

文章编号:1000-582X(2011)01-007-08

湿式双离合器自动变速器换挡控制与仿真分析

刘振军,郝宏伟,董小洪,刘 飞

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘 要:建立了湿式双离合器自动变速器(dual clutch transmission, DCT)换挡过程系统动力学模型,针对湿式双离合器系统的高度非线性、难以建立精确数学模型等特点,设计了多规则因子模糊控制器。制定了湿式双离合器换挡过程控制策略,该控制策略通过综合控制发动机和离合器压力来完成换挡过程中的动力切换。基于 Matlab/Simulink 软件平台,建立了湿式 DCT 传动系统的仿真模型,对换挡过程进行了仿真。结果表明,该控制策略能够满足 DCT 换挡过程的要求,并且控制器的跟踪性能良好。最后,讨论了换挡控制的影响因素。

关键词:双离合器自动变速器;湿式离合器;模糊控制;换挡控制;综合控制

中图分类号:U463.5

文献标志码:A

Shifting control and simulation of wet dual clutch transmission

LIU Zhen-jun, HAO Hong-wei, DONG Xiao-hong, LIU Fei

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

Abstract: The dynamic model of the shift process of wet dual clutch transmission (DCT) is set up. Aiming at the characteristics of wet dual clutch transmission, such as being highly nonlinear and difficult to establish its math model, etc., a multiple rule weighting factor fuzzy controller is designed. Then the control scheme of shift process is built, which completes the transfer of engine torque through a combination of a manipulation of engine control and clutch pressure. Dynamic simulation model of wet DCT power train is implemented by using Matlab/Simulink software, the control scheme of shift process is simulated based on this dynamic model. The simulation results show that the control scheme can meet the needs of DCT shift process, and the tracking performance of controller is good. Finally, influencing factors of transmission shift control is discussed.

Key words: dual clutch transmission; wet clutch; fuzzy control; shift control; integrated control

双离合器式自动变速器(dual clutch transmission, DCT)是一种新型的自动变速器,它将变速器挡位奇、偶数分别布置在与 2 个离合器所连接的 2 个输入轴上,通过离合器的交替切换完成换挡过程,实现了动力换挡。

DCT 由机械系统和控制系统组成,机械系统除双离合器模块外,同步器、齿轮副等零部件设计过程和手动变速器类似,技术难度不大。控制系统是

DCT 研发的关键,而控制系统中双离合器的控制是重点和难点,其控制性能的好坏直接影响车辆的舒适性和燃油经济性。在 DCT 换挡控制研究方面,杨伟斌等^[1]分析了换挡过程中离合器的工作特性和离合器接合时刻及转矩变化对换挡品质的影响,对换挡过程动态性能进行了仿真。Goetz 等^[2]通过发动机控制和离合器压力操作的组合来对发动机速度进行闭环控制,进行了 DCT 换挡动力学及其控制的

研究,证实了换挡时通过对输出转矩的控制可增加控制的鲁棒性并提供了直接操纵换挡品质的方法。吴光强等^[3]利用线性二次型最优控制理论研究了离合器接合、分离规律,提出了 3 种改进的 DCT 换挡过程中分离离合器的作动方式,并进行了仿真。金伦等^[4]将换挡过程分为低挡、低挡转矩相、惯性相、高挡转矩相和高挡 5 个阶段,对升降挡的换挡特性进行了仿真与试验分析。郭晓林等^[5]利用 EASY5 软件建立湿式 DCT 及控制系统的动力学模型,研究了影响换挡品质的主要因素及其改进措施。Goetz 等^[6]和 Mark 等^[7]提出了按照预定的发动机转速变化梯度控制离合器到离合器换挡过程中发动机的转速,同时配合离合器控制实现负载平滑过渡。Kulkarni 等^[8]对 DCT 换挡过程进行了仿真,分析了离合器压力加载时刻并对压力控制进行了定量分析,通过离合器压力的优化控制来实现 DCT 的换挡平顺性。胡宏伟^[9]应用遗传算法对自动变速系统的换挡过程的双离合器结合控制参数的优化进行了研究。

由上述研究可知,要实现 DCT 换挡过程中 2 个离合器传递转矩的平稳切换,保证较好的换挡品质,需要利用发动机 ECU 和变速器控制单元 TCU 之间的 CAN 通讯,实现动力传动系统的综合控制,但一般情况下发动机 ECU 的通讯协议是不开放的,通过点火提前角控制发动机转矩和转速难以实现,笔者通过控制发动机节气门和离合器压力来实现 DCT 换挡过程的综合控制。另外,针对 DCT 换挡过程中离合器液压执行机构的非线性、离合器磨损、难以建立精确的数学模型等特点,设计了多规则因子模糊控制器,来对换挡过程离合器速度同步阶段和变速器输出转矩进行控制,通过模糊规则的自调整保证控制器具有很好的适应性,而且控制器设计简单,易于实现^[10-13]。

1 DCT 传动系统模型

1.1 DCT 的换挡过程分析

DCT 的典型结构如图 1。以 1 挡换 2 挡为例分析 DCT 的换挡过程。车辆在 1 挡行驶时,离合器 C_1 处于分离状态,不传递动力,离合器 C_2 处于结合状态。当车辆加速至接近 2 挡的换挡点时,TCU 控制 2 挡同步器将挡位提前结合。当达到 2 挡换挡点后,开始进入换挡程序。TCU 控制离合器 C_2 开始分离,同时离合器 C_1 开始结合,2 个离合器进行传递转矩的交替切换,直至离合器 C_2 完全分离,离合器 C_1 完全结合时换挡过程结束。

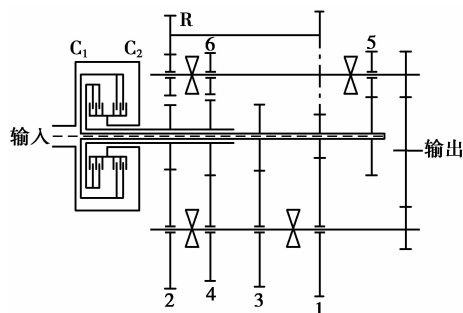


图 1 双离合器自动变速器结构示意图

1.2 DCT 换挡过程动力学模型

忽略 DCT 系统的弹性和振动,并将换挡过程中变速器简化为一个离散化的当量系统,得到 DCT 系统换挡动力学模型的简图如图 2 所示。

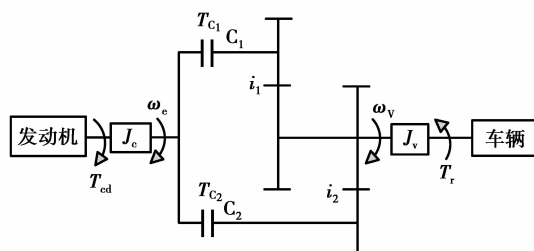


图 2 DCT 换挡过程动力学模型

由于湿式离合器的控制采用液压执行机构,笔者对液压执行机构模型做如下假设:

1) 离合器分离过程执行机构的动态特性用一阶传递函数描述,该模型基于液压执行机构的实验数据通过拟合得到。其传递函数为

$$G_1(s) = \frac{1}{\tau_1 s + 1}, \quad (1)$$

式中 τ_1 为时间常数。

2) 离合器结合过程执行机构的动态特性用二阶传递函数描述,该模型也是基于液压执行机构的实验数据通过拟合而得到的。其传递函数为

$$G_2(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (2)$$

式中 ω_n 为二阶系统的固有频率; ζ 为二阶系统的阻尼比。

相邻两挡位的换挡过程包括换挡前的稳定行驶阶段、换挡过程中动态过渡阶段和换挡完成后的稳定行驶阶段。

1) 换挡前, C_1 完全结合, C_2 完全分离,此阶段的动力学微分方程为

$$\left(J_c + \frac{J_v}{i_1^2}\right) \dot{\omega}_c = T_{ed} - \frac{T_r}{i_1 i_0}, \quad (3)$$

$$\omega_v = \frac{\omega_c}{i_1}, \quad (4)$$

式中: J_e 为发动机及离合器主动部分转动惯量; J_v 为离合器之后传动系包括车辆平移质量换算到变速器输出轴上的惯量; i_1 为换挡前变速器速比; T_r 为车辆的阻力矩; T_{ed} 为发动机动态输出转矩; ω_e 、 ω_v 分别为发动机、变速器输出轴转速; $\dot{\omega}_e$ 为发动机转速变化率。

2) 换挡过程中动态过渡阶段, C_1 逐渐分离, C_2 逐渐结合,动力学微分方程为

$$J_e \dot{\omega}_e = T_{ed} - T_{C_1} - T_{C_2}, \quad (5)$$

$$J_v \dot{\omega}_v = i_1 T_{C_1} + i_2 T_{C_2} - \frac{T_r}{i_0}, \quad (6)$$

式中: i_2 为换挡后变速器速比; T_{C_1} 为离合器 C_1 传递的转矩; T_{C_2} 为离合器 C_2 传递的转矩。

3) 完成换挡后, C_1 完全分离, C_2 完全结合,此阶段的动力学方程为

$$\left(J_e + \frac{J_v}{i_2^2} \right) \dot{\omega}_e = T_{ed} - \frac{T_r}{i_2 i_0}, \quad (7)$$

$$\omega_v = \frac{\omega_e}{i_2}. \quad (8)$$

1.3 发动机模型

发动机模型采用有载动态模型

$$T_{ed} = T_e - \gamma \dot{\omega}_e, \quad (9)$$

式中: T_e 为发动机的稳态输出转矩; γ 为转矩下降系数。

发动机稳态转矩特性如图 3。

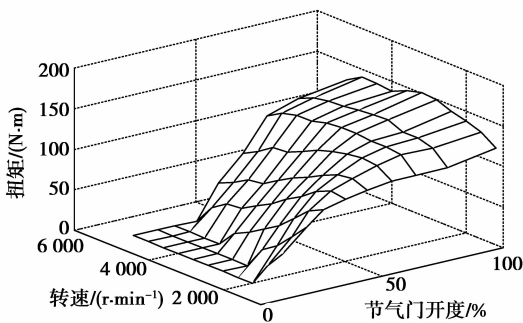


图 3 发动机稳态转矩特性

发动机节气门的执行机构用一阶系统来代替,其传递函数为^[14]

$$G(s) = \frac{1}{\tau s + 1}, \quad (10)$$

式中 τ 为时间常数。

1.4 离合器模型

湿式离合器传递转矩的大小取决于离合器压力、离合器结构尺寸和摩擦特性。当离合器处于滑摩状态时离合器的传递转矩表示为

$$T_C = \text{sgn}(\Delta\omega) \frac{2}{3} R \mu_d P_n S Z, \quad (11)$$

式中: R 为离合器的有效半径, $R = \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$, r_2 为离合器摩擦片的外径, r_1 为离合器摩擦片的内径; μ_d 为动摩擦因数; P_n 为作用于离合器的压力; S 为离合器活塞的作用面积; Z 为摩擦副数; $\Delta\omega$ 为离合器的主从动片的转速差, $\Delta\omega = \omega_{ed} - \omega_e$, ω_{ed} 为离合器的主动片的转速, ω_e 为离合器从动片的转速。

当离合器处于结合状态时,由系统动力学确定其所传递的转矩,同时其所具备的转矩传递能力为 T_L 。

$$T_L = \frac{2}{3} R \mu_s P_n S Z, \quad (12)$$

式中 μ_s 为静摩擦因数。

离合器摩擦特性是个很复杂的问题,它不仅与摩擦材料、制造工艺有关,而且与负荷、转速差等使用工况密切相关。在锁止状态,主从动片转速差为零,摩擦因数为常量,称为静摩擦因数。滑摩状态的摩擦因数通常与转速差有关,是个动态量,称为动摩擦因数。一般静态摩擦因数大于动态摩擦因数,仿真中将静摩擦因数设为常数,动摩擦因数 μ_d 表示为转速差的线性函数^[15-16]。

$$\mu_d = \begin{cases} \mu_{dmin}, & |\Delta\omega| < \Delta\omega_{min}; \\ \mu_{dmax} - \frac{\Delta\omega - \Delta\omega_{min}}{\Delta\omega_{max} - \Delta\omega_{min}} (\mu_{dmax} - \mu_{dmin}), & \Delta\omega_{min} \leq |\Delta\omega| \leq \Delta\omega_{max}; \\ \mu_{dmax}, & |\Delta\omega| > \Delta\omega_{max}. \end{cases} \quad (13)$$

式中: μ_{dmax} 为离合器动摩擦因数最大值; μ_{dmin} 为离合器动摩擦因数最小值; $\Delta\omega_{min}$ 为离合器转速差的最小值; $\Delta\omega_{max}$ 为离合器转速差的最大值。由此,得出离合器的传递转矩为

$$T_C = \begin{cases} 0, & P_n = 0; \\ \text{sgn}(\omega_e - \omega_c) \mu_s P_n R S Z, & \Delta\omega \neq 0; \\ T_{cs}, & \Delta\omega = 0 \& T_L \geq T_{cs}; \\ T_L, & \Delta\omega = 0 \& T_L < T_{cs}. \end{cases} \quad (14)$$

式中 T_{cs} 为根据系统动力学确定需要传递的转矩。

2 换挡过程双离合器控制

换挡品质的影响因素主要有:换挡的平顺性和离合器的寿命,换挡的平顺性由换挡过程中输出转矩变化的平滑性或冲击度的大小决定;离合器的寿命主要取决于换挡过程离合器上的滑摩功。换挡时间长意味着离合器的滑摩功大而使寿命缩短,而换挡时间短又会导致转矩变化大,产生较大的冲击。好的换挡品质就是通过对动力传动系统的综合控制在两者之间找到一个平衡点。

由于 DCT 系统具有非线性、大滞后和难以建立精确的动力学模型,且离合器参数常常变化的特点,所以考虑采用模糊控制,但在实际应用中,由于模糊规则一经确定,就无法改变,笔者采用多规则因子模糊控制器,通过对误差和误差变化的加权来改变控制规则,其中加权因子的选取根据误差等级而定。

2.1 多规则因子模糊控制器

带规则因子的控制规则可表示为

$$U = \langle \alpha E + (1 - \alpha)EC \rangle. \quad (15)$$

通过调整规则因子 α 来修改模糊控制器控制规则,可以获得较好的控制效果。但对于只带一个规则因子的模糊控制器,虽然可以通过改变 α 的大小调整控制规则,但当 α 值一旦选定,在整个控制过程中就不再改变。而实际上,模糊控制系统在不同的阶段和状态下,对控制规则中误差 E 和误差变化 EC 的加权程度有不同的要求。当误差较大时,控制系统的主要任务是消除误差,此时对误差在控制规则中的加权值应大些;而当误差较小时,系统已接近稳态,要求误差变化在控制规则中加权值大些。依据上述思想,对于每个误差等级都各自引入一个规则因子,就构成了带多个规则因子的控制规则,这样有利于满足控制系统在不同被控状态下对调整因子的不同要求。

2.2 多规则因子模糊控制器设计

控制器的输入量为发动机实际转速和发动机目标转速之间的转速差及其变化,或者是变速器输出转矩和目标转矩的的误差及其变化,输出量为离合器控制压力的增量。将误差 E 和误差变化 EC 的论域定义为 $[-5, 5]$,输出控制量 U 的论域也定义为 $[-5, 5]$ 。各个论域 E 、 EC 和 U 中的语言变量为 {正大(PB),正中(PM),正小(PS),零(ZO),负小(NS),负中(NM),负大(NB)}。隶属函数采用对称三角形非均匀分布,模糊控制规则如表 1 所示。

表 1 模糊控制规则表

E	EC						
	PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
PB	NB	NB	NM	NM	NS	NS	PM
PM	NB	NM	NS	NS	NS	ZO	PM
PS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PB
ZO	NB	NS	NS	ZO	PS	PS	PB
NS	NB	NS	ZO	PS	PS	PM	PB
NM	NM	ZO	PS	PS	PS	PM	PB
NB	NM	PS	PS	PM	PM	PB	PB

针对不同的误差等级范围, α 取不同的值,由此生成的控制规则如下:

$$U = \begin{cases} \langle \alpha_1 E + (1 - \alpha_1)EC \rangle, \\ E = 0, \pm 1 \text{ 时}, \alpha_1 = 0.45; \\ \langle \alpha_2 E + (1 - \alpha_2)EC \rangle, \\ E = \pm 2, \pm 3 \text{ 时}, \alpha_2 = 0.65; \\ \langle \alpha_3 E + (1 - \alpha_3)EC \rangle, \\ E = \pm 4, \pm 5 \text{ 时}, \alpha_3 = 0.85. \end{cases} \quad (16)$$

这样,在偏差 E 较小时,对 EC 的加权大于对 E 的加权,以利于提高系统的稳定性;在偏差 E 较大时,对偏差 E 的加权大于对 EC 的加权,以加快系统的响应^[17-18]。

3 换挡过程的综合控制及性能仿真

DCT 换挡过程可分为 2 个阶段:转矩阶段和惯性阶段。转矩阶段是发动机转矩由分离离合器上切换到结合离合器上的阶段;惯性阶段是发动机转速和目标挡位转速同步阶段。在降挡和升挡过程中 2 个阶段的先后顺序相反。在 DCT 换挡过程中,如果仅靠离合器滑摩来完成换挡过程,离合器滑摩时间会比较长,从而影响离合器的寿命,而对离合器和发动机进行综合控制不但可以减小冲击度而且可以延长离合器的寿命。在换挡惯性阶段可控制发动机转速和转矩,实现快速同步,减小滑摩时间。笔者以某型轿车为研究对象,仿真参数如表 2。

表 2 换挡过程仿真参数

参数	参数值	参数	参数值
总质量 m	1 460 kg	$\Delta\omega_{\min}$	100 rad/s
空气阻尼系数 C_d	0.37	$\Delta\omega_{\max}$	0.01 rad/s
迎风面积 A	1.96 m ²	r_2	0.228 m
车轮滚动半径 r	0.269 m	r_1	0.15 m
滚动阻力系数 f	0.009 2	Z	2
i_0	4.111	S	0.083 m ²
i_{g1}	3.455	τ_1	0.025 s
i_{g2}	1.944	τ	0.1 s
i_{g3}	1.286	γ	0.08
i_{g4}	0.969	ζ	0.7
i_{g5}	0.800	ω_n	8 Hz
μ_s	0.13	J_e	0.144 kg · m ²
μ_{dmin}	0.11	J_{c1}	0.050 kg · m ²
μ_{dmax}	0.13	J_{c2}	0.050 kg · m ²

3.1 升挡控制

升挡过程开始阶段是转矩阶段,转矩阶段结束后是惯性阶段。以 2 挡升 3 挡为例进行分析,升挡过程的控制流程如下:

1)TCU 检测到升挡信号后,离合器 C_2 的控制压力以一固定斜率上升,斜率的大小取决于冲击度的大小。同时控制离合器 C_1 保持结合。为使 C_1 不滑摩,就需要控制 C_1 的压力,使 C_1 传递的转矩和由动力学确定的转矩 T_{C_1} 相等。在式(5)和(6)中令 $\dot{\omega}_e = i_1 \dot{\omega}_v$ 可得:

$$T_{C_1} = \frac{J_v(T_{ed} - T_{C_2}) - i_1 i_2 J_e T_{C_2} + \frac{i_1}{i_0} T_f J_e}{J_v + i_2^2 J_e}, \quad (17)$$

而 $T_{C_2} = \frac{2}{3} R P_{n_2} S Z \mu_d, \quad (18)$

从而可得 $P_{n_1} = \frac{3 T_{C_1}}{2 R S Z \mu_s}. \quad (19)$

由此可以得到 C_1 的控制压力,按此压力控制 C_1 就可使 C_1 不滑摩。当 C_1 的压力小于某一值时控制 C_1 的压力快速降为零,当检测到 C_1 开始滑摩后转矩阶段结束,惯性阶段开始。

2)惯性阶段是发动机转速和 C_2 从动盘转速同步阶段。在惯性阶段开始时,将发动机节气门开度降低到某一值。因为此时发动机仍然以低挡的转速在运行,为了使发动机的转速迅速降到目标挡位转速,必须把储存在发动机飞轮的能量降下来,如果此时仅靠增加离合器压力来完成 C_2 的结合,会使输出转矩出现很大的波动^[19],通过综合控制发动机节气门和离合器压力,可以使输出转矩波动很小且发动机转速同步比较迅速^[20]。速度同步阶段通过多规则因子模糊控制器控制 C_2 的压力 P_{n_2} ,使发动机转速跟踪目标转速。

3)当 C_2 两端的转速差小于某一值时,将节气门回复到原来的开度,当发动机转速和 C_2 从动盘的转速相等时惯性阶段结束,同时模糊控制器也停止。然后使 C_2 的压力升到正常工作压力。

图 4 是 2 挡升 3 挡的仿真结果。由图 4(b)、(c) 可以看到,在转矩阶段,输出转矩变化平滑,并且离合器 C_1 没有滑摩,说明转矩阶段的控制策略可行;在惯性阶段,通过发动机节气门和模糊控制器的综合控制,输出转矩变化平稳,没有出现大的波动,在离合器 C_2 结合处(图 4(d)箭头所指位置),输出转矩仅有微小的波动,整个换挡过冲击度最大值小于 7 m/s^3 ;由图 4(c)虚线标注部分可以看到,发动机转速对目标转

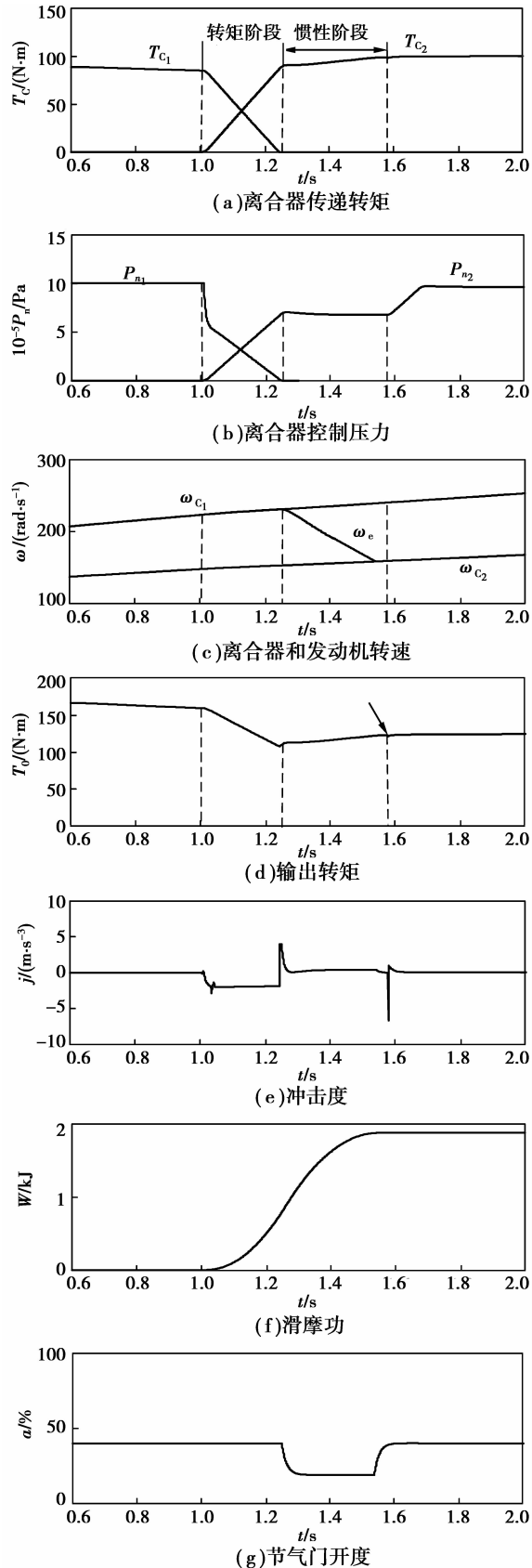


图 4 2 挡升 3 挡仿真结果

速有很好的跟踪能力,且整个换挡时间只有约 0.58 s。另外,在整个升挡过程中因为离合器 C_1 开始滑摩时

其控制的压力已基本为零,所以 C_1 的滑摩功很小,从而整个升挡过程的滑摩功很小,为 1 900 J。

3.2 降挡控制

降挡过程和升挡过程相反,先是惯性阶段然后是转矩阶段。以 3 挡降 2 挡为例进行分析,降挡过程的控制流程如下:

1) TCU 检测到降挡信号后,惯性阶段开始。控制离合器 C_2 的压力快速下降,当检测到 C_2 开始滑摩时,将发动机节气门开度升到 100%,同时多规则因子模糊控制器开始起作用,通过控制 C_2 的压力来使发动机转速跟踪目标转速,直到发动机转速和目标挡位转速同步。

2) 当离合器 C_1 两端的转速差小于某一值时,控制 C_1 的压力缓慢上升,当 C_1 两端的转速差小于某一更小的值时,控制发动机节气门恢复到原来的开度。当发动机转速同步时,惯性阶段结束,转矩阶段开始。

3) 转矩阶段开始后,控制 C_2 压力按一定斜率下降,多规则因子模糊控制器通过控制 C_1 的压力,使输出转矩按目标转矩上升。此阶段 C_1 的压力 p_{n1} 由两部分组成,一部分是根据动力学方程确定的 p'_{n1} ; 另一部分是模糊控制器根据实际输出转矩和输出转矩目标值之差确定的 ΔP_{n1} , 输出转矩为

$$T_{out} = i_1(T_{C_1} - J_{C_1} \dot{\omega}_{C_1}) + i_2(T_{C_2} - J_{C_2} \dot{\omega}_{C_2}). \quad (20)$$

当发动机转速同步后 $\omega_e = \omega_{C_1}$, 可得

$$T_{C_1} = \frac{T_{out}}{i_1} - \frac{i_2}{i_1} T_{C_2} + (J_{C_1} + \frac{i_2^2}{i_1^2} J_{C_2}) \dot{\omega}_e, \quad (21)$$

$$P'_{n1} = \frac{T_{C_1}}{\frac{2}{3} \mu_d R S Z}, \quad (22)$$

$$P_{n1} = P'_{n1} + \Delta P_{n1}. \quad (23)$$

4) 当离合器 C_2 的压力降到零后,控制器的控制结束,然后使 C_1 的压力保持一段时间,因为 C_1 的转速虽然和发动机转速已经同步但 C_1 传递的转矩可能还没有同步。然后使 C_1 的压力升到正常工作压力,换挡结束^[21-22]。

图 5 是 3 挡降 2 挡的仿真结果。换挡从 10.60 s 开始,到 11.10 s 惯性阶段结束,在 11.35 s 换挡结束,换挡时间约为 0.75 s。由输出转矩图可以看出,由于控制发动机节气门开度在换挡过程中升到最大值,从而保证了输出转矩下降较小,约为 15%,且整个换挡过程转矩变化平稳,冲击度最大为 9 m/s^3 。如果降挡过程中不对发动机进行控制,仅控制离合器压力,输出转矩会下降很多且 C_1 结合过程中输出转矩波动很大,从而会影响换挡的动力性和舒适性。

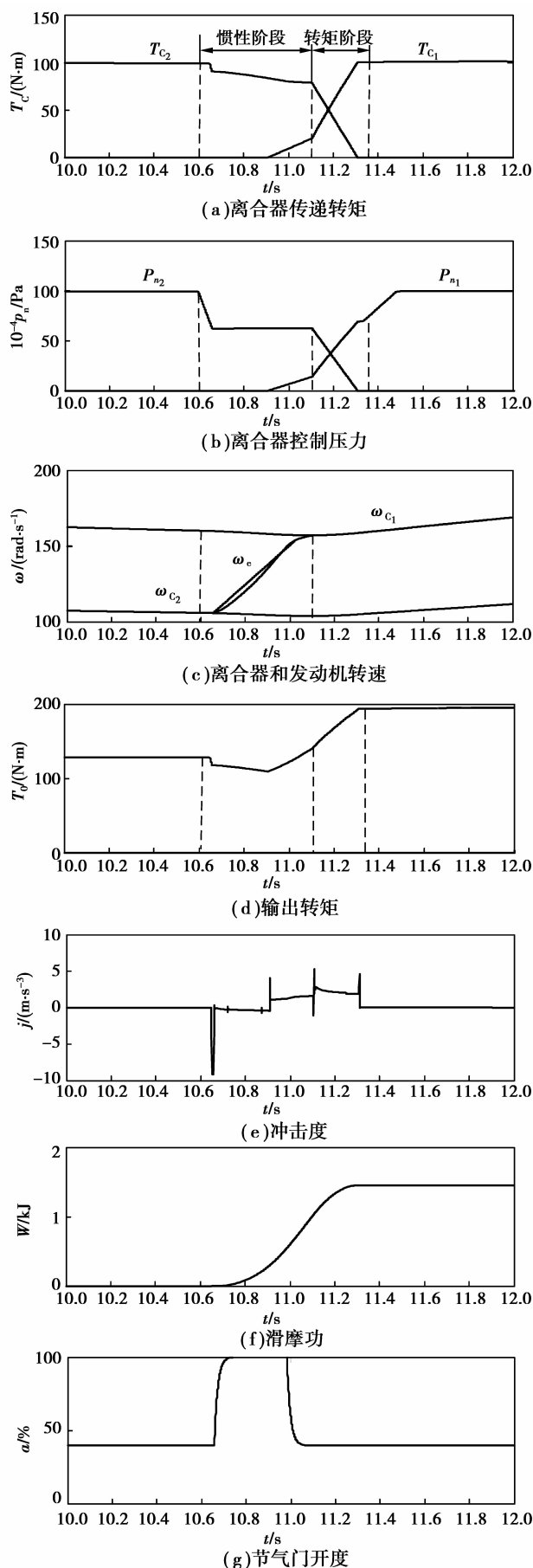


图 5 3 挡降 2 挡的仿真结果

图 5(c)虚线标注处是控制器控制发动机转速同步阶段;图 5(d)虚线标注处是控制器控制输出转矩阶段,从图中可以看到控制器跟踪性能良好。在换挡过程中结合离合器 C_1 只在惯性阶段最后阶段有少量滑摩,到转矩阶段后速度已经同步 C_1 没有滑摩,所以 C_1 的滑摩功很小,整个换挡过程的滑摩功较小,为 1 500 J。

影响换挡时间和换挡平稳性的因素除发动机转速和转矩外,主要是离合器控制压力的变化率。当离合器的控制压力变化率比较小时换挡比较平稳,输出转矩下降也比较少,但换挡时间会增加,滑摩功也会增加。图 6 是离合器压力变化率变化较小时的输出转矩图。其他的控制过程和图 5 相同。图 6 中输出转矩变化比较平稳,下降约 8%,但换挡时间增加到 0.93 s。

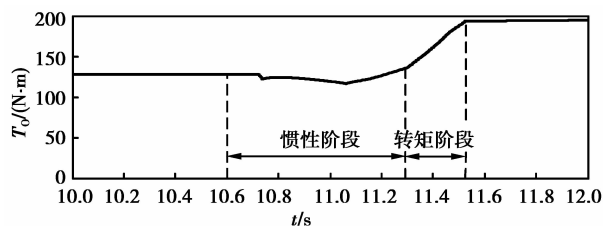


图 6 输出转矩

4 换挡品质影响因素分析

通过上述分析可知,换挡控制的目标是换挡平顺性和换挡过程的快捷性,但在换挡控制中除了具体的控制问题外也常常会遇到一些共性的问题。

1)在变速器换挡控制中,控制目标和控制变量常常没有直接联系,例如换挡过程中输入通常是发动机的相关控制量比如节气门开度和点火提前角,或者是变速器的相关控制量比如控制压力或电磁阀的输入电压,而控制目标是输出转矩变化的平滑性。这需要建立系统的模型把控制目标和控制变量联系起来,但系统模型通常是高度非线性的,为了达到控制目的,需要进行模型分析和简化来辨识出影响模型动态性的主要因素。

2)离合器传递转矩的控制。DCT 换挡过程通过切换离合器来完成动力换挡。换挡品质的好坏很大程度上取决于离合器摩擦力的控制方式。离合器的转矩是离合器压力、离合器尺寸和摩擦因数的函数。湿式离合器可控制的变量主要是控制离合器的压力,在用电磁阀控制离合器压力时,电磁阀的动态性能对精确控制离合器的压力至关重要。另外,离合

器接触面的摩擦特性对离合器性能的影响也很大,其影响因素包括离合器在滑摩点和转速差较小时 $\mu-\omega_{\text{slip}}$ 曲线的非线性、温度和离合器的磨损,所以实际的换挡控制器需要很好的鲁棒性。

3)变速器控制中控制目标常常用不能测量的变量来表示。例如,换挡感觉常常用冲击度和车辆加速度或变速器输出转矩来表示,但测量加速度往往不经济,而冲击度和变速器输出转矩又不容易测量,这种情况下控制动作不得不依靠和换挡感觉没有直接联系的信息。这需要不断实验来确定设计的控制目标和测量变量之间的联系。

5 结 论

1)基于双离合器自动变速器的动力学方程,建立了 DCT 换挡过程的动力学模型,针对 DCT 系统的非线性、大滞后和难以建立精确的动力学模型,且离合器参数常常变化的特点,以及常规模糊控制器模糊规则一经确定就不能改变的特点,设计了多规则因子模糊控制器。制定了 DCT 换挡过程的控制策略,该控制策略通过综合控制发动机节气门和离合器压力来完成换挡过程中的离合器切换。

2)基于 Matlab/Simulink 软件平台,对 DCT 换挡过程控制策略进行了仿真。仿真结果表明:该控制策略能满足换挡过程中换挡品质的要求,且控制器的跟踪性能良好。为湿式双离合器自动变速器的开发提供了理论基础。

3)分析了换挡过程中影响换挡品质的因素。在换挡控制中,为保证良好的换挡品质,需要建立控制目标和控制变量之间关系的系统模型,并通过实验确定设计的控制目标和测量变量之间的关系。

参考文献:

- [1] 杨伟斌,吴光强,秦大同. 双离合器式自动变速器传动系统的建模及换挡特性[J]. 机械工程学报, 2007, 43(7): 118-194.
YANG WEI-BIN, WU GUANG-QIANG, QIN DA-TONG. Driving system modeling and shift characteristic of dual clutch transmission powertrain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineer, 2007, 43(7): 118-194.
- [2] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions [J]. Drive System Technique, 2006, 20 (3): 37-48.
- [3] 吴光强,张德明. 基于最优控制理论的 DCT 离合器升挡作动方式的研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(31): 258-261.
WU GUANG-QING, ZHANG DE-MING. A Research

- on the way of clutch actuation during DCT upshift based on optimality theory [J]. *Automotive Engineering*, 2009, 31(31): 258-261.
- [4] 金伦, 程秀生, 孙俐, 等. 双离合器自动变速器仿真研究[J]. *汽车技术*, 2005(8): 4-7.
JIN LUN, CHENG XIU-SHENG, SUN LI, et al. Simulation and studies on dual-clutch automatic transmission[J]. *Automobile Technology*, 2005(8): 4-7.
- [5] 郭晓林. 双离合器自动变速系统动力学建模及仿真研究[J]. *装甲兵工程学院学报*, 2006, 20(1): 48-51, 54.
GUO XIAO-LIN. Dynamic modeling and simulation of a dual clutch transmission system [J]. *Journal of Academy of Armored Force Engineering*, 2006, 20(1): 48-51, 54.
- [6] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions[J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2005, 219(8): 951-963.
- [7] MARK B, RUSSELL L, MELISSA K. Method of controlling a dual clutch transmission; US, 6819997 [P]. 2004-11-16.
- [8] KULKARNI M, SHIM T, ZHANG Y. Shift dynamic and control of dual-clutch transmissions[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(2): 168-182.
- [9] 胡宏伟. 湿式自动离合器结合过程特性的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [10] 吴光强, 杨伟斌, 秦大同. 双离合器自动变速器控制系统的关键技术[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(2): 13-18.
WU GUANG-QIANG, YANG WEI-BIN, QIN DA-TONG. Key technique of dual clutch transmission control system [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineer*, 2007, 43(2): 13-18.
- [11] 秦大同, 赵玉省, 胡建军, 等. 干式双离合器系统换挡过程控制分析[J]. *重庆大学学报*, 2009, 32(9): 1106-1123.
QIN DA-TONG, ZHAO YU-SHEN, HU JIAN-JUN, et al. Analysis of shifting control for dry dual clutch system [J]. *Journal of Chongqing University*, 2009, 32(9): 1106-1123.
- [12] 刘振军, 董小洪, 秦大同, 等. 双离合器自动变速换挡品质分析与控制[J]. *重庆大学学报*, 2010, 33(5): 29-34.
LIU ZHEN-JUN, DONG XIAO-HONG, QIN DA-TONG, et al. Analysis and control on shift quality of dual-clutch transmission [J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(5): 29-34.
- [13] 张德明, 吴光强. 模糊滑模变结构控制在 DCT 电控离合器上的应用[J]. *设计·计算·研究*, 2007(10): 1-5.
ZHANG DE-MING, WU GUANG-QIANG. Application of fuzzy-slide model control in electronic control clutch of DCT [J]. *Designing Calculation and Research*, 2007(10): 1-5.
- [14] QUAN Z. Modeling and control of powertrains with stepped automatic transmissions [D]. Ohio State, America: The Ohio State University, 1999.
- [15] 王玉海, 宋健, 李兴坤. 离合器动态过程建模与仿真[J]. *公路交通科技*, 2004, 21(10): 121-125.
WANG YU-HAI, SONG JIAN, LI XING-KUN. Modeling and simulation of clutch dynamic process[J]. *Journal of Highway and Transportation Research and Development*, 2004, 21(10): 121-125.
- [16] MARKLUND P, LARSSON R. Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test[J]. *Tribology International*, 2008, 41(9/10): 824-830.
- [17] LI G H. On clutch by fuzzy control strategy for dual-clutch transmission vehicle during shifting process[C]// *Proceedings of the 27th Chinese Control Conference*, July 16-18, 2008, Kunming, Yunnan. [S. l.]: IEEE, 2008: 254-260.
- [18] 刘彦忠, 戴学丰. 移动机器人多规则因子模糊控制方法[J]. *微计算机信息*, 2009(2): 21-23.
LIU YAN-ZHONG, DAI XUE-FENG. Fuzzy control method of multiple weighting factor for mobile robot[J]. *Microcomputer Information*, 2009(2): 21-23.
- [19] KULKARNIA M, SHIMA T, ZHANG Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(2): 168-182.
- [20] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2005, 219(D8): 951-963.
- [21] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Integrated powertrain control of gearshifts on twin clutch transmissions [C] // *SAE Technical Paper Series. Transmission & Driveline Symposium*, March 8-11, 2004, Detroit, Michigan, USA. [S. l.]: SAE, 2004: 156-168.
- [22] 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 WEN-TAO, CHEN HUI-YAN. Control strategy as shifting progress with an electronic automatic transmission [J]. *Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(12): 23-26.