

两段收获花生螺杆弯齿式轴流摘果装置设计与试验

陈中玉^{1,2} 关萌³ 高连兴^{1,4} 陈丽娟¹ 马方^{1,2} 董华山¹

(1. 沈阳农业大学工程学院, 沈阳 110866; 2. 盐城工业职业技术学院汽车工程学院, 盐城 224005;
3. 沈阳工程学院机械学院, 沈阳 110136; 4. 沈阳农业大学花生研究所, 沈阳 110866)

摘要: 针对现有花生摘果装置普遍存在的摘果损伤率高且易缠绕、堵塞和排秧困难等问题,以及满足我国两段式花生收获的捡拾联合收获机摘果装置研究需要,在研究两段式花生收获方式下花生植株性状与特点基础上,设计了一种螺杆弯齿式轴流全喂入花生摘果装置,摘果作业时,花生植株受螺杆、弯齿和凹板筛共同作用使花生荚果从花生茎秆上脱离,因螺杆有螺旋角、弯齿有倾角,花生植株沿摘果滚筒圆周运动的同时,受轴向分力作用排出机外,在保证高摘净率和低损伤率的同时避免植株在滚筒中缠绕和堵塞;对关键部件(螺杆、弯齿和凹板筛等)进行了设计与计算。以晾晒3~5 d的辽宁主栽花生品种“花育30”为试验材料,以弯齿与滚筒母线夹角、弯齿弯角和螺杆与滚筒母线夹角为试验因素,以摘净率和破碎率为试验指标,运用回归正交旋转试验方法,对样机进行了两段收获条件下的摘果性能试验;建立试验因素与试验指标之间的数学模型并进行响应面优化试验分析,结果表明:在弯齿与滚筒母线夹角为33°、弯齿弯角为60°和螺杆与滚筒母线夹角为23°时,花生摘果综合指标最优,花生摘净率为98.96%,花生破碎率为0.88%,均优于行业标准,满足实际生产要求。

关键词: 花生; 两段收获; 摘果装置; 螺杆; 弯齿; 轴流

中图分类号: S225.7⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)11-0106-08

Design and Test on Axial Flow Peanut Picking Device with Screw Bending-tooth

Chen Zhongyu^{1,2} Guan Meng³ Gao Lianxing^{1,4} Chen Lijuan¹ Ma Fang^{1,2} Dong Huashan¹

(1. College of Engineering, Shenyang Agricultural University, Shenyang 110866, China

2. College of Automotive Engineering, Yancheng Institute of Industry Technology, Yancheng 224005, China

3. School of Mechanical Engineering, Shenyang Institute of Engineering, Shenyang 110136, China

4. Peanut Institute, Shenyang Agricultural University, Shenyang 110866, China)

Abstract: In view of the existing peanut picking device widely used, which breaking rate is high, easy winding, and blocking, based on two-stage peanut harvest, this research studied the mechanisms of picking peanut pods during picking up and threshing, and determined the optimal parameters of picking device. An axial flow peanut picking device with screw bending-tooth was designed. The screw, bending-tooth and concave sieve worked together to separate peanut pods from plant, because screw possessed pitch angle and bending-tooth possessed elevation angle, plant in a circular and axial motion along the roller and then it was eliminated from the machine, which can keep high picking rate, low breaking rate, and avoid winding and blocking. The key components were designed and calculated. Introducing the structure and principle of operation of the machine, the key components' parameters were confirmed by deeply theoretical analysis which made up the picking mechanism that had a great influence on picking effect. The peanut variety “Huayu 30” was selected as test material, and picking gap, feed quantity and

收稿日期: 2016-01-07 修回日期: 2016-05-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51575367、50775151)和高等学校博士学科点专项科研基金项目(20122103110009)

作者简介: 陈中玉(1981—),男,博士生,盐城工业职业技术学院讲师,主要从事农产品收获机械研究,E-mail: chenzhongyu_1981@126.com

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

rotating speed of cylinder were selected as experimental factors. Meanwhile, the peanut picking and breaking rate were selected as experimental indexes. Through orthogonal test, the mathematical model was established between the experimental factors and indexes and studied on the response surface optimization. The working parameters of picking performance were optimized. After verification test, the conclusion was obtained that the peanut picking rate was 98.96%, the peanut breaking rate was 0.88%. When the angle between bending-tooth and roller generatrix was 33°, the angle of bending-tooth was 60°, the angle between screw and roller generatrix was 23°, which met national standard and the need of production.

Key words: peanut; two-stage harvest; picking device; screw; bending-tooth; axial flow

引言

摘果是花生收获过程的必要环节,也是造成花生收获损失的关键。机械摘果会造成花生荚果的漏摘和损伤,前者直接导致花生荚果损失,后者则因花生果仁失去完好果壳保护、储藏过程极易感染黄曲霉等而变质,进而引起更大范围的花生荚果霉变,导致更大程度的次生损失^[1]。因机械收获方式不同,摘果时花生植株性状、物理机械性质存在显著差异,摘果装置结构、原理和性能亦存在很大差异。我国从十几年前开始研究全喂入和半喂入式花生联合收获机,但因花生植株鲜湿、果柄抗拉强度大,全喂入摘果时植株缠绕、漏摘且荚果损伤严重;半喂入摘果时则需对行起收、夹持输送,不但收获效率低而且对花生植株高度、直立状况和种植方式等农艺状况的适应性差,目前尚难以大面积推广。美国花生采用两段式收获,即先将花生起出并翻转放铺,使花生根部和荚果朝上在田间晾晒 5~7 d、植株含水率降低到约 20%,然后进行捡拾与摘果联合作业,不但收获效率高、荚果损失少,而且阳光辐射后的花生品质好,此种收获模式也适合我国大部分花生主产区。国内外很多学者进行了花生摘果原理和摘果装置结构等研究,部分成果得到应用^[2-7]。目前花生两段式收获已引起国内专家的重视,其中高连兴团队进行了国内适用性试验,效果良好,并针对花生起挖晾晒后的果柄特性做了试验研究,为花生两段式收获在国内的应用奠定了基础^[8-10]。本文基于两段式收获的花生植株性状研究,设计一种螺杆弯齿式轴流花生摘果装置并进行性能试验。

1 总体结构与工作原理

1.1 总体结构

螺杆弯齿式轴流滚筒花生摘果机总体结构如图 1 所示,主要由摘果装置(螺杆弯齿式摘果滚筒、栅条式凹板筛、凹板间隙调整螺杆等)、气力清选装置(风机,前、后吸风口及其调节套,出风排杂口等)、振动筛清选装置(冲孔振动筛、偏心轮驱动机

构、筛子吊杆等)、传动系统(摘果滚筒主轴带轮、偏心轮带轮、风机驱动链轮、传动链、摘果滚筒轴链轮等)、喂料口、机架和电动机等组成。

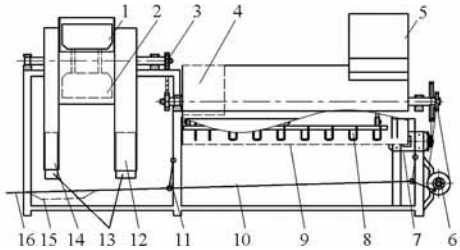


图 1 螺杆弯齿式轴流滚筒花生摘果机结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of axial flow roller peanut picking device with screw bending-tooth

- 1. 出风排杂口 2. 风机叶轮 3. 链传动 4. 排茎口 5. 喂料口
- 6. 偏心轮机构 7. 电动机 8. 摘果滚筒 9. 凹板筛 10. 振动筛
- 11. 筛子吊杆 12. 前吸风口 13. 吸风口调节套 14. 后吸风口
- 15. 筛子砂石出口 16. 出料口

1.2 工作原理

花生摘果滚筒由 3 个带有螺旋角的螺杆等间隔固定在滚筒轴上,螺杆上焊接有按螺旋排列、齿端指向排茎口并与滚筒母线呈一定斜角的弯齿。花生摘果作业时,经喂料口进入摘果间隙的花生植株受到旋转螺杆及弯齿的击打、梳拉、拖曳等主动力作用以及静止凹板筛的刮拉、摩擦与筛孔对花生荚果嵌拉等约束力作用,花生荚果与茎秆脱离;随着摘果滚筒的旋转,在摘果滚筒和凹板筛间差速作用下,花生植株间也不断地发生相对运动,互相之间产生挤搓、摩擦与刮拉等作用,摘果持续进行;因摘果螺杆具有螺旋角、摘果弯齿也具有倾角,花生植株随摘果滚筒圆周运动的同时受轴向分力作用,向排茎口方向沿轴向运动最终通过排茎口排出;摘下的花生荚果、短碎茎秆、碎叶和石子、土块等在重力和摘果滚筒离心力作用下从凹板筛分离出来,落到振动筛上;花生荚果、泥土、石子、土块和碎秸秆等在一定振幅、频率和倾角振动筛的作用下,沿振动筛面向出料口方向运动,体积较小的杂质则从筛孔漏下,花生荚果和粗短茎秆等杂质继续前行至前吸风口时,由于前吸风口比后吸风口大但吸力略小,漂浮系数比较小的碎茎

秆、碎叶和果柄等先被吸出,随后混杂在花生荚果中且漂浮系数较大的碎秸秆和空瘪荚果等被后吸风口吸出,剩下无法被吸出的土块和石子等通过栅条筛间隙落入排杂口,花生荚果经出料口排出,完成全部摘果作业。

2 关键部件设计

2.1 螺杆弯齿滚筒

摘果滚筒及其摘果元件的结构型式与参数直接影响花生摘果效果。本文在两段式收获花生植株性状与特点的研究基础上,设计了螺杆弯齿式摘果滚筒试验装置(图2),主要由螺杆、滚筒主轴、锁紧螺栓、支杆、调节杆、弯齿、支架和排草叉等构成。因该试验装置主要用于测定摘果滚筒及其元件最佳结构参数,故将弯齿与螺杆通过螺纹联接,可以方便更换不同角度弯齿以及更改弯齿与滚筒母线的夹角;另将支架加工成圆弧通槽结构,使两端支杆可在通槽内移动,以此来调节螺杆与滚筒母线间的夹角。

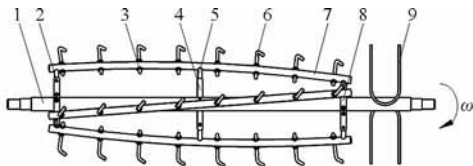


图2 螺杆弯齿花生摘果滚筒试验装置示意图
Fig.2 Schematic diagram of screw bending-tooth peanut picking cylinder test

1. 滚筒主轴 2. 锁紧螺栓 3. 螺母 4. 支杆 5. 调节杆 6. 弯齿 7. 螺杆 8. 支架 9. 排草叉

2.1.1 摘果滚筒螺杆设计

螺杆是构成摘果滚筒的骨架,上面焊接摘果元件——弯齿,同时其自身也具有摘果作用并使花生植株运动。为了使花生植株在摘果过程中具有一定轴向运动即摘果后的茎秆向排茎口方向运动,螺杆与滚筒回转母线形成一定的螺旋角 α (图3)。如果螺旋角 α 过大,摘果过程中螺杆对花生植株的轴向分力增强,植株轴向运动加快,容易使未摘净植株从排茎口排出;相反,若螺旋角 α 过小,螺杆对花生植株的轴向分力减弱,植株轴向运动过慢,不但影响花生摘果效率且容易形成堵塞、增大滚筒转动阻力。

深入分析两段收获条件下的花生全喂入摘果原理可知,花生秸秆含水率10%~18%(因条铺厚度和所处位置不同而异)^[8-9],具有一定柔性,而花生荚果基本属于刚性体。摘果作业时,经喂料口喂入的花生植株瞬间受到旋转摘果部件的打击而加速并被强制拖入摘果滚筒与凹板筛之间的摘果间隙内,主要受力包括:摘果滚筒与凹板筛之间的挤搓作用;摘果部件冲击及拖拽主动力;旋转产生的离心力;静

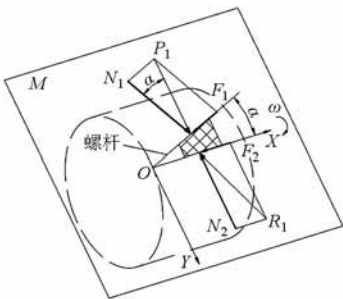


图3 花生植株摘果瞬时空问受力分析图
Fig.3 Diagram of peanut instantaneity picking spatial stress analysis

止凹板筛对植株的摩擦、嵌拉与果柄拉力等阻力;花生植株间的挤压、摩擦力等。随着摘果过程的继续,花生植株既有沿凹板筛、机盖内侧的圆周转动又有沿滚筒轴线的轴向运动,即螺旋线运动,荚果不断被摘下,茎秆运动到排草口被排出。可见,轴流全喂入摘果装置中的花生植株受力是一个复杂的空间动力学问题。

为深入研究花生植株在摘果过程中的受力与运动规律,合理确定摘果螺杆的螺旋角取值范围,将花生植株状况和摘果过程受力进行以下简化:

- (1)将受摘果螺杆作用的花生植株作为团聚体且所受力均匀分布,同时忽略其自身重力影响。
- (2)忽略因摘果间隙而造成的摘果螺杆与凹板筛对花生植株作用力不在同一平面、植株料层存在沿摘果滚筒母线的轴向滚动。
- (3)将凹板筛对植株的摩擦、嵌拉与果柄拉力等阻力和花生植株间挤压而产生的滑动摩擦阻力等整合并命名为“附着阻力”。
- (4)忽略内侧光滑的机盖和凹板筛包角大小的影响,将凹板筛视为均一的圆筒状焊接筛。
- (5)摘果过程中花生植株做匀速螺旋线运动。

以摘果螺杆回转所形成圆柱面的切面作为基准面 M ,将花生植株所有受力向 M 面投影,从而消除对植株轴向运动不产生影响的径向离心力和挤压等作用力,将空间汇交力系问题转化为平面汇交力系问题;以滚筒轴向为 X 轴、圆周切向为 Y 轴建立直角坐标系,取与摘果螺杆接触并在 M 面上的花生植株团聚体为分离体。如图3所示,投影在 M 面上的花生植株团聚体所受作用力如下:

- (1)摘果螺杆对花生植株驱动力 P_1

摘果螺杆作用于花生植株团聚体并驱动其运动的均分力用集中力 P_1 等效代替, P_1 由滚筒轴提供并沿 Y 轴方向,是摘果过程中驱动花生植株做圆周运动的唯一主动力。 P_1 可分解为垂直于螺杆与花生植株团聚体接触面的正压力 N_1 ,以及沿螺杆并阻碍花生植株团聚体运动的摩擦阻力 F_1 。

(2) 凹板筛和植株的附着阻力 R_1

摘果过程中阻碍花生植株运动的力主要来源于两方面:凹板筛对花生植株的阻力和处于摘果间隙中的花生植株间滑动摩擦力。前者通过筛孔对荚果的嵌拉、刮拽和对茎秆的摩擦等作用,形成阻碍花生植株运动的阻力,其大小与摘果间隙、凹板筛类型、结构参数、摘果螺杆转速和花生植株状况等有关;后者取决于花生植株状况。由于摘果间隙由大变小,花生植株以料层形式楔入并充满摘果间隙且料层具有一定厚度,因此附着阻力主要以花生植株之间的滑动摩擦为主。

当花生植株团聚体产生轴向运动趋势时,需要考虑与摘果螺杆、凹板筛和植株间的摩擦阻力作用。如图 3 所示,将摘果螺杆对花生植株的驱动力 P_1 分解为垂直摘果螺杆的正压力 N_1 和沿螺杆并阻碍花生植株团聚体运动的摩擦阻力 F_1 ;花生植株间附着阻力 R_1 分解为正压力 N_2 和阻碍其运动的摩擦阻力 F_2 。根据受力平衡条件有

$$\begin{cases} N_1 = P_1 \cos \alpha \\ F_1 = \mu_1 N_1 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} N_2 = N_1 \cos \alpha + F_1 \sin \alpha \\ F_2 = \mu_2 N_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中 μ_1, μ_2 ——花生植株与螺杆、花生植株间的滑动摩擦因数

利用摩擦角测试仪实际测得植株与螺杆间滑动摩擦因数 μ_1 为 0.14 ~ 0.16、花生植株间的滑动摩擦因数 μ_2 为 0.22 ~ 0.23^[11-12]。将所有各力向 X 轴投影,可知花生植株团聚体产生 X 轴方向运动的临界条件为

$$N_1 \sin \alpha > F_1 \cos \alpha + F_2 \quad (3)$$

将式(1)、(2)代入式(3)并整理得

$$\tan \alpha > \frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \quad (4)$$

即螺杆与滚筒母线的夹角 $\alpha > 21.8^\circ$ 。最佳 α 角需经试验验证来确定。

2.1.2 摘果弯齿设计

目前普遍使用的花生摘果滚筒有弓齿式和钉齿式两种。前者虽然可以通过弓齿倾斜固定保持一定的轴向推力、使花生植株沿轴向运动,但植株容易造成缠绕且摘果范围较小。钉齿摘果滚筒的钉齿自身不能产生轴向推力,只能通过螺旋形排列产生一定轴向输送作用,但因钉齿与花生植株接触面积小且正面碰撞时会增加破碎率,同时会造成碎秸秆的增多。摘果弯齿采用直径 10 mm 钢筋折弯制得,并将其按螺旋排列且与滚筒母线形成一定倾角,进一步增大轴向推力、增大与花生植株接触面积,同时防止

植株缠绕。

(1) 弯齿的形状与结构

摘果弯齿包括直杆和弯曲两部分,直杆部分与螺杆相连,弯曲部分同滚筒母线呈一定倾角,起到摘果与轴向输送作用。通过对不同弯齿弯角进行试验,发现当弯角小于 40° 时,对花生植株的推送作用明显降低,当弯角大于 90° 时,弯齿会勾住花生植株导致排秧困难,故选取 40° 、 65° 、 90° 3 种弯齿角度进行试验。结合滚筒直径及弯齿排列情况,取弯曲部分长度 35 mm、高度 60 mm。最佳弯角通过试验数据优化选用。弯齿形状和尺寸如图 4 所示。

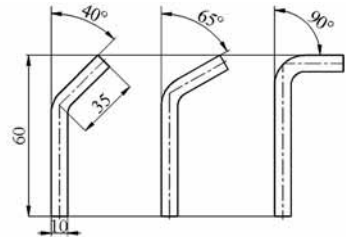


图 4 弯齿结构简图

Fig. 4 Schematic diagram of bending-tooth

(2) 弯齿与滚筒母线夹角的确定

为进一步提高摘果滚筒轴向输送能力,摘果螺杆上的弯齿弯曲部分与滚筒母线间也应具有一定倾斜角 β 。 β 计算方法与 α 的计算方法相同。由于螺杆和弯齿材料相同,弯齿与花生植株滑动摩擦因数同样为 0.14 ~ 0.16;但因弯齿回转半径大于螺杆回转半径,花生植株受到凹板筛的阻力;而凹板筛则采用方孔栅格筛,其与花生植株间的滑动摩擦因数实测值 μ_3 为 0.35 ~ 0.37。

计算获得弯齿使花生植株克服弯齿和凹板筛阻力而产生轴向运动的临界条件为

$$\tan \beta > \frac{\mu_1 + \mu_3}{1 - \mu_1 \mu_3} \quad (5)$$

即弯齿所在平面与滚筒母线夹角 $\beta > 29.4^\circ$,最佳夹角需经试验综合考虑摘果效果确定。

(3) 弯齿排列方式

弯齿排列对摘果性能有重要影响,为保证主轴受载均匀,同一齿迹内的弯齿应沿圆周均匀分布(见图 5)。

为了保证摘果作业时摘果滚筒受力均匀,弯齿应均匀地沿螺杆排列。为了增强摘果滚筒的摘果能力,应保证在齿迹线内有较多的弯齿参与摘果,即螺旋头数 K 要多,但过多的螺旋头会增加花生荚果、茎秆的破碎和功率的消耗,通常 K 取 3 ~ 5^[13],本文中选取 $K = 3$ 。

通过对大量试验数据的分析,参考现有机型尺寸,取摘果滚筒直径 $D = 400$ mm(齿外端)^[10,14],两

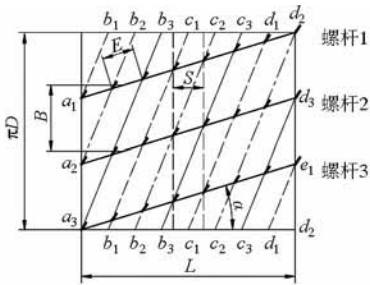


图5 弯齿排列方式示意图

Fig. 5 Diagram of bending-tooth arrangement

弯齿周向间距 B 为

$$B = \pi D / 3 \tag{6}$$

根据滚筒直径,可以计算得出滚筒的长度

$$L = B / \tan \alpha \tag{7}$$

代入 $D = 400\text{ mm}$,取 $\alpha = 22^\circ$,计算得出滚筒长度并圆整得 $L = 1\,150\text{ mm}$ 。为保证摘果过程中花生植株与弯齿充分接触,进而顺利摘果并排出,弯齿齿迹距 S 应小于摘果期花生植株分布直径,经测量,在最佳摘果期内植株分布直径在 $150 \sim 220\text{ mm}$ 之间,取 $S = 145\text{ mm}$;齿间距 $E = S / \cos \alpha$ 。

2.2 凹板筛设计

凹板筛和摘果滚筒共同组成摘果装置,其主要任务是使荚果与茎秆分离,同时使分离后的荚果及碎秸秆等通过筛孔落入下方的振动筛面上。对凹板筛的要求是花生荚果通过性良好,有助于摘果作业。本文设计的凹板筛为半圆柱形方孔栅格筛^[14-16],如图6所示。

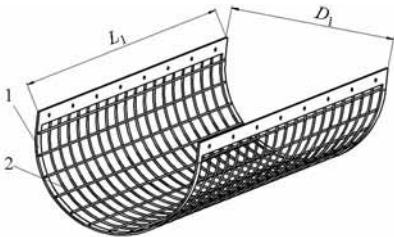


图6 凹板筛结构图

Fig. 6 Schematic diagram of tapered concave sieve

1. 护板 2. 栅条

凹板筛的长度 L_1 的计算公式为

$$L_1 = L + L_2 \tag{8}$$

式中 L_2 ——排茎口长度,mm

凹板筛与摘果滚筒为偏心配置(见图7),摘果滚筒的入口间隙大于出口间隙,一方面有利于花生植株的喂入;另一方面花生植株层向出口方向运动过程中,随着摘果间隙的变小,花生植株层受到的搓擦和挤压作用增强,提高了摘果效果。

凹板筛直径 D_1 的计算公式为

$$D_1 = D + \delta_1 + \delta_2 \tag{9}$$

式中 δ_1 ——入口间隙,取 35 mm

δ_2 ——出口间隙,取 25 mm

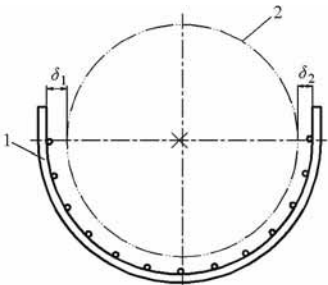


图7 凹板筛与摘果滚筒配置关系简图

Fig. 7 Schematic diagram of relation between concave

sieve and picking roller

1. 凹板筛 2. 滚筒

则凹板筛的直径 D_1 为 460 mm 。对“花育30”花生品种荚果进行大量测量可知,花生荚果长、宽、高最大尺寸为 48 mm 、 20 mm 、 20 mm 。取凹板筛孔孔径为 50 mm 、 55 mm 、 60 mm 分别进行摘果试验,试验结果显示3种孔径的凹板筛对花生的摘净率没有显著的影响,但随着孔径的减小花生荚果在摘果滚筒中滞留的时间增加,造成花生荚果破碎率的增加。根据上述的试验结果,综合考虑花生荚果摘净率和破碎率,选取凹板筛的孔径为 60 mm 。通过调整摘果滚筒中的锁紧螺栓来调整摘果弯齿顶端与凹板筛的摘果间隙,摘果间隙在 $20 \sim 30\text{ mm}$ 之间可调,以适应不同花生品种的摘果作业。

3 摘果性能试验与结果分析

3.1 试验材料与方法

试验在沈阳农业大学花生研究所试验基地进行,试验样机与现场见图8,试验材料为沈阳农业大学花生研究所种植的辽宁主栽花生品种“花育30”,花生起收后植株放铺于田间晾晒 $3 \sim 5\text{ d}$ ^[9],取正常生长花生植株 50 株测量花生植株性状后取平均值,测量结果为株高 430 mm 、茎秆直径 5.2 mm 、单株荚果个数 34 个、单株荚果质量 236 g 、茎秆含水率 16.4% 、果柄含水率 13.6% 、花生壳含水率 15.2% 。



图8 花生摘果装置摘果试验

Fig. 8 Peanut picking device test

为了获得摘果滚筒的最佳结构参数,本试验根据最佳摘果期内摘果性能最佳的摘果滚筒线速度 v ($8 \sim 10\text{ m/s}$) 和摘果滚筒直径 D (400 mm)^[13-14],利

用公式 $n = 60v/(pD)$, 计算出摘果滚筒转速 n 为 382 ~ 477 r/min, 通过试验分析选定摘果滚筒转速为 450 r/min; 为了保证试验过程中喂入量稳定, 将花生植株按设定的花生摘果喂入量要求称量后分组排放整齐, 并在规定时间内由人工均匀连续喂入, 每组试验进行 3 min, 本次试验设定喂入量为 0.7 kg/s; 通过调整摘果滚筒中的锁紧螺栓来调整摘果弯齿顶端与凹板筛的摘果间隙, 本次试验选用摘果间隙为 25 mm^[14]。

在试验过程中, 弯齿与滚筒母线的夹角可通过螺杆上的螺纹联接将弯齿调整到指定角度然后拧紧螺母来实现; 弯齿角度的调整可以通过加工 3 组不同角度弯齿来实现; 螺杆与滚筒母线的夹角可通过调整支杆在支架圆弧通槽中的位置来实现。

试验仪器设备有: DJ-5002 型电子天平(福州华志科学仪器有限公司); SYF-60 型红外线快速水分测定仪(长沙试验仪器公司); 普传 PI8100A1 型变频器; 数显游标卡尺(上海君达仪器仪表有限公司)等。

3.2 试验方案与结果

考虑到各试验因素之间的交互效应, 采用响应面分析法(RSM)进行试验设计与分析。根据 Box-Behnken Design(BBD)的中心组合试验设计原理, 为了获取摘果滚筒的最佳参数, 本文以弯齿与滚筒母线夹角 x_1 、弯齿弯角 x_2 和螺杆与滚筒母线夹角 x_3 为试验因素, 以摘净率 y_1 (%) 和破碎率 y_2 (%) 为指标, 进行三因素二次回归正交旋转组合设计, 因素水平编码见表 1, 试验方案与结果见表 2。 X_1 、 X_2 、 X_3 为编码值。

表 1 因素水平编码
Tab.1 Factor level coding

编码	弯齿与滚筒	弯齿弯角	螺杆与滚筒
	母线夹角 $x_1/(^{\circ})$	$x_2/(^{\circ})$	母线夹角 $x_3/(^{\circ})$
1	34	90	26
0	30	65	22
-1	26	40	18

3.3 试验结果分析

利用 Design-Expert 软件对试验数据进行处理, 分析主要试验参数组合对试验指标影响的显著性, 拟合回归方程并获得试验指标的响应面模型, 并对得到的结果进一步优化^[17]。

(1) 花生荚果摘净率

响应面回归模型 F 检验非常显著 ($P = 0.000\ 3 < 0.05$); 模型的校正决定系数 $\text{Adj } R^2 = 0.611\ 8$ 和复相关系数 $R^2 = 0.830\ 1$ 说明回归模型相对于纯误

表 2 响应面分析方案与试验结果
Tab.2 Experimental results and scheme of response surface method

试验序号	X_1	X_2	X_3	$y_1/\%$	$y_2/\%$
1	-1	-1	0	97.79	1.33
2	1	-1	0	98.75	1.39
3	-1	1	0	98.72	1.37
4	1	1	0	99.03	1.38
5	-1	0	-1	99.25	1.45
6	1	0	-1	99.61	1.48
7	-1	0	1	99.17	1.21
8	1	0	1	99.36	1.05
9	0	-1	-1	97.84	0.95
10	0	1	-1	97.86	0.99
11	0	-1	1	97.87	0.87
12	0	1	1	95.41	0.87
13	0	0	0	96.45	0.91
14	0	0	0	96.42	0.92
15	0	0	0	96.45	0.91
16	0	0	0	97.63	0.94
17	0	0	0	97.68	0.91

差失拟不显著, 试验误差很小, 得到花生摘果装置的摘净率 y_1 回归方程

$$y_1 = 96.93 + 0.23X_1 - 0.15X_2 - 0.34X_3 - 0.16X_1X_2 - 0.043X_1X_3 - 0.62X_2X_3 + 1.87X_1^2 - 0.23X_2^2 + 0.55X_3^2$$

(10)

将任一因素固定在零水平, 研究其余两因素对摘净率的影响, 用 Design-Expert 软件做出响应面和等值线如图 9 所示。3 个试验因素对摘净率的总体影响规律是: 弯齿与滚筒母线夹角处于零水平左右时, 摘净率最低; 弯齿弯角太大或太小, 都会使摘净率降低; 螺杆与滚筒母线夹角越小, 摘净率越高。

设定摘净率为最大值, 并求解因素水平约束条件下的目标函数, 对试验数据优化处理得到最优参数组合为: 弯齿与滚筒母线夹角为 33.6°, 弯齿弯角 64.8°, 螺杆与滚筒母线夹角为 22.8°, 优化后的摘净率理论值为 99.31%。

(2) 花生荚果损伤率

响应面回归模型 F 检验非常显著 ($P = 0.000\ 1 < 0.05$); 模型的校正决定系数 $\text{Adj } R^2 = 0.909\ 1$ 和复相关系数 $R^2 = 0.960\ 2$ 说明回归模型相对于纯误差失拟不显著, 试验误差很小, 得到花生摘果损伤率 y_2 回归方程

$$y_2 = 0.9 - 0.007X_1 + 0.01X_2 - 0.11X_3 - 0.013X_1X_2 - 0.048X_1X_3 + 0.41X_1^2 + 0.037X_2^2 - 0.033X_3^2$$

(11)

做出响应面图和等值线如图 10 所示, 可以分析得出, 3 个试验因素对破碎率的总体影响规律是: 弯齿与滚筒母线夹角处于零水平左右时, 破碎率最低;

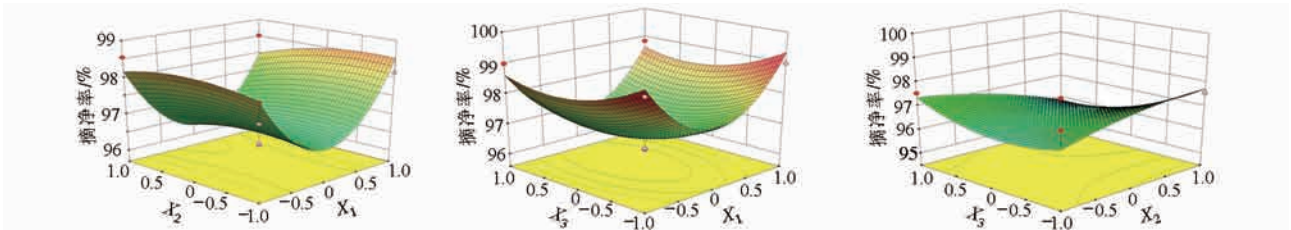


图9 试验因素对摘净率的影响
Fig.9 Impact of test factors on picking rate

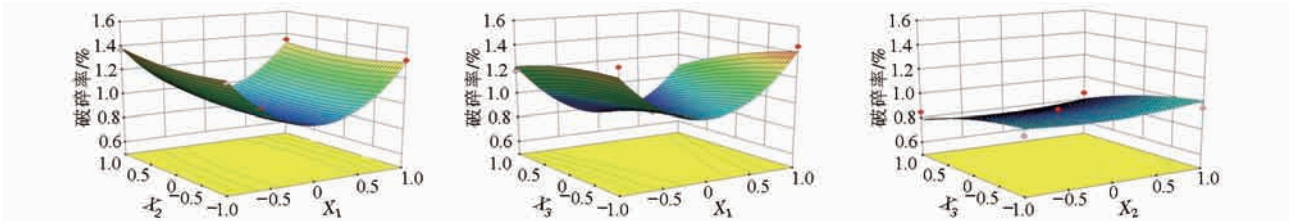


图10 试验因素对破碎率的影响
Fig.10 Impact of test factors on breaking rate

弯齿弯角太大或太小,都会使破碎率上升;螺杆与滚筒母线夹角越小,破碎率越高。

设定损伤率为最小值,并求解因素水平约束条件下的目标函数,对试验数据优化处理得到最优参数组合为:弯齿与滚筒母线夹角 31.4°,弯齿弯角 62.8°,螺杆与滚筒母线夹角 23.4°。优化后的损伤率理论值为 0.79%。

(3) 响应面优化结果与验证试验

根据摘果装置性能要求,在试验因素水平范围内尽可能提高摘净率,同时降低破碎率,对建立的全因子二次回归模型进行优化求解,得到花生摘果装置的最佳结构参数:弯齿与滚筒母线夹角 32.8°,弯齿弯角 62.6°,螺杆与滚筒母线夹角 23.2°。优化后的摘果率理论值为 99.23%;破碎率理论值为 0.81%。对优化后的参数圆整并进行验证试验,结果见表 3。

表 3 优化参数组合及验证试验结果

Tab.3 Optimization parameter combination and result of verification test

参数	弯齿与滚筒 母线夹角/(°)	弯齿弯 角/(°)	螺杆与滚筒 母线夹角/(°)	摘净 率/%	破损 率/%
优化值	32.8	62.6	23.2	99.23	0.87
圆整值	33	60	23	98.96	0.88

对优化并圆整后的弯齿与滚筒母线夹角 x_1 、弯齿弯角 x_2 和螺杆与滚筒母线夹角 x_3 进行试验,结果与理论值比较接近且均优于行业标准(NY/T 993—2006) [18]。

4 结论

(1) 设计了螺杆弯齿滚筒式轴流花生摘果装置。对关键部件进行了分析和计算,并结合试验确定:螺杆与摘果滚筒母线的夹角;弯齿排列方式,与滚筒母线的夹角及形状;凹板筛的型式、长度、直径及筛孔大小等尺寸。

(2) 弯齿与滚筒母线夹角处于零水平左右时,摘净率最低,破碎率也最低;弯齿弯角太大或太小,都会使摘净率降低,破碎率上升;螺杆与滚筒母线夹角越小,摘净率越高,破碎率也越高。

(3) 摘果试验表明,该摘果装置连续作业性能良好,摘净率、破碎率和清选效果都达到了理想水平。经优化圆整后的最优参数组合为:弯齿与滚筒母线夹角 33°,弯齿弯角 60°,螺杆与滚筒母线夹角 23°,此时花生摘净率可达到 98.96%,破碎率仅为 0.88%,均优于行业标准。

参 考 文 献

1 NUTI R C,HOLBROOK C C,CULBREATH A. Peanut peg strength and post harvest pod scavenging for full phenotypic yield over digging date and variety[J]. American Peanut Research and Education Society,APRES 2010,2010(42):95-96.

2 胡志超,王海鸥,彭宝良,等. 半喂入花生摘果装置优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(增刊):131-136.

HU Zhichao,WANG Haiou,PENG Baoliang,et al. Optimized design and experiment on semi-feeding peanut picking Device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(Supp.):131-136. (in Chinese)

3 王东伟,尚书旗,韩坤. 4HJL-2 型花生联合收获机摘果机构的设计与试验[J]. 农业工程学报,2013,29(14):15-25.

WANG Dongwei,SHANG Shuqi,HAN Kun. Design and test of picking mechanism in 4HJL-2 peanut combines[J]. Transactions of the CSAE,2013,29(14):15-25. (in Chinese)

- 4 杨然兵. 4HQL-2 型花生联合收获机主要装置的设计与试验研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学,2009.
YANG Ranbing. Study on design principle and tests for main parts of 4HQL-2 peanut combine [D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University,2009. (in Chinese)
- 5 于向涛,胡志超,顾峰伟. 花生摘果机械的概括与发展[J]. 中国农机化,2011(3):10-13.
YU Xiangtao, HU Zhichao, GU Fengwei. General situation and development on peanut pickers [J]. Chinese Agricultural Mechanization,2011(3):10-13. (in Chinese)
- 6 MIKE B. Peanut digger and combine efficiency[R]. Cooperative Extension of Colleges of Agricultural and Environmengtal Scienc, The Universirty of Georgia, USA, 2009.
- 7 BUSONO. Studies on the mechanical harvesting of peanuts[J]. Peanut Harvest Improvement, 1990(4):134-146.
- 8 GUAN Meng, ZHAO Baoquan, GAO Lianxing, et al. Effect of curing time on moisture content and mechanical properties of peanut pods[J]. International Agricultural Engineering Journal, 2015, 24(2):1-8.
- 9 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.
GUAN Meng, SHEN Yongzhe, GAO Lianxing, et al. Mechanical properties of peanut peg after digging and drying [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(2):87-93. (in Chinese)
- 10 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.
GUAN Meng, CHEN Zhongyu, GAO Lianxing, et al. Multifunctional modular mull-feeding peanut picking testing device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11):88-94. (in Chinese)
- 11 程红胜,李长友,鲍彦华,等. 荔枝果壳摩擦系数测量试验研究[J]. 延边大学农学学报,2009,31(3):209-213.
CHENG Hongsheng, LI Changyou, BAO Yanhua, et al. Research on measurement of Litchi shell friction coefficient [J]. Journal of Agricultural Science Yanbian University, 2009, 31(3):209-213. (in Chinese)
- 12 李德业. 输送带上散粒物料动堆积角的分析[J]. 煤矿机械,1989(9):19-21.
- 13 镇江农业机械学院. 农业机械学:下册[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.
- 14 关萌. 全喂入花生摘果试验装置与摘果机关键部件研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学,2015.
GUAN Meng. Research on picking methods and key components of full-feeding peanut picker [D]. Shenyang: Shenyang Agricultural Univercity, 2015. (in Chinese)
- 15 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.
GAO Lianxing, LI Xianqi, GUAN Meng, et al. Design and test on cleaning device of peanut pods with double air-suction inlets with vibration screen[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(3):110-117. (in Chinese)
- 16 杨静. 花生摘果特性与螺旋弓齿式全喂入花生摘果装置研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学,2012.
YANG Jing. Study on peanuts picking characteristic and full-feeding spiral bow teeth type peanut picker [D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2012. (in Chinese)
- 17 徐向宏,何明珠. 试验设计与 Design-Expert、SPSS 应用[M]. 北京:科学出版社,2010.
- 18 NY/T 993—2006 花生摘果机作业质量[S]. 2006.