

超越离合器辅助换挡变速器的换挡控制研究*

李罡^{1,2†}, 黄向东^{1,2}, 杨勇², 赵克刚¹

(1. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州 510640;

2. 广州汽车集团股份有限公司 汽车工程研究院, 广东 广州 511434)

摘要:提出一种仅用一个摩擦离合器实现无动力中断换挡的新型自动变速器——超越离合器辅助换挡自动变速器。该变速器采用摩擦离合器与超越离合器交替传递动力的方式实现连续换挡。为研究该自动变速器的换挡平顺性问题, 搭建了两个挡位的6自由度变速器动力学模型, 提出了换挡过程中离合器和动力源的协调控制策略, 开展了仿真和台架试验研究。结果表明: 所提升挡和降挡控制策略能有效降低换挡冲击, 使得换挡时的冲击度保持在 $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$ 以内。

关键词: 离合器; 辅助换挡; 无动力中断; 自动变速器; 换挡特性

中图分类号: U463.212

文献标志码: A

Study on Shift Characteristics of Overrunning Clutch Shift-assistant Transmission

LI Gang^{1,2†}, HUANG Xiangdong^{1,2}, YANG Yong², ZHAO Kegang¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China;

2. Automotive Engineering Institute, Guangzhou Automobile Group Co Ltd, Guangzhou 511434, China)

Abstract: A novel type of automatic transmission named Overrunning Clutch Shift-assistant Transmission (OCT) was designed in the paper, which realized the shifts by the alternative work of friction clutch and Overrunning Clutch. Dynamic model of a 2-speed OCT was built to discuss the driveline vibration during shifts. Control strategy of the friction clutch and power source was presented in this paper, which was also verified by both simulation and test results. The results also show that the control strategy can make both upshift and downshift smooth, and jerk of the shifts is below $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$.

Key words: clutches; shift-assistant; traction un-interruption; automatic transmission; shift characteristic

实践证明, 变速器在换挡时不产生动力中断是提高整车动力性及舒适性的重要手段。有级式自动变速器实现无动力中断换挡有以下方式:

1) 两个摩擦离合器交替工作。AT 与 DCT 均采用这种换挡方式, 其中 DCT 换挡过程中采用了预挂挡控制^[1-2]。研究表明, 这种换挡方式对两个离合

* 收稿日期: 2017-03-06

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2011AA11A218), National High-tech R & D Program(863 Program)(2011AA11A218); 广东省重大科技专项(00191350136655018), Science and Technology Major Program of Guangdong Province(00191350136655018)

作者简介: 李罡(1972-), 男, 湖南长沙人, 华南理工大学工程师, 博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: lg5671489@126.com

器的配合及同步器的控制提出了较高要求,控制不当可能产生功率循环或换挡冲击等问题^[3-5].

2)两个超越离合器交替工作.英国 Zeroshift 公司的 AMT 改进方案^[6-7]、黄向东等人^[8]提出的 UST 方案均采用了这种换挡方式.研究表明^[9],这种换挡方式虽然换挡更为直接,但需主离合器传递转矩下降较多才能有效避免换挡冲击.

3)摩擦离合器与超越离合器交替工作.这种换挡方式最早应用在 AT 中,2011 年,Aldo 等人^[10]提出了采用这种换挡方式的电动车用两挡变速器方案,该变速器能够实现挡位迅速且无动力中断的切换,换挡冲击亦能够控制在合理范围内.但由于结构原因,该方案并不具备向多挡位变速器扩展的可能.

4)AMT 增加动力补偿装置.Yamasaki 等^[11]在 AMT 输入轴末端增设转矩辅助装置,但该装置增加了变速器结构和控制的复杂程度,从经济效益的角度考虑,这种方案并不是一种合适的技术.

本文提出了一种采用摩擦离合器与超越离合器交替工作的自动变速器方案,具有多挡位、有级式、无动力中断换挡的特点.文中阐述了该类型变速器的工作原理,构建了整车动力学模型,分析了该类变速器的换挡机理,并进行了仿真及台架试验研究.

1 工作原理

超越离合器辅助换挡自动变速器(Overrunning Clutch Shift-assistant Transmission, OCT)利用超越离合器的自动分离与接合特性,实现动力换挡. OCT 采用超越离合器与摩擦离合器并联的布置方式,将来自发动机的动力分为几个支路,通过不同动力支路间的切换完成换挡. OCT 具有多种拓扑结构,其中一种简单的形式包含一个超越离合器(Overrunning Clutch, ORC)和一个湿式离合器(Wet-friction Clutch, WFC). 动力由两个支路分别或共同传递到输出轴,如图 1 所示.

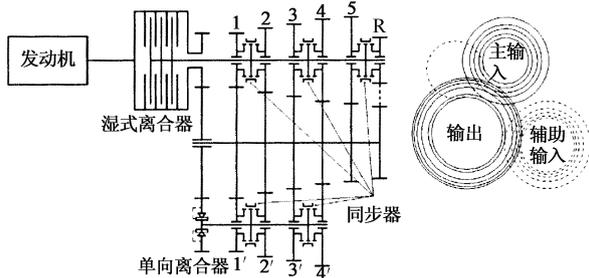


图 1 OCT 布置结构

Fig. 1 Structure layout of the OCT

图 1 中,湿式离合器与动盘连接的轴称为主动力输入轴(WFC 轴),其上布置 5 个前进挡及一个倒挡的主动齿轮.超越离合器内圈所连接的轴称为辅助换挡输入轴(ORC 轴),其上布置 4 个前进挡的主动齿轮.设计时,保证 1'、2'、3'、4' 四个主动齿轮与 1、2、3、4 四个主动齿轮齿数对应相同,即保证辅助换挡支路的各挡速比与主动力支路的各挡速比对应相等.

OCT 的工作原理以 $\boxed{N} \rightarrow 1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow \boxed{N}$ 的工作过程说明.

1)起步工况. OCT 起步与手动变速器类似,起步时,1 挡同步器先接合,利用湿式离合器接合过程的滑动摩擦,实现汽车起步.

2)1→2 升挡工况. OCT 换挡过程需首先进行换挡准备操作,其中包含 1 到 1'挡切换及 2 挡预挂挡两个步骤.接合 1'挡同步器,之后分离 WFC,即实现 1 到 1'挡的动力切换.由于 1'挡速比与 1 挡速比相等,且在接合 1'挡同步器时可伴随 WFC 滑摩,所以动力由 1 挡切换至 1'挡易实现. 2 挡预挂挡需完成的操作为接合 2 挡同步器.完成以上换挡准备工作后,缓慢接合 WFC,此时 OCT 进入升挡工作过程,如图 2 所示.升挡过程中,动力由 1'挡和 2 挡两个支路共同传递,由于两个挡位的主动齿轮与输出轴对应齿轮均为同向啮合,因此 1'挡和 2 挡两个支路传递的动力互为正向推力.随着 WFC 接合程度加强,2 挡支路传递的动力会不断增加,当 WFC 接合到一定程度时,1'挡所受正向作用力导致 ORC 内圈转速超过外圈转速,ORC 将进入超越工况,1'挡终止传输动力,动力仅由 2 挡传递,挡位切换完成.待动力全部由 2 挡传递后,分离 1'挡同步器,升挡过程结束.

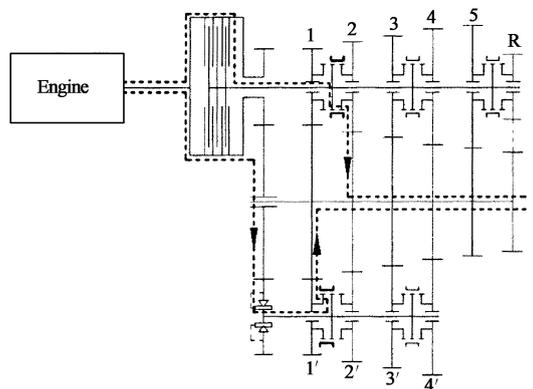


图 2 OCT 换挡工作原理及动力流向

Fig. 2 Shift process and power flow during shift of the OCT

3)2→3 升挡工况. 与 1→2 升挡工作原理相同, 2 挡升 3 挡将同样经历换挡准备、换挡两个阶段, 由此说明 OCT 具有连续升挡的功能.

4)3→2 降挡工况. OCT 降挡操作与升挡相反, 即首先完成 3 到 2' 挡的动力切换, 然后再进行 2' 至 2 挡的动力切换. 具体操作为: 在 3 挡工作时接合 2' 挡同步器, 之后缓慢分离 WFC, 逐渐降低输出轴转速. 当 WFC 分离到一定程度后, ORC 进入锁止工况, 2' 挡开始参与动力传递. 继续分离 WFC, 直至其完全分离, 挡位切换到 2' 挡. 2' 挡至 2 挡的动力切换过程易实现, 在此不赘述.

5)空挡及停车工况. OCT 挂空挡及停车的工作

过程与 MT 相类似. 如当前挡位为 2 挡, 此时迅速分离 WFC, 之后退出 2 挡同步器, 即完成了挂空挡的操作.

根据以上陈述, OCT 能够实现汽车变速器的全部功能, 且在换挡时不产生动力中断.

2 动力学模型

针对 OCT 传动系统特点, 忽略变速器内部的阻尼及齿轮啮合刚度的影响, 建立一个 6 自由度的两挡传动系动力学模型, 如图 3 所示.

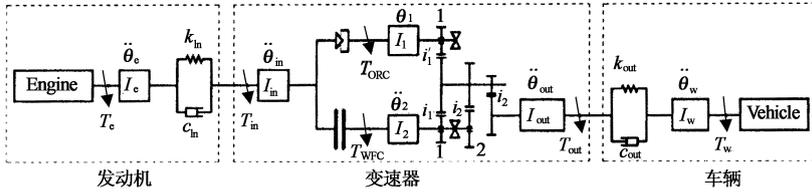


图 3 传动系动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of the driveline with OCT

2.1 升挡阶段动力学模型

2.1.1 换挡准备阶段

如第 1 节所述, 换挡准备阶段需进行 1 挡到 1' 挡切换及 2 挡预挂挡两个操作. 其中, 1 挡到 1' 挡切换操作结束后, 将迅速分离 WFC. 此时, 系统动力仅由 ORC 轴传递, 即当前挡位为 1' 挡, 传动系统动力学方程为:

$$T_e - T_{in} = I_e \ddot{\theta}_e \quad (1)$$

$$T_{in} - T_{ORC} = I_{in} \ddot{\theta}_{in} \quad (2)$$

$$T_{OWC} = \frac{T_{out}}{i_1' i_0} = \left(I_1 + \frac{I_{out}}{i_1'^2 i_0^2} \right) \ddot{\theta}_{in} \quad (3)$$

$$T_{out} - T_w = I_w \ddot{\theta}_w \quad (4)$$

$$T_{in} = k_{in} (\theta_e - \theta_{in}) + c_{in} (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{in}) \quad (5)$$

$$T_{out} = k_{out} (\theta_{out} - \theta_w) + c_{out} (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_w) \quad (6)$$

图 3 中, 各参数及变量如表 1 所示.

2.1.2 转矩相

从 WFC 滑摩开始, WFC 与 ORC 共同传递转矩, 此时 ORC 仍处于接合状态. 系统进入转矩相, 其动力学方程为:

$$T_e - T_{in} = I_e \ddot{\theta}_e \quad (7)$$

$$T_{in} - T_{ORC} - T_{WFC} = I_{in} \ddot{\theta}_{in} \quad (8)$$

$$i_1' i_0 T_{ORC} + i_0^2 T_{WFC} - T_{out} = (i_1'^2 i_0^2 I_1 + i_2^2 i_0^2 I_2 + I_{out}) \ddot{\theta}_{out} \quad (9)$$

$$T_{out} - T_w = I_w \ddot{\theta}_w \quad (10)$$

$$T_{in} = k_{in} (\theta_e - \theta_{in}) + c_{in} (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{in}) \quad (11)$$

$$T_{out} = k_{out} (\theta_{out} - \theta_w) + c_{out} (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_w) \quad (12)$$

表 1 参数及变量定义表

Tab. 1 Definition of the parameters and variables of the dynamic model

符号	名称及定义	符号	名称及定义
T_e	发动机转矩	T_{in}	变速器输入转矩
T_{ORC}	超越离合器转矩	T_{WFC}	湿式离合器转矩
T_{out}	半轴输出转矩	T_w	车轮输出转矩
θ_e	发动机曲轴转角	θ_{in}	输入轴转角
θ_1	超越离合器动力轴转角	θ_2	湿式离合器动力轴转角
θ_{out}	输出轴转角	θ_w	车轮转角
I_e	发动机旋转部件转动惯量	I_w	整车在车轮处当量转动惯量
I_{in}	输入轴、分流齿轮、摩擦离合器及超越离合器主动力部分在输入轴上的当量转动惯量	I_{out}	输出轴及差减变速器在半轴上的当量转动惯量
I_1	辅助动力输入轴转动惯量	I_2	主动力输入轴转动惯量
k_{in}	变速器输入端刚度	k_{out}	变速器输出端刚度
c_{in}	变速器输入端阻尼	c_{out}	变速器输出端阻尼
i_1, i_2, i_1'	1 挡、2 挡和 1' 挡速比	i_0	主减速比

2.1.3 惯性相

当 WFC 接合到一定程度, ORC 内外圈转速达

到相等. 继续接合 WFC, ORC 内圈转速将大于外圈转速, ORC 超越. 从 ORC 分离瞬间开始, 系统动力将由 WFC 支路单独传递, 此时, 系统进入惯性相, 动力学方程为:

$$T_e - T_{in} = I_e \ddot{\theta}_e \quad (13)$$

$$T_{in} - T_{WFC} = I_{in} \ddot{\theta}_{in} \quad (14)$$

$$i_2 i_0 T_{WFC} - T_{out} = (i_1'^2 i_0^2 I_1 + i_2^2 i_0^2 I_2 + I_{out}) \ddot{\theta}_{out} \quad (15)$$

$$T_{out} - T_w = I_w \ddot{\theta}_w \quad (16)$$

$$T_{in} = k_{in}(\theta_e - \theta_{in}) + c_{in}(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{in}) \quad (17)$$

$$T_{out} = k_{out}(\theta_{out} - \theta_w) + c_{out}(\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_w) \quad (18)$$

2.2 降挡阶段动力学模型

2.2.1 惯性相

降挡工作的前期, 由于 ORC 处于分离状态, 系统动力完全由 WFC 传递, 此时动力学模型为:

$$T_{in} - T_{WFC} = I_{in} \ddot{\theta}_{in} \quad (19)$$

$$i_2 i_0 T_{WFC} - T_{out} = (i_1'^2 i_0^2 I_1 + i_2^2 i_0^2 I_2 + I_{out}) \ddot{\theta}_{out} \quad (20)$$

2.2.2 转矩相

当 WFC 分离到一定程度时, 系统动力由 ORC 与 WFC 共同传递, 变速器动力学方程为:

$$T_{in} - T_{ORC} - T_{WFC} = I_{in} \ddot{\theta}_{in} \quad (21)$$

$$i_1' i_0 T_{ORC} + i_2 i_0 T_{WFC} - T_{out} = (i_1'^2 i_0^2 I_1 + i_2^2 i_0^2 I_2 + I_{out}) \ddot{\theta}_{out} \quad (22)$$

2.2.3 换挡完成阶段

继续分离 WFC, 直到动力完全由 ORC 支路传递, 此时变速器处于 1' 挡稳定工作状态, 此时动力学方程为:

$$T_{in} - T_{ORC} = I_{in} \ddot{\theta}_{in} \quad (23)$$

$$T_{OWC} = \frac{T_{out}}{i_1' i_0} = \left(I_1 + \frac{I_{out}}{i_1' i_0} \right) \ddot{\theta}_{in} \quad (24)$$

3 OCT 换挡过程的仿真及试验

3.1 换挡过程的控制策略

OCT 升挡将经历换挡准备、湿式离合器充油、低挡同步器脱开等变速器控制阶段, 同时配合发动机转矩控制. OCT 降挡将经历换挡准备、湿式离合器泄压、高挡同步器脱开等变速器控制阶段, 同时配合发动机转速控制. 图 4 为 OCT 换挡控制策略.

由图 4 可看出, 换挡过程中, 重点在于超越离合器分离点及接合点附近对湿式离合器及发动机的联合控制, 需要形成闭环反馈.

3.2 湿式离合器油压控制规律

湿式离合器接合过程中, 离合器的控制油压非线性增长. 对油压的控制将分为预充油、油压回调、

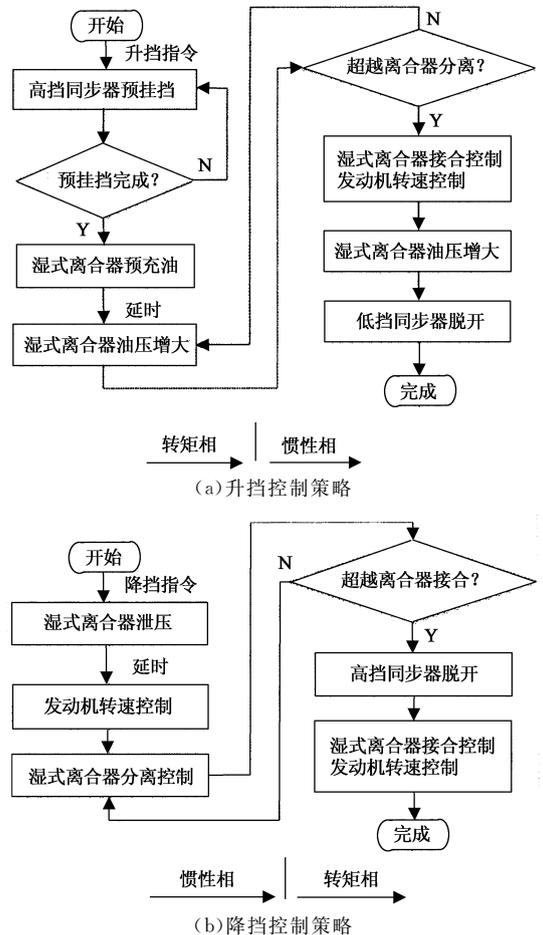


图 4 OCT 换挡控制策略

Fig. 4 Control strategy of OCT during shifts

缓慢增压、快速增压和保持压力 5 个过程, 如图 5 所示.

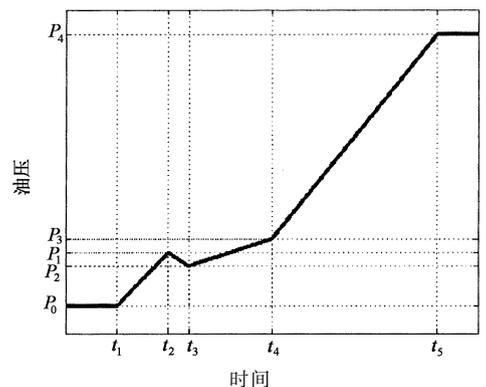


图 5 湿式离合器接合过程的油压控制规律

Fig. 5 Oil pressure of WFC during engagement

图 5 中, P_1 为预充油阶段达到的最大压力, 预充油结束于 t_2 时刻. t_2 至 t_3 阶段内, 油压从 P_1 回调至 P_2 , 这是由于在这个阶段的末尾 (即 t_3 时刻), 湿式离合器驱动活塞将与离合器钢片相接触, 降低接

合速度有助于减小两个元件接触时的冲击.从活塞推动钢片时刻开始,湿式离合器将经历粘性转矩到粗糙转矩的过渡阶段.这个阶段中湿式离合器传递转矩的斜率将发生变化,为避免传动系产生冲击, t_3 至 t_4 时间段内,离合器控制油压应缓慢增大.当湿式离合器进入粗糙转矩传递阶段后,油压的斜率增大,离合器快速接合,直至完全接合后,离合器油压不再增大,保持为 P_4 压力.

湿式离合器分离过程中,泄压分为四个阶段,分别为静摩擦泄压、滑动摩擦泄压、油压回调和快速泄压,如图 6 所示.

图 6 中, P_4 为湿式离合器保压压力(与充油过程相同),当降挡指令发出后,湿式离合器开始泄压,油压从 t_1 时刻开始下降.在 t_1 至 t_2 时间段内,湿式离合器处于完全接合状态,摩擦片与钢片之间的摩擦力为静摩擦力,以较大斜率减小离合器的压力,会迅速降低静摩擦力,使离合器尽快进入滑摩状态.当油压下降至 P_5 后,离合器开始进入滑动摩擦阶段,在摩擦力静动转化过程中,由于传递转矩受离合器摩擦力影响会产生波动,因此在 t_2 至 t_3 阶段,改变油压降低的斜率,以降低此时的传动系转矩冲击.

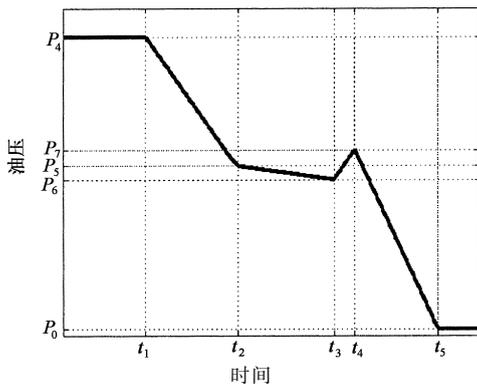


图 6 湿式离合器分离过程的油压控制规律
Fig. 6 Oil pressure of WFC during disengagement

随着湿式离合器分离程度加大,其传递转矩会进一步降低,此时超越离合器即将开始接合.由第 4 章研究结论可知,如果此时湿式离合器分离过快,会使得超越离合器内外圈转速差过大,导致超越离合器接合时转矩差的变化斜率过大,进而导致换挡冲击变大.因此 t_3 至 t_4 段内,油压需回调,确保超越离合器接合时的转速差较小. t_4 之后,快速泄压至湿式离合器完全分离.

4 仿真研究

对图 3 所示的动力学模型进行仿真研究,搭建传动系统动力学仿真模型,其中所采用的主要参数如表 2 所示.

表 2 仿真参数表

Tab. 2 Parameters of the simulation model

参数/单位	值	参数/单位	值
$I_e / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.152	i_1'	4.133
$I_{in} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.361×10^{-5}	i_0	3.824
$I_1 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.433×10^{-4}	R_o / mm	116.5
$I_2 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.819×10^{-4}	R_i / mm	90.5
$I_{out} / \text{kg} \cdot \text{m}^2$	2.422×10^{-4}	μ_{static}	0.15
$I_w / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.2×2	$\mu_{dynamic}$	0.12
i_1	4.133	n_{WFC_faces}	10
i_2	2.252	h_{WFC} / mm	0.1
$\eta_{oil} / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.098 1	α_i	0
$k_{ORC} / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	29 971	C_D	0.25
m / kg	14 000	A / m^2	2.5
f	0.02	r_r / m	0.307

图 7 所示为 1 挡至 2 挡升挡过程的仿真结果.图 7 中,OCT 换挡开始于 3 s,此时湿式离合器分离,变速器工作于 1'挡.4 s 时湿式离合器开始接合,此时 2 挡同步器已接合,变速器进入换挡转矩相.OCT 换挡结束于 5 s,此时输出轴转矩波动结束,1'挡同步器退出接合.图 7 和图 8 中,同步器状态 0 代表同步器未接合,1 代表同步器接合.

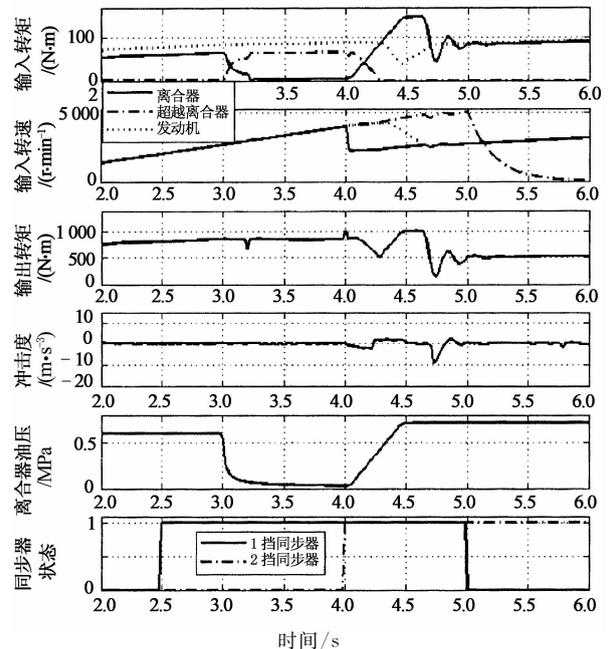


图 7 1 挡升 2 挡过程动力学仿真结果
Fig. 7 Simulation results of control of upshift of 1st to 2nd gear

图 7 中包含了湿式离合器接合与超越离合器自动分离的工作过程.仿真中,对湿式离合器油压采用

了恒定变化率的控制方式, WFC 转矩变化为先增大, 至过冲最大值, 再减小, 振荡后达到稳定. 研究发现, 转矩过冲量大小取决于系统固有特性及 WFC 传递转矩的限定值, 其中, WFC 转矩的限定值越小, 转矩过冲就越小, 为使传动系转矩波动尽可能小, 需要减小湿式离合器的最大转矩值, 但从实际情况出发, 湿式离合器又需要具有一定的转矩储备系数. 因此, 对输入转矩的分析又可作为设计湿式离合器结构参数的一种方法. 文中设计的离合器摩擦片内径为 145 mm, 外径为 171 mm, 共 5 片.

图 7 中也包含了对发动机转矩的控制, 为保证换挡品质, 发动机在 4.3 s 时开始降低转矩(惯性相开始), 以适应换挡过程中的转矩变化.

图 7 中超越离合器在分离后(4.3 s)转速会继续上升, 至 1'挡同步器脱开时(5 s), 其转速又会迅速下降. 在 ORC 轴转速上升过程中, 其内外圈转速差不断增大, 图中可以看到 5 s 时内外圈转速差为 2 287 r/min, 由此可以看到, 为降低超越离合器的内外圈转速差, 在其自动超越后, 需要尽快脱离低挡同步器.

图 7 显示, 换挡时 OCT 输出转矩呈先下降, 后过冲, 再振荡稳定的特点, 转矩下降过程较短(0.2 s), 转矩值下降不大(400 N·m), 这是由超越离合器自动分离迅速所决定的.

2 挡至 1 挡降挡过程的仿真结果如图 8 所示. 与升挡过程相类似, 图 8 中包含了各主要控制信号及输入、输出的转速和转矩变化曲线.

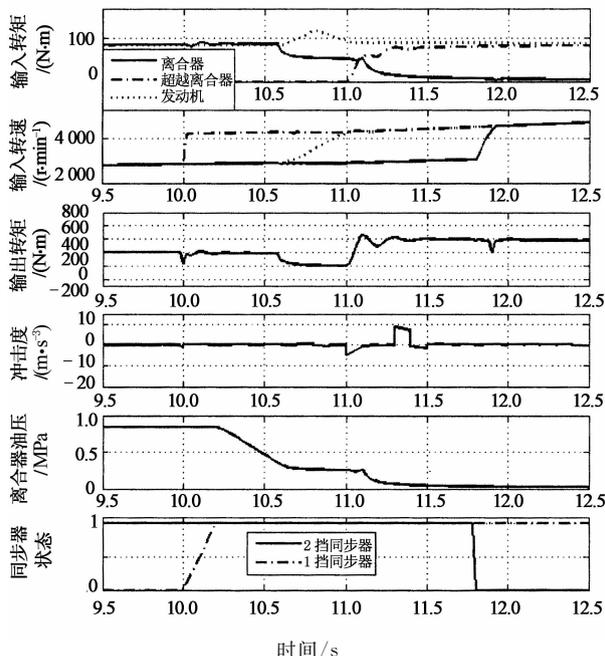


图 8 2 挡降 1 挡过程动力学仿真结果

Fig. 8 Simulation results of control of downshift of 2nd to 1st gear

图 8 中, OCT 换挡开始于 10.3 s, 此时湿式离合器油压开始降低, 变速器仍工作在 2 挡. 随着湿式离合器油压降低, 其所传递的转矩在 10.6 s 开始降低. 超越离合器在 11 s 时开始接合, 换挡结束于 11.4 s, 此时输出轴转矩波动结束.

图 8 中包含了湿式离合器分离与超越离合器自动接合的工作过程, 仿真中, 对湿式离合器的泄压过程进行控制, 其中包括快速泄压(10.3 s 至 10.6 s)、缓慢泄压(10.6 s 至 11.05 s)、补偿增压(11.05 s 至 11.1 s)和完全泄压(11.1 s 至 12 s). 在离合器分离控制中采用了补偿增压方法是由于此时超越离合器刚性接合, 如果继续泄压会导致传动系冲击, 此时湿式离合器稍作接合并传递转矩会有效降低输出轴的转矩过冲. 补偿增压的控制过程如图 9 所示.

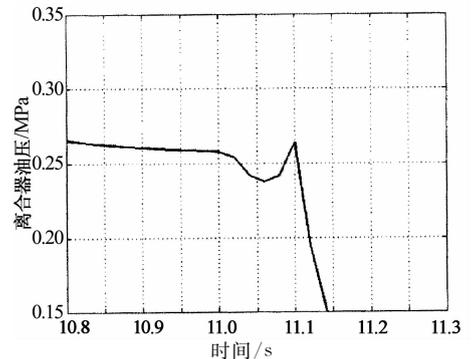


图 9 降挡过程中的离合器补偿增压控制

Fig. 9 Pressure increasing of the WFC during downshift

5 台架试验结果

针对以上对于 OCT 原理模型的研究, 本文搭建了具备升挡和降挡功能的两挡 OCT 台架, 两个挡位的速比分别为 1.13 和 0.78, 试验台架工作原理如图 10 所示.

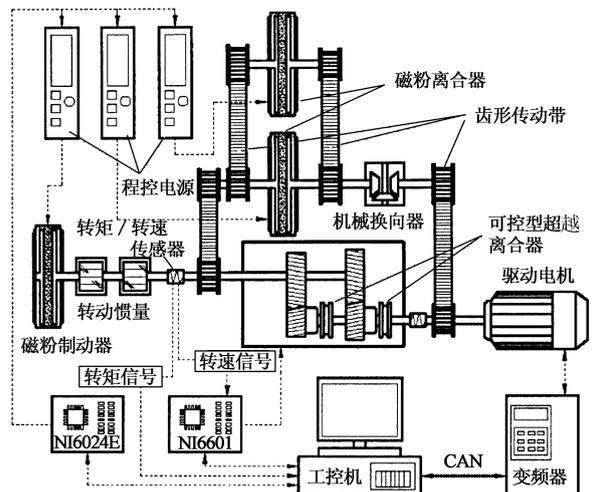


图 10 两挡 OCT 试验台架

Fig. 10 Test bench of a 2-speed OCT

试验结果如图 11 所示,图中包含了升挡与降挡时输入轴的转速以及输出轴的转矩。

由图 11 可以看出,变速器输出转矩在换挡时呈现下降→过冲→振荡稳定的变化趋势。

升挡与降挡控制试验有效保证了传动系换挡平顺性,这与仿真计算结果趋势一致,说明仿真计算与试验结果趋势吻合,换挡控制策略有效。

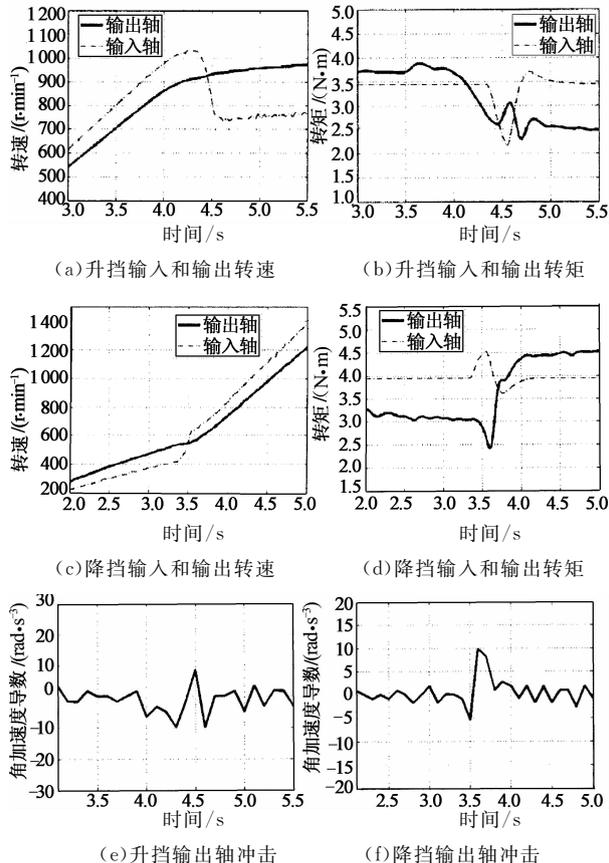


图 11 OCT 升挡与降挡试验结果

Fig. 11 Test results of both upshift and downshift of OCT

6 结论

通过本文对于超越离合器辅助换挡变速器的研究,得到以下结论:

1)OCT 能够实现连续的无动力中断换挡,具备开发成为更多挡位自动变速器的基础。

2)OCT 换挡时受超越离合器自动分离与接合特性影响,会产生一定的冲击。

3)输入转矩与离合器的协调控制策略可有效降低换挡过程的冲击。

参考文献

- [1] DARRELL R. Performance characterization of automatic transmission upshifts with reduced shift times[R]. Washington DC:SAE International,2015:2015-01-1086.
- [2] 杨勇,黄向东,赵克刚,等.单向离合器的动态结合特性对变速器换挡冲击的影响分析[J].湖南大学学报(自然科学版),2016,43(4):44-51.
- [3] YANG Y,HUANG X D,ZHAO K G,*et al.* Impact of engagement of one-way clutch on shift characteristics of transmission[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences),2016,43(4):44-51. (In Chinese)
- [4] 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.
- [5] WALKER P D,ZHANG N. Modelling of dual clutch transmission equipped powertrains for shift transient simulations[J]. Mechanism and Machine Theory,2013,60:47-59.
- [6] CHO D. Launch performance optimization of GTDI-DCT powertrain[J]. SAE International Journal of Engines,2015,8(3):1111-1116.
- [7] HEATH R P G,CHILD A J. Zeroshift automated manual transmission[R]. Washington DC:SAE International,2007:2007-26-061.
- [8] HEATH R P G,CHILD A J. Zeroshift: A seamless automated manual transmission with no torque interrupt [R]. Washington DC:SAE International,2007:2007-01-1307.
- [9] 黄向东,赵克刚,刘延伟,等.一种换挡时无动力传输中断的有级式机械变速器;CN101806359A[P].2010-08-18.
- [10] HUANG X D,ZHAO K G,LIU Y W,*et al.* A novel type of uninterrupt shift transmission;CN101806359A[P].2010-08-18. (In Chinese)
- [11] 刘延伟,赵克刚,黄向东,等.无动力中断机械式变速器的换挡特性[J].华南理工大学学报,2011,39(6):18-23.
- [12] LIU Y W,ZHAO K G,HUANG X D,*et al.* Shift characteristics of mechanical transmission without torque interrupt[J]. Journal of South China University of Technology,2011,39(6):18-23. (In Chinese)
- [13] ALDO S,GABRIELE P,FABIO V,*et al.* A novel seamless 2-speed transmission system for electric vehicle: principles and simulation results[J]. SAE International Journal of Engines,2011,4(2):2671-2685.
- [14] YAMASAKI M,KONNO H,KUROIWA H,*et al.* Automated manual transmission with torque assist mechanism for reducing shift shock[R]. Washington DC:SAE International,2005:1783-1786.