

快速节能的电动汽车换挡机构设计与性能分析

李波¹, 葛文庆¹, 俞潇¹, 邵世磊¹, 关博汉²

(1.山东理工大学 交通与车辆工程学院, 山东 淄博 255049; 2.南京工业大学 海外教育学院, 江苏 南京 211816)

摘要:为进一步提升电动汽车的动力性能和续航里程,提出一类应用直驱技术的电控机械式自动变速器换挡机构,设计换挡驱动装置和换挡机构结构,建立换挡过程数学模型,分析并评估3种应用直驱技术的换挡机构性能,依据实车驱动装置及变速系统参数,在装载直驱换挡机构的通用试验平台上完成试验研究。结果表明,电动拨叉式和电动接合套式换挡机构与电动二自由度换挡机构相比,当换挡驱动装置输出的驱动力规律相同时,进挡时间分别缩短3%和7%;当追求的换挡品质相同时,进挡过程中换挡驱动装置的机械损耗分别降低18%和34%,在挡位数要求较少的电动汽车上应用电动拨叉式或电动接合套式换挡机构时,将会有效提升换挡动力性和经济性,且对丰富和发展电动汽车传动理论有重要的科学意义。

关键词:电动汽车;直驱技术;换挡机构;换挡动力性;换挡经济性

中图分类号:U463.212

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2016)05-0921-08

电动汽车使用电动机作为传动系统的动力源,缓解了能源紧缺的压力,实现了人们长期以来对汽车零尾气排放的期盼,但也同时引入了传动系统体积大、动力性能不足和续航里程短等问题^[1]。美国著名的电动客车制造公司 Proterra 研究发现,三挡变速系统可将驱动电机工作在驱动模式和能源再生制动模式时的运行效率控制在92%~95%^[2]。

电动汽车的纯电控制动力输出为驱动电机与电控机械式自动变速器(automated mechanical transmission, AMT)的一体化控制创造了更为有利的条件。AMT根据换挡驱动装置的结构形式不同,可分为电控气动式、电控液动式、全电式和直驱式4种。电控气动式和电控液动式的传动介质具有很好的缓冲性能,有效减小了换挡冲击^[3-4];全电式和直驱式的机械式传动机构具有较快的响应速度,有效缩短了换挡动力中断时间^[5]。

与其他形式的AMT相比,直驱AMT取消了运动形式转换和传输介质等中间动力传输环节,较大程度地提升了自动变速系统的动态响应速度和传动效率^[6],而近年来飞速发展的电控技术为电动汽车

动力系统的一体化控制和减小直驱AMT的换挡冲击提供了技术保障^[7]。

为提升电动汽车的换挡动力性和经济性,提出一类应用直驱技术的快速节能的电动汽车汽车用自动变速系统,自主研发一类具有高功率密度的动圈式电磁执行器,设计并评估不同形式换挡机构的性能差异,依据实车驱动装置及变速系统参数,在通用的直驱式AMT试验平台上完成性能验证工作。

1 直驱式换挡驱动装置原理

前期研究中开发了一类具有直驱特性的应用“电-磁-力”转换原理的电磁执行器,直线运动部分采用动圈式结构,如图1所示。

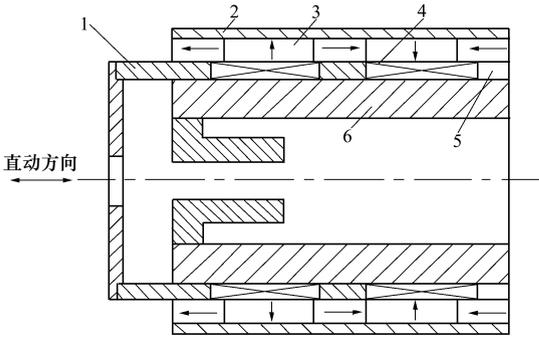
定子为绕有漆包线的线圈骨架,线圈骨架中左右两侧的2组线圈采用串联方式连接且单侧线圈分为2层并联连接,使执行器直动时产生的电枢反应在一定程度上相互抵消并可在同等驱动电压下增大了线圈中的驱动电流;定子部分的永磁体采用 Hal-

收稿日期:2016-04-19

基金项目:国家自然科学基金(51505263)、山东省自然科学基金(ZR2014EEQ031)、山东省重点研发计划(2015GGB01045)资助

作者简介:李波(1986—),山东理工大学讲师,主要从事变速器理论与控制技术的研究。

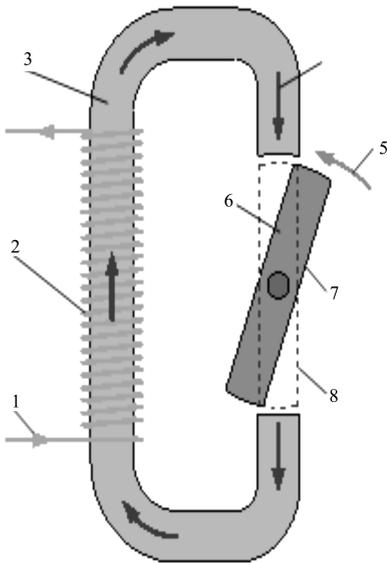
bach 阵列方式,减小电磁执行器时间常数的同时弥补了气隙中磁通密度相对较低的缺点^[8]。



1. 线圈骨架 2. 外磁轭 3. 永磁体 4. 直动线圈 5. 气隙 6. 内磁轭

图 1 直线运动部分结构示意图

除直动外,设计了绕执行器轴旋转的运动结构,其电磁转矩转换原理如图 2 所示。绕在旋转磁轭上的励磁线圈通电后产生磁场,磁通方向如图中箭头方向所示,由于磁通总是沿着磁导最小的路径闭合,在转子上将会产生如图中所示方向的电磁转矩,使转子从图中初始位置转至终止位置后自动停止转动,实现执行器转动部分的限角度转动功能;转子转到最大角度后具有自停止特性,针对不同的应用场合设计相应的最大转动角度可有效提高旋转运动的控制精度。



1. 电流方向 2. 励磁线圈 3. 旋转磁轭 4. 磁通方向 5. 电磁转矩方向
6. 转子 7. 初始位置 8. 终止位置

图 2 电磁转矩转换原理

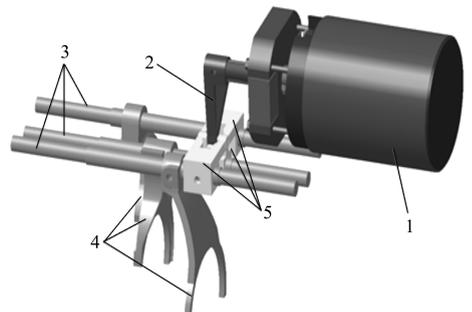
依据电磁执行器的直动与转动原理,针对不同形式的直驱 AMT 换挡机构可以开发不同结构的电磁执行器,现阶段已完成单自由度电磁直线执行器和二自由度电磁执行器样机研制工作,为直驱 AMT 换挡机构方案评估奠定了试验基础。

2 直驱 AMT 换挡机构方案设计

为满足不同电动汽车用变速系统挡位数和结构紧凑性需求,设计了电动二自由度式换挡机构 (electric 2DOF-type shifting mechanism, ETSM)、电动拨叉式换挡机构 (electric fork-type shifting mechanism, EFSM) 和电动接合套式换挡机构 (electric sleeve-type shifting mechanism, ESSM)。

2.1 电动二自由度式换挡机构

ETSM 如图 3 所示,二自由度电磁执行器集直动和转动功能于一体,旋转部分驱动换挡拨杆选择不同的换挡拨块以完成选挡动作;直动部分依次通过换挡拨杆、换挡拨块、换挡拨叉轴和换挡拨叉驱动同步器上的接合套,完成退、进挡的直线运动。



1. 二自由度电磁执行器 2. 换挡拨杆 3. 换挡拨叉轴
4. 换挡拨叉 5. 换挡拨块

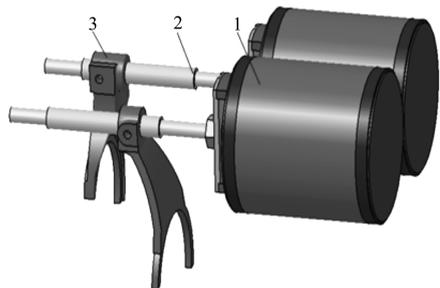
图 3 电动二自由度式换挡机构

ETSM 通过 1 个执行器可完成 6 个挡位的选换挡操作,结构简单、体积小,对传统手动变速器的改动小、成本低。二自由度电磁执行器的直动与转动相互独立,使 ETSM 具有选、换挡同时进行的功能,进一步缩短了动力中断时间。其优越性已在前期研究工作中得到验证,本研究中将以 ETSM 的性能作为 EFSM 和 ESSM 性能的衡量标准。

2.2 电动拨叉式换挡机构

EFSM 如图 4 所示,动圈式电磁直线执行器的线圈骨架直接与换挡拨叉轴相连,进一步取消了 ETSM 中的执行器轴、换挡拨杆和换挡拨块等部件,

仅通过换挡拨叉驱动同步器上的接合套完成退、进挡操作。



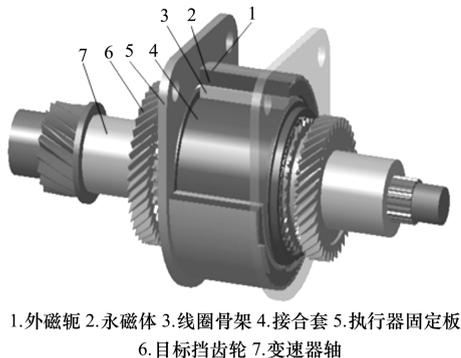
1.电磁直线执行器 2.换挡拨叉轴 3.换挡拨叉

图 4 电动二自由度式换挡机构

EFSM 与 ETSM 相比具有更高的动态响应速度和可控性,但 1 个电磁直线执行器仅能驱动 2 个挡位,执行器的个数由变速系统的挡位数决定;从 EFSM 的结构特点可以看出,换挡过程中无选挡过程,且各执行器的直线运动互不干涉,可实现退、进挡同时进行的功能,大大缩短了车辆换挡过程中的动力中断时间。

2.3 电动接合套式换挡机构

ESSM 如图 5 所示,电磁直线执行器外磁轭、永磁体等定子部分通过执行器固定板与变速器壳体相连,取消了自动变速系统中的换挡拨杆、换挡拨块、换挡拨叉轴和换挡拨叉等选换挡执行机构,线圈骨架直接驱动接合套完成左右 2 个挡位的退、进挡操作。



1.外磁轭 2.永磁体 3.线圈骨架 4.接合套 5.执行器固定板
6.目标挡齿轮 7.变速器轴

图 5 电动接合套式换挡机构

相比于另外 2 种直驱 AMT 换挡机构,ESSM 对传统变速系统的改动最大,但结构紧凑性最好且最大程度提高了系统的动态响应速度和可控性,进而可进一步减小自动换挡过程中的动力中断时间和能

量损耗。ESSM 应用在对变速器挡位数要求不多的电动汽车传动系统中时,将最大程度提升换挡动力性和经济性。

表 1 中给出了上述 3 种直驱 AMT 换挡机构退、进挡过程的直动部件组成及实测总质量。由于 ESSM 中线圈骨架直接套在接合套上,使其结构尺寸明显大于传统接合套,但从表中数据可以看出,与 ETSM 相比,EFSM 和 ESSM 的运动质量分别减小 18% 和 34%。

表 1 3 种换挡机构对比结果

机构	直动部件组成	总质量/kg
ETSM	执行器动子、执行器轴、换挡拨杆、换挡拨块、换挡拨叉轴、换挡拨叉、接合套	1.68
EFSM	执行器动子、换挡拨叉轴、换挡拨叉、接合套	1.37
ESSM	执行器动子、接合套	1.11

ETSM、EFSM 和 ESSM 的方案性能评估结果如图 6 所示。3 种直驱 AMT 换挡机构均不存在运动转换装置,传动效率基本相同;ETSM 的改装成本和改装难度较优,适用于传统汽车的传动系统;ESSM 的换挡动力性和经济性能较好,更适用于动力性能和续航里程不足的电动汽车传动系统,具有很好的技术前瞻性和研究价值;而 EFSM 各项性能居中,在传统汽车和电动汽车中均有较好的应用前景。

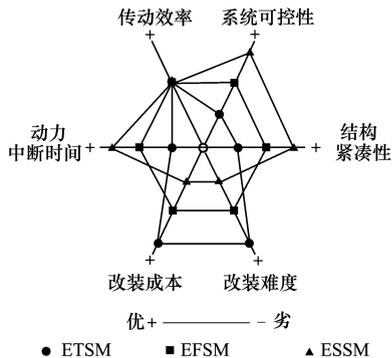


图 6 3 种方案性能评估

3 性能仿真

在分析变速器换挡机理的基础上,对进挡过程进行分段分析并建立换挡驱动力的数学模型,完成基于 MATLAB/Simulink 的 3 种直驱 AMT 换挡机构

的性能仿真研究。

3.1 进挡过程分析

为获得更好的换挡过程控制精度,课题研究过程中将进挡过程分为 6 个阶段,如图 7 所示。

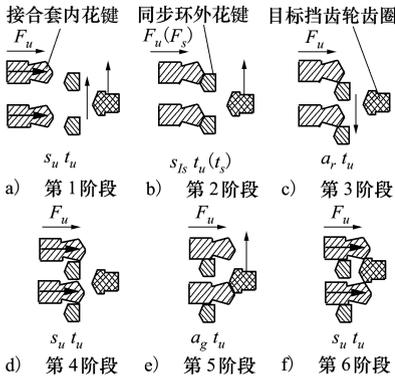


图 7 进挡过程分段示意图

图中: F_u 为进挡过程的换挡驱动力; s_u 为进挡位移; t_u 为进挡时间; F_s 为同步力; t_s 为同步时间; n_{is} 为输入轴转速; α_r 为同步环的角位移; α_g 为目标挡齿轮的角位移。前期研究得到的进挡过程换挡驱动力数学模型如(1)式所示,式中各符号含义如表 2 所示。

表 2 (1)式中符号含义

符号	含义	符号	含义
m_t	直动总质量	K_s	定位弹簧刚度
Δx_{s0}	定位弹簧初始压缩量	μ_{th}	滑块与花键毂间动摩擦系数
J_s	被同步部分转动惯量	i_{nT}	目标挡齿轮传动比
α	锥面角的一半	β	同步环锁止角
μ	摩擦锥面间的动摩擦系数	R_r	同步环摩擦锥面的有效半径
J_R	同步环的转动惯量	R_{sp}	同步环外花键的有效半径
μ_{rd}	花键接触斜面间动摩擦系数	R_b	定位小球的半径
β_g	目标挡齿轮齿圈端面角	μ_{gd}	第 5 阶段接触面间动摩擦系数

$$F_u = \begin{cases} 3K_s \Delta x_{s0} \mu_{th} + m_t \frac{d^2 s_u}{dt_u^2} \\ \frac{2\pi J_s i_{nT} \sin \alpha}{\mu R_r} \frac{dn_{ts}}{dt_u} \\ \frac{J_R \sin(\beta/2) + \mu_{rd} \cos(\beta/2)}{R_{sp} \cos(\beta/2) - \mu_{rd} \sin(\beta/2)} \frac{d^2 \alpha_r}{dt_u^2} \\ K_s \Delta x_{s0} s_{u4} + K_s t_{u4} \frac{ds_u}{dt_u} + m_t \frac{d^2 s_u}{dt_u^2} \\ \frac{J_s i_{nT}^2 \sin(\beta_g/2) + \mu_{gd} \cos(\beta_g/2)}{R_{sp} \cos(\beta_g/2) - \mu_{gd} \sin(\beta_g/2)} \frac{d^2 \alpha_g}{dt_u^2} \\ m_t \frac{d^2 s_u}{dt_u^2} \end{cases} \quad (1)$$

进挡过程中除同步阶段开始前的换挡冲击外,第 5 阶段开始前的二次换挡冲击也是影响换挡品质的主要因素。接合套运动到目标挡齿轮齿圈处时,其内花键与目标挡齿轮齿圈之间的相对位置关系可能出现如图 8 所示的 3 种情况。

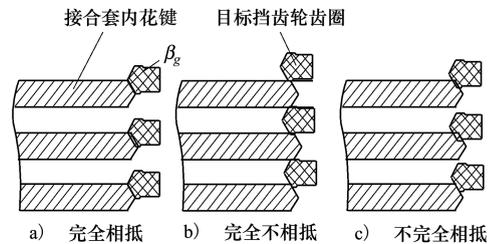


图 8 内花键与齿圈间的相对位置关系

当接合套内花键与目标挡齿轮齿圈如图 8a) 中所示处于完全相抵状态时,为使接合套继续移动以完成进挡操作,目标挡齿轮齿圈需转过花键所占圆周角度的一半;当相对位置关系如图 8b) 所示时,目标挡齿轮齿圈无需转动,此时第 5 阶段可与第 6 阶段合并;当接合套内花键与目标挡齿轮齿圈处于如图 8c) 所示的不完全相抵状态时,目标挡齿轮齿圈的转动角度具有一定的随机性。仿真分析时以完全相抵状态为例,而试验过程中目标挡齿轮齿圈需转过的角度是随机的,为尽量减小换挡二次冲击,进挡第 4 阶段结束时换挡机构的速度应趋近零。

3.2 建模与仿真

为更好衔接各换挡阶段执行器的运行状态,应用 Stateflow 模块建立换挡过程的逻辑控制状态图,进而建立如图 9 所示直驱 AMT 换挡过程的通用仿

真模型,选挡模块仅用于 ETSM。

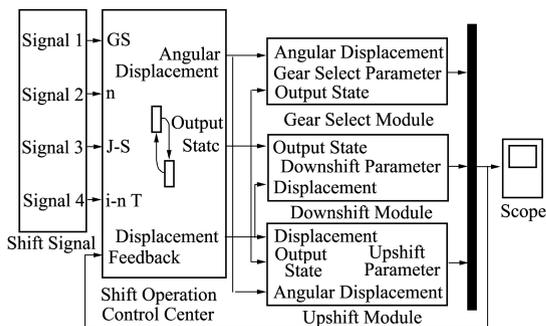


图 9 直驱 AMT 换挡过程通用仿真模型

换挡过程仿真与试验研究中以国产某型号电动汽车驱动电机参数和某型号手动变速器内部结构参数为基础,当同步转速差为 900 r/min、被同步部分转动惯量为 0.05 kg · m²、最大瞬时换挡驱动力为 1 000 N 时,在满足换挡冲击要求的前提条件下,ETSM、EFSM 和 ESSM 的进挡过程仿真结果如图 10 所示。

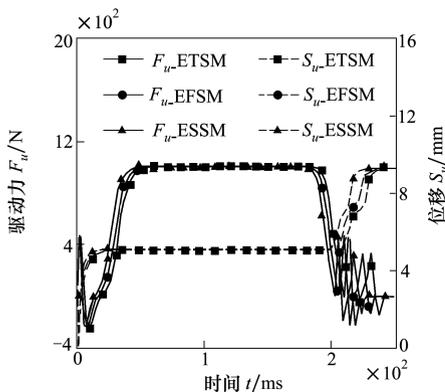


图 10 不同换挡机构的进挡过程仿真结果

仿真过程中假定同步器摩擦锥面间的摩擦系数不变,当换挡控制方法和最大瞬时驱动力相同时,同步时间基本相同,而 ETSM、EFSM 和 ESSM 的进挡时间分别为 236 ms、229 ms 和 221 ms,相比 ETSM, EFSM 和 ESSM 的进挡时间分别缩短 3% 和 7%,其主要原因在于换挡机构位移时间(进挡第 1、4、6 阶段的总时间)分别为 46 ms、39 ms 和 31 ms,提升了车辆的换挡动力性。

放大图 10 中的进挡第 1 阶段,得到同步阶段开始前 3 种换挡机构的仿真结果如图 11 所示,从图中

可以明显看出 ETSM 到达同步阶段的时间晚于 EFSM 和 ESSM,且直动总质量最小的 ESSM 的响应速度最快。

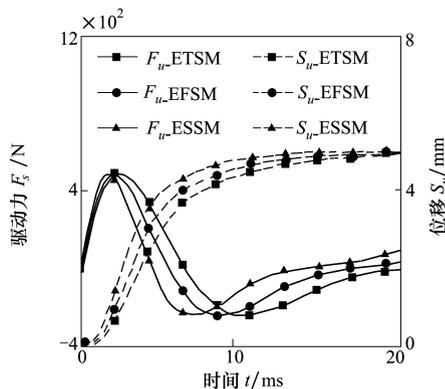
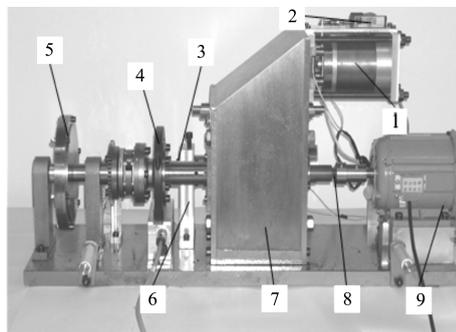


图 11 不同换挡机构同步前的仿真结果

4 试验验证

搭建装载直驱换挡机构的通用试验平台如图 12 所示,模拟同步转速差变频电机最大转速为 1 400 r/min,惯量盘可模拟 0.01 ~ 0.06 kg · m² 范围内的被同步部分转动惯量,使试验平台可模拟不同车型、不同换挡参数下的选换挡过程。



1.换挡驱动装置 2.位移传感器 3.输出轴 4.转矩转速传感器 5.惯量盘 6.锁死装置 7.变速器组件 8.输入轴 9.变频电机

图 12 直驱换挡机构通用试验平台

由于加工精度、安装误差和输入轴达到预定转速所使用的变频电机空转时阻力矩等因素的存在(统称为试验平台阻力矩 T_R),使换挡过程的试验结果存在一定的误差。

为此,开启变频电机驱动输入轴至预定转速,转速稳定后切断电动机的电源并开始采集输入轴转矩的变化规律。此时选换挡执行机构不输出驱动力,同步转矩为零,试验平台输入轴从预定转速至静止

的过程仅在试验平台阻力矩 T_R 的作用下完成,即转矩转速传感器采集到的信号为 T_R ,如图 13 所示。

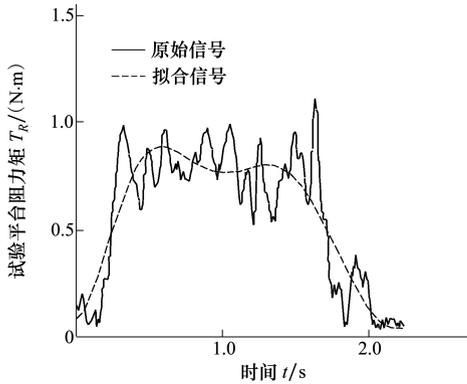


图 13 试验平台阻力矩测试结果

通过分析图 13 中的最小二乘法拟合信号可得到试验平台平均阻力矩 $\overline{T_R} = 0.81 \text{ N} \cdot \text{m}$,作为修正换挡过程试验结果的理论依据。

通常情况下,AMT 换挡过程中的换挡时间、换挡冲击和同步器使用寿命之间是相互矛盾的,试验时需通过合适的换挡控制系统加以协调。图 14 为试验研究中使用的换挡控制系统框图,控制系统由 ARM 微控制器、功率驱动板、信号反馈与处理模块和上位机组成。

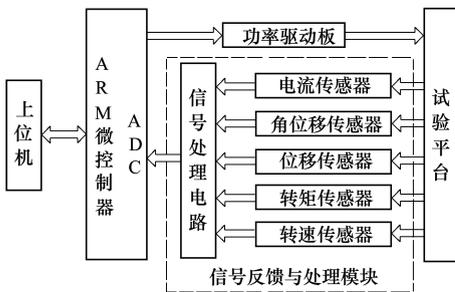


图 14 控制系统框图

同步阶段的控制策略主要是控制单位面积滑摩功不超过最大许用值,并将换挡冲击度控制在较小的范围内^[9-10]。试验过程中以同步转速差和被同步部分转动惯量为输入,通过模糊控制确定最大瞬时驱动力的大小,并应用最优控制理论确定同步转矩的最优轨迹线后,采用电流闭环控制的方法,实现换挡驱动装置的实时控制。

换挡机构存在位移的阶段采用换挡系统首先以直接驱动装置最大加速性能加速,到达最优或较优的最大速度 v_{opt} 后再减速缓冲的 PD 闭环控制策略,

既能快速消除间隙,又能有效控制运动速度,在试验过程中取得了较好的控制效果。图 15 为换挡机构的理想速度特性示意图。

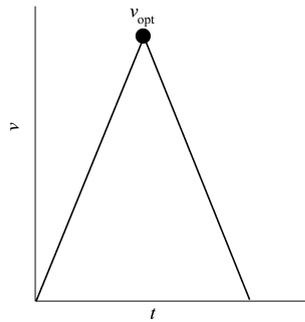


图 15 换挡机构理想速度特性示意图

结合试验平台阻力矩对试验结果影响的分析结果,完成了 ETSM 和 EFSM 在同步转速差为 900 r/min、被同步部分转动惯量为 $0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、最大瞬时换挡驱动力为 1 000 N 时的试验研究,如图 16 所示,验证了仿真分析结果的准确性。

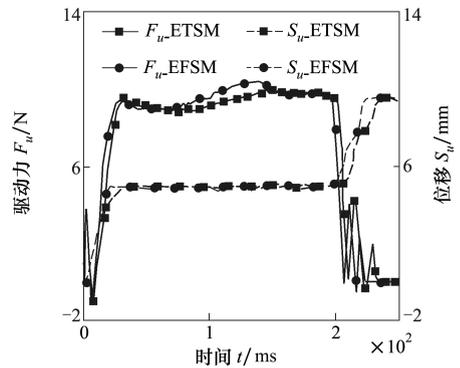


图 16 ETSM 和 EFSM 的进挡过程试验结果

图 17 为 ETSM 和 EFSM 运动速度的试验结果,从中可以看出,各阶段临近结束时,将驱动装置的运动速度控制在较小的范围内,且变化较平缓,所用控制策略有效减小了换挡冲击并降低了打齿现象发生的概率。

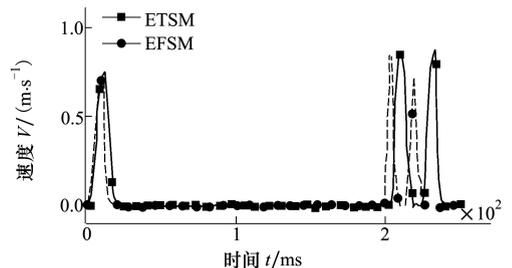


图 17 ETSM 和 EFSM 的运动速度试验结果

电磁执行器作为换挡驱动装置时,其能量损耗主要包括机械损耗、内部的铜损和铁损,机械损耗存在于同步阶段以外的执行器有位移发生的换挡阶段^[11]。假定执行器在运动过程中能保持如图15中的最大加速度运动,并在单换挡阶段开始和结束时的速度均为0,则此阶段的机械损耗 Q_F 可表述为

$$Q_F = m_t v_{\text{opt}}^2 \quad (2)$$

由(2)式可知,执行器的机械损耗与换挡机构的直动总质量成正比,参照表1中的数据,当追求的换挡品质相同时,与ETSM相比,EFSM和ESSM在进挡过程中的换挡驱动装置机械损耗分别降低18%和34%。提升了车辆的换挡经济性。

电动汽车在缓解能源压力的同时,实现了汽车运行过程中的零尾气排放,然而动力性能和续航里程等问题制约了电动汽车的发展。驱动电机具有较宽的恒功率区,运行过程中对变速系统的挡位数要求较少,有利于EFSM和ESSM在动力系统中的应

用,且能较大程度提升电动汽车的换挡动力性和经济性。

5 结 论

1) 针对电动汽车动力性能及续航里程不足等问题,设计了一类基于动圈式电磁执行器的快速节能换挡机构,采用理论分析、数值模拟和试验相结合的方法,验证了此类换挡机构的优越性。

2) 当换挡控制方法和最大瞬时驱动力相同时,相比于ETSM,EFSM和ESSM的进挡时间分别缩短3%和7%,提升了电动汽车的换挡动力性。

3) 当追求的换挡品质相同时,与ETSM相比,EFSM和ESSM在进挡过程中的换挡驱动装置机械损耗分别降低18%和34%。提升了电动汽车的换挡经济性。

参考文献:

- [1] 中国科学院能源领域战略研究组. 中国至2050年能源科技发展路线图[M]. 北京:科学出版社,2009
Energy Strategy Research Group of Chinese Academy of Sciences. Energy Technology Roadmap of China until 2050[M]. Beijing, Science Press, 2009 (in Chinese)
- [2] Wang H B, Song X B, Saltsman B, et al. Comparative Studies of Drivetrain Systems for Electric Vehicles[C]//SAE 2013 World Congress, Warrendale PA, SAE, 2013
- [3] 刘振军,秦大同,胡建军. 重型车辆电控机械式自动变速系统设计与应用[J]. 农业机械学报,2011,42(8):7-14
Liu Zhenjun, Qin Datong, Hu Jianjun. Design and Application of Heavy Truck AMT System[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(8):7-14 (in Chinese)
- [4] Naunheimer H, Bertsche B, Ryborz J, et al. Automotive Transmissions[M]. Heidelberg, Springer Verlag, 2010
- [5] Turner A, Ramsay K, Clark R, et al. Direct-Drive Rotary-Linear Electromechanical Actuation System for Control of Gearshifts in Automated Transmissions[C]//IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Arlington, TX, United States, 2007: 267-272
- [6] 叶云岳. 高效节能的直驱技术及其应用[C]//中国电工技术学会学术年会,2011:650-652
Ye Yunyue. Technology and Application of Direct-Drive High Energy Efficient[C]//China Electrotechnical Society Annual Conference, 2011: 650-652 (in Chinese)
- [7] Jin P, Fang S, Lin H, et al. A Novel Linear and Rotary Halbach Permanent Magnet Actuator with Two Degrees-of-Freedom[J]. Journal of Applied Physics, 2012, 111(7): 07E725
- [8] Liu Liang, Chang Siqin. Improvement of Valve Seating Performance of Engine's Electromagnetic Valvetrain[J]. Mechatronics, 2011, 21(7): 1234-1238
- [9] 王洪亮. 装用AMT的重型越野车起步和换挡自动控制研究[D]. 北京:北京理工大学,2010
Wang Hongliang. Start-up and Shift Automatic Control Research of Heavy-Duty Vehicle Equipped with Automated Mechanical Transmission[D]. Beijing, Beijing Institute of Technology, 2010 (in Chinese)
- [10] 刘有德. 汽车同步器粉末冶金同步环用湿式铜基摩擦材料[D]. 杭州:浙江大学,2005
Liu Youde. Powder Metallurgy Synchronization Ring with the Wet Friction Material of Synchronizer[D]. Hangzhou, Zhejiang University, 2005 (in Chinese)
- [11] 李波,常思勤,林树森. 一种新型增力式同步器设计[J]. 中国机械工程,2013, 24(17): 2301-2305

Li Bo, Chang Siqin, Lin Shusen. Design of a Novel Servo Synchronizer[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(17): 2301-2305 (in Chinese)

Design and Performance Analysis of Fast and Energy Saving Shift Mechanism for Electric Vehicle

Li Bo¹, Ge Wenqing¹, Yu Xiao¹, Shao Shilei¹, Guan Bohan²

(1.School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China)
(2.School of Overseas Education, Nanjing Technology University, Nanjing 211816, China)

Abstract: In order to further improve dynamic performance and endurance mileage of Electric Vehicle, a class of shift mechanism for automated manual transmission based on direct-drive technology is given. The structures of shift drive device and shift mechanism are designed, the mathematical model of shift process is established, and then, performances of three direct-drive shift mechanisms are analyzed and evaluated. According to the parameters of vehicle drive device and transmission system, relative test research is completed on general test platform equipped with direct-drive shift mechanism. The results show that, compare with electric 2DOF-type shifting mechanism, upshift time of electric fork-type shifting mechanism and electric sleeve-type shifting mechanism are shortened by 3% and 7% respectively when the force rule output by shift drive device is same, and mechanical loss of shift drive device during upshift process are reduced by 18% and 34% respectively in the same shifting quality. When electric fork-type shifting mechanism or electric sleeve-type shifting mechanism uses in a smaller number of gear requirement power train of electric vehicle, it will improve shift dynamic and economy effectively and has an important signification for rich and developing electric vehicle technology.

Keywords: electric vehicle; direct-drive technology; shift mechanism; shift dynamic; shift economy