液力自动变速器传动系统建模与换挡特性仿真

戴振坤 刘艳芳 徐向阳 王书翰

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院,北京 100191)

摘 要: 根据液力自动变速器换挡过程中操纵件的动态特性,建立换挡过程的动力学模型. 建立以转速、节气门开度和驱动模式为参数的发动机模型. 依据整车参数,设计换挡规律,提出换挡过程中操纵件的油压控制方法. 基于 MathCAD 数学软件,建立包含驾驶员、机械系统和控制系统等完整的动力传动系统虚拟样机. 仿真结果表明,建立的仿真原型与平台可预测传动系统在多种工况下相应动态特性,为换挡规律与换挡品质的仿真提供一个合理的解决方案.

关 键 词: 液力自动变速器; 虚拟样机; 换挡特性; 仿真分析

中图分类号: U 469.72

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)08-1027-05

Drive line modeling and shift characteristic simulation of automatic transmission powertrain system

Dai Zhenkun Liu Yanfang Xu Xiangyang Wang Shuhan

(School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the dynamic characteristic of the shifting elements of automatic transmission while shifting, a kinetic mathematic model of the shifting process was set up. Engine model was set up with engine speed, throttle and drive mode as parameters. The shifting strategy was designed with the vehicle data, and an oil pressure control method for shifting elements during shifting process was suggested. Based on the software platform MathCAD, a complete virtual prototype for the powertrain system was built including driver, mechanical system and control system etc. Simulation results show that the built simulation prototype and platform can predict the dynamic characteristic of the powertrain system under different driving cases, and so provides a proper solution for the simulation of shifting strategy and quality.

Key words: automatic transmission; virtual prototype; shifting characteristic; simulation

由于具有较高的换挡品质和扭矩适应面广等优点,液力自动变速器(AT, Automatic Transmission)仍将是未来汽车市场自动变速器的主流产品. 据全球著名汽车零部件企业 JATCO 和 BOSCH 预测,2015 年 AT 市场份额将约占 70%,以 6~8 挡为主. AT 换挡时,往往会引起换挡冲击、动力中断、操纵件加剧磨损等换挡品质不良的问题,导致汽车舒适性下降和机件寿命缩短,对整车性能有很大的影响[1]. 因此,换挡过程的高质量控制是 AT 研究领域中的重要课题.

AT 研发过程中,采用数字化虚拟样机技术可高效快速地分析传动系统各种控制策略的优劣,以缩短产品的研发周期,降低生产成本. 虽然国外 AT 技术比较成熟,但多采取技术封锁,国内研究还处于初级阶段,AT 动力传动系统建模及换挡特性研究领域的成果较少. 由于实际换挡过程中不同相之间的界限并不明显,在仿真研究与换挡品质的控制中,通过建立各阶段不同条件下车辆的

收稿日期: 2011-09-13; **网络出版时间**:2012-05-15 09:15

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20120515.0915.001.html

基金项目:国家科技支撑计划"节能环保 8AT 自动变速器关键技术及产业化"(2011BAG09B00)

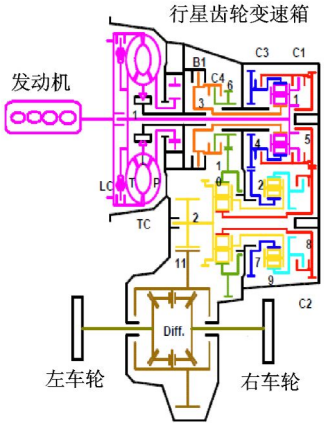
作者简介: 戴振坤(1983-),男,河北衡水人,博士生, zhenkun@ae.buaa.edu.cn.

运动微分方程来描述换挡过程的传统分析方法并不能方便、准确地描述车辆的动态换挡过程[2-4]. 文献[3-4]采用等效集中质量法建立了 AT 传动系统的换挡过程的简化动力学模型. 文献[5-6]采用多体系统动力学法建立了 AT 传动系统的仿真模型. 其中,齿轮变速箱简化为两个挡位,对于不同挡位变换则需要多个模型. 文献[7]采用模拟杠杆法定性分析了换挡过程中 AG4 变速器的运动学和动力学特性. 文献[8]采用多体系统动力学法建立了换挡过程中 AT 变速器的动力学模型. 由于缺少详细的驾驶员模型,上述模型多数情况下无法适用于所有可能的换挡过程.

本文搭建 AT 自动换挡规律和换挡品质的仿真原型与平台,适用于所有换挡过程. 发动机模型的参数除了节气门开度和发动机转速外,还考虑了驱动模式. 为了真实模拟车辆的运行,建立了驾驶员模型,除了模拟真实驾驶行为外,还可以用于分析不同循环下车辆的动态性能. 建立了 AT 换挡过程中的动力学数学模型,其中行星齿轮箱的建模采用等效集中质量法和多体系统动力学法,可分析所有轴的转速和转矩、操纵件的油压和摩擦转矩;设计了换挡规律,制定了操纵件的油压控制策略和液力变矩器闭锁策略. 基于 MathCAD 软件,开发了相应数值计算程序,通过实例验证了以上方法的有效性.

1 AT 自动变速器的工作原理

AT 机械系统主要由多个行星排和若干个操纵件(离合器或制动器)构成,图 1 为一新型八挡液力自动变速器(简称 8AT)传动系统结构示意图,其中行星齿轮变速箱由 4 个行星排和 5 个操纵件构成,TC 为液力变矩器,LC 为闭锁离合器,C1 ~ C4 为离合器,B1 为制动器.



挡位	B1	C4	C1	C2	C3
R	■	■		■	
N					
1	■	■	■		
2	■	■			■
3		■	■		■
4		■		■	■
5		■	■	■	
6			■	■	■
7	■		■	■	
8	■			■	■

a 动力传动系统结构简图 b 换挡逻辑

图 1 8AT 结构简图及其换挡逻辑

发动机输出的动力先后经液力变矩器、行星齿轮箱和主减速器传递到车轮. 通过接合或者分离不同的操纵件,使得变速器工作在不同挡位,实现汽车的变速. 换挡时,往往需要接合一个操纵件并同时分离另一个操纵件,例如从 1 挡升到 2 挡,离合器 C3 接合,同时离合器 C1 分离. 不适当的操纵件控制,即会引起换挡冲击、动力中断、操纵件加剧磨损等影响换挡品质的问题.

2 AT 动力传动系统的建模

2.1 发动机

鉴于自动变速器换挡过程的分析目的,建立发动机模型时,通常不考虑其详细的内部结构,仅需要发动机的转速-转矩特性. 一般地,发动机驱动车辆可以分为 4 种模式:节气门全开模式、经济模式、普通模式和运动模式,如图 2 所示.

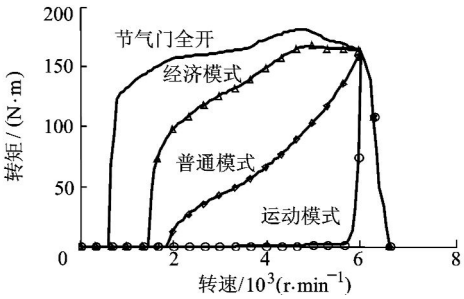


图 2 发动机的不同驱动模式

因此,发动机输出转矩和转速的关系式为

$$T_e = f(n_e, \alpha, M_d) \tag{1}$$

式中,T_e 为发动机转矩;n_e 为发动机转速;α 为节气门开度;M_d 为发动机驱动模式类型;f 为插值函数.

2.2 液力变矩器

仅考虑液力变矩器的传动特性,即有

$$T_P = \lambda \rho g D^3 n_P^2 \tag{2}$$

$$T_t = \mu T_P \tag{3}$$

式中,T_t 和 T_P 分别为涡轮和泵轮的力矩;n_t 和 n_P 分别为涡轮和泵轮的转速;λ,μ 分别为泵轮转矩系数和变矩比,由液力变矩器的特性决定.

发动机和液力变矩器联合作用的动力学微分方程为

$$J_e \dot{w}_e = T_e - T_P - T_f \tag{4}$$

式中,J_e 为所有与液力变矩器输入轴固连零部件的转动惯量;T_P 为泵轮阻力矩;T_f 为闭锁离合器摩擦阻力矩.

2.3 行星齿轮变速箱

设 $J_1 \sim J_w$ 为变速器每个轴及固装在其上所有零部件的转动惯量,其中轴的编号规则为:输入

轴为 1,输出轴为 2,其他轴依次从 3 开始递增. 变速器中各轴的动力学微分方程为

输入轴:

$$T_{\mathrm{t}} + T_{\mathrm{f}} - T_{\mathrm{o}} - \sum_j T_{1,j} = J_1 \dot{w}_1 \tag{5}$$

输出轴:

$$\sum_j T_{2,j} - T_{\mathrm{w}}/i_{\mathrm{g}} = J_2 \dot{w}_2 \tag{6}$$

中间轴:

$$\sum_j T_{i,j} = J_i \dot{w}_i \quad i = 3, \cdots, w \tag{7}$$

式中,T_{o} 为导轮阻力矩;T_{w} 为主减速器输出力矩(驱动力矩);i_{g} 为主减速器传动比;w_i 为轴 i 的转速;$T_{i,j}$ 为构件 j(包含行星排的基本构件、操纵件的主动端和被动端)施加在轴 i 上的力矩.

变速器中行星排基本构件之间的运动学方程和力学方程分别为[9]

$$n_{\mathrm{s},j} - i_{o_j} n_{\mathrm{r},j} + (i_{o_j} - 1) n_{\mathrm{c},j} = 0 \tag{8}$$

$$T_{\mathrm{s},j} - i_{o_j} T_{\mathrm{r},j} = 0 \tag{9}$$

$$T_{\mathrm{s},j} + T_{\mathrm{c},j} + T_{\mathrm{r},j} = 0 \tag{10}$$

式中,s,c 和 r 分别为第 j 个行星排的太阳轮、行星架和齿圈所在轴的编号;$n_{\mathrm{s},j}$,$n_{\mathrm{c},j}$ 和 $n_{\mathrm{r},j}$ 分别为第 j 个行星排的太阳轮、行星架和齿圈所在轴的转速;$T_{\mathrm{s},j}$,$T_{\mathrm{c},j}$ 和 $T_{\mathrm{r},j}$ 分别为第 j 个行星排太阳轮、行星架和齿圈承受的转矩;i_{o_j} 为第 j 个行星排的主传动比,$j = 1, 2, \cdots, p$,其中 p 为行星排的总数.

变速器中操纵件的转速和传递力矩的大小与其工作状态有关. 完全分离的操纵件不传递力矩. 完全接合的操纵件的主动端和被动端的转速相同. 处于完全接合、接合过程中或者未彻底分离状态下的操纵件传递力矩. 任意操纵件的力矩平衡方程为

$$T_{s1,k} + T_{s2,k} = 0 \tag{11}$$

式中,$s1$ 和 $s2$ 分别为操纵件两端所在轴的编号;$T_{s1,k}$ 和 $T_{s2,k}$ 分别为第 k 个操纵件两端承受的力矩,$k = 1, 2, \cdots, m$,其中 m 为变速器中操纵件的数目. 根据 AT 的工作原理,相邻两挡位的换挡过程包括换挡前后的稳定行驶阶段和换挡过程中的动态过渡阶段. 对于稳定行驶阶段,操纵件主动端和被动端之间不存在相对运动,联合方程式(5)~式(11)即可解出 AT 中所有基本构件在稳定行驶阶段中的转速和力矩. 对于换挡过程中的动态过渡阶段,一个操纵件处于分离过程,一个操纵件处于接合过程,整个变速器系统具有两个自由度,参与换挡过程的两个操纵件传递的动态力矩为

$$T_{s1,k} = \mathrm{sgn}(w_{s2} - w_{s1}) 2\pi\mu Z (R_2^3 - R_1^3) q(t)/3 \tag{12a}$$

或者

$$T_{s2,k} = \mathrm{sgn}(w_{s1} - w_{s2}) 2\pi\mu Z (R_2^3 - R_1^3) q(t)/3 \tag{12b}$$

其中,符号函数定义如下:

$$\mathrm{sgn}(a - b) = \begin{cases} 1 & a \geqslant b \\ -1 & a < b \end{cases} \tag{13}$$

式中,μ 为操纵件的动摩擦系数;Z 为操纵件的摩擦面数;R_1 为摩擦面的内径;R_2 为摩擦面的外径;$q(t)$ 为油压.

联合式(5)~式(13)即可解出 AT 所有基本构件在动态换挡过程中的转速和力矩变化情况.

2.4　整　车

整车可以建模为单质量模型. 假设车辆行驶在光滑路面上,不考虑车辆的垂直运动,仅考虑整车的纵向动力学,则整车的运动方程为[10]

$$\delta \cdot M_V \cdot \dot{V} = \phi \cdot G_V - F_{\mathrm{aero}} - F_{\mathrm{roll}} - F_{\mathrm{gradient}} \tag{14}$$

式中,M_V 为整车质量;$\dot{V}$ 表示整车的加速度;G_V 为驱动轮承受的垂直载荷;ϕ 为附着系数;F_{aero} 为空气阻力;F_{roll} 为滚动阻力;F_{gradient} 为坡道阻力.

轮胎转速由式(15)计算得到

$$(T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{b}}) - \phi \cdot G_V \cdot R_{\mathrm{w}} = J_{\mathrm{w}} \cdot \dot{\omega}_{\mathrm{w}} \tag{15}$$

式中,T_{w} 为驱动力矩;T_{b} 为制动力矩;R_{w} 为车轮半径;J_{w} 为车轮及其轴的转动惯量;轮胎摩擦系数 f 的大小与轮胎滑移率 S 有关.

3　换挡控制系统的建模

3.1　换挡规律的设计

计算和仿真时车辆的总质量为 1 655 kg,空气阻力系数为 0.3,迎风面积为 2.2 m^2,车轮滚动半径为 322 mm,传动效率为 0.973,滚动阻力系数为 0.009,主减速比为 3.56,1 挡到 8 挡的速比分别为 4.174,2.653,1.691,1.424,1.172,1.004,0.843,0.638. 按照文献[2]中最佳换挡规律的设计方法,以油门和车速为控制参数,设计其最佳经济性换挡规律,如图 3 所示,$i \rightarrow j$ 表示从挡位 i 升(降)到挡位 j.

3.2　操纵件的油压控制

换挡过程中,需要采用合适的控制油压 $q(t)$ 以实现操纵件的“准确换挡”,避免“动力中断”或者“挂双挡”,保证给予驾驶员较好的换挡舒适性. 换挡时,根据采集到的节气门开度、泵轮转速和涡轮转速,基于当前换挡命令,AT 电子控制单元(TCU, Transmission Control Unit)首先计算即将分离或接合操纵件的转矩需求和油压需求,以及工作电磁阀的控制电流,TCU 输出控制指令,驱

动 AT 液压控制系统,使得操纵件实现分离和接合,直至完成整个换挡过程.

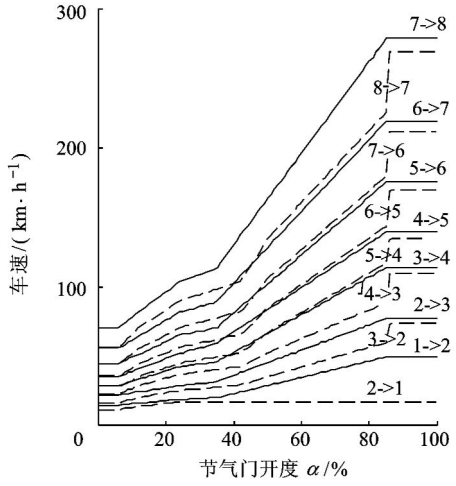


图 3 最佳经济性换挡规律示意图

3.3 液力变矩器的闭锁控制

由于存在液力耦合,液力变矩器会降低 AT 的整体传动效率. 文献[11]的研究表明,闭锁离合器可以提高自动变速器的传动效率 5% ~ 10%. 本文采用涡轮转速控制策略,满足闭锁条件时,接合闭锁离合器 LC,发动机和变速器之间变为纯机械联接.

3.4 模型的集成和仿真

将上述子模型集成建立 AT 动力传动系统的数学模型,基于 MathCAD 软件,开发了相应数值计算程序,计算框图如图 4 所示. 应用该仿真平台对 8AT 进行仿真计算. 表 1 为仿真得到的加速性能和 3 种循环工况下的燃油经济性能. 图 5 为仿真得到的 US-Highway 工况下车速、挡位使用以及液力变矩器闭锁情况,误差在合理范围内;图 6 为换挡过程中转速和转矩的动态变化情况,仿真结果和控制逻辑完全一致,显然,基于该平台,可进行整车动力传动系统的匹配分析、换挡过程的动态特性分析,以及变速器的参数优化.

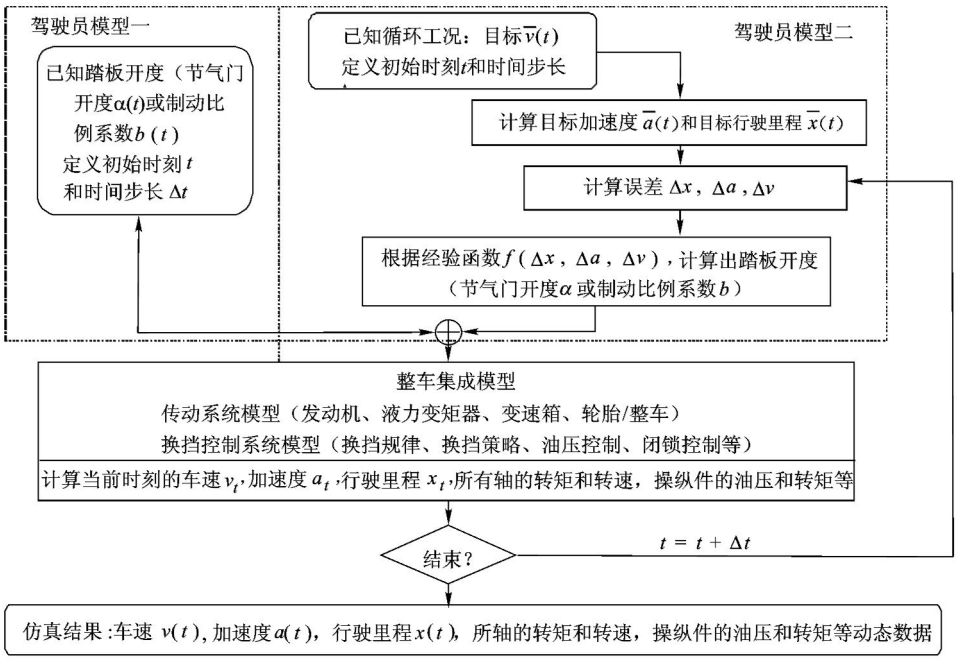
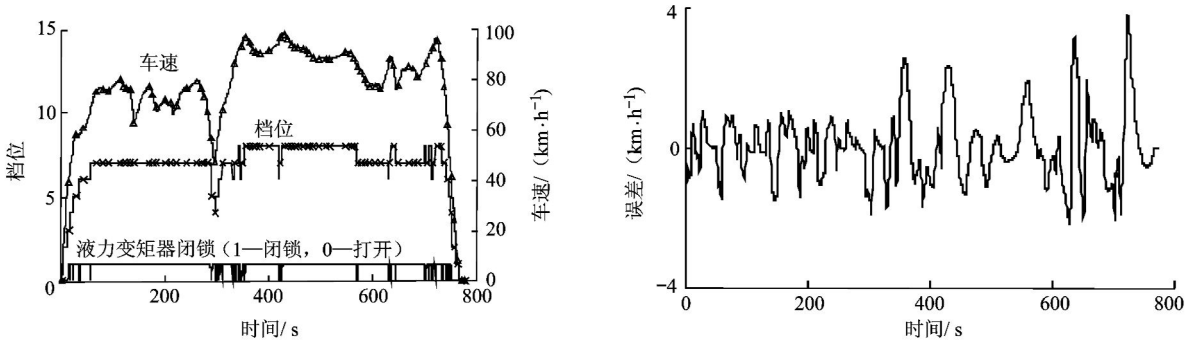
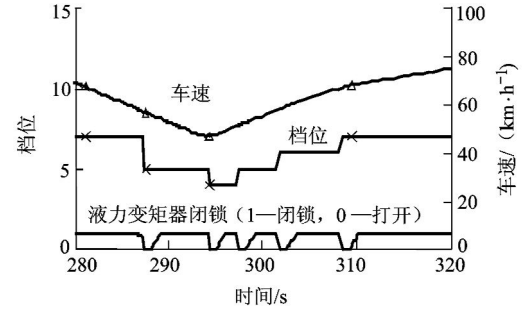


图 4 AT 传动系统仿真计算框图设计

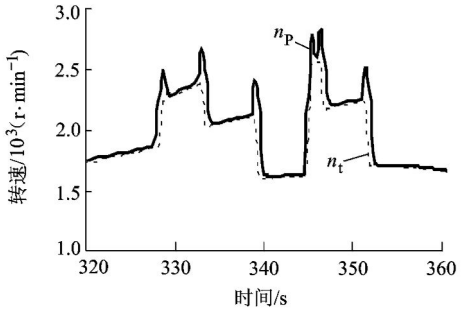


a 车速、档位和离合器闭锁控制 b 仿真车速和实际车速之间的差值

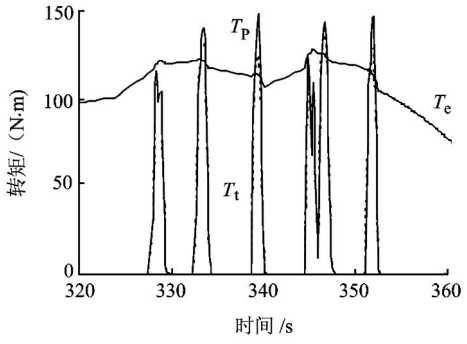
图 5 US-Highway 工况仿真结果



a　挡位、闭锁状况和车速



b　泵轮和涡轮的转速



c　发动机、泵轮和涡轮的转矩

图 6　换挡过程动态特性的仿真结果

表 1　8AT 的加速性能和燃油经济性仿真结果

0 ~ 100 km/h 加速时间/s	百公里燃油消耗/(L · 100km⁻¹)		
	US06-SFTP	US-City	US-Highway
9.3	8.17	7.48	5.29

4　结　论

1）建立了以转速、节气门开度和驱动模式为参数的发动机转矩模型. 根据换挡过程中液力自动变速器离合器的工作特性,建立了 AT 换挡过程的动力学模型. 依据整车参数,设计了变速器的换挡规律;提出了换挡过程中操纵件的油压控制方法,可避免“动力中断”或“挂双挡”.

2）基于 MathCAD 软件平台,建立了包含驾驶员、机械系统和控制系统等的 AT 动力传动系统虚拟样机,开发了数值计算程序. 实例表明,建立的仿真原型与平台,可为换挡规律与换挡品质的仿真提供一个合理的解决方案.

参考文献（References）

[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 Anlin, Chen Huiyan. New development of automobile automatic transmission technology[J]. Automobile Technology, 2007(2):1 - 4 (in Chinese)

[2] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1993
Ge Anlin. Theory and design of automobile automatic transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 1993 (in Chinese)

[3] 孙文涛,陈慧岩. 电控自动变速器换挡过程控制策略[J]. 农业机械学报,2008,39(12):23 - 26
Sun Wentao, Chen Huiyan. Control strategy as shifting progress with an electronic automatic transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12):23 - 26 (in Chinese)

[4] 孙文涛,陈慧岩,伍春赐. 电控自动变速器换挡过程自适应控制策略[J]. 机械工程学报,2009,45(1):293 - 299
Sun Wentao, Chen Huiyan, Wu Chunci. Shifting process adaptive control strategy with electronic automatic transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 293 - 299 (in Chinese)

[5] 陈翔,白月飞,孙凤茹. AG4 自动变速器换档过程冲击控制的研究[J]. 自动化与仪器仪表,2010,2:18 - 21
Chen Xiang, Bai Yuefei, Sun Fengru. Research on the shifting shock control of AG4 automatic transmission[J]. Automation& Instrumentation, 2010, 2:18 - 21 (in Chinese)

[6] 张勇,许纯新,宋健,等. 行星齿轮变速箱换挡过程的建模与仿真[J]. 吉林大学学报(工学版),2002,32(1):23 - 27
Zhang Yong, Xu Chunxin, Song Jian, et al. Modeling and simulation of shifting process of the planetary gearbox[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2002, 32(1):23 - 27 (in Chinese)

[7] Ali H F, Friedrich P. Dynamic modeling and analysis of automatic transmissions[C] //International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Atlanta:[s. n.], 1999:1026 - 1031

[8] Ali H F, Friedrich P. Optimization of gear shift operations in automatic transmissions[C] //2000 6th IEEE Internation Workshp on Advance Motion Control. Nagoya:[s. n.], 2000:469 - 473

[9] 徐向阳,刘艳芳,姬芬竹,等. 自动变速器技术[M]. 北京:人民交通出版社,2011
Xu Xiangyang, Liu Yanfang, Ji Fenzhu, et al. Automatic transmission technology[M]. Beijing: China Communications Press, 2011 (in Chinese)

[10] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,1989
Yu Zhisheng. Automobile theory[M]. Beijing: China Machine Press, 1989 (in Chinese)

[11] Lu Xi, Liu Yanfang, Xu Xiangyang. Research on control strategy and integrated vehicle system as locking-up process[C] //2nd IEEE International Conference on Computer Science and Information Technology. Beijing:[s. n.], 2009:249 - 253

（编　辑:张　嵘）