

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.S1.012

花椰菜钵苗移栽机栽植机构设计与试验

于英杰 秦伟 赖庆辉 张海军

(昆明理工大学农业与食品学院, 昆明 650500)

摘要: 针对云南省丘陵山区地形特点和坡耕地条件下的作业环境,设计了一种双曲柄五杆式花椰菜钵苗移栽机栽植机构。通过对移栽机五杆机构的分析,确定了五杆机构各杆件长度,并基于线性独立矢量法得到满足五杆机构惯性力平衡条件的各杆件质量矩;结合 Matlab 软件图像处理功能设计与钵苗轮廓相匹配的打孔器;应用 RecurDyn 与 ANSYS 仿真软件,对栽植机构栽植轨迹和打孔器结构强度进行了分析;采用高速摄像验证了栽植机构的栽植轨迹。根据仿真结果,进行了栽植机构栽植性能台架试验,以台架前进速度、栽植频率和入土深度为试验因素,建立了栽植合格率、露苗率和株距变异系数的数学模型,采用响应曲面法优化得到了最佳工作组合,即台架前进速度 0.4~0.54 m/s,栽植频率 50~68 株/min,入土深度 10 cm 时,栽植合格率大于 90%,露苗率小于 5%,株距变异系数小于 5%。设置花椰菜钵苗移栽机组的前进速度为 0.52 m/s,花椰菜钵苗的栽植频率为 61 株/min,打孔器入土深度控制在 10 cm,进行田间试验,结果表明,花椰菜钵苗的栽植合格率为 91.67%,露苗率为 3.33%,株距变异系数为 4.17%,满足花椰菜钵苗移栽农艺要求。

关键词: 花椰菜钵苗移栽;五杆机构;惯性力平衡;线性独立矢量法;响应曲面法

中图分类号: S223.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2020)S1-0102-11

Design and Experiment of Planting Mechanism of Cauliflower Pot Seedling Transplanter

YU Yingjie QIN Wei LAI Qinghui ZHANG Haijun

(Faculty of Agriculture and Food, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: According to the topographic characteristics of Yunnan hilly and mountainous areas and the working environment under sloping farmland conditions, a double-crank five-bar cauliflower pot seedling transplanter planting mechanism was designed. Through the analysis of the five-bar mechanism of the transplanter, the length of each member of the five-bar mechanism was determined, and the mass moment of each member that met the inertial force balance condition of the five-bar mechanism was obtained based on the linear independent vector method. Combining the image processing function of Matlab software to design a punch that matched the contour of the pot seedling. The RecurDyn and ANSYS simulation software was used, and the planting trajectory of the planting mechanism and the structural strength of the punch were analyzed. High-speed photography was used to verify the planting trajectory of the five-bar mechanism. According to the simulation results, the planting performance bench test of the planting mechanism was carried out. Taking the advancement speed of the bench, planting frequency and soil depth as experimental factors, a mathematical model of the planting qualification rate, the rate of exposed seedlings and the coefficient of variation of plant spacing was established. Response surface method was used to optimize, the best working combination was obtained as follows: the advancement speed of the platform was 0.4~0.54 m/s, the planting frequency was 50~68 plants/min, and when the soil depth was 10 cm, the planting qualification rate was greater than 90% and the seedling exposed rate was less than 5%, the coefficient of variation of plant spacing was less than 5%. Set the forward speed of the cauliflower pot seedling transplanter unit to 0.52 m/s, the planting frequency of cauliflower pot seedlings was 61 plants/min, and the penetration depth of the puncher was controlled at 10 cm. The filed test was carried out. The results showed that the cauliflower pot seedlings were planted. The qualified rate was

收稿日期: 2020-08-10 修回日期: 2020-09-19

基金项目: 云南省重大科技专项(2018ZC001)、云南省教育厅项目(2016ZZX048)和云南省高校工程研究中心建设计划项目

作者简介: 于英杰(1980—),女,讲师,主要从事农业机械装备与计算机测控研究,E-mail: 646677093@qq.com

91.67%，the seedling exposed rate was 3.33%，and the coefficient of variation of plant spacing was 4.17%，which met the agronomic requirements for cauliflower pot seedling transplanting.

Key words: cauliflower pot seedling transplanting; five-bar mechanism; inertial balance; linear independent vector method; response surface method

0 引言

云南省是全国蔬菜生产和出口的重要省份,种植蔬菜也成为了农民收入的重要来源^[1-3]。花椰菜是我国民众的主食菜品^[4],云南地区独特的气候条件可以使花椰菜保持一年四季连续种植。当前花椰菜主要种植于滇中南、滇西南海拔 1 000 ~ 1 800 m 的丘陵山区,由于种植地区耕地分散,当前花椰菜钵苗移栽仍以人工栽植为主。人工移栽过程中,劳动力成本占到了全部成本的 73.66%^[5],不利于花椰菜的产业化发展;此外,人工移栽作业粗犷,不能保证花椰菜钵苗移栽株行距、栽植深度的一致性,影响移栽后花椰菜钵苗的生长。因此,实现花椰菜钵苗移栽的机械化作业具有重要的意义。

当前,比较成熟的栽植机构包括链夹式^[6]、挠性圆盘式^[7]、行星齿轮式^[8]、多连杆式^[9-11]等,这些栽植机构的栽植轨迹均为有环扣的余摆线,在平整地面上可以保证钵苗的栽植效果,但在云南丘陵山区起伏的地形条件下,上述栽植机构难以保证花椰菜钵苗的移栽质量。目前未见适合丘陵山区的花椰菜钵苗专用移栽机和栽植机构的相关报道。多连杆栽植机构具有加工、制造方便,运动轨迹丰富的特点。为此,本文在多连杆式栽植机构研究的基础上,设计一种双曲柄五杆式栽植机构,基于线性独立矢量法对五杆栽植机构移栽过程中产生的周期性惯性和振动冲击进行平衡优化,以提高栽植机构整体运转的稳定性和花椰菜钵苗移栽时的作业质量。

1 整机结构及工作原理

花椰菜钵苗移栽机栽植机构试验台具体结构如图 1 所示。

电机启动后,带动主动链轮 I 同步转动,通过传动链 I 带动从动链轮 I 转动,从动链轮 I 进一步带动与其同轴的主动链轮 II 和凸轮转动,主动链轮 II 通过传动链 II 将动力传递至从动链轮 II,实现曲柄 I 与曲柄 II 的同步转动;连杆 I 和连杆 II 配合曲柄 I、曲柄 II 运动,并带动固定在连杆 II 末端的鸭嘴式栽植器完成栽植轨迹。同时,转动的凸轮按照其轮廓轨迹线控制拉线开关左右摆动,实现拉线往复运动以控制鸭嘴式栽植器张开闭合,进而完成花椰菜钵苗的栽植。

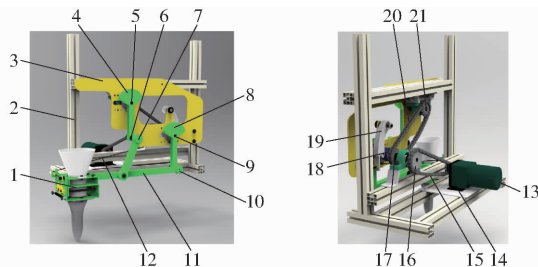


图 1 栽植机构试验台

Fig. 1 Bench test of planting mechanism

1. 鸭嘴式栽植器 2. 固定架 3. 机架 4. 曲柄 I 5. 曲柄 I 轴
6. 连杆 I 轴 7. 连杆 I 8. 曲柄 II 9. 曲柄 II 轴 10. 连杆 II 轴
11. 连杆 II 12. 拉线 13. 电机 14. 主动链轮 I 15. 传动链 I
16. 从动链轮 I 17. 主动链轮 II 18. 凸轮 19. 拉线开关
20. 传动链 II 21. 从动链轮 II

2 五杆栽植机构设计

2.1 五杆栽植机构运动学模型建立

栽植机构的运动简图如图 2 所示,该机构是以双曲柄为原动件的五杆机构;设置双曲柄为等速同向转动。图中: l_1 为五杆机构机架距离, l_2 、 l_3 、 l_5 分别为曲柄 I、连杆 I、曲柄 II 的杆长, l_4 与 l_6 之和为连杆 II 杆长, l_7 为接苗筒高度, l_8 为打孔器长度; θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 θ_4 、 θ_5 分别为机架、曲柄 I、连杆 I、连杆 II、曲柄 II 与 x 轴之间的夹角, θ_6 为 CF 延长线与 FE 之间的夹角; ω_1 、 ω_2 分别为曲柄 II、曲柄 I 转动的角速度。

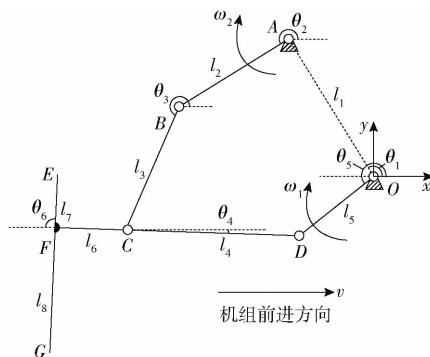


图 2 栽植机构模型图

Fig. 2 Model of planting mechanism

以水平方向为 x 轴,竖直方向为 y 轴,建立直角坐标系,坐标原点为 O 点,如图 2 所示。以此为基础建立五杆栽植机构的运动学模型。

B 点位移方程为

$$\begin{cases} x_B = x_A - l_2 \cos \theta_2 = x_o - l_1 \cos \theta_1 - l_2 \cos \theta_2 \\ y_B = y_A - l_2 \sin \theta_2 = y_o + l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 \\ \theta_2 = \omega_2 t \end{cases} \quad (1)$$

式中 t ——曲柄转动时间

(x_A, y_A) ——曲柄 I 与机架铰接点处坐标

(x_o, y_o) ——曲柄 II 与机架铰接点处坐标

ω_2 ——曲柄转动角速度

D 点位移方程为

$$\begin{cases} x_D = x_o - l_5 \cos\theta_5 \\ y_D = y_o - l_5 \sin\theta_5 \end{cases} \quad (2)$$

根据封闭矢量方程 $\mathbf{l}_{OA} + \mathbf{l}_{AB} + \mathbf{l}_{BC} = \mathbf{l}_{OD} + \mathbf{l}_{DC}$, 得到 C 点位移方程为

$$\begin{cases} x_c = x_B - l_3 \cos\theta_3 = x_D - l_4 \cos\theta_4 \\ y_c = y_B - l_3 \sin\theta_3 = y_D + l_4 \sin\theta_4 \end{cases} \quad (3)$$

联立式(1)~(3), 整理可得 θ_3 计算式为

$$\theta_3 = 2 \arctan \frac{b \pm \sqrt{b^2 + a^2 - c^2}}{a + c} \quad (4)$$

其中

$$\begin{cases} a = 2l_3(l_1 \cos\theta_1 + l_2 \cos\theta_2 - l_5 \cos\theta_5) \\ b = -2l_3(l_1 \sin\theta_1 - l_2 \sin\theta_2 + l_5 \sin\theta_5) \\ c = (l_1 \cos\theta_1 + l_2 \cos\theta_2 - l_5 \cos\theta_5)^2 + \\ (l_1 \sin\theta_1 - l_2 \sin\theta_2 + l_5 \sin\theta_5)^2 + l_3^2 - l_4^2 \end{cases} \quad (5)$$

整理式(3)~(5)可求得 θ_4 , 进而得到 F 点位移方程为

$$\begin{cases} x_F = x_c - l_6 \cos\theta_4 \\ y_F = y_c + l_6 \sin\theta_4 \end{cases} \quad (6)$$

E 点位移方程为

$$\begin{cases} x_E = x_F + l_7 \cos\theta_6 \\ y_E = y_F + l_7 \sin\theta_6 \end{cases} \quad (7)$$

G 点位移方程为

$$\begin{cases} x_G = x_F - l_8 \cos\theta_6 \\ y_G = y_F - l_8 \sin\theta_6 \end{cases} \quad (8)$$

G 点位移方程即打孔器末端点位移方程, 对式(4)~(11)求解一阶导数与二阶导数, 可得到各点的速度方程与加速度方程。

2.2 五杆机构各杆件参数确定

图3为五杆栽植机构工作过程简图, 为避免机架、垄面与五杆栽植机构干涉, 曲柄 I 所能到达的最高点 B_1 应与机架保持一定距离 H_2 , 曲柄 II 所能到达的最低点 D_1 应高于垄面一定距离 H_1 , 因此机架距离地面的高度 H 应满足

$$H = H_1 + H_2 + l_1 \sin\theta_1 + l_2 + l_5 \quad (9)$$

初定 $H = 700$ mm, $H_1 \geq 100$ mm, $H_2 \geq 100$ mm, 代入式(9)后可得

$$l_1 \sin\theta_1 + l_2 + l_5 \leq 500 \text{ mm} \quad (10)$$

人工移栽花椰菜钵苗时, 其定植深度一般为 50~60 mm。因此, 为保证栽植后的钵苗无露苗状况, 确定打孔器末端点进入土壤的深度 $H_3 \geq 60$ mm,

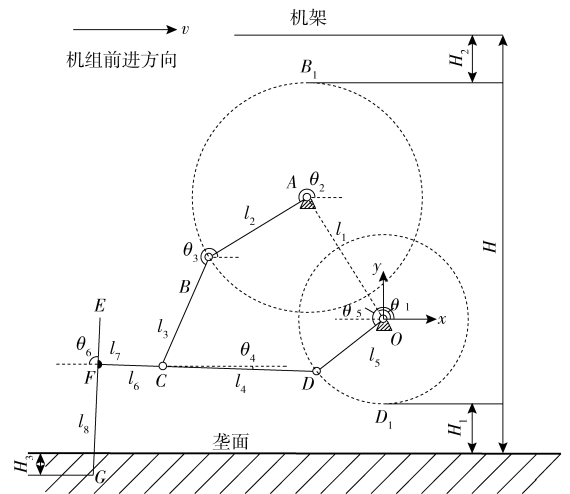


图3 五杆栽植机构工作过程简图

Fig. 3 Schematic of working process of five-bar planting mechanism

结合花椰菜钵苗苗高, 确定 $60 \text{ mm} < l_8 \leq 200 \text{ mm}$, 接苗筒的高度 $l_7 > 60 \text{ mm}$ 。参照市场移栽机栽植机构轨迹高度, 初步确定五杆栽植轨迹高度为 300 mm。

由于栽植机构作业地段位于丘陵山区, 因此连杆 I、连杆 II 结构尺寸应越小越好, 结合栽植机构栽植轨迹可得

$$\begin{cases} l_3 \leq l_4 \leq l_6 \\ l_4 + l_6 \leq 500 \text{ mm} \end{cases} \quad (11)$$

通过调节 l_3 、 l_4 、 l_6 , 可进一步调整获得所需的栽植轨迹。为避免曲柄 I、曲柄 II 在运转过程中干涉, 两曲柄做圆周运动时, 五杆机构在每一时刻都要满足装配条件^[12-15]。故令 $X = \max(l_3, l_4)$, $Y = \min(l_3, l_4)$, l_{BD} 为 B 点与 D 点之间的长度, 由此可得五杆栽植机构的装配条件为^[13, 16]

$$\begin{cases} X + Y \geq l_{BD\max} \\ X - Y \leq l_{BD\min} \end{cases} \quad (12)$$

式中 $l_{BD\max}$ 、 $l_{BD\min}$ —— l_{BD} 的最大、最小值

综合上述分析, 最终确定五杆机构各杆件杆长参数和对应初始安装角为: $l_1 = 205.2$ mm、 $l_2 = 150.0$ mm、 $l_3 = 150.1$ mm、 $l_4 = 215.1$ mm、 $l_5 = 130.0$ mm、 $l_6 = 234.9$ mm、 $l_7 = 80$ mm、 $l_8 = 182$ mm、 $\theta_1 = 133^\circ$ 、 $\theta_2 = 270^\circ$ 、 $\theta_3 = 240^\circ$ 、 $\theta_4 = 0^\circ$ 、 $\theta_5 = 270^\circ$ 、 $\theta_6 = 90^\circ$ 。由于双曲柄为等速同向转动, 结合文献[13]可知 $l_{BD\max} = 225.2$ mm, $l_{BD\min} = 206.17$ mm, 代入式(12)验证, 可知确定的杆件参数满足装配条件。

2.3 五杆栽植机构惯性力平衡研究

为提高五杆栽植机构在丘陵山区移栽作业的稳定性和灵活性, 本文基于线性独立矢量法进行了五杆机构惯性力平衡研究^[17-21], 以期减少机构自身振动对移栽作业的影响。

如图4所示, 设五杆机构总质量为 m , 总质心为

s , 质心加速度为 a_s , 得到机构运转时产生的惯性力方程

$$F = ma_s \quad (13)$$

五杆栽植机构惯性力完全平衡时, 五杆机构各活动杆件运转时其质心位置应保持不变 (即 a_s 为 0)。以线性独立矢量法为基础, 建立了 xOy 坐标系, 见图 4。

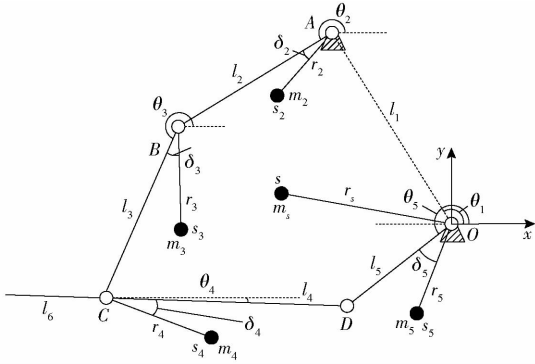


图 4 五杆机构连杆质心的任意位置

Fig. 4 Any position of center mass of five-bar linkage

各杆件的杆长及夹角参数同图 2, 设第 i 个杆件质量为 m_i , 质心位于 s_i 点, 各杆件质心位置用 r_i 和 δ_i 来表示, s 点为机构总质心, 由此可得坐标原点 O 到总质心 s 点的矢量 r_s 为

$$mr_s = \sum_{i=2}^5 m_i r_{si} = (m_2 r_{s2} + m_3 r_{s3} + m_4 r_{s4} + m_5 r_{s5}) \quad (14)$$

机构中各杆件质心矢量可以用复数形式表示, 即

$$\begin{cases} r_{s2} = l_1 e^{i\theta_1} + r_2 e^{i(\theta_2 + \delta_2)} \\ r_{s3} = l_1 e^{i\theta_1} + l_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i(\theta_3 + \delta_3)} \\ r_{s4} = l_5 e^{i\theta_5} + r_4 e^{i(\theta_4 + \delta_4)} \\ r_{s5} = r_5 e^{i(\theta_5 + \delta_5)} \end{cases} \quad (15)$$

可得

$$mr_s = (m_2 + m_3) l_1 e^{i\theta_1} + (m_2 r_2 e^{i\delta_2} + m_3 l_2) e^{i\theta_2} + m_3 r_3 e^{i(\theta_3 + \delta_3)} + m_4 r_4 e^{i(\theta_4 + \delta_4)} + (m_4 l_5 + m_5 r_5 e^{i\delta_5}) e^{i\theta_5} \quad (16)$$

五杆机构的闭合矢量回路方程可以表示为

$$l_1 e^{i\theta_1} + l_2 e^{i\theta_2} + l_3 e^{i\theta_3} = l_4 e^{i\theta_4} + l_5 e^{i\theta_5} \quad (17)$$

式中 $\theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$ 为与时间 t 有关的项, 均非线性独立项。当 r_i 为常数时, 五杆机构的总质心保持不动, 此时式(17)中与时间有关的矢量 $\theta_2, \theta_4, \theta_5$ 其前面的系数应为 0, 联立式(16)、(17)可得惯性力的平衡方程

$$\begin{cases} m_2 r_2 e^{i\delta_2} + m_3 l_2 - m_3 r_3 \frac{l_2}{l_3} e^{i\delta_3} = 0 \\ m_4 r_4 e^{i\delta_4} + m_3 r_3 \frac{l_4}{l_3} e^{i\delta_3} = 0 \\ m_4 l_5 + m_5 r_5 e^{i\delta_5} + m_3 r_3 \frac{l_5}{l_3} e^{i\delta_3} = 0 \end{cases} \quad (18)$$

要使式(18)全部成立, 需满足^[20-21]

$$\begin{cases} m_2 r_2 = m_3 l_2 - m_3 r_3 \frac{l_2}{l_3} \\ m_4 r_4 = m_3 r_3 \frac{l_4}{l_3} \\ m_5 r_5 = m_4 l_5 + m_3 r_3 \frac{l_5}{l_3} \end{cases} \quad (19)$$

$m_2 r_2, m_4 r_4, m_5 r_5$ 分别为曲柄 I、连杆 II、曲柄 II 的质量矩, 若要使式(19)成立, 应满足: $\delta_2 = \delta_4 = \delta_5 = \pi + \delta_3$ 。由于连杆 I 为直杆件, 故其质心位于连杆 I 两端铰接点之间的连线上, 因此取 $\delta_3 = 0^\circ$, 可得 $\delta_2 = \delta_4 = \delta_5 = \pi$, 即要使双曲柄五杆栽植机构完全平衡, 曲柄 I、连杆 II、曲柄 II 的质心位置应位于其各自杆件的反向延长线上, 因此分别在曲柄 I、连杆 II、曲柄 II 的反向延长线上添加配重, 使五杆栽植机构在长时间运转时能保持平衡状态。

在 SolidWorks 软件中对各活动杆件添加材质并进行质量属性测定, 得到五杆机构未平衡时曲柄 I、曲柄 II、连杆 I 及连杆 II 的质量 m_i^o 与相应质心位置 r_i^o , 如表 1 所示。由表 1 可得 $m_2^o r_2^o, m_4^o r_4^o, m_5^o r_5^o$ 分别为: 12.38、132.39、8.84 kg·mm, 因为不平衡的杆件亦为直连杆机构, 其质心位于连杆的中心, 故取 $\delta_2^o = \delta_4^o = \delta_5^o = 0^\circ$ 。

表 1 各杆件质量及质心位置

Tab. 1 Mass and center of mass position of each bar

参数	杆件			
	曲柄 I	连杆 I	连杆 II	曲柄 II
m_i^o /kg	0.165	0.215	0.612	0.136
r_i^o /mm	75.00	75.05	216.32	65.00

将各杆件参数代入式(19), 得到 $m_2 r_2, m_4 r_4, m_5 r_5$ 参数值分别为 16.13、48.38、93.54 kg·mm, 进而可得满足五杆机构惯性力平衡的配重矩方程为^[20-21]

$$\begin{cases} m_2^* r_2^* = \sqrt{(m_2^o r_2^o)^2 + (m_2 r_2)^2} - 2m_2^o r_2^o m_2 r_2 \cos(\delta_2 - \delta_2^o) \\ m_4^* r_4^* = \sqrt{(m_4^o r_4^o)^2 + (m_4 r_4)^2} - 2m_4^o r_4^o m_4 r_4 \cos(\delta_4 - \delta_4^o) \\ m_5^* r_5^* = \sqrt{(m_5^o r_5^o)^2 + (m_5 r_5)^2} - 2m_5^o r_5^o m_5 r_5 \cos(\delta_5 - \delta_5^o) \end{cases} \quad (20)$$

求解式(20), 得到 $m_2^* r_2^*, m_4^* r_4^*, m_5^* r_5^*$ 3 个质量矩参数分别为: 28.51、180.77、102.38 kg·mm。其中 $m_2^* r_2^*, m_5^* r_5^*$ 为曲柄 I、曲柄 II 的配重质量矩, $m_4^* r_4^*$ 为连杆 II 末端固定的鸭嘴式栽植器配重质量矩。以上述结果为基础结合曲柄 I、连杆 II、曲柄 II 的杆长参数即可对五杆栽植机构进行惯性力平衡的优化。

3 打孔器设计

鸭嘴式栽植器具体结构如图5所示。

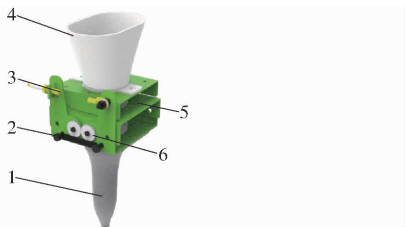


图5 鸭嘴式栽植器结构图

Fig.5 Structure of duckbill planter

1. 打孔器 2. 复位弹簧 3. 拉线 4. 接苗筒 5. 接苗筒支架
6. 啮合齿轮

选取长势均匀的适栽期花椰菜钵苗,基于 Matlab 软件图像处理功能提取其外缘轮廓^[22],如

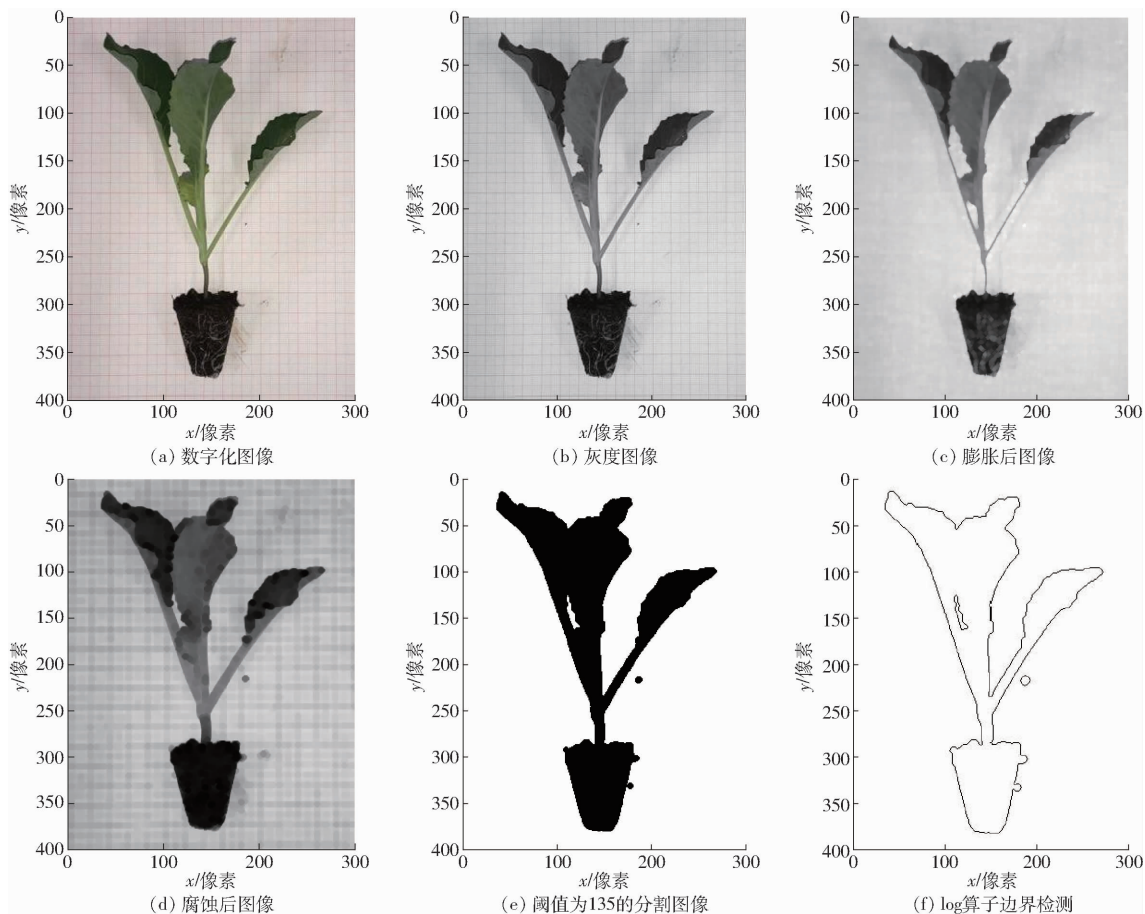


图6 花椰菜钵苗外缘轮廓提取

Fig.6 Extraction of outer border of cauliflower pot seedlings

5.23 rad/s,在机架无前进速度时,得到打孔器末端点静轨迹曲线,如图9a所示,该静轨迹曲线大体平稳光滑,无明显的倾斜,满足五杆栽植机构设计要求。对机架添加前进速度,得到打孔器末端点动轨迹曲线,如图9b所示,动轨迹曲线为余摆线,亦满足栽植轨迹要求。

自 RecurDyn 软件中导出打孔器末端点轨迹数据,采用 Origin 9.1 软件处理后得到打孔器末端点

图6所示。初步描绘出与钵苗外缘轮廓相匹配的打孔器曲线特征,如图7a所示,然后基于 Matlab 软件提取钵苗关键像素点的 (x, y) 值,转换为正常坐标后建立拟合曲线,最终确定具有三位有效数字的6阶多项式函数方程为: $y = -1.29 \times 10^{-6}x^6 + 1.43 \times 10^{-4}x^5 - 5.33 \times 10^{-3}x^4 + 7.57 \times 10^{-2}x^3 - 0.437x^2 + 182$,该方程拟合效果好,曲线形状稳定。

4 仿真分析与试验

4.1 五杆机构运动学仿真分析

基于 RecurDyn 软件^[23]对五杆栽植机构进行动力学仿真分析。对五杆机构模型进行适当简化后导入 RecurDyn 软件中,如图8所示。以机架为基座,对五杆机构双曲柄添加转动副,设置曲柄转速为

水平位移、速度随时间的变化曲线,如图10所示;在位移变化曲线上,都会出现一段近似水平的位移线,表明五杆机构可以为鸭嘴式栽植器提供一个零速时间段;在每个速度曲线变化周期,水平方向速度均出现两个零速点,保证了入土、出土过程中钵苗栽植的稳定性。

4.2 打孔器仿真分析

使用土壤硬度计测定旋耕后10 cm深的土壤硬

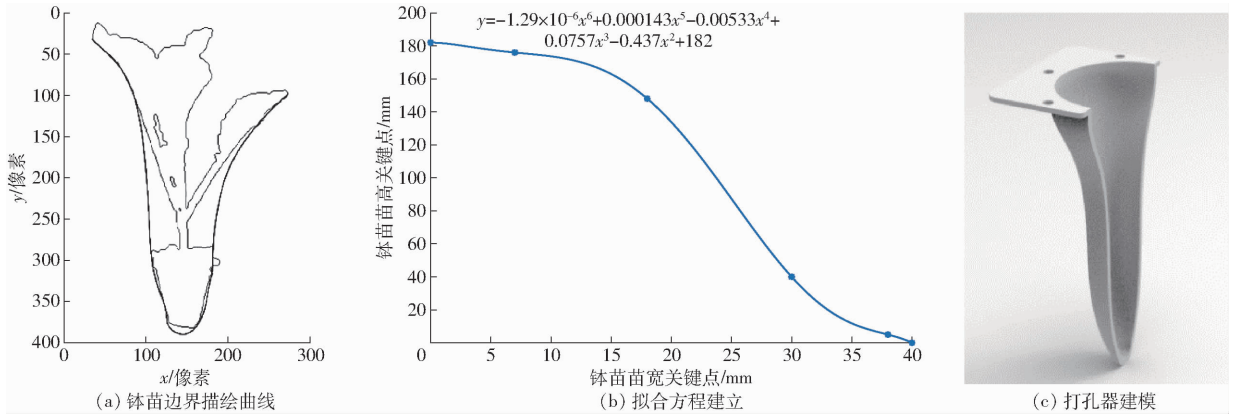


图 7 打孔器设计过程

Fig. 7 Duckbill planter punch design process

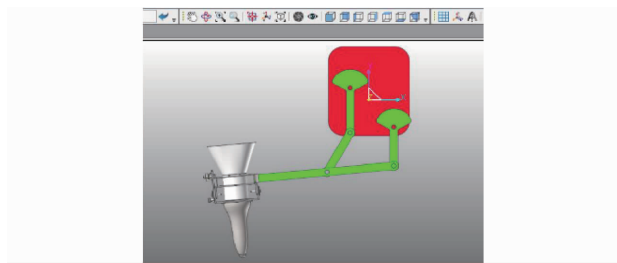


图 8 导入 RecurDyn 软件中的简化模型

Fig. 8 Simplified model imported into RecurDyn software

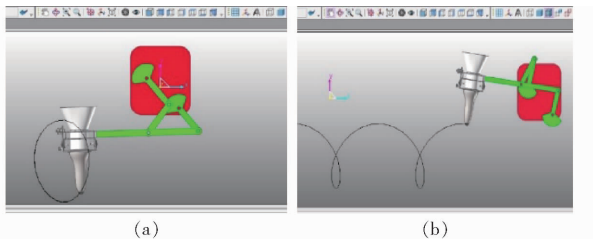


图 9 打孔器栽植过程运动轨迹

Fig. 9 Moving trajectory of duckbill

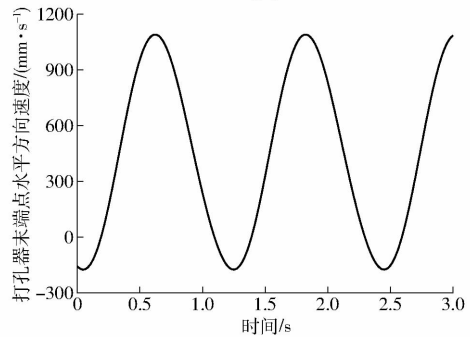
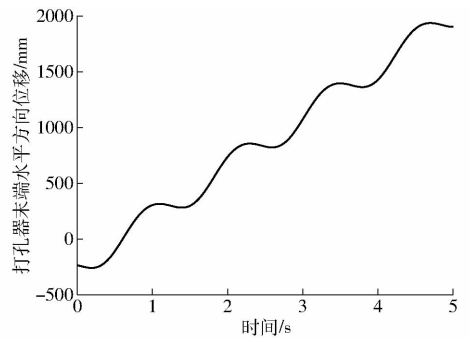


图 10 位移、速度曲线

Fig. 10 Displacement and velocity curves

度范围为 125 ~ 165 kPa。应用 ANSYS 软件对打孔器进行静力学分析。将打孔器模型转为 .x_t 格式, 导入 ANSYS 软件中; 设定打孔器材料为 304 不锈钢, 对打孔器进行网格划分, 设置打孔器与鸭嘴支架连接处为支撑面, 打孔器轮廓曲面外端为受压面, 添加受压面压力为 165 kPa, 对打孔器进行强度校核, 校核后的应力分布图如图 11 所示。304 不锈钢在常温下的许用应力为 137 MPa, 由图 11 可知本文设计的打孔器理论上满足要求, 适于田间作业。

4.3 高速摄像在线拍摄与轨迹分析

为进一步确定五杆机构在实际作业过程中的运动轨迹, 加工了栽植机构试验台。应用 5F01 型千眼狼高速摄像机对五杆机构作业过程进行高速摄像试验, 台架前进速度为 0.5 m/s, 曲柄转速为 5.23 rad/s, 高速摄像的拍摄速度为 500 帧/s。利用高速视频跟踪测量软件对五杆机构打孔器末端点轨迹进行追踪, 得到打孔器末端点在实际状态下的运动轨迹, 为

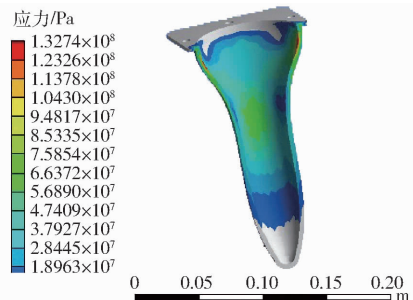
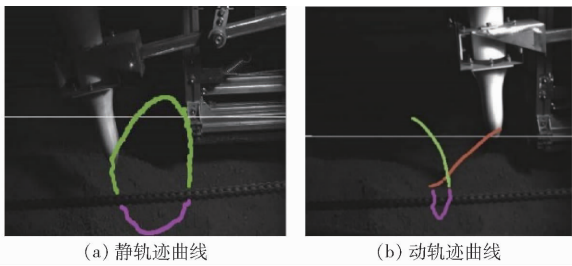


图 11 应力分布图

Fig. 11 Stress distribution diagram

避免土槽试验台链条对目标追踪轨迹的干扰, 对打孔器末端的静、动轨迹曲线进行了分段标定, 如图 12 所示。与图 9 仿真分析得到的轨迹曲线相比, 两曲线在形状上相近, 证明采用 RecurDyn 动力学仿真分析的方法对栽植机构的轨迹分析具有参考意义。



(a) 静轨迹曲线 (b) 动轨迹曲线

图 12 高速摄像试验

Fig. 12 High-speed photography test

4.4 栽植机构栽植性能试验

4.4.1 试验准备

栽植机构土槽试验台如图 13 所示。试验材料为长至两叶一心的可用于移栽的花椰菜钵苗,其基质成分为泥炭、壤土、珍珠岩,质量比为 6:3:1,基质压实度为 1.0,含水率为 69%。试验地点为昆明理工大学现代农机装备实验室。

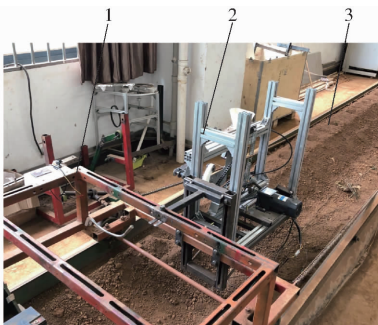


图 13 栽植机构试验台

Fig. 13 Planting device test bench

1. 试验台支撑架 2. 栽植机构试验台 3. 土槽

4.4.2 试验方案

选取台架前进速度、栽植频率以及入土深度为试验因素,参照 JB/T 10291—2013《旱地栽植机械》,确定试验指标为栽植合格率(Y_1) (钵苗直立度)、露苗率(Y_2)和株距变异系数(Y_3)。试验采用三因素五水平中心组合试验方法^[24-26],应用 Design-Expert 8.0.6 软件对试验数据进行分析,试验因素编码见表 2。试验前测得土槽中土壤的含水率为 12.94%,试验分为 23 组,每组试验进行 5 次,每次试验结果取平均值,试验设计方案及试验结果

表 2 试验因素编码

Tab. 2 Test factors and levels

编码	试验因素		
	前进速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	栽植频率/ ($\text{株}\cdot\text{min}^{-1}$)	入土深度/ cm
-1.682	0.33	43.18	7.32
-1	0.40	50.00	8.00
0	0.50	60.00	9.00
1	0.60	70.00	10.00
1.682	0.67	76.82	10.68

见表 3 (表中 $X_1 \sim X_3$ 分别表示前进速度、栽植频率、入土深度的编码值),试验过程如图 14 所示。

表 3 试验设计方案及试验结果

Tab. 3 Test design scheme and test results

序号	X_1	X_2	X_3	$Y_1/\%$	$Y_2/\%$	$Y_3/\%$
1	-1	-1	-1	69.17	9.01	2.49
2	1	-1	-1	44.00	12.86	7.74
3	-1	1	-1	58.00	15.06	5.13
4	1	1	-1	94.00	20.01	6.32
5	-1	-1	1	98.04	4.56	4.56
6	1	-1	1	84.48	9.21	8.81
7	-1	1	1	95.00	2.81	6.10
8	1	1	1	86.67	3.91	6.81
9	-1.682	0	0	86.00	8.81	5.35
10	1.682	0	0	35.41	20.35	6.67
11	0	-1.682	0	63.04	3.01	5.40
12	0	1.682	0	94.00	5.08	7.91
13	0	0	-1.682	88.00	15.38	5.26
14	0	0	1.682	93.22	2.60	6.01
15	0	0	0	84.00	4.69	3.20
16	0	0	0	98.00	6.73	4.68
17	0	0	0	92.00	3.05	3.92
18	0	0	0	90.00	3.15	2.90
19	0	0	0	86.67	2.97	3.10
20	0	0	0	74.00	3.00	2.30
21	0	0	0	82.00	3.14	3.54
22	0	0	0	70.00	6.32	3.40
23	0	0	0	92.00	1.54	2.60

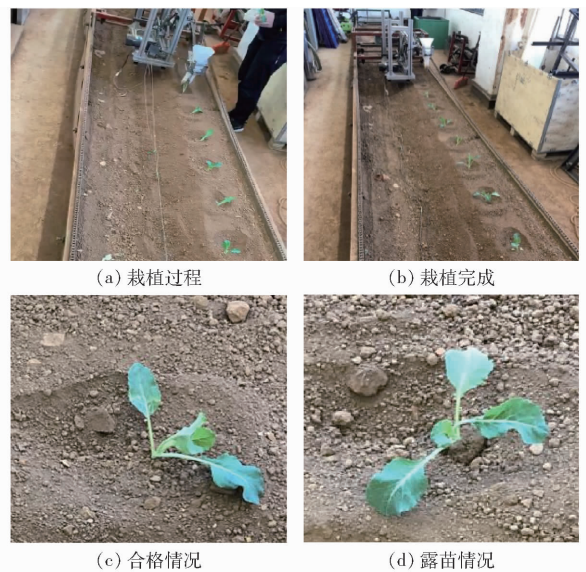


图 14 台架试验结果

Fig. 14 Bench test results

4.4.3 回归分析

利用 Design-Expert 8.0.6 软件,对试验数据进行多元回归拟合,得到栽植合格率、露苗率及株距变异系数的回归方程,并进行了显著性检验,如表 4 所示。

表 4 方差分析结果
Tab. 4 Analysis of variance results

方差来源	栽植合格率				露苗率				株距变异系数			
	平方和	自由度	<i>F</i>	<i>P</i>	平方和	自由度	<i>F</i>	<i>P</i>	平方和	自由度	<i>F</i>	<i>P</i>
模型	4 219. 10	9	2. 86	0. 042 2	675. 86	9	26. 440	< 0. 000 1	67. 95	9	10. 14	0. 000 1
X_1	676. 82	1	4. 12	0. 063 3	84. 44	1	29. 720	0. 000 1	13. 58	1	18. 24	0. 000 9
X_2	593. 75	1	3. 62	0. 079 6	6. 79	1	2. 390	0. 146 0	1. 82	1	2. 44	0. 142 3
X_3	850. 90	1	5. 18	0. 040 4	245. 84	1	86. 540	< 0. 000 1	2. 52	1	3. 38	0. 089 0
X_1X_2	551. 12	1	3. 36	0. 089 9	0. 75	1	0. 260	0. 615 9	7. 22	1	9. 70	0. 008 2
X_1X_3	133. 82	1	0. 82	0. 383 0	1. 16	1	0. 410	0. 533 4	0. 27	1	0. 37	0. 554 7
X_2X_3	196. 81	1	1. 20	0. 293 4	51. 26	1	18. 040	0. 001 0	0. 35	1	0. 47	0. 503 4
X_1^2	1 067. 44	1	6. 50	0. 024 2	232. 69	1	81. 910	< 0. 000 1	12. 97	1	17. 41	0. 001 1
X_2^2	57. 23	1	0. 35	0. 565 0	0. 17	1	0. 058	0. 813 0	20. 34	1	27. 32	0. 000 2
X_3^2	89. 75	1	0. 35	0. 472 8	54. 51	1	19. 150	0. 000 7	9. 44	1	12. 68	0. 003 5
残差	2 134. 23	13			36. 93	13			9. 68	13		
失拟差	1 484. 94	5	3. 66	0. 051 0	13. 36	5	0. 910	0. 521 0	5. 62	5	2. 22	0. 151 3
误差	649. 29	8			23. 57	8			4. 06	8		
综合	6 353. 84	22			712. 78	22			77. 63	22		

注: $P < 0. 01$ 表示因素对试验结果影响极显著; $0. 01 < P < 0. 05$ 表示因素对试验结果影响显著; $P > 0. 05$ 表示因素对试验结果影响不显著。

(1) 栽植合格率回归模型及其显著性检验

通过多元回归拟合得到各试验因素对栽植合格率影响的回归方程

$$Y_1 = 85. 35 - 7. 04X_1 + 6. 59X_2 + 7. 89X_3 + 8. 30X_1X_2 - 4. 09X_1X_3 - 4. 96X_2X_3 - 8. 20X_1^2 - 1. 90X_2^2 + 2. 38X_3^2 \quad (21)$$

由表 4 可知,该回归模型的 $P < 0. 05$,拟合度显著。台架前进速度、栽植频率、台架前进速度与栽植频率的交互项、台架前进速度与入土深度的交互项、栽植频率与台架前进速度的交互项、栽植频率与入土深度的二次项 $P > 0. 05$,说明影响均不显著。入土深度与台架前进速度的二次项 $0. 01 < P < 0. 05$,影响均显著。失拟项 $P > 0. 05$,说明差异不显著,回归模型与实际拟合良好,去除不显著因素后新的回归方程为

$$Y_1 = 85. 64 + 7. 89X_3 - 8. 20X_1^2 \quad (22)$$

(2) 露苗率回归模型及其显著性检验

多元回归拟合得到的各试验因素对露苗率影响的回归方程为

$$Y_2 = 3. 84 + 2. 49X_1 + 0. 71X_2 - 4. 24X_3 - 0. 31X_1X_2 - 0. 38X_1X_3 - 2. 53X_2X_3 + 3. 83X_1^2 + 0. 1X_2^2 + 1. 85X_3^2 \quad (23)$$

由表 4 可知,该回归模型 $P < 0. 01$,拟合度极显著,但栽植频率、台架前进速度与栽植频率的交互项、台架前进速度与入土深度的交互项、栽植频率的二次项的 $P > 0. 05$,影响均不显著;台架前进速度、入土深度、栽植频率与入土深度的交互项、台架前进速度的二次项、入土深度的二次项的 $P < 0. 01$,影响极显著。失拟项 $P > 0. 05$,差异不显著,说明回归模型

与实际拟合良好,去除不显著因素后新的回归方程为

$$Y_2 = 3. 9 + 2. 49X_1 - 4. 24X_3 - 2. 53X_2X_3 + 3. 83X_1^2 + 1. 85X_3^2 \quad (24)$$

(3) 株距变异系数回归模型及其显著性检验

通过多元回归拟合得到各试验因素对株距变异系数 Y_3 影响的回归方程

$$Y_3 = 3. 30 + X_1 + 0. 36X_2 + 0. 43X_3 - 0. 95X_1X_2 - 0. 18X_1X_3 - 0. 21X_2X_3 + 0. 90X_1^2 + 1. 13X_2^2 + 0. 77X_3^2 \quad (25)$$

由表 4 可知,该回归模型 $P < 0. 01$,拟合度极显著,但栽植频率、入土深度、台架前进速度与入土深度的交互项、栽植频率与入土深度的交互项的 $P > 0. 05$,影响均不显著。台架前进速度、台架前进速度与栽植频率的交互项、台架前进速度的二次项、栽植频率的二次项以及入土深度的二次项的 $P < 0. 01$,影响极显著;失拟项 $P > 0. 05$,说明回归模型与实际拟合良好,去除不显著因素后新的回归方程为

$$Y_3 = 3. 30 + X_1 - 0. 95X_1X_2 + 0. 90X_1^2 + 1. 13X_2^2 + 0. 77X_3^2 \quad (26)$$

4. 4. 4 响应面分析

结合表 4 中各试验因素的 F 值,确定了影响栽植合格率的主次因素依次为 X_1^2 、 X_3 、 X_1 、 X_2 、 X_1X_2 、 X_2X_3 、 X_1X_3 、 X_3^2 、 X_2^2 ,影响露苗率的主次因素依次为 X_3 、 X_1^2 、 X_1 、 X_3^2 、 X_2X_3 、 X_2 、 X_1X_3 、 X_1X_2 、 X_2^2 ,影响变异系数的主次因素依次为 X_2^2 、 X_1 、 X_1^2 、 X_3^2 、 X_1X_2 、 X_3 、 X_2 、 X_2X_3 、 X_1X_3 。为进一步确定各试验因素交互作用对试验指标的影响,选取某一因素较优水平并固定该水平,绘制了各因素对栽植合格率影响的响应曲面图,如图 15 所示。

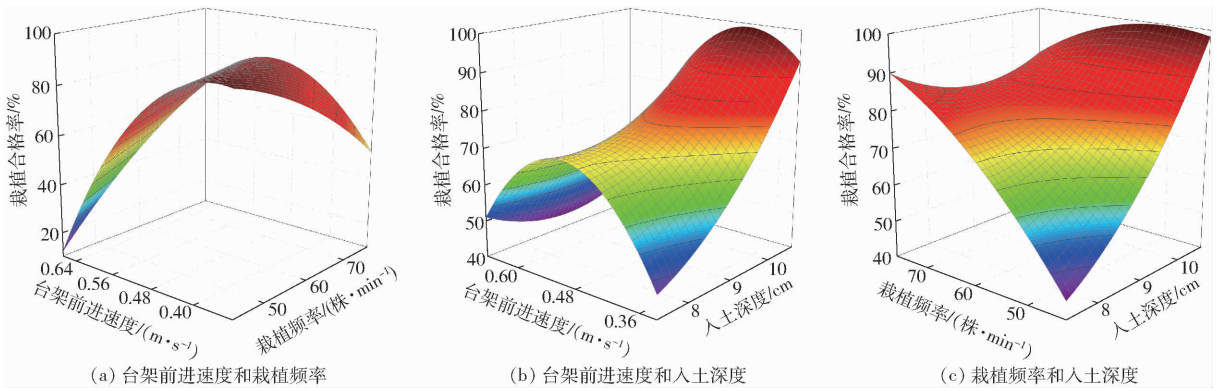


图15 任意两因素对栽植合格率的响应曲面图

Fig. 15 Response surface plots of any two factors to planting qualification rate

由图15a可知,将入土深度固定在9.62 cm,当栽植频率一定时,栽植合格率随台架前进速度的增加呈先上升后下降的趋势;当台架前进速度一定时,栽植合格率随栽植频率的增加呈先上升后下降的趋势。因此当台架前进速度为0.41~0.57 m/s,栽植频率为62.69~72.69株/min时,栽植机构的栽植合格率较优。由图15b可知,栽植频率固定在61.89株/min,当入土深度一定时,栽植合格率随台架前进速度的增加呈先上升后下降的趋势;当台架前进速度一定时,栽植合格率随入土深度的增加呈上升趋势。因此当台架前进速度为0.43~0.59 m/s,入土深度为8.39~10 cm时,栽植机构的栽植合格率较优。由图15c可知,台架前进速度固定在0.5 m/s,当入土深度一定时,栽植合格率随栽植频率的增加呈上升趋势;当栽植频率一定时,栽植合格率随入土深度的增加呈上升趋势。因此当栽植频率为62.29~76.82株/min,入土深度为8~10 cm时,栽植机构的栽植合格率较优。

4.4.5 参数优化与试验验证

(1)为得到栽植机构最佳作业参数范围,设定栽植合格率大于90%,露苗率小于5%,株距变异系数小于5%,入土深度为10 cm,采用响应曲面法对试验结果进行优化,得到了预定期望的参数范围,即台架前进速度0.4~0.54 m/s,栽植频率50~68株/min,此时栽植合格率大于90%,露苗率小于5%,株距变异系数小于5%。

(2)对优化后的栽植机构进行台架试验验证,选取台架前进速度为0.52 m/s,栽植频率为61株/min,入土深度为10 cm,在相同试验条件下进行试验,试验重复5次,试验结果取平均值,通过试验得到了台架的栽植合格率为92.08%,露苗率为3.05%,株距变异系数为2.89%,符合优化结果范围。

5 田间试验

田间试验在南通富来威农业装备有限公司试验

田进行,试验前对试验田土地进行旋耕处理,利用土壤水分仪测得旋耕后土壤含水率为14.7%。试验时,设置花椰菜钵苗移栽机机组前进速度为0.52 m/s,保持匀速前进,花椰菜钵苗栽植频率为61株/min,通过调节液压升降机构使打孔器入土深度控制在10 cm。试验过程中,移栽机运行较平稳。试验结果如表5所示,田间试验情况如图16所示。



图16 田间试验花椰菜栽植效果

Fig. 16 Field tests of cauliflower planting effect

由表5可知,栽植合格率为91.67%,露苗率为3.33%,株距变异系数为4.17%,满足作业要求,花椰菜钵苗移栽机栽植机构整体运行平稳,通过优化五杆机构惯性平衡来提高栽植机构整体作业水平,保证花椰菜钵苗栽植质量的方案是可行的。

表5 田间试验结果

Tab. 5 Field test results

性能指标	标准值	试验值
栽植合格率	≥90	91.67
露苗率	≤5	3.33
株距变异系数	≤15	4.17

6 结论

(1)设计了一种适于丘陵山区作业的花椰菜钵苗移栽机栽植机构,通过建立运动学模型确定了五杆栽植机构的主要结构参数,基于线性独立矢量法对五杆机构进行了惯性力平衡优化,应用Matlab软件设计与花椰菜钵苗轮廓形状相匹配的打孔器。

(2)基于多体动力学软件RecurDyn对五杆栽植机构进行了动力学分析,得到打孔器末端点动、静

轨迹曲线及水平位移、速度随时间的变化曲线;基于有限元分析软件 ANSYS 对打孔器结构进行强度校核,验证了打孔器结构设计的合理性。借助高速摄像试验得到五杆栽植机构运行的实际轨迹,证明了仿真试验的可行性。

(3)采用中心组合试验方法进行了栽植机构台架试验,采用响应曲面法对试验结果进行了优化,设

定入土深度为 10 cm,得到栽植机构的最佳作业参数为:台架前进速度 0.4 ~ 0.54 m/s,栽植频率 50 ~ 68 株/min,此时栽植合格率大于 90%,露苗率小于 5%,株距变异系数小于 5%,符合栽植机构作业性能预期值。根据优化结果进行田间试验,结果表明,栽植合格率为 91.67%,露苗率为 3.33%,株距变异系数为 4.17%,满足花椰菜钵苗移栽农艺要求。

参 考 文 献

- [1] 孙燕,杜刚,龙荣华. “一带一路”倡议下的云南蔬菜产业发展研究[J]. 安徽农业科学, 2019, 47(24): 217-221, 245. SUN Yan, DU Gang, LONG Ronghua. Study on the development of vegetable industry in Yunnan under the One Belt and One Road Initiative [J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2019, 47(24): 217-221, 245. (in Chinese)
- [2] 赵新慧. 基于农业产业链视角的云南省蔬菜产业发展分析[J]. 安徽农业科学, 2013, 41(9): 4116-4117, 4122.
- [3] 赵佳佳,起建凌,孙海清. 云南省蔬菜产业市场营销研究[J]. 现代商业, 2018(2): 33-34.
- [4] 李文萍,林俊城,黄科. 全球花椰菜生产与贸易分析现状[J]. 中国蔬菜, 2014(9): 5-10. LI Wenping, LIN Juncheng, HUANG Ke. Analysis about present status of global cauliflower production and its trade [J]. China Vegetables, 2014(9): 5-10. (in Chinese)
- [5] 吴文斌. 我国蔬菜生产成本、效益及其影响因素分析[J]. 长江蔬菜, 2015(12): 53-56. WU Wenjie. Analysis on cost, benefit and their influence factors of vegetable production in China [J]. Journal of Changjiang Vegetables, 2015(12): 53-56. (in Chinese)
- [6] 袁文胜,金诚谦,吴崇友,等. 链夹式移栽机立苗机理分析与试验[J]. 中国农业大学学报, 2015, 20(6): 277-281. YUAN Wensheng, JIN Chengqian, WU Chongyou, et al. Theoretical analysis and experiments of transplanting mechanism of chain-clamp transplanter for rape [J]. Journal of China Agricultural University, 2015, 20(6): 277-281. (in Chinese)
- [7] 华正雨. 挠性圆盘式蔓越莓移栽机设计与仿真分析[D]. 哈尔滨:东北农业大学, 2016. HUA Zhengyu. Design and simulation of flexible disc transplanting machine for cranberry seedling [D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2016. (in Chinese)
- [8] 王英,陈建能,赵雄,等. 非圆齿轮行星轮系传动的栽植机构参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(9): 85-93. WANG Ying, CHEN Jianneng, ZHAO Xiong, et al. Parameter optimization and experiment of planting mechanism driven by planetary non-circular gears [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 85-93. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150912&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.012. (in Chinese)
- [9] 肖名涛,孙松林,罗海峰,等. 双平行多杆栽植机构运动学分析与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(7): 25-33. XIAO Mingtao, SUN Songlin, LUO Haifeng, et al. Kinematic analysis and experiment of dual parallelogram multi-pole planting mechanism [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(7): 25-33. (in Chinese)
- [10] 何亚凯,李树君,杨学军,等. 凸轮摆杆式栽植机构运动分析及性能试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(6): 34-41. HE Yakai, LI Shujun, YANG Xuejun, et al. Kinematic analysis and performance experiment of cam-swing link planting mechanism [J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(6): 34-41. (in Chinese)
- [11] 徐高伟,刘宏新,荐世春,等. 基于五杆机构的丹参膜上移栽机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 55-65. XU Gaowei, LIU Hongxin, JIAN Shichun, et al. Design and test of transplanting mechanism on mulch-film of *Salvia miltiorrhiza* based on five-bar mechanism [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 55-65. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180906&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.006. (in Chinese)
- [12] MCCLOY D. Some comparisons of serial-driven and parallel manipulators [J]. Robotica, 1990, 8(4): 355-362.
- [13] 李学刚,黄永强,冯丽艳. 平面五杆机构双曲柄存在的充要条件研究[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(1): 51-53. LI Xuegang, HUANG Yongqiang, FENG Liyan. Study of the sufficient and necessary conditions for existence of double crank of planar five-bar mechanism [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2005, 24(1): 51-53. (in Chinese)
- [14] YU H. Modelling and control of hybrid machine systems a five-bar mechanism case [J]. International Journal of Automation and Computing, 2006, 3(3): 235-243.
- [15] SMAILI A A, DIAB N A, ATALLAH N A. Optimum synthesis of mechanisms using tabu-gradient search algorithm [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127(5): 917-923.
- [16] 徐高伟. 大垄膜上交错双行丹参移栽机关键部件研究及整机设计[D]. 哈尔滨:东北农业大学, 2019. XU Gaowei. Key components research and design of double-row crossing *Salvia miltiorrhiza* transplanter on mulch-film of big ridge [D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2019. (in Chinese)

- [17] NOLLE H, HUNT K H. Optimum synthesis of planar linkages to generate coupler curves[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1971,6(3):267-287.
- [18] ARAKELIAN V, DAHAN V. Partial shaking moment balancing of fully force balanced linkage[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2001,36:1241-1252.
- [19] 何亚银,吴立言,庞亮亮. 平面连杆机构动力平衡的研究进展[J]. *陕西理工学院学报*,2005,21(4):7-10.
HE Yayin, WU Liyan, PANG Liangliang. Research on the dynamical balancing of plane machinery [J]. *Journal of Shanxi University of Technology(Natural Science Edition)*, 2005,21(4):7-10. (in Chinese)
- [20] 马承文,邹慧君,方心国. 平面五杆机构的惯性力平衡问题的研究[J]. *机械设计与研究*,2002,18(4):22-23.
MA Chengwen, ZOU Huijun, FANG Xinguo. The balance of shaking force in planar close chain five-bar mechanism [J]. *Machine Design & Research*, 2002,18(4):22-23. (in Chinese)
- [21] 张琳. 用线性独立矢量分析连杆机构的平衡[J]. *机械设计与制造*,2005(3):14-15.
- [22] 张智泓,李莹,王蒙,等. 面向工程仿生的介观尺度动物肢体量化分析方法[J]. *江苏大学学报(自然科学版)*,2018,39(1):49-56.
ZHANG Zhihong, LI Ying, WANG Meng, et al. A bionic oriented method for quantitative analysis of geometrical structure of animal organs in meso-scale [J]. *Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition)*, 2018,39(1):49-56. (in Chinese)
- [23] 刘义. *RecurDyn 多体动力学仿真基础应用与提高*[M]. 北京:电子工业出版社,2013.
- [24] 葛宜元. *试验设计方法与 Design-Expert 软件应用*[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2014.
- [25] 赖庆辉,贾广鑫,苏微,等. 凸包异形孔窝眼轮式人参精密排种器设计与试验[J/OL]. *农业机械学报*,2020,51(7):60-71.
LAI Qinghui, JIA Guangxin, SU Wei, et al. Design and test of ginseng precision special-hole type seed-metering device with convex hull[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2020,51(7):60-71. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20200708&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.07.008. (in Chinese)
- [26] 衣淑娟,孙志江,李衣菲,等. 马铃薯中耕前期圆盘式中耕机设计与试验[J/OL]. *农业机械学报*,2020,51(8):98-108.
YI Shujuan, SUN Zhijiang, LI Yifei, et al. Design and test of disc potato cultivator at early inter-tillage[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2020,51(8):98-108. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20200811&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.08.011. (in Chinese)