

扭梳式油茶果采摘末端执行器设计与试验

伍德林 袁嘉豪 李超 姜山 丁达 曹成茂

(安徽农业大学工学院, 合肥 230036)

摘要: 为了解决油茶果采摘过程中采净率低、花苞损伤率大的问题,通过研究不同品种油茶果结合力和油茶枝条特性,设计了一种扭梳式油茶果采摘末端执行器,在采摘作业时该执行器可以对油茶果产生多种作用力。阐述了该末端执行器的结构和工作原理,并对关键部件进行了设计,分析了末端执行器的作业过程和油茶果脱落的影响因素。对不同品种油茶果的结合力和枝条扭转进行测试,得出抗拉力主要集中在10~25 N之间、抗剪力主要集中在5~15 N之间、抗扭力矩主要集中在0.015~0.030 N·m之间,不同品种油茶枝条扭转模量在2~7 MPa之间。单因素试验表明,在扭梳组件转速为25~35 r/min、梳辊转速为75~85 r/min、作业时间为8~12 s工况下,采摘性能较优。试验表明,最优工作参数组合为扭梳组件转速35 r/min、梳辊转速85 r/min、作业时间12 s,此时油茶果采净率平均值为93.37%,花苞损伤率平均值为13.16%。

关键词: 油茶果;扭梳式;末端执行器;结合力;性能试验

中图分类号: S225.93 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)04-0021-13

OSID:



Design and Experiment of Twist-comb End Effector for Picking Camellia Fruit

WU Delin YUAN Jiahao LI Chao JIANG Shan DING Da CAO Chengmao
(College of Engineering, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China)

Abstract: In order to solve the problems of low net recovery rate and large bud damage rate during the picking process of camellia fruit, by studying the binding force and branch characteristics of different varieties of camellia fruit, a twist-comb type camellia fruit picking end effector was designed. It produced a variety of forces on the camellia fruit during operation. The structure and working principle of the end effector were described, the key components were designed, the operation process of the end effector was analyzed, and the factors that affected the shedding of the camellia fruit were obtained. By measuring the binding force of different varieties of camellia fruit, it was concluded that the tensile force was mainly concentrated between 10 N and 25 N, the shear resistance was mainly concentrated between 5 N and 15 N, and the torsion moment was mainly concentrated between 0.015 N·m and 0.030 N·m. The measured torsional modulus of different varieties of camellia branches was between 2 MPa and 7 MPa. The results of single factor test showed that the performance was better when the rotating speed of the torsion component was 25~35 r/min, the rotating speed of the comb roller was 75~85 r/min, and the working time was 8~12 s. The results of test showed that the optimal working parameter combination was 35 r/min of torsion component, 85 r/min of comb roller, and 12 s of operation time. Under this working condition, the average net recovery rate of camellia fruit was 93.37%, the average damage rate was 13.16%.

Key words: camellia fruit; twist-comb; end effector; binding force; performance test

0 引言

油茶是我国独有的油料物种,与橄榄、椰子、油

棕并称世界四大木本油料作物^[1]。油茶具有极高的营养价值和经济价值,目前我国油茶种植面积已达 $5.33 \times 10^6 \text{ hm}^{[2]}$ 。但油茶果采摘主要依靠人工,

采摘效率低、劳动强度大、成本高,而油茶果适采周期又短,因此限制了油茶产业的发展^[3]。

目前,国外林果采摘技术发展较为成熟,已研制了针对苹果、橄榄、猕猴桃、柑橘、樱桃等林果的振动采摘装置和机器人采摘装置^[4-8]。为解决我国机械化采摘林果问题,王克奇等^[9]研制了一种击打式松果采摘机器人,采用旋转击打的方式实现松果采摘。刘晓敏等^[10]设计了2种规格带有回转腕部功能的多自由度3指采摘柔性手爪,通过腕部旋扭分离方式完成采摘。王荣炎等^[11]设计了一种小型梳齿往复梳齿白菊采摘装置,利用梳齿梳脱和辊刷清扫作用以及曲柄摇杆机构的急回特性实现杭白菊的采收。这些采摘装置对生长在丘陵山地、作业环境复杂的油茶采摘并不适用^[12]。

针对油茶果机械化采摘问题,国内学者设计了不同类型和不同采摘方式的油茶果采摘装备,并进行了相关试验。高自成等^[13]研制了齿梳式油茶果采摘机,利用回转梳齿时对油茶果产生的剪切力实现采摘,并通过试验验证了该采摘方式的可行性。罗时挺等^[14]研制了一种齿梳拨刀式油茶果采摘装置,通过拨刀对油茶果产生拉力实现油茶果采摘,并通过试验证明,该装置能有效减少花苞损伤,但仍存在对枝条花苞的损伤。饶洪辉等^[15]设计了一种电动胶辊旋转式油茶果采摘装置,通过上下胶辊对油茶果进行撞击,胶辊对油茶果产生的拉力大于油茶果结合力,从而实现采摘,试验表明,采摘效率较好,但胶辊作用时对枝条作用面积较大,因此对枝条的损伤较大。饶洪辉等^[16]为提高电动胶辊采摘效率,设计了一种液压驱动式油茶果采摘机,试验表明,与电动胶辊采摘相比,其采摘效率提高了80%。高自成等^[17]设计了一种悬挂振动式油茶果采摘执行机构,通过对果树主干施加机械振动,对油茶果产生的惯性力大于油茶果结合力,从而实现采摘,试验表明,在特定的频率和高度振动时,落果率较高、落果率较低,但对树体的损伤较大。伍德林等^[18]研制一款摇枝式油茶果采摘装置,通过对枝条激振,从而实现油茶果的脱落,试验表明,在最佳参数组合下,油茶果采摘净率较高、花苞损伤率较低,但由于花苞结合力小于油茶果结合力,激振仍对花苞产生一定影响。

目前,国内关于油茶果采摘装置的研究仍处于试验阶段,主要存在对花苞、枝条损伤大的问题,因此末端执行器的设计至关重要。目前研制的油茶果采摘末端执行器采用的激振、齿梳式或胶辊旋转式采摘方式均局限于单一作用力进行油茶果采摘。由于油茶果花果同期、油茶果结合力大于花苞结合力的特性^[19-20],导致单一作用力无法避免油茶果漏采

以及对油茶花苞、枝叶产生损伤的现象。根据油茶果结合力特性,本文提出一种扭梳式油茶果采摘末端执行器,通过扭转、梳脱和反向扭转的复合作用方式,以期减小油茶树枝条、花叶的损伤和脱落。

1 整机结构和工作原理

1.1 整机结构

扭梳式油茶果采摘装置整体结构如图1所示,主要由扭梳式末端执行器、伸缩装置、升降装置、旋转装置、传输装置、电控箱、履带式移动底盘组成,末端执行器通过连接架连接在伸缩装置的伸缩液压缸的最前端。

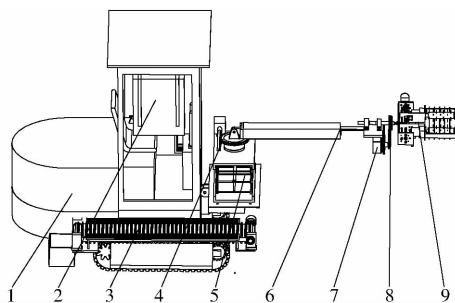


图1 扭梳式油茶果采摘机整体结构图

Fig.1 Overall structure of twist-comb type camellia fruit picking machine

1. 移动底盘 2. 电控箱 3. 传输装置 4. 链轮链条 5. 升降装置 6. 旋转装置 7. 减速器 8. 伸缩装置 9. 末端执行器

1.2 工作原理

采摘作业时,通过移动整机和旋转装置将末端执行器移动到油茶树最右侧,通过控制系统启动电机转动丝杠,将两边扭梳组件远离至合适位置,通过升降装置将末端执行器移动到合适高度,启动电机,通过链轮链条调整末端执行器角度,以便其顺利伸进有果枝条中,通过伸缩装置将末端执行器移动插入树冠中,启动电机,反向转动丝杠,使扭梳组件靠近,夹持有果树枝至合适位置,通过控制系统控制电机带动链轮链条使整个扭梳组件在 $0^{\circ} \sim 48^{\circ}$ 范围内往返转动,同时控制系统启动电机带动梳辊组件在 $0^{\circ} \sim 48^{\circ}$ 往返转动,作用一段时间后,扭梳组件转动到最大角度时,松开夹持的枝条,此时由于枝条具有韧性,会进行反转,从而使得果实产生惯性力脱落。在扭梳组件转动的过程中,对油茶果产生了扭力和剪力,梳辊转动的过程中梳齿对油茶果产生撞击力、剪力、扭转力,扭梳组件松开枝条时,枝条回弹,弛豫过程中,在恢复力的作用下,油茶果产生惯性力。在多种力的复合作用下使油茶果脱落,完成采摘,保证了落果率,同时由于扭齿间距和梳齿间距都很大,很难作用到花苞,因此几乎不会对花苞产生损伤,同时扭爪转动角在 $0^{\circ} \sim 48^{\circ}$ 以及梳辊转动角在 $0^{\circ} \sim 48^{\circ}$,

由于树枝具有柔性体特征,因此树枝基本没有损伤。

2 关键部件设计和油茶果脱落因素分析

2.1 末端执行器三维模型

末端执行器主要由扭梳组件和梳辊组件构成,其中扭梳组件由转动轴、丝杠支座、双向丝杠、扭齿、链轮链条组成,梳辊组件由梳辊轴、轴承、梳齿组成,其三维模型如图 2 所示。

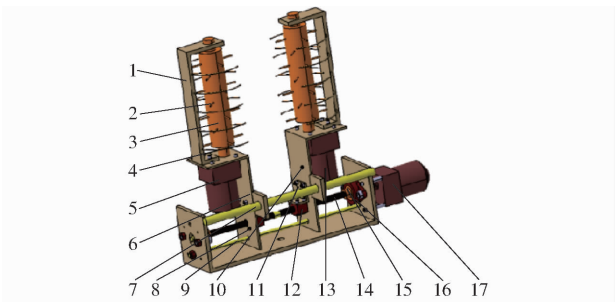


图 2 末端执行器三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of end effector

1. 梳辊支座 2. 梳齿 3. 梳辊轴 4. 扭齿 5. 梳辊驱动电机 1
6. 电机连接架 7. 导轨 1 8. 位置传感器 1 9. 导轨 2 10. 位置传感器 2
11. 连接板 12. 丝杠螺母 13. 梳辊驱动电机 2 14. 双向丝杠
15. 轴承 16. 轴承端盖 17. 丝杠驱动电机

扭齿固定连接在梳辊支座上,梳辊支座通过螺栓固定连接在螺母连接座上,螺母连接座滑动连接在双向丝杠上,双向丝杠两端安装轴承,轴承通过轴承盖固定连接在丝杠支座上,丝杠驱动电机通过联轴器和丝杠的一端固定连接。梳齿均匀分布在梳辊上,梳辊组件通过轴承、轴承端盖安装在梳辊支座上,梳辊驱动电机通过联轴器与梳辊轴的一端固定连接。扭齿间距为 50 mm,梳齿上下间距 70 mm,一圈分布 8 排,左右排相互错开。

2.2 扭梳组件作用原理分析

扭梳组件对油茶果的作用原理如图 3 所示。扭梳组件对油茶果有 3 种作用形式:扭齿单独作用(图 3b)、梳齿单独作用(图 3c)、扭齿和梳齿同时作用(图 3d)。

2.3 梳辊组件参数设计

采摘作业时,梳齿间密度以及排布方式直接影响油茶果漏采率,同时梳齿间密度过大或者排布方式不合理,作业时会造成树枝损伤。测量 6 年树龄长林 4 号、长林 40 号、长林 53 号以及 7 年树龄湘林 210 号共 4 个品种多组油茶果的直径,得出最大直径为 50.55 mm,最小直径为 23.53 mm,平均直径为 36.043 mm,为保证作用到尽可能多的油茶果,同时尽可能减小对树枝的损伤,确定梳齿长度为 30 mm,梳辊半径为 30 mm,梳齿间距离为 70 mm,一圈分布 8 排,分布形式如图 4 所示。这样既可以得到较大

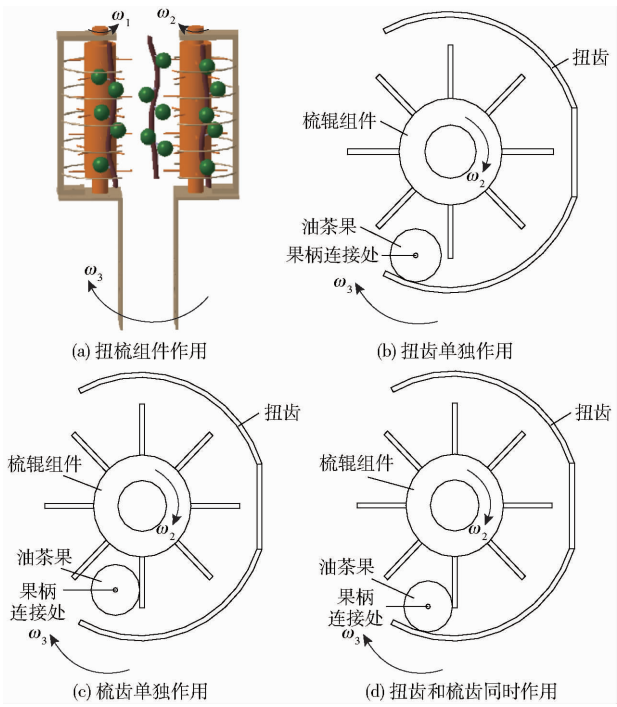


图 3 扭梳组件作用原理图

Fig. 3 Principle of twist-comb assembly

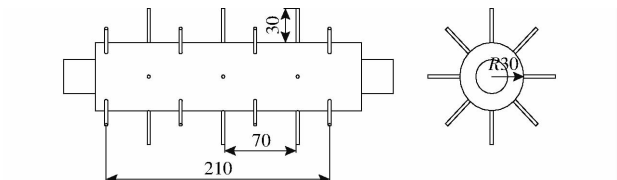


图 4 梳齿分布示意图

Fig. 4 Schematic of comb tooth distribution

的梳齿间距,保证作业时树枝有足够的空间从而减小损伤,同时保证了油茶果不会从梳齿间直接穿过。

2.4 扭梳组件参数设计

为保证扭转时作用尽可能多的油茶果,同时油茶果脱落后不会卡在扭齿之间,扭齿间距为 50 mm,同时为防止油茶果卡在梳辊和梳辊支座中间,梳辊中心轴距离梳辊支座为 80 mm。在采摘装置作业时,双向丝杠长度决定单次作业范围,单次作业范围越大,采摘效率越高,但同时会存在夹抱枝条内部油茶果作用不到,根据油茶树枝条冠径,确定丝杠单边行程为 0 ~ 200 mm。

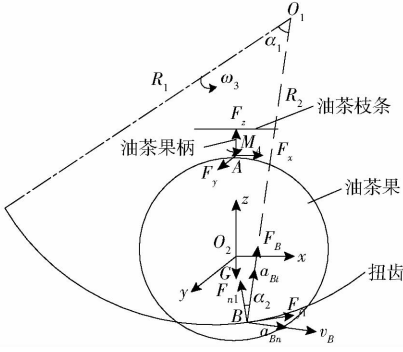
2.5 油茶果脱落影响因素分析

为了方便分析扭梳采摘油茶果原理,将采摘过程分为扭齿作用、梳齿作用、扭齿和梳齿同时作用、枝条弛豫 4 个过程。

2.5.1 扭齿单独作用

扭齿与油茶果相互作用力主要由与油茶果碰撞时的正压力和摩擦力组成,本文将扭齿与油茶果的作用形式简化成图 5 所示的模型。图 5 中扭齿与油茶果的接触点 B 的位置随着作用位置的改变在油

茶果上移动, O_1 为扭齿的旋转中心, O_2 为点 B 投影到油茶果中心轴上的点。



$$a_{Ct} = \frac{v_c^2}{R_3} = \omega_2^2 R_3 \tag{11}$$

此时点 C 所受力 F_c 为

$$F_c = M_2 a_{Ct} = M_2 \omega_2^2 R_3 \tag{12}$$

式中 M_2 ——梳辊质量, kg

因此油茶果受到的梳齿压力 F_{n2} 为

$$F_{n2} = F_c \cos \alpha_3 = M_2 \omega_2^2 R_3 \cos \alpha_3 \tag{13}$$

式中 α_3 —— F_c 方向与线 O_2C 的夹角, (°)

梳齿对油茶果摩擦力 F_{f2} 为

$$F_{f2} = \mu_2 F_{n2} = \mu_2 M_2 \omega_2^2 R_3 \cos \alpha_3 \tag{14}$$

式中 μ_2 ——梳齿与油茶果的摩擦因数

当油茶果相对树枝没有发生位移时, 油茶果受力平衡, 可得

$$\begin{cases} M_A = F_{f2} L_4 \\ F_x^2 + F_y^2 = F_{n2}^2 \end{cases} \tag{15}$$

式中 L_4 ——点 C 到油茶果中心轴的距离, m

当油茶果发生位移时, 由油茶果受力可知, 油茶果会产生绕点 A 转动以及绕 z 轴转动, 如图 3c 所示。油茶果可视为实心球体, 当油茶果绕点 A 转动时, 油茶果转动惯量为 J_1 , 当油茶果绕 z 轴转动时, 油茶果转动惯量为 J_2 。此时, 由转动定律可知

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_4}{dt} = \left(F_{n2} - \frac{1}{2} F_A \right) L_3 \\ J_2 \frac{d\omega_5}{dt} = F_{f2} L_4 - M_A \end{cases} \tag{16}$$

式中 L_3 ——点 O_2 到点 A 距离, m

随着油茶果转动角逐渐增大, 果柄连接处产生断裂, 油茶果脱落。由式 (13) ~ (16) 可以看出影响油茶果脱落的主要因素为梳辊转速、转动角以及油茶果抗剪力和抗扭力。

2.5.3 扭齿和梳齿同时作用

当梳齿和扭齿同时作用在油茶果时, 油茶果受力简化成图 7 所示模型。

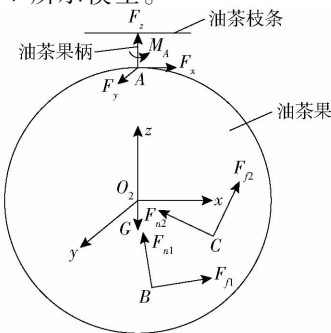


图 7 梳齿和扭齿同时作用时油茶果受力分析
Fig.7 Force analysis of camellia fruit when comb teeth and twisting teeth acted simultaneously

扭齿和梳齿同时作用在油茶果上时, 梳辊以角速度 ω_2 匀速转动, 扭梳组件以角速度 ω_3 匀速转动, 油茶果受到扭齿和梳齿压力的合力 F_{n3} 为

$$F_{n3} = \sqrt{F_{n1}^2 + F_{n2}^2 + 2F_{n1}F_{n2}\cos\theta} \tag{17}$$

式中 θ —— F_{n1} 、 F_{n2} 在水平方向的夹角

油茶果所受的摩擦力 F_{f3} 为扭齿和梳齿对油茶果摩擦力 F_{f1} 、 F_{f2} 的合力, 计算式为

$$F_{f3} = \sqrt{F_{f1}^2 + F_{f2}^2 + 2F_{f1}F_{f2}\cos\theta} \tag{18}$$

当油茶果相对树枝没有产生位移时, 油茶果受力平衡, 可得

$$\begin{cases} M_A = F_{f3} r \\ F_x^2 + F_y^2 = F_{n3}^2 \end{cases} \tag{19}$$

当油茶果产生位移时, 由油茶果受力可知, 油茶果会产生绕点 A 转动以及绕过点 A 和点 O_2 的轴转动。油茶果可视为实心球体, 当油茶果绕点 A 转动时, 油茶果转动惯量为 J_1 , 当油茶果绕 z 轴转动时, 油茶果转动惯量为 J_2 。此时, 由转动定律可知

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_4}{dt} = \left(F_{n3} - \frac{1}{2} F_A \right) L_3 \\ J_2 \frac{d\omega_5}{dt} = F_{f3} L_4 - M_A \end{cases} \tag{20}$$

随着油茶果转动角逐渐增大, 果柄连接处产生断裂, 油茶果脱落。由式 (17) ~ (20) 可以看出, 影响油茶果脱落的主要因素为扭梳组件和梳辊转速、转动角以及油茶果抗剪力和抗扭力。

2.5.4 枝条弛豫

当枝条被扭转到最大角度时, 根据胡克定律可知, 作用在枝条上的剪切力 τ 为

$$\tau = G\gamma = G\varphi \frac{r_1}{l} \tag{21}$$

式中 G ——扭转模量, MPa

γ ——相对扭转角, (°)

φ ——枝条扭转角, (°)

r_1 ——枝条半径, m

l ——枝条长度, m

末端执行器松开所夹持枝条, 此时枝条若未达到弹性极限, 在其内部的恢复力作用下恢复到原本的状态, 该过程为枝条的弛豫过程。在这一过程中, 最初恢复力等于作用在枝条上的剪切力 τ 。油茶果运动状态也随着枝条运动状态的改变而改变。当油茶果产生的惯性力大于果柄结合力时, 油茶果脱落。因此油茶果是否能脱落主要由松弛前作用在枝条上的最大剪切力 τ 决定。根据式 (21) 可知, 枝条上最大剪切力 τ 主要由枝条扭转模量、枝条相对扭转角

以及旋转枝条长度决定。枝条相对扭转角主要由末端执行器旋转的最大角度决定。因此油茶果脱落主要影响因素有枝条扭转模量、末端执行器旋转最大角、旋转枝条长度。

综上可知,影响油茶果脱落的因素有扭梳组件和梳辊转速、转动角以及油茶果抗剪力和抗扭力、枝条扭转模量、旋转枝条长度。

3 控制系统设计

控制系统由硬件部分与软件部分组成,硬件包括以 STM32 开发板为核心的控制器、霍尔位置传感器、触摸屏以及电动机驱动器,软件通过 LabVIEW 对控制程序进行编写、下载及调试。控制系统由两个电源模块供电,传感器、单片机及电机驱动器控制信号电压为 5 V,电动机驱动器驱动电压为 24 V。整个控制系统采用末端控制原理,由 STM32 开发板获取传感器数据,处理后将方向信号、脉冲数和脉冲频率传输给电机驱动器,从而实现对末端执行器动作的有序控制。图 8 为控制系统结构图。

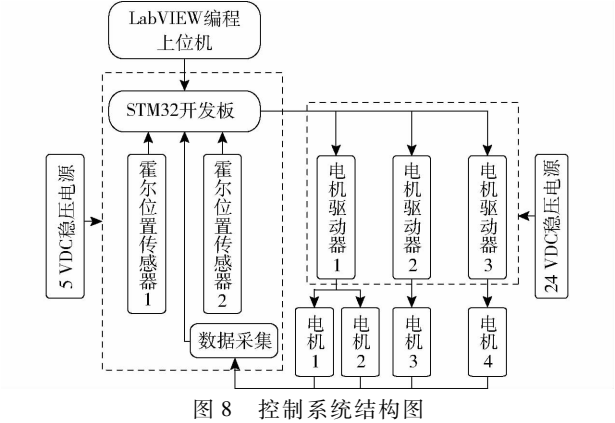


图 8 Control system structure diagram

NJK-8002C 型霍尔位置传感器有两对,一对安装在丝杠支座一边,与电机连接架外侧同一边,用于检测丝杠上电机连接架张开达到最大位置及复位,防止超出量程;一对安装在电机连接架内侧两边,用于检测电机连接架内侧两边夹持达到试验最小位置及复位,试验确定了电机连接架内侧两边夹持达到试验最小位置 10~50 mm 时可安全有效夹紧树枝。

3 个 K25R-C2-GN-XG 型异步电机和 1 个 CH/V-750-S 型三相异步减速电机作为执行机构的动力源,分别完成接近动作、抓持动作及旋转动作。1 个 K25R-C2-GN-XG 型异步电机用于控制丝杠上电机连接架运动位置及夹紧距离,2 个 K25R-C2-GN-XG 型异步电机用于控制梳辊反向旋转 48°后正向旋转 48°循环往复;CH/V-750-S 型三相异步减速电机用于末端执行装置整体正向

转动 48°,反向转动 48°,从而实现扭转动作。整体动作使用的变频驱动器有 3 个,型号均为 AE200H,用于驱动电机按需动作。

控制系统软件部分基于 LabVIEW 平台开发,软件控制流程如图 9 所示,实现控制扭梳式末端执行装置的按需动作、数据采集、状态显示及人机交互。

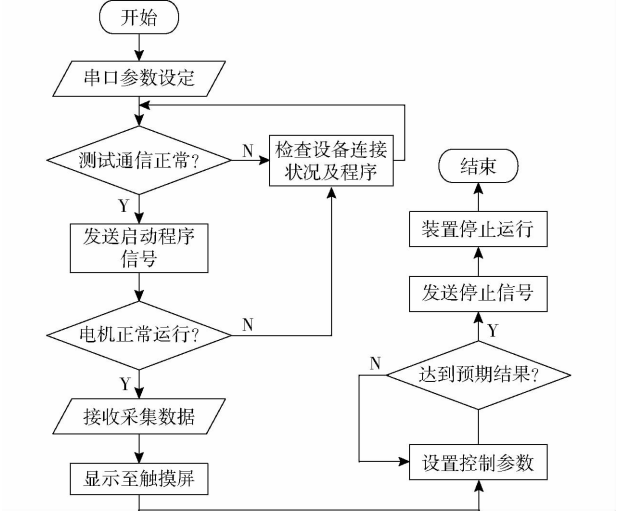


图 9 软件控制流程图

Fig. 9 Software control flow chart

4 油茶特性试验

目前,油茶主要种植于丘陵山地地区,采用适合机械化作业标准化的油茶栽培模式^[21]。本文试验的油茶树品种为湖南省永州市里湾基地主要种植的油茶良种品系。

4.1 油茶果结合力分析

4.1.1 试验设备

采用 HP-50 型 VICTOR 数显式推拉计测量果实的抗拉力和抗剪力,最大负荷为 50 N,精度为 0.01 N,误差为 0.05%,用其峰值保持功能记录瞬时抗拉力和抗剪力。果实质量测量使用友恒电子天平,最大量程 300 g,精度为 0.01 g。采用 HP-10 型安瑞特扭力测试仪测量果实的抗扭力矩,最大负荷为 10 N·m,精度为 0.001 N·m。采用游标卡尺(分度值为 0.02 mm)对果实尺寸进行测量。

4.1.2 试验方法

针对 6 年树龄长林 4 号、长林 40 号、长林 53 号以及 7 年树龄湘林 210 号共 4 个品种,随机抽取 20 颗油茶果为 1 组进行抗拉力测试,随机抽取 20 颗油茶果为 1 组进行抗剪力测试,随机抽取 20 颗油茶果为 1 组进行抗扭力矩测试,为保证试验的准确性,每次测试进行 3 组。

(1) 抗拉力测试

将油茶果所在的侧枝固定,再将油茶果固定在

推拉力计的夹具上,保证夹具与果柄保持一条直线,匀速缓慢拉动推拉力计,直至油茶果脱落,如图 10a 所示,记录测试的峰值数据。

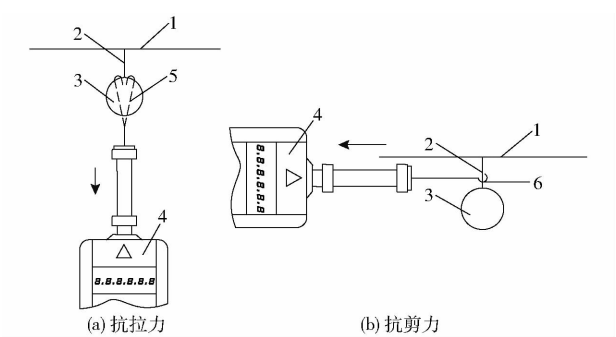


图 10 结合力测试示意图

Fig. 10 Binding force test indication

1. 侧枝 2. 果柄 3. 油茶果 4. 推拉力计 5. 夹具 6. 配套钩子

(2) 抗剪力测试

将油茶果所在的侧枝和油茶果固定,再将推拉力计配套的钩子钩住果柄,保证钩子与果柄保持垂直,匀速缓慢拉动推拉力计,直至果实脱落,如图 10b 所示,记录测试的峰值数据。

(3) 抗扭力矩测试

将油茶果固定在夹具上,再将夹具固定在安瑞特扭力测试仪,如图 11 所示,匀速缓慢转动与油茶果相连的侧枝,直至侧枝与油茶果分离,记录扭力测试仪上的峰值数据。



图 11 抗扭力矩测试现场

Fig. 11 Test site of torsion torque

(4) 油茶果质量与尺寸测量

将进行过抗拉力、抗剪力、抗扭力矩测量的油茶果去掉果柄后,用电子天平测量其质量,游标卡尺测量其最大直径,并对应记录质量和直径。

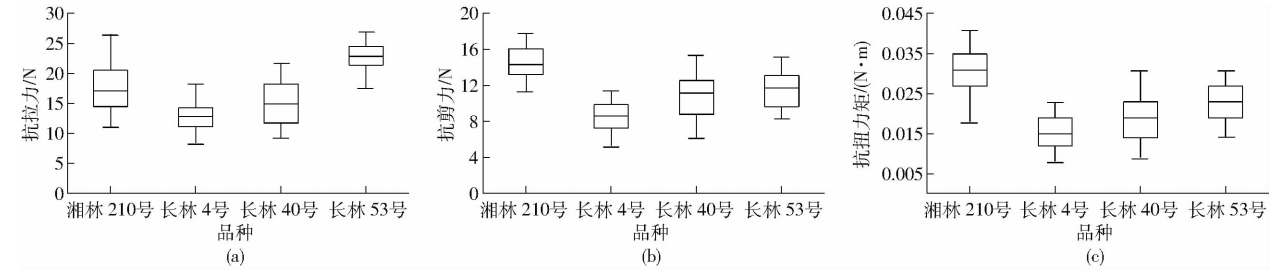


图 12 油茶果结合力箱型图

Fig. 12 Box diagrams of binding force with camellia fruit

4.1.3 结果和分析

油茶的生物特性相差较大,经过多次重复测试后,其抗拉力、抗剪力、抗扭力矩的数据基本符合正态分布,剔除较大误差,取剔除后数据作为依据,得到长林 4 号、长林 40 号、长林 53 号、湘林 210 号油茶果抗拉力、抗剪力、抗扭力矩结果箱型图,如图 12 所示。

由图 12a 可知,湘林 210 号抗拉力最大值为 26.61 N,最小值为 11.14 N。长林 4 号抗拉力最大值为 18.18 N,最小值为 8.38 N。长林 40 号抗拉力最大值为 21.79 N,最小值为 9.27 N。长林 53 号抗拉力最大值为 27.04 N,最小值为 17.45 N。

由图 12b 可知,湘林 210 号抗剪力最大值为 17.87 N,最小值为 11.32 N。长林 4 号抗剪力最大值为 11.45 N,最小值为 5.27 N。长林 40 号抗剪力最大值为 15.37 N,最小值为 6.17 N。长林 53 号抗剪力最大值为 15.11 N,最小值为 8.42 N。

由图 12c 可知,湘林 210 号抗扭力矩最大值为 0.041 N·m,最小值为 0.018 N·m。长林 4 号抗剪力最大值为 0.023 N·m,最小值为 0.008 N·m。长林 40 号抗剪力最大值为 0.031 N·m,最小值为 0.009 N·m。长林 53 号抗剪力最大值为 0.031 N·m,最小值为 0.014 N·m。

同品种油茶抗拉力、抗剪力、抗扭力矩差异较大,不同品种之间结合力差异同样较大,但抗拉力主要集中在 10 ~ 25 N 之间,抗剪力主要集中在 5 ~ 15 N 之间,抗扭力矩主要集中在 0.015 ~ 0.030 N·m 之间。由此可知油茶果抗拉力远大于抗剪力以及抗扭力矩。

长林 4 号、长林 40 号、长林 53 号、湘林 210 号油茶果质量和直径箱型图,如图 13 所示。

由图 13a 可知,湘林 210 号油茶果最大质量为 64.6 g,最大直径为 51.52 mm,最小质量为 25.8 g,最小直径为 40.12 mm。长林 4 号油茶果最大质量为 26.6 g,最大直径为 34.71 mm,最小质量为 11.0 g,最小直径为 24.84 mm。长林 40 号油茶果最大质量为 23.2 g,最大直径为 36.01 mm,最小质量为 10.4 g,最小直径为 24.13 mm。长林 53 号油茶

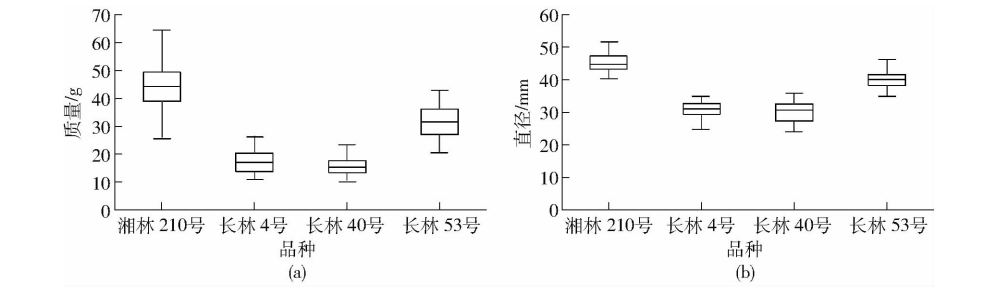


图 13 油茶果质量和直径箱型图

Fig. 13 Box diagrams of the same quality and diameter of camellia fruit

果最大质量为 43.2 g,最大直径为 46.01 mm,最小质量为 20.6 g,最小直径为 34.60 mm。

可知不同品种油茶果大小相差较大,湘林 210 号油茶果是 4 个品种里最大的,其自身大小差异也比较大,长林 53 号油茶果大小略小于湘林 210 号,长林 4 号和长林 40 号油茶果大小差异较小,远小于长林 53 号油茶果。

4.2 油茶枝条扭转试验

4.2.1 试验设备和材料

采用美特斯 SANS 微机控制电子扭转试验机测定 6 年树龄长林 4 号、长林 40 号、长林 53 号以及 7 年树龄湘林 210 号挂果枝条在扭转力偶作用下受力和变形量的关系,扭转试验机型号为 CTT1103,最大扭矩为 1 000 N·m,电压 220 V,功率 0.75 kW,准确度等级为 1 级,游标卡尺(分度值为 0.02 mm)测量

枝条直径、标距。

4.2.2 试验方法

随机剪取长林 4 号、长林 40 号、长林 53 号以及湘林 210 号不同生长区域挂果枝条多根。去除枝条上的叶子、花苞、油茶果和叶鞘,只留下枝条部位,截取合适的枝条长度,将节间作为枝条两头^[22]。枝条两头节间稍微削平,以保证试验机可以夹紧枝条。将枝条两端用扭转试验机配合特制夹具夹紧,测量直径和标距,打开试验程序,输入直径和标距,启动机器匀速转动,当枝条断裂,机器自动停止运行,生成试验报告。

4.2.3 试验结果与分析

图 14 为不同枝条扭矩扭角关系曲线,长林 4 号枝条直径为 5.13 mm,标距为 10.1 cm,长林 40 号直径为 7.35 mm,标距为 15.4 cm,长林 53 号直径为

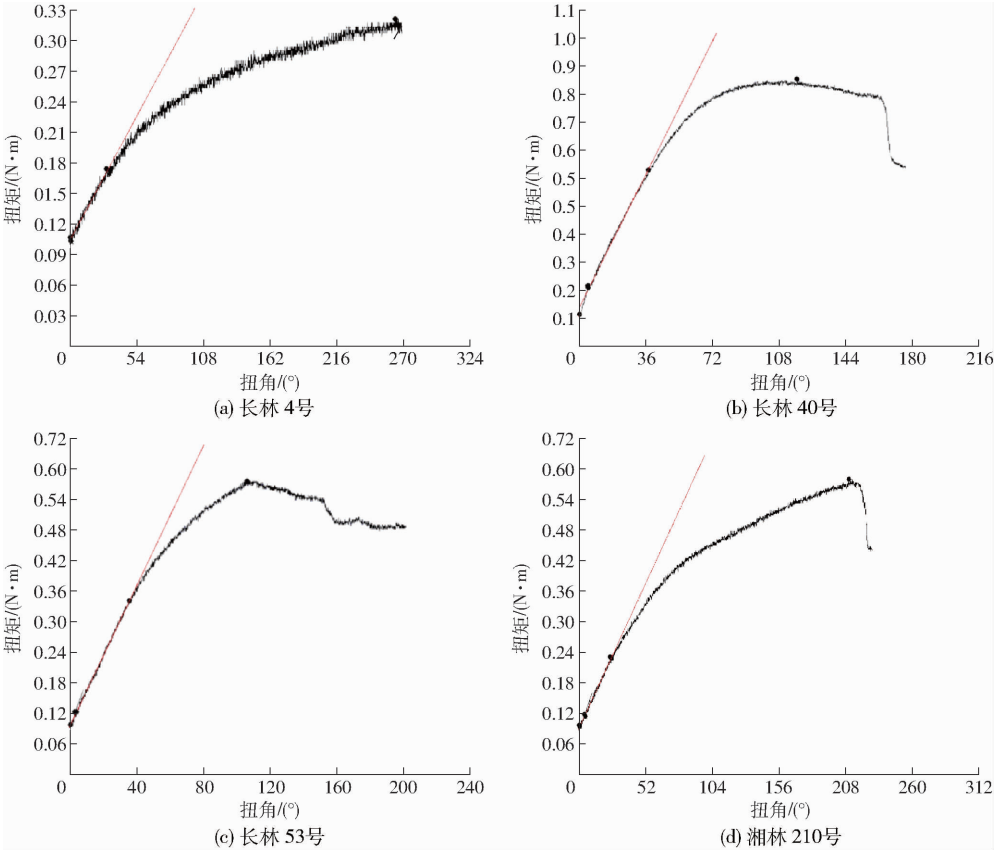


图 14 不同品种油茶枝条扭矩与扭角的关系曲线

Fig. 14 Torque and torsion curves of different varieties of camellia branches

6.92 mm, 标距为 10.8 cm, 湘林 210 号直径为 8.02 mm, 标距为 17.6 cm。

由图 14 可知,枝条扭转试验时,随着扭角的不断增大,枝条承受的扭矩增大,枝条能承受的最大扭矩在峰值处。另外,刚开始时斜率较大呈线性,扭角与扭矩成正比,为弹性变形阶段,枝条产生屈服效应。屈服阶段结束后,斜率开始下降,扭矩继续增大,此时枝条产生不均匀塑性变形,到达最高点时枝条断裂。

扭转模量 G 计算式为

$$G = \frac{\Delta M_p L_0}{\Delta \varphi I_p} \tag{22}$$

其中
$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \tag{23}$$

式中 M_p ——枝条试验过程中产生的扭矩, $N \cdot m$

I_p ——极惯性矩, mm^4

d ——枝条直径, mm

L_0 ——枝条标距, mm

扭转强度 τ_s 计算式为

$$\tau_s = \frac{M_p}{W_p} = \frac{16 M_p}{\pi d^3} \tag{24}$$

式中 W_p ——枝条扭转系数

扭转刚度 θ 计算式为

$$\theta = \frac{M_p}{G I_p} \tag{25}$$

由图 14a 可知,长林 4 号枝条发生弹性变形时扭角为 $0.227\ 63^\circ$, 扭矩为 $0.099\ 25\ N \cdot m$, 弹性段终点扭角为 $28.667\ 58^\circ$, 扭矩为 $0.166\ 64\ N \cdot m$, 发生断裂时扭角为 $256.892\ 94^\circ$, 扭矩最大值为 $0.307\ 54\ N \cdot m$ 。计算可知,长林 4 号扭转模量 $G = 3.52\ MPa$, 扭转强度 $\tau_s = 11.60\ MPa$, 扭转刚度 $\theta = 1.28 \times 10^3\ rad/m$ 。

由图 14b 可知,长林 40 号枝条发生弹性变形时的扭角为 $0.113\ 9^\circ$, 扭矩为 $0.105\ 37\ N \cdot m$, 弹性段终点扭角为 $37.447\ 62^\circ$, 扭矩为 $0.576\ 48\ N \cdot m$, 发生断裂时扭角为 $117.556\ 11^\circ$, 扭矩最大值为 $0.871\ 77\ N \cdot m$ 。计算可知,长林 40 号扭转模量 $G = 6.79\ MPa$, 扭转强度 $\tau_s = 11.19\ MPa$, 扭转刚度 $\theta = 4.49 \times 10^2\ rad/m$ 。

由图 14c 可知,长林 53 号枝条产生弹性变形时扭角为 $0.102\ 2^\circ$, 扭矩为 $0.102\ 31\ N \cdot m$, 弹性段终点扭角为 $35.557\ 84^\circ$, 扭矩为 $0.576\ 48\ N \cdot m$, 发生断裂时扭角为 $106.887\ 44^\circ$, 扭矩最大值为 $0.605\ 28\ N \cdot m$ 。计算可知,长林 53 号扭转模量 $G = 3.57\ MPa$, 扭转强度 $\tau_s = 9.27\ MPa$, 扭转刚度 $\theta = 7.54 \times 10^2\ rad/m$ 。

由图 14d 可知,湘林 210 号枝条发生弹性变形时扭角为 $0.110\ 5^\circ$, 扭矩为 $0.105\ 79\ N \cdot m$, 弹性段终点扭角为 $26.553\ 49^\circ$, 扭矩为 $0.253\ 02\ N \cdot m$, 发生断

裂时扭角为 $232.892\ 18^\circ$, 扭矩最大值为 $0.637\ 75\ N \cdot m$ 。计算可知,湘林 210 号扭转模量 $G = 2.41\ MPa$, 扭转强度 $\tau_s = 6.30\ MPa$, 扭转刚度 $\theta = 6.52 \times 10^2\ rad/m$ 。

由图 14 可知,不同品种油茶枝条扭转模量在 $2 \sim 7\ MPa$ 之间,不同品种的油茶枝条弹性段终点基本集中在 $25^\circ \sim 40^\circ$ 之间,但扭转试验机在扭矩未超过 $0.1\ N \cdot m$ 时没有记录枝条扭转角,因此弹性段开始前,枝条已经转动一定角度,枝条一旦扭转超过极限角,会产生不均匀塑性变形,受到损伤,无法恢复,为保证枝条不发生损伤,在作业时枝条扭转角不得超过 50° ,而转动角越大,油茶果越容易脱离,因此确定扭梳组件和梳辊转动角为 48° 。

5 性能试验

5.1 整机试验及评价指标

2020 年 10 月,选用长林 53 号油茶树进行整机性能试验,如图 15 所示。整机参数如表 1 所示。



图 15 性能试验现场
Fig. 15 Performance test site

表 1 采摘机主要作业参数

Tab.1 Main operating parameters of picking machine	
参数	数值
整机配套功率/kW	15
外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	2 800×1 400×2 200
整机质量/kg	3100±100
采摘高度/mm	400~2 500
爬坡角/(°)	0~35

根据油茶果结合力,计算可知扭梳组件转速不小于 $10\ r/min$,梳辊转速不小于 $60\ r/min$,油茶果才会脱落。选取长势相似的多棵油茶树分别以不同扭转转速、不同梳脱转速以及作用时间进行采摘性能试验。

以采净率以及花苞损伤率作为评价指标^[23]。试验前夹持枝条上的总挂果数量为 N_1 和花苞数为 N_2 ,试验后枝条上剩余的油茶果数量为 N_3 和花苞数为 N_4 。采净率 P_1 计算式为

$$P_1 = \frac{N_1 - N_3}{N_1} \times 100\% \tag{26}$$

花苞损伤率 P_2 计算式为

$$P_2 = \frac{N_2 - N_4}{N_2} \times 100\%$$
 (27)

5.2 试验结果与分析

5.2.1 扭梳组件转速的影响

在固定梳辊转速为 80 r/min,作业时间为 10 s 的工况下,进行扭梳组件转速的单因素试验,扭梳组件转速分别为 10、20、30、40、50 r/min,试验结果如图 16 所示。

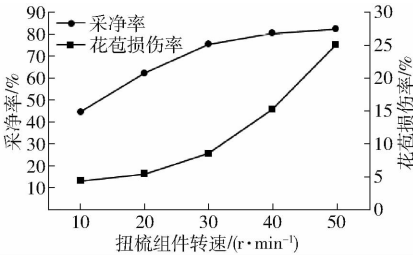


图 16 扭梳组件转速性能试验曲线

Fig. 16 Performance test curves of torsion component speed

由图 16 可知,随着扭梳组件转速的增加,采净率、花苞损伤率逐渐升高。当扭梳组件转速增大,作用在油茶果上的力变大,油茶果更易脱落,枝条在弛豫过程中,油茶果产生的惯性力也更大,油茶果和花苞更容易脱落。当扭转转速达到 40 r/min 后采净率变化很小,同时花苞损伤率明显增高,因此扭梳组件转速在 25 ~ 35 r/min 采摘性能较优。

5.2.2 梳辊转速的影响

在固定扭梳组件转速为 30 r/min,作业时间为 10 s 的工况下,进行梳辊转速的单因素试验,梳辊转速分别为 60、70、80、90、100 r/min,试验结果如图 17 所示。

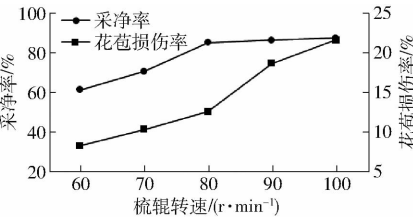


图 17 梳辊转速性能试验曲线

Fig. 17 Performance test curves of comb roller speed

由图 17 可知,随着梳辊转速的增加,采净率、花苞损伤率逐渐升高。当梳辊转速增大,作用在油茶果上的力变大,同时梳辊对油茶枝条产生的激振作用随着转速的增大而加强,油茶果和花苞更易脱落。当梳辊转速达到 90 r/min 后,采净率变化很小,同时花苞损伤率明显增高,因此梳辊转速在 75 ~ 85 r/min 采摘性能较优。

5.2.3 作业时间的影响

在固定扭梳组件转速为 30 r/min、梳辊转速为

80 r/min 的工况下,进行作业时间的单因素试验,作业时间分别为 5、10、15、20、25 s,试验结果如图 18 所示。

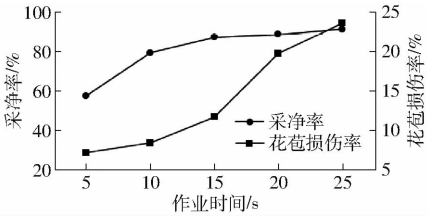


图 18 作业时间性能试验曲线

Fig. 18 Performance test curves of working time

由图 18 可知,随着作业时间的增加,采净率、花苞损伤率逐渐升高。主要是因作业时间的增加,采摘装置传递到油茶枝条的能量随之增加,油茶果和花苞更易脱落。当作业时间达到 15 s 后,采净率变化很小,同时花苞损伤率明显增高,作业时间在 8 ~ 12 s 之间采摘性能较优。

5.3 正交试验

为研究扭梳式油茶果采摘末端执行器不同的作业参数组合对油茶果采净率和花苞损伤率的影响,选取梳齿转速、扭齿转速、作业时间为参数变量,选取扭梳组件转速为 25 ~ 35 r/min、梳辊转速为 75 ~ 85 r/min、作业时间为 8 ~ 12 s 对长林 53 号油茶树进行三因素三水平正交试验。试验因素水平如表 2 所示,正交试验结果如表 3 所示。

表 4 为正交试验结果的极差分析,以油茶果采净率作为评价指标时,较优水平为扭梳组件转速 A_3

表 2 正交试验因素水平

Tab.2 Factors and levels of orthogonal experiment			
水平	因素		
	A/(r·min ⁻¹)	B/(r·min ⁻¹)	作业时间 C/s
1	25	75	8
2	30	80	10
3	35	85	12

表 3 正交试验结果

Tab.3 Results of orthogonal test					
序号	因素			油茶果 采净率/%	花苞损伤 率/%
	A/(r·min ⁻¹)	B/(r·min ⁻¹)	C/s		
1	25	75	8	70.75	8.95
2	25	80	10	72.76	9.21
3	25	85	12	83.25	11.36
4	30	75	10	79.77	10.49
5	30	80	12	86.15	12.15
6	30	85	8	80.32	10.37
7	35	75	12	93.34	13.22
8	35	80	8	82.51	11.13
9	35	85	10	89.73	12.12

表 4 极差分析
Tab.4 Range analysis

试验指标		A	B	C
采净率	k_1	75.59	81.23	77.86
	k_2	82.08	80.47	80.75
	k_3	88.53	84.43	87.58
	R	12.94	3.20	9.72
	较优水平 主次因素	A_3	B_3 $A、C、B$	C_3
花苞损伤率	k_1	9.84	10.89	10.15
	k_2	11.00	10.83	10.61
	k_3	12.16	11.28	12.24
	R	2.32	0.45	2.09
	较优水平 主次因素	A_1	B_2 $A、C、B$	C_1

(35 r/min)、梳辊转速 B_3 (85 r/min)、作业时间 C_3 (12 s),扭梳组件转速对油茶果采净率的影响最大,其次是作业时间,最后是梳辊转速;以花苞损伤率作为评价指标时,较优水平为扭梳组件转速 A_1 (25 r/min)、梳辊转速 B_2 (80 r/min)、作业时间 C_1 (8 s),扭梳组件转速对花苞损伤的影响最大,其次是作业时间,最后是梳辊转速。

图 19 为作业后效果图。由于各试验因素对油茶果采净率和花苞损伤率的较优参数组合不一致,采用综合评分法对正交试验结果进行分析^[24]。油茶果采净率隶属度 u_1 和花苞损伤率隶属度 u_2 计算公式为

$$\begin{cases} u_1 = \frac{S_{\max} - S}{S_{\max} - S_{\min}} \\ u_2 = \frac{S - S_{\min}}{S_{\max} - S_{\min}} \end{cases} \quad (28)$$

式中 S ——指标值
 $S_{\max}$ ——指标最大值
 $S_{\min}$ ——指标最小值



图 19 作业后效果图
Fig.19 Effect picture after picking

采收时首先保证较高的油茶果采净率,其次保证较低的花苞损伤率,选取油茶果采净率加权因子为 0.6,花苞损伤率加权因子为 0.4,综合分数 u 计

算式为

$$u = 0.6u_1 + 0.4u_2 \quad (29)$$

计算结果如表 5 所示。

表 5 综合分数计算结果
Tab.5 Analysis results of comprehensive scores

序号	A/ (r·min ⁻¹)	B/ (r·min ⁻¹)	C/s	u_1	u_2	u
1	25	75	8	1	0	0.600 0
2	25	80	10	0.911 0	0.060 9	0.571 0
3	25	85	12	0.446 7	0.564 4	0.493 8
4	30	75	10	0.600 7	0.360 7	0.504 7
5	30	80	12	0.318 3	0.749 4	0.490 7
6	30	85	8	0.576 4	0.332 6	0.478 9
7	35	75	12	0	1	0.400 0
8	35	80	8	0.479 4	0.510 5	0.491 8
9	35	85	10	0.159 8	0.742 4	0.392 8

综合分数极差分析如表 6 所示。由表 6 可知,扭梳组件转速对综合分数影响最大,其次是梳辊转速,最后是作业时间。最优工作参数组合为 $A_3B_3C_3$,即扭梳组件转速为 35 r/min、梳辊转速为 85 r/min、作业时间为 12 s。

表 6 综合分数极差分析
Tab.6 Range analysis of comprehensive scores

项目	A	B	C
k_1	0.554 9	0.501 6	0.523 6
k_2	0.491 4	0.517 8	0.489 5
k_3	0.428 2	0.455 2	0.461 5
R	0.126 7	0.062 6	0.062 1
较优水平	A_3	B_3	C_3
主次因素	$A、B、C$		

5.4 验证试验

表 7 为油茶果采摘末端执行器在最佳参数组合下验证试验结果,油茶果采净率平均值为 93.37%,花苞损伤率平均值为 13.16%。

表 7 验证试验结果
Tab.7 Results of verification test

试验号	油茶果采净率/%	花苞损伤率/%
1	92.87	12.70
2	92.73	13.61
3	94.51	13.18
平均值	93.37	13.16

6 结论

(1)设计了扭转和梳脱相结合的油茶果采摘装置,通过对油茶果产生多种作用力实现采摘,由于扭齿和梳齿间距较大,因此有效降低了对花苞的损伤。

(2)通过理论分析末端执行器对油茶果的作用过程,得出影响油茶果脱落的主要因素为扭梳组件和梳辊转速、转动角及油茶果抗剪力和抗扭力矩、枝条扭转模量。

(3)同品种油茶果的抗拉力、抗剪力、抗扭力矩差异较大,不同品种之间结合力差异同样较大,抗拉力主要集中在 10~25 N 之间,抗剪力主要集中在 5~15 N 之间,抗扭力矩主要集中在 0.015~0.030 N·m 之间。油茶果抗拉力大于抗剪力,远大于抗扭力矩。不同品种油茶枝条扭转模量在 2~7 MPa 之间,枝条

扭转不可超过 50°。

(4)性能试验表明,扭梳式油茶采摘装置在扭梳组件转速为 25~35 r/min、梳辊转速为 75~85 r/min、作业时间为 10~20 s 工况下的采净率较高,花苞损伤率较低。通过正交试验得出,扭梳组件转速对综合分数影响最大,其次是梳辊转速、作业时间,最优工作参数组合扭梳组件转速 35 r/min、梳辊转速为 85 r/min、作业时间 12 s。验证试验表明,最优工作参数组合工况下的油茶果采净率平均值为 93.37%,花苞损伤率平均值为 13.16%。

参 考 文 献

- [1] 张超英. 谈我国油茶产业的发展[J]. 国家林业局管理干部学院学报, 2013, 12(1): 21-24.
ZHANG Chaoying. Discussion on the development of Chinese oil camellia industry [J]. State Academy of Forestry Administration Journal, 2013, 12(1): 21-24. (in Chinese)
- [2] 龚思敏. 湖南省山茶油行业现状与发展对策研究[D]. 长沙:中南林业科技大学, 2019.
GONG Simin. The research on the current situation and development strategy of *Camellia oleifera* in Hunan Province [D]. Changsha: Central South University of Forestry and Technology, 2019. (in Chinese)
- [3] 张立勇. 胶辊回转式油茶果采摘装置的设计与研究[D]. 南昌:江西农业大学, 2018.
ZHANG Liyong. Design and research of rotary camellia fruit picking device with rubber roller [D]. Nanchang: Jiangxi Agricultural University, 2018. (in Chinese)
- [4] BAETEN J, KEVIN D, BOEDRIJ S, et al. Autonomous fruit picking machine: a robotic apple harvester[J]. Springer Tracts in Advanced Robotics, 2007, 42: 531-539.
- [5] BLANCO-ROLDÁN G L, GIL-RIBES J A, KOURABA K, et al. Effects of trunk shaker duration and repetitions on removal efficiency for the harvesting of oil olives[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2009, 25(3): 329-334.
- [6] SCARFE A J, FLEMMER R C, BAKKER H H C, et al. Development of an autonomous kiwifruit picking robot[C] // International Conference on Autonomous Robots & Agents. IEEE, 2009.
- [7] TORREGROSEO A, ORTÍ E, MARTÍN B, et al. Mechanical harvesting of oranges and mandarins in Spain[J]. Biosystems Engineering, 2009, 104(1): 18-24.
- [8] 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.
- [9] 王克奇, 张维昊, 罗泽, 等. 击打式松果采摘机器人设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2020, 51(8): 26-33.
WANG Keqi, ZHANG Weihao, LUO Ze, et al. Design and experiment of hitting pine cone picking robot[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 26-33. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20200803&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.08.003. (in Chinese)
- [10] 刘晓敏, 田德宝, 宋懋征, 等. 气动球果采摘柔性手爪设计与实验[J/OL]. 农业机械学报, 2021, 52(2): 30-43.
LIU Xiaomin, TIAN Debao, SONG Maozheng, et al. Design and experiment on pneumatic flexible gripper for picking globose fruit[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(2): 30-43. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20210203&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2021.02.003. (in Chinese)
- [11] 王荣炎, 郑志安, 鹿秀风, 等. 梳齿往复式杭白菊采摘装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(12): 73-79, 97.
WANG Rongyan, ZHENG Zhian, LU Xiufeng, et al. Design and test of comb-teeth reciprocating *Chrysanthemum morifolium* picking device[J/OL]. Transactions of the CSAM, 2019, 50(12): 73-79, 97. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20191208&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.12.008. (in Chinese)
- [12] 汪奇. 振动式油茶果采摘装置关键部件设计与分析[D]. 合肥:安徽农业大学, 2019.
WANG Qi. Design and analysis of key components of vibrating *Camellia oleifera* fruit picking device [D]. Hefei: Anhui Agricultural University, 2019. (in Chinese)
- [13] 高自成, 李立君, 李昕, 等. 齿梳式油茶果采摘机采摘执行机构的研制与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10): 19-25.
GAO Zicheng, LI Lijun, LI Xin, et al. Development and test of picking actor in oil-tea camellia fruit picking machine of tooth comb type[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(10): 19-25. (in Chinese)

- [14] 罗时挺, 饶洪辉, 张立勇, 等. 齿梳拨刀式油茶果采摘装置设计与试验[J]. 农机化研究, 2017, 39(2): 84–88, 157. LUO Shiting, RAO Honghui, ZHANG Liyong, et al. Design and experiment of tooth comb type device for camellia fruits picking[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(2): 84–88, 157. (in Chinese)
- [15] 饶洪辉, 张立勇, 黄登昇, 等. 电动胶辊旋转式油茶果采摘执行器设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 115–121. RAO Honghui, ZHANG Liyong, HUANG Dengsheng, et al. Design and test of motor-driven picking actuator of camellia fruit with rotate rubber roller[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 115–121. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180913&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.013. (in Chinese)
- [16] 饶洪辉, 黄登昇, 王玉龙, 等. 液压驱动式油茶果采摘机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(5): 133–139, 147. RAO Honghui, HUANG Dengsheng, WANG Yulong, et al. Design and experiment of hydraulic-driven camellia fruit picking machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(5): 133–139, 147. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190515&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.05.015. (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 actuator for picking *Camellia oleifera* fruits[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 9–17. (in Chinese)
- [18] 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/OL]. 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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 176–182, 195. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20201119&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.11.019. (in Chinese)
- [19] 陈隆升, 陈永忠, 许彦明, 等. 油茶花、果及春梢生长相关性研究[J]. 中南林业科技大学学报, 2018, 38(1): 1–5, 54. CHEN Longsheng, CHEN Yongzhong, XU Yanming, et al. Research on correlation of flower bud, fruit and spring shoot growth of *Camellia oleifera* Abel. [J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology, 2018, 38(1): 1–5, 54. (in Chinese)
- [20] 冯国坤, 饶洪辉, 许朋, 等. 影响油茶果机械化采摘的生物环境特性[J]. 中国农机化学报, 2015, 36(2): 128–130. FENG Guokun, RAO Honghui, XU Peng, et al. Biological and environment properties that affect the mechanization of camellia fruit harvesting[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2015, 36(2): 128–130. (in Chinese)
- [21] 陈永忠, 邓绍宏, 陈隆升, 等. 油茶产业发展新论[J]. 南京林业大学学报(自然科学版), 2020, 44(1): 1–10. CHEN Yongzhong, DENG Shaohong, CHEN Longsheng, et al. A new view on the development of oil tea camellia industry[J]. Journal of Nanjing Forestry University(Natural Sciences Edition), 2020, 44(1): 1–10. (in Chinese)
- [22] 黄亮. 茎秆扭转装置的设计与谷子茎秆扭转弹性常数的测定[D]. 太谷: 山西农业大学, 2019. HUANG Liang. Design for the torsion apparatus and experiment on the torsion elastic constants of millet stems[D]. Taigu: Shanxi Agricultural University, 2019. (in Chinese)
- [23] 伍德林, 李超, 曹成茂, 等. 摇枝式油茶果采摘装置作业过程分析与试验[J]. 农业工程学报, 2020, 36(10): 56–62. WU Delin, LI Chao, CAO Chengmao, et al. Analysis and experiment of the operation process of branch-shaking type *Camellia oleifera* fruit picking device[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(10): 56–62. (in Chinese)
- [24] 刘芳建, 杨学军, 方宪法, 等. 甘蔗收获机切段装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 90–95. LIU Fangjian, YANG Xuejun, FANG Xianfa, et al. Design and experiment of chopper device in sugarcane harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 90–95. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180910&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.010. (in Chinese)