

# 蔬菜钵苗移栽机取苗臂凸轮机构的设计与试验

叶秉良<sup>1,2</sup>, 李 丽<sup>1,2</sup>, 俞高红<sup>1,2\*</sup>, 刘 安<sup>1,2</sup>, 蔡 迪<sup>1,2</sup>

(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:** 采用解析法对蔬菜钵苗移栽机取苗臂凸轮机构进行了详细设计, 以解决目前机构推苗作业时间长、速度慢而影响推苗成功率的问题。根据移栽机取苗和推苗作业时取苗针的运动要求, 以及取苗臂的结构尺寸, 建立凸轮机构设计的数学模型, 优化凸轮推程运动角, 进而得到凸轮实际轮廓曲线, 进行了机构的运动及压力角分析。建立取苗机构的三维实体模型, 制造出其物理样机, 采用 ADAMS 软件进行虚拟样机运动仿真, 开展高速摄像运动试验。仿真结果和试验结果基本一致, 表明改进设计是正确和合理的, 同时比较改进设计结果和原设计结果可知, 所设计的凸轮机构能够满足蔬菜钵苗移栽的要求, 且试验推苗时间比原设计有效缩短了 27.9%, 有助于提高推苗成功率和蔬菜钵苗移栽机的工作性能。

**关键词:** 农业机械; 移栽; 设计; 蔬菜钵苗移栽机; 凸轮机构

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2014.08.003

中图分类号: S223.94

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2014)-08-0021-09

叶秉良, 李 丽, 俞高红, 等. 蔬菜钵苗移栽机取苗臂凸轮机构的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(8): 21-29.

Ye Bingliang, Li Li, Yu Gaohong, et al. Design and test on cam mechanism of seedling pick-up arm for vegetable transplanter for pot seedling[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(8): 21-29. (in Chinese with English abstract)

## 0 引 言

蔬菜钵苗自动取苗机构是影响蔬菜钵苗移栽机自动工作性能的关键机构<sup>[1-4]</sup>。而在取苗机构中, 取苗臂凸轮机构是有效完成取苗和推苗作业并具有较高推苗成功率的核心机构。凸轮的轮廓曲线直接影响推苗开始时间以及推苗时间的长短。如果推苗时间过长, 在推苗阶段就不能将蔬菜钵苗有效地推入与取苗机构相配套的植苗机构中, 影响到推苗和植苗的成功率。本课题组近些年来研制了椭圆齿轮行星系、椭圆-不完全非圆行星系和偏心齿轮-非圆齿轮行星系等多种取苗机构, 并发表了关于这些取苗机构的运动建模与仿真、参数优化及相关试验研究等论文<sup>[5-8]</sup>, 但均未对取苗臂中的凸轮机构的设计进行系统研究。目前蔬菜钵苗移栽机的取苗臂凸轮机构都采用图解法设计, 虽然直观形象、设计简

单, 但机构运动精度较低<sup>[9-11]</sup>。而且在前期开展的取苗试验中发现这些取苗机构都不同程度地存在推苗时间较长、推苗速度较慢而影响推苗成功率的问题。而推苗时间和推苗速度主要由凸轮机构决定, 因此本文拟采用解析法对取苗臂中的凸轮机构进行详细设计。根据移栽机取苗和推苗作业对取苗针所提出的运动要求, 以及取苗臂的结构尺寸, 建立取苗臂凸轮机构设计的数学模型, 优选从动件运动规律, 采用穷举法对凸轮推程运动角进行优化, 利用 MATLAB 编程计算得到凸轮的理论和实际廓形曲线。最后, 建立取苗机构的三维实体模型, 采用 ADAMS 软件进行虚拟样机运动仿真, 制造出机构物理样机, 开展高速摄像运动试验, 验证凸轮设计的正确性和合理性。

## 1 取苗臂凸轮机构的结构特点与工作原理

以其中一种蔬菜钵苗取苗机构——椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构<sup>[5]</sup>为例。如图 1 所示, 该取苗机构由不完全非圆齿轮(太阳轮), 4 个全等的椭圆齿轮, 凸锁止弧, 凹锁止弧, 行星架和 2 个取苗臂组成。与行星轮固结的取苗臂一方面随行星架逆时针转动, 另一方面相对于行星架作非匀速转动, 在这 2 种运动的合成下, 取苗臂尖点 K 形成轨迹 MNOPQ, 如图 1a 所示。

取苗臂的工作原理<sup>[12-14]</sup>如图 1b 所示, 凸轮与

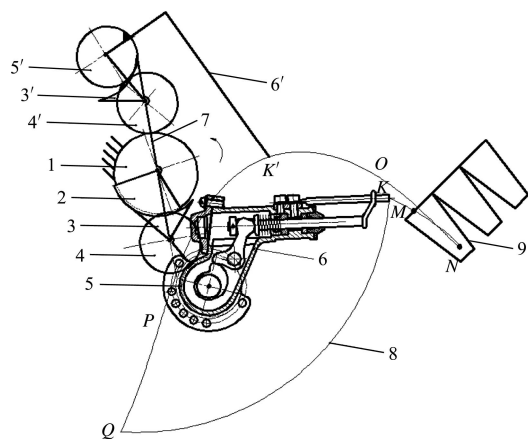
收稿日期: 2013-12-05 修订日期: 2014-03-19

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA10A504); 国家自然科学基金项目(51175477); 浙江省自然科学基金项目(Y1110691); 浙江理工大学“521 人才培养计划”项目; 浙江理工大学科研创新团队专项项目

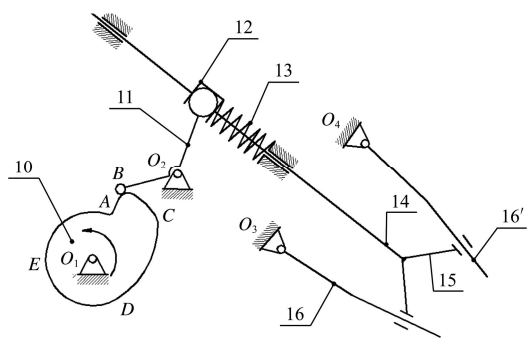
作者简介: 叶秉良(1972—), 男, 博士, 副教授。主要从事农业种植机械设计与机构学的研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: zist\_ybl@zstu.edu.cn

\*通信作者: 俞高红(1975—), 男, 博士, 教授, 博士生导师。主要从事农业种植机械设计与机构学的研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: yugh@zstu.edu.cn

齿轮箱体固联在一起,随着箱体绕中心轴转动,凸轮 10 的运动通过拨叉 11、滑块 12 转变为推苗杆 14 的移动,继而通过推苗爪 15 的移动控制取苗针 16、16' 的摆动,从而使取苗针夹紧与张开,实现取苗与推苗作业。



a. 蔬菜钵苗取苗机构传动简图  
a. Movement sketch of vegetable seedling pick-up mechanism



b. 取苗臂运动方案图  
b. Movement sketch of seedling pick-up arm

1. 不完全非圆齿轮 2. 凸锁止弧 3, 3'. 凹锁止弧 4, 4'. 中间椭圆齿轮 5, 5'. 行星椭圆齿轮 6, 6'. 取苗臂 7. 齿轮箱体 8. 取苗轨迹 9. 钵苗盘 10. 凸轮 11. 拨叉 12. 滑块 13. 弹簧 14. 推苗杆 15. 推苗爪 16, 16'. 取苗针

1. Incomplete non-circular gear 2. Convex locking arc 3, 3'. Concave locking arc 4, 4'. Intermediate elliptical gear 5, 5'. Planetary elliptical gear 6, 6'. Seedling pick-up arm 7. Gear box 8. Seedling pick-up path 9. Seedling tray 10. Cam 11. Fork 12. Slider 13. Spring 14. Seedling-push lever 15. Seedling-push claw 16, 16'. Seedling pick-up needle

注: 齿轮箱体逆时针转动;  $K, K'$  为取苗针尖点;  $M, N, O, P, Q$  为取苗针尖点轨迹;  $A, B, C, D, E$  为凸轮轮廓线。  
Note: Rotation direction of the gear box is counterclockwise;  $K, K'$  is cusp of seedling pick-up needle;  $M, N, O, P, Q$  is the path of seedling pick-up needle;  $A, B, C, D, E$  is cam profile.

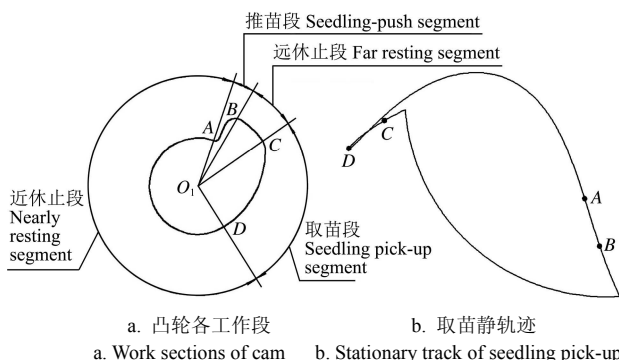
图 1 蔬菜钵苗取苗机构简图

Fig.1 Sketch of seedling pick-up arm for vegetable seedling transplanter

在取苗机构逆时针转动过程中,取苗臂相对于齿轮箱体顺时针转动。根据取苗和推苗作业要求,凸轮运动相应地分为如图 2 所示的工作段。

推苗段  $AB$ : 当拨叉与凸轮轮廓  $A$  点接触时推苗开始,此时拨叉绕  $O_2$  顺时针摆动,带动推苗杆

向下滑动,推苗爪使 2 取苗针快速张开;到达  $B$  点时推苗结束,此时 2 取苗针张开距离最大。



a. 凸轮各工作段 b. 取苗静轨迹

a. Work sections of cam b. Stationary track of seedling pick-up

注:  $A$  推苗开始点;  $B$  推苗结束点;  $C$  取苗开始点;  $D$  取苗结束点。  
Note:  $A$  is the starting point of pushing seedling;  $B$  is the end point of pushing seedling;  $C$  is the starting point of picking seedling;  $D$  is the end point of picking seedling.

图 2 凸轮工作段及在静轨迹上对应的位置

Fig.2 Work sections of cam and corresponding location on stationary track

远休止段  $BC$ : 在此阶段, 2 取苗针间距离一直保持最大, 在推苗爪不与钵盘产生干涉的前提下, 2 取苗针以最大张口插入钵盘, 以夹住大体积的钵苗基质, 提高取苗成功率。

取苗段  $CD$ : 从  $C$  点开始推苗杆在弹簧的作用下逐渐向上滑动, 2 取苗针间距离逐渐减小, 当取苗针到达钵盘最深处时拨叉运动到凸轮  $D$  点位置, 此时拨叉和凸轮脱离接触, 在弹簧的作用下推苗杆迅速上升到极限位置, 取苗针瞬时夹紧钵体。

近休止段  $DA$ : 从  $D$  点开始拨叉和凸轮无接触, 取苗针在夹紧钵体后将钵苗从穴盘中取出并随着取苗臂一起相对于齿轮箱体顺时针转动, 拨叉相对于取苗臂没有运动, 而当凸轮继续随着齿轮箱体逆时针转动, 拨叉与凸轮轮廓上的  $A$  点再次接触后, 凸轮又开始进入推苗段, 拨叉相对于取苗臂摆动, 进行下一次推苗作业。

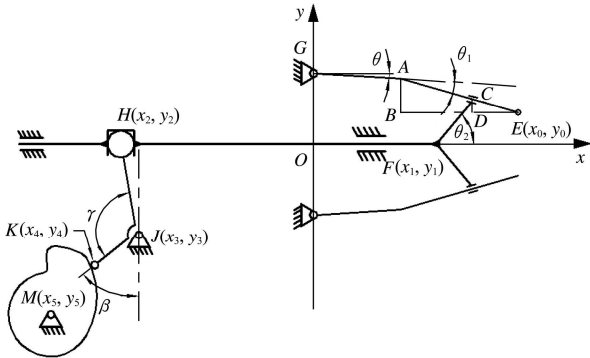
## 2 凸轮机构的设计

本文采用解析法设计取苗臂凸轮机构, 其基本思路: 根据取苗臂运动要求及其结构尺寸, 建立凸轮机构设计的数学模型, 确定凸轮基圆半径  $r_0$ , 拨叉最大摆角  $\Psi_m$ , 以及拨叉摆动中心到凸轮转动中心的距离  $L_{JM}$ , 摆动杆长  $L_{JK}$  等基本参数, 再综合考虑凸轮的运动要求 (是否失真)、压力角 (小于许用值)、冲击等因素, 得到满足要求的凸轮轮廓曲线<sup>[15-17]</sup>。

### 2.1 确定凸轮机构基本参数

根据取苗臂的结构, 建立图 3 所示直角坐标系。图 3 中的已知参数见表 1, 变量为角度  $\theta$ 、 $\beta$ 、点

$(x_0, y_0)$  等。由 2 取苗针间距离最小位置和最大位置 (即图 3 中  $E$  点的最高位置和最低位置) 求出凸轮转动中心到廓线上点的距离  $R$  和角度  $\beta$  的变化范围, 进而求出  $r_0$ 、 $\Psi_m$ 。具体计算过程如下:



注:  $E(x_0, y_0)$  取苗针尖点;  $F(x_1, y_1)$  推苗爪与推苗杆连接点;  $H(x_2, y_2)$  滑块中心;  $J(x_3, y_3)$  拨叉摆动中心;  $K(x_4, y_4)$  滚子中心;  $M(x_5, y_5)$  凸轮转动中心;  $\theta$  取苗针  $AG$  段与  $x$  方向夹角, ( $^\circ$ );  $\theta_1$  取苗针  $AE$  段与  $x$  方向夹角, ( $^\circ$ );  $\theta_2$  推苗爪与  $x$  水平方向夹角, ( $^\circ$ );  $\beta$  拨叉  $JK$  段与  $y$  方向夹角, ( $^\circ$ );  $\gamma$  拨叉拐角, ( $^\circ$ )。

Note:  $E(x_0, y_0)$  is the cusp of seedling pick-up needle;  $F(x_1, y_1)$  is the connection point between seedling-push claw with seedling-push lever;  $H(x_2, y_2)$  is the center of slider;  $J(x_3, y_3)$  is the swing center of fork;  $K(x_4, y_4)$  is the center of roller;  $M(x_5, y_5)$  is the rotating center of cam;  $\theta$  is the angle between  $AG$  segment with  $x$ -direction, ( $^\circ$ );  $\theta_1$  is the angle between  $AE$  segment with  $x$ -direction, ( $^\circ$ );  $\theta_2$  is the angle between seedling-push claw with  $x$ -direction, ( $^\circ$ );  $\beta$  is the angle between  $JK$  segment with  $y$ -direction, ( $^\circ$ );  $\gamma$  is the corner angle of fork, ( $^\circ$ ).

图 3 取苗臂

Fig.3 Seedling pick-up arm

表 1 取苗臂各结构尺寸

Table 1 Structure dimensions of seedling pick-up arm

参数 Parameters	数值 Values	参数 Parameters	数值 Values	参数 Parameters	数值 Values
$L_{AG}/\text{mm}$	36	$L_{HJ}/\text{mm}$	26.5	$x_5/\text{mm}$	-61.5
$L_{AE}/\text{mm}$	40.3	$L_{JK}/\text{mm}$	13.6	$y_5/\text{mm}$	-45
$L_{CF}/\text{mm}$	11.5	$L_{JM}/\text{mm}$	28.3	$\theta_1/(\text{^\circ})$	7
$L_{OG}/\text{mm}$	17.5	$x_3/\text{mm}$	-41.5	$\theta_2/(\text{^\circ})$	57.7
$L_{HF}/\text{mm}$	90	$y_3/\text{mm}$	-25	$\gamma/(\text{^\circ})$	72

如图 3, 根据几何关系得到点  $E(x_0, y_0)$  坐标方程:

$$\begin{cases} x_0 = L_{AG} \cos \theta + L_{AE} \cos(\theta + \theta_1) \\ y_0 = L_{OG} - L_{AG} \sin \theta - L_{AE} \sin(\theta + \theta_1) \end{cases} \quad (1)$$

由式 (1) 推导可得:

$$x_0 = \sqrt{[L_{AG} + L_{AE} \cos(\theta + \theta_1)]^2 + (L_{AE} \sin \theta_1)^2 - (L_{OG} - y_0)^2} \quad (2)$$

分析  $AE$  和  $CF$  段, 根据几何关系推导出点  $F(x_1, y_1)$  的坐标方程:

$$\begin{cases} x_1 = L_{AG} \cos \theta + L_{AE} \cos(\theta + \theta_1) - L_{ED} - L_{CF} \cos \theta_2 \\ y_1 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

其中:

$$L_{ED} = \frac{L_{EB} L_{CD}}{L_{AB}} = \frac{L_{AE} \cos(\theta + \theta_1)(L_{CF} \sin \theta_2 - y_0)}{L_{AE} \sin(\theta + \theta_1)} \quad (4)$$

推导出点  $H(x_2, y_2)$  的坐标方程:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 - L_{HF} \\ y_2 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

分析  $HJ$  和  $JK$  段, 根据几何关系得到点  $K(x_4, y_4)$  的坐标方程:

$$\begin{cases} x_4 = x_3 - L_{JK} \sin \beta \\ y_4 = y_3 - L_{JK} \cos \beta \end{cases} \quad (6)$$

其中,

$$\beta = 180 - \gamma - \arcsin \frac{|x_2 - x_3|}{L_{HJ}} \quad (7)$$

滚子中心  $K(x_4, y_4)$  到凸轮转动中心  $M(x_5, y_5)$  的距离:

$$R = \sqrt{(x_4 - x_5)^2 + (y_4 - y_5)^2} \quad (8)$$

采用的蔬菜钵苗盘上口规格为  $32 \text{ mm} \times 32 \text{ mm}$ , 为避免取苗作业时, 取苗针开始进入钵苗盘时与钵苗盘产生干涉, 确定 2 取苗针间最大距离为  $24 \text{ mm}$ 。再根据取苗时需夹住带土钵苗和取苗试验的情况, 确定取苗针夹紧时 2 取苗针间最小距离为  $10 \text{ mm}$ , 因此, 可得到取苗针在最大距离和最小距离时, 对应的  $y_0$  值分别为  $y_{0\max} = 12 \text{ mm}$ ,  $y_{0\min} = 5 \text{ mm}$ , 进而根据上述所建立的数学方程分别求出一组  $\beta$  和  $R$  值, 分别记为  $\beta_1$  和  $R_1$ ,  $\beta_2$  和  $R_2$ 。  $R_1$  和  $R_2$  中较小的值即为凸轮的基圆半径  $r_0 = 15.3 \text{ mm}$ 。  $\beta_1 - \beta_2$  的值即为拨叉最大摆角  $\Psi_m = 55^\circ$ 。

## 2.2 凸轮机构轮廓曲线设计

### 2.2.1 凸轮从动件运动规律的选择

凸轮的轮廓形状取决于从动件的运动规律, 选取合适的从动件运动规律是设计出合理的凸轮轮廓曲线的关键。蔬菜移栽机工作状态为高速轻载, 在选择拨叉推程和回程阶段的运动规律时, 除了要考虑拨叉的运动要求外, 还需要考虑拨叉瞬时角加速度突变情况, 避免因突变而产生冲击, 提高机构的使用寿命。

本文选择五次多项式运动规律和正弦加速度运动规律进行比较确定较佳运动规律<sup>[18-19]</sup>。根据移栽时取苗和推苗过程平稳、冲击小, 设初始点角位移、角速度、角加速度为 0 和摆动最高点的角位移为  $\Psi_m$ , 角速度、角加速度为 0, 得出五次多项式 6 个待定系数, 进而得到五次多项式运动规律  $\Psi = \Psi(\varphi)$ 、 $\Psi' = \Psi'(\varphi)$ , 然后对  $\varphi$ 、 $\varphi'$  求导得出拨叉的角加速度方程。

推程:

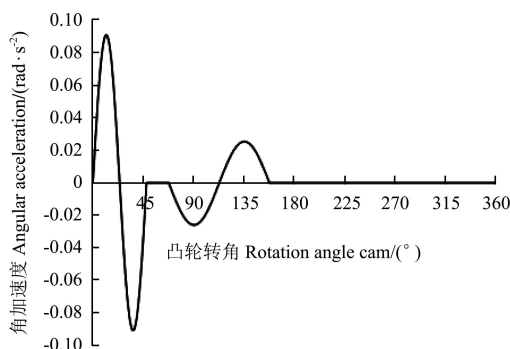
$$\frac{d^2 \Psi}{d\varphi^2} = \frac{60\Psi_m}{\Phi^2} \left( \left( \frac{\varphi}{\Phi} \right) - 3 \left( \frac{\varphi}{\Phi} \right)^2 + 2 \left( \frac{\varphi}{\Phi} \right)^3 \right) \quad (9)$$

回程:

$$\frac{d^2\psi}{d\varphi'^2} = -\frac{60\psi_m}{\Phi'^2} \left( \left( \frac{\varphi'}{\Phi'} \right) - 3 \left( \frac{\varphi'}{\Phi'} \right)^2 + 2 \left( \frac{\varphi'}{\Phi'} \right)^3 \right) \quad (10)$$

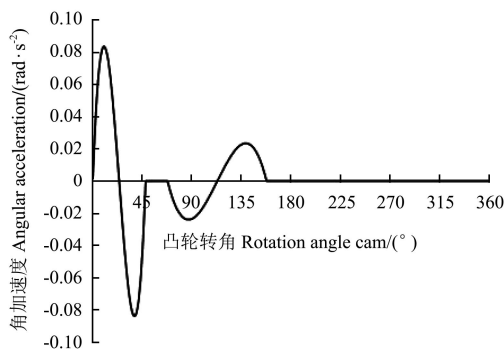
式中,  $\varphi$  为推程段凸轮转角, ( $^\circ$ );  $\varphi'$  为回程段凸轮转角, ( $^\circ$ );  $\psi$  为拨叉摆角, ( $^\circ$ );  $\Phi$  为凸轮推程运动角, ( $^\circ$ );  $\Phi'$  为凸轮回程运动角, ( $^\circ$ )。

利用 MATLAB 编程得到拨叉角加速度变化曲线如图 4 所示。比较图 4a 和 4b 可知: 在推程和回程阶段, 采用五次多项式运动规律, 拨叉的最大瞬时角加速度变化值比正弦加速度运动规律的要低, 因此, 凸轮机构推程和回程阶段的从动件运动规律均采用五次多项式运动规律。



a. 正弦加速度

a. Sinusoidal acceleration



b. 五次多项式

b. Quintic polynomial

图 4 拨叉角加速度变化曲线图

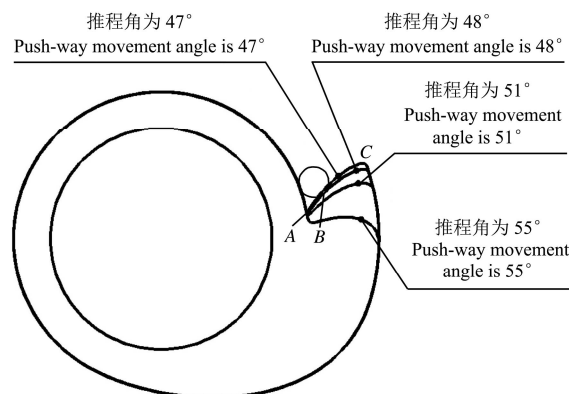
Fig.4 Angular acceleration curves

### 2.2.2 凸轮推程运动角的优化

为缩短推苗时间, 需减小凸轮推程运动角, 这是改进优化的核心所在。椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构凸轮机构原设计方案各过程运动角为: 推程运动角  $55^\circ$ , 远休止角  $13^\circ$ , 回程运动角为  $90^\circ$ , 近休止角为  $202^\circ$ 。要保证取苗机构顺利完成取苗, 回程运动角与近休止角之和需保持不变, 意即推程运动角与远休止角之和也应不变。此外, 从运动要求和加工及磨损的实际经验考虑, 选用  $r_C=3\text{ mm}$  滚子。进而根据基圆半径  $r_0$ , 摆动杆长  $L_{JK}$ , 摆动中心到凸轮转动中心的距离  $L_{JM}$ , 滚子半

径  $r_G$ , 从动件运动规律  $\psi = \psi(\varphi)$  ( $\varphi$  为凸轮角位移), 建立以凸轮回转中心  $O$  为坐标原点, 凸轮回转中心与摆杆摆动中心连线为  $x$  轴正向建立右手直角坐标系, 得到理论、实际轮廓曲线数学方程<sup>[19]</sup>。

本文采用穷举法优化推程运动角, 凸轮推程运动角从  $55^\circ$  开始依次减小直到  $47^\circ$ , 根据凸轮实际轮廓曲线和压力角的变化情况确定较优值。如图 5 所示, 当推程运动角越来越小时  $AB$  段局部失真出现尖角, 但在实际工作时滚子与该段轮廓线没有接触, 不影响推苗运动, 可把该段尖角修成半径为  $1.5\text{ mm}$  的圆角, 故可不考虑  $AB$  段的失真问题<sup>[20-21]</sup>。当推程运动角减小到  $47^\circ$  时, 凸轮实际轮廓曲线  $C$  处的曲率半径只有  $0.2\text{ mm}$ , 不仅难加工、易磨损, 而且随着推程运动角的减小推程轮廓曲线变得越来越陡峭, 推程压力角最大值越来越大, 导致压力角局部超过许用值。因推程运动角为  $48^\circ$  的凸轮机构推程压力角 (推程有效段压力角为  $0 \sim 47^\circ$ , 见图 6a) 都在许用压力角范围内且  $C$  处的曲率半径为  $0.5\text{ mm}$ , 较为合理, 故选用凸轮推程运动角  $48^\circ$  作为优化结果。此结果比图解法的减小了  $7^\circ$ , 表明解析法设计的凸轮机构有效减小了凸轮推程运动角, 缩短了推苗时间。



注:  $A$  为理论推程起点;  $B$  为实际推程过程滚子与凸轮接触起点;  $C$  为推程有效段曲率半径最小点。

Note:  $A$  is the starting point for theoretical push-way movement;  $B$  is the starting touching point with cam for actual push-away movement;  $C$  is the point of minimum curvature radius of effective segment for push-away movement.

图 5 凸轮在不同推程运动角下的实际轮廓曲线

Fig.5 Actual cam profile curves at different angles to push-away movement

### 2.2.3 凸轮机构压力角分析

凸轮机构压力角:

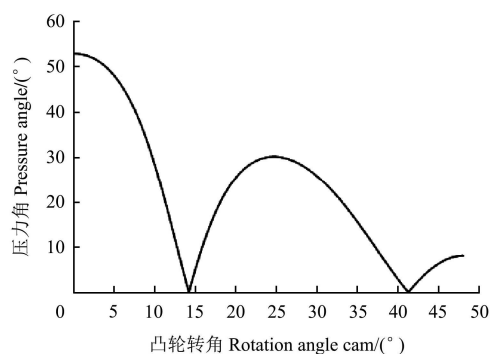
$$\tan \alpha = \frac{\left| \eta \delta L_{JK} \frac{d\psi}{d\varphi} + L_{JM} \cos(\psi_0 + \psi) - L_{JK} \right|}{L_{JM} \sin(\psi_0 + \psi)} \quad (11)$$

式中:  $\alpha$  为凸轮压力角, ( $^\circ$ );  $\eta$ 、 $\delta$  为正负号标记。当凸轮机构逆时针旋转  $\eta=-1$ ; 推程时拨叉顺时针

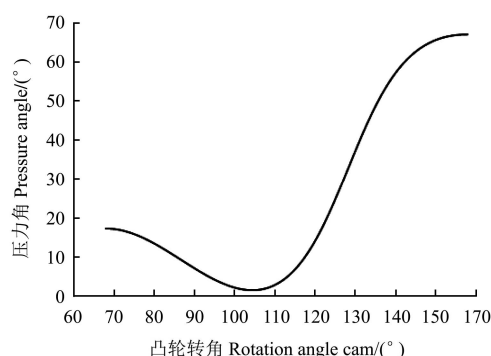
摆动  $\delta=1$ ，回程时拨叉逆时针摆动  $\delta=-1$ 。 $\Psi_0$  为拨叉摆动初始角（其初始位置为凸轮推程起始点），其值计算如下：

$$\psi_0 = \arccos \frac{L_{JM}^2 + L_{JK}^2 - r_0^2}{2L_{JM}L_{JK}} \quad (12)$$

利用 MATLAB 编程绘制压力角曲线图，推程和回程压力角曲线分别如图 6a 和 6b 所示。



a. 推程压力角  
a. Push-way pressure angle



b. 回程压力角  
b. Return-way pressure angle

图 6 推程、回程压力角曲线图

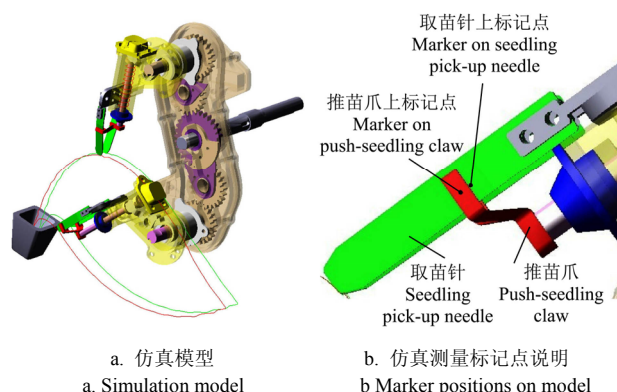
Fig.6 Pressure angle curves of push-way and return-way

查手册可知<sup>[22]</sup>，摆动从动件推程许用压力角  $\alpha$  一般取  $40^\circ \sim 50^\circ$ ；对于力锁合式凸轮机构，由于从动件回程通常由弹簧等外力驱动，故回程许用压力角  $\alpha'$  可取  $70^\circ \sim 80^\circ$ 。图 6a 推程阶段凸轮转过  $0 \sim 5^\circ$  时压力角超过了许用压力角，这是由于  $0 \sim 5^\circ$  时局部尖角所致，但滚子与此段轮廓线不接触可不予考虑，则实际推程有效段最大压力角为  $47^\circ$ ，满足许用压力角条件。图 6b 回程压力角也满足许用条件。

### 3 凸轮机构运动仿真

为了验证解析法设计的取苗机构在推苗时间上减小的情况，根据凸轮参数以及取苗臂机构尺寸设计出拨叉，并采用 UG 建立了取苗机构的三维实体模型，再导入到 ADMAS 进行虚拟样机仿真<sup>[23-24]</sup>，如图 7a 所示。

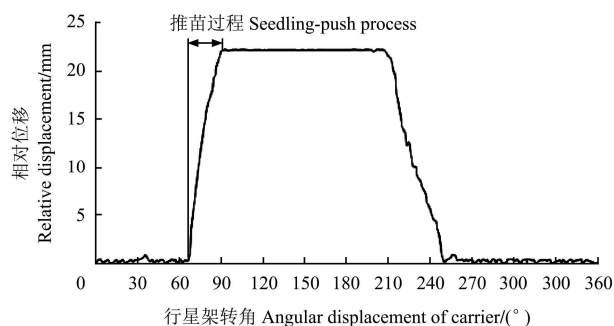
仿真时取苗机构顺时针转动，在转动 1 周过程中，测量推苗爪上标记点与取苗针上标记点（具体位置如图 7b 所示）的相对位移变化曲线，改进后与改进前仿真结果分别如图 8a 和 8b 所示。图 8a 所示，行星架从初始位置顺时针转动  $67^\circ$  后推苗爪开始推苗，转到  $91^\circ$  时推苗结束。而图 8b 所示，行星架从初始位置顺时针转动  $67^\circ$  后推苗爪开始推苗，转到  $100^\circ$  时推苗结束。由此可知，取苗机构采用解析法设计的凸轮机构，推苗时间比采用图解法的有效缩短了 27.3%。



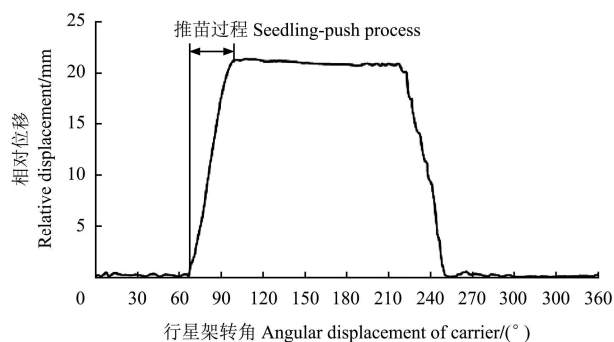
注：图中线为取苗臂上标记点的运动轨迹。  
Note: Lines in figure show path of marker on seedling pick-up arm.

图 7 蔬菜钵苗取苗机构运动仿真

Fig.7 Simulation of vegetable seedling pick-up mechanism



a. 改进后仿真结果  
a. Simulation result of improved cam



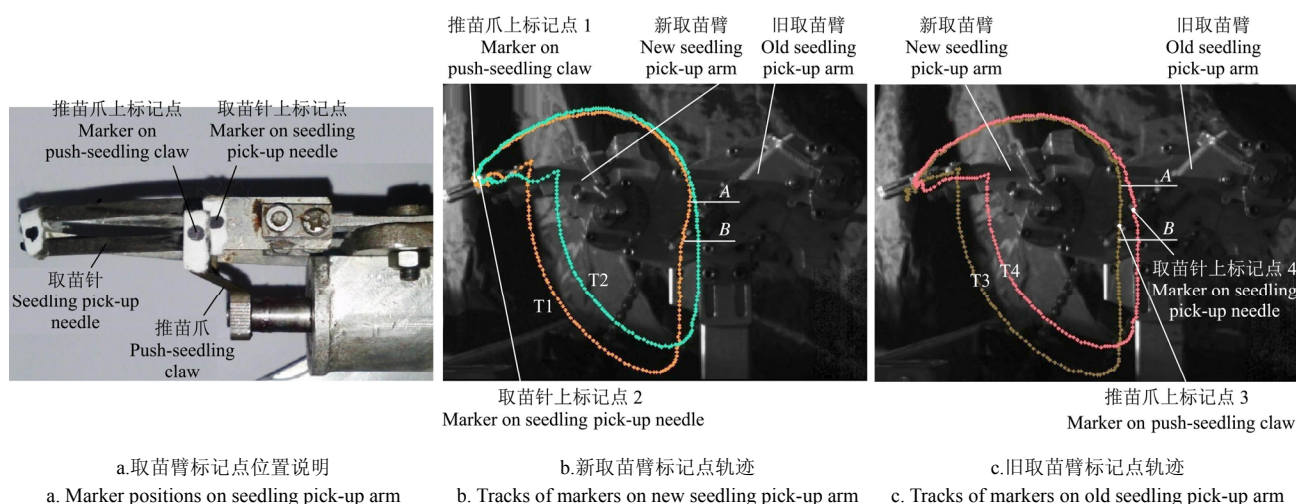
b. 改进前仿真结果  
b. Simulation result of original cam

图 8 推苗爪上标记点与取苗针上标记点的相对位移变化曲线  
Fig.8 Relative displacement curves of points on push-seeding claw and pick-seeding needle

## 4 高速摄像运动试验

为了进一步验证解析法设计的取苗机构推苗时间减小的情况,在已有的物理样机上,将新加工的凸轮和拨叉替换到其中一个取苗臂上,并分别在新、旧取苗臂相同位置上贴标记点(具体位置如图 9a 所示),标记点的大小以图像分析时便于拾取为宜。新取苗臂上推秧爪与取苗针的标记点分别为标记点 1、2,旧取苗臂上推秧爪与取苗针的标记点分别为标记点 3、4。此外需合理放置高速摄像机、调节摄像机焦距,放置位置以摄像头正对取苗机构侧面为宜,调节焦距以能拍摄到取苗机构旋转一周的过程为宜。试验时取苗机构以 40 r/min 的角速度顺时针转动,利用高速摄像机拍摄取苗机构运动过程<sup>[25-27]</sup>,

摄像频率为 500 帧/s,并用 Blaster's MAS 图像分析软件交互式人工辅助绘制出推苗爪标记点和取苗针标记点的运动轨迹,如图 9b 和 9c 所示。图 9b 和 9c 中 AB 为推苗过程,对比该段看出 9b 中 AB 段比 9c 中的短,表明改进后的凸轮机构缩短了推苗时间。进一步绘制新、旧取苗臂推苗爪上标记点与取苗针上标记点的相对位移变化曲线,结果分别如图 10a 和 10b 所示。图 10a 所示,行星架从初始位置顺时针转动 68.5°后推苗爪开始推苗,转到 93°时推苗结束。而图 10b 所示,行星架从初始位置顺时针转动 68°后推苗爪开始推苗,转到 102°时推苗结束。试验表明取苗机构采用解析法设计的凸轮机构,推苗时间比采用图解法的有效缩短了 27.9%。



注: T1 为新取苗臂上标记点 1 的运动轨迹; T2 为新取苗臂上标记点 2 的运动轨迹; T3 为旧取苗臂上标记点 3 的运动轨迹; T4 为旧取苗臂上标记点 4 的运动轨迹; A 为推苗开始点; B 为推苗结束点。

Note: T1 is the path of first marker on new seedling pick-up arm; T2 is the path of the second marker on new seedling pick-up arm; T3 is the path of the third marker on old seedling pick-up arm; T4 is the path of the fourth marker on old seedling pick-up arm; A is the starting point of seedling-push; B is the end point of seedling-push.

图 9 取苗臂推苗爪上标记点和取苗针上标记点轨迹

Fig.9 Paths of markers on seedling-push claw and seedling pick-up needle of seedling pick-up arm

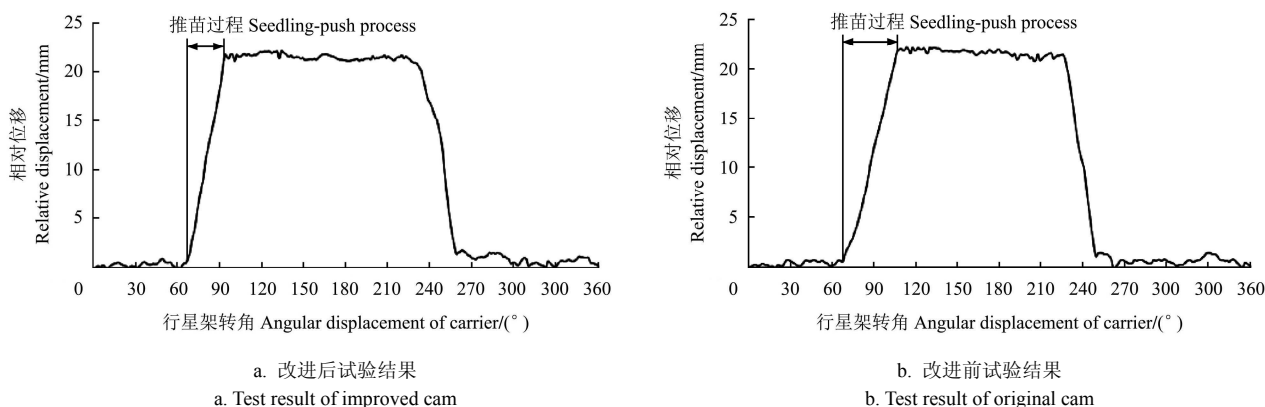


图 10 推苗爪上标记点与取苗针上标记点的相对位移变化曲线

Fig.10 Relative displacement curves of points on seedling-push claw and seedling pick-up needle



将试验结果与仿真结果进行比较, 试验的推苗段与仿真的推苗段基本吻合, 推苗时间上稍有延迟。产生误差的主要原因: 1) 凸轮推程轮廓曲线加工误差; 2) 链传动紧边、松边产生的相位误差和齿轮间隙产生的相位误差; 3) 凸轮初始位置安装误差; 4) 利用 Blaster's MAS 图像分析软件时, 标记点因反光无法看清楚而导致拾取误差。

## 5 结 论

1) 根据取苗机构的工作要求, 采用解析法对取苗臂凸轮机构进行了改进设计, 使凸轮机构在减小冲击、传力性能好的前提下, 不仅能够满足取苗和推苗工作的运动要求, 也使推程运动角减小了  $7^\circ$ , 缩短了推苗时间。

2) 将设计好的凸轮机构应用于取苗机构, 构建机构虚拟样机, 利用 ADMAS 进行运动仿真; 制造出机构物理样机, 利用高速摄像和视频处理技术开展运动学特性测试试验。仿真结果和试验结果表明采用解析法设计的凸轮机构推苗时间比采用图解法的分别有效缩短了 27.3% 和 27.9%。这同时也表明了解析法设计的凸轮机构是正确和合理的, 改进设计是成功的。

### [参 考 文 献]

- [1] 王君玲, 高玉芝, 李成华. 蔬菜移栽生产机械化的现状与发展方向[J]. 农机化研究, 2004(2): 42—43.
- [2] Konosuke Tsuga. Development of fully automatic vegetable transplanter[J]. Japan Agricultural Research Quarterly, 2000, 34(1): 21—28.
- [3] 李建桥, 张国凤, 陈建能, 等. 钵苗有序移栽机构的研究进展及应用展望[J]. 农机化研究, 2008(2): 1—5.  
Li Jianqiao, Zhang Guofeng, Chen Jianneng, et al. Developments and prospects of application of the ordered throwing mechanism for plotted rice-seedling[J]. Agricultural Mechanization Research, 2008(2): 1—5. (in Chinese with English abstract)
- [4] 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [5] 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]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 62—68.  
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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 62—68. (in Chinese with English abstract)
- [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 with English abstract)
- [7] 俞高红, 孙良, 赵匀. 混合齿轮行星系分插机构的人机交互参数优化[J]. 农业机械学报, 2008, 39(2): 47—50.  
Yu Gaohong, Sun Liang, Zhao Yun. Parameters optimization based on human-computer conversation of transplanting mechanism with planetary spur gears and elliptical gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(2): 47—50. (in Chinese with English abstract)
- [8] 叶秉良, 俞高红, 陈志威, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星系取苗机构的运动学建模与参数优化[J]. 农业工程学报, 2011, 27(12): 7—12.  
Ye Bingliang, Yu Gaohong, Chen Zhiwei, et al. Kinematics modeling and parameters optimization of seedling pick-up mechanism of planetary gear train and non-circular gear[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(12): 7—12. (in Chinese with English abstract)
- [9] 贺炜, 曹巨江, 杨芙莲, 等. 我国凸轮机构研究的回顾与展望[J]. 机械工程学报, 2005, 41(6): 1—6.  
He Wei, Cao Jujiang, Yang Fulian, et al. Review of research of cam mechanisms in China[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(6): 1—6. (in Chinese with English abstract)
- [10] 张婉云, 陆颖荣, 梁冬青, 等. 图解法与解析法设计凸轮机构的精度对比[J]. 机械与电气, 2011, 155(10): 56—58.
- [11] 常勇, 杨富富. 作平面运动滚子从动件盘形凸轮机构的第 II 类机构综合问题[J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 35—41.  
Chang Yong, Yang Fufu. Second mechanism synthesis task of disc cam mechanisms with roller follower moving in planar general motion[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 35—41. (in Chinese with English abstract)
- [12] 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 with English abstract)
- [13] 俞高红, 黄小艳, 叶秉良, 等. 旋转式水稻钵苗移栽机构的机理分析与参数优化[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 16—22.  
Yu Gaohong, Huang Xiaoyan, Ye Bingliang, et al.

- Principle analysis and parameters optimization of rotary rice pot seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(3): 16—22. (in Chinese with English abstract)
- [14] 陈志威. 基于椭圆-不完全非圆齿轮传动的蔬菜钵苗取苗机构的优化和设计[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2012. Chen Zhiwei. Optimal and Design of Vegetable Plug Seedling Pick-up Mechanism of Planetary Gear Train with Ellipse Gears and Incomplete Non-circular Gear[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [15] 陈建能, 王英, 张翔, 等. 基于共轭凸轮的强制推秧机构反求设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(3): 98—101. Chen Jianneng, Wang Ying, Zhang Xiang, et al. Reverse design of compulsory seeding-pushing mechanism based on conjugate cam[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(3): 98—101. (in Chinese with English abstract)
- [16] 陈建能, 王英, 赵雄, 等. 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置的反求设计及仿真[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 78—82. Chen Jianneng, Wang Yin, Zhao Xiong, et al. Reverse design and simulation of walking-type rice based on conjugate cam transplanter's seedling-pushing device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 78—82. (in Chinese with English abstract)
- [17] 黄尚兵, 金光, 安源, 等. 滚子摆动从动件盘形凸轮的设计及优化[J]. 工程设计学报, 2012, 19(6): 449—453. Huang Shangbing, Jin Guang, An Yuan, et al. Design and optimization of oscillating roller follower cam[J]. Journal of Engineering Design, 2012, 19(6): 449—453. (in Chinese with English abstract)
- [18] 何振俊, 周俊冬. 配气凸轮轮廓曲线设计的多目标函数建模[J]. 机械设计, 2008, 25(5): 34—36. He Zhenjun, Zhou Jundong. Multi-objected function modeling on the contour curve design of gas distribution cam[J]. Journal of Machine Design, 2008, 25(5): 34—36. (in Chinese with English abstract)
- [19] 石永刚, 吴央芳. 凸轮机构设计与应用创新[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [20] 吴宵, 傅燕鸣, 沈斌. 凸轮反求设计中的廓线修正[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(7): 1132—1135. Wu Xiao, Fu Yanming, Shen Bin. Profile correction in the reverse design of the cam[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(7): 1132—1135. (in Chinese with English abstract)
- [21] 常勇, 杨富富, 李延平. 摆动从动杆盘形凸轮机构最小尺寸的完全解法[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3): 237—245. Chang Yong, Yang Fufu, Li Yanping. Thorough solution of the minimum size of disc cam mechanism with oscillating follower[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 237—245. (in Chinese with English abstract)
- [22] 杨可桢, 程光蕴, 李仲生. 机械设计基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [23] 徐芳, 周志刚. 基于 ADAMS 的凸轮机构设计及运动仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2007(9): 78—79. Xu Fang, Zhou Zhigang. Design and kinematics simulation of cam mechanism based on ADAMS[J]. Machinery Design & Manufacture, 2007(9): 78—79. (in Chinese with English abstract)
- [24] 代丽. 分插机构数字化优化和虚拟验证[D]. 杭州: 浙江大学, 2011. Dai Li. Digital Optimization and Virtual Validation of the Separating-planting Mechanism[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [25] 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]. 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 pick-up mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 57—62. (in Chinese with English abstract)
- [26] 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, 29. Yu Gaohong, Xie Renhua, Zhao Yun. Kinematic analysis and experiment of backward rotary transplanting mechanism with elliptical gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 45—48, 29. (in Chinese with English abstract)
- [27] 王英, 陈建能, 周丽莎, 等. 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置动力学分析与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(10): 47—53. Wang Ying, Chen Jianneng, Zhou Lisha, et al. Dynamic analysis and experiment of conjugate cam seedling-pushing device applied on walking-type rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 47—53. (in Chinese with English abstract)



## Design and test on cam mechanism of seedling pick-up arm for vegetable transplanter for pot seedling

Ye Bingliang<sup>1,2</sup>, Li Li<sup>1,2</sup>, Yu Gaohong<sup>1,2✉</sup>, Liu An<sup>1,2</sup>, Cai Di<sup>1,2</sup>

(1. College 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:** It is of important science meaning and application value to study the cam mechanism used in the seedling pick-up arm of vegetable transplanter because it is the key mechanism to influence the work performance of seedling transplanting. By exploring the shortcomings and deficiencies of the existing cam mechanism used in the seedling pick-up arm, it is not difficult to find that it takes a short time to push the seedlings, which affects the success rate of pushing the seedlings, and further affects the efficiency and success rate of transplanting the vegetable seedlings. In order to solve the problem, the analytical method with the advantages of a fast solving speed and high calculating accuracy was applied to further design the current cam mechanism in the seedling pick-up arm. According to the movement requirements of the seedling pick-up and seedling-push of the vegetable transplanter and the structure dimensions of seedling pick-up arm, the mathematical model of designing the cam mechanism was built and the push movement angle of the cam was optimized by exhaustion method. Then the practical cam profile curve was designed and kinematics and pressure angle analysis of the cam mechanism was carried out by using MATLAB program. For verifying the correctness and rationality of the improved design, UG and ADMAS software were applied to a build three-dimensional model of the seeding pick-up mechanism and to carry out the virtual prototype movement simulation. After the physical prototype of the mechanism was manufactured, the self-developed test bench, high-speed digital video camera and image processing technology were used to complete a bench test. The basic consistency of the simulation results and the test results showed the improved design is correct and reasonable. At the same time, the comparison of the improved design results and the original design results shows that the improved cam mechanism can not only meet the operating requirements of the vegetable seedling transplanter, but also effectively reduce by 27.9% of the time for the pushing seedlings, which is beneficial to improving the success rate of the seedling push and work performance of vegetable seedling transplanter.

**Key words:** agricultural machinery; transplants; design; vegetable seedling transplanter; cam mechanism

(责任编辑: 张俊芳)