

三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构设计与试验

童俊华^{1,2} 俞高红^{1,2} 朱赢鹏¹ 叶秉良¹ 郑超¹ 黄佳辉^{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: 当前我国蔬菜的移栽机械主要为半自动移栽机,其移栽效率取决于人工取苗速度,生产力已不能满足实际需求,两臂回转式自动取苗机构的效率还有提高潜力。为实现高速取苗作业,研究了保持取苗机构回转速度不变情况下,增加取苗臂数量的实现方式。在满足特定取苗动作姿态的前提下,设计了一种三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构。以机械取苗代替人工取苗,模拟出了合理的取苗轨迹;基于 Visual Basic 6.0 开发辅助分析软件,通过人机交互方式得出一组满足取苗工作要求的机构参数,然后建立该机构的三维模型,完成实体样机装配;取苗机构在 35 r/min 的回转速度下,取苗速度为 105 株/(min·行),摄像分析得知,该机构样机运行轨迹与仿真轨迹非常接近,对彩叶草钵苗进行取苗试验,取苗成功率达到 91.2%,证明三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构设计的可行性。

关键词: 蔬菜钵苗; 取苗机构; 三臂回转式; 工作机理; 参数优化

中图分类号: S223.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)01-0113-09

Design and Experiment of Three-arms Rotary Vegetable Plug Seedling Pick-up Mechanism

TONG Junhua^{1,2} YU Gaohong^{1,2} ZHU Yingpeng¹ YE Bingliang¹ ZHENG Chao¹ HUANG Jiahui^{1,2}

(1. Faculty of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

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

Abstract: At present, the vegetable transplanting machinery in China is mainly semi-automatic transplanting machines. The transplanting efficiency depends on the speed of artificial seedling pick-up, its productivity can no longer meet the market, and the efficiency of two-arm rotary automatic seedling pick-up mechanism also has the potential to improve. In order to realize the high-speed seedling pick-up operation, it was studied to increase the number of seedling pick-up arms in the case of keeping the rotation speed of the seedling pick-up mechanism unchanged. A three-arm rotary vegetable plug seedling pick-up mechanism under the condition of satisfying the specific seedling pick-up action posture was designed. Mechanical seedling pick-up was used instead of artificial seedling pick-up to simulate a reasonable seedling pick-up trajectory. Based on Visual Basic 6.0 auxiliary analysis software was developed and a set of institutional parameters that met the requirements of seedling pick-up work were obtained through human-computer interaction. Then a three-dimensional model of the seedling pick-up mechanism was established and the physical prototype assembly was completed. At rotation speed of 35 r/min, the seedling-picking speed of seedling pick-up mechanism was 105 plants/(min·row), the running trajectory of the mechanism was very close to the simulation trajectory through camera analysis. The picking seedling test of the *Coleus blumei* seedlings was carried out and the test showed that the success rate of picking seedling reached 91.2%. It was proved that the design of three-arm rotary vegetable plug seedling pick-up mechanism was feasible.

Key words: vegetable plug seedling; seedling pick-up mechanism; three-arm rotary type; work principle; parameter optimization

收稿日期: 2018-10-25 修回日期: 2018-11-18

基金项目: 国家自然科学基金项目(51505429,51575495)和浙江省自然科学基金项目(LZ16E050003)

作者简介: 童俊华(1984—),男,副教授,博士,主要从事农业装备智能化技术研究, E-mail: jhtong@zstu.edu.cn

通信作者: 俞高红(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事农业种植机械设计与机构学研究, E-mail: yugh@zstu.edu.cn

0 引言

当前,大多数穴盘苗的移栽作业由半自动移栽机完成,需要人工将秧苗从穴盘内拔出,劳动强度大且生产效率低,难以满足蔬菜产业快速发展的需要^[1-3]。自动蔬菜移栽机将成为未来发展的趋势之一,而穴盘苗取苗机构是自动蔬菜移栽机的核心部件,因此研制结构合理、性能稳定、高效的穴盘苗取苗机构是实现蔬菜生产自动化的前提^[4-6]。

国内外学者针对穴盘苗的特点,提出了多种不同类型的取苗机构。1984年,美国 ARMSTRONG 等^[7]提出了推苗杆式取苗机构,为植苗机构提供有序排列的钵苗,从而实现自动化移栽。2001年,韩国 CHOI 等^[8]提出了一种结构简单、制造成本低的蔬菜钵苗取苗机构,该机构最佳工作状态下(曲柄转速为 30~40 r/min)取苗爪取苗成功率约为 85%,取苗效率可达到 40 株/(min·行),但该机构杆件与滑道容易磨损,且需提高曲柄转速,取苗成功率在机构剧烈振动和强烈冲击下明显下降。2006年,日本伊藤尚胜等^[9]开发了一套全自动移栽机,移栽效率相比半自动移栽有较大提高,但结构较复杂,维护难度大,取苗效率不高。近年,日本洋马公司研制出了自动化程度高、精度好的全自动蔬菜移栽机,栽植效率约 60 株/(min·行)^[10]。上述移栽机均价格高昂,维护成本高,且移植效率最高只能达到 60 株/(min·行)。2013年,俞亚新等^[11]研制了蔬菜全自动移栽机中的椭圆-不完全非圆行星轮系蔬菜钵苗取苗机构,该取苗机构工作平稳且可以较好满足蔬菜钵苗的取苗要求,可实现 70 株/(min·行)的取苗效率,取苗成功率为 84%,该两臂回转式取苗机构具有较好的取苗质量,但是在取苗效率方面还存在提升空间。2017年,吴国环等^[12]研制了三移栽臂水稻钵苗移栽机构,当移栽效率和两臂式相同时(200次/min),机构允许中心轴转速是原来的三分之二,既减小了震动又提高了移栽成功率,为实现高速化取苗作业提供了参考。

分析现有回转式取苗机构,可通过提高回转速度或者增加回转取苗臂数量的方式实现取苗作业高速化。但高转速容易引起整体结构动力性能改变,致使系统的稳定性、可靠性下降,可能出现取苗成功率下降或是取苗质量差等情况。而保持回转速度不变,取苗臂数量的增加将增大机构整体尺寸,取苗角变大和推苗角变小会使取苗难度增大、推苗成功率下降。基于以上分析本文在两臂回转机构基础上,拓展设计一种三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构。通过构建取苗机构运动模型,优化其结构参数,三维仿真

后,再试制样机进行空转取苗轨迹分析和取苗试验,验证方案的可行性。

1 三臂回转取苗机构组成

三臂回转取苗机构由齿轮箱和取苗臂组成,如图 1 所示。整机工作流程为:机构工作时,太阳轮安装于机架上,行星架逆时针绕 O 旋转。中间轮 3 分别与太阳轮、行星轮 2 啮合,取苗臂尖点 Q 在取苗凸轮的控制下先后形成 ABC 取苗段轨迹、 CD 持苗段轨迹、 DE 推苗段轨迹。随后,凸锁止弧与凹锁止弧 4 开始工作,通过摩擦传动锁住中间轮的自转,实现了机构整体的公转,从而形成 EFA 回程段轨迹。值得注意的是,当尖点 Q 到达 A 点时,取苗针应当保持完全张开状态,再慢慢深入钵盘,于 B 点瞬间夹紧,随后近似垂直于钵盘口退出,避免与之干涉。当尖点 Q 到达 D 点后,按设计要求迅速推出钵苗,完成推苗动作^[13-14]。接着,回程阶段取苗针保持张开状态,为下个循环做准备。

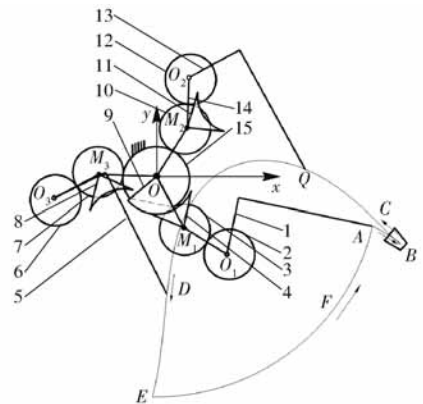


图 1 三臂回转取苗机构结构示意图

Fig. 1 Structural diagram of plug seedling pick-up mechanism

1、5、13. 取苗臂 2、6、12. 行星轮 3、7、10. 中间轮 4、8、11. 凹锁止弧 9. 凸锁止弧 14. 行星架 15. 太阳轮

行星轮系机构是应用范围广泛的传动系统,具有体积小、工作平稳、承载能力大、传动比大等特点^[15]。三臂回转取苗机构的齿轮箱驱动部分采用了行星轮系机构,如图 2 所示。该部分用来实现机构整体的公转,形成理想的取苗轨迹。齿轮箱上安装有 3 个取苗臂,在相同回转速度情况下,取苗效率是传统两臂式取苗机构的 1.5 倍。

齿轮箱内部的行星轮系机构是非圆齿轮行星轮系机构,可以实现非匀速传动^[16-20],内部结构布置如下:机架固联了牙嵌式取苗法兰,而不完全共轭变性椭圆齿轮则与法兰固联,凸锁止弧通过膨胀销固联于不完全共轭变性椭圆齿轮上,中间变性椭圆齿轮空套于中间轴上,并通过膨胀销固联了凹锁止弧。行星轮、齿隙消除凸轮通过花键固联于行星轴上。

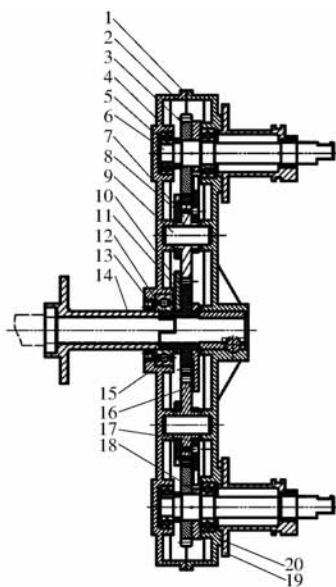


图 2 齿轮箱结构示意图

Fig. 2 Structural diagram of gear box

1. 右箱体 2. 左箱体 3. 行星轮 4. 行星轮轴套 5. 轴承 1
6. 行星轴 7. 中间轮缓冲装置 8. 中间轮 9. 中间轴 10. 不完全共轭变型椭圆齿轮
11. 太阳轮缓冲装置 12. 轴承 2 13. 骨架密封圈 14. 取苗法兰
15. 中心轴轴套 16. 凸锁止弧 17. 凹锁止弧 18. 齿隙消除凸轮
19. 取苗臂凸轮 20. 轴承 3

机构运转时，链条带动中心轴（虚线所示），中心轴通过楔形销驱动齿轮箱右箱体，带动齿轮箱右箱体和齿轮箱左箱体一同作匀速转动，在凹锁止弧和凸锁止弧的配合下，中间轮与太阳轮啮合实现非匀速间歇啮合传动，同时行星椭圆齿轮也由中间变型椭圆齿轮带动作非匀速传动，行星轴一边做非匀速间歇运动一边做匀速圆周运动，因而合成出了一种特殊的非匀速间歇运动。

三臂回转取苗机构的执行部分为取苗臂，如图 3 所示。要求取苗臂能在取苗位置有效地从钵苗盘中夹取钵苗；在推苗位置能够干净利落地完成推苗；在回程阶段中，要求取苗臂保持完全张开状态，以便为下一次取苗做准备^[21]。

取苗臂凸轮通过螺栓固联于齿轮箱上，取苗臂定位板通过楔形键固联于行星轴上，并与取苗臂壳体通过螺栓固联。工作时，行星轴带动取苗臂壳体相对齿轮箱作非匀速间歇运动，取苗臂凸轮上的廓线 *B* 将拨动空套于拨叉轴之上的取苗臂拨叉至图中虚线位置，从而带动弹簧座、与之固联的推苗杆以及推苗爪，并由推苗爪快速推动取苗针实现张开动作，实现推苗。随后进入取苗轨迹的回程阶段，拨叉与凸轮廓线 *C* 接触，取苗针保持最大张开状态，为取苗阶段做准备。当取苗臂到达取苗位置，取苗臂拨叉将在弹簧的约束下压住取苗臂凸轮，促使其沿凸轮廓线实现预定取苗阶段的过程控制，如图 4 所示。

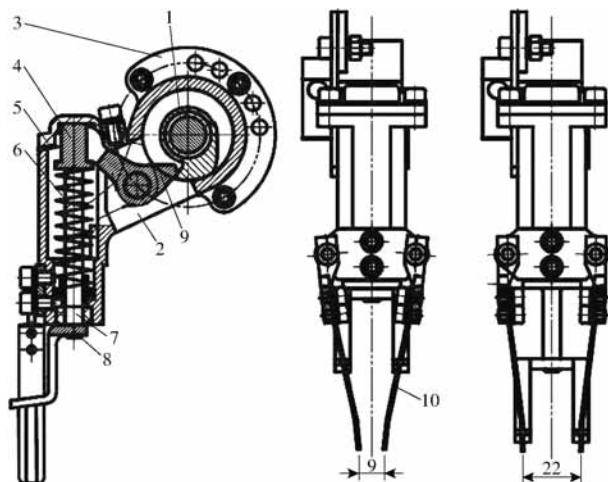


图 3 取苗臂结构示意图

Fig. 3 Structural diagram of seedling-picking arm

1. 取苗臂凸轮 2. 取苗臂壳体 3. 定位板 4. 弹簧座 5. 垫片
6. 弹簧 7. 推苗杆 8. 推苗爪 9. 取苗臂拨叉 10. 取苗针

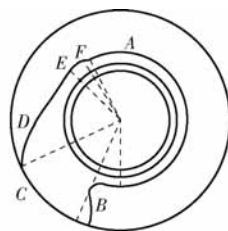


图 4 凸轮廓线

Fig. 4 Cam profile

具体过程如下：收缩夹苗阶段，拨叉和凸轮廓线 *D* 接触，弹簧逐渐复位，复位过程中弹簧推动弹簧座、推苗杆以及推苗爪慢慢上移；收缩保持夹苗阶段，直到廓线 *E* 与拨叉接触，取苗针将保持一定张开距离来促使取苗针入土深度增大；急速夹紧段，在短时与凸轮廓线 *F* 接触之后，在弹簧作用下，失去了凸轮支撑的拨叉将急速收缩，左、右取苗针实现有效夹紧动作，完成夹苗动作；持续夹紧阶段，拨叉和凸轮廓线 *A* 接触，取苗针保持对苗的持续夹紧，然后将苗取出。

三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构的关键技术和难点是辅助优化软件的开发与不完全共轭变型椭圆齿廓的设计，本文对此加以重点研究。

2 三臂回转取苗机构运动学建模

为了开发三臂回转式取苗机构辅助分析与优化软件，对机构进行优化设计，需要建立其运动学模型，其中各项参数有：长半轴长度 *a*、短半轴长度 *b*、半焦距 *c*、短长轴之比 *k*、行星架拐角 δ_0 、机构安装角 φ_0 ($\varphi_0 > 0$)、太阳轮有齿部分圆心角 β 、取苗臂长度 *S*、太阳轮啮合半径 r_1 、中间轮第一啮合半径 r_2 、中间轮第二啮合半径 r'_2 、行星轮啮合半径 r_3 、行星架转角 φ_1 ($\varphi_1 > 0$)、取苗臂安装角 α_0 、中间轮相对转

角 φ_2 、行星轮相对转角 φ_3 ($\varphi_3 < 0$)、行星架正方向角速度 ω 。

如图5所示,以 x 轴逆时针旋转为正方向,以 O 为原点建立直角坐标系 xOy ,已知常量 $\beta, S, k, \varphi_0, \alpha_0, a, b, c, \delta_0, \omega$, 变量 φ_1 。

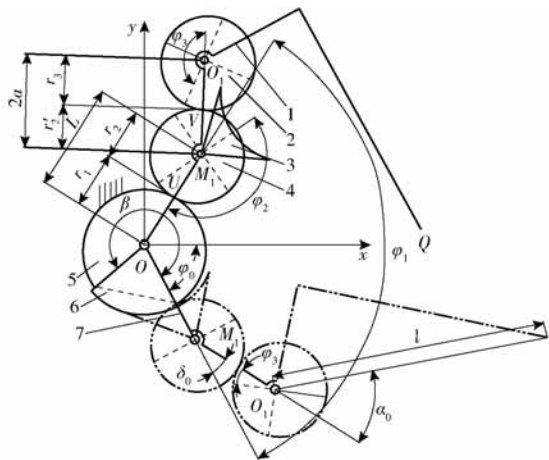


图5 方案运动示意图

Fig.5 Motion diagram of scheme

- 1. 取苗臂 2. 行星轮 3. 凹锁止弧 4. 中间轮 5. 太阳轮
- 6. 凸锁止弧 7. 行星架

图中双点划线所示为方案初始状态,粗实线所示为行星架沿正方向旋转 φ_1 后的状态。旋转后状态运动关系如下:

中间轮相对转角 φ_2 为

$$\varphi_2 =$$

$$\begin{cases} \frac{2}{m_{11}} \arctan \left(\sqrt{\frac{A+B}{A-B}} \tan \left(\frac{A+B}{2} \sqrt{\frac{A-B}{A+B}} m_{11} \varphi_1 \right) \right) & \left(0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{m_{11} \sqrt{A^2 - B^2}} \right) \\ 2\pi - \frac{2}{m_{12}} \arctan \left(\sqrt{\frac{A+B}{A-B}} \tan \left(\frac{m_{12}}{2} (2\pi - \sqrt{A^2 - B^2} \varphi_1) \right) \right) & \left(\frac{\pi}{m_{11} \sqrt{A^2 - B^2}} < \varphi_1 \leq \beta \right) \\ 0 & (\beta < \varphi_1 \leq 2\pi) \end{cases} \quad (1)$$

其中 $A = \frac{La - b^2}{b^2}$ $B = \frac{Lc}{b^2}$ $m_{11} = \frac{m_{12}}{2m_{12} - 1}$

式中 m_{11}, m_{12} —— 变性阶数

L —— 太阳轮中间轮中心距

中间轮第二啮合半径 r'_2 为

$$r'_2(\varphi_2) =$$

$$\begin{cases} \frac{b^2}{a - c \cos(m_{11}(\varphi_2 - \delta_0))} & \left(0 \leq \varphi_2 \leq \frac{\pi}{m_{11}} \right) \\ \frac{b^2}{a - c \cos(m_{12}(2\pi - \varphi_2 + \delta_0))} & \left(\frac{\pi}{m_{11}} < \varphi_2 \leq 2\pi \right) \end{cases} \quad (2)$$

行星轮啮合半径 r_3 为

$$r_3 = 2a - r'_2 =$$

$$\begin{cases} \frac{2a^2 - b^2 - 2accos(m_{11}(\varphi_2 - \delta_0))}{a - c \cos(m_{11}(\varphi_2 - \delta_0))} & \left(0 \leq \varphi_2 \leq \frac{\pi}{m_{11}} \right) \\ \frac{2a^2 - b^2 - 2accos(m_{12}(2\pi - \varphi_2 + \delta_0))}{a - c \cos(m_{12}(2\pi - \varphi_2 + \delta_0))} & \left(\frac{\pi}{m_{11}} < \varphi_2 \leq 2\pi \right) \end{cases} \quad (3)$$

行星轮啮合半径 r_3 极坐标表达式为

$$r_3 = \frac{bk}{1 + \sqrt{1 - k^2 \cos(\varphi_3 - \varphi_{30})}} \quad (4)$$

式中 φ_{30} —— 初始位置时行星轮长轴相对行星架 M_1D_1 顺时针转过的角位移

联立式(3)、(4)可得

$$\begin{cases} \cos(\varphi_3 - \varphi_{30}) = \frac{b^2(a - c \cos(\varphi_2 - \delta))}{c(2a^2 - 2accos(\varphi_2 - \delta) - b^2)} - \frac{a}{c} & (0 \leq \varphi_1 < \beta) \\ 0 & (\beta \leq \varphi_1 \leq 2\pi) \end{cases} \quad (5)$$

联立式(1)、(5)可得

$$\begin{cases} \cos(\varphi_3 - \varphi_{30}) = \frac{b^2[a - c \cos(m_{11}(\varphi_2 - \delta_0))]}{c[2a^2 - b^2 - 2accos(m_{11}(\varphi_2 - \delta_0))]} - \frac{a}{c} & \left(0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{m_{11} \sqrt{A^2 - B^2}} \right) \\ \frac{b^2[a - c \cos(m_{12}(2\pi - \varphi_2 + \delta_0))]}{c[2a^2 - b^2 - 2accos(m_{12}(2\pi - \varphi_2 + \delta_0))]} - \frac{a}{c} & \left(\frac{\pi}{m_{11} \sqrt{A^2 - B^2}} < \varphi_1 \leq \beta \right) \\ 0 & (\beta < \varphi_1 \leq 2\pi) \end{cases} \quad (6)$$

令 $\varphi_3 = 0$, 可以求解出 φ_{30} 。

中间轮旋转中心 M_1 位移方程为

$$\begin{cases} X_{M1} = L \cos(\varphi_0 + \varphi_1) \\ Y_{M1} = L \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \end{cases} \quad (7)$$

式(7)对时间求导得速度方程为

$$\begin{cases} \dot{X}_{M1} = -L\omega \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \\ \dot{Y}_{M1} = L\omega \cos(\varphi_0 + \varphi_1) \end{cases} \quad (8)$$

式(8)对时间求导得加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{X}_{M1} = -L\omega^2 \cos(\varphi_0 + \varphi_1) \\ \ddot{Y}_{M1} = -L\omega^2 \sin(\varphi_0 + \varphi_1) \end{cases} \quad (9)$$

行星轮旋转中心 O_1 位移方程为

$$\begin{cases} X_{O1} = L \cos(\varphi_0 + \varphi_1) + 2a \cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) \\ Y_{O1} = L \sin(\varphi_0 + \varphi_1) + 2a \sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) \end{cases} \quad (10)$$

式(10)对时间求导得速度方程为

$$\begin{cases} \dot{X}_{01} = -L\omega\sin(\varphi_0 + \varphi_1) - 2a\omega\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) \\ \dot{Y}_{01} = L\omega\cos(\varphi_0 + \varphi_1) + 2a\omega\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) \end{cases} \quad (11)$$

式(11)对时间求导得加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{X}_{01} = -L\omega^2\cos(\varphi_0 + \varphi_1) - 2a\omega^2\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) \\ \ddot{Y}_{01} = -L\omega^2\sin(\varphi_0 + \varphi_1) - 2a\omega^2\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) \end{cases} \quad (12)$$

取苗针尖点 Q 位移方程为

$$\begin{cases} X_Q = L\cos(\varphi_0 + \varphi_1) + 2a\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) + \\ \quad S\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta_0) \\ Y_Q = L\sin(\varphi_0 + \varphi_1) + 2a\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) + \\ \quad S\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta_0) \end{cases} \quad (13)$$

式(13)对时间求导得速度方程为

$$\begin{cases} \dot{X}_Q = -\dot{\varphi}_1 L\sin(\varphi_0 + \varphi_1) - 2a\dot{\varphi}_1\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) + \\ \quad S(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_3)\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta_0) \\ \dot{Y}_Q = \dot{\varphi}_1 L\cos(\varphi_0 + \varphi_1) + 2a\dot{\varphi}_1\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \delta_0) + \\ \quad S(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_3)\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta_0) \end{cases} \quad (14)$$

式(14)对时间求导得加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{X}_Q = \ddot{X}_{01} - S\ddot{\varphi}_3\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta) - \\ \quad S(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_3)^2\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta) \\ \ddot{Y}_Q = \ddot{Y}_{01} + S\ddot{\varphi}_3\cos(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta) - \\ \quad S(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_3)^2\sin(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_3 + \alpha_0 + \delta) \end{cases} \quad (15)$$

其中,由于行星架沿正方向匀速旋转,故 $\dot{\varphi} = \omega$ 为常数。可得中间轮相对角速度 $\dot{\varphi}_2$ 为

$$\dot{\varphi}_2 = \begin{cases} \frac{r_1}{L-r_1}\omega & (0 \leq \varphi < \beta) \\ 0 & (\beta \leq \varphi < 2\pi) \end{cases} \quad (16)$$

从而可以得出行星轮相对角速度 $\dot{\varphi}_3$ 为

$$\dot{\varphi}_3 = \begin{cases} \frac{r_1}{L-r_1} \frac{2a-r_3}{r_3} \dot{\varphi}_1 & (0 \leq \varphi_1 < \beta) \\ 0 & (\beta \leq \varphi_1 < 2\pi) \end{cases} \quad (17)$$

利用差分法求得 $\ddot{\varphi}_2(i)$ 、 $\ddot{\varphi}_3(i)$ 为

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2(i) &= \frac{\dot{\varphi}_2(i+1) - \dot{\varphi}_2(i)}{\Delta t} \quad (0 \leq i < 360) \\ \ddot{\varphi}_3(i) &= \frac{\dot{\varphi}_3(i+1) - \dot{\varphi}_3(i)}{\Delta t} \quad (0 \leq i < 360) \end{aligned}$$

式中 i ——行星架的转角

Δt ——行星架转过 1° 所用的时间

3 参数优化

3.1 参数优化软件

基于 Visual Basic 6.0 平台,得到运动学分析模型,通过数值计算方法进行编程,开发了三臂回转式取苗机构辅助分析与优化软件,并通过人机交互方式得出一组满足取苗工作要求的机构参数。该软件程序界面如图 6 所示。通过改变结构参数来控制变性椭圆齿轮节曲线的变化,调整传动比,以动画形式模拟出三臂回转式取苗机构的运动过程及其姿态变化,并显示图形输出窗口。

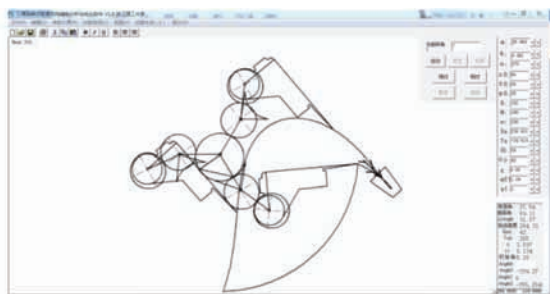


图 6 取苗机构程序界面

Fig. 6 Program interface of seedling pick-up mechanism

3.2 运动分析

参数优化软件设有速度曲线输出模块,可清晰了解取苗臂尖点速度的变化曲线。图 7 为取苗针尖点的速度变化曲线输出界面(一个工作周期),可以清楚地观察到机构取苗过程中的速度变化,由此得出结论:初始时刻,取苗机构速度为零,随后短时间内急剧上升,为了减少取苗过程中对钵苗的损伤,取苗针速度不宜过大,故要求在到达取苗轨迹段靠近钵苗盘时降低取苗针速度,直至行星架转过 48° 角;随后速度的攀升,使得取苗针夹持钵苗迅速往外运动脱离钵盘而避免干涉;到达推苗位置时,此时要求

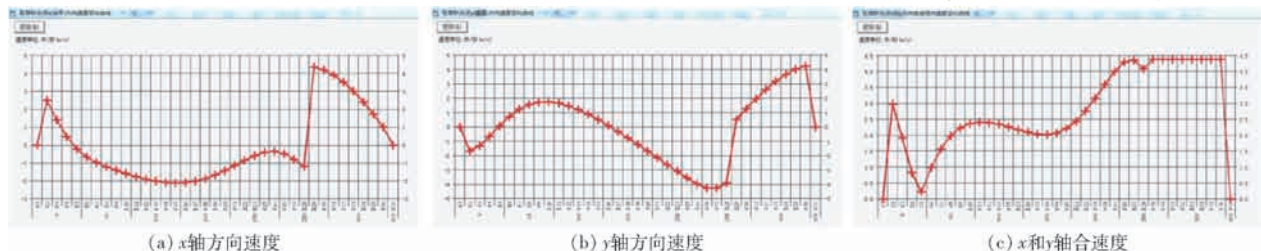


图 7 取苗臂尖端速度曲线输出界面

Fig. 7 Output interfaces of tip speed curve of seedling pick-up arm

推苗爪有一个较大的速度,保证有效推苗;同时,在取苗臂尖点离地面最低点时将钵苗推入相配套的植苗机构中。与此同时,凹、凸锁止弧配合工作,锁止主取苗臂使其绕行星架中心匀速转动,并且令取苗针保持完全张开的姿态,准备下一个循环,速度变化曲线上呈现一段水平且稳定的线段。

3.3 参数优化过程

由运动特性分析,了解结构参数变化所引起的取苗臂尖点 Q 轨迹变化情况,随后进行机构的运动轨迹优化,其过程如下:

(1) 根据取苗要求预选一个 S 值和 β 值,再根据轨迹变化进行相应的调整。

(2) 由实际的取苗空间尺寸限制和轨迹高度可行范围,再确定合适的 a 值、 k 值以及 φ_0 值。

(3) 评价并分析机构取苗轨迹以及目标参数,确定合适的 α_0 和 φ_0 代入。

(4) 经过不断参数微调,逐步剔除不符合要求的运动轨迹,逐渐缩小参数范围,从而获得最优运动轨迹。同时,对结构参数的合理性进行复核,最后再调整确定最终结构参数。

基于软件优化出最优结果: $a = 26.869 \text{ mm}$, $k = 0.991$, $\alpha_0 = 64^\circ$, $\beta = 275^\circ$, $\varphi_0 = 35^\circ$, $S = 152 \text{ mm}$, $\delta_0 = 24^\circ$ 。优化后的结构如图 6 所示,由上述结果设计出该机构,可以达到高效高速化自动取苗要求。

4 不完全共轭变性椭圆齿廓设计

提出一种利用模拟齿轮范成加工的方法进行不完全非圆齿廓的生成,以原传动比驱动刀具齿轮进行齿廓切削,整个过程由程序控制,灵活性高且设计方便。

如图 8 所示,刀具齿轮模拟加工不完全共轭变性椭圆齿轮时,出于简化计算以及观察刀具路径的原因,基准齿坯固定不动,刀具将按预定的传动比函数(数据来源于辅助分析与优化软件)进行运动,即绕 O 点进行公转(行星架的运动),又绕刀具自身的回转中心进行自转,从而确保刀具与目标齿轮节曲线作相切纯滚动,形成最终齿廓。

以齿坯的几何中心 O 为原点建立 xOy 笛卡尔直角坐标系,当刀具节曲线滚过一定长度,例如由相切点 A' 过渡到相切点 B' 时,记刀具齿轮上弧长为 $\widehat{A'B'}$,齿坯上弧长 \widehat{AB} 对应角度为 φ 。根据齿轮啮合相关理论,此时刀具齿轮节曲线滚过的弧长 $\widehat{A'B'}$ 应与不完全共轭变性椭圆齿轮的相应节曲线弧长 \widehat{AB}

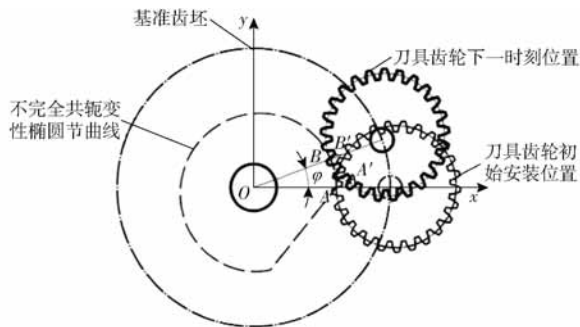


图 8 刀具齿廓包络齿坯原理图

Fig. 8 Schematic diagram of cutter tooth profile enveloping tooth blank

相等,且

$$L = \int_0^\varphi \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2} d\varphi$$

式中 r ——不完全共轭变性椭圆齿轮极径,为 φ 的函数

刀具齿轮齿廓包络线的形成过程如图 9 所示,包络次数越多,齿廓精度越高。现在大多数齿廓生成方法都是提取齿廓数据点,再连点成线,形成齿廓,本文则采用 AutoCAD 中的布尔减运算,经过多次的布尔操作直接提取出目标齿廓,再经其对应的数据导出功能导出数据点,以便后续使用。

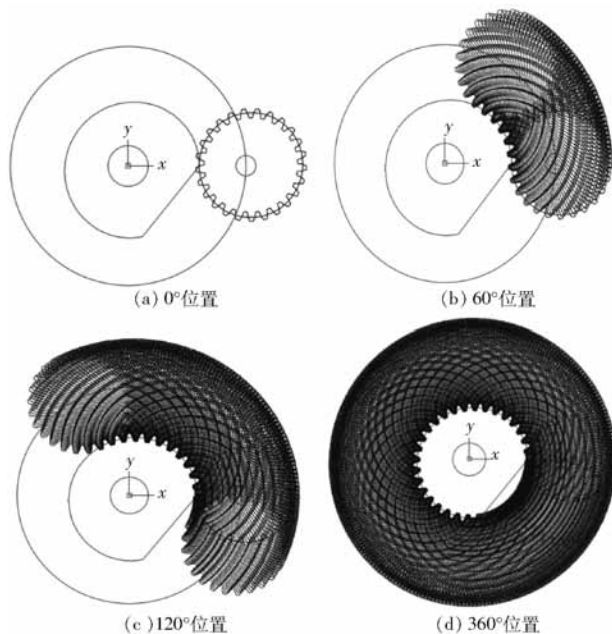


图 9 不完全共轭变性椭圆齿廓生成过程示意图

Fig. 9 Schematic diagrams of generation process of incomplete conjugate degenerated elliptical profile

得出目标齿廓后,提取至 CAD 中生成二维齿廓。再将 AutoCAD 生成的二维齿廓导入三维软件 SolidWorks,经过拉伸等命令得到精确的齿轮实体模型。进一步构建其他零部件最后进行装配,可得到三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构的整体三维模型,然

后导入 ADAMS 进行仿真,得到仿真轨迹,如图 10 所示。

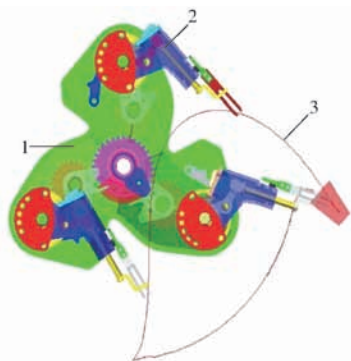


图 10 取苗机构仿真图

Fig. 10 Simulation diagram of seedling pick-up mechanism

1. 齿轮箱 2. 取苗臂 3. ADAMS 仿真轨迹

5 样机试验

5.1 机构取苗轨迹验证试验

通过试验检验所设计的取苗机构是否符合要求,是否具有实施的可行性。

由于取苗爪尖点的轨迹是取苗机构设计的关键,其运动轨迹是否合理直接影响到蔬菜钵苗取苗机构的工作性能和取苗质量,甚至决定了取苗作业的成功与否,因此本试验首先要测定取苗爪尖点的运动轨迹。

试验所需设备:摄像机、辅助灯光、取苗机构试验台,如图 11 所示。



图 11 取苗机构试验台

Fig. 11 Test bench of seedling pick-up mechanism

试验步骤:首先将组装好的三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构安装在取苗机构试验台上,架设试验用摄像机,开启辅助灯光照射,进行图形摄取,然后调节执行电机转速至 35 r/min,使取苗机构空转,最后通过 Photoshop 对视频进行解析,获得实际取苗轨迹。

试验结果与分析:图 12 所示为取苗机构的运动过程,图 12a、12b 表示取苗阶段,图 12c ~ 12f 表示持苗阶段,图 12g 表示推苗开始时刻,图 12h 表示推苗结束时刻,图 12i ~ 12a 表示回程阶段。将空转试验视频导入 Photoshop 中进行解析,以取苗臂尖端为

观测点,逐个进行轨迹点描绘,获得实际取苗轨迹,见图 13。

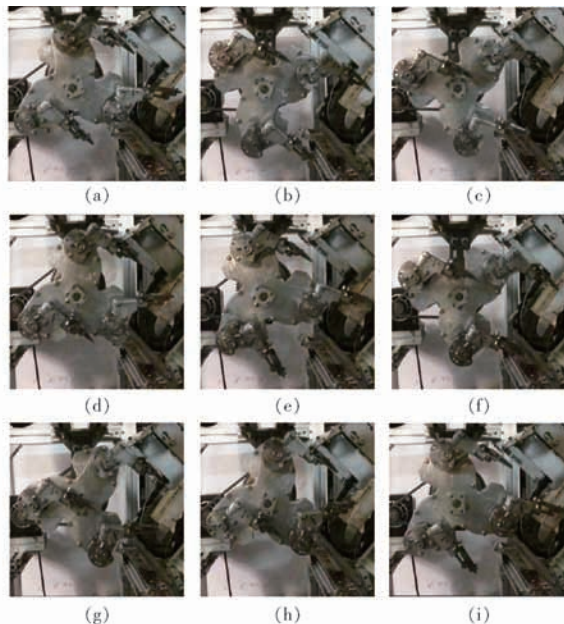


图 12 运动过程示意图

Fig. 12 Movement process diagrams



图 13 试验实际取苗轨迹

Fig. 13 Actual seedling pick-up trajectory in test

图 13 为试验实际轨迹,图 14 为理论分析轨迹,图 10 为 ADAMS 仿真轨迹。综合对比 3 种轨迹形状可以得出:在一定的误差范围内,3 种情况下所得出的取苗轨迹基本一致,由此可见所建立的理论数学模型以及 ADAMS 仿真试验的正确性,同时也证明了该方案的实际可行性。

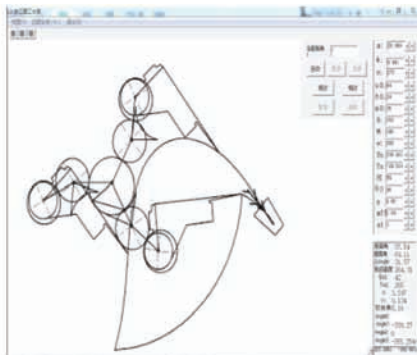


图 14 理论分析轨迹

Fig. 14 Theoretical analysis of trajectory

5.2 机构取苗试验

三臂回转取苗机构样机安装在蔬菜钵苗自动送苗试验台上进行取苗试验,如图15所示。其中蔬菜钵苗为彩叶草,育苗基质为2/3体积的泥炭加1/3体积的珍珠岩。钵盘规格为(8×16)穴,穴口为32 mm×32 mm,穴深42 mm。试验转速为35 r/min,取苗速度为105株/(min·行),取4盘钵苗,试验取苗成功率为91.2%。

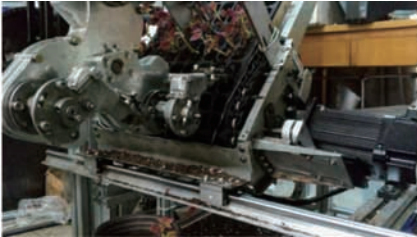


图15 彩叶草取苗试验

Fig. 15 Picking seedling test of *Coleus blumei*

取苗失败的原因如下:所育钵苗个体差异性,根系不发达容易造成取苗失败;苗钵含水率过高,取苗过程基质容易夹松溃。

通过取苗试验及试验分析可知,取苗机构的运动轨迹与工作姿态达到了设计要求,能够较好地取出蔬菜钵苗;与前期两臂回转取苗试验比较^[11],在回转速度相同情况下,取苗效率和取苗成功率都得

到了提高,说明该机构具有高速化取苗可行性。

6 结论

(1)为提高蔬菜移栽机的作业效率,优化了移栽机关键机构——取苗机构,保持转速不变的情况,增加回转取苗臂数量,设计了三臂回转式蔬菜钵苗取苗机构,提高了取苗机构的取苗效率,满足高速化移栽目标。

(2)开发了三臂回转式取苗机构辅助分析与优化软件,并通过人机交互方式得出一组满足取苗工作要求的机构参数。

(3)取苗机构关键部位中设计了不完全共轭变性椭圆齿轮,配合齿轮箱其他零件,可实现一种特殊的非匀速间歇运动,使得取苗臂的取苗轨迹满足取苗要求。

(4)设置空转试验,记录取苗机构在空转时的运动过程,对记录视频进行解析,获得实际取苗轨迹,将实际轨迹、理论分析轨迹和仿真轨迹进行对比,证明了方案的可行性。

(5)设置取苗试验,通过取苗试验得出该取苗机构常规作业性能参数,取苗成功率和取苗速率稳定,其取苗速度为105株/(min·行),取苗成功率为91.2%,满足蔬菜移栽机械化生产取苗的需求。

参 考 文 献

- [1] 俞高红,俞腾飞,叶秉良,等.一种旋转式穴盘苗取苗机构的设计[J].机械工程学报,2015,51(7):67-76.
YU Gaohong, YU Tengfei, YE Bingliang, et al. Design of a rotary plug seedling pick-up mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(7): 67-76. (in Chinese)
- [2] 肖体琼,何春霞,曹光乔,等.机械化生产视角下我国蔬菜产业发展现状及国外模式研究[J].农业现代化研究,2015,36(5):857-861.
XIAO Tiqiong, HE Chunxia, CAO Guangqiao, et al. Comparison analysis between China's and foreign vegetable productions with the adoption of mechanization[J]. Research of Agricultural Modernization, 2015, 36(5): 857-861. (in Chinese)
- [3] 国家发展改革委,农业部.全国蔬菜产业发展规划(2011—2020年)[EB/OL].(2012-02-22)[2018-10-15].
http://www.moa.gov.cn/nybg/2012/dsanq/201805/t20180512_6141970.htm.
- [4] KONOSUKE T. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. JARQ, 2000, 34(1): 21-28.
- [5] WAN ISHAK W I, AWAL M A, ELANGO R. Development of an automatic transplanter for the gantry system[J]. Asian Journal of Scientific Research, 2008, 1(4): 451-457.
- [6] 张振国,曹卫彬,王侨,等.穴盘苗自动移栽机的发展现状与展望[J].农机化研究,2013,35(5):237-241.
ZHANG Zhenguo, CAO Weibin, WANG Qiao, et al. Development status and prospect of plug seedlings automatic transplanting machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013, 35(5): 237-241. (in Chinese)
- [7] ARMSTRONG E C, HANACEK W A, SPINETTI T A. Automatic soil plug loader and feeder; US4443151[P]. 1984-04-17.
- [8] CHOI W C, KIM D C, RYU I H, et al. Development of seedling pick-up device for vegetable transplants[J]. Transactions of the ASAE, 2001, 45(1): 13-19.
- [9] 伊藤尚胜,清水修一,和田俊即.移植机的苗移植机构; 99118740.7[P]. 2000-05-03.
- [10] 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.
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.
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. (in Chinese)

- [11] 俞亚新, 骆春晓, 俞高红, 等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系取苗机构参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 62-68. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130612&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.10001298.2013.06.012.
YU Yaxin, LUO Chunxiao, YU Gaohong, et al. Parameters optimization of pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 62-68. (in Chinese)
- [12] 吴国环, 俞高红, 项筱洁, 等. 三移栽臂水稻钵苗移栽机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(15): 15-22.
WU Guohuan, YU Gaohong, XIANG Xiaojie, et al. Design and test of rice potted-seedling transplanting mechanism with three transplanting arms[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(15): 15-22. (in Chinese)
- [13] 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)
- [14] 叶秉良, 唐涛, 俞高红, 等. 组合式非圆齿轮行星轮系取苗机构动力学分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(12): 74-82. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20181209&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.009.
YE Bingliang, TANG Tao, YU Gaohong, et al. Dynamics analysis and tests on seedling pick-up mechanism of planetary gear train of combined gear transmission with non-circular gears[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(12): 74-82. (in Chinese)
- [15] 俞高红, 俞腾飞, 叶秉良, 等. 一种新型行星轮系机构的研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(15): 55-61.
YU Gaohong, YU Tengfei, YE Bingliang, et al. Research on a new planetary gear train mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(15): 55-61. (in Chinese)
- [16] 王金武, 张春风, 周文琪, 等. 基于 MATLAB 仿真的非规则齿轮行星系扎穴机构的优化设计[J]. 农业工程学报, 2016, 32(3): 22-28.
WANG Jinwu, ZHANG Chunfeng, ZHOU Wenqi, et al. Optimization design of non-circular planetary gear trains pricking hole mechanism based on MATLAB[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(3): 22-28. (in Chinese)
- [17] JOVAN D, IVAN K, MARKO D. One approach for modelling intermittent motion mechanism with noncircular gears[J]. Machine Design, 2011, 3(2): 121-126.
- [18] MUNDO D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41: 456-472.
- [19] 俞高红, 钱孟波, 赵匀, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构运动机理分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(3): 81-84.
YU Gaohong, QIAN Mengbo, ZHAO Yun, et al. Analysis of kinematic principle of transplanting mechanism with eccentric gears and non-circular gear[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(3): 81-84. (in Chinese)
- [20] 李建生, 李华敏. 不同类型非圆行星齿轮液压马达的性能分析[J]. 中国机械工程, 1994, 5(4): 21-23.
LI Jiansheng, LI Huamin. Property analysis of the hydraulic motor with different noncircular gear mechanism[J]. China Mechanical Engineering, 1994, 5(4): 21-23. (in Chinese)
- [21] 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. Parameter 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)