

基于遥控转向的稻田行间除草机设计与试验

王金峰¹ 翁武雄¹ 鞠金艳² 陈鑫胜¹ 王金武¹ 王汉龙¹

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 黑龙江科技大学机械工程学院, 哈尔滨 150022)

摘要: 为提高机械除草作业效率,减轻劳动强度,解决稻田除草机作业过程中除草率低、伤苗率高等问题,结合水田行间除草农艺要求,设计了一种基于遥控转向的稻田行间除草机。阐述了整体结构及工作原理,建立除草机的力学模型,通过分析获得了主动除草轮所需最大驱动力矩为 49.42 N·m,根据阿克曼转向原理设计了梯形转向机构,通过分析确定了梯形转向机构的结构参数,对转向过程进行力学分析得到梯形转向机构所需最大驱动扭矩理论值为 4.57 N·m,并对转向控制系统进行设计,实现远程控制除草机转向及接收反馈信息功能。进行了除草机转向性能试验,记录除草机实际转角与理论转角并进行对比,试验结果表明,理论转角与实际转角最大偏差为 1.3°,控制系统精度较高,满足田间实际作业时的转向要求;进行了除草性能试验,田间试验结果表明,除草机除草率均不低于 77.9%,伤苗率均不高于 3%,满足水田除草农艺指标的要求。

关键词: 除草机; 遥控转向; 水田; 试验

中图分类号: S224.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)09-0097-09 OSID: 

Design and Test of Weeder between Rows in Rice Field Based on Remote Control Steering

WANG Jinfeng¹ WENG Wuxiong¹ JU Jinyan² CHEN Xinsheng¹ WANG Jinwu¹ WANG Hanlong¹

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China

2. College of Mechanical Engineering, Heilongjiang University of Science and Technology, Harbin 150022, China)

Abstract: Weeds growing in paddy fields are one of the main reasons for the decline of rice yield and quality. Effective weed removal can provide good growth conditions for rice. In order to improve the efficiency of mechanical weeding, reduce the labor intensity, and solve the problems of low weeding rate and high seedling injury rate in the operation of rice field, a weeder between rows in rice field based on remote control steering was designed. The overall structure and working principle were described, and the mechanical model of weeder was established. Through static analysis, the maximum driving torque of active weeding wheel was 49.42 N·m. The steering mechanism was designed according to Ackerman's steering principle, and the theoretical value of the maximum driving torque required by trapezoidal steering mechanism was 4.57 N·m. The steering control system was designed to realize the function of automatic steering and receiving feedback information through remote control. The steering performance test was carried out, and the actual change of steering angle was recorded and compared with the theoretical change. The test results showed that the maximum deviation between the theoretical angle and the actual angle was 1.3°, and the control system had high precision, which met the steering requirements of the actual operation in the field. The weeding performance test was carried out, and the field test results showed that the average weeding rate of the weeder was not less than 77.9%, the average injured seedling rate was not more than 3%, which can meet the requirements of weeding agronomic index in paddy field.

Key words: weeder; remote control steering; paddy field; test

收稿日期: 2021-06-03 修回日期: 2021-07-11
基金项目: 国家自然科学基金项目(51875098)、国家现代农业产业技术体系岗位科学家项目(CARS-01-44)和黑龙江省现代农业产业技术协同创新体系岗位专家项目
作者简介: 王金峰(1981—),男,教授,博士生导师,主要从事田间机械研究,E-mail: jinfeng_w@126.com
通信作者: 王金武(1968—),男,教授,博士生导师,主要从事田间机械及机械可靠性研究,E-mail: jinwu@163.com

0 引言

稻田间生长的杂草是造成水稻产量下降和品质降低的主要原因之一,有效清除稻田杂草可为水稻提供良好的生长条件。施用化学除草剂会带来作物药害、杂草抗药性和环境污染等诸多负面问题,机械除草作为一种环境友好型的绿色除草方式,可有效替代化学除草,缓解施用化学除草剂带来的危害^[1-4]。

日本早在 20 世纪 50 年代就开始对机械除草技术进行研究,经过长期的发展,技术已非常成熟,形成的系列水田除草机大致可分为步进式与乘坐式两种,基本能满足水田除草作业要求^[5-8]。相较于日本,中国水田边缘处不设有供除草机转向的区域,转向半径大的乘坐式除草机并不适合在国内使用,并且中国丘陵、山地稻区的田块面积较小,地况复杂,也不利于乘坐式大中型除草机作业和转运,因此,结构紧凑、质量轻的单行和双行除草机更适合在中国推广使用。但中国的水田机械特别是水田除草机械的研究尚处在理论和试验研究阶段,未能在生产中广泛应用^[9-15]。东北农业大学研制的 3SCJ-2 型水田行间除草机利用主动与被动除草轮配合除去行间杂草^[16],华南农业大学研制了靠耙齿式除草轮的高速旋转除掉行间杂草的除草机^[17],此类水田除草机多为步进式,需要人工手握机具扶手在田间行走,配合机具前进进行除草作业,存在自动化程度低、劳动强度大、伤苗率高等问题。

本文旨在设计一种结构紧凑、质量轻、可以在田间遥控转向的稻田行间除草机,机身搭载稳定的人机交互系统,可通过机具前方的摄像头实时观察田间作业情况,配合转向控制系统在稻田间行走并进行除草,满足除草机在不同情况下正常工作的要求。

1 整机结构与工作原理

水田行间除草机采用传统的四轮结构,由前轮进行驱动,后轮辅助转向,整机结构紧凑,质量轻。主要由电源、电源支架、电机、摄像头、主传动箱、侧传动箱、转向舵机、主动除草轮、转向轮、机架、梯形转向机构以及控制系统等组成。其中主动除草轮、转向轮以及梯形转向机构为主要工作部件,结构如图 1 所示。

电机和主传动箱连接,电源支架通过底部设置的小滑槽可前后调节地安装在主传动箱上,摄像头与调节支架固接,可调节地安装在电源前方,主传动箱左右两侧分别安装侧传动箱,侧传动箱由同步带、同步轮以及张紧装置构成,限位板、直角架固定安装

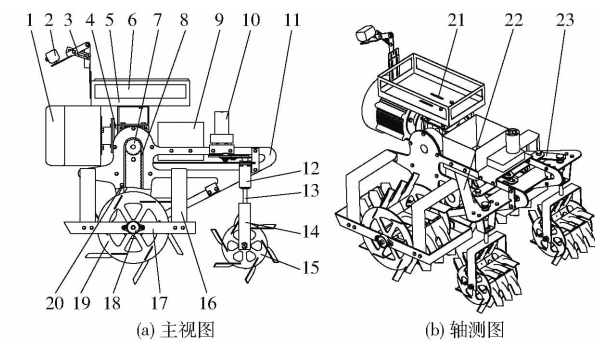


图 1 稻田行间除草机示意图
Fig. 1 Schematic of weeding device between rows in paddy field

- 1. 电机 2. 摄像头 3. 调节支架 4. 主传动箱 5. 电源支架
- 6. 电源 7. 同步轮 8. 同步带 9. 电控箱 10. 转向舵机 11. 侧板
- 12. 支架 13. 支撑杆 14. U 形支架 15. 转向轮 16. 直角架
- 17. 限位架 18. 轴承座 19. 主动除草轮 20. 张紧装置
- 21. 小滑槽 22. 三角板 23. 梯形转向机构

在侧板两侧,与侧板共同构成整机的机架,主动除草轮轮轴一端与侧传动箱输出轴通过销连接,另一端通过轴承座与机架铰接,转向舵机通过支撑板固定安装在机架上并与梯形转向机构连接,梯形转向机构由 3 个连杆与固定安装在机架上的三角板铰连组成,呈等腰梯形状,支架、支撑杆以及 U 形支架皆固定安装在梯形转向机构左右两端底部,转向轮与 U 形支架铰连,电控箱以及控制系统各部件依次安装在机架上。整机机身材料选用 5052 铝合金板材,质量 23.3 kg,摄像头高度角可调,可减小光照对图像获取模块的干涉。通过改变电源以及电源支架的位置,可实现机具重心位置的调节,以适应复杂的水田环境。

工作时,电机输出的动力经主传动箱减速增扭后传递至侧传动箱内的同步带,同步带驱动同步轮带动主动除草轮旋转,驱使机具前进并进行除草作业,此时转向轮在机具的惯性力以及土壤的反作用力下前进运转,进一步除去行间杂草。通过控制终端人机交互界面上的调速按键可实时调节机具的前进速度,搭载在机具前端的摄像头对苗带信息进行获取,并将图像信息传递至人机交互界面上,经过操作人员判断后通过遥控装置对除草机下达转向指令,由下位机将电平信号传递给转向舵机,转向舵机将输出的扭矩传递至梯形转向机构改变转向轮的转向角度,实现机具航向的改变。作业原理如图 2 所示。

2 关键部件设计与分析

2.1 机具受力分析

水田作业环境较为复杂,为使除草机能够正常

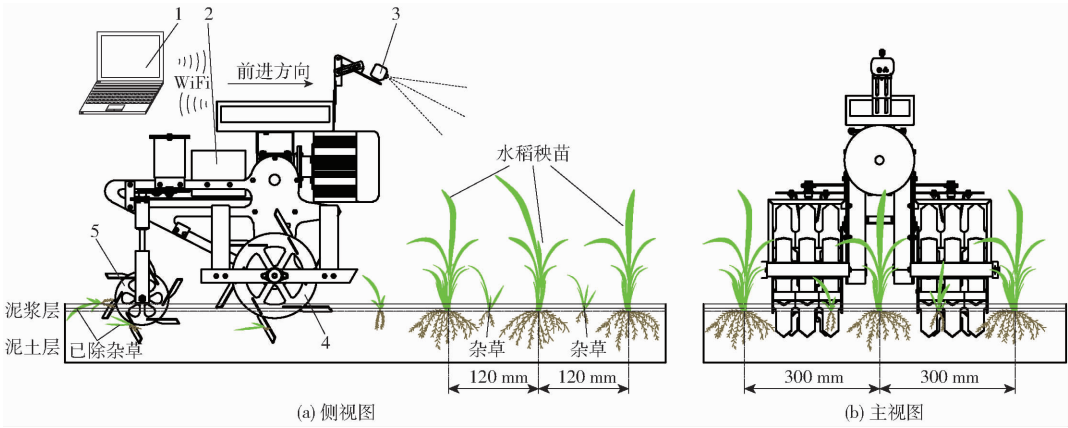


图 2 水田机械除草原理图

Fig. 2 Schematics of mechanical weeding in paddy field

1. 上位机 2. 下位机 3. 摄像头 4. 主动除草轮 5. 转向轮

进行作业,本文通过对主动除草轮、转向轮和整机进行力学分析,计算主动除草轮所需最大驱动力矩,完成电机配套选型。根据文献[16]设计主动除草轮半径为 150 mm,转向轮半径为 100 mm。

在除草机匀速运行过程中,主动除草轮主要受到来自土壤的反作用力与整机重力。主动除草轮上的弹齿为主要工作部件,随着弹齿位置的变化,泥土对主动除草轮的合力作用点位置也在随时发生变化,如图 3 所示。

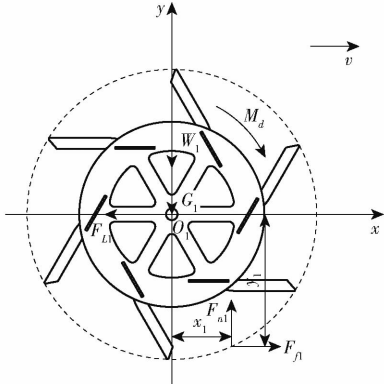


图 3 主动除草轮受力示意图

Fig. 3 Force diagram of active weeding wheel

假设 x 轴正方向与除草机前进方向相同,以回转轴心 O_1 为基准点对主动除草轮进行受力分析,鉴于泥面与弹齿的挤压主要存在于第四象限,可以确定合力作用点位于第四象限某点,建立主动除草轮力平衡方程为

$$\sum F_x = F_{f1} - F_{L1} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = W_1 + G_1 - F_{n1} = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{O_1} = M_d - x_1 F_{n1} - y_1 F_{f1} = 0 \quad (3)$$

其中

$$F_{f1} = \mu_1 F_{n1}$$

式中 F_{f1} ——土壤对主动轮合力沿水平方向的分力, N

F_{L1} ——除草机对主动除草轮的拉力, N

W_1 ——除草机对主动除草轮的压力, N

G_1 ——主动除草轮自身重力, N

F_{n1} ——土壤对主动轮合力沿竖直方向的分力, N

M_d ——作用于主动除草轮的驱动力矩, $N \cdot m$

μ_1 ——主动轮滚动摩擦因数, 取 1

x_1 —— F_{n1} 到主动除草轮中心沿 x 方向的水平距离, m

y_1 —— F_{f1} 到主动除草轮中心沿 y 方向的竖直距离, m

由式(3)可得

$$M_d = x_1 F_{n1} + y_1 F_{f1} = (x_1 + \mu_1 y_1) F_{n1} \quad (4)$$

除草机在匀速直线运动过程中,转向轮主要受到来自土壤与除草机的作用力,土壤合力作用点位置与主动除草轮相同。如图 4 所示,假设 x 轴正方向与运动方向相同,以点 O_2 为基准点对转向轮进行受力分析得

$$\sum F_x = F_{L2} - F_{f2} = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_y = W_2 + G_2 - F_{n2} = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_{O_2} = x_2 F_{n2} - y_2 F_{f2} = 0 \quad (7)$$

其中

$$F_{f2} = \mu_2 F_{n2}$$

式中 F_{f2} ——土壤对转向轮合力沿水平方向的分力, N

F_{L2} ——除草机对转向轮的拉力, N

μ_2 ——转向轮滚动摩擦因数, 取 1

W_2 ——除草机对转向轮的压力, N

G_2 ——转向轮自身重力, N

F_{n2} ——土壤对转向轮合力沿竖直方向的分力, N

x_2 —— F_{n2} 到转向轮中心沿 x 方向的水平距离, m

y_2 —— F_{f2} 到转向轮中心沿 y 方向的竖直距离, m

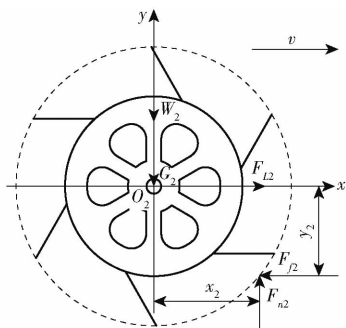


图4 转向轮受力示意图

Fig. 4 Force diagram of steering wheel

除草机电源支架底部设置有直线小滑槽,电源可相对主传动箱进行前后移动,根据电源尺寸以及安装位置设计最大相对位移为 8 cm,通过调节电源支架所在位置可改变除草机的重心。为减小转向轮所受阻力,整机重心应位于主动轮轴心前方。除草机在匀速运动过程中,整机受力情况如图 5 所示。

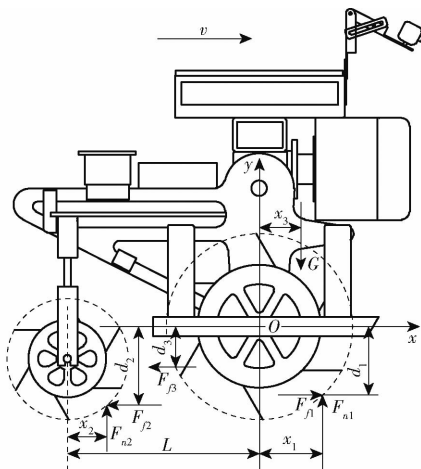


图5 整机受力示意图

Fig. 5 Force analysis diagram of whole machine

假设除草机前进速度方向与 x 轴正方向相同,以主动除草轮转动中心 O 为基准点建立整机力平衡方程为

$$\sum F_y = F_{n1} + F_{n2} - G = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_x = F_{f1} - F_{f2} + F_{f3} = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_O = (L - x_2) F_{n2} + d_2 F_{f2} + d_3 F_{f3} + Gx_3 - x_1 F_{n1} - d_1 F_{f1} = 0 \quad (10)$$

式中 F_{f3} ——除弹齿外,土壤对除草机其他部分的阻力, N

G ——除草机整机重力, N

L ——主动除草轮到转向轮的轴距, m

x_3 —— G 到主动除草轮中心沿 x 方向的水平距离, m

d_1 —— F_{f1} 到主动除草轮中心沿 y 方向的竖直距离, m

d_2 —— F_{f2} 到主动除草轮中心沿 y 方向的竖直距离, m

d_3 —— F_{f3} 到主动除草轮中心沿 y 方向的竖直距离, m

以转向轮所受支持力 F_{n2} 最小为设计目标,由式(10)可知,当 $d_1 F_{f1} - d_2 F_{f2} - d_3 F_{f3} = 0$ 时,符合设计要求。主动除草轮在运动过程中, x_1 在 $0 \sim r_{w1}$ (主动除草轮无滑转时的滚动半径) 范围内波动,为保证除草机在各个时刻都能保持稳定工作,取 $x_3 = 0$,即除草机重心位于主动除草轮中心轴线上。

联立式(8)和式(10)可得

$$F_{n2} = \frac{x_1 G}{L - x_2 + x_1} \quad (11)$$

$$F_{n1} = \frac{(L - x) G}{L - x_2 + x_1} \quad (12)$$

取 $\mu_1 = 1$,联立式(4)和式(12)可得

$$M_d = (x_1 + y_1) \frac{(L - x) G}{L - x_2 + x_1} \quad (13)$$

由于 $\sum_{\max} (x_1, y_1) = \sqrt{2} r_{w1}$,将其代入式(13)得

$$M_{d\max} = \sqrt{2} r_{w1} \frac{(L - x) G}{L - x_2 + x_1} \quad (14)$$

当 x_1 取最小值时, M_d 为最大值,将已知参数 $r_{w1} = 0.15$ m, $G = 233$ N 等代入式(14)得主动除草轮所需最大驱动力矩 $M_{d\max} = 49.42$ N·m。

转向轮侧板采用镂空设计,在转向过程中,泥土对转向轮侧板的转向阻力忽略不计,转向阻力主要由机具重力与土壤产生的摩擦力引起,则转向轮最大转向阻力为

$$F_{f2\max} = \mu_2 F_{n2\max} = \mu_2 \frac{r_{w1} G}{L - r_{w2} + r_{w1}} \quad (15)$$

式中 r_{w2} ——转向轮无滑转时的滚动半径, m

将 $r_{w2} = 0.1$ m, $\mu_2 = 1$, $L = 0.294$ m 等已知参数代入式(15)中可得到土壤对转向轮摩擦力最大值为 $F_{f2\max} = 99.86$ N。

2.2 梯形转向机构设计与分析

根据阿克曼转向几何原理对梯形转向机构进行设计^[18-20],梯形转向机构主要由转向舵机、转向盘、三角板、滚子、转向轴以及各连杆构成,结构如图6所示。转向盘一端与转向舵机动力输出轴固连,另一端插入配装在滚子中心孔内,滚子可前后移动地安装在滑槽内,左连杆和右连杆两端分别与驱动杆和三角板铰连形成等腰梯形状四杆机构,转向轴固定安装在左、右连杆后端底部并与三角板铰连接。作业时,由转向舵机动力输出轴提供动力,经过转向

盘驱动滚子在滑槽内滑动,带动驱动杆左右偏移,通过左、右连杆的摆动改变左、右转向轮的转向角,实现除草机航向的改变。

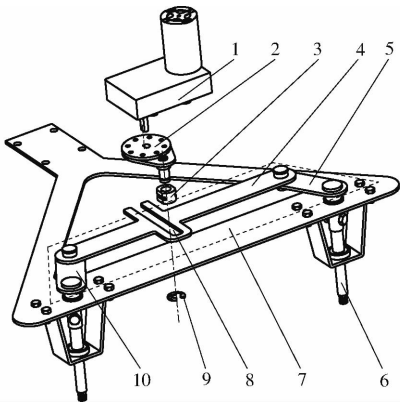


图 6 梯形转向机构分解图

Fig.6 Breakdown diagram of trapezoidal steering mechanism

1. 转向舵机 2. 转向盘 3. 滚子 4. 驱动杆 5. 右连杆 6. 支撑杆 7. 三角板 8. 滑槽 9. 卡簧 10. 左连杆

除草机左、右转向过程运动规律一致,本文以除草机右转进行分析,除草机右转过程中,左、右转向轮均左转且右转向轮转角大于左转向轮转角,主动除草轮与转向轮绕同一个瞬时中心点作圆周滚动,梯形转向机构满足阿克曼转向几何关系,除草机转向过程如图 7 所示。图中 O_3 为转向中心, a 、 b 、 c 、 d 为梯形转向机构在初始位置时铰连点所在的位置, b' 、 c' 为梯形转向机构偏移后各个铰连点的位置。

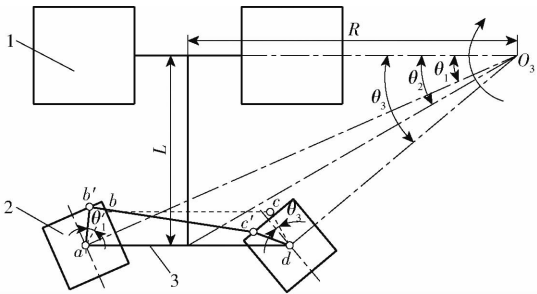


图 7 除草机转向示意图

Fig.7 Steering diagram of weeding device

1. 主动除草轮 2. 转向轮 3. 梯形转向机构

除草机转角 θ_2 、左转向轮转角 θ_1 、右转向轮转角 θ_3 和整机转弯半径 R 应满足

$$\cot\theta_1 = \frac{R + \frac{l_{ad}}{2}}{L} \quad (16)$$

$$\cot\theta_2 = \frac{R}{L} \quad (17)$$

$$\cot\theta_3 = \frac{R - \frac{l_{ad}}{2}}{L} \quad (18)$$

式中 l_{ad} ——左右转向轮中心距离, mm

联立式(16)和式(18)可得右转向轮转角与左转向轮转角的关系为

$$\cot\theta_1 = \cot\theta_3 + \frac{l_{ad}}{L} \quad (19)$$

联立式(17)和式(18)可得除草机转角与右转向轮转角的关系为

$$\cot\theta_2 = \cot\theta_3 + \frac{l_{ad}}{2L} \quad (20)$$

为尽量避免除草机在转弯过程中对水稻秧苗造成损伤,结合整机结构尺寸以及秧苗行间距,设计除草机最大转向角 $\theta_{2\max} = 30^\circ$, 为避免除草机转弯半径 R 过大,设计主动除草轮与转向轮的轴距 $L = 294 \text{ mm}$, 为减少转向轮对秧苗的损伤,综合考虑转向轮宽度与秧苗行距,确定左、右转向轮中心距离 $l_{ad} = 316 \text{ mm}$, 将已知参数代入式(16)~(20)得除草机转弯半径 $R = 509.22 \text{ mm}$, 左转向轮最大转角 $\theta_{1\max} = 23.78^\circ$, 右转向轮最大转角 $\theta_{3\max} = 39.93^\circ$ 。

对梯形转向机构进行设计时,需确定各杆件长度以及左、右连杆与机架的夹角 θ , 为了给转向舵机预留足够安装空间,设计左、右连杆长度为 $l_{ab} = l_{cd} = 60 \text{ mm}$, 如图 8 所示。

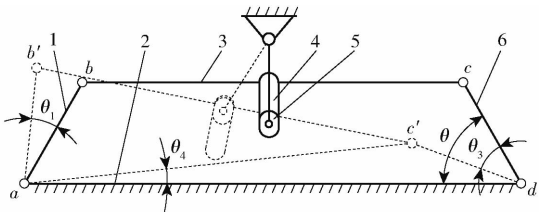


图 8 梯形转向机构运动简图

Fig.8 Kinematic diagram of trapezoidal steering mechanism

1. 左连杆 2. 机架 3. 驱动杆 4. 滑槽 5. 滚子 6. 右连杆

当梯形转向机构偏移时,由几何关系可得

$$\cos(\theta - \theta_3) = \frac{l_{c'd}^2 + l_{ad}^2 - l_{ac'}^2}{2l_{c'd}l_{ad}} \quad (21)$$

$$\frac{l_{ac'}}{\sin(\theta - \theta_3)} = \frac{l_{c'd}}{\sin\theta_4} \quad (22)$$

$$\cos(\theta + \theta_1 - \theta_4) = \frac{l_{ab'}^2 + l_{ac'}^2 - l_{b'c'}^2}{2l_{ab'}l_{ac'}} \quad (23)$$

$$l_{b'c'} = l_{ad} - 2l_{cd}\cos\theta \quad (24)$$

式中 l_{ab} ——左连杆长度, mm

l_{cd} ——右连杆长度, mm

$l_{ac'}$ ——铰连点 a 到 c' 的距离, mm

θ_4 —— ac' 与 ad 的夹角, ($^\circ$)

联立式(21)~(24)可得左、右连杆与机架的夹角为

$$\theta = \arccos((l_{ab'}^2 + l_{c'd}^2 + l_{ad}^2 - 2l_{c'd}l_{ad}\cos(\theta - \theta_3) - (l_{ad} - 2l_{cd}\cos\theta)^2) \cdot (2l_{ab'}\sqrt{l_{c'd}^2 + l_{ad}^2 - 2l_{c'd}l_{ad}\cos(\theta - \theta_3)})^{-1}) + \arcsin \frac{l_{c'd}\sin(\theta - \theta_3)}{\sqrt{l_{c'd}^2 + l_{ad}^2 - 2l_{c'd}l_{ad}\cos(\theta - \theta_3)}} - \theta_1 \quad (25)$$

将已知参数代入式(25)可得 $\theta = 60.25^\circ$ 。

梯形转向机构进行转向作业时,转向舵机输出的扭矩经过转向盘以及各连杆作用于转向轮,转向过程受力杆件较多,需对梯形转向机构进行受力分析,以此为依据选配转向舵机。

转向机构运动过程杆件受力情况如图 9 所示,主要有转向舵机作用在滚子中心点 e 上的驱动力 F_d ;作用在左连杆与驱动杆铰连点 b 上的左转向轮转向阻力 F_l ;作用在右连杆与驱动杆铰连点 c 上的右转向轮转向阻力 F_r 。将上述作用力分别沿驱动杆方向和垂直于驱动杆方向进行分解,为使驱动杆满足平衡条件,则作用于驱动杆上的力需满足条件

$$F_l\cos\alpha + F_r\cos\beta - F_d\cos\gamma = 0 \quad (26)$$

式中 α —— F_l 与驱动杆的夹角, ($^\circ$)
 β —— F_r 与驱动杆的夹角, ($^\circ$)
 γ —— F_d 与驱动杆的夹角, ($^\circ$)

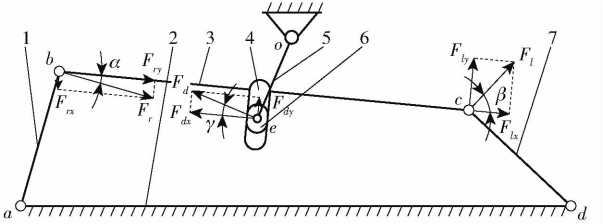


图 9 转向机构受力示意图

Fig. 9 Force diagram of steering mechanism

1. 左连杆 2. 机架 3. 驱动杆 4. 滑槽 5. 转向盘 6. 滚子
7. 右连杆

作用在左、右转向轮上的阻力主要来自于土壤的摩擦力,根据力矩平衡方程

$$F_l l_{ab} = F_r l_{cd} = \frac{1}{2} F_{j2} r_{u2} \quad (27)$$

则转向舵机作用在滚子上的扭矩为

$$M_{d_1} = F_d l_{oe} \quad (28)$$

式中 l_{oe} ——转向盘长度, mm

由于 α, β, γ 与转向舵机转角之间的关系较为复杂,利用 Creo 5.0 对梯形转向机构进行运动仿真,得到 α, β, γ 与右转向轮转角 θ_3 之间的关系,通过式(26)~(28)将其转换为转向舵机扭矩与右转向轮转角 θ_3 之间的关系,如图 10 所示,分析可知,转向舵机扭矩随着右转向轮转角先增大后减小,右转向轮转角为 29° 时,转向舵机扭矩达到最大值,此

时梯形转向机构所需最大驱动扭矩理论值为 $4.57\text{ N}\cdot\text{m}$ 。为保证梯形转向机构正常工作,所选择转向舵机的驱动扭矩理论值应大于 $4.57\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

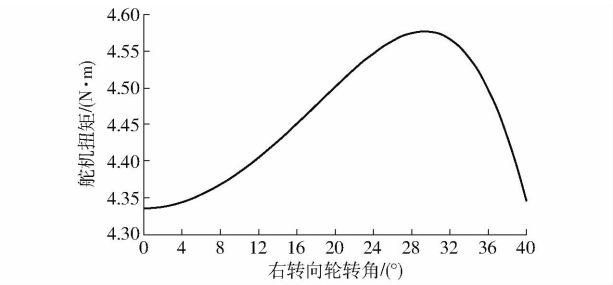


图 10 转向舵机扭矩随右转向轮转角的变化曲线

Fig. 10 Curve of steering gear torque changing with right steering wheel angle

3 控制系统设计

3.1 硬件设计

梯形转向机构控制系统硬件组成如图 11a 所示。主要包括 Raspberry Pi3 B+ (树莓派)、转向舵机控制板和电机驱动板。Raspberry Pi3 B+ 内置 2.4G WiFi,保证数据传输性能;转向舵机控制板采用磁编码器进行位置反馈,控制精度高;整个控制系统通过风扇降热,保证控制板工作性能。

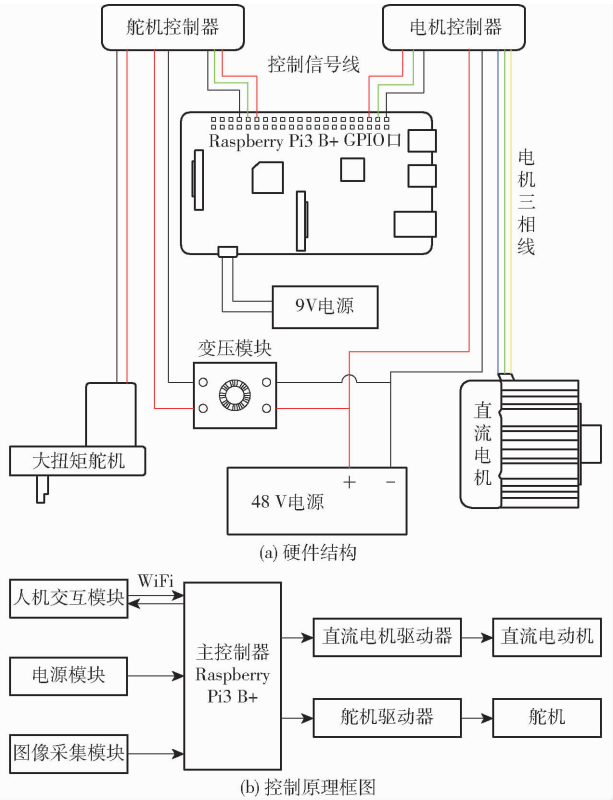


图 11 控制系统结构与原理框图

Fig. 11 Structure and principle block diagrams of control system

系统控制原理框图如图 11b 所示,摄像头采集的图像信息经 USB 数据线传递到 Raspberry Pi3 B+ ,

再经 WiFi 无线串口通讯模块传递到移动 PC 端。操作者实时监控控制界面的图像显示窗口,根据需要发出控制指令,Raspberry Pi3 B + 将收到的 PC 端控制信号从 GPIO 口以电平信号的形式传递到各个驱动器,控制电器元件执行预期动作。在稻田环境下 WiFi 传输距离最大能够达到 100 m。

3.2 软件设计

梯形转向机构系统软件包括控制电气元件程序和人机交互界面程序。如图 12 所示,其中,“Camera = 1”、“Speed_up = 1”、“Speed_down = 1”、“Speed = 1”、“Turn_left = 1”、“Turn_right = 1”、“Angle = 1”、“Turn = 1”和“Stop = 1”分别为摄像头开关控制、电机转速增加、电机转速减少、速度确认、转向舵机左转一个角度、舵机右转一个角度、角度确认、转向舵机回正和电机急停的标志变量。在上位机 PC 端中按下对应的按键会下达不同信号,通过 WiFi 传输将数据传输到树莓派,Raspberry Pi3 B + 根据接收到的数据执行相应操作。

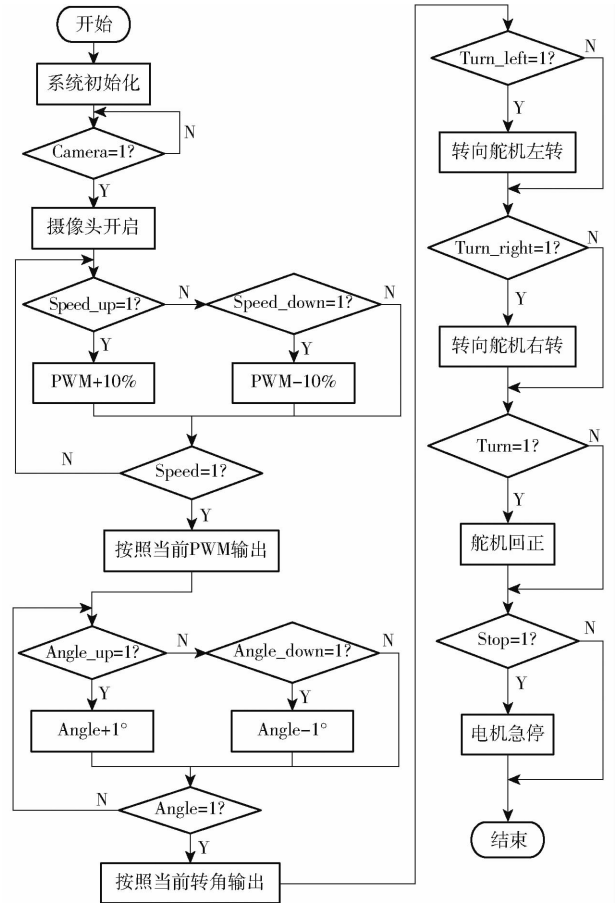


图 12 控制系统软件流程图

Fig. 12 Software flow diagram of control system

为提高控制系统的可操作性,开发了如图 13 所示的人机交互界面,操作界面采用 Tkinter(简称 Tk)模块开发,Tk 是 Python 标准的 GUI 工具包接口,开发周期短。界面主要由操作控制、图像显示、工作状

态显示 3 个模块组成。进入驾驶界面后,先滚动调速条确定除草机行驶速度,再进行整机转角的确认,之后点击“开启摄像头”按钮获取外界环境信息,最后在操作控制区域根据需要选择除草机工作状态,界面的右下角会实时显示除草机当前的控制命令。



图 13 人机交互界面

Fig. 13 Schematic of human computer interaction interface

4 试验

4.1 试验地点及条件

为检测稻田行间除草机转向性能与除草性能,于 2021 年 5 月 18 日在黑龙江省哈尔滨市阿城区东北农业大学农学院试验田进行田间作业性能试验。田间环境温度 15℃,环境湿度 46%,水稻种植采用机械插秧作业,未经化学或人工除草。试验于插秧后 10 d 进行,水稻品种为龙洋 16,长势良好,株距 0.12 m,行距 0.30 m,秧苗平均高度约 0.21 m,泥浆层平均深度约 0.08 m,泥土平均深度约 0.18 m,杂草数量约 20 株/m²,杂草(主要以水田稗为主)平均株高约 0.06 m,根系平均深度约 0.16 m,田间状况如图 14 所示。



图 14 田间作业环境

Fig. 14 Working environment of paddy field

4.2 转向性能试验

由于水田环境复杂,需对除草机转向机构进行性能测试,通过对比田间整机实际转角与所设计理论转角之间的误差,分析梯形转向机构控制系统的控制精度,探究除草机转向过程的稳定性。

试验前,分别对左连杆与机架铰连点 a 和右连杆与驱动杆铰连点 c 的中心进行标记,通过测量转

向前后两个铰连点之间距离,利用余弦定理可得转向前后右转向轮转角 θ_3 ,再根据式(20)可求出实际整机转角 θ_2 。试验时,将除草机放置于稻田,通过人机交互界面上的转向角度调节按钮改变除草机整机转角,由初始位置开始改变 1° ,再返回初始位置,每次比上次多调整 1° ,以此类推,共计调整30次,达到极限转向位置,在每次调整前后分别测量并记录一次铰连点 a 和 c 之间的距离,共计测量31次。再将测量的数据代入式(20)即可计算出整机田间实际转向角。测量结果如图15所示。

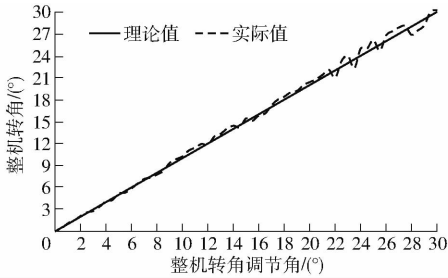


图15 整机转角调节角与整机转角变化曲线
Fig. 15 Curve of installed angle adjustment angle and steering angle of weeder

由图15可知,除草机整机转角在 $0^\circ\sim20^\circ$ 范围内调整时,整机转向过程基本处于稳定状态;整机转角在 $20^\circ\sim30^\circ$ 范围内调整时,存在一定的波动。这是由于水田泥角较深,整机转角调节角较小时,转向轮对泥土的扰动面积较小,整机转向过程能够维持平稳;调节角较大时,转向轮对泥土的扰动面积较大,整机易产生转向偏差。整机实际转角与理论转角的最大偏差为 1.3° ,出现在整机转角调节角为 25° 时。实际除草作业过程中,除草机沿着秧苗前进,整机转向调节角较小,因此梯形转向机构的控制精度可满足田间转向作业要求。

4.3 田间除草性能试验

除草机前进速度是影响水田机械除草效果的重要因素,以整机前进速度为试验因素,除草率和伤苗率为评价指标进行单因素试验,选取5块 $2.4\text{ m}\times30\text{ m}$ 的矩形区域作为不同前进速度下除草率和伤苗率测定的试验田块,然后在不同前进速度的试验田块内任意选取5个 $1\text{ m}\times1\text{ m}$ 区域为测试区,除草机田间作业情况如图16所示,除草率和伤苗率计算式为

$$Y_1 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \times 100\% \tag{29}$$

$$Y_2 = \frac{X_1 - X_2}{X_1} \times 100\% \tag{30}$$

式中 Y_1 ——除草率,%
 Q_1 ——除草前测试区杂草总数,株
 Q_2 ——除草后测试区杂草总数,株
 Y_2 ——伤苗率,%
 X_1 ——除草前测试区秧苗总数,株
 X_2 ——除草后测试区秧苗总数,株



图16 田间作业情况
Fig. 16 Field operation

计算后取平均值,试验结果如表1所示,除草机除草率均不低于77.9%,除草效果较优,伤苗率均不高于3%,满足水田机械除草农艺要求。

表1 田间除草作业效果
Tab.1 Effect weeding in field %

指标	机具前进速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)				
	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60
除草率均值	78.5	78.6	79.8	79.0	77.9
伤苗率均值	3.0	2.3	2.7	2.6	2.4

5 结论

- (1)设计了一种基于遥控转向的稻田行间除草机,能够实现遥控驾驶进行田间转向与除草作业,满足水田复杂环境下的机械除草要求。
- (2)对主动除草轮进行运动学与动力学分析,得到主动除草轮所需最大驱动力矩为 $49.42\text{ N}\cdot\text{m}$;对梯形转向机构进行运动分析,得到梯形转向机构的结构参数;对梯形转向机构进行受力分析,得到梯形转向机构所需最大驱动扭矩理论值为 $4.57\text{ N}\cdot\text{m}$,并完成了转向控制系统的设计。
- (3)进行了除草机转向性能试验,由试验结果可知,整机转角在 $0^\circ\sim20^\circ$ 范围内调节,转向过程相对较为平稳,运动状态与控制系统所设定的运动情况基本吻合,调节控制系统的控制精度较高。由田间除草试验结果可知,整机前进速度为 $0.4\sim0.6\text{ m/s}$ 时,除草率均不低于77.9%,伤苗率均不高于3%,除草效果良好,满足水田机械除草农艺要求。

参 考 文 献

[1] 李泽华,马旭,李秀昊,等. 水稻栽植机械化技术研究进展[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(5):1-20.
LI Zehua,MA Xu,LI Xiuhao,et al. Research progress of rice transplanting mechanization[J/OL]. Transactions of the Chinese

- Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 1–20. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180501&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2018. 05. 001. (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, 2020, 41(6): 29–36. (in Chinese)
- [3] 左兴建, 武广伟, 付卫强, 等. 风送式水稻侧深精准施肥装置的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(8): 14–21. ZUO Xingjian, WU Guangwei, FU Weiqiang, et al. Design and experiment on air-blast rice side deep precision fertilization device[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(8): 14–21. (in Chinese)
- [4] 陶桂香, 王金武, 周文琪, 等. 水田株间除草机械除草机理研究与关键部件设计[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(11): 57–63. TAO Guixiang, WANG Jinwu, ZHOU Wenqi, et al. Herbicidal mechanism and key components design for paddy weeding device[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11): 57–63. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20151109&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2015. 11. 009. (in Chinese)
- [5] 株式会社美善. 水田除草兼用溝切り機; 2007105006[P]. 2007–04–26.
- [6] 三菱農機株式会社, 株式会社キュウホー. 除草機; 2007105006[P]. 2007–04–26.
- [7] 權勝昭博. 水田の条間・株間同時除草機械[R]. 日本埼玉: 生研機構・生産システム研究部, 技術の窓, 2008.
- [8] 西脇健太郎, 大谷隆二, 中山壮一. 機械除草と除草剤の部分散布を組み合わせたハイブリッド除草機[J]. 農業機械学会誌, 2010, 72(1): 86–92.
- [9] 王金武, 李超, 李鑫, 等. 铺膜插秧后水田 3SCJ-1 型除草机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 102–109. WANG Jinwu, LI Chao, LI Xin, et al. Design and experiment of 3SCJ-1 type weeding machine for paddy field applied to film mulching and transplanting[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 102–109. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180412&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2018. 04. 012. (in Chinese)
- [10] 齐龙, 赵柳霖, 马旭, 等. 3GY-1920 型宽幅水田中耕除草机设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(8): 47–55. QI Long, ZHAO Liulin, MA Xu, et al. Design and test of 3GY-1920 wide-swath type weeding-cultivating machine for paddy[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(8): 47–55. (in Chinese)
- [11] 王金武, 马骁驰, 唐汉, 等. 曲面轮齿斜置式稻田行间除草装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 91–100. WANG Jinwu, MA Xiaochi, TANG Han, et al. Design and experiment of curved-tooth oblique type inter-row weeding device for paddy field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 91–100. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20210409&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2021. 04. 009. (in Chinese)
- [12] 王金峰, 高观保, 闫东伟, 等. 水田电动双行深施肥除草机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(7): 46–57. WANG Jinfeng, GAO Guanbao, YAN Dongwei, et al. Design and experiment of electric control double row deep fertilizing weeder in paddy field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(7): 46–57. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180706&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2018. 07. 006. (in Chinese)
- [13] 刘闯, 齐龙, 马旭, 等. 高效型水田行-株间同步机械除草装置设计与试验[J]. 农机化研究, 2021, 43(10): 78–82. LIU Chuang, QI Long, MA Xu, et al. Design and test of high efficiency mechanical weeding device for inter-row and intra-row synchronization in paddy field[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021, 43(10): 78–82. (in Chinese)
- [14] 梁仲维, 齐龙, 马旭, 等. QSC-2 型步进式水稻除草机设计与试验[J]. 农机化研究, 2015, 37(8): 115–119. LIANG Zhongwei, QI Long, MA Xu, et al. Design and test of QSC-2 marching type paddy weeder[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015, 37(8): 115–119. (in Chinese)
- [15] 陈振歆, 王金武, 牛春亮, 等. 弹齿式苗间除草装置关键部件设计与试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(6): 81–86. CHEN Zhenxin, WANG Jinwu, NIU Chunliang, et al. Design and experiment of key components of trash cultivator's working in paddy rice seeding lines[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 81–86. (in Chinese)
- [16] 王金峰, 王金武, 闫东伟, 等. 3SCJ-2 型水田行间除草机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(6): 71–78, 202. WANG Jinfeng, WANG Jinwu, YAN Dongwei, et al. Design and experiment of 3SCJ-2 type row weeding machine for paddy field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(6): 71–78, 202. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170609&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2017. 06. 009. (in Chinese)
- [17] 齐龙, 梁仲维, 马旭, 等. 耙压式除草轮与水田土壤作用的流固耦合仿真分析及验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(5): 29–37. QI Long, LIANG Zhongwei, MA Xu, et al. Validation and analysis of fluid-structure interaction between rotary harrow weeding roll and paddy soil[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(5): 29–37. (in Chinese)
- [18] 高巧明, 高峰, 赖永裕, 等. 具有平衡摇臂悬架的丘陵山区动力平台转向系统[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 13–19. GAO Qiaoming, GAO Feng, LAI Yongyu, et al. Steering system design of hilly power chassis with balance rocker suspension[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 13–19. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20140303&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2014. 03. 003. (in Chinese)
- [19] 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/OL]. 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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 44–54, 61. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20200805&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2020. 08. 005. (in Chinese)
- [20] 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/OL]. 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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(1): 141–151. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190115&journal_id=jcsam. DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2019. 01. 015. (in Chinese)