

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.006

膜上移栽钵苗栽植机构运动分析与参数优化*

金鑫¹ 李树君² 杨学军³ 颜华³ 吴俭敏³ 毛志怀¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国农业机械化科学研究院, 北京 100083;

3. 现代农装科技股份有限公司, 北京 100083)

【摘要】 针对吊篮式钵苗移栽机膜上移栽易撕膜的问题,设计了一种鸭嘴式钵苗移栽机。建立了该机栽植机构的运动数学模型,并以此为依据在 ADAMS 中对栽植机构进行了参数化建模。利用参数化模型,分析了主要参数对机构运动特性的影响。在保证钵苗直立度较高的同时,以产生的穴口尽量小为优化目标,获得了一组最佳参数组合。此组合下,形成的穴口大小约为 1.8 mm,鸭嘴栽苗后的运动轨迹垂直度较高,满足膜上移栽钵苗直立度高、不撕膜的农艺要求。

关键词: 钵苗移栽机 膜上移栽 栽植机构 运动特性 参数优化

中图分类号: S223.94 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)S0-0029-06

Motion Analysis and Parameter Optimization for Pot Seedling Planting Mechanism Based on Up-film Transplanting

Jin Xin¹ Li Shujun² Yang Xuejun³ Yan Hua³ Wu Jianmin³ Mao Zhihuai¹

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China

3. The Modern Agricultural Equipment Co., Ltd., Beijing 100083, China)

Abstract

During the up-film transplanting for dibble-type transplanters, the mulch film could be easily dilacerated and scraped. Aiming at this problem, a pot seedling transplanter in duck-beak style was designed while the working principle of it was expounded. The motion mathematical model of its planting mechanism was established. And then, parametric modeling for the planting mechanism based on the model was completed in ADAMS. The influences over the mechanism motion characteristic by some important parameters were analyzed by using the parametric model. In addition, the cave value which formed by the distance between two intersections points of the duck-beak trajectory and ridge line as possible as small was taken as the optimization objective, while the higher upright degree of seedling was ensured. Meanwhile, the optimal parameter combination of planting mechanism was obtained. With it, the cave value was 1.8 mm and the verticality of duck-beak trajectory after transplanting seedlings was higher, and then the demands of up-film transplanting could be met, namely higher upright degree of seedling and without dilacerating films.

Key words Pot seedling transplanter, Up-film transplanting, Planting mechanism, Motion characteristics, Parameter optimization

收稿日期: 2012-07-07 修回日期: 2012-07-17

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2010CB735707)和国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA10A501)

作者简介: 金鑫, 博士生, 主要从事智能化农业装备技术研究, E-mail: jx.771@163.com

通讯作者: 李树君, 研究员, 博士生导师, 主要从事高新技术装备在农副产品和食品加工中的应用研究, E-mail: lisj@caams.org.cn

引言

栽植机构是指机械移栽过程中将作物秧苗接取并移栽至大田的机构,它是移栽机最为重要的工作部件,其性能决定了移栽的质量和效率。目前,生产实际中较为常用的吊篮式移栽机构,其优点是可以进行膜上打孔移栽,而且秧苗在移栽过程中不受任何冲击,特别适合于根系不很发达而且易碎的钵苗移栽^[1]。现有研究表明,吊篮式移栽机在工作过程中,当栽植器运动轨迹为余摆线时栽植效果较好(即钵苗直立度高)^[2-7]。但在膜上移栽时,栽植器余摆线运动产生的穴口较大,容易出现撕膜、刮膜现象。

针对这一问题,本文设计基于膜上打孔移栽的鸭嘴式钵苗移栽机,并对其栽植机构进行运动学建模,分析主要结构参数对运动轨迹的影响规律,优选一组较优参数,使机构具有满意的运动轨迹(即保证较高钵苗直立度的同时形成的穴口尽量小),满足膜上移栽的农艺要求。

1 移栽机结构与工作原理

鸭嘴式钵苗移栽机结构如图1所示,主要由驱动机构、摆杆、主拉线(控制鸭嘴开、合)、变速箱、送苗装置、栽植机构、洒水和覆土机构等部件组成。移栽机由22 kW拖拉机带动,采用后三点式悬挂。全部工作装置的动力由地轮提供,通过链传动、变速箱和蜗杆蜗轮传动将动力传递到栽植机构、送苗装置和洒水机构,保证了机走栽苗、机停停栽。

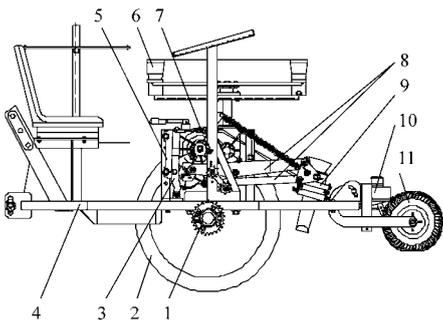


图1 鸭嘴式钵苗移栽机结构图

Fig. 1 Structure diagram of pot seedling transplanter in duck-beak style

1. 驱动链轮 2. 地轮 3. 摆杆 4. 车架 5. 变速箱 6. 送苗装置 7. 主拉线 8. 栽植机构 9. 鸭嘴 10. 洒水机构 11. 覆土镇压轮

送苗装置与车架平行连接,其中分苗盘由36个苗杯组成,可以同时放置36株钵苗。随着机组的前进,钵苗随同苗杯在特定的封闭轨道上匀速运动,与此同时栽植机构也在传动部件作用下往复运动。当

钵苗运动到投苗口时,栽植机构前端的鸭嘴也上升至顶端,苗杯底部在重力和弹簧的作用下开启,钵苗自由下落。当鸭嘴上端面与分苗盘平行时,钵苗落入其中,并随鸭嘴一起向下运动。鸭嘴打孔入土一定深度后,在摆杆和主拉线的作用下张开,钵苗被植入穴内,随后鸭嘴上升一定高度后闭合。最后,由一对向内侧倾斜的镇压轮对钵苗进行覆土镇压,同时洒水机构对苗穴浇水,完成移栽过程。

2 钵苗栽植机构与运动数学模型

2.1 钵苗栽植机构

图2为钵苗栽植机构的运动简图。从图中可以看出,该机构是自由度为2的平面七杆机构,其原动件是曲柄 OA 和曲柄 BC ,满足机构具有确定运动的条件。曲柄 OA 和 BC 匀速转动且方向和速度均相同,连杆 AD 与 DE 为一根杆件,当动力传递到 E 点后在摇杆 IJ 共同作用下,连杆 EI 带动鸭嘴以一定轨迹运动,其中鸭嘴固定安装在连接板(简化为 FG 杆)上, FG 杆又与连杆 EI 固结。

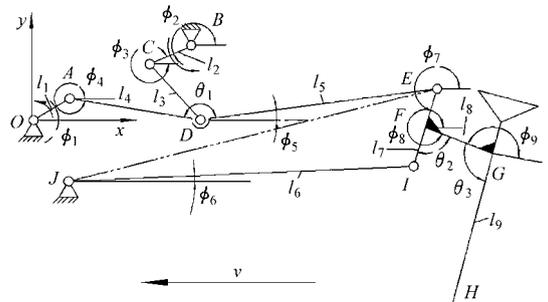


图2 钵苗栽植机构运动简图

Fig. 2 Kinematic diagram of pot seedling planting mechanism

该机构使鸭嘴具有要求的运动轨迹,通过优化机构运动参数,可以改善钵苗的入土姿态和形成的穴口大小,使栽后钵苗直立度较高且不易撕膜,从而满足膜上移栽的农艺要求。该钵苗栽植机构可适应高度为50~110 mm钵苗或漂浮苗的移栽,实现了膜上打孔移栽,且不易伤苗。

2.2 钵苗栽植机构运动数学模型

建立坐标系(图2),以 O 为原点、水平方向为 x 轴(正方向与机组前进速度方向相反)、垂直方向为 y 轴。确定机构运动状态所需的相关参数及说明见表1。

2.2.1 机构位移方程

对机构进行运动学正解分析,得出其静轨迹方程。 A 点位移方程为

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos(\phi_1 + \phi) \\ y_A = l_1 \sin(\phi_1 + \phi) \end{cases} \quad (1)$$

表1 机构运动有关参数说明

Tab.1 Motion parameter indication of planting mechanism

符号	含义	符号	含义
l_1	曲柄 OA 长度/mm	ϕ_2	曲柄 BC 初始相位角/ $(^\circ)$
l_2	曲柄 BC 长度/mm	ϕ_3	连杆 CD 角位移/ $(^\circ)$
l_3	连杆 CD 长度/mm	ϕ_4	连杆 AD 角位移/ $(^\circ)$
l_4	连杆 AD 长度/mm	ϕ_5	连杆 DE 角位移/ $(^\circ)$
l_5	连杆 DE 长度/mm	ϕ_6	摇杆 IJ 角位移/ $(^\circ)$
l_6	摇杆 IJ 长度/mm	ϕ_7	连杆 EI 角位移/ $(^\circ)$
l_7	连杆 EI 长度/mm	ϕ_8	杆 FG 角位移/ $(^\circ)$
l_8	杆 FG 长度/mm	ϕ_9	杆 GH 角位移/ $(^\circ)$
l_9	杆 GH 长度/mm	θ_1	连杆 AD 与 DE 所夹钝角/ $(^\circ)$
ϕ	曲柄 OA 和 BC 转过的角度/ $(^\circ)$ (逆时针旋转)	θ_2	杆 FG 与连杆 EI 所夹锐角/ $(^\circ)$
ϕ_1	曲柄 OA 初始相位角/ $(^\circ)$	θ_3	杆 GH 与 FG 所夹钝角/ $(^\circ)$

C 点位移方程为

$$\begin{cases} x_C = x_B + l_2 \cos(\phi_2 + \phi) \\ y_C = y_B + l_2 \sin(\phi_2 + \phi) \end{cases} \quad (2)$$

由机构矢量方程 $\mathbf{l}_{OA} + \mathbf{l}_{AD} = \mathbf{l}_{OB} + \mathbf{l}_{BC} + \mathbf{l}_{CD}$, 得 D 点位移方程为

$$\begin{cases} x_D = x_A + l_4 \cos\phi_4 = x_C + l_3 \cos\phi_3 \\ y_D = y_A + l_4 \sin\phi_4 = y_C + l_3 \sin\phi_3 \end{cases} \quad (3)$$

移项, 消去 ϕ_3 得

$$a \cos\phi_4 + b \sin\phi_4 - c = 0$$

$$\begin{aligned} \text{其中} \quad a &= 2l_4(x_C - x_A) & b &= 2l_4(y_C - y_A) \\ c &= l_4^2 - l_3^2 + (x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2 \end{aligned}$$

从而得到 $\phi_4 = 2 \arctan\left(\frac{b - \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a + c}\right)$, 将 ϕ_4 代入式(3)即可求出 D 点位置。

由于 $\phi_5 = \phi_4 - \pi - \theta_1$, 则 E 点位移方程为

$$\begin{cases} x_E = x_D + l_5 \cos\phi_5 \\ y_E = y_D + l_5 \sin\phi_5 \end{cases} \quad (4)$$

I 点位移方程为

$$\begin{cases} x_I = x_E + l_7 \cos\phi_7 = x_J + l_6 \cos\phi_6 \\ y_I = y_E + l_7 \sin\phi_7 = y_J + l_6 \sin\phi_6 \end{cases} \quad (5)$$

与求解 D 点位移方程同理, 可得出 ϕ_7 , 进而求得 I 点位置。

F 点为 EI 的中点, 则 F 点位移方程为

$$\begin{cases} x_F = \frac{x_E + x_I}{2} \\ y_F = \frac{y_E + y_I}{2} \end{cases} \quad (6)$$

由于 $\phi_8 = \phi_7 + \theta_2$ 、 $\phi_9 = \phi_8 - \pi + \theta_3$, 则 H 点位移

方程为

$$\begin{cases} x_H = x_F + l_8 \cos\phi_8 + l_9 \cos\phi_9 \\ y_H = y_F + l_8 \sin\phi_8 + l_9 \sin\phi_9 \end{cases} \quad (7)$$

设定机组前进速度为 v , 则鸭嘴下端栽植点 H 的动轨迹方程为

$$\begin{cases} x_H = x_F + l_8 \cos\phi_8 + l_9 \cos\phi_9 - vt \\ y_H = y_F + l_8 \sin\phi_8 + l_9 \sin\phi_9 \end{cases} \quad (8)$$

2.2.2 机构速度和加速度方程

将所求出的各角位移参数代入相应方程中, 然后分别对式(1)~(8)求一阶导数和二阶导数并加以整理, 即可求得钵苗栽植机构各点的速度和加速度方程。

3 参数对钵苗栽植机构运动特性影响分析

3.1 钵苗栽植机构参数化模型

以所建立的运动数学模型为机构参数化关系的依据, 利用 ADAMS 软件建立了钵苗栽植机构的参数化模型, 如图 3 所示。在添加相应约束关系和运动副后, 驱动机构仿真运动并通过后处理程序输出相应 Mark 点(本文设定鸭嘴下端点为 Mark19)的运动轨迹、速度和加速度曲线。在 ADAMS 中可通过更改各关键点参数值来改变机构的结构参数, 如各杆杆长、曲柄的初始相位角度等; 同时亦可赋予不同初始值来改变移栽机前进速度和曲柄转速, 从而获得不同运动参数下 Mark19 点的运动轨迹、速度和加速度曲线。

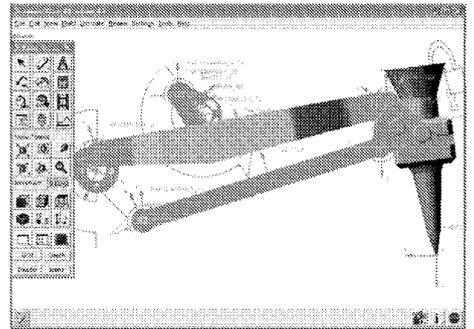


图3 钵苗栽植机构参数化建模界面

Fig.3 Interface of parametric modeling about planting mechanism

3.2 参数影响分析

鸭嘴的运动轨迹、接苗及出土姿态严重影响钵苗移栽机的膜上栽植性能, 利用所建立的机构参数化模型, 选取几个主要参数进行运动仿真, 分析其对鸭嘴运动轨迹的影响。

3.2.1 曲柄 OA 长度 l_1

设移栽机前进速度 $v = 0.5 \text{ m/s}$, 曲柄 OA 长度 l_1 对鸭嘴栽植点 H 运动轨迹的影响如图 4 所示。当 $l_2 = 45 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 184 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 298 \text{ mm}$ 、

$l_6 = 405 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 71 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 237 \text{ mm}$ 、 $x_B = 170 \text{ mm}$ 、 $y_B = 110 \text{ mm}$ 、 $x_J = 85 \text{ mm}$ 、 $y_J = -52 \text{ mm}$ 、 $\phi_1 = 34^\circ$ 、 $\phi_2 = 215^\circ$ 、 $\theta_1 = 169^\circ$ 、 $\theta_2 = 86^\circ$ 和 $\theta_3 = 96^\circ$ 时,随着曲柄 OA 长度 l_1 的增大,鸭嘴栽植点 H 的运动轨迹曲线逐渐增大,顶部变尖,底部向后运动趋势增大,开出的穴口大小(运动轨迹曲线与垄面线相交两点之间的距离)先减小后增大。移栽后鸭嘴运动轨迹的垂直度(从轨迹曲线最低点到垄面线之间)由前倾逐渐变为后倾。 l_1 的选取主要取决于垄面高度、穴口大小以及钵苗移栽后的直立度。

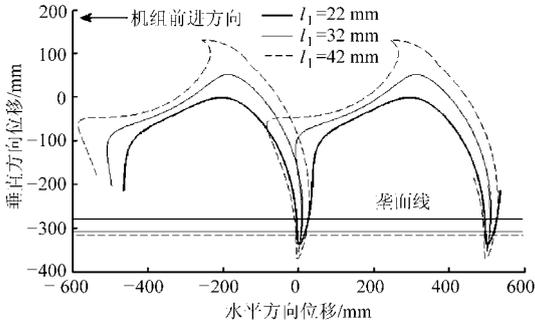


图4 l_1 对栽植点 H 运动轨迹影响

Fig. 4 Influence relation between l_1 and locus curve of planting point H

3.2.2 曲柄 BC 长度 l_2

设移栽机前进速度 $v = 0.5 \text{ m/s}$,曲柄 BC 长度 l_2 对鸭嘴栽植点 H 运动轨迹的影响如图5所示。当 $l_1 = 32 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 184 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 298 \text{ mm}$ 、 $l_6 = 405 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 71 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 237 \text{ mm}$ 、 $x_B = 170 \text{ mm}$ 、 $y_B = 110 \text{ mm}$ 、 $x_J = 85 \text{ mm}$ 、 $y_J = -52 \text{ mm}$ 、 $\phi_1 = 34^\circ$ 、 $\phi_2 = 215^\circ$ 、 $\theta_1 = 169^\circ$ 、 $\theta_2 = 86^\circ$ 和 $\theta_3 = 96^\circ$ 时,随着曲柄 BC 长度 l_2 的增大,鸭嘴栽植点 H 的运动轨迹曲线逐渐增大,轨迹高度变大,顶部变尖,但其形状在中间基本不变,开出的穴口大小基本不变,对移栽后鸭嘴运动轨迹的垂直度影响不大。 l_2 的选取主要取决于栽植机构相对送苗装置的高度。

3.2.3 摇杆 IJ 长度 l_6

设定移栽机组前进速度 $v = 0.5 \text{ m/s}$,摇杆 IJ 长

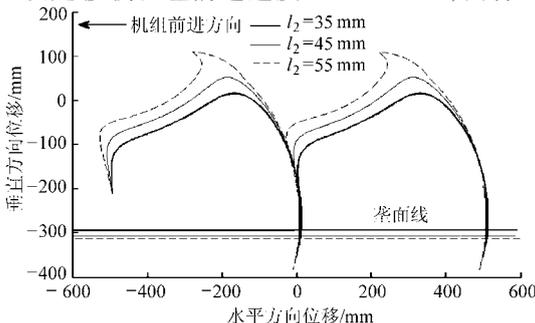


图5 l_2 对栽植点 H 运动轨迹影响

Fig. 5 Influence relation between l_2 and locus curve of planting point H

度 l_6 对鸭嘴栽植点 H 运动轨迹的影响如图6所示。当 $l_1 = 32 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 45 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 184 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 298 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 71 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 237 \text{ mm}$ 、 $x_B = 170 \text{ mm}$ 、 $y_B = 110 \text{ mm}$ 、 $x_J = 85 \text{ mm}$ 、 $y_J = -52 \text{ mm}$ 、 $\phi_1 = 34^\circ$ 、 $\phi_2 = 215^\circ$ 、 $\theta_1 = 169^\circ$ 、 $\theta_2 = 86^\circ$ 和 $\theta_3 = 96^\circ$ 时,随着摇杆 IJ 长度 l_6 的增大,鸭嘴栽植点 H 的运动轨迹曲线形状基本不变,但产生了向后的偏移,轨迹顶部逐渐变尖,开出的穴口大小有所减小,对移栽后栽植嘴运动轨迹的垂直度几乎没有影响。 l_6 的选取主要取决于鸭嘴的姿态。

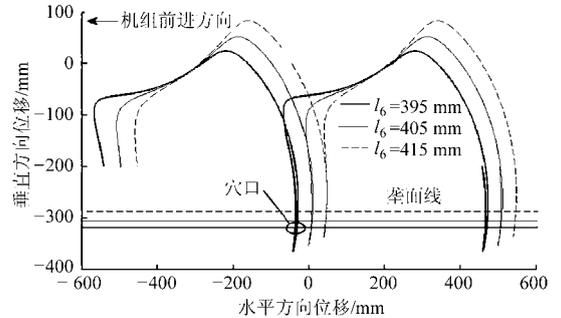


图6 l_6 对栽植点 H 运动轨迹影响

Fig. 6 Influence relation between l_6 and locus curve of planting point H

3.2.4 曲柄相位差 θ_{21}

设定移栽机组前进速度 $v = 0.5 \text{ m/s}$,曲柄 BC 和曲柄 OA 的相位差 θ_{21} 对鸭嘴栽植点 H 运动轨迹的影响如图7所示。当 $l_1 = 32 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 45 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 184 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 298 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 71 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 237 \text{ mm}$ 、 $x_B = 170 \text{ mm}$ 、 $y_B = 110 \text{ mm}$ 、 $x_J = 85 \text{ mm}$ 、 $y_J = -52 \text{ mm}$ 、 $\phi_1 = 34^\circ$ 、 $\phi_2 = 169^\circ$ 、 $\theta_2 = 86^\circ$ 和 $\theta_3 = 96^\circ$ 时,随着相位差 θ_{21} 的增大(保证曲柄 OA 的初始相位角 ϕ_1 的值不变,增大曲柄 BC 的初始相位角 ϕ_2 的值),鸭嘴栽植点 H 的运动轨迹曲线变高变窄,产生了向后的偏移,开出的穴口大小先减小后增大。移栽后鸭嘴运动轨迹的垂直度由前倾逐渐变为后倾。 θ_{21} 的选取主要取决于栽植机构相对送苗装置和垄面的高度以及鸭嘴的运动轨迹和姿态。

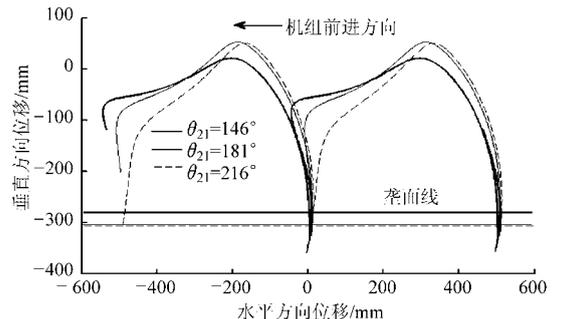


图7 θ_{21} 对栽植点 H 运动轨迹影响

Fig. 7 Influence relation between θ_{21} and locus curve of planting point H

4 参数优选分析及试验验证

为了使钵苗栽植机构膜上移栽时具备良好的作业效果,本文以鸭嘴的运动轨迹和姿态(决定了钵苗栽后的直立度以及膜上开口大小,要求鸭嘴入土和出土位置距离尽量小并且张开后运动轨迹尽量垂直向上)、鸭嘴的运动轨迹高度(取决于栽植机构相对送面装置的高度)和机构栽植作业稳定性(主要取决于鸭嘴运动速度和加速度)为目标进行机构参数优化。根据参数对鸭嘴的运动特性影响分析和栽植机构的参数化仿真模型,在设定移栽机组前进速度 $v = 0.5 \text{ m/s}$ 的情况下,对栽植机构进行参数优选分析。通过膜上移栽农艺要求的判断,最终得到较优参数组合为: $l_1 = 32 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 45 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 184 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 298 \text{ mm}$ 、 $l_6 = 405 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 71 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 237 \text{ mm}$ 、 $x_B = 170 \text{ mm}$ 、 $y_B = 110 \text{ mm}$ 、 $x_J = 85 \text{ mm}$ 、 $y_J = -52 \text{ mm}$ 、 $\phi_1 = 34^\circ$ 、 $\phi_2 = 215^\circ$ 、 $\theta_1 = 169^\circ$ 、 $\theta_2 = 86^\circ$ 和 $\theta_3 = 96^\circ$ 。在此组合下,鸭嘴栽植点 H 的运动轨迹如图 8 所示,轨迹高度 406.7 mm,移栽株距 500 mm,移栽频率 60 株/min。垄面线以下的鸭嘴入土和出土轨迹几乎重合,其产生的穴口大小约为 1.8 mm,防止了鸭嘴的撕膜和刮膜。鸭嘴的出土轨迹几乎垂直向上,保证了钵苗移栽后的直立度。

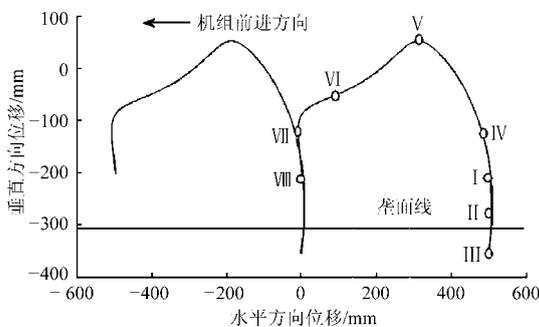


图 8 鸭嘴栽植点 H 运动轨迹

Fig. 8 Locus curve of planting point H

一个周期内,鸭嘴栽植点 H 的速度和加速度如图 9 所示。I (初始位置)到 II 之间,对应主动曲柄转角为 0° 到 16° ,鸭嘴加速下降,提高移栽效率;II 到 III 曲柄转角为 16° 到 53° ,鸭嘴减速下降直至最低点,减小钵苗落地时的水平惯性,有利于移栽;III 到 IV 曲柄转角为 53° 到 112° ,鸭嘴加速上升,提高移栽效率;IV 到 V 曲柄转角为 112° 到 204° ,鸭嘴减速上升,到达最高点时,速度降为最小,便于接苗;继而鸭

嘴在惯性力作用下,快速下降(其中 VI 到 VII 曲柄转角为 280° 到 326° ,为减速过程克服一定的惯性力),下降到最低点时继续移栽作业,完成一个循环。从图 9 还可以看出,鸭嘴加速度过大(下落过程中易产生脱苗现象),说明了机构惯性力较大。从动力学角度考虑,施加弹性阻尼可以减小机构惯性力的影响,因此本文通过多次试验(最佳参数组合下),在不改变鸭嘴总体运动轨迹基础上,确定了弹簧的安装位置(图 1)。这样可以有效地减小机构惯性力,降低鸭嘴加速度,提高作业稳定性。综上所述,该机构参数满足膜上移栽要求(直立度高,不撕膜)。

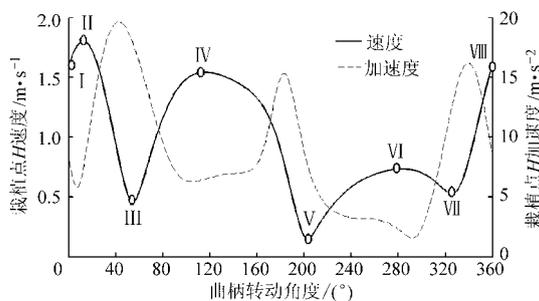


图 9 一个周期内鸭嘴栽植点 H 的速度和加速度曲线

Fig. 9 Diagram of velocity and acceleration curve of planting point H in one cycle

5 结论

(1) 设计了鸭嘴式钵苗移栽机,建立了其栽植机构的运动数学模型和基于 ADAMS 的参数化模型。通过改变机构参数并进行运动仿真分析,得到了主要参数与鸭嘴运动轨迹间的影响关系,为参数优化提供依据。

(2) 主动曲柄 OA 长度、主动曲柄 BC 长度、摇杆 IJ 长度和两主动曲柄的相位差对鸭嘴的运动轨迹形状、开穴口的大小和移栽后运动轨迹的垂直度都有不同程度的影响,尤其是主动曲柄 OA 其长度变化对穴口大小影响较大,直接决定撕膜程度。

(3) 移栽株距 500 mm,移栽频率 60 株/min 时,最佳机构参数为: $l_1 = 32 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 45 \text{ mm}$ 、 $l_3 = 100 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 184 \text{ mm}$ 、 $l_5 = 298 \text{ mm}$ 、 $l_6 = 405 \text{ mm}$ 、 $l_7 = 71 \text{ mm}$ 、 $l_8 = 64 \text{ mm}$ 、 $l_9 = 237 \text{ mm}$ 、 $x_B = 170 \text{ mm}$ 、 $y_B = 110 \text{ mm}$ 、 $x_J = 85 \text{ mm}$ 、 $y_J = -52 \text{ mm}$ 、 $\phi_1 = 34^\circ$ 、 $\phi_2 = 215^\circ$ 、 $\theta_1 = 169^\circ$ 、 $\theta_2 = 86^\circ$ 和 $\theta_3 = 96^\circ$,能够满足膜上移栽作业要求。

参 考 文 献

- 1 张为政,王君玲,张祖立. 悬杯式蔬菜移栽机的设计[J]. 农机化研究,2011(8): 104~106.
Zhang Weizheng, Wang Junling, Zhang Zuli. Design of cantilever cup vegetable transplanter[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011(8): 104~106. (in Chinese)
- 2 封俊,秦贵,宋卫堂,等. 移栽机的吊杯运动分析与设计准则[J]. 农业机械学报,2002, 33(5): 48~50.
Feng Jun, Qin Gui, Song Weitang, et al. The kinematic analysis and design criteria of the dibble-type transplanters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(5): 48~50. (in Chinese)
- 3 王文明,窦卫国,王春光,等. 2ZT-2型甜菜移栽机栽植系统的参数分析[J]. 农业机械学报,2009, 40(1): 69~73.
Wang Wenming, Dou Weiguang, Wang Chunguang, et al. Parameter analysis of the planting process of 2ZT-2 beet transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 69~73. (in Chinese)
- 4 张茜,刘磊,陈永成. 吊篮式移栽机栽植器运动轨迹研究[J]. 农业机械,2009(14): 107~109.
- 5 王君玲. 蔬菜栽植机栽植机理分析及试验研究[D]. 沈阳:沈阳农业大学,2006.
Wang Junling. Theoretical analysis and experimental study on vegetable transplanter[D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2006. (in Chinese)
- 6 李其响,阚建文,丁梅霞. 滑道分钵轮式栽植器的试验研究[J]. 农业工程学报,2003, 19(5): 98~103.
Li Qiyun, Zha Jianwen, Ding Meixia. Experimental study on slideway parting-bowl-wheel transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2003, 19(5): 98~103. (in Chinese)
- 7 张祖立,王君玲,张为政,等. 悬杯式蔬菜移栽机的运动分析与性能试验[J]. 农业工程学报,2011, 27(11): 21~25.
Zhang Zuli, Wang Junling, Zhang Weizheng, et al. Kinematic analysis and performance experiment of cantilever cup vegetable transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27(11): 21~25. (in Chinese)
- 8 周德义,孙裕晶,马成林. 移栽机凸轮摆杆式扶苗机构设计与分析[J]. 农业机械学报,2003, 34(5): 26~30.
Zhou Deyi, Sun Yujing, Ma Chenglin. Design and analysis of a supporting-seeding mechanism with cam and combined rocker [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 26~30. (in Chinese)
- 9 陈建能,王伯鸿,任根勇,等. 蔬菜移栽机放苗机构运动学模型建立与参数分析[J]. 农业机械学报,2010, 41(12): 48~53.
Chen Jianneng, Wang Bohong, Ren Genyong, et al. Kinematics modeling and parameters analysis of seven-linkage vegetable seedling transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(12): 48~53. (in Chinese)
- 10 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 seeding transplanter with zero speed[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27(9): 7~12. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 38 页)

- 5 韩长杰. 吊篮式移栽机的研究与分析[D]. 乌鲁木齐:新疆农业大学,2007.  
Han Changjie. The research and analysis of the dibble-type transplanter[D]. Urumqi: Xinjiang Agricultural University,2007. (in Chinese)
- 6 Munilla R D. A high-speed dibbling transplanter[J]. Transactions of the ASAE,1986, 30(2):904~908.
- 7 韩长杰,杨宛章,司明理. 转盘式投苗机构的设计与调整[J]. 新疆农业大学学报,2007,30(2):74~76.  
Han Changjie, Yang Wanzhang, Si Mingli. Design and adjustment of turnplate-type dropping seedling mechanism [J]. Journal of Xinjiang Agricultural University, 2007,30(2):74~76. (in Chinese)
- 8 Walter L Moden. An autocratically-fed bandoleer transplanter[J]. Transactions of the ASAE,1982,25(4):864~867.
- 9 王文明,窦卫国,王春光,等. 2ZT-2型甜菜移栽机栽植系统的参数分析 [J]. 农业机械学报,2009,40(1):69~73.  
Wang Wenming, Dou Weiguang, Wang Chunguang, et al. Parameter analysis of the planting process of 2ZT-2 beet transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(1):69~73. (in Chinese)
- 10 赵匀. 农业机械计算机辅助分析与设计[M]. 北京:清华大学出版社,1998.
- 11 李宝筏. 农业机械学[M]. 北京:中国农业出版社,2003.