

电液制动系统液压力控制

余卓平, 王婧佳, 熊璐[†], 徐松云

(同济大学汽车学院, 上海 201804; 同济大学智能型新能源汽车协同创新中心, 上海 201804)

摘要: 电液制动系统(electro-hydraulic brake system, EHB)作为未来制动系统发展的重要方向, 已受到广泛关注. 本文基于一套自主设计的集成式电液制动系统(integrated electro-hydraulic brake system, I-EHB)系统进行研究, 为确保其压力控制动态响应及精度, 克服工作中存在的延迟及能量损失, 设计了两种液压力控制方法, 分别是基于田口方法优化的自适应PID控制和基于滑模变结构的补偿控制, 并搭建台架对两种控制方法进行测试. 通过对两种控制方法下系统响应的比较分析, 发现滑模变结构补偿控制效果较好, 系统响应快、稳态误差小、鲁棒性好, 尤其在系统常用的低频及中高压阶段控制表现突出, 验证了该方法的正确性和有效性, 并为进一步探索提出了方向.

关键词: 电液制动系统; 液压力控制; 自适应控制系统; PID控制; 滑模控制

中图分类号: U463.52 文献标识码: A

Hydraulic pressure control of electro-hydraulic brake system

YU Zhuo-ping, WANG Jing-jia, XIONG Lu[†], XU Song-yun

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China;

Collaborative Innovation Center for Intelligent New Energy Vehicles, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The electro-hydraulic brake system (EHB) has become an increasingly promising research area. In this paper, the pressure control method of a self-designed I-EHB (integrated electro-hydraulic brake) system were researched to ensure the dynamic response of the system, and to balance the delay and loss of energy during work. Therefore, two hydraulic pressure control methods, the optimized self-adaptive PID control based on the Taguchi method and the sliding mode variable structure control (SMVSC), were designed and experimented on test bench. The paper compared these two different control methods and the experiments revealed that the EHB system with SMVSC has shorter time delay, smaller steady state error and better robustness with respect to integral controllability, especially when the target output is low frequency average-high hydraulic pressure, which occurs mostly under normal working condition. Therefore, this paper showed the effectiveness of the SMVSC and guides the further investigation of the hydraulic pressure control method.

Key words: electro-hydraulic brake system; pressure control; adaptive control systems; PID control; sliding mode control

1 引言(Introduction)

有别于传统汽车上的全机械式动力系统结构, 电动汽车动力系统出现了许多新的结构型式和功能类型, 制动系统也朝着智能化和电子化的方向发展. 电液制动系统(electro-hydraulic brake system, EHB)因不仅具备传统液压制动系统的全部功能, 能实现踏板单元与建压单元的解耦, 在保证踏板感觉的同时, 实现制动液压力实时可调, 确保制动能量回收最大化, 还具有可控性好、响应速度快、高效节能等优势, 已成为汽车制动技术研发热点^[1].

按供能元件的不同可将电液制动系统分为两类: 第1类是以液压泵和高压蓄能器作为液压力源对液

压力进行调节(称P-EHB). 当前Bosch, TRW, Continental等公司基于多年对ABS, ESC等安全技术的研究, 已经具备高压蓄能器和阀控的核心垄断技术, 可以将其移植于电液制动系统, 其所推出的产品化系统均属此类结构; 第2类是以电机作为液压力源(称I-EHB), 典型的系统包括Hitachi的e-Actuator和大陆集团的MKC1, 此类结构摒弃了柱塞泵, 以及存在泄漏风险的高压蓄能器及其控制阀系, 从成本和可靠性上更进了一步^[2]. 目前国内清华大学和同济大学申请的众多EHB系统专利中, 也大多为I-EHB.

现有针对I-EHB系统的液压力控制相关研究较少^[3], 但在其他机械、液压领域已有一定探索, 李刚俊

收稿日期: 2015-09-02; 录用日期: 2016-04-01.

[†]通信作者. E-mail: xiong.lu@tongji.edu.cn; TEL: +86 21-69589119.

本文责任编辑: 丛爽.

国家“973”重点基础研究发展计划(2011CB711200)资助.

Supported by National Key Basic Research Program of China (2011CB711200).

将谐波传动的摩擦模型作为控制系统模型,设计了一种脉冲控制,并验证了其有效性^[4],孔祥臻等基于粘弹性理论,采用高频低幅颤振信号叠加系统发现系统响应精度提高^[5],徐松云等利用颤振补偿消除了系统原有的摩擦爬行现象,提高了系统的线性度并消除了增减压转换过程中的死区现象^[6],汪阳光基于对电液制动系统的分析,利用叠加脉冲信号改善了系统液压力控制效果。

本文基于一套在开发I-EHB系统进行研究,为确保其工作中的压力动态响应及控制精度,克服系统可能存在的延迟及能量传递损失,设计了两种液压力控制方法,分别是基于田口方法优化的自适应PID控制和基于滑模变结构的补偿控制,并进行台架测试。通过对两种控制方法的比较分析,发现后者控制效果较好,尤其在系统常用的低频输入及中压阶段控制效果明显,系统响应快、稳态误差较小,验证了该方法的正确性和有效性,并为进一步探索提出了方向。

2 EHB系统方案简述 (Brief introduction of EHB system)

本文研究的I-EHB系统方案如图1所示,该方案利用电机和减速机构作为主动动力源,替代了现有结构较多的高压蓄能器和泵的方式。

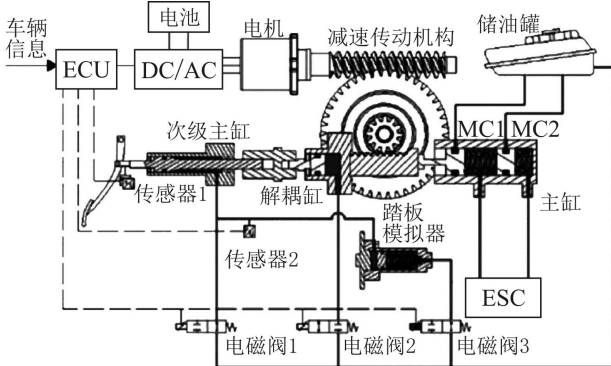


图1 电液制动系统方案

Fig. 1 I-EHB system diagram

正常工作时,当驾驶员踩下制动踏板后,常开电磁阀1关闭,常闭电磁阀2打开,次级主缸的制动液注入到踏板模拟器,产生踏板模拟感觉,同时次级主缸活塞推杆通过调整机构作用在解耦缸活塞推杆上,解耦缸内制动液经电磁阀2流进储液罐,从而实现驾驶员施加给制动踏板的力不会直接作用到制动主缸的活塞上,即实现了踏板单元与制动主缸的完全解耦。如图2所示,踏板感觉完全由踏板模拟器提供。同时,电控单元(electronic control unit, ECU)根据接收到的驾驶员制动意图对执行机构中的驱动电机及电子稳定控制系统(electronic stability control, ESC)单元进行控制,由驱动电机经减速机构推动制动主缸建压,并通过ESC实现各轮缸液压力分配控制。

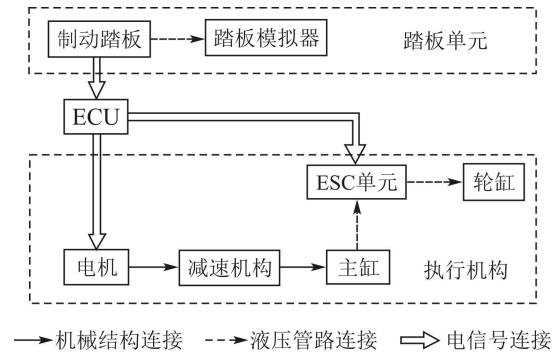


图2 电液制动系统工作原理图

Fig. 2 I-EHB system normal operating mode

对上述系统,由于工作中机械结构和液压单元在系统工作中会产生能量损失,当电机输入频率0.5 Hz、幅值为2 N·m的正弦信号时,电液制动系统的主缸液压力响应如图3所示。可见在单一正弦信号输入下,实际主缸液压力响应情况很差,主缸液压力响应呈跳跃式增长,而且主缸液压力死区很大,输入力矩信号降到很小主缸液压力才会降下来,同时主缸实际液压力响应和理想液压力响应差距很大,这主要也是系统内部机械摩擦及液压机构摩擦引起的。

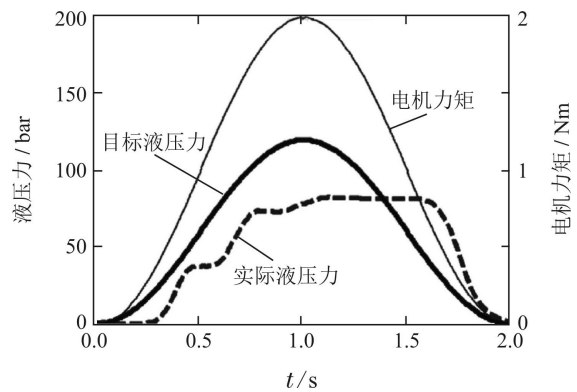


图3 正弦信号输入主缸液压力响应

Fig. 3 Sine wave signal tracking effect without control

由于车辆制动系统直接影响车辆行驶安全,因此需对上述系统进行控制,优化建压时间及响应精度。此外,由于系统在实际工作中,机械结构及液压单元部件的摩擦等外部影响不可忽略,但又不易获得精确的摩擦模型,因此基于以上两点,考虑设计了下文两种具有针对性的液压力控制方法。

3 液压力控制方法(Hydraulic pressure control methods design)

3.1 基于田口方法优化的自适应PID控制(The optimized self-adaptive PID control based on Taguchi method)

田口方法是一种低成本、高效益的稳健性优化设计方法,它强调通过设计提高产品质量。其基本是追求产品的稳健性,通过正交表安排试验方案,分析质

量特性与元部件之间的非线性关系, 模拟误差因素造成的产品质量波动, 对各试验方案进行统计, 找出使稳定性最佳、抗干扰性最强的组合^[7].

由于车辆在不同行驶工况下主缸目标压力及制动特性不同, 系统动态特性又随目标压力变化而变化, 因此单纯的PID控制对系统控制而言具有很大的局限性. 同时, 制动系统对汽车的安全行驶起着重要作用, 对响应时间有着严格的要求, 因此首先考虑设计自适应PID控制策略, 旨在确保液压力跟随控制中, 主缸液压力跟随前期响应快速, 后期跟随精准. 设门限值 = $|P_{aim} - P_{real}|/P_{aim}$, 门限值小于设定值时, 实际液压力和目标液压力还有一定的差值, 此时仅利用P, 即比例控制, 首先对系统进行粗调以提升液压力跟随响应速度, 称之为粗P. 当门限值大于设定值时, 实际液压力和目标液压力已经较接近, 此时用PI控制进行调整, 提升液压力跟随的精准性, 相对地, 其比例控制参数及积分控制参数分别称为精P和精I.

为保证系统工作时, 对0~130 bar区间内液压力都能实现良好控制, 确定了12个均布的液压力阶段分隔点(分别为10 bar, 20 bar, ..., 100 bar 以及 5 bar 和 130 bar). 根据目标压力将整个工作区间划分成为若干个子区间, 采用多组PID策略进行控制, 如图4所示.

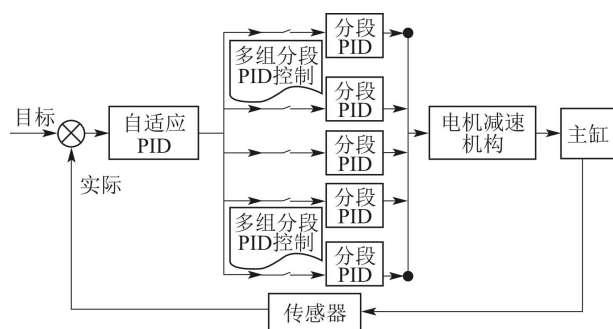


图4 自适应PID控制器结构图

Fig. 4 Adaptive PID controller structure

其中, 分别确定各阶段对应的压力控制因数, 即门限值、粗P、精P、精I, 分别取3个在试验中可能产生的指标波动水平, 利用田口方法设计四因数三水平正交试验确定优化取值.

4 基于滑模变结构的补偿控制(Sliding mode variable structure control)

滑模变结构控制是变结构控制系统的一种控制策略, 其与常规控制的根本区别在于控制的不连续性, 它可以迫使系统沿着滑模面作小幅度高频率的上下运动, 即所谓的滑动模态.

由于滑模变结构控制可以克服系统的不确定性, 并且对外界干扰和系统摄动具有完全的自适应性, 鲁棒性好, 因此针对本系统复杂的机械及液压结构及不易获得精确的摩擦模型的难点, 考虑利用该方法进行

控制^[8], 并且利用滑模变结构控制中, 系统状态进入滑模运动后可快速地收敛至控制目标的特点, 保证系统动态性能要求.

1) 趋近律分析.

对本文所研究的I-EHB系统建压部分(包括电机、减速机构和主缸)进行简化, 如图5所示.

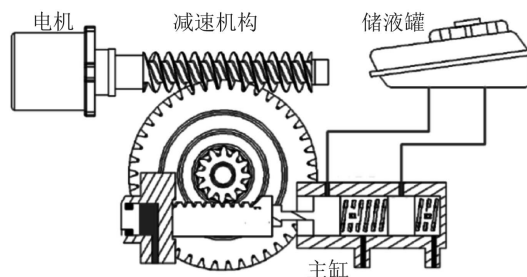


图5 电液制动系统简化模型

Fig. 5 Simplified model of I-EHB system

忽略前后两腔活塞开始运动的次序先后, 对主缸进行受力分析可以得到其动力学方程:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F - k_1(x_1 - x_2) - C_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - P_1 A_1, \quad (1)$$

$$F = T_m * \frac{i}{r} - f, \quad (2)$$

其中: F 为齿条处推力, k_1 为主缸第一活塞弹簧回位刚度, C_1 为主缸第一活塞阻尼, P_1 为主缸第一腔压力, A_1 为主缸第一活塞面积, x_1 为主缸活塞位移, T_m 为电机力矩, r 为齿条半径, i 为减速比, f 为减速机构摩擦力.

主缸第一腔压力变化率

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{K_e(A_1 \dot{x}_1 - Q_1 - A_2 \dot{x}_2)}{V}, \quad (3)$$

其中: P_1 为主缸液压力, K_e 为主缸制动液弹性模量, V 为第一腔体积, A_2 为主缸第二活塞面积.

2) 等效力矩控制.

电液制动系统控制目标为主缸液压力, 期望主缸液压力按照笔者预期给定的液压力变化而变化, 设目标液压力为 P_{aim} , 实际液压力为 P , 目标液压力与实际液压力之差值为 e :

$$e = P_{aim} - P. \quad (4)$$

切换函数设计为

$$s = e. \quad (5)$$

等效控制的目的是让电液制动系统液压力沿着滑模面运动, 要达到理想滑动模态控制, 就需要使 $\frac{dP_1}{dt} = 0$.

由于

$$\dot{x}_1 - \dot{x}_2 = \frac{Q_1}{A_1}, \quad (6)$$

将上式代入到主缸动力学方程中可以得到

$$T_{eq} = \frac{r}{i}(A_1 P_1 + C_1 \frac{Q_1}{A_1} + k \int \frac{Q_1}{A_1} + f). \quad (7)$$

3) 切换力矩控制.

切换力矩的作用是保证系统的状态不离开滑模面,使得系统状态通过趋近运动抵达滑模面附近.按照广义滑模存在的条件,即 $s\dot{x} \leq -\eta|s|$, η 为趋近率,即满足

$$u_{sw} = K * \operatorname{sgn} \frac{x}{b}, \quad (8)$$

$$\dot{s} = -K \operatorname{sgn} x, \quad (9)$$

则有如下公式:

$$\dot{s}s = s(-K \operatorname{sgn} s) = -\eta|s| \leq 0. \quad (10)$$

4) 滑动模态符号函数优化.

由于滑动模态系统中使用符号函数作为趋近切换函数具有开关特性,在模态控制过程中容易在误差较小时,即在滑模面附近形成抖振,为此本文采用准滑模控制原理,用饱和函数取代符号函数 $\operatorname{sgn}(s)$ ^[9],即在滑模输入误差很小时,作线性化处理.本文选择的饱和函数为

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} 1, & s > \Delta, \\ ks, & |s| \leq \Delta, \quad k = \frac{1}{\Delta}, \\ -1, & s < -\Delta, \end{cases} \quad (11)$$

其中 Δ 为边界层,即确定在该范围内的状态点首先可以被快速吸引至切换面领域内.

饱和函数的本质作用是在边界层外,采用切换控制,在边界层内,采用线性化反馈控制.即在边界层内,滑动模态不在要求满足滑动模态存在条件,不要求在切换面上进行控制结构的切换,利用饱和函数可以很好的避免滑动模态上的抖振.

5 台架试验(Bench test)

根据本文所涉及系统,搭建了I-EHB系统的台架,如图6所示,其中主缸、制动器、软管、硬管沿用某款车型的配件.

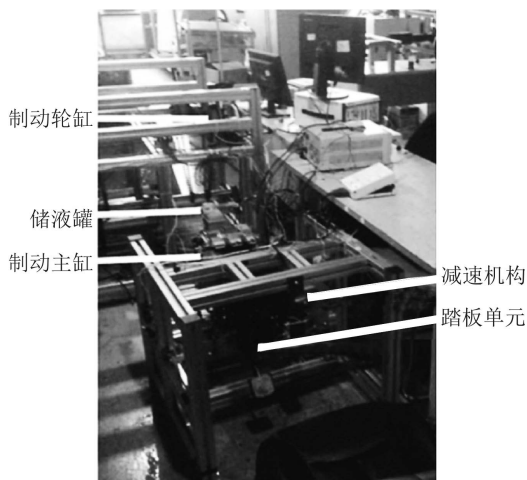


图6 电液制动系统台架
Fig. 6 I-EHB system test bench

此外,系统的主要参数如表1所示.

表1 I-EHB系统主要参数

Table 1 I-EHB system main parameter

	单位	数值
蜗杆头数		2
蜗轮齿数		42
齿轮分度圆直径	mm	18.41
主缸直径	mm	22.22

为验证上文提出的基于田口方法优化的自适应PID控制和基于滑模变结构的补偿控制的正确性及控制效果,在系统试验台架上进行测试,分别跟踪包括阶跃信号、正弦信号和三角波信号在内的共3项输入信号,每项3组.其中:阶跃测试选取10 bar, 50 bar, 80 bar阶跃信号作为输入,测试系统对低中高压阶跃输入响应;正弦和三角波测试选取频率为0.5 Hz, 1 Hz, 2 Hz的输入信号对低中高频输入下的系统响应进行测试,其幅值分别为80 bar和50 bar.九组试验采用系统反馈曲线如图7-9所示.

1) 阶跃信号.

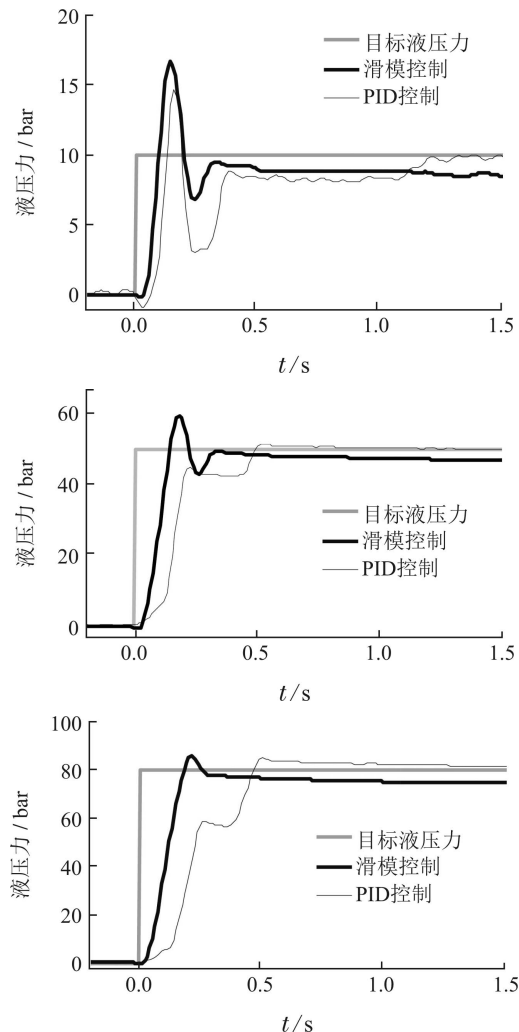


图7 阶跃信号输入系统响应曲线
Fig. 7 Step signal tracking effect

2) 正弦信号.

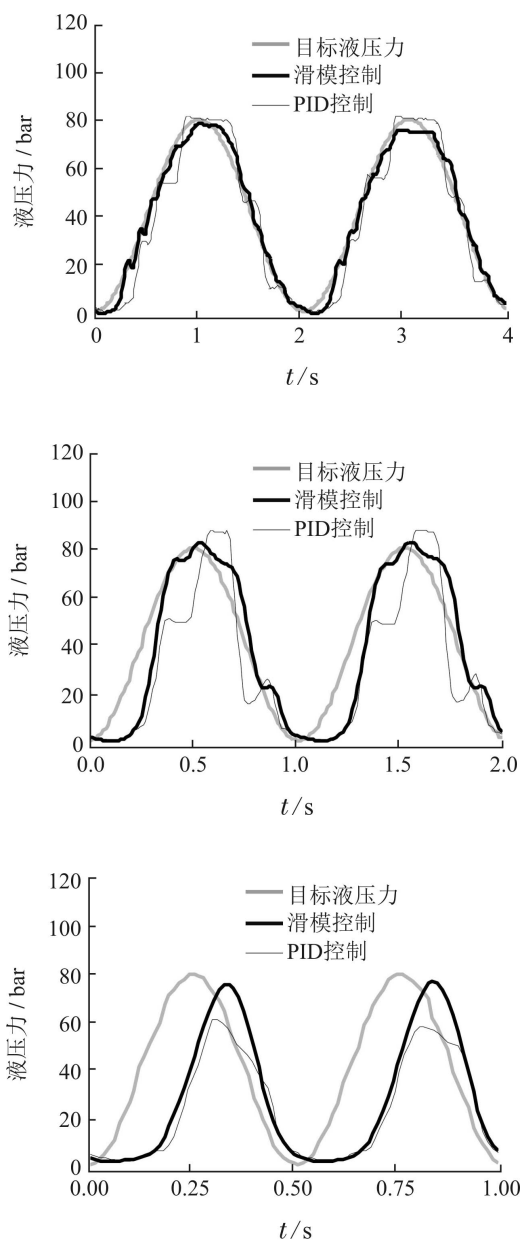


图8 正弦信号输入系统响应曲线
Fig. 8 Sine wave signal tracking effect

3) 三角波信号.

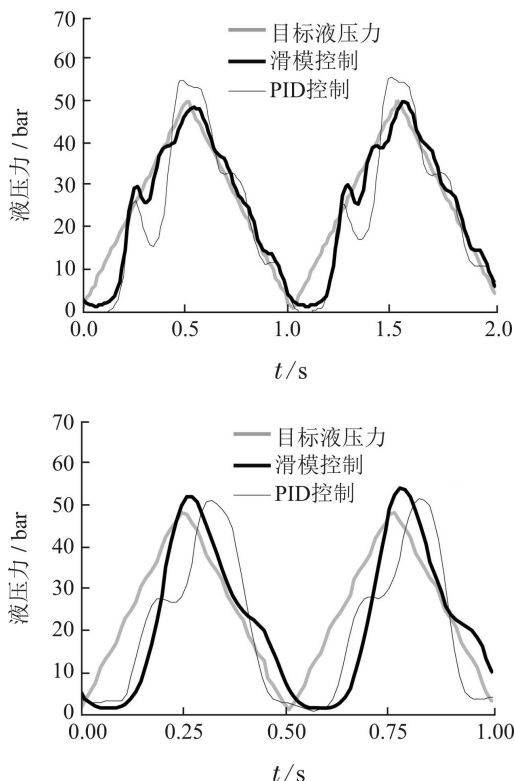
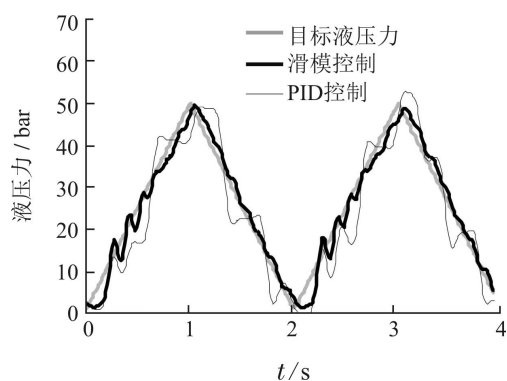


图9 三角波信号输入系统响应曲线
Fig. 9 Triangular wave signal tracking effect

6 试验结果分析(Test results analysis)

通过对上述试验图线的直观比较不难发现,在3项试验中,滑模变结构补偿控制下系统响应时间较短,且系统输出能较好跟踪目标曲线.此外,由于车辆制动系统建压速度与精度直接影响车辆行驶安全,故整理上述9组试验所得的响应时间与稳态误差对两控制方法进行进一步比较,如表2所示.

表2 台架试验结果比较

Table 2 Bench test results comparison

试验组	自适应PID控制		滑模变结构补偿控制		
	t/s	稳态误差/bar	t/s	稳态误差/bar	
阶跃	10 bar	0.12	1.90	0.06	1.54
	50 bar	0.50	0.42	0.12	2.05
	80 bar	0.52	1.33	0.14	3.24
正弦	0.5 Hz	0.95	6.96	0.91	3.04
	1 Hz	0.59	16.19	0.40	9.18
	2 Hz	0.29	23.17	0.27	22.28
三角	0.5 Hz	1.12	5.11	1.02	2.68
	1 Hz	0.48	6.69	0.47	3.86
	2 Hz	0.31	10.15	0.24	8.81

其中,阶跃输入时,滑模变结构补偿控制下系统响应速度更快,尤其在中高压阶跃输入下,该优势更为明显,此时系统超调量较小且稳态误差在5%内.

正弦输入时,两种控制方法下的系统输出曲线都随输入信号频率增高出现一定相位差,但利用滑模变结构补偿控制时,系统输出幅值仍能基本跟随目标信号,且抖动相对较小,尤其在低频输入时,该方法能基本保证液压力与目标信号一致,仅有小幅震动,相较于自适应PID控制下系统跳跃式增长,控制效果更加理想。

三角波输入时,系统输出同样随输入频率增加开始产生迟滞并存在抖动,但滑模变结构补偿控制下,系统抖动幅度较小,且仍可以基本跟随目标曲线变化趋势,尤其在降压阶段跟随表现较理想。

因此,与自适应PID控制相比,当利用滑模变结构控制系统时,其中高压阶跃试验及低频正弦、三角波信号输入中控制表现都较为理想,尽管如此,试验中仍存在低压阶跃工况系统超调量过大、抖动明显,以及高频周期信号输入时相位差较大等问题,控制逻辑有进一步优化的空间。

7 结论(Conclusions)

1) 基于一套在开发的I-EHB系统进行液压力控制研究,简述其工作原理,为确保其压力控制动态响应及精度,针对其单纯输入某一信号无法良好跟随的现象提出了两种液压力控制方法,分别是基于田口方法优化的自适应PID控制和基于滑模变结构的补偿控制。

2) 利用系统台架对两种控制方法分别进行测试,研究其对目标阶跃、正弦、三角波信号的跟随情况,汇总各输入下的响应时间及稳态误差值。经比较发现,基于滑模变结构的补偿控制相比自适应PID控制效果更好,尤其在中高压阶跃及低频周期工况中,能较好跟随目标曲线。

3) 由于低压阶跃及高频周期工况中,系统仍存在如建压延迟、抖动明显、相位差较大等现象,应对滑模变结构控制方法进一步优化,以提高控制效果。

参考文献(References):

- [1] JIN Zhilin, GUO Lishu, SHI Ruikang. Experimental study on dynamic characteristics of electro hydraulic brake system for vehicle [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(12): 127 – 132.
(金智林, 郭立书, 施瑞康. 汽车电控液压力制动系统动态性能分析及试验研究 [J]. *机械工程学报*, 2012, 48(12): 127 – 132.)
- [2] BEUER B, BILL K H. *Bremsenhandbuch* [M]. Wiesbaden, Germany: Springer Vieweg, 2012.
- [3] HU Donghai, HE Ren. Safety design and matching analysis of electronic hydraulic brake system [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2015, 31(9): 77 – 84.
(胡东海, 何仁. 电液制动系统的安全设计与匹配分析 [J]. *农业工程学报*, 2015, 31(9): 77 – 84.)
- [4] LI Gangjun. Design of an impluse controller of hormonic drive based on friction mode [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2010, 34(3): 35 – 38.
(李刚俊. 一种基于摩擦模型的谐波传动脉冲控制器的设计 [J]. *机械传动*, 2010, 34(3): 35 – 38.)
- [5] KONG Xiangzhen, WANG Yong, JIANG Shouyong. Friction chatter-compensation based on stribeck model [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(5): 68 – 73.
(孔祥臻, 王勇, 蒋守勇. 基于Stribeck模型的摩擦颤振补偿 [J]. *机械工程学报*, 2010, 46(5): 68 – 73.)
- [6] YU Zhuoping, XU Songyun. Control system of integrated electro-hydraulic brake system based on chatter-compensation [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2015, 43(7): 1064 – 1068.
(余卓平, 徐松云. 基于颤振补偿的集成式电液制动系统控制 [J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2015, 43(7): 1064 – 1068.)
- [7] LIU Guoxing, REN Shibin. Taguchi method and robustness design [J]. *Jiangsu Electrical Apparatus*, 2010, (10): 53 – 57.
(刘国兴, 任世彬. 田口方法与稳健性设计 [J]. *电气电工*, 2010, (10): 53 – 57.)
- [8] EDGE K A. On the control of electro hydraulic systems-some recent research contributions [C] // *Proceedings of the 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere Finland: Tampere University of Technology, 2003.
- [9] LIU Jinkun. *Sliding Mode Control Design and MATLAB Simulation* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2012: 38 – 50.
(刘金琨. 滑模变结构控制MATLAB仿真 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012: 38 – 50.)

作者简介:

余卓平 (1960–), 男, 教授, 博士, 博士生导师, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制, E-mail: yuzhuoping@tongji.edu.cn;

王婧佳 (1993–), 女, 硕士研究生, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制, E-mail: jingjia.wang@outlook.com;

熊璐 (1978–), 男, 副教授, 博士, 博士生导师, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制, E-mail: xiong_lu@tongji.edu.cn;

徐松云 (1990–), 男, 博士研究生, 主要研究方向为汽车系统动力学与控制, E-mail: xusongyun@139.com.