

# 基于运动学目标函数的插秧机分插机构参数优化

代 丽<sup>1,3</sup>, 孙 良<sup>2,3</sup>, 赵 雄<sup>2,3\*</sup>, 赵 匀<sup>2,3</sup>

(1. 浙江理工大学管理科学与工程系, 杭州 310018; 2. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018;  
3. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018)

**摘 要:** 分插机构优化属于多目标、多参数优化问题。该文为了简化与加快参数优化的过程, 提高分插机构的优化效率, 在原来“试凑法”的基础上, 提出了基于现代目标函数的参数优化方法, 即在数学建模的基础上, 对分插机构的运动学约束条件进行数字化设计与分析, 建立了11个运动学目标函数, 求解出目标函数的取值范围分别为:  $Y_1 < -2$  mm,  $Y_2 < 90$  mm,  $|Y_3| < 4$  mm,  $40$  mm  $< Y_4 < 80$  mm,  $55^\circ < Y_5 < 60^\circ$ ,  $Y_6 > 260$  mm,  $Y_7 < 30$  mm,  $-10^\circ < Y_8 < 20^\circ$ ,  $65^\circ < Y_9 < 80^\circ$ ,  $Y_{10} > 2.5$ ,  $Y_{11} > 20$  mm。在分插机构辅助分析设计平台中, 给定初始参数: 椭圆齿轮长半轴  $a=16.65$  mm, 椭圆短轴与长轴之比  $k=0.98$ , 栽植臂相对行星架初始安装角  $\alpha_0=-100^\circ$ , 行星架的初始安装角  $\varphi_0=24^\circ$ , 行星架拐角  $\delta_0=7^\circ$ , 秧针尖点与行星轮转动中心的距离  $S=176$  mm, 株距  $H=150$  mm, 中心轴的角速度  $W=200$  rad/s。利用目标函数的取值要求进行机构参数优化, 得到了满足插秧要求的机构参数:  $a=22.65$  mm,  $k=0.987$ ,  $\alpha_0=-52^\circ$ ,  $\varphi_0=27^\circ$ ,  $\delta_0=16^\circ$ ,  $S=181$  mm,  $H=130$  mm,  $W=200$  rad/s。经比较分析验证本方法可有效提高分插机构参数优化精度与效率, 对其他农业机械参数优化问题具有一定的借鉴意义。

**关键词:** 优化; 农业机械; 设计; 分插机构; 目标函数

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2014.03.005

中图分类号: S223.91

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2014)-03-0035-08

代 丽, 孙 良, 赵 雄, 等. 基于运动学目标函数的插秧机分插机构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(3): 35-42.

Dai Li, Sun Liang, Zhao Xiong, et al. Parameters optimization of separating-planting mechanism in transplanter based on kinematics objective function[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(3): 35-42. (in Chinese with English abstract)

## 0 引 言

随着信息技术、网络技术、计算机技术的飞速发展, 现今农业机械产品传统的设计方法正逐渐被现代设计方法所取代<sup>[1-4]</sup>。在现代设计方法中, 数字化设计技术涵盖了其最新技术, 同时又是设计的前提, 其在各个领域的应用也比较广泛<sup>[5-8]</sup>。

分插机构是水稻插秧机的核心工作部件, 是插秧机专家们的主要研究对象。目前国内外研究人员主要是采用人机交互优化方法<sup>[9-12]</sup>, 即将用户提供的初始参数值分析计算后, 通过数字化设计方法<sup>[13-17]</sup>得到其运动轨迹, 此类方法主要凭借用户的直觉, 或者专家的经验来判断当前优化轨迹是否满足目

标要求、结果是否可行, 直至得到可行的运动轨迹为止。此方法调整参数过程具有试凑性质, 优化精度难以保证。

本文针对多目标优化问题, 提出将专业知识通过建立数学模型的方法建立机构参数的相互关系, 即建立目标函数, 从而将机械优化设计问题转化为数学求解问题, 并利用计算机进行参数优化求解。此方法大大简化了机构参数优化的过程, 提高了优化精度, 具有一定的创新和实际意义。水稻插秧机在插秧时在田间的工作要求具有良好的插秧质量, 即达到不伤秧、不钩秧、不漂秧、立苗好和返青快等要求, 满足以上需求主要取决于所设计的插秧机核心工作部件-分插机构, 即设计分插机构时必须要有系列的约束条件来满足以上插秧的性能。赵匀等分插机构专家学者们经过长期的探索、研究和实践, 对分插机构秧针尖点的运动轨迹和姿态提出了一系列的运动学要求<sup>[18-20]</sup>。

## 1 分插机构运动学目标要求

本文所研究的椭圆齿轮行星系分插机构是前插旋转式行星轮系分插机构<sup>[21-23]</sup>, 在插秧过程中要

收稿日期: 2013-08-08 修订日期: 2013-12-31

基金项目: 国家自然科学基金(51005214、51175073、51205364、51205361); 浙江理工大学科研启动基金项目(1209810-Y); 浙江理工大学 521 人才培养计划资助。

作者简介: 代 丽(1976—), 女, 哈尔滨人, 副教授, 博士, 主要从事农机虚拟平台、机构优化设计方面的研究。杭州 浙江理工大学管理科学与工程系, 310018。Email: dlzist@163.com

※通信作者: 赵 雄(1982—), 男, 湖北黄梅人, 讲师, 主要从事机构分析、设计和优化的研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: zhaoxiong@zstu.edu.cn

求其秧爪形成“腰子形”定轨迹<sup>[18]</sup>。为满足高速插秧机的工作要求,椭圆齿轮行星系分插机构前插式的运动学目标要求<sup>[20,24-25]</sup>如表 1 所示。

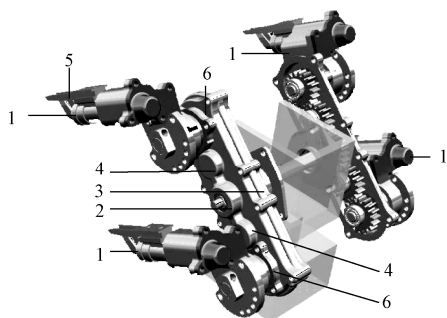
表 1 分插机构运动学目标要求

目标 Object	约束条件 Constraint condition
$Y_1$	栽植臂之间是否发生运动干涉
$Y_2$	栽植臂与秧箱之间是否发生运动干涉
$Y_3$	栽植臂是否取下近似矩形的秧块
$Y_4$	运动时是否发生推秧、搭桥现象
$Y_5$	取秧角与推秧角的角度差是否满足要求
$Y_6$	插秧轨迹的高度是否满足要求
$Y_7$	穴口大小是否达到要求
$Y_8$	取秧角是否满足要求
$Y_9$	推秧角是否满足要求
$Y_{10}$	齿轮模数是否达到要求
$Y_{11}$	圆盘离地面的高度是否达到要求

## 2 数字化设计与目标函数的建立

### 2.1 分插机构数字化设计

旋转式分插机构的三维视图如图 1 所示,左右两侧每侧有两个栽植臂(图 1 中标注的 1),分插机构的核心工作部件由栽植臂和行星轮系组成。因此,分插机构的数字化设计主要包括核心部件栽植臂、行星轮系,以及与插秧相关的秧苗和秧箱等。



1.栽植臂 2.太阳轮 3.行星架 4.中间轮 5.秧针 6.行星轮  
1. Transplanting-arms 2. Sun gear 3. Planetary shelf 4. Intermediate gear  
5. Seedling-separating needle 6. Planetary gear

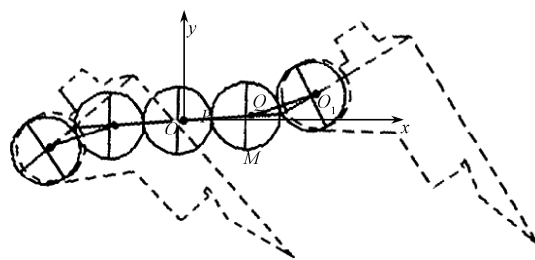
图 1 旋转式分插机构三维结构视图

Fig.1 View of three-dimensional structure of rotary transplanting mechanism

图 1 所示的分插机构在插秧旋转工作时,中心轮 2 固定不动,并跟随行星架 3 一起转动,2 个中间轮 4 绕着太阳轮 2 进行转动,同时带动另外 2 个行星轮 6 在周期内摆动。栽植臂 1 固定在行星轮 6 上,随行星架 3 顺时针转动,即相对于行星架作非匀速逆时针的转动,同时可完成栽植臂上的秧针尖

点 5 的运动轨迹和姿态,从而完成插秧的工作<sup>[20]</sup>。因此,将栽植臂与行星轮系在插秧过程中的主要工作关键点数字化设计出来,即可数字化模拟分插机构的插秧运动。

图 2 所示为分插机构的栽植臂和行星轮系的数字化模拟示意图。用 5 个椭圆和中心连线表示行星轮系(如图中黑色实线部分),栽植臂通过几个关键工作点模拟出来(图 2 中左右两侧类似剪刀形状的虚线对称区域)。其中: $O$  为太阳轮的转动中心, $M$  为中间轮的转动中心, $O_1$  为行星轮的转动中心, $P$  为太阳轮与中间轮的啮合点, $Q$  为行星轮与中间轮的啮合点,以太阳轮中心  $O$  为坐标原点建立坐标系如图 2 所示。



注: $O$  为太阳轮的转动中心, $M$  为中间轮的转动中心, $O_1$  为行星轮的转动中心, $P$  为太阳轮与中间轮的啮合点, $Q$  为行星轮与中间轮的啮合点。

Note:  $O$  is rotation center of sun gear;  $M$  is rotation center of middle gear;  $O_1$  is rotation center of planet gear;  $P$  is meshing point between sun gear and middle gear;  $Q$  is meshing point between planet gear and middle gear.

图 2 旋转式分插机构数字化模拟视图

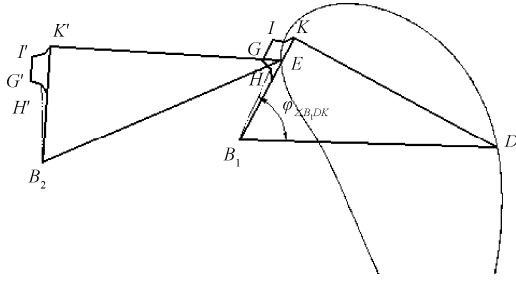
Fig.2 Digitized analog view of rotary transplanting mechanism

本文基于图 2 所示的数字化模拟视图,根据表 1 提出的 11 个运动学目标要求,建立分插机构运动的 11 个目标函数,得到 11 个约束条件的数学表达式,本文用  $Y_i (i=1,2,\dots,11)$  表示目标函数变量名。

### 2.2 建立目标函数

#### 2.2.1 栽植臂之间的运动干涉分析

栽植臂运动干涉主要产生于单侧的 2 个栽植臂在运动旋转过程中,其中一个栽植臂的秧针与另一个栽植臂的后面壳体部分是否发生碰撞的现象。图 3 为栽植臂运动模拟数字示意图,第 1 个栽植臂(右边的近似三角形的栽植臂,即由 6 个点  $D$ 、 $B_1$ 、 $H$ 、 $G$ 、 $I$ 、 $K$  连线所围的区域)后面的壳体部分(边界点  $H$ 、 $G$ 、 $I$  连线部分)的运动空间与第 2 个栽植臂(左边的近似三角形的栽植臂,即由 6 个点  $E$ 、 $B_2$ 、 $H'$ 、 $G'$ 、 $I'$ 、 $K$  连线所围的区域)的秧针尖点( $E$  点)的运动空间有可能发生交点,即发生碰撞干涉问题。在程序中是通过一个数值范围来表示  $E$  点与区域  $HGI$  部位的坐标关系,根据其大小即可进行运动干涉的判断和优化,主要有 2 种情况:



注:  $D, B_1, H, G, I, K$  连线所围的区域为第 1 个栽植臂, 边界点  $H, G, I$  连线部分为壳体部分;  $E, B_2, H', G', I', K'$  连线所围的区域为第 2 个栽植臂,  $E$  为秧针尖点。  
Note: Region enclosed by the  $D, B_1, H, G, I$  and  $K$  is the first planting-arm; Region enclosed by the  $H, G$  and  $I$  is shell parts; Region enclosed by the  $E, B_2, H', G', I'$  and  $K'$  is the second planting-arm,  $E$  and  $D$  is seedling-tips.

图 3 分插机构栽植臂运动干涉示意图

Fig.3 Movement interference schematic of planting-arms of transplanting mechanism

1)  $y_H < y_E < y_G$  时: 构造线段  $GH$  方程:

$$y - y_H = \frac{y_G - y_H}{x_G - x_H}(x - x_H), \text{ 求得过 } E \text{ 点的水平线与}$$

$GH$  方程的交点  $J$ :  $[\frac{y_E(x_G - x_H)}{y_G - y_H}, y_E]$ , 记:

$$Y_1 = x_E - \frac{y_E(x_G - x_H)}{y_G - y_H} \quad (1)$$

2)  $y_G < y_E < y_I$  时: 构造线段  $GI$  方程:

$$y - y_I = \frac{y_G - y_I}{x_G - x_I}(x - x_I), \text{ 求得过 } E \text{ 点的水平线与}$$

$GI$  方程的交点  $J$ :  $[\frac{y_E(x_G - x_I)}{y_G - y_I}, y_E]$ , 记:

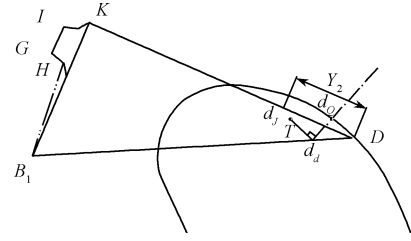
$$Y_1 = x_E - \frac{y_E(x_G - x_I)}{y_G - y_I} \quad (2)$$

式中:  $x_i$  和  $y_i$  为  $i$  点的横坐标和纵坐标。

当  $Y_1 > 0$  时, 意味着一个栽植臂的秧针尖点  $E$  进入到另一栽植臂尾部壳体里面, 2 栽植臂发生干涉; 考虑机构之间的间隙, 加工精度等因素, 2 栽植臂之间的最小距离给一定的安全余量, 设定  $Y_1 < -2$  为 2 栽植臂不发生干涉的理想状态。

### 2.2.2 栽植臂与秧箱之间运动干涉分析

图 4 为栽植臂 (点  $D, B_1, H, G, I, K$  连线所围的区域) 与秧箱 (点  $T, d_d, d_q$  连线) 之间的运动干涉数字示意图, 栽植臂上表面投影为  $DK$  线, 该表面的宽度不一致。栽植臂秧爪  $D$  段为秧针部分, 水稻秧箱的秧门的宽度允许秧针进入秧门取出秧苗; 靠近  $K$  段为栽植臂壳体, 其宽度大, 若该段进入秧门则会出现卡死。



注:  $T$  和  $d_d$  为秧箱数字化的模拟点;  $d_j$  为秧针进入秧箱的最深点;  $d_q$  为秧针与秧箱的交点;  $D$  为秧针尖点;  $Y_2$  为  $d_j$  与  $D$  之间的距离。  
Note:  $T$  and  $d_d$  is simulation point of digital seedling-box;  $d_j$  is the deepest point of seedling-tip entering seedling-box;  $d_q$  is crossover point of seedling-tip and seedling-box;  $D$  is seedling-tip;  $Y_2$  is the distance between  $d_j$  and  $D$ .

图 4 秧针与秧门位置关系示意图

Fig.4 Schematic of positional relationship between seedling-needle and seedling-door

首先确定图 4 中所示的  $d_q$  点 (秧针轨迹与秧箱的交点) 的位置, 利用轨迹上的  $d_q$  位置法向与秧箱平行来求解。由于秧针抓苗的工作特点, 栽植臂上边界  $DK$  必然在某一时刻与秧门边界点  $T$  相交, 选取  $T$  与直线段  $DK$  相交点  $d_j$  与  $D$  点距离作为指标  $Y_2$ 。

根据图 4 所示各点线的关系, 建立直线段  $DK$  方程为:

$$y - y_D = \tan(\varphi_{D0} + \varphi + \varphi_{31} + \pi - \varphi_{\angle B_1 DK}) \cdot (x - x_D) \quad (3)$$

式中:  $\varphi_{\angle B_1 DK}$  为栽植臂的结构常数,  $\varphi_{D0}$  为行星架初始安装位置,  $\varphi$  为行星架角位移,  $\varphi_{31}$  为行星轮相对行星架的角位移。由  $y_T - y_D - \tan(\varphi_{D0} + \varphi + \varphi_{31} + \pi - \varphi_{\angle B_1 DK}) \cdot (x_T - x_D) = 0$ , 得  $T$  与直线段  $DK$  相交时刻  $\varphi_T$  ( $T$  点相对于行星架的角位移), 此时:

$$Y_2 = ([y_T - y_D(\varphi_T)]^2 + [x_T - x_D(\varphi_T)]^2)^{1/2} \quad (4)$$

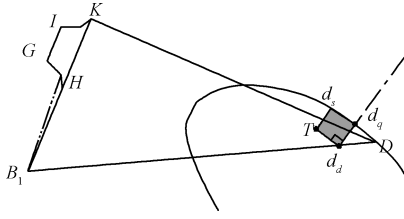
式中:  $\varphi_i$  表示  $i$  点相对于行星架的角位移, rad。

参考实际机构中秧针的长度, 设定  $Y_2 < 90$  时, 认为只有秧针进入秧门, 栽植臂和秧箱不发生运动干涉。

### 2.2.3 取下矩形秧块

参考市场上插秧机秧箱倾角 (插秧机的秧箱与水平方向一般成  $55^\circ$  布置, 为避免取苗过程栽植臂伤害秧苗根部, 即横切秧苗, 秧门应布置在栽植臂秧针尖点轨迹法线方向也为  $55^\circ$  的点, 即保证近似垂直取苗。因此运动轨迹要求秧针取秧时与秧箱尽量呈垂直状态 (如图 5 所示), 近似矩形的秧苗块。

根据插秧机的取秧量参数范围, 图中  $d_q d_d$  设定为  $20^{[18]}$ , 目标的数值化通过建立与  $d_q d_d$  平行的矩形的对边, 即计算取苗位置点  $d_s$  与  $T$  点距离与 20 的差值来建立, 设定误差为 4。



注:  $d_s$  为秧针与毯壮苗上表面的交点。

Note:  $d_s$  is the crossover point of seedling-tip and surface of the blanket seedlings.

图 5 “取下矩形秧块”示意图

Fig.5 Schematic of taking rectangle seedling

图 5 中开始取苗位置点  $d_s$  求解过程如下: 过  $T$  点与  $d_q d_d$  平行的直线方程为:

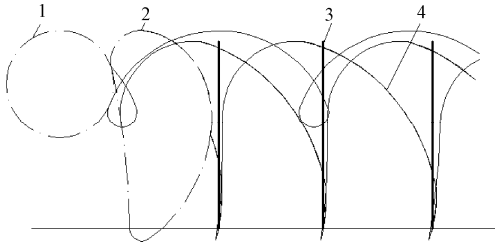
$$y - y_T = \tan(55\pi/180)(x - x_T) \quad (5)$$

该直线与  $(x_D(\varphi), y_D(\varphi))$  的交点即为  $d_s$ 。由  $y_D(\varphi) - y_T - \tan(55\pi/180)(x_D(\varphi) - x_T) = 0$  求得  $\varphi_{ds}$ , 则得到  $d_s$  位置坐标:  $(x_D(\varphi_{ds}), y_D(\varphi_{ds}))$ , 即:

$$Y_3 = ([y_T - y_D(\varphi_{ds})]^2 + [x_T - x_D(\varphi_{ds})]^2)^{1/2} - 20 \quad (6)$$

#### 2.2.4 不推秧、不搭桥

分插机构在栽插秧苗时, 当秧针把秧苗插进泥土后, 栽植臂的秧爪会继续运动, 进行下一次取秧和插秧。秧爪在回程中, 可能会与刚栽插的秧苗发生接触, 比如损伤或推倒已插好的秧苗, 因此需要保证不会发生推秧等现象。此目标主要通过动轨迹(如图 6 所示)来分析和判断。



1.行星轮中心静轨迹 2.秧针静轨迹 3.秧苗 4.秧针动轨迹

1.Static trajectory of planetary shelf 2.Static trajectory of seedling-separating needle 3.Seedling 4.Trajectory of seedling-separating needle

图 6 分插机构绝对运动轨迹

Fig.6 Absolute trajectory of transplanting mechanism

利用  $\frac{dy_D(\varphi)}{d\varphi} = 0$  求得相对运动轨迹最低点  $J_d$  对

应  $\varphi_{J_d}$ ,  $J_d$  位置坐标为  $(x_D(\varphi_{J_d}), y_D(\varphi_{J_d}))$ , 考虑行星架转角在  $(\varphi_{J_d}, \varphi_{J_d} + \pi/2)$  过程中相对运动与牵连运动的影响。可得:

$$Y_4 = \sum_{j=\varphi_{J_d}}^{\varphi_{J_d} + \pi/2} [(x_D(\varphi_{J_d}) - (x_D(\varphi_{J_d} + i) - (i - \varphi_{J_d})H/360)] \quad (7)$$

#### 2.2.5 取秧角与插秧角的角度差

为了保证秧苗在土壤中良好的直立性, 推苗时刻栽植臂应相对与取苗时刻转角应等于秧箱倾角。图 5 中所示的取秧点  $d_s$  位置角  $\varphi_{ds}$  在目标  $Y_3$  的模型建立中已经获得, 此时栽植臂的角度  $\varphi_{Zq}$  为:

$$\varphi_{D0} + \varphi_{ds} + \varphi_{31}(\varphi_{ds}) + \pi - \varphi_{\angle B_1 DK} \quad (8)$$

插秧工艺要求轨迹的最低点距水平面距离 20 mm 左右<sup>[18]</sup>, 在秧爪尖点到达水平位置时推秧过程结束。目标  $Y_4$  模型中已经求得轨迹最低点  $J_d$  及其对应角度  $\varphi_{J_d}$ , 利用等式:

$$y_D(\varphi) - y_D(\varphi_{J_d}) + 20 = 0 \quad (9)$$

可求得推秧结束点  $Z_s$  对应位置角  $\varphi_{Z_s}$ , 机构设计中推秧开始位置比推秧结束提前  $17^\circ$  (推秧装置作用时间), 因此有等式:  $\varphi_{d_i} = \varphi_{Z_s} - 17$ , 此时角度  $\varphi_{Z_i}$  为:  $\varphi_{D0} + \varphi_{d_i} + \varphi_{31}(\varphi_{d_i}) + \pi - \varphi_{\angle B_1 DK}$ , 则第 5 个运动学目标表达为:

$$Y_5 = |\varphi_{Zq} - \varphi_{Zi}| = |\varphi_{ds} + \varphi_{31}(\varphi_{ds}) - \varphi_{d_i} + \varphi_{31}(\varphi_{d_i})| \quad (10)$$

#### 2.2.6 轨迹高度

插大苗时需要保证不出现搭桥现象, 要求秧针轨迹高度要符合一定要求。针对轨迹的高度差建立数学方程: 根据轨迹最低点  $J_d$  及其对应角度  $\varphi_{J_d}$ , 轨迹最低点位置坐标为:  $(x_D(\varphi_{J_d}), y_D(\varphi_{J_d}))$ 。

利用  $\frac{dy_D(\varphi)}{d\varphi} = 0$ , 同样可以求得  $y_D$  处于最高点  $J_g$  及其对应角度  $\varphi_{J_g}$ , 则轨迹最高点位置坐标为:  $(x_D(\varphi_{J_g}), y_D(\varphi_{J_g}))$ 。则:

$$Y_6 = |y_D(\varphi_{J_g}) - y_D(\varphi_{J_d})| \quad (11)$$

#### 2.2.7 穴口

当分插机构插秧时, 秧针尖点动轨迹与水平面交点的宽度为穴口。若穴口过大, 则秧苗可能漂浮在水田。秧苗插到水田里为了不产生漂秧现象, 要求插秧穴口小于 30 mm, 即一个运动周期中秧针尖点的绝对运动轨迹与水平线交点距离小于 30 mm, 由此可建立此目标的数学表达式。

通过前述目标分析, 已经求得水平线相对于行星架转动中心位置:  $y = y_D(\varphi_{J_d}) = y_{Dj}(\varphi_{J_d})$ 。在 1 个运动循环  $\varphi \in (0, 2\pi)$  中求动轨迹:  $(x_{Dj}(\varphi), y_{Dj}(\varphi))$  与  $y = y_{Dj}(\varphi_{J_d})$ 。

交点  $X_1$  和  $X_2$  对应行星架转角  $\varphi_{X_1}$  和  $\varphi_{X_2}$ , 则:

$$Y_7 = |x_{Dj}(\varphi_{X_1}) - x_{Dj}(\varphi_{X_2})| \quad (12)$$

### 2.2.8 取秧角

取秧角即栽植臂的秧针进入秧箱时秧针与水平面的夹角。秧针进入毯状苗的角度应与秧箱和秧苗直立方向相适应，秧针平行于秧苗直立方向截下秧苗取秧力最小，秧针与秧苗方向过大的夹角将使得取秧过程秧针、栽植臂阻力变大。取苗过程中秧针角度是一个变化值，为了秧针取苗过程中尽可能受到较小阻力，结合插秧机专家的实践经验提出限制取秧角在 $-10^\circ$ 到 $20^\circ$ 之间。

此目标考察秧针在取秧开始位置栽植臂与水平线的交角，其数学表达式为：

$$Y_8 = \varphi_{D0} + \varphi_{d_s} + \varphi_{31}(\varphi_{d_s}) + \pi - \varphi_{\angle B_1DK} \quad (13)$$

### 2.2.9 推秧角

推秧角即秧针将秧苗即将插入地面时秧针与地面的夹角。根据目标5和目标8的范围确定该目标的值。

此目标考察秧针在推秧开始位置栽植臂与水平线的交角，其数学表达式为：

$$Y_9 = \varphi_{D0} + \varphi_{d_i} + \varphi_{31}(\varphi_{d_i}) + \pi - \varphi_{\angle B_1DK} \quad (14)$$

### 2.2.10 齿轮模数

为了避免分插机构在工作中断齿，保证齿轮有足够的强度，设定齿轮模数大于2.5，为避免机构结构过大，设定齿轮模数小于3，目标的数学模型建立如下：对于椭圆齿轮，其长轴为 $a$  mm，长短轴之比为 $k$ 时椭圆的节曲线周长 $L = \pi a^2 k + 4a(1-k)$ ，齿数 $z$ 给定的情况下，齿轮模数 $m = L / z\pi$ ，得到：

$$Y_{10} = [\pi a^2 k + 4a(1-k)] / (z\pi) \quad (15)$$

### 2.2.11 圆盘离地面距离

如图7所示，水平面下面直线为插秧最低点所在的位置，水平线上面直线为圆盘工作到接近地面时位置，为了防止圆盘搅在水田的泥土里，要求圆盘与水平地面之间距离为20 mm以上，即在第1条水平直线之上。

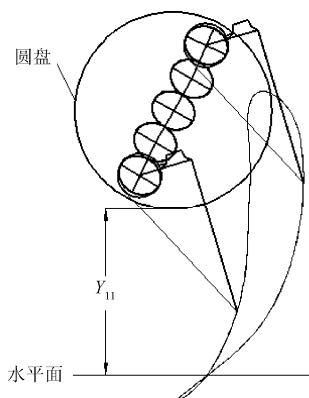


图7 圆盘离地面的距离

Fig.7 Distance from ground disc

其数学模型建立如下：圆盘半径 $r_p = l_{oB_1} + a + c + m + h_x + h_p$ ，其中 $l_{oB_1}$ 为行星轮中心到中心轴的距离， $h_x$ 为圆盘内壁与齿轮最近的间隙， $c$ 为椭圆焦距， $m$ 为齿轮模数， $h_p$ 为圆盘的壁厚（一般设为5~8 mm）。轨迹与行星架转动中心的距离为： $h_d = y_D(\varphi_{J_d})$ ，则：

$$Y_{11} = |h_d| - r_p - 40 \quad (16)$$

$$= |y_D(\varphi_{J_d})| - (l_{oB_1} + a + c + m + h_x + h_p) - 40$$

根据以上分析结果，目标函数的有效取值范围总结如表2所示，其中各目标值的范围及单位见各函数分析结果。

表2 分插机构目标函数取值范围  
Table 2 Value ranges of object functions

目标 Object	取值范围 Range
$Y_1$	$Y_1 < -2$ mm
$Y_2$	$Y_2 < 90$ mm
$Y_3$	$ Y_3  < 4$ mm
$Y_4$	$40 \text{ mm} < Y_4 < 80$ mm
$Y_5$	$55^\circ < Y_5 < 60^\circ$
$Y_6$	$Y_6 > 260$ mm
$Y_7$	$Y_7 < 30$ mm
$Y_8$	$-10^\circ < Y_8 < 20^\circ$
$Y_9$	$65^\circ < Y_9 < 80^\circ$
$Y_{10}$	$Y_{10} > 2.5$
$Y_{11}$	$Y_{11} > 20$ mm

## 3 参数优化实例与比较分析

本文以椭圆齿轮行星系分插机构<sup>[14-15]</sup>为例，在分插机构辅助分析设计平台中编写程序建立11个目标函数，将分插机构初始参数值（表3中初始值一列数据）代入11个目标函数中，可求解11个目标函数的初始值（表4中初始结果一列数据）。对比表2中目标函数的取值范围，此时所得到的目标函数值没有完全满足分插机构目标函数的取值范围，通过分插机构辅助分析软件优化后，最终可得到机构的优化值（表3中优化值一列）和一组目标结果值（表4中最终结果一列）。

将表4中优化结果与表2中各目标函数取值范围进行对比，可判断所有目标都满足范围要求。所求得的优化参数如表3中“优化值”一列。将优化参数应用到分插机构优化的虚拟平台<sup>[16]</sup>中，可得到此组机构参数的可行运动轨迹，能够满足插秧的要求。

表 3 分插机构优化参数

Table 3 Optimization parameters of transplanting mechanism

优化参数 Optimization parameters		初始值 Initial Value	优化值 Optimal value
名称 Name	符号 Symbol		
椭圆齿轮长半轴 Long axle diameter of oval gear	$a/\text{mm}$	16.65	22.65
椭圆短轴与长轴之比 Radio between long axis and short Axis	$k$	0.98	0.987
栽植臂相对行星架的初始安装角 Initial angle between plant arms and planet carrier	$\alpha_0/(\circ)$	-100	-52
行星架的初始安装角 Initial angle of planet carrier	$\varphi_0/(\circ)$	24	27
行星架拐角 Corner of planet carrier	$\delta_0/(\circ)$	7	16
秧针尖点与行星轮转动中心的距离 Distance between seedling tip and rotation center of planet wheel	$S/\text{mm}$	176	181
株距 Seedlings distance	$H/\text{mm}$	130	130
中心轴的角速度 Angular velocity of central axis	$W/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	200	200

表 4 分插机构目标结果值

Table 4 Object results of transplanting mechanism

目标 Object	初始结果 Initial Result	优化结果 Optimal result
$Y_1/\text{mm}$	13.23	-13.38
$Y_2/\text{mm}$	160.25	53.61
$Y_3/\text{mm}$	4.63	0.70
$Y_4/\text{mm}$	-1 775.80	75.29
$Y_5/(\circ)$	-6.08	59.43°
$Y_6/\text{mm}$	230.68	361.02
$Y_7/\text{mm}$	50.3	23.4
$Y_8/(\circ)$	50.46	6.19
$Y_9/(\circ)$	44.38	68.63
$Y_{10}$	1.95	2.65
$Y_{11}/\text{mm}$	115.24	70.80

陈建能利用 SAS 统计分析软件的正交分析方法对椭圆齿轮行星系分插机构进行参数优化, 优化结果为:  $a=19.16\text{ mm}$ ,  $k=0.987$ ,  $\alpha_0=-60^\circ$ ,  $\varphi_0=45^\circ$ ,  $\delta_0=0^\circ$ ,  $S=140\text{ mm}$ ,  $H=130\text{ mm}$ ,  $W=200\text{ rad/s}$ <sup>[21]</sup>。利用本文提出的目标函数法求出此组参数的目标函数值:  $Y_1=-31.18\text{ mm}$ ,  $Y_2=73.52\text{ mm}$ ,  $Y_3=1.00\text{ mm}$ ,  $Y_4=-87.34\text{ mm}$ ,  $Y_5=63.61^\circ$ ,  $Y_6=288.09\text{ mm}$ ,  $Y_7=12.7\text{ mm}$ ,  $Y_8=17.88^\circ$ ,  $Y_9=81.49^\circ$ ,  $Y_{10}=2.24\text{ mm}$ ,  $Y_{11}=54.59\text{ mm}$ 。将此组数据与表 2 中所得到的目标范围进行对比分析可知,  $Y_2$  (栽植臂与秧箱之间距离) 虽在没目标函数范围内, 数值较大, 意味秧针进入秧门距离较大, 若机构安装、制造误差较大就可能发生栽植臂卡住秧门现象;  $Y_{10}$  (齿轮模数) 偏小, 齿轮的强度偏小。其他目标值都在本文设置的目标理想区间内, 符合插秧运动要求, 从而验证了本文目标区间设置的合理性、本方法的有效性。

## 4 结 论

1) 本文求得的目标函数的取值范围是:

$Y_1 < -2\text{ mm}$ ,  $Y_2 < 90\text{ mm}$ ,  $|Y_3| < 4\text{ mm}$ ,  $40\text{ mm} < Y_4 < 80\text{ mm}$ ,  $55^\circ < Y_5 < 60^\circ$ ,  $Y_6 > 260\text{ mm}$ ,  $Y_7 < 30\text{ mm}$ ,  $-10^\circ < Y_8 < 20^\circ$ ,  $65^\circ < Y_9 < 80^\circ$ ,  $Y_{10} > 2.5$ ,  $Y_{11} > 20\text{ mm}$ 。将初始机构参数:  $a=16.65\text{ mm}$ ,  $k=0.98$ ,  $\alpha_0=-100^\circ$ ,  $\varphi_0=24^\circ$ ,  $\delta_0=7^\circ$ ,  $S=176\text{ mm}$ ,  $H=130\text{ mm}$ ,  $W=200\text{ rad/s}$ , 经过分插机构辅助分析平台优化计算出所有目标函数值, 当所有目标都满足约束范围后, 得到机构参数的优化结果:  $a=22.65\text{ mm}$ ,  $k=0.987$ ,  $\alpha_0=-52^\circ$ ,  $\varphi_0=27^\circ$ ,  $\delta_0=16^\circ$ ,  $S=181\text{ mm}$ ,  $H=130\text{ mm}$ ,  $W=200\text{ rad/s}$ 。

2) 分插机构参数优化属于多目标优化问题, 本文基于数字化设计原理, 将分插机构的 11 个优化目标进行数字化设计与分析, 经过实例比较分析可知将机构运动学复杂的约束问题转化为目标函数求解问题, 从而使复杂问题简单化。

3) 本文将原有的“试凑法”改进为将目标函数应用到分插机构计算机辅助分析设计平台中, 可简化与加快参数优化的过程, 提高分插机构的优化效率。对农业机械机构优化设计问题, 具有一定的参考价值 and 借鉴意义。

## [参 考 文 献]

- [1] 王祺, 赵万华, 魏正英, 等. 滴灌灌水器参数化计算机辅助设计方法研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(增刊 1): 110—112.  
Wang Qi, Zhao Wanhua, Wei Zhengying, et al. Parameterized computer aided design method for drip emitter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2005, 21(Supp.1): 110—112. (in Chinese with English abstract)
- [2] 苏中滨, 战守义, 郑萍, 等. 作物高光效株型数字化设计方法研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(1): 203—207.  
Su Zhongbin, Zhan Shouyi, Zheng Ping, et al. Method for digital design of crop plant type with high photosynthetic efficiency[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008, 24(1): 203—207. (in Chinese with English abstract)
- [3] 俞高红, 孙良, 赵匀, 等. 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, et al. 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)
- [4] 谢友柏. 现代设计理论和方法的研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(4): 1—9.  
Xie Youbai. Study on the modern design theory and methodology[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(4): 1—9. (in Chinese with English abstract)
- [5] 曹宏鑫, 杨余旺, 金之庆, 等. 基于 Web 与模拟模型的水稻栽培数字化设计[J]. 农业工程学报, 2008, 24(12): 137—140.

- Cao Hongxin, Yang Yuwang, Jin Zhiqing, et al. Digital design of rice cultivation based on Web and simulation model[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008, 24(12): 137—140. (in Chinese with English abstract)
- [6] 李成华, 杨宇, 张晓冬, 等. 铲式播种机数字化设计实例检索策略研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(8): 31—34, 55.
- Li Chenghua, Yang Yu, Zhang Xiaodong, et al. Retrieval strategy of spade punch planter for digital design case[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(8): 31—34, 55. (in Chinese with English abstract)
- [7] 郭东明, 贾振元, 王晓明, 等. 理想材料零件的数字化设计制造方法及内涵[J]. 机械工程学报, 2001, 37(5): 7—11, 21.
- Guo Dongming, Jia Zhenyuan, Wang Xiaoming, et al. Digital concurrent design and manufacturing methods for ideal functional materials components(IFMC)[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(5): 7—11, 21. (in Chinese with English abstract)
- [8] 阎楚良, 杨方飞, 张书明, 等. 数字化设计技术及其在农业机械设计中的应用[J]. 农业机械学报, 2004, 35(6): 211—214.
- Yan Chuliang, Yang Fangfei, Zhang Shuming, et al. Digitized design technology and its application in agricultural machinery design[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(6): 211—214. (in Chinese with English abstract)
- [9] 俞高红, 张玮炜, 孙良, 等. 偏心齿轮-非圆齿轮行星轮系在后插旋转式分插机构中的应用[J]. 农业工程学报, 2011(4): 100—105.
- Yu Gaohong, Zhang Weiwei, Sun Liang, et al. Application of planetary gear train with eccentric gears and non-circular gear in backward rotary transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011(4): 100—105. (in Chinese with English abstract)
- [10] 赵匀, 黄巨明, 张国凤, 等. 变形椭圆齿轮分插机构运动分析与优化[J]. 农业机械学报, 2011(4): 48—52+61.
- Zhao Yun, Huang Juming, Zhang Guofeng, et al. Kinematic analysis and optimization of transplanting mechanism with deformable elliptic gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011(4): 48—53, 61. (in Chinese with English abstract)
- [11] 张国凤, 胡群威. 基于满意度原理的旋转式分插机构多目标优化设计[J]. 农业工程学报, 2012(9): 22—28.
- Zhang Guofeng, Hu Qunwei. Multi-objective optimization design of rotary transplanting mechanism based on satisfactory degree theory[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012(9): 22—28. (in Chinese with English abstract)
- [12] 孙良, 赵匀, 俞高红, 等. 基于 D-H 变换矩阵的宽窄行分插机构运动特性分析与设计[J]. 农业工程学报, 2012(5): 13—18.
- Sun Liang, Zhao Yun, Yu Gaohong, et al. Design and kinematics analysis of wide-narrow distance transplanting mechanism based on D-H transformation matrix[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012(5): 13—18. (in Chinese with English abstract)
- [13] 兰盛昌, 赵丹, 徐国栋. 星载电子系统数字化设计仿真平台[J]. 系统仿真学报, 2008(2): 314—317.
- Lan Shengchang, Zhao Dan, Xu Guodong. Digital design and simulation platform for on-board electronic system[J]. Journal of System Simulation, 2008(2): 314—317. (in Chinese with English abstract)
- [14] 苏中滨, 战守义, 郑萍, 等. 作物高光效株型数字化设计方法研究[J]. 农业工程学报, 2008(1): 203—207.
- Su Zhongbin, Zhan Shouyi, Zheng Ping, et al. Method for digital design of crop plant type with high photosynthetic efficiency[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008(1): 203—207. (in Chinese with English abstract)
- [15] 阎楚良, 杨方飞, 张书明. 数字化设计技术及其在农业机械设计中的应用[J]. 农业机械学报, 2004(6): 211—214.
- Yan Chuliang, Yang Fangfei, Zhang Shuming. Digitized design technology and its application in agricultural machinery design[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004(6): 211—214. (in Chinese with English abstract)
- [16] Li Dai, Xiong Zhao, Yun Zhao. The software development on kinematics parameters optimization of rice transplanter separating-planting mechanism[C]// 2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet), 2011(16/18): 4568—4571.
- [17] 赵匀, 赵雄, 张玮炜, 等. 水稻插秧机现代设计理论与方法[J]. 农业机械学报, 2011, 3(3): 65—68, 43.
- Zhao Yun, Zhao Xiong, Zhang Weiwei, et al. Modern design theory and method of rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 3(3): 65—68, 43. (in Chinese with English abstract)
- [18] 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [19] 代丽. 分插机构数字化优化和虚拟验证[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- Dai Li. Digital Optimization and Virtual Validation of the Separating-planting Mechanism[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012. (in Chinese with English abstract)
- [20] 陈建能. 椭圆齿轮行星系分插机构的动力性能分析、参数优化及实验验证[D]. 杭州: 浙江大学, 2004.
- Chen Jianneng. Dynamics performance analysis, parameters optimization and proof for transplanting mechanism with planetary elliptic gears[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004. (in Chinese with English abstract)
- [21] 陈建能, 赵匀. 高速插秧机椭圆齿轮行星系分插机构的参数优化[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 46—49.
- Chen Jianneng, Zhao Yun. Parameters optimization of transplanting mechanism with planetary elliptic gears for high-speed transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 46—49. (in Chinese with English abstract)
- [22] 陈建能, 赵匀, 俞高红, 等. 椭圆齿轮行星系分插机构推秧装置的动力学模型的建立及验证[J]. 农业工程学报, 2003, 19(5): 71—76.
- Chen Jianneng, Zhao Yun, Yu Gaohong. Establishment and verification of dynamics model of seedling-pushing device in transplanting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2003, 19(5): 71—76. (in Chinese with English abstract)

- [23] 张敏, 周长省, 吴崇友, 等. 椭圆齿轮行星系分插机构运动轨迹分析与仿真[J]. 农机化研究, 2011, 33(1): 92—94, 99.  
Zhang Min, Zhou Changsheng, Wu Chongyou, et al. Kinematic trajectory analysis and emulation of separating-planting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(1): 92—94, 99. (in Chinese with English abstract)
- [24] 代丽, 朱爱华, 赵匀. 应用层次分析法计算分插机构优化目标的权重[J]. 农业工程学报, 2013, 29(2): 60—65.  
Dai Li, Zhu Aihua, Zhao Yun. Using AHP to calculate optimization objective weights of transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(2): 60—65. (in Chinese with English abstract)
- [25] 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.  
Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating planting mechanism with planetary elliptic gears[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2000, 16(4): 78-81. (in Chinese with English abstract)

## Parameters optimization of separating-planting mechanism in transplanter based on kinematics objective function

Dai Li<sup>1,3</sup>, Sun Liang<sup>2,3</sup>, Zhao Xiong<sup>2,3\*</sup>, Zhao Yun<sup>2,3</sup>

(1. Department of Management Science & Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China;

2. Department of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China;

3. Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** Transplanting mechanism optimization is a strong coupling, fuzziness, and nonlinearity optimization problem which involves multi-objectives and multi-parameters. The optimization results are pareto. For these feasible solutions, how to look for the best optimization result is the key issue to improving the transplanting mechanism optimization design. At present, only some agricultural experts can identify which one is the best through the motion trajectory shape. However, sometimes this only has subtle differences between some results, and the experts cannot judge which one is more optimal. There are eleven optimization goals for the transplanting mechanism on the high-speed-type rice transplanter. They are as follows: 1) When the transplanting mechanism is operating, the two transplanting arms cannot be crashed by each other; 2) If the transplanting arm is fetching the seedlings, the supporting part of the seedling needle cannot crash into the seedling gate; 3) The fetched seedling block is oblong and the trace of fetching seedlings at the seedling box is vertical; 4) The transplanting arms shaft should not contact with the lower part of the transplanted seedlings; 5) The angular difference between the angle of pushing the seedling and that of fetching the seedling should remain between 55° and 60°; 6) The distance between the seedling-separating needle tip and the seedling-pushing needle tip was more than 260mm; 7) The length of the ground socket, along the direction of transplanter travel, formed by the absolute motion trajectory, must be less than 30 mm; 8) To ensure the uprightness of the seedlings after transplanting, the included angle between the seedling needle and horizontal line should remain between -10° and 20° when fetching the seedlings; 9) The included angle between the seedling needle and horizontal should remain between 65° and 85° when the pushing of the seedlings is beginning; 10) The gear modulus is more than 2.5mm; 11) The distance is more than 20 mm between the bottom of the disk and the ground. The importance of all target sequence of numbers is based on the above objectives. In the above objectives, the first two goals are the movement interference judgment of the transplanter, and can obtain accurate decision results, and the rest of the nine goals have a certain fuzziness, namely: the target decomposition to each goal function value is not the only value, but a range, and the values of the range all can satisfy the kinematic movement requirement. Therefore, based on the modern design optimization method and mathematical modeling, this article was mainly for digital design and analysis of the kinematics constraints of the transplanting mechanism. According to the working principle of the transplanting mechanism, combined with high-speed photography and the results of field work requirements, it established eleven kinematics objective functions. According to each objective function parameters and the trajectory of the transplanting mechanism required, researchers obtained all the ranges of the eleven objective functions. The functions were then applied to the aided analysis and design optimization platform, and objective functions parameter optimization design requirements for institutions were combined, to simplify the process of transplanting mechanism parameter optimization to improve transplanting mechanism parameter optimization efficiency purposes. In this paper, other agricultural machinery parameter optimization problem had a certain significance.

**Key words:** optimization; agricultural machinery; designs; separating-planting mechanism; objective function

(责任编辑: 刘丽英)