doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.06.032

蔬菜穴盘苗取栽一体式移栽机构设计与试验

俞高红[1,2]　李小琴[1]　徐岳平[3]　敖　猛[1]　王振涛[1]　王　磊[1,2]

(1. 浙江理工大学机械工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018;
3. 浙江小精农机制造有限公司, 绍兴 312000)

摘要: 针对现有蔬菜移栽机构无法精确实现取栽一体式作业所需的移栽轨迹和姿态问题,本文提出一种基于非圆齿轮约束的混联六杆单自由度蔬菜钵苗取栽一体式移栽机构。根据取栽一体式移栽要求,确定了一种“鹰嘴形”取苗静轨迹和“近似直线形”植苗动轨迹取栽一体式理想移栽轨迹,建立了移栽机构运动学模型,以五次 B 样条插值法构建非圆齿轮传动函数,结合蔬菜移栽农艺要求,以机构运动误差最小和非圆齿轮节曲线最优为优化目标,基于谱聚类均衡差分进化算法(SCEDE)对移栽机构进行优化设计,得到满足一体化移栽轨迹和姿态最优机构参数。对移栽机构进行了结构设计、仿真分析以及台架试验。结果表明:物理样机试验轨迹姿态、虚拟样机仿真轨迹姿态与理论轨迹姿态基本一致,当移栽机构作业转速为 25 ~ 45 r/min 时,取苗成功率为 96.1%,栽植成功率为 91.4%,移栽株距变异系数 2.31%。满足蔬菜移栽作业要求,验证了所提理论方法的正确性以及该机构的可行性。

关键词: 移栽机构; 取栽一体式; 蔬菜穴盘苗

中图分类号: S223.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)06-0341-10　　**OSID**:

Design and Experiment of Integrated Transplanting Mechanism for Taking and Planting Vegetable Pot Seedlings

YU Gaohong[1,2]　LI Xiaoqin[1]　XU Yueping[3]　AO Meng[1]　WANG Zhentao[1]　WANG Lei[1,2]

(1. *School of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou* 310018, *China*
2. *Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou* 310018, *China*
3. *Zhejiang Xiaojing Machinery Manufacturing Co., Ltd., Shaoxing* 312000, *China*)

Abstract: In view of the problem that the existing vegetable transplanting mechanisms cannot precisely achieve the required transplanting trajectory and posture for the integrated operation of transplanting and harvesting, a hybrid six-bar single-degree-of-freedom vegetable pot seedling transplanting mechanism was proposed based on non-circular gear constraints. According to the requirements of integrated transplanting and harvesting, an ideal transplanting trajectory integrating the static trajectory of taking seedlings and the dynamic trajectory of planting seedlings was determined as an “eagle-beak-shaped” static trajectory and an “approximate straight-line-shaped” dynamic trajectory. The kinematic model of the transplanting mechanism was established. The non-circular gear transmission function was constructed by using quintic B-spline interpolation method. Considering the agronomic requirements of vegetable transplanting, the spectral clustering balanced differential evolution algorithm (SCEDE) was used to optimize the design of the transplanting mechanism with the minimum motion error and the optimal gear curve of the non-circular gear as the optimization objectives. The optimal mechanism parameters for the integrated transplanting trajectory and posture were obtained. The structure design, simulation analysis and bench test of the transplanting mechanism were carried out. The results showed that the trajectory and posture of the physical prototype test and the virtual prototype simulation were basically consistent with the theoretical trajectory. When the operating speed of the transplanting mechanism was 25 ~ 45 r/min, the success rate of taking seedlings was 96.1%, the success rate of planting was 91.4%, and the coefficient of variation

收稿日期: 2024-12-27　修回日期: 2025-02-14

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001800)、国家自然科学基金项目(52305290、52075497)和浙江省自然科学基金项目(LD24E05007、LTGN23E050002)

作者简介: 俞高红(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事机构学与移栽装备设计研究,E-mail: yugh@zstu.edu.cn

通信作者: 王磊(1992—),男,讲师,博士,主要从事农业机构设计与优化研究,E-mail: wanglei_zstu@163.com

of transplanting plant spacing was 2.31%. It can meet the requirements of vegetable transplanting operation, which verified the correctness of the proposed theoretical method and the feasibility of the mechanism.

Key words: transplanting mechanism; integrated transplantation for taking and planting; vegetable pot seedlings

0 引言

取栽一体式移栽机构仅通过一套机构完成取苗、送苗、植苗和复位等动作,结构紧凑、成本较低,其工作性能直接决定移栽装备整体性能和作业效果。因此,取栽一体式移栽机构的研制对实现农业机械化、自动化和智能化有重要意义[1-5]。

国内外全自动蔬菜移栽装备核心移栽机构由两套或多套机构协作完成移栽作业[6],市场上缺乏针对取栽一体式移栽装备的核心移栽机构研究与应用。国外日本洋马[7-8]提出的全自动蔬菜钵苗移栽机(PF2R 型)由两套机构组成,采用连杆-滑道-行星轮组合式取植苗机构协同作业完成取苗、送苗、植苗、复位等动作;结构工艺较为复杂,效率低,成本较高。文献[9-11]提出的全自动辣椒移栽机通过 3 个关键部件完成移栽作业,取苗机构将钵苗送至输送装置,再由输送装置给植苗机构持续供苗,作业流程繁琐且需要高精度配合。欧美国家全自动蔬菜移栽机采用两套或多套机构协同作业;作业效率高,适合大规模移栽作业[12-15]。国内对蔬菜钵苗移栽机构展开了系列研究,文献[16-17]提出的行星齿轮系移栽机构,通过行星轮系取苗机构沿着“鹰嘴形”轨迹夹取钵苗并投入“鸭嘴式”植苗机构中进行栽植,但存在钵苗粘附苗针及钵苗吸附在鸭嘴器上的问题。陈建能等[18]提出“夹茎式”玉米取栽一体式移栽机构,通过夹取钵苗根茎沿着“8”字形轨迹完成移栽,由于夹茎取苗对钵苗定位精度要求高,存在漏苗和将相邻钵苗一起带出的问题。孙良等[19]提出非圆齿轮-连杆组合式移栽机构实现取栽一体式移栽,但动态植苗段轨迹环扣较大,导致种植密度不均匀;易与土壤发生碰撞。周梅芳等[20]提出的回转式花卉取栽一体式移栽机构,采用“双尖嘴形”移栽轨迹进行花卉穴盘苗移栽作业。许春林等[21]提出的全自动草莓钵苗移栽机构可完成取苗、输送、挖穴与栽植 4 个移栽工序;挖穴机构配置在移栽机构上;两者可精准配合作业;但由于使用单一悬臂式挖穴杆,难以确保理想的挖穴姿态和结构稳定性。

本文提出一种基于非圆齿轮约束的单自由度蔬菜钵苗取栽一体式移栽机构;通过对机构进行运动学分析和建模,结合取苗段静态轨迹和植苗段动态轨迹和姿态要求,利用 SCEDE 优化算法[22-28],对机构运动误差和非圆齿轮节曲线进行目标优化,获得 1 组能实现蔬菜钵苗取栽一体式移栽作业的机构最优参数,以满足蔬菜钵苗移栽要求。

1 移栽机构设计要求与工作原理

1.1 移栽机构设计要求

移栽机构取苗栽植需保证机构移栽臂秧针进出穴盘轨迹近似直线及栽植钵苗时动态轨迹与地面形成近似垂直的直线;因此采用取栽一体式移栽机构实现“鹰嘴形”取苗静轨迹与“近似直线形”植苗动轨迹,完成取苗、送苗、植苗、复位等 4 个作业阶段,如图 1 所示。

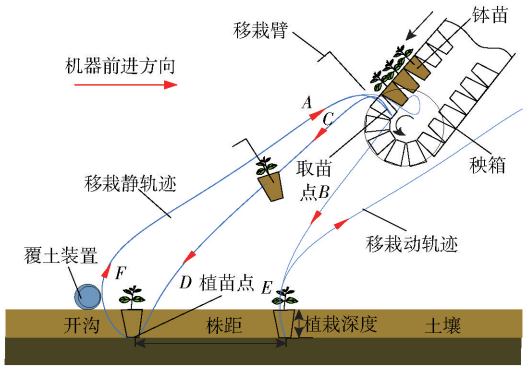

图 1 取栽一体式蔬菜移栽示意图

Fig. 1 Transplanting diagram of integrated vegetable

$A-B-C$ 阶段为取苗过程,在机构安装初始位置时,机构运转驱动移栽臂进行取苗动作,当行至取苗点 B 时,移栽臂精确地夹紧钵苗,并沿着预定的轨迹将钵苗从钵穴中取出,这一过程,移栽臂与钵穴之间无碰撞发生。$C-D$ 阶段为送苗过程,移栽臂转动一定角度且保持夹持钵苗状态,为实现钵苗直立栽种提供关键条件;同时,在送苗过程中机构与秧箱保持无干涉状态。$D-E-F$ 阶段为植苗过程,移栽臂张开秧针,在移栽轨迹最低点将钵苗推至开沟苗沟中,$F-A$ 阶段为复位过程,覆土装置进行覆土、压实,完成栽植作业,同时移栽臂迅速而准确地返回至初始位置,为下一轮移栽作业做准备。

1.2 机构方案与工作原理

为了满足作业需求,采用混联六杆机构和非圆齿轮行星轮系设计移栽机构;将混联六杆机构变速运动与非圆齿轮传动速比变化相耦合,实现“鹰嘴

形”取苗静轨迹与“近似直线形”植苗动轨迹结合的取栽一体式移栽轨迹。机构工作示意图如图 2 所示。

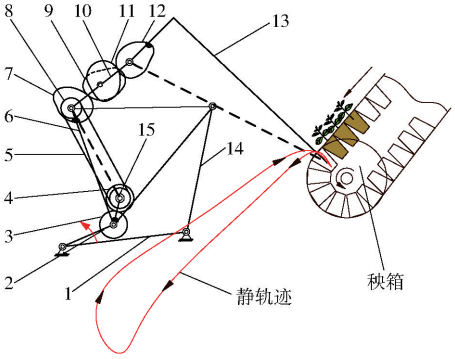

图 2　蔬菜移栽机构结构示意图

Fig. 2　Schematic of transplanting mechanism

1. 机架　2. 曲柄　3、4. 圆齿轮　5. 链条　6. 连杆　7. 太阳轮　8. 链轮　9. 第 1 中间轮　10. 行星架　11. 第 2 中间轮　12. 行星轮　13. 移栽臂　14. 摆杆　15. 链轮

蔬菜移栽机构工作原理为：动力输入轴驱动曲柄逆时针匀速旋转，带动连杆进行平面运动；通过齿轮传动和链传动将动力传递至行星架，圆齿轮作用为改变动力传递方向，使得行星架相对于连杆做逆时针全周运动。在固定于连杆的太阳轮协作下，通过第 1 中间轮和第 2 中间轮传动，使行星轮及行星轴驱动移栽臂相对于行星架逆时针方向变速运动，从而形成适用于蔬菜移栽的取栽一体运动轨迹；移栽臂内部凸轮与拨杆联动，在压簧支持下，推动推苗杆实现往复直线运动，配合推苗块控制秧针闭合与张开，在相应位置完成取苗和植苗动作。

2　移栽机构运动学建模

以混联六杆机构回转中心 O 为坐标原点建立坐标系，分别对混联六杆机构和非圆齿轮行星轮系进行运动学建模；规定杆件旋转方向逆时针为“+”，顺时针为“-”。机构运动学模型如图 3 所示。

工作过程中，曲柄逆时针转动，曲柄相对机架夹角 θ_1 可表示为

$$\theta_1 = S_1\omega_{\text{in}} + \alpha_1 \tag{1}$$

式中　S_1——曲柄转向系数

ω_{in}——机构动力输入转角，(°)

α_1——曲柄相对机架初始夹角，(°)

点 A 位移方程为

$$\begin{cases} X_A = X_O + l_1\cos(\beta_1 + \theta_1) \\ Y_A = Y_O + l_1\sin(\beta_1 + \theta_1) \end{cases} \tag{2}$$

式中　l_1——曲柄 OA 长度，mm

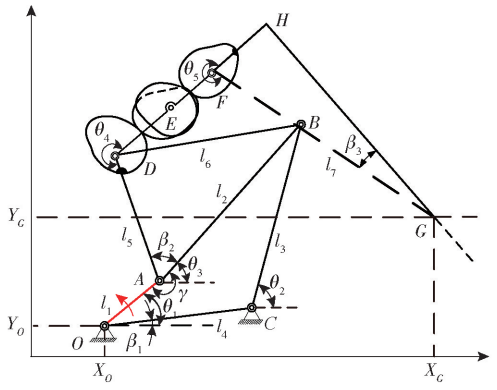

图 3　取栽一体式移栽机构简图

Fig. 3　Summary of integrated transplanting mechanism

β_1——机架 OC 水平夹角，(°)

根据矢量方程 $\boldsymbol{l}_{OA} + \boldsymbol{l}_{AB} = \boldsymbol{l}_{OC} + \boldsymbol{l}_{CB}$，经过简化可得到连杆 AB 水平夹角 θ_3 为

$$\theta_3 = 2\arctan\frac{B \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A - C} \tag{3}$$

其中

$$\begin{cases} A = l_1\cos(\beta_1 + \theta_1) + l_2\cos\theta_3 - l_4\cos\theta_2 \\ B = l_1\sin(\beta_1 + \theta_1) + l_2\sin\theta_3 - l_4\sin\theta_2 \\ C = \dfrac{A^2 + B^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_2} \end{cases} \tag{4}$$

式中　l_2——连杆 AB 长度，mm

l_3——摆杆 BC 长度，mm

l_4——机架 OC 长度，mm

θ_2——摆杆 BC 水平夹角，(°)

当 $A - C = 0$ 时

$$\theta_3 = 2\arctan\left(\pm\frac{A}{B}\right) \tag{5}$$

式(3)、(5)中的双重解是由于机构二分体可以以不同配置组合，本文只考虑取负号情况。从而得到点 B 位移方程为

$$\begin{cases} X_B = X_A + l_2\cos\theta_3 \\ Y_B = Y_A + l_2\sin\theta_3 \end{cases} \tag{6}$$

点 D 位移方程为

$$\begin{cases} X_D = X_A + l_5\cos(\theta_3 + \beta_2) \\ Y_D = Y_A + l_5\sin(\theta_3 + \beta_2) \end{cases} \tag{7}$$

式中　l_5——连杆 AD 长度，mm

β_2——连杆 AB 与连杆 AD 夹角，(°)

曲柄 OA 与连杆 AB 之间的夹角 γ 与 β_1、θ_1、θ_3 之间关系式为

$$\gamma = 180° - \beta_1 - \theta_1 + \theta_3 \tag{8}$$

根据机构传动方式，动力由曲柄通过链传动至行星架，即连杆相对于曲柄转角增量 $\Delta\gamma$ 和行星架相对于连杆转角增量 $\Delta\theta_4$ 相等；则连杆 AD 相对于行星架角度 θ_4 可表示为

$$\begin{cases}\theta_4=\alpha_2+S_2\gamma\\ |\Delta\theta_4|=|\Delta\gamma|\end{cases}\tag{9}$$

式中 α_2——行星架相对连杆 AD 初始角度,(°)

S_2——行星架转向系数

点 F 位移方程为

$$\begin{cases}X_F=X_D+l_6\cos(\theta_3+\beta_2+\theta_4)\\ Y_F=Y_D+l_6\sin(\theta_3+\beta_2+\theta_4)\end{cases}\tag{10}$$

式中 l_6——行星架 DF 长度,mm

移栽臂中的凸轮中心至秧针尖点的距离 FG 相对于行星架的相对转角 θ_5 为

$$\theta_5=\alpha_3+S_3\omega_{\text{out}}\tag{11}$$

式中 α_3——移栽臂相对行星架初始角,(°)

S_3——移栽臂转向系数

ω_{out}——行星轮输出转角,(°)

点 G 位移方程为

$$\begin{cases}X_G=X_F+l_7\cos(\theta_3+\beta_2+\theta_4+\theta_5)\\ Y_G=Y_F+l_7\sin(\theta_3+\beta_2+\theta_4+\theta_5)\end{cases}\tag{12}$$

式中 l_7——移栽臂 FG 长度,mm

移栽臂 HG 水平夹角 η 可表示为

$$\eta=\beta_2+\theta_3+\theta_4+\theta_5-\beta_3\tag{13}$$

式中 β_3——移栽臂 GF 与 GH 夹角,(°)

为了减小非圆齿轮传动比,同时增加机构灵活性。本文非圆齿轮传动采用二级传动,根据移栽机构动力传递,θ_4为太阳轮输入转角,用 ω_{in}表示,ω_{mid}为中间轮转角,ω_{out}为行星轮输出转角。非圆齿轮节曲线模型如图 4 所示。

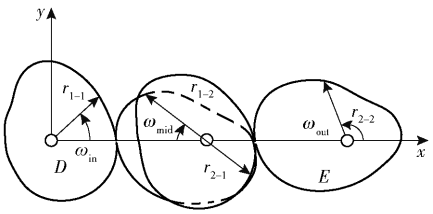

图 4 非圆齿轮行星轮系

Fig. 4 Non-circular planetary gear train

非圆齿轮回转角关系式可表示为

$$\begin{cases}\omega_{\text{mid}}=F(\omega_{\text{in}})\\ \omega_{\text{out}}=G(\omega_{\text{mid}})\end{cases}\tag{14}$$

式中 $F(\omega_{\text{in}})$——一级非圆齿轮输入/输出关系

$G(\omega_{\text{mid}})$——二级非圆齿轮输入/输出关系

为实现一对非圆齿轮连续回转运动,其节曲线必须封闭且连续。因此其角位移函数须满足

$$\begin{cases}F'(0)=F'(2\pi)\\ F'(\omega_{\text{in}})>0\\ G'(0)=G'(2\pi)\\ G'(\omega_{\text{mid}})>0\end{cases}\tag{15}$$

则瞬时传动比 i_1、i_2 计算式为

$$\begin{cases}i_1=\dfrac{a_1}{r_{1-1}(\omega_{\text{in}})}-1\\ i_2=\dfrac{a_2}{r_{2-1}(\omega_{\text{mid}})}-1\end{cases}\tag{16}$$

式中 a_1——一级齿轮中心距,mm

a_2——二级齿轮中心距,mm

r_{1-1}——太阳轮向径,mm

r_{2-1}——第 2 中间轮向径,mm

根据式(14)、(16)推导出一级主动轮和从动轮节曲线函数方程为

$$\begin{cases}r_{1-1}(\omega_{\text{in}})=a_1-\dfrac{a_1}{F'(\omega_{\text{in}})+1}\\ r_{1-2}(F(\omega_{\text{in}}))=\dfrac{a_1}{F'(\omega_{\text{in}})+1}\end{cases}\tag{17}$$

式中 r_{1-2}——第 1 中间轮向径,mm

同理可得第 2 级非圆齿轮节曲线函数方程为

$$\begin{cases}r_{2-1}(\omega_{\text{mid}})=a_2-\dfrac{a_2}{G'(\omega_{\text{mid}})+1}\\ r_{2-2}(F(\omega_{\text{mid}}))=\dfrac{a_1}{G'(\omega_{\text{mid}})+1}\end{cases}\tag{18}$$

式中 r_{2-2}——行星轮向径,mm

选用非圆齿轮节曲线函数的一阶导数平方的积分作为评价非圆齿轮节曲线优化指标[22]。此指标能够在优化初期会迅速降低其非圆度(凹凸性)并提高光滑度,在后期非圆度稳定后,主要提高其光滑度。非圆齿轮节曲线函数的一阶导平方求积分可得

$$\begin{cases}\delta_1=\displaystyle\int_0^{2\pi}\left[\frac{F''(\omega_{\text{in}})a_1}{(F'(\omega_{\text{in}})+1)^2}\right]^2\mathrm{d}\omega_{\text{in}}+\\ \qquad\displaystyle\int_0^{2\pi}\left[\frac{-F''(\omega_{\text{in}})a_1}{F'(\omega_{\text{in}})(F'(\omega_{\text{in}})+1)^2}\right]^2\mathrm{d}(F(\omega_{\text{in}}))\\ \delta_2=\displaystyle\int_0^{2\pi}\left[\frac{G''(\omega_{\text{mid}})a_2}{(G'(\omega_{\text{mid}})+1)^2}\right]^2\mathrm{d}\omega_{\text{mid}}+\\ \qquad\displaystyle\int_0^{2\pi}\left[\frac{-G''(\omega_{\text{mid}})a_2}{G'(\omega_{\text{mid}})(G'(\omega_{\text{mid}})+1)^2}\right]^2\mathrm{d}(G(\omega_{\text{mid}}))\end{cases}\tag{19}$$

式中 δ_1、δ_2——第 1 对、第 2 对非圆齿轮节曲线优化指标

3 优化问题建立

3.1 轨迹要求以及关键位姿选取

移栽机构需配合送苗机构才能完成移栽作业,因此预期取栽一体式移栽轨迹中关键位姿选取需要综合考虑送苗机构,设计取苗关键位姿为送苗机构中穴盘底部中点,基于此和以理想取苗段轨迹为 1 条水平夹角为 40°的直线段、不与送苗机构发生干涉为原则来确定取苗段关键位姿点,根据移栽株距

和动态植苗段轨迹为近似垂直的直线段来确定植苗段关键位姿。共取 14 个位姿点，其中 2～5、9～13 为精确位姿数据，1、7、8、14 为近似位姿数据，近似位姿对轨迹起约束作用，使机构作业时不发生碰撞；选用穴盘规格为穴盘口径为 32 mm×32 mm、穴盘底部为 18 mm×18 mm、穴盘深度为 44 mm，位姿图如图 5 所示，数据见表 1。

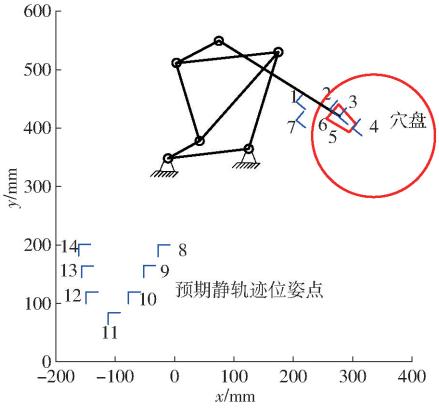

图 5　关键位姿点选取图

Fig. 5　Key pose point selection diagram

表 1　预期位姿点数据

Tab. 1　Expected pose point data

位姿	X'_{Gi}/mm	Y'_{Gi}/mm	η'/(°)
1	175	430	320
2	262	432	320
3	277	419	320
4	300	400	320
5	277	419	320
6	262	432	320
7	205	445	320
8	−11	237	270
9	−27	187	270
10	−55	137	270
11	−95	87	270
12	−124	137	270
13	−136	187	270
14	−143	237	270

3.2　优化设计

根据建立的蔬菜钵苗取栽一体式机构运动学模型，基于 Matlab 编写移栽机优化设计程序，采用 SCEDE 优化算法进行求解，相比其他智能优化算法，该算法更加适用于机构尺度综合求解，兼具全局搜索能力和局部最优收敛能力，能够跳出局部优化陷阱并获取全局最优解[26-28]。

3.2.1　设计变量

由上述运动学分析可知，机构末端移栽臂端点 G 轨迹与各杆长及相关角度以及机构输入转角和非圆齿轮相关参数有关，即影响移栽轨迹和姿态设计变量共 59 个。其中包括机构回转中心坐标（X_O，Y_O）、各个杆件杆长 l_1、l_2、l_3、l_4、l_5、l_6、l_7 以及杆件初始角度 α_1、α_2、α_3、机架 OC 水平夹角、杆件 AB 与 AD 夹角和杆件 FG 与 HG 夹角 β_1、β_2、β_3。输入杆件 OA 角位移增量 $\Delta\theta_{in(1)}$、$\Delta\theta_{in(2)}$、…、$\Delta\theta_{in(N)}$ 和两对非圆齿轮角位移的增量比值 $\Delta\omega_{mid(N)}/\Delta\omega_{in(N)}$、$\Delta\omega_{out(N)}/\Delta\omega_{mid(N)}$，其中 N 为 1，2，…，13；转向系数 S_1、S_2、S_3 以及静轨迹最低点坐标（X_m，Y_m），即

$$X=\left\{X_O,Y_O,l_1,l_2,l_3,l_4,l_5,l_6,l_7,\alpha_1,\alpha_2,\alpha_3,\beta_1,\beta_2,\beta_3,\Delta\theta_{in(N)},\frac{\Delta\omega_{mid(N)}}{\Delta\omega_{in(N)}},\frac{\Delta\omega_{out(N)}}{\Delta\omega_{mid(N)}},S_1,S_2,S_3,X_m,Y_m\right\} \tag{20}$$

根据蔬菜移栽设计要求和农艺要求，确定设计变量取值如下：回转中心坐标为 −100～500 mm；静轨迹最低点坐标为 −200～500 mm；l_1、l_2、l_3、l_4、l_5 为 20～120 mm；l_6 为 120～200 mm，l_7 为 120～200 mm，α_1、α_2、α_3 为 0°～2π，$\Delta\theta_{in(N)}$ 为 $\frac{\pi}{12}$～$\frac{\pi}{6}$，$\Delta\omega_{mid(N)}/\Delta\omega_{in(N)}$、$\Delta\omega_{out(N)}/\Delta\omega_{mid(N)}$ 为 0.5～3，S_1、S_2、S_3 为 ±1。β_1、β_2、β_3 为 $-\frac{\pi}{3}$～$\frac{\pi}{3}$。

3.2.2　目标函数与约束函数

基于上述建立的机构模型，以移栽臂尖点 G 运动误差最小和非圆齿轮节曲线非圆度和光滑性最优为优化目标对移栽机构进行单目标多约束优化。对各个位姿误差添加加权系数，以便更好地达到对不同精度要求位姿优化效果。添加权重系数 P 平衡运动误差和非圆齿轮的节曲线之间的优化程度。调整参数 P，使机构在可接受的运动误差范围内，非圆齿轮节曲线光滑性和非圆度达到最佳，以获得良好的移栽轨迹与姿态。目标函数表达式为

$$\min F(X)=P\sum_{i=1}^{N}k_i[(X_{Gi}-X'_{Gi})^2+(Y_{Gi}-Y'_{Gi})^2]+P\sum_{i=1}^{N}k_i(\eta_i-\eta'_i)^2+(1-P)(\delta_1^2+\delta_2^2) \tag{21}$$

式中　(X_{Gi},Y_{Gi},η_i)——点 G 实际位姿

$(X'_{Gi},Y'_{Gi},\eta'_i)$——点 G 期望位姿

k_i——加权系数，$i=1,2,\cdots,14$

P——权重，取 0～1

权重 P 取 0.5，近似位姿 k 取 0.2，精确位姿 k 取 0.8。

（1）为保证四杆机构为曲柄摇杆机构，且输入杆为曲柄，需满足

$$\begin{cases}l_1+l_2<l_3+l_4\\l_1+l_3<l_2+l_4\\l_1+l_4<l_2+l_3\end{cases} \tag{22}$$

（2）在非圆齿轮节曲线生成中，须满足节曲线封闭条件；即传动比函数一阶导数大于零，一阶导数

在 0 ~2π 上的积分等于 2π,即

$$\begin{cases} F'(\theta_{in}) > 0 \\ G'(\omega_{mid}) > 0 \\ \int_0^{2\pi} F'(\theta_{in}) = 2\pi \\ \int_0^{2\pi} G'(\theta_{in}) = 2\pi \end{cases} \tag{23}$$

(3)为了保证移栽动轨迹中植苗段轨迹为“近似直线形”,对动轨迹中预期位姿与实际位姿误差值添加约束,即

$$X_{Gi} + \frac{(\theta_1(i) - \theta_1(1))L}{2\pi} - X_{G11} - 5 \leqslant 0 \quad (i = 7,8,\cdots,14) \tag{24}$$

式中 L——移栽株距,mm

X_{G11}——位姿 11 水平方向坐标值

3.3 优化设计结果

通过分析目标函数值变化曲线(图 6),选取多组高质量解集,比较各组优化解集优化的移栽轨迹形状和姿态以及非圆齿轮节曲线来选取最优解,最终选出 1 组符合设计要求及农艺要求的最优机构参数(表 2);其中杆长是经过圆整后数据。

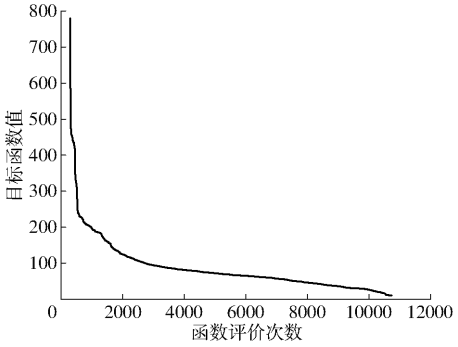

图 6 目标函数值变化曲线

Fig. 6 Curve of objective function value

表 2 移栽机构参数

Tab. 2 Parameters of vegetable transplanting mechanism

参数	数值	参数	数值
l_1/mm	55	β_1/(°)	6.9
l_2/mm	182	β_2/(°)	57.7
l_3/mm	156	β_3/(°)	16.5
l_4/mm	123	S_1	1
l_5/mm	125	S_2	-1
l_6/mm	74	S_3	1
l_7/mm	220	X_O/mm	-11.1
α_1/(°)	3	Y_O/mm	348.1
α_2/(°)	313.5	X_m/mm	-95.5
α_3/(°)	248.9	Y_m/mm	87.1

图 7 为机构位姿对比,可知机构整体相对集中,实际位姿与理想位姿误差较小,在工作过程中不会发生干涉。移栽机构理论动态轨迹(图 8)基本没有环扣,符合“近似直线形”植苗动态轨迹要求。机构输入转角增量与非圆齿轮参数(表 3)使用五次 B 样条插值过后,得到传动比曲线(图 9)和非圆齿轮节曲线(图 10),可知,传动比变化相对平缓,未出现明显突变或尖锐波动;非圆齿轮节曲线相对平滑,其质心没有偏离回转中心。

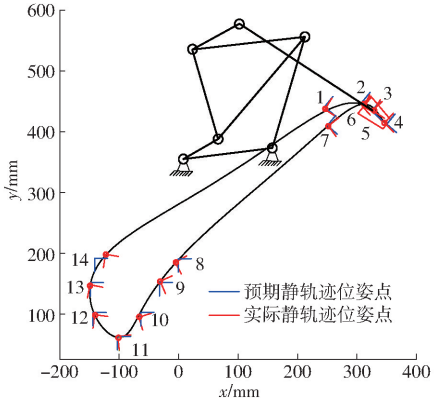

图 7 位姿对比

Fig. 7 Pose comparison diagram

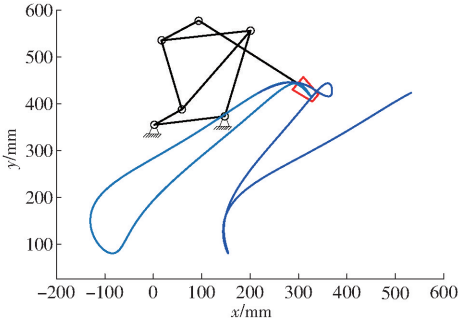

图 8 理论移栽动态轨迹

Fig. 8 Theoretical transplantation dynamic trajectory

表 3 机构输入转角和非圆齿轮参数

Tab. 3 Parameters of instrument input angle and non-circular gear

序号	$\Delta\theta_{in}$/(°)	$\Delta\omega_{in}/\Delta\omega_{mid}$	$\Delta\omega_{mid}/\Delta\omega_{out}$
1	12.68	1.20	1.40
2	6.64	1.16	1.16
3	24.67	1.23	1.07
4	23.53	1.61	0.95
5	8.95	1.68	0.78
6	19.70	1.33	0.55
7	76.18	0.61	0.39
8	18.76	0.46	0.37
9	33.91	0.47	0.39
10	48.08	0.55	0.45
11	35.21	0.82	0.65
12	14.24	1.06	0.95
13	7.70	1.19	1.24

最终得到能实现取栽一体式移栽轨迹移栽机构。在移栽机构移栽作业时,取苗角为 48°,取苗段直线长度为 37 mm,推苗角为 84°,取苗过程变化角

与推苗变化角度差为 39°，机构离地面距离 170 mm，植苗深度 60 mm，均达到预期要求，株距 270 mm，取苗轨迹段环扣宽度 3 mm，植苗段动轨迹呈近似直线状态，保证了植苗时钵苗直立度，符合蔬菜移栽农艺要求。

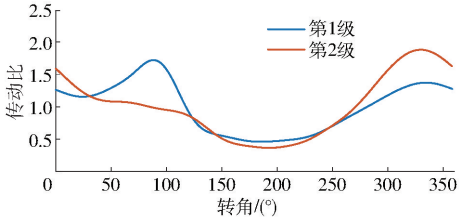

图 9　传动比曲线

Fig. 9　Transmission ratio diagram

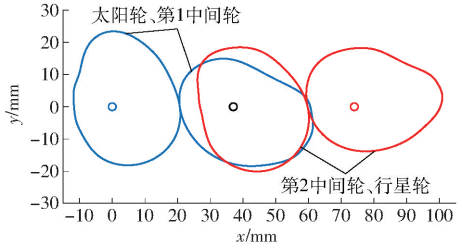

图 10　非圆齿轮节曲线

Fig. 10　Non-circular gear pitch curves

4　虚拟样机仿真与实物样机试验

4.1　虚拟样机仿真

根据优化所得参数对移栽机构进行结构设计，利用展成法齿廓生成程序生成齿廓线（图 11）。通过三维建模软件进行三维模型的建立，得到移栽机构三维模型（图 12）。

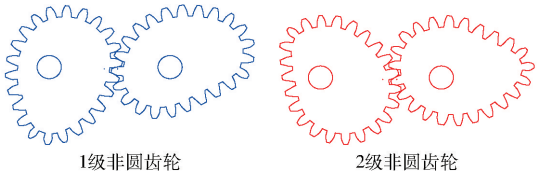

图 11　非圆齿轮齿廓

Fig. 11　Non-circular gear tooth profile

将模型导入运动学仿真软件 ADAMS 中进行虚拟仿真，得到取苗植栽轨迹（图 13）。理论轨迹与仿真轨迹基本一致。给机构一个水平向右的驱动力，得到动态移栽轨迹（图 14），与理论动态移栽轨迹基本一致。

移栽机构在静轨迹状态下的末端执行器转角曲线如图 15 所示，其中标记点对应给定的位姿数据，取苗时刻（位姿 4）角度接近 135°，栽植时刻（位姿 11）角度接近 90°，与理论设计一致。

在仿真过程中对移栽机构的末端执行器移栽臂进行速度分析，得到其水平速度变化曲线如图 16 所示，仿真速度与理论速度基本一致，在移栽机构植苗

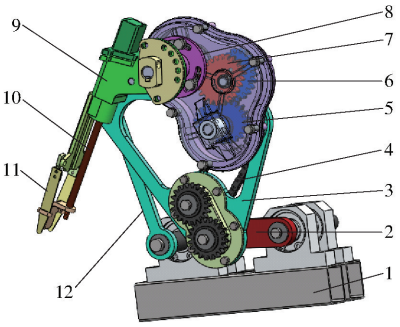

图 12　取栽一体式移栽机构三维结构

Fig. 12　Three-dimensional structure diagram of integrated transplanting mechanism

1. 机架　2. 曲柄　3. 连杆　4. 链条　5. 太阳轮　6. 中间轮 1　7. 中间轮 2　8. 行星轮　9. 移栽臂壳体　10. 推苗杆　11. 秧针　12. 摆杆

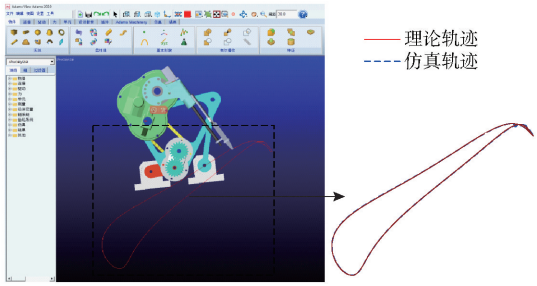

图 13　ADAMS 仿真轨迹

Fig. 13　Simulation trajectory in ADAMS

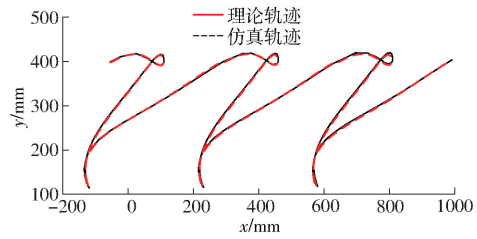

图 14　ADAMS 仿真轨迹与理论轨迹对比

Fig. 14　Comparison between ADAMS simulation trajectory and theoretical trajectory

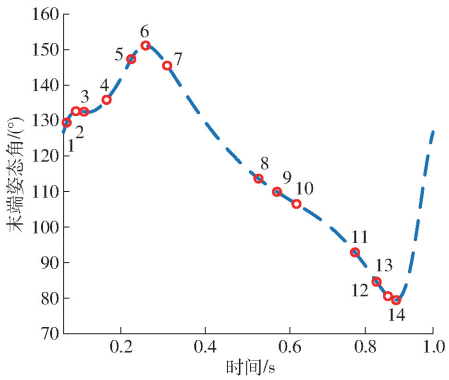

图 15　移栽机构仿真姿态分析

Fig. 15　Simulation attitude analysis of transplanting mechanism

时（0.8 ~ 0.9 s）移栽臂水平速度接近为零，可实现一个零速植苗时间段，保证了钵苗栽植直立度。

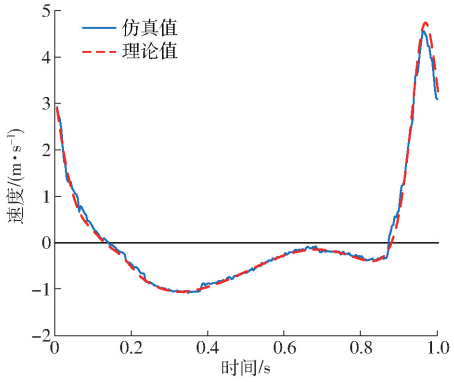

图 16 移栽臂水平速度仿真曲线

Fig. 16 Horizontal speed simulation curve of transplanting arm

4.2 样机试验

为了进一步验证移栽机构在旱地穴盘苗实际移栽作业可行性,加工取栽一体式移栽机构物理样机,以课题组自主研发手扶式单行自动蔬菜钵苗移栽机搭建试验台(图 17),进行移栽机构运动性能测试。

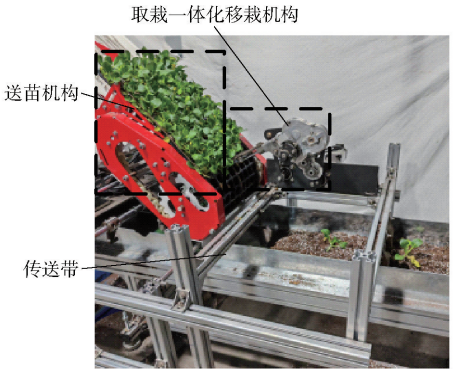

图 17 移栽试验台

Fig. 17 Transplanting test bench

为验证移栽机构实际运动轨迹与仿真轨迹是否一致,设定蔬菜钵苗移栽机构逆时针转速 35 r/min 进行空转试验,并进行图像采集,利用视频分析软件进行解析,获得移栽实际运动轨迹(图 18),可知整体轨迹形状与理论、仿真轨迹基本一致。

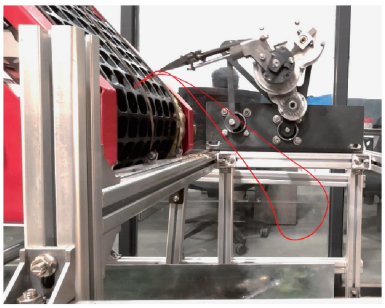

图 18 实际移栽轨迹

Fig. 18 Actual transplanting trajectory

设定蔬菜钵苗移栽机构逆时针转速为 25、35、45 r/min,株距 270 mm,分别对应传送带移动速度为 6.75、9.45、12.15 m/min,选用寒香青菜钵苗,育苗盘为 128 穴(8×16)四棱台形状穴孔软盘,在传送带上放置基质和营养土 1∶1混合土壤;取单盘钵苗 3 盘 384 株进行移栽试验。图 19 为蔬菜钵苗移栽过程各关键位姿,表 4 为关键位置理论与实际测量角度对比,其中角度误差平均值较小,均符合设计要求;结合蔬菜移栽作业要求与旱地移栽机械行业标准,选用取苗成功率、植栽成功率、倒伏率、株距变异系数为评价指标。其中倒伏率指植栽后钵苗主茎与地面的夹角小于 30°,株距变异系数为衡量植栽株距均匀程度指标。

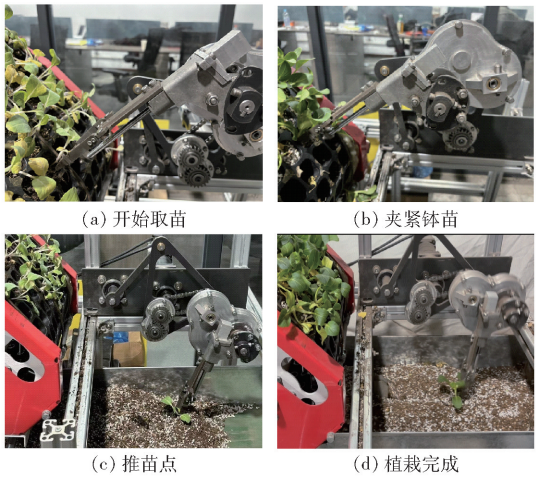

图 19 移栽机构移栽过程

Fig. 19 Transplanting mechanism transplanting process

表 4 关键位置理论与实际测量角度对比(35 株/min)

Tab. 4 Comparison of key position theory angle with actual measurement angle (35 plants/min) (°)

项目	取苗阶段			植苗阶段		
	取苗	夹苗	拔苗	入土初始点	推苗	出土初始点
理论值	-48	-45	-30	71	84	100
实际值	-46.9	-43.8	-30	75.4	84.7	95.9
误差	1.1	1.2	0	4.4	0.7	4.1
平均值		0.76			2.83	

试验结果如表 5 所示,其中能成功从穴盘中取出钵苗共 370 株,取苗成功率 96.1%,植栽合格钵苗共 354 株,栽植成功率 91.4%。移栽试验植栽效果如图 20 所示。移栽株距与植苗后钵苗直立度如图 21 所示,均满足自动移栽机构设计要求。

表 5 移栽试验结果

Tab. 5 Results of transplanting test

转速/(株·min⁻¹)	钵苗数/株	取出数/株	取苗成功率/%	倒伏率/%	栽植成功率/%	株距	
						平均值±标准差/mm	变异系数/%
25	128	125	97.8	3.2	94.5	275±5.25	1.94
35	128	124	96.9	4.8	92.2	283±6.52	2.30
45	128	121	94.5	5.0	90.0	266±7.12	2.70
平均值	128	123	96.1	4.9	91.4		2.31



图 20　移栽效果

Fig. 20　Transplanting effect



(a) 株距　　(b) 直立度

图 21　株距和钵苗直立度测量

Fig. 21　Measurement of plant spacing and pot seedling upright

由表 6 可知，蔬菜钵苗移栽机构平均植栽成功率为 91.4%，株距平均变异系数为 2.31%，植栽株距均匀度较高，符合旱地栽植机械作业标准；验证了蔬菜钵苗取栽一体式移栽机构设计的合理性与可行性。

影响蔬菜钵苗移栽成功率的主要原因包括：①由于加工误差和链条的松动导致移栽轨迹与仿真轨迹有偏差，从而影响取苗效果。加之试验台的不稳定性，从而影响了整体移栽效果。②由于不能保证每次进行移栽试验时传送带速度完全一致，导致植栽后钵苗株距存在误差。

5　结论

(1)针对现有蔬菜移栽机构无法精确实现取栽一体式移栽轨迹和位姿问题，提出了连杆-非圆齿轮组合传动移栽机构；实现了蔬菜钵苗取栽一体式自动移栽作业，包括取苗、带苗、植苗和复位等多个执行动作。

(2)建立了蔬菜移栽机构优化设计模型，以运动误差和非圆齿轮节曲线为优化目标，进行了优化设计，获得了 1 组符合取栽一体式移栽要求机构参数。并对移栽机构进行了结构设计与仿真，对比理论、仿真、实际轨迹的一致性，验证了蔬菜钵苗取栽一体式移栽机构优化设计方案的合理性和可行性。

(3)物理样机试验结果表明，当移栽机构转速为 25 ~ 45 r/min 时，取苗成功率为 96.1%，栽植成功率为 91.4%，栽植变异系数为 2.31%，满足蔬菜钵苗旱地移栽机构设计要求。

参　考　文　献

[1] 金永旺，胡建平，吕俊鹏，等. 蔬菜自动移栽机多叶片式鸭嘴栽植机构设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55(增刊 1)：217 - 229.
JIN Yongwang, HU Jianping, LÜ Junpeng, et al. Design and experiment of multi-blade duck bill planting mechanism for automatic vegetable transpl anter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(Supp. 1): 217 - 229. (in Chinese)

[2] 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 experiment of extensible type of picking seedling pot mechanism for tomato pot seedling transplanting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3): 96 - 105. (in Chinese)

[3] 俞高红，赵钧，单杭琦，等. 蔬菜钵苗自动移栽机纵向送盘机构设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55(11)：285 - 293.
YU Gaohong, ZHAO Ju, SHAN Hangqi, et al. Design and experiment of longitudinal feeding mechanism of vegetable pot seedling automatic transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 285 - 293. (in Chinese)

[4] 张妮，张国忠，王姣，等. 旱地作物机械化移栽关键技术研究现状与发展趋势[J]. 中国农机化学报，2022，43(8)：22 - 31.
ZHANG Ni, ZHANG Guozhong, WANG Jiao, et al. Research status and development trend of upland crops mechanized transplanting key technologies[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022, 43(8): 22 - 31. (in Chinese)

[5] 俞高红，王磊，孙良，等. 大田机械化移栽技术与装备研究进展[J]. 农业机械学报，2022，53(9)：1 - 20.
YU Gaohong, WANG Lei, SUN Liang, et al. Advancement of mechanized transplanting technology and equipments for field crops[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(9): 1 - 20. (in Chinese)

[6] 俞高红，王系林，刘建刚，等. 蔬菜钵苗密植移栽机多行取苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报，2023，54(1)：94 - 103.
YU Gaohong, WANG Xilin, LIU Jian'gang, et al. Design and experiment of multi row seedling taking mechanism for dense planting and transplanting of vegetable pot peedlings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(1): 94 - 103. (in Chinese)

[7] 崔志超，管春松，杨雅婷，等. 蔬菜机械化移栽技术与装备研究现状[J]. 中国农机化学报，2020，41(3)：85 - 92.
CUI Zhichao, GUAN Chunsong, YANG Yating, et al. Research status of vegetable mechanical transplanting technology and equipment[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(3): 85 - 92. (in Chinese)

[8] 王磊，孙良，徐亚丹，等. 基于空间轨迹的行星轮系移栽机构设计方法研究[J]. 农业机械学报，2021，52(7)：51 - 59.
WANG Lei, SUN Liang, XU Yadan, et al. Design method of transplanting mechanism of planetary gear train based on spatial

trajectory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(7):51 - 59. (in Chinese)
[9] HABINEZA E, ALI M, REZA M N, et al. Vegetable transplanters and kinematic analysis of major mechanisms: a review[J]. Korean Journal of Agricultural Science, 2023, 50(1): 113 - 129.
[10] ISLAM M N, IQBAL M Z, ALI M, et al. Kinematic analysis of a clamp-type picking device for an automatic pepper transplanter[J]. Agriculture, 2020, 10(12): 627.
[11] 程迪. 基于关键位姿点与轨迹约束的取苗机构优化设计与试验研究[D]. 杭州:浙江理工大学, 2023.
CHENG Di. Optimization design and experimental research of seedling picking mechanism based on key pose points and trajectory constraints[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University,2023. (in Chinese)
[12] 杨伟, 唐涛, 俞高红, 等. 开沟式植苗机构钵体低损接苗机理与试验研究[J]. 中国农机化学报, 2023, 44(9): 9 - 15.
YANG Wei, TANG Tao, YU Gaohong, et al. Study on mechanism and test of low damage seedling grafting in pot of the ditch seedling planting mechanism[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023,44(9):9 - 15. (in Chinese)
[13] HAN L, MAO H, HU J, et al. Development of a riding-type fully automatic transplanter for vegetable plug seedlings[J]. Spanish Journal of Agricultural Research, 2019, 17(3): e0205.
[14] 周海丽, 杨伟, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗移栽机开沟式多杆植苗机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(3): 79 - 86.
ZHOU Haili, YANG Wei, YU Gaohong, et al. Optimization design and experiments of ditching multi-bar seedling planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 79 - 86. (in Chinese)
[15] XU G, FANG H, SONG Y, et al. Performance improvement of a geared five-bar transplanting mechanism for *Salvia miltiorrhiza* by orthogonal design based on an interactive human-computer auxiliary interface[J]. Sustainability, 2023, 15(3): 2219.
[16] 张卫星. 探入式番茄钵苗移栽机构优化设计与试验[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2019.
ZHANG Weixing. Optimization design and experiment of extensible potted tomatoes seedling transplanting mechanism[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2019. (in Chinese)
[17] 辛亮, 王明成, 张浩, 等. 非圆齿轮-连杆组合式水稻钵苗膜上移栽机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(8): 63 - 70.
XIN Liang, WANG Mingcheng, ZHANG Hao, et al. Optimization design and experiment of non-circular gear - linkage combination type transplanting mechanism of rice pot seedling on film[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(8):63 - 70. (in Chinese)
[18] 陈建能, 张晓威, 刘林敏, 等. 夹茎式非圆齿轮玉米钵苗移栽机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2023, 39(18): 30 - 40.
CHEN Jianneng, ZHANG Xiaowei, LIU Linmin, et al. Design and experiments of the clipping-stem type non-circular gear transplanting mechanism for corn pot seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2023,39(18):30 - 40. (in Chinese)
[19] 孙良, 沈嘉豪, 周誉株, 等. 非圆齿轮-连杆组合传动式蔬菜钵苗移栽机构设计[J]. 农业工程学报, 2019, 35(10): 26 - 33.
SUN Liang, SHEN Jiahao, ZHOU Yuzhu, et al. Design of non-circular gear linkage combination driving type vegetable pot seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the CSAE, 2019,35(10):26 - 33. (in Chinese)
[20] 周梅芳, 黄正军, 施卢丹, 等. 花卉穴盘苗自动移栽机构改进设计与试验分析[J]. 中国农机化学报, 2019, 40(5):10 - 16.
ZHOU Meifang, HUANG Zhengjun, SHI Ludan, et al. Improvement design and experimental analysis of automatic transplanting of flower plug seedlings[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019, 40(5):10 - 16. (in Chinese)
[21] 许春林, 吕志军, 辛亮, 等. 全自动草莓钵苗移栽机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(8): 97 - 106.
XU Chunlin, LÜ Zhijun, XIN Liang, et al. Optimization design and experiment of full-automatic strawberry potted seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019,50(8):97 - 106. (in Chinese)
[22] AO M, YU G, WANG L, et al. Optimization synthesis of hybrid six-bar mechanism with non-circular gear constraints[J]. Journal of Mechanical Design, 2023, 145(6): 064502.
[23] LIN W Y. Optimum path synthesis of a geared five-bar mechanism[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 5: 757935.
[24] 谢根琳, 程国振, 梁浩, 等. 基于多目标优化算法 NSGA-Ⅱ的软件多样化组合方法[J]. 计算机科学, 2024, 51(6): 85 - 94.
XIE Genlin, CHENG Guozhen, LIANG Hao, et al. Software diversity composition based on multi-objective optimization algorithm NSGA-Ⅱ[J]. Computer Science, 2024, 51(6): 85 - 94. (in Chinese)
[25] VERMA S, PANT M, SNASEL V. A comprehensive review on NSGA - Ⅱ for multi-objective combinatorial optimization problems[J]. IEEE Access, 2021, 9: 57757 - 57791.
[26] FARAMARZI A, HEIDARINEJAD M, STEPHENS B, et al. Equilibrium optimizer: a novel optimization algorithm[J]. Knowledge-based Systems, 2020, 191: 105190.
[27] LIU C, WU L, XIAO W, et al. An improved heuristic mechanism ant colony optimization algorithm for solving path planning [J]. Knowledge-based Systems, 2023, 271: 110540.
[28] HANCER E. A new multi-objective differential evolution approach for simultaneous clustering and feature selection[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2020, 87: 103307.