

扰动下铡草机切碎辊负荷控制器设计与试验

王 征^{1,2} 任龙龙^{1,2} 李 扬^{1,2} 吴彦强^{1,2} 束 钰^{1,2} 宋月鹏^{1,2}

(1. 山东农业大学机械与电子工程学院, 泰安 271018; 2. 山东省园艺机械与装备重点实验室, 泰安 271018)

摘要: 为提高铡草机切碎作业的控制性能、作业质量及减小能耗, 基于线性预测控制并结合铡草机切碎作业特点建立目标函数, 由切碎运动学误差模型推导采样周期以解决控制鲁棒性, 切碎动力学模型推导控制时域及预测时域以提高控制响应性, 设计了铡草机切碎辊负荷控制器。Simulink 仿真表明: 经计算和回归优化选出的预测参数组采样周期、预测时域、控制时域为 0.8、15、2 s 时, 其控制精度及鲁棒性最好、作业能力最大、对扰动的响应速度最快、抑制能力最强及能耗(9.27×10^6 J)最小。现场试验结果表明: 该优化预测参数组模型控制器, 能够对铡草机切碎负荷有效跟踪控制, 产品质量符合标准要求, 同时实现了铡草机作业能力的提高, 使系统控制响应更迅速, 生产效率更高和单位作业能耗(1.382×10^7 J)更小。该控制器参数模型建立方法为类属饲草作物收获机控制系统的设计提供了参考。

关键词: 铡草机; 切碎辊; 控制器; 切碎速度; 预测参数

中图分类号: TP273 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2023)12-0141-14

OSID:



Design and Experiment of Load Controller for Chopping Roller of Hay Cutter under Disturbance

WANG Zheng^{1,2} REN Longlong^{1,2} LI Yang^{1,2} WU Yanqiang^{1,2} SHU Yu^{1,2} SONG Yuepeng^{1,2}

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong Agricultural University, Taian 271018, China

2. Shandong Key Laboratory of Garden Machinery and Equipment, Taian 271018, China)

Abstract: In order to improve the control performance, work quality, and reduce energy consumption of the hay cutter cutting operation, an objective function was established based on linear predictive control and combined with the characteristics of the hay cutter cutting operation. The sampling period was derived from the cutting kinematic error model to solve the control robustness, and the control time domain and prediction time domain were derived from the cutting dynamics model to improve control responsiveness. A load controller for the hay cutter cutting roller was designed. Simulink simulation showed that when the prediction parameter group (sampling period, prediction time domain, control time domain) selected through calculation and regression optimization was 0.8 s, 15 s, and 2 s, the control accuracy and robustness were the best, the operation ability was the highest, the response speed to disturbances was the fastest, the suppression ability was the strongest, and the energy consumption was the lowest (9.27×10^6 J). The on-site test results showed that the optimized predictive parameter group model controller can effectively track and control the cutting load of the hay cutter, and the product quality met the standard requirements. At the same time, it improved the operation capacity of the hay cutter, making the system control response faster, production efficiency higher, and unit operation energy consumption smaller (1.382×10^7 J). The method for establishing the parameter model of this controller provided a reference for the design of the control system of a generic forage crop harvester.

Key words: hay cutter; chopping roller; controller; chopping speed; predictive parameters

收稿日期: 2023-08-16 修回日期: 2023-10-01

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701700)和山东省现代农业产业技术体系—果品创新团队专项(SDAIT-06-12)

作者简介: 王征(1975—), 男, 高级工程师, 博士生, 主要从事农业电气化与自动化研究, E-mail: lntswangzheng@163.com

通信作者: 宋月鹏(1971—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事智能农机装备优化设计研究, E-mail: uptonsong@163.com

0 引言

近年来,国内外在提高铡草机自动化、智能化水平,选取更合适的反馈参量、创新更先进的控制算法使铡草机提效减损等方面做了许多研究,并取得了较大成果^[1-3]。

自适应直接广义非线性预测控制(DGPC)算法^[4-5],对被控对象的不确定性、系统鲁棒性、系统纯延时、系统计算量和控制实时性等有很好的处理效果。预测控制在农业机械研究中的应用越来越受到学者们的重视,铡草机需要快速、准确地判定实时在线作业负荷等情况并予以控制,而现阶段,铡草机主要仍是纯机械或较为简单的自动控制作业模式。因此,预测控制算法逐渐成为了农业领域的热点研究课题。文献[6-8]从理论角度详细阐述了将线性模型预测控制器应用到车体导航的可能性并进行了相关的仿真试验,但其中并未涉及控制器的鲁棒性分析,更没有通过实物验证。文献[9]通过改进纯跟踪控制系统稳定性,减少对外部环境的依赖,在仿真条件下得到了较好的跟踪结果,但是其控制器的鲁棒性能较差,没有一套完善的参数调节标准,难以应用于实际生产。文献[4,10]则采用神经网络自适应广义预测控制技术实现适应不同工况下控制参数输出,而其对于预测参数的计算选取建立在串级控制结构基础上,但未涉及如控制器预测参数的阶跃动态、鲁棒性等测试分析,模型转速仿真偏差为 2 r/min、响应时间为 5 s、较一般 PID 控制节油 21.08%。本文采样周期以运动学为基础,控制时域与预测时域以动力学为基础,二者结合分析铡草机的切碎作业实际工况,设计铡草机试验台切碎辊负荷控制器,并对控制器的预测参数进行优化设计与试验验证。

1 切碎数学模型

1.1 切碎装置组成

切碎装置主要由切碎器、定刀及其调节机构、切碎传动带等组成。切碎器结构如图 1a 所示,采用滚筒式切碎器,刀盘呈“人”字形结构,装有两排刀,动刀刀材质为 20CrMnMo,数量 16 把,切碎滚筒与定刀间隙为 1 mm,滑切角为 10°,最大回转直径为 476 mm。如图 1b 所示,定刀及其调节机构主要由拉杆、定刀座枕、定刀座、定刀、定刀调节杆、直线电机、电机座、切碎底弧板等组成,定刀材质同样为 20CrMnMo。定刀座可相对于座枕转动,动定刀间隙及切碎底弧板与切碎滚筒最大旋转轨迹圆间距均可调。定刀座枕内装有蝶形弹簧,可减小作业系统的

受力振动。为保证物料顺畅喂入和较好的切碎质量,定刀平面设计低于滚刀轴中心。整机生产率为 1.7×10^4 kg/h(新鲜饲草)。

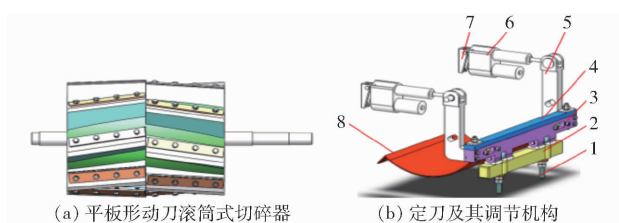


图 1 作物茎秆切碎装置示意图

Fig. 1 Schematics of crop stalk chopping mechanism

1. 拉杆 2. 定刀座枕 3. 定刀座 4. 定刀 5. 定刀调节杆 6. 直线电机 7. 电机座 8. 切碎底弧板

1.2 切碎辊转速预测控制器设计

1.2.1 预测控制模型

将切碎输入输出模型描述为^[11-14]

$$y(k) = f(y(k-1), y(k-2), \dots, y(k-n_a), u(k-1), u(k-2), \dots, u(k-n_b)) \quad (1)$$

式中 $u(k)$ ——输入量

$y(k)$ ——输出量

n_b ——控制输入量预测长度

n_a ——控制输出量预测长度

$f(\cdot)$ ——非线性函数,阶次数已知,参数未知

由广义利普希茨(Lipschitz)连续等条件(对于任意实数 k 和 $\Delta u(k) \neq 0$, 存在 $|\Delta y(k+1)| \leq L' |\Delta u(k)|$, 取 $L'_{\min}$ 为 10 倍 $\Delta u(k)$)与三次样条函数逼近时变参数方法,实现将饲草收获机非线性作业控制转换为线性时变预测控制。

1.2.2 预测控制器

根据连续理论型模型的离散化应用,对铡草机作业系统进行近似简化,描述为二阶 CARMAX 模型

$$L(k) = a_1 L(k-1) + a_2 L(k-2) + b_1 v^*(k-1) \quad (2)$$

式中 L ——系统负荷, N

a_1, a_2, b_1 ——系统参数,可用样条基函数或模糊 GK 聚类算法获得

v^* ——系统理想输出转速, r/min

预测控制目标为:使铡草机总体负荷恒定于最佳总体负荷 L^* ,且整个作业过程中负荷的变化幅度在短时间内不能过大,避免对设备零部件造成振荡冲击,将预测模型式(2)代入控制目标函数中,得到总体控制性能指标函数为

$$J_{des} = J_{\min} = F \left[\sum_{j=1}^P (L(k+j) - L^*)^2 + \sum_{j=1}^N \lambda \Delta v^{*2}(k+j-1) \right] \quad (3)$$

式中 J_{des} ——总动力功效指标值

J_{min} ——最优功效目标值

F ——功效指标数学期望

P ——最大预测时域

N ——最大控制时域

Δv^* ——系统理想输出转速的变化量

λ ——作物出口速度与喂入速度比值

根据作物喂入系统延迟时间与切碎负荷预测控制器的计算性能,求取切碎负荷预测控制器的最大预测时域 P 、最大控制时域 N 、采样周期 T 。

1.2.3 切碎运动学模型和采样周期计算

(1) 切碎单元运动学模型

铡草机试验台切碎传动带作业受力分析如图 2 所示。

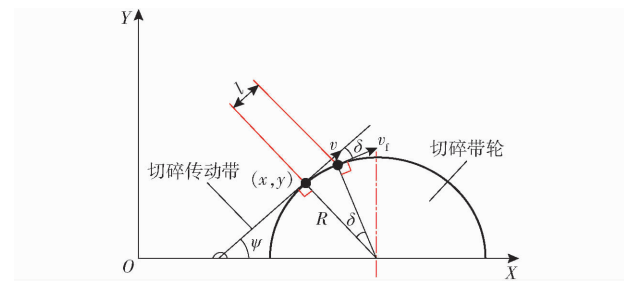


图 2 铡草机试验台切碎传动带受力分析图

Fig. 2 Force analysis chart of cutting transmission belt of hay cutter test bed

切碎作业单元的运动学空间模型为

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\psi \\ \sin\psi \\ \frac{\tan\delta}{l} \end{bmatrix} v \quad (4)$$

式中 l ——相邻不同力作用点间距

δ ——施力转角

v ——切碎辊原始速度

ψ ——传动带初始夹角

(2) 线性误差模型

切碎辊实时位置为

$$\begin{cases} x_t = x_0 + \int_{t_0}^{t_r} x dt \\ y_t = y_0 + \int_{t_0}^{t_r} y dt \\ \psi_t = \psi_0 + \int_{t_0}^{t_r} \psi dt \end{cases} \quad (5)$$

式中 x_t, y_t, ψ_t —— t 时刻切碎从动轮传动带受力点的实际位置

x_0, y_0, ψ_0 ——切碎从动轮传动带受力点的初始位置

t_0 ——初始时间 t_r ——结束时间

饲草收获机切碎的线性误差模型为

$$\begin{cases} \dot{x}_e = \Delta v \cos\psi_r - v_r \psi_e \sin\psi_r \\ \dot{y}_e = \Delta v \sin\psi_r + v_r \psi_e \cos\psi_r \\ \dot{\psi}_e = \frac{\Delta v \tan\delta_r}{l} + \frac{\Delta \delta v_r}{l \cos^2 \delta_r} \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$\Delta v = v - v_r \quad \Delta \delta = \delta - \delta_r$$

$$x_e = x - x_r \quad y_e = y - y_r \quad \psi_e = \psi - \psi_r$$

式中 v_r ——目标转速

δ_r ——目标下一时刻的受力转角

$\Delta v, \Delta \delta$ ——控制增量

x_r, y_r, ψ_r ——目标位置

x_e, y_e, ψ_e ——状态偏量

其中下标 r 表示该点目标轨迹。

(3) 误差模型鲁棒性分析

铡草机试验台受到各种扰动,为使试验台稳定性达到使用要求,对式(6)进行鲁棒性分析^[15]。

定义新的状态变量为

$$E = x_e^2 + y_e^2 \quad (7)$$

于是将证明式(6)的收敛性转换为证明式(7)的收敛性。定义李雅普诺夫函数为

$$V = E^2 + \psi_e^2 \quad (8)$$

求导得

$$\begin{aligned} \dot{V} &= 2E\dot{E} + 2\dot{\psi}_e\psi_e = \\ &2 \left(x_e \cos\psi_r + y_e \sin\psi_r + \frac{\psi_e \tan\delta_r}{El} \right) E \Delta v + \\ &2 \left(-v_r x_e E \sin\psi_r + v_r y_e E \cos\psi_r + \frac{v_r \Delta \delta}{l \cos^2 \delta_r} \right) \psi_e \end{aligned} \quad (9)$$

其中, $\Delta v, \Delta \delta$ 的取值与控制器参数采样周期 T 有关,为了便于证明,令

$$\begin{cases} \Delta v = \frac{-E}{T} \\ \Delta \delta = 2 \left(x_e \sin\psi_r - \frac{y_e \cos\psi_r + E \psi_e}{T} \right) l \cos^2 \delta_r \end{cases} \quad (10)$$

将式(10)代入式(9)得

$$\dot{V} = -\frac{2E^2}{T} - \frac{2\psi_e^2}{T} \leq 0 \quad (T > 0) \quad (11)$$

根据李雅普诺夫第二法则可以得出当 $T > 0$ 时, V, ψ_e 收敛,于是可以得到 x_e, y_e, ψ_e 收敛于 0。铡草机在田间行驶过程中的各种扰动,最终都可以归结为沿 x 方向偏差 d_x 与沿 y 方向偏差 d_y ,代入式(6)得

$$\begin{cases} \dot{x}_e = \Delta v \cos\psi_r - v_r \psi_e \sin\psi + d_x \\ \dot{y}_e = \Delta v \sin\psi_r + v_r \psi_e \cos\psi + d_y \\ \dot{\psi}_e = \frac{\Delta v \tan\delta_r}{l} + \frac{\Delta \delta v_r}{l \cos^2 \delta_r} \end{cases} \quad (12)$$

将式(10)、(12)代入式(9)得

$$\begin{aligned} \dot{V} &= 2\dot{E}E + 2\dot{\psi}_e\psi_e = \\ &2\left(x_e\cos\psi_r + y_e\sin\psi_r + \frac{\psi_e\tan\delta_r}{El}\right)E\Delta v + \\ &2\left(-v_rx_eE\sin\psi_r + v_ry_eE\cos\psi_r + \frac{v_r\Delta\delta}{l\cos^2\delta_r}\right)\psi_e + \\ &2E(x_ed_x + y_ed_y) = \\ &-\frac{2E^2}{T} - \frac{2\psi_e^2}{T} + 2E(x_ed_x + y_ed_y) \end{aligned} \quad (13)$$

对杨氏不等式式(13)右侧进行处理得

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\frac{2E^2}{T} + \frac{2\psi_e^2}{T} + 2E(x_ed_x + y_ed_y) \leq \\ &-\frac{2E^2}{T} - \frac{2\psi_e^2}{T} + 2E\left[\frac{x_e^2}{2T^2} + \frac{y_e^2}{2T^2} + \frac{T^2(d_x^2 + d_y^2)}{2}\right] \leq \\ &-\frac{2\psi_e^2}{T} + \frac{E^2(1-2T)}{T^2} + \frac{2T^2E(d_x^2 + d_y^2)}{2} \end{aligned} \quad (14)$$

当 $T > 0\text{ s}$ 时, $-\frac{\psi_e^2}{T} < 0$, $\frac{T^2E(d_x^2 + d_y^2)}{2} > 0$;

$\frac{E^2(1-2T)}{T^2}$ 则在 $0.5\text{ s} > T > 0\text{ s}$ 时大于 0, 在 $T > 0.5\text{ s}$

时小于 0。所以, 当 $T > 0\text{ s}$ 时, 就存在机会使 $\dot{V} < 0$, 当 $T > 0.5\text{ s}$ 时, 使 $\dot{V} < 0$ 的机会将变大, 因此可以得出当系统因受到外界干扰而引起轨迹改变时, 控制器可以通过调节 T 使 $\dot{V}$ 小于 0, 从而使误差 e_x 、 e_y 收敛。

通过以上分析, 铡草机试验台在没有外界干扰情况下, 采样周期 $T > 0\text{ s}$, 可实现控制稳定; 当采样周期 $T > 0.5\text{ s}$ 时, 可以实现有外界扰动载荷下的试验台控制平衡稳定, 且控制器抵抗外界扰动的能力随采样周期 T 的增大而增大, 但控制器计算量加大, 其控制实时性能下降。

剪切功率消耗是衡量切碎装置工作质量的重要指标之一。动力系统经过传动带向切碎辊输入供给的主动力矩, 主要用于克服辊空载转矩、克服辊自身转动惯量产生角加速度的力矩、推动作物克服阻力运动的力矩以及促使作物获得加速运动的力矩。文献[16]研究表明, 经过长时间的作业和动刀片的磨刃, 系统参数漂移及动刀片磨损变形, 切碎滚筒旋转最大轨迹圆减小, 造成动、定刀间隙增大, 功耗增加, 切碎质量下降。因此, 需对切碎运动及动力学进行研究, 切碎器作业受力分析如图 3 所示。

如图 3a、3b 所示, 为裁切省力, 刀片采用斜刃式安装。对切碎作物的运动, 作简化假设: 正常切碎作业中, 作物连续均匀喂入; 忽略作物间的相对滑动且作物在底凹板及顶板表面视为定常连续流动; 切碎作物向下传递速度等于切碎辊转速; 不计对象作物

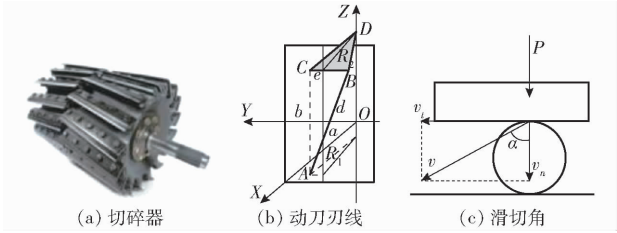


图 3 切碎器

Fig. 3 Chopper

进入刀辊切向速度; 不计对象作物切碎时间。由此, 切碎单元可等效为单输入单输出系统, 单位长度作物喂入量为输入量, 切碎茎秆为输出量。对作业系统半凹板型作物径流运动学进行分析, 在切碎滚筒喂入口作物运动速度远小于滚筒转速时可忽略不计的假设下, 切碎辊输出力矩方程为

$$M_q = J_r \frac{d\omega}{dt} + A + B\omega^2 + \frac{\lambda_1 \rho r^2 \omega}{2(1-f)} \quad (15)$$

其中

$$B = 2T/(\pi r^3 \rho v^2)$$

式中 J_r ——切碎辊转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

r ——切碎辊半径, m f ——摩擦因数

ρ ——作物切碎喂入速度, kg/s

λ_1 ——作物抛出速度与切碎辊线速度比值

ω ——切碎辊角速度, rad/s

A ——机械摩擦力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$

B ——鼓风力矩系数, 取 $0.016^{[17]}$

将切碎静态动力学方程转换为含有时间 t 的动态动力学微分方程, 而后各作业单元运动学方程分别进行拉氏变换, 经仿真及计算得到切碎 II 型反馈控制系统闭环传递函数模型为

$$\varphi(s) = \frac{0.1143s + 0.2}{s^2 + 0.2s + 0.01625} \quad (16)$$

由 TITO 系统的传递函数式(16)得出切碎辊转速、转矩响应仿真曲线如图 4 所示。

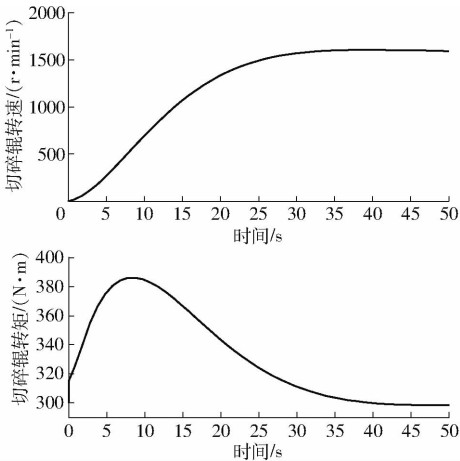


图 4 切碎控制响应曲线

Fig. 4 Chopping control response curves

通过阶跃测试, 速度变量 y_1 的动态响应时间为

34 s, 加速度变量 y_2 的动态响应时间为 45.2 s, 因此, 对于过程量的控制, 模型长度 N_0 取 25 ~ 50 (设系统动态响应时间范围为 25 ~ 50 s), 因 t_F 为常数, 可确定控制时域 (步数) N , 也可确定采样周期 T 。则按此计算的采样周期为 0.68 ~ 1.81 s。动态响应时间根据预测算法的稳定性理论和满足 $P \geq N + 1$ 的物理意义, 可确定预测时域 P 的下限 $P_{\min 1}$, 预测时域 P 为

$$P \geq P_{\min 2}(T) = \frac{ct_F}{T}$$

(17)

式中 c ——常数, 取 1/4 ~ 1/3

t_F ——动态响应时间

由于 $P_{\min 1} < P_{\min 2}$, 所以按照 $P_{\min 2}$ 选取预测时域下限, 根据图 4b (峰值时间 $t_p = 8$ s) 和 P 步至少覆盖反向响应部分及时滞的规定, 对于两个变量 c 均取 1/4。所以预测时域可选取的范围为 $T = 0.68$ s, $T = 1.81$ s, $PT = 6.25$, $PT = 45.2$ 所围成的区域, 绘制的预测时域如图 5 所示。

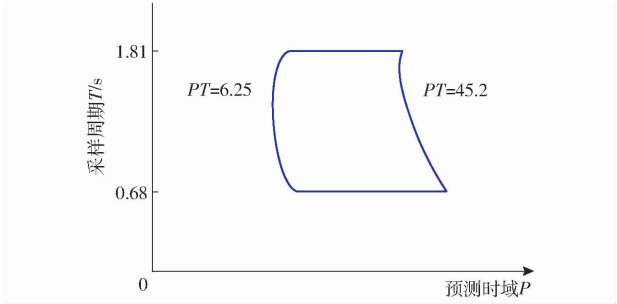


图 5 系统预测时域可选区域示意图

Fig. 5 Schematic of time domain optional areas for system prediction

综上所述, 同时须考虑满足误差鲁棒性要求, 采样周期整合选取为 0.8 s 时, 根据式 (17), 在图 5 中区域内选取预测时域为 $10.6 < P \leq 50$, 本研究取 15; 根据文献 [18], 控制时域的最小值应不小于模型阻尼极点数 2, 所以取 $N = 2$ 。最终变量 y_1 的仿真试验结果如图 6 所示。

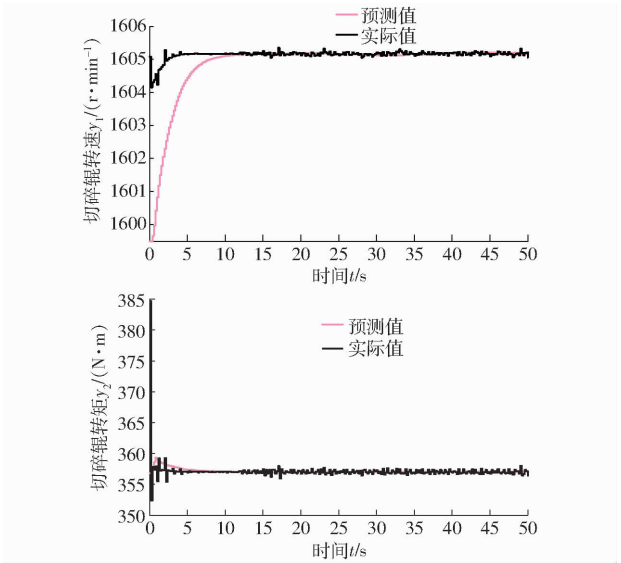


图 6 采样周期为 0.8 s 时切碎预测控制响应曲线

Fig. 6 Response curves of predictive control for chopping with sampling period of 0.8 s

1.3 模糊非线性广义预测控制器软件

由上述计算建立预测控制器, 负荷预测控制器输入为

$$Y_u(k) = \{L^*, \dots, L^*, L(k), L(k-1), \Delta v^*(k-1)\}$$

(18)

$$\Delta v^*(k) = \theta_u^T(k) Y_u(k)$$

(19)

$\theta_u^T(k)$ 为时变参数, 由三次样条基函数逼近得

$$\Delta v^*(k) = \theta_u^T(k) \begin{bmatrix} Q(t) & & \\ & \ddots & \\ & & Q(t) \end{bmatrix} Y_u(k)$$

(20)

其中, $Q(t) = [Q_i(t)]^T, i = -3, -2, -1, -0, +0, 1, 2, 3; \theta_u^T(k)$ 以自适应率调整, 广义误差估计值 $\hat{e}_g(k)$ 通过三次样条基函数逼近获得, 取

$$Y_e(k-2) = \{e(k-14), e(k-13), \dots, e(k), \lambda_1 \Delta v^*(k-15)\}$$

(21)

控制参数 $\theta_e^T(k-2)$ 以自适应率式调整。

铡草机切碎负荷卡尔曼-模糊非线性广义预测控制器结构^[19-20]如图 7 所示。如图 7 所示, 铡草机

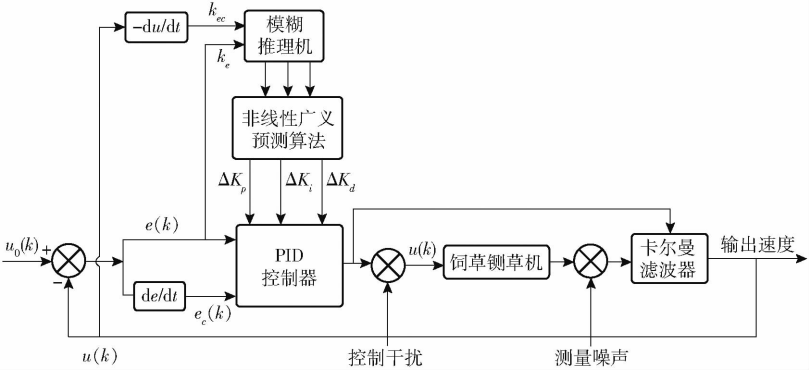


图 7 切碎负荷卡尔曼-模糊预测控制器结构图

Fig. 7 Chopping load Kalman - fuzzy predictive controller architecture

试验台切碎负荷卡尔曼-模糊非线性广义预测控制器结构中,切碎负荷预测算法模块置于模糊算法模块与 PID 算法模块之间,对各模糊切碎负荷参量输入控制后,输出给预测等算法模块,对切碎作业循环反馈控制。

1.4 控制器硬件组成

控制器硬件系统结构如图 8 所示。采用基于 DSP 数字信号处理器 TMS320F28335,以此为核心配合各种输入输出硬件,构成完整的控制系统硬件。系统总体结构主要由处理器系统、数据存储、人机交互、传感器信号处理与传输、声光提示、发动机 ECU、CAN 总线等子系统组成,如图 9 所示。

系统应用及控制框图如图 10、11 所示。该铡草机试验台系统主要作业单元组成为发动机、进料、切碎、压扁、抛送等部分。发动机 ECU 带有 CAN 通

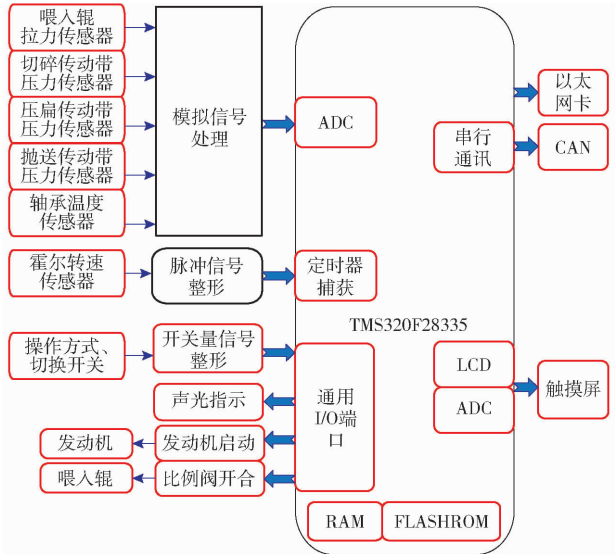


图 8 负荷控制器硬件系统结构框图

Fig. 8 Structure of load controller hardware

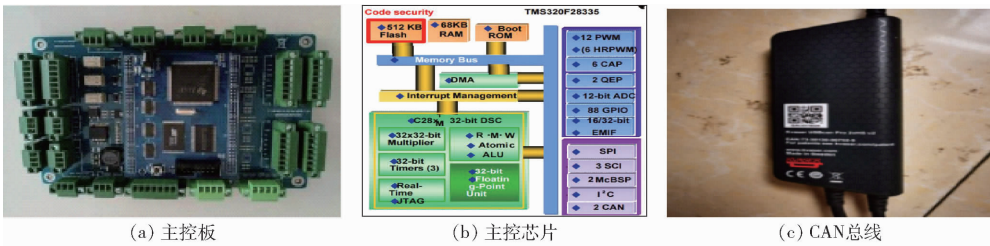


图 9 铡草机控制系统下位机 DSP 主控板及 CAN 总线

Fig. 9 Hay cutter control system lower computer DSP main control board and CAN

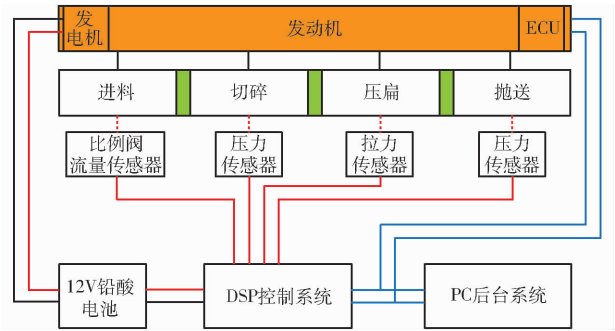


图 10 系统总体应用功能框图

Fig. 10 System general application function block diagram

理模块中,总体运算后,通过 CAN 总线向发动机输出转速、转矩等控制指令,使作业系统稳定、高效地可控运转。

该系统的 DSP 控制单元设计主要考虑到多路传感器的 ADC 采样调理以及 CAN 通讯接口;同时为今后系统升级换代,特预留的功能接口及电路有:干接点输入及输出、外部数字信号输入、多路 485 通讯及 232 通讯口、EEROM 数据存储单元等。

2 仿真与回归分析

采样周期、预测时间、控制时间是传动带压力检测的主要影响因素,以这 3 个因素进行三因素三水平正交试验,测试上述因素对评价负荷控制质量最为重要的响应时间、超调量及稳态误差的影响,建立以切碎转速为响应值,以采样周期、预测时域、控制时域作为变量的回归模型。试验因素水平如表 1 所示。

表 1 试验因素水平

Tab.1 Experimental factors and levels

水平	因素		
	采样周期	预测时域	控制时域
1	0.4	10	1
2	0.8	15	2
3	1.2	20	5

讯,进料、切碎、压扁、抛送等作业负荷信息均由对应传感器采集,并传输于下位机主控制板 DSP 信息处

图 11 系统总体 DSP 控制功能框图

Fig. 11 System general DSP control system function block diagram

2.1 回归模型建立与显著性分析

分析。试验方案及结果如表 2 所示, A 、 B 、 C 为因素

试验数据采用 SPSS 软件进行数据处理和统计

水平值。

表 2 试验方案及结果

Tab.2 Test scheme and results

试验序号	因素			转速稳态误差/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	响应时间/s	超调量/%
	A	B	C			
1	1	1	1	0.367 0	22. 0	0.635 6
2	1	2	2	0.367 5	45. 0	1.850 4
3	1	3	3	0.367 5	67. 0	6.147 4
4	1	1	2	0.367 5	57. 0	3.450 8
5	1	2	3	0.367 5	67. 0	6.186 0
6	1	3	1	0.368 0	14. 0	0.124 8
7	1	1	3	0.367 5	67. 0	6.255 6
8	1	2	1	0.360 0	23. 0	0.289 4
9	1	3	2	0.367 2	43. 0	1.468 7
10	2	1	1	0.367 5	34. 2	0.151 3
11	2	2	2	0.367 5	27. 0	0.825 7
12	2	3	3	0.366 8	46. 0	2.576 8
13	2	1	2	0.367 5	32. 0	1.158 8
14	2	2	3	0.366 7	46. 0	2.576 8
15	2	3	1	0.367 2	61. 6	0.118 6
16	2	1	3	0.367 0	46. 0	2.576 8
17	2	2	1	0.367 5	47. 2	0.121 9
18	2	3	2	0.367 3	27. 0	0.633 3
19	3	1	1	0.367 0	48. 4	0.128 3
20	3	2	2	0.367 3	32. 0	0.491 5
21	3	3	3	0.367 5	32. 0	1.989 5
22	3	1	2	0.369 7	28. 2	0.726 8
23	3	2	3	0.367 5	32. 0	1.989 5
24	3	3	1	0.367 3	28. 0	0.135 2
25	3	1	3	0.367 5	32. 0	1.997 2
26	3	2	1	0.403 0	67. 8	0.120 9
27	3	3	2	0.367 5	37. 0	0.347 4
响应时间	K_{11}	405. 0	353. 6	342. 4		
	K_{12}	367. 0	365. 8	382. 0		
	K_{13}	337. 4	390. 0	385. 0		
	R_1	67. 6	36. 4	42. 6		
	因素主次			$A > C > B$		
	较优组合			$A_3B_1C_1$		
超调量	K_{21}	26.408 7	14.796 5	14.816 9		
	K_{22}	14.470 1	16.467 3	15.780 9		
	K_{23}	10.642 6	13.811 2	14.477 2		
	R_2	15.766 1	2.656 1	1.303 7		
	因素主次			$A > B > C$		
	较优组合			$A_3B_3C_3$		
转速稳态误差	K_{31}	3.299 7	3.305 6	3.308 3		
	K_{32}	2.927 5	3.308 9	3.342 8		
	K_{33}	3.344 3	3.334 5	3.297 9		
	R_3	0.416 8	0.028 9	0.044 9		
	因素主次			$A > C > B$		
	较优组合			$A_2B_1C_3$		

响应时间的最优组合为 $A_3B_1C_1$,即参数组合为 1.2、10、1 s;超调量的最优组合为 $A_3B_3C_3$,即参数组合为 1.2、20、5 s;稳态误差的最优组合为 $A_2B_1C_3$,即参数组合为 0.8、10、5 s。

控制精度指标方差分析见表 3,结果表明,对于切碎速度控制精度指标,在 95% 的置信度下,采样周期、预测时域、控制时域均对切碎辊转速影响显著。

表 3 预测控制精度指标方差分析

Tab.3 Analysis of variance for predictive control accuracy indicators

指标	方差来源	离差平方和	自由度	平均离差平方和	<i>P</i>
响应时间	<i>A</i>	255.182	2	127.591	<0.001
	<i>B</i>	56.276	2	28.138	<0.001
	<i>C</i>	726.507	2	363.253	<0.001
超调量	<i>A</i>	22.038	2	11.019	<0.001
	<i>B</i>	0.751	2	0.375	<0.001
	<i>C</i>	54.341	2	27.170	<0.001
稳态误差	<i>A</i>	0.000	2	6.596×10^{-5}	<0.001
	<i>B</i>	5.521×10^{-5}	2	2.760×10^{-5}	<0.001
	<i>C</i>	5.569×10^{-5}	2	2.784×10^{-5}	<0.001

注: $P \leq 0.01$ 为极显著。

2.2 各因素对性能指标的影响分析

各因素对模型响应时间的响应曲面如图 12 所

示。由图 12a 可知,当控制时域一定时,响应时间随着采样周期的增大而减小,随着预测时域增大,先增大后减小,这是由于采样周期增大,减小了系统的计算量;预测时域达到 15 ~ 20 s 时,虽然控制响应时间长,但系统稳定性高,随着预测时域的继续增大,响应时间趋于系统的自然响应,预测控制失去了意义^[14]。由图 12b 可知,当预测时域一定时,响应时间均随着采样周期、控制时域的增大而增大,此时系统执行器动作响应的快慢程度完全取决于控制时域。由图 12c 可知,当采样周期一定时,响应时间随着预测时域的增大,先增大后减小,而基本随着控制时域的增大而增大。

各因素对模型超调量的响应曲面如图 13 所示。

由图 13a 可知,控制时域一定时,超调量随着采样周期的增大而减小,但与预测时域关系不明显,由于采样周期增大降低了系统的调节频次,系统稳定

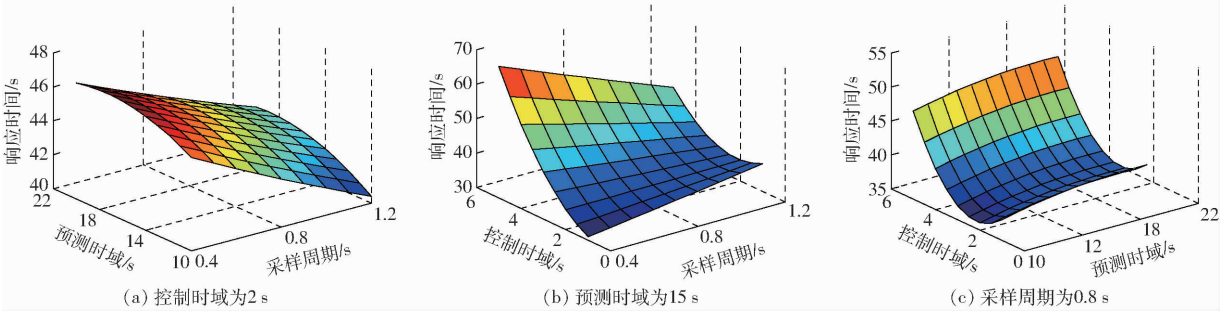


图 12 试验因素对响应时间的影响

Fig.12 Effects of test factors on response time

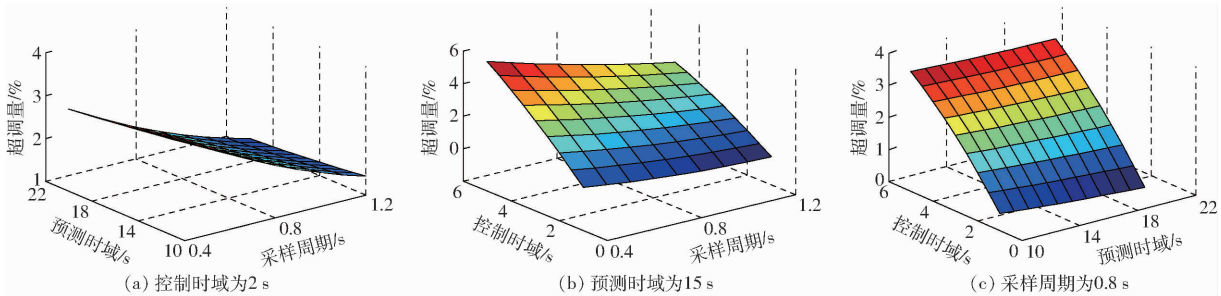


图 13 试验因素对超调量的影响

Fig.13 Effects of experimental factors on overshoot

性好,但控制鲁棒性减小。由图 13b 可知,预测时域一定时,超调量随着控制时域的增大而增大,但与采样周期关系不明显,由于系统扰动量一定时,系统控制超调量主要取决于控制指令发出的快慢程度(即控制时域)。由图 13c 可知,采样时间一定时,超调量随着控制时域的增大而增大,随着预测时域的增大略微降低,因为适当增大预测时域,控制器能够更好地预测系统未来的输出,且根据当前误差及时修正系统的输入信号。

各因素对模型转速稳态误差的响应曲面如图 14 所示。由图 14a 可知,控制时域一定时,转

速稳态误差随着预测时域的增大而增大,但与采样周期的关系不明显,这是由于预测时域增大,可以预测较远的距离,当控制时域一定时,控制误差也相应增大,从而降低了系统跟踪精度。由图 14b 可知,预测时域一定时,转速稳态误差均随着采样周期、控制时域的增大而增大,由于控制调节指令输出欠及时,引起系统在较大转速稳态误差下运行。由图 14c 可知,采样周期一定时,转速稳态误差随着预测时域的增大而增大,但与控制时域的关系不大,应用中控制时域一般可视为近似于采样周期。

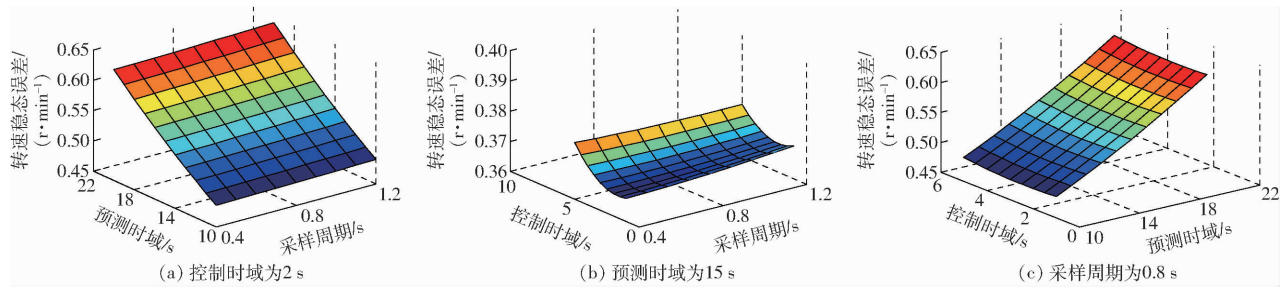


图 14 试验因素对转速稳态误差的影响

Fig. 14 Influence of experimental factors on steady-state error of rotational speed

2.3 最佳参数组合确定

通过上述试验及响应曲面分析可知,采样周期、预测时域、控制时域等影响因素对响应时间、超调量及转速稳态误差 3 个指标影响程度各不相同,为分析各因素对整机负荷检测综合影响效果,应用模糊综合评价法对正交试验结果进行综合优化,找出最佳参数组合。首先建立指标隶属度模型

Y_{in} = \frac{X_{in} - X_{imin}}{X_{imax} - X_{imin}} \tag{22}

式中 Y_{in}——指标 X_i 的第 n 次试验获得的隶属度
X_{imax}——指标 X_i 的最大值
X_{imin}——指标 X_i 的最小值
X_{in}——指标 X_i 的第 n 次试验值

得出各指标每次试验的隶属度(表 4),由隶属度值构成模糊关系矩阵为^[21]

R = \begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & \cdots & Y_{127} \\ Y_{21} & Y_{22} & \cdots & Y_{227} \\ Y_{31} & Y_{32} & \cdots & Y_{327} \end{bmatrix} \tag{23}

根据传动带压力负荷检测 2 个性能指标的重要性,确定本研究权重分配,即响应时间、超调量及转速稳态误差的权重分别为 0.65、0.20、0.15。由模糊矩阵与权重分配确定模糊综合评价指标 W,综合评分结果见表 4,最后将综合评分结果进行极差分析(表 5),分析结果表明,综合影响检测精度指标的主次因素依次为 C、B、A,最优组合为 A_2B_1C_3,即采样周期 0.8 s,预测时域 10 s,控制时域 5 s。

表 5 中最优组合为 A_2B_1C_3,但根据以上计算 B_1 不符合要求,选取与之近值 B_2,又根据表 2,A_2B_2C_3 与 A_2B_2C_2 作比较,前者虽稳态精度稍高一些,但其响应时间及超调量较后者差。最终,经综合评定,确定 A_2B_2C_2 为最优预测控制参数组合。综合评分方差结果表明:在 95% 的置信度下,采样周期、预测时域、控制时域对切碎速度控制的影响均具有高度显著性。

2.4 最佳参数组合控制仿真

2.4.1 预测控制系统的稳态仿真

为进一步确定 A_2B_2C_2(Ⅱ)为最优预测控制参

表 4 综合评分结果

Tab. 4 Results of comprehensive evaluation

试验号	转速稳态误差隶属度	时间响应隶属度	超调量隶属度	综合评分
1	0.026 08	0.007 43	0.002 53	0.036 04
2	0.027 92	0.028 81	0.008 47	0.065 20
3	0.027 92	0.049 26	0.029 47	0.106 65
4	0.027 92	0.039 96	0.016 29	0.084 17
5	0.027 92	0.049 26	0.029 66	0.106 84
6	0.029 76	0	0.000 03	0.029 79
7	0.027 92	0.049 26	0.030 00	0.107 18
8	0	0.008 36	0.000 83	0.009 19
9	0.026 80	0.026 95	0.006 60	0.060 35
10	0.027 92	0.018 77	0.000 16	0.046 85
11	0.027 92	0.012 08	0.003 46	0.043 46
12	0.025 28	0.029 74	0.012 02	0.067 04
13	0.027 92	0.033 46	0.005 08	0.066 46
14	0.024 96	0.029 74	0.012 02	0.066 72
15	0.026 80	0.044 24	0	0.071 04
16	0.026 08	0.029 74	0.012 02	0.067 84
17	0.027 92	0.030 86	0.000 02	0.058 8
18	0.032 00	0.012 08	0.002 52	0.046 60
19	0.026 08	0.029 40	0.000 05	0.055 53
20	0.027 20	0.016 73	0.001 82	0.045 75
21	0.027 92	0.016 73	0.009 15	0.053 8
22	0.036 08	0.013 20	0.002 97	0.052 25
23	0.027 92	0.016 73	0.009 15	0.053 8
24	0.027 20	0.013 01	0.000 08	0.040 29
25	0.027 92	0.016 73	0.009 18	0.053 83
26	0.160 00	0	0.000 01	0.160 01
27	0.027 92	0.021 36	0.001 12	0.050 40

表 5 综合评分极差分析

Tab. 5 Range analysis of comprehensive evaluation

项目	采样周期	预测时域	控制时域
K ₁	0.605 41	0.520 32	0.527 47
K ₂	0.534 81	0.571 36	0.642 39
K ₃	0.565 66	0.614 20	0.475 69
R	0.070 60	0.093 88	0.166 70
因素主次	C > B > A		
最优组合	A ₂ B ₁ C ₃		

数组组合,结合以上各预测参数的计算,另选取 A_1B_1C_1(Ⅰ)、A_3B_3C_3(Ⅲ)两组典型(A、B、C 参数,前

者均稍低于 $A_2B_2C_2$, 后者均稍高于 $A_2B_2C_2$) 的参数组合, 在作物一定喂入量输入条件下, 检测发动机、

喂入辊以及切碎辊转速的稳态值, 对比各组合稳态的控制结果, 如图 15 所示。

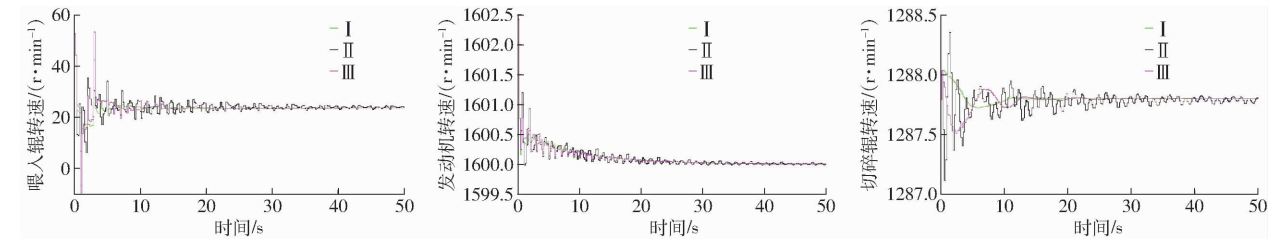


图 15 闭环转速稳态仿真结果

Fig. 15 Steady state simulation results of closed-loop speed

图 15 中显示, 作物喂入量较小时, 控制器自动提高切碎辊转速以获得更大的喂入量, 作物喂入量小于 8 kg/s 时, 试验台以最高速度工作, 发动机转速变化不大; 当作物喂入量超过 8 kg/s 时, 控制器逐步使切碎辊转速降低, 促使喂入量倾向保持在作业所需水平。喂入辊转速基本恒定于 30 r/min 左右; 发动机转速基本恒定在 $1\,600\text{ r/min}$ 之间; 切碎辊转速基本恒定在 $1\,288\text{ r/min}$ 左右。由于受到模型中总体负荷估计器的实时评判影响, 喂入辊转速、发动机转速及切碎辊转速稳定过程出现波动现象。喂入辊、切碎辊及发动机转速的稳态偏差如表 6 所示。喂入辊、切碎辊及发动机转速的稳态偏差由小到大为 I、II、III, 参数组 I 的稳态偏差最小, 参数组 III 的稳态偏差最大。

2.4.2 预测控制系统的扰动瞬态响应仿真

正扰动喂入: 铡草机试验台首先在喂入量 5 kg/s

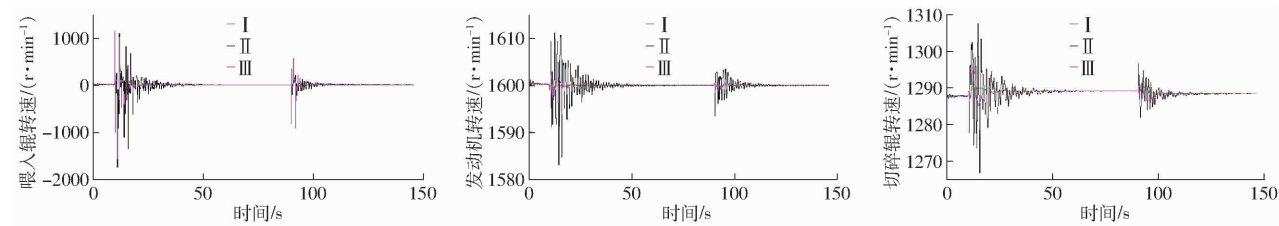


图 16 作物喂入量阶跃正、负扰动瞬态响应闭环仿真结果

Fig. 16 Closed-loop simulation results of transient response to positive and negative disturbances of crop feed rate step

下降。控制器发出减速控制信号使发动机转速下降, 同时降低了喂入负荷, 以补偿发动机的总负载力矩, 使发动机逐渐恢复额定转速。各模型负扰动时, 作业系统负荷力矩突然减小, 发动机转速上升, 造成切碎辊转速上升。控制器发出增速控制信号使发动机转速升高, 同时增大了喂入负荷, 以适应发动机的总动力输出, 使发动机逐渐恢复额定转速。各模型作业单元转速变化与响应时间扰动仿真结果如表 7.8 所示, 转速最大扰动仿真跟踪偏差如表 9 所示。

由此, 求得各转速对应的转矩, 并与负载扰动响应时间相乘, 得到各模型对载荷控制的能耗如表 10 所示。

表 6 各参数组转速稳态偏差

Tab.6 Steady-state deviation of speed for

parameter group		r/min	
参数组	喂入辊转速 稳态偏差	切碎辊转速 稳态偏差	发动机转速 稳态偏差
I	7.08	0.238	0.487
II	17.60	0.294	1.200
III	33.30	0.684	2.420

下稳定作业, 15 s 时, 再施加喂入载荷 2 kg/s , 测试发动机转速、切碎辊转速以及喂入辊转速的瞬态响应情况。负扰动喂入: 铡草机在喂入量 7 kg/s 下稳定作业, 90 s 时, 减去喂入载荷 2 kg/s , 测试发动机转速、切碎辊转速以及喂入辊转速的瞬态响应情况。仿真结果如图 16 所示。

图 16 中显示, 各模型正扰动时, 作业系统负荷力矩突然增大, 发动机转速下降, 造成切碎辊转速

表 7 各参数组扰动控制转速

Tab.7 Disturbance control speed of parameter

group		r/min		
参数组	阶跃扰动 载荷形式	喂入辊转速	切碎辊转速	发动机转速
I	正扰动	47.83	1 294.0	1 604.4
	负扰动	51.20	1 295.1	1 605.1
II	正扰动	47.84	1 294.1	1 604.4
	负扰动	51.20	1 295.1	1 605.1
III	正扰动	47.83	1 294.0	1 604.4
	负扰动	51.20	1 295.1	1 605.1

正扰动作业时的喂入辊、切碎辊转速均为 I 与 III 相同且均大于 II; 发动机转速 I、II、III 相同。负

表 8 各参数组转速阶跃变化与响应时间扰动仿真结果

Tab.8 Simulation of speed change and response time disturbance under each parameter group					
参数组	阶跃扰动 载荷形式	喂入辊转 速变幅/ ($r \cdot \min^{-1}$)	切碎辊转 速变幅/ ($r \cdot \min^{-1}$)	发动机转 速变幅/ ($r \cdot \min^{-1}$)	响应 时间/s
I	正扰动	31.10	10.45	2.69	20.8
	负扰动	16.93	2.43	0.82	19.0
II	正扰动	43.80	59.70	8.61	15.2
	负扰动	15.56	11.88	1.99	12.8
III	正扰动	31.10	28.21	5.57	25.6
	负扰动	18.28	7.85	1.66	25.4

表 9 各参数组转速阶跃最大扰动仿真跟踪偏差

Tab.9 Simulation and tracking of maximum disturbance in speed step of each parameter group					
参数组	阶跃扰动 载荷形式	喂入辊转 速最大扰 动跟踪 偏差/ ($r \cdot \min^{-1}$)	切碎辊转 速最大扰 动跟踪 偏差/ ($r \cdot \min^{-1}$)	发动机转 速最大扰 动跟踪 偏差/ ($r \cdot \min^{-1}$)	发动机转 速扰动相 比稳态偏 差增大 倍数
I	正扰动	6.77	2.26	1.41	2.90
	负扰动	3.37	1.09	0.68	1.40
II	正扰动	6.76	2.45	1.36	1.13
	负扰动	3.36	1.05	0.68	0.57
III	正扰动	6.77	2.46	1.36	0.56
	负扰动	3.37	1.10	0.68	0.28

表 10 阶跃仿真切碎能耗

Tab.10 Energy consumption on chopping step simulation

项目	切碎辊扰 动转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	切碎辊扰 动转矩/ ($N \cdot m$)	切碎辊扰 动响应 时间/s	切碎能耗/ J
PID 控制	1 291.2	532.68	27.6	1.898×10^7
参数组 I	1 285.9	532.48	20.8	1.424×10^7
参数组 II	1 236.8	493.10	15.2	9.270×10^6
参数组 III	1 268.3	518.20	25.6	1.683×10^7

扰动作业时的喂入辊、切碎辊及发动机转速 I、II、III 相同。总之,施以正扰动载荷时,参数组 II 控制下的切碎辊转速及喂入辊的转速均最大,正扰动载荷时等同,体现了最大的作业能力。

转速正扰动精度为:喂入辊转速为 I 与 III 相同且均大于 II;切碎辊转速由大到小依次为 I、II、III;发动机转速为 II 与 III 相同且均大于 I。转速负扰动精度为:喂入辊转速为 I、III 相同且均小于 II;切碎辊转速由大到小依次为 II、I、III;发动机转速 I、II、III 相同。总体转速正、负扰动精度参数组 II 控制最好。

根据稳态及正、负喂入载荷的扰动仿真分析,最大作业能力(即功效切碎负荷阈值或生产效率)由

大到小依次为 II、I、III;对扰动载荷响应时间由大到小依次为 III、I、II;控制鲁棒性总体由大到小依次为 II、III、I;扰动能耗由大到小依次为 II、I、III,可见以上指标基于参数组 II 的控制效果最好。

仿真总体上体现:在切碎耗能方面,各参数组的预测控制均低于 PID 控制;其中,参数组 II 的预测控制下鲁棒性最好、对扰动的响应速度最快、抑制能力最强、作业能力最大、能耗最小和控制稳态及扰动精度良好。

3 验证试验

3.1 试验方法设计

铡草机试验台首先在喂入量 2.5 kg/s 稳定作业,稳定作业一段时间后,再施加至喂入载荷 5 kg/s,模拟作物密度突变,以测试试验台的发动机转速、喂入辊转速、切碎辊转速的稳态、瞬态响应情况,并与理论计算、线下仿真等数值对照分析,阐述差异原因以及初步给出合理修正措施等。试验步骤:先进行参数组 I、II、III 及纯机械控制下作物喂入量波动扰动试验,然后分析稳态、扰动瞬态误差试验值及秸秆切碎效果。

3.2 试验条件及参数设置

铡草机试验台整机结构如图 17 所示。

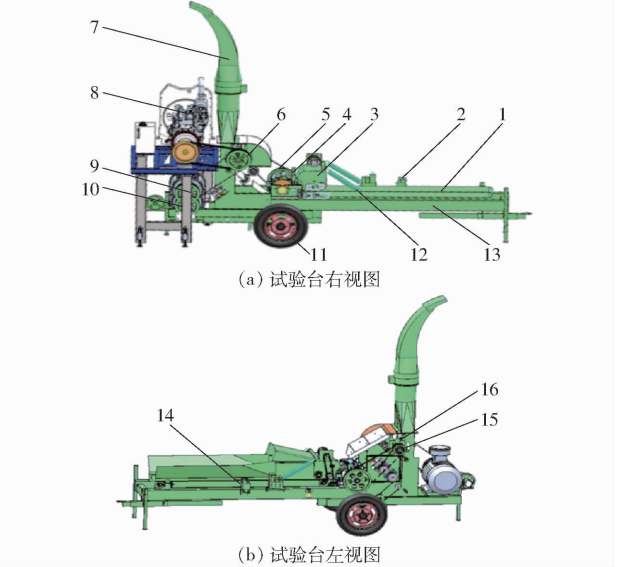


图 17 饲草料作物铡草机试验台结构图

Fig.17 Structure of forage crop cutter test bed

- 1.喂入装置 2.液压信号比例阀 3.铡切装置 4.定刀及其调节机构 5.籽粒破碎装置 6.抛送装置 7.抛料筒 8.柴油发动机 9.电动机 10.双联液压泵 11.行走装置 12.喂入辊弹簧与拉力传感器 13.机架 14.液压流量信号比例阀 15.转速霍尔传感器 16.切碎传动带压力传感器

图 17 中,铡草机试验台主要用于对饲草的切碎,一次可完成植株的喂入、输送、切碎、压扁破碎、抛送装车等作业。饲草铡草机作业特性复杂,为获

得更好的控制效果,根据作业过程中各负荷数据反映的实际工况,借助对适宜作业参量的优化控制调整,保证铡草机试验台总体负荷长时间处于最佳状态。

试验作物为玉米秸秆,秆径(20 ± 1) mm,含水率 5% ~ 15%,饲草铡草机试验台的主要作业参数如表 11 所示。

表 11 铡草机试验台主要部件及作业技术参数

Tab. 11 Main operation technical parameters of hay cutter test bed

参数	数值/型式
机体尺寸(长×宽×高)/ (mm×mm×mm)	5 454×2 180×4 319
传动系统型式	HST V 形传动带
喂入系统型式	传输带
作物单位长度喂入量/(kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹)	5
喂入口宽度/mm	535
切刀型式	平板形滚筒式切碎器 (直径×长度为 476 mm×560 mm)
滚筒转速/(r·min ⁻¹)	1 300
动刀排列方式	V 形
动刀数量/片	16
动、定刀间隙/mm	1
滑切角/(°)	10
柴油发动机功率/kW	103. 8
额定转速/(r·min ⁻¹)	2 300
最大空车转速/(r·min ⁻¹)	2 485±30
怠速/(r·min ⁻¹)	800±20
最大扭矩/(N·m)	562
最大扭矩转速/(r·min ⁻¹)	1 400~1 800
调速器形式	全程钢球离心
调速范围/(r·min ⁻¹)	0~2 300
生产率/(kg·h ⁻¹)	1. 7×10 ⁴ (新鲜饲草)

现场试验选择本地干玉米秸秆,试验样件每根长度约 1 100 mm,若干根均隔并排喂入。设置参数:发动机初设转速 1 000 r/min、切碎传动带液体悬位顶压滚轮初设压力 2.04 MPa、切碎传动带压力 3.28 MPa;根据上述计算控制器的 PI 参数输入值 K_p 、 K_i 分别为 0.58 和 0.14^[22]。现场试验当天天气晴,空气干燥,试验如图 18 所示。

3.3 结果分析

各控制模型下玉米秸秆切碎效果如图 19 所示。切碎扰动转速对应转矩及各模型对负荷控制的能耗情况如表 12 所示。

由图 19 可知,对玉米秸秆的目测切碎效果优良排序为参数组 II、参数组 I、纯机械、参数组 III。由场试验与阶跃扰动仿真结果趋势基本一致;因现场



(a) 玉米秸秆定量称量 (b) 玉米秸秆定量喂入

图 18 玉米秸秆切碎等作业负荷反馈控制试验
Fig. 18 Corn stalk chopping and other work load feedback control experiment

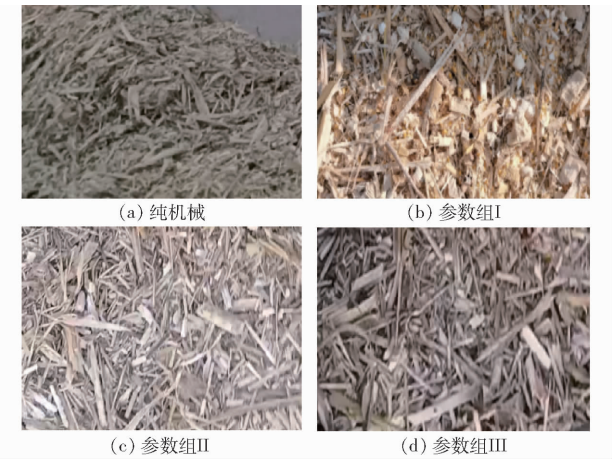


图 19 玉米秸秆切碎效果
Fig. 19 Effects of corn straw chopping

表 12 各控制模型切碎能耗

Tab. 12 Cutting energy consumption of each control model

模型 类型	切碎辊扰动 最小转速/ (r·min ⁻¹)	切碎辊 扰动转矩/ (N·m)	切碎辊扰动 响应时间/s	切碎能耗/ J
纯机械	728. 6	272. 3	195. 7	1. 453×10 ⁷
参数组 I	617. 9	110. 3	196. 5	1. 388×10 ⁷
参数组 II	591. 5	59. 7	129. 6	1. 382×10 ⁷
参数组 III	634. 6	139. 8	172. 1	1. 490×10 ⁷

未知影响因素的存在,使现场试验值比仿真值、理论值的能耗大;模型(参数组) II 控制较其他作业能耗低,综合作业效能,在仿真及现场试验中,均表现为明显优于其他参数组合控制和纯机械作业。

对玉米秸秆进行切碎试验后,依据 JB/T 7144—2007《青饲料切碎机》方法进行测量和统计分析,对参数组 II 的生产效率及精度指标进行作业控制验证,如表 13 所示。

表 13 玉米秸秆切碎试验结果

Tab. 13 Results of corn stalk chopping test

参数	秸秆 含水率/ %	纯工作小 时生产率/ (kg·h ⁻¹)	平均切 草长度/ mm	破节率/ %	标准 草长率/ %	籽粒 破碎 率/%
数值	8. 60± 0. 01	1. 893× 10 ⁴	48. 30± 19. 24	95. 00± 0. 52	96. 70± 1. 24	96. 40± 0. 65

从切碎试验结果来看,玉米秸秆纯工作小时生产率超过了设计生产率,符合相关标准,平均切草长度在 $(0.7 \sim 1.2)L_c$ 范围内, L_c 为 $4 \sim 50$ mm。秸秆的破节率和标准草长率均达到 90% 以上,符合国家标准。

经过上述研究可知:最大作业能力上,参数组Ⅱ最大,参数组Ⅲ最小。扰动响应时间上,参数组Ⅱ最短,参数组Ⅲ最长。控制鲁棒性能上,参数组Ⅱ最好,适用于对长久持续的不确定载荷作业的控制。控制精度上,作物长时间呈突变喂入式作业,参数组Ⅱ预测控制的扰动精度适中,短时间斜坡喂入式作业,参数组Ⅰ扰动精度优于参数组Ⅱ,但参数组Ⅱ仍优于参数组Ⅲ。总体能效上,切碎单元作业在参数组Ⅱ控制下,产品质量符合标准要求,同时实现了铡草机试验台整机作业能力的更大化,控制响应更迅速,生产效率更高和单位作业总能耗更小。

4 结论

(1)针对铡草机作业环境复杂,作业辊转速稳定性差,不均匀负载造成堵转等问题,结合线性模型预测控制理论,设计了切碎预测控制器。该控制器

通过内部积分器实现了对作业负荷在线及时辨识,从而保证了饲草铡草设备的作业稳定性。

(2)通过构建铡草误差模型的李雅普诺夫函数,得到系统采样周期 T 与铡草机鲁棒稳定性的关系;通过整机及切碎单元数学模型确定预测时域 P 及控制时域 N ,经仿真与试验验证了本文所述控制器在添加外扰动负载的情况下,保证了系统的响应性、精确性,同时提高了作业的鲁棒稳定性能。

(3)分别对参数组Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ预测控制系统方案进行了仿真试验,结果表明,在预测参数组采样周期、预测时域、控制时域分别为 0.8、15、2 s 的控制精度(2.45 r/min)及鲁棒性最好、作业能力最大、对扰动的响应速度最快(15.2 s)、抑制能力最强及能耗最小(9.27×10^6 J,较一般 PID 控制降低约 51.14%);体现了更高的作业生产能力。现场试验结果表明:控制器可以实现对切碎辊转速的有效跟踪控制,此参数组控制下的作业能耗为 1.382×10^7 J,纯机械作业能耗 1.453×10^7 J,仿真计算节约 36.2%,实际节约 4.89% 左右。由此可见,控制器在预测参数组分别为 0.8、15、2 s 模型控制下,满足铡草机对切碎辊转速跟踪控制的精度、鲁棒性、单位能耗以及切碎效果等要求。

参 考 文 献

[1] 陈学庚,温浩军,张伟荣,等. 农业机械与信息技术融合发展现状与方向[J]. 智慧农业(中英文),2020,2(4):1-16.
CHEN Xuegeng, WEN Haojun, ZHANG Weirong, et al. Advances and progress of agricultural machinery and sensing technology fusion[J]. Smart Agriculture, 2020,2(4):1-16. (in Chinese)

[2] 陈蕾. 农业机械标准引用网络的标准时效性评价[D]. 武汉:中南财经政法大学,2020.
CHEN Lei. Evaluation of the standard timeliness of agricultural machinery standard citation network[D]. Wuhan: Zhongnan University of Economics and Law,2020. (in Chinese)

[3] 李连辉. 自走式全株喂入青饲料收获机的研制及推广应用前景[J]. 河北农机,2019(12):27.

[4] 秦云. 联合收割机负荷控制系统研究[D]. 镇江:江苏大学,2012.
QIN Yun. Study on load control system of combined harvester[D]. Zhenjiang:Jiangsu University, 2012. (in Chinese)

[5] 王战,高长水. 基于模糊广义预测控制的管道加热系统温度控制[J]. 机械制造与自动化,2022,51(3):229-231.
WANG Zhan,GAO Changshui. Fuzzy predictive control and application study[J]. Machine Building & Automation,2022,51(3):229-231. (in Chinese)

[6] 张亮修,吴光强,郭晓晓. 自主车辆线性时变模型预测路径跟踪控制[J]. 同济大学学报(自然科学版),2016,44(10):1595-1603.
ZHANG Liangxiu, WU Guangqiang, GUO Xiaoxiao. Path tracking using linear time-varying model predictive control for autonomous vehicle[J]. Journal of Tongji University(Natural Science Edition), 2016, 44(10): 1595-1603. (in Chinese)

[7] ZHANG Wanzhi, LIU Zhengduo, LÜ Zhaoqin. Path tracking based on model predictive control for agricultural vehicle[J]. International Agricultural Engineering Journal, 2016, 25(4): 148-154.

[8] 龚建伟,姜岩,徐威. 无人驾驶车辆模型预测控制[M]. 北京:北京理工大学出版社,2014.

[9] 黄沛琛,罗锡文,张志刚. 改进纯追踪模型的农业机械地头转向控制方法[J]. 计算机工程与应用,2010,46(21):216-219.
HUANG Peichen, LUO Xiwen, ZHANG Zhigang. Control method of headland turning based on improved pure pursuit model for agricultural machine[J]. Computer Engineering and Applications, 2010, 46(21): 216-219. (in Chinese)

[10] 董进泉. 基于灰色预测模糊控制的联合收割机负荷反馈装置的研制[D]. 镇江:江苏大学,2010.
DONG Jinquan. Development of load feedback equipment of combine harvester based on gray predictive fuzzy control[D]. Zhenjiang:Jiangsu University, 2010. (in Chinese)

[11] LEE Y I, KOUVARITAKIS B, CANON M. Constrained receding horizon predictive control for nonlinear systems[J]. Automatica,2002,38(11):2093-2102.

- [12] 张龙,陈志兴,张绍鹏. 参数未知系统直接广义预测控制[J]. 计算机仿真,2008,25(7):90-93.
ZHANG Long, CHEN Zhixing, ZHANG Shaopeng. Direct generalized predictive control for systems with unknown parameters [J]. Computer Simulation, 2008,25(7):90-93. (in Chinese)
- [13] 郭振凯,宋召青,毛剑琴. 基于最小二乘法支持向量机的非线性广义预测控制[J]. 控制与决策,2009,24(4):520-525.
GUO Zhenkai, SONG Zhaoqing, MAO Jianqin. Nonlinear model predictive control algorithm based on least squares support vector machine[J]. Control and Decision, 2009, 24(4):520-525. (in Chinese)
- [14] MAYNE D Q, RAWLIGS J B, RAO C V, et al. Constrained model predictive control: stability and optimality[J]. Automatica, 2000,36(6):789-814.
- [15] 刘正铎,张万枝,吕钊钦,等. 扰动下农用运输车辆路径跟踪控制器设计与试验[J]. 农业机械学报,2018,49(12):378-386.
LIU Zhengduo, ZHANG Wanzhi, LÜ Zhaoqin, et al. Design on trajectory tracking controller of agricultural vehicles under disturbances[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(12):378-386. (in Chinese)
- [16] 张国庆. 全株青贮饲料铡切调质机的研制[D]. 泰安:山东农业大学,2020.
ZHANG Guoqing. Development of whole plant silage cutting and conditioning machine[J]. Taian:Shandong Agricultural University, 2020. (in Chinese)
- [17] 孙国霞,李啸骢,蔡义明. 大型变速恒频风电系统的建模与仿真[J]. 电力自动化设备,2007(10):69-73.
SUN Guoxia, LI Xiaocong, CAI Yiming. Modeling and simulation of variable-speed wind generator system with large capacity [J]. Electric Power Automation Equipment,2007(10):69-73. (in Chinese)
- [18] 吴博,罗雄麟,韦明辉,等. 预测控制工程应用中预测时域的选取分析[J]. 化工自动化及仪表,2017,44(6):553-558.
WU Bo, LUO Xionglin, WEI Minghui, et al. Analysis of selecting predictive horizons in engineering of model predictive control [J]. Control and Instruments in Chemical Industry, 2017,44(6):553-558. (in Chinese)
- [19] 陈志旺,王洪瑞. 非线性模糊自适应直接广义预测控制[J]. 电机与控制学报,2007,11(1):55-59.
CHEN Zhiwang, WANG Hongrui. Nonlinear fuzzy adaptive direct generalized predictive control[J]. Electric Machines and Control, 2007,11(1):55-59. (in Chinese)
- [20] 樊桂菊,王永振,张晓辉,等. 果园升降平台自动调平控制系统设计与试验[J]. 农业工程学报,2017,33(11):38-46.
FAN Guiju, WANG Yongzhen, ZHANG Xiaohui, et al. Design and experiment of automatic leveling control system for orchards lifting platform[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(11):38-46. (in Chinese)
- [21] 胡良龙,王冰,王公仆,等. 2ZGF-2型甘薯复式栽植机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2016,32(10):8-16.
HU Lianglong, WANG Bing, WANG Gongpu, et al. Design and experiment of type 2ZGF-2 duplex sweet potato transplanter [J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(10):8-16. (in Chinese)
- [22] WANG Zheng, GONG Qingfu, LI Fade, et al. Research on optimal control algorithm for power characteristics segmentation of forage harvester[J]. Inmateh-Agricultural Engineering,2023,69(1):21-34.

(上接第96页)

- [15] JOHANNES Q. Cone crusher modelling and simulation using DEM[J]. Minerals Engineering,2016,85:92-105.
- [16] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. Applied Physics,1953,24(8):981-988.
- [17] 赵淑红,高连龙,袁溢文,等. 基于离散元法的深松作业玉米秸秆运动规律[J]. 农业工程学报,2021,37(20):53-62.
ZHAO Shuhong, GAO Lianlong, YUAN Yiwen, et al. Maize straw motion law in subsoiling operation using discrete element method[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(20):53-62. (in Chinese)
- [18] 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]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2016,47(9):62-72. (in Chinese)
- [19] 吕金庆,刘齐卉,杨德秋,等. 砂壤土条件下马铃薯中耕机关键部件设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(8):27-39.
LÜ Jinqing, LIU Qihui, YANG Deqiu, et al. Design and test of key components of ploughshare potato field cultivator in sandy loam[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(8):27-39. (in Chinese)
- [20] 史宇亮,陈新予,陈明东,等. 甘薯起垄整形机犁铧式开沟起垄装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2022,53(10):16-25.
SHI Yuliang, CHEN Xinyu, CHEN Mingdong, et al. Design and experiment on ploughshare furrowing ridging device of sweet potato ridging shaping machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022,53(10):16-25. (in Chinese)