

文章编号:1000-582X(2010)06-031-11

重型商用车 AMT 自动控制策略及试验分析

胡建军,胡宏奎,伍国强,刘振军,秦大同

(重庆大学 重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:通过对重型商用车电控机械式自动变速器(automated mechanical transmission, AMT)起步过程分析,在综合考虑驾驶员起步意图和起步性能指标的基础上,提出起步过程离合器结合速度模糊控制算法和发动机局部恒转速模糊控制算法,将 AMT 换挡过程分为 7 个阶段,提出换挡过程离合器控制逻辑和发动机目标转速控制算法。针对车辆运行过程中出现的紧急制动工况,提出 AMT 制动跳挡降挡控制策略和目标挡位确定算法。为了验证控制策略的正确性,研制开发了重型商用车 AMT 样机,完成了 AMT 样车开发并进行起步、换挡和制动跳挡降挡试验。

关键词:重型商用车;AMT;起步;换挡;控制;试验

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

Automatic control strategy and its test analysis for the heavy truck AMT

HU Jian-jun, HU Hong-kui, WU Guo-qiang, LIU Zhen-jun, QIN Da-tong

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

Abstract: By analyzing the startup process of automated mechanical transmission (AMT), fuzzy control algorithm of clutch engagement speed and constant engine speed in part during startup are proposed based on comprehensive consideration of driver's startup intention and startup performance indices. Through dividing shift process of AMT into seven stages, clutch control logic and goal speed control algorithm of engine during the shift process are put forward. Aiming at the emergency braking condition, a control strategy of *jump downshift* during braking and a determination method of target gear are also proposed. In order to verify the validity of control strategy, an AMT prototype vehicle is developed and the test of startup, shift and *jump downshift* are carried out.

Key words: heavy duty commercial vehicle; automated mechanical transmission; startup; shift; control; testing

电控机械式自动变速器(automated mechanical transmission, AMT)是在原来干式离合器和定轴齿轮式有级机械变速器所组成的手动变速器系统基础上采用微机控制和液压操纵装置或电机驱动机构组成的系统^[1-2]。AMT 具有传动效率高、燃油经济性好,结构简单,成本低等优点,由于重型商用车普遍

装备固定轴式机械变速器,所以在国内开展重型商用车 AMT 技术研究大有前途,对手动机械变速器进行 AMT 改造,实现车辆的自动换挡,具有广阔的应用前景。与液力机械式自动变速和无级变速相比,AMT 存在控制参数多,系统控制难度大等问题^[3-4]。尽管国内在轿车 AMT 研究方面投入了很

收稿日期:2010-01-20

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110114)

作者简介:胡建军(1973-),男,重庆大学副教授,主要从事车辆动力传动及其控制方向研究,(Tel)023-65106506;
(E-mail)hujianjun@cqu.edu.cn.

多力量,也取得了不少成果,但目前还没有真正实现产品化,产业化进展并不顺利。其根本原因在于 AMT 在换挡时需要切断动力,因而会产生一定的冲击,影响了乘坐舒适性,很难适应人们对轿车性能越来越高的要求。然而对重型商用车、城市公交车等因自重较大,AMT 冲击度的影响明显低于轿车,同时对乘坐舒适性的要求也低于轿车,AMT 更适合在这类车辆上应用。AMT 在国外重车上装车率逐渐提高,在美国已达到 20%,欧洲超过 40%。国内在重型商用车 AMT 开发研究方面尚处于起步阶段^[5-6],随着重型车档位的不断增加,在车辆行驶过程中操纵繁琐,易造成换挡误操作、跳档而产生换挡冲击现象。目前国内研究的 AMT 换挡时均有选档过程^[7-9],这势必增加换挡时间,降低车辆的动力性能。笔者针对无选档过程的直接换挡 AMT 系统为研究对象,对起步、换挡以及制动跳挡降挡等 AMT 关键技术进行了研究,开发了重型车 AMT 样机并进行了实车试验验证。

1 AMT 的起步控制

1.1 AMT 起步过程分析

车辆静止状态时,离合器从动盘转速为零,开始结合时,主、从动盘的转速差最大,在摩擦力的作用下,车速从零开始增加,主、从动盘的转速差逐渐减小,直到主、从动盘完全同步^[10]。AMT 起步过程如图 1 所示。

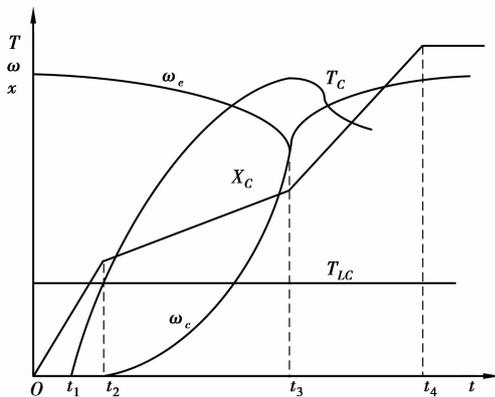


图 1 AMT 起步过程示意图

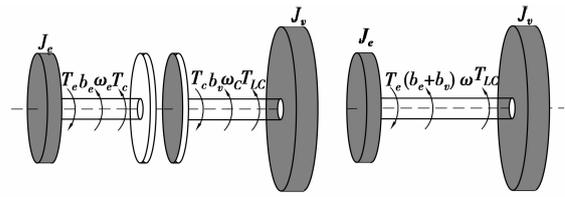
1.2 起步过程离合器数学模型

在 AMT 起步分析基础上,建立起步过程离合器数学模型,如图 2 所示。

滑磨阶段离合器动力学方程为

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - b_e \times \omega_e - T_c, \quad (1)$$

$$J_v \dot{\omega}_v = T_c - b_v \times \omega_v - T_{LC}, \quad (2)$$



(a) 滑磨阶段离合器动力学模型 (b) 结合阶段离合器动力学模型

图 2 起步过程离合器数学模型

上式中: J_e —发动机的转动惯量, $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$; ω_e —发动机飞轮角速度, rad/s ; T_e —发动机输出转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; b_e —与转速有关的发动机飞轮轴的摩擦系数, b_v —车辆系统等效到离合器输出轴的与转速有关的等效摩擦系数, T_c —离合器传递的力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; J_v —车辆系统等效到离合器输出轴的等效转动惯量, $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$; ω_v —离合器输出轴的角速度, rad/s ; T_{LC} —外界阻力作用在变速箱一轴上的等效负载力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{LC} 与起步挡位的传动比有关。

离合器完全结合时,离合器主、从动盘转速相等,离合器动力学方程

$$(I_e + I_v) \dot{\omega} = T_e - (b_e + b_v) \omega - T_{LC}. \quad (3)$$

1.3 起步过程离合器结合速度模糊控制

由 AMT 起步时离合器结合过程分析可知, $t_2 \sim t_4$ 阶段是车辆起步时离合器接合控制的实质性阶段,接合位置和接合速度直接影响冲击度和滑磨功这两项起步性能评价指标。综合考虑驾驶员起步意图以及离合器结合的冲击度和滑磨功,设计了离合器起步模糊控制系统,如图 3 所示。

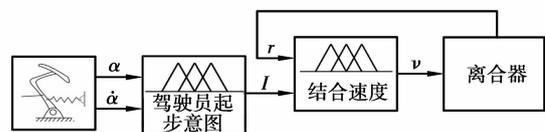


图 3 起步过程离合器结合速度模糊控制原理

离合器模糊控制器采用双层推理结构,第一层模糊控制器将加速踏板开度 α 、加速踏板开度变化率 $\dot{\alpha}$ 作为输入量,由 $\alpha, \dot{\alpha}$ 推理出驾驶员意图 I 。第二层模糊控制器以驾驶员 I 、离合器主、从动盘转速比 r ($r = \frac{\omega_e - \omega_v}{\omega_e}$) 作为输入量,由 I, r 推理出离合器结合速度 v 。

1.4 起步过程发动机局部恒转速模糊控制

为了实现 AMT 起步过程滑磨功和冲击度的综合控制,在综合目前离合器自动结合过程中采用的发动机设定转速控制和发动机恒转速控制思想的基

基础上,建立了发动机局部恒转速控制原则^[11],其控制原则是:在离合器起车的前半部分与发动机恒转速控制原则相同,将目标转速设定在各油门开度下发动机最大扭矩对应的转速,并通过模糊控制器控制离合器接合量、接合速度以及喷油脉宽来确保发动机实际转速和目标转速间的偏差。但当离合器从动盘转速大于某一设定值时,离合器将根据油门开度和主、从动盘转速差的大小,按某一控制速度加快接合,直到离合器主、从动盘转速差为零。

1)起步过程发动机目标转速的确定

根据发动机局部恒转速控制原则,选取各油门开度下发动机最大扭矩时的转速作为起步过程发动机最高目标转速,如图 4 所示。

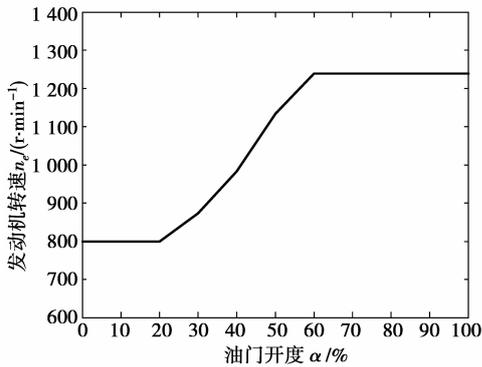


图 4 起步过程发动机目标转速

2)起步过程发动机恒转速模糊控制器的设计

由于高压共轨电喷柴油机共轨腔的压力恒定,因而循环喷油量正比于喷油脉宽,通过调节喷油脉宽来控制柴油机转速^[12]。起步过程发动机恒转速模糊控制系统如图 5 所示。系统通过发动机转速传感器和油门位置传感器,将采集到的发动机实际转速和油门开度决定的目标转速,经模糊化后转变为模糊量,依据这些模糊信息,通过控制规则做出模糊决策,再经模糊判决后变为精确量,用于对喷油脉宽进行调节,进而控制电控喷油器喷油量,达到控制转速的目的。

选取发动机实际转速 n 和目标转速 n_0 之差 E ($E=n-n_0$),及转速差的变化率 \dot{E} 作为系统的输入变量,选取喷油脉宽 τ 为系统的输出变量。

2 AMT 换挡过程综合控制

2.1 AMT 换挡过程分析

AMT 开发过程中的难点之一就是换挡过程中对离合器的控制。控制目标是,不但要提高换挡过

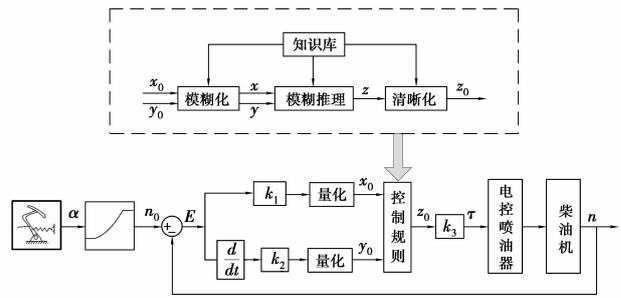


图 5 起步过程发动机局部恒转速模糊控制原理

程中离合器结合的平稳性,减少离合器滑摩,延长离合器使用寿命,而且要保证发动机稳定运转,减少发动机转速的波动^[13-14]。现以升挡为例,对换挡过程进行分析,如图 6 所示。

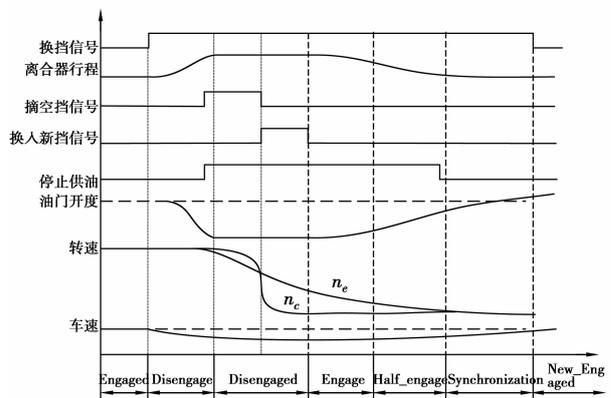


图 6 AMT 换挡过程中综合控制时序图

换挡过程中通过离合器位移和离合器主、从转速差来对离合器进行控制,如图 7 所示。通过控制断油和恢复供油时刻来调节换挡期间发动机的转速,以减小离合器结合时主、从动部分转速差,达到改善换挡品质的目的。

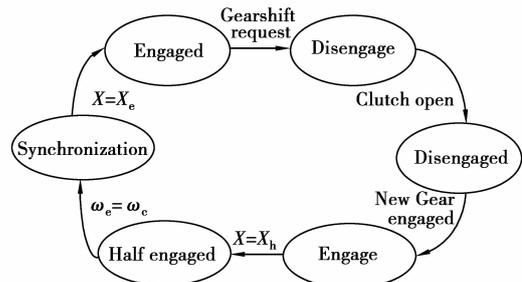


图 7 AMT 换挡过程离合器控制逻辑图

根据图 6 和图 7,AMT 换挡过程分为以下 7 个阶段,针对不同的阶段采取不同的控制策略。

1) Engaged 阶段。在该阶段,离合器完全闭合,以原挡位行驶,发动机扭矩通过离合器直接传递给变速器。

2) Disengage 阶段。TCU 根据换挡规律计算出换挡车速,当到达换挡时刻时发出换挡信号,同时迅速分离离合器。此时发动机负荷突然下降,输出负荷只需满足发动机自身、空调、发电等要求^[15]。如果油门开度大,发动机转速会迅速升高,出现超速、发动机轰响等问题,故通过断油来调节发动机转速和转矩。随着离合器行程的增大,其所传递的最大扭矩逐渐减小,离合器主、从动盘出现转速差,离合器处于滑摩状态,在离合器主、从动盘转速差大于设定值后,柴油机开始断油。

3) Disengaged 阶段。此阶段包含摘空挡和换新挡两个阶段。离合器即将完全分离之前,TCU 应发出摘空挡指令,以便抵消执行器的响应滞后时间,使同步器及时移动,将正在啮合的齿轮分离,减少换挡时间,提高动力性。发动机和传动系统之间不传递扭矩,发动机处于空载状态。换挡执行器摘空挡后,按照 TCU 指令,同步器顺势挂入新挡或选其它同步器挂入新挡。

4) Engage 阶段。一旦挂入新的挡位,离合器主、从动盘开始迅速结合。Engage 阶段主要目标就是迅速到达离合器开始传递扭矩的结合点,消除离合器空行程,此阶段不传递扭矩,也不产生冲击,离合器结合速度取离合器执行机构允许的最大速度。

5) Half_engaged 阶段。在 Half_engaged 阶段,离合器开始传递来自发动机的扭矩到变速器,这一阶段是影响换挡品质的主要阶段。离合器结合过程中对发动机有很高的动力输出匹配要求,主要表现在油门开度与离合器结合行程协调及恢复供油方面控制。在离合器滑摩阶段末期趋于同步前,且转速差减小到某一范围时开始恢复供油。

6) Synchronization 阶段。当离合器主、从动盘转速相等时,换挡过程进入 Synchronization 阶段,离合器以执行机构允许的最大速度结合。

7) New_engaged 阶段。当离合器完全结合,换挡过程进入 New_engaged 阶段,车辆完成换挡过程,以新挡位行驶。

2.2 AMT 换挡过程动力学模型

在对车辆换挡过程分析的基础上,建立换挡过程车辆传动系统动力学模型,如图 8 所示。

离合器完全断开时传动系统动力学模型

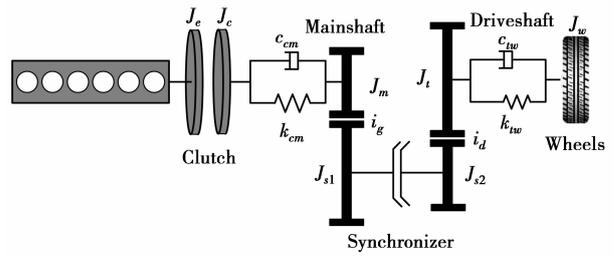


图 8 AMT 换挡过程传动系统动力学模型

$$\left. \begin{aligned} [J_e + J_c + J_{eq}(i_{g(n)}, i_d)] \dot{\omega} &= T_e - \frac{1}{i_{g(n)} i_d} \cdot \\ [k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} (\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w)], \\ J_w \dot{\omega}_w &= k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} (\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w) - T_L(\omega_w), \\ \Delta \dot{\theta}_{cw} &= \frac{\omega_c}{i_d i_{g(n)}} - \omega_w. \end{aligned} \right\} (4)$$

滑摩阶段传动系统动力学模型:

$$\left. \begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_c(x_c), \\ [J_c + J_{eq}(i_{g(n)}, i_d)] \dot{\omega}_c &= T_c(x_c) - \frac{1}{i_{g(n)} i_d} \cdot \\ [k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} (\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w)], \\ J_w \dot{\omega}_w &= k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} (\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w) - T_L(\omega_w), \\ \Delta \dot{\theta}_{cw} &= \frac{\omega_c}{i_d i_{g(n)}} - \omega_w. \end{aligned} \right\} (5)$$

离合器完全断开时传动系统动力学模型:

$$\left. \begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e, \\ [J_c + J_{eq}(i_{g(n)}, i_d)] \dot{\omega}_c &= -\frac{1}{i_{g(n)} i_d} \times \\ [k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} (\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w)], \\ J_w \dot{\omega}_w &= k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} (\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w) - T_L(\omega_w), \\ \Delta \dot{\theta}_{cw} &= \frac{\omega_c}{i_d i_{g(n)}} - \omega_w. \end{aligned} \right\} (6)$$

式中: T_L 为负载转矩, $N \cdot m$; x_c 为离合器分离行程, m ; $J_e, J_m, J_{s1}, J_{s2}, J_t, J_w$ 为分别表示离合器、变速器主轴、同步器主动端转动惯量、同步器从动端转动惯量、变速器等效转动惯量、车轮转动惯量, $kg \cdot m^2$; k_{cm} 为 J_c 与 J_m 之间当量扭转刚度, $N \cdot mm^{-1}$; k_{tw} 为 J_t 与 J_w 之间当量扭转刚度, $N \cdot mm^{-1}$; c_{cm} 为 J_c 与 J_m 之间旋转粘性阻尼, $N \cdot s/m$; c_{tw} 为 J_t 与 J_w 之间旋转粘

性阻尼, $N \cdot s/m$; ω_w 为表示车轮角速度, rad/s ; θ_{cw} , θ_{rw} 为分别表示 J_c 与 J_m 之间角位移和 J_t 与 J_w 之间角位移, rad 。 $J_{eq}(i_d, i_g) = J_m + (1/i_g^2)(J_{s1} + J_{s2} + (J_t/i_d^2))$ 。

2.3 AMT 换挡控制策略研究

2.3.1 2 参数动力性换挡规律

换挡规律是指两排挡间自动换挡时刻随控制参数变化的规律。换挡规律的好坏直接影响车辆的动力性和经济性的优劣,是自动变速器的关键技术。动力性换挡要求汽车的牵引特性得到最好的利用,充分发挥发动机的功率潜力,以便获得优异的加速性、爬坡能力,提高平均行驶车速^[16-17]。根据油门开度和车速来设计重型商用车两参数动力性换挡规律,为便于 TCU 存储,将换挡规律曲线处理为线性化,如图 9 所示。图中实线表示升挡曲线,虚线表示降挡曲线。

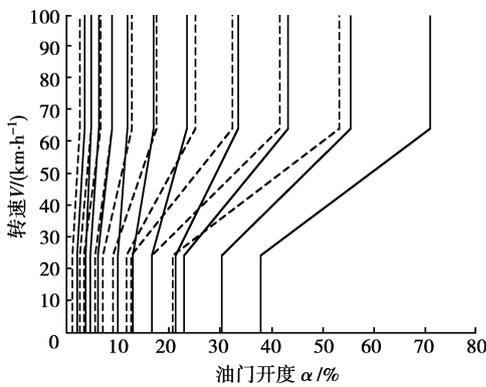


图 9 2 参数动力性换挡规律

2.3.2 AMT 制动跳挡降挡研究

当以高档高速行驶的车辆突然遇到紧急情况需要制动降挡时,如果按照传统的顺序降挡,降挡过程耗时较长,容易引发事故。且当制动解除后,需要继续前进时,如果此时挡位高于当前车速允许的最高挡位,就会出现动力不足,甚至会导致发动机熄火。针对这个问题作者提出基于制动信号、油门信号、发动机转速,当前挡位以及车速的 AMT 制动跳挡降挡控制策略,控制流程如图 10 所示。当驾驶员踩下制动踏板且发动机转速小于等于 750 r/min 时,由于当前挡位无法维持发动机怠速转速,需要降挡。如果此时挡位大于一挡,则首先离合器分离,根据车速计算跳挡目标挡位,当制动解除后,换入目标挡位,离合器结合,车辆继续前行;如果变速器处于一挡,则离合器分离,待制动解除后重新起步。

AMT 制动跳挡降挡控制策略的核心在于目标

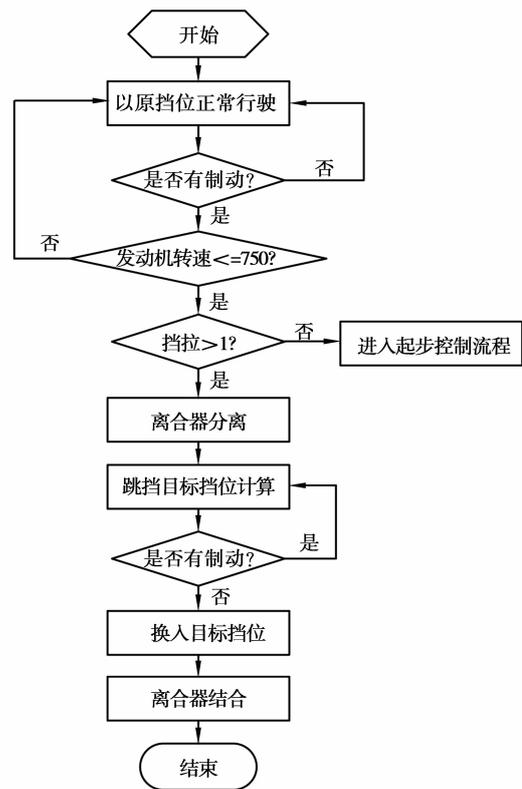


图 10 制动跳挡降挡控制流程

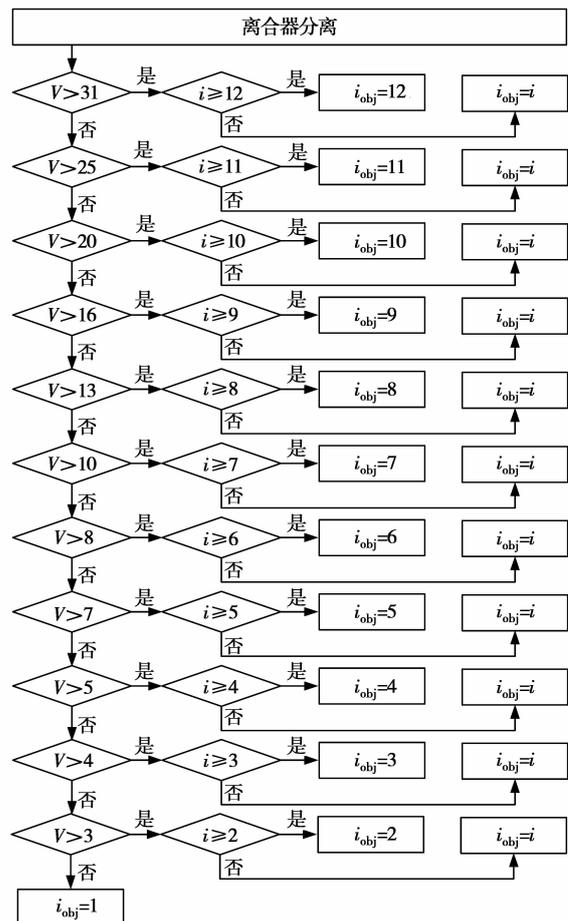


图 11 制动跳挡降挡目标挡位确定原则

挡位的计算。在保证发动机不熄火的前提下,结合车辆传动系统参数,作者提出基于当前车速的跳挡目标挡位确定方法,如式 7 所示

$$i_{obj} = 0.377 \frac{n_{idle} \cdot r}{V \cdot i_0} \quad (7)$$

式中, i_{obj} , n_{idle} , r , V , i_0 分别表示目标挡位、发动机怠速转速、车轮半径、车速以及主减速器传动比。

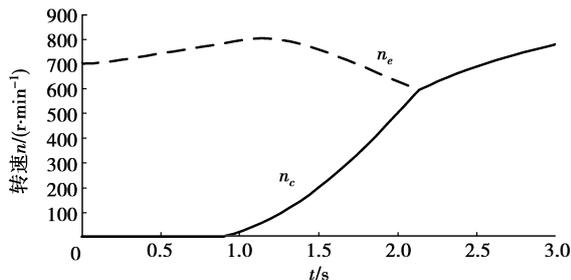
根据式 7 以及车辆传动系统参数计算不同车速下的制动跳挡降挡目标挡位,目标挡位确定原则如

表 1 重型商用车整车和传动系统参数

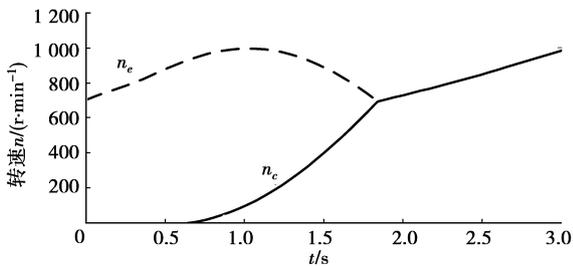
总质量 /kg	车辆迎风面积/m ²	桥速比	发动机	离合器摩擦系数	空气阻力系数	传动系效率	轮胎滚动半径/mm	离合器	变速器	变速器传动比
18 000	8.5	4.8	SC9DF	0.25	0.8	0.9	536	Φ430 拉式	12JS160	15.53、12.08、9.39、7.33、5.73、4.46、3.48、2.71、2.10、1.64、1.28、1.00

3.1 不同油门开度下起步仿真

不同油门开度下 3 挡起步仿真结果如图 12 所示。平稳起步情况下,发动机转速控制在较低转速下,但起步时间较长;急速起步条件下反之。发动机转速较好地控制在目标转速附近。



(a) 3挡平衡起步离合器主、从动盘转速变化关系



(b) 3挡急速起步离合器主、从动盘转速变化关系

图 12 不同油门开度下起步仿真

3.2 AMT 换挡仿真

3.2.1 动力性顺序换挡仿真

根据两参数动力性换挡规律进行动力性仿真,仿真结果如图 13 所示。

图 11 所示,图中 i 表示当前挡位。

3 重型商用车 AMT 仿真

在对 AMT 起步、换挡以及制动跳挡降挡分析的基础上,在 Matlab/Simulink 环境下建立重型商用车 AMT 控制系统模型并进行仿真^[18]。整车和传动系统参数如表 1 所示。

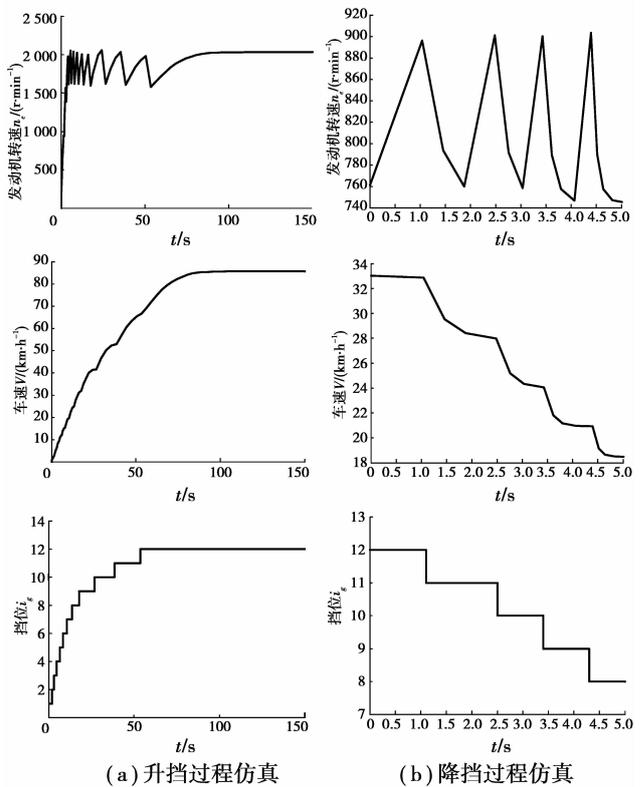


图 13 动力性顺序换挡仿真

3.3 制动跳挡降挡过程仿真

当有制动信号时,车速降低,当发动机转速低于 750 r/min 时,离合器开始分离,发动机转速维持在怠速转速,离合器从动盘转速迅速降低,当制动信号解除后,迅速换入目标挡位,离合器开始结合,待离合器主、从动盘转速相等,制动跳挡降挡过程结束,

车辆以新挡位行驶。制动跳挡降挡过程仿真结果如图 14 所示。

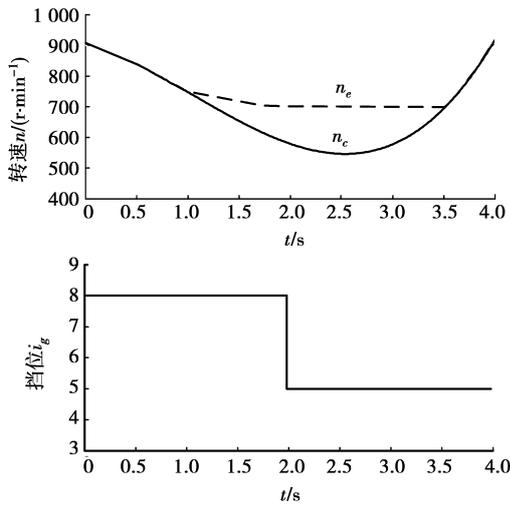


图 14 制动跳挡降挡过程仿真

4 AMT 执行机构开发

AMT 系统执行机构主要包括离合器执行机构、选换挡执行机构^[19]。根据 AMT 系统选换挡和离合器操纵方式的不同可分为电机驱动式、液压驱动式和气动驱动式。执行机构是 AMT 系统中执行控制指令的重要环节,执行机构的设计和优化是 AMT 开发的重点和难点之一,它的性能直接影响到整个系统乃至整车的性能。针对重型商用车 AMT 系统的特点,根据 AMT 执行机构设计要求,对 AMT 液压操纵驱动机构进行开发设计。

4.1 换挡执行机构

针对所开发的 12 挡重型商用车 AMT 系统,根据其手动变速器换挡机构的结构特点采用的换挡执行机构如图 15 所示,换挡执行机构液压系统原理如图 16 所示。该变速器为主副箱结构,主箱为 4 根换挡拨叉轴,分别控制 1-2 挡、3-4 挡、5-6 挡和 R 挡。如果采用传统的 X-Y 型式的选换挡结构,则选换挡液压缸必须有 4 个位置,使其结构复杂,位置控制难度加大。因此采用平行式换挡执行机构,4 只液压缸分别控制 4 个换挡拨叉,其中 3 只液压缸为结构完全相同的双作用三位置缸(如图 17 所示),R 挡缸为弹簧复位式两位置单作用液压缸(如图 17 所示)。副箱的高低挡切换则保留了原有气动控制系统。该换挡执行机构结构简单,布置方便,具有速度快,动作准确等优点,可满足 AMT 换挡动作的要求,同时该方案为无选挡过程的直接换挡,因此可以缩短换挡时间,提高车辆的动力性能。

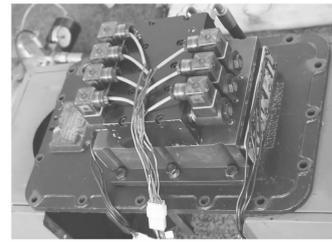


图 15 换挡执行机构模块

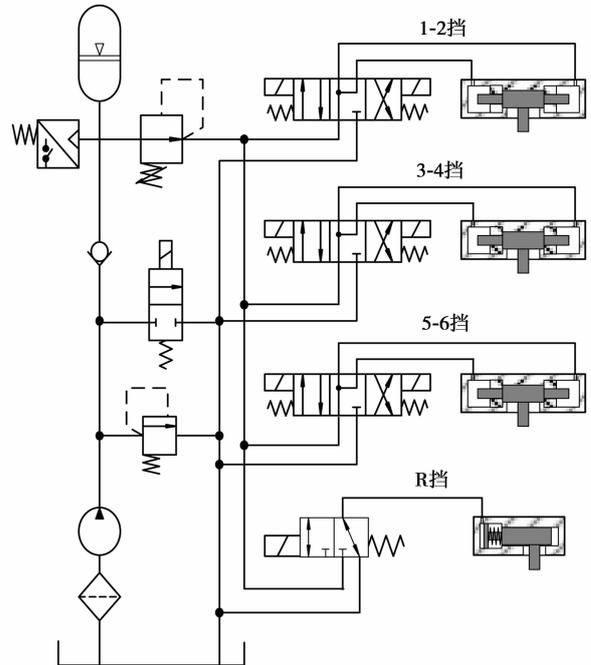
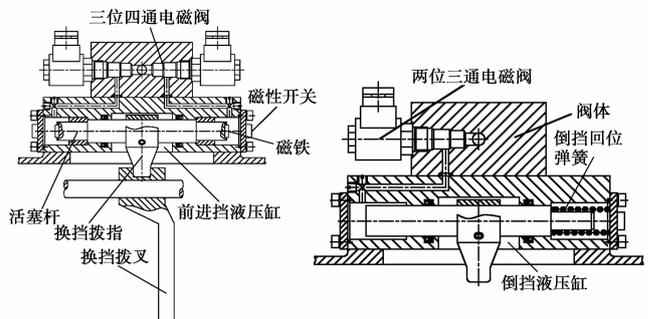


图 16 换挡执行机构液压系统原理



(a) 前进挡执行机构示意图 (b) 倒挡执行机构示意图

图 17 换挡执行机构

4.2 离合器执行机构

AMT 系统取消了离合器踏板,所以需要离合器执行机构进行重新设计。为了完成离合器控制的准确性,实现其快速响应的要求,对离合器驱动油缸的控制要求很高,一般的控制电磁阀难以适应快

速响应的要求,因而必须使用高速响应的电磁阀。基于高速开关阀的离合器执行机构模块如图 18 所示。

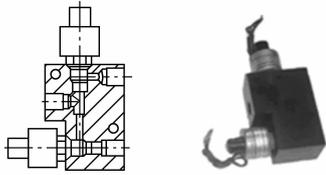


图 18 离合器执行机构模块

结合重型商用车的机构特点,设计重型车辆离合器自动控制系统,如图 19 所示。该系统由储气筒、dSPACE 控制系统、液压动力源、离合器控制阀、液控气助力缸、离合器总成以及位移传感器组成,其中离合器控制阀由阀体和 2 个高速开关阀构成,通过 dSPACE 控制系统向高速开关阀发送 PWM 信号,控制离合器分离、结合、保持,改变 PWM 信号的占空比可控制离合器的结合和分离速度,位移传感器检测离合器压盘行程,可实现离合器目标结合位置和速度的闭环控制。该控制系统对车辆原有液控气助力式离合器执行机构改动较小,结构简单,布置方便,制造改装容易,控制可靠,可以满足重型车辆液控气助力式离合器自动控制的需要。

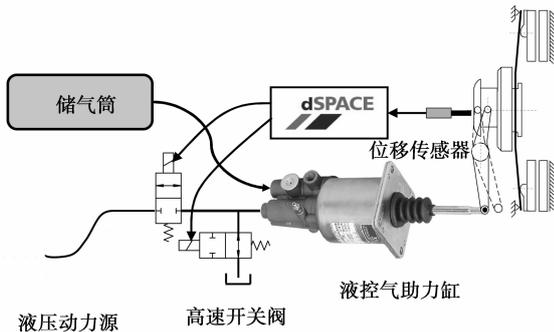


图 19 重型车辆离合器自动控制系统

5 样车开发

5.1 样车控制系统整体结构

在上述理论分析基础上,设计的 AMT 样车控制系统如图 20 所示。它主要由车辆传动系统、执行机构、传感器以及控制系统这四部分组成。

5.2 AMT 控制系统实时仿真模型建立

AMT 控制逻辑模块主要由起步控制、换挡控制和制动跳挡降挡控制程序构成^[19-20],如图 21 所示。

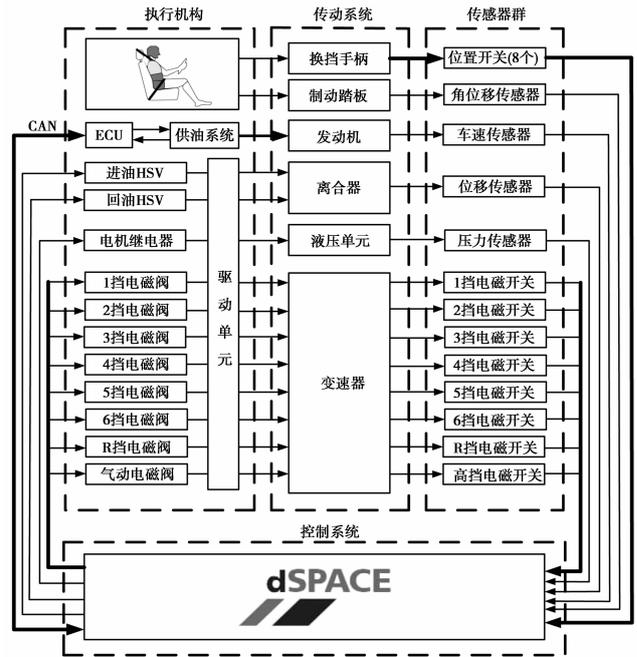


图 20 AMT 控制系统整体结构框图

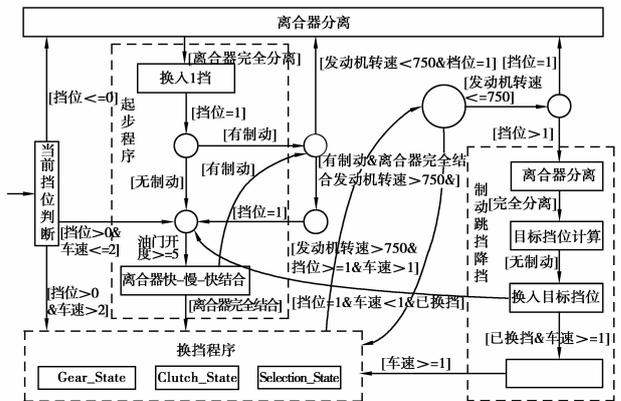


图 21 AMT 控制逻辑图

5.3 AMT 样车开发

在 AMT 控制系统开发及执行机构调试的基础上,以某手动变速重型商用车为平台,对换挡和离合器执行机构进行改进,研制了 AMT 样车,如图 22 所示。换挡和离合器执行机构布置如图 23 所示。



图 22 重型商用车 AMT 样车

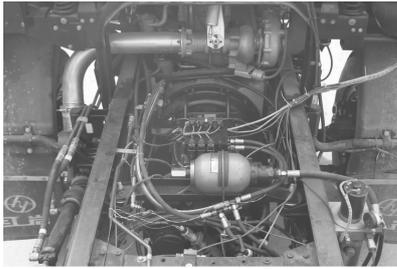


图 23 换挡和离合器执行机构布置图

6 整车试验分析

6.1 起步试验

重型商用车在不同的运输工况下,负荷变化较大。因此为了延长变速器使用寿命,缩短加速时间,针对不同负荷,本文采用了不同的起步挡位。

1) 平稳起步试验

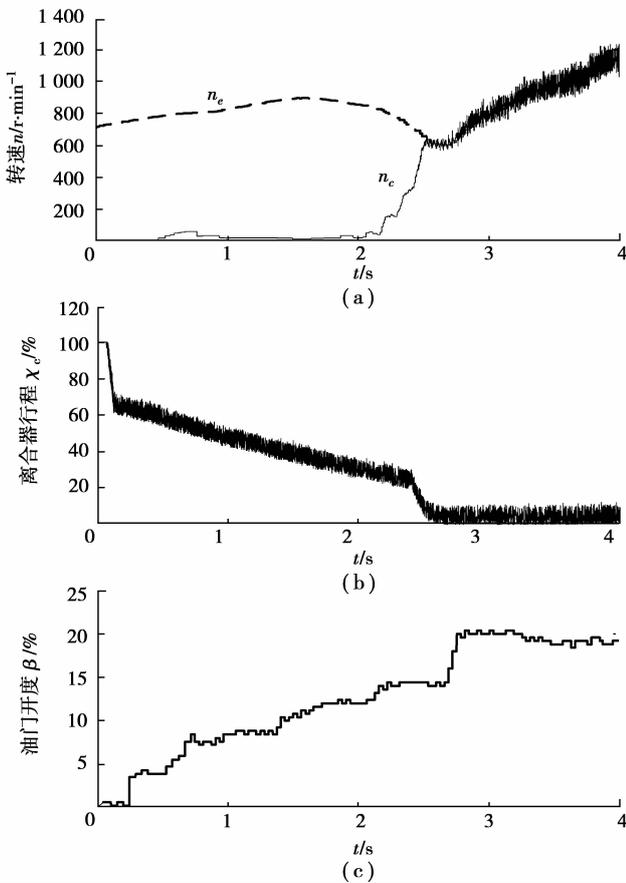


图 24 3 挡平稳起步试验

在油门开度较小工况下起步,加速踏板缓慢变化,驾驶员偏向平稳起步。根据控制策略,离合器按照快-慢-快结合规律结合。整个起步过程中,发动机转速控制在 800 r/min 左右,与采用发动机局部

恒转速控制设定的目标转速基本一致,起步较平稳,但用时较长,如图 24 所示。

2) 急速起步试验

以较大的油门开度起步,加速踏板变化较快,驾驶员偏向迅速起步,离合器按照快-慢-快结合规律结合。整个起步过程,发动机转速稳定时间较短,但转速仍然较低(小于 1 000 r/min),与采用发动机局部恒转速控制设定的目标转速基本一致,整个起车时间较短,如图 25 所示。

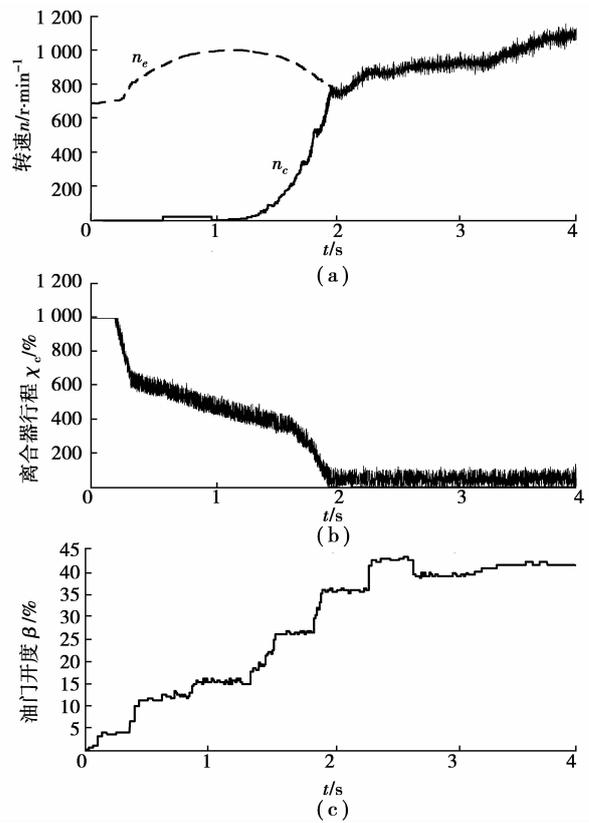


图 25 3 挡急速起步试验

6.2 换挡试验

车辆从原地以 4 挡起步,然后加速踏板逐渐增大,随着车速的增加,汽车顺序从 4 挡升至 9 挡,如图 26 所示。从图 26 可以看出,换挡过程中 TCU 控制油门开度自动减小,换挡结束后根据控制策略油门开度自动恢复到目标开度。发动机运转平稳,没有出现换挡不及时的情况。

6.3 制动跳挡降挡试验

车辆以 10 挡在较高车速行驶,当驾驶员踩下制动踏板,并且发动机转速低至 750 r/min 以下时,控制器根据此时车速计算目标挡位,当制动信号消失后,换入 6 挡,车辆以 6 挡行驶,如图 27 所示。从图中可以看出,发动机运转平稳,没有出现熄火问题。

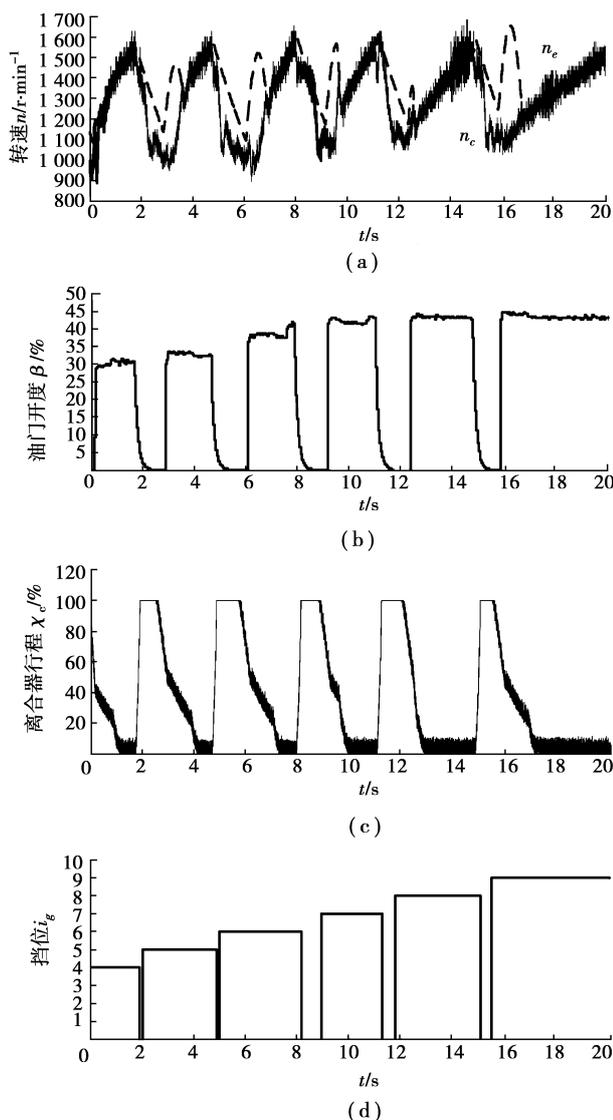


图 26 连续升挡换挡试验

离合器动作正确,没有出现换挡不及时或挂不进挡的情况。

7 结 论

1) 根据油门开度、油门开度变化率以及离合器主、从动盘转速比,采用双层模糊控制网络,制定了起步过程离合器结合速度控制策略;根据油门开度确定起步过程发动机目标转速,并选取发动机实际转速和目标转速之差及转速差的变化率作为输入变量,通过模糊规则控制发动机转速。试验表明,驾驶员起步意图得到较好的实现,离合器结合速度和发动机转速得到协调控制,较好地解决了起步控制问题。

2) 基于制动信号、油门信号、发动机转速、当前挡位以及车速的 AMT 制动跳挡降挡控制策略可以

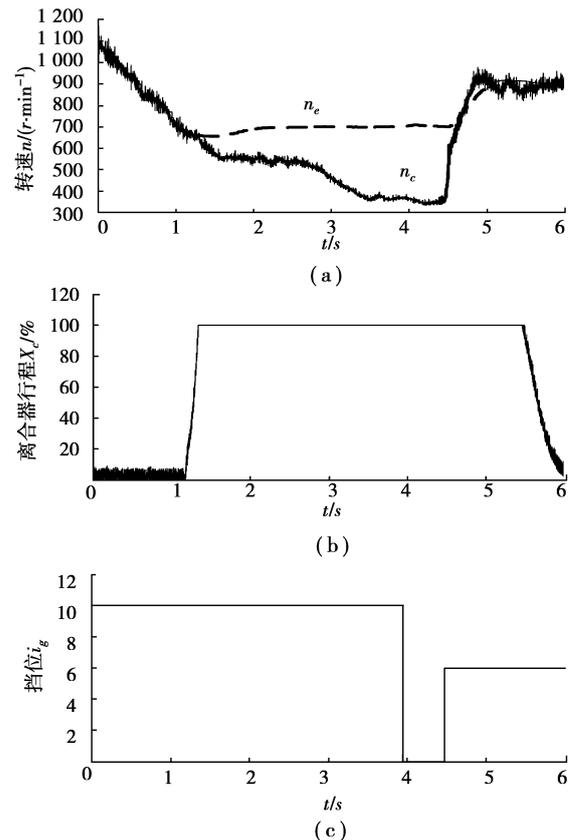


图 27 制动跳挡降挡试验

较好地解决高档高速行驶的车辆突然遇到紧急情况需要制动降挡的问题。试验表明发动机运转平稳,没有出现熄火问题。离合器动作正确,没有出现换挡不及时或挂不进挡的情况。

3) 所开发的 AMT 控制系统具有工作可靠、运行效率高、抗干扰能力强等特点;AMT 控制系统实时仿真模型逻辑清晰简单,程序可靠性高,易于整车实现。

参考文献:

- [1] GONG J, ZHAO D X, CHEN Y, et al. Study on shift schedule saving energy of automatic transmission of ground vehicle [J]. Journal of Zhejiang University Science, 2004, 5(7): 878-883.
- [2] BAALLEN J V. Optimal energy management strategy for the Honda Civic IMA [D]. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2006.
- [3] 何忠波, 白鸿柏. AMT 技术的发展现状与展望 [J]. 农业机械学报, 2007(5): 181-186.
HE ZHONG-BO, BAI HONG-BAI. Automatic mechanical transmission technique development actuality and expectation [J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007(5):

- 181-186.
- [4] 胡顺安,李祖艺. 理性看待 AMT 在商用车市场的发展前景[J]. 商用汽车,2008(10):106-107.
HU SHUN-AN, LI ZU-YI. A rational thinking on development trend of AMT in commercial vehicles market[J]. Commercial Vehicle,2008(10):106-107.
- [5] 姜峰. 重型商用车 AMT 自适应换挡规律的研究[D]. 长春:吉林大学,2007.
- [6] 丁俊,王灵犀. AMT 车辆综合性换挡规律的研究[J]. 沈阳理工大学学报,2009,27(4): 87-90.
DING JUN, WANG LING-XI. A research on the synthetical shifting gear schedule of the AMT automobiles [J]. Transactions of Shenyang Ligong University,2009,27(4): 87-90.
- [7] 王阳,陈慧岩,席军强. 气动 AMT 集成选换挡系统设计与试验研究[J]. 液压与气动,2008 (11):40-44.
WANG YANG, CHEN HUI-YAN, XI JUN-QIANG. The experimental study and design of the pneumatic auto-shift system for mechanical gearbox[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008 (11):40-44.
- [8] 王洪亮,刘海鸥,关超华,等. 重型车辆 AMT 换挡过程控制方法研究[J]. 汽车工程,2009,31(6):540-544.
WANG HONG-LIANG, LIU HAI-OU, GUAN CHAO-HUA, et al. A study on gear shifting control of AMT in heavy-duty vehicles [J]. Automotive Engineering,2009,31(6): 540-544.
- [9] 王阳,席军强,刘富庆,等. 重型车辆整车一体化自动变速技术[J]. 农业机械学报,2009,40(1):15-19.
WANG YANG, XI JUN-QIANG, LIU FU-QING, et al. Auto-shift technology through integrated-control method based on heavy truck[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1):15-19.
- [10] TSENG C H, HSIEH MI F. Analysis and optimization of clutch actuator on automated manual transmission system[C]//SAE World Congress & Exhibition, April 11-14, 2005, Detroit, MI, USA. [s. l.]: SAE, 2005: 903-909.
- [11] 孙冬野,秦大同. 汽车离合器局部恒转速起步自动控制研究[J]. 机械工程学报,2003(11):108-112.
SUN DONG-YE, QIN DA-TONG. Clutch starting control with a constant engine speed in part process for a car[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003(11):108-112.
- [12] 王绍铤,夏群生,李建秋,等. 汽车电子学[M]. 北京:清华大学出版社,2005.
- [13] 金伦,程秀生,葛安林,等. AMT 换挡过程的离合器控制[J]. 汽车技术,2006(1):11-13.
JIN LUNG, CHENG XIU-SHENG, GE AN-LIN, et al. Clutch control during gear shifting of AMT[J]. Automobile Technology, 2006(1):11-13.
- [14] WANG J, LEI Y L, GUO K H, et al. Support vector machine theory based shift quality assessment for automated mechanical transmission (AMT) [C]//SAE Paper, 2007-01-1588.
- [15] 张建浚. AMT 车辆变速系统及控制过程研究[J]. 汽车技术,2005(10):8-11.
ZHANG JIAN-JUN. Study on AMT and its control process[J]. Automobile Technology, 2005(10):8-11.
- [16] 张俊智,王丽芳,葛安林. 自动换挡规律的研究[J]. 机械工程学报,1999(4):38-42.
YIN XIAO-FENG, TAN JING-JING, LEI YU-LONG. Study on the automatic shift law[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1999(4):38-42.
- [17] JIANG F C, CHEN Q S, CAO Z Q. Optimal control of automated mechanical transmission clutches [J]. Journal of Tsinghua University, 2005, 45 (2): 242-245.
- [18] CHENG Z, CHENG L, SUN F C. Dynamic modeling and analysis of AMT shifting process for EV-BUS[C]// IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China. [S. l.]: IEEE, 2008: 1-3.
- [19] GUJARATHI P K, AWARE M V. Hardware-in-loop simulation of direct torque controlled induction motor [C]// 8th International Conference on Production, Engineering Design and Control, Dec 12-15, 2006, Seville, Spain. [s. l.]: IEEE, 2006:1-5.
- [20] The Mathworks. Handbook of real-time workshop [M]. Michigan: the Mathworks, 2001.

(编辑 张小强)