

偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构运动机理分析^{*}

俞高红 钱孟波 赵 匀 武传宇

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

【摘要】 简述了一种旋转式行星系分插机构,用于高速水稻插秧机前插式作业。分析了偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构的工作机理和结构特点,建立了该机构的运动学模型。基于 Visual Basic 6.0 开发了该分插机构辅助分析与优化软件,通过人机交互方式,优化出满足高速插秧机插秧要求的结构参数为 $e = 3 \text{ mm}$, $R = 19 \text{ mm}$, $\alpha_0 = -40^\circ$, $\varphi_0 = 36^\circ$, $S = 155 \text{ mm}$, $H = 180 \text{ mm}$ 。

关键词: 高速插秧机 旋转式分插机构 偏心齿轮-非圆齿轮 优化

中图分类号: S223.91⁺2

文献标识码: A

Analysis of Kinematic Principle of Transplanting Mechanism with Eccentric Gears and Non-circular Gears

Yu Gaohong Qian Mengbo Zhao Yun Wu Chuanyu

(College of Machine and Automation Controlling, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract

A new type of rotary transplanting mechanism with planetary gears, which is used to transplant seedlings for high-performance rice transplanter, was introduced. Work principle and structural feature of the mechanism were analyzed, and its kinematic models were established. Parameters optimization software based on Visual Basic 6.0 was programmed. Kinematic property was analyzed and simulated, based on the optimization method of human-computer conversation, then structural parameters of the transplanting mechanism were obtained, which could meet the demands of transplanting seedlings, such as, $e = 3 \text{ mm}$, $R = 19 \text{ mm}$, $\alpha_0 = -40^\circ$, $\varphi_0 = 36^\circ$, $S = 155 \text{ mm}$, $H = 180 \text{ mm}$.

Key words High-performance rice transplanter, Rotary transplanting mechanism, Eccentric gears and non-circular gears, Optimization

引言

分插机构是水稻插秧机的核心工作部件,实现分秧和插秧动作,它决定了插秧机的插秧质量和效率。目前,国内水稻机动插秧机分插机构的形式主要有曲柄摇杆式^[1]和旋转式^[2]。前者工作频率一般在 200~220 次/min 时能正常工作,随着插秧频率的增加,会使插秧机机架振动加剧;同时栽植机构秧针线速度过高,会产生分秧不均,伤秧率和漏秧率增加以及栽植臂易损等缺陷,从而限制了工作效率

的提高。后者用于高速水稻插秧机,是一种行星系分插机构,在齿轮盒上联接 2 个栽植臂,齿轮盒旋转一周插秧 2 次,提高了插秧效率,降低了秧针线速度,因此伤秧率低,分秧精度高,插秧质量好^[2~7]。

文献[2~7]介绍的各种旋转式分插机构都具有类似的运动学特性,满足高速插秧机前插式作业要求,具有在取秧时秧针线速度较低,在推秧后回程时秧针线速度较高的特点。形成“腰子形”插秧静轨迹,其关键是非匀速传动机构,在上述文献中介绍的各种旋转式分插机构,其非匀速传动主要是由偏心

收稿日期: 2008-07-29 修回日期: 2008-09-05

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50605057)、国家“十一五”科技支撑计划资助项目(2006BAD28B01)和浙江理工大学科研启动基金资助项目

作者简介: 俞高红,副教授,主要从事农业机械设计以及机构运动学与动力学研究,E-mail: yugh@zstu.edu.cn

通讯作者: 赵匀,教授,博士生导师,主要从事农业机械设计以及机构运动学与动力学研究,E-mail: zhaoyun@zist.edu.cn

齿轮啮合传动或者椭圆齿轮啮合传动实现。

本文设计一种偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构,非匀速传动由偏心圆齿轮与共轭非圆齿轮啮合传动实现,可以实现无侧隙啮合传动,通过选择合适的结构参数,可以获得满足高速插秧机工作要求的“腰子形”静轨迹,并同时满足大、小苗插秧要求。

1 结构特点和工作机理

偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构简图如图1所示,秧针尖点的相对运动轨迹(即插秧机未前进时的轨迹)为“腰子形”轨迹,亦称为静轨迹。

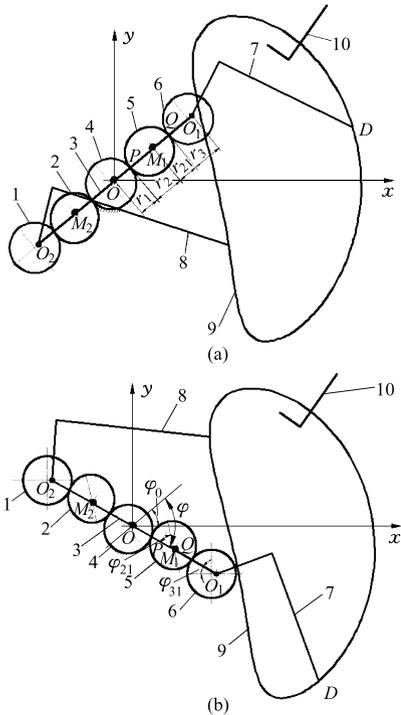


图1 偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构简图

Fig.1 Diagram of transplanting mechanism with the eccentric gears and non-circular gears

(a) 分插机构初始位置 (b) 行星架转过某一角度后分插机构位置
1.6. 行星轮(偏心齿轮) 2.5 中间轮(非圆齿轮) 3. 行星架
4. 太阳轮(偏心齿轮) 7.8. 栽植臂 9. “腰子形”轨迹 10. 秧门位置

偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构的传动部分由3个全等的偏心齿轮(1、4、6)和2个全等的非圆齿轮(2、5)组成。偏心齿轮与非圆齿轮的节曲线周长相等,2个行星轮(1、6)的旋转中心分别为 O_1 和 O_2 ,行星架3旋转中心为 O ,2个非圆齿轮的旋转中心分别为 M_1 和 M_2 ,非圆齿轮分别与偏心齿轮啮合,5个齿轮的初始安装相位角相同,并且齿轮的转动中心在同一条直线上,如图1a所示。工作时偏心齿轮4(简称中心轮或太阳轮)固定不动,行星架3在中心轴的带动下,按顺时针方向绕回转中心 O 转动,分别与太阳轮4和行星轮6啮合的共轭非

圆齿轮5随行星架3转动(以一侧齿轮结构为例),由于是偏心齿轮和共轭非圆齿轮啮合,引起传动比的非匀速变化,从而使得行星轮相对行星架作非匀速转动。行星轮随着行星架3绕回转中心 O 作圆周运动,同时相对行星架3作非匀速转动,行星轮的绝对运动是这两种运动的复合运动。通过键、行星轮轴与行星轮固结的一对栽植臂和行星轮作相同的复合运动。在复合运动作用下,秧针按要求的姿态运动,通过选择合适的结构参数,就可以得到满足插秧要求的工作轨迹。

1.1 偏心齿轮-非圆齿轮节曲线模型

偏心齿轮与其共轭非圆齿轮啮合实现变速传动,是秧针形成“腰子形”静轨迹的关键。在图2中,偏心齿轮1的节圆半径为 R ,偏心距为 $e = l_{O_1O}$,偏心率 $k = e/R$,两齿轮中心距为 a 。 $r_1 = l_{OP}$, $r_2 = l_{PM_1}$, $a = l_{OM_1}$,偏心齿轮1逆时针转过 φ 角时,非圆齿轮2顺时针转过 φ_{21} 角。按图示设置坐标系 xOy ,齿轮1节曲线上的啮合点 $P(r_1, \varphi)$ 满足

$$r_1 = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - e \cos \varphi = R(\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} - k \cos \varphi) \quad (1)$$

因为, $a = r_1 + r_2$, $i_{12} = \frac{d\varphi}{d\varphi_{21}} = -\frac{r_2}{r_1}$,由此求得非圆齿轮2的节曲线方程为

$$\begin{cases} r_2 = a - r_1 \\ \varphi_{21} = -\int_0^\varphi \frac{r_1}{a - r_1} d\varphi \end{cases} \quad (2)$$

当 φ 从 $0 \sim 2\pi$ 变化时, φ_{21} 相应地以 $0 \sim -2\pi$ 变化。

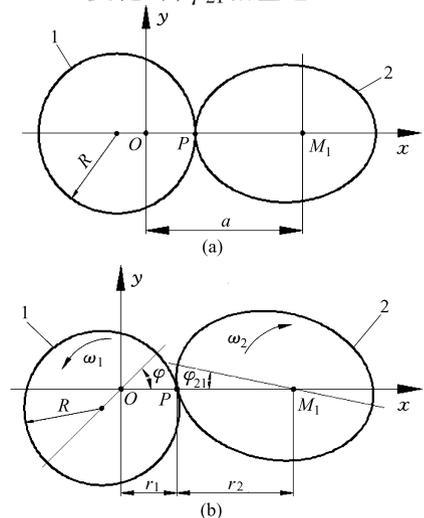


图2 偏心齿轮-非圆齿轮节曲线模型

Fig.2 Curve model of the eccentric gears and non-circular gears

(a) 初始位置 (b) 某个时刻的位置
1. 偏心齿轮 2. 非圆齿轮

1.2 节曲线封闭条件及中心距

由于共轭非圆齿轮节曲线封闭,共轭非圆齿轮与偏心齿轮齿数相同,节曲线周长等于 $2\pi R$ 。故节曲线封闭条件为

$$\int_0^{2\pi} \frac{r_1}{a-r_1} d\varphi = \int_0^{2\pi} \frac{\sqrt{1-k^2\sin^2\varphi} - k\cos\varphi}{\frac{a}{R} - (\sqrt{1-k^2\sin^2\varphi} - k\cos\varphi)} d\varphi = 2\pi \quad (3)$$

由式(3)可知,中心距 a 取决于偏心齿轮的节圆半径 R 以及偏心率 k 的大小。

2 分插机构运动学模型

2.1 偏心齿轮及共轭非圆齿轮传动角位移分析

5 个齿轮传动的初始位置如图 1a 所示。设方向轴 OO_1 为行星架转动初始边,行星架 3 在初始位置与 x 轴夹角为 φ_0 。行星架 3 从初始位置开始转过的角位移为 φ ,其相对于初始边逆时针转动为正,顺时针转动为负。

行星架从初始位置绕点 O 顺时针转过 φ 时,齿轮 5 相对行星架 3 顺时针转过 φ_{21} ,如图 1b 所示。 $i_{12} = -r_2/r_1$,利用数值积分的方法计算 φ_{21} ,得

$$\varphi_{21} = \int_0^\varphi \frac{1}{i_{12}} d\varphi = - \int_0^\varphi \frac{r_1}{r_2} d\varphi$$

当 φ 为 $0 \sim -2\pi$ 时, φ_{21} 也为 $0 \sim -2\pi$ 。

由图 1a 可知

$$\begin{aligned} r_{21}(\varphi_{21}) &= r_2(\varphi_{21} + \pi) \\ r_3(\varphi_{31}) &= a - r_{21}(\varphi_{21}) \\ \cos\varphi_{31} &= (r_3^2 + e^2 - r^2)/(2r_3e) \end{aligned}$$

当行星架顺时针转过 φ 时,行星轮 6 相对行星架逆时针转过 φ_{31} 。因此,当 φ 为 $0 \sim -2\pi$ 时, φ_{31} 为 $0 \sim 2\pi$ 。

2.2 位移模型

根据图 1 所示的直角坐标系 xOy ,行星轮旋转中心 O_1 的位移为

$$\begin{cases} X_{O_1} = 2a \cos(-\varphi + \varphi_0) \\ Y_{O_1} = 2a \sin(-\varphi + \varphi_0) \end{cases}$$

秧针尖 D 点的相对运动(相当于机器静止时)位移为

$$\begin{cases} X_D = X_{O_1} + S \cos(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} - \varphi) \\ Y_D = Y_{O_1} + S \sin(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} - \varphi) \end{cases}$$

式中 α_0 ——行星轮中心 O_1 和秧针尖点 D 连线与行星架 OM_1 在初始位置所夹角位移

S ——行星轮转动中心 O_1 与秧针尖点 D 距离

2.3 秧针尖速度模型

当行星架 3 匀速转动时,其角速度 $\dot{\varphi} = \omega$ 为常数。中间轮(非圆齿轮 2 和 5)相对行星架的角速度 $\omega_{21} = \dot{\varphi}_{21}$,秧针尖 D 点的相对运动速度为

$$\begin{cases} \dot{X}_D = 2a \dot{\varphi} \sin(-\varphi + \varphi_0) - S(\dot{\varphi}_{31} - \dot{\varphi}) \sin(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} - \varphi) \\ \dot{Y}_D = -2a \dot{\varphi} \cos(-\varphi + \varphi_0) + S(\dot{\varphi}_{31} - \dot{\varphi}) \cos(\alpha_0 + \varphi_0 + \varphi_{31} - \varphi) \end{cases}$$

3 人机交互的参数优化

要得到一组满足插秧要求的结构参数,实质上是寻求一组满足多目标优化的非劣解,它属于多目标、多变量的复杂约束优化问题,而且各个目标之间的加权系数很难确定。为此,根据机构运动学模型,基于 Visual Basic 6.0 编写具有良好的人机交互分析优化软件,利用该分析优化软件可以方便得到各参数与秧针轨迹和栽植臂运动间的关系。

3.1 辅助分析软件界面

运动轨迹分析界面如图 3 所示。界面中右上角为优化变量的输入区域,右下角为部分优化结果的输出区域。该软件的输入参数包括偏心齿轮半径 R 、偏心率 e 、栽植臂初始安装角 α_0 、行星架初始安装角 φ_0 、秧针尖点 D 与栽植臂轴心的距离 S 和株距 H 。输出参数有取秧角 θ 、推秧角 δ 、轨迹高度、取秧和推秧时的角度差 Δ 等。

3.2 机构的参数优化

为了得到良好的插秧质量,分插机构秧针取秧角应在 $5^\circ \sim 25^\circ$ 之间,而推秧角应在 $60^\circ \sim 80^\circ$ 之间;推秧角与取秧角之间的角度差约为 55° (约等于秧箱倾斜角);秧针进入水田时的穴口宽度要小于 30 mm;轨迹最高点与最低点的高度差确保 260 mm 以上;在回程之前完成推秧动作,插秧后回程轨迹要有先向上后向前的趋势;秧针的支撑部位不能碰撞秧门。应用辅助分析软件,借助专家经验,根据提出的优化目标,可以判断各输入变量值是否满足机构

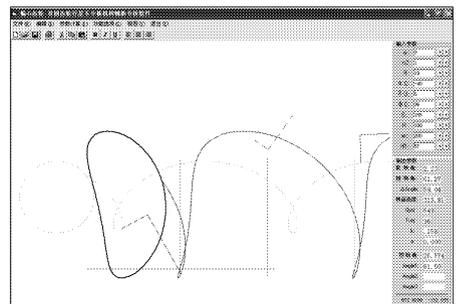


图 3 运动轨迹分析界面

Fig. 3 Interface of kinematic simulation of the mechanism

工作要求,通过人机交互方式,优化出适合于高速插秧机工作要求的分插机构运动轨迹以及结构参数。优化后的机构参数如下: $e = 3 \text{ mm}$, $R = 19 \text{ mm}$, $\alpha_0 = -40^\circ$, $\varphi_0 = 36^\circ$, $S = 155 \text{ mm}$, $H = 180 \text{ mm}$ 。

3.3 速度分析

根据辅助分析优化软件优化结果得秧针尖点速度变化曲线(一个工作周期)如图4所示,曲线1表示秧针尖点在 y 方向速度变化曲线,曲线2表示秧针尖点在 x 方向速度变化曲线。从分插机构初始安装位置开始计算,通过辅助分析优化软件可以得到,在取秧位置(即秧针刚进入秧门位置)和推秧位置(即秧苗离开秧针位置),行星架角位移分别为

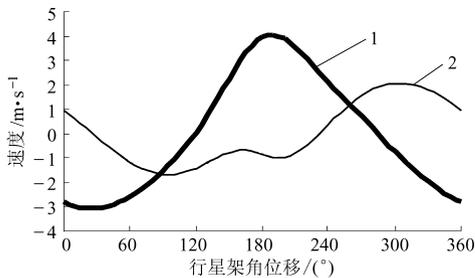


图4 秧针尖点速度变化曲线

Fig.4 Curve of velocity of seedling-needle

289°和96°。

通过分析可知,在取秧位置,秧针向前运动取秧,主要是 x 方向速度起作用,此时 y 方向速度较小;在推秧后,秧针处于上升回程阶段时(在图中行星架转过120°后),由于秧针迅速向上提升,所以 y 方向速度显著增大。从图4中还可以发现,在取秧位置秧针线速度明显小于回程时的秧针线速度。

4 结论

(1) 分析了偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构的结构特点和运动机理,并建立了该机构的运动学模型。

(2) 由可视化VB开发平台和运动学模型,自主开发了分插机构辅助分析与优化软件,分析了运动学特性。

(3) 根据自主开发的优化分析软件,通过人机交互方式,验证了运动学模型,优化出适合于高速插秧机工作要求的分插机构结构参数,优化结果为: $e = 3 \text{ mm}$, $R = 19 \text{ mm}$, $\alpha_0 = -40^\circ$, $\varphi_0 = 36^\circ$, $S = 155 \text{ mm}$, $H = 180 \text{ mm}$ 。

参 考 文 献

- 赵匀,武俊生,程革,等. 水稻插秧机分插机构的动力学分析[J]. 农业机械学报,1991,22(3):130~134.
Zhao Yun, Wu Junsheng, Cheng Ge, et al. The research on dynamics analysis and testing of four linkage rice transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1991,22(3): 130~134. (in Chinese)
- 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- 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)
- 赵匀,蒋焕煜,武传宇,等. 双季稻步行插秧机偏心链轮分插机构结构设计和参数优化[J]. 机械工程学报,2000,36(3):37~40.
Zhao Yun, Jiang Huanyu, Wu Chuanyu, et al. Structure analysis and parameter optimization of separating-planting mechanism with eccentric sprockets for high-efficiency transplanter[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(3):37~40. (in Chinese)
- 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)
- 俞高红,赵凤芹,武传宇,等. 正齿行星轮分插机构的运动特性分析[J]. 农业机械学报,2004,35(6):55~57.
Yu Gaohong, Zhao Fengqin, Wu Chuanyu, et al. Analysis of kinematics property of separating-planting mechanism with planetary gears[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(6): 55~57. (in Chinese)
- 李革,陈孝明,俞高红,等. 基于VB的旋转式分插机构运动干涉判别方法[J]. 农业机械学报,2007,38(11):44~47.
Li Ge, Chen Xiaoming, Yu Gaohong, et al. Distinguishing method for motion interference of rotary transplanting mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11):44~47. (in Chinese)