

有效改善换档动力中断的车用有源传动装置

钟再敏, 王心坚, 陈辛波

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 针对 AMT 换档过程中的动力中断和并联混合动力汽车中发动机和电机双动力源耦合工作问题, 提出了一种基于定轴式齿轮变速器的混合动力车用有源传动装置, 通过电机与变速器的集成设计使得电机和发动机联合工作的输出特性更加符合车用工况需求, 对现有技术继承性好, 具有较好的推广应用价值。

关键词: AMT; 动力中断; 混合动力; 有源传动

中图分类号: U 463.2

文献标识码: A

An Active Vehicle Transmission Device Reducing Torque Interruption

ZHONG Zaimin, WANG Xinjian, CHEN Xinbo

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Torque interruption occurs during gear shifting of automated manual transmission (AMT). An active transmission device electrified manual transmission (eMT) is proposed for hybrid electric vehicle (HEV) application. Key technical characters of eMT are fixed axle gearboxes and parallel HEVs. Through integrated design of motor and transmission, eMT can fully coordinate the multiple power sources to meet the vehicle power demand. This technology makes use of the existing fixed axle transmission technology by overcoming the torque interrupting shortcomings.

Key words: automated manual transmission; torque interruption; hybrid electric vehicle; active transmission

常见的汽车变速器主要有手动变速器(MT)、液力自动变速器(AT)、无极变速器(CVT)和自动机械变速器(AMT)等, 其中 AMT 利用自动操纵换档机构

来实现对 MT 的自动换档操纵, 部分解决了 MT 存在的问题, 但在车辆起步冲击、换档品质控制、换档动力中断等方面仍具有较明显的技术缺陷, 因此一直未能大范围普及推广应用^[1]. 针对 AMT 存在的问题, 前人提出了不同的改进措施^[2], 其中双离合器(DCT)技术被认为是其中最具有竞争力的技术升级方案^[3], 但 DCT 仍然依靠离合器的滑磨进行起步/换档转矩调节, 因此对离合器的转矩容量和寿命及控制精度要求很高, 大规模推广应用仍有待实践检验。

相对传统的 AMT 变速器只有一个发动机输入和一个动力输出, 混合动力中引入了电机这样一个新的动力源, 这为开发有源传动装置提供了可能. 在混合动力车辆技术领域, 已经提出各种通过增加电机实现发动机和电功率混合驱动车辆的技术方案. 也提出电机和 AMT 结合的动力系统方案^[3]. 在已有方案中电机集成在变速器输入轴和输出轴是常见的并联混合方案, 已有较成功的工程应用。

在上述结构中如果将电机集成在输入轴, 电机虽然可以在换档时提供有源同步从而减少同步时间, 如图 1 所示中在 3 降 2 档情况下电机若参与有源同步可比不协助同步时换档时间减少 0.15 s. 但在换档过程中仍然存在动力源断开的情况, 不能从根本上解决换档的动力中断。

而将电机集成在输出轴则能够解决动力中断的问题, 但是仍存在如下主要问题: 不能在车辆静止状态启动发动机; 电机布置在输出轴侧不能充分利用 AMT 变速器的变速比扩大电机恒功率工作范围。

本文提出一种优化的车用有源传动方案, 简称 eMT(electrified Manual Transmission). 输入输出特性计算及动态分析可以证明, eMT 能充分利用驱动电机弥补现有 AMT 变速器存在的技术缺陷, 便于工

收稿日期: 2009-11-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(51075301)

第一作者: 钟再敏(1973—), 男, 副教授, 硕士生导师, 工学博士, 主要研究方向为新能源汽车动力传动控制技术. E-mail: zm_zhong@tongji.edu.cn

通讯作者: 王心坚(1972—), 男, 讲师, 工学博士, 主要研究方向为新能源汽车电力驱动技术. E-mail: knight@tongji.edu.cn

程实现,具有较高应用推广价值.

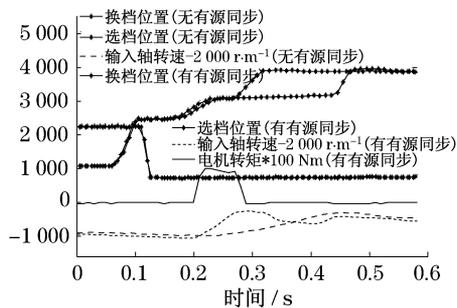


图 1 并联有源同步 3 降 2 档实验

Fig. 1 Test result of active synchronization when shifting from gear 3 to gear 2 on parallel HEV

1 eMT 的基本原理

有源传动装置 eMT 的基本原理如图 2 所示,主要构件包括离合器 C,轴线固定式变速器 MT,主驱动电机 M 和同步操纵机构 S_M 等.

图中: $i_{g1} \sim i_{gk}$ 为各档传动比; i_A 为电机一级减速比; i_B 为电机二级减速比; i_0 为主减速比; E 为发动机; W 为车轮; $S_{G1} \sim S_{Gk}$ 为各档同步器. 图中 A, T, P, n 分别代表轴系, 转矩, 功率和转速. 下标 e, i, f, m, m 和 w 分别代表发动机轴, 输入轴, 足轴, 电机轴, 电机一级减速后中间轴和车轮轴. 其中足轴是与车轮具有固定不变传动比的轴系的统称.

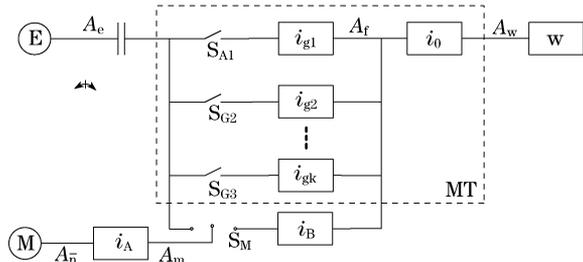


图 2 有源传动装置 eMT 原理简图

Fig. 2 Schematic diagram of active transmission eMT

从图 2 可知,由 eMT 构成的车用动力系统,发动机到车轮的功率传动路径与传统 MT 汽车基本一致. 而构成混合动力的另一车用动力源电机功率则通过同步机构 S_M 的动力切换功能,可选经由变速箱减变速比或直接输出至足轴. 因此该技术方案具有如下特点:

(1) 采用并联混合方案,仅用一个主驱动电机实现发动机/电机功率的耦合;

(2) 采用转矩合成,这意味着即使是在离合器分离的情况下,不需要额外的制动元件提供反作用

力电机即可以(可选通过变速或直接)驱动车辆.

(3) 减速制动和换挡过程中电机利用同步机构 S_M 与足轴啮合,将转矩直接施加至轮边,可以最大限度消除动力中断;其他工况,电机主要与输入轴啮合,实现动力与发动机的耦合.

显然对于由 eMT 构成的车用动力系统,存在 3 种工作模式:模式 A:发动机单独工作经过变速箱的降速增扭作用放大;模式 B:电机与输入轴连接,发动机与电机转矩在输入轴叠加;模式 C:电机与足轴连接,经过传动比 i_B 输出. 模式 A 为传统车运行模式;eMT 所特有的技术特征是能同时具有模式 B 与模式 C.

图 3 给出了在二轴式 MT 基础上实现的 eMT 结构简图. 图中:1 表示为汽车发动机飞轮;2 为离合器;3 为轴线固定式变速器;4 为电机与同步机构总成模块.

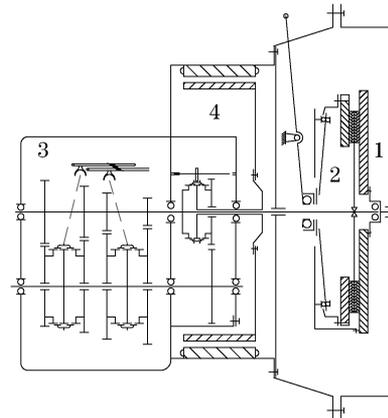


图 3 二轴式 eMT 结构简图

Fig. 3 Schematic diagram of two axles eMT

2 基本输入/输出特性计算

在基于 eMT 的混合动力系统中电机转子轴与变速器输入轴啮合的模式 B 是其主要工作模式. 此时发动机和电机联合工作,共同构成车辆驱动动力源. 下面分析发动机、电机联合工作特性. 为简化分析,电机一级减速比 i_A 设为 1.

2.1 联合工作输入特性

联合工作时,输入特性曲线如图 4 和图 5 所示. 其中发动机最大转矩点为 $4000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,最大转矩 150 Nm ,最大输出功率 75 kW . 电机恒转矩输出为 160 Nm ,恒功率输出为 32 kW ,最大转速 $6000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$.

此时电机轴与变速器输入轴啮合,电机与发动机同步旋转.eMT 输入功率为发动机与电机的输出功率叠加,转矩为二者代数和.

根据图中曲线可知在混合动力输出状态下,驱动力最大可达 280 Nm,输出最大功率接近 110 kW.同时电机具有回馈制动功能,因此动力系统可产生最大 160 Nm 的制动力矩,可最大回收 32 kW 的制动功率.

通过将电机与输入轴啮合,发动机的低速段输出转矩与电机的低速转矩叠加,可以得到更宽的低速大转矩输出范围,弥补了发动机怠速以下无转矩输出的不足.

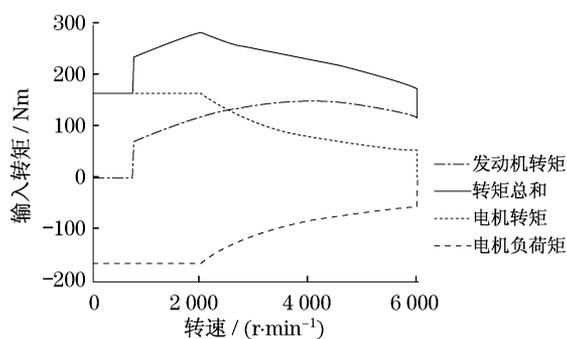


图4 联合工作输入转矩特性

Fig.4 Input torque characteristics of teamwork

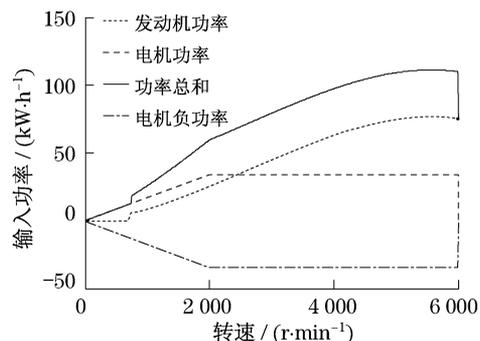


图5 联合工作输入功率特性

Fig.5 Input power characteristics of teamwork

2.2 联合工作输出特性分析

当电机输出轴与变速器输入轴啮合时,eMT的输出转矩、转速与传动比有关.理论分析中变速器设为5个档位,各档位传动比见表1.主减速比 i_0 设为4.2.

表1 不同档位的传动比

Tab.1 Gear ratio of different gears

档位 k	1	2	3	4	5
传动比 i_{gk}	3.32	2.46	1.82	1.35	1.00

图6和图7为联合工作的动力系统输出的轮边力特性和功率特性.由图6可以看出,由于电机输出轴与变速器输入轴啮合,因此电机力矩与发动机力矩同比例放大.在一档车速 $13 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,轮边力达到最大约 4000 N ,对应输入转速在 $2000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 左右.车速在 $0 \sim 13 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时汽车的驱动力

在 $2000 \sim 4000 \text{ N}$ 之间,并且消除了发动机怠速转速以下无动力输出现象.这种方式可以为车辆连续平滑的起步提供动力.当变速器的传动比大于1时,变速器具有减速增扭功能.

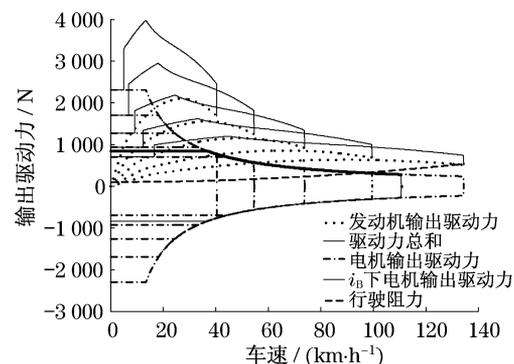


图6 联合工作输出力特性

Fig.6 Output force characteristics of teamwork

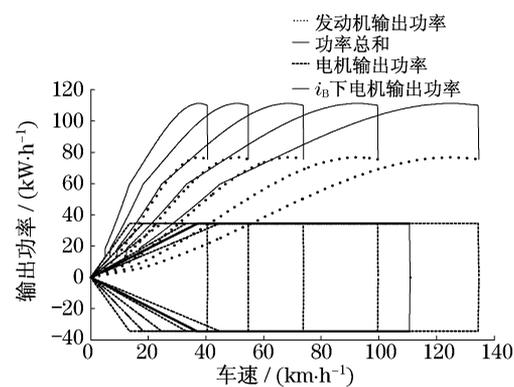


图7 联合工作输出功率特性

Fig.7 Output power characteristics of teamwork

图7中,当变速器在第5档时,电机的恒功率范围为 $38 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 以上.当改变不同档位则可使电机的恒功率点降至为 $13 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.电机与变速器的输入轴直联,电机恒功率输出范围扩大,使得车辆的动力特性得到改善.

3 动力中断问题的改善

在车辆换挡期间短时切换至模式C可以有效克服传统AMT或MT存在的动力中断问题.

3.1 i_B 的确定以及换挡期间动力变化

模式C中传动比 i_B 的选取对整车换挡期间的动力性有较大影响. i_B 的选取要首先保证模式C下电机恒功率输出车速覆盖最高档位的最新换挡点.对比图7和图8可以看出, i_B 越小,车速覆盖范围越大,但系统输出扭矩越小.根据图7的联合工作输出功率特性可以看出,换挡最高车速为 $110 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

左右.因此选择 $i_B = 1.25$,此值满足上述速度范围需求.

由模式 A 或 B 向 C 切换过程中动力系统的传动比发生改变,因此整车的动力输出也受影响.当然,电机输出轴啮合由变速器输入轴切换至足轴过程中,为了短时弥补输出动力减小,可将发动机的输出功率适当加大,通过发动机提供整车动力.

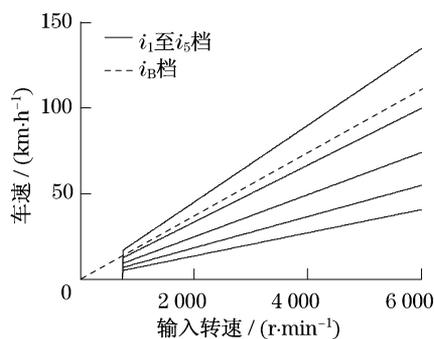


图 8 电机二级传动比的选择

Fig.8 Second gear ratio of motor

根据图 6 和图 7 相应曲线可以分析出换挡过程中动力下降情况,定义动力下降因数 β 如式(3).式中: n_e 为发动机转速; v 为车速.

$$\beta = \frac{T_m(v) i_B}{T_e(v) i_{gk}} = \frac{\frac{P_m \times 9550}{n_e / i_{gk} j_B} i_B}{\frac{P_e(v)}{T_e(v) i_{gk}}} = \frac{P_m(v)}{P_e(v)} \quad (3)$$

在参考设计的基础上,车速 $15 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 范围内动力下降因数 β 如图 9 所示.该图是针对发动机工作在外特性上的动力下降因数,此时动力损失最大,对于轻负荷情况动力下降因数会相应减小.在低速段因为变速器的变速比,发动机恒功率工作区间变宽,每一个锯齿对应一个档位,高速段速比的影响变小,动力下降因数基本与电功率比相当.该曲线只对选定的参考设计数据有效,对于不同的换挡点和发动机特性, β 变化规律会有所差异.

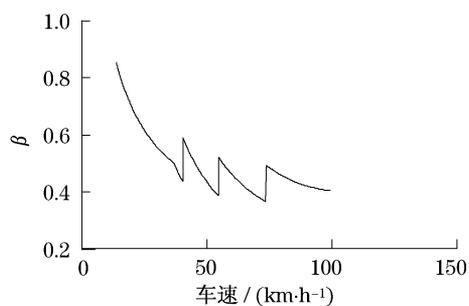


图 9 动力下降因数随车速的关系

Fig.9 Relationship between vehicle speed and power-lose-factor

3.2 换挡过程动态分析

相对于传统 AMT, eMT 呈现出不同的控制规律,下面重点讨论减小换挡过程中的动力中断的控制步骤:

(1) A 状态:车辆处于初始档位,主驱动电机 M 通过同步器 SM 与变速器的输入轴 A_i 啮合;

(2) B 状态:换挡开始,同步器 SM 运作,使主驱动电机 M 与变速器的输入轴 A_i 分离,并进而与足轴 A_f 啮合;

(3) C 状态:离合器 C 分离,驱动转矩重新分配;

(4) D 状态:主驱动电机 M 独立输出转矩,(部分或全部)提供驾驶员的转矩请求;

(5) E 状态:变速器换挡操纵机构 SG 完成换挡动作;离合器 C 结合,其间同步增大或减小主驱动电机 M 的转矩输出,配合换挡过程;

(6) F 状态:控制同步器 SM 运作,使主驱动电机 M 与变速器的足轴 A_f 分离,并进而与输入轴 A_i 啮合连接,转矩重新分配;

(7) G 状态:车辆在新的档位下行驶,换挡控制完成.

以 1 挡换 2 档的换挡过程为例进行仿真分析,结果如图 10 所示,其中整车质量 1280 kg ,不计坡道阻力.

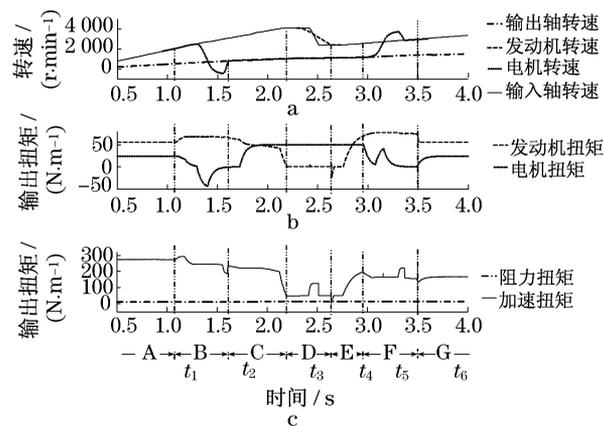


图 10 1,2 换挡仿真曲线

Fig.10 Shift simulation from gear 1 to gear 2

图 10a 为变速器输出轴转速、发动机转速、电机转速以及变速器输入轴转速变化曲线.图 10b 为发动机输出扭矩、电机输出扭矩曲线.为了方便分析换挡对整车动力性的影响,本文将车辆运动中克服风阻以及滚阻等引起的扭矩称之为阻力扭矩,而使车辆克服惯量体现车辆加速性能的扭矩称之为加速扭矩.图 10c 为等效到主减速器输入端的阻力扭矩、驱动扭矩变化曲线.

图中 t_1 时刻之前车辆挂一档,发动机与电机输

出轴均接变速器输入端.根据设定的混合动力控制策略,此时发动机扭矩为 55 Nm,电机扭矩 25 Nm.汽车工作在正常行驶的 A 状态.系统驱动力矩 280 Nm 左右,汽车加速运行.

当发动机转速超过 $2\ 000\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时需换 2 档,进入 B 状态,变速器输出轴转速为 $600\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 左右.在 eMT 中为了防止动力中断,控制策略先将使电机输出轴通过同步器 SM 与主减速器直连.在同步器同步过程中为了防止动力下降,发动机的输出扭矩加大,以减缓因电机扭矩缺失带来的动力不足.而此时电机进入主动同步状态,调节扭矩克服自身惯量,降低转速加快同步过程.

t_2 时刻同步器 SM 同步成功,电机输出轴转速经传动比 i_B ,与变速器输出轴转速一致.系统进入 C 状态.控制系统通过离合器分离,对变速器进行换挡操作前进行准备.由于离合器逐渐分离,发动机扭矩同时下降;电机输出扭矩逐步上升,以减缓因发动机扭矩下降带来的动力不足.

t_3 离合器彻底分离,系统进入 D 状态,变速器换挡.电机独立提供整车动力,汽车纯电动运行.由于此时电机输出轴与足轴啮合,变速器换挡状态,与传统车相同.

t_4 时刻换挡成功,离合器啮合,发动机扭矩逐渐加大.系统进入 E 状态.

为了充分利用变速器减速增扭的特点,当变速器完成换挡操作后,系统可以利用电机调速控制,配合同步器 SM,使其转速主动与变速器输入轴转速同步,完成电机输出轴与变速器输入轴的啮合.即图中的 F 状态.在此状态中,发动机将加大扭矩输出,弥补电机的扭矩缺失.

t_6 时刻电机输出轴与变速器输入轴的啮合,电机输出扭矩加大,使之与发动机扭矩达到混合动力控制策略的匹配关系,换挡完成.

在 eMT 换挡过程中 t_1 时刻开始到 t_6 时刻结束共 2.5 s 左右.尽管换挡时间比较长,但没有出现动力中断.从图 c 的加速扭矩曲线可以看出,其值始终为正,即车辆一直处于加速过程.因此 eMT 充分利用混合动力系统双动力源以及电机可转速精确控制的特点,有效地改善了动力中断问题.

4 结论

根据以上原理分析和仿真可以看出,eMT 具有较明显的技术优势,值得开展更深入的理论和实践研究.具体包括:

(1) eMT 充分利用 AMT 和混合动力的技术优点,实现了有源动力传输,最大限度地利用了电机功率特性;

(2) 纯电动模式能利用变速箱空档,避免了离合器长时间分离工况;

(3) 通过电机与输入轴啮合,可以改善发动机的输入特性,并充分利用变速箱的传动比扩大电机输出范围;

(4) 通过电机与输出轴啮合,能够有效解决动力中断问题,并可以实现连续无中断的能量回馈.

不过,eMT 也存在一定的未解决问题,这主要体现在:动力中断问题部分解决,换挡过程中仍存在部分动力下降;回馈制动功率受电机功率大小限制,模式 B 工作回馈过程中换挡会带来制动力矩波动,模式 C 工作使得低速制动转矩受到限制.

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
JING Chongbo, YUAN Shihua, GUO Xiaolin. Dual clutch automatic transmission and its application [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2005, 29(3):56.
- [2] Hiroshi Kuroiwag, Naoyuki Ozaki, Takashi Okada, et al. Next-generation fuel — efficient automated manual [J]. Hitachi Review. 2004, 53(4):205.
- [3] Zeraoulia, Benbouzid M, Diallo M. Electric motor drive delection issues for HEV propulsion systems: a comparative study [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2006, 55(6):1756.
- [4] Emadi A, Rajashekara K, Williamson S S, et al. Topological overview of hybrid electric and fuel cell vehicular power system architectures and configurations [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2005, 54(3):763.
- [5] Grobpietsch W, Sudau J. Dual clutch for power-shift transmissions — a traditional engaging element with new future [J]. VDI — Berichte Nr, 2000, 1565:259.