

文章编号:1000-582X(2011)06-009-06

# AMT 电动换挡执行机构分析与参数化设计

孙冬野,余盼霞,陶 林,尹燕莉

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘 要:**建立了一种机械自动变速器(AMT)电动选换挡执行机构正向设计方法及设计流程。以实际换挡力的需求为出发点,以国家标准 28 工况为依据,根据试验所测得的原型车性能参数制定动力性和燃油经济性换挡规律,通过对换挡同步过程和同步力影响因素的分析,以及对电动选换挡执行机构作用过程的运动学和动力学研究,计算出了换挡所需的最大同步力,并在此基础上进行换挡执行机构的参数设计。为机械自动变速器电动换挡执行机构设计以及 AMT 控制算法的制定提供依据。

**关键词:**换挡执行机构;换挡规律;同步力;无刷直流电机

**中图分类号:**U463.2

**文献标志码:**A

## Analysis and parametric design of gear-shift actuators for AMT

SUN Dong-ye, YU Pan-xia, TAO Lin, YIN Yan-li

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** A design method and process for automatic mechanical transmission(AMT) shift actuation are presented. Based on the requirement of the shifting force and the national standard 28 working conditions, the synchronous process and affecting factors to synchronous force of gear-shifting are analyzed for drawing up the dynamic and economic shift law followed the prototype vehicle performance parameters. The electro-mechanical shift actuators of the kinematics and dynamics are studied, then the maximum synchronous force is calculated. Finally, the parameters of the electromechanical shift actuator are determined. It is a foundation for electromechanical shift actuators design of automatic transmission and AMT control algorithm formulating.

**Key words:** actuators; shifting law; synchronizing force; brushless DC motors

机械自动变速器换挡执行机构一般有电控气动、电控液动、电控电动几种形式。电控气动选换挡系统需要气动装置,一般用于大型乘用车或商用车;电控液动系统换挡品质不稳定、结构复杂、成本高;电控电动换挡执行机构结构相对更为简单,动作迅速准确,易于做到精确控制。

随着电力电子器件以及新型永磁材料的发展,永磁直流无刷电机(BLDCM)迅速成熟起来,国内外

越来越多的研究者和制造商将目光投向了电控电动换挡执行机构,开发了基于永磁无刷直流电机的选换挡、无选挡换挡系统,能够利用蜗轮蜗杆、齿轮齿条或丝杆螺母等多种传动形式实现电动换挡<sup>[1-4]</sup>,英国谢菲尔德大学的 Andrew Turner 等设计出了简便快速的直驱选换挡一体电动换挡机构<sup>[5]</sup>,但这些研究都侧重于结构的设计开发与创新;在研究电动换挡执行机构系统时,主要集中在控制策略研究以

收稿日期:2010-12-20

基金项目:国家“863”计划资助项目(2006AA110114)

作者简介:孙冬野(1966-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事车辆动力传动及其控制研究,(Tel)023-65103566;  
(E-mail)dysun@cqu.edu.cn。

及控制系统的软硬件开发上<sup>[6-8]</sup>。在这些研究中,一般根据经验选定换挡电机型号或性能参数,然后根据所选电机来计算执行机构的结构参数、换挡力或进行换挡执行机构控制系统研究。这样的设计方法没有从换挡力和换挡响应速度对机构的需求角度来设计执行机构,设计依据略显不足。从换挡力对执行机构的正向需求角度来设计机械式自动变速器电动换挡执行机构,研究执行机构的设计方法。

## 1 换挡执行机构结构形式

电动换挡执行机构的形式多样,采用的电动换挡执行机构结构形式<sup>[2]</sup>如图1所示。图2为拨叉轴及换挡拨块示意图。

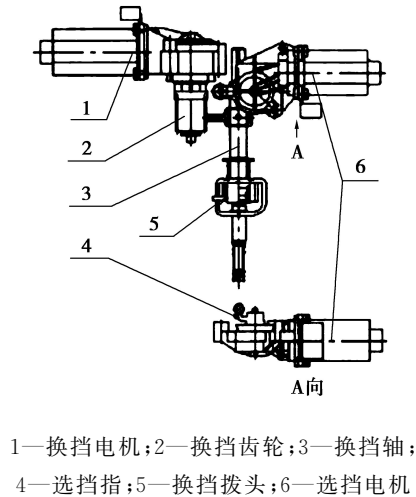


图1 电动换挡执行机构结构图

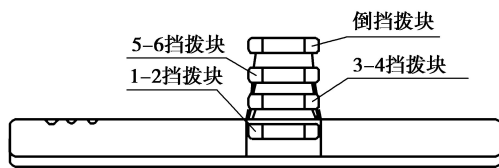


图2 拨叉轴及换挡拨块示意图

该换挡执行机构由选挡电机驱动选挡指来拨动换挡轴轴向运动完成换挡;换挡电机通过驱动齿扇(固定于换挡轴与换挡齿轮啮合的部件),进而转动换挡拨头控制相应挡位的换挡拨块和拨叉平动完成换挡动作。其中选挡电机转子与选挡指之间、换挡电机转子与换挡齿轮之间均是蜗杆蜗轮的传动方式,其优点是既实现增大传递扭矩使电机的额定功率降低进而减小电机尺寸,又实现了扭矩传递方向的改变,以便实现选挡时换挡轴的轴向运动。另外,蜗轮蜗杆传动的自锁功能可以有效的化解车辆行驶过程中反作用给执行机构的力矩,延长电机使用寿命。

## 2 原型车的参数及执行机构设计要求

### 2.1 结构参数

原型车共有6个前进挡,1个倒挡,各挡传动比*i*如表1所示,主传动比 $i_0$ 在1、2、3、4挡时 $i_{01} = 4.375$ ,5、6倒挡时 $i_{02} = 3.5$ 。

表1 各挡传动比表

挡位	1	2	3	4	5	6	倒
速比	3.417	2.07	1.36	0.95	0.97	0.88	3.7

该车整备质量 $m = 1\,450\text{ kg}$ ,迎风面积 $A = 2.445\text{ m}^2$ ,空气阻力系数 $C_D = 0.33$ ,车轮半径 $r = 0.308\text{ m}$ ,变速器I轴和离合器从动盘等零部件的转动惯量 $J_c = 0.023\,65\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。

### 2.2 发动机特性

通过试验得到原型车所用发动机的特性曲线如图3所示。从图中可以看出,在节气门开度比较大的情况下,节气门开度的变化对发动机输出扭矩的影响不明显。该发动机的最小转速 $800\text{ r/min}$ ,最大转速 $6\,000\text{ r/min}$ 。

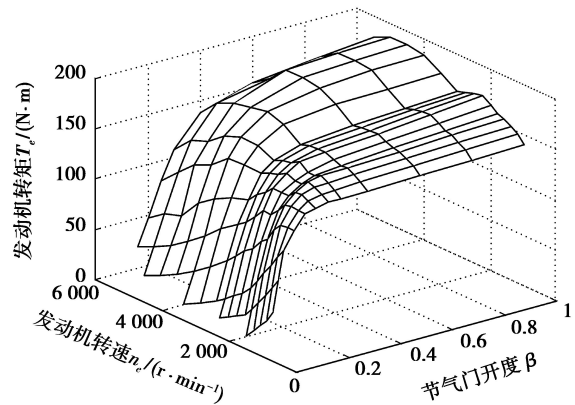


图3 发动机稳态输出扭矩

### 2.3 换挡执行机构设计要求

该原型车使用某六挡全同步器机械式变速箱,根据其结构特点,选挡行程 $\pm 12\text{ mm}$ ,换挡行程不大于 $\pm 14\text{ mm}$ 。要求换挡时间不大于 $0.5\text{ s}$ 。

## 3 参数化设计

根据原型车的整车质量、发动机特性、传动系统结构参数等信息,制定合适可靠的换挡控制规律进行整车仿真实验,可以准确的得到自动变速汽车行驶过程中换挡力变化情况。换挡控制策略一般包括最佳动力性换挡策略、最佳燃油经济性换挡策略、雪

地换挡策略、制动换挡策略、爬坡换挡策略、下坡换挡策略、滑行换挡策略、弯道换挡策略等。其中最佳动力性换挡规律和最佳燃油经济性换挡规律作为两种最为极端的控制策略,其它控制策略对执行机构参数化设计所提出的需求均处于二者之间。

### 3.1 换挡规律的制定

动力性换挡规律制定,以车速与油门为控制参数,采用对发动机功率利用和动力性较好的收敛型控制规律;经济性换挡规律制定,同样以车速与油门为控制参数,但采用能改善燃油经济性的等延迟型换挡控制规律。

动力性升挡规律的确定采用以下策略:

1)在同一油门开度下,若相邻挡的加速度特性曲线相交,且交点不为负,则取各挡交点为换挡点。

2)在同一油门开度下,若相邻挡的加速度特性曲线不相交,则取各挡的最高车速为换挡点(边界点)。

在边界点升挡后,驱动力将变小,加速度将降低,会导致车速下降,造成换挡循环或发动机熄火。因此,必须满足以下边界换挡点升挡规则:①若升挡后,车辆加速度  $a > 0$ ,则升挡;②若升挡后,车辆加速度  $a < 0$ ,则保持原挡。

对于降挡,边界换挡点必须满足以下降挡规律:

1)若原挡汽车加速度  $a > 0$ ,为防止换挡循环,则不应实施降挡,保持原挡;

2)若原挡汽车加速度  $a < 0$ ,则在降挡处实施降挡。

根据汽车动力学方程

$$\frac{T_e i_n i_o \eta_T}{r} = F_w + F_f + F_i + \delta_n m \frac{dv_a}{dt} \quad (1)$$

其中:  $F_w = \frac{C_D A v_a^2}{21.15}$ ;  $F_f = m g i$ ;

$$F_i = m g (0.000\ 046\ 3 v_a + 0.008\ 3);$$

$$\delta_n = 1 + \frac{1}{m} \sum \frac{I_w}{r^2} + \frac{1}{m} \frac{I_f i_n^2 i_o^2 \eta_T}{r^2}.$$

$\delta_n$  可根据经验公式  $\delta_n = 1 + \delta_1 + \delta_2 i_n^2$  估算,其中:  $\delta_1 \approx \delta_2 = 0.03 \sim 0.05$ 。这里取  $\delta_1 = \delta_2 = 0.04$ 。

则有

$$\frac{dv_a}{dt} =$$

$$\frac{T_e i_n i_o \eta_T}{r} - \frac{C_D A v_a^2}{21.15} - m g (0.000\ 046\ 3 v_a + 0.008\ 3) - m g i$$

$$\delta_n m$$

(2)

$T_e$  随发动机油门开度和转速变化而变化。对水平路面,取  $\eta_T = 0.9$ 。

经济性升挡规律的确定与动力性换挡规律获取

方法类似,但以发动机燃油消耗率作为判断依据,保证汽车尽量以使发动机的燃油消耗率最小的挡位行驶。

发动机转速与汽车速度的关系为

$$V_a = 7.2 \pi r n_e / (60 i_i o). \quad (3)$$

燃油消耗率  $b$  与燃油消耗量  $Q_e$  的关系为

$$b = \frac{60 \times 1\ 000 Q_e}{2 \pi T_e n_e}. \quad (4)$$

按照以上升降挡策略可制定出相应的升挡规律,并依据实际情况进行一定的修正,动力性模式采用收敛型换挡规律,经济模式采用等延迟型换挡规律,最终得到动力性换挡规律如图 4 所示,经济性换挡规律如图 5 所示。在 Matlab/simulink 中建立循环仿真模型,验证换挡规律的可靠性。

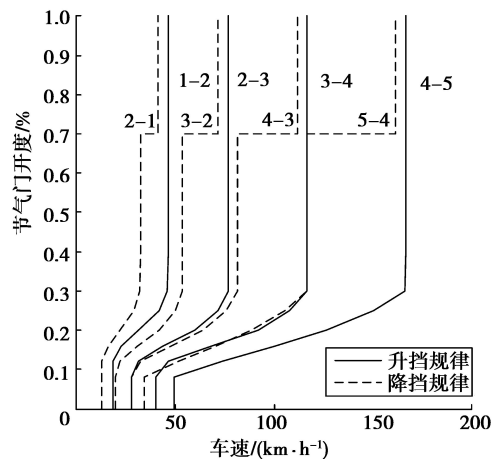


图 4 动力性换挡规律

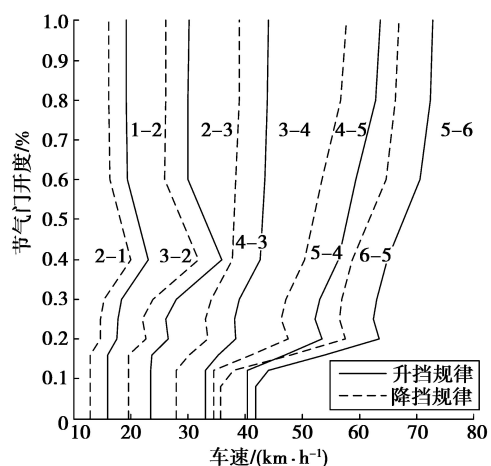


图 5 经济性换挡规律

经国家标准 28 工况循环仿真实验,在该换挡规律下,车辆速度控制良好,且没有出现循环换挡情况;经济模式下百公里油耗 6.1 L,经济性良好。根据仿真实验结果,制定的换挡规律符合使用要求。

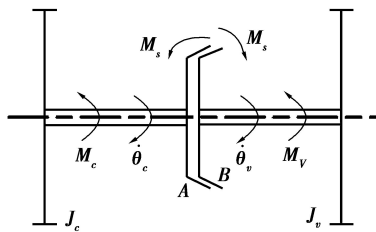
### 3.2 换挡过程分析

对机械式变速器,换挡过程一般包括离合器分离—摘挡—选挡—挂挡—离合器结合几个步骤,着重考虑摘挡、选挡、挂挡的过程,并忽略换挡时离合器的滑摩。

为保证在任何情况下换挡机构都能准确、安全、可靠地工作,变速器的拨叉轴一般设有互锁、自锁、倒挡锁装置,接合套设有空挡自锁装置。因此,电动执行机构在换挡时,需要克服机构本身的惯性力、拨叉轴互锁阻力、拨叉轴自锁阻力、接合套自锁阻力以及同步过程的同步力,最终完成换挡动作。对于一个设计合理的变速箱,这几个负载峰值并不同时出现,在不同挡位间转换时,力的值也不尽相同,而自锁、互锁等阻力负载总是在一定的范围之内变化,并且阻力负载值必定小于换挡同步力的最大值。基于以上实际情况,在进行换挡执行机构设计时,一般按照最大同步力值和惯性负载进行计算,换挡过程分析则主要是同步过程的分析。这里忽略执行机构动作过程中各部件间的摩擦力。

#### 1) 建立同步器系统模型

对同步过程的理论分析,主要是研究同步力矩和同步时间的关系。根据高维山《变速器》<sup>[12]</sup>一书中有同步器的分析,同步器系统可简化成如图 6 所示的形式,运用牛顿第二定理对该系统进行同步过程分析。



$M_c$ —离合器阻力矩; $J_v$ —汽车惯量; $M_v$ —行驶阻力矩;  
 $M_s$ —摩擦力矩; $\dot{\theta}_c$ —输入端角速度; $\dot{\theta}_v$ —输出端角速度

图 6 同步器系统简图

对系统的输入端

$$J_c \ddot{\theta}_c = \mp M_s - M_c \quad (5)$$

对系统的输出端

$$J_v \ddot{\theta}_v = \pm M_s - M_v \quad (6)$$

式中负号适用于低挡换高档,正号适用于高档换低挡。

假设换挡过程中  $M_s$ 、 $M_c$ 、 $M_v$  都不随时间而变化,同步时间为  $t_i$ ,同步器传动比  $r = \omega_{in}/\omega_{out}$ ,其中

$\omega_{in}$  为同步器输入端初始角速度,  $\omega_{out}$  为输出端初始角速度。取  $J_v/(J_v + J_c) \approx 1$ <sup>[12]</sup>, 根据换挡终了时系统输入端与输出端角速度相等可得关系式

$$\pm M_s \approx \frac{\omega_{out} J_c (r - 1)}{t_i} + \frac{M_v J_c}{J_v} - M_c \quad (7)$$

上式右边后 2 项的值很小,若忽略不计,可得

$$\pm M_s \approx \frac{J_c (\omega_{in} - \omega_{out})}{t_i} = \frac{J_c \Delta \omega}{t_i} \quad (8)$$

式中  $\Delta \omega$  为同步过程开始时同步器输入端与输出端转速差。

#### 2) 同步力的影响因素

通过换挡过程的分析,可知对惯性锁止式同步器,同步力  $f_i$  主要与同步环摩擦锥面角  $\alpha$ 、摩擦锥面平均直径  $d_i$ 、锥面间的摩擦力矩  $M_s$  以及摩擦系数  $\mu$  有关,如图 7 所示。

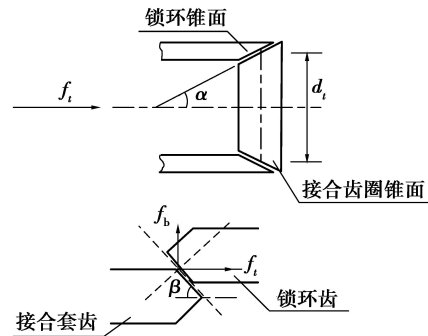


图 7 同步力分析

同步力  $f_i$  与各影响因素之间的关系为

$$f_i = \frac{2M_s \sin \alpha}{\mu d_i} \quad (9)$$

### 3.3 最大同步力求取

以国家标准 28 工况为依据,建立考虑同步过程的 Matlab/simulink 整车仿真模型,取同步时间  $t_i = 0.2$  s,可分别得到动力性、经济性换挡规律下,变速器换挡时的同步力值。其中以动力性换挡控制规律仿真得到的升降挡同步力均大于经济性换挡规律模式下的升降挡同步力,而在 2 个相邻挡位间变化时,升挡同步力又大于降挡时所需的力。图 8 是动力模式下仿真得到的挡位及同步力变化情况,从图中可以看出,最大同步力出现在从 3 挡升 4 挡时,其值  $f_{max} = 318$  N,此时车速为 44.7 km/h,转速差  $\Delta \omega = 176.5$  rad/s。

### 3.4 电机负载

求取的最大同步力即为换挡电机的主要负载。选换挡时,电机需启动并驱动机构的机械部分以完成选换挡动作,因此,在进行电机功率计算时,应充

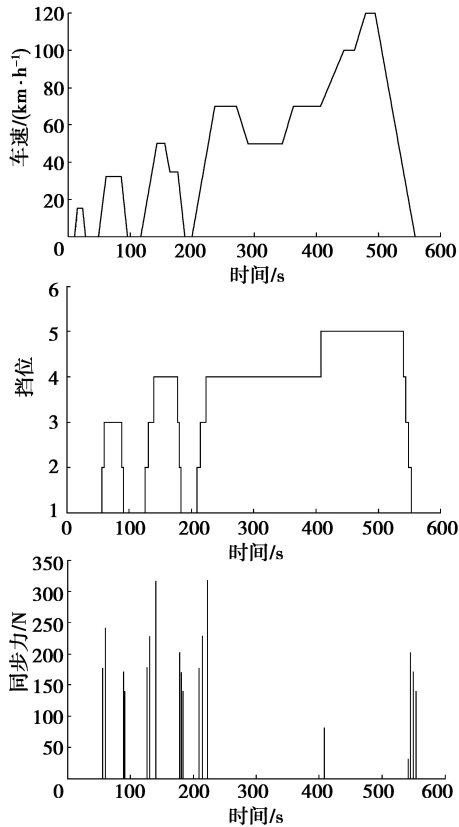


图 8 循环仿真实验同步力的变化

分考虑电机工作时的惯性负载。

1) 电机惯性负载

选换挡电机的惯性负载包括转动部件和平移部件的惯性力矩,若将主要部件的转动惯量折算到电机输出轴上,则电机转子上的转动惯量<sup>[8]</sup>

$$J_g = J_M + \frac{J_w}{i_w} + m_p \frac{v_p^2}{\omega_M^2} \quad (10)$$

式中: $J_M$ —电机输出轴转动惯量; $v_p$ —平移部件速度; $J_w$ —转动部件转动惯量; $m_p$ —平移部件质量; $i_w$ —减速机构传动比; $\omega_M$ —电机角速度。

故,电机的惯性负载

$$T_g = J_g \dot{\omega}_M \quad (11)$$

2) 电机总负载

执行机构系统可简化成图 9 所示,杆 1 到 4 分别为拨叉、换挡拨块、拨头、换挡轴,5 为换挡电机,6 是选挡电机。换挡蜗轮蜗杆减速机构传动比为  $i_{hw}$ ,换挡齿轮齿扇传动比为  $i_c$ 。换挡电机的转矩

$$T_{hl} = \frac{f_z l_1 r_b}{l_2 i_{hw} i_c \eta_w} + T_{hg} \quad (12)$$

选挡电机的负载是惯性负载和选挡轴自锁阻力  $f_z$  所产生的负载之和,选挡蜗轮蜗杆传动比为  $i_{rw}$ ,选挡指长度  $r_z$ 。选挡电机转矩

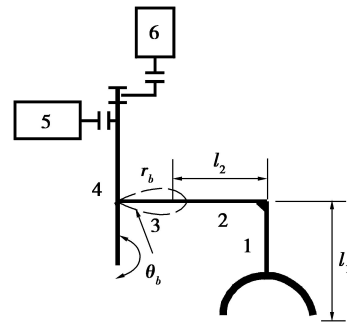


图 9 执行机构简图

$$T_{xl} = \frac{f_z r_z}{i_{rw} \eta_w} + T_{xg} \quad (13)$$

3.5 电机确定

执行机构机械部分的结构参数可根据需要承受的力或力矩以及变速箱空间结构进行设计计算。其结构参数如表 2 所示。

表 2 执行机构结构参数

3-4 挡 拨叉长度 $l_1/m$	3-4 挡 拨块长度 $l_2/m$	换挡 拨头 $r_b/m$	换挡蜗轮 蜗杆传动 比 $i_{hw}$	执行机构 传动效率 $\eta_w$
0.09	0.05	0.02	29	0.75
转动件转 动惯量 $J_w/kg \cdot m^2$	平移件 质量 $m_p/kg$	换挡齿轮 齿扇传动 比 $i_c$	选挡蜗轮 蜗杆传动 比 $i_{rw}$	选挡指 长度 $r_z/m$
0.0025	2.5	2	14.5	0.02

根据本执行机构设计要求,换挡最大行程  $L_1 = 0.028 \text{ m}$ ,换挡时间  $t = 0.50 \text{ s}$ ,选挡最大行程  $L_2 = 0.012 \text{ m}$ ,选挡时间一般要求小于等于  $0.15 \text{ s}$ ,选挡轴自锁阻力  $f_z$  不大于  $100 \text{ N}$ <sup>[4]</sup>。计算出选换挡所需转速、转矩、功率值如表 3 所示。

表 3 所需电机转速、转矩、功率计算值

模式	功率/W	转速/( $r \cdot \text{min}^{-1}$ )	转矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$
选挡	11.1	554	0.19
换挡	60.3	2215	0.26

电机功率设计值一般为计算值的 1.2~1.3 倍,计及功率余量和电机市场情况,选择额定电压 12 V,额定功率分别为 50 W、100 W 的 70 ZW 型永磁直流无刷电机做为本设计的选换挡电机,具体技术参数如表 4 所示。

表4 电机技术参数

模式	额定功率 /W	额定转速 /(r·min <sup>-1</sup> )	额定转矩 /Nm
选挡	50	1 500	0.32
换挡	100	3 000	0.32

## 4 结 语

1)通过试验测得发动机的性能参数数据,分析制定了换挡控制规律,并对换挡同步过程进行分析,建立了根据实际换挡需求设计电动执行机构的设计方法和设计流程:根据原型车的结构参数和设计要求,建立 AMT 动力性和燃油经济性换挡规律,并根据标准 28 工况确定不同换挡时刻主从动齿轮的转速差,由此计算出同步时执行机构的同步力及换挡速度,以此为依据完成选换挡电机及传动机构的参数设计。

2)通过设计计算为电动换挡执行机构设计以及 AMT 控制算法的制定提供了依据,为自动变速器的全电化,换挡控制数字化奠定基础。

### 参考文献:

- [1] 金辉,葛安林,陈慧岩. 汽车自动变速技术的新发展[J]. 汽车技术,2007(2):1-4.  
JIN HUI, GE AN-LIN, CHEN HUI-YAN. Development trend of automatic transmission technology of motor vehicles[J]. Automobile Technology, 2007(2):1-4.
- [2] 中国第一汽车集团公司. 一种新型的自动变速箱选换挡执行机构:中国,200720093444[P]. 2008-03-12.
- [3] TSENG C H, HSIEH M F. Analysis and optimization of clutch actuator on automated manual transmission system[C/OL]//SAE International World Congress and Exhibition. Sao Paulo, Brasil, November 22-24, 2005. USA; SAE international, [2009-08-12]. <http://www.sae.org/technical/papers/2005-01-1782>.
- [4] BRIGHAM E, ZAC T, BECKY T, et al. Development of the MTU automatic shifting manual six speed transmission[C/OL]//SAE International World Congress and Exhibition. Detroit, Michigan, USA, April 3-6, 2006. [S. l.]; SAE international, [2009-8-14]. <http://www.sae.org/technical/papers/2006-01-0747>.
- [5] TURNER A, RAMSAY K, CLARK R, et al. Direct-drive rotary-linear electromechanical actuation system for control of gearshifts in automated transmissions[C]//Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, September 9-12, 2007, Arlington, TX, United states. Piscataway: IEEE, 2007:267-272.
- [6] 杨庆,吴光强,吴小清. 双离合器式自动变速器选换挡控制系统的设计[J]. 机电工程技术, 2007, 36(1):86-88.
- YANG QING, WU GUANG-QIANG, WU XIAO-QING. Designing of a DCT gear shift control system [J]. Mechanical and Electrical Engineering Technology, 2007, 36(1):86-88.
- [7] XU Y. Control of a BLDC motor for electromechanical actuator[C]//Proceedings of the 11th International Conference on Electrical Machines and Systems, ICEMS 2008. October 17-20, 2008, Wuhan, China. Piscataway, New Jersey, United States: IEEE, 2008: 3266-3269.
- [8] 魏黎. 基于无刷直流电机的 AMT 选换挡控制系统研究[D]. 吉林:吉林大学汽车工程学院, 2007.
- [9] YASUSHI K, TAKU I, SHIGERU K. Toyota's new shift-by-wire system for hybrid vehicles [C/OL]//SAE International World Congress and Exhibition. Detroit, Michigan, USA, March 8-11, 2004. [S. l.]; SAE [2009-8-15]. <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-1112>.
- [10] UWE W, ALFONS W. Electrical shift gearbox (ESG) -consistent development of the dual clutch transmission to a mild hybrid system[C/OL]//SAE International World Congress and Exhibition. Sao Paulo, Brazil, November 22-24, 2005. USA; SAE international [2009-8-17]. <http://www.sae.org/technical/papers/2005-01-4182>.
- [11] 余荣辉,孙冬野,秦大同. 机械自动变速系统动力性换挡控制规律[J]. 农业机械学报, 2006, 37(4):1-4.  
YU RONG-HUI, SUN DONG-YE, QIN DA-TONG. Study on dynamic gear-shift law of automated mechanical transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(4):1-4.
- [12] 高维山. 变速器[M]. 北京:人民交通出版社, 1990.
- [13] 唐忠荣. 同步器的相关设计参数影响浅析[J]. 汽齿科技, 2008, 2:45-51.  
TANG ZHONG-RONG. Analysis on parameters related to synchronizer design [J]. Qichi Keji, 2008, 2:45-51.
- [14] 江耕华,胡来榕,陈启松. 机械传动设计手册(上)[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1992.
- [15] Al S, DULGER L C, KIRECCI A. Hybrid actuator: motion control using genetic algorithms[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2009, 223(7):1657-1665.
- [16] TURNER A J, RAMSAY K. Review and development of electromechanical actuators for improved transmission control and efficiency [J]. Journal of Passenger Car: Mechanical Systems, 2004, 113(6):908-919.