

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.

WU Yabin, SUN Qiantao, LIU Long, et al. Design and experiment of peanut sheller with free adjustable sheller gap[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2024, 55(2): 216-223.

## 脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置设计与试验

吴亚滨<sup>1,2</sup>, 孙千涛<sup>1,2</sup>, 刘 龙<sup>1,2</sup>, 刘道奇<sup>1,2</sup>, 钱 凯<sup>1,2</sup>, 陈凯阳<sup>1,2</sup>,  
孙文喜<sup>1,2</sup>, 王东伟<sup>1,3</sup>, 张 玺<sup>1,2</sup>

(1. 河南省农业科学院 长垣分院, 河南 长垣 453400; 2. 河南省花生耕种收加工智能设备工程研究中心, 郑州 450008;  
3. 青岛农业大学 机电工程学院, 山东 青岛 266109)

**摘 要:** 针对现有脱壳间隙不可自由调节、机械损伤率高、花生品种适应性差等问题, 设计了一款脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置。脱壳装置上部采用导杆、导套、压缩弹簧等构成脱壳间隙自由可调揉搓摆臂, 下部固定有编织筛网, 上下装置组成的弧形腔室构成脱壳室; 揉搓摆臂驱动装置由可调速电机带动曲柄摇杆机构进行往复揉搓运动。其中, 为验证间隙自由可调揉搓摆臂运行可靠平稳性, 对其需满足的设计要求进行验算, 确定了当弹性装置高径比为3.7和弹簧许用安全系数为2.6时, 满足作业要求; 对曲柄摇杆机构的设计参数和脱壳运动状态进行运动学和脱壳力学分析研究, 确定了当摇杆与竖直方向夹角为 $40^\circ$ 和弹簧压缩行程为12 mm时, 弹簧装置可承受最大载荷为710 N, 能够满足往复揉搓运动学和脱壳力学性能要求。最后以对该装置脱壳性能影响较大的可调速电机转速为试验因素, 以豫花22为试验对象, 进行脱壳性能试验。试验结果表明: 当电机转速为 $1\ 600\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时, 脱净率为98.6%, 破损率为2.4%, 发芽率为98.8%, 满足行业花生脱壳质量要求。

**关键词:** 间隙自由可调; 脱壳装置; 结构设计分析; 试验研究

中图分类号: S226.5

文章编号: 1000-1700(2024)02-0216-08

文献标识码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Design and Experiment of Peanut Sheller with Free Adjustable Sheller Gap

WU Yabin<sup>1,2</sup>, SUN Qiantao<sup>1,2</sup>, LIU Long<sup>1,2</sup>, LIU Daoqi<sup>1,2</sup>, QIAN Kai<sup>1,2</sup>, CHEN Kaiyang<sup>1,2</sup>,  
SUN Wenxi<sup>1,2</sup>, WANG Dongwei<sup>1,3</sup>, ZHANG Xi<sup>1,2</sup>

(1. Changyuan Branch of Henan Academy of Agricultural Sciences, Changyuan Henan 453400, China; 2. Henan Province Cultivation, Harvesting and Processing Intelligent Equipment Engineering Research Center, Zhengzhou 450008, China; 3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao Shandong 266109, China)

**Abstract:** Most of the existing peanut shelling devices use physical hard extrusion structures for operation, which have high mechanical damage rates and poor adaptability to peanut varieties, therefore, a peanut shelling device with freely adjustable shelling gaps has been developed. The upper part of the shelling device is composed of guide rods, guide sleeves, compression springs, etc., which form a freely adjustable rubbing and swinging arm for the shelling gap. The lower part is fixed with a woven screen mesh, and the arc-shaped chamber composed of the upper and lower devices forms the shelling chamber; the rubbing swing arm driving device is driven by a variable speed motor to drive the crank rocker mechanism for reciprocating rubbing motion. To verify the reliable and stable operation of the freely adjustable gap rubbing arm, the

收稿日期: 2023-12-08

基金项目: 国家花生产业技术体系项目(CARS-14); 河南省科技攻关项目(232102110302)

第一作者: 吴亚滨(1984-)男, 博士, 助理研究员, 从事花生全程机械化研究, E-mail: wuyabin1215@163.com

通信作者: 王东伟(1981-)男, 博士, 教授, 从事现代农业装备设计研究, E-mail: w88030661@163.com

design requirements that it needs to meet were verified. It was determined that when the height to diameter ratio of the elastic device is 3.7 and the allowable safety factor of the spring is 2.6, it meets the operational requirements; the kinematic and mechanical analysis was conducted on the design parameters and shelling motion state of the crank rocker mechanism. It was determined that when the angle between the rocker and the vertical direction is  $40^\circ$  and the spring compression stroke is 12 mm, the spring device can withstand a maximum load of 710 N, which can meet the requirements of reciprocating rubbing kinematics and shelling mechanics. Finally, the speed of the variable speed motor, which has a significant impact on the shelling performance of the device, was taken as the experimental factor, and the shelling performance experiment was conducted on Yuhua 22. The results show that when the motor speed is  $1\ 600\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ , the shelling rate is 98.6%, the damage rate is 2.4%, and the germination rate is 98.8%, which meets the quality requirements for peanut shelling in the industry.

**Key words:** free adjustable gap; shelling device; structural design analysis; experimental study

中国是花生种植生产大国,主要种植区域在新疆、河南、山东等地,总产量约占世界的37%<sup>[1-2]</sup>。花生脱壳是花生深加工和种子制备的关键路径,脱壳后的果仁品质好坏是影响品相、发芽率的重要因素<sup>[3-5]</sup>。

早在20世纪初美国就发明出依靠人力驱动的花生脱壳装置,后期随着科学技术的进步,对花生脱壳机从机构原理到关键部件、脱壳影响因素、整机制造等方面进行了深入研究并获得了重要突破<sup>[6-7]</sup>。因此,美国花生脱壳技术保持世界领先地位,该技术的领先对美国国际影响力的提升起到了重要支撑作用。相比而言,我国花生脱壳技术发展比较滞后,前期国内科研人员对花生脱壳果仁损伤机理、花生脱壳相关力学特性等进行了试验研究<sup>[8-10]</sup>,并先后设计出气力滚筒式花生脱壳机、旋转打击揉搓式花生脱壳机等<sup>[11-12]</sup>,但现实作业过程中仍存在通用性差、果仁损伤较为严重等问题,已严重制约我国花生制品的世界影响力。为此,近几年我国科研人员在对现有花生脱壳机的研究基础上,设计出了锥盘式花生脱壳机<sup>[13]</sup>,主要由上下锥盘构成的环锥形空腔室构成脱壳室,且可通过移动锥盘轴向位置调节脱壳间隙,其脱壳原理为:在上下锥盘的挤搓和剪切作用下完成脱壳作业;小区立锥式花生脱壳机<sup>[14]</sup>,主要由花生荚果均布锥、呈棱筋式螺旋线布置锥滚筒、锥凹板等构成脱壳室,且可通过调节连接盘调节脱壳间隙,其脱壳原理为:经均布后的花生荚果由旋转锥滚筒与固定锥凹板的共同挤压、揉搓作用下完成脱壳作业;三滚式花生脱壳机<sup>[15]</sup>,主要由同轴并列的传统式3个脱壳滚筒与独立凹板筛等构成独立脱壳室,利用独立凹板筛网孔尺寸特性差异,来满足不同品种花生脱壳作业等。以上脱壳装置虽在一定程度上提高了花生脱壳质量,但仍存在脱壳间隙无法实时自由调节,品种适应性差等问题。综合以上分析,借鉴前人先进理念,设计了一款脱壳间隙可自由调节的花生脱壳装置。

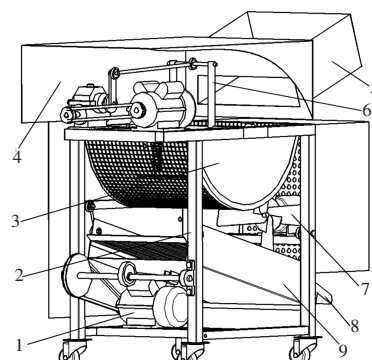
## 1 整机结构及工作原理

### 1.1 整机结构

整机结构(1 350 mm×580 mm×1 160 mm)如图1。主要由脱壳装置、清选装置、驱动电机、机架、接料斗等组成。其中,脱壳装置主要由进料斗、调速电机、减速机、曲柄摇杆机构、自由可调往复揉搓摆臂、耐磨性橡胶、编织筛网等组成;清选装置主要由轴流风机、偏心轮、调速电机、条缝分级筛网<sup>[16]</sup>、饱子仁下料斗和小、碎子仁下料斗等组成。

### 1.2 工作原理

首先将待脱壳花生荚果通过输送装置送入进料斗,花生荚果经自身重力作用沿凹弧形编织筛网向脱壳室底部运动,通过自由可调伸缩摆臂左右往复摇摆运动使其进行薄层均匀平铺,当喂入量过大



1. 清选装置驱动电机;2. 机架;3. 侧挡板;4. 上端盖;5. 进料斗;  
6. 脱壳装置;7. 清选风机;8. 接料口;9. 清选装置  
1. Cleaning device drive motor;2. Frame;3. Side baffle;4. Upper cover;  
5. Feed hopper;6. Shelling device;7. Cleaning fan;8. Receiving port;  
9. Cleaning device

图1 整机结构示意图  
Figure 1 Schematic diagram of the whole machine structure

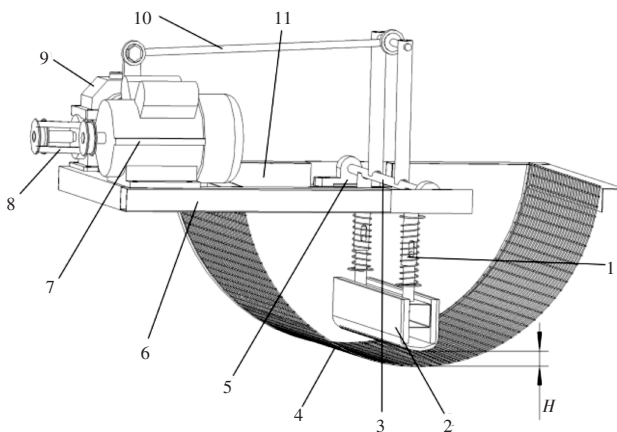
时自由可调伸缩摆臂处于压缩状态,此时脱壳间隙适当相应增大,当喂入量过小时自由可调伸缩摆臂处于伸展状态,此时脱壳间隙适当相应减小,依次往复交替,通过上部自由可调往复揉搓装置和编织筛网的共同挤压揉搓作用下实现花生荚果“自由”脱壳作业。其次脱壳后的物料落入下部清选装置中,在物料下落过程中通过轴流风机的风选作用将破碎的花生壳和轻杂质给吹出机外;最后经风选后的花生果仁落入底部条缝分级振动筛中,通过分级格栅将饱满花生果仁和小、碎果仁进行有效分离,通过接料口将饱满花生果仁给予收集,最终完成整个脱壳作业过程。

## 2 脱壳装置关键参数设计与分析

### 2.1 初始脱壳间隙和编织筛网孔尺寸的确定

脱壳间隙自由可调装置是该脱壳机的关键组成部分,上部装置由曲柄摇杆机构构成,其中摇杆机构下端由导杆、导套、压缩弹簧等组成间隙自由可调往复揉搓摆臂,摆臂下端包覆有耐磨性橡胶,该机构通过可调速电机带动减速机驱动曲柄摇杆机构带动间隙自由可调往复揉搓摆臂进行往复揉搓运动;下部支撑装置由呈凹弧形态的固定编织筛网构成,上下装置间构成的弧形腔室构成脱壳室,结构如图2。

由图2可知,上部耐磨性橡胶与下部固定编织筛网之间的间距构成初始脱壳间隙 $H$ ,在忽略耐磨性橡胶自身弹性的情况下,初始脱壳间隙 $H$ 大小对脱壳质量影响较大<sup>[17]</sup>,当间隙过大时花生荚果受耐磨性橡胶和编织筛网作用力较小,脱壳不彻底;当间隙过小时花生荚果受耐磨性橡胶和编织筛网作用力较大,虽在一定程度上提高了脱净率,但会增大果仁破损率。进一步分析可知,编织筛网方形孔对脱壳质量也有重要影响,为使脱壳后的花生果仁能够及时穿过编织筛网,应满足编织筛网方形孔边长小于花生荚果直径大于花生果仁直径,试验测得豫花22花生荚果直径约为15~19 mm、果仁直径约为10~13 mm,为保证花生脱壳质量,经大量试验确定初始脱壳间隙 $H=12$  mm、编织筛网方形孔边长14 mm时脱壳质量较好,花生果仁透筛率较高。



1.自由可调摆臂;2.耐磨性橡胶;3.旋转轴;4.编织筛网;5.轴承支座;6.支架;7.调速电机;8.带轮装置;9.减速机;10.连杆;11.防推离挡板  
1. Free adjustable swing arm;2. Wear resistant rubber;3. Rotation shaft;4. Woven screen mesh;5. Bearing support;6. Frame;  
7. Speed regulating motor;8. Pulley;9. Reducer;10. Connecting rod;11. Anti-push baffle

图2 脱壳间隙自由可调装置结构示意图

Figure 2 Structure diagram of free adjustable gap shelling device

### 2.2 自由可调摆臂参数的研究

本研究花生脱壳间隙自由可调装置主要由导杆、导套、压缩弹簧等构成,其功能是脱壳作业时能有效解决物料不均匀分散流动和脱壳受力不均匀等问题,使得花生荚果落入脱壳室后能形成薄层物料流,花生荚果脱壳受力更均匀,脱壳后的果仁更易脱离脱壳室(图3)。其中,压缩弹簧主要采用工业上常用的圆柱形螺旋弹簧,材料为热轧弹簧钢65Mn<sup>[18]</sup>。由材料的结构特征分析可知<sup>[19-20]</sup>,当给予弹簧外加载荷时,自身会产生弹性形变,将机械能转化为弹性势能;当外加载荷缓解后,弹性势能又转变为机械能,依次循环往复转换过程。利用压缩弹簧的这种特性,将其作为自由可调式花生脱壳装置主要

工作部件,设计参数为:弹簧直径  $d=3$  mm, 弹簧内径  $D_1=27$  mm, 弹簧外径  $D_2=33$  mm, 弹簧自由高度  $H_0=112$  mm, 弹簧总圈数为 11, 弹簧伸缩行程为  $L$ 。

分析可知,当压缩弹簧高径比过大时易造成侧向弯曲,使用稳定性降低,为避免稳定性丧失的产生,应保障高径比  $b=H_0/D \leq 5.3$  (查阅机械设计手册),其中弹簧中径  $D=D_2-d$ ,将上述设计参数数据代入得  $b=3.7$ ,满足使用稳定性需求。同时对受可变载荷的弹簧应验算其疲劳强度,许用安全系数为  $S_p=1.8 \sim 2.2$  (查阅机械设计手册)。

疲劳强度计算公式为:

$$\tau_{\max} = \frac{8KDF_{\max}}{\pi d^3} \quad (1)$$

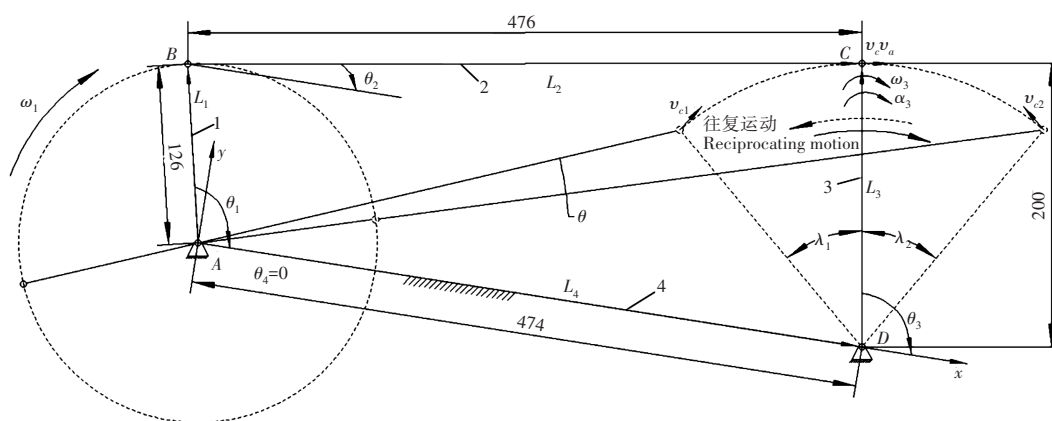
$$\tau_{\min} = \frac{8KDF_{\min}}{\pi d^3} \quad (2)$$

$$S = \frac{\tau_0 + 0.35\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq S_p \quad (3)$$

式中:当旋绕比  $C=D/d=10$  时,取曲度系数  $K=1.145$ 、剪切疲劳强度  $\tau_0=0.35\sigma_b$  (查阅机械设计手册,抗拉强度  $\sigma_b=1570$ ),结合参考文献和前期脱壳试验<sup>[21-22]</sup>,取花生荚果脱壳所受合力最大值为  $F_{\max}=90$  N,最小值为  $F_{\min}=13$  N,代入式(1)、式(2)和式(3)可得  $S \approx 2.6 > S_p$ ,满足设计要求。

### 2.3 脱壳驱动装置运动参数确定与分析

脱壳装置主要由曲柄摇杆机构带动间隙自由可调摆臂进行往复揉搓运动。分析可知曲柄摇杆机构设计尺寸对脱壳性能有重要影响,结合整机设计参数,确定曲柄长为 126 mm、连杆长为 476 mm、摇杆长 200 mm、机架长度为 474 mm。运动机构简图如图 4。



1. 曲柄; 2. 连杆; 3. 摇杆; 4. 机架  
1. Crank; 2. Connecting rod; 3. Rocker; 4. Frame

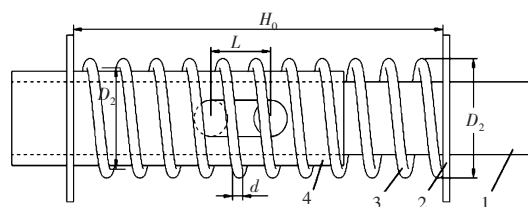
图 4 曲柄摇杆运动机构简图

Figure 4 Schematic diagram of crank-rocker motion mechanism

由图 4 分析可知,曲柄做圆周运动且与机架相连,且  $AB+AD < BC+CD$ ,满足曲柄摇杆运动条件<sup>[23]</sup>。其中行程速比系数  $K$  与极位夹角  $\theta$  关系为<sup>[24]</sup>:

$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (4)$$

由式(4)可知,  $\theta$  值越大,  $K$  值就越大,急回特性就愈显著,为保证脱壳装置运行平缓性及左右摆角



1. 导杆; 2. 垫片; 3. 压缩弹簧; 4. 导套  
1. Guide rod; 2. Washer; 3. Compression spring; 4. Guide bush

图 3 弹性揉搓脱壳控制装置结构示意图  
Figure 3 Structure diagram of control device for elastic rubbing and shelling

均匀性,结合整机设计尺寸和前期试验,取安装夹角 $\lambda_1=\lambda_2=40^\circ$ 时,得到 $\theta=5.6^\circ$ ,带入式(4)可得 $K\approx 1.06$ ,即 $K$ 值趋近于1,可近似看作无急回运动特性,满足作业要求。

由于曲柄做匀速圆周运动且摇杆做近似匀速摆动,可取平均速率 $V_{c1}\approx V_{c2}$ ,因此,只分析摇杆 $C$ 点往复运动平均速率和加速度对脱壳质量的影响规律即可。结合图4进一步分析可知,脱壳机构是由从动件(摇杆) $CD$ 带动自由可调摆臂进行往复揉搓脱壳,其中曲柄 $AB$ 为原动件, $DC$ 为从动部件,为方便后文分析,现将四杆长度 $AB$ 、 $BC$ 、 $CD$ 、 $AD$ 分别用 $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$ 、 $L_4$ 表示,建立四杆机构封闭矢量方程为:

$$\overline{AB} + \overline{BC} = \overline{CD} + \overline{DA} \quad (5)$$

将机构封闭矢量方程(5)整理成复数矢量方程为:

$$L_1 e^{i\theta_1} + L_2 e^{i\theta_2} = L_3 e^{i\theta_3} + L_4 e^{i\theta_4} \quad (6)$$

将式(6)对时间 $t$ 求导可得:

$$L_1 \omega_1 e^{i\theta_1} + L_2 \omega_2 e^{i\theta_2} = L_3 \omega_3 e^{i\theta_3} \quad (7)$$

将式(7)的实部和虚部进行分离,联解可求得 $\omega_2$ 、 $\omega_3$ 为:

$$\omega_2 = \frac{-\omega_1 L_1 \sin(\theta_1 - \theta_3)}{L_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (8)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 L_1 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{L_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \quad (9)$$

其中图4中 $C$ 点速度可表示为 $V_c=L_3 \times \omega_3$ 。

将式(7)对时间 $t$ 求导后,将式(8)、式(9)代入整理可得 $CD$ 角加速度 $\alpha_3$ 为:

$$\alpha_3 = \frac{\omega_1^2 L_1 \{L_2^2 L_3^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \omega_1^2 L_1^2 [L_3^2 \sin^2(\theta_1 - \theta_3) - L_2^2 \sin^2(\theta_1 - \theta_2)]\}}{L_2^2 L_3^2 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \quad (10)$$

其中图4中 $C$ 点加速度可表示为 $a_c=L_3 \times \alpha_3$ 。

结合上述公式分析可知,摇杆 $CD$ 的 $C$ 点平均速率和加速度由曲柄转速 $\omega_1$ 决定,由图1和图2可知,曲柄运动转速 $\omega_1$ 等于减速机(传动比为20)输出转速,而减速机输出速度又由可调速电机转速决定,试验测得确定当花生荚果喂入量控制在 $150 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ,减速机输出转速为 $\omega_1=70 \sim 100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,花生荚果均匀分散性和蓬松状态较佳,花生荚果脱壳受力均匀性较好,能够满足脱壳质量要求<sup>[25]</sup>,转换为电机转速为 $1400 \sim 2000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

#### 2.4 花生荚果脱壳力学分析

脱壳状态运动学分析结构如图5。由图5可知,脱壳时花生荚果经下料口落入脱壳装置后,经自身重力作用沿凹弧形编织筛网向脱壳室底部运动,通过自由可调伸缩摆臂左右往复摇摆运动使其进行薄层均匀平铺,结合编织筛网支撑摩擦作用完成花生荚果挤压脱壳作业。为进一步保证最佳脱壳效果,经大量试验验证,确定当最大脱壳间隙小于等于两个花生荚果直径之和时花生荚果薄层流动性较好,脱壳质量较佳,因此,结合图3取弹簧压缩形程为 $L=12 \text{ mm}$ ,取弹簧刚度 $P=29.6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ (查阅机械设计手册),可得单个弹簧所受最大载荷为 $F_1=F_2=PL=355 \text{ N}$ ,总载荷为 $F=F_1+F_2=710 \text{ N}$ ,即 $F$ 远大于花生壳破损力,满足脱壳作业要求<sup>[26-27]</sup>。

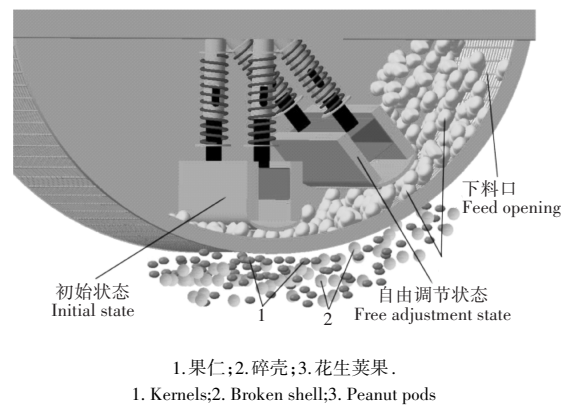


图5 花生荚果脱壳运动学分析

Figure 5 Kinematic analysis of peanut pod dehulling

### 3 脱壳试验与结果分析

#### 3.1 试验基本条件

脱壳试验于河南省农业科学院长垣分院晾晒场进行,试验样机如图6。试验以河南省大面积种植

的豫花22为试验对象,生长期在120 d,花生荚果含水率控制在12%~16%,喂入速度控制在 $150 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ,连续测量3次,结果取平均值,由人工从每次试验任意时间段取花生脱壳脱出物,并由人工进行分拣收集统计称重记录结果。其中试验目标可计算为:

$$Q(\%) = \frac{M - M_1}{M} \times 100 \quad (11)$$

式中: $Q$ 为脱净率; $M$ 为花生荚果总质量; $M_1$ 为未脱壳花生荚果质量。

$$P(\%) = \frac{M_2}{M_3} \times 100 \quad (12)$$

式中: $P$ 为损伤率; $M_2$ 为破损果仁质量; $M_3$ 为花生果仁总质量。

$$F(\%) = \frac{M_4}{M_5} \times 100 \quad (13)$$

式中: $F$ 为发芽率; $M_4$ 为正常发芽果仁质量; $M_5$ 为待测发芽果仁总质量。

### 3.2 电机转速对脱壳质量的影响

对脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置影响最大的设计参数为电机转速,因此,本研究只需研究电机转速对花生脱壳性能影响规律即可。结合前述试验研究,取电机转速为 $1400 \sim 2000 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ,试验可得花生荚果脱净率与花生果仁损伤率试验指标随电机转速的变化趋势如图7。由图7可知,随着电机转速的提高花生荚果脱净率和花生果仁损伤率都有所提高,当转速达到 $1600 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时花生荚果脱净率最大;随着转速的持续增大花生荚果脱净率逐渐减少,果仁损伤率持续增大。分析原因可知,当电机转速过大时摆臂往复揉搓频率增大,造成少量花生荚果脱壳不彻底,从编织筛网孔中被挤出脱壳室,造成脱净率下降;另外当往复揉搓频率过大时,也会使部分花生果仁未及时透过编织筛网孔造成二次揉搓损伤,使花生果仁损伤率增大。



图6 试验样机  
Figure 6 Test prototype

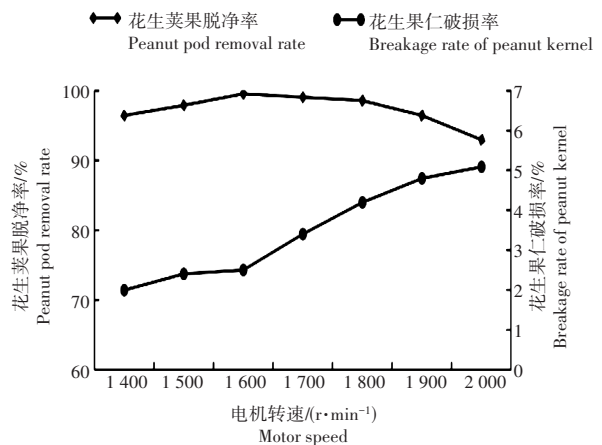


图7 电机转速与花生荚果脱净率和果仁损伤率曲线关系  
Figure 7 Curve relationship between motor speed and shelling rate and kernel damage rate

### 3.3 脱壳综合性能试验与结果分析

为验证脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置作业效果,以花生荚果脱净率、花生果仁破损率、花生果仁发芽率为试验指标,确定以最小脱壳间隙 $H=12 \text{ mm}$ 、摆臂自由伸缩行程 $L=12 \text{ mm}$ 、电机转速为 $1600 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、摇杆安装夹角为 $\lambda_1=\lambda_2=40^\circ$ 时进行综合性能试验,试验结果如表1。

由表1可知,测得脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置平均脱净率为98.6%、破损率为2.4%、发芽率为98.8%、脱壳效率为 $160 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ,其中脱净率标准差为0.57%、破损率标准差为0.41%、发芽率标准差为0.85%、脱壳效率标准差为0.26%;由于结构形式的限制,脱壳效率虽不是太高,但脱壳质量较传统花生脱壳机有所提高,且满足行业花生脱壳性能要求。试验结果表明脱壳间隙自由可调式花生脱壳装置作业状况良好,该机的试制成功可为花生脱壳装置创新优化设计提供技术参考。

表1 试验结果  
Table 1 Test results

统计参数 Statistical parameters	测试项目 Test items			
	脱净率/% Shelling performance	破损率/% Damage rate	发芽率/% Germination rate	脱壳效率/(kg·h <sup>-1</sup> ) Shelling efficiency
实测值 Measured value	97.53 ~ 99.48	1.7 ~ 3.7	97.5 ~ 99.7	130 ~ 180
平均值 Average value	98.6	2.4	98.8	160
标准差 Standard deviation	0.57	0.41	0.85	0.26
变异系数 Coefficient of variation	0.58	17	0.86	0.16

## 4 讨论与结论

陆荣等<sup>[14]</sup>针对栽培和小区育种科研用花生脱壳装置研究缺失现状,设计了一款整周回转直立锥滚筒式花生小区脱壳机,以四粒红花生品种为试验对象,对该装置锥滚筒转速、锥滚筒半锥角、锥滚筒上下圆直径、环楔形脱壳间隙、锥凹板栅隙等关键脱壳机构进行了优化设计,对吸风口圆周均布、种仁出口调节板位置等气吸清选系统进行了设计分析与试验,试验研究了锥滚筒转速、锥滚筒半锥角、最小脱壳间隙对该装置脱壳性能指标,结果表明花生荚果脱净率在98%以上及花生种仁损伤率在3%以下,可提高花生脱壳质量。郝建军等<sup>[13]</sup>针对现有花生脱壳装置存在花生种仁破损严重、品种适应性差等问题,研究制备了一款锥盘式花生种子脱壳机,以花育23为研究对象,采用EDEM仿真分析软件对花生荚果进行模拟脱壳试验,分析研究了脱壳结构最优设计数值,建立以下锥盘转速、最小脱壳间隙和橡胶凸起数目为试验性能影响因素,进行了脱壳性能试验,利用方差分析软件建立了试验回归模型,确定了最优组合参数,提高了种用花生脱壳机作业质量。但两者均未对花生脱壳间隙可自由伸缩调节装置进行相关研究。

为打破传统花生脱壳关键装置结构大多采用硬挤压物理结构作业现状,本研究采用揉搓式脱壳原理设计了脱壳间隙自由可调式脱壳部件。该装置功能是能有效解决物料不均匀分散流动和脱壳受力不均匀等问题。其中将曲柄摇杆机构作为间隙自由可调揉搓摆臂驱动部件,使脱壳装置进行往复揉搓运动的同时,结合编织筛网的支撑作用,使物料薄层均匀散布,通过两者之间的相对挤压摩擦作用完成薄层脱壳作业。对间隙自由可调摆臂高径比设计参数和疲劳强度进行了验算,确定了弹性装置高径为3.7,弹簧许用安全系数为2.6,满足作业要求;对摆臂驱动装置曲柄摇杆机构设计参数和机构运动学及脱壳力学等性能进行了设计分析,确定了各杆件设计长度和摇杆安装夹角为 $\lambda_1=\lambda_2=40^\circ$ 时,可满足近似做无急回运动条件;取弹簧压缩形程为 $L=12\text{ mm}$ 时弹簧装置可承受最大载荷为710 N,远大于花生壳破损力,满足使用要求。以电机转速为试验因素,以花生荚果脱净率、花生果仁损伤率和花生果仁发芽率为试验指标进行脱壳性能试验,当电机转速为 $1\ 600\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,花生荚果平均脱净率为98.6%、花生果仁破损率为2.4%、花生果仁发芽率为98.8%,试验结果能够满足花生脱壳性能要求。

### 参考文献:

- [1] 孙宗鹏.我国科学家成功破译花生基因组密码[N].光明日报,2019-05-16.
- [2] 国家统计局.中国统计年鉴[M].北京:中国统计出版社,2022.
- [3] 那雪姣,刘明国,张文,等.机械脱壳时花生仁损伤特征及规律[J].农业工程学报,2010,26(5):117-121.
- [4] 丁彬,谢吉先,冯梦诗,等.种用花生荚果含水量对机械剥壳效率及效果的影响[J].花生学报,2021,50(3):47.
- [5] National Agricultural Statistics Service.Crop Production[R].United States Department of Agriculture,2018.
- [6] RABY EMMETT M.(US).Peanut-sheller:United States Patent,US1907394506A(P).1907-09-25.
- [7] HUDSON JOHN T(US).Peanut-shelling machine:United States Patent,US1913804005A(P).1913-12-01.

- [8] 杨亚洲,顾炳龙,刘姗姗,等.花生荚果冲击力学特性试验[J].中国农机化学报,2017,38(4):53-57.
- [9] 刘红力,张永丽,高连兴,等.花生脱壳力学特性试验[J].沈阳农业大学学报,2006(6):900-902.
- [10] 程献丽,高连兴,刘明国,等.花生冲击脱壳的力学特性试验[J].沈阳农业大学学报,2009,40(1):111-113.
- [11] 高连兴,杜鑫,张文,等.双滚筒气力循环式花生脱壳机设计[J].农业机械学报,2011,42(10):68-73.
- [12] 高学梅,胡志超,谢焕雄,等.打击揉搓式花生脱壳机脱壳性能影响因素探析[J].花生学报,2011,40(3):30-34.
- [13] 郝建军,聂庆亮,马璐萍,等.锥盘式花生种子脱壳装置研制[J].农业工程学报,2020,36(17):27-34.
- [14] 陆荣,刘志侠,高连兴,等.立锥式小区花生脱壳装置的优化与试验[J].沈阳农业大学学报,2020,51(2):192-198.
- [15] 高连兴,回子健,董华山,等.三滚式小区育种花生脱壳机设计与试验[J].农业机械学报,2016,47(7):159-166.
- [16] 李秀杰,孙千涛,刘龙,等.条缝筛式花生果仁分级试验台的设计与试验[J].沈阳农业大学学报,2022,53(6):701-708.
- [17] 王建楠,谢焕雄,刘敏基,等.打击揉搓式花生脱壳设备作业质量制约因素与提升对策[J].中国农机化,2012(1):57-59,64.
- [18] 杨程,杨云.小规格65Mn弹簧钢丝生产工艺研究[J].金属制品,2011,37(3):38-41.
- [19] 张信群.圆柱螺旋压缩弹簧参数化建模[J].机电工程,2011,28(3):305-309.
- [20] 张涛.圆柱螺旋弹簧的参数化设计及分析[D].秦皇岛:燕山大学,2012.
- [21] 杨晓成,王东伟,李秀杰,等.花生低损剥壳装置的设计与仿真分析[J].农机化研究,2022,44(12):95-100.
- [22] 易克传,张新伟,沈永哲,等.含水率对花生脱壳及花生仁破损力学性质的影响[J].扬州大学学报(农业与生命科学版),2013,34(3):65-69.
- [23] 冯立艳,梁会硕,蔡玉强,等.曲柄摇杆机构的急回程度分析与探讨[J].南方农机,2021,52(3):7-9,12.
- [24] 师忠秀.机械原理[M].北京:机械工业出版社,2012.
- [25] 中华人民共和国农业部.花生剥壳机作业质量:NY/T994-2006[S].北京:中国农村杂志社,2006.
- [26] 刘明国.花生脱壳与损伤机理及立锥式脱壳机研究[D].沈阳:沈阳农业大学,2011.
- [27] 张远东,王东伟,何晓宁,等.基于Workbench LS-dyna的花生荚果脱壳受力仿真研究[J].花生学报,2022,51(1):66-71.

[责任编辑 亓国]