

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.04.019

二阶自由非圆齿轮行星系钵苗移栽机取苗机构*

赵雄^{1,2} 陈建能¹ 杨茂祥¹ 赵匀¹

(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: 为满足旱地钵苗移栽取苗机构理想鹰嘴形工作轨迹要求,提出了连续传动的二阶自由非圆齿轮行星轮系取苗机构,以实现取苗爪周期性二次不等幅摆动规律。利用曲线拟合方法构建自由传动比函数,建立机构不等速传动的数学模型,编写机构分析软件,确定传动比函数和机构参数,研制取苗机构并进行了高速录像试验。结果表明,该型取苗机构的工作轨迹和理论计算吻合,能够实现取苗深度 35 mm,取苗爪在钵体中穴口小于 5 mm,取苗爪入钵和出钵段姿态满足工作要求。

关键词: 钵苗移栽机 取苗机构 非圆齿轮 行星轮系 曲线拟合

中图分类号: S223.91; TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0123-05

引言

钵苗移栽由于苗种生长状态易控,苗种营养丰富,种体粗壮,种植后成活率高,幼苗对气候不敏感,是一种较易实现高产的种植方式,目前国内旱地移栽作业机械化程度低,应用的旱地移栽机普遍是以半自动为主,由手工实现分苗和取苗,即手工喂苗,栽植苗操作由机械完成^[1-3]。全自动移栽机从分苗、取苗到栽植苗操作都是由机械自动完成,工作效率高,可节约人力。全自动移栽是钵苗移栽技术的发展方向,高效取苗机构的开发是实现移栽自动化的关键环节。

日本洋马农机株式会社开发的全自动移栽机应用了齿轮连杆组合式取苗机构,其采用圆柱齿轮行星系和槽道组合的形式,通过槽道控制取苗臂的姿态和轨迹^[4]。由于槽道的力学特性限制了机构的效率,取苗机构取苗仅为 60~70 株/min。国内学者也进行了相关研究,徐丽明等设计了四连杆取苗机构,需要配套排苗、脱苗装置,机构效率不高^[5]。田素博等提出了自动移栽机械手的方案,自动移栽机械手因控制技术和成本约束不利于推广^[6]。惠东志提出了曲柄双滑块自动取苗机构,但其结构复杂、磨损高,效率难以提高^[7]。俞高红等提出非匀速间歇齿轮传动取苗机构,利用非匀速间歇传动规律实现一种尖嘴形取苗轨迹,是一种高效率的机构方案,

但若寻求连续非圆齿轮传动实现类似取苗轨迹则可改善机构的力学性能,为提高机器转速增加取苗效率提供有利条件^[8]。

本文提出适于旱地移栽机取苗作业的鹰嘴形轨迹,研究该轨迹形成原理,寻求连续传动的自由非圆齿轮行星系传动结构实现取苗所需的鹰嘴形轨迹。

1 取苗机构鹰嘴形工作轨迹及工作要求

旱地取苗机构工作时取苗爪扎进钵体夹取出钵苗,在进入钵体之前取苗爪应从钵苗的下方靠近,避免取苗爪伤害钵苗苗叶,取苗爪尖点入土过程中取苗爪逐渐偏转至钵苗直立方向,至取苗最深处时取苗爪基本与钵苗直立方向平行,随后取苗爪夹住土钵将钵苗带出钵盘。在取苗爪进入土钵过程中取苗爪在钵体内接触区域的面积取决于取苗段轨迹的直线度和取苗爪在取苗入钵段摆动幅度,接触面积过大取苗爪则可能戳破钵体导致取苗失败。

基于以上分析,提出图 1 所示的鹰嘴形轨迹,EGF 为取苗入钵段;FNE 为出钵段;EIJK 为移苗段,取苗爪夹持住钵苗运动;KL 为放苗段,取苗爪松开,钵苗依靠重力落入下方的栽植器中;LE 为回复段,取苗爪为下次取苗作准备,完成一次取苗周期。箭头所示为取苗爪在轨迹上的移动方向。

为使鹰嘴形轨迹适用于取苗作业,选用标准钵苗穴盘,其规格为孔径上口 40 mm × 40 mm,下口

收稿日期: 2013-04-07 修回日期: 2013-05-07

* 国家自然科学基金资助项目(51205361, 51175073, 51205364)、浙江省自然科学基金资助项目(Y1110362, R1110502)和浙江省高校重中之重学科优秀青年人才培养基金资助项目(ZSTUMD2012B001)

作者简介: 赵雄,讲师,博士生,主要从事机构优化设计研究,E-mail: zhaoxiong@zstu.edu.cn

通讯作者: 陈建能,教授,博士生导师,主要从事机械设计及理论研究,E-mail: jiannengchen@zstu.edu.cn

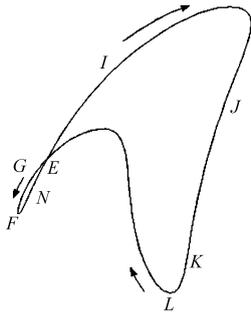


图1 鹰嘴形取苗轨迹

Fig.1 Olecranon-shaped trajectory

18 mm × 18 mm, 穴孔深 45 mm。鹰嘴形轨迹取苗深度应大于 35 mm, 在 EGF 入钵段取苗爪在钵盘上表面移动距离宜小于 10 mm。

移栽机送苗部分布局同插秧机类似, 参照插秧机的秧箱与水平方向倾角 50° ~ 55°^[9], 要求鹰嘴形轨迹环扣段与水平方向夹角为 140° ~ 145°。

为了防止损害钵苗, 取苗爪在环扣形轨迹段还需满足一定姿态要求: EGF 入钵段取苗爪摆动 20° 左右以避免伤害苗叶; FNE 出钵段取苗爪摆角小于 10° 以减小土钵与钵盘的挤压。

2 二次不等幅摆动特性取苗机构设计

2.1 非圆齿轮行星系取苗机构

采用图 2 所示的传动方式实现鹰嘴形取苗轨迹, 机构运动中假定行星架作顺时针匀速转动, 太阳轮固定不动, 行星轮节曲线与太阳轮节曲线相同。太阳轮与中间轮、中间轮与行星轮齿轮啮合, 中间轮与中间轮轴固接, 中间轮轴与行星架铰接, 取苗爪与行星轮通过行星轮轴固定连接成一体。

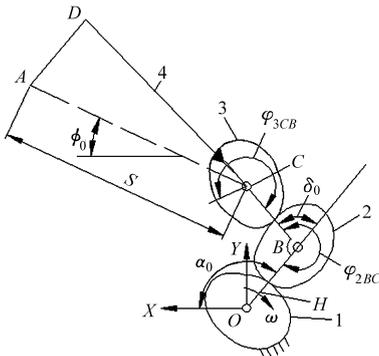


图2 取苗机构初始位置图

Fig.2 Initial location map of seedling pick-up mechanism

- 1. 太阳轮 2. 中间轮 3. 行星轮 4. 取苗爪

取苗机构中取苗爪的运动为行星架的公转和非圆齿轮传动产生的行星轮不等速自转的复合运动, 设计合适的传动比规律是实现鹰嘴形轨迹的核心问题。

2.2 传动比规律

常规的椭圆齿轮和偏心-共轭非圆齿轮等节曲

线阶数为 1, 齿轮传动周期内传动比函数变化一次, 输出行星轮轴摆动 1 次^[9-13]。如水稻插秧机的椭圆齿轮行星系分插机构中与行星轮轴固结的栽植爪 1 个周期中摆动 1 次, 能够形成海豚形静轨迹, 栽植爪尖点在摆动最小值附近构成尖嘴形轨迹。鹰嘴形轨迹与海豚形轨迹相比鹰嘴形轨迹右部多了一段尖嘴形取苗段, 若能使取苗爪在两个极限摆角之间运动过程中增加一个回摆过程, 则可以利用增加的一个小幅摆动形成取苗轨迹上的小环扣。

二阶齿轮节曲线周期内传动比函数可以实现二次波动, 使行星轮周期内摆动两次, 但传统的二阶变形椭圆齿轮传动比规律由齿轮参数确定, 二次波动规律受齿轮节曲线参数的限制, 设计不灵活。取苗机构工作对鹰嘴形环扣的大小、位置以及取苗爪姿态都有要求, 为灵活设计非匀速传动比规律, 直接由几个给定的传动比数值点, 拟合出周期性二次不等幅传动规律。

设定传动比数据系列为 $q_j(\varphi_j, i_j)$ ($j = 1, 2, \dots, m$)。

传动比函数的周期性要求为 $\varphi_1 = 0, \varphi_m = 360^\circ, i_m = i_1$ 。拟合的曲线首末端点要求切率同为零。利用三次非均匀 B 样条带切矢条件拟合技术^[14-15], 数据系列 $q_j(j = 1, 2, \dots, m)$ 决定传动比函数

$$i_k = f(q_j, \theta_k) \quad (j = 1, 2, \dots, m; k = 1, 2, \dots, n) \quad (1)$$

其中, n 为周期中需要设值插值点的个数, $\theta_1 = 0, \theta_n = 360^\circ$, 传动比 $i_k(k = 1, 2, \dots, n)$ 为离散点序列。为了保证主动非圆齿轮转动一周, 从动轮也转动一周, 引入系数 x_s , 使得

$$x_s = 2\pi / \left(\sum_{k=2}^n (i_{k-1} + i_k)(\theta_k - \theta_{k-1})/2 \right) \quad (2)$$

利用 x_s 得到修正的传动比数据系列 $Q_j = x_s q_j(\varphi_j, i_j)$ ($j = 1, 2, \dots, m$), 再得到修正后传动比

$$I_k = f(Q_j, \theta_k) \quad (j = 1, 2, \dots, m; k = 1, 2, \dots, n) \quad (3)$$

2.3 取苗机构运动学分析模型

当两齿轮的中心距为 a 时, 传动比 $I_k(k = 1, 2, \dots, n)$ 决定两个非圆齿轮的节曲线。针对图 2 所示的非圆齿轮行星系取苗机构, 行星架初始角度记为 α_0 , 行星架拐角记为 δ_0 (以 OB 为始边), 取苗爪长度记为 S 。 φ_{1OB} 为太阳轮标线与行星架 OB 连线夹角, φ_{2BO} 为中间轮标线与行星架 BO 连线夹角, φ_{2BC} 为中间轮标线与行星架 BC 连线夹角, φ_{3CB} 为行星轮标线与行星架 CB 连线夹角。

初始位置时刻取苗爪与水平方向夹角记为 ϕ_0 , 此时太阳轮和中间轮标线与行星架 BO 连线重合。

$$\varphi_{1OB}(1) = 0 \quad (4)$$

$$\varphi_{2BO}(1) = 0 \quad (5)$$

$$\varphi_{2BC}(1) = \pi - \delta_0 \quad (6)$$

行星架转角为 $\varphi = \theta_k$ 时

$$\varphi_{1OB}(k) = -\theta_k \quad (7)$$

行星架绝对运动转角

$$\varphi_1(k) = \alpha_0 + \theta_k (\varphi > 0) \quad (k = 2, 3, \dots, n) \quad (8)$$

$$\varphi_{2BO}(k) = \sum_{l=2}^k (I_{l-1} - I_l) (\theta_l - \theta_{l-1}) / 2$$

$$(2\pi \geq \varphi_{2BO}(k) > 0) \quad (k = 2, 3, \dots, n) \quad (9)$$

中间轮标线的绝对运动转角

$$\varphi_2(k) = \alpha_0 + \varphi + \varphi_{2BO}(k) \quad (10)$$

当 k 由 1 变化到 n , 由式(8)~(10)可求得一个运动周期中太阳轮、中间轮标线相对与行星架 AB 边的转动规律, 进而求解行星轮转角规律

$$\varphi_{2BC}(k) = \varphi_{2BO}(k) + \pi - \delta_0 \quad (11)$$

当 $\varphi_{2BC}(k) \leq 2\pi$ 时, $U = \varphi_{2BC}(k)$; 当 $\varphi_{2BC}(k) > 2\pi$, 取 $U = \varphi_{2BC}(k) - 2\pi$ 。

$\varphi_{2BO}(k) (k = 1, 2, \dots, n)$ 是一单调递增的数列, 在 $\varphi_{2BO}(k) (k = 1, 2, \dots, n)$ 中寻找 k_1 和 k_2 满足 $\varphi_{2BO}(k_1) < U \leq \varphi_{2BO}(k_2)$, 求得

$$\theta_{k_1} + \frac{(\theta_{k_2} - \theta_{k_1})(U - \varphi_{2BO}(k_1))}{\varphi_{2BO}(k_2) - \varphi_{2BO}(k_1)} \quad (0 < \varphi_{3CB}(k) < 2\pi) \quad (12)$$

行星轮标线的绝对运动转角

$$\varphi_3(k) = \alpha_0 + \varphi + \pi - \delta_0 + \varphi_{3CB}(k) \quad (13)$$

至此建立一个运动周期内中间轮和行星轮转动与行星架运动的关系。

中间轮转动中心 B 位移表达式为

$$\begin{cases} x_B(k) = a \cos \varphi_1(k) \\ y_B(k) = a \sin \varphi_1(k) \end{cases} \quad (k = 1, 2, \dots, n) \quad (14)$$

行星轮转动中心 C 位移表达式为

$$\begin{cases} x_C(k) = a \cos \varphi_1(k) + a \cos(\varphi_1(k) - \delta_0) \\ y_C(k) = a \sin \varphi_1(k) + a \sin(\varphi_1(k) - \delta_0) \end{cases} \quad (k = 1, 2, \dots, n) \quad (15)$$

取苗爪尖点 A 位移表达式为

$$\begin{cases} x_A(k) = x_C(k) + S \cos(\phi_0 + \varphi_3(k) - \varphi_3(1)) \\ y_A(k) = y_C(k) + S \sin(\phi_0 + \varphi_3(k) - \varphi_3(1)) \end{cases} \quad (k = 1, 2, \dots, n) \quad (16)$$

利用上述运动学位移方程求解可得到各位置速度、加速度的数值解。

3 设计实例及试验

3.1 设计实例

为了构造出周期性二次不等幅波动传动比, 每个波动过程定义 7 个数值点, 两个波动过渡处共用 1 个数值点, 整个传动比系列 $q_j(\varphi_j, i_j)$ 的下标最大

设置为 13。数据点 4 决定第 1 个波动的峰值, 数据点 10 决定第 2 个波动的峰值, 数据点 1、6、13 决定两个波动的谷值, 其余数据点辅助控制传动比的波动规律。

利用上节的数学模型编写连续非圆齿轮行星系取苗机构的设计软件, 针对取苗机构的工作要求优化传动比数据系列和机构结构参数, 确定非圆齿轮行星系机构参数 $(a, \alpha_0, \delta_0, \phi_0, S) = (70 \text{ mm}, 150^\circ, -88^\circ, 40^\circ, 225 \text{ mm})$, 数据系列 $M[1(0, 0.6355), 2(25, 0.7061), 3(35, 0.8473), 4(80, 2.1889), 5(130, 0.8826), 6(160, 0.5649), 7(205, 0.7132), 8(225, 0.8826), 9(256, 1.2004), 10(275, 0.9885), 11(290, 0.8473), 12(320, 0.7061), 13(360, 0.6355)]$ 。整个运动周期中第一级自由非圆齿轮传动比曲线如图 3 所示, 图中表明两个波动波峰差异明显, 每个波动过程的变化程度也不相同。

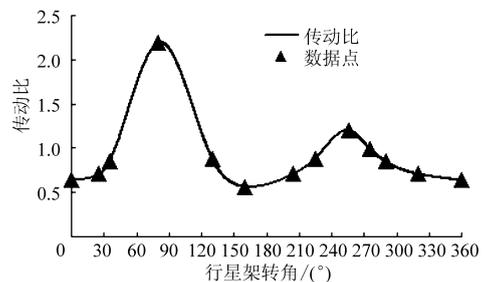


图 3 双峰不等幅波动传动比曲线

Fig. 3 Unequal bimodal fluctuations transmission curve

图 4 为该参数下取苗机构的传轨迹分析图。图中所示为设计的机构初始位置, 坐标轴建立在行星架转动中心, 行星架顺时针转动, x 轴顺时针方向记为角度正方向。取苗爪尖点刚接触钵苗上表面于 A 点时行星架转角为 50° , 此刻取苗爪与水平方向夹角 165.20° , A 点坐标为 $(253.026, 175.62)$; 取苗爪扎入钵体至最深处 A' , 此刻取苗爪与水平方向夹角 143.71° , A' 点坐标为 $(284.37, 158.428)$ 。取苗环扣部分轨迹与 x 轴正方向夹角约为 145° (与之配套钵苗箱倾角为 55°), 取苗深度为 35 mm 。取苗过程取苗爪在钵苗上表面移动的距离 x_k 为 4.47 mm , 为钵苗上表面最大宽度的 11.17% 。

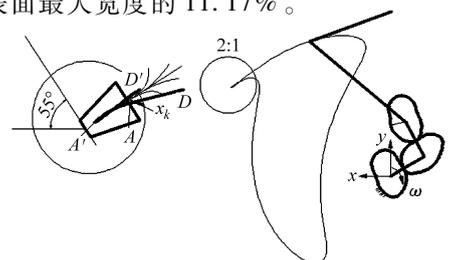


图 4 取苗机构轨迹分析图

Fig. 4 Trajectory analysis diagram of seedling pick-up mechanism

取苗爪由 A 运动至 A' 阶段行星架转角为 24° , 取苗爪摆幅为 22.49° , A 位置时刻取苗爪与钵苗夹角 20.20° , A' 位置时刻取苗爪与钵苗夹角 -2.29° 。从图 4 可见, 取钵过程中取苗爪从钵苗的右下部扎进土钵同时逐渐偏转至与钵苗平行的位置, 避免入钵段取苗爪伤害钵苗苗叶。出钵段取苗爪角度由 143.71° 变为 142.46° , 取苗爪变化幅度为 1.25° , 基本实现垂直苗箱方向夹出钵苗。

3.2 取苗机构研制及试验

利用前述得到的数据设计非圆齿轮行星系取苗机构三维模型, 非圆齿轮齿数 27, 模数 2.65 mm, 太阳轮与行星轮完全相同, 取苗机构中 3 个二阶自由非圆齿轮啮合情况如图 5 所示, 取苗机构样机安装在栽植机多功能试验台上进行试验。利用高速摄影仪记录机构的运动影像, 高速摄影仪拍摄速度为 250 帧/s, 通过 Blaster 后处理软件提取取苗爪尖点在各个时刻的位置。图 6 中曲线为实测的机构轨迹。与图 4 所示的理论轨迹比较, 二者基本趋势一致, 特别是在鹰嘴处轨迹一致性好, 验证了设计方法的正确性, 但局部存在少量偏差, 其原因在于非圆齿



图 5 取苗机构中二阶自由非圆齿轮啮合实物图

Fig. 5 Meshing of two-order general non-circular gears in seedling pick-up mechanism

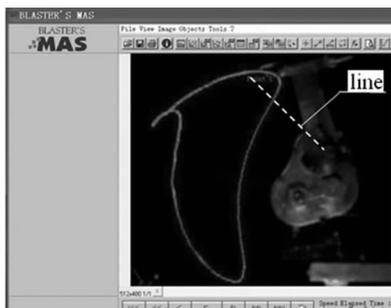


图 6 取苗机构高速录像测试轨迹

Fig. 6 Test trace of seedling pick-up mechanism by high speed video

轮齿廓加工及取苗机构装配存在一定误差, 同时从试验影像中取点也无法保证完全准确。

在 Blaster 后处理软件提取高速摄影影像中行星轴心点和取苗爪尖点构造直线 line, 通过软件测量得到直线的角位移变化曲线如图 7 所示。高速摄影中选定帧时刻的行星架角度记为零, 行星架转动 25° 后取苗爪具有最大摆角 51.62° , 此刻对应轨迹的最高段; 转动 95° 时取苗爪具有最小摆角 -25.5° ; 随后取苗爪从最小摆角位置开始增大, 至行星架 240° 时取苗爪获得第 2 个摆动峰值 (48.83°) 后再次减小, 通过摄影观察到此刻取苗爪尖点开始形成轨迹的入钵段, 至行星架 264° 时入钵段轨迹完全形成, 此刻取苗爪摆角变为 21.64° , 此回摆的幅度与理论计算的第 2 次摆幅误差为 4.7° ; 行星架转角在 $264^\circ \sim 303^\circ$ 内取苗爪摆角变化平缓, 对应出钵段取苗爪摆动小, 利于取苗爪沿垂直苗箱方向夹出钵苗。

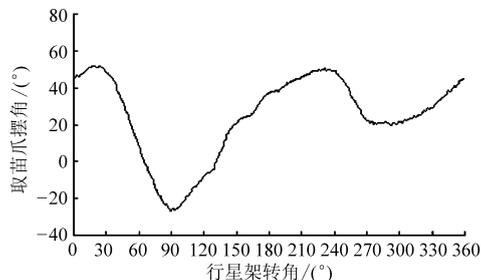


图 7 取苗爪角度位移变化曲线

Fig. 7 Angular displacement of seedling pick-up needle

试验所测得的取苗爪摆动曲线表明, 由二阶自由非圆齿轮组成的行星轮系取苗机构取苗爪在周期中实现两个不等幅的波动规律, 取苗爪的第 2 个小幅波动恰好形成鹰嘴形轨迹的环扣。

4 结论

(1) 二次不等幅摆动的二阶自由非圆齿轮行星轮系取苗机构可以形成鹰嘴形取苗轨迹, 设计计算和试验结果表明二阶自由非圆齿轮行星系取苗机构可以满足取苗工作要求。

(2) 针对有特殊传动要求的非圆齿轮传动, 通过曲线拟合技术直接拟定传动比函数, 突破简明函数表达传动比规律的限制, 实现传动比的灵活设计。

参 考 文 献

- 1 Kumar G V Prasanna, Raheman H. Vegetable transplanters for use in developing countries—a review[J]. International Journal of Vegetable Science, 2008, 14(3):232–255.
- 2 Gutiérrez C, Serwatowski R, Gracia 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.
- 3 丁文芹, 毛罕平, 胡建平, 等. 穴盘苗自动移栽机的结构设计及运动仿真分析[J]. 农机化研究, 2011(10):75–77.
Ding Wenqin, Mao Hanping, Hu Jianping, et al. Structure design and simulation analysis on the plug seedlings auto-transplanter

- [J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2011(10):75-77. (in Chinese)
- 4 伊藤尚胜,清水修一,和田俊郎,等. 移植机:中国,ZL99118740.7[P]. 2000-05-03.
- 5 徐丽明,张铁中,史志清. 玉米自动移栽机取苗机械的设计[J]. *中国农业大学学报*,2000,5(4):58-60.
- 6 Tian Subo, Qiu Lichun. Design on plug seedling automatic transplanter in greenhouse[C] // 2011 International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering. Guangzhou: Equipment Manufacturing Technology and Automation, 2011:586-589.
- 7 惠东志. 烟草自动移栽机取苗机构设计与试验研究[D]. 长沙:湖南农业大学,2010.
Hui Dongzhi. Design and research on the picking seedling machinery of tobacco auto-transplanter [D]. Changsha: Hunan Agricultural University,2010. (in Chinese)
- 8 俞高红,刘炳华,赵匀,等. 椭圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗自动移栽机构的运动机理分析[J]. *农业机械学报*,2011,42(4):53-57.
Yu Gaohong, Liu Binghua, Zhao Yun, et al. Kinematic principle analysis of transplanting mechanism with planetary elliptic gears in automatic vegetable transplanter[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(4): 53-57. (in Chinese)
- 9 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和实验[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(5): 45-48.
- 10 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 gears[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(3): 81-84. (in Chinese)
- 11 赵匀,黄巨明,张国凤,等. 变形椭圆齿轮分插机构运动分析与优化[J]. *农业机械学报*, 2011,42(4):48-52.
Zhao Yun, Huang Juming, Zhang Guofeng, et al. Kinematic analysis and optimization of transplanting mechanism with deformable elliptic gears transmission [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(4): 48-52. (in Chinese)
- 12 和丽,许纪倩,周娜,等. 非圆齿轮行星轮系分插机构运动分析[J]. *农业机械学报*, 2007,38(12):74-77.
He Li, Xu Jiqian, Zhou Na, et al. Kinematics analysis of transplanting mechanism with non-circular planetary gears [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(12): 74-77. (in Chinese)
- 13 李革,赵匀,俞高红. 椭圆齿轮行星系分插机构的机理分析和计算机优化[J]. *农业工程学报*,2000,16(4):78-81.
Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptic gears[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2000, 16(4): 78-81. (in Chinese)
- 14 Xie Jin, Tan Jieqing. Quasi-cubic B-spline curves by trigonometric polynomials[J]. *Journal of Information and Computational Science*, 2010, 7(6):1215-1222.
- 15 李学艺,王钊,连小珉,等. 基于周期性延伸的三次B样条闭曲线插值[J]. *农业机械学报*,2009,40(12):251-254.
Li Xueyi, Wang Zhao, Lian Xiaomin, et al. Interpolation of cubic B-spline closed curve based on periodic extension [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(12):251-254. (in Chinese)

Seedling Pick-up Mechanism of Planetary Gear Train with Two-order General Non-circular Gears

Zhao Xiong^{1,2} Chen Jianneng¹ Yang Maoxiang¹ Zhao Yun¹

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

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

Abstract: In order to meet the requirements of dryland pot seeding transplanting mechanism, which need to achieve ideal “olecranon shaped” track, a continuous transmission seedling pick-up mechanism of planetary gear train with second-order general non-circular gears was proposed so as to achieve the seedlings claw periodic secondary unequal amplitude swing. The curve fitting method was utilized to build free transmission function, and a mathematical model about non-constant velocity drive of mechanisms was established, The mechanism analysis software was compiled, and the transmission ratio functions and mechanism parameters were determined to manufacture the seedlings transplanting mechanism. The high speed video test was carried out, The results showed that the seedlings test trajectory could agree well with theoretical calculations. The depth of taking seedlings was deeper than 35mm, and the scoop of pot was less than 5mm. The posture of seedlings claw met the job requirements during plunging into pot and quitting pot process.

Key words: Seedling transplanter Seedling pick-up mechanism Non-circular gear Planetary gear train Curve fitting