

水田双向修筑埂机回转调节自动锁定装置设计与试验

王金峰¹ 翁武雄¹ 鞠金艳² 陈鑫胜¹ 刘俊麟¹ 唐 汉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: 为提高筑埂作业效率、减轻劳动强度,解决水田双向修筑埂机在切换作业方式过程中因手动控制精度不高、摆动较大而导致回转不平稳及无法自动锁定的问题,设计了一种可使旋耕和镇压部件回转调节自动锁定的装置。阐述了整体结构及工作原理,建立回转调节自动锁定装置的模型,通过运动学及动力学分析,获得了回转过程的角加速度范围为 0.038 ~ 0.154 rad/s²,确定所需电动推杆电动机的额定输出扭矩为 1.64 ~ 6.71 N·m。通过对电动推杆运动速度的求解,得到电动推杆伸长速度与回转时间的关系曲线,并据此进行控制系统设计,实现了通过手机控制自动转向、解锁及接收反馈信息的功能。对锁销进行受力分析,得到锁销受到的最大阻力为 18 470 N,确定锁销的直径为 10 mm。进行回转性能试验,记录一个回转周期内链传动箱的回转调节状态,并与理论运动状态进行对比,结果表明:整个回转周期的均方误差为 1.01(°)²,回转调节过程与理想运动过程较为吻合,控制系统精度较高;水田双向修筑埂机田间作业所修筑田埂的埂顶与埂两侧坚实度为 1 180、2 050 kPa,回转调节自动锁定装置锁定牢靠,不影响田间正常筑埂作业。

关键词: 水田; 修筑埂机; 回转调节; 锁定装置; 试验

中图分类号: S222.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)03-0057-11 OSID: 

Design and Experiment of Rotation Adjustment and Automatic Locking Device of Bi-directional Ridger for Paddy Field

WANG Jinfeng¹ WENG Wuxiong¹ JU Jinyan² CHEN Xinsheng¹ LIU Junlin¹ TANG Han¹

(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: Aiming to ensure the efficiency of ridge construction, reduce the labor intensity, and solve the problem that the manual control accuracy was not high and there was a large swing in the process of switching operation mode of the bi-directional ridger in paddy field, resulting in unstable rotation and unable to automatically lock. The whole structure and working principle were described. The motion model of the rotation adjustment device and the locking device was established, the angular acceleration range of the rotation process was determined to be 0.038 ~ 0.154 rad/s² and the rated output torque of the motor of the required electric push rod was 1.64 ~ 6.71 N·m through kinematic and dynamic analysis. Based on the calculation of the moving speed of the electric putter, the relation curve between the elongation speed of the electric putter and the turning time was obtained and the steering control system was designed. According to the stress analysis of the lock pin, the maximum resistance of the lock pin to the soil was 18 470 N and the diameter of the lock pin was 10 mm. The slewing performance test was conducted to record the slewing adjustment state of the chain drive box and compared with the theoretical motion state designed in a rotating cycle. The results showed that the mean square error of the whole rotation cycle was 1.01 (°)², the rotation adjustment process was consistent with the ideal motion process, and the control system had a high precision. Field operation performance test was conducted on the bi-directional ridger in paddy field. The test results showed that the average solidity of the ridge

收稿日期: 2020-06-08 修回日期: 2020-07-11

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFD0300105-4、2017YFD0701105、2016YFD0300909-04)和黑龙江省博士后落户黑龙江项目(LBH-Q17012)

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: 唐汉(1991—),男,讲师,博士,主要从事智能农机装备及其设计优化方法研究,E-mail: tanghan19910102@163.com

reached 1 180 kPa, and the rotation adjustment locking device was firmly locked, which did not affect the normal operation in the field.

Key words: paddy field; ridger; rotation adjustment; locking device; test

0 引言

采用水田机械化修筑埂技术能够完成高效高质量的筑埂作业,修筑坚实可靠的田埂,可有效节约水资源,有利于建设标准化农田^[1-2]。随着水田机械化程度的提高,水田机械化筑埂已成为水稻种植生产的“瓶颈”问题之一,旋耕和镇压部件的稳定回转调节及锁定是水田单侧修筑埂机倒行修筑拐角处田埂的关键,也是水田全程机械化修筑埂的重要环节。

日本水田筑埂机械处于世界领先水平,已基本实现水田筑埂的机械化作业^[3-4]。日本生产的筑埂机主要以单侧筑埂机为主,机身普遍配备控制系统,可以遥控旋耕和镇压部件进行回转,但回转与锁定装置采用多连杆机构,其结构复杂,且部分高端机型须专业农户进行操作,对操作技术要求较高,不易于国内引进推广使用。目前,国内生产的修筑埂机的旋耕和镇压部件的位置相对于悬挂架都是固定的^[5-9],受限于拖拉机机身占用的一段距离,无法对地头拐角处田埂进行修筑。针对此问题,王金峰等^[10-11]研制了水田双向修筑埂机,通过液压缸实现作业部件的180°水平回转,可采用拖拉机倒车进行筑埂的方式对拐角处田埂进行修筑。该机已在黑龙江地区应用,但手动控制精度不高、回转过程中机具

摆动较大,导致回转不平稳,且锁定装置采用锁紧销,无法实现自动锁定,操作繁琐,影响了机具的进一步推广应用。

为实现修筑埂机旋耕和镇压部件的匀速回转调节和自动锁定,使回转过程更加稳定、安全可靠,简化上下车调节锁紧销的繁琐过程,本文以水田双向修筑埂机^[12]为载体,将原有的液压缸替换为电动推杆,研究可通过手机精确控制的回转调节自动锁定装置,使转向过程操作简便,以提高工作效率和自动化程度,并通过试验进行性能验证。

1 水田双向修筑埂机存在问题分析

水田双向修筑埂机主要由悬挂牵引架、支撑架、主传动箱、横向偏移机构、水平回转调节机构、液压缸、锁定装置及旋耕镇压总成等组成。整机结构及传动简图如图1所示,其中横向偏移机构分别与悬挂牵引架和支撑架铰连组成平行四杆机构,主传动箱固定在支撑架上,水平回转调节机构与支撑架之间由轴承进行铰连接,旋耕镇压总成固定安装在水平回转调节机构底部。横向偏移机构和水平回转调节机构分别用于控制旋耕镇压总成的左右横向偏移和水平180°回转,锁定装置保证水平回转调节机构在筑埂作业过程中为一个刚性的整体。

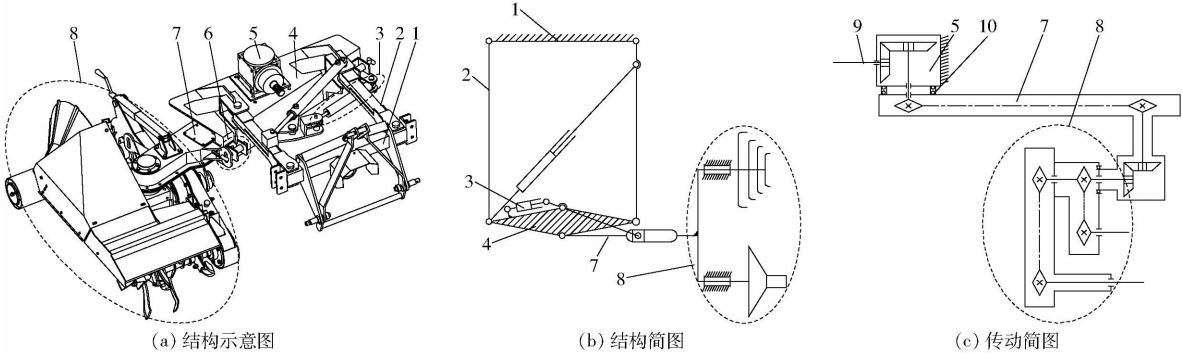


图1 水田双向修筑埂机结构图

Fig.1 Structure diagrams of bi-directional ridger for paddy field

1. 悬挂牵引架 2. 横向偏移机构 3. 液压缸 4. 支撑架 5. 主传动箱 6. 锁定装置 7. 水平回转调节机构 8. 旋耕镇压总成
9. 动力输入轴 10. 轴承

作业过程中,动力由拖拉机后置动力输出轴提供,由万向节经过动力输入轴从主变速箱传递至水平回转调节机构再传递至旋耕镇压总成进行筑埂作业。当水田双向修筑埂机行驶到稻田拐角处无法继续筑埂时,驾驶人员需下车解开锁定,再回到驾驶室通过手动调节拖拉机的液压操纵杆伸长液压缸,进

行旋耕镇压总成的180°水平回转后再下车进行锁定。而后,拖拉机在田间换向,机具倒行进行反向旋耕集土筑埂成型,完成拐角处田埂的机械化修筑作业,如图2所示。

由以往试验可知,水田双向修筑埂机的水平回转调节机构以液压缸作为驱动部件,操控者无法通

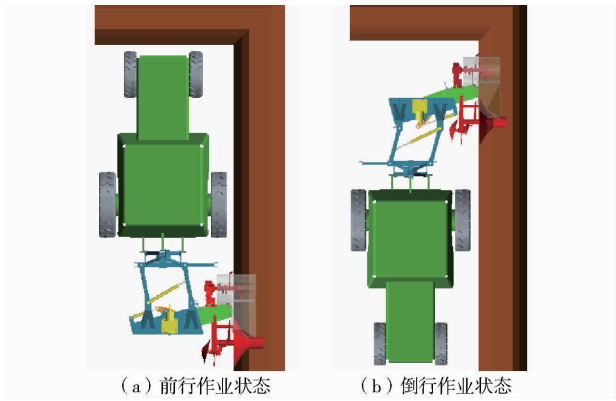


图 2 工作原理图

Fig. 2 Structure diagrams of working principle

过手动操作精确控制油压使液压缸按理想速度运动,液压缸微小的伸缩速度偏差就会导致转向过快,

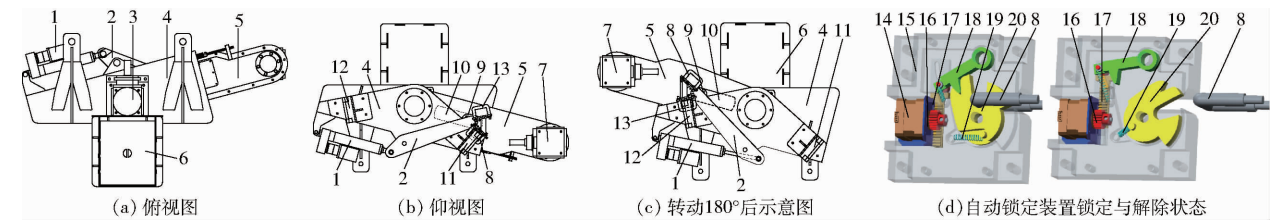


图 3 回转调节自动锁定装置示意图

Fig. 3 Structure diagrams of rotation adjustment and automatic locking device

1. 电动推杆 2. 连杆 3. 主传动箱 4. 支撑架 5. 链传动箱 6. 控制箱 7. 副传动箱 8. 锁销 A 9. 滑块 10. 滑槽 11. 自动锁定装置 A 12. 自动锁定装置 B 13. 锁销 B 14. 电机 15. 壳体 16. 齿轮 17. 齿条 18. 卡扣 19. 弹簧 20. 卡板

其中主齿轮箱固定安装在支撑架上,自动锁定装置 A 与 B 分别固定安装在支撑架底部,支撑架上分别铰连电动推杆和连杆,连杆的一端与电动推杆铰连接,链传动箱可转动地安装在支撑架内,副传动箱与链传动箱固定连接,锁销 A 与 B 固定安装在链传动箱底部,在链传动箱上设置滑槽,滑块可滑动地配装在滑槽内,连杆的另一端可转动地插入配装在滑块中心孔内。电机安装在自动锁定装置壳体内,齿轮套装在电机动力输出轴上,卡扣与卡板的一端分别与壳体铰连接,另一端分别通过弹簧与壳体相连接,卡扣与卡板呈接触、脱离配合。齿条与齿轮相啮合,齿条可滑动地装配在壳体内部,前端与卡扣呈接触、脱离配合。

作业过程中,旋耕和镇压部件配装在副传动箱上,动力由副传动箱动力输出轴提供。当机具行驶到稻田拐角处无法继续前进修筑田埂时,通过控制箱进行旋耕和镇压部件的转向调节。转向前,操作手机 APP 界面的转向按钮执行自动锁定装置 A 的解锁程序,驱动电机正转带动齿条推动卡扣使之与卡板分离,完成解锁,此时伸长电动推杆,进行旋耕和镇压部件的转向,锁销 A 随着链传动箱的转动脱离自动锁定装置 A 并在转动 180°后进入自动锁定装置 B 内,带动卡板旋转推动卡扣,弹簧复位使卡

扣与卡板自动扣紧,实现锁定。机具完成由前行至倒行作业状态的快速切换。

液压缸的突然停顿也会使转向突然停止,导致机具转向过程不够平稳,易引起作业部件与机架之间的碰撞,缺少安全性及可靠性。此外,转向的手动锁定装置无论是解锁还是锁定都需要驾驶员下车操作,并且需要一人协同完成,手动锁定过程操作繁琐,自动化程度低,劳动强度大、工作效率低。

2 结构与原理

回转调节自动锁定装置由控制箱、主传动箱、电动推杆、连杆、支撑架、自动锁定装置 A 与 B、链传动箱、副传动箱、滑槽和滑块组成,主要用于控制链传动箱在水平方向上的 180°回转调节与自动锁定,实现水田双向修筑埂机前行与倒行两种作业方式的快速稳定转换,结构如图 3 所示。

扣与卡板自动扣紧,实现锁定。机具完成由前行至倒行作业状态的快速切换。

3 回转调节自动锁定过程分析

为解决水田双向修筑埂机因控制精度低导致转向不平稳的问题,采用电动推杆代替双作用液压缸作为回转调节自动锁定装置的驱动部件,并对运动过程进行分析。

3.1 回转调节过程运动分析

为了使链传动箱以理想的角速度匀速稳定转动,需通过链传动箱的角速度反推确定电动推杆的瞬时速度。由于电动推杆缩短过程为伸长过程的逆运动,因此本文仅对前行工作切换至倒行工作过程进行运动学分析。为了防止转向调节完成时链传动箱与支撑架产生碰撞,设计链传动箱转向过程角速度为梯形速度曲线,分为匀加速阶段、匀速阶段和匀减速阶段,如图 4 所示。

解开锁定后,链传动箱先匀加速回转至锁销脱离自动锁定装置,再以最大角速度匀速回转至锁销进入自动锁定装置,最后匀减速回转至锁销锁定完成时结束。匀加速阶段、匀速阶段和匀减速阶段角位移分别为 S_1 、 S_2 和 S_3 ,匀加速阶段与匀减速阶段角位移和所用时间相等,角加速度大小相等方向相

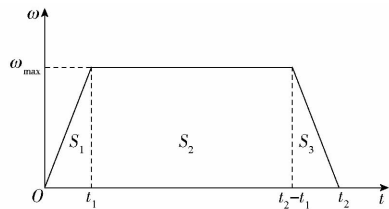


图4 链传动箱角速度与时间关系曲线
Fig. 4 Image of relationship between angular velocity and time of chain transmission case

反,则链传动箱最大角速度为

$$\omega_{\max} = \alpha t_1 \tag{1}$$

因此有 $S_2 = \alpha t_1 (t_2 - 2t_1)$ (2)

式中 α ——链传动箱在匀加速阶段的角加速度, rad/s^2

t_1 ——匀加速阶段所用时间, s

t_2 ——转向过程总时间, s

由图4得 $S_1 = S_3 = \frac{1}{2} \alpha t_1^2$ (3)

$$\frac{t_2}{t_1} = \frac{\omega_{\max} t_2}{\omega_{\max} t_1} = \frac{\pi + 2S_1}{2S_1} \tag{4}$$

以链传动箱回转中心 O 为原点建立平面直角坐标系,如图5所示。

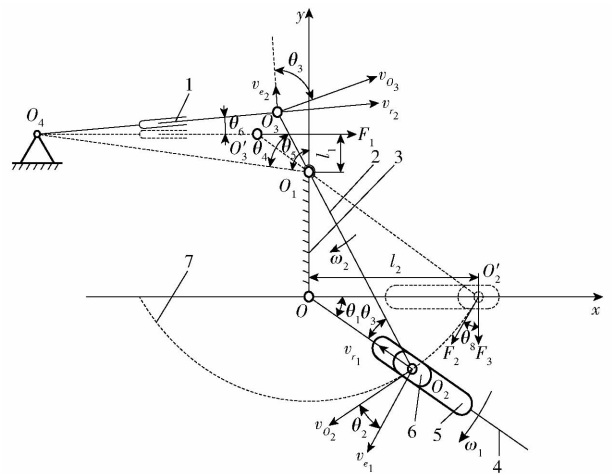


图5 回转调节自动锁定装置运动简图
Fig. 5 Motion diagram of rotation adjustment and automatic locking device

1. 电动推杆 2. 连杆 3. 支撑架 4. 链传动箱 5. 滑槽 6. 滑块 7. 滑块中心运动轨迹

其中连杆和电动推杆分别绕 O_1 和 O_4 转动, θ_1 、 θ_5 和 θ_6 分别为链传动箱、连杆和电动推杆在回转调节自动锁定装置回转至 t 时刻时转动的角度。点 O'_3 为进行回转之前电动推杆与连杆铰连点的初始位置, θ_4 为 $\beta(\angle O'_3 O_1 O_4)$ 与 θ_5 之和, 则

$$\omega_1 = \begin{cases} \alpha t & (t \in [0, t_1]) \\ \alpha t_1 & (t \in (t_1, t_2 - t_1)) \\ \alpha(t_2 - t) & (t \in [t_2 - t_1, t_2]) \end{cases} \tag{5}$$

$$\theta_1 = \begin{cases} \int_0^t \omega_1 dt & (t \in [0, t_1]) \\ \int_0^{t_1} \omega_1 dt + \int_{t_1}^t \omega_1 dt & (t \in (t_1, t_2 - t_1)) \\ \int_0^{t_1} \omega_1 dt + \int_{t_1}^{t_2-t_1} \omega_1 dt + \int_{t_2-t_1}^t \omega_1 dt & (t \in [t_2 - t_1, t_2]) \end{cases} \tag{6}$$

$$\theta_4 = \begin{cases} \beta + \int_0^t \omega_2 dt & (t \in [0, t_1]) \\ \beta + \int_0^{t_1} \omega_2 dt + \int_{t_1}^t \omega_2 dt & (t \in (t_1, t_2 - t_1)) \\ \beta + \int_0^{t_1} \omega_2 dt + \int_{t_1}^{t_2-t_1} \omega_2 dt + \int_{t_2-t_1}^t \omega_2 dt & (t \in [t_2 - t_1, t_2]) \end{cases} \tag{7}$$

式中 β ——回转前电动推杆与连杆的夹角, $(^\circ)$
 ω_1 ——链传动箱角速度, rad/s
 ω_2 ——连杆角速度, rad/s

在 $\triangle O_1 O O_2$ 中, 由余弦定理推导出 $l_{O_1 O_2}$ 为

$$l_{O_1 O_2} = \sqrt{l_{O O_2}^2 - (l_{O O_1} \cos \theta_1)^2} - l_{O O_1} \sin \theta_1 \tag{8}$$

式中 $l_{O O_1}$ ——连杆与链传动箱回转中心距, mm
 $l_{O_1 O_2}$ ——滑块中心 O_2 绕连杆回转中心 O_1 的转动半径, mm
 $l_{O O_2}$ ——链传动箱回转中心 O 与滑块中心 O_2 距离, mm

由图5可知, 点 O_2 的绝对速度 v_{O_2} 分解成相对速度 v_{r_1} 与牵连速度 v_{e_1} , 连杆在 t 时刻的角速度 ω_2 为

$$\omega_2 = \frac{v_{O_2}}{l_{O_1 O_2}} \tag{9}$$

点 O_2 的牵连速度 v_{e_1} 为 $v_{e_1} = \omega_1 l_{O O_2}$ (10)

由于点 O_2 绝对速度 v_{O_2} 和牵连速度 v_{e_1} 的夹角 θ_2 与连杆和链传动箱的夹角 θ_3 相等, 根据速度合成定理求得绝对速度 v_{O_2} 为

$$v_{O_2} = \frac{v_{e_1}}{\cos \theta_2} = \frac{v_{e_1}}{\cos \theta_3} \tag{11}$$

在 $\triangle O_1 O O_2$ 中, 由正弦定理有 $\cos \theta_3 = \sqrt{1 - \sin^2 \theta_3} = \frac{\sqrt{l_{O_1 O_2}^2 - (l_{O O_1} \cos \theta_1)^2}}{l_{O_1 O_2}}$ (12)

由式(8)~(12)联立可得连杆角速度 ω_2 为 $\omega_2 = \omega_1 \left[1 - \frac{l_{O O_1} \sin \theta_1}{\sqrt{l_{O_1 O_2}^2 - (l_{O O_1} \cos \theta_1)^2}} \right]$ (13)

点 O_3 的绝对速度 v_{O_3} 为

$$v_{O_3} = \omega_2 l_{O_1 O_3} \tag{14}$$

式中 $l_{O_1 O_3}$ ——电动推杆与连杆铰连点 O_3 绕点 O_1 的转动半径, mm

将点 O_3 的绝对速度 v_{O_3} 分解得到点 O_3 的相对速度 v_{r_2} 为

$$v_{r_2} = v_{O_3} \sin \theta_7 \tag{15}$$

式中 θ_7 ——点 O_3 绝对速度 v_{O_3} 与牵连速度 v_{e_2} 的夹角, ($^\circ$)

在 $\triangle O_1 O_3 O_4$ 中, 由余弦定理有

$$l_{O_3 O_4} = \sqrt{l_{O_1 O_4}^2 + l_{O_1 O_3}^2 - 2 l_{O_1 O_4} l_{O_1 O_3} \cos \theta_4} \tag{16}$$

式中 $l_{O_3 O_4}$ ——电动推杆在 t 时刻的长度, mm
 $l_{O_1 O_4}$ ——电动推杆与支撑架铰连点 O_4 和连杆回转中心点 O_1 的距离, mm

在 $\triangle O_1 O_3 O_4$ 中, 由正弦定理有

$$\frac{l_{O_3 O_4}}{\sin \theta_4} = \frac{l_{O_1 O_4}}{\sin \theta_7} \tag{17}$$

由式(5)~(7)与式(13)~(17)联立可得电动推杆伸缩速度 v_{r_2} 与时间 t 的关系式为

$$v_{r_2} = \frac{\omega_1 l_{O_1 O_3} l_{O_1 O_4} \sin \theta_4 (\sqrt{l_{O_1 O_2}^2 - l_{O_1 O_3}^2 \cos^2 \theta_1} - l_{O_1 O_3} \sin \theta_1)}{\sqrt{(l_{O_1 O_3}^2 + l_{O_1 O_4}^2 - 2 l_{O_1 O_3} l_{O_1 O_4} \cos \theta_4) (l_{O_1 O_2}^2 - l_{O_1 O_3}^2 \cos^2 \theta_1)}} \tag{18}$$

3.2 回转调节过程受力分析

如图 5 所示, 虚线段 $O_4 O'_3$ 、 $O'_3 O'_2$ 和 OO'_2 分别为电动推杆、连杆和链传动箱转向初始位置, 链传动箱的启动转矩由电动推杆提供, 经连杆传递至链传动箱。连杆所受电动推杆的推力为 F_1 , F_1 到连杆回转中心 O_1 的力臂为 l_1 , 并且此时力臂 l_1 最短, 故在该位置所需电动推杆的推力 F_1 最大。链传动箱滑块中心点 O'_2 所受连杆的推力为 F_2 , θ_8 为 F_2 与 F_3 的夹角。为保证链传动箱能够以梯形速度曲线进行转向, 电动推杆的额定推力应大于该位置所需推力 F_1 , 不考虑摩擦力的影响, 对链传动箱回转过程进行受力分析, 为电动推杆的电机选型和匀加速阶段角加速度的确定提供参考依据。结合图 5 可得

$$F_2 = \frac{F_1 l_1}{l_{O_1 O'_2}} \tag{19}$$

链传动箱所受力 F_2 对回转中心 O 的力矩 M 为

$$M = \frac{F_3 l_2}{1\,000} = \frac{F_2 \cos \theta_8 l_2}{1\,000} \tag{20}$$

式中 F_3 —— F_2 在 y 轴方向的分力, N
 l_2 —— O'_2 到回转中心 O 的距离, mm
根据刚体绕定轴转动微分方程有

$$J_O \alpha = M \tag{21}$$

式中 J_O ——链传动箱对回转中心 O 的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

电动推杆是由电机通过齿轮传动带动丝杠旋转, 实现将电机的角位移转化为电动推杆线位移, 电动机的扭矩转化为电动推杆的轴向力, 电动推杆推力与电动机输出扭矩之间的关系为

$$T = \frac{F_1 S}{2\,000 \pi \eta i} \tag{22}$$

式中 T ——电动机输出扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
 S ——电动推杆丝杠导程, mm/r
 i ——电机与丝杠传动比
 η ——丝杠传动效率, 取 0.85

联立式(19)~(22)可得电动机输出扭矩与链传动箱角加速度的关系为

$$T = \frac{J_O \alpha S l_{O_1 O'_2}}{2 \pi \eta l_1 l_2 \cos \theta_8} \tag{23}$$

为确保转向过程安全可靠, 实际选择的电动机扭矩为

$$T_0 = C_1 C_2 T \tag{24}$$

式中 T_0 ——实际选择电动机的输出扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
 C_1 ——电气安全系数
 C_2 ——负载安全系数

由于作业时旋耕和镇压部件配装在链传动箱底部, 并随链传动箱一起转动, 将链传动箱及旋耕和镇压部件视为一个整体, 利用 Creo Parametric 2.0 对链传动箱及旋耕和镇压部件进行测定^[12], 得到链传动箱及旋耕和镇压部件对回转中心 O 的转动惯量 J_O 为 $398.36 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 根据回转调节自动锁定装置与连杆的安装位置可知 $S_1 = \frac{\pi}{18}$, $l_{O_1 O'_2} = 441 \text{ mm}$ 、 $l_1 =$

73 mm 、 $l_2 = 370 \text{ mm}$ 和 $\theta_8 = \frac{11}{60} \pi$ 。为了提高转向过程的工作效率, 保证转向的稳定, 设计转向总时间 t_2 范围为 $15 \sim 30 \text{ s}$, 将 S_1 代入式(4)得 $t_2/t_1 = 10$, 则 t_1 对应范围为 $1.5 \sim 3 \text{ s}$; 将 t_1 代入式(3)得回转过程的角加速度范围为 $0.038 \sim 0.154 \text{ rad/s}^2$; 将已知参数代入式(23)得电动机输出扭矩 T 的范围为 $0.27 \sim 1.12 \text{ N} \cdot \text{m}$; 考虑到电源输出电压随着用电消耗而降低, 电动机实际输出扭矩随着电源输出电压降低而减小, 故将电气安全系数 C_1 取为 2, 并且修筑埂机实际工作环境与理想工作环境存在较大差距, 包括机具倾角、阻力转矩和摩擦力等因素, 故将负载安全系数 C_2 取为 3, 将 T 、 C_1 和 C_2 代入式(24), 可得实际选择的电动推杆电动机额定输出扭矩为 $1.64 \sim 6.71 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

3.3 电动推杆运动速度求解

由于转向过程中电动推杆为低速运动, 步进电

机的最大输出扭矩随着工作转速增高呈递减趋势,若超出最大工作扭矩步进电机会出现堵转或失步等现象。根据所选择电动推杆的雷赛 86CM80 型两相混合式步进电机转频特性曲线可知,该步进电机在低转速(300 r/min)运转下最大输出扭矩约为 6 N·m。联立式(23)、(24)得

$$\alpha = \frac{2\pi\eta l_1 l_2 T_0 \cos\theta_8}{C_1 C_2 J_o S l_{o_1 o_2}}$$

(25)

将已知参数代入式(25)得该步进电机所能提供链传动箱的最大角加速度为 0.154 rad/s²。综合考虑,本文设计链传动箱匀加速阶段角加速度为 0.087 rad/s²,将 $\alpha = 0.087 \text{ rad/s}^2$ 、 $S_1 = \frac{\pi}{18}$ 代入式(3)、(4)得 $t_1 = 2 \text{ s}$ 、 $t_2 = 20 \text{ s}$ 。将已知参数 $l_{o_1 o_3} = 97.74 \text{ mm}$ 、 $l_{o_1 o_4} = 550 \text{ mm}$ 、 $l_{o_1 o_2} = 441 \text{ mm}$ 、 $l_{o o_1} = 240 \text{ mm}$ 、 $\beta = 0.23\pi$ 、 $t_1 = 2 \text{ s}$ 、 $t_2 = 20 \text{ s}$ 代入式(18),并应用 Matlab 软件绘制电动推杆伸长速度 v_{r_2} 随转向时间 t 的变化曲线,如图 6 所示。

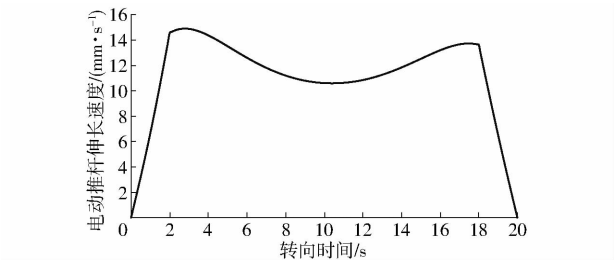


图6 电动推杆伸长速度随转向时间的变化曲线
Fig.6 Changing curve of elongation speed of electric push rod with steering time

由图 6 可知,电动推杆伸长速度随转向时间的变化曲线由 3 条函数曲线组合而成,速度趋势为先加速后减速再加速再减速,共分为 3 个阶段,0~2 s 对应链传动箱的匀加速运动阶段,2~18 s 对应链传动箱的匀速运动阶段,18~20 s 对应链传动箱的匀减速运动阶段。提取曲线各点数据并进行整理,为本文后续控制系统的程序编写提供数据支撑。

3.4 锁定时锁销受力分析

自动锁定时,链传动箱上的锁销(本文以自动锁定装置 A 为分析对象)进入卡板,卡板与卡扣呈接触配合处于锁死状态,则自动锁定装置通过锁销与链传动箱连接为一个刚性的整体。锁销是自动锁定装置能否锁定牢靠的关键,需对锁销进行受力分析以求得满足作业要求的锁销直径,受力简图如图 7 所示。

作业时,旋耕部件与镇压部件接触土壤进行旋耕取土和筑埂作业,锁销主要承载土壤对旋耕部件和镇压部件的阻力,根据力矩平衡方程有

$$P_1 L_1 = P_2 L_2$$

(26)

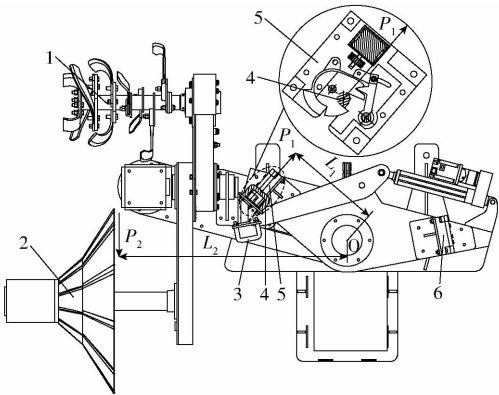


图7 锁销受力分析简图

Fig.7 Diagram of force analysis of lock pin

1. 旋耕部件 2. 镇压部件 3. 锁销 4. 锁销 A 5. 自动锁定装置 A 6. 自动锁定装置 B

式中 P_1 ——锁销受到的阻力,N
 L_1 —— P_1 到链传动箱回转中心 O 距离,mm
 P_2 ——旋耕和镇压部件受到的阻力,N
 L_2 —— P_2 到链传动箱回转中心 O 距离,mm

旋耕筑埂作业过程如图 8 所示,作业过程受到的阻力主要为土壤对镇压部件的附着力和旋耕部件的阻力,即

$$P_2 = P_{\varphi} + P_{\alpha}$$

(27)

式中 P_{φ} ——土壤对镇压部件的附着力,N
 P_{α} ——土壤对旋耕部件的阻力,N

将土壤强度与机具联系起来,应用土力学中的摩尔-库伦定律建立作业机具镇压部件附着力模型

$$P_{\varphi} = Fc + G\mu$$

(28)

其中 $\mu = \tan\varphi$

式中 F ——接地面积,m²
 G ——机具重力,N
 φ ——土壤摩擦角,(°)
 μ ——摩擦因数
 c ——土壤黏结力,kPa

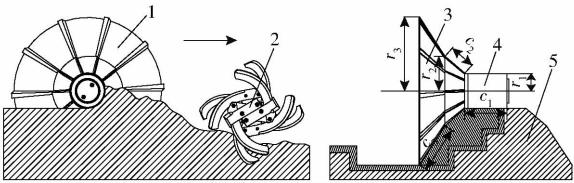


图8 旋耕筑埂作业过程示意图

Fig.8 Operation process of rotary tillage and ridge building

1. 镇压部件 2. 旋耕部件 3. 羽片 4. 镇压辊 5. 田埂

由于旋耕和镇压部件悬挂在拖拉机的后方,由动力输出轴的动力进行驱动,旋耕和镇压部件运动方向和驱动机具行进方向相同,实际上土壤对镇压部件的最大附着力远小于 P_{φ} ,为了分析锁销能承载的最大载荷,假设 P_{φ} 全部作用于镇压部件上,令 $\tan\varphi = 1$ 。

由图 8 可知,作业过程中镇压部件与土壤的接触面积 F 包括镇压辊和羽片与土壤的接触面积,镇压辊为圆柱形,羽片为组合而成的两段圆台形状,则

$$F = \frac{\pi(2r_1c_1 + r_1c_2 + r_2c_2 + r_2c_3 + r_3c_3)}{4} \quad (29)$$

式中 r_1 ——镇压辊半径,mm
 c_1 ——镇压辊长度,mm
 r_2 ——第一锥面最大回转半径,mm
 c_2 ——第一锥面母线长度,mm
 r_3 ——镇压部件最大回转半径,mm
 c_3 ——第二锥面母线长度,mm

根据文献[13],本文的镇压部件具体参数为:
 $r_1 = 90\text{ mm}$, $c_1 = 218\text{ mm}$, $r_2 = 178\text{ mm}$, $c_2 = 132\text{ mm}$,
 $r_3 = 379\text{ mm}$, $c_3 = 240\text{ mm}$ 。将已知参数代入式(29)可得镇压部件与土壤的接触面积 $F = 0.15\text{ m}^2$ 。整机重力 $G = 4\,432\text{ N}$,根据文献[13-14]可知,满足筑埂作业条件的土壤黏结力范围为 $4.86 \sim 15.5\text{ kPa}$,求得最大附着力取土壤黏结力最大值为 15.5 kPa ,将所得到的数值代入式(28)中可得到土壤对镇压部件的附着力 $P_\phi = 6\,757\text{ N}$ 。

根据文献[15-16]可知,旋耕部件在旋耕深度为 $150 \sim 200\text{ mm}$ 时,每把旋耕刀受到的土壤最大阻力约为 510 N ,本文的旋耕部件在进行原地起埂作业时,旋耕深度在 $150 \sim 200\text{ mm}$ 之间可调,并且由图 8 可知,同一时刻入土的旋耕刀最多为 2 把,因此可以推算出旋耕部件受到的土壤阻力 $P_\alpha = 1\,020\text{ N}$ 。通过测量得到 $L_1 = 400\text{ mm}$, $L_2 = 950\text{ mm}$,将已知参数代入式(26)可得到锁销受到的最大阻力为

$18\,470\text{ N}$ 。

由于自动锁定装置受到的全部阻力都作用在锁销上,锁销受到的阻力即为自动锁定装置中卡板的剪力,存在 2 个剪面。由强度条件可知,锁销受到的剪力 τ 应小于所选择材料的许用剪力,即

$$\tau = \frac{P_1}{i' \frac{\pi}{4} d^2} \leq [\tau] \quad (30)$$

式中 i' ——锁销受剪面的数目,个
 d ——锁销受剪面直径,mm
将其转换可得锁销直径应满足

$$d \geq \sqrt{\frac{4P_1}{\tau \pi i'}} \quad (31)$$

选择锁销的材料为 45 号钢,通过查阅资料得到 $[\tau] = 178\text{ MPa}$,将其代入式(31)可得锁销直径 $d \geq 8.12\text{ mm}$,为了安全及可靠性,本文选择锁销直径为 10 mm 。

4 控制系统设计

4.1 硬件设计

电动推杆按照所求得理想曲线进行运动是链传动箱实现匀速稳定回转的前提,因此需对回转调节自动锁定装置的控制系统进行设计。回转调节自动锁定装置控制系统采用模块化理念^[17]进行设计,包括单片机主控制模块、电源模块、位置采集模块以及执行模块,其中执行模块包括转向控制和锁定装置控制,系统硬件结构如图 9a 所示,系统控制原理框图如图 9b 所示。

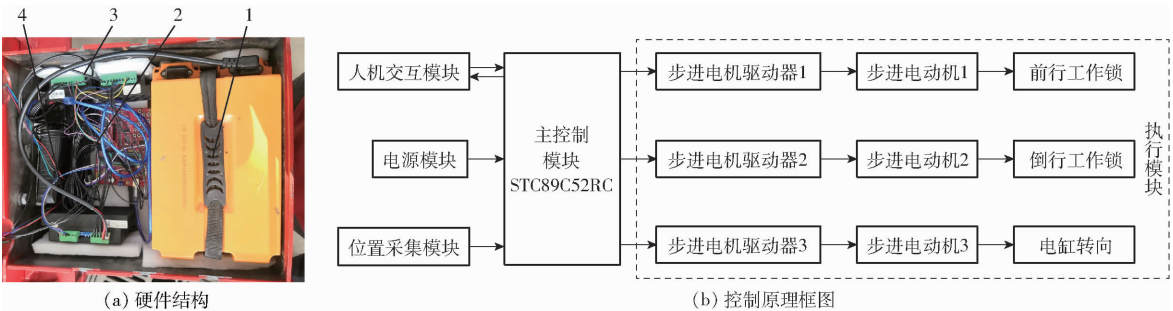


图 9 回转调节自动锁定装置结构与控制框图

Fig. 9 Control principle block diagram of rotation adjustment and automatic locking device

1. 电源 2. 单片机 3. 步进电机驱动器 4. 蓝牙串口通信模块

控制系统硬件主要包括 STC89C52RC 单片机、42 步进电机驱动器、86 步进电机驱动器、机械限位开关和 HC-05 嵌入式蓝牙串口通信模块。该控制系统主要实现功能:通过手机一键控制回转调节自动锁定装置执行两种转向模式;转向过程中对手机实时反馈转向过程信息。其遥控转向功能通过人机交互模块、单片机主控制模块和执行模块联合实现,

转向过程信息反馈功能通过人机交互模块和位置采集模块联合实现。

4.2 软件设计

回转调节自动锁定装置控制系统软件包括控制执行部件的 STC89C52RC 单片机程序和蓝牙无线通信 APP 程序,如图 10 所示。

其中,“Key_1”、“Key_2”、“Turn”、“Virkey”和

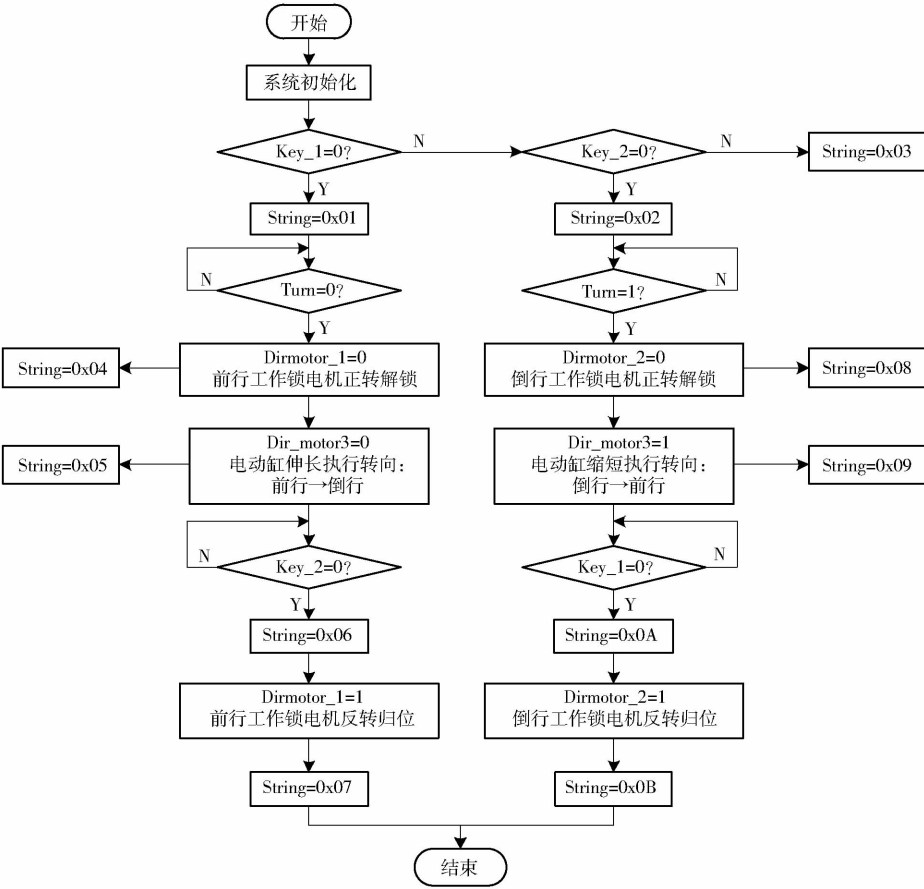
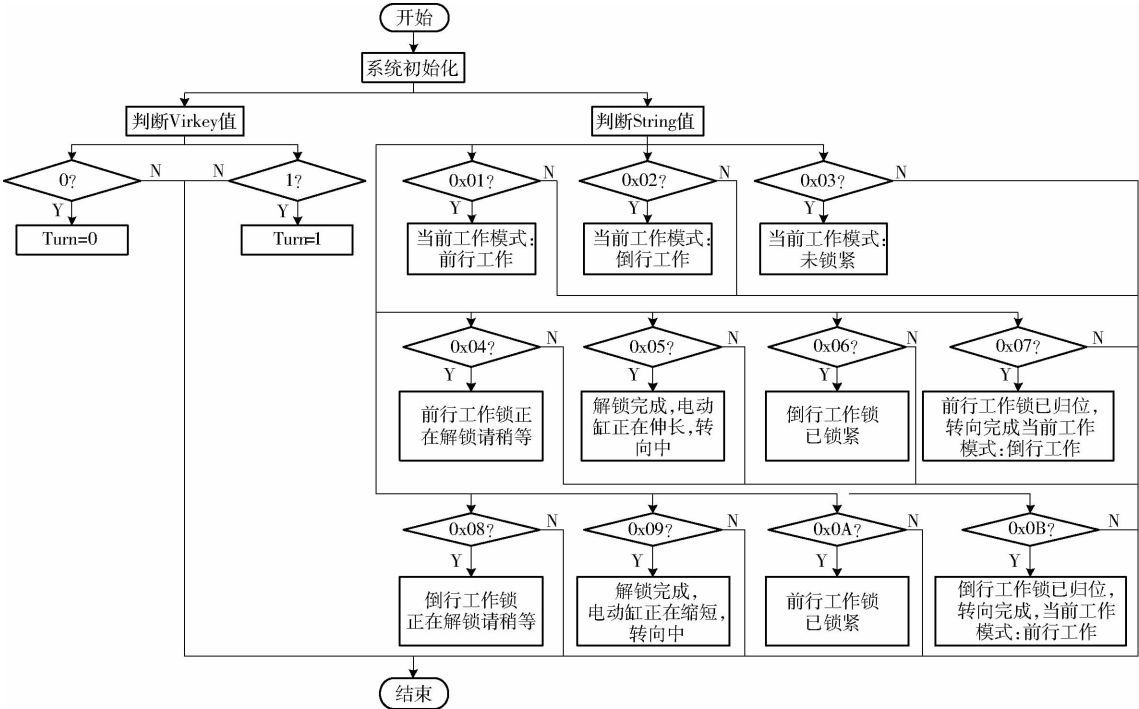


图 10 回转调节控制系统软件流程图

Fig. 10 Software flow chart of rotation adjustment control system

“String”分别为前行工作锁机械限位开关、倒行工作锁机械限位开关、转向控制、蓝牙无线串口通信 APP 虚拟控制按键和字符串选择所对应的判断性标志变量。“Dirmotor_1”、“Dirmotor_2”和“Dirmotor_3”分

别为前行工作锁、倒行工作锁和电动推杆的步进电机转向执行性标志变量。在蓝牙无线通信 APP 中按下两个转向模式的虚拟按键会分别对“Turn”进行不同赋值,并通过蓝牙将数据传输给单片机,单片

机根据识别接收的数据选择不同的工作模式,从而下达一系列后续指令,实现转向控制。“String”设置 11 个 16 进制数据,对应 11 条中文字符串,单片机对“String”进行赋值,也通过蓝牙将数据传输给蓝牙无线通信 APP,进行数据识别将对应的中文字符串显示在反馈窗口,实现执行进度反馈功能。

传统上位机多为计算机端,由于本文研究机具作业环境特殊,为方便操作者远程控制和获取转向过程信息,故上位机采用安卓手机端,并为其设计一款蓝牙无线通信软件。为了实现控制系统的无线传输,安卓手机作为显示和控制终端,需建立 HC-05 嵌入式蓝牙串口通信模块与安卓手机间稳定的通信路径。利用易安卓开发平台自主设计开发适用于安卓系统的手机蓝牙无线通信 APP,可实时接收与发送数据信息,实现回转调节自动锁定装置的控制与接收信息反馈。APP 界面及部分程序代码如图 11 所示。

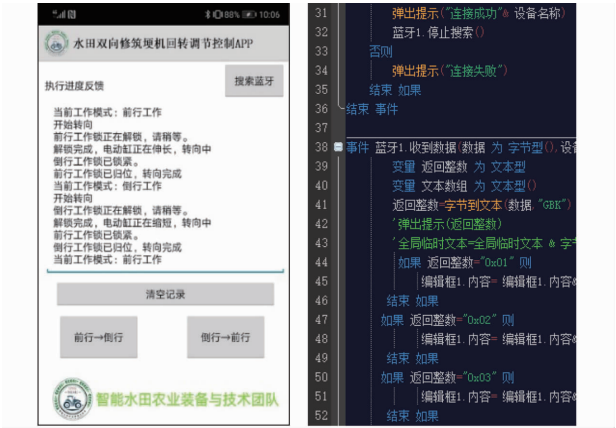


图 11 APP 界面与程序代码

Fig. 11 APP interface and program code

5 性能试验与结果分析

5.1 回转调节性能试验

为检测水平回转调节自动锁定装置的性能,进行了回转调节性能试验,通过对比链传动箱回转角随时间变化情况与所设计理论值之间的误差,分析回转调节控制系统的控制精度,探究回转调节过程的稳定性。试验地点为东北农业大学农牧机械实验

室,试验装置为水田双向修筑埂机。试验前,通过拖拉机后置三点悬挂装置将水田双向修筑埂机悬提至支撑架与地面平行的位置,并将作业部件调整到前行作业状态,保证室内光照充足,试验机具如图 12 所示。



图 12 试验机具

Fig. 12 Schematic of test equipment

由于回转调节过程中,支撑架相对于链传动箱固定不动,因此以支撑架作为参考,对链传动箱回转中心与滚子中心进行标记,标定这两点连成的直线与支撑架的夹角 ϕ 为链传动箱回转角,初始锁定状态时 $\phi = 0^\circ$,具体标记位置如图 13 所示。

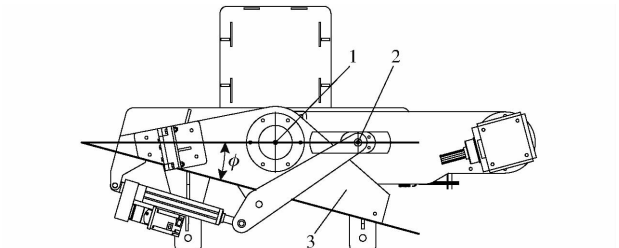


图 13 标记位置示意图

Fig. 13 Schematic of marking position

1. 回转中心 2. 滚子中心 3. 支撑架

利用均方误差作为评价指标,将试验所得到的链传动箱回转角随时间的变化曲线与理论设计得到的曲线进行对比,衡量回转控制系统的控制精度。

试验时,将 HDR-CX450 型数码摄像机固定在机具回转中心的正下方,对机具在一个周期内的回转过程进行拍摄,作业机具完成从前行至倒行作业方式切换的回转调节过程如图 14 所示。

测量时,将拍摄的视频导出并进行时间分割处理,每间隔 0.2 s 测量 1 次链传动箱相对于支撑架的回转角度,共记录 1 个回转周期(即 20 s),观察回转



图 14 回转调节过程

Fig. 14 Rotation adjustment process

过程链传动箱回转角 ϕ 随时间的变化情况,将记录的试验结果与理论值进行对比,如图 15 所示。

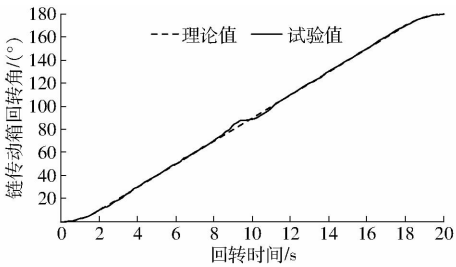


图 15 链传动箱回转角随时间的变化曲线
Fig. 15 Theoretical and practical curve of rotation angle of chain transmission case changing with time

分别计算匀加速阶段、匀速阶段和匀减速阶段链传动箱随时间变化的角度与相对应的理论值之间的均方误差分别为 0.06 、 1.23 、 $0.09(^{\circ})^2$,整个回转周期的均方误差为 $1.01(^{\circ})^2$ 。其中,匀加速阶段与匀减速阶段均方误差较小,说明回转调节控制系统对匀加速阶段与匀减速阶段的控制精度较高;连杆与支撑架之间由销进行铰连接,装配精度较低,匀速阶段链传动箱在回转至 90° 时,对应的电动推杆伸长速度最慢,连杆前端铰连点处受力最大,电动推杆伸长的长度被装配间隙抵消,会产生短暂停顿,由此导致该阶段均方误差相对较大,回转调节控制系统对匀速阶段的控制精度降低。总体而言,与利用液压缸控制回转调节过程相比,本设计回转调节过程较为稳定,与回转调节控制系统所设定的运动情况基本吻合,回转调节控制系统有较高的控制精度。

5.2 田间筑埂性能试验

为检测水田双向修筑埂机筑埂性能,于 2019 年 10 月 25 日在黑龙江省哈尔滨市阿城区农学院试验田进行田间作业性能试验。田间环境温度 15°C ,环境湿度 46% ,风力 $3\sim 4$ 级,田间试验所选地块土壤类型为黑土,土壤坚实度 $120\sim 160\text{ kPa}$,土壤含水率 $22\%\sim 26\%$,配套驱动机具为东方红 904 型拖拉机。试验时,根据原地起埂作业要求调节旋耕部件作业深度至 200 mm ,以确保作业所需集土量,分别以前行与倒行两种作业方式进行筑埂作业,保证机具每次有效作业距离为 15 m 以上,作业效果如图 16 所示。

筑埂 6 h 后,对田埂埂顶及两侧坚实度^[11,18-21]进行测量,试验检测结果如表 1 所示,所修筑田埂的埂顶与埂两侧坚实度为 $1\ 180$ 、 $2\ 050\text{ kPa}$,作业过程中,回转调节自动锁定装置锁定牢靠,能够进行

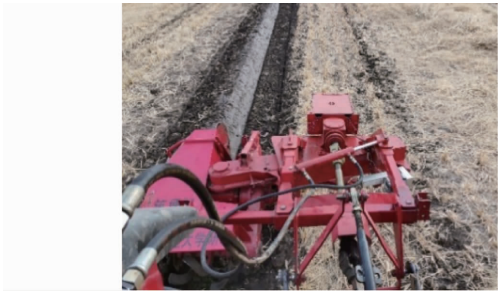


图 16 田间作业效果
Fig. 16 Field operation effect

表 1 田间筑埂作业检测结果

Tab. 1 Test results of field ridge construction			
检测项目	检测结果	标准差	技术指标
田埂顶面坚实度/kPa	1 180	81.56	$\geq 1\ 000$
田埂侧面坚实度/kPa	2 050	89.52	$\geq 1\ 000$
田埂顶面宽度/mm	305	18.87	≥ 200
田埂底面宽度/mm	430	31.42	≥ 300
田埂高度/mm	310	15.23	≥ 250

正常作业,不影响田埂修筑质量。

6 结论

(1)设计了一种回转调节自动锁定装置,能够实现水田双向修筑埂机旋耕和镇压部件的 180° 水平匀速稳定回转及自动锁定。

(2)对回转调节自动锁定装置进行运动学与动力学分析,得到回转过程的角加速度为 $0.038\sim 0.154\text{ rad/s}^2$ 、电动推杆电动机的额定输出扭矩为 $1.64\sim 6.71\text{ N}\cdot\text{m}$;对电动推杆的运动速度进行求解,获得电动推杆伸长速度随转向时间的变化曲线,并完成回转调节控制系统的设计;对自动锁定装置进行受力求解,得到锁销受到的最大阻力为 $18\ 470\text{ N}$,确定锁销直径为 10 mm 。

(3)进行了回转调节自动锁定装置的性能试验,由室内回转调节性能试验可知,回转调节自动锁定装置回转效率高,且回转过程平稳,运动状态与控制系统所设定的运动情况基本吻合,均方误差分别为:匀加速阶段 $0.06(^{\circ})^2$ 、匀速阶段 $1.23(^{\circ})^2$ 、匀减速阶段 $0.09(^{\circ})^2$ 、整个回转周期 $1.01(^{\circ})^2$,回转调节控制系统的控制精度较高。由田间筑埂性能试验可知:在前行与倒行两种作业状态下,锁定装置锁定牢靠;所修筑田埂的埂顶与埂两侧的坚实度为 $1\ 180$ 、 $2\ 050\text{ kPa}$,满足筑埂农艺要求,不影响正常筑埂作业。

参 考 文 献

[1] 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)
- [2] 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)
- [3] 李英, 张越杰. 日本水稻生产效率的实证分析[J]. 吉林农业大学学报, 2011, 33(2): 227–230.
LI Ying, ZHANG Yuejie. An empirical study of efficiency of rice production in Japan[J]. Journal of Jilin Agricultural University, 2011, 33(2): 227–230. (in Chinese)
- [4] 李耀明, 徐立章, 向忠平, 等. 日本水稻种植机械化技术的最新研究进展[J]. 农业工程学报, 2005, 21(11): 182–185.
LI Yaoming, XU Lizhang, XIANG Zhongping, et al. Research advances of rice planting mechanization in Japan[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(11): 182–185. (in Chinese)
- [5] 王金武, 唐汉, 王金峰, 等. 1DSZ-350 型悬挂式水田单侧旋耕镇压修筑埂机的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2017, 33(1): 25–37.
WANG Jinwu, TANG Han, WANG Jinfeng, et al. Design and experiment on 1DSZ-350 type hanging unilateral rotary tillage compacting ridger for paddy field[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(1): 25–37. (in Chinese)
- [6] 王金武, 唐汉, 王金峰, 等. 悬挂式水田单侧修筑埂机数值模拟分析与性能优化[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(8): 72–80.
WANG Jinwu, TANG Han, WANG Jinfeng, et al. Numerical analysis and performance optimization experiment on hanging unilateral ridger for paddy field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(8): 72–80. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170807&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.08.007. (in Chinese)
- [7] 王金峰, 林南南, 王金武, 等. 单侧筑埂机镇压筑埂装置工作动力学参数测试与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(8): 81–86, 104.
WANG Jinfeng, LIN Nannan, WANG Jinwu, et al. Design and experiment on working dynamics parameters of single-side ridger[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(8): 81–86, 104. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170808&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.08.008. (in Chinese)
- [8] 蔡道清, 李彦明, 覃程锦, 等. 水田田埂边界支持向量机检测方法[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(6): 22–27, 109.
CAI Daoqing, LI Yanming, QIN Chengjin, et al. Detection method of boundary of paddy fields using support vector machine[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(6): 22–27, 109. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190603&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.06.003. (in Chinese)
- [9] 赵丽萍, 何新如, 徐杰, 等. 水田整地筑埂联合作业机的试验研究[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(6): 26–30.
ZHAO Liping, HE Xinru, XU Jie, et al. Experimental study on the rotating and building ridge combined work machine for paddy field[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(6): 26–30. (in Chinese)
- [10] 王金峰, 王金武, 孔彦军, 等. 悬挂式水田筑埂机及其关键部件研制与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(6): 28–34.
WANG Jinfeng, WANG Jinwu, KONG Yanjun, et al. Development and experiment of suspension ridger and its key components for paddy field[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(6): 28–34. (in Chinese)
- [11] 王金峰, 翁武雄, 刘俊麟, 等. 水田双向修筑埂机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(2): 40–48.
WANG Jinfeng, WENG Wuxiong, LIU Junlin, et al. Design and experiment of bi-directional ridger for paddy field[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(2): 40–48. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190205&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.02.005. (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] 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)
- [14] 左小锋, 王磊, 郑粉莉, 等. 冻融循环和土壤性质对东北黑土抗剪强度的影响[J]. 水土保持学报, 2020, 34(2): 30–35, 42.
ZUO Xiaofeng, WANG Lei, ZHENG Fenli, et al. Effects of freeze-thaw cycles and soil properties on mollisol shear strength in Chinese black soil region[J]. Journal of Soil and Water Conservation, 2020, 34(2): 30–35, 42. (in Chinese)
- [15] 郑侃, 何进, 李洪文, 等. 基于离散元深松土壤模型的折线破土刃深松铲研究[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(9): 62–72.
ZHENG Kan, HE Jin, LI Hongwen, et al. Research on polyline soil breaking blade subsoiler based on subsoiling soil model using discrete element method[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(9): 62–72. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160910&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.09.010. (in Chinese)

- LIU Cailing, LI Yanni, SONG Jiannong, et al. Performance analysis and experiment on fertilizer spreader with centrifugal swing disk based on EDEM[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(14): 32–39. (in Chinese)
- [18] 吕金庆, 尚琴琴, 杨颖, 等. 锥盘式撒肥装置的性能分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 16–24.
- LÜ Jinqing, SHANG Qinqin, YANG Ying, et al. Performance analysis and experiment on granular fertilizer spreader with cone disc[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(11): 16–24. (in Chinese)
- [19] 胡永光, 杨叶成, 肖宏儒, 等. 茶园施肥机离心撒肥过程仿真与参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(5): 77–82.
- HU Yongguang, YANG Yecheng, XIAO Hongru, et al. Simulation and parameter optimization of centrifugal fertilizer spreader for tea plants[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5): 77–82. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160511&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.011. (in Chinese)
- [20] 杨风波, 薛新宇, 蔡晨, 等. 多旋翼植保无人机悬停下洗气流对雾滴运动规律的影响[J]. 农业工程学报, 2018, 34(2): 64–73.
- YANG Fengbo, XUE Xinyu, CAI Chen, et al. Effect of down wash airflow in hover on droplet motion law for multi-rotor unmanned plant protection machine[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(2): 64–73. (in Chinese)
- [21] COOL S R, PIETERS J G, ACKER J V, et al. Determining the effect of wind on the ballistic flight of fertiliser particles[J]. Biosystems Engineering, 2016, 151(1): 425–434.
- [22] 刘彩玲, 魏丹, 宋建农, 等. 颗粒肥料离散元仿真边界参数系统化研究[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 82–89.
- LIU Cailing, WEI Dan, SONG Jiannong, et al. Systematic study on boundary parameters of discrete element simulation of granular fertilizer[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 82–89. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180909&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.009. (in Chinese)
- [23] ASAE S341.2 Procedure for measuring distribution uniform and calibrating granular broadcast spreaders[S]. 2006.
- [24] NY/T 1003—2006 施肥机械质量评价技术规范[S]. 2006.
- [25] ISO 5690-2-1984 Equipment for distributing fertilizers—test methods—Part 2: fertilizer distributors in lines[S]. 1984.
- [26] ABOU-OU-CHERIF E M, PIRON E, CHATEAUNEUF A, et al. On-the-field simulation of fertilizer spreading: Part 3—control of disk inclination for uniform application on undulating fields[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2019, 158(11): 150–158.

(上接第 67 页)

- [16] 郝建军, 于海杰, 赵建国, 等. 楔形减阻旋耕刀设计与试验[J]. 农业工程学报, 2019, 35(8): 55–64.
- HAO Jianjun, YU Haijie, ZHAO Jianguo, et al. Design and test of wedge drag reduction rotary blade[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(8): 55–64. (in Chinese)
- [17] 王金武, 张翌, 王菲, 等. 基于压电冲击法的水稻穴直播监测系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(6): 74–84, 99.
- WANG Jinwu, ZHANG Zhao, WANG Fei, et al. Design and experiment of monitoring system for rice hill-direct-seeding based on piezoelectric impact method[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(6): 74–84, 99. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190608&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.06.008. (in Chinese)
- [18] 郑侃, 何进, 李洪文, 等. 反旋深松联合作业耕整机设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(8): 61–71.
- ZHENG Kan, HE Jin, LI Hongwen, et al. Design and experiment of combined tillage implement of reverse-rotary and subsoiling[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(8): 61–71. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170806&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.08.006. (in Chinese)
- [19] 刘俊安, 王晓燕, 李洪文, 等. 基于土壤扰动与牵引阻力的深松铲结构参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 60–67.
- LIU Jun'an, WANG Xiaoyan, LI Hongwen, et al. Optimization of structural parameters of subsoiler based on soil disturbance and traction resistance[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 60–67. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170208&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.008. (in Chinese)
- [20] MORRISON J E. Compatibility among three tillage systems and types of plant press wheels and furrow openers for verti-sol claysoils[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2002, 18(3): 293–295.
- [21] MALLEY D F, MCCLURE C, MARTIN P D. Compositional analysis of cattlemannure during composting using a field portable near infrared spectrometer[J]. Communications in Soil Science and Plant Analysis, 2005, 36(4): 455–476.