

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.06.001

拖拉机液压机械无级变速箱控制与交互系统*

王光明¹ 朱思洪¹ 史立新¹ 王胜红¹ 张海军¹ 阮文盛^{1,2}

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 兴安师范技术大学车辆工程学院, 兴安 03213)

摘要: 为了满足拖拉机各种作业工况下的行驶速度及动力需求,对拖拉机液压机械无级变速箱的控制与交互系统进行了研究。首先,针对自主研发的某新型液压机械无级变速箱,简要阐述了其液压功率分流机构与无级调速原理,明确了被控对象与控制量。而后,对变速箱的无级调速与负载自适应控制进行了研究,一方面,提出了变速箱速比的点位控制方法,将变速箱速比在全程范围内划分为96帧,作出每一帧与变量泵励磁电压、变量泵流量方向电磁阀、离合器电磁阀的动作关联查询表,通过程序指针的顺序移动实现无级调速与档位切换;另一方面,基于发动机功率控制的要求,提出了一种负载自适应速比调整策略,给出了相应的模糊控制表,并分析了该算法在不同档位区间内的性能;而后,阐述了无级调速拖拉机的交互挡杆与变速箱电子控制单元设计;最后,基于所开发的控制系统进行了拖拉机加速和负载自适应调整试验。研究结果表明,点位控制时拖拉机的速比调节过程较为稳定,属于开环控制;负载自适应控制时的变速箱速比完全取决于负载变化,属于反馈控制。研究结果表明,所设计的控制系统可以很好地对拖拉机液压机械无级变速箱实施控制。

关键词: 拖拉机 无级变速箱 点位控制 模糊推理 速比控制

中图分类号: S219.032.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0001-07

Control and Interaction System for Tractor Hydro-mechanical CVT

Wang Guangming¹ Zhu Sihong¹ Shi Lixin¹ Wang Shenghong¹ Zhang Haijun¹ Nguyen Vanthinh^{1,2}

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. College of Automotive Technology, Hung Yen University of Technology and Education, Hung Yen 03213, Viet Nam)

Abstract: In order to satisfy the tractor speed and power requirements under various operation conditions, the control and interaction system of tractor hydro-mechanical CVT was studied. The principle of power split mechanism and infinite speed variation of a new kind of hydro-mechanical CVT were introduced. And the control method of infinite speed variation and load adaptive adjustment were analyzed. On the one hand, a point-to-point control method was studied through dividing the range of speed ratio into 96 work points, and building the mapping between work point and the actuators such as the exciting voltage of pump, the electromagnetic valve for pump flow direction control, and the electromagnetic valve for clutch control, the controller described the mapping as a control table to realize the infinite speed variation and power shift. On the other hand, based on the target of engine power control, an automatic speed ratio control strategy was proposed to follow the change of load and the corresponding fuzzy control table was acquired. The interaction system and control unit of tractor hydro-mechanical CVT were designed for further research. Finally, based on the presented control system, some key experiments such as tractor acceleration and load adaptive speed ratio adjustment were made. The test of acceleration showed that there was a stationary process for speed ratio adjustment with

收稿日期: 2014-10-17 修回日期: 2014-12-25

* 农业部引进国际先进农业科学技术计划(948计划)资助项目(2010-Z18)、江苏省科技支撑计划资助项目(BE2014134)和江苏省产学研联合创新资金资助项目(BY2014128-04)

作者简介: 王光明, 博士生, 主要从事机械系统动力学与控制研究, E-mail: gavinwang1986@163.com

通讯作者: 朱思洪, 教授, 博士生导师, 主要从事机械系统动力学与控制研究, E-mail: zhushihong@njau.edu.cn

algorithm of point-to-point control under different work conditions due to the open loop control method. The test of load adaptive speed ratio adjustment showed that the speed ratio was quickly changed under different load levels to maintain the constant of engine power because of the closed loop control method. Results showed that the designed control system was reliable and the proposed algorithm was correct.

Key words: Tractor Continuously variable transmission Point-to-point control Fuzzy reasoning Speed ratio control

引言

液力机械无级变速箱具有无级调速与动力换挡^[1-2]的特性,且调速过程平稳,传动效率^[3-5]相对较高,自20世纪60年代开始陆续被装备于大中型或重型拖拉机、工程车辆及装甲车辆,但其在国内的研究尚处于起步阶段。针对其控制方法,根据控制对象的不同,可分为一元与二元两种控制策略。一元控制中变速箱为独立控制,发动机与油门踏板固连^[6],二元控制中变量泵与发动机协同控制^[7-9]。根据控制的自动化水平不同,可将该类变速箱的控制分为3个层次,即手动控制、负载自适应控制和匹配控制。手动控制与负载自适应控制可满足驾驶员的基本控制需要,在操作上与传统有级变速拖拉机类似,但实现了挡位的无限分割与速比的连续调节,同时实现了全自动动力换挡(挡);匹配控制则以发动机的经济性或动力性作为变速箱速比的控制目标,是该类变速箱最为核心的技术^[10-11]。综上所述,国外对该类变速箱的控制理论研究较为成熟,并已实现产业化,但公开资料不多,或者以专利形式发布,为该类变速箱的国产化应用造成技术壁垒。近年来,国内高校的相关学者^[7,12-13]也陆续对其展开了相关的理论与试验研究,但研究重点集中在变速箱与发动机的匹配策略上,与国外相比,所涉及的控制算法较为复杂,尚无法进行试验验证,本文结合当前实际,以一元控制为研究起点,重点讨论变速箱的手动控制及负载自适应控制,以期为后续的变速箱匹配控制研究及大田试验奠定基础。

1 变速箱传动方案

1.1 双排行星汇流机构

本实验室自主开发的液力机械无级传动方案^[14-15]如图1所示。发动机动力经液压功率分流后,由齿轮副g5进入行星排p1、p2,与机械功率汇流并差动输出。该设计方案为等比式四区段(HM1~HM4)双排汇流无级传动,由纯液压H段实现拖拉机带载起步。通过调节泵排量及各湿式离合器c1~c4的动作时序,可实现拖拉机0~50 km/h范围内的无级调速。

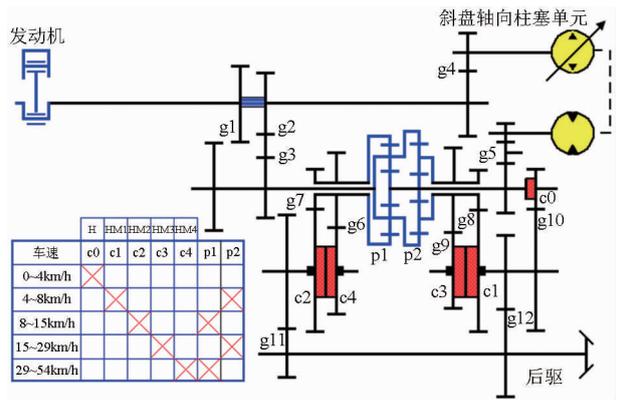


图1 液力机械无级变速箱传动原理图

Fig. 1 Schematic diagram of hydro-mechanical CVT

1.2 无级调速的理论基础

通过理论推导,各区段排量比(变量泵与定量马达排量之比) ε 与变速箱速比 i_b 满足

$$\left\{ \begin{aligned} i_{b1} &= \frac{(1+k_2)i_2i_3i_4i_5i_8i_{12}}{k_2i_4i_5-i_2i_3\varepsilon} \\ i_{b2} &= \frac{k_1i_2i_3i_4i_5i_7i_{11}}{(1+k_1)i_4i_5+i_2i_3\varepsilon} \\ i_{b3} &= \frac{(1+k_2)i_2i_3i_4i_5i_9i_{12}}{k_2i_4i_5-i_2i_3\varepsilon} \\ i_{b4} &= \frac{k_1i_2i_3i_4i_5i_6i_{11}}{(1+k_1)i_4i_5+i_2i_3\varepsilon} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中 i_{bx} ——HMx段变速箱速比

i_x ——gx齿轮副传动比

k_x ——px行星排特性参数

变量泵励磁电流强度通过PWM调制实现,控制芯片通过1个字节定义PWM占空比,范围0~255,实际响应范围通过试验标定,为127~195,通过改变PWM,可对变量泵排量进行调节,结合相应的离合器通断控制,可实现所需的变速箱速比,进而实现不同发动机转速下的无级调速,如图2所示^[16]。

2 变速箱速比控制

2.1 速比的点位控制

无级调速变速箱的速比是连续可调的,但就控制而言,受到TCU输出精度的制约,其速比仍是离散的,于是可将无级调速视为挡位较多的有级调速,

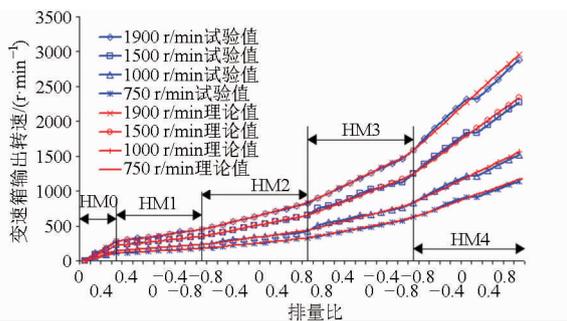


图 2 液压机械无级变速箱的无级调速试验

Fig.2 Experiment of hydro-mechanical CVT on infinite speed variation

从而进行控制。依据 PWM 输出范围,将每个马达转向下的排量比作 12 等份,则变速箱在 4 个档位 8 个马达转向切换过程中,总计有 96 个速比工作帧(其中包括 7 个重叠帧,用于确保马达转向和换段过程的平稳性),即 96 个挡位。每个速比工作帧可使用数据结构表示为 Struct Tab_WP {INDEX; STAGE; ESIGN; PWM}, 其中, INDEX 为帧号, STAGE 为工作档位, ESIGN 为马达转向, PWM 为脉宽调制值。

控制器采用查表法从结构体数组中定位当前工作帧,将程序指针指向当前帧,并依据序号 INDEX 所定义的顺序逐步移动程序指针向目标工作帧移动,如图 3 所示。通过系统辨识,分别获得马达正、反转时变量泵励磁电流 I 与排量比 ε 之间的传递函数模型 $G(s)^+$ 、 $G(s)^-$ [17]

$$\begin{cases} G(s)^+ = \frac{0.0171}{0.00065s^3 + 0.01243s^2 + 0.17658s + 1} \\ G(s)^- = \frac{-0.0168}{0.00124s^3 + 0.02121s^2 + 0.22789s + 1} \end{cases} \quad (2)$$

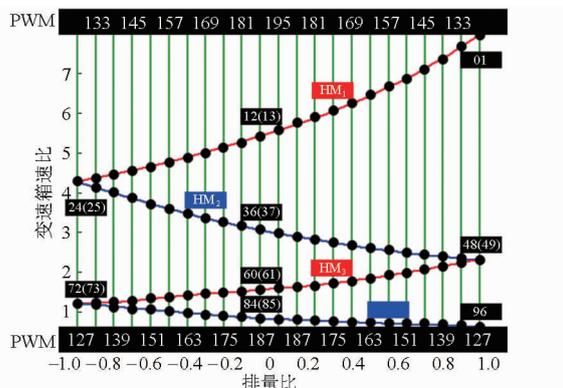


图 3 速比点位控制示意图

Fig.3 Diagram of point-to-point method for speed ratio control

根据点位控制的特点,控制器的每一帧均可等效为阶跃响应并遵循式(2)所限定的输出规律。如 PWM 的帧间隔为 6,则马达正、反转时的排量比单

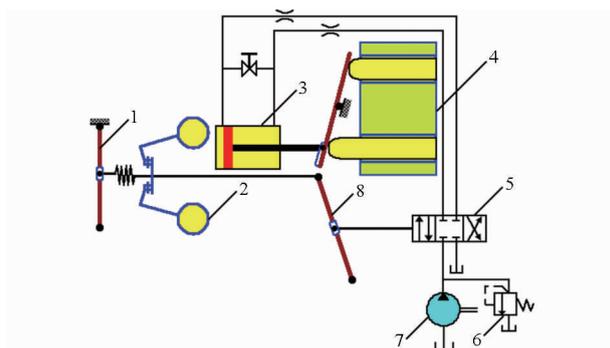


图 4 发动机功率调节机构^[15]

Fig.4 Mechanism for engine power control^[15]

1. 发动机速度挡杆 2. 离心调速器 3. 液压缸 4. 轴向柱塞变量泵 5. 换向阀 6. 溢流阀 7. 定量泵 8. 发动机转矩挡杆

帧增量 $\Delta\varepsilon^+$ 、 $\Delta\varepsilon^-$ 为

$$\begin{cases} \Delta\varepsilon^+ = 0.0171 \times 6 = 0.1026 \\ \Delta\varepsilon^- = -0.0168 \times 6 = -0.1008 \end{cases} \quad (3)$$

该分辨率完全可以满足所需控制精度。

2.2 速比的负载自适应控制

Ryan^[18]指出,农用拖拉机最重要的控制目标即发动机功率控制,并给出如图 4 所示的静液压无级变速箱速比调节机构。当负载转矩下降时,发动机转速升高,离心调速器在惯性作用下带动拉杆后移,控制变量泵排量使变速箱速比下降。此后,发动机轴端转矩上升,使发动机转速下降,拉杆前移,直到发动机转速回归到负载变化前的水平,变量泵终止排量调节,避免车速进一步提升;而当负载转矩增大时,机构调节规律与之相反。在该过程中,发动机油门开度不变,转速恒定,故功率恒定。

液压机械无级变速箱的负载自适应控制原理与之相同,其控制目标为:在给定的油门开度下,通过调节变速箱速比,使发动机转速(功率)在负载变化时维持恒定。由于负载自适应控制是在完成无级调速后,根据负载水平对速比实施的局部调整,因此其执行条件为:①油门停止加减速。②速比挡杆处于中位。③负载自适应开关被打开。

在以往过程控制中, PID 应用最为广泛。但拖拉机在作业时载荷波动较大,受发动机调速特性影响,仅通过变速箱的速比控制难以实现发动机转速的快速响应与恒定,因此没有必要加入积分环节,可采用有差控制,降低控制难度。考虑到模糊控制器可等效为 PD 控制,且具有较强的鲁棒性和模型自适应性,故选作发动机的功率控制器。

控制器输入量为发动机转速误差 E 及误差变化率 E_c , 输出量为变量泵励磁 PWM 增量 U 。各变量的模糊等级均设定为 {NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB}, 即 {负大, 负中, 负小, 零, 正小, 正中, 正大}, 模

模糊论域取 $-6 \sim 6$, 隶属函数为三角函数, 如图 5 所示。

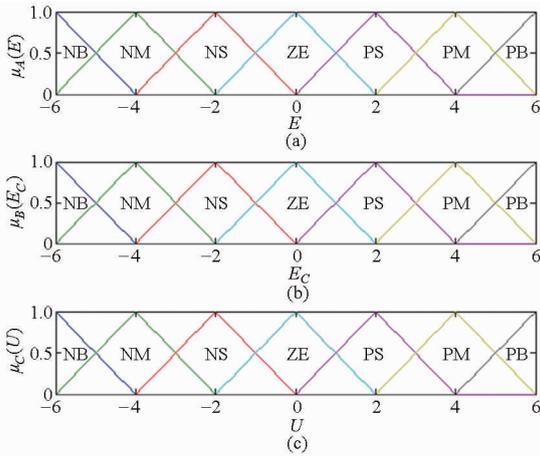


图 5 控制器隶属函数

Fig. 5 Membership function of controller

(a) 变量 E 隶属函数 (b) 变量 E_C 隶属函数

(c) 变量 U 隶属函数

根据控制需要, 总结得到的模糊规则如表 1 所示, 通过 Mamdani 推理, 得到控制器的输入输出曲面如图 6 所示。考虑到被控对象自身的特点, 模糊控制器在设计时需考虑如下两个问题:

(1) 控制器的增量方向在马达正转与反转时不同, 即马达正转时, 增量 U 与排量比同向变化; 马达反转时, 增量 U 与排量比反向变化。

表 1 模糊规则

Tab. 1 Fuzzy rule

E	E_C						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PM	PM	PS	ZO
NM	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NS	PB	PM	PS	PS	ZO	ZO	NS
ZE	PM	PS	PS	ZO	NS	NS	NM
PS	PS	ZO	ZO	NS	NS	NM	NB
PM	ZO	ZO	NS	NM	NM	NB	NB
PB	ZO	NS	NM	NM	NB	NB	NB

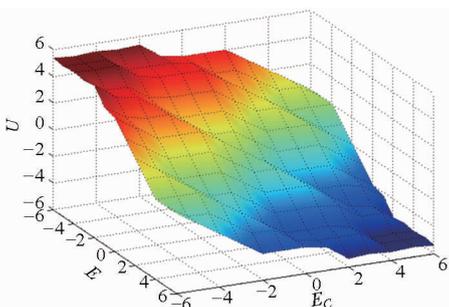


图 6 模糊控制曲面

Fig. 6 Output surface of fuzzy controller

(2) 发动机轴端转矩 T_e 反比于变速箱速比 i_b 与变速箱传动效率 η_b 的乘积, 即

$$T_e = \frac{T_b}{i_b \eta_b i_0 \eta_0} \quad (4)$$

式中 T_b ——负载转矩 i_0 ——后桥传动比

η_0 ——后桥传动效率

当负载转矩一定时, 通过调节排量增大速比, 则发动机轴端转矩的变化趋势如表 2 所示。

表 2 速比与发动机轴端转矩关系

Tab. 2 Relationship between speed ratio of transmission and torque of engine

区段	ε	i_b	η_b	T_e
HM1	+	⊕	⊖	--
HM1	-	⊕	⊕	⊖
HM2	-	⊕	⊖	--
HM2	+	⊕	⊕	⊖
HM3	+	⊕	⊖	--
HM3	-	⊕	⊕	⊖
HM4	-	⊕	⊖	--
HM4	+	⊕	⊕	⊖

注: 表中, “+”、“-”为排量比符号, 与马达转向对应; “⊕”、“⊖”分别表示增大和减小; “--”表示变化趋势不明确。

由于变速箱传动效率随排量比变化范围较大, 在 HM1、HM3 段正排量及 HM2、HM4 段负排量时, 其对发动机轴端转矩的作用削弱了速比的影响, 加之这些区段恰好存在功率循环^[19], 使传动效率的影响进一步增加。由此可确定负载自适应速比控制器的最佳工作区间为 HM1、HM3 段负排量及 HM2、HM4 段正排量处, 此时不仅控制效果显著, 而且传动效率高, 发动机功率得到充分发挥。

3 交互与控制系统实现

3.1 电子油门与速比挡杆

所设计无级调速拖拉机的操作杆由两部分构成, 即电子油门和速比挡杆: 电子油门包括普通油门踏板与手推油门, 驾驶员可使用其中之一进行操作。油门踏板用于任何工况, 手推油门则仅用于低速田间作业, 该油门的开度在作业期间可维持不变, 是实施负载自适应速比控制的前提; 速比挡杆如图 7 所示, 在回位弹簧的作用下, 挡杆 A 始终处于中位: 前推挡杆使变速箱速比减小, 拖拉机加速, 后拉挡杆使变速箱速比增加, 拖拉机减速, 松开挡杆使其复位, 拖拉机停止加减速。挡杆杆头选择键 B 由若干键位组成, 用于选择所需的速比调节速率。

3.2 变速箱电子控制单元

液力机械无级变速箱的控制系统简称 TCU (Transmission control unit), 即变速箱电子控制单

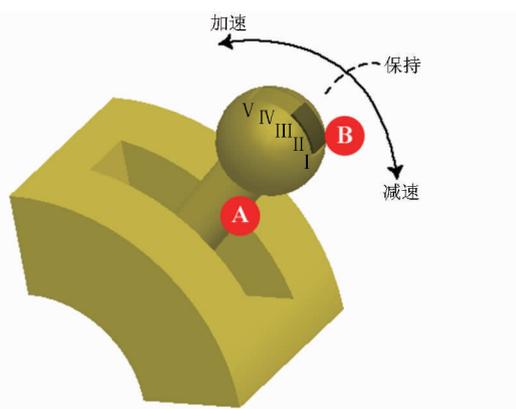


图7 速比挡杆示意图

Fig.7 Diagram of rod to control speed ratio

元,可根据驾驶员意图及拖拉机工况,实时改变变速箱速比,使其适应作业需求。其硬件由主从2片单片机及外围电路构成。主单片机为STC89C52RC,用于接收高速计数脉冲(测量变速箱输入/输出轴及太阳轮轴转速)、开关量(挡杆及按键输入)等传感器信号,并通过功放电路驱动继电器(控制离合器电磁阀)等执行机构动作;从单片机为STC12C4052AD,用于采集模拟信号(如电子油门电位、油压、流量、温度等),并通过继电器与PWM电压调制实现变量泵流量方向及排量控制。两单片机与工控机通过485总线构成局域网,三机通信中,主单片机完成无级调速等核心运算过程,并通过预先制定的通信协议向从单片机与工控机(TCU连接档杆后可脱离工控机独立运行)发出查询指令,从而获得所需数据。变速箱电子控制单元如图8所示,该控制单元的主要数字芯片均采用双列直插式封装,从而方便试验阶段的更换和调试。

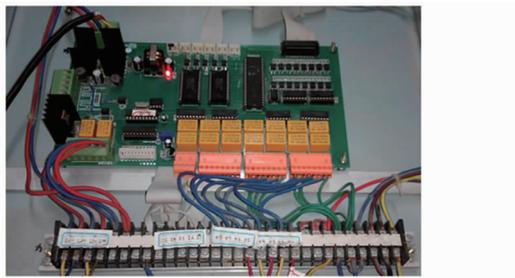


图8 变速箱电子控制单元

Fig.8 Transmission control unit

对于前述交互与控制系统,有3点需要说明:

(1) 点位控制通过速比挡杆实现速比改变。与文献[17]所阐述的速比精确控制不同,点位控制无闭环反馈环节,在速比挡杆的前推或后拉过程中,控制信号明确,不存在点位抖动与段位的频繁切换。为了进一步避免因驾驶员操作不当引起的档位切换,速比挡杆在中位附近被设定为不响应区域。

(2) 考虑到拖拉机作业工况复杂,为防止过载,

需要根据作业性质设置档位上限,以犁耕作业为例,可通过旋钮设定最高档位序号为36(图3),此时,变速箱最高允许区段为HM2段中位,相应地最高行驶速度为11 km/h(根据发动机额定转速计算),当变速箱达到设定档位后,控制器不再响应驾驶员的升段和速比加速请求,仅可通过油门加速。

(3) 所讨论问题为手动控制与负载自适应控制,不涉及速比匹配的问题,因此,在点位控制中,变速箱与发动机的匹配由驾驶员根据需要确定,与有级变速拖拉机的操作极为类似,但与传统有级变速箱拖拉机不同的是,液压机械无级变速箱等效挡位较多(如图3所示可等效为96个有级挡位),且换挡过程完全是自动的。为了在手动控制与负载自适应控制中获得经济性,建议驾驶员尽可能使变速箱工作于档位中点附近,此时变速箱的传动效率最高。

4 台架试验

4.1 试验台与远程测控系统

远程控制系统(图9)由试验台架、加载器(磁粉制动器或电涡流测功机)、TCU、工控机、传感器等构成。根据试验需求,开发了基于Matlab GUI的远程监控系统软件。该软件可同时对发动机、变速箱及加载设备实施有效控制,并监测、记录所有传感器数据。为了确保系统的可靠性,除了单片机自身的监控逻辑,亦在Matlab监控软件中编写有看门狗逻辑:当通信意外中断时,TCU保持当前输出不变,Matlab重启串口并与单片机重新建立会话。考虑到所设计的控制系统与工控机通信速率有限,不利于数据的高速采集,故又基于LabView与NI数据采集卡开发了相应的高速数据采集系统,其最高记录频率为62.5 Hz(自动记录于表格文件中),用于协助Matlab完成相关数据采集。

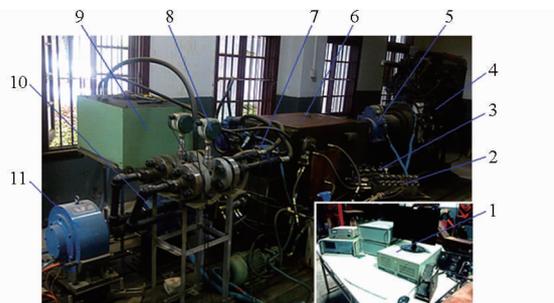


图9 变速箱远程测控系统

Fig.9 Remote control system of hydro-mechanical CVT

1. 远程控制系统
2. 电磁阀
3. 调速阀
4. 发动机
5. 转速转矩仪
6. 变速箱
7. 压力传感器
8. 流量传感器
9. 油箱
10. 转速转矩仪
11. 磁粉制动器

4.2 拖拉机加速试验

试验中,取变速箱初始工作点为HM1段排量+1

处,前推发动机电子油门并作局部调整,直至发动机转速稳定在试验所需的1 000 r/min或1 500 r/min左右,15 s时推动变速箱速比挡杆,开始无级调速,使拖拉机达到犁耕作业所需的行驶速度5~10 km/h为止。试验结果经由LabView采集并进行滤波处理,如图10所示。

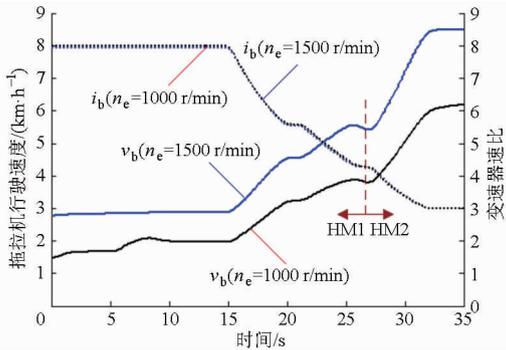


图10 拖拉机加速试验

Fig. 10 Tractor acceleration test

由图可知:

(1) 变速箱的速比变化过程不受发动机转速水平及调速过程干扰,且跨越每个马达转向所需的时间是固定的,为5~6 s,其速比调节速率由驾驶员意图及负载水平决定。

(2) 拖拉机通过速比提速时,受到表2所述关系的影响,发动机在不同马达转向下的调速程度不同,进而导致拖拉机速度曲线在不同马达转向区段内的斜率不一致,但总体较为平稳和连续,无显著冲击与突变。

考虑到所使用的磁粉制动器仅适用于低速重载工况,输入转速较高时容易过热损坏,故前述试验中并未施加荷载。事实上,由于轴向柱塞式液压马达的容积效率较高,速比具有很高的刚性,其在无级调速过程中受负载影响较为有限,但在档位切换时,负载对无级调速过程的影响不容忽视。为了减小换挡冲击,本研究主要采用重叠时序控制法。

以HM1切换HM2段为例,加载500 N·m,分别使c2电磁阀先于c1电磁阀0、0.04、0.08、0.12 s开启,试验结果如图11、12所示。由图可知,随着重叠时序的增加,换挡时负载对输出轴和液压系统的冲击相应减小。为避免两离合器同时结合造成事故,最大重叠时序应当确保待分离离合器在主油路油压回升前分离,约为200 ms。

4.3 负载自适应速比控制

在发动机1 200 r/min时进行试验,设定初始速比4.3,初始载荷300 N·m,在5 s时使载荷阶跃至500 N·m,在20 s时使载荷反向阶跃至350 N·m,记录载荷变动时的发动机转速及变速箱速比。试验结

果经由LabView采集并进行滤波处理,如图13所示。

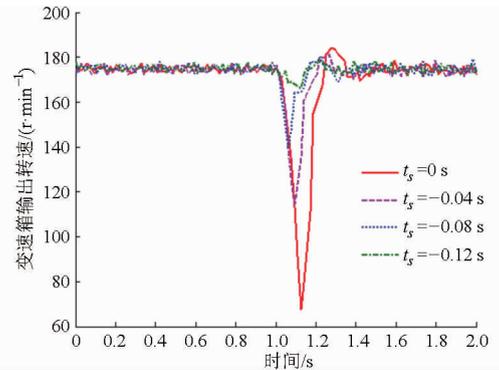


图11 不同换挡时机下的输出轴速度变化

Fig. 11 Speed character under different shift timings

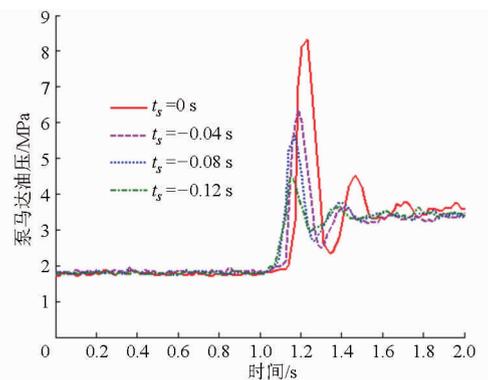


图12 不同换挡时机下的泵马达油压变化

Fig. 12 Oil pressure character of pump and motor system under different shift timings

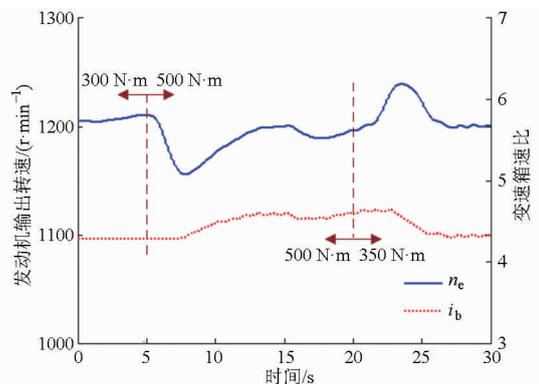


图13 负载自适应速比调节试验

Fig. 13 Experiment on load adaptive speed ratio control

由图可知:

(1) 油门开度不变时,负载自适应控制器能够实时根据负载水平的变化情况稳定发动机转速,使发动机输出功率恒定,达到了预期控制目标。

(2) 由于模糊控制器等同于PD控制器,自身缺乏积分环节,故发动机转速在控制过程中存在静差,但这种静差被限定在较小的范围内(试验中小于16 r/min),完全可以满足控制精度要求。

(3) 变速器的速比响应存在滞后,造成这种滞

后的原因有:①设定了控制器最低响应转速,即只有当发动机转速和转速变化率的波动水平超出一定范围时控制器才被激活,从而避免变量泵斜盘倾角的频繁动作,延长其使用寿命。②出于同样的原因,为了避免小范围内的负载波动对变量泵斜盘倾角的频繁动作,控制器采集转速信号时使用了队列均值滤波以确保输入和输出信号的稳定性,这样,瞬时过载由发动机调速特性予以保证。

5 结论

(1)针对自主开发的一种液压机械无级变速箱,提出了其速比的点位控制与负载自适应控制算法,并设计了控制器及其远程控制系统。

(2)拖拉机采用速比加速时,速比变化过程不受发动机影响,且变速箱每个马达转向区域的速比调节时间为5~6s,该时间可根据驾驶员意图和拖拉机作业工况进行调整。

(3)负载自适应速比控制器在负载变化时能够维持发动机输出转速的恒定,由于控制作用仅发生在油门杆档固定时,故此时发动机输出功率被锁定。

(4)负载自适应控制不仅是手动控制的辅助过程,建立在无级调速的基础之上,而且直接为匹配控制铺平了道路:在给定的油门开度和负载下,通过使发动机功率锁定在最佳经济工作点或最佳动力工作点,可实现拖拉机与发动机的最佳燃油经济性或动力性匹配。

参 考 文 献

- Molari G, Sedoni E. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission[J]. *Biosystems Engineering*, 2008, 100(2): 177-183.
- Kim D C, Kim K U, Park Y J, et al. Analysis of shifting performance of power shuttle transmission[J]. *Journal of Terramechanics*, 2007, 44(2): 111-122.
- Renius K T, Resch R. Continuously variable tractor transmissions[C]//2005 Agricultural Equipment Technology Conference, ASAE Distinguished Lecture No. 29, 2005: 1-37.
- Seeger J. Wirkungsgraduntersuchung des systems "Dieselmotor-Leistungsverzweigtes getriebe"[J]. *Ölhydraulik und Pneumatik*, 2001, 45(10): 672-677.
- 李洪涛, 张明柱, 陈兴洲, 等. 新型多段液压机械无级变速器效率特性分析[J]. *机床与液压*, 2009, 37(5): 74-76.
Li Hongtao, Zhang Mingzhu, Chen Xingzhou, et al. Efficiency analysis of an innovational multi-range hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2009, 37(5): 74-76. (in Chinese)
- Caterpillar Inc. Control strategy for optimizing multi-range hydro-mechanical transmission; U. S. , 6056657[P]. 2000-05-02.
- 张明柱. 拖拉机多段液压机械无级变速器控制策略研究[D]. 西安:西安理工大学, 2007.
Zhang Mingzhu. Control strategy development for multi-range hydro-mechanical continuously variable transmission tractors[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2007. (in Chinese)
- Ishino T, Maki K. Method of controlling continuously variable transmission; U. S. , 4949596[P]. 1990-08-21.
- Ishino T, Maruyama R, Noda T. System for controlling a hydrostatic-mechanical transmission at the time of vehicle acceleration or deceleration; U. S. , 5622050[P]. 1997-04-22.
- Brenninger M M. Fent vario CVT in agricultural tractors[C]//SAE 2007 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition, 2007.
- Appleton A, Wiles T, Bowman D. The next generation John Deere 8000 series tractor improvements and adaptations[J]. *VDI-Berichte*, 2005, 2005(1895): 77-89.
- Xu Liyou, Zhou Zhili, Cao Qingmei, et al. Study on matching strategies and simulation of hydro-mechanical continuously variable transmission system of tractor[C]//2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation, Changsha: IEEE Press, 2010: 527-530.
- 张迎军. 拖拉机液压机械无级变速传动系统控制策略研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2007.
Zhang Yingjun. Study on the control strategy of hydro-mechanical continuously variable transmission of tractor[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2007. (in Chinese)
- 史俊龙. 非道路车辆液压机械无级变速器设计及变量泵控制性能研究[D]. 南京:南京农业大学, 2011.
Shi Junlong. Design of hydro-mechanical continuously variable transmission used on the unroad vehicle and research on the control system of variable pump[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2011. (in Chinese)
- 朱思洪, 倪向东, 张海军, 等. 全自动无级变速器双排行星齿轮系汇流机构: 中国, 201120392393. 7[P]. 2011-10-17.
- 倪向东, 朱思洪, 欧阳大业, 等. 拖拉机液压机械无级变速器速比匹配设计与实验[J]. *农业机械学报*, 2013, 44(4): 15-20.
Ni Xiangdong, Zhu Sihong, Ouyang Daye, et al. Design and experiment of hydro-mechanical CVT speed ratio for tractor[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(4): 15-20. (in Chinese)
- 王光明, 朱思洪, 王胜红, 等. 拖拉机液压机械无级变速器的速比控制[J]. *农业工程学报*, 2013, 29(7): 17-23.
Wang Guangming, Zhu Sihong, Wang Shenghong, et al. Speed ratio control of tractor hydraulic mechanical CVT[J]. *Transactions of the CSAE*, 2013, 29(7): 17-23. (in Chinese)
- Ryan J J. Automatic forward speed control of hydrostatic transmission tractors[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1972, 17(1): 33-63.
- Resch R. Leistungs verzweigte mehrbereichsfahrantriebe mit kettenwandlern [D]. Munich: TU Munich, 2004.