

双离合器自动变速器换挡控制与动力学分析^{*}

吴雄喜^{*,1} 高奇峰¹ 李泽松²

(1. 浙江工业职业技术学院, 绍兴 312000; 2. 浙江大学机械工程学院, 杭州 310028)

摘要:针对以往双离合器自动变速器(DCT)换挡控制模型未考虑驾驶员意图和DCT结构复杂性的问题,基于DCT结构与原理,建立了发动机与离合器模型,对汽车换挡过程进行动力学分析;并通过模糊控制理论,实现对驾驶员意图的分析与识别。分别从动力性和经济性出发,制定了基于驾驶员意图的换挡规律、DCT换挡过程中离合器与发动机的控制策略以及换挡综合控制逻辑,并在MATLAB/Simulink仿真平台上搭建了汽车换挡仿真模型。仿真结果表明:所搭建的换挡仿真模型满足要求,所制定换挡控制策略具有良好的控制效果。

关键词:双离合器自动变速器;驾驶员意图;换挡规律;控制策略;动力学分析;模糊控制理论

中图分类号:U463.21, TH156 **文献标识码:**A **doi:**10.16507/j.issn.1006-6055.2015.04.004

Shifting Control and Dynamics Analysis of Dual Clutch Transmission^{*}

WU Xiongxi^{*,1} GAO Qifeng¹ LI Zesong²

(1. Zhejiang Industry Polytechnic College, Shaoxing 312000;

2. School of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310028)

Abstract: Aimed at the complex of DCT structure and not considering the driver intention by DCT shift control model, and according to the DCT structure and principle, the dynamic shifting process of DCT has been analyzed, with the engine and clutch model established. The driver intention has been analyzed and distinguished through the fuzzy control theory, on this basis, gear shift rule has been formulated based on driver intention, separately from the power performance and economy performance. Clutch and engine control strategy for DCT shifting process have been proposed, and shifting control logic also has been drawn up. DCT shifting simulation model has been established based on the MATLAB/Simulink software simulation platform. The simulation result shows that the shifting simulation model in this study meets the requirement, and the shifting control strategy has a good control effect.

Key words: dual clutch transmission; driver intention; gear shift rule; control strategy; dynamics analysis; fuzzy control theory

1 引言

在汽车行业,自动变速器被视为手动变速器的替代品。自动变速器的发展趋势主要体现在良好的经济性与驾驶的舒适性等方面,通过驾驶员意图与整车控制器之间的配合,选择适合的挡位,可以让发动机大多数情况下运行在低燃油消耗点,有利于提高燃油经济性。而传统的自动变速器是通过控制液力变矩器和行星齿轮组实现变速,尽管经过多年改进,机械效率仍然低于手动变速器。因此,自动变速器改进的主要目标为提高机械效率,同时保证自动换挡时车辆的舒适性和较高的换挡品质^[1,2]。

双离合器自动变速器(Dual Clutch Transmission, DCT)是汽车自动变速器领域里的一种新型产品,通过两个传动轴和两个离合器分别连接以实现动力的传递与中断,并且换挡无动力中断,综合了手动变速器和传统液力机械式自动变速器的优点,使得车辆拥有了与手动变速器车辆一样的驾驶方便性与舒适性,并且具有更好的燃油经济性^[3,4]。换挡控制是DCT车辆的关键技术,也是衡量车辆驾驶舒适性的重要指标,因此,开展针对DCT的换挡分析与控制研究显得十分必要。

杨伟斌等^[5]根据DCT同步器在换挡过程中可预先接合的特点,在保证同步器可准确实现其功能的前提下,提出了DCT同步器的控制规律,实现了对同步器的准确控制,但未考虑到离合器的控制问题;马瑾等^[6]以一挡升二挡为例对DCT换挡过程进行了描述,根据离合器接合速度与接合时间提出了改善换挡品质的控制方法,取得了一定的效果,但并未涉及驾驶员意图,经济型与动力性效果不具备代

2015-02-02 收稿, 2015-03-16 接受

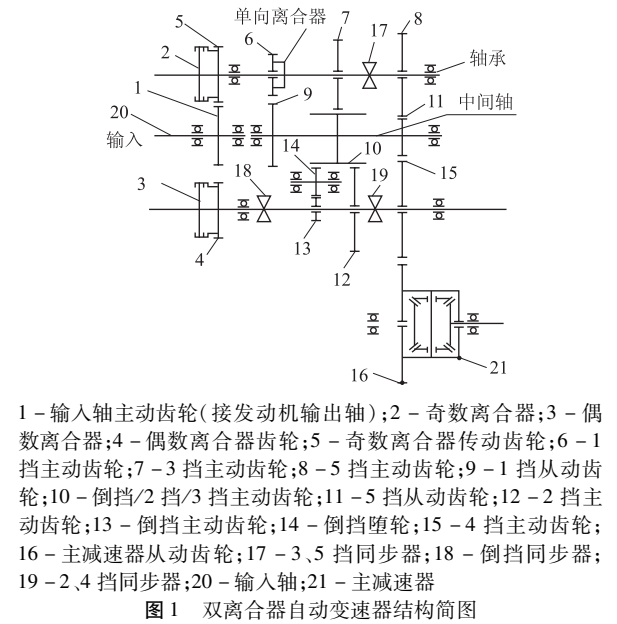
* 浙江省自然科学基金(LY12E05004), 浙江省教育厅高等学校访问工程师校企合作项目(FW2013094), 绍兴市科技计划项目(2012B70026), 绍兴公益性技术应用研究计划项目(2013B70008)资助

** 通讯作者, E-mail: nwpu960196@163.com; Tel: 0575-88009086

表性;赵治国等^[7]针对一种五速干式双离合器自动变速器进行了换挡研究,探讨了发动机与双离合器间的转矩协调控制问题,考虑 DCT 物理结构特征,建立了 5 自由度换挡动力学方程,结果表明所提出的基于模型的转矩协调控制策略体现了驾驶员换挡意图,改善了 DCT 换挡品质,但控制结构相对复杂。本文 DCT 换挡控制模型考虑驾驶员意图和 DCT 结构复杂性,基于 DCT 结构与原理,建立了发动机与离合器模型,并通过模糊控制理论,实现对驾驶员意图的识别。

2 DCT 结构与原理

DCT 结构简图如图 1 所示,该结构有 5 个前进档和 1 个倒档结构,两个离合器分别控制奇数挡和偶数挡,结构与传统的手动变速箱一样,包括斜齿圆柱齿轮组和同步器啮合齿轮组,其中 1 挡采用单向离合器与输入轴相连,为常啮合齿轮副。两个离合器都通过齿轮副与变速器输入轴耦合,因此,两个离合器都可与发动机接合,通过控制两离合器之间的切换(即分离待分离离合器,同时接合待工作离合器)即可完成换挡。



3 动力学模型

根据变速器物理模型,建立变速器各档下的动力学模型,根据传动比与转速、转矩关系,建立完整的变速器动力学模型。在换挡过程中,为了获得良好的控制效果,需要引入控制变量,因此还需要建立发动机与离合器模型,为制定 DCT 换挡控制策略奠

定基础。

3.1 DCT 物理模型与动力学模型

为方便建立 DCT 模型,将动力传递系统作如下简化:将齿轮简化为只有质量而无弹性的集中转动惯量 I_i ;将轴简化为无质量而只有扭转刚度的弹性杆件,各轴段的质量当量到其两端的齿轮上;轴承处的摩擦阻力简化当量为齿轮处的与转速成正比的粘性阻尼 C_i ;不考虑齿轮的啮合刚、齿轮和轴的结构阻尼。以 1 挡为例,DCT 简化物理模型与功率流路线如图 2 所示。

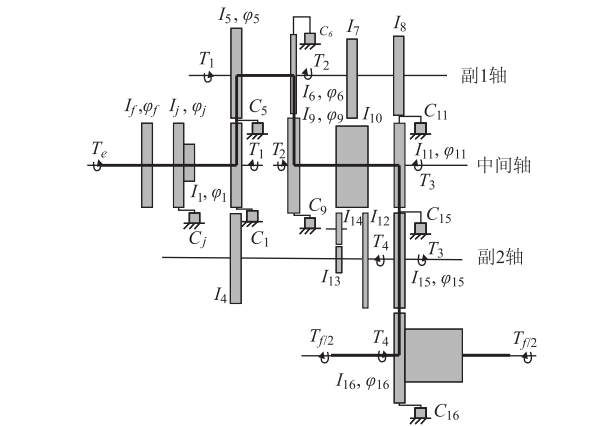


图 2 双离合自动变速器动力学模型

根据 DCT1 挡简化物理模型,可以得出如下各个轴系的转速与转矩动力学模型^[8]。

输入轴的转矩、转速分别为

$$T_e - (I_f \ddot{\varphi}_f + I_j \ddot{\varphi}_j + I_1 \ddot{\varphi}_1 + I_4 (\frac{z_1}{z_4})^2 \ddot{\varphi}_1) - (c_j \dot{\varphi}_j + c_1 \dot{\varphi}_1) = T_1 \tag{1}$$

$$\omega_1 = \omega_e \tag{2}$$

副 1 轴的转矩、转速分别为

$$T_1 (\frac{z_5}{z_1}) - I_5 \ddot{\varphi}_5 - I_6 \ddot{\varphi}_6 - c_5 \dot{\varphi}_5 - c_6 \dot{\varphi}_6 = T_2 \tag{3}$$

$$\omega_{j1} = (\frac{z_1}{z_5}) \omega_1 \tag{4}$$

中间轴的转矩、转速分别为

$$T_2 (\frac{z_9}{z_6}) - (I_9 + I_{10} + I_7 (\frac{z_{10}}{z_7})^2 + I_{12} (\frac{z_{10}}{z_{12}})^2 + I_{14} (\frac{z_{10}}{z_{14}})^2 + I_{13} (\frac{z_{14}}{z_{13}})^2 (\frac{z_{10}}{z_{14}})^2) \ddot{\varphi}_9 - (I_{11} + I_8 (\frac{z_{11}}{z_8})^2) \ddot{\varphi}_{11} - c_9 \dot{\varphi}_9 - c_{11} \dot{\varphi}_{11} = T_3 \tag{5}$$

$$\omega_3 = (\frac{z_6}{z_9}) \omega_{j1} \tag{6}$$

副 2 轴:当偶数同步器 19(图 1)置于空档位置

时,副 2 轴的转矩为该轴上的摩擦力矩,其转速基本维持换挡完成时刻的转速(如果转速为 0 时,则其转矩也为 0)^[9]。

惰轮 15 的转矩、转速分别为

$$T_3\left(\frac{z_{15}}{z_{11}}\right) - I_{15}\ddot{\varphi}_{15} - c_{15}\dot{\varphi}_{15} = T_4 \tag{7}$$

$$\omega_{15} = \left(\frac{z_{11}}{z_{15}}\right)\omega_3 \tag{8}$$

差速器驱动齿轮 16 的转矩、转速分别为

$$T_4\left(\frac{z_{16}}{z_{15}}\right) - I_{16}\ddot{\varphi}_{16} - c_{16}\dot{\varphi}_{16} = T_f \tag{9}$$

$$\omega_{16} = \left(\frac{z_{15}}{z_{16}}\right)\omega_{15} \tag{10}$$

其中, T_e 、 T_f 分别为发动机输出转矩,发动机曲轴(包括飞轮)、输出轴以及离合器主动盘的当量转动惯量; φ_f 为 I_f 角位移; I_f 、 φ_f 、 C_f 分别为离合器从动盘减振器主动部分当量转动惯量、角位移与粘性阻尼; $T_1 \sim T_4$ 、 $T_{\frac{f}{2}}$ 分别为 1 挡动力传递路线上各构件传递转矩; I_1 、 $I_4 \sim I_{16}$ 分别为整车驱动系统各关键构件当量转动惯量; φ_1 、 φ_5 、 φ_6 、 φ_9 、 φ_{11} 、 φ_{15} 、 φ_{16} 分别为 1 挡动力传递路线上各构件角位移; C_1 、 C_5 、 C_6 、 C_9 、 C_{11} 、 C_{15} 、 C_{16} 分别为 1 挡动力传递路线上各构件粘性阻尼。

3.2 发动机模型 2

发动机是一个高度非线性系统,运行机理复杂,难以用理论模型来准确描述,但可以通过试验的方法来获得发动机输出转矩与节气门开度及发动机转速的关系。根据实验所得数据,对发动机在不同节气门开度下输出转矩与转速特性进行反复拟合,可得到发动机数值模型,如图 3 所示。同理,通过结合试验获取数据与数学拟合的方法,可方便得到发动机油耗特性曲线,如图 4 所示。

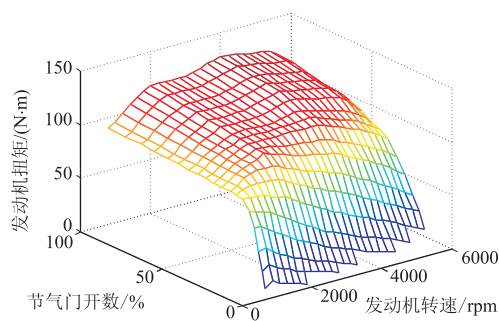


图 3 发动机数值模型

3.3 离合器模型

离合器模型是建立换挡控制策略的关键,其工

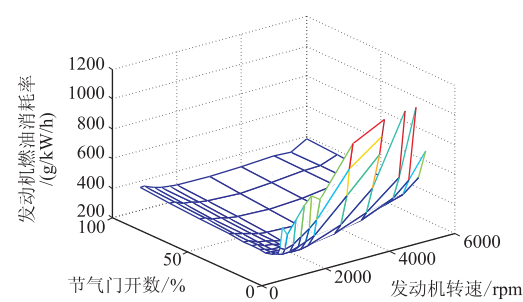


图 4 发动机油耗特性

作状态可以分为空行程阶段、滑磨阶段和同步阶段。其中,空行程阶段随着液压油泵油压上升,活塞移动克服弹簧阻力,离合器主动盘向从动盘移动,逐渐消除离合器主、从动盘间隙,不涉及转矩的传递^[10]。

随着液压力进一步增大,离合器进入滑磨阶段,主、从动盘转速差逐渐减小。离合器开始传递转矩并逐渐增大,传递转矩的大小 T_{cl} 可由式(11)得到。

$$\begin{aligned} T_{cl} &= \frac{z}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \cdot \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} r^2 \cdot \mu \cdot P_{cl} \cdot S \, dr \, d\theta \\ &= \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \mu \cdot z \cdot S \cdot P_{cl} \end{aligned} \tag{11}$$

式中, μ 为离合器摩擦系数; z 为摩擦面数; S 为活塞有效作用面积; P_{cl} 为液压油缸压力; R_1 、 R_2 分别为离合器摩擦片内、外半径。

同步阶段离合器进入稳定阶段,主、从动盘转速相等。当传递转矩小于离合器转矩容量时,离合器转矩就等于当前传递转矩,当传递转矩大于离合器转矩容量时,离合器转矩等于离合器所能传递的最大转矩。

由上述分析可知,通过控制液压缸压力大小,即可实现对离合器传递转矩的控制。

4 换挡综合控制

通过模糊控制方法识别驾驶员意图,制定换挡规律。在此基础上,针对 DCT 换挡过程进行详细分析并制定相应的控制策略。

4.1 驾驶员意图识别

在车辆行驶过程中,智能控制系统希望能够尽量满足驾驶员的不同驾驶意图,同时还要避免频繁换挡以及循环换挡,以免影响离合器和同步器的寿命,因此,识别驾驶员意图非常重要。根据传统驾驶经验,驾驶意图可以分为停车、减速、巡航、加速和急加速等。

在 MATLAB 软件平台上,采用模糊控制方法进行驾驶员意图识别,模糊规则表如表 1 所示。其中,

油门开度 a 模糊集合为 {正小,正中,正大},对应模糊语言 {S,M,B},论域 $[0,100]$;油门开度变化率 da/dt 模糊集合为 {负大,负小,零,正小,正大},对应 {NB,NS,Z,PS,PB} 和 $[-100,100]$;车速 v 模糊集合为 {正小,正中,正大},对应 {S,M,B} 和 $[0,100]$;驾驶意图 I 模糊集合为 {停车,减速,巡航,加速,急加速},对应 {S,D,K,A,C} 和 $[-5,5]$ 。

表 1 驾驶员意图模糊规则表

a	v	da/dt				
		NB	NS	Z	PS	PB
S	S	S	S	K	K	A
	M	S	D	K	A	A
	B	D	D	K	A	C
M	S	S	S	K	A	C
	M	D	D	K	A	C
	B	D	D	K	A	C
B	S	D	D	K	A	C
	M	D	D	K	A	C
	B	D	D	K	A	C

4.2 换挡规律

换挡规律分为动力性换挡规律和经济性换挡规律,前者主要追求车辆的加速性能和爬坡性能,而后者主要追求车辆的燃油经济性。

为了使车辆获得最佳的加速性能,以相邻两挡加速度曲线交点作为最佳动力换挡点,若相邻两挡加速度曲线没有交点,则取低挡最高车速点作为换挡点。图 5a 为 1 挡与 2 挡加速度特性图。将不同油门开度下各换挡点连成曲线,即可得到动力性换挡曲线。根据驾驶员意图对换挡规律作适当修正,以驾驶员急加速意图为例,根据换挡规律适当增大换挡车速,实现提前降挡以增强车辆动力性,提高加速性能。图 5b 所示为急加速条件下换挡规律,其中,因为 4 挡与 5 挡加速度曲线没有交点,以 4 挡作为最高车速挡位。

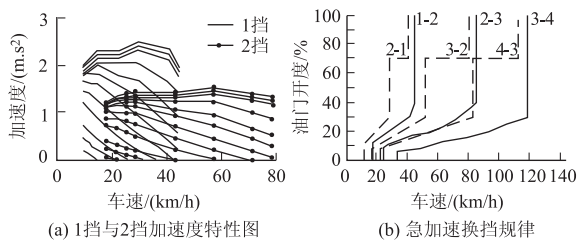


图 5 动力性换挡特性

经济性换挡规律需以发动机燃油消耗率作为换挡依据,燃油消耗率 b 与油耗 Q_e 的关系为^[11]

$$b = \frac{60 \times 1000 Q_e}{2 \pi T_e n_e}$$

(12)

式中, T_e 、 n_e 为发动机转矩与转速。发动机转速与车速 v 有如下关系:

$$v = \frac{7.2 \pi r n_e}{(60 i_n i_o)}$$

(13)

式中, r 、 i_n 、 i_o 分别为车轮半径、各挡位速比、主减速比。根据图 4 所示的发动机油耗特性,可计算各挡位下发动机的油耗曲线,如图 6a 为 1 挡与 2 挡发动机油耗曲线。将相邻挡位油耗曲线的交点作为换挡点,若没有交点,则参考动力性换挡规律选取换挡点。将不同油门开度下各挡位换挡点连成曲线,即可得到经济性换挡规律曲线,同时按照驾驶员意图以及等延迟型降挡控制策略的不合理之处,对换挡规律进行修正,以保证车辆获得最佳的燃油经济性。图 6b 为修正后的经济性换挡规律。

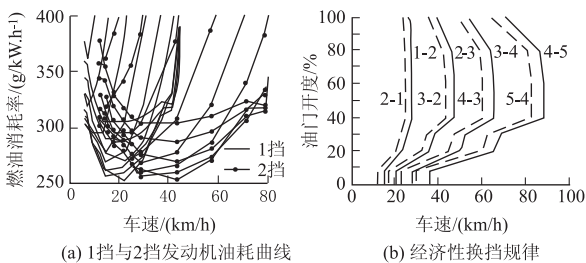


图 6 经济性换挡特性

4.3 换挡控制策略

双离合器的换挡过程包含两个阶段:转矩相阶段是转矩转换过程,即转矩从分离离合器转换到接合离合器;惯性相阶段是转速同步过程,即发动机转速和目标齿轮转速同步^[12]。当控制油门升挡时,首先进入的是转矩转相阶段,然后再进入惯性相阶段,降挡时这两个过程相反。

如图 7 所示,以 1 挡升 2 挡为例,在转矩相阶段,离合器 C1 首先以较大的分离速度分离至滑摩状态,同时离合器 C2 以较快的接合速度接合以消除空行程。随着 C1 压力逐渐减小, C2 接合压力逐渐增大,在 C2 传递转矩大小满足整车驱动需求之前, C1 要实现完全分离,以避免功率循环。当 C1 转矩降为 0 时,进入惯性相阶段, C2 继续接合至 2 挡目标转矩,主、从动盘快速同步至完成升挡过程。换挡过程中所有离合器压力控制均参考驾驶员意图并以模糊控制方法实现。

惯性相阶段 C1 完全分离,为了让发动机转速尽快与 C2 转速同步,需要控制发动机转速与目标转速接近。通过减小节气门开度控制发动机转速迅

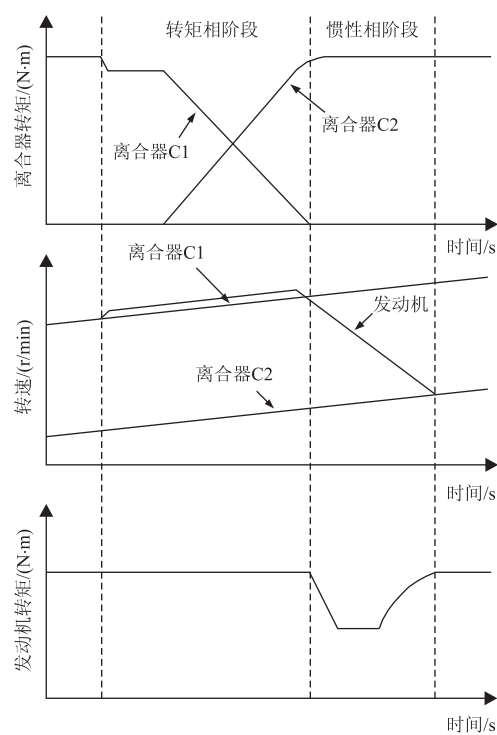


图 7 升挡特性

速下降,C2 转速与发动机同步后,发动机节气门逐渐恢复直到满足整车需求,节气门控制参考驾驶员意图并以模糊控制方法实现。

4.4 换挡控制逻辑

通过上述换挡规律的制定与换挡过程的分析,建立基于 DCT 的换挡综合控制逻辑。以 1 挡升 2 挡为例,如图 8 所示,换挡综合控制逻辑主要分为三部分:换挡识别与换挡规律判断、转矩相控制、惯性相控制。

5 仿真与分析

在完成 DCT 换挡综合控制分析与控制策略制定以后,在 MATLAB/Simulink 仿真平台基础上搭建换挡过程仿真模型并进行仿真分析,其仿真参数如表 2 所示。

以 1 挡升 2 挡为例,由图 9a 可知,换挡过程从 1.04 s 开始,到 1.83 s 结束,持续时间 0.79 s,换挡时间满足要求;由图 9b 可知,在离合器 C2 达到目标转矩之时,离合器 C1 转矩已降为 0,避免了功率循环;由图 9c 可知,换挡过程在 1.62 s 时进入惯性相阶段,发动机节气门开度迅速从 35% 降低,发动机转速也相应降至与离合器 C2 同步;由图 9d 可知,换挡过程冲击度主要产生在转矩相阶段,但冲击

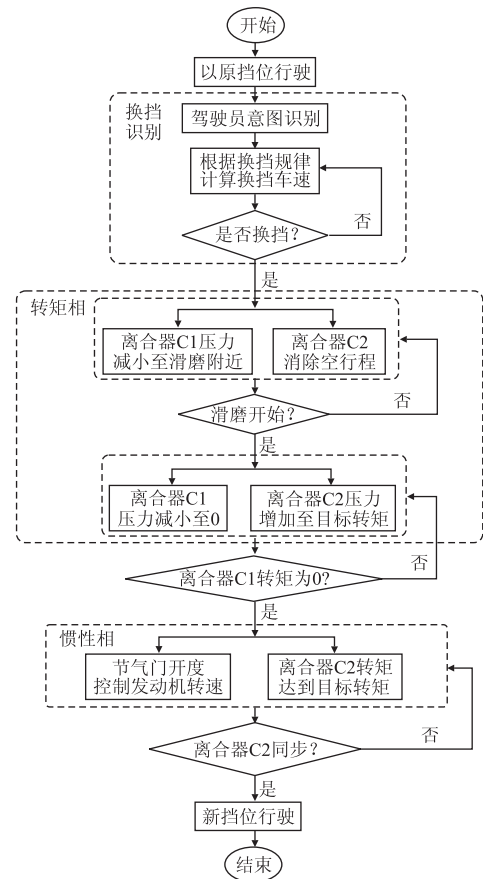


图 8 换挡综合控制逻辑

表 2 主要仿真参数

整车质量(m)	1400 kg
发动机飞轮转动惯量(I_e)	0.21 kg·m ²
离合器 1、2 内径(R_1)	41 mm
离合器 1、2 外径(R_2)	56.5 mm
离合器 1、2 摩擦面数(z)	10
离合器 1、2 摩擦系数(u)	0.11
变速器传动比(i)	$i_1 = 3.917$ $i_2 = 2.429$
主减速器速比(i_a)	$i_{a1} = 3.862$
轮胎有效半径(r)	0.2975 m
车轮滚动阻力系数(f_r)	0.017
风阻系统(C_D)	0.32
迎风面积(A)	2.04 m ²

度仍然较好地控制在 9 m/s³ 以内,保证了换挡过程的平顺性。

6 结论

针对一种五速湿式双离合自动变速器,根据 DCT 结构与原理,建立发动机与离合器模型的动力学模型,在明确变速器各档动力传递路线的基础上,建立变速器各档下的物理模型并对其进行分析。换挡过程中所有离合器压力控制均参考驾驶员意图并以模糊控制方法实现,分别从动力性和经济性出发,

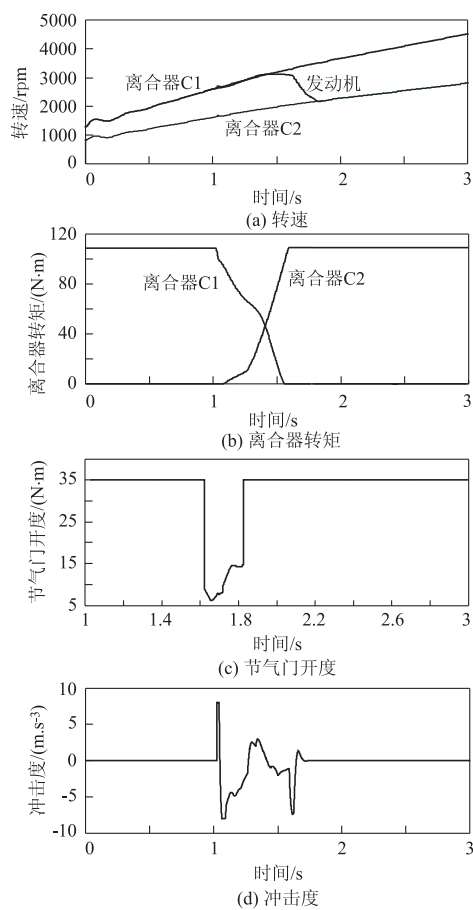


图9 1挡升2挡仿真结果(35%油门开度)

制定基于驾驶员意图的换挡规律;针对换挡过程进行了详细分析,制定 DCT 换挡过程中离合器与发动机的控制策略以及换挡综合控制逻辑策略。在 MATLAB/Simulink 软件仿真平台中搭建汽车换挡仿真模型,仿真结果验证了模型的有效性,同时证明了所制定的换挡控制策略具有良好的控制效果,换挡过程与换挡时间满足要求:离合器 C2 达到目标转矩时,离合器 C1 转矩已降为 0,避免了功率循环;换挡过程在进入惯性阶段,发动机转速与离合器 C2

同步;换挡过程冲击度控制在 9 m/s^{-3} 以内,保证了换挡过程的平顺性。

参考文献

[1] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Integrated Powertrain Control of Gearshifts On Twin Clutch Transmissions. Proceeding of Transmission and Driveling Systems Symposium [J]. 2004, (1): 1637-1639.

[2] 阴晓峰,李磊,廖志明,等. 汽车自动变速技术的发展现状与展望[J]. 机械传动,2010,34(8): 87-91.

[3] 王传金,唐进元,李培军,等. 双离合自动变速器 DCT 的结构特点与工作原理分析[J]. 机械传动,2008, 32(6): 94-97.

[4] KOOS B, THEO H, ALEX S, et al. Fast and smooth clutch engagement control for dual-clutch transmissions [J]. Control Engineering Practice, 2014, 22: 57-68.

[5] 杨伟斌,陈全世,吴光强,等. 基于城市循环工况的双离合器式自动同步器的控制策略[J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 243-248.

[6] 马瑾,孙伟,刘国强. 改善湿式双离合自动变速器换挡品质的研究[J]. 现代制造工程, 2013, (1): 46-50.

[7] 赵治国,王琪,陈海军,等. 干式 DCT 换挡模糊时间决策及转矩协调控制. 机械工程学报[J]. , 2013, 49(12): 92-108.

[8] PAUL D W, NONG Z, RICHARD T. Control of gear shifts in dual clutch transmission powertrains [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(6): 1923-1936.

[9] MANISH K, TAEHYUN S, YI Z. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(2): 168-182.

[10] LIU Y G, QIN D T, JIANG H, et al. Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 75: 41-53.

[11] PAUL D W, NONG Z. Modelling of dual clutch transmission e-quipped powertrains for shift transient simulations [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 60: 47-59.

[12] GALVAGNO E, VELARDOCCIA M, VIGLIANI A. Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission [J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(6): 797-805.

作者简介

吴雄喜(1976-),男,硕士,副教授,主要研究方向:协同设计及有限元分析;
高奇峰(1978-),男,硕士,副教授,主要研究方向:机械设计与优化;
李泽松(1978-),男,博士,副研究员,主要研究方向:机械设计。