

许涛, 刘志侠, 高连兴, 等. 铲齿-齿滚式花生捡拾装置捡拾动力学分析与试验[J]. 沈阳农业大学学报, 2024, 55(4): 454-464.

XU Tao, LIU Zhixia, GAO Lianxing, et al. Research on picking dynamic analysis and experiment of shovel-finger and finger roller peanut pickup device[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2024, 55(4): 454-464.

铲齿-齿滚式花生捡拾装置捡拾动力学分析与试验

许涛¹, 刘志侠², 高连兴³, 何凤宇², 杨德旭², 李华²

(1. 辽宁石油化工大学机械工程学院, 辽宁抚顺 113001; 2. 沈阳农业大学工程学院, 沈阳 110161;

3. 吉林农业大学工程技术学院, 长春 130118)

摘要: 两段式收获是我国花生机械化收获的主要方式, 捡拾装置是花生捡拾联合收获机核心部分之一。针对传统的弹齿滚筒凸轮滑道式捡拾装置存在的花生植株“壅堆”“冲击”和“抛起”而造成荚果损失问题, 在花生植株条铺捡拾特性研究基础上, 发明并研制了一种新型铲齿-齿滚式花生捡拾装置。通过捡拾性能试验表明: 花生植株条铺地面捡拾作业时, 铲齿划入地表将花生植株条铺从地面铲起, 捡拾齿完成花生植株后续的捡拾作业, 但不划入地表。通过对花生植株在铲拾、挑拾、推送阶段的运动状态与受力分析, 获得了影响运动状态的主要参数, 以此为依据设计了铲齿、捡拾齿、护板等关键捡拾元件的总体结构。在此基础上建立了捡拾齿运动的数学模型, 确定了影响捡拾齿运动轨迹的关键参数, 并结合 ADAMS 运动仿真分析获得了捡拾工作参数配比范围。根据设计结果制作样机并进行运转试验, 花生捡拾性能试验结果表明: 新型铲齿-齿滚式花生捡拾装置用于花生捡拾过程中, 不存在植株“壅堆”与“抛起”问题; 通过响应面分析及样机试验, 获得捡拾装置最优工作参数为: 前进速度 V_m 为 $48.0 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, 转速 N 为 $45.3 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 离地高度 H 为 -18 mm 。在花生植株含水率 $15\% \sim 17\%$ 的两段收获条件下, 花生植株捡拾率为 98.9% , 掉果损失率为 2.8% 。根据试验观察, 捡拾过程中花生植株主要呈现横向捡拾、倾斜捡拾、纵向捡拾 3 种捡拾状态, 能够适应果朝一侧的整齐放铺与散乱放铺捡拾作业, 为今后两段式花生捡拾收获机捡拾装置的设计提供技术支撑。

关键词: 花生植株; 铲齿; 捡拾机构; 运动分析

中图分类号: S565.2; S226.4

文章编号: 1000-1700(2024)04-0454-11

文献标识码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Picking Dynamic Analysis and Experiment of Shovel-finger and Finger Roller Peanut Pickup Device

XU Tao¹, LIU Zhixia², GAO Lianxing³, HE Fengyu², YANG Dexu², LI Hua²

(1. College of Mechanical Engineering, Liaoning Petrochemical University, Fushun Liaoning 113001, China; 2. College of Engineering, Shenyang Agricultural University, Shenyang 110161, China; 3. School of Engineering Technology, Jilin Agricultural University, Changchun 130118, China)

Abstract: Two-stage harvesting is the main way of peanut mechanized harvesting, and the pickup device is a core parts of the combined combined harvester. In order to solve the problem of pod loss caused by "stack", "impact" and "throw up" of peanut plants of traditional cam slide spring-finger cylinder pickup device, the shovel-finger and finger roller peanut pickup device was invented and developed for picking up performance test on the basis of studying the peanut plant windrow picking characteristics. The peanut windrow pickup test shows that shovel-finger insert into the soil surface and shovel up peanut windrow, pickup fingers complete the follow-up picking work but not into the soil surface. The main

收稿日期: 2024-03-04

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51575367, 50775151); 国家重点研发计划项目(2016YFD0702102); 辽宁石油化工大学科研启动基金项目(1100140222)

第一作者: 许涛(1980-), 男, 博士, 讲师, 从事农产品收获与加工机械研究, E-mail: 1980xutao@163.com

通信作者: 高连兴(1958-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 从事农产品收获与加工机械研究, E-mail: lianxing_gao@126.com

parameters affecting the motion state were obtained by the motion state and force analysis of peanut plants in the shoveling, picking and pushing stages. The overall structure of shovel-finger, pickup-finger and shell were designed based on the parameters. On this basis, the mathematical model of pickup finger motion is established, the key parameters affecting the pickup motion trajectory are determined, and the range of pickup parameters is obtained by ADAMS motion simulation. According to the optimized design results, the prototype was developed, the running and picked up performance were carried out test. The results show that, the phenomenon of peanut plants stacking and throwing disappeared; through response surface analysis and prototype test, the optimal working parameters of the picking device were obtained as follows: the forward speed V_m was $48.0 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, the rotational speed N was $45.3 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, and the ground height H was -18 mm . The picking rate of peanut plants was 98.9% and the pod loss rate was 2.8% under two harvesting conditions of peanut plant moisture content of 15%–17%. According to the experimental observation, the peanut plants mainly showed three kinds of picking states in the picking process: normal windrow, oblique windrow and parallel windrow on the forward direction, which could adapt to the neat and scattered windrow of peanut plants. It will provide technical support for the design of the picking device for the two-stage peanut pickup harvester in the future

Key words: peanut plant; shovel-finger; pickup mechanism; motion analysis

中国花生常年种植面积约 $4.7 \times 10^6 \text{ hm}^2$,总产量超过 $1.7 \times 10^7 \text{ t}$,约占世界花生产量的38%,高居世界首位^[1-2]。然而,我国花生收获机械化率仅约50%,而且花生机收作业的荚果损失和损伤比较严重,降低了花生的商品性、食品安全性和国际竞争力,已成为亟待解决的瓶颈问题^[3-4]。综合分析发现,我国广泛应用的花生捡拾收获机主要采用齿带式捡拾装置和弹齿滚筒凸轮滑道式(简称“弹齿滚筒式”),齿带式捡拾装置因其结构和速度受限,一般应用于捡拾两垄一铺的小型花生捡拾收获机^[5-7];而弹齿滚筒式捡拾装置虽然具有体积小,可实现高转速、宽幅捡拾作业,对于禾谷类植株具有捡拾能力性能好、适应性强等优点,但对于条铺性较差的晾晒后直立型花生适应性较差,捡拾过程中存在植株壅堆和抛起、植株漏捡、荚果掉落损失与荚果开裂损伤以及弹齿打土造成飞尘等问题,而且凸轮滑道磨损和运动冲击比较严重。

美国花生主要为匍匐型植株,花生侧枝多可形成质量好的植株条铺,大型花生捡拾收获机均采用弹齿滚筒式捡拾装置。相比之下,我国的直立型花生植株条铺质量不高,现有花生捡拾收获机弹齿滚筒式捡拾装置适应性较差^[8-9]。

国内很早开始了关于牧草、稻麦等弹齿滚筒式捡拾装置研究,并获得了卓有成效的研究成果。其中,盛凯等^[10]建立了弹齿滚筒式牧草捡拾机构的数学模型;王国权等^[11]运用ADAMS软件中B样条曲线对凸轮滑道曲线进行了优化拟合;袁彩云等^[12]用解析法设计了凸轮滑道中心线;王文明等^[13-14]采用正弦加速度运动规律对凸轮滑道中心线进行了优化设计,结合捡拾试验台进行了捡拾性能试验研究。在此基础上,许涛等^[15]采用非支配排序遗传算法NSGA-II对弹齿滚筒式花生捡拾机构进行了参数优化设计;姚礼军等^[16-17]运用Box-Behnken中心组合试验方法对弹齿式花生捡拾装置进行了试验研究;王申莹等^[18]设计了“凸”字形护板的无滑道滚筒式防卡滞捡拾器;陈有庆等^[19]研制了一种适于花生割秧后收获的无滑道弹齿式花生捡拾装置。然而,上述研究主要针对于凸轮滑道式弹齿滚筒捡拾装置,而滑道式弹齿滚筒捡拾机构存在的滚筒直径相对较大、捡拾幅宽有限和滚轮对滑道冲击等缺点;无滑道式滚筒捡拾装置还处在试验阶段,捡拾齿利用率低,对稀疏条铺捡拾效果较差^[20]。分析原因,捡拾作业时弹齿对花生植株无法形成向上有效分力,是形成“壅堆”的主要原因。

本研究结合花生摊铺晾晒农艺特点,设计一种新型铲齿-齿滚式花生捡拾装,采用动、静齿协同完成捡拾作业,静齿将花生植株铲起一定垂直高度,由动齿完成后续捡拾动作。采用矢量方程图解法求解影响花生植株运动状态的主要参数,设计了各主要捡拾元件总体结构,制作样机并进行了捡拾试验寻求较优工作参数组合,为中、大型两段式捡拾收获机捡拾装置设计提供参考。

1 总体结构与工作原理

铲齿-齿滚式花生捡拾装置如图1,主要由铲齿、护板、捡拾齿、捡拾齿座、后侧板、左侧板、右侧板、

主轴组成。捡拾齿与捡拾齿座弹性铰接,捡拾齿座固定在主轴上,主轴通过带座轴承安装在左、右侧板间,左、右侧板与后侧板固联,护板介于相邻捡拾齿间并固定在后侧板上,铲齿固定安装在护板前侧。作业时,捡拾装置随机组向前运动,铲齿将花生植株铲起20~50 mm,捡拾齿依次完成捡拾、举升、推送动作。因此,捡拾过程中捡拾齿与主轴共同转动的同时随机组向前平动,捡拾齿的捡拾运动由同主轴回转速度 ω 与机组前进速度 V_m 两个运动复合而成。

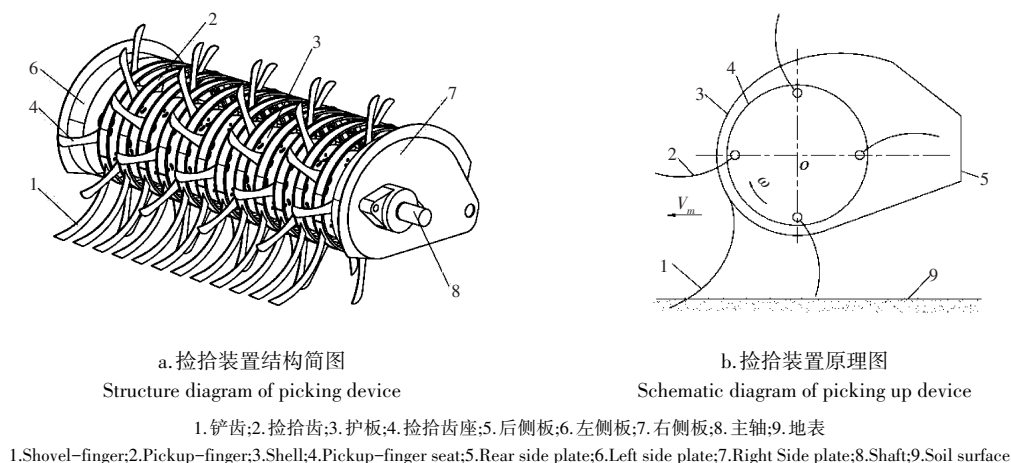


图1 捡拾装置结构原理图

Figure 1 Structure diagram of picking up device

国内用于花生捡拾收获机的捡拾装置主要有齿带式 and 滑道式弹齿滚筒两种,前者为双辊齿带式结构,可一次性完成捡拾、升运功能,因其结构原因捡拾幅宽和齿辊转速受限,一般应用于捡拾两垄一铺的小型花生捡拾收获机;后者为弹齿滚筒式结构,弹齿由两侧滑道控制摆动规律,进而完成复杂的捡拾动作。区别于以上两种捡拾装置,本研究采用无滑道设计,捡拾齿与捡拾齿座可小范围弹性摆动。护板前端设有铲齿,配合捡拾齿完成捡拾动作。通过改变捡拾齿安装角度、弧形护板工作表面的曲率变化,解决推送工位末端捡拾齿与护板对花生植株的钳制问题。主要特点为:(1)铲齿随机组向前运动,前端入土10~20 mm,花生植株受到惯性力与植株间作用力作用,沿铲齿工作表面向上运动,使捡拾更加顺畅。(2)捡拾齿无须入土,避免因入土过深而发生形变,导致捡拾齿出土瞬时弹摆造成对植株的打击,减少荚果损失。(3)作业时捡拾齿不打土,可减小捡拾负荷,避免遇到硬物时造成永久变形而损坏,有效减少空气扬尘对环境的污染。

2 花生植株捡拾状态与受力分析

在整个花生捡拾作业过程中,静止状态的花生植株通过与铲齿的主动力作用,克服其自身与地面、铲齿表面、捡拾齿之间存在摩擦、植株之间的力学作用而形成刚体平面运动,是一个复杂的花生植株运动学和动力学过程。特别是在捡拾工位花生植株与铲齿、捡拾齿间因相互作用受力而产生复杂的运动过程。捡拾装置向前运动,花生植株受到条铺内作用力和自身惯性力作用而沿铲齿表面向上运动,而后由捡拾齿挑起与其共同转动。因此,根据花生植株与不同捡拾元件接触与相互作用将捡拾工位分解为铲拾和挑拾两个阶段。

2.1 铲拾段受力分析

由图2a可知,在铲拾初始段,捡拾装置向运动,花生植株沿铲齿表面向上匀速运动,其受到重力 G 、惯性力 F_1 、花生条铺间作用力 F_2 、摩擦力 F_f 、铲齿对花生植株的作用力 F_N ,假设花生植株沿铲齿表面匀速运动,将 F_N 与 F_f 复合为总反力 F_R ,则受到4个力作用且处于平衡状态,可得到力矢量方程和矢量图:

$$\vec{F}_R + \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{G} = 0 \quad (1)$$

$$F_1 + F_2 = G \tan(\alpha' + \varphi) \quad (2)$$

可知,在铲拾初始段,花生植株沿铲齿表面向上运动条件为:

$$F_1 + F_2 \geq G \tan(\alpha' + \varphi) \quad (3)$$

花生成熟期经挖掘放铺后,可形成果朝一侧整齐条铺。因此,花生植株间作用力 F_2 可持续作用于花生植株,可使花生条铺持续沿铲齿向上运动。

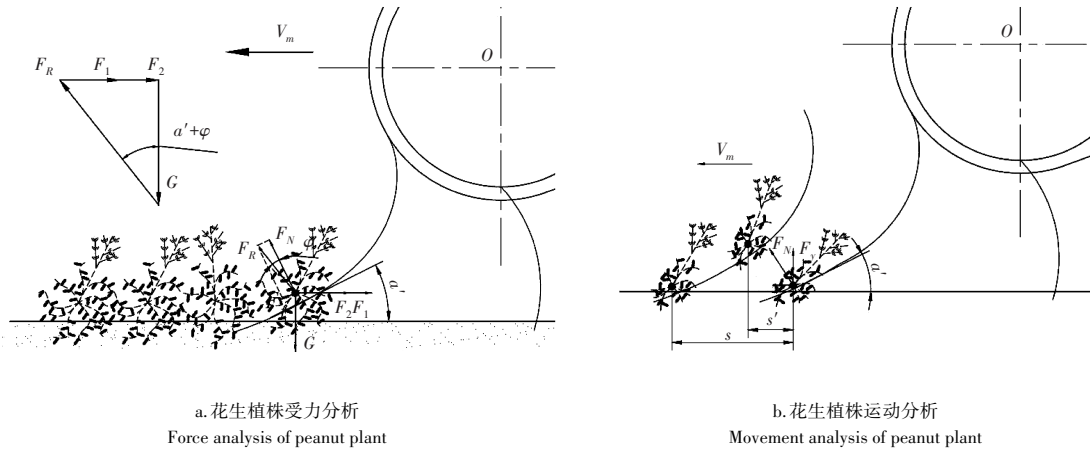


图2 花生植株铲拾段状态分析

Figure 2 State analysis of peanut plant shovel picking

当花生条铺稀疏时,花生条铺植株间作用力 $F_2=0$,则单株花生沿铲齿向上运动的条件为:

$$F_1 \geq G \tan(\alpha' + \varphi) \tag{4}$$

可得结论, α' 越小,花生植株沿铲齿上升所需的惯性力 F_1 越小,上升相对运动越容易。

为确定单株花生受惯性力作用沿铲齿表面上升的条件。图2b中,铲齿向左运动速度为 V_m ,花生植株简化为质点 m ,花生植株初速度为 $V_0=0$,与铲齿共同运动时速度为 $V_1=V_m$ 。铲齿对花生植株作用力为 F_N ,分解为水平方向分力 F_x 与竖直方向分力 F_y ,根据动能守恒定律,水平分力 F_x 做功等于植株动能增量,即:

$$F_x s' = \frac{1}{2} m v_1^2 - \frac{1}{2} m v_0^2 \tag{5}$$

$$F_x = \frac{1}{2} m v_1^2 / s' \tag{6}$$

当竖直分力等于植株重力时,植株开始停止沿铲齿向上运动。水平方向分力 F_x 与竖直方向分力 F_y 三角函数关系及式(6)可得:

$$F_y = F_x \tan \alpha' = mg \tag{7}$$

$$\alpha' = \arctan(v_1^2 / 2gs') \tag{8}$$

式中: F_N 为铲齿对花生植株的作用力(N); F_x 为植株水平分力(N); F_y 为植株竖直分力(N); V_1 为植株受力平衡时水平速度($m \cdot s^{-1}$); V_0 为植株水平初速度($m \cdot s^{-1}$); α' 为铲齿入土角(rad); s' 为植株受力平衡时水平移动距离(m); s 为相邻两植株水平距离(m); m 为单植株重量(kg); g 为重力加速度($m \cdot s^{-2}$)。

参考现有两段式花生联合收获机作业速度 $V_m=1.07 m \cdot s^{-1}$,秧蔓荚果平均质量 m 为 $0.8 \sim 1.2 kg^{[17]}$ 。相邻花生植株间距离 s 取 $0.01 \sim 0.15 m$,为避免影响后续花生植株沿铲齿向上运动, s' 取 $0.05 \sim 0.08 m$,根据式(8)得出铲齿入土角 α' 极限值为 $0.628 \sim 0.872 rad$,因此,铲齿入土角 $\alpha' < 0.628 rad$ 时花生植株可沿铲齿向上运动,考虑到铲齿结构特点及入土阻力,确定铲齿入土角 α' 为 $0.349 \sim 0.610 rad$,入土深度 h_2 为 $10 \sim 20 mm$ 。

2.2 挑拾段受力分析

挑拾段花生植株运动相对复杂,随捡拾齿做旋转运动的同时沿捡拾齿方向向外相对移动。在挑拾段初始阶段,花生植株受到重力 G 、捡拾齿对花生植株的摩擦力与反作用力 F_N 、离心惯性力 F' 共同作用,将捡拾齿对花生植株的摩擦力与反作用力复合为总反力 F_R ,对以上外力的进行复合,可得其合外力倾斜向下(图3a)。因此,在挑拾段初期花生植株沿捡拾齿共同转动的同时并沿捡拾齿表面向外滑动。

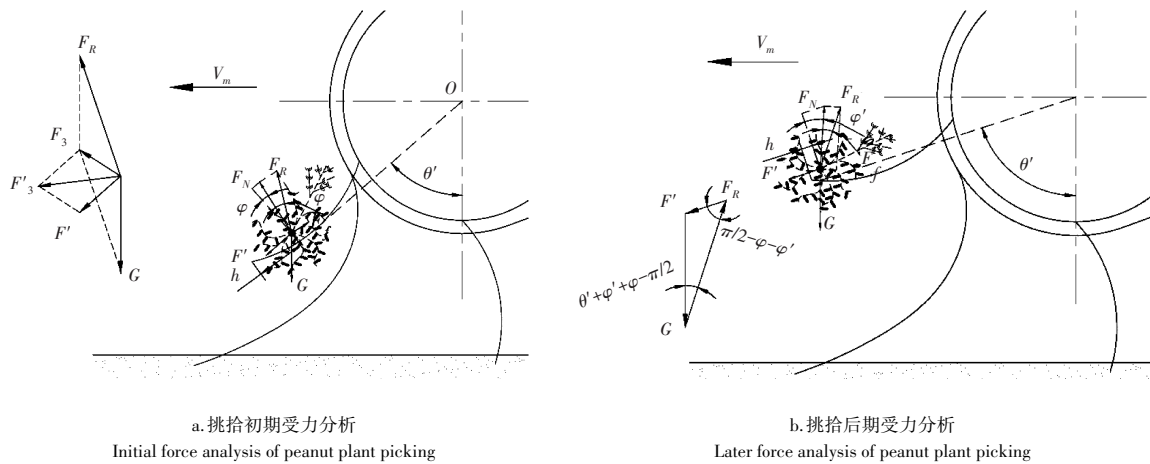


图3 花生植株挑拾受力分析

Figure 3 Force analysis of peanut plant picking

随着捡拾齿顺时针转动(图3b),花生植株受到的总反力 F_R 逐渐转至重力 G 右上方,假设花生植株处于平衡状态,建立力矢量方程与矢量图:

$$\vec{F}_R + \vec{F}' + \vec{G} = 0 \tag{9}$$

根据图中三角关系可得:

$$\frac{F'}{\sin(\theta' + \varphi' + \varphi - \pi/2)} = \frac{G}{\sin(\pi/2 - \varphi' - \varphi)} \tag{10}$$

$$F' = G(\sin\theta' \tan(\varphi' + \varphi) - \cos\theta') \tag{11}$$

F' 为正值,因此可得条件:

$$\sin\theta' \tan(\varphi' + \varphi) - \cos\theta' > 0 \tag{12}$$

$$\theta' > \pi/2 - (\varphi' + \varphi) \tag{13}$$

可得结论,当滚筒转角 $\theta' > \pi/2 - (\varphi' + \varphi)$ 时,花生植株与捡拾齿才有可能处于相对平衡状态。由于摩擦角 φ 为定值, φ' 为花生植株与捡拾齿接触点法线与回转半径垂线的夹角, φ' 越大,滚筒转角 θ' 边界值越小,花生植株越容易达到平衡,因此弧形捡拾齿相对于直齿更适合捡拾作业。另外,所设计的铲齿可使有效减小滚筒转角 θ' 的范围值,花生植株挑拾段更容易达到稳定状态。

根据离心惯性力公式:

$$F' = m\omega^2(r - l_1) \tag{14}$$

可知铲拾段花生植株沿铲齿上升距离越大,与捡拾齿接触点回转半径越小,离心惯性力越小,花生植株在挑拾段越容易平衡。

2.3 推送工位受力分析

推送工位初始阶段(图4),花生植株受到重力作用而落至上护板表面,捡拾齿顺时针转动将花生植株向后推送,此时,其主要受到总反力 F_R ,重力 G ,捡拾齿作用力 F_2 。假设花生植株匀速向后运动,建立力矢量方程与多边形图:

$$\vec{F}_R + \vec{F}_2 + \vec{G} = 0 \tag{15}$$

根据图4中力三角图关系可得:

$$\frac{F_2}{\sin(\varphi - \gamma')} = \frac{G}{\sin(\pi/2 - \theta_3' - \varphi' - \varphi + \gamma')} \tag{16}$$

$$F_2 = G \frac{\sin(\varphi - \gamma')}{\sin(\pi/2 - \theta_3' - \varphi' - \varphi + \gamma')} \tag{17}$$

可得结论,上护板与水平方向夹角 γ' 越大,花生

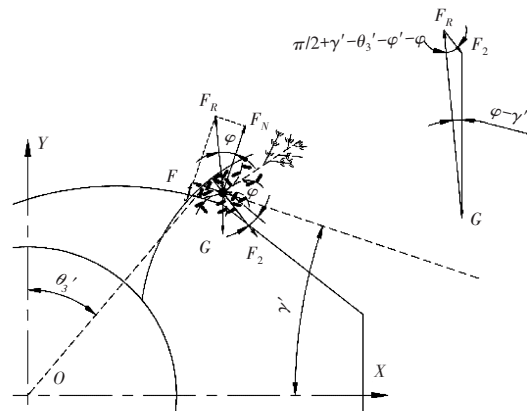


图4 推送工位受力分析

Figure 4 Force analysis of pulling stage

植株向后运动所需要的作用力 F_2 越小, 越有利于向后运动。随着捡拾齿顺时针转动, φ' 与 θ_3' 逐渐增大, F_2 也随之变大, 即花生植株向后运动阻力增大, 向后运动的加速度逐渐减小。因此, 增大滚筒转速, 可使花生植株在推送工位后期顺利沿护板下滑。

3 捡拾机构关键部件设计

3.1 捡拾齿与齿滚

依据 2.2 挑拾段花生植株运动与受力分析, 将捡拾齿设计为弧形表面(圆弧半径为 R_3 , 圆心角为 δ), 避免花生植株产生壅堆现象(图 5)。捡拾齿弹性铰接在齿座上, 可相对于铰接处转动 ψ 角, 避免捡拾齿遇到硬物时发生损坏。同时, 为避免推送截止角 α 过小而发生钳制问题, 将捡拾齿逆时针转动 β 安装。

捡拾作业时, 花生条铺整齐与疏密程度影响植株沿铲齿运动状态。花生条铺较整齐且密度较大时, 花生植株沿铲齿表面横向运动, 轴向 2~3 个捡拾齿可顺将其挑起。条铺稀疏时, 花生植株沿铲齿表面倾斜或竖直向上运动, 轴向 2~3 个捡拾齿插入植株侧枝便可将其挑起。因此, 将呈现横向捡拾、倾斜捡拾、纵向捡拾 3 种作业状态(图 6)。根据我国直立型花生植株高度为 450~480 mm, 设定相邻捡拾齿轴向间距 50 mm。将相邻捡拾齿座周向错位 30° 固定在主轴上, 周向形成 12 排捡拾齿, 可有效提高捡拾齿利用率, 降低滚筒转速, 提高捡拾效率(图 7)。

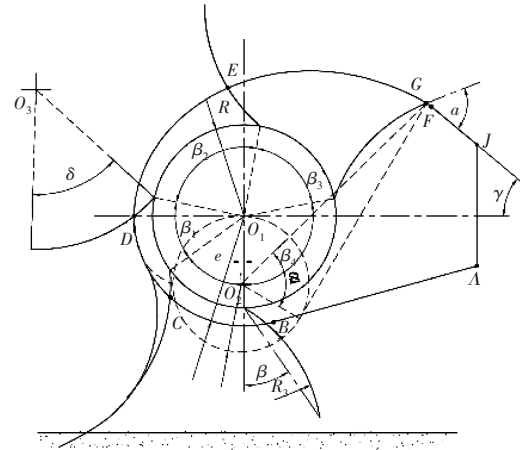


图5 捡拾机构参数分析

Figure 5 Parameter analysis of pickup mechanism

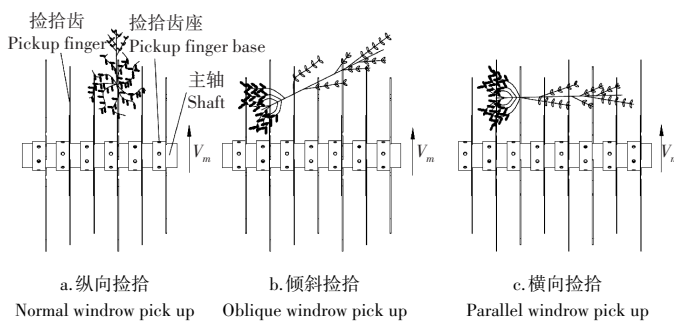


图6 捡拾机构3种作业状态示意图

Figure 6 Schematics of three operation states of pickup mechanism

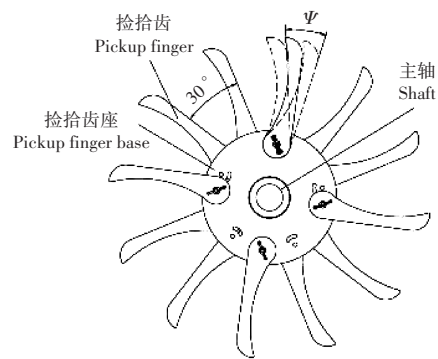


图7 齿滚结构图

Figure 7 Finger roller structure diagram

3.2 护板

图 5 中, 护板根据捡拾齿在捡拾、举升、推送和空回 4 个工位的捡拾作用与姿态, 与捡拾齿转动、机组前进方向的平动配合完成捡拾作业, 分为 4 部分偏心非规则曲线, 分别对应捡拾 β_1 、举升 β_2 、推送 β_3 和空回 β_4 4 个捡拾工位的相位角, 图中 C、D、E、G 各点为捡拾齿在各个位置与护板同投影截面的交点。(1) 捡拾工位(捡拾齿相位角 β_1) 为 O_1 为圆心, R_1 为半径的圆弧构成。(2) 举升工位(捡拾齿相位角 β_2) 与推送工位(捡拾齿相位角 β_3) 由 O_2 为圆心, R_2 基圆半径的渐开线 \widehat{DF} , 和直线段 FG 组成。(3) 空回工位(捡拾齿相位角 β_4): 所对应的护板由直线段 GJ 、 AB 、 JA 、和 O_1 为圆心, R_1 为半径的弧线段 \widehat{BC} 组成。

通过分析,机构各参数间具有耦合性,因此,采用目标函数法,建立机构的数学模型,对机构参数进行求解,获得最优机构参数如表 1^[21]。

3.3 铲齿

为了使花生植株在铲齿上获得更好的流动性,铲齿工作面弧线曲率由大逐渐变小,因此将铲齿工作表面设计为渐开线曲线。铲齿固定在护板上,在铲齿与护板切点处,铲齿渐开线展角 θ_k 处的发生线与护板半径 R_1 共线,即护板切点处半径与水平线夹角为 θ_k ,使护板拱形结构具有更好的抗压性。图 8 中,铲齿与护板切点 K' 不变,铲齿入土角 α' 随基圆半径 R_4 变化而改变,铲齿入土深度受到渐开线压力角 α_k 影响^[22]。

参考辽宁主栽品种白沙 1016、花育 30 和唐油四号为捡拾对象,株高 450~480 mm、结果范围 ϕ 105~135 mm、主根直径 8~9 mm^[23]。考虑到田间收获条件与放铺方式,铲齿轴向间隔设计为 50 mm,使花生植株垂直状态下也能够顺利铲拾。图 9 中

$R_6=100$ mm 为花生结果范围,花生植株沿铲齿上升结果范围进入捡拾齿齿端轨迹便可被顺利挑起。因此,初定铲齿安装角 θ' 为 0.53 rad,根据捡拾齿轨迹 R_5 确定花生植株上升高度约 30~60 mm 便可顺利挑拾,结合 2.1 结论铲齿入土角范围 0.349~0.610 rad 并捡拾齿端点长度对应铲齿基圆半径范围 65~80 mm,考虑铲齿入土阻力,确定铲齿基圆半径 R_4 为 78 mm,入土深度为 20 mm,对应铲齿齿端压力角 α_k 为 1.21 rad,可得铲齿入土角 α' 为 0.51 rad。

表 1 捡拾机构优化参数

参数 Parameters	数值 Value
捡拾齿安装角 β / rad	0.60
Installation angle of picking up finger	
捡拾齿工作面圆弧半径 R_3 / mm	175.00
Arc radius of picking up finger working surface	
捡拾齿圆弧中心角 δ / rad	0.86
Pick up finger arc central angle	
护板渐开线 F 点处压力角 α_f / rad	1.31
Pressure angle at point F of the involute of the guard plate	
捡拾齿座半径 R / mm	100.00
Radius of picking up finger seat	
护板半径 R_1 / mm	120.00
Radius of shell	
护板推送直线段 FG 与水平夹角 γ / rad	0.70
Angle between the line segment FG of the guard plate pushing and the horizontal surface	
护板渐开线段基圆偏距 e / mm	3.54
Base circle deviation of the involute section of the guard plate	

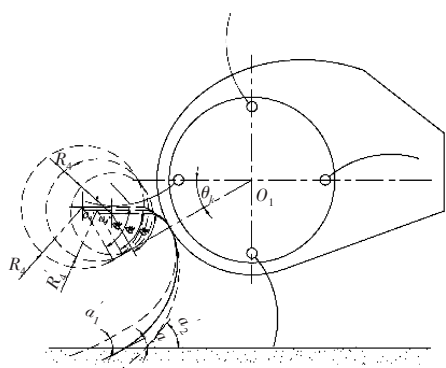


图 8 铲齿结构参数对比

Figure 8 Shovel structural parameters comparison

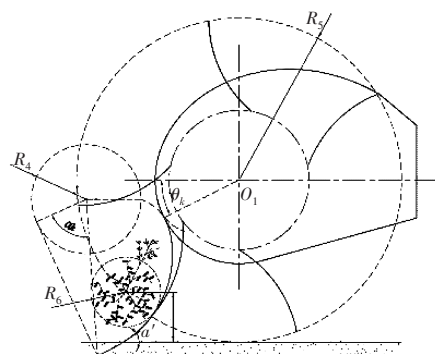


图 9 铲齿结构参数分析

Figure 9 Shovel structural parameter analysis

4 齿端运动轨迹分析

捡拾作业时,捡拾齿运动轨迹的合理性直接影响作业质量。因此,为获得捡拾齿理想运动轨迹与工作参数配比,建立运动轨迹数学模型并进行进一步分析^[24-25]。齿端运动轨迹、速度、加速度数学模型分别为:

$$x_n = R \cos(\beta_0 - \omega t) + L \cos(\beta_0 + \beta - \omega t) - v_m t \tag{18}$$

$$y_n = R \sin(\beta_0 - \omega t) + L \sin(\beta_0 + \beta - \omega t) \tag{19}$$

$$v_{x_n} = R \omega \sin(\beta_0 - \omega t) + L \omega \sin(\beta_0 + \beta - \omega t) - v_m \tag{20}$$

$$v_{y_n} = -R \omega \cos(\beta_0 - \omega t) - L \omega \cos(\beta_0 + \beta - \omega t) \tag{21}$$

$$a_{x_n} = -R\omega^2 \cos(\beta_0 - \omega t) - L\omega^2 \cos(\beta_0 + \beta - \omega t) \quad (22)$$

$$a_{y_n} = -R\omega^2 \sin(\beta_0 - \omega t) - L\omega^2 \sin(\beta_0 + \beta - \omega t) \quad (23)$$

式中: x_n 、 y_n 为弹齿端部水平和垂直方向位移; v_{x_n} 、 v_{y_n} 为弹齿端部水平和垂直方向分速度; a_{x_n} 、 a_{y_n} 为弹齿端部水平和垂直方向加速度; β_0 为捡拾齿初始夹角; β 为滚筒半径与捡拾齿夹角; R 为滚筒半径; t 为时间; L 为捡拾弹齿长度; ω 为滚筒转动角速度; V_m 为捡拾装置前进速度。

分析可知,影响弹齿端位移轨迹与线速度的参数主要有:捡拾弹齿半径,滚筒半径,捡拾齿初始夹角,滚筒半径与捡拾齿夹角等机构参数,以及时间,滚筒转动角速度,捡拾装置前进速度。影响齿端加速度变化的参数主要为机构参数,与捡拾装置前进速度 V_m 无关。

基于以上分析可知(图10),为获得合理的分析工作参数对花生植株捡拾状态的影响,引入捡拾速比系数 λ :

$$\lambda = \frac{R_d \omega}{V_m} \quad (24)$$

$$R_d = \sqrt{L^2 + R^2 - 2LR \cos(\pi - \beta)} \quad (25)$$

λ 有3种取值范围,即 $\lambda < 1$ 、 $\lambda = 1$ 和 $\lambda > 1$ 。只有当 $\lambda > 1$ 时,运动轨迹为余摆线,余摆线的环扣上半部分才具有与捡拾装置前进方向相反的水平速度分量,向后拨送花生植株的条件。因此, $\lambda > 1$ 是弹齿滚筒式捡拾装置正常工作的必要条件。为得到捡拾装置合理的捡拾速比,根据现有花生联合收获机作业时前进速度,设定捡拾装置前进速度 $V_m = 45 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$,滚筒回转速度分别选取 $N = 30 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、 $N = 40 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 和 $N = 50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 对模型进行运动仿真,所得到的齿端轨迹(图11),对应的摆线特征参数分别为0.98, 1.31, 1.64。

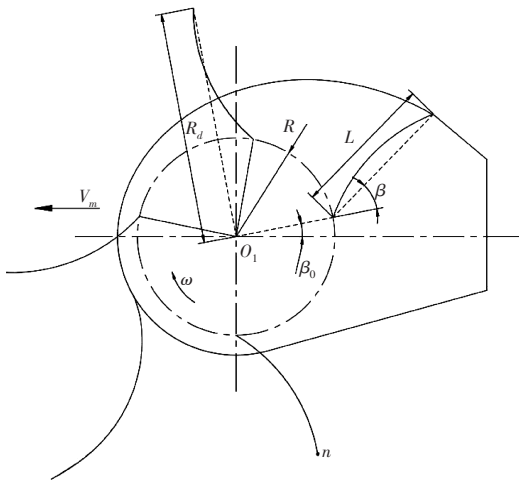


图10 捡拾装置机构分析

Figure 10 Mechanism analyses of peanuts pickup device

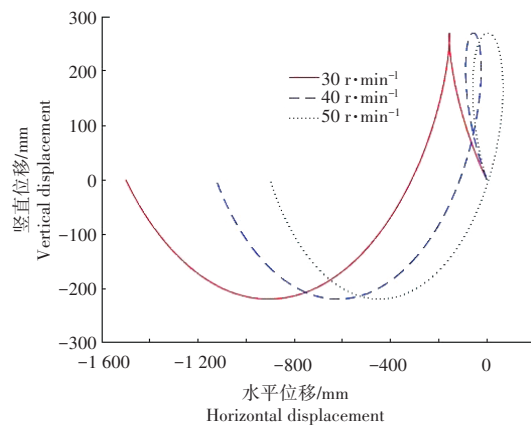


图11 不同滚筒转速捡拾弹齿末端位移轨迹

Figure 11 Displacement locus of the end of spring-finger at different cylinder rotational speed

因此,捡拾装置前进速度 V_m 不变,转速 N 越大形成的环扣越大,同时转速过大会造成花生损失率增大。通过运动仿真分析可知,当 $\lambda = 1.18$ 时所形成的环扣交点位于上护板截面处,捡拾齿在空回工位前对花生植株均有向后的推送作用^[26]。因此,捡拾速比系数 λ 应大于1.18,结合花生植株在捡拾工位受力分析与试验状态观察,增大捡拾数比系数1.6~1.7。

5 捡拾装置性能试验

5.1 试验材料与仪器

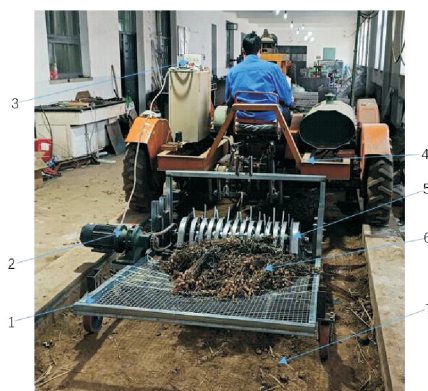
为了验证方案可行性,设计并制作样机在沈阳农业大学工程学院土槽实验室进行了初步试验(图12)。试验材料为辽宁省主栽花生品种花育30,秸秆含水率15%~17%,荚果朝向一侧的2垄合1条

铺,每次试验的花生条铺长 20 m。主要试验装置土槽车前进速度调整范围 10~100 m·min⁻¹, 捡拾装置由 1.1 kW 电动机提供动力并通过变频器进行转速调节,试验装置与土槽车采用三点悬挂机构进行连接并调节铲齿如图深度,范围 50~-50 mm。其他试验仪器和工具有 RM722 型激光转速表、电子秒表、米尺、天平^[27-32]。

5.2 试验方法与结果

参照相关标准^[33],确定捡拾率和损失率为主要试验指标。根据响应面分析法(RSM)和 Box-Behnken design(BBD)中心组合试验设计原理,选取机组前进速度 V 、滚筒回转转速 N 和铲齿末端入土深度 H 为试验因素,进行了三因素三水平(表 2)试验设计,共 17 组,每组重复 3 次,试验方案与结果见表 4, X_1 、 X_2 、 X_3 为因素编码值^[34-37]。

试验方案设计共进行了 17 组试验,每组重复 3 次取平均值,试验结果得到捡拾率、损失率见表 3。



1. 机架;2. 电动机;3. 变频器;4. 土槽车;5. 捡拾装置;6. 花生植株;7. 土槽
1. Frame;2. Motor;3. Frequency converter;4. Soil bin vehicle;5. Pickup device;
6. Peanut plant; 7. Soil bin

图 12 捡拾试验装置

Figure 12 Pickup test device

表 2 响应面试验因素与水平

Table 2 Experiment factors and levels of Response surface analysis

水平 Level	机组前进速度 X_1 /(m·min ⁻¹) Forward speed	滚筒回转速度 X_2 /(r·min ⁻¹) Cylinder rotary speed	铲齿末端入土深度 X_3 /mm Penetration depth of shovel end
-1	35	40	-30
0	45	50	-15
1	55	60	0

表 3 响应面分析方案与试验结果

Table 3 Experimental plan and results of response surface method

序号 No.	X_1	X_2	X_3	捡拾率/% Pickup rate	损失率/% Loss rate
1	-1	-1	0	98.6	2.4
2	1	-1	0	98.2	3.3
3	-1	1	0	98.4	3.5
4	1	1	0	97.4	3.9
5	-1	0	-1	99.4	2.4
6	1	0	-1	99.2	2.5
7	-1	0	1	97.8	3.4
8	1	0	1	97.0	4.7
9	0	-1	-1	99.3	2.1
10	0	1	-1	98.4	3.5
11	0	-1	1	96.8	3.9
12	0	1	1	96.8	4.5
13	0	0	0	99.0	2.9
14	0	0	0	98.9	3.2
15	0	0	0	98.9	2.8
16	0	0	0	98.7	3.1
17	0	0	0	98.8	3.0

采用 Design-Expert 软件进行分析,求得最佳捡拾率 98.9%、损失率 2.8%(优于国家行业标准)下的参数组合为:机组前进速度 V_m 为 48.0 m·min⁻¹,滚筒回转速度 N 为 45.3 r·min⁻¹,铲齿末端入土深度 H 为 -18 mm。在此工作参数组合下对整齐放铺与散乱放铺进行了捡拾验证试验,试验值与理论值接近。

通过试验观察(图 13),捡拾过程中花生植株主要呈现横向捡拾、倾斜捡拾、纵向捡拾 3 种捡拾状态,当花生条铺相对整齐且植株高度较大时多为横向捡拾与倾斜捡拾;条铺稀疏、相对散乱、植株相对

矮小时多为纵向捡拾。所设计的铲齿-齿滚式花生捡拾装置适用性强,可适用于整齐放铺与散乱放铺方式。对于条铺稀疏时,可有效避免捡拾时的壅堆现象,顺利完成捡拾作业。



图13 捡拾状态分析

Figure 13 Picking station analysis

6 讨论与结论

无滑道式弹齿滚筒捡拾装置具有结构简单、捡拾幅宽大和适用性强等优点,可应用于中、大型花生捡拾收获机捡拾作业。王申莹等^[37]设计了一种弹齿滑板滚筒式捡拾器,弹齿固连在回转轴上形成捡拾滚筒,护板采用“凸”字形滑梯板与捡拾器轴架偏心安装,调节弹齿在不同捡拾阶段的伸出长度,完成捡拾与卸秧动作。陈有庆等^[32]研制了一种适于花生割秧后收获的无滑道弹齿式花生捡拾装置,弹齿采用“后背”式安装在回转轴上组成捡拾滚筒,以避免在卸秧过程中对花生植株产生夹持与钳制。以上研究理论与实践相结合,对花生捡拾装置的设计有一定的参考价值,但其存在捡拾齿利用率低,对稀疏条铺捡拾效果较差等缺点,具有一定的局限性。

本研究基于我国直立型花生植株捡拾特性,发明并研制了一种新型的铲齿-齿滚式花生捡拾装置,其固定的铲齿与滚筒上的捡拾齿分步、协同完成花生植株的捡拾作业。根据优化结果制造样机并进行了土槽试验,得出捡拾装置最优工作参数:机组前进速度 V_m 为 $48.0 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$,滚筒回转速度 N 为 $45.3 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,铲齿末端入土深度 H 为 -18 mm ,此参数组合下捡拾率 98.9% ,损失率 2.8% ,略优于行业标准 NY/T502-2016 的规定值^[37]。通过整齐放铺与散落放铺捡拾试验,进一步验证了结论的正确性与捡拾装置的适用性,为今后两段式花生捡拾收获机捡拾装置的设计提供参考。

参考文献:

- [1] 陆荣,高连兴,CHEN CHARLES,等.美国花生脱壳加工技术特点及启示[J].农业工程学报,2019,35(11):287-298.
- [2] National Agricultural Statistics Service. Crop production[R]. Washington: United States Department of Agriculture, 2021.
- [3] 农业农村部.“十四五”全国种植业发展规划[EB/OL].[2021-12-29].<http://www.moa.gov.cn/>.
- [4] 2021年全国农业机械化发展统计公报.农业机械化情况[EB/OL].[2022-08-17].http://www.njhs.moa.gov.cn/nyjxhqk/202208/t20220817_6407161.htm.
- [5] 陈中玉,高连兴,CHEN CHARLES,等.中美花生收获机械化技术现状与发展分析[J].农业机械学报,2017,48(4):1-21.
- [6] 关萌,沈永哲,高连兴,等.花生起挖晾晒后的果柄机械特性[J].农业工程学报,2014,30(2):87-93.
- [7] 陆荣,高连兴,CHEN CHARLES,等.美国花生脱壳加工技术特点及启示[J].农业工程学报,2019,35(11):287-298.
- [8] 陆荣,高连兴,刘志侠,等.中国花生脱壳机技术发展现状与展望[J].沈阳农业大学学报,2020,51(5):124-133
- [9] 高连兴,陈中玉,CHEN CHARLES,等.美国花生收获机械化技术衍变历程及对中国的启示[J].农业工程学报,2017,33(12):1-9.
- [10] 盛凯,曾南宏.弹齿滚筒捡拾器的机构特性及其运动数学模型[J].农业机械学报,1991,22(1):51-57.
- [11] 王国权,余群,卜云龙,等.秸秆捡拾打捆机设计及捡拾器的动力学仿真[J].农业机械学报,2001,32(5):59-61,68.
- [12] 袁彩云,刁培松,张道林.弹齿滚筒捡拾器的设计与运动仿真[J].农机化研究,2011,33(5):73-76.
- [13] 王文明,王春光.弹齿滚筒式捡拾装置参数分析与仿真[J].农业机械学报,2012,43(10):82-89.

- [14] 郁志宏,王文明,莫日根毕力格,等.弹齿滚筒式捡拾器捡拾性能试验[J].农业机械学报,2017,48(3):106-112.
- [15] 许涛,沈永哲,高连兴,等.基于两段收获的弹齿式花生捡拾机构研究[J].农业机械学报,2016,47(3):90-97,111.
- [16] 姚礼军,胡志超,王申莹,等.花生捡拾联合收获机捡拾装置参数优化及试验[J].农机化研究,2017,39(12):112-118,189.
- [17] 王伯凯,顾峰玮,于昭洋,等.轴流式全喂入花生收获机捡拾机构设计与试验[J].农业机械学报,2020,51(10):132-141,169.
- [18] 王申莹,胡志超,徐弘博,等.全喂入式花生捡拾收获机捡拾输送装置研制[J].农业工程学报,2019,35(19):20-28.
- [19] 陈有庆,胡志超,王申莹,等.割秧后花生收获机捡拾装置设计与试验[J].农业工程学报,2020,36(16):1-8.
- [20] 许涛,刘志侠,高连兴,等.中美花生捡拾技术研究现状与发展分析[J].沈阳农业大学学报,2023,54(3):372-384.
- [21] XU T, LIU Z X, GAO L X, et al. Design and experiments for shovel-finger and cylinder peanut-picking device[J]. Engenharia Agrícola, 2023, 43(3): e20220174.
- [22] 许涛,高连兴,刘志侠.铲齿-弹齿滚筒组合式花生捡拾装置:CN112400478B[P].2022-06-07.
- [23] 陈丽娟.螺秆弓齿式轴流全喂入花生摘机关键部件试验研究[D].沈阳:沈阳农业大学,2017.
- [24] 许涛,沈永哲,高连兴,等.弹齿滚筒式花生捡拾机构的动态仿真分析[J].沈阳农业大学学报,2016,47(2):192-198.
- [25] 梁港平.铲齿-双滚筒组合式花生捡拾装置设计与试验研究[D].长春:吉林农业大学,2023.
- [26] 许涛.弹齿式花生捡拾装置设计及试验研究[D].沈阳:沈阳农业大学,2016.
- [27] 陆荣,高连兴,刘志侠,等.中国花生脱壳机技术发展现状与展望[J].沈阳农业大学学报,2020,51(5):124-133.
- [28] 关萌,陈中玉,高连兴,等.多功能组合式全喂入花生摘果试验装置研究[J].农业机械学报,2015,46(11):88-94.
- [29] 郭鹏,尚书旗,王东伟,等.牵引式花生捡拾收获机的设计与试验[J].农机化研究,2021,43(12):92-97.
- [30] 高连兴,李献奇,关萌,等.双吸风口振动式花生荚果清选装置设计与试验[J].农业机械学报,2015,46(3):110-117.
- [31] 陆荣,杨德旭,高连兴,等.直立锥滚筒式小区花生脱壳机设计与试验[J].农业机械学报,2019,50(5):114-123.
- [32] 陈有庆,胡志超,王申莹,等.割秧后花生收获机捡拾装置设计与试验[J].农业工程学报,2020,36(16):1-8.
- [33] 中华人民共和国农业部.花生收获机作业质量:NY/T502-2016[S].北京:中国标准出版社,2016.
- [34] 姚礼军.花生全喂入收获捡拾台试验研究及机构优化[D].合肥:安徽农业大学,2017.
- [35] 吴亚滨,孙千涛,刘龙,等.脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置设计与试验[J].沈阳农业大学学报,2024,55(2):216-223.
- [36] 邱硕,孙喜月,白雪卫,等.玉米秸秆捡拾制粒机的成型装置设计与试验[J].沈阳农业大学学报,2022,53(1):55-62.
- [37] 王申莹,胡志超,吴峰,等.全喂入花生捡拾收获机喂入量建模与试验[J].农业工程学报,2019,35(23):29-36.

[责任编辑 亓国]