

高速插秧机差速分插机构的工作原理及其 CAD/CAE

尹建军¹, 赵 匀², 张际先¹

(1. 江苏大学机械工程学院, 镇江 212013; 2 浙江工程学院, 杭州 310033)

摘 要: 分插机构的创新是插秧机产品更新换代的关键技术之一, 该文介绍了一种新型高速插秧机分插机构—差速分插机构的结构与工作原理, 通过建立其数学模型, 应用 CAD/CAE 技术进行辅助分析与设计, 分别优化适于南方双季稻种植和北方插小苗要求的分插机构结构参数, 并与日本高速插秧机分插机构的性能进行对比分析。实验台试验表明该分插机构运转平稳, 验证了方案构思正确、可行, 理论分析与试验情况一致。

关键词: 高速插秧机; 分插机构; CAD/CAE

中图分类号: S223.91+2

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2003)03-0090-05

1 引言

近 20 多年来, 插秧机分插机构不断改进, 曲柄摇杆式分插机构被旋转式分插机构取而代之, 体现了插秧机水平质的飞跃。日本在 20 世纪 80 年代中期研制出非圆齿轮行星式分插机构的高速插秧机, 其作业速度可达 1 m/s, 提高生产率 50% 以上, 20 世纪 90 年代出售的插秧机中高速插秧机占 84% 以上。该分插机构在中国申请了专利, 专利号为: CN 1158212A。目前, 高速插秧机性能已达到很高的水准, 主要是围绕着如何提高生产率和作业可靠性以及降低农业生产成本, 研究的重点有以下几个方面: 第一, 高效且可靠的分插机构, 因为分插机构决定着机械插秧的质量和效率; 第二, 施肥机构, 在插秧的同时完成施肥 (颗粒状肥料或糊状肥料), 做到省肥、省工, 有利于水稻的早期生长; 第三, 各种监控装置的研究, 比如仿形减振、施肥防堵以及实现无人驾驶等;

另外, 对插秧机作业舒适性和底盘的通用性进行研究和改进。本文将介绍由浙江工程学院赵匀教授主持的课题组提出的一种新型高速插秧机分插机构—差速分插机构的结构和工作原理 (本人是主要设计者之一), 通过建立其数学模型, 应用 CAD/CAE 技术进行辅助分析与设计, 优化其结构参数, 并与日本高速插秧机分插机构进行性能的对比分析, 为我国高速插秧机的进一步研制和发展提供有力支持。差速分插机构已获国家专利, 专利号为: 99207165.8。

2 结构设计与工作原理

差速分插机构的结构如图 1 所示, 在一个回转的壳体里 (相当于轮系机构的行星架) 安装 3 个全等的椭圆齿轮, 3 个椭圆齿轮的回转中心均在椭圆齿轮的焦点上, 且相位相同, 并支撑在壳体上, 两套对称的栽植臂分别与两个行星轮轴相固连。工作时, 壳体 4 作为一个原

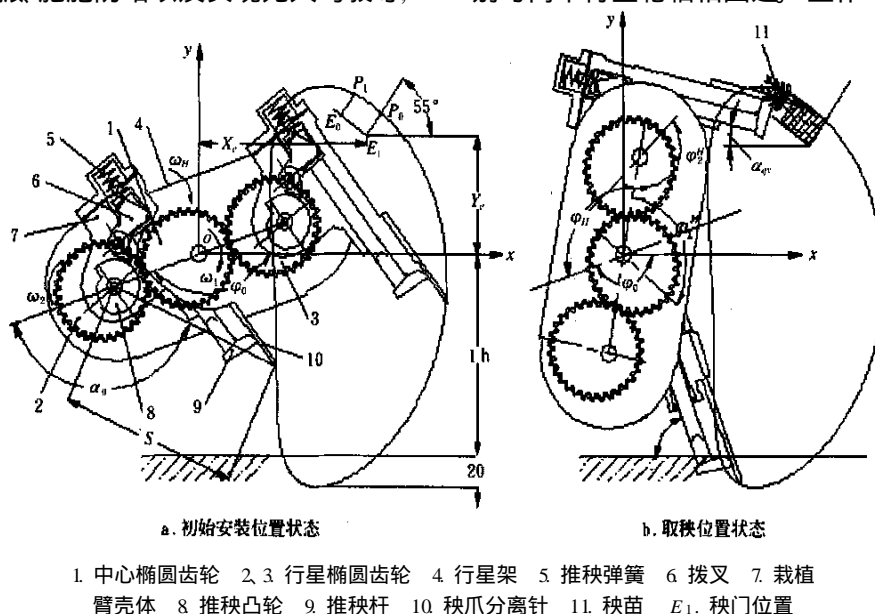


图 1 差速分插机构示意图

Fig 1 Schematic drawing of separating-planting mechanism with differential elliptic gear system

收稿日期: 2002-11-04 修订日期: 2002-12-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (59875079)

作者简介: 尹建军, 硕士, 讲师, 研究方向为智能机械与机器人。镇江市 江苏大学机械工程学院, 212013

动件绕中心轮 1 的回转中心的转动, 而中心轮 1 作为另一个原动体以壳体 2 倍的转速同向转动, 栽植臂上秧爪输出的绝对运动为随壳体的平动和绕行星轮轴心的不等速转动的合成, 从而使秧爪获得适于分秧、插秧的运动轨迹。另外, 在栽植臂中附加推秧机构(由 6、7、9 和 10 组成), 其作用是插秧时将秧苗准确推入土壤中。

3 运动学模型与分析

3.1 传动特性分析

设齿轮 1、2、3 是 3 个全等的外啮合椭圆齿轮, 且相位相同, 偏心率均为 e_1 , 4 是行星架, 组成差动轮系, 如图 1 所示。运动由轴 1 输入, 使行星架回转, 齿轮 1 以行星架两倍的转速运动, 齿轮 2 带动轴 2 输出。设行星架的转角为 φ_H , 齿轮 2 的转角为 φ_2 , 极角 φ_H 、 φ_2 的计量方向与相应的回转角速度 ω 、 ω_2 方向相反。

现给整个轮系加上一个公共角速度“ $-\omega_H$ ”, 把原周转轮系转化为定轴轮系的形式加以讨论。设在转化机构中, 齿轮 1 和齿轮 2 的转角分别用 φ_1 和 φ_2 表示, 则 $\varphi_1 = \varphi_2 - \varphi_H$, $\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_H$, 在此差动轮系中齿轮 1 是以行星架两倍的转速同向转动的, $\varphi_1 = 2\varphi_H$, 因此 $\varphi_2 = \varphi_H$ 。故转化机构的传动比 i_{21}^H 为 $i_{21}^H = -\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\frac{d\varphi_2 - d\varphi_H}{d\varphi_H} =$

$1 - \frac{d\varphi_2}{d\varphi_H} = 1 - i_{2H}$, 所以, $i_{2H} = 1 - i_{21}^H$ 。其中, i_{21}^H 为齿轮 1、2 相对于行星架静止不动的传动比。根据一对椭圆齿轮定轴传动的特性^[2], 有 $i_{21}^H = \frac{1 - e_1^2}{1 - 2e_1 \cos \varphi_H + e_1^2}$, 则

$$i_{2H} = 1 - i_{21}^H = 1 - \frac{1 - e_1^2}{1 - 2e_1 \cos \varphi_H + e_1^2},$$

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_H} i_{2H} d\varphi_H = \int_0^{\varphi_H} \left(1 - \frac{1 - e_1^2}{1 - 2e_1 \cos \varphi_H + e_1^2} \right) d\varphi_H$$

$$= \varphi_H - 2 \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{1 + e_1}{1 - e_1} \operatorname{tg} \frac{\varphi_H}{2} \right)$$

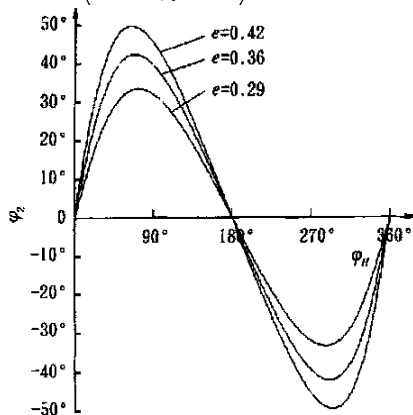


图 2 φ_2 与 φ_H 的关系图

Fig. 2 Transmission relationship between φ_2 and φ_H

由图 2 可知, 在行星架 φ_H 匀速转动一圈的期间, 输出轴的绝对转角 φ_2 是有正有负的, 输出轴作了一次往复的摆动并回复到原位, 往复摆动的角度值与偏心率 e_1 有关, e_1 越大, 往复的摆动也越大。这种传动特性是保证栽植臂上的秧爪形成所要求的轨迹和姿态的本质所在。

3.2 运动分析

1) 秧爪位移方程

建立图 1 所示的直角坐标系 XOY , 则行星轮轴心的坐标方程为

$$\begin{cases} x_{o_2} = 2a \cdot \cos(\varphi_H + \varphi_H) \\ y_{o_2} = 2a \cdot \sin(\varphi_H + \varphi_H) \end{cases}$$

秧针尖的相对坐标方程为

$$\begin{cases} x = x_{o_2} + S \cdot \cos(\varphi_H + \varphi_H + \alpha_0 - \varphi_2) \\ y = y_{o_2} + S \cdot \sin(\varphi_H + \varphi_H + \alpha_0 - \varphi_2) \end{cases}$$

秧针尖的绝对坐标方程为

$$\begin{cases} x = x + \varphi_H \cdot H / 180 \\ y = y \end{cases}$$

式中 φ_H ——以 x 轴为始边; α_0 ——以行星架中心线为始边, 逆时针为正; a ——椭圆齿轮长轴; S ——行星轮轴心到秧爪尖的距离; H ——插秧株距。

2) 秧针尖的速度、加速度求解

对位移方程求导可获得各构件的(角)速度、(角)加速度, 但方程表达非常繁复。在此采用差分解法来求 $\dot{\varphi}_2$ 、 $\ddot{\varphi}_2$ 、 \dot{x} 、 \dot{y} 、 \ddot{x} 、 \ddot{y} , 不仅简洁、有效, 而且利于编程, 不易出错。其差分格式可表示为

$$V_i = \dot{U}_i = \frac{U_i - U_{i-1}}{\Delta t}, \quad (i = 1, 2, \dots, 360)$$

其中 $U_0 = U_{360}$, $\Delta t = \frac{1}{\omega} \times \frac{\pi}{180} = \frac{1}{6n}$ 秒/度。

4 结构参数优化及分析

4.1 优化方法与设计流程

4.1.1 优化目标与约束条件

差速分插机构设计的关键是其传动部分的设计参数优化。在分析比较 2ZT 型曲柄摇杆分插机构和日本高速分插机构的基础上, 对秧针工作轨迹和姿态应满足以下条件: 秧针在取秧时与水平线的夹角应在 $10^\circ \sim 30^\circ$ 之间, 在推秧时与水平线的夹角应在 $60^\circ \sim 80^\circ$ 范围内, 角度之差约等于秧箱倾角 55° ; 动轨迹的理论穴口长度在 $10 \sim 30$ mm; 回程轨迹有向后和向上的趋势, 以免秧爪尖碰伤秧苗, 运秧段轨迹最远点应该离开已栽秧苗的位置, 以免秧针将其推倒、碰伤; 为避免“搭桥”现象, 对南方多熟制轨迹高度应大于 260 mm, 对北方单季稻轨迹高度应大于 200 mm。

另外, 设计时也必须考虑, 是否有合适的椭圆齿轮参数, 是否有合适的取秧点, 两栽植臂的运动是否有干涉, 取秧时栽植臂壳体是否与秧门有干涉等。

优化目标是在约束条件下结构紧凑。

4.1.2 设计参数

设计参数确定为: 椭圆齿轮的参数(包括模数 m 、齿数 z 、椭圆齿轮偏心率 e_1 和椭圆齿轮长轴 a)、行星架的初始安装角度 α_0 、栽植臂相对于行星架中心连线的角度 α_0 、行星轮轴心到秧爪尖的距离 S 。

4.1.3 优化方法及设计流程

在 VB6.0 下编制了差速分插机构结构参数优化程

序,其优化流程图如图3所示。调整设计参数,利用计算机的快速计算,立即得到参数变化后的目标数据和图形,是本文解决差速分插机构优化问题的方法。目标数据包括:分插机构的运动特性参数(取秧角 α_0 、推秧角 α_y 、轨迹高度),分插机构的结构设计参数(齿轮盒的回转直径、椭圆齿轮的偏心距及其它参数)和与分插机构相配合工作的参数(秧箱秧门位置 X_E 、 Y_E ,分插机构安装高度 lh),参见图1。图形信息包含:秧爪尖的静轨迹2、动轨迹6,行星轮轴心轨迹1,取秧、推秧位置时秧爪的姿态3、7,秧箱秧门4以及秧苗5,参见图4。株距在120~200 mm可调,图4给出株距为166 mm的情况。

当筛选出数种优化方案后,结合分插机构的结构设计和插秧行距(南方地区行距240 mm,北方地区行距300 mm)的要求,最终确定一种优化方案,并可按实际尺寸在计算机上模拟分插机构的工作运行情况,可检验分插机构各部件的运动干涉情况和预测分插机构的工作情况。

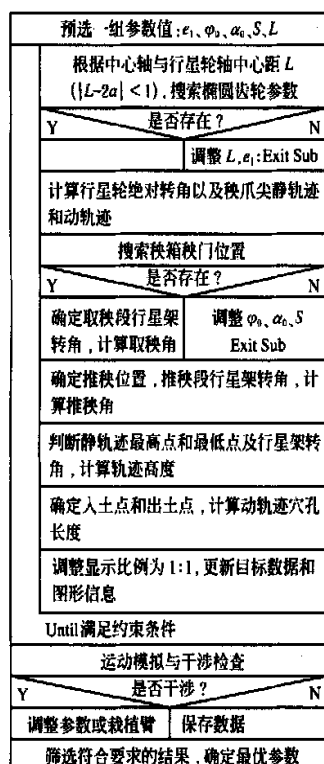


图3 差速分插机构参数优化流程图

Fig 3 Flow chart for optimizing the separating-planting mechanism with differential elliptic gear system

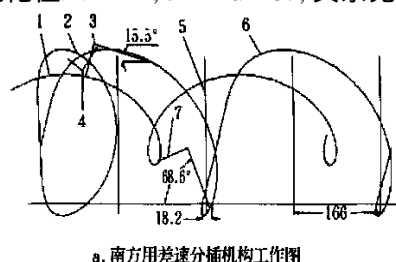
取秧点的位置坐标是据秧针运动轨迹以下列方法确定的:秧门的结构简图和理想的取秧块大小($P_1P_0E_0E_1$),参见图1所示,方法是在静轨迹曲线的右上部分,找到弦 P_0P_1 ,使 P_0P_1 与 E_0E_1 之间的夹角为零或足够小。

推秧点的位置是据秧针静轨迹最低点行星架转角-25°时所对应的轨迹点坐标确定。

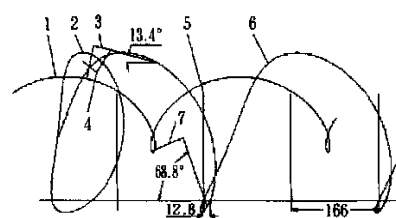
4.2 优化结果

按照用于南方地区早稻(小苗)和晚稻(大苗)插秧

作业和用于北方单季稻(小苗)插秧作业,应用上述方法和程序优化了机构的不同参数,图4分别给出差速分插机构用于在南、北方插秧作业时的优化工作图,其设计参数优化值: $m=2$, $e_1=0.287$,其余见表1。



a. 南方用差速分插机构工作图



b. 北方用差速分插机构工作图

图4 差速分插机构优化结果

Fig 4 Optimized results of the separating-planting mechanism with differential elliptic gear system

表1 设计参数优化值

项目	z	a/mm	φ_0	α_0	S/mm
南方型	37	37.79	-160°	150°	125
北方型	31	31.66	-175°	160°	138

从优化的结果来看,对南方大苗作业,取秧角和推秧角较适宜,其差值约等于秧箱的倾角,对取秧、推秧和秧爪脱秧后秧苗的直立度非常有利。在秧爪推秧结束后轨迹的走向较陡,当秧针与秧苗分离,秧针从前上方退出不会搅乱已插秧苗,且行星轮轴心轨迹不刮撞已栽秧苗,这对南方插大苗是有利的。轨迹高度已达到275 mm,基本保证不会产生“连桥”现象,即在插大苗时,不会把前一个秧苗的顶部插入下一个秧苗的根部。对前插式北方小苗作业,除保证适宜的取秧角和推秧角,行星轮轴心轨迹不刮撞已栽秧苗,轨迹的高度和走向要求降低。

由于追求分插机构在结构上紧凑,齿轮盒回转半径减小,引来的问题是必须减小以避免两栽植臂运动干涉,导致轨迹高度降低。解决的办法是:增大两栽植臂壳体之间的距离 L 或栽植臂秧爪的安装采用拐臂外伸的形式。采用拐臂外伸的形式可减小齿轮盒回转半径。增大 L ,可避免回转中两个秧爪相互干扰的同时,适当加长秧爪长度,增加轨迹封闭环高度,利于避免搭桥现象和小株距插秧。但由于南方插秧行距的要求,在结构上不易实现,只能增大 L ,轨迹高度也可达到插大苗的要求。

4.3 对比分析

为更好的了解新机构用于南北方插秧作业时其运

动学参数的变化情况,有必要将其与日本旋转式分插机构进行对比分析。伤秧率是评价插秧机工作性能的重要指标之一,秧苗的损伤取决于取秧段和插秧后秧针提起时对秧苗的碰撞,计算出秧针对秧苗的相对速度,可以定性衡量秧针对秧苗的碰撞程度。在取秧过程中,秧苗在秧箱上,应取秧针相对于秧箱的运动速度分析,推秧段秧苗接触地面,应取秧针相对于地面的运动速度分析。经计算,由于日本型与差速南、北方型(行星架转速为 180 r/min) 3 种分插机构取秧和推秧时的速度、加速度大小和变化趋势基本接近,故图 5、6 中仅给出南方型的秧针尖速度、加速度变化曲线。

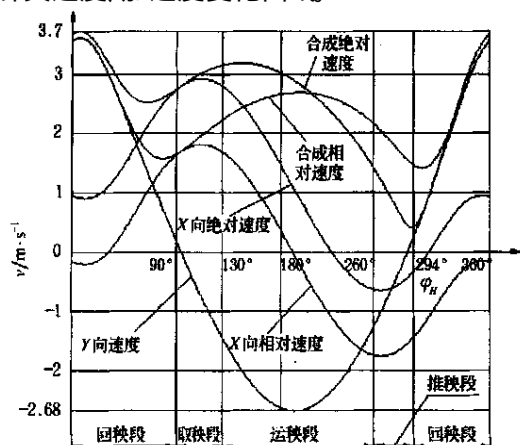


图5 秧针尖速度变化曲线

Fig 5 Velocity curves of needlepoint of separating-planting bar

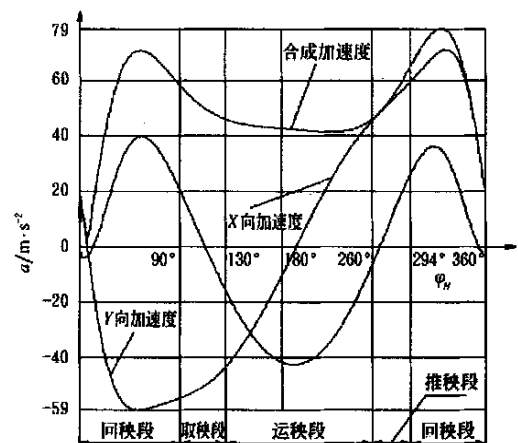


图6 秧针尖加速度变化曲线

Fig 6 Acceleration curves of needlepoint of separating-planting bar

在取秧段,相对速度由小变大,方向指向秧苗(根据静轨迹点的切线),有利于分秧、取秧,另一方面,会使伤秧增加。秧针出秧门到推秧前的相对速度逐渐加大,对迅速下插有利。插秧段基本是直插,最深点附近速度方向与机器前进方向几乎相同,绝对速度也很小,有利于将秧苗栽稳。

在正常取秧过程中,加速度的平均值相差不大且由大变,秧爪在取秧结束时,其方向指向秧门后下方(根据合成相对速度曲线点的切线),能比较干净利落的取秧。在运秧过程中,入土前向上的加速度对运秧不利,在推秧过程中,加速度变化很小。在插秧过程中,推秧点向上的加速度与推秧方向相反,利于脱秧。

5 结 论

在结构设计上,差速分插机构利用了两自由度差动轮系和椭圆齿轮的非匀速比传动特性,减少了机构构件数目,达到了与日本高速插秧机分插机构同样的功能效果,但在动力传递方面比日本高速插秧机略显复杂。在与日本高速插秧机分插机构性能对比分析中发现,从伤秧率及工作过程对取秧、运秧和插秧的影响相当。按照结构参数优化结果试制了南方型分插机构实验台,利用高速摄影得到的结果表明,该分插机构运转平稳,与理论分析一致,验证了方案构思正确、可行。另外,应用CAD/CAE技术进行机构的辅助分析与设计,是本文解决差速分插机构优化问题的方法。若用传统优化方法,由于改变设计参数导致轨迹变化的复杂性,建立满足各种轨迹变化的约束数学模型是复杂的,而且保证优化算法的收敛也是困难的,笔者的尝试是失败的。

参 考 文 献

- [1] 赵 匀. 农业机械计算机辅助分析和设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998
- [2] 李福生, 尹种芳. 非圆齿轮与特种齿轮传动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983
- [3] 杨新春. 水稻高速插秧机在我国的适应性及发展前景[J]. 农业机械学报, 1996, 27(增): 179~ 182
- [4] 尹建军, 赵 匀, 张际先. 水稻插秧机分插机构的创新设计[J]. 江苏理工大学学报, 2001, 22(5): 5~ 7, 68
- [5] 应义斌, 赵 匀. 偏心齿轮行星系水稻分插机构的分析研究[J]. 农业工程学报, 1997, 13(4): 130~ 134
- [6] 郭林松. 偏心齿轮系插秧机构的运动特性研究[J]. 农业机械学报, 1996, 27(4): 151~ 156
- [7] 赵 匀, 蒋焕煜, 武传宇等. 双季稻高速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
- [8] 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
- [9] Ying Yibin, Zhao Yun. Research in dynamic simulation of separating-planting mechanism of rice transplanter[J]. AMA, 1997, 28(3): 15~ 19
- [10] Thomas, Edathiparambil Vareed. Development of a mechanism for transplanting rice seedlings[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(4): 395~ 410
- [11] 尹建军. 水稻插秧机差速分插机构的计算机辅助分析与设计[D]. 杭州: 浙江大学农业工程学院, 1999

Working principle and CAD/CAE of the separating-planting mechanism with differential elliptic gear system of high-performance rice transplanter

Yin Jianjun¹, Zhao Yun², Zhang Jixian¹

(1. College of Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China;

2. Zhejiang Institute of Science and Technology, Hangzhou, Zhejiang 310033, China)

Abstract: Innovation of the separating-planting mechanism is one of key technologies to innovate rice transplanter. Firstly, structure and work principles of a new type of the separating-planting mechanism with differential elliptic gear system of high-performance rice transplanter are introduced in this paper. Its kinematics models were established on the basis of the transmission analysis of differential elliptic gear system. According to the different agronomic requirements of South China and North China, CAD/CAE technology is applied to find out two sets of proper structural parameters easily. And its kinematic performances are compared with the separating-planting mechanism of high-performance rice transplanter made in Japan. Finally, the test shows that the separating-planting mechanism with differential elliptic gear system can work smoothly. Its scheme design is reasonable and practical, and the theoretical analyses are in good agreement with the experimental results.

Key words: high-performance rice transplanter; separating-planting mechanism; CAD/CAE