

全液压制动系统液压制动阀的动态特性

陈晋市¹, 刘昕晖¹, 王同建¹, 王展², 董晗¹

(1. 吉林大学 机械科学与工程学院 130025 长春; 2. 江苏柳工机械有限公司研究所, 212005 江苏 镇江)

摘要: 为研究制动阀动态性能对全液压制动系统的影响, 介绍了串联式双回路液压制动阀的工作原理, 建立了其动态数学模型; 采用 AMESim 软件建立了相应的仿真模型, 分析了液压制动阀的制动压力比例特性、阶跃响应特性及双回路制动的安全性, 并进行了实验验证. 研究表明: 制动阀仿真模型准确可信; 该制动阀性能良好, 能够满足全液压制动系统的要求; 通过对液压制动阀控制弹簧刚度的组合优化, 可以更好地适应空满载重量差别较大的整机制动需求.

关键词: 制动系统; 全液压系统; 制动阀; AMESim 仿真; 实验验证

中图分类号: TH137.52+1

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2013)05-0075-05

Dynamic characteristic of hydraulic brake valve of full hydraulic braking system

CHEN Jinshi¹, LIU Xinhui¹, WANG Tongjian¹, WANG Zhan², DONG Han¹

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, 130025 Changchun, China;

2. Compact Products R & D, Jiangsu Liugong Machinery Co., Ltd. 212005 Jiangsu, Zhenjiang, China)

Abstract: To study the effect of the dynamic characteristic of brake valve on full hydraulic braking system, the working principle of the tandem dual-circuit hydraulic brake valve was introduced, the mathematic model was established and the corresponding simulation model was set up based on software AMESim. The proportional property of brake pressure, the step response characteristic and the safety of dual-circuit compared to single-circuit were simulated, and then the corresponding experiment was designed to verify the simulation. The results show that the simulation model of the brake valve is accurate and the performance of the brake valve meets the request of full hydraulic braking system exactly. The optimized hydraulic brake valve controlling spring stiffness can be better adapted to the condition that the mass of load is of great difference between no-loaded and fully-loaded status.

Key words: braking system; full hydraulic system; brake valve; AMESim simulation; experimental verification

近年来,全液压制动系统在工程机械行业内开始逐渐普及,有逐渐替代气液制动^[1-2]的趋势. 全液压制动系统主要由泵、充液阀、蓄能器、制动阀及制动油缸组成. 液压制动阀作为全液压制动系统中的关键部件,其良好的动态特性是全液压制动系统的操纵性和安全性的重要保障,但现阶段对制动阀动态特性的研究却相对较少^[3-4].

本文以双回路全液压制动系统中的关键元件

串联液压制动阀为研究对象,运用 AMESim 仿真软件建立液压制动阀的 HCD (Hydraulic Component Design) 仿真模型,以仿真分析与实验验证相结合的方法,对串联液压制动阀的动态特性进行全面的分析研究,为全液压制动系统的设计、研究及系统的匹配提供一定的参考依据.

1 液压制动阀理论分析

1.1 制动阀工作原理分析

液压制动阀作为整机制动系统的控制元件,工作原理如图 1 所示,以蓄能器为动力源,通过控制制动阀阀芯位移,进而控制输出制动压力大小,由制动油缸输出制动力,实施制动. 理论制动压力

收稿日期: 2012-05-04.

基金项目: 国家高技术发展研究计划资助项目(2007AA04Z208).

作者简介: 陈晋市(1983—),男,博士研究生;

刘昕晖(1962—),男,教授,博士生导师.

通信作者: 王同建, wangtj@jlu.edu.cn.

源(蓄能器压力)为 11.4 ~ 13.8 MPa, 输出压力为 0 ~ 10.3 MPa.

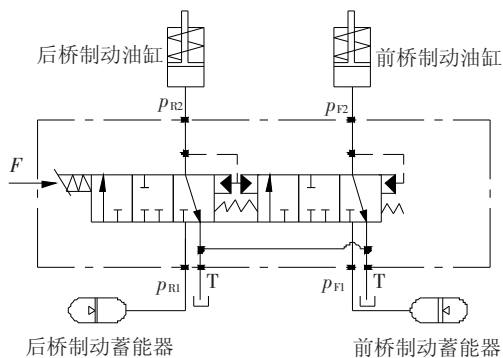


图1 液压制动阀工作原理

将制动阀工作过程分为3个阶段:

1) 空行程阶段: 当制动信号 F 输入时, 推动阀芯右移, 将制动油缸压力口 p_{F2} 、 p_{R2} 与油箱 T 的回路切断, 此过程为液压制动阀的空行程阶段, 制动系统的各个接口全部断开。

2) 制动阶段: 当 F 继续增大时, 阀芯继续向右移动, 前后桥蓄能器压力口 p_{F1} 、 p_{R1} 逐渐与制动油缸压力口 p_{F2} 、 p_{R2} 接通, 随着 F 的增大, 输出的制动压力成比例增加。当 F 输入信号超过一个定值后, 由于阀体对阀芯位移的限制, 控制弹簧压缩量不能继续增加, 此时制动输出压力达到最大。

3) 踏板复位阶段: 当 F 输入信号撤销后, 阀芯在复位弹簧的作用下自动复位, 制动油缸压力口 p_{F2} 、 p_{R2} 重新与油箱 T 连通, 制动压力撤销, 制动系统恢复至初始状态。

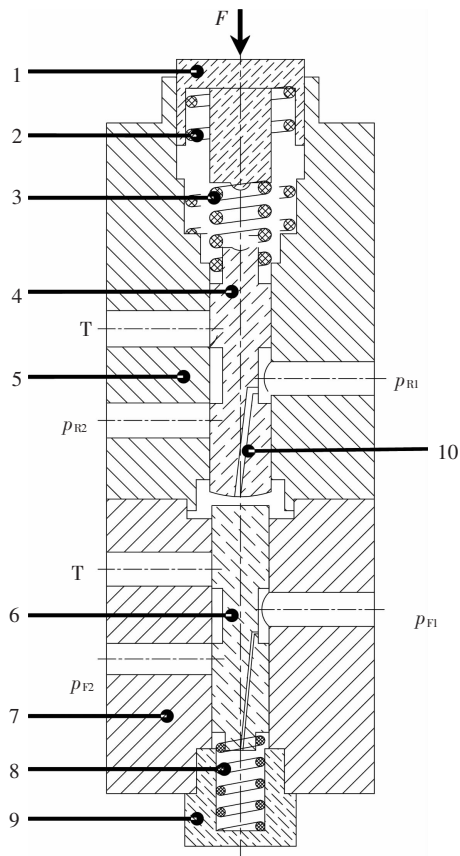
1.2 液压制动阀数学模型建立

液压制动阀内部结构如图2所示, 后桥制动压力输出过程为: F 作用在端面1上, 克服复位弹簧2与控制弹簧3的初始力, 进一步压缩后推动后桥制动控制阀芯4, 断开 p_{R2} 与 T 的通路, 当运动位移为 x_{10} (p_{R2} 与 p_{R1} 的正遮盖量) 时, p_{R2} 与 p_{R1} 通路处于临界开启状态, 到此完成制动的空行程阶段; 继续压缩控制弹簧3, p_{R2} 输出后桥制动压力且与控制弹簧3的压缩量成正比关系。前桥制动压力输出过程基本相似, 主要区别为后桥制动输入控制信号为力 F , 前桥制动的输入控制信号为通过压力反馈通道10后桥制动输出压力, 且正遮盖量为 x_{20} ($x_{10} < x_{20}$)。

当前后桥均输出制动力时, 制动阀芯运动方程为

$$\begin{cases} m_R \frac{d^2 x_R}{dt^2} + C_R \frac{dx_R}{dt} + p_{R2} A_2 = K_R (x_{R0} + x_R), \\ m_F \frac{d^2 x_F}{dt^2} + C_F \frac{dx_F}{dt} + K_F (x_{F0} + x_F) + p_{F2} A_1 = p_{R2} A_1. \end{cases} \quad (1)$$

式中: m_R 为后桥制动控制阀芯质量, g; m_F 为前桥制动控制阀芯质量, g; C_R 为后阀芯阻尼, $N/(m \cdot s^{-1})$; C_F 为前阀芯阻尼, $N/(m \cdot s^{-1})$; x_R 为控制弹簧变形量, mm; x_F 为复位弹簧变形量, mm; A_2 为后桥控制阀芯截面积, mm^2 ; A_1 为前桥控制阀芯截面积, mm^2 ; p_{R2} 为后桥输出制动压力, Pa; p_{F2} 为前桥输出制动压力, Pa; x_{R0} 为控制弹簧3的初始位移, mm; x_{F0} 为复位弹簧8的初始位移, mm。



1—制动踏板作用端面; 2—复位弹簧; 3—控制弹簧;
4—后桥控制阀芯; 5—后阀体; 6—前桥控制阀芯;
7—前阀体; 8—复位弹簧; 9—端盖; 10—压力反馈通道

图2 制动阀结构图

由式(1)及制动阀内部结构图可以得到, 制动过程中, 前桥制动响应略滞后于后桥, 且前后桥制动输出压力有一定差值 Δp :

$$\Delta p = p_{R2} - p_{F2} = K_F (x_{F0} + x_F) / A_1. \quad (2)$$

2 AMESim 仿真模型建立

目前针对全液压制动系统的研究工作在进行液压动态仿真时多数都采用 MATLAB/Simulink 联合仿真的方法^[3-6]。虽然能够完成相应的仿真工作, 取得一定的仿真成果, 但是这种方法在建模过程中对理论分析推导过于依赖, 同时考虑到仿真模型的运算速度, 容易忽略或等效一些细节的

因素,而流体运算仿真对模型的细节要求非常高,因此在液压仿真这一领域 MATLAB/Simulink 联合仿真的方法有很大的局限性^[7-9]. 本文针对这一情况改用 AMESim 专业液压仿真平台进行仿真分析,有效地提高了建模及仿真分析的效率及准确性.

根据液压制动阀的工作原理及实际结构,运用 AMESim 仿真软件建立液压制动阀 HCD 模型,如图 3 所示,为保证系统正确的仿真运算,模型中附加了前后桥制动油缸及蓄能器的模型. 仿真模型中各参数设置主要依据实际结构参数及实际工况值进行设定,充分保证了模型的准确性^[10-12].

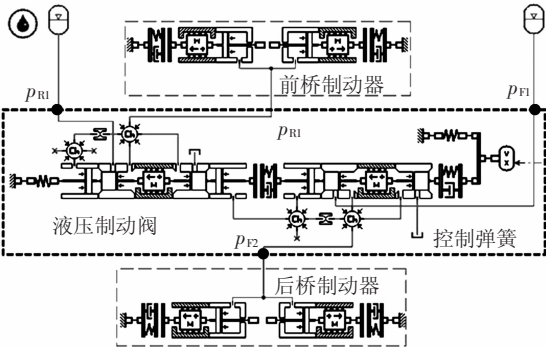
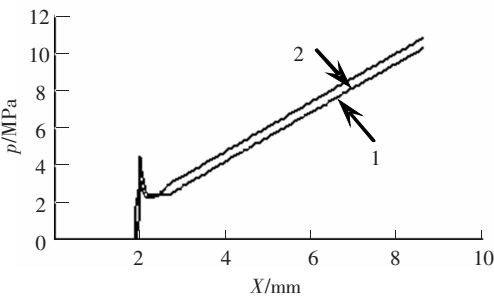


图 3 液压制动阀 AMESim 仿真模型

3 仿真分析

3.1 比例特性仿真

仿真条件为蓄能器为充液完成(压力 13.8 MPa)状态,制动踏板输入 0~8.6 mm 位移信号. 仿真结果为前后桥制动输出压力与输入位移关系(如图 4 所示),后桥制动空行程为 1.8 mm,后桥为 2.0 mm,空行程完成之后压力与位移基本成比例关系,说明了制动压力输出具有良好的比例特性,在空行程结束时存在一个制动压力的突变过程,该过程主要是由于控制弹簧的初始力造成的,属正常现象.



1—前桥制动输出压力; 2—后桥制动输出压力

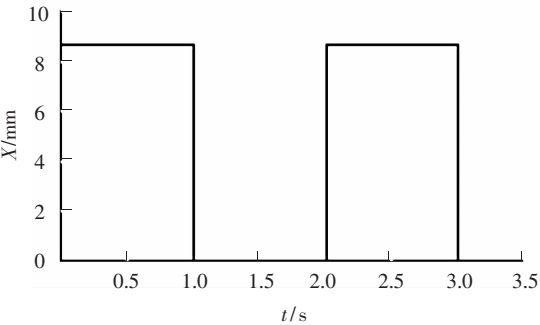
图 4 制动仿真输入位移信号与输出特性

3.2 阶跃响应特性仿真

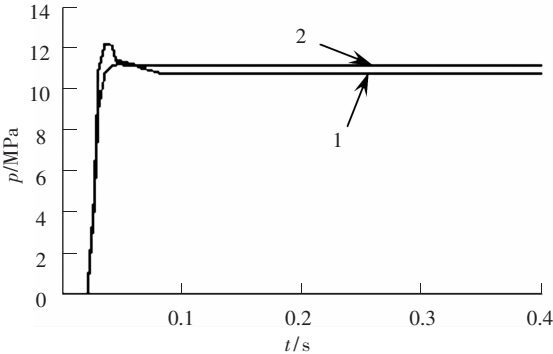
仿真条件为蓄能器为充液完成(压力达到 13.8 MPa)状态,制动踏板输入阶跃位移信号,如

图 5(a)所示,对应前后桥制动输出压力仿真结果如图 5(b)所示,前后桥制动过程响应时间在 0.10 s 之内,基本符合实际制动过程中快速响应的要求^[6],同时响应过程中无明显超调量,压力输出较为稳定,无明显的压力振荡.

响应过程中,后桥压力响应速度略快于前桥制动,主要是两者的控制阀芯的初始遮盖量存在一定的差值,同时制动稳定输出压力上后桥制动也略高于前桥 0.47 MPa,该结果与理论分析(式(2))相吻合,从而实现后桥制动响应速度高于前桥制动,一定程度上提升了制动的稳定性.



(a) 阶跃位移输入信号



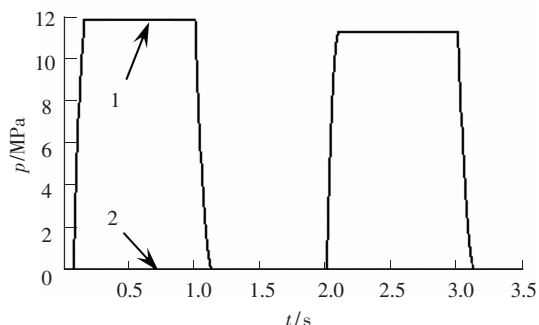
1—前桥制动输出压力; 2—后桥制动输出压力

(b) 制动输出压力

图 5 阶跃响应仿真结果

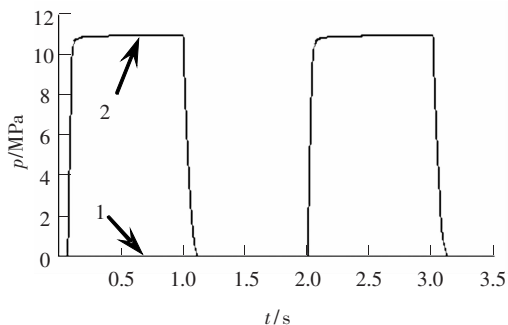
3.3 单回路制动安全性

对于双回路制动系统,安全性大大提高,当其中一条制动回路出现故障制动失效时,另一回路仍然能后正常制动,保证制动系统的安全性. 为此分别设定前后桥制动回路中一条回路出现故障导致该回路压力为零的两种工况,模拟单条回路的出现故障制动失效的工况并进行仿真. 仿真结果如图 6 所示,图 6(a)为后桥制动失效,此时后桥制动压力基本为零,前桥制动压力能达到 11.8 MPa,响应正常;图 6(b)为前桥制动失效,此时前桥制动压力为零,最大制动压力为 10.87 MPa,响应正常. 由此也可以得到:无论是前桥后桥,制动中某一条回路失效时,制动系统均能正常工作,相对单回路有着较好的制动安全性.



1—前桥制动输出压力; 2—后桥制动输出压力

(a) 前桥单独制动



1—前桥制动输出压力; 2—后桥制动输出压力

(b) 后桥单独制动

图6 单回路制动特性

4 实验及结果分析

以某型号小型装载机采用的全液压系统为实验对象,针对液压制动阀的制动压力比例特性及响应特性进行实验,压力测点布置如图7所示,分别在制动阀后桥制动接口 p_1 、前桥制动接口 p_2 安装压力传感器,量程为 0 ~ 35 MPa,输出 1 ~ 5 V 电压信号经转换后输出 0 ~ 35 MPa 压力信号^[12]。

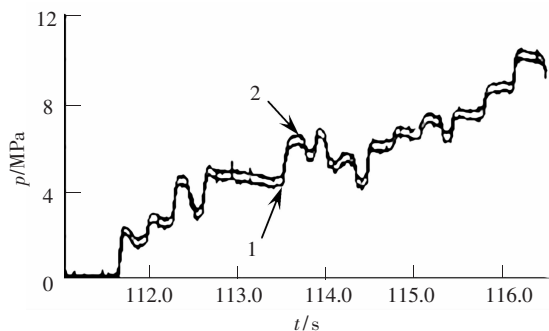
 p_1 —后桥制动压力; p_2 —前桥制动压力

图7 液压制动阀实验测点布置图

4.1 比例特性实验

实验过程:实验样机空载空挡稳定运行至稳定状态,以前进一档、发动机转速 2 400 r/min 直线加速,行驶速度稳定达到 25 Km/h 后平稳踩制动踏板刹车,近似模拟比例信号的输入. 实验结果如图8,制动输出压力曲线存在一定的波动,主要原因是由于在制动过程中踩制动踏板的过程没有达到平稳匀速制动的要求,从而导致出现压力-位移的比例特性与理论设计有一定的差距,但总

体趋势与制动踏板的行程存在一定的比例特性.



1—前桥制动压力; 2—后桥制动压力

图8 比例特性实验曲线

4.2 阶跃响应特性实验

实验过程:实验样机空载空挡稳定运行至稳定状态后,蓄能器充液完成,压力基本稳定,进行制动操作,每次制动踏板均快速踩下后并保持 2 s,模拟阶跃信号的输入. 实验结果如图9,前桥输出最大制动压力为 $p_{F2} = 10.04$ MPa,后桥输出最大制动压力为 $p_{R2} = 10.47$ MPa,前后桥制动响应时间都在 0.1 s 之内,与仿真分析结果基本吻合,同时也符合实际作业对制动系统快速响应的要求^[6]。

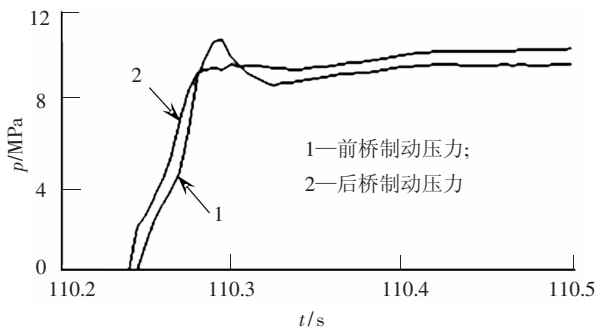


图9 阶跃响应实验曲线

5 液压制动阀改进分析

上述分析结果表明:液压制动阀具有良好的制动压力比例输出特性和动态响应性能,可为工程作业提供安全保障. 但在实际应用过程中,发现对选定制动阀控制弹簧刚度进行系统匹配时,当遇到空满载重量差别较大的工况时,若弹簧刚度选择较小,难以满足满载高制动力的需求,若刚度较大,则导致在空载时制动过于灵敏,导致操纵性较差.

针对该问题,对制动阀结构进行详细分析,发现制动压力与图2中控制弹簧3直接相关,为此通过对该弹簧刚度进行分段化处理,将原有的单一弹簧(图10(a))改进成由弹簧a、弹簧b组合式弹簧系统(图10(b)),其中弹簧b仅在阀芯位移 x_u 达到一定值后起作用,从而控制弹簧的组合刚度与位移的关系如(图11(a)),控制弹簧刚度在位移 x_u 时由 K_1 上升到 K_2 , 对应制动系统制动

压力 - 位移关系仿真结果如图 11(b) 所示。

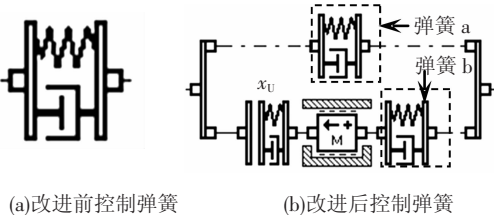


图 10 控制弹簧改进前后对比

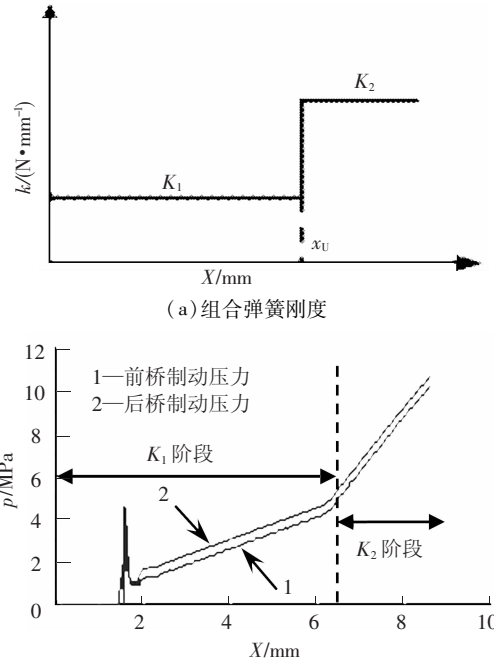


图 11 改进后制动系统仿真

制动压力 - 阀芯位移特性经改进后,轻载(含空载)工况时,制动过程处于 K_1 阶段,踏板位移动作幅度较小时就能够满足制动力的需求,同时在该阶段内制动的微动性能较好,提供了良好的微动操纵性;重载(含满载)工况时,制动力需求较高,制动过程进入 K_2 阶段,较小的阀芯位移便能够迅速的建立制动压力. 改进后的制动系统能够同时兼顾微动性能与高制动压力的需求,制动性能得到了改善.

6 结 论

- 1) 运用 AMESim 仿真软件建立了液压制动阀的仿真模型,仿真与实验结果的相似性表明模型的正确性.
- 2) 仿真分析与实验结果共同表明,液压制动阀良好的比例特性及动态响应特性均符合实际制动需求,双回路制动系统能为整车运行提供较好的安全性能.
- 3) 针对空满载重量差别较大的工况对制动阀进行优化,使其制动压力 - 位移曲线具有分段特性,从而能较好地满足特殊工况的需要,这为液

压制动阀的设计、生产及优化工作提供了参考依据,同时也表明了 AMESim 仿真在液压元件的设计分析中发挥的重要作用.

参考文献

[1] WANG Xingdong, HU Yujin, LI Chenggang, *et al.* Modelling and analysis of an air-over-hydraulic brake system[J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(8): 805 - 815.

[2] XIONG Xicheng, WEI Jianhua, KONG Xiaowu. Experimental study on air-hydraulic brake system[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2009, 43(3): 551 - 554.

[3] 林慕义, 张文明, 申炎华. 双回路全动力液压制动阀的稳健设计[J]. 中国机械工程, 2007, 18(17): 2094 - 2098.

[4] 张锦, 林慕义, 宋金宝. 全动力液压制动系统制动阀芯结构特性分析[J]. 机械工程与自动化, 2008(6): 9 - 11 + 14.

[5] KEYSER D E, HOGAN K. Hydraulic brake systems and components for off-highway vehicles and equipment [R]. Milwaukee: Fluid Power Association Technical Paper, 1992.

[6] GONG Mingde, WEI Hailong. Full power hdraulic brake system based on double pipelines[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering: 2011, 24(5): 790 - 796.

[7] 刘海丽. 基于 AMESim 的液压系统建模与仿真技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.

[8] CHEN Jinshi, LIU Xinhui, Zhang Cui. Dynamic simulation and experimental study of Slewing system on 80T crane [C]//Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA). NJ United States: IEEE Computer Society, 2011: 1129 - 1132.

[9] Zhang Cui, Liu Xinhui, Wang Zhan, *et al.* Analysis of the regenerative brake system parameters for concrete mixing truck based on AMESim[C]//Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT). NJ United States: IEEE Computer Society, 2011: 2124 - 2127.

[10] SUN Hui, JIANG Jihai, WANG Xin. Energy control strategy for parallel hydrostatic transmission hybrid vehicles[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2009, 41(4): 475 - 480.

[11] 刘涛, 姜继海. 静液传动混合动力车辆再生制动研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2010, (09): 1449 - 1453.

[12] 陈晋市, 刘昕晖, 王同建, 等. 全液压制动系统的仿真分析与试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2012, 42(2): 360 - 364.