doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.04.016

大型净作精播机配套折叠式种床整备装置设计与试验

王　星[1]　张　颖[1,2]　付　闯[1]　陈海涛[1,3]

(1.东北农业大学工程学院,哈尔滨 150030;2.黑龙江省主要农作物生产机械化材料化技术创新中心,哈尔滨 150030;
3.黑龙江东方学院机电工程学院,哈尔滨 150066)

摘要:针对大型净作精播机在原茬地上无法正常作业的问题,本文设计一种宽幅折叠式前置侧向种床整备装置,与现有大型净作精播机组成一套联合作业机组,在任何状态原茬地上,无需处理,一次进地可完成种床整备、施肥、播种、覆土镇压等全部播种作业环节。通过理论分析确定清秸单体结构、清秸刀齿排布方式和折叠机构关键参数范围,其中液压缸行程为 500 mm,通过仿真确定折叠与展开过程中折叠机构角速度、线速度变化均符合设计要求,牙嵌离合器碰撞冲击力随着主动牙嵌盘线速度呈非线性增长,当主动牙嵌盘轨迹线速度为 150 mm/s、折叠角速度为 0.314 rad/s 时,碰撞冲击力为 417 N,液压系统各执行元件同步性能、转速和扭矩均满足作业技术要求。应用三因素三水平正交试验方法,以作业速度、刀轴转速和刀齿入土深度为试验因素,以清秸率、清秸行间一致性系数、当量功耗、覆秸均匀度为评价指标,实施田间参数优化组合试验。试验结果表明,当作业速度为 7.2 km/h、刀轴转速为 600 r/min、入土深度为 40 mm 时,种床整备装置清秸率为 90.02%、覆秸均匀度为 91.11%、当量功耗为 6.08 kW 和清秸行间一致性系数为 91.26%。研究结果为提高大型净作精播机利用率,增加大型机具道路运输便捷性,减少机器多次进地对土壤产生压实破坏,降低生产成本提供技术支持。

关键词:折叠式;种床整备装置;大型净作精播机;联合作业;液压系统;虚拟仿真

中图分类号:S223.2　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)04-0174-12　　**OSID**:

Design and Experiment of Front-folding Straw Clearing and Blocking Device for Wide Conventional Planters

WANG Xing[1]　ZHANG Ying[1,2]　FU Chuang[1]　CHEN Haitao[1,3]

(1. *College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin* 150030, *China*
2. *Heilongjiang Province Technology Innovation Center of Mechanization and Materialization of Major Crops Production, Harbin* 150030, *China*
3. *College of Mechanical and Electronic Engineering, East University of Heilongjiang, Harbin* 150066, *China*)

Abstract: In order to solve the problems of poor operation quality and low working efficiency of passive no-tillage seeding machine in four provinces of Northeast China under the condition of heavy straw mulching, and some large-scale net-crop precision seeding machines can not work on the original stubble ground, the design of a kind of wide-width folding front lateral clearing and anti-clogging device was optimized, which can compose with the existing conventional seeding machine to form a joint operation machine, which can complete all the seeding operations such as seed bed preparation, fertilizer application, seeding, mulching and compression in any state of stubble land without any treatment. Through theoretical analysis to determine the key parameters of the folding mechanism range, in which the hydraulic cylinder stroke was 500 mm, through simulation analysis to determine the folding and unfolding process of the folding mechanism of the angular velocity, linear speed changes were in line with the design requirements, the tooth-embedded clutch collision impact force with the active tooth-embedded disk linear speed was nonlinear growth, in the active tooth-embedded disk trajectory linear speed of 150 mm/s, folding angular speed of 18(°)/s, and the impact force was 417 N. The synchronization performance, rotational speed and torque of each actuating element of the hydraulic system met the

收稿日期:2024-03-07　修回日期:2024-04-22

基金项目:国家重点研发计划项目(2021YFD2000401)

作者简介:王星(1993—),男,博士生,主要从事保护性耕作技术与装备研究,E-mail:wangxing940629@163.com

通信作者:陈海涛(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事农业装备及生物质材料研究,E-mail:htchen@neau.edu.cn

operational technical requirements. Applying the three-factor three-level orthogonal test method, taking the operating speed, knife shaft rotation speed and knife teeth depth into the soil as the test factors, and taking the rate of clearing straw, consistency between rows of clearing straw, equivalent power consumption, and coverage uniformity as the evaluation indexes, the optimization combination test of field parameters was implemented. Under the conditions of 7.2 km/h, 600 r/min, and 40 mm of soil penetration depth, the straw clearing and blocking device could realize the straw clearing rate of 90.02%, straw uniformity of 91.11%, equivalent power consumption of 6.08 kW, and consistency of straw clearing between rows of 91.26%. The results can provide technical support for improving the utilization rate of large net-crop precision planters, increasing the convenience of road transportation of large machines, reducing the compaction damage to the soil caused by the machine entering the ground several times, and reducing the production cost.

Key words: foldable; seed bed preparation device; wide conventional planter; combine operations; hydraulic system; virtual simulation

0　引言

东北黑土区是世界三大黑土区之一,是中国农业机械集约化经营水平最高的区域[1]。由于土地常年采用不合理的耕作方式,黑土区遭受掠夺式开垦和无法恢复的破坏,土壤过度扰动加剧风蚀和水蚀现象,黑土层厚度正在以每年 0.3 ~ 1 mm 的速度流失,已不足开垦前的 40%,土壤自然生产力衰退[2-3]。免耕播种作为保护性耕作核心技术,可实现除籽粒外全生物量还田,改善土壤团粒结构,增加土壤入渗速度,减少地表径流,增加土壤有机质含量,提高肥力,有利于土壤可持续利用[4-6]。

开发适宜的免耕播种机是机械化保护性耕作的重点,机具清秸防堵性能即通过性是机具开发的难点[7]。现有清秸防堵装置分为主动式和被动式两种[8],被动式清秸防堵主要是通过拨草轮配合各种切茬圆盘安装在播种单体上,依靠机具自身重力对播种条带上的秸秆进行清理和破茬[9-10],清秸能力有限,可在覆盖率较低的秸秆粉碎还田条件下进行错茬作业。王奇等[11]利用 EDEM 离散元仿真技术,设计一种星齿凹面盘式清秸防堵装置,确定了影响清秸率的主要结构参数和各参数取值;林静等[12]基于阿基米德螺线设计了防缠绕破茬清垄装置,通过田间验证试验得出破茬清垄装置最优工作参数组合。主动式清秸防堵分为动力驱动残茬破碎混埋和动力驱动残茬移位地表覆盖两种方式[13],动力驱动残茬破碎混埋通过破茬装置高速旋转对残茬进行破碎、混合,残茬破碎效果好,但作业幅宽小,功率消耗大[14-15];动力驱动残茬移位地表覆盖通过抛撒、输送方式将播种带上秸秆残茬输送到两侧,形成一定宽度的清洁种带,土壤扰动量小,功率消耗低[16-17],并且可针对移位后的秸秆进行不同方式处理。陈海涛等[18]设计的原茬地免耕播种机防堵装置,适用于各种作物残茬和各种状态原茬地,防堵效果好;姚文燕等[19]从秸秆流动、抛撒轨迹和受力角度进行分析设计了浅旋条带对行主动式防堵装置。

东北四省区大型净作精播机保有量约为 1×10^5 台[20],为提高这些播种机使用效率,解决大型净作精播机在原茬地上无法正常作业,大型农业机具运输受道路交通宽度限制等问题,本文设计一种宽幅折叠式前置侧向种床整备装置与现有常规播种机组成作业机组,一次进地完成清秸覆秸、施肥、播种、覆土镇压等全部播种作业环节,以期提高作业效率,降低能源消耗,减少对土壤的压实破坏。

1　总体结构与工作原理

1.1　总体结构

如图 1 所示,前置折叠式种床整备装置(以下简称种床整备装置)、拖拉机和常规播种机组成免耕覆秸联合作业机,一次进地可完成种床整备、施肥、播种、覆土镇压等全部播种作业环节。种床整备装置总体结构如图 2 所示,主要由清秸单体、液压系统、机架、动力传递装置、折叠机构等部分组成,主要技术参数如表 1 所示。

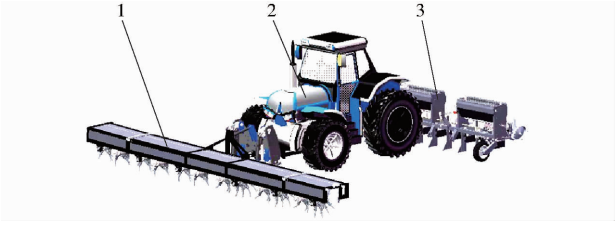


图 1　免耕精播覆秸作业机组构成图

Fig. 1　Schematic of precision sowing and straw covering operation no-tillage unit

1. 种床整备装置　2. 拖拉机　3. 常规播种机

1.2　工作原理

种床整备装置依托液压折叠控制系统,实现机具折叠与展开。作业时拔掉安全销,拖拉机带动液压油泵,液压油进入折叠油路使折叠液压缸伸出,两

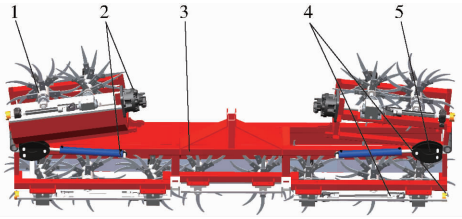


图 2 折叠式前置侧向种床整备装置结构图

Fig. 2 Structure diagram of foldable front side straw clearing and anti-blocking device

1. 清秸单体 2. 液压系统 3. 机架 4. 动力传递装置 5. 折叠机构

表 1 主要技术参数

Tab. 1 Major technical parameters

参数	数值
配套动力/kW	110 ~ 190
整机质量/kg	2 000
液压系统压力/MPa	25
垄距/mm	1 100
工作幅宽/mm	6 600
作业速度/(km·h^{-1})	≤9.0
刀轴转速/(r·min^{-1})	400 ~ 600
液压缸行程/mm	500

侧折叠机构展开,到达指定位置时,螺旋型牙嵌式离合器主动与被动部分连接,此时锁止液压缸并插入安全销,液压马达通过传动系统将动力传输给清秸单体,播种带上秸秆和根茬经刀齿击打由种床整备装置侧面抛出,整备出干净种带,后续播种机完成施肥、播种、覆土镇压等全部播种作业环节;运输时拔去安全销,断开液压马达油路,同时控制折叠液压缸收缩带动两侧折叠机构收缩,螺旋型牙嵌式离合器断开动力传输,到达指定位置时锁止折叠液压缸并插入安全销,完成折叠动作。

2 关键部件设计与分析

2.1 清秸单体设计

种床整备装置核心部件为 12 个清秸单体,主要由定轴、链轮、滚筒、刀裤、刀齿、轴座等部分组成,如图 3 所示。清秸单体通过旋转击打地表残茬,形成清洁的种带,为后续施肥、播种作业创造良好环境。种床整备装置作业幅宽为 6 600 mm,根据 1 100 mm 垄距要求需要完成 6 个大垄种床整备工作,根据工作要求清秸刀齿分为 2 种(图 4):①位于种床整备装置中间位置的 10 个清秸单体,采用弯刀齿,刀齿按螺旋线轨迹打击、剪切播种施肥带内任意形态秸秆和根茬,将其切断连同作业幅内的杂草等物料侧向清理至垄沟或传送至下一个清秸单体。②位于种床整备装置两侧的两个清秸单体采用直刀齿,将对应垄台上的残茬和中间清秸单体运移过来的残茬抛撒至机具两侧。

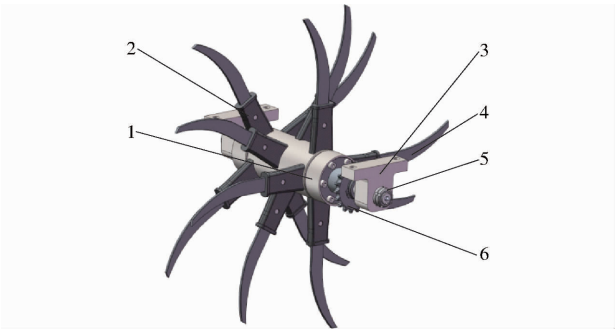


图 3 清秸单体结构示意图

Fig. 3 Schematic of seed bed preparation unit group structure

1. 滚筒 2. 刀裤 3. 轴座 4. 刀齿 5. 刀轴 6. 链轮

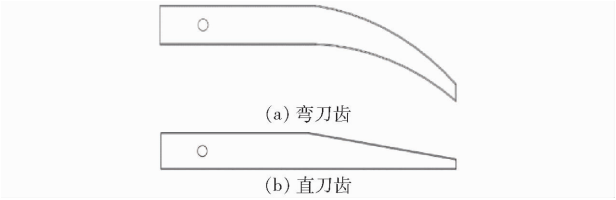


图 4 清秸刀齿

Fig. 4 Cleaning blade

2.1.1 清秸刀齿回转半径

为保证清秸质量,清秸刀齿入土深度大于玉米主根深度,两相邻清秸单体作用在同一大垄上,两清秸单体刀齿刀尖运动轨迹相交处会出现清秸盲区,为提高清秸率减小清秸盲区,要求清秸单体刀齿刀尖运动轨迹交点与地表距离小于玉米秸秆半径。如图 5 所示,建立坐标系,直刀齿清秸单体刀尖轨迹方程为

$$x^2 + y^2 = R_0^2 \tag{1}$$

式中 R_0——清秸刀齿回转半径,mm

弯刀齿清秸单体刀尖轨迹方程为

$$(x - l_a)^2 + y^2 = R_0^2 \tag{2}$$

式中 l_a——相邻两刀轴中心距,mm

田间实测玉米秸秆直径服从正态分布 $N(27.3, 4.796\ 1)$,根据“3σ”原则,秸秆最小半径为 10.365 mm,此时刀尖轨迹交点 K 与地表距离 d_m 为

$$d_m = 300 - \sqrt{R_0^2 - 42\ 025} \leqslant 10.365 \text{ mm} \tag{3}$$

2.1.2 清秸刀齿排布方式

刀齿以螺旋线方式排布在滚筒上,以种床整备装置中心线为界,左右两侧刀轴上刀齿旋向相反,每个清秸单体上均布 3 或 4 排刀齿,每排刀齿数为 4,其相位分布如图 6 所示。

2.2 折叠机构

2.2.1 折叠机构设计

根据种床整备装置横向宽度 6 680 mm 和垄距

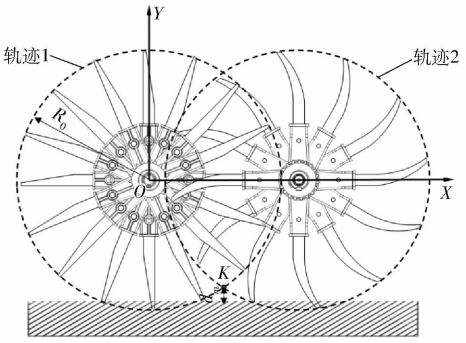


图 5　清秸单体轨迹示意图

Fig. 5　Trajectories diagram of seed bed preparation unit group

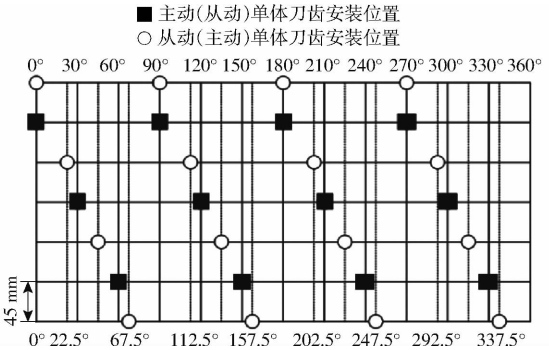


图 6　相位分布图

Fig. 6　Phase distribution diagram

1 100 mm 要求，折叠方案可分为单垄折叠、一垄半折叠和双垄折叠。单垄向前折叠增加机组纵向长度，重心前移，对机架结构以及前悬挂结构强度要求较高；单垄向后折叠机具总长度不变，重心后移，有利于保证拖拉机稳定性，但折叠过程中与拖拉机前轮产生干涉，单垄向上折叠虽增加机具高度，提升后总高度为 2 330 mm，但不影响拖拉机驾驶视线；一垄半向上折叠，由于液压马达、挡秸板等部件只能折叠 45°，向上折叠后总高度达到 4 042 mm，严重阻挡视线；双垄向后折叠铰接点正好处于前轮位置，折叠后与拖拉机前轮干涉影响转向；双垄向上折叠影响驾驶员视线，对机架强度和刚度要求较高，遇到跌宕路段容易造成机架损坏；双垄一侧向上折叠机架质心整体前移较多，对机架材料要求过高且机组整体稳定性降低[21]。综上所述，单垄向上折叠对机架强度要求相对较低，且与拖拉机不发生干涉，不影响拖拉机驾驶视线，故选用单垄向上折叠方案。

根据机架结构和折叠要求，初定液压缸各连接点位置如图 7 所示，其中点 A、B、C 为液压缸和机架铰接点。两侧种床整备装置以点 O 为旋转中心，液压缸收缩或伸出带动点 A 运动完成折叠与展开过程。

液压缸行程由种床整备装置运动范围决定，根据设计要求，液压缸带动种床整备装置沿杆长

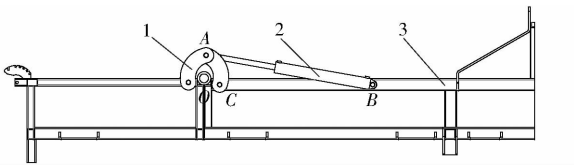


图 7　种床整备装置折叠系统布局示意图

Fig. 7　Schematic layout of folding system for clearing straw and preventing clogging device

1. 连接环　2. 液压缸　3. 机架

方向双向运动，有效行程要求较长，故采用双作用单活塞杆液压缸。为保证种床整备装置在展开时两侧处于同一水平，避免因液压缸速度差造成种床整备装置两侧在展开时高低不一致，液压缸伸缩极限位置需分别与种床整备装置展开、折叠状态相对应。以一侧液压缸为例，分析种床整备装置折叠极限位置（展开与折叠），确定液压缸行程，如图 8 所示。

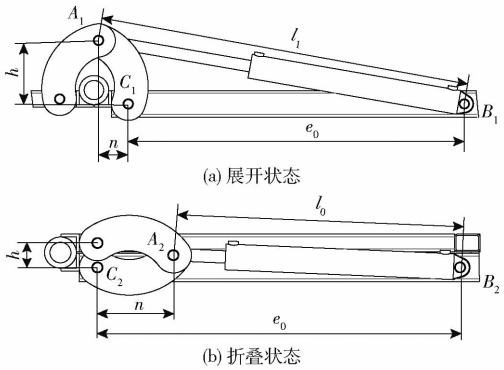


图 8　折叠系统极限位置示意图

Fig. 8　Folding system limit position schematic

液压缸驱动种床整备装置在点 A_1、B_1、C_1 3 点构成的平面内翻转。考虑机具实际尺寸，初步选取点 A_1 到点 C_1 水平距离 n 为 350 mm，点 B_1 到点 C_1 水平距离 e_0 为 1 400 mm，设液压缸行程为 s，结合两极限位置下液压缸两安装孔轴心距离 l[22]，根据各设定值和两极限位置几何关系，构建关于行程 s 与 A_1、C_1 之间竖直距离 h 的方程[23]，即

$$\begin{cases} h^2 + (e_0 - n)^2 = l_0^2 \\ h^2 + (e_0 + n)^2 = l_1^2 \\ l_0 = s + 270 \\ l_1 = 2s + 270 \end{cases} \tag{4}$$

式中　l_1——展开状态液压缸两安装孔距离，mm

l_0——折叠状态液压缸两安装孔距离，mm

根据整机结构布局，结合液压缸标准缸型行程尺寸对结果进行分析后优化取整，液压缸行程 s 为 500 mm。

2.2.2　折叠机构仿真

为了找出运动过程中速度的突变点与死点，提

高试验的经济性,利用 ADAMS 软件探究折叠机构运动规律。由于种床整备装置的模型量较大,利用 Solidworks 软件对其进行简化,液压马达、刀轴均用长方体进行代替。在液压缸上添加直线驱动,来实现折叠功能,液压缸为驱动件,添加直线驱动实现伸缩,如图 9 所示。

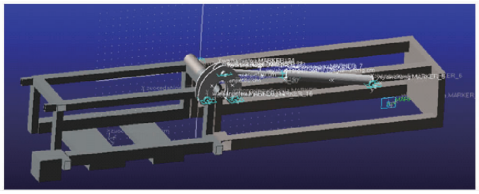
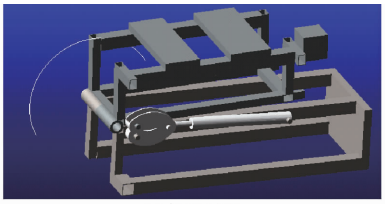


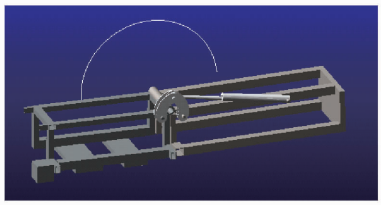
图 9 折叠系统仿真模型

Fig. 9 Folded system simulation model

在 ADAMS/View 中的 Simulation 模块设置相关参数,通过计算可得液压缸行程为 500 mm,线速度为 35 mm/s,即仿真时间为 14.3 s。液压缸带动连接机构围绕折叠套筒旋转,连接机构带动左侧机架运动过程未产生干涉。左侧机架上一点运动轨迹如图 10 所示。



(a) 折叠过程



(b) 展开过程

图 10 左侧机架运动轨迹

Fig. 10 Left rack movement trajectory

通过仿真分析得到,左侧机架运动角速度为 0.314 rad/s,该速度与液压缸驱动速度一致。折叠过程在 7.5 s 后左侧机架角速度、线速度和位移变化明显,展开过程在 1 s 前其角速度、线速度和位移变化明显,折叠机构自身重力原因加速了折叠和展开过程,影响了平稳性,因此在中心机架添加限位装置可使折叠过程更加平稳。

2.3 离合器设计

2.3.1 离合器结构尺寸

为实现折叠与展开过程中种床整备装置动力快速切断与衔接,动力连接系统单纯依靠可伸缩式十字万向节联轴器达不到使用要求,需在动力传递系统上加装离合器,离合器安装位置如图 11 所示。由于种床整备装置的折叠角度达到 180°,根据传递动力、安装空间尺寸要求,选择螺旋形牙嵌式离合器[24-25],结构如图 12 所示。

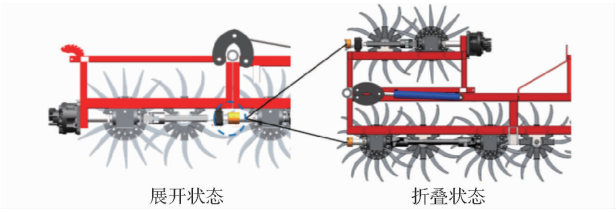


图 11 离合器安装位置图

Fig. 11 Clutch mounting location diagrams

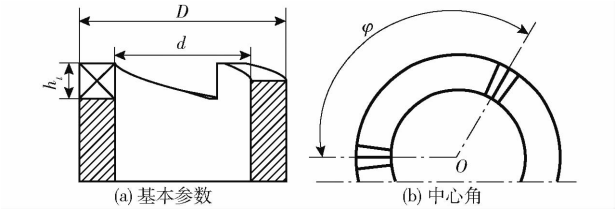


图 12 螺旋形牙嵌式离合器结构图

Fig. 12 Structure and dimensions of spiral tooth insert clutch

离合器结构尺寸计算式为

$$\begin{cases} D = (2 \sim 3)d \\ D_d = (0.7 \sim 0.75)D \\ t = \dfrac{D - D_d}{2} \\ h_t = (0.5 \sim 1)t \\ \varphi = \dfrac{360°}{2Z} \end{cases} \tag{5}$$

式中 D——螺旋形牙嵌式离合器外径,mm

D_d——螺旋形牙嵌式离合器内径,mm

d——轴径,mm

t——牙厚,mm

h_t——牙高,mm

Z——牙嵌离合器牙数

φ——牙中心角,(°)

2.3.2 离合器仿真

使用 ADAMS 软件对螺旋形牙嵌式离合器结合碰撞力进行分析[26]。展开动作需在 10 s 内完成,主动牙嵌盘轨迹半径为 477 mm,线速度为 150 mm/s,根据折叠角速度不同,主动牙嵌盘轨迹线速度会产生相应的变化,按照设计要求,在 5 ~ 20 s 内完成折叠动作,线速度为 75 ~ 300 mm/s,设定主、从动牙盘距离为 200 mm,牙嵌深度为 15 mm,添加运动副及接触力如图 13 所示,分析离合器结合特性,仿真时间 5 s,仿真步数 5 000,碰撞参数如表 2 所示。

主动牙嵌盘在不同线速度下与被动牙嵌盘碰撞接触的时间不同,碰撞冲击力也不同,如图 14 所示,冲击力随着主动牙嵌盘线速度呈非线性增长,当线

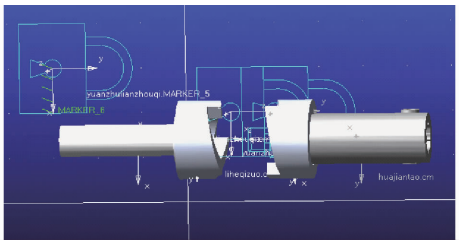


图 13　离合器仿真模型

Fig. 13　Clutch virtual prototype simulation model

表 2　碰撞参数

Tab. 2　Collision parameters

参数	数值
粘滞系数	50
刚度/(N·m^{-1})	100 000
作用因子	1.50
静摩擦因数	0.30
动摩擦因数	0.25
摩擦运动速度/(mm·s^{-1})	10
粘滞转换速度/(mm·s^{-1})	0.10

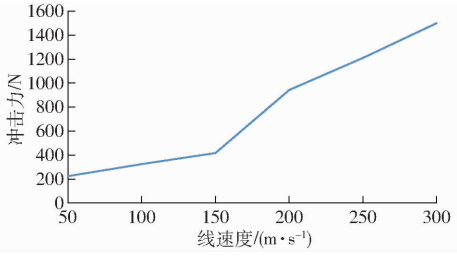


图 14　线速度与冲击力关系曲线

Fig. 14　Graph of linear velocity and impact force function

速度在 150 mm/s 后冲击力激增，由此确定主动牙嵌盘轨迹线速度为 150 mm/s，折叠角速度 0.314 rad/s，此时碰撞冲击力为 417 N，满足平稳性要求。

3　液压系统设计

3.1　方案设计

种床整备装置位于拖拉机前方，目前国内大多拖拉机都没配备前动力输出，因液压系统安装方便，具有过载保护、适应性强等特点，且可实现种床整备刀轴无级调速，因此采用液压传动方式为清秸刀轴提供动力，同时实现种床整备装置折叠与展开功能。为了保证种床整备装置对于不同拖拉机机型适用性，液压系统依靠拖拉机提供动力，既减少了对拖拉机改动，又提高了液压系统维护便利性[27-28]，因此选用开式液压系统，其原理如图 15 所示。

液压系统有种床整备和折叠机构两部分油路，其中 2 个液压马达串联，2 个折叠液压缸并联。液压系统工作时，常开截止单向阀，由液压泵出来的高压油分为两路，分别到达电磁溢流阀和电液换向阀 6，当电磁溢流阀通电，液压油回油箱；当电磁溢流阀

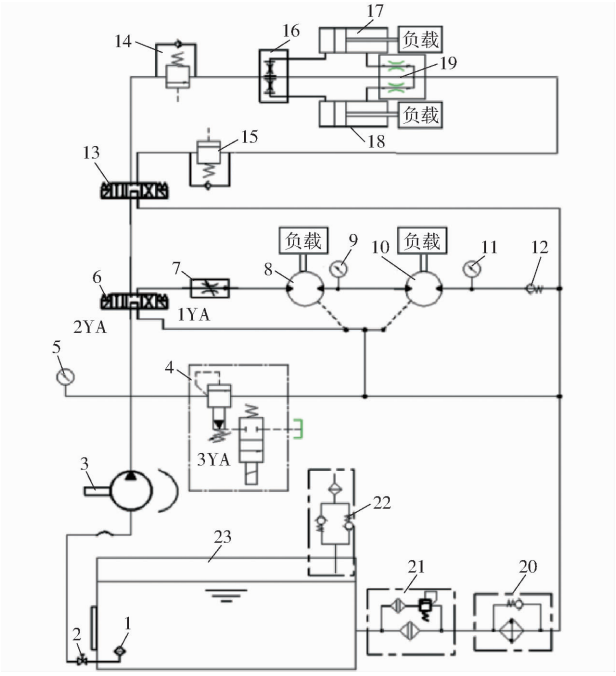


图 15　液压系统原理图

Fig. 15　Schematic of hydraulic system

1. 吸油过滤器　2. 截止单向阀　3. 液压泵　4. 电磁溢流阀　5、9、11. 耐震压力表　6、13. 电液换向阀　7. 调速阀　8、10. 液压马达　12. 背压阀　14、15. 平衡阀　16、19. 分流集流阀　17、18. 液压缸　20. 冷却器　21. 回油过滤器　22. 空气过滤器　23. 油箱

不通电但压力大于 31.5 MPa 时，液压油回油箱。当电磁溢流阀不通电，且液压油压力小于 31.5 MPa 时，液压油进入到电液换向阀 6，由于液压马达和折叠液压缸不同时工作，可分为两部分单独工作，通过电液换向阀 6 换向来分别进行控制，当电液换向阀 6 的右侧 1YA 通电，液压油从右侧进入调速阀，通过调速阀调节液压马达的转速来完成种床整备工作；另一路是折叠机构的液压系统，当电液换向阀 6 的左侧 2YA 通电，液压油从左侧经电液换向阀 13、平衡阀、分流集流阀等元件进入折叠机构液压缸进行展开或折叠动作。

结合执行元件工作载荷、设备安装空间、元件成本等因素综合考虑选取系统工作压力为 25 MPa[29]。液压系统种床整备动力系统采用 2 个液压马达串联设计，每个液压马达需驱动 6 根种床整备刀轴进行作业，通过前期研究，种床整备装置在极限工况下 6 根种床整备刀轴扭矩和为 525.0 N·m，选取设计扭矩 T_m 为 525.0 N·m，背压阻力为 0.2 MPa。

液压马达排量计算式为

$$q_m = \frac{2\pi T_m}{\eta_2 \Delta p_m} \tag{6}$$

式中　q_m——液压马达排量，mL/r

T_m——液压马达扭矩，N·m

Δp_m——液压马达压力差，MPa

η_2——液压马达机械效率,取 0.90

计算得 q_m 为 147.8 mL/r,取整为 160 mL/r。

折叠机构单个液压缸最大负载为 30 000 N,载荷计算式为

$$F = F_P + F_f + F_m + F_g + F_b \tag{7}$$

式中 F——总阻力,N

F_P——阻力,N

F_f——摩擦阻力,N

F_m——密封阻力,N

F_g——惯性力,N

F_b——背压阻力,N

活塞杆伸出时,活塞杆有效负载为

$$F_w = p_j A_w - p_h A_y \tag{8}$$

活塞杆缩回时,活塞杆有效负载为

$$F_w = (p_j A_w - p_h A_y)\eta_1 \tag{9}$$

式中 F_w——活塞杆有效负载,N

p_j——进油压力,MPa

p_h——回油压力,MPa

A_w——无杆腔活塞有效面积,mm^2

A_y——有杆腔活塞有效面积,mm^2

η_1——液压缸机械效率,取 0.85

在同等压力下,液压缸无杆腔拥有更大的推力,在折叠机构展开时液压缸负载最大,斜向上布置液压缸。

无杆腔进油时液压缸内径为

$$D_w = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi(p_j - p_h)} - \frac{D_a^2 p_j}{p_j - p_h}} \tag{10}$$

有杆腔进油时液压缸内径为

$$D_w = \sqrt{\frac{4F_v}{\pi(p_j - p_h)} - \frac{D_a^2 p_j}{p_j - p_h}} \tag{11}$$

式中 D_w——液压缸内径,mm

D_a——活塞杆直径,mm

F_a——无杆腔推力,N

F_v——有杆腔推力,N

液压缸流量计算式

$$Q_w = \frac{3\pi D_w^2 v_w}{\eta_3} \times 10^4 \tag{12}$$

式中 Q_w——液压缸流量,L/min

v_w——活塞杆伸出速度,m/s

η_3——液压缸容积效率,取 0.92

液压泵工作压力为

$$p_p \geqslant p_{1\max} + \sum \Delta p \tag{13}$$

式中 p_p——液压泵工作压力,MPa

$P_{1\max}$——液压元件最大工作压力,MPa

$\sum \Delta p$——压力损失之和,取 0.5 MPa

由于清秸作业和折叠作业不同时进行,且清秸作业所需流量远大于折叠作业所需流量,因此液压泵流量主要依据清秸作业所需流量,计算式为

$$Q_p \geqslant \eta_4 Q_m \tag{14}$$

式中 Q_p——液压泵流量,L/min

Q_m——清秸作业所需流量,L/min

η_4——溢流阀和系统泄漏系数,取 1.1

由式(10)、(11)可得液压缸内径为 63 mm,活塞杆直径为 35 mm,由式(12)计算得液压缸总流量 Q_w 为 12.2 L/min。液压马达与折叠液压缸独立工作,最大流量为液压马达所需流量,则确定液压泵工作流量为 160 L/min。

3.2 仿真

根据液压系统原理图在 AMESim 中建立仿真模型[30-31],如图 16 所示,主要参数如表 3 所示。

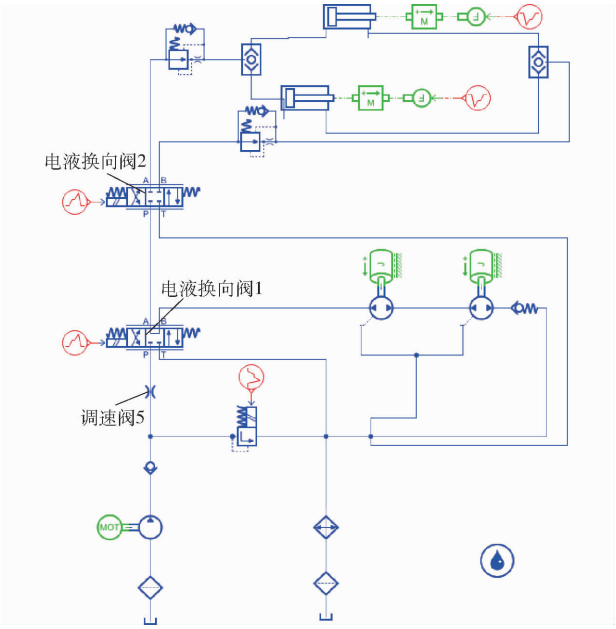


图 16 液压系统仿真模型

Fig. 16 Hydraulic system simulation model diagram

仿真时间为 0 ~ 35 s,记录间隔为 0.01 s。电液换向阀 1 在 0 ~ 10 s 和 20 ~ 30 s 时处于左侧通路,此时折叠液压缸处于工作状态,在 10 ~ 20 s 时处于右侧通路,液压马达处于工作状态,在 30 ~ 35 s 时处于中间位置,液压油回到油箱;电液换向阀 2 在 0 ~ 10 s 时,给折叠液压供油使液压缸伸出,折叠机构展开;在 20 ~ 30 s 时,给折叠液压供油使液压缸收缩,折叠机构折叠;在 10 ~ 20 s 时电液换向阀 2 位于中位,处于保压状态,液压缸锁死。电磁溢流阀在 0 ~ 30 s 时处于保压状态,在 30 ~ 35 s 时,处于泄压状态。

折叠液压缸活塞位移随时间变化曲线如图 17 所示。0 s 时折叠液压缸活塞杆匀速伸出,种床整备装置两侧机架逐渐展开;4.5 s 时,两侧机架越过中点,在重力及平衡阀的作用下展开速度增加,8 s

表 3　液压元件主要参数

Tab. 3　Main parameters of hydraulic components

参数	数值
泵排量/(mL·r^{-1})	160
泵额定转速/(r·min^{-1})	1 000
调速阀 5 流量/(L·min^{-1})	140
平衡阀流量/(L·min^{-1})	20
电液换向阀 1 特征流量/(L·min^{-1})	140
电液换向阀 2 特征流量/(L·min^{-1})	20
电磁溢流阀卸荷压力/MPa	31.5
液压缸活塞直径/mm	63
液压缸活塞杆直径/mm	35
液压缸行程/mm	500
分流集流阀活塞直径/mm	20
液压马达额定转速/(r·min^{-1})	1 000
液压马达排量/(mL·r^{-1})	243

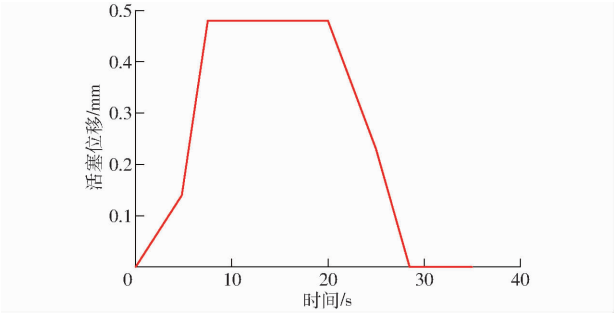


图 17　液压缸活塞位移曲线

Fig. 17　Displacement curve of hydraulic cylinder piston

时展开动作完成，整个展开-折叠过程液压缸活塞杆运行平稳。图 18 为液压缸流量曲线，0 ~ 4.5 s 时流量稳定液压缸活塞杆匀速伸出，折叠机架越过中点，4.5 ~ 8 s 期间，流量发生微小震荡，8 ~ 20 s 展开动作完成时流量衰减至 0 L/min。

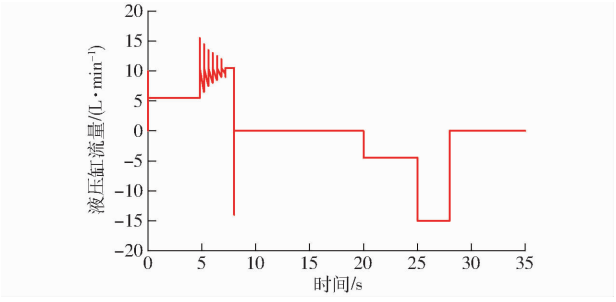


图 18　液压缸流量曲线

Fig. 18　Hydraulic cylinder flow curve

液压马达的转速和扭矩曲线如图 19 所示。液压马达从 10 s 时开始转动，1 s 后达到稳定状态，液压马达在转速 535 r/min 时能提供扭矩 535 N·m，2 个液压马达转速差为 11 r/min，转速一致性良好，满足设计要求。图 20 为液压马达流量曲线。电液换向阀在第 10 秒换向，流量在约 1 s 后稳定在 56.89 L/min，液压马达在 20 s 时停止转动，流量逐渐衰减至 0 L/min。

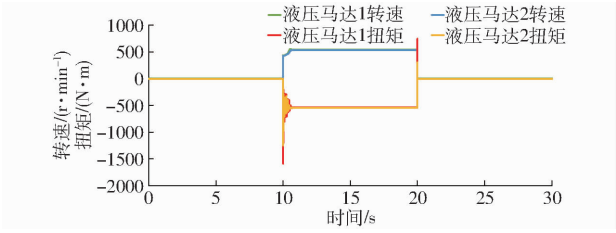


图 19　液压马达转速和扭矩曲线

Fig. 19　Speed and torque curves of hydraulic motors

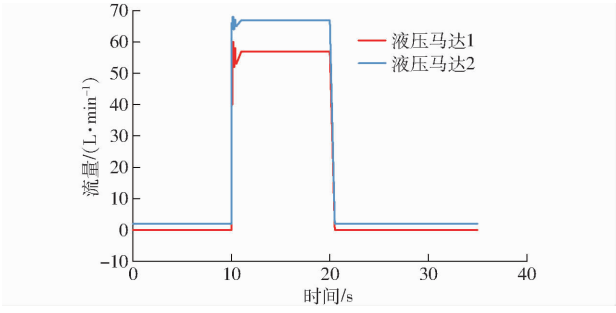


图 20　液压马达流量曲线

Fig. 20　Hydraulic motor flow curves

4　参数优化试验

4.1　试验条件

依据 DG/T 028—2019《免耕播种机》，2021 年 10 月 21—26 日在东北农业大学试验田进行试验（图 21）。试验过程拖拉机匀速行驶，作业直线距离 80 m。为了提高测试数据准确性与科学性，地块两端设缓冲区，用于拖拉机加速和减速，以确保拖拉机在田间以恒定速度行驶。试验地为玉米原茬地，深度 0 ~ 10 cm 土壤平均硬度为 21.6 kg/cm^2，土壤平均含水率为 28.8%，秸秆含水率为 26.31%，秸秆覆盖量为 2.27 kg/m^2，玉米根茬平均高度 265 mm。试验仪器设备包括：纽荷兰 110 - 90 型拖拉机、折叠式前置侧向种床整备装置（图 21）、Eijkelkamp - 0615SA 型土壤紧实度测定仪、LQ - T3 型电子秤（0.1 g）、VC6234P 型转速测量仪、卷尺、数码相机和秒表等[32-35]。

4.2　试验方法

采用三因素三水平正交试验方法，应用 $L_9(3^4)$ 正交表设计试验，以作业速度 A、入土深度 B、刀轴转速 C 为试验因素，清秸率 Y_1、清秸行间一致性系数 Y_2、当量功耗 Y_3、覆秸均匀度 Y_4 为评价指标，共实施 9 组试验，每组试验重复 3 次取平均值。

利用 Design-Expert 8.0.6 软件对试验数据进行处理分析。参照农场现有大型播种机作业速度，并结合前期试验选取作业速度 x_1 为 5.4 ~ 9.0 km/h、刀轴转速 x_3 为 400 ~ 600 r/min[36-37]、入土深度 x_2



(a) 样机田间试验

(b) 作业效果

图 21 田间试验

Fig. 21 Field experiment

为 40 ~ 60 mm。试验因素水平如表 4 所示。

表 4 试验因素水平

Tab. 4 Factors and levels

水平	因素		
	x_1/(km·h^{-1})	x_2/mm	x_3/(r·min^{-1})
1	5.4	40	400
2	7.2	50	500
3	9.0	60	600

试验评价指标测量方法为:

(1)清秸率

清秸率为作业幅宽内作业前后全部秸秆质量比,采用五点取样法,每个采样点范围为 1 m × 0.5 m,清秸率计算式为

$$\eta_j = \left(1 - \frac{M_{f0}}{M_f}\right) \times 100\% \tag{15}$$

式中 η_j——清秸率,%

M_{f0}——作业后清秸幅宽内秸秆质量,kg

M_f——作业前清秸幅宽内秸秆质量,kg

(2)清秸行间一致性系数

清秸行间一致性系数是指作业幅宽内行间秸秆清秸率变异系数,由于刀轴工作时所受力不同,各行刀轴间秸秆运移量不同,导致作业后各行之间清秸率存在差异,清秸行间一致性系数计算式为

$$C_v = 1 - \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{6}\left(6W_i - \sum_{i=1}^{6} W_i\right)^2}{5\left(\sum_{i=1}^{6} W_i\right)^2}} \tag{16}$$

其中

$$W_i = \frac{\sum_{j=1}^{5} W_{ij}}{5} \tag{17}$$

式中 C_v——行间清秸一致性系数,%

W_i——第 i 级种床整备刀轴对应测区后秸秆覆盖量,kg

W_{ij}——第 i 级种床整备刀轴对应测区第 j 次秸秆覆盖量,kg

(3)当量功耗

当量功耗是单组刀轴旋转作业消耗的功率,通过液压马达的转速和工作压力差计算得出,当量功耗计算式为

$$Y_3 = \frac{\Delta p_m q_m n_m \eta_2}{12 \times 10^4} \tag{18}$$

式中 Y_3——当量功耗,kW

n_m——液压马达转速,r/min

(3)覆秸均匀度

覆秸均匀度采用方差评价法,在作业后秸秆残茬覆盖范围内选取 10 个点,测量其单位面积覆盖秸秆质量 m_i,覆秸均匀度计算式为

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^{10}(m_i - \overline{m})^2}{10\,\overline{m}} \times 100\% \tag{19}$$

其中

$$\overline{m} = \frac{\sum_{i=1}^{10} m_i}{10} \tag{20}$$

式中 λ——秸秆覆盖均匀度,%

$\overline{m}$——10 个被测点残秸质量平均值,kg

4.3 试验结果与分析

试验结果如表 5 所示(A、B、C 为因素水平),方差、极差分析如表 6 所示。

表 5 试验方案与结果

Tab. 5 Experimental design and results

序号	因素			清秸率/%	清秸行间一致性系数/%	当量功耗/kW	覆秸均匀度/%
	A	B	C				
1	1	1	1	93.07	91.66	4.45	90.67
2	1	2	2	92.16	89.68	5.68	91.66
3	1	3	3	90.91	88.83	6.64	92.66
4	2	1	2	91.61	90.78	6.08	91.22
5	2	2	3	91.63	89.93	7.28	93.36
6	2	3	1	89.33	86.42	7.18	88.84
7	3	1	3	91.86	91.03	7.93	91.77
8	3	2	1	89.43	87.72	7.25	88.49
9	3	3	2	87.88	86.87	8.71	89.59

由表 6 可知,作业速度和入土深度对清秸率具有显著影响,影响由大到小为 A、B、C,优化组合为 $A_1B_1C_3$;刀齿入土深度对清秸行间一致性系数有显著影响,影响由大到小为 B、A、C,优化组合为 $A_1B_1C_3$;入土深度和作业速度对当量功耗有显著影响,影响由大到小为 A、B、C,优化组合为 $A_1B_1C_1$;刀轴转速对覆秸均匀度有显著影响,影响主次顺序 C、A、B,

表 6　方差、极差分析结果

Tab. 6　Results of variance and range analysis

指标	方差来源	平方和	自由度	均方	F	P	k_1	k_2	k_3	R	优化水平	优化组合
清秸率	A	8.10	2	4.05	24.71	0.038 9*	92.05	90.86	89.72	2.33	A_1	$A_1B_1C_3$
	B	11.99	2	6.00	36.59	0.026 6*	92.18	91.07	89.37	2.81	B_1	
	C	1.58	2	0.79	4.81	0.172 0	90.61	90.55	91.47	0.92	C_3	
	残差	0.33	2	0.16								
	总和	22.00	8									
清秸行间一致性系数	A	3.63	2	1.82	10.78	0.084 9	90.06	89.04	88.54	1.52	A_1	$A_1B_1C_3$
	B	21.41	2	10.70	63.55	0.015 5*	91.16	89.11	87.37	3.75	B_1	
	C	2.74	2	1.37	8.15	0.109 3	88.60	89.11	89.93	1.33	C_3	
	残差	0.34	2	0.17								
	总和	28.12	8									
当量功耗	A	8.46	2	4.23	74.95	0.013 2*	5.59	6.85	7.96	2.37	A_1	$A_1B_1C_1$
	B	2.78	2	1.39	24.62	0.039 0*	6.15	6.74	7.51	1.36	B_1	
	C	1.47	2	0.74	13.05	0.071 2	6.29	6.82	7.28	0.99	C_1	
	残差	0.11	2	0.056								
	总和	12.82	8									
覆秸均匀度	A	4.63	2	2.31	12.26	0.075 4	91.66	91.14	89.95	1.71	A_1	$A_1B_1C_3$
	B	1.39	2	0.69	3.68	0.213 8	92.22	91.17	90.36	0.86	B_1	
	C	16.01	2	8.01	42.45	0.023 0*	89.33	90.82	92.60	3.27	C_3	
	残差	0.38	2	0.19								
	总和	22.40	8									

注：* 表示差异显著($0.01 \leq P < 0.05$)。

优化组合为 $A_1B_1C_1$。

4.4　参数优化与验证试验

在残茬不影响播种质量前提下，以作业速度最高、清秸一致性系数最高、当量功耗最小、覆秸均匀度最高为优化原则，综合考虑各因素对清秸率、清秸行间一致性系数、当量功耗和覆秸均匀度的影响，进行优化组合分析，考虑到播种季节抢农时重要性，由方差、极差分析结果确定优化参数组合为 $A_2B_1C_3$，当作业速度 7.2 km/h、刀轴转速 600 r/min、入土深度 40 mm 时，清秸率为 92.16%，清秸行间一致性系数为 91.22%，当量功耗为 6.16 kW，覆秸均匀度为 90.78%。

在该优化参数组合条件下，2021 年 10 月 25 日在东北农业大学进行验证试验，结果如表 7 所示，清秸率为 90.02%，覆秸均匀度为 91.11%，当量功耗为 6.08 kW，清秸行间一致性系数为91.26%，各指标值与优化结果相对误差最大为 1.33%，优化结果真实可信。

表 7　验证试验结果

Tab. 7　Verification experiment results

序号	清秸率/%	清秸行间一致性系数/%	当量功耗/kW	覆秸均匀度/%
1	89.87	90.87	5.92	91.76
2	91.06	92.02	6.13	89.27
3	90.61	91.66	6.36	92.96
4	89.20	90.16	6.17	90.51
5	89.38	91.63	5.81	91.07
平均值	90.02	91.26	6.08	91.11

5　结论

(1)设计了一种宽幅折叠式前置侧向种床整备装置，与现有净作精播机组成一种联合作业机，在任何状态原茬地上，无需任何处理，一次进地可完成种床整备、施肥、播种、覆土镇压等全部播种作业环节，作业效果满足农艺要求。

(2)根据整机结构布局和作业需求，确定清秸单体结构及排布方式，清秸刀齿在清洁单体上按照螺旋线方式排布，确定液压折叠系统基本结构，通过理论分析确定折叠机构液压缸行程为 500 mm，仿真结果表明：折叠与展开过程中折叠机构角速度、线速度变化均符合设计要求，牙嵌离合器碰撞冲击力随着主动牙嵌盘线速度呈非线性增长，在主动牙嵌盘轨迹线速度为 150 mm/s，折叠角速度为 0.314 rad/s 时碰撞冲击力为 417 N。

(3)在深度 0～10 cm 平均土壤硬度为 21.6 kg/cm^2，平均土壤含水率为 28.8%，秸秆含水率为 26.31%，秸秆覆盖量为 2.27 kg/m^2，玉米根茬平均高度 265 mm，作业速度 7.2 km/h、刀轴转速 600 r/min、刀齿入土深度 40 mm 条件下，清秸率为 90.02%，覆秸均匀度为 91.11%，当量功耗为 6.08 kW，清秸行间一致性系数为 91.26%，性能满足生产农艺技术要求。

参 考 文 献

[1] LIU X, LEE B C, KRAVCHENKO Y S, et al. Overview of mollisols in the world: distribution, land use and management[J]. Can. J. Soil Sci., 2012, 92: 383 - 402.

[2] 匡恩俊,张久明,姬景红,等. 黑土地利用现状、存在问题及保护策略[J]. 黑龙江农业科学, 2023(12): 92 - 96.
KUANG Enjun, ZHANG Jiuming, JI Jinghong, et al. Current situation existing problems and protection strategies of black land utilization[J]. Heilongjiang Agricultural Sciences, 2023(12): 92 - 96. (in Chinese)

[3] 刘兴土,阎百兴. 东北黑土区水土流失与粮食安全[J]. 中国水土保持, 2009(1): 17 - 19.
LIU Xingtu, YAN Baixing. Soil erosion and grain safety in the northeastern black soil area of China[J]. Soil and Water Conservation in China, 2009(1): 17 - 19. (in Chinese)

[4] 赵君范,黄高宝,辛平,等. 保护性耕作对地表径流及土壤侵蚀的影响[J]. 水土保持通报, 2007(6): 16 - 19.
ZHAO Junfan, HUANG Gaobao, XIN Ping, et al. Runoff and quantity of soil erosion under conservation tillage system by simulated rainfall[J]. Bulletin of Soil and Water Conservation, 2007(6): 16 - 19. (in Chinese)

[5] ZHANG S, LÖVDAHL L, GRIP H, et al. Effects of mulching and catch cropping on soil temperature, soil moisture and wheat yield on the loess plateau of China[J]. Soil Tillage Res., 2009, 102: 78 - 86.

[6] 张兴义,陈强,陈渊,等. 东北北部冷凉区免耕土壤的特性及作物效应[J]. 中国农业科学, 2013, 46(11): 2271 - 2277.
ZHANG Xingyi, CHEN Qiang, CHEN Yuan, et al. Influences of no-tillage on soil and crop performance in the north cool region of northeast China[J]. Scientia Agricultura Sinica, 2013, 46(11): 2271 - 2277. (in Chinese)

[7] 卢彩云,赵春江,孟志军,等. 基于滑板压秆旋切式防堵装置的秸秆摩擦特性研究[J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 83 - 89.
LU Caiyun, ZHAO Chunjiang, MENG Zhijun, et al. Straw friction characteristic based on rotary cutting anti-blocking device with slide plate pressing straw[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(11): 83 - 89. (in Chinese)

[8] 何进,李洪文,陈海涛,等. 保护性耕作技术与机具研究进展[J]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 1 - 19.
HE Jin, LI Hongwen, CHEN Haitao, et al. Research progress of conservation tillage technology and machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 1 - 19. (in Chinese)

[9] 贾洪雷,刘行,佘海波,等. 免耕播种机凹面爪式清茬机构仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(11): 68 - 77.
JIA Honglei, LIU Hang, YU Haibo, et al. Simulation and experiment on stubble clearance mechanism with concave claw-type for no-tillage planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(11): 68 - 77. (in Chinese)

[10] 刘正平,田梦,杨淞旭,等. 从动型旋转齿盘分草装置的设计[J]. 华南农业大学学报, 2018, 39(1): 120 - 124.
LIU Zhengping, TIAN Meng, YANG Songxu, et al. Design of a grass separation equipment with driven rotating tooth disk[J]. Journal of South China Agricultural University, 2018, 39(1): 120 - 124. (in Chinese)

[11] 王奇,贾洪雷,朱龙图,等. 免耕播种机星齿凹面盘式清秸防堵装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(2): 68 - 77.
WANG Qi, JIA Honglei, ZHU Longtu, et al. Design and experiment of star-toothed concave disk row cleaners for no-till planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(2): 68 - 77. (in Chinese)

[12] 林静,李宝筏,李宏哲. 阿基米德螺线型破茬开沟和切拨防堵装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(17): 10 - 19.
LIN Jing, LI Baofa, LI Hongzhe. Design and experiment of Archimedes spiral type stubble breaking ditching device and stubble breaking anti blocking device[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(17): 10 - 19. (in Chinese)

[13] 侯守印. 垄作原位免耕播种机侧向多级残茬处理关键技术及装备研究[D]. 哈尔滨:东北农业大学, 2020.

[14] 王韦韦,朱存玺,陈黎卿,等. 玉米免耕播种机主动式秸秆移位防堵装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(24): 10 - 17.
WANG Weiwei, ZHU Cunxi, CHEN Liqing, et al. Design and experiment of active straw-removing anti-blocking device for maize no-tillage planter[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(24): 10 - 17. (in Chinese)

[15] 陈青春,石勇,丁启朔,等. 正反转旋耕作业的秸秆混埋效果比较[J]. 农业工程学报, 2015, 31(9): 13 - 18.
CHEN Qingchun, SHI Yong, DING Qishuo, et al. Comparison of straw incorporation effect with down-cut and up-cut rotary tillage[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(9): 13 - 18. (in Chinese)

[16] 牛萌萌,方会敏,CHANDIO F A,等. 秸秆分拨引导式玉米免耕防堵机构设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(8): 52 - 58.
NIU Mengmeng, FANG Huimin, CHANDIO F A, et al. Design and experiment of separating-guiding anti-blocking mechanism for no-tillage maize planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(8): 52 - 58. (in Chinese)

[17] 史乃煜,陈海涛,王星,等. 弹齿式清秸装置防止残茬回带机构设计与试验优化[J]. 农业机械学报, 2019, 50(4): 84 - 91.
SHI Naiyu, CHEN Haitao, WANG Xing, et al. Design and experiment optimization of prevent bring back stubble mechanism of spring-tooth type cleaning device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(4): 84 - 91. (in Chinese)

[18] 陈海涛,侯磊,侯守印,等. 大垄玉米原茬地免耕播种机防堵装置设计与优化试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8):

59 – 67.
CHEN Haitao, HOU Lei, HOU Shouyin, et al. Design and optimization experiment of anti-blocking mechanism of no-tillage planter for grand ridge with raw corn stubble[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 59 – 67. (in Chinese)

[19] 姚文燕,赵殿报,徐广飞,等. 条带对行主动式玉米免耕播种防堵装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(增刊 2): 55 – 62,71.
YAO Wenyan, ZHAO Dianbao, XU Guangfei, et al. Design and experiment of anti-blocking device for strip to row active corn no-tillage seeding[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 2): 55 – 62, 71. (in Chinese)

[20] 刘伟林,岳海兴. 黑龙江:大农机夯实粮食安全"压舱石"[N/OL]. 农民日报, 2023 – 05 – 06 (001). DOI:10.28603/n.cnki.nnmrb.2023.002030.

[21] 陈涛,张汉,张巍警. 机翼折叠机构的设计研究与动力学分析[J]. 机械设计, 2019, 36(增刊 2): 206 – 209.
CHEN Tao, ZHANG Han, ZHANG Weijing. Design and dynamics analysis of wing folding mechanism[J]. Journal of Machine Design, 2019, 36(Supp. 2): 206 – 209. (in Chinese)

[22] 祝露,尤泳,王德成,等. 悬挂式割草机折叠机构优化与液压仿形系统研究[J] .农业机械学报,2022,53(9):122 – 130.
ZHU Lu, YOU Yong, WANG Decheng, et al. Optimal design and experiment of folding mechanism and hydraulic profiling system of hanging mower[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(9):122 – 130. (in Chinese)

[23] 康艳,廖庆喜,廖宜涛,等. 油菜宽幅折叠式浅旋精量联合直播机设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(8):42 – 52,109.
KANG Yan, LIAO Qingxi, LIAO Yitao, et al. Design and experiment of rapeseed wide-width folding shallow-rotation combined precision direct seeder[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 42 – 52, 109. (in Chinese)

[24] 郭占正,张喆玉,张建峰,等. 牙嵌式离合器速差特性研究[J]. 机械传动, 2013, 37(5): 93 – 96.
GUO Zhanzheng, ZHANG Zheyu, ZHANG Jianfeng, et al. Study of speed difference characteristic of jaw clutch[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013, 37(5): 93 – 96. (in Chinese)

[25] 陈科,宋毅. 牙嵌式离合器参数的优化设计[J]. 机床与液压, 2004,32(3): 101 – 103.
CHEN Ke, SONG Yi. Optimal design of structure parameter of jaw clutch[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2004, 32(3): 101 – 103. (in Chinese)

[26] 范工兴,杨化林. 基于 ADAMS 的牙嵌式离合器结合特性研究[J]. 机电工程, 2017, 34(4): 340 – 345.
FAN Gongxing, YANG Hualin. Characteristics of tooth embedded clutch based on ADAMS[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017, 34(4): 340 – 345. (in Chinese)

[27] 姚亚峰,曹静,王普,等. 煤矿井下大流量泥浆泵车液压系统设计与研究[J]. 煤炭工程, 2020, 52(9): 166 – 169.
YAO Yafeng, CAO Jing, WANG Pu, et al. Design and research on hydraulic system of large flow mud pump truck in underground coal mine[J]. Coal Engineering, 2020, 52(9): 166 – 169. (in Chinese)

[28] 何树营,曹春花,姚友良,等. 闭式液压系统冲洗流量的确定方法研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(9): 99 – 101,119.
HE Shuying, CAO Chunhua, YAO Youliang, et al. Research on the method of determining flushing flow in closed hydraulic system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2020, 48(9): 99 – 101, 119. (in Chinese)

[29] 陈海涛,魏志鹏,苏文海,等. 前置式大垄原茬地种床整备装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2021, 52(10): 51 – 60,73.
CHEN Haitao, WEI Zhipeng, SU Wenhai, et al. Design and experiment of cleaning and anti-blocking of front-mounted seed bed preparation device for grand ridge with raw stubble[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(10): 51 – 60, 73. (in Chinese)

[30] 廖湘平,龚国芳,孙辰晨,等. 基于 AMESim 的液粘调速离合器动态接合特性研究[J]. 农业机械学报,2016,47(6):324 – 332.
LIAO Xiangping, GONG Guofang, SUN Chenchen, et al. Dynamic engagement performance of hydro-viscous clutch based on AMESim[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6): 324 – 332. (in Chinese)

[31] WANG H P, MUSTAFA G, TIAN Y. Model-free fractional-order sliding mode control for an active vehicle suspension system [J]. Advances in Engineering Software, 2018, 115: 452 – 461.

[32] 陈海涛,查韶辉,顿国强,等. 2BMFJ 系列免耕精量播种机清秸装置优化与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(7):96 – 102.
CHEN Haitao, ZHA Shaohui, DUN Guoqiang, et al. Optimization and experiment of cleaning device of 2BMFJ type no-till precision planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 96 – 102. (in Chinese)

[33] 侯守印,陈海涛,邹震,等. 玉米原茬地侧向清茬刀设计与试验[J]. 农业工程学报,2020,36(2):59 – 69.
HOU Shouyin, CHEN Haitao, ZOU Zhen, et al. Design and test of lateral stubble cleaning blade for corn stubble field[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(2): 59 – 69. (in Chinese)

[34] 王汉羊,陈海涛,纪文义. 2BMFJ – 3 型麦茬地免耕精播机防堵装置[J]. 农业机械学报,2013,44(4):64 – 70.
WANG Hanyang, CHEN Haitao, JI Wenyi. Anti-blocking mechanism of type 2BMFJ – 3 no-till precision planter for wheat stubble fields[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 64 – 70. (in Chinese)

(下转第 240 页)

FENG Jie, LI Kai, YANG Yanli, et al. A development of 2JT - M - 2014 cutter for solanaceous vegetables' grafting[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015, 37(8): 107 - 111. (in Chinese)

[8] 田素博,宋传程,董嵩,等. 甜瓜贴接嫁接机切削装置工作参数优化与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(22):86 - 92.
TIAN Subo, SONG Chuancheng, DONG Song, et al. Parameter optimization and experiment for cutting device of muskmelon grafting machine[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(22): 86 - 92. (in Chinese)

[9] 楼建忠,李建平,朱盘安. 瓜类蔬菜嫁接砧木生长点去除机构设计与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(23):64 - 69.
LOU Jianzhong, LI Jianping, ZHU Pan'an. Design and test on growing point removal mechanism of melon vegetable grafting stock[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(23): 64 - 69. (in Chinese)

[10] CHEN S, JIANG K, ZHENG W, et al. Adaptive precision cutting method for rootstock grafting of melons: modeling, analysis, and validation[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2024, 218: 108655.

[11] 柏宗春,吕晓兰,夏礼如. 蔬菜嫁接苗高速切削装置设计[J]. 农业工程学报,2019,35(17):35 - 42.
BAI Zongchun, LÜ Xiaolan, XIA Liru. Design of high-speed cutting device for grafting vegetable seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(17): 35 - 42. (in Chinese)

[12] 韩吉书,宋甲斌,高中强,等. 山东安信种苗针对蔬菜种苗机械化嫁接育苗关键技术的开发与应用[J]. 农业工程技术,2020,40(4):25 - 28.
HAN Jishu, SONG Jiabin, GAO Zhongqiang, et al. Development and application of key technologies for mechanized grafting and seedling cultivation of vegetable seedlings by Shandong Anxin seedling technology[J]. Agricultural Engineering Technology, 2020, 40(4): 25 - 28. (in Chinese)

[13] 合肥佳富特机器人科技有限责任公司[EB/OL]. [2024 - 10 - 31]. https://www.hfgraft.com/.

[14] 姜凯,陈立平,张骞,等. 蔬菜嫁接机器人柔性夹持搬运机构设计与试验[J]. 农业机械学报,2020,51(2):63 - 71.
JIANG Kai, CHEN Liping, ZHANG Qian, et al. Design and experiment on flexible clamping and conveying mechanism of vegetable grafting robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(2): 63 - 71. (in Chinese)

[15] ZHANG X, GUO Q, XU Y, et al. Mechanical testing of tomato plant stem in relation to structural composition[J]. Agricultural Research, 2016, 5(3): 236 - 245.

[16] 胡双燕, 胡敏娟, 张文毅, 等. 辣椒穴盘苗茎秆力学特性试验与仿真研究[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(3): 9 - 18.
HU Shuangyan, HU Minjuan, ZHANG Wenyi, et al. Experimental and simulation study on mechanical properties of stem of pepper hole seedlings[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022, 43(3): 9 - 18. (in Chinese)

[17] 陈建能,李杭,刘林敏,等. 分体刀具式名优茶采摘末端执行器设计与试验优化[J]. 农业机械学报,2024,55(1):39 - 46,195.
CHEN Jianneng, LI Hang, LIU Linmin, et al. Design and experimental optimization of end effector for picking famous tea with split-cutter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(1): 39 - 46, 195. (in Chinese)

[18] 张议囡,于晓琳,黄树涛,等. 刀具几何参数对 GFRP 复合材料切削力的影响仿真研究[J]. 工具技术,2024,58(7): 119 - 124.
ZHANG Yi'nan, YU Xiaolin, HUANG Shutao, et al. Simulation study on influence of tool geometry parameters on cutting force of glass fiber reinforced composite materials[J]. Tool Engineering, 2024, 58(7): 119 - 124. (in Chinese)

(上接第 185 页)

[35] 史乃煜,陈海涛,叶俊宏,等. 华东稻麦轮作区立旋自走电驱动式定角度清秸机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(8): 127 - 137.
SHI Naiyu, CHEN Haitao, YE Junhong, et al. Design and experiment of vertical rotating self-propelled fixed-angle straw cleaning machine in east China rice and wheat crop rotation area[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(8): 127 - 137. (in Chinese)

[36] 侯守印,纪张驰,薛东辉,等. 适配免耕播种单体的清秸装置改进设计与试验[J]. 农业机械学报, 2023, 54(7): 111 - 122.
HOU Shouyin, JI Zhangchi, XUE Donghui, et al. Improved design and test of straw cleaning device suitable for no-tillage seeding unit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(7): 111 - 122. (in Chinese)

[37] 侯守印,陈海涛,邹震,等. 原茬地种床整备侧向滑切清秸刀齿设计与试验[J]. 农业机械学报,2019,50(6):41 - 51,217.
HOU Shouyin, CHEN Haitao, ZOU Zhen, et al. Design and test of side-direction straw-cleaning blade for seedbed treatment of original stubble planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(6): 41 - 51, 217. (in Chinese)