

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.04.001

ESP 液压执行单元柱塞泵动态特性仿真与试验*

王伟玮 宋健 李亮 于良耀 李红志

(清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

【摘要】 通过对汽车电子稳定程序 ESP 的液压执行单元内部柱塞泵结构的研究, 提出一种在无背压条件下, 实现柱塞泵主动增压的设计方法。借助 AMESim 软件对 ESP 液压执行单元的柱塞泵结构参数进行仿真, 分析了泵流量、电动机转速对增压速度的影响, 利于 ESP 进行硬件匹配时, 确定相应的泵流量和电动机选型。台架试验证明, 能实现 ESP 液压执行单元柱塞泵的主动增压功能。

关键词: 柱塞泵 电子稳定程序 液压执行单元

中图分类号: U461.6; TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)04-0001-05

Dynamics Characteristic Simulation and Test of Pump of Hydraulic Control Unit of ESP

Wang Weiwei Song Jian Li Liang Yu Liangyao Li Hongzhi

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract

Through the research of pump in hydraulic control unit (HCU) of electronic stability program (ESP), a design method that actively build up brake pressure without pre-pressure was established. After that, a simulation model in AMESim to analyze the structure parameters of the HCU of ESP was proposed, especially the influence to increasing pressure rate with different pump flows and motor speed parameters. Based on the above, the pump flow and motor type can be defined when the hardware was matched by ESP. Finally, a bench test was carried out to prove the function of the pump that could build up pressure without a prepressing unit.

Key words Pump, Electronic stability program, Hydraulic control unit

引言

在汽车行驶过程中, 汽车电子稳定程序 (electronic stability program, 简称 ESP) 根据车辆行驶状况, 通过对单个车轮施加一定的制动压力, 调节汽车横摆力矩, 保证汽车按照驾驶员的意图行驶^[1]。ESP 的这一功能要求其液压执行单元必须实现主动增压的功能, 而液压单元的动力源——柱塞泵系统, 其传统形式必须在一定背压下才能正常工作。早期的 ESP 系统, 在主缸和液压执行单元之间

有一个预压系统, 为柱塞泵提供背压, 使柱塞泵系统能够正常工作^[2]。

预压系统存在的不足是结构冗余、体积增大和成本增加。为了简化这一结构, 本文设计一种柱塞泵系统, 能够在没有背压的环境下, 建立所需要的压力, 实现 ESP 的主动增压功能。

1 泵的结构和工作原理

如图 1 所示, 所设计的柱塞泵结构包括^[3]: 堵头、出油口弹簧、出油口钢球、泵体、进油口弹簧、弹

收稿日期: 2011-03-10 修回日期: 2011-04-12

* 国家自然科学基金资助项目(50905092)

作者简介: 王伟玮, 博士生, 主要从事汽车动力学与控制研究, E-mail: www02@mails.tsinghua.edu.cn

通讯作者: 宋健, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车动力学与控制研究, E-mail: daesj@tsinghua.edu.cn

簧支撑罩、回位弹簧、进油口平板、滤网、挡圈、导向垫圈、星形密封圈、柱塞头和柱塞杆。

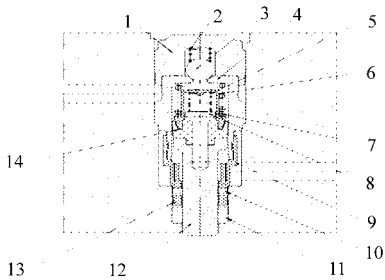


图1 柱塞泵结构

Fig. 1 Structure of pump

1. 堵头 2. 出油口弹簧 3. 出油口钢球 4. 泵体 5. 进油口弹簧
6. 弹簧支撑罩 7. 回位弹簧 8. 进油口平板 9. 滤网 10. 挡圈
11. 导向垫圈 12. 柱塞杆 13. 星形密封圈 14. 柱塞头

图1中,右边管道为柱塞泵进油口,和轮缸连接,左边管道为柱塞泵出油口,和主缸连接。柱塞泵可以看成是一个密封腔,两个单向阀,两个过程。所谓一个密封腔,是指柱塞头和泵体之间形成的一个密封空间,进口和出口分别由进油口和出油口单向阀控制。所谓两个单向阀就是控制密封腔进、出口的两个弹簧钢球密封结构。所谓两个过程,是指柱塞泵工作时由于柱塞往复运动而产生的泵油和吸油过程。

当柱塞杆向下运动时,密封腔体积增大,腔内制动液压力减小,当压力小于轮缸制动液压力时,制动液推开进油口平板进入到密封腔内,从而完成吸油过程。当柱塞杆向上运动时,密封腔体积减小,腔内制动液压力增大,当压力大于主缸制动液压力时,制动液推开出油口钢球到达出油口,从而完成泵油过程。

2 泵的结构参数设计

主动增压的路线是:主缸—吸入阀—泵—轮缸。在这个液压路线中,吸入阀的位置至关重要,由于吸入阀存在一个小孔,这一小孔在液压回路中会形成小孔节流现象。

泵主动增压的关键在于能否打开通进油口,实现吸油过程。泵的后背压为

$$p_f = p_0 + p_m - \Delta p \quad (1)$$

式中 p_0 ——大气压力 p_m ——主缸压力

Δp ——吸入阀小孔节流导致的压力下降量

因此小孔节流产生的压力下降量是关系到主动增压的关键点。

薄壁小孔节流公式为

$$q = C_g A_0 \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (2)$$

其中泵主动增压时,流量为

$$q = \frac{\pi}{4} s d^2 h \eta \quad (3)$$

式中 C_g ——流量系数, $C_g = 0.62$

A_0 ——开口面积,小孔孔径为1 mm,故 $A_0 = 0.785 \text{ mm}^2$

ρ ——制动液密度, $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$

s ——泵的柱塞行程,由于驱动柱塞杆电动机轴偏心量为0.95 mm,故 $s = 1.9 \text{ mm}$

d ——密封腔直径, $d = 8 \text{ mm}$

h ——泵工作频率,由于泵由电动机驱动,取电动机工作频率 $h = 50 \text{ Hz}$

η ——泵工作效率,根据试验可得该泵的效率为50%

由式(3)可得泵的流量为 $q = 2.3864 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

由式(2)可得,小孔节流导致的压力下降为

$$\Delta p = \left(\frac{q}{C_g A_0} \right)^2 \frac{\rho}{2} = 0.0105 \text{ MPa}$$

大气压力 $p_0 = 0.101 \text{ MPa}$,主缸压力 $p_m = 0 \text{ MPa}$,则泵的后背压为 $p_f = 0.0905 \text{ MPa}$ 。

泵正常工作的关键在于能否实现吸油过程,也就是说泵的后背压减去泵密封腔内的压力后必须能够打开泵的进油口,即

$$p_f - p_e > p_q \quad (4)$$

其中 p_e ——泵密封腔内的压力

p_q ——进油口单向阀的弹簧预紧力在进油口密封面上的等效压力

如前假设,泵的密封效率为50%,则泵的密封腔内的压力实际上为大气压力泄漏导致的50%,即 $p_e = p_0 \times 50\% = 0.05 \text{ MPa}$ 。

进油口弹簧刚度 $k_1 = 0.26 \text{ N/mm}$,弹簧自由长度 $l_0 = 4.3 \text{ mm}$,预紧长度 $l_1 = 3.96 \text{ mm}$ 。

根据虎克定律,弹簧预紧力为 $F_1 = k_1 (l_0 - l_1) = 0.26 \times (4.3 - 3.96) = 0.18 \text{ N}$,进油口平板密封直径 $d_1 = 3.5 \text{ mm}$ 。密封线面积为

$$S_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = 3.14 \times 3.5^2 / 4 = 9.616 \text{ mm}^2$$

因此进油口预紧压力为

$$p_q = \frac{F_1}{S_1} = 0.0187 \text{ MPa}$$

代入式(4)可得

$$p_f - p_e = 0.0905 - 0.05 = 0.0405 \text{ MPa} >$$

$$p_1 = 0.0187 \text{ MPa}$$

满足式(4)的条件,因此可以实现柱塞泵的主动增压功能。

3 AMESim 系统仿真和试验验证

通过前文的分析,设计出相应的 ESP 柱塞泵,实现了 ESP 液压执行单元在无背压条件下的主动增压功能。但由于 ESP 在应用过程中,需要针对不同的车型对硬件和软件系统进行匹配,以达到对系统增压速度和减压速度的控制。因此,为缩短 ESP 硬件匹配的时间,需要针对 ESP 液压执行单元进行相应的系统仿真,通过仿真确定不同车型下的 ESP 液压执行单元的关键零部件的参数。因此,本文在提出了 ESP 柱塞泵实现无背压的主动增压功能之后,建立了整个 ESP 液压执行单元的仿真模型。在仿真模型中,总共有 7 个信号输入,分别是:1 个限压阀、1 个吸入阀、2 个增压阀、2 个减压阀和 1 个电动机信号。仿真过程分为 3 个过程:主动增压、保压和减压,持续时间各为 0.4 s。仿真模型如图 2 所示。

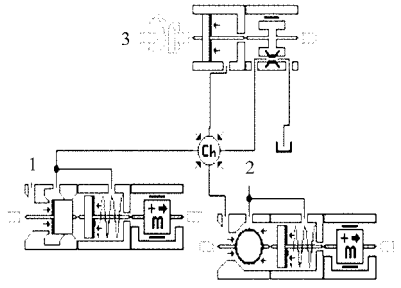


图 3 柱塞泵的 AMESim 仿真模型
Fig. 3 Simulation of pump in AMESim

根据图 3 中的柱塞泵结构,建立的模型主要分为 3 个部分,标有 1 的是进油口单向阀,标有 2 的是出油口单向阀,标有 3 的是偏心柱塞杆和泵内部压力腔。其中进油口单向阀采用的是平板锥面阀结构,出油口单向阀采用的是球面锥形阀。球面锥形阀的结构示意图如图 4 所示。

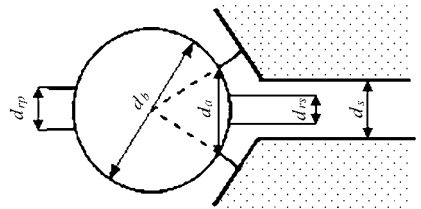


图 4 球面锥形阀的 AMESim 仿真模型
Fig. 4 Simulation of spherical poppet valve with conical seat in AMESim

对于球面锥形阀的液动力计算方程、平衡方程和流量公式为

$$F_{jet} = \frac{1}{2} k_{jet} \left[\tanh \left(\frac{2(x_{lift} - x_{min})}{x_{min}} \right) + 1 \right] \quad (5)$$

$$F_4 = F_3 - F_{jet} - p_1 \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_{tp}^2) + p_2 \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_{rs}^2) \quad (6)$$

$$q_1 = A_1 \frac{dx_1}{dt} \quad (7)$$

$$q_2 = A_2 \frac{dx_2}{dt} \quad (8)$$

式中 F_{jet} ——在阀口开度 x_{lift} 下的液动力

F_4, F_3 ——阀口两端所受的力

p_1, p_2 ——两端所受的液压力

对于 ESP 液压执行单元中的各参数模块如同前文所述,参数如表 1 所示。

ESP 液压执行单元主缸、轮缸参数参照文献[8]。在仿真中,分析了主动增压的动力源部分:柱塞泵和电动机系统对主动增压速度的影响。通过改变电动

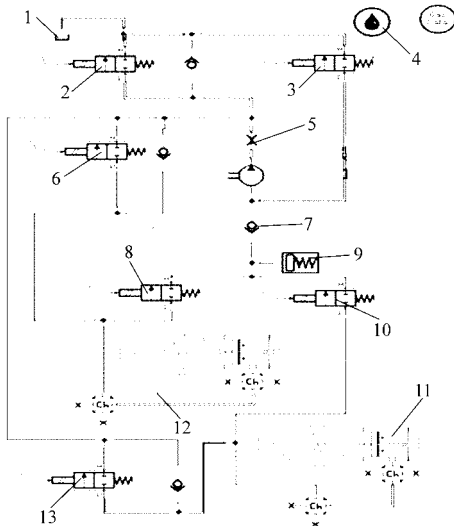


图 2 ESP 的 HCU 在 AMESim 中的仿真模型
Fig. 2 Simulation of ESP in AMESim

- 1. 制动主缸 2. 阀 1 3. 阀 2 4. 制动液模块 5. 电动机-泵
- 6. 阀 3 7. 单向阀 8. 阀 5 9. 蓄能器 10. 阀 6 11. 右前轮
- 12. 左后轮 13. 阀 4

由于柱塞泵的性能和 ESC 的主动增压性能相关,而且在 AMESim 模型中的液压泵模型中并没有考虑背压的因素,也没有效率因素,因此不能采用理想的液压泵模型。根据柱塞泵 1 个密封腔、2 个单向阀的结构特性,将密封腔和单向阀的结构独立出来,分别建立独立的数学模型^[4-7]。最终,在 AMESim 中建立的柱塞泵模型如图 3 所示。

表 1 AMESim 仿真模型中的参数

Tab. 1 Critical parameters in AMESim simulation

参数	活塞间隙/mm	吸油口平板直径/mm	电动机转速 /r·min ⁻¹	制动液密度 /kg·m ⁻³	出油口钢球直径/mm	进油口弹簧刚度 /N·mm ⁻¹	出油口弹簧刚度 /N·mm ⁻¹	电动机偏心率/mm
数值	0.005	3.5	3 000	880	4	0.26	0.54	0.95

机转速和泵的排量,得到的轮缸压力曲线如图5、6所示。

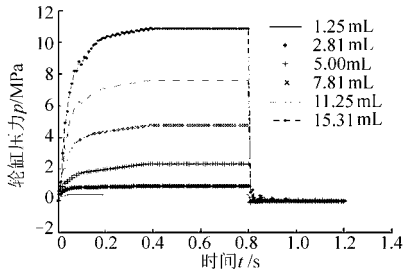


图5 不同泵排量的 AMESim 仿真模型中的轮缸压力增长曲线

Fig.5 Pressure increasing of brake wheel cylinder in AMESim simulation with different pump flow rates

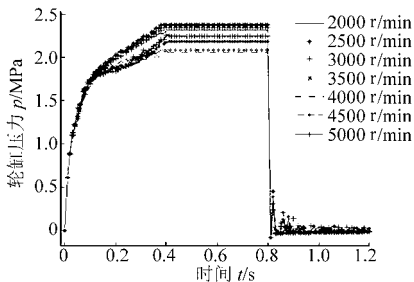


图6 不同电动机转速的 AMESim 仿真模型中的轮缸压力增长曲线

Fig.6 Pressure increasing of brake wheel cylinder in AMESim simulation with different motor speeds

通过仿真可以发现:

(1)当泵的排量增加时,压力增大速度也随之增长,而且两者之间的关系近乎一种线性关系。

(2)随着电动机转速增大,增压速度也随之增长,但电动机转速较低时(2 000 ~ 3 000 r/min),电动机转速对增压速度的影响较大,在电动机转速较高时(3 000 ~ 5 000 r/min),电动机转速的增大对增压速度的影响较小。

基于之前的数学模型,可以知道,泵的流量对于球面锥形阀的液动力方程有较大的影响,随着流量的增大,节流系数 k_{jet} 也会增大,因此在同样的开度下,液动力 F_{jet} 也会增大,根据式(8),由于阀两端除了液动力之外没有其他力,而泵的背压为零,因此导致输出压力 p_2 的提高,最终导致轮缸内的压力升高。

由于泵的单次排量是固定的,因此电动机转速提高,也意味着泵流量增加,所以电动机转速的提高也会增大增压速度;另一方面,由于泵存在效率问题,因此电动机转速在增加到一定程度(4 000 r/min)以后,虽然转速继续提高,但是在这个转速下,泵的效率开始下降,因此从整体泵流量来看,并没有明显地提高,因此增压速度的提高也不太明显。

与此同时,将设计的柱塞泵 ESP 液压执行单元

置于 ESP 硬件在环仿真试验台^[9-10]上进行试验,ESP 硬件仿真试验台如图7所示。



图7 ESP 硬件在环仿真试验台

Fig.7 ESP-HIL test system

1. 控制柜
2. 实时显示
3. 状态显示
4. 编程界面
5. 上位机
6. 下位机
7. 信号调理单元
8. ESP 控制器
9. 蓄电池充电器
10. 压力传感器
11. 台架基础

为了对比性能,将 Bosch 8.1 的 ESP 也做了相同的试验^[11],试验曲线如图8、9所示。

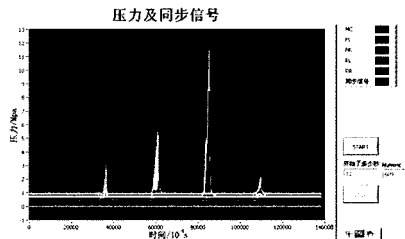


图8 设计的 ESP 液压执行单元的压力增长曲线

Fig.8 Pressure increasing curves of hydraulic unit with designed pump

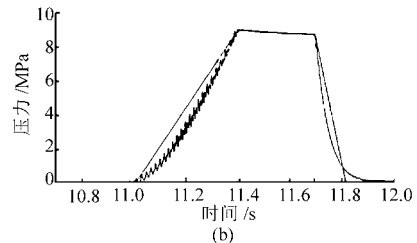
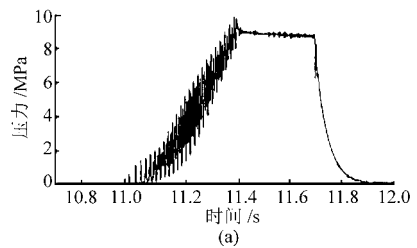


图9 Bosch 8.1 版本的 ESP 压力增长曲线

Fig.9 Pressure increasing curves of ESP in Bosch 8.1

(a) 主动增压时 (b) 数据拟合后主动增压时

由图8可见,所设计的 ESP 液压执行单元在 400 ms 主动增压时,左前轮压力为 3 MPa,增压速度为 7.5 MPa/s,右前轮压力为 6 MPa,增压速度为 15 MPa/s。左后轮压力 12 MPa/s,增压速度为 30 MPa/s,右后轮压力为 2 MPa,增压速度为 5 MPa/s。可见 4 个轮缸增压速度一致性较差。由于 ESP 硬

件在环仿真试验台的制动管路布置为 X 型,可见控制左前、右后这两个轮缸管路的增压能力较弱,而控制右前、左后这两个轮缸管路的增压能力较差。分析认为,出现这一状况的原因是由于加工工艺和设备精度造成两侧的柱塞泵能力相差巨大,从而形成这一现象。

由图 9 可见, Bosch 8.1 版本的 ESP 的增压速度为 22.5 MPa/s,减压速度为 60 MPa/s。由于 ESP 的控制周期为 40 ms,每个周期内要对车辆运动状态参数进行检测,决定下一周期的 ESP 动作,对于 ESP 液压执行单元的增压速度也是有所限制。在低附路面上(冰面的路面附着系数一般为 0.1),轮缸压力一般在 1~2 MPa 时,车轮就会抱死。因此 ESP 在一个控制周期内增压不能过快,如果超过 25 MPa/s 就可能使车轮抱死,汽车丧失稳定性。因此在对 ESP 液压执行单元的增压特性进行分析时,有两个原则:①增压速度不能过慢,这样会导致 ESP 进行主动压力干预时的硬件响应时间延长。②增压速度不能过高,超过 25 MPa/s 时,会在一个控制周期内使得车轮抱死,从而导致汽车丧失稳定性。因此增压速度控制在 20 MPa/s 时比较理想。

通过和 Bosch 8.1 的 ESP 的对比试验可以发现:

(1)自行设计的 ESP 的液压执行单元的一致性较差,4 个通道的压力增长速度差距较为明显,从

7.5 MPa/s 到 30 MPa/s 不等。

(2)较好的两个通道(右前轮 15 MPa/s 和左后轮 30 MPa/s)压力增长曲线增压速度和 Bosch 8.1 版本的 ESP(22.5 MPa/s)接近。

(3)由于 ESP 控制周期的因素,增压速度应该控制在 20 MPa/s 附近,自行设计的 ESP 液压执行单元与此偏差较大。

4 结论

(1)在 ESP 液压执行单元的传统泵的基础上对泵的性能进行了优化设计、提出了一种无背压条件下,实现主动增压功能的设计方法。并通过 AMESim 软件在 ESP 系统模型下对柱塞泵进行了性能仿真,得到了轮缸压力的增长曲线,有利于 ESP 在硬件匹配时进行泵和电动机的选型。通过 ESP 硬件在环仿真试验台,测量了新的柱塞泵系统的轮缸压力增长曲线,通过与 Bosch 8.1 版本的 ESP 进行对比试验,证明了这一柱塞泵系统能够实现 ESP 液压单元对主动增压的性能要求。

(2)通过对柱塞泵系统的设计、仿真和试验,证实了在现有基础上,通过对柱塞泵系统进行优化设计,增强柱塞泵的性能,可以实现其主动增压的功能。这一设计也取消了传统 ESP 液压单元的预压泵结构单元,精简了 ESP 的系统结构,降低了 ESP 的成本。

参 考 文 献

- Anton T van Zanten, Rainer Erhardt, Georg Pfaff. VDC, the vehicle dynamics control system of Bosch [C]. SAE Paper 950759, 1995.
- Mauro Velardocchia, Politecnico di Torino. A methodology to investigate the dynamic characteristics of ESP and EHB hydraulic units [C]. SAE Paper 2006-01-1281, 2006.
- 胡志刚,冯启高,王艳荣.用 Pro/Engineer 实现柱塞泵核心组件的装配和运动仿真[J].河南科技学院学报:自然科学版,2008,36(3):83~84,93.
Hu Zhigang, Feng Qigao, Wang Yanrong. The realization of assembly and motion simulation for plunger pump by Pro/Engineer [J]. Journal of Henan Institute of Science and Technology: Natural Sciences Edition, 2008, 36(3): 83~84, 93. (in Chinese)
- 赵罂,张力,项辉宇.轴向柱塞泵的模式仿真[J].机械,2008,32(11):33~35.
Zhao Fu, Zhang Li, Xiang Huiyu. Modal analysis of axial piston pump [J]. Machinery, 2008, 32(11): 33~35. (in Chinese)
- 卢宁,付永领,孙新学.基于 AMESim 的双压力柱塞泵的数字建模与热分析[J].北京航空航天大学学报,2006,32(9):1055~1058,1086.
Lu Ning, Fu Yongling, Sun Xinxue. Digital modeling of double press axial piston pump and its thermal analysis basing on AMESim [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(9): 1055~1058, 1086. (in Chinese)
- 张大斌,苏明,鄢吉多,等.基于 AMESim 的液压柱塞泵的数字建模与流量脉动分析[J].煤矿机械,2010,31(1):100~102.
Zhang Dabin, Su Ming, Yan Jiduo, et al. Digital modeling of hydraulic axial piston pump and its flux pulsation analysis basing on AMESim [J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31(1): 100~102. (in Chinese)

从上述仿真结果可知,传统重型卡车使用液驱系统后,最大牵引力提高了13.4%,最大爬坡度提高了14.4%,其通过坏路况的能力得到了明显增强。

4 结论

(1)模型中先用PID对泵流量进行调节,再从功率的角度对其进行限制,很好地解决了泵流量的

控制问题。

(2)在附着系数比较低或者坡度较大的路面上,车辆在使用液压轮毂马达系统后,其牵引力和爬坡度都得到较大幅度的提升,通过性得到明显改善。

(3)泵和马达比功率大、体积小;轮毂马达液压驱动系统结构简单,整车成本增加很少,本系统具有很好的应用前景。

参 考 文 献

- Kim Y J, Filipi Z. Simulation study of a series hydraulic hybrid propulsion system for a light truck[C]. SAE Paper 2007-01-4151, 2007.
- Simon B, Christine E, Edward G, et al. Hydraulic hybrid systems for commercial vehicles[C]. SAE Paper 2007-01-4150, 2007.
- 韩桂华. 液压系统设计技巧与禁忌[M]. 北京:化学工业出版社, 2011.
- 陈晋市. 基于液阻控制技术的轮式越野工程车辆液压独立驱动系统研究[D]. 长春:吉林大学, 2008.
Chen Jinshi. The study of wheeled off-road vehicles hydraulic drive system based on hydraulic control technology[D]. Changchun: Jilin University, 2008. (in Chinese)
- 宋建安, 赵铁栓. 液压传动[M]. 西安:世界图书出版公司, 2004.
- 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2009.
- Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi. 现代电动汽车、混合动力电动汽车和燃料电池车——基本原理、理论和设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2010.
- 李静. 4×4 越野汽车牵引力控制策略与控制算法研究[D]. 长春:吉林大学, 2003.
Li Jing. Study on the control strategy and control algorithm of traction control system for 4WD vehicles [D]. Changchun: Jilin University, 2003. (in Chinese)
- 石红雁, 许纯新, 付连宇. 基于 SIMULINK 的液压系统动态仿真[J]. 农业机械学报, 2000, 31(5): 94~96.
Shi Hongyan, Xu Chunxin, Fu Lianyu. Study on dynamical simulation of hydraulic system based on SIMULINK [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(5): 94~96. (in Chinese)
- 韩兵, 蔡忆昔, 张彤, 等. 强混合动力变速器液压系统设计与动态特性仿真[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 43~47.
Han Bing, Cai Yixi, Zhang Tong, et al. Hydraulic system design and dynamic characteristic simulation of full hybrid transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 43~47. (in Chinese)

(上接第5页)

- 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 188~194.
Ma Jien, Xu Bing, Yang Huayong. Modelling and experiment study on fluid character of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 188~194. (in Chinese)
- 祁雪乐, 宋健, 王会议, 等. 基于 AMESim 的汽车 ESP 液压控制系统建模与分析[J]. 机床与液压, 2005(8): 115~116, 122.
Qi Xuele, Song Jian, Wang Huiyi, et al. Modeling and analysis of vehicle ESP hydraulic control device using AMESim [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005(8): 115~116, 122. (in Chinese)
- 李红志. 基于 PXI 和 cRIO 的电子稳定程序硬件在环仿真平台开发[J]. 电子设计应用, 2009(10): 74~76.
Li Hongzhi. The development of hardware in loop simulation platform based on PXI and cRIO in the ESP [J]. Electronic Design & Application World for Design and Application Engineers, 2009(10): 74~76. (in Chinese)
- Aldo Sornioti, Mauro Velardocchia, Politecnico di Torino. Hardware-in-the-loop (HIL) testing of ESP (electronic stability program) commercial hydraulic units and implementation of new control strategies [C]. SAE Paper 2004-01-2770, 2004.
- 张小龙, 李亮, 李红志, 等. 汽车稳定性控制系统侧偏角道路试验测试系统[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 1~5.
Zhang Xiaolong, Li Liang, Li Hongzhi, et al. Sideslip angle roadway test system for vehicle stability control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(10): 1~5. (in Chinese)
- 刘洪, 彭增雄, 荆崇波. 轴向柱塞泵滑靴油膜形状的遗传算法数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 75~79.
Liu Hong, Peng Zengxiong, Jing Chongbo. Numerical analysis of slipper bearing's film shape in axial piston pump using genetic algorithms[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(1): 75~79. (in Chinese)