doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.04.003

玉米苗期行间除草二级对行装置设计与试验

张馨悦[1,2]　王　超[1,2]　王庆杰[1,2]　康可新[1,3]　李贵蓉[1,2]　刘立晶[1,2]

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 农业农村部保护性耕作农业装备重点实验室, 北京 100083;
3. 黑龙江贝克锐斯现代农业科技有限公司, 哈尔滨 150060)

摘要: 玉米苗期行间除草是保障作物健康生长的重要环节,其作业精度直接影响除草效果。为提高玉米苗期行间除草精度和效率,设计了一种二级机械对行装置,并对其结构组成与关键参数进行了优化。装置由一级导向机构和二级行距调整机构组成,其中一级导向机构通过液压缸驱动平行悬臂实现整机对行,二级行距调整机构通过伺服电缸和滑轮组调整除草单体位置以适应不同行距。理论分析确定一级导向机构液压缸最小推力需满足 7 536.37 N,二级行距调整机构伺服电缸额定推力为 1 409 N。分别开展了室内模拟试验与田间试验,对伺服电缸性能及装置在不同速度下对行误差特性进行评估。室内试验结果表明,伺服电缸效率为 82.3%,响应时间为 21 ms,具有较好的控制精度。在杂草密度大于 30 株/m^2 的非标准种植玉米田中开展田间试验,设定 3 种作业速度 0.5、1.0、1.5 m/s。试验结果表明,当速度为 0.5、1.0 m/s 时,一级机构对行平均误差分别为 1.987、3.619 cm,角度误差为 2.510°和 2.660°,性能稳定;当速度为 1.5 m/s 时,偏移误差增至 2.603 cm,角度误差增至 3.024°,且二级机构误差出现离群值。原因为,在高速作业时系统动态响应能力下降,可能受地表不平整和图像识别频率限制的影响。该装置在低速和中速条件下具备良好稳定性和作业精度,能够满足精细化除草需求。但在高速作业条件下需优化控制算法,以提升动态响应能力和整体稳定性。研究结果为玉米苗期行间除草装置设计与应用提供了技术支持。

关键词: 对行装置; 行间除草; 玉米苗期

中图分类号: S224.1　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2025)04-0042-10　　**OSID**:

Design and Testing of a Secondary Row-to-row Device for Weed Control in Corn Seedling Rows

ZHANG Xinyue[1,2]　WANG Chao[1,2]　WANG Qingjie[1,2]　KANG Kexin[1,3]　LI Guirong[1,2]　LIU Lijing[1,2]

(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Key Laboratory of Agricultural Equipment for Conservation Tillage*, *Ministry of Agricultural and Rural Affairs*, *Beijing* 100083, *China*
3. *Heilongjiang BECRIS Modern Agricultural Technology Co., Ltd.*, *Harbin* 150060, *China*)

Abstract: Inter-row weeding during the maize seedling stage is essential for ensuring healthy crop growth. The precision of this process directly affects both weed control effectiveness and crop protection. To improve the efficiency and accuracy of inter-row weeding, a two-stage row guidance device was designed, with its structure and key parameters optimized. The device combined a primary guidance system and a secondary row-spacing adjustment mechanism. The primary guidance system used parallel cantilevers and double-acting hydraulic cylinders to achieve precise alignment, while the secondary adjustment mechanism employed a servo motor and sliding rail to adapt to different row spacings. Theoretical analysis determined that the hydraulic cylinder for the primary guidance system required a minimum thrust of 7 536.37 N, and the rated thrust for the servo cylinder in the secondary mechanism was 1 409 N, ensuring stable performance. Indoor tests verified that the servo motor's efficiency was 82.3%, with a response time of 21 ms, indicating good load adaptability and control precision. Field trials showed that at speeds of 0.5 m/s and 1.0 m/s, the device demonstrated high stability in both alignment and row-spacing adjustment. However, performance was decreased at 1.5 m/s, suggesting the

收稿日期: 2024-12-26　修回日期: 2025-01-06

基金项目: 国家重点研发计划项目(2023YFD1500401)

作者简介: 张馨悦(2000—),女,博士生,主要从事保护性耕作技术与装备研究,E-mail: xinyue0093@163.com

通信作者: 刘立晶(1976—),女,研究员,博士生导师,主要从事保护性耕作技术与装备研究,E-mail: xyliulj@sina.com

need for algorithm optimization at high speeds. The results showed that the device met the operational requirements for inter-row guidance in maize seedling weeding, providing valuable support for the development of weeding machinery.

Key words: row-to-row device; inter-row weeding; corn seeding stage

0　引言

玉米苗期行间除草是田间管理的关键环节，其作业精度直接关系到杂草清除和作物保护效果[1]。大田精细化除草需借助对行装置来实现，使除草部件在不伤幼苗的前提下灵活应对多样化行距[2]。目前，对行作业多依赖拖拉机自主对行技术，但该方法对驾驶员操作技能要求较高，且在复杂田间环境中难以维持稳定的作业精度[3]。为此，国内外学者开始重视对行装置结构设计与优化。

国外对行装置研究与应用方面已较为成熟，较多产品在机械结构设计上已经形成完整的技术方案。例如，德国 LEMKEN 公司的 EC－Weeder 除草机采用平行转向架设计[4]，使除草部件能够灵活横移以实现对行除草。意大利 Ferrari Growtech 公司的 Ferrari Remoweed 自动除草机通过液压浮动框架结构[5]，使除草装置在行距变化时仍能稳定贴合作物行，确保除草部件横向定位精度与作业平稳性。英国 Garford 公司的 Robocrop Inrow 除草机利用可横向移动的侧移框架与平行连杆等机械结构，将除草部件安装在可灵活调节的载架上[6]，使得除草部件在多变地形和行距条件下仍能够实现精准横移与定位。以上设备为一级导向机构设计提供了重要参考，其液压驱动能够实现整体对行，但其行距只能在工作前手动调整，所以更适合标准化种植模式[7]，而我国农业生产中，普遍存在作物行距不规则情况，直接应用可能会导致漏除杂草或误伤作物。

国内在对行装置方面也取得了一定进展，已有学者通过液压缸、丝杠传动、电动推杆和平面四杆机构等多种方式，实现除草部件在机具横梁上的横向移动与位置调整[8-9]。例如，邵伟[10]设计了一种基于定子与动子结合的横移对行机构，通过液压缸驱动实现单体平移控制，并利用电磁阀控制液压系统通断，从而具备良好的驱动平稳性和适应性。李涛等[11]使用液压缸作用于牵引座位置，从而使装置在机架横梁上移动实现对行，然而液压缸施力方向与其移动方向不同，其工作效率会出现浪费。张俊雄等[12]基于机器视觉和液压伺服控制技术，开发了一种主动横移对行装置，其通过直线位移传感器采集动子位置信息，精确控制液压系统驱动对行机构实现横移。陈海荣等[2]基于平面四杆机构运动原理设计出机械除草的对行纠偏机构，在纠偏控制策略下实现对行。韩长杰等[13]通过将电动推杆一端固定在滑动模块直线轨道上，另一端与移动滑轨滑块连接，带动滑块做往复直线运动，实现对行动作。张晋国等[14]通过联轴器带动丝杠转动，使滑块对行，从而实现自动对行。上述研究在一定程度上降低了对驾驶员技能的依赖[15]，并在提升对行精度和自动化程度方面有所贡献。但这些装置多以整体对行为主，忽略了作物行距多样性，且直接面向应用，缺乏对结构参数的优化，导致作业性能进一步提升受限。

为解决上述问题，本文设计一种适用于玉米中耕除草的二级对行装置。该装置在整体对行的基础上，结合行距自适应调整机制，以实现作业机具偏移对行，还增加除草单体左右独立移动功能，以满足复杂田间环境下不规则行距作业需求。对装置结构进行设计优化和关键参数匹配分析，以提升装置精准性和适应性，以期为玉米苗期行间除草提供可靠的技术支持。

1　装置整体结构设计

1.1　整体结构组成

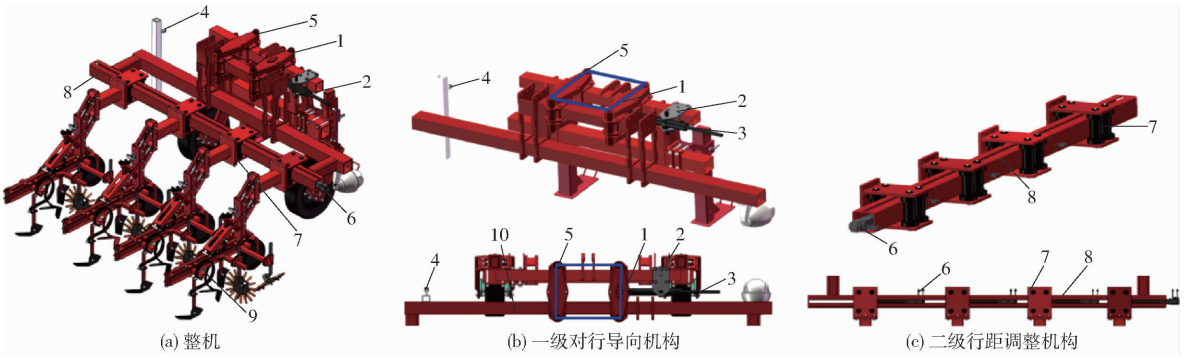
为了提升行间除草作业效率和精准度，设计的二级对行玉米苗期除草机采用模块化结构。该除草装置结构如图 1 所示，主要由一级对行导向机构和二级行距调整机构两部分构成，并配备除草作业单体，实现高效、精准的大田中耕除草作业。

一级对行导向机构包括平行悬臂、液压缸底座及双作用液压缸等组件。该装置通过拖拉机液压泵提供动力，利用液压缸驱动平行悬臂实现整体横向偏移，从而完成机具与作物行精准对行。

二级行距调整机构则由伺服电缸、滑轮组及滑道组成。伺服电缸驱动滑轮移动，进而带动除草单体左右独立调节，满足作物不同行间距除草需求。

1.2　工作原理

该装置通过一级与二级机构协同工作，实现整机精准对行和单体行距自适应调整，满足复杂田间环境作业需求。一级对行导向机构通过摄像头实时采集作物行位置信息，由控制系统计算横向偏差，驱动双作用液压缸推动平行悬臂横向移动，完成整机位置调整，确保装置始终精确对齐作物行。二级行距调整机构利用独立摄像头采集作物行间距信息，伺服电缸驱



(a) 整机 (b) 一级对行导向机构 (c) 二级行距调整机构

图 1 二级对行玉米中耕除草机结构图

Fig. 1 Two stage row maize weeder

1. 悬臂 2. 液压缸底座 3. 双作用液压缸 4. 摄像头 5. 角度传感器 6. 伺服电缸 7. 滑轮 8. 滑道 9. 除草单体 10. 平行悬臂

动滑轮机构移动,带动除草单体左右独立调整位置,适应不同行距变化,实现精准行间除草。

对行除草过程如图 2 所示,其中一级对行导向机构负责完成整机初步对行,确保机具整体与作物行保持正确的相对位置,避免出现较大偏移。而二级行距调整机构则进一步细化对行精度,通过独立调整除草单体位置,实现精准对行,避免对作物造成损伤。

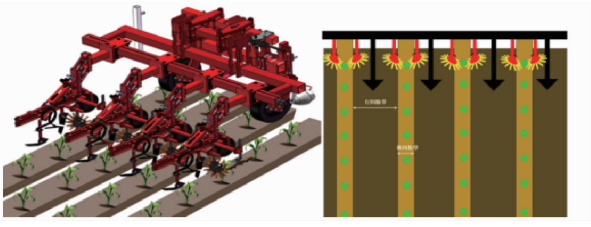


图 2 对行除草示意图

Fig. 2 Row weeding diagram

2 关键部件设计

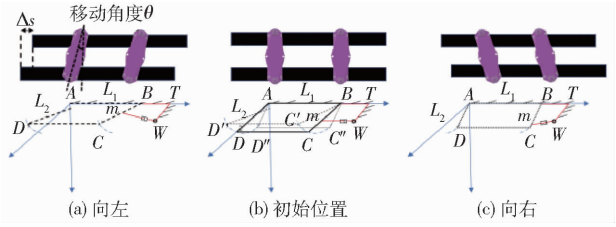
2.1 一级导向控制机构设计

一级导向控制机构采用平行四边形悬臂结构,如图 3 所示。该结构由固定底座 AB、驱动杆 BC、悬臂 AD 以及水平杆 CD 组成。固定底座 AB 长度为 L_1,为 120 mm × 120 mm 的空心薄壁方管,支撑整个导向机构。悬臂 BC 为与液压缸连接的驱动杆,其长度为 L_2,并与悬臂 AD 等长。悬臂 BC 呈变截面菱形,并沿轴向逐渐变化,以确保在受到液压缸推力时能够保持足够的结构稳定性。

下水平杆 CD 与上水平杆 AB 保持平行,悬挂并承载负载。液压缸底座安装位置标记为 T,液压缸作用点标记为 m,液压缸通过作用力驱动平行悬臂系统。液压缸在悬臂上作用点 m 施加推力后,悬臂末端 C 和 D 会在水平方向上发生位移,进而使整个系统横向偏移。

2.1.1 动力学分析

该平行四边形悬臂机构所用材料均为铁质,具有均匀的材料特性。在负载作用下,负载作用点 D



(a) 向左 (b) 初始位置 (c) 向右

图 3 一级导向机构运动示意图

Fig. 3 Primary steering mechanism movement

垂直作用于 XY 平面(即沿 Z 轴负方向),而液压缸驱动力则作用于 XY 平面内。机构运动过程保持在同一平面内,即所有运动均发生在 XY 平面内。

为了确定平行四边形悬臂机构各项参数(包括杆长 L_1、L_2,点 m 位置、点 T 位置),并在确保横向偏移 CC'(即 ±30 cm)的前提下,实现设计要求:①悬臂 BC 最大应力和挠度满足实际要求。②液压缸行程最小化,减小液压缸行程,降低成本和磨损。③液压缸最小推力能够克服负载在运动过程中的惯性力和摩擦力。

(1)运动学模型建立

为了准确描述负载力作用,建立二维平面直角坐标系(图 4)。设定 X 轴水平方向,向右为正方向;Y 轴垂直向上,向上为正方向;Z 轴垂直于 XY 平面。为了方便计算,设点 A 为原点(0,0),固定水平杆 AB 位于 X 轴上,长度为 L_1。悬臂 BC 与垂直方向夹角为摆动角 θ。在该坐标系中,各关键点位置为 $B(L_1,0)$,$C(L_1+L_2\sin\theta, L_2\cos\theta)$,$D(L_2\sin\theta, L_2\cos\theta)$。

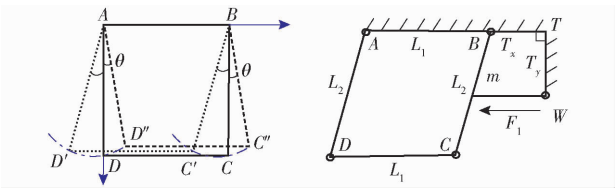


图 4 悬臂等效的四连杆机构

Fig. 4 Cantilever equivalent four-link mechanism

则液压缸作用点 m 位置为

$$\begin{cases} x_m = L_1 + \lambda L_2 \sin\theta \\ y_m = \lambda L_2 \cos\theta \end{cases} \tag{1}$$

式中　λ——点 m 在悬臂 BC 上的位置比例

液压缸底座点 $T(x_T, y_T)$，且 $TA \perp TW$，则有

$$\begin{cases} x_T = x_W \\ y_T = y_A \end{cases} \tag{2}$$

式中　x_T、y_T——液压缸固定点 T 坐标

x_W——液压缸与底座连接点 W 在 x 方向坐标

y_A——铰接点 A 在 y 方向坐标

液压缸夹角 α 会随着机构摆动角 θ 变化，α 计算式为

$$\alpha = \arctan \frac{y_m - y_T}{x_m - x_T} \tag{3}$$

将式(1)代入式(3)，则有

$$\alpha = \arctan \frac{\lambda L_2 \cos\theta - y_T}{L_1 + \lambda L_2 \sin\theta - x_T} \tag{4}$$

(2)几何约束条件

平行四连杆要求：$AB \parallel CD$，$AD \parallel BC$，横向偏移要求为 ±30 cm，因此 $L_2 \sin\theta_{max} = 0.3$ m，为了满足偏移要求，需保证 $L_2 \geqslant 0.3$ m。

(3)动力学模型建立

液压缸驱动力 F_1：作用于点 m，位于 XY 平面内，驱动悬臂 BC，带动整个机构及负载移动。

负载力 F_{load}：垂直向下(沿 Z 轴负方向)即垂直于 XY 平面，表示机构承受的外部载荷。

假设悬臂 BC 有自重 q(单位长度重量)，则悬臂总重量为 qL_2，作用于悬臂重心处(与点 B 距离为 $L_2/2$)。

自重产生力矩为

$$M_{weight} = qL_2 \frac{L_2}{2} \tag{5}$$

虽 F_{load} 垂直于 XY 平面，但它会通过悬臂 CD 对点 C 产生一个力矩，该力矩会影响悬臂 BC 平衡，需考虑负载引起的力矩对悬臂 BC 的影响。由于 F_{load} 垂直于 XY 平面，其力矩作用于 XY 平面内，使悬臂 BC 产生扭转，但在平面内会体现为一个等效的力矩。悬臂 BC 直接受驱动力，因此以 BC 为研究对象，力矩平衡方程为

$$\sum M_B = -F_1 \lambda L_2 \sin\alpha + qL_2 \frac{L_2}{2} = 0 \tag{6}$$

将式(4)代入式(6)求得液压缸作用力为

$$F_1 = \frac{F_{load} \sin\theta}{\lambda \sin\left(\arctan \dfrac{\lambda L_2 \cos\theta - y_T}{L_1 + \lambda L_2 \sin\theta - x_T}\right)} \tag{7}$$

(4)强度计算

悬臂 BC 和 AD 为变截面菱形悬臂，截面沿轴向变化，需计算其截面特性。由于截面变化，截面模量 $W(x)$ 和弯矩 $M(x)$ 为位置函数，其中 x 为沿悬臂长度坐标，则最大应力为

$$\sigma(x) = \frac{M_{max}}{W_{min}} \tag{8}$$

式中　M_{max}——悬臂 BC 上最大弯矩

W_{min}——悬臂 BC 上最小截面处截面模量

则挠度 δ_1 为

$$\delta_1 = \frac{F_{load} L_1^3}{3EI} \tag{9}$$

式中　E——材料弹性模量　　I——截面惯性矩

2.1.2　目标评价函数建立

对于一级导向控制机构，液压缸位置及悬臂长度直接影响悬臂受力情况，因此设计变量包括悬臂长度 L_1、L_2 以及液压缸固定点位置 m。其中，L_1 和 L_2 限制条件由机构装配情况决定，应确保满足机构整体空间约束和运动要求。

(1)材料属性：弹性模量 E 为 210 GPa；许用应力 $[\sigma]$ 为 150 MPa；密度 ρ 为 7 850 kg/m^3；负载 m_{load} 为 535.017 kg。

由于悬臂 BC 为变截面梁，截面尺寸函数为

$$h(x) = h_{max} - (h_{max} - h_{min}) \frac{x}{L_2} \tag{10}$$

$$b(x) = b_{max} - (b_{max} - b_{min}) \frac{x}{L_2} \tag{11}$$

式中　h_{max}、h_{min}——悬臂 BC 截面最大和最小高度

b_{max}、b_{min}——悬臂 BC 截面最大和最小宽度

截面模量 $W(x)$ 为

$$W(x) = \frac{b(x) h(x)^2}{6} \tag{12}$$

弯矩 $M(x)$ 为

$$M(x) = F_1 (L_m - x) \sin\alpha + F_{load} (L_2 - x) \sin\theta \tag{13}$$

其中 $L_m = \lambda L_2$，采用数值积分计算挠度为

$$\delta = \int_0^{L_2} \frac{M(x)}{EI(x)} \mathrm{d}x \tag{14}$$

其中

$$I(x) = \frac{b(x) h(x)^3}{12} \tag{15}$$

(2)约束条件为

$$\begin{cases} L_2 \sin\theta_{max} = 0.3 \text{ m} \\ \sigma_{max} \leqslant [\sigma] \\ \delta_{max} \leqslant [\delta_1] \\ 0° \leqslant \alpha(\theta) \leqslant 90° \\ 0.3 \text{ m} < L_1 < 0.5 \text{ m} \\ 0.4 \text{ m} < L_2 < 0.6 \text{ m} \\ 0.6 < \lambda < 0.9 \\ 0 < x_T < 0.6 \text{ m} \end{cases} \tag{16}$$

(3)目标函数建立

设计变量为

$$\boldsymbol{x}=(L_1,L_2,\lambda,x_T,y_T,h_{\max},h_{\min},b_{\max},b_{\min}) \tag{17}$$

目标函数为:最小化在最大偏转角 $\theta_{\max}$ 下所需的液压缸推力 F_1,即

$$\min f_1(\boldsymbol{x})=\max_{\theta\in[-\theta_{\max},\theta_{\max}]}F_1(\boldsymbol{x},\theta) \tag{18}$$

最小化悬臂 BC 上的最大弯曲应力 $\sigma_{\max}$,即

$$\min f_2(\boldsymbol{x})=\max_{x\in[0,L_2]}\sigma(x;\boldsymbol{x}) \tag{19}$$

最小化液压缸行程,即

$$\min f_3(\boldsymbol{x})=\Delta s(\boldsymbol{x})=s_{\max}(\boldsymbol{x})-s_{\min}(\boldsymbol{x}) \tag{20}$$

式中 $s_{\max}$、$s_{\min}$——摆动角 $\theta_{\max}$ 和 $-\theta_{\max}$ 时液压缸长度

则行程最小化函数为

$$s(\boldsymbol{x},\theta)=\sqrt{(x_M(\boldsymbol{x},\theta)-x_T)^2+(y_M(\boldsymbol{x},\theta)-y_T)^2} \tag{21}$$

最小化悬臂 BC 上最大挠度 $\delta_{\max}$ 为

$$\min f_4(\boldsymbol{x})=\delta_{\max}(\boldsymbol{x}) \tag{22}$$

其中

$$\delta_{\max}(\boldsymbol{x})=\max_{x\in[0,L_2]}\delta(x;\boldsymbol{x}) \tag{23}$$

式中 $\delta(x;\boldsymbol{x})$——悬臂 BC 在位置 x 处挠度

2.1.3 目标优化

对于多目标优化问题,由于各目标之间可能存在冲突,难以实现每个目标同时达到最优[16]。为此,采用理想点法对上述分目标进行处理[17]。通过将多个分目标构造为一个单一目标函数(评价函数)$F(x)$,并合理引入加权系数 $W_i(i=1,2,\cdots,n)$,求得该评价函数最优解[18],以此作为原多目标优化问题解。

为了确定各目标函数权重,对主要设计变量和目标函数进行相关性分析。通过分析变量之间的线性相关性,合理分配权重。皮尔逊相关系数 r_{xy}[19]计算式为

$$r_{xy}=\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i-\bar{x})(y_i-\bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{N}(x_i-\bar{x})^2}\sqrt{\sum_{i=1}^{N}(y_i-\bar{y})^2}} \tag{24}$$

式中 x_i、y_i——变量 x 和 y 第 i 个观测值

$\bar{x}$、$\bar{y}$——变量均值

N——样本数量

在设计变量允许范围内,采用拉丁超立方抽样方法生成大量样本点[20]。对于每个样本点,计算 4 个目标函数值,最终得到设计变量与目标函数之间皮尔逊相关系数如图 5 所示。

液压缸作用点 λ 与最大弯曲应力 $\sigma_{\max}$ 具有较强的负相关性(-0.470),与液压缸行程 Δs 和悬臂挠度 δ_1 具有较强正相关性(为 0.570 和 0.490)。表明

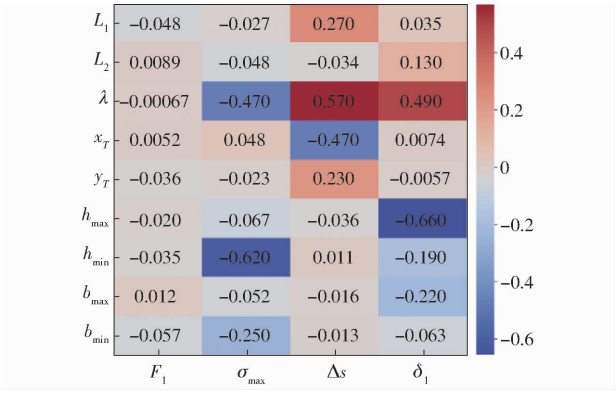


图 5 设计变量与目标函数的相关系数

Fig. 5 Correlation between design variables and objective functions

调整 λ 可以显著影响这些目标函数;液压缸底座安装位置 x_T 与液压缸行程 Δs 具有较强负相关性(-0.470),说明通过调整液压缸固定点位置,可有效控制液压缸行程。

截面最大高度 $h_{\max}$ 与悬臂挠度 δ_1 具有强负相关性(-0.660),截面最小高度 $h_{\min}$ 与最大弯曲应力 $\sigma_{\max}$ 具有强负相关性(-0.620)。意味着增大截面尺寸有助于降低挠度和应力,提高结构刚度和强度。

基于相关性分析结果,可以确定各目标函数在优化过程中的重要性,从而合理分配权重。最大弯曲应力 $\sigma_{\max}$ 和悬臂挠度 δ_1 为与设计变量相关性最强的目标函数,对结构性能影响显著,应赋予较高权重。液压缸行程 Δs 与 λ 和 x_T 有较强相关性,为了控制液压缸尺寸和成本,也应予以适当权重。液压缸推力 F_1 与设计变量的相关性相对较弱,但仍需确保其在合理范围内。因此,权重分配方案为 $w_1=0.2$(液压缸推力 F_1),$w_2=0.4$(最大弯曲应力 $\sigma_{\max}$),$w_3=0.3$(液压缸行程 Δs),$w_4=0.1$(悬臂挠度 δ)。

将多目标优化问题转换为单目标优化问题,采用加权求和法构建综合目标函数 F_{total},即

$$F_{\text{total}}=\sum_{i=1}^{4}w_i f_i^{\text{norm}} \tag{25}$$

式中 f_i^{norm}——第 i 个目标函数归一化值

使用单目标遗传算法优化[21],模拟生物进化过程,通过选择、交叉、变异等操作,从初始种群中逐步产生更优个体,最终收敛到全局最优或近似最优解。其流程如图 6 所示,初始化种群,规模设定为 100,采用实数编码方式,随机生成初始种群,设计变量的取值在其定义域内。计算每个个体目标函数值,进行归一化和加权求和,得到综合目标函数值。检查约束条件,若违反约束,赋予惩罚值。

使用模拟二进制交叉[22],受限于设计变量的上

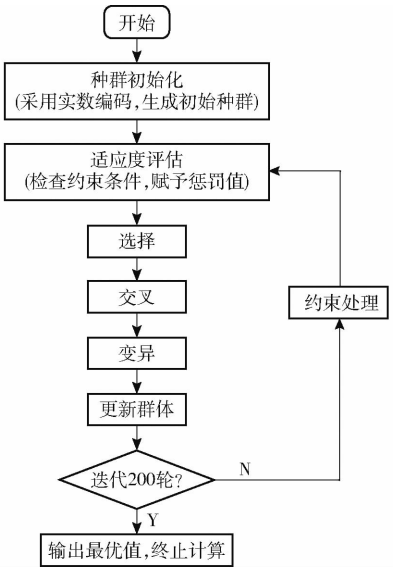


图 6　遗传算法优化流程

Fig. 6　Genetic algorithm to optimize process

下限。对于父代个体 x_1 和 x_2，生成子代个体 y_1 和 y_2，即

$$\begin{cases} y_1 = 0.5[(1+\beta)x_1 + (1-\beta)x_2] \\ y_2 = 0.5[(1-\beta)x_1 + (1+\beta)x_2] \end{cases} \tag{26}$$

其中
$$\beta = (2u)^{\frac{1}{\eta_c+1}} \quad (u \in [0,1]) \tag{27}$$

式中　β——随机数

η_c——分布指数，取 20[23]

使用多项式变异，受限于设计变量的上下限，对于个体 x，生成变异后个体 x'，即

$$x' = x + \delta(x_{up} - x_{low}) \tag{28}$$

其中
$$\delta = [2u + (1-2u)(1-\delta_q)^{\eta_m+1}]^{\frac{1}{\eta_m+1}} - 1 \quad (u \in [0,1]) \tag{29}$$

式中　δ——随机数

δ_q——归一化设计变量值

η_m——分布指数，取 20[23]

以锦标赛选择策略从种群中随机选择 k 个个体[24]，选择其中适应度最优的个体进入下一代。迭代 200 轮，算法终止，迭代过程中平均适应度、最小适应度和最大适应度变化曲线如图 7 所示。输出最优解集，最优设计变量和对应目标函数值如表 1 所示。

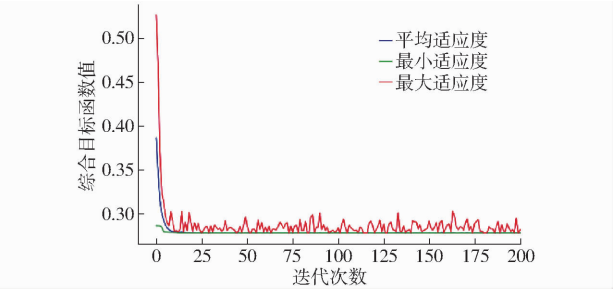


图 7　迭代过程中目标函数值变化曲线

Fig. 7　Value of objective function changes during iteration

表 1　最优设计变量和目标函数值

Tab. 1　Optimal design variables and objective function values

最优变量	数值	目标函数	数值
λ	0.725	F_1/N	7 536.37
h_{max}/m	0.15	σ_{max}/MPa	120
h_{min}/m	0.09	Δs/m	0.45
L_1/m	0.40	δ_1/mm	1.5
L_2/m	0.55		
b_{max}/m	0.08		
b_{min}/m	0.04		
(x_T, y_T)	(0.63, 0.41)		

2.2　二级行距调整机构设计

二级行距调整机构由伺服电缸、滑轮组和滑道组成。伺服电缸内置于方管中，与滑轮组连接，通过伺服电缸的运动驱动除草单体移动。伺服电缸和电机选型是设计的关键环节，直接影响系统在除草作业中精确控制和运动可靠性。此外，滑轮组是实现除草单体精确移动的核心部件，需要进行应力分析，确保其在作业工况下安全性和稳定性。

2.2.1　电缸与电机选型

电缸作为二级行距调整机构的核心驱动部件，其选型需综合考虑负载要求、行程和速度等因素，确保电缸能够提供足够的推力以驱动滑轮组及除草单体，并满足除草作业精确控制需求。

选型过程中，电缸必须能够承受系统最大负载，包括滑轮组阻力、除草单体重量以及系统运行过程中的摩擦力。滑轮材料选用 45 钢，主梁材料为 Q345 钢，其接触面摩擦因数为 0.15[25]。则实际负载 F_P 为

$$F_P = F_f + F_L \tag{30}$$

式中　F_f——滑轮和滑道阻力，N

F_L——除草机单体重量，N

在 Solidworks 中得到除草机单体质量为74.797 kg，单个滑轮质量为 0.387 kg，则

$$F_L = m_L g = 74.497\ \text{kg} \times 9.81\ \text{m/s}^2 = 730.22\ \text{N} \tag{31}$$

每个滑轮重力 F_P 已知为 3.80 N，摩擦因数 μ 为 0.3，则滑轮摩擦力为

$$F_f = 4\mu F_P = 4 \times 0.3 \times 3.80\ \text{N} = 4.56\ \text{N} \tag{32}$$

电缸推力需要同时在水平方向和垂直方向上发挥作用，以确保机械设备在行驶过程中能够顺利完成移动与调整。

假设电缸主要通过驱动滑轮系统克服水平方向的摩擦力，同时也能够提供足够的推力支持除草单体垂直运动。电缸推力设计需满足系统负载要求，包括克服滑轮系统摩擦力和支撑除草单体重量。为

保证系统在实际应用中的安全性,需选择合适安全系数,以应对各种复杂工况可能性。电缸推力计算式为

$$F_{\text{cylinder}} = F_P \lambda_{\text{safe}} = 1\,102.17\ \text{N} \tag{33}$$

其 λ_{safe} 一般取值为 1.5 ~ 2,具体值依据作业环境和负载波动情况确定,参照文献[26],取 1.5。

电缸行程决定其在调整行距过程中移动范围。根据玉米田种植行距和除草作业的需求,确定电缸最大行程 S_{cylinder} 为 150 mm。

电缸速度取决于作业效率要求。根据除草单体运动要求,电缸速度 V_{cylinder} 需要满足除草作业速度 200 mm/s。根据以上要求,选择 HE - 40 - P - 150 - 1205 型电缸,其具体参数如表 2 所示。

表 2 HE - 40 - P - 150 - 1205 型电缸参数

Tab. 2 HE - 40 - P - 150 - 1205 electric cylinder parameters

参数	数值
功率/W	400
额定速度/(mm·s^{-1})	250
额定推力/N	1 409
有效行程/mm	150

电机选型直接影响到伺服电缸性能,因此需考虑电机与伺服电缸之间匹配,主要包括电机扭矩、功率、转速以及传动系统。电缸额定输出推力为 1 409 N,电机驱动电缸时,电缸推力通过皮带转换为电机扭矩。电缸速度为 250 mm/s,则电机速度为

$$V = \frac{n_{\text{motor}}}{60}\frac{L}{R} \tag{34}$$

式中 V——电缸速度,mm/s

n_{motor}——电机转速,r/min

L——螺杆导程,取 5 mm

R——减速比,取 1

代入求得 n_{motor} 为 3 000 r/min,所以选择转速为 3 000 r/min,功率为 400 W 的直流电机,为使结构紧凑,电缸与电机安装方式采用侧直连方式。

2.2.2 滑轮组应力分析

在二级行距调整机构运动过程中,滑轮组是将动力传递给除草单体的核心部件。与机架、连杆等相对静载部件相比,滑轮组在实际作业中需频繁承受方向与大小不断变化的动态载荷,并受到田间不平整地形和机具振动的综合影响。这种复杂受力状态容易在滑轮组局部位置产生应力集中现象,造成疲劳损伤和结构强度降低潜在风险。

为验证滑轮组安全可靠性,以滑轮组为分析对象,采用有限元分析(FEA)对滑轮组进行应力分布仿真。建立滑轮组三维实体模型,接着对滑轮组施加载荷与约束条件,通过求解获得滑轮组应力应变分布情况。所设计滚轮组参数如表 3 所示。

表 3 结构钢材料属性

Tab. 3 Structural steel material properties

材料	密度/(g·cm^{-3})	杨氏模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa
45 钢	7.85	210	0.3	460
Q345 钢	7.85	210	0.3	375

通过 ANSYS 对滑轮组预处理后,使用 Workbench 内置求解器求解,得出静力学分析结果如图 8、9 和表 4 所示。

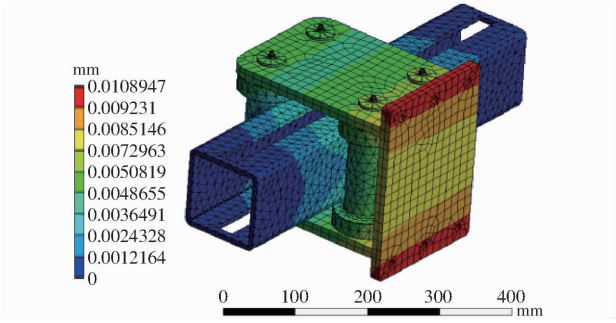


图 8 总变形量云图

Fig. 8 Total deformation cloud image

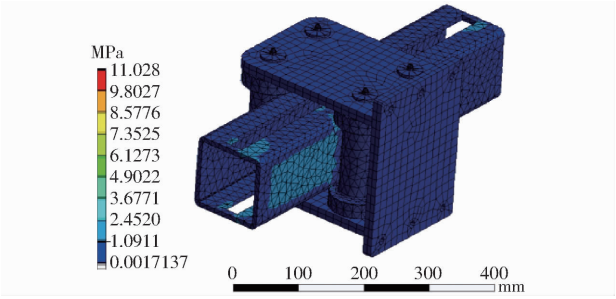


图 9 等效弹性应变云图

Fig. 9 Equivalent elastic strain cloud image

表 4 有限元分析结果

Tab. 4 Result of finite element analysis

参数	数值
最大位移/mm	0.010 894 7
最大变形量/mm	5.51×10^{-5}
最大应力/MPa	11.028

结果表面,在正常工况下,滑轮组最大位移为 0.010 894 7 mm,最大弹性变形量为 5.51×10^{-5} mm,最大应力为 11.028 MPa,均在 45 钢以及 Q345 钢屈服极限范围内,说明滑轮组结构具有一定稳定性,能够支撑机构正常工作。

3 试验

3.1 试验条件

为验证一级导向机构精度与稳定性,以及二级

行距调整机构在负载、效率和响应性方面的性能表现，分别在室内和室外环境下开展试验验证。

试验于 2024 年 6 月在黑龙江省哈尔滨市黑龙江贝克锐斯现代农业科技有限公司试验场地进行。室内试验主要针对电机与电缸负载效率和响应性进行测试，通过分析驱动性能评估其是否满足设计要求；室外试验则聚焦于对行装置实际运行效果，测试其在作业条件下跟踪对行稳定性和准确性。

3.2　试验方法与评价指标

3.2.1　负载与效率测试

为了评估电机、伺服电缸等部件在不同负载下工作效率和动态响应性能，在静态测试平台上开展负载测试（图 10）。试验中，逐步增加负载，并监测电机功率输出及系统动态响应能力。



图 10　室内负载与效率测试

Fig. 10　Indoor load and efficiency testing

测试过程中，通过电机上位机软件（图 11）实时获取电机运行参数，包括电压 U、电流 i、转速 n，输出扭矩 T 和位置偏差计数等。在不同负载条件下记录参数，并计算对应的效率，以分析效率随负载变化的趋势。其中，位置偏差计数（脉冲）反映电机实际位置与目标位置之间的差异，评估其动态响应性能和控制精度。



图 11　电机上位机输出信息

Fig. 11　Upper computer of motor outputs information

3.2.2　对行装置稳定性测试

为验证对行装置稳定性及控制精度，设计了一种基于图像识别系统与传感器试验方法。试验通过高精度摄像头实时获取田间作物行信息，利用图像处理算法提取作物行位置与角度，计算目标偏移距离、调整角度及行距信息，并通过上位机（图 12）存储数据用于后续分析。同时，在装置悬臂处安装角

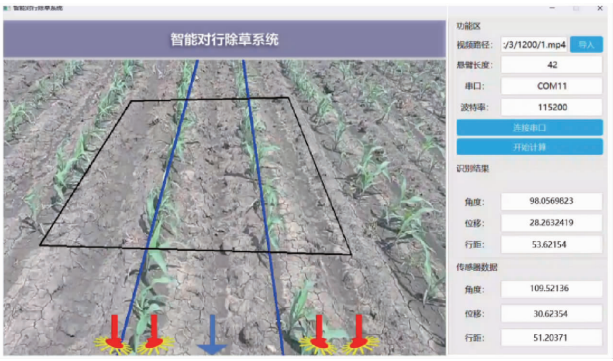


图 12　对行系统上位机界面

Fig. 12　Upper computer interface of line system

度传感器记录一级机构偏移角，在横向偏移处安装拉伸位移传感器测量实际横向位移，并通过电机上安装的编码器记录电缸伸长量以反映单体移动距离。

为模拟复杂田间环境，选择一块长度为 50 m 的非标准种植玉米行作为试验场地，并在杂草密度大于 30 株/m^2 条件下进行测试（图 13）。在此基础上，在拖拉机悬挂装置上加载负载，并以速度 0.5、1.0、1.5 m/s 开展试验，考察装置在不同速度和较为复杂的农田条件下对行精度与稳定性。通过记录图像识别系统目标值（偏移距离、角度、行距）与传感器实际值，计算误差并进行统计分析，全面评估装置稳定性及不同速度下控制精度。



图 13　田间试验

Fig. 13　Field experiment

3.3　结果分析

3.3.1　效率与响应分析

通过对不同负载条件下电机和伺服电缸进行测试，获取了电压、电流、转速、位置偏差等。分析得出负载与效率以及响应速度关系（图 14）。

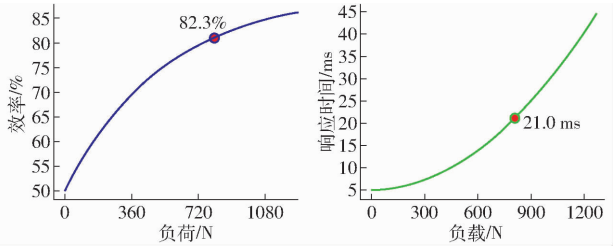


图 14　负载与效率及响应时间的关系曲线

Fig. 14　Relationship between load and efficiency and response time

由图 14 可知，在不同负载条件下，电机和伺服

电缸效率与响应速度均表现出良好性能,能够满足工作需求。随着负载从小到大逐步增加,系统效率呈稳步上升趋势,并在接近 1 050 N 时趋于稳定,在实际负载下,其效率为 82.3%。表明系统在实际负载下具有较高的能量利用率,能够满足高效运行设计要求。

根据负载与响应时间的关系曲线,系统响应时间增长仍处于设计预期范围内。在实际负载条件下,系统响应时间为 21 ms,表明,在该负载条件下,系统能够保持稳定运行,并高效完成任务,满足实际作业需求。

3.3.2 稳定性分析

不同速度下偏移、行距和角度误差如表 5 和图 15 所示。整体来看,该装置在不同速度条件下具有一定的稳定性,但随着速度增加,性能受到一定影响。当速度为 0.5 m/s 时,一级机构角度和偏移误差分布范围较小,二级行距调整机构的行距误差集中,表明系统在低速下具有较高的控制稳定性和精度,适用于精细化作业。当速度为 1.0 m/s 时,一级机构偏移误差较稳定,但角度误差有所增加;二级行距调整机构的误差分布范围变大,系统稳定性有所下降。当速度为 1.5 m/s 时,一级机构角度误差显著增大,主要原因在于高速运动下图像识别系统采样频率相对不足,导致获取的作物行图像出现模糊或跳帧现象,从而降低了作物行识别精度。图像处理性能下降使得一级机构在调整过程中无法准确识别作物行真实位置,进而产生较大的角度偏差。同时,二级行距调整机构误差分布离群值增多,主要受地表不平整因素的影响。高速运动中,地表微地形波动被放大,悬挂装置受到的动态载荷变化更为剧烈,导致二级行距调整机构在执行调整时难以保持稳定的横向运动。这种不平整地形对机构横向受力和支撑刚性提出了更高的要求,从而导致误差离群值增多。总体而言,该装置在低速和中速下性能稳定,但高速作业时需要优化控制算法以提升动态响应能力和整体稳定性。

表 5 不同速度下误差均值、标准差及均方根误差

Tab.5 Mean, standard deviation and root mean square error at different speeds

速度/(m·s⁻¹)	参数	均值	标准差	均方根误差
0.5	行距误差/cm	1.270	0.749	2.174
	偏移误差/cm	1.987	0.684	4.417
	角度误差/(°)	2.510	1.016	7.331
1.0	行距误差/cm	1.757	0.294	3.173
	偏移误差/cm	3.619	0.410	13.270
	角度误差/(°)	2.660	0.703	7.570
1.5	行距误差/cm	1.462	0.717	2.654
	偏移误差/cm	2.603	0.836	7.475
	角度误差/(°)	3.024	0.821	9.819

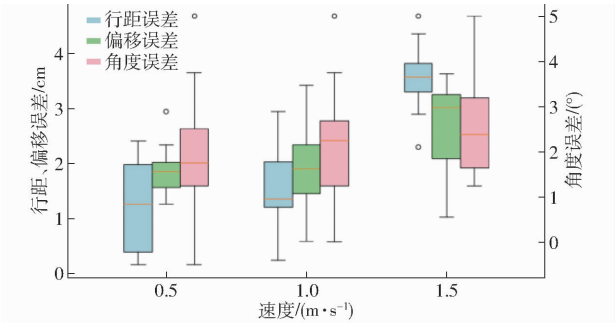


图 15 不同速度下距离与角度误差

Fig.15 Results of distance and angle error at different speeds

4 结论

(1)设计了一种二级对行装置,阐述了该装置工作原理,明确了一级导向机构和二级行距调整机构结构组成和关键参数;通过理论分析确定一级导向机构液压缸推力最小值需满足 7 536.37 N,针对二级行距调整机构的要求,选用行程为 150 mm,额定推力为 1 409 N 的伺服电缸,满足不规则行距下精准作业需求。

(2)利用室内模拟试验验证了伺服电缸与滑轮组在不同负载条件下的性能,并初步确定在实际负载下,伺服电缸效率为 82.3%,响应时间为 21 ms。

(3)田间试验结果表明,该装置当速度为 0.5、1.0 m/s 时,一级机构对行平均误差分别为 1.987、3.619 cm,角度误差为 2.510°和 2.660°,性能稳定;而在速度 1.5 m/s 下,偏移误差增大至 2.603 cm,角度误差增至 3.024°,且二级机构误差出现离群值,系统在高速作业时的动态响应能力有所下降,可能受到地表不平整与图像识别频率的限制,所以在高速作业过程中,需进一步优化控制算法,以增强其动态响应能力与稳定性。

参 考 文 献

[1] 刘斯琦. 基于机器视觉的苗期玉米作物行与行间杂草检测方法研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2023.
LIU Siqi. Research on the detection method of weeds between rows and rows of maize crops in seedling stage based on machine vision[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2023. (in Chinese)

[2] 陈海荣, 陈应海, 车年萍, 等. 适用于条播水稻机械除草作业的对行纠偏控制系统设计与试验[J]. 农业装备技术, 2024,50(3):41-44.

CHEN Hairong, CHEN Yinghai, CHE Nianping, et al. Design and test of alignment and deviation control system suitable for mechanical weeding operation of drill sowing rice[J]. Agricultural Equipment & Technology, 2024, 50(3): 41 - 44. (in Chinese)

[3] 陈学深, 方根杜, 熊悦淞, 等. 基于稻田除草部件横向偏距视觉感知的对行控制系统设计与试验[J]. 华南农业大学学报, 2022, 43(5): 83 - 91.
CHEN Xueshen, FANG Gendu, XIONG Yuesong, et al. Design and test of row-follow control system based on visuaperception of lateral-offset of weeding component in paddy field[J]. Journal of South China Agricultural University, 2022, 43(5): 83 - 91. (in Chinese)

[4] EC-Weeder | LEMKEN[EB/OL]. [2024 - 11 - 14]. https://lemken.com/en-en/agricultural-machines/cropcare/weed-control/mechanical-weed-control/ec-weeder.

[5] Automatic Weeder-Ferrari Growtech REMOWEED and SCORPION[EB/OL]. [2024 - 11 - 14]. https://ferrarigrowtech.com/en/automated-weeders/28-remoweed.html.

[6] Garford Farm Machinery Ltd | Precision Guided Hoes & InRow Weeders[EB/OL]. [2024 - 11 - 14]. https://garford.com/.

[7] 韩豹, 郭畅, 高英玲, 等. 大豆株间除草单体机构及关键部件设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 112 - 121.
HAN Bao, GUO Chang, GAO Yingling, et al. Design and experiment of soybean intra-row weeding monomer mechanism and key components[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 112 - 121. (in Chinese)

[8] GRIEPENTROG H, NØRREMARK M, NIELSEN J, et al. Autonomous inter-row hoeing using GPS-based side-shift control [J]. Agricultural Engineering International-The CIGR Ejournal, 2007.

[9] GOBOR Z. Development of a novel mechatronic system for mechanical weed control of the intra-row area in row crops based on detection of single plants and adequate controlling of the hoeing tool in real-time[D]. Bonn: University of Bonn, 2007.

[10] 邵伟. 甘薯垄作自适应中耕除草机关键部件设计与优化[D]. 北京: 中国农业科学院, 2023.
SHAO Wei. Sweet potato ridge adaption intertillage weeder design and optimization of key components[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2023. (in Chinese)

[11] 李涛, 周进, 徐文艺, 等. 根茎类作物收获机自动对行系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(11): 102 - 110.
LI Tao, ZHOU Jin, XU Wenyi, et al. Design and test of auto-follow row system employed in root and stem crops harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(11): 102 - 110. (in Chinese)

[12] 张俊雄, 王凯, 张良, 等. 横移对行控制系统设计与试验分析[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2017, 38(4): 423 - 427.
ZHANG Junxiong, WANG Kai, ZHANG Liang, et al. Design and experimental analysis of side-shift row-follow control system [J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition), 2017, 38(4): 423 - 427. (in Chinese)

[13] 韩长杰, 郑康, 赵学观, 等. 大田甘蓝作物行识别与对行喷雾控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(6): 89 - 101.
HAN Zhangjie, ZHENG Kang, ZHAO Xueguan, et al. Design and experiment of row identification and row-oriented spray control system for field cabbage crops[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(6): 89 - 101. (in Chinese)

[14] 张晋国, 郑超, 赵金, 等. 棉花打顶机自动对行装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(7): 93 - 101.
ZHANG Jinguo, ZHENG Chao, ZHAO Jin, et al. Design and experiment of auto-follow row device for cotton topping machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(7): 93 - 101. (in Chinese)

[15] 苗中华, 田大庆, 何创新, 等. 智能采棉机自动对行辅助驾驶控制技术研究[J]. 农机化研究, 2022, 44(10): 72 - 76.
MIAO Zhonghua, TIAN Daqing, HE Chuangxin, et al. Research on automatic line-to-line auxiliary driving control technology of intelligent cotton picker[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022, 44(10): 72 - 76. (in Chinese)

[16] ZHENG Ruihao, WANG Zhenkun. A generalized scalarization method for evolutionary multi-objective optimization[C]// AAAI Conference on Artificial Intelligence, 2023.

[17] 邹晓月, 徐征, 杨荣昆, 等. 多目标优化算法在 AGV 调度的应用研究[J]. 机械设计与制造, 2024(11): 321 - 327.
ZOU Xiaoyue, XU Zheng, YANG Rongkun, et al. Research on application of multi-objective optimization algorithm in AGV scheduling[J]. Machinery Design & Manufacture, 2024(11): 321 - 327. (in Chinese)

[18] 叶绍干, 胡佳俊, 侯亮, 等. 多弧槽球面配流副润滑特性分析与多目标优化[J]. 农业机械学报, 2023, 54(1): 440 - 449.
YE Shaogan, HU Jiajun, HOU Liang, et al. Analysis and multi-objective optimization of oil film lubrication characteristics of multi-arc groove spherical valve-plate structure[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(1): 440 - 449. (in Chinese)

[19] ZHANG Maoqing, LI Wuzhao, ZHANG Liang, et al. A Pearson correlation-based adaptive variable grouping method for large-scale multi-objective optimization[J]. Information Sciences, 2023, 639: 118737.

[20] YANG Weixin, ZHANG Yangfan, WANG Yu, et al. Multi-angle reliability evaluation of grid-connected wind farms with energy storage based on Latin hypercube important sampling[J]. Energies, 2023, 16(18): 6427.

(下转第 60 页)

[20] 温翔宇. 高地隙变量配混施肥装置仿真优化与试验研究[D]. 长春:吉林大学,2020.
WEN Xiangyu. Simulation optimization and experimental research of high-clearance variable rate assorted fertilizer applicator [D]. Changchun: Jilin University, 2020. (in Chinese)
[21] 贾洪雷,谭贺文,温翔宇,等. 气力集排式精量配混施肥装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(增刊2):109 - 119,203.
JIA Honglei, TAN Hewen, WEN Xiangyu, et al. Design and experiment of pneumatic aggregate and discharge precision fertilizer mixing device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(Supp. 2): 109 - 119, 203. (in Chinese)
[22] 赵萍,张焕章,田悦,等. 玉米大垄双行深耕施肥播种机设计与试验[J]. 吉林农业大学学报,2018,40(2):235 - 240.
ZHAO Ping, ZHANG Huanzhang, TIAN Yue, et al. Design and experiment on maize deep-ploughed fertilization seeder suiting double row at width ridge[J]. Journal of Jilin Agricultural University, 2018, 40(2): 235 - 240. (in Chinese)
[23] 顿国强,吴星澎,纪欣鑫,等. 斜口螺旋精控排肥器优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(7):167 - 174.
DUN Guoqiang, WU Xingpeng, JI Xinxin, et al. Optimization design and experiment of oblique spiral precise control fertilizer apparatus[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(7): 167 - 174. (in Chinese)
[24] 张猛强. 螺旋式排肥器流量波动特性研究及关键参数优化[D]. 阿拉尔:塔里木大学,2023.
ZHANG Mengqiang. Study on flow fluctuation characteristics of spiral fertilizer distributor and optimization of key parameters [D]. Alar: Tarim University, 2023. (in Chinese)
[25] 陈平录,苏江红,许静,等. 丘陵果园立式螺旋开沟施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(10):223 - 233,274.
CHEN Pinglu, SU Jianghong, XU Jing, et al. Design and experiment of hilly orchard vertical spiral ditching-fertilizing machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(10): 223 - 233,274. (in Chinese)
[26] 杨庆璐. 气力集排式玉米分层施肥关键技术与装置研究[D]. 北京:中国农业大学,2022.
YANG Qinglu. Research on key technology and device of pneumatic centralized layered fertilization for maize[D]. Beijing: China Agricultural University, 2022. (in Chinese)
[27] 马文鹏,尤泳,王德成,等. 苜蓿切根补播施肥机气送式集排系统优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(9):70 - 78.
MA Wenpeng, YOU Yong, WANG Decheng, et al. Optimal design and experiment of pneumatic and pneumatic collecting and discharging system of alfalfa cut-root reseeding and fertilizer applicator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(9): 70 - 78. (in Chinese)
[28] 杨庆璐,李子涵,李洪文,等. 基于 CFD - DEM 的集排式分肥装置颗粒运动数值分析[J]. 农业机械学报,2019,50(8):81 - 89.
YANG Qinglu, LI Zihan, LI Hongwen, et al. Numerical analysis of particle motion in pneumatic centralized fertilizer distribution device based on CFD - DEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(8): 81 - 89. (in Chinese)
[29] 杨伦,谢一华. 气力输送工程[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
[30] 杨庆璐,王庆杰,李洪文,等. 气力集排式变量排肥系统分层施肥量调节装置研制[J]. 农业工程学报,2020,36(1):1 - 10.
YANG Qinglu, WANG Qingjie, LI Hongwen, et al. Development of layered fertilizer amount adjustment device of pneumatic centralized variable fertilizer system[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(1): 1 - 10. (in Chinese)

(上接第 51 页)

[21] 李贤哲, 张明柱, 刘孟楠, 等. 基于多岛遗传算法的电动拖拉机分布式驱动系统优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024,55(3):401 - 411.
LI Xianzhe, ZHANG Mingzhu, LIU Mengnan, et al. Optimized design and validation of distributed drive system for electric tractor based on multi-island genetic algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3):401 - 411. (in Chinese)
[22] GU Qinghua, GAO Song, LI Xuexian, et al. An adaptive adjacent maximum distance crossover operator for multi-objective algorithms[J]. Soft Computing, 2023,27(11):7419 - 7438.
[23] 王礼炳, 王琦, 王志红, 等. NSGA - Ⅱ 算法的参数取值对供水管网多目标优化设计的影响[J]. 给水排水, 2018, 44(10):136 - 140.
WANG Libing, WANG Qi, WANG Zhihong, et al. Influence of parameter values in NSGA - Ⅱ algorithm on multi. objective optimization design of water supply network[J]. Water & Wastewater Engineering, 2018,44(10):136 - 140. (in Chinese)
[24] 胡晓敏, 段宇晖, 欧炜标, 等. 交通流优化膨胀控制遗传规划算法[J]. 计算机应用研究, 2024,42(1):171 - 176.
HU Xiaomin, DUAN Yuhui, OU Weibiao, et al. Traffic flow optimization bloat control genetic programming algorithm[J]. Application Research of Computers, 2024,42(1):171 - 176. (in Chinese)
[25] 成大先. 机械设计手册第 1 卷[M]. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2010.
[26] 谢里阳, 秦大同. 现代机械设计手册第一卷[M]. 2 版. 北京: 化学工业出版社, 2010.