

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.11.013

地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台研究

刘宏新 唐师法 刘俊孝 李彦龙

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 针对大型宽幅农具运输和田间转移困难, 现有形式复杂或操作不便等问题, 研究一种高机动性宽幅农具机架平台。平台采用中置式作业与运输兼用型地轮技术方案, 配套动力离合、液压同步升降、机械锁定、车轮方向变换、传动比调节等附属机构, 实现横向悬挂作业与侧向牵引运输状态方便快捷的转换。通过理论分析结合数字样机虚拟仿真, 确定了变形及液压加力等核心机构的参数, 并对比了与常规地轮前置机架的耕深控制特性, 地轮与作业部件安装位置与距离所产生的仿形超前或滞后问题得到明显改善。为检验研究成果, 以平台为载体设计了高机动性 24 行大豆密植平播机, 并进行了工程结构分析与优化。样机试验表明, 作业效果良好, 平台各项指标满足设计要求, 作业与运输状态转换单人操作用时小于 8 min, 运输过程安全、稳定。

关键词: 农业机械; 大型农具; 机具平台; 试验

中图分类号: S223.2⁺5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)11-0105-08

Middle-mounted Wheel High-mobility Universal Frame Platform for Wide-breadth Farm Implements

LIU Hongxin TANG Shifa LIU Junxiao LI Yanlong

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract: As a result of substantial improvements in agricultural mechanization in China, large farm implements have been widely utilized. However, a problem that has arisen concerns on how to guarantee safety, effectiveness and convenience, when such wide-breadth farm implements were switched between road transport and operational modes and how to make it easy to move from field to field. To address these technical problems, a middle-mounted wheel high-mobility universal frame platform for wide-breadth farm implements that can benefit operation and transport was designed. The platform adopted the overall scheme of horizontal operation and vertical transport. Supporting automatic power clutch, hydraulic synchronous lifting, mechanical locking, wheel direction change, transmission ratio adjustment and other affiliated institutions. Through the theoretical analysis and digital simulation, the parameters of the core mechanism such as deformation and hydraulic force were determined, and the tillage control characteristics of the front wheel front frame were compared. Due to the location and distance of the land wheel and the seeding units, the problem of profiling ahead or lag was significantly improved. Taking the platform as carrier for engineering application, 2B-JD-Z-24-01 planter matched with narrow-row-flat-dense seeding technique was developed. Due to special structure of frame and complex stress, frame appeared in the process of the phenomenon such as deformation, fracture and plastic deformation. Thus, engineering analysis of structural design process was particularly important. For this situation, CATIA finite element analysis module was utilized to analyze the finite element analysis model of frame. The result showed that the engineering structure of steering drive axle met the design requirements. The prototype was made for field and road test. The experimental results showed that the prototype had good performance of sowing and can meet perfectly agro technique in work performance. A single person can finish the transformation in 8 min, transportation security and stability.

Key words: agricultural machinery; wide-breadth farm implements; frame platform; test

收稿日期: 2017-02-20 修回日期: 2017-03-30

基金项目: 公益性行业(农业)科研专项(201303011)

作者简介: 刘宏新(1971—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事农业机械化技术与装备等研究, E-mail: Lcc98@neau.edu.cn

引言

大型宽幅农机具不仅能够降低生产成本而且可以增加作物产量,提高工作效率。但是大型农机具又带来了严重的运输问题,巨大的幅宽使得大型农机具在运输和田间转移时的灵活性和安全性无法保证^[1-2]。为了保证大型农机具的通过性与灵活性,国内外主要有3种解决方式:折叠,又细分为上下折叠、水平折叠和举升折叠3种;为大幅宽农具配套一专用于运输的牵引台车;双架组合式,由行走的基架与作业的托架组合成,托架可在基架上升降并能90°转向,从而实现作业与运输两种幅宽的转变^[3-5]。显然,折叠机具的结构复杂、制造成本高,适用于无种肥的耕整地机械或集中种肥气送式播种机;专用运输台车配套成本高,现场操作不便;双架组合式则结构更为复杂且成本高。

本文提出一种高机动性宽幅农具机架通用平台,实现结构简单、作业与运输状态转换方便快捷的目标,为大型农机具的转场与田间移动提供一种新的思路和工程解决方案。

1 技术方案与工作原理

1.1 技术方案

地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台(简称平台)总体结构如图1所示,主要由作业与运输兼用型地轮系统、主梁、三点悬挂系统、隐形牵引机构

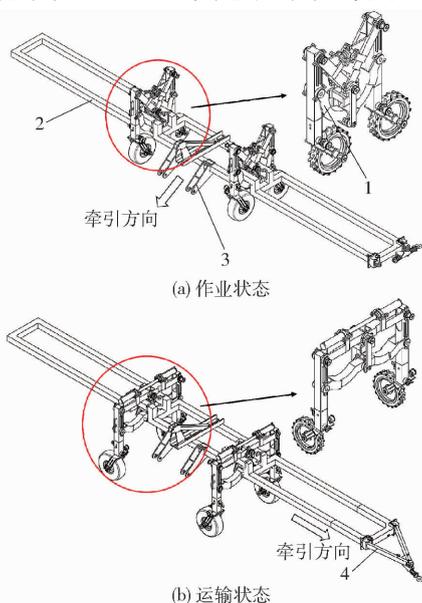


图1 地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台总体结构图
Fig. 1 Overall structure diagrams of middle-mounted wheel high-mobility universal frame platform for wide-breadth farm implements

1. 作业与运输兼用型地轮系统
2. 主梁
3. 三点悬挂系统
4. 隐形牵引机构

组成,平台采用横向作业、侧向牵引运输的总体方案,通过中置的作业与运输兼用型地轮系统实现作业与运输状态的转换,主梁既可搭载复式播种作业部件,也可搭载中耕植保机具等,实现不同的功能。隐形牵引机构在平台处于运输状态时起到牵引功能,作业状态时隐藏于主梁中。

1.2 工作原理

平台作业时(图1a),拖拉机通过三点悬挂系统与平台挂接,沿主梁横向牵引机具。此时工作部件与地面接触,作业与运输兼用型地轮系统为工作部件提供动力。运输时(图1b),液压装置驱动兼用型地轮系统将主梁升起,此时工作部件与地面脱离,拖拉机通过隐形牵引机构,沿主梁侧向牵引机具。地轮组的安装方式为万向轮结构,状态转换中,只需要拖拉机沿前进方向对机具进行牵引,地轮组在偏转力矩作用下即可旋转至所需要的工作位置。

2 地轮系统设计

2.1 结构与工作原理

作业与运输兼用型地轮系统主要由液压加力装置、变形机构、地轮组、传动链轮和动力离合装置等组成^[6],如图2所示。

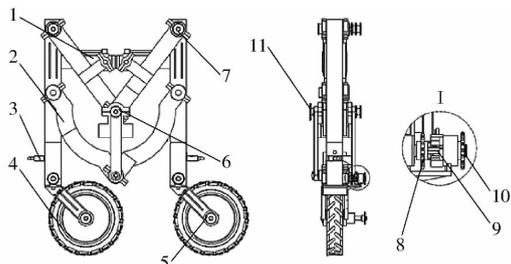


图2 作业与运输兼用型地轮系统结构图

Fig. 2 Land wheel mechanism diagram for operation and transport purposes

1. 液压加力装置
2. 变形机构
3. 锁定插销
4. 地轮组
5. 地轮轴链轮
6. 传动轴输入链轮
7. 上铰接点链轮
8. 离合装置从动链轮
9. 离合装置
10. 离合装置主动链轮
11. 传动轴输出链轮

作业与运输兼用型地轮系统利用同步液压加力装置驱动变形机构实现与主支座挂接的主梁的升降^[7]。地轮组为万向轮结构,通过锁定插销实现地轮状态的锁定。作业时,工作部件需要地轮提供动力,为避免兼用型地轮系统耕深调节和状态转换过程中,链传动的中心距发生变化产生跳齿、脱链等现象,选取变形机构的铰接点安装链轮,不需要使用张紧器,结构简单实用。地轮动力通过地轮轴链轮、离合装置主动链轮传递到牙嵌式爪盘动力离合装置,运输状态下装置脱离中断动力传输;作业状态下装

置结合将动力通过离合装置从动链轮传递至上铰接点链轮,然后传递到传动轴输入链轮,最后从另一端的传动轴输出链轮输出。

2.2 变形机构分析及主要参数

变形机构是兼用型地轮系统的关键部件,是实现地轮系统作业与运输状态转换的核心。设计要求既能保证地轮系统实现传统农具地轮限深、仿形和耕深调整等功能,又能实现作业与运输状态方便快捷的转换,保证运输状态下良好的通过性。

图 3 所示的变形机构是由上摆梁、下摆梁、共边杆和立柱组成的复合平行四杆结构。当状态转换时,利用液压加力装置驱动复合平行四杆结构发生形变,实现挂载在主支座上主梁的升降。复合平行四杆结构时刻保证两根立柱的平行。

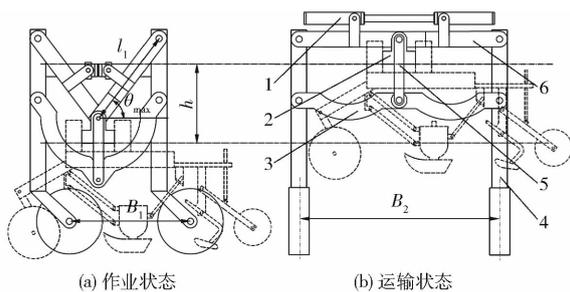


图 3 变形机构简图

Fig. 3 Sketch of deforming structure

1. 液压加力装置
2. 主支座
3. 下摆梁
4. 立柱
5. 共边杆
6. 上摆梁

主支座与上摆梁的连接方式为单点铰接。作业状态下挂载在主支座上的主梁可以通过摆动实现对地面的整体仿形。而在运输状态下,主支座上挂载的主梁与上摆梁面接触,限制主梁的摆动,实现机构的自锁,保证运输安全。

平台的升降高度 h 应满足作业下足够的耕深调节量以及运输状态下的各部件足够的离地间隙^[8],设定值为 600 mm。在升降高度的约束条件下综合考虑作业时的即时仿形反馈与道路运输时的安全性^[9],确定上摆梁长度 l_1 为 750 mm,最大耕深作业状态下上摆梁与水平线最大夹角 θ_{\max} 为 53° ,最大耕深作业轮距 B_1 为 900 mm,运输轮距 B_2 为 1500 mm。

2.3 液压加力装置参数求解与优化

变形机构采用图 3 所示的非端部支撑双缸对置液压支撑方案。由于变形过程中液压加力装置需绕过立柱与上摆臂的连接套销,并与上摆梁交叉,因此液压加力装置各参数需要进行优化和求解。

液压加力装置需满足 2 个设计目标,首先为保证能够使用单级缸体,期望工作行程 S 与安装距离 L 之比小;其次为保证摆梁运动过程中缸体端部不与套销发生碰撞。

2.3.1 非端部支撑机构力学分析

非端部支撑机构受力如图 4 所示。当上摆梁 AC 平置时,地轮处于运输状态,在液压缸的驱动下 AC 绕 A 点逆时针旋转 53° ,地轮转换为作业状态。

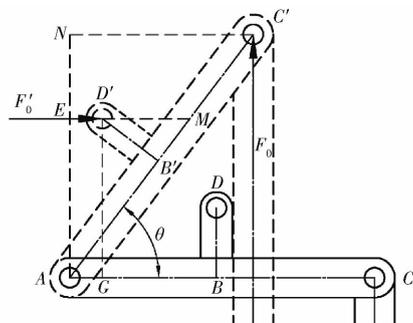


图 4 非端部支撑双缸对置液压支撑结构杆件受力图

Fig. 4 Member force diagram of non-end support structure with two opposed cylinders

图中 AC 为上摆梁; BD 为安装臂; D 点为液压缸的安装点; G 点为 D' 点沿垂直方向在 AC 杆上的投影点; E 点为 D' 点沿水平方向在 AN 上的投影点; M 点为 D' 点沿水平方向在 AC' 杆上的投影点; N 点为 C' 点所在水平线与 A 点所在竖直线的交点; θ 为摆梁的运动范围角, ($^\circ$); F_0 为地面给予单个地轮的支持力, N ; F'_0 为液压缸的推力, N 。实线表示地轮机构处于运输状态时上摆梁的位置;虚线表示地轮机构状态变换中的任意位置。

当 $\theta = 0^\circ$ 时,所需液压缸推力最大。由于液压加力装置为单作用、无背压的液压缸,缸体内径为

$$D_0 = \sqrt{\frac{4F_0 l_{AC}}{\pi l_{BD} p_1}} \quad (1)$$

式中 p_1 ——液压缸工作腔压力, MPa

为保证缸体使用安全性,下面均以液压缸最大推力计算 D_0 。

2.3.2 液压加力装置尺寸及安装位置的可行域确定

已知条件和约束: $l_{AC} = 750 \text{ mm}$; $\theta = [0^\circ, 53^\circ]$, $F_0 = 1.47 \times 10^4 \text{ N}$; 由于结构限制,液压缸最大使用外径 $D_{1\max} = 100 \text{ mm}$; 缸体材料的需用应力 $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ ^[10]; $p_1 = 16 \text{ MPa}$; 为保证缸体安装合理应满足安装距离 $L \geq 150 \text{ mm}$, 即单侧安装距离 $l_{D'E} \geq 75 \text{ mm}$ 。

(1) 工作行程与安装距离比的影响因素

当机构在 $\theta = 53^\circ$ 位置时,液压缸的单侧安装距离

$$l_{D'E} = l_{AB} \sin 37^\circ - l_{BD} (1/\cos 37^\circ - \sin 37^\circ \tan 37^\circ) \quad (2)$$

液压缸的单侧工作行程

$$l_{CB} = l_{AB} (1 - \sin 37^\circ) + l_{BD} (1/\cos 37^\circ - \sin 37^\circ \tan 37^\circ) \quad (3)$$

则工作行程与安装距离之比为

$$\frac{S}{L} = \frac{1}{\sin 37^\circ + \frac{l_{BD}}{l_{AB}} \left(\frac{1}{\cos 37^\circ} - \sin 37^\circ \tan 37^\circ \right)} - 1 \quad (4)$$

由于设计要求工作行程 S 与安装距离 L 之比小,因此期望 l_{AB} 取值小, l_{BD} 取值大。

(2) 参数可行域的确定

由于机构对称分布,故以右半侧为基准进行分析,目标优化解析图如图5所示。

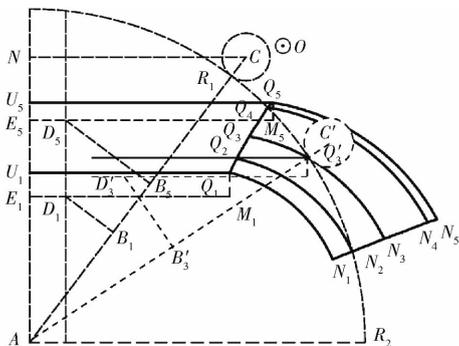


图5 目标优化解析图

Fig. 5 Diagram of objective optimization analysis

图中 A 点为旋转点; D 点为液压缸的安装点; $\odot O$ 为销轴安装使用的可行范围区; C 点为销轴中心点,即 $\odot O$ 的圆心; R_1 为可行区的临界点;圆弧 $\widehat{R_1 R_2}$ 为点 R_1 运动轨迹; AC 为上摆梁中心线; BD 系列表示安装臂中心线,安装臂长度 $l_{BD} \in [l_{BD1}, l_{BD5}]$, mm; EM 系列表示缸体中心线; UQ 系列表示缸体上边缘,其长度 l_{UQ} 为单侧缸体长度, $l_{UQ} \in [l_{U1Q1}, l_{U5Q5}]$, mm; QM 系列表示缸体半径, mm, $r_{QM} \in [r_{Q1M1}, r_{Q5M5}]$; Q_3 点为单侧缸体最长允许使用点; Q'_3 为临界点与曲线的相交位置。

液压缸的壁厚 δ 为^[22]

$$\delta \geq \frac{p_1 D_0}{2.3[\sigma] - 3p_1} \quad (5)$$

其中

$$D_0 = D_1 - 2\delta$$

式中 D_1 ——缸体外径, mm

当机构处于作业状态,即 $\theta = 53^\circ$ 时,安装点 D 应在销轴中心 C 点所在水平线以下, $\odot O$ 的半径 $R_0 = 50$ mm,则 N 点到缸体中心线的最小距离 l_{NE5} 为

$$l_{NE5} = kD_{1\max}/2 + R_0 = 133 \text{ mm} \quad (6)$$

式中 k ——安全系数,选 1.66^[10]

图5中的 DE 系列即为图4中的 $D'E$ 。根据图4可得到 l_{AB} 、 l_{BD} 、 l_{DE} 和 l_{NE} 之间的几何关系式为

$$l_{BD} = (l_{AC} \sin 37^\circ - l_{D'E} - l_{NE} \tan 37^\circ) \cos 37^\circ \quad (7)$$

$$l_{AB} = l_{AC} - l_{BD} \tan 37^\circ - l_{NE} / \cos 37^\circ \quad (8)$$

由式(1)~(8)并结合图中各参数的几何关系可以确定 l_{BD} 的取值范围为 $l_{BD} \in [121, 221]$; l_{AB} 的取值范围为 $l_{AB} \in [285, 493]$;缸体内径 D_0 的取值范围为 $D_0 \in [63, 84]$;缸体外径 D_1 的取值范围为 $D_1 \in [75, 100]$ 。

单侧缸体的总长为^[21]

$$L_0 = S/2 + X + H + Y + Z \quad (9)$$

式中 X ——活塞宽度,本文取 $0.8D_0$, mm

H ——活塞杆导向长度,取 $1.2D_0$, mm

Y ——活塞杆密封长度,取 10 mm

Z ——其他长度,取 25 mm

有

$$L_0 = l_{AB}(1 - \sin 37^\circ) +$$

$$l_{BD}(1/\cos 37^\circ - \sin 37^\circ \tan 37^\circ) + 2D_0 + 35 \quad (10)$$

根据各尺寸可行域,确定 $L_0 \in [413, 498]$,即图中以 A 点为原点的 Q_1 和 Q_5 的横坐标 $X_{Q_1} = 498$ mm, $X_{Q_5} = 413$ mm。在 $l_{BD} \in [121, 221]$ 范围内随机取点,计算出这些随机点对应的 l_{AB} 和 D_0 值,代入式(10),描绘出单侧缸体长度可能取值所在的曲线 $Q_1 Q_5$,则 $U_1 Q_1 Q_5 U_5$ 为单侧缸体的可行安装区。 $Q_1 N_1 N_5 Q_5$ 表示随着上摆梁 AC 的运动,单侧缸体长度可能取值点的运动轨迹所围成的区域。圆弧 $\widehat{R_1 R_2}$ 将区域分割为完全位于圆弧外的不可行区域 $Q_4 N_4 N_5 Q_5$ 和完全位于圆弧内的可行区域 $N_1 Q_1 Q_2 N_2$,为得到机构最优尺寸,需对中间区域 $N_2 Q_2 Q_4 N_4$ 内的可行域进行求解。

2.3.3 最优参数确定

采用动态图形法进行目标优化解析^[11], $\odot O$ 与圆弧 $\widehat{R_1 R_2}$ 的切点 R_1 为可行区的临界点,摆梁运动时曲线 $Q_1 Q_5$ 上有唯一的点与点 R_1 相交,这一点即为单侧缸体长度最大允许使用点。利用 CATIA 草图动画模拟机构运动过程,驱动角度 $\theta = [0^\circ, 53^\circ]$ 。临界点与曲线的相交位置 Q'_3 出现在 $\theta = 33.3^\circ$ 时,此时 Q_3 坐标为 (458, 432)。此时单侧缸体长度为 $L_0 = X_{Q_3} = 458$ mm, $l_{AB} = 357$ mm, $l_{BD} = 175$ mm,缸体外径 $D_1 = 85$ mm,内径 $D_0 = 71$ mm。

3 耕深控制特性分析

3.1 耕深控制方式

大型机具作业时的耕深控制方式一般采用高度调节^[12-13],兼用型地轮通过调节自身油缸改变地轮与农具工作部件底平面之间的相对位置达到调节耕深的目的。由于中置的地轮与拖拉机共用行走带,机具行走在经拖拉机车轮压实后的土壤上,此时土壤的附着条件及比阻一致性较好,采用高度调节法可得到均匀的耕深。

高度调节时,拖拉机悬挂机构油缸处于浮动状态,悬挂机构各杆件可以在机组垂直平面内自由摆动。图 6a 所示为常规单轮前置式机架地轮与主梁之间采用刚性连接的方式,两者之间无自由度。机架整体仿形时绕地轮位置轴线转动,远离地轮作业部分会出现较大的仿形不一致。而本平台(图 6b)地轮架与主梁之间的单铰接方式使机架多了一个旋转自由度,整体仿形时机架整体绕铰接点转动,从而使机具适应地面起伏的仿形功能有更好的效果。

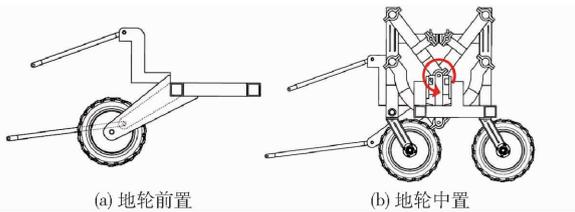


图 6 整体仿形方式

Fig. 6 Overall profiling method

3.2 虚拟样机仿真

为了分析该种整体仿形方式的耕深控制特性,应用仿真软件模拟地轮中置和常规地轮前置两种情况的作业效果。

对模型进行简化,将主梁、上悬挂、下悬挂、地轮连接部件进行一体化处理,命名为“主梁总成”,创建的运动仿真模型如图 7 和图 8 所示。按照表 1 分别创建运动副,定义地面 1 为固定件,分别驱动表 1

中“点曲线 14”和“点曲线 11”进行运动模拟,完成运动仿真机构。考虑实际工作部件安装位置,参考一般复式作业机具,施肥、播种、覆土、镇压部件工作位置选取 a、b、c、d 点作为绘制轨迹的要素,以地面 1 为参考,得到各工作部件相对于地面的运动轨迹^[14]。

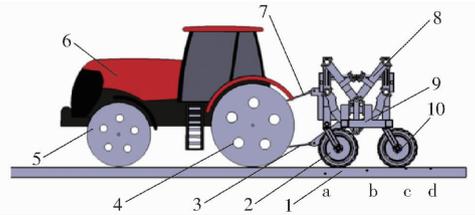


图 7 地轮中置运动仿真模型

Fig. 7 Motion simulation model of middle-mounted

- 1. 地面 2. 前地轮 3. 下拉杆 4. 拖拉机后轮 5. 拖拉机前轮
- 6. 拖拉机 7. 上拉杆 8. 变形机构 9. 主梁总成 10. 后地轮

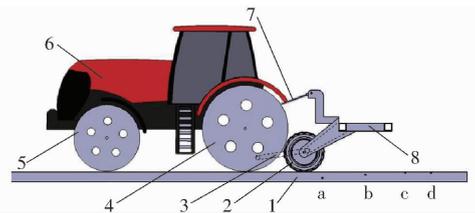


图 8 地轮前置运动仿真模型

Fig. 8 Motion simulation model of front-mounted

- 1. 地面 2. 地轮 3. 下拉杆 4. 拖拉机后轮 5. 拖拉机前轮
- 6. 拖拉机 7. 上拉杆 8. 主梁总成

表 1 运动仿真模型运动副及分析要素

Tab. 1 Kinematic pair and analytical factors of motion simulation model

地轮中置运动仿真模型运动副及分析要素			地轮前置运动仿真模型运动副及分析要素		
运动副	零部件		运动副	零部件	
	零部件 1	零部件 2		零部件 1	零部件 2
旋转 1	主梁总成 9	变形机构 8	旋转 1	主梁总成 8	地轮 2
旋转 2	前地轮 2	变形机构 8	旋转 2	主梁总成 8	上拉杆 7
旋转 3	后地轮 10	变形机构 8	旋转 3	主梁总成 8	下拉杆 3
旋转 4	主梁总成 9	上拉杆 7	旋转 4	拖拉机 6	上拉杆 7
旋转 5	主梁总成 9	下拉杆 3	旋转 5	拖拉机 6	下拉杆 3
旋转 6	拖拉机 6	上拉杆 7	旋转 6	拖拉机 6	拖拉机前轮 5
旋转 7	拖拉机 6	下拉杆 3	旋转 7	拖拉机 6	拖拉机后轮 4
旋转 8	拖拉机 6	拖拉机前轮 5	滚动曲线 8	地面 1	地轮 2
旋转 9	拖拉机 6	拖拉机后轮 4	滚动曲线 9	地面 1	拖拉机前轮 5
滚动曲线 10	地面 1	前地轮 2	滚动曲线 10	地面 1	拖拉机后轮 4
滚动曲线 11	地面 1	后地轮 10	点曲线 11	地面 1	拖拉机前轮 5
滚动曲线 12	地面 1	拖拉机前轮 5			
滚动曲线 13	地面 1	拖拉机后轮 4			
点曲线 14	地面 1	拖拉机前轮 5			

3.3 仿真轨迹与分析

仿真模拟了两种地面,分别为较大起伏地面和连续小起伏地面。得到的运动轨迹如图 9 所示。观察图 9a,此时机具经过较大起伏地面,对于常规单

轮前置机组,各点轨迹均存在不同程度的仿形超前,超前量随着各点到前轮的距离增加而增加。当地轮中置时,a 点位于前地轮前端,存在一定仿形滞后。b、c、d 点位于前地轮后端,存在不同程度的仿形超

前,但超前量要小于地轮前置时,这是因为地轮中置时,工作部件与地轮的距离更近,响应更准确。

如图9b所示,机具经过连续小起伏地面时,地轮中置时对应的各轨迹对于地面而言更加平缓,且明显优于地轮前置式的轨迹。这是由于地轮架与主梁的单铰接形式使仿形多了一个自由度,可更好地适应地面的变化。在工程应用时配合使用单体仿形,可以进一步获得更好的仿形效果。

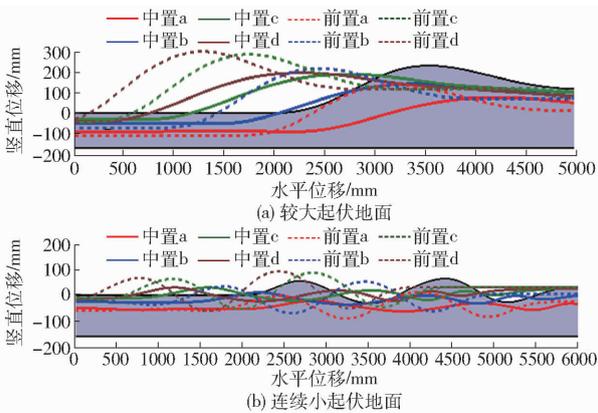


图9 仿真轨迹

Fig. 9 Simulation trajectories

4 工程应用

利用地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台,搭载大豆密植平播工作部件,设计2B-JD-Z-24-01型大豆密植平播机,实现整机高性能的作业且兼具运输功能。窄行密植的技术要求使播种机的布置需更加紧凑,更有利于验证平台的性能。

4.1 整机结构与主要技术参数

2B-JD-Z-24-01型大豆密植平播机主要由地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台、种箱、肥箱、复式播种单元、动力传递系统等部分组成,具体结构如图10所示。

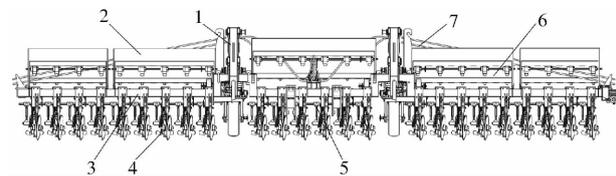


图10 2B-JD-Z-24-01型大豆密植平播机结构图

Fig. 10 Structure diagram of 2B-JD-Z-24-01 planter matched with narrow-row-flat-dense seeding technique

1. 地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台
2. 肥箱
3. 主梁
4. 复式播种单元
5. 动力传递系统
6. 种箱
7. 拉筋

整机采用模块化结构设计,共有24套复式播种单元,每个复式播种单元分别与主梁挂接,单独仿形,单独传动,由平台提供动力。可以一次作业完成分层施肥、开沟、精量播种、覆土和镇压等多项功能,主要技术参数如表2所示。

表2 主要技术参数

Tab. 2 Main technical parameters

参数	数值
作业状态尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	9 800×2 200×1 800
运输状态尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	10 520×2 310×2 400
整机质量/kg	4 200
配套动力/kW	150
作业行数	24
平台轴距/mm	2 600
行距/mm	350
株距/mm	12、10、8、6
作业速度/(km·h ⁻¹)	8~10
播种深度/mm	30~50
施肥深度/mm	80、120(分层施肥)

4.2 复式播种单元

复式播种单元主要由直径双圆盘分层施肥开沟器、2B-JP-FL立式复合圆盘排种器、滑刀式开沟器、刮板覆土器和镇压轮等组件构成^[15],如图11所示。

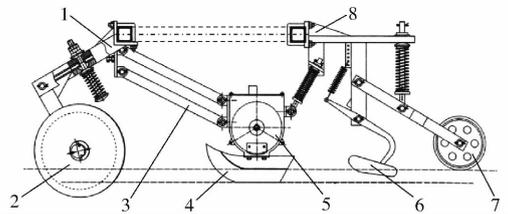


图11 复式播种单元结构图

Fig. 11 Structure diagram of seeding unit

1. 连体前座架
2. 分层施肥开沟器
3. 平行四杆杆系
4. 种沟开沟器
5. 2B-JP-FL立式复合圆盘排种器
6. 覆土器
7. 镇压轮
8. 后复合座架

各作业部件均可独立仿形,且可调仿形力的大小。单元纵向方向施肥开沟器与种沟开沟器不在同一条直线上,以实现侧施肥。

4.3 动力传递系统

整机的动力由平台上兼用型地轮系统传动轴驱动。为了满足株距的调整,安装了塔轮变速器,整机动力传递系统由兼用型地轮系统传动部分、施肥传动部分和播种单元传动部分组成。如图12所示,传递路线为:兼用型地轮系统传动轴通过链传动传递给塔轮变速器输入端,在变速器的输出端分成两条传动路线,一条通过链传动将动力传递至施肥传动轴,驱动排肥器工作;另一条通过链传动传递至中间轴,再通过24对锥齿轮传动等将动力传递给排种器,完成动力传递过程。由于复式播种单元各工作部件都具有单独仿形功能,如果使用链传动,在仿形过程中会出现脱链现象,所以每对锥齿轮传动之间采用轴传动,通过杆件的伸缩保证仿形时动力传输的稳定。

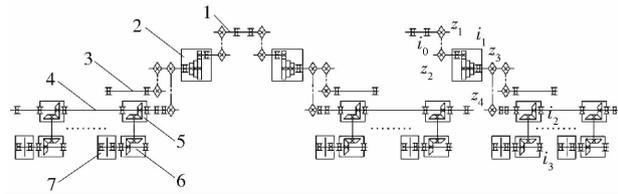


图 12 2B-JD-Z-24-01 型大豆密植平播机传动系统
Fig. 12 Power transmission system of 2B-JD-Z-24-01 planter matched with narrow-row-flat-dense seeding technique

1. 兼用型地轮系统传动轴
2. 塔轮变速器
3. 施肥传动轴
4. 中间轴
5. 锥齿轮传动 I
6. 锥齿轮传动 II
7. 排种器

图中 i_0 为平台兼用型地轮系统传动比; z_1 为兼用型地轮系统传动轴输出链轮齿数; z_2 、 z_3 分别为塔轮变速器从动、主动链轮齿数; i_1 为塔轮变速器传动比; z_4 为中间轴从动链轮齿数; i_2 、 i_3 分别为锥齿轮传动 I 和锥齿轮传动 II 的传动比。则播种作业传动比为

$$i = \frac{i_0 z_2 i_1 z_4 i_2 i_3}{z_1 z_3} \quad (11)$$

4.4 工程结构分析

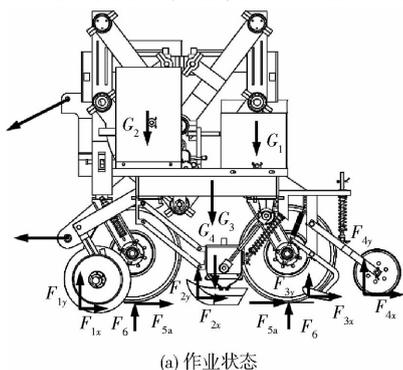
4.4.1 受力分析

分别对主梁在播种机作业状态和运输状态的最大受力情况进行分析。图 13a 所示为作业状态下各触土部件处于最大作业深度时机具的受力情况^[16], 此时主梁所承载荷主要为各部件的工作阻力和重力; 图 13b 所示为运输制动状态, 此时主梁所承载荷主要为各部件的重力和制动时产生的惯性力。

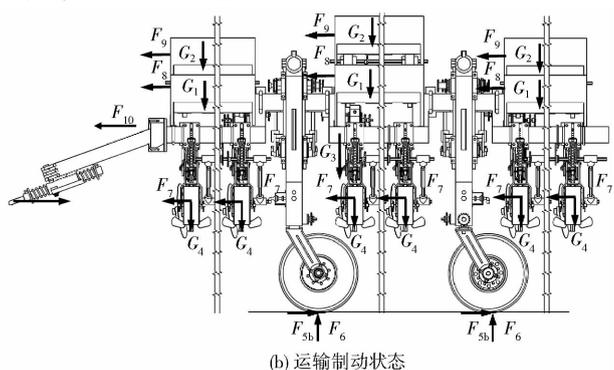
图中 G_1 为种箱(含种子)的重力, N; G_2 为肥箱(含肥料)的重力, N; G_3 为主梁的重力, N; G_4 为单体的重力, N; F_1 为双圆盘开沟器的工作阻力, N; F_2 为滑刀开沟器的工作阻力, N; F_3 为覆土器的工作阻力, N; F_4 为镇压轮的工作阻力, N; F_5 为地轮的滚动阻力(F_{5a} 为作业状态, F_{5b} 为运输状态), N; F_6 为地轮的支撑力, N; F_7 为制动时单体所受惯性力, N; F_8 为制动时种子所受惯性力, N; F_9 为制动时肥料所受惯性力, N; F_{10} 为制动时主梁所受惯性力, N。

4.4.2 模型预处理

用 CATIA 软件创建模型, 在主梁上添加虚件代



(a) 作业状态



(b) 运输制动状态

图 13 机具受力图

Fig. 13 Stress analysis diagram of machine

替工作部件模拟实际工作情况。根据各部件实际的安装情况和受力位置, 在模型内创建各虚件的支撑面与受力点^[17]。

4.4.3 定义材料属性

主梁由 120 mm × 120 mm × 10 mm 方形空心型钢焊接而成, 材料为 Q235A, 弹性模量 201 GPa, 泊松比 0.3, 密度 7 800 kg/m³, 屈服强度 235 MPa。

4.4.4 划分有限元网格

机架平台主梁网格采用四面体网格进行划分。网格尺寸(Size)和绝对垂度(Absolute sag)分别设置为 20 mm 和 3 mm。为提高计算精度, 对应力集中处进行网格细化, 并进行网格无关化验证。最后应力集中处细化后的网格尺寸和绝对垂度分别为 8 mm 和 1.2 mm^[18-19]。

4.4.5 定义联接关系和联接特性

机架平台主梁各零部件通过焊接的方式连接而成, 需在各方形钢管之间创建线联接关系来模拟焊缝, 焊缝选择两方形钢管的 4 条公共边线, 然后对该联接关系创建焊缝联接特性, 类型选择刚性。

4.4.6 创建虚件

虚件的创建包括地轮机构、三点悬挂装置、隐形牵引机构、播种单体、种肥箱以及为减小主梁发生变形的斜拉钢筋。地轮机构采用轴向刚度为 8.2×10^5 N/m 的柔性弹簧虚件代替, 模拟轮胎径向刚度。根据拉筋的拉伸(压缩)刚度以及长度计算出两侧和中间拉筋的轴向刚度分别为 3.4×10^7 N/m 和 3.94×10^7 N/m, 用相同轴向刚度值的弹簧虚件代替拉筋实体^[20]。

4.4.7 定义约束及施加载荷

(1) 作业状态

为地轮机构虚件创建棱柱约束, 平移方向选择作业方向。为三点悬挂虚件创建圆柱铰约束。

根据农业机械设计手册^[16]、三维模型计算以及实物测量得到主梁所承载荷如表 3 所示。

表3 主梁载荷
Tab.3 Loads on frame kN

载荷	数值	载荷	数值
G_1	0.36/0.45/0.54	F_{2y}	0.17
G_2	0.48/0.60/0.72	F_{3x}	0.05
G_3	9.00	F_{3y}	0.08
G_4	0.60	F_{4x}	0.05
F_{1x}	0.15	F_{4y}	0.30
F_{1y}	0.26	F_{5a}	1.80
F_{2x}	0.18	F_{5b}	3.36

为使主梁结构有一定的强度储备,虚拟载荷以1.5倍施加,模型边界条件如图14所示。



图14 作业状态边界条件

Fig.14 Loads and restrains on working state

(2) 运输制动状态

为地轮机构虚件创建棱柱约束,平移方向选择运输方向。为隐形牵引机构虚件创建圆柱铰约束。

运输制动状态下主梁上的载荷主要来自主梁的重力、各部件的重力以及刹车时产生的惯性力等。根据 GB/T 4330—2003 农用挂车要求,轮式拖拉机机组满载检验制动稳定减速度应不小于 4.5 m/s^2 ,主梁的惯性力通过施加加速度实现,其他各部件惯性力根据其质量以及制动减速度进行计算。载荷与加速度安全系数取值 1.5,模型边界条件如图15所示。

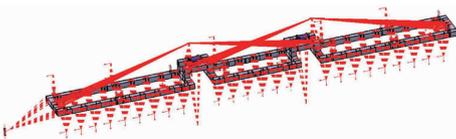


图15 运输制动状态边界条件

Fig.15 Loads and restrains on transport braking state

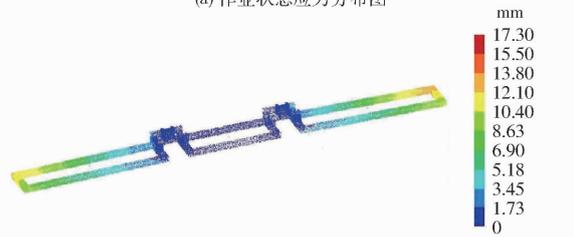
4.4.8 计算与分析

计算后的应力、位移图如图16所示。作业状态下应力集中区域位于“门”字形连接桥附近,最大应力140 MPa出现在“门”字形连接桥焊缝附近。作业状态下主梁由于受到各工作部件的水平方向载荷,主梁的位移为水平位移与竖直位移的合成。此时最大位移17.30 mm出现在主梁两侧,这是因为该位置的水平位移最大;运输制动状态下应力集中区域为“门”字形连接桥附近以及主梁运输牵引一侧,最大应力183 MPa出现在与后轮连接的主支座上。运输制动状态下的变形主要为竖直方向的位移,此时主梁最大位移13.80 mm出现在主梁末端,

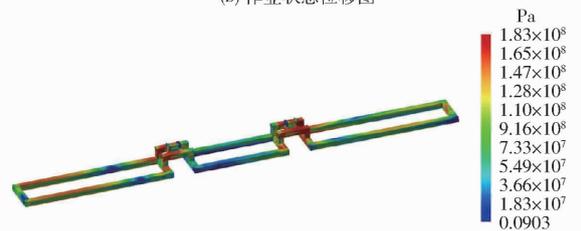
说明拉筋结构有效地抑制了主梁竖直方向的变形。可以看出两种状态下主梁的最大应力与材料的屈服极限235 MPa相比有一定的强度储备,主梁的结构强度与变形量满足设计要求。



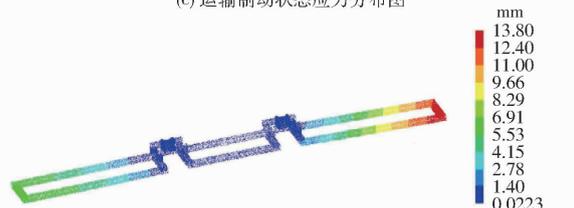
(a) 作业状态应力分布图



(b) 作业状态位移图



(c) 运输制动状态应力分布图



(d) 运输制动状态位移图

图16 应力与位移图

Fig.16 Nephograms of stress and deformation

5 样机试验

5.1 试验条件

2016年春季,于东北农业大学向阳农场试验基地进行田间试验。为检验样机性能及适应能力,试验田仅经过简单耕整,地表可见明显土块及大豆、玉米残茬。土壤类型为黑土,土壤坚实度为886 kPa,土壤含水率为15.3%。如图17所示。

5.2 试验指标与方法

测试时机组前进速度区间根据设计目标要求设定为8~10 km/h,数据取平均值。

(1) 粒距与播深

根据 GB/T6973—2005《单粒播种机试验方法》测定相邻种子粒距与播深,本播种试验通过调节塔轮变速器,理论粒距分别为12、10、8、6 cm。每种粒



图 17 田间试验

Fig.17 Field test

距测量 5 行,测试长度大于 250 粒距长度。

(2) 施肥状况

随机选取 5 行,每行随机选取 10 个点,测试各点种下施肥深度和种肥距离。要求种肥位置在种下 3~5 cm,底肥位置在种下 7~9 cm,种肥距离为 4~7 cm。

5.3 试验结果与分析

试验数据通过计算分析,测定结果如表 4 所示。

表 4 田间试验测定结果

Tab.4 Testing results of field test

理论粒距/cm	合格指数/%	漏播指数/%	变异系数/%
12	93.63	3.77	12.08
10	92.58	4.31	13.75
8	88.26	6.93	16.84
6	85.02	9.74	19.26
播深平均值/cm	播深合格指数/%	播深变异系数/%	
4.1	88.36	11.57	
肥料	种下平均深度/cm	种肥平均距离/cm	
种肥	3.9	4.5	
底肥	8.2	6.3	

根据 NY/T1143—2006《播种机质量评价技术规范》对播种机的主要性能进行分析。各项指标均满足农艺要求,具有良好的播种和施肥性能。

5.4 状态转换与通过性测试

道路测试长度大于 10 km,坏路 30%,一般碎石路和三、四级公路 40%,其余为沥青和水泥路面^[21]。试验情况如图 18 所示。

状态转换与道路运输测定结果如表 5 所示,平



图 18 样机道路运输试验

Fig.18 Prototype road tests

表 5 运输性能测定结果

Tab.5 Testing results of prototype road test

参数	设计要求	测定结果
状态转换用时/min	<10	8
最小离地间隙/mm	≥550	550
接近角/(°)	≥9	10
离去角/(°)	≥9	10

台作业与运输状态转换灵活,通过性较好。

6 结论

(1)地轮中置式高机动性宽幅农具机架平台结构合理,作业与运输状态转换方便快捷,作业时较传统地轮前置式机架具有更好的仿形即时响应能力。

(2)作业与运输兼用型地轮系统突破了传统意义上的农具地轮仅具限深及传动的功能,既可保证耕作深度调整方便,仿形性好,能产生较大传动力,又能够通过液压升降及牵引力方向的改变实现方便快捷的状态转换。

(3)以平台为载体的 2B-JD-Z-24-01 型大豆密植平播机各项指标满足农艺要求,具有良好的播种和施肥性能;运输过程安全稳定,具有良好的通过性。

参 考 文 献

- 1 DAVIS W M. Folding mechanisms overview[C]. SAE Technical Paper, 1985.
- 2 BRYSON J R, CLARK J, VANCHAN V. Handbook of manufacturing industries in the world economy[M]. Cheltenham: Books, 2015: 229-244.
- 3 PRATT R L. Agricultural implement frame having a transport configuration and a working configuration: U. S., Patent 6,321,852 [P]. 2001-11-27.
- 4 KINZENBAW J E, BARRY A F, DECKLER H C. Agricultural implement with common mechanism for raising/lowering and rotating a lift frame about a vertical axis: U. S., Patent 5,346,019 [P]. 1994-09-13.
- 5 KINZENBAW J E. Agricultural implement with raisable lift frame rotatable about vertical axis: U. S., Patent 4,721,168 [P]. 1988-01-26.
- 6 刘宏新,宋微微,周向荣.大型农具地轮作业状态与运输状态转换结构:中国,201110462375.6 [P]. 2012-07-18.

- 7 刘宏新,宋微微,周向荣.双缸体对置式非端部铰接支承液压油缸:中国,201110462374.1[P].2012-07-04.
- 8 GB/T 24944—2010 低速货车通用技术条[S].2010.
- 9 JTG B01—2014 公路工程技术标准[S].2014.
- 10 闻邦椿.机械设计手册[M].5版.北京:化学工业出版社,2010.
- 11 刘宏新,贾儒,李彦龙,等.区域逼近与动态图形法求解大行程液压支撑机构参数及优化[J].农业工程学报,2017,33(4): 1-9.
LIU Hongxin, JIA Ru, LI Yanlong, et al. Developing parameters and optimization of a long working stroke hydraulic support mechanism using regional approximation and a dynamic graphical solution[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2017, 33(4): 1-9. (in Chinese)
- 12 李文哲,许绮川.汽车拖拉机学(第二册)[M].北京:中国农业出版社,2006:147-149.
- 13 赵淑红,蒋恩臣,闫以勋,等.小麦播种机开沟器双向平行四杆仿形机构的设计与运动仿真[J].农业工程学报,2013, 29(14):26-32.
ZHAO Shuhong, JIANG Enchen, YAN Yixun, et al. Design and motion simulation of opener with bidirectional parallelogram linkage profiling mechanism on wheat seeder[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(14): 26-32. (in Chinese)
- 14 刘宏新,宋微微.CATIA 数字样机运动仿真详解[M].北京:机械工业出版社,2013:190-196.
- 15 刘宏新,周向荣,李蓉,等.复式播种单元3D模型参数化数字资源研究[J].东北农业大学学报,2014,45(12):105-111.
LIU Hongxin, ZHOU Xiangrong, LI Rong, et al. Parametric digital resources research on 3D model of compound seeding unit [J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2014, 45(12): 105-111. (in Chinese)
- 16 中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册(上册)[M].北京:中国农业科学技术出版社,2007:373-390,409-415.
- 17 刘宏新,郭丽峰,徐高伟,等.CATIA 工程结构分析[M].北京:机械工业出版社,2015:378-388.
- 18 刘宏新,孟永超,李彦龙,等.沼肥采运车储罐动力学数值模拟与相似模型试验[J].农业工程学报,2015,31(17):42-49.
LIU Hongxin, MENG Yongchao, LI Yanlong, et al. Numerical simulation of dynamic and similarity model test of tank in biogas fertilizer transport truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(17): 42-49. (in Chinese)
- 19 刘宏新,郑利双,徐高伟,等.标准四驱水田自走底盘转向驱动桥设计与工程结构分析[J].农业工程学报,2015,31(8):54-60.
LIU Hongxin, ZHENG Lishuang, XU Gaowei, et al. Design and engineering structure analysis on paddy-field chassis steering drive axle with standard all-wheel-drive[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(8): 54-60. (in Chinese)
- 20 孙训方,方孝淑,关来泰.材料力学. I [M].5版.北京:高等教育出版社,2009:19-24.
- 21 GB/T 4331—2003 农用挂车试验方法[S].2003.