

扭矩辅助型 AMT 有动力升挡控制策略研究

逯家鹏, 李幼德*, 韩鹏, 程秀生

(吉林大学 汽车工程学院, 长春 130022)

摘 要: 对扭矩辅助型 AMT 有动力升挡控制策略进行研究。在商用车传统的机械自动变速器 (AMT) 上, 增加了一套由辅助离合器和自动控制装置组成的扭矩辅助机构。搭建了扭矩辅助型 AMT 的动力学模型。结合换挡评价指标, 制定了扭矩辅助型 AMT 有动力升挡控制策略, 基于 2 挡升 3 挡工况进行仿真研究, 并通过整车试验验证该控制策略的有效性。仿真和试验结果表明, 扭矩辅助型 AMT 能够在换挡时输出动力, 改善了换挡品质。

关键词: 机械自动变速箱; 扭矩辅助; 有动力升挡; 控制策略; 机械自动变速器

中图分类号: U463.212

文献标识码: A

文章编号: 1001-5965 (XXXX) XX-XXXX-XX

AMT (Automated Mechanical Transmission) 机械自动变速箱) 存在换挡动力中断问题, 要根本解决这一问题, 需要在传统 AMT 的基础上增加扭矩辅助机构, 作为另一条动力路径传递扭矩。在换挡时, 通过协调控制发动机、变速箱及扭矩辅助机构, 能够在换挡时输出动力, 实现动力不中断换挡。

根据是否增加额外动力源, 扭矩辅助型 AMT 分为两种: 无源动力补偿型和有源动力补偿型^[1]。有源动力补偿装置通常以电机作为动力源, 对原变速箱的结构改动小, 控制简单, 输出扭矩更精确^[2], 但是成本较高, 本文采用无源动力补偿方案。

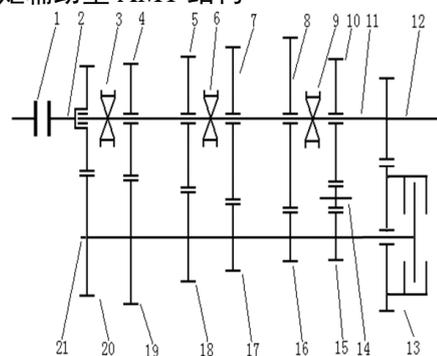
根据换挡时刻发动机的状态不同, 扭矩辅助型 AMT 换挡过程分为四种: 有动力升挡、有动力降挡、无动力升挡和无动力降挡^[3,4]。其中无动力换挡过程中, 辅助离合器不工作, 换挡控制与传统的 AMT 相同。戴丰、陈清洪、王建忠和黄建明等专家学者对此都做过详尽论述^[5-8]。本文则着重对有动力换挡过程中的升挡控制进行研究。

在传统机械自动变速器 (AMT) 上, 增加了一套由辅助离合器和自动控制装置组成的扭矩辅助机构, 使其在换挡时避免了动力中断。本文建立

扭矩辅助型 AMT 的动力学模型, 制定了扭矩辅助型 AMT 有动力升挡控制策略。基于 2 挡升 3 挡工况进行仿真研究, 并通过整车试验验证该控制策略的有效性。

1 结构及工作原理

1.1 扭矩辅助型 AMT 结构



- 1.起步离合器
- 2.输入轴
- 3.四五挡同步器
- 4.输出轴四挡齿轮
- 5.输出轴三挡齿轮
- 6.二三挡同步器
- 7.输出轴二挡齿轮
- 8.输出轴一档齿轮
- 9.一档倒挡同步器
- 10.输出轴倒挡齿轮
- 11.输出轴辅助离合器齿轮
- 12.输出轴
13. 辅助离合器
- 14.倒挡轴
- 15.中间轴倒挡齿轮
- 16.中间轴一档齿轮
- 17.中间轴二挡齿轮
- 18.中间轴三挡齿轮
- 19.中间轴四挡齿轮
- 20.中间轴五挡齿轮
- 21.中间轴

图 1 扭矩补偿型 AMT 结构方案

Fig.1 Torque compensation AMT structure scheme

收稿日期: 2015-12-31; 录用日期: 2016-01-15; 网络出版时间:

网络出版地址:

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金 (20120061110027)

*通讯作者: Tel.: 0431-85094999 E-mail: auto_tcs@jlu.edu.cn

引用格式:

图1为扭矩辅助型AMT结构方案。它以机械自动变速器为基础,在中间轴和输出轴之间增加扭矩辅助机构,换挡过程中传递扭矩。该系统有两个离合器,一个是起步离合器,位于发动机和变速箱之间,确保汽车平稳起步;另一个是辅助离合器,在换挡时传递扭矩。

1.2 扭矩辅助性 AMT 工作原理

汽车起步时,起步离合器接合。起步结束后,起步离合器保持常接合状态。开始换挡时,辅助离合器的压力不断增加,传递的扭矩不断增大;当前挡位齿轮传递的扭矩不断减小。当扭矩减为零时,分离当前挡位的同步器,调整发动机转速,接合目标挡位同步器。当目标挡位齿轮完全接合时,降低辅助离合器压力直至为零,整个换挡过程结束。

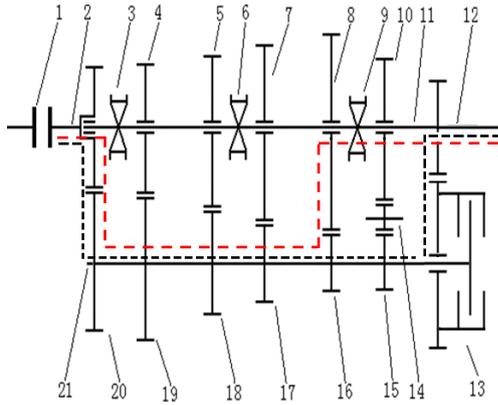


图2 扭矩传递示意图

Fig.2 Torque transmission diagram

如图2所示,以一挡升二挡为例说明换挡原理。开始换挡时,增大辅助离合器13的压力,使其开始传递扭矩。此时,一部分扭矩由中间轴21,通过辅助离合器13传递给输出轴12。随着辅助离合器扭矩不断增大,一挡齿轮8传递扭矩不断减小。当一挡齿轮8传递扭矩变为零时,推动同步器9,分离一挡齿轮8,此时辅助离合器13单独传递扭矩。扭矩传递路径如图2黑色虚线所示。调整发动机的转速,当转速下降到二挡对应值时,推动二挡同步器6,二挡齿轮7接合。然后减小辅助离合器压力,辅助离合器扭矩不断变小,二挡齿轮7传递的扭矩不断增大,当辅助离合器扭矩为零时,换挡结束。此时的扭矩传递路径如图2红色虚线所示。

2 动力学模型

2.1 发动机模型

发动机的扭矩 T_e 可表达为节气门开度 α 和转

速 n_e 的函数,即 $T_e = f(\alpha, n_e)$ 。通过对发动机稳态试验数据进行插值,可以得到发动机的稳态扭矩 T_e 。

但是发动机在实际工作时,通常都处于动态工况,此时气缸内部混合物浓度不断变化,使得输出扭矩偏离稳态扭矩,此时无法通过发动机稳态试验数据拟合得到实际输出扭矩。因此,需要在稳态扭矩 T_e 的基础上建立动态模型。发动机的动态输出扭矩 T_{ed} 可以表示为^[10]:

$$T_{ed} = T_e \left(1 - \gamma \frac{d\omega_e}{dt} \right) + T_e \epsilon_0 \quad (1)$$

式中: γ 为非稳态工况下的发动机转矩下降系数,本文取0.03; ω_e 为发动机曲轴角速度; ϵ_0 为发动机曲轴角加速度。

2.2 离合器模型

离合器包括起步离合器和辅助离合器,二者均为湿式离合器。湿式离合器有三种工作模式:完全分离、滑摩和完全接合。完全分离时,湿式离合器的主从动摩擦片之间会产生很小的带排扭矩,本文认为湿式离合器在完全分离的状态下不传递扭矩^[11]。完全接合时,湿式离合器传递的扭矩是静摩擦扭矩。湿式离合器在完全分离和完全接合之间存在一个中间过渡过程,即滑摩过程,滑摩状态下湿式离合器传递动摩擦扭矩^[12]。

湿式离合器的滑摩过程非常复杂,油液特性和摩擦副特性都影响其扭矩传递。湿式离合器传递的扭矩 T_c 由两部分组成:粗糙扭矩和粘性扭矩,即^[13,14]:

$$T_c = T_r + T_v \quad (2)$$

式中: T_r 为粗糙扭矩; T_v 为粘性扭矩。 T_r 粗糙扭矩是由摩擦面之间的凸起接触而产生的机械摩擦扭矩,其计算公式为^[15]:

$$T_r = 2\pi Z N_p \frac{r_o^3 - r_i^3}{3} \mu_c P_c \operatorname{sgn}(\omega_{rel}) \quad (3)$$

式中: Z 为摩擦副的数量; N_p 为有效摩擦面积占总面积的百分比; r_o 为摩擦片的外径; r_i 为摩擦片的内径; μ_c 为摩擦系数; P_c 为接触压力; ω_{rel} 为主从动片转差。 T_v 粘性扭矩是由摩擦面之间的粘性剪切力通过边界油膜传递的扭矩,其计算公式为^[16]:

$$T_v = 2\pi Z N_p \frac{r_o^3 - r_i^3}{4} \eta_c \omega_{rel} \frac{\phi_f - \phi_{js}}{h} \quad (4)$$

式中: η_c 为液压油粘度; ϕ_f 、 ϕ_{js} 为Patir和Cheng的流量因数; h 为油膜厚度。

2.3 变速齿轮箱模型

扭矩辅助型AMT的变速齿轮箱是普通的平行轴齿轮箱, 组成部分包含多对齿轮副和同步器。其中齿轮传动模型^[17]为:

$$\omega_B = \omega_F i_a \quad (5)$$

$$T_B = T_F i_a \quad (6)$$

式中: ω_B 为输入端转速; ω_F 为输出端转速; i_a 为变速器速比; T_B 、 T_F 为输入端转矩、输出端转矩; T_{loss} 为扭矩损失, 正常工作时表达式如下为 $T_{loss} = |T_F| \cdot (1 - \eta)$, η 为齿轮机械效率。

变速器在工作时, 通过对同步器施加作用力完成摘挡和挂挡过程。在同步过程中, 同步器传递的扭矩为^[18]:

$$T_s = \frac{2}{3} \frac{\mu_s F_s}{\sin(\alpha_s)} \left(\frac{R_{so}^3 - R_{si}^3}{R_{so}^2 - R_{si}^2} \right) \quad (7)$$

式中: μ_s 为同步器同步面摩擦系数; F_s 为同步器上的同步换挡; R_{so} 、 R_{si} 为同步器摩擦面的工作内径和外径; α_s 为摩擦面的锥角。

同步时间为:

$$t_s = \frac{I_{si} I_{so} (\omega_{si} - \omega_{so})}{\pm T_s (I_{si} + I_{so}) - I_{si} T_{so} + I_{so} T_{si}} \quad (8)$$

式中: I_{si} 、 I_{so} 为同步器输入端转动惯量、输出端转动惯量; ω_{si} 、 ω_{so} 为同步器输入端角速度、输出端角速度; T_{si} 、 T_{so} 为同步器输入端作用转矩、输出端作用转矩。

2.4 轮胎模型

本文使用“Magic Formula”轮胎模型。如图3所示, 在水平良好路面上滚动的轮胎受到了纵向力和垂直力, V_x 是轮胎轮心在前进方向的线速度, ω 是轮胎围绕轮心转动的角速度, F_z 是轮胎在垂直方向受到的负荷, 存在如下力学平衡式^[19]:

$$T_{drive} + F_x \cdot r_w + I_w \dot{\omega} = 0 \quad (9)$$

$$F_x = f(F_z, k) = F_z \cdot D \cdot \sin(C \cdot \arctan\{Bk - E \cdot [Bk - \arctan(Bk)]\})$$

式中: T_{drive} 为车轮驱动转矩; r_w 为车轮半径; I_w 为车轮转动惯量; $\dot{\omega}$ 为车轮角加速度; F_x 为轮胎地面接触点纵向力; F_z 为轮胎垂直载荷; k 为车轮滑移率, 可由 $k = V_{sx} / |V_x|$ 得到; 另外四个系数B、C、D、E依据外倾角和垂直作用力决定。

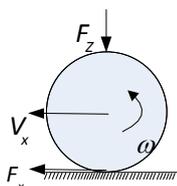


图3 车轮—轮胎受力图

Fig.3 Wheel-tire force diagram

在纵向x方向, 轮胎由于受到外力作用, 会产生一定程度的滑移, 滑移速度 V_{sx} 为:

$$V_{sx} = r\omega - V \quad (10)$$

3 有动力升挡控制策略

3.1 控制策略概述

在有动力升挡过程中, 发动机输出正扭矩, 由发动机驱动车辆。其特征为目标挡位增加, 油门踏板开度增大, 车辆速度增大越过升挡线。

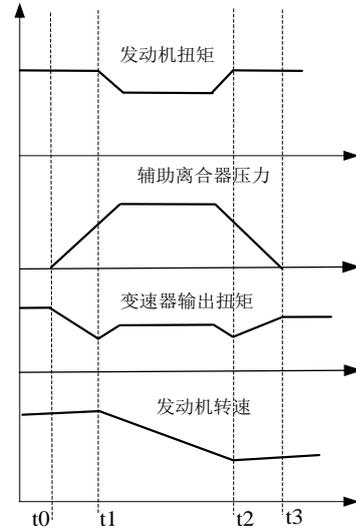


图4 升挡过程示意图

Fig.4 Upshift process diagram

如图4所示, 以1挡升2挡为例, 整个升挡过程分为三个阶段: 摘挡阶段(从t0到t1), 发动机调速阶段(从t1到t2)和挂挡阶段(从t2到t3)。

扭矩辅助型AMT升挡时, 起步离合器接合, 变速器的输入轴与发动机曲轴刚性连接, 且转动惯量较大。由于同步器的扭矩限制, 主从动端转速必须精确匹配, 再执行升挡; 并且换挡过程中滑摩功和冲击度相互影响。因此, 制定有动力升挡控制策略, 协调控制辅助离合器、发动机和变速器, 确保升挡过程迅速、平稳^[20]。

3.2 摘挡阶段控制策略

摘挡力为0时是变速器的最佳摘挡时机。此时变速器内部的接合齿轮处于零扭矩自由状态, 既不传递动力, 也不传递阻力。在实际换挡过程中, 齿轮传递扭矩较小时, 也能顺利摘挡。考虑到传感器精度, 设定变速器的最佳摘挡时机为接合齿轮传递扭矩小于10 Nm。传统AMT在换挡时, 通过分离离合器切断动力, 实现顺利摘挡。对于扭

矩辅助型AMT,通过精确控制辅助离合器,使得接合齿轮的扭矩逐渐过渡到辅助离合器,实现顺利摘挡,同时避免传动系统动力中断^[21]。

当控制系统发出升挡指令后,增大辅助离合器的压力,辅助离合器的扭矩不断变大,1挡齿轮传递扭矩不断减小。当1挡齿轮传递扭矩接近零时,分离1挡齿轮。此时变速器的输出扭矩为 $T_{out} = i_a T_a + i_l T_l$ 。可得1挡齿轮传递扭矩 $T_1 = (T_{out} - i_a T_a) / i_l$

本文在变速器输出轴上安装了扭矩传感器,可以精确测量变速器输出扭矩 T_{out} 。而辅助离合器传递的扭矩 T_a 可以根据辅助离合器的压力等参数计算得到。结合经验值,设定1挡齿轮分离时的临界条件为 $|T_1| = |(T_{out} - i_a T_a) / i_l| \leq 10$ 。在分离1挡齿轮后,进入发动机调速阶段。

3.3 发动机调速阶段控制策略

变速器摘挡后,发动机通过辅助离合器将扭矩传递到车轮。当升挡时,基于当前车速和目标传动比,降低发动机转速,从而实现顺利换挡。由Thomas A.Genise的专利^[22]可知,当输出轴转速乘以目标挡位传动比与输入轴转速之差小于20 r/min时为最佳换挡转速。在实际控制中,由于换挡执行机构存在时间滞后,需要提前确定换挡转速值。因此,设定转速之差小于90 r/min为最佳换挡转速。

辅助离合器在传递扭矩的过程中,由于摩擦作用会产生热量。并且换挡过程,冲击度和滑摩功相互影响。为了实现最佳换挡性能,根据刘玺在文献^[23]中的研究成果,在发动机调速阶段采用二次型最优控制理论进行最优控制,冲击度和滑摩功作为性能指标函数。

由发动机曲轴状态方程 $J_p^* \dot{\omega}_e = T_e - T_a$, 可得

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{J_p^*} T_e - \frac{1}{J_p^*} T_a \quad (11)$$

式中: T_e 为发动机扭矩; T_a 为辅助离合器扭矩; J_p^* 为发动机曲轴转动惯量; ω_e 为发动机曲轴角速度。

由变速器输出轴状态方程 $J_v \dot{\omega}_v = i_a T_a - T_l$, 可得 $\dot{\omega}_v = \frac{i_a}{J_v} T_a - \frac{1}{J_v} T_l$ 。

式中: T_a 为辅助离合器扭矩; T_l 为负载转矩; J_v 为变速器输出轴转动惯量; ω_v 为输出轴角速度; i_a 为变速器速比。

$$\text{取状态变量为: } \begin{cases} x_1 = \omega_e \\ x_2 = \omega_e - i_a \omega_v \\ x_3 = T_a \end{cases}$$

$$\text{取控制变量为: } u = \frac{dT_a}{dt}$$

发动机调速阶段的状态方程为:

$$\dot{x} = AX + BU + \Gamma \quad (12)$$

$$\text{式中: 状态矩阵 } A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{J_p^*} \\ 0 & 0 & -\frac{i_a^2}{J_v} - \frac{1}{J_p^*} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \text{ 控制矩}$$

$$\text{阵 } B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}; \text{ 干扰矩阵 } \Gamma = \begin{bmatrix} \frac{T_e}{J_p^*} \\ \frac{T_e}{J_p^*} + i_a \frac{T_l}{J_v} \\ 0 \end{bmatrix}, \text{ 其它}$$

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}, U = [u]$$

$$\text{系统的约束条件为 } \begin{cases} \omega_{\min} \leq x_1 \leq \omega_{\max} \\ x_2 \geq 0 \\ x_3 \geq T_e \\ u \geq 0 \end{cases}$$

式中: ω_{\min} 为发动机最低转速; ω_{\max} 为发动机最高转速。

$$\text{系统的初始条件为 } \begin{cases} x_1(0) = \omega_{e0} \\ x_2(0) = \omega_{e0} - i_a \omega_{v0} \\ x_3(0) = T_{e0} \end{cases}$$

式中: ω_{e0} 为调速阶段开始时发动机的转速; ω_{v0} 为调速阶段开始时输出轴转速; T_{e0} 为调速阶段开始时发动机扭矩;

发动机调速阶段结束时,发动机转速与输出轴转速满足挂挡条件,即输出轴转速乘以目标挡位传动比与输入轴转速之差小于90 r/min即9.42 rad/s。

$$N[x(f), f] = \int_0^f x(f) \quad (13)$$

根据发动机调速阶段的动力学方程,可得冲击度 j 和滑摩功 L 为:

$$j = i_a \frac{r_w}{i_w J_v} \frac{dT_a}{dt} = i_a \frac{r_w}{i_w J_v} u \quad (14)$$

$$L = \int_0^{t_f} (\omega_e - i_a \omega_v) T_a dt = \int_0^{t_f} x_2 x_3 dt \quad (15)$$

选取发动机调速阶段的最优控制性能指标函数为:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{t_f} (x^T Q x + \eta u^2) dt = \frac{1}{2} \int_0^{t_f} (x_2 x_3 + \eta u^2) dt \quad (16)$$

变速器的输出扭矩为 $i_a T_a$, 其冲击度为:

$$j = \frac{d \dot{\omega}_v}{dt} = (i_a \frac{dT_a}{dt} - \frac{dT_l}{dt}) / J_v \quad (17)$$

根据状态空间方程, 使用变分法求得辅助离合器目标扭矩变化率的最优轨迹为:

$$u^*(t) = \frac{dT_a}{dt} = -\frac{B^T}{\eta} P t(x) + M t + h(t) \quad (18)$$

式中: $P(t)$ 、 $M(t)$ 、 $h(t)$ 和 $x(t)$ 为待定系数, 可以通过逆推法计算这四个系数, 根据辅助离合器目标扭矩的变化率和控制周期, 即可求得某周期的辅助离合器目标扭矩变化量, 通过迭代运算得出辅助离合器目标扭矩。根据辅助离合器目标扭矩和系统的状态方程, 即可求得发动机扭矩和辅助离合器主从动盘转速差等其它状态参数。

3.4 挂挡阶段控制策略

当发动机转速降低至2挡对应的目标值后, 接合2挡齿轮。然后以适当的速度降低辅助离合器的压力, 其传递的扭矩随之减小, 2挡齿轮传递的扭矩不断增大, 变速器的输出扭矩不断增大。辅助离合器压力下降的速度要适当, 既不能过快, 也不能太慢。增速过快会引起变速器输出扭矩的迅速下降, 导致较大冲击; 增速过小会延长换挡时间, 加剧辅助离合器的磨损。

4 仿真及试验分析

4.1 仿真分析

为了验证扭矩辅助型AMT有动力升挡控制策略的有效性, 根据整车动力性模型建立仿真模型, 进行基于2挡升3挡工况的仿真研究, 表1是整车参数, 设定路面附着系数为0.8, 风速2 m/s, 汽车空载, 油门踏板开度为0.2。图4是2挡升3挡仿真结果。

表1 整车参数

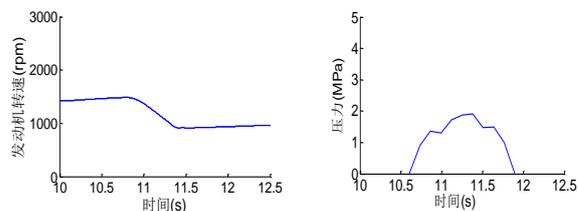
Table 1 Vehicle parameter

参数	数值	单位
质量	6500	kg
轴距	4250	mm
额定功率 P/转速	101/2500	kw/rpm

最大扭矩 T_m /转速	430/1500	N m /rpm
变速器传动比	6.11, 3.39, 2.05, 1.32, 1.00	/
倒档传动比	5.22	/
主减速比	4.875	/
最高车速	99	km/h
车轮半径	406	mm
迎风面积	6.5	m ²
风阻系数	0.8	/
滚阻系数	0.008	/

汽车在10.6 s开始升3挡, 进入2挡摘挡阶段。为了顺利摘挡, 不断增加辅助离合器传递的压力, 2挡齿轮传递的扭矩不断变小, 在10.9 s分离2挡齿轮, 换挡过程进入发动机调速阶段。通过协调控制发动机和辅助离合器, 使得发动机转速不断下降, 在11.55 s发动机转速到达3挡对应的目标值, 接合3挡齿轮同步器, 换挡过程进入摘挡阶段, 辅助离合器传递的扭矩不断减小, 3挡齿轮传递的扭矩不断增加, 当辅助离合器完全分离后, 换挡过程结束。

由图5(a)可知, 发动机转速在整个换挡过程中变化比较平稳。由图5(b)和(c)可知, 随着辅助离合器压力的上升, 2挡齿轮传递的扭矩不断减小, 来自发动机的扭矩由2挡齿轮逐渐向辅助离合器过渡, 在10.9 s时, 2挡齿轮传递扭矩为0, 分离2挡齿轮, 换挡过程进入发动机调速阶段。为了降低发动机转速, 增大了辅助离合器压力, 同时减小了节气门开度, 当发动机转速到达3挡对应的转速值时, 接合3挡齿轮。辅助离合器压力逐渐下降, 3挡齿轮传递的扭矩不断增大, 然后进入3挡行驶状态。由图5(d)可知, 在整个换挡过程中, 变速器都能输出扭矩, 从而避免了动力中断。由图5(h)可知, 挂挡时刻的冲击度最大, 因为起步离合器保持接合, 变速器输入轴与发动机刚性连接, 转动惯量较大, 容易产生冲击。但换挡冲击度绝对值的最大值为5.78 m/s³, 可以接受, 换挡过程基本平顺。



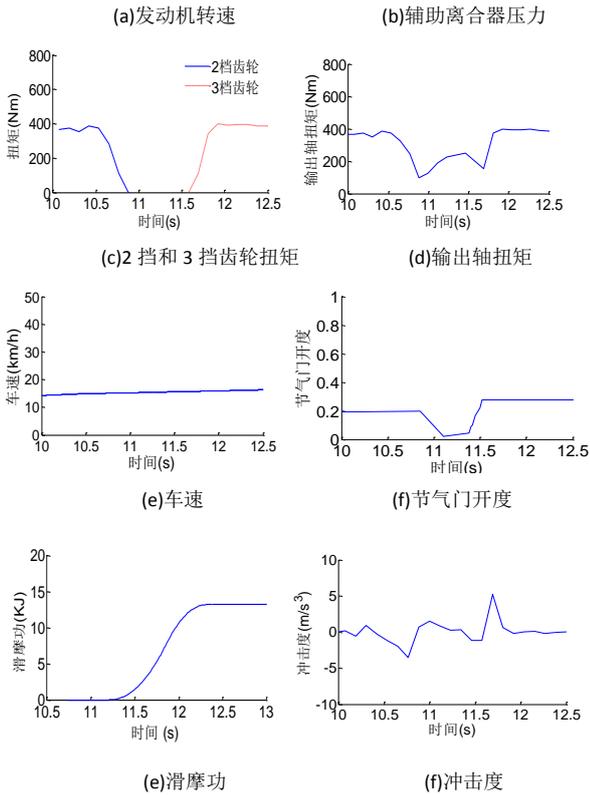


图5 2挡升3挡仿真结果

Fig.5 Simulation result from second gear to third gear

4.2 试验分析

为了验证本文制定的换挡控制策略的有效性,在水平沥青路面上进行整车换挡试验,风速2 m/s,汽车空载,油门踏板开度为0.2,图6是整车2挡升3挡的试验结果。为测量变速箱输出轴扭矩和转速,在输出轴安装了扭矩转速传感器,车速由输出轴转速乘以相应系数求得。辅助离合器的压力由压力传感器测量,发动机转速由内置于发动机壳体的转速传感器测量。汽车的纵向加速度由加速度传感器测量,冲击度无法直接测量,由加速度进行微分求解,踏板开度传感器由角位移传感器测量。

在11.1 s,汽车开始由2挡升3挡,此时辅助离合器的压力逐渐上升,辅助离合器传递扭矩不断增大,2挡齿轮传递扭矩不断变小。在11.35 s,2挡齿轮传递扭矩接近零,分离2挡齿轮,进入发动机调速阶段。根据目标传动比控制发动机输出扭矩和辅助离合器扭矩,增大辅助离合器压力,减小发动机节气门开度,从而增大发动机与辅助离合器扭矩之差使得发动机转速不断减小,待发动机转速接近目标转速时适当的减小辅助离合器压力,增大节气门开度,从而一定程度上减小发动

机与辅助离合器扭矩值差,使得发动机转速尽可能长时间的维持在目标转速附近,为挂3挡创造条件。到12.1 s时,接合3挡齿轮,然后逐渐降低辅助离合器压力,直至为零,换挡过程结束。

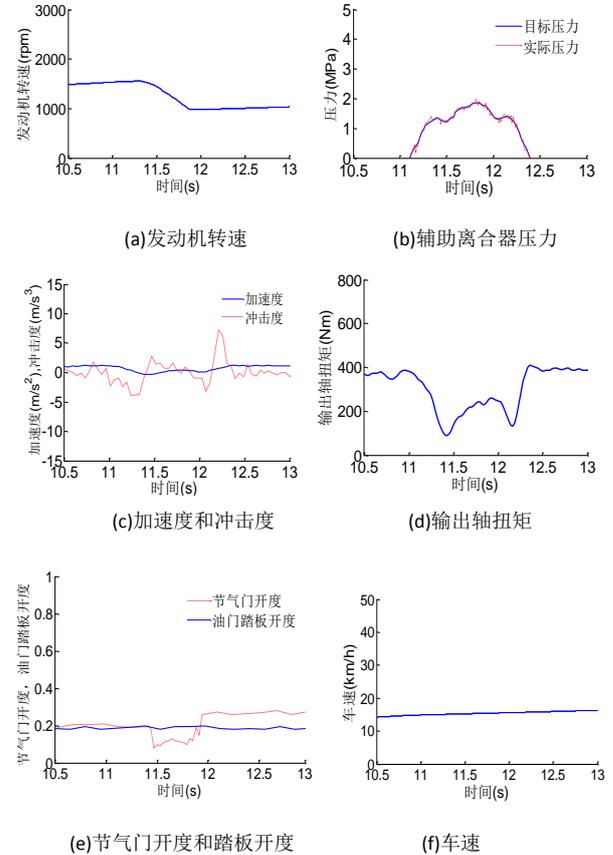


图6 2挡升3挡试验结果

Fig.6 Test result from second gear to third gear

由图6(b)可知,辅助离合器的实际压力能够较好的跟随目标压力,辅助离合器压力智能控制系统能有效控制压力。由图6(c)可知,在摘挡和挂挡时刻产生了一定冲击,因为在这两个时间点,变速器的传动比发生改变,容易产生扭矩波动。从图6(d)可以看出,在换挡过程中变速箱一直输出扭矩,由于辅助离合器传动比较小,因此输出扭矩低于换挡前后的扭矩,但是汽车一直处于加速状态,动力性相对于传统AMT得到较大改善。在整个换挡过程中,冲击度绝对值的最大值为 6.85 m/s^3 ,可以接受,换挡过程基本平顺,保证了较好的换挡品质。

5 结论

本文介绍了扭矩辅助型AMT的结构和工作原理,搭建了扭矩辅助型AMT的动力学模型,制定了有动力升档过程的控制策略。基于2挡升3挡

工况,进行了扭矩辅助型AMT的仿真研究和整车试验。仿真和试验结果表明:

1) 发动机转速、辅助离合器压力、换挡冲击度及车速信号仿真结果与试验结果接近,本文搭建的扭矩辅助型AMT车辆模型正确。

2) 换挡冲击度参数仿真结果最大值为 5.78 m/s^3 ,试验结果最大值为 6.85 m/s^3 ,在精度允许范围内,满足换挡品质要求。

3) 换挡过程中有动力输出,换挡冲击度较低。证明本文提出的有动力升挡控制策略可有效提高AMT车辆换挡品质。

参考文献 (References)

- [1] 裴栋.不分离离合器 AMT 综合控制研究 [D].长春: 吉林大学汽车工程学院, 2009
Pei F. Research on the integrated control of no separated clutch AMT[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2009(in Chinese).
- [2] Galvagno E, Velardocchia M, Vigliani A. A model for a flywheel automatic assisted manual transmission[J]. Mechanism and Machine Theory,2009,44:1294.
- [3] 杨志刚.汽车自动变速系统智能控制方法研究 [D].重庆: 重庆大学汽车工程学院, 2003.
Yang Z G. Research on the Intelligent Control Method of the Automated Mechanical Transmission of Automobile[D]. Chongqing: College of Automotive Engineering, Chongqing University, 2003(in Chinese).
- [4] 张建国.双离合式自动变速器控制品质评价与优化 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2011
Zhang J G. Double clutch transmission control quality evaluation and optimization[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2011(in Chinese).
- [5] 王印东.基于动力传动系统一体化的双离合自动变速器控制技术研究 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2012
Wang Y S. Study on dual clutch transmission based on integrated powertrain control[D].Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2012(in Chinese).
- [6] G Yoshinori Taguchi, Yoshitaka Soga, Akira Mineno, Hideki Kuzuya, Ichiro Horiuchi, Yukio Ueda, Takeshige Miyazaki. Development of an automated manual transmission system based on robust design[J].SAE paper,2003-01-0592.
- [7] 余志生. 汽车理论 [M].北京: 机械工业出版社, 2004.
- [8] Manfred Mitschke, Henning Wallentowitz, 陈荫三, 等. 汽车动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, Spring, 2009.
- [9] 胡丰宾, 孙冬野, 秦大同, 等.DCT 双离合联合起步模式建模与仿真 [J].江苏大学学报(自然科学版), 2010,31(1):19-25.
Hu F B, Sun D Y, Qin D T, et al. Modeling and simulation for dual clutch launching mode of DCT[J],Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2010,31(1):19-25(in Chinese).
- [10] 鲁统利, 王衍军.基于模糊控制的双离合式自动变速器起步过程仿真研究[J].汽车工程, 2009,31(8):746-750.
Lu T L, Wang Y J. A study on the start process simulation of a dual clutch automatic transmission based on fuzzy control[J]. Automotive Engineering, 2009,31(8):746-750(in Chinese).
- [11] Kazutaka Adachi, Yoshimasa Ochi, Satoshi Segawa, et al. Slip Control for a Lock-up Clutch with a Robust Control Method[C]. SICE Annual Conference in Sapporo, August 44,2004,Hokkaido Institute of Technology,Japan:744-7499.
- [12] Shushan Bai, Robert L. Moses, Todd Schanz et al. Development of new clutch-to-clutch shift control technology[C].SAE2002-01-1252.
- [13] 施国标.电控机械式自动变速器中离合器控制的研究 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院.1998
Shi G B. Research on the clutch control of automated mechanical transmission[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 1998(in Chinese).
- [14] 胡宏伟. 湿式自动离合器接合过程特性的研究 [D]. 杭州: 浙江大学机械工程学院, 2008.
Hu H W. Study on the characteristic of automatic wet clutch engagement process[D]. Hangzhou: College of mechanical engineering, Zhejiang University,2008(in Chinese).
- [15] 郑磊. 自动变速器的建模与仿真技术研究 [D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2011.
Zheng L. Research on modeling and simulation technology of automatic transmission[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2011(in Chinese).
- [16] 王印东. 双离合式混合动力传动系统模式切换品质仿真研究[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2009
Wang Y S. Simulation research on the mode switching quality of hybrid powertrain with two clutch[D.] Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2009(in Chinese).
- [17] Goetz M, Levesley M, Crolla D. Integrated Powertrain Control of Gearshifts on Twin Clutch Transmission. SAE Paper 2004-01-1637,2004.
- [18] Xiusheng Cheng, Xi Liu. Research on Starting Control of Wet Dual Clutch Transmission[C].2010 International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering (CMCE 2010), 2010.
- [19] 彼得罗夫. 汽车传动系自动操纵的理论基础 [M]. 北京: 人民交通出版社, 1963.
- [20] Mauro Velardocchia, NicolòD'Alfio, Elvio Bonisoli and Enrico Galvagno. Block-oriented models of torque gap filler devices for AMT transmissions[J]. SAE Paper: 2008-01-0631. .
- [21] 陈清洪. AMT_DCT 自动变速器通用开发平台关键技术研究 [D]. 重庆: 重庆大学汽车工程学院, 2010.
Chen Q H. The key control technology research of AMT/DCT automatic transmissions universal development platform[D]. Chongqing: College of Automotive Engineering, Chongqing University, 2003(in Chinese).
- [22] Manish Kulkarni, Taehyun Shim, Yi Zhang, Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory,42(2007):168-182.
- [23] 刘玺. 湿式双离合自动变速器换挡关键技术研究[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2011.

Liu X. The key control technology research of shift process based on wet dual clutch transmission[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2011(in Chinese).

作者简介:

逯家鹏 男, 博士研究生。主要研究方向: 整车性能开发。

Tel.: 0431-81504440

E-mail: lu_jiapeng@163.com

李幼德 男, 硕士, 教授, 博士生导师。主要研究方向: 汽车地面系统分析与控制。

Tel.: 0431-85094999

E-mail: auto_tcs@jlu.edu.cn

Research on power upshift control strategy of torque-assist AMT

LU Jiapeng¹, LI Youde^{*1}, Han Peng¹, Cheng Xiushegn¹

(1. College of automobile Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: The power upshift control strategy of torque assist AMT is researched. A torque-assist mechanism is equipped in the traditional AMT of commercial vehicle, which is made up of an assist clutch and automated control unit. The dynamic model of torque-assist AMT is established. According to the evaluation criterion of the shift process, the power upshift control strategy is developed. The simulation research is carried based on the state from the second gear to third and the vehicle test is taken to verify the validity of the control strategy. The simulation and test results show that the torque-assist AMT can output torque during the shift process and improve the shift quality.

Key words: AMT; torque assist; power upshift; control strategy; automated mechanical transmission

Received: 2015-12-31; **Accepted:** 2016-01-15; **Published online:**

URL:

Foundation item: Specialized Research Fund for the Doctoral Program of Higher Education of China (20120061110027);

***Corresponding author.** Tel.: 0431-85094999 E-mail: auto_tcs@jlu.edu.cn