

# 水稻联合收获机双电机履带式底盘设计与驱动功率试验

张仕杰<sup>1,2</sup>, 张国忠<sup>1,2\*</sup>, 赵胜华<sup>1,2</sup>, 付建伟<sup>1,2</sup>, 王洋<sup>1,2</sup>, 高原<sup>1,2</sup>

(1. 华中农业大学工学院, 武汉 430070; 2. 农业农村部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070)

**摘要:** 我国南方水稻收获季节正值高温, 为减轻人工劳动强度, 水稻联合收获机智能化是重要发展方向, 为此设计了一种拟用于中小型智能水稻联合收获机的双电机驱动履带式底盘, 主要由电机、蜗轮蜗杆减速器、电瓶、增程器、传动轴、驱动轮、支重轮、浮动轮、托轮以及张紧装置组成, 履带接地长度 1.14 m、轨距 0.9 m、履带宽度 0.4 m, 采用 2 个直流永磁无刷电机驱动, 总功率 6 kW。基于 Zigbee 搭建了远程遥控系统, 以自行设计的基于霍尔传感器非接触测功系统对该底盘两侧履带电机驱动功率进行检测; 以底盘质量和行走速度为试验因素, 基于 MATLAB/SIMULINK 对履带式底盘单侧驱动功率进行仿真试验、以测功系统得到的信号作为试验指标开展田间试验。结果表明, 直行速度对功耗影响显著; 整机质量对功耗影响显著; 随整机质量增加, 该机传动系统功耗损失相对减小; 随直行速度增加, 传动系统功耗基本保持不变; 该底盘可满足实际生产需要。

**关键词:** 水稻收获机; 履带式底盘; 双电机驱动; 功率检测; 智能农机

中图分类号: S225.4

文献标识码: A

文章编号: 1672-352X (2019)06-1075-08

## Design of dual-electric motors crawler chassis for rice harvester and drive power test

ZHANG Shijie<sup>1,2</sup>, ZHANG Guozhong<sup>1,2</sup>, ZHAO Shenghua<sup>1,2</sup>, FU Jianwei<sup>1,2</sup>, WANG Yang<sup>1,2</sup>, GAO Yuan<sup>1,2</sup>

(1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070;

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River, Ministry of Agriculture, Wuhan 430070)

**Abstract:** The rice harvesting season in southern China is at a high temperature, thus the intelligentization of rice combine harvester is an important development direction. For this aim, a dual-electric motor crawler chassis used for small and medium size harvester is designed. It is made up of electric motors, worm gear reducers, a battery, a range extender, a drive shaft, a drive wheel, a support wheel, a floating wheel, a support wheel and a tension device. Track grounding length is 1.14 m, track distance is 0.9 m, track width is 0.4m, driven by 2 DC permanent magnet brushless motors, total power of which is 6 kW. A remote control system based on Zigbee is designed. The motors driven power which is to analyze the drive power of a single-sided crawler of chassis is tested by a self-designed non-contact hall sensor dynamometer system. Taking the mass of chassis and traveling speed as test factors, the simulation test of one-sided driving power of crawler chassis was carried out based on MATLAB/SIMULINK, and the field test was carried out by using the signal from dynamometer system as the test index. The results showed that velocity has a significant impact on power consumption; the mass of the whole machine has an impact on power consumption. With the increasing of the mass of the whole machine, the power loss of the transmission system of the machine decreases relatively. With the increasing of velocity, the power consumption of the transmission system remains basically unchanged. The chassis can meet the actual production needs.

**Key words:** rice harvester; crawler chassis; dual-electric motor drive; power test; intelligent agricultural machine

我国南方水稻收获季节正值高温, 为减轻人工劳动强度, 采用电力驱动的水稻智能化联合收获机

是未来重要发展方向<sup>[1]</sup>。国外对电力驱动农机研究较早, 早期由于电池技术不发达, 多采用电网供

收稿日期: 2019-02-27

基金项目: 国家重点研发计划子课题 (2017YFD0301404-05), 中央高校基本科研业务费专项基金 (2662018PY038)和湖北省高等学校优秀中青年科技创新团队计划项目 (T201934) 共同资助。

作者简介: 张仕杰, 硕士研究生。E-mail: 294462474@qq.com

\* 通信作者: 张国忠, 博士, 教授。E-mail: zhanggz@mail.hzau.edu.cn

电<sup>[2-3]</sup>。20世纪60年代起,美国 John Deer 等公司研发了单电机拖拉机,采用机械变速箱进行有级调速<sup>[4]</sup>。90年代美国 Gorilla Vehicles 公司开发了电动拖拉机无级调速技术<sup>[5]</sup>。21世纪以来,本领域研究继续深入,其中美国约翰迪尔公司2017年推出一款大马力纯电动拖拉机 SESAM,功率 268.45 kW,速度达 80.47 km·h<sup>-1</sup><sup>[6-9]</sup>。2018年德国伍珀塔尔大学 Hans Heinrich Vogt 等设计了一种可利用太阳能充电的电动拖拉机<sup>[10]</sup>。国外电动农机发展已经较为成熟,搭载电机功率大、续航时间长、操作系统完善、具备良好的经济效益。

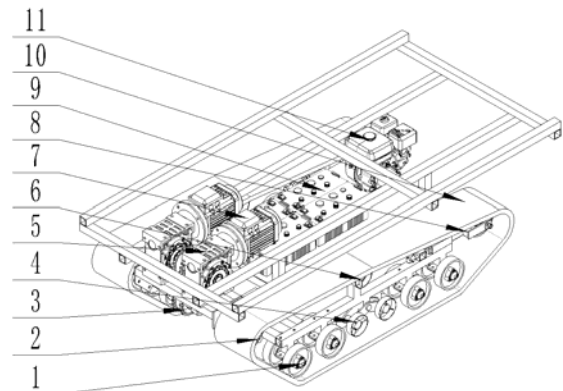
相较国外,国内本领域研究起步较晚<sup>[11-12]</sup>。2009年北京理工大学的李剑等研究了双电机独立驱动履带式车辆在坡上转向过程中的受力问题<sup>[13]</sup>。2015年装甲兵工程学院曾庆含等为解决双侧电驱动履带车辆运动控制强非线性、强耦合和不确定性的问题,设计了一种变结构控制系统<sup>[14]</sup>。2015年中国农业大学谢斌等提出了双轮驱动电动拖拉机的总体结构方案,并从作业受力和牵引效率两个方面分析了电动拖拉机的牵引性能<sup>[15]</sup>。2016年西北农林科技大学李旭光研制了一种温室用双电源微型电动拖拉机,试验结果表明该样机满足使用要求,且纵向稳定性较好<sup>[16]</sup>。2017年南京农业大学鲁植雄等设计了一种后轮轮毂电机独立驱动系统,试验结果表明该系统在两种驱动模式下均可满足较大耕深犁耕作业要求<sup>[17]</sup>。国内现有电动农机大多是采用电机作为动力源对燃油动力机进行替代<sup>[18]</sup>,存在功率分配不合理、转向半径大、质量尺寸较大、续航时间短等问题。上述研究主要针对高速行驶、驱动效率发挥以及轮式驱动底盘进行。

水稻田间收获时,机具行走速度低,且需要频繁启停以及转向,土壤含水率高,需要底盘质量轻,有较大功率储备,在泥泞条件下有良好通过性。为此,本研究设计了一种水稻联合收获机双电机履带式底盘,同时基于 Zigbee 搭建了远程遥控系统,设计了一种基于霍尔传感器的非接触测功系统对该底盘电机驱动功率进行检测。以底盘质量和行走速度为试验因素,基于 MATLAB/SIMULINK 对单侧履带驱动功率进行了仿真试验、以测功系统测得的功率作为试验指标进行了田间试验,以期电驱动的智能水稻联合收获机履带式底盘结构设计参数优化提供依据。

## 1 总体结构

双电机驱动履带式底盘的总体结构如图 1 所

示,主要由电机、蜗轮蜗杆减速器、电瓶、增程器、传动轴、驱动轮、支重轮、浮动轮、托轮以及张紧轮组成。

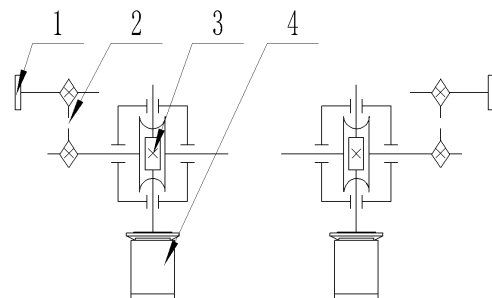


1.支重轮 Bearing wheel; 2.驱动轮 Driving wheel; 3.链轮 Sprocket wheel; 4.蜗轮蜗杆减速器 Worm gear reducer; 5.直流无刷电机 Brushless DC motor; 6.蓄电池组 Battery group; 7.增程器 Range extender; 8.履带 Track; 9.导向轮及张紧装置 Guide wheel and tension device; 10.托轮 Supporting wheel; 11.浮动轮组 Floating wheel group

图 1 双电机履带式底盘整体结构

Figure 1 Overall structure of crawler chassis

该双电机履带式底盘的传动路线简图如图 2 所示:



1.驱动轮 Driving wheel; 2.链轮 Sprocket wheel; 3.直流无刷电机 Brushless DC motor; 4.蜗轮蜗杆减速器 Worm gear reducer

图 2 传动路线简图

Figure 2 Transmission route diagram

该履带式底盘两侧电机输出动力经过蜗轮蜗杆减速器换向放大后传递至链轮,经过链轮传动后至驱动轮,驱动轮转动卷起履带使底盘前进。当两侧驱动轮旋向相同时,该履带式底盘前进;当两侧驱动轮旋向相反时,履带式底盘差速原地转向。

## 2 主要参数的确定

### 2.1 履带式底盘机动性能与电机

2.1.1 行走速度与电机转速关系 在本研究中,在不考虑履带打滑的情况下,履带式底理论行走速度

与电机输出转速满足式 (1) 关系:

$$v = \frac{\pi n_d}{30i} \quad (1)$$

式 (1) 中,  $v$  为单侧履带线速度,  $m$ ;  $r$  为驱动轮半径, 本研究中取  $0.115 \text{ m}$ ;  $n_d$  为电机的输出转速,  $0 \sim 1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  可调;  $i$  为总传动比, 取  $10$ 。

**2.1.2 驱动力与电机扭矩关系** 在不考虑损失的理论情况下, 单侧履带的驱动力与电机扭矩的关系如式 (2) 所示:

$$F = \frac{iT_d}{r} \quad (2)$$

式 (2) 中,  $F$  为单侧履带驱动力,  $N$ ;  $i$  为总传动比, 取  $10$ ;  $T_d$  为电机的输出扭矩,  $0 \sim 19 \text{ N} \cdot \text{m}$  可调;  $r$  为驱动轮半径, 取  $0.115 \text{ m}$ 。

## 2.2 底盘最大行走功率与驱动阻力的关系

水稻联合收获机田间工作时, 会遇到转向、爬坡、直线行走等工况, 整机质量对上述工况遇到的阻力产生直接影响, 具体分析如下。

**2.2.1 转向阻力** 研究表明, 普通履带式车辆转向时受到的阻力主要为滚动阻力和滑动摩擦力, 其转向阻力  $F_q$  可用下式计算<sup>[19]</sup>:

$$F_q = \frac{G}{2} \times (f + \frac{\mu L}{2B_0}) \quad (3)$$

式 (3) 中:  $F_q$  为牵引力,  $N$ ;  $G$  为整机满载重力,  $N$ ;  $f$  为滚动摩擦阻力系数;  $\mu$  为滑动摩擦阻力系数;  $L$  为履带接地长度,  $m$ ;  $B_0$  为履带式底盘轨距,  $m$ 。

考虑本底盘用于水稻收获, 其在湿软田间工作, 查阅相关资料<sup>[19]</sup>, 取滚动摩擦阻力系数  $f$  为  $0.11$ ; 滑动摩擦阻力系数  $\mu$  为  $0.7$ ; 本底盘拟用于喂入量  $1.6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 、割幅小于  $1.6 \text{ m}$  的水稻联合收获机, 参照已有结构设计履带接地长度  $L$  为  $1.14 \text{ m}$ ;  $B_0$  轨距为  $0.9 \text{ m}$ 。

**2.2.2 爬坡阻力** 履带式底盘爬坡时其重力与所需牵引力的关系可用下式计算<sup>[19]</sup>:

$$F_a = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (4)$$

式 (4) 中:  $F_a$  为爬坡牵引力,  $N$ ;  $G$  为整机满载重力,  $N$ ;  $\alpha$  为坡角, 取  $15^\circ$ ;  $f$  为滚动摩擦阻力系数, 取  $0.11$ 。

**2.2.3 直行阻力** 履带式底盘直行阻力可用下式计算<sup>[19]</sup>

$$F_x = \frac{mgf}{\eta} \quad (5)$$

式 (5) 中:  $F_x$  为履带式底盘直行阻力,  $N$ ;  $m$  为整机质量,  $kg$ ;  $g$  为重力加速度,  $9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ;  $f$  为

滚动摩擦阻力系数, 田间湿软土取  $0.3$ ;  $\eta$  为传动效率系数, 取  $0.85$ 。

**2.2.4 底盘最大行走功率** 底盘在田间行走时, 其功率、速度与阻力的关系可用下式计算<sup>[19]</sup>:

$$P = \frac{F \times v}{\eta} \quad (6)$$

式 (6) 中:  $P$  为驱动功率,  $W$ ;  $F$  为牵引力,  $N$ ;  $v$  为履带式底盘行走速度,  $m \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $\eta$  为传动效率系数, 取  $0.85$ 。

参考生产中现有收获机规格和技术参数<sup>[20]</sup>, 考虑本底盘拟用于整机质量不超过  $1.5 \text{ t}$  的中小型收获机, 暂不考虑割台输送、脱粒清选等功率消耗, 从而计算确定本研究设计底盘最大行走总功率为  $6 \text{ kW}$ 。

## 2.3 电机及减速器的选择

为满足水稻联合收获机田间脱困设计要求, 基于电瓶组续航能力以及工作电压, 选择  $2$  个 YP100B3/5-48V3.0-1500 直流永磁无刷电机, 额定工作电压  $48 \text{ V}$ , 额定工作电流  $69 \text{ A}$ , 额定输出扭矩  $19 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 额定转速  $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ , 该电机可实现短时  $1.5$  倍过载功率、 $3$  倍过载扭矩。

根据电机功率以及扭矩参数, 选取 RV110 蜗轮蜗杆减速机, 减速比为  $10$ , 其动态效率为  $0.89$ , 静态效率  $0.69$ , 蜗杆头数为  $3$ , 导程角  $22^\circ 22'$ , 其体积小, 传动比满足设计要求。

在不计传动效率损失的情况计算得该底盘理论最大行走速度为  $1.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

该底盘主要参数如表 1 所示。

表 1 双电机履带式底盘主要参数  
Table 1 Mechanical parameters of caterpillar chassis

名称 Names	规格 Parameters
驱动功率/kW Driving power	3×2
轨距/mm track gauge	900
接地长度/mm Grounding length	1 140
履带规格/mm Track specification	280×90×48
驱动轮直径/mm Driving wheel diameter	230
最大前进速度/ $m \cdot s^{-1}$ Maximum traveling velocity	1.8
空载质量/kg Unloaded weigh	600

## 3 测控系统设计

### 3.1 电机驱动系统设计

本设计中电机所需工作电流较大, 为给两侧电机供电, 采用  $4$  组  $12 \text{ V}$  酸铅蓄电池作为动力源, 考虑到履带式底盘室外工作, 为防止电力耗尽, 采用

1台48V、7kW增程器作为辅助电源。正常情况下，增程器不仅为两电机供电，还对蓄电池组充电。在收获机田间作业陷车脱困极端需要时，蓄电池组及增程器同时为电机供电，以满足短时过载电流要求。

水稻联合收获机田间工作环境复杂，需频繁启停及前进、倒退，同时根据田间作物生长情况还需快速调整前进速度。考虑到上述特点，底盘单侧电机驱动外围电路设计如图3所示：

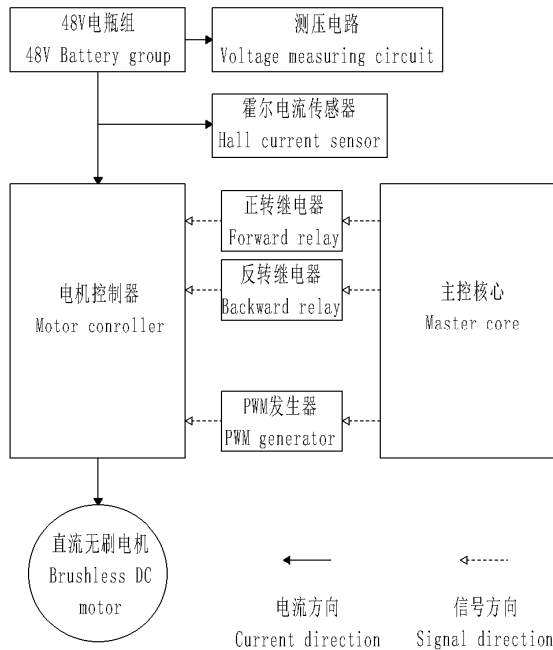


图3 电机驱动系统电路连接简图

Figure 3 Circuit diagram of motor control system

电机的正转信号控制继电器以及电机反转信号线分别连接在主控核心两个I/O口上，当主控核心其中一个I/O口输出高电平时，对应继电器闭合，正转信号回路或者反转信号线回路接通，此时方波信号发生器给电机控制器特定方波信号，电机执行指动动作。

给定PWM信号，需要直行时，正转继电器闭合，反转继电器断开，电机正转；需要倒车时，正转继电器断开，反转继电器闭合，电机反转；需要刹车时，正转继电器闭合，反转继电器闭合，电机刹车；当需要悬置状态时，正转继电器断开，反转继电器断开，电机悬空。

直流无刷电机调速的基本原理是通过脉冲宽度调制方式将直流电源变成PWM波，从而改变加在电机电枢两端电压的平均值，以改变和调节电机的转速。本设计中，PWM发生器通过URAT串口与控制核心通信，通过给PWM发生器不同的信号可改变PWM发生器频率以及占空比。当YPC800-48V

电机控制器接收到不同的PWM信号后，电机即会改变转速。通常情况下，PWM波信号要求其频率在20kHz以上、峰值电压5V、占空比0~100任意。根据上述要求，本设计选择YPC800-48V电机控制器。

### 3.2 远程控制系统设计

为实现底盘前进、后退以及转向的远程控制，进行了遥控系统设计，该系统分为操作和接收两部分。由于Zigbee具有可靠性好、安全性好、成本低、功耗低等优点，本设计采用其作为无线信号传输方式<sup>[21]</sup>。

远程控制系统硬件原理如图4所示：

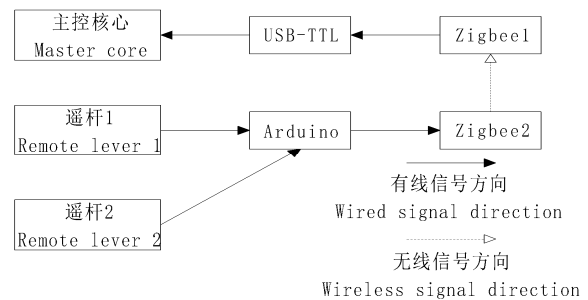


图4 远程控制系统硬件原理图

Figure 4 Remote control system hardware diagram

操作部分工作原理如下：推动遥杆1输出两个0~5V随遥杆位置变化的模拟量，Aruidno读取该模拟量并进行分析后转换为前进、后退、左转、右转四个信号，并将确定的运动信号通过Zigbee2点对点发送给Zigbee1，Zigbee1接收到该信号后通过USB-TTL模块传输给主控核心，主控核心分析信号后通过上文电机控制系统控制电机动作。遥杆2只有前、后两位置功能被定义为增加或减少占空比以调节电机转速。

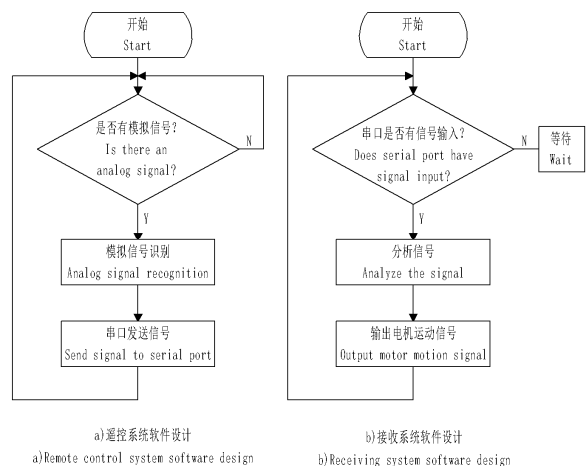


图5 远程控制系统软件设计

Figure 5 Flow chart of remote control system

接收部分系统工作原理如下: 主控核心读取 Zigbee1 对应 USB 口信号信息, 当 Zigbee1 接收到 Zigbee2 的信号时, 分析其信号后主控核心输出电机动作信号驱动电机控制系统工作, 从而使电机运动。

远程控制系统软件工作流程如图 5 所示。

### 3.3 电机测功系统设计

为监测履带式底盘的工作情况, 对底盘驱动功率这一重要工作参数需进行实时测量。本设计采用闭环霍尔电流传感器测量电机输入电流, 该传感器具有精度高, 灵敏度高的优点<sup>[22]</sup>, 同时采用一个降压电路测量电瓶的输出电压, 忽略导线上功率损失, 通过下式计算电机输入功率<sup>[23]</sup>:

$$P = UI \quad (7)$$

式(7)中:  $P$  为电机的输入功率, kW;  $U$  为电机的输入电压, V;  $I$  为电机的输入电流 A。

忽略电机功率损失, 根据下式计算电机驱动功率<sup>[24]</sup>:

$$P = F_f v \quad (8)$$

式(8)中:  $P$  为履带式底盘单边功率, kW;  $F_f$  为履带式底盘单边阻力, N;  $v$  为履带线速度,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

基于霍尔效应可知, 当被测电缆线通入电流, 在霍尔元件平面的法线方向上施加磁场, 在垂直于电流和磁场方向产生的霍尔电势可用下式计算<sup>[25]</sup>:

$$V_H = K_H I_C B \sin\theta \quad (9)$$

式(9)中:  $V_H$  为霍尔电势, V;  $K_H$  为霍尔常数;  $I_C$  为被测电流大小, A;  $B$  为磁感应强度, T;  $\theta$  为控制电流与传感器磁场的夹角, rad。由此可知, 在被测电流与传感器磁场夹角一定时, 霍尔电势与被测电流大小线性相关。

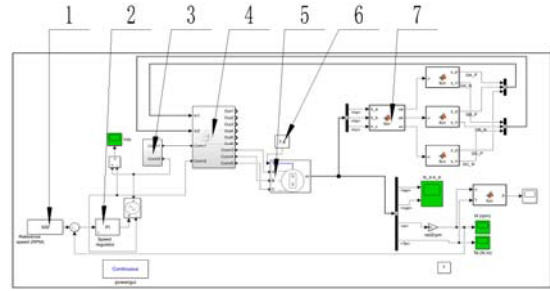
本设计采用 BY20-150B4E 霍尔电流传感器对电流进行检测, 该传感器额定输入电压 5 V, 输出信号 0~5 V, 量程 0~150 A, 输出信号与负载电流呈线性关系, 出厂厂家标定, 精度误差  $\leq \pm 1\%$ , 线性度误差  $\leq \pm 1\%$ 。

## 4 单侧电机驱动功率仿真分析

为了解单侧履带在不同工作速度、载重以及直行转向状态下的理论驱动功率, 对驱动该履带的直流无刷电机进行了仿真分析, 基于 MATLAB/SIMULINK 软件系统及其电器系统模块库建立了直流无刷电机如图 6 所示电器系统模型<sup>[26]</sup>:

本仿真模型中电机详细参数为: 额定电压 48 V、额定转速  $1500 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、额定扭矩  $19 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、电阻  $0.05 \Omega$ 、电感  $80 \mu\text{H}$ 、极对数 2 对、电压常数  $32 \text{ V}\cdot\text{k r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、

转动惯量  $0.11 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 、阻尼系数  $0.00008 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ 。



1.PID 转速输入 PID speed input; 2.PID 调速模块 PID speed control module; 3.电机软启动模块 Motor soft start module; 4.IGBT 逆变桥 IGBT inverter bridge; 5.直流无刷电机 Brushless DC motor; 6.电机扭矩输入 Motor torque input; 7.驱动器 Driver

图 6 直流无刷电机仿真模型

Figure 6 Simulation Model of Brushless DC Motor

### 4.1 直行仿真设计与结果

根据式(1) — (4) 计算履带式底盘不同速度、不同质量下直行所需力矩, 并将计算力矩结果输入 SIMULINK 仿真模型, 从而分析其工作状态以及功耗。底盘质量  $600 \text{ kg}$ 、行走速度  $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $500 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ) 的仿真图形如下图 7 所示:

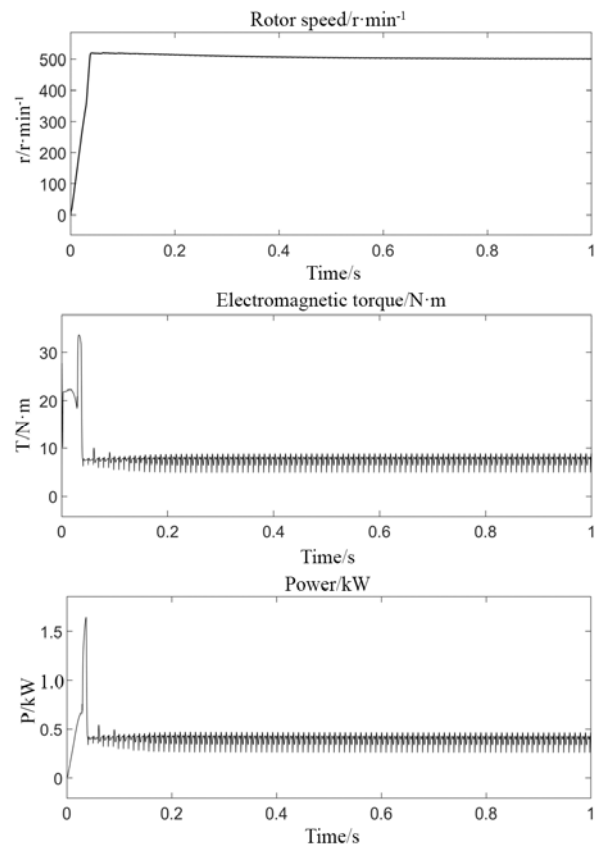


图 7 仿真结果图

Figure 7 Simulation results

对仿真结果分析如下：电机输入扭矩为 12.3 N·m，带载荷启动，经过 0.3 s 分级软启动过程后，电机达到稳定运行阶段，PID 控制器将电机转速控

制在输入值附近，仿真结果表明启动阶段最大扭矩在所受载荷 2 倍左右，不同质量与行走速度下的输出扭矩与功率仿真结果如下表 2 所示。

表 2 不同影响因素下扭矩与功率仿真  
Table 2 Simulation results of torque and power under different influence factors

影响因素 Influence factors	平均扭矩/N·m Average torque	单电机平均功率/kW Average power of single motor	总平均功率/kW Sum of average power
0.6m·s <sup>-1</sup> ,600kg	12.800	0.655 1	1.310 2
0.8m·s <sup>-1</sup> ,600kg	13.080	0.881 1	1.762 2
1m·s <sup>-1</sup> ,600kg	13.210	1.100 0	2.200 0
0.6m·s <sup>-1</sup> ,680kg	14.090	0.712 7	1.425 4
0.6m·s <sup>-1</sup> ,760kg	15.680	0.800 6	1.601 2
0.6m·s <sup>-1</sup> ,840kg	17.920	0.883 6	1.767 2
0.6m·s <sup>-1</sup> ,920kg	18.889	0.966 3	1.932 6
0.6m·s <sup>-1</sup> ,1 000kg	20.480	1.050 0	2.100 0

4.2 原地转向仿真试验设计与结果

底盘原地转向阻力按照下式计算<sup>[25]</sup>：

$$F_i = F_{Ni}\lambda + \frac{\mu mg}{0.925 \times 4B} \quad (10)$$

式(10)中： $F_i$ 为原地转向时单侧履带所受总阻力，N； $\mu$ 为转向阻力系数； $F_{Ni}$ 为单边履带对地面支持力； $i$ 取 1 或 2 时分别对应左、右侧履带； $g$ 为重力加速度，取  $9.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ； $\lambda$ 为滚动阻力系数，

稻田取 0.3； $m$ 为履带车质量，kg。

单侧驱动电机理论扭矩为<sup>[27]</sup>：

$$T = \frac{F_i r}{i\eta} \quad (11)$$

式(11)中： $T$ 为电机输入扭矩，N·m； $r$ 为驱动轮半径，0.115 m； $i$ 为机械传动比，取 10； $\eta$ 为机械效率取，0.8。转向仿真结果如下表 3 所示。

表 3 转向电机功耗仿真结果

Table 3 Power simulation results of motor while steers

转向线速度/m·s <sup>-1</sup> Steering velocity	平均扭矩/N·m Average torque	单电机平均功率/kW Average power of single motor	总平均功率/kW Sum of average power
0.6	26.678	1.377	2.754

5 田间试验

2018 年 12 月 20 日在华中农业大学机电工程训练中心对该底盘实际田间工作功耗进行了测试。试验时土壤坚实度采用 HM-JSD 土壤坚实度仪测得平均值为 1 518 kPa；土壤含水率采用 SDH-1202 快速卤素水分测定仪测得平均值为 17.72%。

5.1 直行功率试验

5.1.1 不同速度对直行功率的影响 选取履带式底盘常用工作速度 ( $v_1=0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $v_2=0.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $v_3=1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) 进行试验，整机质量为 600 kg，每次测试前进 10 m，每个水平重复 3 次(表 4)。工作速度为  $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  时的电机功率与时间之间关系如图 8 所示。

试验时，采样频率为 10 Hz，将电机测功系统所采集到的上升功率数据取算术平均数得出该时间内的平均功耗。

5.1.2 不同质量对直行功率影响 选双电机履带式底盘作业平均行驶速度  $v$  为  $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，测量不同质

量下双电机履带式底盘的直行功率情况，每次测试前进 10 m，每个水平重复 3 次(表 5)。

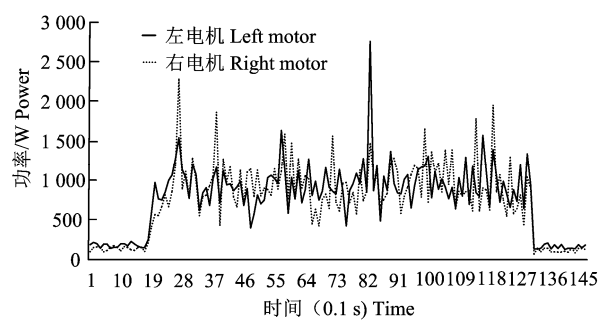


图 8 行走速度为  $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  时左、右电机功率  
Figure 8 Power of left and right motor under  $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

5.2 转向功率试验

在整机质量 600 kg 以及速度为  $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  条件下，连续 3 次测试履带式底盘原地转向功率，每次转向  $180^\circ$ ，转向功率结果如表 6 所示。可知原地转向功率平均 4.3 kW，功率消耗较大。

表 4 不同速度下直行功率结果

Table 4 Power consumption results of different traveling speed W

速度/ $m \cdot s^{-1}$ Velocity	电机位置 Position of motor	单电机平均功率 Average power of single motor			总平均功率 Sum of average power
0.6	左	959.6	923.2	1 008.1	1 900.9
	右	948.0	942.1	921.9	
0.8	左	1 230.7	1 355.2	1 297.4	2 528.9
	右	1 234.1	1 201.1	1 268.3	
1.0	左	1 627.2	1 589.7	1 732.9	3 220.3
	右	1 558.2	1 544.8	1 578.2	

表 5 不同质量下直行功率结果

Table 5 Power consumption results of different masses W

整机质量/kg Mass	电机位置 Position of motor	单电机平均功率 Average power of single motor			总平均功率 Sum of average power
680	左	943.7	1 011.1	842.5	1 797.3
	右	864.4	901.1	828.3	
760	左	973.8	951.1	912.1	1 859.8
	右	967.0	862.9	912.4	
840	左	999.1	933.9	893.2	1 882.6
	右	920.2	944.1	957.4	
920	左	964.3	1 020.7	913.8	1 913.8
	右	950.6	982.2	909.9	
1 000	左	1 032.5	1 015.9	1 038.8	2 011.0
	右	970.7	1 036.2	938.9	

表 6 转向功率结果

Table 6 Result of steering power consumption W

电机位置 Position of motor	单电机平均功率 Average power of single motor	总平均功率 Sum of average power
左	2 213.9	4 705.9
右	2 492.0	
左	1 835.3	3 651.8
右	1 816.5	
左	2 119.7	4 546.2
右	2 426.5	
转向平均总功率/W		4 301.3

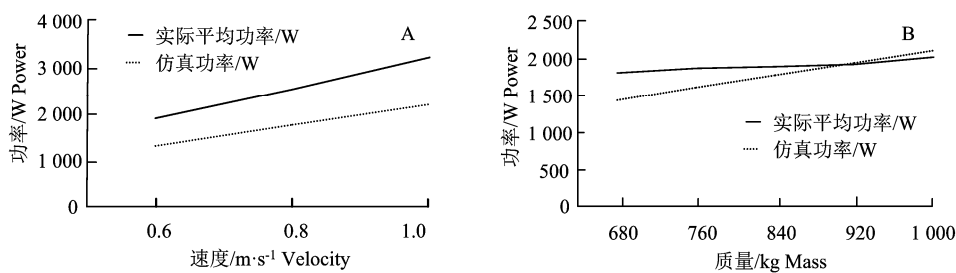


图 9 仿真功率与实际功率

Figure 9 Ratio of simulation power to actual power

5.3 田间试验与仿真分析结果对比

由图 9 可以看出, 将同试验条件下的仿真结果与田间试验结果对比: 不同速度水平下, 仿真实论功率与实际试验功率的比值随着速度的增加没有明显的变化, 一直保持在 0.68 左右; 而在不同质量水平下, 仿真实论功率与实际功率的比值随着质量的

增加而增加; 而仿真转向功率与实际试验功率的比值仅为 0.64 左右。

在不同速度水平下, 该履带式底盘仿真实论功率消耗与实际试验消耗功率的比值随速度的变化保持在 0.68 左右, 该数据表明该样机功率损失不随速度变化而变化; 在不同质量水平下, 该履带式底盘

仿真实论功率消耗与实际试验消耗功率的比值随质量的增加而增加,因此随着质量的增加该履带式底盘整体传动效率提高;该机的直行功率远小于设计理论功率,故在直行的情况下满足设计要求。在转向时,转向仿真结果表明,仿真实论功率消耗与实际试验消耗功率的比值为0.64,转向效率较低,造成转向功率消耗较大的主要原因是:其一,采用了原地转向的方式,该转向方式对功率消耗大;其二,转向半径较小而转向线速度较快因此转向角速度过快,实际生产需求中并不需要如此高转向速度。因此,探索转向速度、转向半径与功耗之间的关系是该履带式底盘后续研究的重点。

## 6 结论

设计了一种可由远程控制系统控制前进、后退及原地转向的双电机驱动履带式底盘,其轨距900 mm,履带宽度280 mm,接地长度1140 mm,理论最大行走速度 $1.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,总驱动功率6 kW。该机搭配增程器,在电池电量耗尽后可以充当电源,为电机提供动力。

基于 Zigbee 搭建了远程遥控系统,以自行设计的霍尔传感器的非接触测功系统对该底盘电机驱动功率进行了检测。以底盘质量和行走速度为试验因素,进行了田间试验和基于 SIMULINK 的单侧履带式电机驱动功率仿真试验,结果表明:随整机质量增加,该机电传动系统功耗损失相对减小;随直行速度增加,传动系统功耗保持不变。

## 参考文献:

- [1] 谢斌,武仲斌,毛恩荣. 农业拖拉机关键技术发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 1-17.
- [2] BODRIA L, FIALA M. Design and testing of an electric-powered walking tractor[J]. J Agric Eng Res, 1995, 60(1): 57-62.
- [3] ARJHARN W, KOIKE M, TAKIGAWA T, et al. Preliminary study on the applicability of an electric tractor (Part 1)[J]. Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, 2001, 63(3): 130-137.
- [4] LOUTRIDIS S, GIALAMAS T, GRAVALOS I, et al. A study on the effect of electronic engine speed regulator on agricultural tractor ride vibration behavior[J]. J Terramechanics, 2011, 48(2): 139-147.
- [5] 高辉松. 电动拖拉机驱动系统研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2008.
- [6] MOUSAZADEH H, KEYHANI A, JAVADI A, et al. Evaluation of alternative battery technologies for a solar assist plug-in hybrid electric tractor[J]. Transp Res Part D: Transp Environ, 2010, 15(8): 507-512.
- [7] UEKA Y, YAMASHITA J, SATO K, et al. Study on the

development of the electric tractor: specifications and traveling and tilling performance of a prototype electric tractor[J]. Engineering in agriculture, environment and food, 2013, 6(4): 160-164.

- [8] HAHN K. High voltage electric tractor-implement interface[J]. SAE Int J Commer Veh, 2008, 1(1): 383-391.
- [9] 陈燕呢. 电动拖拉机动力系统设计与驱动控制方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2018.
- [10] VOGT H H, ALBIERO D, SCHMUELLING B. Electric tractor propelled by renewable energy for small-scale family farming[C]//2018 Thirteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), April 10-12, 2018. Monte-Carlo. New York, USA: IEEE, 2018.
- [11] 高辉松, 王珊珊, 朱思洪. 电动拖拉机驱动力与传动效率特性试验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(10): 40-43.
- [12] 卢毅. 温室电动拖拉机主要部件的研究与设计[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2012.
- [13] 李剑, 孙逢春, 高石, 等. 双电机独立驱动的履带车辆爬坡转性研究[J]. 计算机仿真, 2009, 26(12): 221-225.
- [14] 曾庆含, 马晓军, 袁东, 等. 双侧电驱动履带车辆运动解耦与变结构控制[J]. 控制理论与应用, 2015, 32(8): 1080-1089.
- [15] 谢斌, 张超, 陈硕, 等. 双轮驱动电动拖拉机传动性能研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 8-13.
- [16] 李旭光. 温室双电源电动拖拉机的研制与试验[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2016.
- [17] 鲁植雄, 侯辛奋, 邓晓亭. 串联式混合动力拖拉机驱动系统设计匹配与牵引试验[J]. 南京农业大学学报, 2017, 40(5): 928-935.
- [18] 陈黎卿, 詹庆峰, 王韦韦, 等. 纯电动拖拉机电驱动系统设计及试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(8): 388-394.
- [19] 雷志强. 履带式再生稻收割机底盘的设计与试验[D]. 武汉: 华中农业大学, 2017.
- [20] 张孝安. 农业机械设计手册(下册)[M]. 2版. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [21] 荣军, 李一鸣, 万军华, 等. 不同 PWM 调制方式对无刷直流电机调速的影响[J]. 微电机, 2015, 48(10): 70-74.
- [22] 潘峤, 许留伟, 蒋力. 一种零磁通霍尔电流传感器驱动电路设计[J]. 仪表技术与传感器, 2018(2): 28-30.
- [23] 姜三勇. 电工学(下册)[M]. 7版. 北京: 高等教育出版社, 2011.
- [24] 杨柳, 穆浩淼, 邓钧文, 等. 基于 ZigBee 无线传输的果园机车防撞防倾翻预警系统[J]. 农业工程学报, 2014, 30(21): 25-31.
- [25] 武旭, 王林森, 居鹏. 闭环霍尔电流传感器的硬件电路设计[J]. 传感器与微系统, 2018, 37(11): 73-76, 83.
- [26] 徐志书, 李超, 何雨昂. 基于 Matlab/Simulink 方波直流无刷电机位置伺服仿真研究[J]. 电子技术与软件工程, 2016(10): 136-137.
- [27] 朱晨辉, 李连豪, 王万章, 等. 高地隙液压履带车自动行走控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(S1): 456-462; 469.