

基于混合运动学条件的行星轮系式高密度栽植机构 优化设计与试验

马行潇¹ 张城¹ 赵雄^{1,2} 俞高红^{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)

摘要: 小株距、小穴口、大栽深要求的高密度移栽对鸭嘴关键作业段的摆角、机构末端运动点与目标点的位置偏差、轨迹高度等混合运动学目标要求严格。针对现有育苗机构性能不佳, 本文开展混合运动学设计要求的单排两级传动行星轮系式机构优化设计研究。以机构第1行星架的转角、中间轮转角、第1行星架和末端执行构件的杆长等参数为优化变量, 以机构的末端运动点与目标点的位置偏差最小、非圆齿轮的凸性值最大为优化目标, 同时根据作业要求将关键点的姿态角、作业段的摆角与绝对坐标系下的位置要求转化为附加的优化目标函数, 利用多目标遗传算法求解, 获得混合运动学条件下机构多目标优化设计数学模型的参数组。根据最大栽深为80 mm, 株距为90 mm的育苗要求, 经优化计算获得机构第1行星架和栽植部件的长度分别为114.200.93 mm, 初始安装角分别为 -54.61° 、 -93.78° , 该机构的末端运动点与目标点偏差和为5.64 mm, 非圆齿轮组凸性值为 -0.395 , 土内工作段栽植嘴摆角为 45.9° , 理论穴口尺寸为62.28 mm。制造了机构样机并进行了验证试验, 试验结果表明, 当栽植机构栽植效率为80株/min时, 平均育苗成功率为91.42%, 平均栽植钵苗的距离为88.5 mm, 表明本文设计的栽植机构能满足高密度移栽作业要求。

关键词: 栽植机构; 密植移栽; 单排行星轮系式; 优化设计; 混合运动学

中图分类号: S223.9

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)05-0241-08

OSID:



Design and Experiment of Planetary Gear Train High-density Planting Mechanism Based on Hybrid Kinematic Conditions

MA Xingxiao¹ ZHANG Cheng¹ ZHAO Xiong^{1,2} YU Gaohong^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China)

Abstract: High-density transplanting with small plant spacing, small hole size, and large planting depth imposes stringent requirements on hybrid kinematic parameters such as the swing angle of the key working section of the planting component, the positional deviation between the mechanism's endpoint and the target point, and trajectory height. Existing seedling planting mechanisms perform poorly. Therefore, an optimization design of planetary gear train mechanisms was conducted to meet hybrid kinematic design requirements. With the goal of minimizing the positional deviation between the endpoint of the mechanism and the target point, and maximizing the convexity value of the non-circular gear, additional optimization objective functions were formulated by incorporating the attitude angles of key points, swing angles during the working segment, and positional requirements in the absolute coordinate system based on operational demands. A multi-objective genetic algorithm was employed to solve for the parameter set of the mathematical model for multi-objective optimization design under hybrid kinematic conditions. For a transplanting requirement of 80 mm planting depth and 90 mm plant spacing, the optimized mechanism's parameters yielded frame and planting component lengths of 114 mm and 200.93 mm, with initial angles of -54.61° and -93.78° , respectively. The total endpoint deviation was 5.64 mm, the convexity of the non-circular gear was -0.395 , and the planting component swing angle in the soil phase reached 45.9° . When the planting efficiency of the mechanism reached 80 plants/min, the average success rate

收稿日期: 2024-12-02 修回日期: 2024-12-26

基金项目: 国家自然科学基金项目(32572209)和国家重点研发计划项目(2022YFD2001803)

作者简介: 马行潇(1995—), 男, 博士后, 主要从事现代农业装备与技术研究, E-mail: maxingxiao1995@qq.com

通信作者: 赵雄(1982—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事现代农业装备与技术研究, E-mail: zhaoxiong@zstu.edu.cn

was 91.42%, the average spacing of planted seedlings was 88.5 mm, and the hole size was 62.28 mm. These results indicated that the designed planting mechanism met the requirements of high-density transplanting operations.

Key words: planting mechanism; close planting; single-row planetary gear train type; optimization design; hybrid kinematic

0 引言

小青菜、小蒜、香料烟等作物属于密植类作物,市场需求较大^[1-2]。此类作物普遍要求栽植机构能实现小株距、小穴口栽植作业,部分密植类作物如香料烟还有大栽深的要求。俞高红等^[3]设计了一款蔬菜钵苗密植移栽机;GERVAIS^[4]设计了一款中小株距的蔬菜钵苗植苗机构,这些行星轮系式植苗机构存在非圆齿轮传动性能不佳或植苗取苗点姿态不理想的问题。现有的高密度栽植机构的相关研究尚不充分,人工移栽作业仍占很大比重^[5],因此研发高密度栽植机构具有实际意义。

在连杆式栽植机构的研究中,文献[6-7]分别用四杆机构、史蒂芬森六杆型机构实现植苗作业。周海丽等^[8]设计了一套由五杆推苗机构和四杆扶苗机构相组合的开沟植苗机构。郑广辉^[9]用图论方式确定用七杆型机构实现栽植作业。连杆式机构要想实现复杂运行轨迹,铰链点布置尺寸、构件长度都较大。此外,连杆式机构难以在单套机构中安装两套栽植嘴,从而降低了工作效率。

在行星轮系式栽植机构的研究中,ZHOU等^[10]用行星轮系式机构实现了一种挖穴植苗一体的机构。薛向磊^[11]设计了一套取栽一体式钵苗移栽机构,该机构机架内的一套非圆齿轮负责取苗部件作业的驱动,另一套负责植苗部件作业的驱动,实现一台机构完成取栽一体化作业。张诺一^[12]设计了一套变姿态的植苗机构,使植苗机构在接苗处产生摆动,延长接苗时间,提高接苗准确率。张庆强^[13]用可换式差速轮系式齿轮箱与行星轮系式机构相结合实现变行距式植苗机构的设计。鲍李旭等^[14]设计了一款多行青菜移栽机构,左右两侧的行星轮系式植苗机构同步运动,中间用连杆带动8组栽植嘴实现多行青菜移栽作业。非圆齿轮能实现变传动比传动,可形成复杂多样的运动轨迹与姿态。该技术较为成熟,已广泛应用于移栽领域^[15]。这些行星轮系式机构驱动末端执行件的非圆齿轮有两排,结构复杂,整机有较大的轴向尺寸,不平衡力较大。

上述这些行星轮系式机构内的非圆齿轮组有2排4个,同时也有一些行星轮系式机构内部的非圆齿轮组为单排3个。李革等^[16]由1组理想的行星

轮系式机构的轨迹出发,利用3个并列的非圆齿轮组对称性传动的特点,求解得非圆齿轮组传动比。李华等^[17]通过调整机构杆长、椭圆齿轮的偏心率等正向设计一款3个椭圆齿轮驱动的行星轮系式机构。周脉乐^[18]给定1组3个并列非圆齿轮的传动比,通过调整非圆齿轮的安装位置、各机架的杆长和初始相位等设计一款行星轮系式取苗机构。这些行星轮系机构的第1行星架为单排非圆齿轮,但这些设计方法主要以正向设计为主,仅能调整指定传动比的非圆齿轮的安装相位等参数优化设计机构,或利用并排齿轮的传动对称性完成机构的轨迹综合。马行潇等^[19]提出了一种给定输入角和输出角的单排两级传动非圆齿轮组设计方法,王磊等^[20]用该方法将四位姿的行星轮系式机构的传动比进行优化求解,使单排3个非圆齿轮行星轮系式机构也能实现近似四位姿的设计要求。但这些设计方法绑定了位姿个数与行星轮系式机构,若给予行星轮系式机构过多的运动学限制,不利于寻找到传动性能更好的非圆齿轮。如何更合理地求解含混合运动学设计条件的行星轮系式机构,目前尚无充分研究报道。

基于以上问题,本文提出混合运动学设计要求的行星轮系式机构的设计方法。以机构第1行星架的转角、中间轮转角、第1行星架和末端执行件的杆长的相关参数为待优化量,以机构末端运动点与目标点的位置偏差、非圆齿轮的传动性能、机构的混合运动学目标函数为优化目标,基于多目标遗传算法求解单排五齿轮行星轮系式机构参数。以高密度栽植机构的设计为例,考虑绝对坐标系下的混合运动学设计要求,完成高密度栽植机构的参数优化。开展高密度栽植机构的实际作业性能试验,验证本文所提设计方法有效性与机构的实用性。

1 高密度栽植机构原理与设计要求

行星轮系式栽植机构结构简图如图1所示。第1行星架内的太阳轮与机架固连,当机具与土面产生相对位移时,输入轴带动第1行星架转动。因各非圆齿轮的啮合传动,使得行星轮相对太阳轮同时产生公转和自转运动,而与行星轮固连的栽植嘴固定板因非圆齿轮的不等速传动特性而产生特定的运动轨迹。

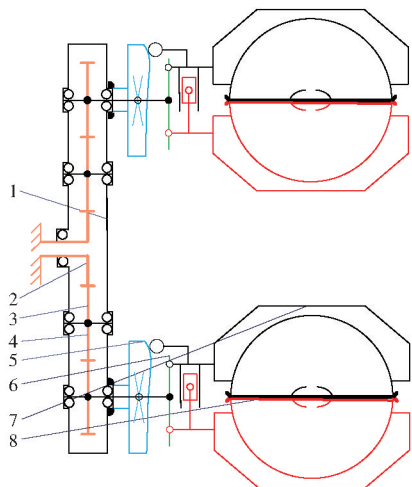


图1 行星轮系式栽植机构结构简图

Fig.1 Schematic of planetary gear train seedling planting mechanism

- 1. 第1行星架 2. 太阳轮 3. 中间轮 4. 行星轮 5. 凸轮
- 6. 栽植嘴固定板 7. 左栽植鸭嘴 8. 右栽植鸭嘴

固连在第1行星架壳体外的凸轮因与固定板产生周转运动而带动左右栽植鸭嘴开合,实现接苗和植苗动作。为实现机构轻量化,减少齿轮组的轴向尺寸,减少不平衡离心力,降低振动,本文设计的栽植机构中第1行星架内的非圆齿轮为单排共5个。

如图2所示,对于高密度栽植作业,要求栽植深度为80~100mm,株距为90~100mm^[21],出入穴口时姿态角的变化和横向轨迹宽度尽量小,以使栽植机构形成的穴口尽量小。现有的双排7个非圆齿轮式的行星轮系式机构需设定4个或5个位姿,求解完2R开链杆的尺寸后再分配传动比求解非圆齿轮,如此机构即笨重且过多的运动约束会影响求得的非圆齿轮传动性能^[22]。而单排5个非圆齿轮式的行星轮系式机构的设计依赖人工经验调试且难以满足高标准的植苗作业要求。故本文提出混合运动学设计要求的行星轮系式机构设计方法,使得单排5个非圆齿轮式的行星轮系式机构能近似满足设计者所提的各运动类型相互混合的设计要求。

2 单排两级传动行星轮系式机构优化设计

2.1 近似位置的单排两级传动行星轮系式机构的优化目标函数

鉴于在栽植机构的第1行星架中,上下两排齿轮驱动的末端执行件轨迹的齿轮仅安装相位不同,本机构的运动模型仅分析其中1组驱动末端执行件的齿轮及机架。为实现轻量化的机构设计,太阳轮、中间轮、行星轮的中心线位于同一水平线上。单排两级传动单行星架轮系式机构的运动模型简图如图3所示。设共有 $n+1$ 个目标点,目标点的位置用

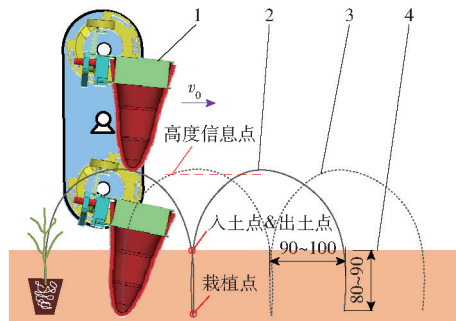


图2 高密度栽植机构作业示意图

Fig.2 Operation diagram of high-density seedling planting mechanism

- 1. 栽植机构 2. 末端执行件轨迹 a 3. 末端执行件轨迹 b 4. 土面

$P_j(x_p, y_p)$ 表示。序列 k_{zi} 处的目标点有姿态角要求,姿态角为 θ_{pi} 。

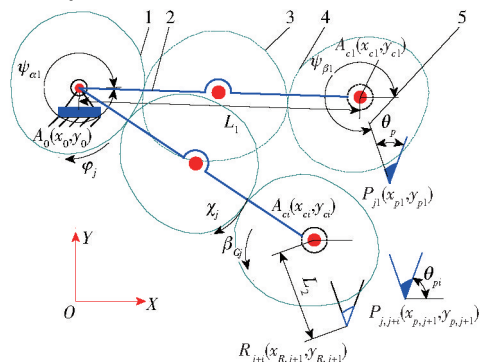


图3 单排两级传动行星轮系式机构运动学模型简图

Fig.3 Simplified kinematic model diagram of single-row two-stage transmission planetary gear mechanism

- 1. 太阳轮 2. 第1行星架 3. 中间轮 4. 行星轮 5. 末端执行件

以第1行星架为参考系,在太阳轮、中间轮和行星轮构成的单排两级传动非圆齿轮组中,3个齿轮依次啮合,太阳轮和行星轮的齿廓完全相同,仅安装相位角不同。当单行星架轮系式机构由第1目标位置 $P_{j1}(x_{p1}, y_{p1})$ 运行到该组参数下的机构的末端运动点 $R_{j+1}(x_{R,j+1}, y_{R,j+1})$ 时,太阳轮、中间轮和行星轮相对初始状态转过的角度分别为 φ_j 、 χ_j 和 β_{Gj} 。

当存在 $n+1$ 个目标点,共需给定维度为 n 的太阳轮转角 φ 的1组值为 $(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n)$,中间轮转角 χ 的1组值为 $(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)$ 。将两个非圆齿轮的转角首尾分别补 0° 和 360° ,给定三次B样条函数的第2边界条件为 $\varphi'(0^\circ) = \varphi'(360^\circ)$,构建出 φ 关于 χ 的三次B样条函数 $\varphi(\chi)$ 。以中间轮的回转中心为参考系,中间轮与太阳轮的啮合点和中间轮与行星轮的啮合点的相位相差 180° ,则该组参数下行星轮与太阳轮的安装相位角差值 $\omega = \varphi(180^\circ)$,各离散的行星轮相对初始中间轮与太阳轮的啮合点转角 β_{Gj} 计算式为

$$\beta_{gj} = \beta_g(\chi_j) = \begin{cases} \varphi(\chi_j + 180^\circ) & (\chi_j \leq 180^\circ) \\ \varphi(\chi_j - 180^\circ) & (\chi_j > 180^\circ) \end{cases} \quad (1)$$

将计算获得的 β_{gj} 减去 ω ,即得到行星轮相对初始状态的转角 β_{cj} ,即

$$\beta_{cj} = \beta_c(\chi_j) = \begin{cases} \beta_{gj} - \omega & (\beta_{gj} \geq \omega) \\ \beta_{gj} + 360^\circ - \omega & (\beta_{gj} < \omega) \end{cases} \quad (2)$$

根据第1目标点 $P_{j1}(x_{p1}, y_{p1})$ 、给定的两机架杆长 L_1 、 L_2 和初始安装角 ψ_{a1} 、 $\psi_{\beta1}$ 来确定该组参数下的固定铰链点安装位置。其中在机构初始状态下的第1机架向量 $\mathbf{l}_{A_0A_{c1}}$ 可视为向量 $(L_1, 0)$ 转过 ψ_{a1} 后得,即

$$\begin{bmatrix} x_{c1} - x_0 \\ y_{c1} - y_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_{a1}) & -\sin(\psi_{a1}) \\ \sin(\psi_{a1}) & \cos(\psi_{a1}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

将式(3)记为 $(x_{c1} - x_0, y_{c1} - y_0) = f_{rd}(L_1, 0, \psi_{a1})$,对于闭环矢量链 $O - A_0 - A_{c1} - P_{j1}$,有 $\mathbf{l}_{OA_0} = \mathbf{l}_{OP_{j1}} - \mathbf{l}_{A_{c1}P_{j1}} - \mathbf{l}_{A_0A_{c1}}$,故由此可得固定铰链点坐标 $A_0(x_0, y_0)$,即

$$(x_0, y_0) = (x_{p1}, y_{p1}) - f_{rd}(L_1, 0, \psi_{a1}) - f_{rd}(L_2, 0, \psi_{\beta1}) \quad (4)$$

当第1行星架转过 φ_j 时,第1行星架相对水平线转过的角度为 $(\psi_{a1} + \varphi_j)$,末端执行件相对水平线转过的角度为 $(\psi_{\beta1} + \varphi_j - \beta_{cj})$,分析闭环矢量链 $O - A_0 - A_{cj} - R_{j+1}$,可得该组参数下的机构的末端运动点 $R(x_R, y_R)$ 的坐标,即

$$(x_{R,j+1}, y_{R,j+1}) = (x_0, y_0) + f_{rd}(L_1, 0, \psi_{a1} + \varphi_j) + f_{rd}(L_2, 0, \psi_{\beta1} + \varphi_j - \beta_{cj}) \quad (5)$$

当各目标点位置与机构的末端运动点的距离误差和越小,该组参数的机构运动精度越高,故有第一优化目标函数,即

$$\begin{cases} \mathbf{X} = (\varphi, \chi, L_1, L_2, \psi_{a1}, \psi_{\beta1}) \\ f_1(\mathbf{X}) = \sum_{j=1}^n \sqrt{(x_{p,j+1} - x_{R,j+1})^2 + (y_{p,j+1} - y_{R,j+1})^2} \end{cases} \quad (6)$$

为优选出非圆齿轮传动性能优良的双行星架轮系式机构,另用凸性值描述非圆齿轮的节曲线的凹凸性。太阳轮和行星轮节曲线一致,故仅计算中间轮和太阳轮这一对非圆齿轮的凸性值。该凸性值代表非圆齿轮节曲线的凹凸性,值越小代表凸性越差^[23]。凸性值表达式为

$$\begin{cases} P_m = 1 + \varphi'(\chi) + \varphi'''(\chi) \\ P_s = 1 + \varphi'(\chi) - \varphi'(\chi)\varphi'''(\chi) + \varphi'^2(\chi) \end{cases} \quad (7)$$

式中 P_m ——中间轮的凸性值

P_s ——太阳轮的凸性值

$\varphi'(\chi)$ ——该组非圆齿轮组的传动比

$\varphi'''(\chi)$ ——传动比的二阶导

为提高机构的传动性能,设立第二优化目标函数,该函数值越小,传动性能越优,表达式为

$$f_2(\mathbf{X}) = -\min(P_m, P_s) \quad (8)$$

综上所述,要设计近似经过 $n+1$ 个目标点的行星轮系式机构,需输入的变量组 \mathbf{X} 由以下构成:数组的维度为 n 的太阳轮转角 φ 、中间轮转角 χ ,第1行星架杆长 L_1 、末端执行件杆长 L_2 、第1行星架初始安装角 ψ_{a1} 、末端执行件初始安装角 $\psi_{\beta1}$,变量总数为 $2n+4$ 。将这个设计机构的多目标优化问题可由传统的多目标优化算法,如MOEAD、NSGA等求解^[24]。

2.2 与作业要求匹配的混合运动学优化目标函数

为使设计的机构能适用于不同类型的工作要求,将关键点的姿态角、作业段的摆角与绝对坐标系下位置的运动学要求转化为额外的优化目标函数。

(1) 末端执行件的姿态角限制

当有两个及以上的目标点存在姿态角限制时,此时目标点的位置约束类型转化为位姿约束类型。设定序列 k_{zi} 处的目标点有姿态角要求,第1个有姿态角要求的目标点姿态角为 $\theta_{p,ki}$,第 i 个目标点的姿态角为 $\theta_{p,ki}$ 。则末端执行件的标线夹角 θ_p 计算式为

$$\theta_p = \psi_{\beta1} + \varphi_{k1} - \beta_{G,k1} - 180^\circ - \theta_{p,ki} \quad (9)$$

由末端执行构件的标线夹角,计算该组参数下机构末端在各运动点的姿态角,再将所有目标位姿角与末端执行构件姿态角之差的和作为额外的优化目标函数。该优化目标函数值越小,该参数组对应的机构越符合位姿要求,其表达式为

$$f_{vm}(\mathbf{X}) = \sum_{i=2}^{dmk_{zi}} |\psi_{\beta1} + \varphi_{ki} - \beta_{G,ki} - 180^\circ - \theta_p - \theta_{p,ki}| \quad (10)$$

式中 k_{zi} ——有姿态角要求的目标点序号

$f_{vm}(\cdot)$ ——各类限制条件下的优化目标函数

(2) 在作业段末端执行件的摆角限制

当机构的作业段有摆角限制时,可在作业段的起点和终点各设置一个目标点 $P_{j,i}$ 、 $P_{j,i+k}$,由式(1)、(2)可得该工作段时太阳轮的转角 φ_j 和行星轮的转角 β_G ,该优化目标函数值越小,表明该参数组对应的机构在关键作业段的摆动越小,其表达式为

$$f_{vm}(\mathbf{X}) = |\max(\varphi(x) - \beta_G(x)) - \min(\varphi(x) - \beta_G(x))| \quad (x \in [\chi_i, \chi_{i+k}]) \quad (11)$$

(3) 绝对坐标系下的末端执行件的位置限制

设在作用物体视角下,当机构的固定铰链点沿着单位向量 (x_i, y_i) 移动,机构每运转一周,位移的距离为 S_0 ,求在作用物体视角下的目标位置点 $P_{d,j+1}(x_{d,j+1}, y_{d,j+1})$ 。此时可将第1行星架为参

考系下太阳轮转角 φ_j 作为时序,反推计算以机构回转点为参考系下的目标点信息 $P_{j,j+1}(x_{p,j+1},y_{p,j+1})$,即

$$\begin{cases} x_{p,j+1} = x_{d,j+1} - x_r S_0 (360^\circ - \varphi_j) / 360^\circ \\ y_{p,j+1} = y_{d,j+1} - y_r S_0 (360^\circ - \varphi_j) / 360^\circ \end{cases} \quad (12)$$

在机构回转点坐标系下,此时位姿的横坐标随太阳轮的转角 φ_j 变化而改变,不同的非圆齿轮节曲线的目标点信息也不同。再用 2.1 节所提的机构综合法实现机构的优化求解。

3 高密度栽植机构参数优化设计

基于对高密度移栽机的设计需求分析设定 4 个目标点。高密度栽植机构共有两个末端执行构件,单周期内单末端执行件的位移距离 S_0 应该设置为移栽株距的一倍,定义 $S_0 = 180 \text{ mm}$ 。其中第 1 目标点为理论栽植点,第 2 目标点为栽植入土点,第 4 目标点为栽植出土点。第 3 目标点仅利用其纵坐标信息,确保该点距离理论栽植点的距离大于 200 mm,便于育苗装置与取苗装置相配合。第 2 目标点与第 4 目标点在作用物体视角下相重合,使得栽植机构形成的穴口尽量小,由 2.2 节机构末端执行构件在绝对坐标系下的位置约束方法确定目标点的横坐标。各目标点横纵坐标如表 1 所示。

表 1 目标点数据
Tab. 1 Target point data mm

目标点	1	2	3	4
横坐标值	65.5	$65.5 + (\varphi_2 - \varphi_1) \frac{S_0}{360^\circ}$	—	$65.5 - (360^\circ - \varphi_4) \frac{S_0}{360^\circ}$
纵坐标值	-278	-198	-68	-198

第一优化目标函数为确保机构能更准确经过目标点 1、2、4,参照式(6)得

$$f_{vm1}(\mathbf{X}) = \sum_{j \in I} \sqrt{(x_{p,j+1} - x_{R,j+1})^2 + (y_{p,j+1} - y_{R,j+1})^2} \quad (I \in [1,3]) \quad (13)$$

第二优化目标函数见式(8),为寻找非圆齿轮组的传动性能更优的机构参数组。因只有理论植苗点有角度要求,其余目标点没有,用式(9)计算在目标点 1 时末端执行件的标线夹角即可调整理论植苗点处的姿态。栽植机构的关键工作段为目标点 2 - 1 - 4,机构的末端执行构件在该段的摆动越小,越不容易影响已种植好的幼苗。故结合第 3 目标点的纵坐标严格限制与式(11)建立第三优化目标函数,即

$$f_{vm3}(\mathbf{X}) = -\tau \min(0, y_{R3} - y_{p3}) + |\max(\varphi(x) - \beta_C(x)) - \min(\varphi(x) - \beta_C(x))| \quad (x \in [\chi_2, \chi_4]) \quad (14)$$

式中 τ 为罚因子,当该组参数对应的机构轨迹低于

目标点 3 时,会使第三优化目标函数值变大,在迭代计算过程中会被优化算法舍弃。

依据实际栽植机构的尺寸限制,限定第 1 行星架杆长 $L_1 \in [100 \text{ mm}, 130 \text{ mm}]$,栽植嘴的杆长 $L_2 \in [180 \text{ mm}, 240 \text{ mm}]$,太阳轮和中间轮的自转角度 φ 、 χ 的维度 $D = 3$,范围为 $[0^\circ, 360^\circ]$ 。各机架的初始安装角 $\psi_{\alpha 1}$ 、 $\psi_{\beta 1}$ 的范围为 $[0^\circ, 360^\circ]$ 。

用 Matlab 自带的多目标遗传算法 (Multiobjective optimization using genetic algorithm) 求解上述三目标问题^[25],种群数量设为 400,迭代跳出条件设为默认,计算结果如图 4 所示,人工选取 1 组 3 个优化目标函数值都合理的较优机构解,该组机构的运行轨迹高度大于 200 mm,与目标点位置偏差和为 5.64 mm,非圆齿轮组凸性值为 -0.395,土内工作段栽植嘴摆角为 45.9°。鸭嘴在距离尖点 9 cm 处宽度为 45 mm,鸭嘴入土过程中鸭嘴两侧与土面交线最大宽度(穴口)为 62.28 mm,满足大栽深、小穴口工作要求。部分高密度栽植机构的机构参数见表 2。

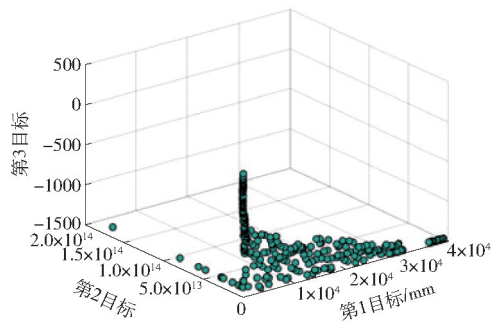


图 4 多目标优化问题计算结果

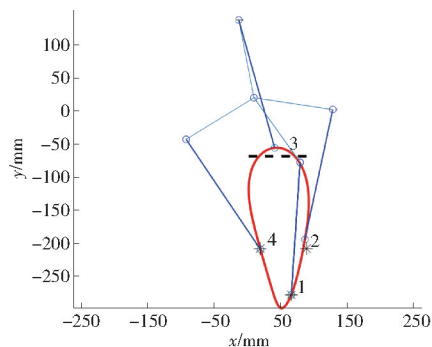
Fig. 4 Calculation results of multi-objective optimization problem

表 2 栽植机构参数

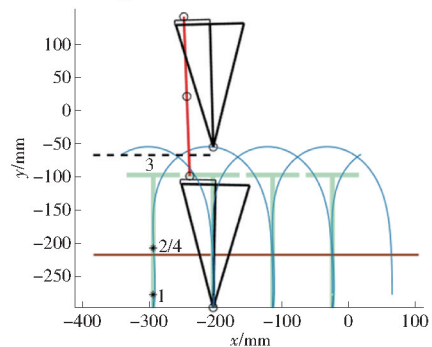
Tab. 2 Planting mechanism parameters

参数	数值
固定铰链点坐标 (x_0, y_0)	(9.29, 20.29)
第 1 行星架长度 L_1 / mm	114
末端执行件长度 L_2 / mm	200.93
第 1 行星架初始安装角 $\psi_{\alpha 1}$ / (°)	-54.61
末端执行件初始安装角 $\psi_{\beta 1}$ / (°)	-93.78
第 1 行星架为参考系下机构末端从第 1 目标点到第 2、3、4 目标点时太阳轮转角 φ / (°)	46.07, 155.61, 266.22
第 1 行星架为参考系下机构末端从第 1 目标点到第 2、3、4 目标点时中间轮转角 χ / (°)	52.35, 145.63, 249.71

高密度栽植机构的静轨迹和动轨迹如图 5 所示,图中星号点为目标点,空心圆点为机构末端运动点。



(a) 高密度栽植机构静轨迹

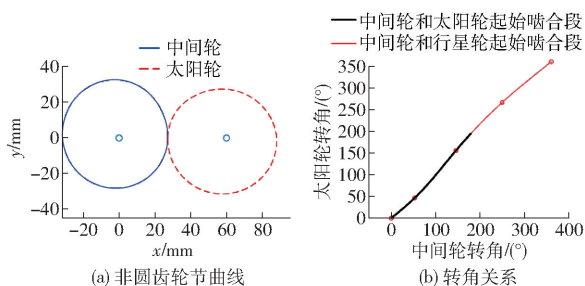


(b) 高密度栽植机构动轨迹

图5 高密度栽植机构的静轨迹和动轨迹

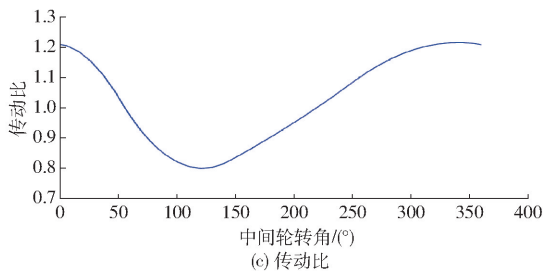
Fig. 5 Static and dynamic trajectories of high-density seeding planting mechanism

其中中间轮与太阳轮的传动关系如图6所示,未见两齿轮有明显传动缺陷,可见机构设计的合理性。



(a) 非圆齿轮节曲线

(b) 转角关系



(c) 传动比

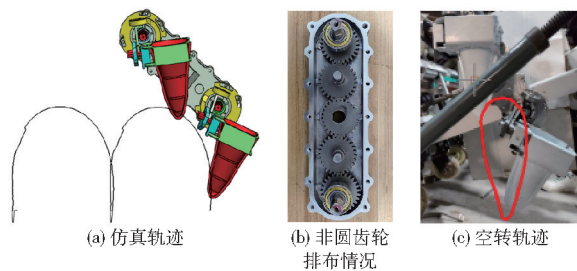
图6 中间轮与太阳轮的传动关系

Fig. 6 Details regarding intermediate gear and sun gear

4 样机性能试验

基于优选的行星轮式栽植机构的参数解,结合图6b中各非圆齿轮组的转角关系图,确定第1行星架中5个非圆齿轮的初始安装角,完成栽植机构的整体三维建模与运动仿真。将所述的行星轮式

栽植机构加工组装一套样机,并安置于步行式两行蔬菜移栽机上,用高速相机录制机构的空转轨迹。仿真轨迹与空转轨迹对比如图7所示。



(a) 仿真轨迹

(b) 非圆齿轮排布情况

(c) 空转轨迹

图7 样机仿真、空转轨迹及齿轮安装情况

Fig. 7 Prototype simulation, idling trajectory and gear installation status

结合图7比较得理论轨迹、仿真轨迹、空转试验轨迹三者基本一致,证明了设计的正确性和加工装配的准确性。

于2024年11月20日,在浙江省杭州市钱塘新区南兴村为砂质土壤类型的农田开展行星轮式栽植机构的实际作业性能的验证试验。共开展4次栽植试验,每次试验选用每盆128株共10盆的钵苗。当栽植机构栽植效率为80株/min时,机器前进速度为180 mm/s时进行了5次移栽。移栽后的实际效果图如图8b所示。经测量,平均栽植的钵苗的距离为88.5 mm,与理论设计株距误差较小。在实际试验中,由于连续作业的栽植嘴会对前1个已栽植穴口产生影响,加之松软的试验土壤易导致穴口尺寸变小。因此,实际穴口尺寸小于理论值,经测量其平均值为45 mm。



(a) 两行高密度移栽机构

(b) 实际栽植效果

图8 两行高密度试验样机与实际栽植效果

Fig. 8 Two-row high-density experimental prototype and actual planting performance

试验结果如表3所示。送苗成功率和植苗成功率共同影响移栽成功率。幼苗漏栽的原因主要是栽植机构没有准确接住送苗机构投递下的苗,该情况主要是未根据实际运转情况调整好送苗机构和栽植机构的安装相位,经调整后情况有明显改善。幼苗倒伏的原因主要是机器在运行初期及运行即将结束时,运行速度相对不稳定,导致栽植机构与栽植好的苗发生碰撞。在运行稳定阶段该情况较少发生,此

外,因培育原因,部分非壮苗在栽植后也会出现倒伏情况,且这些非壮苗也影响送苗成功率与移栽成功率。

表3 试验结果

Tab.3 Experimental results

序号	投苗	倒伏	漏栽	成功移栽	植苗成功
	总数/株	株数/株	株数/株	株数/株	率/%
1	1 213	51	70	109	90.02
2	1 198	49	39	111	92.65
3	1 217	36	65	112	91.70
4	1 176	32	70	108	91.33

由表3知,经过4次移栽试验,本文设计的栽植机构的平均植苗成功率为91.42%,满足实际生产需求,证明了混合运动学设计要求的行星轮系式设计方法的正确性与轮系式高密度栽植机构的实用性。

5 结论

(1)提出了单排两级传动行星轮系式机构的优化设计法,该方法是以机构第1行星架的转角、中间轮转角、第1行星架和末端执行件的杆长为待优化参数,以机构的末端运动点与目标点的距离偏差和

最小、非圆齿轮的传动性能为优化目标,用多目标遗传算法求解行星轮系式单排五齿轮行星轮式机构优化设计法。分析了末端执行构件在关键点姿态角、作业段的摆角与绝对坐标系下的位置约束的优化目标函数表达式,使该模型能满足混合运动学要求的机构优化设计问题。

(2)针对最大栽植深度为80 mm,株距为90 mm的高密度栽植作业要求,设定4个目标点,确定对应的优化目标函数。经多目标遗传算法计算获得1组高密度栽植机构参数解。该机构末端能经过的点与目标点位置偏差和为5.64 mm,非圆齿轮组凸性值为-0.395,土内工作段栽植嘴摆角为45.9°。该机构的第1行星架和栽植部件的长度分别为114、200.93 mm,初始安装角分别为-54.61°、-93.78°。

(3)完成了植苗构的整体三维建模与运动仿真,证明了设计的正确性和加工装配的准确性。开展了高密度栽植机构的实际作业性能的试验。栽植机构栽植效率为80株/min时,平均植苗成功率为91.42%,平均栽植钵苗的距离为88.5 mm,符合高密度栽植作业的要求,证明了本文所提的设计方法有效性与机构的实用性。

参 考 文 献

- [1] 葛芙蓉,范雪莲,蔡娜丹,等.宁波地区耐热青菜品种比较试验[J].长江蔬菜,2024(10):43-45.
GE Furong, FAN Xuelian, CAI Nandan, et al. Comparative screening test of heat-resistant green vegetable cultivars in Ningbo area[J]. Journal of Changjiang Vegetables, 2024(10): 43-45. (in Chinese)
- [2] YE B, ZENG G, DENG B, et al. Design and tests of a rotary plug seedling pick-up mechanism for vegetable automatic transplanter[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020, 13(3): 70-78.
- [3] 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 seedlings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(1): 94-103. (in Chinese)
- [4] GERVAIS L N. 中小株距蔬菜钵苗植苗机构的设计及试验[D].杭州:浙江理工大学,2022.
GERVAIS L N. Design and experiments of a pot seedling planting mechanism for vegetables with small and medium plant spacing[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2022. (in Chinese)
- [5] 辛竹琳,崔彦娟,杨小微,等.全球蔬菜产业现状及中国蔬菜育种发展路径研究进展[J].分子植物育种,2022,20(9):3122-3132.
XIN Zhulin, CUI Yanjuan, YANG Xiaowei, et al. Current situation of global vegetable industry and research progress of vegetable breeding development path in China[J]. Molecular Plant Breeding, 2022, 20(9): 3122-3132. (in Chinese)
- [6] 汪应萍.小株距高密度植苗机构的设计与试验[D].杭州:浙江理工大学,2022.
WANG Yingping. Design and experiments of small spacing and high density planting mechanism[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2022. (in Chinese)
- [7] 俞高红,李成虎,汪应萍,等.小株距高密度蔬菜植苗机构设计与试验[J].农业机械学报,2023,54(3):96-105,138.
YU Gaohong, LI Chenghu, WANG Yingping, et al. Design and experiment of transplanting mechanism for high density vegetables with small plant spacing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(3): 96-105, 138. (in Chinese)
- [8] 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)
- [9] 郑广辉.平面多环运动链构型综合及多连杆栽植机构设计[D].杭州:浙江理工大学,2022.

- ZHENG Guanghui. Synthesis of planar multi-loop kinematic chains and design of multi-link planting mechanism [D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2022. (in Chinese)
- [10] ZHOU M, SHAN Y, XUE X, et al. Theoretical analysis and development of a mechanism with punching device for transplanting potted vegetable seedlings seedlings[J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020, 13(4):85-92.
- [11] 薛向磊. 取栽一体式棉花钵苗移栽机关键部件优化设计与试验研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2020.
XUE Xianglei. Optimized design and experimental research on critical components of integrated transplanter with picking and planting for cotton bowl seedling[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2020. (in Chinese)
- [12] 张诺一. 高速变姿态接苗鸭嘴式栽植机构优化设计与试验[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2020.
ZHANG Nuoyi. Optimal design and experiment of high-speed duckbill planting mechanism with variable catch-seedling attitude [D]. Harbin:Northeast Agricultural University, 2020. (in Chinese)
- [13] 张庆强. 变差速轮系式植苗机构参数优化设计与试验研究[D]. 杭州:浙江理工大学,2022.
ZHANG Qingqiang. Parameter optimization design and experimental study of variable differential gear train seedling planting mechanism[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2022. (in Chinese)
- [14] 鲍李旭,俞高红,赵雄,等. 青菜高密度移栽机植苗机构的设计与试验[J]. 浙江理工大学学报(自然科学),2024,51(1):100-111.
BAO Lixu, YU Gaohong, ZHAO Xiong, et al. Design and experiment of a planting mechanism of high-density transplanters for brassica chinensis[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University(Natural Sciences), 2024, 51(1): 100-111. (in Chinese)
- [15] XUE X, LI L, XU C, et al. Optimized design and experiment of a fully automated potted cotton seedling transplanting mechanism [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2020, 13(4):111-117.
- [16] 李革,应孔月,张继钊,等. 基于秧针静轨迹的分插机构非圆齿轮求解[J]. 机械工程学报,2016,52(1):64-71.
LI Ge, YING Kongyue, ZHANG Jizhao, et al. Computation method of non-circular gear based on seedling needle tip point's static trajectory in transplanting mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(1): 64-71. (in Chinese)
- [17] 李华,马晓晓,曹卫彬,等. 夹茎式番茄钵苗取苗机构设计与试验[J]. 农业工程学报,2020,36(21):39-48.
LI Hua, MA Xiaoxiao, CAO Weibin, et al. Design and experiment of seedling picking mechanism by stem clipping for tomato plug seedling[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(21): 39-48. (in Chinese)
- [18] 周脉乐. 回转式膜上辣椒钵苗移栽机构的优化设计与试验研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学,2017.
ZHOU Maile. Optimized design and experimental study of the rotary pepper pot seeding transplanting mechanism on agricultural plastic film[D]. Harbin:Northeast Agricultural University, 2017. (in Chinese)
- [19] 马行潇,赵雄,鲍李旭,等. 给定输入角和输出角的单排两级传动非圆齿轮组设计方法;CN202310520569. X[P]. 2023-08-01.
- [20] 王磊,吴启帅,俞高红,等. 小株距非圆齿轮行星轮系植苗机构设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(11):294-305.
WANG Lei, WU Qishuai, YU Gaohong, et al. Design and experiment of small plant-spacing non-circular planetary gear train planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 294-305. (in Chinese)
- [21] SHARMA A, KHAR S. Current developments in vegetable transplanters in developing countries: a comprehensive review[J]. International Journal of Vegetable Science, 2022, 28(5): 417-440.
- [22] 毛江,朱小飞,李立成. 可用于多连杆悬架的并联机构运动学分析[J]. 机械传动,2022,46(9):140-145,158.
MAO Jiang, ZHU Xiaofei, LI Licheng, et al. Kinematic analysis of parallel mechanism for multi-link suspension[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(9): 140-145,158. (in Chinese)
- [23] 孙良,徐亚丹,黄恒敏,等. 基于节曲线凸性判别的行星轮系移栽机构解析[J]. 农业机械学报,2018,49(12):83-92.
SUN Liang, XU Yadan, HUANG Hengmin, et al. Solution and analysis of transplanting mechanism with planetary gear train based on convexity of pitch curve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 83-92. (in Chinese)
- [24] 韩露,史贤俊,秦玉峰,等. 基于E占优NSGA-2的测试优化选择方法[J]. 兵工自动化,2021,40(9):22-26,53.
HAN Lu, SHI Xianjun, QIN Yufeng, et al. Test optimization selection method based on E-dominant NSGA-2[J]. Ordnance Industry Automation, 2021, 40(9): 22-26,53. (in Chinese)
- [25] 李金炜,蔡吉飞,房瑞明. 基于多目标遗传算法的双肘杆机构尺寸参数优化[J]. 印刷与数字媒体技术研究,2024(5):115-122,155.
LI Jinwei, CAI Jifei, FANG Ruiming. Size parameter optimization of double toggle mechanism based on multi-objective genetic algorithm[J]. Printing and Digital Media Technology Study, 2024(5): 115-122,155. (in Chinese)