

水田除草机底盘转向液压系统设计与试验

肖茂华¹ 李紫琪¹ 赵余祥¹ 郑和¹ 朱烨均¹ 单以才²

(1. 南京农业大学工学院, 南京 211800; 2. 南京晓庄学院电子工程学院, 南京 211171)

摘要: 针对现有水田除草机存在转弯半径大、转向稳定性差、难以适应作业环境等问题, 本文设计了一种底盘转向液压系统。通过 Amesim 软件建立转向液压系统仿真模型, 分析前后转向液压缸在不同转角输入下位移响应; 利用 Recurdyn 软件对水田除草机底盘模型进行四轮转向工况运动学仿真, 探究底盘在转向过程的质心垂向和侧向加速度变化; 将该转向液压系统应用于水田除草机底盘, 转向性能试验结果表明, 水田除草机底盘最小转弯半径为 3.04 m, 比理论值 3.08 m 减小 1.3%, 有效减少了压苗率; 在不同转角条件下, 前后液压缸位移平均误差为 0.3 mm, 最大误差为 1.2%, 保证了水田除草机在转向过程中稳定性和作业精度。研究结果为水田除草机底盘转向系统提供了一种可行方案。

关键词: 水田除草机底盘; 转向液压系统; 转向性能试验; 最小转弯半径

中图分类号: S222.3

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2026)08-0035-09

OSID:



Design and Test of Steering Hydraulic System for Paddy Field Weeding Machine Chassis

XIAO Maohua¹ LI Ziqi¹ ZHAO Yuxiang¹ ZHENG He¹ ZHU Yejun¹ SHAN Yicai²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 211800, China

2. School of Electronic Engineering, Nanjing Xiaozhuang University, Nanjing 211171, China)

Abstract: Aiming at the problems such as large turning radius, poor steering stability and difficult to adapt to the working environment of the existing paddy field weeder, a hydraulic steering system for the chassis of paddy field weeder was designed. Firstly, the simulation model of the steering hydraulic system was established by Amesim software, and the corresponding relationship between the displacement of the front and rear steering cylinders under different angle signals was analyzed. Secondly, in Recurdyn, the differential steering was used to simulate the four-wheel steering condition of the rice weeder chassis model, and explore the changes of vertical and lateral centroid acceleration of the chassis in the steering process. Finally, the steering hydraulic system was applied to the chassis of a paddy field weeder, and the minimum turning radius test and steering cylinder displacement test were carried out. The results showed that the minimum turning radius of chassis of paddy field weeder was 3.04 m, which was 1.3% smaller than the theoretical calculation value of 3.08 m, but the error was within the acceptable range, which met the design requirements and effectively reduced the seedling compression rate. Under different angle conditions, the average error of front and rear cylinder displacement was 0.3 mm, and the maximum error was 1.2%, which met the requirements of four-wheel steering, and ensured the stability and operation accuracy of the paddy field weeder in the steering process. The research can provide a feasible scheme for the steering system of the paddy field weeder chassis, and it effectively improved the existing problems of the paddy field weeder.

Key words: paddy weeder chassis; steering hydraulic system; steering performance test; minimum turning radius

收稿日期: 2025-01-14 修回日期: 2025-02-16

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2001204)、国家自然科学基金面上项目(32572220)和南京市现代农机装备与技术创新示范项目(NJ[2023]03)

作者简介: 肖茂华(1981—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事智能农机装备研究, E-mail: xiaomaohua@njau.edu.cn

0 引言

稻谷是我国粮食的重要来源,其产量直接影响国家粮食安全。然而,草害每年导致的水稻产量损失率高达 15%^[1-2]。传统除草方法如人工除草和化学除草,存在人工成本高、杂草抗药性增强及环境污染等问题^[3-5]。而绿色机械除草技术的迅速发展不仅可以有效除草,还能疏松土壤、改善根部透气性,促进作物生长^[6-7]。高速除草机设计和应用对提高土地生产力和资源利用率具有重要意义^[8-9]。

复杂的水田作业环境要求除草机具备良好的转向功能,这取决于底盘与转向系统协调性,底盘对作业效率和稳定性具有重要影响。现有除草机底盘大多难以满足水田作业需求,存在转向稳定性差、转弯半径大等问题,增加了压苗和伤苗风险^[10-11]。为此,国内外学者对底盘转向系统进行了大量研究。YE 等^[12]开发了一种适用于果园的四轮独立转向系统,采用四模式转向策略,显著提高了控制性。HU 等^[13]依据水稻机械作业要求设计了一种液压插秧机底盘,通过对底盘转向系统仿真分析验证了底盘液压方案可行性和可靠性。文献[14-15]设计了一种四轮独立电驱动自转向电动底盘,具有良好的水田环境适应能力,但存在控制响应不及时和转向稳定性差的问题。李伟等^[16]设计了一套全液压多轮转向系统,通过仿真分析得到转角跟随误差在允许范围内,试验结果表明车辆转弯半径减小 13.55%。扈凯等^[17]研究了一款高地隙自走式喷雾机液压转向系统,试验结果表明其控制精度和稳定性得到提升,但负载增加时位移误差和波动增大。

本文设计一种适用于水田除草机底盘的转向液压系统^[18-19]。对系统进行设计和选型,并通过仿真和试验验证系统的有效性,以适应高精度转向作业需求。

1 水田除草机底盘结构

水田除草机底盘主要由驱动轮、转向机构、除草装置及液压提升装置组成,其结构如图 1 所示,主要技术参数见表 1。液压驱动系统主要由柴油发动机、液压泵(双联泵)、液压油箱、液压马达、换向阀、冷却装置等组成。水田除草机含有一套独立的转向液压系统,用于除草机转向功能的实现。

2 底盘转向结构及原理

为减少压苗率,提高作业精度,本文设计一种底盘转向液压系统。水田除草机转向方式主要有二轮转向(2WS)和四轮转向(4WS)^[20-21]2 种。其中,

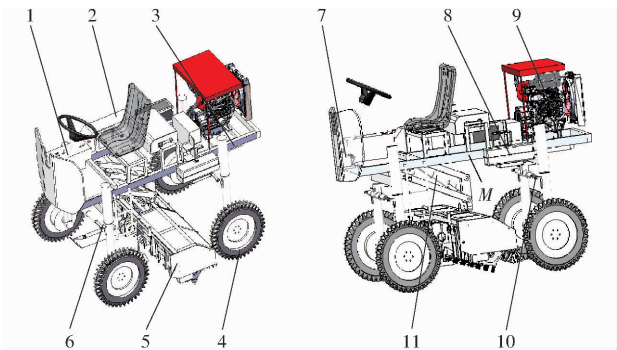


图 1 水田除草机建模结构图

Fig. 1 Modelling diagram of a paddy weeder

1. 转向柱 2. 蓄电池组 3. 底盘钢架 4. 驱动轮 5. 除草装置
6. 液压马达 7. 转向机构 8. 液压油箱 9. 柴油发动机 10. 双
联泵 11. 液压提升装置

表 1 底盘主要技术参数

Tab. 1 Main technical parameters of chassis		mm
参数	数值	
底盘尺寸(长×宽×高)	2 080×1 650×1 000	
最小适应行距	300	
工作幅宽	1 985	
轮距	1 200	
适应株距	100	

二轮转向主要依靠前轮转向实现。对于四轮转向车辆,后桥同样具有转向功能,其前后桥均安装转向液压缸,转向液压缸活塞与连杆机构相连,转向动作执行依靠转向液压缸伸缩带动连杆机构完成。因而需在前后桥同时满足阿克曼几何条件,才能显著减小转弯半径并提高转向灵活性。

在满足阿克曼几何理想前提下,前、后桥左右轮转向角应满足

$$\left\{ \begin{aligned} \tan(\delta_{fl}) &= \frac{L}{R - \frac{W}{2}} \\ \tan(\delta_{fr}) &= \frac{L}{R + \frac{W}{2}} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \tan(\delta_{rl}) &= \frac{L}{R' - \frac{W}{2}} \\ \tan(\delta_{rr}) &= \frac{L}{R' + \frac{W}{2}} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

- 式中 δ_{fl} ——前桥左轮转向角
 δ_{fr} ——前桥右轮转向角
 L ——车辆前后车轮轴距
 R ——前桥转向情况下瞬时转向中心至车辆纵向中心线水平距离
 W ——左右车轮轮距

δ_{rL} ——后桥左轮转向角
 δ_{rR} ——后桥右轮转向角
 R' ——后桥转向情况下瞬时转向中心至车辆纵向中心线水平距离

在实际工程中,为实现理想状态,需针对下述动力学进行分析与修正。实际车辆中,轮胎侧偏刚度 C_a 、前后轴载荷分配以及机械安装误差使式(1)、(2)出现偏差。为定量描述,可在式(1)、(2)基础上引入修正项 ϵ_f 、 ϵ_r ,可得

$$\begin{cases} \tan(\delta_{fL} + \epsilon_f) \approx \frac{L}{R - \frac{W}{2}} \\ \tan(\delta_{fR} + \epsilon_f) \approx \frac{L}{R + \frac{W}{2}} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \tan(\delta_{rL} + \epsilon_r) \approx \frac{L}{R' - \frac{W}{2}} \\ \tan(\delta_{rR} + \epsilon_r) \approx \frac{L}{R' + \frac{W}{2}} \end{cases} \quad (4)$$

式中 ϵ_f ——前桥综合修正角度
 ϵ_r ——后桥综合修正角度

利用阿克曼转向原理^[22-23]对 2 种转向方式进行分析,阿克曼四轮转向原理图如图 2 所示,转向动作开始时,前后桥车轮沿轮胎垂直面方向相交于点 O ,均围绕点 O 旋转,点 O 位于前后轴距中点垂线上。

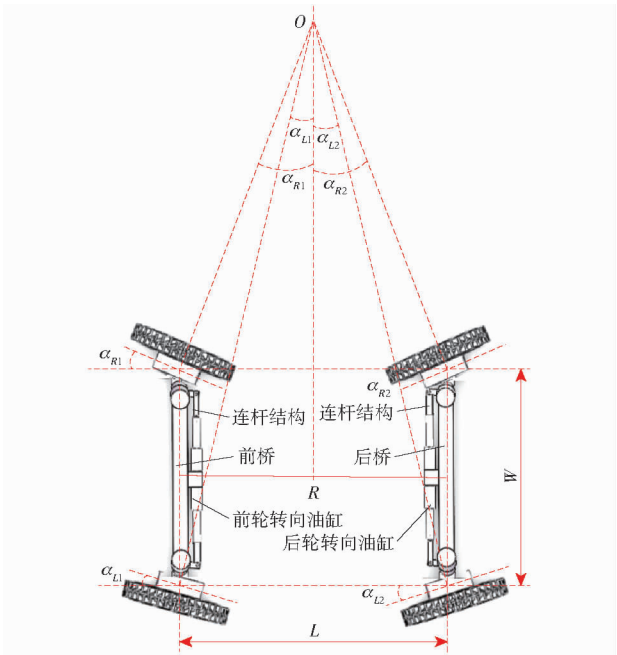


图 2 阿克曼四轮转向原理

Fig.2 Ackermann four-wheel steering schematic

由图 2 可知,四轮转向转向角满足

$$\cot\alpha_{R1} - \cot\alpha_{L1} = \frac{W}{L} \quad (5)$$

$$\cot\alpha_{R2} - \cot\alpha_{L2} = \frac{W}{L} \quad (6)$$

式中 α_{R1} ——前桥车轮内侧转向角
 α_{L1} ——前桥车轮外侧转向角
 α_{R2} ——后桥车轮内侧转向角
 α_{L2} ——后桥车轮外侧转向角
四轮转向时,转弯半径可表示为

$$R_{\max} = \frac{L}{2\sin\alpha_L} \quad (7)$$

式中 $R_{\max}$ ——底盘在最大转向角下最小转弯半径
 α_L ——最大转向角

在相同转角条件下,二轮转向最小转弯半径是四轮转向 2 倍。因此选择四轮转向作为设计方案,以有效减小水田作业时的转弯半径。

3 底盘转向系统设计

底盘转向机构可分为纯机械驱动、纯液压驱动和液压机械联合驱动^[24]。通过对 3 类转向机构特点分析^[25-28]可得,纯液压驱动具有较好安装、布置灵活性,且续航能力强、结构简单、易操作、维护保养流程短,较契合除草作业的需求。并且纯机械驱动转向机构在水田复杂环境作业时易发生磨损和卡滞,导致转向不灵活;液压机械联合驱动转向机构在水田应用增加故障可能性,维护成本高;而纯液压驱动转向机构高灵活性和适应性使其能够轻松应对环境变化,提高操作稳定性。因此选择纯液压驱动转向机构作为底盘转向方式。

3.1 转向液压系统

转向液压系统动力主要输送流程如图 3 所示。



图 3 转向液压系统动力输送图

Fig.3 Diagram of steering hydraulic system power delivery

转向液压系统主要由液压泵、换向阀、发动机、转向液压缸等组成,如图 4 所示,其中转向液压缸选择对系统性能起着至关重要的作用。双活塞杆液压缸可实现双向运动、减小活塞运动过程的侧向力、提高转向系统稳定性,输出较为灵活,符合底盘四轮转向动作的需求,为水田除草机可操控性和稳定性提供强大的支撑。

车轮转角信号反馈基于安装在车轮转向机构上的角度传感器,布置于前后桥转向主销附近,以便精确监测车轮实际转角。传感器输出的模拟信号经过高速模数转换器处理后转换为数字信号,通过总线

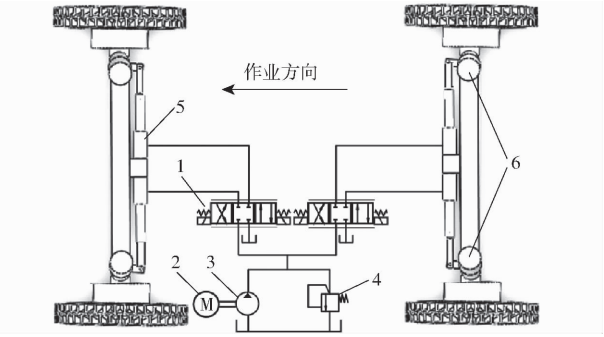


图 4 转向液压系统原理图

Fig. 4 Schematic of steering hydraulic system

1. 比例换向阀 2. 发动机 3. 液压泵 4. 溢流阀 5. 液压缸
6. 角度传感器

传输至中央控制器。

控制器采集车轮转角信号与方向盘设定的期望角度并进行实时对比,计算误差信号,并通过比例-积分-微分(PID)算法生成控制指令,控制比例换向阀开度,从而调节液压油流量和方向,使液压缸伸缩匹配期望值,实现车轮精准转向。

对于数据通信采用高带宽、低延迟的 CAN 总线协议,以确保多传感器数据的同步采集和传输。信号处理模块配备抗干扰滤波器,消除来自环境和机械振动的噪声干扰,提高信号精度。

为了验证数据通信性能,在试验中进行多次动态加载测试。测试结果表明,该数据通信在 0.05 s 内可完成车轮转角误差闭环调整,且在多次加载下表现出高度稳定性。

3.2 主要液压元件参数计算及选型

(1) 液压缸缸筒内径及活塞杆直径计算

由 Taborek 公式^[29]可知,水田除草机车轮转向时摩擦阻转矩 S_z 计算式为

$$S_z = 0.05G \frac{1}{1 + \frac{L_L}{r}} \frac{L_L}{200} \frac{\mu}{0.7} \quad (8)$$

式中 r ——车轮摆动半径,mm
 L_L ——轮胎宽度,mm
 μ ——路面附着系数,取 0.6

转向液压缸活塞杆最大推力 F_T 计算式为

$$F_T = \frac{S_z}{r_{\min}} \quad (9)$$

式中 $r_{\min}$ ——最小转向阻力臂半径,mm
转向液压缸有效工作面积 A_z 计算式为

$$A_z = \frac{F_T}{P_z \eta_7} \quad (10)$$

式中 P_z ——转向液压缸工作压力,取 5 MPa
 η_7 ——转向液压缸机械效率,取 0.95
转向油缸活塞直径 D 计算式为

$$D = \sqrt{\frac{4 A_z}{\pi} + d^2} \quad (11)$$

式中 d ——转向液压缸缸筒内径,mm
代入已知数据计算得车轮转向时摩擦阻转矩 S_z 为 707.63 N·m,活塞杆最大推力 F_T 为 7 862.53 N,有效工作面积 A_z 为 1 655.27 mm²。

根据文献[30],选定转向液压缸缸筒内径直径 D_1 为 50 mm,活塞杆直径 d_1 为 20 mm。

(2) 其他元件计算选型

转向液压缸实际工作面积 A_s 为

$$A_s = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) \quad (12)$$

计算得实际工作面积 A_s 为 1 649.34 mm²。

转向液压缸实际工作容积 V_s 为

$$V_s = A_s L' \quad (13)$$

式中 L' ——转向液压缸工作行程
计算得转向液压缸实际工作容积 V_s 为 263.89 mL。方向盘转速一般不超过 100 r/min,当方向盘处于最高转速条件下,液压泵输出总流量 Q_z 为 26.4 L/min。

转向液压系统安全压力 P_s 计算式为

$$P_s \geq \frac{F_T}{0.8 A_s \eta_7} \quad (14)$$

计算得安全压力 P_s 为 6.27 MPa。
根据安全压力与转向系统总流量选择相关液压元件,各液压元件参数见表 2。

表 2 主要液压元件选型参数			
Tab. 2 Main component selection parameters			
参数	CWB 系列 液压泵	PRM7 系列 比例换向阀	YF 系列溢 流阀
公称排量/(mL·r ⁻¹)	14		
稳定流量/(L·min ⁻¹)	28	20	40
工作压力/MPa	16(额定) 20(最高)	20	16
额定转速/(r·min ⁻¹)	2 000		
适用温度/℃		-10 ~ 80	-10 ~ 80

3.3 转向梯形角计算

由于转向梯形易受到实际结构参数误差的影响,导致计算复杂,故对转向梯形进行适当简化,其基本结构如图 5 所示。

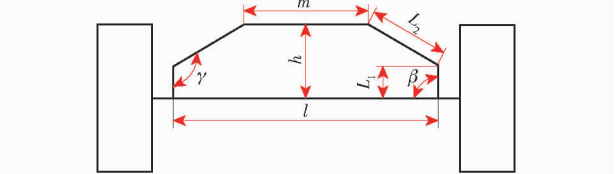


图 5 转向梯形基本结构

Fig. 5 Steering ladder basic structure

由图 5 可知,转向节臂与转向横拉杆之间的夹

角 γ 满足

$$\gamma = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - h^2 - \left(\frac{l-m}{2} - s\right)^2}{2L_1L_2} \quad (15)$$

其中

$$s = \frac{k-m}{2} - \sqrt{L_2^2 - [-L_1 \sin(\beta + \gamma_2) + h]^2} - L_1 \cos(\beta + \gamma_2) \quad (16)$$

- 式中 L_1 ——转向节臂长, mm
 L_2 ——转向横拉杆长, mm
 h ——转向器与前轴中心线距离, mm
 l ——左右主销距离, mm
 m ——转向齿条长, mm
 s ——齿条偏离中间位置行程, mm
 β ——转向梯形底角, ($^\circ$)
 γ_2 ——内轮转角, ($^\circ$)
 k ——齿条两端拉杆连接点中心距, mm

实际前外轮转角 γ' 计算式为

$$\gamma' = \arccos \frac{L_1^2 - L_2^2 + h^2 + \left(\frac{l-m}{2} - s\right)^2}{2L_1 \sqrt{h^2 + \left(\frac{k-m}{2} + s\right)^2}} + \arctan \frac{h}{\frac{k-m}{2} + s} - \beta \quad (17)$$

利用底盘各项参数和相关公式可得, 在内轮转角 γ_2 变化过程, 转向梯形角 β 始终保持在合理的数值范围内, 确保前后轮在转向过程均能符合阿克曼转向理论, 从而提高底盘转向精准性。

4 底盘转向液压系统仿真与试验

4.1 转向液压系统建模与仿真

4.1.1 转向液压系统仿真模型搭建

根据液压系统原理图, 在 Amesim 软件中搭建转向液压系统仿真模型, 如图 6 所示。转向液压系统主要由液压泵、换向阀、发动机、转向液压缸等组成。

根据实际情况对液压元件模块进行参数设置,

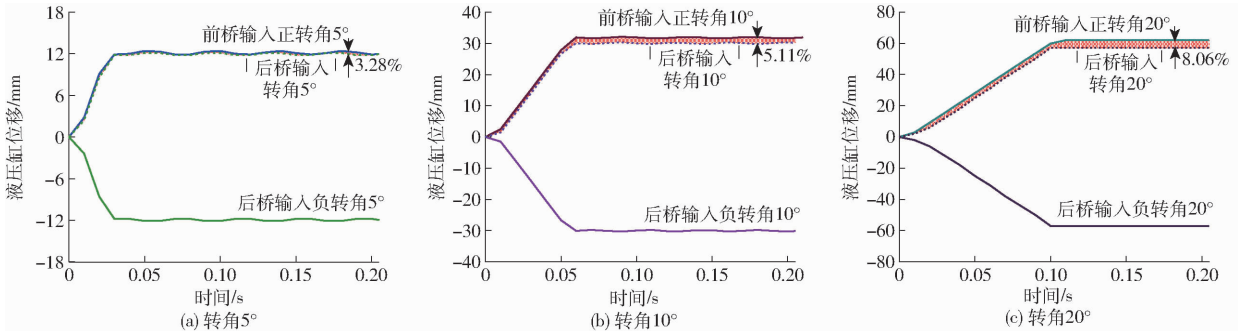


图 7 转向液压缸位移仿真结果

Fig. 7 Simulation of steering cylinder displacement

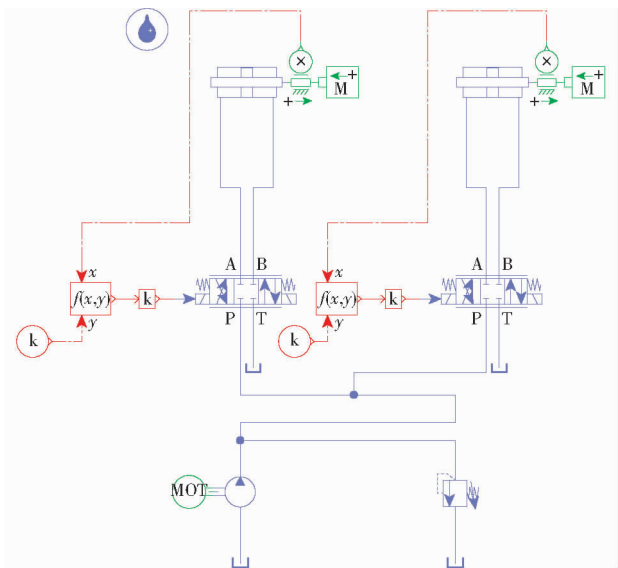


图 6 转向液压系统仿真模型

Fig. 6 Steering hydraulic system simulation model

其中发动机转速为 3 000 r/min、液压泵排量为 14 mL/r、溢流阀压力为 16 MPa、仿真时间为 10 s、采样频率为 100 Hz。利用外界输入 k 信号模拟实际给比例换向阀信号, 如车轮转角。使用位移传感器对比液压缸位移信号以及外界输入信号, 实现换向阀阀口开度控制, 最后控制液压缸位移达到合理值。

4.1.2 转向液压系统仿真

利用函数信号模拟操作车轮转角信号, 对前后转向液压缸在不同转角信号输入后发生位移的对应关系进行分析。主要对底盘前后转向液压缸在模拟转角信号 5° 、 10° 以及 20° 输入下的位移进行测量, 得到位移仿真结果如图 7 所示。

由图 7 可知, 当给予前后液压缸相同正负转角信号时, 前后液压缸位移绝对值基本一致, 符合四轮转向实际情况。在转角信号 5° 下, 前轮液压缸对应位移为 12.1 mm, 转角信号 10° 下前轮液压缸对应位移为 32 mm, 20° 时对应位移为 62 mm。在设计底盘转向液压系统时, 应尽量使前后转向液压缸位移保持一致。一致的位移可提高转向准确性、使转向动作更平衡协调, 还可增强对转向行为的可控性。如

果液压缸位移差异较大,可能会导致底盘各部件受力不均,从而影响整体稳定性。

不同转角信号下转向液压缸位移响应达到平稳状态所需的时间不同。在转角信号 5° 下,液压缸位移达到平稳所需的时间为 0.04 s , 10° 时液压缸位移达到平稳需 0.07 s , 20° 时需 0.1 s 。原因为不同转角信号下,转向液压缸位移负载情况不同;输入的转角信号在合理范围内增大,液压缸位移变化更平稳。并且,在转向过程前桥液压缸位移绝对值均大于后桥,这可能是由于在转向过程前轮动作稍早于后轮产生的。转角 5° 信号下液压缸位移达到平稳状态后仍会在一定范围内波动,前后桥位移最大误差为 3.28% ,转角 10° 时液压缸位移达到平稳也在小范围波动,前后桥位移最大误差为 5.11% ,转角 20° 时液压缸位移达到平稳时间后维持在稳定值,位移误差为 8.06% 。因此,适度增大转角信号有助减小外部干扰对系统的影响,较大的转角信号有助于系统更快响应输入信号的变化,在达到稳定状态后,位移变化的波动更小。

4.2 转向行驶工况仿真

在 Recurdyn 软件中完成水平路面建模,如图 8 所示。由于底盘四轮转向真实情况十分复杂,因此使用差速转向方式将底盘转向进行简化,通过调整内外侧车轮转速模拟四轮转向效果。车体左转时,外侧驱动轮速度函数设置为 STEP (Time, 0, 0, 2, 2.5),即在起动后 2 s 内,驱动轮角速度从 0 rad/s 加速到 2.5 rad/s ;内侧驱动轮速度函数设置为 STEP (Time, 0, 0, 2, 1.5),即在起动后 2 s 内,驱动轮角速度从 0 rad/s 加速到 1.5 rad/s ,使底盘完成持续的转向动作。仿真总时长为 10 s ,步数设置为 200。仿真前将质心 M 作为底盘动力学仿真的主要对象,以确保模拟准确性和有效性(图 1)。

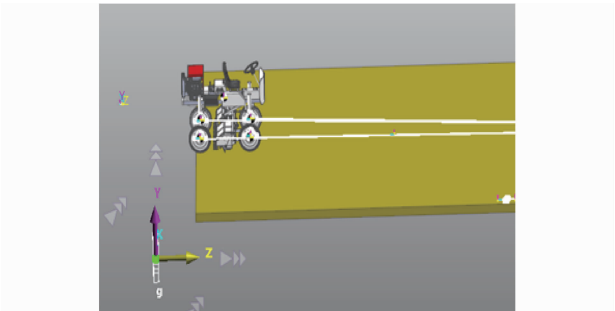


图 8 路面建模
Fig. 8 Pavement modeling diagram

(1)质心垂向加速度

图 9 为底盘在水田路面直线行驶工况 2 种状态下质心垂向加速度变化曲线。底盘在启动阶段 a 受启动加速度的影响使其垂向加速度迅速波动,在 2 s

内达到峰值,由于作业状态会受到阻力影响,故该状态下底盘响应较空跑状态更平缓;在阶段 b 中,垂向加速度均稳定在 0 m/s^2 上下波动。与直线行驶相比,转向行驶时底盘的垂向加速度变化更为显著,波动幅度更大。

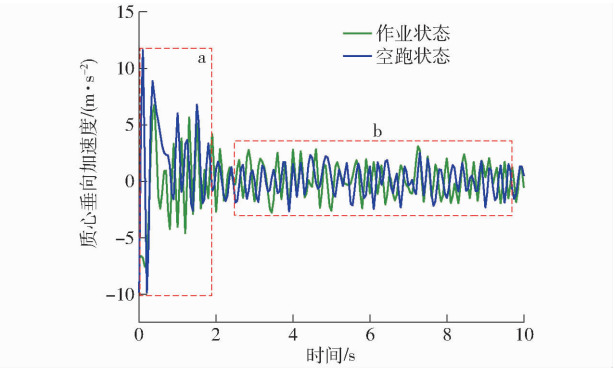


图 9 直线行驶质心垂向加速度变化曲线
Fig. 9 Vertical acceleration curves of center of mass driving in a straight line

图 10 为转向行驶工况 2 种状态下质心垂向加速度变化曲线。在启动阶段 a 时,质心垂向加速度在空跑状态下于 0.2 s 达到峰值 8 m/s^2 ,而工作状态同样受到阻力影响在 1 s 左右达到峰值 9 m/s^2 ;在阶段 b 时内外侧驱动轮均达到指定速度,底盘空跑状态下质心垂向加速度变化幅度保持在 $-2\sim 2\text{ m/s}^2$ 区间,而作业状态下保持在 $-4\sim 4\text{ m/s}^2$ 范围内。由于底盘转向时产生的侧向力受到除草阻力作用,不仅会影响侧向力,也会对整机稳定性产生影响,从而引起垂向加速度变化。

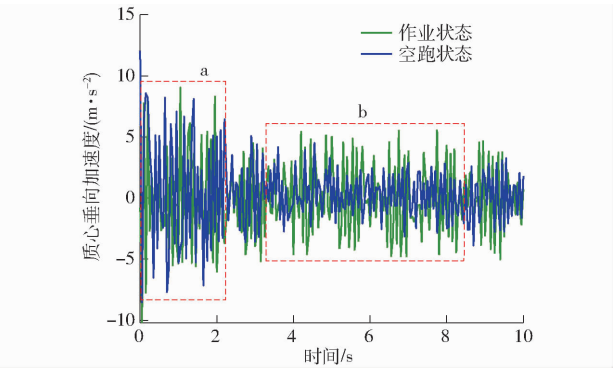


图 10 转向质心垂向加速度变化曲线
Fig. 10 Vertical acceleration curves of steering center of mass

仿真结果表明,在空跑状态和作业状态转向时质心垂向加速度波动范围 $-2\sim 2\text{ m/s}^2$ 、 $-4\sim 4\text{ m/s}^2$ 均比直线行驶时变化范围 $-2\sim 2\text{ m/s}^2$ 大,且作业状态下波动幅度 $-4\sim 4\text{ m/s}^2$ 比空跑状态时更为剧烈。

(2)质心侧向加速度

图 11 为质心侧向加速度变化曲线。在启动阶段 a 时,作业状态侧向加速度达到峰值 3.8 m/s^2 ,空跑状态达到峰值 7.8 m/s^2 。阶段 b 时内外侧驱动轮

均达到指定速度,底盘作业状态下质心侧向加速度变化幅度稳定在 $-1.5 \sim 1.5 \text{ m/s}^2$ 内,空跑状态下变化幅度为 $-2 \sim 2 \text{ m/s}^2$ 。整个阶段中,作业状态下侧向加速度小于空跑状态下侧向加速度,而造成该现象的原因是施加除草阻力后,转向时底盘产生的侧向力受到一定程度的阻碍,影响侧向加速度。结果表明,作业状态转向侧向加速度普遍低于空跑状态转向侧向加速度。

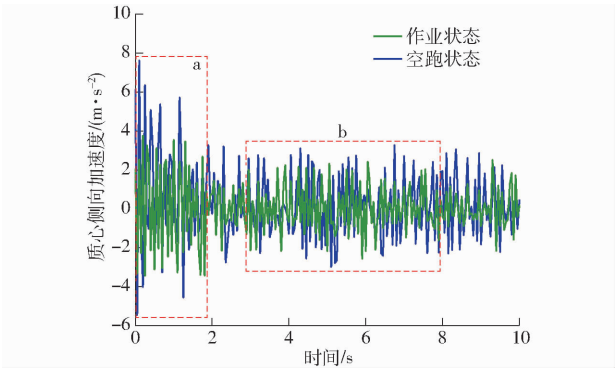


图 11 转向质心侧向加速度变化曲线

Fig. 11 Lateral acceleration curves of steering center of mass

仿真结果表明,实际作业中除草阻力会增大底盘垂向加速度,不利于除草作业稳定性及安全性;同时,会降低底盘侧向加速度,侧向力不足容易导致转向效果差。因此,需设计液压提升装置,在转向时抬起除草装置既可以避免压苗伤苗问题,又可以确保整机转向稳定性,实现合理转向。

4.3 水田除草机实机试验

为验证水田除草机底盘转向液压系统性能,完成了水田除草机实机搭建。在保证水田除草机平衡作业前提下,除草装置安装于除草机中部,通过液压提升装置与底盘相连接,见图 12。



图 12 底盘样机实物

Fig. 12 Physical drawing of chassis prototype

4.3.1 最小转弯半径试验

参照文献[31],转向试验区域应是足够坚硬、干燥、平整的路面,转向路面坡度不超过 3%,具有良好附着系数。完成转向动作时应保持最大车轮转角,将底盘停靠并使用卷尺进行转弯半径距离测量,将最近一次操作的左转与右转动作记录为 1 组,进行 5

组操作,测量过程如图 13 所示,试验结果见表 3。

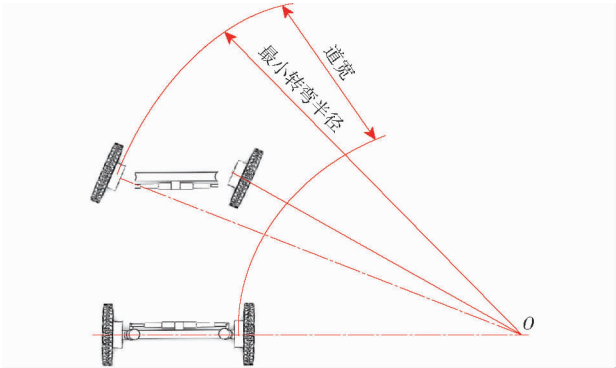


图 13 转弯半径试验

Fig. 13 Turning radius test

表 3 转弯半径试验结果

Tab. 3 Turning radius test results

试验序号	转向方向	最小转弯半径/m	转向时间/s
1	左转	3.07	5.57
	右转	3.03	5.58
2	左转	3.02	5.64
	右转	3.05	5.60
3	左转	3.02	5.62
	右转	3.04	5.53
4	左转	3.03	5.63
	右转	3.04	5.59
5	左转	3.06	5.61
	右转	3.04	5.56
底盘平均转弯半径		3.04	

根据测得的前后车轮轴距和转向角度计算得理论最小转弯半径为 3.08 m。由表 3 可知,水田除草机底盘最小转弯半径为 3.04 m,与理论计算值误差为 1.3%。误差可能是由于轮胎材质导致底盘转向时发生侧滑或安装部件存在误差所导致,但误差在可接受范围内,并且在实际使用中,微小偏差不会对水田除草机的性能和操作造成重大影响。

4.3.2 转向液压缸位移试验

将水田除草机开至平坦空旷区域,将其停至直线行驶状态,尽量保证转向液压缸位于中位。随后进行底盘转向动作,左右转向动作各完成 3 组,以初始转向液压缸位置为基准点,记录液压缸位移。规定相对液压缸初始位置,向左移动为负,向右移动为正,如图 14 所示,试验结果见表 4。

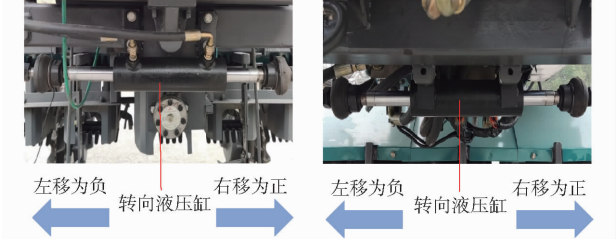


图 14 液压缸位移试验示意图

Fig. 14 Schematics of cylinder displacement test

表4 前后液压缸位移试验结果

Tab.4 Front and rear cylinder displacement test results

底盘车轮	前轮转向液压	后轮转向液压	前后转向液压缸
转角/(°)	缸位移/mm	缸位移/mm	位移误差/mm
中置	0	0	0
左转	8	-21.3	-21.1
	13	-33.2	-32.8
	20	-51.2	-50.9
右转	8	22.3	22.1
	14	35.6	35.4
	22	57.2	56.7

在相同转角信号下,前桥左右两侧车轮转角因采用阿克曼转向几何原理而存在差异,以确保在转弯时内侧车轮转向角大于外侧车轮,从而实现车辆平稳转向。这种差异通过控制液压缸位移实现:内侧液压缸伸缩量相对较大,而外侧液压缸伸缩量较小,确保两轮之间形成适当的差速关系。同时,后桥车轮转角设计则与前桥车轮动态协调,通过比例换向阀和中央控制器的反馈机制同步调整,以满足四轮转向需求。

由表4可知,前轮和后轮在同一转向状态下,转

向液压缸位移误差较小,平均误差为0.3 mm,最大误差为1.2%,符合四轮转向需求。

5 结论

(1)针对水田除草机底盘的需求,设计了转向液压系统。通过控制器精确控制液压阀开度,实现灵活、稳定的转向控制,仿真分析验证了系统的有效性。

(2)通过对转向液压系统仿真可得相同转角情况下前后转向液压缸的位移基本保持一致,最大误差为8.06%,总体误差较小。并且转角越大,系统响应时间越长,稳定后位移波动越小;通过对转向工况仿真可得实际作业中除草阻力会影响转向效果,因此,在设计水田除草机时需设计液压提升装置,通过对除草装置高度控制达到整机转向稳定的目的。

(3)水田除草机底盘最小转弯半径和液压缸位移试验结果表明,系统可以实现较为精确的转向控制。底盘最小转弯半径为3.04 m,与理论值误差为1.3%;在转向液压缸位移试验中底盘平均误差为0.3 mm,最大误差为1.2%,具有良好的转向稳定性。

参 考 文 献

[1] 金晓刚,刘伟华. 水稻机械除草机发展现状及技术措施建议[J]. 农业开发与装备,2024(3):36-38.
JIN Xiaogang, LIU Weihua. Development status of rice mechanical weeder and suggestions on technical measures[J]. Agricultural Development and Equipment,2024(3):36-38. (in Chinese)

[2] 齐龙,刘闯,蒋郁. 水稻机械除草技术装备研究现状及智能化发展趋势[J]. 华南农业大学学报,2020,41(6):29-36.
QI Long, LIU Chuang, JIANG Yu. Present status and intelligent development prospects of mechanical weeding technology and equipment for rice[J]. Journal of South China Agricultural University,2019,41(6):29-36. (in Chinese)

[3] 焦晋康,胡炼,陈高隆,等. 水田行间除草装置设计与试验[J]. 农业工程学报,2023,39(24):11-22.
JIAO Jinkang, HU Lian, CHEN Gaolong, et al. Design and experiment of an inter-row weeding equipment applied in paddy field[J]. Transactions of the CSAE,2023,39(24):11-22. (in Chinese)

[4] 王金武,闫东伟,王奇,等. 射流式水田株间除草装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(11):78-85,94.
WANG Jinwu, YAN Dongwei, WANG Qi, et al. Design and experiment of ejector weeding device in paddy field [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(11):78-85,94. (in Chinese)

[5] ZHENG H, SUN H, CAO Y B,et al. Computational fluid dynamics simulation analysis of the effect of curved rice leaves on the deposition behavior of droplets[J]. Plant Methods,2023,19(1):116.

[6] 王金峰,翁武雄,鞠金艳,等. 基于遥控转向的稻田行间除草机设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(9):97-105.
WANG Jinfeng, WENG Wuxiong, JU Jinyan, et al. Design and test of weeder between rows in rice field based on remote control steering[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2021,52(9):97-105. (in Chinese)

[7] 靳文婷,周成,马浏轩,等. 有机稻田株间目标识别及机械除草技术综述[J]. 农机化研究,2022,44(8):9-14.
JIN Wenting, ZHOU Cheng, MA Liuxuan, et al. Review of weed identification and mechanical weeding techniques in organic rice fields[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2022,44(8):9-14. (in Chinese)

[8] 许静,刘宝伟,陈平录,等. 油茶林立式螺旋松土除草机设计与试验[J]. 农业机械学报,2023,54(12):79-87.
XU Jing, LIU Baowei, CHEN Pinglu, et al. Development and experiment of vertical spiral cutter for soil loosening and weeding in *Camellia oleifera* forest[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(12): 79-87. (in Chinese)

[9] 赵智宇,朱立成,周利明,等. 丘陵果园除草机器人底盘系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(增刊1):48-57.
ZHAO Zhiyu, ZHU Licheng, ZHOU Liming, et al. Design and experiment of chassis control system for weeding robot in hilly orchard[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(Supp.1):48-57. (in Chinese)

[10] 任贵东,王志涛,柳海鹤,等. 水田行走底盘液压转向机构研究[J]. 农业与技术,2023,43(6):30-33.
REN Guidong, WANG Zhitao, LIU Haihe, et al. Research on hydraulic steering mechanism of paddy field walking chassis [J]. Agriculture and Technology,2023,43(6):30-33. (in Chinese)

[11] 白海超,冯召华. 高地隙折腰式水田动力底盘机架动态特性分析与试验[J]. 南方农机,2021,52(11):44-45.
BAI Haichao, FENG Zhao-hua. Dynamic characteristics analysis and test of high-gap folding type paddy field dynamic chassis frame[J]. Southern Agricultural Machinery,2021,52(11):44-45. (in Chinese)

- [12] YE Y, HE L, ZHANG Q. Steering control strategies for a four-wheel-independent-steering bin managing robot [J]. IFAC PapersOnLine, 2016, 49(16): 39–44.
- [13] HU K, ZHANG W. Design and simulation for driving system and steering system of hydraulic chassis of rice transplanter [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(10): 168781401880890.
- [14] 沈跃, 何思伟, 刘慧, 等. 高地隙喷雾机自转向电动底盘控制系统设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 385–392, 402.
SHEN Yue, HE Siwei, LIU Hui, et al. Modeling and control of self-steering electric chassis structure of high clearance sprayer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 385–392, 402. (in Chinese)
- [15] SHEN Y, ZHANG B N, LIU H, et al. Design and development of a novel independent wheel torque control of 4WD electric vehicle [J]. Mechanical, 2019, 25(3): 210–218.
- [16] 李伟, 薛涛, 毛恩荣, 等. 高地隙自走式喷雾机多轮转向系统设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2019, 50(1): 141–151.
LI Wei, XUE Tao, MAO Enrong, et al. Design and experiment of multifunctional steering system for high clearance self-propelled sprayer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1): 141–151. (in Chinese)
- [17] 扈凯, 张文毅. 高地隙自走式喷雾机多模式液压转向系统设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2020, 51(9): 366–373.
HU Kai, ZHANG Wenyi. Design and experiment of multi-mode hydraulic steering system of high clearance self-propelled sprayer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(9): 366–373. (in Chinese)
- [18] 杨洋, 张刚, 查家翼, 等. 基于直流电机与全液压转向器直联的自动转向系统研究 [J]. 农业机械学报, 2020, 51(8): 44–54, 61.
YANG Yang, ZHANG Gang, ZHA Jiayi, et al. Design of automatic steering system based on direct connection of DC motor and full hydraulic steering gear [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 44–54, 61. (in Chinese)
- [19] 马艳卫. 矿用运输车辆全液压转向系统设计与应用 [J]. 液压气动与密封, 2021, 41(10): 83–86.
MA Yanwei. Design and application of full hydraulic steering system for mine transport vehicle [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(10): 83–86. (in Chinese)
- [20] 严晟凯, 黄博熠. 基于 MATLAB/Simulink 四轮转向机构的运动仿真与分析 [J]. 农业装备与车辆工程, 2021, 59(5): 58–62.
YAN Shengkai, HUANG Boyi. Motion simulation and analysis of automobile four-wheel steering mechanism based on MATLAB/Simulink [J]. Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2021, 59(5): 58–62. (in Chinese)
- [21] 聂建军, 侯军凯, 解晓琳, 等. 新型巡检机器人移动底盘设计及越障性能分析 [J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 54(2): 356–364.
NIE Jianjun, HOU Junkai, XIE Xiaolin, et al. Design and obstacle surmounting performance analysis of a novel mobile chassis for inspection robot [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(2): 356–364. (in Chinese)
- [22] ZOUELM A, NASIRI S, ZOHOOR H. Design of two steering mechanisms for exact satisfaction of Ackermann equation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2023, 237(6): 1454–1464.
- [23] 朱立成, 赵智宇, 韩振浩, 等. 基于自抗扰控制的双重转向运动控制系统设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2023, 54(增刊 1): 391–401.
ZHU Licheng, ZHAO Zhiyu, HAN Zhenhao, et al. Design and experiment of dual-steering control system based on active disturbance rejection control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Suppl. 1): 391–401. (in Chinese)
- [24] 王鹏飞, 伊家安, 朱建锡, 等. 丘陵山地果园动力底盘液压系统设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2025, 56(6): 702–711, 722.
WANG Pengfei, YI Jia'an, ZHU Jianxi, et al. Design and test of hydraulic system of power chassis for hilly and mountainous orchards [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(6): 702–711, 722. (in Chinese)
- [25] 鹿昆磊, 韩振浩, 朱立成, 等. 可变轮轴距全向移动大田作物表型信息获取机器人底盘设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2025, 56(3): 27–38.
LU Kunlei, HAN Zhenhao, ZHU Licheng, et al. Design and experiment of robot chassis for information acquisition with variable wheelbase omnidirectional movement [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(3): 27–38. (in Chinese)
- [26] 王泉玉, 何进, 卢彩云, 等. 前后双驱双转向玉米播种机器人底盘设计与试验 [J]. 农业工程学报, 2025, 41(4): 10–20.
WANG Quanyu, HE Jin, LU Caiyun, et al. Design and experiment of the maize sowing robot chassis with front and rear dual drive and dual steering [J]. Transactions of the CSAE, 2025, 41(4): 10–20. (in Chinese)
- [27] 苏淼, 鄢亚泽, 姚霞, 等. 轮履切换式作物表型信息感知机器人底盘设计与试验 [J]. 农业机械学报, 2025, 56(3): 39–48.
SU Miao, YUN Yazhe, YAO Xia, et al. Design and experiment of wheel-crawler switching chassis for crop phenotyping information perception robot [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(3): 39–48. (in Chinese)
- [28] ROWDURU S, KUMAR N, KUMAR A. A critical review on automation of steering mechanism of load haul dump machine [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2020, 234(2): 160–182.
- [29] HUANG J, GOU J, MAO H, et al. Development of a thermal-hydraulic analysis code for helically coiled once-through steam generator [J]. Nuclear Engineering and Design, 2020, 364(8): 110642.
- [30] 机械电子工业部北京机械工业自动化研究所. 液压气动系统及元件 缸内径及活塞杆外径: GB/T 2348—1993 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1993.
- [31] 洛阳拖拉机研究所, 国家拖拉机质量监督检验中心, 第一拖拉机股份有限公司. 农业拖拉机试验规程 第 1 部分: 通用要求: GB/T 3871.1—2006 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.