

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.10.015

非圆齿轮驱动式玉米直插穴播机设计与试验

石林榕 赵武云 孙步功 戴飞 辛尚龙 孙伟 冯斌

(甘肃农业大学机电工程学院, 兰州 730070)

摘要: 针对西北旱区现有直插穴播机前进速度补偿机构运行不平稳、运转空间尺寸较大等问题,提出一种非圆齿轮驱动式前进速度补偿机构,基于此研制一种新型玉米直插穴播机。对整机结构组成、工作原理和技术参数进行阐述;对前进速度补偿机构和穴播器进行深入理论分析。优化得当穴距为330 mm、前进速度为0.5 m/s和播深为45 mm时前进速度补偿机构传动比和中心距,基于此生成非圆齿轮机构前进速度补偿机构。结合玉米种子尺寸确定取种轮上异形窝眼结构尺寸范围,并优化得当异形窝眼宽度为11.79 mm、异形窝眼高度为7.23 mm、异形窝眼开口角为15°时排种效果较好。田间验证试验结果表明,穴播机空穴率、穴粒数合格率、播种深度合格率平均值分别为2.0%、90.1%和92.3%;成穴器破膜膜孔较小,膜孔错位率为4.3%;成穴器水平方向土壤扰动量平均值为15 g,垂直方向为25 g。试验结果满足西北旱区玉米直插播种实际要求。

关键词: 玉米直插穴播机;非圆齿轮;试验

中图分类号: S223.2

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)10-0157-11

OSID:



Design and Experiment of Non-circular Gear-driven Maize Hole Seeder with Vertical Insertion

SHI Linrong ZHAO Wuyun SUN Bugong DAI Fei XIN Shanglong SUN Wei FENG Bin
(College of Mechanical and Electrical Engineering, Gansu Agricultural University, Lanzhou 730070, China)

Abstract: Aiming at the problems of unstable operation of the forward speed compensation mechanism of existing direct insertion planter in the northwest dry zone and large size of the running space, a non-circular gear-driven forward speed compensation mechanism was proposed, based on which a type of maize hole seeder with vertical insertion was developed. The structural composition, working principle and technical parameters of the whole machine were described; the forward speed compensation mechanism and the hole seeder were analyzed in depth theoretically. When the hole spacing was 330 mm, the forward speed was 0.5 m/s and the sowing depth was 45 mm, the transmission ratio and the center distance of the forward speed compensation mechanism were optimized, based on which the non-circular gear-driven forward speed compensation mechanism was generated. Combined with the size of maize seeds to determine the size range of the shaped eye structure on the seed picker wheel, and the optimized result showed that when the width of the shaped eye was 11.79 mm, the height of the shaped eye was 7.23 mm, and the opening angle of the shaped eye was 15°, the effect of seed discharge was better. From the field validation experiment, it can be seen that the hole seeder empty hole rate, hole number qualified rate, sowing depth qualified rate average value were 2.0%, 90.1% and 92.3%, respectively; the membrane holes the device broke were smaller, the membrane holes misalignment rate was 4.3%; the device disturbed average amount of soil disturbance in the horizontal direction and the vertical direction was 15 g and 25 g, respectively. The results can meet the actual requirements of maize direct sowing in dry region of Northwest China.

Key words: maize hole seeder with vertical insertion; non-circular gears; experiment

收稿日期: 2024-06-25 修回日期: 2024-07-29

基金项目: 国家自然科学基金项目(52065004, 52365030)、兰州市青年科技人才创新项目(2023-QN-146)、甘肃省教育厅高校科研创新平台重大培育项目(2024CXPT-15)、甘肃省科技专员专项(23CXGA0066)、甘肃省农机研发制造推广应用一体化试点项目(3-3)和甘肃农业大学人才专项(GAU-KYQD-2020-33)

作者简介: 石林榕(1983—),男,副教授,博士,主要从事西北旱区精密智能播种关键技术与装备研究,E-mail: shilr@gsau.edu.cn

通信作者: 孙步功(1971—),男,教授,博士,主要从事农业工程技术与装备研究,E-mail: sunbg@gsau.edu.cn

0 引言

甘肃省玉米机械化种植主要包括两种方式:先播种后覆膜,种子出苗后需人工破膜放苗,增加作业工序和劳动强度^[1-2];先覆膜后再于膜上穴播,多数采用滚轮式排种器^[3-4]。同时,调研发现分段式作业方式在玉米生长品质、产量方面优势显著,增产10%以上。然而,滚轮式排种器在地面或膜面上滚动过程中成穴器易形成余摆线,存在挑膜、撕膜等问题,降低了穴孔周围土壤紧实度,增加种子发芽周期^[5-6]。

为解决此难题,本研究团队于2010年提出在播种机不停机情况下穴播器破膜“零速”穴播方式,并研制出三代具有自主知识产权玉米直插穴播机^[7-9],在国内外相关播种机构基础上提出关键的穴播机构。HUNT^[10]报道了一种能够在膜面上进行蔬菜播种的打穴播种机,其利用销钉在土壤上形成穴孔,并将种子投入穴孔内。HEINEMANN等^[11]研制了气力式打穴播种机,其由气力柱塞驱动成穴器打出穴孔,后由排种器投种。SHAW等^[12]研制了铲斗式打穴播种机,其铲斗安装于滚轮径向,作业时铲斗随滚轮在地面滚动,形成穴孔,打开铲斗活门使种子落入穴孔。SRIVASTAVA等^[13]设计了管式播种机,其偏心轮驱动伸缩套筒形成穴孔。国内陈晓光等^[14]首次提出直插播种原理,此后多位学者对直插播种进行大量研究。刘军干等^[15]采用平行四杆机构驱动成穴器进行播种。赵建托等^[16]设计了凸轮机构和曲柄滑块机构并列驱动的直插播种机构,实现了播种期间成穴器水平速度为零。赵武云等^[17]针对西北旱区玉米全膜双垄沟播作业需求,设计了曲柄滑块和放大机构并列驱动的直插播种机构,能有效避免成穴器挑膜、撕膜、膜孔错位等问题。戴飞等^[18]设计了转动导杆驱动正弦机构的直插播种机构。石林榕等^[19-20]设计了转动导杆驱动平行四杆机构的直插播种机构,实现成穴器近零速播种。可见穴播机构的演变和改进,使穴播质量得到提升。

为了解决上一代样机采用转动导杆驱动平行四杆机构运行不平稳、运转空间尺寸较大等问题,提高直插播种机作业性能,本文设计一种非圆齿轮驱动式玉米直插穴播机^[21],重点从穴播机核心部件前进速度补偿机构、穴播器设计进行理论分析计算,再通过田间试验对样机进行验证,以期为西北旱区玉米直插播种提供新装备。

1 整机结构与工作原理

1.1 整机结构

如图1所示,膜上玉米直插穴播机主要由机架、

发动机、牵引轮、变速箱、差速器、前进速度补偿机构、穴播器、外槽轮排种器、导向轮、导向架和把手等组成。机架前安装有发动机和牵引轮,中间位置设有前进速度补偿机构和穴播器,后面安装有导向轮和外槽轮式排种器,左右两套前进速度补偿机构曲柄杆之间安装夹角为180°。

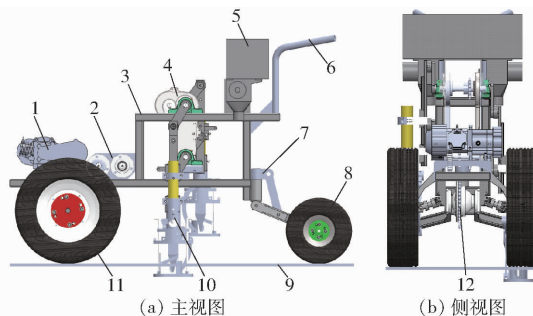


图1 玉米直插穴播机结构图

Fig. 1 Structure diagrams of maize hole seeder with vertical insertion

1. 发动机 2. 变速箱 3. 机架 4. 前进速度补偿机构 5. 外槽轮排种器 6. 把手 7. 导向架 8. 导向轮 9. 地面 10. 穴播器 11. 牵引轮 12. 差速器

1.2 工作原理和技术参数

玉米直插穴播机动力传递过程如图2所示。

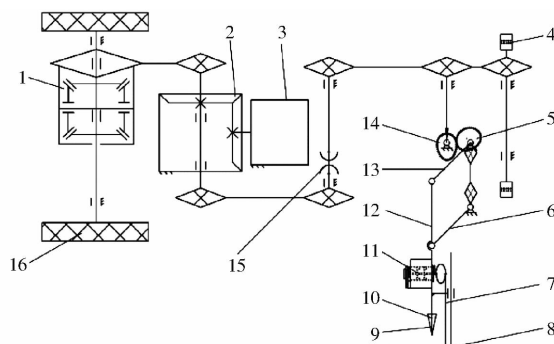


图2 玉米直插穴播机动力传递路线

Fig. 2 Power transmission route of maize hole seeder with vertical insertion

1. 差速器 2. 减速箱 3. 发动机 4. 外槽轮排种器 5. 从动非圆齿轮 6. 从动曲柄 7. 排种曲柄 8. 顶板 9. 固定成穴器 10. 活动成穴器 11. 窝眼轮 12. 直插杆 13. 主动曲柄 14. 主动非圆齿轮 15. 离合器 16. 牵引轮

穴播机作业时,发动机输出的高速动力经过减速箱减速,将动力分流至动力行走装置和行走前进速度补偿机构,即动力经减速箱通过链传递至差速器,差速器带动牵引轮向前转动,另一部分动力通过链传递至离合器。穴播机运输过程中,离合器切断输入动力,只有牵引轮转动,离合器接通动力后传递给前进速度补偿机构和外槽轮排种器,为保证穴播器和外槽轮排种器排种同步,前进速度补偿机构和外槽轮排种器链轮齿数相同,排种轮窝眼仅设置

1 个。前进速度补偿机构主要由主动非圆齿轮和从动非圆齿轮组成, 主动非圆齿轮将匀速转动通过变径变化后, 转换为从动非圆齿轮变速转动, 并通过链轮将动力传至从动曲柄上, 带动主动曲柄和从动曲柄同步转动, 进而驱动直插杆垂直上下运动, 直插杆上安装穴播器, 穴播时直插杆向下运动, 顶板在地面支撑, 穴播器利用其相对直线运动借助排种曲柄带动窝眼轮摆动进行排种, 活动成穴器在此过程中利用摩擦力开启、在扭簧协助下关闭。另一部分动力带动外槽轮排种器, 实现对穴播器进行补种。如此往复, 实现玉米精量穴播。膜上玉米直插穴播机作业时, 发动机经变速箱传动至差速器, 差速器带动牵引轮使整机以一定速度前进; 与此同时, 发动机另一部分动力经变速箱传动至前进速度补偿机构, 前进速度补偿机构将匀速转动转换为非匀速转动带动平行四杆机构做非匀速回转运动, 即整机前进时成穴器在播种期间能相对于地面垂直上下运动。通过支撑杆的上下运动拨动排种轮转动进行排种, 并拉起成穴器扳机开启活动成穴器, 由于排种器组件通过滑块、弹簧阻尼器与穴播杆连接, 当遇到坚硬地面或石块时弹簧阻尼器被压缩, 成穴器受到保护; 外槽轮排种器通过种管与穴播器连通, 持续为穴播器供种。

膜上玉米直插穴播机主要应用于甘肃省全膜双垄沟播应用示范地区, 主要实现小垄沟播种。其通过安装 1 个或 2 个排种器来进行单双行播种, 穴播机由小型汽油机提供动力。主要技术参数见表 1。

表 1 玉米直插穴播机主要技术参数

Tab. 1 Main technical parameters of maize hole seeder with vertical insertion

| 参数 | 数值 |
|---------------------------------------|---------------|
| 外形尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm) | 1 260×578×892 |
| 传动轮直径/mm | 400 |
| 穴播器数量 | 1~2 |
| 作业速度/(m·s ⁻¹) | 0.17 |
| 播种行距/mm | 400 |
| 可调限深/mm | 30/35/45 |
| 株距/mm | 330 |
| 前进速度补偿机构输入曲柄转速/(r·min ⁻¹) | 92 |

2 关键部件设计

2.1 前进速度补偿机构

2.1.1 初始机构

前进速度补偿机构是玉米直插穴播机的核心部件。其主要实现穴播器入土前后水平方向相对地面处于近似静止状态。直插穴播机前进速度补偿机构起初采用转动导杆驱动平行四杆机构, 由两机构串

联组成, 转动导杆机构将曲柄的匀速转动转换为导杆的非匀速转动, 平行四杆机构可以实现穴播器的垂直入土和出土。转动导杆驱动平行四杆机构三维仿真模型见图 3。

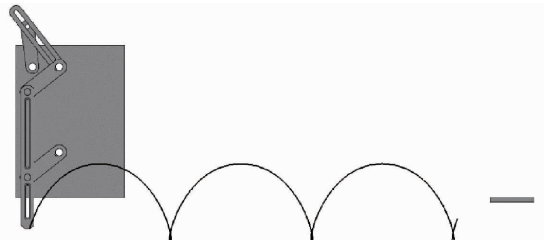


图 3 转动导杆驱动平行四杆机构仿真模型

Fig. 3 Simulation model of parallel four-bar mechanism driven by rotating guide bar

基于转动导杆驱动平行四边形机构三维仿真模型, 按穴距 330 mm、播深 45 mm、整机前进速度 0.5 m/s 要求, 进行大量仿真预试验确定机构结构运动参数范围。由仿真结果可知, 当曲柄杆长度为 93.5 mm、曲柄与导杆转动中心距离为 61.5 mm、主动杆长度为 93 mm、曲柄转动转速为 92 r/min 时满足要求。将优化结果输入转动导杆驱动平行四杆机构仿真模型中, 绘制曲柄和导杆在静态和动态条件下转动范围, 见图 4。穴播杆水平和垂直方向位移、速度和加速度见图 5。

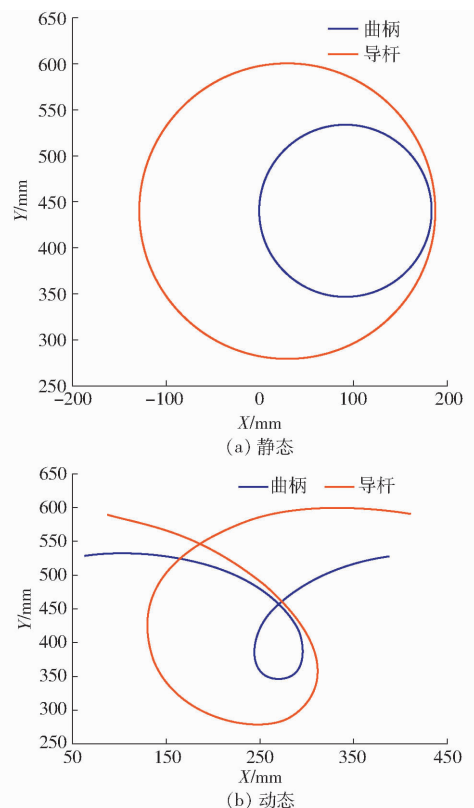


图 4 曲柄和导杆转动范围

Fig. 4 Rotation range of crank and guide bar

由图 4a 可知, 当整机停止运转时导杆转动范围

大于曲柄。由图 4b 可知,当整机水平行进速度为 0.5 m/s 时,导杆转动范围也大于曲柄,水平方向位移处于 50 ~ 410 mm 区间,垂直方向位移处于 270 ~ 600 mm 区间。由此可见,导杆运行空间较大。

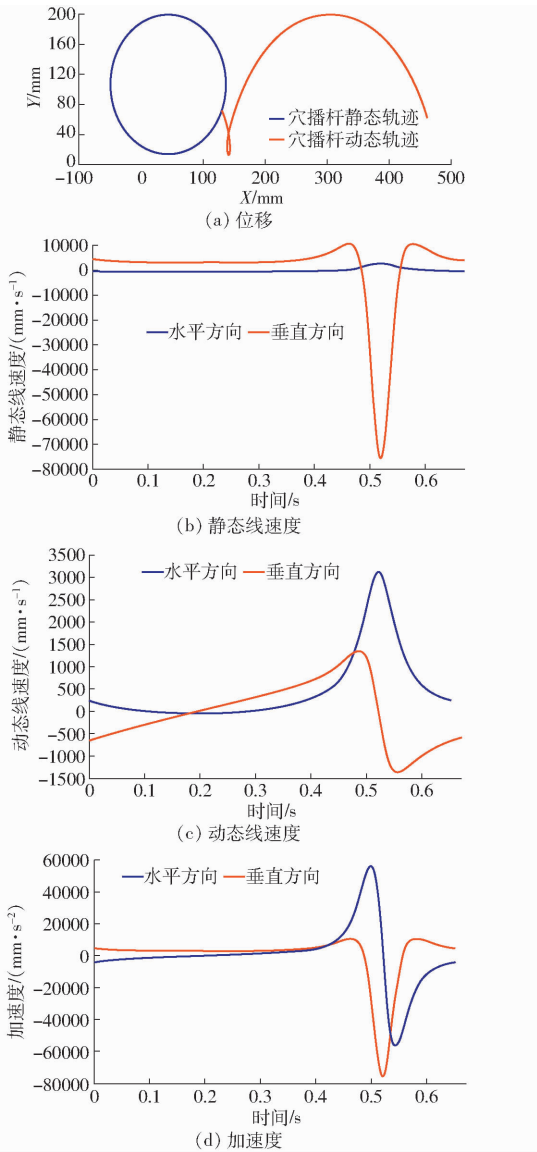


图 5 穴播杆运行位移、速度和加速度变化曲线
Fig.5 Displacement, velocity and acceleration of hole seeding rod

由图 5a 可知,整机停机条件下穴播杆运转轨迹为圆。当整机前进速度为 0.5 m/s 时,成穴器运行轨迹为余摆线。由图 5b、5c 可知,停机条件下穴播杆在 0.5 s 左右垂直方向的速度变化较大,运转条件下穴播杆在 0 ~ 0.35 s 期间水平速度近似为零,其垂直方向速度缓慢增加,利于破土穴播,说明优化结果满足农艺要求。在传动比不变的条件下,非圆齿轮机构相较转动导杆机构所需运转空间小,将其通过齿轮箱密封,方便润滑。为此将前进速度补偿机构中转动导杆机构更新为非圆齿轮机构。曲柄与导杆安装中心距为 61.5 mm,其传动比

曲线见图 6。

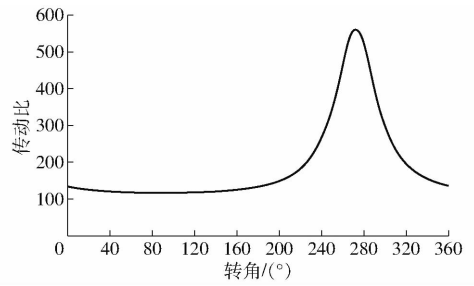


图 6 曲柄与导杆传动比曲线
Fig.6 Crank to guide rod ratio curve

2.1.2 非圆齿轮补偿机构

非圆齿轮补偿机构主要由非圆齿轮驱动平行四杆机构实现整机在不停机情况下穴播过程水平速度近似为零。非圆齿轮组代替转动导杆机构,具体来说主动齿轮代替转动导杆机构中的曲柄,从动齿轮代替转动导杆机构中的导杆。非圆齿轮组串联平行四杆机构,即非圆齿轮组将从动非圆齿轮转速改变后驱动平行四杆机构,穴播器安装在平行四杆机构连杆上,并与其方向一致。非圆齿轮组节曲线由传动比和中心距确定。非圆齿轮机构运动简图如图 7 所示,以主动非圆齿轮中心 O_1 为原点,水平方向为 x 轴、垂直方向为 y 轴建立 xO_1y 直角坐标系, O_1O_2 为非圆齿轮中心距, O_2 在 x 轴上。图 7 中, m_1 为主动齿轮质量,kg; m_2 为从动齿轮质量,kg; g 为重力加速度, m/s^2 ; l_1 为主动齿轮质心到回转中心 O_1 距离,mm; l_2 为从动齿轮质心到回转中心 O_2 距离,mm; l_3 为主动曲柄长度,mm; δ_1 为主动非圆齿轮质心与回转中心 O_1 连线与竖直方向夹角, ($^\circ$); δ_2 为从动非圆齿轮质心与回转中心 O_2 连线与竖直方向夹角, ($^\circ$); θ_1 为主动非圆齿轮转过角度, ($^\circ$); θ_2 为从动非圆齿轮转过角度, ($^\circ$); F_1 为穴播杆入土阻力,N; F_n 为齿轮啮合接触法向接触力,N; F_t 为齿轮啮合接触切向接触力,N; α_{12} 为齿轮啮合摩擦角, ($^\circ$)。

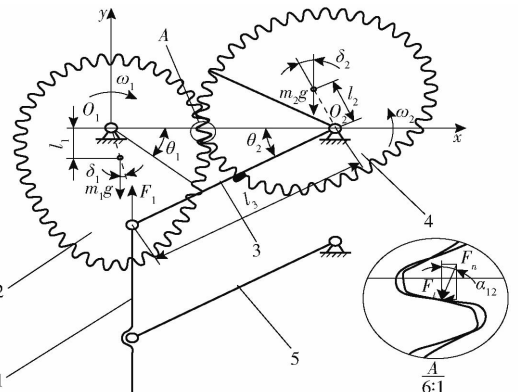


图 7 非圆齿轮机构运动简图

Fig.7 Sketch of motion of non-circular gear mechanism

1. 穴播杆
2. 主动非圆齿轮
3. 主动曲柄
4. 从动非圆齿轮
5. 从动曲柄

转动导杆机构传动比和中心距是生成非圆齿轮组的已知条件。非圆齿轮外啮合时传动比函数方程为^[22]

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1)$$

式中 ω_1 、 ω_2 ——主动齿轮、从动齿轮角速度, rad/s
穴播过程为周期性转动, 为保证从动齿轮节曲线是一条封闭曲线, 从动齿轮位置函数 $\theta_2(\theta_1)$ 必须满足 $\theta_2(2\pi) = 2\pi n$ 或 $\theta_2(2\pi) = \frac{2\pi}{n}$, 式中 n 为整数。
由传动比函数方程(1), 可计算出从动齿轮位置函数方程为^[22]

$$\theta_2(\theta_1) = \int_0^{\theta_1} \frac{1}{i_{12}(\theta_1)} d\theta_1 \quad (2)$$

节曲线是生成非圆齿轮的关键, 相当于平面齿轮传动中的分度圆。在非圆齿轮的设计制造中可以用节曲线的纯滚动表征非圆齿轮传动。根据已知的传动比方程和中心距分别计算出主动非圆齿轮、从动非圆齿轮节曲线方程为^[22]

$$r_1(\theta_1) = \frac{a}{1 + i_{12}(\theta_1)} \quad (3)$$

$$r_2(\theta_1) = a - \frac{a}{1 + i_{12}(\theta_1)} \quad (4)$$

式中 a ——主动齿轮和从动齿轮转动中心距, mm

由于传动比函数为连续函数, 节曲线函数同样连续。齿轮副中心距为已知参数, 为确定非圆齿轮模数, 需先确定非圆齿轮齿数。齿数不仅影响传动比, 还影响传动平稳性, 齿数多平稳性高, 噪声低, 然而齿轮抗弯强度差。根据非圆齿轮副传动受力分析确定齿数。忽略主动非圆齿轮与从动非圆齿轮间摩擦力, 对非圆齿轮接触进行受力分析^[22], 由能量守恒定理可得

$$J_1 \xi_1 \omega_1 + T_1 \omega_1 + m_1 g l_1 \sin \delta_1 \omega_1 = J_2 \xi_2 \omega_2 + T_2 \omega_2 + m_2 g l_2 \sin \delta_2 \omega_2 + F_1 l_3 \cos \theta_2 \quad (5)$$

式中 J_1 ——主动齿轮旋转惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

ξ_1 ——主动齿轮角加速度, m/s^2

T_1 ——主动齿轮扭力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$

J_2 ——从动齿轮旋转惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

ξ_2 ——从动齿轮角加速度, m/s^2

T_2 ——从动齿轮扭力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$

其中, 主动非圆齿轮匀速转动, 加速度为零, 主动齿轮扭力矩为

$$T_1 = \frac{J_2 \xi_2 + T_2 + m_2 g l_2 \sin \delta_2 + F_1 l_3 \cos \theta_2}{i_{12}} - m_1 g l_1 \sin \delta_1 \quad (6)$$

主动齿轮受到的切向力、法向力分别为^[22]

$$F_t = \frac{J_2 \xi_2 + T_2 + m_2 g l_2 \sin \delta_2 + F_1 l_3 \cos \theta_2}{i_{12}} - m_1 g l_1 \sin \delta_1 \quad (7)$$

$$F_n = \frac{J_2 \xi_2 + T_2 + m_2 g l_2 \sin \delta_2 + F_1 l_3 \cos \theta_2}{r_1 \cos \alpha_{12}} - m_1 g l_1 \sin \delta_1 \quad (8)$$

模数可以通过节曲线周长和齿数来确定, 模数 m 计算式为^[22]

$$m = \frac{C_1}{\pi z} \quad (9)$$

其中 $C_1 = \int_0^{2\pi} \sqrt{r^2(\theta) + \left(\frac{dr(\theta)}{d\theta}\right)^2} d\theta \quad (10)$

式中 C_1 ——节曲线周长, mm

z ——非圆齿轮齿数

基于以上已知条件及分析, 节曲线周长一定时, 当齿轮齿数增加, 齿轮啮合运行会越平稳, 但齿轮单齿承载力会降低; 反之, 齿轮单齿承载力会增加。综合考虑确定主动非圆齿轮和从动非圆齿轮齿数均为 40 齿, 由式(9)计算可得模数为 1.5 mm, 齿顶高系数为 1, 修正系数为 0.1, 齿根高系数为 1.25。生成非圆齿轮组后, 将其安装于非圆齿轮前进速度补偿机构上。该机构主要由主动非圆齿轮、从动非圆齿轮、壳体、链轮等组成, 见图 8。壳体用于安装轴承、齿轮和链轮, 共有 6 个轴承、1 对齿轮和 1 对链轮, 上链轮和下链轮通过链条连接, 保证主动曲柄和从动曲柄同步传动。

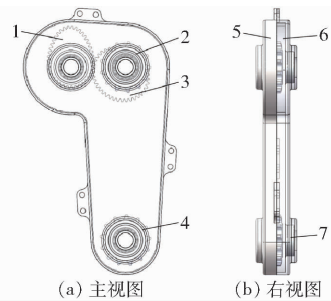


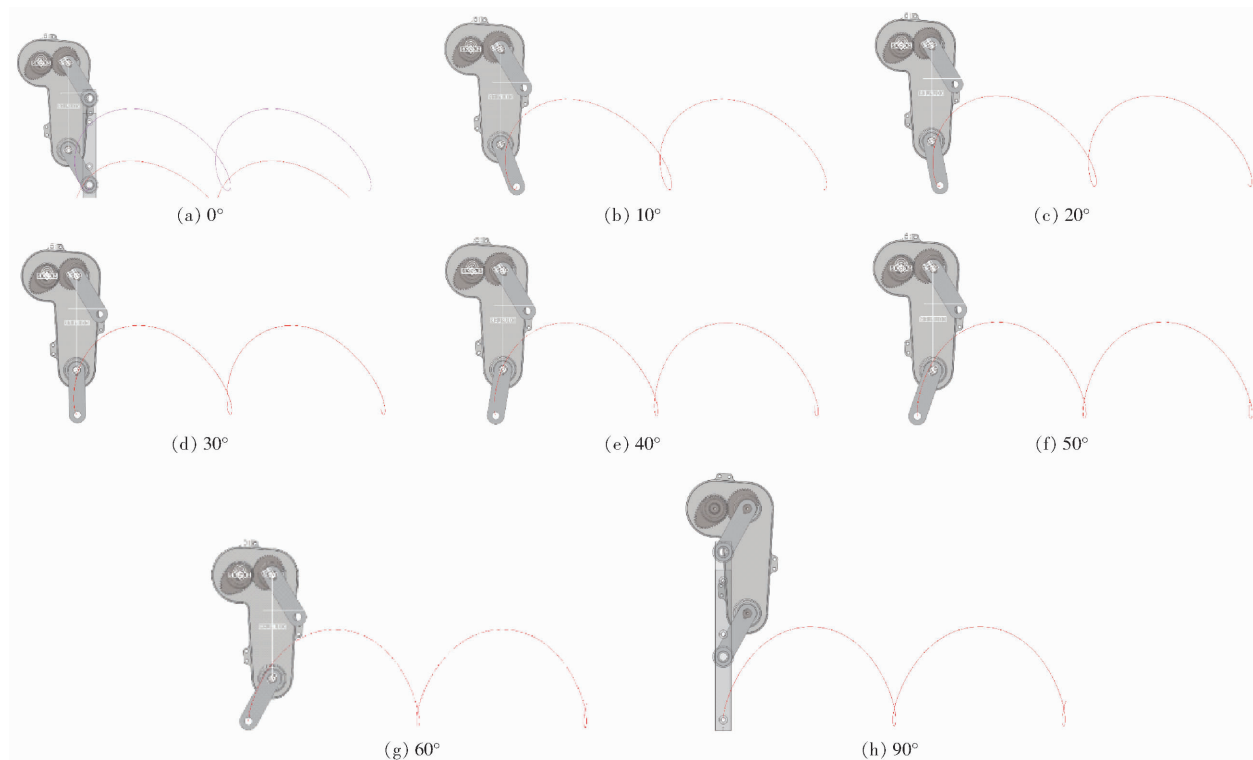
图 8 非圆齿轮前进速度补偿机构结构图

Fig. 8 Forward velocity compensation mechanism driven by non-circular gear

1. 主动非圆齿轮 2. 上链轮 3. 从动非圆齿轮 4. 下链轮
5. 左壳体 6. 右壳体 7. 轴承

2.1.3 机构运行仿真测试

为验证非圆齿轮补偿机构前进速度补偿效果, 将机构模型导入 RecurDyn 软件中, 添加零件约束和非圆齿轮实体接触, 设主动非圆齿轮转速为 92 r/min, 补偿机构水平速度为 0.5 m/s。调整主动曲柄与从动非圆齿轮夹角 θ_2 , 比较穴播杆穴播轨迹, 见图 9。由图 9 可知, 当主动曲柄与从动非圆齿轮夹角从 0° 到 90° 变化过程中, 穴播轨迹逐渐从前倾变换到垂直。为实现补偿机构垂直穴播, 主动曲柄与从动非圆齿轮夹角 90° 时穴播轨迹最佳。

图9 不同 θ_2 条件下穴播轨迹线Fig. 9 Hole seeding trajectory under different θ_2 values

为验证非圆齿轮传动平稳性,将非圆齿轮前进速度补偿机构齿轮啮合接触力和扭矩导出,见图10。由图10可知,非圆齿轮啮合基本平稳,在1.78 s时存在较大的力和扭矩,分别为587.95 N、4 907.90 N·mm。但是实际中经过齿轮周期啮合,会将受力较大的齿轮接触面进行磨消,同时齿轮经过热处理和润滑油的润滑,这种受力较大的问题会得到改善,在试验过程中并未发现齿轮啮合存在不稳定的现象。

2.2 直插穴播器

直插穴播机由非圆齿轮驱动平行四杆机构将直插穴播器插入土壤进行穴播,直插穴播器安装于穴播杆上。利用穴播杆垂直向下缓慢运动,成穴器闭嘴插入土壤,同时排种轮已将种子排入成穴器内。当穴播杆向上运动时成穴器打开,种子在重力作用下掉入穴孔。在整个排种过程中穴播杆运动位移、速度和加速度对排种质量产生影响,为匹配非圆齿轮驱动平行四杆机构运行特点,进行直插穴播器设计。

2.2.1 穴播器结构组成和连接关系

穴播器主要完成垂直破土入地、开嘴排种等,是穴播机的核心部件。穴播器采用韩国产手提式玉米穴播器,在此基础上进行了结构改进,使其适应玉米直插穴播特点。穴播器主要由穴播主架、种管、排种轴、种量调节轴、排种曲柄、支撑板、固定成穴器、活动成穴器和摩擦头等组成,如图11所示。穴播器安装在整机的穴播杆上。穴播主架主要安装各部件,其上固定安装种管,其下固定安装有固定成穴器,其中间位置铰接排种轴,导杆与穴播主架平动连接,其上端与复位弹簧连接,导杆下端固定连接支撑板,支撑板与连杆下端铰接,连杆上端与排种曲柄铰接,排种曲柄与排种轴固定连接。活动成穴器与固定成穴器铰接,活动成穴器曲柄与摩擦头平面副连接,摩擦头与摩擦轴平动连接,摩擦轴垂直安装于支撑板上。

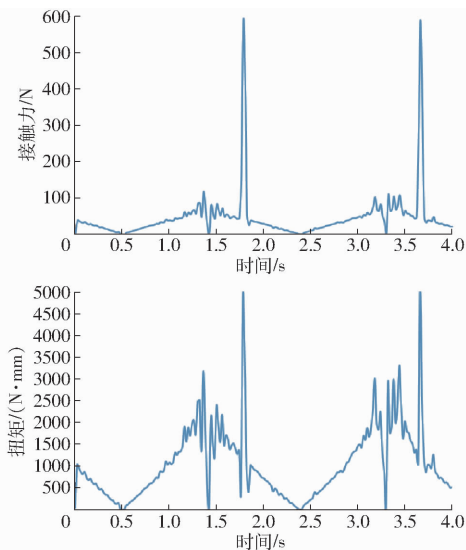


图10 主从非圆齿轮接触力及扭矩变化曲线

Fig. 10 Contact force and torque between active crank and driven non-circular gear

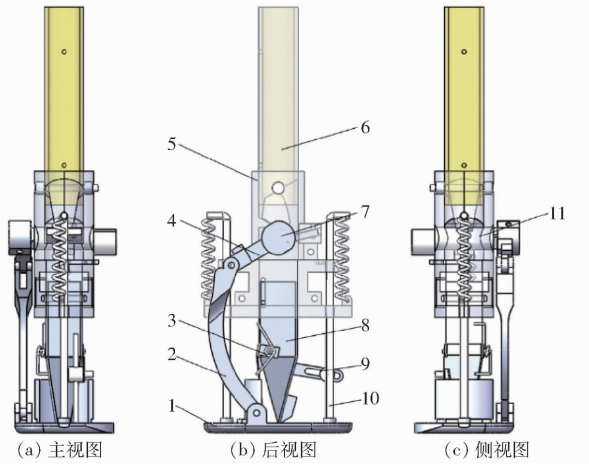


图 11 直插穴播器结构图

Fig. 11 Structural diagram of hole seeding instrument with vertical insertion

- 1. 支撑板 2. 连杆 3. 活动成穴器 4. 排种曲柄 5. 穴播主架
- 6. 种管 7. 曲柄 8. 固定成穴器 9. 摩擦头 10. 导杆 11. 排种轴

2.2.2 工作原理

穴播器工作过程如图 12 所示。将穴播过程分解为 3 个时刻, t_1 为支撑板接触地面时刻, t_2 为成穴器到达穴孔底部时刻, t_3 为固定成穴器归位、活动成穴器开启时刻。

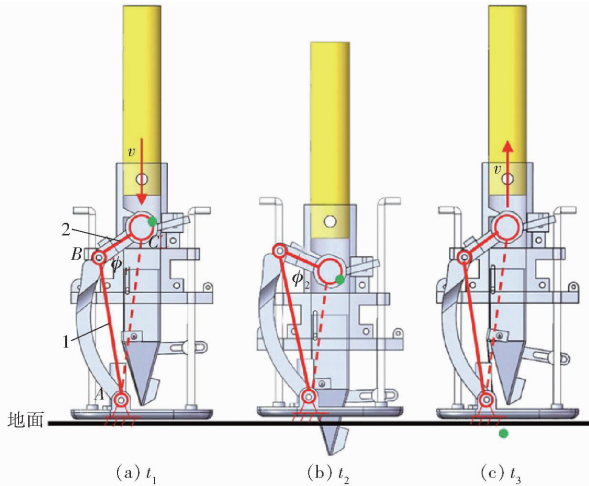


图 12 直插穴播器排种机构运动分析

Fig. 12 Analysis of mechanism movement of hole seeding instrument with vertical insertion

- 1. 连杆 2. 曲柄

作业时, 穴播杆将穴播器垂直向地面插入, 穴播器支撑板首先与地面接触, 这时穴播主架沿导杆逐渐接近支撑板, 在此过程中由连杆和排种曲柄连接而成的 $\triangle ABC$ 中, 虚拟杆 AC 变短, 造成三角形内角发生变化, $\angle CBA$ 变小, 排种轴发生转动, 将其上窝眼孔中的玉米排到穴播主架内, 玉米在重力作用下掉入固定成穴器内, 成穴器继续向下移动穿过支撑板, 在地面插出一个穴孔。当穴播杆向上移动时, 摩

擦头和摩擦轴之间有一定的滑动摩擦力, 活动成穴器被撬开, 种子顺势掉入穴孔内。当成穴器向下移动穴播时, 摩擦头和摩擦轴之间的滑动摩擦力使活动成穴器紧靠固定成穴器, 避免种子从中掉落。如此往复完成穴播。

2.2.3 关键参数确定

由图 12 可知, 为实现穴播器排种轴转动, $\triangle ABC$ 需要变化。当连杆和曲柄长度保持不变, AC 长度变化, 使内角发生变化。根据三角形余弦定律可知

$$\cos\phi_1 = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2}{2l_2l_3} \quad (11)$$

$$\cos\phi_2 = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2}{2l_2l_3} \quad (12)$$

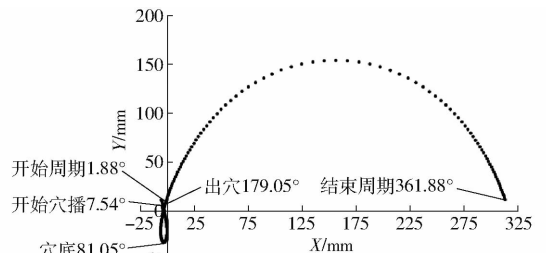
式中 ϕ_1 —— t_1 时刻连杆与曲柄夹角, ($^\circ$)

ϕ_2 —— t_2 时刻连杆与曲柄夹角, ($^\circ$)

由式(11)、(12)可知, 为使排种轴转动足够角度, 使种子从种管运移到固定成穴器内, 转动角度不小于 $\pi/6$ 。

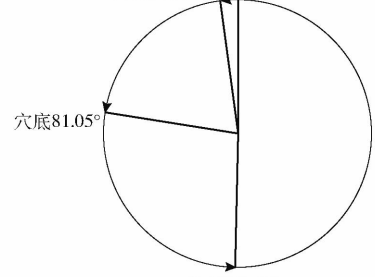
2.2.4 活动成穴器开嘴与穴播关键点时间关系

穴播器成穴器开口大小和排种轮排种转角共同影响播种周期。一个播种周期关系如图 13 所示。成穴器开始入土到穴底阶段主动齿轮转角为 $7.54^\circ \sim 81.05^\circ$, 此期间成穴器保持闭合; 成穴器从穴底到出穴阶段主动齿轮转角为 $81.05^\circ \sim 179.05^\circ$, 此期间成穴器保持开启; 成穴器开口恢复阶段主动齿轮转角为 $179.05^\circ \sim 361.88^\circ$, 此期间前期成穴器闭合。



(a) 穴播轨迹关键点

开始穴播 7.54° 开始周期 1.88°



(b) 主动非圆齿轮关键点转角

图 13 穴播关键时间点与主动非圆齿轮转角关系

Fig. 13 Relationships between critical time point of hole seeding and turning angle of active non-circular gear

2.2.5 排种窝眼轮设计

通过穴播杆垂直入土和出土动作驱动排种窝眼

轮周期摆动进行取种、排种。穴播器排种轮需匹配非圆齿轮补偿机构的动作,并能满足多种外形种子的排种能力。玉米种子在自身重力、种间作用力、种子与取种轮之间正压力、摩擦力综合作用下,被窝眼轮从种群中分离出来。采用异形空间取种更适合异形玉米种子,本文提出的异形窝眼取种轮取种过程可分为充种、清种、护种及排种等过程。在充种阶段,种群在自身重力作用下在种管内向

下流动,在取种轮支撑下开始向异形窝眼方向聚集,异形窝眼仅能容纳 1~2 粒玉米籽粒,玉米充填异形窝眼(图 14a);取种轮转动,此时种刷板支撑其他种子,并将异形窝眼外围种子清理,取种轮支撑保护异形窝眼的种子继续运转,此过程称为清种和护种过程,见图 14b;当取种轮异形窝眼转动到下方时,种子失去支撑作用掉落,此过程为排种,见图 14c。

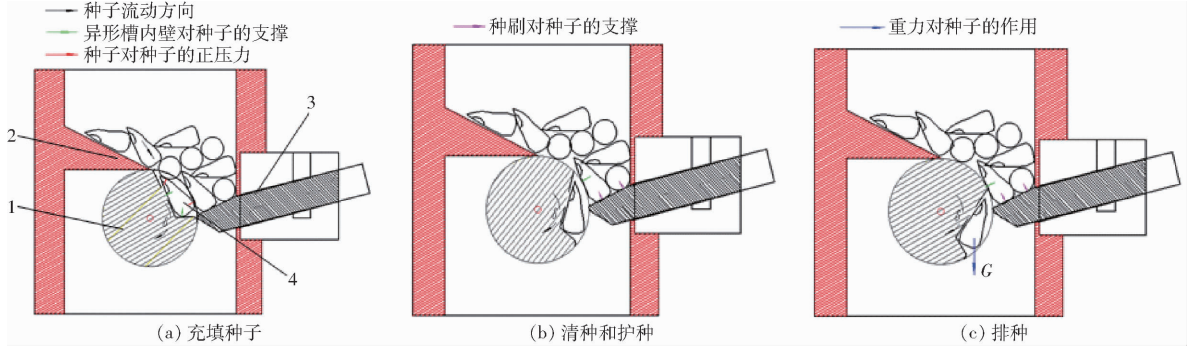


图 14 异形窝眼轮排种过程分析

Fig. 14 Analysis of seeding process of seed picking wheel with special cells

1. 取种轮 2. 种管 3. 种刷板 4. 玉米种子

异形窝眼轮主要结构参数包括取种轮直径、异形窝眼数和尺寸。由于穴播器安装要求,穴播器种管直径不宜过大,本文取种轮直径选择 22 mm。由于安装结构限制,取种轮仅设置 1 个异形窝眼。取种轮上异形窝眼尺寸是取种效果控制的依据,异形窝眼取种轮结构见图 15,图中 d 为取种轮直径,mm; l 为异形窝眼长度,mm; w 为异形窝眼宽度,mm; h 为异形窝眼深度,mm; r 为球形孔最大半径,mm; φ 为内窝眼线夹角, ($^\circ$)。根据被动式穴播器的工作原理,取种轮利用曲柄滑块机构将穴播器支撑板的直线运动转化为取种轮一定转动,在此过程中取种轮实现取种、清种和排种。为方便玉米充填异形窝眼和容易滑落排种,内窝眼线夹角 φ 应大于 90° ,最终确定 φ 为 110° 。

米种子形状和尺寸,对 3 种典型形状玉米尺寸统计结果见表 2。其中异形窝眼长度 l 、宽度 w 和深度 h 应满足

$$\begin{cases} L_{\max} \leq l \leq L_{\text{normal}} + T_{\min} \\ W_{\max} \leq w \leq W_{\text{normal}} + D_{\min} \\ T_{\max} \leq h \leq D_{\max} \\ h \leq w \leq l \end{cases} \quad (13)$$

式中 L_{\max} ——玉米种子长度最大值,mm
 W_{\max} ——玉米种子宽度最大值,mm
 L_{normal} ——玉米种子长度平均值,mm
 W_{normal} ——玉米种子宽度平均值,mm
 D_{\max}, D_{\min} ——玉米种子最大、最小直径,mm
 T_{\max}, T_{\min} ——玉米种子最大、最小厚度,mm

表 2 郑单 958 玉米籽粒特征尺寸统计结果

Tab. 2 Statistic of characteristic size of Zhengdan 958

| 参数 | 马齿形 | | | 球锥形 | | 类球形 |
|-----|-------|-------|------|-------|------|-------|
| | 长度 | 宽度 | 厚度 | 长度 | 直径 | 直径 |
| 最大值 | 14.15 | 10.78 | 7.23 | 12.98 | 9.75 | 10.98 |
| 最小值 | 9.88 | 5.57 | 3.10 | 9.19 | 4.64 | 6.89 |
| 平均值 | 11.57 | 7.15 | 4.78 | 11.14 | 7.14 | 8.84 |

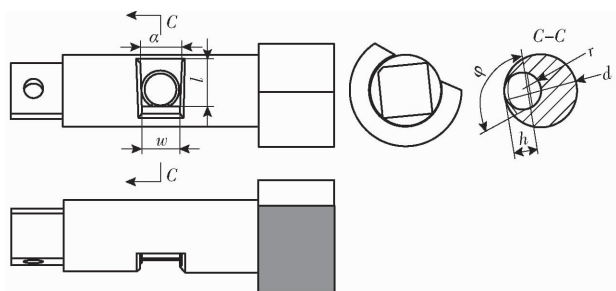


图 15 异形窝眼取种轮结构示意图

Fig. 15 Structure schematic of seed picking wheel with irregular groove

设计取种轮异形窝眼时,其异形窝眼与种子尺寸相适应。取种轮异形窝眼形状和尺寸取决于玉

根据表 2,并结合式(13),异形窝眼长度 l 为 14.15~14.67 mm,宽度 w 为 10.78~11.79 mm,深度 h 为 7.23~10.98 mm。为便于使玉米种子充入异形窝眼中和减少毛刷轮清种时种子的损伤情况,异形窝眼应设有开口角 α ,具有导种作用,初始值设

为 5° 。根据表 2 确定球形孔最大半径 r 为 5.5 mm。由于异形窝眼长度 l 区间较小, 确定将异形窝眼长度 l 设为 14.67 mm。

2.2.6 仿真试验优化

根据前期计算结果, 取种轮宽度应为 10.78 ~ 11.79 mm, 高度为 7.23 ~ 10.98 mm, 异形窝眼应设有开口角 $5^\circ \sim 15^\circ$ 。选择正交组合试验方法, 寻找使得排种器具有最佳工作性能的因素组合。选择异形窝眼宽度、异形窝眼高度、异形窝眼开口角为试验因素, 合格率、重播率、漏播率为指标。具体试验方案参考文献[23]。由优化结果可知, 当异形窝眼宽度为 11.79 mm、异形窝眼高度为 7.23 mm、异形窝眼开口角为 15° 时, 单粒合格率为 75%, 重播率为 25%, 漏播率为 0。穴播过程中玉米轨迹线见图 16。

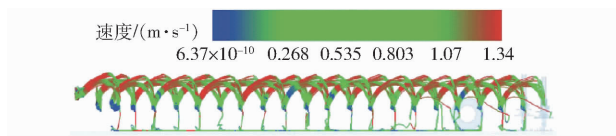


图 16 直插穴播机排种玉米轨迹线

Fig. 16 Seeding performance of hole seeder with vertical insertion

3 试验验证

3.1 试验条件与材料

玉米直插穴播机田间试验于 2023 年 6 月 16 日在甘肃省兰州新区试验田进行。试验田东西走向, 试验前地面平整, 土壤类型为沙壤土, 土壤含水率为 8.7% ~ 11.4%, 深度 45 mm 土壤坚实度平均值为 120 kg/cm^2 。试验玉米材料为郑单 958, 百粒质量为 37.1 g, 种子外形尺寸(长 × 宽 × 厚)平均值为 $14.2 \text{ mm} \times 10.8 \text{ mm} \times 7.3 \text{ mm}$ 。整机前进速度为 0.5 m/s。试验样机见图 17。



图 17 直插式玉米穴播机田间试验

Fig. 17 Field experiment of maize hole seeder with vertical insertion

3.2 试验方法

根据 NY/T 987—2006《铺膜穴播机作业质量》和 T/GMES 012—2019《2BZ-2 型直插式玉米种植机》测试穴播机各项作业性能。测定试验数据时以长 10 m × 宽 0.5 m 作业面积为研究单元, 共 5 个单

元。在单元各测点处, 检查空穴、穴粒数、孔穴错位情况, 用长 50 cm 板尺测量孔穴深度和水平范围, 测量孔穴内玉米种子深度, 在前进方向上两相近膜孔边缘的距离为穴距。分别计算空穴率、穴粒数合格率、膜下播种深度合格率、孔穴错位率和穴距合格率。若铺设地膜, 在每个单元内测量地膜上各机械破损部位的最大尺寸, 计算地膜机械破损程度。穴播器直立程度对播种质量有一定影响, 直立度不高会造成膜孔增大, 土壤扰动明显, 通过破膜和撕裂试验和土壤扰动试验来间接衡量, 计算公式分别为

$$H_k = \frac{k_h}{f} \times 100\% \quad (14)$$

$$H_l = \frac{l_h}{f} \times 100\% \quad (15)$$

$$H_b = \frac{b_h}{f} \times 100\% \quad (16)$$

$$Q = \frac{D}{e-1} \times 100\% \quad (17)$$

$$C = \frac{f-c}{f} \times 100\% \quad (18)$$

$$Y = \frac{A}{f} \times 100\% \quad (19)$$

式中 f ——试验单元内测定的总膜孔数, 个

k_h ——空穴数, 个

H_k ——空穴率, %

l_h ——穴粒数合格穴数, 个

H_l ——穴粒数合格率, %

b_h ——膜下播种深度合格穴数, 个

H_b ——膜下播种深度合格率, %

Y ——膜孔不合格率, 即大于标准膜孔 1/4 的概率, %

A ——试验单元内大于标准膜孔 1/4 的膜孔数, 个

C ——孔穴错位率, %

c ——试验单元内膜孔与孔穴错开 1/2 膜孔直径的膜孔数, 个

Q ——穴距合格率, %

D ——穴距合格数, 个

e ——当行膜孔数, 个

3.3 试验结果

3.3.1 排种试验

对穴播机进行田间播种试验。对 5 个试验单元内的数据进行统计, 通过式(14)~(17)计算穴播机播种质量评价的空穴率、穴粒数合格率、播种深度合格率和穴距合格率。对 5 个试验单元计算结果求平均。排种性能结果见表 3。

表3 穴播机排种性能结果

Tab.3 Seeding results of hole seeder %

| 参数 | 试验值 | 技术要求 |
|---------------|------|-----------|
| 空穴率 H_k | 2.0 | ≤ 2 |
| 穴粒数合格率 H_l | 90.1 | ≥ 85 |
| 播种深度合格率 H_b | 92.3 | ≥ 75 |
| 穴距合格率 Q | 96.2 | |

由表3可见,穴播机播种质量评价指标空穴率、穴粒数合格率、播种深度合格率平均值分别为2.0%、90.1%和92.3%。穴粒数合格率、播种深度合格率均高于标准要求,空穴率与标准要求相当,穴距合格率为96.2%。

3.3.2 破膜和撕裂试验

在覆膜种植条件下,直插穴播机成穴器需破膜穴播。穴播机前进速度补偿机构设计会影响成穴器在穴播过程方向的移位,同时,地膜覆盖土壤后,土壤部分力学特性也会发生变化,影响穴播机地轮塌陷和滑移率,地膜和土壤力学特性存在差异,地轮与其接触后的受力会发生差异,通过田间试验检验穴播机在满足播种性能下成穴器对地膜撕裂破坏的情况。对5个试验单元数据进行统计,通过式(18)、(19)计算穴播机播种质量评价的孔穴错位率、膜孔不合格率等指标。穴播机成穴器破膜后膜孔较小,成穴器播种期间无挑膜、撕膜等问题,膜孔错位率为4.3%,满足玉米播种的农艺技术要求。

3.3.3 土壤扰动试验

穴播机作业时穴播器成穴器对土壤会有扰动,主要是穴播机滑移后与补偿机构补偿速度不匹配造成的。种床土壤若有扰动,穴孔周围土壤紧实度变化会造成土壤与种子接触不紧密,土壤毛细管力不足,使种子发芽所需的水分和空气差异性明显,造成种子出苗整齐度不高,种子发芽率不高等问题,因此,需进行成穴器对穴孔周围土壤扰动程度研究。由于无相关标准衡量土壤扰动情况,本文采用方法为:穴播完成后收集穴孔处松散土壤并称量,测量水平和垂直方向扰动距离,按比例将土量进行划分,每组2次,分别采用窄弧形地轮、平宽地轮牵引,地轮外径为400 mm。结果表明,成穴器对土壤水平方向扰动量为15 g,垂直方向扰动量为25 g。成穴器对种床土壤扰动量均不大。经过地轮改换后穴播机对种床土壤的扰动减小。

3.3.4 对比试验

为体现本文设计的直插穴播机性能,开展了转

动导杆机构驱动平行四杆机构的直插穴播和非圆齿轮驱动式直插穴播机的对比试验,性能指标包括穴粒数合格率、播种深度合格率、膜孔合格率。试验对比结果见表4。

表4 试验对比结果

Tab.4 Experimental comparison results %

| 参数 | 改进前(转动导杆 机构驱动式) | 改进后(非圆齿轮 驱动式) |
|---------|--------------------|------------------|
| | 穴粒数合格率 | 89.89 |
| 播种深度合格率 | 92.89 | 92.30 |
| 膜孔合格率 | 93.76 | 96.20 |

由表4可知,虽然非圆齿轮驱动式穴播机性能有所提升,2台穴播机改进前后穴粒数合格率和播种深度合格率相差不大,这是由于非圆齿轮驱动机构是对转动导杆机构的替换。膜孔合格率提高2.44个百分点,究其原因与采用轻筒的穴播器有关。在整机运转过程中,前进速度补偿机构运转平稳可靠,无死点,没有出现齿轮卡位和齿轮强度不高等问题,整机链轮和齿轮传动平稳,整个机构在长时间运行过程平稳可靠,能够将转动导杆机构驱动平行四杆机构的传动比进行准确复制。整体来说,整机设计满足西北旱区玉米直插播种需求。

4 结论

(1)设计了非圆齿轮驱动式玉米直插穴播机,重点对非圆齿轮驱动平行四杆机构式前进速度补偿机构、穴播器结构进行了理论分析计算。针对玉米全膜双垄沟播要求,即穴距330 mm和播深45 mm,根据前期研究得到传动比曲线和中心距,以此设计了非圆齿轮驱动前进速度补偿机构。由样机运转试验发现,设计的非圆齿轮驱动前进速度补偿机构运转平稳可靠,无死点等问题,能够将转动导杆机构驱动平行四杆机构的传动比进行准确复制。

(2)进行了直插穴播机田间试验。由试验结果可知,空穴率、穴粒数合格率、播种深度合格率平均值分别为2.0%、90.1%和92.3%。播种时成穴器对膜孔破坏较小,膜孔错位率为4.3%。成穴器对土壤水平方向扰动量为15 g,垂直方向扰动量为25 g。由对比试验可知,改进的直插穴播机在穴粒数合格率和播种深度合格率有一定提升,膜孔合格率提高2.44个百分点。整体来说,直插穴播机各项性能满足相关行业标准 and 西北旱区玉米直插播种需求。

参 考 文 献

36-40.

HAN Xinyu, LIU Pengxia, WANG Yun, et al. Adaptability analysis of residual film mechanization collecting in the areas of planting of corn with film-mulching of Gansu Province[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019, 40(5): 36-40. (in Chinese)

- [2] 樊廷录,吕迎春,杨天育,等. 甘肃省粮食生产分析及产能提升战略构思[J]. 干旱地区农业研究,2023,41(4):1-8.
FAN Tinglu, LÜ Yingchun, YANG Tianyu, et al. Analysis of grain production and strategic conception of productivity improvement in Gansu Province[J]. Agricultural Research in Dry Areas,2023,41(4):1-8. (in Chinese)
- [3] 石林榕. 西北旱区玉米直插穴播互作机理研究[D]. 兰州:甘肃农业大学,2022.
SHI Linrong. Research on the intercropping mechanism of maize hole seeding with vertical insertion in the dry northwest[D]. Lanzhou: Gansu Agricultural University, 2022. (in Chinese)
- [4] 李辉,赵武云,石林榕,等. 舀种勺舌式胡麻精量穴播器设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(3):85-95.
LI Hui, ZHAO Wuyun, SHI Linrong, et al. Design and test of seed ladle tongue type flax precision burrow planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(3): 85-95. (in Chinese)
- [5] 崔荣江,王小瑜,信嘉程,等. 弧形鸭嘴式大蒜正芽播种机设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(11):120-130.
CUI Rongjiang, WANG Xiaoyu, XIN Jiacheng, et al. Design and test of arc duck-billed garlic seed planter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(11): 120-130. (in Chinese)
- [6] 李营力. 曲柄摇块机构在精量点播装置中的运动分析研究[D]. 石河子:石河子大学,2017.
LI Yingli. Research on motion analysis of crank block mechanism in precision on-demand device [D]. Shihezi: Shihezi University,2017. (in Chinese)
- [7] 赵武云,戴飞,杨正,等. 旱地全膜双垄沟直插式玉米精量播种机:CN203492359U[P].2014-03-26.
- [8] 赵武云,石林榕,孙伟,等. 一种强排强启玉米直插穴播机:CN107615951A[P]. 2018-01-23.
- [9] 石林榕,杨小平,陈恒,等. 膜上直插式播种机:CN110741778A[P].2020-02-04.
- [10] HUNT D. A vegetable seeder that plants through plastic and paper mulch[J]. Illinois Research, 1961,3(4): 16.
- [11] HEINEMANN W H, DILWORTH A E, CARY J W. Experimental machines for autodible planting[J]. Transactions of the ASAE, 1973, 16(2):656-659.
- [12] SHAW L N, FLUCK R C, BRYAN H H. Energy conservation by recropping plastic mulch covered tomato beds[R]. ASAE Paper,1978.
- [13] SRIVASTAVA A K, ANIBAL M E. A punch planter for conservation tillage[R]. ASAE Paper,1981.
- [14] 陈晓光,左春桢,高峰. 直插式播种机的研究——I. 直插式成穴器[J]. 农业工程学报,1993,9(3):66-77.
CHEN Xiaoguang,ZUO Chuncheng,GAO Feng. Study on the direct insert planter (I) the direct insert hole former of planter [J]. Transactions of the CSAE, 1993,9(3):66-77. (in Chinese)
- [15] 刘军干,王天辰,阎发旭,等. 直插式覆膜小麦穴播机的设计[J]. 农业工程学报,2001,17(5):55-58.
LIU Jungan,WANG Tianchen,YAN Faxu,et al. Design of film mulching wheat hill seeder with vertical dropping mechanism [J]. Transactions of the CSAE, 2001,17(5):55-58. (in Chinese)
- [16] 赵建托,赵武云,任颜华,等. 玉米全膜覆盖双垄沟播机直插式播种装置设计与仿真[J]. 农业机械学报,2010,41(10):40-43.
ZHAO Jiantuo, ZHAO Wuyun, REN Yanhua, et al. Design and simulation of direct insert corn planting device of furrow seeder with whole plastic-film mulching on double ridges[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(10)40-43. (in Chinese)
- [17] 赵武云,戴飞,杨杰,等. 玉米全膜双垄沟直插式精量穴播机设计与试验[J]. 农业机械学报,2013,44(11):91-97.
ZHAO Wuyun,DAI Fei,YANG Jie,et al. Design and experiment of direct insert precision hill-seeder with corn whole plastic-film mulching on double ridges[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(11):91-97. (in Chinese)
- [18] 戴飞,赵武云,石林榕,等. 基于近等速机构的玉米全膜双垄沟穴播机设计与试验[J]. 农业机械学报,2016,47(11):74-81.
DAI Fei,ZHAO Wuyun,SHI Linrong, et al. Design and experiment of hill-seeder with whole plastic-film mulching on double ridges for corn based on mechanism with approximate constant speed[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2016,47(11):74-81. (in Chinese)
- [19] 石林榕,赵武云,孙伟,等. 电驱式小区玉米膜上直插穴播机的研制与试验[J]. 农业工程学报,2017,33(4):32-38.
SHI Linrong,ZHAO Wuyun,SUN Wei, et al. Development and experiment of electric driving insert hill-drop planter on film for plot corn[J]. Transactions of the CSAE, 2017,33(4):32-38. (in Chinese)
- [20] 石林榕,赵武云,孙伟,等. 电驱式玉米膜上直插穴播机前进速度补偿机构参数优化[J]. 农业机械学报,2017,48(8):87-94.
SHI Linrong,ZHAO Wuyun,SUN Wei, et al. Parameters optimization of speed compensation mechanism of electric driving maize planter with dibbling on membrane[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2017,48(8):87-94. (in Chinese)
- [21] 石林榕,赵武云,杨小平,等. 玉米直插穴播机强排-强启排种装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2018,49(2):41-47.
SHI Linrong,ZHAO Wuyun,YANG Xiaoping, et al. Design and test of metering device with forced seeding and opening for corn direct seeding machine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(2): 41-47. (in Chinese)
- [22] 赵匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2009:113-134.
- [23] SHI Linrong, ZHAO Wuyun, HUA Chengting, et al. Study on the intercropping mechanism and seeding improvement of the cavity planter with vertical insertion using DEM-MBD coupling method[J]. Agriculture, 2022, 12:1567.