

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.12.040

基于 MFAPC 的动力换挡变速箱湿式离合器压力控制方法

傅生辉^{1,2} 顾进恒^{1,2} 李臻^{1,2} 毛恩荣^{1,2} 杜岳峰^{1,2} 朱忠祥^{1,2}

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083)

摘要: 针对大功率拖拉机动力换挡过程中湿式离合器充油压力实际值与理想值之间存在偏差的问题,提出了基于紧格式动态线性化的离合器压力无模型自适应预测控制(Model free adaptive predictive control, MFAPC)算法,以实现离合器油缸压力的跟随控制。考虑到外界干扰和离合器液压控制系统参数的不确定性,构建湿式离合器驱动执行机构的完整非线性动力学模型和 AMESim 仿真模型,以离合器油缸压力为控制目标,采用紧格式动态线性化方法将非线性离合器液压执行机构数学模型等价转换为动态线性化数据模型,并设计了基于 MFAPC 的湿式离合器压力控制器,经 Matlab/Simulink 仿真试验验证了动态线性化模型的正确性及控制算法的可靠性。结果表明,与 PID、MFAC 等算法相比,本文算法控制跟踪效果更优,且具有较好的鲁棒性;MFAPC 能够快速调整控制参数,响应期望压力变化;在方波信号激励下的响应时间仅为 0.119 s,在正弦信号激励下的稳态误差仅为 ± 0.0281 MPa,比传统 PID 算法降低了 48.91%。此外,MFAPC 的抗干扰能力优于其他算法,在接合过程中,湿式离合器最大冲击度仅为 16.57 m/s^3 ,证明该算法具有较好的动态性能,有利于提高动力换挡的换挡品质,保证大功率拖拉机工作过程中的动力性。

关键词: 拖拉机; 动力换挡变速箱; 湿式离合器; 压力控制; 无模型自适应预测控制; 换挡冲击度

中图分类号: S219.032.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)12-0367-10

OSID:



Pressure Control Method of Wet Clutch for PST of High-power Tractor Based on MFAPC Algorithm

FU Shenghui^{1,2} GU Jinheng^{1,2} LI Zhen^{1,2} MAO Enrong^{1,2} DU Yuefeng^{1,2} ZHU Zhongxiang^{1,2}

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, Beijing 100083, China)

Abstract: To eliminate the deviation between the actual pressure and the ideal pressure of the wet clutch of a high-power tractor during the power shifting process, a model free adaptive predictive control strategy (MFAPC) based on the compact-form dynamic linearization (CFDL) was proposed to achieve the tracking control of the pressure. Considering the parameter uncertainties of the hydraulic actuators and external disturbances, a nonlinear dynamic model of the wet clutch control system was established and verified in AMESim. Taking the cylinder pressure as the control target, the nonlinear wet clutch actuator system was equivalently converted into a dynamic linearized data model by CFDL. Furthermore, an online MFAPC-based controller was designed to control the clutch pressure in real time. The closed-loop clutch pressure control system was built in Matlab/Simulink and the simulation experiments were performed to verify the correctness of the dynamic linearization model and the reliability of the control strategy. Compared with the commonly adopted control strategies such as PID and MFAC, the proposed control algorithm performed better in terms of robustness. MFAPC was proved to output the varying expected pressure accurately and quickly by adjusting the control parameters. Specifically, the response time under the square wave signal was 0.119 s, while the steady-state error under sinusoidal signal kept at ± 0.0281 MPa, which appeared 48.91% lower than the conventional PID. In addition, MFAPC has better anti-interference capability than MFAC, which was reflected by the smallest jerk (16.57 m/s^3)

收稿日期: 2020-03-20 修回日期: 2020-05-26

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFD0700101)

作者简介: 傅生辉(1989—),男,博士生,主要从事农业装备智能化设计理论与控制技术研究,E-mail: fush89@cau.edu.cn

通信作者: 李臻(1988—),男,副教授,主要从事农业装备智能化设计理论与控制技术研究,E-mail: zhenli@cau.edu.cn

among PID and MFAC. The results proved that MFAPC generally had better dynamic performance and superiority, and is conducive to improving the shifting quality and guaranteeing the power performance of high-power tractors under continuous operating conditions.

Key words: tractor; powershift transmission; wet clutch; pressure-based control; model free adaptive predictive control; shifting jerk

0 引言

动力换挡变速箱(Power shift transmission, PST)通过控制湿式离合器使换挡过程中动力不中断,提高了拖拉机的动力性和换挡品质,已成为大功率拖拉机的主流配置^[1]。作为 PST 的核心部件,湿式离合器的动态特性直接决定其性能。在换挡过程中,湿式离合器油压过充或欠充均会影响摩擦片的滑摩状态,产生换挡冲击,从而降低离合器寿命,甚至由于温度过高而导致离合器损坏。因此,湿式离合器的压力控制成为提高 PST 换挡品质的关键技术^[2-3]。

目前,利用多领域动态协同仿真、多物理场仿真、机电液联合控制仿真等关键技术对拖拉机传动系进行设计优化和性能评估已成为拖拉机传动系智能化设计的重要手段^[4]。通过对湿式离合器功能部件和控制系统的建模和性能仿真,能够摆脱试验条件限制,快速进行高效分析、验证控制算法,降低了研发周期和样机试制成本。基于仿真试验方法,国内外学者针对湿式离合器控制策略进行了大量研究,综合分析了影响离合器接合品质和缓冲效果的各种因素^[5-9],但由于离合器液压控制系统具有非线性强、负载扰动大、参数时变等特点,离合器油压的缓冲控制仍是当前研究的热点和难点。SONG 等^[10]提出了一种自定义动态规划算法,实现了离合器压力的开环控制,通过仿真和试验验证了算法的有效性和鲁棒性。BALAU 等^[11]将网络预测控制算法用于汽车自动变速箱的离合器位移控制,减小了网络延时对控制性能的影响。MENG 等^[12]提出一种前馈和反馈控制相结合的湿式离合器油压控制策略,可根据油温和发动机转速变化对控制参数进行优化。于鸿昶等^[13]应用 Backstepping 算法设计了双离合变速箱(Double clutch transmission, DCT)离合器的非线性控制器,仿真结果表明,该控制器具有较好的跟踪控制效果。邱明明^[14]针对 DCT 离合器工作特点,设计了离合器压力自适应滑模控制器,实现了离合器压力的有效控制。

相较于传统 PID 控制,滑模控制、动态规划、模糊控制和预测控制等算法有效解决了动态性差、参数不易调节等问题,而观测器、自适应控制及参数辨识等方法的应用对提高算法控制效果、

增强控制系统鲁棒性具有积极作用,但受系统模型结构和精度限制,仍无法进一步解决离合器控制的不确定干扰、未建模动态及系统降阶等因素造成的一系列问题。

无模型自适应控制(Model free adaptive control, MFAC)是侯忠生教授于 1994 年提出的一种典型在线数据驱动控制(Data driven control, DDC)方法,其原理是在闭环系统的每一个动态工作点处建立等价的动态线性化数据模型,通过被控系统的 I/O 数据在线估计系统参数,实现非线性系统的自适应控制。该方法避免了非线性系统的复杂建模过程,降低了算法计算难度和模型不确定性对系统的影响,已在机器人控制、自动驾驶、电机控制、工业控制等领域取得了一定的研究成果^[15-19]。

本文提出一种基于无模型自适应预测控制(Model free adaptive predictive control, MFAPC)的动力换挡变速箱湿式离合器油压跟踪控制算法。在分析湿式离合器控制系统数学模型的基础上,利用 I/O 增量形式的动态线性化数据模型——紧格式动态线性化模型,设计湿式离合器的无模型自适应预测控制器,通过 AMESim/Simulink 联合仿真构建湿式离合器控制系统模型,并与传统的湿式离合器控制算法进行对比,以验证本文算法的有效性。

1 湿式离合器仿真建模与分析

1.1 工作原理

图 1 为某大功率拖拉机动力换挡变速箱湿式离合器及其液压执行机构原理图,主要由比例减压/溢流阀、湿式离合器、油泵、减压阀、电磁阀以及 TCU 控制器等组成。当电磁阀未通电时,主阀芯位于比例阀左端,离合器油缸内油液通过比例阀的卸油口流回油箱,离合器处于分离状态。通电时,电磁阀产生的电磁力带动阀芯向右移动,卸油口逐渐关闭,进油口开启,油液经节流口流入湿式离合器油缸,离合器逐渐接合。当离合器压力 p_t 达到设定压力时,主阀芯向左移动,比例阀卸油口逐渐开启,进油口逐渐变小,流量经卸油口流回油箱,起溢流作用。最终,湿式离合器压力处于动态稳定状态。

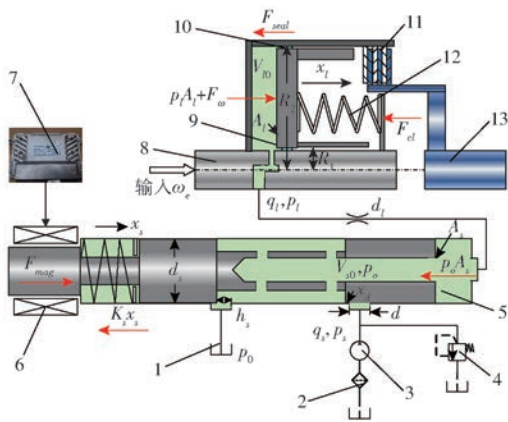


图 1 PST 湿式离合器电液执行机构原理图

Fig. 1 Schematic of wet clutch electro-hydraulic actuator for power shift transmission

1. 油箱 2. 过滤器 3. 定量泵 4. 减压阀 5. 比例减压/溢流阀
6. 电磁阀 7. TCU 控制器 8. 主动件 9. 离合器活塞 10. 密封圈
11. 摩擦元件组 12. 回位弹簧 13. 从动件

1.2 数学建模

1.2.1 电液比例阀数学建模

(1) 主阀芯力平衡方程

主阀芯受力包括: 主阀芯右侧静压力、惯性力、阻尼力、弹簧力、稳态液动力(始终指向使阀口趋于关闭的方向), 忽略主阀芯受到的瞬态液动力和干摩擦力等, 则

$$F_{mag} - p_o A_s = m_s \ddot{x}_s + D_s \dot{x}_s + F_{sp} + K_s x_s + F_s \quad (1)$$

$$\text{其中 } F_{mag} = K_f (u - K_v \dot{x}_s) \quad (2)$$

$$F_s = \begin{cases} -2C_d C_v A_e \cos\theta_s p_o & (0 \leq x_s < h_s) \\ 0 & (h_s \leq x_s \leq x_d + h_s) \\ 2C_d C_v A_i \cos\theta_s (p_s - p_o) & (h_s + x_d < x_s \leq x_{sm}) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} A_e(x_s) = nA(d, h_s - x_s) \\ A_i(x_s) = nA(d, x_s - h_s - x_d) \end{cases} \quad (4)$$

$$A(d, x) =$$

$$\frac{d^2}{4} \left[\arccos \left(1 - \frac{2x}{d} \right) - 2 \left(1 - \frac{2x}{d} \right) \sqrt{\frac{x}{d} - \left(\frac{x}{d} \right)^2} \right] \quad (5)$$

- 式中 m_s ——比例阀阀芯质量, kg
 D_s ——比例阀阀芯黏性阻尼系数, N·s/m
 K_s ——比例阀回位弹簧刚度, N/m
 F_{mag} ——电磁力, N
 F_{sp} ——比例阀回位弹簧初始压力, N
 p_s ——供油压力, Pa
 p_o ——比例阀出口压力, Pa
 A_s ——比例阀阀芯作用面积, m²
 x_s ——主阀芯位移, m
 F_s ——稳态液动力, N

K_f ——电磁铁驱动系数, N/V

K_v ——速度反电动势系数, V·s/m

u ——输入电压, V

h_s ——主阀卸油口初始开口量, m

x_d ——主阀阀芯进油口遮盖量, m

C_d ——节流孔的流量系数

C_v ——比例阀主阀芯流速系数

θ_s ——比例阀主阀节流口射流角, rad

x_{sm} ——主阀阀芯最大位移, m

A_i ——比例阀进油口节流面积, m²

A_e ——比例阀卸油口节流面积, m²

n ——圆孔式节流孔数量

d ——圆孔式节流孔直径, m

x ——圆孔式节流口开口量, m

(2) 比例阀压力-流量方程

流入比例阀的流量 q_s 为

$$q_s = \begin{cases} \text{sign}(p_s - p_o) C_d A_i \frac{\sqrt{2|p_s - p_o|}}{\rho} & (h_s + x_d < x_s \leq x_{sm}) \\ 0 & (h_s \leq x_s \leq x_d + h_s) \\ -C_d A_e \frac{\sqrt{2|p_o|}}{\rho} & (0 \leq x_s < h_s) \end{cases} \quad (6)$$

式中 ρ ——液压油密度, kg/m³

(3) 比例阀流量连续性方程

忽略比例阀主阀芯与阀套配合间隙处泄漏, 流入主阀腔的流量一部分补偿主阀腔油液压缩量, 其余流入离合器油缸。即

$$q_s - q_l = \frac{V_{s0}}{\beta_e} \dot{p}_o \quad (7)$$

式中 q_l ——离合器油缸流量, m³/s

V_{s0} ——比例阀主阀腔容积, m³

β_e ——油液体积弹性模量, Pa

1.2.2 湿式离合器数学建模

(1) 湿式离合器活塞力平衡方程

在接合过程中忽略油道阻力和油道内漏影响, 则离合器的力平衡方程为

$$\begin{aligned} M_l \ddot{x}_l + D_l \dot{x}_l &= p_l A_l + F_\omega - F_{seal} - \\ &K_{cl} x_l - F_{l0} - F_{cl} \end{aligned} \quad (8)$$

其中

$$\begin{cases} F_\omega = \frac{\pi \rho}{4} (\alpha_\omega \omega_e)^2 (R_2^2 - R_1^2) (R_2^2 + R_1^2 - 2R_{oil}^2) \\ F_{seal} = 2\mu_{seal} b p_l \pi (R_1 + R_2) \\ F_{cl} = K_n (x_l - \Delta) \quad (x_l > \Delta) \end{cases} \quad (9)$$

式中 M_l ——离合器活塞等效质量, kg
 D_l ——活塞粘性阻尼系数, N·s/m
 A_l ——活塞作用面积, m²
 K_{cl} ——活塞回位弹簧刚度, N/m
 x_l ——活塞位移, m
 F_{l0} ——活塞回位弹簧预压力, N
 F_{ω} ——活塞离心油压作用力, N
 F_{seal} ——活塞密封环摩擦力, N
 F_{cl} ——摩擦片压紧力, N
 p_l ——离合器油缸压力, Pa
 α_{ω} ——滞后系数
 ω_e ——离合器油缸角速度, rad/s
 R_1 ——离合器活塞内半径, m
 R_2 ——离合器活塞外半径, m
 R_{oil} ——离合器进油道旋转半径, m
 μ_{seal} ——离合器活塞密封环摩擦因数
 b ——离合器活塞密封环宽度, m
 K_n ——摩擦片的等效刚度, N/m
 Δ ——摩擦片 Kisspoint 点, m

(2) 离合器油缸压力-流量方程

离合器油缸流量 q_l 为

$$q_l = \text{sign}(p_o - p_l) C_d \frac{\pi d_l^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_o - p_l|} \quad (10)$$

式中 d_l ——油缸进油口直径, m

(3) 离合器油缸流量平衡方程

忽略离合器活塞与密封圈间隙处的泄漏, 经比例阀流入离合器油缸的流量, 一部分填充油缸容积变化, 一部分补偿油液压缩变化量, 其余经离合器油缸卸油口流出。即

$$q_l = \frac{V_{l0} + A_l x_l}{\beta_e} \dot{p}_l + A_l \dot{x}_l \quad (11)$$

式中 V_{l0} ——离合器油缸初始容积, m³

1.3 AMESim 建模

基于湿式离合器的数学模型, 在 AMESim 平台中搭建了液压执行机构的仿真模型, 如图 2 所示。表 1 为湿式离合器 AMESim 仿真模型主要参数。

2 基于 MFAPC 算法的湿式离合器压力控制器设计

针对动力换挡变速箱湿式离合器压力控制的非

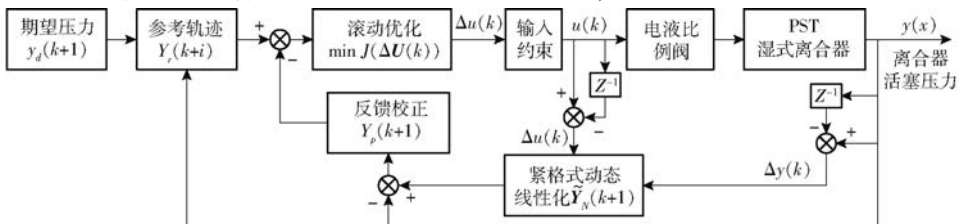


图3 湿式离合器无模型自适应预测控制结构框图

Fig. 3 Structure diagram of the model free adaptive predictive control for wet clutch

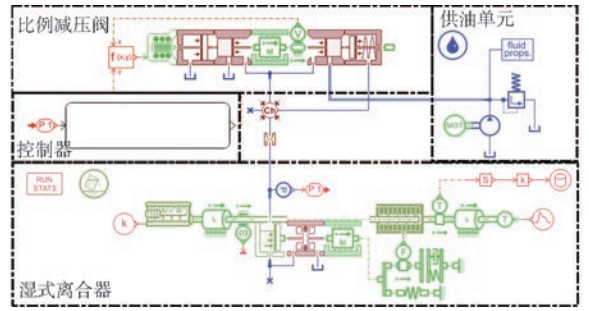


图2 湿式离合器 AMESim 仿真模型

Fig. 2 AMESim simulation model of wet clutch

表 1 湿式离合器 AMESim 仿真模型主要参数

Tab. 1 Key parameters in clutch AMESim model

| 参数 | 数值 |
|---|------------------------|
| 供油压力 p_s /MPa | 2 |
| 液压油密度 ρ /(kg·m ⁻³) | 860 |
| 液压油体积弹性模量 β_e /Pa | 1.7 × 10 ⁹ |
| 比例阀工作电压 U /V | 0 ~ 10 |
| 电磁阀速度反电动势系数 K_v /(V·s·m ⁻¹) | 0.035 |
| 电磁铁驱动系数 K_f /(N·V ⁻¹) | 17.163 |
| 主阀芯质量 m_s /kg | 0.015 |
| 主阀芯最大位移 x_{sm} /mm | 4.13 |
| 主阀芯弹簧刚度 K_s /(N·m ⁻¹) | 2000 |
| 主阀芯弹簧预压力 F_{sp} /N | 5.5 |
| 主阀圆形节流口直径 d /mm | 3 |
| 比例阀主阀腔容积 V_{d0} /m ³ | 3.5 × 10 ⁻⁵ |
| 离合器活塞等效质量 M_l /kg | 0.65 |
| 离合器活塞外半径 R_2 /mm | 71 |
| 离合器活塞内半径 R_1 /mm | 35 |
| 离合器弹簧刚度 K_{cl} /(N·m ⁻¹) | 104 500 |
| 离合器回位弹簧初始力 F_{l0} /N | 3 094 |
| 离合器活塞 Kisspoint 点 Δ /mm | 4.0 |
| 离合器油缸初始容积 V_{l0} /m ³ | 4 × 10 ⁻⁴ |

线性、时变和迟滞等特点, 本文提出了基于紧格式动态线性化的无模型自适应预测控制算法, 以实现换挡过程中湿式离合器油压的最佳控制, 基于 MFAPC 的湿式离合器压力控制器结构如图 3 所示。

2.1 离散时间非线性系统动态线性化

为使离合器输出最优压力, 需通过控制比例阀输入电压调整阀芯位移, 实现离合器油缸压力的准确控制, 可建立动态模型

$$y(k+1) = f(y(k), y(k-1), \dots, y(k-n_y), u(k), u(k-1), \dots, u(k-n_u)) \quad (12)$$

式中 $u(k)$ 、 $y(k)$ ——系统在 k 时刻的输入电压、离合器油缸压力

n_y 、 n_u ——未知正整数

$f(\cdot)$ ——非线性函数

该非线性系统实现紧格式动态线性化需满足以下假设:

(1) 对于系统的有界期望输出 $\hat{y}(k+1)$, 存在一个有界输入信号 $u(k)$, 使得系统在此信号作用下按照期望输出值输出。

(2) $f(\cdot)$ 关于控制输入信号 $u(k)$, $u(k-1)$, \dots , $u(k-L+1)$ 分别存在连续偏导数。

(3) 系统满足广义 Lipschitz 条件, 即对任意 $k_1 \neq k_2$, $k_1, k_2 \geq 0$ 和 $u(k_1) \neq u(k_2)$, 满足

$$|y(k_1+1) - y(k_2+1)| \leq b |u(k_1) - u(k_2)| \quad (b > 0) \quad (13)$$

其中

$$y(k_i+1) =$$

$$f(y(k_i), y(k_i-1), \dots, y(k_i-n_y), u(k_i), u(k_i-1), \dots, u(k_i-n_u)) \quad (i=1, 2) \quad (14)$$

当假设成立时, 必然存在一个时变参数 $\phi_c(k) \in \mathbf{R}$, 当 $|\Delta u(k)| \neq 0$ 时, 系统可转换为 CFDL 模型

$$\Delta y(k+1) = \phi_c(k) \Delta u(k) \quad (15)$$

式中 $\phi_c(k)$ ——伪偏导数

$\Delta y(k+1)$ —— $k+1$ 时刻离合器油缸压力变化量

$\Delta u(k)$ —— k 时刻电磁阀控制输入变化量

2.2 无模型自适应预测控制策略

模型预测控制 (Model predictive control, MPC) 是目前实际系统控制中应用最广泛的控制算法之一, 其基本原理包括基于模型的预测、在线滚动优化和反馈校正。MPC 的基本思想是利用模型预测被控对象在预测时域内的输出, 然后根据滚动优化原理, 通过最小化滑动窗口内的指标函数计算得到一个控制输入序列, 并将该序列的第一个控制输入信号用于被控对象, 最后利用误差信息反馈校正, 以实现系统跟踪期望的输出轨迹^[20-21]。

2.2.1 预测模型

预测模型主要由被控对象的 I/O 数据对未来输出进行预测。在 MFAPC 算法中, 由 CFDL 得到的数据模型可作为下一时刻系统的预测输出, 由式 (15) 可得 $k+1$ 时刻的输出为

$$\hat{y}(k+1) = y(k) + \phi_c(k) \Delta u(k) \quad (16)$$

N 步向前预测方程为

$$\tilde{\mathbf{Y}}_N(k+1) = \mathbf{Y}(k) + \mathbf{A}(k) \Delta \mathbf{U}_{N_u}(k) \quad (17)$$

其中

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{Y}}_N(k+1) = [y(k+1) \ y(k+2) \ \dots \ y(k+N)]^T \\ \Delta \mathbf{U}_{N_u}(k) = [\Delta u(k) \ \Delta u(k+1) \ \dots \ \Delta u(k+N_u-1)]^T \\ \mathbf{Y}(k) = [y(k) \ y(k) \ \dots \ y(k)]_{N \times 1}^T \end{cases} \quad (18)$$

$$\mathbf{A}(k) = \begin{bmatrix} \phi_c(k) & 0 & 0 & 0 \\ \phi_c(k) & \phi_c(k+1) & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \phi_c(k) & \phi_c(k+1) & \dots & \phi_c(k+N_u-1) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \phi_c(k) & \phi_c(k+1) & \dots & \phi_c(k+N_u-1) \end{bmatrix} \quad (19)$$

式中 $\tilde{\mathbf{Y}}_N(k+1)$ ——系统输出 N 步向前预测向量

$\Delta \mathbf{U}_{N_u}(k)$ ——控制输入增量向量

N_u ——控制时域常数

2.2.2 预测模型反馈校正

由于实际控制过程中存在模型失配或受到外界未知干扰等情况, 所得预测值与实际输出值存在偏差。因此, 为避免累积偏差导致的控制失调, 每一运行时刻仅进行当前控制, 下一时刻则通过实时反馈修正预测模型。离合器实际压力与预测模型输出压力之间的误差为

$$\mathbf{e}(k) = \mathbf{Y}(k) - \tilde{\mathbf{Y}}_N(k) \quad (20)$$

则补偿后的预测输出为

$$\mathbf{Y}_p(k+1) = \tilde{\mathbf{Y}}_N(k+1) + \mathbf{h}\mathbf{e}(k) \quad (21)$$

其中

$$\begin{cases} \mathbf{Y}_p(k+1) = [y_p(k+1) \ y_p(k+2) \ \dots \ y_p(k+p)]^T \\ \mathbf{h} = [h_1 \ h_2 \ \dots \ h_p]^T \end{cases} \quad (22)$$

式中 \mathbf{h} ——加权系数

p ——优化长度系数, 取 $p=N$

2.2.3 滚动优化

采用对输出误差和控制增量加权的二次型性能指标在线优化计算控制输入增量

$$\begin{aligned} \min J(\Delta \mathbf{U}(k)) &= (\mathbf{Y}_p(k+1) - \mathbf{Y}_r(k+1))^T \cdot \\ &\mathbf{Q}(\mathbf{Y}_p(k+1) - \mathbf{Y}_r(k+1)) + \Delta \mathbf{U}^T(k) \mathbf{A} \Delta \mathbf{U}(k) \end{aligned} \quad (23)$$

其中

$$\begin{cases} \mathbf{Y}_r(k+1) = [y_r(k+1) \ y_r(k+2) \ \dots \ y_r(k+p)]^T \\ \mathbf{Q} = \text{diag}[q_1 \ q_2 \ \dots \ q_p] \\ \mathbf{A} = \text{diag}[\lambda_1 \ \lambda_2 \ \dots \ \lambda_p] \end{cases} \quad (24)$$

$$y_r(k+i) = \alpha^{(i)} y(k+i-1) + (1 - \alpha^{(i)}) w(k+d) \quad (25)$$

式中 $Y_r(k+1)$ ——实际柔化轨迹
 α ——柔化系数 d ——时延量
 w ——当前时刻离合器期望压力
 Q ——预测误差加权矩阵
 A ——控制量加权矩阵

令 $\frac{\partial J}{\partial U_{N_u}(k)} = 0$, 求得控制律

$$\begin{cases} \hat{\phi}_c(k) = \hat{\phi}_c(k-1) + \frac{\eta \Delta u(k-1)}{\mu + \Delta u^2(k-1)} (\Delta y(k) - \hat{\phi}_c(k-1) \Delta u(k-1)) \\ \hat{\phi}_c(k) = \hat{\phi}_c(1) \quad (|\hat{\phi}_c(k)| \leq \varepsilon \text{ 或 } |\Delta u(k-1)| \leq \varepsilon \text{ 或 } \text{sign}(\hat{\phi}_c(k)) \neq \text{sign}(\hat{\phi}_c(1))) \end{cases} \quad (28)$$

式中 u ——权重因子, $u > 0$
 η ——步长因子, $0 < \eta \leq 1$

PDD 参数 $\phi_c(k+1), \phi_c(k+2), \dots, \phi_c(k+N_u-1)$, 不能直接由 k 时刻的 I/O 数据计算得到, 通常采用多层递阶预报方法进行预报。假设已得到 k 时刻前 PPD 系列估计值 $\hat{\phi}_c(1), \hat{\phi}_c(2), \dots, \hat{\phi}_c(k)$, 建立估计序列所满足的自回归模型为

$$\begin{aligned} \hat{\phi}_c(k+j) &= \theta_1(k) \hat{\phi}_c(k+j-1) + \\ &\theta_2(k) \hat{\phi}_c(k+j-2) + \dots + \theta_{n_p}(k) \hat{\phi}_c(k+j-n_p) \\ &\quad (j=1, 2, \dots, N_u-1) \end{aligned} \quad (29)$$

式中 θ_i ——自回归模型系数, $i=1, 2, \dots, n_p$
 n_p ——自回归阶数, 取 2~7

定义 $\theta(k) = [\theta_1(k) \quad \theta_2(k) \quad \dots \quad \theta_{n_p}(k)]^T$,

则

$$\begin{cases} \theta(k) = \theta(k-1) + \frac{\hat{\phi}_c(k-1)}{\delta + \|\hat{\phi}_c(k-1)\|^2} \\ \quad [\hat{\phi}_c(k) - \hat{\phi}_c^T(k-1)\theta(k-1)] \\ \theta(k) = \theta(1) \\ \|\theta(k)\| \geq M \end{cases} \quad (30)$$

其中 $\hat{\phi}_c(k-1) = [\hat{\phi}_c(k-1) \quad \hat{\phi}_c(k-2) \quad \dots \quad \hat{\phi}_c(k-n_p)]^T$ (31)

式中 δ ——正数, $\delta \in (0, 1]$

3 仿真验证

为验证基于 MFAPC 的离合器压力控制算法的有效性, 采用 Matlab/Simulink 与 AMESim 协同仿真构建了湿式离合器闭环控制系统仿真模型, 并将控制结果与 MFAC、PID 算法进行比较, 分析系统的响应速度、压力跟随控制效果。在 MFAPC 控制策略试验中, 伪梯度向量估计参数初始值 $\hat{\phi}_c(1) = 1.5$, 前 n_p 维伪梯度向量可通过 CFDL-MFAC 计算得到。自回归模型估计阶数 $n_p = 3$, $\alpha = 0.45$, $\mu = 0.01$, $\eta = 0.86$, $\lambda = 105$ 。仿真时间设为 3 s, 其他仿真条

$$\Delta U_{N_u}(k) = [A^T(k)QA(k) + \Lambda]^{-1} \cdot A^T(k)Q(Y_r(k+1) - Y(k) - \mathbf{h}e(k)) \quad (26)$$

因此, 当前时刻的控制输入

$$u(k) = u(k-1) + \mathbf{g}^T \Delta U_{N_u}(k) \quad (27)$$

其中 $\mathbf{g} = [1 \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T$

对于预测模型中 $A(k)$ 包含未知 PPD 参数 $\phi_c(k)$, 可由改进的投影算法计算得到

件如表 2 所示。

表 2 仿真参数

Tab. 2 Simulation parameters

| 参数 | 数值 |
|---|--------|
| 输入转速 $n_e / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ | 1 500 |
| 主动部分转动惯量 $J_{ad} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 1 |
| 从动部分转动惯量 $J_{cd} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 2.3 |
| 拖拉机驱动轮驱动半径 r_q / m | 0.905 |
| 输出转速初值 $n_{out} / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ | 1 000 |
| 中央传动传动比 i_m | 4.545 |
| 最终传动传动比 i_w | 10.989 |

为验证不同要求下离合器压力跟踪效果, 分别用方波信号和正弦信号作为激励, 仿真结果如图 4 所示。其中, 图 4a 为方波信号控制对比, 3 种控制算法均能有效跟踪控制。第 1 次正阶跃时, PID 超调量为 0.117 MPa, MFAC 和 MFAPC 不存在超调和振荡, 但初始响应存在一定延迟, 分别为 0.099、0.143 s。负阶跃时, MFAC 和 MFAPC 能快速变化至期望信号, 所需时间仅为 0.179、0.119 s, 而 PID 无法快速响应工况变化, 并调节控制参数, 系统动态响应较差。对比正弦信号跟踪效果(图 4b)可知, MFAPC 仍存在一定时延, 但控制跟随性较好, 稳态跟踪误差范围为 ± 0.0281 MPa, 优于 PID 稳态误差的 ± 0.055 MPa。虽然 MFAC 的稳态跟踪误差和延迟时间等指标均略优于 MFAPC, 但前者在 2 种激励信号中存在无法克服的扰动, 抗干扰能力较差, 而 MFAPC 的鲁棒性更好。

为进一步验证不同工况下本文算法的优越性, 设置不同负载扭矩, 模拟拖拉机运输工况(160 N·m)、犁耕工况(320 N·m)^[8], 利用 1.5 MPa 的离合器压力阶跃信号进行仿真分析, 得到了离合器压力响应曲线, 如图 5 所示。由于负载扭矩小于离合器最大传递扭矩(1.5 MPa 压力), 拖拉机负载变化对离合器压力未产生显著影响。此外, 湿式离合器的充油时

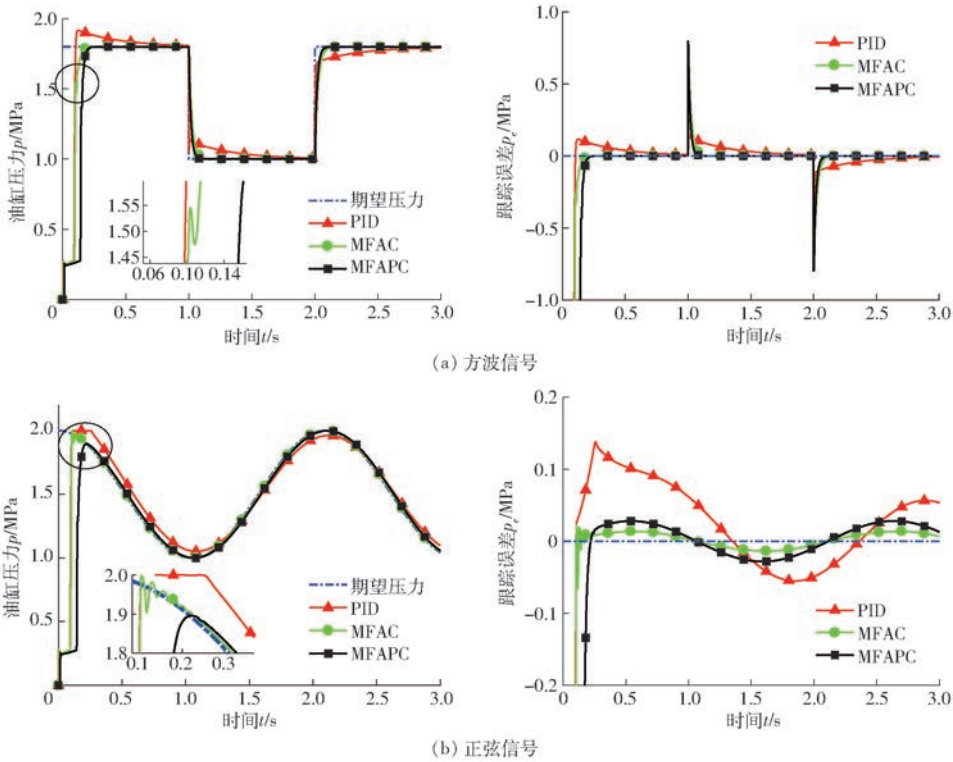


图 4 3 种算法的跟踪控制仿真结果

Fig. 4 Simulation results of tracking control by three algorithms under different signals

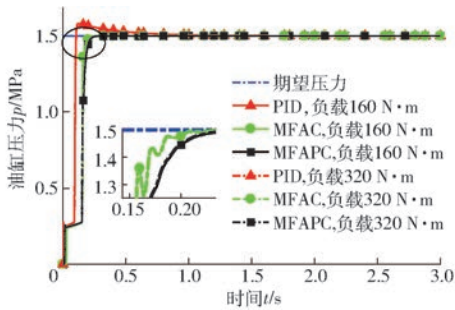


图 5 湿式离合器 1.5 MPa 阶跃信号响应曲线
Fig. 5 Step response of wet clutch at 1.5 MPa

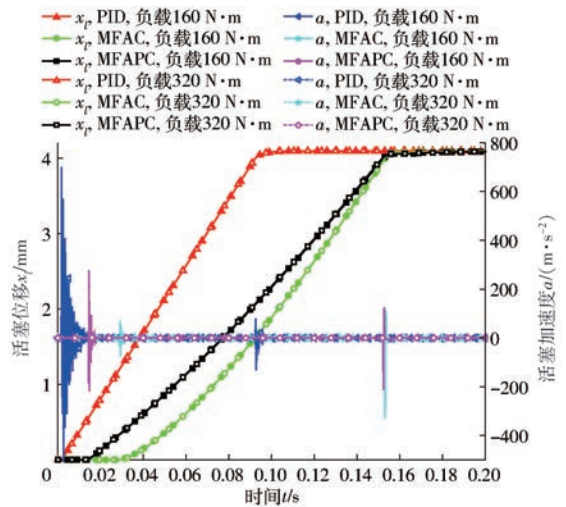


图 6 3 种控制算法的离合器活塞运动状态对比
Fig. 6 Comparison of clutch piston by three algorithms

间一般不超过 0.2 s, 仿真结果表明 3 种控制算法下充油时间均满足离合器接合要求。其中, PID 算法的快速充油时间为 0.093 s, 分别比 MFAC 及 MFAPC 快 0.061、0.059 s, 主要原因为后两者受算法结构限制, 基于数据驱动的控制算法在控制初始阶段需不断调整参数, 产生的时延在一定程度上对换挡平顺性有所影响。

另一方面, MFAC 及 MFAPC 的缓冲升压时间分别为 0.083 1、0.113 5 s, 分别比 PID (偏离静态值 $\pm 2\%$ 范围) 快 0.297、0.267 s, 说明与 PID 相比, 二者系统平稳性和整体动态响应性更好。其中, MFAC 压力在上升过程中有明显振荡, 将影响离合器的转矩传递过程, 如图 6~8 所示。由图 6、7 可知, 油缸压力在 0.159 s 处产生的振荡会导致离合器活塞加速度和离合器接合转矩的剧烈变化, 其中活塞加速度最大振荡幅度为 451.5 m/s^2 , 从而对换挡品质产

生负面影响。此外, 以上 3 种控制算法对离合器主、从动件的转速影响 (图 8) 仅表现为离合器转速同步时间延长, 且负载越大, 主、从动件同步时间越长, 而对转速波动的影响较小。

图 9 反映了不同负载工况下 3 种控制算法的控制输入变化情况。由图 9 可知, 不同作业负载对离合器控制电压未产生显著影响。在离合器接合过程中, PID 的控制输入调整较 MFAC、MFAPC 更为频繁, 此现象亦表现在离合器活塞的加速度变化中 (图 6)。采用 PID 时, 离合器接合初期和末期活塞的加速度变化仍较剧烈, 一定程度上影响

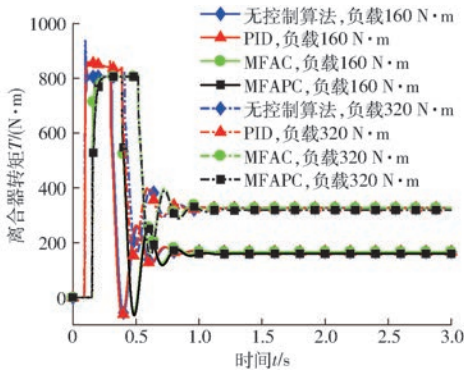


图7 3种控制算法的离合器摩擦转矩对比

Fig. 7 Friction torque comparison of clutch piston by three algorithms

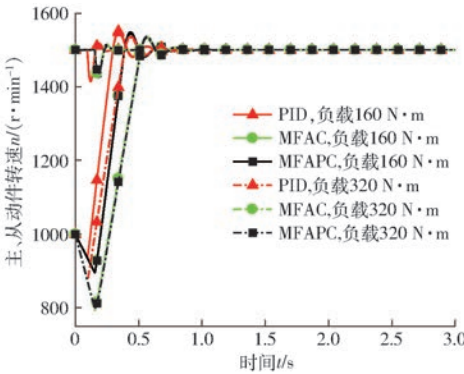


图8 离合器主、从动件转速对比

Fig. 8 Clutch speed comparison of three algorithms

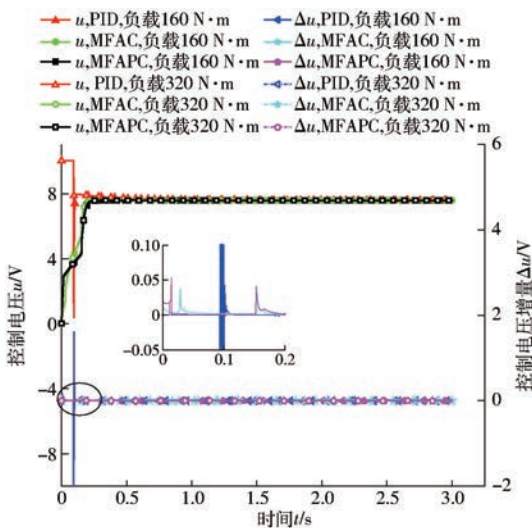


图9 3种控制算法的控制输入对比

Fig. 9 Control input comparison of three algorithms

了离合器的接合品质,且电磁阀的频繁动作会影响使用寿命。相反,MFAPC中控制输入调整较少,离合器活塞加速度变化较小,换挡过程中接合品质更好。

引入冲击度 j 和滑摩功 W_{fc} 作为离合器接合品质的评价指标。其中,冲击度是指拖拉机纵向加速度的变化率。冲击度越大,顿挫感越明显,换挡平顺性越差,计算式为

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2} = \frac{r_q}{J_o i_w i_m} \frac{dT_o}{dt} \quad (32)$$

式中 v ——拖拉机车速, m/s

T_o ——变速箱输出转矩, N·m

J_o ——从动部分等效转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$

此外,湿式离合器主、从动件由开始接合到同步转速的过程,处于滑摩状态,产生滑摩功,计算式为

$$W_{fc} = \int_0^{t_j} T_c (\omega_z - \omega_c) dt \quad (33)$$

式中 t_j ——滑摩结束时间, s

T_c ——离合器摩擦转矩, N·m

ω_z ——离合器主动部分角速度, rad/s

ω_c ——离合器从动部分角速度, rad/s

图10为3种控制算法的换挡冲击度对比。由图可知,运输工况(负载扭矩160 N·m)下,MFAPC的最大冲击度仅为16.57 m/s^3 ,较PID、MFAC最大冲击度分别降低了14.37%和26.55%,接合品质更好。

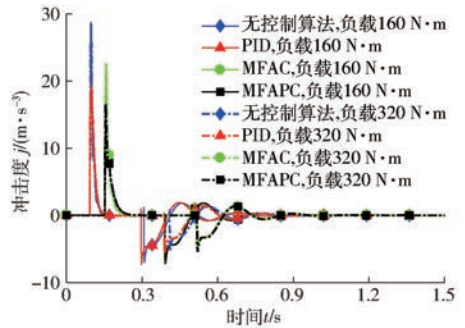


图10 3种控制算法的换挡冲击度对比

Fig. 10 Shifting jerk comparison of three algorithms

随着拖拉机负载的增大,换挡过程中惯性相的冲击度变化没有固定规律,而扭矩相的冲击度随着负载的增大逐渐减小。在犁耕作业工况下,PID在扭矩相的最大换挡冲击度为5.6 m/s^3 ,较运输工况下的最大冲击度降低了23.33%,MFAC、MFAPC在犁耕工况下的最大冲击度则较运输工况分别降低了5.46%、24.9%,表明在不同负载工况下,本文算法仍具有较好的控制效果。随着拖拉机负载的增大,离合器主、从动件转速差变大,换挡过程中滑摩功随之增加。其中,PID的滑摩功由田间工况的4748 J增至犁耕工况的7832 J,增幅为64.95%,MFAC、MFAPC分别为56.46%、47.08%。在相同工况下(以运输工况为例)PID的滑摩功最小,比MFAC、MFAPC分别减少6.35%、2.48%,原因为MFAC的延迟在一定程度上增加了滑摩时间,造成滑摩功累积。

图11为3种算法的综合控制效果对比。其中,红色标记为各项指标最优值。

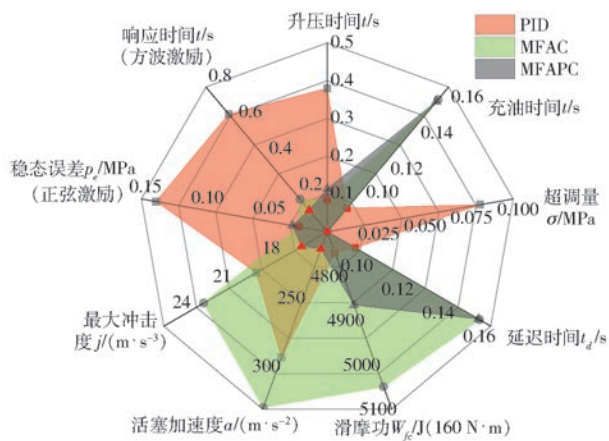


图 11 3 种控制算法的控制效果对比

Fig. 11 Control effect comparison by three algorithms

由图 11 可知, MFAC、MFAPC 在压力跟踪控制方面具有较好表现, 系统的响应时间、超调量及稳态误差较小, 而采用 PID 算法的滑摩功最小, 3 种算法的滑摩功无明显差别, 但由于 MFAC 存在未知扰动, 油缸活塞接合过程中最大加速度为 328.8 m/s^2 , 影响了换挡品质。综合考虑算法在跟踪控制效果、响应时

间、换挡品质等方面的表现, MFAPC 控制效果最佳, 可实现离合器压力的有效跟踪控制, 在一定程度上保证了离合器接合品质。

4 结论

(1) 针对动力换挡变速箱离合器压力控制算法存在控制偏差的问题, 提出了基于 MFAPC 的离合器压力控制算法, 采用紧格式动态线性化等价模型, 摆脱了模型线性化和系统降阶产生的负面效应。通过结合 MPC, 提高了控制器的动态响应特性和稳定性。

(2) 跟踪控制仿真结果表明, 本文算法在方波信号和正弦信号激励下均具有较好的跟踪控制效果, 方波信号下的动态响应仅为 0.119 s , 正弦信号下的稳态误差仅为 $\pm 0.0281 \text{ MPa}$, 提高了系统跟随精度, 降低了跟随误差。

(3) 在离合器接合仿真试验中, MFAPC 的最大换挡冲击度仅为 16.57 m/s^3 , 较 PID、MFAC 的最大冲击度分别降低了 14.37% 、 26.55% , 其冲击度更小, 接合效果更好。

参 考 文 献

- [1] 席志强, 周志立, 张明柱, 等. 拖拉机动力换挡变速器换挡特性与控制策略研究[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(11): 350–357.
XI Zhiqiang, ZHOU Zhili, ZHANG Mingzhu, et al. Shift characteristics and control strategy of powershift transmission on tractor[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 350–357. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161147&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.047. (in Chinese)
- [2] 冯能莲, 郑慕侨, 马彪. 动力换挡离合器充/放油特性仿真研究[J]. 农业工程学报, 2001, 17(2): 68–71.
FENG Nenglian, ZHENG Muqiao, MA Biao. Performance simulation of power shift clutch during charge/discharge processes[J]. Transactions of the CSAE, 2001, 17(2): 68–71. (in Chinese)
- [3] 徐立友, 刘海亮, 周志立, 等. 拖拉机双离合自动变速器换挡品质评价指标[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 48–53.
XU Liyou, LIU Hailiang, ZHOU Zhili, et al. Evaluation indexes of shifting quality for dual clutch transmission for tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(8): 48–53. (in Chinese)
- [4] 杜岳峰, 傅生辉, 毛恩荣, 等. 农业机械智能化设计技术发展现状与展望[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(9): 1–17.
DU Yuefeng, FU Shenghui, MAO Enrong, et al. Development situation and prospects of intelligent design for agricultural machinery[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9): 1–17. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190901&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.09.001. (in Chinese)
- [5] MENG Fei, SHI Peng, KARIMI H R, et al. Optimal design of an electro-hydraulic valve for heavy-duty vehicle clutch actuator with certain constraints[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2016, 68–69: 491–503.
- [6] SONG X, SUN Z. Pressure-based clutch control for automotive transmissions using a sliding-mode controller[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(3): 534–546.
- [7] 魏列江, 李维, 刘增光, 等. 车辆换挡系统调压阀优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(10): 360–366.
WEI Liejiang, LI Wei, LIU Zengguang, et al. Optimum design of pressure regulating valve in vehicle shift system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 360–366. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20191042&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.10.042. (in Chinese)
- [8] 廖湘平, 龚国芳, 孙辰晨, 等. 基于 AMESim 的液粘调速离合器动态接合特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(6): 324–332.
LIAO Xiangping, GONG Guofang, SUN Chenchen, et al. Dynamic engagement performance of hydro-viscous clutch based on AMESim[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6): 324–332. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160601&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.001. (in Chinese)

csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160643&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.043. (in Chinese)

- [9] OUYANG T, LI S, HUANG G, et al. Mathematical modeling and performance prediction of a clutch actuator for heavy-duty automatic transmission vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136:190-205.
- [10] SONG X, ZULKEFLI M A M, SUN Z. Automotive transmission clutch fill optimal control: an experimental investigation[C]//IEEE American Control Conference, 2010: 2748-2753.
- [11] BALAU A E, CARUNTU C F, LAZAR C. Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(6):1911-1922.
- [12] MENG F, CHEN H, ZHANG T, et al. Clutch fill control of an automatic transmission for heavy-duty vehicle applications[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 64-65:16-28.
- [13] 于鸿昶, 刘奇芳, 陈虹. DCT 离合器电液控制阀的非线性压力控制[J]. 吉林大学学报(信息科学版), 2014, 32(5): 484-492.
YU Hongchang, LIU Qifang, CHEN Hong. Nonlinear pressure control for clutch electro-hydraulic control valve of DCT[J]. Journal of Jilin University (Information Science Edition), 2014, 32(5): 484-492. (in Chinese)
- [14] 邱明明. 考虑动态特性的 DCT 双离合器接合过程多滑模控制方法研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.
QIU Mingming. Study on multiple sliding mode control method for DCT dual clutch engagement with dynamic characteristics [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [15] 金尚泰, 李澈, 任叶, 等. 未知异构非线性多智能体系统的无模型自适应编队控制[J]. 控制与决策, 2020, 35(6): 1519-1524.
JIN Shangtai, LI Che, REN Ye, et al. Model-free adaptive formation control for unknown heterogeneous nonlinear multi-agent systems[J]. Control and Decision, 2020, 35(6):1519-1524. (in Chinese)
- [16] 田涛涛, 侯忠生, 刘世达, 等. 基于无模型自适应控制的无人驾驶汽车横向控制方法[J]. 自动化学报, 2017, 43(11):1931-1940.
TIAN Taotao, HOU Zhongsheng, LIU Shida, et al. Model-free adaptive control based lateral control of self-driving car[J]. ACTA Automatica Sinica, 2017, 43(11): 1931-1940. (in Chinese)
- [17] 鲁效平, 李伟, 林勇刚. 基于无模型自适应控制器的风力发电机载荷控制[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 109-114, 129.
LU Xiaoping, LI Wei, LIN Yonggang. Load control of wind turbine based on model-free adaptive controller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 109-114, 129. (in Chinese)
- [18] 侯忠生, 董航瑞, 金尚泰. 基于坐标补偿的自动泊车系统无模型自适应控制[J]. 自动化学报, 2015, 41(4): 823-831.
HOU Zhongsheng, DONG Hangrui, JIN Shangtai. Model-free adaptive control with coordinates compensation for automatic car parking systems[J]. ACTA Automatica Sinica, 2015, 41(4):823-831. (in Chinese)
- [19] 刘璐, 李奇, 尹良震, 等. 基于 PFDL 的阴极开放式 PEMFC 系统无模型自适应预测控制[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(16):4827-4837, 4984.
LIU Lu, LI Qi, YIN Liangzhen, et al. Model-free adaptive predictive control of open-cathode PEMFC system based on PFDL [J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(16):4827-4837, 4984. (in Chinese)
- [20] 白国星, 刘立, 孟宇, 等. 基于非线性模型预测控制的农用拖挂车避障控制器研究[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(4):356-362.
BAI Guoxing, LIU Li, MENG Yu, et al. Study of obstacle avoidance controller of agricultural tractor-trailers based on predictive control of nonlinear model[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(4): 356-362. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20190441&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.04.041. (in Chinese)
- [21] 陈龙, 朱斌, 孙晓东, 等. 基于模型预测控制的多电机驱动系统能量最优分配策略[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(10):403-409.
CHEN Long, ZHU Bin, SUN Xiaodong, et al. Optimal allocation strategy for multi-motor drive system based on model predictive control[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(10):403-409. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20181047&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.10.047. (in Chinese)