

大株距行星轮系蔬菜钵苗栽植机构优化设计与试验*

俞高红^{1,2} 廖振飘^{1,2} 徐乐辉^{1,2} 赵朋^{1,2} 武传宇^{1,2}

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 设计了一种能适应大株距栽植的行星轮系蔬菜钵苗栽植机构,通过该机构栽植嘴能将蔬菜钵苗植入土中。构建了一种新型的非圆齿轮传动比函数,建立了机构的运动学模型,推导了栽植嘴尖点的(角)位移、(角)速度方程。基于 Visual Basic 开发了计算机辅助分析与优化软件,分析了非圆齿轮中心距 a 、角位移系数 k_1 和 k_2 、行星架初始安装角 φ_0 、栽植嘴初始安装角 α_0 、中间齿轮初始安装角 γ_0 以及栽植嘴顶端到行星轮中心的距离 S 等重要参数对栽植轨迹的影响,通过人机交互方式优化出一组能够满足蔬菜钵苗栽植工作要求的机构参数($a = 53\text{ mm}$ 、 $k_1 = 0.23$ 、 $k_2 = 0.03$ 、 $\varphi_0 = -58^\circ$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175\text{ mm}$)。根据优化所得参数建立栽植机构的三维模型并进行仿真分析,同时制作了栽植机构的样机进行田间植苗试验。试验了栽植嘴在不同时刻开启和闭合对西兰花钵苗栽植时直立度和成功率的影响,得出栽植嘴在其运动轨迹最低点上方 10 mm 处张开为最佳开启位置,钵苗直立度优良率达 85%,栽植效率可达 100 株/(min·行),栽植株距达到 450 mm,证明该机构适用于蔬菜钵苗的大株距栽植。

关键词: 蔬菜钵苗 栽植机构 行星轮系 非圆齿轮 大株距 参数优化

中图分类号: S223.94; TH112.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)07-0038-07

Optimization Design and Test of Large Spacing Planetary Gear Train for Vegetable Pot-seedling Planting Mechanism

Yu Gaohong^{1,2} Liao Zhenpiao^{1,2} Xu Lehui^{1,2} Zhao Peng^{1,2} Wu Chuanyu^{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: Existing rotary planting mechanism perform is not well in planting large spacing vegetable pot-seedling (plants spacing above 450 mm) in the practical transplanting work. A new planting mechanism with planetary gear train, which is suitable for planting pot-seedling with large plants spacing, was designed. By constructing a transmission ratio function of the non-circular gears and calculating the center coordinates of each parts, the kinematic model of the planting mechanism was established, including the equations of (angular) displacement, (angular) velocity for the end point of planting mouth. According to the established mathematical model, computer-aided analysis and optimization software of the mechanism based on Visual Basic 6.0 was developed. Then through analyzing the planting trajectory, which was influenced by several key parameters including center distance of the non-circular gears, angular displacement coefficients, initial installation angle of the planetary carrier, the planting mouth and the middle non-circular gear, etc., and also using the human-computer conversation optimization method, a set of mechanism parameters were found to meet the requirements of vegetable pot-seedling planting. Based on the optimized parameters, 3D model was established and simulation analysis was proceeded. Then, physical prototype of the planting mechanism was made and field planting experiments

收稿日期: 2015-02-08 修回日期: 2015-03-27

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA10A504)、国家自然科学基金资助项目(51275481)、浙江理工大学“521 人才培养计划”资助项目和浙江理工大学科研创新团队专项资助项目

作者简介: 俞高红,教授,博士生导师,主要从事农业机械设计和机构数值分析与综合研究,E-mail: yugh@zstu.edu.cn

were conducted. Land planting tests were carried out and the different opening and closing time of the planting mouth impacting on the upright degree and success rate of the planted vegetables pot-seedling were researched. It is proved that the best opening time is when the planting mouth arrives at 10 mm distance above its lowest position, in this case, the rate of seedling perpendicularity reaches 85% , planting efficiency is 100 plants/(min · row) and plants spacing is 450 mm. Thus the mechanism was verified suitable for large spacing planting of vegetable pot-seedling.

Key words: Vegetable pot-seedling Planting mechanism Planetary gear train Non-circular gear Large spacing Parameter optimization

引言

蔬菜种植生产中,部分茄果类、甘蓝类等需要采用大株距(栽植株距约 450 mm)的植株间距种植。国内目前仍以半自动蔬菜移栽为主,全自动蔬菜移栽处于起步阶段,但其逐渐替代半自动蔬菜移栽技术已成为必然趋势^[1]。现有的各种半自动蔬菜移栽机采用的栽植方式有钳夹式、链夹式、吊篮式、挠性圆盘式等^[2-9]。日本洋马公司发明的全自动移栽机采用行星轮-滑道式栽植机构^[10],适合小株距蔬菜栽植,由于受限于滑道式导轨和单栽植嘴工作的特点,栽植效率约 60 株/(min · 行)^[11]。陈建能等^[12]提出了多杆式栽植机构,实现了栽植最低点时的“零速度”栽植,提高了钵苗栽植的成功率,但由于在高速工作下杆机构动力学性能变差,限制了栽植效率的进一步提高。为此,陈建能等^[13]又提出非圆齿轮行星轮系栽植机构,该机构由 5 个非圆齿轮连续啮合传动带动对称分布的 2 个栽植嘴,行星架回转 1 周栽植 2 次,设计的栽植株距为 300 mm,适用于小株距栽植,理论栽植效率达 160 株/(min · 行),

但未能进行田间移栽试验。

目前国内还没有设计出应用于全自动移栽机上的大株距旋转式栽植机构,为此本文开展相关的栽植机构研究,通过构建传动部件非圆齿轮传动比函数,得到新型的非圆齿轮节曲线,形成新型栽植轨迹以适合大株距移栽要求。

1 大株距旋转式栽植机构原理

图 1 为大株距旋转式行星轮系蔬菜钵苗栽植机构的结构简图,该机构的传动部分由 5 个非圆齿轮组成,在旋转式传动箱体上对称布置 2 个栽植嘴,作业时太阳齿轮(非圆齿轮)固定不动,中心轴带动行星架匀速转动。通过太阳齿轮(非圆齿轮)、中间齿轮(非圆齿轮)和行星齿轮(非圆齿轮)的啮合,使得行星轮轴相对行星架做反方向的非匀速转动,其绝对运动为周期性的非匀速摆动。左栽植嘴与右栽植嘴分别与左摆动齿轮、右摆动齿轮固连,左右栽植嘴分别通过铰链与行星轮轴连接,滚子与左栽植嘴固连,端面凸轮与行星架固连。当行星轮轴带动栽植嘴一起转动时,滚子与端面凸轮挤压碰撞,使左栽植

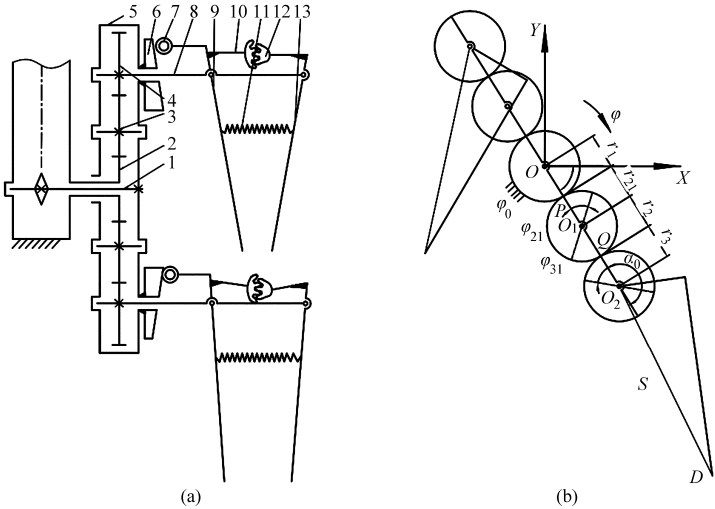


图 1 大株距旋转式蔬菜钵苗栽植机构结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of large spacing vegetable pot-seedling planting mechanism

(a) 正面结构 (b) 侧面结构

1. 中心轴 2. 太阳齿轮 3. 中间齿轮 4. 行星齿轮 5. 行星架 6. 端面凸轮 7. 滚子从动件 8. 行星轮轴 9. 左栽植嘴
10. 左摆动齿轮架 11. 左摆动齿轮 12. 右摆动齿轮 13. 右栽植嘴

嘴相对行星轮轴顺时针转动,左摆动齿轮与右摆动齿轮挤压带动右栽植嘴相对行星轮轴逆时针转动,从而使栽植嘴张开。当行星轮轴带动栽植嘴继续转动,滚子与端面凸轮碰撞分离,通过拉簧的回复力使左右栽植嘴闭合。如此循环,形成了栽植嘴的张开与闭合状态。

当栽植嘴运动到轨迹的上方并且栽植臂姿态接近竖直方向时,取苗机构将从钵盘取出的钵苗投入到栽植嘴内;当栽植嘴运动到接近轨迹最低点时,栽植嘴开始慢慢开启,并在栽植嘴运动到最低点时完全张开。钵苗依靠自重落入栽植嘴张开时挖出的土洼穴口内,然后依靠土壤的回流和覆土装置的填压,完成栽植过程。栽植嘴相对于机器前进的方向采用左右两侧张开方式,并能够保证足够的张开量,不会推倒已经植入土中的钵苗。

2 栽植机构运动学模型

该栽植机构有 2 个栽植嘴呈 180°对称布置,因此,在进行运动学分析时,可只选择其中一个进行计算和求解。以太阳齿轮(非圆齿轮)旋转中心点 O 为坐标原点^[14-15],建立如图 1 所示的坐标系。先构建非圆齿轮传动比函数,分析行星轮系栽植机构中主、从动非圆齿轮所对应的转角关系,进而推导出植

苗机构栽植嘴尖点 D 的位移、速度和加速度方程。运动学模型中所涉及的参数及其说明如表 1 所示。

表 1 相关参数说明	
Tab. 1 Explanation of related parameters	
参数	含意
$\varphi_0/(^{\circ})$	行星架初始安装角($\varphi_0>0$)
$\varphi_{21}/(^{\circ})$	行星架相对于中间轮标记线的角位移($\varphi_{21}<0$)
a/mm	太阳轮与中间轮、中间轮与行星轮的旋转中心距
S/mm	栽植嘴顶端到行星轮中心的距离
k_1,k_2	位置函数系数
r_2/mm	中间轮 2 与行星轮 3 的啮合半径
r_3/mm	行星轮 3 与中间轮 2 的啮合半径
$\varphi/(^{\circ})$	某一时刻行星架转过的角位移($\varphi<0$)
$\varphi_3/(^{\circ})$	行星架相对于行星轮标记线的角位移($\varphi_3>0$)
$\dot{\varphi}/(^{\circ}\cdot\text{s}^{-1})$	行星架的角速度
$\alpha_0/(^{\circ})$	栽植嘴相对于行星架的初始安装角($\alpha_0>0$)
$\gamma_0/(^{\circ})$	中间齿轮相对于行星架的初始安装角
r_1/mm	太阳轮 1 与中间轮 2 的啮合半径
r_{21}/mm	中间轮 2 与太阳轮 1 的啮合半径

构造中间轮与行星轮的转角关系(位置函数)为

$$\varphi_{31}=\varphi_{21}+k_1\sin\varphi_{21}+k_2\sin(2\varphi_{21})$$

$(0\leqslant\varphi_{21}\leqslant2\pi)$

(1)

式中 k_1,k_2 ——待优化的机构设计变量
由式(1)可知: $\varphi_{21}=0$,则 $\varphi_{31}=0$; $\varphi_{21}=2\pi$,则 $\varphi_{31}=2\pi$ 。满足节曲线封闭的条件。
由式(1)求得中间轮与行星轮传动比函数

$$i_{23}=\frac{r_3}{r_2}=\frac{\omega_2}{\omega_3}=\frac{\frac{\text{d}\varphi_{21}}{\text{d}t}}{\frac{\text{d}\varphi_{31}}{\text{d}t}}=\frac{1}{1+k_1\cos\varphi_{21}+2k_2\cos(2\varphi_{21})}$$

(2)

式中 ω_2 ——中间轮的自转角速度
 ω_3 ——行星轮的自转角速度
因为 $r_2(\varphi_{21})+r_3(\varphi_{31})=r_1(\varphi)+r_{21}(\varphi_{21})=a$,
可得

$$\begin{cases}r_2(\varphi_{21})=a\frac{1+k_1\cos\varphi_{21}+2k_2\cos(2\varphi_{21})}{2+k_1\cos\varphi_{21}+2k_2\cos(2\varphi_{21})}\\r_3(\varphi_{31})=a-r_2(\varphi_{21})\end{cases}$$

(3)

其中 $r_{21}(\varphi_{21})=r_2(\varphi_{21}+\pi)$
由于太阳轮 2 与中间轮 3 的节曲线周长相等,
则有 $\int_0^{2\pi}r_{21}(\varphi_{21})\text{d}\varphi_{21}=\int_0^{2\pi}r_1(\varphi)\text{d}\varphi$ 。
当行星架转过 $\text{d}\varphi$ 时,中间轮转过 $\text{d}\varphi_{21}$ 。因为 $r_{21}(\varphi_{21})\text{d}\varphi_{21}=r_1(\varphi)\text{d}\varphi$,可得

$$\varphi=\int_0^{\varphi_{21}}\frac{r_{21}(\varphi_{21})}{a-r_{21}(\varphi_{21})}\text{d}\varphi_{21}$$

(5)

将式(3)、(4)代入式(5)得
 $\varphi=\varphi_{21}-k_1\sin\varphi_{21}+k_2\sin(2\varphi_{21})$
令 $\varphi=F(\varphi_{21})$,由逆函数

$$\varphi_{21}=F^{-1}(\varphi)$$

(7)

得到 φ_{21} 是以 φ 为自变量的表达式,代入式(1),由此也能推导出 φ_{31} 与 φ 的函数关系。只要已知行星架的角位移 φ ,便可求得中间轮的角位移 φ_{21} 和行星轮的角位移 φ_{31} 。

行星轮旋转中心的位移方程

$$\begin{cases}x_{o2}=2a\cos(\varphi+\varphi_0)\\y_{o2}=2a\sin(\varphi+\varphi_0)\end{cases}$$

(8)

栽植嘴尖点 D 的位移方程

$$\begin{cases}x_D=x_{o2}+S\cos(\varphi+\varphi_0-\varphi_{31}-\alpha_0-\pi)\\y_D=y_{o2}+S\sin(\varphi+\varphi_0-\varphi_{31}-\alpha_0-\pi)\end{cases}$$

(9)

对以上位移方程求导,求得行星轮旋转中心的速度方程

$$\begin{cases}\dot{x}_{o2}=-2a\dot{\varphi}\sin(\varphi+\varphi_0)\\\dot{y}_{o2}=2a\dot{\varphi}\cos(\varphi+\varphi_0)\end{cases}$$

(10)

栽植嘴尖点 D 的速度方程为

$$\begin{cases}\dot{x}_D=\dot{x}_{o2}-S(\dot{\varphi}-\dot{\varphi}_{31})\sin(\varphi+\varphi_0-\varphi_{31}-\alpha_0-\pi)\\\dot{y}_D=\dot{y}_{o2}+S(\dot{\varphi}-\dot{\varphi}_{31})\cos(\varphi+\varphi_0-\varphi_{31}-\alpha_0-\pi)\end{cases}$$

(11)

其合成速度为

$$v_D = \sqrt{\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2} \quad (12)$$

对式(10)求导,得行星轮旋转中心的加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{x}_{O2} = -2a\ddot{\varphi}^2 \cos(\varphi + \varphi_0) \\ \ddot{y}_{O2} = -2a\ddot{\varphi}^2 \sin(\varphi + \varphi_0) \end{cases} \quad (13)$$

栽植嘴尖点 D 的加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{x}_D = -S(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{31})(\ddot{\varphi} - \ddot{\varphi}_{31})\sin(\varphi + \varphi_0 - \varphi_{31} - \alpha_0 - \pi) - S(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{31})^2 \sin(\varphi + \varphi_0 - \varphi_{31} - \alpha_0 - \pi) + \ddot{x}_{O2} \\ \ddot{y}_D = S(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{31})(\ddot{\varphi} - \ddot{\varphi}_{31})\cos(\varphi + \varphi_0 - \varphi_{31} - \alpha_0 - \pi) - S(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_{31})^2 \cos(\varphi + \varphi_0 - \varphi_{31} - \alpha_0 - \pi) + \ddot{y}_{O2} \end{cases} \quad (14)$$

其合成加速度为

$$a_D = \sqrt{\ddot{x}_D^2 + \ddot{y}_D^2} \quad (15)$$

3 参数优化与分析

3.1 机构辅助分析与优化软件

栽植机构作为蔬菜移栽机的最终执行部件,其工作性能的好坏,将直接影响蔬菜移栽的质量,因此,对该核心部件进行系统优化与分析可大大缩短产品的研发试验周期。由于本文提出的大株距旋转式栽植机构的优化对象具有多变量、非线性、耦合性等特点^[16-17],结合现代计算机辅助技术,根据所建立的植苗机构运动学数学模型,基于 Visual Basic 软件平台,自主开发了人机交互的可视化辅助分析优化软件——大株距旋转式蔬菜钵苗栽植机构仿真分析与优化软件,进行多目标变量参数优化,软件界面如图 2 所示。参数优化步骤为:

(1)运行该软件,载入初始界面,软件根据初始设定的一组参数在区域 3(显示区)显示栽植嘴尖点绝对运动轨迹(栽植工作轨迹)。

(2)根据专家经验在区域 4 更改参数输入值,单击区域 1(菜单栏)中“功能选项”点击子菜单区域 2 中“栽植机构绝对运动模拟”,观察区域 3(显示区)和区域 5(关键参数输出区,包括栽植嘴进入垄面时深度、栽植嘴进入垄面时角度、栽植嘴离开垄面时角度、静轨迹高度、静轨迹宽度、栽植嘴高度、环扣宽度、环扣高度、栽植嘴在最低处与垄面的夹角和株距),实时调节并粗调出接近满足蔬菜栽植的轨迹和姿态。

(3)通过控制变量法微调单一变量,分析高立苗率、齿轮节曲线外凸、顺滑且最小曲率半径大于 17 mm(轮齿强度和造齿成本考虑)且干涉的要求。

通过该人机交互界面,可以便捷地改变栽植机构的各个部分关键参数值,包括齿轮的旋转中心距、行星架的初始安装角、栽植嘴相对于行星架的初始安装角、栽植嘴的长度、栽植的株距等,根据每次输入的一组参数值,快速计算并即时更新显示区上的动画与曲线(包括齿轮节曲线、机构相对安装位置、运动轨迹和栽植姿态等)和自定义所需追踪的目标输出值。通过该软件进行相对运动、绝对运动模拟分析对比,不断优化栽植机构的运动轨迹与栽植嘴的运动姿态,最终获得一组合理的机构参数,使其能满足蔬菜钵苗移栽的相关农艺要求。

图 2 所示的绝对栽植轨迹的形成,是在栽植机构每分钟栽植 100 株,即机器行走速度 $v_m = 0.75 \text{ m/s}$ 下得到的。

3.2 主要参数对作业性能的影响分析

为了满足大株距移栽(株距约为 450 mm),且具有较高的栽植成功率,设计的栽植机构应满足以下 5 个优化目标:①栽植嘴进入和离开垄面栽植嘴与垄面的夹角应大于 75° 。②为了使全自动移栽机结构紧凑,在满足大株距植苗的前提下,栽植静轨迹的宽度小于 400 mm,高度小于 250 mm。③蔬菜钵苗的高度一般在 120 mm 左右,为了能够实现栽植嘴平稳接苗,栽植机构又不过大,栽植嘴的高度宜在 160 ~ 200 mm 之间。④栽植嘴尖点的绝对运动轨迹要形成细长形环扣,该环扣的高度要大于 40 mm、宽度小于 10 mm,以基本达到零速度栽植,保证钵苗的直立度。⑤栽植嘴在运动轨迹最低点时栽植嘴与垄面的夹角应大于 85° ,以保证植苗时蔬菜钵苗的直立度。

根据所建的运动学模型以及运动学仿真分析与优化软件,总结得到栽植机构的以下参数对栽植效果影响显著:中心距 a 、角位移系数 k_1 、角位移系数 k_2 、行星架初始安装角 φ_0 、栽植嘴相对于行星架的初始安装角 α_0 、中间齿轮相对于行星架的初始安装角 γ_0 。另外,栽植嘴顶端到行星轮中心距离 S 在两栽植嘴不发生干涉的前提下尽可能取偏大值。

3.2.1 中心距 a

中心距 a 与栽植轨迹的关系如图 3 所示,当 $k_1 = 0.23$ 、 $k_2 = 0.03$ 、 $\varphi_0 = -58^\circ$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175 \text{ mm}$ 时,随着中心距 a 的增大,栽植尖点 D 的静轨迹曲线逐渐变大、变宽,其动轨迹则慢慢形成环扣,且越来越大,当环扣超出一定值时便不适合栽植了,如图 3a 所示。同时,在旋转中心距 a 的选取过程中需要充分考虑作业对象——蔬菜秧苗的高度,它对栽植嘴的大小、栽植嘴的运动轨迹姿态以及栽植的直立度的影响较大,是必须优先考虑

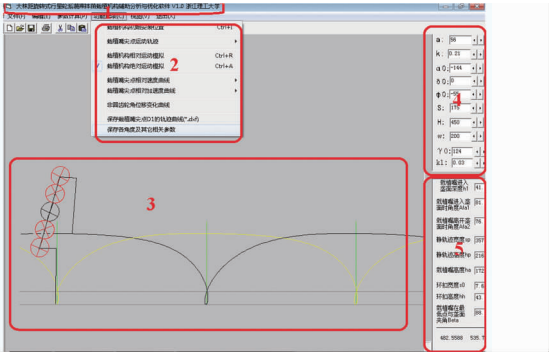
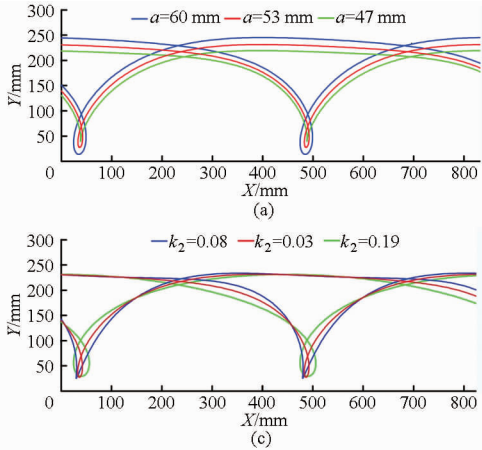


图 2 栽植机构的辅助分析与优化软件界面
Fig. 2 GUI of analysis and optimization software of large spacing pot-seedling planting mechanism



的对象。

3.2.2 角位移系数 k_1

角位移系数 k_1 与栽植轨迹的关系如图 3b 所示。当 $a = 53 \text{ mm}$ 、 $k_2 = 0.03$ 、 $\varphi_0 = -58^\circ$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175 \text{ mm}$ 时,随着 k_1 的增大,栽植尖点静轨迹的中间高度基本保持不变,但是轨迹两端逐渐伸长并凸起。随着 k_1 值的增大,轨迹线的轮廓高度基本保持不变,逐渐形成环扣,并且环扣越来越大,当环扣的高度超出 45 mm 时栽植嘴的直立性越差。 k_1 值的选取取决于栽植机构轨迹的宽度和栽植直立性的要求。

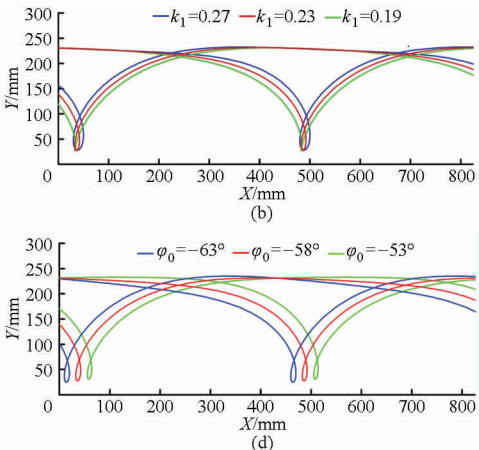


图 3 关键参数 a 、 k_1 、 k_2 、 φ_0 数值改变对栽植轨迹的影响

Fig. 3 Effects of four key parameters: a 、 k_1 、 k_2 、 φ_0 on planting trajectories

(a) 不同中心距 a 对应的栽植轨迹图 (b) 不同的角位移系数 k_1 对应的栽植轨迹图
(c) 不同的角位移系数 k_2 对应的栽植轨迹图 (d) 不同的行星架初始安装角 φ_0 对应的栽植轨迹图

3.2.3 角位移系数 k_2

角位移系数 k_2 与栽植轨迹的关系如图 3c 所示。当 $a = 53 \text{ mm}$ 、 $k_1 = 0.23$ 、 $\varphi_0 = -58^\circ$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175 \text{ mm}$ 时,随着 k_2 值增大,齿轮的形状变得怪异(最小曲率半径过小),栽植尖点静轨迹突变也更严重。随着 k_2 值的增大轨迹形成环扣逐渐消失,并且栽植轨迹在最低处的开口越来越大,当动轨迹的环扣消失时便不能保证“零速移栽”,也就不能保证立苗率。 k_2 值对齿轮的形状和栽植轨迹的形状影响较大,当齿轮的形状太过怪异时,会影响其力学性能和可靠性。

3.2.4 行星架初始安装角 φ_0

行星架的初始安装角 φ_0 与栽植轨迹的关系如图 3d 所示。当 $a = 53 \text{ mm}$ 、 $k_1 = 0.23$ 、 $k_2 = 0.03$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175 \text{ mm}$ 时,随着 φ_0 值的变化,静轨迹的形状和大小没有发生变化。但随着 φ_0 的增大,静与动轨迹逐渐向右偏转;在动轨迹的上方其轨迹的形状有一个向右倾斜到平缓再到向左倾斜的变化过程。为了方便栽植机构的取苗与运转平稳,栽植嘴在动轨迹上方的形状应尽量保证平稳移动。

轨迹的摆动对植苗时的直立度与接苗时栽植嘴的竖直度都有影响,如图 3d 所示。行星架初始安装角 φ_0 值的选取主要取决于取苗植苗时栽植嘴的直立度和保证动轨迹的平稳程度(α_0 、 γ_0 对栽植轨迹影响与 φ_0 基本类似)。

根据上述人机交互优化方法与步骤,最终得到一组较优参数: $a = 53 \text{ mm}$ 、 $k_1 = 0.23$ 、 $k_2 = 0.03$ 、 $\varphi_0 = -58^\circ$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175 \text{ mm}$,此时,栽植嘴插入垄面深度为 41.5 mm ,进入垄面时栽植嘴与垄面的夹角为 81.4° ,离开垄面时栽植嘴与垄面的夹角为 76.5° ,栽植静轨迹宽度为 357.3 mm ,栽植静轨迹高度为 216 mm ,栽植嘴的高度为 172 mm ,环扣宽度为 7.6 mm ,环扣高度为 43.8 mm ,栽植嘴在最低点时与垄面的夹角为 88.7° ,满足提出的栽植机构的 5 个优化目标。

4 栽植机构仿真分析与试验

4.1 栽植机构仿真分析

根据优化所得的该组机构参数对栽植机构进行结构设计,利用 UGNX6.0 软件建立该栽植机构的

三维实体模型,添加约束形成虚拟装配模型并导入到 ADAMS 软件进行运动仿真,将得到的栽植嘴尖点的运动轨迹的仿真结果与辅助分析与优化软件中的优化结果进行对比,即可验证栽植机构结构设计正确性,栽植嘴尖点轨迹曲线对比如图 4 所示。

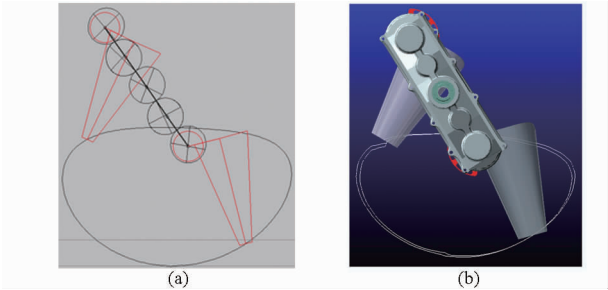


图 4 优化软件理论轨迹与 ADAMS 仿真结果比较
Fig.4 Comparison validation between theoretical calculation by software VB and virtual simulation by ADAMS
(a) 优化软件计算的静轨迹 (b) ADAMS 仿真的静轨迹

图 4 中曲线走势基本一致,其中,图 4b 中的仿真曲线并不完全像理论计算曲线光滑,稍有波动但并不明显,是由于仿真分析中添加弹簧力和碰撞力等引起的振动导致。上述对机构末端执行件(栽植嘴)端点轨迹曲线的对比分析验证了机构三维设计和虚拟装配的正确性。

4.2 试验验证

为了进一步验证该栽植机构理论计算模型的正确性和运用到实际工作的可靠性,加工实体样机并在自主设计的全自动移栽机上进行田间试验,如



图 6 全自动移栽机田地栽植试验
Fig.6 Land test of automatic transplanting machine planting seedlings
(a) 与取苗机构配合进行接苗栽植 (b) 钵苗盘 (c) 试验栽植的西兰花苗

表 2 栽植嘴在不同时刻张开对蔬菜钵苗直立度的影响

Tab.2 Influence of different planting mouth opening time on upright degree of seedlings

张开时距离轨迹最低点的高度/mm	试验用苗数/株	栽苗优良数/株	栽苗合格数/株	栽苗倒伏数/株	株距合格数/株	优良率/%	合格率/%	倒伏率/%	株距合格率/%
45	128	22	61	45	125	17	48	35	98
30	128	70	46	12	124	55	36	9	97
10	128	109	15	4	127	85	12	3	99
0	128	64	41	23	125	50	32	18	98

通过 4 组关键试验数据得出,栽植嘴在不同时刻张开,对栽植的株距并无影响,但对西兰花苗栽植的直立度却影响显著,如表 2 中的第 1、2 组试验所示,若栽植嘴在刚触土不久就张开(太早张开),苗

易倒伏在土表面,合格率差;而分析表 2 第 4 组试验可知,若在轨迹最低点处或更晚张开,由于栽植嘴已经要离开垄面往上运动,容易将苗回带,造成栽植失败;第 3 组效果最好。总结得出,栽植嘴在轨迹最低



图 5 栽植机构和自主设计的全自动移栽机
Fig.5 Assembly of large spacing planting mechanism and self-designed automatic transplanting

试验取苗转速为 50 r/min,对应栽植转速为 50 r/min,进行 4 次对比试验,每次试验植苗 128 株(一盘钵苗):分析试验栽植嘴在不同时刻(选取栽植嘴在离轨迹最低点 45 mm 处张开、在离轨迹最低点 30 mm 处张开、在离轨迹最低点 10 mm 处张开和在轨迹最低点处张开 4 种情况)来分析栽植嘴最佳张开时机对植苗效果的影响。

试验选取培育时间为 35 ~ 40 d 有 4 片及以上真叶的西兰花钵苗(该秧苗根系与土钵缠绕紧密,取苗时能取出完整的钵苗;钵苗有 4 片及以上真叶是保证移栽后钵苗更好的成活),钵盘规格 8 行 16 列,穴口长、宽、深分别为 31 mm、31 mm、42 mm。植苗效果的好坏以西兰花秧苗(最粗茎叶)与土面的夹角(即直立度为评价参数 1)来衡量,将该标准量化定义为:大于 70°为栽苗优良;大于 45°为栽苗合格;小于等于 45°为栽苗倒伏。株距(440 ~ 455 mm 之内为合格)为评价参数 2。栽植试验如图 6 所示,试验结果如表 2 所示。

点前张开要比在轨迹最低点后张开的栽植效果好,其中在离轨迹点最低点 10 mm 处的栽植效果较好满足了栽植要求。

5 结论

(1)提出了一种能实现大株距栽植的行星轮系栽植机构,并分析了该栽植机构的结构、工作原理,构建了一个传动比函数,建立了该机构的运动学模型。

(2)基于 Visual Basic 软件平台,自主开发了大

株距旋转式蔬菜钵苗栽植机构仿真分析与优化软件,对多目标参数耦合变量进行人机交互优化,优选出 1 组满足大株距蔬菜栽植的机构参数: $\alpha = 53^\circ$ 、 $k_1 = 0.23$ 、 $k_2 = 0.03$ 、 $\varphi_0 = -58^\circ$ 、 $\alpha_0 = -144^\circ$ 、 $\gamma_0 = 144^\circ$ 、 $S = 175$ mm。

(3)基于优化的参数,进行了机构设计和虚拟仿真试验,并研制样机,以西兰花为对象进行了田间栽植试验,当栽植嘴在离轨迹点最低点 10 mm 处的栽植优良率为 85%,较好地满足植苗直立度和大株距的要求,验证了理论分析和结构设计的可行性。

参 考 文 献

- 周梅芳,俞高红,赵匀,等. 椭圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗取苗机构的参数优化与试验[J]. 农业工程学报,2014,30(18):13-21.
Zhou Meifang, Yu Gaohong, Zhao Yun, et al. Parameters optimization and test on pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears for vegetable plug seedling[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(18): 13-21. (in Chinese)
- 高玉芝,王君玲,李成华. 我国旱地育苗移栽机械化面临的问题及应对措施[J]. 沈阳农业大学学报,2004,35(2):145-147.
Gao Yuzhi, Wang Junling, Li Chenghua. Analysis of problems and measures for dryland seedling transplanting mechanization in China[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2004, 35(2): 145-147. (in Chinese)
- 查跃华. 两种型式油菜移栽机的研制及应用效果分析[J]. 中国农机化,2003(3):28-29.
Zha Yaohua. Develop of two model rape transplanter and it's application effects[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2003(3):28-29. (in Chinese)
- 金诚谦,吴崇友,袁文胜. 链夹式移栽机栽植作业质量影响因素分析[J]. 农业机械学报,2008,39(9):196-198.
- 胡军,封俊,曾爱军. 大葱移栽机的设计与试验研究[J]. 黑龙江八一农垦大学学报,2006,18(2):42-45.
Hu Jun, Feng Jun, Zeng Aijun. Design and experimental research of scallion transplanter[J]. Journal of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 2006, 18(2): 42-45. (in Chinese)
- 孙荣国,李成华,张伟. 挠性夹盘式移栽机移栽过程中钵苗运动分析[J]. 农机化研究,2006(2):45-47.
Sun Rongguo, Li Chenghua, Zhang Wei. Seedling kinematical analysis of soft disc-type transplanter[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(2): 45-47. (in Chinese)
- 耿端阳,董锋,汪遵元. 2ZG-2 型钵苗移栽机栽直率研究[J]. 现代化农业,1999(8):28-29.
- Satpathy S K, Garg I K. Effect of selected parameters on the performance of a semi-automatic vegetable transplanter[J]. Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America, 2008, 39(2): 47-51.
- Shaw L N. Automatic transplanter for vegetables[J]. Proceedings of Florida State Horticultural Society, 1997, 110:262-263.
- Liu Fa, Hu Jianping, Huang Yingsa, et al. Design and simulation analysis of transplanter's planting mechanism[J]. Computer and Computing Technologies in Agriculture IV, IFIP Advances in Information and Communication Technology, 2011, 344:456-463.
- Konosuke Tsuga. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. Japan Agricultural Research Quarterly, 2000, 34(1):21-28.
- 陈建能,王伯鸿,张翔,等. 多杆式零速度钵苗移栽机植苗机构运动学模型与参数分析[J]. 农业工程学报,2011,27(9):7-12.
Chen Jianneng, Wang Bohong, Zhang Xiang, et al. Kinematics modeling and characteristic analysis of multi-linkage transplanting mechanism of pot-seedling transplanter with zero speed[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(9): 7-12. (in Chinese)
- 陈建能,黄前泽,王英,等. 钵苗移栽机非圆齿轮行星轮系栽植机构参数分析与反求[J]. 农业工程学报,2013,29(8):18-26.
Chen Jianneng, Huang Qianze, Wang Ying, et al. Parametric analysis and inversion of transplanting mechanism with planetary non-circular gears for potted-seedling transplanter[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(8): 18-26. (in Chinese)
- 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- 俞高红,谢仁华,赵匀. 椭圆齿轮传动后插旋转式分插机构运动分析与试验[J]. 农业机械学报,2008,39(5):45-48.
Yu Gaohong, Xie Renhua, Zhao Yun. Kinematic analysis and experiment of backward rotary transplanting mechanism with ellipseal gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 45-48. (in Chinese)
- 赵匀,赵雄,张玮炜,等. 水稻插秧机现代设计理论与方法[J]. 农业机械学报,2011,42(3):7-12.
Zhao Yun, Zhao Xiong, Zhang Weiwei, et al. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 7-12. (in Chinese)
- 陈建能,章鹏华,王英,等. 旋转式钵苗栽植机构多目标参数优化与试验[J]. 农业机械学报,2015, 46(5):46-53.
Chen Jianneng, Zhang Penghua, Wang Ying, et al. Multi-objective parameter optimization and experiment of rotary seedling planting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 46-53. (in Chinese)