

双离合器自动变速器换挡特性与控制仿真*

张金乐¹ 马彪¹ 张英锋^{1,2} 李和言¹

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 军事交通学院汽车工程系, 天津 300161)

【摘要】 针对应用某履带车辆的双离合器自动变速器(DCT)换挡控制问题,首先提出系统动力传动方案,然后对升挡和降挡过程进行动力学和运动学分析,运用 Matlab/Simulink 建立传动系统的仿真模型。分别对某车辆升挡和降挡过程进行了仿真计算,仿真结果体现了车辆的换挡品质。在升挡过程中通过 PID 控制器控制高档离合器的充油油压,在降挡过程中采用 PI 控制器控制发动机油门开度,这种控制策略可以使 DCT 换挡平稳,减少系统负转矩的产生,提高车辆的换挡品质。

关键词: 双离合器自动变速器 换挡特性 换挡控制 仿真

中图分类号: U462.211 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)05-0006-06

Simulation on Shift Dynamics and Control of Dual Clutch Transmissions

Zhang Jinle¹ Ma Biao¹ Zhang Yingfeng^{1,2} Li Heyan¹

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

2. Department of Automobile Engineering, Academy of Military Transportation, Tianjin 300161, China)

Abstract

A DCT structure, which adopted on a certain tracked vehicle, was proposed and system dynamic equations were derived according to the detailed analysis of upshifts and downshifts. The analytical model for the simulation, analysis and control of shift dynamics for DCT vehicles was built by means of Matlab/Simulink. An upshift and a downshift were simulated as case study and simulation results displayed the parameters have important influence on shift quality. A PID controller was proposed to control the oil pressure in on-coming clutch in upshift process and a PI controller was also put forward to control oil throttle in downshift process. Such control strategies can avoid clutch tie-up and engine flare, result in better shift quality.

Key words Dual clutch transmission, Shift characteristic, Shift control, Simulation

引言

双离合器自动变速器(DCT)综合了电控机械式自动变速器(AMT)和液力机械式自动变速器(AT)的优点,不但具有传动效率高、安装空间紧凑、重量轻等许多优点,并且在换挡过程中不存在动力中断,保证车辆具有良好的动力性与换挡品质^[1]。

近年来,DCT 成为传动领域研究的热点,吸引了国内外很多学者的关注^[2~9]。但研究的模型都比

较简单,并没有给出比较详细的反映系统各参量变化的仿真结果。

本文提出 DCT 动力传动方案,对车辆升、降挡过程进行详细的动力学和运动学分析,运用 Matlab/Simulink 建立传动系统的仿真模型。分别对升挡和降挡过程进行实例分析。以提高双离合器自动变速器换挡品质为目的,探讨换挡过程离合器油压和发动机油门控制的方法。

收稿日期: 2009-10-28 修回日期: 2009-11-23

* 高等学校学科创新引智计划资助项目(B08043)和国防“十一五”预先研究项目(62301030303)

作者简介: 张金乐,博士生,主要从事车辆传动控制和有限元研究, E-mail: jinlezhang@hotmail.com

通讯作者: 马彪,教授,博士生导师,主要从事车辆传动研究, E-mail: mabiao@bit.edu.cn

1 DCT 传动方案及建模

DCT 的布局可以看成是两个手动变速器的复合,一个变速器提供偶数挡,另一个提供奇数挡。双离合自动变速器是一个复杂的多自由度扭转振动系统,应当对系统进行适当简化。以某履带车辆的定轴式变速器为参考,提出 6 个前进挡 1 个倒挡的 DCT 传动方案,如图 1 所示。传动系统采用质量-弹簧-阻尼来描述,各部件的传动损失等效到外部阻力上,不考虑齿轮的齿侧间隙和液压系统的迟滞性^[6]。图中 I_e 为发动机飞轮和曲轴系统等转动惯量, I_1 为离合器输入侧转动惯量, I_2 为实心轴及附件转动惯量, I_3 为空心轴及附件转动惯量, I_4 为中间轴 1 转动惯量, I_5 为中间轴 2 转动惯量, I_6 为输出轴转动惯量, I_7 为侧传动输入轴转动惯量, I 为车体转动惯量。 ω_e 和 $\omega_1 \sim \omega_6$ 分别指代相应部件的转动角速度; ω_o 为侧传动输入转速; ω 为主动轮的角速度; i_a 为侧传动传动比; 输入轴和输出轴的等效刚度和阻尼分别表示为 K_i , K_o 和 C_i , C_o ; 输入轴扭矩为 T_{in} , 输出轴输出扭矩为 T_o , 发动机输出扭矩为 T_e 。发动机和传动系统各部件的建模方法见文献[6]。

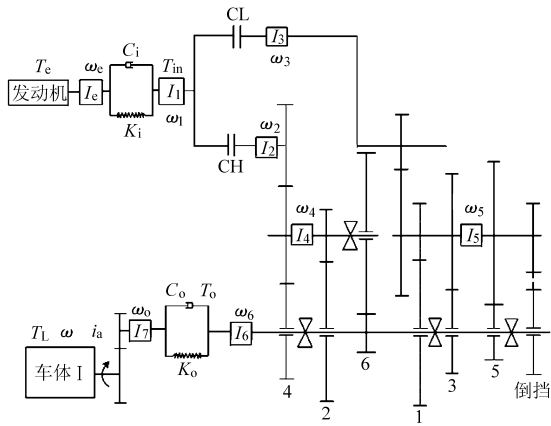


图 1 DCT 动力学模型

Fig. 1 Dynamic model for the DCT system

2 DCT 换挡过程分析

DCT 的换挡和传统 AT 车辆的换挡类似, ECU 采集油门位置、车速、当前挡位、离合器和发动机的转速、制动信号等, 根据换挡逻辑对各执行元件发出动作指令。为减小动力中断时间, 双离合切换过程中必然存在两个离合器扭矩传递重叠的工作阶段, 必须对离合器切换时序进行精确的控制, 它是保证换挡品质及离合器工作寿命的关键。如果切换时间控制不当, 可能造成两个挡位之间的互锁干涉或换挡冲击, 使传动系统产生较大的动载荷, 损害传动系统部件的寿命。下面分别以 5→6 升挡和 3→2 降挡为例, 对换挡过程进行详细的运动学和动力学分

析。

2.1 升挡过程分析

(1) 第 1 阶段, $t_0 < t \leq t_1$

在这一阶段, 离合器 CL 的油压开始逐渐下降, 所能传递转矩的能力也逐渐下降。与此同时, 离合器 CH 开始传递滑摩擦转矩, 随着油压的逐渐增大, 所传递的滑摩擦转矩也逐渐增大。这一阶段离合器 CL 传递的系统惯性转矩小于所能传递的最大转矩, 所以传动比不变, 仍为 5 挡状态。

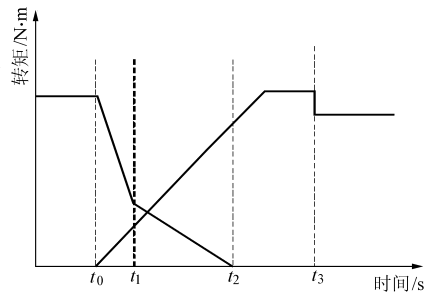


图 2 升挡过程离合器转矩变化

Fig. 2 Clutch torque characteristic in upshifts

系统动力学方程为

$$T_e - T_{in} = I_e \dot{\omega}_e \quad (1)$$

$$T_{in} - T_{CLi} - T_{CH6} = I_1 \dot{\omega}_1 \quad (2)$$

$$T_{CLi} i_5 + T_{CH6} i_6 - T_o = I_{eq}^{56} \dot{\omega}_6 \quad (3)$$

$$T_o - \frac{T_L}{i_a} = I_{eq} \dot{\omega}_o \quad (4)$$

其中

$$T_{in} = K_i (\theta_e - \theta_1) + C_i (\omega_e - \omega_1) \quad (5)$$

$$T_o = K_o (\theta_6 - \theta_o) + C_o (\omega_6 - \omega_o) \quad (6)$$

$$I_{eq} = \frac{i_a^2 I_7 + I}{i_a^2} \quad (7)$$

式中

i_5 、 i_6 ——5 挡和 6 挡传动比

I_{eq}^{56} —— $I_2 \sim I_6$ 等效到输出轴输出端的惯量

I_{eq} ——车体惯量 I 和侧传动输入端转动惯量

I_7 等效到侧传动输入端的惯量

T_{CLi} ——离合器 CL 所传递的系统惯性转矩

T_{CH6} ——离合器 CH 所传递的摩擦转矩

根据离合器 CH 的几何特征和摩擦片的摩擦特性, 离合器 CH 所传递的摩擦转矩可表示为^[6]

$$T_{CH6} = \frac{2}{3} \text{sgn}(\Delta\omega_{CH}) \mu p A_f n \frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \quad (8)$$

式中

$\Delta\omega_{CH}$ ——离合器 CH 主、被动端转速差

μ ——摩擦因数 n ——摩擦副对数

p ——摩擦副之间的正压力

A_f ——摩擦副接触面积

R_o ——摩擦片外半径

R_i ——摩擦片内半径

因为此阶段仍为 5 挡状态, ω_1 与 ω_3 相等。根

据式(2)和式(3),离合器 CL 所传递的系统惯性转矩 T_{CLi} 为

$$T_{CLi} = \frac{T_{in} I_{eq}^{56} + T_o I_1 i_5 - T_{CH6} (I_{eq}^{56} + I_1 i_5 i_6)}{I_{eq}^{56} + I_1 i_5^2} \quad (9)$$

随着离合器 CH 油压的增大,CH 所传递的摩擦转矩随之增大。根据式(9),系统惯性转矩 T_{CLi} 随之下降。如离合器 CH 的油压增长过快,会导致 $T_{CLi} \leq 0$ 。此种情况的系统功率流可用图 3 表示,可以看出,系统产生了循环功率。这样会浪费系统传递的功率,此种情况应该避免。图中的 i_L 和 i_H 分别表示奇数挡和偶数挡的传动比。

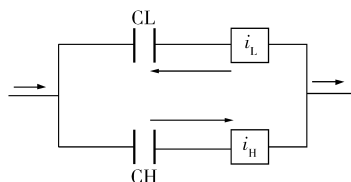


图3 功率流程图

Fig.3 Power flow diagram

(2) 第2阶段, $t_1 < t \leq t_2$

当 $|T_{CLi}|$ 超过离合器 CL 所传递转矩的能力后,CL 开始打滑。 t_1 和 t_2 时刻分别是离合器 CL 打滑的临界点和 CL 油压下降到 0 的临界点。从 t_1 时刻开始,系统传动比逐渐向 6 挡过渡。此阶段离合器 CL 和 CH 都传递摩擦转矩,式(2)和(3)应替换为

$$T_{in} - T_{CL5} - T_{CH6} = I_1 \dot{\omega}_1 \quad (10)$$

$$T_{CL5} i_5 + T_{CH6} i_6 - T_o = I_{eq}^{56} \dot{\omega}_6 \quad (11)$$

摩擦转矩 T_{CL5} 的表达式与式(8)类似,可表示为

$$T_{CL5} = \frac{2}{3} \text{sgn}(\Delta\omega_{CL}) \mu p A_i n \frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \quad (12)$$

(3) 第3阶段, $t_2 < t \leq t_3$

这一阶段,离合器 CL 已经分离,而离合器 CH 的油压继续增大。系统动力通过离合器 CH 的滑摩传递。为了防止离合器 CH 在同步时所传递的转矩从摩擦转矩到惯性转矩变化太大,CH 的油压增加到适当值后应保持不变。因为此阶段离合器 CL 状态的变化,式(10)和(11)可改写为

$$T_{in} - T_{CH6} = I_1 \dot{\omega}_1 \quad (13)$$

$$T_{CH6} - \frac{T_o}{i_6} = I_{eq}^6 \dot{\omega}_2 \quad (14)$$

式中 I_{eq}^6 ——转动惯量 I_2 、 I_4 和 I_6 等效到离合器 CH 输出端的等效转动惯量

当离合器 CH 充分结合后,此阶段结束。 t_3 是离合器 CH 主、被动端同步的临界点。

(4) 第4阶段, $t_3 < t$

当离合器 CH 充分结合后,系统传动比为 6 挡

传动比。离合器 CH 传递系统惯性转矩。因为角速度 ω_1 和 ω_2 相等,根据式(13)和(14),系统惯性转矩 T_{CHi} 为

$$T_{CHi} = \frac{T_{in} I_{eq}^6 i_6 + T_o I_1}{(I_{eq}^6 + I_1) i_6} \quad (15)$$

当离合器 CH 开始传递系统惯性转矩后,离合器 CH 的油压快速增大到系统油压以保证系统足够的动力储备。至此,升挡过程结束。

2.2 降挡过程分析

(1) 第1阶段, $t_0 < t \leq t_1$

高挡离合器 CL 的油压快速下降,与此同时 CL 传递转矩的能力也快速下降,但是 CL 所能传递的转矩仍大于系统惯性转矩。系统传动比仍为 3 挡,当离合器 CL 开始滑摩后,此阶段结束。

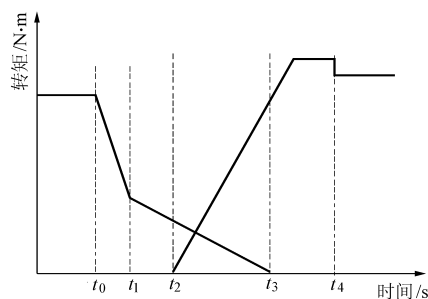


图4 降挡过程离合器转矩变化

Fig.4 Clutch torque characteristics in downshifts

系统动力学方程相对于升挡过程的式(1)~(4),只有式(2)和(3)发生变化,改写为

$$T_{in} - T_{CLi} = I_1 \dot{\omega}_1 \quad (16)$$

$$T_{CLi} - \frac{T_o}{i_3} = I_{eq}^3 \dot{\omega}_3 \quad (17)$$

式中 i_3 ——3 挡传动比

I_{eq}^3 ——转动惯量 I_3 、 I_5 和 I_6 等效到离合器 CL 输出端的等效惯量

T_{in} 、 T_o 和 I_{eq} 仍通过式(5)~(7)表示。因为离合器 CL 处于结合状态, ω_1 和 ω_3 相等。根据式(16)和(17),系统惯性转矩 T_{CLi} 可表示为

$$T_{CLi} = \frac{T_{in} I_{eq}^3 i_3 + T_o I_1}{(I_{eq}^3 + I_1) i_3} \quad (18)$$

(2) 第2阶段, $t_1 < t \leq t_2$

当 T_{CLi} 超过离合器 CL 所能传递转矩的能力后,离合器 CL 开始打滑。此时 $\omega_1 \leq \omega_2$,如果离合器 CH 开始结合,CH 要传递负转矩。系统会产生循环功率,此种情况应该避免。此时发动机转速应该快速上升,以便于 ω_1 尽快超过 ω_2 。 t_1 是离合器 CL 开始滑摩的临界点。当离合器 CL 开始滑摩后,发动机油门应该增大,以便于快速提高 ω_1 。为了后面控制的方便,设定当 $\omega_1 = 1.1\omega_2$ 时,开始结合离合器

CH。因为 CL 状态的变化,式(16)和(17)应替换为

$$T_{in} - T_{CL3} = I_1 \dot{\omega}_1 \tag{19}$$

$$T_{CL3} - \frac{T_o}{i_3} = I_{eq}^3 \dot{\omega}_3 \tag{20}$$

离合器 CL 的摩擦转矩表示式与式(12)相同。

(3) 第 3 阶段, $t_2 < t \leq t_3$

在这一阶段,离合器 CH 开始滑摩,离合器油压逐渐上升。离合器 CL 和 CH 都传递摩擦转矩,发动机油门应该适度降低以使 CH 快速同步。当离合器 CL 的油压降到零后,此阶段结束。

根据离合器 CL 和 CH 状态的变化,式(19)和(20)改写为

$$T_{in} - T_{CL3} - T_{CH2} = I_1 \dot{\omega}_1 \tag{21}$$

$$T_{CL3} i_3 + T_{CH2} i_2 - T_o = I_{eq}^{32} \dot{\omega}_6 \tag{22}$$

式中 i_2 、 i_3 ——2 挡和 3 挡的传动比
 I_{eq}^{32} ——转动惯量 $I_2 \sim I_6$ 等效到输出轴输出端的等效惯量

离合器 CH 的摩擦转矩可用式(8)来表示。

(4) 第 4 阶段, $t_3 < t \leq t_4$

此阶段与升挡过程的第 3 阶段相似。根据离合器 CL 状态的变化,式(21)和(22)改写为

$$T_{in} - T_{CH2} = I_1 \dot{\omega}_1 \tag{23}$$

$$T_{CH2} - \frac{T_o}{i_2} = I_{eq}^2 \dot{\omega}_3 \tag{24}$$

式中 I_{eq}^2 ——转动惯量 I_2 、 I_4 和 I_6 等效到离合器 CH 输出端的等效惯量

当离合器 CH 主、被动端同步后,此阶段结束。

(5) 第 5 阶段, $t_4 < t$

此阶段与升挡过程的第 4 阶段相似。系统传动比已经过渡到 2 挡,离合器 CH 主被动转速相等,根据式(23)和(24),系统惯性转矩 T_{Chi} 可表示为

$$T_{Chi} = \frac{T_{in} I_{eq}^2 i_2 + T_o I_1}{(I_{eq}^2 + I_1) i_2} \tag{25}$$

离合器 CH 的油压快速上升到系统油压,以保证系统足够的动力储备,降挡过程结束。

3 仿真计算和分析

以某履带车辆的参数为基本依据,根据上面对双离合自动变速器升、降挡过程的分析,利用 Matlab/Simulink 建立系统传动模型,对 5→6 升挡和 3→2 降挡过程及其控制进行仿真计算。其中用于仿真计算的车辆主要参数:车辆的满载质量为 22 000 kg,空气阻力系数为 0.72,地面阻力系数为 0.04,侧传动减速比 i_a 为 6.58,1 挡~6 挡的速比分别为 5.37、2.33、1.32、1.0、0.86、0.54。

以 5 挡换 6 挡为例,对升挡过程进行仿真分析。对升挡过程中高挡离合器 CH 的充油油压采用 PID 控制,其控制原理框图如图 5 所示。以换挡过渡过程实际传动比 i 和目标传动比 i_{aim} 差值作为 PID 控制器输入参量,控制离合器 CH 的油压,通过调节控制器的参数使实际系统传动比跟随目标传动比。其中 i 是角速度 ω_1 与 ω_6 的比值; i_{aim} 是随时间变化的函数。仿真结果如图 6~10 所示。

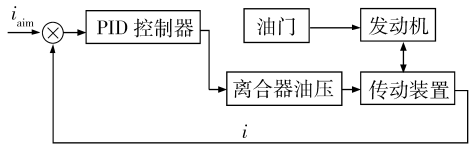


图 5 5→6 升挡过程油压 PID 控制原理框图
Fig. 5 PID control of the oil pressure in a 5→6 upshift

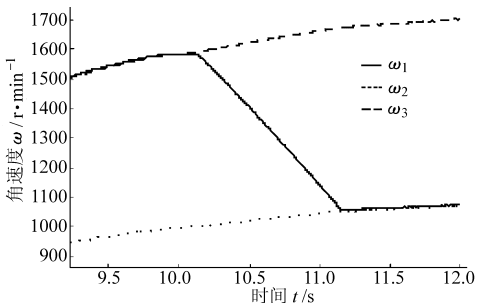


图 6 5→6 升挡过程离合器 CH 和 CL 的转速
Fig. 6 Speeds of clutch CH and CL in a 5→6 upshift

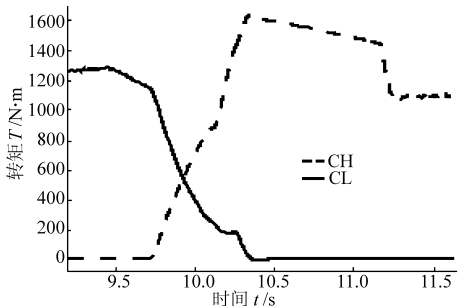


图 7 5→6 升挡过程离合器传递的转矩
Fig. 7 Clutch torque in a 5→6 upshift

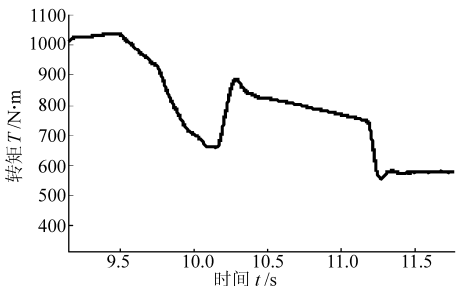


图 8 5→6 升挡过程变速器输出转矩
Fig. 8 Output torque in a 5→6 upshift

图 6 表示换挡过程 CH 和 CL 主、被动端转速的变化情况,从图中可以看出 ω_1 、 ω_2 和 ω_3 随时间几乎呈线性变化。图 7 和图 8 分别表示了升挡过程 CH 和 CL 所传递的实际转矩和变速器总的输出转矩随

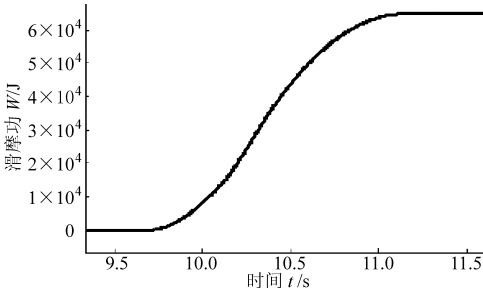


图 9 5→6 升挡过程的滑摩功
Fig. 9 Friction work in a 5→6 upshift

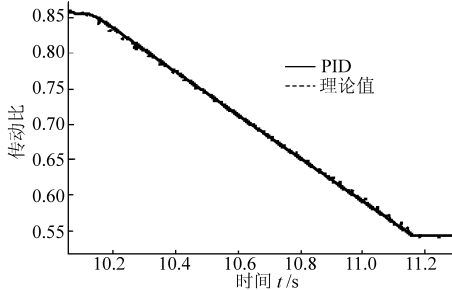


图 10 5→6 升挡过程的传动比
Fig. 10 Gear ratio in a 5→6 upshift

换挡时间的变化情况。从图 7 中可以看出,CH 转矩先增大后减小,最后保持不变,CL 转矩一直下将,最后减小为零。变速器总的输出转矩不能波动太大,否则驾驶员会感到较大的冲击,可以通过改变离合器充油油压和发动机油门开度,以保证换挡过程转矩传递的平稳性。图 8 所示的输出转矩变化相对较平稳。图 9 表示了换挡过程的滑摩功。重型车辆换挡过程产生滑摩功不能太大,否则易造成湿式摩擦副的翘曲、变形甚至烧毁。图 10 表示了换挡过程传动比的变化情况,可以清楚地看到通过 PID 控制离合器油压后,可以使实际输出传动比较好的跟踪目标传动比,以保证升挡过程的平稳性。

以 3 挡换 2 挡为例,对降挡过程传动系统动力学和控制进行分析。对降挡过程,发动机油门采用 PI 控制,其控制原理框图如图 11 所示。以换挡过程离合器输入端转速 ω_1 和目标转速 ω_{aim} 差值作为 PI 控制器输入参量,控制发动机的油门开度,使转速 ω_1 尽快增大到目标值,以保证结合离合器 CH 不产生负转矩。

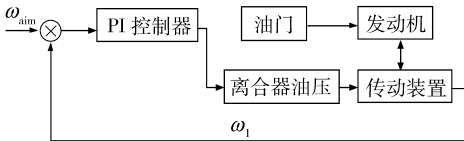


图 11 3→2 降挡过程油压 PID 控制原理框图
Fig. 11 PID control of the oil throttle in a 3→2 downshift

图 12 表示降挡过程 CH 和 CL 主被动端转速的

变化情况,低挡离合器 CH 在 11.15 s 开始结合时,主动端转速 $\omega_1 = 1.1\omega_2$,这样避免了负转矩的产生。图 13 表示了降挡过程变速器总的输出转矩,换挡过程中变化较为平稳。图 14 表示了换挡过程发动机油门的变化情况,可以清楚地看到油门的变化情况和前面降挡动力学分析中的一致。

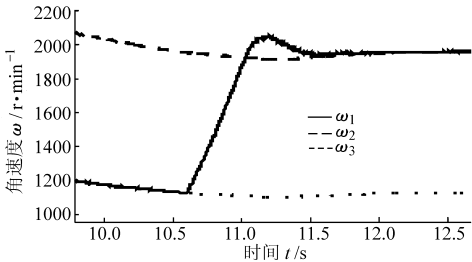


图 12 3→2 降挡过程离合器 CH 和 CL 的转速
Fig. 12 Speeds of clutch CH and CL in a 3→2 downshift

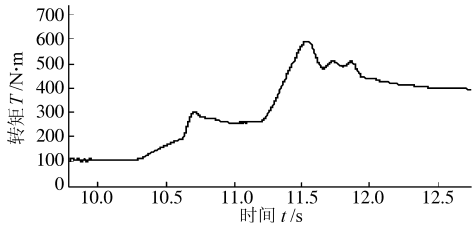


图 13 3→2 降挡过程变速器输出转矩
Fig. 13 Output torque in a 3→2 downshift

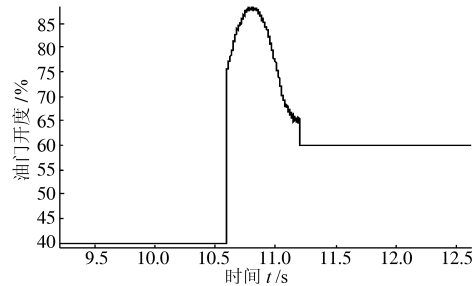


图 14 3→2 降挡过程油门变化
Fig. 14 Oil throttle in a 3→2 downshift

4 结束语

基于某履带车辆的传动系统提出 DCT 传动方案,通过分析换挡过程中系统动态性能,通过 Matlab/Simulink 软件建立系统仿真模型。仿真模型采用集中质量、弹簧、阻尼等较好地表示了系统各组成部分的运动学和动力学关系。仿真结果可以反映滑摩功、输出转矩等变化情况,通过改变相关参数可以优化换挡品质。在升挡过程中通过 PID 控制器控制高挡离合器的充油油压,在降挡过程中采用 PI 控制器控制发动机油门开度,这种控制策略可以使双离合自动变速器换挡平稳,减少系统负转矩的产生,提高车辆的动力性和平顺性。

参 考 文 献

- 1 刘振军, 秦大同, 叶明, 等. 车辆双离合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 ~ 164.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Ye Ming, et al. Analysis of double clutch automatic transmission for vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(11): 161 ~ 164. (in Chinese)
- 2 Matthes B. Dual clutch transmissions—lessons learned and future potential, proceedings of the transmission and driveline systems symposium—4WD/AWD[C]. SAE Paper 2005-01-1021, 2005.
- 3 Wheals J, Turner A, Ramasy K, et al. Double clutch transmission (DCT) using multiplexed linear actuation technology and dry clutches for high efficiency and low cost[C]. SAE Paper 2007-01-1096, 2007.
- 4 Zhang Y, Chen X, Zhang X, et al. Dynamic modeling and simulation of a dual-clutch automated lay-shaft transmission[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127(2): 302 ~ 307.
- 5 Song X, Liu J, Smedley D. Simulation study of dual clutch transmission for medium duty truck applications[C]. SAE Paper 2005-01-3590, 2005.
- 6 Kulkarni M, Shim T, Zhang Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions[J]. Mech. Mach. Theory, 2007, 42(2): 168 ~ 182.
- 7 Goetz M, Levesley M, Crolla D. Dynamics and control of gearshift on twin-clutch transmissions[J]. Proc. Inst. Mech. Eng., part D: Journal of Automobile Engineering, 2005, 219(8): 951 ~ 963.
- 8 Wagner U, Wagner A. Electrical shift gearbox (ESG) consistent development of the dual clutch transmission to a mild hybrid system[C]. SAE Paper 2005-01-4182, 2005.
- 9 Liu Y G, Qin D T, Jang H, et al. A systematic model for dynamics and control of dual clutch transmissions[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 131(6): 061012.
- 10 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): 188 ~ 194.
Yang W B, Wu G Q, Qin D T. Drive line system modeling and shift characteristic of dual clutch transmission powertrain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(7): 188 ~ 194. (in Chinese)

(上接第 23 页)

- 3 Haruna Tetsuya. Infrared imaging system: US, 2009078870[P]. 2009-03-26.
- 4 Okubo Yasuo. Device and method for determining road surface condition: JP, 2007232652[P]. 2007-09-13.
- 5 Fukui H, Takagi J, Murata Y, et al. An image processing method to detect road surface condition using optical spatial frequency[C]//IEEE Conference on Intelligent Transportation System, 1997: 1 005 ~ 1 009.
- 6 Mann Wayne L. Imminent icing condition enunciator: US, 5796344[P]. 2000-12-26.
- 7 Costa M, Moniaci W, Pasero E. INFO: an artificial neural system to forecast ice formation on the road[C]//2003 IEEE International Symposium on CIMS, 2003: 216 ~ 221.
- 8 黄立葵, 贾璐, 万剑平, 等. 沥青路面温度状况的统计分析[J]. 中南公路工程, 2005, 30(3): 8 ~ 9.
Huang Likui, Jia Lu, Wan Jianping, et al. Statistical analysis of asphalt pavement temperature profile[J]. Central South Highway Engineering, 2005, 30(3): 8 ~ 9. (in Chinese)
- 9 娄伟平, 吴利红, 赵慧娟, 等. 积雪温度和深度变化特征分析[J]. 科技导报, 2006, 24(9): 32 ~ 35.
Lou Weiping, Wu Lihong, Zhao Huijuan, et al. Analysis of snow cover temperature and depth with data from weather stations [J]. Science & Technology Review, 2006, 24(9): 32 ~ 35. (in Chinese)
- 10 秦健, 孙立军. 沥青路面温度场的分布规律[J]. 公路交通科技, 2006, 23(8): 18 ~ 21.
Qin Jian, Sun Lijun. Study on asphalt pavement temperature field distribution pattern[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2006, 23(8): 18 ~ 21. (in Chinese)