第45卷 第3期 华 中 农 业 大 学 学 报 Vol.45 No.3
2026年 5月 Journal of Huazhong Agricultural University May 2026,314～326

何丽红,杨浩,郑锐,等.再生稻收割机割台高度自适应调控系统的设计与试验[J].华中农业大学学报,2026,45(3):314-326.
DOI:10.13300/j.cnki.hnlkxb.2026.03.029

再生稻收割机割台高度自适应调控系统的设计与试验

何丽红[1],杨浩[2],郑锐[2],龙宇[1],徐红梅[2]

1.湖南工程学院机械工程学院,湘潭 411104; 2.华中农业大学工学院,武汉 430070

摘要 为提升再生稻收获质量与作业效率,设计一种再生稻收割机割台高度自适应调控系统。建立割台高度控制系统的仿形轮结构模型,对4LZ-1.6Z型谷物联合收割机的液压系统进行改装优化,并基于Simulink搭建控制系统仿真模型,对比分析经典PID与模糊PID 2种控制策略的系统性能;以响应精度和响应速度为试验指标开展性能验证。结果显示,经典PID控制和模糊PID控制的平均绝对误差分别为17.3、10.5 mm;在响应速度方面,经典PID控制在割台上升和下降阶段的平均值分别为0.185和0.213 m/s,而模糊PID控制相应平均值分别为0.202和0.219 m/s;基于模糊PID控制算法的路面起伏行走试验结果显示,割台距地高度稳定在500 mm左右,平均偏差为6.81 mm,稳定性变异系数为1.62%。研究表明,所提控制策略具有良好的稳定性和跟踪性能。

关键词 收割机; 割台; 高度调控; 控制系统; 模糊PID

中图分类号 S225 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2026)03-0314-13

再生稻由于其具有省种、省工、节水等突出优点,同时在适应农业结构调整、提高复种指数以及增加粮食产量等方面具有重要意义,近年来受到了日益广泛的关注[1-2]。在再生稻种植体系中,头季稻机械化收割是影响再生季成败的关键环节之一。为确保稻桩上休眠芽在收割过程中不受破坏,并为再生季萌发提供良好基础,收获时必须保留适宜的留茬高度。因此,在收割机作业过程中,割台高度的精准调节不仅直接关系到作物喂入量的稳定性,更是控制割茬高度,保障再生稻成功再生的核心要素[3]。然而在实际操作中,割台的高度调节仍主要依赖于驾驶员手动设置,不仅增加了操作人员的劳动强度,也因调整不及时、不精确而导致整体收获效率降低。此外,田间作业环境复杂,路面常存在一定起伏与不平,使得割台在行进过程中难以维持预设高度,产生波动。若未能根据地面起伏变化及时、准确地调整割台高度,极易导致部分矮秆水稻被漏割,造成产量损失。同时,割台也易因高度过低而与田间障碍物发生碰撞,引发设备损坏,影响作业效率和经济效益,严重制约了再生稻机械化收割质量与效益的进一步提升。

近年来,国内外学者对收割机割台高度控制系统开展了大量研究。廖勇等[4]设计了基于红外反射检测和STM32的自动控制系统,通过驱动电磁阀开闭实现割台升降。杜娟等[5]利用红外测距传感器读取地面高度变化,基于PLD原理写入控制程序,采用液压装置驱动割台。龙震寰等[6]建立了几何模型,通过多功能滑阀控制液压油运动方向与流量,进而控制割台升降。孙杨[7]设计了超声波传感器与仿形机构组合间接测量的荞麦收割机系统,并增加了伸缩筒式防干扰机构。Yang等[8]设计了基于角度传感器的自适应系统,采用电磁比例阀和EVPIVS-PID控制策略,割茬高度误差不超过2 cm,可满足5～11 km/h收割速度。De Keyser等[9]针对外部负载干扰问题,设计了PID控制系统,解决了割台高度控制的干扰问题。Farooque等[10]针对蓝莓收割,融合传感器、彩色相机、GPS及计算机,同时测量植株高度、产量、坡度及海拔。耿爱军等[11]设计了玉米割台自动控制系统,包括浮动压缩仿形机构、STM32及电磁阀驱动模块。李腾辉等[12]针对甘蔗收获开发了基于遗传算法优化模糊PID的切割器控制系统。

割台高度仿形机构的作用是利用传感器采集地面起伏变化信息,再通过几何计算转化为收割机割台高度信息。仿形机构设计是否合理,将直接影响

收稿日期:2025-11-26
基金项目:湖北省农机装备补短板核心技术应用攻关项目(HBSNYT202218)
何丽红,E-mail: 28822514@qq.com
通信作者:徐红梅,E-mail:xhm790912@163.com

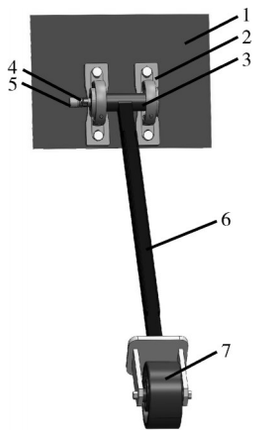
控制系统对割台调节的控制精度[13]。确保收割机割台高度精确调节的关键在于提高割台高度测量的准确性，其测量过程是高度调控系统中至关重要的一环，直接影响到割台调节效果的好坏[14-15]。现阶段高度测量的方法主要包括激光检测仪、超声波传感器、图像识别检测及接触式机械仿形机构。激光和超声波传感器检测法因其价格昂贵且受环境影响大，故不适宜在农业机械中应用。图像识别检测对图像检测算法要求高，且处理速度慢，不符合农业机械的工艺要求。常用的接触式高度仿形机构一般可分为板式或杆状式，板式仿形机构在水田中极易下陷，从而影响检测精度；杆式机构一般安装在割台后方，传感器和割刀会产生一定的横向距离，导致采集的信息实时性差。

综上，国外割台高度控制系统普遍采用更先进、更可靠的算法（如EVPIVS-PID、自适应控制等），搭载了更多的人机交互窗口，对不同作物进行收割时割台能够实现自适应调控，适用范围更广。而国内割台控制系统对特定作物的针对性较强，控制精度相对较低，算法相对单一。目前相关研究主要存在以下不足：一是针对再生稻这一特殊种植模式，兼顾头季稻留茬高度精确控制与防止割台触地碰撞的系统性研究较少；二是田间起伏路面、泥水覆盖等恶劣环境下，传感器的稳定性和抗干扰能力仍有不足；三是多数系统依赖事后调节，缺乏基于地形预瞄的主动控制策略；四是控制算法难以同时兼顾响应速度与稳态精度，在多变地形下割台高度波动较大。基于此，本研究从仿形割台结构设计、割台高度调控液压系统优化以及割台高度自适应控制算法方面进行分析，建立一套再生稻收割机割台高度自适应调控系统，旨在提高再生稻收获质量与作业效率、降低机器损坏率，确保割茬的一致性。

1　材料与方法

1.1　割台仿形机构设计与工作原理

1）总体结构设计。本研究采用行走轮式的仿形机构，将行走轮置于割台前方，采集地面高度变化信息，该结构成本低，便于安装。割台高度仿形机构主要由采集摆杆转动信息的角度传感器、橡胶仿形轮、摆杆、轴承、联轴器、转轴以及固定板组成。田间的起伏范围为50～120 mm，再结合仿形机构安装位置与割台的距离以及割台升降的最低距地高度与最高距地高度，确定摆杆长度为0.8 m。立式球轴承通过螺栓与固定板连接，摆杆与轴、摆杆与行走轮通过焊接相连。在实际工作场景中，仿形轮与地面接触，向前行走采集地面起伏程度，通过角度传感器转化为角度信号，PLC接收到角度信号后，控制液压执行装置调节割台高度。其总体结构如图1所示。

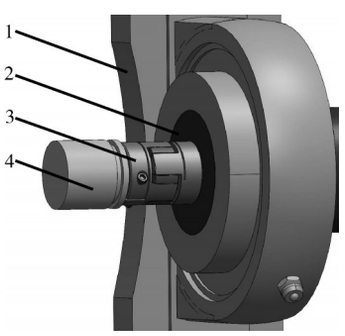


1. 固定板 Mounting plate；2. 立式球轴承 Vertical ball bearing；3. 转轴 Rotating shaft；4. 联轴器 Coupling；5. 角度传感器 Angle sensor；6. 摆杆 Swing lever；7. 行走轮 Travel wheel.

图1　割台仿形机构三维图

Fig.1　3D diagram of the header profiling mechanism

角度传感器通过梅花联轴器与转轴联接，均采用内六角螺钉的方式紧固，当割台在液压缸的驱动下升降时，摆杆会随着地面的起伏程度上下摆动，转轴和传感器输出轴也会相对于传感器本体（除角度传感器输出轴以外的其他部分）转动一定的角度，这个角度变化量将被角度传感器记录下来。图2为角度传感器安装示意图。



1. 立式球轴承 Vertical ball bearing；2. 转轴 Rotating shaft；3. 联轴器 Coupling；4. 角度传感器 Angle sensor.

图2　角度传感器安装示意图

Fig.2　Installation diagram of the angle sensor

2）割台仿形机构检测原理。如图3为传感器距离地面的高度与其测量角度的关系，行走轮从A点行驶一段距离到达B点，摆杆相对于水平面的角度将相应发生变化，$\theta-\theta'>0$表示行走轮正在从地面低处

运动到高处，反之，$\theta-\theta'<0$表示行走轮正在从地面高处运动到低处。根据几何关系：

$$\begin{cases} H_2=\sin\theta\times L+R \\ H_2'=\sin\theta'\times L+R \end{cases} \tag{1}$$

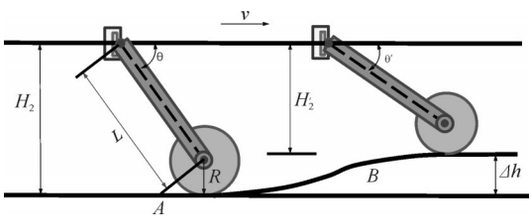


图3 割台仿形机构检测原理图

Fig.3 Detection schematic diagram of the header profiling mechanism

式(1)中：H_2为在A点时角度传感器与地面的垂直距离，mm；H_2'为在B点时角度传感器与地面的垂直距离，mm；θ为在A点时摆杆与水平方向的夹角，(°)；θ'为在B点时摆杆与水平方向的夹角，(°)；L为仿形摆杆长度，mm；R为仿形轮半径，mm。

A点到B点的垂直距离即为地面起伏变化量Δh，可表示为：

$$\Delta h=H_2-H_2'=L\left(\sin\theta-\sin\theta'\right) \tag{2}$$

以收割机割台下降过程为例，当谷物输送槽机构运动时，会促使割台进行顺时针旋转，形成角度β。与此同时，割台高度仿形机构会使摆杆逆时针转动，角度传感器记录1个相对于割台的转动角度α_1。摆杆与水平面的实时夹角θ则由这2个旋转动作共同影响，从而确定了摆杆与水平地面之间的综合夹角。图4为割台仿形机构角度检测原理图。

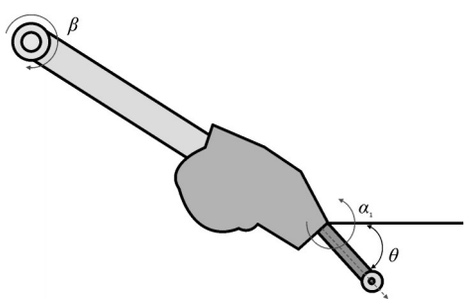


图4 割台仿形机构角度检测原理图

Fig.4 Angular detection schematic diagram of the header profiling mechanism

割台高度仿形机构计算角度值α_2为：

$$\alpha_2=\alpha_1+\beta-\alpha_0 \tag{3}$$

式(3)中：α_1为摆杆相对于割台转动的角度，由角度传感器测量，(°)；β为输送槽与割台相对于整个收割机车身转动的角度，由倾角传感器测量，(°)；α_0为角度传感器安装时产生的初始角度，此值为不确定值，由角度传感器安装时决定，(°)。

图5为割台仿形机构高度检测原理图，割台高度仿形机构安装在割台的上方，割台以割刀为基点，割刀与地面的垂直距离记为H。结合摆杆长度和仿形轮半径，可得割台距地高度H为：

$$H=L\times\sin\alpha_2+R-a \tag{4}$$

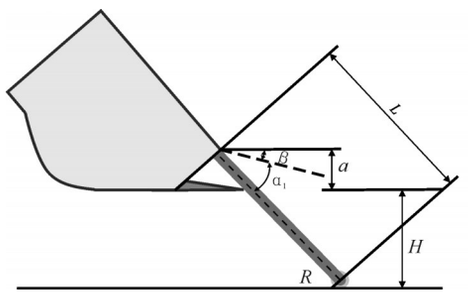


图5 割台仿形机构高度检测原理图

Fig.5 Schematic diagram of height detection of cutting table profiling mechanism

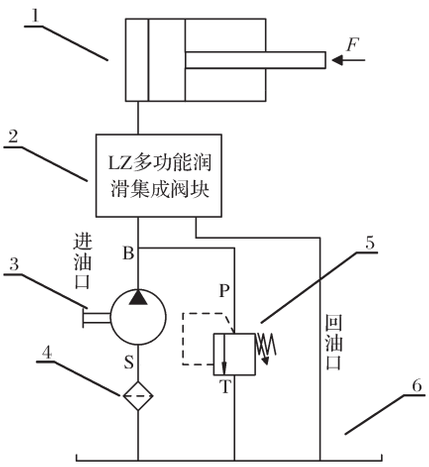
式(4)中：a为割刀离角度传感器安装位置的垂直距离，mm。

1.2 割台高度调控液压系统优化

液压系统在谷物收割机中起到传动和动力控制的作用，其通过液压传动装置将发动机的机械能转化为液压能，传递给收割机的各个部件，液压系统可以根据操作者的需求提供不同的动力输出进而实现各种功能，其力量传递稳定、控制灵活、负载能力强及维护方便。液压系统设计不当，将会影响整个割台高度调控系统的执行力[16]。

为提升液压系统的响应速度、增强液压系统的稳定性、提高液压系统的执行效率、降低系统能量的消耗，以满足再生稻收割机割台高度调控的要求。本研究针对农友4LZ-1.6Z谷物联合收割机液压系统进行改装，优化其工作性能。

图6所示为原割台液压系统工作原理图。控制割台升降的独立系统配备1个小液压油箱，当收割机启动后，柱塞泵从小油箱中吸入压力油，压力油通过油管进入LZ多功能润滑集成阀块，当移动操作杆后，阀块里的阀芯打开，液压油从集成阀块进入单作用液压缸，液压缸随即伸出，割台上升，当往相反方向移动操作杆，割台依靠自身重力而下降。系统中LZ多功能润滑阀为机器提供必要的润滑剂，具有减少摩擦阻力、冷却及散热的优点。然而，单作用液压缸只有1个进油口，控制阀需要用人工来操控，无法实现割台高度自适应调节的功能。



1. 单作用液压缸 Single-acting hydraulic cylinder；2. 手动控制阀 Manual control valve；3. 液压泵 Hydraulic pump；4. 过滤器 Filter；5. 溢流阀 Relief valve；6. 油箱 Oil tank.

图 6　原割台部分液压系统原理图

Fig.6　Schematic diagram of the hydraulic system of the original cutter section

优化后的液压系统由单活塞杆双作用液压缸、液压锁、H型机能三位四通电磁换向阀、单向节流阀、柱塞泵、油箱以及冷却箱等组成，其液压回路工作原理如图7所示。该液压系统对比原系统有如下优点：(1)液压缸直接控制割台的升降，双作用液压缸可确保与三位四通电磁换向阀的多个接口有效连接；(2)控制器输出指令通过电信号传递给电磁阀，控制其阀芯的开闭；(3)可有效防止割台自行下滑，保障作业人员的安全；(4)液压锁的加装可保证液压系统的稳定运行以及控制系统的精准控制。

1.3　液压系统主要元件选型

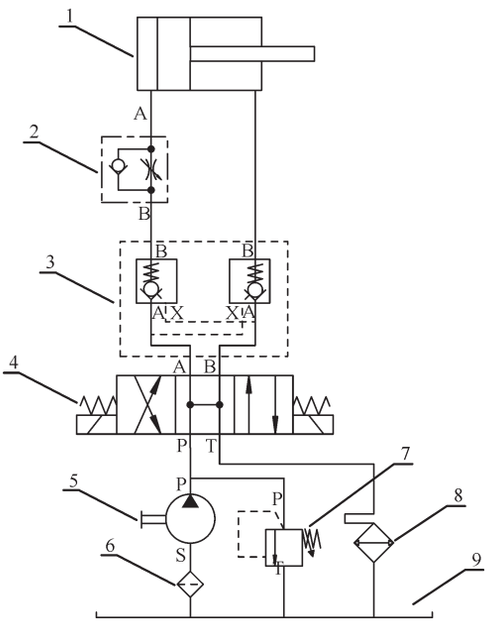
1)液压缸的选型。①液压缸类型、固定方式及行程的选择。目前常用的液压缸主要包括单作用、双作用、双作用双杆及多级液压缸等类型。结合收割机割台高度自适应控制系统的要求，选用双进油口单杆双作用液压缸。为保持与原机适配性，沿用耳环式固定方式(内径20 mm、厚度20 mm)，并依据割台升降高度需求确定液压缸行程为400 mm。

②液压缸受力分析。液压缸驱动整个割台的升降，对液压缸进行受力分析有助于液压缸进行选型设计(图8)，液压缸轴向受力为：

$$F = G\cos\alpha \tag{5}$$

式(5)中：G为整个割台装置重力的1/2，N；α为液压缸所受径向力与整个割台装置的重力的夹角，(°)。

③液压系统工作压力的选择。农用机械通常采



1. 双作用液压缸 Double-acting hydraulic cylinder；2. 单向节流阀 One-way throttle valve；3. 液压锁 Hydraulic lock；4. 三位四通电磁换向阀 4/3 solenoid directional valve；5. 液压泵 Hydraulic pump；6. 过滤器 Filter；7. 溢流阀 Relief valve；8. 冷却器 Cooler；9. 油箱 Oil tank.

图 7　优化后割台部分液压油路工作原理图

Fig.7　Working principle diagram of the optimized hydraulic circuit of the cutting table

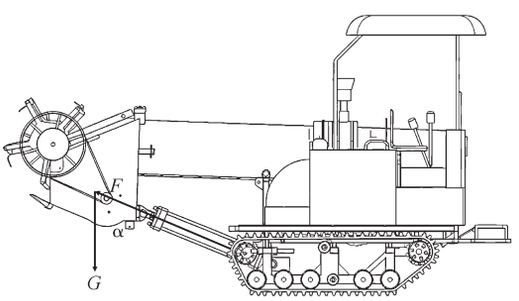


图 8　液压缸轴向受力分析图

Fig.8　Axial force analysis of hydraulic cylinder

用中压系统，工作压力范围一般为8～10 MPa。综合考虑特定负载下的低噪声、无泄漏及能耗最低要求，并兼顾液压元件尺寸因素，最终将系统工作压力设定为16 MPa。

④液压缸直径与流量的计算。液压缸直径的计算公式：

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_m}} \tag{6}$$

式(6)中：D为液压缸直径，mm；p为工作压力，16 MPa；η_m为液压缸的机械效率，取0.9。

依据上述设计，选择的收割机割台升降液压缸型号为HSG01-40，其主要技术参数为：公称压强16

MPa，缸径40 mm，杆径22 mm，最大行程400 mm，推力20 090 N，拉力14 020 N。

本研究收割机割台升降执行机构采用单杆双作用式液压缸，当活塞杆伸长时，液压油从无杆腔进油，从有杆腔出油，驱动割台上升，活塞杆产生的推力与速度关系为：

$$\begin{cases} F_1=(A_1p_1-A_2p_2)\eta_m \\ \quad =\dfrac{\pi}{4}\left[(p_1-p_2)D^2+p_2d^2\right]\eta_m \\ v_1=\dfrac{q\eta_v}{A_1}=\dfrac{4q\eta_v}{\pi D^2} \end{cases} \tag{7}$$

式(7)中：D为活塞直径，m；η_m为液压缸的机械效率；d为活塞杆直径，m；A为液压缸的有效面积，m^2；q为输入液压缸的流量，L/min；p_1为进油腔的压力，MPa；η_v为液压缸的容积效率；p_2为回油腔的压力，MPa。

当活塞杆收缩时，液压油从有杆腔进油，无杆腔出油，割台下降：

$$\begin{aligned} F_1&=(A_2p_1-A_1p_2)\eta_m \\ &=\frac{\pi}{4}\left[(p_1-p_2)D^2-p_1d^2\right]\eta_m \end{aligned} \tag{8}$$

$$v_2=\frac{q\eta_v}{A_2}=\frac{4q\eta_v}{\pi(D^2-d^2)} \tag{9}$$

机械效率η_m受机械类型与工况影响，通常在额定压力下取0.9。容积效率η_v是液压泵的关键性能指标，采用弹性体密封时取1.0，使用活塞环时取0.98。本系统中液压缸直径D=0.04 m，活塞杆直径d=0.022 m，系统回油压力按0 MPa计。经负载计算，液压缸所需推力为11 400 N。代入公式(7)和(8)求得：割台提升时驱动压力为14.45 MPa，下降时为10.08 MPa。设定液压缸最大升降速度v=0.3 m/s，代入公式(7)和(9)计算可得：提升所需流量q_1=23.08 L/min，下降所需流量q_2=16.1 L/min。

2)换向阀、液压锁及阀块的选型。根据割台高度自适应控制要求，选用三位四通电磁换向阀。该阀通过电信号控制液压油路方向，实现割台升降调节。相比可连续比例控制但成本较高的比例电磁阀，普通电磁换向阀性价比更优。液压阀选型的关键参数包括公称通径与额定压力，其通径需根据系统流量、压力及工况确定。基于前文计算，选用北京华德集团的4WE6H61B型电磁换向阀，其主要参数为：公称压力31.5 MPa，公称通径6 mm，最大流量80 L/min，电源电压DC24 V。

液压锁主要用于控制液压系统中的油液流动，通过锁定回路以保持执行元件的位置稳定。其结构上由2个液控单向阀组合而成。为与前述选用的电磁换向阀相匹配，此处同样选用北京华德集团工业有限公司的Z2S型叠加式液控单向阀，其主要参数为：公称压力31.5 MPa，公称通径6 mm，最大流量60 L/min。阀块主要负责控制液压流动方向，方便液压油管和电磁阀的连接与安装，本研究选择与电磁阀适配的G341/02型阀块。

3)液压油管设计。液压系统依靠油管连接实现能量传递与油液循环，管道设计需兼顾能量损耗、耐用性及安装便利性。本研究针对4LZ-1.6Z收割机的液压系统，将油管布置于输送槽下方与底盘上方，并选用耐高温高压的钢丝编织软管，以减少管路弯曲、满足作业条件。

管道内径与流量和流速的关系为：

$$d=\sqrt{\frac{4q_v}{\pi v}} \tag{10}$$

式(10)中：q_v为每秒通过液压油管的流量，m^3/s；v为通过液压油管的油液流动速度，m/s。液压管道允许流速推荐值为：吸油管道0.5～1.5 m/s，压油管道3～6 m/s，回油管道1.5～2.6 m/s。综合上述要求，液压泵的出油管路、回油箱管路、2个进液压缸管路均选择内径为8 mm的双层钢丝编织管。

4)影响割台调节的液压因素分析。液压系统通常包括油箱、液压泵、溢流阀、流量控制阀、电磁换向阀及液压缸等组成部分。在本系统中，执行动作主要由三位四通电磁换向阀驱动。该阀由左、右2组电磁铁控制，对其线圈通电可改变内部阀芯位置，从而切换油液流向，最终控制液压缸运动。

当系统处于稳态时，电磁阀的流量与两端电磁铁的输入电流之间的关系可由公式(11)描述：

$$Q_{static}=K\sqrt{\Delta p}\,I_{in} \tag{11}$$

式(11)中：Q_{static}为进入电磁阀的流量；K为电磁阀放大系数；Δp为电磁阀阀门两端的压力差；I_{in}为输入两端电磁铁的电流。

液压系统处于运动状态时，电磁阀通过阀门的流量与输入两端电磁铁的电流之间的关系为二次方程：

$$Q_{dynamic}=\frac{Q_{static}}{s^2+2\zeta_v\omega_v s+\omega_v^2} \tag{12}$$

式(12)中：ζ_v为电磁阀阀门的阻尼比；ω_v为电磁阀阀门的固有频率。

液压缸在活塞两侧存在压差时产生运动，其运

动速度理论上与电磁阀两端的输入电流成正比。然而，在实际运动中，系统存在的摩擦力会导致响应延迟，因此液压缸运动速度与输入电流的关系可表示为：

$$i_g(t)=k_{ig}I_{in}(t-T) \tag{13}$$

式(13)中：$i_g(t)$为液压缸升降速度；k_{ig}为比例系数；t为液压系统动作时间；T为延时时间常数。

1.4　割台高度自适应控制系统设计

1)控制系统总体设计。再生稻收割机割台高度调控系统以可编辑逻辑控制器为控制核心，搭配以角度传感器与倾角传感器为主的地面起伏信息采集模块，驱动以三位四通电磁换向阀为主的液压系统执行机构完成割台的自适应调节。在再生稻收获时，结合再生稻的割茬高度，设定好控制系统调控的目标高度，当收割机向前运动时，前置仿形轮与地面接触，摆杆随着地面的起伏情况产生一定的角度变化，角度传感器与倾角传感器采集其角度变化信息，通过控制器将传感器采集电信号转化为控制器能够处理的数字信号，数字信号在控制器内部经过程序处理即可转变为割台高度的位置信息，将实时的割台高度信息与设定的目标高度信息进行对比，计算出割台高度的偏差量，偏差量作为系统输入量经过模糊PID算法处理计算后，得到系统输出量，输出量以电信号的方式传递给电磁换向阀，换向阀在控制指令下改变阀芯的开合方向与时间，从而改变液压系统的流向，进而驱动液压缸进行伸缩运动调节割台高度。图9所示为割台高度自适应控制系统原理框图。

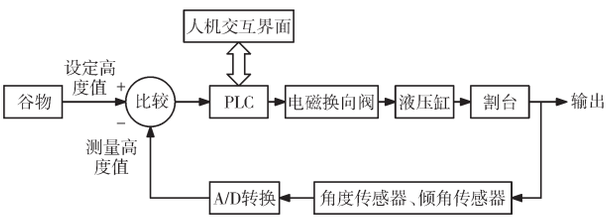


图9　割台高度自适应控制系统原理框图

Fig.9　Block diagram of the cutter height adaptive control system

2)控制系统程序设计。再生稻收割机高度自适应控制系统总体程序运行流程大致如下：首先对PLC进行初始化，清空寄存器，以免PLC存储器内还有别的程序指令干扰；其次，开启自动调节系统，执行信息处理子程序、调节量与响应延时处理子程序以及高度调节执行子程序；最后，通过液压执行机构电磁阀对液压缸进行调节，升降割台。总体程序流程如图10所示。

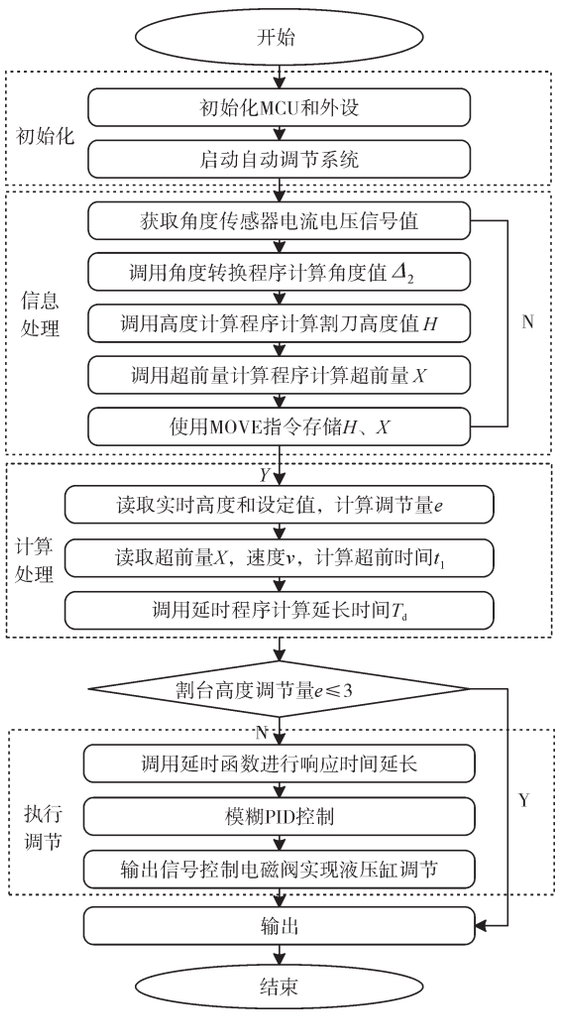


图10　控制系统总体程序流程图

Fig.10　Overall program flow chart of the control system

信息处理子程序主要将角度传感器和倾角传感器采集到的信息进行处理，控制器模拟量输入模块获取角度传感器的电流电压信号值，随即进行转化，通过485通讯模块获取倾角传感器的数值，采用计算程序计算角度值、高度值以及超前量。割台高度仿形调节量计算与响应延时处理子程序读取实时割台高度值与期望值计算调节量，并通过计算程序获取由于割台仿形机构中行走轮的前置而导致的超前量，最后建立超前量与液压响应速度的关系，计算出所需要的延迟时间。割台高度调节执行子程序根据信息处理子程序以及调节量与响应延时处理子程序分析的结果，调用控制器定时器功能进行响应时间延长，再通过模糊PID算法处理后，输出割台调节量控制液压升降执行油缸进行相应动作。

其次，针对前置割台高度仿形机构检测点在收

割谷物方向上与割刀具有一定超前距离进而导致采集的地面起伏信息时效超前的问题，本研究建立超前量与摆杆角度的关系以及延时时间与液压系统响应时间的关系，计算出超前量数值的大小与需要延时的调节时间来减小控制误差(图11)。

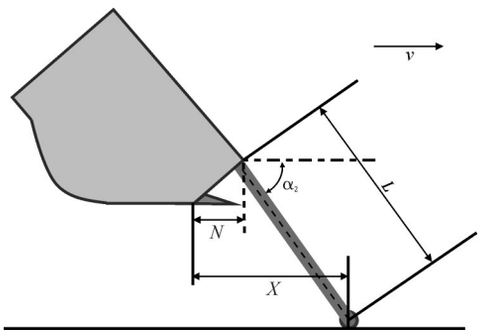


图11 割台仿形机构超前量计算示意图

Fig.11 Schematic diagram of overrun calculation of cutting table profiling mechanism

超前量和延时时间计算公式如下：

$$\begin{cases} X = N + L\cos\alpha_2 \\ t_1 = \dfrac{X}{v} \\ T_d = t_1 - t_x \end{cases} \tag{14}$$

式(14)中：X为超前量数值，m；L为仿形轮摆杆长度，m；N为摆杆下端与行走轮的焊接点与割刀的水平距离，m；v为收割机前进速度，m/s；t_1为收割机超前时间，s；t_x为液压系统响应时间，s；T_d为延时时间，s。

1.5 模糊PID控制策略

1)控制原理。模糊控制的核心是将专家经验转化为“if-then”形式的模糊规则[17]，其工作流程包括：模糊化(将确定输入转换为模糊集合)、模糊推理(依据规则库和隶属度得出模糊结论)、解模糊化(将模糊输出转为精确控制指令)。模糊PID控制则融合了模糊逻辑的灵活性与PID控制的精确性。具体来说，系统通过传感器实时获取割台姿态并计算实际高度与所需超前量，形成反馈信号；以此为基础，控制核心融合了基于偏差的PID反馈调节与基于速度及超前量的前馈补偿，构成复合控制结构；进一步地，系统采用模糊推理机制在线动态调整PID参数，取代传统固定参数，使控制器具备自适应能力；最终控制量驱动执行机构调节高度，调节结果又被检测，形成闭环，从而通过“前馈-反馈复合”与“模糊自适应”的协同策略，实现对割台高度的快速、精准与鲁棒控制。

2)模糊控制器设计。模糊控制器的输入为割台高度偏差e及其变化率Δe，输出为用于在线调整PID控制器的参数增量ΔK_P、ΔK_I及ΔK_D。输入、输出变量的基本论域基于收割机田间作业的物理约束、控制性能要求及先验知识综合确定。其中，高度偏差e取[−50,50]，依据农机操作经验及本机型割台结构，±50 mm的偏差范围足以覆盖平地与中等起伏地形作业时的典型调节需求；偏差变化率Δe取[−25,25]，根据割台液压系统的响应速度及田间作业的动力学分析，该范围能够有效表征割台高度变化的快慢趋势；比例增益增量ΔK_P取[−8,8]，该范围表示在PID控制器初始参数K_{P0}基础上的最大调整幅度，经仿真测试，此范围可在保证系统稳定的前提下实现充分的调节能力；积分增益增量ΔK_I取[−0.3,0.3]，为保证积分环节调整的平稳性，防止积分饱和，其调整范围设定得相对较小；微分增益增量ΔK_D取[−0.8,0.8]，微分环节对噪声敏感，故其调整范围在初始值K_{D0}基础上进行适度约束，以平衡响应速度与抗扰性。

同时，为进行模糊推理，需将精确的基本论域映射到模糊论域。本研究选取包含13个等级的离散模糊论域：{−6,−5,−4,−3,−2,−1,0,1,2,3,4,5,6}，共对应7个模糊子集{FC,FB,FA,ZO,ZA,ZB,ZC}(表1)。

量化因子的计算遵循线性变换原则，其值等于模糊论域正边界绝对值与基本论域正边界绝对值的比值。因此，输入变量的量化因子计算如下：

$$\begin{cases} K_e = \dfrac{6}{|e|_{\max}} = \dfrac{6}{50} = 0.12 \\ K_{\Delta e} = \dfrac{6}{|\Delta e|_{\max}} = \dfrac{6}{25} = 0.24 \end{cases} \tag{15}$$

比例因子的作用是将模糊推理输出的无量纲值还原为具有实际物理意义的控制量增量。其计算为量化因子的逆过程：

$$\begin{cases} K_1 = \dfrac{|\Delta K_P|_{\max}}{6} = \dfrac{8}{6} \approx 1.33 \\ K_2 = \dfrac{|\Delta K_I|_{\max}}{6} = \dfrac{0.3}{6} = 0.05 \\ K_3 = \dfrac{|\Delta K_D|_{\max}}{6} = \dfrac{0.8}{6} \approx 0.133 \end{cases} \tag{16}$$

PID参数自整定原则：①当偏差e较大时，提升K_P以加快系统对偏差的响应，减小K_D避免由于K_P增加而引起过充或振荡，将K_I设置为0或接近于0，减

少积分作用在初始阶段的累积效应。②当偏差e和偏差变化率Δe为中等大小时，调低K_P确保系统响应速度与稳定性之间的平衡，将K_D与K_I设置为中等水平，以维护系统性能并减少超调量。③当偏差e较小时，为了减小稳态误差，提高系统稳定性，可增加K_P和K_I，此时K_D的调整遵循以下原则：当e较大时，K_D应取值较小，当e较小时，K_D应取值较大。④当偏差变化率Δe较大时，应当降低K_P，增大K_I。

表 1　基于模糊 PID 的控制规则

Table 1　Control rules based on fuzzy-PID

ΔK_P/	e						
$\Delta K_I/\Delta K_D$	FC	FB	FA	ZO	ZA	ZB	ZC
FC	ZC/FC/ZA	ZC/FC/FA	ZB/FB/FC	ZB/FB/FC	ZA/FA/FC	ZO/ZO/FB	ZO/ZO/ZA
FB	ZC/FC/ZA	ZC/FC/FA	ZB/FB/FC	ZA/FA/FB	ZA/FA/FB	ZO/ZO/FA	FA/ZO/ZO
FA	ZB/FC/ZO	ZB/FB/FA	ZB/FA/FB	ZA/FA/FB	ZO/ZO/FA	FA/ZA/FA	FA/ZA/ZO
ZO	ZB/FB/ZO	ZB/FB/FA	ZA/FA/FA	ZO/ZO/FA	FA/ZA/FA	FB/ZB/FA	FB/ZB/ZO
ZA	ZA/FB/ZO	ZA/FA/ZO	ZO/ZO/ZO	FA/ZA/ZO	FB/ZA/ZO	FB/ZB/ZO	FB/ZC/ZO
ZB	ZA/ZO/ZC	ZO/ZO/FA	FA/ZA/ZA	FB/ZA/ZA	FB/ZB/ZA	FB/ZC/ZA	FC/ZC/ZC
ZC	ZO/ZO/ZC	ZO/ZO/FB	FB/ZA/ZB	FB/ZB/ZB	FB/ZB/ZA	FC/ZC/ZA	FC/ZC/ZC

1.6　模糊 PID 仿真试验

1)确定传递函数。①电磁换向阀。三位四通电磁换向阀是割台高度自适应控制系统的核心元件，内部阀芯位移影响执行元件运动方向。在工程应用中，电磁换向阀通常被看作是一个具有二阶动态特性的元件，其传递函数为：

$$G_1(s)=\frac{K_q}{\frac{s^2}{\omega_v^2}+\frac{2\delta_v s}{\omega_v}+1} \tag{17}$$

式(17)中：K_q为流量增益，3.89×10^{-4} m³/(s·A)；δ_v为电磁阀阻尼系数，一般为0.5～0.7，取0.5；ω_v为电磁阀的固有频率，157 rad/s。

②负载-液压缸。研究液压缸时，需考虑包括惯性、黏性摩擦、弹性影响、液体可压缩性及泄漏等因素，然而实际系统的负载可根据特定状况进行简化处理，液压缸的传递函数计算公式为：

$$\begin{cases}\omega_h=\sqrt{\dfrac{4\beta_e A_p^2}{V_t m_t}}\\ \delta_h=\dfrac{K_{ce}}{A_p}\sqrt{\dfrac{\beta_e m_t}{V_t}}\end{cases} \tag{18}$$

式(18)中：β_e为有效体积的弹性模数，一般在(0.7～1.4)$\times10^3$ MPa，取7×10^8 Pa；V_t为液压缸容腔总体积，5.04×10^{-4} m³；m_t为活塞以及负载折算到活塞上的质量，1 163 kg。K_{ce}为流量的压力系数，取4×10^{-12} m⁵/(N·s)。A_p为活塞的有效面积，1.26×10^{-3} m²。

负载-液压缸的传递函数可表示为：

$$G_2(s)=\frac{1/A_p}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2}+\frac{2\delta_h s}{\omega_h}+1\right)} \tag{19}$$

式(19)中：δ_h为液压阻尼系数，根据式(18)得出的计算结果为0.128；ω_h为液压缸的固有频率，根据式(18)得出的计算结果为77.58 rad/s，取整78 rad/s。

③角度传感器。控制系统中的角度传感器用来测量割台高度仿形机构中摆杆转动角度θ，将其转换成电信号的形式，鉴于其频率响应远高于系统整体，角度传感器可视为比例环节，其传递函数为：

$$G_3(s)=\frac{U(s)}{\theta(s)}=K_m \tag{20}$$

式(20)中：$U(s)$为电压信号，5 V；K_m为传感器增益，0.8 V/rad；$\theta(s)$为角度信号，2π rad。

④倾角传感器。控制系统中的倾角传感器用来检测割台相对于收割机转动角度θ_1，倾角传感器传递函数也可看作比例环节，其传递函数为：

$$G_4(s)=\frac{U_1(s)}{\theta_1(s)}=K_a \tag{21}$$

式(21)中：$U(s)$为电压信号，5 V；K_a为传感器增益，0.8 V/rad；$\theta_1(s)$为角度信号，2π rad。

综上所得，控制系统的开环传递函数如下：

$$G(s)=\frac{K_a K_q K_m/A_p}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2}+\frac{2\delta_h s}{\omega_h}+1\right)\left(\frac{s^2}{\omega_v^2}+\frac{2\delta_v s}{\omega_v}+1\right)} \tag{22}$$

将上述参数代入式(22)可得：

$$G(s)=\frac{4.4457}{6.6682\times10^{-7}s^5+1.1801\times10^{-4}s^4+2.2584\times10^{-2}s^3+9.6515\times10^{-1}s^2+s} \tag{23}$$

2)仿真模型建立。为验证所设计的模糊自适应PID控制器性能，本研究于MATLAB/Simulink中搭

建了如图12所示的割台高度控制系统仿真模型。模型以经典PID控制器为基准，并通过集成基于模糊逻辑工具箱设计的模糊推理机构建模糊自适应PID控制系统。除核心控制模块外，模型借助信号源(step/sine wave)、求和点(sum)、微分器(derivative)、传递函数被控对象以及反馈回路中的传输延迟(transport delay)与增益(gain)等辅助模块，构成从目标给定、偏差计算、模糊推理、PID调整到被控对象输出，并最终通过负反馈闭环至求和点的完整封闭仿真回路。观测与记录模块(scope/to workspace)实时监测并导出数据以计算性能指标。通过对比分析经典PID与模糊自适应PID在阶跃目标(400 mm)下的响应曲线，验证了后者的优越性，并可通过微调模糊规则与参数进一步优化控制效果。

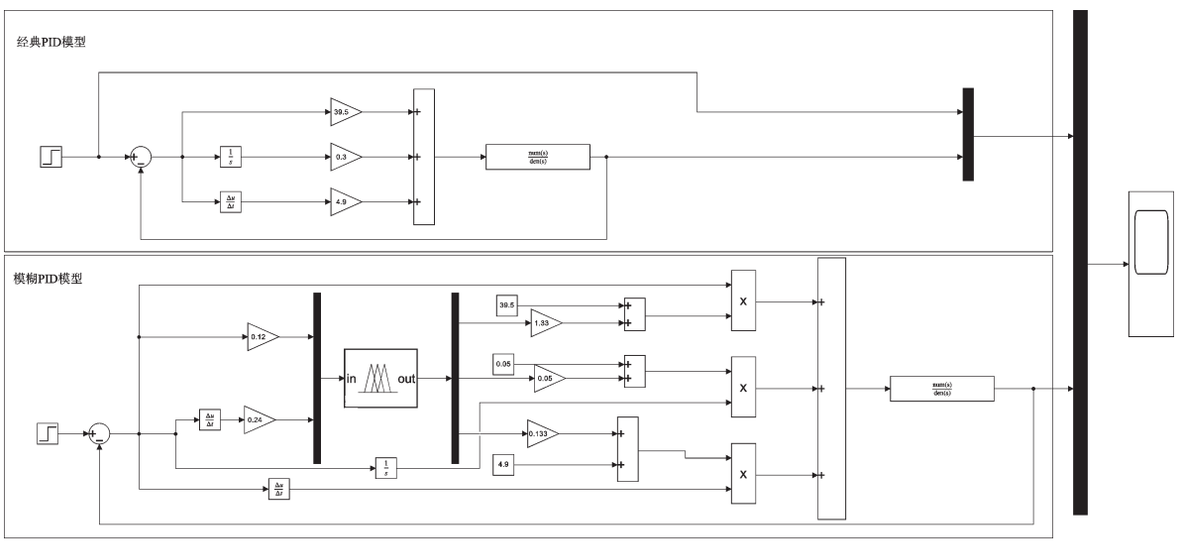


图12 经典PID和模糊PID仿真模型

Fig.12 Simulation modeling of classical PID and fuzzy PID

2 结果与分析

2.1 仿真试验结果

图13所示为经典PID和模糊PID算法的阶跃响应曲线。分析发现，在仿真时间t=5 s、目标高度为400 mm的阶跃输入条件下，经典PID控制器的响应时间约1.03 s、稳态误差为0.386 mm，而模糊自适应PID控制器的对应指标分别为0.98 s与0.372 mm。结果表明，模糊PID在响应速度上提升了约4.8%，在稳态精度上提高了约3.6%。尽管2种控制器的超调量均接近于零且均在约0.75 s内进入稳态，但量化结果表明，模糊自适应PID控制器通过在线参数自调整机制，在响应速度与稳态精度上均实现了性能优化，验证了其控制策略的有效性。

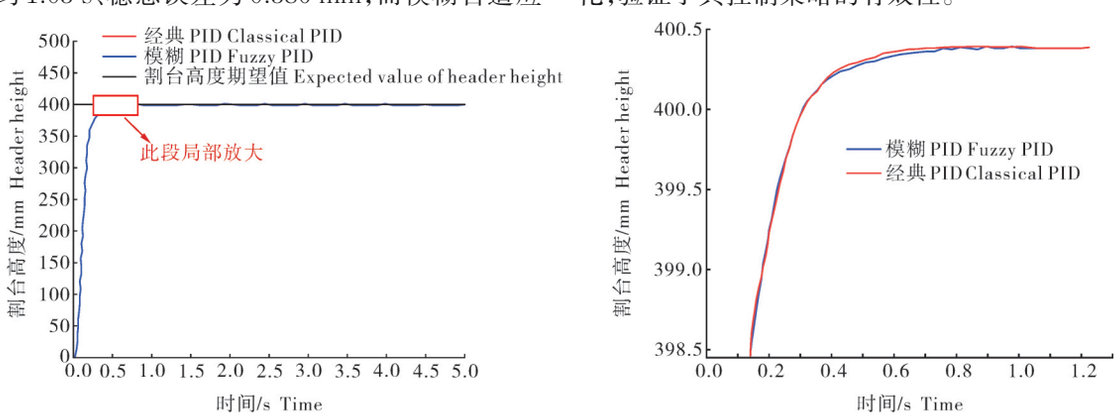


图13 2种算法的阶跃响应曲线

Fig.13 Step response curves of the two algorithms

2.2 性能试验

以农友4LZ-1.6Z再生稻收割机为试验平台，按照GB 16151.12—1996《农业机械运行安全技术条件 谷物联合收获机》条例进行割台响应精度、响应速度

以及起伏路面行走试验。

1)响应精度。割台调节的响应精度关系到收割机的作业效率、收割质量以及是否能适应不同的地形，控制精度高能减少误差积累、降低机器故障率及增强机器的可靠性。启动自适应调控系统，设置割台高度期望值为X mm(X为割台不同位置的10次高度值)，采用卷尺测量并记录下经典PID与模糊PID控制算法下的10次割台仿形机构检测到的割台距地高度。以误差量与相对误差为评价指标，计算公式如下：

$$\begin{cases} E_b = \dfrac{Z_a}{T} \times 100\% \\ Z_a = X - T \end{cases} \tag{24}$$

式(24)中：E_b为割台高度相对误差，%；T为割台目标高度，mm；Z_a为割台实际高度与目标高度的误差，mm；X为割台实际测量高度，mm。

由表2可知，基于经典PID与模糊PID算法的割台高度调控系统实际高度与目标高度的误差最大值分别为27与14 mm，平均绝对误差分别为17.3与10.5 mm，平均相对误差分别为3.16%与1.99%，且基于模糊PID的割台高度曲线比基于PID的割台高度曲线更贴近于目标高度曲线。试验结果验证了模糊PID算法控制割台高度的平均绝对误差与平均相对误差比经典PID算法更低，控制系统采用模糊PID算法调节割台高度的精准性更高，可靠性更好。

表2　控制系统响应精度试验结果

Table 2　Experimental results of control system response accuracy　　mm

试验号 Test No.	目标高度 Target height	经典PID Classical PID		模糊PID Fuzzy PID	
		实际高度 Actual height	高度误差 Height error	实际高度 Actual height	高度误差 Height error
1	350	367	17	364	14
2	400	415	15	411	11
3	450	467	17	441	9
4	500	513	13	493	7
5	550	531	19	562	12
6	600	614	14	613	13
7	650	626	24	658	8
8	700	718	18	711	11
9	750	759	9	741	9
10	800	827	27	789	11

2)响应速度。设定割台升降的目标高度(每次试验的目标高度均不相同)，对割台上升过程与下降过程分别进行5次试验，用卷尺测量每次试验割台的起始高度，记录每次割台动作的时间，目标高度与起始高度的差值除以动作时间即为割台调控系统的响应速度。

由表3可知，基于经典PID与模糊PID算法的割台高度调控系统割台上升阶段的响应速度平均值分别为0.185与0.202 m/s，割台下降阶段的响应速度平均值分别为0.213与0.219 m/s。GB16151.12—1996《农业机械运行安全技术条件谷物联合收获机》中明确指出割台上升速度应大于0.2 m/s，下降速度应大于0.15 m/s，因此，只有基于模糊PID算法的调控系统达到标准。以华中农业大学种植的黄华占再生稻为例，其种植株行间距为150 mm×250 mm。当割台前进速度处于0.5～1 m/s时，割台通过株距的时间大约是0.15～0.3 s。这段时间乘以割台调节的响应速度，则割台在通过行距内能够调整的最大高度是60 mm。为了保证再生稻正常生长，水田需要适时灌溉与排水，因而导致田间土壤的高度差较小，基本在50 mm以内，综上，试验结果满足割台自适应调控的要求。

3)起伏路面行走试验。起伏路面行走试验主要模拟收割机实际作业环境，以更贴合实际地评价调控系统的动态跟踪与抗干扰性能。试验前，为获取真实、高保真的路面激励数据，先将收割机开至试验田块，在割台仿形机构正常工作状态下行驶30 m。本试验综合考虑实际硬件的限制，将路面高度数据的采集周期设定为0.5 s，以确保数据的有效性和可靠性。

驾驶收割机进入试验起始点，收割机以0.5 m/s的速度直线行驶30 m，调控系统自动记录在模糊

表3 调控系统响应速度测试结果

Table 3 Experimental results of control system response speed

项目 Project	目标高度/m Target height	起始高度/m Initial height	高度差/m Height difference	经典PID Classical PID		模糊PID Fuzzy PID	
				动作时间/s Action time	响应速度/(m/s) Response speed	动作时间/s Action time	响应速度/(m/s) Response speed
割台上升 Header raising	0.600	0.420	0.180	0.94	0.191	0.87	0.207
	0.550	0.341	0.209	1.03	0.203	0.99	0.211
	0.420	0.320	0.100	0.59	0.169	0.51	0.196
	0.700	0.421	0.279	1.57	0.178	1.34	0.208
	0.500	0.370	0.130	0.71	0.183	0.69	0.188
割台下降 Header lowering	0.350	0.614	0.264	1.31	0.202	1.24	0.213
	0.370	0.597	0.227	1.04	0.218	0.97	0.234
	0.450	0.633	0.183	0.79	0.232	0.84	0.218
	0.500	0.691	0.191	0.89	0.215	0.88	0.217
	0.600	0.732	0.132	0.67	0.197	0.62	0.213

PID控制算法作用下割台的距地高度。以稳定性变异系数为试验指标评价割台调控系统的性能好坏，变异系数计算式如下：

$$V=\frac{w}{u}\times\% \tag{25}$$

式(25)中：w为割台距地高度标准差；u为割台距地高度平均值。

试验结果表明：割台距地高度平均值501.82 mm，最大偏差23.64 mm，平均偏差6.81 mm，标准差8.13 mm，稳定性变异系数1.62%。由图14可知，割台距地高度始终维持在500 mm上下，平均偏差6.81 mm，控制系统的控制精度较好。最大偏差为23.64 mm，其原因在于路面起伏程度大时，收割机机身会随地形起伏产生倾斜，导致割台实际距地高度变化，从而产生较大的误差。稳定性变异系数为1.62%，其值较低，说明在地面起伏行走试验中，割台高度自适应调控系统的稳定性好、可靠性高。

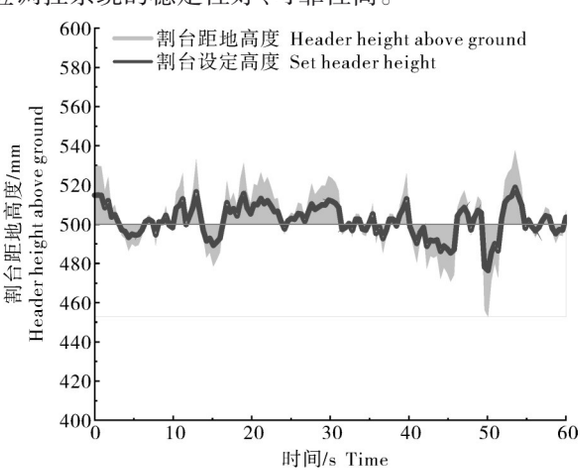


图14 起伏路面行走试验结果

Fig.14 Results of tests on undulating ground

3 讨 论

本研究设计了一种搭配在收割机上的割台仿形机构，该机构以接触式行走轮割台前置的方式来采集地面高度信息，采用以角度传感器与倾角传感器为基础的检测方法，并对液压系统进行了改装与优化，确立了以三位四通电磁换向阀、单活塞杆双作用液压缸为关键执行元件的液压系统。

开展了调控系统的性能试验，结果表明：基于经典PID与模糊PID算法的割台高度调控系统实际高度与目标高度的误差最大值分别为27与14 mm，平均绝对误差分别为17.3与10.5 mm。基于经典PID与模糊PID算法的调控系统割台上升阶段的响应速度平均值分别为0.185与0.202 m/s，割台下降阶段的响应速度平均值分别为0.213与0.219 m/s。起伏路面行走试验中，割台距地高度始终保持在500 mm上下，平均偏差6.81 mm，稳定性变异系数1.62%。以上试验结果表明了模糊PID控制策略的可行性、控制系统的稳定性与可靠性。

本研究主要侧重于割台高度自适应控制算法的仿真与台架验证，并假定行走轮式仿形机构处于理想工作状态。然而，在实际泥泞水田作业中，仿形机构的防陷性能、行走阻力以及泥水附着可能影响其滚动平滑性与高度检测精度，这些因素或成为干扰控制回路、限制算法性能充分发挥的工程瓶颈。例如，仿形轮的打滑或下陷会直接引入测量误差，而突增的滚动阻力则可能影响系统的实时响应能力。未来的研究工作应着重于以下方面：开展仿形机构在典型水田土壤下的接地压力、通过性及防泥水密封的专项试验；建立包含“机构-土壤”相互作用动力学

在内的更全面的系统模型；开发对检测噪声和延迟具有更强鲁棒性的控制算法；进行不同前进速度（如低速、中速、高速）下的控制性能对比试验，量化速度与系统稳定裕度、跟踪误差的关系，从而推动本研究从算法仿真向田间可靠应用迈出关键一步。

参考文献 References

[1] 王新飞.不同氮肥运筹对再生稻再生芽及氮素利用特征的影响[D].武汉：华中农业大学，2018.WANG X F.Effects of different nitrogen managements on bud growth and nitrogen utilization characteristics in ratoon rice[D].Wuhan：Huazhong Agricultural University，2018(in Chinese with English abstract).

[2] 谌江华，汪峰，史骏，等.甬优籼粳杂交稻作再生稻种植的再生特性及产量形成分析[J].华中农业大学学报，2024，43(3)：132-138.CHEN J H，WANG F，SHI J，et al.Ratoon characteristics and yield formation of Yongyou *indica-japonica* hybrid rice as ratoon rice[J].Journal of Huazhong Agricultural University，2024，43(3)：132-138(in Chinese with English abstract).

[3] 张聪.收割机割台仿形与作物测高方法研究[D].南京：东南大学，2019.ZHANG C.Research on header profiling and crop height measurement method[D].Nanjing：Southeast University，2019(in Chinese with English abstract).

[4] 廖勇，向阳，吴明亮，等.联合收割机割台高度自适应调节系统的设计与试验[J].湖南农业大学学报(自然科学版)，2018，44(3)：326-329.LIAO Y，XIANG Y，WU M L，et al.Design and test of the adaptive height adjustment system for header of the combine-harvester[J].Journal of Hunan Agricultural University (natural sciences edition)，2018，44(3)：326-329(in Chinese with English abstract).

[5] 杜娟，印祥，金诚谦，等.一种联合收获机割台高度自动控制系统：CN111903317A[P].2020-11-10.DU J，YIN X，JIN C Q，et al.Automatic control system for header height of combine harvester：CN111903317A[P].2020-11-10(in Chinese).

[6] 龙震寰，向阳，李亚军，等.基于倾角传感器的割台高度自适应调节系统[J].中国农业大学学报，2021，26(11)：200-208.LONG Z H，XIANG Y，LI Y J，et al.Adaptive adjustment system of header height based on inclination sensor[J].Journal of China Agricultural University，2021，26(11)：200-208(in Chinese with English abstract).

[7] 孙杨.荞麦联合收割机割台自动控制系统设计研究[D].太谷：山西农业大学，2021.SUN Y.Design and research of automatic control system for header of buckwheat combine harvester[D].Taigu：Shanxi Agricultural University，2021(in Chinese with English abstract).

[8] YANG R B，WANG Z C，SHANG S Q，et al.The design and experimentation of EVPIVS-PID harvesters' header height control system based on sensor ground profiling monitoring[J/OL].Agriculture，2022，12(2)：282[2025-11-26].https://doi.org/10.3390/agriculture12020282.

[9] DE KEYSER R，BIRS I R，COPOT D，et al.Versatile solutions for the combine harvester header height control problem[C]//2022 13th Asian Control Conference(ASCC).May 4-7，2022，Jeju，Korea，Republic of IEEE，2022：221-226.

[10] FAROOQUE A A，CHANG Y K，ZAMAN Q U，et al.Performance evaluation of multiple ground based sensors mounted on a commercial wild blueberry harvester to sense plant height，fruit yield and topographic features in real-time[J].Computers and electronics in agriculture，2013，91：135-144.

[11] 耿爱军，张猛，张姬，等.玉米收获机割台高度自动调控系统设计与试验[J].农业机械学报，2020，51(S2)：118-125.GENG A J，ZHANG M，ZHANG J，et al.Design and experiment of automatic control system for corn header height[J].Transactions of the CSAM，2020，51(S2)：118-125(in Chinese with English abstract).

[12] 李腾辉，周德强，何冯光，等.基于遗传算法优化模糊PID的甘蔗收获机切割器控制系统[J].华中农业大学学报，2023，42(2)：243-250.LI T H，ZHOU D Q，HE F G，et al.Control system of cutter for sugarcane harvester based on genetic algorithm optimized fuzzy PID[J].Journal of Huazhong Agricultural University，2023，42(2)：243-250(in Chinese with English abstract).

[13] 张博.液压技术在现代农业机械中的应用现状与趋势刍议[J].南方农机，2021，52(13)：39-39.ZHANG B.Application status and trend of hydraulic technology in modern agricultural machinery[J].China southern agricultural machinery，2021，52(13)：39-39(in Chinese with English abstract).

[14] 姚呈祥，袁建宁，潘金坤.联合收割机液压仿形行走系统设计方案与分析[J].江苏农业科学，2020，48(14)：243-247.YAO C X，YUAN J N，PAN J K.Design of hydraulic terrain adaptive walking system for rubber crawler combine harvester[J].Jiangsu agricultural sciences，2020，48(14)：243-247(in Chinese with English abstract).

[15] 冀振，刘志刚，余剑南，等.灌木平茬机仿形机构的设计及仿真分析[J].机械设计与制造，2021(8)：70-74.JI Z，LIU Z G，YU J N，et al.Design and simulation analysis of profiling mechanism on shrub cutter[J].Machinery design & manufacture，2021(8)：70-74(in Chinese with English abstract).

[16] 王恒.谷物联合收获机液压系统设计与仿真优化[D].济南：济南大学，2020.WANG H.Design and simulation optimization of hydraulic system of grain combine harvester[D].Ji'nan：University of Jinan，2020(in Chinese with English abstract).

[17] 刘金琨.先进PID控制MATLAB仿真[M].4版.北京：电子工业出版社，2016.LIU J K.MATLAB simulation of advanced PID control[M].4th ed.Beijing：Publishing House of Electronics Industry，2016(in Chinese).

Design and experiment of an adaptive adjustment system of header height for a ratooning rice combine harvester

HE Lihong[1], YANG Hao[2], ZHENG Rui[2], LONG Yu[1], XU Hongmei[2]

1.*School of Mechanical Engineering, Hunan Institute of Engineering, Xiangtan 411104, China*;
2.*College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China*

Abstract It was necessary to maintain appropriate height of stubble according to the characteristics of variety in the first season of harvesting ratoon rice to ensure successful regeneration in the second season. Frequent adjustment of the header height was often required due to the uneven field terrain when harvesting ratoon rice with grain combine harvesters existed in China. The operation of harvesting is manually performed by the operator, both increasing the intensity of labor and constraining the efficiency of harvesting. An adaptive adjustment system of header height for a ratooning rice combine harvester was designed to improve the quality and operational efficiency of harvesting ratoon rice. First, a structural model of the header copying wheel for adjusting height was established. Second, the hydraulic system of a 4LZ-1.6Z grain combine harvester was modified and optimized, and a simulation model of adjustment system was developed using Simulink to compare and analyze the performance of classical PID and fuzzy PID control strategies. Then, performance was verified using response accuracy and response speed as indexes of experiment. The results showed that the mean absolute error for classical PID control and fuzzy PID control was 17.3 mm and 10.5 mm, respectively. The average value of response speed for classical PID control during the lifting and lowering the height of header was 0.185 m/s and 0.213 m/s, respectively, whereas that for fuzzy PID control was 0.202 m/s and 0.219 m/s. Finally, the results of conducting a field experiment on uneven terrain based on the fuzzy PID control showed that the header height remained stable at approximately 500 mm, with a mean deviation of 6.81 mm and a stability coefficient of variation of 1.62%, indicating that the proposed control strategy had good stability and performance of tracking. It will provide an effective technical solution for adjusting header height in the mechanical harvesting of ratoon rice and a practical value for improving the quality and operation efficiency of harvesting.

Keywords harvester; header; adjustment of height; control system; fuzzy PID

（责任编辑：陆文昌）