

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.04.004

联合油压控制的 DCT 升挡控制策略研究

马 彪,关万俊,陈 漫,张凤莲

(北京理工大学 车辆传动国家重点实验室,北京 100081)

摘 要:针对某履带车辆的双离合器自动变速器(DCT)的升挡过程,对其进行动力学分析,建立各阶段动力学方程,总结分析传统升挡过程控制方法。基于传统方法的缺点提出基于双离合器联合油压控制的升挡控制策略,并运用 Matlab/Simulink 建立动力传动系统仿真模型。在升挡过程中,均通过比例控制高挡离合器的充油油压,分别运用传统控制方法与联合油压控制方法控制低挡离合器放油油压,对仿真结果进行对比分析。结果表明,联合油压升挡过程控制换挡平稳,防止了系统负转矩的产生,且滑摩功较小,提高了换挡品质。

关键词:双离合器自动变速器;单离合器滑摩;升挡;控制策略

中图分类号:U462.211

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2015)04-0024-07

Study on DCT up-shift control strategy with united control

MA Biao, GUAN Wanjun, CHEN Man, ZHANG Fenglian

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology,
Beijing 100081, P.R.China)

Abstract: The up-shift process of the DCT adopted on a tracked vehicle is taken as the research object. The up-shift dynamic equations are derived according to the detailed analysis of up-shifts and the traditional up-shift control strategies are summarized. A new up-shift control strategy with united pressure control is proposed based on the traditional control methods. Two analytical models for simulation are built by means of Matlab/Simulink. During the up-shift process, the oil pressure in on-coming clutch is controlled by a proportion controller, while the oil pressure in off-going clutch is controlled by the traditional method and the new method with united pressure control respectively. It's found that compared with the traditional method, united pressure control method can avoid negative torque and produce less friction work, which results in better shift quality.

Key words: dual clutch transmission; one clutch sliding; up-shift; control strategy

双离合式自动变速器(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]。

DCT 换挡控制策略是实现良好换挡品质的关键,国内外很多学者对其展开了研究。根据车辆的动力学要求,车辆在行驶过程中会根据路面状况进行换挡,从起步到稳定行驶过程中会进行连续的升挡。在升挡控制策略中,控制方法主要有 PID 控制^[2]、模糊控制^[3]、二次型最优控制^[4-6]等方法,但在其升挡控制过程中,两

收稿日期:2015-03-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175042)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(51175042).

作者简介:马彪(1964-),男,北京理工大学教授,博士生导师,主要从事车辆传动与控制研究,(E-mail)gwj20081260@126.com。

个离合器滑摩控制不当,容易出现负转矩或者转矩冲击,产生较大滑摩功。为提高换挡品质,国外的一些研究主要集中在发动机与双离合器的联合控制,Jinsung Kim 分析了离合器结合速度的振动并采用前馈控制和带反馈的 Pi 控制,Walker 等^[7]建议使用发动机前馈调节,Galvagno 等^[8]分析了同步器简化的影响,Walker 等^[9]针对同步器位移控制比对了开环控制和闭环控制的差异。笔者提出基于联合油压控制的升挡控制策略,根据接合离合器油压来控制分离离合器油压,对升挡过程进行详细的动力学分析,运用 Matlab/Simulink 建立动力传动系统的仿真模型,对比分析传统控制方法与单离合器滑摩控制方法,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控制的方法。

1 升挡过程分析

为减小动力中断时间,双离合器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。若重叠过度,则会使离合器严重滑摩,并造成严重的转矩冲击。因此,研究双离合器自动变速器升挡过程控制是十分必要的。针对离合器的精确控制,Balau 等^[10]分析了系统延时的影响,使离合器控制精度再次提高。

不失一般性,选取一挡升二挡典型工况,并将动力和传动系统的动力学模型简化^[11],如图 1 所示,包括双离合器(CL 与 CH),图中 I_e 为发动机飞轮和曲轴系统等转动惯量, I_R 为车体以及变速器内各传动部件等效到输出轴的转动惯量, i_1 和 i_2 分别为 1 挡和 2 挡传动比, ω_1 和 ω_2 分别为 CL、CH 离合器被动端转速, ω_e 为发动机转速, ω_o 为变速器输出轴转速, T_e 为发动机转矩, T_R 为履带行驶阻力等效到变速器输出轴上的阻力。

1.1 DCT 传统升挡过程

DCT 传统升挡过程根据两个离合器工作状态可分为以下 4 个阶段^[12-13],如图 2 所示。

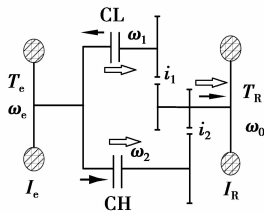


图 1 DCT 结构简图

Fig.1 Diagram of DCT structure

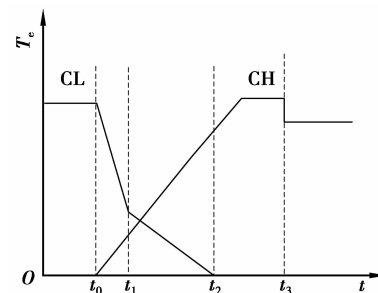


图 2 升挡过程离合器转矩变化

Fig.2 Clutch torque characteristic in up-shifts

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 开始传递滑摩转矩,随着油压的逐渐增大,所传递的滑摩转矩也逐渐增大。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摩擦转矩,所以 CL 仍处于同步状态,系统传动比不变,仍为低挡状态。

系统动力学方程为

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

$$T_{CLi} \cdot i_1 + T_{CH} \cdot i_2 - T_R = I_R \dot{\omega}_o, \quad (2)$$

式中: T_{CLi} 为离合器 CL 所传递的惯性转矩; T_{CH} 为离合器 CH 所传递的滑摩转矩

根据离合器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

$$T_{CH} = \frac{2}{3} \text{sign}(\omega_e - \omega_2) \mu p_{CH} A_f n \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right), \quad (3)$$

式中: μ 为摩擦因数; p_{CH} 为摩擦副之间的正压力; A_f 为摩擦副接触面积; n 为摩擦副对数; R_o 为摩擦片外半径; R_i 为摩擦片内半径。

$$\text{sign}(\omega_e - \omega_2) = \begin{cases} 1 & \omega_e - \omega_2 \geq 0; \\ -1 & \omega_e - \omega_2 < 0. \end{cases}$$

此阶段仍为低挡状态, $\omega_e = i_1 \omega_o$ 。根据式(1)和式(2), 离合器 CL 所传递的系统惯性转矩 T_{CLi} 为

$$T_{CLi} = \frac{T_e I_R - T_{CH}(I_R + I_e i_2 i_1) + I_e T_R i_1}{I_e i_1^2 + I_R} \quad (4)$$

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(4), 系统惯性转矩 T_{CLi} 随之下降。正常条件下系统的功率传播方式如图 1 中空箭头所示, 如果离合器 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 1 实箭头表示, 可以看出, 系统产生了循环功率^[14]。这样会造成系统功率的浪费, 降低传动效率, 此种情况应该避免。

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, 系统传动比逐渐向高档过渡。此阶段离合器 CL 和 CH 都传递摩擦转矩, 摩擦转矩 T_{CL} 的表达式与式(3)类似, 可表示为

$$T_{CL} = \frac{2}{3} \text{sign}(\omega_e - \omega_1) \mu p_{CLi} A_f n \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (5)$$

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恒定。由于此阶段离合器 CL 已不传递转矩, 式(1)、式(2)分别变为

$$T_e - T_{CH} = I_e \dot{\omega}_e, \quad (6)$$

$$T_{CH} \cdot i_2 - T_R = I_R \dot{\omega}_o \quad (7)$$

4) 第 4 阶段, $t_3 < t$ 。

当离合器 CH 充分结合后, 系统传动比为高档传动比, $\omega_e = i_2 \omega_o$ 。离合器 CH 传递系统惯性转矩。由式(6)和式(7)知系统惯性转矩 T_{CHi} 为

$$T_{CHi} = \frac{T_R I_R + T_R I_e i_2}{I_e i_2^2 + I_R} \quad (8)$$

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。

1.2 基于联合油压控制的 DCT 升挡过程分析

通过上述分析可知, DCT 传统升挡控制过程由于双离合油压彼此相互独立, 在第 1 阶段低挡离合器始终处于转矩相, 如果高档离合器油压上升过快, 则会造成 CL 离合器传递负转矩的现象。为了解决上述问题, 将 DCT 传统升挡过程简化为以下 3 个阶段, 如图 3 所示。

1) 第 1 阶段, $t_0 < t \leq t_1$ 。

此阶段与传统控制过程不同之处在于, 将 CL 油压始终控制在其所传递的惯性转矩之上, 随着 CL 传递惯性转矩的下降, CL 离合器油压也逐渐下降, 直至为 0。由式(4)与式(5)可知, CL 离合器油压 p_{CLi} 应满足

$$p_{CLi} = \frac{T_e I_R - T_{CH}(I_R + I_e i_2 i_1) + I_e T_R i_1}{I_e i_1^2 + I_R} \cdot \frac{2}{3} \text{sign}(\omega_e - \omega_1) \mu A_f n \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (9)$$

由式(9)可知, p_{CLi} 是 T_e 、 T_{CH} 、 T_R 等变量的函数, 其他参数均为常数。在实际应用过程中, T_e 可由发动机油门开度、发动机转速在控制单元查表获得, T_{CH} 为摩擦转矩, CH 离合器的油压可通过比例阀进行调节,

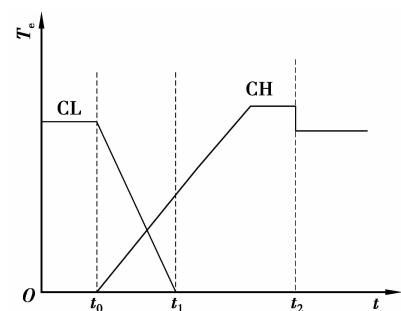


图 3 双离合滑摩升挡过程离合器转矩变化
Fig.3 Clutch torque characteristic in up-shifts with one clutch sliding

进而由式(3)可获得 T_{CH} 。 T_R 可根据换挡前发动机转矩、车速、挡位参数估算获得,所以,在实际应用中可以获得此阶段 p_{CLi} 的理论数值,进而通过执行机构对 CL 离合器油压进行控制。

由于 CL 离合器油压跟 CH 离合器油压大小密切相关,在第 1 阶段 CL 离合器和 CH 离合器的油压同时获得控制,如果 CH 离合器油压上升过快,CL 离合器油压则会相应以较快速度下降,直至为 0,从而可以避免此阶段 CL 离合器传递负转矩。

2)第 2 阶段, $t_1 < t \leq t_2$ 。

此阶段与 DCT 传统升挡过程的第 3 阶段相同。

3)第 3 阶段, $t_2 < t$ 。

与 DCT 传统升挡过程的第 4 阶段相同。

由上述分析可知,由于控制 CL 离合器始终传递惯性转矩,升挡过程中只有 CH 离合器滑摩,升挡过程只简化为 3 个阶段,CL 油压与 CH 油压密切关联,无论 CH 油压怎样变化,CL 油压都能适应 CH 油压变化使 CL 离合器传递惯性转矩,这样可以减少升挡过程中的冲击和转矩波动。

2 仿真分析

发动机模型在发动机稳态试验数据的基础上,采用表格或公式拟合的方法来描述。发动机的外特性是发动机油门开度 α 和发动机转速 ω_e 的函数,即 $T_e = f(\alpha, \omega_e)$,利用在试验台上获得的扣除发动机各个辅助系统功率消耗后得到的净外特性试验数据,采用三次样条插值的方法,构造关于发动机油门开度、发动机转速和发动机输出转矩之间的关系模型,如图 4 所示。这里假定换挡过程中是节气门开度上升到 30%且保持不变一小段时间后开始换挡操作。

其他用于仿真计算的车辆主要参数:车辆的满载质量为 8 000 kg,总阻力 T_R 为 520 N.m,低挡传动比 $i_1 = 2.169 2$,高挡传动比 $i_2 = 1.649 1$,摩擦系数 μ 的取值只考虑照转速差变化:

$$\mu = 0.051 + 0.08 \times e^{5.97 \times 10^5 |\Delta\omega|}$$

为了研究不同 CH 油压上升速率对传统控制方法与单离合器滑摩控制方法的影响,对升挡过程中高挡离合器 CH 的充油油压采用最简单的比例控制(P 控制),其控制原理框图如图 5 所示。通过调节控制器的 K_p 参数来调节实际系统传动比跟随目标传动比的快慢,从而方便地调节 CH 油压上升速率。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 P 控制器输入参量,控制离合器 CH 的油压。 i_{aim} 是随时间变化的函数,换挡开始后,在 1 s 时间内由低挡传动比 i_1 线性上升到高挡传动比 i_2 。

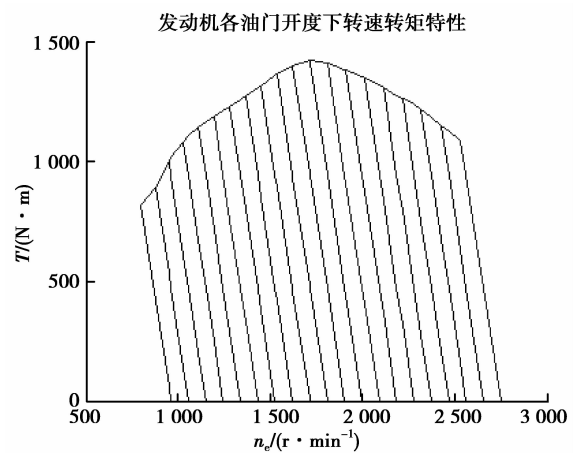


图 4 发动机输出转矩模型
Fig.4 Engine torque output

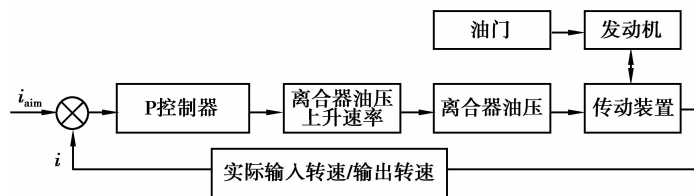


图 5 升挡过程油压 P 控制原理框图
Fig.5 P control of the oil pressure in up-shift process

CL 离合器油压在传统控制方法中,先以较快速度由储备油压降到临界滑摩油压值附近,再以较缓慢速度降低油压,防止出现动力中断,当 CL 开始滑摩时,由于此时 CL 主被动转速差变化较大,CL 油压以较快速率下降来减少滑摩功并防止负转矩的产生。

在单离合器滑摩升挡过程中,CL 油压由式(9)实时计算得到,以保证 CL 离合器始终传递惯性转矩,并

能够在惯性转矩下降到为 0 时 CL 油压及时下降到 0。

调整 P 控制器, $K_p=5$ 时对应 CH 油压较慢速率上升, $K_p=30$ 时对应 CH 油压较快速率上升。分别对传统控制方法与单离合器滑摩控制方法进行仿真分析。仿真结果中, 以“单滑摩”表示“单离合器滑摩控制方法”。

2.1 $K_p=5$ 时仿真结果与分析

仿真结果如图 6~10 所示。

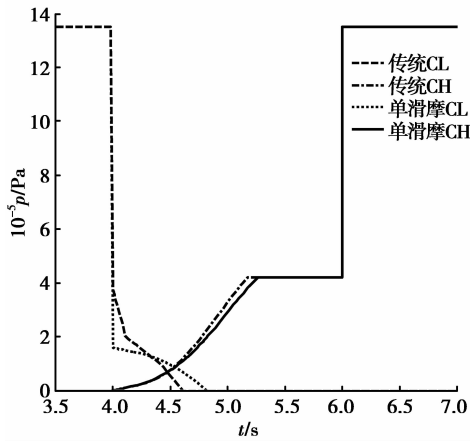


图 6 CL 及 CH 等效油压

Fig.6 Equivalent oil pressure of CL and CH

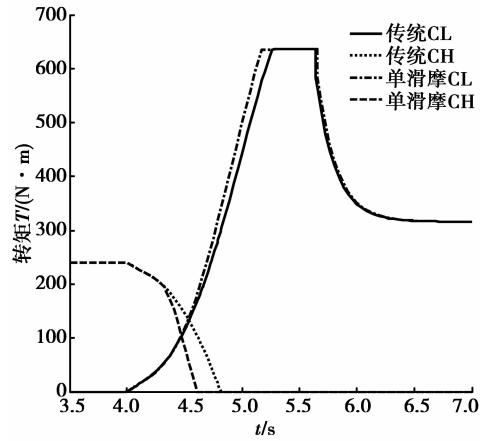


图 7 离合器转矩

Fig.7 Clutch torque in up-shift

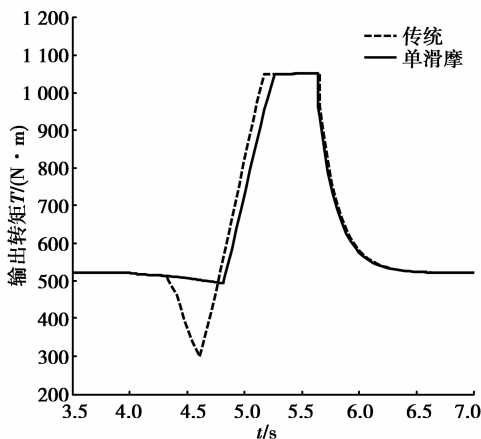


图 8 变速箱输出转矩

Fig.8 Transmission output torque in up-shift

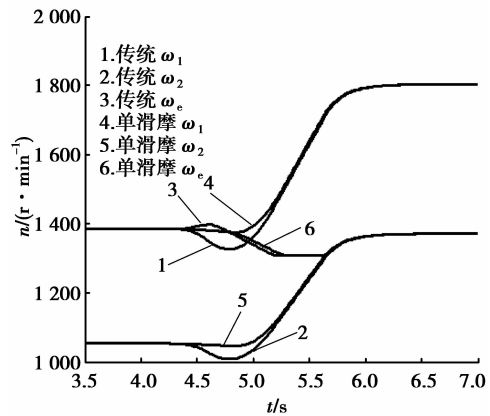


图 9 ω_1 、 ω_2 及 ω_e 变化

Fig.9 Change of ω_1 、 ω_2 and ω_e

图 6 表示 CL 离合器及 CH 离合器等效油压变化情况, 从图中可以看出传统及联合控制方法中, CH 油压变化趋势基本一致, CL 油压变化有微小差别。传统方法中 CL 油压变化可以分为 3 个阶段, 即前述的“快—慢—快”, 在 4.6 s 时 CL 油压下降到 0。单滑摩 CL 等效油压按照式(9)变化, 逐渐降到 0。

从图 7 中可以看出, 传统方法中 CL 离合器先传递惯性转矩, 再传递摩擦转矩, 摩擦转矩随着 CL 油压的下降而快速下降; 而联合控制方法中 CL 始终传递惯性转矩直到降为 0。两种方法中, CH 离合器传递的转矩上升到一定值保持不变, 同步后降为惯性转矩。

由图 8 可以看出, 传统控制方法中, 变速箱输出转矩下降幅度较大, 然后随着 CH 传递转矩的上升而逐渐上升, 而联合油压

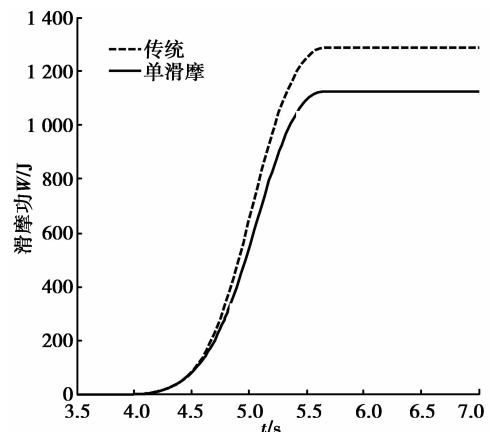


图 10 CH 离合器滑摩功

Fig.10 Friction work of CH

控制中,变速箱输出转矩下降幅度几乎为 0。其中输出转矩变化范围较大是因为所应用的履带式车辆的质量较大,因此从加速度不为 0 到稳定行驶加速度为 0 变化时会造成很大的传递转矩变化。

从图 9 可以看出,传统控制方法中,发动机转速先上升再下降,最终与 CH 转速同步,CL 与 CH 离合器均有转速下降,CL 与 CH 共同传递的转矩减小导致发动机转速的上升,CL 与 CH 均有一个油压较小的阶段,由于阻力的作用,导致被动端转速下降。而单离合器滑摩控制方法中,发动机转速、CL、CH 被动端转速过渡比较平稳。

从图 10 可以看出,联合油压控制方法中产生的滑摩功比传统控制方法要小,这主要是联合油压控制使离合器主被动端转速差变化较小的缘故。

由以上分析可知,当 CH 油压上升速率较小时,联合油压控制方法比传统控制方法具有较小的转矩波动,转速变化更平稳,产生的滑摩功较小,具有较好的换挡品质。

根据车辆冲击度的定义

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{r}{J} \frac{d(i_1 T_{CLi} + i_2 T_{CH} - T_r)}{dt} = \frac{r}{J} \frac{d(T_o)}{dt}, \quad (10)$$

可以看出联合油压控制的输出转矩变化较为平稳,因此冲击度相对来说也更小。由于履带式车辆经常行驶在恶劣的路况条件下,一般不过分追求冲击度的保证。

2.2 $K_p = 30$ 时仿真结果与分析

仿真结果如图 11~15。

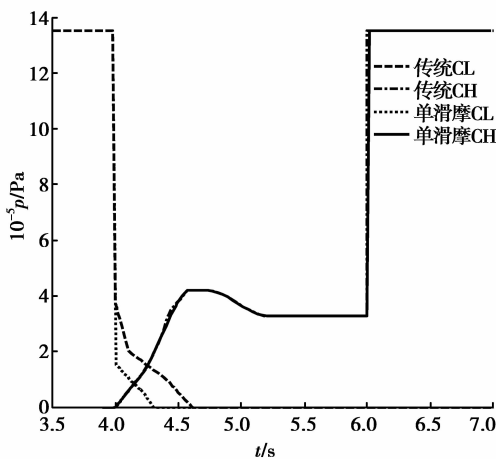


图 11 CL 及 CH 等效油压

Fig.11 Equivalent oil pressure of CL and CH

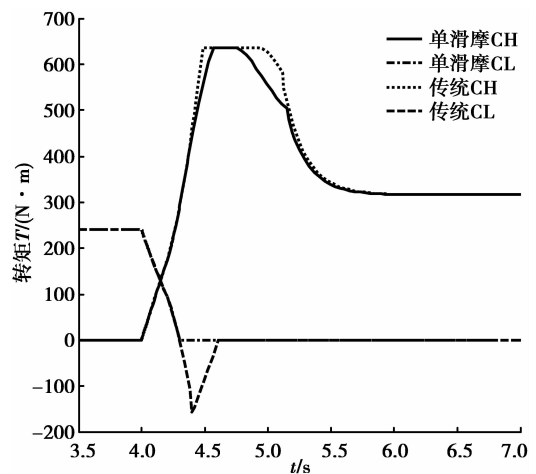


图 12 离合器转矩

Fig.12 Clutch torque in up-shift

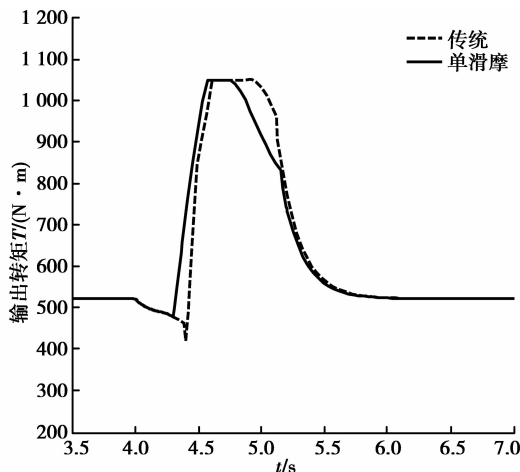


图 13 变速箱输出转矩

Fig.13 Transmission output torque in up-shift

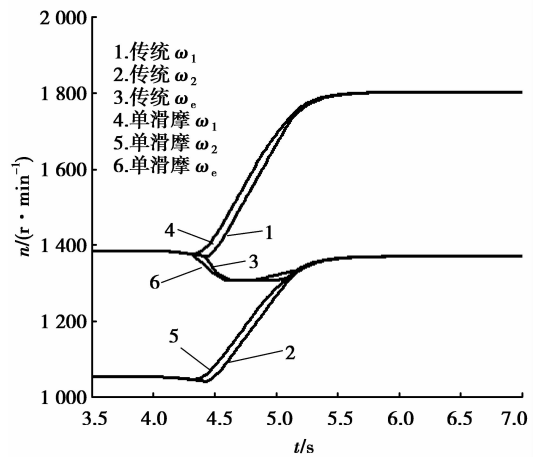


图 14 ω_1 、 ω_2 及 ω_c 变化

Fig.14 Change of ω_1 、 ω_2 and ω_c

由图 11 可知,两种控制方法中,CH 油压均先以较快速度上升,再下降。传统控制方法中,CL 离合器油压下降规律不变,而单滑摩控制方法中,CL 油压在 CH 油压快速上升的同时快速下降,很快降为 0。

从图 12 可以看出,传统控制方法中,CL 离合器出现了负转矩,即出现了功率循环,这是 CH 油压上升较快的缘故。而单滑摩控制则根据 CH 油压实时调整 CL 油压,避免了传递负转矩。

从图 13 可以看出,传统控制方法中,CL 负转矩的产生导致变速箱输出转矩下降幅度较大。

由图 14 可知,单滑摩同步时间较早,而传统控制方法由于 CL 离合器油压较晚降到 0,导致其同步时刻较晚。

由图 15 可知,由于负转矩的产生导致 CH 离合器产生的滑摩功较大。

由上述分析可知,当 CH 离合器油压上升速率较大时,单滑摩控制方法能够避免 CL 离合器传递负转矩,从而降低转矩波动,减少滑摩功的产生,并缩短换挡时间。

3 结 语

笔者根据传统控制方法易产生循环功率的问题,通过采用控制待分离离合器始终处于转矩相的方式,减少低挡离合器的滑摩功和系统的动力中断。虽然油压联合控制对油压准确性要求较高,但随着油压控制水平的提升,未来肯定会获得良好的应用。实际控制过程中的发动机转矩需离线建立模型之后在车上在线查表获得,高挡离合器转矩由油压在线计算获得。

1)建立了某履带式车辆的 1 挡到 2 挡升档的简化的动力学模型,在模型基础上对换挡过程转矩变化进行了分析,并指出了传统换挡策略的缺点。

2)根据传统控制策略会产生负转矩的缺点,提出了单滑摩控制策略,通过仿真对两种方法进行了比较,发现采用单滑摩控制既减少了滑摩功也减少了动力中断。

3)通过改变 CH 离合器油压上升速率,验证了单滑摩控制对待接合离合器大油压上升速率的适应性,克服了传统控制策略产生负扭矩的问题。

参考文献:

- [1] 荆崇波,苑士华,郭晓林.双离合自动变速器及其应用前景分析[J].机械传动,2005,29(3):56-58.
JING Chongbo, YUAN Shihua, GUO Xiaolin. Dual Clutch Automatic Transmission and Its Application [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2005, 29(3): 56-58. (in Chinese)
- [2] Liu Y G, Qin D T, Jang H, et al. A systematic model for dynamics and control of dual clutch transmissions [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(6): 061012-061018.
- [3] 刘振军,郝宏伟,董小洪,等.湿式双离合自动变速器换挡控制与仿真分析[J].重庆大学学报,2011,31(1),7-14.
LIU Zhenjun, HAO Hongwei, DONG Xiaohong, et al. Shifting control and simulation of wet dual clutch transmission [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 31(1), 7-14. (in Chinese)
- [4] 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[J].机械工程学报,2013,49(12):92-108.
ZHAO Zhiguo, WANG Qi, CHEN Haijun, et al. Fuzzy time decision and model-based torque coordinating control of shifting process for dry dual clutch transmission [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(12): 92-108. (in Chinese)
- [5] Glielmo L, Francesco V. Optimal control of dry clutch engagement [C/OL]// Society of Automotive Engineers, SAE World Congress, 2000-01-0837. <http://papers.sae.org/2000-01-1345/>.
- [6] 黄芳,鲁统利,吴明翔.干式双离合接合过程最优控制[J].汽车工程学报,2013,3(3):175-182.
HUANG Fang, LU Tongli, WU Mingxiang. Research on Engaging Process of Dry Dual-Clutch Based on Optimality Theory [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2013, 3(3): 175-182. (in Chinese)

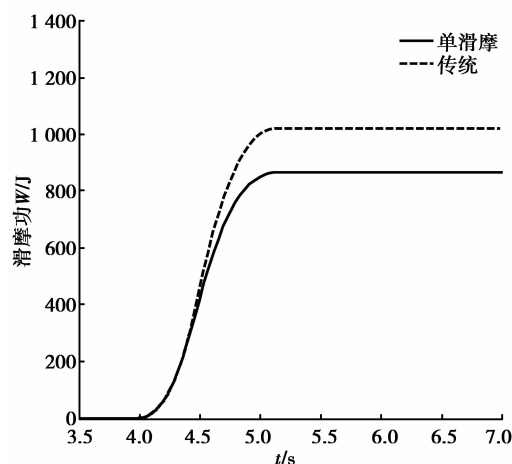


图 15 CH 离合器滑摩功

Fig.15 Friction work of CH