

文章编号:1000-582X(2007)01-0013-05

双离合器自动变速器起步控制仿真分析*

姚晓涛,秦大同,刘振军

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆,400030)

摘要:双离合器自动变速器(DCT)以其独特的结构特点,克服了传统AMT换挡动力中断的缺点,使车辆具有良好的动力性、燃油经济性和驾驶舒适性,成为目前变速器领域内的新的发展方向.在分析双离合器自动变速器起步控制原理的基础上,提出了基于发动机恒转速和2个离合器同时参与起步过程的控制原则与方法,并对干式双离合器自动变速器的起步进行了仿真分析,为双离合器自动变速器的开发研究提供了理论依据.

关键词:双离合器,双离合器自动变速器,起步控制

中图分类号:TH112

文献标识码:A

双离合器式自动变速器(DCT)是近年来出现的一种机械式自动变速器,其动力通过2个离合器分别联结的两根空套同心输入轴传递,相邻各档的被动齿轮交错与两输入轴上的对应齿轮啮合,配合两离合器的控制,能够实现在不切断动力的情况下换挡,从而大大缩短了换挡时间,有效提高了换挡品质.双离合器式自动变速器既继承了手动变速箱传动效率高、安装空间紧凑、重量轻、价格便宜等许多优点,又保留了AT, CVT等换挡品质好的优点,这对电控机械式自动变速器来说,是一个巨大的进步^[1].目前国外产品化的双离合器自动变速器多采用湿式双离合器,但干式双离合器以其良好的燃油经济性、失效保护性和低成本而越来越受到关注.笔者以干式双离合器自动变速器为对象对起步控制进行研究.

车辆起步过程中,离合器控制问题具有非线性、时变、强耦合与难于建模的特征,并且车辆起步时存在驾驶员的意图、车况、路况的多变性以及对乘员舒适性、离合器磨损、发动机不能熄火等要求,因此控制双离合器的接合过程是双离合器自动变速系统起步控制的核心和难点.在AMT的起步控制中,已经引入了发动机恒转速控制及局部恒转速控制等起步控制策略,文章以双离合器自动变速系统为研究对象,在发动机恒转速控制的基础上采用2个离合器同时参与起步过程并

根据起步调节进行阈值判断的控制原则与方法,在保证双离合器在频繁起步过程中具有相同的使用寿命的前提下,满足双离合器自动变速系统起步快速性的要求,通过建模仿真,对双离合器自动变速系统的起步过程进行理论分析.

1 干式双离合器自动变速器结构及工作原理

干式DCT的结构示意图如图1所示,它是将变速

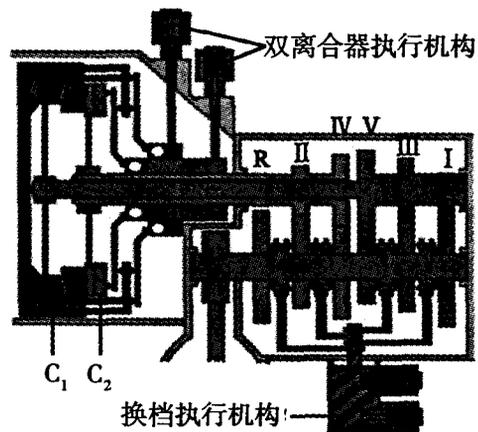


图1 干式双离合器自动变速器结构示意图

器档位按奇偶不同分别布置在与2个离合器联接的空套同心轴上.这种结构特点可以实现换挡过程通过离合器的交替切换使换挡过程无动力中断^[2].

* 收稿日期:2006-05-30

基金项目:重庆市自然科学基金(8718);重庆市科技计划项目(2005AB6020);长江学者奖励计划项目

作者简介:姚晓涛(1981-),男,重庆大学硕士研究生,主要从事汽车自动变速传动系统的研究.秦大同,男,教授,博士生导师,电话(Tel.)023-65106506;E-mail:dtqin@cqu.edu.cn.

1.1 起步过程工作原理

车辆处于停车和怠速状态时,2个离合器都是处于分离状态,不传递动力.车辆起步时,为使2个离合器具有相同的使用寿命并保证起步快速性和平顺性,可以使两离合器同时进入滑摩状态,共同承担起步力矩实现车辆起步^[3].起步过程中首先通过换挡执行机构同时挂上I档和II档,然后根据不同的起步条件和驾驶员意图,确定离合器C₁的滑转率作为阈值,控制C₁和C₂同时进入滑摩状态,当C₁滑转率达到阈值后,其中一个离合器分离另外一个离合器继续接合实现车辆起步.

轻载起步时,离合器C₁的滑转率很快接近零,即进入完全结合状态,故这种载荷情况下可以使阈值稍大(20%左右),离合器C₁滑转率达到阈值后快速分离,离合器C₂继续接合进入二档起步状态,由于是轻载起步,离合器C₁的快速分离不影响车辆起步的平顺性.

中载起步时,离合器C₁的滑转率同样也会很快接近零,故此种载荷情况下阈值也较大(15%左右),但由于载荷较大,所以离合器C₁滑转率达到此值后缓慢分离以确保车辆起步的平顺性,离合器C₂继续接合实现车辆二档平顺起步.

重载起步时,阈值相对较小(5%左右),由于此时的载荷较大,二档起步很可能引起发动机熄火,所以当离合器C₁的滑转率达到确定值后,离合器C₂分离而离合器C₁继续接合从而使车辆进入一档起步状态.为确保起步平顺性,离合器C₂分离速度较慢,在分离过程中同时传递一部分扭矩从而降低传动系的冲击度.

1.2 换挡过程工作原理

以II档换III档为例分析双离合自动变速器的换挡过程.车辆换入II档运行后,此时离合器C₁处于分离状态不传递动力.当车辆加速,接近III档的换挡点时,换挡执行机构可以将III档提前换入档位状态.到达

III档换挡点后,开始进入换挡程序,电控离合器执行机构控制离合器C₂开始分离,同时离合器C₁开始结合,两个离合器进行交替切换,直到离合器C₂完全分离,离合器C₁完全结合,这时传动系动力由离合器C₁和III档传递,整个换挡过程结束.其换挡控制过程可以用下面框图简要表示:

车辆进入III档运行后,TCU根据车辆当前运行状况判断是升档进入IV档或是降档进入II档,II档与IV档动力均由C₂传递,而此时C₂处于分离状态不传递动力,所以TCU可以使换挡执行机构动作预先换入即将进入工作的档位,当车辆运行状态达到换挡点时,双离合执行机构动作实现换挡操作.换挡品质的关键影响因素是双离合执行机构操作两个离合器的切换时序的控制^[4].

2 起步过程控制策略

为了实现双离合自动变速车辆起步过程的动力性、燃油经济性和平顺性要求,并使2个离合器的外形尺寸较小且基本一致,采用发动机恒转速和2个离合器共同传递起步力矩的控制原则.

根据发动机转速特性,将发动机目标转速定为各节气门开度下的最大转矩转速^[5].图3所示为羚羊SC7130轿车所用发动机的速度特性图,图中星号为各

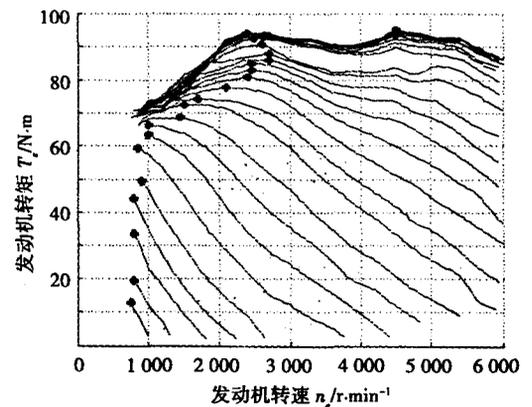


图3 发动机转速特性图

节气门开度下的最大转矩转速点.根据图3可得到目标转速与节气门开度的对应关系如图4所示.

2.1 起步控制策略

为实现发动机恒速起步控制原则,根据节气门开度及其变化率、发动机转速等来控制离合器接合量和接合速度.

2.1.1 离合器接合量控制

发动机转速变化情况与发动机扭矩T_e和离合器传递扭矩T_{c1}、T_{c2}的关系为

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_{c1} - T_{c2}, \quad (1)$$

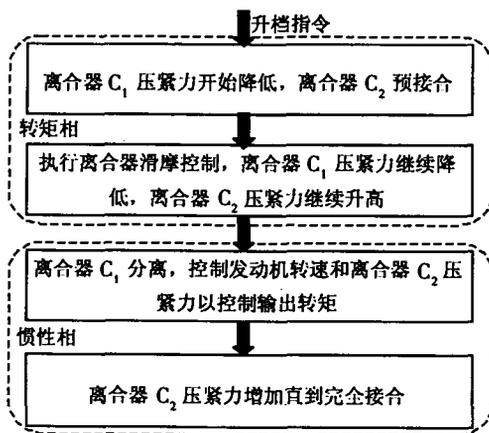


图2 升档控制过程

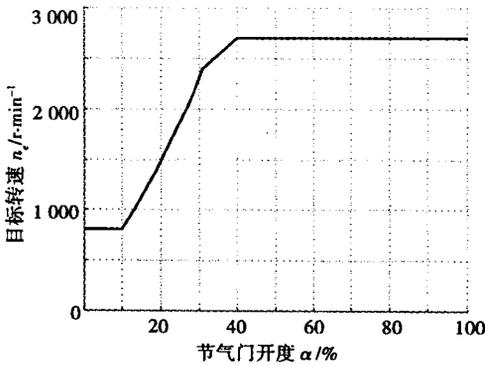


图4 发动机目标转速与节气门开度关系图

其中,

$$T_{c_1} = \frac{2}{3} \mu_k F_{n1} R_{c_1}, \quad (2)$$

$$T_{c_2} = \frac{2}{3} \mu_k F_{n2} R_{c_2}, \quad (3)$$

式中: T_e 为发动机输出转矩; T_{c_1} 、 T_{c_2} 分别为 C_1 、 C_2 传递的转矩; μ_k 为离合器滑动摩擦系数; F_{n1} 、 F_{n2} 分别为作用与 C_1 、 C_2 的压紧力; R_{c_1} 、 R_{c_2} 分别为 C_1 、 C_2 的等效作用半径。

若在起步过程中维持发动机转速 ω_e 不变, 即 $\frac{d\omega_e}{dt} = 0$, 需控制 $T_{c_1} + T_{c_2} = T_e$ 。把发动机的起步工况看作稳定工况, 即输出扭矩 T_e 由节气门开度 α 和转速 ω_e 决定, $T_e = f(\alpha, \omega_e)$, 就可得出发动机转速一定时两离合器接合量与发动机节气门开度的关系为:

$$l_{c\alpha} = l_{c_1\alpha} + l_{c_2\alpha} = \frac{f(\alpha, \omega_e)}{2\mu_k R_c k_c} - \frac{c_c}{k_c} \quad (4)$$

式中, $l_{c\alpha}$ 为节气门开度决定的两离合器的总接合量; $l_{c_1\alpha}$ 、 $l_{c_2\alpha}$ 分别为节气门开度决定的离合器 C_1 和离合器 C_2 的接合量; c_c 、 k_c 为常量系数。

由上面分析可以得出如下结论: 发动机转速一定时, 由发动机特性知发动机输出扭矩 T_e 是节气门开度 α 的增函数, 若保持两离合器同时进入滑摩状态实现起步, 则两离合器的总接合量 $l_{c\alpha}$ 也应是节气门开度 α 的增函数, 并根据此结论控制两离合器的接合量来实现发动机恒转速控制。图5(a)是离合器接合量与发动机节气门开度控制关系的示意图。图中 α_0 为起步时控制离合器开始接合的最小节气门开度, 当 $\alpha < \alpha_0$ 时, 离合器接合量为零。

为补偿控制误差, 通过发动机实际转速与目标转速之间的比较来修正离合器的接合量。实际转速高于目标转速时, 加大离合器接合量使发动机负荷增加, 从而降低发动机转速; 反之减小离合器接合量使发动机转速升高, 从而实现发动机恒速起步控制。如果发动机实际转

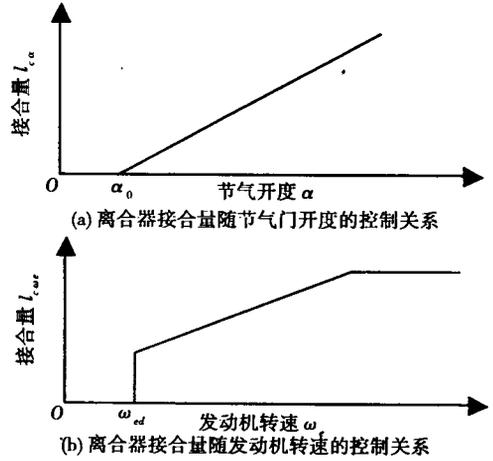


图5 离合器接合量与节气门开度及发动机转速控制关系

速小于怠速 ω_{ed} , 为防止发动机熄火, 需将离合器分离。离合器接合量与发动机转速控制关系示意图如图5(b)所示, $l_{c\omega_e}$ 为发动机转速决定的离合器接合量。

由节气门开度和发动机转速共同确定的两个离合器的总接合量 l_c 为:

$$l_c = l_{c\alpha} + l_{c\omega_e} \quad (5)$$

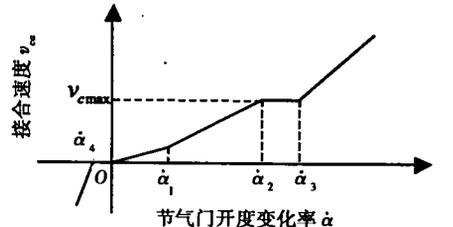
2.1.2 离合器接合速度控制

离合器接合速度直接影响着传动系冲击度的大小, 也是维持发动机恒转速的重要参数。将式(4)对时间求导, 就可以得到

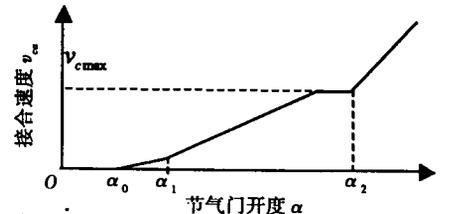
$$\frac{dl_{c\alpha}}{dt} = \frac{d(l_{c_1\alpha} + l_{c_2\alpha})}{dt} = \frac{1}{2\mu_k R_c k_c} \frac{\partial f(\alpha, \omega_e)}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (6)$$

可见在节气门开度变化的情况下需通过控制离合器的接合速度来保证发动机转速恒定。

离合器接合速度是起步控制的一个重要参数。考虑冲击度、发动机转速和起步意图, 得出离合器接合速度与节气门开度变化率的控制关系如图6(a)所示, 与



(a) 离合器接合速度随节气门开度变化率的控制关系



(b) 离合器接合速度随节气门开度的控制关系

图6 离合器接合速度与节气门开度及其变化率控制关系

节气门开度的关系如图 6(b) 所示。

图 6(a) 中 v_{α} 是由节气门开度变化率决定的离合器接合速度, v_{\max} 是在平顺性要求条件下的冲击度范围内离合器的最快接合速度. 由节气门开度变化率所反映的起步意图为: $\dot{\alpha} < \dot{\alpha}_1$ 时为爬行起步; $\dot{\alpha}_1 < \dot{\alpha} < \dot{\alpha}_3$ 时为正常起步; $\dot{\alpha}_3 < \dot{\alpha}$ 时为急起步, 允许产生较大的冲击. 假设 $\dot{\alpha}_{\max}$ 为通过实验得到的驾驶员操作节气门的最大变化率, 则取 $\dot{\alpha}_1 = \dot{\alpha}_{\max}/4, \dot{\alpha}_3 = 3\dot{\alpha}_{\max}/4$.

油门开度的大小也是驾驶员意图的一种体现. 如图 6(b) 所示. 当 $\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$ 时 (通常 $\alpha_1 = 15\%, \alpha_2 = 75\%$), 认为是正常起步, 若根据油门开度决定的接合速度大于 v_{\max} 则按 v_{\max} 接合, 并对发动机断油维持发动机恒速; $\alpha_2 < \alpha$ 表示急起步意图, 要求离合器接合速度较快, 允许较大的冲击; $\alpha < \alpha_0$ 时为防止发动机熄火, 离合器分离.

综合油门开度及其变化率所决定的离合器接合速度的控制关系得出离合器的接合速度为:

$$v_c = \max(v_{\alpha}, v_{c\alpha}). \tag{7}$$

2.2 起步过程仿真分析

根据双离合自动变速器起步工作原理, 起步过程中首先根据不同的起步条件和驾驶员意图, 确定 C_1 的滑转率作为阈值, 控制 C_1 和 C_2 同时进入滑摩状态, 当 C_1 滑转率达到阈值后, 其中一个离合器分离另外一个离合器继续接合实现车辆起步. 以羚羊 SC7130 轿车参数为基本依据, 在 10% 节气门开度下对双离合自动变速器进行起步控制过程仿真^[6].

图 7 为不同载荷条件下的仿真结果, 其中 n_e 为发动机转速, n_{c1}, n_{c2} 分别为双离合从动片转速. 图 7(a) 所示为轻载起步情况, 此时 C_1 的分离阈值为 20%; 图 7(b) 所示为中载起步情况, 此时 C_1 的分离阈值为 15%; 图 7(c) 所示为重载起步情况, 此时 C_2 的分离阈值为 5%. 图 8 中的 (a)、(b)、(c) 图为对应起步条件下的 DCT 车辆冲击度.

为了对双离合自动变速系统起步过程的仿真结果进行对比分析, 选用相同的车辆传动系统基本参数在相同的起步工况下对 AMT 的起步过程进行仿真, 仿

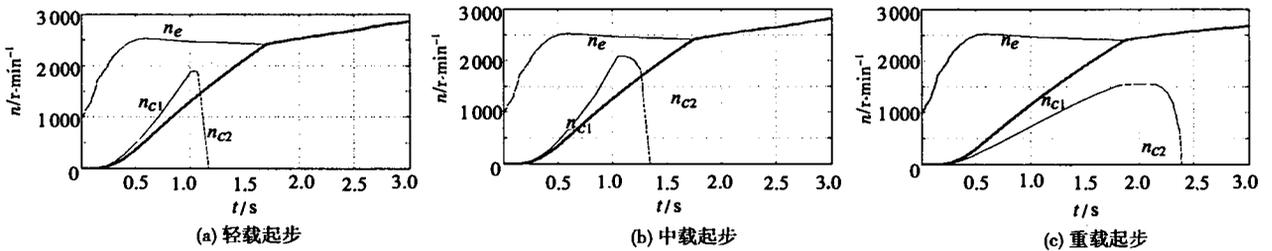


图 7 不同载荷条件下 DCT 起步特性曲线

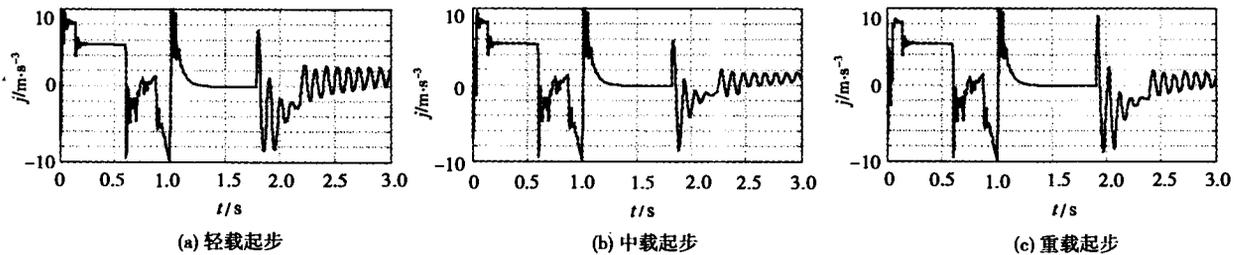


图 8 不同载荷条件下 DCT 起步冲击度

真结果如图 9 和图 10 所示. 图 9 为不同载荷条件下的仿真结果, 其中 n_e 为发动机转速, n_c 为离合器从动片转速. 图 9(a) 所示为轻载起步情况; 图 9(b) 所示为中载起步情况; 图 7(c) 所示为重载起步情况. 图 10 中的 (a)、(b)、(c) 图为对应起步条件下的 AMT 车辆冲击度.

综合图 9、10 分析可知, 双离合自动变速系统能

够在小于 2 s 要的时间内完成起步, 而 AMT 起步时间大于 2 s. 根据德国标准 $j < 10 \text{ m/s}^2$ 的要求, 装配双离合自动变速器的车辆采用 I、II 档同时起步并根据起步条件判断分离阈值的起步控制策略能够保证车辆起步过程平顺性和快速性的要求, 并且起步时间比相同传动系统参数的 AMT 起步时间短.

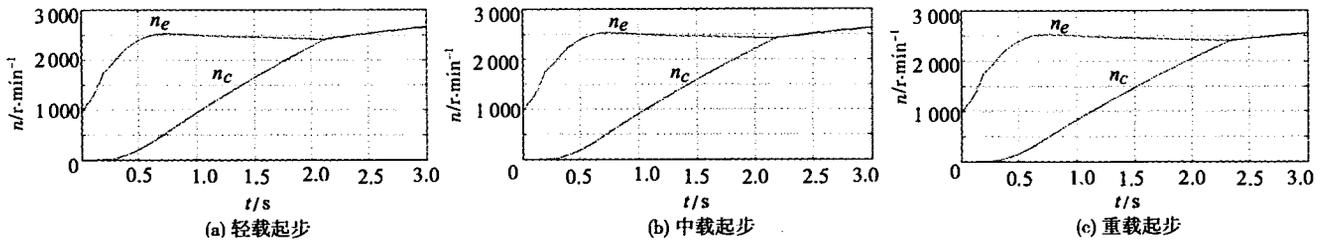


图9 不同载荷条件下AMT起步特性曲线

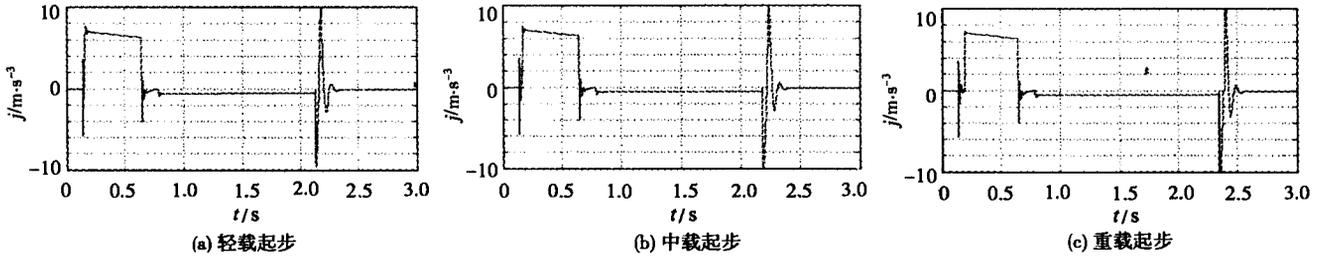


图10 不同载荷条件下AMT起步冲击度

4 结论

针对双离合器自动变速器的结构特点,分析了其起步控制原理,通过基于发动机恒转速和两个离合器同时参与起步过程的控制方法,并根据起步条件判断分离阈值,对干式双离合器自动变速器的起步进行仿真. 仿真结果表明,该控制方法能够实现双离合器自动变速器起步平顺性和快速性的要求.

参考文献:

[1] 牛铭奎,程秀生. 双离合器自动变速器换挡特性研究[J]. 汽车工程,2004,26(4):453-457.

[2] REINHARD BERGER, ROLF MEINHARD, CARSTEN BUNDER. 7th LuK symposium - the parallel shift gearbox PSG twin clutch gearbox with dry clutches[M]. German: LuK GmbH & Co, 2002.

[3] RICHARD G. REED, JR., ROYAL OAK, JEFFREY PCHERRY, TROY. Method of controlling a transmission having a dual clutch system: United States Patent 6463821[P].

[4] 刘振军,秦大同. 车辆双离合器自动变速传动技术研究进展分析[J]. 农业机械学报,2005,36(11):161-64.

[5] 雷雨龙,葛安林. 离合器起步过程的控制策略[J]. 汽车工程,2000,22(4):266-69.

[6] 叶明. 机械自动变速传动建模与仿真及试验软件开发[D]. 重庆:重庆大学,2003:9-38.

Simulation and Analysis of the Dual-Clutch Transmission Starting Control

YAO Xiao-tao, QIN Da-tong, LIU Zhen-jun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: With unique configuration characteristic, dual-clutch transmission(DCT)overcomes the shortcoming of power interruption when shifting in traditional AMT, which results in good power performance, fuel economy and driving comfort, and recently it becomes a new development trend in the field of transmission. Basing on the analysis of starting control principle of DCT, control principle and method that both the dual clutch engaged in the starting process simultaneously with engine constant speed are proposed. And the starting characteristic of the dry dual-clutch transmission is simulated and analyzed, providing theory foundation for the development and research of the dual-clutch transmission.

Key words: dua-clutch; dual-clutch transmission; starting control.