

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.02.009

旱田钵苗移栽机纵向送苗机构优化设计与试验

薛向磊¹ 王磊² 许春林¹ 周脉乐¹ 赵匀¹

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘要: 针对传统方法设计纵向送苗机构难度大, 缺少适用于高效旱田钵苗移栽机的纵向送苗机构的问题, 设计了一种棘轮连杆式钵苗移栽机纵向送苗机构。根据机构特点与旱田钵苗移栽纵向送苗要求, 建立了运动学模型与优化目标, 设计纵向送苗机构优化设计软件, 得出满足设计要求的结构参数。建立了机构三维模型, 试制了物理样机。根据软件优化结果, 运用二次正交旋转中心组合试验方法对棘轮结构进行优化设计, 以棘轮驱动面高度 x_1 、棘轮定位面高度 x_2 、取苗转速 x_3 为试验因素, 以送苗成功率 y 为试验指标, 进行了参数优化试验, 结果表明: $x_1 = 2.32\text{ mm}$ 、 $x_2 = 3.5\text{ mm}$ 、 $x_3 = 100\text{ r/min}$ 时, 送苗成功率达到 99.85%。取 $x_1 = 2.3\text{ mm}$ 、 $x_2 = 3.5\text{ mm}$ 、 $x_3 = 100\text{ r/min}$ 进行验证试验, 得出送苗成功率为 99.17%, 结果满足设计要求。

关键词: 旱田; 钵苗移栽机; 纵向送苗机构; 优化设计; 试验

中图分类号: S223.9 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)02-0076-09 **OSID:** 

Optimal Design and Experiment of Longitudinal Feeding-seedling Device of Potted Seedling Transplanter for Upland Field

XUE Xianglei¹ WANG Lei² XU Chunlin¹ ZHOU Maile¹ ZHAO Yun¹

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China
2. Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at the difficulty of designing longitudinal seedling feeding mechanism of pot seedling transplanter by traditional method and the lack of efficient longitudinal seedling feeding mechanism of potted seedling transplanter for upland field, a longitudinal seedling feeding mechanism of ratchet-connecting rod pot seedling transplanter was designed. According to the characteristics of the mechanism and the requirement of longitudinal feeding-seedling for upland field, the kinematics model and mathematical optimization objective were established, and the software for optimum design of longitudinal seedling feeding mechanism was developed to obtain the structural parameters that met the design requirements. According to the software optimization, the horizontal value range of each factor was obtained, the three-dimensional model of the mechanism was established and the physical prototype was manufactured. The optimum design of ratchet structure was carried out and the quadratic orthogonal rotation center combination test method was used to optimize the parameters with the success rate of seedling delivery as the test index, which taking the height of ratchet driving surface, the height of ratchet positioning surface and the speed of seedling harvesting as test factors. The results showed that expected success rate of seedling delivery was 99.85%, when $x_1 = 2.32\text{ mm}$, $x_2 = 3.5\text{ mm}$ and $x_3 = 100\text{ r/min}$. To verify the test, setting up $x_1 = 2.3\text{ mm}$, $x_2 = 3.5\text{ mm}$ and $x_3 = 100\text{ r/min}$, the success rate of seedling delivery was 99.17%, which met the design requirements.

Key words: upland field; potted seedling transplanter; longitudinal feeding-seedling device; optimization design; experiment

收稿日期: 2019-10-21 修回日期: 2019-12-01
基金项目: 国家自然科学基金项目(51775104)
作者简介: 薛向磊(1988—),男,博士生,主要从事移栽机构优化设计研究,E-mail: xuexianglei2017@163.com
通信作者: 许春林(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事耕作技术及机具研究,E-mail: 13904656458@163.com

0 引言

钵苗移栽不伤根、便于工厂化育苗,具有省种、增产、提升复种指数等优点^[1-4]。早田移栽劳动强度大、机械化程度低,限制了大面积推广,因此迫切需要高效钵苗移栽机。

送苗装置是全自动钵苗移栽机的核心部件之一,我国市场上钵苗移栽机多采用人工送苗^[5]。欧美等发达国家全自动钵苗移栽机运用机电液控制多个动作串联完成送苗过程,整机结构复杂、价格昂贵。日本机型采取整排顶出式取苗方式^[6-8],其纵向送苗机构配备的特制硬质钵盘造价较高,难以在我国推广。国内研究者提出全自动钵苗移栽方案^[9-10],横向送苗均采用空间双螺旋轴凸轮机构,相关技术已趋于成熟^[11-16]。符美军等^[17]设计的棉花裸苗移栽机送苗机构,运用单销槽轮带动纵向送苗,难以保证驱动准确性。那明君等^[18]提出棘轮齿轮式纵向送苗机构,由棘轮驱动齿轮送苗,通过弹簧作用于顶珠将齿轮定位,但长期工作极易磨损。俞高红团队^[19-21]设计的双棘轮式钵苗移栽机纵向送苗机构,在送苗完成前开始定位棘轮,可减小累积误差,但结构复杂且驱动阻力较大。目前市场缺少适用于高效早田钵苗移栽机的纵向送苗机构^[22]。

基于上述现状,本文设计一种棘轮连杆式早田钵苗移栽机纵向送苗机构,根据机构工作原理与农艺要求建立运动学模型,并将设计要求数值化,开发纵向送苗机构优化设计软件,确定机构参数值及棘轮结构参数范围;试制物理样机,运用二次正交旋转中心组合试验方法,以棘轮驱动面高度、棘轮定位面高度、取苗转速为试验因素,以送苗成功率为评价指标,进行参数优化试验。

1 设计要求与工作原理

1.1 设计要求

纵向送苗机构的作用为:移栽机构每取完1行苗,将钵盘整体向下移动至指定取苗位置,供移栽机构连续取苗栽植。根据农艺要求早田钵苗穴盘单钵容积为 $21\sim 25\text{ cm}^3$ ^[23],本文使用塑料软质钵盘(图1),钵体呈倒方锥形,上穴口 $37\text{ mm}\times 37\text{ mm}$,下穴口 $17\text{ mm}\times 17\text{ mm}$,穴口深度 40 mm ,穴盘规格为 15×8 穴,横纵向相邻穴孔中心距均为 40 mm ,钵盘上下两端设有锥桶型连接柱,各柱壁面设有连接卡扣,作业时利用锥筒型连接柱插入卡扣将前后钵盘无缝隙连接为一体。为满足早田钵苗移栽要求,笔者提出了取栽一体式钵苗移栽机构^[24],如图2、3所示:机构为顺时针转动,其中 $A-B-C-D-A$ 表示

夹片尖点取苗输送静轨迹,钵苗于 D 点在取苗臂作用下投入鸭嘴栽植器中; $E-F-G-H-E$ 为栽植器尖点接苗植苗静轨迹;钵盘放置于秧箱上由链轮带动纵向移动,棘轮与链轮同轴固定,机构适用于多功能钵苗移栽试验台^[25],移栽机构旋转一周横向移箱 40 mm ,每取完一排钵苗进行一次纵向送苗,由链轮带动钵盘向下进给 40 mm 。棘轮连杆式纵向送苗机构装配于秧箱上,其设计要求为:纵向送苗一次钵盘向下移动 40 mm ;送苗完成时机构及时回位,减少送苗过冲与累积误差;高速移栽状态下,机构保持稳定工作;纵向送苗机构非工作阶段,棘轮处于锁紧状态。



图1 育苗钵盘
Fig. 1 Bowl tray

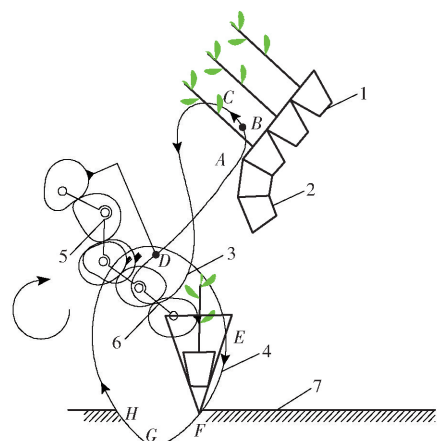


图2 取栽一体式钵苗移栽机构运动轨迹
Fig. 2 Trajectory of integrated automatic transplanting mechanism for taking and planting

1. 钵苗 2. 钵盘 3. 取苗相对轨迹 4. 栽植相对轨迹 5. 取苗轮系 6. 栽植轮系 7. 地面

1.2 工作原理

图4为棘轮连杆式纵向送苗机构原理图,其中铰链 O 固定于机架,铰链 B 、 E 、 O_1 固定于秧箱。拨杆随双向螺旋轴周期转动,摆杆、连杆、驱动臂、定位杆、驱动杆与棘轮随秧箱相对于机架往复横向移动,当秧箱运动至左右两个送苗位置时拨杆与摆杆接触并驱动摆杆摆动,动力由连杆传至驱动臂带动驱动杆运动,驱动杆顶起定位杆解锁棘轮的同时带动棘轮转动一定角度,棘轮与送苗链轮轴固连由此驱动

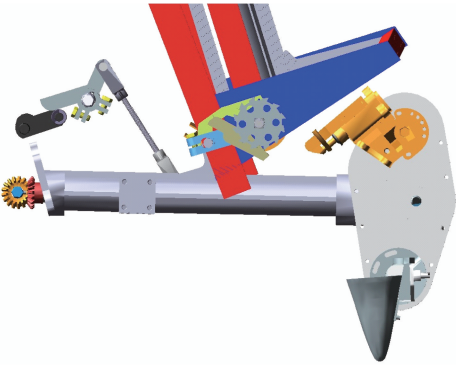


图3 纵向送苗方案

Fig.3 Scheme of longitudinal feeding-seedling

送秧链轮转轮齿槽,限定棘轮及送秧链轮的驱动转角,复位弹簧带动机构回复原位,至此完成一个纵向送苗周期,秧箱继续往复横向移动直至下一次纵向送苗开始。

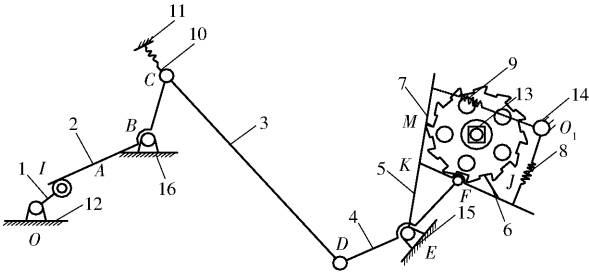


图4 纵向送苗机构原理图

Fig.4 Schematic of longitudinal feeding mechanism

1. 拨杆 2. 摆杆 3. 连杆 4. 驱动臂 5. 定位杆 6. 驱动杆
7. 棘轮 8. 驱动杆复位弹簧 9. 定位杆复位弹簧 10. 连杆复位
弹簧 11、14、15、16. 秧箱 12. 机架 13. 送苗轴

送苗完成后驱动棘爪回复原位,当送苗棘轮单次转动误差较小时,前一次纵向送苗误差仅影响下次送苗时驱动爪空行程的大小,即若上一次送苗量过大,则下次送苗空行程增大导致送苗量减小,反之亦然,该机构在一定范围内对累计误差有补偿作用。

2 纵向送苗机构运动学分析

对纵向送苗过程进行运动学分析^[26]。如图5所示,建立以铰链为坐标原点,以水平方向为x轴、竖直方向为y轴的直角坐标系。将机构分为驱动杆机构与棘轮机构两部分进行分析。

2.1 驱动杆机构运动学分析

初始时刻秧箱移动至送苗位置,驱动拨杆与摆杆开始接触。

拨杆以角速度 ω 做圆周转动,则

$$\varphi_{OA}(t) = \omega t \tag{1}$$

拨杆端点A坐标

$$\begin{cases} x_A(t) = l_{OA} \cos \varphi_{OA}(t) \\ y_A(t) = l_{OA} \sin \varphi_{OA}(t) \end{cases} \tag{2}$$

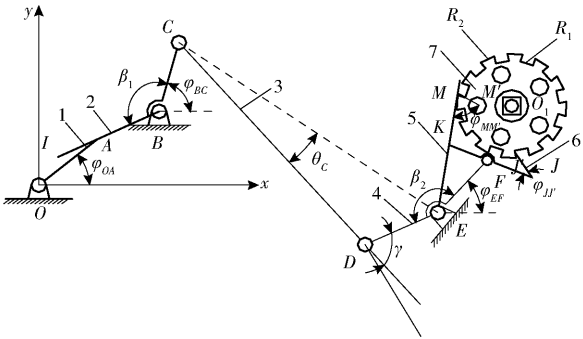


图5 纵向送苗机构运动分析

Fig.5 Kinematic analysis of longitudinal feeding mechanism

1. 拨杆 2. 摆杆 3. 连杆 4. 驱动臂 5. 定位杆 6. 驱动杆
7. 棘轮

式中 l_{OA} ——拨杆长度,mm
 $\varphi_{OA}(t)$ ——拨杆相对水平方向逆时针转角,rad
拨杆驱动摆杆摆动过程,拨杆沿摆杆上滑动,铰链点B固定于秧箱,根据秧箱结构已知 (x_B, y_B) ,摆杆端点I、C两点的坐标为

$$\begin{cases} x_I(t) = x_B - l_{BI} \cos \varphi_{BI}(t) \\ y_I(t) = y_B - l_{BI} \sin \varphi_{BI}(t) \end{cases} \tag{3}$$

$$\begin{cases} x_C(t) = x_B + l_{BC} \cos \varphi_{BC}(t) \\ y_C(t) = y_B + l_{BC} \sin \varphi_{BC}(t) \end{cases} \tag{4}$$

式中 l_{BI} ——摆杆左臂长度,mm
 l_{BC} ——摆杆右臂长度,mm
 $\varphi_{BI}(t)$ ——摆杆左臂相对水平方向角度,rad
 $\varphi_{BC}(t)$ ——摆杆右臂相对水平方向角度,rad
$$\begin{cases} \varphi_{BC}(t) = \varphi_{BI}(t) - \beta_1 \\ \varphi_{BI}(t) = \arctan \frac{y_A(t) - y_B}{x_A(t) - x_B} \end{cases} \tag{5}$$

式中 β_1 ——摆杆两臂夹角,rad
铰链点E固定于秧箱上, x_E, y_E 已知,则连杆端点D坐标为

$$\begin{cases} x_D(t) = x_C(t) + l_{CD} \cos \varphi_{CD}(t) \\ y_D(t) = y_C(t) + l_{CD} \sin \varphi_{CD}(t) \end{cases} \tag{6}$$

其中
$$\varphi_{CD}(t) = \varphi_{CE}(t) - \theta_C(t) \tag{7}$$

$$\theta_C(t) = \arccos \frac{l_{CD}^2 + l_{CE}^2(t) - l_{ED}^2}{2l_{CD}l_{CE}(t)} \tag{8}$$

式中 $\theta_C(t)$ —— $\triangle DCE$ 内角,rad
 l_{CD} ——连杆长度,mm
 l_{ED} ——驱动杆上端长度,mm
 $\varphi_{CD}(t)$ ——连杆相对于水平方向角度,rad
$$l_{CE}(t) = \sqrt{(x_C(t) - x_E)^2 + (y_C(t) - y_E)^2} \tag{9}$$
$$\varphi_{CE}(t) = \arctan \frac{y_E - y_C(t)}{x_E - x_C(t)} \tag{10}$$
$$\varphi_{ED}(t) = \arctan \frac{y_D(t) - y_E}{x_D(t) - x_E} \tag{11}$$

式中 $\varphi_{CE}(t)$ ——连线 CE 向量角, rad
 $\varphi_{ED}(t)$ ——驱动臂左臂相对于水平方向角度, rad

驱动臂右臂 F 点坐标为

$$\begin{cases} x_F(t) = x_E + l_{EF} \cos \varphi_{EF}(t) \\ y_F(t) = y_E + l_{EF} \sin \varphi_{EF}(t) \end{cases} \quad (12)$$

其中 $\varphi_{EF}(t) = \varphi_{ED}(t) - \beta_2$ (13)

式中 l_{EF} ——驱动臂左臂长度, mm
 $\varphi_{EF}(t)$ ——驱动臂右臂相对水平方向角度, rad
 β_2 ——驱动臂左右臂之间夹角, rad

棘轮驱动过程中, 驱动杆上端点 K 沿定位杆滑动, $\triangle EFK$ 中驱动臂 EF 与驱动杆 FK 的夹角为

$$\theta_F(t) = \arccos \frac{l_{EF}^2 + l_{KF}^2 - l_{EK}^2(t)}{2l_{EF}l_{KF}} \quad (14)$$

其中 $l_{EK}(t) = \sqrt{(x_E - x_K)^2 + (y_E - y_K)^2}$ (15)

$$\begin{cases} x_K(t) = x_F(t) + l_{FK} \cos \varphi_{FK}(t) \\ y_K(t) = y_F(t) + l_{FK} \sin \varphi_{FK}(t) \end{cases} \quad (16)$$

$$\varphi_{FK}(t) = \varphi_{FE}(t) - \theta_F(t) \quad (17)$$

$$\varphi_{FE}(t) = \arctan \frac{y_E - y_F(t)}{x_E - x_F(t)} \quad (18)$$

式中 l_{KF} ——驱动杆上端长度, mm
 l_{EK} ——驱动杆与定位杆接触点到铰链点 E 距离, mm

φ_{FK} ——驱动杆上端相对于水平方向角度, rad

$\varphi_{FE}(t)$ —— FE 相对于水平方向角度, rad

定位杆端点 MM' 沿棘轮齿面滑动, 设定位爪与定位杆间夹角为 $\varphi_{MM'}$ 。定位杆转动角度为

$$\varphi_{EK}(t) = \arctan \frac{y_K(t) - y_E}{x_K(t) - x_E} \quad (19)$$

$$\begin{cases} x_M(t) = x_E + l_{EM} \cos \varphi_{EK}(t) \\ y_M(t) = y_E + l_{EM} \sin \varphi_{EK}(t) \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} x_{M'}(t) = x_M(t) + l_{MM'} \cos \theta_M(t) \\ y_{M'}(t) = y_M(t) + l_{MM'} \sin \theta_M(t) \end{cases} \quad (21)$$

其中 $\theta_M(t) = \arctan \frac{y_E - y_{M'}(t)}{x_E - x_{M'}(t)} + \varphi_{MM'}$ (22)

式中 φ_{EK} ——定位杆相对于水平方向角度, rad
 l_{EM} ——定位杆长度, mm
 $l_{MM'}$ ——定位爪长度, mm

对驱动爪进行分析, 驱动爪 JJ' 与驱动杆之间夹角为 $\varphi_{JJ'}$, 点 J' 沿齿面滑动。驱动爪下端坐标为

$$\begin{cases} x_J(t) = x_F(t) + l_{FJ} \cos \varphi_{KF}(t) \\ y_J(t) = y_F(t) + l_{FJ} \sin \varphi_{KF}(t) \end{cases} \quad (23)$$

其中 $\varphi_{KF}(t) = \arctan \frac{y_F(t) - y_K(t)}{x_F(t) - x_K(t)}$ (24)

$$\begin{cases} x_{J'}(t) = x_J(t) + l_{JJ'} \cos \theta_{JJ'}(t) \\ y_{J'}(t) = y_J(t) + l_{JJ'} \sin \theta_{JJ'}(t) \end{cases} \quad (25)$$

其中 $\theta_{JJ'}(t) = \varphi_{KF}(t) - \varphi_{JJ'}$ (26)

2.2 棘轮机构运动学分析

棘轮装配在秧箱上, 转动中心坐标为 (x_{o1}, y_{o1}) , 驱动爪端点 J' 在棘轮齿面上滑动, 设棘轮驱动完成时刻棘爪端点坐标为 $(x'_{J'}, y'_{J'})$, 则单次送苗行程棘轮转角为

$$\varphi_{o1} = \arctan \frac{y'_{J'} - y_{o1}}{x'_{J'} - x_{o1}} \quad (27)$$

设棘轮齿数为 Z , 设计要求棘轮驱动一个送秧行程对应转过一个齿距, 则

$$Z = \frac{2\pi}{\varphi_{o1}} \quad (28)$$

$$S = \varphi_{o1} R_M \quad (29)$$

式中 S ——单次送苗行程, mm

R_M ——送苗链轮半径, mm

棘轮驱动过程中, 定位杆端点与棘爪端点均沿齿面滑动。设棘轮齿根圆与齿顶圆半径分别为 R_1 、 R_2 , 棘轮齿高即定位面高度为 x_2 , 棘爪滑过棘轮驱动齿面长度即驱动面高度为 x_1 , 则

$$R_1 = \sqrt{(x_J(0) - x_{o1})^2 + (y_J(0) - y_{o1})^2} \quad (30)$$

$$R_2 = \sqrt{(x'_{J'} - x_{o1})^2 + (y'_{J'} - y_{o1})^2} \quad (31)$$

$$x_1 = R_2 - R_1 \quad (32)$$

$$x_2 = \sqrt{(x'_{J'} - x_{o1})^2 + (y'_{J'} - y_{o1})^2} - R_1 \quad (33)$$

式中 $(x_J(0), y_J(0))$ ——棘爪端点初始坐标, mm
 $(x'_{J'}, y'_{J'})$ ——驱动杆完全顶起时端点坐标, mm

3 纵向送苗机构优化设计

根据机构运动学分析结果, 本文运用机构分析—理论建模—计算机优化的设计流程对该机构进行优化设计。

3.1 优化目标确定

基于运动学分析结果对棘轮连杆式纵向送秧机构进行优化设计^[27-28], 结合机构传动特性与旱田钵苗移栽机纵向送苗机构设计要求, 建立优化目标并将设计要求数值化: ①驱动臂驱动瞬间传动角 γ 介于 $45^\circ \sim 90^\circ$ 。②送苗过程摇杆摆动角 $\lambda < 20^\circ$ 。③棘轮齿顶圆半径 $R_2 < 70$ mm。④棘轮模数 $m > 8$ mm。⑤驱动杆铰链点与棘轮不干涉(即 F 点与棘轮齿面最小距离 $\Delta > 5$ mm)。⑥单次送苗行程 S 范围为 $35 \sim 45$ mm。

3.2 纵向送苗机构优化软件开发

根据机构运动学分析结果, 基于 Visual Basic 6.0 开发纵向送苗机构优化设计软件, 如图 6 所示, 该软件将上述目标嵌入优化目标显示区, 并实现对

纵向送秧机构的结构尺寸、位置和运动状态的模拟,操作人员通过调节参数可实时观测优化目标与机构运动的反馈结果,直至参数满足所有目标要求,完成对纵向送秧机构的优化设计过程,大大降低了设计难度,缩短了研发周期。

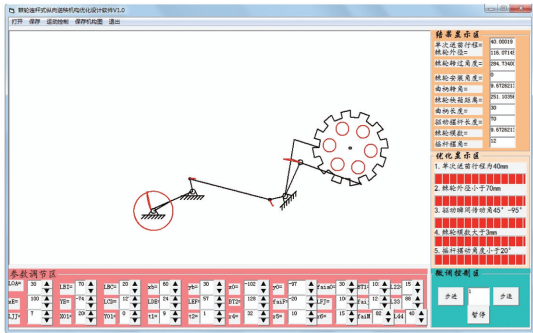


图6 纵向送秧机构优化设计软件界面

Fig. 6 Interface of optimization software for longitudinal feeding device

得出满足优化目标要求的参数,相关机构参数为: $l_{OA}=30\text{ mm}$, $l_{BI}=70\text{ mm}$, $l_{BC}=20\text{ mm}$, $x_B=60\text{ mm}$, $y_B=30\text{ mm}$, $x_O=-102\text{ mm}$, $y_O=-97\text{ mm}$, $\varphi_0=30^\circ$, $\beta_1=102^\circ$, $l_{FK}=15\text{ mm}$, $x_E=100\text{ mm}$, $y_E=-74\text{ mm}$, $l_{CD}=127\text{ mm}$, $l_{DE}=24\text{ mm}$, $l_{EF}=57\text{ mm}$, $\beta_2=128^\circ$, $\varphi_{FJ}=-20^\circ$, $l_{FJ}=100\text{ mm}$, $\varphi_{JJ'}=25^\circ$, $\varphi_{MM'}=82^\circ$, $l_{EM}=88\text{ mm}$, $l_{MM'}=40\text{ mm}$, $l_{JJ'}=7\text{ mm}$, $x_{O1}=200\text{ mm}$, $y_{O1}=0\text{ mm}$ 。其余调节参数: $t_1=9$, $t_2=1$, $r_4=32$, $r_5=10$, $r_6=15$ 。所得优化目标结果为: $\gamma=50^\circ$, $\lambda=12^\circ$, $R_2=56\text{ mm}$, $m=9.7\text{ mm}$, $\Delta=6.5\text{ mm}$, $S=40.000\text{ 19 mm}$ 。

3.3 棘轮优化设计

棘轮连杆式纵向送秧机构定位杆受弹簧作用沿棘轮齿顶圆周滑动,回位阻力大、行程长,极易引起定位失误造成送秧失败。本文对送秧棘轮进行改进设计,如图7所示,改进后棘轮定位杆沿斜面滑动至指定位置,缩短回位行程、减小棘轮驱动阻力,有利于定位杆对棘轮及时定位,减少送秧误差。

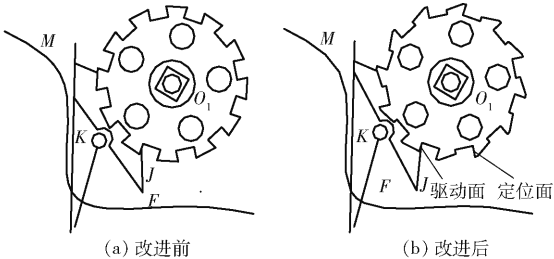


图7 棘轮改进前后结构简图

Fig. 7 Improved and post-improvement schematic for ratchet

对改进后棘轮送秧过程进行分析:如图8a所示,当棘轮驱动面过低,棘爪过早脱离棘轮齿面,由

理论分析结果,当棘轮转角 $\frac{\pi}{12} < \varphi_{O1} < \frac{7\pi}{48}$ 时, $20\text{ mm} < S < 35\text{ mm}$ 导致送秧行程不足;如图8b所示,当驱动面过高,同时定位面高度过低时,即棘轮转动至指定角度后,驱动臂继续带动棘爪驱动棘轮运动,根据理论分析,当 $\frac{3\pi}{16} < \varphi_{O1} < \frac{\pi}{4}$ 时, $45\text{ mm} < S < 60\text{ mm}$ 引起送秧过冲。根据软件优化得出:当 $\frac{7\pi}{48} < \varphi_{O1} < \frac{3\pi}{16}$ 时, $35\text{ mm} < S < 45\text{ mm}$ 满足设计要求,棘轮齿数 $Z=12$, 齿根圆半径 $R_1=48\text{ mm}$, 齿顶圆半径 $R_2=56\text{ mm}$, 棘轮定位面高度 x_2 范围介于 $3.5\sim5.5\text{ mm}$, 棘轮驱动面高度 x_1 范围介于 $1.5\sim3.5\text{ mm}$, 本文通过二次正交旋转中心组合试验确定二者最佳参数组合。

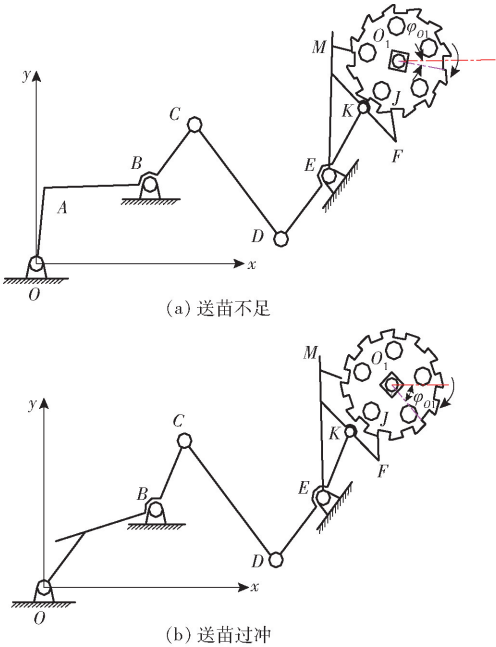


图8 送秧误差分析

Fig. 8 Analysis of seedling delivery error

4 试验

根据优化软件得出纵向送秧机构结构参数值及棘轮参数范围,由于棘轮驱动与回位过程运动较为复杂,采用软件优化与仿真分析无法准确反映机构实际工作情况,本文通过试制物理样机,运用试验设计对机构进行参数优化^[29],确定最终设计参数与工作参数。

4.1 试验因素

驱动面高度 x_1 : 由棘轮驱动过程分析可知,驱动面过高引起送秧过冲,过低导致送秧不足,是产生纵向送秧误差的主要因素。根据软件优化结果: x_1 取值介于 $1.5\sim3.5\text{ mm}$ 。

定位面高度 x_2 : 定位面过低时,引起定位失败。由于回位过程中定位杆沿棘轮齿面滑动,定位面与

驱动面高度差影响其回位行程与回位速度,为保证棘轮定位及时,避免送苗积累误差,需通过试验确定其最优组合。根据软件优化结果: x_2 取值介于 3.5 ~ 5.5 mm。

取苗转速 x_3 :栽植机构取苗转速决定纵向送苗机构的驱动频率,纵向送苗机构驱动过程产生的振动直接影响送苗作业稳定性,进而影响送苗质量。根据现有全自动移栽机相关要求并结合取栽一体式钵苗移栽机构特点,取苗转速介于 100 ~ 200 r/min。

4.2 评价指标与试验方法

旱田钵苗如茄子、番茄、辣椒、棉花等作物每亩移栽株数为 2 000 ~ 3 500 株,本文取用棉花钵苗为 3 000 株,育苗周期 35 d,苗高为 150 ~ 200 mm,移栽前以“干长根”为原则进行炼苗。根据钵盘规格与整机情况,以持续纵向送苗 120 次送苗成功率为试验指标,其计算公式为

$$y = \frac{n_1}{n} \times 100\%$$
 (34)

式中 y ——送苗成功率, %
 n_1 ——送苗成功次数
 n ——送苗总次数

采用高速摄影捕获单个送苗周期棘轮转角 φ_{01} ,送苗成功标准: $\frac{7\pi}{48} < \varphi_{01} < \frac{3\pi}{16}$,即 35 mm < S < 45 mm,若符合标准记成功 1 次,否则记失败 1 次。

采用三因素五水平二次正交旋转中心组合试验方法,根据各因素水平上下限确定试验因素编码如表 1 所示。

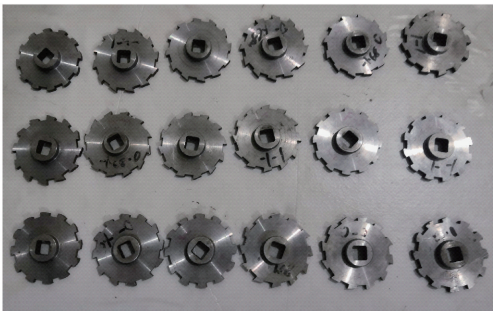
表 1 试验因素编码

Tab.1 Experimental factors and code

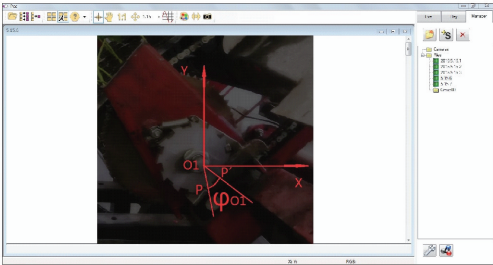
编码	因素		
	驱动面高度	定位面高度	取苗转速
	x_1/mm	x_2/mm	$x_3/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$
1. 682	3.5	5.5	200.0
1	3.1	5.1	179.7
0	2.5	4.5	150.0
-1	1.9	3.9	120.3
-1. 682	1.5	3.5	100.0

试验装置由取栽一体式钵苗移栽机构、秧箱、横向送苗机构、纵向送苗机构、可移动条形土槽、高速摄像机等组成,试验通过变频调速三相鼠笼异步电动机为送苗机构提供动力并驱动条形土槽。本文以棉花钵苗为例,试验开始前完成育苗:育苗地点为东北农业大学工程学院植物工厂实验室,选用品种为鲁棉研 18 号,育苗基质采用徐州耀德化工有限公司生产的园艺营养基质,内含珍珠岩、蛭石、草炭、有

机质等,原土为东北黑土,根据农艺要求,原土与基质质量比为 1:2。试验(图 9)采用高速摄影技术记录单次送苗周期棘轮转角。所用高速摄像机型号为:PHANTOMV5.1,该机主要参数:NIKON 50 mm/1.8 定焦镜头;SR-CMOS 彩色传感器;3.4 GB 超高速 DRAM;1 024 像素 × 1 024 像素拍摄速度为 1 200 f/s,最高 95 000 f/s。使用 PCC 2.8 软件处理高速图像(图 9b),具体方法为:捕获棘轮驱动面上端点运动轨迹 PP' ;以棘轮转动中心 O_1 为原点建立直角坐标系,得出棘轮转角 φ_{01} 。根据前文所述送苗成功标准判定送苗成功次数,进而得出送苗成功率。试验地点:东北农业大学农业机械化试验中心;试验时间:2019 年 9 月 30 日。



(a) 棘轮类型



(b) 工作状态

图 9 送苗试验

Fig.9 Precision test of seedling feeding

4.3 试验结果与分析

4.3.1 试验结果

试验结果如表 2 所示, A 、 B 、 C 为因素编码值。

4.3.2 回归模型建立与显著性检验

采用 Design-Expert 8.0.6 软件对试验数据进行统计与处理^[30],试验结果方差分析如表 3 所示。

对试验结果进行分析,在可信度 $\alpha = 0.05$ 下,进行 F 检验:各因素对送苗合格率的回归模型均为极显著 ($P < 0.001$),同时失拟项不显著 ($P > 0.1$),说明所选模型适当,无未加控制的因素对指标存在影响,试验指标与试验因素(编码值)之间存在着模型确定关系,剔除不显著项后,得出回归模型方程

$$y = 92.4 - 1.6A - 3.54B - 0.83C + 1.33AB - 0.957AC - 0.96BC - 1.678A^2 + 0.97C^2$$
 (35)

表 2 试验设计与结果

Tab.2 Text results				
试验 序号	因素			送苗成功率 y/%
	A	B	C	
1	-1	-1	-1	96.50
2	1	-1	-1	93.33
3	-1	1	-1	89.17
4	1	1	-1	90.83
5	-1	-1	1	99.17
6	1	-1	1	91.67
7	-1	1	1	87.50
8	1	1	1	85.83
9	-1.682	0	0	90.83
10	1.682	0	0	84.17
11	0	-1.682	0	98.33
12	0	1.682	0	85.83
13	0	0	-1.682	96.67
14	0	0	1.682	93.33
15	0	0	0	92.50
16	0	0	0	91.67
17	0	0	0	92.50
18	0	0	0	93.33
19	0	0	0	91.67
20	0	0	0	92.50
21	0	0	0	93.33
22	0	0	0	92.50
23	0	0	0	91.67

表 3 方差分析

Tab.3 Analysis of variance					
变异来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	305.56	9	33.95	90.67	<0.0001**
A	36.00	1	36.00	96.14	<0.0001**
B	171.22	1	171.22	457.25	<0.0001**
C	9.30	1	9.30	24.83	0.0003**
AB	14.20	1	14.20	37.93	<0.0001**
AC	7.33	1	7.33	19.59	0.0007**
BC	7.37	1	7.37	19.69	0.0007**
A ²	44.84	1	44.84	119.75	<0.0001**
B ²	0.36	1	0.36	0.95	0.3463
C ²	11.50	1	11.50	30.72	<0.0001**
残差	4.87	13	0.37		
失拟	1.50	5	0.30	0.71	0.6312
总和	310.43	22			

注：**表示差异极显著(P<0.01)。

4.3.3 各因素对指标影响贡献率

考虑到试验指标的回归方程为多元非线性模型,本文采用因素贡献率来确定各因素对试验指标的相对重要程度。根据试验回归设计中各因素对指标影响贡献率计算方法^[31],得出各因素 x_1 、 x_2 、 x_3 对送苗成功率的贡献率分别为:2.94、1.96、2.88,结果表明:各因素贡献率由大到小依次为 x_1 、 x_3 、 x_2 。

4.3.4 各因素对指标影响效应分析

通过数据处理,得出各因素之间极显著交互作用对指标影响的响应曲面,如图 10 所示。

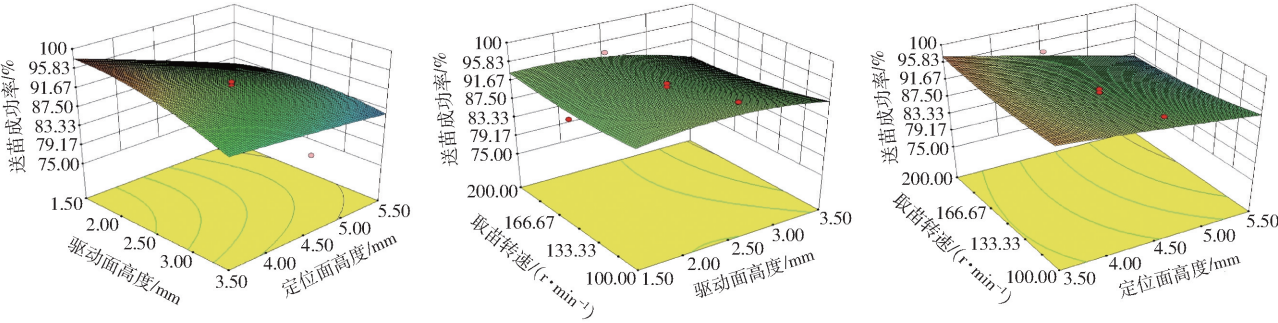


图 10 试验因素响应曲面

Fig.10 Response surface of experiment factor

当取苗转速一定,驱动面高度 $x_1 < 2.5$ mm 时,送苗成功率与驱动面高度呈正相关,当驱动面高度 2.5 mm $< x_1 < 3.5$ mm 时,送苗成功率与驱动面高度呈负相关,其最优区间为 $2.2 \sim 2.8$ mm;送苗成功率与定位面高度呈负相关,根据水平值范围其最优区间为 $3.5 \sim 4.2$ mm;在取苗转速水平值范围内,随取苗速度增加,送苗成功率呈减小趋势,最优区间为 $100 \sim 120$ r/min。

4.4 参数优化

综合拟合的二次回归旋转模型、双因素响应曲面以及实际作业条件要求,针对各试验因素设定约束区间

$$\begin{cases} \max y(x_1, x_2, x_3) \\ \text{s. t.} \begin{cases} 2.2 \text{ mm} \leq x_1 \leq 2.8 \text{ mm} \\ 3.5 \text{ mm} \leq x_2 \leq 4.2 \text{ mm} \\ 100 \text{ r/min} \leq x_3 \leq 120 \text{ r/min} \end{cases} \end{cases} \quad (36)$$

运用 Optimization 模块,求解最大取苗成功率。优化结果为驱动面高度为 2.32 mm、定位面高度为 3.5 mm、取苗转速为 100 r/min 时,送苗成功率为 99.85% 。

4.5 性能验证试验

根据优化得到最终设计参数组合,根据实际加工情况,取棘轮驱动面高度为 2.3 mm、定位面高度 3.5 mm、取苗转速 100 r/min,于 2019 年 10 月 5 日

在东北农业大学农业机械化试验中心进行验证试验。试验条件与方法与上述试验相同,结果表明:送苗成功率为99.17%;考虑到加工条件引起的误差,该试验验证了回归模型的可靠性,结果满足设计要求。

5 结论

(1)设计了一种棘轮连杆式钵苗移栽机纵向送苗机构,该机构结构简单、定位准确,且对累积误差有一定的补偿作用。

(2)建立了棘轮连杆式纵向送苗机构运动学模型,分析了纵向送苗过程,并将设计要求数值化,开

发了纵向送苗机构优化设计软件,得到一组满足设计要求的结构参数与棘轮参数范围。

(3)对送苗棘轮进行优化设计,根据软件优化结果,运用二次正交旋转中心组合试验方法,以棘轮驱动面高度 x_1 、棘轮定位面高度 x_2 、取苗转速 x_3 为试验因素,以送苗成功率 y 为评价指标,进行参数优化试验,得出送苗成功率回归模型: $x_1 = 2.32 \text{ mm}$ 、 $x_2 = 3.5 \text{ mm}$ 、 $x_3 = 100 \text{ r/min}$ 时,送苗成功率为99.85%。

(4)根据优化结果,试制物理样机进行试验验证, $x_1 = 2.3 \text{ mm}$ 、 $x_2 = 3.5 \text{ mm}$ 、 $x_3 = 100 \text{ r/min}$ 时,送苗成功率为99.17%,验证了回归模型的可靠性,结果满足设计要求。

参 考 文 献

- [1] PARISH R L. Current developments in seeders and transplanters for vegetable crops[J]. Hort Technology, 2005, 15(2):346-351.
- [2] 童俊华,俞高红,朱赢鹏,等. 三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2019,50(1):113-121. TONG Junhua, YU Gaohong, ZHU Yingpeng, et al. Design and experiment of three-arms rotary vegetable plug seedling pick-up mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1):113-121. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190112&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.01.012. (in Chinese)
- [3] 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)
- [4] 叶秉良,刘安,俞高红,等. 蔬菜钵苗移栽机取苗机构人机交互参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报,2013,44(2):57-62. YE Bingliang, LIU An, YU Gaohong, et al. Parameters optimization with human-computer interaction method and experiment of vegetable seedling [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2):57-62. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130212&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.02.012. (in Chinese)
- [5] 于晓旭,赵匀,陈宝成,等. 移栽机械发展现状与展望[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(8):44-53. YU Xiaoxu, ZHAO Yun, CHEN Baocheng, et al. Current situation and prospect of transplanter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8):44-53. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140808&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.08.008. (in Chinese)
- [6] 俞高红,陈志威,赵匀,等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构的研究[J]. 机械工程学报,2012,48(13):32-39. YU Gaohong, CHEN Zhiwei, ZHAO Yun, et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(13):32-39. (in Chinese)
- [7] 赵雄,沈明,陈建能,等. 棉花移栽机旋转式取苗机构的运动学分析及虚拟试验[J]. 农业工程学报,2014,30(8):13-20. ZHAO Xiong, SHEN Ming, CHEN Jianneng, et al. Kinematic analysis and virtual experiment of rotary pick-up mechanism on cotton transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(8):13-20. (in Chinese)
- [8] 俞高红,廖振飘,徐乐辉,等. 大株距行星轮系蔬菜钵苗栽植机构优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2015,46(7):38-44. YU Gaohong, LIAO Zhenpiao, XU Lehui, et al. Optimization design and test of large spacing planetary gear train for vegetable pot-seedling planting mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7):38-44. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150706&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.07.006. (in Chinese)
- [9] 赵匀,刘星,薛向磊,等. 茄子钵苗全自动移栽机构优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(5):152-160. ZHAO Yun, LIU Xing, XUE Xianglei, et al. Optimal design and experiment of potted eggplant seedling transplanting mechanism [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5):152-160. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180517&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.017. (in Chinese)
- [10] 赵匀,张卫星,辛亮,等. 探入式番茄钵苗移栽机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2019,50(1):105-112. ZHAO Yun, ZHANG Weixing, XIN Liang, et al. Design and experiment of extensible potted tomatoes seedling transplanting mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1):105-112. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190111&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.01.011. (in Chinese)
- [11] 杨文珍,赵匀,李革,等. 高速水稻插秧机移箱螺旋轴回转轨道优化设计[J]. 农业机械学报,2003,34(6):167-175. YANG Wenzhen, ZHAO Yun, LI Ge, et al. Optimal design for the rotating orbit of the spiral axis of the high speed rice

- transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(6): 167–175. (in Chinese)
- [12] ZHOU M L, HUA Z Y, WANG Jingyuan. New type of transverse moving box mechanism for pot seedling transplanting machine [J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng., 2018, 11(2): 70–75.
- [13] 徐飞军, 李革, 赵匀. 水稻插秧机移箱机构的发展研究[J]. 农机化研究, 2008, 30(5): 1–4.
- XU Feijun, LI Ge, ZHAO Yun. Develop and research of the seedling feeder mechanism [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2008, 30(5): 1–4. (in Chinese)
- [14] ZHANG W, NIU Z J, LI L H, et al. Design and optimization of seedling-feeding device for automatic maize transplanter with maize straw seedling-sprouting tray[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng., 2015, 8(6): 1–12.
- [15] 赵匀, 黄节泵, 张玮炜. 旋转式水稻插秧机移箱机构耐磨损设计[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 58–62.
- ZHAO Yun, HUANG Jiepeng, ZHANG Weiwei. Design of wear-resistance seeding feeder mechanism of rotary rice transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 58–62. (in Chinese)
- [16] 葛俊, 曹成茂, 石鑫焱, 等. 可调宽窄行水稻插秧机移箱机构设计与校核[J]. 农机化研究, 2012, 34(6): 69–72.
- GE Jun, CAO Chengmao, SHI Xinyan, et al. Design and check of seedling feeder mechanism of a new kind high-performance wide-narrow row rice transplanter[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2012, 34(6): 69–72. (in Chinese)
- [17] 符美军, 全腊珍, 熊耐新, 等. 棉花裸苗移栽机自动送苗机构的设计与仿真分析[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2012, 38(4): 451–454.
- FU Meijun, QUAN Lazhen, XIONG Naixin, et al. Design of an automatic seedling feeder for bare-rooted cotton seedling transplanter and its simulation analysis[J]. Journal of Hunan Agricultural University (Natural Sciences), 2012, 38(4): 451–454. (in Chinese)
- [18] 那明君, 宋志超, 周脉乐, 等. 棘轮齿轮式水稻钵苗移栽纵向送秧机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(11): 43–48.
- NA Mingjun, SONG Zhichao, ZHOU Maile, et al. Design and experiment on longitudinal seedling feeding mechanism for rice pot seedling transplanting with ratchet gear[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11): 43–48. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20151107&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.11.007. (in Chinese)
- [19] 赵朋. 双行蔬菜钵苗自动移栽机送苗装置的设计与试验[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2016.
- ZHAO Peng. Design and experiment of sending-seedling device for double-rows automatic vegetables pot seeding transplanting machine[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2016. (in Chinese)
- [20] 俞高红, 杜立恒, 李革, 等. 高速水稻钵苗移栽机送秧装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(5): 39–45.
- YU Gaohong, DU Liheng, LI Ge, et al. Design and experiment of feeding-seedling device for high-speed rice pot-seedling transplanter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 39–45. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150507&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.05.007. (in Chinese)
- [21] 杜立恒, 俞高红, 张国凤, 等. 高速插秧机钵体毯状苗纵向送秧装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(14): 17–25.
- DU Liheng, YU Gaohong, ZHANG Guofeng, et al. Design and experiment of vertically feeding-seedling device for pot-blanket seedling based on high-speed rice transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(14): 17–25. (in Chinese)
- [22] 王广臻. 非圆齿轮-连杆组合式蔬菜钵苗移栽机构参数优化与试验[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2018.
- WANG Guangzhen. Parameter optimization and test of transplanting mechanism of non-circular gear-linkage combination vegetable pot seedling[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2018. (in Chinese)
- [23] 崔巍. 旱地钵体苗自动移栽机理论与试验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2015.
- CUI Wei. Research on upland field automatic transplanter for plug seedling[D]. Beijing: China Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- [24] 许春林, 薛向磊, 张卫星, 等. 非圆齿轮行星轮系取苗总成与栽植总成组合机构: 201811064900.7[P]. 2019–01–04.
- [25] 宫成宇. 多功能钵苗移栽试验台设计与试验研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2013.
- GONG Chengyu. Test-bed design and experiment research on multi-function transplanting machine [D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- [26] 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [27] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013.
- [28] 代丽, 孙良, 赵雄, 等. 基于运动学目标函数的插秧机分插机构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(3): 35–42.
- DAI Li, SUN Liang, ZHAO Xiong, et al. Parameters optimization of separating-planting mechanism intranplanter based on kinematics objective function[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(3): 35–42. (in Chinese)
- [29] 赵雄, 王川, 杨茂祥, 等. 非圆齿轮行星轮系自动取苗机构逆向设计分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(16): 30–36.
- ZHAO Xiong, WANG Chuan, YANG Maoxiang, et al. Reverse design and analysis of automatic seedling pick-up mechanism with non-circular gear planetary train[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(16): 30–36. (in Chinese)
- [30] 葛宜元, 梁秋艳, 王桂莲. 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, 2015.
- [31] 李云雁, 胡传荣. 试验设计与数据处理[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.