doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.12.018

考虑时变扰动观测的拖拉机动力换挡过程最优控制方法

傅生辉[1,2]　唐汝旗[1]　李　伟[3]　刘双喜[1,2]　任乃旭[1]　张　稳[1,2]

(1.山东农业大学机械与电子工程学院,泰安 271018;2.农业生产机械装备国家工程研究中心,泰安 271018;
3.国家开放大学理工学院,北京 100039)

摘要:由于拖拉机作业工况复杂,受作业环境、土壤条件及牵引载荷等影响,动力换挡过程中的随机时变扰动易引发换挡冲击,甚至造成变速箱损坏。因此,本文提出一种考虑时变扰动观测的拖拉机动力换挡过程最优控制方法。首先,分析拖拉机动力换挡过程动态特性,建立拖拉机换挡过程动力学模型。以换挡时间、滑摩功和冲击度为换挡品质评价指标,构建换挡控制系统二次型指标函数。然后,引入高阶扰动观测器估计换挡过程中的时变扰动及其各阶导数,并结合哈密尔顿函数对线性二次型调节器(Linear quadratic regulator,LQR)求得换挡过程最优控制律。最后,基于 dSPACE 和 Matlab/Simulink 搭建了拖拉机硬件在环仿真平台,开展了不同工况下的换挡过程仿真验证。结果表明,以 1LL 挡升 1L 挡为例,运输工况和犁耕工况下,本文算法换挡时间分别为 0.72、0.85 s,较 LQR 分别减少 22.58%、38.4%,经 HDO 算法补偿后,最大冲击度分别为 16.11、8.51 m/s^3,虽比 LQR 分别增加了 5.29%、2.04%,换挡顿挫差异不明显,但滑摩功控制效果显著,仅为 4.61、8.82 kJ,比 LQR 分别减少 38.04%、59.17%,本文方法可有效观测抑制换挡过程中的时变扰动,提高了换挡舒适性。

关键词:动力换挡变速箱;换挡过程控制;高阶扰动观测器;线性二次型调节器;换挡品质

中图分类号:TH122;S220　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)12-0201-10　　**OSID**:

Optimal Control Method for Tractor Power-shifting Process Using Time-varying Disturbance Observer

FU Shenghui[1,2]　TANG Ruqi[1]　LI Wei[3]　LIU Shuangxi[1,2]　REN Naixu[1]　ZHANG Wen[1,2]

(1. *College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong Agricultural University, Tai'an* 271018, *China*
2. *National Engineering Research Center of Agricultural Production Machinery and Equipment, Shandong Agricultural University, Tai'an* 271018, *China*
3. *College of Science and Technology, The Open University of China, Beijing* 100039, *China*)

Abstract: Due to the complex working conditions of tractors, which are influenced by the working environment, soil conditions, and traction loads, random time-varying disturbances during power shifting process could easily cause shifting jerk and even damage the transmission. Therefore, an optimal control method for tractor power shifting process considering time-varying disturbance observer was proposed. Firstly, the dynamic characteristics of the tractor shift process were analyzed to establish the shifting process dynamics model. The shift time, sliding friction work, and shock degree were taken as the shifting quality indicators, and a quadratic index function of the shifting control system was constructed. Then a high-order disturbance observer (HDO) was introduced to estimate the time-varying disturbances and their derivatives during the shifting process, and the linear quadratic regulator (LQR) was derived and solved for the optimal control law of the shifting process based on the Hamiltonian function. Finally, a hardware-in-the-loop simulation platform for tractors was built based on dSPACE and Matlab/Simulink to verify the shifting process performance under different operating conditions. The results showed that taking the shift from 1LL gear to 1L gear as an example, the shifting times under the transportation and plowing working conditions were 0.72 s and 0.85 s respectively, which were reduced by 22.58% and 38.4% compared with that of LQR. After compensation by HDO, the maximum shifting jerks were 16.11 m/s^3 and 8.51 m/s^3, respectively, which were 5.29% and 2.04% higher than that of LQR, the

收稿日期:2025-09-17　修回日期:2025-09-27

基金项目:山东省自然科学基金项目(ZR2022QE217)

作者简介:傅生辉(1989—),男,副教授,博士,主要从事拖拉机动力换挡技术及车辆电子控制技术研究,E-mail:fush@sdau.edu.cn

通信作者:张稳(1988—),女,副教授,博士,主要从事智能农机装备设计及理论研究,E-mail:wenzhang_098@sdau.edu.cn

shifting jerk difference was not obvious, but the sliding friction work control effect was significant, being only 4.61 kJ and 8.82 kJ, which were reduced by 38.04% and 59.17% compared with that of LQR. The method could effectively observe and suppress the time-varying disturbances during the shifting process, and improve the shifting comfort.

Key words: power shift transmission; shifting process control; high-order disturbance observer; linear quadratic regulator; shifting quality

0 引言

动力换挡变速箱(Power shift transmission,PST)是当前中大型拖拉机的主流配置。但受作业环境、土壤条件及工作阻力等因素影响,换挡过程中普遍存在外部扰动,若离合器接合时序不合理,会导致离合器过度滑摩和较大冲击,严重时甚至造成离合器烧结,损坏变速箱,PST 换挡稳定性受到挑战[1-2]。因此,研究工况自适应的 PST 换挡过程控制对提高换挡品质,延长变速箱使用寿命意义重大。

近年来,国内外专家学者对拖拉机动力换挡过程控制方法进行了深入研究,通过模糊控制、遗传算法、线性二次型调节器(Linear quadratic regulator,LQR)、动态规划等智能算法实现换挡离合器的接合控制,提高了换挡质量[3-10]。然而,受限于传感器成本和布置方式,拖拉机动力换挡中的一些变量如摩擦力、离合器转矩等状态变量难以直接测量,建模不确定性、参数摄动或时变扰动等因素易导致系统误差累计,影响控制性能[11-13]。因此,引入非线性观测器,在线估计系统扰动,成为改善换挡性的关键。如 MISHRA 等[14]采用非线性估计方法补偿自动变速器传感器数据采集的局限,提出了基于观测器的离合器换挡过程协调控制,降低了冲击和传动系统振荡。OUYANG 等[15]设计了由前馈、反馈和干扰控制器组成的重型拖拉机鲁棒换挡控制策略,实现了换挡离合器的精准控制和快速响应。LI 等[16]提出一种利用递归最小二乘法实现牵引阻力的实时识别,在此基础上设计了换挡过程控制器,实现了换挡平顺性控制。傅生辉等[17]提出了基于时变扰动抑制的动力换挡拖拉机起步控制方法,有效保证了不同工况下的起步品质和控制鲁棒性。

基于此,本文提出一种考虑时变扰动观测的拖拉机动力换挡过程控制方法。该方法在分析动力换挡过程特性基础上,利用高阶扰动观测器(High-order disturbance observer,HDO)对模型不确定性和时变扰动等进行估计,并作为线性二次型最优调节器的补偿输入,得到换挡离合器最优转矩,然后基于前期成果[18]实现换挡离合器的实时最优控制。最终通过搭建的拖拉机硬件在环仿真平台,分析不同工况下的动力换挡性能,以验证所提方法的有效性。

1 拖拉机动力换挡过程分析与建模

以某 PST 拖拉机为例进行动力换挡过程分析,其动力学模型如图 1 所示。其中,I_e、I_{ca} ~ I_{cd}、I_1、I_2、I_o及 I_v分别代表发动机飞轮、离合器 A ~ D 的从动件、中间轴、输出轴、后轴及整机的等效转动惯量,kg·m^2;T_e、T_{ca} ~ T_{cd}、T_v分别为发动机输出转矩、离合器 A ~ D 传递转矩及阻力矩,N·m;ω_e、ω_{ca} ~ ω_{cd}、ω_{im}、ω_o、ω_v分别为发动机、离合器 A ~ D、输出轴、后轴及驱动轮角速度,rad/s;c_e、c_o和 c_v分别为发动机、输出轴和驱动轮等效旋转粘性阻尼系数;i_1、i_3、i_4、i_F、i_{d1}、i_o、i_w分别为 LL 挡位、M 挡位、H 挡位、前进挡、副变速箱 1 挡、中央传动及最终传动的传动比。

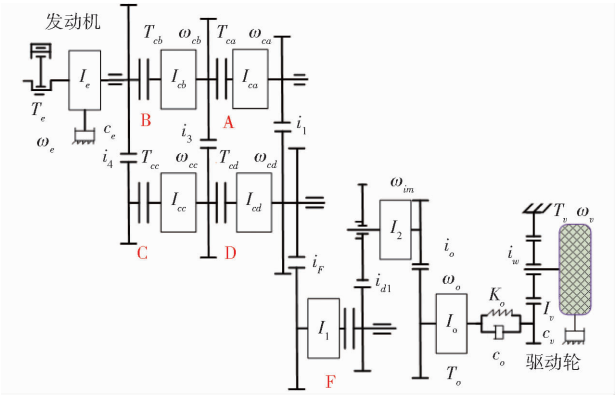

图 1 动力换挡拖拉机传动系统模型

Fig. 1 Model of drivetrain for power-shift tractor

以单对离合器参与的升挡过程(1LL 挡升 1L 挡)为例进行换挡过程分析。换挡时,离合器 A 保持结合状态不变,离合器 B 逐渐分离,离合器 C 逐渐接合。整个过程共 4 个阶段:准备期、扭矩相、惯性相及新挡保持期,如图 2 所示。

(1)换挡准备期(t_0 ~ t_1)

换挡开始,离合器 B 压力开始下降,从最大值 p_{sys}降至 p_{load},转矩容量 T_{cap}也开始下降,但 p_{load}仍维持实际传递转矩 T_{load}不变,离合器 C 开始充油,缸内油压升至 p_{kiss},刚好克服各种摩擦阻力、回位弹簧阻力,消除摩擦片间隙,但未发生滑摩。因此,离合器 C 传递转矩为 0,PST 传动比不变。

(2)扭矩相(t_1 ~ t_2)

离合器 C 进入滑摩状态,离合器 B 仍处于接合

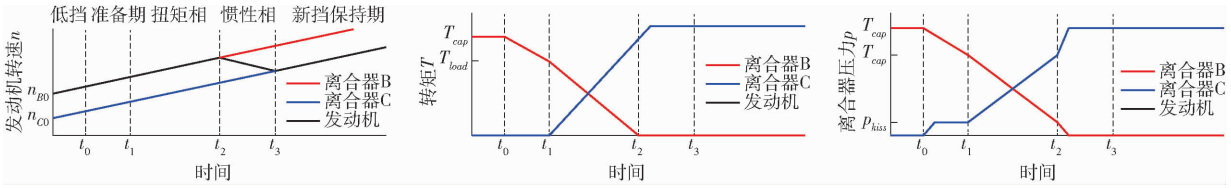

图 2　拖拉机动力换挡过程示意图

Fig. 2　Tractor power shift process diagram

状态，发动机转速没有明显变化，但离合器转矩进行了重新分配。t_2时刻，离合器 B 压力降至 p_{kiss}，仅能克服回位弹簧压力等阻力，处于完全分离状态，不再传递转矩，离合器 C 转矩达到发动机转矩的 95% ~ 100%，扭矩相结束。扭矩相是影响换挡品质的关键阶段。

(3)惯性相($t_2 \sim t_3$)

发动机转速与离合器 C 转速逐渐同步。离合器 B 传递转矩为 0，但离合器 C 仍处于滑摩状态，发动机输出扭矩由离合器 C 传递。随着离合器 C 压力不断升高，其传递转矩不断增大，发动机转速开始下降，t_3时刻发动机转速与离合器 C 基本一致，同步结束，换入 L 挡(高挡)。

(4)新挡(高挡)保持期

离合器 C 传递发动机全部转矩，处于完全接合状态。离合器 C 压力继续升至系统压力 p_{sys}，以保证具有最大转矩传递能力，换挡完成。

综上，建立 PST 升挡过程状态空间方程。

(1)扭矩相

选取扭矩相的状态变量 $\boldsymbol{x}$、控制量 $\boldsymbol{u}$、可测扰动量 $\boldsymbol{\Gamma}_1$及不可测扰动项 d_n，则状态空间方程表示为

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}_1\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}_1\boldsymbol{u} + \boldsymbol{H}_1\boldsymbol{\Gamma}_1 + \boldsymbol{B}_{d1}d_n \\ \boldsymbol{y} = \boldsymbol{C}_1\boldsymbol{x}\end{cases} \tag{1}$$

其中

$$\begin{cases}\boldsymbol{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) = \left(\omega_e, \omega_{im}, \omega_v, \dfrac{\theta_{im}}{i_o} - \theta_v i_w, T_{cb}, T_{cc}\right) \\ \boldsymbol{u} = (u_1, u_2) = \left(\dfrac{\mathrm{d}T_{cb}}{\mathrm{d}t}, \dfrac{\mathrm{d}T_{cc}}{\mathrm{d}t}\right) \\ \boldsymbol{\Gamma}_1 = (T_e, T_v)\end{cases} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{A}_1 = \begin{bmatrix} -\dfrac{c_e}{I_e} & 0 & 0 & 0 & -\dfrac{1}{I_e} & -\dfrac{1}{I_e i_4} \\ 0 & -\dfrac{C_o}{I_{eq} i_o^2} & \dfrac{C_o i_w}{I_{eq} i_o} & -\dfrac{K_o}{I_{eq} i_o} & \dfrac{i_1 i_F i_{d1}}{I_{eq}} & \dfrac{i_1 i_F i_{d1}}{I_{eq} i_3} \\ 0 & \dfrac{C_o i_w}{I_v i_o} & -\dfrac{C_o i_w^2 + c_v}{I_v} & \dfrac{K_o i_w}{I_v} & 0 & 0 \\ 0 & \dfrac{1}{i_o} & -i_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$\boldsymbol{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

$$\boldsymbol{H}_1 = \begin{bmatrix} \dfrac{1}{I_e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\dfrac{1}{I_v} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \tag{5}$$

$$\boldsymbol{C}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$\boldsymbol{B}_{d1} = [1 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 0 \quad 0]^{\mathrm{T}} \tag{7}$$

(2)惯性相

在惯性相阶段，状态空间方程表示为

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}_2\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}_2\boldsymbol{u} + \boldsymbol{H}_2\boldsymbol{\Gamma}_2 + \boldsymbol{B}_{d2}d_g \tag{8}$$

其中

$$\begin{cases}\boldsymbol{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \left(\omega_e, \dfrac{\omega_e}{i_4} - \dfrac{\omega_{im} i_1 i_f i_{d4}}{i_3}, \omega_v, \dfrac{\theta_{im}}{i_o} - \theta_v i_w, T_{cc}\right) \\ \boldsymbol{u} = \dfrac{\mathrm{d}T_{cc}}{\mathrm{d}t} \\ \boldsymbol{\Gamma}_2 = (T_e, T_v)\end{cases} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{A}_2 = \begin{bmatrix} -\dfrac{c_e}{I_e} & 0 & 0 & 0 & -\dfrac{1}{I_e i_4} \\ \dfrac{C_o}{I_{eq} i_o^2 i_4} - \dfrac{c_e}{I_e i_4} & -\dfrac{C_o}{I_{eq} i_o^2} & -\dfrac{i_1 i_F i_{d1} i_w C_o}{I_{eq} i_3 i_o} & \dfrac{i_1 i_F i_{d1} K_o}{I_{eq} i_3 i_o} & -\left[\dfrac{1}{I_e i_4^2} + \dfrac{(i_1 i_F i_{d1})^2}{I_{eq} i_3^2}\right] \\ \dfrac{C_0 i_w i_3}{I_v i_1 i_F i_{d1} i_o i_4} & -\dfrac{C_0 i_w i_3}{I_v i_1 i_F i_{d1} i_o} & -\dfrac{C_0 i_w^2 + c_v}{I_v} & \dfrac{K_0 i_v}{I_v} & 0 \\ \dfrac{i_3}{i_1 i_F i_{d1} i_o i_4} & -\dfrac{i_3}{i_1 i_F i_{d1} i_o} & -i_w & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{10}$$

$$\boldsymbol{B}_2=[0\quad 0\quad 0\quad 0\quad 1]^{\mathrm{T}} \tag{11}$$

$$\boldsymbol{H}_2=\begin{bmatrix}\dfrac{1}{I_e} & \dfrac{1}{I_e i_4} & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & -\dfrac{1}{I_v} & 0 & 0\end{bmatrix}^{\mathrm{T}} \tag{12}$$

$$\boldsymbol{B}_{d2}=[1\quad 1\quad 1\quad 1\quad 0]^{\mathrm{T}} \tag{13}$$

2 基于时变扰动观测的换挡控制器设计

由于拖拉机作业环境、土壤条件和挂载农机具类型复杂多样，受时变参数（如离合器摩擦因数、滚动阻力系数、田间坡度、犁耕阻力等）的影响，其换挡过程中不可避免地存在建模不确定性、参数摄动和时变扰动等问题，易造成换挡冲击过大、离合器滑摩时间过长，降低拖拉机换挡平顺性和作业质量。因此，本文提出一种考虑时变扰动观测的 LQR 控制器（图 3），利用 HDO 估计系统时变扰动，通过对 LQR 的动态补偿实现换挡过程的优化控制。

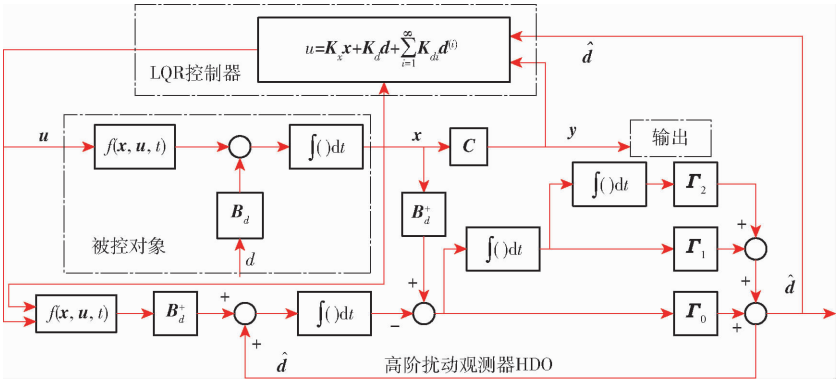

图 3 时变扰动观测的换挡控制系统框图

Fig. 3 Block diagram of shifting control system with time-varying disturbance

2.1 线性二次型调节器设计

假设 n 阶线性系统及时变扰动为

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{u}+\boldsymbol{B}_d\boldsymbol{d}\\ \boldsymbol{y}=\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}\end{cases} \tag{14}$$

式中 $\boldsymbol{y}$——系统输出向量，$\boldsymbol{y}\in\mathbf{R}^{s\times 1}$

$\boldsymbol{B}_u$——控制矩阵，$\boldsymbol{B}_u\in\mathbf{R}^{n\times m}$

$\boldsymbol{B}_d$——扰动矩阵，$\boldsymbol{B}_d\in\mathbf{R}^{n\times l}$

$\boldsymbol{C}$——系统输出矩阵，$\boldsymbol{C}\in\mathbf{R}^{s\times n}$

进行 LQR 控制器设计。

输出调节器二次型指标函数为

$$\min J=\frac{1}{2}\int_{t_0}^{\infty}(\boldsymbol{y}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{y}+\boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{R}\boldsymbol{u})\,\mathrm{d}t \tag{15}$$

式中 J——目标值

$\boldsymbol{Q}$、$\boldsymbol{R}$——正定矩阵

t_0——控制系统起始时间

为求解最优控制问题，构造哈密尔顿函数

$$H(\boldsymbol{x},\boldsymbol{u},\boldsymbol{\lambda})=\frac{1}{2}(\boldsymbol{y}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}_1\boldsymbol{y}+\eta\boldsymbol{u}^2)+\boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{u}+\boldsymbol{B}_d\boldsymbol{d}) \tag{16}$$

式中 $\boldsymbol{\lambda}$——协态矢量　　η——惩罚权重

由此可得

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}=-\dfrac{\partial H}{\partial\boldsymbol{\lambda}}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}-\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\lambda}+\boldsymbol{B}_d\boldsymbol{d}\\ \dot{\boldsymbol{\lambda}}=-\dfrac{\partial H}{\partial\boldsymbol{u}}=-\boldsymbol{C}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{C}\boldsymbol{x}-\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\lambda}\\ \boldsymbol{u}^*(t)=-\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\lambda}\end{cases} \tag{17}$$

传统乘子函数 $\boldsymbol{\lambda}=\boldsymbol{P}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{h}\boldsymbol{d}$ 不能有效抑制系统时变扰动，因此，引入新的乘子函数，包含扰动 $\boldsymbol{d}$ 及其各阶导数和状态变量 $\boldsymbol{x}$，即

$$\boldsymbol{\lambda}=\boldsymbol{P}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{h}_0\boldsymbol{d}+\boldsymbol{h}_1\dot{\boldsymbol{d}}+\cdots+\boldsymbol{h}_n\boldsymbol{d}^{(n)} \tag{18}$$

式中 $\boldsymbol{P}$、$\boldsymbol{h}_i$——待定时不变系数矩阵

由式（17）和式（18）可得

$$(\boldsymbol{P}\boldsymbol{A}-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}+\boldsymbol{C}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{C}+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P})\boldsymbol{x}+(-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_0+\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_d+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_0)\boldsymbol{d}+\sum_{i=1}^{\infty}(\boldsymbol{h}_{i-1}-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i)\boldsymbol{d}^{(i)}=0 \tag{19}$$

由 Riccati 方程可得

$$\boldsymbol{P}\boldsymbol{A}-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}+\boldsymbol{C}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{C}+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}=0 \tag{20}$$

可得

$$\begin{cases}-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_0+\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_d+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_0=0\\ \boldsymbol{h}_{i-1}-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i+\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i=0\end{cases} \tag{21}$$

则

$$\begin{cases}\boldsymbol{h}_0=(\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}-\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}})^{-1}\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_d\\ \boldsymbol{h}_i=(\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}-\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}})^{-1}\boldsymbol{h}_{i-1}\quad(i=1,2,\cdots)\end{cases} \tag{22}$$

最终控制律为

$$\boldsymbol{u}=\boldsymbol{K}_x\boldsymbol{x}+\boldsymbol{K}_d\boldsymbol{d}+\sum_{i=1}^{\infty}\boldsymbol{K}_{di}\boldsymbol{d}^{(i)} \tag{23}$$

其中

$$\begin{cases}\boldsymbol{K}_x=-\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{P}\\ \boldsymbol{K}_d=-\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_0\\ \boldsymbol{K}_{di}=-\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}_u^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i\quad(i=1,2,\cdots)\end{cases} \tag{24}$$

2.2　非线性高阶扰动观测器设计

由系统控制律可知，扰动及其各阶导数信息可作为 LQR 控制器的输入补偿以抑制时变干扰[19-20]。因此，引入一种高阶观测器对系统扰动及其各阶导数信息进行观测。假设系统式(14)外部时变扰动 $d(t)$ 为高阶扰动，即

$$d(t)=d_0+d_1t+d_2t^2+\cdots+d_qt^q=\sum_{k=0}^{q}d_it^k \tag{25}$$

式中　d_i——未知常数

q——时变扰动阶数

则高阶观测器设计为

$$\hat{\boldsymbol{d}}(t)=\boldsymbol{\Gamma}_0g_0(t)+\boldsymbol{\Gamma}_1g_1(t)+\cdots+\boldsymbol{\Gamma}_qg_q(t)=\sum_{k=0}^{q}\boldsymbol{\Gamma}_kg_k(t) \tag{26}$$

其中
$$\begin{cases}g_k(t)=\begin{cases}\boldsymbol{B}_d^{+}\boldsymbol{x}-\boldsymbol{z} & (k=0)\\ \int_0^t g_{k-1}(\tau)\,\mathrm{d}\tau & (k\geqslant 1)\end{cases}\\ \dot{\boldsymbol{z}}=\boldsymbol{B}_d^{+}(\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{u})+\hat{\boldsymbol{d}}\end{cases} \tag{27}$$

式中　$\hat{\boldsymbol{d}}$——时变扰动估计值

$\boldsymbol{B}_d^{+}$——扰动矩阵的 Moore－Penrose 伪逆

$\boldsymbol{z}$——观测器状态向量

$\boldsymbol{\Gamma}_k$——增益矩阵 $\mathrm{diag}\{\gamma_{k1},\cdots,\gamma_{kd}\}$ $(k=0,1,2)$，且符合 Routh－Hurwitz 稳定

γ_{ij} 计算式为

$$p_j(s)=s^{q+1}+\gamma_{0j}s^q+\cdots+\gamma_{(q-1)j}s+\gamma_{qj} \tag{28}$$

观测器估计误差为

$$\dot{\boldsymbol{e}}_d=\dot{\boldsymbol{d}}-\dot{\hat{\boldsymbol{d}}}=\dot{d}-\sum_{k=0}^{q}\boldsymbol{\Gamma}_k\dot{g}_k(t) \tag{29}$$

多次求导后，可得

$$\boldsymbol{e}_d^{(q+1)}+\boldsymbol{\Gamma}_0\boldsymbol{e}_d^{(q)}+\cdots+\boldsymbol{\Gamma}_{q-1}\boldsymbol{e}_d^{(1)}+\boldsymbol{\Gamma}_q\boldsymbol{e}_d=\boldsymbol{d}^{(q+1)} \tag{30}$$

式中　$(\cdot)^{(q)}$——q 阶导数

由此可知，观测器误差的收敛特性可通过极点配置 $p_j(s)=0$ 来进行调节。

2.3　耦合系统鲁棒性分析

假设时变扰动 d 精确可测，并未考虑扰动观测器的估计误差，则其实际控制律为

$$\boldsymbol{u}=\boldsymbol{K}_x\boldsymbol{x}+\boldsymbol{K}_d\hat{\boldsymbol{d}}+\sum_{i=1}^{\infty}\boldsymbol{K}_{di}\hat{\boldsymbol{d}}^{(i)} \tag{31}$$

由于 $t\to\infty$ 时，$\dot{\boldsymbol{d}}\to 0$，状态变量稳定后的控制律为

$$\boldsymbol{u}=\boldsymbol{K}_x\boldsymbol{x}+\boldsymbol{K}_d\boldsymbol{d}+\boldsymbol{K}_d\hat{\boldsymbol{d}}=\boldsymbol{K}_x\boldsymbol{x}+\boldsymbol{K}_d\boldsymbol{d}+\boldsymbol{K}_d\tilde{\boldsymbol{d}} \tag{32}$$

其中，$\tilde{\boldsymbol{d}}=\hat{\boldsymbol{d}}-\boldsymbol{d}$ 为观测器估计误差，代入可得

$$\dot{\boldsymbol{x}}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{u}+\boldsymbol{B}_d\boldsymbol{d}=(\boldsymbol{A}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_x)\boldsymbol{x}+(\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d+\boldsymbol{B}_d)\boldsymbol{d}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d\tilde{\boldsymbol{d}} \tag{33}$$

求解可得

$$\boldsymbol{x}=\boldsymbol{\Phi}(t)\boldsymbol{x}(t_0)+\int_0^t\boldsymbol{\Phi}(t-\tau)(\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d+\boldsymbol{B}_d)d(\tau)\,\mathrm{d}\tau+\int_0^t\boldsymbol{\Phi}(t-\tau)\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d\tilde{d}(\tau)\,\mathrm{d}\tau \tag{34}$$

其中
$$\boldsymbol{\Phi}(t)=\mathrm{e}^{(\boldsymbol{A}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_x)t} \tag{35}$$

式中　$\boldsymbol{x}(t_0)$——系统状态初始值

$\boldsymbol{\Phi}(t)$——状态转移函数

根据 LQR 理论可知，式(34)中前两项是渐进稳定的。因此，对于 LQR 和 HDO 组成的时变扰动观测控制系统，其输出的稳态值受后项 $\int_0^t\boldsymbol{\Phi}(t-\tau)\cdot\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d\tilde{d}(\tau)\,\mathrm{d}\tau$ 影响，即

$$\|y\|=\left\|\boldsymbol{C}\int_0^t\boldsymbol{\Phi}(t-\tau)\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d\tilde{d}(\tau)\,\mathrm{d}\tau\right\| \tag{36}$$

定义 $D=\|\tilde{d}\|_\infty$，由于 $\boldsymbol{A}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_x$ 负定，可得

$$\|y\|\leqslant\frac{2\boldsymbol{C}\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_d}{\|\boldsymbol{A}+\boldsymbol{B}_u\boldsymbol{K}_x\|}D \tag{37}$$

由此可知，该控制系统具有较强鲁棒性。

3　拖拉机动力换挡仿真与结果分析

3.1　换挡品质评价指标

拖拉机换挡品质指换挡过程的平顺性，是评价变速箱换挡性能的重要指标，最直观的评价指标为冲击度、滑摩功、换挡时间等[21]。

冲击度 j 表示拖拉机纵向加速度变化率，反映了拖拉机换挡冲击对驾驶员感受程度的影响；滑摩功 W_{fc} 是离合器结合过程中摩擦转矩做功，是耐久性或经济性指标；换挡时间是换挡过程的快速性指标，时间过短会造成冲击度过大，时间过长则产生磨损和热失效，通常换挡时间一般为 0.4～1.0 s。

3.2　硬件在环仿真平台搭建

为验证本文算法有效性，搭建了拖拉机硬件在环仿真平台，主要由上位机、dSPACE 仿真器、TCU 控制器组成，如图 4 所示[22-24]。相关部件参数如表 1 所示。

其中，上位机进行仿真管理、拖拉机运行状态查看记录；dSPACE 仿真器实时运行整机模型和田间载荷模型，模拟不同工况下拖拉机机组作业系统响应特性。TCU 控制器主要运行基于 Matlab/Simulink 开发的换挡过程控制算法，通过 CAN 总线实现 dSPACE 与控制器间的实时通讯。

3.3　试验结果与分析

拖拉机传动系统主要参数如表 2 所示，发动机外特性如图 5 所示。基于 AMESim 搭建的拖拉机传

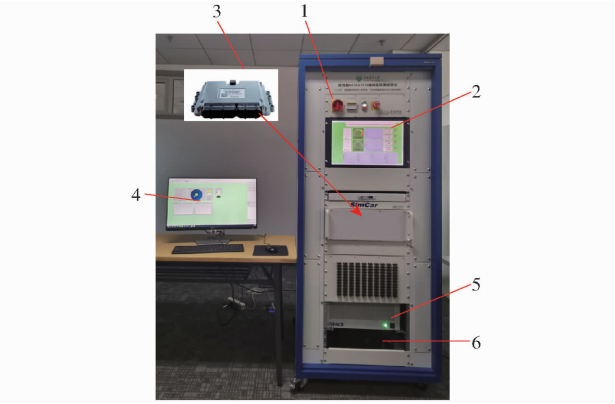

图 4 拖拉机硬件在环仿真平台

Fig. 4 Hardware in loop simulation platform for tractors

1. 电源 2. 上位机 3. 快速原型控制 4. 下位机监控
5. dSPACE 仿真器 6. PC 工作站

表 1 拖拉机硬件在环仿真平台技术参数

Tab. 1 Main parameters of THILS

名称	型号	技术参数
主处理器板卡	DS1007	QorIQ5020,2.0 GHz
TCU 控制器	RapidECU－S2V3	MPC5674F,32 位,主频 160 MHz
PC 主机	戴尔 T3660,CPU:Intel Core i7－10700	Windows 11,2.90 GHz,32 GB
CAN 通信板	DS4302	4 路 CAN,16 位,1 MB/s

动系统动力学模型如图 6 所示。本文选取运输工况(YS)和犁耕工况(LG)为研究对象进行仿真分析,并与 LQR 算法进行对比,以验证本文算法的有效性。具体控制参数为

$$\begin{cases} \boldsymbol{K}_x = \begin{bmatrix} 1.359 & -0.113 & -104.081 & 0.657 & -3.082 & -1.335 \\ 2.694 & 0.027 & 24.597 & 0.944 & -2.003 & -4.992 \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{K}_p = \begin{bmatrix} -10.615 & 0.271 \\ 6.780 & -0.084 \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{K}_{d_0} = \begin{bmatrix} -2.662 \\ 0.822 \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{K}_{d1} = \begin{bmatrix} -16.938 \\ 8.146 \end{bmatrix} \end{cases} \tag{38}$$

表 2 拖拉机整机主要参数

Tab. 2 Parameters of tractor

参数	数值
发动机及飞轮等效转动惯量 I_e/(kg·m²)	0.65
变速箱输出轴等效转动惯量 I_o/(kg·m²)	5
发动机等效阻尼系数 c_e/(N·m·s·rad⁻¹)	0.016
变速箱输出轴等效阻尼系数 c_o/(N·m·s·rad⁻¹)	0.016
驱动轮动力半径 r_q/m	0.904 6
滚动阻力因数 f_g	0.08
拖拉机使用质量 M_s/kg	12 000
中央传动和最终传动传动比 i_v	49.949 4

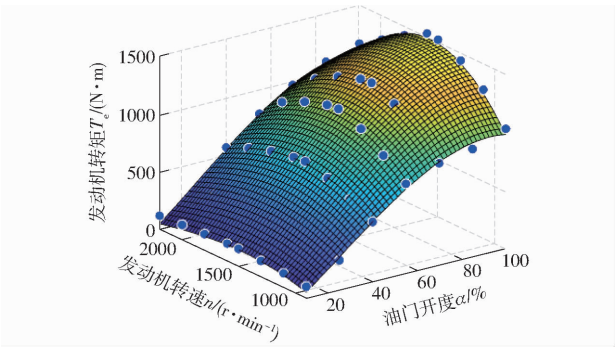

图 5 拖拉机发动机特性曲线

Fig. 5 Tractor engine mapping characteristics

犁耕工况下,拖拉机机组牵引力信号采用文献[17]获取的牵引力试验数据,如图 7 所示。图 8 为两种工况下不同换挡控制算法的仿真结果对比。由图 8 可知,LQR 算法和本文算法均可实现换挡过程的最优控制,但本文算法控制效果更好。加入 HDO 算法后,换挡过程中的未建模动态、参数摄动及外部扰动等不确定性因素得到了较好观测和有效抑制。由压力对比曲线(图 8a)可知,本文算法的换挡时间仅 0.72 s,比 LQR 算法降低 22.58%。由转矩对比曲线(图 8c)和转速对比曲线(图 8e)可知,经 HDO 扰动补偿后,离合器的传递转矩波动得到了较好控制,发动机峰值转矩显著降低,具体表现为,换挡过程中整体冲击度变化较优化前有了明显改善,波动范围更小,虽然本文算法的最大冲击度为 16.11 m/s³,较 LQR 算法略高 5.28%,但仍满足相关标准,如图 8e 所示。在图 8i 中,本文算法的滑摩功仅比 LQR 算法降低 2.83 kJ,换挡滑摩状态得到了有效控制。

由图 8b 可知,随着拖拉机负载的增大,PST 换挡时间相应延长,LQR 算法换挡时间为 1.38 s,比本文算法的换挡时间多 0.53 s。重负载作业下发动机的输出转矩波动比运输工况下显著降低(图 8d)。与运输工况相比,受滑摩时间延长的影响,LQR 的滑摩功为 21.6 kJ,远大于运输工况下的 7.44 kJ,但冲击度比运输工况降低 45.5%。犁耕工况下,本文算法仍然保持较好的扰动抑制效果,本文算法的滑摩功仅 8.824 kJ,比运输工况下仅增加 4.24 kJ,比 LQR 算法减少 59.17%。本文算法的冲击度为 8.51 m/s³,仅比 LQR 高 2.04%,其造成的换挡顿挫差异可忽略不计。

图 9 为本文算法的时变扰动估计变化曲线。犁耕工况下的时变扰动较运输工况扰动更活跃,持续时间更长。

图 10 为不同工况下拖拉机动力换挡过程的换挡品质指标对比。由图 10 可知,与 LQR 算法相比,

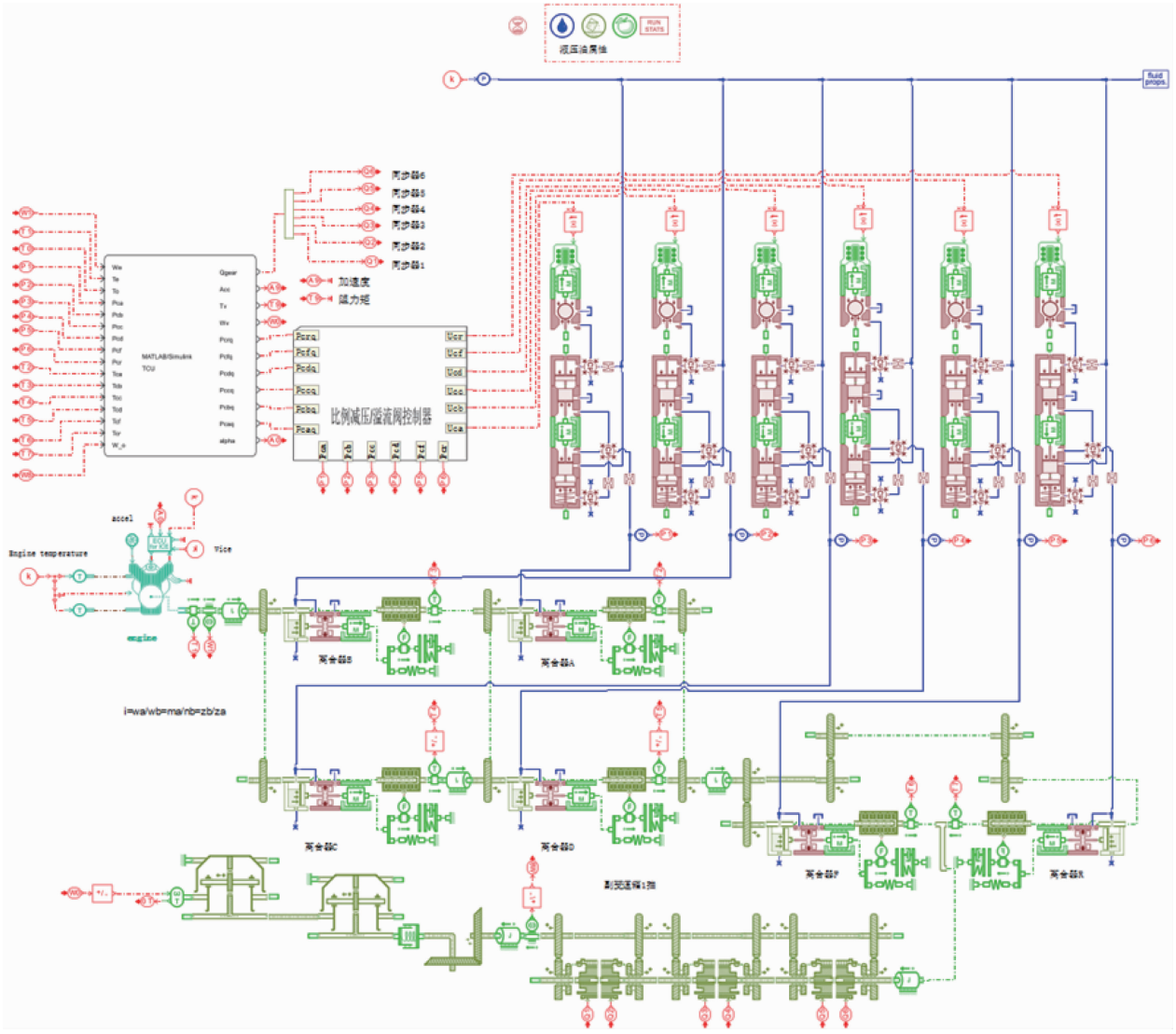

图 6　拖拉机动力传动系统 AMESim 仿真模型

Fig. 6　AMESim model of tractor powertrain system

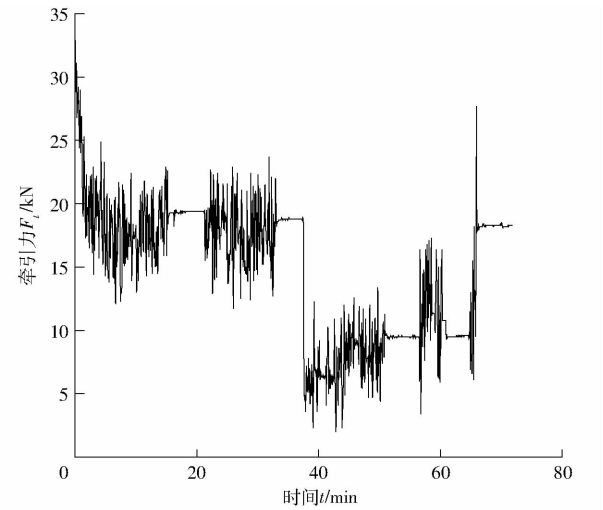

图 7　大功率拖拉机犁耕工况牵引力试验曲线

Fig. 7　Traction test curve of high-power tractor during ploughing

本文提出的基于时变扰动观测的 LQR 控制器可有效抑制不同工况下 PST 换挡过程中的系统未建模动态及外部时变扰动等不确定性因素，且具有较好的控制鲁棒性，拖拉机换挡过程中的换挡品质有了显著提升，有利于延长离合器摩擦元件工作寿命，提高 PST 换挡性能和可靠性。

4　结论

（1）为解决拖拉机动力换挡过程中的时变扰动、建模不确定性及参数摄动等因素影响，提出一种考虑时变扰动观测的换挡过程控制方法，通过引入高阶扰动观测器估计系统时变扰动及其各阶导数，作为 LQR 的动态补偿输入，实现换挡过程的优化控制。

（2）基于 dSPACE 和 Matlab/Simulink 搭建了拖拉机硬件在环仿真平台，开展了不同工况下的换挡过程仿真验证。结果表明，以 1LL 挡升 1L 挡为例，运输工况和犁耕工况下，本文算法换挡时间分别为 0.72、0.85 s，较LQR分别减少22.58%、38.4%，经

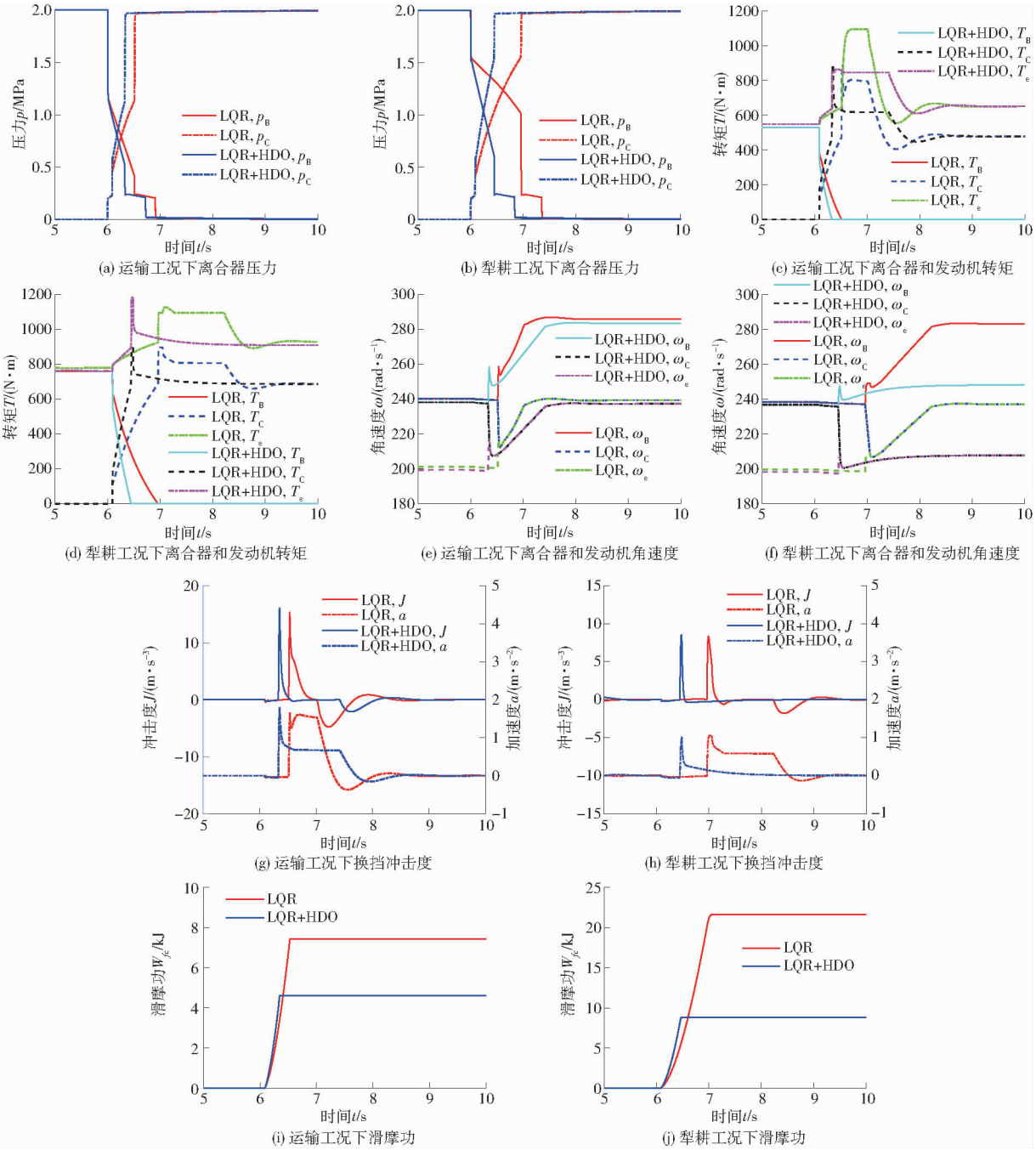

图 8 不同工况下拖拉机动力换挡过程参数仿真对比

Fig. 8 Parameter simulation comparison of tractor power-shifting process under different working conditions

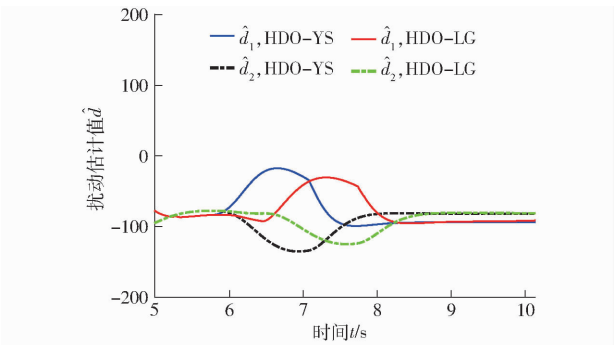

图 9 不同工况下拖拉机换挡过程扰动观测曲线

Fig. 9 Curves of disturbance observations during tractor shifting process under different working conditions

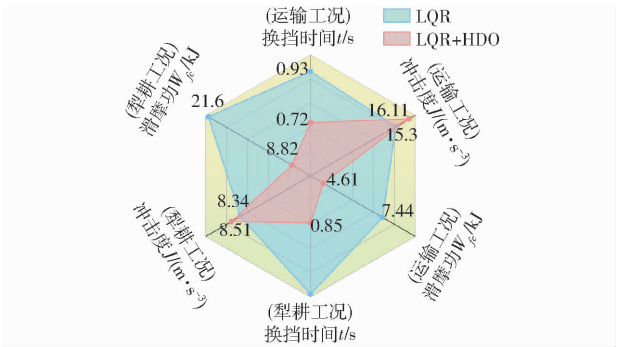

图 10 不同工况下拖拉机换挡过程换挡品质对比

Fig. 10 Comparison of shifting quality during tractor shifting process under different working conditions

HDO 补偿后，最大冲击度分别为 16.11、8.51 m/s^3，虽比 LQR 分别增加了 5.29%、2.04%，换挡顿挫差异不明显，但滑摩功控制效果显著，仅 4.61、8.82 kJ，比 LQR 分别减少 38.04%、59.17%，所提方法可有效观测换挡过程中的时变扰动，提高了换挡舒适性。

参 考 文 献

[1] 张延安，王东青，杜岳峰，等. 基于数字孪生的动力换挡拖拉机换挡策略研究[J]. 农业机械学报，2024，55(5)：440－448.
ZHANG Yan'an，WANG Dongqing，DU Yuefeng，et al. Shift strategy for powershift tractors based on digital twins[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2024，55(5)：440－448.（in Chinese）

[2] 傅生辉，张延安，张稳，等. 考虑随机载荷自适应补偿的 PST 换挡策略与硬件在环试验[J]. 农业机械学报，2022，53(9)：408－416.
FU Shenghui，ZHANG Yan'an，ZHANG Wen，et al. PST shift strategy and hardware in loop test considering adaptive compensation of random load[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2022，53(9)：408－416.（in Chinese）

[3] 吕世龙. 拖拉机 PST 换挡规律与控制策略研究[D]. 洛阳：河南科技大学，2024.
LÜ Shilong. Research on tractor PST shifting rules and control strategies[D]. Luoyang：Henan University of Science and Technology，2024.（in Chinese）

[4] 潘文龙. 采棉机动力换挡液压系统设计及试验研究[D]. 石河子：石河子大学，2024.
PAN Wenlong. Design and experimental study of power shift hydraulic system of cotton picker[D]. Shihezi：Shihezi University，2024.（in Chinese）

[5] 王剑，潘文龙，陈华军，等. 动力换挡变速器液压换挡过程仿真与试验研究[J]. 石河子大学学报(自然科学版)，2024，42(3)：275－280.
WANG Jian，PAN Wenlong，CHEN Huajun，et al. Powershift transmission hydraulic shifting process simulation and experimental study[J]. Journal of Shihezi University (Natural Science)，2024，42(3)：275－280.（in Chinese）

[6] 孙冬野，陈旭东，李宝刚，等. 基于遗传算法的拖拉机动力换挡过程动态控制方法[J]. 重庆大学学报，2019，42(8)：1－14.
SUN Dongye，CHEN Xudong，LI Baogang，et al. Dynamic control method of tractor powershift process based on genetic algorithm[J]. Journal of Chongqing University，2019，42(8)：1－14.（in Chinese）

[7] 杨辰. 湿式 DCT 换挡过程离合器控制与优化研究[D]. 重庆：重庆理工大学，2022.
YANG Chen. Research on clutch control and optimization in wet DCT shifting process[D]. Chongqing：Chongqing University of Technology，2022.（in Chinese）

[8] LI Baogang，SUN Dongye，HU Minghui，et al. Coordinated control of gear shifting process with multiple clutches for power-shift transmission[J]. Mechanism and Machine Theory，2019，140：274－291.

[9] 鲁力群，周雅倩，李辉，等. 重型拖拉机动力换挡变速器电液换挡品质研究[J]. 农业机械学报，2020，51(增刊 1)：550－556，602.
LU Liqun，ZHOU Yaqian，LI Hui，et al. Electro-hydraulic shift quality of power shift transmission of heavy duty tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(Supp. 1)：550－556，602.（in Chinese）

[10] 郭东云. 大马力拖拉机组合式变速器动力换挡控制策略的研究[D]. 合肥：合肥工业大学，2019.
GUO Dongyun. Research on power shift control strategy of combined transmission of high-power tractor[D]. Hefei：Hefei University of Technology，2019.（in Chinese）

[11] 叶伟雄. 考虑湿式离合器热弹流耦合效应的换挡动力学特性研究[D]. 厦门：集美大学，2023.
YE Weixiong. Study on vehicle shifting dynamics considering the thermal-elastic flow coupling effect of wet clutch[D]. Xiamen：Jimei University，2023.（in Chinese）

[12] LU Liquan，ZHANG Zepeng，ZHANG Guanglin，et al. Application of a deep learning model with physical model constraints and attention mechanism for state prediction in high-power power-shift tractors[J]. Computers and Electronics in Agriculture，2025，238：110883.

[13] GAO B，HONG J，QU T，et al. Linear-quadratic output regulator for systems with disturbance：application to vehicle launch control[C]// Youth Academic Conference of Chinese Association of Automation. IEEE，2016：135－140.

[14] MISHRA K D，SRINIVASAN K. Robust control and estimation of clutch-to-clutch shifts[J]. Control Engineering Practice，2017，65：100－114.

[15] OUYANG T，LU Y，LI S，et al. An improved smooth shift strategy for clutch mechanism of heavy tractor semi-trailer automatic transmission[J]. Control Engineering Practice，2022，121：105040.

[16] LI Baogang，SUN Dongye，HU Minghui，et al. Automatic gear-shifting strategy for fuel saving by tractors based on real-time identification of draught force characteristics[J]. Biosystems Engineering，2020，193：46－61.

[17] 傅生辉，杨子涵，杜岳峰，等. 基于时变扰动抑制的动力换挡拖拉机起步控制方法[J]. 农业机械学报，2021，52(2)：371－380.

FU Shenghui, YANG Zihan, DU Yuefeng, et al. Starting control method for power shift tractor employing time-varying disturbance rejection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(2):371 - 380. (in Chinese)

[18] 傅生辉, 顾进恒, 李臻, 等. 基于 MFAPC 的动力换挡变速箱湿式离合器压力控制方法[J]. 农业机械学报, 2020, 51(12): 367 - 376.
FU Shenghui, GU Jinheng, LI Zhen, et al. Pressure control method of wet clutch for PST of high-power tractor based on MFAPC algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(12):367 - 376. (in Chinese)

[19] 赵希梅, 李德豪, 金鸿雁. 基于扰动观测器和改进自适应二阶快速终端滑模的 PMLSM 伺服系统控制[J]. 电机与控制学报, 2024, 28(4): 41 - 49.
ZHAO Ximei, LI Dehao, JIN Hongyan. PMLSM servo system control based on disturbance observer and improved adaptive second order fast terminal sliding mode[J]. Electric Machines and Control, 2024, 28(4): 41 - 49. (in Chinese)

[20] 方馨, 王丽梅, 张康. 基于扰动观测器的永磁直线电机高阶非奇异快速终端滑模控制[J]. 电工技术学报, 2023, 38(2): 409 - 421.
FANG Xin, WANG Limei, ZHANG Kang. High order nonsingular fast terminal sliding mode control of permanent magnet linear motor based on disturbance observer[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2023, 38(2): 409 - 421. (in Chinese)

[21] 徐立友, 刘海亮, 周志立, 等. 拖拉机双离合器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)

[22] 宋林涛. 全动力换挡拖拉机换挡协同换段规律研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2023.
SONG Lintao. Research on the law of coordinated shift of gear shifting of full-power shifting tractor[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2023. (in Chinese)

[23] 罗岩青. 基于机器学习的拖拉机滑转率在线检测与控制方法研究[D]. 杨凌:西北农林科技大学,2025.
LUO Yanqing. Research on online detection and control method of tractor slip rate based on machine learning[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2025. (in Chinese)

[24] 徐广飞, 逄焕晓, 陈美舟, 等. 拖拉机电液耦合转向试验平台设计与硬件在环试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊 1): 525 - 534,549.
XU Guangfei, PANG Huanxiao, CHEN Meizhou, et al. Design of hardware in loop tractor electro-hydraulic coupling steering test platform[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 1):525 - 534, 549. (in Chinese)