doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.11.021

基于反转运动规律的蔬菜移栽机凸轮取投苗传动机构研究

李红双　马健峰

(沈阳航空航天大学机电工程学院, 沈阳 110136)

摘要: 为了进一步提高蔬菜移栽机取投苗过程的稳定性和高效性,针对夹取式取投苗方式,设计了一种双凸轮连杆式取投苗传动机构。根据位移要求对其进行结构设计,利用反转运动规律法,由输出端理想运动规律反转确定输入端摆杆运动规律,进而确定高需求、大行程的水平送苗段所对应的凸轮廓线。利用 ADAMS 对该机构的运动过程进行仿真分析,与理论结果进行对比,验证了设计的正确性和可行性。搭建了取投苗试验台,选取辣椒钵苗作为试验对象,以钵苗秧龄、取苗速度和基质含水率为试验因素,设计以取苗成功率、投苗成功率和钵体破损率为评价指标的单因素试验。采用 Box－Behnken 响应曲面分析法设计正交试验,得到了试验因素交互作用对取投苗效果的影响规律,得到取苗参数优化结果。进行优选验证试验,试验结果表明,当秧龄 50 d、取苗速度 56 株/min、基质含水率 52%时,取苗成功率为 97.58%,投苗成功率为 95.64%,钵体破损率为 5.32%,满足蔬菜移栽作业的技术要求。

关键词: 蔬菜移栽机; 取投苗机构; 夹取式; 传动机构; 凸轮连杆; 反转运动规律

中图分类号: S223.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)11-0223-11　　**OSID**:

Cam-driven Seedling Picking and Placing Transmission Mechanism of Vegetable Transplanters Based on Reverse Motion Law

LI Hongshuang　MA Jianfeng

(*Mechanical and Electronic Engineering Institute*, *Shenyang Aerospace University*, *Shenyang* 110136, *China*)

Abstract: Aiming to further enhance the stability and efficiency of the vegetable transplanting machine's seedling picking and placing process, a double cam and link-type seedling picking and placing transmission mechanism was designed for the clamping type seedling picking and placing method. Based on the displacement requirements, the structure was designed. By using the reverse motion law method, the motion law of the input end rocker was determined by reversing the ideal motion law of the output end, and then the cam profile corresponding to the high-demand and large-stroke horizontal seedling feeding section was determined. The motion process of the mechanism was simulated and analyzed by ADAMS, and the results were compared with the theoretical results to verify the correctness and feasibility of the design. A seedling picking and placing test bench was built, and pepper pot seedlings were selected as the test objects. The seedling age, picking speed and substrate moisture content were selected as the test factors, and single-factor tests were designed with the picking success rate, placing success rate and pot body damage rate as the evaluation indicators. The Box－Behnken response surface analysis method was used to design orthogonal tests, the interaction effects of the test factors on the seedling picking and placing effect were obtained, and the optimized picking parameters were obtained. Verification tests were carried out, and the experimental results showed that when the seedling age was 50 days, the picking speed was 56 plants/min, and the substrate moisture content was 52%, the picking success rate was 97.58%, the placing success rate was 95.64%, and the pot body damage rate was 5.32%, which met the technical requirements of vegetable transplanting operations.

Key words: vegetable transplanter; seedling feeding device; clamping-type; transmission mechanism; cam linkage; reverse motion law

收稿日期: 2025－03－19　修回日期: 2025－06－10

基金项目: 辽宁省重点实验室开放基金项目(20240030)

作者简介: 李红双(1980—),男,副教授,主要从事农业机械创新设计与控制研究,E-mail: 957735257@qq.com

0 引言

目前,我国蔬菜移栽仍以半自动移栽为主,移栽机只能完成自动栽植工作,仍需人工将钵苗从穴盘中取出进行投苗,作业效率低,且存在漏栽、伤苗等问题。随着蔬菜需求量的不断增加和劳动力的短缺,研制可靠性高、工作效率高的全自动移栽机是必然趋势。

自动取投苗装置是全自动移栽机的重要核心部件,众多学者对取投苗的关键部件开展研究,提出了多种取投苗方式,其中主要分为 3 大类:夹取式、顶出式[1]和直落式[2-3],其中夹取式根据作用位置的不同可分为茎秆夹取型[4-6]和基质夹取型[7-12],也有将顶出式与夹取式结合的顶夹取投苗方式[13-16]。其中夹取式具有取苗性能稳定、适应性强的特点[17]。对夹取式取苗方式的研究可分为传动机构和取苗夹持机构两部分,本文将传动机构作为研究重点。根据取苗传动机构驱动方式的不同,可以分为往复式杆件机构、回转式非圆齿轮机构,以及电、气、液组合的智能化取苗机构[18-19]。众多学者对取投苗传动机构进行了研究。ZHOU 等[7]设计了一种差动式非圆齿轮系约束的 2R 开链辣椒取苗机构,能够较好地复现取苗轨迹和姿态,有效保证育苗钵基质的完整性。辛亮等[8]设计了一种探出式取钵机构,实现取苗各关键位置机构秧针以固定角度完成探出入钵、移动送苗及收回推秧工序。袁挺等[12]设计了一种曲柄摇杆-导轨组合式取投苗机构,具有结构简单、取投苗动作连贯、动力要求小及取投苗轨迹简单的特点。

为了进一步提高蔬菜移栽机取投苗过程的稳定性、高效性,满足直拔、直放的要求,本文提出一种双凸轮连杆夹茎式取苗传动机构,即水平与竖直方向位移分别由一对凸轮连杆控制,两凸轮同步转动,取投苗轨迹竖直,模拟人工取苗。对于凸轮轮廓线提出一种反转运动规律的设计方法,根据设计要求,得到输出端取苗爪对应的理想运动规律,再反解出凸轮从动件运动规律,进行廓线的确定,最后进行对比修正,确定最终运动规律。

1 整体结构与工作原理

双凸轮连杆夹取式取苗传动结构如图 1 所示,主要由 2 组分别控制水平及竖直的凸轮-连杆架组成,具体包括水平与竖直凸轮、从动摆杆、四连杆组、限位导槽、水平与竖直导轨,其中水平导轨为输出件,可根据具体情况搭载适宜的取苗爪。

基于所提出的凸轮连杆取苗传动机构及现有的

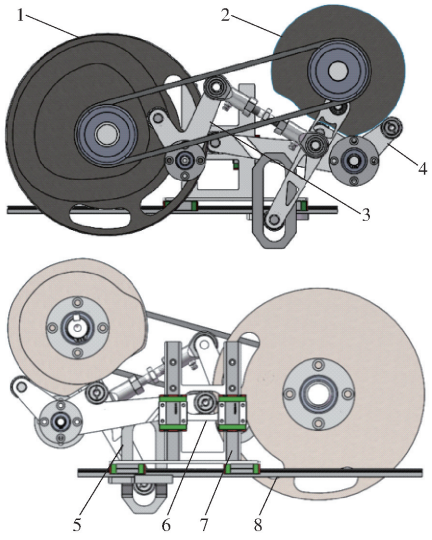


图 1 双凸轮连杆夹取式取苗传动机构结构图

Fig. 1 Structural diagram of double cam linkage clamping type seedling taking transmission mechanism

1. 水平凸轮 2. 竖直凸轮 3. 水平从动摆杆 4. 竖直从动摆杆 5. 竖直限位导槽 6. 水平限位导槽 7. 竖直导轨 8. 水平导轨

移盘机构、掉苗机构所设计的取投苗试验台如图 2 所示。将凸轮连杆取苗传动机构进行了对称布置,并分别搭载了一个气动夹爪。因育苗盘与接苗桶的横向间距不同,故在夹爪上方安装了导槽口,使其能精确运动至接苗桶上方。

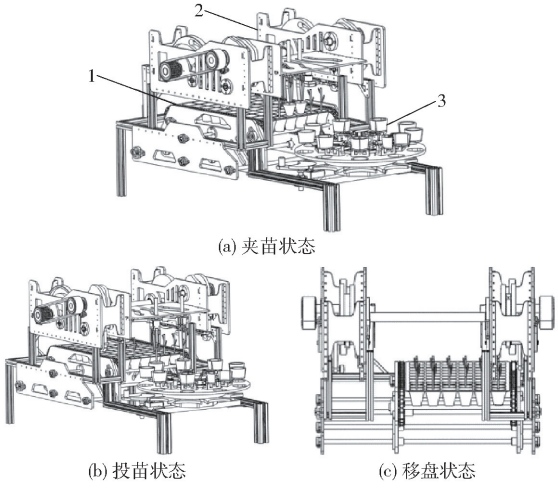


图 2 取投苗试验台工作原理图

Fig. 2 Seedling taking and feeding test bed

1. 链轮移盘机构 2. 凸轮连杆取投苗机构 3. 掉苗机构

进行取投苗作业时,通过链轮将主电机的动力传递给输入轴,输入轴带动水平凸轮转动,水平凸轮与竖直凸轮通过同步带同步运转,运动起始位置为穴盘上方,两凸轮推程、回程与间歇段相互配合进而实现苗爪下降、夹苗和回升,图 2a 为夹苗状态,接着进行送苗、投苗,图 2b 为投苗状态,最后,取苗爪复位回到穴盘上方。在投苗过程中,链轮移盘机构带动育苗盘进行横向或纵向移动,如图 2c 所示,以取

尽整盘钵苗，如此往复，完成一组取投苗试验。

2　双凸轮连杆夹茎取投苗机构设计方法

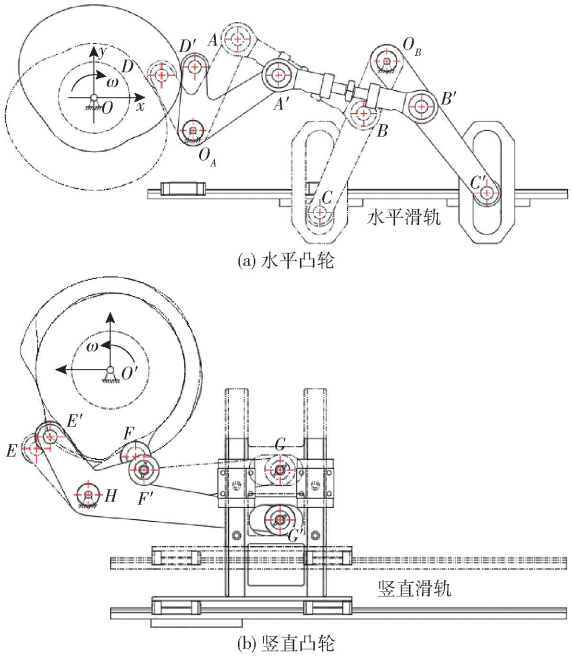
2.1　运动原理

凸轮尺寸设计问题主要是在给定从动件运动规律和许用压力角的条件下，寻找一组适用的基本尺寸。压力角增大，将导致有效分力减小，而支承力及支承中的摩擦阻力增大，且过大的压力角会导致磨损损耗增大，传动效率降低，加剧零件的磨损。通常，对于摆动从动件来说，为满足压力角的必要条件，摆杆摆角通常不应超过 35°。

取苗机构需要实现水平与竖直方向的位移，对于水平方向送苗操作，其位移最小应有 120 mm，这致使所需摆杆的最小长度需要 200 mm，如若水平方向凸轮与竖直方向凸轮同轴排列，需要占据较大的纵向空间，且整体机构不稳定。

基于这一问题，水平方向位移机构采用凸轮摆杆与四杆机构的组合，运用四杆机构“长杆带短杆”的原理，使得水平摆杆及四杆机构中的摇杆在 35° 的摆动范围下，四杆机构中的曲柄实现摆动角度的扩大。另外竖直方向凸轮由于其承担着大部分机构的重力载荷，相较于水平凸轮负载较大，需要更为完善的压力角，故竖直方向采用共轭凸轮。

据上述设计要求，提出双凸轮连杆取苗机构原理图如图 3 所示，机构运动简图如图 4 所示。



(a) 水平凸轮

(b) 竖直凸轮

图 3　机构运动原理图

Fig. 3　Schematics of mechanism movement

如图 3a 所示，结合图 4 运动简图，对于水平凸轮，假设点 D 和 D' 分别为摆杆凸轮驱动端的最低点和最高点，点 A 和 A' 分别为摆杆另一端最高点和最低点，点 B 和 B' 分别为输出杆 O_BB 的最左点和最右点，点 C 和 C' 分别为输出杆延长端的最左点和最右点。点 D 运动至点 D' 时摆杆即四杆中的长杆发生摆动，进而带动短杆由点 B 运动至点 B'，使得输出端由点 C 运动至点 C'。此过程中，竖直凸轮处于停歇状态，即控制竖直方向运动的摆杆保持水平滑块固定。需通过竖直滑槽消除水平导轨竖直方向位移，进而完成水平送苗动作。

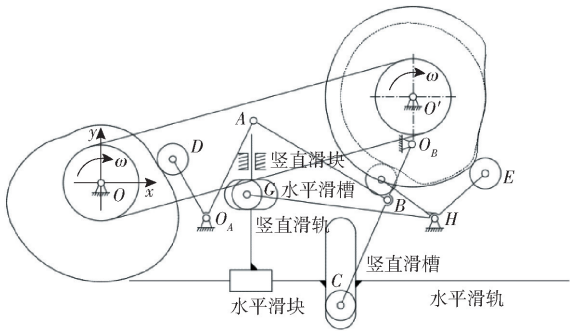


图 4　机构运动简图

Fig. 4　Schematic of mechanism movement

对于竖直凸轮，采用共轭凸轮形式。假设点 E 和 E' 分别为摆杆 HE 的最低点和最高点，F 和 F' 分别为共轭杆 HF 的最低点和最高点，G 和 G' 分别为输出端的最低点和最高点。主凸轮路径回程时，对应于取苗爪下降段，此时共轭凸轮推动共轭杆 HF 由 F 点运动至 F' 点，使得输出端由点 G 运动至点 G'。此过程中，水平凸轮处于停歇状态，即控制水平方向运动的摆杆保持竖直滑块固定，通过水平滑槽消除竖直导轨水平方向位移，进而完成竖直下降动作。

凸轮连杆取苗机构的活动构件数 $n=6$，低副数 $P_L=7$，高副数 $P_H=2$，根据机构自由度 m 计算公式

$$m=3n-2P_L-P_H \tag{1}$$

计算可得 $m=2$，两凸轮间通过带轮驱动同步转动，故机构具有确定性的运动。

2.2　反转运动规律法

根据凸轮机构的工作性能要求建立从动件运动规律方程式是凸轮设计的重要环节。目前，通常直接选用常见的基本运动规律和几种典型的组合式运动规律，设计简单高效。但为满足多样的设计需求，凸轮摆杆机构通常与多个连杆机构进行串联配合，采用已有的凸轮运动规律虽保证了从动摆杆的基本运动具有较好的运动特性，但对于输出端运动特性有较高要求的场合其结果可能并不理想，如本文所针对的取投苗设计场合，钵苗通常较为脆弱，对各部分运动的平稳性、冲击性、惯性力有着较高的需求，钵苗的完好率直接决定整体的栽植质量。

基于此问题，本文提出一种反转运动规律的设

计方法,根据事先确定的理想输出端运动规律曲线,反解得到输入端凸轮从动件所对应的运动规律,判断其可行性,再对末端运动特性进行对比分析验证。基本设计流程如图 5 所示。

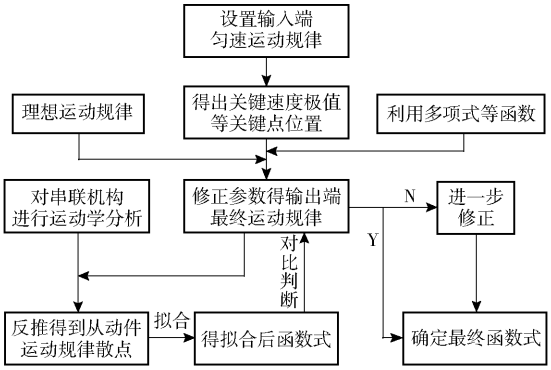


图 5 反转运动规律法流程图

Fig. 5 Flowchart of inverse motion law method

3 水平凸轮反转运动规律法设计

3.1 基本运动参数确定

根据取投苗试验台的移盘、送苗、掉苗机构三者间的空间位置关系及所选用的育苗盘规格,可以确定凸轮连杆机构驱动取苗爪的水平位移应为 140 mm,竖直位移应为 45 mm,由此可得当水平与竖直凸轮两者间推程、回程、停歇段无差配合时的理论运动轨迹如图 6 所示。

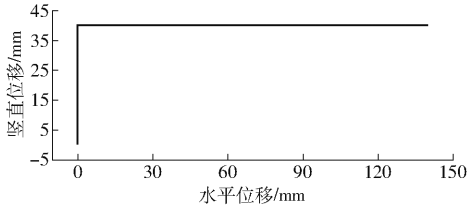


图 6 理论运动轨迹

Fig. 6 Theoretical trajectory

3.1.1 四杆机构参数

如图 7 所示,四杆机构由摆杆 O_AA、曲柄 O_BB、摆杆 O_BC、连杆 AB 构成,旋转中心点 O_A、O_B 均固定在机架上。其中摆杆 O_AA 的摆动角度为 35°,曲柄 O_BB 的摆动角度为 65°,摆杆 O_BC 的水平行程为 140 mm。机构数学建模过程中所需相关参数及含意如表 1 所示。

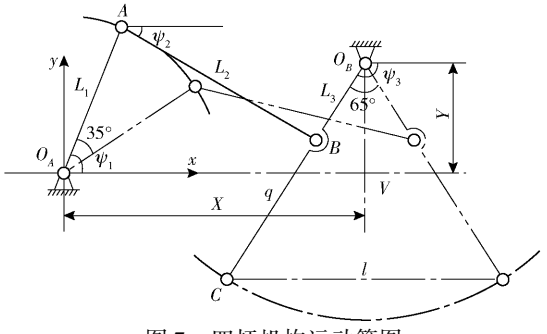


图 7 四杆机构运动简图

Fig. 7 Kinematic diagram of four-bar mechanism

表 1 相关参数取值

Tab. 1 Related symbols and their parameter values

参数	数值
摆杆 O_AA 长度 L_1/mm	80
连杆 AB 长度 L_2/mm	112.7
曲柄 O_BB 长度 L_3/mm	45.55
曲柄 O_BB 延长段长度 q/mm	84.73
O_A 与 O_B 间水平距离 X/mm	153.04
OA 与点 K 距离 Y/mm	55.8
水平位移 l/mm	140

3.1.2 凸轮角度分配

水平方向凸轮分为 4 部分:推程段、远休止段、回程段、近休止段,如图 8 所示,凸轮近休止段对应竖直凸轮的工作阶段,推程段对应送苗阶段,远休止段对应投苗阶段,回程段对应复位阶段。

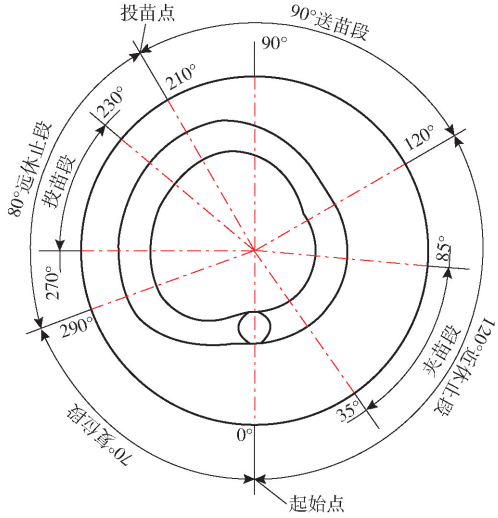


图 8 水平凸轮工作阶段分布

Fig. 8 Distribution of working stages of horizontal cam

3.2 输出端运动规律

3.2.1 四杆机构运动学分析

根据反转运动规律法的设计步骤,需求出串联的四杆机构机构输入端与输出端基本关系。对四杆驱动机构进行解析,应用复数矢量对该机构进行运动分析。

按图 7 所示的 O_AABO_BV 各矢量的方向得

$$L_1e^{i\psi_1}+L_2e^{i\psi_2}=X+Y+L_3e^{i\psi_3} \tag{2}$$

式中 ψ_1——摆杆 O_AA 摆角

ψ_2——连杆 AB 摆角

ψ_3——曲柄 O_BB 摆角

在两轴上分解,有

$$\begin{cases}L_1\cos\psi_1+L_2\cos\psi_2=X+L_3\cos\psi_3\\ L_1\sin\psi_1+L_2\sin\psi_2=Y+L_3\sin\psi_3\end{cases} \tag{3}$$

消去 ψ_2 可得

$$M\cos\psi_3 + N\sin\psi_3 + P = 0 \tag{4}$$

其中

$$\begin{cases} M = X - L_1\cos\psi_1 \\ N = Y - L_1\sin\psi_1 \end{cases} \tag{5}$$

$$P = \frac{X^2 + Y^2 + L_1^2 + L_3^2 + L_2^2 - 2XL_1\cos\psi_1 - 2YL_1\sin\psi_1}{2L_3}$$

三角函数变换公式为

$$\begin{cases} \cos\psi_3 = \dfrac{1 - \tan^2(\psi_3/2)}{1 + \tan^2(\psi_3/2)} \\ \sin\psi_3 = \dfrac{2\tan(\psi_3/2)}{1 + \tan^2(\psi_3/2)} \end{cases} \tag{6}$$

将式(6)代入式(5)得到关于 $\tan(\psi_3/2)$ 的一元二次方程式，由此解得

$$\psi_3 = 2\arctan\frac{N + O\sqrt{M^2 + N^2 - P^2}}{M - P} \tag{7}$$

式(7)中，因矢量条件存在不同，规定 O 以右手直角坐标系确定，运动简图中 $ABCD$ 三顶点顺序为逆时针，O 取 1。将 $O=1$ 代入式中计算得

$$\psi_2 = \arctan\frac{N + L_3\sin\psi_3}{N + L_3\cos\psi_3} \tag{8}$$

将式(2)对时间求导，得

$$L_1 i e^{i\psi_1} + L_2 i e^{i\psi_2} = L_3 i e^{i\psi_3} \tag{9}$$

应用矢量方程消元法，可解得

$$\frac{d\psi_2}{dt} = -\omega\frac{L_1\sin(\psi_1 - \psi_3)}{L_2\sin(\psi_2 - \psi_3)} \tag{10}$$

$$\frac{d\psi_3}{dt} = \omega\frac{L_1\sin(\psi_1 - \psi_2)}{L_3\sin(\psi_3 - \psi_2)} \tag{11}$$

式中　ω——角速度

3.2.2　运动规律要求

水平凸轮控制取苗爪水平方向位移为 140 mm，具有较大的位移行程，钵苗通常较为脆弱，对各部分运动的平稳性、冲击性、惯性力有着较高的需求。故对输出端运动规律的要求为：起始、终止位置无刚性和柔性冲击，保证较小的最大速度，减小系统的最大动量，加速段与减速段的加速度幅值尽量统一，保证送苗过程机构运动更加平稳。

3.2.3　确定理想运动规律

利用 Solidworks 绘制四杆机构模型简图，并利用 motion 功能，设置输入端匀速转动，得出输出端水平速度运动曲线如图 9 所示。

首先，求解速度极值点所对应的时间参数，此位置不可发生变化。如若此时间点左移或右移，则输入端加速度运动规律均会产生小突变。将位移方程式对时间进行求导得

$$V_C = -(L_3 + q)\sin\psi_3\frac{d\psi_3}{dt} \tag{12}$$

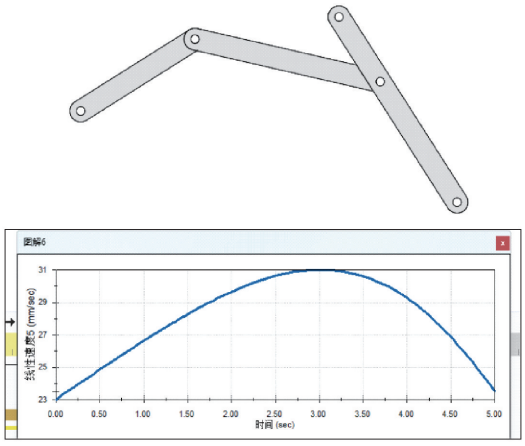


图 9　motion 水平运动速度分析

Fig. 9　Velocity analysis of horizontal motion

$$a_c = -(L_3 + q)\left[\cos\psi_3\left(\frac{d\psi_3}{dt}\right)^2 + \sin\psi_3\frac{d^2\psi_3}{d^2t}\right] \tag{13}$$

式中　V_C——输出端水平速度

a_c——输出端水平加速度

令其加速度为零，可解得此时 ψ_1 为 46.22°，已知输入端从动摆杆的起始角度为 67.22°，运动总时间为 t_1，则此点对应时间为 $t_2 = 0.6t_1$。其基本函数曲线应有以下要求：$F(0)=0$；$F(t_1)=140$ mm；$\dfrac{dF(0)}{dt}=0$；$\dfrac{dF(t_1)}{dt}=0$；$\dfrac{d^2F(0)}{d^2t}=0$；$\dfrac{d^2F(t_1)}{d^2t}=0$；$\dfrac{d^2F(t_2)}{d^2t}=0$。

由于含有 7 个条件方程式，可解得六次多项式 $F(t) = Ax^6 + Bx^5 + Cx^4 + Dx^3 + Ex^2 + Fx + G$，设定角速度 ω 为 45(°)/s，可得该函数为

$$F(t) = 21.9x^6 - 105.0x^5 + 131.3x^2 \tag{14}$$

位移、速度、加速度曲线如图 10 修正前曲线。从图中可以看出，此时运动规律存在的问题为：速度极值过大，为运动稳定考虑，应尽可能减小系统的最大动量；加速段与减速度的加速度幅值相差较大，其是影响机构动态性能的重要参数，应平衡其加速度幅值使其较为统一。

基于上述的问题，分别对加速段与减速段设计一多项式运动规律，对于加速段设定六次多项式，规定其满足的运动方程式为：$F(0)=0$；$F(t_2)=H$；$\dfrac{dF(0)}{dt}=0$；$\dfrac{d^2F(0)}{d^2t}=0$；$\dfrac{dF(t_2)}{dt}=h_1$；$\dfrac{d^2F(t_2)}{d^2t}=0$；$\dfrac{dF(t_3)}{dt}=h_2$；$t_3=0.36t_1$。对于减速段规定一五次多项式，其满足的运动方程式为：$F(t_1)=140$ mm；$F(t_2)=H$；$\dfrac{dF(t_1)}{dt}=0$；$\dfrac{d^2F(t_1)}{d^2t}=0$；$\dfrac{dF(t_2)}{dt}=h_2$；

$\frac{d^2F(t_2)}{d^2t}=0$。

为减小其最大速度，将 h_1 减小，同时适当增大 h_2，以保证加速端的单调递增性。为平衡加减速两段的加速度幅值，需将 H 适当增大，h_1 适当减小，以保证减速段的单调递减性。修正的关键在于，对 H、h_1、h_2 3 个值的综合调整，使其满足修正条件的同时，曲线平滑工整。修正前后的对比如图 10 所示，修正后多项式方程为

$$\begin{cases}F_1(t)=-65.6x^6+291.6x^5-483.1x^4+382.3x^3\\F_2(t)=36.6x^5-180.7x^4+199.2x^3+210.9x^2-\\\qquad 382.8x+186.9\end{cases}\tag{15}$$

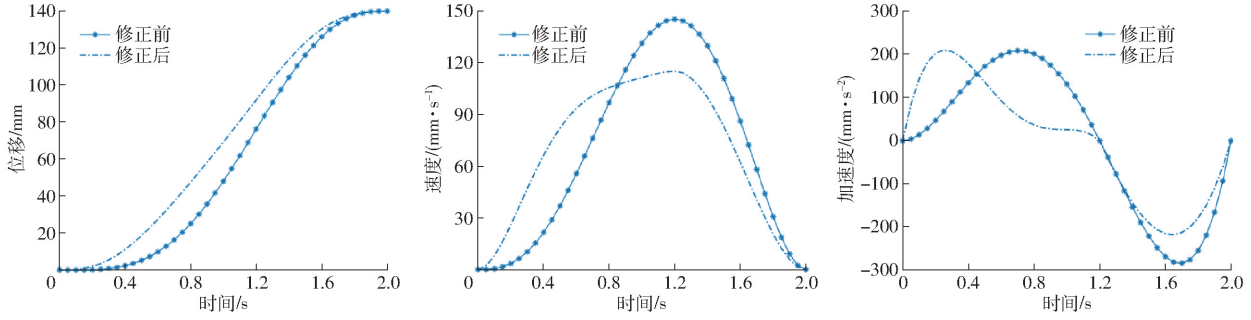


图 10 修正前后输出端位移、速度、加速度变化曲线

Fig. 10 Curves of displacement, velocity and acceleration changes at output end before and after correction

根据已确定合适的输出端水平速度运动规律，利用 Solve 函数进行反求解，得到一系列散点，将散点依次相连，即可求出在保证取苗爪水平方向理想运动规律的前提下，凸轮从动件运动规律近似对比图随推程角规律对比图，如图 11 所示。可以看到输入端最大速度也得到了一定程度的减少，同时加速段与减速度最大加速度虽做出一些牺牲，但差异不显著。

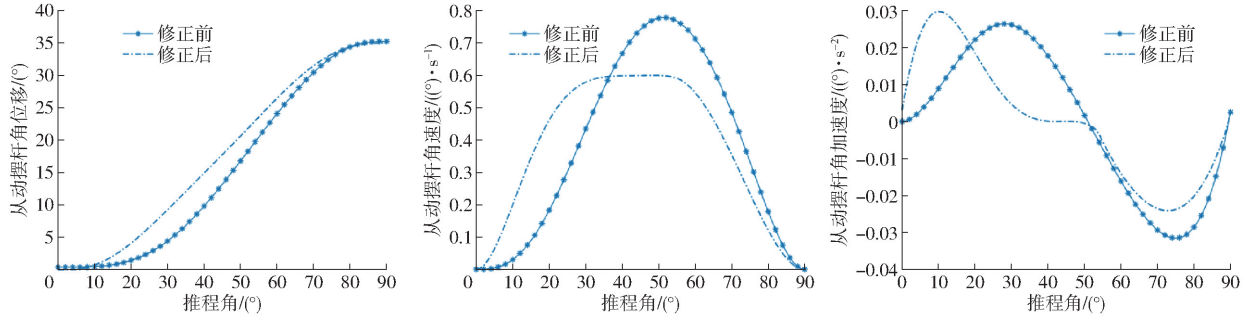


图 11 修正前后输入端角位移、角速度、角加速度变化曲线

Fig. 11 Curves of angular displacement, angular velocity and angular acceleration changes at input end before and after correction

拟合与之对应的函数运动规律，起始和终止点应满足平滑条件并定义其速度极值点：$\psi_1|_{\varphi=0^\circ}=0$；$\frac{d\psi_1}{d\varphi(0)}=0$；$\frac{d^2\psi_1}{d^2\varphi(0)}=0$；$\psi_1|_{\varphi=90^\circ}=35^\circ$；$\frac{d\psi_1}{d\varphi(90)}=0$；$\frac{d^2\psi_1}{d^2\varphi(90)}=0$；$\frac{d^2\psi_1}{d^2\varphi(54)}=0$。

采用八次多项式 $F(x)=a_1x^8+a_2x^7+a_3x^6+a_4x^5+a_5x^4+a_6x^3+a_7x^2+a_8x+a_9$，使用 Fmin - Search 非线性优化函数迭代寻找使得损失函数最小的参数值，以确定最优参数值，具体参数为：$a_1=-2.57\times10^{-13}$；$a_2=1.12\times10^{-13}$；$a_3=-1.91\times10^{-13}$；$a_4=1.63\times10^{-13}$；$a_5=-7.29\times10^{-13}$；$a_6=0.0015$。

3.3 凸轮轮廓线设计

对于竖直凸轮，输出端直接由凸轮摆杆驱动，所需达到竖直位移要求为 45 mm，结合各部件之间的定位关系，使推杆摆角变化在 0°～18°，为使得运动过程中速度和加速度皆连续无突变，避免刚性冲击和柔性冲击，从动件运动规律选用摆线运动规律。回程、近休止、推程段分别为 35°、50°、35°，控制取苗爪竖直运动配合气缸完成取苗动作。

对于水平凸轮回程段，取苗爪不夹取钵苗，故对运动规律无较高要求，采用无冲击的摆线运动规律即可。图 12 为整个周期的从动件摆角角位移曲线。

为减小摩擦阻力，提高机构的传动性能，采用滚子摆杆盘型凸轮结构，滚子保证连杆架与凸轮和限位导槽的接触为滚动接触。得到凸轮的理论廓线坐标为

$$\begin{cases}x=a\sin\varphi-L\sin(\varphi+\Theta+\psi)\\y=a\cos\varphi-L\cos(\varphi+\Theta+\psi)\end{cases}\tag{16}$$

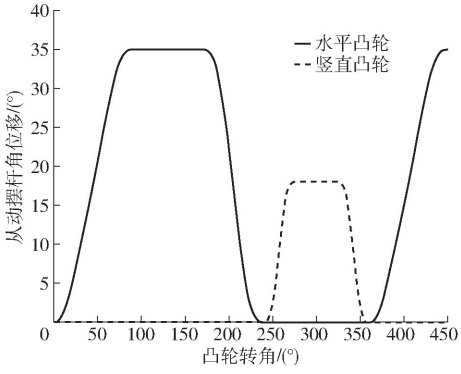


图 12　整周期从动件角位移曲线

Fig. 12　Angular displacement curve of moving parts throughout entire cycle

式中　(x,y)——凸轮的理论廓线坐标

φ——角位移

Θ——摆杆初始位置角

L——从动件摆杆长度

a——铰链到回转中心距离

水平凸轮中心距为 82.02 mm，摆杆臂长为 50.00 mm；竖直凸轮中心距为 81.58 mm，摆杆臂长为 48.30 mm。

将所得的理论廓线坐标代入公式

$$\begin{cases} x' = x - r_r\cos\theta \\ y' = y - r_r\sin\theta \end{cases} \tag{17}$$

式中　(x',y')——凸轮的实际廓线坐标

θ——廓线上任一点法线与水平线夹角，利用凸轮与滚子接触点处法线斜率求得

r_r——凸轮滚子半径

即可得到凸轮实际廓线坐标。

图 13 所示为将笛卡尔坐标转换为极坐标的凸轮廓线图。

4　仿真分析与校验

为验证整个机构设计的合理性，并考核经过反转运动规律法设计的凸轮轮廓曲线质量，基于 ADAMS 平台完成模型的运动学仿真分析。图 14 所示为仿真运动轨迹图，将仿真轨迹数据点导出，利用 Matlab 绘出轨迹比对图，如图 15 所示，整体轨迹呈现 L 形，基本满足“横平竖直”取投苗轨迹条件，满足直拔直放的取投苗要求。

对结果进行处理，得出利用反转运动规律法设计的凸轮取苗机构的输出端位移、速度与加速度随时间的变化曲线，如图 16 所示。

图 16a 中的位移随时间变化曲线光滑度较好，说明凸轮轮廓曲面质量较高。图 16b 中的速度随时间的变化曲线说明其最大速度得到改进，运行更加稳定。图 16c 中加速度随时间的变化曲线表现为与

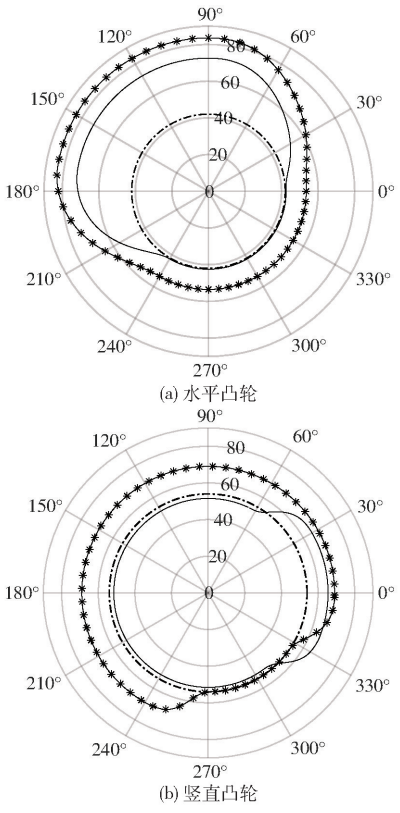


图 13　凸轮廓线极坐标图

Fig. 13　Polar diagrams of cam profile

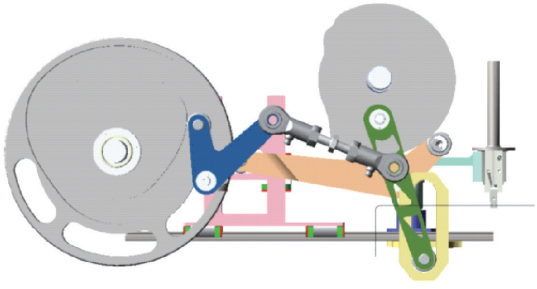


图 14　整体运动轨迹仿真图

Fig. 14　Simulation diagram of overall motion trajectory

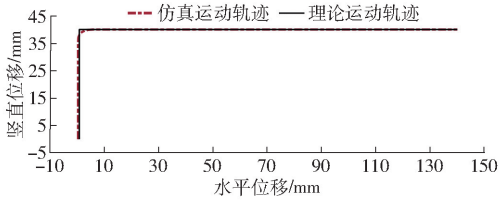


图 15　轨迹对比曲线

Fig. 15　Trajectory comparison diagram

速度随时间变化规律相对应的周期性，取苗段中加速与减速段的加速度幅值均位于合理范围。摆杆轮的加速度在有限范围内波动，不存在刚性冲击，满足凸轮机构的传动稳定性要求。

针对夹取式取苗方式提出的双凸轮连杆传动机构设计合理，能够按预期规律运行，且凸轮的轮廓曲线质量满足传动稳定性要求，可以进行实际样机加工生产。

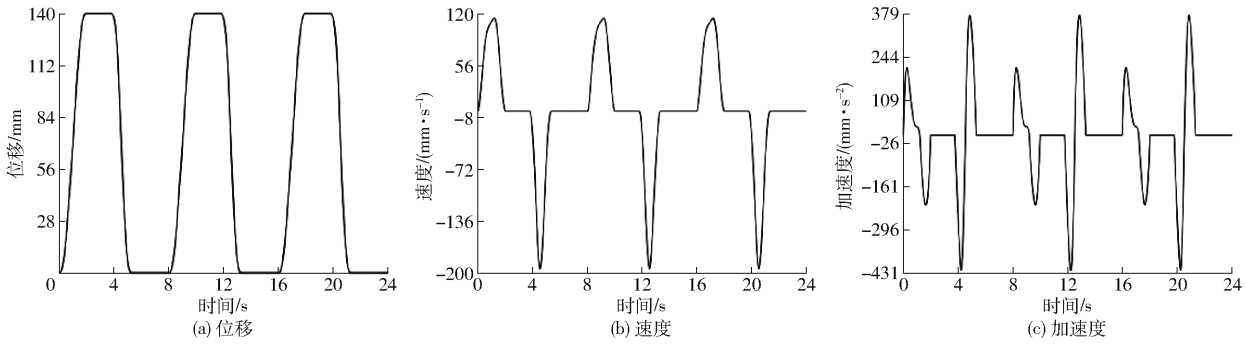


图 16 输出端运动规律仿真对比结果

Fig. 16 Comparison results of output end motion law simulation

5 试验

5.1 试验条件

对取投苗传动机构进行了一种创新设计,为了进一步测试其实际取投苗性能,搭建试验平台,并开展试验验证。该试验台可针对茄果类(如茄子、番茄、辣椒等)穴盘育苗作物进行取投苗操作。如图 17 所示,于 2025 年 4 月进行实际作业试验,试验对象选择 72 穴小米辣椒苗,壮苗(长势良好、高度均匀且钵体充实完整的钵苗)率为 100%,单组试验需 2 盘穴盘(144 株)并保证不缺苗,基质为泥炭、珍珠岩、蛭石,体积比为 3∶1∶1。

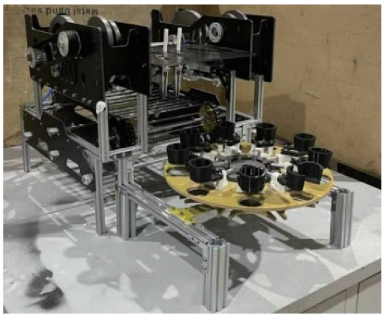


图 17 取投苗试验台

Fig. 17 Seedling taking and feeding test bed

5.2 试验评价指标

试验选取的评价指标为取苗成功率 S_1、投苗成功率 S_2、钵体破损率 S_3。取苗成功率指取苗爪夹持穴盘苗并完整取出的比率,投苗成功率是指将已经取出的钵苗完整投入到掉苗装置的比率,以下情况视为钵体不完整:钵体发生脱落、发生较大破损以及苗茎出现较大损伤;钵体破损率为取投苗过程中钵体散落的基质土质量与总质量的比值。

5.3 单因素取投苗试验

5.3.1 秧龄对取投苗效果的影响

选取基质含水率为 50%,取苗速度为 60 株/min,秧龄为 40、45、50、55、60 d 设计单因素试验,每组试验重复进行 3 次取平均值,数据测量过程中去除前后 10 株,记录中间连续的 124 株辣椒苗,试验结果如图 18a 所示。

由图 18a 可知,随着秧龄的增加,取投苗成功率先增大后减小,钵体破损率先急剧下降后缓慢下降,取投苗作业时秧龄较优的范围为 45 ~ 55 d。

5.3.2 取苗速度对取投苗效果的影响

选取秧龄为 50 d,基质含水率为 50%,取苗速度为 40、50、60、70、80 株/min 共 5 个水平设计单因素试验,试验过程同上,试验结果如图 18b 所示。

由图 18b 可知,随着取苗速度的增大,取投苗成功率整体呈现下降趋势,钵体受损率整体呈现上升趋势。其中取苗速度在 40 ~ 70 株/min 时,取投成功率皆大于 93%,取投苗作业时取苗速度较优的范围为 50 ~ 70 株/min。

5.3.3 基质含水率对取投苗效果的影响

选取秧龄为 50 d,取苗速度为 60 株/min,基质含水率为 20%、30%、40%、50%、60% 共 5 个水平

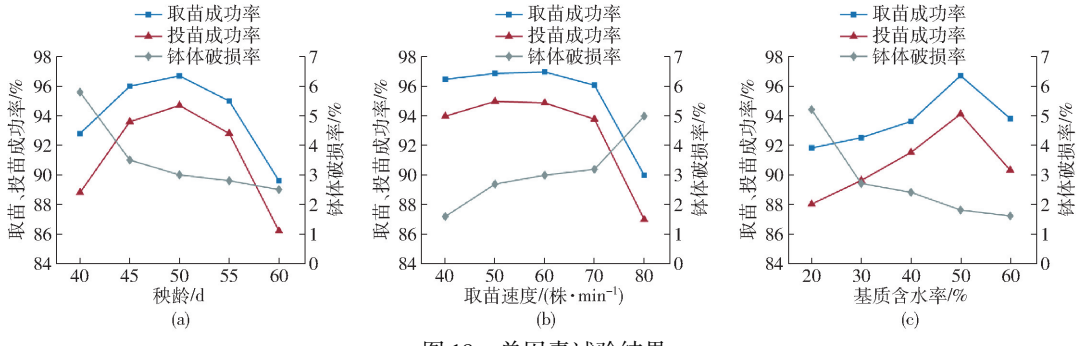


图 18 单因素试验结果

Fig. 18 Single factor test results

设计单因素试验，试验过程同上，试验结果如图 18c 所示。

由图 18c 可知，随着基质含水率增高，取投苗成功率先增大后减小，钵体破损率总体呈现下降趋势。当基质含水率为 60% 时，取投苗成功率出现下降，取投苗作业时基质含水率较优的范围为 40% ~ 60%。

5.4　多因素试验分析

5.4.1　正交试验设计

为得到秧龄、取苗速度与基质含水率 3 个因素的交互作用对取投苗效果的影响，采用 Design-Expert 13.0 软件 Box－Behnken 响应曲面分析法进行三因素三水平试验，共有 18 组试验，每组试验 3 次，每次取 144 株苗，数据测量过程中去除前后 10 株，记录中间连续的 124 株辣椒苗，试验结果取平均值。

根据单因素试验结果，在钵苗秧龄(50 ± 5) d、取苗速度(60 ± 10)株/min、基质含水率(50 ± 10)%范围内进行细分并设计正交试验，正交试验的因素编码如表 2 所示。

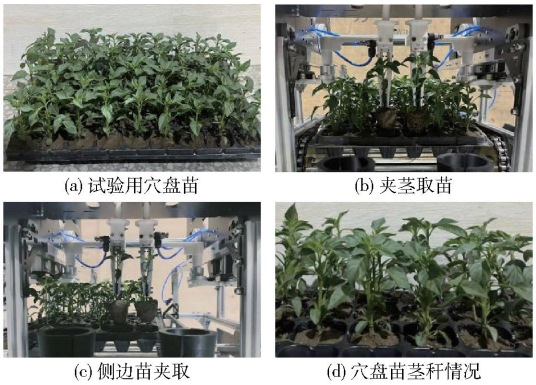
表 2　正交试验因素编码

Tab. 2　Orthogonal test factors and coding

编码	因素		
	辣椒苗秧龄 A/d	取苗速度 B/(株·min^{-1})	基质含水率 C/%
1	45	50	40
2	50	60	50
3	55	70	60

5.4.2　试验结果与分析

取苗过程如图 19a ~ 19c 所示，经凸轮连杆取苗机构取苗后的穴盘苗如图 19d 所示，1 d 后观察其茎部无损伤，且存活率 100%，生长状态良好。试验结果如表 3 所示。



(a) 试验用穴盘苗　(b) 夹茎取苗　(c) 侧边苗夹取　(d) 穴盘苗茎秆情况

图 19　取投苗试验过程

Fig. 19　Seedling picking and planting test process

表 4 为响应面拟合方差分析结果，表 4 中的 P 值表明，对取苗成功率的影响顺序从大到小分别为取苗速度、秧龄、基质含水率，取苗速度与秧龄的 P 值均小于 0.05，说明取苗速度与秧龄对取苗成功率皆具有显著性影响。

对投苗成功率的影响主次顺序为秧龄、基质含水率、取苗速度，秧龄与基质含水率的 P 值均小于 0.05，说明取苗速度与秧龄对取苗成功率皆具有显著性影响。

对钵体破损率的影响主次顺序为秧龄、基质含水率、取苗速度，皆对钵体破损率具有极显著性影响，取苗速度相较于其他两因素影响较小。

根据 Design-Expert 13.0 软件获得因素交互对取投苗效果的数学模型，利用 Origin 软件绘制各因素交互作用对取投苗效果影响的响应曲面图，如图 20 所示。

表 3　试验结果

Tab. 3　Test result

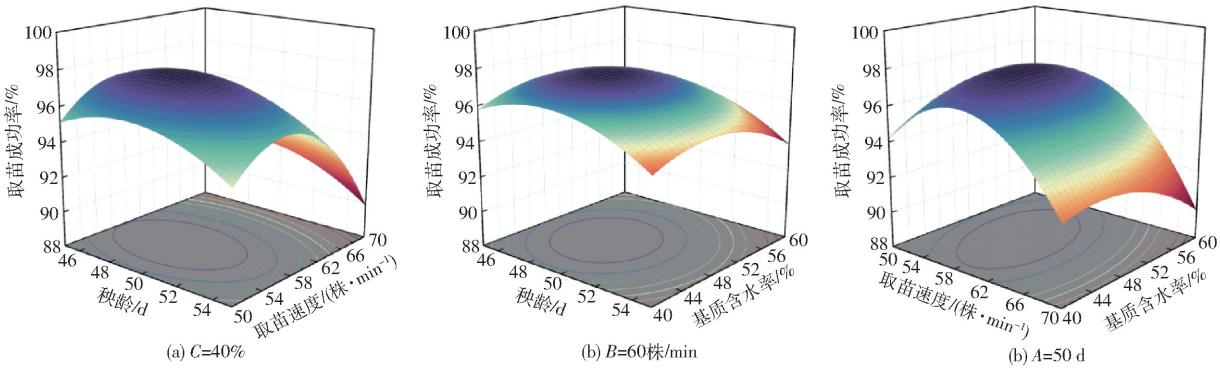
试验号	因素 A/d	B/(株·min^{-1})	C/%	取苗成功率 S_1/%	投苗成功率 S_2/%	钵体破损率 S_3/%
1	50	50	40	94.21	92.80	9.05
2	55	60	60	93.23	88.69	3.28
3	50	60	50	98.07	98.11	6.78
4	50	60	50	97.40	98.43	5.68
5	50	60	50	96.92	96.94	7.23
6	50	70	40	92.36	87.38	11.14
7	45	60	60	95.62	92.74	9.35
8	45	60	40	96.03	91.58	12.63
9	50	60	50	98.20	98.19	5.49
10	55	50	50	94.35	90.12	4.02
11	50	50	60	95.23	93.91	4.98
12	55	60	40	94.32	87.98	7.11
13	55	70	50	90.22	89.90	5.53
14	45	50	50	94.81	93.68	6.07
15	50	60	50	96.85	97.04	5.37
16	50	60	50	97.88	96.89	6.38
17	45	70	50	91.55	93.15	10.61
18	50	70	60	89.63	93.68	5.84

表 4　方差分析

Tab. 4　Analysis of variance

指标	因素	平方和	F	P
取苗成功率	A	4.34	14.55	0.005 1
	B	27.49	94.20	<0.000 1
	C	1.29	4.32	0.071 2
投苗成功率	A	26.14	22.06	0.001 5
	B	5.12	4.32	0.071 2
	C	10.76	9.09	0.016 7
钵体破损率	A	43.80	45.62	0.000 1
	B	10.13	11.24	0.010 0
	C	33.95	37.68	0.000 3

注：$0.01 < P \leqslant 0.05$ 表示影响显著，$P \leqslant 0.01$ 表示影响极显著。



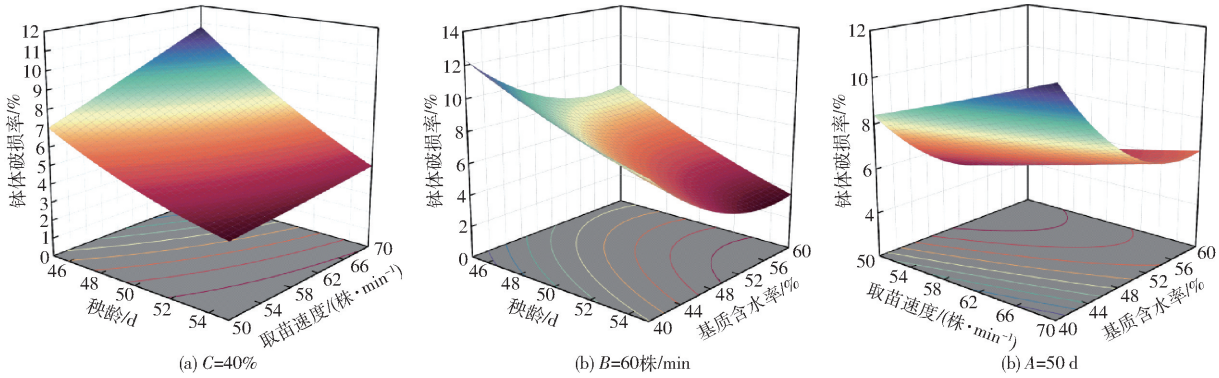
(a) C=40% (b) B=60株/min (b) A=50 d

图 20 因素交互作用对取苗成功率影响的响应面

Fig. 20 Response surfaces of interaction effect of factors on success rate of seedling extraction

由图 20a 可知,秧龄、取苗速度增大时,取苗成功率均存在先增大后减小的趋势,取苗成功率由取苗速度所引起的变化速率大于由秧龄所引起的变化速率,秧龄、取苗速度对取苗成功率均有显著影响。由图 20b 可知,秧龄与基质含水率增大时,取苗成功率均出现先增加后减小的趋势,基质含水率对取苗成功率的影响并不显著。由图 20c 可知,取苗成功率随取苗速度的增大呈现先增大后减小的趋势。从等值线可以看出取苗速度与基质含水率二者之间的交互作用最为显著,两者间的交互作用会导致出现未夹起钵苗或伤苗的情况,致使取苗成功率进一步下降,使得取苗成功率达到最小。

图 21 为各因素交互作用对钵体破损率影响的响应曲面。由图 21a 可知,钵体破损率随着秧龄的增加而减小,随着取苗速度的增加逐渐增大,秧龄对基质破损率影响更显著。由图 21b 可知,钵体破损率随着秧龄、基质含水率的增加均呈现减小的趋势,两者均对钵体破损率有显著影响。存在一定的交互作用,当秧龄较小时钵体破损率随基质含水率的下降速率大于秧龄较大时钵体破损率随基质含水率的下降速率。由图 21c 可知,钵体破损率随着取苗速度的增加呈现增加的趋势,随着基质含水率的增加呈现下降的趋势。其中钵体破损率随基质含水率的变化速率大于随取苗速度的变化速率。两者交互作用下,钵体破损率达到最大。



(a) C=40% (b) B=60株/min (b) A=50 d

图 21 因素交互作用对钵体破损率影响的响应面

Fig. 21 Response surfaces of interaction effect of factors on damage rate of bowl body

5.5 取投苗参数优化与验证

为获得最佳取投苗效果,以取投苗成功率最高、钵体破损率最低为优化目标,采用 Design-Expert 13.0 软件进行优化求解,在秧龄为 50 d、取苗速度 56 株/min、基质含水率 52% 时取投苗效果最佳。在此条件下,取苗成功率为 97.69%,投苗成功率为 95.31%,钵体破损率为 5.36%。

为验证较优水平组合(钵苗秧龄为 50 d、取苗速度为 56 株/min、钵体含水率为 52%)对取苗成功率 S_1、投苗成功率 S_2 以及钵体破损率 S_3 的准确性开展验证试验。单次取投苗 144 株,去除前后 10 株,记录中间连续的 124 株辣椒苗,重复 5 次,5 组样机试验平均取苗成功率为 97.58%、投苗成功率为 95.64%、钵体破损率为 5.32%,与预测值差距很小,实际工作效果较好,满足相关标准要求[20]。

6 结论

(1)设计了一种双凸轮连杆夹茎式取投苗传动机构,由一对凸轮分别控制水平和竖直方向位移,实现平直运动。针对关键送苗段,提出了一种反转运动规律的凸轮轮廓设计方法,由输出端理想运动规律反转至与之对应的输入端从动件运动规律,进而

确定凸轮轮廓曲线。利用 ADAMS 完成模型的运动学仿真分析，获取了取投苗运动仿真曲线，验证了设计的可行性和科学性。

(2)以秧龄、取苗速度和基质含水率为试验因素，以取苗成功率 S_1、投苗成功率 S_2 和钵体破损率 S_3 为评价指标，开展单因素试验，分析因素对取投苗效果的影响，得出最佳取苗参数区间。随后进行正交试验，根据试验结果对取苗参数进行优化，以最佳的参数组合：秧龄 50 d、取苗速度 56 株/min、基质含水率 52% 进行了优选参数验证试验，试验结果为取苗成功率 97.58%、投苗成功率 95.64%、钵体破损率 5.32%，试验效果良好，满足移栽作业要求。

参 考 文 献

[1] WEN Yongshuang, ZHANG Junxiong, TIAN Jinyuan, et al. Design of a traction double-row fully automatic transplanter for vegetable plug seedlings[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2021, 182: 106017.

[2] 袁挺，王栋，文永双，等. 蔬菜移栽机气吹振动复合式取苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报，2019，50(10)：80－87.
YUAN Ting, WANG Dong, WEN Yongshuang, et al. Design and test of air-blowing vibration composite seedling picking mechanism for vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 80－87. (in Chinese)

[3] 马旭，马成林，孙玉晶，等. 空气整根钵苗移栽器送秧及投苗机构的研究[J]. 农业机械学报，1996，27(增刊 1)：52－56.
MA Xu, MA Chenglin, SUN Yujing, et al. Research on the seedling feeding and seedling dropping mechanism of air-rooted potting plant[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1996, 27(Supp. 1): 52－56. (in Chinese)

[4] 叶大鹏，青家兴，吴逸腾，等. 菌草穴盘苗取投苗装置设计与试验分析[J]. 中国农机化学报，2024，45(10)：9－16，53.
YE Dapeng, QING Jiaxing, WU Yiteng, et al. Design and experimental analysis of seedling picking and dropping device for mycorrhizal burrow tray[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2024, 45(10): 9－16, 53. (in Chinese)

[5] 邱硕，于博，计东，等. 辣椒苗夹茎式双排自动取投苗装置设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55(3)：115－121，152.
QIU Shuo, YU Bo, JI Dong, et al. Design and test of double-row automatic seedling picking and dropping device for chilli seedling clamping stem[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3): 115－121, 152. (in Chinese)

[6] 王秀，刘蒙滋，翟长远，等. 蔬菜移栽夹茎式取苗装置设计与试验[J]. 农业机械学报，2023，54(9)：122－132.
WANG Xiu, LIU Mengzi, ZHAI Changyuan, et al. Design and test of a stem clamping type seedling picking device for vegetable transplanting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9): 122－132. (in Chinese)

[7] ZHOU Maile, XU Tingbo, WANG Guibin, et al. Design of a 2R open-chain plug seedling-picking mechanism and control system constrained by a differential non-circular planetary gear train[J]. Agriculture, 2024, 14(9): 1576－1576.

[8] 辛亮，王明成，孙国玉，等. 番茄钵苗移栽探出式取钵机构设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55(3)：96－105.
XIN Liang, WANG Mingcheng, SUN Guoyu, et al. Design and test of the probe-type potting mechanism for tomato potting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3): 96－105. (in Chinese)

[9] 周海丽，刘建刚，俞高红，等. 蔬菜移栽机斜齿轮-非圆齿轮行星轮系取苗机构研究[J]. 农业机械学报，2023，54(8)：77－86.
ZHOU Haili, LIU Jian'gang, YU Gaohong, et al. Research on seedling extraction mechanism of helical gear-noncircular gear planetary wheel system for vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 77－86. (in Chinese)

[10] ZHOU Maile, SUN Hao, XU Xin, et al. Study on the method and mechanism of seedling picking for pepper(*Capsicum annuum* L.) plug seedlings[J]. Agriculture, 2023, 14(1): 11－32.

[11] JIN Xin, ZHANG Bo, SUO Hongbin, et al. Design and mechanical analysis of a cam-linked planetary gear system seedling picking mechanism[J]. Agriculture, 2023, 13(4): 810－827.

[12] 袁挺，张宇，尹金亮，等. 蔬菜移栽机曲柄摇杆-导轨组合式取投苗装置研究[J]. 农业机械学报，2022，53(12)：116－125.
YUAN Ting, ZHANG Yu, YIN Jinliang, et al. Research oncrank-rocker-guide combination seedling picking and dropping device for vegetable transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 116－125. (in Chinese)

[13] PENG Zehui, YANG Fazhan, LI Yuhuan, et al. Design and testing of a whole-row top-loosening stem-clamping seedling extraction device for hole tray seedlings[J]. Agriculture, 2025, 15(2): 165.

[14] 张妮，张国忠，付建伟，等. 顶钵-夹茎组合式取苗装置设计与试验[J]. 农业工程学报，2024，40(3)：50－61.
ZHANG Ni, ZHANG Guozhong, FU Jianwei, et al. Design and test of a combined top-potting and stem-clamping seedling extraction device[J]. Transactions of the CSAE, 2024, 40(3): 50－61. (in Chinese)

[15] ZHOU Biao, MIAO Hong, GUAN Chunsong, et al. Design and test of seedling-picking mechanism of fully automatic transplanting machine[J]. Applied Sciences, 2024, 14(20): 9235.

(下转第 263 页)

[26] 张建新,王家胜,赵国庆,等. 振动式土壤切削挖掘阻力试验台设计[J]. 农机化研究 2021,43(9):93－97.
ZHANG Jianxin,WANG Jiasheng,ZHAO Guoqing,et al. Design for test-bed of vibration type soil digging resistance[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2021,43(9):93－97. (in Chinese)
[27] LIU Shihao,WENG Shaojie,LIAO Yulan,et al. Structural bionic design for digging shovel of cassava harvester considering soil mechanics[J]. Applied Bionics and Biomechanics,2014,11(1－2):1－11.
[28] 李涛,周进,徐文艺,等. 4UGS2 型双行甘薯收获机的研制[J]. 农业工程学报,2018,34(11):26－33.
LI Tao,ZHOU Jin,XU Wenyi,et al. Development of 4UGS2 type double-row sweet potato harvester[J]. Transactions of the CSAE,2018,34(11):26－33. (in Chinese)
[29] ZHANG Lei,ZHAI Yibin,CHEN Jianneng,et al. Optimization design and performance study of a subsoiler underlying the tea garden subsoiling mechanism based on bionics and EDEM[J]. Soil and Tillage Research,2022,220:105375.
[30] SONG Wei,JIANG Xiaohu,LI Leka,et al. Increasing the width of disturbance of plough pan with bionic inspired subsoilers[J]. Soil and Tillage Research,2022,220:105356.
[31] 赖庆辉,贾广鑫,苏微,等. 基于 DEM－MBD 耦合的链勺式人参精密排种器研究[J]. 农业机械学报,2022,53(3):91－104.
LAI Qinghui,JIA Guangxin,SU Wei,et al. Design and test of chain-spoon type precision seed-metering device for ginseng based on DEM－MBD coupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(3):91－104. (in Chinese)
[32] 侯加林,方立志,张海阔,等. 多重扰动清种式大蒜单粒取种排种器设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(1):65－75.
HOU Jialin,FANG Lizhi,ZHANG Haikuo,et al. Design and experiment of multi-disturbance cleaning and single-seed sowing device for garlic[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2024,55(1):65－75. (in Chinese)
[33] 张兆国,薛浩田,王一驰,等. 基于离散元法的三七仿生挖掘铲设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(5):100－111.
ZHANG Zhaoguo,XUE Haotian,WANG Yichi,et al. Design and experiment of *Panax notoginseng* bionic excavating shovel based on EDEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(5):100－111. (in Chinese)
[34] 辛杰. 大蒜物理力学特性试验研究与收获机关键装置设计[D]. 泰安:山东农业大学,2018.
XIN Jie. Experimental study on physical and mechanical properties of garlic and design of key device of harvester[D]. Taian: Shandong Agricultural University,2018. (in Chinese)
[35] 王善博,阿力木·买买提吐尔逊,黄强斌,等. 基于 EDEM－RecurDyn 耦合的玉米剥皮装置仿真分析与试验[J]. 中国农机化学报,2023,44(10):115－120.
WANG Shanbo,ALYM Memettrsun,HUANG Qiangbin,et al. Simulation analysis and experiment of a maize peeling device based on EDEM－RecurDyn coupling[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2023,44(10):115－120. (in Chinese)
[36] 刘晓寅. 斗式提升机输送链传动系统的优化设计与仿真研究[D]. 长春:吉林大学,2018.
LIU Xiaoyin. Optimization design and simulation study of conveyor chain transmission system for bucket elevator[D]. Changchun:Jilin University,2018. (in Chinese)

(上接第 233 页)

[16] 胡建平,刘育彤,刘伟,等. 蔬菜自动移栽机顶夹拔组合式取苗装置试验研究[J]. 农业机械学报,2022,53(增刊 1): 110－117,184.
HU Jianping,LIU Yutong,LIU Wei,et al. Experimental study on the combined seedling picking device of top clamping and pulling for automatic vegetable transplanting machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(Supp. 1):110－117,184. (in Chinese)
[17] 刘洋,何义川,韩绿化,等. 蔬菜穴盘苗自动取苗机构研究进展[J]. 新疆农垦科技,2023,46(6):52－56.
LIU Yang, HE Yichuan, HAN Lühua, et al. Research progress of automatic seedling extraction mechanism for vegetable hole tray seedlings[J]. Xinjiang Agricultural Reclamation Science and Technology,2023,46(6):52－56. (in Chinese)
[18] 任朝阳,胡敏娟,严伟,等. 旱地穴盘苗移栽机取苗机构研究现状[J]. 中国农机化学报,2025,46(2):41－47.
REN Chaoyang, HU Minjuan, YAN Wei, et al. Current status of research on seedling picking mechanism of dryland hole tray seedling transplanting machine[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2025,46(2):41－47. (in Chinese)
[19] YAO Mengjiang,LV Junpeng,WANG Lianghui, et al. Cooperative operation method of seedling conveying and picking by full-automatic transplanter based on multi-sensor combination[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2024,225:9311.
[20] 中华人民共和国农业部. 油菜移栽机质量评价技术规范 NY/T 1924—2010[S]. 北京:中国农业出版社,2010.