

越野车辆大功率 AT 换挡离合器充油控制

王尔烈, 陶刚, 陈亮, 陈慧岩

(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 对越野车辆大功率自动变速器(AT)换挡液控系统进行了分析,研究了离合器充油过程,建立了离合器滑摩阶段充油油压数学模型,得出无油压传感器下换挡过程离合器油压控制规律。在实际换挡过程中,根据油门开度修改比例阀的控制占空比,以适应不同负荷下离合器结合油压的需要;根据离合器摩擦片转速差引入参数反馈,对比例阀占空比进行调节,以提高车辆换挡品质。最后进行实车试验,通过对缓冲油压的控制能实现良好换挡。

关键词: 机械学; 大功率自动变速器; 离合器充油; 比例阀; 油门开度

中图分类号: U463.212 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-1093(2013)02-0137-06

DOI: 10.3969/j.issn.1000-1093.2013.02.002

Oil Pressure Control for Shifting Process of Off-road Vehicle with High-power Automatic Transmission

WANG Er-lie, TAO Gang, CHEN Liang, CHEN Hui-yan

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: A shifting hydraulic control system of high-power automatic transmission(AT) was analyzed in detail, the changing of the oncoming clutch was researched, and on this basis, a mathematical model of the slipping phase was established. The regulation rule of master oil pressure was addressed without oil pressure sensor. In order to consist with the vehicle load, the duty cycle of proportional solenoid was modified according to the throttle opening in practice. PWM also need to regulate dynamically on the feedback of the speed change of the oncoming clutch for good shifting quality. The suitability of the proposed approach was thoroughly verified on a heavy off-load vehicle.

Key words: mechanics; high-power automatic transmission; clutch oil charging; proportional solenoid; throttle opening

0 引言

汽车变速器的主要功用是传递动力,并在此过程中改变传动比及传动方向,增大驱动轮转矩和转速的变化范围,以适应经常变化的行驶条件^[1],是影响汽车动力性、燃油经济性和乘坐舒适性的重要总成之一。汽车变速器一般分为手动变速器(MT)、

传统自动变速器(AT)和新型自动变速器(AMT、DCT/DSG、CVT等)3大类。

与一般的道路车辆相比,越野车辆使用工况要复杂得多,经常工作在各种道路甚至无路环境,行驶阻力多变,因此对其换挡提出很高的要求。为了保证车辆的流畅行驶,充分发挥发动机的有效功率,提高车辆动力性,减少驾驶员劳动强度,改善乘坐舒适

收稿日期: 2012-09-19

基金项目: 国家“863”计划项目(2012AA111713)

作者简介: 王尔烈(1985—),男,博士研究生。E-mail: wangerlie85@163.com;

陶刚(1977—),男,讲师,硕士生导师。E-mail: tayicheng@yahoo.com;

陈慧岩(1961—),男,教授,博士生导师。E-mail: chen_h_y@263.net

性,因此液力自动变速器得以大量应用^[2]。由于车辆使用环境条件宽广,负荷多变,因此,自动变速器换挡品质的控制变得十分困难,需同时兼顾提高传动效率,减少换挡时间,减少零部件磨损等多方面的需求^[3]。

AT 通过以电磁阀为先导阀的二级电控液压系统控制换挡离合器的结合和分离来实现挡位的选择和更替^[4]。当挡位选定时,相应离合器完全结合,从而实现发动机动力到驱动轮的传递;换挡过程中,通常是一个离合器充油,另一个离合器放油,通过二者的合理衔接和油压控制,保证动力传递的连续性,实现车辆动力性换挡。对于重型越野车辆而言,需要尽量避免换挡过程动力中断,以保证车辆在越野状态下克服道路阻力正常行驶。

1 系统分析与建模

1.1 系统分析

试验 AT 采用模块化设计,共分为变矩器模块、供油系统模块、液力缓速器模块、行星齿轮传动模块、变速器控制系统模块 5 部分。其中行星齿轮传动模块包含 3 个行星盘以及 A ~ F 换挡离合器,可实现 6 个前进挡和 1 个倒挡。对应每个换挡离合器,变速器有 6 个换挡缓冲阀块,系统油路控制原理如图 1 所示。图中换挡缓冲阀块由开关部分(含开关电磁阀、止回阀和换挡阀)和调压部分组成,如图 2 所示;开关部分控制离合器油压通断,调压部分根据缓冲油压实现对换挡油压的调节,其中,缓冲油压由变速器 ECU 根据车辆负荷和离合器结合速度来控制比例电磁阀的 PWM 实现调节。

调压阀由调压阀芯、调压活塞和调压弹簧组成。定义: p 为主油压; p_c 为离合器油压; p_1 为比例阀提供的缓冲油压; p_1 、 p_2 分别为阀芯和活塞背压; S_1 为阀芯左侧面积; m_1 为阀芯质量; S_2 为活塞面积; m_2 为活塞质量; K 为调压弹簧刚度; x_1 为阀芯位移; x_2 为活

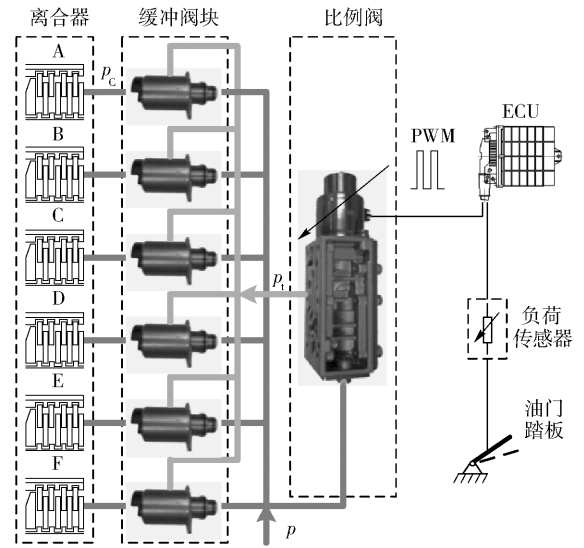


图 1 自动变速器油路控制原理图

Fig. 1 The hydraulic control schematic diagram of testing AT

塞位移。

开关部分工作原理阐述如下。

1) 电磁阀断电时,电磁阀在回位弹簧 K_2 的作用下工作于右位,止回阀右侧油压 p_6 和换挡阀右侧油压 p_5 泄压,换挡阀在回位弹簧 K_3 和油压 p_3 的作用下位于最右侧,推动调压阀芯也位于最右侧,关断离合器进油口;止回阀在回位弹簧 K_1 的作用下处于左位,油压 p_4 通过止回阀作用在换挡阀左侧,使得换挡阀保持在右位,保证离合器进油口可靠关断。

2) 电磁阀通电时,电磁阀在电磁力的作用下克服 K_2 压力工作于左位,油压 p_5 接通,作用于换挡阀阀芯右侧使其克服弹簧 K_3 和油压 p_3 、 p_4 的作用向左移动;因而,调压阀芯左侧作用力消除,在缓冲油压 p_1 的作用下向左移动,进油口打开,离合器进油;电磁阀打开的同时给止回阀的右侧施以油压 p_6 ,使之位于右位,换挡阀左侧油压 p_4 得以迅速泄压,进一步增大换挡阀左右两侧压差,使其保持左位,保证离

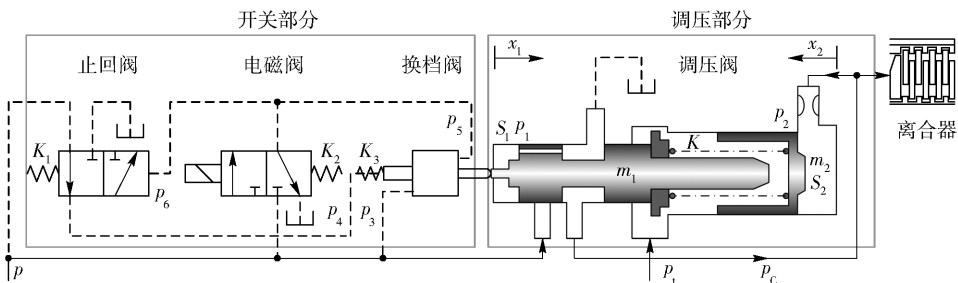


图 2 AT 换挡缓冲阀块结构

Fig. 2 The hydraulic cushion valve block of testing AT

合器进油口可靠打开。

1.2 系统建模

如前所述,变速器升挡过程中,放油离合器分离,充油离合器结合,控制二者合理衔接即完成换挡。由于放油离合器的放油过程不调压,在此只分析充油过程。从 ECU 发出换挡指令,到完成换挡,离合器的充油过程可以分为如下 3 个环节^[5]。

1.2.1 初始快充油阶段

进油离合器开关阀通电打开,缓冲阀芯左侧卸压;此时比例阀占空比为 6%,处于准备工作状态,缓冲阀芯在缓冲弹簧和缓冲油压的作用下处于最左端,缓冲阀活塞位于最右端,进油口完全打开,离合器迅速充油,并克服回位弹簧压力、消除离合器间隙。该阶段结束时,离合器主、从动摩擦片贴合,但没有扭矩传递。此时动力仍由放油离合器传递,变速器保持低挡速比^[6],转速和转矩没有明显变化。

1.2.2 滑摩缓冲阶段

充油离合器摩擦片贴合后,系统进入缓冲滑摩阶段,即缓冲阀起作用阶段。ECU 输出 PWM 驱动信号控制油压 p_1 ,从而实现对离合器充油油压的缓冲调节;同时,ECU 根据负荷传感器检测到的负荷信号,对比例阀占空比进行调节,以适应车辆负荷变化。在此阶段,充油离合器开始传递扭矩。在 p_1 、 p_2 和 p_c 的作用下,缓冲阀芯不断改变进油口开度,调节油压 p_c ,控制离合器结合速度,提高换挡品质。

由于开关部分在换挡过程中只起控制并保证油路通断的作用,故在此只分析调压阀的调压作用。由图 1 建立调压阀芯和调压活塞运动方程如下:

$$m_1 s^2 x_1 + C_1 s x_1 + (p_1 - p_i) S_1 = K(x_1 + x_2), \quad (1)$$

$$m_2 s^2 x_2 + C_2 s x_2 + (p_2 - p_i) S_2 = K(x_1 + x_2), \quad (2)$$

式中: C_1 、 C_2 为阻尼系数; s 为拉普拉斯算子。

油压缓冲过程中,缓冲阀芯和活塞都处于微调状态,系统工作状态稳定,忽略惯性力、粘滞阻力、液动力以及油液泄漏和离心力等造成的影响,建立阀芯和活塞力学平衡方程如(3)式~(4)式;建立细长孔和节流孔充油连续方程分别如(5)式~(6)式。

$$S_1 s p_1 = S_1 s p_i + K s (x_1 + x_2), \quad (3)$$

$$S_2 s p_2 = S_2 s p_i + K s (x_1 + x_2), \quad (4)$$

$$q_1 = S_1 s x_1, \quad (5)$$

$$q_2 = S_2 s x_2, \quad (6)$$

式中: q_1 、 q_2 分别为细长孔和节流孔流量,计算如下^[7]:

$$q_1 = (p_c - p_1) \pi d_1^4 / (128 \mu L), \quad (7)$$

$$q_2 = A_0 C_d \sqrt{2(p_c - p_2) / \rho}, \quad (8)$$

式中: d_1 为细长孔直径(m); μ 为油液动力粘度($\text{Pa} \cdot \text{s}$); L 为细长孔长度(m); A_0 为节流孔截面积(m^2); C_d 为流量系数; ρ 为油液密度(kg/m^3)。

缓冲阀进油口流量 q_1 和卸油口流量 q_0 分别为

$$q_1 = \pi d \delta^3 (p - p_c) / (12 \mu K_1), \quad (9)$$

$$q_0 = \pi d \delta^3 p_c / (12 \mu K_0), \quad (10)$$

式中: d 为阀芯直径(m); δ 为阀芯和阀孔间隙(m); K_1 、 K_0 分别为进油口和卸油口的流量压力系数。

系统流量平衡,因此有

$$q_1 = q_0 + q_1 + q_2. \quad (11)$$

按照离合器状态,该阶段可分为低挡扭矩相和惯性相两部分^[8]。

1) 低挡扭矩相

在此阶段,充油离合器充油滑摩,变速器扭矩开始重新分配;但是放油离合器仍结合,车辆处于低挡,速比及输出转速没有明显变化。

随着油压的增长,充油离合器传递扭矩不断增加。当油压超调,充油离合器传递扭矩超过一定值时,如果放油离合器不及时松开,将会形成阻力矩,即出现所谓的“挂双挡”现象,造成换挡冲击;反之,如果扭矩相结束时,充油离合器油压过小,导致扭矩传递能力过小,不足以克服车辆行驶阻力,即造成动力中断,影响车辆加速能力。为减少换挡冲击,提高车辆动力性,以上两种情况都需要避免。此时,放油离合器需迅速放油分离,动力完全由充油离合器传递。

2) 惯性相

扭矩相结束,系统进入惯性相环节,充油离合器传递的扭矩随油压的增大而继续增加,开始消除摩擦片之间的转速差,这时由于充油离合器尚未完全结合,而放油离合器已完全分离,故系统自由度增加,变速器速比变化,直至充油离合器主从动片的转速相等滑摩消除。

1.2.3 换挡结束快速升压阶段

当充油离合器的主、从动摩擦片停止相对滑转时,滑摩缓冲控制阶段结束,充油离合器传递的扭矩由动摩擦力矩变为静摩擦力矩,此时,缓冲活塞和阀芯的右侧端面相接触,二者构成一个整体。由于缓冲活塞的面积大于缓冲阀芯,在油压作用下,阀芯和活塞移到左位,进油口完全打开,离合器油压迅速升到系统主油压,为离合器提供一定的压力储备,保证摩擦片的可靠贴合。此阶段换挡油压不再进行调节,对换挡品质亦无影响。

2 调压控制

试验 AT 无法安装离合器油压传感器,可测取的信号有油门开度、涡轮轴转速、变速器输出轴转速、变速器主油压和缓冲油压。开关阀和比例阀由 ECU 控制。由于离合器油压无法直接测量,根据上述模型,结合油门开度、离合器结合速度,通过改变比例阀占空比,调节缓冲油压来实现充油控制。

不同温度下缓冲油压随比例阀(常开)占空比变化的调压特性试验结果如图 3 所示。由图可知:1)15%~45%占空比范围内,缓冲油压与占空比大致成线性负比例关系;2)温度越低,线性负比例因子绝对值越小;3)温度越高,大占空比(>50%)的缓冲油压变小,这主要是因油液的粘温特性变化造成的。

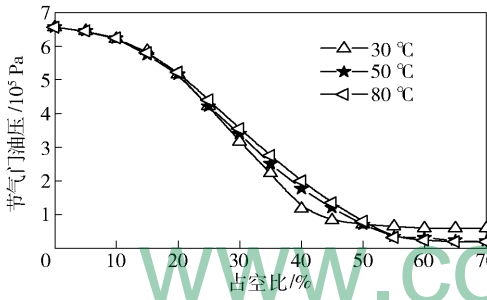


图 3 不同油温下比例阀占空比-缓冲油压

Fig. 3 The relationship of duty cycle of proportional solenoid to throttle oil pressure at different ATF temperature

由上述试验可建立占空比-缓冲油压关系

$$p_1 = k_1 D + k_0, \tag{12}$$

式中: k_0, k_1 为系数; D 为占空比; p_1 为油压。

结合上述模型,即由(1)~(12)式,在忽略其他因素影响的情况下,获得其中一个离合器在 30% 和 50% 占空比下结合油压仿真真曲线如图 4 所示。

实际换挡过程中,由于载荷、路面阻力、车速等

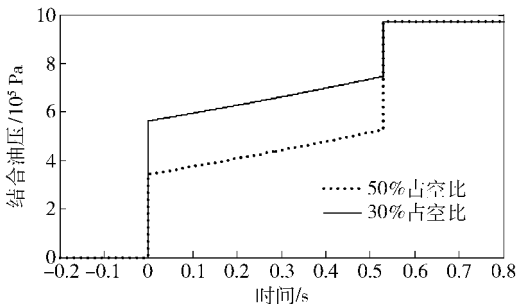


图 4 某离合器缓冲油压仿真结果

Fig. 4 Simulation result of one incoming clutch's oil pressure

变化,车辆负荷是时变的,致使发动机输出功率也应相应变化(与之直接关联的是油门开度),发动机的输出扭矩 T_e 是油门 α 和转速 n_e 的函数,因而换挡过程离合器传递的扭矩也不一样,需对占空比进行调节。实际设计过程中,根据车辆使用情况,匹配典型载荷状况下的占空比,其余油门开度的占空比则通过线性插值获取。通过试验分析,设计不同油门开度下占空比的相对偏移量如图 5 所示。

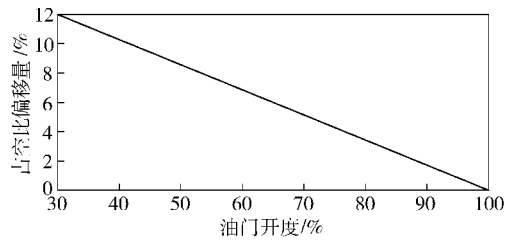


图 5 油门开度-占空比偏移量曲线

Fig. 5 The duty cycle offset at different throttle opening

不同离合器结构尺寸不同,此外,受温度变化,表面磨损,油液老化等一系列不可测因素影响,控制系统也会随时间推移逐渐偏移原始特性,为提高系统稳定性,减少换挡冲击,改善换挡品质,在此以充油离合器主从动摩擦片的转速差 Δn 为控制变量。根据上述分析,建立换挡过程占空比控制方程

$$D = f(\alpha, \Delta n). \tag{13}$$

值得注意的是,不同的换挡离合器,其结构参数不尽相同,因此,需要对系数进行修正。

根据预设的换挡规律可知,换挡前充油离合器的转速差 Δn 为常量,换挡完成时 $\Delta n = 0$,设换挡过程离合器转速差等斜率变化,以此为理想目标提出参考模型,建立模型参考自适应控制(MRAC)如图 6 所示, T 为离合器传递扭矩,用实际控制结果与参考模型比较, e 为偏差,并通过自适应机构反馈调节控制参数,对比例阀占空比进行调节。同时,结合实际情况建立适当的换挡品质评价办法,以实现换挡控制策略的指导和修正,提高换挡品质。

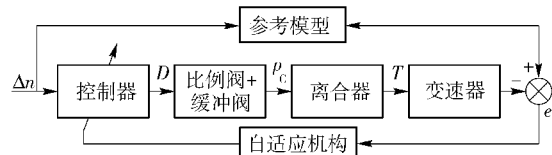


图 6 充油离合器滑摩过程模型参考自适应控制策略

Fig. 6 MRAC of the slipping phase of the oncoming clutch

3 试验结果

试验设计了大功率 AT 换挡电控单元,控制原理如图 7 所示。

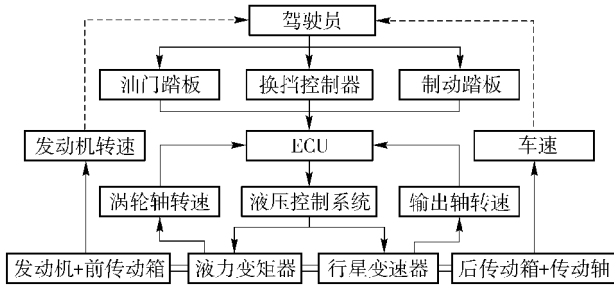


图 7 AT 自动控制框图

Fig. 7 The controlling schematic diagram of the testing AT

为验证控制效果进行了实车试验,下面选取 3-4 升挡过程为例进行试验结果分析,图 8、图 9 分别为 90% 油门开度和 50% 油门开度的换挡试验结果。

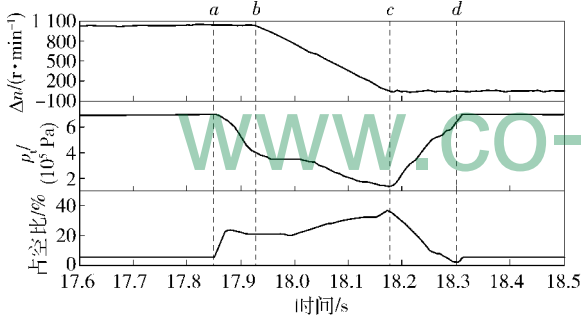


图 8 90% 油门开度 3-4 升挡过程控制曲线

Fig. 8 Shifting process of 3-4 at 90% throttle opening

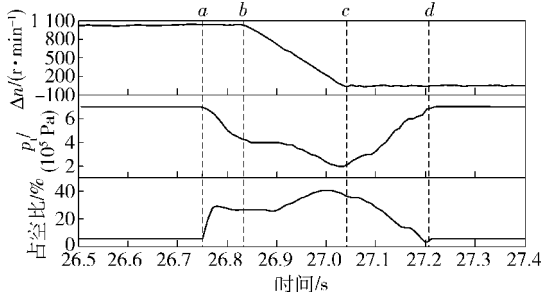


图 9 50% 油门开度 3-4 升挡过程控制曲线

Fig. 9 Shifting process of 3-4 at 50% throttle opening

a ~ b 阶段:比例阀占空比调高,缓冲油压迅速泄压,变速器进行扭矩交替衔接,充油离合器开始传递摩擦扭,此阶段变速器保持原挡速比,Δn 不变。

b ~ c 阶段:从 b 点开始,Δn 开始下降,系统进入滑摩阶段惯性相控制,此时,通过对缓冲油压调节,

Δn 在离合器结合油压作用下被逐步拉低。在此过程中,如果 Δn 下拉过快,容易造成换挡冲击;反之则会造成滑摩时间过长,影响离合器寿命。

c 点以后,Δn = 0(实际试验中,由于计算机的计算特性以及变速器机械系统特性,并不完全等于 0,根据试验数据统计结果设定为一个不为 0 的容许值),滑摩过程结束,变速器速比变为目标挡位速比,占空比调低,变速器快速充油,完成换挡。

a ~ c 阶段中,缓冲油压 p₁要小于图 9 缓冲油压,这是根据油门开度调节的结果。从转速变化来看,所设计控制办法能实现良好换挡。

4 结论

分析了越野车辆大功率 AT 工作原理,对换挡过程离合器充油过程分阶段进行了讨论,建立了结合离合器油压调节模型,并对此进行仿真计算。根据理论分析和比例阀占空比-缓冲油压试验结果,设计了不同负荷下比例阀占空比的控制规律;同时,根据充油离合器主从动摩擦片之间的转速差引入参数反馈,实现对换挡过程结合油压动态闭环控制,提高换挡质量。最后进行实车试验,验证了可行性。

参考文献 (References)

- [1] 陈家瑞. 汽车构造:下册 [M]. 第 5 版. 北京:人民交通出版社,2006: 74-106.
CHEN Jia-rui. Automobile mechanics: vol. 2 [M]. 5th ed. Beijing: China Communications Press, 2006: 74-106. (in Chinese)
- [2] 陈勇. 自动变速器技术的最新动态和发展趋势 [J]. 汽车工程, 2008, 30(10): 938-945.
CHEN Yong. New development and trend of automatic transmission technologies [J]. Automotive Engineering, 2008, 30(10): 938-945. (in Chinese)
- [3] Kurihara I, Kurosawa O. Design and performance of low-viscosity ATF [J]. SAE Paper, 2007, (1): 2007-01-3974.
- [4] 王娟, 陈慧岩, 许诺. 装有液力机械自动变速器的军用履带车辆提高加速性的方法研究 [J]. 兵工学报, 2008, 29(4): 385-389.
WANG Juan, CHEN Hui-yan, XU Nuo. Research on the method of improving the acceleration performance of tracked vehicle with hydrodynamic mechanic automatic transmission [J]. Acta Armamentarii, 2008, 29(4): 385-389. (in Chinese)
- [5] 李春蒂. 重型车辆 AT 电液换挡控制技术研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2010.
LI Chun-ti. Study on electro-hydraulic shifting control strategy of AT on heavy-duty vehicle [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2010. (in Chinese)

- [6] Tanelli M, Panzani G, Savaresi S M, et al. Transmission control for power-shift agricultural tractors: design and end of line automatic tuning[J]. *Mechatronics*, 2011, 21(1): 285–297.
- [7] 王积伟, 章宏甲, 黄谊. 液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005:40–47.
WANG Ji-wei, ZHANG Hong-jia, HUANG Yi. Hydraulic and pneumatic transmission [M]. Beijing: China Machine Press, 2005: 40–47. (in Chinese)
- [8] 张涛. 基于电液比例阀的大功率 AT 换挡品质控制[D]. 北京: 北京理工大学, 2012.
ZHANG Tao. Shifting quality control of high-power AT with electro-hydraulic proportional solenoid[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2010. (in Chinese)
- [9] Balau A E, Caruntu C F, Lazar C. Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2011, 25(6): 1911–1922.

· 简讯 ·

第十五届中国科协学术年会第十四分会场 暨中国工程院“军民融合式发展论坛”将于 5 月在贵阳举行

由中国科协和贵州省人民政府联合主办的第十五届中国科协年会将于 2013 年 5 月 25 ~ 27 日在贵州省贵阳市举行, 中国兵工学会承办其第十四分会场, 主题是“军民融合式发展论坛”。该论坛同时又是中国兵工学会承接的中国工程院重大咨询项目“我国国防科技工业军民融合式发展战略研究”的一次阶段性学术交流活动, 并经中国工程院批准为列入工程院学术交流序号的科技论坛。

www.co-journal.com (中国兵工学会秘书处)