

基于满意度原理的旋转式分插机构多目标优化设计

张国凤, 胡群威^{*}

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘要: 针对旋转式行星轮系分插机构运动学优化过程中的多目标、非线性、模糊性等问题, 建立了基于满意度原理的运动学多目标优化设计模型。运用模糊数学中的模糊综合评价, 对若干组分插机构运动学性能予以量化, 并用上述样本对 BP 网络进行训练, 求得满意度映射关系, 获得满意度函数, 利用精英保留策略的实数编码遗传算法进行优化求解及评价, 优化结果为: 椭圆齿轮长轴半径 a 为 18.10 mm, 椭圆齿轮短长轴之比 k 为 0.988, 栽植臂初始安装角 α_0 为 -42.56° , 行星轮初始安装角 δ_0 为 11.56° , 机架初始安装角 φ_0 为 31.02° , 行星轮轴心与秧针尖点连线的距离 S 为 153.79 mm, 满意度 93.11。优化设计结果表明: 该方法不仅提高了设计效率和质量, 而且更能反映设计人员和用户的需求。

关键词: 机构, 优化, 设计, 旋转式分插机构, 满意度, BP 神经网络

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.09.004

中图分类号: S223.91

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-09-0022-07

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, 28(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, 28(9): 22-28. (in Chinese with English abstract)

0 引言

旋转式行星轮系分插机构是高速水稻插秧机的核心工作部件, 运动机理复杂, 性能目标要求众多, 其优化是一个模糊的、非线性、强耦合优化问题^[1-7]。文献[8-10]通过开发可视化分析软件, 运用人机交互优化方法对运动学参数进行优化。但该方法对软件使用者要求较高, 软件使用者需要全面深入地了解优化变量、优化目标、约束条件以及相互之间的关系等, 通过不断调整参数, 重复多次计算才能得到满意的运动学优化参数。但对于新用户往往花费很多时间却还不一定找到较优参数。文献[11]通过对以各隶属度最大化为目标优化所得的一组机构参数进行区间扩张, 实现了分插机构运动学多目标非劣解群的自动寻优过程, 该方法大大减轻了优化者的工作量。但在实践中, 对于多目标非劣解问题, 设计者尤其是企业用户不但希望得到优化解, 还希望知道业内专家根据经验对所得优化解质量的相对优良性的定量评价, 而不仅仅是满足或不满足运动学要求的简单的定性评价。

本文基于满意度原理, 对旋转式行星轮系分插机构的运动学参数优化进行了研究。

1 设计要求

旋转式行星轮系分插机构主要有以下设计要求:

- 1) 插秧质量。要求得到良好的插秧质量, 达到不伤秧、不钩秧、立苗好。
- 2) 干涉性。分插机构工作时, 两栽植臂在插秧过程中不能发生运动干涉, 栽植臂与秧门不能相碰。
- 3) 安装高度。栽植臂旋转中心距离地面要达到一定高度, 保证分插机构齿轮箱不没入泥中。
- 4) 齿轮箱大小。分插机构齿轮箱越小, 则分插机构越轻巧, 有利于提高插秧机速度和改善插秧机的动力学特性。

2 满意度优化模型

2.1 运动学分析

图 1 为旋转式行星轮系分插机构运动示意图, 以中心轮轴心 O 为原点, 建立坐标系, 各符号含义见表 1。图中实线表示分插机构初始安装位置, 双点划线表示行星架转过 φ 角度后分插机构示意图。文献[12]对直线型行星架的该种分插机构的运动学已进行过详细分析, 便于后文叙述, 本文仅列出几个关键点的位移方程。

行星轮轴心 B 定轨迹方程

$$\begin{cases} x_B = 2a \cos(\varphi_0 + \varphi) + 2a \cos(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \\ y_B = 2a \sin(\varphi_0 + \varphi) + 2a \sin(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \end{cases} \quad (1)$$

式中各符号含义见表 1, 下同。

行星轮轴心到秧针的垂线与秧针所在直线的交点 C 的定轨迹方程

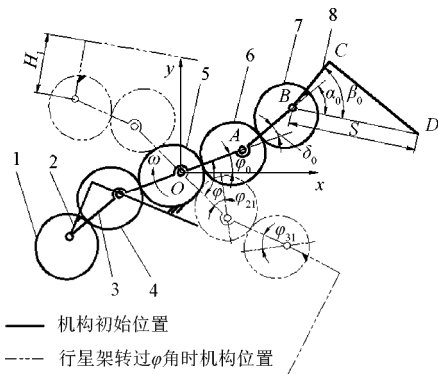
$$\begin{cases} x_C = 2a \cos(\varphi_0 + \varphi) + 2a \cos(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \\ \quad + H_1 \cos(\varphi_0 + \varphi + \beta_0 + \varphi_{31}) \\ y_C = 2a \sin(\varphi_0 + \varphi) + 2a \sin(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \\ \quad + H_1 \sin(\varphi_0 + \varphi + \beta_0 + \varphi_{31}) \end{cases} \quad (2)$$

收稿日期: 2011-10-15 修订日期: 2012-04-09

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50875244)

作者简介: 张国凤 (1970-), 女, 河南西平人, 教授。主要从事机构计算机辅助分析与设计、现代设计方法等研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: zhguof@zstu.edu.cn

*通信作者: 胡群威 (1986-), 男, 杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。Email: husir.1@163.com



1.下行星椭圆齿轮 2.下栽植臂 3.行星架 4.下中间椭圆齿轮 5.中心椭圆齿轮 6.上中间椭圆齿轮 7.上行星椭圆齿轮 8.上栽植臂
注：各符号含义见表 1，下同。

图 1 旋转式行星轮系分插机构运动示意图

Fig.1 Diagram of rotary transplanter mechanism with planetary gear system

表 1 符号说明

Table 1 Symbolic account

符号	意义
a	椭圆齿轮长轴半径
k	椭圆齿轮短长轴之比
α_0	栽植臂初始安装角
δ_0	行星齿轮初始安装角
φ_0	行星架初始安装角
S	行星轮轴心与秧针尖点连线的距离
H	株距
$w/(r \cdot \min^{-1})$	行星架转速
H_1	行星轮轴心到秧针的距离
φ	行星架转角
φ_{21}	中间轮相对行星架转角
φ_{31}	行星轮相对行星架转角
β_0	行星轮轴心到秧针的垂线与到秧针尖点连线的夹角

注：表中长度变量单位均为 mm，角度变量单位均为(°)。

秧针尖点 D 的定轨迹方程

$$\begin{cases} x_D = 2a \cos(\varphi_0 + \varphi) + 2a \cos(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \\ \quad + S \cos(\varphi_0 + \varphi + \alpha_0 + \varphi_{31}) \\ y_D = 2a \sin(\varphi_0 + \varphi) + 2a \sin(\varphi_0 + \varphi + \delta_0) \\ \quad + S \sin(\varphi_0 + \varphi + \alpha_0 + \varphi_{31}) \end{cases} \quad (3)$$

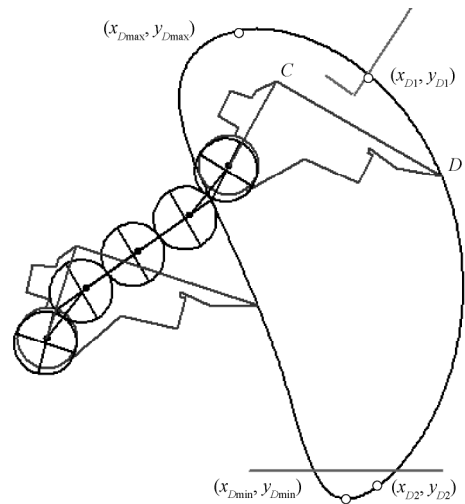
2.2 设计变量

旋转式椭圆齿轮行星轮系分插机构需要确定的参数主要有： a 、 k 、 α_0 、 δ_0 、 φ_0 、 S 、 H 、 w 。株距 H 和行星架转速 w 根据具体农艺要求确定，为已知变量，本文取 $H=130 \text{ mm}$ ， $w=200 \text{ r/min}$ 。故该优化问题的设计变量为

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6] = [a, k, \alpha_0, \delta_0, \varphi_0, S]$$

2.3 目标函数

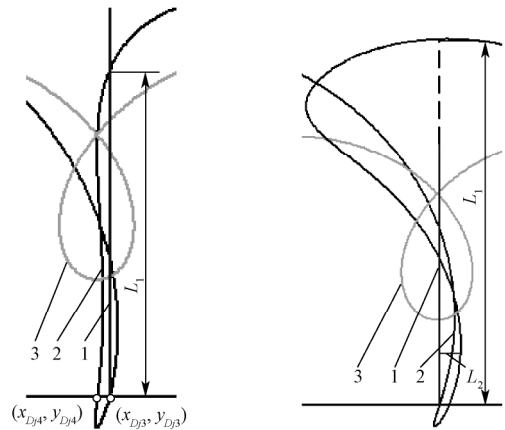
为了得到较好的插秧质量和满足分插机构设计要求，分插机构必须满足下面 8 个运动学目标：轨迹高度差、动穴口长度、取秧角、推秧角、推取秧角度差、秧针伤秧情况、轨迹形状、齿轮箱直径^[12-13]。图 2 为分插机构定轨迹示意图，图 3 为分插机构动轨迹示意图。



注：C 为行星轮轴心至秧针上轮廓线的垂足，D 为秧针尖点，下同。

图 2 旋转式行星轮系分插机构定轨迹示意图

Fig.2 Static locus of rotary transplanter mechanism with planetary gear system



a. 回程轨迹与秧苗有一个交点

b. 回程轨迹与秧苗有两个交点

1.秧苗 2.上秧针尖点动轨迹 3.下行星轮轴心动轨迹
注： L_1 为秧针回程轨迹与秧苗的交点（若有两个交点，指第二交点）距离地面的高度， L_2 为秧针回程轨迹与秧苗中下部在 x 轴正方向的最大距离。

图 3 旋转式行星轮系分插机构动轨迹示意图

Fig.3 Dynamical locus of rotary transplanter mechanism with planetary gear system

1) 轨迹高度差。为保证插大秧苗时不出现“搭桥”现象，秧针尖点轨迹应该达到一定高度(一般应大于 $2H$)，即应大于 260 mm ，设定轨迹最高点为 (x_{Dmax}, y_{Dmax}) ，最低点为 (x_{Dmin}, y_{Dmin}) ，则该目标函数为

$$f_1 = y_{Dmax} - y_{Dmin} > 260 \quad (4)$$

2) 动穴口长度。动穴口长度要小于 30 mm ，否则所插秧苗容易倒伏、漂秧，设动轨迹与地面交点为 (x_{Dj3}, y_{Dj3}) ， (x_{Dj4}, y_{Dj4}) ，该目标函数为

$$f_2 = |x_{Dj3} - x_{Dj4}| < 30 \quad (5)$$

3) 取秧角。秧针(直线 CD)取秧时与水平线的夹角，应在 $5^\circ \sim 25^\circ$ 之间，以保证秧针从秧箱取下完整矩形秧块，设取秧时 C 点坐标 (x_{C1}, y_{C1}) ， D 点坐标 (x_{D1}, y_{D1}) ，则该目标函数为

$$5 < f_3 = \arctan\left(\frac{y_{D1} - y_{C1}}{x_{D1} - x_{C1}}\right) < 25 \quad (6)$$

4) 推秧角。秧针推秧时与水平线的夹角, 应在 $60^\circ \sim 80^\circ$ 之间, 以保证秧苗插入田中时的直立性, 取秧时 C 点坐标 (x_{C2}, y_{C2}) , D 点坐标 (x_{D2}, y_{D2}) , 则该目标函数为

$$60 < f_4 = \arctan\left(\frac{y_{D2} - y_{C2}}{x_{D2} - x_{C2}}\right) < 80 \quad (7)$$

5) 推取秧角度差。推秧角与取秧角之差应在 60° 左右以保证插后秧苗的直立性, 该目标函数为

$$f_5 = f_4 - f_3 \quad (8)$$

6) 秧针伤秧情况。插秧后秧针回程动轨迹应避免与秧苗的中下部碰撞, 以免碰伤或推倒已插好的秧苗, 或者造成秧苗搭桥。秧针回程轨迹有 2 种形式, 一种为回程轨迹与秧苗所在直线只有一个交点, 如图 3a; 一种为回程轨迹与秧苗所在直线有两个交点, 如图 3b。由于秧针的结构特点, 对 3b 所示情况, 第一个交点位于秧苗中下部时, 不一定推秧。秧针不伤秧的目标函数可以表示为

$$f_6 = \begin{cases} L_1 & (m=0) \\ 0 & (m=1, L_2 \geq 10) \\ 150 - 10L_2 & (m=1, L_2 < 10) \end{cases} \quad (9)$$

式中, $m=0$, 表示回程过程中轨迹与秧苗只有 1 个交点, $m=1$ 表示有 2 个交点。

7) 秧针定轨迹形状。高速插秧机定轨迹要求呈“腰子形”, 如图 2。定轨迹形状不呈“腰子”形时, 回程轨迹容易与插好的秧苗相碰, 且加速度变化剧烈, 栽植臂工作性能不佳。由于定轨迹不呈“腰子”形时, 一个显著的特点是回程轨迹的曲线比较弯, 即曲率半径较小, 故取目标函数为

$$f_7 = \min(R_{q_i}(\varphi)), \varphi_{zd} \leq \varphi \leq \varphi_{zd} + 50 \quad (10)$$

式中, $R_{q_i}(\varphi)$ 表示行星架转过 φ 角时动轨迹在该点所对应的曲率半径, φ_{zd} 为秧针尖点位于最低点时行星架转角。

8) 齿轮箱直径。齿轮箱直径越小机构越轻巧, 有利于提高插秧速度和改善机构的动力学特性, 取目标函数为

$$f_8 = 2 \times \max\left(\sqrt{x_B^2 + y_B^2} + a + a\sqrt{1 - k^2} + 9\right) \quad (11)$$

式中, (x_B, y_B) 为行星轮轴心定轨迹坐标。

2.4 约束条件

1) 边界约束。根据分插机构整体结构尺寸要求, 建立边界约束条件为 $x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max}$, $i=1, 2, \dots, 6$, 其中 $18 \leq x_1 \leq 24$, $0.95 \leq x_2 < 1$, $-110 \leq x_3 \leq -5$, $5 \leq x_4 \leq 29$, $25 \leq x_5 \leq 95$, $105 \leq x_6 \leq 175$ 。

2) 干涉检验。两栽植臂在插秧过程中不能发生运动干涉, 栽植臂与秧门不能发生干涉。图 4 为运动干涉示意图。

两栽植臂干涉是指分插机构在工作过程中一个栽植臂的秧针尖部 CD 与另一个栽植臂的尾部 EF 或者 DG 相交。设直线 CD 与直线 EF 、 EG 的交点分别为 P_1 、 P_2 , P_1 点坐标为 (x_{P1}, y_{P1}) , P_2 点坐标为 (x_{P2}, y_{P2}) 。由栽植臂干涉的定义可知, 当直线 CD 与直线 EF 或者直线 EG

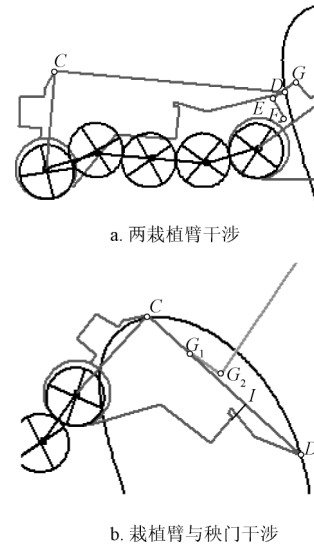
的交点位于线段 EF 或者线段 EG 上时, 两栽植臂干涉。运用文献[9]中的交点位置判别法把定义转化为数学表达式, 当

$$\begin{cases} (x_D - x_{P1})(x_C - x_{P1}) < 0 \\ (x_E - x_{P1})(x_F - x_{P1}) < 0 \end{cases}$$

或者

$$\begin{cases} (x_D - x_{P2})(x_C - x_{P2}) < 0 \\ (x_E - x_{P2})(x_G - x_{P2}) < 0 \end{cases}$$

时, 产生干涉。



注: CD 为栽植臂右边界线, EF 、 DG 为栽植臂上封盖边界线, ID 为秧针, G_1G_2 为秧门

图 4 运动干涉示意图

Fig.4 Position of motive interference

栽植臂与秧门干涉是指秧针 ID 取下秧苗后, 秧门 G_1G_2 与栽植臂壳体 CI 相碰撞。设直线 CD 与直线 G_1G_2 交点为 P_3 , P_3 点坐标为 (x_{P3}, y_{P3}) 。

$$P_3D = \sqrt{(x_{P3} - x_D)^2 + (y_{P3} - y_D)^2} \quad (12)$$

$$ID = \sqrt{(x_I - x_D)^2 + (y_I - y_D)^2} \quad (13)$$

当 $P_3D > ID$ 时, 干涉, 否则不干涉。

3) 齿轮箱与地面关系。齿轮箱在运动过程中不能没入泥土中, 则需满足

$$|y_{D\min}| - f_8 / 2 > 20 \quad (14)$$

式中: $y_{D\min}$ 为秧针尖点 D 位于最低点时的纵坐标。

2.5 满意度函数

所谓满意度是指解的性能令人满意的程度, 满意度优化是指运用广义满意度原理, 建立满意度函数, 把满意度作为目标函数, 运用优化算法求得问题的满意解^[14-18]。本文的满意度是指在一组结构参数下, 对分插机构运动学的满意程度, 分数在 $0 \sim 100$ 之间, 分数越高满意度越高。

2.5.1 满意度函数建立方法

合理的满意度函数映射关系的建立是解决满意度优化问题的关键。建立满意度函数的方法有基于目标函数直接建立、按照解的搜索代价建立、利用模糊逻辑建立、

利用神经网络建立 4 种^[13]。由于 BP 神经网络是一个具有较强学习能力的系统，擅长处理那种规律隐含在大量数据中的映射逼近问题，可以发展知识，以致超过设计者原有的知识水平。对于可能存在的解和满意度之间的关系，可以用 BP 神经网络映射功能实现这种映射关系。因此本文利用神经网络建立满意度函数。具体实现思路为：首先对优化问题进行分析，找出一系列可行解，包括较优解和较劣解；其次对这些解进行相应评价，形成一个评价样本集；再以解向量作为 BP 网络的输入，以解的评价作为 BP 网络的输出，用样本集训练网络，最终形成一个稳定的网络。网络形成后，通过它强大的映射功能，输入一组解即可得到解的满意度。

2.5.2 BP 神经网络训练样本的获得

训练 BP 网络，样本集的正确获得是关键。找出可行解以后，需对其进行评价得到解的满意度。关于综合评价的方法有三类：模糊综合评判法、灰色综合系统综合评价法、层次分析法。模糊综合评判以模糊数学为基础，用模糊数学相关原理，将一些边界不清、不易量化的因素定量化。模糊综合评判在做出一个决策时，可以对多个因素进行综合考虑，兼顾事物各个方面^[19]。故本文选用模糊综合评判法评价可行解。

对分插机构运动学性能建立模糊评判体系，步骤如下：

1) 建立因素集。影响插秧机运动学满意度的因素有前文所述的轨迹高度、动穴口长度等 8 个运动学满意度目标，因此分插机构评价的因素集合为

$$U = \{U_1, U_2, U_3, U_4, U_5, U_6, U_7, U_8\}$$

$$\text{其中：} U_1 = \{\text{轨迹高度}\} = \{f_1\}$$

$$U_2 = \{\text{动穴口长度}\} = \{f_2\}$$

$$U_3 = \{\text{取秧角}\} = \{f_3\}$$

$$U_4 = \{\text{推秧角}\} = \{f_4\}$$

$$U_5 = \{\text{推取秧角度差}\} = \{f_5\}$$

$$U_6 = \{\text{秧针不伤秧}\} = \{f_6\}$$

$$U_7 = \{\text{轨迹形状}\} = \{f_7\}$$

$$U_8 = \{\text{齿轮箱直径}\} = \{f_8\}$$

2) 建立判断集。判断集合分为 7 个等级， $V = \{\text{很差, 差, 较差, 一般, 较好, 好, 很好}\} = \{-3, -2, -1, 0, 1, 2, 3\}$ 。

3) 建立评价集。通过“引进小组”打分法进行评价，选取 400 组样本让专家小组评判，每一组样本可得到一个相应的评判矩阵

$$R = \begin{bmatrix} R_{11} & \cdots & R_{17} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \vdots & R_{ij} & \vdots \\ R_{81} & \cdots & R_{87} \end{bmatrix}$$

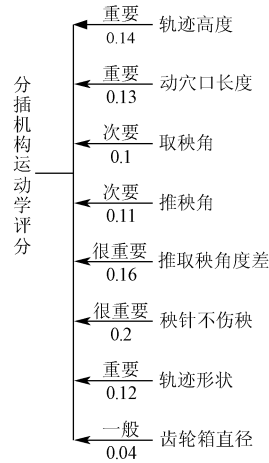
R_{ij} 指对第 i 个目标的第 j 种评价值。

4) 建立权重集。权重集根据已有经验及相关软件分

析、试验确定，评价层次结构及权重如图 5 所示。

$$A = \{0.14, 0.13, 0.10, 0.11, 0.16, 0.20, 0.12, 0.04\}$$

5) 计算满意度值。由模糊综合评判公式，采用 $M(\cup, +)$ 运算，综合评价结果为 $B = A \circ R$ ，最后得到满意度 $E = B \circ V^T$ 。计算得到的 E 在 -3 到 3 之间，为了更加直观的显示满意度，令满意度 $E_1 = \frac{E+3}{6} \times 100$ ，使满意度值在 0~100。



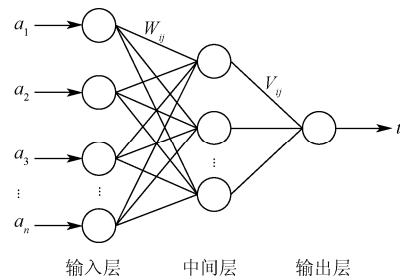
注：图中数字表示对应项的权重。

图 5 分插机构评价层次结构

Fig.5 Evaluation structure of transplanting mechanism

2.5.3 满意度函数训练

利用 MATLAB 进行 BP 网络训练，大多数的实际问题往往采用一个隐层，即三层网络，就能完成非线性映射，本文选取三层 BP 神经网络。输入层为设计变量或由设计量求得的目标量，输出层为满意度，如图 6。



注： a_1, a_2, \dots, a_n 为输入变量， w_{ij}, v_{ij} 为连接权， t 为输出变量。

图 6 三层 BP 网络

Fig.6 Three layer BP neural network

1) 输入参数确定

通过试验分析，当输入参数为设计变量时，由于结构参数的微小变动有时会引起目标函数的巨大变化，得不到好的满意度函数，因此选取 8 个运动学目标为输入参数。

2) 网络的拓扑结构

中间单元数层数根据公式 $n_1 = \sqrt{n+m} + (1 \sim 10)$ ^[20]，式中 n_1 为中间层单元数， n 为输入层单元数， m 为输出层单元数，输入 n, m ，本文中间层数为 4~13。

传递函数中间层选取 tansig 函数, 输出层为 purelin 线性函数^[21-22]。

400 组样本分为 2 批, 其中 350 组为训练样本, 用来训练网络; 50 组为测试样本, 用来检验网络映射功能的真实性。中间层数小于 8 时, 经试验网络收敛性不佳; 中间层数为 8~13 时, 分别训练 50 次, 50 次的测试数据平均误差结果如表 2。从表中可知, 当中间层数为 12 时, 50 次平均误差最小, 为 2.90。最终确定中间层数 n_1 为 12。

表 2 不同中间层训练 50 次平均误差

层数 n_1	8	9	10	11	12	13
误差 ε	3.82	3.62	3.78	3.56	2.90	3.13

3) 训练与测试

利用拓扑完成的网络进行多次训练, 当测试样本组所模拟的目标值与真实值平均误差在 2 分以内, 则认为网络训练完成。最终仿真结果如图 7, 平均误差为 1.8。

利用训练得到的网络进行多次测验, 当满意度大于 80 分时, 分插机构可以基本满足运动学要求; 当满意度大于 90 分时, 分插机构具有较好的运动学性能。

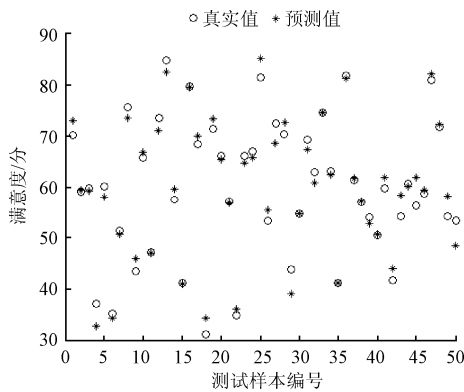


图 7 神经网络仿真结果图

Fig.7 Simulation result of neural network

3 满意度优化结果及分析

3.1 满意度优化

本文采用精英保留策略的实数编码遗传算法对分插机构参数编程求解, 图 8 是寻优曲线。从图 8 中可以看出, 当种群进化到 193 代时, 进化结果不再变异, 认

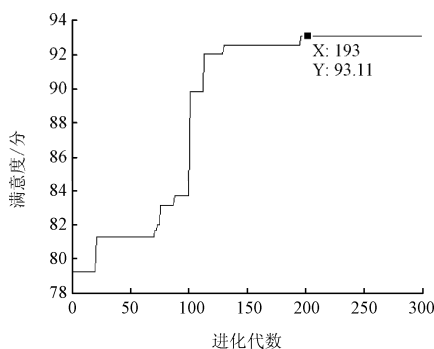
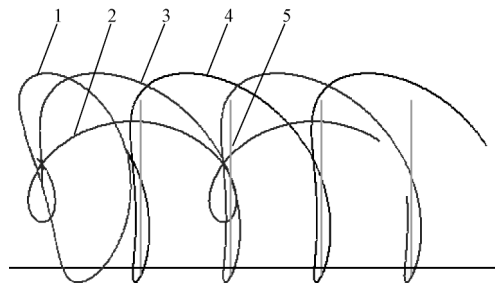


图 8 分插机构结构参数寻优曲线

Fig.8 Optimization curve of transplanting mechanism

为得到最优解。最优个体: $a=18.10$ mm, $k=0.988$; $\alpha_0=-42.56^\circ$, $\delta_0=11.56^\circ$, $\varphi_0=31.02^\circ$, $S=153.79$ mm, 最优目标值(满意度) 93.11。图 9 是优化后的分插机构轨迹曲线。



1.秧针尖点定轨迹 2.上行星轮轴心动轨迹 3.下秧针尖点动轨迹 4.上秧针尖点动轨迹 5.秧苗

图 9 优化后定轨迹与动轨迹

Fig.9 Locus of optimized mechanism

3.2 优化结果分析

为了验证本文满意度优化方法的正确性, 论文随机选取一组数据、本文优化数据与现有的分插机构进行对比。随机机构是在约束条件内随机选取的一组可行参数形成的, 现有机构是课题组已加工出样机的行星架直线排列式旋转式分插机构。三组数据值见表 3。

表 3 三组分插机构结构参数值

机构	a	k	α_0	δ_0	φ_0	S
随机机构	22	0.99	-30	20	25	165
现有机构	20.89	0.99	-56	0	45.83	157
优化机构	18.10	0.988	-42.56	11.56	31.02	153.79

注: 表中各符号含义见表 1, 长度值单位均为 mm, 角度值单位均为($^\circ$)。

把三组数据输入满意度优化软件计算得到各个目标值、对目标值的评价及总体满意度(见表 4、表 5)。现有机构经物理样机试验可知能较好满足分插机构的运动学要求, 这与软件分析所得到的满意度评分相符; 经优化后的分插机构具有更好的运动学性能; 随机所取的一组参数机构所给的满意度评分经验证基本合理。由此可见, 本文所建立的满意度函数映射关系是合理的, 优化方法可行。

表 4 三组分插机构的目标值

机构	f_1 值	f_2 值	f_3 值	f_4 值	f_5 值	f_6 值	f_7 值	f_8 值
随机机构	316.58	31.00	7.64	42.47	34.83	150	23 399	241.53
现有机构	303.96	19.51	14.18	68.76	54.58	245.77	21 464	232.79
优化机构	297.67	14.85	2.64	62.35	59.72	255.87	846	203.86

注: f_1 为轨迹高度, f_2 为动穴口长度, f_3 为取秧角, f_4 为推秧角, f_5 为推取秧角度差, f_6 为秧针不伤秧, f_7 为轨迹形状, f_8 为齿轮箱直径。 f_1, f_2, f_8 单位为 mm, f_3, f_4, f_5 单位为 ($^\circ$), f_6, f_7 无单位。

表 5 三组分插机构的目标值评价及满意度

Table 5 Evaluation of target and satisfaction of three groups of parameter

机构	f_1 评价	f_2 评价	f_3 评价	f_4 评价	f_5 评价	f_6 评价	f_7 评价	f_8 评价	满意度
随机机构	100	30.63	96.70	0	0	100	100	42.33	63.66
现有机机构	100	87.80	88.52	98.30	95.80	100	100	86.03	89.25
优化机构	100	90.72	97.04	97.92	100	100	100	100	93.11

注：表中评价和满意度均为百分制。

4 满意度优化软件开发

运用 MATLAB 编程，得到图 10 所示的分插机构运动学满意度优化软件。软件中的总体满意度是通过神经网络计算获得，单个目标的评价是根据经验判断目标的区间，以线性函数的形式计算得到。软件集成了运动学目标及评价、满意度的计算、秧针尖点运动学轨迹仿真、结构参数满意度优化等功能。

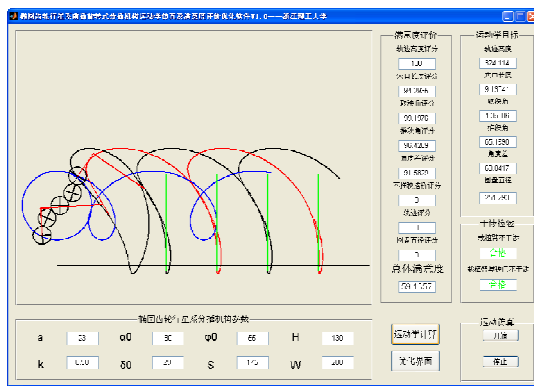


图 10 分插机构运动学满意度优化软件

Fig.10 Satisfactory optimization software of kinematics of transplanting mechanism

5 结论

1) 根据旋转式行星轮系分插机构设计要求以及农艺要求，建立其满意度原理多目标优化模型，通过 BP 神经网络获得满意度函数，利用遗传算法进行优化求解和评价。利用该方法优化得到了一组参数： $a=18.10$ mm， $k=0.988$ ； $\alpha_0=-42.56^\circ$ ， $\delta_0=11.56^\circ$ ， $\varphi_0=31.02^\circ$ ， $S=153.79$ mm，满意度为 93.11。该优化方法不仅可以优化出符合运动学及农艺要求的分插机构结构参数，而且还能对优化解进行满意水平评价，更好地反映设计人员的设计意图和用户的需求。

2) 利用所编写的分插机构运动学参数优化设计及性能评价软件，用户可以直观地看到优化结果，包括对优化结果的满意程度，由此大大地降低了优化问题对设计者和用户拥有相关专业知识的的要求，对旋转式行星轮系分插机构在插秧机上的推广应用具有重要的意义。

[参 考 文 献]

[1] 李革, 陈孝明, 俞高红, 等. 旋转式分插机构运动干涉因素的研究[J]. 农机化研究, 2007, 5: 58—60.
Li Ge, Chen Xiaoming, Yu Gaohong, et al. Study on the factors of motive interference for rotary transplanting

mechanism[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2007, 5: 58—60. (in Chinese with English abstract)

[2] Zhao Yun, Chen Jianneng, Yu Yaxin, et al. Quadratic optimization method and its application on optimizing mechanism parameter[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(4): 519—523.

[3] 王江兰, 陶栋材, 段海燕, 等. 水稻插秧机分插机构的主要形式及关键技术[J]. 湖南农机, 2009, 36(2): 25—27.
Wang Jianglan, Tao Dongcai, Duan Haiyan, et al. Main style of transplanting mechanism and its key technology[J]. Hunan Agricultural Machinery, 2009, 36(2): 25—27. (in Chinese with English abstract)

[4] 李革, 李辉, 杨爱茜, 等. 傅立叶节曲线非圆齿轮系分插机构运动学分析[J]. 农业工程学报, 2011, 27(8): 126—130.
Li Ge, Li Hui, Yang Aiqian, et al. Kinematic analysis on Fourier curve non-circular gears transplanting mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2011, 27(8): 126—130. (in Chinese with English abstract)

[5] 陈建能, 赵匀. 水稻插秧机分插机构的研究进展[J]. 农业工程学报, 2003, 19(2): 23—26.
Chen Jianneng, Zhao Yun. Research advances in transplanting mechanism of rice transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2003, 19(2): 23—26. (in Chinese with English abstract)

[6] Xu Fengying, Tao Ye, Chen Zhen. Elastic dynamic optimization of crank-rocker style transplanting mechanism based on improving motion precision[J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Engineering, 2002, 18(5): 115—117.

[7] 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)

[8] 俞高红, 孙良, 赵雄. 混合齿轮行星轮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 Xiong. 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)

[9] 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.
Wu Chuanyu, Zhao Yun, Chen Jianneng. Optimization design of rice transplanter separating-planting mechanism with visualization human-computer interaction method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(1): 46—49. (in Chinese with English abstract)

[10] 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)
- [11] 俞高红, 何琰, 陈建能, 等. 旋转式分插机构运动学多目标非劣解群自动寻[J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 47—52.
- Yu Gaohong, He Yan, Chen Jianneng, et al. Automatic search of pareto solutions of multi-objective for rotary transplanting mechanism kinematics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 47—52. (in Chinese with English abstract)
- [12] 陈建能. 椭圆齿轮行星轮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: 42—67.
- Chen Jianneng. Dynamics performance analysis, parameters optimization and proof for transplanting mechanism with planetary elliptic Gears[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004: 42—67.
- [13] 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 125—285.
- [14] 姚新胜, 黄洪钟, 周仲荣. 机械满意优化中满意度函数的建立方法[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(4): 399—401.
- Yao Xinsheng, Huang Hongzhong, Zhou Zhongrong. Design of satisfactory-degree function in the mechanical satisfactory optimization[J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 23(4): 399—401. (in Chinese with English abstract)
- [15] 姚新胜. 满意度优化原理及其在机械工程领域中的应用研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2002: 53—75.
- [16] 杜金萍, 李慧民, 申文清. QCL03 清仓机工作装置满意优化设计[J]. 煤矿机械, 2006, 27(5): 738—740.
- Du Jinping, Li Huimin, Shen Wenqing. Research based upon satisfactory optimum design of work device of QCL03 bunker cleaner[J]. Coal Mine Machinery, 2006, 27(5): 738—740. (in Chinese with English abstract)
- [17] 贾永基, 王长军. 基于满意优化的多目标车辆调度问题模型与算法[J]. 东华大学学报: 自然科学版, 2009, 35(3): 351—354.
- Jia Yongji, Wang Changjun. Model and algorithm of multi-objective vehicle scheduling problem based on satisfactory optimization[J]. Journal of Donghua University: Natural Science, 2009, 35(3): 351-354. (in Chinese with English abstract)
- [18] 任文敏, 汪正兴. 结构振动控制参数多目标满意优化方法[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2007, 47(5): 714—717.
- Ren Wenmin, Wang Wenxing. Multiple objective satisfaction optimization for structural vibration control[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2007, 47(5): 714-717. (in Chinese with English abstract)
- [19] 王涛, 王艳平. 模糊数学及其应用[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2009: 96—115.
- [20] Hopfield J J, T and D W. Neural Computation of Decision In Optimization Problems[M]. Biological Cybernetics, 1985: 53—86.
- [21] 傅荟璇, 赵红. MATLAB 神经网络应用设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010: 110—124.
- [22] 张山, 何建农. BP 神经网络的优化算法研究[J]. 计算机与现代化, 2009, 1: 73—75.
- Zhang Shan, He Jiannong. Research on optimized algorithm for BP neural networks[J]. Computer and Modernization, 2009, 1: 73—75. (in Chinese with English abstract)

Multi-objective optimization design of rotary transplanting mechanism based on satisfactory degree theory

Zhang Guofeng, Hu Qunwei^{*}

(College of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at the multi-objective, nonlinearity and fuzziness of optimization of the rotary transplanting mechanism with planetary gear system, multi-objective optimization model of kinematics parameter was established based on satisfactory theory. Fuzzy comprehensive evaluation was used to quantify the kinematics performance of the transplanting mechanism. BP neural network was trained to build the mapping relationship of satisfactory degree and satisfactory function. Optimal solution and its evaluation were obtained by real-code genetic elitism strategy algorithms as follows: semi-major axis of the elliptic gear a was 18.10 mm; the ratio of semi-minor axis to semi-major axis of the elliptical gear k was 0.988; initial settling angle of the planting arm α_0 was -42.56° ; initial settling angle of the planet gear δ_0 was 11.56° ; initial settling angle of the planet carrier φ_0 was 31.02° ; the distance between the planet gear and the seedling needle tip S was 153.79 mm; and satisfactory degree was 93.11. The results show that the method can improve the efficiency and quality of design and meet the demand of designers and users further.

Key words: mechanisms, optimization, design, rotary transplanting mechanism, satisfactory, BP neural network