

蔬菜钵苗自动移栽机纵向送盘机构设计与试验

俞高红^{1,2} 赵 钧¹ 单杭琦¹ 王锦鹏¹ 王 磊^{1,3} 鲍李旭^{1,4}

(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. 浙江省全省农业智能感知与机器人重点实验室, 杭州 310018;

4. 农业农村部东南丘陵山地农业装备重点实验室(部省共建), 杭州 310018)

摘要: 为进一步提高蔬菜钵苗自动移栽机纵向送盘机构的精确性与稳定性,提出一种由凸轮连杆与扇形齿轮驱动的四连杆纵向送盘机构。首先,通过分析纵向送盘工作过程,确定机构设计要求与整体方案,规划理想的纵向送盘轨迹,建立了纵向送盘机构轨迹综合模型,并利用遗传算法进行了初步求解。然后,基于 Matlab GUI 开发了纵向送盘机构可视化计算机辅助优化分析软件,获得满足设计要求的纵向送盘机构设计参数。最后,对纵向送盘机构进行了结构设计、仿真分析和试验验证,结果表明:试验实际轨迹与理论、仿真轨迹基本一致;移栽效率为 80、90 株/(min·行)时,机构单次送盘误差均在 ± 1.5 mm 以内,且多次送盘后没有出现累积误差,同时通过取苗试验观察发现纵向送盘机构与取苗机构配合良好,验证了机构设计的合理性。

关键词: 自动移栽机; 纵向送盘; 连杆机构; 遗传算法; 试验

中图分类号: S223.9

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)11-0285-09

OSID:



Design and Experiment of Longitudinal Feeding Mechanism of Vegetable Pot Seedling Automatic Transplanter

YU Gaohong^{1,2} ZHAO Jun¹ SHAN Hangqi¹ WANG Jinpeng¹ WANG Lei^{1,3} BAO Lixu^{1,4}

(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 Provincial Key Laboratory of Agricultural Intelligent Perception and Robotics, Hangzhou 310018, China

4. Key Laboratory of Agricultural Equipment for Hilly and Mountainous Areas in Southeastern China

(Co-construction by Ministry and Province), Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to further improve the accuracy and stability of the longitudinal feeding mechanism of vegetable pot seedling automatic transplanter, a four-link longitudinal feeding mechanism driven by CAM link and sector gear was proposed. First of all, by analyzing the process of longitudinal disk feeding, the design requirements and overall scheme of the mechanism were determined, the ideal longitudinal disk feeding trajectory was planned, the comprehensive model of longitudinal disk feeding mechanism trajectory was established, and the preliminary solution was carried out by genetic algorithm. Then, based on Matlab GUI, the visualization computer aided optimization analysis software of the vertical disk feeding mechanism was developed, and the design parameters of the vertical disk feeding mechanism satisfying the design requirements were obtained. Finally, the structure design, simulation analysis and test verification of the longitudinal disk feeding mechanism were carried out. The results showed that the actual trajectory of the test was basically consistent with the theory and simulation trajectory. When the transplanting efficiency was 80 plants/(min·row) and 90 plants/(min·row), the single feeding error of the mechanism was within ± 1.5 mm, and there was no cumulative error after multiple feeding. At the same time, it was observed that the longitudinal feeding mechanism and the seedling taking mechanism were well coordinated through the seedling taking test, which verified the rationality of the mechanism design.

Key words: automatic transplanter; longitudinal feeding plate; connecting rod mechanism; genetic algorithm; experiment

收稿日期: 2024-01-08 修回日期: 2024-03-20

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(LTGN23E050002)

作者简介: 俞高红(1975—),男,教授,博士,主要从事机构学与移栽装备创新设计研究, 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

0 引言

送盘机构是蔬菜穴盘苗自动移栽机的核心工作部件之一,其性能直接影响移栽机工作效率和钵苗栽植质量^[1-4]。

国外蔬菜移栽机送盘机构经过多年发展已形成3种主要类型:机械驱动式、机-电-气控制式以及机器视觉识别式^[5-9]。欧美国家研发的自动移栽机以大型化机械设备为主,自动化程度和协同操作能力较高。荷兰VISSES公司生产的Pic-O-Mat GR-2700型穴盘移栽机^[10]与意大利Ferrari公司开发的Futura全自动移栽机^[11]均采用视觉定位方式来进行送盘,其优点是智能化程度高,但对于振动较敏感且价格昂贵。日韩及国内研究者提出的全自动钵苗移栽方案,其横向送盘基本上都采用双螺旋轴机构,相关技术已趋于成熟^[12-17]。在纵向送盘方面,孙凯^[18]运用圆柱分度凸轮通过联轴器与同步带轮相连,实现间歇纵向送盘,该自动输送系统传动链过长,在执行末端有一定误差。那明君等^[19]提出棘轮齿轮式纵向送盘机构,由棘轮驱动齿轮送盘,通过弹簧作用于顶珠将齿轮定位,但长期工作极易磨损,精度降低。文献[20-21]设计的双棘轮式纵向送盘机构,在送盘完成前开始定位棘轮,可减小累积误差,但结构复杂,对构件加工精度要求高。裘利钢等^[22]采用单向轴承与棘轮机构的配合实现钵苗盘纵向间歇送盘,但高速工作时冲击较大。薛向磊等^[23]设计的棘轮连杆式纵向送盘机构对各构件间工作同步性要求高,可能因为制造精度与使用磨损导致产生累积误差,进而影响移栽质量。

为进一步提高蔬菜钵苗自动移栽机纵向送盘机构的精确性与稳定性,本文提出一种由凸轮连杆与扇形齿轮驱动的四连杆纵向送盘机构,根据穴盘尺寸与配套的取苗机构运动机理规划纵向送盘运动轨迹,利用遗传算法对其进行轨迹综合,并对送盘机构进行结构设计、虚拟仿真和取苗试验,验证所设计纵向送盘机构的合理性和可行性。

1 纵向送盘机构设计要求与工作原理

1.1 苗盘规格

蔬菜钵苗自动移栽机纵向送盘机构的作用是将钵苗纵向准确、适时地输送到取苗位置,等待取苗机构将钵苗取出后,自动纵向输送钵苗盘,等待取苗机构进行下一次取苗。依照农机与农艺相结合的基本原则,纵向送盘机构设计要求应与育苗盘规格尺寸相匹配,本文所使用的穴盘为图1所示的软质塑料

盘,穴盘规格为16×8穴,钵体呈倒方锥形,上穴口尺寸为32 mm×32 mm,下穴口尺寸为18 mm×18 mm,穴口深度为44 mm,横向穴中心距为36 mm,纵向穴中心距为36.5 mm。

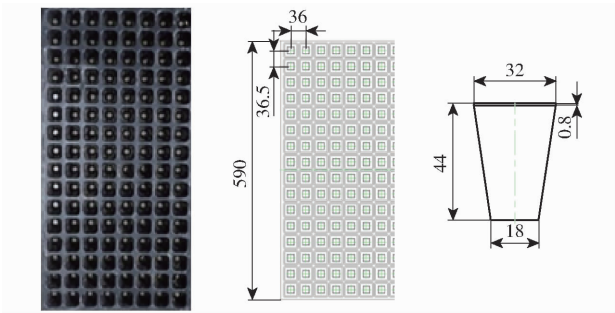


图1 育苗穴盘尺寸示意图
Fig.1 Schematic of seedling tray size

为解决现有蔬菜自动移栽机链传动纵向送盘机构存在振动大、易变形等问题,根据纵向送盘设计要求,分析纵向送盘所需动作,确定设计目标及要求为:①纵向送盘过程为间歇进给运动,单次进给量为36.5 mm。②纵向送盘机构在送盘完成后应及时回位,减小送盘累积误差。③高速移栽状态下,机构保持稳定工作;纵向送盘机构非工作阶段,处于静止状态。④纵向送盘机构送盘过程不与穴盘干涉。

基于上述设计要求,提出一种利用机构末端行程轨迹输送的纵向送盘方式,该输送方式使用送盘杆从穴盘背面侧向进入两相邻纵向育苗盘孔穴间的间隙,按图2所示轨迹输送,带动穴盘进行一次纵向进给,到规定位置后从间隙脱出,回到下一行间隙等待下次送盘。该纵向送盘方式对机构工作轨迹要求为:①送盘轨迹应有一段近似直线距离(图3中点1至点3距离),该段距离为36.5 mm,以满足穴盘的单次进给量。②送盘回程轨迹不与穴盘发生碰撞接触,轨迹点2与最远点6之间距离应大于穴盘深度44 mm,选取送盘杆半径为2.5 mm,回程轨迹靠近穴盘最近点(点5和点7)与穴盘底部距离应大于送盘



图2 纵向送盘示意图

Fig.2 Vertical seedling delivery diagram

杆半径 2.5 mm,避免干涉。

根据纵向送盘机构轨迹设计要求规划得到图 3 所示理想送盘轨迹,并选取其上 8 个关键离散轨迹点作为机构轨迹综合设计依据,具体参数见表 1,轨迹点 1 为初始点,送盘机构在轨迹点 1 处开始送盘,轨迹点 1-2-3 为送盘工作段,轨迹点 3-4-5-6-7-8-1 为送盘回程段。

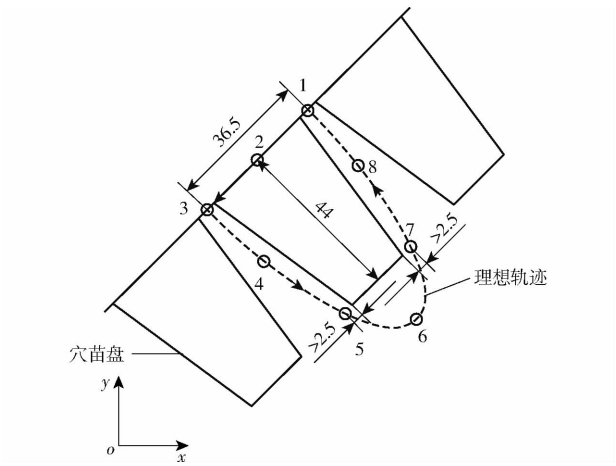


图 3 纵向送盘机构理想轨迹示意图

Fig. 3 Schematic of ideal trajectory of longitudinal conveying mechanism

表 1 给定理想送盘轨迹点坐标
Tab.1 Given ideal feed track point mm

轨迹点序号	$\bar{x}_{Mj}$	$\bar{y}_{Mj}$
1	54. 47	106. 88
2	42. 26	100. 00
3	27. 64	82. 20
4	44. 36	70. 23
5	56. 66	60. 50
6	80. 73	54. 60
7	79. 45	79. 70
8	73. 82	94. 56

注: $\bar{x}_{Mj}$ 为理论轨迹点 M 横坐标, $\bar{y}_{Mj}$ 为理论轨迹点 M 纵坐标。

1.2 机构设计方案与工作原理

针对上述设计要求,提出由凸轮连杆与扇形齿轮驱动的四连杆纵向送盘机构(图 4),机构分为两部分:纵向驱动机构与纵向输送机构。

驱动机构工作时,与横向送盘机构螺旋轴固接的凸轮撞击摆杆绕轴逆时针转动,使与摆杆固连的滑块在扇形齿轮滑槽内滑动,带动扇形齿轮绕旋转中心顺时针旋转,此时扇形齿轮尾部弹簧受拉,纵向输送机构中与扇形齿轮啮合的圆齿轮逆时针转动,此时单向轴承外圈转动内圈不转动,与单向轴承内圈固接的四杆机构曲柄转轴静止;当驱动机构中凸轮与摆杆脱离接触时,扇形齿轮尾部在弹簧拉力下复位,扇形齿轮绕旋转中心逆时针转动,与扇形齿轮啮合的圆齿轮带动单向轴承外圈顺时针转动,此时

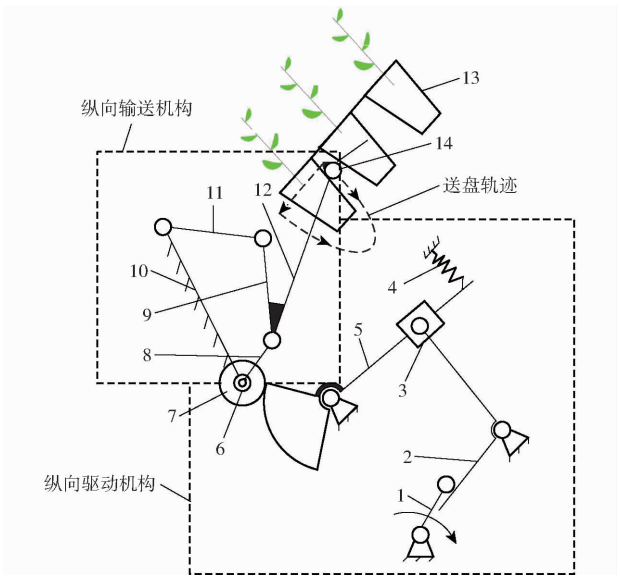


图 4 纵向送盘机构原理图

Fig. 4 Schematic of longitudinal disk feeding mechanism

1. 凸轮 2. 摆杆 3. 滑块 4. 弹簧 5. 扇形齿轮 6. 单向轴承
7. 圆齿轮 8. 曲柄 9. 连杆 10. 机架 11. 摇杆 12. 拨杆
13. 穴盘 14. 送盘杆

单向轴承内、外圈相互锁死,与单向轴承内圈固接的四杆机构曲柄转轴顺时针转动,驱动纵向输送机构(四杆机构)运动使其末端实现图 4 所示的送盘轨迹,将该送盘机构布置在秧箱两侧,送盘杆在初始位置时卡在两相邻纵向穴盘间隙中,当送盘杆按照送盘轨迹运动时,拨动穴盘往下输送后退出该行穴盘间隙,进入下一行穴盘间隙中,等待下一次送盘。

2 纵向送盘机构轨迹综合与优化设计

2.1 轨迹综合模型建立与求解

图 4 所示纵向送盘机构最终执行机构由四杆机构上连接的送盘杆来完成拨盘动作,实现送盘轨迹,即四杆机构作为轨迹生成机构^[24-25],建立四杆机构轨迹综合模型(图 5)。以点 A 为原点、水平方向为 x 轴、垂直方向为 y 轴建立直角坐标系。图中 L_1 为曲柄 AB 长度, L_2 为连杆 BC 长度, L_3 为摇

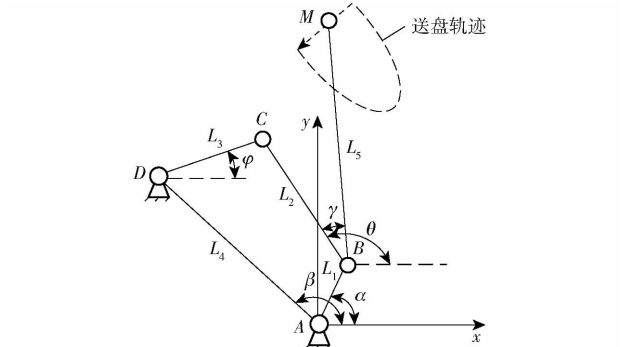


图 5 四杆机构简图

Fig. 5 Schematic of four-bar mechanism

杆 CD 长度, L_4 为机架 AD 长度, L_5 为拨杆 BM 长度, φ 为摇杆 CD 与 x 轴正方向夹角, γ 为连杆 BC 与拨杆 BM 夹角, α 为曲柄 AB 与 x 轴正方向夹角, β 为机架 AD 与 x 轴正方向夹角, θ 为连杆 BC 与 x 轴正方向夹角。

由环路 $A-B-C-D$ 可建立四杆机构矢量方程, 展开可得

$$L_1\cos\alpha+L_2\cos\theta=L_4\cos\beta+L_3\cos\varphi$$

(1)

$$L_1\sin\alpha+L_2\sin\theta=L_4\sin\beta+L_3\sin\varphi$$

(2)

消去 θ , 有

$$E_2\cos\varphi+F_2\sin\varphi+G_2=0$$

(3)

其中

$$E_2=L_4\cos\beta-L_1\cos\alpha$$

$$F_2=L_4\sin\beta-L_1\sin\alpha$$

$$G_2=\frac{E_2^2+F_2^2+L_3^2-L_2^2}{2L_3}$$

又因为

$$\cos\varphi=\frac{1-\tan^2(\varphi/2)}{1+\tan^2(\varphi/2)}$$

(4)

$$\sin\varphi=\frac{2\tan(\varphi/2)}{1+\tan^2(\varphi/2)}$$

(5)

代入式(1)、(2)可得

$$\varphi=2\arctan\frac{F_2+\sqrt{E_2^2+F_2^2-G_2^2}}{E_2-G_2}$$

(6)

$$\theta=\arctan\frac{F_2+L_3\sin\varphi}{E_2+L_3\cos\varphi}$$

(7)

设点 A 坐标为 (x_A, y_A) , 点 M 坐标为 (x_M, y_M) , 则机构末端点 M 位置有

$$x_{Mj}=x_A+L_1\cos\alpha+L_5\cos(\theta-\gamma)$$

(8)

$$y_{Mj}=y_A+L_1\sin\alpha+L_5\sin(\theta-\gamma)$$

(9)

式中 (x_{Mj}, y_{Mj}) ——机构末端点 M 坐标

根据设计要求, 送盘机构拨杆 BM 末端点 M 需经过表 1 给定的理想送盘轨迹点, 为使点 M 实际轨迹与表 1 理想轨迹尽可能接近, 建立以理想轨迹上的 8 个离散点与实际轨迹上对应点之间的平方和误差最小目标函数为

$$\min f(\boldsymbol{X})=\sum_{j=1}^n[(x_{Mj}-\bar{x}_{Mj})^2+(y_{Mj}-\bar{y}_{Mj})^2]$$

(10)

由式(8)、(9)选取设计变量 $\boldsymbol{X}=(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7)=(L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, \gamma, \beta)$, 并设定以下约束条件:

(1) 根据四杆机构安装位置及设计结构紧凑原则设定约束条件

$$\begin{cases} 10\text{ mm}\leq L_1, L_2, L_3, L_4, L_5\leq 500\text{ mm} \\ 0<\varphi, \alpha, \beta, \theta<\pi \end{cases}$$

(11)

(2) 曲柄摇杆机构约束条件

$$\begin{cases} L_2\leq L_1 \\ L_2\leq L_3 \\ L_2\leq L_4 \\ L_3+L_4\geq L_1+L_2 \\ L_1+L_4\geq L_3+L_2 \\ L_1+L_3\geq L_4+L_2 \end{cases}$$

(12)

(3) 机构传动性能条件(即最小传动角条件)

$$\delta_{\min}\geq 40^\circ$$

(13)

其中 $\delta_{\min}=\arccos((L_3^2+L_4^2-(L_1^2+L_2^2))/(2L_3L_4))$

(14)

根据目标函数与约束条件在 Matlab 编辑器中编写对应 m 文件, 调用 Matlab 遗传算法工具箱^[26]并设置随机产生的初始个体数为 300, 遗传代数分别为 300、500、700 和 900, 每代得到的最优适应度函数值如表 2 所示, 表明随着遗传代数增加, 适应度函数值逐渐收敛于最优值。当遗传代数为 900 时, 每代的最优适应度如图 6 所示, 得到目标函数最优值为 0.885 522, 平均值为 0.953 809, 适应度函数呈收敛状态。

表 2 不同遗传代数下最优值与均值
Tab.2 Optimal value and mean value under different iterations

遗传代数	最优值	均值
300	14. 84	38. 76
500	3. 00	17. 94
700	1. 46	7. 40
900	0. 89	0. 95

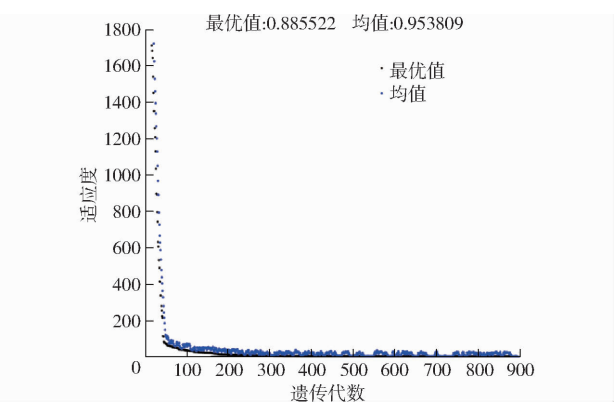


图 6 遗传代数为 900 时最优适应度

Fig.6 Optimal fitness value when genetic algebra was 900

当遗传代数为 900 时, 与适应度函数最优值对应的机构参数为: $L_1=20.54\text{ mm}$, $L_2=41.33\text{ mm}$, $L_3=64.10\text{ mm}$, $L_4=77.53\text{ mm}$, $L_5=105.08\text{ mm}$, $\beta=118.6^\circ$, $\gamma=12.58^\circ$ 。

表 3 为上述机构参数下的送盘机构拨杆 BM

末端点 M 所实现的 8 个轨迹点坐标以及与表 1 理想轨迹点坐标的误差,轨迹点横、纵坐标误差平均值分别为 1.18、1.06 mm,符合近似运动综合设计要求。

表 3 理论设计轨迹及误差

Tab.3 Theoretical design trajectory and error mm				
轨迹点序号	x_{Mj}	x_{Mj} 误差	y_{Mj}	y_{Mj} 误差
1	54.86	-0.41	105.79	-1.09
2	42.50	-0.24	100.20	-0.20
3	27.34	0.30	82.50	0.30
4	44.47	0.10	69.84	0.39
5	59.22	-2.08	58.64	1.86
6	83.45	-2.72	51.92	2.68
7	81.45	-2.00	81.04	-0.34
8	75.40	-1.58	96.18	-1.62
平均误差		1.18		1.06

2.2 机构参数优化

经遗传算法初步得到的四杆机构设计参数所实现的拨杆末端点 M 轨迹虽然比较接近理想轨迹,但其在纵向送盘工作段的轨迹与设计要求还存在较大误差,如图 7 所示,纵向送盘距离为 34.74 mm,未达到设计要求的 36.5 mm,多次送盘后会存在累积误差。为了达到纵向送盘精度要求,使其每次在纵向送盘方向位移为 36.5 mm,且轨迹回程过程中不与穴盘干涉,还需对综合得到的四杆机构进行优化。基于 Matlab 软件 GUI 界面开发了纵向输送机构辅助优化分析软件,如图 8 所示,软件可实现以下功能:计算纵向送盘距离、计算回程轨迹与穴盘最远和最近距离、机构动态模拟演示、判断运动过程中有无与穴盘干涉情况。

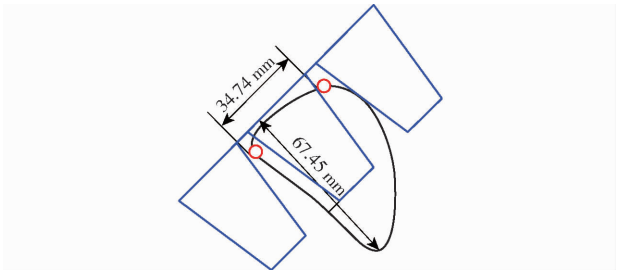


图 7 综合后纵向送盘轨迹

Fig.7 Longitudinal feeding track after synthesis

根据送盘轨迹设计要求,最终通过人机交互方式调得纵向输送机构设计参数: $L_1 = 20$ mm, $L_2 = 40.7$ mm, $L_3 = 52$ mm, $L_4 = 66.67$ mm, $L_5 = 103.2$ mm, $\beta = 113.8^\circ$, $\gamma = 11.1^\circ$ 。在此参数下纵向送盘轨迹在纵向方向送盘距离为 36.52 mm,回程轨迹最远点与穴盘底板距离最远为 62.3 mm (> 44 mm),回程轨迹与穴盘最近点距离为 5.5 mm (> 2.5 mm),优化后纵向送盘轨迹如图 9 所示,与穴盘无干涉情况,符

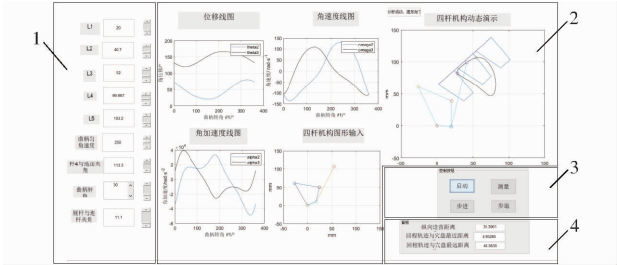


图 8 纵向送苗机构辅助分析程序显示界面

Fig.8 Display interface of auxiliary analysis program of vertical seedling feeding mechanism

1. 参数输入区 2. 图形显示区 3. 软件功能区 4. 参数输出区

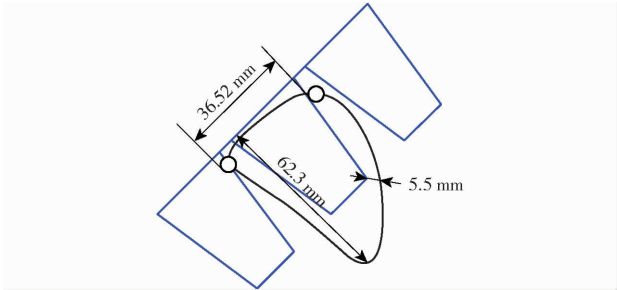


图 9 正向优化后纵向送盘轨迹

Fig.9 Longitudinal feeding track after forward optimization

合设计要求。

2.3 驱动机构设计

根据纵向送盘机构工作原理以及综合优化后纵向输送机构尺寸,对纵向驱动机构进行设计:选取圆齿轮齿数 Z_1 为 18,模数 m 为 2 mm,设扇形齿轮分度圆直径 d 为 160 mm,则扇形齿轮工作时转过的角度为

$$\varphi_1 = \frac{mZ_1}{d}360^\circ = 81^\circ \tag{15}$$

对纵向驱动机构进行运动学建模,如图 10 所示。

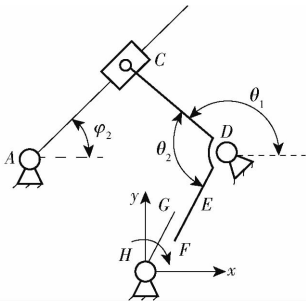


图 10 纵向驱动机构运动学模型

Fig.10 Kinematic model of longitudinal drive mechanism

求解各机构尺寸,以凸轮转动中心点 H 为原点,水平方向为 x 轴、垂直方向为 y 轴建立直角坐标,则点 C 初始位置坐标为

$$\begin{cases} x_C = x_D + L_{CD}\cos\theta_1 \\ y_C = y_D + L_{CD}\sin\theta_1 \end{cases} \tag{16}$$

式中 (x_D, y_D) ——点 D 坐标

L_{CD} ——联动杆长度
 θ_1 ——联动杆与 x 轴正方向夹角(联动杆初始安装角)
扇形齿轮导轨与 x 轴夹角(扇形齿轮初始安装角) φ_2 为

$$\varphi_2 = \arctan \frac{y_c - y_A}{x_c - x_A}$$

(17)

当凸轮和摆杆脱离接触瞬间,点 C 坐标为

$$\begin{cases} x'_c = x_d + L_{CD} \cos(\theta_1 + \theta'_1) \\ y'_c = y_d + L_{CD} \sin(\theta_1 + \theta'_1) \end{cases}$$

(18)

式中 θ'_1 ——杆 CD 转角
当凸轮与摆杆刚接触时点 G 与点 E 重合,当凸轮与摆杆脱离瞬间,点 G 与点 F 重合(脱离瞬间点 F 用 F' 表示),在 $\triangle HF'D$ 与 $\triangle HED$ 中,由余弦定理得

$$\theta'_1 = \arccos \frac{L_{HD}^2 + L_{DF'}^2 - L_{HF'}^2}{2L_{HD}L_{DF'}} -$$

$$\arccos \frac{L_{HD}^2 + L_{DE}^2 - L_{HE}^2}{2L_{HD}L_{DE}}$$

(19)

式中 L_{HD} ——点 H 与点 D 之间距离
 $L_{DF'}$ ——凸轮与摆杆脱离瞬间杆 DF 长度
 $L_{HF'}$ ——凸轮与摆杆脱离瞬间杆 HF 长度
 L_{DE} ——点 D 与点 E 之间距离
 L_{HE} ——点 H 与点 E 之间距离
点 E 坐标为

$$\begin{cases} x_E = L_{DE} \sin(\theta_1 + \theta_2) \\ y_E = L_{DE} \cos(\theta_1 + \theta_2) \end{cases}$$

式中 θ_2 ——杆 CD 与杆 DE 夹角
从而可得

$$L_{HE} = \sqrt{(x_E - x_H)^2 + (y_E - y_H)^2}$$

(20)

式中 (x_H, y_H) ——点 H 坐标
当凸轮和摆杆脱离接触瞬间,扇形齿轮导轨与 x 轴夹角为

$$\varphi' = \arctan \frac{y'_c - y_A}{x'_c - x_A}$$

(21)

可知

$$\varphi' - \varphi_2 = \varphi_1 = 81^\circ$$

(22)

综合图解法可得各机构尺寸如表 4 所示。

3 结构与仿真

根据上文对纵向送盘机构设计优化所得参数进行结构设计,并建立三维模型,如图 11 所示。
将装配好的三维模型导入 ADAMS 软件进行虚拟仿真,运动参数设置为:机构角速度 $360(^{\circ})/s$,结果如图 12 所示,比较得到机构仿真轨迹与理论轨迹基本一致,初步验证了机构设计的正确性。

表 4 纵向驱动机构各机构参数

Tab.4 Parameters of each longitudinal drive mechanism

参数	数值
扇形齿轮工作角度 $\varphi_1/(^{\circ})$	81
扇形齿轮初始安装角(尾部滑槽与地面夹角) $\varphi_2/(^{\circ})$	37.75
扇形齿轮滑槽尾部到扇形齿轮转动中心距离 L_{AC}/mm	92
联动杆长度 L_{CD}/mm	113
联动杆初始安装角(与地面夹角) $\theta_1/(^{\circ})$	125.45
凸轮长度 L_{HC}/mm	95
摆杆长度 L_{DF}/mm	121.5
联动杆与摆杆之间夹角 $\theta_2/(^{\circ})$	74.3

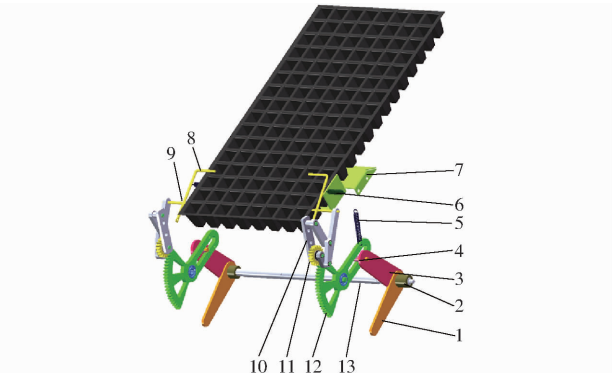


图 11 纵向送盘机构三维结构图
Fig. 11 Three-dimensional structure diagram of longitudinal disk feeding mechanism

1. 摆杆 2. 套筒 3. 联动杆 4. 滑块销 5. 扇形齿轮弹簧 6. 压盘杆弹簧 7. 穴盘支撑板 8. 压盘杆 9. 送盘杆 10. 四杆机构 11. 圆齿轮 12. 扇形齿轮 13. 联动轴

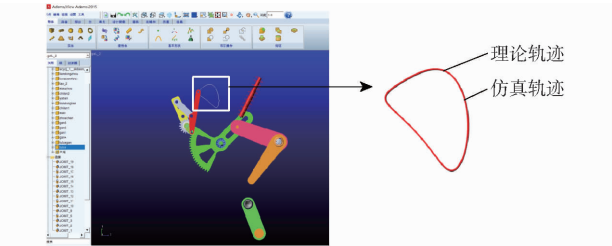


图 12 ADAMS 仿真轨迹
Fig. 12 Simulation trajectory in ADAMS

对送盘点 M 在 x (向右为正)和 y (向下为正)方向的位移进行分析,得到其位移曲线如图 13 所示,可以看出 x 方向在 $0.1 \sim 0.2 s$ 之间位移变化曲线迅速移动到负方向最远端,与之对应的是送盘点 M 完成纵向 $36.5 mm$ 送苗过程; $0.2 \sim 0.6 s$ 之间位移曲线又迅速向正方向移动并回到原点,与之对应的是送盘点 M 完成纵向送苗后脱离苗盘并回到起始位置点过程; $0.6 \sim 1.0 s$ 位移曲线是一段直线,对应送盘点 M 回到起始位置点等待下一次送盘过程; y 方向在 $0.1 \sim 0.3 s$ 位移曲线向正方向移动,对应送盘点 M 完成纵向送苗并脱离苗盘阶段; $0.3 \sim 0.6 s$ 位移曲线向负方向移动回到原点,对应送盘点 M 回到起

始位置点过程;0.6~1.0 s 近乎一条直线,对应送盘点 M 回到起始位置点等待下一次送盘过程。

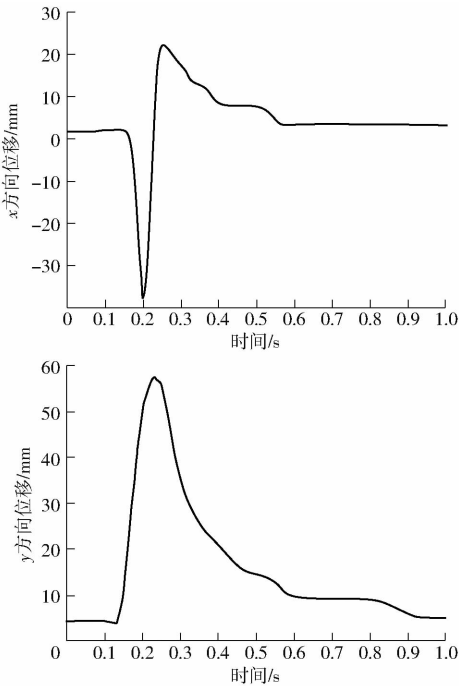


图 13 送盘点 x 、 y 方向位移变化曲线

Fig. 13 Displacement curve of send inventory in the x and y directions

上述分析表明,送盘机构在运行过程中,迅速完成纵向 36.5 mm 送盘动作,并立刻脱开苗盘,回到起始送盘点,等待下一次送盘,满足设计要求且保证了纵向送盘的精度,验证了机构的合理性。

4 样机试验

为进一步验证纵向送盘机构在实际作业过程中的精确性与稳定性,加工制造了纵向送盘机构物理样机(图 14),并以课题组自主开发的手扶式两行自动蔬菜钵苗移栽机作为试验台(图 15)进行送盘试验。

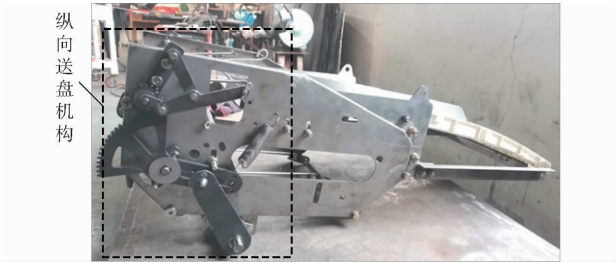


图 14 物理样机

Fig. 14 Physical prototype

组装和调试好样机后,使用 1.1 节苗盘进行试验,试验方法如下:

(1)为测试纵向送盘机构的准确性,将带有刻度卷尺粘贴在穴盘纵向侧边,在秧箱支撑板上对应卷尺的刻度线处固定一个标记点作为纵向送盘机构的参考点,如图 16 所示。

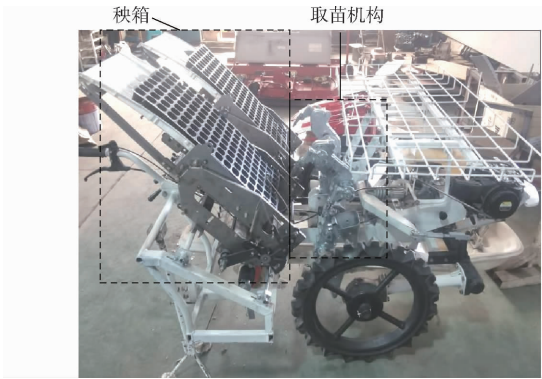


图 15 送盘试验台

Fig. 15 Send seedling test bench

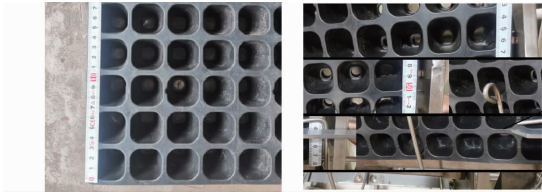


图 16 卷尺粘贴位置以及标记点位置

Fig. 16 Tape position and mark point position

(2)手动转动纵向送盘机构,观察送盘杆转动一圈后能否回到初始点以及能否顺利进入下一行穴盘间隙中,回程轨迹是否与穴盘有干涉现象。

(3)进行纵向送盘试验,利用摄像机录制不同移栽速率下的送盘过程,对送盘机构在移栽效率 80、90 株/(min·行)下分别测试,通过记录固定标记点对应卷尺上的刻度,采集纵向送盘进给距离数据,并进行误差统计分析。

基于图像处理技术描绘纵向送盘机构实际送盘轨迹(图 17),通过比对,图 17 所示的机构实际轨迹与理论、仿真轨迹基本一致。

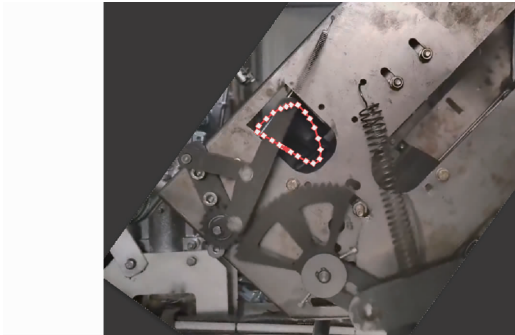


图 17 实际送盘轨迹

Fig. 17 Actual feeding trajectory

表 5、6 分别为移栽效率在 80、90 株/(min·行)下的试验结果,其中纵向送盘 7 次对应的送盘进给距离理论值为 $36.5 \times 7 = 255.5$ mm,纵向送盘 15 次对应的理论值为 $36.5 \times 15 = 547.5$ mm。由表 5 与表 6 可以看出送盘最大上偏差为 1.5 mm,最大下偏差为 1.5 mm,造成误差的主要原因有:①由于加工误差间隙,使得限制扇形齿轮转角的限位销在多次

送苗后发生少量位移,导致机构每次工作位移有微量偏差。②育苗穴盘本身材质较软,送盘机构上的送盘杆从纵向相邻 2 个穴盘间隙拨动穴盘纵向输送,试验所用为空盘,质量较轻,输送过程中的振动冲击会导致穴盘出现塑性变形,而满苗时穴盘因穴中有苗,试验结果会有所差异。

表 5 80 株/(min·行)下纵向送盘试验结果
Tab.5 Results of longitudinal delivery test of 80 plants/(min· row) mm

参数	试验 1		试验 2		试验 3		试验 4		试验 5	
	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15
理论值	255.5	547.5	255.5	547.5	255.5	547.5	255.5	547.5	255.5	547.5
测量值	257.0	547.4	254.9	548.4	255.6	546.8	256.0	548.1	255.7	546.8
偏差	1.5	-0.1	-0.6	0.9	0.1	-0.7	0.5	0.6	0.2	-0.7

表 6 90 株/(min·行)下纵向送盘试验结果
Tab.6 Results of longitudinal delivery test of 90 plants/(min· row) mm

参数	试验 1		试验 2		试验 3		试验 4		试验 5	
	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15
理论值	255.5	547.5	255.5	547.5	255.5	547.5	255.5	547.5	255.5	547.5
测量值	255.5	548.8	255.0	548.4	255.5	546.0	254.4	547.8	255.7	547.0
偏差	0.0	1.3	-0.5	0.9	0.0	-1.5	-1.1	0.3	0.2	-0.5

经过试验数据分析,纵向送盘机构在不同移栽速率下的送盘量都存在一定偏差,但偏差均在可接受范围以内,可以满足高速移栽机的送盘要求,且多次送盘后没有出现累积误差,同时通过取苗试验观察发现纵向送盘机构与取苗机构配合良好,验证了机构设计的合理性。

5 结论

(1)根据穴盘规格以及送盘机构设计要求确定了送盘机构设计方案:采用四杆机构作为纵向输送机构,采用凸轮连杆与扇形齿轮组合机构作为驱动机构。

(2)基于纵向送盘机构设计要求规划了纵向送

盘轨迹,并根据该轨迹综合出纵向输送机构设计参数,然后基于 Matlab 软件编写了纵向输送机构辅助分析软件,对纵向输送机构参数进行优化,得到最优机构参数: $L_1=20\text{ mm}$, $L_2=40.7\text{ mm}$, $L_3=52\text{ mm}$, $L_4=66.67\text{ mm}$, $L_5=103.2\text{ mm}$, $\beta=113.8^\circ$, $\gamma=11.1^\circ$ 。

(3)对纵向送盘机构进行了结构设计与虚拟仿真,对比分析了纵向送盘机构实际、仿真、理论轨迹,验证了机构设计的合理性。

(4)物理样机试验结果表明,纵向送盘机构在取苗效率为 80、90 株/(min·行)时,单次送盘误差均在 $\pm 1.5\text{ mm}$ 以内,且多次送盘后没有出现累积误差。同时通过取苗试验观察发现纵向送盘机构与取苗机构配合良好,验证了机构设计的合理性。

参 考 文 献

[1] 于晓旭,赵匀,陈宝成,等. 移栽机械发展现状与展望[J]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(8):44-53. (in Chinese)

[2] 何亚凯,颜华,崔巍,等. 蔬菜自动移栽技术研究现状与分析[J]. 农业工程, 2018, 8(3):1-7.
HE Yakai, YAN Hua, CUI Wei, et al. Research situation and analysis on automatic transplanting technology for vegetable seedling[J]. Agricultural Engineering, 2018, 8(3):1-7. (in Chinese)

[3] 谢天. 蔬菜移栽机通用自动喂苗装置设计与试验研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学, 2022.
XIE Tian. Design and experimental study on automatic feeding-seedling device of vegetable transplanter[D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2022. (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] TSUGA K. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. Jarq—Japan Agricultural Research Quarterly, 2000, 3(4):21-28.

[6] 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, 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)
- [7] 黄梓晋. 加快丘陵山区农业机械化的途径及措施[J]. 南方农机, 2021, 52(1):68–69.
- [8] 杨腾, 杨闽, 姚思博, 等. 旱地蔬菜移栽机研究综述[J]. 农业装备与车辆工程, 2022, 60(7):15–19.
YANG Teng, YANG Min, YAO Sibo, et al. Research and development of transplanting machine[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2022, 60(7):15–19. (in Chinese)
- [9] CANDELAS F, GARCIA G J, PUENTE S, et al. Experiences on using Arduino for laboratory experiments of automatic control and robotics[J]. IFAC-PapersOnLine, 2015, 48(29):105–110.
- [10] 杨萌. 全自动移栽机送苗取苗装置控制系统研究[D]. 石河子:石河子大学, 2018.
YANG Meng. Study on the control system of seedling picking and feeding device in the automatic transplanter[D]. Shihezi: Shihezi University, 2018. (in Chinese)
- [11] GUTIERREZ C, SERWATOWSKIE R, GRACIAR C, et al. Design, building and testing of a transplanting mechanism for strawberry plants of bare root on mulched soil[J]. Spanish Journal of Agricultural Research, 2009, 7(4):791–799.
- [12] 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 track 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)
- [13] ZHOU M L, HUA Z Y, WANG J Y. New type of transverse moving box mechanism for pot seedling transplanting machine[J]. Int. J. Agric. & Biol. Eng., 2018, 11(2):70–75.
- [14] 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)
- [15] 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.
- [16] 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)
- [17] 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)
- [18] 孙凯. 穴盘苗移栽机自动输送系统的设计与试验[D]. 济南:济南大学, 2020.
SUN Kai. Design and test of the automatic conveying system for the plug seedling transplanter[D]. Ji'nan: University of Ji'nan, 2020. (in Chinese)
- [19] 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]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11):43–48. (in Chinese)
- [20] 赵朋. 双行蔬菜钵苗自动移栽机送盘装置的设计与试验[D]. 杭州:浙江理工大学, 2016.
ZHAO Peng. Design and experiment of sending-seedling device for double-rows automatical vegetables pot seeding transplanting machine[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2016. (in Chinese)
- [21] 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]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5):39–45. (in Chinese)
- [22] 裘利钢, 俞高红. 蔬菜钵苗自动移栽机送盘装置的设计与试验[J]. 浙江理工大学学报, 2012, 29(5):683–687.
QIU Ligang, YU Gaohong. Design and test of a seedling-delivering device on an automatic transplanter for pots of vegetable seedlings[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech University, 2012, 29(5):683–687. (in Chinese)
- [23] 薛向磊, 王磊, 许春林, 等. 旱田钵苗移栽机纵向送盘机构优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(2):76–84.
XUE Xianglei, WANG Lei, XU Chunlin, et al. Optimal design and experiment of longitudinal feeding-seedling device of potted seedling transplanter for upland field [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(2):76–84. (in Chinese)
- [24] 顾蓉蓉. 再现轨迹的平面四杆机构的最优化设计[J]. 南通职业大学学报, 2011, 25(1):97–100.
GU Rongrong. The optimal design of the plane four-rod mechanism in trace reappearance[J]. Journal of Nantong Vocational University, 2011, 25(1):97–100. (in Chinese)
- [25] 姚进. 平面曲柄四杆机构轨迹再现综合[J]. 成都科技大学学报, 1991(1):53–56, 64.
YAO Jin. Synthesis of planar crank four-bar linkage for generating path [J]. Journal of Chengdu University of Science and Technology, 1991(1):53–56, 64. (in Chinese)
- [26] 雷英杰, 张善文. MATLAB 遗传算法工具箱及应用[M]. 西安:西安电子科技大学出版社, 2014.