

圆柱凸轮滑移式宽窄行分插机构运动学机理分析

徐洪广, 赵 匀, 张允慧, 郑 建

(浙江理工大学机械设计制造研究所, 杭州 310018)

摘 要: 应新型水稻种植农艺要求, 将变性椭圆齿轮行星轮系不等速传动机构和圆柱凸轮机构相结合, 提出了一种圆柱凸轮滑移式宽窄行分插机构, 在保证秧箱和育秧方式不变的前提下实现宽窄行插秧。在分析了变性椭圆行星轮系运动特点的基础上, 对分插机构进行了运动学机理分析; 自主开发了该机构人机交互优化软件, 通过该软件优化出一组满足空间插秧轨迹要求的机构参数, 并根据优化参数进行了运动学特性分析。

关键词: 宽窄行; 分插机构; 变性椭圆齿轮; 圆柱凸轮

中图分类号: S223. 9 **文献标识码:** A

0 引 言

水稻宽窄行栽植, 是近年来我国农艺专家重点推行的一项重要水稻高产栽培技术。插秧时, 宽行和窄行相间, 既能保证单位面积上合理的栽植穴数, 又由于宽行作用, 增强了水稻行间的通风透光性, 使稻株生长健壮; 同时, 由于通风透光性增强, 使稻株间湿度降低, 可在一定程度上减轻病虫害危害, 最终达到高产的目的^[1-2]。

目前, 国内的水稻机插均为等行距插秧模式。其所配置分插机构形成的秧针尖点轨迹为竖直平面内的圆滑曲线, 即推秧点落在取秧点相对地面投影的前方或后方, 同时秧门位置与各个分插机构相互对应。若将秧门按宽窄行方式布置, 秧箱结构和移箱机构行程必须做出相应调整; 这样将进一步带来一系列育秧设备的改变, 大大增加了机具改进成本, 限制了机具的有效推广。综合以上因素, 为形成满足水稻宽窄行插秧机机插要求的空间轨迹, 本文提出一种圆柱凸轮滑移式宽窄行分插机构。该机构以南方 240 mm 等行距高速插秧机为基础, 以 300 mm 和 180 mm 的宽窄行相间行距为目标, 以变性椭圆

齿轮行星轮系作为变速传动机构, 结合圆柱凸轮滑移机构来实现宽窄行插秧。

1 滑移式宽窄行分插机构工作原理

圆柱凸轮滑移式宽窄行分插机构原理如图 1 所示。秧针尖点在前进平面内形成满足高速插秧机工作要求的“腰子型”静轨迹, 同时秧针尖点在推秧位置相对取秧位置产生宽窄行农艺要求的 30 mm 的向外横向偏移量, 以实现宽行, 与之相邻的则形成窄行。

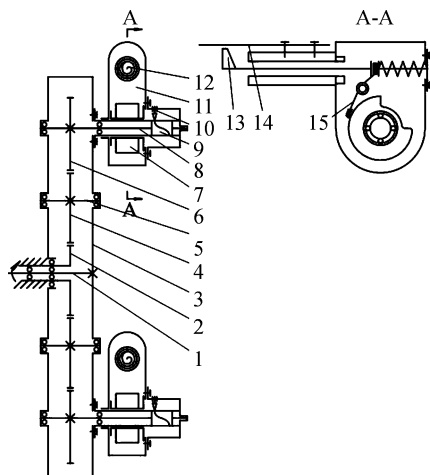
机构由变速传动部件和栽植臂组成, 其变速传动部件有 5 个全等的变性椭圆齿轮, 太阳轮 2 与机架固结, 中心轴 1 带动行星架 3 及两个中间轮 4 和两个行星轮 6 转动, 两中间轮 4 和太阳轮 2 啮合产生自转, 并分别带动对应的行星轮 6 相对行星架 3 转动; 栽植臂 11 通过行星轴 8 与行星轮 6 固结, 圆柱凸轮 9 以栽植臂 11 相对行星架 3 转动作为动力, 驱动栽植臂 11 在旋转的同时相对行星架 3 横向移动, 形成一空间轨迹, 推秧杆 13 在凸轮 7、拨叉 15 和弹簧 12 组成的凸轮机构的控制下, 依靠弹簧 12 弹力在指定位置完成推秧, 并通过凸轮 7 挤压弹簧 12 收回, 准备取秧和下次推秧。

收稿日期: 2011-10-31

基金项目: 国家自然科学基金项目(50875244); 国家 863 项目(20101AA101405); 浙江省新苗人才计划项目(14530032661149); 浙江理工大学创新基金(14090032661109)。

作者简介: 徐洪广(1986—), 男, 江西南昌人, 硕士研究生, 主要从事机械设计和理论分析与机构动力学及优化方面研究。

通讯作者: 赵 匀, 电子邮箱: zhaoyun@zstu.edu.cn



1. 中心轴, 2. 太阳轮, 3. 行星架, 4. 中间轮, 5. 中间轴, 6. 行星轮, 7. 凸轮, 8. 行星轴, 9. 圆柱凸轮, 10. 滑块, 11. 栽植臂壳体, 12. 弹簧, 13. 推秧杆, 14. 秧针, 15. 拨叉

图 1 分插机构原理

2 变型椭圆齿轮行星系变速传动机构

2.1 变速传动机构的选择

变速行星轮系传动机构是插秧机旋转式分插机构的核心部件,也是插秧轨迹形状的决定性因素。滑移式宽窄行分插机构中的圆柱凸轮是以栽植臂相对行星架的旋转为动力,圆柱凸轮的推程是取秧点到推秧点,分析插秧机轨迹形成原理可知,推程区间仅占整个周期的 $1/4$ 到 $1/3$,从而造成压力角偏大。减小压力角的方法有两种:一是增大圆柱凸轮的基圆柱半径。而圆柱凸轮在栽植臂壳体内,若基圆柱半径增大则整体结构会随之变大,不利于机构的轻量化。另一种方法即为改变变速传动机构,以增大推程区间所占比重,目前在分插机构中应用较多的行星轮系有椭圆齿轮行星系、偏心非圆齿轮行星系和偏心变位齿轮行星系等,而上述行星轮系变速传动机构传动比曲线的影响因子少,完全由椭圆齿轮或偏心齿轮的偏心率决定,可调性差。本文设计了一种新型的变速传动机构——变型椭圆齿轮行星轮系。利用变型椭圆齿轮行星轮系传动特点,合理分配凸轮机构各区间所占比例,相对用其他的非圆齿轮作变速传动部分,圆柱凸轮推程区间角度可以增加 $10 \sim 15^\circ$,从而有效减小圆柱凸轮的压力角^[3]。

2.1.1 变型椭圆齿轮的特点

变型椭圆齿轮在椭圆齿轮参数中增加一变型系数而得到的一种非圆齿轮。变型椭圆齿轮传动的传动比曲线形状可通过改变其变型系数来调整。

变型椭圆齿轮节曲线方程

$$R(\psi) = \begin{cases} r_{11} = \frac{P_1}{1 - k_1 \cos m_{11} \psi}, 0 \leq \psi \leq \frac{\pi}{m_{11}} \\ r_{12} = \frac{P_1}{1 - k_1 \cos(m_{12}(2\pi - \psi))} \\ \frac{\pi}{m_{11}} < \psi \leq 2\pi \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中 $P_1 = a(1 - k_1^2)$, m_{11} 为变型系数, a 为齿轮长轴, k_1 为椭圆齿轮偏心率。变型椭圆齿轮传动传动比曲线不同于椭圆齿轮传动:椭圆齿轮传动的传动比曲线周期为 2π , 关于 π 对称;变型椭圆齿轮传动的传动比曲线周期也为 2π , 但曲线形状因受变型系数 m_{11} 的影响而具有可调性^[4]。如图 2 所示, 传动比 i 的最大值为 $\frac{(a+c)}{(a-c)}$, 其最小值为 $\frac{(a-c)}{(a+c)}$ 。

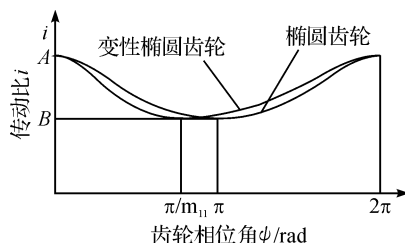


图 2 齿轮传动比特性

2.2 变型椭圆齿轮行星轮系的运动分析

变型椭圆齿轮行星轮系由 3 个全等的变型椭圆齿轮和 1 个行星架组成,如图 3 所示。每个齿轮的位置和姿态都可看作是在原点的齿轮通过转动和平移得到,采用公转角和向径确定齿轮的位置,以自转角确定齿轮的姿态^[5]。

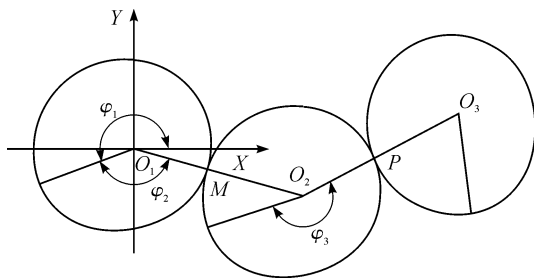


图 3 变型椭圆齿轮行星轮系

以齿轮 1 的旋转中心 O_1 为原点,建立 XO_1Y 坐标系, O_2 、 O_3 为齿轮 2、3 的旋转中心, M 、 P 为齿轮 2 分别与齿轮 1、3 的啮合点。在初始位置, φ_1 为齿轮 1 长轴与 X 轴的夹角,即太阳轮的自转角, φ_2 为 O_1O_2 与齿轮 1 长轴的夹角, φ_3 为 O_2O_3 与齿轮 2 长轴的夹角。设行星架角速度为 ω , 行星架转角 $\varphi = \omega t$ ^[6-7]。

2.2.1 变型椭圆齿轮行星轮系的角度与位移

各时刻的 O_1M 、 O_2P 分别用 $r_1(\varphi)$ 、 $r_2(\varphi)$ 表示:

$$\begin{cases} r_1(\varphi) = R(\varphi_2 + \varphi) \\ r_2(\varphi) = R\left(\varphi_3 - \int_{\varphi_2}^{\varphi_2+\varphi} \frac{r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} d\varphi\right) \end{cases} \quad (2)$$

齿轮 2 由于啮合产生的自转角:

$$\psi_2(\varphi) = \int_0^{\varphi_2} \frac{r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} d\varphi - \int_{\varphi_2 - \varphi}^{\varphi_2} \frac{r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} d\varphi \quad (3)$$

齿轮 3 由于啮合产生的自转角:

$$\psi_3(\varphi) = \int_0^{\varphi_3 + \Delta\varphi_2} \frac{r_2(\varphi)}{2a - r_2(\varphi)} d\varphi \quad (4)$$

齿轮 2 的自转角和公转角:

$$\begin{cases} \beta_2(\varphi) = \varphi_2 + \gamma_1(\varphi) + \varphi \\ \gamma_2(\varphi) = \varphi_2 + \pi - \frac{\pi}{m_{11}} + \varphi + \psi_2(\varphi) \end{cases} \quad (5)$$

齿轮 3 的自转角和公转角:

$$\begin{cases} \beta_3(\varphi) = \varphi_3 + \gamma_2(\varphi) \\ \gamma_3(\varphi) = \gamma_2(\varphi) + \pi - \frac{\pi}{m_{11}} + \varphi_3 + \psi_3(\varphi) \end{cases} \quad (6)$$

齿轮 2 的旋转中心:

$$\begin{cases} X_{O2}(\varphi) = 2a \cos \beta_2(\varphi) \\ Y_{O2}(\varphi) = 2a \sin \beta_2(\varphi) \end{cases} \quad (7)$$

齿轮 3 的旋转中心:

$$\begin{cases} X_{O3}(\varphi) = X_{O2}(\varphi) + 2a \cos \beta_3(\varphi) \\ Y_{O3}(\varphi) = Y_{O2}(\varphi) + 2a \sin \beta_3(\varphi) \end{cases} \quad (8)$$

2.2.2 齿轮行星轮系的速度与加速度

变性椭圆齿轮节曲线是一分段函数,根据分段函数求导法则求得其导数,以 $\dot{r}_1(\varphi)$ 、 $\dot{r}_2(\varphi)$ 表示 $r_1(\varphi)$ 、 $r_2(\varphi)$ 对 φ 的导数。

齿轮 2 的自转角速度:

$$\omega_2(\varphi) = \frac{\omega r_1(\varphi)}{2a - r_1(\varphi)} \quad (9)$$

齿轮 3 的自转角速度:

$$\omega_3(\varphi) = -\frac{\omega r_2(\varphi)}{2a - r_2(\varphi)} \quad (10)$$

齿轮 2 的自转角加速度:

$$\alpha_2(\varphi) = \frac{2a\omega^2 \dot{r}_1(\varphi)}{(2a - r_1(\varphi))^2} \quad (11)$$

齿轮 3 的自转角加速度:

$$\alpha_3(\varphi) = -\frac{(2a - r_2(\varphi))\alpha_2(\varphi)r_2(\varphi)}{(2a - r_2(\varphi))^2} - \frac{(1 - r_2(\varphi))\omega\omega_2(\varphi)\dot{r}_2(\varphi)}{(2a - r_2(\varphi))^2} \quad (12)$$

3 分插机构运动学模型

3.1 分插机构牵连运动模型

以变性椭圆齿轮行星系变速传动机构所带动的

栽植臂运动为牵连运动,即空间运动轨迹在前进平面内的投影运动;以圆柱凸轮推动栽植臂的横向移动为相对运动,即栽植臂在前进平面的法线方向的运动;两者合成形成满足宽窄行插秧要求的空间静轨迹^[8-9]。 φ_4 为初始位置取针尖点与齿轮 3 中心的两点连线与齿轮 3 长轴的夹角, S_1 为连线的长度。

秧针尖点 D 的位移:

$$\begin{cases} X_D(\varphi) = X_{O3}(\varphi) + S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ Y_D(\varphi) = Y_{O3}(\varphi) + S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \end{cases} \quad (13)$$

秧针尖点 D 的速度:

$$\begin{cases} V_{DX}(\varphi) = -\omega Y_{O3}(\varphi) - \omega_3(\varphi) S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ V_{DY}(\varphi) = \omega X_{O3}(\varphi) + \omega_3(\varphi) S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \end{cases} \quad (14)$$

秧针尖点 D 的加速度:

$$\begin{cases} a_{DX}(\varphi) = -\alpha_3(\varphi) S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) + 2\omega \omega_3(\varphi) S_1 \cos(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \\ a_{DY}(\varphi) = -\alpha_3(\varphi) S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) + 2\omega \omega_3(\varphi) S_1 \sin(\gamma_3(\varphi) + \varphi_4) \end{cases} \quad (15)$$

3.2 分插机构相对运动模型

圆柱凸轮以栽植臂相对行星架的转动为动力,运动目标是推秧点相对取秧点向外偏移一个行程。以初始位置为起点, $\psi_3(a)$ 、 $\psi_3(b)$ 分别表示取秧点和推秧点栽植臂相对行星架的转角。圆柱凸轮推动栽植臂左右移动属于低速轻载,采用谐波曲线拟合凸轮曲线。取秧、推秧均在同一瞬间完成,远休时间和近休时间均取 0, h 为横向偏移距离, S 为位移量, ϕ 和 ϕ' 分别为凸轮推程和回程区间角, $\phi = 2\pi - \psi_3(a) + \psi_3(b)$, $\phi' = \psi_3(a) - \psi_3(b)$, D_1 为圆柱凸轮直径,设凸轮轴线方向为 Z 轴方向,秧针尖点 D 随凸轮滑块一起横向移动,故 $Z_D = S$,凸轮曲线参数如下^[10]:

凸轮轮廓展开曲线:

$$\begin{cases} S = \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\phi}(\varphi - \psi_3(a))\right) \right] \\ \varphi \in ((0, \psi_3(b)) \cup (\psi_3(a), 2\pi)) \\ S = \frac{h}{2} \left[1 + \cos\frac{\pi}{\phi'}(\varphi - \psi_3(a) - \varphi) \right] \\ \varphi \in (\psi_3(b), \psi_3(a)) \end{cases} \quad (16)$$

滑块横向移动速度:

$$\begin{cases} v_{DX} = \frac{h\pi\omega_3(\varphi)}{2\phi} \sin\left(\frac{\pi}{\phi}(\varphi - \psi_3(a))\right) \\ \varphi \in ((0, \psi_3(b)) \cup (\psi_3(a), 2\pi)) \\ v_{DX} = -\frac{h\pi\omega_3(\varphi)}{2\phi'} \sin\left[\frac{\pi}{\phi'}(\varphi - \phi - \psi_3(a))\right] \\ \varphi \in (\psi_3(b), \psi_3(a)) \end{cases} \quad (17)$$

滑块横向移动加速度:

$$\begin{cases} a_{DZ} = \frac{h\pi^2\omega_3(\varphi)^2}{2\phi^2} \cos\left(\frac{\pi}{\phi}(\varphi - \psi_3(a))\right) \\ \varphi \in ((0, \psi_3(b)) \cup (\psi_3(a), 2\pi)) \\ a_{DZ} = -\frac{h\pi^2\omega_3(\varphi)^2}{2\phi^2} \cos\left[\frac{\pi}{\phi}(\varphi - \phi - \psi_3(a))\right] \\ \varphi \in (\psi_3(b), \psi_3(a)) \end{cases} \quad (18)$$

凸轮曲线的压力角:

$$\begin{cases} \alpha = \arctan\left[\frac{h\pi}{D_1\phi} \sin\left(\frac{\pi}{\phi}(\varphi - \psi_3(a))\right)\right] \\ \varphi \in ((0, \psi_3(b)) \cup (\psi_3(a), 2\pi)) \\ \alpha = \arctan\left\{-\frac{h\pi}{D_1\phi'} \left[\sin\frac{\pi}{\phi'}(\varphi - \psi_3(a) - \phi)\right]\right\} \\ \varphi \in (\psi_3(b), \psi_3(a)) \end{cases} \quad (19)$$

4 人机交互参数优化和分析平台的建立及应用

4.1 人机交互参数优化和分析平台的建立

分插机构对轨迹要求苛刻,需通过优化机构参数获得。具体的优化目标如下^[5]:

- 为保证插后秧苗的直立性,取秧角应在 $-10^\circ \sim 20^\circ$ 之间,而推秧角应在 $65^\circ \sim 80^\circ$ 之间;
- 推秧角与取秧角的角度差为秧箱的倾斜角;
- 绝对运动轨迹的地面穴口宽度小于30 mm;
- 栽植臂的轴心轨迹不能与已插秧苗的中底部接触;
- 秧针达到最低点之前完成推秧动作;
- 栽植臂在取秧时秧针的支撑部位不能碰撞秧门;
- 秧块为矩形,同时取秧轨迹与秧箱垂直,确保取下秧苗。

分插机构的优化是一个复杂的多参数多目标优化问题,各目标之间具有强耦合性、非线性和模糊性等特点;此外,各目标之间加权系数无法用具体数值来表示。考虑到插秧机分插机构的优化是一复杂的优化过程,本文基于VB可视化平台并根据上述数学模型,自主开发了分插机构优化平台对滑移式宽窄行分插机构进行优化,其界面如图4所示。

4.2 人机交互参数优化和分析平台的应用

4.2.1 前进方向轨迹分析

通过辅助优化平台得到一组优化参数:齿轮长轴 $a=21.35$ mm、偏心率 $k_1=0.145$ 、变性系数 m_{11}

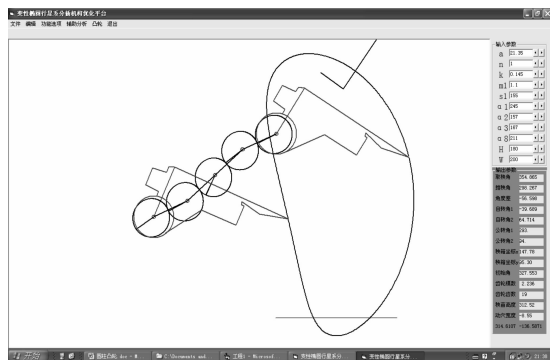


图4 分插机构参数优化平台

$=1.1$ 、秧针尖点到星星轮中心距离 $s_1=155$ mm,行星轮系初始相位角四个参数 $\varphi_1=245^\circ$ 、 $\varphi_2=157^\circ$ 、 $\varphi_3=167^\circ$ 、 $\varphi_4=211^\circ$,秧针尖点基础轨迹曲线为如图5所示的“腰子形”静轨迹, a 、 b 分别为取秧点和推秧点, $\psi_3(a)=321^\circ$ 、 $\psi_3(b)=65^\circ$ 。推秧角和取秧角的角度差为 57° ,进入秧门的秧针长度为32 mm,不会出现栽植臂和秧门干涉的情况,因此满足水稻插秧农艺要求。

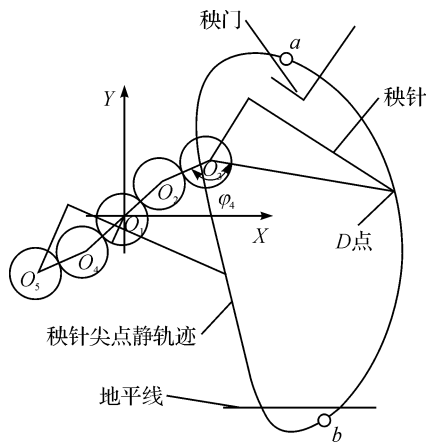


图5 分插机构的基础静轨迹

图6是秧针尖点基础动轨迹。从轨迹看出,秧针插完秧苗后的轨迹在秧苗的后侧,在栽植臂横向移动时不带秧,在前进方向不搭桥;同时行星架掠过秧苗时,行星架通过秧苗硬径以上部位,因此并不伤秧,满足插秧动轨迹要求。

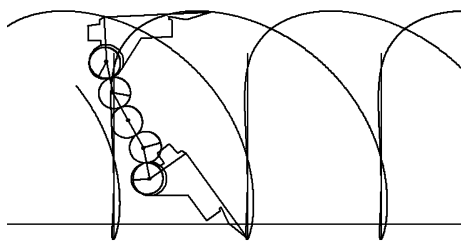


图6 分插机构的基础动轨迹

4.2.2 圆柱凸轮曲线和压力角分析

南方宽窄行行距要求为300 mm和180 mm相间隔,而对应秧箱间距为240 mm,圆柱凸轮推程、

回程 $h=30\text{ mm}$ 。依据机构紧凑的设计原则,取圆柱凸轮基柱直径 $D=52\text{ mm}$ 。考虑到栽植臂的取秧和推秧时间均很短,同时为了避免凸轮曲线设计给机器带来振动,故采用简谐运动规律对凸轮展开曲线进行拟合,根据式(16)~式(19),求得凸轮展开曲线如图7所示;压力角曲线如图8所示,压力角在C点出现最大值为 44.8° 。

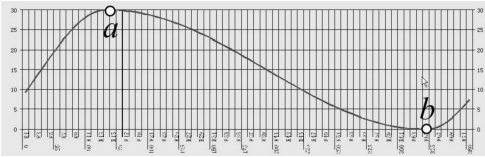


图7 圆柱凸轮曲线展开

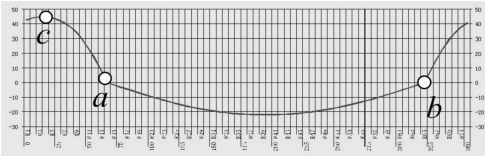


图8 圆柱凸轮曲线压力角

目前在分插机构中应用最广泛的变速传动机构是偏心非圆齿轮行星轮系和椭圆齿轮行星轮系,在应用中采用3个偏心齿轮和两个与其共轭的非圆齿轮组成中心对称的两套行星轮系的布置方式,椭圆齿轮是5个全等的椭圆齿轮组成中心对称的两套行星系的布置方式。采用上述两种变速传动机构作为滑移式宽窄行分插机构的变速传动部分,同种的凸轮曲线拟合方式下,获得最大压力角分别为 48.2° 和 51.5° 。显然选择变性椭圆齿轮行星轮系作为变速传动机构时所对应的压力角相对较小。

4.2.3 秧针尖点速度与加速度分析

将秧针尖点的速度和加速度分成前进平面内和其法线方向两个分量来考虑。

a)前进平面内运动特性分析

如图9所示,秧针尖点速度值在 $1.4\sim 4.0\text{ m/s}$ 之间,取秧时 a 点速度为 2.6 m/s ,最大加速度为 78.6 m/s^2 ,取秧时 a 点的加速度为 -20.2 m/s^2 。不难看出取秧点的速度和加速度均相对较小,能够有效减小分插机构取秧伤秧率(图10)。

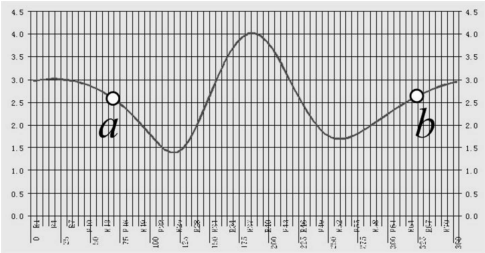


图9 D点的XY合速度曲线

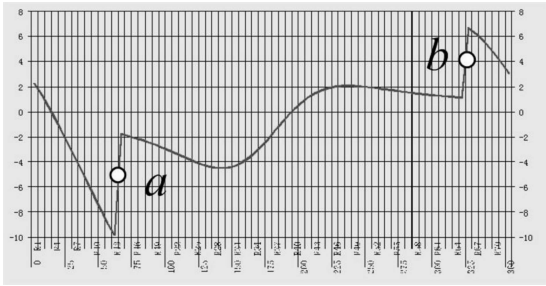


图10 D点的XY合加速度曲线

b)法线方向运动特性分析

圆柱凸轮滑块的横向移动速度和加速度是圆柱凸轮的重要参数,通过凸轮参数计算公式求得秧针尖点D的横向移动速度和加速度曲线如图11、图12所示。

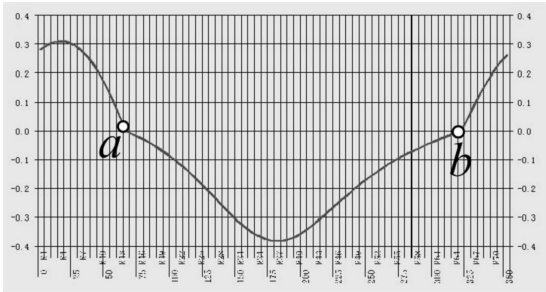


图11 D点横向移动速度曲线

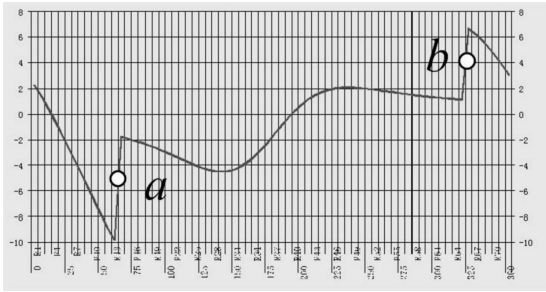


图12 D点横向移动加速度曲线

如图11、图12所示,栽植臂的横向移动速度和加速度均较小,栽植臂本身重量也相对较轻,因此本机构属于低速轻载的范畴。如图12所示, a 、 b 两点加速度出现突变,这是由于推程转角和回程转角不同,加速度突变处产生了柔性冲击。考虑到机构本身重量轻,速度低的特点,凸轮具有一定的抵抗柔性冲击的能力,故该突变在许用范围以内。

5 结 论

a)以变性椭圆齿轮行星轮系和圆柱凸轮相结合的分插机构可以实现南方水稻宽窄行栽植农艺要求,且满足凸轮压力角的要求。

b)所建立的分析模型是正确的,开发的人机交互优化分析平台便于机构分析。

参考文献:

[1] 于跃华. 插秧机发展趋势及机插作业增收途径分析[J]. 农业装备技术, 2010, 36(1): 56-58.

[2] 王建林, 徐正进, 衣先众. 插秧量与行距配置对北方杂交稻和常规稻产量及其构成因子的影响[J]. 中国水稻科学, 2006, 20(6): 631-637.

[3] 王跃进. 机械原理[M]. 北京: 北京大学出版社, 2009.

[4] 张 瑞, 吴序堂, 聂 钢, 等. 高阶变性椭圆的设计[J]. 西安交通大学学报, 2005, 7(39): 726-729.

[5] 赵 匀. 农机机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.

[6] 武传宇, 金玉珍, 贺磊盈. 基于包络特征的非圆齿轮齿廓计算方法研究[J]. 中国机械工程, 2008, 19(15): 1796-1799.

[7] 李 革, 赵 匀, 俞高红. 椭圆齿轮行星系分秧机构的机理分析和计算机优化[J]. 农业工程学报, 2004, 35(4): 78-81.

[8] 武传宇, 赵 匀, 陈建能. 水稻插秧机分插机构人机交互可视化优化设计[J]. 农业机械学报, 2008, 39(1): 46-49.

[9] 俞高红. 圆柱齿椭圆齿行星系分插机构动力学分析与优化[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.

[10] 刘昌祺, 牧野洋, 曹西京. 凸轮机构设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.

Study on Skid Wide-Narrow Row Transplanting Mechanism Composed of Cylindrical Cam

XU Hong-guang , ZHAO Yun , ZHANG Yun-hui , ZHENG Jian
(School of Machinery and Automation,
Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: A kind of skid wide-narrow row transplanting mechanism based on combination of variable-speed transmission mechanism and cylindrical cam is designed in this paper, not just meeting the agronomic requirements of wide-narrow row but remaining seedling raising methods and seedling box unchanged. The problem that the pressure angle of cylindrical cam appeared beyond the needs at some moment is resolved by taking advantage of characteristic of deformed oval gear, for transmission ration of which can be adjusted to reduce pressure angle, the performance of mechanism seen improved consequently. Theory of this type of transplanting mechanism is explained in detail, then reasonable parameters are obtained.

Key words: wide-narrow row; transplanting mechanism; deformed oval gear; cylindrical cam
(责任编辑: 杨元兆)