后轮驱动大功率拖拉机牵引力-滑转率联合自动控制方法

张　硕，杜岳峰，朱忠祥※，毛恩荣，刘进一，石　晶
（中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室，北京 100083）

摘　要：针对后轮驱动大功率拖拉机犁耕作业工况，提出了大功率拖拉机牵引力-滑转率联合自动控制方法。基于 Freescale MC9S12XS128 型微处理器开发了联合控制器硬件系统；采用 PID（proportion integral derivative）控制算法，制定了牵引力 PID 控制和滑转率开关控制的联合控制策略，基于模块化设计开发了联合控制软件系统；进行了牵引力控制、牵引力与滑转率联合控制的田间实车对比试验，分析了 2 种不同控制方法下滑转率、牵引力和耕深的控制效果，验证了联合控制系统的性能。试验结果表明：当设定滑转率阀值区间 0.1～0.2，牵引力阀值 6 000 N 时，联合控制下的实际耕深平均误差为 1.45 cm，均方根误差为 2.79 cm；实际牵引力平均误差为 270.73 N，均方根误差为 366.23 N；滑转率采样时间 50 s，阀值区间以内 43.78 s，有效控制时间范围为 88%。与单独的牵引力控制相比，实际耕深、牵引力的平均误差和均方根误差均明显减小，实际滑转率的控制效率有较大提高。结果表明，该文提出的大功率拖拉机牵引力-滑转率联合自动控制方法，可以实现牵引力和滑转率的双目标联合控制，能够满足实际生产的农艺要求。

关键词：拖拉机；控制；农业机械；滑转率；牵引力；联合控制；对比试验
doi：10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.007
中图分类号：S219. 032.4; TP273^{+}. 2　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1002-6819(2016)-12-0047-07

张　硕，杜岳峰，朱忠祥，毛恩荣，刘进一，石　晶. 后轮驱动大功率拖拉机牵引力-滑转率联合自动控制方法[J]. 农业工程学报，2016，32(12)：47－53.　doi：10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.007　http://www.tcsae.org
Zhang Shuo, Du Yuefeng, Zhu Zhongxiang, Mao Enrong, Liu Jinyi, Shi Jing. Integrated control method of traction & slip ratio for rear-driving high-power tractors[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 47－53. (in Chinese with English abstract)　doi：10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.007　http://www.tcsae.org

0　引　言

轮式拖拉机犁耕作业是农业生产中的重要环节，主要通过调整电液悬挂装置来完成耕地作业的农艺要求。在作业过程中，受土壤环境复杂、负载波动较大等的影响，工作阻力变化范围较大，极易产生过大的驱动轮滑转[1]。相关研究表明，将滑转率控制在 0.1～0.15 之间，轮式拖拉机会有较高的牵引效率[2]；如果驱动轮滑转率超过 0.2，将严重损坏土体结构、加剧轮胎磨损、增加发动机能耗等，降低了拖拉机的牵引效率，破坏了作物生长的土壤环境。由此，需要对犁耕作业轮式拖拉机驱动轮滑转率进行合理控制，使其保持在允许范围内，提高拖拉机的牵引效率。

目前，国外约翰迪尔、纽荷兰等大型拖拉机公司[3-5]和研究单位[6-8]已经基本实现拖拉机的驱动防滑控制。国内对电液悬挂系统的研究主要集中在耕深自动控制方面的研究[9-10]，在耕深调节的基础上完成电液悬挂系统的力位综合控制，而以拖拉机驱动防滑为主要控制目标的研究较少，且多为计算机仿真[11-13]或室内台架试验[14]，缺乏以滑转率为主要控制目标的田间实车试验验证。此外，由于拖拉机理论和实际车速测量方法单一[15-18]，导致滑转率的测量精度不够，更加难以完成精确的滑转率控制。

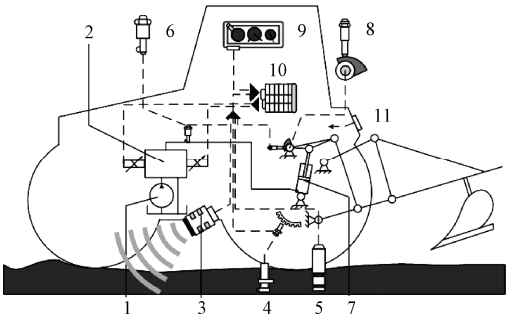
本文在精确测量拖拉机滑转率的基础上，开发了基于 Freescale MC9S12XS128 型微处理器的联合控制器，设计了大功率拖拉机牵引力 PID 控制和滑转率开关控制的联合自动控制方法，可以实现以耕深调节为基础的双目标优化控制，在保证牵引力稳定的同时，能有效地控制拖拉机滑转，提高拖拉机的牵引效率。

1　系统结构和工作原理

1.1　电液悬挂控制系统

拖拉机电液悬挂系统主要包括 3 部分：悬挂机构、液压系统和操纵控制系统[19]，如图 1 所示。电液悬挂系统 ECU（electronic control unit）不断接收处理传感器采集的信号，判断当前拖拉机车速、耕深、牵引力、滑转率等作业工况，根据设定的控制算法，按照信号偏差的大小，分别给出不同的控制指令，控制液压系统（主要是悬挂控制阀）并由执行机构（包括悬挂机构和农具）完成指令动作[20]。最后，将传感器采集的信号反馈给 ECU 完成闭环控制。

收稿日期：2015-12-28　　修订日期：2016-02-17
基金项目：现代农业装备与技术协同创新中心资助项目（NZXT01201401）；
作者简介：张　硕，男，山东滕州人，博士生，主要从事车辆智能控制领域的研究。北京　中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室，100083。Email：shuo891001@163.com
※通信作者：朱忠祥，男，浙江台州人，副教授，博士生导师，主要从事农业机械的设计、仿真，以及自动控制研究。北京　中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室，100083。Email：zhuzhonxiang@cau.edu.cn



1.液压泵 2.控制阀 3.雷达传感器 4.速度传感器 5.牵引力传感器 6.油压传感器 7.提升液压缸 8.位置传感器 9.悬挂控制面板 10.电子控制单元 11.后端驱动

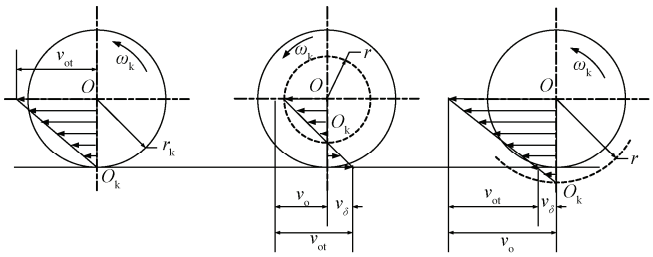
1.Pump 2.Control valve 3.Radar sensor 4.Speed sensor 5.Force sensor 6.Oil pressure sensor 7.Cylinder 8.Position sensor 9.Control panel 10.ECU 11.Backend Driver

图 1 拖拉机电液悬挂系统方案

Fig.1 Schematic diagram of electron-hydraulic hitch system

1.2 驱动轮滑转的工作原理

对后轮驱动拖拉机来说，前桥车轮为从动轮，后轮为驱动轮。驱动轮在驱动转矩的作用下发生运动，作用于前轴上的水平推力推动前轮向前运动。如图 2 所示，当车轮在地面上滚动时，可能发生 3 种运动情况，即纯滚动、有滑转的滚动和有滑移的滚动。实际车轮在各种地面上的运动情况很复杂，很难得到纯滚动。一般情况下，驱动轮在不进行制动行驶时的运动为有滑转的滚动，速度瞬心点 O_k（车轮上速度为 0 的点）高于地面；从动轮的运动及驱动轮在制动时的运动为有滑移的滚动，速度瞬心点 O_k 低于地面。



a. 纯滚动 b. 有滑转的滚动 c. 有滑移的滚动

a. Pure rolling b. Rolling with slip c. Rolling with longitudinal slip

注：O 为驱动轮轴心；O_k 为驱动轮速度瞬心；ω_k 为驱动轮转动角速度，rad·s^{-1}；r 为驱动轮几何半径，m；v_{ot}、v_o 分别为拖拉机行驶的理论速度、实际速度，m·s^{-1}；v_δ 为拖拉机滑转或者向前滑移的相对速度，m·s^{-1}。

Note: O represent the central point of driving wheel axis; O_k represent instantaneous center of velocity of driving wheel; ω_k represent angular velocity of driven wheel, rad·s^{-1}; r represent dynamic radiu, m; v_{ot}、v_o represent theoretical travel speed, actual speed of tractor, m·s^{-1}; v_δ represent speed of slip, longitudinal slip, m·s^{-1}.

图 2 车轮运动学模型

Fig.2 Formal kinematics models of wheel diagram

设前、后桥车轮的几何半径分别为 r_{kf}、r_{kr}（常用驱动半径来代替），前、后桥车轮转动的角速度分别 ω_f、ω_r，前、后桥车轮作纯滚动时轮轴的理论移动速度分别为 v_{ft}、v_{kt}，前、后桥轮轴的实际移动速度分别为 v_f、v_r，则有

$$\begin{cases} v_{ft} = r_{kf} \cdot \omega_f \\ v_{rt} = r_{kr} \cdot \omega_r \\ v_f = r_f \cdot \omega_f \\ v_r = r_r \cdot \omega_r \\ v_f \approx v_r \end{cases} 。 \quad (1)$$

式中 r_f、r_r 分别为前、后桥车轮滚动半径（即车轮上轴心到速度瞬心点之间的距离），m。

可得到前、后桥车轮向前滑移或向后滑动的速度 $v_{\delta f}$、$v_{\delta r}$ 分别为

$$v_{\delta f} = v_{ft} - v_f = (r_{kf} - r_f)\omega_f , \quad (2)$$

$$v_{\delta r} = v_{rt} - v_r = (r_{kr} - r_r)\omega_r 。 \quad (3)$$

对于后轮驱动拖拉机来说，拖拉机滑转程度用后轮滑转率 δ_k 表示，定义如下

$$\delta_k = \frac{v_{rt} - v_r}{v_{rt}} = \frac{(r_{kr} - r_r)\omega_r}{r_{kr}\omega_r} = 1 - \frac{r_r}{r_{kr}} 。 \quad (4)$$

如果 $0 < \delta_k < 1$，表明该车轮处于滑转滚动状态；如果 $\delta_k < 0$，表明该车轮处于滑移滚动状态。

2 联合控制器硬件设计

控制器以飞思卡尔 MC9S12XS128MAL 型芯片为核心，由芯片最小系统、模拟信号采集电路、数字信号采集电路、串口通讯电路、虚拟终端通讯电路、CAN 总线通讯电路等组成，其结构如图 3 所示。

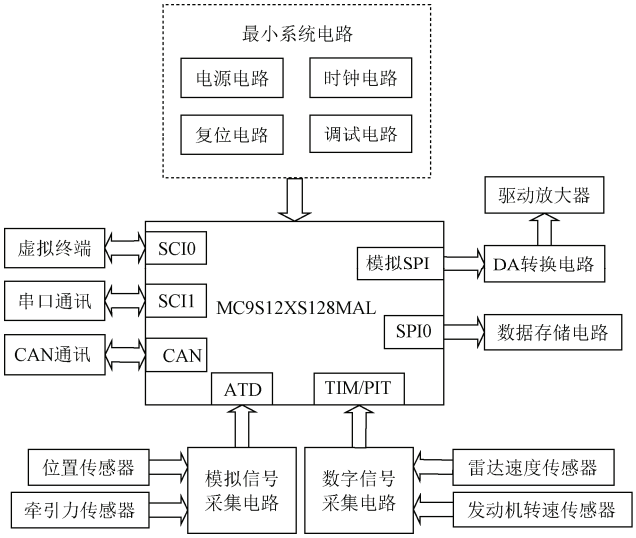


图 3 联合控制器组成结构图

Fig.3 Hardware structure of integrated controller

2.1 传感器选型

通过磁电式绝对值旋转编码器测量提升臂转角计算得到耕深；通过安装于飞轮齿盘上的发动机转速传感器测量发动机转速，换算后得到拖拉机的理论速度；通过地面速度传感器采集拖拉机实际车速；选用应变片式牵引力传感器，安装在下拉杆的连接点处，可同时测量垂直方向和水平方向的力，传感器主要技术参数如表 1 所示。

2.2 控制信号输出电路设计

在控制器信号输出电路的设计中，通过 D/A 转换实现控制信号的模拟量输出。D/A 转换采用模拟 SPI 接口连接 TLV5618 型数模转换器实现模拟量输出，并增加 0.1 μF 的电容 C17 来滤除电源的高频干扰，保证控制信号的输出精度。综合考虑封装类型和功能区分，添加封装制板，焊接元器件完成的控制器实物如图 4 所示。

表 1　传感器技术参数

Table 1　Specifications of sensor

名称 Name of sensor	型号 Type	激励电压 Excitation voltage/V	输出信号 Output signal/V	量程 Measurement	精度 Accurate
角度传感器 Angle sensor	Wittower RE-38	12	0～5	±45°	12 位
地面速度传感器 Radar speed sensor	Radar III	12	0～12	0～80 km·h^{-1}	±3%
发动机转速传感器 Engine speed sensor	脉冲计数式 Pulse count encoder	24	±5	5 000 r·min^{-1}	12 位
牵引力传感器 Draft sensor	应变片式 Strain-gauge transducer	24	1～5	0～45 kN	±1%

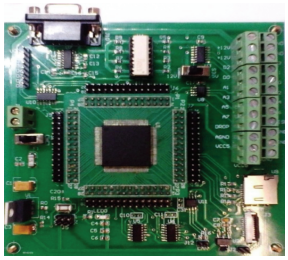


图 4　控制器

Fig.4　Controller graph

3　牵引力-滑转率联合控制系统

本控制系统采用基于耕深调节的牵引力与滑转率联合控制的单因素双目标控制策略，即在牵引力控制中加入滑转率监测控制，以牵引力控制为主线，实时监测滑转率变化，最终在最优滑转率区间允许范围内调节耕深，其控制流程如图 5 所示。该方法可在保证牵引力稳定在设定阈值附近的同时使拖拉机工作在设定的滑转率阈值范围内，从而改善拖拉机的作业性能，提高作业效率。

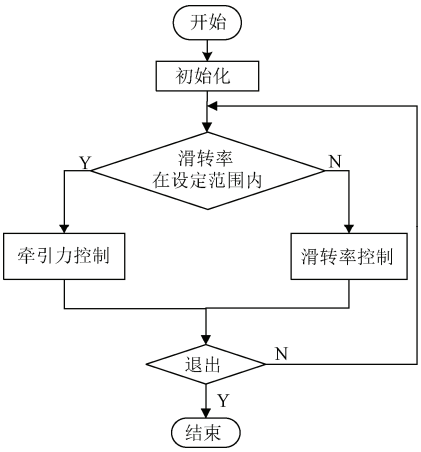
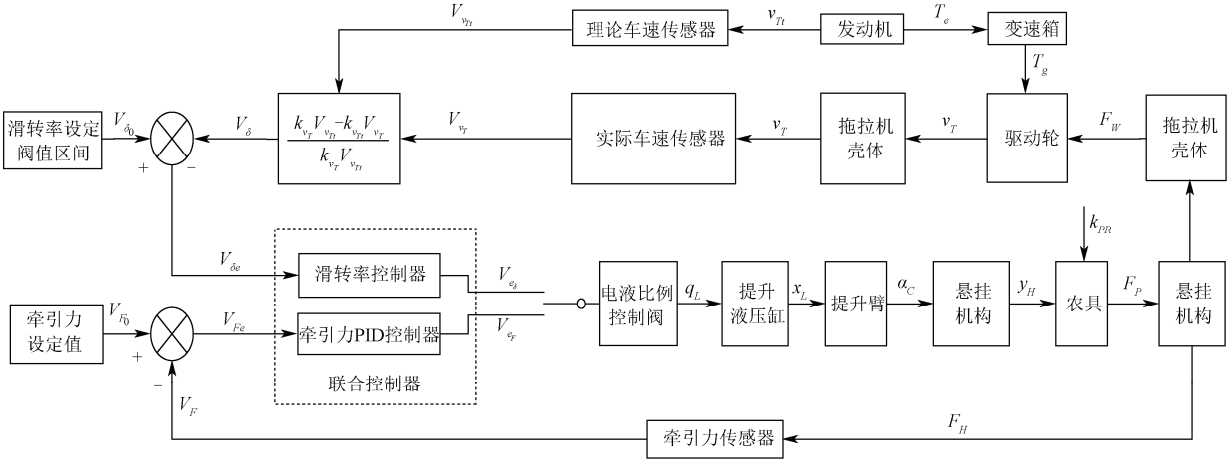


图 5　联合控制方法流程图

Fig.5　Integrated control algorithm flow chart

3.1　联合控制策略

根据拖拉机型号和犁耕作业土壤条件，设定牵引力和滑转率控制阀值。在控制系统中，当滑转率处在设定的阀值区间之内时，始终执行牵引力控制；当滑转率超出阀值区间时，跳出牵引力控制，执行滑转率控制。滑转率的控制为简单的开关控制，即：当滑转率在阀值区间以下时，下降阀工作，犁体快速下降，监控滑转率升至阀值区间以内时，返回牵引力控制；当滑转率在阀值区间以上时，提升阀工作，犁体快速提升，监控滑转率降至阀值区间以内时，返回牵引力控制。由牵引力传感器提供的反馈信号计算出牵引力大小，由地面速度传感器和飞轮转速传感器提供的反馈信号计算滑转率大小，根据信号偏差生成控制电压，通过驱动电液比例阀调节悬挂机构，进而改变耕深，最终改变牵引力和滑转率。联合控制系统工作原理如图 6 所示。



注：$V_{\delta o}$、V_{Fo} 分别为滑转率、牵引力控制预设电压信号，V；V_{δ}、V_F 分别为滑转率、牵引力瞬态测量电压信号，V；$V_{\delta e}$、V_{Fe} 分别为滑转率、牵引力的偏差信号，V；$V_{e\delta}$、V_{eF} 分别为滑转率控制器、牵引力控制器的输出电压，V；Te、Tg 为发动机和变速箱的输出转矩，N·m^{-1}；v_{Tt} 为理论车速，m·s^{-1}；v_T 为实际车速，m·s^{-1}；V_{vTt}、V_{vT} 分别为理论车速、实际车速的电压信号，V；k_{vTt}、k_{vT} 分别为理论车速、实际车速电压比例系数；q_L 为提升液压缸的流量，L·min^{-1}；x_L 为提升液压缸的活塞位移量，m；α_c 为提升臂的角位移量，r·min^{-1}；y_H 为农具工作深度变化量，m；F_W 为拖拉机壳体作用到后桥的力，N；F_p、F_H 分别为悬挂机构悬挂点、铰接点处反馈的作用力，N，；k_{PR} 为土壤条件。

Note: $V_{\delta o}$, V_{Fo} represent the preset voltage value of slip ratio, draft, V; V_{δ}, V_F represent instant measured value of slip ratio, draft, V; $V_{\delta e}$, V_{Fe} represent deviation signal of slip ratio、draft, V; $V_{e\delta}$, V_{eF} represent output voltage signal of slip ratio controller、traction controller, V; Te, Tg represent the output torque of engine, gearboxe, N·m^{-1}; v_{Tt} represent theoretical travel speed of tractor, m·s^{-1}; v_T represent actual speed of tractor, m·s^{-1}; V_{vTt}, V_{vT} represent voltage signal of theoretical travel speed, actual speed of tractor, V; k_{vTt}, k_{vT} represent proportionality coefficient of the voltage signal of theoretical travel speed, actual speed of tractor; q_L represent flow of hydraulic cylinder, L·min^{-1}; x_L represent flow of piston displacement, m; α_C represent angular displacement of the lift arm, r·min^{-1}; y_H represent the variation of depth, m; F_W represent the force that tractor to wheel, N; F_p, F_H represent force of the suspension point, the hinge point of hitch system, N; k_{PR} represent soil environment.

图 6　牵引力-滑转率联合控制系统工作原理图

Fig.6　Traction -slip ratio integrated control schematic block diagram

3.2 联合控制系统软件设计

根据大功率拖拉机联合控制系统的设计需求，按照信号采集-计算-控制-输出的流程，控制系统主要实现系统初始化、数字信号采集、模拟信号采集、数据计算、控制算法、控制量输出、数据传送及显示几部分功能。基于 CodeWarrior V5.1 集成开发环境，采用模块化设计的思路进行各模块程序的编写，制定的大功率拖拉机牵引力与滑转率联合控制系统的主程序流程图如图 7 所示。

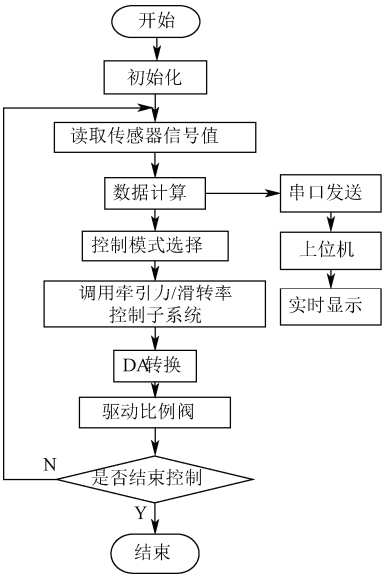


图 7 主程序流程图

Fig.7 Main program flow chart

3.3 PID 控制算法设计

本系统的控制对象为电液比例阀，包括上升阀和下降阀两部分，分别控制农具的提升和下降。选用海德福斯的双电磁铁多功能阀驱动控制器驱动比例阀，该比例阀控制器可实现一路输入两路输出，一路信号可交替控制上升阀和下降阀[21]。当输入信号电压在 0～1.7 V 区间时控制下降阀；电压 1.7～3.8 V 区间时为控制器的死区，比例阀阀口关闭，阀芯不动作，液压缸保持在上一位置；当输入信号电压在 3.8～5 V 区间时控制上升阀，比例控制阀稳态流量曲线如图 8 所示。

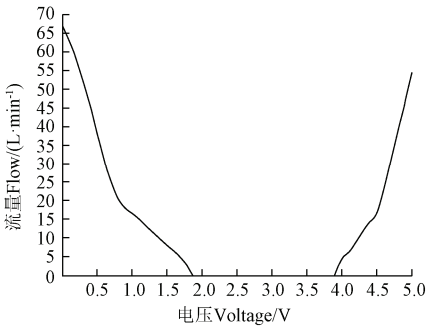


图 8 比例控制阀稳态流量特性曲线

Fig.8 Steady flow of proportional descent control valve

本控制系统采用 PID 经典闭环控制，即采用对偏差 $e(t)$进行比例、积分和微分变换的控制规律：

$$u(t)=K_{\mathrm{P}}[e(t)+\frac{1}{T_{\mathrm{I}}}\int_0^t e(t)\mathrm{d}t+T_{\mathrm{D}}\frac{de(t)}{dt}]+u_0 。 \quad (5)$$

式中 $u(t)$为控制器输出；u_0 为输出初值；$e(t)$为误差信号；T_{D} 为微分时间常数；T_{I} 为积分时间常数；K_{P} 为比例系数。

以 T 作为采样周期，以矩形积分来近似精确积分，将式（5）进行离散化后的表达式为

$$u(k)=K_{\mathrm{P}}[e(k)+\frac{T}{T_{\mathrm{I}}}\int_{j=0}^{k-1} e(j)\mathrm{d}t+T_{\mathrm{D}}\frac{e(k)-e(k-1)}{T}]+u_0 。 \quad (6)$$

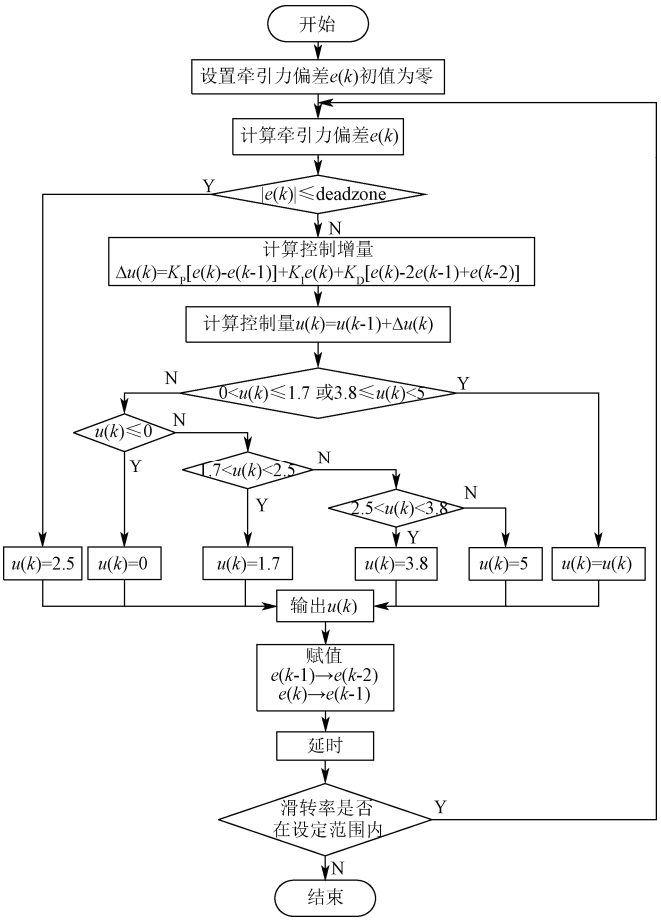
由式（6）可推导出

$$u(k\text{-}1)=K_P[e(k-1)+\frac{T}{T_I}\sum_{j=0}^{k-1}e(j)+T_D\frac{e(k-1)-e(k-2)}{T}]+u_0 。 \quad (7)$$

两式相减得到 PID 控制增量如下

$$\Delta u(k)=u(k)-u(k-1)=K_P[e(k)-e(k-1)]+K_I e(k)+K_D[e(k)-2e(k-1)+e(k-2)] 。 \quad (8)$$

式中 $K_{\mathrm{I}}=\frac{K_{\mathrm{P}}T}{T_{\mathrm{I}}}$，$K_{\mathrm{D}}=\frac{K_{\mathrm{P}}T_{\mathrm{D}}}{T}$。



注：$e(k)$为偏差信号，N；$\Delta u(k)$为控制增量，V；$u(k)$为输出控制量，V。

Note: $e(k)$ represent the deviation signal of traction, N; $\Delta u(k)$ represent the increment, V; $u(k)$ represent the output, V.

图 9 PID 控制流程图

Fig.9 PID control program flow char

控制程序主要为牵引力 PID 控制，其中包含 PID 增量计算和控制判断等环节。首先初始化设定各个变量的初值为零，计算实际牵引力与设定值的偏差 $e(k)$，针对偏

差值设定一定的死区，防止控制器对很小的偏差进行计算，输出微小控制量导致电液比例阀频繁动作，引起振颤和过热。当偏差值小于死区时，输出 2.5 V 电压值，上升阀和下降阀都不动作；当偏差值大于死区时，进入 PID 算法程序计算控制量 $u(k)$。随后对计算出的控制量进行限幅处理并避开控制器的死区，输出电压值实现对比例阀的控制。程序进行一次控制后对前两次偏差值赋值并做延时处理，最后对本次控制后的滑转率进行判断，如果滑转率控制在设定范围内，则继续执行 PID 控制程序；如果超出设定范围，则跳出 PID 控制循环程序，执行滑转率控制程序。PID 控制程序流程如图 9 所示。

4　田间实车对比试验

4.1　试验条件

为了分析和验证所设计的大功率拖拉机牵引力与滑转率联合控制系统的性能，以福田雷沃欧豹 TG1254 拖拉机为载体搭建了田间试验平台，对所设计的联合控制系统进行了田间实车对比试验验证。试验在北京市顺义区鑫利农机服务专业合作社进行，主要内容包括拖拉机挂接东方红 1LH-535 五铧犁耕地作业时的牵引力控制、牵引力与滑转率联合控制试验。田间试场景如图 10 所示，控制系统传感器安装及控制器接线如图 11 所示。

图 10　田间试验场景图

Fig.10　Field experiment scene

a. 耕深传感器　b. 雷达速度传感器　c. 牵引力传感器　d. 控制器

a. Depth sensor　b. Radar speed sensor　c. Force sensor　d. Controller

图 11　传感器安装位置及控制器接线

Fig.11　Sensor installation position and physical controller wiring diagram

在试验开始前，首先进行犁架调平。在犁架调定以后，根据上拉杆、下拉杆和提升杆的调定长度进行位置传感器的标定。标定后位置传感器输出电压值与实际农具位置（耕深）的对应关系如下

$$H=-29.31U+86.44。\tag{9}$$

式中 H 为农具位置（拖拉机悬挂机组作业耕深），cm；U 为位置传感器输出电压值，V。

牵引力通过安装在下铰接点的测力销式牵引力传感器来获取，总的牵引力为左水平力与右水平力之和。牵引力传感器输出电压值与实际牵引力的对应关系由试验标定如下

$$F_1=8111(U_1-1),\tag{10}$$

$$F_2=8579(U_2-1)。\tag{11}$$

式中 F_1、F_2 分别为为左、右水平力值，N；U_1、U_2 分别为为左、右牵引力传感器水平分量输出电压值，V。

滑转率测量需要测出拖拉机驱动轮的动力半径 r_q，即在无滑转情况下的滚动半径，它与轮胎的结构、气压、载荷以及土壤条件等因素有关。要精确测出动力半径比较困难，目前大都是根据不同土壤条件，用近似的试验方法求得。在一般较干硬的土壤上，假定拖拉机在空驶时没有滑转，则可以用空驶时的滚动半径值近似代替动力半径值。若拖拉机空驶距离为 s_0，相应的驱动轮平均转数为 n_0，则有

$$r_q=\frac{s_o}{2\pi n_o}。\tag{12}$$

通过测量，本次试验拖拉机驱动轮的动力半径为 0.84 m。

4.2　试验方案

选择地质均匀、地面平整的地块，进行牵引力控制阀值的测量试验。设定耕深为 20 cm，拖拉机档位为 B2 档，行驶车速为 7.5 km/h 时，进行田间实际犁耕作业，通过测力销式牵引力传感器测量得到牵引力稳定在 6 000 N 左右。因此，设定牵引力控制阀值为 6 000 N。

牵引力 PID 控制的控制参数为 K_P=0.12、K_I=0.27、K_D=0.9；滑转率控制阀值区间为 0.1～0.2，分别进行牵引力控制试验、牵引力与滑转率联合控制试验。在试验过程中，待拖拉机起步平稳后，保持拖拉机匀速直线行驶，打开自动控制，记录试验数据。

4.3　试验结果及分析

拖拉机作业过程中，耕深变化的试验结果如图 12 所示。

由图 12a 可知，当设定耕深为 20 cm 时，牵引力控制下的实际耕深平均误差为 1.69 cm，均方根误差为 4.07 cm；牵引力与滑转率联合控制下的实际耕深平均误差为 1.15 cm，均方根误差为 2.79 cm。后者的耕深控制平均误差减小 31.96%，均方根误差减小 31.45%。

由图 12 b 可知，当设定牵引力阀值为 6 000 N 时，牵引力控制控制下的实际牵引力平均误差为 426.38 N，均方根误差为 503.18 N；牵引力与滑转率联合控制下的实际牵引力平均误差为 270.73 N，均方根误差为 366.23 N。后者的牵引力控制平均误差减小 36.54%，均方根误差减小 27.22%。

由图 12c 可知，当设定滑转率阀值区间为 0.1～0.2 时，滑转率采样时间 50 s，牵引力控制控制下的实际滑转率最大值为 0.2766，最小值为 0.0491，波动范围为

0.2257，超出阀值区间的控制时间为 13.65 s，有效控制时间范围为 73%；牵引力与滑转率联合控制下的实际滑转率最大值为 0.2112，最小值为 0.0786，波动范围为 0.1326，超出阀值区间的控制时间为 6.25 s，有效控制时间范围为 88%。后者的滑转率波动范围减小 41.71%，有效控制时间范围增加 20.55%。

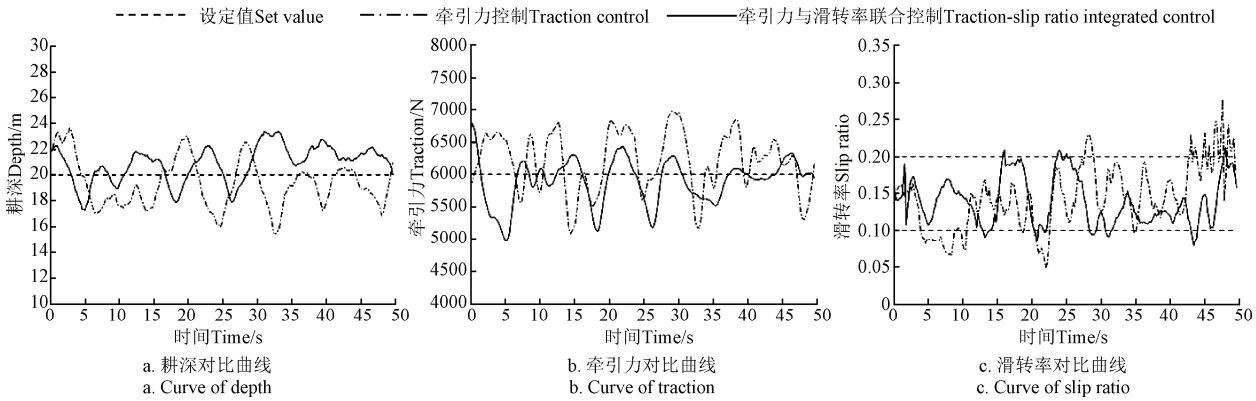


图 12 对比试验曲线

Fig.12 Curve of contrast experiment

综上，通过对比 2 种不同控制方法的试验结果，采用牵引力与滑转率联合控制时，耕深、牵引力的控制误差进一步减小；滑转率得到了更有效的控制。

5 结 论

1）提出了适应大功率拖拉机田间犁耕作业工况的牵引力-滑转率联合自动控制策略，基于 PID 控制算法开发了电液悬挂联合自动控制系统，通过田间实车对比试验验证了牵引力-滑转率联合控制器的有效性和优越性。

2）当设定耕深为 20 cm、牵引力为 6 000 N、滑转率区间为 0.1～0.2 时，与单独的牵引力控制相比，联合控制下的耕深和牵引力控制的平均误差分别减少 31.96%、36.54%，均方根误差分别减小 31.45%、27.22%；滑转率波动范围减小 41.71%，有效控制时间范围提高 20.55%。

3）论文提出的联合自动控制方法在控制牵引力稳定的同时，可有效缓解力调节过程中滑转率的波动范围，防止过度滑转，对实际田间作业生产具有一定的指导意义。

[参 考 文 献]

[1] 华中农业大学. 拖拉机汽车学[M]. 北京：中国农业出版社，2001：17－31.

[2] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京：中国农业科学技术出版社，2007：8－10.

[3] Porteš P, Bauer F, Čupera J. Laboratory-experimental verification of calculation of force effects in tractor's three-point hitch acting on driving wheels[J]. Soil & Tillage Research, 2013, 128: 81－90.

[4] Lee J, Yamazaki M, Oida A, et al. Field performance of proposed foresight tillage depth control system for rotary implements mounted on an agricultural tractor[J]. Journal of Terramechanics, 2000, 37(2): 99－111.

[5] Pranav P K, Tewari V K, Pandey K P, et al. Automatic wheel slip control system in field operations for 2WD tractors[J]. Computers & Electronics in Agriculture, 2012, 84(2): 1－6.

[6] Arude V G, Tewari V K, Pacharne D T. Location of Controls and Operator's Activities in Indian Tractors[J]. Ama Agricultural Mechanization in Asia Africa & Latin America, 1999, 30(3): 19－22.

[7] Pasillas-Lépine W, Loría A, Gerard M. Design and experimental validation of a nonlinear wheel slip control algorithm[J]. Automatica, 2012, 48(8): 1852－1859.

[8] Matveev A S, Hoy M, Katupitiya J, et al. Nonlinear sliding mode control of an unmanned agricultural tractor in the presence of sliding and control saturation[J]. Robotics & Autonomous Systems, 2013, 61(9): 973－987.

[9] 谢斌，李皓，朱忠祥，等. 基于倾角传感器的拖拉机悬挂机组耕深自动测量方法[J]. 农业工程学报，2013(4)：15－21.
Xie Bin, Li Hao, Zhu Zhongxiang, et al. Measuring tillage depth for tractor implement automatic using inclinometer[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(4): 15－21. (in Chinese with English abstract)

[10] 鲁植雄，郭兵，高强. 拖拉机耕深模糊自动控制方法与试验研究[J]. 农业工程学报，2013(23)：23－29.
Lu Zhixiong, Guo Bing, Gao Qiang, et al. Study on auto-control method and experiment for tractor depth based on fuzzy control[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(23): 23－29. (in Chinese with English abstract)

[11] 张宾，余群. 轮式拖拉机滑转率模糊控制室内模拟研究[J]. 农业机械学报，1996，27(2)：14－18.
Zhang Bin, Yu Qun. Experimental study on wheel-slip fuzzy control for a model tractor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 1996, 27(2): 14－18. (in Chinese with English abstract)

[12] 白学峰，鲁植雄，张广庆，等. 基于滑转率的拖拉机驱动防滑模糊 PID 控制算法仿真分析[J]. 江西农业学报，2012(9)：146－149.
Bai Xuefeng, Lu Zhixiong. Zhang Guangqing, et al. Simulative analysis of fuzzy PID control algorithm for antiskid driving system of tractor based on slip ratio[J]. Acta Agriculturae Jiangxi, 2012(9): 146－149. (in Chinese with English abstract)

[13] 庞昌乐，宗伯华，鄂卓茂. 拖拉机作业机组模糊综合控制模型及仿真试验[J]. 农业工程学报，2003，19(4)：111－113.
Pang Changhua, Zong Bohua, E Zhuomao. Simulated test for fuzzy integrated control model of tractor-implement combination[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2003, 19(4): 111－113. (in Chinese with English abstract)

[14] 白学峰，鲁植雄，常江雪，等. 基于滑转率的拖拉机自动

耕深模糊控制仿真[J]. 农业机械学报，2012(S1)：6－10.
Bai Xuefeng Lu Zhixiong Chang Jiangxu, et al. Fuzzy control algorithm simulation of automatic control of tilling depth for tractor based on slip rate[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012(S1): 6－10. (in Chinese with English abstract)

[15] 张宾，余群. 轮式拖拉机瞬态滑转率的测量装置[J]. 中国农业大学学报，1997(4)：48－52.
Zhang Bin, Yu Qun. Research and design of an apparatus for measuring transient slip of wheeled tractor[J]. Journal of China Agricultural University, 1997(4): 48－52. (in Chinese with English abstract)

[16] 周慧，鲁植雄，白学峰，等. 四轮驱动拖拉机滑转率的测量与特性分析[J]. 山东农业大学学报：自然科学版，2013，44(3)：423－427.
Zhou Hui, Lu Zhixiong, Bai Xuefeng, et al. et al. Wheel slip measurement in 4rd tractor based on Labview[J]. Journal of Shandong Agricultural University: Natural science edition, 2013, 44(3): 423－427. (in Chinese with English abstract)

[17] 印祥，卢博友，钟以崇，等. 拖拉机滑转率实时测量中的车速测量方法[J]. 农机化研究，2009，31(4)：237－240.
Yin Xiang, Lu Boyou, Zhong Yichong, et al. Measurements of vehicle velocity in tractor accelerating slip-ratio real-time measuring[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(4): 237－240. (in Chinese with English abstract)

[18] 钟文军，高强，鲁植雄，等. 路面行驶工况下拖拉机驱动轮滑转率的测试与分析[J]. 华中农业大学学报，2015(4)：130－136.
Zhong Wenjun, Gao Qiang, Lu Zhixiong, et al. Test and Analysis of the Rate of Trators Driven on Roads[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2015(4): 130－136. (in Chinese with English abstract)

[19] 李立. 拖拉机后悬挂电液控制系统的研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2012.
Li Li. Research on the Electro-hydraulic System in Tractor Rear Suspension[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese with English abstract)

[20] 王会明，侯加林，赵耀华，等. 拖拉机液压悬挂机构自动控制系统[J]. 农业机械学报，2006，37(10)：42－45.
Wang Huiming, Hou Jialin, Zhao Yaohua, et al. Study on automatic control system for hydraulic hitch equipment of tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 42－45. (in Chinese with English abstract)

[21] 赵建军. 重型拖拉机电液提升器比例控制阀设计与特性研究[D]. 北京：中国农业大学，2015.
Zhao Jianjun. The Design and Characteristics Research of Proportional Control Valve for the Electro-hydraulic Hitch of Heavy Tractor[D]. Beijing: China Agricultural University, 2015. (in Chinese with English abstract)

Integrated control method of traction & slip ratio for rear-driving high-power tractors

Zhang Shuo, Du Yuefeng, Zhu Zhongxiang※, Mao Enrong, Liu Jinyi, Shi Jing

(*Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Ploughing with rear-driving tractors plays an important role in agricultural production during which the electronic-hydraulic hitch system is regularly adjusted for desired performance. In operation, severe driving wheel slip easily occurs because of the complex terrestrial environment and the frequent changing of operating load. Studies show that tractors have a higher traction efficiency when slip ratio is between 0.1 and 0.15; however, when slip ratio is larger than 0.2, the efficiency drops dramatically while the soil texture is destroyed, the tires are worn faster and the energy consumption is increasing. Therefore the effective control of the 2WD tractors' driving slip is highly desired. In this paper, both the structure of the electro-hydraulic hitch and the working principle of 2WD tractor's driving slip system are firstly analyzed. Then the integrated control of traction and slip-rate based on PID (proportional integral differential) is proposed. The integrated control method that contains a control factor with 2 detailed control objectives is presented. The automatic control system mainly performs the traction control while constantly monitoring the changes of slip ratio. When the slip ratio is in the desired range mentioned above, the traction control continues; when the slip ratio is out of range, the controller switches to slip rate control, which outputs a voltage signal to the electromagnetic proportional control valve (if the slip ratio is smaller than 0.1, proportional descent control valve works with an input voltage of 0.5 V; if the slip ratio is greater than 0.2, proportional lift control valve works with an input voltage of 4.5 V); and it returns to traction control once the slip is addressed. According to the characteristics of heavy tractor electro-hydraulic hitch，taking account of the complex operating condition of ploughing, an integrated automatic controller is developed for the electro-hydraulic hitch system based on microprocessor MC9S12XS128 of Freescale. At the same time, the software is designed using CodeWarrior. Taking the heavy tractor with electro-hydraulic hitch system as the test platform, after the successful selection and installation of the sensors, in order to verify the effectiveness of the joint controller, contrast experiment was carried out after wheat harvest in the farm of Xinli Machinery Company in Shunyi District, Beijing. First of all, we measured the actual traction with cultivated land operation in homogeneous soil conditions. Actual tractor traction was measured by force sensor, in which ploughing depth was set to 20 cm, tractor was geared to B2, and speed of tractor was set to 7.5 km/h. In the end, we identified the target of traction was 6 000 N. With the slip ratio between 0.1 and 0.2, traction of 6 000 N and sampling time of 50 s, the maximum of slip ratio changed from 0.2766 to 0.2112, the minimum changed from 0.0419 to 0.0786, the range reduced by 41.71% and the effective control of time range increased by 20.55%; ploughing depth's average error changed from 1.69 to 1.15 cm, and root-mean-square error changed from 4.07 to 2.09 cm; traction's average error changed from 426.38 to 270.73 N, and root-mean-square error changed from 503.18 to 366.23 N. The results demonstrate that the joint controller has not only the effectiveness, but also the efficiency, precision and stability. The proposed integrated controller raises the traction efficiency, improves traction performance and can serve as a guidance to field production.

Keywords: tractors; control; agricultural machinery; slip ratio; traction; integrated control; contrast experiment