采果为目标,确定采摘杆长度应不小于 4.8 m。为便于搬运,电池质量应不超过 1.5 kg,在质量限定范围选择 36 V 锂电池,其容量为 3.0 A·h,质量为 1.3 kg。

额定功率是影响采果装置设计的关键参数,计算式为

$$P_{cp} = \frac{U_z Q_z}{N_z T_{cp}} \eta_z \tag{50}$$

- 式中  $P_{cp}$ ——采果装置额定功率,W  
 $U_z$ ——采果装置额定电压,V  
 $Q_z$ ——电池容量,A·h  
 $N_z$ ——采果次数  
 $T_{cp}$ ——单次采果激振时间,s  
 $\eta_z$ ——总传动效率

由于野外不便于充电,因此采果装置电池应能 1 次充电后可工作 8 h。考虑采果时装置需准备时间且移动采果位置也需耗时,按 2 min 采摘 1 根侧枝,采摘 1 根侧枝的激振加载有效时间 6 s,总传动效率取 0.9。由式(50)得到采果装置额定功率为 300 W,确定选型电机额定功率也为 300 W,选用额定电压 36 V 带行星齿轮减速器的直流无刷电机,电机额定转速为 5 000 r/min,整套装置质量为 1.6 kg。

采果侧枝直径为 30 ~ 50 mm,前面的分析表明,直径 50 mm 侧枝固有频率较大为 8.80 Hz,相当于伸缩装置转速为 528 r/min。由此,得到减速齿轮机构减速比应小于 9.47:1,考虑到核桃侧枝固有频率可能会增大,实际减速比为 6:1。传动轴质量为 0.12 kg,采摘杆和伸缩装置设计质量分别为 0.46、0.86 kg,采摘头质量为 0.46 kg,故采摘部分总质量为 1.9 kg。

采果装置的采果部分与侧枝同时振动,在侧枝振动与激振力耦合作用下,外部施加的激振力需要维持采果部分随侧枝同步振动。当振动加速度达 61.7 m/s<sup>2</sup>时,成熟度为 70% 核桃掉落,依据上述计算确定侧枝激振力取值为 15 N。

根据上述选型设计与分析,确定主要部件性能参数如表 1 所示。由表 1 可知,侧枝激振耦合式采果装置主要性能参数满足要求。

4 试验

4.1 试验地点与方法

试验地点选取昆明朱家山核桃种植园,当地海

表 1 主要部件相关性能参数

| Tab.1 Performance parameters of main components |           |
|-------------------------------------------------|-----------|
| 参数                                              | 数值        |
| 整机质量/kg                                         | 3.7       |
| 采摘部分质量/kg                                       | 1.9       |
| 采摘杆长度/m                                         | 4.8       |
| 电机额定功率/W                                        | 300       |
| 电机电压/V                                          | 36        |
| 电机额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )                   | 5 000     |
| 伸缩杆伸缩频率/Hz                                      | 4 ~ 15 可调 |
| 减速齿轮的减速比                                        | 6:1       |
| 电池组电压/V                                         | 36        |
| 电池组额定容量/(A·h)                                   | 3         |
| 额定采果功率/W                                        | 300       |
| 激振力/N                                           | 15        |

拔 2 000 m,核桃树冠高度 6 ~ 20 m,树冠宽度约 6 m,挂果核桃成熟度均为 70% ~ 100% 之间。

试验前,选取直径 30、40、50 mm 的核桃树挂果侧枝,在距核桃树主干距离分别为 1 313、1 552、1 686 mm 处,如图 13 所示。

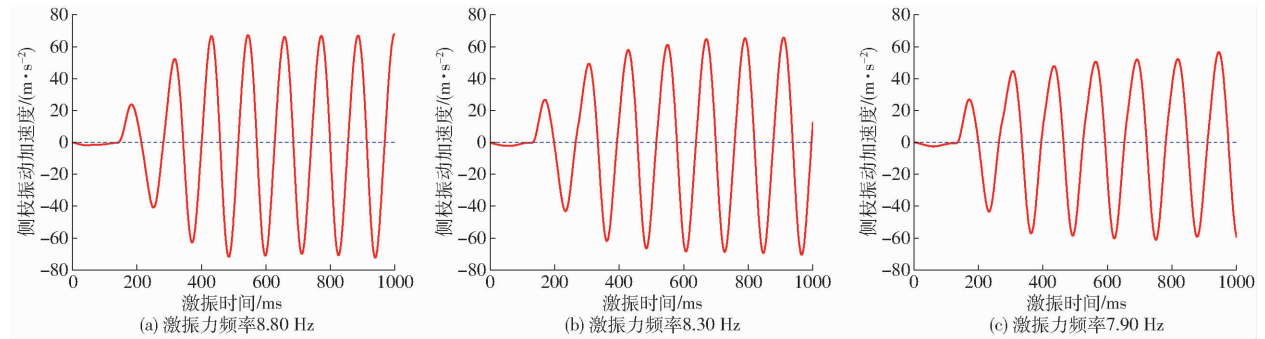


图 14 侧枝激振耦合式核桃采果加速度测试结果(直径 30 mm)

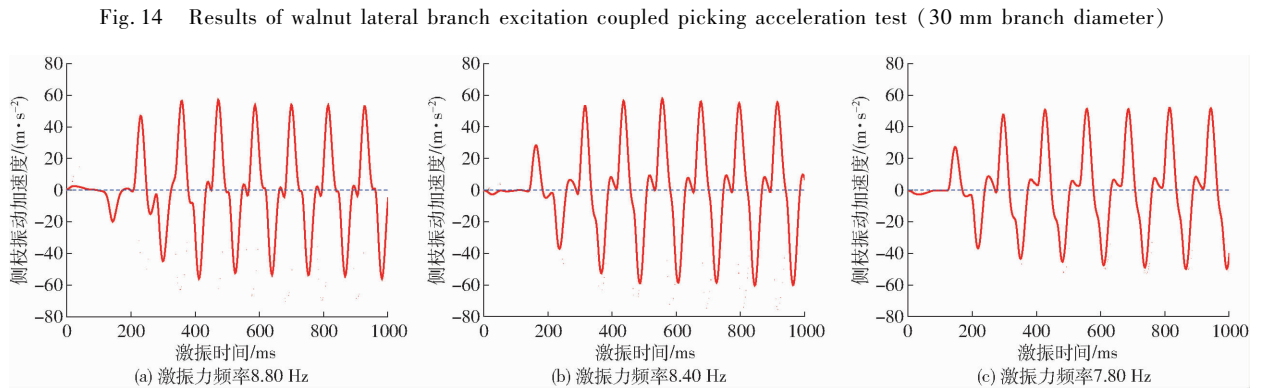


图 15 侧枝激振耦合式核桃采果加速度测试结果(直径 40 mm)

Fig. 14 Results of walnut lateral branch excitation coupled picking acceleration test (30 mm branch diameter)

图 14 中,对于直径为 30 mm 核桃挂果侧枝,激振力振幅为 15 N,激振力频率为 8.80、8.30、7.90 Hz 时,激振时间 0.6 s 后,侧枝振动加速度分别稳定到 71.0、66.4、58.5 m/s<sup>2</sup>。

图 15 中,对于直径为 40 mm 核桃挂果侧枝,激振力振幅为 15 N,激振力频率为 8.80、8.40、7.80 Hz

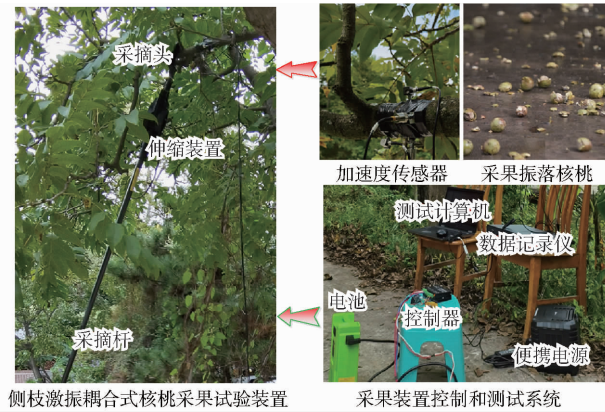


图 13 侧枝激振耦合式核桃采果试验装置

Fig. 13 Walnut lateral branch excitation coupling type picking device test site

试验时,人工手持侧枝激振耦合式核桃采果装置,操作控制器控制采果装置实施侧枝采果作业,数据记录仪将侧枝振动加速度记录下来。

4.2 验证结果

分析试验测试结果得到激振耦合下不同激振时间侧枝振动加速度如图 14 ~ 16 所示。

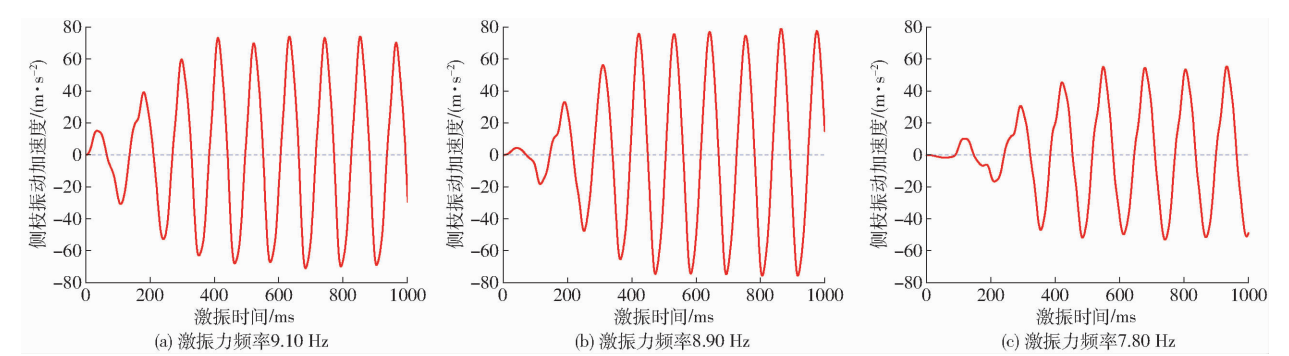


图 16 侧枝激振耦合式核桃采果加速度测试结果(直径 50 mm)

Fig. 16 Results of walnut lateral branch excitation coupled picking acceleration test (50 mm branch diameter)

对比图 6 与图 14、图 7 与图 15、图 8 与图 16 可知,侧枝激振耦合式核桃采果装置激振加速度试验值与仿真值相吻合,相同侧枝且激振力为 15 N 时,核桃侧枝的固有频率附近,激振加速度试验值与仿真值相一致,两者之间相差  $\pm 2.0\text{ m/s}^2$ ,试验结果验证了理论分析的正确性。

进一步分析试验获得的图像、视频等资料,发现侧枝激振耦合式核桃采果装置激振 4.0 s 后,除了 1 个成熟度不足 50% 的青果未掉落外,其余核桃均从侧枝上掉落。

4.3 讨论

侧枝激振耦合式核桃采果装置采果时,侧枝振动加速度对激振力频率较为敏感,激振力振幅相同时,激振力频率越接近于侧枝固有频率,则侧枝激振耦合后形成的加速度越大。发挥该装置采果性能优势,需要激振力频率与挂果侧枝固有频率相吻合,两者差异越小则越易形成激振耦合,越有利于提升采果性能。

侧枝激振力频率方面,侧枝固有频率与侧枝直径、密度和弹性模量等有关,依据核桃树种、种植年限和生长状态,事先分类测试侧枝的固有频率,建立固有频率的变化规律,制定较优的侧枝激振耦合式采果激振力频率,从而提升核桃可采果侧枝范围和降低采果能耗,提升采果效能。

侧枝激振力振幅方面,挂果侧枝与激振力之间形成激振耦合后所需激振力较小,激振力主要消耗

在保持采果侧枝部分随侧枝振动。因此,优化采果部分结构,减轻采果部分质量,可有效降低侧枝激振耦合式核桃采果的额定能耗。

5 结论

(1) 针对现有便携式核桃侧枝振动采果装置所需采果激振力与侧枝物理特性之间耦合关系不明晰的问题,提出了侧枝激振耦合式核桃采果的方法,设计出侧枝激振耦合式核桃采果装置。

(2) 基于激振采果参数与核桃侧枝物理特性之间的激振耦合采果理论模型,侧枝激振耦合条件下激振加速度和激振力仿真分析表明,采果激振力频率越接近于侧枝固有频率,侧枝与激振力之间越易形成激振耦合。

(3) 对于核桃侧枝直径和激振加载位置与主枝干的距离分别为:30 mm 和 1 313 mm、40 mm 和 1 552 mm、50 mm 和 1 686 mm,采果装置额定功率为 300 W,当激振力振幅为 15 N,激振力频率为侧枝固有频率 8.80、8.40、8.90 Hz 时,侧枝振动加速度仿真值分别为 69.2、56.1、72.9  $\text{m/s}^2$ ,试验值分别为 66.4、56.3、74.2  $\text{m/s}^2$ ,试验值与仿真值相一致。激振耦合采果 4.0 s 后,成熟度达 70% 以上的核桃果实均掉落。

(4) 采果性能结果表明,当单枝挂果质量为 2.0 kg 时,侧枝激振耦合式核桃采果装置采果效率可达 60.0 kg/h,采净率与果实成熟度密切相关。

参 考 文 献

[1] 中研普华产业研究院. 2023—2028 年中国核桃行业供需分析及发展前景研究报[R]. 2023.

[2] WHITNEY J D, WHEATON T A. Shakers affect Florida orange fruit yields and harvesting efficiency[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1987, 3(1): 20–24.

[3] 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.

[4] 郭辉,韩长杰,鲁亚云,等. 气动果树剪枝机的设计与研究[J]. 农机化研究,2009, 31(11): 148–149,152.

GUO Hui, HAN Changjie, LU Yayun, et al. Design and research of pneumatic fruit tree pruning machines[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(11): 148–149,152. (in Chinese)

[5] 汤智辉,沈从举,孟祥金,等. 4YS-24 型红枣收获机的研制[J]. 新疆农机化,2010(1): 30–32.

TANG Zhihui, SHEN Congju, MENG Xiangjin, et al. Development of 4YS-24 jujube harvester[J]. Xinjiang Agricultural

Mechanization, 2010(1): 30 – 32. (in Chinese)

[6] 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 testing of an eccentric vibration harvester for forest fruits[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(16): 10 – 16. (in Chinese)

[7] 陆怀民. 林木球果采集机器人设计与试验[J]. 农业机械学报, 2001, 32(6): 52 – 58.  
LU Huaimin. Design and experiment of a forest cone harvesting robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(6): 52 – 58. (in Chinese)

[8] COPPOCK G E, DONHAISER J R. Conical scan air shaker for removing citrus fruit[J]. Transactions of the American Society of Agricultural Engineers, 1981, 24(6): 1456 – 1458.

[9] SAFDARIA, GHASSEMZADEH H, ABDOLLAHPOUR S, et al. Design, construction and evaluation of a portable limb shaker for almond tree[J]. Australian Journal of Agricultural Engineering, 2010, 1(5): 179 – 183.

[10] 杨福增, 黄玉祥, 张伟, 等. 一种新型便携式核桃采摘机:2013203031943[P]. 2014 – 02 – 19.

[11] 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)

[12] 肖勇, 傅延祺, 刘通, 等. 便携式电动核桃采摘机的设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2018, 40(1): 57 – 62.  
XIAO Yong, FU Yanqi, LIU Tong, et al. Design and experimental study of portable electric walnut picking machine [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(1): 57 – 62. (in Chinese)

[13] 朱惠斌, 张文锴, 曹科高, 等. 云南山地核桃振动采摘机的设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2023, 45(2): 130 – 139.  
ZHU Huibin, ZHANG Wenkai, CAO Kegao, et al. Design and experiment of walnut vibration picker in Yunnan mountain [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023, 45(2): 130 – 139. (in Chinese)

[14] 孙兴冻, 周健飞, 武婉迪, 等. 基于气动式的自主变频变幅林果采收装置:202310613414.0[P]. 2023 – 05 – 29.

[15] 杜小强, 倪柯楠, 潘柯, 等. 可调振幅单向拽振式林果采收机构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(16): 25 – 32.  
DU Xiaoqiang, NI Ke'nan, PAN Ke, et al. Parameter optimization of stroke-adjustable and monodirectional pulling fruit harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(16): 25 – 32. (in Chinese)

[16] 乔园园, 牛长河, 刘向东, 等. 核桃果柄分离力与其影响因素的相关系数研究[J]. 新疆农业科学, 2014, 51(3): 524 – 531.  
QIAO Yuanyuan, NIU Changhe, LIU Xiangdong, et al. Study on correlation coefficient of stem separation and its influencing factors of walnut[J]. Xinjiang Agricultural Sciences, 2014, 51(3): 524 – 531. (in Chinese)

[17] 吴道远, 苏继龙, 刘明财, 等. 不同成熟度核桃振动采摘的最佳频率和振幅的研究[J]. 农机化研究, 2018, 40(9): 28 – 34.  
WU Daoyuan, SU Jilong, LIU Mingcai, et al. Vibration picking different maturity walnut optimal frequency and amplitude of the simulation[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(9): 28 – 34. (in Chinese)

[18] 郭关柱, 罗亚南. 一种基于空气振动波的挂枝成熟核桃果实采收装置:202211117993.1[P]. 2022 – 12 – 20.

[19] 郭关柱, 罗亚南, 习学良, 等. 一种利用空气振动波采收挂枝成熟核桃果实的方法:202211118035.6[P]. 2022 – 12 – 20.

[20] ISINGIZWE F, NIEUWOUDT H H, PEROLD W, et al. Detecting bruise damage and level of severity in apples using a contactless NIR spectrometer[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2020, 36(3): 257 – 270.

[21] LI X, LIU Y D, JIANG X G, et al. Supervised classification of slightly bruised peaches with respect to the time after bruising by using hyperspectral imaging technology[J]. Infrared Physics & Technology, 2021, 113: 103557.

[22] ZHANG P P, JI H W, WANG H W, et al. Quantitative evaluation of impact damage to apples using NIR hyperspectral imaging[J]. International Journal of Food Properties, 2021, 24(1): 457 – 470.

[23] PU Y J, WANG S M, YANG F Z, et al. Recent progress and future prospects for mechanized harvesting of fruit crops with shaking systems[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2023, 16(1): 1 – 13.

[24] 郭关柱, 杨李洋, 罗亚南, 等. 基于无人机平台的气振式核桃采收机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(1): 55 – 64.  
GUO Guanzhu, YANG Liyang, LUO Ya'nan, et al. Design and validation of pneumatic vibration walnut picking machine carried by UAV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(1): 55 – 64. (in Chinese)

[25] 伍德林, 傅立强, 曹成茂, 等. 摇枝式油茶果采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 176 – 182, 195.  
WU Delin, FU Liqiang, CAO Chengmao, et al. Design and experiment of shaking-branch fruit picking machine for camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 176 – 182, 195. (in Chinese)