

4HJL-2 型花生联合收获机摘果机构的设计与试验

王东伟^{1,2}, 尚书旗^{2*}, 韩 坤²

(1. 沈阳农业大学工程学院, 沈阳 110866; 2. 青岛农业大学机电工程学院, 青岛 266109)

摘 要: 为适应 4HJL-2 型花生联合收获机摘果作业的要求, 该文设计了一种螺旋圆弧面板式摘果机构, 并对该 4HJL-2 型花生联合收获机中螺旋圆弧面板式摘果机构进行研究, 通过试验建立了摘果机构参数与各试验指标之间的数学模型, 并进行了动平衡和田间试验。结果表明, 该螺旋圆弧面板式摘果机构可以对花生进行有效摘果, 在最优工作参数: 摘果搅龙长度 168 cm、转速 595 r/min、面板宽度 47 cm 时摘果率 99.25%, 破碎率 0.234%, 生产效率 1 098.21 kg/h, 均符合花生摘果机行业标准 (NY/T 993-2006), 满足实际生产要求。研究结果可为花生联合收获机的开发研究提供参考。

关键词: 农业机械, 机构, 设计, 花生, 螺旋圆弧面板

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.14.003

中图分类号: S225.7⁺3

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-14-0015-11

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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(14): 15-25. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

中国是一个花生种植的传统大国, 由于多种因素的影响, 中国的花生摘果装置研究起步较晚、投入偏低、发展缓慢、技术落后, 严重制约了中国花生生产业的健康发展^[1-2]。

花生摘果装置是花生联合收获机的重要组成部分, 其性能的好坏直接关系到花生联合收获机的摘果率、破碎率及生产效率等指标。目前应用的全喂入式花生摘果装置主要有钉齿式和篦梳式。摘果率随着摘果装置转速的增加而迅速增加, 但当摘果率达到要求时, 破碎率已大大超出标准的要求^[2]。根据《中华人民共和国农业行业标准—花生收获机作业质量》^[4]及《中华人民共和国农业行业标准—花生摘果机作业质量》^[5]的规定, 花生联合收获总损失率 $\leq 5.0\%$; 摘果率 $> 98.0\%$; 破碎率 $\leq 1.0\%$ 。因此这 2 种摘果装置都还不能完全适应鲜、湿花生摘果的要求。现有的花生收获机械中采用的摘果装置多采用传统的齿式摘果装置, 这种装置通过齿状

结构对花生植株的蓖梳和击打进行摘果, 往往容易导致花生果的破碎和花生秧的粉碎, 造成花生果与花生秧的分离效果较差; 而在摘取鲜湿花生果时, 此种情况则更加明显, 导致破碎率较高, 从而影响了花生生产业的发展。

针对目前出现的问题, 本文研制出新的螺旋圆弧面板式摘果机构, 以期降低破碎率, 保证花生果的完整性, 提升工作效率。

1 总体结构与工作原理

1.1 总体结构

花生联合收获螺旋圆弧面板摘果机构主要由喂入口、顶盖、排秧口、侧板、齿轮、主轴、螺旋圆弧摘果搅龙、凹板以及链轮所构成。其中, 喂入口位于顶盖一侧的上方, 用于喂入待摘花生; 顶盖位于螺旋圆弧摘果搅龙的上方, 可以有效的防止花生飞出机外; 链轮位于主轴的一端, 另一端装有齿轮, 可以实现动力的输出与输入; 螺旋圆弧摘果搅龙安装在主轴上, 位于顶盖与凹板之间, 用于实现摘果作业。花生联合收获螺旋圆弧面板式摘果机构如图 1 所示。

1.2 工作原理

工作时, 由链轮 9 将动力通过主轴 6 输送到螺旋圆弧面板式摘果机构当中。主轴 6 在齿轮 5 的作用下将动力提供给风机。由输送装置将带秧花生输送到喂入口 1; 带秧花生通过喂入口 1 落入到摘果

收稿日期: 2013-04-14 修订日期: 2013-06-18

基金项目: 国家“十二五”农村领域科技计划项目 (2011BAD20B05-2)。

作者简介: 王东伟 (1981—), 男, 博士生, 研究方向为新型农业装备设计。沈阳 沈阳农业大学工程学院, 110866。

Email: W88030661@163.com

*通信作者: 尚书旗 (1958—), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向为新型农业装备设计。青岛 青岛农业大学机电工程学院, 266109。

Email: sqshang@qau.edu.cn

机构的内部，在高速旋转的螺旋圆弧摘果搅龙 7 的带动下，花生受到旋转离心力的作用被甩出到凹板 8 栅条的空隙中。由于摘果搅龙面板不停的做高速旋转运动，带动花生秧也做高速旋转运动，同时在螺旋推进力的作用下花生秧会有一个向前的速度。而进入到凹板 8 栅条空隙中的花生果受到凹板栅条的阻挡作用，运动停止，在花生果柄与花生果

的节点处产生一个拉力，从而将花生果从花生秧上摘下。带果花生秧在前进过程中受到揉搓和摔打作用，花生果在前进中从茎蔓上不断脱落，经凹板 8 上的栅条间隙落入分离振动筛上。而摘果后的花生秧沿着螺旋圆弧摘果搅龙 7 的螺旋面板，向排秧口 3 一侧移动，并通过排秧口 3 逐步排出机外，从而完成摘果作业。

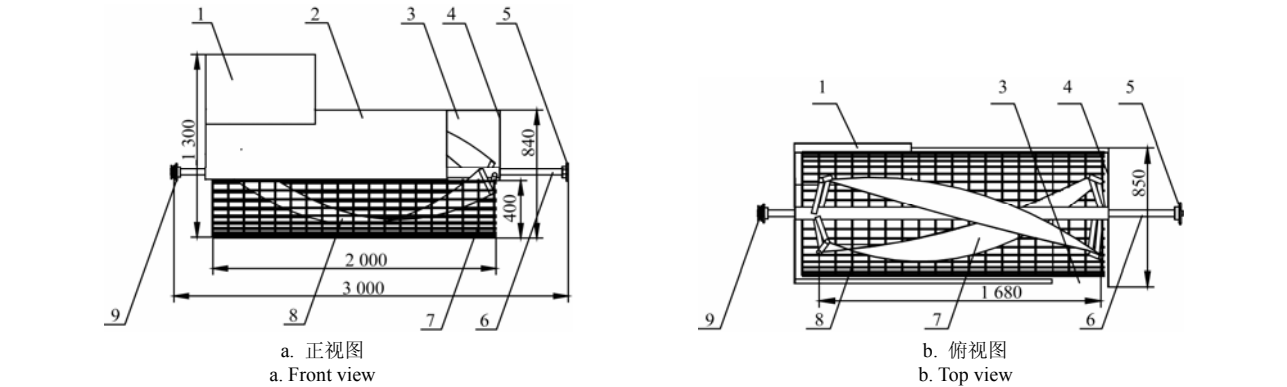


图 1 花生联合收获螺旋圆弧面板式摘果机构

Fig.1 Plucking Peanut of surface pylori mechanism in harvester

表 1 花生联合收获螺旋圆弧面板式摘果机构的主要技术参数

Table1 Main technical parameters for Plucking Peanut of surface pylori mechanism in combines

项目 Item	外型尺寸（长×宽×高） Installation dimensions (length×width×height)/mm	结构质量 Structure of quality/kg	摘果 搅龙长度 Length of stirring dragons/mm	摘果搅龙宽度 Width of stirring dragons/mm	摘果搅 龙转速 Revolving speed of stirring dragons /(r·min ⁻¹)	生产效率 Productivity /(kg·h ⁻¹)	摘果率 Picking rate/%	破碎率 Broken ratio/%
参数 Parameters	3000×850×1300	112	1680	4700	595	≥1098	≥99.2	≤0.24

由于所涉及的螺旋圆弧面板式摘果机构要求能够满足对于不同干、湿程度花生的摘果要求，摘果的对象是介于干、湿 2 种情况之间，所以螺旋圆弧摘果搅龙安装在与主轴等半径螺旋线的 180°螺旋搅杆上，克服了水平搅龙板和 270°搅龙板只能单一的对干或湿花生摘果的缺陷，从而实现对于干湿程度不同的花生进行摘果^[6]。

螺旋圆弧摘果搅龙为焊接部件。图 2 为结构图。

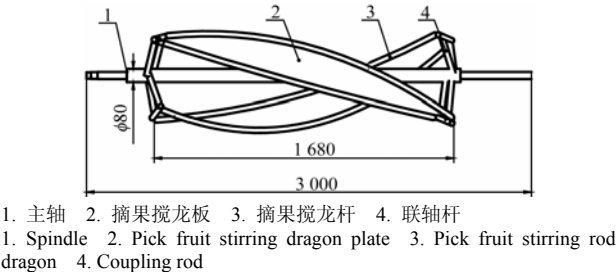


图 2 螺旋圆弧摘果搅龙结构图

Fig.2 Structure of peanut fruit-picking

2 关键结构参数的确定

2.1 螺旋圆弧摘果搅龙长度及面板宽度的确定

螺旋圆弧摘果搅龙的长度以及面板宽度的取

值直接关系到摘果时间的长短，从而影响到花生的摘果率以及生产效率。摘果时间越长，摘果率就越大。为了提高花生摘果过程中的摘果率，就需要给花生摘果留有充分的时间；又由于进入到摘果辊筒内的花生做螺旋运动，一方面绕摘果辊筒轴以角速度 n 做旋转运动，另一方面又沿摘果辊筒轴以线速度 v 直线运动，且花生摘果的喂入速度与其摘果速度有关^[7]。依据文献^[7]，摘果搅龙长度为

$$L = vt \tag{1}$$

式中， L 为摘果搅龙长度，mm； v 为花生摘果轴向速度，m/s； t 为花生摘果时间，s。

摘果时间越长，摘果率就会越高。但摘果搅龙越长，所消耗的额外功率就会越大。依据文献^[8]，花生的摘果时间在 2~3 s，花生摘果轴向最佳速度在 483~900 m/s。根据式（1）的初步的理论计算，确定摘果搅龙长度为 1 450~1 800 mm。螺旋圆弧摘果搅龙的宽度由花生输送的喂入量以及花生秧的高度等条件决定，根据经验及相关试验，取其直径为 410~510 mm。

2.2 螺旋圆弧摘果搅龙转速的确定

螺旋圆弧摘果搅龙的转速直接决定着花生的摘果率以及花生破碎率的大小。转速越高, 摘果率就会越高, 但破碎率也会随之而上升; 当摘果辊筒转速较低的时候, 就会出现摘果不净现象。依据文献[7]

$$n = 30\sqrt{2F / \pi m} \quad (2)$$

式中, n 为摘果装置的转速, r/min; F 为摘果装置摘果时所用的力, N; m 为花生质量, kg。

依据文献[8], 花生柄与花生果之间最容易断裂的时期是在花生开始成熟的初期阶段, 所需要的拉力 F 一般保持在 9.55 N 左右; 花生质量 m 约 0.015~0.022 kg。根据式 (2) 的初步理论计算, 结合现有机型, 确定摘果机构的转速为 500~600 r/min。

3 基于 Pro/ENGINEER 模型的模态分析

螺旋圆弧摘果搅龙在进行摘果作业时所产生的振动会影响到花生联合收获机各个部件的强度。所以, 有必要对螺旋圆弧摘果搅龙进行振动检测。

在 Pro/Engineer 中完成三维模型建立以后, 在 ANSYS-Workbench 中设定模态分析参数选项: 由于工程中前 6 阶振型能够代表绝大多数振动情况^[9], 设定的模态数是 6; 材料为碳素结构钢, 根据 GB 699-88《碳素结构钢技术条件》, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}$, 泊松比 $\mu=0.30$, 密度 $\rho=7\ 850\text{ kg/m}^3$ 。设定约束以后, 对螺旋圆弧摘果搅龙进行网格划分并求解, 得到前 6 阶固有频率。结果如图 3 所示。

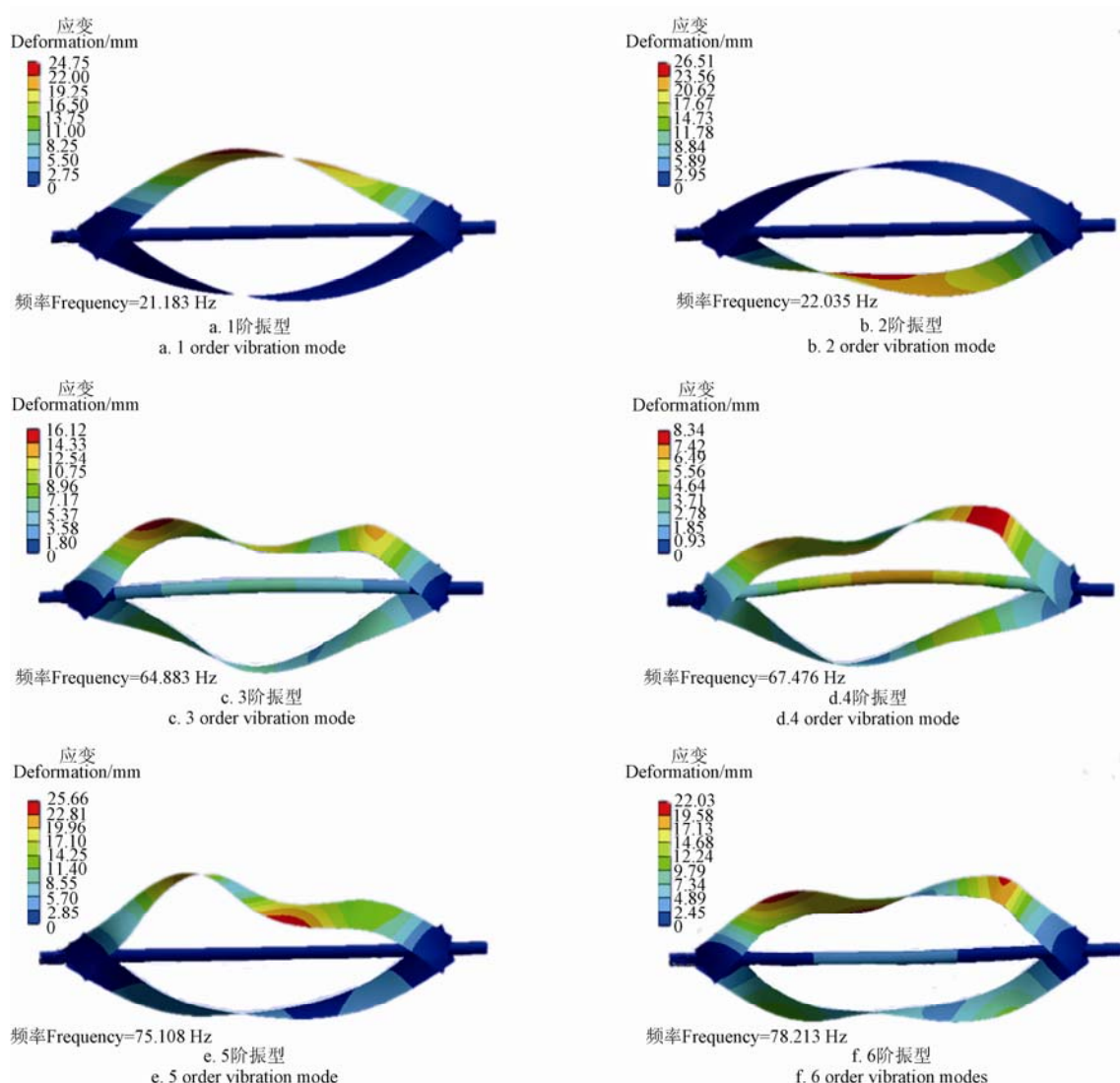


图 3 前 6 阶模态分析图

Fig.3 Sixth steps modal analysis diagram

由图 3 可知, 2 阶扭转振动对螺旋圆弧摘果搅龙强度的影响最大, 装置的振动可以用各阶的固有

振型线性组合来表示, 其低阶的振型对装置的振动影响程度要比高阶振型大, 所以, 低阶振型决定了

装置的振动特性。由图 3 可知, 摘果搅龙的前 6 阶弹性模态频率分布在 21.183~78.213 Hz。

在螺旋圆弧摘果搅龙的整体振动中, 第 1 阶主振型是上摘果搅龙板沿 y 轴方向振动; 第 2 阶主阵型是下摘果搅龙板沿 y 轴方向振动, 第 3 阶主阵型是摘果装置的整体振动, 第 4 阶主振型是摘果装置发生整体弯曲变形, 最大变形处位于轴的中部以及摘果搅龙板弯曲最大处; 第 5 阶主振型是摘果搅龙板弯曲扭转; 第 6 阶主振型是摘果装置整体弯曲和扭转, 引起波浪状变形。通过对前 6 阶振型的分析可以看出, 该摘果装置的前 6 阶模态在摘果搅龙板弯曲最大处产生最大变形。

当激励的频率以及结构的固有频率能够满足如下关系时, 装置就不会产生共振^[9]。

$$0.75\omega_0 < \omega < 1.3\omega_0 \tag{3}$$

式中, ω_0 为固有频率, Hz; ω 为激励频率, Hz。

由于所采用收获机的动力装置激励频率较低, 且轮式行走装置的轮胎对振动的高频部分能起到衰减作用, 所以传到机身的主要是低频 (0~15 Hz) 随机振动^[11-12]。而由图 3 可知摘果搅龙发生振动的频率区间在 21.183~78.213 Hz, 与传到机身的频率 0~15 Hz 不在同一区间内, 因此行走装置的激励作用不会使螺旋圆弧摘果搅龙发生共振, 说明这种结构的设计较为合理。

4 动平衡检测

4.1 检测设备及安装

根据试验对象的特点, 结合现有的试验条件, 选用 HKW-3000 型万向节传动硬支承平衡机(上海徕克端动平衡机有限公司生产)作为试验设备。主要参数: 工件最大质量 3 000 kg; 工件最大直径 $\Phi 2\,400\text{ mm}$; 主轴转速 180~1 500 r/min; 两支承间最小距离 70 mm; 传动轴法兰至支承中心最大距离 3 000 mm; 电动机功率 7.5 kW; 不平衡减少率 $\geq 95\%$ 。

摘果搅龙在平衡机的安装如图 4 所示。在摘果搅龙的两端及中间分别安装平衡凸台 1、2、3 进行试验。

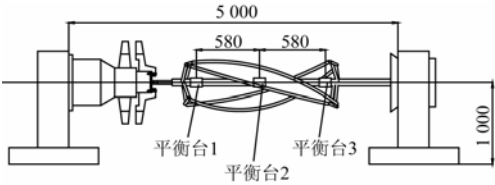


图 4 摘果搅龙动平衡安装示意图

Fig.4 Picking-fruit stirring dragons dynamic balancing installation schematic diagram

4.2 检测过程及试验结果

为确保试验安全, 在初始运行时不能越过 1 阶转速。因此, 首先选择在 500 r/min 转速下进行

平衡。平衡面为 2 号平衡凸台, 平衡后转子能十分平稳地越过第一阶转速。随后选择在 600 r/min 转速下进行平衡, 平衡面仍为 2 号平衡凸台, 平衡后转子能十分平稳地越过 2 阶转速。在 700 及 800 r/min 的转速下进行平衡, 平衡面为 1 号和 3 号平衡凸台, 平衡后的摘果搅龙运行平稳。动平衡试验结果如表 2 所示。

表 2 动平衡试验结果

Table 2 Experimental factors and their changing limits						
转速 Rotate speed/(r·min ⁻¹)	平衡前振幅 Vibration amplitude before balance/ μm			平衡后振幅 Vibration amplitude after balance/ μm		
	平衡台 1 Balancer 1	平衡台 2 Balancer 2	平衡台 3 Balancer 3	平衡台 1 Balancer 1	平衡台 2 Balancer 2	平衡台 3 Balancer 3
	1	2	3	1	2	3
	500	118	137	123	54	68
600	152	175	163	83	95	89
700	137	161	146	67	86	72
800	145	158	132	60	78	68

检测结果表明, 动平衡对减小摘果搅龙的振动幅值效果非常显著, 动平衡后摘果搅龙的振幅均 $\leq 100\text{ }\mu\text{m}$, 说明动反力很小, 减振效果理想。根据文献[13], 摘果搅龙的振幅应 $\leq 800\text{ }\mu\text{m}$ 。因此设计符合要求。

5 性能试验与结果分析

5.1 试验方法与测试指标

试验对象品种为鲁花 11 号, 分枝 7~11 条, 株型紧凑, 结果整齐集中, 百果质量 210.0 g 左右, 百仁质量 90.0 g 以上^[15]。配套动力为兖州 30 拖拉机 (22 kW), 作业速度选择 II 档 (6.4 km/h)。试验地点选择青岛市平度店子镇花生试验田。试验选用 5 个小区进行重复试验, 每个测试区为长 30 m 的 2 垄地段, 取试验平均值并做记录。

试验所用花生挖掘后在试验田晾晒 2 d, 抽样统计如表 3 所示。

表 3 花生植株生长状况

Table 3 Status of peanut growth

垄号 Ridge number	单株蔓苗高度 One seedling height/mm	单株蔓质量 One seedling quality/g	单株花生果质量 One seedling's peanuts quality/g
1	475.7	109.3	137.9
2	506.9	112.0	158.7
3	532.7	112.7	145.2
4	501.3	142.7	129.7
5	492.1	138.1	122.4
6	489.8	135.9	108.3
7	481.2	151.2	114.8
8	440.2	149.3	126.8
9	451.8	129.3	134.7
10	466.8	101.8	148.3

根据《中华人民共和国农业行业标准—花生收获机作业质量》(NY/ 7502-2002), 各试验指标定义如下:

1) 摘果率

收集所有花生蔓, 将蔓上未被摘下的果摘下称质量, 测出集果装置中花生果质量。按式 (4) 计算摘果率, 并求出 5 个小区的平均值。

$$A = (W - W_n) / W \times 100\% \quad (4)$$

式中, A 为摘果率, %; W_n 为蔓上未被机具摘下的荚果, g; W 为花生果的总质量, g。

2) 破碎率

在荚果排出口取样, 每次取样约 1 000 g, 每次取样间隔 10 s, 共取样 5 次。所有荚果中找出果壳破碎能见到花生仁的荚果称其质量。按式 (5) 计算破碎率, 并求出 5 次取样的平均值。

$$P = W_s / W \times 100\% \quad (5)$$

式中, P 为破碎率, %; W_s 为破碎荚果质量, g。

3) 生产效率

测出集果装置中花生果质量, 按式 (6) 计算生产效率, 并求出 5 个小区的平均值。

$$E = W_z / T \quad (6)$$

式中, E 为生产效率, kg/h; W_z 为蔓上被机具摘下的荚果, kg; T 为纯工作时间, h。

5.2 试验影响因素及设置

由花生摘果装置的田间试验以及工作经验可知: 此全喂入式花生摘果装置的性能指标主要取决于摘果机构转速 X_1 、摘果搅龙长度 X_2 、摘果搅龙宽度 X_3 等方面的参数。

试验因素及其水平如表 4 所示。

表 4 试验因素及水平
Table 4 Experimental factors and levels

水平 Level	摘果机构转速 X_1 Revolving speed of peanut picking-off (r·min ⁻¹)	摘果搅龙长度 X_2 Length of stirring dragons/cm	摘果搅龙宽度 X_3 Width of stirring dragons/cm
-1	500	145	41
0	550	165	46
1	600	180	51

花生摘果性能指标: 生产效率、摘果率和破碎率依据《中华人民共和国农业行业标准—花生收获机作业质量》(NY/7502-2002) [4] 来执行。

由于分析试验的指标和多个试验因素之间存在多元非线性回归的关系, 所以本文采用响应面分析法 (RSM) 进行分析。根据 Box-Behnken Design (BBD) 试验设计原理, 对摘果机构转速 X_1 、摘果搅龙长度 X_2 以及摘果搅龙宽度 X_3 进行 3 因素 3 水平的响应面试验分析, 试验中测定摘果

率 Y_1 (%)、破碎率 Y_2 (%) 以及生产效率 Y_3 (kg/h) 作为响应值。采用 3 因素 2 次回归正交旋转组合试验设计方案对影响试验指标的 3 个主要参数组合进行优化。

响应面分析方案及试验结果如表 5 所示。

表 5 响应面分析方案及试验结果
Table 5 Experimental plan and results of response surface method

试验号	X_1	X_2	X_3	Y_1 /%	Y_2 /%	Y_3 /(kg·h ⁻¹)
1	-1	-1	0	96.8	0.15	800
2	-1	1	0	97.9	0.6	880
3	1	-1	0	97.6	1.0	1020
4	1	1	0	99.3	1.6	1200
5	0	-1	-1	96.5	0.18	850
6	0	-1	1	97.9	0.4	985
7	0	1	-1	98.5	1.4	1005
8	0	1	1	98.9	0.9	1180
9	-1	0	-1	96.9	0.2	810
10	1	0	-1	97.9	0.8	1000
11	-1	0	1	97.6	0.7	900
12	1	0	1	98.8	1.5	1170
13	0	0	0	98.3	0.5	1010
14	0	0	0	98.2	0.7	1000
15	0	0	0	98.4	0.6	990

5.3 试验结果与分析

采用 3 因素 2 次回归正交旋转组合试验设计方案, 对影响试验指标的 3 个主要试验参数组合进行显著性分析, 并对试验结果进行二次多项方程的拟合, 获得摘果率 Y_1 、破碎率 Y_2 以及生产效率 Y_3 的响应面模型方程, 然后再对得到的结果进行优化 [20-25]。

5.3.1 摘果率

1) 显著性检验

摘果率响应面模型回归系数及其显著性检验如表 6 所示。

从表 6 可见, 摘果机构转速 (X_1) 和摘果搅龙长度 (X_3) 的交互项 (X_1X_3) 的值大于 0.05, 说明摘果机构转速和摘果搅龙长度的交互项不显著, 除此以外其他各项的 F 检验均很显著, 说明试验响应值的变化非常复杂, 各个试验因素对响应值的影响不是简单的线性关系, 而存二次关系, 且 3 因素间存在明显的交互作用。

由于响应面的回归模型 F 检验呈很显著 ($P=0.0001 < 0.05$); 模型的校正决定系数 $\text{Adj } R^2=0.9791$, 说明该模型能够解释 97.91% 响应值变化, 仅有总变异的 2.09% 不能用此模型来解释; 复相关系数达到 0.9909, 说明回归模型相对于纯误差失拟不显著, 试验误差小。

表 6 回归系数及其显著性检验
Table 6 Regression coefficient and significance test of response surface analysis

回归项 Regression terms	回归系数 Regression coefficient	方差 Variance	F 值 F value	P 值 P value
模型	—	0.69	84.41	0.0001
X_1	0.5375	2.31	281.37	0.0001
X_2	0.5125	2.10	255.80	0.0001
X_3	0.3250	0.85	102.87	0.0001
X_1X_2	0.1250	0.062	7.61	0.0282
X_1X_3	0.1000	0.040	4.87	0.0631
X_2X_3	0.2500	0.25	30.43	0.0009
X_1^2	-0.1625	0.11	13.54	0.0079
X_2^2	-0.1625	0.11	13.54	0.0079
X_3^2	-0.2875	0.35	42.37	0.0003
标准差	0.091	R^2		0.9909
均值	98.51	Adj R^2		0.9791
变异系数/%	0.092	Pred R^2		0.8998
预报平方和	0.63	信噪比		30.211

2) 各因素影响效应分析

为了更直观的分析摘果机构转速、摘果搅龙长度及摘果搅龙宽度对花生摘果率的影响, 利用 Matlab 图形设计技术绘制四维切片图来直观描述因素对指标的影响效应。摘果装置转速、摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度 3 个因素与摘果率影响效应如图 5 所示。总体影响趋势为: 摘果装置转速越高、摘果搅龙长度越长、摘果搅龙宽度越大, 则花生果摘果率越高, 反之则摘果率低。

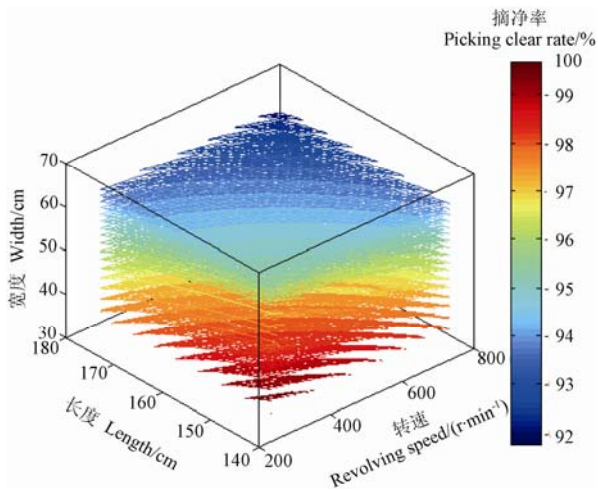


图 5 摘果率与摘果机构转速、摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度的四维切片图

Fig.5 Four-dimensional chip figure of strip clean rate with rotate speed, stirring dragon length and width

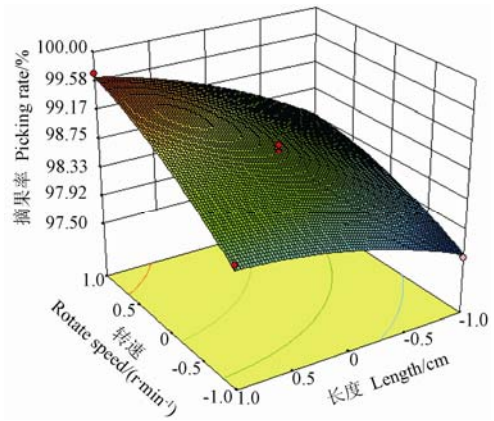
双因素交互效应分析:

任意固定某个因素在 0 水平, 研究其余 2 个因素间的交互效应。应用统计分析的方法作出响应曲面图与等值线图, 分析摘果装置转速、摘果搅龙长度及摘

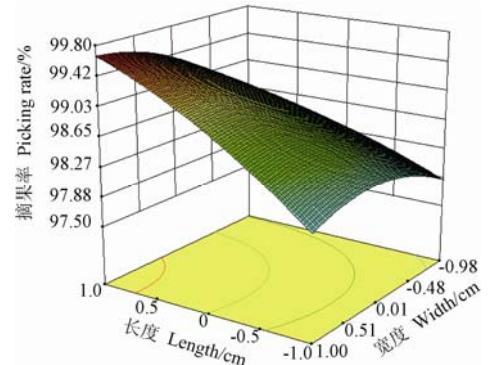
果搅龙宽度之间的交互作用对摘果率的影响。

摘果装置转速及摘果搅龙长度的交互效应:

由图 6a 可以看出, 摘果率随着摘果装置转速的增加而逐渐增大, 要使摘果率最大, 最优的摘果装置转速范围应在 0~1 水平(实际值 550~600 r/min)之间。摘果率随着摘果搅龙长度的增加而渐减增加, 但是当摘果搅龙长度达到一定值时, 摘果率随摘果搅龙长度逐渐增加的趋势减少, 说明在试验-1~0 水平时就已经将大部分的花生果摘下。



a. 摘果率与摘果机构转速、摘果搅龙长度的三维图
a. Three-dimensional figure of picking rate with rotate speed, stirring dragon length



b. 摘果率与摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度的三维图
b. Three-dimensional figure of picking clear rate with stirring dragon length and width

图 6 摘果率与双因素的三维图

Fig.6 Three-dimensional figure of picking clear rate with double factors

摘果搅龙长度及摘果搅龙宽度的交互效应由图 6b 可以看出, 摘果率随着摘果搅龙长度的增加而逐渐的增大, 要使摘果率最大, 最优的摘果装置转速范围应该保持在 0~1 水平(实际值 145~180 r/min)之间。最优的摘果搅龙宽度范围应处于 0 水平(实际值为 460 mm)附近。

各因素的最优参数组合分析:

参数优化理想的结果是在约束条件范围内尽可能提高摘果的数值, 因此将其作为评价指标, 通

过优化对建立的摘果率全因子二次回归模型进行优化求解, 优化约束条件为。

目标函数: $\max Y_1(X_1, X_2)$ 。

变量区间: $-1 \leq X_1 \leq 1, -1 \leq X_2 \leq 1$

利用牛顿迭代法进行规划求解, 得到在摘果率最大时的最佳试验参数组合, 优化得到的最佳参数组合为: 摘果装置转速 599.72 r/min, 摘果搅龙长度 171.71 cm, 摘果搅龙宽度 45.33 cm, 优化后的摘果率理论值为 99.7301%。

5.3.2 破碎率

1) 显著性检验

破碎率响应面模型回归系数及其显著性检验如表 7 所示。

表 7 回归系数及其显著性检验

Table 7 Regression coefficient and significance test of response surface analysis

回归项 Regression terms	回归系数 Regression coefficient	方差 Variance	F 值 F value	P 值 P value
模型	—	1.55	34.45	0.0006
X_1	0.1781	2.80	40.11	0.0014
X_2	0.1408	8.82	196.80	0.0001
X_3	0.5329	2.42	532.78	0.0007
X_1X_2	2.7438	0.072	7.91	0.0422
X_1X_3	4.0001	0.080	9.89	0.0371
X_2X_3	1.1428	0.00025	0.83	0.3891
X_1^2	-1.7620	0.67	14.82	0.0120
X_2^2	-4.0816	0.58	12.28	0.0389
X_3^2	-9.2002	0.19	4.15	0.0971
标准差	0.21	R^2		0.9841
均值	2.59	Adj R^2		0.9556
变异系数/%	8.20	Pred R^2		0.9237
预报平方和	2.50	信噪比		19.774

从表 7 可见, 摘果装置长度 (X_2) 和摘果搅龙宽度 (X_3) 的交互项 (X_2X_3) 以及摘果搅龙宽度 (X_3) 的平方项的值大于 0.05, 说明摘果机构转速和摘果搅龙长度的交互项以及摘果搅龙宽度的平方项不显著, 除此以外其他各项的 F 检验均很显著。

由于响应面的回归模型 F 检验呈很显著 ($P=0.0006 < 0.05$); 模型的校正决定系数 Adj $R^2=0.9841$, 说明该模型能够解释 98.41%响应值变化, 仅有总变异的 1.59%不能用此模型来解释; 复相关系数达到 0.9556, 说明回归模型相对于纯误差失拟不显著, 试验误差小。

2) 各因素影响效应分析

利用 Matlab 图形设计技术绘制四维切片图来直观描述摘果装置转速、摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度 3 个因素与破碎率影响效应, 如图 7 所示。总

体影响趋势为: 摘果装置转速越低、摘果搅龙长度越长、摘果搅龙宽度越大, 则花生果破碎率越高, 反之则破碎率低。

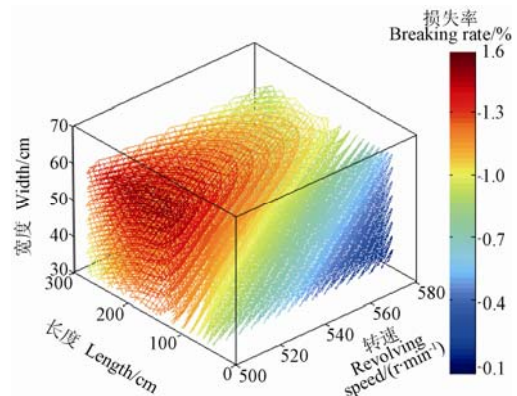


图 7 破碎率与摘果机构转速、摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度的四维切片图

Fig.7 Four-dimensional chip figure of break rate with rotate speed, stirring dragon length and width

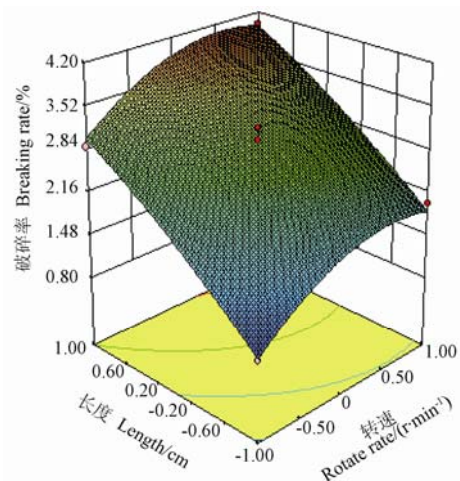
3) 双因素交互效应分析

摘果装置转速及摘果搅龙长度的交互效应:

由图 8a 可以看出, 破碎率随着摘果装置转速的增加而逐渐增大, 要使破碎率最小, 最优的摘果装置转速范围应在 -1~0 水平 (实际值 500~550 r/min) 之间。最优的摘果搅龙长度范围应在 -1~0 水平。

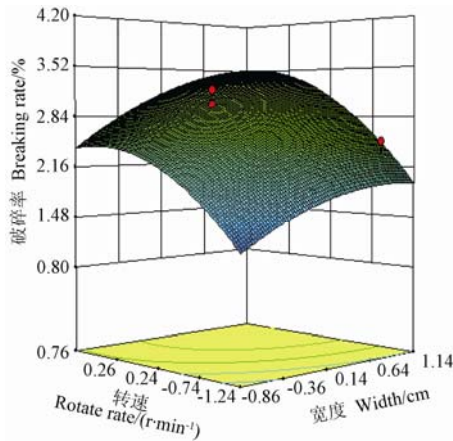
摘果搅龙长度及摘果搅龙宽度的交互效应:

由图 8b 可以看出, 破碎率随着摘果装置转速的增加而逐渐增大, 要使破碎率最小, 最优的摘果装置转速范围应在 -1~0 水平 (实际值 500~550 r/min) 之间。最优的摘果搅龙宽度范围应在零水平 (实际值 460 mm) 附近。



a. 破碎率与摘果机构转速、摘果搅龙长度的三维图

a. Three-dimensional figure of breaking rate with rotate speed, stirring dragon length



b. 破碎率与摘果机构转速、摘果搅龙宽度的三维图
b. Three-dimensional figure of breaking rate with rotate speed and stirring dragon width
图 8 破碎率与双因素的三维图
Fig.8 Three-dimensional figure of breaking rate with double factors

4) 各因素的最优参数组合

经试验分析得出，影响破碎率的因素优化组合为：摘果装置转速 503.81 r/min，摘果搅龙长度 146.65 cm，摘果搅龙宽度 45.87 cm，优化后的破碎率理论值为 0.54398%。

5. 3. 3 生产效率

1) 显著性检验及数学模型的建立

生产效率响应面模型回归系数及其显著性检验如表 8 所示。

表 8 回归系数及其显著性检验
Table 8 Regression coefficient and significance test of response surface analysis

回归项 Regression terms	回归系数 Regression coefficient	方差 Variance	F 值 F value	P 值 P value
模型	—	41099	13.31	0.0054
X_1	13.6554	40612	13.15	0.0151
X_2	-198.187	16530	53.53	0.0007
X_3	-205.923	28800	9.33	0.0283
X_1X_2	0.06857	1440	3.66	0.0733
X_1X_3	0.0100	25	0.00089	0.9318
X_2X_3	1.57143	75625	24.49	0.0043
X_1^2	-0.02166	10833.33	3.51	0.1200
X_2^2	0.29661	30464	9.86	0.0256
X_3^2	-0.46667	502.56	0.16	0.7033
标准差	55.57	R^2		0.9599
均值	836.67	Adj R^2		0.9878
变异系数/%	6.64	Pred R^2		0.9040
预报平方和	22960	信噪比		13.554

由于响应面的回归模型 F 检验呈很显著 ($P=0.0054 < 0.05$)；模型的校正决定系数 Adj $R^2=0.9599$ ，说明该模型能够解释 95.99%响应值变化，仅有总变异的 4.01%不能用此模型来解释；复相关系数达到 0.9878，说明回归模型相对于纯误差

失拟不显著，试验误差小。

2) 各因素影响效应分析

摘果装置转速、摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度 3 个因素与生产效率影响效应如图 9 所示。总体影响趋势为：摘果装置转速越高、摘果搅龙长度越长、摘果搅龙宽度越大，则花生果生产效率越高，反之则生产效率低。

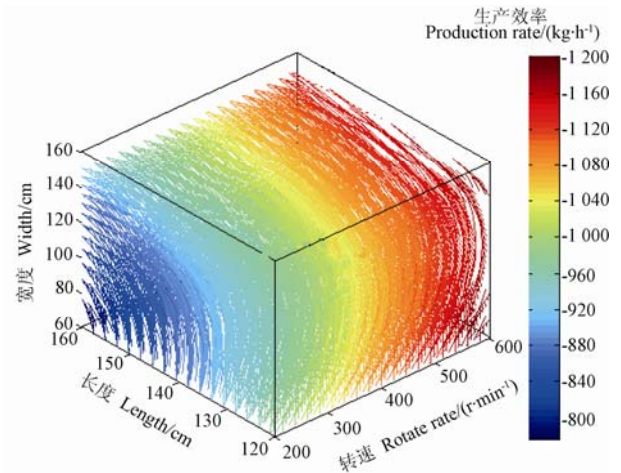


图 9 生产效率与摘果机构转速、摘果搅龙长度、摘果搅龙宽度的四维切片图
Fig.9 Four-dimensional chip figure of productivity with rotate speed, stirring dragon length and width

3) 双因素交互效应分析

由图 10 可以看出，生产效率随着摘果搅龙长度的增加而逐渐增大，生产效率随着摘果搅龙宽度的增加而逐渐增大。

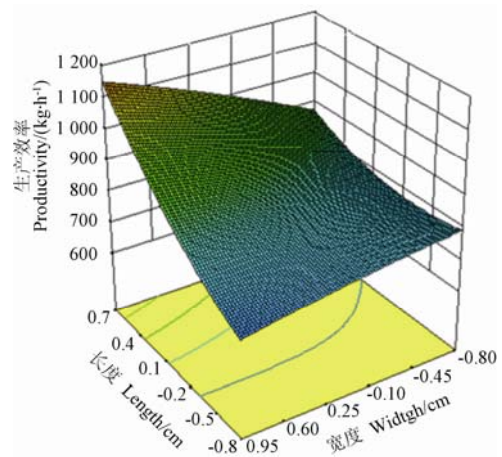


图 10 生产效率与摘果装置长度、摘果搅龙宽度的三维图
Fig.10 Three-dimensional figure of productivity with stirring dragon length and width

4) 各因素的最优参数组合

参数优化理想的结果是在约束条件范围内尽可能提高生产效率的数值，得到在生产效率最大时

的最佳试验参数组合, 优化得到的最佳参数组合为: 摘果装置转速 590.7 r/min, 摘果搅龙长度 177.89 cm, 摘果搅龙面板宽度 50.27 cm, 优化后的生产效率理论值为 1245.76 kg/h。

5.4 响应面优化结果及试验验证

5.4.1 优化结果

参数优化理想的结果是在约束条件范围内尽可能增大摘果率, 减小损失率, 提高生产效率, 得到在满足上述条件时的最佳试验参数组合。

通过综合分析, 影响摘果率、破碎率、生产效率的因素优化组合为: 摘果装置转速 595.47 r/min, 摘果搅龙长度 168.43 cm, 摘果搅龙面板宽度

46.77 cm, 优化后的摘果率理论值为 99.382%; 破碎率理论值为 0.2243%; 生产效率理论值为 1 100.34 kg/h。将因素的优化组合进行圆整: 摘果装置转速 595 r/min, 摘果搅龙长度 168 cm, 摘果搅龙面板宽度 47 cm, 得到的摘果率理论值为 99.274%; 破碎率理论值为 0.22615%; 生产效率理论值为 1 098.45 kg/h, 与最优值差别不大, 这个差异在实际作业过程中影响可以忽略。

5.4.2 试验验证

对优化后的理论值进行试验验证。对所得的优化及圆整结果在相同的试验条件下进行试验, 结果如表 9 所示。

表 9 优化组合试验
Table 9 Optimum combination test

	摘果装置转速 Revolving speed of peanut picking-off/(r·min ⁻¹)	摘果搅龙长度 Length of stirring dragons/cm	摘果搅龙宽度 Width of stirring dragons/cm	摘果率 Picking clear rate/%	破损率 Breaking rate/%	生产效率 Productivity/(kg·h ⁻¹)
优化值 Merit value	595.47	168.43	46.77	99.31	0.228	1099.73
圆整值 Round numbers	595	168	47	99.25	0.234	1098.21

通过对优化、圆整后的摘果装置转速、摘果搅龙长度及摘果搅龙面板宽度进行试验, 结果与理论值十分接近。考虑到实际生产中存在干扰, 可以认为理论值的正确性, 且试验结果满足花生摘果机行业标准 NY/T 993-200 (摘果率 $\geq 98\%$; 破碎率 $\leq 1.0\%$; 生产效率 ≥ 800 kg/h)。

6 结 论

1) 通过对模型的模态分析, 确定了摘果机构的前 6 阶固有模态频率分布在 21.183~78.213 Hz 之间。由于传递到摘果机构的振动频率主要为低频 (0~15 Hz), 所以不会引起共振现象。

2) 通过多指标响应面综合试验分析, 得到优化后的花生联合收获机螺旋圆弧面板式摘果机构的相关参数组合为: 螺旋圆弧摘果搅龙的转速为 595 r/min, 摘果搅龙的长度为 1 680 mm, 摘果搅龙的宽度为 470 mm。

3) 田间试验表明, 该装置作业性能良好, 能够显著的提高作业性能, 其中花生摘果率 99.25%, 生产效率 1 098.21 kg/h, 破碎率 0.234%, 均优于行业标准 (NY/T 993-2006)。

[参 考 文 献]

[1] 赵荣东. 发展花生收获机械迫在眉睫[J]. 农业机械, 2004, 9(4): 4-5.
Zhao Rongdong. Development of peanut harvesting machinery is imminent[J]. Agricultural machinery, 2004, 9(4): 4-5. (in Chinese with English abstract)

[2] 于向涛, 胡志超, 顾峰伟. 花生摘果机械的概况与发展[J]. 农业机械学报, 2011, 27(3): 10-13.
Yu Xiangtao, Hu Zhihao, Gu Fengwei. General situation and development on peanut pickers[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2011, 27(3): 10-13. (in Chinese with English abstract)
[3] 孙同珍. 花生联合收获机摘果及清选部件的设计与试验研究[D]. 青岛: 青岛农业大学, 2009.
Sun Tongzhen. Research and Test on Peanut Combine Stripping and Cleaning Device[D]. Qingdao: Qingdao Agricultural university, 2009. (in Chinese with English abstract)
[4] NY/ 7502- 2002, 中华人民共和国农业行业标准—花生收获机作业质量[S].
NY/7502-2002, Agricultural industry standard of the People's Republic of China-Quality of peanut harvesting machine operation[S].
[5] NY/T 993-2006, 中华人民共和国农业行业标准—花生摘果机作业质量[S].
NY/T 993-2006, Agricultural industry standard of the People's Republic of China-Quality of peanut picking off machine operation[S]
[6] 殷良. 干湿两用花生脱果机: 中国, CN200420075180.1[P]. 2006-02-26.
Yin Liang, Dry-wet amphibious peanut fruit-picking machine. CN200420075180.1[P]. 2006-02-26.
[7] 孙同珍, 尚书旗. 4HQL-2 型花生联合收获机摘果及清选部件的研制[J]. 农机化研究, 2009, 31(6): 54-57.
Sun Tongzhen, Shang Shuqi. Design of stripping and

- cleaning system of 4HQL-2 type full-feed peanut combine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(6): 54—57. (in Chinese with English abstract)
- [8] 杨然兵, 徐玉凤. 花生机械收获中根、茎、果节点的力学试验与分析[J]. 农业工程学报, 2009, 25(9): 127—132. Yang Ranbing, Xu Yufeng. Tests and analyses of mechanical properties of peanut root stem and nut node in mechanical harvest[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(9): 127—132. (in Chinese with English abstract)
- [9] 曹树谦. 多自由度系统的复模态分析[M]. 天津: 天津大学出版社, 2001: 57—154.
- [10] 闻邦椿. 弹性连杆式振动机械的动力学参数的设计与计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 132—170.
- [11] 龚培康. 拖拉机机架有限元分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994: 134—136.
- [12] 郭正康. 论农用运输车的安全性能与设计[J]. 农业机械学报, 1992, 23(4): 102—109. Guo Zhengkang. Safety performance and design of farm transport vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1992, 23(4): 102—109. (in Chinese with English abstract)
- [13] 王晓燕, 梁洁, 尚书旗. 花生摘果机具的研究现状与性能分析[J]. 农机化研究, 2006, 28(11): 39—42. Wang Xiaoyan, Lian Jie, Shangshuqi. Research situation and performance analysis on peanut strippers[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006, 28(11): 39—42. (in Chinese with English abstract)
- [14] DB37/T316-2002, 农业机械作业质量-花生机械收获[S]. DB37/T316-2002, Agricultural machinery operation quality - peanut harvesting machinery[S].
- [15] 吴德相. 鲁花 11 号花生[J]. 种子科技, 1993, 9(4): 45. Wu Xiangde. Luhua 11 peanut[J]. Seed science and technology, 1993, 9(4): 45. (in Chinese with English abstract)
- [16] 蔡兴旺. 旋转回归设计在农机试验中的应用[J]. 农业工程学报, 1998, 14(2): 54—58. Cai Xingwang. Experimental research on gyrating regression design of agricultural machinery tests[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1998, 14(2): 54—58. (in Chinese with English abstract)
- [17] 张宏梅, 陆明. 正交回归法在机械优化设计中的应用[J]. 解放军理工大学学报, 2002, 3(4): 50—53. Zhang Hongmei, Lu Ming. Orthogonal regression method application in mechanical optimal design[J]. Journal of PLA University of Science and Technology, 2002, 3(4): 50—53. (in Chinese with English abstract)
- [18] 黄玉碧, 明道绪. 三因素随机区组试验结果的二次回归分析法[J]. 四川农业大学学报, 1997, 15(4): 424—430. Huang Yubi, Ming Daoxu. A quadratic regression analysis method for the results of randomized block design with three experimental factors[J]. J. Sichuan Agric. Univ, 1997, 15(4): 424—430. (in Chinese with English abstract)
- [19] 胡志超, 王海鸥, 彭保良. 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(10): 131—136. Hu Zhichao, Wang Haiou, Peng Baoliang. Optimized design and experiment on semi-feeding peanut picking device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 131—136. (in Chinese with English abstract)
- [20] 陈有庆, 王海鸥, 胡志超. 半喂入花生联合收获损失致因与控制对策研析[J]. 中国农机化, 2011(1): 72—77. Chen Youqing, Wang Haiou, Hu Zhichao. Research and analysis on harvest loss causes and control strategies of half -feeding peanut combine harvester[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2011(1): 72 — 77. (in Chinese with English abstract)
- [21] 曾杰, 鲁东. 计算机辅助设计(CAD)在农业机械中的应用及实践[J]. 中国农机化, 2000(4): 33—34. Zeng Jie, Lu Dong. Computer aided design (CAD) in the application of agricultural machinery and practice[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2000(4): 33—34. (in Chinese with English abstract)
- [22] 任娟, 崔军, 张敏. 基于 Pro/E 的优化设计在农业机械设计中的应用[J]. 中国农机化, 2008(3): 24—26. Ren Juan, Cun Jun, Zheng Min. The application of optimum design base on Pro/E in agro-machinery design[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2008(4): 24—26. (in Chinese with English abstract)
- [23] 贾晶霞, 张东兴. 基于计算机模拟的挖掘铲参数优化与试验分析[J]. 华中农业大学学报, 2005, 56(1): 103—105. Jia Jingxia, Zhang Dongxing. Parameters optimization and experiments of potato digger blade based on computer simulation[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2005, 56(1): 103 — 105. (in Chinese with English abstract)
- [24] 张黎骅, 徐中明, 苟文. 滚筒-栅条式银杏脱壳机结构参数的优化[J]. 农业工程学报, 2012, 29(10): 39—45. Zhang Liwua, Xu Zhongming, Gou Wen. Experimental research on gyrating regression design of agricultural machinery tests[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 29(10): 39 — 45. (in Chinese with English abstract)

- [25] 魏效玲, 赵立新. 多指标试验设计综合加权评分值的确定[J]. 河北建筑科技学院学报, 2003, 20(4): 68—72.
Wei Xiaoling, Zhao Lixing. Determine on synthetically

weighted mar value of multiple attribute test[J]. Journal of Hebei Institute of Architectural Science and Technology, 2003, 20(4): 68—72. (in Chinese with English abstract)

Design and test of picking mechanism in 4HJL-2 peanut combines

Wang Dongwei^{1,2}, Shang Shuqi^{2*}, Han Kun²

(1. Department of Engineering, Shenyang Agricultural University, Shenyang 110866, China; 2. Department of Electromechanical Engineering, Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China)

Abstract: Researches on the peanut harvesting machinery started very early in Western developed countries, mostly on peanut planting methods for large area. Farm planting patterns, the configuration of the peanut plants are more of a sprawling type, so the fruit is picked mostly by large efficient machinery, which generally adopts the lay-in picking method. The peanut harvest more segmented harvest method, namely using peanut excavator digging first Digging, pave the air, and then use peanut collecting picker to pick up the fruit, so its peanut collecting picker is relatively advanced. This machine adopts the grate comb-type pick fruit system, using the spring tooth comb grate with strike action, catsup basically be stripped clean; This machine uses the spring tooth, required to have larger overlap between moving and fixed tooth. Cleaning mechanism consists of vibrating screen and fan, the utilization level of stirring dragons and air flow in pipeline connecting the vacuum degree, catsup well to set fruit box. After being set fruit box filled with, through the oil cylinder will set fruit box.

Our country is a traditional agricultural country, due to some historical reasons, the study of agricultural machinery started relatively late, so peanut picking fruit machine was developed in recent years, and was only applied in some developed areas Most regions still rely on manual picking fruit. Combined domestic research on the feeding type peanut is still in the initial state, the current research on this unit mainly bears the national "11th five-year plan" science and technology plan project "harvest mechanization mining technology research and development and demonstration project" extending stations of Henan agricultural machinery technology, has developed 4 HQL - 120 type full feeding peanut combine; Qingdao agricultural university, this thesis studies is developed 4 HQL - 2 digging combined all pull feeding type peanut combine. Pick fruit of existing devices, look from the principle of picking fruit, mainly by picking fruit components and kernels of mutual impact, friction, comb brush and make the peanut handle fracture, in order to increase the rate of picking fruit and productivity, picking fruit components impact strength increases, but can also make catsup and broken rate and loss rate increased substantially.

This paper introduced the development of the latest achievements of rural science and technology projects in the field of national "the twelfth five-year" -the kind of Spiral arc panel mechanism in the 4HJL-2 type Peanuts Picking -up combine Harvest Machine, analyzed the working principle of the innovative design of Fruit-picking of Spiral arc panel mechanism. It determined the picking-fruit stirring dragon length was 168 cm, the picking-fruit stirring dragon rotational speed was 595 r/min and the picking-fruit stirring dragon panel width was 47 cm. Picking fruit body parameters and the test index between the mathematical model was established by experiment, the dynamic balance and the field experiment was also carried out. The results showed that the spiral arc panel efficiency for the peanut picking fruit institution are good at pick fruit. It has many characteristics, such as the fruit-picking rate was very high (up to 99.25%), the broken rate was very low (up to 0.234%), the productivity was also very high (up to 1098.21 kg/h). Through field test in full compliance with the national standards (NY/7502-2002), it fully met the actual production requirement, laid foundation of the development of peanut combined research.

Key words: agricultural machinery, mehanisms, design, peanut, spiral arc panel

(责任编辑: 鲍洪杰)